

Белорусский национальный технический университет
Факультет технологий управления и гуманитаризации
Кафедра ЮНЕСКО «Энергосбережение и возобновляемые источники
энергии»

ЭЛЕКТРОННЫЙ УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКИЙ КОМПЛЕКС

ПО УЧЕБНОЙ ДИСЦИПЛИНЕ

«Техническая термодинамика»

для специальности 7-07-0712-02 «Теплоэнергетика и теплотехника»

(профилизации "Энергоэффективные технологии и энергетический
менеджмент")

Составитель: Хутская Наталия Геннадьевна

Минск БНТУ 2024

Перечень материалов

Теоретический раздел - конспект лекций

Практический раздел - лабораторный практикум , методические пособия к практическим занятиям , методические указания к курсовой работе

Раздел контроля знаний – тесты, вопросы к дисциплине

Вспомогательный раздел – справочные материалы; - список литературы П

Пояснительная записка

Целью ЭУМК «Техническая термодинамика» является оказание помощи для приобретения студентами знаний и навыков, обеспечивающих осознанное использование ими свойств рабочих тел в технических устройствах для обеспечения повышения эффективности их работы.

ЭУМК содержит четыре раздела. В теоретическом разделе представлены лекционные материалы. Практический раздел включает методические рекомендации для проведения лабораторных и практических занятий, рекомендации для выполнения курсовой работы.

Раздел контроля знаний включает экзаменационные вопросы и тесты. Вспомогательный раздел содержит справочные материалы и список рекомендуемой литературы.

Материалы учебно-методического комплекса представлены в формате PDF.

Учебные материалы структурированы по разделам. Предусматривается навигация по разделам, что обеспечивает возможность быстрого поиска требуемой информации. Может быть рекомендован для студентов энергетических специальностей. Открытие ЭУМК производится посредством запуска файла «ttd.doc» без предварительной инсталляции

СОДЕРЖАНИЕ

1) ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ	6
Лекции 1 семестра	
1. ВВЕДЕНИЕ.pdf	6
2. УРАВНЕНИЕ СОСТОЯНИЯ.pdf	8
3. ВНУТРЕННЯЯ ЭНЕРГИЯ.pdf	10
4. 1 ЗАКОН ТЕРМОДИНАМИКИ.pdf	13
5. ТЕПЛОЕМКОСТЬ.pdf	15
6. ВТОРОЙ ЗАКОН ТЕРМОДИНАМИКИ.pdf	18
7. ОБРАТИМЫЕ И НЕОБРАТИМЫЕ ПРОЦЕССЫ.pdf	19
8. СМЕСИ ИДЕАЛЬНЫХ ГАЗОВ.pdf	22
9. ОСНОВНЫЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ.pdf	27
10. ЦИКЛЫ.pdf	42
11. ТЕРМИЧЕСКИЙ КПД. ИСТОЧНИКИ ТЕПЛОТЫ.pdf	44
12. КОМПРЕССОР.pdf	46
13. МНОГОСТУПЕНЧАТЫЕ КОМПРЕССОРЫ.pdf	50
14. ЦИКЛЫ-ГАЗОТУРБИНЫХ-УСТАНОВОК.pdf	52
15. РЕГЕНЕРАЦИЯ ТЕПЛА В ЦИКЛЕ ГТУ.pdf	56
16. ЦИКЛ ГТУ ПРИ НЕОБРАТИМЫХ ПРОЦЕССАХ СЖАТИЯ И РАСШИРЕНИЯ.pdf	59
17. ЦИКЛ КАРНО.pdf	62
18. ЦИКЛ ОТТО.pdf	65
19. ЦИКЛ ДИЗЕЛЯ.pdf	68
20. ЦИКЛ ТРИНКЛЕРА.pdf	71
21. ЦИКЛ-СТИРЛИНГА, ЭРИКСОНА, БРАЙТОНА.pdf	72
22. МЕТОДЫ СРАВНЕНИЯ ТЕРМИЧЕСКИХ КПД.pdf	78
23. АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЦИКЛОВ ТЕПЛОСИЛОВЫХ УСТАНОВОК.pdf	83
24. РАВНОВЕСИЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ СИСТЕМ.pdf	87
25. РАВНОВЕСИЕ В ОДНОРОДНОЙ ОДНОФАЗНОЙ СИСТЕМЕ.pdf	94
26. УРАВНЕНИЕ КЛАПЕЙРОНА-КЛАУЗИУСА.pdf	98
27. ФАЗОВЫЕ ПЕРЕХОДЫ.pdf	100
28. ХИМИЧЕСКИЙ ПОТЕНЦИАЛ И ЕГО СВОЙСТВА.pdf	104
29. УСТОЙЧИВОСТЬ ФАЗ .pdf	107
30. ФАЗОВЫЕ ПЕРЕХОДЫ ПРИ НЕОДИНАКОВЫХ ДАВЛЕНИЯХ ФАЗ.pdf	110
31. ПОВЕРХНОСТНОЕ НАТЯЖЕНИЕ.pdf	118
32. ТЕРМИЧЕСКИЕ И КАЛОРИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА.pdf	122
Лекции 2 семестра	
1. Опыт Эндрюса. Критическая точка.pdf	124
2. Уравнение Ван-дер-Ваальса.pdf	126
3. ФАЗОВЫЕ ПЕРЕХОДЫ.pdf	130

4. ФАЗОВЫЕ ПЕРЕХОДЫ ПРИ НЕОДИНАКОВЫХ ДАВЛЕНИЯХ ФАЗ.pdf	134
5. УСТОЙЧИВОСТЬ ФАЗ.pdf	138
6. РАВНОВЕСИЕ В ОДНОРОДНОЙ ОДНОФАЗНОЙ СИСТЕМЕ.pdf	141
7. АНОМАЛИИ ВОДЫ.pdf	146
8. ТЕРМИЧЕСКИЕ И КАЛОРИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА.pdf	149
9. ХАРАКТЕРИСТИЧЕСКИЕ ФУНКЦИИ.pdf	151
10. ХИМИЧЕСКИЙ ПОТЕНЦИАЛ И ЕГО СВОЙСТВА.pdf	154
11. Дифф. уравнения- основные математические методы.pdf	159
12. СХЕМА СООТНОШЕНИЙ МЕЖДУ ХАРАКТЕРИСТИЧЕСКИМИ ФУНКЦИЯМИ.pdf	161
13. Уравнения Максвелла.pdf	162
14. ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫЕ УРАВНЕНИЯ U, H, S.pdf	167
15. ЗАВИСИМОСТЬ ВНУТРЕННЕЙ ЭНЕРГИИ И ЭНТАЛЬПИИ.pdf	174
16. Первый закон ТД для потока.pdf	178
17. РАСПОЛАГАЕМАЯ РАБОТА.pdf	183
18. ПОРЯДОК РАСЧЕТА СУЖИВАЮЩЕГОСЯ СОПЛА.pdf	185
19. ПОРЯДОК РАСЧЕТА СОПЛА ЛАВАЛЯ.pdf	188
20. ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕПЛОСИЛОВОЙ УСТАНОВКИ.pdf	191
21. Теплосиловые паровые циклы. Цикл Ренкина.pdf	194
22. Цикл Ренкина -схема.pdf	200
23. Влияние параметров на КПД цикла ПСУ.pdf	201
24. Цикл ПСУ с промежуточным перегревом пара.pdf	207
25. Регенерация в цикле паросиловой установки.pdf	211
26. Теплофикационные циклы.pdf	216
27. H-d диаграмма влажного воздуха.pdf	219
28. Процессы в Hd-диаграмме влажного воздуха.pdf	221
29. ЦИКЛ ПАРОКОМПРЕССИОННОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ.pdf	227
30. Цикл парожеткторной холодильной установки.pdf	238
31. Цикл абсорбционной холодильной установки.pdf	242
32. ТРАНСФОРМАТОРЫ ТЕПЛОТЫ.pdf	246
33. БИНАРНЫЕ ЦИКЛЫ.pdf	263
34. Тепловые насосы.ppt	267
35. ПРАКТИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ	290
36. Лабораторный практикум.pdf	290
37. Методическое пособие к курсовому проектированию.pdf	384
38. Расчет термодинамических процессов А5-3.pdf	418
39. Расчет термодинамических процессов в водяном паре.pdf	476

40.Циклы тепловых двигателей.pdf	521
41.Термодинамика потока.pdf	573
42.Циклы ПСУ.pdf	629
43.ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЙ РАЗДЕЛ	673
41.Основная литература.pdf	673
42.Учебная программа ТТД 2023.pdf	676
43.соотношение между единицами давления.pdf	720
44.h,s- диаграмма водяного пара.pdf	721
45.h,d - диаграмма влажного воздуха.jpg	722
46.термодинамические диаграммы хладагентов.pdf	723
47.РАЗДЕЛ КОНТРОЛЯ ЗНАНИЙ	774
48.ВОПРОСЫ по дисциплине.pdf	774
49.ТЕСТ.pdf	782

ВВЕДЕНИЕ

Термодинамика – наука о закономерностях превращения энергии. Является фундаментальной общинженерной наукой.

Термодинамика базируется на двух основных законах:

1. Всеобщий закон сохранения энергии – характеризует количественную сторону превращения энергии. С точки зрения 1 закона термодинамики все виды энергии эквивалентны.
2. Положение, определяющее направленность протекающих в природе процессов – характеризует качественную сторону процессов, происходящих в системах. С точки зрения 2 закона термодинамики все виды энергии качественно различны (самым совершенным видом энергии является электроэнергия, а тепловая энергия – самого низкого качества).

Все виды энергии легко превращаются в тепло. Обратный процесс, т.е. процесс превращения тепла в работу требует специальных условий и специальных устройств.

Термодинамика изучает свойства рабочих тел и теорию тепловых двигателей.

К рабочим телам тепловых двигателей предъявляют следующие требования:

- Значительное изменение объема при изменении температуры и постоянном давлении
- Значительное изменение объема при изменении давления и постоянной температуре.

Параметры состояния

Вещества обычно находятся в одном из трех основных состояний – твердом, Жидком и газообразном. Очевидно, что одно и то же вещество при разных условиях может находиться в различных состояниях. В заданных неизменных условиях рассматриваемое вещество всегда находится в одном и том же состоянии. Для того, чтобы определить конкретные физические условия, при которых рассматривается вещество и однозначно определить состояние рассматриваемого вещества, вводятся удобные характеристики состояния вещества – параметры состояния.

Интенсивные параметры (не зависящие от количества вещества)

- Давление p
- Температура T
- Удельный объем v

Экстенсивные параметры (зависящие от количества вещества)

- Объем V
- Внутренняя энергия U
- Энтальпия H
- Энтропия S
- Свободная энергия (энергия Гельмгольца) F
- Энергия Гиббса Φ

Величина интенсивных параметров не зависит от размеров и массы системы, а величина экстенсивных – зависит.

Если G – масса, то можно записать

$$V = Gv,$$

$$U = Gu;$$

$$H = Gh;$$

$$S = Gs;$$

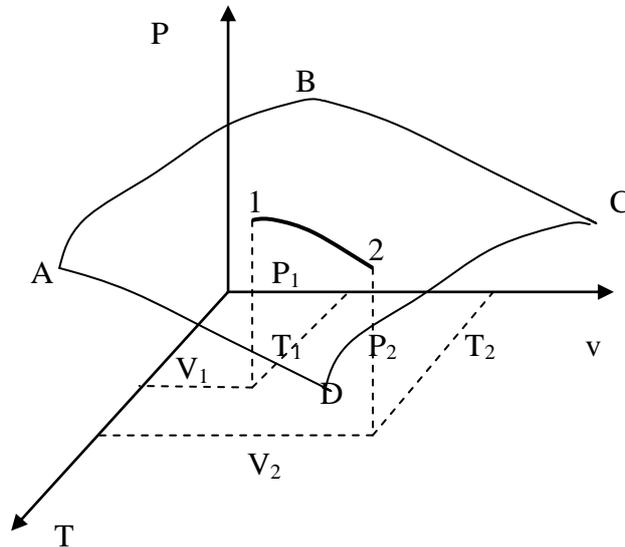
$$F = Gf;$$

$$\Phi = G\varphi$$

Здесь u, h, s, f, φ – удельные значения соответственно внутренней энергии, энтальпии, энтропии, свободной энергии и химического потенциала, кДж/кг.

УРАВНЕНИЕ СОСТОЯНИЯ

- зависимость вида $f(p, v, T) = 0$



В трехмерном пространстве это уравнение представляет термодинамическую поверхность ABCD.

Два параметра состояния определяют значение третьего параметра.

$$T = f(p, v), \quad v = f(p, T), \quad p = f(v, T).$$

Уравнение вида $u = f(v, T)$, $h = f(p, T)$ – калорическое уравнение состояния.

Уравнение состояния идеального газа – наиболее простое.

Представление об идеальном газе основано на том, что

- Идеальный газ – это газ, молекулы которого рассматриваются как материальные точки, взаимодействие которых ограничено упругими соударениями
- Идеальный газ – это предельное состояние реального газа при $\rho \rightarrow 0$.

На практике часто приходится иметь дело с газами при невысоких давлениях, и с вполне приемлемой точностью технические расчеты разного рода газовых процессов при этих давлениях можно выполнить, используя уравнение идеального газа.

Уравнение состояния для 1 кг газа

$$\underline{pv = RT}$$

v - удельный объем газа, м³/кг

Уравнение состояния для 1 моля газа

$$\underline{pV_{\mu} = R_{\mu}T}$$

Здесь

V_{μ} - объем киломоля газа (м³/кмоль)

$$V_{\mu} = \mu v$$

R_{μ} - универсальная газовая постоянная, Дж/кмоль К.

$$R_{\mu} = 8,314 \text{ кДж/кмоль К} = 8314 \text{ Дж/кмоль К}$$

R - удельная газовая постоянная, Дж/кг К.

$$R_{\mu} = R \cdot \mu.$$

μ - молекулярная масса газа, кг/кмоль.

Уравнение состояния для G кг газа

$$\underline{pV = GRT} \text{ - уравнение Клапейрона}$$

$V = Gv$ - объем газа, м³

G - масса газа, кг

ВНУТРЕННЯЯ ЭНЕРГИЯ

Для абсолютного большинства технических приложений важна не абсолютная величина внутренней энергии, а ее изменение в различных термодинамических процессах.

Внутренняя энергия является функцией состояния и поэтому она однозначно определяется, если заданы два любых других параметра состояния.

Наиболее удобным является

$$u = f(v, T)$$

Дифференциал любой функции состояния является полным дифференциалом, следовательно

$$du = \left(\frac{\partial u}{\partial T}\right)_v dT + \left(\frac{\partial u}{\partial v}\right)_T dv$$

Первый закон термодинамики $dq = du + pdv$ для изохорного процесса ($v = const$) ($dv = 0$)

$$dq_v = du.$$

Теплота, подводимая в изохорном процессе, расходуется на изменение внутренней энергии системы.

Изохорная теплоемкость

$$c_v = \left(\frac{\partial u}{\partial T}\right)_v = \frac{dq_v}{dT}$$

Изохорная теплоемкость характеризует темп роста внутренней энергии в изохорном процессе с ростом температуры.

Дифференциал внутренней энергии

$$du = c_v dT + \left(\frac{\partial u}{\partial v}\right)_T dv$$

Частная производная $\left(\frac{\partial u}{\partial v}\right)_T$ характеризует зависимость внутренней энергии от удельного объема для идеального газа.

Закон Джоуля:

Внутренняя энергия идеального газа не зависит от объема

$$\left(\frac{\partial u}{\partial v}\right)_T = 0,$$

$$\left(\frac{\partial U}{\partial V}\right)_T = 0$$

Внутренняя энергия идеального газа не зависит от давления

$$\left(\frac{\partial u}{\partial p}\right)_T = 0,$$

$$\left(\frac{\partial U}{\partial p}\right)_T = 0$$

Внутренняя энергия идеального газа зависит только от температуры.

$$\underline{\underline{du = c_v dT}}$$

ЭНТАЛЬПИЯ (ТЕПЛОСОДЕРЖАНИЕ)

$$H = U + pV$$

$$h = u + pv$$

h - удельная энтальпия. $H = hG$.

Энтальпия измеряется в тех же величинах, что теплота, работа, внутренняя энергия. H (кДж), h (кДж/кг).

Энтальпия является функцией состояния и может быть представлена в виде функции двух любых параметров состояния.

Наиболее удобно

$$h = f(p, T)$$

Дифференциал энтальпии является полным дифференциалом

$$dh = \left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_p dT + \left(\frac{\partial h}{\partial p}\right)_T dp$$

Первый закон термодинамики

$$dq = du + pdv = du + d(pv) - vdp = d(u + pv) - vdp = dh - vdp$$

Для изобарного процесса $p = const, dp = 0$

$$dq = dh - vdp$$

$$dq_p = dh$$

Теплота, подводимая к системе в изобарном процессе, расходуется только на изменение энтальпии системы.

Изобарная теплоемкость

$$c_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_p = \frac{dq_p}{dT}$$

Характеризует темп роста энтальпии при повышении температуры.

Полный дифференциал энтальпии

$$dh = c_p dT + \left(\frac{\partial h}{\partial p}\right)_T dp$$

$\left(\frac{\partial h}{\partial p}\right)_T$ характеризует зависимость энтальпии от давления.

Для идеального газа энтальпия не зависит от давления $\left(\frac{\partial h}{\partial p}\right)_T = 0$, $\left(\frac{\partial H}{\partial p}\right)_T = 0$

Энтальпия идеального газа не зависит от объема $\left(\frac{\partial h}{\partial v}\right)_T = 0$, $\left(\frac{\partial H}{\partial V}\right)_T = 0$

Энтальпия идеального газа зависит только от температуры

$$\underline{dh = c_p dT}$$

В термодинамике внутренняя энергия, энтальпия, теплоемкость – калорические свойства, а давление, температура, удельный объем – термические.

Так как внутренняя энергия и энтальпия зависят только от температуры

$$c_v = \left(\frac{\partial u}{\partial T}\right)_v$$

$$c_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_p$$

Применительно к идеальному газу вместо частных производных записывают полные

$$c_v = \frac{du}{dT}$$

$$c_p = \frac{dh}{dT}$$

Для идеального газа теплоемкости c_v , c_p зависят только от температуры.

Из соотношения

$$h = u + pv,$$

Продифференцировав его по температуре

$$\frac{dh}{dT} = \frac{du}{dT} + \frac{d(pv)}{dT} = \frac{du}{dT} + \frac{d(RT)}{dT} = \frac{du}{dT} + R \frac{dT}{dT}$$

$$c_p = c_v + R$$

$c_p - c_v = R$ - формула Майера

1 ЗАКОН ТЕРМОДИНАМИКИ – ЗАКОН СОХРАНЕНИЯ И ПРЕВРАЩЕНИЯ ЭНЕРГИИ

Энергия – общая количественная мера для всех форм движения материи, способных превращаться одна в другую.

Энергия не исчезает и не возникает вновь, она лишь переходит из одного вида в другой в различных физических и химических процессах.

В соответствии с законом сохранения и превращения энергии количество теплоты, подведенной к телу, соответствует возрастанию его внутренней энергии. Внутренняя энергия тела U складывается из энергии поступательного и вращательного движения молекул, составляющих тело, энергии внутримолекулярных колебаний, потенциальной энергии сил сцепления между молекулами, внутримолекулярной, внутриатомной и внутриядерной энергии.

Общий случай: В результате подвода теплоты к телу температура тела повышается и вследствие увеличения объема тела производится внешняя работа. Подведенная к телу теплота расходуется на увеличение внутренней энергии тела U и на совершение работы L .

$$\underline{\underline{Q_{1-2} = \Delta U_{1-2} + L_{1-2}}}$$

Q_{1-2} - теплота, сообщенная телу при нагреве от состояния 1 до 2.

$\Delta U_{1-2} = U_2 - U_1$ - изменение внутренней энергии

L - работа, совершаемая в процессе.

В дифференциальной форме

$$\underline{\underline{dQ = dU + dL}}$$

Для 1 кг

$$\underline{\underline{q_{1-2} = \Delta u_{1-2} + l_{1-2}}}$$

В дифференциальной форме

$$\underline{\underline{dq = du + dl}}$$

Условлено

Теплота, подведенная к системе – положительна,

Теплота, отведенная от системы – отрицательна.

Работа, производимая системой – положительна (работа расширения).

Работа, производимая над системой – отрицательна (работа сжатия).

Работа является функцией процесса (зависит от пути, по которому происходит процесс).

Теплота также является функцией процесса.

В отличие от теплоты и работы внутренняя энергия не является функцией процесса, а является функцией состояния, то есть ее значение однозначно определяется параметрами системы в данном состоянии.

С учетом того, что изменение внутренней энергии в термодинамическом процессе равно разности внутренних энергий в начальной и конечной точках процесса $\Delta U = U_2 - U_1$, уравнение 1 закона термодинамики может быть записано

$$\underline{Q_{1-2} = (U_2 - U_1) + L_{1-2}}$$

Для 1 кг соответственно

$$\underline{q_{1-2} = (u_2 - u_1) + l_{1-2}}$$

Поскольку

$$dl = p dv$$

Уравнение 1 закона термодинамики (для 1 кг)

$$\underline{q_{1-2} = (u_2 - u_1) + \int_{v_1}^{v_2} p dv}$$

в дифференциальной форме

$$\underline{dq = du + p dv}$$

Для всей системы (G кг)

$$\underline{Q_{1-2} = (U_2 - U_1) + \int_{V_1}^{V_2} p dV}$$

В дифференциальной форме

$$\underline{dQ = dU + p dV}$$

ТЕПЛОЕМКОСТЬ -

Количество теплоты, необходимое для нагрева единицы количества вещества на один градус.

Средняя и истинная теплоемкость

Средняя теплоемкость

$$c_m = \frac{q_{1-2}}{t_2 - t_1}$$

t_1, t_2 – начальная и конечная температуры

q_{1-2} - теплота, подведенная к единице количества вещества в процессе нагрева

Теплоемкость изменяется с изменением температуры, потому теплоемкость из вышеприведенного выражения называется *средней* теплоемкостью в интервале температур $t_1 - t_2$ в отличие от *истинной*, которая определяется как

$$c = \frac{dq}{dt},$$

Откуда

$$q_{1-2} = \int_{t_1}^{t_2} c dt$$

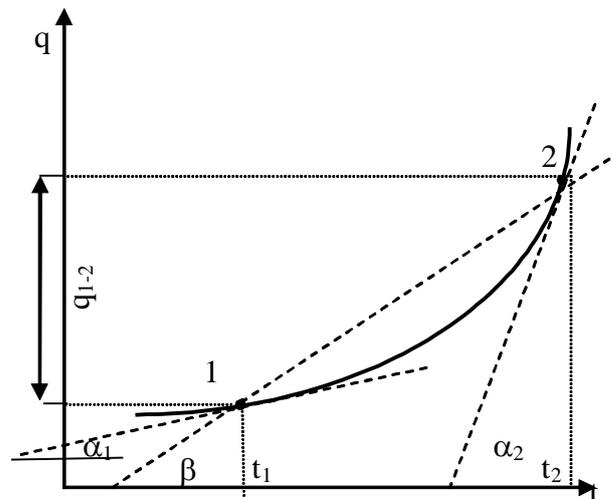
Зависимость истинной теплоемкости от температуры является нелинейной

$$c = a + bt + dt^2,$$

a, b, d – величины, постоянные для данного газа.

Средняя теплоемкость в интервале температур t_1, t_2

$$c_m = \frac{c_2 t_2 - c_1 t_1}{t_2 - t_1} \quad (\text{при линейной зависимости})$$



Если построить график зависимости количества теплоты, подведенного к телу, от температуры, то очевидно, что вследствие переменности теплоемкости кривая $q = f(t)$ не является прямой линией.

Средняя теплоемкость c_m на графике – тангенс угла между секущей, проходящей через точки 1 и 2 и осью абсцисс, т.е. $tg\beta$, а истинные теплоемкости в состояниях 1 и 2 – $tg\alpha_1$ и $tg\alpha_2$.

Средняя теплоемкость в данном интервале температур

$$c_m = \frac{\int_{t_1}^{t_2} c dt}{t_2 - t_1}$$

Теплоемкость единицы количества вещества

Массовая теплоемкость (c) – количество теплоты, необходимое для изменения температуры единицы массы вещества на один градус, кДж/кгК.

Мольная теплоемкость μc – количество теплоты, необходимое для изменения температуры одного моля вещества на один градус, кДж/кмольК.

Объемная теплоемкость (C) – количество теплоты, необходимое для изменения температуры единицы объема вещества на один градус, кДж/м³К.

Связь между массовой и мольной теплоемкостью

$$c = \frac{\mu c}{\mu}$$

Связь между объемной и мольной теплоемкостью

$$C = \frac{\mu c}{22.4}$$

Связь между объемной и массовой теплоемкостью

$$C = \rho c$$

Теплоемкость в различных термодинамических процессах

В зависимости от характера процесса подвода тепла количество тепла, которое необходимо подвести к телу для того, чтобы повысить его температуру на 1 градус, будет различным. Поэтому следует отмечать, говоря о теплоемкости, процесс подвода тепла к веществу, то есть

$$c_x = \frac{dq_x}{dt},$$

Где x – параметр, сохраняющийся постоянным в данном процессе.

Изобарный процесс

$$c_p = \frac{dq_p}{dt}$$

Изохорный процесс

$$c_v = \frac{dq_v}{dt}$$

Изотермический процесс $c_T = \pm\infty$ ($+\infty$ -при подводе тепла, $-\infty$ -при отводе тепла).

Адиабатный процесс $c_s = 0$.

Между мольными теплоемкостями при постоянном давлении и постоянном объеме существует зависимость

$$\mu c_p - \mu c_v = R_\mu = 8,314 \text{ кДж/кмольК.}$$

Для каждого газа существуют таблицы теплоемкости в зависимости от температуры.

ВТОРОЙ ЗАКОН ТЕРМОДИНАМИКИ

Характеризует качественную сторону процессов превращения энергии.

Формулировки:

- Любой реальный самопроизвольный процесс является необратимым.
- Теплота не может сама собой переходить от более холодного тела к более нагретому (Р.Клаузиус)
- Вечный двигатель второго рода невозможен (невозможно построить тепловой двигатель при наличии лишь одного источника теплоты)

Следует отметить, что непрерывное получение работы из теплоты возможно лишь при условии передачи части отбираемой от горячего источника теплоты холодному источнику.

Важной особенностью тепловых процессов является то, что механическую работу, электрическую работу, работу магнитных сил и т.д. можно без остатка полностью превратить в теплоту. Что же касается теплоты. То только часть ее может быть превращена в периодически повторяющемся процессе в механическую и другие виды работы, другая часть неизбежно должна быть передана холодному источнику.

В процессе получения работы из теплоты часть энергии должна затрачиваться на неизбежные необратимые потери (трение, электросопротивление и т.л.), переходя при этом в теплоту.

Аналитическое выражение второго закона термодинамики

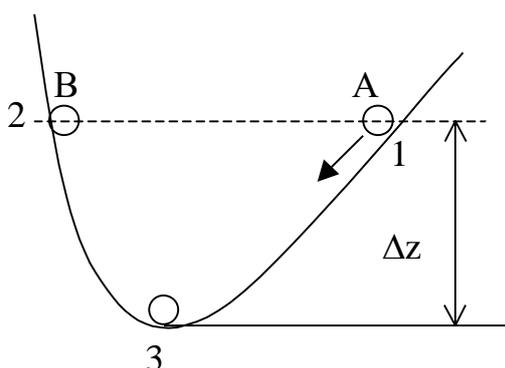
$$ds \geq \frac{dq}{T} \quad (> \text{ для необратимых процессов, } = \text{ для обратимых процессов}).$$

Какие бы процессы ни протекали в изолированной системе, ее энтропия не может уменьшаться. При протекании необратимых процессов в изолированной системе ее энтропия возрастает, при протекании обратимых процессов, ее энтропия остается постоянной.

ОБРАТИМЫЕ И НЕОБРАТИМЫЕ ПРОЦЕССЫ

Термодинамический процесс - совокупность непрерывно изменяющихся состояний термодинамической системы (от состояния 1 к 2 - прямой, от 2 к 1 - обратный).

Обратимые - процессы, в результате которых в прямом и обратном направлениях термодинамическая система возвращается в исходное состояние, а совокупность прямого и обратного процессов не вызывает в окружающей среде никаких изменений.



Тч.1 . Начало движения - шарик приобретает кинетическую энергию за счет убыли потенциальной.

Тч.3. Шарик обладает определенной кинетической энергией, за счет которой поднимается на поверхность - кинетическая энергия убывает, потенциальная растет. При отсутствии трения и сопротивления воздуха шарик поднимается на ту же высоту.

Тч.2. Подъем шарика прекращается, скорость равна нулю, он спускается и возвращается в тч. 1.

При оговоренных условиях (отсутствие трения) процесс обратим - одинаково идет в направлениях 1-3-2 и 2-3-1.

Следовательно, **обратимый процесс** - это такой процесс, который можно провести в обратном направлении, затрачивая работу, произведенную в прямом процессе.

В случае обратимых процессов обратный процесс - "зеркальное отображение" прямого.

Прямой

Теплота подводится к системе
Система совершает работу над средой
Система расширяется

Обратный

Теплота отводится от системы
Внешняя среда совершает работу над системой
Система сжимается

Необратимые - процессы, при проведении которых в прямом, а затем в обратном направлениях система не возвращается в исходное состояние (состояние после проведения обратного процесса отличается от состояния после прямого процесса).

Все естественные самопроизвольные процессы являются необратимыми.

Примеры

1. Процесс трения. Работа, затрачиваемая на преодоление трения необратимо превращается в теплоту, выделяющуюся при трении.

На перемещение тела из тч.1 в тч.2 надо затратить определенную работу. В обратном процессе - при перемещении тела из тч.2 в тч.1 надо затратить такую же работу на преодоление трения, поскольку работа на преодоление трения не зависит от направления движения (при обратимом процессе работа прямого процесса 1-2 должна быть отдана в обратном процессе 2-1) Работа, отдаваемая системой в прямом процессе, вследствие наличия трения по абсолютной величине меньше работы, подводимой к системе извне в обратном процессе (Шарик поднимается каждый раз на меньшую высоту, пока не остановится в нижней точке). Трение - причина необратимости любых механических процессов. В заведенных часах раскручивается пружина (опускается гиря) - без подвода работы извне часы не заведутся.

2. Падение жидкости с высоты (плотина). Обратный процесс сам собой происходить не может.
3. Процесс расширения газа в вакуум - необратим, так как газ, занимавший ранее объем V_1 и занявший после расширения объем V_1+V_2 , сам собой не сожмется до объема V_1 и не освободит объем V_2 .
4. Процесс образования раствора или смеси.
5. Необратимы потери при течении электрического тока по проводнику - электроэнергия переходит в теплоту.
6. Переход теплоты от тела с более высокой температурой к телу с более низкой температурой. Без затраты работы извне теплота не переходит от более холодного к более горячему.

Степень необратимости того или иного необратимого процесса может быть различной. Движение тела по шероховатой или гладкой поверхности - работа, переходящая в теплоту трения в первом случае больше, чем во втором, т.е. необратимый процесс в первом случае дальше от обратимого, чем второй).

Каждый из рассмотренных необратимых процессов можно осуществить в обратном направлении, возвратив систему в исходное состояние, но для проведения обратного процесса надо, чтобы среда, окружающая систему, совершила компенсирующий процесс (с затратой теплоты или работы).

Шарик может быть поднят в тч.2, но для этого должна быть подведена работа от внешнего источника, равная убыли энергии шарика, обусловленной трением.

С помощью насосов (на привод их затрачена работа) можно перекачать воду из нижнего резервуара в верхний. На завод часов человек тратит энергию мышечной системы.

Расширившийся газ может быть возвращен в сосуд с помощью вакуумного насоса (на привод затрачивается работа).

Можно разделить смесь на компоненты посредством ректификации, но для этого надо затратить теплоту.

Затратив работу, можно осуществить переход теплоты от холодного к горячему источнику (циклы теплового насоса и холодильные).

Необратимый процесс полностью обратить нельзя - возвращение системы в исходное состояние осуществляется за счет необратимых изменений в окружающей систему среде.

Любой самопроизвольный (след, необратимый) процесс в системе продолжается до тех пор, пока не установится равновесие. Система, достигшая равновесия, в дальнейшем в этом состоянии пребывает, т.е. является неспособной к дальнейшему изменению состояния (всякий самопроизвольный процесс необратим).

Таким образом, работа может производиться системой до тех пор, пока система не придет в равновесие.

Примеры

- В любом тепловом двигателе работа совершается, если имеются два источника теплоты - горячий и холодный. При равенстве температур (достижении теплового равновесия) перенос теплоты прекращается и работа производиться не будет.
- При перетекании воды из резервуара с более высоким уровнем в другой (с более низким) работа производиться, если поток будет вращать колесо гидротурбины. Если уровни в резервуарах сравняются, работа производиться перестанет.

Как уже отмечалось, степень необратимости того или иного необратимого процесса может быть различной. В принципе она может быть настолько малой, что процесс будет осуществляться практически обратимо.

Любой неравновесный процесс становится равновесным, если скорость его осуществления стремится к нулю. В то же время любой неравновесный процесс необратим и. Наоборот, всякий равновесный процесс обратим, т.е. причина необратимости реальных процессов в их неравновесности.

Бесконечно медленное проведение процесса делает этот процесс обратимым (рабочее тело проходит через непрерывную последовательность равновесных состояний, которые могут быть воспроизведены при обратном течении процесса). неравновесные процессы с конечной скоростью проходят через ряд неравновесных состояний, которые не могут быть воспроизведены при обращении процесса.

Пример

При движении поршня с конечной скоростью давление в слоях газа, прилегающих к поршню, при расширении меньше, чем среднее давление, а при сжатии - больше. Этот процесс внутренне необратим.

***Внутренняя обратимость** обуславливается неизменностью параметров по всей массе рабочего тела в отличие от **внешней обратимости**, обусловленной бесконечно малой разностью температур между рабочим телом и источником теплоты.*

Переход теплоты от одного тела к другому осуществляется при различных температурах этих тел (в принципе это необратимый процесс). Если температуры тел различаются на бесконечно малую величину, то и степень необратимости бесконечно мала, т.е. необратимый процесс перехода тепла максимально приближен к обратимому (скорость процесса теплообмена между телами тоже бесконечно мала).

СМЕСИ ИДЕАЛЬНЫХ ГАЗОВ

Чистое вещество – вещество, все молекулы которого одинаковы. Чистые вещества называются компонентами. Смесь состоит из нескольких чистых веществ.

Пусть смесь состоит из G_1, G_2, G_3, G_i кг каждого компонента.

Общая масса смеси $G_{CM} = \sum_{i=1}^n G_i$

Массовая доля компонента в смеси

$$m_1 = \frac{G_1}{G_{CM}}, m_2 = \frac{G_2}{G_{CM}}, m_3 = \frac{G_3}{G_{CM}}, m_i = \frac{G_i}{G_{CM}}.$$

$$\sum_{i=1}^n m_i = 1$$

(23)

Иногда состав смеси определяется через мольные доли.

Мольная доля компонента в смеси – отношение количества молей рассматриваемого компонента (M_i) к общему числу молей смеси M_{CM} .

$$M_{CM} = \sum_{i=1}^n M_i$$

(24)

$N_i = \frac{M_i}{M_{CM}}$ – мольная доля i -го компонента.

$$\sum_{i=1}^n N_i = 1$$

(25)

Между массовыми и мольными долями существует связь. Обозначим через μ_i молекулярные массы компонентов смеси. Массовая доля i -го компонента выражается через мольную следующим образом

$$m_i = \frac{G_i}{\sum_{i=1}^n G_i} = \frac{M_i \mu_i}{\sum_{i=1}^n M_i \mu_i} = \frac{\frac{M_i}{M_{CM}}}{\sum_{i=1}^n \frac{M_i}{M_{CM}} \mu_i} = \frac{N_i \mu_i}{\sum_{i=1}^n N_i \mu_i}.$$

(26)

При известных массовых долях мольные доли можно определить следующим образом

$$N_i = \frac{M_i}{\sum_{i=1}^n M_i} = \frac{\frac{G_i}{\mu_i}}{\sum_{i=1}^n \frac{G_i}{\mu_i}} = \frac{\frac{G_i}{G_{CM}} \frac{1}{\mu_i}}{\sum_{i=1}^n \frac{G_i}{G_{CM}} \frac{1}{\mu_i}} = \frac{\frac{m_i}{\mu_i}}{\sum_{i=1}^n \frac{m_i}{\mu_i}}.$$

(27)

Основным законом, определяющим поведение газовой смеси, является закон Дальтона: каждый отдельный газ ведет себя в газовой смеси так, как будто он один занимает весь объем газовой смеси и имеет такое давление, которое он имел бы, если бы занимал весь объем газовой смеси. Это давление называется парциальным p_i .

В соответствии с законом Дальтона

$$p_{\text{см}} = \sum_{i=1}^n p_i. \quad (28)$$

Если компонент идеально-газовой смеси при температуре смеси находится не под своим парциальным давлением, а под давлением смеси, то его объем в этом случае называется приведенным объемом V_i .

Объемная доля i -го компонента

$$r_i = \frac{V_i}{\sum_{i=1}^n V_i}. \quad (29)$$

Приведенный объем определяется из уравнения

$$P_{\text{см}} V_i = P_i V_{\text{см}}. \quad (30)$$

$$\sum_{i=1}^n P_{\text{см}} V_i = \sum_{i=1}^n P_i V_{\text{см}}. \quad (31)$$

$$P_{\text{см}} \sum_{i=1}^n V_i = V_{\text{см}} \sum_{i=1}^n P_i. \quad (32)$$

$\sum_{i=1}^n V_i = V_{\text{см}}$, то есть полный объем газовой смеси равен сумме приведенных объемов компонентов.

Или сумма объемных долей равна единице

$$\sum_{i=1}^n r_i = 1. \quad (33)$$

Объемная доля i -го компонента

$$r_i = \frac{V_i}{\sum_{i=1}^n V_i} = \frac{M_i \mu_i \nu_i}{\sum_{i=1}^n M_i \mu_i \nu_i}. \quad (34)$$

Так как для всех газов, входящих в газовую смесь и приведенных к одному и тому же давлению P_{CM} и одной и той же температуре T_{CM} , объем молей одинаков ($\mu v = 22.4$), то

$$r_i = \frac{M_i}{\sum_{i=1}^n M_i} = N_i \quad (35)$$

то есть для идеально-газовой смеси объемная доля компонента равна его мольной доле.

Перевод объемных долей в массовые

$$m_i = \frac{r_i \mu_i}{\sum_{i=1}^n r_i \mu_i} \quad (36)$$

Перевод массовых долей в объемные

$$r_i = \frac{\frac{m_i}{\mu_i}}{\sum_{i=1}^n \frac{m_i}{\mu_i}}. \quad (37)$$

При расчетах идеально-газовых смесей удобно пользоваться так называемой кажущейся молекулярной массой смеси – отношением массы смеси к суммарному числу молей компонентов

$$\mu_{CM} = \frac{G_{CM}}{M_{CM}} = \frac{G_{CM}}{\sum_{i=1}^n \frac{G_i}{\mu_i}} = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{m_i}{\mu_i}}. \quad (38)$$

Или

$$\mu_{CM} = \sum_{i=1}^n r_i \mu_i. \quad (39)$$

Запишем уравнение Клапейрона – Менделеева для i -го компонента идеально-газовой смеси, занимающей объем V_{CM} при температуре T_{CM} .

$$p_i V_{CM} = G_i R_i T_{CM}. \quad (40)$$

Просуммировав для всех i -х компонентов смеси, получим

$$\sum_{i=1}^n p_i V_{CM} = \sum_{i=1}^n G_i R_i T_{CM}. \quad (41)$$

$$V_{CM} \sum_{i=1}^n p_i = T_{CM} \sum_{i=1}^n G_i R_i.$$

Так как

$$p_{CM} = \sum_{i=1}^n p_i. \quad (42)$$

$$p_{CM} V_{CM} = T_{CM} \sum_{i=1}^n G_i R_i.$$

С другой стороны, для идеально-газовой смеси уравнение Клапейрона - Менделеева

$$p_{CM} V_{CM} = G_{CM} R_{CM} T_{CM}. \quad (43)$$

Отсюда

$$G_{CM} R_{CM} = \sum_{i=1}^n G_i R_i. \quad (44)$$

$$R_{CM} = \frac{\sum_{i=1}^n G_i R_i}{G_{CM}} = \sum_{i=1}^n m_i R_i \quad (45)$$

Поскольку

$$R_i = 8314 / \mu_i, \quad (46)$$

можно записать

$$R_{CM} = 8314 \sum_{i=1}^n \frac{m_i}{\mu_i} = \frac{8314}{\mu_{CM}} = \frac{8314}{r_i \mu_i}. \quad (47)$$

Парциальные давления определяются из соотношения

$$P_{CM} V_i = P_i V_{CM} \quad (48)$$

и объемная доля

$$r_i = V_i/V_{CM}. \quad (49)$$

Парциальное давление

$$P_i = P_{CM} r_i. \quad (50)$$

$$\frac{P_i}{P_{CM}} = r_i = N_i. \quad (51)$$

Теплоемкость газовой смеси

Массовая, кДж/кгК

$$c_{CM} = \sum_{i=1}^n c_i m_i. \quad (52)$$

Объемная, кДж/м³К

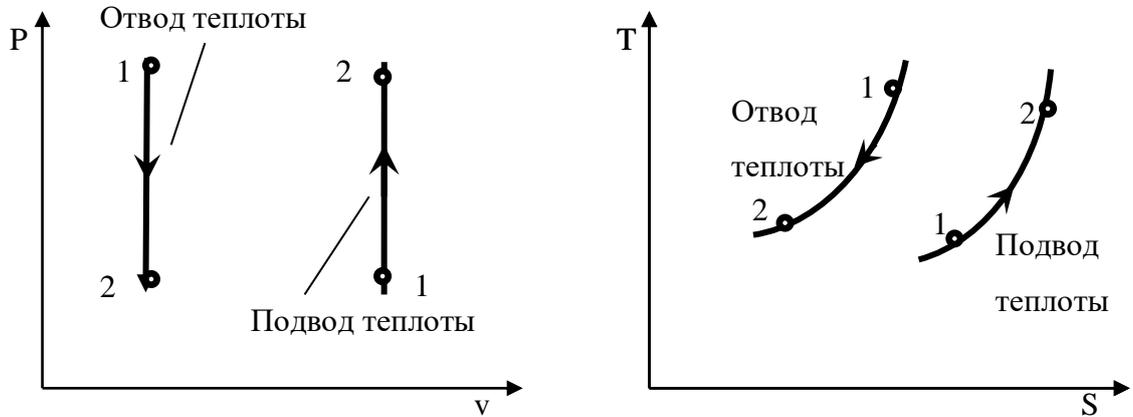
$$C_{CM} = \sum_{i=1}^n C_i r_i. \quad (53)$$

Мольная, кДж/кмольК

$$\mu_{CM} = \sum_{i=1}^n \mu_i r_i. \quad (54)$$

ОСНОВНЫЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ

Изохорный процесс $v=const$



Точка 1: p_1, T_1, v .

Точка 2: p_2, T_2, v

Из уравнения состояния

$$p_1 v = RT_1$$

$$p_2 v = RT_2$$

Получим соотношение параметров в изохорном процессе

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{T_2}{T_1}$$

Знаки изменения давления и температуры совпадают, что видно из дифференцирования уравнения состояния $vdp = RdT$, следовательно, при нагревании газа повышается его давление в сосуде постоянного объема.

Работа изохорного процесса равна нулю, так как объем в изохорном процессе неизменен.

$$dl = p dv,$$

$$v = const, \quad dv = 0,$$

$$l = \int_1^2 p dv = 0$$

Из уравнения 1 закона термодинамики

$$dq = du + dl,$$

$$dl = 0,$$

$$dq = du.$$

В изохорном процессе количество подведенной (отведенной) теплоты расходуется на изменение внутренней энергии.

$$q_{1-2} = u_2(v, T_2) - u_1(v, T_1) = \int_{T_1}^{T_2} \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_v dT = \int_{T_1}^{T_2} c_v dT$$

Для теплоемкости средней в интервале температур ($T_1 \div T_2$)

$$q_{1-2} = c_v^{cp} (T_2 - T_1)$$

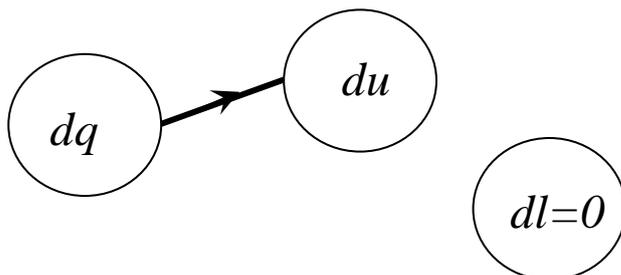
Для теплоемкости постоянной в интервале температур ($T_1 \div T_2$)

$$q_{1-2} = c_v (T_2 - T_1)$$

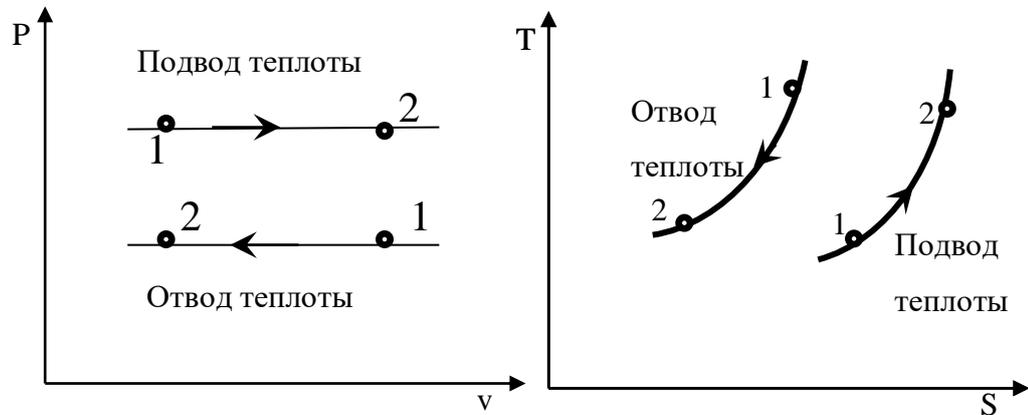
Изменение энтропии в изохорном процессе

$$s_2(v, T_2) - s_1(v, T_1) = \int_{T_1}^{T_2} \frac{dq}{T} = \int_{T_1}^{T_2} \frac{c_v dT}{T} = c_v \ln \frac{T_2}{T_1}$$

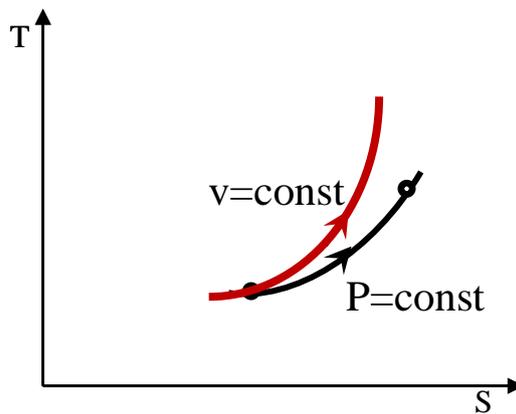
Энергетический баланс изохорного процесса



Изобарный процесс $p=const$



В T,s-диаграмме изохора идет круче изобары



Точка 1: v_1, T_1, p .

Точка 2: v_2, T_2, p

Из уравнения состояния

$$pv_1 = RT_1$$

$$pv_2 = RT_2$$

Получим соотношение параметров в изобарном процессе

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{T_2}{T_1}$$

Из уравнения состояния после дифференцирования получим $pdv = RdT$, то есть знаки изменения v и T совпадают, то есть чем выше температура газа, тем больше его удельный объем (меньше плотность).

Работа расширения в изобарном процессе

$$dl = pdv,$$

$$l_{1-2} = \int_1^2 pdv = p(v_2 - v_1)$$

С учетом $pv = RT$

$$l_{1-2} = R(T_2 - T_1)$$

Количество теплоты, сообщаемой при нагреве, или отдаваемой при охлаждении в процессе $p = const$ определяется из первого закона термодинамики.

$$dq = du + pdv = du + d(pv) - vdp =$$

$$= d(u + pv) - vdp = dh - vdp,$$

$$dq = dh - vdp$$

Последнее уравнение представляет собой запись первого закона термодинамики.

$$p = const, \quad dp = 0,$$

$$dq = dh$$

$$q_{1-2} = h_2(p, T_2) - h_1(p, T_1) = \int_{T_1}^{T_2} \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_p dT = \int_{T_1}^{T_2} c_p dT$$

Для теплоемкости средней в интервале температур ($T_1 \div T_2$)

$$q_{1-2} = c_p^{cp} (T_2 - T_1)$$

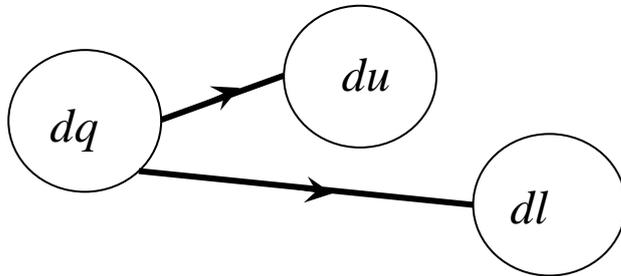
Для теплоемкости постоянной в интервале температур ($T_1 \div T_2$)

$$q_{1-2} = c_p (T_2 - T_1)$$

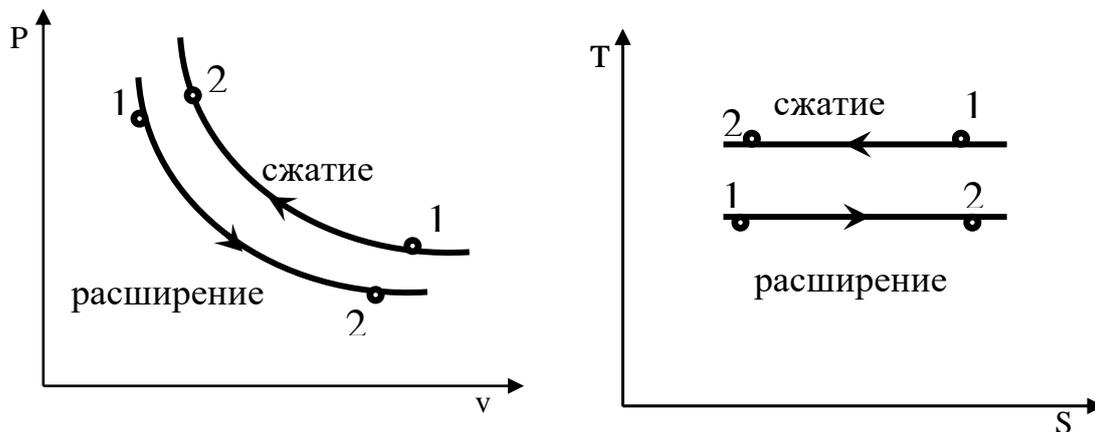
Изменение энтропии в изобарном процессе

$$s_2(p, T_2) - s_1(p, T_1) = \int_{T_1}^{T_2} \frac{dq}{T} = \int_{T_1}^{T_2} \frac{c_p dT}{T} = c_p \ln \frac{T_2}{T_1}$$

Энергетический баланс изобарного процесса



Изотермический процесс $T=const$



Точка 1: v_1, p_1, T .

Точка 2: v_2, p_2, T

Из уравнения состояния

$$p_1 v_1 = RT$$

$$p_2 v_2 = RT$$

Отсюда $p_1 v_1 = p_2 v_2$ или $\frac{p_2}{p_1} = \frac{v_1}{v_2}$.

Дифференцируя уравнение состояния с учетом $T=const$, получим

$$d(pv) = d(RT) = 0$$

$$d(pv) = pdv + vdp = 0$$

$$pdv = -vdp$$

Знак изменения удельного объема противоположен знаку изменения давления, то есть расширение газа сопровождается уменьшением давления.

Работа изотермического процесса

$$dl = pdv,$$

$$p = \frac{RT}{v}$$

$$l_{1-2} = \int_1^2 pdv = \int_1^2 \frac{RT}{v} dv = RT \int_1^2 \frac{dv}{v} = RT \ln \frac{v_2}{v_1}$$

$$l_{1-2} = RT \ln \frac{p_1}{p_2}$$

Так как $p_1 v_1 = RT$

$$l_{1-2} = p_1 v_1 \ln \frac{v_2}{v_1}$$

$$l_{1-2} = p_1 v_1 \ln \frac{p_1}{p_2}$$

Так как в изотермическом процессе $T = const$, изменение внутренней энергии в изотермическом процессе

$$du = c_v dT = 0,$$

Количество теплоты в изотермическом процессе в соответствии с первым законом термодинамики

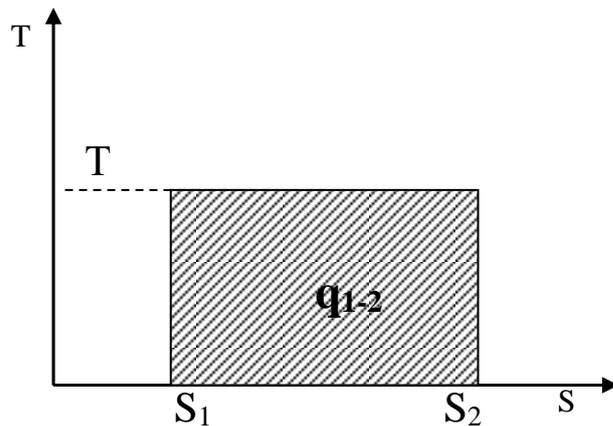
$$dq = du + dl,$$

$$du = 0,$$

$$dq = dl = pdv,$$

$$q_{1-2} = l_{1-2}$$

$$q_{1-2} = T(s_2 - s_1)$$



Изменение энтропии в изотермическом процессе

$$s_2 - s_1 = \frac{q_{1-2}}{T} = \frac{l_{1-2}}{T}$$

$$s_2(T, p_2) - s_1(T, p_1) = R \ln \frac{p_1}{p_2}$$

$$s_2(T, v_2) - s_1(T, v_1) = R \ln \frac{v_2}{v_1}$$

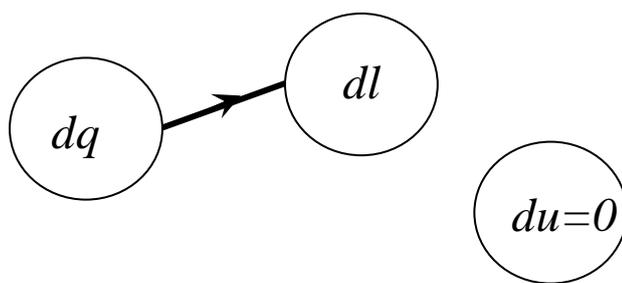
Для изотермического процесса, в котором подвод или отвод теплоты не приводит к изменению температуры, теплоемкость бесконечна.

$$c_T = \pm\infty$$

При подводе теплоты к системе $c_T = +\infty$

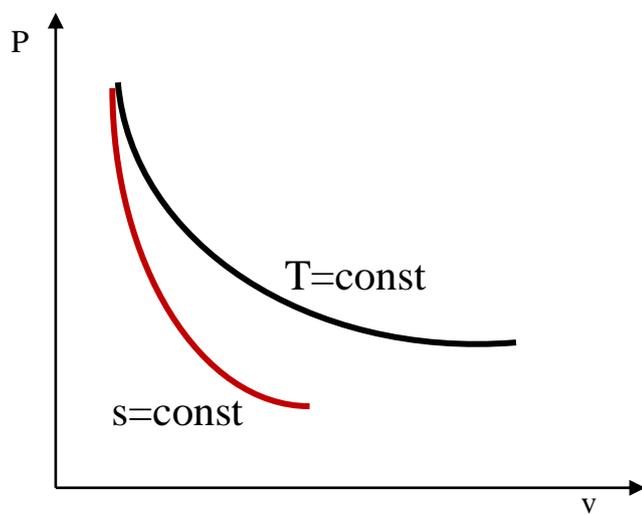
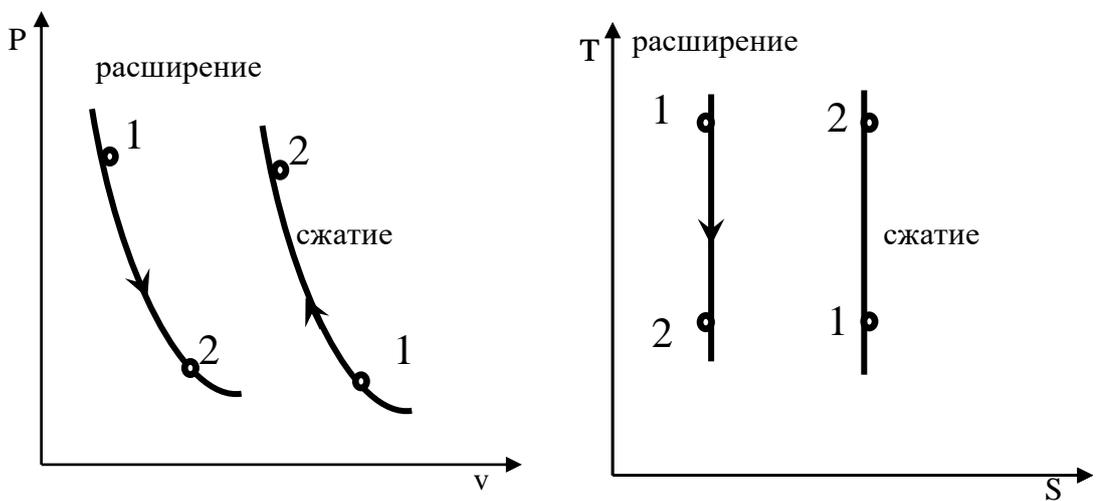
При отводе теплоты от системы $c_T = -\infty$.

Энергетический баланс изотермического процесса



Адиабатный процес

(dq=0), (s=const)



В p, v -диаграмме адиабата идет круче изотермы.

К системе не подводится и от системы не отводится теплота – такая система – некоторый объем, ограниченный оболочкой, снабженной идеальной теплоизоляцией (или процесс должен происходить настолько быстро, чтобы не успевал произойти теплообмен с окружающей средой).

$$dq = Tds = 0,$$

$$ds = 0,$$

$$s = const$$

Адиабатный (обратимый процесс) – изоэнтропный.

Объединенные уравнения 1 и 2 законов термодинамики

$$Tds = du + pdv,$$

$$Tds = dh - vdp,$$

$$ds = 0,$$

$$du = -pdv, \quad \Rightarrow \left(\frac{\partial u}{\partial v}\right)_s = -p,$$

$$dh = vdp, \quad \Rightarrow \left(\frac{\partial h}{\partial p}\right)_s = v$$

$$\left(\frac{\partial h}{\partial u}\right)_s = -\frac{v}{p} \left(\frac{\partial p}{\partial v}\right)_s = k$$

Последнее уравнение представляет дифференциальное уравнение изоэнтропного процесса, он показывает, как связано изменение калорических свойств системы (h и u) с термическими (p и v) в изоэнтропном процессе.

$$k = \left(\frac{\partial h}{\partial u}\right)_s = -\frac{v}{p} \left(\frac{\partial p}{\partial v}\right)_s \quad \text{показатель изоэнтропного процесса (}$$

показатель изоэнтропы).

$$k = -\frac{v}{p} \left(\frac{\partial p}{\partial v} \right)_s = - \left(\frac{\frac{\partial p}{p}}{\frac{\partial v}{v}} \right)_s$$

$$\frac{dp}{p} = -k \frac{dv}{v}$$

$$\int_{p_1}^{p_2} \frac{dp}{p} = -k \int_{v_1}^{v_2} \frac{dv}{v} = k \int_{v_2}^{v_1} \frac{dv}{v},$$

$$\ln \frac{p_2}{p_1} = k \ln \frac{v_1}{v_2},$$

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^k,$$

$$p_1 v_1^k = p_2 v_2^k = const,$$

$pv^k = const$, - уравнение адиабаты Пуассона. Справедливо для газа, жидкости и твердого тела.

Показатель изоэнтропы k может меняться с изменением состояния системы. Для твердых тел и жидкостей значение k весьма велико. Например, для воды при 0°C $k=3602000.$, при 50°C $k=187000.$ Для газов и паров значение k меняется с температурой ($k = f(T)$), относительно слабо. Для большинства газов $k=1.3-1.7$.

$$k = -\frac{v}{p} \left(\frac{\partial p}{\partial v} \right)_s$$

$$\left(\frac{\partial p}{\partial v} \right)_s = \frac{c_p}{c_v} \left(\frac{\partial p}{\partial v} \right)_T \quad - \quad \text{из дифференциальных соотношений}$$

термодинамики.

$$k = -\frac{v}{p} \frac{c_p}{c_v} \left(\frac{\partial p}{\partial v} \right)_T$$

Из уравнения состояния в изотермическом процессе

$$pv = RT,$$

$$d(pv) = pdv + vdp = d(RT) = RdT = 0,$$

$$pdv = -vdp,$$

$$\left(\frac{\partial p}{\partial v}\right)_T = -\frac{p}{v}$$

Тогда

$$k = -\frac{v}{p} \frac{c_p}{c_v} \left(-\frac{p}{v}\right) = \frac{c_p}{c_v},$$

Для идеальных газов

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

Для одноатомных газов $k = 1,67$,

Для двухатомных и воздуха $k = 1,4$,

Для трех- и многоатомных $k = 1,29$.

Получим соотношения между параметрами в адиабатном процессе

Для идеального газа

$$p = \frac{RT}{v}$$

Из соотношения

$$p_1 v_1^k = p_2 v_2^k, \text{ подставив } p = \frac{RT}{v},$$

$$\frac{RT_1}{v_1} v_1^k = \frac{RT_2}{v_2} v_2^k,$$

$$T_1 v_1^{k-1} = T_2 v_2^{k-1},$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1},$$

Подставив в уравнение адиабаты

$$v = \frac{RT}{p},$$

$$p_1 \left(\frac{RT_1}{p_1} \right)^k = p_2 \left(\frac{RT_2}{p_2} \right)^k,$$

$$\frac{T_1^k}{p_1^{k-1}} = \frac{T_2^k}{p_2^{k-1}},$$

$$\left(\frac{T_2}{T_1} \right)^k = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{k-1},$$

$$\left(\frac{T_2}{T_1} \right) = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}},$$

Работа расширения определяется следующим образом:

1 закон термодинамики

$$dq = du + dl,$$

$$dq = 0,$$

$$dl = -du,$$

$$l_{1-2} = u_1 - u_2$$

Работа расширения совершается за счет убыли внутренней энергии.

Из уравнения адиабатного процесса

$$p v^k = p_1 v_1^k = const,$$

Выразим

$$p = \frac{p_1 v_1^k}{v^k}$$

И подставим значение давления в выражение

$$l_{1-2} = \int_1^2 p dv$$

Получим

$$\begin{aligned}
l_{1-2} &= \int_1^2 p dv = \int_1^2 p_1 v_1^k \frac{dv}{v^k} = p_1 v_1^k \int_1^2 \frac{dv}{v^k} = -\frac{1}{k-1} p_1 v_1^k \left(\frac{1}{v^{k-1}} \right)_1^2 = \\
&= -\frac{1}{k-1} p_1 v_1^k \left(\frac{1}{v_2^{k-1}} - \frac{1}{v_1^{k-1}} \right) = -\frac{1}{k-1} p_1 v_1^k \frac{1}{v_1^{k-1}} \left(\frac{v_1^{k-1}}{v_2^{k-1}} - 1 \right) = \\
&= \frac{1}{k-1} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1} \right]
\end{aligned} \tag{a}$$

С учетом

$$p_1 v_1^k = p_2 v_2^k = \text{const},$$

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^k,$$

$$\frac{v_1}{v_2} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{k}},$$

$$\left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

Работу адиабатного процесса можно записать следующим образом

$$l_{1-2} = \frac{1}{k-1} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]. \tag{б}$$

Так как для идеального газа $p\nu = RT$, формулу (а) можно переписать

в виде

$$l_{1-2} = \frac{1}{k-1} RT_1 \left[1 - \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1} \right], \tag{в}$$

а формулу (б) – в виде

$$l_{1-2} = \frac{1}{k-1} RT_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \tag{г}$$

Так как $\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1},$

$$l_{1-2} = \frac{1}{k-1} RT_1 \left[1 - \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1} \right] = \frac{1}{k-1} RT_1 \left(1 - \frac{T_2}{T_1} \right) =$$

$$= \frac{R}{k-1} (T_1 - T_2) \quad (\text{д})$$

Формулу (а) можно переписать в виде

$$l_{1-2} = \frac{1}{k-1} p_1 v_1 \left(1 - \frac{T_2}{T_1} \right) \quad (\text{е})$$

С учетом того, что

$$l_{1-2} = \frac{1}{k-1} p_1 v_1 \left(1 - \frac{T_2}{T_1} \right) = \frac{1}{k-1} \left(p_1 v_1 - \frac{p_1 v_1 T_2}{T_1} \right),$$

$$R = \frac{p_1 v_1}{T_1},$$

$$l_{1-2} = \frac{1}{k-1} (p_1 v_1 - RT_2), \quad (\text{ж})$$

$$p_2 v_2 = RT_2,$$

$$l_{1-2} = \frac{1}{k-1} (p_1 v_1 - p_2 v_2),$$

Так как внутренняя энергия идеального газа зависит только от температуры,

$$u_1(s, T_1) - u_2(s, T_2) = \int_{T_2}^{T_1} c_v dT = l_{1-2}, \quad (\text{з})$$

При постоянной теплоемкости

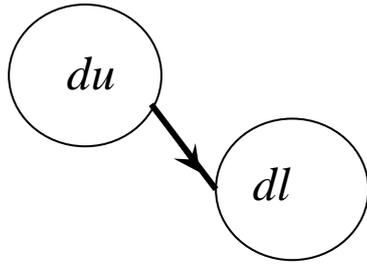
$$l_{1-2} = c_v (T_1 - T_2)$$

Теплоемкость изоэнтروпного процесса

$$c_s = \frac{dq}{dT}, \quad dq = 0, \quad c_s = 0.$$

Энергетический баланс изоэнтропного процесса

$$dq=0$$



6 ЦИКЛЫ. ТЕРМИЧЕСКИЙ КПД. ИСТОЧНИКИ ТЕПЛОТЫ

Работа, производимая газом при расширении от давления p_1 до p_2

$$L_{расш}^{1-2} = \int_{V_1}^{V_2} p dV$$

Для того, чтобы вновь повторить процесс расширения газа и снова получить работу расширения, следует вернуть газ в исходное положение 1, то есть сжать газ. При этом газ совершит цикл.

На сжатие газа затрачивается работа – она подводится от внешнего источника.

$$L_{сж}^{2-1} = \int_{V_2}^{V_1} p dV = - \int_{V_1}^{V_2} p dV$$

Процесс сжатия от давления p_2 до p_1 нужно осуществить по пути, отличному от пути процесса расширения, в противном случае работа, затрачиваемая на сжатие, будет равна работе, полученной в результате расширения, и суммарная работа в круговом процессе будет равна нулю.

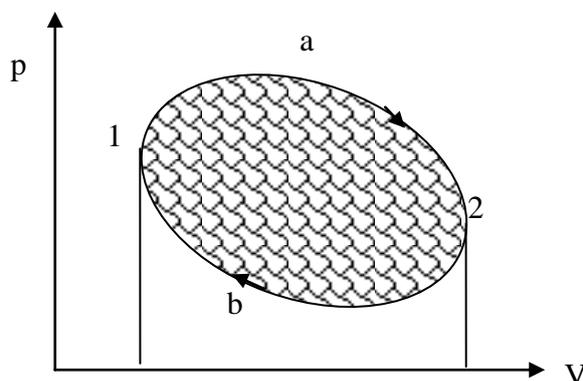
Работа, отдаваемая системой за 1 цикл (работа цикла) равна разности работы расширения и работы сжатия.

Следовательно, путь процесса сжатия выбирается таким образом, чтобы работа сжатия была по абсолютной величине меньше работы расширения.

Циклические процессы, в результате которых производится работа, осуществляются в тепловых двигателях

Тепловым двигателем называют периодически действующую систему, осуществляющую круговые процессы (циклы), в которых теплота превращается в работу.

Рабочее тело – вещество, за счет изменения состояния которого получают работу в цикле.



1-a-2 – процесс расширения

2-b-1- процесс сжатия

1-a-2-b-1- работа цикла.

Чтобы работа цикла была положительной нужно. Чтобы кривая процесса сжатия в p, V – диаграмме располагалась ниже кривой расширения.

Невозможно построить двигатель, в котором бы количество полученной работы было бы больше, чем количество теплоты, подведенного к рабочему телу извне - вечный двигатель первого рода невозможен. (формулировка 1 закона термодинамики).

$$L_{ц} = Q_{ц}.$$

Работа цикла равняется количеству теплоты в цикле. На одних участках цикла теплота подводится, на других отводится.

Теплота, подводимая к рабочему телу в цикле Q_1 , отводимая теплота от рабочего тела в цикле Q_2 .

$$\underline{\underline{L_u = Q_1 - Q_2}}$$

Термический КПД цикла – отношение работы цикла к количеству теплоты, подведенной к рабочему телу в цикле

$$\underline{\underline{\eta_t = \frac{L_u}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1}}}$$

Для 1 кг рабочего тела

$$\underline{\underline{\eta_t = \frac{l_u}{q_1} = \frac{q_1 - q_2}{q_1}}}$$

Термический КПД цикла характеризует степень совершенства того или иного цикла – чем выше термический КПД, тем совершеннее цикл.

Источники теплоты

Горячий источник – система, от которой отбирается теплота Q_1 , сообщаемая рабочему телу в цикле.

Холодный источник – система, которой отдается теплота Q_2 , отбираемая от рабочего тела.

ЦИКЛЫ. ТЕРМИЧЕСКИЙ КПД. ИСТОЧНИКИ ТЕПЛОТЫ

Работа, производимая газом при расширении от давления p_1 до p_2

$$L^{расш}_{1-2} = \int_{V_1}^{V_2} p dV$$

Для того, чтобы вновь повторить процесс расширения газа и снова получить работу расширения, следует вернуть газ в исходное положение 1, то есть сжать газ. При этом газ совершит цикл.

На сжатие газа затрачивается работа – она подводится от внешнего источника.

$$L^{сж}_{2-1} = \int_{V_2}^{V_1} p dV = - \int_{V_1}^{V_2} p dV$$

Процесс сжатия от давления p_2 до p_1 нужно осуществить по пути, отличному от пути процесса расширения, в противном случае работа, затрачиваемая на сжатие, будет равна работе, полученной в результате расширения, и суммарная работа в круговом процессе будет равна нулю.

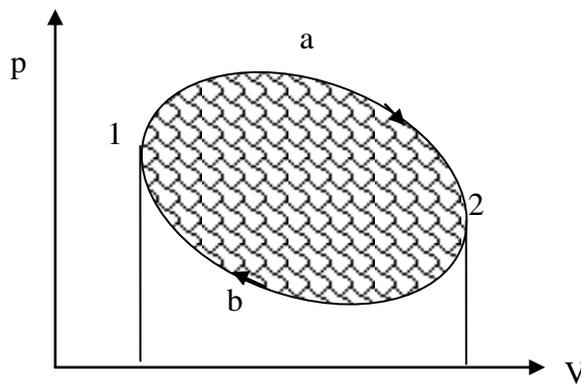
Работа, отдаваемая системой за 1 цикл (работа цикла) равна разности работы расширения и работы сжатия.

Следовательно, путь процесса сжатия выбирается таким образом, чтобы работа сжатия была по абсолютной величине меньше работы расширения.

Циклические процессы, в результате которых производится работа, осуществляются в тепловых двигателях

Тепловым двигателем называют периодически действующую систему, осуществляющую круговые процессы (циклы), в которых теплота превращается в работу.

Рабочее тело – вещество, за счет изменения состояния которого получают работу в цикле.



1-a-2 – процесс расширения

2-b-1- процесс сжатия

1-a-2-b-1- работа цикла.

Чтобы работа цикла была положительной нужно, чтобы кривая процесса сжатия в p, V – диаграмме располагалась ниже кривой расширения.

Невозможно построить двигатель, в котором бы количество полученной работы было бы больше, чем количество теплоты, подведенного к рабочему телу извне - вечный двигатель первого рода невозможен. (формулировка 1 закона термодинамики).

$$L_{\text{ц}} = Q_{\text{ц}}.$$

Работа цикла равняется количеству теплоты в цикле. На одних участках цикла теплота подводится, на других отводится.

Теплота, подводимая к рабочему телу в цикле Q_1 , отводимая теплота от рабочего тела в цикле Q_2 .

$$\underline{\underline{L_{\text{ц}} = Q_1 - Q_2.}}$$

Термический КПД цикла – отношение работы цикла к количеству теплоты, подведенной к рабочему телу в цикле

$$\underline{\underline{\eta_t = \frac{L_{\text{ц}}}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1}}}$$

Для 1 кг рабочего тела

$$\underline{\underline{\eta_t = \frac{l_{\text{ц}}}{q_1} = \frac{q_1 - q_2}{q_1}}}$$

Термический КПД цикла характеризует степень совершенства того или иного цикла – чем выше термический КПД, тем совершеннее цикл.

Источники теплоты

Горячий источник – система, от которой отбирается теплота Q_1 , сообщаемая рабочему телу в цикле.

Холодный источник – система, которой отдается теплота Q_2 , отбираемая от рабочего тела.

КОМПРЕССОР

-машина для сжатия газов.

Компрессоры применяются

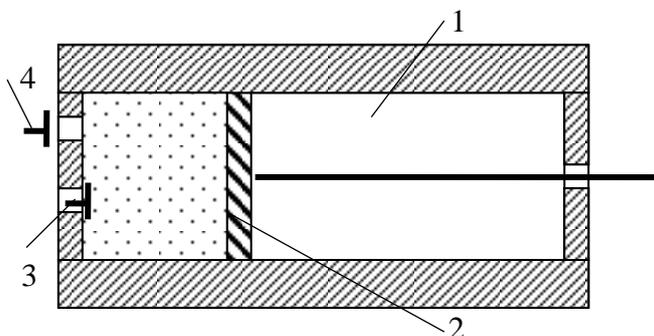
- как самостоятельные устройства
- как элементы газотурбинных установок
- как элементы холодильных установок и установок для сжижения газов.

По конструкции компрессоры делятся на 2 группы – объемные (компрессоры статического сжатия) и лопаточные (компрессоры динамического сжатия).

Объемные, в свою очередь, делятся на 2 типа - поршневые и ротационные.

По конечному давлению различают

- вакуум-компрессоры – машины, отсасывающие газ из пространства с давлением ниже атмосферного,
- компрессоры низкого давления – для нагнетания газа при давлении 0,15-1,2 МПа,
- среднего давления - 1,2-10 МПа,
- высокого давления - 10-100 МПа,
- сверхвысокого – выше 100 МПа.

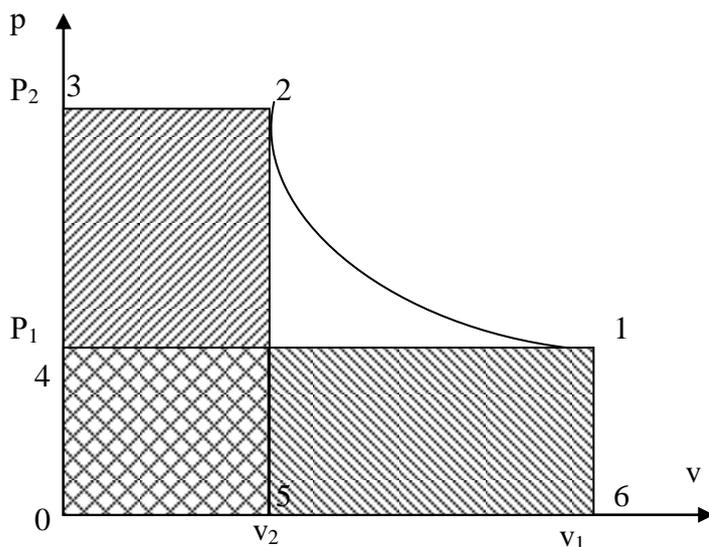


Поршневой компрессор

1- цилиндр компрессора. 2- поршень, 3- всасывающий клапан, 4 – нагнетательный клапан.

В цилиндре 1 движется поршень 2. При движении поршня слева направо происходит всасывание рабочего тела (клапан 3 открыт) при практически постоянном давлении. После того как поршень дойдет до крайнего правого положения процесс всасывания заканчивается, клапан 3 закрывается и поршень начинает двигаться обратно – справа налево. Давление газа в цилиндре повышается. Когда давление газа достигнет значения, несколько превышающего давление в резервуаре, куда подается газ, откроется клапан 4 и сжатый газ поступит в резервуар. Далее процесс повторяется. Поршню сообщается возвратно-поступательное движение через кривошипно-шатунный механизм от электродвигателя, двигателя внутреннего сгорания и т.д.

Анализ процесса сжатия удобно вести с помощью индикаторной диаграммы, показывающей зависимость давления в цилиндре компрессора от хода поршня (или от переменного объема газа в цилиндре). Ее не следует путать с p, v -диаграммой, последняя строится для постоянного количества вещества. Они совпадают только в той части, которая соответствует процессу с постоянным количеством вещества – процессу сжатия.



Индикаторная диаграмма

Тч.1 – компрессор полностью заполнен газом низкого давления (поршень в крайнем правом положении), p_1, v_1 .

1-2 – сжатие в компрессоре от давления p_1 до p_2 при закрытых всасывающих и нагнетательных клапанах. Количество газа в процессе сжатия неизменно.

Тч.2 –открывается нагнетательный клапан.

2-3 процесс выталкивания газа из цилиндра в резервуар высокого давления. Количество газа в процессе уменьшается.

Тч. 4 –открытие всасывающего клапана.

4-1 процесс всасывания в цилиндр газа из резервуара низкого давления p_1 . Количество газа в процессе увеличивается.

Работа, затрачиваемая на сжатие газа $l_{1-2} = \int_{v_1}^{v_2} p dv$.

Эта величина всегда отрицательна, так как работа совершается над газом ($v_1 > v_2, l_{1-2} < 0$)

l_{1-2} -площадь 1-2-5-6-1

Работа, совершаемая над сжатым газом в процессе выталкивания из цилиндра $l_{2-3} = -p_2 v_2$ - площадь 2-3-0-5-2.

Изменение давления от p_2 до p_1 происходит без изменения объема, следовательно, в процессе 3-4 работа не совершается. $l_{3-4} = 0$

В процессе 4-1 работа положительна

$l_{3-4} = p_1 v_1$ - площадь 4-1-6-0-4.

Суммарная работа 1-2-3-4-1

$$l = l_{1-2-3-4-1} = p_1 v_1 - p_2 v_2 + \int_{v_1}^{v_2} p dv$$

$$pdv = d(pv) - vdp,$$

Так как $\int_{v_1}^{v_2} pdv = p_2v_2 - p_1v_1 - \int_{p_1}^{p_2} vdp$

Подставим $\int_{v_1}^{v_2} pdv$ в уравнение для работы l . Получим

$$l = (p_1v_1 - p_2v_2) + (p_2v_2 - p_1v_1) - \int_{p_1}^{p_2} vdp = - \int_{p_1}^{p_2} vdp$$

Техническая работа компрессора

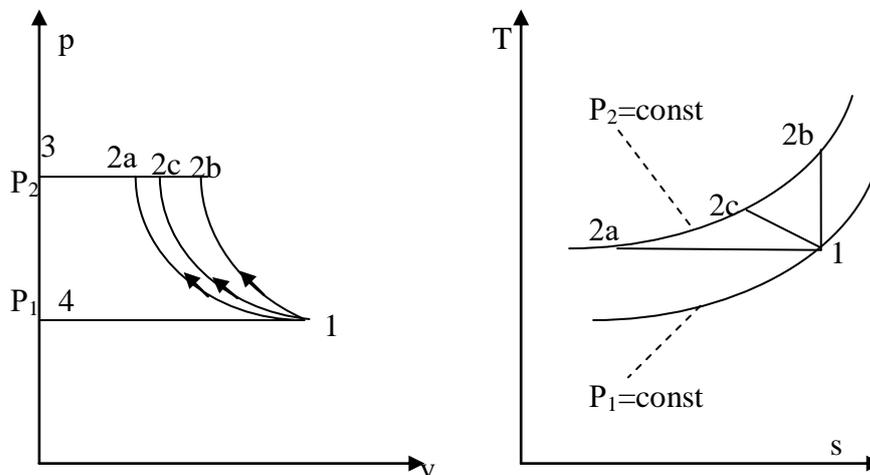
$$l = - \int_{p_1}^{p_2} vdp$$

Величина технической работа отрицательна, поскольку для сжатия газа нужно затратить работу, подводимую от внешнего источника. В связи с этим следует стремиться к тому, чтобы работа, затрачиваемая в компрессоре, была возможно меньшей.

Возможны 3 варианта процесса сжатия – по адиабате, по изотерме и по политропе, расположенной между адиабатой и изотермой.

Если процесс сжатия осуществляется достаточно быстро, а цилиндр компрессора снабжен теплоизоляцией, такой процесс можно считать адиабатным.

Если при сжатии поддерживается постоянная температура (обеспечен идеальный теплообмен), процесс сжатия – изотермический.



1-2a изотерма, 1-2b- адиабата, 1-2c – политропа.

Зависимость для изотермы (1-2a) имеет более пологий характер, чем для адиабаты (1-2b). Следовательно, техническая работа компрессора с изотермическим сжатием меньше работы с адиабатным сжатием $(1-2a-3-4-1) < (1-2b-3-4-1)$. Изотермическое сжатие является энергетически более выгодным. Кроме того, в изотермическом сжатии возможна более низкая температура газа в конце процесса сжатия ($T_2=T_1$). На практике изотермическое сжатие осуществляется в виде водяной рубашки, окружающей стенки цилиндра компрессора. Охлаждающая вода снижает температуру сжимаемого газа. Реальный процесс сжатия в охлаждаемом цилиндре компрессора представляет собой политропу, располагающуюся между изотермой и адиабатой (1-2c). Показатель политропы $1 < n < k$.

Из уравнения политропы $pv^n = p_1v_1^n$

Выразим

$$v = \frac{p_1^{\frac{1}{n}} v_1}{p^{\frac{1}{n}}}$$

И подставим его в выражение для технической работы компрессора

$$l = - \int_{p_1}^{p_2} v dp$$

Интегрируя данное выражение, получим,

$$\begin{aligned} l &= -p_1^{\frac{1}{n}} v_1 \int_{p_1}^{p_2} \frac{dp}{p^{\frac{1}{n}}} = -p_1^{\frac{1}{n}} v_1 \int_{p_1}^{p_2} p^{-\frac{1}{n}} dp = -p_1^{\frac{1}{n}} v_1 \frac{p^{-\frac{1}{n}+1}}{-\frac{1}{n}+1} = \\ &= -p_1^{\frac{1}{n}} v_1 \frac{p^{\frac{n-1}{n}}}{\frac{n-1}{n}} \Big|_{p_1}^{p_2} = -\frac{n}{n-1} p_1^{\frac{1}{n}} v_1 (p_2^{\frac{n-1}{n}} - p_1^{\frac{n-1}{n}}) = \\ &= -\frac{n}{n-1} p_1^{\frac{1}{n}} v_1 p_1^{\frac{n-1}{n}} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = -\frac{n}{n-1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \end{aligned}$$

$$l = -\frac{n}{n-1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

$$\text{Для идеального газа } l = -\frac{n}{n-1} RT_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right].$$

Количество теплоты, отводимой от 1 кг газа в процессе сжатия

$$q_{1-2} = c_v \frac{n-k}{n-1} (T_2 - T_1)$$

Поскольку $T_1 < T_2$, $n < k$. Величина q_{1-2} отрицательна.

Температура в конце процесса сжатия в компрессоре определяется из соотношения

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

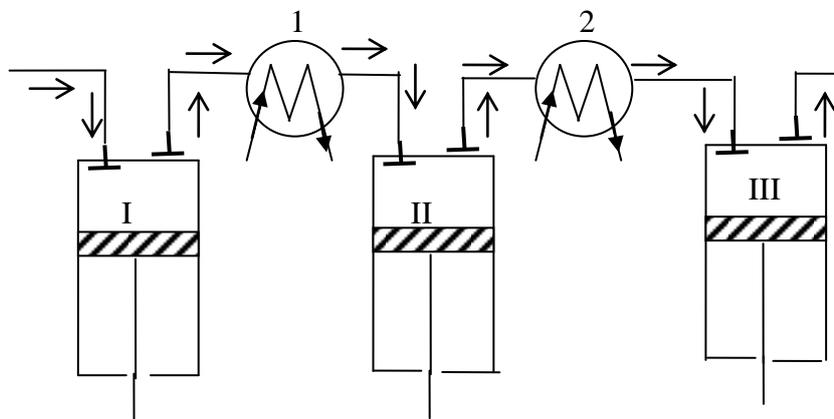
При адиабатном сжатии

$$l = -\frac{k}{k-1} RT_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

$$\text{При изотермическом сжатии } l = RT \ln \frac{p_1}{p_2} = p_1 v_1 \ln \frac{p_1}{p_2}.$$

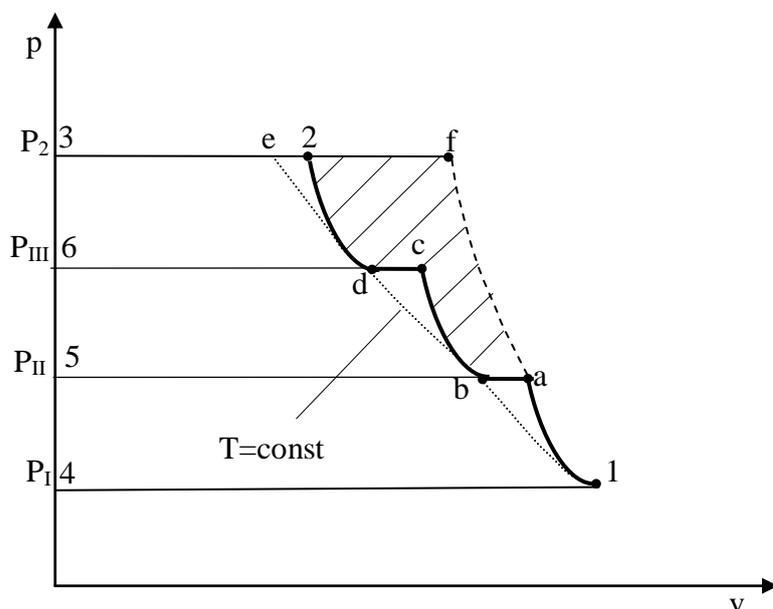
МНОГОСТУПЕНЧАТЫЕ КОМПРЕССОРЫ

Процесс сжатия осуществляется в нескольких охлаждаемых цилиндрах.



I, II, III – ступени компрессора, 1, 2 – охладители компрессора

Важной особенностью этой схемы компрессора является то, что газ, выходящий из одного цилиндра, охлаждается в специальном теплообменнике (охладителе компрессора) и только после этого поступает в следующий цилиндр. Теплообменник позволяет снизить температуру газа после ступени компрессора практически до температуры на входе в компрессор T_1 .



Индикаторная диаграмма.

1-a – сжатие по политропе от p_1 до p_{II} в первой ступени компрессора,
a-b- изобарный отвод теплоты при $p_{II} = const$ в охладителе компрессора,
b-c- сжатие по политропе от p_{II} до p_{III} во второй ступени компрессора,
c-d - изобарный отвод теплоты при $p_{III} = const$ в охладителе компрессора,
d-2 - сжатие по политропе от p_{III} до p_2 в третьей ступени компрессора.

Линия a-b-d-e – изотерма $T_1 = const$.

Линия 1-a-f – политропа (одноступенчатое сжатие от начального до конечного давления).
Использование многоступенчатого компрессора вместо одноступенчатого для одной и той

же величины $\frac{P_2}{P_1}$ обеспечивает более низкую температуру сжатого газа и дает

существенный выигрыш в технической работе цикла (выигрыш равен заштрихованной площади (a-b-c—d-2-f-a)).

Распределение перепада давления между ступенями должно быть таким, чтобы суммарная техническая работа цикла была минимальной. Для компрессора с числом ступеней m этому условию отвечает соотношение давлений на ступени

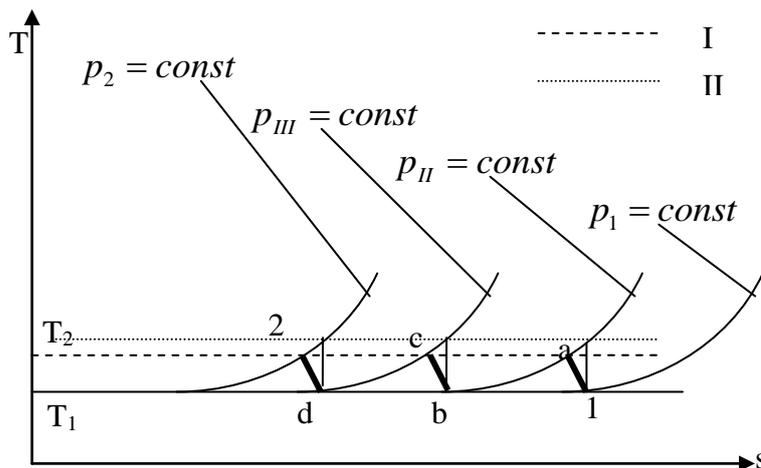
$$\frac{P_{\text{вых.ст}}}{P_{\text{вх.ст}}} = \left(\frac{P_{\text{кон.}}}{P_{\text{нач.}}}\right)^{\frac{1}{m}}, \text{ одинаковое для всех ступеней компрессора.}$$

$P_{\text{вых.ст}}$ - давление на выходе из ступени компрессора,

$P_{\text{вх.ст}}$ - давление на входе в ступень компрессора,

$P_{\text{кон.}}$ - конечное давление,

$P_{\text{нач.}}$ - начальное давление.



I – изотерма конечной температуры (T_2) при политропном сжатии,

II – изотерма конечной температуры (T_2) при адиабатном сжатии.

ЦИКЛЫ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК (ГТУ)

Газотурбинной установкой называют установку, состоящую из трех основных элементов: воздушного компрессора, камеры сгорания и газовой турбины. Принцип действия ГТУ сводится к следующему. Из атмосферы воздух забирают компрессором, после чего при повышенном давлении его подают в камеру сгорания, куда одновременно подводят жидкое или газообразное топливо топливным насосом. Процесс сгорания в камере происходит при почти постоянном давлении. Получающийся газ поступает в газовую турбину, в которой, расширяясь, он совершает работу, а затем выбрасывается в атмосферу. Развиваемая газовой турбиной мощность частично расходуется на привод компрессора, а оставшаяся часть является полезной мощностью газотурбинной установки. Широкое применение ГТУ получили в авиации и в дальнем газоснабжении на компрессорных станциях магистральных трубопроводов (ГТУ используются в качестве двигателей для привода газоперекачивающих компрессоров). Полезная работа в ГТУ производится за счет кинетической энергии движущегося с большой скоростью газа. Рабочее тело в ГТУ - воздух и продукты сгорания, образующиеся при сжигании топлива в специальных камерах сгорания.

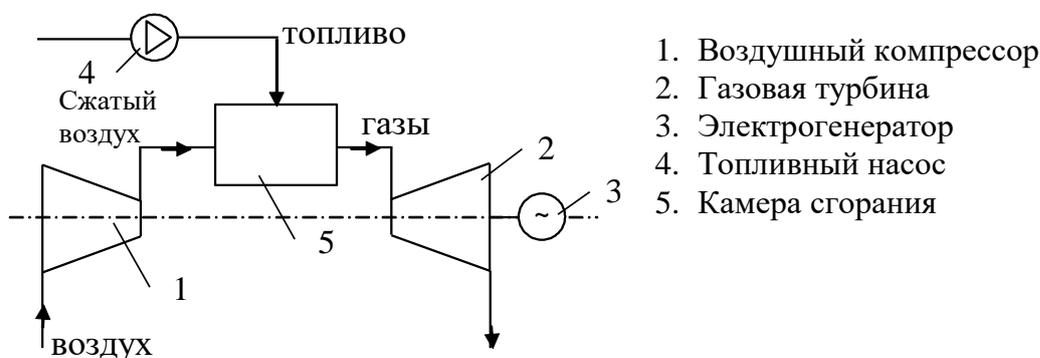
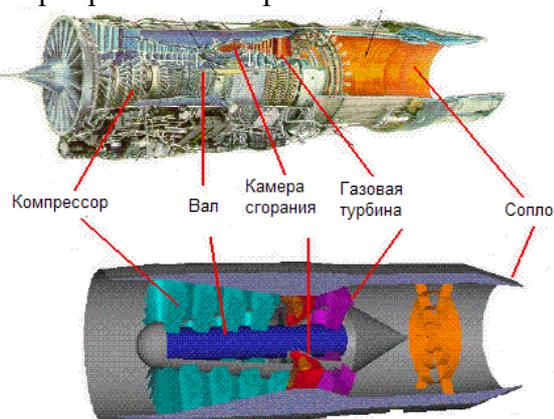
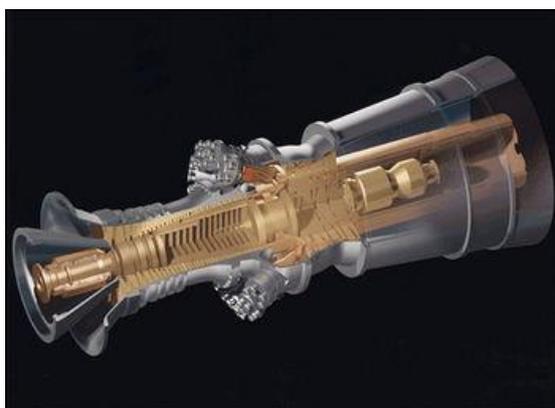


Рисунок 1 - Схема ГТУ с подводом тепла при $p = \text{const}$

Температура газов перед турбиной $800-900^{\circ}\text{C}$ (а для авиационных турбин до 1200°C), поэтому необходимо использование жаропрочных материалов.



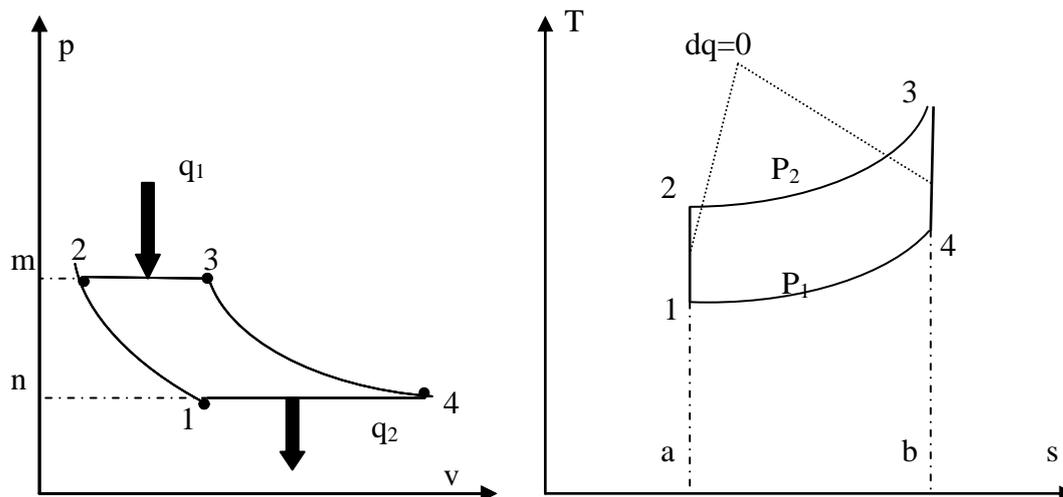


Рисунок 3 – Цикл ГТУ в p, v – и T, s – диаграммах

1-2 – адиабатное сжатие воздуха в компрессоре,

2-3 – изобарный подвод теплоты в камере сгорания,

3-4 – адиабатное расширение продуктов сгорания в газовой турбине,

4-1 – изобарный отвод теплоты в окружающую среду.

Для расчета цикла необходимо знать параметры в точке 1 (p_1, T_1) и параметры цикла, число которых равно числу точек цикла минус 2. Для данного цикла ГТУ задаются

следующие параметры цикла – степень повышения давления в компрессоре $\beta = \frac{p_2}{p_1} = \frac{p_3}{p_4}$

и степень предварительного расширения $\rho = \frac{v_3}{v_2}$.

Расчет цикла теплового двигателя ведется по часовой стрелке от начальной точки. Рассчитать цикл – значит найти все параметры во всех точках цикла, подводимую и отводимую теплоту, работу цикла и его термический КПД,

$$1. \quad p_1, T_1, v_1 = \frac{RT_1}{p_1}.$$

2. 1-2 – адиабатный процесс. Воспользуемся соотношением параметров в адиабатном процессе

$$p_2 = \beta p_1,$$

$$\frac{v_2}{v_1} = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^k = \left(\frac{1}{\beta}\right)^k,$$

$$v_2 = \frac{v_1}{\beta^k}$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \beta^{\frac{k-1}{k}},$$

$$T_2 = T_1 \cdot \beta^{\frac{k-1}{k}}$$

3. 2-3 – изобарный процесс. Воспользуемся соотношением параметров в изобарном процессе

$$p_3 = p_2 = \beta p_1,$$

$$v_3 = \rho v_2 = \rho \frac{v_1}{\beta^k},$$

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{v_3}{v_2} = \rho,$$

$$T_3 = \rho T_2 = \rho T_1 \cdot \beta^{\frac{k-1}{k}}.$$

4. 3-4 – адиабатный процесс. Воспользуемся соотношением параметров в адиабатном процессе

$$p_4 = p_1,$$

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{p_4}{p_3}\right)^{\frac{k-1}{k}},$$

$$T_4 = T_3 \left(\frac{p_1}{\beta p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \rho T_1 \beta^{\frac{k-1}{k}} \frac{1}{\beta^{\frac{k-1}{k}}} = \rho T_1,$$

$$\frac{v_4}{v_1} = \frac{T_4}{T_1} = \rho,$$

$$v_4 = v_1 \rho$$

Определим подводимую в цикле теплоту q_1 . Считаем, что рабочее тело – газ с постоянной теплоемкостью.

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

Определим отводимую в цикле теплоту q_2 .

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

Работа цикла ГТУ

$$l = q_1 - q_2 = c_p (T_3 - T_2) - c_p (T_4 - T_1).$$

Термический КПД цикла ГТУ

$$\begin{aligned} \eta_t &= 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{c_p (T_4 - T_1)}{c_p (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{\frac{T_4}{T_1} - 1}{\frac{T_3}{T_1} - \frac{T_2}{T_1}} = 1 - \frac{\rho - 1}{\rho \beta^{\frac{k-1}{k}} - \beta^{\frac{k-1}{k}}} = \\ &= 1 - \frac{\rho - 1}{\beta^{\frac{k-1}{k}} (\rho - 1)} = 1 - \frac{1}{\beta^{\frac{k-1}{k}}} \end{aligned}$$

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\beta^{\frac{k-1}{k}}}$$

Термический КПД цикла ГТУ монотонно возрастает с ростом степени увеличения давления β и с ростом показателя адиабаты k .

РЕГЕНЕРАЦИЯ ТЕПЛА В ЦИКЛЕ ГТУ

Регенерация тепла в цикле ГТУ сводится к подогреву воздуха после компрессора за счет тепла газов, выходящих из газовой турбины.

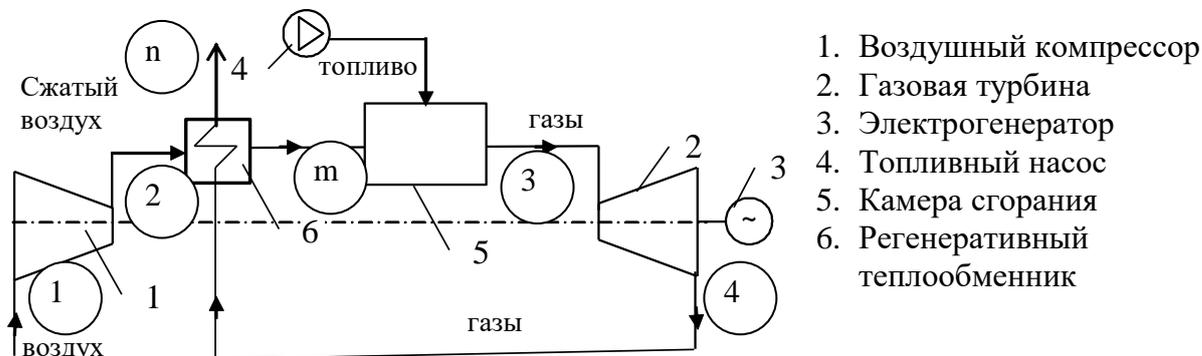
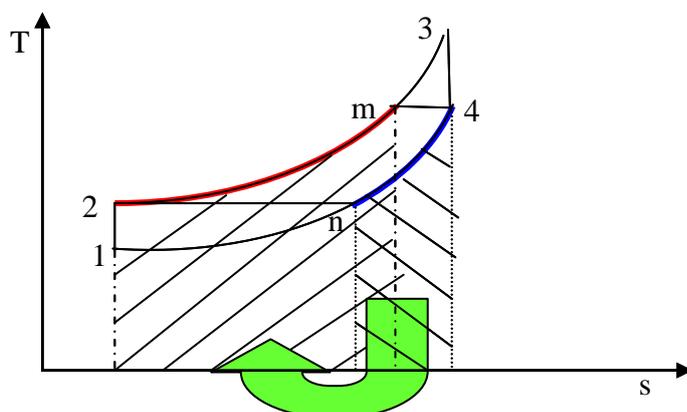


Рисунок 1 - Схема ГТУ с регенерацией тепла



- 1-2 – адиабатное сжатие воздуха в компрессоре
- 2-m – изобарный подвод теплоты к воздуху в регенеративном теплообменнике,
- m-3- – изобарный подвод теплоты в камере сгорания
- 3-4 – адиабатное расширение продуктов сгорания в газовой турбине
- 4-n- изобарный отвод теплоты от продуктов сгорания в регенеративном теплообменнике
- n-1- изобарный отвод теплоты от продуктов сгорания в окружающую среду.

Определим КПД цикла с полной регенерацией. Рассмотренная регенерация является полной (предельной) – воздух подогревается до температуры газов на выходе из газовой турбины, а продукты сгорания охлаждаются до температуры воздуха за компрессором.

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{c_p(T_n - T_1)}{c_p(T_3 - T_m)} = 1 - \frac{c_p(T_2 - T_1)}{c_p(T_3 - T_4)} =$$

$$= 1 - \frac{\frac{T_2}{T_1} - 1}{\frac{T_3}{T_1} - \frac{T_4}{T_1}} = 1 - \frac{\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\rho\beta^{\frac{k-1}{k}} - \rho} = 1 - \frac{\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\rho(\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1)} = 1 - \frac{1}{\rho}$$

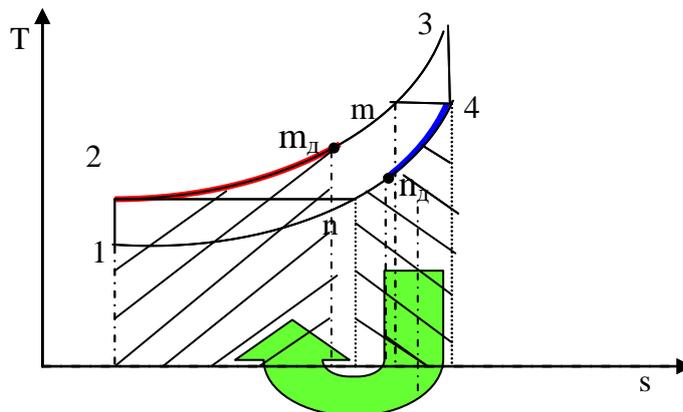
$$\underline{\underline{\eta_t = 1 - \frac{1}{\rho}}}$$

КПД цикла ГТУ с полной регенерацией растет с ростом степени предварительного расширения.

$\rho = \frac{T_3}{T_2}$. Возможности регенерации тем больше, чем большую протяженность в

T,s- диаграмме имеет цикл.

В реальных установках применяется неполная регенерация. Степенью регенерации σ называется отношение количества теплоты, фактически пошедшего на регенерацию к максимально возможному теплу регенерации.



$$\sigma = \frac{c_p(T_{m_d} - T_2)}{c_p(T_4 - T_2)} = \frac{c_p(T_4 - T_{n_d})}{c_p(T_4 - T_2)} = 0.4 \div 0.8$$

Степень регенерации обычно задана. Из этого соотношения можно получить значения температур T_{m_d} и T_{n_d} .

$$T_{n_d} = T_4 - \sigma(T_4 - T_2)$$

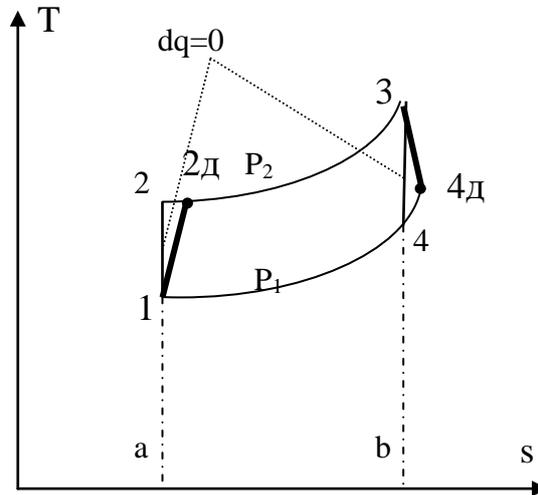
$$T_{m_d} = T_2 + \sigma(T_4 - T_2)$$

В этом случае термический КПД цикла ГТУ с неполной регенерацией

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{T_{n_d} - T_1}{T_3 - T_{m_d}} = 1 - \frac{T_4 - T_1 - \sigma(T_4 - T_2)}{T_3 - T_2 - \sigma(T_4 - T_2)}$$

ЦИКЛ ГТУ ПРИ НЕОБРАТИМЫХ ПРОЦЕССАХ СЖАТИЯ И РАСШИРЕНИЯ

Если адиабатные процессы сжатия и расширения идут необратимо, всегда имеет место возрастание энтропии (процессы сжатия и расширения смещаются в T,S диаграмме вправо).



Если в цикле имеет место необратимость, то его термодинамическая эффективность характеризуется не термическим КПД η_t , а абсолютным внутренним КПД η_i .

$$\eta_i = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{l_{турб}^D - l_{компр}^D}{q_1} = \frac{l_{турб}^{TEOP} \eta_{oi}^{турб} - \frac{l_{компр}^{TEOP}}{\eta_{oi}^{компр}}}{q_1}$$

Здесь $l_{турб}^D$ - действительная работа турбины,

$l_{компр}^D$ - действительная работа компрессора,

$\eta_{oi}^{турб}$ - относительный внутренний КПД турбины,

$\eta_{oi}^{компр}$ - относительный внутренний КПД компрессора .

$$\eta_{oi}^{турб} = \frac{l_{турб}^D}{l_{турб}^{TEOP}}$$

$l_{турб}^{TEOP}$ - работа турбины теоретическая (при обратимом процессе адиабатного расширения).

$$\eta_{oi}^{компр} = \frac{l_{компр}^{TEOP}}{l_{компр}^D}$$

$l_{компр}^{TEOP}$ - работа компрессора теоретическая (при обратимом процессе адиабатного сжатия).

$$l_{\text{компр}}^{\text{ТЕОР}} = c_p (T_2 - T_1)$$

$$l_{\text{компр}}^{\text{Д}} = c_p (T_{2\text{Д}} - T_1)$$

$$l_{\text{турб}}^{\text{ТЕОР}} = c_p (T_3 - T_4)$$

$$l_{\text{турб}}^{\text{Д}} = c_p (T_3 - T_{4\text{Д}})$$

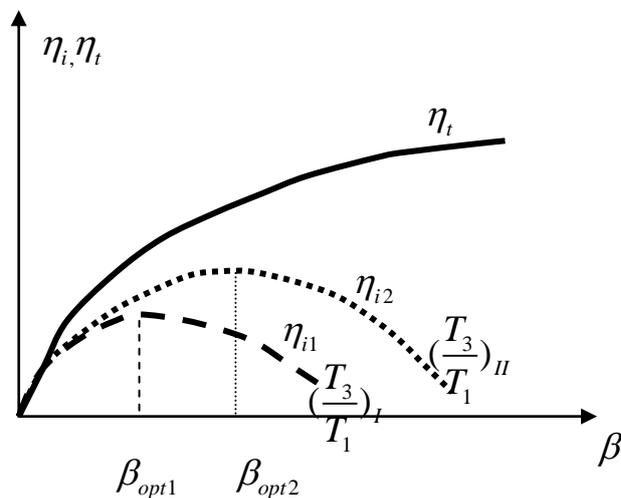
$$q_1 = c_p (T_3 - T_{2\text{Д}})$$

Обычно заданы $T_1, T_3, p_1, \beta = \frac{p_2}{p_1}, \eta_{oi}^{\text{компр}}, \eta_{oi}^{\text{турб}}$.

$$\eta_i = f\left(\frac{T_3}{T_1}, \beta, \eta_{oi}^{\text{компр}}, \eta_{oi}^{\text{турб}}\right).$$

Абсолютный внутренний КПД растет с ростом отношения $\frac{T_3}{T_1}$, с ростом $\eta_{oi}^{\text{турб}}$,

причем увеличение $\eta_{oi}^{\text{турб}}$ на 1% вызывает увеличение эффективности установки в целом на 3%, с ростом $\eta_{oi}^{\text{компр}}$, причем увеличение $\eta_{oi}^{\text{компр}}$ на 1% вызывает увеличение эффективности установки в целом на 2%. Что касается зависимости от β , то существует оптимальная степень увеличения давления β , когда η_i имеет максимум.



Все ГТУ проектируются на оптимальную степень повышения давления.

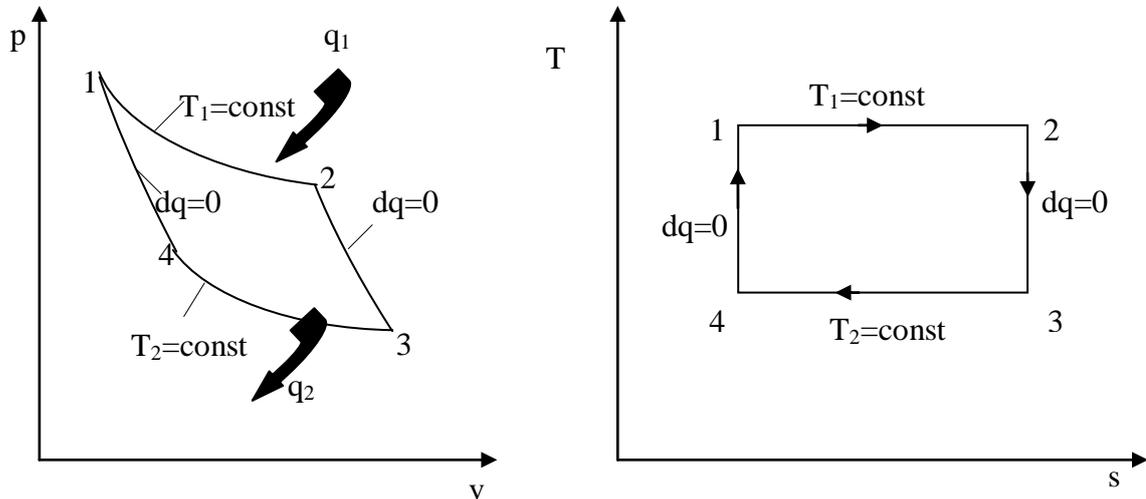
При небольшой степени сжатия цикл ГТУ вытянут в T, s – диаграмме и влияние необратимости невелико. В этой области $\eta_i \approx \eta_t$. В этой зоне они ведут себя приблизительно одинаково.

С ростом степени сжатия влияние необратимости усиливается и в конечном счете может вызвать уменьшение η_i , ибо потери от необратимости с ростом β растут. С

ростом $\frac{T_3}{T_1}$, с ростом $\eta_{oi}^{компр}$, $\eta_{oi}^{турб}$ величина максимума η_i растет, а сам максимум смещается в сторону больших β .

ЦИКЛ КАРНО

Совершается рабочим телом между двумя источниками – горячим и холодным следующим образом



- 1-2 – изотермическое расширение с подводом теплоты q_1 от горячего источника
- 2-3 – адиабатное расширение
- 3-4 – изотермическое сжатие с отводом теплоты q_2 в холодный источник
- 4-1 – адиабатное сжатие

Таким образом, цикл Карно состоит из двух изотерм и двух адиабат.
Термический КПД любого цикла

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1}$$

Предположим, что рабочим телом является идеальный газ с постоянной теплоемкостью.
Так как у идеального газа внутренняя энергия зависит от температуры

$$du = c_v dT$$

1 закон термодинамики

$$dq = du + pdv = c_v dT + pdv$$

В изотермическом процессе

$$dT = 0,$$

$$dq = pdv$$

В соответствии с уравнением Клапейрона

$$p = \frac{RT}{v}$$

$$dq = RT \frac{dv}{v}$$

$$q = RT \ln \frac{v_{II}}{v_I}$$

Индексы I, II относятся к начальной и конечной точкам процесса. Если в изотермическом процессе идеальный газ расширяется, то $v_{II} > v_I$, $q_{I-II} > 0$ (теплота подводится, чтобы температура осталась неизменной). Если газ сжимается, то $v_{II} < v_I$, $q_{I-II} < 0$ (теплота отводится, чтобы температура осталась неизменной).

Из уравнения 1 закона термодинамики для идеального газа для идеального газа следует, что в адиабатном процессе ($dq = 0$)

$$dq = c_v dT + p dv,$$

$$p dv = -c_v dT$$

Делим почленно на уравнение Клапейрона

$$p v = RT$$

$$\frac{p dv}{p v} = - \frac{c_v dT}{RT}$$

$$\frac{dv}{v} = - \frac{c_v dT}{R T}$$

$$R = c_p - c_v$$

$$\frac{dv}{v} = - \frac{c_v dT}{c_p - c_v T}$$

$$\frac{c_p - c_v}{c_v} \frac{dv}{v} = - \frac{dT}{T}$$

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

$$(k - 1) \frac{dv}{v} = - \frac{dT}{T}$$

$$(k - 1) \int_{v_I}^{v_{II}} \frac{dv}{v} = - \int_{T_I}^{T_{II}} \frac{dT}{T} = \int_{T_{II}}^{T_I} \frac{dT}{T}$$

$$(k - 1) \ln \frac{v_{II}}{v_I} = \ln \frac{T_I}{T_{II}}$$

$$\left(\frac{v_{II}}{v_I} \right)^{(k-1)} = \frac{T_I}{T_{II}}$$

Величина k не зависит от температуры.

Применительно к изотермическим процессам в цикле Карно

$$q_1 = RT_1 \ln \frac{v_2}{v_1}$$

$$q_2 = RT_2 \ln \frac{v_3}{v_4}$$

Термический КПД

$$\eta_t = \frac{RT_1 \ln \frac{v_2}{v_1} - RT_2 \ln \frac{v_3}{v_4}}{RT_1 \ln \frac{v_2}{v_1}}$$

Так как в цикле Карно адиабатные процессы 2-3 и 4-1 осуществляются между температурами T_1 и T_2 для каждой адиабаты

$$\left(\frac{v_3}{v_2}\right)^{k-1} = \frac{T_1}{T_2}$$

$$\left(\frac{v_4}{v_1}\right)^{k-1} = \frac{T_1}{T_2}$$

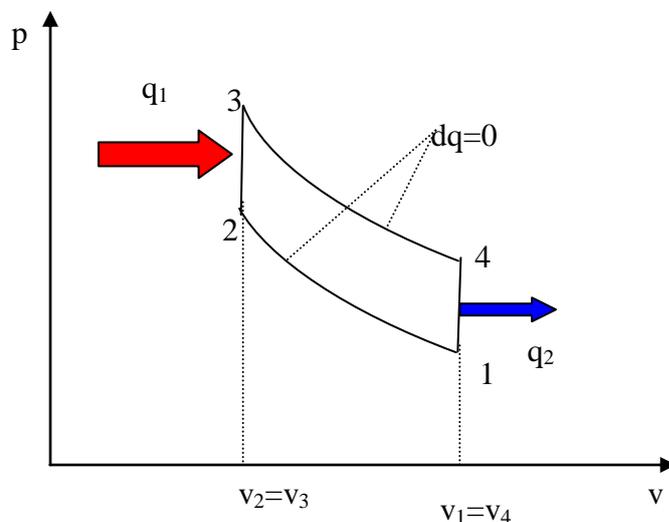
Следовательно, $\frac{v_3}{v_2} = \frac{v_4}{v_1}; \frac{v_2}{v_1} = \frac{v_3}{v_4}$

Термический КПД цикла Карно зависит только от температуры.

$$\eta_t = \frac{T_1 - T_2}{T_1}$$

ЦИКЛ ОТТО -

Цикл карбюраторного двигателя



Цикл задается двумя параметрами рабочего тела p_1, T_1 и параметрами цикла, число которых равно числу точек цикла минус 2.

Задано: $p_1, T_1, \varepsilon = \frac{v_1}{v_2}; \lambda = \frac{p_3}{p_2}$

ε - степень сжатия,

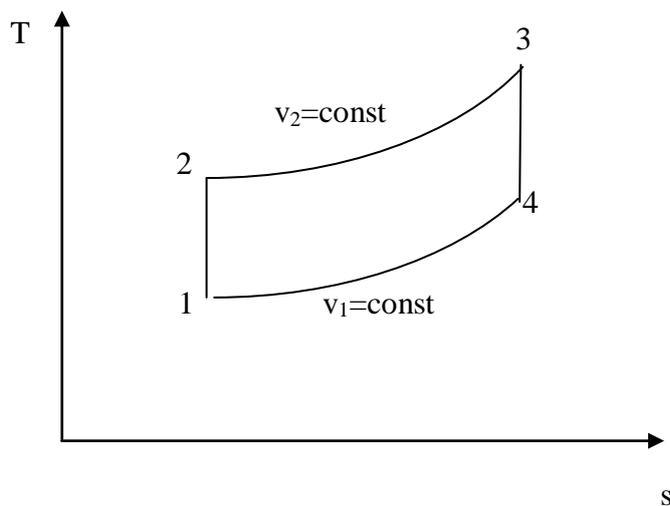
λ - степень увеличения давления.

1-2 – адиабатное сжатие воздушно-топливной смеси.

2-3 – подвод теплоты при постоянном объеме,

3-4- адиабатное расширение продуктов сгорания,

4-1 – отвод теплоты в окружающую среду при постоянном объеме



Рассчитываем цикл:

Точка 1:

$$p_1, T_1, v_1 = \frac{RT_1}{p_1}$$

Точка 2:

$$v_2 = \frac{v_1}{\varepsilon},$$

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^k = \varepsilon^k \Rightarrow p_2 = p_1 \varepsilon^k$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1} = \varepsilon^{k-1} \Rightarrow T_2 = T_1 \varepsilon^{k-1}$$

Точка 3:

$$v_3 = v_2 = \frac{v_1}{\varepsilon};$$

$$p_3 = \lambda p_2 = \lambda \varepsilon^k p_1;$$

$$\lambda = \frac{p_3}{p_2} = \frac{T_3}{T_2} \Rightarrow T_3 = \lambda T_2 = \lambda \varepsilon^{k-1} T_1$$

Точка 4:

$$v_4 = v_1;$$

$$\frac{p_4}{p_3} = \left(\frac{v_3}{v_4}\right)^k = \left(\frac{v_1}{\varepsilon \cdot v_1}\right)^k = \frac{1}{\varepsilon^k} \Rightarrow p_4 = \frac{p_3}{\varepsilon^k} = \frac{\lambda \varepsilon^k p_1}{\varepsilon^k} = \lambda p_1$$

$$\lambda = \frac{p_4}{p_1} = \frac{T_4}{T_1} \Rightarrow T_4 = \lambda T_1$$

Количество подведенной теплоты q_1

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

Количество отведенной теплоты

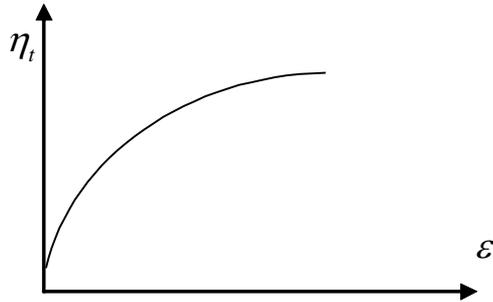
$$q_2 = c_v (T_4 - T_1)$$

Термический КПД цикла Отто

$$\begin{aligned} \eta_t &= 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{c_v (T_4 - T_1)}{c_v (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{\frac{T_4}{T_1} - 1}{\frac{T_3}{T_1} - \frac{T_2}{T_1}} = \\ &= 1 - \frac{\lambda - 1}{\frac{\lambda - 1}{\varepsilon^k} - \frac{\lambda - 1}{\varepsilon^k}} = 1 - \frac{\lambda - 1}{\varepsilon^k (\lambda - 1)} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^k} \end{aligned}$$

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^k}$$

КПД цикла Отто растет с ростом степени сжатия.



С точки зрения увеличения термического КПД выгодно увеличивать степень сжатия. Однако практически осуществить сжатие до слишком высоких значений ε , сопровождающееся значительным увеличением температуры и давления, не удастся, так как при достижении определенного значения ε часто еще до прихода поршня в крайнее левое положение происходит самовоспламенение горючей смеси, этот процесс носит детонационный характер и разрушает элементы двигателя.

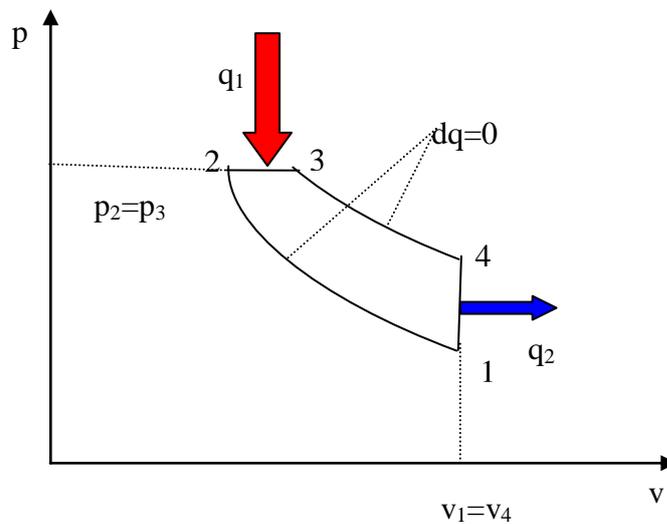
Величина степени сжатия зависит от качества топлива.

Карбюраторные двигатели, работающие по циклу Отто, широко распространены в технике – они применяются в легковых и многих грузовых автомобилях, на самолетах с поршневыми двигателями.

Степень сжатия ε в цикле может быть повышена, если сжимать не горючую смесь, а чистый воздух, а затем после окончания процесса сжатия вводить в цилиндр горючее. Именно на этом основан цикл Дизеля.

ЦИКЛ ДИЗЕЛЯ-

(сгорание при постоянном давлении)



Цикл задается двумя параметрами рабочего тела p_1, T_1 и параметрами цикла, число которых равно числу точек цикла минус 2.

$$\text{Задано: } p_1, T_1, \varepsilon = \frac{v_1}{v_2}; \rho = \frac{v_3}{v_2}$$

ε - степень сжатия,

ρ - степень предварительного расширения.

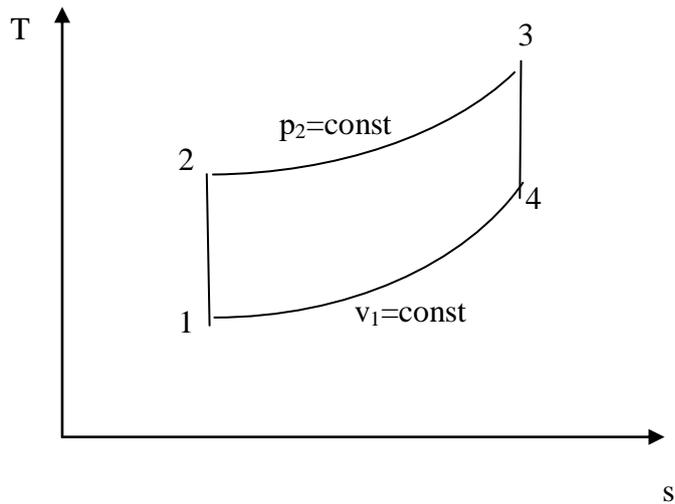
Всасывается чистый атмосферный воздух и сжимается до давления p_2 . Степень сжатия в цикле Дизеля $\varepsilon = 15 - 16$. Затем начинается процесс расширения воздуха и одновременно через форсунку впрыскивается топливо. За счет высокой температуры сжатого воздуха топливо воспламеняется и сгорает при постоянном давлении. После того как процесс ввода топлива в цилиндр заканчивается (точка 3) дальнейшее расширение рабочего тела происходит по адиабате 3-4. В состоянии, соответствующем точке 4, открывается выхлопной клапан цилиндра, давление в цилиндре снижается до атмосферного, газ выталкивается в атмосферу.

1-2 – адиабатное сжатие воздуха.

2-3 – подвод теплоты при постоянном давлении,

3-4- адиабатное расширение продуктов сгорания,

4-1 – отвод теплоты в окружающую среду при постоянном объеме



Рассчитываем цикл:

Точка 1:

$$p_1, T_1, v_1 = \frac{RT_1}{p_1}$$

Точка 2:

$$v_2 = \frac{v_1}{\varepsilon},$$

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^k = \varepsilon^k \Rightarrow p_2 = p_1 \varepsilon^k$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1} = \varepsilon^{k-1} \Rightarrow T_2 = T_1 \varepsilon^{k-1}$$

Точка 3:

$$v_3 = \rho v_2 = \rho \frac{v_1}{\varepsilon};$$

$$p_3 = p_2 = \varepsilon^k p_1;$$

$$\rho = \frac{v_3}{v_2} = \frac{T_3}{T_2} \Rightarrow T_3 = \rho T_2 = \rho \varepsilon^{k-1} T_1$$

Точка 4:

$$v_4 = v_1;$$

$$\frac{p_4}{p_3} = \left(\frac{v_3}{v_4}\right)^k = \left(\frac{\rho v_1}{\varepsilon \cdot v_1}\right)^k = \frac{\rho^k}{\varepsilon^k} \Rightarrow p_4 = p_3 \frac{\rho^k}{\varepsilon^k} = \frac{\rho^k \varepsilon^k p_1}{\varepsilon^k} = \rho^k p_1$$

$$\rho^k = \frac{p_4}{p_1} = \frac{T_4}{T_1} \Rightarrow T_4 = \rho^k T_1$$

Количество подведенной теплоты q_1

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

Количество отведенной теплоты

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

Термический КПД цикла Дизеля

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{c_v (T_4 - T_1)}{c_p (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{\frac{T_4}{T_1} - 1}{k \left(\frac{T_3}{T_1} - \frac{T_2}{T_1} \right)} =$$

$$= 1 - \frac{\rho^k - 1}{k(\rho \varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - \varepsilon^{\frac{k-1}{k}})} = 1 - \frac{\rho^k - 1}{k \varepsilon^{\frac{k-1}{k}} (\rho - 1)}$$

$$\eta_t = 1 - \frac{\rho^k - 1}{k \varepsilon^{\frac{k-1}{k}} (\rho - 1)}$$

КПД цикла Дизеля растет с ростом степени сжатия и уменьшается с ростом степени предварительного расширения.

Двигатель Дизеля может работать на более низкосортном топливе.

Известным недостатком двигателя Дизеля по сравнению с двигателем Отто является необходимость затраты работы на привод устройства для распыления топлива и относительная тихоходность, обусловленная более медленным сгоранием топлива.

Заданы

$p_1, T_1,$

$$\varepsilon = \frac{v_1}{v_2}, \lambda = \frac{p_3}{p_2}, \rho = \frac{v_4}{v_3}$$

Точка 1:

$p_1, T_1,$

$$v_1 = \frac{RT_1}{p_1}$$

Точка 2:

$$\underline{v_2} = \frac{v_1}{\varepsilon}, \underline{p_2} = p_1 \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^k = p_1 \varepsilon^k,$$
$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1}; \underline{T_2} = T_1 \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1} = T_1 \varepsilon^{k-1}$$

Точка 3:

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

Точка 4:

$$\underline{p_4} = p_3 = \lambda \varepsilon^k p_1; \underline{v_4} = \rho v_3 = \frac{\rho}{\varepsilon} v_1; \frac{T_4}{T_3} = \frac{v_4}{v_3};$$

$$\underline{T_4} = T_3 \frac{v_4}{v_3} = T_3 \rho = \rho \lambda \varepsilon^{k-1} T_1;$$

Точка 5:

$$\underline{v_5} = v_1;$$
$$\frac{p_5}{p_4} = \left(\frac{v_4}{v_1}\right)^k; \Rightarrow \underline{p_5} = p_4 \left(\frac{v_4}{v_1}\right)^k = \lambda \varepsilon^k p_1 \left(\frac{\rho v_1}{\varepsilon v_1}\right)^k = \lambda \rho^k p_1;$$
$$\frac{T_5}{T_1} = \frac{p_5}{p_1}; \Rightarrow \underline{T_5} = T_1 \frac{p_5}{p_1} = T_1 \lambda \rho^k$$

Подведенная теплота

$$q_1 = q_1^v + q_1^p = c_v(T_3 - T_2) + c_p(T_4 - T_3)$$

Отведенная теплота

$$q_2 = c_v(T_5 - T_1)$$

Работа цикла

$$l = q_1 - q_2 = c_v(T_3 - T_2) + c_p(T_4 - T_3) - c_v(T_5 - T_1)$$

Термический КПД цикла Тринклера

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1^v + q_1^p} = 1 - \frac{c_v(T_5 - T_1)}{c_v(T_3 - T_2) + c_p(T_4 - T_3)};$$

Разделим числитель и знаменатель на $c_v T_1$;

$$\eta_t = 1 - \frac{\left(\frac{T_5}{T_1} - 1\right)}{\left(\frac{T_3}{T_1} - \frac{T_2}{T_1}\right) + k \left(\frac{T_4}{T_1} - \frac{T_3}{T_1}\right)} = 1 - \frac{\lambda \rho^k - 1}{(\lambda \varepsilon^{k-1} - \varepsilon^{k-1}) + k(\rho \lambda \varepsilon^{k-1} - \lambda \varepsilon^{k-1})};$$
$$\eta_t = 1 - \frac{\lambda \rho^k - 1}{\varepsilon^{k-1}[(\lambda - 1) + k\lambda(\rho - 1)]}$$

ЦИКЛ СТИРЛИНГА



Роберт Стирлинг (англ. Robert Stirling) (25 октября 1790, Клог Фарм, Шотландия — 6 июня 1878, Галстон, Шотландия) — шотландский священник, изобретатель двигателя Стирлинга.

Стирлинг был весьма обеспокоен травматизмом рабочих, работающих в его приходе с паровыми двигателями. Эти двигатели часто взрывались из-за низкого качества металла, из которого они изготавливались. Более прочного материала в те годы не существовало. Стирлинг решил усовершенствовать конструкцию теплового двигателя сделав его более безопасным. Стирлинг придумал устройство, которое он назвал «эконом тепла» (сейчас такое устройство называют регенератором или теплообменником). Это устройство служит для повышения тепловой эффективности различных процессов.

Основной принцип работы двигателя Стирлинга заключается в постоянно чередуемых нагревании и охлаждении рабочего тела в закрытом цилиндре. Обычно в роли рабочего тела выступает воздух, но также используются водород и гелий. В ряде опытных образцов испытывались фреоны, двуокись азота, сжиженный пропан-бутан и вода.

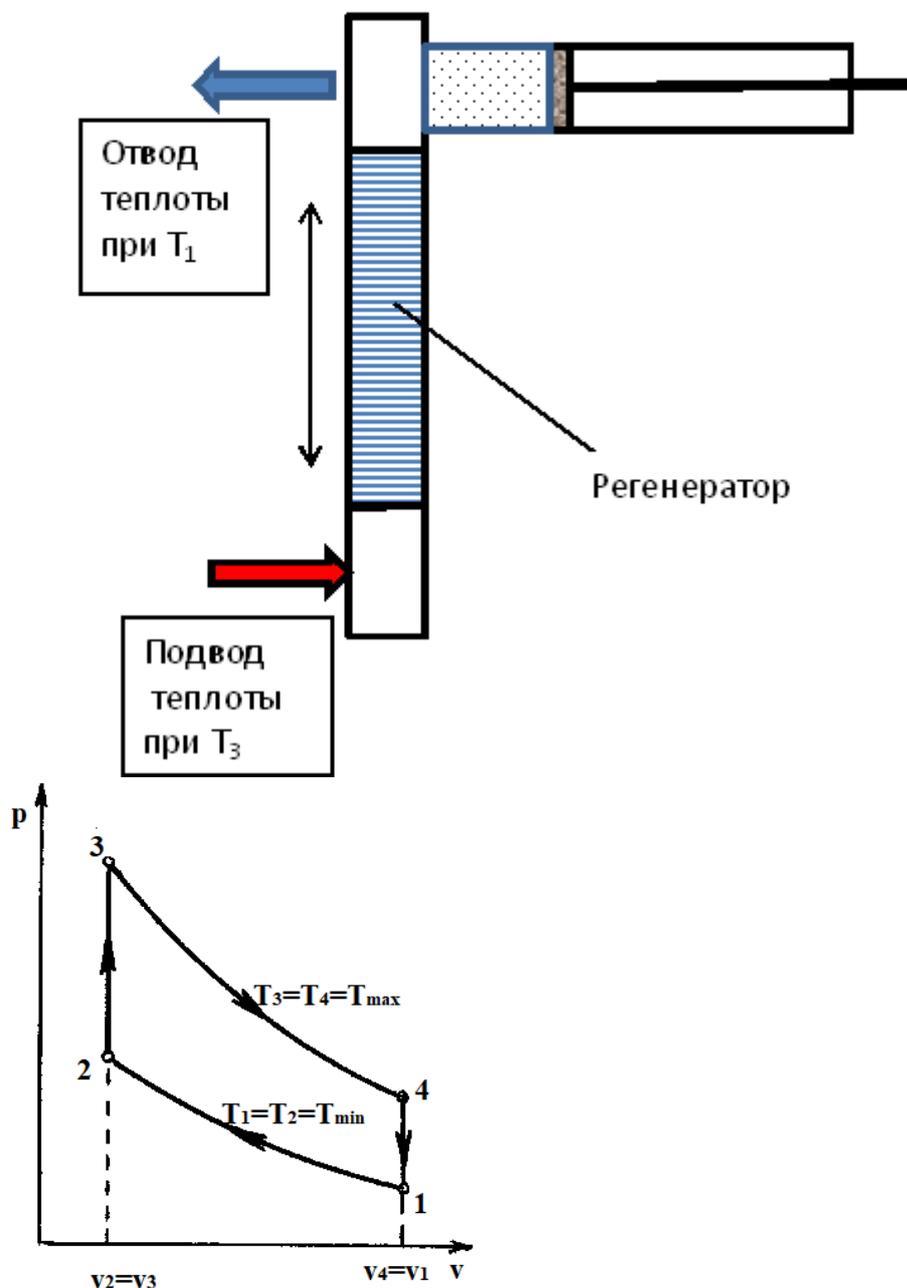


Рис.1. Двигатель Стирлинга и P,v- диаграмма цикла Стирлинга

В цикле для подвода и отвода теплоты, вызывающего изменение температуры рабочего тела, используется регенератор. Отвод теплоты при T_1 происходит при контакте с головкой цилиндра. По мере того, как газ медленно сжимается, отвод теплоты приводит к тому, что $T_1 = \text{const}$. Затем поршень задерживается в положении, когда регенератор медленно движется поперек головки цилиндра. Предполагается, что регенератор не проводит тепло в направлении движения и его температура изменяется от T_1 до T_3 . Тепловой поток от регенератора поднимает температуру газа в цилиндре от $T_2=T_1$ до T_3 при $v = \text{const}$.

В процессе расширения 3-4 регенератор с температурой $T_{\text{н}}$ приводится в контакт с головкой цилиндра. Подвод тепла позволяет газу расширяться изотермически до начального объема. Поршень вновь задерживается в фиксированном положении, когда регенератор движется в обратном направлении поперек головки цилиндра. В этом случае теплота передается от газа к регенератору.

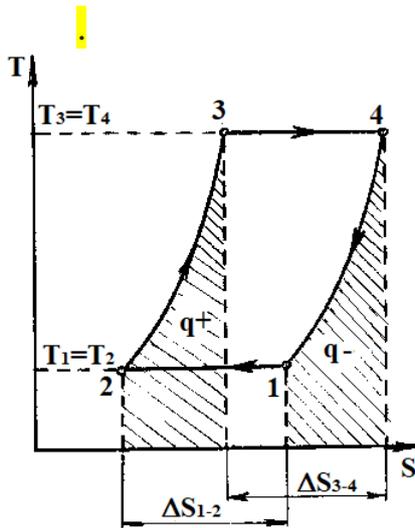


Рис. 2. T,s- диаграмма цикла Стирлинга

1-2 Изотермическое сжатие с отводом теплоты при $T_1=T_2=T_{\text{min}}=\text{const}$,

2-3 Подвод теплоты из регенератора при $v=\text{const}$,

3-4 Изотермическое расширение с подводом теплоты при $T_3=T_4=T_{\text{max}}=\text{const}$, 4-1 Отвод теплоты в регенератор при $v=\text{const}$.

Полезная работа производится только за счёт изотерм, то есть зависит от разницы температур нагревателя и охладителя, как в цикле Карно.

Подведенная теплота, Дж/кг

$$q_1 = RT_3 \ln \frac{v_4}{v_3}$$

Отведенная теплота, Дж/кг

$$q_2 = RT_1 \ln \frac{v_1}{v_2}$$

Термический КПД

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{RT_3 \ln \frac{v_4}{v_3} - RT_1 \ln \frac{v_1}{v_2}}{RT_3 \ln \frac{v_4}{v_3}}$$

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{T_3 - T_1}{T_3} = \frac{T_{\text{max}} - T_{\text{min}}}{T_{\text{max}}}$$

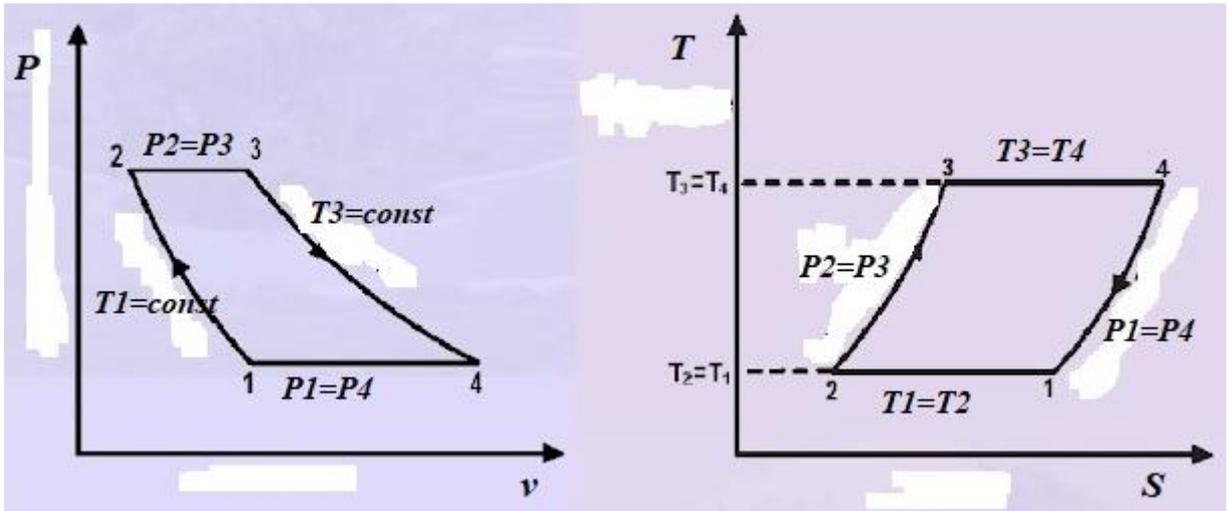
Двигатель Стирлинга использует цикл Стирлинга, который по термодинамической эффективности не уступает циклу Карно, и даже обладает преимуществом. Дело в том, что цикл Карно состоит из мало отличающихся между собой изотерм и адиабат. Практическое воплощение

этого цикла мало перспективно. Цикл Стирлинга позволил получить работающий на практике двигатель в приемлемых размерах.

ЦИКЛ ЭРИКССОНА

John Ericsson – шведский изобретатель

Цикл отличается от цикла Стирлинга тем, что теплоты отводится и подводится в регенератор в процессах $P = \text{const}$.



1-2 Изотермическое сжатие газа с отводом теплоты

2-3 Подвод теплоты из регенератора при $P = \text{const}$,

3-4 Изотермическое расширение газа с подводом теплоты

4-1 Отвод теплоты в регенератор при $P = \text{const}$

Подведенная теплота, Дж/кг

$$q_1 = RT_3 \ln \frac{p_3}{p_4}$$

Отведенная теплота, Дж/кг

$$q_2 = RT_1 \ln \frac{p_2}{p_1}$$

Термический КПД

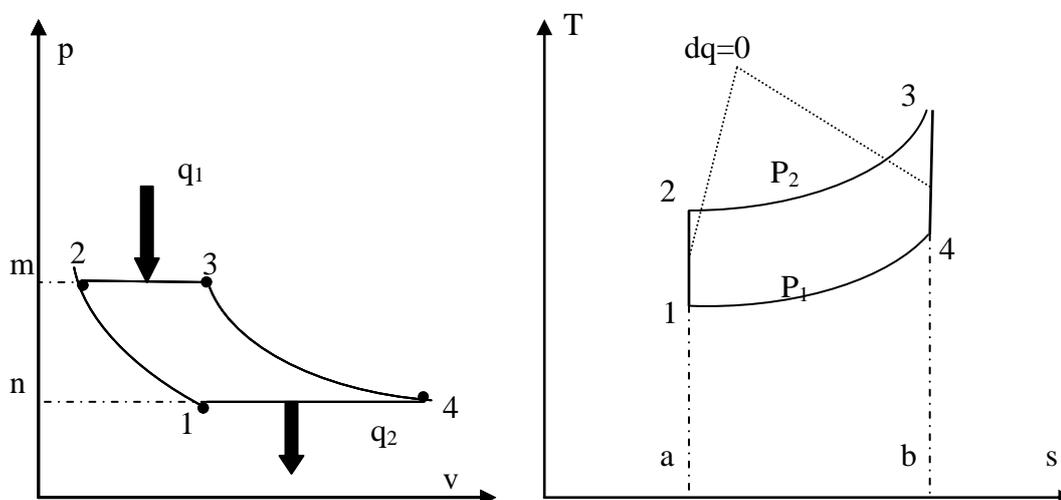
$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{RT_3 \ln \frac{p_3}{p_4} - RT_1 \ln \frac{p_2}{p_1}}{RT_3 \ln \frac{p_3}{p_4}}$$

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{T_3 - T_1}{T_3} = \frac{T_{\max} - T_{\min}}{T_{\max}}$$

ЦИКЛ БРАЙТОНА

(George B. Brayton, 1870, USA)

(Первый газовый двигатель в США) – основа цикла ГТУ.



- 1-2 Адиабатное сжатие,
- 2-3 Подвод теплоты при $p=\text{const}$,
- 3-4 Адиабатное расширение,
- 4-1 Отвод теплоты при $p=\text{const}$.

Подведенная теплота

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

Отведенная теплота

$$q_2 = c_p(T_4 - T_1)$$

Термический КПД

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

Цикл Брайтона отличается от цикла Отто тем, что для той же степени сжатия и при одинаковой работе цикла он имеет больший диапазон объемов и меньшие диапазоны давлений и температур. Низкотемпературный газ с большим объемом не может эффективно регулироваться в поршневых машинах из-за возрастающих потерь на трение. Двигатель Брайтона более объемистый, чем двигатель Отто при той же мощности. Поэтому цикл Брайтона не конкурирует с циклом Отто в области поршневых двигателей. Для турбинной техники цикл Брайтона значительно лучше, чем цикл Отто, так как в турбинной технике регулирование больших объемов газов эффективнее, чем малых. Более того, в стационарных потоках значительно

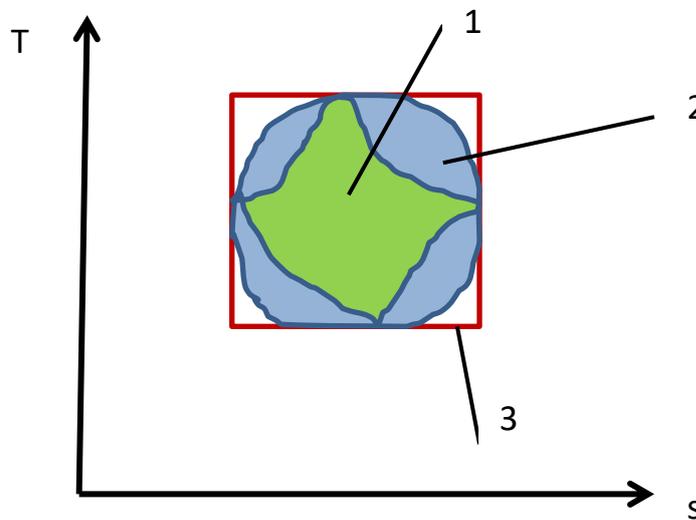
проще проводить процессы теплообмена или горения при $P=\text{const}$, чем при $v=\text{const}$, к тому же турбина не приспособлена к таким высоким максимальным температурам и давлениям, как поршневые двигатели. Поэтому цикл Брайтона – основной стандартный воздушный цикл для современных газотурбинных станций.

МЕТОДЫ СРАВНЕНИЯ ТЕРМИЧЕСКИХ КПД ОБРАТИМЫХ ЦИКЛОВ

Степень совершенства произвольного обратимого цикла определяется тем, насколько термический КПД этого цикла близок к термическому КПД обратимого цикла Карно, осуществляемого между крайними температурами рассматриваемого цикла.

Существуют следующие способы сравнения циклов:

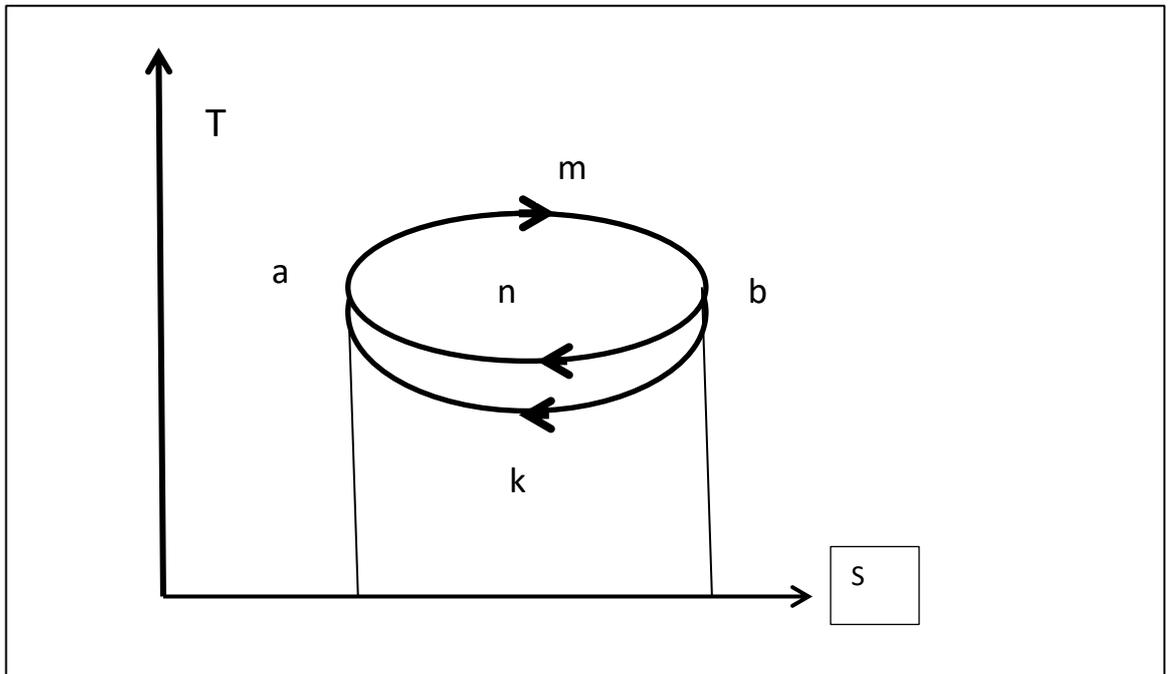
- 1) Использование коэффициента заполнения цикла, который представляет собой отношение площади данного цикла в T,s – диаграмме к площади соответствующего, т.е. осуществляемого в том же интервале температур и энтропий цикла Карно.
Из двух циклов осуществляемых в одном и том же интервале температур большее значение термического КПД имеет тот, у которого выше коэффициент заполнения.



Цикл 2 имеет большую степень заполнения по сравнению с циклом 1.
Прямоугольный контур (3) – цикл Карно.

Поэтому термический КПД цикла 2 выше, чем цикла 1.

- 2) По количеству подводимого или отводимого тепла, если одна из этих величин в сравниваемых циклах одинакова.



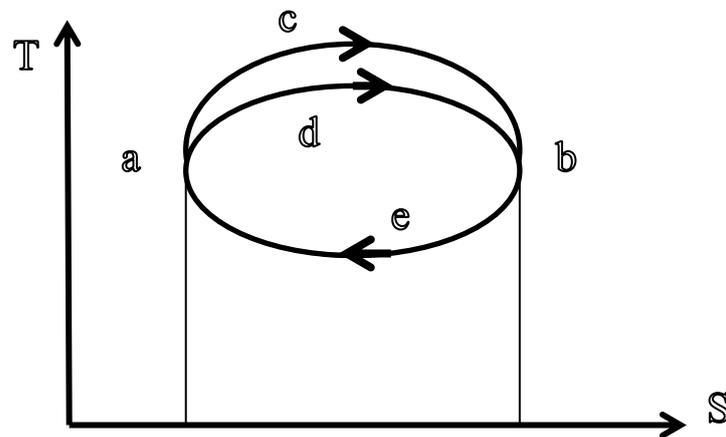
1 цикл – ambna

2 цикл - ambka

В обоих циклах подведенная теплота одинакова,

В цикле 1 отведенная теплота больше, чем в цикле 2.

Следовательно, цикл 2 имеет более высокий термический КПД.



1 цикл – acbea

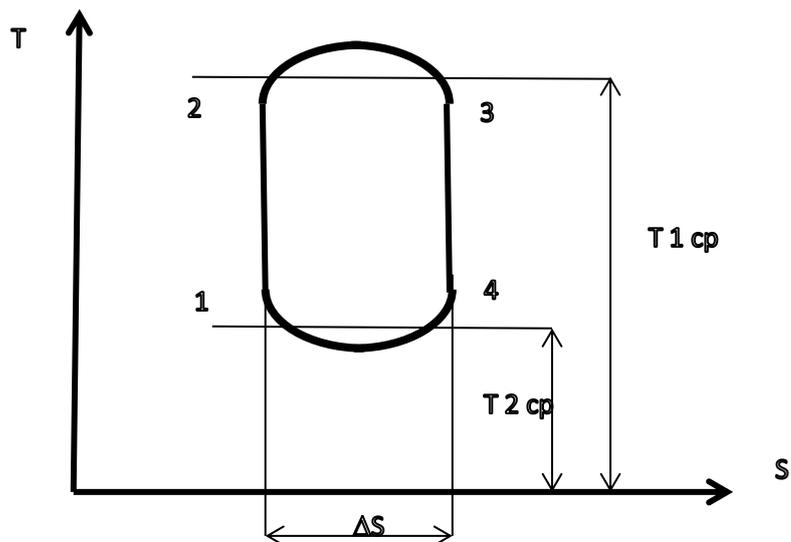
2 цикл - adbea

В обоих циклах отведенная теплота одинакова,

В цикле 1 подведенная теплота больше, чем в цикле 2.

Следовательно, цикл 1 имеет более высокий термический КПД.

3) По среднеинтегральным температурам подвода или отвода тепла



$$q_1 = \int_2^3 T ds = T_{1\text{ cp}} \Delta S$$

$$q_2 = \int_4^1 T ds = T_{2\text{ cp}} \Delta S$$

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{T_{2\text{ cp}}}{T_{1\text{ cp}}}$$

$T_{1\text{ cp}}$ - среднеинтегральная температура подвода тепла

$T_{2\text{ cp}}$ - среднеинтегральная температура отвода тепла

Всякое мероприятие, направленное на увеличение $T_{1\text{ cp}}$, *означает увеличение КПД цикла.*

Всякое мероприятие, направленное на уменьшение $T_{2\text{cp}}$, означает увеличение КПД цикла.

СРАВНЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИДЕАЛЬНЫХ ЦИКЛОВ

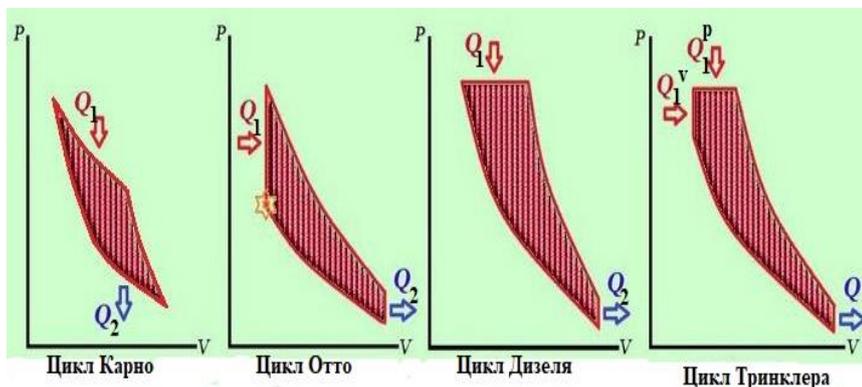


Рис. 16. Циклы

тепловых двигателей в p, v - диаграмме

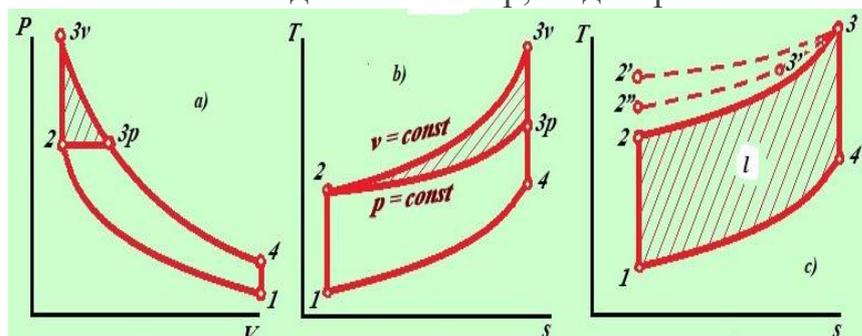
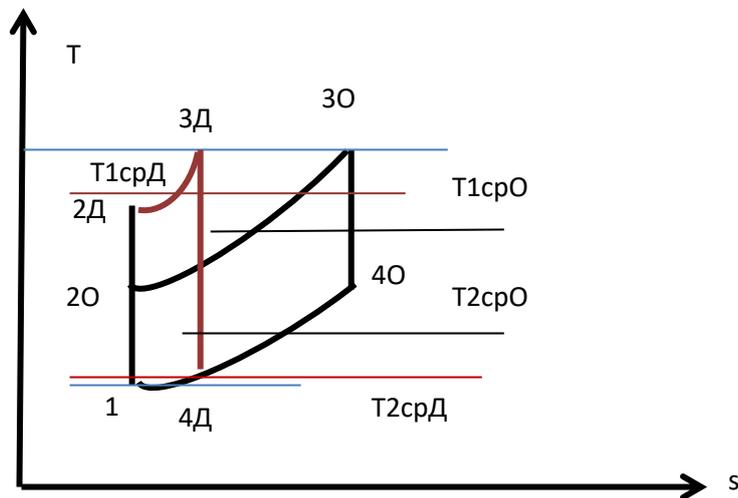


Рис. 17. Сравнение эффективности циклов двигателей внутреннего сгорания

На рисунке изображены циклы Отто (123^v41), Дизеля (123^p41), Тринклера (рис.с) ($12''3''341$). Процессы сжатия $1-2$ у всех трех типов двигателей совпадают, а при отводе одинакового количества теплоты совпадают и процессы $4-1$.

В T, s - диаграмме изохора идет круче изобары, следовательно, в карбюраторном двигателе при одинаковом количестве подведенной теплоты совершается большая работа на величину заштрихованной площади. Следовательно, изохорное сжигание топлива эффективнее изобарного. Однако двигатели работают при разных степенях сжатия и интерес представляет сравнение их эффективности при одинаковых максимальных температурах сгорания (рис. с). Здесь точки 3 для циклов Отто, Дизеля и Тринклера совпадают (одинаковая максимальная температура цикла и одинаковое количество отводимой теплоты). $1-2$, $1-2'$, $1-2''$ – адиабатное сжатие в циклах Отто, Дизеля и Тринклера, 2 -изохорный подвод теплоты в цикле Отто, $2'-3$ изобарный подвод теплоты в цикле Дизеля, $2''-3'$, $3'-3$ соответственно изохорный и изобарный подводы теплоты в цикле Тринклера. Остальные процессы – адиабатное расширение ($3-4$) (рабочий

ход) и изохорный отвод теплоты (4-1) одинаковы для всех трех циклов. Максимальная полезная работа цикла (l) (площадь внутри цикла) и соответственно, максимальный термический КПД имеет место в цикле Дизеля, минимальный – в цикле Отто. Цикл Тринклера по эффективности занимает промежуточное значение между ними.



Цикл Отто термодинамически более совершенен, чем цикл Дизеля, однако цикл Дизеля в силу принципа работы двигателя допускает большие степени сжатия, поэтому в реальных условиях двигатель Дизеля имеет больший КПД.

Корректно поставленная задача: T_1 и T_3 одинаковы, степень сжатия

$$\epsilon_{\text{Дизеля}} = 2\epsilon_{\text{Отто}}.$$

АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЦИКЛОВ ТЕПЛОСИЛОВЫХ УСТАНОВОК (ТСУ)

Для оценки эффективности теплосиловой установки (ТСУ) (тепловая установка, в которой осуществляется прямой цикл и работа передается внешнему потребителю) следует ответить на 2 основные группы вопросов:

- 1) Каков КПД обратимого цикла теплосиловой установки, от каких факторов он зависит и что следует предпринять для его увеличения?
- 2) Насколько велики необратимые потери в реальном цикле установки, как распределяются эти потери по отдельным элементам цикла, и, следовательно, на усовершенствование какой части цикла теплосиловой установки надо обратить внимание с целью уменьшения степени необратимости цикла?

В связи с этим анализ циклов теплосиловых установок проводится в 2 этапа – 1) анализ обратимого цикла, 2) анализ реального цикла с учетом основных источников необратимости.

Термический КПД η_t употребляется для анализа обратимых циклов, для анализа реальных необратимых циклов употребляется абсолютный внутренний КПД η_i .

$$\eta_t = \frac{l_{\text{цикла}}^{\text{обр}}}{q_1}$$

$$\eta_i^{\text{цикла}} = \frac{l_{\text{цикла}}^{\text{действ}}}{q_1}$$

Последнее уравнение можно записать

$$\eta_i^{\text{цикла}} = \frac{l_{\text{цикла}}^{\text{действ}}}{q_1} = \frac{l_{\text{цикла}}^{\text{действ}}}{l_{\text{цикла}}^{\text{обр}}} \frac{l_{\text{цикла}}^{\text{обр}}}{q_1}$$

$\frac{l_{\text{цикла}}^{\text{действ}}}{l_{\text{цикла}}^{\text{обр}}} = \eta_i^{\text{цикла}}$ – внутренний относительный КПД цикла, показывает, насколько действительный цикл менее совершенен, чем обратимый

$$\eta_i^{\text{цикла}} = \eta_{oi}^{\text{цикла}} \eta_t$$

Помимо необратимых потерь, имеющих место в процессах, осуществляемых собственно рабочим телом в цикле (эти потери учитываются $\eta_{oi}^{\text{цикла}}$), работа реальной теплосиловой установки сопряжена с потерями, обусловленными необратимостью тепловых, механических, электрических процессов в отдельных элементах установки (потери на

трение при движении поршня в цилиндре, потери теплоты в трубопроводах, электрические потери в электрогенераторе).

С учетом этого эффективность теплосилового устройства характеризуется эффективным КПД установки $\eta_e^{уст}$, представляющим отношение работы, отданной теплосилового устройством внешнему потребителю, к количеству теплоты, подведенной к установке.

$$\eta_e^{уст} = \frac{l_{полезн}}{q_1}$$

Метод КПД в анализе необратимых циклов

$$\eta_{цикла} = \eta_{oi}^{цикла} \eta_t$$

Обязательным элементом каждой теплосилового устройства являются:

- 1) Для производства работы при расширении рабочего тела (турбина, цилиндр ДВС с поршнем в такте расширения)
- 2) Для осуществления сжатия рабочего тела за счет подвода работы извне (компрессор, насос, цилиндр ДВС в такте сжатия)

$$\eta_{oi}^{расширения} = \frac{l_{расширения}^{действ}}{l_{расширения}^{теоретич.}}$$

$$\eta_{oi}^{сжатия} = \frac{l_{сжатия}^{теоретич.}}{l_{сжатия}^{действ}}$$

Работа, подводимая от внешнего источника, вследствие необратимых потерь всегда больше работы, затраченной на сжатие при отсутствии этих потерь.

$$l_{цикла}^{обр} = l_{расширения}^{теоретич.} - l_{сжатия}^{теоретич.}$$

$$l_{цикла}^{действ} = l_{расширения}^{действ} - l_{сжатия}^{действ}$$

$$l_{цикла}^{действ} = l_{расширения}^{теоретич.} \eta_{oi}^{расширения} - l_{сжатия}^{теоретич.} \frac{1}{\eta_{oi}^{сжатия}}$$

Тогда

$$\eta_{oi}^{\text{цикла}} = \frac{l_{\text{действ}}^{\text{цикла}}}{l_{\text{обр}}^{\text{цикла}}} = \frac{l_{\text{расширения}}^{\text{теоретич.}} \eta_{oi}^{\text{расширения}} - l_{\text{сжатия}}^{\text{теоретич.}} \frac{1}{\eta_{oi}^{\text{сжатия}}}}{l_{\text{расширения}}^{\text{теоретич.}} - l_{\text{сжатия}}^{\text{теоретич.}}}$$

Внутренний КПД цикла

$$\eta_i^{\text{цикла}} = \frac{l_{\text{расширения}}^{\text{теоретич.}} \eta_{oi}^{\text{расширения}} - l_{\text{сжатия}}^{\text{теоретич.}} \frac{1}{\eta_{oi}^{\text{сжатия}}}}{q_1}$$

Эффективный абсолютный КПД установки

$$\eta_e^{\text{уст}} = \eta_t \eta_{oi}^{\text{цикла}} \prod_{j=1}^n \eta_{e(j)}$$

$$\prod_{j=1}^n \eta_{e(j)}$$

- Произведение эффективных КПД, характеризующих необратимые потери во всех n элементах установки.

Эффективный КПД теплосиловой установки $\eta_e^{\text{уст}}$ показывает, какая доля теплоты q_1 , введенной в установку, превращен в работу, отданную внешнему потребителю.

$$l_{\text{полезн}} = \eta_e^{\text{уст}} q_1$$

$$\Delta q = (1 - \eta_e^{\text{уст}}) q_1 -$$

- Доля теплоты q_1 , не превращенная в работу.

Величина Δq включает в себя как теплоту q_2 , передаваемую холодному источнику, так и потери теплоты $\Delta q_{\text{потерь}}$

$$\Delta q = q_2 + \Delta q_{\text{потерь}};$$

$$\Delta q_{\text{потерь}} = l_{\text{цикла}}^{\text{обр}} - l_{\text{полезн}}$$

$l_{\text{цикла}}^{\text{обр}}$ - работа, производимая в обратимом процессе,

$l_{\text{полезн}}$ - работа, производимая реальной установкой.

С учетом того, что

$$\eta_t = \frac{l_{\text{цикла}}^{\text{обр}}}{q_1}$$

$$l_{\text{цикла}}^{\text{обр}} = \eta_t q_1$$

$$l_{\text{полезн}} = \eta_e^{\text{уст}} q_1$$

Тогда

$$\Delta q_{\text{потерь}} = \eta_t q_1 - \eta_e^{\text{уст}} q_1 = (\eta_t - \eta_e^{\text{уст}}) q_1$$

Из соображений термодинамического совершенства следует стремиться к повышению абсолютного эффективного КПД установки. С точки зрения экономики повышение КПД ведет к экономии топлива (источник подводимой теплоты q_1).

Однако иногда осуществление мероприятий, направленных на увеличение η_t , (а, следовательно, $\eta_e^{\text{уст}}$), связано со значительным усложнением и удорожанием установки. Таким образом, экономия средств, обусловленная экономией топлива, сопряжена с увеличением расходов на сооружение установки.

В связи с этим целесообразность сооружения установки, имеющей более высокий КПД, но требующей больших затрат, определяется в результате технико-экономического анализа.

РАВНОВЕСИЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ СИСТЕМ

Гомогенные и гетерогенные термодинамические системы

Гомогенная – такая система, физические свойства и химический состав которой во всех ее частях одинаковы или изменяются непрерывно (без скачка) от одной точки системы к другой.

Гетерогенная – система, состоящая из двух и более различных гомогенных областей.

Фазы – гомогенные области в гетерогенной системе. Фазы разделяются поверхностями раздела, при переходе через которую скачкообразно изменяются химический состав и ли физические свойства вещества. Поверхность раздела фаз можно иногда рассматривать не как математическую поверхность, а как разделяющий фазы тонкий слой, в котором свойства одной фазы быстро переходят в свойства другой.

Примеры гетерогенной системы: вода с плавающим льдом (жидкая и твердая фазы), чайник, в котором находятся вода и пар (жидкая и газообразная фазы).

Гомогенная система и каждая фаза гетерогенной системы могут состоять из одного или нескольких чистых веществ.

Гомогенная система или фаза гетерогенной системы, состоящая из нескольких чистых веществ – **раствор** или **смесь**.

Все чистые вещества и растворы могут находиться в трех агрегатных состояниях – газообразном, жидком и твердом.

Термодинамическое равновесие

Состояние равновесия – состояние, к которому при данных внешних условиях стремится термодинамическая система. При неизменных внешних условиях состояние равновесия удерживается в системе сколь угодно долго.

Состояние устойчивого равновесия – (стабильное состояние) – если на систему, находящуюся в состоянии равновесия, наложить внешнее воздействие, которое выведет систему из этого состояния, а затем воздействие снять, то система сама возвратится в состояние равновесия.

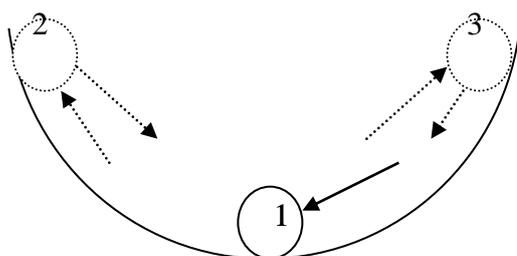


Рис.1

Если на шарик (рис.1), находящийся в положении 1 на вогнутой поверхности, подействует сила, которая выведет его из состояния равновесия 1, то он займет последовательно положения 2, 1, 3, а затем после совершения нескольких колебательных движений вновь вернется в положение 1, движение прекратится – шарик находится в положении устойчивого равновесия.

Состояние неустойчивого равновесия – (лабильное состояние) – если систему, находящуюся в состоянии неустойчивого равновесия из него вывести, то она в исходное состояние не возвратится, а перейдет в состояние устойчивого равновесия.

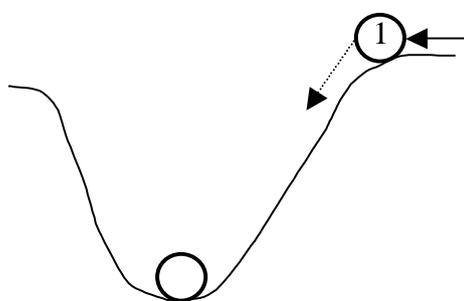


Рис2

Шарик (рис.2) при воздействии на него перейдет из состояния 1 в состояние 2.

Состояние относительно устойчивого равновесия – (метастабильное состояние) – состояние, в котором система может находиться длительное время при слабых воздействиях, вызывающих небольшие отклонения системы от метастабильного состояния, система не переходит в другое состояние, а возвращается в свое метастабильное состояние. Сильное же воздействие выводит систему из метастабильного состояния и она переходит в новое состояние устойчивого равновесия.

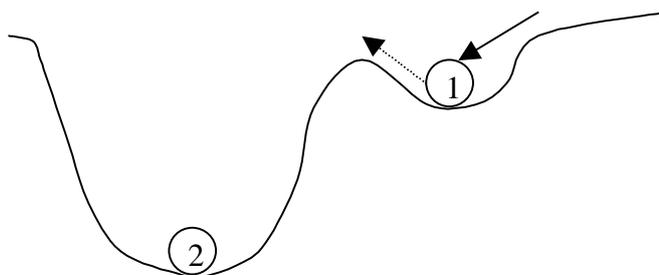


Рис.3

Если к шарик (рис.3) в положении 1 приложить слабое воздействие, он, слегка поколебавшись, вернется в положение 1. Сильное воздействие переведет его в состояние 2.

Состояние устойчивого равновесия для чистых веществ (однокомпонентных систем)

Важной задачей является определение признаков равновесного состояния для того, чтобы определить направление возможного самопроизвольного процесса.

Ранее мы установили критерий равновесия для изолированной термодинамической системы. Напомним, что изолированная термодинамическая система – это система, которая не обменивается с внешней средой ни теплотой, ни механической работой. Следовательно, для такой системы внутренняя энергия и объем постоянны ($U = \text{const}$, $V = \text{const}$).

В соответствии со вторым законом термодинамики энтропия изолированной системы стремится к максимуму, а в состоянии равновесия энтропия имеет максимально возможное значение, т.е. в равновесной изолированной системе $dS = 0$ (для обратимых процессов).

В общем случае $dS \geq 0$,

$dS > 0$ для необратимых процессов.

В состоянии равновесия для изолированной системы

$$S = S_{\text{max}}; dS = 0; d^2S < 0.$$

Последнее соотношение показывает, что в состоянии равновесия энтропия имеет максимум.

Если система взаимодействует с окружающей средой, то условия равновесия зависят от условий взаимодействия системы с окружающей средой.

Наиболее интересны четыре типа условий взаимодействия системы, стремящейся к равновесию с окружающей средой.

1) Объем системы постоянен, но система обменивается с окружающей средой теплотой, причем так, чтобы энтропия оставалась постоянной

$$V = \text{const}, S = \text{const}$$

2) Система обменивается с окружающей средой теплотой и механической работой с условием

$$p = \text{const}, S = \text{const}$$

3) Объем системы постоянен, но система обменивается с окружающей средой теплотой так, чтобы температура оставалась постоянной

$$V = \text{const}, T = \text{const},$$

4) Система обменивается с окружающей средой теплотой и механической работой с условием

$$p = \text{const}, T = \text{const}.$$

Найдем критерии равновесия для каждого из четырех случаев взаимодействия системы со средой.

$$1) V = \text{const}, S = \text{const}, \text{ т.е. } dV = 0, dS = 0.$$

Объединенное уравнение 1 и 2 законов термодинамики

$$TdS \geq dU + pdV,$$

Отсюда

$$dU \leq TdS - pdV,$$

Но

$$TdS = 0, pdV = 0$$

Следовательно,

$$dU \leq 0.$$

С приближением к состоянию равновесия внутренняя энергия системы убывает, достигая минимума в состоянии равновесия.

В состоянии равновесия

$$U = U_{\min}, dU = 0, d^2U > 0.$$

$$2) p = \text{const}, S = \text{const}, \text{ т.е. } dp = 0, dS = 0.$$

$$H = U + pV,$$

$$TdS \geq dU + pdV,$$

$$TdS \geq dU + d(pV) - V dp,$$

$$TdS \geq d(U + pV) - V dp,$$

$$TdS \geq dH - V dp,$$

$$dH \leq TdS + V dp,$$

$$TdS = 0, V dp = 0,$$

$$dH \leq 0.$$

Приближаясь к состоянию равновесия, энтальпия системы убывает, достигая минимума в состоянии равновесия.

В состоянии равновесия

$$H = H_{\min}, dH = 0, d^2H > 0.$$

$$3) V = \text{const}, T = \text{const}, \text{ т.е. } dV = 0, dT = 0.$$

Объединенное уравнение 1 и 2 законов термодинамики

$$TdS \geq dU + pdV,$$

$$\text{Поскольку } TdS = d(TS) - S dT,$$

$$d(TS) - S dT \geq dU + pdV,$$

$$dU - d(TS) \leq -S dT - pdV,$$

$$dU - d(TS) = d(U - TS) = dF,$$

$$dF \leq -S dT - pdV,$$

$$dF \leq 0$$

Приближаясь к состоянию равновесия, свободная энергия системы убывает, достигая минимума в состоянии равновесия.

В состоянии равновесия

$$F = F_{\min}, dF = 0, d^2F > 0.$$

$$3) p = \text{const}, T = \text{const}, \text{т.е. } dp = 0, dT = 0.$$

Объединенное уравнение 1 и 2 законов термодинамики

$$TdS \geq dU + pdV,$$

$$TdS \geq dU + d(pV) - Vdp,$$

$$\text{Поскольку } TdS = d(TS) - S dT,$$

$$d(TS) - SdT \geq d(U + pV) - Vdp,$$

$$U + pV = H,$$

$$d(U + pV) = dH,$$

$$d(TS) - SdT \geq dH - Vdp,$$

$$dH - d(TS) \leq -SdT + Vdp,$$

$$d(H - TS) \leq Vdp - SdT,$$

$$H - TS = \Phi,$$

$$d\Phi \leq Vdp - SdT.$$

$$d\Phi \leq 0.$$

Приближаясь к состоянию равновесия, изобарно-изотермический потенциал системы убывает, достигая минимума в состоянии равновесия.

В состоянии равновесия

$$\Phi = \Phi_{\min}, d\Phi = 0, d^2\Phi > 0.$$

Условия устойчивости и равновесия в изолированной однородной системе.

Термодинамический анализ показывает, что из соображений термодинамической устойчивости системы для любого вещества должны выполняться следующие условия:

$C_v > 0$ – условие термической устойчивости

$\left(\frac{\partial p}{\partial v}\right)_T < 0$ - условие механической устойчивости.

Условие механической устойчивости формулируется: в изотермическом процессе увеличение давления всегда приводит к уменьшению объема вещества.

Условия термической и механической устойчивости можно объяснить **принципом смещения равновесия (принцип Ле Шателье – Брауна)**: если система, находившаяся в равновесии, выводится из него, соответствующие параметры системы изменяются таким образом, чтобы система вернулась в состояние равновесия.

Доказательство идет методом от противного.

Представим, что $C_v < 0$, $C_v = \frac{dq_v}{dT}$,

Следовательно, подвод теплоты к веществу при постоянном объеме вещества приводил бы не к повышению, а к понижению температуры. Чем больше теплоты мы бы подводили в изохорном процессе, тем больше бы становилась разность между температурой этого вещества и источником теплоты (окружающей средой). В результате увеличения перепада температур система все дальше бы отклонялась от состояния равновесия. Таким образом, система была бы неустойчивой.

Напротив, при $C_v > 0$ процесс теплообмена между рассматриваемым веществом и окружающей средой, сопровождающийся ростом температуры вещества, прекратится тогда, когда температуры среды и вещества выровняются и в системе установится равновесие.

Предположим, что $(\frac{\partial p}{\partial v})_T > 0$.

С ростом объема давление увеличивается.

Рассмотрим систему, состоящую из вещества и окружающей среды, между которыми осуществляется теплообмен, при котором температуры обеих частей системы одинаковы.

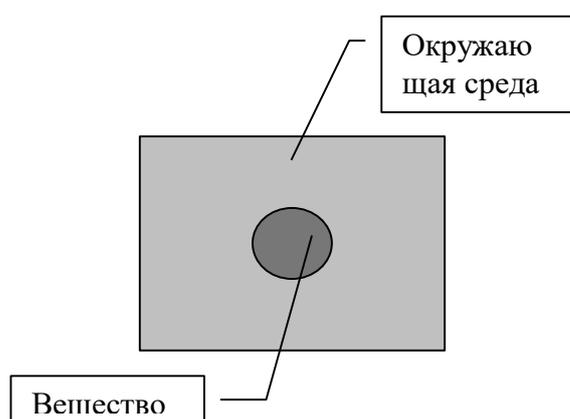


Рис.4

Пусть давление вещества увеличивается на бесконечно малую величину. Вследствие этого исследуемое вещество расширится, а объем окружающей среды уменьшится (она сожмется). Однако в соответствии с $(\frac{\partial p}{\partial v})_T > 0$ это приведет к дальнейшему росту давления вещества, что в свою очередь вызовет увеличение объема вещества и т.д.

(p вещества \uparrow , V вещества \uparrow , V окружающей среды \downarrow , p окружающей среды \downarrow , p вещества \uparrow , V вещества \uparrow , и т.д.)

Процесс поведет к безграничному росту объема вещества.

Если взять случай, когда давление вещества уменьшается, то это приведет к лавинообразному уменьшению объема вещества.

(p вещества \downarrow , V вещества \downarrow , V окружающей среды \uparrow , p окружающей среды \uparrow , p вещества \downarrow , V вещества \downarrow , И Т.Д.)

В обоих случаях рассматриваемая система неустойчива.

Если же $(\frac{\partial p}{\partial v})_T < 0$, то если давление исследуемого вещества будет больше давления окружающей среды, расширение вещества будет приводить к уменьшению давления, пока давления окружающей среды и вещества не сравняются, т.е. пока не наступит равновесие.

РАВНОВЕСИЕ В ОДНОРОДНОЙ ОДНОФАЗНОЙ СИСТЕМЕ

Рассмотрим изолированную термодинамическую систему (рис.1). Мысленно разделим ее на две подсистемы и определим условия равновесия между этими подсистемами.

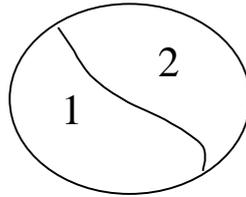


Рис.1

Поскольку система изолирована

$$V_{\text{сист}} = \text{const}; U_{\text{сист}} = \text{const};$$

$$dV_{\text{сист}} = dV_1 + dV_2 = 0; \Rightarrow dV_1 = -dV_2;$$

$$dU_{\text{сист}} = dU_1 + dU_2 = 0; \Rightarrow dU_1 = -dU_2;$$

Критерием равновесия изолированной термодинамической системы является максимум энтропии.

$$dS_{\text{сист}} = 0.$$

Так как энтропия – величина аддитивная, то

$$S_{\text{сист}} = S_1 + S_2$$

$$dS_{\text{сист}} = dS_1 + dS_2 = 0$$

Из уравнения первого закона термодинамики

$$TdS = dU + pdV \Rightarrow$$

$$dS = \frac{1}{T}dU + \frac{p}{T}dV;$$

Для подсистемы 1

$$dS_1 = \frac{1}{T_1}dU_1 + \frac{p_1}{T_1}dV_1;$$

Для подсистемы 2

$$dS_2 = \frac{1}{T_2} dU_2 + \frac{p_2}{T_2} dV_2;$$

$$dS = \frac{1}{T_1} dU_1 + \frac{p_1}{T_1} dV_1 + \frac{1}{T_2} dU_2 + \frac{p_2}{T_2} dV_2 = 0;$$

Поскольку

$$dV_1 = - dV_2; dU_1 = - dU_2;$$

$$\left(\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2}\right) dU_1 + \left(\frac{p_1}{T_1} - \frac{p_2}{T_2}\right) dV_1 = 0;$$

Дифференциалы dU_1 и dV_1 взаимно независимы (то есть возможны процессы, когда объемы подсистем меняются, а внутренние энергии остаются постоянными и наоборот).

В этом случае для того, чтобы левая часть уравнения была равна нулю, надо, чтобы порознь независимо друг от друга были равны нулю множители при дифференциалах dU_1 и dV_1 .

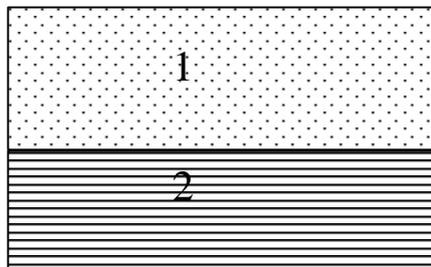
$$\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2} = 0; \Rightarrow T_1 = T_2;$$

$$\frac{p_1}{T_1} - \frac{p_2}{T_2} = 0; \Rightarrow p_1 = p_2;$$

В изолированной однофазной системе в состоянии равновесия температуры и давления во всех частях системы одинаковы.

УСЛОВИЯ ФАЗОВОГО РАВНОВЕСИЯ

Рассмотрим изолированную термодинамическую систему, состоящую из двух подсистем (рис.2), находящихся в разных фазах, причем количество вещества в подсистемах может меняться (переход вещества из одной фазы (агрегатного



состояния) в другую).

Рис.2

$$V_{\text{сист}} = \text{const}; U_{\text{сист}} = \text{const}; G_{\text{сист}} = \text{const};$$

$$V_{\text{сист}} = V_1 + V_2; dV_{\text{сист}} = dV_1 + dV_2 = 0; \Rightarrow dV_1 = - dV_2;$$

$$U_{\text{сист}} = U_1 + U_2; dU_{\text{сист}} = dU_1 + dU_2 = 0; \Rightarrow dU_1 = -dU_2;$$

$$G_{\text{сист}} = G_1 + G_2; dG_{\text{сист}} = dG_1 + dG_2 = 0; \Rightarrow dG_1 = -dG_2;$$

Критерием равновесия изолированной термодинамической системы является максимум энтропии

$$dS_{\text{сист}} = 0;$$

$$S_{\text{сист}} = S_1 + S_2; dS_{\text{сист}} = dS_1 + dS_2 = 0;$$

Полный дифференциал энтропии можно записать следующим образом

$$dS = \left(\frac{\partial S}{\partial U}\right)_{V,G} dU + \left(\frac{\partial S}{\partial V}\right)_{U,G} dV + \left(\frac{\partial S}{\partial G}\right)_{V,U} dG;$$

$$dS_1 = \left(\frac{\partial S_1}{\partial U_1}\right)_{V_1,G_1} dU_1 + \left(\frac{\partial S_1}{\partial V_1}\right)_{U_1,G_1} dV_1 + \left(\frac{\partial S_1}{\partial G_1}\right)_{V_1,U_1} dG_1;$$

$$dS_2 = \left(\frac{\partial S_2}{\partial U_2}\right)_{V_2,G_2} dU_2 + \left(\frac{\partial S_2}{\partial V_2}\right)_{U_2,G_2} dV_2 + \left(\frac{\partial S_2}{\partial G_2}\right)_{V_2,U_2} dG_2;$$

Уравнение первого закона термодинамики для системы, в которой происходит фазовый переход

$$dU = TdS - pdV + \varphi dG;$$

Отсюда

$$\left(\frac{\partial S}{\partial U}\right)_{V,G} = \frac{1}{T}; \quad \left(\frac{\partial S}{\partial V}\right)_{U,G} = \frac{p}{T}; \quad \left(\frac{\partial S}{\partial G}\right)_{V,U} = -\frac{\varphi}{T};$$

Тогда

$$dS_1 = \frac{1}{T_1} dU_1 + \frac{p_1}{T_1} dV_1 - \frac{\varphi_1}{T_1} dG_1;$$

$$dS_2 = \frac{1}{T_2} dU_2 + \frac{p_2}{T_2} dV_2 - \frac{\varphi_2}{T_2} dG_2;$$

$$dS = \frac{1}{T_1} dU_1 + \frac{p_1}{T_1} dV_1 - \frac{\varphi_1}{T_1} dG_1 + \frac{1}{T_2} dU_2 + \frac{p_2}{T_2} dV_2 - \frac{\varphi_2}{T_2} dG_2 = 0;$$

$$\left(\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2}\right) dU_1 + \left(\frac{p_1}{T_1} - \frac{p_2}{T_2}\right) dV_1 - \left(\frac{\varphi_1}{T_1} - \frac{\varphi_2}{T_2}\right) dG_1 = 0;$$

Так как дифференциалы dU_1 , dV_1 , dG_1 взаимно независимы, то чтобы левая часть была равна нулю, надо, чтобы порознь независимо друг от друга были равны нулю множители при этих дифференциалах

$$\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2} = 0; \Rightarrow T_1 = T_2;$$

$$\frac{p_1}{T_1} - \frac{p_2}{T_2} = 0; \Rightarrow p_1 = p_2;$$

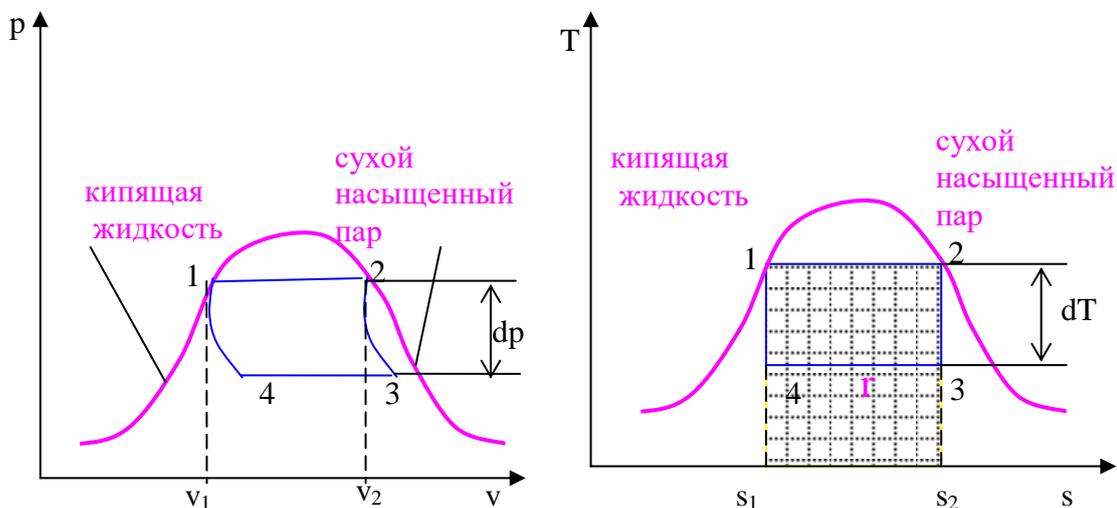
$$\frac{\varphi_1}{T_1} - \frac{\varphi_2}{T_2} = 0; \Rightarrow \varphi_1 = \varphi_2;$$

Если две фазы находятся в равновесии, то температуры, давления и химические потенциалы равны между собой.

Аналогичное условие должно соблюдаться при равновесии трехфазной системы.

УРАВНЕНИЕ КЛАПЕЙРОНА-КЛАУЗИУСА

Осуществим цикл Карно в области фазового перехода



Линия 1-2 – одновременно $p = \text{const}$ и $T = \text{const}$.

перейдем из точки 1 (из области кипящей жидкости) в точку 2 (в область сухого насыщенного пара). При переходе жидкости в пар удельный объем увеличивается.

Работа, совершаемая в цикле

$$dl = (v_2 - v_1)dp \quad (1)$$

Теплота, подведенная в цикле

$$dq = (s_2 - s_1)dT \quad (2)$$

В соответствии с 1 законом термодинамики для цикла

$$dq = dl,$$

$$du = 0$$

Приравняем (1) и (2) для цикла Карно, получим

$$(v_2 - v_1)dp = (s_2 - s_1)dT$$

Наклон линии фазового перехода в p, T – диаграмме определится соотношением

$$\left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_z = \frac{s_2 - s_1}{v_2 - v_1}$$

Обозначим параметры на линии кипения (насыщения) ('), на линии сухого насыщенного пара ('').

$$\left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_s = \frac{s'' - s'}{v'' - v'}$$

$$\left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_s = \frac{(s'' - s')T}{(v'' - v')T}$$

$T(s'' - s') = r$ - скрытая теплота фазового перехода (парообразования).

$$\boxed{\left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_s = \frac{r}{(v'' - v')T}} \text{ - уравнение Клапейрона-Клаузиуса}$$

v'' , v' - соответственно удельный объем сухого пара на линии насыщения, удельный объем насыщенной жидкости.

Поскольку плотность пара меньше плотности жидкости, то $v'' > v'$, следовательно, для фазового перехода жидкость - пар $\left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_s > 0$, то есть **с ростом температуры давление насыщения увеличивается.**

Для фазового перехода твердая фаза - жидкость

$$\left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_z = \frac{\lambda}{(v_l - v_{TB})T}$$

v_l - удельный объем жидкости,

v_{TB} - удельный объем твердой фазы

λ - теплота плавления.

Для фазового перехода твердая фаза - пар

$$\left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_z = \frac{L}{(v_{пар} - v_{TB})T}$$

$v_{пар}$ - удельный объем пара

L - теплота сублимации

ФАЗОВЫЕ ПЕРЕХОДЫ

Фазовым переходом называют переход из одной фазы в другую, сосуществующую с первой. Говоря о фазах чистого вещества, обычно имеют в виду его агрегатные состояния и поэтому говорят о газовой, жидкой и твердой фазах. Под фазовым переходом подразумевается переход из одного агрегатного состояния в другое.

Одно и то же вещество в зависимости от внешних условий (давление и температура) может находиться в различных агрегатных состояниях. При изменении давления изменяются температуры затвердевания и кипения вещества. Вещество в разных агрегатных состояниях имеет различные физические свойства, в частности, плотность. При переходе вещества из жидкой фазы в газообразную теплота фазового перехода тратится как на работу расширения, так и на преодоление сил межмолекулярного взаимодействия. При этом уменьшается и плотность вещества. При плавлении и сублимации теплота фазового перехода затрачивается на разрушение кристаллической решетки твердого тела.

Фазовый переход из твердой фазы в газообразную, происходящий при очень низких давлениях, называется *сублимацией*.

Фазовый переход из жидкой фазы в газообразную – *кипение* или *насыщение*.

Фазовый переход из твердой фазы в жидкую – *плавление*.

Принята следующая классификация точек фазового перехода : точка перехода жидкость - пар называется точкой кипения (она же точка конденсации), точка перехода твердое тело - жидкость - точка плавления (она же точка затвердевания), точка перехода твердое тело - пар - точка сублимации (десублимации).

С повышением температуры в веществе происходит некоторое дробление молекулярных ассоциаций (в твердой фазе - разрыхление кристаллов). Этот процесс заметно ускоряется вблизи точек перехода, в которых изменение молекулярной структуры вещества происходит скачкообразно.

При анализе фазовых равновесий и процессов фазовых переходов важную роль играет *правило фаз Гиббса*. Оно устанавливает зависимость между числом независимых интенсивных переменных, определяющих состояние термодинамической системы, находящейся в равновесии (эти независимые переменные называют степенями свободы системы), числом фаз и числом компонентов системы (компонент - чистое вещество).

Правило фаз Гиббса формулируется следующим образом

$$\psi = K - P + 2 \quad (1)$$

ψ - число степеней свободы термодинамической системы (число независимых переменных, характеризующих состояние системы),

K - число компонентов системы (чистых веществ, из которых состоит система)

P - число фаз в системе.

Применительно к чистому веществу (однокомпонентная система) ($K = 1$) число степеней свободы $\psi = 2$. такими независимыми переменными могут являться, например. давление P и температура T . Это означает, что если для такой системы произвольно задать , например, давление и температуру, то все другие интенсивные параметры системы (удельный объем, энтальпия, энтропия и т.д.) будут определены однозначно.

Рассмотрим систему, которая состоит, как и прежде, из чистого вещества, но содержит не одну, а две фазы, находящиеся в равновесии между собой. Поскольку в этом случае $P = 2$, система обладает только одной степенью свободы, т.е. независимыми переменными , полностью определяющими равновесное состояние каждой фазы системы, могут являться например. давление P или температура T . Этот вывод очень важен. В самом деле, если мы знаем температуру фазового перехода, то она однозначно определяет собой все другие интенсивные термодинамические величины каждой из фаз - давление в точке перехода, плотности вещества в каждой из сосуществующих фаз, удельную энтальпию, энтропия и т.д.

Линию фазового перехода можно изобразить на $P.T$ - диаграмме, если нанести на нее состояния, соответствующие давлениям и температурам фазового перехода.

Для однокомпонентной трехфазной системы ($P = 3$) число степеней свободы такой системы равно нулю. Отсутствие в этом случае степеней свободы означает, что в однокомпонентной системе три фазы могут находиться в равновесии лишь при вполне определенных температуре и давлении, характерных для данного конкретного вещества. на кривой фазового перехода в P,T - диаграмме состояние, в котором сосуществуют три фазы, изобразится точкой (так называемой тройной точкой). Для воды тройная точка соответствует температуре 0.01°C и давлению 610.8 Па.

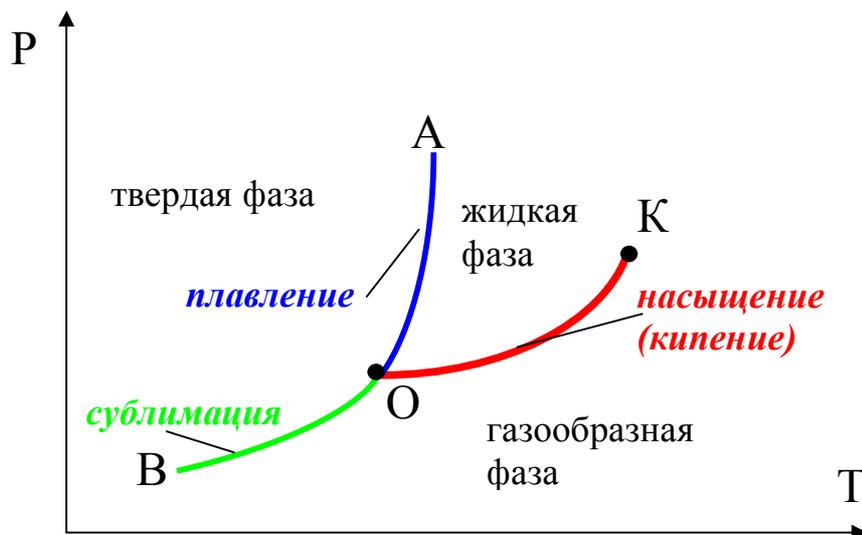


Рисунок 1- Фазовая P,T – диаграмма

На рисунке 1 изображена фазовая P,T - диаграмма вещества. Линия OB - кривая сублимации вещества, линия OA - кривая плавления (затвердевания), линия OK - кривая кипения (конденсации). Кривую кипения называют обычно кривой насыщения. Точка O - тройная точка, в которой вещество сосуществует одновременно в трех фазах. Кривую сублимации OB продолжается вниз в сторону низких температур. Кривая OA уходит вверх, в сторону больших давлений (порядка десятков и сотен тысяч атмосфер). Линия OK заканчивается в точке K , называемой критической точкой. В критической точке исчезает различие между жидкой и газовой фазами. Влево от линии AOB - область твердого состояния вещества, справа от линии KOB расположена область газообразного состояния вещества, между линиями OA и OK - область жидкого состояния. Линия сублимации и линия насыщения имеют положительный наклон. Это означает, что с **ростом давления температура фазового перехода (сублимации и кипения) повышается**. Такая закономерность справедлива для всех известных чистых веществ. Линия плавления для различных веществ может иметь и положительный и отрицательный наклон.

Связь между температурой и давлением на линии фазового перехода определяется уравнением Клапейрона - Клаузиуса. Для фазового перехода жидкость - пар уравнение выглядит следующим образом

$$\frac{dp_s}{dT} = \frac{r}{T(v''-v')} \quad (2)$$

$r = T(s''-s')$ (кДж/кг)- теплота парообразования- количество теплоты, которое необходимо подвести к кипящей жидкости, чтобы обратить ее в пар,

v'' - удельный объем сухого насыщенного пара, м³/кг

v' - удельный объем - удельная энтропия, м³/кг

s'' - удельная энтропия сухого насыщенного пара, кДж/кг К

s' - удельная энтропия- удельная энтропия, кДж/кг К

p_s – равновесное давление в точках фазового перехода жидкость - пар.

Индекс $_s$ - означает на линии кипения (насыщения) (англ. s - saturation).

Поскольку плотность пара всегда меньше плотности жидкости, т.е. $v'' > v'$, из уравнения Клапейрона - Клаузиуса следует, что для фазового перехода жидкость - пар всегда $\frac{dp_s}{dT} > 0$, т.е. с ростом температуры давление насыщения увеличивается.

ХИМИЧЕСКИЙ ПОТЕНЦИАЛ И ЕГО СВОЙСТВА

Все характеристические функции являются аддитивными величинами, т.е. для них справедливы соотношения

$$U = Gu,$$

$$H = Gh,$$

$$F = Gf,$$

$$\Phi = G\varphi.$$

f - удельная свободная энергия,

φ - удельный изобарно-изотермический потенциал или *химический потенциал*.

$$\varphi = h - Ts,$$

где h и s – соответственно удельная энтальпия и энтропия.

Среди термодинамических функций химический потенциал занимает особое положение.

Для решения некоторых проблем важно установить, как изменяется потенциал системы при удалении из системы некоторого количества вещества или при добавлении к системе некоторого количества вещества ∂G (а не при неизменном количестве вещества в системе).

Иными словами, надо найти

$$\left(\frac{\partial U}{\partial G}\right)_{v,s} \text{ для систем } V = \text{const}, S = \text{const},$$

$$\left(\frac{\partial H}{\partial G}\right)_{p,s} \text{ для систем } p = \text{const}, S = \text{const},$$

$$\left(\frac{\partial F}{\partial G}\right)_{v,T} \text{ для систем } V = \text{const}, T = \text{const},$$

$$\left(\frac{\partial \Phi}{\partial G}\right)_{p,T} \text{ для систем } p = \text{const}, T = \text{const}.$$

$$1) U = Gu,$$

$$dU = Gdu + udG,$$

$$du = Tds - pdv,$$

$$dU = G(Tds - pdv) + udG = TGds - pGdv + udG$$

$$Gds = d(Gs) - sdG = dS - sdG,$$

$$Gdv = d(Gv) - vdG = dV - vdG,$$

$$Gs = S,$$

$$Gv = V.$$

$$dU = TdS - TsdG - pvdG + udG = TdS - pdV + (u+pv-Ts)dG.$$

$$dU = TdS - pdV + \varphi dG. \tag{1}$$

$$\varphi = \left(\frac{\partial U}{\partial G}\right)_{v,s}$$

$$\begin{aligned} 2) H &= Gh, \\ dH &= Gdh + hdG, \\ Tds &= dh - vdp, \\ dh &= Tds + vdp, \\ dH &= G(Tds + vdp) + hdG = TGds + Gvdp + hdG, \\ Gds &= d(Gs) - sdG = dS - sdG, \\ Gs &= S, \\ Gv &= V, \\ Gds &= dS - sdG, \\ dH &= TdS - TsdG + Vdp + hdG = TdS + Vdp + (h - Ts)dG, \end{aligned}$$

$$dH = TdS + Vdp + \varphi dG \quad (2)$$

$$\varphi = \left(\frac{\partial H}{\partial G}\right)_{p,s}$$

$$\begin{aligned} 3) F &= Gf, \\ dF &= Gdf + fdG, \\ f &= u - Ts, \\ df &= du - Tds - sdT, \\ Tds &= du + pdv \Rightarrow du - Tds = -pdv, \\ df &= -pdv - s dT, \\ dF &= G(-pdv - sdT) + fdG = -pGdv - GsdT + fdG, \\ Gdv &= d(Gv) - v dG = dV - vdG, \\ Gs &= S, \\ dF &= -p(dV - v dG) - SdT + fdG = -pdV + pvdG - SdT + fdG = -pdV - SdT + (f + pv)dG \\ f &= u - Ts, \\ f + pv &= u - Ts + pv = (u + pv) - Ts = h - Ts = \varphi, \end{aligned}$$

$$dF = -pdV - SdT + \varphi dG \quad (3)$$

$$\varphi = \left(\frac{\partial F}{\partial G}\right)_{v,T}$$

$$\begin{aligned} 4) \Phi &= G\varphi, \\ d\Phi &= Gd\varphi + \varphi dG, \\ \varphi &= h - Ts, \\ d\varphi &= dh - Tds - sdT, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Tds &= dh - vdp \Rightarrow dh - Tds = vdp, \\ d\Phi &= G(vdp - sdT) + \varphi dG = Gvdp - GsdT + \varphi dG, \\ Gv &= V, \\ Gs &= S, \end{aligned}$$

$$d\Phi = Vdp - SdT + \varphi dG, \quad (4)$$

$$\varphi = \left(\frac{\partial \Phi}{\partial G}\right)_{p,T}.$$

$$\left(\frac{\partial U}{\partial G}\right)_{v,S} = \left(\frac{\partial H}{\partial G}\right)_{p,S} = \left(\frac{\partial F}{\partial G}\right)_{v,T} = \left(\frac{\partial \Phi}{\partial G}\right)_{p,T} = \varphi$$

Мы убедились, что в каждом из рассмотренных случаев производная от соответствующей характеристической функции по количеству вещества в системе равна φ . Таким образом, химический потенциал обладает замечательным свойством – он позволяет рассчитать изменение характеристической функции любой системы при изменении количества вещества в системе. Химический потенциал играет большую роль при анализе фазовых переходов, т.е. когда вещество переходит из одной фазы в другую. Особенно полезным является понятие химического потенциала в химической термодинамике при рассмотрении химических реакций.

Полученные выражения (1),(2), (3), (4) можно переписать в следующем виде

$$\begin{aligned} dU &= TdS - pdV + \varphi dG \\ dH &= TdS + Vdp + \varphi dG \\ dF &= -pdV - SdT + \varphi dG \\ d\Phi &= Vdp - SdT + \varphi dG \end{aligned}$$

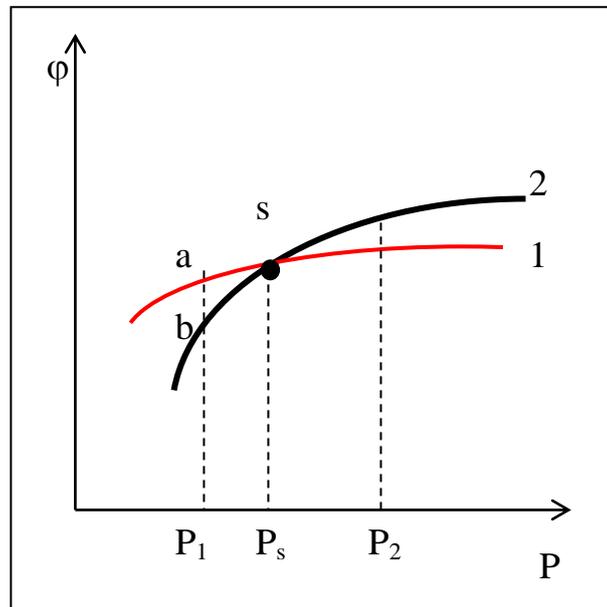
Все приведенные выражения представляют собой уравнения 1 закона термодинамики для систем, в которых происходит химическая реакция или фазовый переход.

В общем случае, когда в системе несколько (n) фаз или веществ последний член в приведенных выражениях (φdG) заменяется на $\sum_{j=1}^n \varphi_j dG_j$.

УСТОЙЧИВОСТЬ ФАЗ

Рассмотрим зависимость химического потенциала от давления для каждой из двух фаз при постоянной температуре (рис.1).

Рис.1



Изобразим в координатах ϕ, p две изотермы – для жидкости и пара. Изотермы в координатах ϕ, p всегда обращены выпуклостью вверх.

Химический потенциал

$$\phi = h - Ts;$$

$$d\phi = dh - Tds - sdT;$$

Уравнение 1 закона термодинамики

$$\underline{Tds = dh - vdp};$$

Выразим из уравнения 1 закона термодинамики

$$dh - Tds = vdp;$$

и подставим в $d\varphi$

$$d\varphi = vdp - sdT; \Rightarrow \left(\frac{\partial\varphi}{\partial p}\right)_T = v.$$

Кривая 1 относится к фазе с большей плотностью (меньшим удельным объемом v), а кривая 2 – к фазе с меньшей плотностью (большим удельным объемом). Тангенс угла наклона кривой 1 (соответственно и угол наклона), определяемый $\left(\frac{\partial\varphi}{\partial p}\right)_T = v$, меньше тангенса угла наклона кривой 2.

Допустим, кривая 1 относится к жидкости ($\varphi_{\text{ж}}$), а кривая 2 – к ее насыщенному пару ($\varphi_{\text{п}}$).

Точка S, в которой кривые 1 и 2 пересекаются, т.е. $\varphi_1 = \varphi_2$ – точка фазового равновесия данного вещества (давление в этой точке соответственно p_s).

При равновесии двух фаз должны быть равны температуры, давления и химические потенциалы этих фаз.

Изобарно-изотермический потенциал двухфазной системы

$$\Phi_{\text{двухфазн}} = \Phi_{\text{ж}} + \Phi_{\text{п}} = \varphi_{\text{ж}} G_{\text{ж}} + \varphi_{\text{п}} G_{\text{п}};$$

Рассмотрим систему, состоящую из двух фаз, находящихся при одном и том же давлении (p_1) и одинаковой температуре (точки a и b на изобаре p_1 , рис.1).

Если состояние системы не является равновесным, то в этой системе возможен процесс, который приведет к изменению потенциала системы Φ .

Так как давление и температура постоянны, следовательно, $\varphi_{\text{ж}}$ и $\varphi_{\text{п}}$ во время процесса постоянны, а поскольку

$$d\varphi = vdp - sdT,$$

$$\text{то и } d\varphi_{\text{ж}} = 0 \text{ и } d\varphi_{\text{п}} = 0.$$

$$d\Phi_{\text{двухфазн}} = d\Phi_{\text{ж}} + d\Phi_{\text{п}} = \varphi_{\text{ж}} dG_{\text{ж}} + G_{\text{ж}} d\varphi_{\text{ж}} + \varphi_{\text{п}} dG_{\text{п}} + G_{\text{п}} d\varphi_{\text{п}}.$$

$$G_{\text{двухфазн}} = G_{\text{ж}} + G_{\text{п}} = \text{const},$$

$$dG_{\text{двухфазн}} = dG_{\text{ж}} + dG_{\text{п}} = 0, \Rightarrow dG_{\text{ж}} = -dG_{\text{п}};$$

$$G_{\text{ж}} d\varphi_{\text{ж}} = 0; \quad G_{\text{п}} d\varphi_{\text{п}} = 0;$$

$$d\Phi_{\text{двухфазн}} = (\varphi_{\text{п}} - \varphi_{\text{ж}}) dG_{\text{п}}.$$

Поскольку у системы, стремящейся к равновесию, изобарно-изотермический потенциал уменьшается, достигая минимума в состоянии равновесия, т.е. $d\Phi_{\text{двухфазн}} < 0$, то знак $dG_{\text{п}}$. Определяется знаком разности $(\varphi_{\text{п}} - \varphi_{\text{ж}})$.

При $p < p_s$ (p_1 рис.1) $\varphi_{\text{п}} < \varphi_{\text{ж}}$, или $\varphi_{\text{п}} - \varphi_{\text{ж}} < 0$, следовательно $dG_{\text{п}} > 0$, т.е. процесс идет в сторону перехода вещества из жидкой фазы в паровую.

При $p < p_s$ (p_2 рис.1) $\varphi_{\text{п}} > \varphi_{\text{ж}}$ или $\varphi_{\text{п}} - \varphi_{\text{ж}} > 0$, следовательно $dG_{\text{п}} < 0$, процесс идет в сторону перехода вещества из паровой фазы в жидкую.

Таким образом,

Если $\varphi_{\text{п}} > \varphi_{\text{ж}}$, то $dG_{\text{п}} < 0$, - устойчивым является жидкое состояние.

Если $\varphi_{\text{п}} < \varphi_{\text{ж}}$, то $dG_{\text{п}} > 0$, - устойчивым является парообразное состояние.

Из двух фаз устойчивой является та, у которой химический потенциал меньше.

ФАЗОВЫЕ ПЕРЕХОДЫ ПРИ НЕОДИНАКОВЫХ ДАВЛЕНИЯХ ФАЗ

Рассмотрим условия фазового равновесия в случае, если на каждую из двух сосуществующих фаз действуют различные давления.

Рассматривается случай фазового равновесия жидкость-пар, дополнительное давление на жидкость создается инертным газом.

Такая система – замкнутый теплоизолированный сосуд с жесткими стенками, в котором вещество находится в двух фазах – жидкость и ее насыщенный пар, над жидкостью вместе с паром находится инертный газ, создающий дополнительное давление p^* на жидкость.

Для такой системы

$$T_{\text{ж}} = T_{\text{п}};$$

$$\varphi_{\text{ж}} = \varphi_{\text{п}};$$

$$p_{\text{ж}} = p_{\text{п}} + p^*;$$

Эти условия справедливы не только для фазового равновесия жидкость-пар, но и для других случаев фазового равновесия (твердая фаза – жидкость, твердая фаза – пар).

Нужно определить, изменится ли давление во второй фазе (а если изменится, то насколько), если изменилось давление над первой фазой, при условии, что температура постоянна и фазовое равновесие сохраняется.

Рассматривается двухфазная система.

Вначале давления в обеих фазах одинаковы и равны p_0 . Система находится в равновесии.

$$\varphi_1(p_0, T) = \varphi_2(p_0, T).$$

Давление на первую фазу возросло на dp_1 , при $T = \text{const}$

$$p_1 = p_0 + dp_1;$$

Предположим, что между фазами вновь устанавливается термодинамическое равновесие, при этом давление во второй фазе изменится на dp_2 (возможно, $dp_2 = 0$, возможно, нет).

Если фазы находятся в равновесии

$$\varphi_1(p_0 + dp_1, T) = \varphi_2(p_0 + dp_2, T).$$

Разложим функции $\varphi_1(p + dp, T)$ в ряд Тэйлора

$$\varphi_1(p_0 + dp_1, T) = \varphi_1(p_0, T) + \left(\frac{\partial \varphi_1}{\partial p_1}\right)_T dp_1;$$

$$\varphi_2(p_0 + dp_2, T) = \varphi_2(p_0, T) + \left(\frac{\partial \varphi_2}{\partial p_2}\right)_T dp_2;$$

С учетом того, что

$$d\varphi = v dp - s dT$$

$$\left(\frac{\partial \varphi}{\partial p}\right)_T = v,$$

Получим

$$\varphi_1 (p_0 + dp_1, T) + v_1 dp_1 = \varphi_2 (p_0 + dp_2, T) + v_2 dp_2;$$

а т.к., $\varphi_1 (p_0, T) = \varphi_2 (p_0, T)$, то

$$v_1 dp_1 = v_2 dp_2;$$

$$\underline{\left(\frac{\partial p_2}{\partial p_1}\right)_T = \frac{v_1}{v_2}} \quad \text{- уравнение Пойнтинга}$$

Это уравнение показывает, что если возрастет давление на одну из фаз, находящихся в равновесии, то увеличивается давление и на вторую фазу, причем отношение изменений давлений в фазах обратно пропорционально удельным объемам.

Уравнение Пойнтинга справедливо только при $T = \text{const}$.

Разность давлений, действующих на фазы

$$p^* = \Delta p_1 - \Delta p_2;$$

Увеличение давления в каждой из фаз при повышении давления первой фазы до p_1

$$\Delta p_1 = p_1 - p_0;$$

$$\Delta p_2 = p_2 - p_0;$$

Индексы

1 – жидкость

2 – пар

Определим давления p_1 и p_2 .

В соответствии с уравнением Пойнтинга

$$\Delta p_2 = \int_{p_0}^{p_1} \frac{v_1}{v_2} dp_1,$$

При незначительном изменении $\frac{v_1}{v_2}$ с изменением p_1 , можно

приблизительно считать

$$\Delta p_2 = \left(\frac{v_1}{v_2} \right) \Delta p_1.$$

Тогда

$$P^* = \Delta p_1 - \frac{v_1}{v_2} \Delta p_1 = \Delta p_1 \left(1 - \frac{v_1}{v_2} \right) = \frac{v_2 - v_1}{v_2} \Delta p_1$$

Отсюда

$$\Delta p_1 = p^* \frac{v_2}{v_2 - v_1};$$

$$\Delta p_2 = \frac{v_1}{v_2} \Delta p_1 = \frac{v_1}{v_2} p^* \frac{v_2}{v_2 - v_1} = p^* \frac{v_1}{v_2 - v_1};$$

$$\Delta p_1 = \Delta p_2 \frac{v_2}{v_1};$$

$$p^* = \Delta p_2 \frac{v_2}{v_1} - \Delta p_2 = \Delta p_2 \left(\frac{v_2}{v_1} - 1 \right) = \Delta p_2 \frac{v_2 - v_1}{v_1}$$

Отсюда

$$\Delta p_2 = p^* \frac{v_1}{v_2 - v_1};$$

Тогда

$$p_1 = p_0 + \Delta p_1 = p_0 + p^* \frac{v_2}{v_2 - v_1};$$

$$p_2 = p_0 + \Delta p_2 = p_0 + p^* \frac{v_1}{v_2 - v_1};$$

С учетом того, что индексами 1 и 2 обозначены соответственно жидкость и пар, можно записать уравнения в следующем виде

$$p_{ж} = p_0 + p^* \frac{v_n}{v_n - v_{жс}};$$

$$p_{\Pi} = p_0 + p^* \frac{v_{жс}}{v_n - v_{жс}};$$

Для фаз, находящихся в равновесии

$$\varphi_1(p_1, T) = \varphi_2(p_2, T)$$

Изменим температуру в каждой фазе на dT , а давление в первой фазе на dp_1 , а во второй – на dp_2 .

Если при таком изменении при новой температуре рассматриваемые фазы находятся в равновесии, то

$$\varphi_1(p_1 + dp_1, T + dT) = \varphi_2(p_2 + dp_2, T + dT)$$

Разложим функции в ряд Тэйлора

$$\varphi(p + dp, T + dT) = \varphi(p, T) + \left(\frac{\partial \varphi}{\partial p}\right)_T dp + \left(\frac{\partial \varphi}{\partial T}\right)_p dT;$$

$$\varphi_1(p_1 + dp_1, T + dT) = \varphi_1(p_1, T) + \left(\frac{\partial \varphi_1}{\partial p_1}\right)_T dp_1 + \left(\frac{\partial \varphi_1}{\partial T}\right)_{p_1} dT;$$

$$\varphi_2(p_2 + dp_2, T + dT) = \varphi_2(p_2, T) + \left(\frac{\partial \varphi_2}{\partial p_2}\right)_T dp_2 + \left(\frac{\partial \varphi_2}{\partial T}\right)_{p_2} dT;$$

Объединенное уравнение первого и второго законов термодинамики

$$Tds = dh - vdp;$$

$$d(Ts) - sdT = dh - vdp;$$

$$dh-d(Ts) = d\varphi = vdp - sdT;$$

$$d\varphi = vdp - sdT;$$

Отсюда следует

$$\left(\frac{\partial\varphi}{\partial p}\right)_T = v;$$

$$\left(\frac{\partial\varphi}{\partial T}\right)_p = -s;$$

$$\varphi_1(p_1, T) + \left(\frac{\partial\varphi_1}{\partial p_1}\right)_T dp_1 + \left(\frac{\partial\varphi_1}{\partial T}\right)_{p_1} dT =$$

$$= \varphi_2(p_2, T) + \left(\frac{\partial\varphi_2}{\partial p_2}\right)_T dp_2 + \left(\frac{\partial\varphi_2}{\partial T}\right)_{p_2} dT;$$

$$\varphi_1(p_1, T) = \varphi_2(p_2, T);$$

$$v_1 dp_1 - s_1 dT = v_2 dp_2 - s_2 dT;$$

$$v_2 dp_2 - v_1 dp_1 = (s_2 - s_1) dT;$$

$$v_2 \frac{dp_2}{dT} - v_1 \frac{dp_1}{dT} = s_2 - s_1 = \frac{r}{T}$$

Уравнение связывает $\frac{dp}{dT}$ для сосуществующих фаз при

неодинаковых давлениях в этих фазах.

Если давления одинаковы, уравнение превращается в уравнение Клапейрона –Клаузиуса, если $T = \text{const.}$, то уравнение превращается в уравнение Пойнтинга.

ФАЗОВЫЕ ПЕРЕХОДЫ ПРИ ИСКРИВЛЕННЫХ ПОВЕРХНОСТЯХ РАЗДЕЛА ФАЗ

Если поверхность раздела фаз не плоская, а искривленная, между фазами возникает разность давлений, обусловленная поверхностным натяжением.

Поверхностное натяжение - сила, стремящаяся сократить до возможного минимума площадь поверхности жидкости. Эта сила σ , действующая на единицу длины периметра поверхности, нормальная к периметру и касательная к поверхности.

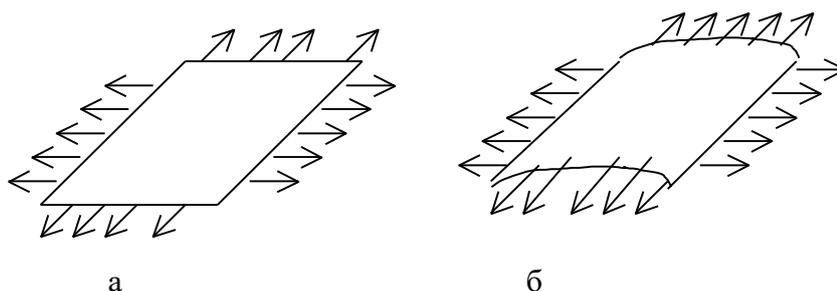


Рис.1

В случае плоской поверхности раздела фаз во всех точках периметра рассматриваемого участка (рис.1, а) силы поверхностного натяжения лежат в одной плоскости, равнодействующая этих сил равна нулю.

В случае криволинейной поверхности (рис.1, б) силы поверхностного натяжения в различных точках периметра участка лежат в разных плоскостях и их равнодействующая не равна нулю. Равнодействующая тем больше, чем больше кривизна поверхности раздела фаз. Равнодействующая направлена к вогнутой стороне поверхности.

Таким образом. На ту фазу, которая расположена под вогнутой стороной поверхности слоя, действует со стороны слоя дополнительное давление, обусловленное поверхностным натяжением.

Посмотрим, как связана эта сила с поверхностным натяжением и с кривизной поверхности. Вырежем на криволинейной поверхности маленький квадрат (рис.2)

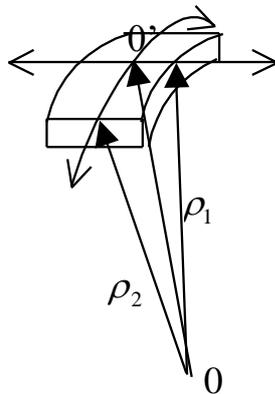


Рис.2

Дополнительное давление, обусловленное силами поверхностного натяжения, определяется уравнением Лапласа

$$P^* = \sigma \left(\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} \right),$$

где ρ - радиус кривизны. Кривизна любой поверхности характеризуется двумя радиусами, определяющими кривизну этой поверхности в двух взаимно перпендикулярных сечениях.

Для плоской поверхности $P^* = 0$.

У сферической поверхности кривизна одинакова в любом сечении

$$\rho_1 = \rho_2 = \rho.$$

Для сферы уравнение Лапласа

$$p^* = \frac{2\sigma}{\rho}$$

Для сферической капли жидкости, находящейся в равновесии со своим насыщенным паром при температуре T_0

$$P_{\text{ж}} = p_0 + \frac{v_n}{v_n - v_{\text{жс}}} \frac{2\sigma}{\rho};$$

$$P_{\text{п}} = p_0 + \frac{v_{\text{жс}}}{v_n - v_{\text{жс}}} \frac{2\sigma}{\rho};$$

$P_{\text{ж}}$ – давление в жидкой фазе,

$P_{\text{п}}$ – давление пара над каплей жидкости.

При плоской поверхности раздела $P_{\text{ж}} = P_{\text{п}} = p$ – давление насыщения при T_0 .

Если давление пара мало, следовательно, удельный объем пара велик по сравнению с удельным объемом жидкости ($v_{\text{жс}} \ll v_n$), то

$$P_{\text{ж}} = p_0 + \frac{2\sigma}{\rho};$$

$$P_{\text{п}} = p_0 + \frac{v_{\text{жс}}}{v_n} \frac{2\sigma}{\rho};$$

Если давление пара настолько мало, что его можно считать идеальным газом

$$v_n = \frac{RT}{p_n},$$

$$P_{\text{II}} = p_0 + \frac{v_{\text{жс}} p_n}{RT} \frac{2\sigma}{\rho};$$

$$P_0 = P_{\text{II}} - \frac{v_{\text{жс}} p_n}{RT} \frac{2\sigma}{\rho} = P_{\text{II}} \left(1 - \frac{v_{\text{жс}}}{RT} \frac{2\sigma}{\rho}\right);$$

$$P_{\text{II}} = \frac{P_0}{1 - \frac{v_{\text{жс}}}{RT} \frac{2\sigma}{\rho}}.$$

ТЕРМИЧЕСКИЕ И КАЛОРИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ТВЕРДЫХ ТЕЛ

Наиболее характерная особенность твердых тел – очень малая сжимаемость.

Для большинства веществ в твердом состоянии

$$\beta = -\frac{1}{v} \left(\frac{\partial v}{\partial p} \right)_T \leq 10^{-10} - 10^{-12} \text{ Па}^{-1},$$

где β - коэффициент изотермической сжимаемости.

В большинстве технических расчетов сжимаемостью можно пренебречь.

Удельный объем твердых тел существенно изменяется лишь при сжатии до огромных давлений (несколько тысяч МПа).

При нагревании все твердые тела расширяются.

Температурный коэффициент объемного расширения

$$\alpha = \frac{1}{v} \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p > 0;$$

$$\alpha = 10^{-5} \text{ 1/К.}$$

Температурный коэффициент линейного расширения

$$\alpha_l = \frac{1}{l} \left(\frac{\partial l}{\partial T} \right)_p - \text{характеризует изменение линейных размеров тела с}$$

температурой.

Теплоемкость твердых тел при средних и высоких температурах (выше комнатных)

$$C_v = 3R,$$

где R - удельная газовая постоянная данного вещества.

Мольная теплоемкость твердого тела

$$\mu C_v = 3\mu R = 3 \cdot 8.314 = 25 \text{ кДж/кмольК} - \text{закон Дюлонга и}$$

Пти

При расчете R надо делить μR не на молекулярную, а на атомную массу, так как химические вещества в твердой фазе находятся в атомарном состоянии.

Закон Дюлонга и Пти имеет приближенный характер. Он не учитывает температурную зависимость теплоемкости твердых тел. При низких температурах закон перестает быть справедливым.

Для твердых тел $C_p - C_v \approx (3-5)\% C_v$.

Можно принять для твердых тел $C_p \approx C_v$.

Энтальпия твердого тела при температуре T

$$h(T) = h(T_0) + \int_{T_0}^T \left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_p dT;$$

Так как $\left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_p = C_p$, то

$$h(T) = h(T_0) + \int_{T_0}^T c_p dT;$$

$h(T_0)$ – известное значение энтальпии при некоторой температуре T_0 .

насыщения) уменьшается
значение теплоты
парообразования g .

При некоторой температуре разность $v''-v'$ становится равной нулю – т.е. исчезает различие плотностей между жидкой и газовой фазами.

Точка на линии насыщения, в которой исчезает различие между жидкой и газовой фазами, называется **критической** ($p_{кр}$, $T_{кр}$).

Состояние вещества при $p = p_{кр}$ и $T = T_{кр}$, называется **критическим состоянием**.

Критическая точка – конечная точка линии фазового перехода жидкость-пар, начинающаяся в тройной точке.

УРАВНЕНИЕ СОСТОЯНИЯ РЕАЛЬНОГО ГАЗА – УРАВНЕНИЕ ВАН –ДЕР-ВААЛЬСА

Уравнение Ван-дер-Ваальса применимо для газов, плотность которых не очень велика.

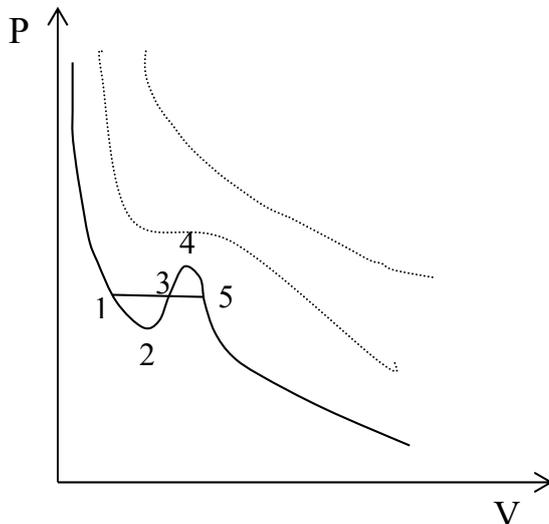
$$\left(p + \frac{a}{v^2}\right) (v - b) = RT$$

Член $\frac{a}{v^2}$ учитывает взаимодействие молекул газа (внутреннее давление в газе вследствие наличия сил сцепления между молекулами).

b -объем, занимаемый собственно молекулами.

Уравнение Ван-дер-Ваальса – кубическое относительно v , имеет три корня:

1. из трех корней – один действительный и два мнимых;
2. все три корня – действительны и различны;
3. все три корня действительны и равны между собой.



На участке 4-3-2 вещество устойчиво существовать не может, т.к. $\left(\frac{\partial p}{\partial v}\right)_T > 0$.

Участок 1-2 – метастабильное состояние – перегретая жидкость.

Участок 5-4 – метастабильное состояние –переохлажденный пар. По линии 5-4 процесс может идти только при отсутствии в газе центров конденсации (пылинок, капель тумана).

Точка 5 – состояние сухого насыщенного пара.

Участок 1-3-5 – фазовый переход жидкость- пар.

Определим критические параметры и постоянные a и b уравнения Ван-дер-Ваальса, воспользовавшись уравнениями

$$\left(\frac{\partial p}{\partial v}\right)_{T_{кр}} = 0; \quad \left(\frac{\partial^2 p}{\partial v^2}\right)_{T_{кр}} = 0;$$

$$p = \frac{RT}{v-b} - \frac{a}{v^2};$$

$$\left(\frac{\partial p}{\partial v}\right)_{T_{кр}} = -\frac{RT_{кр}}{(v_{кр}-b)^2} + \frac{2a}{v_{кр}^3} = 0; \quad (1) \Rightarrow \frac{2a}{v_{кр}^3} = \frac{RT_{кр}}{(v_{кр}-b)^2}; \quad (1)$$

$$\left(\frac{\partial^2 p}{\partial v^2}\right)_{T_{кр}} = \frac{2RT_{кр}}{(v_{кр}-b)^3} - \frac{6a}{v_{кр}^4} = 0; \quad (2) \Rightarrow \frac{6a}{v_{кр}^4} = \frac{2RT_{кр}}{(v_{кр}-b)^3}; \quad (2)$$

Разделим почленно (2) на (1). Определим $v_{кр}$

$$\frac{6av_{кр}^3}{v_{кр}^4 2a} = \frac{2RT_{кр}(v_{кр}-b)^2}{(v_{кр}-b)^3 RT_{кр}}; \quad \Rightarrow \quad \frac{3}{v_{кр}} = \frac{2}{(v_{кр}-b)}; \quad \Rightarrow \quad 3v_{кр} - 3b = 2v_{кр}$$

$$v_{кр} = 3b; \quad b = \frac{v_{кр}}{3}$$

Из уравнения (1) определим $T_{кр}$.

$$\frac{2a}{v_{кр}^3} = \frac{RT_{кр}}{(v_{кр}-b)^2}; \quad T_{кр} = \frac{2a(v_{кр}-b)^2}{Rv_{кр}^3} = \frac{2a(3b-b)^2}{R(3b)^3} = \frac{2a4b^2}{R27b^3} = \frac{8a}{27Rb};$$

$$T_{кр} = \frac{8a}{27Rb}; \quad a = \frac{27RbT_{кр}}{8}. \quad (3)$$

Определим $p_{кр}$, подставив в уравнение Ван-дер-Ваальса $T_{кр}$ и $v_{кр}$:

$$p_{кр} = \frac{RT_{кр}}{v_{кр}-b} - \frac{a}{v_{кр}^2} = \frac{R8a}{27Rb(3b-b)} - \frac{a}{(3b)^2} = \frac{8aR}{27R2b^2} - \frac{a}{9b^2} =$$

$$= \frac{4a}{27b^2} - \frac{a}{9b^2} = \frac{4a-3a}{27b^2} = \frac{a}{27b^2};$$

$$p_{кр} = \frac{a}{27b^2}; \quad \Rightarrow \quad a = 27b^2 p_{кр} \quad (4)$$

Приравняем (3) и (4)

$$a = \frac{27RbT_{kp}}{8} = 27b^2 p_{kp};$$

$$\frac{RT_{kp}}{8} = b p_{kp} \Rightarrow b = \frac{RT_{kp}}{8p_{kp}};$$

Подставим b в (3) и отсюда определим

$$a = \frac{27RRT_{kp}T_{kp}}{8p_{kp}8} = \frac{27R^2T_{kp}^2}{64p_{kp}};$$

$$a = \frac{27R^2T_{kp}^2}{64p_{kp}};$$

ПРИВЕДЕННОЕ УРАВНЕНИЕ ВАН-ДЕР-ВААЛЬСА

Приведенное уравнение Ван-дер-Ваальса не содержит констант, характеризующих индивидуальные свойства того или иного вещества (a, b, R). Обозначим

$$\pi = \frac{p}{p_{kp}}; \tau = \frac{T}{T_{kp}}; \omega = \frac{v}{v_{kp}} \Rightarrow$$

$$p = \pi p_{kp}; T = \tau T_{kp}; v = \omega v_{kp}.$$

Подставим эти значения в уравнение Ван-дер-Ваальса

$$\left(\pi p_{kp} + \frac{a}{\omega^2 v_{kp}^2}\right) (\omega v_{kp} - b) = R \tau T_{kp};$$

$$\left(\pi \frac{a}{27b^2} + \frac{a}{\omega^2 9b^2}\right) (\omega 3b - b) = \tau R \frac{8a}{27Rb};$$

$$\frac{a}{27b^2} \left(\pi + \frac{3}{\omega^2}\right) b (3\omega - 1) = \tau \frac{8a}{27b};$$

$$\left(\pi + \frac{3}{\omega^2}\right) (3\omega - 1) = 8\tau;$$

Уравнение Ван-дер Ваальса в принципе неприменимо к областям, где вещество обладает резко выраженными свойствами реального газа (область

вблизи линии насыщения, околоскритическая область), и тем более область жидкости.

Закон соответственных состояний: если два вещества, подчиняющихся уравнению Ван-дер-Ваальса или какому-либо уравнению состояния в безразмерной форме, имеют одинаковые значения двух из трех приведенных параметров состояния (π, τ, ω) , то значение третьего приведенного параметра будет для них одинаковым. Состояния двух веществ, в которых они имеют одинаковые значения π, τ, ω , принято называть соответственными.

Вещества, подчиняющиеся закону соответственных состояний, называются термодинамически подобными.

Для применения закона соответственных состояний к реальным веществам используется метод расчета по обобщенным данным. Закон соответственных состояний для веществ выполняется тем точнее, чем ближе эти вещества друг к другу по физико-химическим свойствам. Критерием близости обычно выбирается более-менее одинаковый состав вещества (углеводороды, инертные газы и т.д.), близкие значения критических

коэффициентов $Z_{kp} = \frac{p_{kp} v_{kp}}{RT_{kp}}$.

ФАЗОВЫЕ ПЕРЕХОДЫ

Фазовым переходом называют переход из одной фазы в другую, сосуществующую с первой. Говоря о фазах чистого вещества, обычно имеют в виду его агрегатные состояния и поэтому говорят о газовой, жидкой и твердой фазах. Под фазовым переходом подразумевается переход из одного агрегатного состояния в другое.

Одно и то же вещество в зависимости от внешних условий (давление и температура) может находиться в различных агрегатных состояниях. При изменении давления изменяются температуры затвердевания и кипения вещества. Вещество в разных агрегатных состояниях имеет различные физические свойства, в частности, плотность. При переходе вещества из жидкой фазы в газообразную теплота фазового перехода тратится как на работу расширения, так и на преодоление сил межмолекулярного взаимодействия. При этом уменьшается и плотность вещества. При плавлении и сублимации теплота фазового перехода затрачивается на разрушение кристаллической решетки твердого тела.

Фазовый переход из твердой фазы в газообразную, происходящий при очень низких давлениях, называется *сублимацией*.

Фазовый переход из жидкой фазы в газообразную – *кипение* или *насыщение*.

Фазовый переход из твердой фазы в жидкую – *плавление*.

Принята следующая классификация точек фазового перехода : точка перехода жидкость - пар называется точкой кипения (она же точка конденсации), точка перехода твердое тело - жидкость - точка плавления (она же точка затвердевания), точка перехода твердое тело - пар - точка сублимации (десублимации).

С повышением температуры в веществе происходит некоторое дробление молекулярных ассоциаций (в твердой фазе - разрыхление кристаллов). Этот процесс заметно ускоряется вблизи точек перехода, в которых изменение молекулярной структуры вещества происходит скачкообразно.

При анализе фазовых равновесий и процессов фазовых переходов важную роль играет *правило фаз Гиббса*. Оно устанавливает зависимость между числом независимых интенсивных переменных, определяющих состояние термодинамической системы, находящейся в равновесии (эти независимые переменные называют степенями свободы системы), числом фаз и числом компонентов системы (компонент - чистое вещество).

Правило фаз Гиббса формулируется следующим образом

$$\psi = K - P + 2 \quad (1)$$

ψ - число степеней свободы термодинамической системы (число независимых переменных, характеризующих состояние системы),

K - число компонентов системы (чистых веществ, из которых состоит система)

P - число фаз в системе.

Применительно к чистому веществу (однокомпонентная система) ($K = 1$) число степеней свободы $\psi = 2$. такими независимыми переменными могут являться, например. давление P и температура T . Это означает, что если для такой системы произвольно задать , например, давление и температуру, то все другие интенсивные параметры системы (удельный объем, энтальпия, энтропия и т.д.) будут определены однозначно.

Рассмотрим систему, которая состоит, как и прежде, из чистого вещества, но содержит не одну, а две фазы, находящиеся в равновесии между собой. Поскольку в этом случае $P = 2$, система обладает только одной степенью свободы, т.е. независимыми переменными , полностью определяющими равновесное состояние каждой фазы системы, могут являться например. давление P или температура T . Этот вывод очень важен. В самом деле, если мы знаем температуру фазового перехода, то она однозначно определяет собой все другие интенсивные термодинамические величины каждой из фаз - давление в точке перехода, плотности вещества в каждой из сосуществующих фаз, удельную энтальпию, энтропия и т.д.

Линию фазового перехода можно изобразить на $P.T$ - диаграмме, если нанести на нее состояния, соответствующие давлениям и температурам фазового перехода.

Для однокомпонентной трехфазной системы ($P = 3$) число степеней свободы такой системы равно нулю. Отсутствие в этом случае степеней свободы означает, что в однокомпонентной системе три фазы могут находиться в равновесии лишь при вполне определенных температуре и давлении, характерных для данного конкретного вещества. на кривой фазового перехода в P,T - диаграмме состояние, в котором сосуществуют три фазы, изобразится точкой (так называемой тройной точкой). Для воды тройная точка соответствует температуре 0.01°C и давлению 610.8 Па .

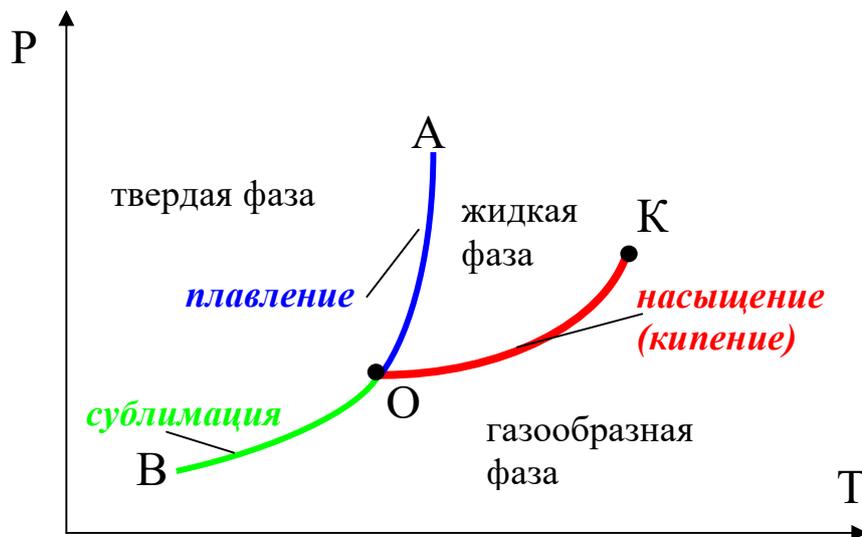


Рисунок 1- Фазовая P, T – диаграмма

На рисунке 1 изображена фазовая P, T - диаграмма вещества. Линия OB - кривая сублимации вещества, линия OA - кривая плавления (затвердевания) , линия OK - кривая кипения (конденсации). Кривую кипения называют обычно кривой насыщения. Точка O - тройная точка, в которой вещество сосуществует одновременно в трех фазах. Кривую сублимации OB продолжается вниз в сторону низких температур. Кривая OA уходит вверх , в сторону больших давлений (порядка десятков и сотен тысяч атмосфер). Линия OK заканчивается в точке K , называемой критической точкой. В критической точке исчезает различие между жидкой и газовой фазами. Влево от линии AOB - область твердого состояния вещества, справа от линии KOB расположена область газообразного состояния вещества, между линиями OA и OK - область жидкого состояния. Линия сублимации и линия насыщения имеют положительный наклон. Это означает, что с **ростом давления температура фазового перехода (сублимации и кипения) повышается**. Такая закономерность справедлива для всех известных чистых веществ. Линия плавления для различных веществ может иметь и положительный и отрицательный наклон.

Связь между температурой и давлением на линии фазового перехода определяется уравнением Клапейрона - Клаузиуса. Для фазового перехода жидкость - пар уравнение выглядит следующим образом

$$\frac{dp_s}{dT} = \frac{r}{T(v''-v')} \quad (2)$$

$r = T(s''-s')$ (кДж/кг)- теплота парообразования- количество теплоты, которое необходимо подвести к кипящей жидкости, чтобы обратить ее в пар,

v'' - удельный объем сухого насыщенного пара, м³/кг

v' - удельный объем - удельная энтропия, м³/кг

s'' - удельная энтропия сухого насыщенного пара, кДж/кг К

s' - удельная энтропия- удельная энтропия, кДж/кг К

p_s – равновесное давление в точках фазового перехода жидкость - пар.

Индекс $_s$ - означает на линии кипения (насыщения) (англ. s - saturation).

Поскольку плотность пара всегда меньше плотности жидкости, т.е. $v'' > v'$, из уравнения Клапейрона - Клаузиуса следует, что для фазового перехода жидкость - пар всегда $\frac{dp_s}{dT} > 0$, т.е. с ростом температуры давление насыщения увеличивается.

ФАЗОВЫЕ ПЕРЕХОДЫ ПРИ НЕОДИНАКОВЫХ ДАВЛЕНИЯХ ФАЗ

Рассмотрим условия фазового равновесия в случае, если на каждую из двух сосуществующих фаз действуют различные давления.

Рассматривается случай фазового равновесия жидкость-пар, дополнительное давление на жидкость создается инертным газом.

Такая система – замкнутый теплоизолированный сосуд с жесткими стенками, в котором вещество находится в двух фазах – жидкость и ее насыщенный пар, над жидкостью вместе с паром находится инертный газ, создающий дополнительное давление p^* на жидкость.

Для такой системы

$$T_{\text{ж}} = T_{\text{п}};$$

$$\varphi_{\text{ж}} = \varphi_{\text{п}};$$

$$p_{\text{ж}} = p_{\text{п}} + p^*;$$

Эти условия справедливы не только для фазового равновесия жидкость-пар, но и для других случаев фазового равновесия (твердая фаза – жидкость, твердая фаза – пар).

Нужно определить, изменится ли давление во второй фазе (а если изменится, то насколько), если изменилось давление над первой фазой, при условии, что температура постоянна и фазовое равновесие сохраняется.

Рассматривается двухфазная система.

Вначале давления в обеих фазах одинаковы и равны p_0 . Система находится в равновесии.

$$\varphi_1(p_0, T) = \varphi_2(p_0, T).$$

Давление на первую фазу возросло на dp_1 , $T = \text{const}$

$$p_1 = p_0 + dp_1;$$

Предположим, что между фазами вновь устанавливается термодинамическое равновесие, при этом давление во второй фазе изменится на dp_2 (возможно, $dp_2 = 0$, возможно, нет).

Если фазы находятся в равновесии

$$\varphi_1(p_0 + dp_1, T) = \varphi_2(p_0 + dp_2, T).$$

Разложим функции $\varphi_1(p + dp, T)$ в ряд Тэйлора

$$\varphi_1(p_0 + dp_1, T) = \varphi_1(p_0, T) + \left(\frac{\partial \varphi_1}{\partial p_1}\right)_T dp_1;$$

$$\varphi_2(p_0 + dp_2, T) = \varphi_2(p_0, T) + \left(\frac{\partial \varphi_2}{\partial p_2}\right)_T dp_2;$$

С учетом того, что

$$d\varphi = v dp - s dT$$

$$\left(\frac{\partial \varphi}{\partial p}\right)_T = v,$$

Получим

$$\varphi_1(p_0 + dp_1, T) + v_1 dp_1 = \varphi_1(p_0 + dp_2, T) + v_2 dp_2;$$

а т.к., $\varphi_1(p_0, T) = \varphi_2(p_0, T)$, то

$$v_1 dp_1 = v_2 dp_2;$$

$$\underline{\left(\frac{\partial p_2}{\partial p_1}\right)_T = \frac{v_1}{v_2}} \quad \text{- уравнение Пойнтинга}$$

Это уравнение показывает, что если возрастет давление на одну из фаз, находящихся в равновесии, то увеличивается давление и на вторую фазу, причем отношение изменений давлений в фазах обратно пропорционально удельным объемам.

Уравнение Пойнтинга справедливо только при $T = \text{const}$.

Разность давлений, действующих на фазы

$$p^* = \Delta p_1 - \Delta p_2;$$

Увеличение давления в каждой из фаз при повышении давления первой фазы до p_1

$$\Delta p_1 = p_1 - p_0;$$

$$\Delta p_2 = p_2 - p_0;$$

Индексы

1 – жидкость

2 – пар

Определим давления p_1 и p_2 .

В соответствии с уравнением Пойнтинга

$$\Delta p_2 = \int_{p_0}^{p_1} \frac{v_1}{v_2} dp_1,$$

При незначительном изменении $\frac{v_1}{v_2}$ с изменением p_1 , можно приближенно считать

$$\Delta p_2 = \left(\frac{v_1}{v_2}\right) \Delta p_1.$$

Тогда

$$P^* = \Delta p_1 - \frac{v_1}{v_2} \Delta p_1 = \Delta p_1 \left(1 - \frac{v_1}{v_2}\right) = \frac{v_2 - v_1}{v_2} \Delta p_1$$

Отсюда

$$\Delta p_1 = p^* \frac{v_2}{v_2 - v_1};$$

$$\Delta p_2 = \frac{v_1}{v_2} \Delta p_1 = \frac{v_1}{v_2} p^* \frac{v_2}{v_2 - v_1} = p^* \frac{v_1}{v_2 - v_1};$$

$$\Delta p_1 = \Delta p_2 \frac{v_2}{v_1};$$

$$p^* = \Delta p_2 \frac{v_2}{v_1} - \Delta p_2 = \Delta p_2 \left(\frac{v_2}{v_1} - 1 \right) = \Delta p_2 \frac{v_2 - v_1}{v_1}$$

Отсюда

$$\Delta p_2 = p^* \frac{v_1}{v_2 - v_1};$$

Тогда

$$p_1 = p_0 + \Delta p_1 = p_0 + p^* \frac{v_2}{v_2 - v_1};$$

$$p_2 = p_0 + \Delta p_2 = p_0 + p^* \frac{v_1}{v_2 - v_1};$$

С учетом того, что индексами 1 и 2 обозначены соответственно жидкость и пар, можно записать уравнения в следующем виде

$$p_{\text{ж}} = p_0 + p^* \frac{v_n}{v_n - v_{\text{ж}}};$$

$$p_{\text{п}} = p_0 + p^* \frac{v_{\text{ж}}}{v_n - v_{\text{ж}}};$$

Для фаз, находящихся в равновесии

$$\varphi_1(p_1, T) = \varphi_2(p_2, T)$$

Изменим температуру в каждой фазе на dT , а давление в первой фазе на dp_1 , а во второй – на dp_2 .

Если при таком изменении при новой температуре рассматриваемые фазы находятся в равновесии, то

$$\varphi_1(p_1 + dp_1, T + dT) = \varphi_2(p_2 + dp_2, T + dT)$$

Разложим функции в ряд Тэйлора

$$\varphi(p + dp, T + dT) = \varphi(p, T) + \left(\frac{\partial \varphi}{\partial p} \right)_T dp + \left(\frac{\partial \varphi}{\partial T} \right)_p dT;$$

$$\varphi_1(p_1 + dp_1, T + dT) = \varphi_1(p_1, T) + \left(\frac{\partial \varphi_1}{\partial p_1} \right)_T dp_1 + \left(\frac{\partial \varphi_1}{\partial T} \right)_{p_1} dT;$$

$$\varphi_2(p_2 + dp_2, T + dT) = \varphi_2(p_2, T) + \left(\frac{\partial \varphi_2}{\partial p_2} \right)_T dp_2 + \left(\frac{\partial \varphi_2}{\partial T} \right)_{p_2} dT;$$

Объединенное уравнение первого и второго законов термодинамики

$$Tds = dh - vdp;$$

$$d(Ts) - sdT = dh - vdp;$$

$$dh - d(Ts) = d\varphi = vdp - sdT;$$

$$d\varphi = vdp - sdT;$$

Отсюда следует

$$\left(\frac{\partial \varphi}{\partial p}\right)_T = v;$$

$$\left(\frac{\partial \varphi}{\partial T}\right)_p = -s$$

$$\varphi_1(p_1, T) + \left(\frac{\partial \varphi_1}{\partial p_1}\right)_T dp_1 + \left(\frac{\partial \varphi_1}{\partial T}\right)_{p_1} dT = \varphi_2(p_2, T) + \left(\frac{\partial \varphi_2}{\partial p_2}\right)_T dp_2 + \left(\frac{\partial \varphi_2}{\partial T}\right)_{p_2} dT;$$

$$\varphi_1(p_1, T) = \varphi_2(p_2, T);$$

$$v_1 dp_1 - s_1 dT = v_2 dp_2 - s_2 dT;$$

$$v_2 dp_2 - v_1 dp_1 = (s_2 - s_1) dT;$$

$$v_2 \frac{dp_2}{dT} - v_1 \frac{dp_1}{dT} = s_2 - s_1 = \frac{r}{T}$$

Уравнение связывает $\frac{dp}{dT}$ для сосуществующих фаз при неодинаковых давлениях в этих фазах.

Если давления одинаковы, уравнение превращается в уравнение Клапейрона –Клаузиуса, если $T = \text{const.}$, то уравнение превращается в уравнение Пойнтинга.

УСТОЙЧИВОСТЬ ФАЗ

Рассмотрим зависимость химического потенциала от давления для каждой из двух фаз при постоянной температуре (рис.1).

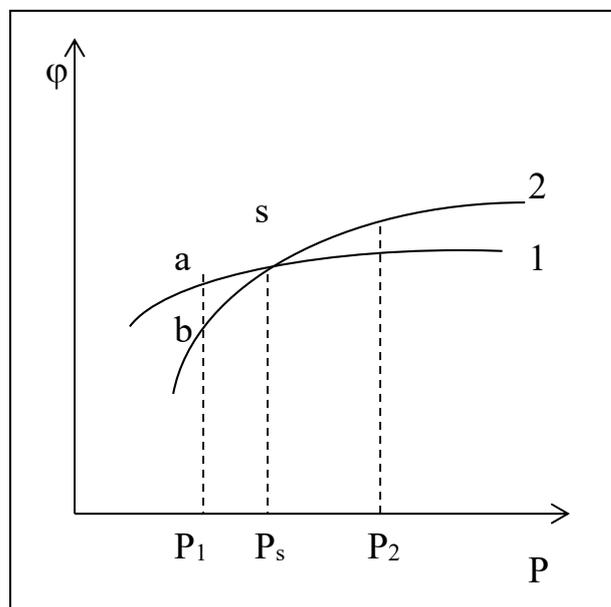


Рис.1

Химический потенциал

$$\begin{aligned} \varphi &= h - Ts; \\ d\varphi &= dh - Tds - sdT; \\ Tds &= dh - vdp; \\ dh - Tds &= vdp; \\ d\varphi &= vdp - sdT; \Rightarrow \left(\frac{\partial \varphi}{\partial p}\right)_T = v. \end{aligned}$$

Кривая 1 относится к фазе с большей плотностью (меньшим удельным объемом v), а кривая 2 – к фазе с меньшей плотностью (большим удельным объемом). Тангенс угла наклона кривой 1 (соответственно и угол наклона), определяемый $\left(\frac{\partial \varphi}{\partial p}\right)_T = v$, меньше тангенса угла наклона кривой 2.

Изотермы в координатах φ, p всегда обращены выпуклостью вверх.

Допустим, кривая 1 относится к жидкости ($\varphi_{\text{ж}}$), а кривая 2 – к ее насыщенному пару ($\varphi_{\text{п}}$).

Точка S, в которой кривые 1 и 2 пересекаются, т.е. $\varphi_1 = \varphi_2$ – точка фазового равновесия данного вещества (давление в этой точке соответственно p_s).

При равновесии двух фаз должны быть равны температуры, давления и химические потенциалы этих фаз.

Изобарно-изотермический потенциал двухфазной системы

$$\Phi_{\text{двухфазн}} = \Phi_{\text{ж}} + \Phi_{\text{п}} = \varphi_{\text{ж}} G_{\text{ж}} + \varphi_{\text{п}} G_{\text{п}};$$

Рассмотрим систему, состоящую из двух фаз, находящихся при одном и том же давлении (p_1) и одинаковой температуре (точки a и b на изобаре p_1 , рис.1).

Если состояние системы не является равновесным, то в этой системе возможен процесс, который приведет к изменению потенциала системы Φ . Так как давление и температура постоянны, следовательно, $\varphi_{\text{ж}}$ и $\varphi_{\text{п}}$ во время процесса постоянны, а поскольку

$$d\varphi = vdp - sdT,$$

то и $d\varphi_{\text{ж}} = 0$ и $d\varphi_{\text{п}} = 0$.

$$d\Phi_{\text{двухфазн}} = d\Phi_{\text{ж}} + d\Phi_{\text{п}} = \varphi_{\text{ж}} dG_{\text{ж}} + G_{\text{ж}} d\varphi_{\text{ж}} + \varphi_{\text{п}} dG_{\text{п}} + G_{\text{п}} d\varphi_{\text{п}}.$$

$$G_{\text{двухфазн}} = G_{\text{ж}} + G_{\text{п}} = \text{const},$$

$$dG_{\text{двухфазн}} = dG_{\text{ж}} + dG_{\text{п}} = 0, \Rightarrow dG_{\text{ж}} = -dG_{\text{п}};$$

$$G_{\text{ж}} d\varphi_{\text{ж}} = 0; \quad G_{\text{п}} d\varphi_{\text{п}} = 0;$$

$$d\Phi_{\text{двухфазн}} = (\varphi_{\text{п}} - \varphi_{\text{ж}}) dG_{\text{п}}.$$

Поскольку у системы, стремящейся к равновесию, изобарно-изотермический потенциал уменьшается, достигая минимума в состоянии равновесия, т.е. $d\Phi_{\text{двухфазн}} < 0$, то знак $dG_{\text{п}}$ определяется знаком разности $(\varphi_{\text{п}} - \varphi_{\text{ж}})$.

При $p < p_s$ (p_1 рис.1) $\varphi_{\text{п}} < \varphi_{\text{ж}}$, или $\varphi_{\text{п}} - \varphi_{\text{ж}} < 0$, следовательно $dG_{\text{п}} > 0$, т.е. процесс идет в сторону перехода вещества из жидкой фазы в паровую.

При $p < p_s$ (p_2 рис.1) $\varphi_{\text{п}} > \varphi_{\text{ж}}$ или $\varphi_{\text{п}} - \varphi_{\text{ж}} > 0$, следовательно $dG_{\text{п}} < 0$, процесс идет в сторону перехода вещества из паровой фазы в жидкую.

Таким образом,

Если $\varphi_{\text{п}} > \varphi_{\text{ж}}$, то $dG_{\text{п}} < 0$, - устойчивым является жидкое состояние.

Если $\varphi_{\text{п}} < \varphi_{\text{ж}}$, то $dG_{\text{п}} > 0$, - устойчивым является парообразное состояние.

Из двух фаз устойчивой является та, у которой химический потенциал меньше.

РАВНОВЕСИЕ В ОДНОРОДНОЙ ОДНОФАЗНОЙ СИСТЕМЕ

Рассмотрим изолированную термодинамическую систему (рис.1). Мысленно разделим ее на две подсистемы и определим условия равновесия между этими подсистемами.

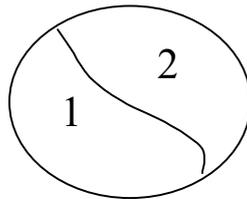


Рис.1

Поскольку система изолирована

$$\begin{aligned}V_{\text{сист}} &= \text{const}; U_{\text{сист}} = \text{const}; \\dV_{\text{сист}} &= dV_1 + dV_2 = 0; \Rightarrow dV_1 = -dV_2; \\dU_{\text{сист}} &= dU_1 + dU_2 = 0; \Rightarrow dU_1 = -dU_2;\end{aligned}$$

Критерием равновесия изолированной термодинамической системы является максимум энтропии.

$$dS_{\text{сист}} = 0.$$

Так как энтропия – величина аддитивная, то

$$\begin{aligned}S_{\text{сист}} &= S_1 + S_2 \\dS_{\text{сист}} &= dS_1 + dS_2 = 0\end{aligned}$$

Из уравнения первого закона термодинамики

$$\begin{aligned}TdS &= dU + pdV \Rightarrow \\dS &= \frac{1}{T}dU + \frac{p}{T}dV;\end{aligned}$$

Для подсистемы 1

$$dS_1 = \frac{1}{T_1} dU_1 + \frac{p_1}{T_1} dV_1;$$

Для подсистемы 2

$$dS_2 = \frac{1}{T_2} dU_2 + \frac{p_2}{T_2} dV_2;$$

$$dS = \frac{1}{T_1} dU_1 + \frac{p_1}{T_1} dV_1 + \frac{1}{T_2} dU_2 + \frac{p_2}{T_2} dV_2 = 0;$$

Поскольку

$$dV_1 = - dV_2; dU_1 = - dU_2;$$

$$\left(\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2}\right) dU_1 + \left(\frac{p_1}{T_1} - \frac{p_2}{T_2}\right) dV_1 = 0;$$

Дифференциалы dU_1 и dV_1 взаимно независимы (то есть возможны процессы, когда объемы подсистем меняются, а внутренние энергии остаются постоянными и наоборот).

В этом случае для того, чтобы левая часть уравнения была равна нулю, надо, чтобы порознь независимо друг от друга были равны нулю множители при дифференциалах dU_1 и dV_1 .

$$\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2} = 0; \Rightarrow T_1 = T_2;$$

$$\frac{p_1}{T_1} - \frac{p_2}{T_2} = 0; \Rightarrow p_1 = p_2;$$

В изолированной однофазной системе в состоянии равновесия температуры и давления во всех частях системы одинаковы.

УСЛОВИЯ ФАЗОВОГО РАВНОВЕСИЯ

Рассмотрим изолированную термодинамическую систему, состоящую из двух подсистем (рис.2), находящихся в разных фазах, причем количество вещества в подсистемах может меняться (переход вещества из одной фазы (агрегатного состояния) в другую).

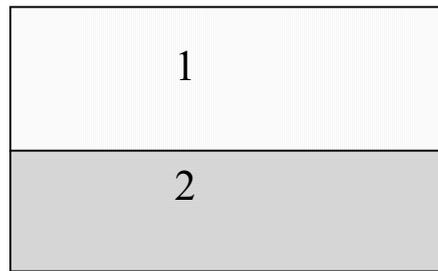


Рис.2

$$V_{\text{сист}} = \text{const}; U_{\text{сист}} = \text{const}; G_{\text{сист}} = \text{const};$$

$$V_{\text{сист}} = V_1 + V_2; dV_{\text{сист}} = dV_1 + dV_2 = 0; \Rightarrow dV_1 = -dV_2;$$

$$U_{\text{сист}} = U_1 + U_2; dU_{\text{сист}} = dU_1 + dU_2 = 0; \Rightarrow dU_1 = -dU_2;$$

$$G_{\text{сист}} = G_1 + G_2; dG_{\text{сист}} = dG_1 + dG_2 = 0; \Rightarrow dG_1 = -dG_2;$$

Критерием равновесия изолированной термодинамической системы является максимум энтропии

$$dS_{\text{сист}} = 0;$$

$$S_{\text{сист}} = S_1 + S_2; dS_{\text{сист}} = dS_1 + dS_2 = 0;$$

Полный дифференциал энтропии можно записать следующим образом

$$dS = \left(\frac{\partial S}{\partial U}\right)_{V,G} dU + \left(\frac{\partial S}{\partial V}\right)_{U,G} dV + \left(\frac{\partial S}{\partial G}\right)_{V,U} dG;$$

$$dS_1 = \left(\frac{\partial S_1}{\partial U_1}\right)_{V_1, G_1} dU_1 + \left(\frac{\partial S_1}{\partial V_1}\right)_{U_1, G_1} dV_1 + \left(\frac{\partial S_1}{\partial G_1}\right)_{V_1, U_1} dG_1;$$

$$dS_2 = \left(\frac{\partial S_2}{\partial U_2}\right)_{V_2, G_2} dU_2 + \left(\frac{\partial S_2}{\partial V_2}\right)_{U_2, G_2} dV_2 + \left(\frac{\partial S_2}{\partial G_2}\right)_{V_2, U_2} dG_2;$$

Уравнение первого закона термодинамики для системы, в которой происходит фазовый переход

$$dU = TdS - pdV + \varphi dG;$$

Отсюда

$$\left(\frac{\partial S}{\partial U}\right)_{V, G} = \frac{1}{T}; \quad \left(\frac{\partial S}{\partial V}\right)_{U, G} = \frac{p}{T}; \quad \left(\frac{\partial S}{\partial G}\right)_{V, U} = -\frac{\varphi}{T};$$

Тогда

$$dS_1 = \frac{1}{T_1} dU_1 + \frac{p_1}{T_1} dV_1 - \frac{\varphi_1}{T_1} dG_1;$$

$$dS_2 = \frac{1}{T_2} dU_2 + \frac{p_2}{T_2} dV_2 - \frac{\varphi_2}{T_2} dG_2;$$

$$dS = \frac{1}{T_1} dU_1 + \frac{p_1}{T_1} dV_1 - \frac{\varphi_1}{T_1} dG_1 + \frac{1}{T_2} dU_2 + \frac{p_2}{T_2} dV_2 - \frac{\varphi_2}{T_2} dG_2 = 0;$$

$$\left(\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2}\right) dU_1 + \left(\frac{p_1}{T_1} - \frac{p_2}{T_2}\right) dV_1 - \left(\frac{\varphi_1}{T_1} - \frac{\varphi_2}{T_2}\right) dG_1 = 0;$$

Так как дифференциалы dU_1 , dV_1 , dG_1 взаимно независимы, то чтобы левая часть была равна нулю, надо, чтобы порознь независимо друг от друга были равны нулю множители при этих дифференциалах

$$\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2} = 0; \Rightarrow T_1 = T_2;$$

$$\frac{p_1}{T_1} - \frac{p_2}{T_2} = 0; \Rightarrow p_1 = p_2;$$

$$\frac{\varphi_1}{T_1} - \frac{\varphi_2}{T_2} = 0; \Rightarrow \varphi_1 = \varphi_2;$$

Если две фазы находятся в равновесии, то температуры, давления и химические потенциалы равны между собой.

Аналогичное условие должно соблюдаться при равновесии трехфазной системы.

АНОМАЛИИ ВОДЫ

Некоторые вещества могут, находясь в твердом состоянии, образовывать не одну, а несколько кристаллических модификаций. Каждая из этих модификаций существует в определенной, характерной для нее области параметров состояния, при изменении этих параметров переходит в другую модификацию.

Каждая из таких модификаций представляет собой фазу; переход из одной фазы в другую сопровождается подводом (отводом) теплоты фазового перехода и соответствующим изменением плотности вещества. Различные фазы в твердом веществе встречаются довольно часто.

Модификации отличаются друг от друга физическими свойствами (кристаллической структурой, удельным объемом, теплоемкостью и т.д.)

Переход от одной модификации к другой обладает всеми признаками обычного фазового перехода: при этом переходе, как и в случае плавления, испарения и сублимации скачкообразно меняется удельный объем и энтропия, хотя в обеих фазах вещество находится в твердом состоянии.

Наклон пограничной кривой, разделяющей в Р.Т- диаграмме существование этих модификаций, определяется обычным уравнением Клапейрона-Клаузиуса

$$\frac{dp}{dT} = \frac{L}{T(v_1 - v_2)}$$

L — теплота фазового перехода,

v_1 и v_2 — удельные объемы модификаций 1 и 2 в данной точке пограничной кривой.

В твердой фазе вода (лед) имеет 6 различных кристаллических модификаций типов льда. В практике мы обычно сталкиваемся лишь с одной — обычным льдом — лед1, т.к. остальные модификации существуют при давлениях, превышающих 200 МПа.

У воды две аномалии:

1) Объем льда больше объема воды. Следствием этого является

$$\left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_{\text{плавления}} < 0, \text{ то есть}$$

с ростом давления температура плавления льда уменьшается. Это справедливо для определенных кристаллических структур льда и при умеренных давлениях, При больших давлениях появляется лед-6, у которого

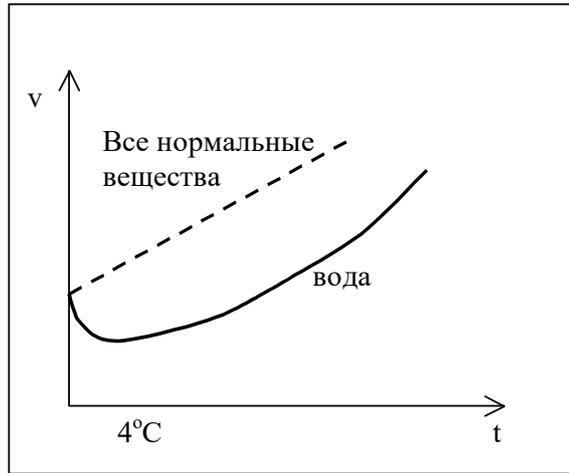
$v_{\text{льда}} < v_{\text{воды}}$, поведение воды оказывается нормальным.

2) Вода имеет максимум плотности при температуре 4°C при атмосферном давлении. Поэтому водоемы не вымерзают до дна в сильные морозы – более теплая вода с температурой 4°C находится у дна водоема. Если бы плотность воды монотонно уменьшалась с уменьшением температуры, то в водоемах происходила бы естественная циркуляция воды, в результате которой водоем равномерно охлаждался бы по всему объему и в конце концов промерзал.

$$\text{При } t < 4^{\circ}\text{C} \quad \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p < 0$$

$$\text{При } t = 4^{\circ}\text{C} \quad \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p = 0$$

$$\text{При } t > 4^{\circ}\text{C} \quad \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p > 0$$



ТЕРМИЧЕСКИЕ И КАЛОРИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ТВЕРДЫХ ТЕЛ

Наиболее характерная особенность твердых тел – очень малая сжимаемость.

Для большинства веществ в твердом состоянии

$$\beta = -\frac{1}{v} \left(\frac{\partial v}{\partial p} \right)_T \leq 10^{-10} - 10^{-12} \text{ Па}^{-1},$$

где β - коэффициент изотермической сжимаемости.

В большинстве технических расчетов сжимаемостью можно пренебречь.

Удельный объем твердых тел существенно изменяется лишь при сжатии до огромных давлений (несколько тысяч МПа).

При нагревании все твердые тела расширяются.

Температурный коэффициент объемного расширения

$$\alpha = \frac{1}{v} \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p > 0;$$
$$\alpha = 10^{-5} \text{ 1/К.}$$

Температурный коэффициент линейного расширения

$$\alpha_l = \frac{1}{l} \left(\frac{\partial l}{\partial T} \right)_p$$

характеризует изменение линейных размеров тела с температурой.

Теплоемкость твердых тел при средних и высоких температурах (выше комнатных)

$$C_v = 3R,$$

где R - удельная газовая постоянная данного вещества.

Мольная теплоемкость твердого тела

$$\mu C_v = 3\mu R = 3 \cdot 8.314 = 25 \text{ кДж/кмольК}$$

– закон Дюлонга и Пти

При расчете R надо делить μR не на молекулярную, а на атомную массу, так как химические вещества в твердой фазе находятся в атомарном состоянии.

Закон Дюлонга и Пти имеет приближенный характер. Он не учитывает температурную зависимость теплоемкости твердых тел. При низких температурах закон перестает быть справедливым.

Для твердых тел

$$C_p - C_v \approx (3-5)\% C_v.$$

Можно принять для твердых тел $C_p \approx C_v$.

Энтальпия твердого тела при температуре T

$$h(T) = h(T_0) + \int_{T_0}^T \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_p dT;$$

Так как $\left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_p = C_p$, то

$$h(T) = h(T_0) + \int_{T_0}^T c_p dT;$$

$h(T_0)$ – известное значение энтальпии при некоторой температуре T_0 .

ХАРАКТЕРИСТИЧЕСКИЕ ФУНКЦИИ

Наиболее полное и строгое изложение метод характеристических функций получил в работах Д. Гиббса. Гиббс показал, что из всего множества термодинамических функций можно выбрать такие функции, частные производные которых наиболее просто выражаются через термодинамические параметры.

Характеристическими функциями называются термодинамические функции, которые позволяют при их аналитической записи получить все параметры системы путем простого дифференцирования. Их называют также термодинамическими потенциалами.

К характеристическим функциям относятся:

$U(S, V)$ -внутренняя энергия

$H(S, p)$ -энтальпия

$F(T, V)$ - свободная энергия или изохорно-изотермический потенциал или энергия Гельмгольца

$\Phi(T, p)$ - изобарно-изотермический потенциал или свободная энтальпия или энергия Гиббса

1. Известна функция объема и энтропии $U(S, V)$, известны S, V .

Из первого закона термодинамики

$$dQ = dU + pdV$$

$$TdS = dU + pdV$$

$$T = \left(\frac{\partial U}{\partial S}\right)_V,$$

$$p = -\left(\frac{\partial U}{\partial V}\right)_S,$$

$$H = U + pV = U(S, V) - V \left(\frac{\partial U}{\partial V}\right)_S$$

2. Известна энтальпия – функция давления и энтропии

$$H(S, p)$$

$$H = U + pV$$

Дифференцируем

$$dH = dU + pdV + Vdp$$

Первый закон термодинамики

$$TdS = dU + pdV$$

Тогда

$TdS = dH + Vdp$ – уравнение первого закона термодинамики через энтальпию.

$$T = \left(\frac{\partial H}{\partial S}\right)_p,$$

$$V = \left(\frac{\partial H}{\partial p}\right)_S,$$

$$U = H - pV = H(p, S) - p \left(\frac{\partial H}{\partial p}\right)_S$$

Место для уравнения.

3. Свободная энергия $F(T, V) = U - TS$

Дифференцируем

$$dF = dU - TdS - SdT$$

Первый закон термодинамики

$$TdS = dU + pdV$$

Тогда

$$dU = TdS - pdV$$
$$dU - TdS = -pdV$$

$$dF = dU - TdS - SdT$$

$$dF = -pdV - SdT$$

$$p = -\left(\frac{\partial F}{\partial V}\right)_T,$$

- своеобразная запись уравнения состояния

$$S = -\left(\frac{\partial F}{\partial T}\right)_V,$$

$$U = F + TS = F(V, T) - T \left(\frac{\partial F}{\partial T}\right)_V$$

$$H = U + pV = F(V, T) - T \left(\frac{\partial F}{\partial T}\right)_V - V \left(\frac{\partial F}{\partial V}\right)_T$$

Работа изотермического процесса (полная работа, включающая в себя и работу расширения) равна убыли

свободной энергии системы – энергии, которая может быть отведена от системы при $T = \text{const}$.

Несколько слов о происхождении термина «свободная энергия». В изохорно-изотермической системе в работу может быть превращена не вся внутренняя энергия, а только часть ее – свободная часть F . Величина TS , которую называют связанной энергией, в работу превращена быть не может. TS – количество теплоты, которым обменивается система с окружающей средой при $T = \text{const}$.

4. Изобарно-изотермический потенциал $\Phi(T, p)$ - энергия Гиббса

$$\Phi(T, p) = H(S, p) - TS = U + pV - TS = U - TS + pV = F + pV$$

Дифференцируем

$$d\Phi = dH - TdS - SdT$$

Первый закон термодинамики

$$TdS = dH - Vdp \rightarrow$$

$$Vdp = dH - TdS$$

$$d\Phi = Vdp - SdT$$

Своеобразная запись уравнения состояния

$$V = - \left(\frac{\partial \Phi}{\partial p} \right)_T$$

$$S = - \left(\frac{\partial \Phi}{\partial T} \right)_p$$

$$H = \Phi + TS = \Phi(T, p) - T \left(\frac{\partial \Phi}{\partial T} \right)_p$$

$$U = \Phi + TS - pV = \Phi(T, p) - T \left(\frac{\partial \Phi}{\partial T} \right)_p - p \left(\frac{\partial \Phi}{\partial p} \right)_T$$

$$F = \Phi - pV = \Phi(T, p) - p \left(\frac{\partial \Phi}{\partial p} \right)_T$$

ХИМИЧЕСКИЙ ПОТЕНЦИАЛ И ЕГО СВОЙСТВА

Все характеристические функции являются аддитивными величинами, т.е. для них справедливы соотношения

$$U = Gu,$$

$$H = Gh,$$

$$F = Gf,$$

$$\Phi = G\varphi.$$

f - удельная свободная энергия,

φ - удельный изобарно-изотермический потенциал или **химический потенциал**.

$$\varphi = h - Ts,$$

где h и s – соответственно удельная энтальпия и энтропия.

Среди термодинамических функций химический потенциал занимает особое положение.

Для решения некоторых проблем важно установить, как изменяется потенциал системы при удалении из системы некоторого количества вещества или при добавлении к системе некоторого количества вещества ∂G (а не при неизменном количестве вещества в системе).

Иными словами, надо найти

$$\left(\frac{\partial U}{\partial G}\right)_{V,S} \text{ для систем } V = \text{const}, S = \text{const},$$

$$\left(\frac{\partial H}{\partial G}\right)_{p,S} \text{ для систем } p = \text{const}, S = \text{const},$$

$$\left(\frac{\partial F}{\partial G}\right)_{V,T} \text{ для систем } V = \text{const}, T = \text{const},$$

$$\left(\frac{\partial \Phi}{\partial G}\right)_{p,T} \text{ для систем } p = \text{const}, T = \text{const}.$$

$$1) U = Gu,$$

$$dU = Gdu + udG,$$

$$du = Tds - pdv,$$

$$dU = G(Tds - pdv) + udG = TGds - pGdv + udG$$

$$Gds = d(Gs) - sdG = dS - sdG,$$

$$Gdv = d(Gv) - vdG = dV - vdG,$$

$$Gs = S, Gv = V.$$

$$dU = TdS - TsdG - pvdG + udG = TdS - pdV + (u + pv - Ts)dG.$$

$$dU = TdS - pdV + \varphi dG. \quad (1)$$

$$\varphi = \left(\frac{\partial U}{\partial G}\right)_{V,S}.$$

$$2) H = Gh,$$

$$dH = Gdh + hdG,$$

$$Tds = dh - vdp,$$

$$dh = Tds + vdp,$$

$$dH = G (Tds + vdp) + hdG = TGds + Gvdp + hdG,$$

$$Gds = d(Gs) - sdG = dS - sdG,$$

$$Gs = S, Gv = V,$$

$$Gds = dS - sdG,$$

$$dH = TdS - TsdG + Vdp + hdG = TdS + V dp + (h - Ts) dG,$$

$$dH = TdS + Vdp + \varphi dG \quad (2)$$

$$\varphi = \left(\frac{\partial H}{\partial G} \right)_{p,S}$$

$$3) \quad F = Gf,$$

$$dF = Gdf + fdG,$$

$$f = u - Ts,$$

$$df = du - Tds - sdT,$$

$$Tds = du + pdv \Rightarrow du - Tds = -pdv,$$

$$df = -pdv - s dT,$$

$$dF = G (-pdv - sdT) + fdG = -pGdv - GsdT + fdG,$$

$$Gdv = d(Gv) - v dG = dV - vdG,$$

$$Gs = S,$$

$$\begin{aligned} dF &= -p(dV - v dG) - SdT + fdG = -pdV + pvdG - SdT + fdG = \\ &= -pdV - SdT + (f + pv)dG \end{aligned}$$

$$f = u - Ts,$$

$$f + pv = u - Ts + pv = (u + pv) - Ts = h - Ts = \varphi,$$

$$dF = -pdV - SdT + \varphi dG \quad (3)$$

$$\varphi = \left(\frac{\partial F}{\partial G} \right)_{V,T}$$

$$4) \Phi = G\varphi,$$

$$d\Phi = Gd\varphi + \varphi dG,$$

$$\varphi = h - Ts,$$

$$d\varphi = dh - Tds - sdT,$$

$$Tds = dh - vdp \Rightarrow dh - Tds = vdp,$$

$$d\Phi = G(vdp - sdT) + \varphi dG = Gvdp - GsdT + \varphi dG,$$

$$Gv = V, \quad Gs = S,$$

$$d\Phi = Vdp - SdT + \varphi dG, \quad (4)$$

$$\varphi = \left(\frac{\partial \Phi}{\partial G} \right)_{p,T}$$

$$\left(\frac{\partial U}{\partial G} \right)_{V,S} = \left(\frac{\partial H}{\partial G} \right)_{p,S} = \left(\frac{\partial F}{\partial G} \right)_{V,T} = \left(\frac{\partial \Phi}{\partial G} \right)_{p,T} = \varphi$$

Мы убедились, что в каждом из рассмотренных случаев производная от соответствующей характеристической функции по количеству вещества в системе равна φ . Таким образом, химический потенциал обладает замечательным свойством – он позволяет рассчитать изменение характеристической функции любой системы при изменении количества вещества в системе. Химический потенциал играет большую роль при анализе фазовых переходов, т.е. когда вещество переходит из одной фазы в другую. Особенно полезным является понятие химического потенциала в химической термодинамике при рассмотрении химических реакций.

Полученные выражения (1),(2), (3), (4) можно переписать в следующем виде

$$dU = TdS - pdV + \varphi dG$$

$$dH = TdS + Vdp + \varphi dG$$

$$dF = -pdV - SdT + \varphi dG$$

$$d\Phi = V dp - SdT + \varphi dG$$

Все приведенные выражения представляют собой уравнения 1 закона термодинамики для систем, в которых происходит химическая реакция или фазовый переход.

В общем случае, когда в системе несколько (n) фаз или веществ последний член в приведенных выражениях (φdG) заменяется на $\sum_{j=1}^n \varphi dG$.

ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫЕ УРАВНЕНИЯ ТЕРМОДИНАМИКИ

ОСНОВНЫЕ МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ

Полный дифференциал функции нескольких независимых переменных

$$z = f(x, y)$$
$$dz = \left(\frac{\partial z}{\partial x}\right)_y dx + \left(\frac{\partial z}{\partial y}\right)_x dy$$

Результат дифференцирования не зависит от порядка дифференцирования по разным переменным

$$dz = Mdx + Ndy,$$

где

$$M = \left(\frac{\partial z}{\partial x}\right)_y,$$
$$N = \left(\frac{\partial z}{\partial y}\right)_x,$$
$$\left(\frac{\partial M}{\partial y}\right)_x = \frac{\partial^2 z}{\partial x \partial y},$$
$$\left(\frac{\partial N}{\partial x}\right)_y = \frac{\partial^2 z}{\partial y \partial x},$$

Следовательно,

$$\left(\frac{\partial M}{\partial y}\right)_x = \left(\frac{\partial N}{\partial x}\right)_y.$$

При $dz = 0$ ($z = \text{const}$)

$$\left(\frac{\partial z}{\partial x}\right)_y dx + \left(\frac{\partial z}{\partial y}\right)_x dy = 0.$$

Тогда, продифференцировав по x при $z = \text{const}$

$$\left(\frac{\partial z}{\partial x}\right)_y + \left(\frac{\partial z}{\partial y}\right)_x \left(\frac{\partial y}{\partial x}\right)_z = 0$$

$$\left(\frac{\partial z}{\partial y}\right)_x \left(\frac{\partial y}{\partial x}\right)_z = -\left(\frac{\partial z}{\partial x}\right)_y.$$

Разделим обе части на $\left(\frac{\partial z}{\partial x}\right)_y$, получим

$$\left(\frac{\partial z}{\partial y}\right)_x \left(\frac{\partial y}{\partial x}\right)_z \left(\frac{\partial x}{\partial z}\right)_y = -1.$$

Это уравнение однозначно связывает между собой величины всех возможных производных.

Для величин p, v, T

$$\left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v \left(\frac{\partial T}{\partial v}\right)_p \left(\frac{\partial v}{\partial p}\right)_T = -1.$$

Для величин p, T, s

$$\left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_s \left(\frac{\partial T}{\partial s}\right)_p \left(\frac{\partial s}{\partial p}\right)_T = -1.$$

Для величин h, u, T

$$\left(\frac{\partial h}{\partial u}\right)_T \left(\frac{\partial u}{\partial T}\right)_h \left(\frac{\partial T}{\partial h}\right)_u = -1$$

и т.д.

Из уравнения

$$dz = \left(\frac{\partial z}{\partial x}\right)_y dx + \left(\frac{\partial z}{\partial y}\right)_x dy$$

продифференцировав его по X при некотором постоянном параметре ξ

получим

$$\left(\frac{\partial z}{\partial x}\right)_\xi = \left(\frac{\partial z}{\partial x}\right)_y + \left(\frac{\partial z}{\partial y}\right)_x \left(\frac{\partial y}{\partial x}\right)_\xi.$$

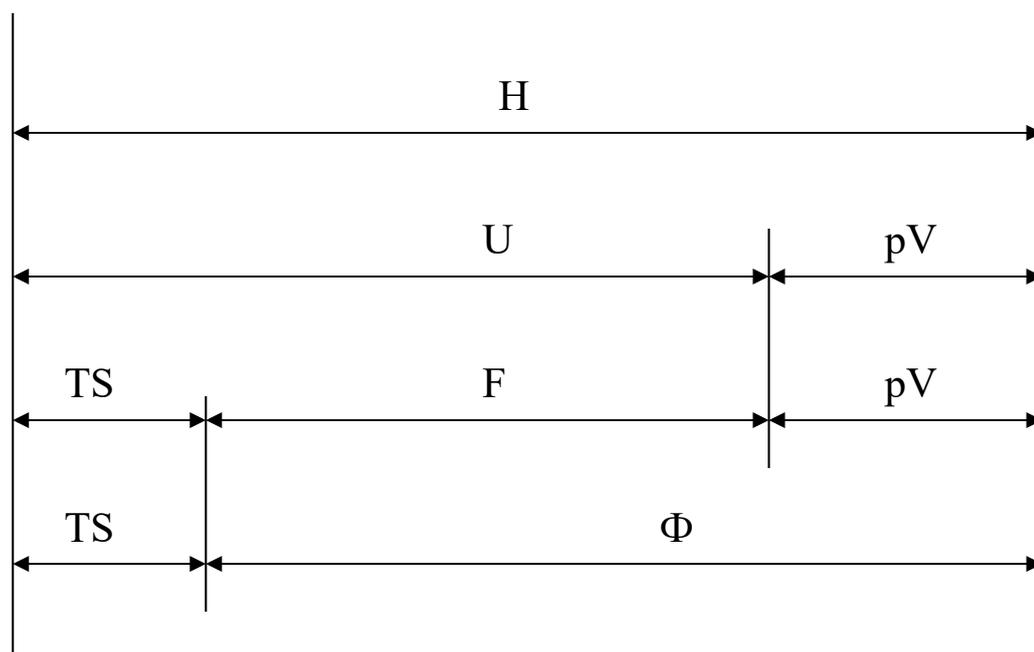
СХЕМА СООТНОШЕНИЙ МЕЖДУ ХАРАКТЕРИСТИЧЕСКИМИ ФУНКЦИЯМИ

H - Энтальпия

U - Внутренняя энергия

F - Свободная энергия (энергия Гельмгольца)(изохорно-изотермический потенциал)

Φ - Свободная энтальпия (энергия Гиббса) (изобарно-изотермический потенциал)



УРАВНЕНИЯ МАКСВЕЛЛА

Первый закон термодинамики

$$Tds = du + pdv,$$

$$du = Tds - pdv.$$

Обозначим X и Y две условные переменные, под которыми понимают любую пару из четырех величин: p, v, T, s

Дифференцируем уравнение первого закона термодинамики сначала по x при $y = \text{const}$, затем по y при $x = \text{const}$

$$\left(\frac{\partial u}{\partial x}\right)_y = T\left(\frac{\partial s}{\partial x}\right)_y - p\left(\frac{\partial v}{\partial x}\right)_y, \quad (1)$$

$$\left(\frac{\partial u}{\partial y}\right)_x = T\left(\frac{\partial s}{\partial y}\right)_x - p\left(\frac{\partial v}{\partial y}\right)_x, \quad (2)$$

Дифференцируем (1) по y , а (2) по x :

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x \partial y} = \left(\frac{\partial T}{\partial y}\right)_x \left(\frac{\partial s}{\partial x}\right)_y + T \frac{\partial^2 s}{\partial x \partial y} - \left(\frac{\partial p}{\partial y}\right)_x \left(\frac{\partial v}{\partial x}\right)_y - p \frac{\partial^2 v}{\partial x \partial y} \quad (3)$$

$$\frac{\partial^2 u}{\partial y \partial x} = \left(\frac{\partial T}{\partial x}\right)_y \left(\frac{\partial s}{\partial y}\right)_x + T \frac{\partial^2 s}{\partial y \partial x} - \left(\frac{\partial p}{\partial x}\right)_y \left(\frac{\partial v}{\partial y}\right)_x - p \frac{\partial^2 v}{\partial y \partial x}$$

Приравниваем правые части:

$$\left(\frac{\partial T}{\partial y}\right)_x \left(\frac{\partial s}{\partial x}\right)_y + T \frac{\partial^2 s}{\partial x \partial y} - \left(\frac{\partial p}{\partial y}\right)_x \left(\frac{\partial v}{\partial x}\right)_y - p \frac{\partial^2 v}{\partial x \partial y} =$$

$$= \left(\frac{\partial T}{\partial x}\right)_y \left(\frac{\partial s}{\partial y}\right)_x + T \frac{\partial^2 s}{\partial y \partial x} - \left(\frac{\partial p}{\partial x}\right)_y \left(\frac{\partial v}{\partial y}\right)_x - p \frac{\partial^2 v}{\partial y \partial x}. \quad (4)$$

После преобразований получим

$$\left(\frac{\partial T}{\partial y}\right)_x \left(\frac{\partial s}{\partial x}\right)_y - \left(\frac{\partial p}{\partial y}\right)_x \left(\frac{\partial v}{\partial x}\right)_y =$$

$$\left(\frac{\partial T}{\partial x}\right)_y \left(\frac{\partial s}{\partial y}\right)_x - \left(\frac{\partial p}{\partial x}\right)_y \left(\frac{\partial v}{\partial y}\right)_x. \quad (5)$$

Представим

x	y
v	s
p	s
v	T
p	T

В уравнение (5) подставляем вместо **x** и **y** их значения из таблицы: v, s

$$\left(\frac{\partial T}{\partial s}\right)_v \left(\frac{\partial s}{\partial v}\right)_s - \left(\frac{\partial p}{\partial s}\right)_v \left(\frac{\partial v}{\partial v}\right)_s =$$

$$\left(\frac{\partial T}{\partial v}\right)_s \left(\frac{\partial s}{\partial s}\right)_v - \left(\frac{\partial p}{\partial v}\right)_s \left(\frac{\partial v}{\partial s}\right)_v.$$

Учитывая, что

$$\left(\frac{\partial s}{\partial v}\right)_s = 0, \left(\frac{\partial v}{\partial s}\right)_v = 0, \left(\frac{\partial v}{\partial v}\right)_s = 1, \left(\frac{\partial s}{\partial s}\right)_v = 1.$$

получим

$$-\left(\frac{\partial p}{\partial s}\right)_v = \left(\frac{\partial T}{\partial v}\right)_s \quad \text{или} \quad -\left(\frac{\partial s}{\partial p}\right)_v = \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_s$$

В уравнение (5) подставляем вместо x и y их значения из таблицы: p, s

$$\left(\frac{\partial T}{\partial s}\right)_p \left(\frac{\partial s}{\partial p}\right)_s - \left(\frac{\partial p}{\partial s}\right)_p \left(\frac{\partial v}{\partial p}\right)_s = \left(\frac{\partial T}{\partial p}\right)_s \left(\frac{\partial s}{\partial s}\right)_p - \left(\frac{\partial p}{\partial p}\right)_s \left(\frac{\partial v}{\partial s}\right)_p$$

Учитывая, что

$$\left(\frac{\partial s}{\partial p}\right)_s = 0, \left(\frac{\partial p}{\partial s}\right)_p = 0, \left(\frac{\partial p}{\partial p}\right)_s = 1, \left(\frac{\partial s}{\partial s}\right)_p = 1.$$

получим

$$\left(\frac{\partial T}{\partial p}\right)_s = \left(\frac{\partial v}{\partial s}\right)_p \quad \text{или} \quad \left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_s = \left(\frac{\partial s}{\partial v}\right)_p$$

В уравнение (5) подставляем вместо x и y их значения из таблицы: v, T

$$\left(\frac{\partial T}{\partial T}\right)_v \left(\frac{\partial s}{\partial v}\right)_T - \left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v \left(\frac{\partial v}{\partial v}\right)_T =$$

$$\left(\frac{\partial T}{\partial v}\right)_T \left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_v - \left(\frac{\partial p}{\partial v}\right)_T \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_v$$

Учитывая, что

$$\left(\frac{\partial T}{\partial v}\right)_T = 0, \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_v = 0, \left(\frac{\partial T}{\partial T}\right)_v = 1, \left(\frac{\partial v}{\partial v}\right)_T = 1.$$

получим

$$\left(\frac{\partial s}{\partial v}\right)_T = \left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v \quad \text{или} \quad \left(\frac{\partial v}{\partial s}\right)_T = \left(\frac{\partial T}{\partial p}\right)_v.$$

В уравнение (5) подставляем вместо x и y их значения из таблицы: p, T

$$\left(\frac{\partial T}{\partial T}\right)_p \left(\frac{\partial s}{\partial p}\right)_T - \left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_p \left(\frac{\partial v}{\partial p}\right)_T =$$

$$\left(\frac{\partial T}{\partial p}\right)_T \left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_p - \left(\frac{\partial p}{\partial p}\right)_T \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p.$$

Учитывая, что

$$\left(\frac{\partial T}{\partial p}\right)_T = 0, \left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_p = 0, \left(\frac{\partial T}{\partial T}\right)_p = 1, \left(\frac{\partial p}{\partial p}\right)_T = 1.$$

получим

$$\left(\frac{\partial s}{\partial p}\right)_T = -\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p \quad \text{или} \quad \left(\frac{\partial p}{\partial s}\right)_T = -\left(\frac{\partial T}{\partial v}\right)_p.$$

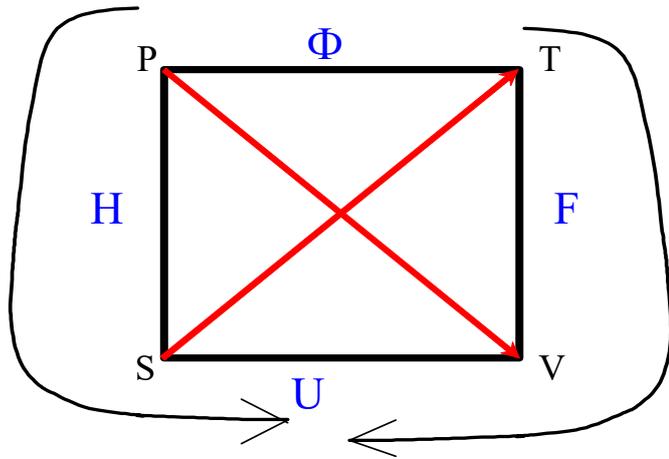
Соотношения Максвелла имеют большое практическое значение, так как они дают возможность:

1) сократить число данных о физических свойствах веществ, получаемых экспериментально,

2) проверять согласованность данных, полученных разными способами, обнаруживать возможные ошибки экспериментов или расчетов,

3) заменять при необходимости в уравнениях одни свойства другими.

Соотношения Максвелла можно записать с помощью простой вспомогательной диаграммы: При написании дифференциальных соотношений знак частной производной устанавливается с помощью диагональной стрелки. Если стрелка направлена от независимой переменной, находящейся в знаменателе частной производной, то знак производной положителен. В противном случае знак отрицателен.



ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫЕ УРАВНЕНИЯ ВНУТРЕННЕЙ ЭНЕРГИИ, ЭНТАЛЬПИИ, ЭНТРОПИИ

Дифференциальные уравнения термодинамики – уравнения в частных производных характеристических функций – однозначно определяют физические свойства вещества и поэтому отражают связи между различными физическими эффектами, вытекающими из первого и второго закона термодинамики.

Они позволяют получить величины dh , ds , du , входящие в уравнение первого закона термодинамики через основные термодинамические характеристики вещества и использовать основное уравнение термодинамики для термодинамического анализа и практических расчетов. При составлении основных дифференциальных уравнений термодинамики выбираются системы, состояния которых определяют двумя параметрами: p и T , v и T , p и v .

1) Дифференциальные уравнения в независимых переменных v и T .

Внутренняя энергия – функция независимых переменных v и T . Ее дифференциал можно представить в виде:

$$du = \left(\frac{\partial u}{\partial T}\right)_v dT + \left(\frac{\partial u}{\partial v}\right)_T dv,$$

В свою очередь

$$\left(\frac{\partial u}{\partial v}\right)_T = T\left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v - p,$$

$$\left(\frac{\partial u}{\partial T}\right)_v = c_v.$$

Подставив эти значения в дифференциал внутренней энергии, получим дифференциальное уравнение внутренней энергии:

$$du = c_v dT + [T\left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v - p]dv$$

Получим дифференциальное уравнение энтропии

$$Tds = du + pdv,$$

$$ds = \frac{1}{T}(du + pdv)$$

$$\begin{aligned} ds &= \frac{1}{T} \left\{ c_v dT + [T\left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v - p]dv + pdv \right\} = \\ &= c_v \frac{dT}{T} + \left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v dv - \frac{p}{T} dv + \frac{p}{T} dv \end{aligned}$$

$$ds = c_v \frac{dT}{T} + \left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v dv$$

2) Дифференциальные уравнения в независимых переменных p и T .

Функция независимых переменных p и T

– энтальпия.. Ее дифференциал можно представить в виде:

$$dh = \left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_p dT + \left(\frac{\partial h}{\partial p}\right)_T dp,$$

$$\left(\frac{\partial h}{\partial p}\right)_T = v - T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p$$

$$\left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_p = c_p.$$

Дифференциальное уравнение энтальпии

$$dh = c_p dT + \left[v - T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p \right] dp,$$

или

$$dh = c_p dT - \left[T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p - v \right] dp$$

Получим дифференциальное уравнение энтропии

$$Tds = dh - vdp.$$

$$ds = \frac{1}{T}(dh - vdp) = \frac{1}{T} \left\{ c_p dT - \left[T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p - v \right] dp - vdp \right\} =$$

$$= c_p \frac{dT}{T} - \frac{1}{T} \left[T\left(\frac{dv}{dT}\right)_p dp + vdp - vdp \right]$$

$$ds = c_p \frac{dT}{T} - \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p dp.$$

3) Дифференциальные уравнения в независимых переменных p и v

Дифференциал внутренней энергии можно представить в виде

$$du = \left(\frac{\partial u}{\partial v}\right)_p dv + \left(\frac{\partial u}{\partial p}\right)_v dp,$$

Так как

$$\left(\frac{\partial u}{\partial p}\right)_v = \left(\frac{\partial u}{\partial T}\right)_v \left(\frac{\partial T}{\partial p}\right)_v = c_v \left(\frac{\partial T}{\partial p}\right)_v.$$

Первый закон термодинамики

$$du = dq - p dv,$$

$$dq = c dT,$$

$$du = c dT - p dv.$$

Продифференцируем последнее выражение по v при $p = \text{const}$, получим

$$\left(\frac{\partial u}{\partial v}\right)_p = c_p \left(\frac{\partial T}{\partial v}\right)_p - p.$$

Тогда

$$du = \left[c_p \left(\frac{\partial T}{\partial v}\right)_p - p \right] dv + c_v \left(\frac{\partial T}{\partial p}\right)_v dp,$$

Получим дифференциальное уравнение энтропии.

Запишем уравнение первого закона термодинамики

$$T ds = du + p dv,$$

$$ds = \frac{1}{T}(du + pdv)$$

$$ds = \frac{1}{T} \left\{ \left[c_p \left(\frac{\partial T}{\partial v} \right)_p - p \right] dv + c_v \left(\frac{\partial T}{\partial p} \right)_v dp + pdv \right\} =$$

$$= \frac{c_p}{T} \left(\frac{\partial T}{\partial v} \right)_p dv + \frac{c_v}{T} \left(\frac{\partial T}{\partial p} \right)_v dp$$

$$ds = \frac{c_p}{T} \left(\frac{\partial T}{\partial v} \right)_p dv + \frac{c_v}{T} \left(\frac{\partial T}{\partial p} \right)_v dp$$

Получим дифференциальное уравнение энтальпии

Запишем уравнение первого закона термодинамики

$$Tds = dh - vdp.$$

Подставим ds из последнего уравнения

$$dh = Tds + vdp =$$

$$= T \left[\frac{c_p}{T} \left(\frac{\partial T}{\partial v} \right)_p dv + \frac{c_v}{T} \left(\frac{\partial T}{\partial p} \right)_v dp \right] + vdp$$

$$dh = c_p \left(\frac{\partial T}{\partial v} \right)_p dv + [c_v \left(\frac{\partial T}{\partial p} \right)_v + v] dp$$

Дифференциальные уравнения термодинамики позволяют вычислить изменение внутренней энергии,

энтальпии, энтропии, если известно уравнение состояния или имеются экспериментальные данные по основным термодинамическим характеристикам вещества и теплоемкостям.

Дифференциальные уравнения удельных теплоемкостей

Первый закон термодинамики

$$dq = c dT = du + p dv.$$

c – удельная теплоемкость системы в произвольном процессе.

Подставим в это уравнение дифференциальное уравнение внутренней энергии, где

$$u = f(T, v).$$

$$du = c_v dT + [T \left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_v - p] dv.$$

При условии $p = \text{const}$, $dq_p = dh = c_p dT$, получим

$$c_p dT = c_v dT + T \left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_v dv - p dv + p dv$$

$(c_p - c_v) dT = T \left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_v dv$
$(c_p - c_v) = T \left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_v \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p$

$\left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v$ - термическая упругость рабочего тела

$\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p$ - термическая расширяемость рабочего тела.

Алгебраические знаки производных могут быть либо оба положительны (нормальное состояние), либо оба отрицательны (аномальное состояние), произведение производных всегда положительно, поэтому $c_p > c_v$.

В случае идеального газа

$$pv = RT,$$

$$d(pv) = d(RT) \Rightarrow pdv + vdp = RdT$$

В процессе $v = const$ $dv = 0$

$$vdp = RdT$$

$$\left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v = \frac{R}{v} = \frac{p}{T}$$

В процессе $p = const$ $dp = 0$

$$pdv = RdT$$

$$\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p = \frac{R}{p} = \frac{v}{T}$$

Тогда

$$c_p - c_v = T \frac{p}{T} \cdot \frac{v}{T} = \frac{pv}{T} = R \quad \text{- уравнение Майера}$$

ЗАВИСИМОСТЬ ВНУТРЕННЕЙ ЭНЕРГИИ И ЭНТАЛЬПИИ ОТ ОБЪЕМА И ДАВЛЕНИЯ

Уравнение первого закона термодинамики

$$du = Tds - pdv$$

Продифференцируем это уравнение по удельному объему для изотермического процесса

$$\left(\frac{\partial u}{\partial v}\right)_T = T\left(\frac{\partial s}{\partial v}\right)_T - p$$

Из уравнения Максвелла

$$\left(\frac{\partial s}{\partial v}\right)_T = \left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v .$$

Следовательно,

$$\left(\frac{\partial u}{\partial v}\right)_T = T\left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v - p$$

- зависимость внутренней энергии от удельного объема в изотермическом процессе.

Продифференцируем уравнение первого закона термодинамики по давлению для изотермического процесса

$$\left(\frac{\partial u}{\partial p}\right)_T = T\left(\frac{\partial s}{\partial p}\right)_T - p\left(\frac{\partial v}{\partial p}\right)_T .$$

Из уравнений Максвелла

$$\left(\frac{\partial s}{\partial p}\right)_T = -\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p$$

Следовательно,

$$\left(\frac{\partial u}{\partial p}\right)_T = -T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p - p\left(\frac{\partial v}{\partial p}\right)_T$$

- зависимость внутренней энергии от давления в изотермическом процессе.

Запишем уравнение первого закона термодинамики через энтальпию

$$dh = Tds + vdp$$

Продифференцируем это уравнение по давлению для изотермического процесса

$$\left(\frac{\partial h}{\partial p}\right)_T = T\left(\frac{\partial s}{\partial p}\right)_T + v$$

Из уравнений Максвелла

$$\left(\frac{\partial s}{\partial p}\right)_T = -\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p$$

Следовательно,

$$\left(\frac{\partial h}{\partial p}\right)_T = -T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p + v = v - T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p$$

- зависимость энтальпии от давления в изотермическом процессе.

Продифференцируем теперь уравнение первого закона термодинамики по удельному объему для изотермического процесса

$$\left(\frac{\partial h}{\partial v}\right)_T = T\left(\frac{\partial s}{\partial v}\right)_T + v\left(\frac{\partial p}{\partial v}\right)_T$$

Из уравнения Максвелла

$$\left(\frac{\partial s}{\partial v}\right)_T = \left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v.$$

Следовательно,

$$\boxed{\left(\frac{\partial h}{\partial v}\right)_T = T\left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v + v\left(\frac{\partial p}{\partial v}\right)_T}$$

- зависимость энтальпии от удельного объема в изотермическом процессе.

Эти уравнения позволяют, используя данные о термических свойствах p, v, T получить калорические свойства u, h .

Определим производные от энтропии

$$\left(\frac{\partial s}{\partial u}\right)_v, \left(\frac{\partial s}{\partial h}\right)_p, \left(\frac{\partial s}{\partial v}\right)_u, \left(\frac{\partial s}{\partial p}\right)_h.$$

Из уравнения первого закона термодинамики

$$du = Tds - pdv,$$

$$ds = \frac{1}{T} du + \frac{p}{T} dv,$$

$$\left(\frac{\partial s}{\partial u}\right)_v = \frac{1}{T}$$

$$\left(\frac{\partial s}{\partial v}\right)_u = \frac{p}{T}$$

Из уравнения первого закона термодинамики

$$dh = Tds + vdp$$

$$ds = \frac{1}{T} dh - \frac{v}{T} dp,$$

$$\left(\frac{\partial s}{\partial p}\right)_h = -\frac{v}{T}$$

$$\left(\frac{\partial s}{\partial h}\right)_p = \frac{1}{T}$$

УРАВНЕНИЕ ПЕРВОГО ЗАКОНА ТЕРМОДИНАМИКИ ДЛЯ ПОТОКА

Рассматривается течение газа в канале произвольной формы.

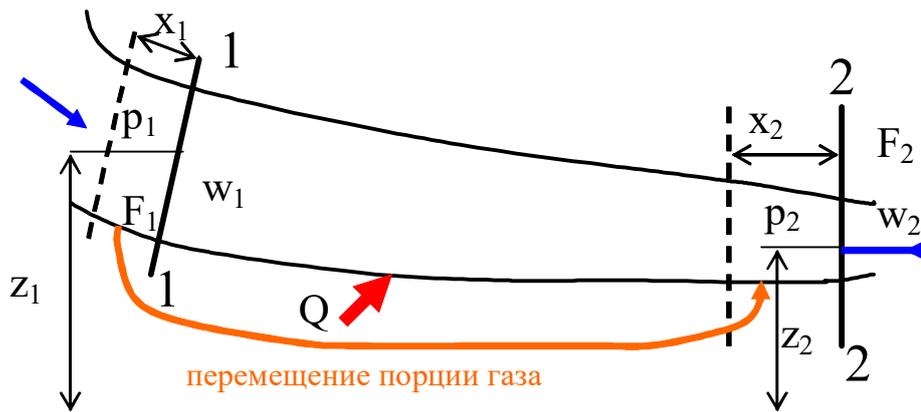
Обозначим G - масса вещества в потоке (массовый расход),

w - скорость потока,

$E_{\text{кин}} = (Gw^2/2)$ - кинетическая энергия потока

F - площадь сечения,

Q - количество теплоты, подводимое между сечениями 1 и 2.



Если между двумя сечениями скорость меняется, то кинетическая энергия изменяется на величину

$$\Delta E_{\text{кин}} = G \left(\frac{w_2^2}{2} - \frac{w_1^2}{2} \right).$$

Определим работу, совершаемую потоком.

Для того, чтобы ввести в рассматриваемый участок через сечение 1 в единицу времени порцию газа G , нужно затратить работу на выталкивание из рассматриваемого участка канала порции газа, чтобы освободить место для поступающей новой порции газа.

L_1 - работа, которую надо подвести к рассматриваемой порции газа G , чтобы “втолкнуть” ее в рассматриваемый участок канала через сечение F_1 (этому препятствует сила давления газа, уже находящегося в рассматриваемом участке канала, которая по абсолютной величине тоже равна p_1 , но направлена навстречу потоку - она препятствует движению гипотетического поршня). Эта работа, производимая над потоком, отрицательна.

Поскольку через сечение 1 в рассматриваемый участок канала уже “втолкнута” порция газа G , в соответствии с принципом неразрывности

очевидно, что такая же порция должна быть “вытолкнута” из рассматриваемого участка канала через сечение 2. Какой-либо дополнительной работы для проталкивания газа через сечение 2 затрачивать не нужно - газ через сечение 2 проталкивается за счет той же работы, которая затрачена на вталкивание газа через сечение 1. Однако выходящий через сечение 2 газ в свою очередь совершает работу, расходуемую на проталкивание газа, заполняющего канал за сечением 2. Эта работа L_2 .

x_1 - длина пути, проходимого рассматриваемой порцией газа в единицу времени через сечение F_1 (сечение порции газа рассматривается как перемещающийся без трения поршень).

Для перемещения поршня на расстояние x , нужно совершить работу, равную произведению силы, действующей на поршень, на длину пути, пройденного поршнем за единицу времени. Этому противодействует сила давления газа, уже находящегося в рассматриваемом участке, которая равна p_1 , но направлена навстречу потоку.

$$L_1 = p_1 F_1 x_1 = p_1 V_1 = p_1 v_1 G.$$

Поскольку работа производится над потоком, она отрицательна

$$L_1 = - p_1 v_1 G.$$

Работа, которую производит, перемещаясь, поршень 2

$$L_2 = p_2 v_2 G.$$

Работа L_2 положительна, поскольку ее производит поток.

Работа проталкивания

$$L_{\text{прот}} = L_1 + L_2.$$

$$L_{\text{прот}} = (p_2 v_2 - p_1 v_1) G.$$

Поскольку скорости в сечениях различаются, для изменения кинетической энергии потока должна быть сообщена (или отобрана) энергия

$$\Delta E_{\text{кин}} = G \left(\frac{w_2^2}{2} - \frac{w_1^2}{2} \right).$$

. Если сечения находятся на разной высоте, то должна быть затрачена работа на поднятие порции газа с высоты z_1 на высоту z_2 .

$$L_{\text{потенц}} = Gg(z_2 - z_1)$$

В общем случае поток может совершать другие виды работы по пути между 1 и 2 (вращение колеса турбины, например). Эти виды обозначаются $L_{\text{техн}}$ - техническая работа (она может не только отбираться от потока, но и подводиться к потоку).

Работа на преодоление сил трения на стенках канала – $L_{\text{тр}}$.

В общем виде работа движущегося потока газа

$$L_{1-2} = G(p_2v_2 - p_1v_1) + G\left(\frac{w_2^2}{2} - \frac{w_1^2}{2}\right) + Gg(z_2 - z_1) + L_{\text{техн}} + L_{\text{тр}}$$

Подведенная теплота в соответствии с первым законом термодинамики

$$Q_{1-2} = (U_2 - U_1) + L_{1-2}.$$

$$Q_{1-2} = (U_2 - U_1) + G(p_2v_2 - p_1v_1) + G\left(\frac{w_2^2}{2} - \frac{w_1^2}{2}\right) + Gg(z_2 - z_1) + L_{\text{техн}} + L_{\text{тр}}$$

Для единицы массы потока

$$q_{1-2} = (u_2 - u_1) + (p_2v_2 - p_1v_1) + \left(\frac{w_2^2}{2} - \frac{w_1^2}{2}\right) + g(z_2 - z_1) + l_{\text{техн}} + l_{\text{тр}}$$

В дифференциальной форме

$$dq = du + d(pv) + wdw + gdz + dl_{\text{техн}} + dl_{\text{тр}}$$

Так как $h = u + pv$,

$$q_{1-2} = (h_2 - h_1) + \left(\frac{w_2^2}{2} - \frac{w_1^2}{2}\right) + g(z_2 - z_1) + l_{\text{техн}} + l_{\text{тр}}$$

$$dq = dh + wdw + gdz + dl_{\text{техн}} + dl_{\text{тр}}$$

Эти уравнения представляют первый закон термодинамики для потока.

Так как

$$dq = du + pdv,$$

$$dq - du = pdv,$$

$$pdv = d(pv) + wdw + gdz + d l_{\text{техн}} + d l_{\text{тр}}.$$

Работа, расходуемая на проталкивание потока $d(pv)$, на изменение кинетической энергии потока wdw , на изменение потенциальной энергии потока gdz , на преодоление сил трения $d l_{\text{тр}}$ и техническая работа $d l_{\text{техн}}$ совершаются за счет работы расширения газа pdv , движущегося в потоке (газ в потоке расширяется, возрастает его удельный объем v , совершается работа, связанная с увеличением v).

Так как для любого потока

$$d(pv) = pdv + vdp$$

$$wdw = - vdp - gdz - d l_{\text{техн}} - d l_{\text{тр}}$$

Если поток не совершает технической работы

$$wdw = - vdp - gdz - d l_{\text{тр}}$$

Если сечения расположены на одной высоте

$$wdw = - vdp - d l_{\text{тр}}$$

Для течения без трения

$$wdw = - vdp$$

В случае течения с трением работа потока, затрачиваемая на преодоление трения, полностью превращается в теплоту, воспринимаемую потоком.

В этом случае

$$q = q_{\text{внешн}} + q_{\text{тр}}$$

$q_{\text{внешн}}$ - теплота, подводимая к потоку извне.

$$dq_{\text{внешн}} + dq_{\text{тр}} = du + d(pv) + wdw + gdz + d l_{\text{техн}} + d l_{\text{тр}}$$

$$dq_{\text{тр}} = d l_{\text{тр}}$$

$$dq_{\text{внешн}} = du + d(pv) + wdw + gdz + d l_{\text{техн}}$$

$$dq_{\text{внешн}} = dh + wdw + gdz + d l_{\text{техн}}$$

Если рассматриваемый участок находится на одном геометрическом уровне ($dz=0$), поток не производит технической работы ($d l_{\text{техн}}=0$), часть подводимой теплоты расходуется на трение, можно записать

$$dq_{\text{внешн}} = dh + wdw$$

Теплота, подводимая (отводимая) к потоку, расходуется на изменение энтальпии газа h и на изменение скорости движения w .

Для значительного большинства технически важных задач наибольший интерес представляет рассмотрение адиабатного течения (течения без подвода или отвода теплоты).

Для адиабатного потока

$$dh + wdw = 0.$$

Если адиабатный поток ускоряется ($dw>0$), то его энтальпия уменьшается ($dh<0$) (и наоборот), т.е. ускорение адиабатного потока происходит за счет уменьшения его энтальпии.

Проинтегрируем последнее уравнение между двумя точками потока

$$h_1 - h_2 = \frac{w_2^2}{2} - \frac{w_1^2}{2},$$

$$w_2 = \sqrt{2(h_1 - h_2) + w_1^2}$$

Уравнение для w_2 показывает, как определить скорость адиабатного потока в тч. 2, если известна скорость в тч.1 и разность энтальпий в тч. 1 и 2. Для нахождения перепада энтальпий очень удобно пользоваться h,s - диаграммой. точки 1 и 2 лежат на одной изоэнтропе.

РАСПОЛАГАЕМАЯ РАБОТА

Интегрируя уравнение движения

$$w dw = -v dp,$$

получим

$$\frac{w_2^2}{2} - \frac{w_1^2}{2} = - \int_{p_1}^{p_2} v dp = \int_{p_2}^{p_1} v dp$$

Работа, расходуемая на увеличение кинетической энергии потока $\int_{p_2}^{p_1} v dp$

представляет собой разность работы расширения $\int_{v_1}^{v_2} p dv$ и работы

проталкивания $p_2 V_2 - p_1 V_1$.

Поскольку

$$v dp = d(pv) - p dv,$$

$$\int_{p_1}^{p_2} v dp = (p_2 v_2 - p_1 v_1) - \int_{v_1}^{v_2} p dv$$

Отсюда

$$\int_{p_2}^{p_1} v dp = \int_{v_1}^{v_2} p dv - (p_2 v_2 - p_1 v_1).$$

Величина $\int_{p_2}^{p_1} v dp$ - располагаемая работа - она равна приросту кинетической

энергии, который может быть превращен в работу.

Из первого закона термодинамики

$$dq = dh - v dp$$

Для адиабатного процесса

$$dq = 0,$$

$$dh = vdp.$$

Проинтегрировав, получим

$$h_1 - h_2 = \int_{p_2}^{p_1} v dp.$$

ПОРЯДОК РАСЧЕТА СУЖИВАЮЩЕГОСЯ СОПЛА

Обычно заданы: давления на входе в сопло p_1 и в среде за соплом p_c . Если задан расход через сопло G , то площади входного и выходного сечений определяется из соотношения

$$G = \frac{F_1 w_1}{v_1} = \frac{F_2 w_2}{v_2} \quad (1)$$

- Сравнить отношение $\frac{p_c}{p_1}$ с величиной $\psi_{кр} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$

Для идеального газа

- если $\frac{p_c}{p_1} > \psi_{кр}$, расчет истечения ведется по формулам:

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

$$G = F_2 \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \frac{p_1}{v_1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (3)$$

- если $\frac{p_c}{p_1} \leq \psi_{кр}$, то $p_2 = p_c = p^*$, тогда

$$w_{кр} = \sqrt{2 \frac{k}{k+1} p_1 v_1}. \quad (4)$$

$$G_{max} = F_2 \sqrt{2 \frac{k}{k+1} \frac{p_1}{v_1} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}}. \quad (5)$$

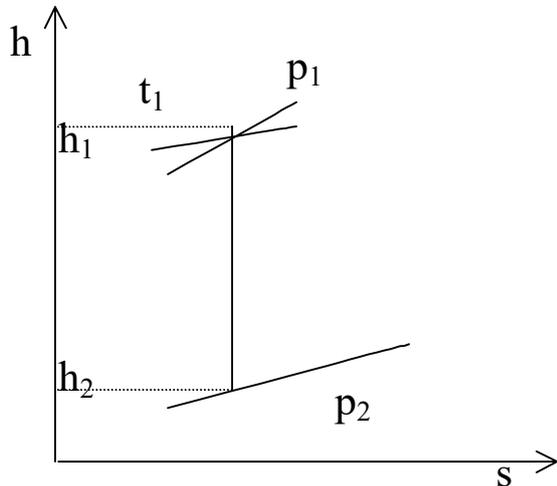
- Определить площадь выходного сечения сопла из уравнения (3) или (5).

Для реального газа (водяного пара) расчет проводится с помощью h,s -диаграммы.

Площадь выходного сечения сопла

$$F_2 = \frac{Gv_2}{w_2}$$

Сначала надо построить процесс расширения водяного пара в сопле в h,s -диаграмме.



3. Сравнить отношение $\frac{p_c}{p_1}$ с величиной $\psi_{кр} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$.

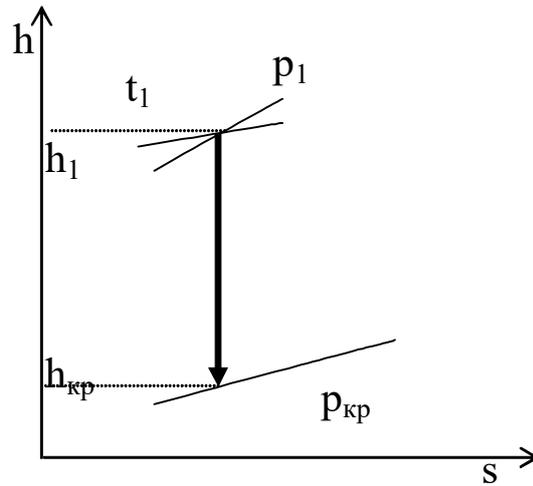
- если $\frac{p_c}{p_1} > \psi_{кр}$, расчет истечения ведется по формулам:

$$w_2 = 44.72 \sqrt{h_1 - h_2}, \text{ м/с (h в кДж/кг)}$$

Определить по h,s - диаграмме h_1 и h_2 .

- если $\frac{p_c}{p_1} \leq \psi_{кр}$, то $p_2 = p_c = p_{кр}$, тогда надо определить $p_{кр}$.

$$p_{кр} = p_1 \cdot \psi_{кр}$$



Определить по h,s- диаграмме h_1 и $h_{кр}$.

$$w_2 = w_{кр} = 44.72 \sqrt{h_1 - h_{кр}}, \text{ м/с (h в кДж/кг)}$$

Удельный объем v_2 ($v_{кр}$) определяется по h,s- диаграмме в точке конца процесса расширения.

ПОРЯДОК РАСЧЕТА СОПЛА ЛАВАЛЯ

Обычно заданы следующие величины

$p_1, T_1, p_{\text{среды}}, G$.

Следует определить размеры сопла.

Угол конусности расширяющейся части сопла γ не должен превышать $11-12^\circ$.
Расширение принято считать адиабатным.

1. Площадь критического сечения сопла Лавалья определяется из соотношения

$$F_{\min} = F_{\text{кр}} = \frac{G_{\max} v_{\text{кр}}}{w_{\text{кр}}},$$

- где критический удельный объем определяется из соотношения параметров адиабатного процесса

$$\frac{v_{\text{кр}}}{v_1} = \left(\frac{p_1}{p_{\text{кр}}} \right)^{\frac{1}{k}}, \quad \Rightarrow \Rightarrow \quad v_{\text{кр}} = v_1 \left(\frac{p_1}{p_{\text{кр}}} \right)^{\frac{1}{k}}.$$

- $v_1 = \frac{RT_1}{p_1}$, -удельный объем в начальной точке, $\text{м}^3/\text{кг}$
- критическое давление, устанавливающееся в минимальном сечении сопла

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

- скорость в минимальном сечении сопла Лавалья

$$w_{\text{кр}} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} p_1 v_1}$$

- диаметр критического сечения сопла Лавалья

$$d_{\min} = \sqrt{\frac{4F_{\min}}{\pi}}.$$

2. Площадь выходного сечения сопла Лавалья определяется из соотношения

$$F_{\text{вых}} = F_2 = \frac{G_{\text{max}} v_2}{w_2},$$

- где $v_2 = v_1 \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{k}}$; ($p_2 = p_{\text{среды}}$)

- Скорость истечения из сопла

$$w_2 = \sqrt{2 \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}$$

- Диаметр выходного сечения сопла

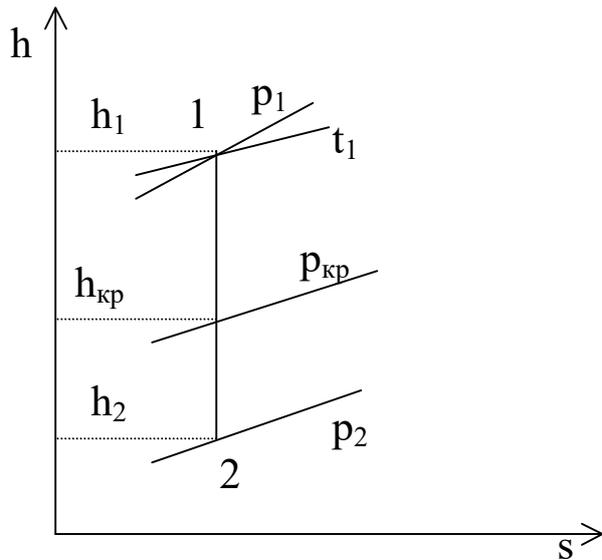
$$d_{\text{вых}} = d_2 = \sqrt{\frac{4 F_{\text{ВЫХ}}}{\pi}}$$

- Длина расширяющейся части сопла

$$l = \frac{d_{\text{ВЫХ}} - d_{\text{min}}}{2 \operatorname{tg} \frac{\gamma}{2}}$$

Сопло Лаваля рассчитывается таким образом, чтобы давление в выходном сечении сопла p_2 было равно давлению среды $p_{\text{среды}}$. Режимы работы, сопла, в которых давление среды отличается от расчетного давления p_2 , называют нерасчетными.

При расчетах сопла Лаваля, связанных с реальными газами, необходимо пользоваться h,s -диаграммой водяного пара.



1. Определяется критическое давление

$$p_{кр} = \psi_{кр} p_1,$$

2. По p_1 и t_1 определяется по h,s - диаграмме h_1 .

3. Из точки 1 опускается перпендикуляр до пересечения с изобарой $p_{кр}$. По диаграмме определяются $h_{кр}, v_{кр}$.

4. При пересечении перпендикуляра с изобарой p_2 определяются h_2, v_2 .

5. Определяется скорость в критическом сечении сопла Лавалья

$$w_{кр} = 44.72 \sqrt{h_1 - h_{кр}},$$

6. Определяется минимальная площадь

$$F_{кр} = \frac{Gv_{кр}}{w_{кр}}$$

7. Определяется скорость в выходном сечении сопла

$$w_2 = 44.72 \sqrt{h_1 - h_2},$$

8. Определяется площадь устья сопла

$$F_{вых} = \frac{Gv_2}{w_2}$$

Значения удельных объемов $v_{кр}$ и v_2 определяются по h,s - диаграмме.

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕПЛОСИЛОВОЙ УСТАНОВКИ

Для оценки эффективности теплосиловой установки (тепловая установка, в которой осуществляется прямой цикл и работа отдается внешнему потребителю) следует ответить на 2 основные группы вопросов:

- 1) Каков КПД обратимого цикла теплосиловой установки, от каких факторов он зависит и что следует предпринять для его увеличения?
- 2) Насколько велики необратимые потери в реальном цикле установки, как распределяются эти потери по отдельным элементам цикла и, следовательно, на усовершенствование какой части цикла теплосиловой установки надо обратить внимание с целью уменьшения степени необратимости цикла?

В связи с этим анализ циклов теплосиловых установок проводится в два этапа –

1.- анализ обратимого цикла,

2.- анализ реального цикла с учетом основных источников необратимости.

Термический КПД η_t употребляется для анализа обратимых циклов, для анализа реальных необратимых циклов употребляется внутренний КПД η_i .

$$\eta_t = \frac{l_{\text{цикла}}^{\text{обратим}}}{q_1},$$

$$\eta_i = \frac{l_{\text{цикла}}^{\text{действит.}}}{q_1},$$

Второе уравнение можно записать

$$\eta_i = \frac{l_{\text{цикла}}^{\text{действит.}}}{q_1} = \frac{l_{\text{цикла}}^{\text{действит.}}}{l_{\text{цикла}}^{\text{обратим}}} \cdot \frac{l_{\text{цикла}}^{\text{обратим}}}{q_1};$$

$$\eta_{oi} = \frac{l_{\text{цикла}}^{\text{действит.}}}{l_{\text{цикла}}^{\text{обратим}}} -$$

относительный внутренний КПД цикла – показывает, насколько действительный цикл менее совершенен, чем обратимый.

$$\eta_i = \eta_{oi} \eta_t$$

Помимо необратимых потерь, имеющих место в процессах, осуществляемых собственно рабочим телом в цикле (эти потери учитываются η_{oi}), работа реальной теплосиловой установки сопряжена с потерями, обусловленными необратимостью тепловых, механических и электрических процессов в отдельных элементах установки (потери на трение при движении поршня в цилиндре, потери теплоты в трубопроводах, электрические потери в электрогенераторе). С учетом этого эффективность теплосиловой установки характеризуется *эффективным* КПД η_e , представляющим отношение работы, отданной теплосиловой установкой внешнему потребителю, к количеству теплоты, подведенной к установке.

$$\eta_{e \text{ уст}} = \frac{l_{\text{полезн}}}{q_1}$$

Метод КПД в анализе необратимых циклов

$$\eta_{i \text{ цикла}} = \eta_{oi \text{ цикла}} \eta_t$$

Обязательным элементом каждой теплосиловой установки являются устройства

- 1) для производства работы при расширении рабочего тела (турбина, цилиндр двигателя внутреннего сгорания с поршнем в такте расширения),
- 2) для осуществления сжатия рабочего тела за счет подвода работы извне (компрессор, насос, цилиндр двигателя внутреннего сгорания в такте сжатия)

$$\eta_{oi \text{ расширения}} = \frac{l_{\text{действит}}^{\text{расширения}}}{l_{\text{теор}}^{\text{расширения}}};$$

$$\eta_{oi \text{ сжатия}} = \frac{l_{\text{действит}}^{\text{сжатия}}}{l_{\text{теор}}^{\text{сжатия}}};$$

Работа, подводимая от внешнего источника вследствие наличия необратимых потерь всегда больше работы, затраченной на сжатие при отсутствии этих потерь.

$$l_{\text{цикла}}^{\text{обратим}} = l_{\text{раоширения}}^{\text{теор}} - l_{\text{сжатия}}^{\text{теор}} - \text{работа обратимого цикла}$$

$$l_{\text{действит}}^{\text{цикла}} = l_{\text{раоширения}}^{\text{действит}} - l_{\text{сжатия}}^{\text{действит}} - \text{работа действительного цикла с учетом необратимости.}$$

$$l_{\text{действит}}^{\text{цикла}} = l_{\text{раоширения}}^{\text{теор}} \eta_{oi \text{ расширения}} - l_{\text{сжатия}}^{\text{теор}} (1 / \eta_{oi \text{ сжатия}}).$$

Тогда

$$\eta_{oi \text{ цикла}} = \frac{l_{\text{действит}}^{\text{цикла}}}{l_{\text{обратим}}^{\text{цикла}}} = \frac{l_{\text{раоширения}}^{\text{теор}} \eta_{oi \text{ расширения}} - l_{\text{сжатия}}^{\text{теор}} (1 / \eta_{oi \text{ сжатия}})}{l_{\text{раоширения}}^{\text{теор}} - l_{\text{сжатия}}^{\text{теор}}}.$$

Внутренний КПД цикла

$$\eta_{i \text{ цикла}} = \frac{l_{\text{раоширения}}^{\text{теор}} \eta_{oi \text{ расширения}} - l_{\text{сжатия}}^{\text{теор}} (1 / \eta_{oi \text{ сжатия}})}{q_1}.$$

q_1 .-подведенная в цикле теплота.

Эффективный абсолютный КПД установки

$$\eta_{\text{установки}} = \eta_t \eta_{\text{ои цикла}} \prod_{j=1}^n \eta_{\text{е}}(j) .$$

$\prod_{j=1}^n \eta_{\text{е}}(j)$ - произведение эффективных КПД, характеризующих необратимые потери во всех n элементах установки.

Эффективный КПД теплосиловой установки $\eta_{\text{установки}}$ показывает, какая доля теплоты q_1 , введенной в установку, превращена в работу, отданную внешнему потребителю.

$l_{\text{полезн}} = \eta_{\text{установки}} q_1$ — работа, производимая реальной установкой.

$\Delta q = (1 - \eta_{\text{установки}}) q_1$ — доля теплоты q_1 , не превращенная в работу.

Величина Δq включает в себя как теплоту q_2 , передаваемую холодному источнику, так и потери теплоты $\Delta q_{\text{потерь}}$

$$\Delta q = q_2 + \Delta q_{\text{потерь}} .$$

$$\Delta q_{\text{потерь}} = l_{\text{цикла обратим}} - l_{\text{полезн}}$$

$l_{\text{цикла обратим}}$ - работа, производимая в обратимом цикле.

С учетом того, что $\eta_t = \frac{l_{\text{цикла обратим}}}{q_1}$, выразим $l_{\text{цикла обратим}} = \eta_t q_1$

$$l_{\text{полезн}} = \eta_{\text{установки}} q_1$$

Получим

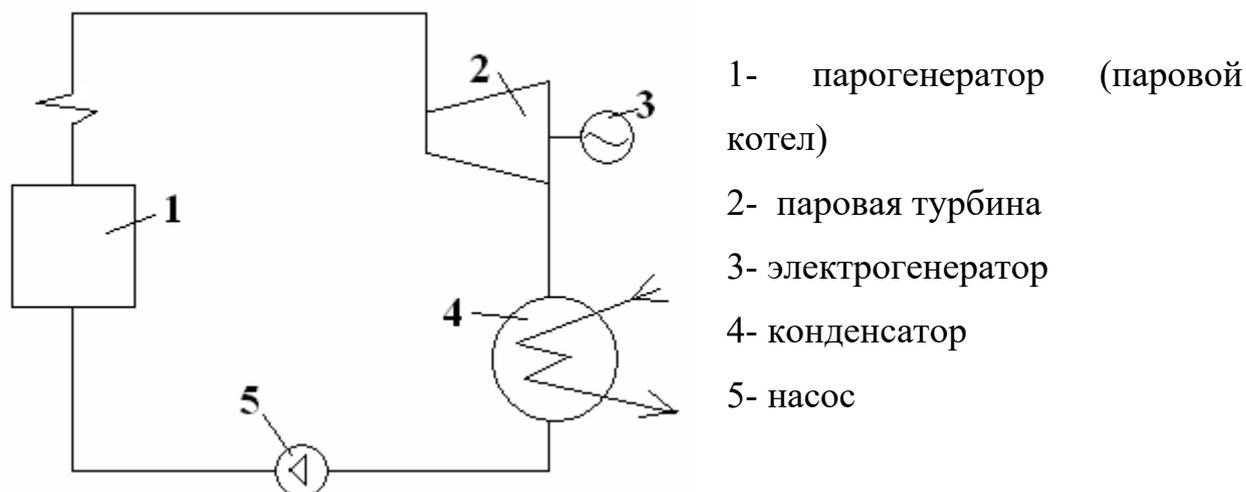
$$\Delta q_{\text{потерь}} = \eta_t q_1 - \eta_{\text{установки}} q_1 = (\eta_t - \eta_{\text{установки}}) q_1 .$$

Из соображений термодинамического совершенства следует стремиться к повышению абсолютного эффективного КПД установки. С точки зрения экономики повышение КПД ведет к экономии топлива (источник подводимой теплоты q_1). Однако иногда осуществление мероприятий, направленных на увеличение η_t (а следовательно, и $\eta_{\text{установки}}$), связано со значительным усложнением и удорожанием установки. Таким образом, экономия средств, обусловленная экономией топлива, сопряжена с увеличением расходов на сооружение установки. В связи с этим целесообразность сооружения установки, имеющей более высокий КПД, но требующей больших затрат, определяется в результате технико-экономического анализа.

Теплосиловые паровые циклы. Цикл Ренкина

В современной теплоэнергетике в основном используются тепловые силовые установки. В качестве рабочего тела в них применяется водяной пар, наиболее дешевое и доступное рабочее тело. Идеальным циклом тепловой установки является цикл Ренкина.

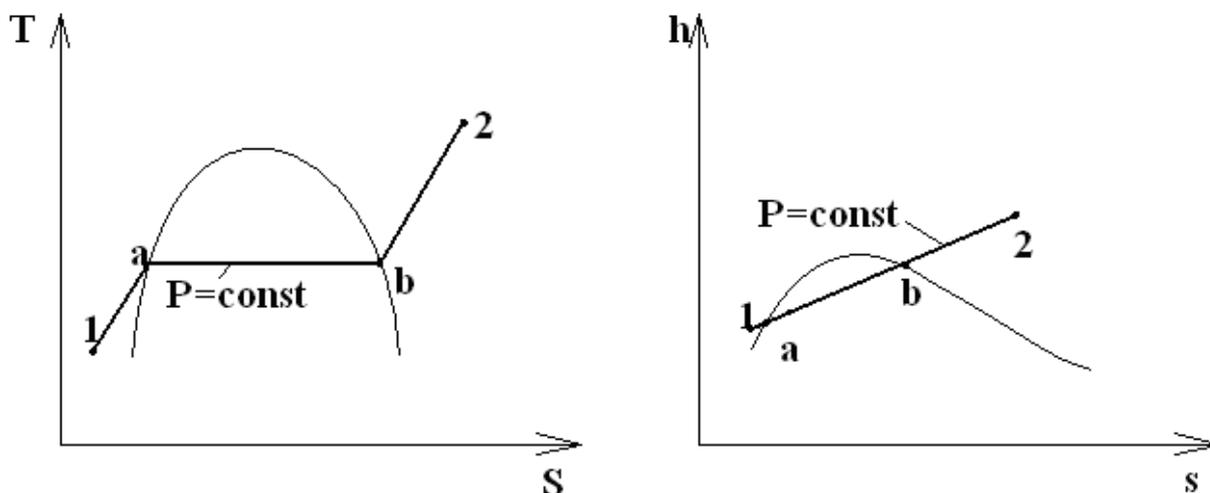
Цикл Ренкина:



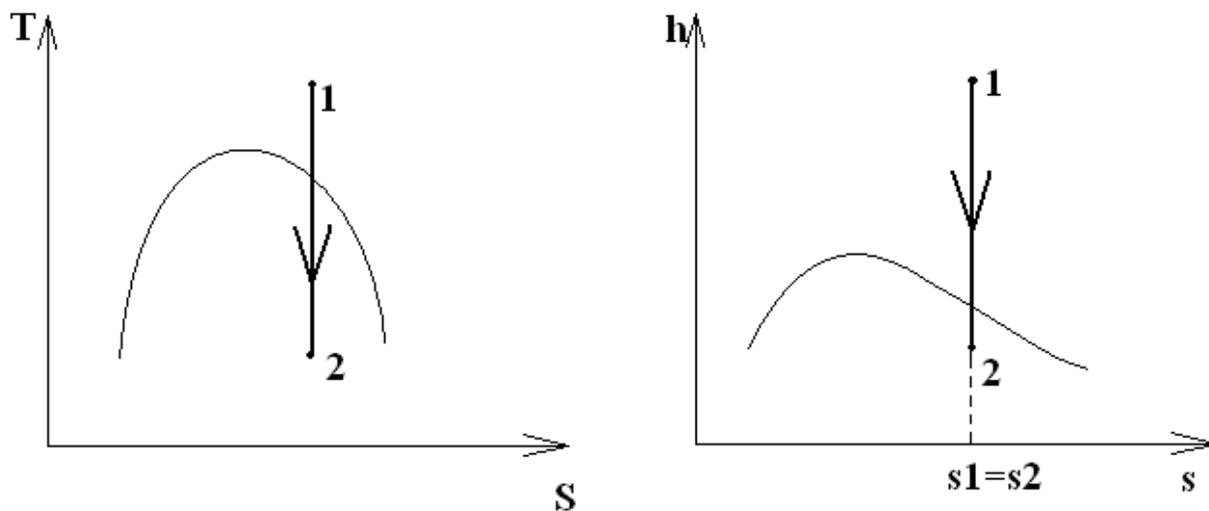
В паровом котле теплота, выделяемая при сгорании топлива в топке, передается рабочему телу, воде, которая превращается в пар заданных параметров. Из котла пар поступает в паровую турбину. При расширении в турбине поток пара приобретает значительную кинетическую энергию. На лопатках рабочего колеса турбины эта энергия превращается в кинетическую энергию вращения рабочего колеса и затем в электроэнергию при помощи электрогенератора вращаемого турбиной. На выходе из турбины пар поступает в конденсатор, где отдает тепло охлажденной воде и конденсируется, а затем с помощью насоса направляется обратно в котел.

Парогенератор (паровой котел) – система теплообменников, в которых производится в требуемом количестве пар заданных параметров из непрерывно поступающей воды за счет теплоты получаемой при сжигании органического топлива.

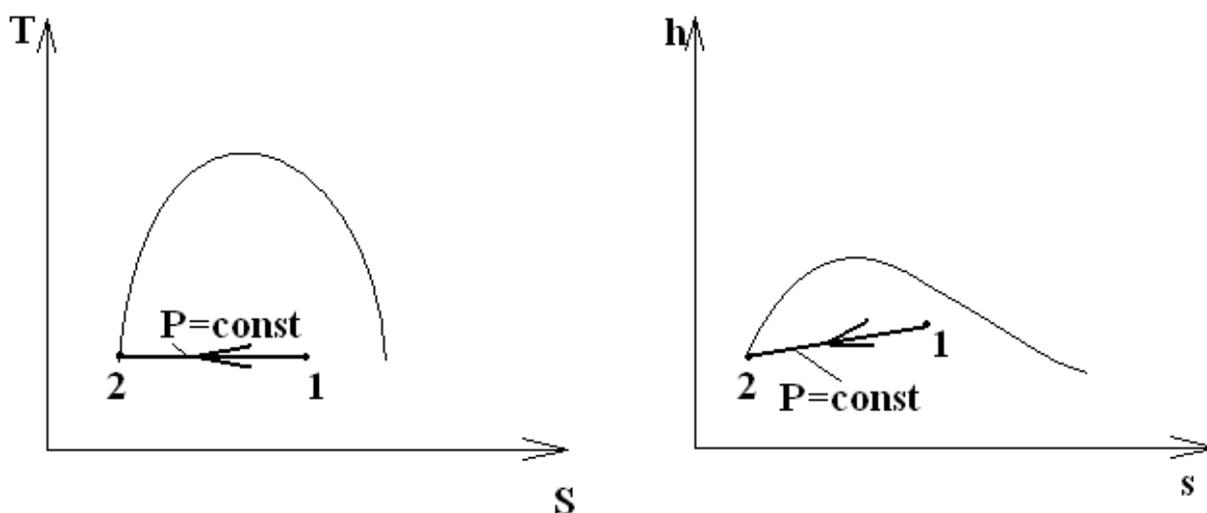
Процесс образования перегретого пара из воды состоит из 3-х этапов: подогрева питательной воды до температуры насыщения, получения насыщенного пара и перегрева сухого насыщенного пара до требуемой температуры.



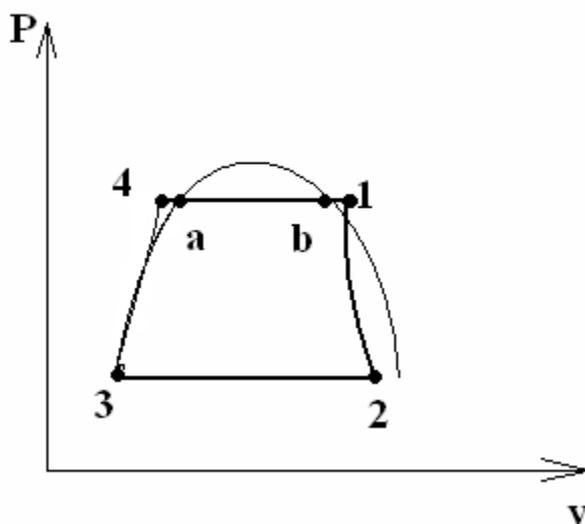
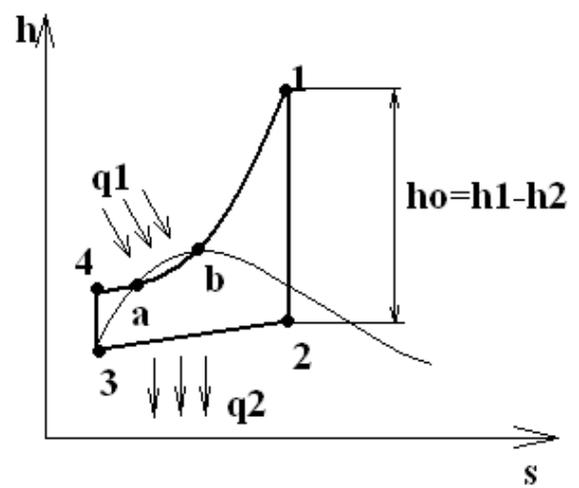
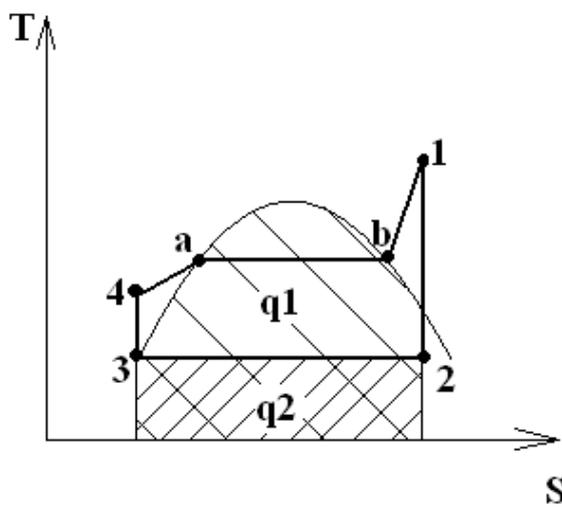
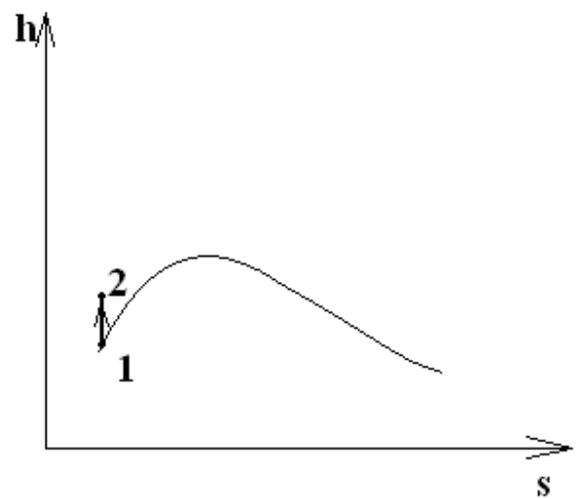
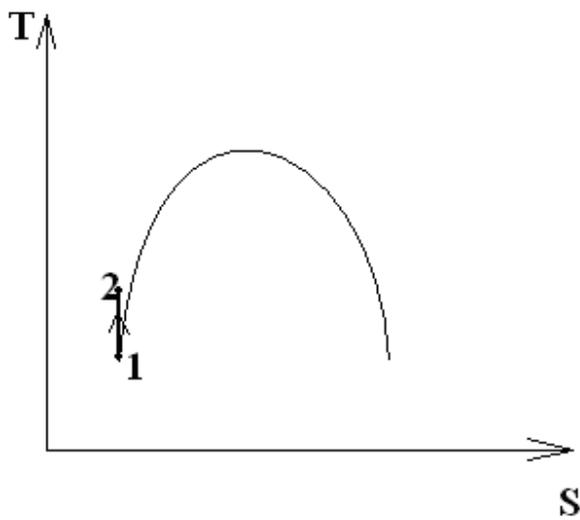
Теплота идущая на подогрев питательной воды выделяется при сгорании топлива. Топливо поступает в горелки, в которых смешивается с подогретым воздухом и сгорает в топочной камере парового котла. Продукты сгорания, пройдя газовый тракт котла и отдав свою теплоту поверхностям нагрева котла, поступают в систему очистки дымовых газов а затем дымососом подаются в дымовую трубу. Перегретый пар поступает в турбину. Турбина – это ротационный тепловой двигатель лопаточного типа. Струя рабочего тела поступает через направляющие аппараты (сопла) на криволинейные лопатки, закрепленные на окружности рабочего колеса, с поворотом. За счет поворота потока возникает окружная сила создающая крутящий момент, приводящий во вращение рабочее колесо, закрепленное на валу. С турбиной соединен электрогенератор, вырабатывающий электроэнергию, которая после повышения напряжения в трансформаторе, направляется по линиям электропередачи потребителю.



Пар отработавший в турбине направляется в конденсатор, теплообменный аппарат предназначенный для превращения отработавшего в турбине пара в жидкое состояние (конденсат). Конденсация пара происходит в результате соприкосновения его с поверхностью тела, имеющего более низкую температуру, чем температура насыщения пара при давлении в конденсаторе. Пар конденсируется на поверхности конденсаторных трубок, внутри которых движется охлажденная вода. За счет резкого уменьшения удельного объема пара, создается низкое давление отработавшего пара или вакуум.



Конденсат откачивается из конденсатора насосом и подается в котел в результате чего обеспечивается замкнутый цикл движения рабочего тела.



1-2 – адиабатное расширение пара в турбине.

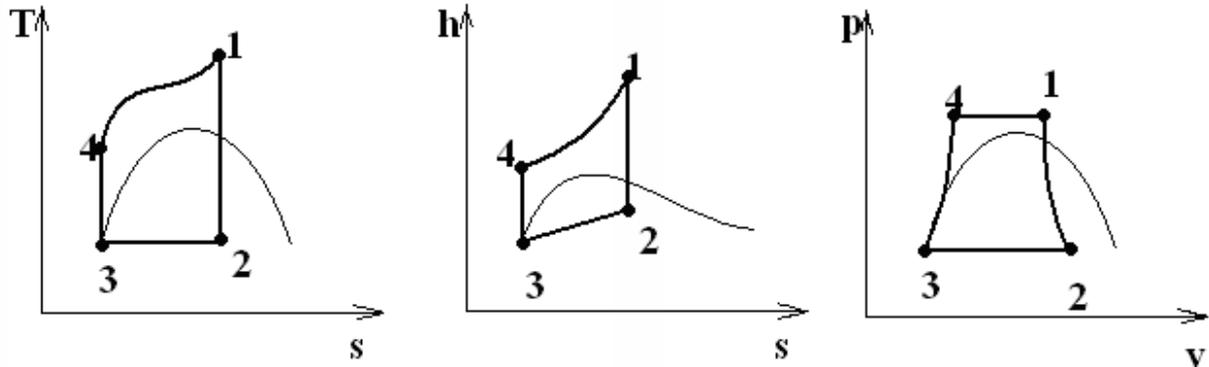
2-3 – изобарный отвод теплоты в конденсаторе.

3-4 – адиабатное повышение давления воды в насосе.

4-1 – изобарный подвод тепла в теплогенераторе.

Диаграммы приведены для докритических параметров. Критические параметры для воды: $P_{кр}=22.1$ МПа $t_{кр}=374^{\circ}\text{C}$. Критическая точка- точка в которой исчезают отличия между жидкостью и паром.

Для сверхкритических параметров:



q_1 – тепло подводимое в паровом котле.

q_2 – тепло отводимое в конденсаторе.

Определим термический КПД цикла:

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{(h_1 - h_4) - (h_2 - h_3)}{h_1 - h_4} = \frac{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)}{h_1 - h_4}$$

$$\eta_t = \frac{l_{турб} - l_{нас}}{q_1}$$

$$l_{турб} = h_1 - h_2 = h_0 \quad h_0 - \text{располагаемый теплоперепад}$$

$$l_{турб} \ll l_{нас} \text{ для докритических параметров.}$$

$$\eta_t = \frac{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)}{h_1 - h_4 + h_3 - h_3} = \frac{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)}{(h_1 - h_3) - (h_4 - h_3)}$$

$$h_4 - h_3 = l_{нас}$$

Для докритических параметров работой насоса можно пренебречь, тогда:

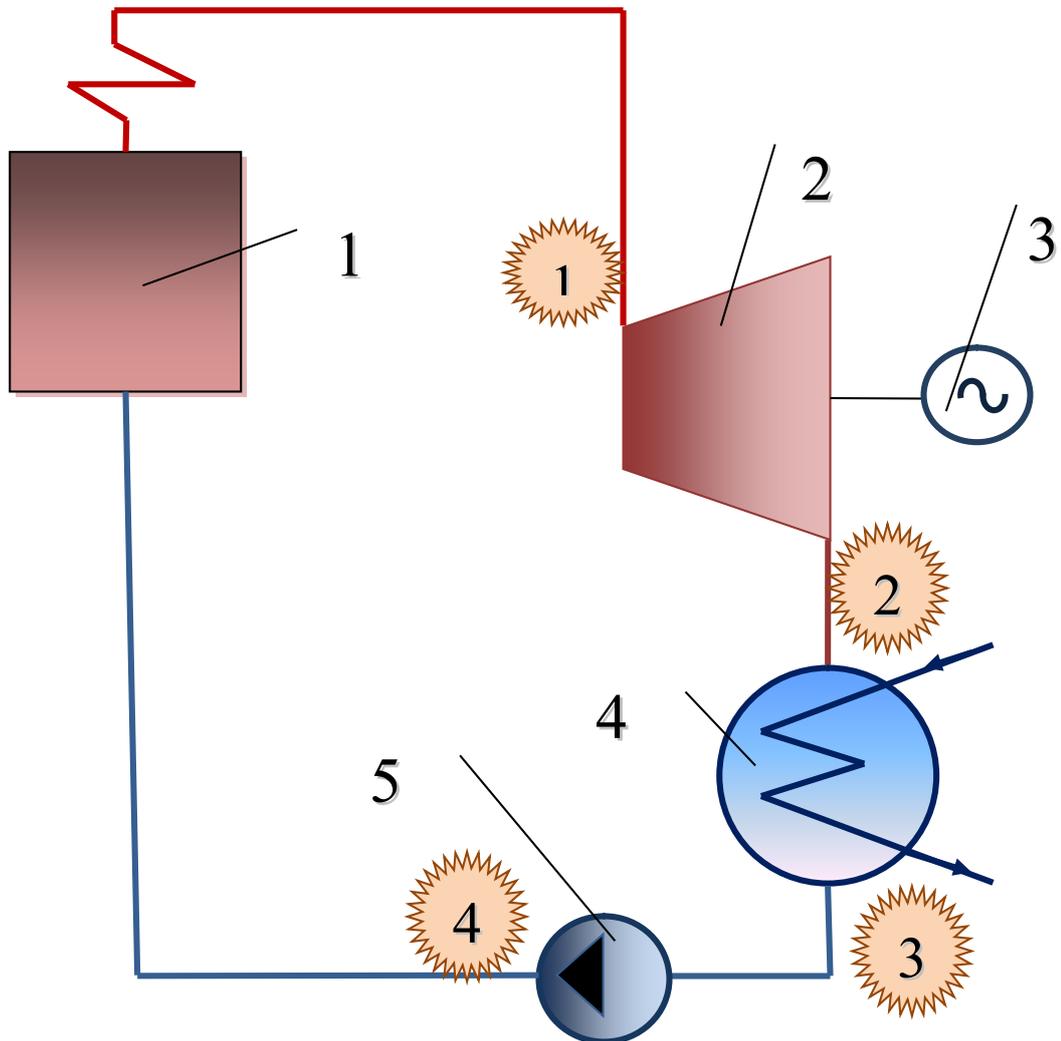
$$\eta_t = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_3}$$

h_3 -определяется по таблицам водяного пара как энтальпия насыщенной жидкости (h') при давлении в конденсаторе.

$$\eta_t \approx 0,4$$

Для установок со сверхкритическими параметрами работой насоса пренебрегать нельзя.

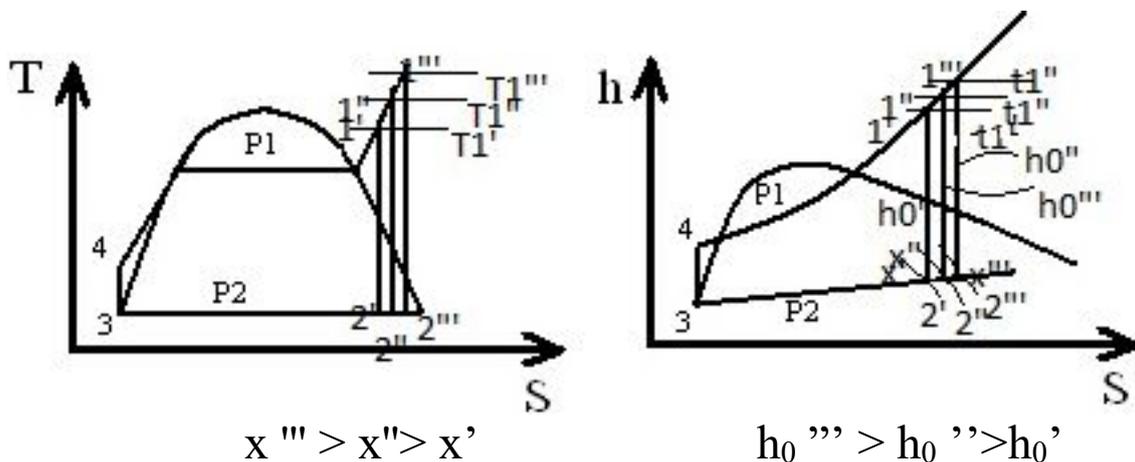
Цикл Ренкина



1-Парогенератор, 2 – паровая турбина, 3 –
электродгенератор, 4 – конденсатор, 5 –
питательный насос

Роль начальных параметров в цикле паросиловой установки.

Влияние начальной температуры.



$$\eta_t = \frac{h_0}{h_1 - h_4}$$

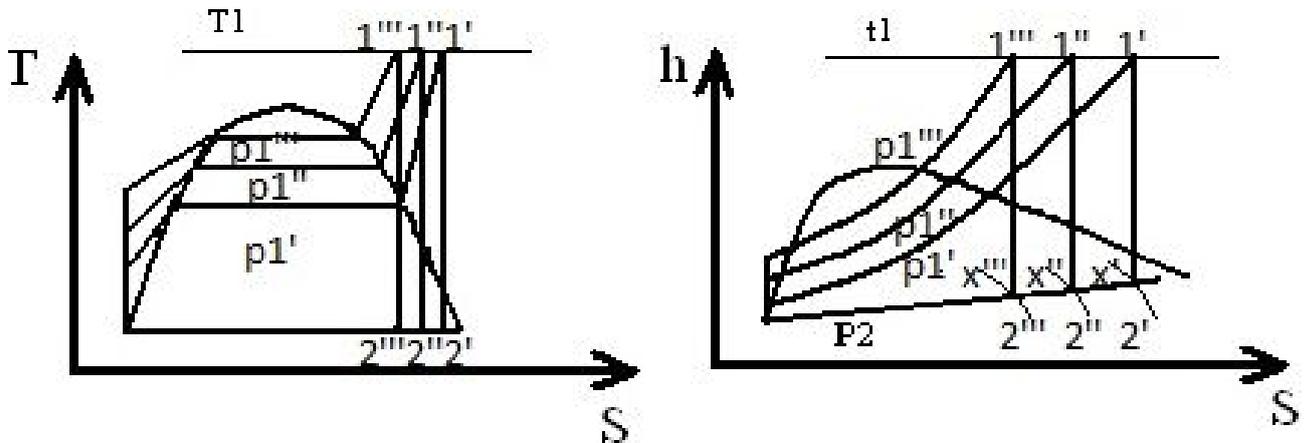
При одинаковой температуре отвода тепла, среднеинтегральная температура подвода тепла растет с ростом температуры перед турбиной t_1 , следовательно, растет КПД, т.е. $\eta_t' < \eta_t'' < \eta_t'''$

Увеличение начальной температуры эквивалентно добавке высокоэффективного цикла $1'1''1'''2''2'''2'1'$

Изобара P_1 идет круче, чем изобара P_2 , поэтому располагаемый теплоперепад h_0 с ростом температуры возрастает.

С ростом температуры конечная влажность (на выходе из турбины) уменьшается, т.е. растет степень сухости ($x''' > x'' > x'$), следовательно повышение начальной температуры пара перед турбиной оказывает положительный эффект на эффективность цикла. Термодинамический КПД цикла растет.

Влияние начального давления.



Чем выше давление P_1 тем больше степень заполнения ' цикла и, соответственно, выше эффективность цикла: ($\eta'_t < \eta''_t < \eta'''_t$).

Однако по мере роста давления P_1 при той же температуре влажность пара на выходе из турбины возрастает, что вызывает эрозийный износ в последних ступенях турбины за счет удара капель о рабочие лопатки. Допустимая степень влажности $y=1-x=0,12$; $x=0,88$;

Для каждой начальной температуры существует свое оптимальное давление, при котором термический КПД максимален. Из сказанного видно, что чем выше начальные температура и давление пара, тем выше КПД цикла Ренкина.

В настоящее время на электростанциях приняты начальные параметры пара: ($P_1=23,5$ МПа (240 атм.) $t_1=565^\circ\text{C}$)

Дальнейшее повышение параметров ограничивается свойствами существующих конструкционных материалов. При высоких давлениях и температурах прочностные характеристики перлитных сталей уменьшаются и их приходится заменять более дорогостоящими аустенитными сталями, т.е. некоторое увеличение КПД, компенсируется увеличением капитальных затрат на установку. С этой точки зрения дальнейшее увеличение начальных параметров нецелесообразно.

Влияние конечных параметров на кпд цикла ПСУ.

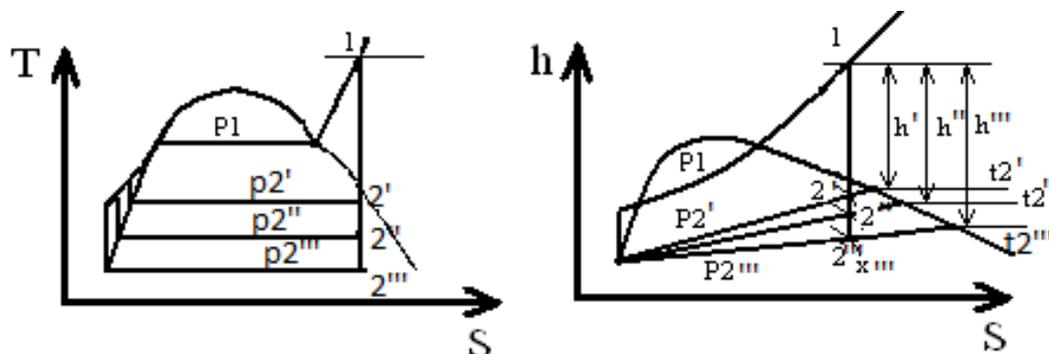


Рисунок 1 – Влияние конечного давления на КПД

$$\eta_t = \frac{h_o}{q_1}$$

Уменьшение конечного давления и соответственно конечной температуры (поскольку в области влажного пара давление и температура насыщения однозначно связаны) означает увеличение располагаемого теплоперепада и соответственно термодинамического КПД

Конечное давление P_2 определяются конечной температурой.

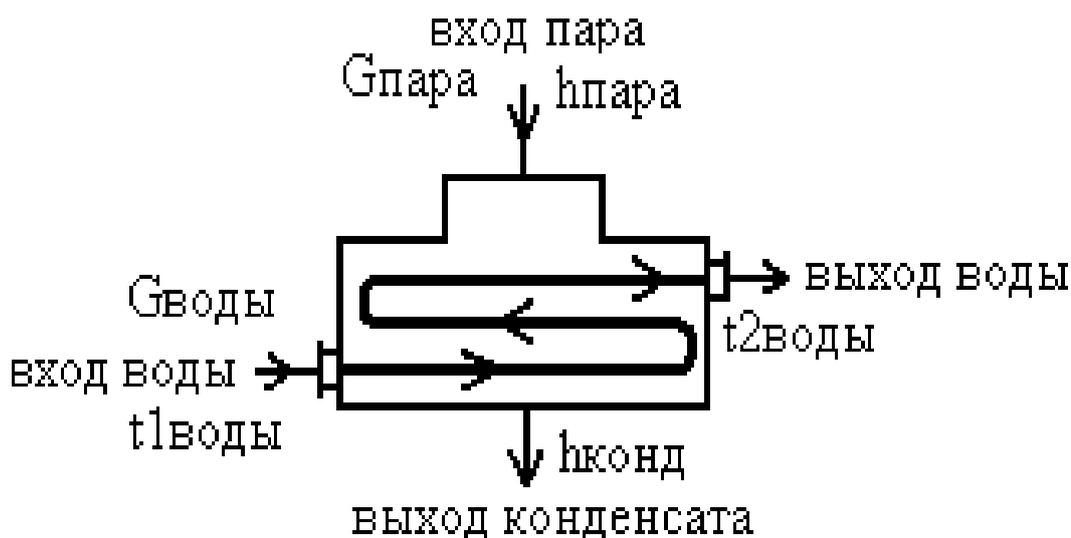


Рисунок 2 -Конденсатор

Тепловой баланс конденсатора.

$$Q_{\text{пара}} = Q_{\text{охлажд. воды}}$$

$$G_{\text{пара}} \cdot (h_{\text{пара}} - h_{\text{конд.}}) = G_{\text{воды}} \cdot C_{p \text{ воды}} \cdot (t_{2\text{воды}} - t_{1\text{воды}})$$

где:

$G_{\text{пара}}$ – расход пара конденсатора $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$

$h_{\text{пара}}$ – энтальпия пара на выходе из турбины.

$$h_{\text{конд.}} = C_{p \text{ воды}} \cdot t_{\text{конд.}} \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

где:

$G_{\text{воды}}$ – расход охлаждающей воды

$C_{p \text{ воды}}$ – теплоемкость воды

$$C_{p \text{ воды}} = 4,187 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

$t_{1\text{воды}}$ и $t_{2\text{воды}}$ – температура воды на входе и выходе из конденсатора.

$$t_{\text{конд.}} = t_s - \Delta t_{\text{конд.}}$$

где:

t_s – температура насыщения пара при давлении в конденсаторе.

$\Delta t_{\text{конд.}}$ – переохлаждение конденсата.

$$\Delta t_{\text{конд.}} = 1-5^\circ\text{C}$$

Переохлаждение конденсата связано с наличием воздуха в паре и соответствующим снижением парциального давления пара.

$$t_{2\text{воды}} - t_{1\text{воды}} = \Delta t_{\text{воды.}} - \text{нагрев воды в конденсаторе.}$$

Нагрев воды в конденсаторе $\Delta t_{\text{воды.}}$ может составлять (6-7°C) для одноходовых конденсаторов до (10-12°C для 3 и 4 ходовых.)

$$m = \frac{G_{\text{воды}}}{G_{\text{пара}}} = \frac{h_{\text{пар}} - h_{\text{конд.}}}{C_{p \text{ воды}} \cdot (t_{2\text{в}} - t_{1\text{в}})} = \frac{h_{\text{пар}} - C_{p \text{ в}} \cdot t_{\text{конд.}}}{G_{\text{воды}} C_{p \text{ воды}} \cdot (t_{2\text{в}} - t_{1\text{в}})}$$

$h_{\text{пар}} - h_{\text{конд.}} \approx r$ -скрытая теплота парообразования

$$r \approx 2200 \text{ кДж/кг}$$

$(t_{2\text{в}} - t_{1\text{в}}) = \Delta t_{\text{в}}$ -изменяется обратно пропорционально m (кратность охлаждения).

Оптимальная кратность охлаждения

- одноходовые компрессоры $m=80-120$
- двухходовые $m=60-70$
- трех и четырех ходовых $m=40-50$

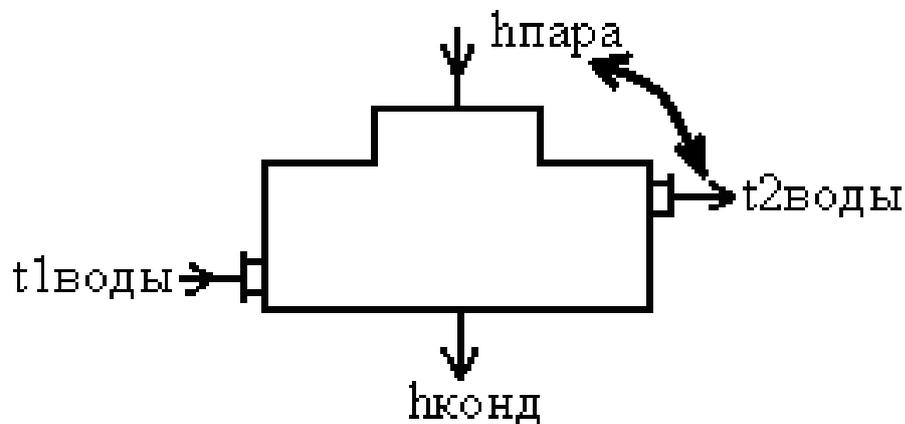
Температура конденсации пара в конденсаторе:

$$t_{\text{конд.}} = t_{1\text{воды}} + \Delta t_e + \delta t$$

δt - температурный набор на выходе из конденсатора (разность между $t_{\text{пара}}$, поступающего в конденсатор и $t_{2\text{воды}}$ на выходе из конденсатора)

$$t_{1\text{воды}} = 10-25^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_e = 6-12^\circ\text{C}$$



$$\delta t = \frac{n}{31,5 + t_{1\text{воды}}} (d_k + 7,5)$$

n – коэффициент, характеризующий чистоту поверхности охлаждения и воздушную плотность конденсатора $n=5\div 7$

$$d_k = \frac{G_{\text{пара}}}{F} ;$$

d_k - удельная паровая нагрузка конденсатора

$$d_k = 40\div 50 \quad \delta t = 4\div 10$$

$$t_{\text{конд}} = t_{\text{воды}} + \Delta t_{\text{воды}} + \delta t = (10 + 6 + 4) \div (25 + 12 + 10) = 20\div 47^\circ\text{C}$$

$$\delta t = t_{\text{пара}} - t_{2\text{воды}}$$

$P_k = 2,34\div 10,6$ кПа давление в конденсаторе

В современных установках $t_{\text{конд}} \approx 29^\circ\text{C}$

$$P_k = 4 \text{ кПа}$$

$$P_k = 0,004 \text{ МПа}$$

$P_k=0,04\text{Бар}$

$P_k=40\text{гПа}$

ЦИКЛ ПАРОСИЛОВОЙ УСТАНОВКИ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМ ПЕРЕГРЕВОМ ПАРА

Если в турбине течет пар, имеющий значительную влажность, то ухудшается гидродинамический режим проточной части турбины, снижается относительный внутренний КПД η_{oi} , что приводит к снижению эффективного КПД всей установки. Одним из способов, позволяющих снизить влажность пара на выходе из турбины, является перегрев пара. Применение перегрева пара приводит к увеличению термического КПД, одновременно сдвигает в T,s - диаграмме точку, соответствующую состоянию пара за турбиной, в область более высоких степеней сухости.

Одним из путей снижения конечной влажности пара является применение промежуточного перегрева пара. После того как поток пара, совершающего работу в турбине, расширился до некоторого давления, большего, чем p_2 , он выводится из турбины и направляется в дополнительный пароперегреватель, размещаемый в газоходе котла. Там температура пара повышается, после чего пар вновь поступает в турбину, где расширяется до давления в конденсаторе.

В случае применения промежуточного перегрева турбина выполняется в виде двухцилиндрового агрегата (ЦВД и ЦНД). Оба цилиндра размещаются на одном валу.

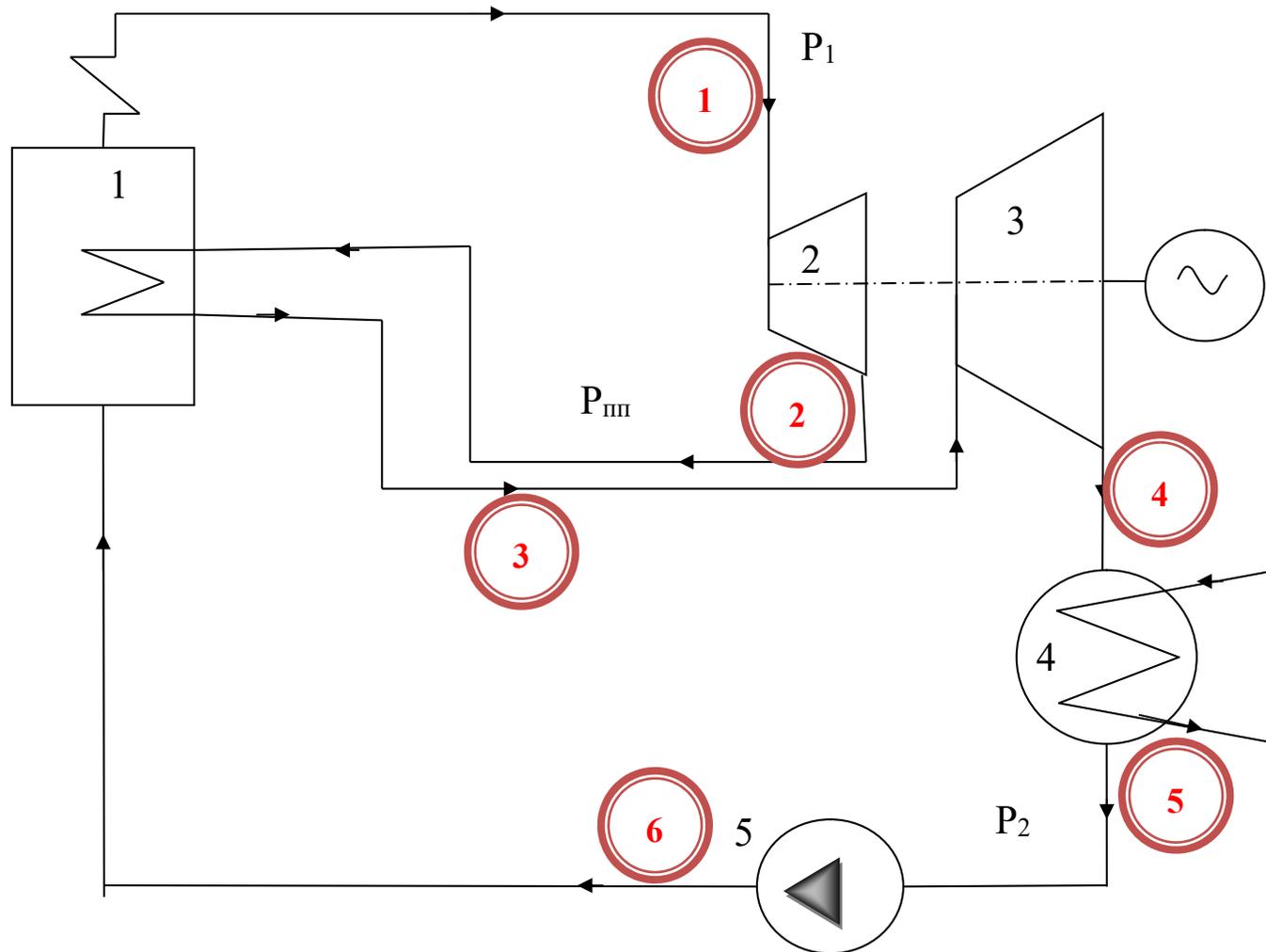
Цикл в T,s - диаграмме состоит из обычного цикла Ренкина (1-2-7-5-6-1) и дополнительного цикла (2-3-4-7-2), линия 2-3 – изобара.

Подведенная теплота

$$q_1 = (h_1 - h_6) + (h_3 - h_2)$$

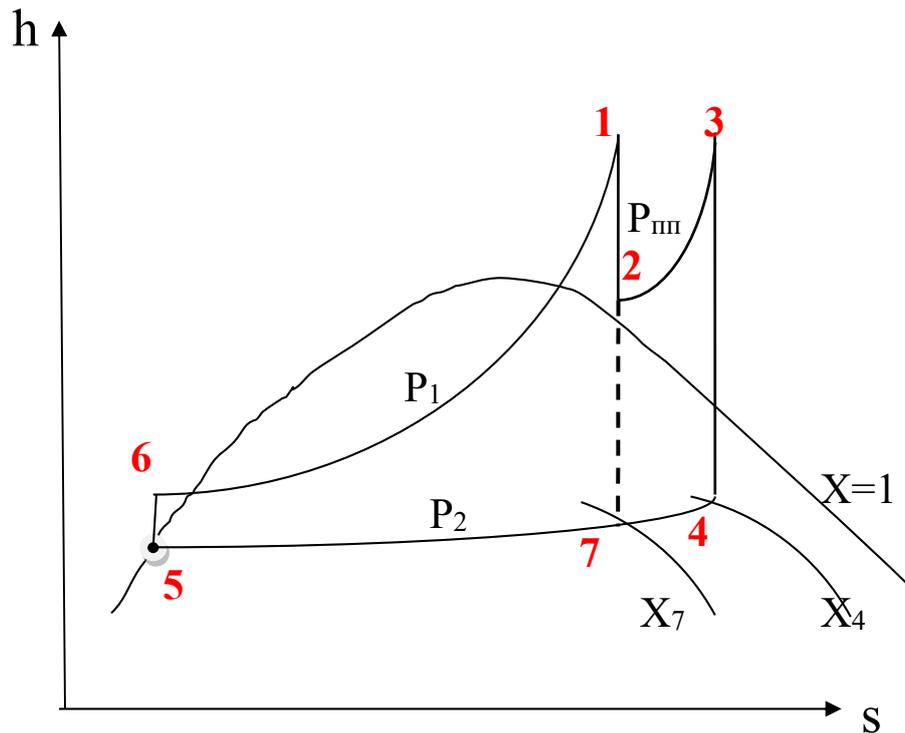
Отведенная теплота

$$q_2 = (h_4 - h_5)$$



1- парогенератор, 2- цилиндр высокого давления (ЦВД) паровой турбины, 2- цилиндр низкого давления (ЦНД) паровой турбины, 4 – конденсатор, 5- питательный насос

Схема паросиловой установки с промежуточным перегревом пара.



1-2 – адиабатное расширение пара в ЦВД паровой турбины

2-3 – изобарный подвод теплоты к пару в промежуточном пароперегревателе

3– 4 – адиабатное расширение пара в ЦНД паровой турбины

4-5 – изобарный отвод тепла от пара в конденсаторе

5-6- - адиабатное повышение давления воды в питательном насосе

6-1 – изобарный подвод тепла в парогенераторе

1-7 – адиабатное расширение пара в паровой турбине (без промежуточного перегрева)

X_4 – степень сухости пара в конце процесса адиабатного расширения в турбине в цикле с промежуточным перегревом

X_7 - степень сухости пара в конце процесса адиабатного расширения в турбине в цикле без промежуточного перегрева

$$X_4 > X_7$$

Термический КПД цикла

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{(h_1 - h_6) + (h_3 - h_2) - (h_4 - h_5)}{(h_1 - h_6) + (h_3 - h_2)} =$$

$$= \frac{(h_1 - h_2) + (h_3 - h_4) - (h_6 - h_5)}{(h_1 - h_6) + (h_3 - h_2)}$$

Если термический КПД дополнительного цикла

$$\eta_t^{\text{доп}} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_7)}{h_3 - h_2}$$

больше, чем термический КПД основного цикла

$$\eta_t^{\text{осн}} = \frac{(h_1 - h_7) - (h_6 - h_5)}{h_1 - h_6},$$

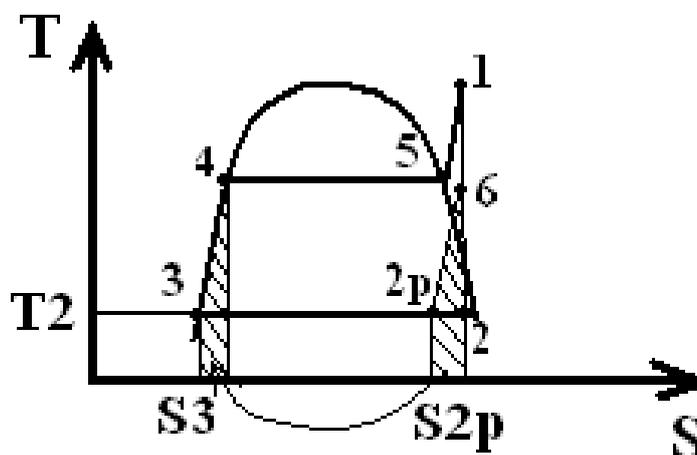
То термический КПД цикла с промперегревом будет больше термического КПД цикла Ренкина без перегрева.

Промперегрев, который вошел в энергетику как средство борьбы с высокой влажностью в последних ступенях турбины, является средством повышения термического КПД цикла. Из рассмотрения T,s- диаграммы следует, что если промперегрев пара осуществляется от не слишком низкой температуры до температуры, близкой к T_1 , то термический КПД дополнительного цикла будет заведомо выше термического КПД основного.

В современных паросиловых установках обычно применяется не только однократный, но и двукратный промежуточный перегрев пара.

Регенерация в цикле паросиловой установки

Для повышения термического КПД цикла применяется регенерация теплоты.



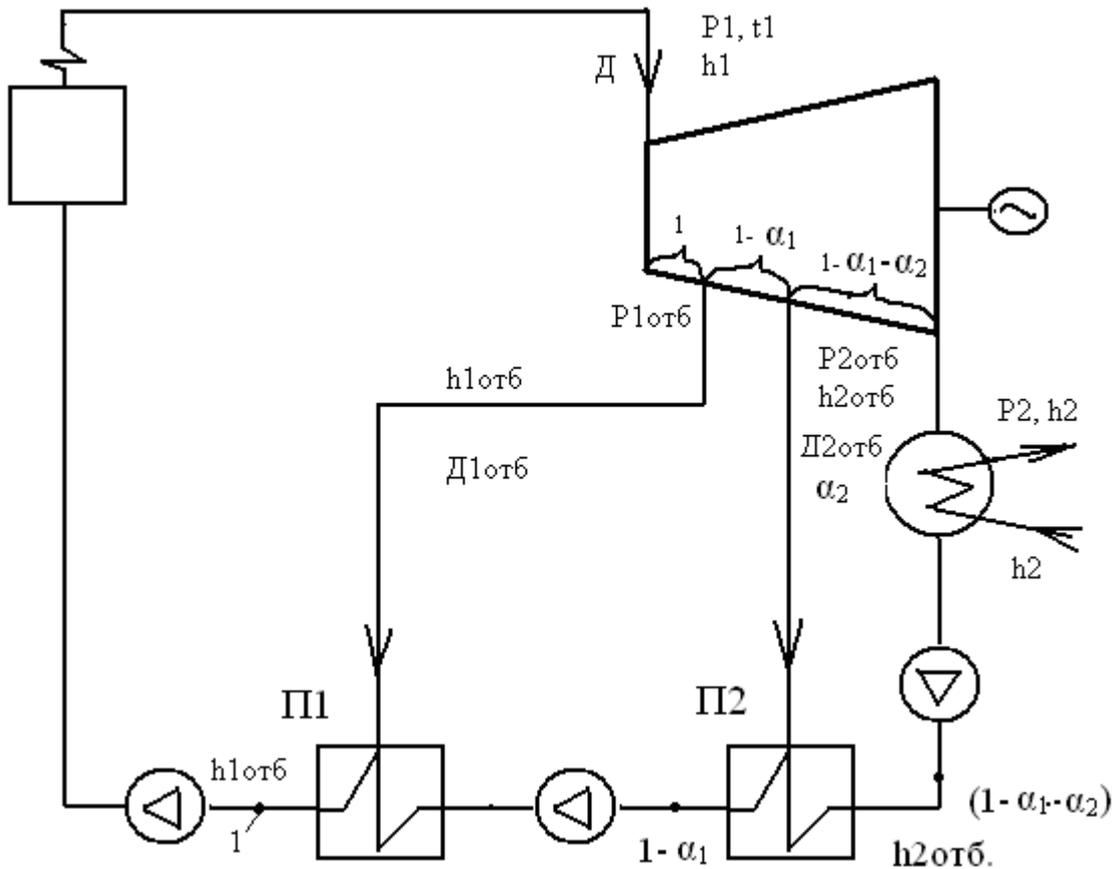
В процессе регенерации заменяется процесс адиабатного расширения пара в турбине [1,6,2] на политропный [1,6,2p] таким образом чтобы линии [6,2p] и [3,4] были эквидистантны (параллельны)

$$\eta_t^{\text{пред. регенер}} = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{T_2 \cdot (S_{2p} - S_3)}{h_1 - h_4} = 1 - \frac{T_2 \cdot (S_2 - S_4)}{h_1 - h_4}$$

$S_2 = S_1$; $S_4 = S_3$ при давлении P_1

В реальных паросиловых циклах регенерация осуществляется с помощью регенеративных поверхностных и смешивающих теплообменников, в каждой из которых поступает пар из промежуточных ступеней турбины (регенеративный отбор)

Пар конденсируется в регенеративных теплообменниках, нагревая питательную воду, поступающую в котел. Конденсат греющего пара также поступает в котел или смешивается с основным потоком питательной воды.



α - доля пара, идущего в отбор

$$\alpha_1 = \frac{D_{1отб}}{D}$$

$$\alpha_2 = \frac{D_{2отб}}{D}$$

В подогревателе П2 материальный баланс теплоносителя:

$$(1-\alpha_1-\alpha_2)+\alpha_2=1-\alpha_1$$

В подогревателе П1 материальный баланс теплоносителя:

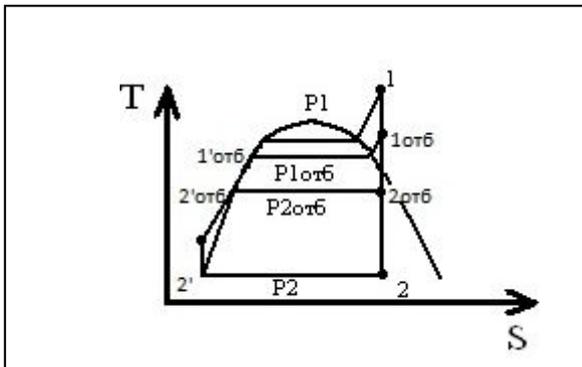
$$(1-\alpha_1)+\alpha_1=1$$

где:

$(1-\alpha_1)$ и $(1-\alpha_1-\alpha_2)$ - конденсат

α_1 и α_2 - пар

$1-\alpha_1$ и 1 – конденсат подогретый



Цикл ПСУ с регенерацией нельзя строго изобразить в T,S-диаграмме, так как эта диаграмма строится для поставки количества рабочего тела в цикле. При регенерации количество рабочего тела изменяется в разных частях цикла. Однако условная T,S-диаграмма приведена на рисунке.

1'отб, 2'отб.....2' - определяются по таблице 2, как параметры кипящей жидкости (параметры с одним штрихом) при заданных давлениях.

Величина α (доля пара, идущего в отбор) выбирается из тех соображений, чтобы в результате смешения пара, поступившего в отбор и воды, недогретой до кипения, была получена вода при температуре кипения, соответствующей давлению пара в отборе.

Составим тепловые балансы подогревателей.

$$\begin{aligned} \text{П2:} \quad & \alpha_2 \cdot (h_{2\text{отб}} - h'_{2\text{отб}}) = (1 - \alpha_1 - \alpha_2) \cdot (h'_{2\text{отб}} - h_2) \\ \alpha_2 \cdot h_{2\text{отб}} - \alpha_2 \cdot h'_{2\text{отб}} &= (1 - \alpha_1) \cdot (h'_{2\text{отб}} - h_2) - \alpha_2 \cdot h'_{2\text{отб}} + \alpha_2 \cdot h_2 \\ \alpha_2 \cdot (h_{2\text{отб}} - h_2) &= (1 - \alpha_1) \cdot (h'_{2\text{отб}} - h_2) \end{aligned}$$

$$\alpha_2 = \frac{(1 - \alpha_1) \cdot (h'_{2\text{отб}} - h_2)}{h_{2\text{отб}} - h_2}$$

$$\text{П1:} \quad \alpha_1 \cdot (h_{1\text{отб}} - h'_{1\text{отб}}) = (1 - \alpha_1) \cdot (h'_{1\text{отб}} - h'_{2\text{отб}});$$

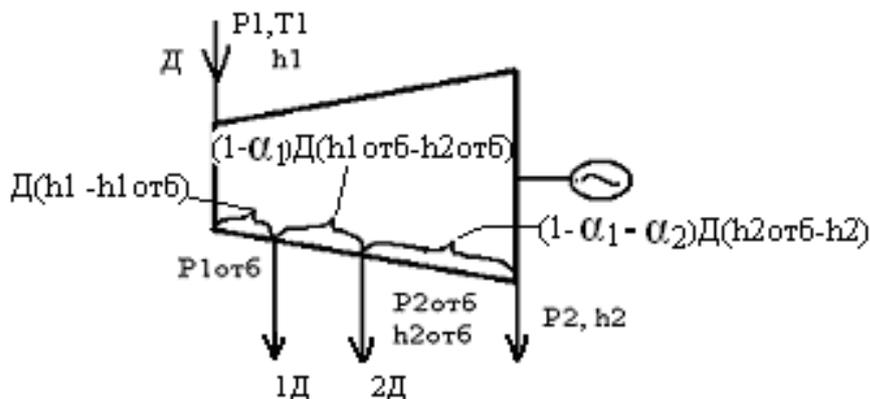
$$\alpha_1 \cdot h_{1\text{отб}} - \alpha_1 \cdot h'_{1\text{отб}} = (h'_{1\text{отб}} - h'_{2\text{отб}}) - \alpha_1 \cdot h'_{1\text{отб}} + \alpha_1 \cdot h'_{2\text{отб}}$$

$$\alpha_1 \cdot (h_{1\text{отб}} - h'_{2\text{отб}}) = h'_{1\text{отб}} - h'_{2\text{отб}}$$

$$\alpha_1 = \frac{h'_{1\text{отб}} - h'_{2\text{отб}}}{h_{1\text{отб}} - h'_{2\text{отб}}} \quad \text{-доля пара, идущего в отбор}$$

Параметры пара, отбираемого из турбины (давление в отборах), известны заранее.

Определим термический КПД цикла ПСУ с регенерацией:



$$1. D \cdot (h_1 - h_{1отб}) + (1 - \alpha_1) \cdot D \cdot (h_{1отб} - h_{2отб}) + (1 - \alpha_1 - \alpha_2) \cdot D \cdot (h_{2отб} - h_2) = L$$

(работа турбины)

$$L = l \cdot D$$

$$l = h_1 - h_{1отб} + h_{1отб} - h_{2отб} - \alpha_1 \cdot h_{1отб} + \alpha_1 \cdot h_{2отб} + h_{2отб} - h_2 - \alpha_1 \cdot h_{2отб} - \alpha_1 \cdot h_2 - \alpha_2 \cdot h_{2отб} + \alpha_2 \cdot h_2 = \dots = (h_1 - h_2) - \alpha_1 \cdot (h_{1отб} - h_2) - \alpha_2 \cdot (h_{2отб} - h_2)$$

$$\eta_t = \frac{l}{q_1};$$

$$q_1 = h_1 - h_{п.в.}$$

$h_{п.в.}$ – энтальпия питательной воды, т.е. энтальпия воды за последним регенеративным подогревателем перед котлом.

$$\eta_t = \frac{(h_1 - h_2) - \sum_{\alpha=1}^n \alpha_i \cdot (h_{отб i} - h_2)}{h_1 - h_{п.в.}}$$

2.

$$(1 - \alpha_1 - \alpha_2) \cdot D \cdot (h_1 - h_2) + D \cdot \alpha_2 \cdot (h - h_{2отд}) + D \cdot \alpha_1 \cdot (h_1 - h_{1отд}) = L$$

3.

$$D \cdot (h_1 - h_2) - D \cdot \alpha_2 \cdot (h_{2отб} - h_2) - D \cdot \alpha_1 \cdot (h_{1отб} - h_2) = L$$

$$L = 3600 \cdot N \cdot D;$$

если $D \frac{кг}{час}$ - расход пара на турбину

$$L = N \cdot D;$$

если $D \frac{кг}{с}$

D – расход пара на турбину

$$D = \frac{3600 \cdot N}{h_0 \cdot \eta_M \cdot \eta_2 \cdot (1 - \sum_{i=1}^n \alpha_i \cdot y_i)}$$

y – коэффициент недовыработки отбора.

$$y_i = \frac{(h_{отбi} - h_2)}{h_1 - h_2}$$

h_0 - располагаемый теплоперепад на турбине.

$$h_0 = h_1 - h_2$$

Таким образом задачей регенерации является подогрев воды от температуры в конденсаторе до температуры, близкой к температуре кипения пара в генераторе.

Регенерация дает, увеличение КПД за счет роста средней интегральной температуры подвода тепла.

Расход пара на турбину, по сравнению с чисто конденсационным вариантом, оказался больше, это благотворно сказалось на конструкции первых ступеней турбины.

Пропуск пара в конденсатор, по сравнению с чисто конденсационным вариантом умножается, что благотворно сказывается на конструкции последних ступеней турбины.

Как показывает анализ, увеличение числа ступеней регенеративного подогрева приводит к повышению термического КПД цикла, либо при этом регенерация приближается к предельной. Однако, каждая последняя ступень вносит все меньший вклад в увеличение КПД. В мощных паротурбинных установках с высокими параметрами число регенеративных подогревателей достигает 10.

Теплоэлектроцентралли

В процессе выработки электроэнергии на ТЭС большое количество теплоты передается холодному источнику – охлаждающей конденсатор воде и, таким образом, бесполезно теряется. **Идея теплофикации сводится к тому, что увеличивается температура t_2 , а теплота q_2 не выбрасывается в окружающую среду, а утилизируется.**

Для производственных и бытовых нужд потребляется значительное количество теплоты в виде горячей воды и пара в технологических процессах, для отопления зданий и горячего водоснабжения.

Повышение нижней температуры цикла приведет к некоторому уменьшению термического КПД, и, след., выработки электроэнергии. С точки зрения экономичности цикла это невыгодно. Однако возможность получения больших количеств теплоты для технологических и бытовых нужд за счет некоторого сокращения выработки Э/Э весьма выгодно (не надо строить специальные отопительные котельные, имеющие относительно невысокие КПД и требующие повышенного расхода топлива).

Теплофикация – комбинированная выработка тепла и электроэнергии на электростанциях.

Теплоэлектроцентралли (ТЭЦ) [7,8] отпускают электроэнергию потребителю, так же как и КЭС, и кроме этого тепловую энергию в виде пара и горячей воды для технологических нужд производства и горячей воды для коммунально-бытового потребления (отопление, горячее водоснабжение). При такой комбинированной выработке тепловой и электрической энергии в тепловую сеть отдается главным образом теплота отработавшего в турбинах пара (или газа), что приводит к снижению расхода топлива на 25-30 % по сравнению с отдельной выработкой электроэнергии на КЭС и теплоты в районных котельных. Поскольку для производственных и бытовых нужд требуется пар или вода в относительно широком диапазоне температур и давлений, на ТЭЦ применяются теплофикационные турбины различных типов в зависимости от характера потребления теплоты.

На рисунке 2.10 представлена схема ТЭЦ с так называемыми турбинами с ухудшенным вакуумом. Давление в конденсаторе такой турбины поддерживается таким, чтобы температура насыщения пара была достаточно высокой для нужного нагрева охлаждающей воды в конденсаторе. Вода, нагретая в конденсаторе до необходимой температуры, направляется потребителю для отопления.

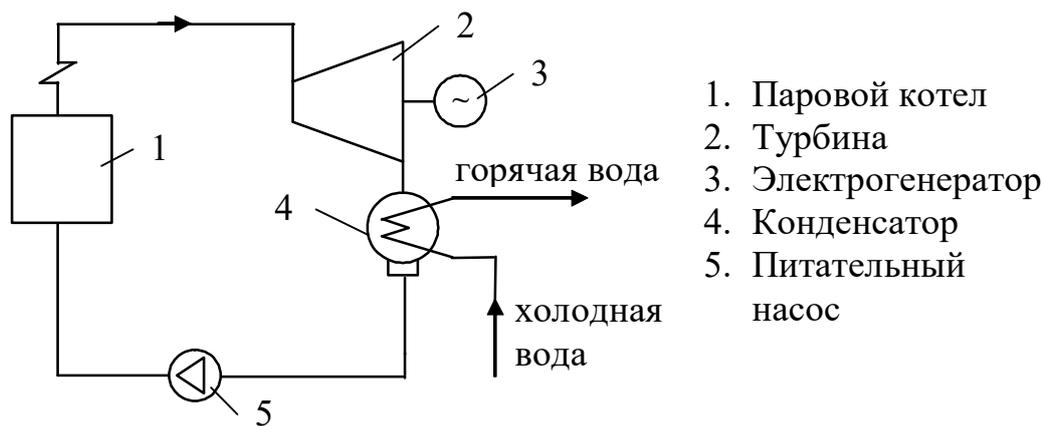


Рисунок 2.10 - ТЭЦ с турбинами с ухудшенным вакуумом

На рисунке 2.11 изображена схема ТЭЦ, в которой применены так называемые турбины с противодавлением. В установках этого типа конденсатор отсутствует, а отработавший пар из турбины направляется по паропроводу на производство, где он отдает теплоту и конденсируется, конденсат с производства возвращается для питания котлов. Давление пара на выходе из турбины определяется потребностями производства.

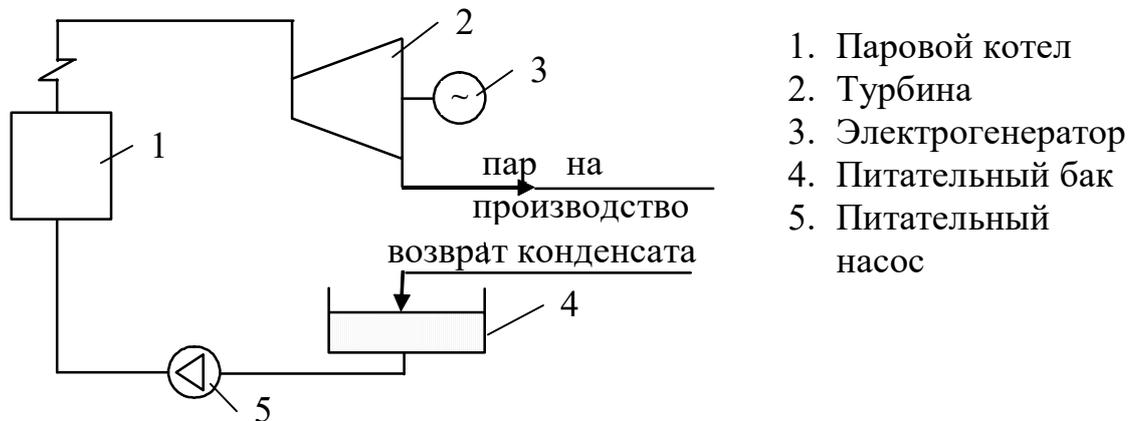
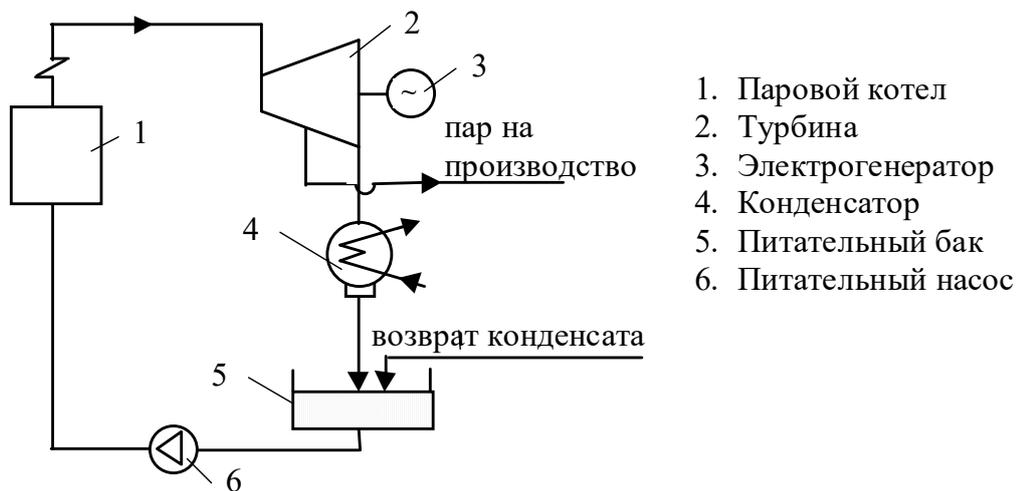


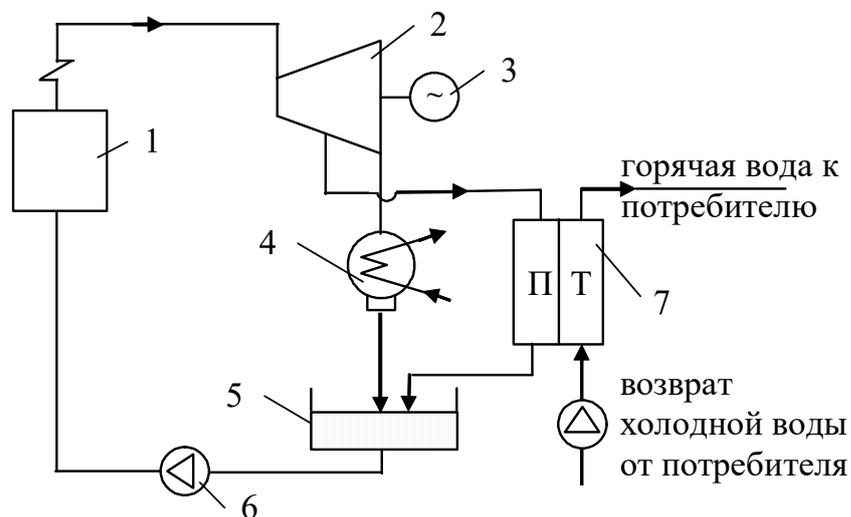
Рисунок 2.11- ТЭЦ с турбинами с противодавлением

На рисунке 2.12 показана схема ТЭЦ с турбинами с отбором пара. В этой схеме часть пара достаточно высоких параметров отбирается из промежуточных ступеней турбины. Отобранный пар может быть либо направлен на производство (так называемый производственный отбор), откуда в установку возвращается конденсат (рисунок 2.12,а), либо в специальные подогреватели-теплообменники, в которых этот пар нагревает воду, используемую для отопительных целей (так называемый теплофикационный отбор) (рисунок 2.12, б). Следует заметить, что на современных ТЭЦ наиболее распространены турбины с отбором пара.



1. Паровой котел
2. Турбина
3. Электродгенератор
4. Конденсатор
5. Питательный бак
6. Питательный насос

а)



1. Паровой котел
2. Турбина
3. Электродгенератор
4. Конденсатор
5. Питательный бак
6. Подогреватель-теплообменник

б)

Рисунок 2.12 - ТЭЦ с турбинами с отбором пара:
 а - ТЭЦ с производственным отбором;
 б - ТЭЦ с теплофикационным отбором

Н,d -ДИАГРАММА ВЛАЖНОГО ВОЗДУХА

Н,d -диаграмма влажного воздуха построена с расчетом на 1 кг сухого воздуха. По оси абсцисс откладывается массовое влагосодержание (кг/кг сухого воздуха), по оси ординат - удельная энтальпия воздуха (кДж/кг). Кроме того, на диаграмме строятся изотермы и линии постоянной относительной влажности φ .

При построении диаграммы в декартовых прямоугольных координатах линии $\varphi = const$ располагаются, во-первых, слишком близко друг к другу и, во-вторых, пересекаются изотермами под очень острыми (малыми) углами. То и другое снижает точность расчетов по диаграмме и создает неудобства в ее применении.

Поэтому диаграммы строят в косоугольной системе координат с расположением осей под углом, значительно большим прямого. Обычно его выбирают равным 135° , иначе говоря, ось влагосодержаний поворачивают против часовой стрелки на 45° . наиболее удобным является такой угол, при котором изотерма ненасыщенного воздуха при $t = 0^\circ \text{C}$ принимает горизонтальное положение.

Найдем, какое положение и очертание должны иметь другие изотермы. С этой целью рассмотрим производную

$$\left(\frac{\partial H}{\partial d_n}\right)_t = 2501 + 1,93t \quad (35)$$

при условии $t = const \neq 0^\circ \text{C}$. Из этого видно, что изотермы в области ненасыщенного воздуха представляют собой прямые, тангенс угла наклона которых зависит от температуры, увеличиваясь с увеличением последней.

Линия насыщения влажного воздуха ($\varphi = 1$) на диаграмме представляет геометрическое место точек пересечения изотерм с линиями $d = const = d_s$. Паросодержание d_s определяется по формуле (12). вычислив таким образом значения d_s для каждой температуры, откладываем их на соответствующей изотерме. Полученные точки принадлежат линии насыщения влажного воздуха.

Поскольку линия насыщения определяет максимальное содержание пара при каждой данной температуре, дальнейшее увеличение паросодержания при той же температуре невозможно. В случае увеличения влагосодержания d при $t = const$ вся дополнительная влага $d - d_s = d_{ж}$ может содержаться только в жидкой фазе, т.е. в виде тумана. Поскольку удельная энтальпия жидкости меньше удельной энтальпии пара на величину, равную удельной теплоте парообразования r , приращение удельной энтальпии по линии $t = const$ резко уменьшается (начиная от кривой насыщения воздуха на величину $r d_{ж}$). Вследствие этого изотермы при пересечении линии $\varphi = 1$ претерпевают излом.

При температуре $t < 0^\circ \text{C}$ жидкая фаза переходит в твердую. Жидкость отдает удельную теплоту затвердевания, равную $335 d_m$ кДж/кг (в расчете

на 1 кг сухого воздуха), туман переходит в ледяной туман, и изотермы получают еще больший уклон.

Чтобы установить очертание и расположение изотерм в области тумана и ледяного тумана, обратимся к выражению для энтальпии по формуле (34). Беря производную от энтальпии по паросодержанию при условии $t = const$ и $d_n = d_s = const$ и $d_m = 0$, получим для изотерм в области тумана, состоящего из частиц жидкости,

$$\left(\frac{\partial H}{\partial d}\right)_t = 4.19t, \quad (36)$$

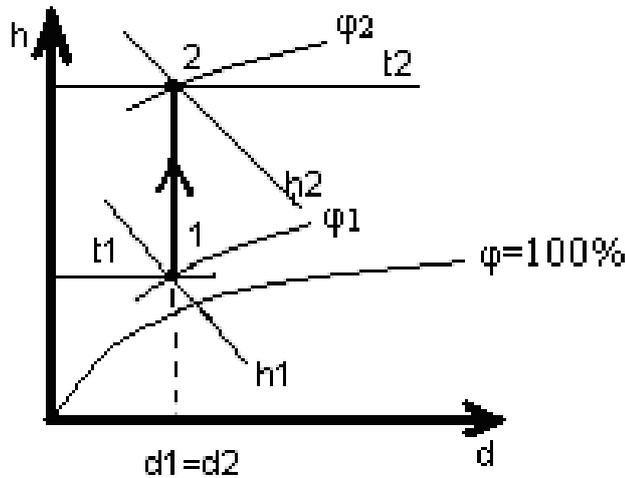
а при $d_n = d_s = const$ и $d_{жс} = 0$ для изотерм области ледяного тумана

$$\left(\frac{\partial H}{\partial d}\right)_t = -335 + 2.1t \quad (37)$$

Следовательно, изотермы в области тумана также представляют собой прямые линии, тангенс угла наклона которых также зависит от температуры.

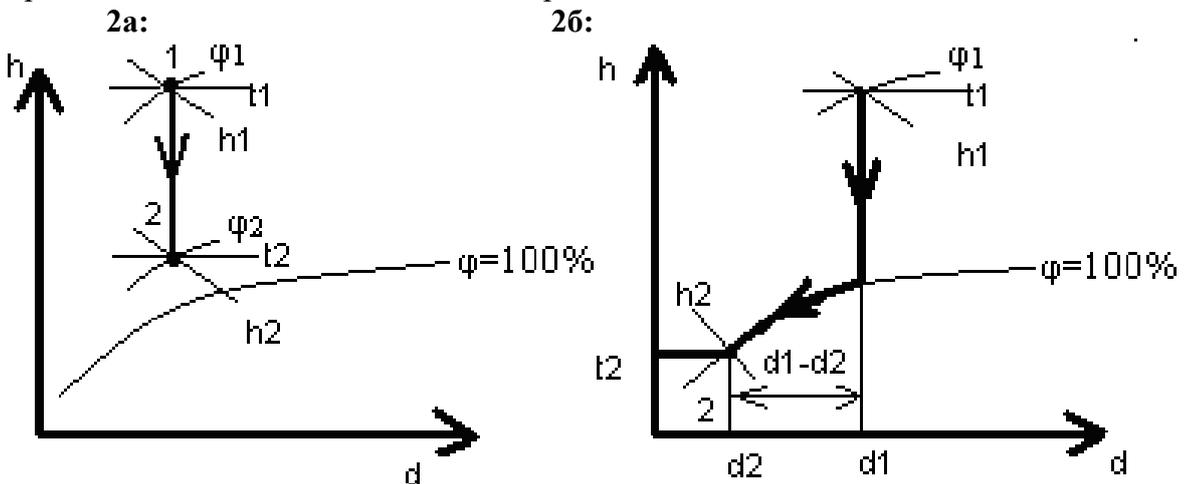
Процессы в h d -диаграмме влажного воздуха.

- 1) **процесс нагревания** – обычно состояние задается параметрами φ_1, t_1, t_2 .
Процесс нагревания идет по линии $d = \text{const}$, $d_1 = d_2$, $q = h_1 \cdot h_2$ (кДж/кг).



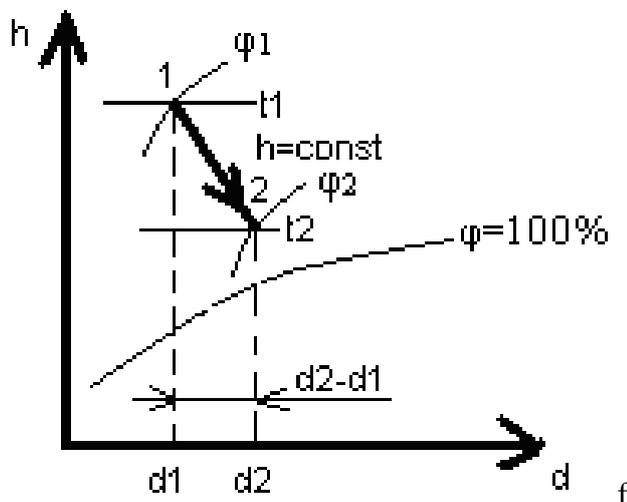
Подведенное тепло при нагревании воздуха.

- 2) **процесс охлаждения** – задано φ_1, t_1, t_2 .
Процесс охлаждения возможен в 2-х вариантах:



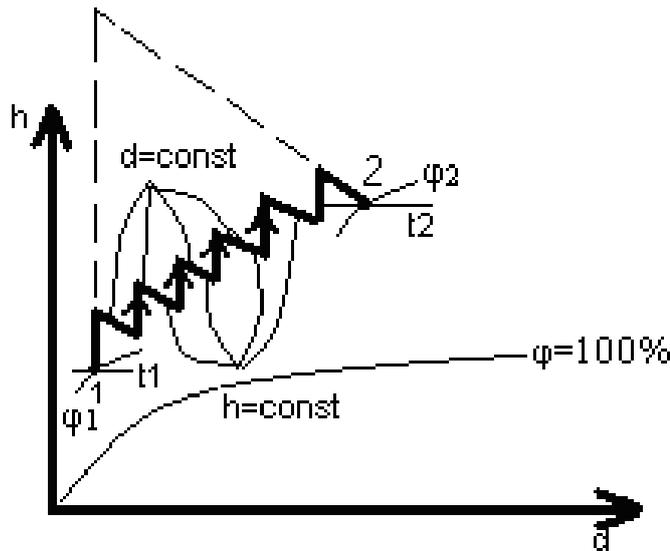
$\Delta d = d_1 - d_2$ – количество выпавшей из воздуха влаги.

- 3) **процесс испарения**



$\Delta d = d_2 - d_1$ – количество испаренной влаги (кг. влаги/кг. сухого воздуха).

- 4) **процесс кондиционирования** состоит из процессов нагрева и испарения

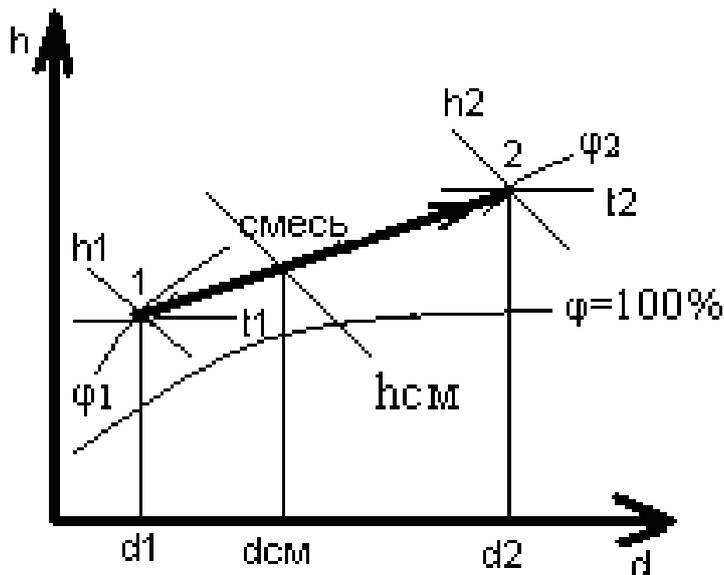


5) смешение двух потоков воздуха:

первый поток: φ_1, t_1, G_1

второй поток: φ_2, t_2, G_2

5а:



$$d_{см} = \frac{d_1 G_1 + d_2 G_2}{G_1 + G_2}; h_{см} = \frac{h_1 G_1 + h_2 G_2}{G_1 + G_2};$$

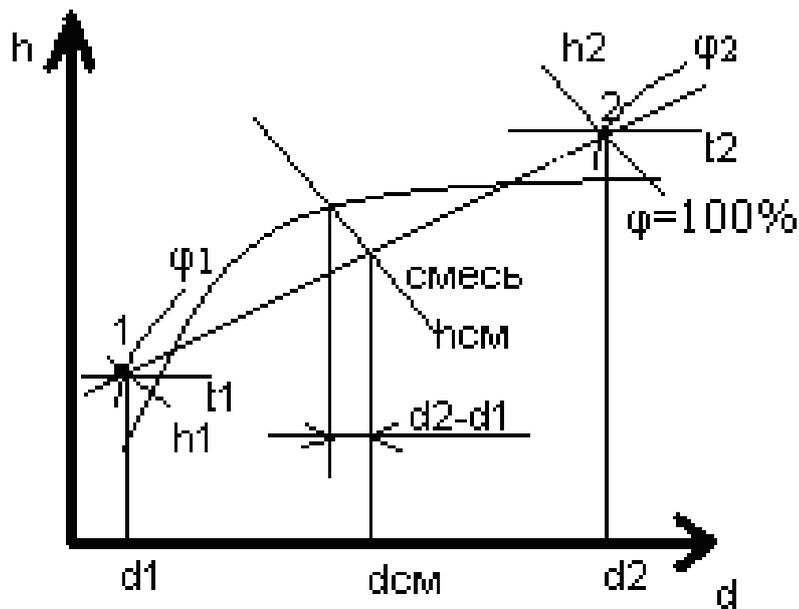
$$d_{см} = \frac{d_1 + d_2 \frac{G_2}{G_1}}{1 + \frac{G_2}{G_1}}; h_{см} = \frac{h_1 + h_2 \frac{G_2}{G_1}}{1 + \frac{G_2}{G_1}};$$

$$d_{см} = \frac{d_1 + k d_2}{1 + k}; h_{см} = \frac{h_1 + k h_2}{1 + k}.$$

$\frac{G_2}{G_1} = k$ - кратность смешения или коэффициент рециркуляции.

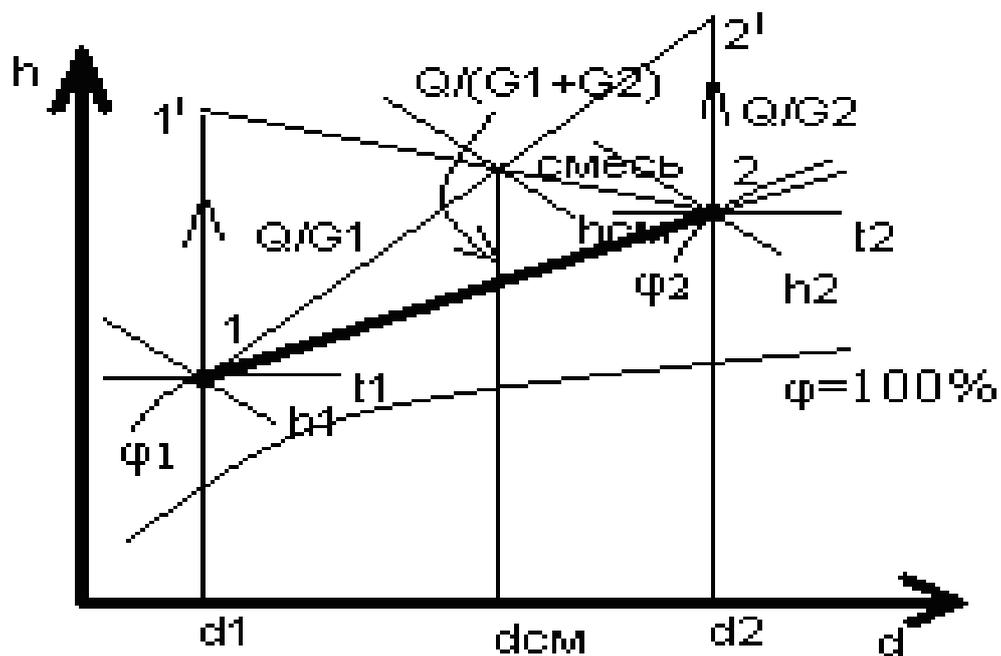
Точка смеси находится на прямой соединяющей точки 1 и 2 и делит отрезок 1-2 обратно пропорционально расходам.

5б:



$\Delta d = d_2 - d_1$ – количество сконденсированной влаги.

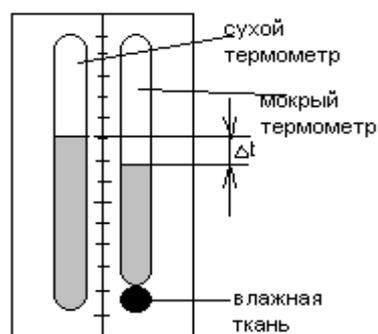
б) смешение двух потоков с подогревом:



- 1 способ: подогреть 1-ый поток и смешать со 2-ым;
- 2 способ: подогреть 2-ой поток и смешать с 1-ым;
- 3 способ: смешать оба потока и подогреть.

Психрометр (psihros - холодный) – прибор, применяемый для измерения влажности.

Состоит из двух ртутных термометров: сухого и мокрого. Мокрый термометр отличается от сухого тем, что его ртутный шарик обернут тканью, смоченной водой. Поток влажного воздуха обдувает ртутные шарики термометра.



Сухой термометр показывает температуру влажного воздуха.

Мокрый термометр показывает температуру воды содержащейся в мокрой ткани.

При обдувании мокрого термометра воздухом, происходит испарение воды с поверхности воды ткани. Испарение тем интенсивнее, чем суше воздух, обдувающий ткань. Т.к. испарение влаги затрачивается теплота, равная теплоте парообразования воды, отбираемая от самой воды. Температура влажной ткани понижается. Если бы мокрому термометру не было притока теплоты из окружающих слоев воздуха, то температура влажной ткани, снижалась бы до тех пор, пока не стала бы равной температуре насыщения для данного парциального давления водяного пара. При этом вода в ткани перестает испаряться, и температура остается неизменной во времени. Измерив температуру в т. росы (насыщения), определим парциальное давление пара во влажном воздухе, и следовательно влажность. В действительности при понижении температуры влажной ткани, вследствие разности температур воды в ткани и температуры окружающего воздуха происходит приток теплоты к влажной ткани из близлежащих слоев воздуха. Благодаря этому, равновесие, т.е. неизменность температуры влажной ткани, устанавливается не при температуре т. росы, а при несколько более высокой температуре – температуре мокрого термометра. Разность температур сухого и мокрого термометров пропорционально влажности воздуха.

Чем суше воздух, тем больше разность: $t_c - t_m$. Для насыщенного паром воздуха $t_{\text{сух}} = t_m$.

Уравнение теплового баланса влажного воздуха, находящегося в контакте с водой:

$$h_2 - h_1 = C_{\text{ж}} \cdot t_m \cdot (d_2 - d_1),$$

где h_1, h_2 – соответственно начальное и конечное значение энтальпии влажного воздуха, $C_{\text{ж}}$ – теплоемкость воды ($C_{\text{ж}} = 4,19 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$), t_m – температура мокрого термометра, d_1, d_2 – начальное и конечное влагосодержание.

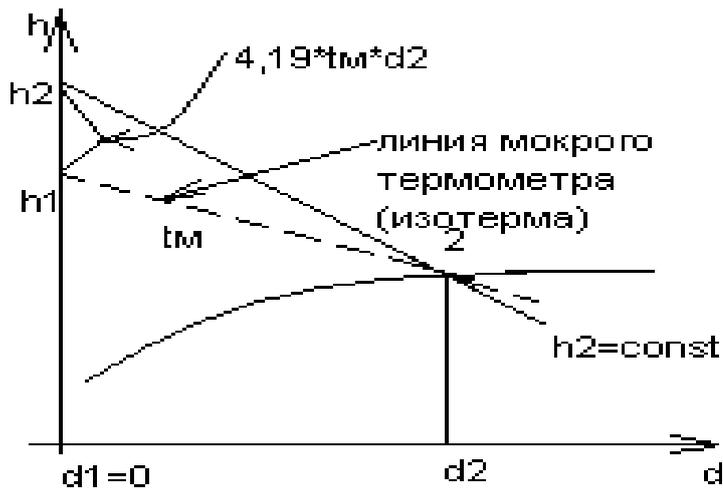
Правая часть уравнения определяет изменение энтальпии, испарившейся воды, приходящейся на 1 кг сухого воздуха, содержащегося во влажном воздухе. В пределе, конечном состоянии, воздух будет насыщенным.

Примем, что в начальном состоянии $d_1 = 0$, построим $h-d$ – диаграмме линии мокрого термометра.

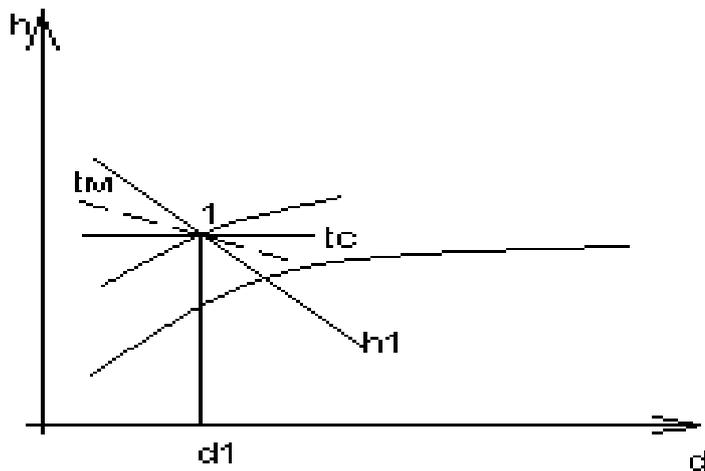
$$d_1 = 0,$$

$$h_2 - h_1 = C_{\text{ж}} \cdot t_m \cdot d_2 = 4,19 \cdot t_m \cdot d_2,$$

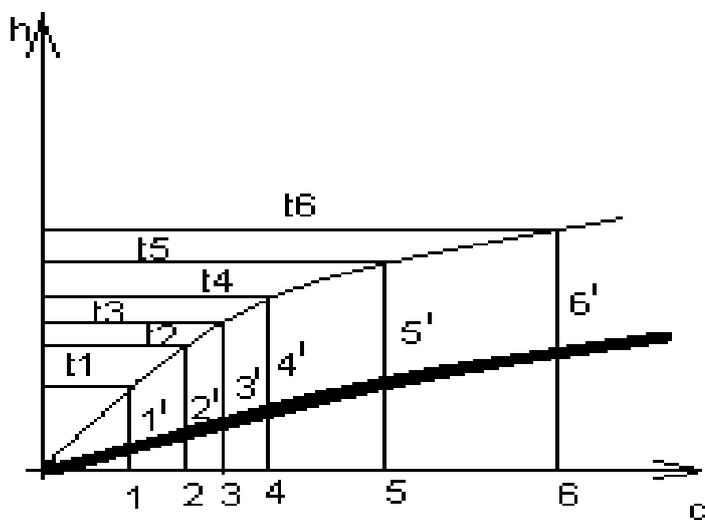
$$h_1 = h_2 - 4,19 \cdot t_m \cdot d_2.$$



Показания психрометра дают возможность по hd – диаграмме определить относительную влажность и влагосодержание влажного воздуха. Для этого определяется точка пересечения изотермы t_m , t_c . Эта точка определяет состояние воздуха в помещении.



Построение линий парциальных давлений в hd - диаграмме.



В нижней части h_d - диаграммы, используя расчеты по формуле $d = \frac{0,622 \cdot p_n}{B - p_n}$,

наносят линию парциального давления водяного пара, содержащегося в воздухе. Для этого на кривой насыщения $\varphi = 100\%$ отмечают ее точкой пересечения с изотермами и из этих точек проводят вертикальные прямые. На этих вертикалях в определенном масштабе для парциальных давлений пара, откладывают отрезки 11, 22 ... соответствующие парциальным давлениям водяного пара в состоянии насыщения при заданных температурах (они определяются по таблицам водяного пара). Соединение этих отрезков даст зависимость $P_n = f(d)$.

ХОЛОДИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

Охлаждение тел до температуры, лежащей ниже окружающей среды, осуществляется с помощью холодильных установок, работающих по обратному тепловому циклу. Обратным называется цикл, в котором работа сжатия превышает работу расширения и за счет подведенной работы теплота передается от холодного источника к горячему. Цикл осуществляется против часовой стрелки.

Обозначим Q_2 – теплота, отбираемая от холодного источника,

Q_1 – теплота, отдаваемая горячему источнику,

$L_{\text{ц}}$ – работа, подводимая в цикле,

Соответственно на 1 кг рабочего тела q_2 , q_1 , $l_{\text{ц}}$.

Очевидно, что

$$q_1 = q_2 + l_{\text{ц}} \quad (1)$$

т.е. горячему источнику в обратном процессе передается теплота q_1 , равная сумме теплоты, отбираемой от холодного источника q_2 , и теплоты, эквивалентной подводимой в цикле работе $l_{\text{ц}}$.

Холодильная установка включает в себя устройство для сжатия рабочего тела (компрессор или насос) и устройство, в котором происходит расширение рабочего тела (рабочие тела холодильных установок называют *хладагентами*), расширение рабочего тела может происходить с совершением полезной работы (в поршневой машине или турбомашине) и без совершения ее, т.е. принципиально необратимо (путем дросселирования). Машины,

применяемые в холодильных установках для охлаждения рабочего тела (хладагента) в процессе его расширения с совершением работы, называют *детандерами*. Из рассмотрения T,s - диаграммы следует, что при расширении от давления p_1 до давления p_2 наибольшее понижение температуры будет достигнуто в том случае, когда расширение происходит по изоэнтропе. Поэтому детандеры снабжаются тщательной теплоизоляцией, с тем, чтобы процесс был по возможности близок к адиабатному.

Для характеристики эффективности цикла холодильной установки применяется так называемый холодильный коэффициент ε , определяемый следующим образом

$$\varepsilon = q_2 / l_{\text{ц}} \quad (2)$$

или

$$\varepsilon = q_2 / (q_1 - q_2) \quad (3)$$

Если обозначить $T_{\text{подв}}^{\text{cp}}$ - средняя температура подвода теплоты к хладагенту от холодного источника, $T_{\text{отв}}^{\text{cp}}$ - средняя температура отвода теплоты от хладагента к горячему источнику, Δs - изменение энтропии между крайними точками цикла, то с учетом этих соотношений

$$q_2 = T_{\text{подв}}^{\text{cp}} \Delta s \quad (4)$$

$$q_1 = T_{\text{отв}}^{\text{cp}} \Delta s \quad (5)$$

уравнение (3) может быть представлено в виде

$$\varepsilon = T_{\text{подв}}^{\text{cp}} / (T_{\text{отв}}^{\text{cp}} - T_{\text{подв}}^{\text{cp}}) \quad (6)$$

Чем выше значение ε , тем более эффективен цикл холодильной установки: чем выше ε , тем меньшую работу $l_{\text{ц}}$ надо затратить, чтобы отвести от охлаждаемого тела (холодный источник) одно и то же количество теплоты q_2 . Подобно термическому КПД понятие холодильного коэффициента применяется лишь для анализа обратимых холодильных циклов.

Холодильные установки характеризуются холодопроизводительностью Q_2 – количеством теплоты, отбираемого от охлаждаемого объекта в единицу времени. Обычно холодопроизводительность измеряется в кДж/час или кВт.

Холодильные установки по виду хладагентов делятся на две основные группы:

1) газовые (в частности, воздушные) холодильные установки, в которых хладагент – воздух – находится в состоянии, далеком от линии насыщения,

2) паровые холодильные установки, в которых в качестве хладагентов используются пары различных веществ.

Паровые холодильные установки подразделяются на парокompрессионные, пароэжекторные и абсорбционные.

ЦИКЛ ПАРОКОМПРЕССИОННОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ

Цикл парокompрессионной холодильной установки – термодинамический процесс, в котором жидкий хладагент

испаряется, сжимается и конденсируется в непрерывном цикле для охлаждения камеры или пространства.

Простой цикл состоит из четырех основных процессов – расширение, испарение, сжатие и конденсация. В данных процессах давление, температура и состояние хладагента меняются. В каждом отдельном процессе свойства хладагента меняются, но в конце последнего процесса хладагент возвращается в исходное состояние с теми же свойствами, которые были у него в начале первого процесса.

Осуществить в холодильной установке подвод и отвод теплоты по изотермам удастся в том случае, если в качестве хладагента используется влажный пар какой-либо легкокипящей жидкости, т.е. жидкости, у которой температура кипения при атмосферном давлении меньше температуры окружающей среды ($t_s \leq 20^0 \text{ C}$).

Схема холодильной установки, осуществляющей цикл с влажным паром, представлена на рис., а цикл в T,s - диаграмме изображен на рис.1.

Сжатый в компрессоре до давления p_2 влажный пар поступает в теплообменник (конденсатор), где за счет отдачи теплоты в окружающую среду происходит конденсация пара. Процесс конденсации происходит по изобаре-изотерме 2-3, так что из конденсатора выходит жидкость в состоянии насыщения, соответствующем точке 3 на T,s - диаграмме (рис.2).

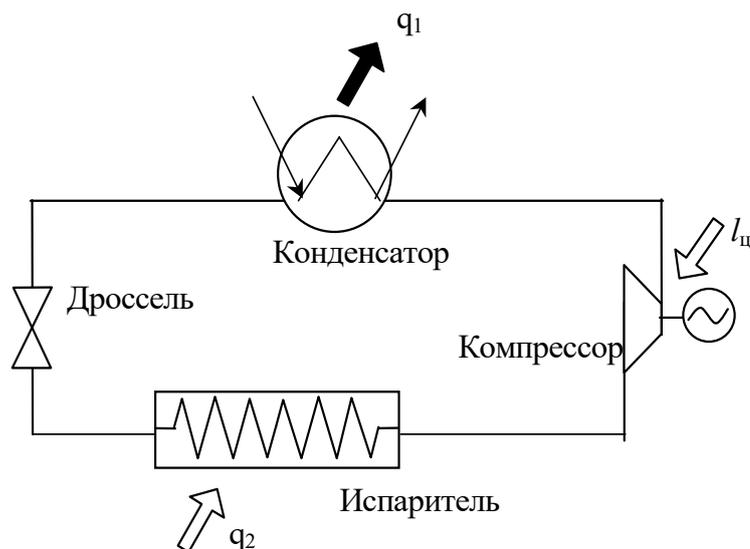


Рис.1. Схема парокомпрессионной холодильной установки

В холодильных установках, использующих в качестве хладагентов влажные пары легкокипящих жидкостей, как правило, детандеры не применяются и вместо процесса расширения с отдачей внешней работы используется процесс расширения без отдачи внешней работы, т.е. процесс дросселирования. В двухфазной области дросселирование всегда происходит с понижением температуры. Процесс адиабатного дросселирования сопровождается ростом энтропии дросселируемого вещества, энтальпия вещества в результате адиабатного дросселирования не изменяется.

Жидкость при давлении p_2 и температуре T_2 (точка 3 на T,s - диаграмме) направляется в дроссельный (редукционный) вентиль 3, где она дросселируется до давления p_1 . Из редукционного вентиля выходит влажный пар при температуре T_1

с малой степенью сухости. необратимый процесс дросселирования в редукционном вентиле изображен в T,s - диаграмме линией 3-4 (строго говоря, необратимые процессы не могут быть изображены в диаграммах состояния, изображение линии расширения при дросселировании в T,s - диаграмме является условным).

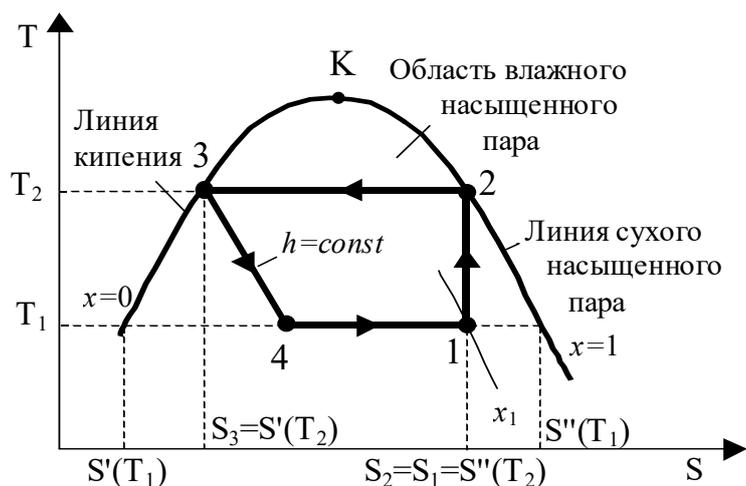


Рис.2. Цикл парокомпрессионной холодильной установки в T,s -диаграмме

1-2 – адиабатное сжатие хладагента в компрессоре; 2-3 – отвод теплоты

из конденсатора в помещение ($P_2 = \text{const}, t_2 = \text{const}$);

3-4 – дросселирование; 4-1 – подвод низкопотенциальной теплоты из

окружающей среды к испарителю ($P_1 = \text{const}, t_1 = \text{const}$)

В холодильных установках, использующих в качестве хладагентов влажные пары легкокипящих жидкостей, как правило,

детандеры не применяются и вместо процесса расширения с отдачей внешней работы используется процесс расширения без отдачи внешней работы, т.е. процесс дросселирования. В двухфазной области дросселирование всегда происходит с понижением температуры. Процесс адиабатного дросселирования сопровождается ростом энтропии дросселируемого вещества, энтальпия вещества в результате адиабатного дросселирования не изменяется.

Жидкость при давлении p_2 и температуре T_2 (точка 3 на T,s - диаграмме) направляется в дроссельный (редукционный) вентиль 3, где она дросселируется до давления p_1 . Из редукционного вентиля выходит влажный пар при температуре T_1 с малой степенью сухости. необратимый процесс дросселирования в редукционном вентиле изображен в T,s - диаграмме линией 3-4 (строго говоря, необратимые процессы не могут быть изображены в диаграммах состояния, изображение линии расширения при дросселировании в T,s - диаграмме является условным).

По выходе из редукционного вентиля влажный пар направляется в помещенный в охлаждаемом объеме испаритель 4, где за счет теплоты, отбираемой от охлаждаемых тел, содержащаяся во влажном паре жидкость испаряется, степень сухости влажного пара при этом возрастает. Изобарно-изотермический процесс подвода теплоты к хладагенту в испарителе от охлаждаемого объема изображается в T,s - диаграмме линией 4-1. Давление p_1 выбирается таким образом, чтобы соответствующая этому давлению температура насыщения

была несколько ниже температуры охлаждаемого объема. В отличие от детандера редукционный вентиль позволяет осуществлять плавное регулирование температуры в охлаждаемом объеме посредством изменения степени открытия редукционного вентиля, обуславливающей давление и температуру влажного пара в испарителе.

Из испарителя пар высокой степени сухости направляется в компрессор, где он адиабатно сжимается от давления p_1 до давления p_2 . В процессе адиабатного сжатия (линия 1-2 в T,s -диаграмме) степень сухости пара возрастает, так что из компрессора выходит сухой насыщенный пар, заметим, что при в разных режимах работы установки возможны случаи, когда состояние пара, выходящего из компрессора, может оказаться как в области насыщения, так и в области перегрева. Затем пар направляется в конденсатор 2 и цикл замыкается.

Такого рода установка называется парокompрессионной, так как в ней сжатие влажного пара осуществляется при помощи компрессора.

В рассматриваемом цикле парокompрессионной холодильной установки работа, затрачиваемая на привод компрессора, осуществляющего адиабатное сжатие хладагента, равна:

$$l_{\text{компр}} = h_2 - h_1 \quad (7)$$

Поскольку расширение хладагента в этом цикле происходит без отдачи внешней работы (в процессе расширения $h_3 = h_4$), очевидно, что работа, затрачиваемая в цикле , равна работе компрессора, т.е.

$$l_{\text{ц}} = h_2 - h_1 \quad (8)$$

Теплота, подводимая к хладагенту в охлаждаемом объеме, равна

$$q_2 = h_1 - h_4 \quad (9)$$

Подставляя эти значения $l_{\text{ц}}$ и q_2 в уравнение (2), получаем следующее выражение для холодильного коэффициента парокомпрессионного цикла

$$\varepsilon = (h_1 - h_4) / (h_2 - h_1) \quad (10)$$

Основные требования, предъявляемые к хладагентам парокомпрессионных установок, сводятся к тому, чтобы, во-первых, тот интервал температур, в котором осуществляется цикл (т.е. между T_1 и T_2), лежал между критической и тройной точками этого вещества (т.е. чтобы в этом интервале температур мог существовать влажный пар); во-вторых, нужно, чтобы в этом интервале температур давление насыщенных паров хладагента было, с одной стороны, не слишком низким (это потребовало бы применения глубокого вакуума в установке и тем самым

существенно усложнило бы ее), а с другой стороны, не слишком высоким, что тоже приводит к усложнению установки.

Парокомпрессионные холодильные установки применяются для получения и поддержания в охлаждаемом объеме температур от 0 до

-120 °С, а иногда и ниже.

Понятно, что при конструировании холодильной установки выбор хладагента определяется интервалом температур, в котором работает установка. Желательно, чтобы при нижней температуре цикла давление насыщенных паров хладагента было близко к атмосферному, это позволило бы упростить установку, предъявляя к ней меньшие требования в отношении вакуумной плотности.

Из рис. следует, что количество теплоты q_2 , отбираемой из охлаждаемого объема за один цикл (площадь 4-1-в-а-4), тем больше, чем больше разность энтропии ($s_1 - s_4$), поскольку

$$q_2 = T_1 (s_1 - s_4), \quad (11)$$

Разность энтропий ($s_1 - s_4$) тем больше, чем “шире” цикл, т.е. чем больше разность энтропий ($s_2 - s_3$), причем

$$s_2 - s_3 = r / T_2 \quad (12)$$

где r – теплота парообразования данного хладагента при температуре T_2

Отсюда следует, что при одном и том же расходе хладагента в установке холодопроизводительность цикла тем выше, чем больше

теплота парообразования хладагента при верхней температуре цикла. Таким образом, величина r может служить одним из критериев оценки хладагента.

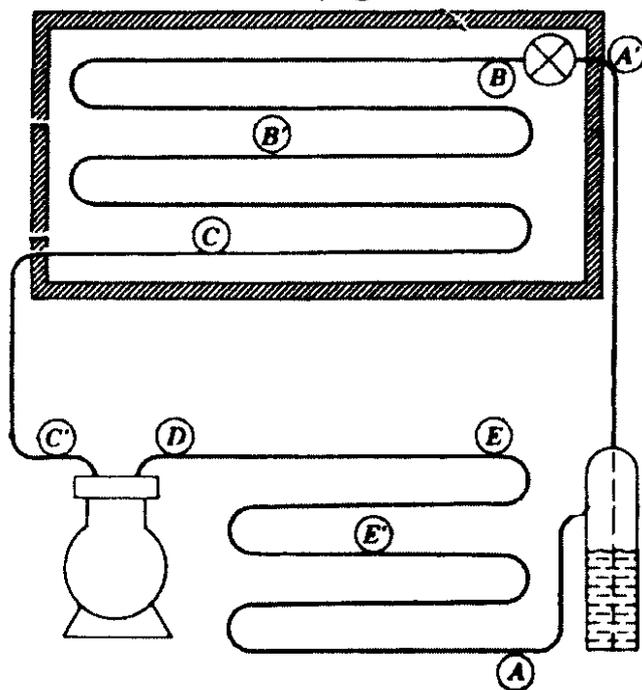
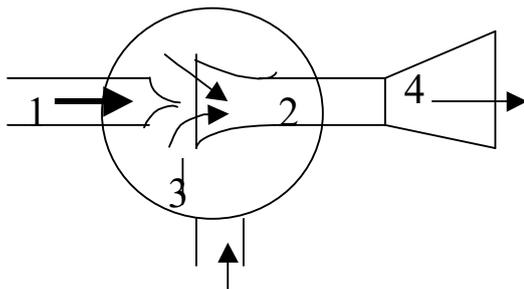


Рис. Типичная холодильная установка, на которой показано состояние хладагента в различных точках: А — насыщенная жидкость ($t = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$, $p = 930,3\text{ кПа}$); А' — переохлажденная жидкость ($t = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$, $p = 930,3\text{ кПа}$); В — парожидкостная смесь ($t = -5\text{ }^{\circ}\text{C}$, $p = 179,9\text{ кПа}$); В' — парожидкостная смесь ($t = -5\text{ }^{\circ}\text{C}$, $p = 179,9\text{ кПа}$); С — насыщенный пар ($t = -5\text{ }^{\circ}\text{C}$, $p = 179,9\text{ кПа}$); С' — перегретый пар ($t = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$, $p = 179,9\text{ кПа}$); D — перегретый пар ($t = -5\text{ }^{\circ}\text{C}$, $p = 930,3\text{ кПа}$); E — насыщенный пар ($t = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$, $p = 930,3\text{ кПа}$); E' — парожидкостная смесь ($t = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$, $p = 930,3\text{ кПа}$)

ЦИКЛ ПАРОЭЖЕКТОРНОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Так же как и цикл парокомпрессионной установки осуществляется с хладагентом в виде влажного пара. Основное отличие – если в цикле парокомпрессионной установки сжатие пара на выходе из охлаждаемого объема производится при помощи компрессора, то в парожеторной установке для этой цели используется паровой эжектор.

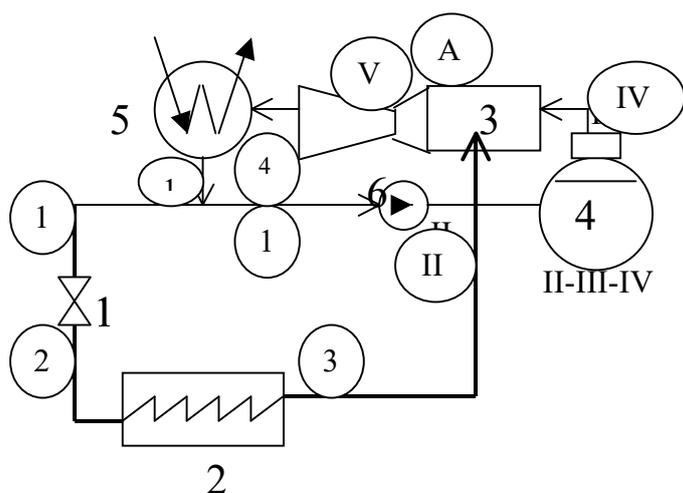
Эжектор – устройство для сжатия и перемещения газов, паров, жидкостей. Принцип действия основан на передаче энергии одной среды, движущейся с высокой скоростью (рабочая среда), другой (подсасываемой). Сжатие и перемещение подсасываемой среды достигается передачей ей части кинетической энергии рабочей среды в процессе их смешения.



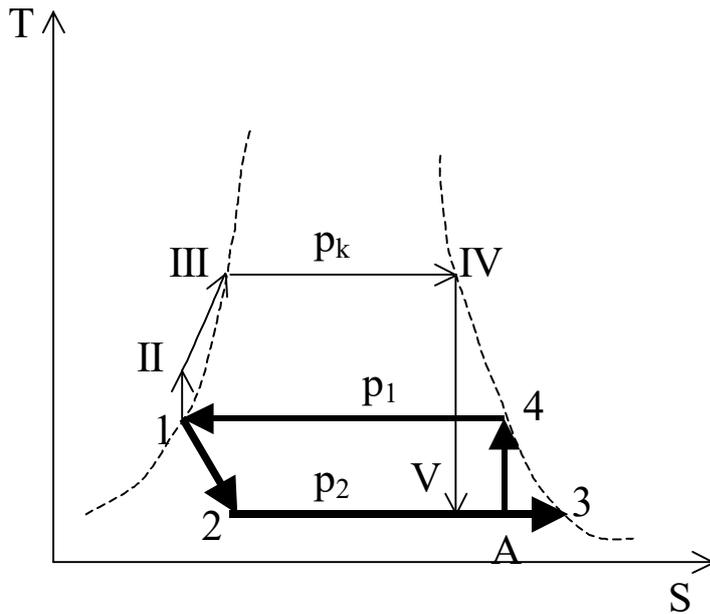
Рабочая среда (газ или пар высокого давления) расширяется в сопле 1 и поступает в камеру смешения 2. Сюда же поступает из всасывающей камеры 3 подлежащая сжатию подсасываемая среда (газ или пар низкого давления). Из камеры смешения смесь этих двух сред поступает в диффузор 4, в котором кинетическая энергия струи переходит в потенциальную энергию с повышением давления.

Принципиальное различие процессов в эжекторе и в компрессоре состоит в том, что сжатие газа или пара в эжекторе осуществляется не внешним источником механической работы, а рабочей средой, смешиваемой с подсасываемой.

Для получения в холодильных установках не слишком низких температур (от 3 до 10⁰С) в качестве хладагента может быть использован водяной пар. При $t = 0^{\circ}\text{C}$ v'' очень велик (например, при $t = 5^{\circ}\text{C}$ $v'' = 147 \text{ м}^3/\text{кг}$), поршневой компрессор очень громоздок, эжектор компактен.



Водяной пар, образовавшийся при расширении насыщенной воды в редукционном венти́ле 1 от давления p_1 до давления p_2 , поступает в испаритель 2, размещаемый в охлаждаемом объеме. Из испарителя пар высокой степени сухости при давлении p_2 направляется в камеру смешения парового эжектора 3. В сопло эжектора подается пар из котла 4 с давлением p_k . Расходы пара, подаваемого в камеру смешения эжектора из испарителя и в сопло эжектора из котла, подбираются таким образом, чтобы давление пара на выходе из диффузора эжектора равнялось p_1 . Из эжектора сухой насыщенный пар направляется в конденсатор 5, где конденсируется, отдавая тепло охлаждающей воде. Поток конденсата раздваивается – большая часть воды направляется в холодильный контур, на вход редукционного вентиля 1, а меньшая часть – к насосу 6, в котором давление воды повышается до p_k . Насос 6 подает воду в котел. Парообразование происходит за счет теплоты, подводимой в котле.



1-2- процесс адиабатного дросселирования насыщенной воды в редуционном вентиле,

2-3 – изобарно-изотермический подвод теплоты к хладагенту в испарителе,

1-II – процесс повышения давления воды в насосе,

II-III-IV -изобарный ($p_k = \text{const}$) подвод теплоты в котле,

IV-V - процесс адиабатного расширения пара в сопле эжектора,

Пар расширяется в сопле до давления p_2 (тч. V) и смешивается затем с паром того же давления, поступившим в эжектор из испарителя (тч.3). В результате смешения влажного пара в состоянии V с сухим насыщенным (в состоянии 3), получается пар промежуточной степени сухости (тч. A).

Линия A-4-повышение давление смешанных потоков пара в диффузоре эжектора от p_2 до p_1 , а линия 4-1-процесс конденсации этого количества пара в конденсаторе установки.

Эффективность цикла характеризуется коэффициентом теплоиспользования

$$\xi = \frac{q_2}{q_k}$$

q_2 - теплота, подводимая к хладагенту в испарителе (отводимая от охлаждаемого объема)

q_k - теплота, подводимая в котле.

$$\xi = \frac{h_3 - h_2}{(h_{IV} - h_{II})g},$$

($h_I \approx h_{II}$),

g - отношение количества пара с давлением p_k , подаваемого в сопло эжектора из котла, к количеству пара, подаваемого в камеру смешения эжектора из испарителя.

$$t_2 = 3-10^{\circ}\text{C},$$

$$t_1 = 30-40^{\circ}\text{C},$$

$$p_k = 0.3-0.4 \text{ МПа, для сухого насыщенного пара } t_k = 180^{\circ}\text{C}.$$

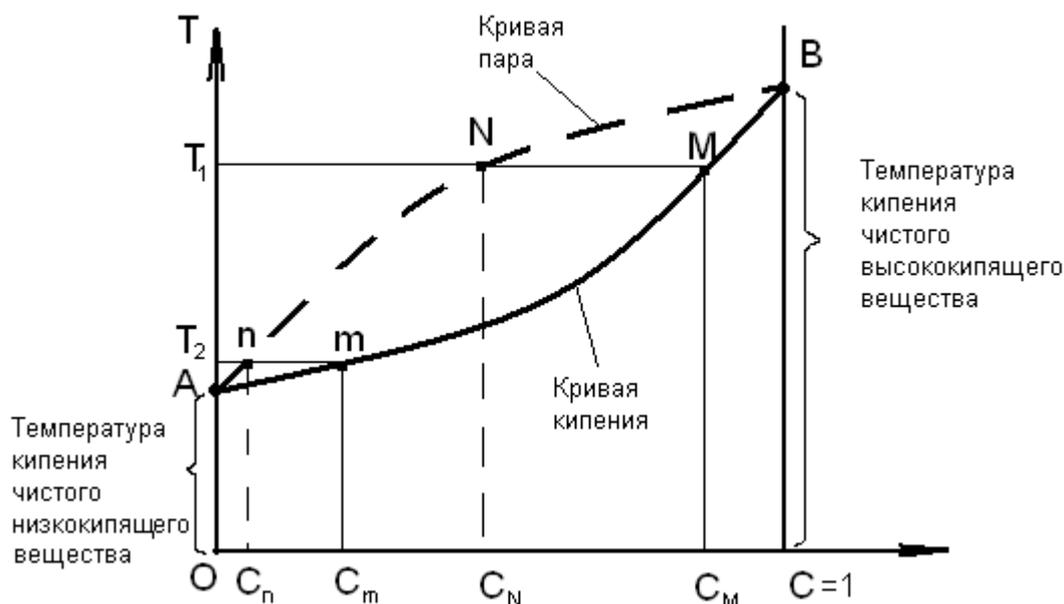
Цикл несовершенен, так как велики потери в эжекторе вследствие необратимости. Достоинствами цикла являются простота, компактность, возможность использования дешевого пара.

Цикл абсорбционной холодильной установки.

Абсорбция – это поглощение вещества всем объемом поглощающего тела. Известно, что пар чистого вещества может быть поглощен (сконденсирован) этим же веществом в жидком состоянии лишь в том случае, если жидкость имеет температуру, меньшую, чем температура пара.

В отличие от чистых веществ, растворы обладают способностью абсорбировать (поглощать) пар раствора одного состава жидким раствором другого раствора даже в том случае, когда температура жидкости выше температуры пара. Это свойство раствора используется в абсорбционных холодильных установках.

Температура кипения бинарного раствора при $p = \text{const}$ зависит от состава раствора. Температура кипения тем выше, чем больше в растворе доля компонента с более высокой температурой кипения.



C -- массовая доля высококипящего компонента.

$(1-C)$ – массовая доля низкокипящего компонента.

Характерной особенностью раствора является то, что пар, получающийся при кипении раствора, имеет иной состав, чем находящийся с ним в равновесии жидкий раствор, пар более богат низкокипящим элементом.

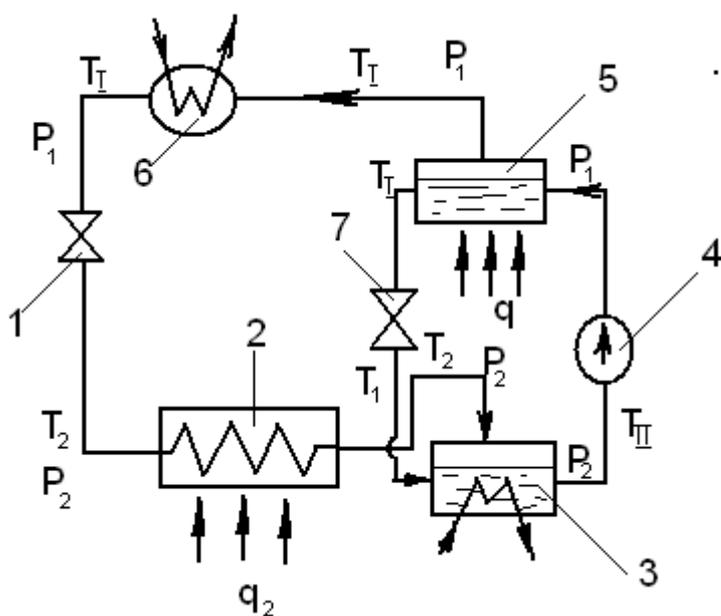
Кривая пара – линия составов пара, находящегося в равновесии с жидкостью.

При температуре T_1 в равновесии с жидким раствором состава C_M находится пар раствора состава C_N , а при температуре T_2 жидкому раствору C_m соответствует пар состава C_n .

Температура кипения смесей ниже температуры кипения чистого высококипящего компонента (т. В) и выше температуры кипения чистого низкокипящего компонента (т. А). Содержание низкокипящего компонента в парах больше содержания его в жидкости. При испарении смеси, температура кипения не остается постоянной, как при испарении чистых жидкостей.

Так, смесь состава C_m начинает кипеть при температуре T_2 , состав пара соответственно. Так как в пары переходит преимущественно низкокипящий элемент, то смесь обедняется этим компонентом, и температура кипения ее повышается. Одновременно происходит изменение состава паров в сторону понижения в них содержания низкокипящего компонента.

Если пар состава C_n при температуре T_2 привести в соприкосновение с жидким раствором состава C_M , имеющим температуру T_1 , по отношению к которому пар состава C_n является переохлажденным, то пар будет конденсироваться (абсорбироваться жидким раствором). Теплота парообразования, выделяющаяся в процессе абсорбции при температуре T_1 , отводится из раствора. Получается раствор состава C , при чем $C_m < C < C_n$.



В качестве хладагента используется влажный пар аммиака.

Жидкий насыщенный аммиак, дросселируясь в редукционном вентиле **1** от давления p_1 до давления p_2 , охлаждается от температуры T_1 до температуры T_2 . Затем влажный пар аммиака поступает в испаритель **2**, где степень сухости пара увеличивается до $x=1$ за счет притока тепла q_2 от охлаждаемого объема.

Сухой насыщенный пар аммиака при температуре T_2 поступает в абсорбер **3**, куда подается раствор аммиака в воде, имеющий температуру T_1 . Легкокипящим элементом в растворе является аммиак ($t_{\text{кипения аммиака}} < t_{\text{кипения воды}}$). Раствор абсорбирует пар аммиака; теплота абсорбции отводится охлаждающей водой. Концентрация аммиака в растворе в процессе абсорбции увеличивается и, следовательно, из абсорбера выходит обогащенный раствор (при температуре $T_2 < T_1$ и давлении p_2). С помощью насоса **4**, повышающего давление этого обогащенного раствора от p_2 до p_1 , раствор подается в генератор аммиачного пара **5**, где за счет теплоты $q_{\text{пг}}$, подводимой к раствору от внешнего источника, происходит испарение раствора. Выделяющийся при этом пар более богат аммиаком, чем раствор, из которого он получается. Практически это чистый аммиачный пар. Этот аммиачный пар при температуре T_1 и давлении p_1 поступает в конденсатор **6**, где конденсируется, и жидкий аммиак в состоянии насыщения направляется в редукционный вентиль **1**. В растворе, выходящем из парогенератора **5**, содержание аммиака значительно снизилось в результате выпаривания. Этот бедный аммиаком раствор дросселируется в редукционном вентиле **7** от давления p_1 до давления p_2 , затем поступает в абсорбер **3**, где обогащается аммиаком за счет абсорбируемого аммиачного пара. (При дросселировании в вентиле **7** температура раствора практически не изменяется: $T_1 \approx T_1$)

Из схемы установки видно, что абсорбционный узел этой установки, состоящий из абсорбера **3**, генератора аммиачного пара **5**, насоса **4** и редукционного вентиля **7**, служит для сжатия аммиачного пара от давления p_2 на выходе из испарителя до давления p_1 на входе в конденсатор. Преимущество этого способа -- значительно меньшие затраты работы в насосе, чем компрессоре в парокompрессионной установке.

Коэффициент теплоиспользования абсорбционно-холодильной установки :

$$\xi = q_2 / q_{\text{пг}}$$

где q_2 -- тепло, отводимое из охлаждаемого объема;

$q_{\text{пг}}$ -- теплота, подводимая в генератор аммиачного пара

Абсорбционные установки целесообразно применять, когда для выпаривания аммиака из раствора в генераторе аммиачного пара используется отработавший пар или теплоносители низкого температурного потенциала.

ТРАНСФОРМАТОРЫ ТЕПЛОТЫ

Устройства, служащие для переноса тепловой энергии от тела с более низкой температурой T_H (теплоотдатчика) к телу с более высокой температурой T_B (теплоприемнику), называются трансформаторами теплоты.

Чтобы осуществить такое преобразование теплоты, необходимо затратить внешнюю энергию (механическую, электрическую и т.д.)

Трансформаторы теплоты подразделяются на холодильные и теплонасосные установки.

В холодильных установках температура теплоотдатчика T_H ниже температуры окружающей среды ($T_H < T_0$), тогда как температура теплоприемника равна температуре окружающей среды ($T_B = T_0$).

В теплонасосных установках температура теплоотдатчика равна или несколько выше температуры окружающей среды, тогда как температура теплоприемника значительно выше температуры окружающей среды, т.е. $T_H \geq T_0$ и $T_B \gg T_0$.

Трансформатор теплоты может работать как в режиме холодильной установки, так и в режиме теплового насоса, либо одновременно в двух режимах. Такой процесс называется комбинированным. Принципиальная схема работы трансформаторов теплоты приведена на рисунке 1. В случае холодильной установки (рисунок 1,а) процесс протекает следующим образом. Охлажденное тело А отдает теплоту хладагенту при температуре $T_H < T_0$; затем в холодильной машине за счет подведенной механической энергии l происходит повышение температуры хладагента до температуры T_0 . Нагретый хладагент передает в окружающую среду количество теплоты $q_0 = q_H + l$.

В тепловом насосе (рисунок 1, б) процесс протекает аналогично, но при других температурных потенциалах. Здесь часть теплоты окружающей среды с температурой T_0 передается нагреваемому телу Б.

В комбинированном процессе (рисунок 1, в) происходит одновременно выработка теплоты и холода (охлаждается среда А и нагревается среда Б).

Итак, в холодильных установках происходит искусственное охлаждение тел, температура которых ниже температуры окружающей среды, тогда как в тепловых насосах используется теплота окружающей среды или других низкопотенциальных источников с целью теплоснабжения.

Источниками низкопотенциальной теплоты в теплонасосных установках служат естественная среда (воздух, вода, грунт) или промышленные отходы теплоты. Вместе с тем тепловые насосы, являющиеся средством теплоснабжения пока еще не получили широкого распространения.

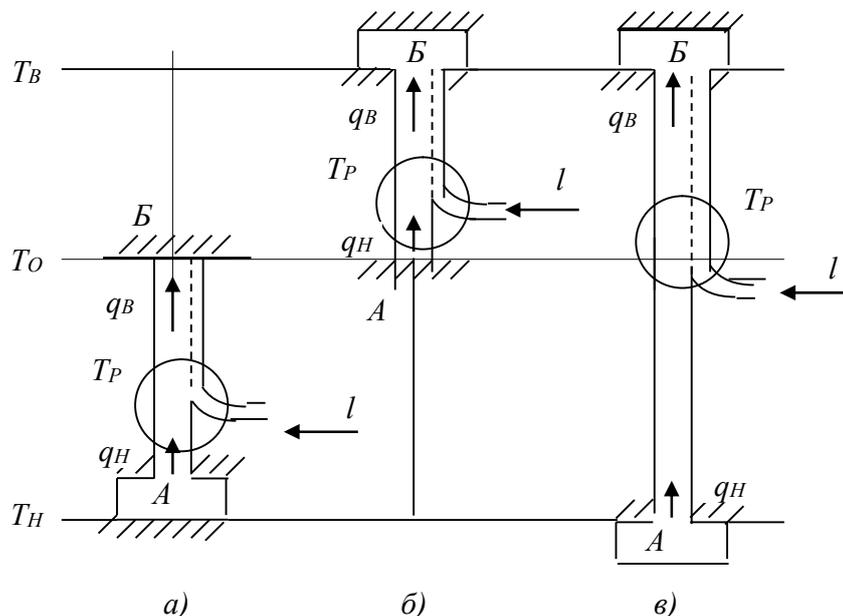


Рисунок 1 - Принципиальная схема работы трансформаторов теплоты:
 а - холодильная установка; б - теплонасосная установка;
 в - комбинированная установка

Основным условием, благоприятствующим использованию тепловых насосов, является сравнительно небольшой перепад температур между теплоприемником и теплоотдатчиком. Поэтому при использовании промышленных отходов теплоты тепловые насосы, при прочих равных условиях, расходуют меньшее количество энергии, чем при использовании теплоты окружающей среды

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ПРОЦЕССОВ ТРАНСФОРМАЦИИ ТЕПЛОТЫ

Трансформаторы теплоты, предназначенные для переноса теплоты с низшего температурного уровня на более высокий, работают на принципе обратных циклов. Наиболее совершенным из них является обратный цикл Карно.

Основное уравнение теплового баланса обратного кругового процесса

$$q_{\text{в}} = q_{\text{н}} + l. \quad (1)$$

Здесь $q_{\text{в}}$ и $q_{\text{н}}$ – теплота, переданная телу с более высокой температурой и отведенная от охлажденного тела;

l - энергия, подведенная к рабочему телу.

Эффективность обратного холодильного цикла (рисунок 8, а) характеризуется холодильным коэффициентом, т.е. отношением количества теплоты, отведенной от охлаждаемого тела, к затраченной работе цикла:

$$\varepsilon = q_n / l = q_n / (q_e - q_n). \quad (2)$$

Холодильный коэффициент цикла Карно

$$\varepsilon_k = T_n / (T_e - T_n). \quad (3)$$

Эффективность теплового насоса (рисунок 1, б) оценивается коэффициентом преобразования φ , т.е. отношением теплоты, полученной телом с температурой T_n , к механической работе, затраченной в установке:

$$\varphi = q_e / l = q_e / (q_e - q_n). \quad (4)$$

Соответственно коэффициент преобразования для цикла Карно

$$\varphi_k = T_e / (T_e - T_n). \quad (5)$$

Трансформаторы теплоты, работающие по комбинированному циклу (рисунок 1, в), могут найти применение на объектах, где одновременно требуется и теплота и холод. Примером таких предприятий могут служить предприятия, где требуется одновременно горячая вода с температурой 40-70 °С на бытовые и технологические нужды и холодная вода с температурой 3-8 °С для кондиционирования воздуха помещений.

ТЕПЛОНАСОСНЫЕ УСТАНОВКИ

Как указывалось выше, тепловые насосы являются разновидностью трансформаторов теплоты и предназначены для получения теплоносителя среднего и повышенного потенциала, используемого на тепловом потреблении.

Альтернативой традиционным способам теплоснабжения, основанным на сжигании топлива, является выработка тепла с помощью теплового насоса.

Независимо от типа теплового насоса и типа привода компрессора на единицу затраченного исходного топлива потребитель получает по крайней мере в 1,1-2,3 раза больше тепла, чем при прямом сжигании топлива.

Такая высокая эффективность производства тепла достигается тем, что тепловой насос вовлекает в полезное использование низкопотенциальное тепло естественного происхождения (тепло грунта, природных водоемов, грунтовых вод) и техногенного происхождения (промышленные стоки, очистные сооружения, вентиляция и т.д.) с температурой от +3 до 40 °С, т.е. такое тепло,

которое не может быть напрямую использовано для теплоснабжения.

Естественно, что тепловые насосы довольно интенсивно вытесняют традиционные способы теплоснабжения, основанные на сжигании органического топлива.

Согласно прогнозам Мирового энергетического комитета (МИРЭК) к 2020 г. 75 % теплоснабжения (коммунального и производственного) в развитых странах будет осуществляться с помощью тепловых насосов.

Этот прогноз успешно подтверждается. В настоящее время в мире работает 15–18 млн. тепловых насосов различной мощности – от нескольких киловатт до сотен мегаватт. В США более 30 % жилых домов оборудованы тепловыми насосами. В Швеции наиболее крупной теплонасосной установкой является стокгольмская установка мощностью 320 МВт, работающая на принципе охлаждения воды, поступающей из Балтийского моря. Эта установка, расположенная на причаленных к берегу баржах, использует и зимой морскую воду с температурой 4 °С, охлаждая ее до 2 °С. Себестоимость тепла от этой установки на 20 % ниже себестоимости тепла, получаемого от газовой котельной. Общее количество тепла, вырабатываемого теплонасосными установками в Швеции, составляет около 50 % от потребного.

Рабочий цикл теплового насоса представлен на рисунке 2.

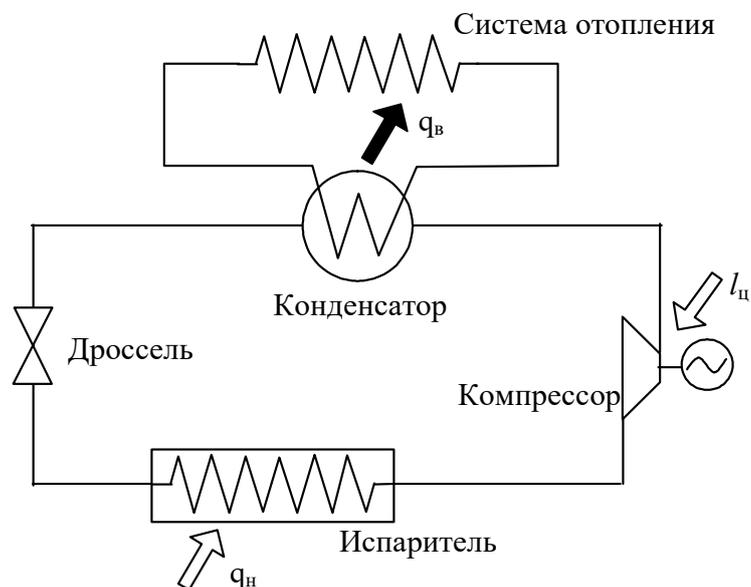


Рисунок 2 - Рабочий цикл теплового насоса

Низкопотенциальная теплота q_n поступает в испаритель теплового насоса, где ее воспринимает рабочее тело (хладагент), циркулирующее в цикле. Источником низкопотенциальной теплоты может быть наружный воздух, природные водоемы, грунт, питьевая вода, промышленные стоки,

вентиляционные выбросы и т.д. Хладагент поступает в испаритель в жидком состоянии. В процессе подвода теплоты Q_n к жидкому хладагенту происходит его превращение в пар (при постоянном давлении и температуре). Пары хладагента поступают в компрессор, где сжимаются, повышается их давление и температура. При сжатии в компрессоре от внешнего источника (электродвигателя) подводится работа l_c . Нагретые пары хладагента поступают в конденсатор, где отдают свое тепло q_B в систему отопления помещения и за счет отдачи теплоты конденсируются (превращаются в жидкость) при постоянном давлении и температуре. Жидкий хладагент поступает в дроссель, где его давление падает до давления в испарителе, а температура снижается до температуры низкопотенциального источника. Цикл замыкается.

Хладагентами тепловых насосов служат: хлорфторуглеводороды, фторуглеводороды (фреоны), углекислота, аммиак, пропан, газовые смеси (в том числе и воздух), имеющие при атмосферном давлении низкую температуру кипения.

Теплоотдатчиком в испарителе могут быть источники природной теплоты - наружный воздух, вода естественных водоемов, грунт и т.д. Если теплоотдатчиком служит термальная вода или охлаждающая вода промышленных печей, конденсаторов турбин и других производственных агрегатов, то энергетический эффект работы теплового насоса увеличивается.

Во многих странах мира тепловые насосы нашли широкое применение. Их общая мощность за рубежом сегодня составляет примерно несколько миллионов киловатт. Теплонасосные станции серийно выпускаются в Англии, Франции, Швеции, Японии, странах СНГ, включая Республику Беларусь, и других странах мира. Только в США сегодня действует более 2 млн. таких установок.

Однако надо признать, что теплонасосные схемы в Республике Беларусь внедряются недостаточно. Это связано как с организацией научных исследований, так и с возможностями промышленности.

Практическое внедрение тепловых насосов в Беларуси началось с установки парокомпрессионных тепловых насосов для отопления станций «Тракторный завод» и «Партизанская» Минского метрополитена (на основе использования теплоты вытяжного воздуха), для отопления водонасосной станции «Вицковщина» ПО «Минскводоканал» (на основе использования теплоты водопроводной воды), для горячего водоснабжения Борисовского завода пластмассовых изделий и Слуцкого сыродельного комбината (на основе использования теплоты оборотной воды), в технологическом процессе на Минском ГП МЗ им. С.И. Вавилова (на основе использования теплоты сточных вод)

Расчетная эффективность от внедрения тепловых насосов чрезвычайно велика. По сравнению с электрообогревом применение тепловых насосов приводит к 3-5-кратной экономии топлива. Это подтверждено как лабораторными экспериментами, так и опытом эксплуатации соответствующих установок.

Опыт разработки и внедрения тепловых насосов, использующих низкопотенциальную теплоту вытяжного воздуха, оборотной воды, сточных вод, водопроводной воды, речной и грунтовой воды и трансформаторного масла на 19 объектах теплоснабжения в разных регионах республики, показал, что их применение экономично даже при существующем соотношении цен на тепловую и электрическую энергию. Следует отметить, что большинство из внедренных установок теплоснабжения на основе тепловых насосов являются пионерными в СНГ [14].

*Использование тепловых насосов применительно
к низкопотенциальным источникам теплоты*

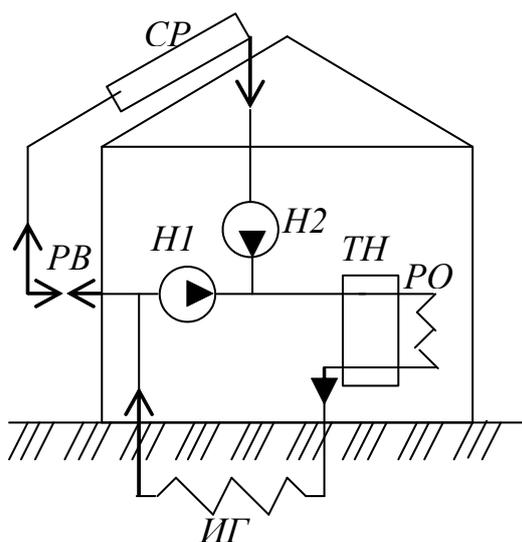
Тепловые насосы можно использовать в качестве индивидуальных систем обогрева жилых домов, отдельно стоящих зданий и сооружений, насосных (канализационных, водоснабжения) и т.п. Так, для теплоснабжения отдельно стоящих различных насосных станций в настоящее время, как правило, используют преобразование электрической энергии в тепловую с помощью калориферов или различных теплоэлектронагревателей (ТЭНов). Суммарная мощность их ограничена 30 кВт. Это вызывает значительные трудности для обеспечения требуемых расчетных температур воздуха внутри насосных станций.

Для экономии электроэнергии предлагается применять тепловые насосы типа «вода-воздух».

В насосных станциях источником низкопотенциальной теплоты может служить перекачиваемая жидкость, а нагреваемым теплоносителем - воздух станции. В этом случае тепловой насос должен находиться непосредственно в насосной станции.

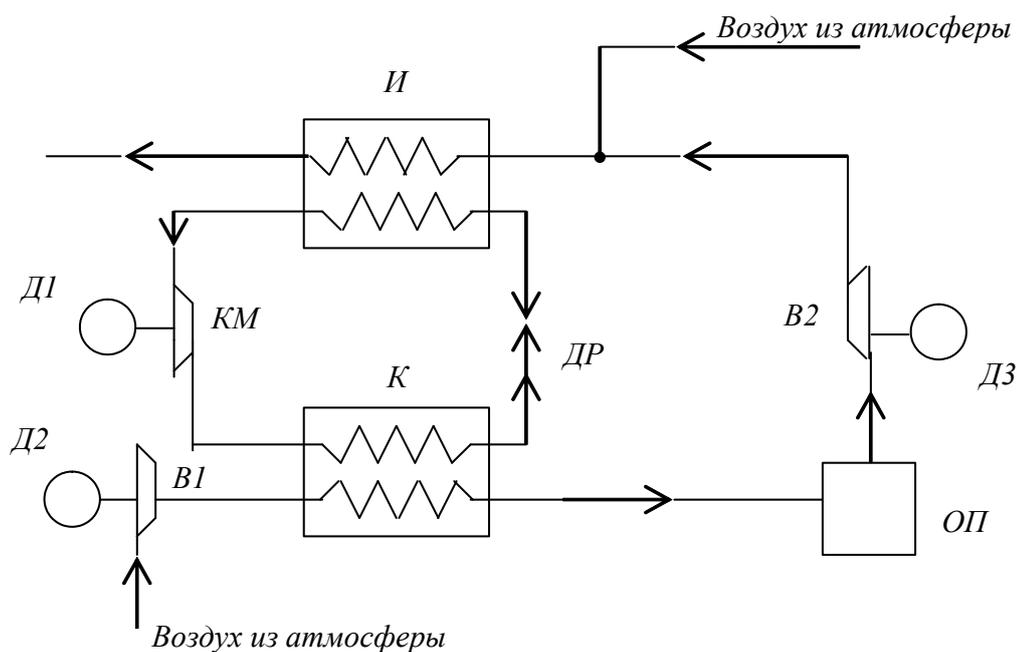
Наиболее распространенной за рубежом является схема с комбинированным использованием теплоты грунта и солнечной энергии (рисунок 3), хотя сведения об экономической эффективности таких схем пока отсутствуют.

Возможная схема теплонасосного отопления помещения с использованием вентиляционного воздуха показана на рисунке 4, а с использованием теплоты естественных водоемов - на рисунке 5.



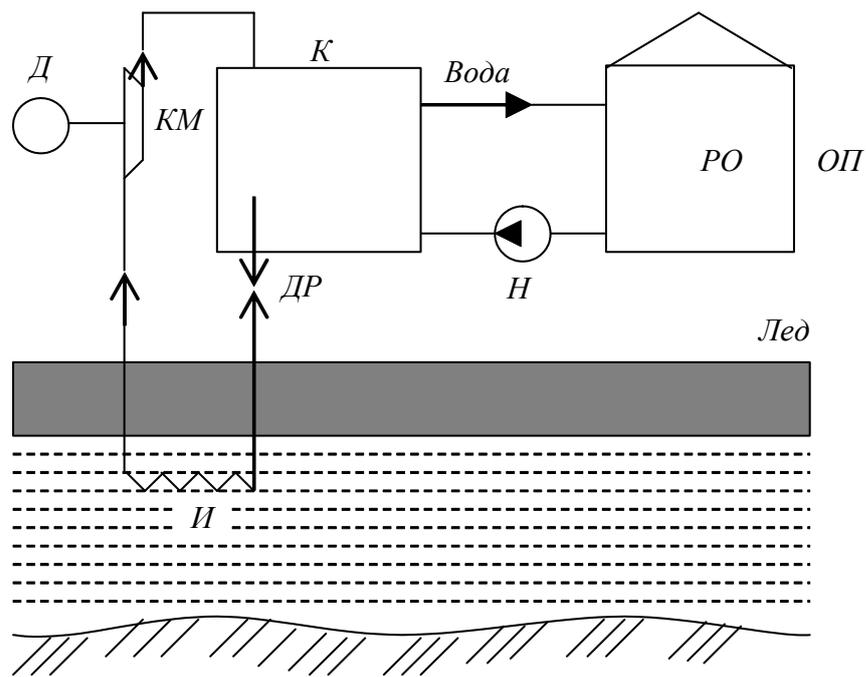
ТН – тепловой насос; ИГ – испаритель в грунте; CP – солнечный радиатор;
 Н1 и Н2 – циркуляционные насосы; РО – радиаторы отопления;
 PB – регулирующий вентиль для отключения солнечного радиатора

Рисунок 3 - Схема отопления жилых помещений теплонасосной установки с использованием теплоты грунта и Солнца:



И – испаритель; К – конденсатор; КМ – компрессор; ДР – дроссель; ОП –
 отапливаемые помещения; Д1, Д2 и Д3 – электро-и тепловые двигатели;
 В1 и В2 – воздушные вентиляторы

Рисунок 4 - Схема теплонасосного отопления помещений с использованием
 теплоты вентиляционного воздуха:



И – испаритель; *К* – конденсатор; *КМ* – компрессор; *ДР* – дроссель;
ОП – отапливаемые помещения; *Н* – насос; *РО* – радиаторы отопления

Рисунок 5 - Схема теплонасосного отопления с использованием теплоты водоемов



Рисунок 6– Тепловые насосы, установленные на предприятиях Беларуси (Речицкие электросети, «Стекловолокно», Полоцк),



Рисунок 7 – Использование теплоты грунта для испарителей тепловых насосов

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ПРОЦЕССОВ ТРАНСФОРМАЦИИ ТЕПЛОТЫ

Трансформаторы теплоты, предназначенные для переноса теплоты с низшего температурного уровня на более высокий, работают на принципе обратных циклов. Наиболее совершенным из них является обратный цикл Карно.

Основное уравнение теплового баланса обратного кругового процесса

$$q_{\text{в}} = q_{\text{н}} + l. \quad (1)$$

Здесь $q_{\text{в}}$ и $q_{\text{н}}$ – теплота, переданная телу с более высокой температурой и отведенная от охлажденного тела;

l - энергия, подведенная к рабочему телу.

Эффективность обратного холодильного цикла характеризуется холодильным коэффициентом, т.е. отношением количества теплоты, отведенной от охлаждаемого тела, к затраченной работе цикла:

$$\varepsilon = q_{\text{н}} / l = q_{\text{н}} / (q_{\text{в}} - q_{\text{н}}). \quad (2)$$

Холодильный коэффициент цикла Карно

$$\varepsilon_{\text{к}} = T_{\text{н}} / (T_{\text{в}} - T_{\text{н}}). \quad (3)$$

Эффективность теплового насоса оценивается коэффициентом преобразования φ , т.е. отношением теплоты, полученной телом с температурой $T_{\text{в}}$, к механической работе, затраченной в установке:

$$\varphi = q_{\text{в}} / l = q_{\text{в}} / (q_{\text{в}} - q_{\text{н}}). \quad (4)$$

Соответственно коэффициент преобразования для цикла Карно

$$\varphi_{\text{к}} = T_{\text{в}} / (T_{\text{в}} - T_{\text{н}}). \quad (5)$$

Трансформаторы теплоты, работающие по комбинированному циклу, могут найти применение на объектах, где одновременно требуется и теплота и холод. Примером таких предприятий могут служить предприятия, где требуется одновременно горячая вода с температурой 40-70 °С на бытовые и технологические нужды и холодная вода с температурой 3-8 °С для кондиционирования воздуха помещений.

ТЕПЛОНАСОСНЫЕ УСТАНОВКИ

Классификация и основные характеристики тепловых насосов

Как указывалось выше, тепловые насосы являются разновидностью трансформаторов теплоты и предназначены для получения теплоносителя среднего и повышенного потенциала, используемого на тепловом потреблении.

Альтернативой традиционным способам теплоснабжения, основанным на сжигании топлива, является выработка тепла с помощью теплового насоса.

Независимо от типа теплового насоса и типа привода компрессора на единицу затраченного исходного топлива потребитель получает по крайней мере в 1,1-2,3 раза больше тепла, чем при прямом сжигании топлива.

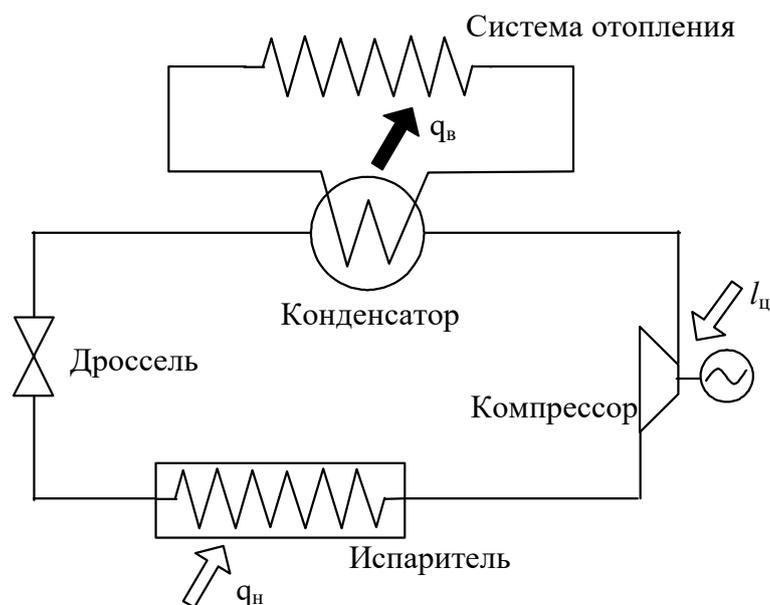
Такая высокая эффективность производства тепла достигается тем, что тепловой насос вовлекает в полезное использование низкопотенциальное тепло естественного происхождения (тепло грунта, природных водоемов, грунтовых вод) и техногенного происхождения (промышленные стоки, очистные сооружения, вентиляция и т.д.) с температурой от +3 до 40 °С, т.е. такое тепло, которое не может быть напрямую использовано для теплоснабжения **Петин Ю.М., Накоряков В.Е. Тепловые насосы/с. 108-110**

Естественно, что тепловые насосы довольно интенсивно вытесняют традиционные способы теплоснабжения, основанные на сжигании органического топлива.

Согласно прогнозам Мирового энергетического комитета (МИРЭК) к 2020 г. 75 % теплоснабжения (коммунального и производственного) в развитых странах будет осуществляться с помощью тепловых насосов.

Этот прогноз успешно подтверждается. В настоящее время в мире работает 15–18 млн. тепловых насосов различной мощности – от нескольких киловатт до сотен мегаватт. В США более 30 % жилых домов оборудованы тепловыми насосами. В Швеции наиболее крупной теплонасосной установкой является стокгольмская установка мощностью 320 МВт, работающая на принципе охлаждения воды, поступающей из Балтийского моря. Эта установка, расположенная на причаленных к берегу баржах, использует и зимой морскую воду с температурой 4 °С, охлаждая ее до 2 °С. Себестоимость тепла от этой установки на 20 % ниже себестоимости тепла, получаемого от газовой котельной. Общее количество тепла, вырабатываемого теплонасосными установками в Швеции, составляет около 50 % от потребного.

Рабочий цикл теплового насоса представлен на рисунке 9.



Рабочий цикл теплового насоса

Низкопотенциальная теплота q_n поступает в испаритель теплового насоса, где ее воспринимает рабочее тело (хладагент), циркулирующее в цикле. Источником низкопотенциальной теплоты может быть наружный воздух, природные водоемы, грунт, питьевая вода, промышленные стоки, вентиляционные выбросы и т.д. Хладагент поступает в испаритель в жидком состоянии. В процессе подвода теплоты Q_n к жидкому хладагенту происходит его превращение в пар (при постоянном давлении и температуре). Пары хладагента поступают в компрессор, где сжимаются, повышается их давление и температура. При сжатии в компрессоре от внешнего источника (электродвигателя) подводится работа l_c . Нагретые пары хладагента поступают в конденсатор, где отдают свое тепло q_v в систему отопления помещения и за счет отдачи теплоты конденсируются (превращаются в жидкость) при постоянном давлении и температуре. Жидкий хладагент поступает в дроссель, где его давление падает до давления в испарителе, а температура снижается до температуры низкопотенциального источника. Цикл замыкается.

Хладагентами тепловых насосов служат: хлорфторуглеводороды, фторуглеводороды (фреоны), углекислота, аммиак, пропан, газовые смеси (в том числе и воздух), имеющие при атмосферном давлении низкую температуру кипения.

Теплоотдатчиком в испарителе могут быть источники природной теплоты - наружный воздух, вода естественных водоемов, грунт и т.д. Если теплоотдатчиком служит термальная вода или охлаждающая вода промышленных печей, конденсаторов турбин и других производственных агрегатов, то энергетический эффект работы теплового насоса увеличивается.

Во многих странах мира тепловые насосы нашли широкое применение. Их общая мощность за рубежом сегодня составляет примерно несколько

миллионов киловатт. Теплонасосные станции серийно выпускаются в Англии, Франции, Швеции, Японии, странах СНГ, включая Республику Беларусь, и других странах мира. Только в США сегодня действует более 2 млн. таких установок [6].

Однако надо признать, что теплонасосные схемы в Республике Беларусь внедряются недостаточно. Это связано как с организацией научных исследований, так и с возможностями промышленности.

Практическое внедрение тепловых насосов в Беларуси началось с установки парокompрессионных тепловых насосов для отопления станций «Тракторный завод» и «Партизанская» Минского метрополитена (на основе использования теплоты вытяжного воздуха), для отопления водонасосной станции «Вицковщина» ПО «Минскводоканал» (на основе использования теплоты водопроводной воды), для горячего водоснабжения Борисовского завода пластмассовых изделий и Слуцкого сыродельного комбината (на основе использования теплоты оборотной воды), в технологическом процессе на Минском ГП МЗ им. С.И. Вавилова (на основе использования теплоты сточных вод) [15].

Расчетная эффективность от внедрения тепловых насосов чрезвычайно велика. По сравнению с электрообогревом применение тепловых насосов приводит к 3-5-кратной экономии топлива. Это подтверждено как лабораторными экспериментами, так и опытом эксплуатации соответствующих установок.

Опыт разработки и внедрения тепловых насосов, использующих низкопотенциальную теплоту вытяжного воздуха, оборотной воды, сточных вод, водопроводной воды, речной и грунтовой воды и трансформаторного масла на 19 объектах теплоснабжения в разных регионах республики, показал, что их применение экономично даже при существующем соотношении цен на тепловую и электрическую энергию. Следует отметить, что большинство из внедренных установок теплоснабжения на основе тепловых насосов являются пионерными в СНГ [14].

Использование тепловых насосов применительно к низкопотенциальным источникам теплоты

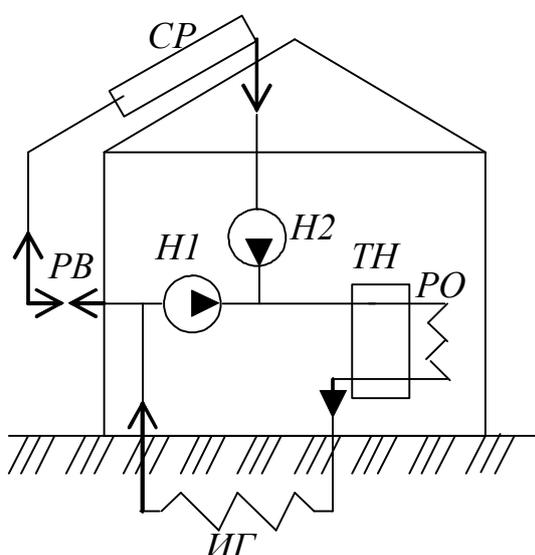
Тепловые насосы можно использовать в качестве индивидуальных систем обогрева жилых домов, отдельно стоящих зданий и сооружений, насосных (канализационных, водоснабжения) и т.п. Так, для теплоснабжения отдельно стоящих различных насосных станций в настоящее время, как правило, используют преобразование электрической энергии в тепловую с помощью калориферов или различных теплоэлектронагревателей (ТЭНов). Суммарная мощность их ограничена 30 кВт. Это вызывает значительные трудности для обеспечения требуемых расчетных температур воздуха внутри насосных станций [8].

Для экономии электроэнергии предлагается применять тепловые насосы типа «вода-воздух».

В насосных станциях источником низкопотенциальной теплоты может служить перекачиваемая жидкость, а нагреваемым теплоносителем - воздух станции. В этом случае тепловой насос должен находиться непосредственно в насосной станции.

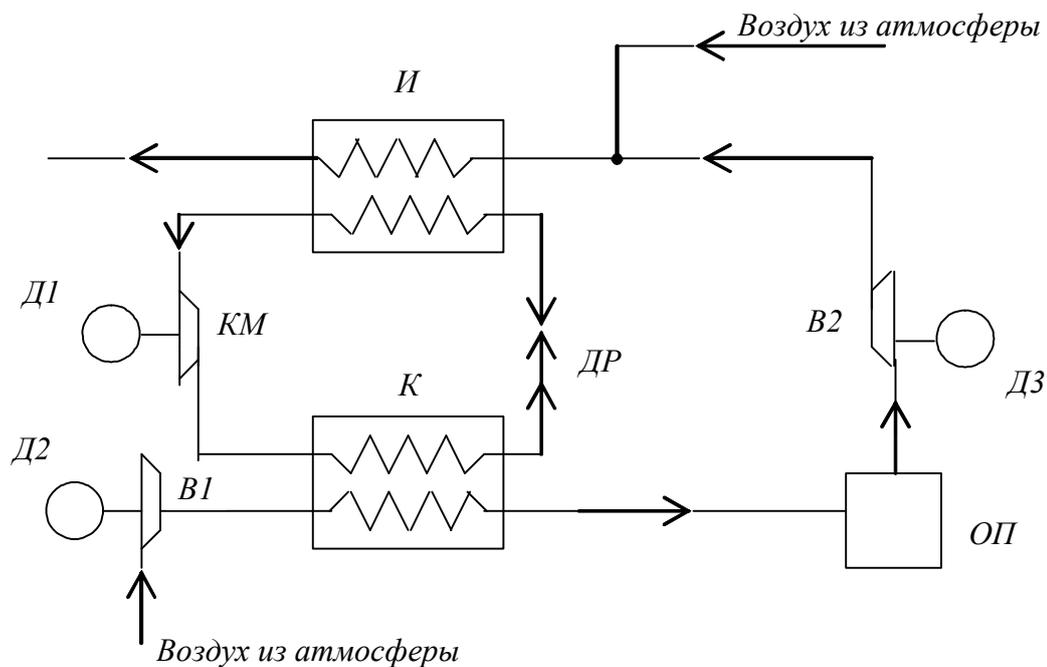
По данным, приведенным в [3,6,8], наиболее распространенной за рубежом является схема с комбинированным использованием теплоты грунта и солнечной энергии (рисунок 10), хотя сведения об экономической эффективности таких схем пока отсутствуют.

Возможная схема теплонасосного отопления помещения с использованием вентиляционного воздуха показана на рисунке 11, а с использованием теплоты естественных водоемов - на рисунке 12.



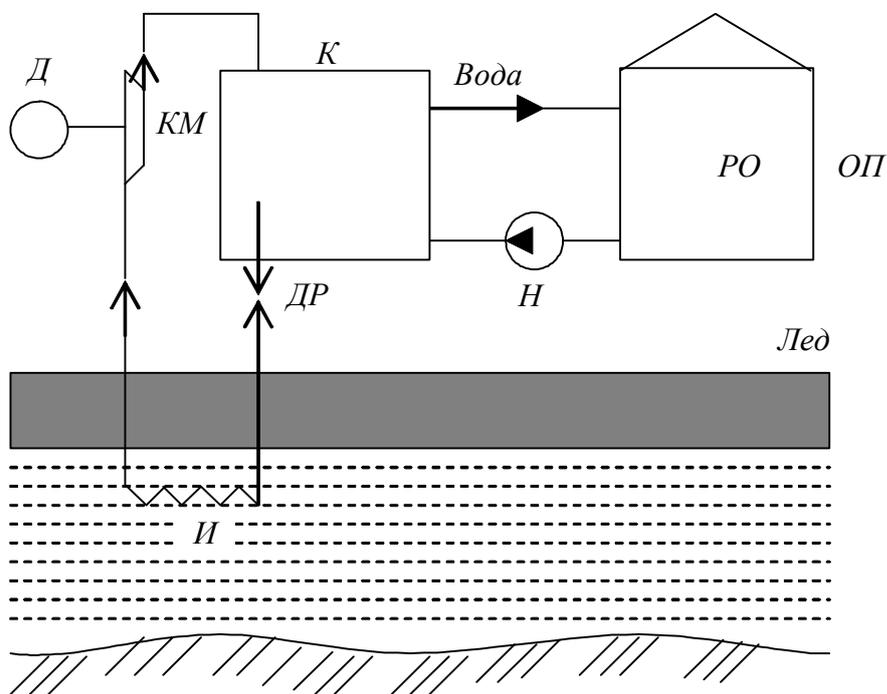
ТН – тепловой насос; ИГ – испаритель в грунте; СР – солнечный радиатор;
Н1 и Н2 – циркуляционные насосы; РО – радиаторы отопления;
РВ – регулирующий вентиль для отключения солнечного радиатора

Рисунок 10 - Схема отопления жилых помещений теплонасосной установки с использованием теплоты грунта и Солнца:



И – испаритель; К – конденсатор; КМ – компрессор; ДР – дроссель; ОП – отапливаемые помещения; Д1, Д2 и Д3 – электро-и тепловые двигатели; В1 и В2 – воздушные вентиляторы

Рисунок 11 - Схема теплонасосного отопления помещений с использованием теплоты вентиляционного воздуха:



И – испаритель; К – конденсатор; КМ – компрессор; ДР – дроссель; ОП – отапливаемые помещения; Н – насос; РО – радиаторы отопления

Рисунок 12 - Схема теплонасосного отопления с использованием теплоты водоемов



Рисунок 13– Тепловые насосы, установленные на предприятиях Беларуси (Речицкие электросети, «Стекловолокно», Полоцк), [13]



Рисунок 14 – Использование теплоты грунта для испарителей тепловых насосов[13]

БИНАРНЫЕ ЦИКЛЫ

Свойства рабочих тел, наиболее удобных с термодинамической и эксплуатационной точек зрения:

1. Рабочее тело должно обеспечивать возможно более высокий коэффициент заполнения цикла. Для этого рабочее тело должно иметь возможно меньшую изобарную теплоемкость в жидком состоянии (в этом случае изобары в T,S- диаграмме, наклон которых определяется отношением $(\frac{\partial T}{\partial S})_p = \frac{T}{c_p}$, будут идти достаточно круто, приближаясь к вертикали). Рабочее тело должно иметь возможно более высокие критические параметры: при одной и той же температуре насыщенного пара больший коэффициент заполнения цикла имеет цикл с более высокими критическими параметрами.
2. Свойства рабочего тела должны быть такими, чтобы высокая верхняя температура обеспечивалась при не слишком высоком давлении пара; чтобы его давление насыщения при низшей температуре цикла (близкой к температуре окружающей среды) не было слишком низким.
3. Рабочее тело должно быть недорогим, не должно быть агрессивным в отношении конструкционных материалов, не должно быть токсичным.

В настоящее время рабочие тела, обладающие такими свойствами, неизвестны.

Самое распространенное рабочее тело – вода – не имеет низкой теплоемкости в жидкой фазе, но удовлетворяет условию не слишком низкого давления в конденсаторе, поэтому является вполне подходящим рабочим телом в низкотемпературной части цикла. В верхней части цикла вода не удовлетворяет требованиям к рабочему телу, так как имеет относительно невысокую критическую температуру, что приводит к потерям работоспособности.

К недостаткам воды и водяного пара относится неблагоприятное соотношение между температурами насыщения и соответствующими им давлениями (медленное увеличение температуры при существенном росте давления). Действительно, рост температуры в 3 раза приводит к росту давления в 200 раз.

Эти физические особенности воды существенно ограничивают термический КПД циклов, увеличивают металлоемкость оборудования, удорожают его.

Указанные недостатки воды как рабочего тела привели к необходимости поиска других рабочих тел для циклов паросиловых установок.

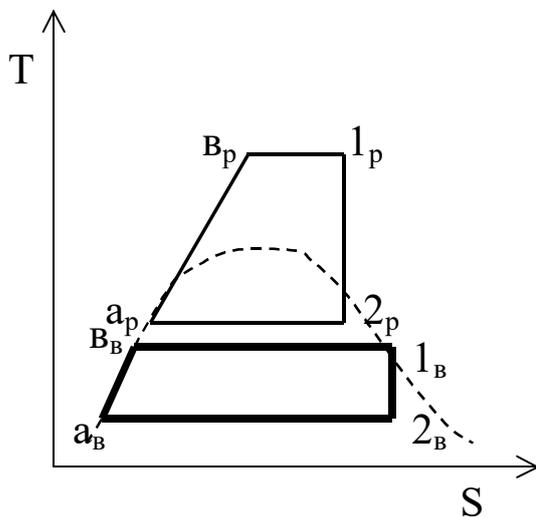
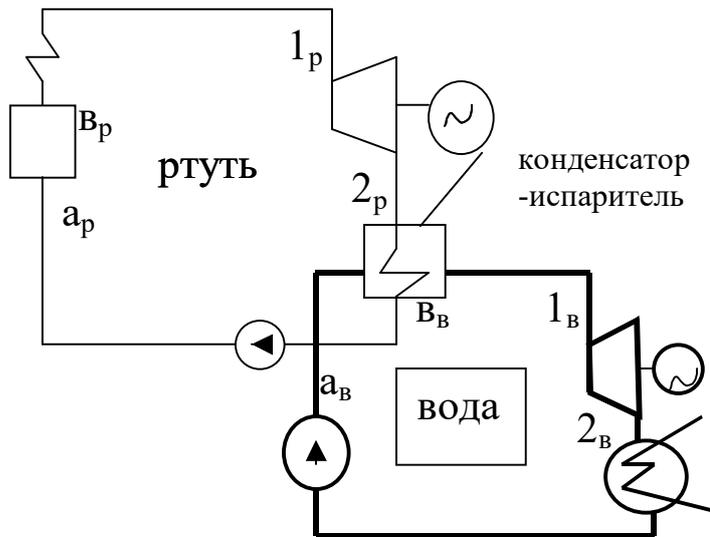
Одно из рабочих тел – ртуть – имеет высокую критическую температуру при сравнительно низком давлении и должно использоваться в зоне цикла с высокими температурами. При температурах, близких к температуре окружающей среды, давление насыщения ртути очень мало, а давлению применяемому в конденсаторах паровых турбин соответствует высокая температура насыщения. Термический КПД цикла с высокой нижней температурой цикла невысок, так как сильно увеличиваются потери в окружающую среду (q_2).

Рабочее тело вода имеет высокое давление насыщения при температуре окружающей среды и должно использоваться в зоне цикла, осуществляемого в области низких температур.

Сравнение свойств рабочих тел.

Свойства	Вода	Ртуть
Критические параметры $p_{кр}$, МПа $t_{кр}$, °С	22.1 374	151 1490
Теплоемкость c_p , кДж/кгК	4.19	0.14
Давление насыщения при температуре окружающей среды, p_s , МПа	0.004	$0.36 \cdot 10^{-6}$
Температура насыщения, °С при давлении в конденсаторах турбин (0.004 МПа)	28	217

Так как в настоящее время нет рабочих тел, удовлетворяющих перечисленным требованиям, можно осуществить цикл, используя комбинацию двух рабочих тел. Циклы такого рода носят название **бинарных**.



Пренебрегаем повышением давления в насосах.

Обозначим через m количество ртути, приходящееся на 1 кг воды в цикле (обычно 10-12 кг ртути на 1 кг воды).

Теплота, воспринятая ртутью

$$q_{1p} = (h_{1p} - h_{ap})m$$

Теплота, отданная ртутью

$$q_{2p} = (h_{2p} - h_{ap})m$$

Теплота, воспринятая водой

$$q_{1в} = h_{1в} - h_{ав}$$

Теплота, отданная водой

$$q_{2B} = h_{2B} - h_{ав}$$

Термический КПД бинарного цикла

$$\eta_t^{\text{бин}} = \frac{q_{1P} - q_{2B}}{q_{1P}} = \frac{(h_{1P} - h_{ap})m - (h_{2B} - h_{1B})}{(h_{1P} - h_{ap})m}.$$

Термический КПД ртутного цикла

$$\eta_t^P = \frac{q_{1P} - q_{2P}}{q_{1P}} = 1 - \frac{q_{2P}}{q_{1P}} \Rightarrow \frac{q_{2P}}{q_{1P}} = 1 - \eta_t^P \Rightarrow q_{2P} = q_{1P} (1 - \eta_t^P),$$

Термический КПД водяного цикла

$$\eta_t^B = \frac{q_{1B} - q_{2B}}{q_{1B}} = 1 - \frac{q_{2B}}{q_{1B}} \Rightarrow \frac{q_{2B}}{q_{1B}} = 1 - \eta_t^B \Rightarrow q_{2B} = q_{1B} (1 - \eta_t^B),$$

Теплота, отданная ртутью, равняется теплоте, воспринятой водой

$$q_{2P} = q_{1B}$$

$$(h_{2P} - h_{ap})m = h_{1B} - h_{ав}$$

$$\begin{aligned} \eta_t^{\text{бин}} &= \frac{q_{1P} - q_{2B}}{q_{1P}} = \frac{q_{1P} - q_{1B}(1 - \eta_t^B)}{q_{1P}} = \frac{q_{1P} - q_{1P}(1 - \eta_t^B)(1 - \eta_t^P)}{q_{1P}} = \\ &= 1 - (1 - \eta_t^B)(1 - \eta_t^P) = \eta_t^B + \eta_t^P - \eta_t^P \eta_t^B \end{aligned}$$

$$\eta_t^{\text{бин}} = \eta_t^B + \eta_t^P - \eta_t^P \eta_t^B$$

Это выражение справедливо для всех бинарных циклов.

$$\eta_t^{\text{бин}} \approx 0.66.$$

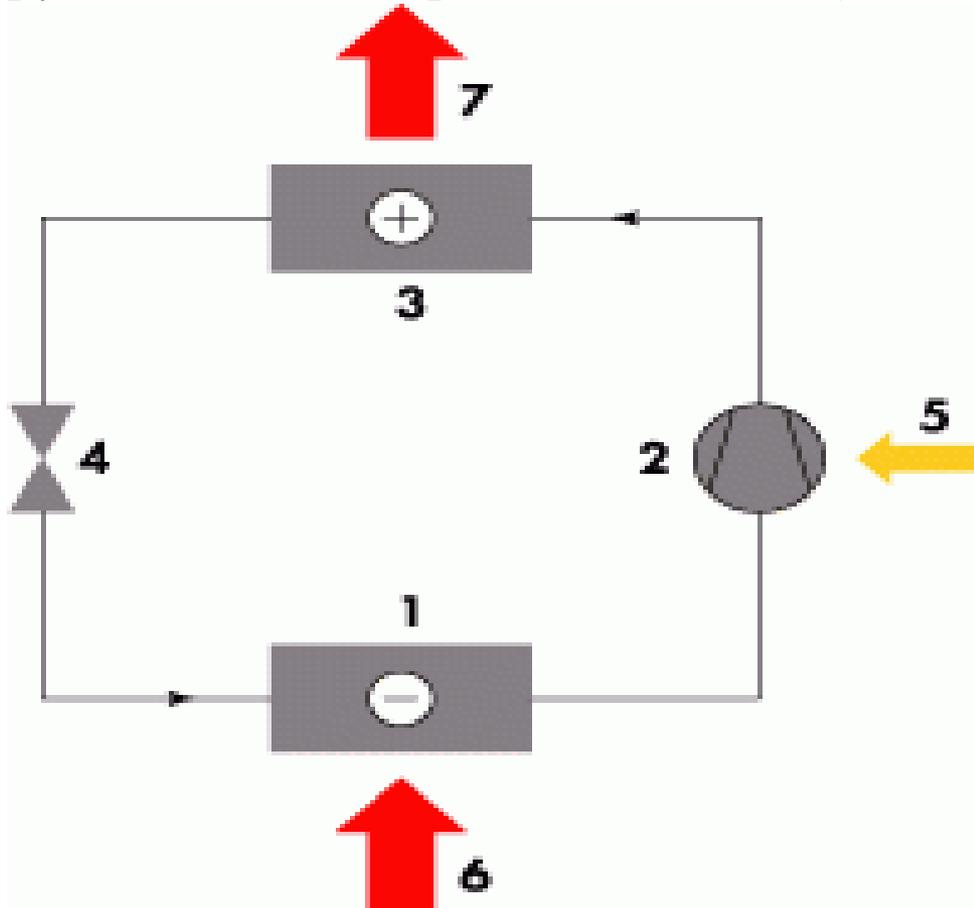
Схема перспективная, но очень дорогая. Из-за конструктивных трудностей применения не нашла

Был создан ряд установок мощностью от 1.8 до 20 тыс. кВт. При эксплуатации была показана надежность и безопасность, а также высокая экономичность. Однако пары ртути ядовиты, а также для производства установок большой мощности требуется ртуть в больших количествах.

Тепловые насосы

Что такое тепловые насосы?

Тепловые насосы – это компактные и экологически чистые системы, позволяющие получать тепло за счет использования низкопотенциального источника (воздух, грунт, подземные, грунтовые и поверхностные воды).

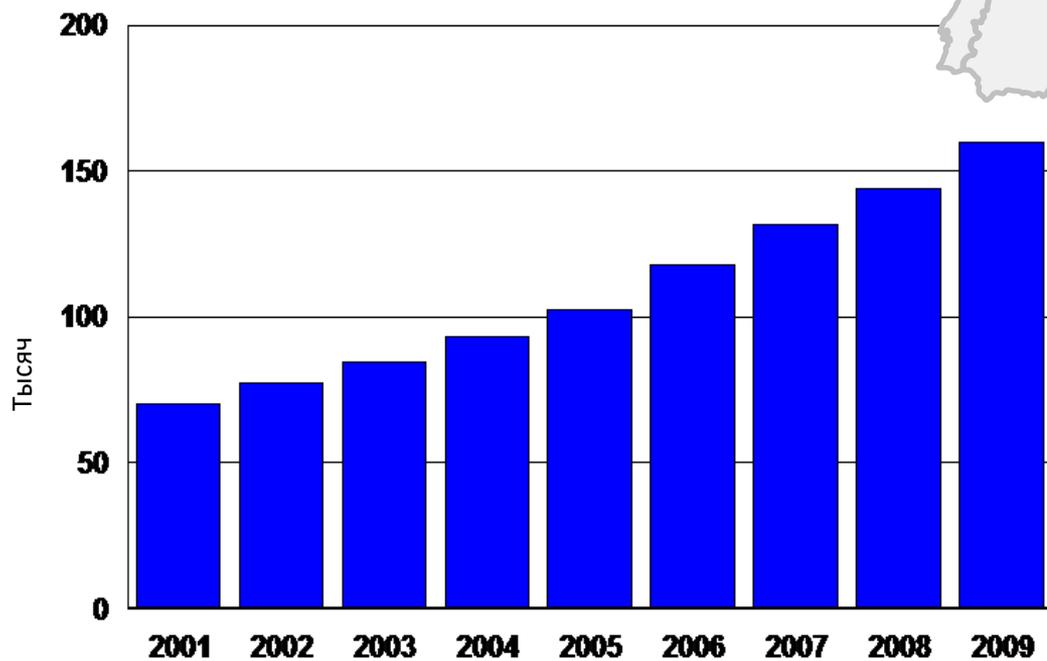


- 1 – испаритель,
- 2 – компрессор,
- 3 – конденсатор,
- 4 – дроссельный вентиль,
- 5 – электрическая энергия,
- 6 – теплота от низкопотенциального источника тепловой энергии,
- 7 – теплота, отводимая от конденсатора

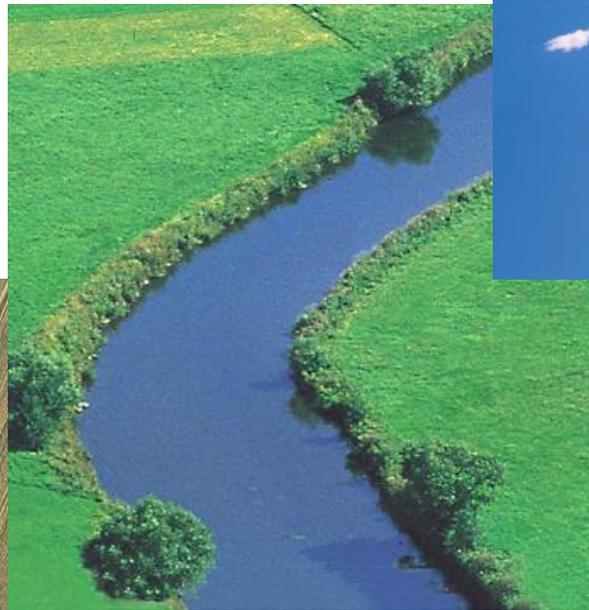
Принципиальная схема теплового насоса

Тепловые насосы

Количество устанавливаемых
тепловых насосов в Европе

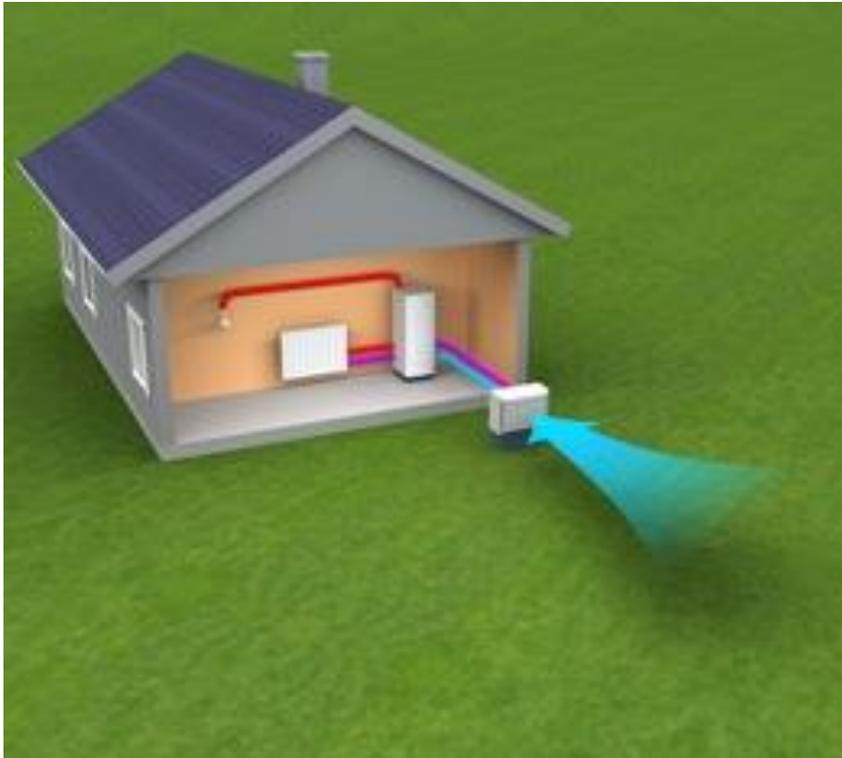


Источники тепла



Воздух

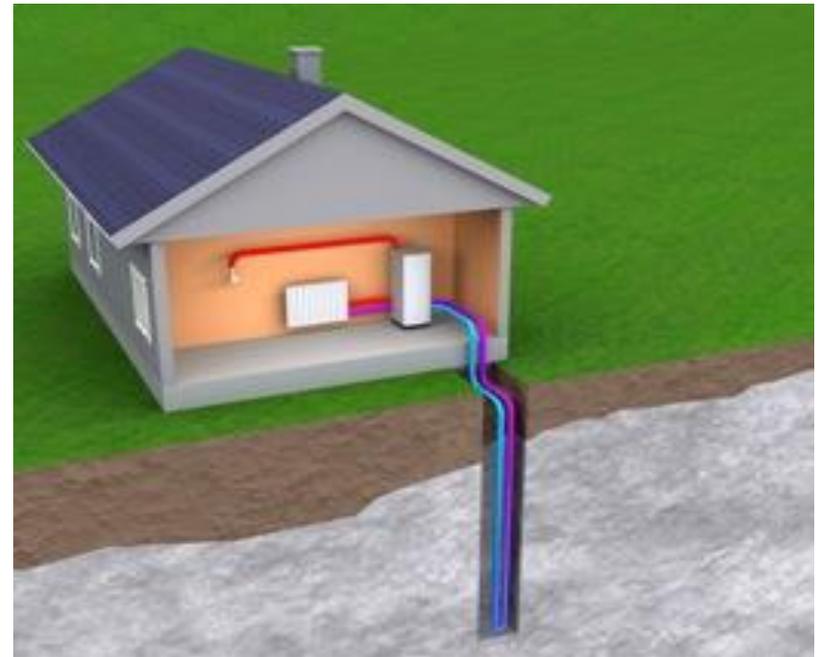
Легко использовать в качестве источника тепла, он имеется везде и в неограниченном количестве.



Однако тепловые насосы такого типа будут плохо работать зимой, так как t наружного воздуха в некоторые дни будет опускаться ниже температуры кипения хладагента, которая в большинстве моделей составляет от -15°C до -5°C . Это приведет к тому, что фреон не будет забирать тепло у воздуха.

Грунт

Грунт наиболее стабильный источник тепла. Независимо от температуры воздуха, грунт имеет постоянную температуру, ниже глубины промерзания.



Преимущество вертикального коллектора, над горизонтальным является минимум - земли, но требуется дорогостоящие бурильные работы. Однако на глубине всегда одинаковая температура - около $10\text{ }^{\circ}\text{C}$, поэтому данный вид коллектора более эффективен.

Подземные и грунтовые воды

Грунтовые и подземные воды обладают достаточно высокой теплоотдачей и имеют постоянную температуру, что обеспечивает эффективность и стабильность режимов работы тепловых насосов.



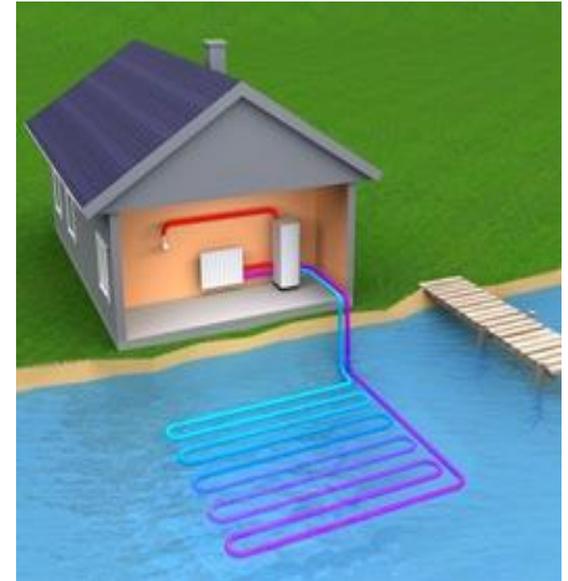
Только использование этих источников связано с более интенсивным вмешательством в гидрологический режим недр и требует согласования с соответствующими службами, а так же такая система требует больших капитальных затрат на подготовку колодцев

Поверхностные воды

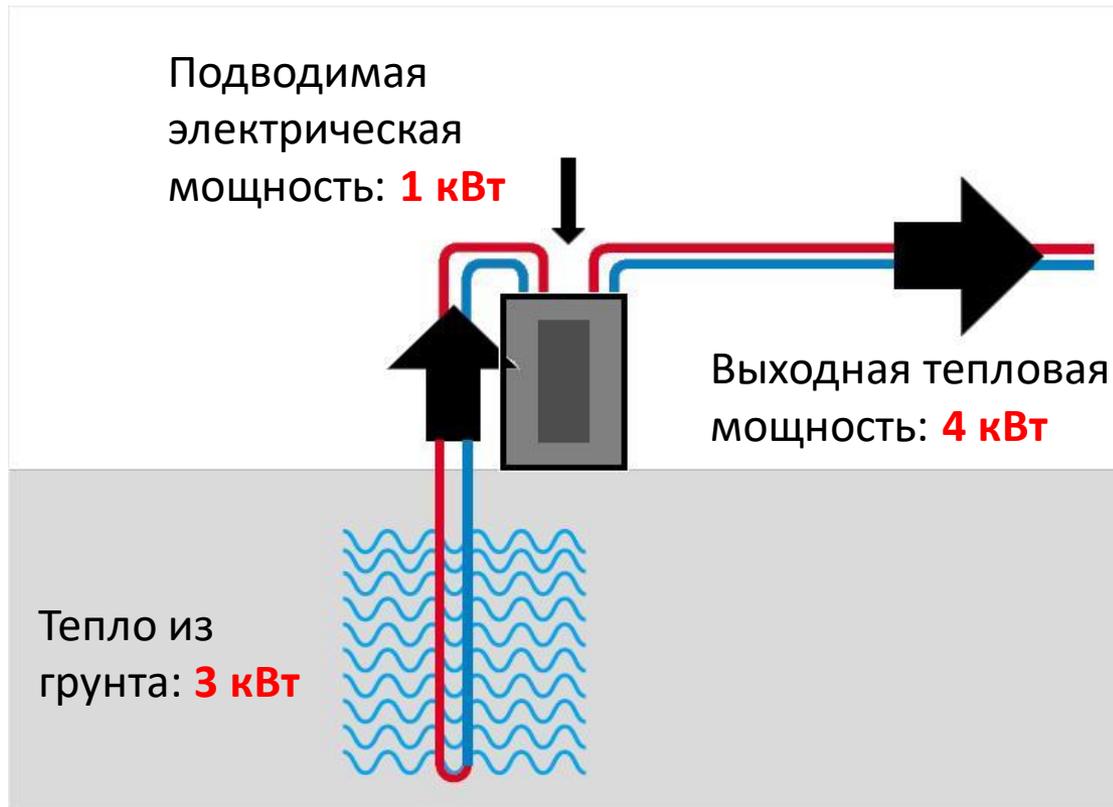
Моря, реки, озера могут отдавать тепло круглый год. Использование в качестве источника тепла воды ближайшего водоема или реки, является *идеальным вариантом*.

Преимущества такого метода.

1. Теплообменные поверхности конструктивно просты. Контур испарителя укладывается на дно реки, и не нужно дополнительных затрат на его установку.
2. «Высокая» температура окружающей среды (температура воды в водоеме зимой всегда положительная).



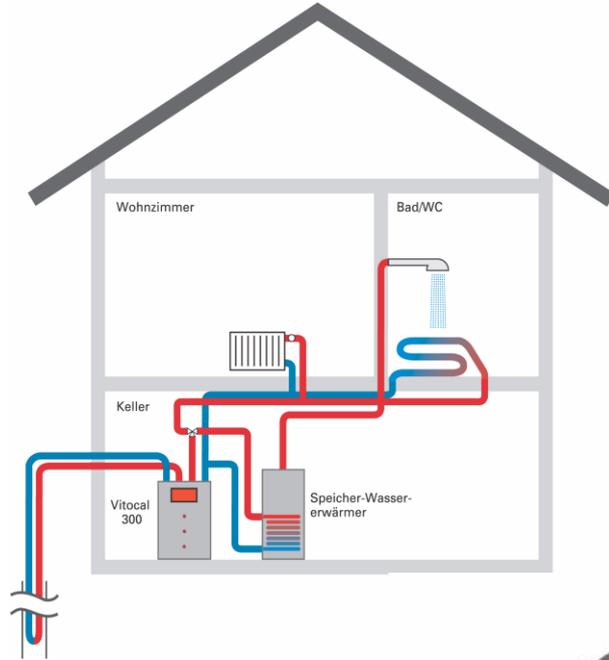
Мощность и коэффициент мощности тепловых насосов



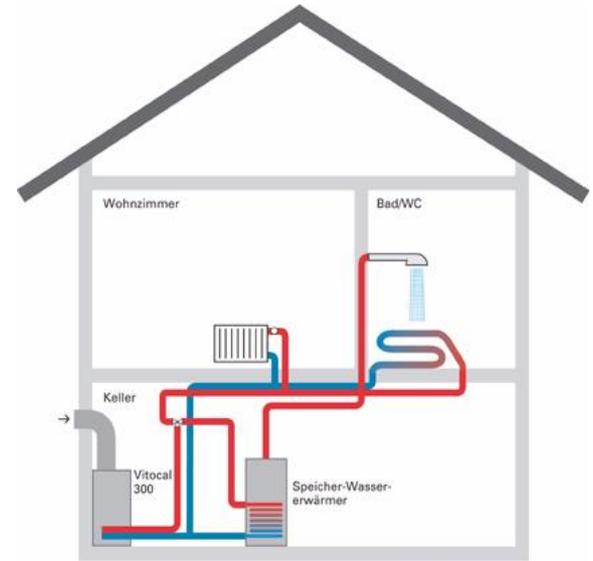
$$\text{Коэф. мощности} = \frac{\text{Вых. тепловая мощность}}{\text{Подводимая мощность}} = \frac{4 \text{ kW}}{1 \text{ kW}} = 4$$

Коэф. мощности = Указанный производителем, измеренный по EN 255

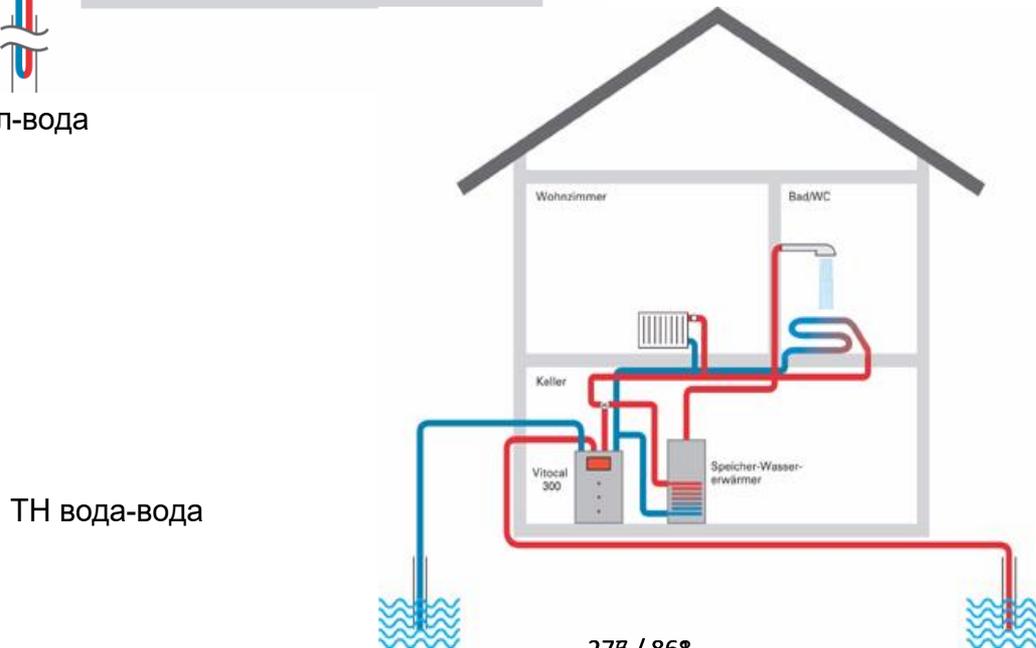
Тепловые насосы - различные источники тепла



ТН рассол-вода



ТН воздух-вода

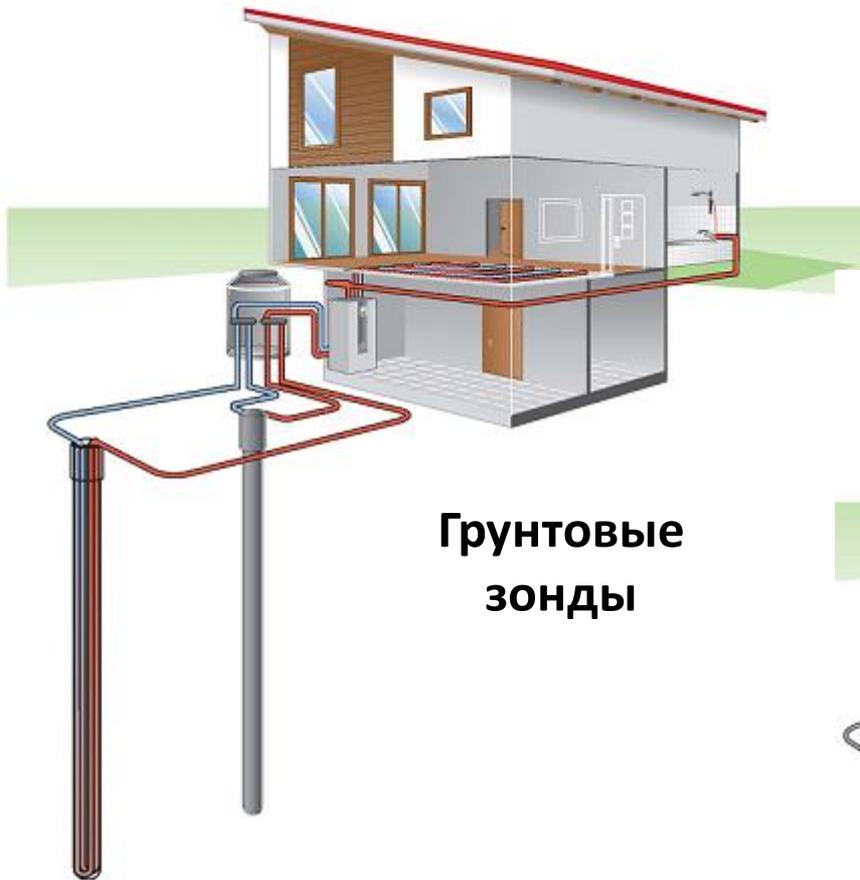


ТН вода-вода



Грунтовые тепловые насосы

(тип: рассол – вода)

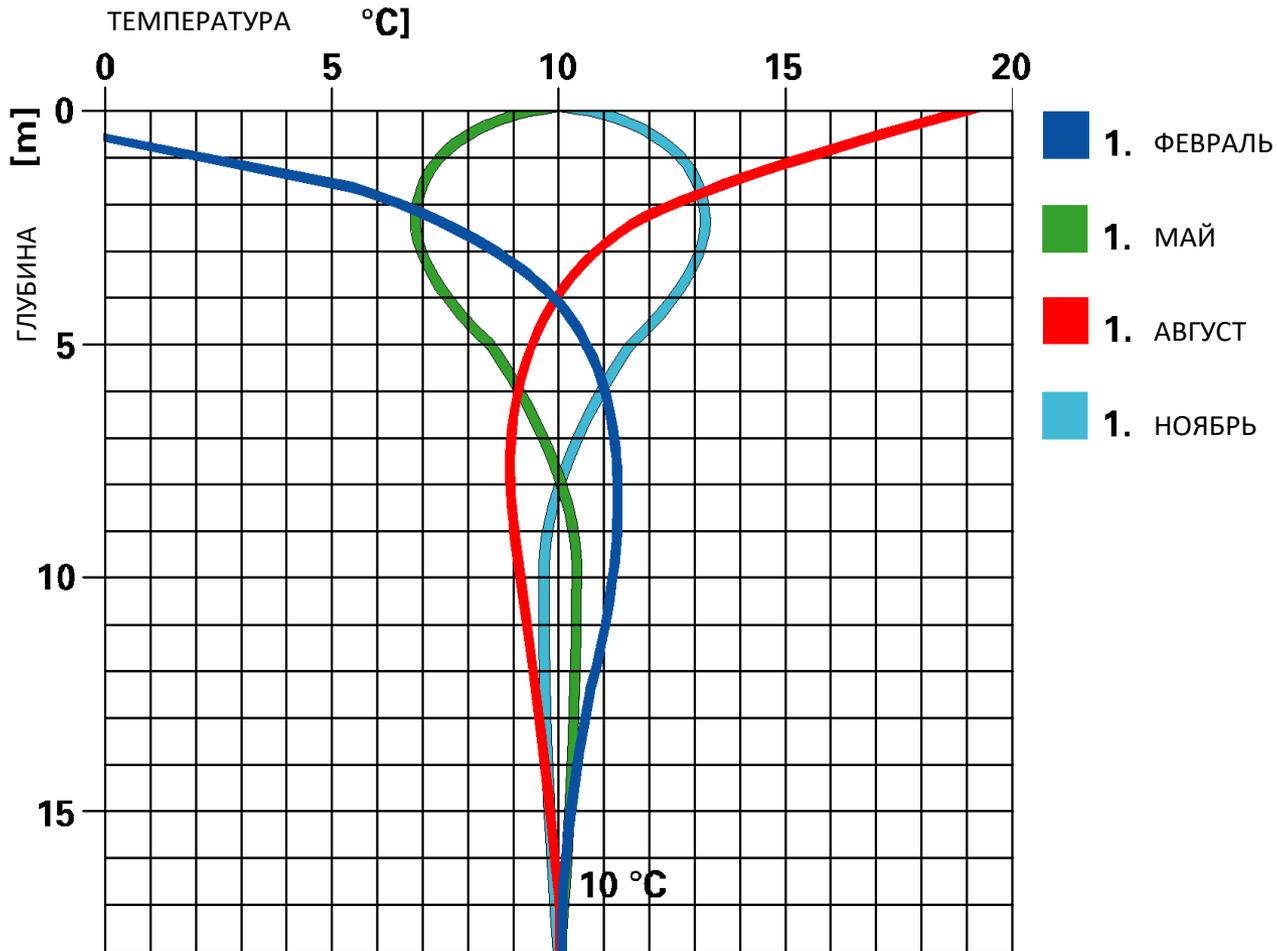


Грунтовые зонды

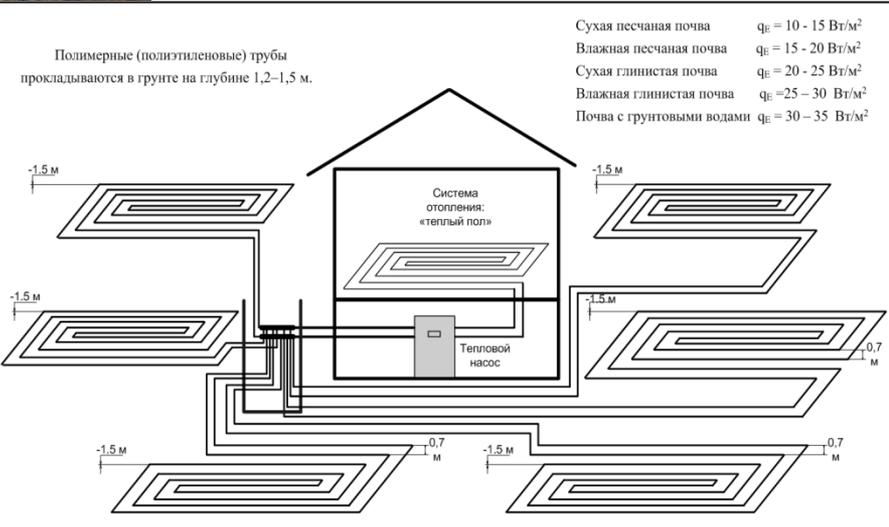


Грунтовый коллектор

Температура грунта в течении года



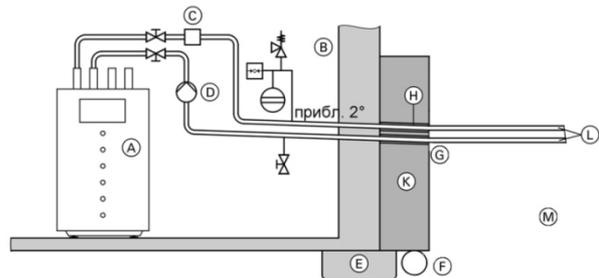
Земляной коллектор, уложенный на глубину 2 м



Расстояние между трубами зависит от их диаметра:
 для полиэтиленовой трубы 20 x 2,0: прил.0,33 м (3 пог. м трубы/м²),
 для полиэтиленовой трубы 25 x 2,3: прил.0,50 м (2 пог. м трубы/м²),
 для полиэтиленовой трубы 32 x 2,9: прил.0,70 м (1,5 пог. м трубы/м²),
 при этом длина трубных контуров составляет 100 м

№ п/п	Лист	Шкала	Полн.	Дата	БНТУ.108214.1.47.2009			
Исполн.	Проект.	Контр.	Инж.	Инж.	Теплоснабжение индивидуального дома на основе использования теплоты грунта			
Лит	Масштаб	Масштаб	Масштаб	Масштаб	Горизонтальные грунтовые коллекторы			
Лист 2	Листов 8					1 43 010 6 10		

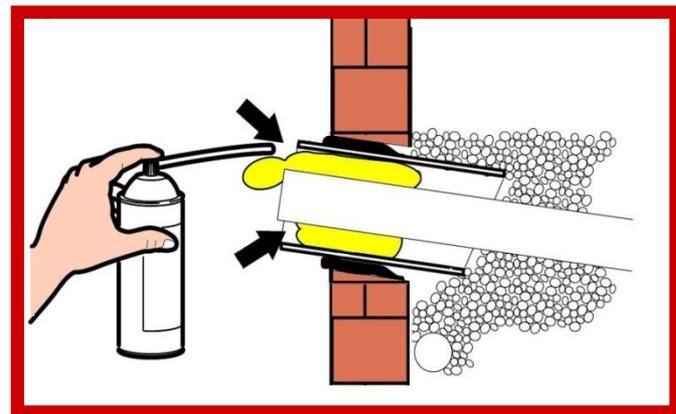
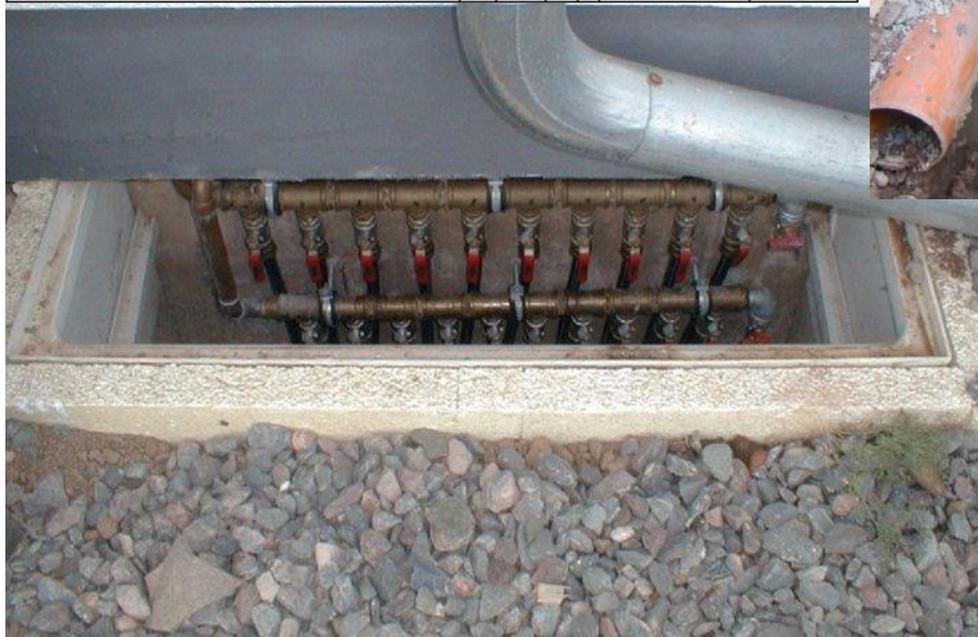
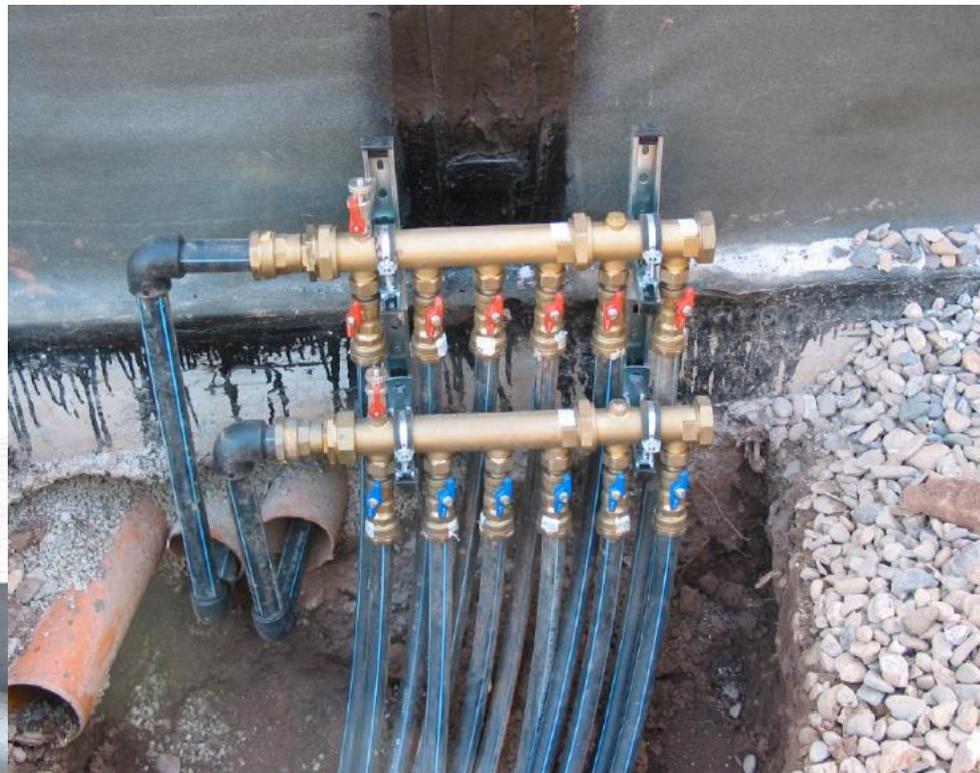
Распределитель рассольного контура



Пример исполнения стенового прохода

- A Тепловой насос
- B Здание
- C Реле давления рассола
- D Первичный насос
- E Фундамент
- F Дренаж
- G Уплотнение
- H Обсадная труба
- K Галька
- L Полиэтиленовая труба 32 × 2,9
- M Грунт

№	Дет.	№ дет.	Штрих	Дата	Теплоснабжение индивидуального дома на основе использования тепловой энергии грунта		
Рисов.	Рисовый				Иск.	Масса	Масштаб
Пров.	Механическая				Иск.	Листок	№
Контур	Контурный				Пример исполнения стенового прохода		
Консульт.	Проектировщик				1 43 010 6 10		
Назначение	Художник						
Тип	Контурный						



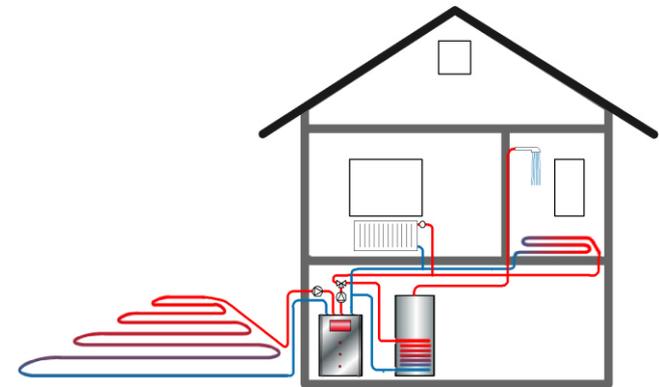
Использование тепла грунта с помощью земляных коллекторов

Опытные данные для проектирования земляных коллекторов

Основное правило:

Чем больше влаги в земле, тем больше в ней сохраняется тепла.

Тип грунта	Отбираемая мощность
Сухой песчаный грунт	10 ... 15 Вт/м ²
Влажный песчаный грунт	15 ... 20 Вт/м ²
Сухой глинистый грунт	20 ... 25 Вт/м ²
Влажный глинистый грунт	25 ... 30 Вт/м ²
Почва с грунтовыми водами	30 ... 35 Вт/м ²



Например:

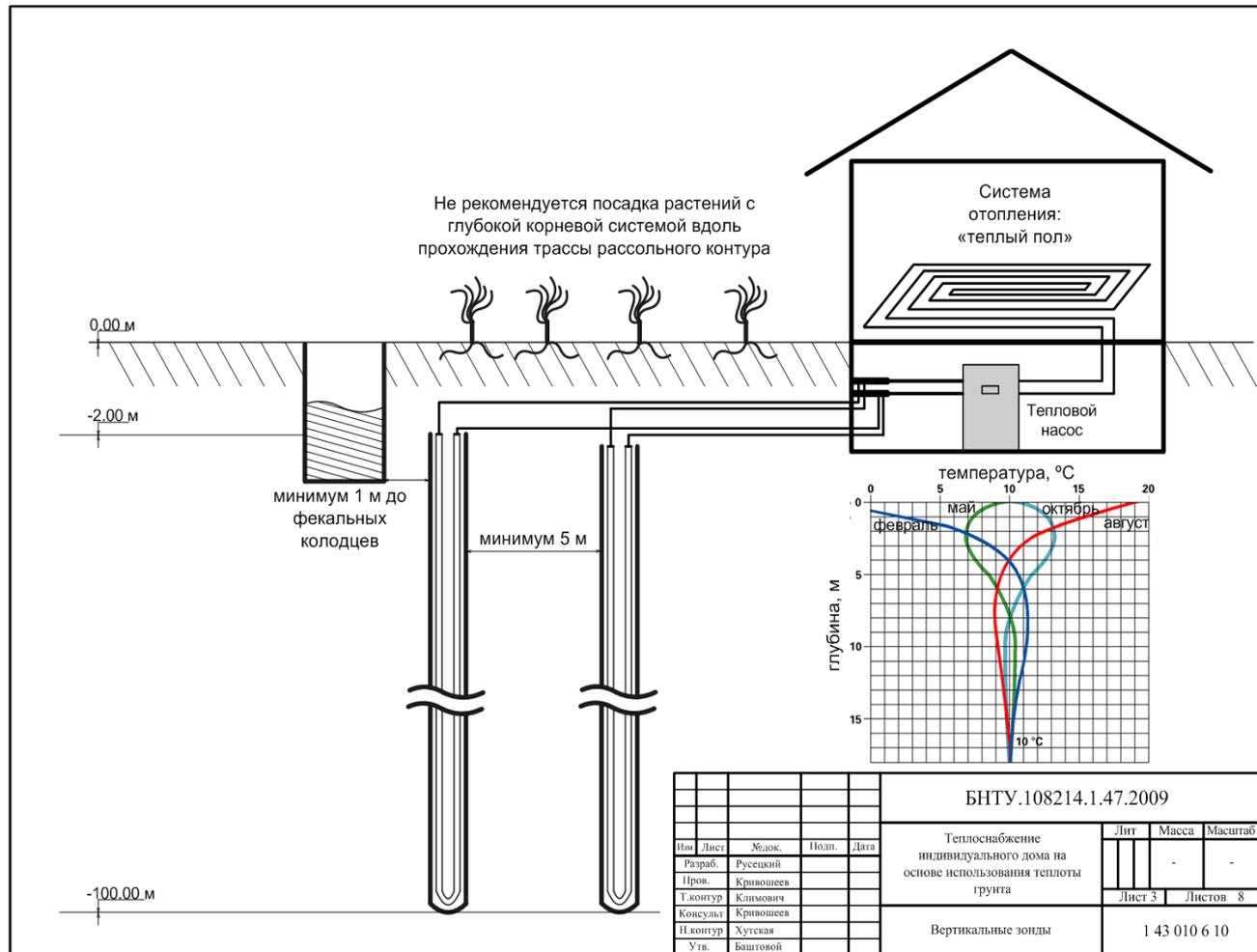
При потребности в тепле около 10 кВт (холодопроизводительность 8,4 кВт) в сухом глинистом грунте площадь коллектора должна быть не менее 336 м².

$$S=8400/25=336 \text{ (м}^2\text{)}$$

Использование тепла грунта с помощью земляных зондов

Эмпирические данные для проектирования двойных U-образных зондов

Холодо-производительность Q_k , kW	Земл. коллект. PE 32 x 2,9 Кол-во x глубина, м
	1 x 75
3,7	1 x 100
5,0	2 x 65
6,5	2 x 85
8,4	3 x 75
11,0	3 x 90
12,7	2 x 100
10,0	3 x 90
13,0	4 x 90
16,8	5 x 88
22,0	5 x 100
25,4	8 x 91
30,4	10 x 102
42,7	12 x 105
52,6	16 x 94
62,3	



Бурение скважины

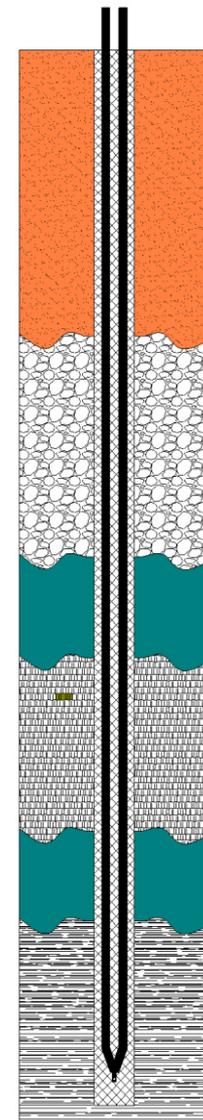


Установка зонда в скважину

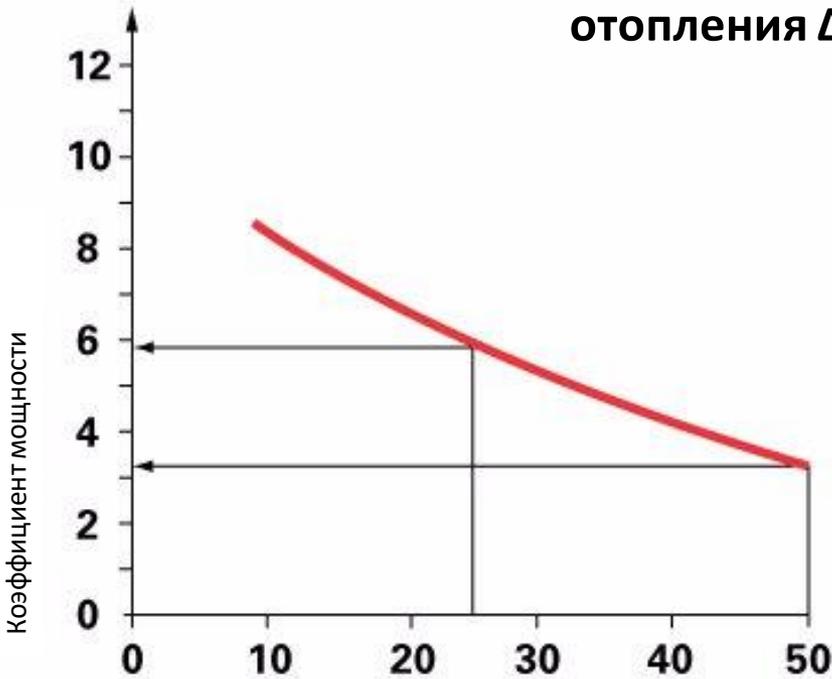




Заполнение скважины бентонитом



Коэффициент мощности и температура системы отопления Δt .



Разница температур окружающей среды и контура системы отопления

При $\Delta t = 50$ К реально достижимый коэф. мощности составляет 3,25

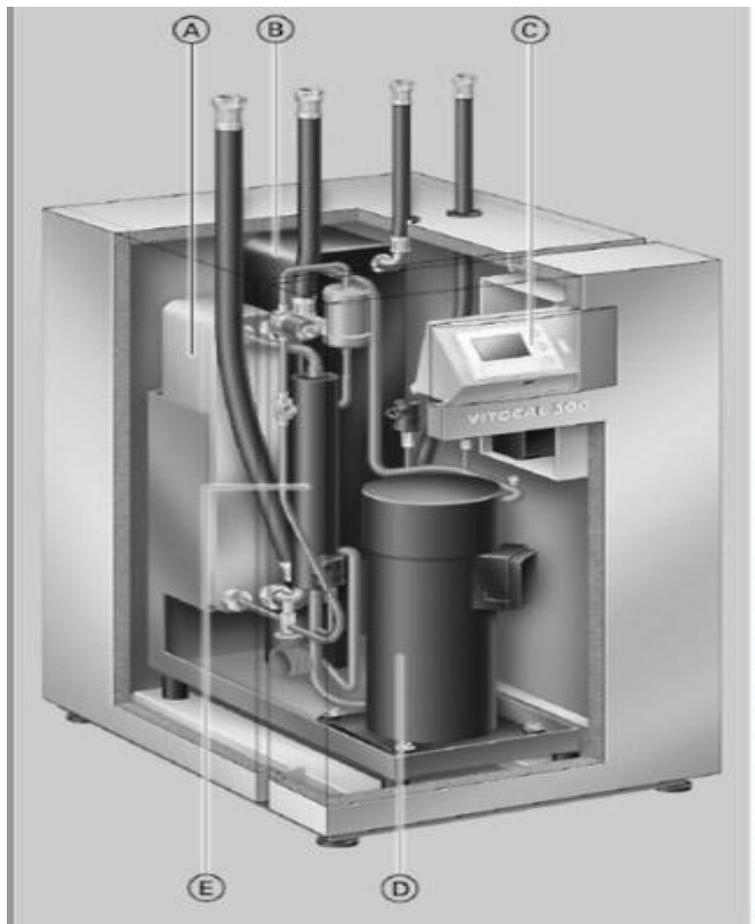
При $\Delta t = 25$ К реально достижимый коэф. мощности составляет почти 6

Общее правило :

Чем ниже разница между температурой внешнего контура и температурой системы отопления, тем выше коэффициент мощности

Следствие: Тепловые насосы идеальны для низкотемпературных систем отопления

Эскиз водо-водяного теплового насоса



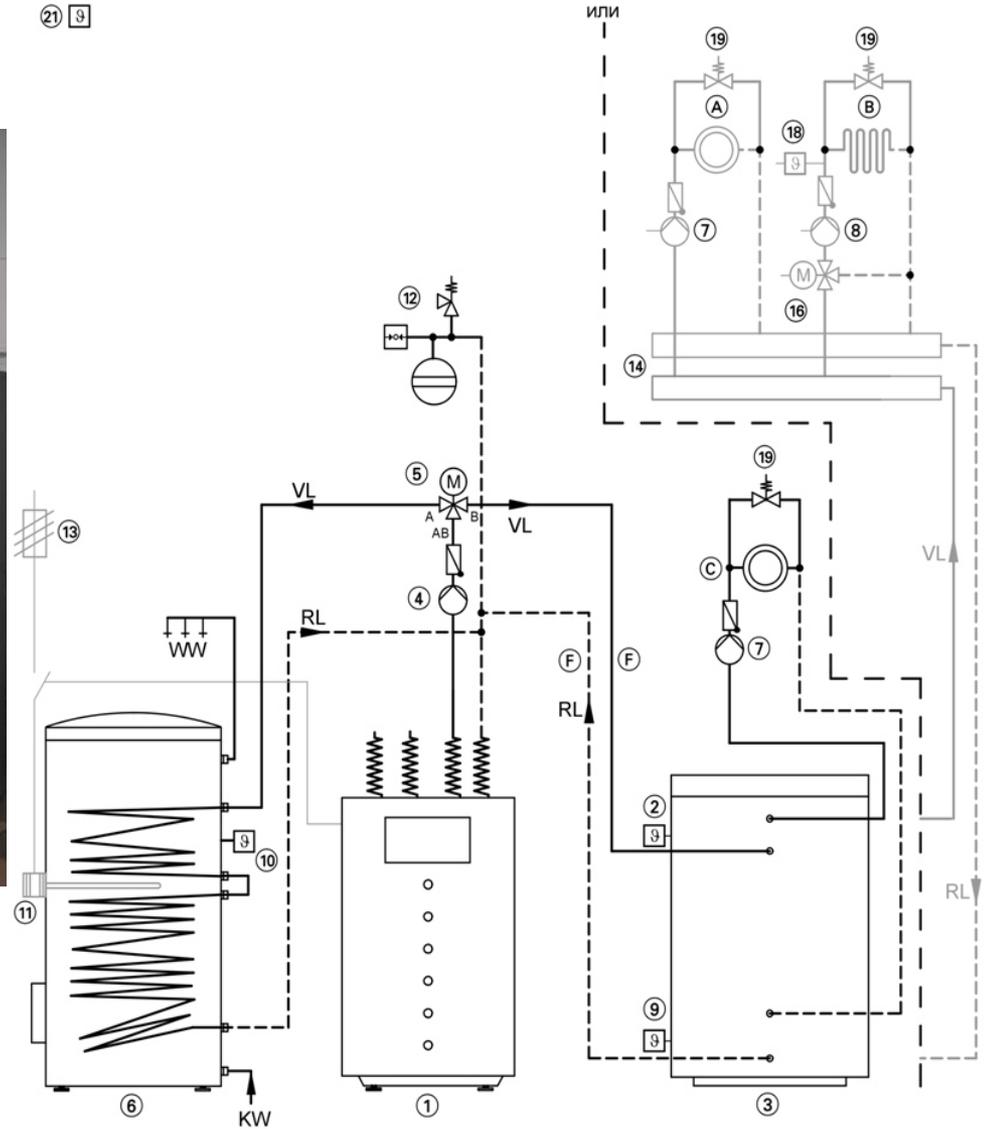
Тепловая мощность (кВт)	11,2
Холодильный агент	R407C
Кол-во компрессоров/хол. контуров	1/1
Общая потребляемая эл.мощность, (кВт)	1,95
Тепловой коэффициент	5,7
Рабочее напряжение (В/Ф/Гц)	400/3/50
Длина/ширина/высота (мм)	650-600-945

А-испаритель, **В**- конденсатор, **С**-устройство цифрового программного управления в зависимости от погодных условий, **Д**-компрессор, **Е**- дополнительный теплообменник

Гидравлическая стыковка теплового насоса с емкостным водонагревателем и буферной емкостью греющего контура



21 9



Экономическая эффективность проекта

Отопительные автоматические установки:	Газовый котлоагрегат мощностью 10кВт	Жидкотопливный котлоагрегат мощностью 10кВт	Твердотопливный котлоагрегат мощностью 10кВт	Тепловой насос мощностью 10кВт
Топливо:	Природный газ	Дизельное топливо	Древесина (поленья ель, сосна)	Электроэнергия
Удельная теплота сгорания топлива:	33500 кДж/м ³	43000 кДж/кг	12400 кДж/кг	-
Стоимость топлива для физ.лиц на 1.01.2009:	333 руб/м ³	2020 руб/л	50000 руб/м ³	255 кВт·ч
КПД современных установок, %:	97%	95%	75%	КОП=4,61
Необход. кол-во топлива в месяц, для обеспечения тепловой нагрузки в 10кВт	399 м ³	373 л	2,8 м ³	781 кВт·ч
Ежемесячные затраты на ТЭР, бел.руб.:	132 945	753 955	139 355	199 132
Годовые затраты на топливо (электроэнергию), бел.руб.:	1 595 346	9 047 459	1 672 258	2 389 588
Стоимость оборудования, бел.руб.:	32 000 000	32 000 000	32 000 000	57 000 000
Срок окупаемости, лет:	Вариант с газовым котлоагрегатом предпочтительнее варианта с тепловым насосом	Расход т.э.р. больше, чем у теплового насоса на величину $\Delta B=6657871$ бел.руб. 288 / 868	Вариант с твердотопливным котлоагрегатом предпочтительнее варианта с тепловым насосом	3,7



Министерство образования Республики Беларусь
БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ

Факультет технологий управления и гуманитаризации

Кафедра ЮНЕСКО «Энергосбережение и возобновляемые
источники энергии»

ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ ПО ТЕРМОДИНАМИКЕ

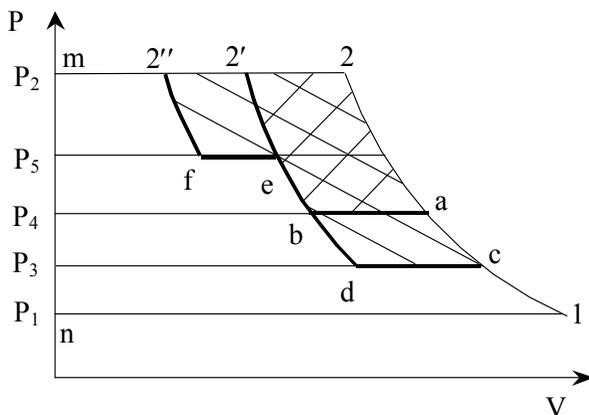
МЕТОДИЧЕСКОЕ ПОСОБИЕ

для студентов специальностей

1 43 01 06 -

"Энергоэффективные технологии и энергетический менеджмент",

1 36 20 01 - «Низкотемпературная техника»



Минск 2011

УДК 621.1.016.7(075.8)

Пособие включает лабораторные работы по дисциплине "Термодинамика" для студентов специальности 1 43 01 06 "Энергоэффективные технологии и энергетический менеджмент" и 1 36 20 01 - «Низкотемпературная техника»

Лабораторный практикум составлен в соответствии с учебным планом кафедры ЮНЕСКО "Энергосбережение и возобновляемые источники энергии".

Рекомендовано методической комиссией факультета технологий управления и гуманитаризации.

Одобрено учебно-методическим управлением.

Составители:

Н.Г. Хутская, Г.И. Пальчёнок, Ю.К. Кривошеев

ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ ПО ТЕРМОДИНАМИКЕ МЕТОДИЧЕСКОЕ ПОСОБИЕ

для студентов специальности 1 43 01 06
"Энергоэффективные технологии и энергетический менеджмент"
1 36 20 01 - «Низкотемпературная техника»

Составители:

ХУТСКАЯ Наталия Геннадьевна
ПАЛЬЧЁНОК Геннадий Иванович
КРИВОШЕЕВ Юрий Константинович

Формат 60x84 1/16. Бумага тип.№2. Офсет.печать
Усл.печ.л. 4 Тираж 100. Зак.

Издатель:

Лабораторная работа №1

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГАЗОВОЙ ПОСТОЯННОЙ ВОЗДУХА

Цель работы: экспериментальное определение удельной газовой постоянной воздуха R , определение удельного объема воздуха при условиях эксперимента v и при нормальных условиях $v_{\text{норм}}$, определение объема моля идеального газа при нормальных условиях v_{μ} и универсальной газовой постоянной R_{μ} .

Общие сведения

Изучение свойств идеального газа начинают с упрощенной модели известной под названием идеального газа.

Идеальным называется газ, в котором отсутствуют силы взаимодействия между молекулами, а объем самих молекул равен нулю.

Допустим, что в цилиндре с подвижным поршнем находится 1 кг идеального газа, который характеризуется следующими параметрами: давление p_1 , температура T_1 и удельный объем v_1 . Подведя к газу некоторое количество теплоты, переведем его во второе состояние с параметрами p_2 , T_2 и v_2 . Экспериментально установлено, что между параметрами начального и конечного состояния существует соотношение

$$\frac{p_1 v_1}{T_1} = \frac{p_2 v_2}{T_2} \quad (1)$$

Для любого другого состояния получается аналогичное равенство, благодаря чему можно записать

$$\frac{pv}{T} = \text{const} \quad (2)$$

Как следует из выражений (1) и (2), для любого состояния идеального газа произведение давления на удельный объем, поделенное на термодинамическую температуру, есть величина постоянная. В уравнении (2) она обозначается буквой R (Дж/кг·К) и

называется **удельной газовой постоянной**. С учетом последнего выражение (2) примет вид

$$p\nu = RT \quad (3)$$

Это выражение называется **уравнением состояния идеального газа**. Оно устанавливает зависимость между основными термодинамическими параметрами для идеального газа в равновесном состоянии.

Ввиду того, что в уравнение входит удельный объем ν ($\text{м}^3/\text{кг}$) газа, оно справедливо для 1 кг газа.

Если умножить обе части уравнения (3) на молекулярную массу μ ($\text{кг}/\text{кмоль}$), получим

$$p\nu\mu = \mu RT \quad (4)$$

Произведение $\nu\mu$ выражает объем моля газа V_μ ($\text{м}^3/\text{кмоль}$).

$$\nu\mu = V_\mu \quad (5)$$

$$\mu R = R_\mu \quad (6)$$

Здесь R_μ ($\text{Дж}/\text{кмоль}\cdot\text{К}$)- универсальная газовая постоянная.

Таким образом для 1 моля (киломоля) газа уравнение состояния выглядит следующим образом

$$pV_\mu = R_\mu T \quad (7)$$

Моль (киломоль)- количество вещества в граммах (килограммах), численно равное молекулярной массе.

Из уравнения (7) определяется универсальная газовая постоянная

$$R_\mu = pV_\mu/T \quad (8)$$

Продифференцировав последнюю зависимость для случая

$p = const$, получим

$$R_{\mu} = \frac{pdV_{\mu}}{dT} \quad (9)$$

В соответствии с этим выражением *универсальная газовая постоянная* представляет работу моля газа pdV_{μ} при изменении температуры на один градус в изобарном процессе.

Как известно, моли идеальных газов при одинаковых условиях занимают одинаковые объемы. При изменении температуры на один градус в изобарном процессе их объемы будут изменяться на одну и ту же величину и, следовательно, совершать одинаковую работу. Таким образом, постоянная R_{μ} является универсальной физической величиной, не зависящей ни от рода газа, ни от его состояния. Она для всех газов одинакова и равна

$$R_{\mu} = 8314 \text{ Дж/кмоль} \cdot \text{К} \quad (10)$$

Из уравнения (6)

$$R = R_{\mu}/\mu = 8314/\mu, \text{ Дж/кг} \cdot \text{К} \quad (11)$$

Таким образом, удельная газовая постоянная определяется только молекулярной массой и, следовательно, имеет индивидуальное значение для каждого газа и равна работе, совершаемой 1 кг газа при повышении его температуры на один градус в изобарном процессе.

Если умножить обе части уравнения (3) на массу газа G , получим

$$pvG = GRT \quad (12)$$

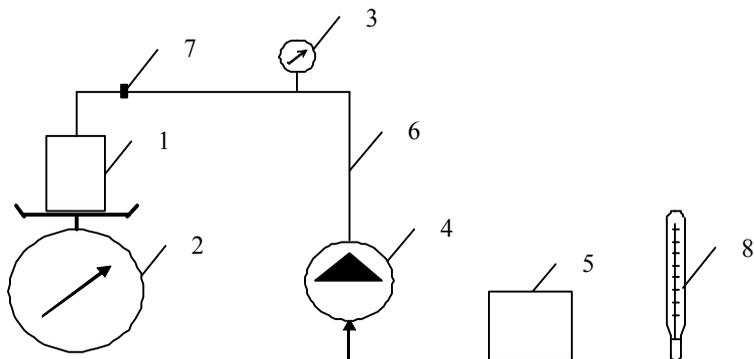
Произведение удельного объема на массу – это объем (м^3)

$$vG = V. \quad (13)$$

Тогда уравнение состояния для массы G , кг

$$pV = GRT. \quad (14)$$

Уравнение (14) носит название *уравнения Клапейрона*.
Экспериментальная установка



1 – тонкостенный металлический сосуд объемом V ; 2 – весы; 3 – манометр для измерения избыточного давления в сосуде; 4 – насос; 5 – барометр для измерения атмосферного давления; 6 – соединительные шланги; 7 – зажим; 8 – термометр.

Схема экспериментальной установки

Порядок проведения эксперимента

Сосуд 1 взвешивается на весах 2 вместе с зажимом 7 для определения массы $G_{1 \text{ цил.}}$. Барометром 5 измеряется атмосферное давление B , а термометром 8 – температура окружающей среды T . Сосуд при помощи соединительных шлангов 6 присоединяется к насосу 4. Насосом поднимаем избыточное давление в сосуде примерно до 10^5 Па. Это давление регистрирует манометр 3. Поскольку процесс сжатия воздуха происходит в закрытом сосуде (изохорный процесс, в котором с ростом абсолютного давления растёт и температура), температура воздуха в сосуде повышается и становится выше температуры окружающей среды. После сжатия воздуха должно произойти выравнивание температур воздуха

внутри сосуда и снаружи. При этом давление, показываемое манометром, несколько снизится, фиксируется это показание манометра $p_{изб}$. Затем устанавливается зажим на шланге, сосуд отсоединяется от насоса и повторно взвешивается на весах. Таким образом определяется масса $G_{2\text{цил}}$.

Таблица измерений

<i>№ пп</i>	<i>T, К</i>	<i>B, кПа.</i>	<i>P_{изб} Па</i>	<i>G_{1цил.}, кг</i>	<i>G_{2цил.}, кг</i>	<i>ΔG, кг</i>	<i>P₁, Па</i>	<i>P₂, Па</i>

Методика расчета

В основу экспериментального определения удельной газовой постоянной положено выражение (3), из которого следует

$$R = pv / T \tag{15}$$

Можно записать для двух различных состояний газа

$$\frac{p_1 v_1}{T_1} = \frac{p_2 v_2}{T_2} \tag{16}$$

Принимая во внимание, что $T_1 = T_2$ и

$$v_1 = \frac{V}{G_1}; \quad v_2 = \frac{V}{G_2}, \tag{17}$$

получим

$$\frac{p_1}{G_1} = \frac{p_2}{G_2}, \tag{18}$$

или

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{G_1}{G_2} \quad (19)$$

С учетом того, что $G_2 = G_1 + \Delta G$

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{G_1}{G_1 + \Delta G} \quad (20)$$

Отсюда

$$G_1 = \frac{p_1}{p_2 - p_1} \Delta G \quad (21)$$

Определение удельного объема воздуха при нормальных условиях из соотношения

$$\frac{p_1 v_1}{T_1} = \frac{P_{\text{норм}} V_{\text{норм}}}{T_{\text{норм}}} \quad (22)$$

$$p_{\text{норм}} = 760 \text{ мм рт. ст.}, T_{\text{норм}} = 273 \text{ К}$$

$$v_{\text{норм}} = v_1 \cdot \frac{p_1}{760} \cdot \frac{273}{T_1}; \text{ норм. м}^3/\text{к} \quad (23)$$

Здесь $p_1 = B$, мм рт.ст.

Объем, занимаемый молекул воздуха при нормальных условиях, определяется как произведение молекулярной массы на удельный объем воздуха при нормальных условиях

$$v_{\mu} = \mu v_{\text{норм}}, \text{ норм. м}^3/\text{моль} \quad (24)$$

Обработка результатов измерений

Изменение массы воздуха в сосуде определяется из соотношения

$$\Delta G = G_{2 \text{ цил}} - G_{1 \text{ цил}} \quad (25)$$

По формуле (21) определяется масса воздуха, находящегося в сосуде при атмосферном давлении. Из выражения (17) находим удельный объем воздуха, а из выражения (15) - удельную газовую постоянную. В последнюю формулу можно подставлять термодинамические параметры для начального или конечного состояния. Универсальная газовая постоянная определяется из выражения (8), удельный объем воздуха при нормальных условиях - из (23), объем моля - из (24).

Оценка точности измерений

Относительная ошибка при определении величины R может быть найдена из соотношения

$$\varepsilon_{(R)} = (\Delta V / V) + (\Delta P / P) + (\Delta T / T) + (\Delta G / G),$$

где - ΔV , ΔP , ΔT , ΔG - абсолютные погрешности при измерении объема, давления, температуры и массы воздуха.

Лабораторная работа №2

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СРЕДНЕЙ ОБЪЕМНОЙ ИЗОБАРНОЙ ТЕПЛОЕМКОСТИ ВОЗДУХА

Цель работы: Определение средней объемной изобарной теплоемкости воздуха $C_{p m}$ (Дж/норм. м³ К) методом проточного калориметра

Общие сведения

Теплоемкость системы - производная от количества теплоты по температуре в термодинамическом процессе.

$$C_x = (dq / dT)_x \text{ (КДж/К)} \quad (1)$$

Теплоемкость является экстенсивной величиной, т.е. зависящей от количества вещества в системе. В зависимости от количественной единицы теплоемкости подразделяются на массовую (удельную) c (кДж/кг К), объемную C (кДж/м³ К) и мольную μc (кДж/кмоль К).

Теплоемкость идеального газа не зависит ни от давления, ни от удельного объема, а зависит только от температуры.

Теплоемкость бывает истинная и средняя. Истинная теплоемкость - это теплоемкость при заданной температуре, она определяется

$$c = dq / dT \quad (2)$$

Здесь dq и dT -соответственно бесконечно малые количество подведенной теплоты и изменение температуры.

Средняя теплоемкость - это теплоемкость в рассматриваемом интервале температур.

$$c_m = q_{1-2} / (t_2 - t_1) \quad (3)$$

Здесь q_{1-2} - количество теплоты, подведенное к единице массы тела в процессе 1-2, t_1 и t_2 - соответственно начальная и конечная температуры в процессе.

В связи с тем, что количество теплоты, подводимой к телу, зависит от термодинамического процесса, в котором эта теплота подводится, различают теплоемкости изобарную C_p , изохорную C_v , изотермическую C_T , адиабатную C_s и политропную C_n . Поскольку в изотермическом процессе температура не изменяется, теплоемкость изотермического процесса бесконечна ($C_T = +\infty$ при подводе теплоты к телу и $C_T = -\infty$ при отводе теплоты).

Поскольку в адиабатном процессе теплота к телу не подводится, теплоемкость адиабатного процесса равна нулю ($c_s = 0$).

Удельную теплоемкость можно представить как количество теплоты, которое необходимо подвести к телу, чтобы изменить температуру единицы массы на один градус. Объемная и мольная теплоемкости отличаются от удельной тем, что в первом случае нагревается 1 м^3 , во втором - 1 кмоль.

Связь между удельной и мольной теплоемкостями

$$c = \mu c / \mu. \quad (4)$$

Один киломоль любого газа при нормальных условиях занимает объем $22,4 \text{ м}^3$, следовательно связь между объемной и мольной теплоемкостями

$$C = \mu c / 22,4. \quad (5)$$

Связь между объемной и удельной теплоемкостями

$$C = \rho c, \quad (6)$$

где ρ - плотность, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Зависимость теплоемкости от температуры описывается зависимостью

$$c = c_o + a t + b t^2 \quad (7)$$

Здесь c_o - теплоемкость данного газа при 0°C , a , b - постоянные для данного газа величины.

Число членов уравнения (7) выбирается в зависимости от требуемой точности расчета, а также интервала изменения температуры. Для небольших температурных интервалов можно пользоваться постоянными теплоемкостями или применять линейную зависимость

$$c = c_o + a t \quad (8)$$

Наибольший интерес представляют теплоемкости в изобарном и изохорном процессах. В изохорном процессе ввиду

постоянства объема работа, совершаемая газом, равна нулю, Вся подведенная в процессе теплота расходуется на изменение внутренней энергии. В изобарном процессе подведенная теплота расходуется на изменение внутренней энергии и совершение работы. С учетом этого имеем

$$c_p = c_v + R \quad (9)$$

Это уравнение называется уравнением Майера. Изобарная теплоемкость больше изохорной теплоемкости на величину удельной газовой постоянной. С учетом последнего показатель адиабаты K , равный

$$k = \frac{c_p}{c_v} \quad (10)$$

всегда больше единицы.

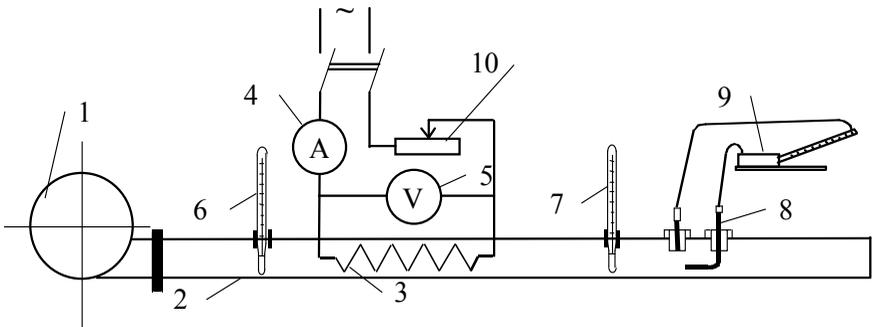


Рис.1 -Экспериментальная установка

Вентилятор 1 нагнетает воздух в трубу 2, в которой установлен электрический нагреватель 3. Мощность электронагревателя измеряется с помощью амперметра 4 (I) и вольтметра 5 (ΔU) и регулируется реостатом 10. Для определения температуры воздуха до и после нагревателя служат термометры 6 (T_1) и 7 (T_2). Для измерения расхода воздуха в качестве датчика динамического напора служит пневмометрическая трубка 8.

Величина напора (H) определяется микроманометром 9. Измерение атмосферного давления производится барометром.

Порядок проведения эксперимента

1. Измерить диаметр трубы.
2. Включить вентилятор.
3. Включить электронагреватель и выйти на стационарный тепловой режим, о наступлении которого судят по постоянству показаний термометров.
4. Измерить температуры воздуха до нагревателя T_1 и после нагревателя T_2 , падение напряжения ΔU и силу тока I в цепи нагревателя, показания микроманометра H .
5. При помощи реостата изменить мощность электронагревателя и при очередном стационарном режиме все измерения повторить.
6. При помощи барометра измерить атмосферное давление.

Таблица измерений

$N\acute{o}$ m	T_1, K	T_2, K	I, A	$\Delta U, B$	$H, \text{кгс/м}^2$	$B, \text{кПа}$

Методика расчета

Объемная изобарная теплоемкость ($\text{Дж /норм. м}^3 \text{ K}$) воздуха определяется из выражения

$$c_{pm} = \frac{Q}{G_{\text{норм}} (T_2 - T_1)}, \quad (11)$$

где $G_{норм}$ - объемный расход воздуха, приведенный к нормальным условиям, норм. м³/с.

При стационарном тепловом режиме и хорошей изоляции количество теплоты, подведенной к движущемуся воздуху в единицу времени Q , равна мощности электронагревателя (Вт).

$$Q = \Delta U \cdot I \quad (12)$$

Объемный расход воздуха при нормальных условиях (норм.м³/с) определяется по формуле

$$G_{норм} = w_{cp} \frac{\pi d^2}{4} \cdot \frac{B}{760} \cdot \frac{273}{T_2}, \quad (13)$$

где d - диаметр трубы, м,

w_{cp} - средняя скорость воздуха, м/с,

B - атмосферное давление, мм рт. ст.

Для того чтобы определить среднюю скорость воздуха, надо сначала найти осевую скорость (скорость на оси трубы). Для этого воспользуемся показаниями микроманометра, соединенного с пневмометрической трубкой, установленной по оси трубы, регистрирующего динамический напор

$$P_{дин} = 9,81 H K, \text{ Па} \quad (14)$$

Здесь H - отсчет по шкале микроманометра, кгс/м²,

K - постоянная прибора(микроманометра),

9,81 - множитель для перевода значений давления из кгс/м² в Па.

Осевая скорость (м/с) определяется

$$w_0 = \sqrt{\frac{2P_{дин}}{\rho}}, \text{ м/с}, \quad (15)$$

где ρ - плотность воздуха, определяется по таблице физических свойств воздуха по температуре T_2 .

Средняя скорость определяется при известной осевой скорости из соотношения

$$w_{cp} = a w_0, \text{ м/с} \quad (16)$$



где a -
 скоростной
 коэффициент,
 определяемый по
 графической
 зависимости от
 числа Рейнольдса,
 характеризующего
 режим течения,
 $a = f(\text{Re})$.

Сначала определяется число Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{w_0 d}{\nu} \quad (17)$$

Здесь d - диаметр трубы, м

ν - кинематический коэффициент вязкости воздуха, определяется по таблице физических свойств воздуха по температуре T_2 , м²/с.

Обработка результатов измерений

Количество теплоты, подведенной к воздуху, определяется по формуле (12). По формулам (14) и (15) находится осевая скорость воздуха. По формуле (17) рассчитывается число Рейнольдса. По графику (рис.) определяется скоростной коэффициент и далее средняя скорость по формуле (16). расчет расхода воздуха при нормальных условиях производится по зависимости (13). Средняя объемная изобарная теплоемкость воздуха определяется по формуле (11). Воспользовавшись формулами (4),(5), (6) следует рассчитать мольную и удельную теплоемкости воздуха (изохорную и изобарную), а по формуле (10) - показатель адиабаты

Оценка точности измерений

Относительная погрешность определения средней объемной изобарной теплоемкости воздуха определяется по формуле

$$\varepsilon_{C_{pm}} = (\Delta I / I) + (\Delta U / U) + (\Delta T / T) + (2 \Delta T / (T_2 - T_1)) + (0.5 \Delta H / H)$$

Лабораторная работа №3

ИЗУЧЕНИЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ИДЕАЛЬНОМ ГАЗЕ

Цель работы: Изучение процессов изменения состояния идеального газа. Расчет процессов в идеальном газе. Построение по полученным данным процессов в термодинамических p, v - и T, s -диаграммах. Опытное определение отношения теплоемкостей (показателя адиабаты Пуассона).

Основные сведения:

Показатель адиабаты является важной термодинамической характеристикой вещества, необходимой для проведения расчета адиабатного процесса

$$PV^k = const. \quad (1)$$

Адиабатный процесс - процесс изменения состояния газа, происходящий без теплообмена с окружающей средой.

Показатель адиабаты может быть определен по таблицам для различных газов в зависимости от параметров состояния.

Для идеального газа показатель адиабаты не зависит от параметров состояния, а является молекулярной функцией (зависит от атомности газа)

$$k = \frac{c_p}{c_v} = \frac{\frac{5+\delta}{2}R}{\frac{3+\delta}{2}R} \quad (2)$$

где δ - число степеней свободы вращательного движения молекул.

Методика экспериментального определения показателя адиабаты.

На рис. 1 в P, V - диаграмме представлены два последовательных процесса изменения состояния системы: адиабатное расширение (1-2), а затем нагрев при постоянном объеме (2-3) газа до первоначальной температуры.

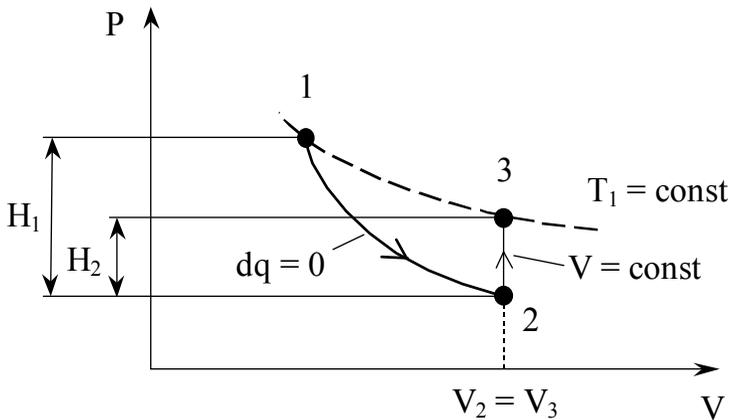


Рис. 1

В адиабатном процессе 1-2 изменение параметров выражается зависимостью

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (3)$$

Для изохорного процесса 2-3

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{P_3}{P_2} \quad (4)$$

Поскольку $T_1 = T_3$, из уравнений (3) и (4) имеем

$$\frac{P_3}{P_2} = \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (5)$$

Обозначим

$$P_3 = P_2 + H_2 \quad (6)$$

$$P_1 = P_2 + H_1$$

Разделим обе части уравнения (5) на P_2 , получим

$$\frac{P_2 + H_2}{P_2} = \left(\frac{P_2 + H_1}{P_2}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (7)$$

$$1 + \frac{H_2}{P_2} = \left(1 + \frac{H_1}{P_2}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (8)$$

Давление P_2 - атмосферное.

$$P_2 = B \approx 10^5 \text{ Па}$$

Воспользуемся известным разложением:

$$\ln(1 + X) = X - \frac{X^2}{2} + \frac{X^3}{3} + \dots + (-1)^{n+1} \frac{X^n}{n} \quad (9)$$

для логарифмирования выражения (8). При этом ограничимся лишь первым членом разложения, что при соответствующем H_1 дает ошибку лишь в 4 знаке.

$$\frac{KH_2}{P_2} = (K - 1) \frac{H_1}{P_2} \quad (10)$$

В итоге получаем выражение

$$k = \frac{H_1}{H_1 - H_2} \quad (11)$$

1 - стеклянный сосуд, 2,4 - краны, 3 - дифференциальный манометр, 5 – насос , 6- барометр, 7- термометр

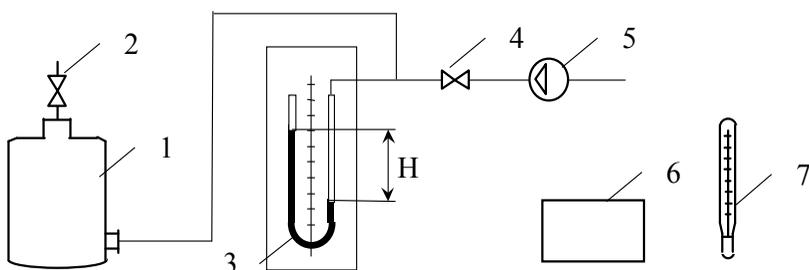


Рис.2 - Схема экспериментальной установки

Стеклянный сосуд 1 соединен с U - образным дифференциальным стеклянным манометром 3 и снабжен двумя двухходовыми кранами 2 и 4. Воздух в сосуд подается насосом 5. В качестве модели идеального газа в установке используется атмосферный воздух.

Равенство температур перед адиабатным расширением и в конце изохорного нагрева (тч. 1 и 3 на рис. 1) удобно получать, добываясь теплового равновесия с окружающей средой. Наступление равновесия контролируется по постоянству давления в системе.

Порядок проведения работы

1. Измеряется атмосферное давление и температура.

2. В начальном состоянии (тч. 0 на рис. 3) в баллоне находится воздух при температуре T_o и давлении $P_o = B$, т.е. при тепловом равновесии с окружающей средой.

3. Закрывается кран 2 и при открытом кране 4 воздух насосом нагнетается в сосуд.

Не следует стремиться получить давление выше 600 мм в. ст., т.к. можно выдавить воду из дифманометра.

4. Закрывается кран 4 и фиксируется H_o (рис. 3). При этом абсолютное давление

$$P_1 = B + H_o.$$

5. После прекращения падения давления в сосуде, которое будет происходить сразу после закрытия крана 4, регистрируется давление H_1 (рис. 3). При этом абсолютное давление

$$P_2 = B + H_1.$$

6. Открывается кран 2 и как только давление газа в баллоне упадет до атмосферного и уровни водяных столбов в дифманометре выровняются, кран 2 закрывается. Процесс 2-3 будет адиабатным лишь в том случае, если он проводится достаточно быстро. В этом случае $P_3 = B$ (рис. 3).

7. После закрытия крана 2 начинает расти давление, измеряется H_2 (рис. 3). В этом случае $P_4 = B + H_2$.

Таблица измерений

<i>№ п.п</i>	<i>B кПа</i>	<i>T_oK</i>	<i>H_o, мм в.ст., Па</i>	<i>H₁ мм в.ст., Па</i>	<i>H₂, мм в.ст., Па</i>	<i>K</i>	<i>n</i>

Расчет процессов

Рассчитать процесс - это значит найти параметры во всех точках процесса, а также изменение внутренней энергии, энтальпии, энтропии, подведенную (отведенную) теплоту и работу процесса.

Процесс сжатия 0-1 (рис. 3) - политропный. Этот процесс характеризуется уравнением

$$p v^n = \text{const}, \quad (12)$$

где величина n называется показателем политропы.

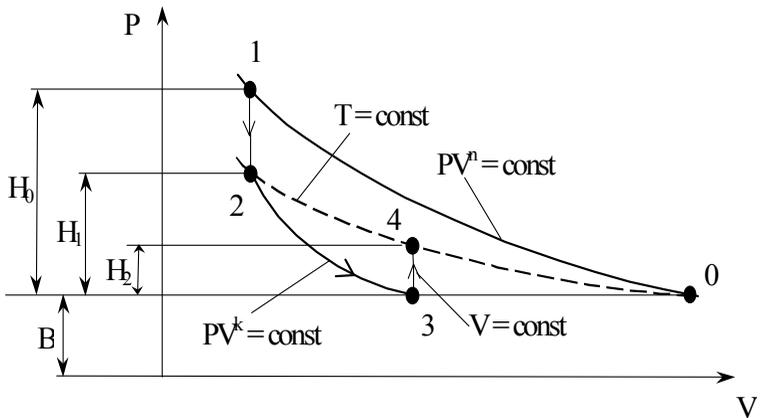


Рис. 3

Сжимая газ, мы подводим работу, которая приводит к увеличению его внутренней энергии. Поскольку для идеального газа внутренняя энергия зависит только от температуры, в этот момент температура газа увеличивается, достигая температуры $T_1 > T_0$. Нарушение теплового равновесия системы с окружающей средой приводит к потоку тепла, направленного в соответствии со вторым законом термодинамики от более горячей системы к более холодной окружающей среде. Работа, подведенная к системе в политропном процессе, расходуется в соответствии с первым

законом термодинамики на теплообмен с окружающей средой и изменение внутренней энергии системы.

Соотношение параметров в политропном процессе

$$\frac{T_1}{T_0} = \left(\frac{P_1}{P_0}\right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (13)$$

Из этого соотношения надо определить показатель политропы n . Для этого необходимо знать температуру T_1 . Эта температура определяется следующим образом. После того как в сосуд накачали воздух, давление в нем поднялось. Оба крана закрыты. Газ в сосуде имеет более высокую температуру, чем окружающая среда. Должно произойти выравнивание температур газа внутри сосуда и окружающей среды, т.е. процесс теплообмена между газом и средой. Температура газа в сосуде падает. Поскольку сосуд закрытый, рассматриваемый процесс является изохорным, в котором соотношение параметров будет определяться уравнением

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{P_2}{P_1} \quad (14)$$

При известных давлениях $P_1 = B + H_0$ и $P_2 = B + H_1$ и известной температуре $T_2 = T_0$ определяется T_1 .

Удельные объемы определяются из уравнения состояния

$$v_0 = \frac{RT_0}{P_0} \quad (15)$$

$$v_1 = \frac{RT_1}{P_1} \quad (16)$$

Поскольку процесс 1-2 – изохорный, то $v_2 = v_1$.

Проверить равенство значений этих удельных объемов можно. определив v_2 из уравнения состояния

$$v_2 = \frac{RT_2}{P_2} \quad (17)$$

с учетом того, что $T_2 = T_0$.

Когда открывается кран 2, давление в сосуде падает до атмосферного. Если этот процесс происходит достаточно быстро, то его можно считать адиабатным. В процессе адиабатного расширения газ совершает работу. Поскольку процесс происходит достаточно быстро, теплообмен с окружающей средой не успевает произойти ($dq = 0$) и на основании первого закона термодинамики работа совершается за счет уменьшения внутренней энергии газа, которая зависит только от температуры. В связи с этим падает температура газа в сосуде. Соотношение параметров в адиабатном процессе 2-3

$$p_2 v_2^K = p_3 v_3^K \quad (18)$$

где K - показатель адиабаты, определенный из опыта.

По известным P_2, v_2, P_3 определяется удельный объем v_3 .

$$v_3 = \left(\frac{P_2}{P_3}\right)^{\frac{1}{K}} v_2$$

Температуру T_3 можно определить из уравнения состояния

$$T_3 = \frac{P_3 v_3}{R} \quad (19)$$

Проверить значение температуры T_3 можно, воспользовавшись соотношением для адиабатного процесса

$$\frac{T_3}{T_2} = \left(\frac{P_3}{P_2}\right)^{\frac{K-1}{K}} \quad (20)$$

После адиабатного расширения газа и закрытия крана 2 в закрытом сосуде начинает расти давление. Это связано с тем, что после адиабатного расширения газ охлаждается до температуры, меньшей чем температура окружающей среды. Затем начинается процесс выравнивания температур газа внутри сосуда и окружающей среды. Газ в закрытом сосуде начинает нагреваться. Это процесс изохорного подвода тепла 3-4. При известных P_4 и $T_4 = T_0 = T_2$ можно определить

$$v_4 = \frac{RT_4}{P_4} \quad (21)$$

Поскольку процесс 3-4 - изохорный,

$$v_4 = v_3. \quad (22)$$

Определение изменения внутренней энергии, энтальпии, энтропии, теплоты и работы в различных процессах

0-1 - Политропный процесс $p v^n = const$

Изменение внутренней энергии

$$\Delta u_{0-1} = C_v (T_1 - T_0), \quad (23)$$

Подведенная (отведенная) теплота

$$q_{0-1} = C_n (T_1 - T_0), \quad (24)$$

Теплоемкость политропного процесса

$$c_n = c_v \frac{n-k}{n-1}. \quad (25)$$

Изменение энтальпии

$$\Delta h_{0-1} = C_p (T_1 - T_0), \quad (26)$$

Изменение энтропии

$$\Delta s_{0-1} = C_n \ln (T_1 / T_0), \quad (27)$$

Работа процесса

$$l_{0-1} = \frac{R}{n-1} (T_0 - T_1), \quad (28)$$

$$l_{0-1} = \frac{p_o v_o}{n-1} \left(1 - \frac{T_1}{T_o}\right), \quad (29)$$

$$l_{0-1} = \frac{1}{n-1} (p_o v_o - p_1 v_1) \quad (30)$$

1-2 Изохорный процесс $v_1 = v_2 = const$

$$\Delta u_{1-2} = C_v (T_2 - T_1), \quad (31)$$

$$\Delta h_{1-2} = C_p (T_2 - T_1), \quad (32)$$

$$\Delta s_{1-2} = C_v \ln(T_2 / T_1), \quad (33)$$

$$q_{1-2} = \Delta u_{1-2} \quad (34)$$

$$l_{1-2} = 0 \quad (35)$$

2-3 Адиабатный процесс $p v^k = const$

$$q_{2-3} = 0, \quad (36)$$

$$\Delta u_{2-3} = C_v (T_3 - T_2), \quad (37)$$

$$l_{2-3} = \frac{R}{n-1} (T_2 - T_3), \quad (38)$$

$$l_{2-3} = \frac{p_2 v_2}{n-1} \left(1 - \frac{T_3}{T_2}\right), \quad (39)$$

$$l_{2-3} = \frac{1}{n-1} (p_2 v_2 - p_3 v_3), \quad (40)$$

$$\Delta h_{2-3} = C_p (T_3 - T_2), \quad (41)$$

$$\Delta s_{2-3} = 0. \quad (42)$$

3-4 Изохорный процесс $v_3 = v_4 = \text{const}$

$$\Delta u_{3-4} = C_v (T_4 - T_3), \quad (43)$$

$$\Delta h_{3-4} = C_p (T_4 - T_3), \quad (44)$$

$$\Delta s_{3-4} = C_v \ln(T_4 / T_3), \quad (45)$$

$$q_{3-4} = \Delta u_{3-4}, \quad (46)$$

$$l_{3-4} = 0. \quad (47)$$

0-2-4 Изотермический процесс $T_4 = T_2 = T_0$

$$\Delta u_{0-4} = 0, \quad (48)$$

$$\Delta h_{0-4} = 0, \quad (49)$$

$$l_{0-4} = RT \ln (v_4 / v_0), \quad (50)$$

$$l_{0-4} = RT \ln (p_0 / p_4), \quad (51)$$

$$l_{0-4} = p_1 v_1 \ln (v_4 / v_0), \quad (52)$$

$$l_{0-4} = p_1 v_1 \ln (p_0 / p_4), \quad (53)$$

$$q_{0-4} = l_{0-4}, \quad (54)$$

$$\Delta s_{0-4} = q_{0-4} / T, \quad (55)$$

$$\Delta s_{0-4} = R \ln (p_0 / p_4), \quad (56)$$

$$\Delta s_{0-4} = R \ln (v_4 / v_0), \quad (57)$$

0-3 Изобарный процесс $p_0 = p_3 = \text{const}$

$$\Delta u_{0-3} = C_v (T_3 - T_0), \quad (58)$$

$$\Delta h_{0-3} = C_p (T_3 - T_0), \quad (59)$$

$$l_{0-3} = p (v_3 - v_0), \quad (60)$$

$$l_{0-3} = R(T_3 - T_0), \quad (61)$$

$$\Delta s_{0-3} = C_p \ln(T_3 / T_0), \quad (62)$$

$$q_{0-3} = \Delta h_{0-3}. \quad (63)$$

Построение процессов в T,s - диаграмме

Построение процессов в T,s - диаграмме начинается с определения координат тч. 0. (T_0, s_0). Значение s_0 определяется по таблицам термодинамических свойств воздуха по температуре T_0 . Далее от полученной точки откладывается изменение энтропии Δs_{0-1} в процессе 0-1 влево, если $\Delta s_{0-1} < 0$ и вправо, если $\Delta s_{0-1} > 0$. Получаем значение энтропии s_1 . T_1 известна, таким образом. тч.1 определена. От тч. 1 откладывается значение Δs_{1-2} влево, если $\Delta s_{1-2} < 0$ и вправо, если $\Delta s_{1-2} > 0$. Получаем значение энтропии s_2 в тч. 2. При известной T_2 у нас определена тч. 2. По такой же схеме действуем и далее.

Лабораторная работа №4

ИЗУЧЕНИЕ ПРОЦЕССОВ СЖАТИЯ ИДЕАЛЬНОГО ГАЗА В КОМПРЕССОРЕ

Цель работы: Определение начальных и конечных параметров процесса сжатия газа в компрессоре.

Определение технической работы компрессора при сжатии а) одноступенчатом, б) двухступенчатом, в) трехступенчатом.

Процесс сжатия принять

- политропным,
- адиабатным,
- изотермическим.

Изобразить индикаторную p,V - диаграмму, а также T,s - диаграмму процесса сжатия в компрессоре для вышеуказанных случаев.

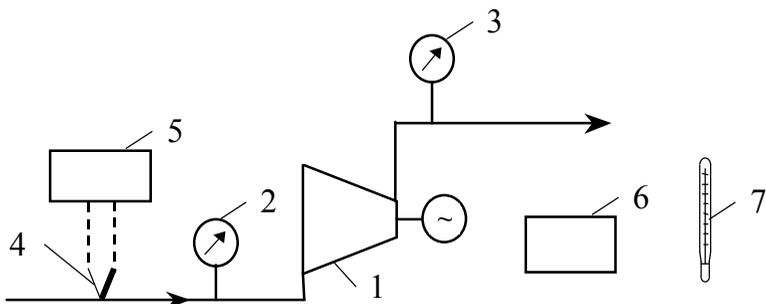
Основные положения:

Компрессор - машина для сжатия газов. Компрессоры применяются а) как самостоятельные устройства, б) как элементы газотурбинных установок, в) как элементы холодильных установок и установок для сжижения газов.

По *конструкции* компрессоры делятся на 2 группы: - объемные (компрессоры статического сжатия) и лопаточные (компрессоры динамического сжатия). Объемные, в свою очередь, делятся на 2 типа - поршневые и ротационные.

По *конечному давлению* различают:

- вакуум-компрессоры - машины, которые отсасывают газ из пространства с давлением ниже атмосферного,
- компрессоры низкого давления служат для нагнетания газа при давлении от 0.15 до 1.2 МПа,
- компрессоры среднего давления служат для нагнетания газа при давлении от 1.2 до 10 МПа,
- компрессоры высокого давления служат для нагнетания газа при давлении от 10 до 100 МПа,
- компрессоры сверхвысокого давления служат для нагнетания газа при давлении выше 100 МПа.



- 1 – компрессор;
 2, 3 – манометры;
 4 – хромель-копелевая термопара;
 5 – милливольтметр;
 6 – барометр;
 7 – термометр

Рис.1. Схема экспериментальной установки

Порядок выполнения работы

Включить установку в сеть. Газ низкого давления поступает в компрессор. Избыточное давление газа на входе в компрессор регистрируется манометром 2, а температура - хромель-копелевой термопарой 4, показания которой выведены на милливольтметр 5. Избыточное давление газа за компрессором определяется по манометру 3. По термометру 7 определяется температура окружающей среды t_{oc} , необходимая для определения поправки на холодный спай термопар. По барометру определяется атмосферное давление B .

Таблица наблюдений

$N_{\text{п}}$	$P_{\text{ман1}},$ <i>атм</i>	$P_{\text{ман2}},$ <i>атм</i>	$P_1,$ <i>МПа</i>	$P_2,$ <i>МПа</i>	$t_1,$ <i>мВ</i>	$t_1,$ <i>°C</i>	$B,$ <i>кПа</i>	$t_{oc},$ <i>°C</i>

Расчетные формулы

Абсолютные давления соответственно на входе в компрессор и на выходе из него

$$P_1 = P_{ман1} \cdot 9.81 \cdot 10^4 + B, \text{ Па} \quad (1)$$

$$P_2 = P_{ман2} \cdot 9.81 \cdot 10^4 + B, \text{ Па} \quad (2)$$

Температура газа на выходе определится из соотношения

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (3)$$

n - показатель политропы, $n=1.3$

Техническая работа компрессора при одноступенчатом сжатии

$$L = -\frac{n}{n-1} p_1 V_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right], \text{ кВт}, \quad (4)$$

где V_1 - объемный расход газа, м³/с
или

$$L = -\frac{n}{n-1} GRT_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right], \text{ кВт}, \quad (5)$$

где G - массовый расход газа, кг/с.

$$G = N/l, \quad (6)$$

$N = 0,2$ кВт - мощность компрессора,

l - удельная работа компрессора, кДж/кг.

$$l = -\frac{n}{n-1} RT_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right], \text{ кДж/кг}, \quad (7)$$

(площадь **12mm1**) (рис.2)

При двухступенчатом сжатии в компрессоре удельная техническая работа определяется как

определится площадью **ab2'2a**, (рис.2), а при переходе от одноступенчатого к трехступенчатому сжатию

$$\Delta l = l - l^{3-ст}, \text{ кДж/кг}, \quad (11)$$

и определится площадью **cdef2'2c**. (рис.2).

Определение параметров в случае двухступенчатого сжатия:

Давление p_4 определится из соотношения

$$\frac{p_4}{p_1} = \frac{p_2}{p_4} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{2}}, \quad (12)$$

а температура T_2 в конце процесса двухступенчатого сжатия

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{2n}} \quad (13)$$

Удельные объемы в точках **a** и **2'** можно определить из уравнения состояния.

Определение параметров в случае трехступенчатого сжатия:

Давления

$$\frac{p_3}{p_1} = \frac{p_5}{p_3} = \frac{p_2}{p_5} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{3}}. \quad (14)$$

Температура при сжатии в каждой ступени

$$\frac{T_{2^n}}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{3n}}. \quad (15)$$

Удельные объемы определяются из уравнения состояния.

$$v_{2^n} = \frac{RT_{2^n}}{p_2}; \quad v_{2'} = \frac{RT_{2'}}{p_2}. \quad (16)$$

Одно и то же вещество в зависимости от внешних условий (давление и температура) может находиться в различных агрегатных состояниях. При изменении давления изменяются температуры затвердевания и кипения вещества. Вещество в разных агрегатных состояниях имеет различные физические свойства, в частности, плотность. При переходе вещества из жидкой фазы в газообразную, теплота фазового перехода тратится как на работу расширения, так и на преодоление сил межмолекулярного взаимодействия. При этом уменьшается и плотность вещества. При плавлении и сублимации теплота фазового перехода затрачивается на разрушение кристаллической решетки твердого тела.

Фазовый переход из твердой фазы в газообразную, происходящий при очень низких давлениях, называется *сублимацией* (обратный процесс – *десублимация*). Фазовый переход из твердой фазы в жидкую называется *плавлением* (обратный процесс – *затвердевание*). Фазовый переход из жидкой фазы в газообразную называется *кипением или насыщением* (обратный процесс – *конденсация*).

Принята следующая классификация точек фазового перехода : точка перехода жидкость - пар называется точкой кипения (она же точка конденсации), точка перехода твердое тело - жидкость - точка плавления (она же точка затвердевания), точка перехода твердое тело - пар - точка сублимации (десублимации).

С повышением температуры в веществе происходит некоторое дробление молекулярных ассоциаций (в твердой фазе - разрыхление кристаллов). Этот процесс заметно ускоряется вблизи точек перехода, в которых изменение молекулярной структуры вещества происходит скачкообразно.

При анализе фазовых равновесий и процессов фазовых переходов важную роль играет ***правило фаз Гиббса***. Оно устанавливает зависимость между числом независимых интенсивных переменных, определяющих состояние термодинамической системы, находящейся в равновесии (эти независимые переменные называют степенями свободы системы), числом фаз и числом компонентов системы (компонент - чистое вещество).

Правило фаз Гиббса формулируется следующим образом

$$\psi = K - P + 2 \quad (1)$$

ψ - число степеней свободы термодинамической системы,
 K - число компонентов системы,
 P - число фаз в системе.

Применительно к чистому веществу (однокомпонентная система) ($K = 1$) число степеней свободы $\psi = 2$. Такими независимыми переменными могут являться, например, давление P и температура T . Это означает, что если для такой системы произвольно задать, например, давление и температуру, то все другие интенсивные параметры системы (удельный объем, энтальпия, энтропия и т.д.) будут определены однозначно.

Рассмотрим систему, которая состоит, как и прежде, из чистого вещества, но содержит не одну, а две фазы, находящиеся в равновесии между собой. Поскольку в этом случае $P = 2$, система обладает только одной степенью свободы, т.е. независимыми переменными, полностью определяющими равновесное состояние каждой фазы системы, могут являться, например, давление P или температура T . Этот вывод очень важен. В самом деле, если мы знаем температуру фазового перехода, то она однозначно определяет собой все другие интенсивные термодинамические величины каждой из фаз - давление в точке перехода, плотности вещества в каждой из сосуществующих фаз, удельную энтальпию, энтропию и т.д.

Линию фазового перехода можно изобразить на P, T - диаграмме, если нанести на нее состояния, соответствующие давлениям и температурам фазового перехода.

Для однокомпонентной трехфазной системы ($P = 3$) число степеней свободы такой системы равно нулю. Отсутствие в этом случае степеней свободы означает, что в однокомпонентной системе три фазы могут находиться в равновесии лишь при вполне определенных температуре и давлении, характерных для данного конкретного вещества на кривой фазового перехода в P, T - диаграмме состояние, в котором сосуществуют три фазы, изобразится точкой (так называемой тройной точкой). Для воды тройная точка соответствует температуре 0.01°C и давлению 610.8 Па.

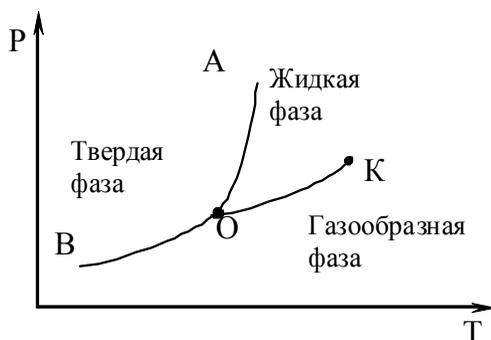


Рисунок 1 - Фазовая P,T - диаграмма

На рис. 1 изображена фазовая P,T - диаграмма вещества. Линия OB - кривая *сублимации* (десублимации) вещества, линия OA - кривая *плавления* (затвердевания), линия OK - кривая *кипения* (конденсации). Кривую кипения называют обычно кривой **насыщения**. Точка O - тройная точка, в которой вещество сосуществует одновременно в трех фазах. Кривую сублимации OB продолжают вниз в сторону низких температур. Кривая OA уходит вверх, в сторону больших давлений (порядка десятков и сотен тысяч атмосфер). Линия OK заканчивается в точке K , называемой критической точкой. В критической точке исчезает различие между жидкой и газовой фазами. Влево от линии AOB - область твердого состояния вещества, справа от линии KOB расположена область газообразного состояния вещества, между линиями OA и OK - область жидкого состояния. Линия сублимации и линия насыщения имеют положительный наклон. Это означает, что с **ростом давления температура фазового перехода** (сублимации и кипения) **повышается**. Такая закономерность справедлива для всех известных чистых веществ. Линия плавления для различных веществ может иметь и положительный и отрицательный наклон.

Связь между температурой и давлением на линии фазового перехода определяется уравнением Клапейрона - Клаузиуса. Для фазового перехода жидкость - пар уравнение выглядит следующим образом

$$\frac{dp_s}{dT} = \frac{r}{T(v'' - v')} \quad (2)$$

$r = T(s'' - s')$ (кДж/кг) – скрытая теплота парообразования- количество теплоты, которое необходимо подвести к кипящей жидкости, чтобы обратить ее в пар,

v'' - удельный объем сухого насыщенного пара, м³/кг;

v' - удельный объем кипящей жидкости, м³/кг;

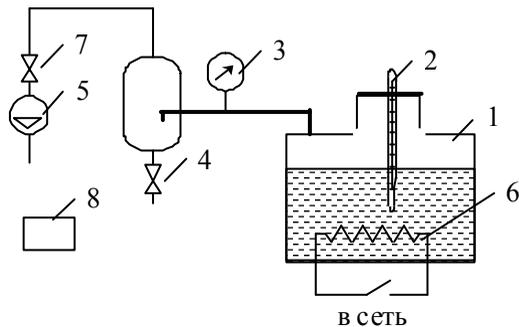
s'' - удельная энтропия сухого насыщенного пара, кДж/кг К;

s' - удельная энтропия кипящей жидкости, кДж/кг К;

p_s – равновесное давление в точках фазового перехода жидкость - пар.

Индекс s - означает на линии кипения (насыщения) (англ. S - saturation).

Поскольку плотность пара всегда меньше плотности жидкости, т.е. $v'' > v'$, из уравнения Клапейрона - Клаузиуса следует, что для фазового перехода *жидкость - пар* всегда $\frac{dp_s}{dT} > 0$, т.е. с ростом температуры давление насыщения увеличивается.



1. Стекланный сосуд с водой; 2. Термометр;
3. Вакууметр; 4. Кран; 5. Вакуумный насос; 6. Нагреватель;
7. Регулировочный вентиль; 8. Барометр.

Рис. 1 - Схема экспериментальной установки

Порядок выполнения работы

1. Включить нагреватель 6 в сеть.
2. Включить вакуумный насос 5.
3. Регулировочным вентилем 7 при работающем насосе установить определенное разрежение в сосуде 1, зафиксировав его вакууметром 3.
4. Термометром 2 измерить температуру кипения при этом давлении.
5. Изменяя разрежение $P_{\text{вак}}$ регулировочным вентилем 7 и каждый раз фиксируя его вакууметром 3, по термометру 2 определить температуру кипения воды t_s при данном давлении.
6. Барометром 8 измерить атмосферное давление B .
7. Выключить насос 5.
8. Выключить нагреватель 6.

Таблица измерений

№	$P_{\text{вак}}$ (отсчет по шкале)	$P_{\text{вак}}$ Па	B кПа	$P_{\text{экспер}}$ Па	t_s <i>экспер</i> °C	$P_{\text{табл}}$ Па	t_s <i>табл</i> °C

Расчетные формулы

Вакууметр измеряет давление вакуума в сосуде.
Абсолютное давление определяется

$$P = B - P_{\text{вак}} \quad (3)$$

По таблицам «Вода и водяной пар в состоянии насыщения» построить теоретическую зависимость температуры кипения от давления. Нанести на нее точки, полученные в результате эксперимента, произвести сравнение.

ИЗУЧЕНИЕ ПРОЦЕССОВ ВО ВЛАЖНОМ ВОЗДУХЕ

Основные сведения

Влажный воздух представляет собой один из частных случаев газовой смеси - смесь сухого воздуха и водяного пара. С влажным воздухом приходится иметь дело в некоторых теплотехнических процессах и прежде всего в процессе сушки. Для практики представляет интерес влажный воздух при атмосферном (или близким к атмосферному давлению). При этом с достаточной для технических расчетов точностью можно рассматривать и сухой воздух, и содержащийся в нем водяной пар как идеальные газы.

В соответствии с законом Дальтона сумма парциальных давлений газов, входящих в газовую смесь, равна общему давлению газовой смеси. Так как обычно давление влажного воздуха равно атмосферному (B), можно написать

$$B = p_{\text{возд}} + p_n \quad (1)$$

Чем больше водяного пара находится во влажном воздухе, тем выше его парциальное давление. Парциальное давление пара во влажном воздухе не может быть выше p_s - давления насыщения при данной температуре влажного воздуха

$$p_n \leq p_s \quad (2)$$

Максимальное парциальное давление водяного пара во влажном воздухе p_s определяется только температурой смеси и не зависит от давления смеси p .

Влажный воздух, в котором $p_n < p_s$ называется *ненасыщенным*, а влажный воздух, у которого $p_n = p_s$ - *насыщенным*. Водяной пар, содержащийся в ненасыщенном влажном воздухе, находится в *перегретом* состоянии. Если понижать температуру ненасыщенного влажного воздуха, сохраняя его давление постоянным, то можно достигнуть состояния насыщения. При этом перегретый водяной пар, имеющий

начальную температуру t_1 будет охлажден до температуры t_2 , для которой давление пара соответствует состоянию насыщения, и при дальнейшем понижении температуры из воздуха будет выпадать влага и уменьшаться парциальное давление пара. С этим мы сталкиваемся в повседневной жизни: так как атмосферный воздух всегда содержит какое-то количество водяных паров, то часто при понижении температуры воздух становится насыщенным, о чем свидетельствует появление тумана или росы. Поэтому температура, при которой давление p_n становится равным p_s , называется **точкой росы**.

Массовое влагосодержание d - отношение массы влаги, содержащейся во влажном воздухе $G_{\text{воды}}$ к массе сухого воздуха $G_{\text{возд}}$

$$d = \frac{G_{\text{воды}}}{G_{\text{возд}}}, \text{ кг/кг сухого возд.} \quad (3)$$

Мольное влагосодержание x - отношение числа молей водяного пара к числу молей сухого воздуха.

$$x = \frac{G_{\text{воды}} \cdot \mu_{\text{возд}}}{G_{\text{возд}} \cdot \mu_{\text{воды}}} \quad (4)$$

так как $\mu_{\text{возд}} = 28,96$ и $\mu_{\text{воды}} = 18,016$, то с учетом (4) получим

$$x = 1.61 \cdot d \quad (5)$$

или

$$d = 0.622 \cdot x \quad (6)$$

Величины d и x характеризуют влажный воздух, в котором вода может находиться как в виде пара, так и в виде капелек влаги или кристалликов льда

Записав уравнение Клапейрона для сухого воздуха и для водяного пара, и разделив второе на первое. получим

$$x_n = \frac{p_n}{p_{\text{возд}}} = \frac{p_n}{p - p_n}; \quad (7)$$

С учетом того, что воздух находится при атмосферном давлении

$$x_n = \frac{p_n}{p_{\text{возд}}} = \frac{p_n}{B - p_n}; \quad (8)$$

Учитывая (6), получим

$$d_n = \frac{0.622 p_n}{p_{\text{возд}}} = \frac{0.622 p_n}{p - p_n}; \quad (9)$$

и для случая, когда влажный воздух находится при атмосферном давлении

$$d_n = \frac{0.622 p_n}{p_{\text{возд}}} = \frac{0.622 p_n}{B - p_n}; \quad (10)$$

Последние соотношения относятся к случаю, когда влага в воздухе содержится в виде пара, поэтому величины d_n и x_n называются *паросодержанием*.

Парциальное давление водяного пара p_n во влажном воздухе может меняться в пределах от нуля для сухого воздуха и до величины B для чистого водяного пара.

Максимально возможное паросодержание при заданной температуре влажного воздуха можно определить из уравнений (8) и (10), если вместо парциального давления пара p_n подставить его максимальное значение, т.е. давление насыщения при этой температуре p_s .

Тогда

$$x_n = \frac{P_s}{P_{\text{возд}}} = \frac{P_s}{B - p_s}; \quad (11)$$

$$d_s = \frac{0.622 p_s}{P_{\text{возд}}} = \frac{0.622 p_s}{B - p_s}; \quad (12)$$

Из этих соотношений следует, что максимальное паросодержание зависит, во-первых, от давления влажного воздуха, во-вторых, от температуры влажного воздуха, так как величина p_s однозначно определяется температурой. Так как давление насыщения водяного пара увеличивается с ростом температуры, то, следовательно, чем выше температура воздуха, тем выше его максимальное паросодержание.

Относительная влажность - отношение парциального давления водяного пара, содержащегося во влажном воздухе, к давлению насыщения водяного пара при данной температуре (т.е. максимально возможному парциальному давлению водяного пара при этой температуре):

$$\varphi = \frac{p_n}{p_s}; \quad (13)$$

Величина φ обычно выражается в процентах. Поскольку $0 \leq p_n \leq p_s$, то $0 \leq \varphi \leq 100\%$. Для сухого воздуха $\varphi = 0$, для насыщенного $\varphi = 100\%$.

Относительная влажность сама по себе полностью не характеризует содержания пара во влажном воздухе, для этого нужно еще знать температуру влажного воздуха, однозначно определяющую величину p_s . Если паросодержание воздуха сохраняется постоянным, а температура воздуха повышается, то относительная влажность воздуха уменьшается, так как с ростом температуры растет p_s водяного пара.

Степень насыщения

$$\psi = \frac{d_n}{d_s}; \quad (14)$$

С учетом (11), (12), получим

$$\psi = \frac{p_n}{p_s} \cdot \frac{B - p_s}{B - p_n}; \quad (15)$$

или

$$\psi = \varphi \cdot \frac{B - p_s}{B - p_n}; \quad (16)$$

Если температура влажного воздуха не слишком велика, то давление насыщения, а тем более давление водяного пара мало по сравнению с B и поэтому нужно считать, что

$$\psi \cong \varphi \quad (17)$$

Абсолютная влажность - парциальное давление p_n водяного пара во влажном воздухе, обычно выражаемое в миллиметрах водяного столба. Иногда абсолютной влажностью называют массу водяного пара, содержащегося в 1 м^3 влажного воздуха, выраженную в граммах.

Газовая постоянная влажного воздуха вычисляется как газовая постоянная смеси двух идеальных газов - сухого воздуха и водяного пара

$$R_{см} = \frac{8314}{r_{возд} \mu_{возд} + r_n \mu_n}; \quad (18)$$

Здесь $r_{возд}$ и r_n - объемные доли соответственно сухого воздуха и водяного пара в смеси. Поскольку объемные доли каждого из компонентов выражаются как отношение парциального давления газа в смеси к общему давлению смеси, т.е.

$$r_{возд} = \frac{p_{возд}}{p} = \frac{p - p_n}{p};$$

$$r_n = \frac{p_n}{p};$$

С учетом того, что $\mu_{возд} = 28,96$ и $\mu_n = 18,02$, получим

$$R_{cm} = \frac{8314}{\frac{p - p_n}{p} 28.96 + \frac{p_n}{p} 18.02}$$

или

$$R_{cm} = \frac{8314}{28.96 - 10.94 \frac{p_n}{p}}. \quad (19)$$

Зная газовую постоянную влажного воздуха, можно записать уравнение состояния влажного воздуха

$$\begin{aligned} p v &= RT; \\ \frac{p}{\rho} &= RT; \\ \frac{p}{\rho} &= \frac{8314 T}{28.96 - 10.94 \frac{p_n}{p}} \end{aligned} \quad (20)$$

Тогда плотность влажного воздуха

$$\rho = \frac{28.96 p - 10.94 p_n}{8314 T}; \quad (21)$$

Из этого соотношения следует, что чем больше влажность воздуха (т.е. чем выше парциальное давление водяного пара в воздухе p_n), тем меньше плотность воздуха. Следовательно, *влажный воздух всегда легче, чем сухой.*

Энтальпия влажного воздуха

Энтальпия $(1+d)$ кг влажного воздуха H равна сумме энтальпий 1 кг сухого воздуха $h_{возд}$ и энтальпии содержащегося в этом воздухе d кг водяного пара:

$$H = h_{\text{возд}} + h_n d. \quad (22)$$

Отсчет энтальпии принято производить от 0°C .

Энтальпия водяного пара при температуре t и давлении p определяется из уравнения

$$h_n = r(0^\circ \text{C}) + \int_0^t c_p^n dt + \int_{p_0}^p \left(\frac{\partial h_n}{\partial p} \right)_T dp \quad (23)$$

где $r(0^\circ \text{C})$ - теплота парообразования при $t = 0^\circ \text{C}$, c_p^n - теплоемкость водяного пара при давлении насыщения при температуре $t = 0^\circ \text{C}$ ($p_0 = 610,8 \text{ Па}$), последнее слагаемое представляет собой изменение энтальпии с ростом давления на изотерме t . Поскольку водяной пар мы рассматриваем как идеальный газ, учитывая, что теплоемкость идеального газа не зависит от давления, а теплоемкость водяного пара в идеальном газовой состоянии c_p^n для рассматриваемого интервала температур можно принять постоянной ($c_p^n = 1,93 \text{ кДж/кг К}$), зависимость (23) может быть записана в следующем виде

$$h_n = r(0^\circ \text{C}) + c_p^n t \quad (24)$$

Поскольку $r(0^\circ \text{C}) = 2501 \text{ кДж/кг}$,

$$h_n = 2501 + 1.93t, \text{ кДж/кг} \quad (25)$$

Сухой воздух также рассматривается как идеальный газ. С учетом этого можно записать

$$h_{\text{возд}} = c_p^{\text{возд}} t \quad (26)$$

Для рассматриваемого интервала температур $c_p^{\text{возд}} = 1 \text{ кДж/кгК}$, следовательно, если h измеряется в кДж/кг, то

$$h_{\text{возд}} = t; \quad (27)$$

С учетом полученных соотношений энтальпия влажного воздуха запишется следующим образом

$$H = h_{\text{возд}} + h_n d = t + d_n (2501 + 1.93t); \text{ кДж/кг.} \quad (28)$$

Мы видим, что энтальпия влажного воздуха не зависит от давления.

В наиболее общем случае влажный воздух может содержать влагу не только в виде пара, но и жидкости (туман) или льда (снега). В этом случае влагосодержание может быть выражено следующим образом:

$$d = d_n + d_{\text{жс}} + d_m, \quad (29)$$

где $d_{\text{жс}}$ и d_m - содержание соответственно воды и льда
Выражение для энтальпии такого воздуха можно записать

$$H = h_{\text{возд}} + d_n h_n + d_{\text{жс}} h_{\text{жс}} + d_m h_m, \quad (30)$$

$h_{\text{жс}}$ и h_m - энтальпия соответственно воды и льда.

Теплоемкость воды при температурах 0 - 100 ° С можно принять равной $c_p^{\text{воды}} = 4,19 \text{ кДж/кгК}$, тогда энтальпия воды $h_{\text{жс}}$, содержащейся в воздухе, может быть выражена

$$h_{\text{жс}} = 4,19t, \text{ кДж/кг} \quad (31)$$

Энтальпия льда при 0 ° С меньше энтальпии воды при этой же температуры (принятой равной нулю) на значение теплоты плавления льда 335 кДж/кг, т.е. энтальпия льда при нуле отрицательна и равна $h_m (0^\circ \text{C}) = -335 \text{ кДж/кг}$. теплоемкость льда равна $c_p^m = 2,1 \text{ кДж/кгК}$. Следовательно, энтальпия льда при температуре t равна

$$h_m(t) = h_m(0^\circ \text{C}) + c_p^m t \quad (32)$$

или

$$h_m(t) = -335 + 2,1t, \text{ кДж/кг} \quad (33)$$

Энтальпия влажного воздуха (кДж/кг) равна

$$H = t + d_n(2501 + 1,93 t) + 4,19 d_{жс} t + d_m(-335 + 2,1 t), \quad (34)$$

В том случае, когда в воздухе содержится вода или лед, паросодержание является максимально возможным, т.е. при $d_{жс} > 0$ или $d_m > 0$ имеем $d_n = d_s$.

Психрометр - прибор для измерения влажности воздуха. Он состоит из двух ртутных термометров - *сухого* и *мокрого*. Мокрый термометр отличается от сухого тем, что его ртутный шарик обернут тканью, смоченной водой. Когда поток влажного воздуха обдувает ртутные шарики этих термометров, сухой термометр показывает температуру влажного воздуха, мокрый термометр показывает температуру, которую имеет вода, содержащаяся во влажной ткани, покрывающей ртутный шарик этого термометра. При обдувании влажного термометра воздухом происходит испарение воды с поверхности мокрой ткани (если влажный воздух не является насыщенным), при этом вода испаряется тем интенсивнее, чем суше воздух, обдувающий ткань, (т.е. чем меньше парциальное давление пара в воздухе). Поскольку на испарение влаги затрачивается теплота, равная теплоте парообразования воды, отбираемая в первую очередь от самой воды, температура влажной ткани будет понижаться. Если бы не было притока теплоты к мокрому термометру извне, из окружающих слоев воздуха, то температура влажной ткани снижалась бы до тех пор, пока не стала бы равна температуре насыщения воды при давлении, равном парциальному давлению водяного пара в воздухе, т.е. температуре *точки росы* для данного парциального давления пара. В этом случае вода в ткани перестает испаряться и температура будет оставаться неизменной во времени. Измерив эту температуру точки росы и найдя для нее давление насыщения водяного пара (с помощью таблицы или диаграммы), определим парциальное давление водяного пара во влажном воздухе и, следовательно, влажность воздуха.

В действительности, однако, при понижении температуры влажной ткани вследствие появляющейся при этом разности температуры воды в ткани и температуры окружающего воздуха происходит приток теплоты к влажной ткани из близлежащих

слоев воздуха. Благодаря этому равновесие (неизменность температуры влажной ткани) устанавливается не при температуре точки росы, а при несколько более высокой температуре - *температуре мокрого термометра*.

Разность между температурой сухого термометра t_c и температурой мокрого термометра t_m пропорциональна влажности воздуха; чем суше воздух, тем больше разность $t_c - t_m$. Если воздух насыщен паром, то $t_c = t_m$, так как парциальное давление водяного пара в воздухе равно давлению насыщения водяного пара при этой температуре t_c .

Зависимость влагосодержания d воздуха от t_c и t_m устанавливается путем экспериментов, по результатам которых составляются специальные психрометрические диаграммы или таблицы. С их помощью можно легко по показаниям психрометра определить влагосодержание воздуха.

H,d -диаграмма влажного воздуха

H,d -диаграмма влажного воздуха построена с расчетом на 1 кг сухого воздуха. По оси абсцисс откладывается массовое влагосодержание (кг/кг сухого воздуха), по оси ординат - удельная энтальпия воздуха (кДж/кг). Кроме того, на диаграмме строятся изотермы и линии постоянной относительной влажности φ .

При построении диаграммы в декартовых прямоугольных координатах линии $\varphi = const$ располагаются, во-первых, слишком близко друг к другу и, во-вторых, пересекаются изотермами под очень острыми (малыми) углами. То и другое снижает точность расчетов по диаграмме и создает неудобства в ее применении.

Поэтому диаграммы строят в косоугольной системе координат с расположением осей под углом, значительно большим прямого. Обычно его выбирают равным 135° , иначе говоря, ось влагосодержаний поворачивают против часовой стрелки на 45° . Наиболее удобным является такой угол, при котором изотерма ненасыщенного воздуха при $t = 0^\circ \text{C}$ принимает горизонтальное положение.

Найдем, какое положение и очертание должны иметь другие изотермы. С этой целью рассмотрим производную

$$\left(\frac{\partial H}{\partial d_n}\right)_t = 2501 + 1.93t \quad (35)$$

при условии $t = const \neq 0^0 \text{ C}$. Из этого видно, что изотермы в области ненасыщенного воздуха представляют собой прямые, тангенс угла наклона которых зависит от температуры, увеличиваясь с увеличением последней.

Линия насыщения влажного воздуха ($\varphi = 1$) на диаграмме представляет геометрическое место точек пересечения изотерм с линиями $d = const = d_s$.

Паросодержание d_s определяется по формуле (12). Вычислив таким образом значения d_s для каждой температуры, откладываем их на соответствующей изотерме. Полученные точки принадлежат линии насыщения влажного воздуха.

Поскольку линия насыщения определяет максимальное содержание пара при каждой данной температуре, дальнейшее увеличение паросодержания при той же температуре невозможно. В случае увеличения влагосодержания d при $t = const$ вся дополнительная влага $d - d_s = d_{ж}$ может содержаться только в жидкой фазе, т.е. в виде тумана. Поскольку удельная энтальпия жидкости меньше удельной энтальпии пара на величину, равную удельной теплоте парообразования r , приращение удельной энтальпии по линии $t = const$ резко уменьшается (начиная от кривой насыщения воздуха на величину $r d_{ж}$). Вследствие этого изотермы при пересечении линии $\varphi = 1$ претерпевают излом.

При температуре $t < 0^0 \text{ C}$ жидкая фаза переходит в твердую. Жидкость отдает удельную теплоту затвердевания, равную $335 d_m$ кДж/кг (в расчете на 1 кг сухого воздуха), туман переходит в ледяной туман, и изотермы получают еще больший уклон.

Чтобы установить очертание и расположение изотерм в области тумана и ледяного тумана, обратимся к выражению для энтальпии по формуле (34). Беря производную от энтальпии по паросодержанию при условии $t = const$ и $d_n = d_s = const$ и $d_m = 0$, получим для изотерм в области тумана, состоящего из частиц жидкости,

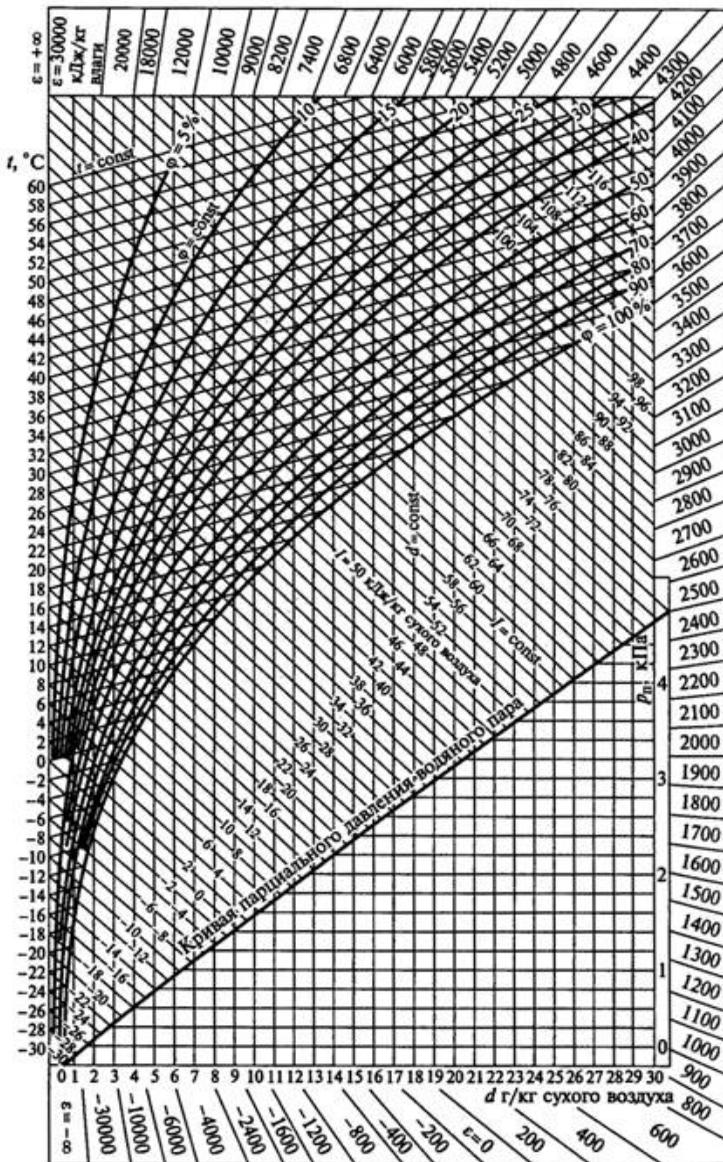


Рис.1 – h,d- диаграмма влажного воздуха

$$\left(\frac{\partial H}{\partial d}\right)_t = 4.19t, \quad (36)$$

а при $d_n = d_s = const$ и $d_{ж} = 0$ для изотерм области ледяного тумана

$$\left(\frac{\partial H}{\partial d}\right)_t = -335 + 2.1t \quad (37)$$

Следовательно, изотермы в области тумана также представляют собой прямые линии, тангенс угла наклона которых также зависит от температуры.

Лабораторная установка

Схема лабораторной установки представлена на рисунке 2. Лабораторная установка представляет собой сушилку для хлопчатобумажной ткани. В процессе опыта ткань увлажняется водой из специального резервуара. В процессе сушки вода из ткани переходит в воздух.

Порядок выполнения работы

1. Заполнить емкости для воды дистиллированной водой.
2. Включить автоматический выключатель.
3. Включить вентилятор тумблером “Вентилятор”.
4. Установить напряжение на ЛАТРе (лабораторном автотрансформаторе) на минимум (минимальный нагрев).
5. Включить нагреватель тумблером “Калорифер”.
6. Увеличить напряжение на нагревателе ручкой ЛАТРа так, чтобы ток через нагреватель составлял 6-7 А, (не превышать 8 А).
7. Стационарный режим устанавливается в течение 10-15 минут. Температура в сушильной камере должна составлять 80⁰ С.
8. Определить динамическое давление потока при помощи микроманометра ММН-240, соединенного с напорной трубкой.
9. Отметить на делительной воронке начальное положение уровня воды, открыть кран и подать воду на образец ткани.
10. Подать воду на мокрую термопару.
11. Через 10 минут измерить показания термопар сухой и “мокрой”.
12. Перекрыть подачу воды на образец и термопару, отметить на делительной воронке конечное положение уровня воды.

13. Выключить нагреватель тумблером “Калорифер”.
14. Через 5-7 минут убедиться в снижении температуры в камере до 40-50⁰ С и выключить вентилятор.
15. Отключить автоматический выключатель.

Обработка результатов измерений

Расход воздуха определяется по формуле

$$G = F \cdot w_{cp} \cdot \rho, \text{ кг/с}, \quad (38)$$

где F - площадь сечения канала, м²,

w_{cp} - средняя скорость воздуха, м/с,

ρ - плотность воздуха, кг /м³, определяется по таблицам теплофизических свойств воздуха по температуре в сушильной камере.

Для того чтобы определить среднюю скорость воздуха, надо сначала найти осевую скорость (скорость на оси канала). Для этого воспользуемся показаниями микроманометра, соединенного с пневмометрической трубкой, установленной по оси канала, регистрирующего динамический напор

$$P_{дин} = 9,81 \cdot H \cdot K, \text{ Па} \quad (39)$$

Здесь H - отсчет по шкале микроманометра, кгс/м²,

K - постоянная прибора(микроманометра),

9,81 - множитель для перевода значений давления из кгс/м² в Па.

Осевая скорость определяется

$$w_0 = \sqrt{\frac{2P_{дин}}{\rho}}, \text{ м/с} \quad (40)$$

ρ - плотность воздуха, определяется по таблице теплофизических свойств воздуха по температуре в сушильной камере.

Средняя скорость определяется при известной осевой скорости из соотношения

$$w_{cp} = a \cdot w_0, \text{ м/с} \quad (41)$$

где a - скоростной коэффициент, определяемый по графической зависимости от числа Рейнольдса, характеризующего режим течения, $a = f(Re)$ (рис. 2, лабораторная работа 2.).

Сначала определяется число Рейнольдса

$$Re = \frac{w_o b}{\nu} \quad (42)$$

Здесь b - характерный линейный размер сечения канала, м

$$b = \frac{4F}{\Pi}, \quad (43)$$

Где Π - периметр канала, м,
 F - площадь сечения канала, м²

ν - кинематический коэффициент вязкости воздуха, определяется по таблице теплофизических свойств воздуха по температуре в сушильной камере, м²/с.

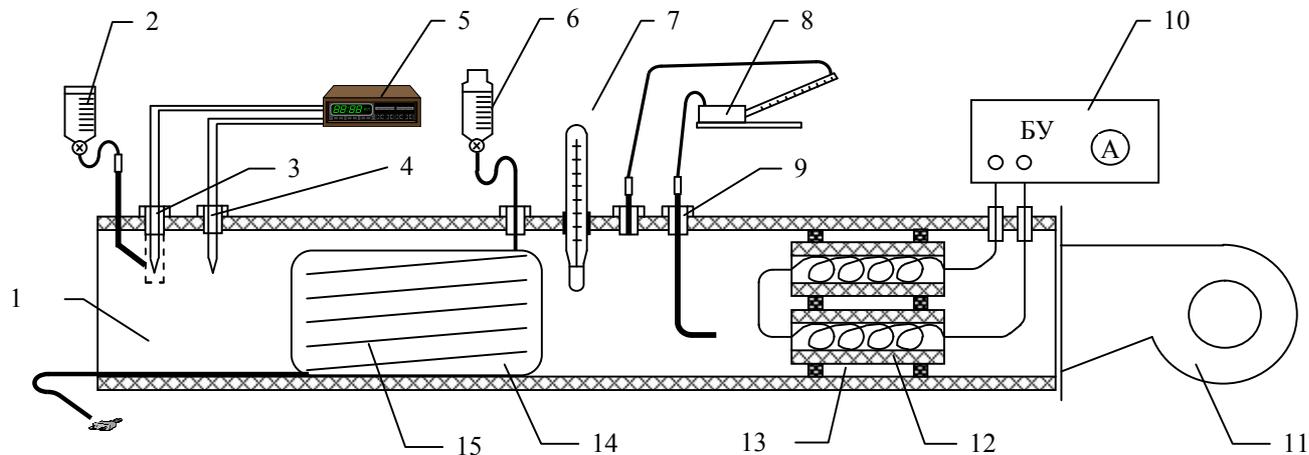
Расход воды

$$G_{\text{воды}} = (m_{\text{нач}} - m_{\text{кон}}) / \tau, \text{ кг/с.} \quad (44)$$

Массовое влагосодержание

$$d = G_{\text{воды}} / G_{\text{возд.}}, \text{ кг/кг сух. возд.} \quad (45)$$

Относительная влажность воздуха ϕ определяется по психрометрическим таблицам.



1 – сушильная камера; 2 – емкость для воды, смачивающей «мокрую» термопару; 3 – «мокрая» термопара; 4 – сухая термопара; 5 – милливольтметр; 6 – емкость для воды, смачивающей ткань высушиваемого образца ткани; 7 – ртутный термометр; 8 – микроманометр; 9 – трубка Пито-Прандтля; 10 – блок управления установкой; 11 – вентилятор; 12 – спираль нагревателя; 13 – керамическая трубка; 14 – держатель образца ткани; 15 – образец высушиваемой ткани.

Рисунок 2 – Схема лабораторной установки

Таблица измерений

<i>№ пп</i>	<i>H, кГс м²</i>	<i>m нач мл (г)</i>	<i>m кон мл (г)</i>	<i>t_c мв</i>	<i>t_м мв</i>	<i>t_c °С</i>	<i>t_м °С</i>	<i>t_{ос} °С</i>	<i>τ, сек</i>	<i>B, мм рт. ст</i>

Таблица вычислений

<i>№ пп</i>	<i>Расход воздуха, кг/с</i>	<i>Расход воды, кг/с</i>	<i>Относительная влажность, φ</i>	<i>Влагосодержа- ние, d кг/ кг сух. возд</i>

Лабораторная работа №7

**ИЗУЧЕНИЕ ЦИКЛА ПАРОКОМПРЕССИОННОЙ
ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ**

Цель работы: определение холодильного коэффициента парокомпрессионной холодильной установки, удельной холодопроизводительности, теплоты, отданной в окружающую среду, удельной работы компрессора.

Основные сведения

Охлаждение тел до температуры, лежащей ниже окружающей среды, осуществляется с помощью холодильных установок, работающих по обратному тепловому циклу. Обратным

называется цикл, в котором работа сжатия превышает работу расширения и за счет подведенной работы теплота передается от холодного источника к горячему. Цикл осуществляется против часовой стрелки.

Обозначим

Q_2 – теплота, отбираемая от холодного источника,

Q_1 – теплота, отдаваемая горячему источнику,

$L_{\text{ц}}$ – работа, подводимая в цикле,

Соответственно на 1 кг рабочего тела q_2 , q_1 , $l_{\text{ц}}$.

Очевидно, что

$$q_1 = q_2 + l_{\text{ц}} \quad (1)$$

т.е. горячему источнику в обратном процессе передается теплота q_1 , равная сумме теплоты, отбираемой от холодного источника q_2 , и теплоты, эквивалентной подводимой в цикле работе $l_{\text{ц}}$.

Холодильная установка включает в себя устройство для сжатия рабочего тела (компрессор или насос) и устройство, в котором происходит расширение рабочего тела (рабочие тела холодильных установок называют *хладагентами*), расширение рабочего тела может происходить с совершением полезной работы (в поршневой машине или турбомашине) и без совершения ее, т.е. принципиально необратимо (путем дросселирования). Машины, применяемые в холодильных установках для охлаждения рабочего тела (хладагента) в процессе его расширения с совершением работы, называют *детандерами*. Из рассмотрения T,s - диаграммы следует, что при расширении от давления p_1 до давления p_2 наибольшее понижение температуры будет достигнуто в том случае, когда расширение происходит по изоэнтропе. Поэтому детандеры снабжаются тщательной теплоизоляцией, с тем, чтобы процесс был по возможности близок к адиабатному.

Для характеристики эффективности цикла холодильной установки применяется так называемый холодильный коэффициент ε , определяемый следующим образом

$$\varepsilon = q_2 / l_{\text{ц}} \quad (2)$$

Или

$$\varepsilon = q_2 / (q_1 - q_2) \quad (3)$$

Если обозначить $T_{\text{подв}}^{cp}$ - средняя температура подвода теплоты к хладагенту от холодного источника, $T_{\text{отв}}^{cp}$ - средняя температура отвода теплоты от хладагента к горячему источнику, Δs - изменение энтропии между крайними точками цикла, то с учетом этих соотношений

$$q_2 = T_{\text{подв}}^{cp} \Delta s \quad (4)$$

$$q_1 = T_{\text{отв}}^{cp} \Delta s \quad (5)$$

уравнение (3) может быть представлено в виде

$$\varepsilon = T_{\text{подв}}^{cp} / (T_{\text{отв}}^{cp} - T_{\text{подв}}^{cp}) \quad (6)$$

Чем выше значение ε , тем более эффективен цикл холодильной установки: чем выше ε , тем меньшую работу l_u надо затратить, чтобы отвести от охлаждаемого тела (холодный источник) одно и то же количество теплоты q_2 . Подобно термическому КПД понятие холодильного коэффициента применяется лишь для анализа обратимых холодильных циклов.

Холодильные установки характеризуются холодопроизводительностью Q_2 – количеством теплоты, отбираемого от охлаждаемого объекта в единицу времени. Обычно холодопроизводительность измеряется в кДж/час или кВт.

Холодильные установки по виду хладагентов делятся на две основные группы:

1) газовые (в частности, воздушные) холодильные установки, в которых хладагент – воздух - находится в состоянии, далеком от линии насыщения,

2) паровые холодильные установки, в которых в качестве хладагентов используются пары различных веществ.

Паровые холодильные установки подразделяются на парокompрессионные, парожеткторные и абсорбционные.

Цикл парокомпрессионной холодильной установки

Осуществить в холодильной установке подвод и отвод теплоты по изотермам удается в том случае, если в качестве хладагента используется влажный пар какой-либо легкокипящей жидкости, т.е. жидкости, у которой температура кипения при атмосферном давлении меньше температуры окружающей среды ($t_s \leq 20^0 \text{ C}$).

Схема холодильной установки, осуществляющей цикл с влажным паром, представлена на рис., а цикл в T,s - диаграмме изображен на рис.1.

Сжатый в компрессоре до давления p_2 влажный пар поступает в теплообменник (конденсатор), где за счет отдачи теплоты в окружающую среду происходит конденсация пара. Процесс конденсации происходит по изобаре-изотерме 2-3, так что из конденсатора выходит жидкость в состоянии насыщения, соответствующем точке 3 на T,s - диаграмме (рис. 2).

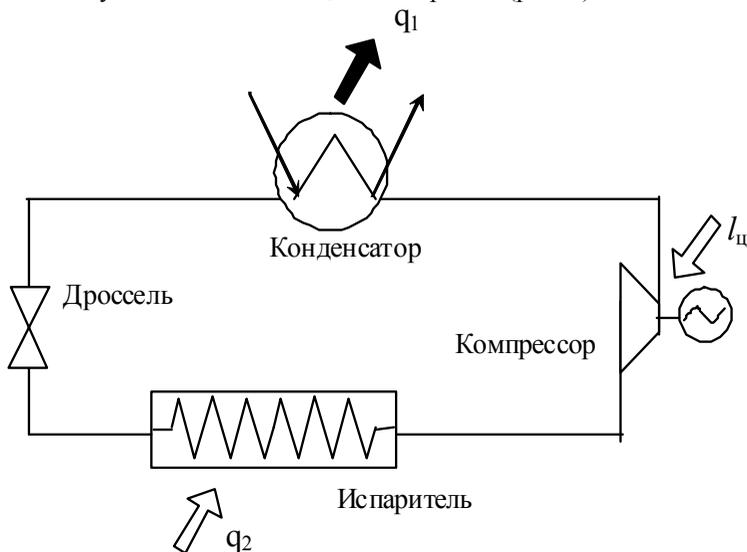


Рис.1- Схема парокомпрессионной холодильной установки

В холодильных установках, использующих в качестве хладагентов влажные пары легкокипящих жидкостей, как правило, детандеры не применяются и вместо процесса расширения с отдачей внешней работы используется процесс расширения без отдачи внешней работы, т.е. процесс дросселирования. В двухфазной области дросселирование всегда происходит с понижением температуры. Процесс адиабатного дросселирования сопровождается ростом энтропии дросселируемого вещества, энтальпия вещества в результате адиабатного дросселирования не изменяется.

Жидкость при давлении p_2 и температуре T_2 (точка 3 на T,s - диаграмме) направляется в дроссельный (редукционный) вентиль 3, где она дросселируется до давления p_1 . Из редукционного вентиля выходит влажный пар при температуре T_1 с малой степенью сухости. необратимый процесс дросселирования в редукционном вентиле изображен в T,s - диаграмме линией 3-4 (строго говоря, необратимые процессы не могут быть изображены в диаграммах состояния, изображение линии расширения при дросселировании в T,s - диаграмме является условным).

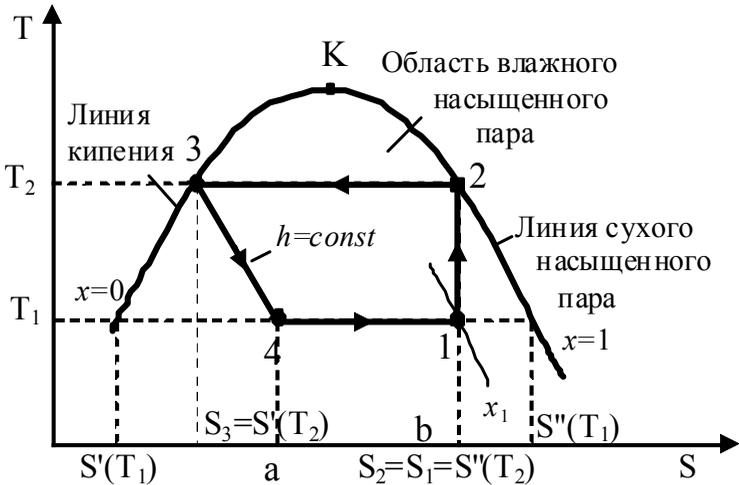


Рис.2. Цикл парокompрессионной холодильной установки в T,s -диаграмме

1-2 – адиабатное сжатие хладагента в компрессоре; 2-3 – отвод теплоты из конденсатора в помещение ($P_2 = \text{const}$, $T_2 = \text{const}$);
3-4 – дросселирование; 4-1 – подвод низкопотенциальной теплоты из окружающей среды к испарителю ($P_1 = \text{const}$, $T_1 = \text{const}$)

В холодильных установках, использующих в качестве хладагентов влажные пары легкокипящих жидкостей, как правило, детандеры не применяются и вместо процесса расширения с отдачей внешней работы используется процесс расширения без отдачи внешней работы, т.е. процесс дросселирования. В двухфазной области дросселирование всегда происходит с понижением температуры. Процесс адиабатного дросселирования сопровождается ростом энтропии дросселируемого вещества, энтальпия вещества в результате адиабатного дросселирования не изменяется.

Жидкость при давлении p_2 и температуре T_2 (точка 3 на T,s - диаграмме) направляется в дроссельный (редукционный) вентиль 3, где она дросселируется до давления p_1 . Из редукционного вентиля выходит влажный пар при температуре T_1 с малой степенью сухости. необратимый процесс дросселирования в редукционном вентиле изображен в T,s - диаграмме линией 3-4 (строго говоря, необратимые процессы не могут быть изображены в диаграммах состояния, изображение линии расширения при дросселировании в T,s - диаграмме является условным).

По выходе из редукционного вентиля влажный пар направляется в помещенный в охлаждаемом объеме испаритель 4, где за счет теплоты, отбираемой от охлаждаемых тел, содержащаяся во влажном паре жидкость испаряется, степень сухости влажного пара при этом возрастает. Изобарно-изотермический процесс подвода теплоты к хладагенту в испарителе от охлаждаемого объема изображается в T,s - диаграмме линией 4-1. Давление p_1 выбирается таким образом, чтобы соответствующая этому давлению температура насыщения была несколько ниже температуры охлаждаемого объема. В отличие от детандера редукционный вентиль позволяет осуществлять плавное регулирование температуры в охлаждаемом

объеме посредством изменения степени открытия редукционного вентиля, обуславливающей давление и температуру влажного пара в испарителе.

Из испарителя пар высокой степени сухости направляется в компрессор, где он адиабатно сжимается от давления p_1 до давления p_2 . В процессе адиабатного сжатия (линия 1-2 в T, s -диаграмме) степень сухости пара возрастает, так что из компрессора выходит сухой насыщенный пар, заметим, что при в разных режимах работы установки возможны случаи, когда состояние пара, выходящего из компрессора, может оказаться как в области насыщения, так и в области перегрева. Затем пар направляется в конденсатор 2 и цикл замыкается.

Такого рода установка называется парокompрессионной, так как в ней сжатие влажного пара осуществляется при помощи компрессора.

В рассматриваемом цикле парокompрессионной холодильной установки работа, затрачиваемая на привод компрессора, осуществляющего адиабатное сжатие хладагента, равна:

$$l_{\text{компр}} = h_2 - h_1 \quad (7)$$

Поскольку расширение хладагента в этом цикле происходит без отдачи внешней работы (в процессе расширения $h_3 = h_4$), очевидно, что работа, затрачиваемая в цикле , равна работе компрессора, т.е.

$$l_u = h_2 - h_1 \quad (8)$$

Теплота, подводимая к хладагенту в охлаждаемом объеме, равна

$$q_2 = h_1 - h_4 \quad (9)$$

Подставляя эти значения l_u и q_2 в уравнение (2), получаем следующее выражение для холодильного коэффициента парокompрессионного цикла

$$\varepsilon = (h_1 - h_4) / (h_2 - h_1) \quad (10)$$

Основные требования, предъявляемые к хладагентам парокompрессионных установок, сводятся к тому, чтобы, во-первых, тот интервал температур, в котором осуществляется цикл (т.е. между T_1 и T_2), лежал между критической и тройной точками этого вещества (т.е. чтобы в этом интервале температур мог существовать влажный пар); во-вторых, нужно, чтобы в этом интервале температур давление насыщенных паров хладагента было, с одной стороны, не слишком низким (это потребовало бы применения глубокого вакуума в установке и тем самым существенно усложнило бы ее), а с другой стороны, не слишком высоким, что тоже приводит к усложнению установки.

Парокompрессионные холодильные установки применяются для получения и поддержания в охлаждаемом объеме температур от 0 до -120°C , а иногда и ниже.

Понятно, что при конструировании холодильной установки выбор хладагента определяется интервалом температур, в котором работает установка. Желательно, чтобы при нижней температуре цикла давление насыщенных паров хладагента было близко к атмосферному, это позволило бы упростить установку, предъявляя к ней меньшие требования в отношении вакуумной плотности.

Из рис. следует, что количество теплоты q_2 , отбираемой из охлаждаемого объема за один цикл (площадь 4-1-в-а-4), тем больше, чем больше разность энтропии ($s_1 - s_4$), поскольку

$$q_2 = T_1(s_1 - s_4), \quad (11)$$

Разность энтропий ($s_1 - s_4$) тем больше, чем “шире” цикл, т.е. чем больше разность энтропий ($s_2 - s_3$), причем

$$s_2 - s_3 = r / T_2 \quad (12)$$

где r – теплота парообразования данного хладагента при температуре T_2

Отсюда следует, что при одном и том же расходе хладагента в установке холодопроизводительность цикла тем выше, чем больше теплота парообразования хладагента при верхней температуре

цикла. Таким образом, величина r может служить одним из критериев оценки хладагента.

Схема лабораторной установки

1 – компрессор; 2 – конденсатор; 3 – дроссельный вентиль; 4 – испаритель; 5 – электродвигатель; 6 – манометры; 7 – хромель-копелевые термопары; 8 – переключатель термопар; 9 – милливольтметр; 10 – барометр; 11 – термометр.

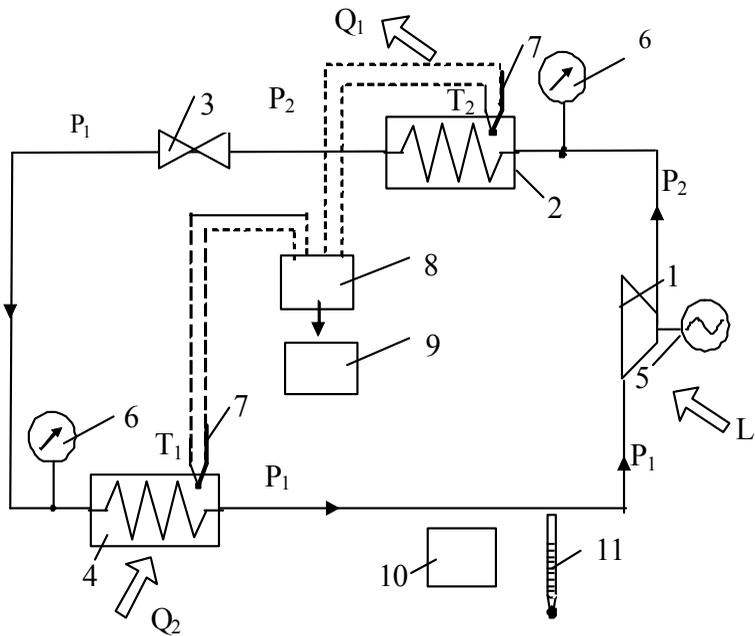


Рис. 3. Схема лабораторной установки

Порядок выполнения работы

1. Включить установку в сеть.
2. Выйти на стационарный режим, о котором свидетельствует неизменность показаний манометров 5 и 6.

3. Измерить при помощи манометров 5 и 6 давление за компрессором и за дроссельным вентилем перед испарителем.

4. Измерить атмосферное давление барометром 10.

5. Измерить температуру окружающей среды термометром 11.

6. При помощи термопар 7 и милливольтметра 9 измерить температуры в конденсаторе и испарителе в милливольтгах и, пользуясь градуировочной таблицей, перевести их в градусы Цельсия с учетом поправки на холодный спай термопар (к табличному значению температуры в °С прибавить температуру окружающей среды).

7. Через 3 минуты повторить измерения.

9. Выключить установку из сети.

Т а б л и ц а 1

№ пп	$P_{1мань}$ <i>ати</i>	$P_{2мань}$ <i>ати</i>	P_1 , <i>МПа</i>	P_2 , <i>МПа</i>	t_1 , <i>мВ</i>	t_2 , <i>мВ</i>	t_1 , $^{\circ}C$	t_2 , $^{\circ}C$	B , <i>Па</i>	t_{oc} , $^{\circ}C$
1										
2										

По полученным значениям температур t_1 и t_2 заполняется табл. 2.

Т а б л и ц а 2

Параметры	h' , <i>кДж/кг</i>	h'' , <i>кДж/кг</i>	s' , <i>кДж/(кг·К)</i>	s'' , <i>кДж/(кг·К)</i>
Температура				
t_1				
t_2				

Обработка результатов измерений

Манометры измеряют избыточное давление (давление, превышающее атмосферное). Для определения абсолютного давления следует воспользоваться формулой

$$P = B + P_{ман}, \quad (13)$$

где B - атмосферное давление, измеренное барометром.

Соответственно

$$P_1 = P_{1ман} 9,81 \cdot 10^4 + B, \text{ Па}; \quad (14)$$

$$P_2 = P_{2ман} 9,81 \cdot 10^4 + B, \text{ Па} \quad (15)$$

Определив температуры t_1 и t_2 ($^{\circ}\text{C}$) и давления P_1 и P_2 , воспользуемся таблицей теплофизических свойств хладагента.

Из рис. 4.3 видно, что точка 2 лежит на линии сухого насыщенного пара:

$$h_2 = h''_{(t_2)}, \text{ кДж/кг} \quad (16)$$

$$s_2 = s''_{(t_2)}, \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}. \quad (17)$$

Точка 3 лежит на линии кипения:

$$h_3 = h'_{(t_2)}, \text{ кДж/кг} \quad (18)$$

$$s_3 = s'_{(t_2)}, \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}. \quad (19)$$

Процесс 3-4 - дросселирование, $h = \text{const}$, следовательно

$$h_4 = h_3, \text{ кДж/кг} \quad (20)$$

Для того, чтобы найти параметры в точке 1, надо вначале найти степень сухости в этой точке. Это можно сделать исходя из соотношения

$$s_1 = s_2, \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}; \quad (21)$$

$$x_1 = \frac{s_1 - s'_{(t_1)}}{s''_{(t_1)} - s'_{(t_1)}}. \quad (22)$$

Значение x_1 находится в пределах 0,8...1 (для проверки).
Тогда

$$h_1 = h''_{(t_1)} \cdot x_1 + h'_{(t_1)} (1 - x_1), \text{ кДж/кг.} \quad (23)$$

Удельное количество теплоты, отдаваемое конденсатором в окружающую среду

$$q_1 = h_2 - h_3, \text{ кДж/кг.} \quad (24)$$

Удельная холодопроизводительность

$$q_2 = h_1 - h_4, \text{ кДж/кг.} \quad (25)$$

Удельная работа цикла (работа компрессора)

$$l_{\text{ц}} = q_1 - q_2 = h_2 - h_1, \text{ кДж/кг.} \quad (26)$$

Холодильный коэффициент

$$\varepsilon = q_2 / l_{\text{ц}}. \quad (27)$$

Лабораторная работа №8

ИЗУЧЕНИЕ ПРОЦЕССА АДИАБАТНОГО ИСТЕЧЕНИЯ ГАЗА ЧЕРЕЗ СУЖИВАЮЩЕЕСЯ СОПЛО

Цель работы: экспериментальное исследование термодинамических процессов истечения газа из суживающегося сопла.

Общие сведения

Сопло - канал, суживающийся в направлении движения потока - применяется для увеличения скорости потока.

Рассмотрим обратимое (без трения) адиабатное истечение газа через сопло.

Скорость газа на входе в сопло w_1 . Скорость газа на выходе из сопла $-w_2$. Давление газа на входе в сопло $-P_1$. Давление газа на срезе сопла $-P_2$. Давление газа в среде за соплом $-P_3$.

При истечении идеального газа скорость газа на выходе из сопла w_2 определяется следующим образом:

$$w_2 = \sqrt{2 \frac{k}{k-1} P_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} + w_1^2, \text{ м/с.} \quad (1)$$

Здесь $v_1 = \frac{RT_1}{P_1}$ - удельный объем газа, м³/кг.

Скорость истечения газа из сопла w_2 тем больше, чем меньше отношение $\frac{P_2}{P_1}$.

Расход газа через сопло

$$G = F_c \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \frac{P_1}{v_1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}, \text{ кг/с.} \quad (2)$$

Здесь F_c - площадь выходного сечения сопла, м².

Обозначим $\Psi = \frac{P_2}{P_1}$.

Зависимость расхода через сопло от отношения давлений $\Psi = \frac{P_2}{P_1}$ выглядит следующим образом:

При $P_2 = P_1$ ($\Psi = 1$) расход $G = 0$.

При уменьшении Ψ расход G возрастает, достигая максимального значения при $\Psi_{кр}$.

В области от $\psi_{кр}$ до 0 расход G остается постоянным и максимальным.

Этот фактор объясняет гипотеза Сен-Венана о том, что при расширении газа в суживающемся сопле невозможно получить давление ниже некоторого критического давления, соответствующего максимальному расходу через сопло.

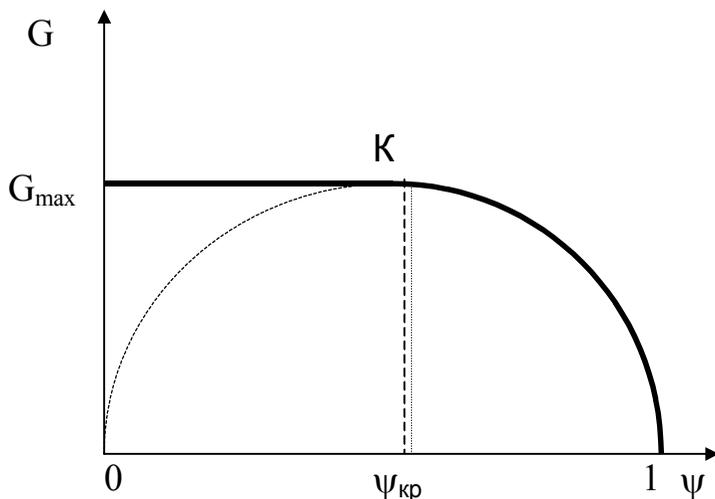


Рис1 - Зависимость расхода через суживающееся сопло от отношения давлений.

Возмущения из окружающей среды (изменение давления среды) в виде волнового процесса проникают вглубь сопла. Давление в устье сопла P_2 изменяется в соответствии с изменением давления в окружающей среде $P_c = P_3$. Это происходит до тех пор, пока скорость течения газа в канале сопла меньше скорости звука. Если скорость истечения равна скорости звука, возмущения из окружающей среды не будут передаваться вглубь сопла и дальнейшее уменьшение давления в среде не приведет к снижению давления в выходном сечении сопла. Это давление соответствует максимальному расходу через сопло.

При сколь угодно низких давлениях среды за соплом, меньших P^* , давление газа в выходном сечении суживающегося сопла остается постоянным и равным P^* (рис.2). Прямолинейная часть зависимости $G=f(\psi)$ соответствует постоянному значению $P_2=P^*$.

При $P_2 > P^*$ давление газа в выходном сечении равно давлению среды, в которую истекает газ из сопла ($P_2 = P_{\text{среды}}$)

При $P_{\text{среды}} < P^*$, давление на срезе сопла $P_2 = P^* = \text{const}$.

Значение критического отношения давлений зависит только от показателя адиабаты.

$$\psi_{k_p} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (3)$$

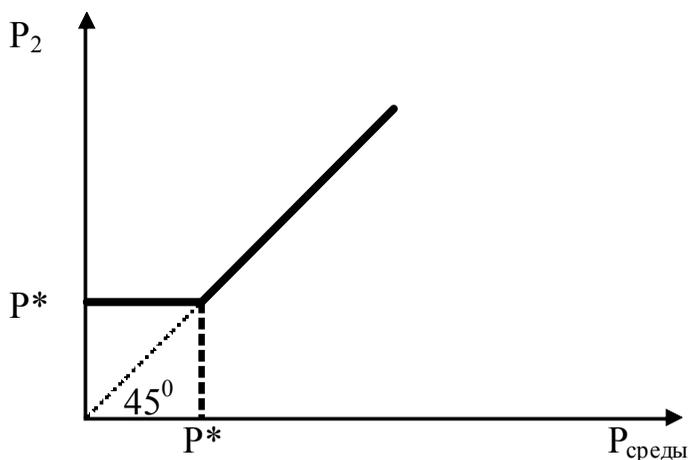


Рис.2. Зависимость давления на срезе сопла от давления в среде за соплом.

При $P_{\text{среды}} \leq P^*$, в устье сопла устанавливается критическая скорость

$$w_{kp} = \sqrt{2 \frac{k}{k+1} P_1 v_1}, \text{ м/с,} \quad (4)$$

и максимальный расход

$$G_{\max} = F_c \sqrt{2 \frac{k}{k+1} \frac{P_1}{v_1} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{2}{k-1}}}, \text{ кг/с.} \quad (5)$$

Для одноатомных газов $\kappa=1.67$
 для двухатомных и воздуха $\kappa=1.4$
 для трех- и многоатомных $\kappa=1.29$.

Схема экспериментальной установки

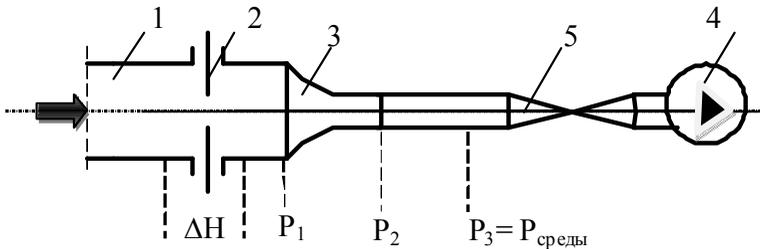


Рис.3. Схема экспериментальной установки.

1- канал, 2 - расходомерная диафрагма, 3 - суживающееся сопло, 4 - вакуумный насос, 5 - регулирующий вентиль.

Газ поступает в канал 1. Для определения расхода газа служит расходомерная диафрагма 2. Расход газа можно изменять при помощи регулирующего вентиля 5.

Порядок выполнения работы

1. Включить насос 4 и заполнить канал 1 газом.
2. Измерить температуру газа t_1 при помощи термометра.
3. Измерить перепад давления ΔH (Па) на расходомерной диафрагме.
4. Измерить разрежение на срезе сопла ΔP_2 .
5. Измерить разрежение за соплом ΔP_3 .
6. Давление перед соплом принять $P_1 = B = 1 \text{ Бар} = 10^5 \text{ Па}$.
7. Определить давление на срезе сопла P_2 и в среде за соплом P_3 .
8. Определить расход с помощью расходомерной диафрагмы.
9. Определить расход газа через сопло.
10. Сравнить расходы газа через диафрагму и через сопло.
11. Определить скорость газа на выходе из сопла.
12. Определить максимальный расход газа через сопло и критическую скорость на выходе из сопла.
13. Полученные данные занести в таблицу 1.
- 14. Построить зависимость расхода сопла от отношения давлений для различных газов.**
- 15. Построить зависимость скорости газа на выходе из сопла от отношения давлений для различных газов.**
16. Определить скорость звука в выходном сечении сопла.

Таблица 1.

№ пп	$\Delta P_2, \text{Бар}$	$\Delta P_3, \text{Бар}$	$P_2, \text{Бар}$	$\frac{P_2}{P_1}$	$\Delta H, \text{Па}$	$G_0, \text{кг/с}$	$G_c, \text{кг/с}$	$G_{max}, \text{кг/с}$	$w, \text{м/с}$	$w_{кр}, \text{м/с}$	k	$\psi_{кр}$	$v_1, \text{м}^3/\text{кг}$	$\Gamma_{аз}$
1														
∴														
30														

Обработка экспериментальных данных

Давление газа на срезе сопла и в среде за соплом

$$P_2 = B - \Delta P_2; \quad (6)$$

$$P_3 = B - \Delta P_3,$$

где B - атмосферное давление, Бар.

Отношение давлений

$$\Psi = \frac{P_2}{P_1} \quad (7)$$

При $\Psi > \Psi_{кр}$ давление на срезе сопла $P_2 = P_3$.

При $\Psi \leq \Psi_{кр}$ давление на срезе сопла

$$P_2 = P_1 \Psi_{кр}.$$

Критическое отношение давлений

$$\Psi_{кр} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (8)$$

Расход газа, измеряемый расходомерной диафрагмой

$$G_\delta = F_\delta \sqrt{2 \rho_1 \Delta H} = F_\delta \sqrt{2 \frac{P_1}{RT_1} \Delta H}, \text{ кг/с.} \quad (9)$$

$$F_\delta = \frac{\pi d_\delta^2}{4} - \text{площадь сечения диафрагмы, } d_\delta = 0.034 \text{ м.}$$

Расход газа через сопло

$$G_c = F_c \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \frac{P_1}{v_1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}, \text{ кг/с.} \quad (10)$$

$$F_c = \frac{\pi d_c^2}{4}, \text{ где } d_c = 0,01 \text{ м - диаметр выходного сечения сопла.}$$

В соответствии с уравнением неразрывности $G_c = G_\delta = const$
(для проверки)

Лабораторная работа № 9

ЦИКЛ ТЕПЛОВОГО НАСОСА

Цель работы: Изучение цикла теплового насоса. Определение отопительного коэффициента цикла ε . Определение количества низкопотенциальной теплоты, отбираемой у окружающей среды Q_2 . Определение количества теплоты, передаваемой в систему отопления помещения Q_1 .

Основные сведения

Альтернативой традиционным способам теплоснабжения, основанным на сжигании топлива, является выработка тепла с помощью теплового насоса.

Независимо от типа теплового насоса и типа привода компрессора на единицу затраченного исходного топлива потребитель получает по крайней мере в 1,1-2,3 раза больше тепла, чем при прямом сжигании топлива.

Такая высокая эффективность производства тепла достигается тем, что тепловой насос вовлекает в полезное использование низкопотенциальное тепло естественного происхождения (тепло грунта, природных водоемов, грунтовых вод) и техногенного происхождения (промышленные стоки, очистные сооружения, вентиляция и т.д.) с температурой от +3 до 40 °С, т.е. такое тепло, которое не может быть напрямую использовано для теплоснабжения.

Естественно, что тепловые насосы довольно интенсивно вытесняют традиционные способы теплоснабжения, основанные на сжигании органического топлива.

Согласно прогнозам Мирового энергетического комитета (МИРЭК) к 2020 г. 75 % теплоснабжения (коммунального и производственного) в развитых странах будет осуществляться с помощью тепловых насосов.

Этот прогноз успешно подтверждается. В настоящее время в мире работает 15–18 млн. тепловых насосов различной мощности

– от нескольких киловатт до сотен мегаватт. В США более 30 % жилых домов оборудованы тепловыми насосами. В Швеции наиболее крупной теплонасосной установкой является стокгольмская установка мощностью 320 МВт, работающая на принципе охлаждения воды, поступающей из Балтийского моря. Эта установка, расположенная на причаленных к берегу баржах, использует и зимой морскую воду с температурой 4 °С, охлаждая ее до 2 °С. Себестоимость тепла от этой установки на 20 % ниже себестоимости тепла, получаемого от газовой котельной. Общее количество тепла, вырабатываемого теплонасосными установками в Швеции, составляет около 50 % от потребного.

Результатом работы всякого холодильного цикла является охлаждение холодного источника и нагрев горячего за счет подвода внешней работы. Кельвин (1852) предложил применить обратный цикл для целей отопления, используя его в качестве теплового насоса, который перекачивал бы теплоту, отобранную от холодного источника (внешней среды), в горячий.

Введем следующие обозначения:

q_2 - удельная теплота, отбираемая от холодного источника, кДж/кг (низкопотенциальная теплота);

q_1 - удельная теплота, передаваемая горячему источнику, кДж/кг (теплота, передаваемая в систему отопления помещения);

l_u - удельная работа, подводимая от внешнего источника, кДж/кг.

Можно записать

$$q_1 = q_2 + l_u \quad (1)$$

Величина

$$\varepsilon = q_1 / l_u \quad (2)$$

называется коэффициентом преобразования или отопительным коэффициентом цикла. Этот коэффициент характеризует эффективность цикла теплового насоса.

Рабочий цикл теплового насоса представлен на рис. 1.

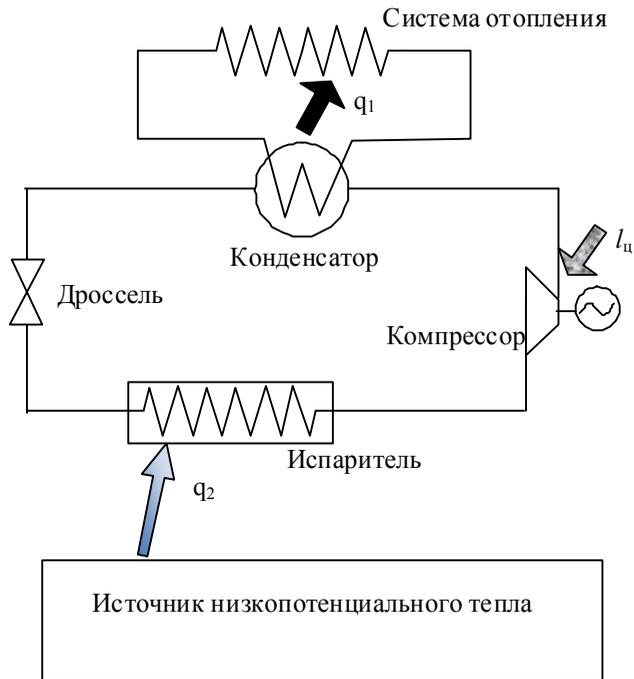


Рис. 1. Рабочий цикл теплового насоса

Низкопотенциальная теплота Q_2 поступает в испаритель теплового насоса, где ее воспринимает рабочее тело (хладагент), циркулирующее в цикле. Источником низкопотенциальной теплоты может быть наружный воздух, природные водоемы, грунт, питьевая вода, промышленные стоки, вентиляционные выбросы и т.д. В качестве хладагентов в циклах используются теплоносители с низкой температурой кипения - углекислота, аммиак, фреоны. Хладагент поступает в испаритель в жидком состоянии. В процессе подвода теплоты Q_2 к жидкому хладагенту происходит его превращение в пар (при постоянном давлении и температуре). Пары хладагента поступают в компрессор, где сжимаются, повышается их давление и температура. При сжатии в компрессоре

от внешнего источника (электродвигателя) подводится работа $L_{ц}$. Нагретые пары хладагента поступают в конденсатор, где отдают свое тепло Q_1 в систему отопления помещения и за счет отдачи теплоты конденсируются (превращаются в жидкость) при постоянном давлении и температуре. Жидкий хладагент поступает в дроссель, где его давление падает до давления в испарителе, а температура снижается до температуры низкпотенциального источника. Цикл замыкается.

Экспериментальная установка

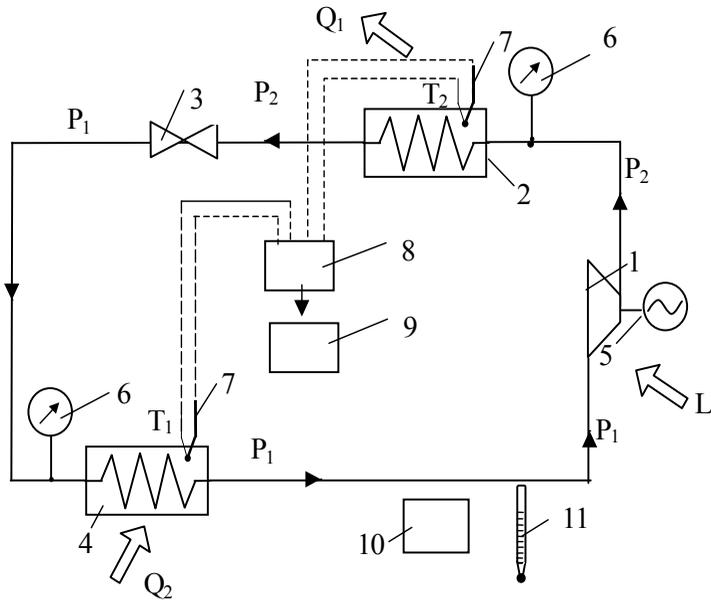


Рис.2. Схема экспериментальной установки

1 – компрессор; 2 – конденсатор; 3 – дроссельный вентиль; 4 – испаритель; 5 – электродвигатель; 6 – манометры; 7 – хромель-копелевые термопары; 8 – переключатель термопар; 9 – милливольтметр; 10 – барометр; 11 – термометр.

Порядок выполнения работы

1. Включить установку в сеть.
2. Выйти на стационарный режим, о котором свидетельствует неизменность показаний манометров.
3. Измерить при помощи манометров давление за компрессором и за дроссельным вентилем перед испарителем.
4. Измерить атмосферное давление барометром.
5. Измерить температуру окружающей среды термометром.
6. При помощи термопар и милливольтметра измерить температуры в конденсаторе и испарителе в милливольттах и, пользуясь градуировочной таблицей, перевести их в градусы Цельсия с учетом поправки на холодный спай термопар (к табличному значению температуры в °С прибавить температуру окружающей среды).
7. Через 3 минуты повторить измерения.
8. Выключить установку из сети.

Т а б л и ц а 1

№ пп	$P_{1мань}$ <i>ати</i>	$P_{2мань}$ <i>ати</i>	P_1 , <i>МПа</i>	P_2 , <i>МПа</i>	t_1 , <i>мВ</i>	t_2 , <i>мВ</i>	t_1 , <i>°С</i>	t_2 , <i>°С</i>	B , <i>Па</i>	t_{oc} , <i>°С</i>
1										
2										

Рассмотренный цикл теплового насоса в T,s -диаграмме выглядит следующим образом (рис. 3). (Координаты T - абсолютная температура, K ; s - удельная энтропия - термодинамический параметр состояния, $kJ/(kg \cdot K)$).

В таблице термодинамических свойств хладагента (фреона-12) (см. приложение) параметры на линии кипения (нижней пограничной кривой) обозначены параметрами с одним штрихом; на линии сухого насыщенного пара (верхней пограничной кривой) - с двумя штрихами. Между линиями кипения и сухого насыщенного пара находится область влажного насыщенного пара. Степень сухости влажного насыщенного пара (X) - отношение массы сухого насыщенного пара к массе влажного насыщенного пара. Значение X изменяется от 0 (кипящая жидкость) до 1 (сухой насыщенный пар).

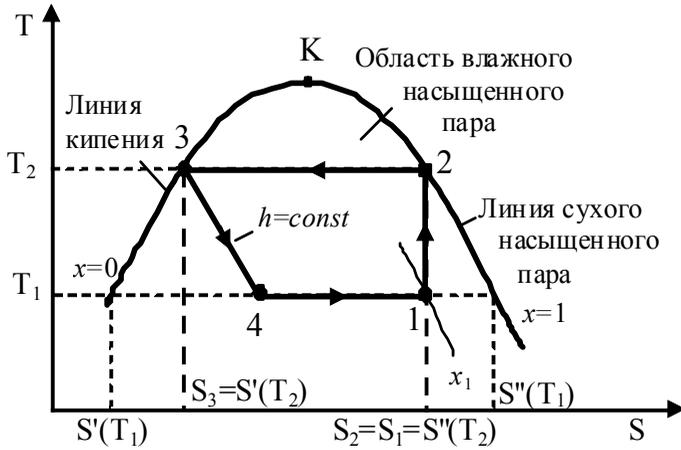


Рис. 3. Цикл теплового насоса:

1-2 – адиабатное сжатие хладагента в компрессоре; 2-3 – отвод теплоты из конденсатора в систему отопления помещения ($P_2 = \text{const}$, $t_2 = \text{const}$); 3-4 – дросселирование; 4-1 – подвод низкопотенциальной теплоты из окружающей среды к испарителю ($P_1 = \text{const}$, $t_1 = \text{const}$)

По полученным значениям температур t_1 и t_2 заполняется табл. 2.

Т а б л и ц а 2

Параметры	h' , кДж/кг	h'' , кДж/кг	s' , кДж/(кг·К)	s'' , кДж/(кг·К)
Температура				
t_1				
t_2				

Величина h – удельная энтальпия, s – удельная энтропия – термодинамические параметры состояния.

Методика расчета

Манометры измеряют избыточное давление (давление, превышающее атмосферное). Для определения абсолютного давления следует воспользоваться формулой

$$P = B + P_{ман} \quad (3)$$

где B - атмосферное давление, измеренное барометром.

Соответственно

$$P_1 = P_{1,ман} \cdot 9,81 \cdot 10^4 + B, \text{ Па}; \quad (4)$$

$$P_2 = P_{2,ман} \cdot 9,81 \cdot 10^4 + B, \text{ Па} \quad (5)$$

(1 МПа = 10^6 Па.)

Определив температуры t_1 и t_2 ($^{\circ}\text{C}$) и давления P_1 и P_2 , воспользуемся таблицей теплофизических свойств фреона-12.

Из рис. 4.3 видно, что точка 2 лежит на линии сухого насыщенного пара:

$$h_2 = h''_{(t_2)}, \text{ кДж/кг}; \quad (6)$$

$$s_2 = s''_{(t_2)}, \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}. \quad (7)$$

Точка 3 лежит на линии кипения:

$$h_3 = h'_{(t_2)}, \text{ кДж/кг}; \quad (8)$$

$$s_3 = s'_{(t_2)}, \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}. \quad (9)$$

Процесс 3-4 - дросселирование, $h = \text{const}$, следовательно

$$h_4 = h_3, \text{ кДж/кг}. \quad (10)$$

Для того, чтобы найти параметры в точке 1, надо вначале найти степень сухости в этой точке. Это можно сделать исходя из

$$s_1 = s_2, \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К}); \quad , \quad (11)$$

$$x_1 = \frac{s_1 - s'_{(t_1)}}{s''_{(t_1)} - s'_{(t_1)}} \quad , \quad (12)$$

Значение x_1 находится в пределах 0,8...1 (для проверки).
Тогда

$$h_1 = h''_{(t_1)} \cdot x_1 + h'_{(t_1)} (1 - x_1), \text{ кДж}/\text{кг}. \quad , \quad (13)$$

Удельное количество теплоты, отдаваемое конденсатором в систему отопления помещения:

$$q_1 = h_2 - h_3, \text{ кДж}/\text{кг}. \quad , \quad (14)$$

Удельное количество низкопотенциальной теплоты, подведенное из окружающей среды к испарителю:

$$q_2 = h_1 - h_4, \text{ кДж}/\text{кг}. \quad , \quad (15)$$

Удельная работа цикла

$$l_u = q_1 - q_2 = h_2 - h_1, \text{ кДж}/\text{кг}. \quad (16)$$

В процессе дросселирования работа не производится, поэтому работа цикла равна работе компрессора. Мощность компрессора $N = 0,200 \text{ кВт}$.

Расход хладагента $G = N / l_u, \text{ кг}/\text{с}$, где $N - \text{кВт}$; $l_u - \text{кДж}/\text{кг}$.

Количество теплоты, отдаваемое конденсатором в систему отопления помещения:

$$Q_1 = q_1 \cdot G, \text{ кВт}. \quad , \quad (17)$$

Количество низкопотенциальной теплоты, подведенное из окружающей среды к испарителю:

$$Q_2 = q_2 \cdot G, \text{ кВт.} \quad , \quad (18)$$

Отопительный коэффициент

$$\varepsilon = q_1 / l_u. \quad , \quad (19)$$

Значение отопительного коэффициента должно быть больше единицы, что показывает, что в систему отопления помещения отдано теплоты больше, чем затрачено работы в ε раз за счет использования низкопотенциальной теплоты наружного воздуха. Это следует отразить в выводах.

СОДЕРЖАНИЕ

1.	Лабораторная работа №1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГАЗОВОЙ ПОСТОЯННОЙ ВОЗДУХА.....	3
2.	Лабораторная работа №2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СРЕДНЕЙ ОБЪЕМНОЙ ИЗОБАРНОЙ ТЕПЛОЕМКОСТИ ВОЗДУХА.....	9
3.	Лабораторная работа №3 ИЗУЧЕНИЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ИДЕАЛЬНОМ ГАЗЕ.....	16
4.	Лабораторная работа №4. ИЗУЧЕНИЕ ПРОЦЕССОВ СЖАТИЯ ИДЕАЛЬНОГО ГАЗА В КОМПРЕССОРЕ.....	27
5.	Лабораторная работа № 5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЗАВИСИМОСТИ ТЕМПЕРАТУРЫ КИПЕНИЯ ВОДЫ ОТ ДАВЛЕНИЯ.....	33
6.	Лабораторная работа № 6 . ИЗУЧЕНИЕ ПРОЦЕССОВ ВО ВЛАЖНОМ ВОЗДУХЕ.....	39
7.	Лабораторная работа №7. ИЗУЧЕНИЕ ЦИКЛА ПАРОКОМПРЕССИОННОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ.....	55
8.	Лабораторная работа №8. ИЗУЧЕНИЕ ПРОЦЕССА АДИАБАТНОГО ИСТЕЧЕНИЯ ГАЗА ЧЕРЕЗ СУЖИВАЮЩЕЕСЯ СОПЛО.....	66
9.	Лабораторная работа № 9. ЦИКЛ ТЕПЛООВОГО НАСОСА.....	73
10.	Приложения.....	74

ПРИЛОЖЕНИЯ

Таблица 1.

Некоторые внесистемные единицы

Величина	Единица измерения	Сокращенное обозначение единиц
Время	Час, сутки	Ч, сут
Работа, энергия	Киловатт-час	кВт·ч
Масса вещества в килограммах, численно равная его молекулярной массе	киломоль	кмоль
Давление	миллиметр водяного столба	мм вод. ст.
	миллиметр ртутного столба	мм рт. ст.
	бар	бар

Таблица 2

Множители и приставки для образования десятичных кратных и дольных единиц и их наименований (СТ СЭВ 1052-78)

Множитель	Приставка	Обозначение	Множитель	Приставка	Обозначение
10^{12}	тера	Т	10^{-1}	деци	д
10^9	гига	Г	10^{-2}	санتي	с
10^6	мега	М	10^{-3}	милли	м
10^3	кило	к	10^{-6}	микро	мк
10^2	гекто	г	10^{-9}	нано	н
10	дека	да	10^{-12}	пико	п

Таблица 3

Перевод некоторых величин, измеренных в единицах системы МКГСС или во внесистемных единицах, в единицы международной системы СИ

Масса	1 т.е.м. = 1 кгс·с ² /м = 9,80665
Сила	1 кгс = 9,80665
Плотность	1 т.е.м/м ³ = 1 кгс·с ² /м ⁴ = 9,80665
Давление	1 кгс/м ² = 9,80665 Н/м ²

Работа	1 кгс·м = 1/426,94 ккал = 9,80665 Дж
Теплота, энтальпия, внутренняя энергия, потенциалы	1 ккал = 1/859,845 кВт·ч = 4,1868·10 ³ Дж
Энергия	1 Вт·ч = 3600 Дж

Таблица 4
Соотношение между единицами измерения энергии

Единицы измерения	Килоджоули, кДж	Килокалории, ккал	Киловатт-часы, кВт·ч	Килограмметры, кгс·м	Лошадиные силовы-часы, л.с·ч
10 кДж	10,0000	2,38846	0,002778	1019,72	0,0037767
10 ккал	41,868	10	0,011630	4269,4	0,015813
1 кВт·ч	3600	859,845	1	367098	1,35962
100 кгс·м	0,98067	0,23423	0,00027239	100	0,00037037
1 л.с·ч	2647,80	632,41	0,73550	270000	1

Таблица 5
Физические свойства сухого воздуха
($B = 760$ мм рт. ст $\approx 1,01 \cdot 10^5$ Па)

t, °C	ρ , кг/м ³	C_p , кДж/(кг К)	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/(мК)	$\alpha \cdot 10^6$, м ² /с	$\mu \cdot 10^6$, Па·с	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	Pr
—50	1,584	1,013	2,04	12,7	14,6	9,23	0,728
—40	1,515	1,013	2,12	13,8	15,2	10,04	0,728
—30	1,453	1,013	2,20	14,9	15,7	10,80	0,723
—20	1,395	1,009	2,28	16,2	16,2	12,79	0,716
—10	1,342	1,009	2,36	17,4	16,7	12,43	0,712

t, °C	ρ , кг/м ³	C_p , кДж/ (кг К)	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/(мК)	$a \cdot 10^6$, м ² /с	$\mu \cdot 10^6$, Па·с	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	Pr
0	1,293	1,005	2,44	18,8	17,2	13,28	0,707
10	1,247	1,005	2,51	20,0	17,6	14,16	0,705
20	1,205	1,005	2,59	21,4	18,1	15,06	0,703
30	1,165	1,005	2,67	22,9	18,6	16,00	0,701
40	1,128	1,005	2,76	24,3	19,1	16,96	0,699
50	1,093	1,005	2,83	25,7	19,6	17,95	0,698
60	1,060	1,005	2,90	26,2	20,1	18,97	0,696
70	1,029	1,009	2,96	28,6	20,6	20,02	0,694
80	1,000	1,009	3,05	30,2	21,1	21,09	0,692
90	0,972	1,009	3,13	31,9	21,5	22,10	0,690
100	0,946	1,009	3,21	33,6	21,9	23,13	0,688
120	0,898	1,009	3,34	36,8	22,8	25,45	0,686
140	0,854	1,013	3,49	40,3	23,7	27,80	0,684
160	0,815	1,017	3,64	43,9	24,5	30,09	0,682
180	0,779	1,022	3,78	47,5	25,3	32,49	0,681
200	0,746	1,026	3,93	51,4	26,0	34,85	0,680
250	0,674	1,038	4,27	61,0	27,4	40,61	0,677
300	0,615	1,047	4,60	71,6	29,7	48,33	0,674
350	0,566	1,059	4,91	81,9	31,4	55,46	0,676
400	0,524	1,068	5,21	93,1	33,0	63,09	0,678

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho,$ кг/м ³	$C_p,$ кДж/ (кг К)	$\lambda \cdot 10^2,$ Вт/(мК)	$a \cdot 10^6,$ м ² /с	$\mu \cdot 10^6,$ Па·с	$\nu \cdot 10^6,$ м ² /с	Pr
500	0,456	1,093	5,74	115,3	36,2	79,38	0,687
600	0,404	1,114	6,22	138,3	39,1	96,89	0,699
700	0,362	1,135	6,71	163,4	41,8	115,4	0,706
800	0,329	1,156	7,18	188,8	44,3	134,8	0,713
900	0,301	1,172	7,63	216,2	46,7	155,1	0,717
1000	0,277	1,185	8,07	245,9	49,0	177,1	0,719
1100	0,257	1,197	8,50	276,2	51,2	199,3	0,722
1200	0,239	1,210	9,15	316,5	53,5	233,7	0,724

Таблица 6

Температура кипения воды в зависимости от давления

$p \cdot 10^5, \text{Па}$	$t_s, ^\circ\text{C}$	$p \cdot 10^5, \text{Па}$	$t_s, ^\circ\text{C}$	$p \cdot 10^5, \text{Па}$	$t_s, ^\circ\text{C}$	$p \cdot 10^5, \text{Па}$	$t_s, ^\circ\text{C}$	$p \cdot 10^5, \text{Па}$	$t_s, ^\circ\text{C}$
1	99,64	13	191,60	25	223,93	44	256,05	68	283,85
2	120,23	14	195,04	26	226,03	46	258,75	70	285,80
3	133,54	15	198,28	27	228,06	48	261,37	72	287,71
4	143,62	16	201,36	28	230,04	50	263,91	74	289,58
5	151,84	17	204,30	29	231,96	52	266,38	76	291,41
6	158,84	18	207,10	30	233,83	54	268,77	78	293,22

$p \cdot 10^{-5}$, Па	t_s , °C	$p \cdot 10^{-5}$, Па	t_s , °C	$p \cdot 10^{-5}$, Па	t_s , °C	$p \cdot 10^{-5}$, Па	t_s , °C	$p \cdot 10^{-5}$, Па	t_s , °C
7	164,96	19	209,78	32	237,44	56	271,10	80	294,98
8	170,42	20	212,37	34	240,88	58	273,36	82	296,71
9	175,35	21	214,84	36	244,16	60	275,56	84	298,40
10	179,88	22	217,24	38	247,31	62	277,71	86	300,07
11	184,05	23	219,55	40	250,33	64	279,80	88	301,71
12	187,95	24	221,77	42	253,24	66	281,85	90	303,32

Продолжение таблицы 6

$p \cdot 10^{-5}$, Па	t_s , °C	$p \cdot 10^{-5}$, Па	t_s , °C	$p \cdot 10^{-5}$, Па	t_s , °C	$p \cdot 10^{-5}$, Па	t_s , °C	$p \cdot 10^{-5}$, Па	t_s , °C
92	304,90	120	324,63	148	341,04	176	355,11	204	367,37
94	306,45	122	325,90	150	342,11	178	356,04	206	368,18
96	307,98	124	327,15	152	343,18	180	356,96	208	368,99
98	309,49	126	328,39	154	344,23	182	357,87	210	369,79

118	116	114	112	110	108	106	104	102	100	$p \cdot 10^{-5}$, $t_s, ^\circ C$
323,35	322,05	320,73	319,39	318,04	316,67	315,28	313,86	312,42	310,96	
146	144	142	140	138	136	134	132	130	128	$p \cdot 10^{-5}$, $t_s, ^\circ C$
339,96	338,86	337,75	336,63	335,49	334,34	333,18	332,00	330,81	329,61	
174	172	170	168	166	164	162	160	158	156	$p \cdot 10^{-5}$, Па $t_s, ^\circ C$
354,17	353,21	352,26	351,29	350,31	349,32	348,33	347,32	346,30	345,27	
202	200	198	196	194	192	190	188	186	184	$p \cdot 10^{-5}$, $t_s, ^\circ C$
366,54	365,71	364,87	364,02	363,17	362,31	361,44	360,56	359,67	358,78	
		221,29	Критическое состояние		220	218	216	214	212	$p \cdot 10^{-5}$
		374,15			373,7	372,9	372,2	371,4	370,58	$t_s, ^\circ C$

Таблица 7

Соотношение между единицами измерения давления

Наименование единиц	Ньютон на квадратный метр н/м ²	Бар,	Килограмм-сила на квадратный метр, кгс/м ²	Физическая атмосфера, атм	Миллиметр водяного столба ¹ , мм вод. ст.	Миллиметр ртутного столба ² , мм рт.ст.	Англ. фунт на квадратный дюйм p/sq.in
1 н/м ² , Па	1	1·10 ⁻⁵	1,101972	0,98692·10 ⁻⁵	0,10197	750,06·10 ⁻⁵	14,5038·10 ⁻⁵
1 бар	10 ⁵	1	10197,2	0,98692	10197,2	750,06	14,5038
1 кгс/м ²	9,8066	9,8066·10 ⁻⁵	1	0,96784·10 ⁻⁴	1	735,55·10 ⁻⁴	14,2233·10 ⁻⁴
1 атм (физ.)	1,01325·10 ⁵	1,01325	1,03323·10 ⁴	1	1,03323·10 ⁴	760	14,6959
10 ⁴ мм вод. ст.	0,98066·10 ⁵	0,98066	10 ⁴	0,96784	10 ⁴	735,55	14,2233
10 ³ мм рт. ст.	1,33322·10 ⁵	1,33322	1,35951·10 ⁴	1,31579·10 ⁴	1,35951·10 ⁴	10 ³	19,3368
10 lb/sq.in	0,68948·10 ⁵	0,68948	0,70307·10 ⁴	0,68046	0,70307·10 ⁴	517,15	10

¹При t = 4 °С и нормальном ускорении свободного падения g_н = 9,80665 м/с²

²При t = 0 °С и g_н = 9,80665 м/с²

Таблица 8

Относительная влажность воздуха

Δt	Температура сухого термометра														
	40	42	44	46	48	50	52	54	56	58	60	62	64	66	68
0	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100
0.5	97	97	97	97	97	97	97	97	97	97	97	97	97	97	97
1	94	94	95	95	95	95	95	95	95	95	95	95	95	95	95
1.5	91	91	92	92	92	92	92	92	92	92	92	92	93	93	93
2	88	89	90	90	90	90	90	90	90	90	90	90	91	91	91
2.5	85	86	87	87	87	87	87	87	87	87	87	88	88	88	88
3	82	83	84	84	84	84	84	84	85	85	86	86	86	86	86
3.5	79	80	81	81	81	81	82	82	83	83	83	84	84	84	84
4	77	78	79	79	79	79	80	80	81	81	81	82	82	82	82
4.5	74	75	76	76	76	76	77	78	79	79	79	80	80	80	80
5	71	72	73	74	74	74	75	76	77	77	77	78	78	78	78
6	66	67	68	69	70	70	71	72	73	73	73	74	74	75	75
7	62	62	63	64	65	66	67	68	68	69	69	70	70	71	71
8	56	58	59	60	61	62	63	64	64	65	65	66	67	67	68
9	52	53	54	55	56	58	59	60	60	61	61	62	63	63	64
10	48	49	50	51	52	54	55	56	57	58	58	59	60	61	61
11	44	45	46	47	48	50	51	52	53	54	55	56	57	57	58
12	40	42	43	45	46	47	48	49	50	51	52	53	54	54	55

Δt	Температура сухого термометра														
	40	42	44	46	48	50	52	54	56	58	60	62	64	66	68
13	36	38	39	41	42	44	45	46	47	48	49	50	51	52	52
14	32	35	36	38	39	41	42	43	44	45	46	47	48	49	49
15	29	31	33	34	36	37	38	39	41	42	43	44	45	46	46
16	25	28	30	31	33	34	36	37	38	39	40	41	42	43	44
17	23	25	27	28	30	31	33	34	35	36	37	38	39	40	41
18	19	22	24	25	27	29	30	32	33	34	35	36	37	38	39
19	17	19	21	22	24	26	27	29	30	31	32	33	34	35	36
20	14	16	18	20	22	24	25	27	28	29	30	31	32	33	34
21	11	13	15	17	19	21	22	24	25	27	28	29	30	31	32
22	8	11	13	15	17	19	20	22	23	25	26	27	28	29	30
23			10	12	14	16	18	20	21	22	24	25	26	27	28
24			8	10	12	14	16	18	19	20	22	23	24	25	26
25					10	12	14	16	17	18	20	21	22	23	24
26					8	10	12	14	15	17	18	19	20	22	23
27							10	12	13	15	16	17	18	20	21
28							8	10	12	13	14	16	17	18	19
29								8	10	11	12	14	15	16	17
30								7	8	9	11	13	14	15	16
32											8	10	11	12	13
34														10	11

Продолжение таблицы

Δt	Температура сухого термометра										
	70	72	74	76	78	80	82	84	86	88	90
0	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100
0.5	97	97	97	98	98	98	98	98	98	98	98
1	95	95	95	96	96	96	96	96	96	96	96
1.5	93	93	93	94	94	94	94	94	94	94	94
2	91	91	91	92	92	92	92	92	92	92	92
2.5	88	87	89	89	90	90	90	90	90	90	90
3	86	86	87	87	88	88	88	88	88	88	88
3.5	84	84	85	85	86	86	86	86	86	86	86
4	82	83	84	84	84	84	84	84	84	85	85
4.5	80	81	82	82	82	82	82	82	82	83	83
5	78	79	80	80	80	80	80	80	80	81	81
6	75	76	76	77	77	77	77	77	78	78	79
7	71	71	72	72	73	73	73	74	74	74	75
8	68	68	69	69	70	70	70	71	71	72	72
9	64	64	65	65	66	66	66	67	67	68	69
10	61	61	62	63	64	64	64	65	65	66	66
11	58	58	59	60	61	61	61	62	62	63	63

Δt	Температура сухого термометра										
	70	72	74	76	78	80	82	84	86	88	90
12	55	55	56	57	58	58	58	59	59	60	60
13	52	52	53	53	54	55	55	56	56	57	57
14	49	49	50	51	52	53	53	54	54	55	55
15	46	46	47	48	49	50	50	51	51	52	52
16	44	44	45	46	47	48	48	49	49	50	50
17	41	41	42	43	44	45	45	46	46	47	48
18	39	39	40	41	42	42	43	44	44	45	46
19	36	37	38	39	40	40	41	42	42	43	44
20	34	35	36	37	38	38	39	40	40	41	42
21	32	33	34	35	36	36	37	38	38	39	40
22	30	31	32	33	34	34	35	36	36	37	38
23	28	29	30	31	32	32	33	34	34	35	36
24	26	27	28	29	30	31	31	32	32	33	34
25	24	25	26	27	28	29	29	30	30	31	32
26	23	23	25	25	26	27	28	29	29	30	31
27	21	21	23	23	24	25	26	27	27	28	29
28	19	20	21	22	23	24	25	26	26	27	28
29	17	18	19	20	21	22	23	24	24	25	26
30	16	17	18	19	20	21	22	23	23	24	25
32	13	14	15	16	17	18	19	20	20	21	22

34	11	12	13	14	15	15	15	17	18	19	19
36		9	10	11	12	13	14	15	15	16	17
38						11	12	13	13	14	15
40								11	11	12	13

Министерство образования Республики Беларусь

**БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ**

**Кафедра ЮНЕСКО «Энергосбережение и возобновляемые
источники энергии»**



МЕТОДИЧЕСКОЕ ПОСОБИЕ

**для выполнения курсовой работы
по дисциплине «Термодинамика»**

для студентов специальности
1 43 01 06 – «Энергоэффективные технологии и
энергетический менеджмент»
очной и заочной формы обучения

Минск 2008

1

УДК 621.1

Методическое пособие содержит теоретический материал и практические указания к выполнению курсовой работы по дисциплине «Термодинамика» для студентов специальности 1 43 01 06 – «Энергоэффективные технологии и энергетический менеджмент» очной и заочной формы обучения.

Методическое пособие составлено в соответствии с учебным планом вышеназванной специальности и программой дисциплины «Термодинамика».

Рекомендован методической комиссией факультета технологий управления и гуманитаризации и одобрен учебно-методическим управлением БНТУ.

Составители:

Н.Г. Хутская, Г.И. Пальчёнок

Рецензенты

Ю.К. Кривошеев, Д.С. Слижук

МЕТОДИЧЕСКОЕ ПОСОБИЕ
для выполнения курсовой работы
по дисциплине «Термодинамика»

для студентов специальности
1 43 01 06 – «Энергоэффективные технологии и
энергетический менеджмент»
очной и заочной формы обучения

© Составители:

ХУТСКАЯ Наталия Геннадьевна,
ПАЛЬЧЁНОК Геннадий Иванович

Формат 60x84 1/16. Бумага тип. №2. Офсет. печать
Усл. печ. л. Тираж 100. Зак.

ГАЗОТУРБИННЫЕ УСТАНОВКИ

Всякий тепловой двигатель предназначен для превращения теплоты в механическую работу. Наиболее распространенные в технике тепловые двигатели разделяются по способу подвода теплоты (сжигания топлива) на двигатели внутреннего сгорания и двигатели внешнего сгорания.

В двигателях внешнего сгорания топливо сжигается вне теплового двигателя в специальных устройствах (паровом котле), а превращение теплоты пара в работу происходит в паровой турбине.

В двигателях внутреннего сгорания рабочими телами являются газообразные продукты сгорания топлива.

К двигателям внутреннего сгорания относятся газовые турбины и поршневые двигатели внутреннего сгорания.

Газотурбинные установки достаточно компактны, маневренны, используются в теплоэнергетике как пиковые и резервные установки.

Принципиальная схема ГТУ с подводом тепла при постоянном давлении изображена на рисунке 1.

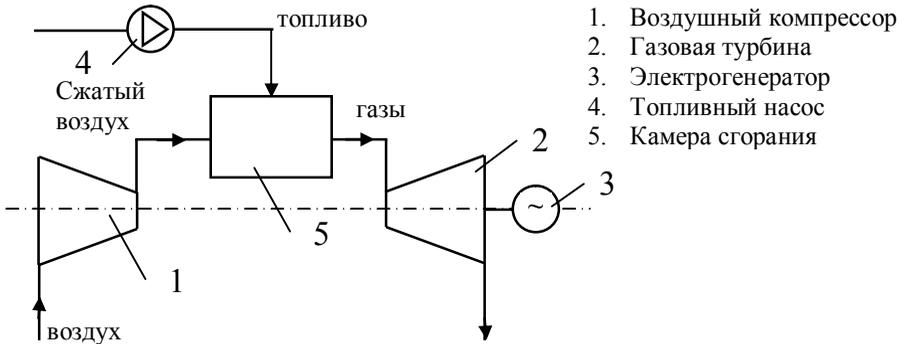


Рисунок 1 - Схема ГТУ с подводом тепла при $p = \text{const}$

Воздушный компрессор сжимает воздух адиабатно (без подвода теплоты), повышая его давление и температуру, и подает его в камеру сгорания, в которую топливный насос впрыскивает горючее.

В камере сгорания осуществляется подвод теплоты при постоянном давлении (сжигание топлива), температура при этом растет. Образующиеся продукты сгорания топлива подаются в газовую турбину. В газовой турбине продукты сгорания расширяются адиабатно (без подвода теплоты) и совершают техническую работу. При этом давление и температура падают. Далее продукты сгорания выбрасываются в атмосферу. Значительная часть технической работы газовой турбины (примерно 2/3) расходуется на привод компрессора, расположенного на том же валу. Остальная часть технической работы (полезная работа) идет на выработку электроэнергии в электрогенераторе. Температура газов перед турбиной 800-900 °С (а для авиационных турбин до 1200 °С), поэтому необходимо использование жаропрочных материалов.

РЕГЕНЕРАЦИЯ В ЦИКЛЕ ГТУ

Газ, прошедший через рабочие органы турбины и отведенный в окружающую среду, имеет более высокую температуру, чем воздух, поступающий в камеру сгорания после сжатия в компрессоре.

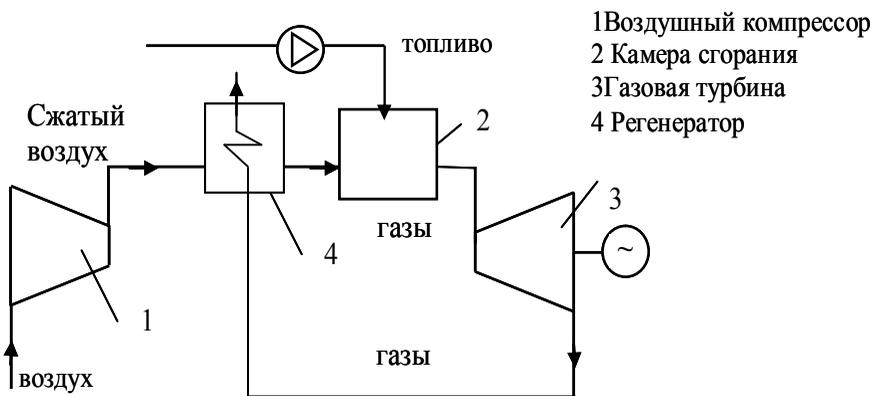
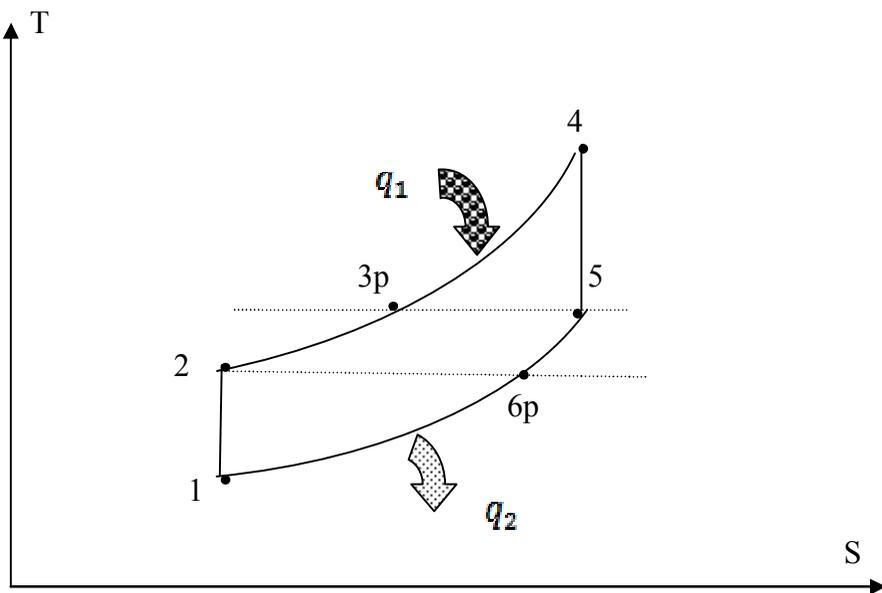


Рисунок 2 - Схема ГТУ с регенерацией

Это дает возможность использовать теплоту уходящих газов для предварительного подогрева воздуха перед подачей его в камеру сгорания. Этот процесс называется регенерацией.

В схеме ГТУ с регенерацией (рисунок 2) воздух, сжатый в компрессоре, подается в регенератор, где подогревается газами, отработавшими на лопатках турбины, а подогретый воздух по трубопроводу поступает в камеру сгорания. В эту же камеру через форсунку насосом подается топливо. Выработанная электроэнергия используется потребителем.



1-2 – адиабатное сжатие воздуха в компрессоре, 2-3p – изобарный подвод теплоты к воздуху в регенераторе, 3p-4 – изобарный подвод теплоты в камере сгорания, 4-5 – адиабатное расширение газов в газовой турбине, 5-6p – изобарный отвод теплоты от газов в регенераторе, 6p-1 – изобарный отвод теплоты от газов в окружающую среду

Рисунок 3 – T,S – диаграмма цикла газотурбинной установки с регенерацией

При полной регенерации теплоты (предельной регенерации) температуры $T_{3p} = T_5$, $T_{6p} = T_2$.

Удельная теплота, подведенная при наличии регенерации к рабочему телу в камере сгорания

$$q_1 = c_p(T_4 - T_{3p}). \quad (1)$$

Удельная теплота, отведенная при наличии регенерации в окружающую среду

$$q_2 = c_p(T_{6p} - T_1). \quad (2)$$

Термический КПД цикла ГТУ с предельной регенерацией

$$\begin{aligned} \eta_t &= 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{c_p(T_{6p} - T_1)}{c_p(T_4 - T_{3p})} = \\ &= 1 - \frac{c_p(T_2 - T_1)}{c_p(T_4 - T_5)}. \end{aligned} \quad (3)$$

Действительные теплообменники имеют конечные размеры, поэтому теплообмен с предельной регенерацией осуществляться не может, воздух нагревается до температуры более низкой, чем температура газов на выходе из газовой турбины, а газы охлаждаются до температуры, превышающей температуру воздуха на выходе из компрессора. Степень приближения регенерации к полной или предельной называется степенью регенерации σ .

Степень регенерации определяется

$$\sigma = \frac{(T_{3pд} - T_2)}{(T_{3p} - T_2)} = \frac{(T_{3pд} - T_2)}{(T_5 - T_2)} = \frac{(T_5 - T_{6pд})}{(T_5 - T_{6p})} = \frac{(T_5 - T_{6pд})}{(T_5 - T_2)}. \quad (4)$$

Степень регенерации обычно задана, поэтому можно определить температуры $T_{3pд}$ и $T_{6pд}$.

$$T_{3pд} = T_2 + \sigma(T_5 - T_2) \quad (5)$$

$$T_{6pд} = T_5 - \sigma(T_5 - T_2) \quad (6)$$

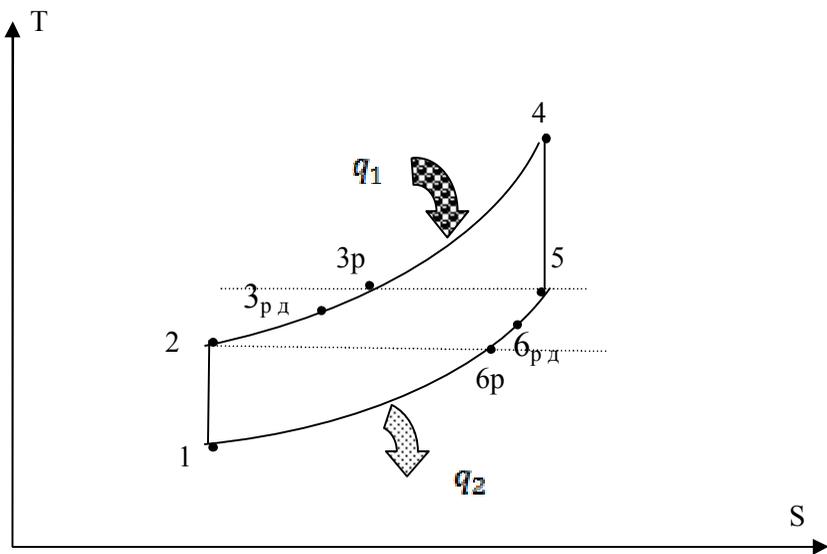


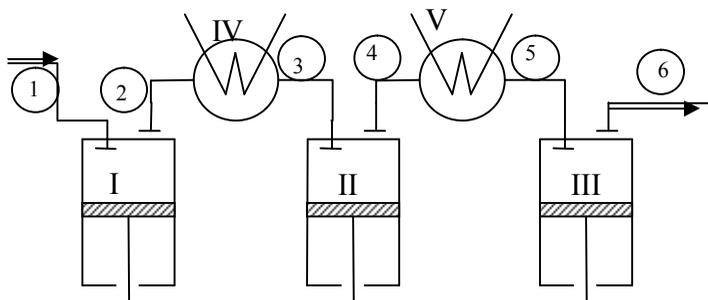
Рисунок 4 – T,S –диаграмма цикла ГТУ с непределной регенерацией

Термический КПД цикла ГТУ с непределной регенерацией

$$\begin{aligned}
 \eta_t &= 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{c_p(T_{6pд} - T_1)}{c_p(T_4 - T_{3pд})} \\
 &= 1 - \frac{c_p [(T_5 - T_1) - \sigma(T_5 - T_2)]}{c_p [(T_4 - T_2) - \sigma(T_5 - T_2)]} \quad (7)
 \end{aligned}$$

МНОГОСТУПЕНЧАТЫЕ КОМПРЕССОРЫ

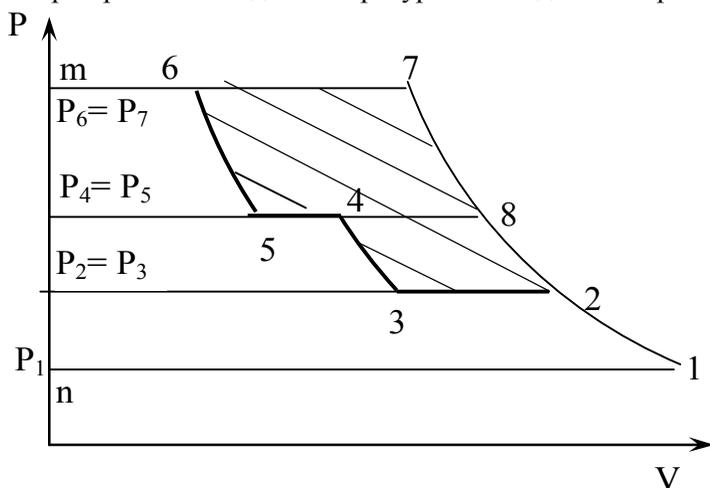
Термический КПД ГТУ можно повысить, введя ступенчатый подогрев рабочего тела и ступенчатое сжатие воздуха в компрессоре с охлаждением его между ступенями.



I, II, III – ступени компрессора, IV, V- промежуточные охладители (теплообменники.)

Рисунок 5 – Многоступенчатый компрессор

Важной особенностью этой схемы является то, что газ, выходящий из одного цилиндра, охлаждается в специальном теплообменнике и только после этого поступает в следующий цилиндр. Теплообменник позволяет снизить температуру газа после ступени компрессора практически до температуры на входе в компрессор T_1 .



1-2, 3-4, 5-6 – адиабатное сжатие в цилиндрах компрессора,
2-3, 4-5 – изобарное охлаждение газа в теплообменниках.

Рисунок 6 - Процесс сжатия газа в многоступенчатом компрессоре

Использование многоступенчатого компрессора вместо одноступенчатого для одной и той же величины отношения конечного давления к начальному (в данном случае p_6/p_1) обеспечивает более низкую температуру сжатого газа ($T_2 = T_4 = T_6$ вместо T_7 , рисунок 7) и дает существенный выигрыш в работе цикла (выигрыш равен заштрихованной площади (2-3-4-5-6-7-8-2) на рисунке 6.

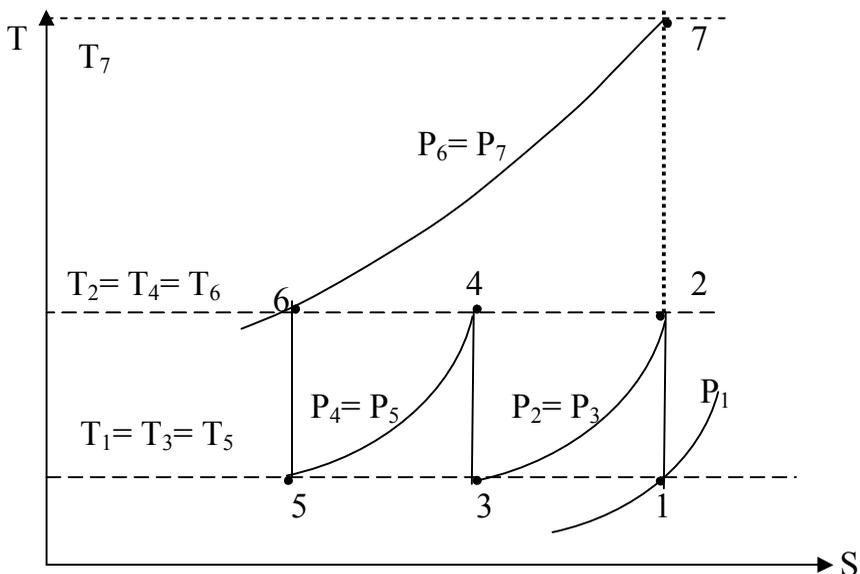


Рисунок 7 - T,s – диаграмма процесса сжатия газа в многоступенчатом компрессоре

Распределение перепада давления между ступенями должно быть таким, чтобы суммарная техническая работа была минимальной (площадь 1-2-3-4-5-6-m-n-1). Для компрессора с числом ступеней m этому условию отвечает отношение давлений на ступени, одинаковое для всех ступеней компрессора

$$\frac{p_{\text{выхода из ступени}}}{p_{\text{входа в ступень}}} = \left(\frac{p_{\text{конечное}}}{p_{\text{начальное}}} \right)^{\frac{1}{m}} \quad (8)$$

Для рассмотренного случая (рисунки 5,6)

$$p_2/p_1 = p_4/p_3 = p_6/p_5 = (p_6/p_1)^{\frac{1}{3}}. \quad (9)$$

ЦИКЛ ГТУ ПРИ НЕОБРАТИМЫХ ПРОЦЕССАХ СЖАТИЯ И РАСШИРЕНИЯ

Если адиабатные процессы сжатия и расширения идут необратимо, всегда имеет место возрастание энтропии (процессы сжатия и расширения смещаются в T,S диаграмме вправо).

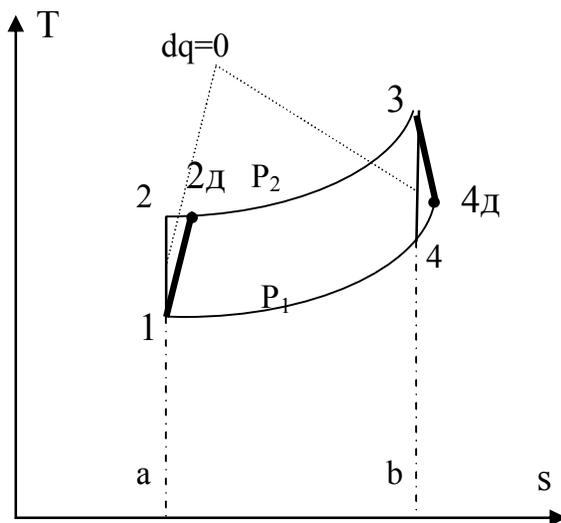


Рисунок 8 – Цикл ГТУ при необратимом протекании процессов сжатия и расширения

Если в цикле имеет место необратимость, то его термодинамическая эффективность характеризуется не термическим КПД η_t , а абсолютным внутренним КПД η_i .

$$\eta_i = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{l_{\Gamma T}^D - l_{КОМПР}^D}{q_1} = \frac{l_{\Gamma T}^{ТЕОР} \eta_{oi}^{\Gamma T} - \frac{l_{КОМПР}^{ТЕОР}}{\eta_{oi}^{КОМПР}}}{q_1} . \quad (10)$$

Здесь $l_{\Gamma T}^D$ - действительная работа турбины,

$l_{КОМПР}^D$ - действительная работа компрессора,

$\eta_{oi}^{\Gamma T}$ - относительный внутренний КПД турбины,

$\eta_{oi}^{КОМПР}$ - относительный внутренний КПД компрессора

$$\eta_{oi}^{\Gamma T} = \frac{l_{\Gamma T}^D}{l_{\Gamma T}^{ТЕОР}} . \quad (11)$$

$l_{\Gamma T}^{ТЕОР}$ - работа турбины теоретическая (при обратимом процессе адиабатного расширения).

$$\eta_{oi}^{КОМПР} = \frac{l_{КОМПР}^{ТЕОР}}{l_{КОМПР}^D} . \quad (12)$$

$l_{КОМПР}^{ТЕОР}$ - работа компрессора теоретическая (при обратимом процессе адиабатного сжатия).

$$l_{КОМПР}^{ТЕОР} = c_p (T_2 - T_1)$$

$$l_{КОМПР}^D = c_p (T_{2Д} - T_1) . \quad (13)$$

$$\begin{aligned}
 l_{\Gamma T}^{TEOP} &= c_p (T_3 - T_4) \\
 l_{\Gamma T}^D &= c_p (T_3 - T_{4D})
 \end{aligned}
 \tag{14}$$

Теплота, подведенная в камере сгорания

$$q_1 = c_p (T_3 - T_{2D})
 \tag{15}$$

Обычно заданы T_1 , T_3 , p_1 , $\beta = \frac{p_2}{p_1}$, $\eta_{oi}^{\Gamma T}$, $\eta_{oi}^{КОМПР}$.

Температуру в конце процесса обратимого сжатия в компрессоре T_2 и в конце процесса обратимого расширения в газовой турбине T_4 можно определить из соотношения параметров для адиабатного процесса (рисунок 8)

$$T_2/T_1 = (p_2/p_1)^{\frac{k-1}{k}} = \beta^{\frac{k-1}{k}}
 \tag{16}$$

$$T_3/T_4 = (p_2/p_1)^{\frac{k-1}{k}} = \beta^{\frac{k-1}{k}}
 \tag{17}$$

$$T_2 = T_1 \beta^{\frac{k-1}{k}}
 \tag{18}$$

$$T_4 = T_3 / \beta^{\frac{k-1}{k}}
 \tag{19}$$

Температура в конце процесса необратимого сжатия в компрессоре (рисунок 8)

$$T_{2D} = T_1 + \frac{(T_2 - T_1)}{\eta_{oi}^{КОМПР}}
 \tag{20}$$

Температура в конце процесса необратимого расширения в газовой турбине

$$T_{4Д} = T_3 - (T_3 - T_4)\eta_{oi}^{ГТ} \quad (21)$$

Абсолютный внутренний КПД зависит от отношения температур на входе в газовую турбину и компрессор, от степени сжатия, относительных внутренних КПД газовой турбины и компрессора.

$$\eta_i = f\left(\frac{T_3}{T_1}, \beta, \eta_{oi}^{КОМПР}, \eta_{oi}^{ГТ}\right). \quad (22)$$

Абсолютный внутренний КПД растет с ростом отношения $\frac{T_3}{T_1}$, с ростом $\eta_{oi}^{ГТ}$, причем увеличение $\eta_{oi}^{ГТ}$ на 1% вызывает увеличение эффективности установки в целом на 3%, с ростом $\eta_{oi}^{КОМПР}$, причем увеличение $\eta_{oi}^{КОМПР}$ на 1% вызывает увеличение эффективности установки в целом на 2%. Что касается зависимости от β , то существует оптимальная степень увеличения давления β , когда η_i имеет максимум.

КПД идеального цикла непрерывно повышается с ростом степени увеличения давления.

Увеличение начальной температуры газа является весьма сильным средством повышения экономичности ГТУ. Повышение температуры газа на 50⁰С увеличивает абсолютное значение КПД на 2%. Однако повышение температуры газов перед турбиной ограничивается прочностью металлов, снижающейся при высоких температурах.

Температура воздуха на входе в компрессор оказывает сильное влияние на КПД ГТУ. Чем ниже эта температура, тем выше КПД ГТУ.

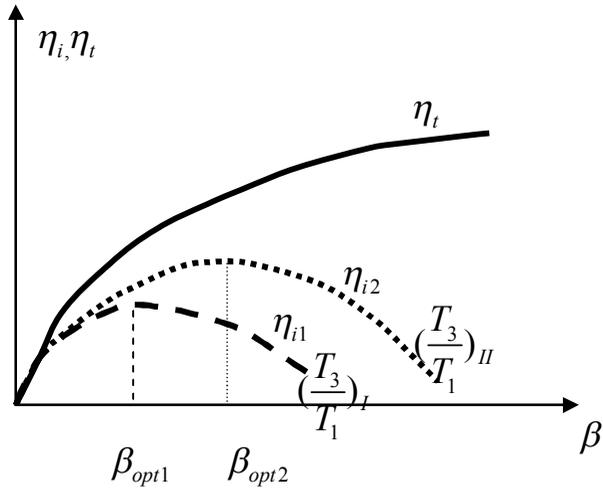


Рисунок 9 – Зависимость термического и абсолютного внутреннего КПД от степени сжатия и отношения температур

Все ГТУ проектируются на оптимальную степень повышения давления.

При небольшой степени сжатия цикл ГТУ вытянут в T, s – диаграмме и влияние необратимости невелико. В этой области $\eta_i \approx \eta_t$. В этой зоне они ведут себя приблизительно одинаково.

С ростом степени сжатия влияние необратимости усиливается и в конечном счете может вызвать уменьшение η_i , ибо потери от необратимости с ростом β растут. С ростом $\frac{T_3}{T_1}$, с ростом

тогда $\eta_{oi}^{КОМПР}$, $\eta_{oi}^{ГТ}$ величина максимума η_i растет, а сам максимум смещается в сторону больших β .

ЦИКЛ СЛОЖНОЙ ГТУ

Для повышения термического КПД цикла ГТУ и приближения цикла ГТУ к обобщенному циклу Карно необходимо приблизить к изотермическому процесс сжатия воздуха в компрессоре и процесс подвода теплоты.

На практике ни изотермическое сжатие воздуха в компрессоре, ни изотермический подвод теплоты осуществить в полной мере невозможно. Для приближения действительного процесса сжатия к изотермическому в компрессорах употребляется многоступенчатое сжатие с промежуточным охлаждением, а для приближения действительного процесса подвода тепла к изотермическому – ступенчатое сгорание с последовательным расширением продуктов сгорания в отдельных ступенях газовой турбины.

Процесс адиабатного расширения рабочего тела в такой установке осуществляется последовательно в нескольких ступенях турбины, причем после расширения в каждой из ступеней рабочее тело подается в промежуточные камеры сгорания, где его температура вследствие дополнительного сжигания топлива доводится до первоначальной. Чем больше степеней расширения и сжатия, тем ближе цикл ГТУ к обобщенному циклу Карно и тем выше его термический КПД.

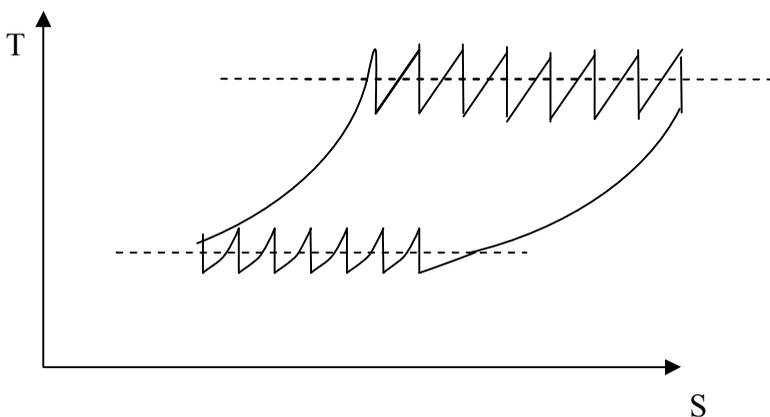
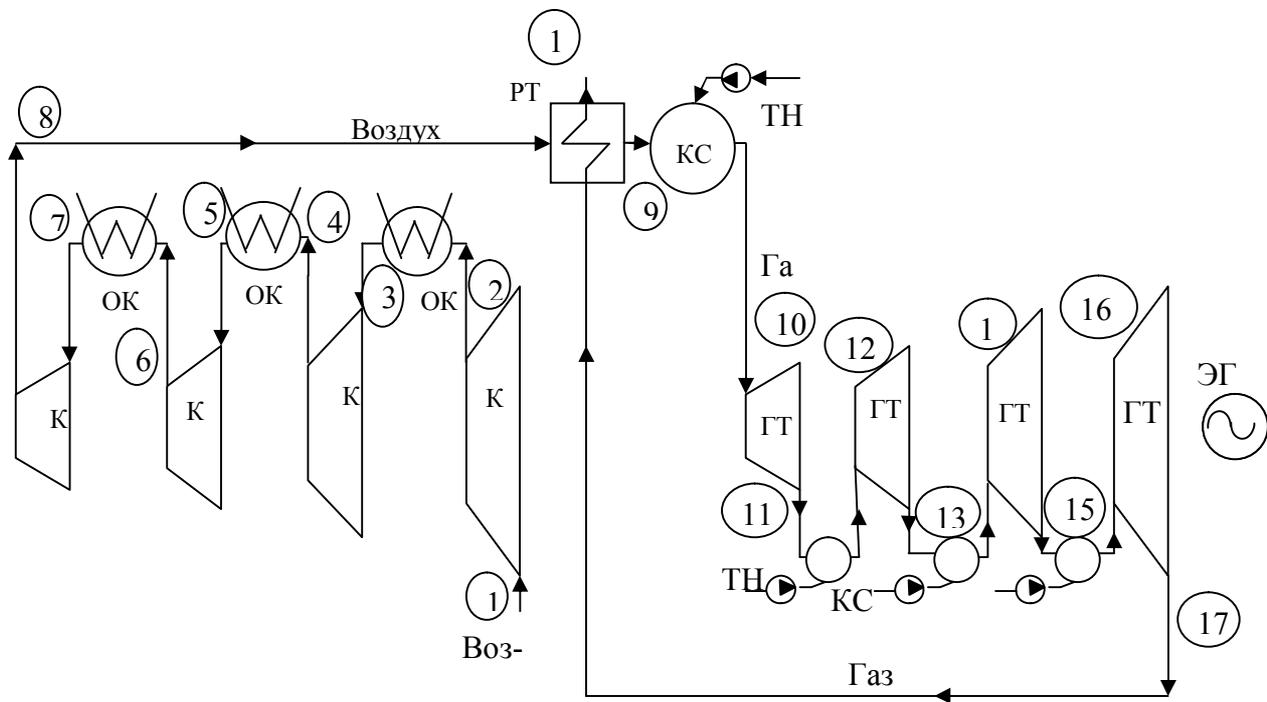


Рисунок 10 – Цикл сложной ГТУ в T,s- диаграмме



К- ступени компрессора, ГТ – ступени газовой турбины, КС – камера сгорания, ТН- топливный насос, РТ – регенеративный теплообменник, ОК – охладитель компрессора, ЭГ – электрогенератор

Рисунок 11 – Принципиальная схема сложной ГТУ

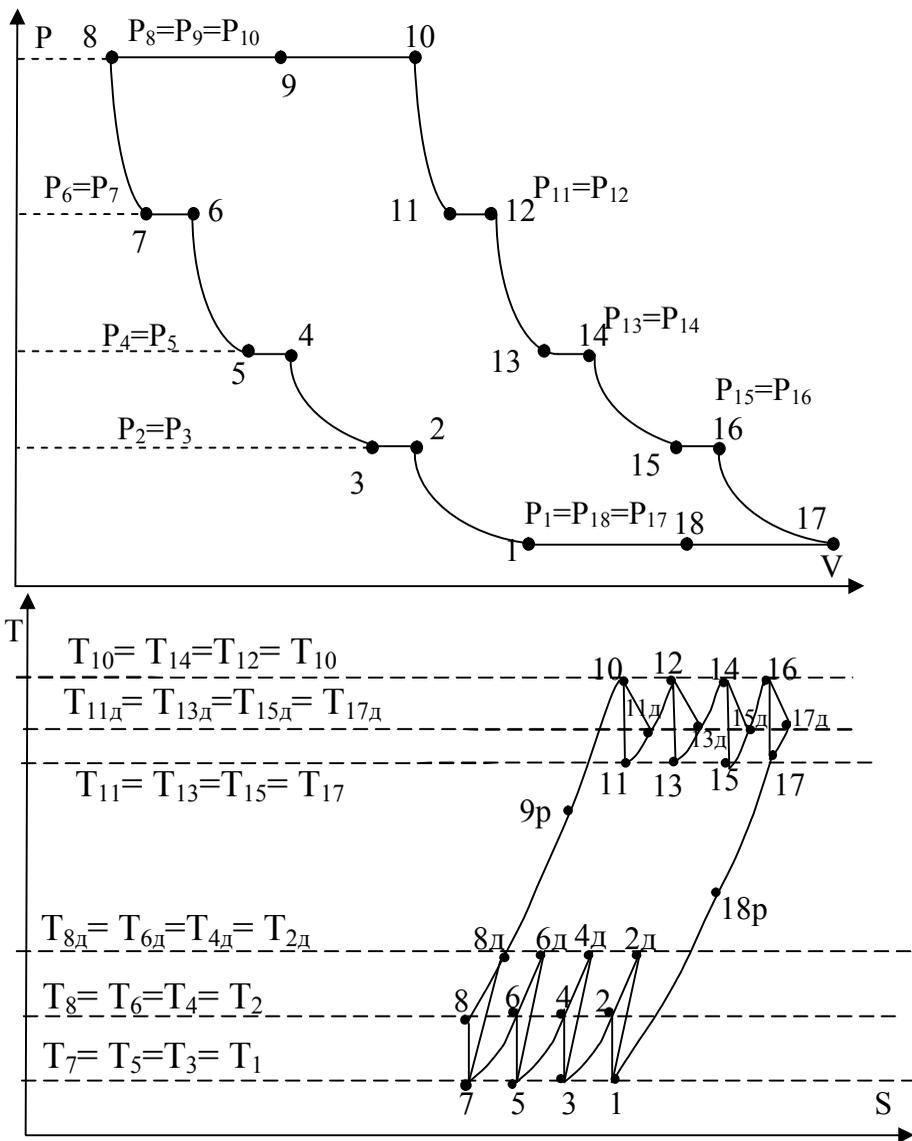


Рисунок 12 – Цикл сложной ГТУ в P,V – и T,s-диаграммах

СМЕСИ ИДЕАЛЬНЫХ ГАЗОВ

Чистое вещество – вещество, все молекулы которого одинаковы. Чистые вещества называются компонентами. Смесь состоит из нескольких чистых веществ.

Пусть смесь состоит из G_1, G_2, G_3, G_i кг каждого компонента.

Общая масса смеси $G_{\text{см}} = \sum_{i=1}^n G_i$

Массовая доля компонента в смеси

$$m_1 = \frac{G_1}{G_{\text{см}}}, m_2 = \frac{G_2}{G_{\text{см}}}, m_3 = \frac{G_3}{G_{\text{см}}}, m_i = \frac{G_i}{G_{\text{см}}}$$
$$\sum_{i=1}^n m_i = 1$$
(23)

Иногда состав смеси определяется через мольные доли.

Мольная доля компонента в смеси – отношение количества молей рассматриваемого компонента (M_i) к общему числу молей смеси $M_{\text{см}}$.

$$M_{\text{см}} = \sum_{i=1}^n M_i$$
(24)

$N_i = \frac{M_i}{M_{\text{см}}}$ – мольная доля i -го компонента.

$$\sum_{i=1}^n N_i = 1$$
(25)

Между массовыми и мольными долями существует связь. Обозначим через μ_i молекулярные массы компонентов смеси. Массовая доля i -го компонента выражается через мольную следующим образом

$$m_i = \frac{G_i}{\sum_{i=1}^n G_i} = \frac{M_i \mu_i}{\sum_{i=1}^n M_i \mu_i} = \frac{\frac{M_i}{M_{CM}}}{\sum_{i=1}^n \frac{M_i}{M_{CM}} \mu_i} = \frac{N_i \mu_i}{\sum_{i=1}^n N_i \mu_i}. \quad (26)$$

При известных массовых долях мольные доли можно определить следующим образом

$$N_i = \frac{M_i}{\sum_{i=1}^n M_i} = \frac{\frac{G_i}{\mu_i}}{\sum_{i=1}^n \frac{G_i}{\mu_i}} = \frac{\frac{G_i}{G_{CM}} \frac{1}{\mu_i}}{\sum_{i=1}^n \frac{G_i}{G_{CM}} \frac{1}{\mu_i}} = \frac{\frac{m_i}{\mu_i}}{\sum_{i=1}^n \frac{m_i}{\mu_i}}. \quad (27)$$

Основным законом, определяющим поведение газовой смеси, является закон Дальтона: каждый отдельный газ ведет себя в газовой смеси так, как будто он один занимает весь объем газовой смеси и имеет такое давление, которое он имел бы, если бы занимал весь объем газовой смеси. Это давление называется парциальным p_i .

В соответствии с законом Дальтона

$$p_{CM} = \sum_{i=1}^n p_i. \quad (28)$$

Если компонент идеально-газовой смеси при температуре смеси находится не под своим парциальным давлением, а под давлением смеси, то его объем в этом случае называется приведенным объемом V_i .

Объемная доля i -го компонента

$$r_i = \frac{V_i}{\sum_{i=1}^n V_i}. \quad (29)$$

Приведенный объем определяется из уравнения

$$p_{CM} V_i = p_i V_{CM}. \quad (30)$$

$$\sum_{i=1}^n P_{\text{см}} V_i = \sum_{i=1}^n P_i V_{\text{см}}. \quad (31)$$

$$P_{\text{см}} \sum_{i=1}^n V_i = V_{\text{см}} \sum_{i=1}^n P_i. \quad (32)$$

$$\sum_{i=1}^n V_i = V_{\text{см}}, \text{ то есть полный объем газовой смеси равен}$$

сумме приведенных объемов компонентов.

Или сумма объемных долей равна единице

$$\sum_{i=1}^n r_i = 1. \quad (33)$$

Объемная доля i -го компонента

$$r_i = \frac{V_i}{\sum_{i=1}^n V_i} = \frac{M_i \mu_i \nu_i}{\sum_{i=1}^n M_i \mu_i \nu_i}. \quad (34)$$

Так как для всех газов, входящих в газовую смесь и приведенных к одному и тому же давлению $P_{\text{см}}$ и одной и той же температуре $T_{\text{см}}$, объем молей одинаков ($\mu \nu = 22.4$), то

$$r_i = \frac{M_i}{\sum_{i=1}^n M_i} = N_i \quad (35)$$

то есть для идеально-газовой смеси объемная доля компонента равна его мольной доле.

Перевод объемных долей в массовые

$$m_i = \frac{r_i \mu_i}{\sum_{i=1}^n r_i \mu_i} \quad (36)$$

Перевод массовых долей в объемные

$$r_i = \frac{\frac{m_i}{\mu_i}}{\sum_{i=1}^n \frac{m_i}{\mu_i}}, \quad (37)$$

При расчетах идеально-газовых смесей удобно пользоваться так называемой кажущейся молекулярной массой смеси – отношением массы смеси к суммарному числу молей компонентов

$$\mu_{CM} = \frac{G_{CM}}{M_{CM}} = \frac{G_{CM}}{\sum_{i=1}^n \frac{G_i}{\mu_i}} = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{m_i}{\mu_i}}. \quad (38)$$

Или

$$\mu_{CM} = \sum_{i=1}^n r_i \mu_i. \quad (39)$$

Запишем уравнение Клапейрона – Менделеева для i -го компонента идеально-газовой смеси, занимающей объем V_{CM} при температуре T_{CM} .

$$p_i V_{CM} = G_i R_i T_{CM}. \quad (40)$$

Просуммировав для всех i -х компонентов смеси, получим

$$\sum_{i=1}^n p_i V_{CM} = \sum_{i=1}^n G_i R_i T_{CM} \quad (41)$$

$$V_{CM} \sum_{i=1}^n p_i = T_{CM} \sum_{i=1}^n G_i R_i.$$

Так как

$$p_{CM} = \sum_{i=1}^n p_i \quad (42)$$

$$p_{CM} V_{CM} = T_{CM} \sum_{i=1}^n G_i R_i.$$

С другой стороны, для идеально-газовой смеси уравнение Клапейрона - Менделеева

$$p_{CM} V_{CM} = G_{CM} R_{CM} T_{CM} \quad (43)$$

Отсюда

$$G_{CM} R_{CM} = \sum_{i=1}^n G_i R_i \quad (44)$$

а

$$R_{CM} = \frac{\sum_{i=1}^n G_i R_i}{G_{CM}} = \sum_{i=1}^n m_i R_i \quad (45)$$

Поскольку

$$R_i = 8314 / \mu_i, \quad (46)$$

можно записать

$$R_{CM} = 8314 \sum_{i=1}^n \frac{m_i}{\mu_i} = \frac{8314}{\mu_{CM}} = \frac{8314}{r_i \mu_i}. \quad (47)$$

Парциальные давления определяются из соотношения

$$P_{CM} V_i = P_i V_{CM} \quad (48)$$

и объемная доля

$$r_i = V_i / V_{CM}. \quad (49)$$

Парциальное давление

$$P_i = P_{CM} r_i. \quad (50)$$

$$\frac{P_i}{P_{CM}} = r_i = N_i. \quad (51)$$

Теплоемкость газовой смеси

Массовая, кДж/кгК

$$c_{CM} = \sum_{i=1}^n c_i m_i. \quad (52)$$

Объемная, кДж/м³К

$$C_{CM} = \sum_{i=1}^n C_i r_i. \quad (53)$$

Мольная, кДж/кмольК

$$\mu C_{CM} = \sum_{i=1}^n \mu C_i r_i. \quad (54)$$

ЗАДАНИЕ

Рассчитать цикл сложной газотурбинной установки.

Определить:

1. Параметры во всех характерных точках цикла.
2. Состав газовой смеси после основной камеры сгорания
 - мольный и массовый, если задан объемный;
 - мольный и объемный, если задан массовый;
 - массовый и объемный, если задан мольный
3. Газовую постоянную смеси и кажущуюся молекулярную массу.
4. Парциальные давления газов, входящих в смесь.
5. Теплоемкости во всех характерных точках цикла.
6. Работу компрессора.
7. Работу турбины.
8. Теплоту, отведенную в охладителях компрессора.
9. Теплоту, подведенную к воздуху в регенераторе.
10. Теплоту, отведенную от газов в регенераторе.
11. Теплоту, подведенную к воздуху в основной камере сгорания и к смеси газов в промежуточных камерах сгорания.
12. Теплоту, отведенную от газов в окружающую среду.
13. Изменение энтропии при подводе теплоты в регенераторе и камерах сгорания.
14. Изменение энтропии при отводе теплоты от газов в регенераторе и в окружающую среду.
15. Изменение энтропии при отводе теплоты от воздуха в охладителе компрессора
16. Изменение внутренней энергии и энтальпии воздуха при подводе теплоты в регенераторе и камерах сгорания.
17. Изменение внутренней энергии и энтальпии газовой смеси при отводе теплоты в регенераторе и в окружающую среду.
18. Мощности турбины, компрессора, всей газотурбинной установки
19. Абсолютный внутренний и термический КПД цикла
20. Изобразить схему сложной ГТУ.

21. Изобразить цикл ГТУ в масштабе в P,V- и T,S - диаграммах.

ЗАДАНО:

Начальные параметры P_1 и t_1 , степень сжатия $\beta_{\text{общ}}$, число ступеней турбины $m_{\text{ГТ}}$, число ступеней компрессора $m_{\text{компр}}$, относительный внутренний КПД газовой турбины $\eta_{oi}^{\text{ГТ}}$, относительный внутренний КПД компрессора $\eta_{oi}^{\text{КОМП}}$, степень регенерации σ , температура газов перед газовой турбиной, расход газов, состав газовой смеси после основной камеры сгорания

ПОРЯДОК РАСЧЕТА ЦИКЛА ГТУ

Для определения давлений в характерных точках цикла необходимо разделить перепад давлений между ступенями компрессора и газовой турбины

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{P_4}{P_3} = \frac{P_6}{P_5} = \frac{P_8}{P_7} = \beta_{\text{общ}}^{\frac{1}{m_{\text{КОМП}}}} . \quad (55)$$

$$\frac{P_{10}}{P_{11}} = \frac{P_{12}}{P_{13}} = \frac{P_{14}}{P_{15}} = \frac{P_{16}}{P_{17}} = \beta_{\text{общ}}^{\frac{1}{m_{\text{ГТ}}}} . \quad (56)$$

С учетом того, что в адиабатных процессах сжатия в компрессоре и расширения в газовой турбине связь между температурами и давлениями определяется соотношениями (16), (17), можно определить теоретические температуры в характерных точках цикла. Действительные температуры определяются из выражений (20) и (21).

Удельные объемы можно найти из уравнения состояния, считая, что до точки, соответствующей началу расширения в газовой

турбине, в цикле рабочим телом является воздух, а далее – газовая смесь.

$$v = RT/p. \quad (57)$$

Параметры газовой смеси определяются из соотношений (23)-(51).

Теплоемкости газов определяются по таблицам термодинамических свойств газов при заданных температурах (таблицы 1,2). Теплоемкость при заданной температуре C_{px} определяется линейной интерполяцией, приближенно считая зависимость теплоемкости от температуры линейной, из выражения

$$C_{px} = C_{p1} + \frac{(C_{p2} - C_{p1}) \cdot (t_x - t_1)}{t_2 - t_1}; \quad (58)$$

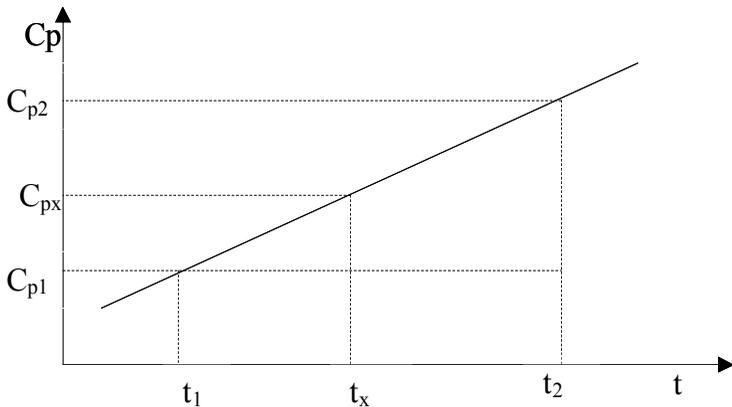


Рисунок 13 – Определение теплоемкости при заданной температуре

Средняя теплоемкость в интервале температур $t_1 \div t_2$ определяется из выражения

$$C_{pcp} = \frac{(C_{p2}t_2 - C_{p1}t_1)}{t_2 - t_1}; \quad (59)$$

Для схемы, представленной на рисунке 10:
Работа компрессора теоретическая

$$l_{\text{КОМПР}}^{\text{ТЕОР}} = 4 C_{p(1-2)} (T_2 - T_1) . \quad (60)$$

Работа компрессора действительная

$$l_{\text{КОМПР}}^{\text{ДЕЙСТВ}} = 4 C_{p(1-2д)} (T_{2д} - T_1) . \quad (61)$$

Работа газовой турбины теоретическая

$$l_{\text{ГТ}}^{\text{ТЕОР}} = 4 C_{p(10-11)} (T_{10} - T_{11}) . \quad (62)$$

Работа газовой турбины действительная

$$l_{\text{ГТ}}^{\text{ДЕЙСТВ}} = 4 C_{p(10-11д)} (T_{10} - T_{11д}) . \quad (63)$$

Теплота, отведенная в охладителях компрессора

$$q_{\text{ОК}} = 3 C_{p(1-2д)} (T_3 - T_{2д}) . \quad (64)$$

Теплота, подведенная к воздуху в регенераторе

$$q_{\text{ВОЗД}}^{\text{РЕГ}} = C_{p(8д-9р)} (T_{9р} - T_{8д}) . \quad (65)$$

Теплота, отведенная от газов в регенераторе

$$q_{\text{ГАЗ}}^{\text{РЕГ}} = C_{p(18р-17д)} (T_{18р} - T_{17д}) . \quad (66)$$

Теплота, подведенная к воздуху в основной камере сгорания

$$q_{\text{ВОЗД}}^{\text{ОК}} = C_{p(9р-10)} (T_{10} - T_{9р}) \quad (67)$$

и к смеси газов в промежуточных камерах сгорания

$$q_{\text{ГАЗ}}^{\text{ПКС}} = C_{p(11д-12)} (T_{12} - T_{11д}). \quad (68)$$

Теплота, отведенная от газов в окружающую среду

$$q_{\text{ГАЗ}}^{\text{ОС}} = C_{p(18p-1)} (T_1 - T_{18p}). \quad (69)$$

Изменение энтропии в изобарном процессе подвода (отвода) теплоты определяется из выражения

$$\Delta S = C_p (T_{\text{нач}} + T_{\text{кон}}) \ln \frac{T_{\text{кон}}}{T_{\text{нач}}}. \quad (70)$$

Здесь теплоемкость

$C_p (T_{\text{нач}} + T_{\text{кон}})$ - средняя в интервале температур $T_{\text{нач}} + T_{\text{кон}}$, а

$T_{\text{нач}} T_{\text{кон}}$ - соответственно начальная и конечная температуры в процессе подвода (отвода) теплоты.

Изменение энтальпии в изобарном процессе подвода (отвода) теплоты определяется из соотношения

$$\Delta h = C_p (T_{\text{нач}} + T_{\text{кон}}) (T_{\text{кон}} - T_{\text{нач}}) \quad (71)$$

Изменение внутренней энергии в изобарном процессе подвода (отвода) теплоты определяется из соотношения

$$\Delta u = C_v (T_{\text{нач}} + T_{\text{кон}}) (T_{\text{кон}} - T_{\text{нач}}). \quad (72)$$

Связь между изобарной и изохорной теплоемкостями можно получить из уравнения Майера

$$C_v = C_p - R, \quad (73)$$

где R - удельная газовая постоянная воздуха (газовой смеси).
Мощность газовой турбины

$$N_{ГТ} = I_{ГТ}^{ДЕЙСТВ} \cdot G, \text{ кВт} \quad (74)$$

где G – расход, кг/с.

Мощность компрессора

$$N_{КОМПР} = I_{КОМПР}^{ДЕЙСТВ} \cdot G, \text{ кВт} \quad (75)$$

Мощность газотурбинной установки

$$N_{ГТУ} = N_{ГТ} - N_{КОМПР}, \text{ кВт} \quad (76)$$

Абсолютный внутренний КПД определяется по зависимости (10), где q_1 - подведенная в основной и промежуточных камерах сгорания теплота (кДж/кг) с учетом необратимости.

Термический КПД цикла ГТУ определяется по формуле

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{l_{ГТ}^{ТЕОР} - l_{КОМПР}^{ТЕОР}}{q_1} \quad (77)$$

Здесь q_1 – подведенная в основной и промежуточных камерах сгорания теплота (кДж/кг) без учета необратимости.

Таблица 1 – Зависимость теплоемкости газов от температуры

t°С	с _p , кДж/кгК						
	Воздух	Азот	Кислород	Диоксид углерода	Водяной пар	Водород	Оксид углерода
1	2	3	4	5	6	7	8
-50	1,002	1,0388	0,9062	0,7605	-----	13,826	1,0393
-25	1,0023	1,0388	0,9112	0,7899	-----	14,032	1,0389
0	1,0028	1,0388	0,9132	0,8178	1,8597	14,179	1,0389
25	1,0038	1,0390	0,9167	0,8441	1,8644	14,282	1,0394
50	1,0053	1,0396	0,9213	0,8690	1,8714	14,355	1,0405
75	1,0073	1,0405	0,9268	0,8927	1,8800	14,406	1,0422
100	1,0098	1,0419	0,9331	0,9152	1,8900	14,441	1,0444
125	1,0128	1,0437	0,9400	0,9366	1,9012	14,466	1,0472
150	1,0163	1,0460	0,9473	0,9569	1,9134	14,482	1,0506
175	1,0202	1,0488	0,9550	0,9762	1,9263	14,494	1,0545
200	1,0244	1,0520	0,9628	0,9947	1,9399	14,502	1,0589
250	1,0339	1,0598	0,9787	1,0290	1,9688	14,514	1,0689
300	1,0445	1,0691	0,9944	1,0602	1,9994	14,528	1,0803
350	1,0559	1,0797	1,0094	1,0885	2,0315	14,547	1,0928
400	1,0678	1,0912	1,0236	1,1143	2,0646	14,575	1,1057
450	1,0798	1,1032	1,0366	1,1379	2,0984	14,613	1,1190
500	1,0918	1,1154	1,0485	1,1593	2,1329	14,660	1,1321

1	2	3	4	5	6	7	8
550	1,1036	1,1277	1,0593	1,1789	2,1677	14,717	1,1449
600	1,1150	1,1396	1,0691	1,1967	2,2030	14,783	1,1572
650	1,1258	1,1512	1,0779	1,2130	2,2383	14,857	1,1688
700	1,1361	1,1622	1,0858	1,2279	2,2738	14,938	1,1797
750	1,1457	1,1725	1,0931	1,2416	2,3091	15,026	1,1898
800	1,1546	1,1823	1,0998	1,2544	2,3441	15,119	1,1992
850	1,1629	1,1914	1,1059	1,2658	2,3788	15,216	1,2080
900	1,1707	1,1999	1,1118	1,2766	2,4130	15,316	1,2161
950	1,1779	1,2079	1,1172	1,2865	2,4466	15,419	1,2236
1000	1,1846	1,2154	1,1224	1,2958	2,4793	15,524	1,2307
1050	1,1909	1,2225	1,1272	1,3044	2,5112	15,630	1,2373
1100	1,1969	1,2292	1,1319	1,3124	2,5420	15,737	1,2435
1150	1,2025	1,2354	1,1362	1,3199	2,5718	15,844	1,2493
1200	1,2079	1,2414	1,1403	1,3267	2,6004	15,951	1,2548
1250	1,2130	1,2470	1,1441	1,3331	2,6279	16,059	1,2598
1300	1,2179	1,2521	1,1477	1,3389	2,6541	16,166	1,2645
1350	1,2225	1,2569	1,1512	1,3443	2,6793	16,271	1,2687
1400	1,2268	1,2613	1,1547	1,3494	2,7034	16,376	1,2726
1450	1,2309	1,2654	1,1586	1,3542	2,7267	16,479	1,2764
1500	1,2347	1,2694	1,1632	1,3592	2,7494	16,579	1,2803

Таблица 2 – Зависимость теплоемкости газов от температуры

t°С	с _p , кДж/кгК				
	Сероводород H ₂ S	Сернистый ангидрид SO ₂	Сероуглерод CS ₂	Метан CH ₄	Этан C ₂ H ₆
0	0.991	0.606	0.585	2.166	1.647
100	1.025	0.662	0.639	2.449	2.068
200	1.069	0.711	0.679	2.807	2.490
300	1.120	0.753	0.708	3.176	2.870
400	1.173	0.784	0.730	3.530	3.214
500	1.225	0.807	0.746	3.856	3.519
600	1.274	0.825	0.759	4.153	3.787
700	1.321	0.839	0.768	4.422	4.022
800	1.361	0.850	0.776	4.660	4.215
900	1.398	0.859	0.782	4.873	4.389
1000	1.431	0.865	0.787	5.062	4.548
1100	1.459	0.871	0.792	5.227	4.693
1200	1.484	0.875	0.795	5.368	4.823

СОДЕРЖАНИЕ

<u>ГАЗОТУРБИННЫЕ УСТАНОВКИ</u>	3
<u>РЕГЕНЕРАЦИЯ В ЦИКЛЕ ГТУ</u>	4
<u>МНОГОСТУПЕНЧАТЫЕ КОМПРЕССОРЫ</u>	7
<u>ЦИКЛ ГТУ ПРИ НЕОБРАТИМЫХ ПРОЦЕССАХ СЖАТИЯ И РАСШИРЕНИЯ</u>	10
<u>ЦИКЛ СЛОЖНОЙ ГТУ</u>	15
<u>СМЕСИ ИДЕАЛЬНЫХ ГАЗОВ</u>	19
<u>ЗАДАНИЕ</u>	25
<u>ПОРЯДОК РАСЧЕТА ЦИКЛА СЛОЖНОЙ ГТУ</u>	26

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Кириллин В.А., Сычев В.В., Шейндлин А.Е. Техническая термодинамика. Учебник.-4-е изд., перераб. - М.: Энергоатомиздат, 1983. - 416 с.
2. Крутов В.И., Исаев С.И., Кожин И.А. и др.; Под ред. В.И. Крутова техническая термодинамика. Учебник.- 3-е изд.. перераб. и доп. М.: Высш. шк., 1991.-384 с.
3. Сборник задач по технической термодинамике. Учебное пособие./Андрианова Т.Н., Дзампов Б.В., Зубарев В.Н., Ремизов С.А.- 3-е изд., перераб.- М.: Энергоиздат, 1981. - 240 с.
4. Ривкин С.Л. Термодинамические свойства газов: Справочник.- 4-е изд.- М.: Энергоатомиздат, 1987.- 288 с.
5. Хутская Н.Г., Погирницкая С.Г. Расчет термодинамических процессов идеального газа :Методическое пособие.- Минск, БГПА, 1998.-28 с.
6. Хутская Н.Г., Кривошеев Ю.К. Лабораторный практикум по термодинамике. Методическое пособие для студентов специальности Т 22.01 "Энергоэффективные технологии и энергетический менеджмент" – Минск: БНТУ, 2001.
7. Цанев С.В., Буров В.Д., Ремезов А.Н. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций. – М.: Издательство МЭИ, 2002. – 584 с.

Министерство образования Республики Беларусь
БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра ЮНЕСКО
«Энергосбережение и возобновляемые источники энергии»

Н.Г. Хутская
Г.И. Пальчёнок

**РАСЧЕТ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ
В ИДЕАЛЬНОМ ГАЗЕ**

Методическое пособие
по дисциплине «Термодинамика» для студентов
специальности 1–43 01 06 «Энергоэффективные
технологии и энергетический менеджмент»

Минск
БНТУ
2012

УДК 621.1.016.7(075.8)

ББК 31.31.я7

X98

Хутская, Н.Г.

X98 Расчет термодинамических процессов в идеальном газе: методическое пособие по дисциплине «Термодинамика» для студентов специальности 1–43 01 06 «Энергоэффективные технологии и энергетический менеджмент» / Н.Г. Хутская, Г.И. Пальченок. – Минск: БНТУ, 2012. – 57 с.

ISBN 978-985-550-034-7.

Рассмотрены методы расчета термодинамических свойств идеального газа с учетом зависимости теплоемкости от температуры и использование их при анализе термодинамических процессов.

Методическое пособие составлено в соответствии с учебным планом кафедры ЮНЕСКО «Энергосбережение и возобновляемые источники энергии» по дисциплине «Термодинамика» для студентов специальности 1–43 01 06 «Энергоэффективные технологии и энергетический менеджмент».

Настоящее методическое пособие издано благодаря спонсорской поддержке норвежской фирмы New Energy Performance AS (NEPAS).

УДК 621.1.016.7(075.8)

ББК31.31.я7

ISBN978-985-550-034-7

© Хутская Н.Г., Пальченок Г.И., 2012
© Белорусский национальный
технический университет, 2012

СОДЕРЖАНИЕ

1.	РАСЧЕТ СВОЙСТВ ИДЕАЛЬНЫХ ГАЗОВ.....	5
2.	РАСЧЕТ ПРОЦЕССОВ ИДЕАЛЬНОГО ГАЗА.....	9
	2.1. Изохорный процесс.....	9
	2.2. Изобарный процесс.....	11
	2.3. Изотермический процесс.....	13
	2.4. Адиабатный процесс.....	16
	2.4.1. Метод конечной энтропии в расчете адиабатного процесса.....	23
	2.5. Политропный процесс.....	29
	ЗАДАЧИ.....	39
	ИНДИВИДУАЛЬНОЕ ЗАДАНИЕ.....	54

ОБОЗНАЧЕНИЯ И ЕДИНИЦЫ ИЗМЕРЕНИЯ ВЕЛИЧИН

T , К - абсолютная температура;
 p , Па - давление;
 v , м³/кг - удельный объем;
 $R = R_{\mu}/\mu$, кДж/кг К - удельная газовая постоянная;
 $R_{\mu} = 8.314$ кДж/кмоль К - универсальная газовая постоянная;
 μ , - кг/кмоль - масса киломоля газа;
 u , кДж/кг - удельная внутренняя энергия;
 h , кДж/кг - удельная энтальпия;
 c_p , кДж/кг К - удельная изобарная теплоемкость;
 c_v , кДж/кгК - удельная изохорная теплоемкость;
 c_n , кДж/кгК - удельная теплоемкость газа в политропном процессе;
 s , кДж/кгК - удельная энтропия;
 s^0 , кДж/кгК - температурная составляющая удельной энтропии;
 q , кДж/кг - удельная теплота;
 l , кДж/кг - удельная работа расширения;
 k - показатель адиабаты;
 n - показатель политропы.

Идеальный газ - газ, молекулы которого не имеют собственного объема и взаимодействуют упругими соударениями. Это означает, что внутренняя энергия такого газа представляет собой сумму энергий его молекул и не включает составляющую потенциальной энергии, зависящую от расстояния между молекулами (т.е. плотности газа)

1. РАСЧЕТ СВОЙСТВ ИДЕАЛЬНЫХ ГАЗОВ

Термические свойства (p, v, T) идеального газа связаны между собой уравнением состояния

$$pv = RT, \quad (1.1)$$

из которого для рассматриваемого состояния при двух заданных параметрах определяется неизвестный третий.

Для идеального газа внутренняя энергия и энтальпия являются функцией только температуры, т.е.

$$du = c_v dT; \quad (1.2)$$

$$dh = c_p dT. \quad (1.3)$$

Для всех идеальных газов и изохорная теплоемкость, и изобарная теплоемкость возрастают с увеличением температуры. Чем сложнее молекула газа, тем значительнее отличие его теплоемкости от величины, следующей из элементарной молекулярно-кинетической теории. Значения теплоемкостей при различных температурах вычисляются по данным спектроскопических исследований и приводятся в справочнике [1].

Принимая, что при некоторой температуре T_0 значение внутренней энергии u_0 равняется нулю, отсчитанная от этой точки внутренняя энергия u при температуре T определится как

$$u = \int_{T_0}^T c_v dT. \quad (1.4)$$

Поскольку энтальпия связана с внутренней энергией соотношением

$$h = u + pv \quad (1.5)$$

или, учитывая (1.1):

$$h = u + RT, \quad (1.6)$$

то величины энтальпии должны отсчитываться от той же температуры T_0 .

В начале отсчета $u_0 = 0$, $h_0 = RT_0$. Тогда энтальпия

$$h = \int_{T_0}^T c_p dT + h_0 \quad (1.7)$$

Таблицы вычисленных таким образом величин внутренней энергии и энтальпии для различных газов приведены в [1].

В отличие от внутренней энергии и энтальпии энтропия идеального газа является функцией двух параметров.

Подставив в аналитическое выражение второго закона термодинамики для обратимых процессов

$$ds = \frac{dq}{T}, \quad (1.8)$$

теплоту dq из уравнения первого закона термодинамики

$$dq = du + pdv = du + d(pv) - vdp = d(u + pv) - vdp = dh - vdp \quad (1.9)$$

получим

$$ds = \frac{dq}{T} = \frac{dh}{T} - \left(\frac{v}{T}\right) dp \quad (1.10)$$

Учитывая, что $pv = RT$, следовательно $\frac{v}{T} = \frac{R}{p}$, а также, что

$$dh = c_p dT, \text{ получим}$$

$$ds = \frac{dq}{T} = \left(\frac{c_p}{T} \right) dT - \left(\frac{R}{p} \right) dp \quad (1.11)$$

Примем $s = 0$ (начало отсчета энтропии) при параметрах p_0 и T_0 . Тогда для получения значения энтропии при давлении p и температуре T проинтегрируем выражение (1.11)

$$s = \int_{T_0}^T \frac{c_p dT}{T} - R \ln \frac{p}{p_0} \quad (1.12)$$

Если принять в первом приближении теплоемкость $c_p = \text{const}$, то

$$s = c_p \ln \frac{T}{T_0} - R \ln \frac{p}{p_0} \quad (1.13)$$

Для получения точного значения энтропии необходимо при интегрировании первого члена в (1.11) учесть зависимость теплоемкости от температуры. Обозначим температурную составляющую энтропии

$$s^0 = \int_{T_0}^T \frac{c_p dT}{T} \quad (1.14)$$

Тогда

$$s = s^0 - R \ln \frac{p}{p_0} \quad (1.15)$$

Значения s^0 , рассчитанные с учетом точной зависимости c_p от температуры, приведены в [1,6].

Можно получить формулу для расчета энтропии в зависимости от температуры и удельного объема. Для этого в выражение (1.8) подставляем dq из уравнения первого закона термодинамики

$$dq = du + pdv \quad (1.16)$$

Получим

$$ds = \frac{du}{T} + \frac{p}{T} dv \quad (1.17)$$

С учетом $pv = RT$ и, следовательно, $\frac{p}{T} = \frac{R}{v}$ и $du = c_v dT$ получим

$$ds = \frac{c_v dT}{T} + \frac{R dv}{v} \quad (1.18)$$

Проинтегрировав это выражение от выбранного начала отсчета (T_0, v_0) , получим

$$s = \int_{T_0}^T \frac{c_v dT}{T} + R \ln \frac{v}{v_0} \quad (1.19)$$

Считая в первом приближении теплоемкость постоянной,

$$s = c_v \ln \frac{T}{T_0} + R \ln \frac{v}{v_0} \quad (1.20)$$

Точное значение энтропии можно получить, если

$$s_v = \int_{T_0}^T \frac{c_v dT}{T} \quad (1.21)$$

и тогда

$$s = s_v + R \ln \frac{v}{v_0} \quad (1.22)$$

Значения s_v и s^0 связаны между собой следующим соотношением (с учетом уравнения Майера $c_p = c_v + R$)

$$s_v = \int_{T_0}^T \frac{c_p - R}{T} dT = \int_{T_0}^T \frac{c_p}{T} dT - R \ln \frac{T}{T_0} = s^0 - R \ln \frac{T}{T_0} \quad (1.23)$$

2. РАСЧЕТ ПРОЦЕССОВ ИДЕАЛЬНОГО ГАЗА

При анализе процессов изменения состояния идеального газа сначала при известных начальных параметрах определяются термические параметры газа в конечном состоянии процесса. Затем с помощью таблиц термодинамических свойств могут быть определены значения всех свойств газа, являющихся функциями состояния и их изменения в результате изменения параметров газа.

Наконец вычисляется количество подведенной теплоты и работа, совершаемая газом.

Изменение внутренней энергии, энтальпии и энтропии при известных параметрах начального и конечного состояний не зависит от вида процесса и вычисляется для всех процессов одинаково

$$\Delta u = u_2(T_2) - u_1(T_1); \quad (2.1)$$

$$\Delta h = h_2(T_2) - h_1(T_1); \quad (2.2)$$

$$\Delta s = s_2(T_2, p_2) - s_1(T_1, p_1) = s_2^0(T_2) - s_1^0(T_1) - R \ln \frac{p_2}{p_1}, \quad (2.3)$$

где $u(T)$, $h(T)$, $s^0(T)$ - величины, взятые при соответствующих температурах в таблицах термодинамических свойств газов.

При рассмотрении конкретных видов процессов все они предполагаются обратимыми.

2.1. Изохорный процесс

Изохорным процессом называется процесс, протекающий при неизменном удельном объеме газа, т.е. $v = \text{const}$ или $dv = 0$.

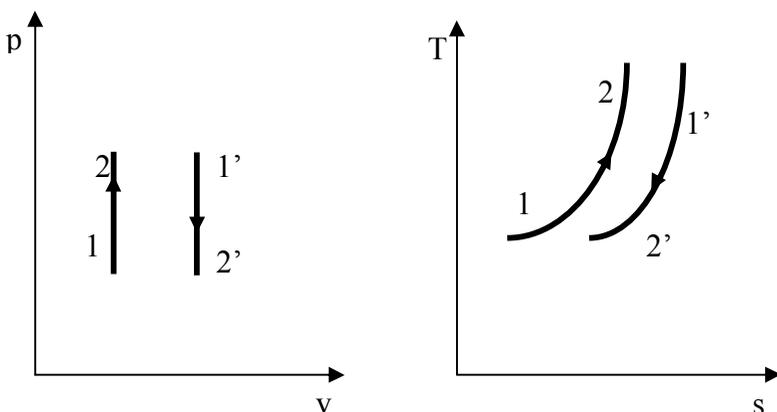


Рис. 2.1.
 1-2 - изохорный подвод тепла
 1'- 2' - изохорный отвод тепла

В этом процессе изменяются температура и давление газа, соотношение между которыми можно получить, используя уравнение состояния для конечного и начального состояний

$$p_2 v = RT_2$$

$$p_1 v = RT_1$$

Разделив первое на второе, получим

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{T_2}{T_1} \tag{2.4}$$

Знаки изменения давления и температуры совпадают, что видно из дифференцирования уравнения состояния $vdp = RdT$, следовательно, при нагревании газа повышается его давление и наоборот.

Работа расширения

$$dl = pdv = 0 \quad (2.5)$$

(т.к. $dv=0$) в данном процессе не производится. Поэтому из уравнения первого закона термодинамики $dq = du + pdv$ следует, что в изохорном процессе

$$dq = du$$

или

$$q_{1-2} = u_2(T_2) - u_1(T_1), \quad (2.6)$$

т.е. вся подводимая к газу теплота затрачивается на изменение внутренней энергии.

$$u_2(T_2) - u_1(T_1) = \int_{T_1}^{T_2} \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_v dT = \int_{T_1}^{T_2} c_v dT \quad (2.7)$$

Для теплоемкости, постоянной в некотором интервале температур

$$q_{1-2} = c_v(T_2 - T_1) \quad (2.8)$$

В этом случае изменение энтропии можно определить

$$s_2(T_2) - s_1(T_1) = \int_{T_1}^{T_2} \frac{c_v}{T} dT = c_v \ln \frac{T_2}{T_1} \quad (2.9)$$

2.2. Изобарный процесс

Изобарным называется процесс, протекающий при неизменном давлении и, следовательно, определяемый условием $p = const$ или $dp = 0$.

В этом процессе изменяется температура и удельный объем газа, соотношение между которыми можно получить, применяя уравнение состояния для конечного и начального состояний газа

$$p v_2 = RT_2$$

$$p v_1 = RT_1$$

Разделив первое на второе, получим

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{T_2}{T_1} \quad (2.10)$$

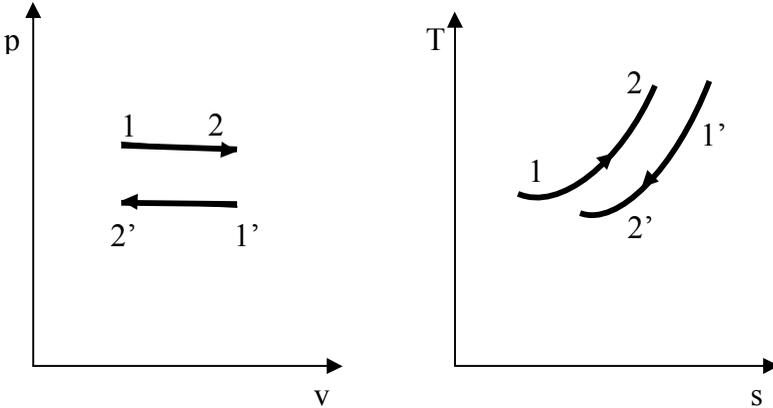


Рис. 2.2.

1- 2 - изобарный подвод тепла

1'- 2' - изобарный отвод тепла

Из уравнения состояния после дифференцирования можно получить в этом случае $p dv = R dT$, следовательно, знаки изменений температуры и удельного объема совпадают, т.е. при возрастании температуры газа увеличивается его удельный объем (уменьшается плотность).

Работа расширения в изобарном процессе

$$l = \int_{v_1}^{v_2} p dv = p(v_2 - v_1) \quad (2.11)$$

С учетом уравнения состояния $p v = RT$

$$l = R(T_2 - T_1) \quad (2.12)$$

Количество теплоты, сообщаемой при нагреве или отдаваемой при охлаждении, определяется следующим образом. Уравнение первого закона термодинамики

$$\begin{aligned} dq &= du + pdv = du + d(pv) - vdp = d(u + pv) - vdp = \\ &= dh - vdp \end{aligned} \quad (2.13)$$

при $p = const$

$$dq_p = dh \quad (2.14)$$

или в интегральной форме

$$q_{1-2} = h_2(T_2) - h_1(T_1), \quad (2.15)$$

т.е. вся подводимая к газу теплота затрачивается на изменение энтальпии газа.

$$h_2(T_2) - h_1(T_1) = \int_{T_1}^{T_2} \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_p dT = \int_{T_1}^{T_2} c_p dT \quad (2.16)$$

Для теплоемкости, постоянной в некотором интервале температур

$$q_{1-2} = h_2(T_2) - h_1(T_1) = c_p (T_2 - T_1) \quad (2.17)$$

Изменение энтропии для изобарного процесса

$$s_2(T_2) - s_1(T_1) = \int_{T_1}^{T_2} \frac{c_p}{T} dT = c_p \ln \frac{T_2}{T_1} \quad (2.18)$$

2.3. Изотермический процесс

Изотермическим процессом называется процесс, протекающий при неизменной температуре и, следовательно, определяемый условием $T=const$ или $dT=0$.

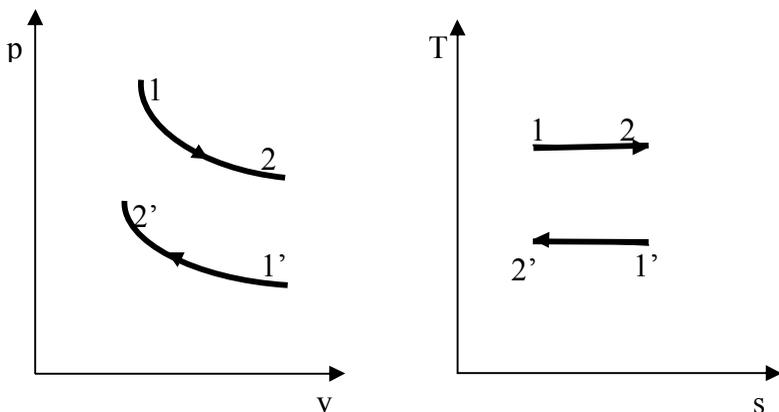


Рис. 2.3.

1-2 - изотермическое расширение
 1'- 2' - изотермическое сжатие

В изотермическом процессе внутренняя энергия и энтальпия, являющиеся функциями только температуры, остаются неизменными, т.е.

$$du = c_v dT = 0$$

$$dh = c_p dT = 0$$

Используя уравнение состояния $pv = RT$ с учетом $T = const$, получаем

$$pv = const \tag{2.19}$$

или

$$p_1 v_1 = p_2 v_2 \tag{2.20}$$

для начального и конечного состояний. Соотношение параметров в изотермическом процессе

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{p_1}{p_2} \tag{2.21}$$

Дифференцируя уравнение состояния с учетом $T=const$, получим

$$d(pv) = pdv + vdp = 0 \text{ или } pdv = -vdp, \tag{2.22}$$

следовательно, знак изменения удельного объема противоположен знаку изменения давления, т.е. расширение газа сопровождается уменьшением его давления и наоборот.

Работа идеального газа

$$l = \int_{v_1}^{v_2} p dv. \quad (2.23)$$

Подставив значение p из уравнения состояния $p = \frac{RT}{v}$ в выражение (2.23), получим

$$l = \int_{v_2}^{v_1} \frac{RT}{v} dv. \quad (2.23a)$$

Отсюда

$$l = \int_{v_1}^{v_2} \frac{RT}{v} dv = RT \int_{v_1}^{v_2} \frac{dv}{v} = RT \ln \frac{v_2}{v_1}. \quad (2.24)$$

С учетом (2.21)

$$l = RT \ln \frac{p_1}{p_2}. \quad (2.25)$$

Выразив RT из уравнения состояния ($p_1 v_1 = RT$), получим

$$l = p_1 v_1 \ln \frac{v_2}{v_1}. \quad (2.26)$$

и

$$l = p_1 v_1 \ln \frac{p_1}{p_2}. \quad (2.27)$$

С учетом того что изменение внутренней энергии в изотермическом процессе равно нулю, вся теплота, подведенная в изотермическом процессе, идет на совершение работы, т.е.

$$dq = dl \quad \text{или} \quad q_{1-2} = l. \quad (2.28)$$

Поэтому для определения теплоты можно использовать любую из формул (2.24)-(2.26). Контроль правильности вычислений для данного процесса целесообразно осуществлять с помощью второго закона термодинамики в интегральной форме

$$q_{1-2} = \int_{s_1}^{s_2} T ds = T(s_2 - s_1). \quad (2.29)$$

Изменение энтропии в изотермическом процессе

$$s_2(T_2) - s_1(T_1) = \frac{q_{1-2}}{T}. \quad (2.30)$$

С учетом (2.24) и (2.25)

$$s_2(T_2) - s_1(T_1) = R \ln \frac{v_2}{v_1} \quad (2.31)$$

и

$$s_2(T_2) - s_1(T_1) = R \ln \frac{p_1}{p_2} \quad (2.32)$$

Поскольку в изотермическом процессе подвод или отвод теплоты не приводит к изменению температуры системы, теплоемкость его бесконечна

$$c_T = \pm\infty \quad (2.33)$$

- + при подводе теплоты к системе;
- при отводе теплоты от системы.

2.4. Адиабатный процесс

Адиабатным называется процесс, в котором к газу не подводится и не отводится теплота, и определяемый условием $dq = 0$. Такой процесс может быть осуществлен в устройстве, снабженном идеальной теплоизоляцией, или процесс должен происходить настолько быстро, чтобы не успевал произойти теплообмен с окружающей средой.

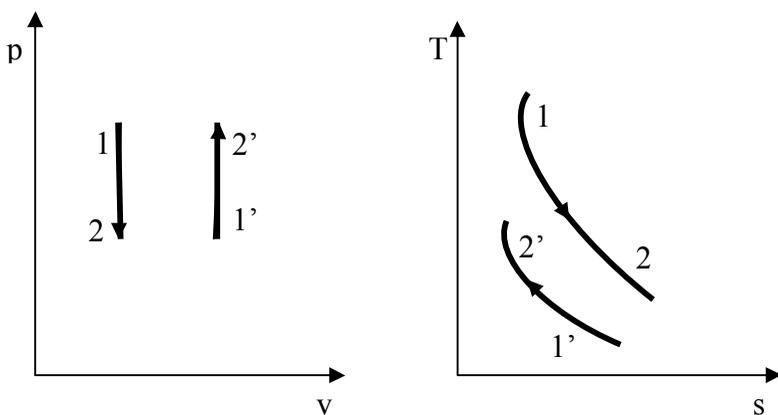


Рис. 2.4.
 1-2 - адиабатное расширение
 1'-2' - адиабатное сжатие

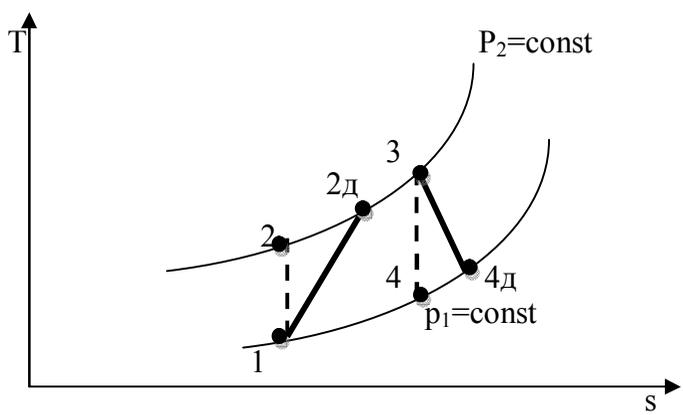


Рис.2.5.
 Обратимые и необратимые процессы в T,s-диаграмме.
 1-2 – обратимое адиабатное сжатие,
 1-2д – необратимое адиабатное сжатие,
 3-4 – обратимое адиабатное расширение,
 3-4д – необратимое адиабатное расширение.

Необратимое адиабатное сжатие и необратимое адиабатное расширение происходят до такого же давления, как и обратимое, но конечная точка процесса всегда смещается вправо.

Для обратимого адиабатного процесса уравнение второго закона термодинамики

$$ds = \frac{dq}{T} = 0, \quad (2.34)$$

из чего следует, что процесс протекает при неизменной энтропии газа, т.е. $s = const$. Поэтому обратимый адиабатный процесс называют изоэнтропным.

Необратимый адиабатный процесс изоэнтропным не является. $Tds > dq$, $ds > 0$.

Определим соотношения, связывающие изменение параметров в адиабатном процессе. Запишем уравнения первого закона термодинамики

$$dq = du + pdv = c_v dT + pdv = 0 \quad (2.35)$$

$$dq = dh - vdp = c_p dT - vdp = 0 \quad (2.36)$$

Разделив уравнение (2.36) на (2.35), получим

$$\frac{c_p dT}{c_v dT} = \frac{-vdp}{pdv} = \frac{c_p}{c_v} = -\frac{v}{p} \left(\frac{dp}{dv} \right) \quad (2.37)$$

Введем величину $k = \frac{c_p}{c_v} = -\frac{v}{p} \left(\frac{dp}{dv} \right)$ - показатель адиабаты.

Дифференциальное уравнение адиабатного процесса

$$k = -\frac{\frac{dp}{p}}{\frac{dv}{v}} \quad \text{или} \quad k \frac{dv}{v} = -\frac{dp}{p} \quad (2.38)$$

Показатель адиабаты k является функцией температуры. В качестве первого приближения принимаем $k = const$. Интегрируя уравнение (2.38), получим

$$k \int_{v_1}^{v_2} \frac{dv}{v} = - \int_{p_1}^{p_2} \frac{dp}{p} = \int_{p_2}^{p_1} \frac{dp}{p},$$

$$k \ln \frac{v_2}{v_1} = \ln \frac{p_1}{p_2},$$

$$\left(\frac{v_2}{v_1} \right)^k = \frac{p_1}{p_2}$$

$$pv^k = const \quad (2.39)$$

$$p_1 v_1^k = p_2 v_2^k \quad (2.40)$$

Значение показателя адиабаты k можно приближенно оценить на основе элементарной молекулярно-кинетической теории, по которой теплоемкость газа зависит от числа атомов молекулы. В соответствии с этой теорией для одноатомных газов $k=1.67$, для двухатомных (к ним относится и воздух) $k=1.4$, для трех- и многоатомных $k=1.29$.

Получим соотношения между параметрами в адиабатном процессе. Из уравнения состояния $p = \frac{RT}{v}$. Подставив p в выражение (2.40), получим

$$\begin{aligned} \left(\frac{RT_1}{v_1} \right) v_1^k &= \left(\frac{RT_2}{v_2} \right) v_2^k, \\ T_1 v_1^{k-1} &= T_2 v_2^{k-1}, \end{aligned} \quad (2.41)$$

или

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1}, \quad (2.42)$$

Выразив из уравнения состояния $v = \frac{RT}{p}$ и подставив его (2.40),

получим

$$p_1 \left(\frac{RT_1}{p_1} \right)^k = p_2 \left(\frac{RT_2}{p_2} \right)^k,$$

$$\frac{T_1^k}{p_1^{k-1}} = \frac{T_2^k}{p_2^{k-1}}, \quad (2.43)$$

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

или

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (2.44)$$

Продифференцировав выражение (2.41) или $T v^{k-1} = const$, , получим

$$T \cdot (k-1) \cdot v^{k-2} dv + v^{k-1} dT = 0,$$

Разделив на v^{k-1}

$$T \cdot (k-1) \cdot v^{-1} dv + dT = 0,$$

Тогда

$$dT = -\frac{T}{v} \cdot (k-1) dv, \quad (2.45)$$

Откуда следует, что при $k > 1$ сжатие газа сопровождается повышением его температуры, а расширение - понижением.

Аналогично продифференцируем (2.43)

$$\frac{T^k}{p^{k-1}} = \text{const}, \text{ или } T^k p^{1-k} = \text{const},$$

Получим

$$k \cdot T^{k-1} \cdot p^{1-k} dT + T^k \cdot (1-k) \cdot p^{1-k-1} dp = 0,$$

$$k \cdot T^{k-1} \cdot p^{1-k} dT = -T^k \cdot (1-k) \cdot p^{1-k-1} dp = T^k \cdot (k-1) \cdot p^{-k} dp$$

$$dT = \frac{k-1}{k} \frac{T^k}{T^{k-1}} \frac{p^{-k}}{p^{1-k}} dp = \frac{k-1}{k} \frac{T}{p} dp \quad (2.46)$$

Следовательно, с повышением давления температура газа увеличивается, а с понижением давления - уменьшается.

Определим работу адиабатного процесса. Для этого воспользуемся уравнением первого закона термодинамики

$$dq = du + dl = 0,$$

Отсюда $du = -dl$,

$$l = u_1(T_1) - u_2(T_2), \quad (2.47)$$

т.е. работа расширения совершается в адиабатном процессе за счет убыли внутренней энергии.

$$l = \int_{v_1}^{v_2} p dv \quad (2.48)$$

Записав уравнение адиабатного процесса $p v^k = p_1 v_1^k$ и выразив

отсюда $p = \frac{p_1 v_1^k}{v^k}$, подставим его в (2.48). Получим

$$l = \int_{v_1}^{v_2} p dv = \int_{v_1}^{v_2} p_1 v_1^k \frac{dv}{v^k} = -\frac{1}{k-1} p_1 v_1^k \left(\frac{1}{v^{k-1}} \right)_{v_1}^{v_2} =$$

$$\begin{aligned}
&= -\frac{1}{k-1} p_1 v_1^k \left(\frac{1}{v_2^{k-1}} - \frac{1}{v_1^{k-1}} \right) = -\frac{1}{k-1} p_1 v_1^k \cdot \frac{1}{v_1^{k-1}} \left(\frac{v_1^{k-1}}{v_2^{k-1}} - 1 \right) = \\
&= -\frac{1}{k-1} p_1 v_1^{k-k+1} \left[\left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1} - 1 \right] = -\frac{1}{k-1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1} - 1 \right] = \quad (2.49) \\
&= \frac{1}{k-1} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1} \right]
\end{aligned}$$

С учетом (2.40)

$$\left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

Тогда

$$l = \frac{1}{k-1} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(k-1)/k} \right] \quad (2.50)$$

С учетом $p_1 v = RT_1$

$$l = \frac{RT_1}{k-1} \left[1 - \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1} \right] \quad (2.51)$$

$$l = \frac{RT_1}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(k-1)/k} \right] \quad (2.52)$$

С учетом (2.42)

$$l = \frac{RT_1}{k-1} \left(1 - \frac{T_2}{T_1} \right) = \frac{R}{k-1} (T_1 - T_2) \quad (2.53)$$

С учетом (1.1)

$$l = \frac{p_1 v_1}{k-1} \left(1 - \frac{T_2}{T_1} \right) \quad (2.54)$$

$$\begin{aligned}
 l &= \frac{1}{k-1} \left(p_1 v_1 - \frac{p_1 v_1}{T_1} T_2 \right) = \frac{1}{k-1} (p_1 v_1 - R T_2) = \\
 &= \frac{1}{k-1} (p_1 v_1 - p_2 v_2)
 \end{aligned}
 \tag{2.55}$$

2.4.1. Метод конечной энтропии в расчете адиабатного процесса

Приведенные формулы для соотношений параметров и вычисления работы являются приближенными вследствие того, что при выводе их было использовано условие $k = const$. В действительности теплоемкости идеальных газов изменяются с изменением температуры, следовательно, изменяется и показатель адиабаты k .

$$k = \frac{c_p}{c_v} = \frac{c_v + R}{c_v} = 1 + \frac{R}{c_v}$$

С ростом температуры изохорная теплоемкость всех газов, кроме одноатомных, монотонно возрастает, следовательно, показатель адиабаты k уменьшается. При невысоких температурах значения k близки к величинам, рассчитанным по молекулярно-кинетической теории, при высоких температурах они уменьшаются. Если пренебречь зависимостью k от температуры, то можно получить существенные погрешности в расчете параметров конечного состояния и работы газа в процессе. В инженерных расчетах адиабатный процесс является основным процессом, в котором получается или затрачивается работа в циклах теплоэнергетических или холодильных установок, и точность его расчета оказывает заметное влияние на экономичность работы установок.

Более точные формулы можно получить, учитывая зависимость показателя адиабаты k от температуры, предварительно выбрав соответствующий вид такой зависимости. Но в этом случае полученные формулы являются громоздкими и

неудобными для расчетов. В связи с этим целесообразно использовать другой метод точного расчета адиабатного процесса, учитывающий зависимость теплоемкости газов от температуры и основанный на применении таблиц термодинамических свойств газов.

Для обратимого адиабатного процесса (изоэнтропного)

$s = const$, $ds = 0$. Для такого процесса уравнение (2.3) можно записать как

$$\Delta s = s_2^0(T_2) - s_1^0(T_1) - R \ln \frac{p_2}{p_1} = 0, \quad (2.56)$$

Зная температуру по таблицам [1-3] легко найти величину $s^0(T)$, являющуюся однозначной функцией температуры, и наоборот. В этом случае учитывается влияние зависимости теплоемкости газа от температуры на конечное состояние процесса. Данный метод, основанный на применении таблиц энтропии, называют методом конечной энтропии.

Предположим, начальное состояние процесса задано параметрами p_1 и T_1 , а для конечного состояния известно p_2 . Уравнение (2.56) в этом случае удобно представить в виде

$$s_2^0(T_2) = s_1^0(T_1) + R \ln \frac{p_2}{p_1}, \quad (2.57)$$

Для заданного газа с помощью таблиц [1-3] по температуре T_1 определяются значения $s_1^0(T_1)$, $u_1(T_1)$, $h_1(T_1)$, затем по формуле (2.57) определяется $s_2^0(T_2)$, а далее по этому значению в таблицах находится температура T_2 и соответствующие ей значения $u_2(T_2)$ и $h_2(T_2)$. Удельный объем газа в начальном и конечном состояниях определяются из уравнения состояния, а работа расширения по формуле (2.47).

Если для рассчитываемого процесса в начальном и конечном состояниях известно не давление, а удельный объем, т.е. T_1, v_1 и v_2 , то для применения метода конечной энтропии следует использовать формулу (1.22).

$$s_{v_2}(T_2) + R \ln \frac{v_2}{v_0} = s_{v_1}(T_1) + R \ln \frac{v_1}{v_0},$$

$$s_{v_2}(T_2) = s_{v_1}(T_1) + R \left[\ln \frac{v_1}{v_0} - \ln \frac{v_2}{v_0} \right] = s_{v_1}(T_1) + R \ln \frac{v_1}{v_2}, \quad (2.58)$$

Порядок расчета здесь такой же как и в предыдущем случае с тем отличием, что вместо таблиц функций $s^0(T)$, применяются таблицы функций $s_v(T)$ [3]. Давление в начальном и конечном состояниях вычисляются из уравнения состояния, а работа расширения по формуле (2.47). Нахождение конечной температуры газов в этом случае ведется следующим образом. Подставим в (2.58) вместо $s_v(T)$ их выражение из (1.23)

$$s_2^0(T_2) - R \ln \frac{T_2}{T_0} = s_1^0(T_1) - R \ln \frac{T_1}{T_0} + R \ln \frac{v_1}{v_2}, \quad (2.59)$$

$$s_2^0(T_2) = s_1^0(T_1) - R \ln \frac{T_1}{T_2} + R \ln \frac{v_1}{v_2}$$

Если для конечного состояния задана температура T_2 , то используя таблицы значений $s^0(T)$, и формулу (2.57), можно определить давление p_2 , а затем все другие необходимые величины. Преобразуем формулу (2.57)

$$\ln \frac{p_2}{p_1} = \frac{s_2^0(T_2) - s_1^0(T_1)}{R},$$

$$\frac{p_2}{p_1} = \exp \left[\frac{s_2^0(T_2) - s_1^0(T_1)}{R} \right] = \frac{\exp \left[\frac{s_2^0(T_2)}{R} \right]}{\exp \left[\frac{s_1^0(T_1)}{R} \right]},$$

Обозначим функцию

$$\exp \left[\frac{s^0(T)}{R} \right] = \pi_0(T) \quad (2.60)$$

и назовем ее относительным давлением. Тогда получим

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{\pi_{02}(T_2)}{\pi_{01}(T_1)}, \quad (2.61)$$

Аналогично из формулы (2.58)

$$\ln \frac{v_1}{v_2} = \frac{s_{v2}(T_2) - s_{v1}(T_1)}{R},$$

$$\ln \frac{v_2}{v_1} = - \frac{s_{v2}(T_2) - s_{v1}(T_1)}{R}$$

$$\frac{v_2}{v_1} = \exp \left[- \frac{s_{v2}(T_2) - s_{v1}(T_1)}{R} \right] = \frac{\exp \left[- \frac{s_{v2}(T_2)}{R} \right]}{\exp \left[- \frac{s_{v1}(T_1)}{R} \right]}$$

Обозначим функцию

$$\exp \left[- \frac{s_v(T)}{R} \right] = \Theta_0(T) \quad (2.62)$$

и назовем ее относительным объемом. Используя эту функцию, запишем

$$\left(\frac{v_2}{v_1} \right) = \frac{\Theta_{02}(T_2)}{\Theta_{01}(T_1)} \quad (2.63)$$

Значения функций $\pi_0(T)$ и $\Theta_0(T)$ табулированы в диапазоне температур 223-1723 К для ряда газов в [1], а также приведены в приложении [3]. При расчете адиабатного процесса в зависимости от того, задан ли он отношением давлений $\frac{p_2}{p_1}$ или

удельных объемов $\frac{v_2}{v_1}$ по формулам (2.61) или (2.63), вычисляют

значение одной из функций $\pi_{02}(T_2)$ и $\Theta_{02}(T_2)$, с помощью которого по таблицам [1,3] находят температуру T_2 . После этого все другие параметры определяют из уравнения состояния, а работу по формуле (2.47).

Пример 1.

1 кг CO_2 имеющего начальное давление $p_1 = 0.6$ МПа и температуру $t_1 = 500^\circ\text{C}$ расширяется адиабатно до конечного давления $p_2 = 0.12$ МПа. Определить конечные температуру и удельный объем газа и работу его расширения. Для решения применить метод конечной энтропии.

Решение

По таблице [1] при начальной температуре газа 500°C находим следующие значения величин $u_1 = 533.88$ кДж/кг, $s_1^0(T) = 5.8078$ кДж/кг К. По формуле (2.57) определяем $s_2^0(T)$

$$s_2^0(T_2) = s_1^0(T_1) + R \ln \frac{p_2}{p_1} = 5.8078 + 8.314/44 \cdot \ln(0.12/0.6) = 5.5381$$

кДж/кг·К

По этому значению $s_2^0(T_2)$ в таблице [1] находим $t_2 = 335^\circ\text{C}$, $u_2 = 399.93$ кДж/кг.

Удельный объем в конечном состоянии

$$v_2 = \frac{RT_2}{p_2} = \frac{8314(335 + 273,15)}{44 \cdot 0,12 \cdot 10^6} = 0,958 \text{ м}^3/\text{кг}$$

Работа расширения

$$l = u_1(T_1) - u_2(T_2) = 533.88 - 399.93 = 133.95 \text{ кДж/кг.}$$

Пример 2

1 кг азота, имеющего начальные параметры $p_1 = 0.11$ МПа и $t_1 = 20^\circ\text{C}$ адиабатно сжимается до давления $p_2 = 1$ МПа. Определить конечные параметры и работу сжатия газа. Расчет выполнить с помощью функций $\pi_0(T)$ и $\Theta_0(T)$.

Решение

По таблице [1] для начального состояния при температуре $t_1 = 20^\circ\text{C}$ находим $u_1 = 217,08$ кДж/кг, $\pi_{01}(T_1) = 0,9486$, $\Theta_{01}(T_1) = 9172$.

Удельный объем азота в начальном состоянии вычисляем из уравнения состояния

$$v_1 = \frac{RT_1}{p_1} = \frac{8314(20 + 273,15)}{28 \cdot 0,11 \cdot 10^6} = 0,7914 \text{ м}^3/\text{кг}$$

В таблицах [1] по значению $\pi_{02}(T_2)$ определяем $t_2 = 275^\circ\text{C}$, $u_2 = 408,59$, $\Theta_{02}(T_2) = 1887,2$. Удельный объем в конечном состоянии определяется из уравнения (2.63)

$$v_2 = v_1 \cdot \frac{\Theta_{02}(T_2)}{\Theta_{01}(T_1)} = 0,7914 \cdot \frac{1887,2}{9172} = 0,1628 \text{ м}^3/\text{кг}$$

Из уравнения состояния

$$v_2 = \frac{RT_2}{p_2} = \frac{8314(275 + 273,15)}{28 \cdot 1,0 \cdot 10^6} = 0,1628 \text{ м}^3/\text{кг}$$

Работу сжатия газа определяем из (2.47)

$$l = u_1(T_1) - u_2(T_2) = 217,08 - 408,59 = 191,51 \text{ кДж/кг.}$$

2.5. Политропный процесс

Политропным называют процесс, подчиняющийся уравнению

$$pv^n = const \quad (2.64)$$

в котором показатель политропы n имеет некоторое постоянное для данного процесса значение.

Подставим в это уравнение выражение давления из уравнения состояния $p = \frac{RT}{v}$, что позволит записать для

начальных и конечных состояний

$$\begin{aligned} \left(\frac{RT_1}{v_1}\right)v_1^n &= \left(\frac{RT_2}{v_2}\right)v_2^n, \\ T_1 v_1^{n-1} &= T_2 v_2^{n-1}, \end{aligned} \quad (2.65)$$

или

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{n-1}, \quad (2.66)$$

Выразив из уравнения состояния $v = \frac{RT}{p}$ и подставив его (2.64),

получим

$$p_1 \left(\frac{RT_1}{p_1} \right)^n = p_2 \left(\frac{RT_2}{p_2} \right)^n,$$

$$\frac{T_1^n}{p_1^{n-1}} = \frac{T_2^n}{p_2^{n-1}}, \quad (2.67)$$

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

или

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

Соответственно соотношение параметров p и v для политропного процесса

$$p_1 v_1^n = p_2 v_2^n$$

или

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^n \quad (2.68)$$

Таким образом, формулы, связывающие параметры газа в этом процессе, аналогичны формулам для адиабатного процесса с тем отличием, что показатель политропы n не является отношением теплоемкостей c_p и c_v .

Перепишем уравнение первого закона термодинамики (1.9) и (1.16) в виде

$$dq = c_n dT = dh - vdp = c_p dT - vdp \quad (2.69)$$

$$dq = c_n dT = du + pdv = c_v dT + pdv \quad (2.70)$$

где $dq = c_n dT$ - теплота, подведенная в политропном процессе;
 $c_p dT = dh$, и $c_v dT = du$.

$$(c_n - c_p)dT = -vdv \quad (2.71)$$

$$(c_n - c_v)dT = pdv \quad (2.72)$$

Разделив уравнение (2.72) на (2.71), получим

$$\frac{c_n - c_p}{c_n - c_v} = -\frac{v}{p} \frac{dp}{dv} \quad (2.73)$$

Обозначим

$$n = \frac{c_n - c_p}{c_n - c_v} \quad (2.74)$$

$$n = -\frac{\frac{dp}{p}}{\frac{dv}{v}} \quad (2.75)$$

Получим дифференциальное уравнение политропного процесса

$$n \cdot \frac{dv}{v} + \frac{dp}{p} = 0 \quad (2.76)$$

Выражение (2.74) определяет связь показателя политропы с теплоемкостями газа.

Формулу для работы расширения газа можно получить, подставив в выражение $dl = pdv$ зависимость между давлением и удельным объемом газа в данном процессе

$$pv^n = p_1 v_1^n, \quad \text{откуда} \quad p = \frac{p_1 v_1^n}{v^n}$$

$$\begin{aligned} l &= \int_{v_1}^{v_2} p dv = \int_{v_1}^{v_2} p_1 v_1^n \frac{dv}{v^n} = -\frac{1}{n-1} p_1 v_1^n \left(\frac{1}{v^{n-1}} \right)_{v_1}^{v_2} = \\ &= -\frac{1}{n-1} p_1 v_1^n \left(\frac{1}{v_2^{n-1}} - \frac{1}{v_1^{n-1}} \right) = -\frac{1}{n-1} p_1 v_1^n \cdot \frac{1}{v_1^{n-1}} \left(\frac{v_1^{n-1}}{v_2^{n-1}} - 1 \right) = \\ &= -\frac{1}{n-1} p_1 v_1^{n-n+1} \left[\left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{n-1} - 1 \right] = -\frac{1}{n-1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{n-1} - 1 \right] = \\ &= \frac{1}{n-1} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{n-1} \right] \end{aligned} \quad (2.77)$$

Учитывая (2.66) и (2.68)

$$l = \frac{1}{n-1} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] \quad (2.78)$$

$$l = \frac{p_1 v_1}{n-1} \left(1 - \frac{T_2}{T_1} \right) \quad (2.79)$$

а подставив $p_1 v_1$ из уравнения состояния, получим

$$l = \frac{RT_1}{n-1} \left[1 - \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{n-1} \right] \quad (2.80)$$

$$l = \frac{RT_1}{n-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] \quad (2.81)$$

$$l = \frac{RT_1}{n-1} \left(1 - \frac{T_2}{T_1} \right) = \frac{R}{n-1} (T_1 - T_2) \quad (2.82)$$

$$\begin{aligned} l &= \frac{1}{n-1} \left(p_1 v_1 - \frac{p_1 v_1}{T_1} T_2 \right) = \frac{1}{n-1} (p_1 v_1 - RT_2) = \\ &= \frac{1}{n-1} (p_1 v_1 - p_2 v_2) \end{aligned} \quad (2.83)$$

Количество теплоты, подводимой к газу (отводимой от него), в политропном процессе

$$q = u_2(T_2) - u_1(T_1) + l \quad (2.84)$$

При $c_v = const$

$$q = c_v(T_2 - T_1) + l \quad (2.85)$$

Подставим в выражение (2.85) l из уравнения (2.82)

$$\begin{aligned} q &= c_v(T_2 - T_1) + l = c_v(T_2 - T_1) + \frac{R}{n-1}(T_1 - T_2) = \\ &= (T_2 - T_1) \left(c_v - \frac{R}{n-1} \right) = (T_2 - T_1) \frac{c_v(n-1) - R}{n-1} = \\ &= (T_2 - T_1) \frac{c_v(n-1) - (c_p - c_v)}{n-1} = \\ &= c_v \frac{(n-1) - (k-1)}{n-1} (T_2 - T_1) = c_v \frac{n-k}{n-1} (T_2 - T_1) \end{aligned} \quad (2.86)$$

Уравнение (2.86) является приближенным, так как оно не учитывает зависимость теплоемкости газа c_v и показателя адиабаты k от температуры.

$$c_v \frac{n-k}{n-1} = c_n \quad (2.87)$$

Здесь c_n - теплоемкость газа в политропном процессе.

В политропном процессе показатель политропы изменяется в интервале $-\infty \leq n \leq +\infty$. Поэтому уравнение (2.64) является уравнением семейства процессов. Все разобранные ранее процессы являются частными случаями политропного процесса, в которых показатель политропы принимает конкретное значение, указанное в табл. 1.

Таблица 1

Значение показателя политропы и теплоемкости
для основных процессов

Вид процесса	n	c_n
изохорный	$\pm \infty$	c_v
изобарный	0	c_p
изотермический	1	$\pm \infty$
адиабатный	k	0

Изображение основных процессов показано в p, v - диаграмме на рис. 2.5.

Линия, соответствующая адиабатному процессу (адиабата), идет в p, v - диаграмме круче линии, соответствующей изотермическому процессу (изотермы). Это связано с тем, что производная, определяющая наклон линии в p, v - координатах и равная $(\partial p / \partial v)_T = \frac{p}{v}$ для изотермического процесса, меньше по абсолютной величине, чем производная $(\partial p / \partial v)_S = \frac{kp}{v}$ для адиабатного процесса.

В p, v -диаграмме для всех процессов, лежащих правее изохоры ($dv > 0$), работа расширения газа $dl = p dv$ положительна.

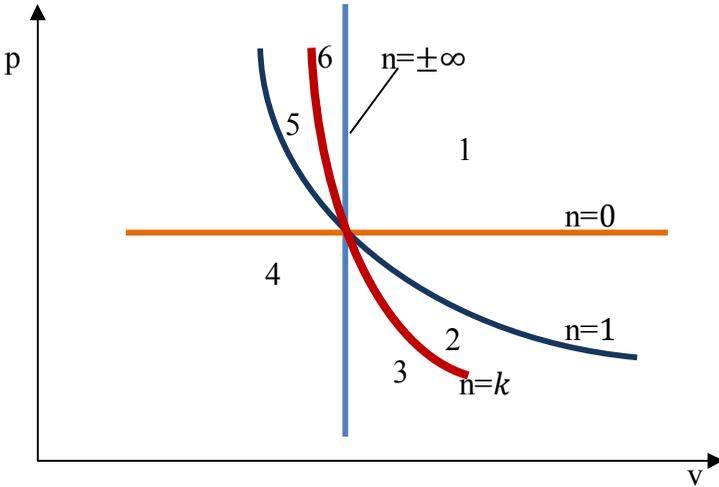


Рис. 2.5.

Изображение основных политропных процессов в p, v -диаграмме

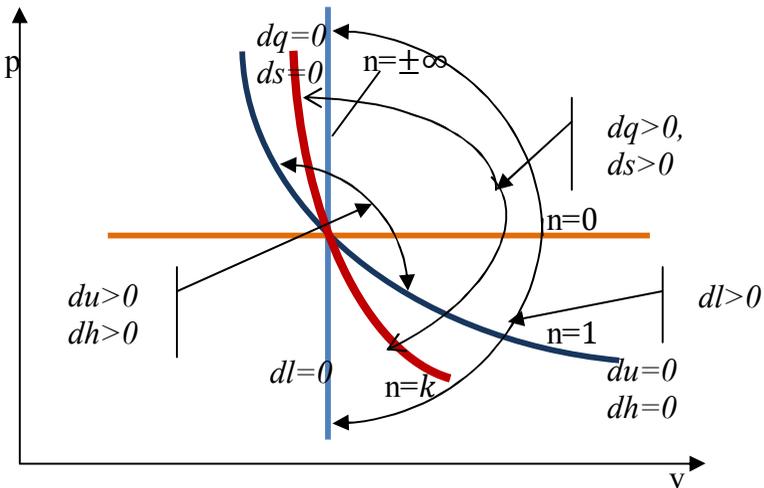


Рис. 2.6.

Область постоянства знаков различных характеристик политропных процессов

Для всех процессов, лежащих левее изохоры, работа газа отрицательна. Для всех процессов, лежащих над изотермой, внутренняя энергия и энтальпия газа увеличивается. Для всех процессов, лежащих под изотермой, внутренняя энергия и энтальпия газа уменьшается. Для всех процессов, лежащих над адиабатой, теплота подводится к газу и энтропия увеличивается. Для всех процессов, лежащих под адиабатой, теплота отводится от газа и энтропия уменьшается (рис 2.6).

Зная расположение линии политропного процесса в p, v - диаграмме, можно определить для него знаки работы расширения, теплоты, изменений внутренней энергии и энтальпии газа.

В зависимости от показателя политропы значительно изменяется теплоемкость газа в этих процессах. Для любого политропного процесса она определяется по формуле (2.87). График изменения теплоемкости c_n в зависимости от показателя политропы показан на рис. 2.7.

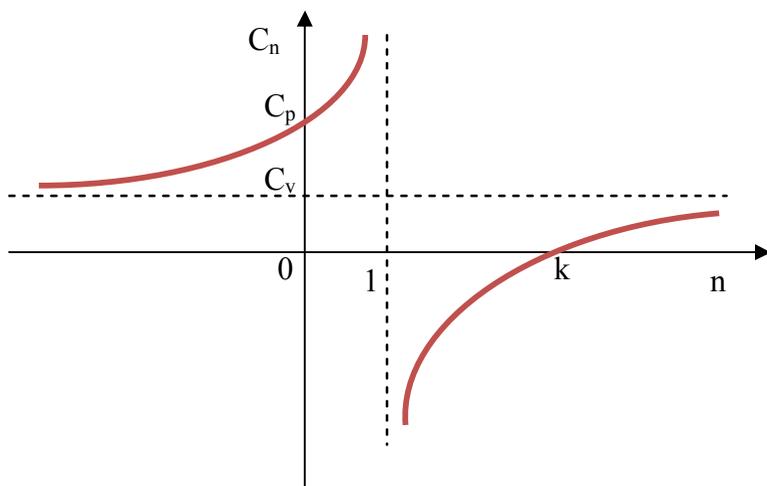


Рис. 2.7.

Зависимость теплоемкости газа в политропном процессе от показателя политропы.

Изображение основных процессов в T,s -диаграмме показано на рис. 2.8.

Наклон линий, соответствующих различным процессам, в этой диаграмме определяется производной $(\partial T / \partial s)_p = \frac{T}{c_n}$, поскольку

$$dq = Tds = c_n dT$$

Для изохорного процесса

$$(\partial T / \partial s)_v = \frac{T}{c_v} \quad (2.88)$$

Для изобарного процесса

$$(\partial T / \partial s)_p = \frac{T}{c_p} \quad (2.89)$$

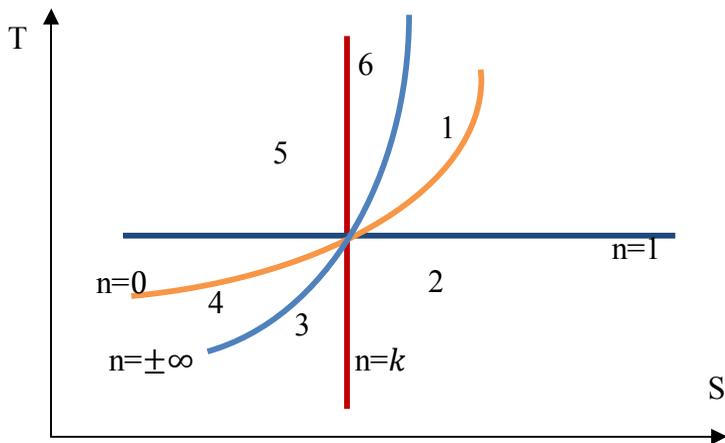


Рис. 2.8.

Изображение основных политропных процессов в T, s - диаграмме.

Поскольку по формуле Майера изобарная теплоемкость c_p всегда больше изохорной c_v , то $(\partial T / \partial s)_v > (\partial T / \partial s)_p$ и изохора в T, s - диаграмме идет круче изобары.

ЗАДАЧИ

1. Окись углерода с приведенным к нормальным условиям объемом $V_H = 0,5 \text{ м}^3$ имеет параметры $p_1 = 2,5 \text{ МПа}$ и $t_1 = 350^\circ\text{С}$. В изотермическом процессе к газу подводится теплота $Q = 85 \text{ кДж}$. Найти параметры начального и конечного состояний, работу расширения, изменение внутренней энергии и энтальпии.

Молярная масса $\text{CO } \mu_{\text{CO}} = 28 \text{ кг / кмоль}$

Решение

Удельный объем в начальном состоянии определяется из уравнения состояния

$$v_1 = \frac{RT}{p_1} = \frac{8314}{29} \cdot \frac{(350 + 273)}{2,5 \cdot 10^6} = 0,074 \text{ м}^3 / \text{кг}$$

Объем в начальном состоянии определяется из соотношения

$$\frac{p_1 V_1}{T_1} = \frac{p_H V_H}{T_H} \quad ,$$

Индекс Н - нормальные условия

$$V_1 = \frac{p_H V_H T_1}{p_1 T_H} = \frac{101325 \cdot 0,5 \cdot 623}{2,5 \cdot 10^6 \cdot 273} = 0,0462 \text{ м}^3 \quad ,$$

Масса газа

$$G = \frac{V_1}{v_1} = \frac{0,0462}{0,074} = 0,625 \text{ кг}$$

В изотермическом процессе работа равна теплоте.

$$Q = L,$$

$$L = 85 \text{ кДж},$$

$$L = p_1 V_1 \ln \frac{v_2}{v_1} \Rightarrow$$

$$\ln \frac{v_2}{v_1} = \frac{L}{p_1 V_1} = \frac{85 \cdot 10^3}{2,5 \cdot 10^6 \cdot 0,0462} = 0,736 \Rightarrow$$

$$\frac{v_2}{v_1} = 2,09, \Rightarrow$$

$$v_2 = 2,09 \cdot v_1 = 2,09 \cdot 0,074 = 0,1544 \text{ м}^3 / \text{кг}$$

В изотермическом процессе

$$p_1 v_1 = p_2 v_2$$

$$p_2 = \frac{p_1 v_1}{v_2} = \frac{2,5 \cdot 10^6}{2,09} = 1,196 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

В изотермическом процессе изменение внутренней энергии и энтальпии равно нулю.

$$\Delta u = 0,$$

$$\Delta h = 0.$$

2. Какое количество теплоты необходимо затратить, чтобы нагреть 2 м³ воздуха при постоянном избыточном давлении $p_{\text{изб}} = 0,2 \text{ МПа}$ от $t_1 = 100^\circ \text{C}$ до $t_2 = 500^\circ \text{C}$. Какую работу при этом совершит воздух? Атмосферное давление $p = 101325 \text{ Па}$.

Решение

$$q_p = c_{p2} t_2 - c_{p1} t_1$$

$$c_{p1}(t_1) = 1,006 \text{ кДж/кгК},$$

$$c_{p2}(t_2) = 1,039 \text{ кДж/кгК},$$

$$q_p = 1,039 \cdot 500 - 1,006 \cdot 100 = 418,7 \text{ кДж/кг}$$

Масса воздуха определяется из уравнения состояния

$$G = \frac{pV_1}{RT_1} = \frac{(0,2 + 0,101325) \cdot 10^6}{\frac{8314}{29}(100 + 273)} = 5,63 \text{ кг}$$

Теплота

$$Q_p = G \cdot q_p = 5,63 \cdot 418,7 = 2357 \text{ кДж}$$

Работа

$$L = G \cdot R(t_2 - t_1) = 5,63 \cdot \frac{8314}{29} (500 - 100) = 646,3 \text{ кДж.}$$

1. Сосуд емкость 90 л содержит воздух при давлении 0,8 МПа и температуре 30⁰С. Определить количество теплоты, которое необходимо сообщить воздуху, чтобы повысить его давление до 1,6 МПа при постоянном объеме.

Решение

Из соотношения параметров изохорного процесса

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{p_2}{p_1} \Rightarrow$$

$$T_2 = \frac{p_2 T_1}{p_1} = \frac{1,6}{0,8} (30 + 273) = 606 \text{ К}$$

$$t_2 = T_2 - 273 = 606 - 273 = 333^0 \text{ С}$$

Удельная теплота

$$q_v = c_{v2} t_2 - c_{v1} t_1 \text{ кДж/кг,}$$

$$c_{v1}(t_1) = 0,7173 \text{ кДж/кг К},$$

$$c_{v2}(t_2) = 0,7351 \text{ кДж/кг К},$$

$$q_v = 0,7351 \cdot 333 - 0,7173 \cdot 30 = 223,2 \text{ кДж/кг}.$$

Масса воздуха

$$G = \frac{pV_1}{RT_1} = \frac{0,8 \cdot 10^6 \cdot 0,09}{\frac{8314}{29}(30 + 273)} = 0,828 \text{ кг}.$$

Количество теплоты

$$Q_v = G \cdot q_v = 0,828 \cdot 223,2 = 184,8 \text{ кДж}.$$

2. Азот из баллона емкостью $0,05 \text{ м}^3$ выпускается в атмосферу настолько быстро, что теплообмен между ней и азотом в баллоне не успевает совершиться. До выпуска давление в баллоне было $p_1 = 1,2 \text{ МПа}$ и температура $t_1 = 27^\circ \text{C}$. После закрытия вентиля температура в баллоне стала $t_2 = 0^\circ \text{C}$. Какова масса выпущенного азота и каким стало давление в баллоне после выпуска.

Решение

Удельный объем в начальном состоянии

$$v_1 = \frac{RT}{p_1} = \frac{8314}{28} \cdot \frac{(27 + 273)}{1,2 \cdot 10^6} = 0,0742 \text{ м}^3 / \text{кг}$$

Из соотношений параметров адиабатного процесса определяется удельный объем в конечном состоянии

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1}$$

$$\left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{1}{k-1}} = \frac{v_1}{v_2} \Rightarrow$$

$$v_2 = v_1 \left(\frac{T_1}{T_2} \right)^{\frac{1}{k-1}} = 0,0742 \left(\frac{300}{273} \right)^{1,4-1} = 0,0938 \text{ м}^3 / \text{кг}$$

Давление

$$p_2 = \frac{RT_2}{v_2} = \frac{8314 \cdot 273}{0,0938} = 8,64 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

Масса азота в баллоне до выпуска в атмосферу

$$G = \frac{V}{v_1} = \frac{0,05}{0,0742} = 0,674 \text{ кг.}$$

Масса азота в баллоне после выпуска в атмосферу

$$G = \frac{V}{v_2} = \frac{0,05}{0,0938} = 0,533 \text{ кг.}$$

Масса выпущенного азота

$$\Delta G = G_1 - G_2 = 0,674 - 0,533 = 0,141 \text{ кг.}$$

3. 4 м³ кислорода, имея начальную температуру $t_1=60^{\circ}\text{C}$ и абсолютное давление $p_1=0,13$ МПа, сжимаются политропно до давления $p_2=0,65$ МПа. Определить количество подведенного тепла, работу сжатия, изменение внутренней энергии и энтропии, если показатель политропы $n=1,3$. Представить процесс в p, v - и T, s -диаграммах.

Решение

Работа процесса

$$L = \frac{1}{n-1} p_1 V_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] =$$

$$= \frac{1}{1,3-1} 0,13 \cdot 10^6 \cdot 4 \left[1 - \left(\frac{0,65}{0,13} \right)^{\frac{1,3-1}{1,3}} \right] = -779,22 \text{ кДж.}$$

Масса кислорода

$$G = \frac{p_1 V_1}{RT_1} = \frac{0,13 \cdot 10^6 \cdot 4}{\frac{8314}{32} \cdot 333} = 6,01 \text{ кг}$$

Температура в конце процесса определяется из соотношения параметров политропного процесса

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

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \Rightarrow T_2 = (60 + 273) \left(\frac{0,65}{0,13} \right)^{\frac{1,3-1}{1,3}} = 483 \text{ К}$$

$$T_2 - T_1 = 483 - 333 = 150$$

Изменение внутренней энергии

$$\Delta U = Gc_v \Delta T = 6,01 \cdot \frac{5}{2} \cdot \frac{8,314}{32} \cdot 150 = 585,55 \text{ кДж}$$

Количество подведенного тепла

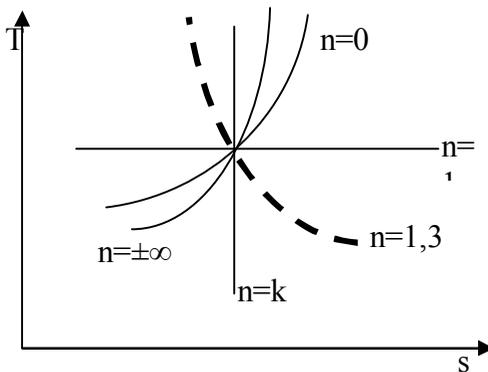
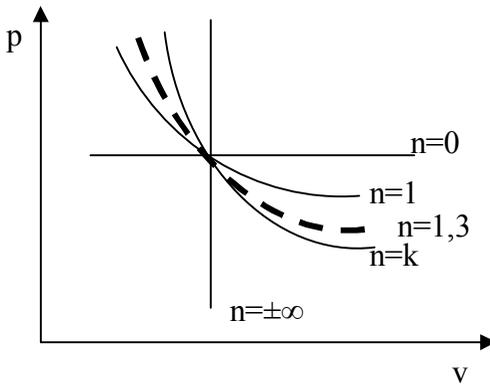
$$Q = L + \Delta U = -779,22 + 585,55 = -193,67 \text{ кДж}$$

Изменение энтальпии

$$\Delta H = Gc_p \Delta T = 6,01 \cdot \frac{7}{2} \cdot \frac{8,314}{32} \cdot 150 = 819,77 \text{ кДж}$$

Изменение энтропии

$$\Delta S = Gc_n \ln \frac{T_2}{T_1} = 6,01 \cdot \frac{5}{2} \cdot \frac{8,314}{32} \cdot \frac{1,3 - 1,4}{1,3 - 1} \cdot \ln \frac{483}{333} = -0,484 \frac{\text{кДж}}{\text{К}}$$



4. В политропном процессе изменения состояния, который начинается при параметрах $p_1=0,4$ МПа, $t_1=127^0\text{C}$, 1 кг воздуха проходит через промежуточное состояние $p_0=0,8$ МПа, $t_0=187^0\text{C}$. Конечное состояние достигается после совершения над воздухом работы $l= 550$ кДж/кг. Найти конечные параметры.

Решение

Показатель политропы определяется из соотношения параметров

$$\frac{T_0}{T_1} = \left(\frac{p_0}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \Rightarrow$$

$$\frac{n-1}{n} \ln \frac{p_0}{p_1} = \ln \frac{T_0}{T_1} \Rightarrow$$

$$\frac{n-1}{n} = \frac{\ln \frac{T_0}{T_1}}{\ln \frac{p_0}{p_1}} = \frac{\ln \frac{460}{400}}{\ln \frac{0,8}{0,4}} = 0,202, \Rightarrow n = 1,253$$

Разность температур

$$l = \frac{R}{n-1}(T_1 - T_2), \Rightarrow (T_1 - T_2) = \frac{l(n-1)}{R},$$

$$(T_1 - T_2) = \frac{-550(1,253-1)}{8,314} = -485\text{K},$$

29

Температура в конечной точке

$$t_2 = t_1 + 485 = 127 + 485 = 612^0\text{C} .$$

Давление в конечной точке определяется из соотношения параметров

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

$$p_2 = p_1 \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{n}{n-1}} = 0,4 \cdot 10^6 \left(\frac{612 + 273}{127 + 273} \right)^{\frac{1,253}{1,253-1}} = 20,36 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Удельный объем определяется из уравнения состояния

$$v_2 = \frac{RT_2}{p_2} = \frac{8314}{20,36 \cdot 10^6} \cdot 885 = 0,0124 \text{ м}^3 / \text{кг}$$

5. Некоторый процесс расширения кислорода характеризуется тремя равновесными состояниями, для которых параметры имеют следующие значения:

$$p_1 = 2 \text{ МПа, } t_1 = 487^\circ\text{C}$$

$$p_2 = 1 \text{ МПа, } v_2 = 0,213 \text{ м}^3 / \text{кг}$$

$$v_3 = 0,300 \text{ м}^3 / \text{кг, } t_3 = 576^\circ\text{C}$$

Определить, является ли процесс политропным. Если да, то определить показатель политропы.

Решение

Необходимо определить показатель политропы в процессах 1-2, 2-3, 1-3. Если значения всех показателей совпадут, значит, процесс политропный.

Удельный объем в точке 1

$$v_1 = \frac{RT_1}{p_1} = \frac{8314}{2 \cdot 10^6} \cdot (487 + 273) = 0,0987 \text{ м}^3 / \text{кг}$$

Показатель политропы в процессе 1-2

$$n_{1-2} = \frac{\ln \frac{p_2}{p_1}}{\ln \frac{v_1}{v_2}} = \frac{\ln \frac{1}{2}}{\ln \frac{0,0987}{0,213}} = 0,9,$$

Давление в точке 3

$$p_3 = \frac{RT_3}{v_3} = \frac{8314}{32} \cdot (576 + 273) = 0,735 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

Показатель политропы в процессе 1-3

$$n_{1-3} = \frac{\ln \frac{p_3}{p_1}}{\ln \frac{v_1}{v_3}} = \frac{\ln \frac{0,735}{2}}{\ln \frac{0,0987}{0,3}} = 0,9,$$

Показатель политропы в процессе 2-3

$$n_{2-3} = \frac{\ln \frac{p_3}{p_2}}{\ln \frac{v_2}{v_3}} = \frac{\ln \frac{0,735}{1}}{\ln \frac{0,213}{0,3}} = 0,9,$$

8. В политропном процессе расширения окиси углерода энергия, выделяемая газом в форме работы, составляется за счет подводимой теплоты (25%) и за счет уменьшения внутренней энергии (75%). Определить показатель политропы и теплоемкость процесса. Представить ход процесса в p, v -диаграмме.

Решение

Теплота

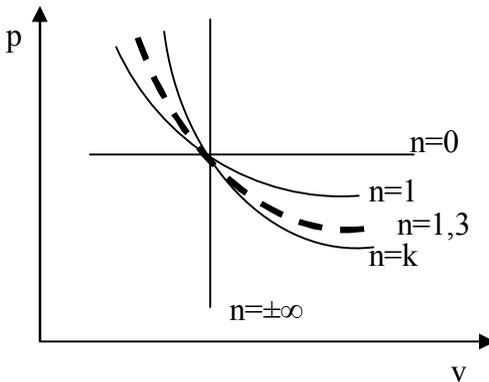
$$q = c_v \frac{n-k}{n-1} (T_2 - T_1),$$

$$\Delta u = c_v(T_2 - T_1),$$

$$\frac{q}{\Delta u} = \frac{c_v \frac{n-k}{n-1} (T_2 - T_1)}{c_v (T_2 - T_1)} = \frac{n-k}{n-1} = \frac{0,25}{-0,75} = -\frac{1}{3},$$

$$3(n-k) = n-1, \Rightarrow n = 1,3$$

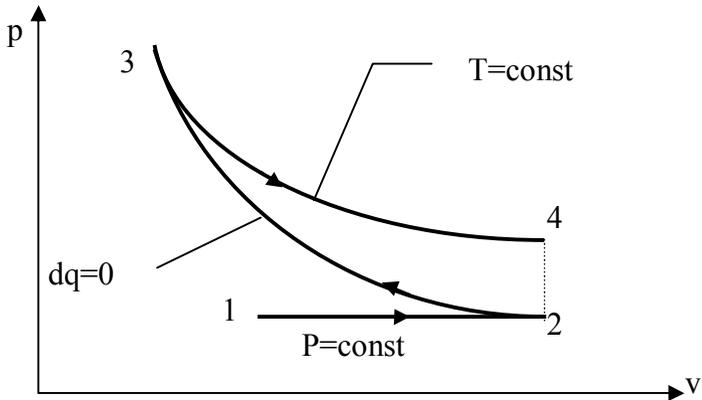
$$c_n = c_v \frac{n-k}{n-1} = \frac{5}{2} \frac{8,314}{28} \frac{1,3-1,4}{1,3-1} = -0,247 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}},$$



9. Воздух в количестве 1 кг последовательно меняет свое состояние следующим образом: сначала, имея параметры $p_1 = 0,2$ МПа и $t_1 = 37^{\circ}\text{C}$, изобарно расширяется до объема $v_2 = 2,85v_1$, затем адиабатно сжимается до состояния при $p_3 = 2,8$ МПа и изотермически расширяется до $v_4 = v_2$.

Определить недостающие параметры во всех характерных точках процессов, подведенную или отведенную теплоту, изменение внутренней энергии и энтальпии, работу расширения (сжатия) в каждом процессе. Проверить уравнение 1 закона

термодинамики для совокупности процессов. Теплоемкости считать не зависящими от температуры и рассчитать с использованием молекулярно-кинетической теории.



Объем в точке 1 определяется из уравнения состояния

$$v_1 = \frac{RT}{p_1} = \frac{8314}{29} \cdot (37 + 273) = 0,444 \text{ м}^3 / \text{кг}$$

$$p_2 = p_1$$

$$v_2 = 2,85v_1 = 2,85 \cdot 0,444 = 1,266 \text{ м}^3 / \text{кг}$$

$$T_2 = \frac{p_2 v_2}{R} = \frac{0,2 \cdot 10^6 \cdot 1,266}{\frac{8314}{29}} = 883 \text{ K}$$

$$t_2 = T_2 - 273 = 883 - 273 = 610^0 \text{ C.}$$

Найдем удельный объем в точке 3 из соотношения параметров в адиабатном процессе 2-3:

$$p_3 v_3^k = p_2 v_2^k \Rightarrow$$

$$\frac{v_3}{v_2} = \left(\frac{p_2}{p_3} \right)^{\frac{1}{k}} \Rightarrow$$

$$\frac{v_3}{v_2} = \left(\frac{p_2}{p_3} \right)^{\frac{1}{k}} \Rightarrow$$

$$v_3 = v_2 \left(\frac{p_2}{p_3} \right)^{\frac{1}{k}} = 1,266 \left(\frac{0,2}{2,8} \right)^{\frac{1}{1,4}} = 0,192 \text{ м}^3 / \text{кг}$$

Температура в точке 3 определяется из уравнения состояния

$$T_3 = \frac{p_3 v_3}{R} = \frac{2,8 \cdot 10^6 \cdot 0,192}{\frac{8314}{29}} = 1875 \text{ K}$$

$$t_3 = T_3 - 273 = 1875 - 273 = 1602^\circ \text{C}.$$

Процесс 3-4 – изотермический, следовательно

$$t_4 = t_3 = 1602^\circ \text{C}.$$

$$T_4 = 1875 \text{ K}.$$

По условию

$$v_4 = v_2 = 1,266 \text{ м}^3 / \text{кг}.$$

Давление в точке 4 определяется из уравнения состояния

$$p_4 = \frac{RT_4}{v_4} = \frac{\frac{8314}{29} \cdot 1875}{1,266} = 0,425 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

Таблица значений параметров

Точки	P , МПа	v , м ³ /кг	t , ⁰ С	T ,К
1	0,2	0,444	37	310
2	0,2	1,266	610	883

3	2,8	0,192	1602	1875
4	0,425	1,266	1602	1875

Теплоемкость можно определить по молекулярно-кинетической теории

$$c_p = \frac{5+2}{2} R = \frac{7}{2} \cdot \frac{8,314}{29} = 1,006 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

$$c_p = \frac{3+2}{2} R = \frac{5}{2} \cdot \frac{8,314}{29} = 0,717 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Процесс 1-2 – изобарный.

$$q_{1-2} = \Delta h_{1-2} = c_p (t_2 - t_1) = 1,005(610 - 37) = 576 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$\Delta u_{1-2} = c_v (t_2 - t_1) = 0,717(610 - 37) = 411 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$l_{1-2} = p(v_2 - v_1) = 0,2 \cdot 10^6 (1,266 - 0,444) = 165 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Процесс 2-3 – адиабатный

$$q_{2-3} = 0,$$

$$\Delta h_{1-2} = c_p (t_3 - t_2) = 1,005(1602 - 610) = 998 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$\Delta u_{2-3} = c_v (t_3 - t_2) = 0,717(1602 - 610) = 713 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

В адиабатном процессе работа равна изменению внутренней энергии с обратным знаком

$$l_{2-3} = -\Delta u_{2-3} = -713 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Процесс 3-4 – изотермический. В изотермическом процессе, поскольку не изменяется температура, изменение внутренней энергии и энтальпии равно нулю.

$$\Delta u_{3-4} = 0.$$

$$\Delta h_{3-4} = 0$$

$$l_{3-4} = RT \ln \frac{v_4}{v_3} = \frac{8,314}{29} \cdot 1875 \ln \frac{1,266}{0,192} = 1016 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

В изотермическом процессе, поскольку внутренняя энергия не изменяется, подведенная теплота равна работе.

$$q_{3-4} = l_{3-4} = 1014 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Процесс	q ,кДж/кг	Δu , кДж/кг	Δh ,кДж/кг	l , кДж/кг
1-2	576	411	576	165
2-3	0	713	998	-713
3-4	1016	0	0	1016
	1592	1124	1574	465

ИНДИВИДУАЛЬНОЕ ЗАДАНИЕ

Газ массой 1 кг совершает прямой термодинамический цикл, состоящий из четырех последовательных термодинамических процессов. Данные, необходимые для расчета в зависимости от варианта, приведены в табл. 1. Давление задано в МПа, удельный объем в м³/кг, температура абсолютная, К.

Требуется:

1) рассчитать давление p , удельный объем v , температуру T воздуха для основных точек цикла;

2) для каждого из процессов определить значения показателей политропы n , теплоемкости c , вычислить изменение внутренней энергии Δu , энтальпии Δh , энтропии Δs , теплоту процесса q , работу процесса l .

3) определить суммарные количества теплоты подведенной q_1 и отведенной q_2 , работу цикла $l_{ц}$, термический к.п.д. цикла $\eta_{т}$.

4) построить цикл в координатах: а.) $p-v$, в.) $T-s$, нанеся основные точки цикла и составляющие его процессы;

N варианта	Заданные параметры в основных точках	Газ	Тип процесса и показатель политропы*			
			1-2	2-3	3-4	4-1
1	$p_1=0,8, v_1=0,12,$ $p_2=2,0, p_3=1,2$	Воздух	$s=$ const	$T=$ const	$s=$ const	$v=$ const
2	$p_1=1,3, T_1=573,$ $p_2=0,5, T_3=290$	O ₂	$T=$ const	$s=$ const	$T=$ const	$s=$ const
3	$p_1=0,2, v_1=0,45,$ $p_2=1,2, T_3=573$	N ₂	$s=$ const	$v=$ const	$s=$ const	$p=$ const
4	$p_1=3,5, T_1=483,$ $T_2=290, p_3=2,5$	CO	$p=$ const	$n=1,2$	$p=$ const	$v=$ const
5	$p_1=0,1, T_1=273,$ $p_2=0,5, T_3=473$	CO ₂	$n=1,3$	$p=$ const	$n=1,3$	$p=$ const

6	$p_1=0,09, T_1=303,$ $p_2=0,4, T_3=473$	N ₂	n=1,2	p=const	n=1,2	v=const
7	$p_1=0,16, v_1=0,5,$ $T_2=423, p_3=2,5$	Воздух	n=1,2	v=const	n=1,2	p=const
8	$p_1=0,18, T_1=303,$ $v_2=0,1, p_3=0,3$	O ₂	n=1,1	T=const	n=1,1	v=const
9	$p_1=0,3, v_1=0,3,$ $p_2=2,0, T_3=573$	N ₂	n=1,3	p=const	n=1,3	p=const
10	$p_1=2,0, T_1=473,$ $T_2=623, v_3=0,12$	CO	p=const	s=const	v=const	T=const
11	$p_1=0,3, T_1=323,$ $p_2=2,0, T_3=473$	Воздух	T=const	p=const	T=const	p=const
12	$p_1=0,4, T_1=373,$ $p_2=1,6, p_3=0,6$	O ₂	s=const	T=const	s=const	p=const
13	$p_1=0,3, T_1=300,$ $p_2=0,8, T_3=473$	N ₂	T=const	v=const	T=const	v=const
14	$p_1=1,2, T_1=373,$ $p_2=3,0, T_3=473$	CO	T=const	p=const	T=const	p=const
15	$p_1=5,0, T_1=573,$ $p_2=1,8, v_3=0,2$	Воздух	T=const	s=const	v=const	s=const
16	$p_1=0,7, v_1=0,12,$ $p_2=2,0, T_3=473$	CO ₂	s=const	p=const	s=const	T=const
17	$p_1=0,3, T_1=303,$ $p_2=0,6, T_3=523$	O ₂	s=const	v=const	s=const	T=const
18	$p_1=0,12, v_1=0,7,$	N ₂	T=const	p=const	T=const	p=const

	$v_2=0,2, T_3=423$					
19	$p_1=0,4, v_1=0,3,$ $p_2=1,0, T_3=573$	CO	T= const	p= const	s= const	p= const
20	$p_1=0,7, T_1=473,$ $T_2=573, v_3=0,4$	CO ₂	p= const	T= const	v= const	s= const
21	$p_1=0,3, T_1=298,$ $p_2=1,0, T_3=573$	N ₂	s= const	p= const	T= const	p= const
22	$p_1=0,3, v_1=0,3,$ $p_2=1,0, T_3=473$	Воздух	s= const	v= const	T= const	p= const
23	$p_1=1,0, T_1=523,$ $T_2=573, p_3=0,6$	O ₂	p= const	s= const	p= const	v= const
24	$p_1=1,2, v_1=0,08,$ $p_2=1,4, T_3=423$	CO	v= const	p= const	v= const	p= const
25	$v_1=0,12, T_1=323,$ $p_2=2,5, T_3=573$	N ₂	s= const	p= const	T= const	p= const
26	$p_1=0,12, T_1=283,$ $p_2=0,8, T_3=573$	CO ₂	s= const	p= const	s= const	p= const
27	$p_1=0,08, T_1=293,$ $v_2=0,4, T_3=573$	Воздух	T= const	v= const	s= const	v= const
28	$p_1=1,2, T_1=323,$ $p_2=6,0, T_3=593$	O ₂	s= const	p= const	s= const	v= const
29	$p_1=0,1, T_1=338,$ $T_2=273, T_3=433$	N ₂	p= const	s= const	v= const	n=1,3
30	$p_1=0,3, T_1=293,$ $p_2=1,8, T_3=603$	CO	s= const	v= const	s= const	v= const

ЛИТЕРАТУРА

1. Ривкин С.Л. Термодинамические свойства газов: Справочник / С.Л. Ривкин- 4-е изд.- М.: Энергоатомиздат, 1987.- 288 с.
2. Кириллин В.А. Техническая термодинамика/ В.А. Кириллин, В.В. Сычев, А.Е. Шейндлин -4-е изд. - М.: Энергоатомиздат, 1983. - 416 с.
3. Техническая термодинамика: учебник для вузов/ Крутов В.И. [и др.], под общ. ред. В.И. Крутова.- 3-е изд.- М.: Высш. шк., 1991.-384 с.
4. Вукалович М.П. Термодинамика: учебное пособие/ М.П. Вукалович, И.И. Новиков.- М.: Машиностроение, 1972.-672 с.
5. Андриющенко А.И. Основы термодинамики циклов теплоэнергетических установок: учебное пособие/ А.И. Андриющенко -3-е изд.- М.: Высшая школа, 1985.- 319 с.
6. Сборник задач по технической термодинамике: учебное пособие/Андрианова Т.Н. [и др.]; под общ. Ред. Т.Н. Андриановой- 3-е изд. - М.: Энергоиздат, 1981. - 240 с.
7. Рабинович О.М. Сборник задач по технической термодинамике / О.М. Рабинович - М.: Машиностроение, 1973.- 344 с.
8. Зубарев В.Н. Практикум по технической термодинамике: учебное пособие/ В.Н. Зубарев, А.А. Александров, В.С. Охотин - 3-е изд., перераб.- М.: Энергоатомиздат, 1986.- 304 с.

Учебное издание

ХУТСКАЯ Наталия Геннадьевна
ПАЛЬЧЁНОК Геннадий Иванович

РАСЧЕТ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ
В ИДЕАЛЬНОМ ГАЗЕ

Методическое пособие
по дисциплине «Термодинамика» для студентов
специальности 1–43 01 06 «Энергоэффективные технологии
и энергетический менеджмент»

Подписано в печать. 2012
Формат 60x84 1/16. Бумага

Усл. печ. л.3,31. Уч.- изд. л. 2,59. Тираж 100. Заказ.

Белорусский национальный технический университет
ЛИ № 02330/0494349 от 16.03.2009.
Проспект Независимости, 65.220013, Минск
Отпечатано

Министерство образования Республики Беларусь
БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра ЮНЕСКО
«Энергосбережение и возобновляемые источники энергии»

Н.Г. Хутская
Г.И. Пальченок

**РАСЧЕТ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ
ПРОЦЕССОВ В ВОДЯНОМ ПАРЕ**

Методическое пособие
по дисциплине «Термодинамика» для студентов
специальности 1–43 01 06 «Энергоэффективные
технологии и энергетический менеджмент»

Минск
БНТУ
2012

УДК 621.1.016.7(075.8)

ББК 31.31я7

X98

Хутская Н.Г.

X98 Расчет термодинамических процессов в водяном паре: методическое пособие по дисциплине «Термодинамика» для студентов специальности 1–43 01 06 «Энергоэффективные технологии и энергетический менеджмент» / Н.Г. Хутская, Г.И. Пальченок. – Минск: БНТУ, 2012. – 45 с.

ISBN 978-985-550-033-0.

Рассмотрены методы расчета термодинамических процессов с использованием таблиц теплофизических свойств воды и водяного пара, **h, s**- и **T, s**- диаграмм.

Методическое пособие составлено в соответствии с учебным планом кафедры ЮНЕСКО «Энергосбережение и возобновляемые источники энергии» по дисциплине «Термодинамика» для студентов специальности 1–43 01 06 «Энергоэффективные технологии и энергетический менеджмент».

Настоящее методическое пособие издано благодаря спонсорской поддержке норвежской фирмы New Energy Performance AS (NEPAS).

УДК 621.1.016.7(075.8)

ББК 31.31я7

ISBN 978-985-550-033-0

© Хутская Н.Г., Пальченок Г.И., 2012

© Белорусский национальный
технический университет, 2012

ОБОЗНАЧЕНИЯ И ЕДИНИЦЫ ИЗМЕРЕНИЯ ВЕЛИЧИН

t °С - температура.

T , К - абсолютная температура,

p , Па - давление.

v , м³/кг - удельный объем.

G , кг - масса.

h , кДж/кг - удельная энтальпия.

u , кДж/кг - удельная внутренняя энергия.

l , кДж/кг - удельная работа.

q , кДж/кг - удельная теплота.

s , кДж/кг К - удельная энтропия.

x - степень сухости.

y - степень влажности.

Индексы

' - кипящая жидкость.

'' - сухой насыщенный пар.

ж - жидкость.

п - пар.

дв - двухфазная смесь.

1 - начало процесса.

2 - конец процесса.

РАСЧЕТ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ВОДЯНОМ ПАРЕ ПО ТАБЛИЦАМ И ДИАГРАММАМ

Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара

Таблица 1

Термодинамические свойства воды и водяного пара в состоянии насыщения (по температурам)

t	T	p	v'	v''	h'	h''	r	s'	s''	$s''-s'$

Таблица 2

Термодинамические свойства воды и водяного пара в состоянии насыщения (по давлениям)

p	t	v'	v''	h'	h''	r	s'	s''	$s''-s'$

Таблица 3

Термодинамические свойства воды и перегретого пара

t	p_1			p_2			p_3		
	t_{s1}			t_{s2}			t_{s3}		
	v'_1		v''_1	v'_2		v''_2	v'_3		v''_3
	h'_1		h''_1	h'_2		h''_2	h'_3		h''_3
	s'_1		s''_1	s'_2		s''_2	s'_3		s''_3
	v_1	h_1	s_1	v_2	h_2	s_2	v_3	h_3	s_3
t_1			в	о	д		а		
t_2									
t_3									
t_4	п	е	р	е	г	р	е	т	ы
							й	п	а
									р

Пар, находящийся в равновесии с жидкостью, называется **насыщенным**. Насыщенный пар имеет температуру кипящей жидкости, из которой он получен.

Если в насыщенном паре присутствуют капли жидкости, то такой пар называется **влажным насыщенным** (двухфазная система - пар плюс жидкость)

Если все присутствующие во влажном насыщенном паре капли жидкости обратились в пар, то такой пар называется **сухим насыщенным**.

Пар, имеющий температуру более высокую, чем температура кипения при данном давлении, называется **перегретым**.

При одном давлении кипящая жидкость, влажный насыщенный пар и сухой насыщенный пар имеют одну и ту же температуру - **температуру насыщения**.

В таблицах параметры кипящей жидкости обозначены как параметры с одним штрихом (v', h', s'); параметры сухого насыщенного пара - как параметры с двумя штрихами (v'', h'', s'').

В двухфазной системе (влажном насыщенном паре) параметры определяются следующим образом.

Масса двухфазной смеси

$$G_{\text{ов}} = G_{\text{жс}} + G_n$$

где $G_{\text{жс}}, G_n$ - соответственно масса насыщенной (кипящей) жидкости и сухого насыщенного пара.

Степень сухости

$$x = \frac{G_n}{G_{\text{ов}}} = \frac{G_n}{G_{\text{жс}} + G_n}$$

Степень влажности

$$y = \frac{G_{\text{жс}}}{G_{\text{ов}}} = \frac{G_{\text{жс}}}{G_{\text{жс}} + G_n} = 1 - x$$

Для насыщенной (кипящей) жидкости $x=0$, для сухого насыщенного пара $x=1$, для влажного насыщенного пара $0 < x < 1$.

Удельные значения объема, энтальпии, энтропии влажного насыщенного пара определяются по формулам

$$v_{\text{дв}} = v''x + v'(1 - x)$$

$$h_{\text{дв}} = h''x + h'(1 - x)$$

$$s_{\text{дв}} = s''x + s'(1 - x)$$

Состояние двухфазной системы определяется температурой (или однозначно связанным с ней давлением насыщения) и степенью сухости.

При известных параметрах двухфазной системы можно определить степень сухости из соотношений

$$x = \frac{v_{\text{дв}} - v'}{v'' - v'} = \frac{h_{\text{дв}} - h'}{h'' - h'} = \frac{s_{\text{дв}} - s'}{s'' - s'}$$

Параметры кипящей жидкости и сухого насыщенного пара определяются по таблицам термодинамических свойств по известной температуре (давлению).

Расчет изобарного процесса $p = \text{const}$

I. Процесс начинается в области жидкости и заканчивается в области перегретого пара. Задано p, t_1, t_2 .

Обычно расчет изобарного процесса в этом варианте проводится с помощью таблиц. По таблице 3 по температуре t_1 и давлению p определяются v_1, h_1, s_1 . По той же таблице по температуре t_2 и давлению p определяется v_2, h_2, s_2 .

Подведенная в процессе теплота

$$q = h_2 - h_1;$$

работа

$$l = p(v_2 - v_1)$$

изменение внутренней энергии

$$\Delta u = q - l.$$

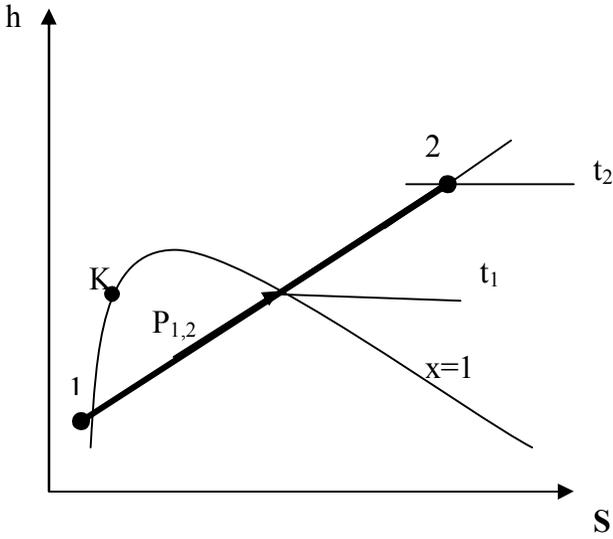


Рисунок 1а

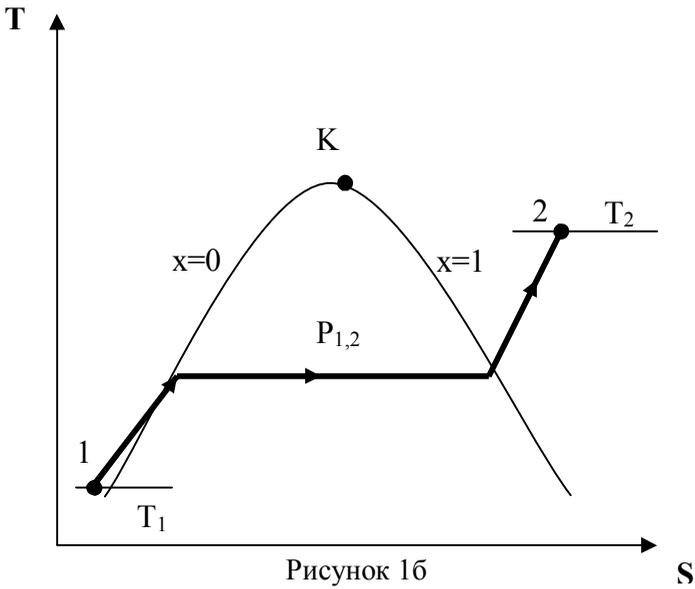
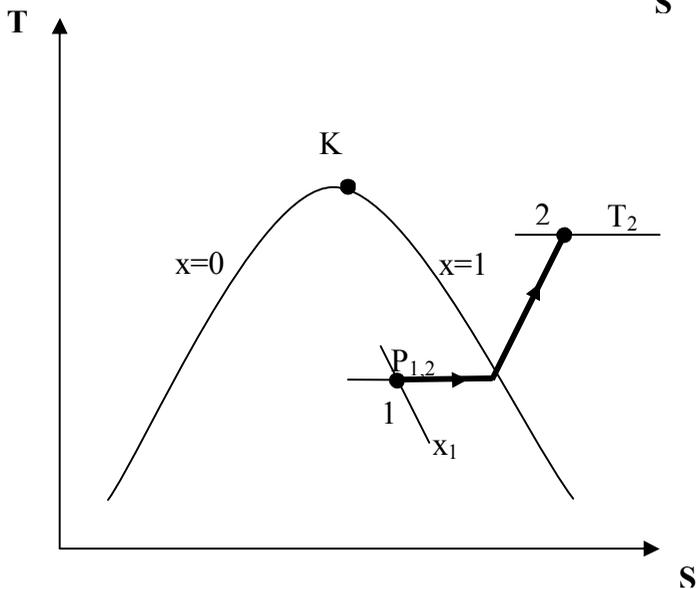
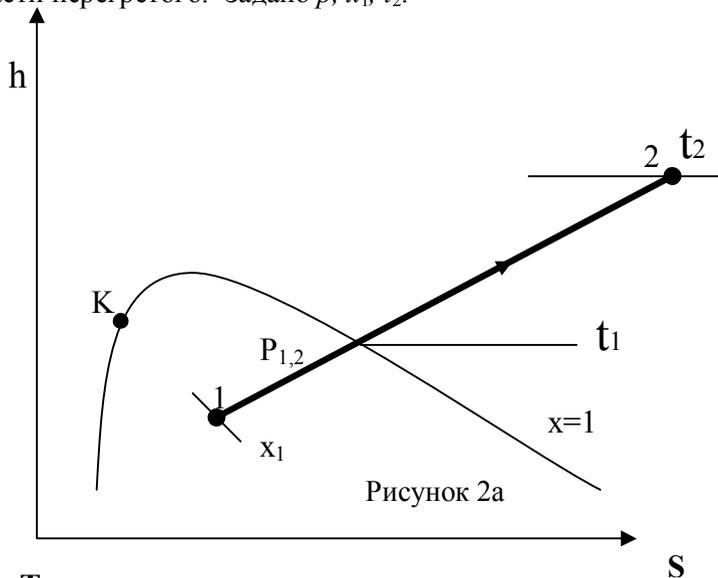


Рисунок 1б

II. Процесс начинается в области влажного пара и заканчивается в области перегретого. Задано p, x_1, t_2 .



По таблице 2 по давлению p определяются $v', v'', h', h'', s', s''$. Точка 1 лежит в двухфазной области насыщенного пара. Параметры точки

$$v_1 = v''x_1 + v'(1 - x_1)$$

$$h_1 = h''x_1 + h'(1 - x_1)$$

$$s_1 = s''x_1 + s'(1 - x_1)$$

По таблице 3 по температуре t_2 и давлению p определяются v_2, s_2, h_2 . Теплота, работа и изменение внутренней энергии определяются по вышеприведенным формулам.

III. Процесс начинается и заканчивается в области влажного пара.

Задано: p, x_1, x_2 .

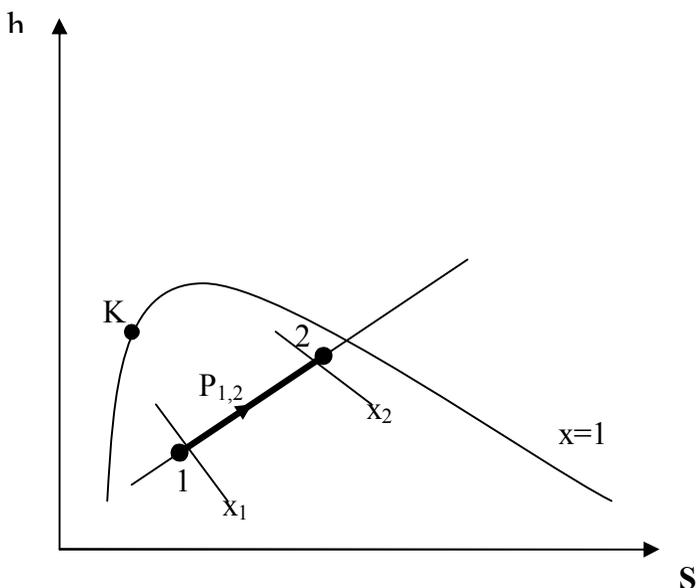


Рисунок 3а

По таблице 2 по давлению p определяются $v', v'', h', h'', s', s''$. Точки 1 и 2 находятся в двухфазной области насыщенного пара.

Параметры точки 1

$$v_1 = v''x_1 + v'(1 - x_1)$$

$$h_1 = h''x_1 + h'(1 - x_1)$$

$$s_1 = s''x_1 + s'(1 - x_1)$$

Параметры точки 2

$$v_2 = v''x_2 + v'(1 - x_2)$$

$$h_2 = h''x_2 + h'(1 - x_2)$$

$$s_2 = s''x_2 + s'(1 - x_2)$$

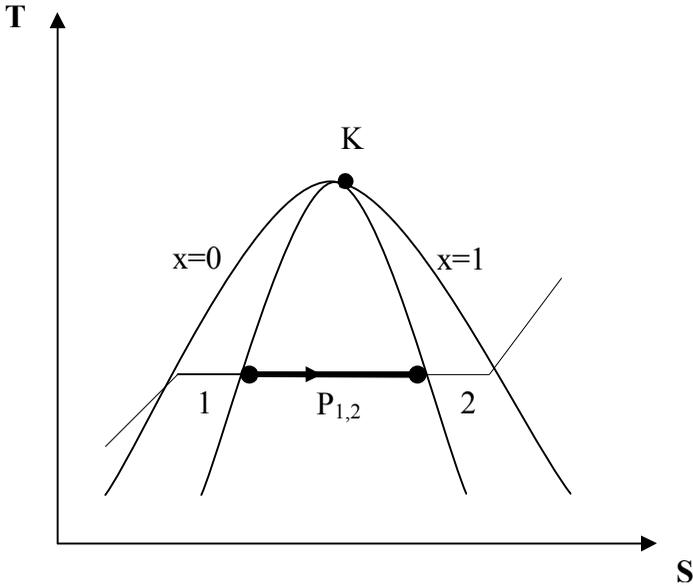


Рисунок 3б

Теплота, работа и изменение внутренней энергии определяются по вышеприведенным формулам.

IV. Процесс начинается и заканчивается в области перегретого пара.

Задано: p, T_1, T_2 .

По таблице 3 по давлению p и температуре t_1 определяются v_1, h_1, s_1 . По той же таблице по давлению p и температуре t_2 определяются v_2, h_2, s_2 . Дальнейший расчет ведется по тем же формулам.

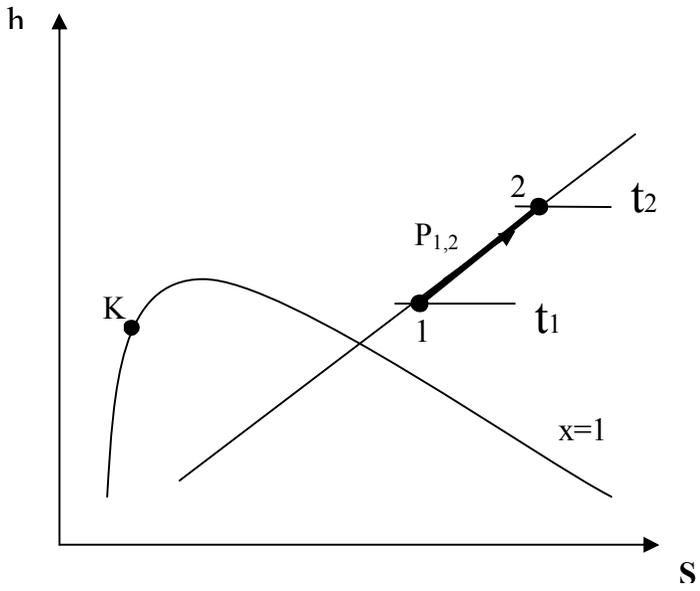


Рисунок 4а

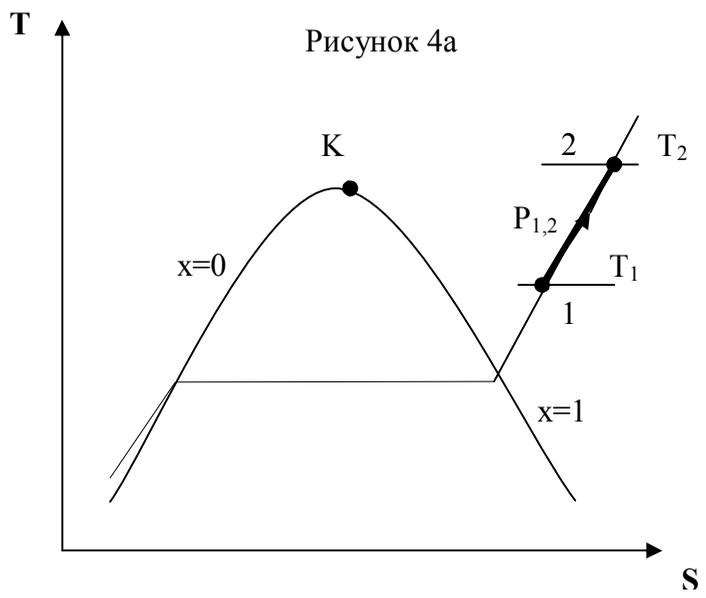
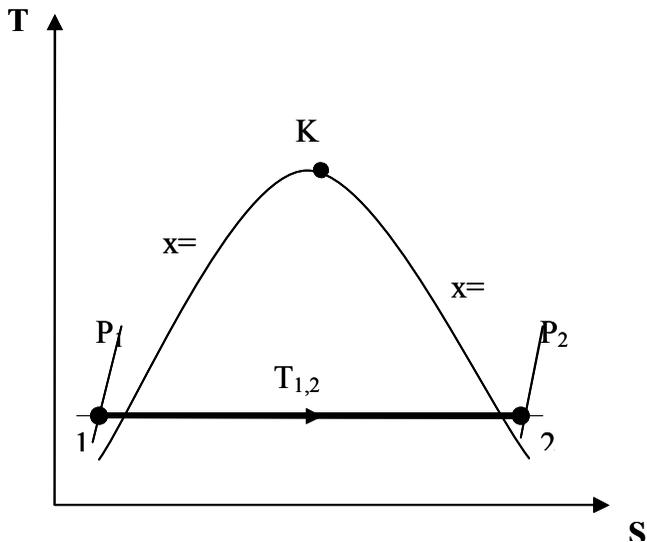
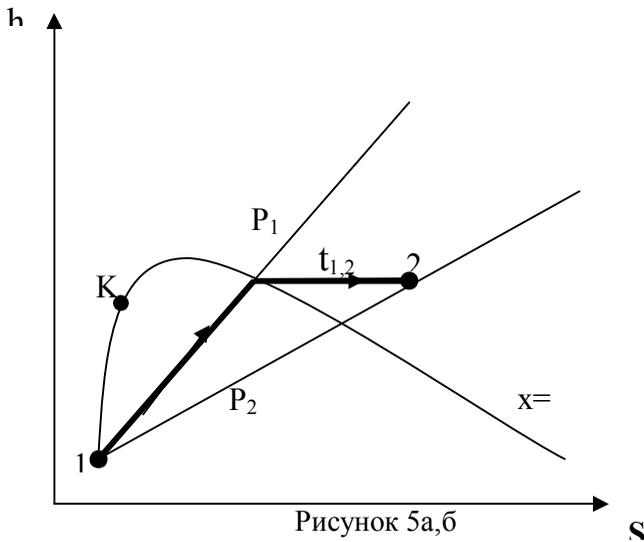


Рисунок 4б

Расчет изотермического процесса $T = const$

I. Процесс начинается в области жидкости и заканчивается в области перегретого пар. Задано: p_1, T, p_2 .



По таблице 3 по температуре T и давлению p_1 определяются v_1, h_1, s_1 . По той же таблице по температуре T и давлению p_2 определяются v_2, h_2, s_2 .

Подведенная теплота $q = T(s_2 - s_1)$.

Изменение внутренней энергии $\Delta u = (h_2 - p_2 v_2) - (h_1 - p_1 v_1)$.

Работа процесса $l = q - \Delta u$.

II. Процесс начинается и заканчивается в области влажного пара

Задано: T, x_1, x_2 .

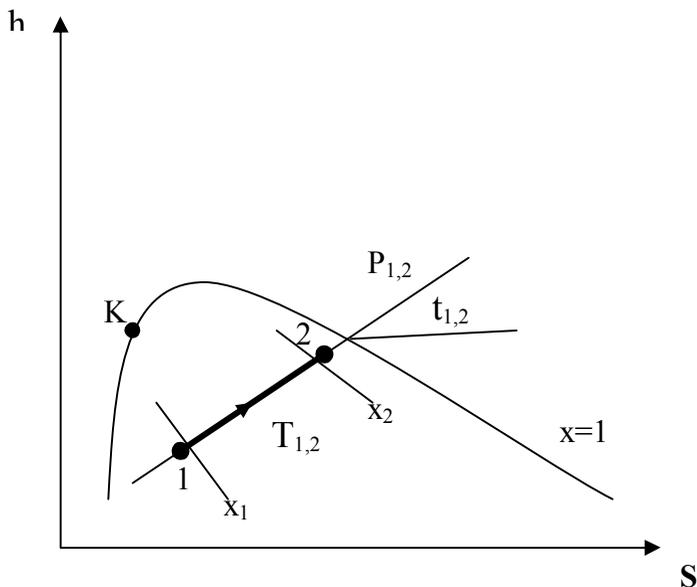


Рисунок 6а

По таблице 1 по температуре T определяются параметры $v', v'', h', h'', s', s''$ на пограничных кривых

$$v_1 = v''x_1 + v'(1 - x_1)$$

$$h_1 = h''x_1 + h'(1 - x_1)$$

$$s_1 = s''x_1 + s'(1 - x_1)$$

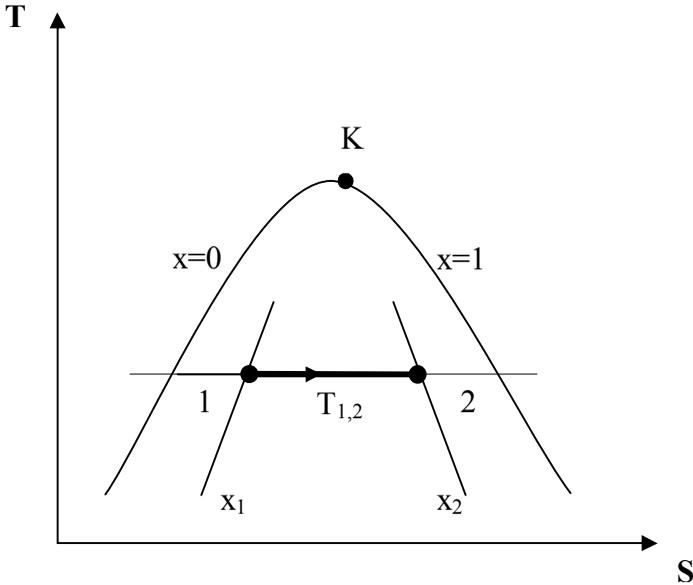


Рисунок 6б

Далее определяются параметры в точке 2

$$v_2 = v''x_2 + v'(1 - x_2)$$

$$h_2 = h''x_2 + h'(1 - x_2)$$

$$s_2 = s''x_2 + s'(1 - x_2)$$

Дальнейший расчет ведется по вышеприведенным формулам.

III. Процесс начинается в области влажного пара и заканчивается в области перегретого.

Задано T, x_1, p_2 .

По таблице 1 по температуре T определяются параметры на пограничных кривых $v', v'', h', h'', s', s''$.

$$v_1 = v''x_1 + v'(1 - x_1)$$

$$h_1 = h''x_1 + h'(1 - x_1)$$

$$s_1 = sh''x_1 + s'(1 - x_1)$$

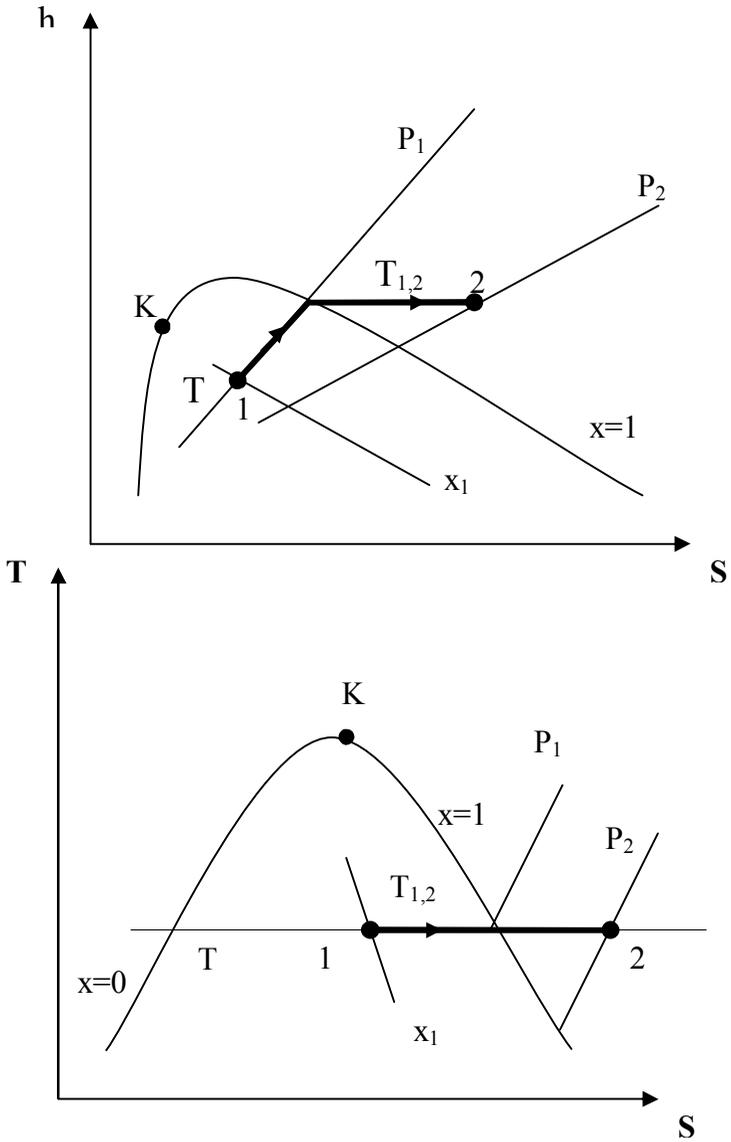


Рисунок 7 а,б

По таблице 3 по температуре T и давлению p_2 определяются параметры в точке 2: v_2, h_2, s_2 .

Дальнейший расчет ведется по вышеприведенным формулам.

IV. Процесс целиком располагается в области перегретого пара

Задано T, p_1, p_2 .

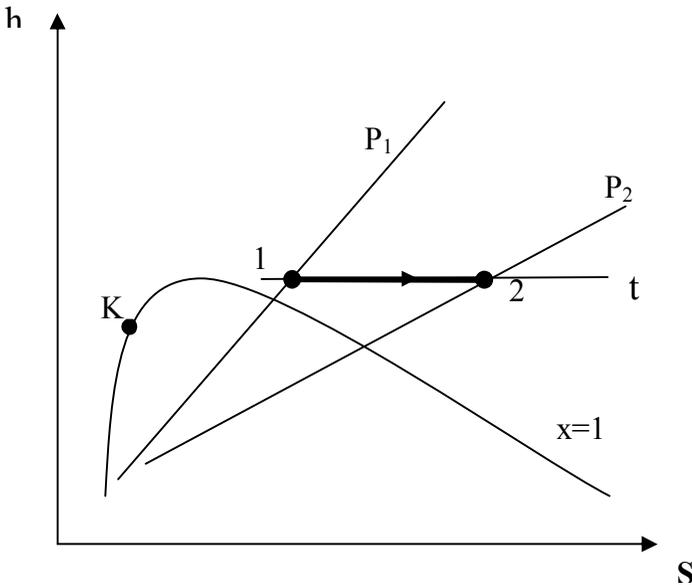


Рисунок 8а

По таблице 3 по T и p_1 определяются параметры в точке 1 v_1, h_1, s_1 .

По той же таблице по T и p_2 определяются параметры в точке 2 v_2, h_2, s_2 .

Дальнейший расчет ведется по вышеприведенным формулам.

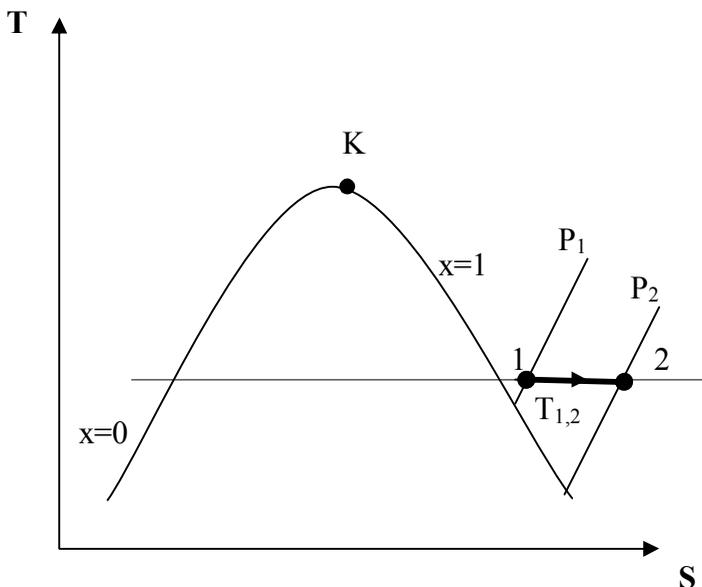


Рисунок 8б

Расчет изохорного процесса $V=const$

I. Процесс начинается и заканчивается в области влажного пара

Задано p_1, x_1, p_2 (или t_2).

По таблице 2 по давлению p_1 определяются параметры на пограничных кривых $v_1', v_1'', h_1', h_1'', s_1', s_1''$ и рассчитываются параметры в точке 1

$$v_1 = v_1''x_1 + v_1'(1 - x_1)$$

$$h_1 = h_1''x_1 + h_1'(1 - x_1)$$

$$s_1 = s_1''x_1 + s_1'(1 - x_1)$$

По таблице 2 по давлению p_2 (или по таблице 1 по температуре T_2) определяются параметры на пограничных кривых $v_2', v_2'', h_2', h_2'', s_2', s_2''$. Учитывая, что $v_2 = v_1$, можно определить степень сухости в точке 2. Удельный объем в точке 2 можно записать

$$v_2 = v_2''x_2 + v_2'(1 - x_2)$$

Отсюда

$$x_2 = \frac{v_2 - v_2'}{v_2'' - v_2'}$$

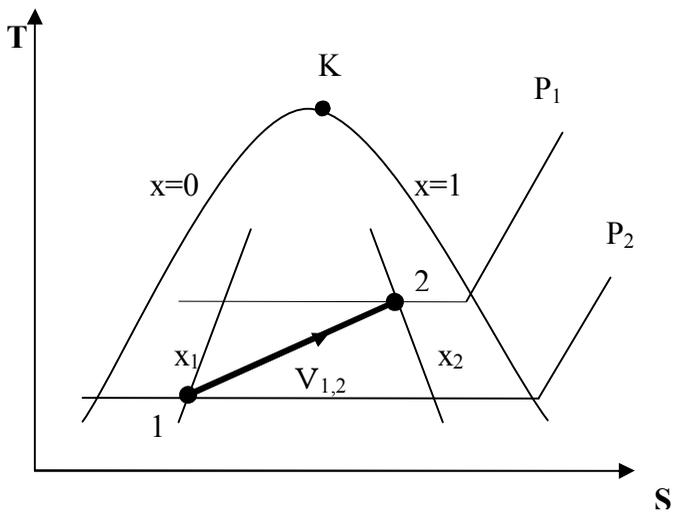
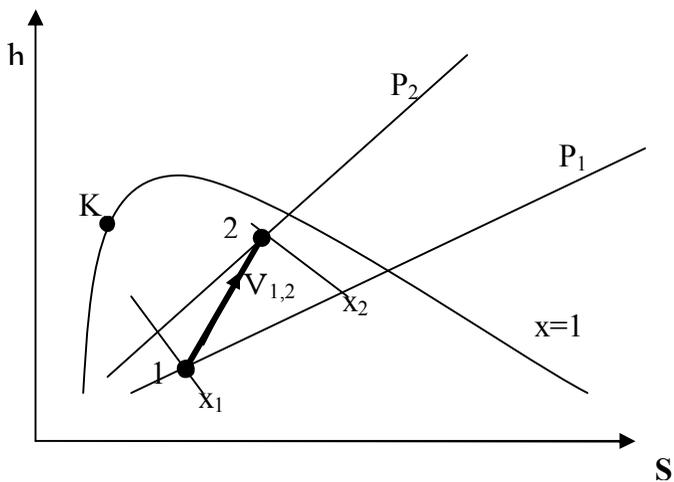


Рисунок 9а,б

Зная x_2 , можно определить параметры в точке 2.

$$h_2 = h_2''x_2 + h_2' (1 - x_2)$$

$$s_2 = s_2''x_2 + s_2' (1 - x_2)$$

В изохорном процессе $l=0$.

Подведенная теплота равна изменению внутренней энергии

$$q = u_2 - u_1 = (h_2 - p_2v_2) - (h_1 - p_1v_1).$$

II. Процесс начинается в области влажного пара и заканчивается в области перегретого пара

Задано p_1, x_1, p_2 (или t_2).

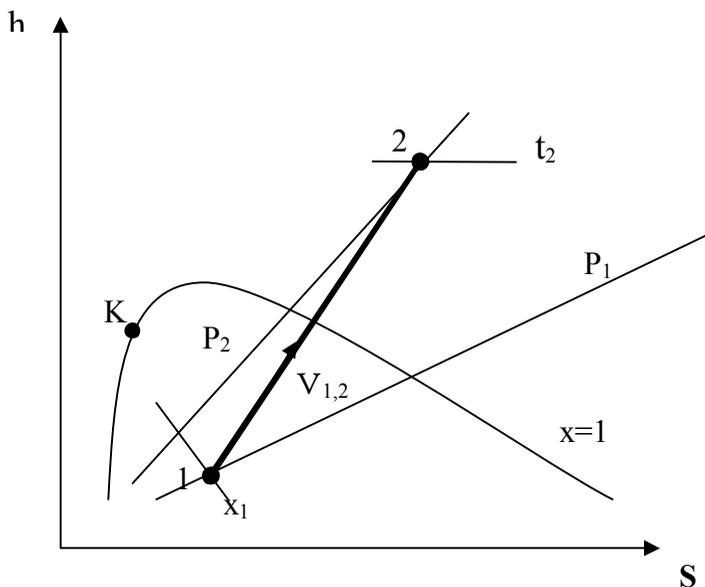


Рисунок 10а

По таблице 2 по давлению p_1 определяются параметры на пограничных кривых $v_1', v_1'', h_1', h_1'', s_1', s_1''$.

Проводится расчет параметров в точке 1.

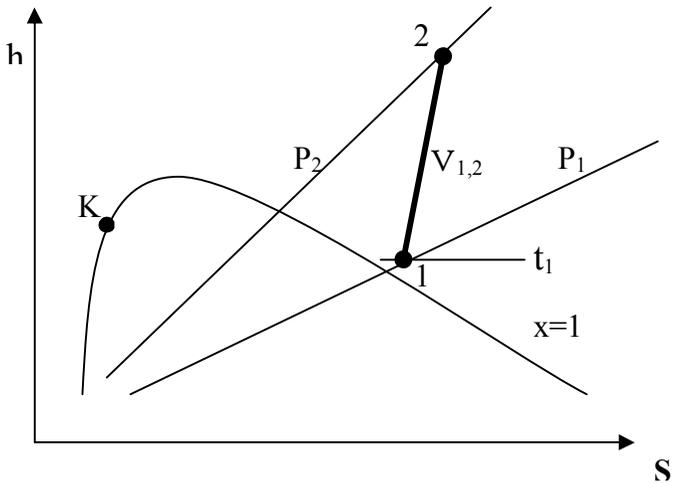


Рисунок 11а

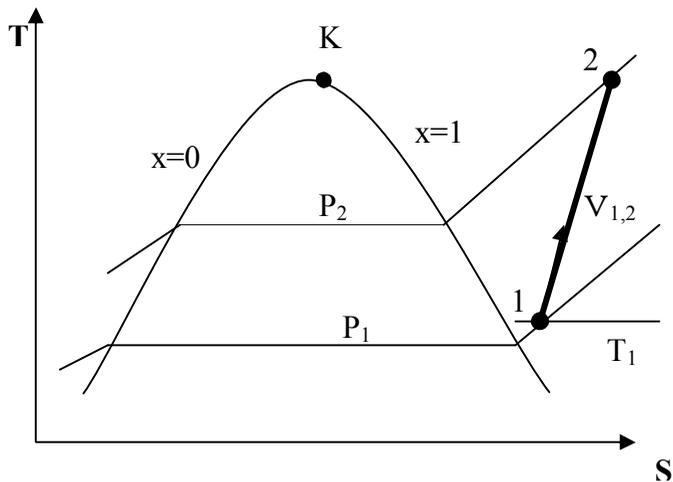


Рисунок 11б

Расчет адиабатного процесса $dq=0$

I. Процесс целиком располагается в области перегретого пара
 Задано p_1 , t_1 и p_2 .

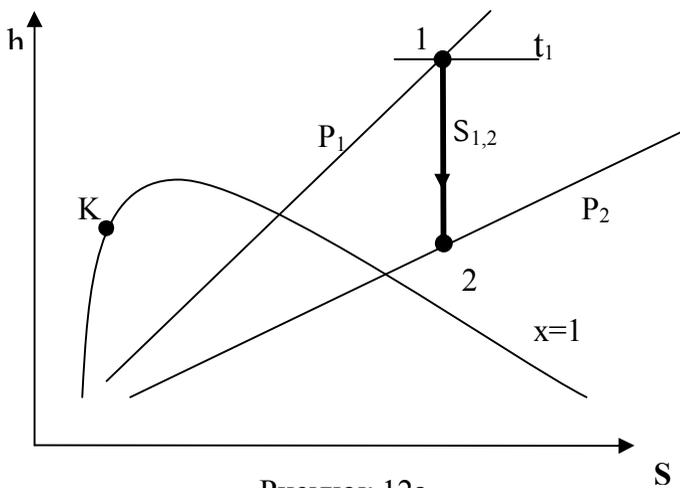


Рисунок 12а

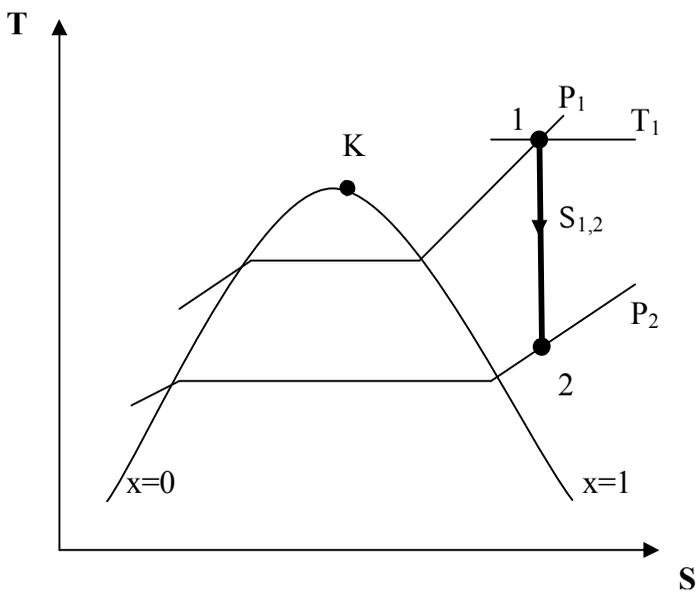


Рисунок 12б

По таблице 3 по давлению p_1 и температуре t_1 определяются параметры в точке 1 v_1, h_1, s_1 .

В обратимом адиабатном процессе $ds = 0, s = const$.

По таблице 3 по давлению p_2 и $s_2 = s_1$ определяются v_2, h_2, t_2 .

Для адиабатного процесса $dq=0$.

$$\Delta u = -l = (h_2 - p_2 v_2) - (h_1 - p_1 v_1).$$

II. Процесс начинается в области перегретого пара и заканчивается в области влажного.

Задано p_1, t_1 и p_2 .

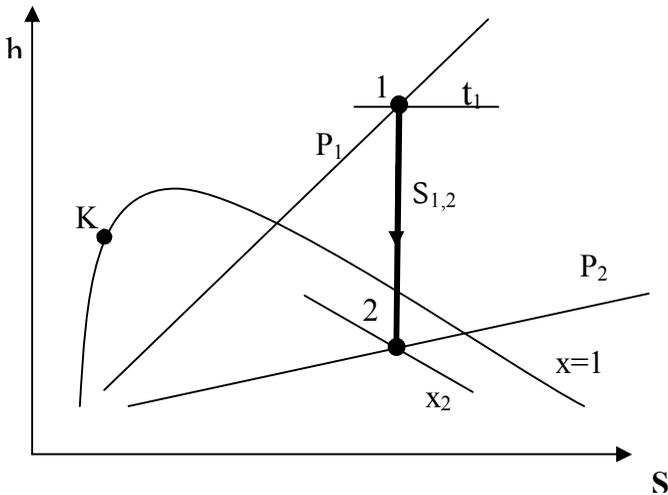


Рисунок 13а

По таблице 3 по давлению p_1 и температуре t_1 определяют h_1, s_1, v_1 .

По таблице 2 по давлению p_2 определяются параметры $h_2'', h_2', s_2'', s_2', v_2'', v_2'$.

Поскольку

$$s_2 = s_2'' x_2 + s_2' (1 - x_2) = s_1,$$

можно определить степень сухости во второй точке

$$x_2 = \frac{s_2 - s_2'}{s_2'' - s_2'}$$

Затем определяются

$$h_2 = h_2''x_2 + h_2'(1 - x_2)$$

$$v_2 = v_2''x_2 + v_2'(1 - x_2)$$

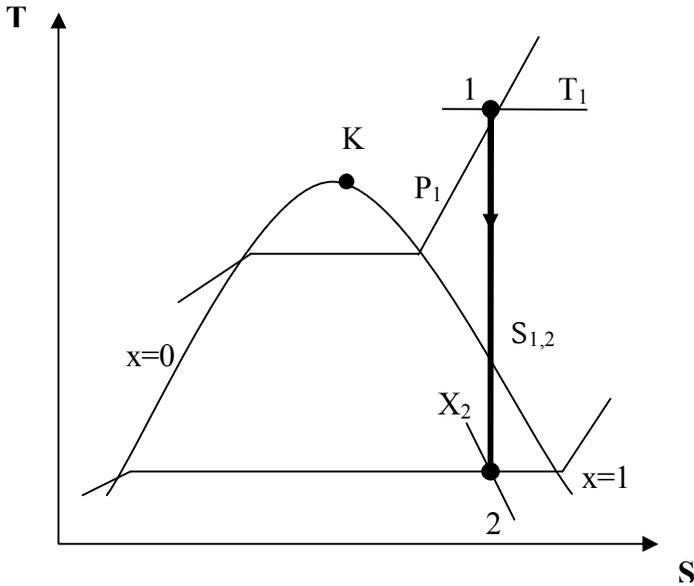


Рисунок 136

Расчет остальных параметров ведется по вышеприведенным формулам.

III. Процесс начинается и заканчивается в области влажного пара.

Задано p_1 , x_1 и p_2 .

По таблице 2 по давлению p_1 определяются параметры на пограничных кривых h_1'' , h_1' , s_1'' , s_1' , v_1'' , v_1' .

Параметры в точке 1

$$v_1 = v_1''x_1 + v_1'(1 - x_1)$$

$$h_1 = h_1''x_1 + h_1'(1 - x_1)$$

$$s_1 = s_1''x_1 + s_1'(1 - x_1)$$

По таблице 2 по давлению P определяются h_2'' , h_2' , s_1'' , s_2' , v_2'' , v_2' .

$$s_2 = s_1 = s_2''x_2 + s_2'(1 - x_2).$$

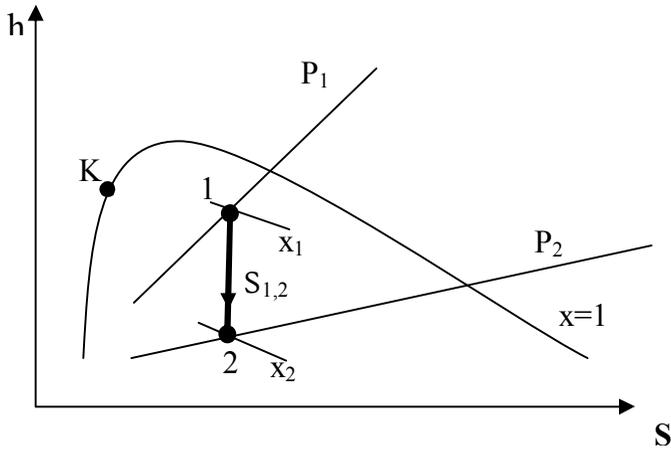


Рисунок 14а

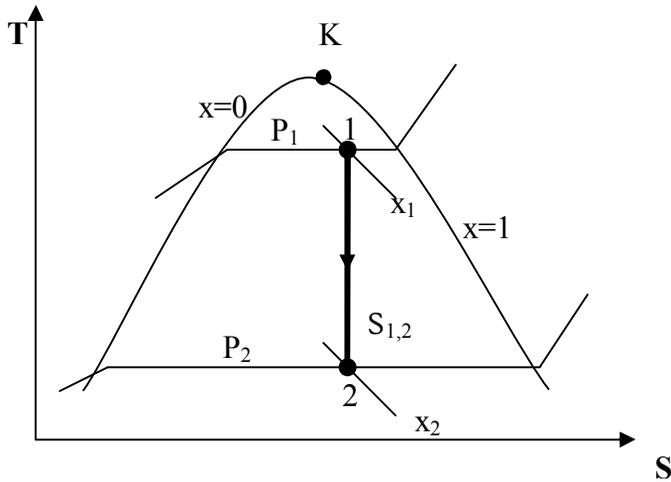


Рисунок 14б

Отсюда определяется степень сухости во второй точке

$$x_2 = \frac{s_2 - s_2'}{s_2'' - s_2'}$$

Далее определяются

$$h_2 = h_2''x_2 + h_2'(1 - x_2)$$

$$v_2 = v_2''x_2 + v_2'(1 - x_2)$$

Расчет остальных параметров ведется по вышеприведенным формулам.

Расчет процесса адиабатного дросселирования $h=const$

I. Процесс начинается и заканчивается в области влажного пара

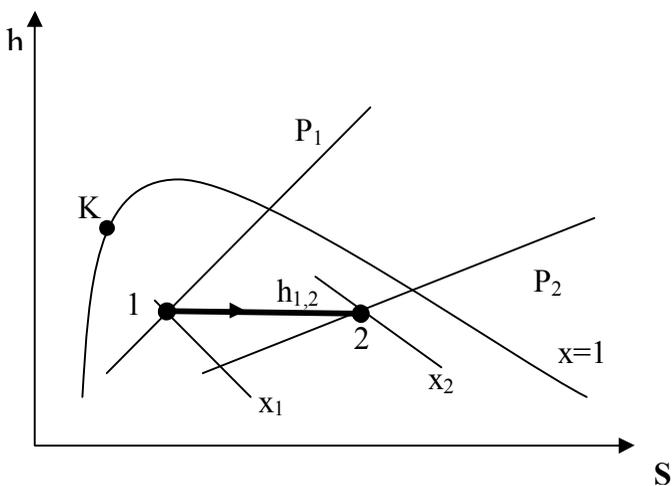


Рисунок 15а

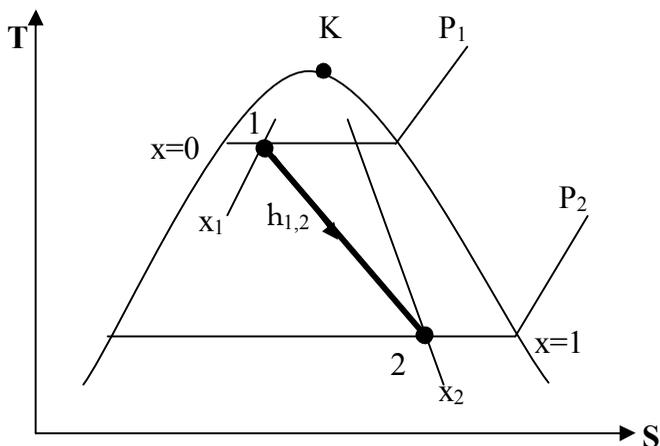


Рисунок 15б

Задано p_1 , x_1 и p_2 .

По таблице 2 по давлению p_1 определяются параметры пограничных кривых h_1'' , h_1' , s_1'' , s_1' , v_1'' , v_1' .

Зная x_1 можно найти параметры в точке 1

$$h_1 = h_1''x_1 + h_1'(1 - x_1)$$

$$v_1 = v_1''x_1 + v_1'(1 - x_1)$$

$$s_1 = s_1''x_1 + s_1'(1 - x_1)$$

По таблице 2 по p_2 определяются h_2'' , h_2' , s_2'' , s_2' , v_2'' , v_2' .

Поскольку

$$h_2 = h_1 = h_2''x_2 + h_2'(1 - x_2)$$

можно найти степень сухости во второй точке

$$x_2 = \frac{h_2 - h_2'}{h_2'' - h_2'}$$

Далее определяются

$$s_2 = s_2''x_2 + s_2'(1 - x_2)$$

$$v_2 = v_2''x_2 + v_2'(1 - x_2)$$

Для адиабатного дросселирования $dq=0$.

Работа процесса

$$l = u_1 - u_2 = (h_1 - p_1 v_1) - (h_2 - p_2 v_2) = p_2 v_2 - p_1 v_1.$$

II. Процесс начинается в области влажного пара и заканчивается в области перегретого

Задано p_1 , x_1 и p_2 .

По таблице 2 по давлению p_1 определяются параметры на пограничных кривых h_1'' , h_1' , s_1'' , s_1' , v_1'' , v_1' .

Зная x_1 , определяются параметры в точке 1

$$h_1 = h_1'' x_1 + h_1' (1 - x_1)$$

$$v_1 = v_1'' x_1 + v_1' (1 - x_1)$$

$$s_1 = s_1'' x_1 + s_1' (1 - x_1)$$

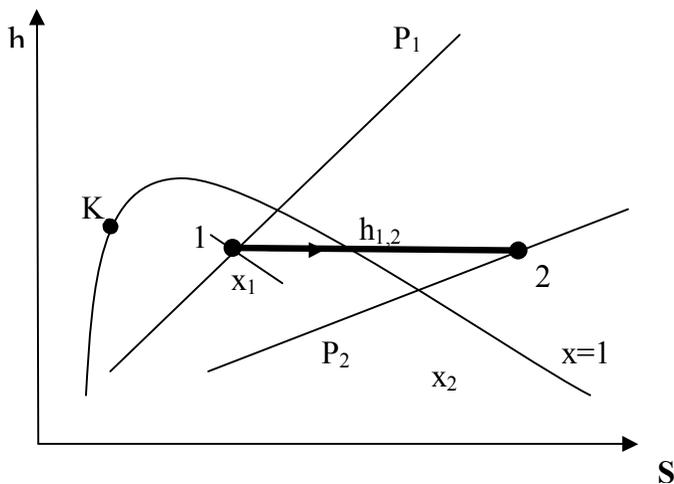


Рисунок 16а

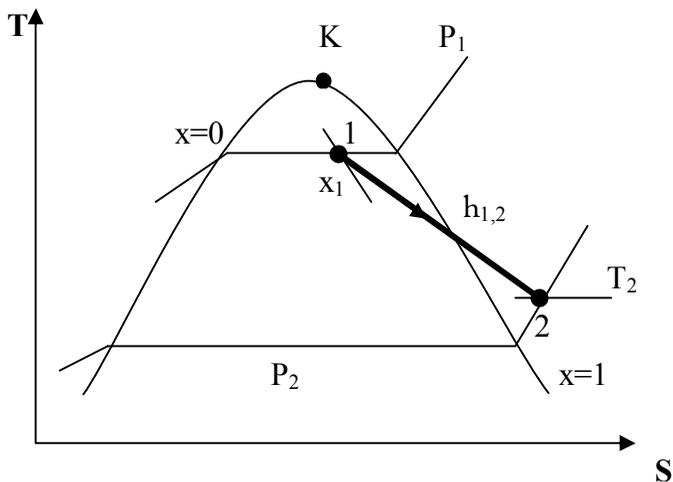


Рисунок 16б

По таблице 3 по давлению p_2 и $h_2 = h_1$ определяются параметры t_2 , s_2 , v_2 .

Дальнейший расчет ведется по вышеприведенным формулам.

III. Процесс начинается и заканчивается в области перегретого пара

Задано p_1 , T_1 и p_2 .

По таблице 3 по давлению p_1 и температуре t_1 определяют h_1 , s_1 , v_1 .

По таблице 3 по давлению p_1 энтальпии $h_2 = h_1$ определяют, s_2 , v_2 , t_2 .

Дальнейший расчет ведется по вышеприведенным формулам.

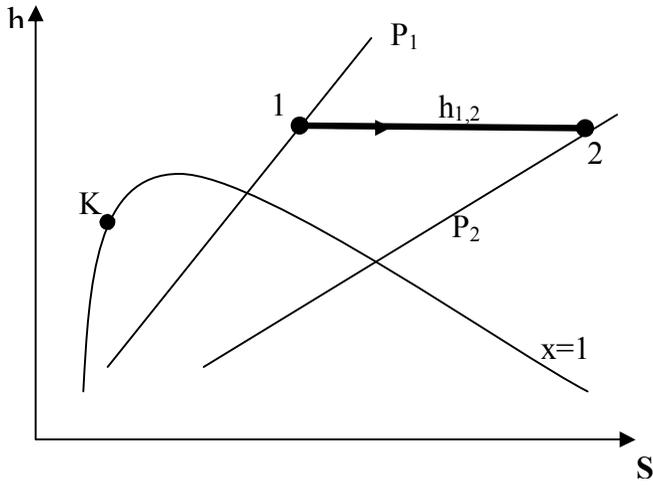


Рисунок 17а

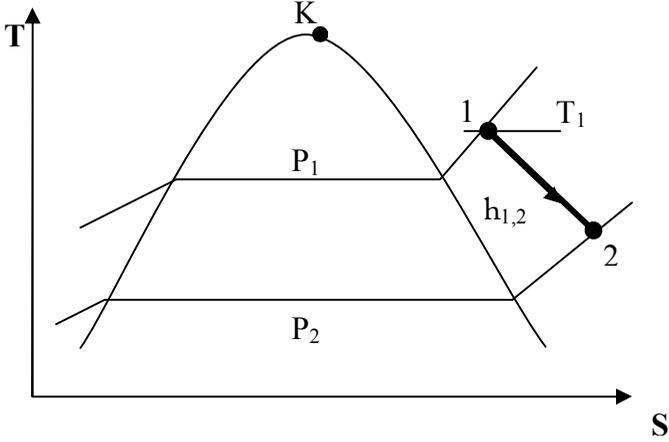


Рисунок 17б

ИНДИВИДУАЛЬНОЕ ЗАДАНИЕ

Вариант 1

Кипящая вода при давлении 0.17 МПа дросселируется до давления 0.1 МПа, затем к образовавшемуся в результате дросселирования пару подводится теплота при $t = \text{const}$, пока пар не достигнет давления 0.008 МПа, затем этот пар адиабатно расширяется и приобретает степень сухости 0.99. Рассчитать процессы. Изобразить в h,s - и T,s - диаграммах.

Вариант 2

Сухой насыщенный пар при давлении 0.02 МПа адиабатно сжимается, приобретая температуру 400°C , затем этот пар дросселируется до давления 0.1 МПа, а потом от него отводится теплота при $v = \text{const}$ и пар приобретает давление $p = 0.015$ МПа. Рассчитать процессы. Изобразить в h,s - и T,s - диаграммах.

Вариант 3

Пар с параметрами $t = 150^\circ \text{C}$ и $x = 0.2$ нагревается в закрытом сосуде, становясь сухим насыщенным, затем он адиабатно расширяется до давления 0.008 МПа, а потом изотермически расширяется до давления 0.002 МПа. Рассчитать процессы. Изобразить в h,s - и T,s - диаграммах.

Вариант 4

Пар с параметрами 1.5 МПа и 500°C адиабатно расширяется, становясь сухим насыщенным, затем изотермически сжимается, достигая степени сухости 0.5. а далее дросселируется до давления 0.02 МПа. Рассчитать процессы. Изобразить в h,s - и T,s - диаграммах.

Вариант 5

Сухой насыщенный пар при температуре 140°C нагревается в закрытом сосуде до 450°C , потом адиабатно расширяется, вновь становясь сухим насыщенным, а затем изотермически сжимается, приобретая степень сухости 0.2. Рассчитать процессы. Изобразить в **h,s** -и **T,s**- диаграммах.

Вариант 6

Пар с давлением 0.5 МПа и степенью сухости 0.3 дросселируется до давления 0.3 МПа, затем изотермически расширяется, становясь сухим насыщенным, а потом адиабатно сжимается до температуры 400°C . Рассчитать процессы. Изобразить в **h,s** -и **T,s**- диаграммах.

Вариант 7

Пар с параметрами 3 МПа и 350°C адиабатно расширяется до давления 0.01 МПа, затем изотермически сжимается до степени сухости 0.5, а потом дросселируется до давления 0.005 МПа. Рассчитать процессы. Изобразить в **h,s** -и **T,s**- диаграммах.

Вариант 8

Пар с параметрами 9 МПа и 540°C дросселируется до давления 5 МПа, далее адиабатно расширяется до давления 0.01 МПа, а затем от него отводится теплота в закрытом сосуде до достижения давления 0.008 МПа. Рассчитать процессы. Изобразить в **h,s** -и **T,s**- диаграммах.

Вариант 9

Пар давлением 0.05 МПа и степенью сухости $x=0.4$ изохорно нагревается до температуры 200°C , далее он дросселируется до 0.01 МПа и адиабатно сжимается до температуры 550°C . Рассчитать процессы. Изобразить в **h,s** -и **T,s**- диаграммах.

Вариант 10

Пар с параметрами 0.2 МПа и 200 °С изотермически сжимается до состояния сухого насыщенного, затем адиабатно расширяется до температуры 150 °С и далее охлаждается при постоянном давлении до степени сухости 0.4. Рассчитать процессы. Изобразить в **h,s**- и **T,s**- диаграммах.

Вариант 11

Сухой насыщенный пар при температуре 250 °С адиабатно сжимается до давления 10 МПа, затем изотермически расширяется до давления 0.2 МПа, а потом от него отводится теплота при постоянном давлении, и пар приобретает степень сухости 0.4. Рассчитать процессы. Изобразить в **h,s**- и **T,s**- диаграммах.

Вариант 12

Сухой насыщенный пар при температуре 300 °С дросселируется до температуры 250 °С, затем изотермически сжимается до $x = 0.3$, а потом к нему подводится теплота при постоянном давлении и пар приобретает температуру 400 °С. Рассчитать процессы. Изобразить в **h,s**- и **T,s**- диаграммах.

Вариант 13

Кипящая вода при 180 °С изобарно нагревается до достижения степени сухости 0.5. затем дросселируется до температуры 140 °С, а потом адиабатно сжимается и приобретает температуру 550 °С. Рассчитать процессы. Изобразить в **h,s**- и **T,s**- диаграммах.

Вариант 14

Водяной пар с параметрами 2 МПа и $x = 0.5$ изохорно нагревается до температуры 450 °С, далее дросселируется до давления 1.5 МПа, а потом адиабатно расширяется и становится сухим насыщенным. Рассчитать процессы. Изобразить в **h,s**- и **T,s**- диаграммах.

Вариант 15

Пар с параметрами 0.2 МПа и 550 °С изотермически сжимается до давления 10 МПа, потом от него отводится теплота при постоянном давлении до степени сухости 0.6, а далее адиабатно сжимается и становится сухим насыщенным. Рассчитать процессы. Изобразить в **h,s** - и **T,s**- диаграммах.

Вариант 16

Пар с температурой 190 °С и степенью сухости 0.5 изобарно нагревается до достижения состояния сухого насыщенного, потом адиабатно сжимается до давления 2 МПа, а затем изотермически сжимается и приобретает степень сухости 0.4. Рассчитать процессы. Изобразить в **h,s** - и **T,s**- диаграммах.

Вариант 17

Кипящая вода при давлении 1.3 МПа изотермически расширяется до $x = 0.3$, затем адиабатно расширяется до давления 0.55 МПа, а потом нагревается при постоянном давлении до температуры 400 °С. Рассчитать процессы. Изобразить в **h,s** - и **T,s**- диаграммах.

Вариант 18

Сухой насыщенный пар при температуре 50 °С адиабатно сжимается до давления 0.1 МПа, затем изотермически сжимается до состояния сухого насыщенного, а потом изобарно охлаждается до $x = 0.2$. Рассчитать процессы. Изобразить в **h,s** - и **T,s**- диаграммах.

Вариант 19

Пар с параметрами 0.5 МПа и 200 °С адиабатно сжимается до давления 2 МПа, потом от него отводится теплота при постоянном давлении до степени сухости 0.6, затем пар дросселируется до давления 1.5 МПа. Рассчитать процессы. Изобразить в **h,s** - и **T,s**- диаграммах.

Вариант 20

Кипящая вода при давлении 0.2 МПа дросселируется до давления 0.1 МПа, затем к образовавшемуся в результате дросселирования пару подводится теплота при $t = \text{const}$, пока пар не достигнет давления 0.006 МПа, затем этот пар адиабатно расширяется и приобретает степень сухости 0.92. Рассчитать процессы. Изобразить в h,s - и T,s - диаграммах.

Вариант 21

Пар с параметрами 0.5 МПа и 250°C адиабатно сжимается до давления 2 МПа, потом от него отводится теплота при постоянном давлении до степени сухости 0.4, затем пар дросселируется до давления 1.2 МПа. Рассчитать процессы. Изобразить в h,s - и T,s - диаграммах.

Вариант 22

Кипящая вода при давлении 1.6 МПа изотермически расширяется до $x = 0.4$, затем адиабатно расширяется до давления 0.5 МПа, а потом нагревается при постоянном давлении до температуры 360°C . Рассчитать процессы. Изобразить в h,s - и T,s - диаграммах.

Вариант 23

Пар давлением 0.03 МПа и степенью сухости $x = 0.6$ изохорно нагревается до температуры 220°C , далее он дросселируется до 0.012 МПа и адиабатно сжимается до температуры 500°C . Рассчитать процессы. Изобразить в h,s - и T,s - диаграммах.

Вариант 24

Пар с параметрами 2 МПа и 540°C адиабатно расширяется, становясь сухим насыщенным, затем изотермически сжимается, достигая степени сухости 0.3. а далее дросселируется до давления

0.01 МПа. Рассчитать процессы. Изобразить в **h,s** -и **T,s**- диаграммах.

Вариант 25

Пар с параметрами $t = 180^\circ \text{C}$ и $x = 0.3$ нагревается в закрытом сосуде, становясь сухим насыщенным, затем он адиабатно расширяется до давления 0.006 МПа, а потом изотермически расширяется до давления 0.001 МПа. Рассчитать процессы. Изобразить в **h,s** -и **T,s**- диаграммах.

Вариант 26

Пар с параметрами 2.5 МПа и 350°C адиабатно расширяется, становясь сухим насыщенным, затем изотермически сжимается, достигая степени сухости 0.3, а далее дросселируется до давления 0.03 МПа. Рассчитать процессы. Изобразить в **h,s** -и **T,s**- диаграммах.

Вариант 27

Сухой насыщенный пар при температуре 180°C нагревается в закрытом сосуде до 550°C , потом адиабатно расширяется, вновь становясь сухим насыщенным, а затем изотермически сжимается, приобретая степень сухости 0.4. Рассчитать процессы. Изобразить в **h,s** -и **T,s**- диаграммах.

Вариант 28

Пар с давлением 0.4 МПа и степенью сухости 0.2 дросселируется до давления 0.2 МПа, затем изотермически расширяется, становясь сухим насыщенным, а потом адиабатно сжимается до температуры 300°C . Рассчитать процессы. Изобразить в **h,s** -и **T,s**- диаграммах.

Вариант 29

Пар с параметрами 10 МПа и 500 °С дросселируется до давления 6 МПа, далее адиабатно расширяется до давления 0.02 МПа, а затем от него отводится теплота в закрытом сосуде до достижения давления 0.005 МПа. Рассчитать процессы. Изобразить в **h,s**- и **T,s**- диаграммах.

Вариант 30

Пар давлением 0.06 МПа и степенью сухости $x=0.3$ изохорно нагревается до температуры 240 °С, далее он дросселируется до 0.02 МПа и адиабатно сжимается до температуры 520 °С. Рассчитать процессы. Изобразить в **h,s**- и **T,s**- диаграммах.

Вариант 31

Пар с параметрами 0.4 МПа и 250 °С изотермически сжимается до состояния сухого насыщенного, затем адиабатно расширяется до температуры 120 °С и далее охлаждается при постоянном давлении до степени сухости 0.2. Рассчитать процессы. Изобразить в **h,s**- и **T,s**- диаграммах.

Вариант 32

Кипящая вода при 150 °С изобарно нагревается до достижения степени сухости 0.6, затем дросселируется до температуры 100 °С, а потом адиабатно сжимается и приобретает температуру 450 °С. Рассчитать процессы. Изобразить в **h,s**- и **T,s**- диаграммах.

Пример

Сухой насыщенный пар при температуре 140°С нагревается в закрытом сосуде до 450 °С, потом адиабатно расширяется, вновь

становясь сухим насыщенным, а затем изотермически сжимается, приобретая степень сухости 0.2. Рассчитать процессы. Изобразить в h,s - и T,s - диаграммах.

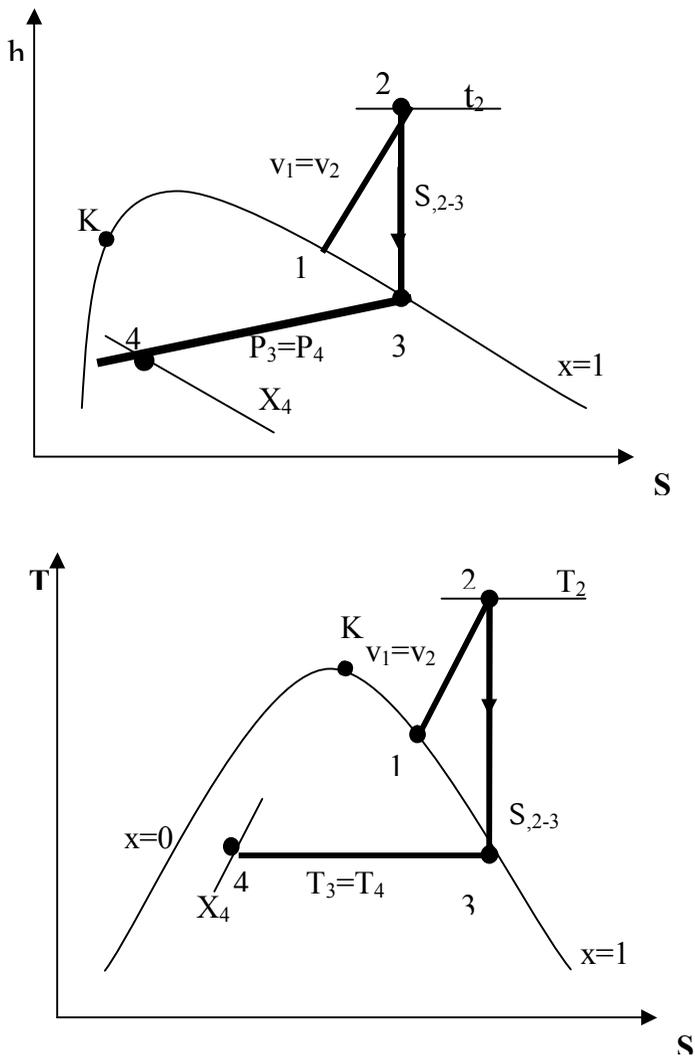


Рисунок 18

$$t_1 = 140^0 C$$

$$p_1 = 3,6136 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

$$x_1 = 1$$

По таблице 1

$$v_1 = v'' = 0,50875 \text{ м}^3 / \text{кг},$$

$$h_1 = h'' = 2734,0 \text{ кДж} / \text{кг},$$

$$s_1 = s'' = 6,9307 \text{ кДж} / \text{кг} \cdot \text{К}.$$

Процесс 1-2 – изохорный. По удельному объему

$v_1 = v_2$ и температуре $t_2 = 450^0 C$ по таблице 3 определяется

$$p_2 = 650 \text{ кПа},$$

$$h_2 = 3375,2 \text{ кДж} / \text{кг},$$

$$s_2 = 7,8222 \text{ кДж} / \text{кг} \cdot \text{К}$$

В процессе 1-2

Работа изохорного процесса

$$l = 0$$

Подведенная теплота равна изменению внутренней энергии

$$\begin{aligned} q_{1-2} &= \Delta u_{1-2} = (h_2 - p_2 v_2) - (h_1 - p_1 v_1) = \\ &= (3375,2 \cdot 10^3 - 6,50 \cdot 10^5 \cdot 0,50875) - \\ &- (2734 \cdot 10^3 - 3,6136 \cdot 10^5 \cdot 0,50875) = \\ &= 4,943 \cdot 10^5 \text{ Дж} / \text{кг} = 494,3 \text{ кДж} / \text{кг} \end{aligned}$$

Процесс 2-3 – адиабатный, $s_2 = s_3 = 7,8222 \text{ кДж} / \text{кг} \cdot \text{К}$.

Точка 3 лежит на линии $x=1$. Следовательно, по таблице 1 определяется значение энтропии сухого насыщенного пара

$$t_3 = 65^0 C,$$

$$h_3 = h'' = 2618,2 \text{ кДж / кг},$$

$$v_3 = v'' = 6,2042 \text{ м}^3 / \text{кг}.$$

Теплота в адиабатном процессе равна нулю. $q_{2-3} = 0$

Работа расширения адиабатного процесса равна изменению внутренней энергии с противоположным знаком.

$$\begin{aligned} l_{2-3} &= -\Delta u_{2-3} = u_2 - u_3 = (h_2 - p_2 v_2) - (h_3 - p_3 v_3) = \\ &= (3375,2 \cdot 10^3 - 6,50 \cdot 10^5 \cdot 0,50875) - \\ &= -(2618,2 \cdot 10^3 - 2,5008 \cdot 10^4 \cdot 6,2042) = \\ &= 28,893 \cdot 10^5 \text{ Дж / кг} = 2889,3 \text{ кДж / кг} \end{aligned}$$

По температуре $t_3 = 65^0 C$ по таблице 1 определяются параметры на пограничных кривых

$$v' = 0,0010199 \text{ м}^3 / \text{кг}$$

$$h' = 272,02 \text{ кДж / кг}$$

$$s' = 0,8933, \text{ кДж / кгК}$$

$$v'' = 6,2042 \text{ м}^3 / \text{кг}$$

$$h'' = 2618,2 \text{ кДж / кг}$$

$$s'' = 7,832 \text{ кДж / кгК}$$

$$p = 2,5008 \cdot 10^4 \text{ Па}$$

Параметры в точке 4

$$v_4 = v''x_4 + v'(1-x_4) = 6,2042 \cdot 0,2 + 0,0010199(1-0,2) = \\ = 1,2417 \text{ м}^3 / \text{кг},$$

$$h_4 = h''x_4 + h'(1-x_4) = 2618,2 \cdot 0,2 + \\ + 272,02(1-0,2) = 741,25 \text{ кДж / кг}$$

$$s_4 = s''x_4 + s'(1-x_4) = 7,832 \cdot 0,2 + \\ + 0,8933(1-0,2) = 0,875 \text{ кДж / кг} \cdot K$$

В изотермическом процессе теплота

$$q_{3-4} = T_3(s_4 - s_3) = (65 + 273)(0,875 - 7,8222) = -2348 \text{ кДж / кг}$$

Изменение внутренней энергии

$$\Delta u_{3-4} = u_4 - u_3 = (h_4 - p_4 v_4) - (h_3 - p_3 v_3) = \\ = (741,25 \cdot 10^3 - 2,5008 \cdot 10^4 \cdot 1,2417) - \\ - (2618,2 \cdot 10^3 - 2,5008 \cdot 10^4 \cdot 6,2042) = \\ = -17,5285 \cdot 10^5 \text{ Дж / кг} = -1752,85 \text{ кДж / кг}$$

Работа процесса 3-4

$$l_{3-4} = q_{3-4} - \Delta u_{3-4} = -2348 - (-1752,85) = -595,15 \text{ кДж / кг}$$

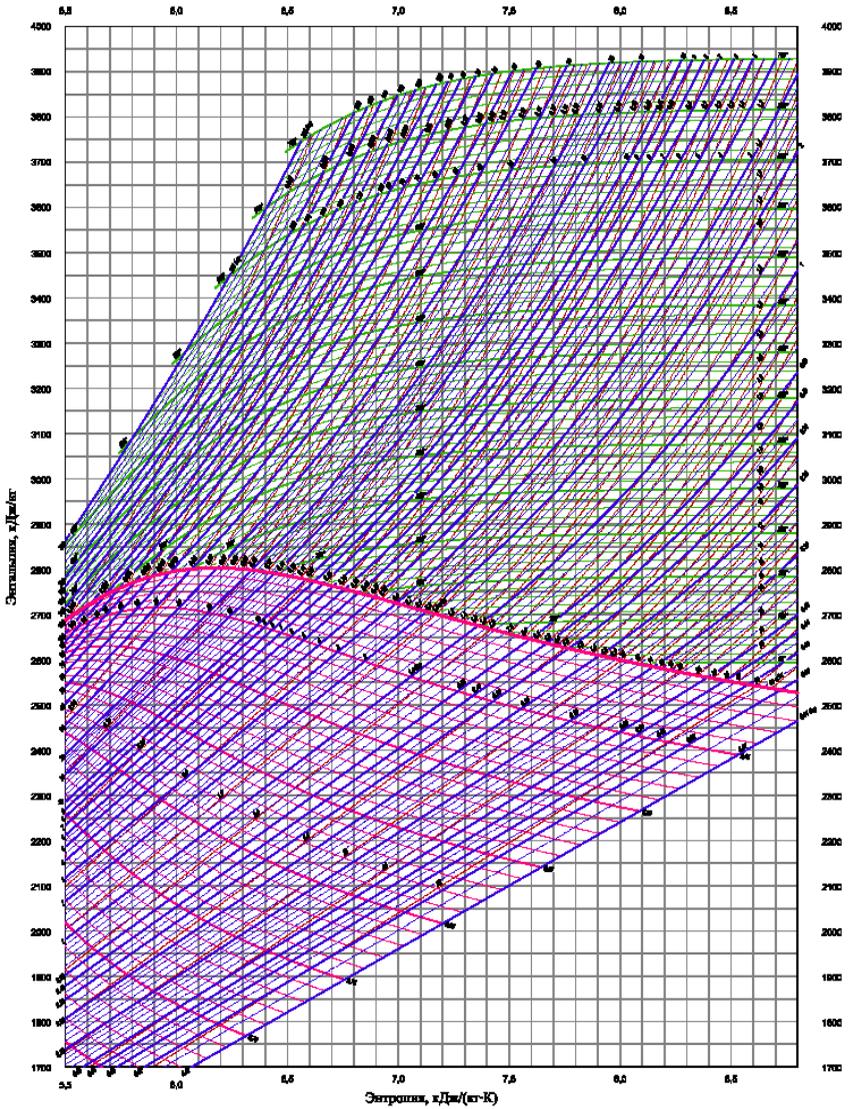


Рисунок 19 - h,s – диаграмма водяного пара

ЛИТЕРАТУРА

1. Кириллин В.А. Техническая термодинамика/ В.А. Кириллин, В.В Сычев, А.Е. Шейндлин -4-е изд. - М.: Энергоатомиздат, 1983. - 416 с.
2. Техническая термодинамика: учебник для вузов/ Крутов В.И. [и др.], под общ. ред. В.И. Крутова.- 3-е изд.- М.: Высш. шк., 1991.-384 с.
3. Вукалович М.П. Термодинамика: учебное пособие/ М.П. Вукалович, И.И. Новиков.- М.: Машиностроение, 1972.-672 с.
4. Андрющенко А.И. Основы термодинамики циклов теплоэнергетических установок: учебное пособие/ А.И. Андрющенко -3-е изд.- М.: Высшая школа, 1985.- 319 с.
5. Сборник задач по технической термодинамике: учебное пособие/Андрианова Т.Н. [и др.]; под общ. Ред. Т.Н. Андриановой-3-е изд. - М.: Энергоиздат, 1981. - 240 с.
6. Рабинович О.М. Сборник задач по технической термодинамике / О.М. Рабинович - М.: Машиностроение, 1973.- 344 с.
7. Зубарев В.Н. Практикум по технической термодинамике: учебное пособие/ В.Н.Зубарев, А.А. Александров, В.С.Охотин - 3-е изд., перераб.- М.: Энергоатомиздат, 1986.- 304 с.
9. Ривкин С.Л. Теплофизические свойства воды и водяного пара: Справочник/ С.Л.Ривкин, А.А. Александров - М.: Энергоатомиздат, 1980.- 424 с.
12. Кудимов В.А. Техническая термодинамика/ В.А.Кудимов, Э.М. Карташев– М.: Высшая школа, 2000.
13. Исаев С.И. Термодинамика: учеб. для ВУЗов/ С.И.Исаев- 3-е изд.– М.: Изд-во МВТУ им. Н.Э. Баумана, 2000.- 416с.

СОДЕРЖАНИЕ

ОБОЗНАЧЕНИЯ И ЕДИНИЦЫ ИЗМЕРЕНИЯ ВЕЛИЧИН...	3
Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара.....	4
Термодинамические свойства воды и водяного пара в состоянии насыщения (по температурам).....	4
Термодинамические свойства воды и водяного пара в состоянии насыщения (по температурам).....	4
Термодинамические свойства воды и перегретого пара.....	4
Расчет изобарного процесса $p = const$.....	6
Расчет изотермического процесса $T = const$.....	12
Расчет изохорного процесса $V = const$.....	17
Расчет адиабатного процесса $dq=0$.....	21
Расчет процесса адиабатного дросселирования $h = const$.....	26
ИНДИВИДУАЛЬНОЕ ЗАДАНИЕ.....	31
Пример	37
h,s – диаграмма водяного пара	42

Учебное издание

ХУТСКАЯ Наталия Геннадьевна
ПАЛЬЧЁНОК Геннадий Иванович

РАСЧЕТ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ
В ВОДЯНОМ ПАРЕ

Методическое пособие
по дисциплине «Термодинамика» для студентов
специальности 1–43 01 06 «Энергоэффективные технологии
и энергетический менеджмент»

Подписано в печать
Формат 60x84 1/16. Бумага

Усл. печ. л.2,61. Уч. -изд. л.2,04. Тираж 100. Заказ.
Белорусский национальный технический университет
ЛИ № 02330/0494349 от 16.03.2009.
Проспект Независимости, 65.220013, Минск.
Отпечатано

Министерство образования Республики Беларусь

БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра ЮНЕСКО
«Энергосбережение и возобновляемые источники энергии»

**ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ЦИКЛОВ
ТЕПЛОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ**

Н.Г. Хутская, Г.И. Пальченок
Учебно-методическое пособие по дисциплине
«Термодинамика»

для студентов специальности
1 43 01 06 "Энергоэффективные технологии
и энергетический менеджмент",

Минск
БНТУ
2020

УДК 621.1.016.7 (075.8)

ББК 22.317я7

X98

Авторы: Н. Г. Хутская, Г. И. Пальченок,
В19 Термодинамический расчет циклов тепловых
двигателей. Учебно-методическое пособие по дисциплине
«Термодинамика» для студентов специальности 1 43 01
06 "Энергоэффективные технологии и энергетический менеджмент"
/ Н.Г. Хутская, Г.И. Пальченок – Минск: БНТУ, 2020. – 50 с.

Учебно-методическое пособие составлено в соответствии с учебным планом кафедры ЮНЕСКО «Энергосбережение и возобновляемые источники энергии» по дисциплине «Термодинамика » для студентов специальности 1-43 01 06 «Энергоэффективные технологии и энергетический менеджмент».

УДК 621.1.016.7 (075.8)

ББК 22.317я7

© Хутская Н.Г, Пальченок Г.И. 2020

© Белорусский национальный
технический университет, 2020

Содержание

ВВЕДЕНИЕ.....	4
Цикл Отто.....	5
Цикл Дизеля.....	11
Цикл Тринклера.....	17
Цикл Карно.....	23
Цикл Стирлинга.....	30
Задачи.....	35
Вопросы.....	45
Список литературы.....	48

ВВЕДЕНИЕ

Все тепловые двигатели поршневого типа делятся на две основные группы: двигатели внешнего сгорания и двигатели внутреннего сгорания. В двигателях внешнего сгорания (к ним относятся паровые двигатели) рабочее тело получает тепло вне двигателя, и уже нагретым поступает в цилиндр для преобразования теплоты в полезную работу. В двигателях внутреннего сгорания процесс подвода теплоты к рабочему телу осуществляется непосредственно в цилиндре двигателя. При этом осуществляются физико-химические преобразования рабочего тела.

Рабочим телом в двигателях внутреннего сгорания (ДВС) являются в начале воздух или смесь воздуха с топливом, а в конце смесь газов, образовавшаяся в процессе сгорания топлива. Теплота к рабочему телу подводится от сжигаемого топлива внутри цилиндров двигателя, в которых газ, расширяющийся от нагревания, перемещает поршень. Получаемая газом энергия частично расходуется на совершение механической работы, остальная часть передается окружающей среде, либо расходуется на преодоление сил трения.

По способам приготовления горючей смеси все ДВС подразделяются на две группы: с внешним и внутренним смесеобразованием.

К двигателям с внешним смесеобразованием относятся карбюраторные и газовые двигатели, где рабочая смесь готовится в специальном устройстве – карбюраторе (при работе на жидком топливе) или смесителе (при работе на газовом топливе). При этом в камеру сгорания подается уже готовая рабочая смесь, которая принудительно воспламеняется от электрической искры (свечи зажигания).

Последовательность термодинамических процессов в любом современном поршневом двигателе внутреннего сгорания в той или иной степени приближена к одному из трех характерных циклов, называемых идеальными циклами Отто, Дизеля и Тринклера–Сабатэ. При этом принципиальное различие этих циклов

проявляется лишь в характере процесса сгорания топлива (*подвода теплоты*), который в идеальном цикле Отто протекает в условиях постоянного объема камеры сгорания, в цикле Дизеля – при постоянном давлении в цилиндре, а в цикле Тринклера– Сабатэ – последовательно по изохорному, а затем по изобарному процессам. Исходя из приведенных характеристик, циклы Отто, Дизеля и Тринклера– Сабатэ иногда называют, соответственно, циклами быстрого, постоянного и смешанного сгорания, которые положены в основу работы карбюраторного, компрессорного и бескомпрессорного двигателей . Приведенные ниже идеальные циклы тепловых двигателей внутреннего сгорания описывают последовательность термодинамических процессов, протекающие по двухтактному сценарию, т. е. поршень в цилиндре совершает за один цикл два хода - вверх и вниз. Реальные тепловые двигатели могут работать и по двухтактному, и по более эффективному четырехтактному циклу.

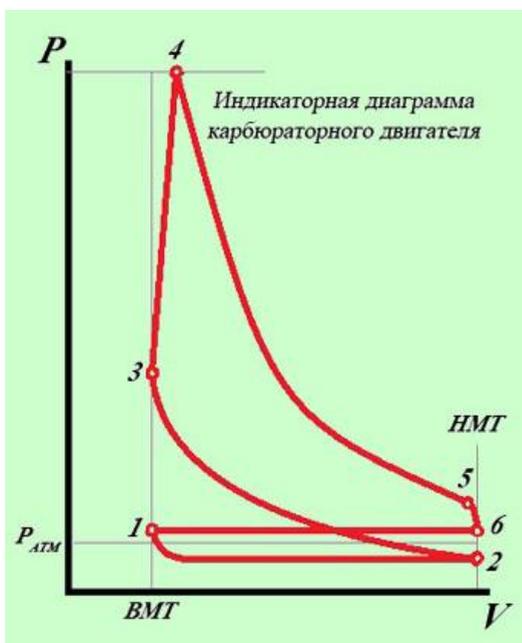
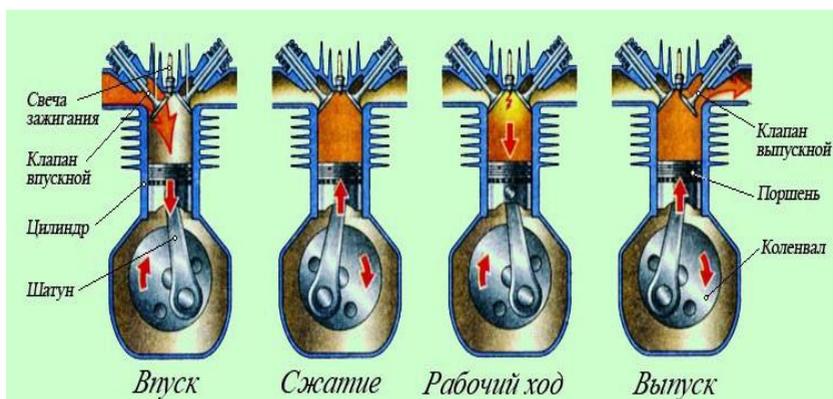
ЦИКЛ ОТТО –

(сгорание при постоянном объеме)

Цикл карбюраторного двигателя



Николаус Отто (10.06.1832-26.01.1891). Родился в г. Хольцхаузене в бедной семье. Начиная учиться в реальном училище, но бросил его и работал продавцом в лавке. Все свободное время проводил за конструированием газовых двигателей и стремился совершенствовать их. В 1862 г. Он начал свои эксперименты с четырехтактным двигателем и только в 1876 г. довел его до рабочего состояния.



ВМТ – верхняя мертвая точка, НМТ- нижняя мертвая точка

1-2 – заполнение цилиндра рабочей смесью, 2-3 – сжатие рабочей смеси, 3-4 – горение рабочей смеси, 4-5 – рабочий ход (расширение продуктов сгорания), 5-6 – выхлоп отработавших газов, падение давления до атмосферного при постоянном объеме, 6-1 – освобождение цилиндра от продуктов сгорания.

Процессы 1-2 и 6-1 исключают из

рассмотрения, так как работа в них одинакова, только имеет разный знак.

Рис. 1. Индикаторная диаграмма цикла Отто

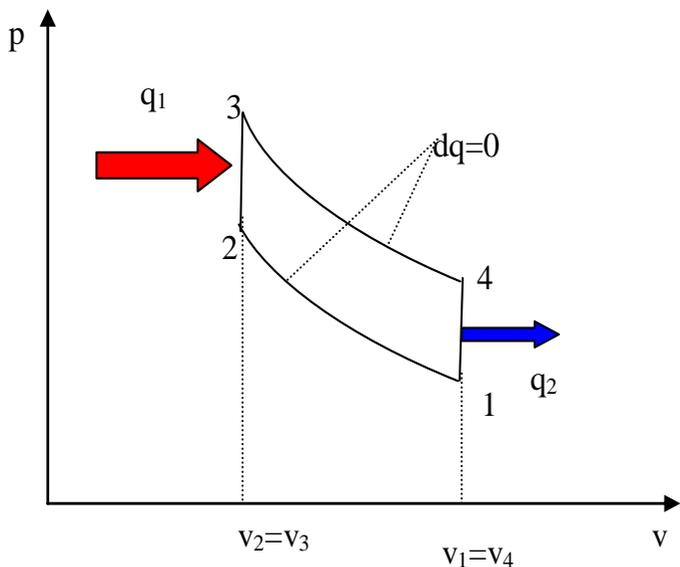


Рис.2. p, v - диаграмма цикла Отто

Цикл задается двумя параметрами рабочего тела p_1, T_1 и параметрами цикла, число которых равно числу точек цикла минус 2.

Задано:

$$p_1, T_1, \varepsilon = \frac{v_1}{v_2}; \lambda = \frac{p_3}{p_2}$$

ε - степень сжатия,

λ - степень увеличения давления.

1-2 – адиабатное сжатие воздушно-топливной смеси.

2-3 – подвод теплоты при постоянном объеме,

3-4- адиабатное расширение продуктов сгорания,

4-1 – отвод теплоты в окружающую среду при постоянном объеме

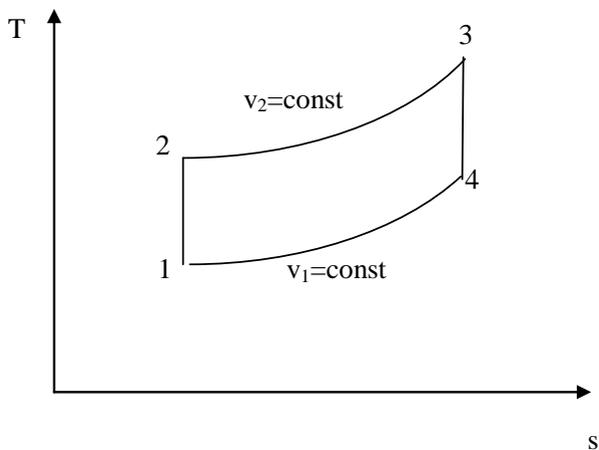


Рис.3. T,s- диаграмма цикла Отто

Рассчитываем цикл:

Точка 1

$$p_1, T_1, v_1 = \frac{RT_1}{p_1}$$

Точка 2:

$$v_2 = \frac{v_1}{\varepsilon},$$

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^k = \varepsilon^k \Rightarrow p_2 = p_1 \varepsilon^k$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1} = \varepsilon^{k-1} \Rightarrow T_2 = T_1 \varepsilon^{k-1}$$

Точка 3:

$$v_3 = v_2 = \frac{v_1}{\varepsilon}$$

$$p_3 = \lambda p_2 = \lambda \varepsilon^k p_1$$

$$\lambda = \frac{p_3}{p_2} = \frac{T_3}{T_2} \Rightarrow T_3 = \lambda T_2 = \lambda \varepsilon^{k-1} T_1$$

Точка 4:

$$v_4 = v_1;$$

$$\frac{p_4}{p_3} = \left(\frac{v_3}{v_4}\right)^k = \left(\frac{v_1}{\varepsilon \cdot v_1}\right)^k = \frac{1}{\varepsilon^k} \Rightarrow p_4 = \frac{p_3}{\varepsilon^k} = \frac{\lambda \varepsilon^k p_1}{\varepsilon^k} = \lambda p_1$$

$$\lambda = \frac{p_4}{p_1} = \frac{T_4}{T_1} \Rightarrow T_4 = \lambda T_1$$

Количество подведенной теплоты q_1

$$q = c (T - T)$$

Количество отведенной теплоты

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

Термический КПД цикла Отто

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

$$= 1 - \frac{\lambda - 1}{\frac{\lambda - 1}{\varepsilon^k} - \frac{\lambda - 1}{\varepsilon^k}} = 1 - \frac{\lambda - 1}{\varepsilon^k (\lambda - 1)} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^k}$$

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\frac{k-1}{k}}}$$

КПД цикла Отто растет с ростом степени сжатия.

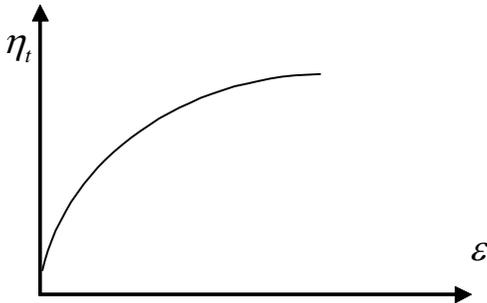


Рис.4. Зависимость КПД цикла Отто от степени сжатия

С точки зрения увеличения термического КПД выгодно увеличивать степень сжатия. Однако практически осуществить сжатие до слишком высоких значений ε , сопровождающееся значительным увеличением температуры и давления, не удастся, так как при достижении определенного значения ε часто еще до прихода поршня в крайнее левое положение происходит самовоспламенение горючей смеси, этот процесс носит детонационный характер и разрушает элементы двигателя.

Величина степени сжатия зависит от качества топлива.

Карбюраторные двигатели, работающие по циклу Отто, широко распространены в технике – они применяются в легковых и многих грузовых автомобилях, на самолетах с поршневыми двигателями.

Среднее индикаторное давление – отношение работы цикла к удельному рабочему объему цилиндра двигателя (некое условное постоянное давление, действующее в течение хода расширения и создающее работу, равную работе соответствующей индикаторной диаграммы).

$$p_i = \frac{l}{v_1 - v_2} = \frac{c_v(T_3 - T_2) - c_v(T_4 - T_1)}{v_1 - \frac{v_1}{\varepsilon}} =$$

$$= \frac{c_v \left[\left(\frac{T_3}{T_1} - \frac{T_2}{T_1} \right) - \left(\frac{T_4}{T_1} - 1 \right) \right]}{\frac{1}{T_1} v_1 \left(1 - \frac{1}{\varepsilon} \right)}$$

Из уравнения состояния

$$\frac{v_1}{T_1} = \frac{R}{p_1}$$

$$p_i = \frac{c_v \left[\left(\lambda \varepsilon^{k-1} - \varepsilon^{k-1} \right) - (\lambda - 1) \right]}{\frac{R}{p_1} \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon}} =$$

$$= \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} p_1 \frac{c_v}{R} \left[\left(\varepsilon^{k-1} - 1 \right) (\lambda - 1) \right]$$

$$\frac{c_v}{R} = \frac{c_v}{c_p - c_v} = \frac{1}{\frac{c_p}{c_v} - 1} = \frac{1}{k - 1}$$

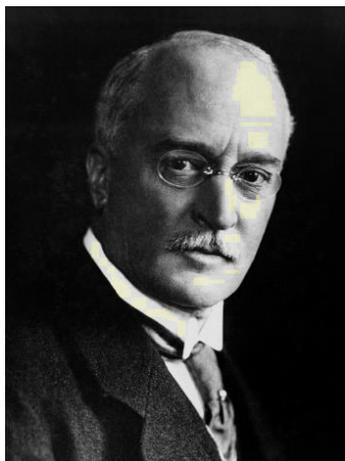
$$p_i = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{1}{k - 1} p_1 \left[\left(\varepsilon^{k-1} - 1 \right) (\lambda - 1) \right]$$

Степень сжатия ε в цикле может быть повышена, если сжимать не горючую смесь, а чистый воздух, а затем после окончания процесса сжатия вводить в цилиндр горючее. Именно на этом основан цикл Дизеля.

ЦИКЛ ДИЗЕЛЯ

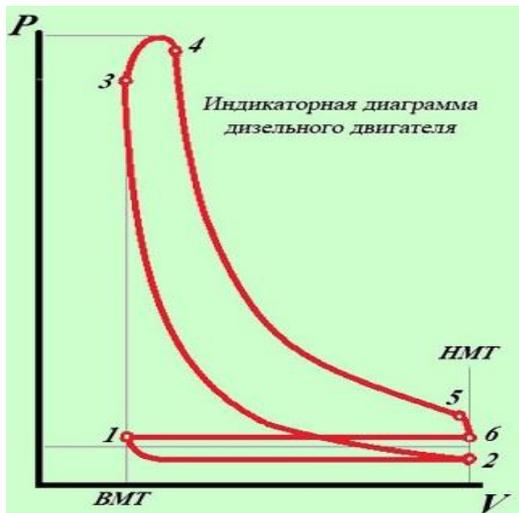
(сгорание при постоянном давлении)

Рудольф Дизель (Rudolf Diesel) родился в Париже в немецкой семье переплетчика книг, эмигрировавшей во Францию.



В 1870 году из-за начавшейся франко-прусской войны всю семью выслали в Англию, откуда Рудольфа родители отправили заканчивать образование в Германии — сначала в Аугсбурге, а затем в Высшей Технической школе в Мюнхене, которую Рудольф закончил с отличием. В 1892 году получил патент под названием «Рабочий процесс и способ выполнения одноцилиндрового и многоцилиндрового двигателей».

В 1897 году был продемонстрирован двигатель мощностью 25 лошадиных сил.



1-2 — заполнение цилиндра воздухом, 2-3 — сжатие воздуха, 3-4 — горение рабочей смеси, 4-5 — рабочий ход (расширение продуктов сгорания), 5-6 — выхлоп отработавших газов, падение давления до атмосферного при постоянном объеме, 6-1 — освобождение цилиндра от продуктов сгорания.

Рис. 5. Индикаторная диаграмма цикла Дизеля

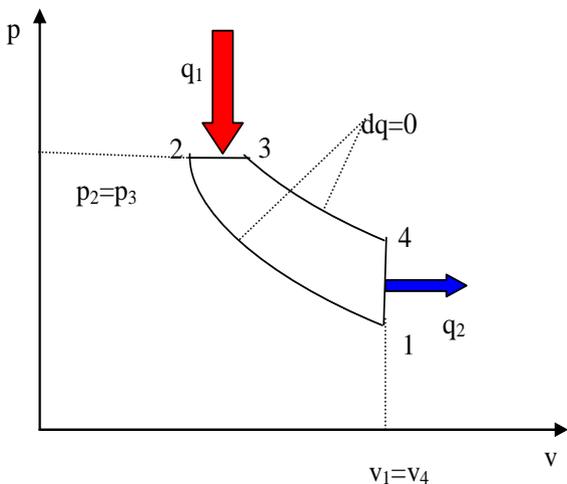


Рис. 6. p, v - диаграмма цикла Дизеля

Цикл задается двумя параметрами рабочего тела p_1, T_1 и параметрами цикла, число которых равно числу точек цикла минус 2.

Задано:

$$p_1, T_1, \varepsilon = \frac{v_1}{v_2}; \rho = \frac{v_3}{v_2}$$

ε - степень сжатия,

ρ - степень предварительного расширения.

Всасывается чистый атмосферный воздух и сжимается до давления p_2 . Степень сжатия в цикле Дизеля $\varepsilon = 15 - 16$. Затем начинается процесс расширения воздуха и одновременно через форсунку впрыскивается топливо. Из-за высокой температуры сжатого воздуха топливо воспламеняется и сгорает при постоянном давлении. После того как процесс ввода топлива в цилиндр заканчивается (точка 3) дальнейшее расширение рабочего тела

происходит по адиабате 3-4. В состоянии, соответствующем точке 4. открывается выхлопной клапан цилиндра, давление в цилиндре снижается до атмосферного, газ выталкивается в атмосферу.

1-2 – адиабатное сжатие воздуха.

2-3 – подвод теплоты при постоянном давлении,

3-4- адиабатное расширение продуктов сгорания,

4-1 – отвод теплоты в окружающую среду при постоянном объеме

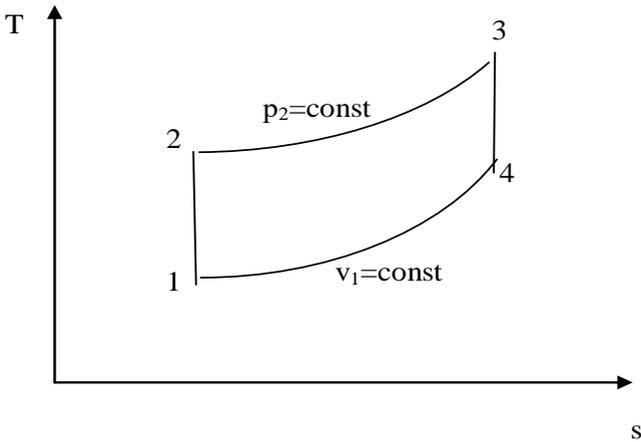


Рис.7. T,s- диаграмма цикла Дизеля

Рассчитываем цикл:

Точка 1:

$$p_1, T_1, v_1 = \frac{RT_1}{p_1}$$

Точка 2:

$$v_2 = \frac{v_1}{\varepsilon},$$

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^k = \varepsilon^k \Rightarrow p_2 = p_1 \varepsilon^k$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1} = \varepsilon^{k-1} \Rightarrow T_2 = T_1 \varepsilon^{k-1}$$

Точка 3:

$$v_3 = \rho v_2 = \rho \frac{v_1}{\varepsilon};$$

$$p_3 = p_2 = \varepsilon^k p_1;$$

$$\rho = \frac{v_3}{v_2} = \frac{T_3}{T_2} \Rightarrow T_3 = \rho T_2 = \rho \varepsilon^{k-1} T_1$$

Точка 4:

$$v_4 = v_1;$$

$$\frac{p_4}{p_3} = \left(\frac{v_3}{v_4}\right)^k = \left(\frac{\rho v_1}{\varepsilon \cdot v_1}\right)^k = \frac{\rho^k}{\varepsilon^k} \Rightarrow p_4 = p_3 \frac{\rho^k}{\varepsilon^k} = \frac{\rho^k \varepsilon^k p_1}{\varepsilon^k} = \rho^k p_1$$

$$\rho^k = \frac{p_4}{p_1} = \frac{T_4}{T_1} \Rightarrow T_4 = \rho^k T_1$$

Количество подведенной теплоты q_1

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

Количество отведенной теплоты

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

Термический КПД цикла Дизеля

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{c_v (T_4 - T_1)}{c_p (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{\frac{T_4}{T_1} - 1}{k \left(\frac{T_3}{T_1} - \frac{T_2}{T_1} \right)} =$$

$$= 1 - \frac{\rho^k - 1}{k \left(\rho \varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - \varepsilon^{\frac{k-1}{k}} \right)} = 1 - \frac{\rho^k - 1}{k \varepsilon^{\frac{k-1}{k}} (\rho - 1)}$$

$$\eta_t = 1 - \frac{\rho^k - 1}{k \varepsilon^{\frac{k-1}{k}} (\rho - 1)}$$

КПД цикла Дизеля растет с ростом степени сжатия и уменьшается с ростом степени предварительного расширения.

Двигатель Дизеля может работать на более низкосортном топливе.

Известным недостатком двигателя Дизеля по сравнению с двигателем Отто является необходимость затраты работы на привод устройства для распыления топлива и относительная тихоходность, обусловленная более медленным сгоранием топлива.

Среднее индикаторное давление

$$p_i = \frac{l_u}{v_1 - v_2} = \frac{q_1 - q_2}{v_1 - \frac{v_1}{\varepsilon}}$$

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

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

$$T_2 = T_1 \varepsilon^{k-1}$$

$$T_3 = \rho \varepsilon^{k-1} T_1$$

$$T_4 = \rho^k T_1$$

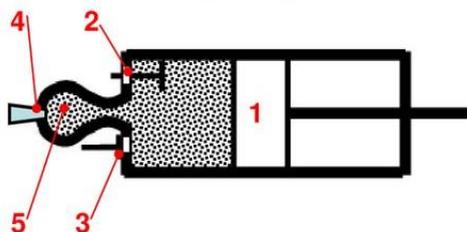
$$p_i = \frac{c_p (T_3 - T_2) - c_v (T_4 - T_1)}{v_1 \left(1 - \frac{1}{\varepsilon} \right)}$$

$$\begin{aligned}
 p_i &= \frac{c_v \left[k \left(\frac{T_3}{T_1} - \frac{T_2}{T_1} \right) - \left(\frac{T_4}{T_1} - 1 \right) \right]}{\frac{v_1}{T_1} \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon}} = \\
 &= \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{p_1}{R} c_v \left[k \left(\rho \varepsilon^{k-1} - \varepsilon^{k-1} \right) - \left(\rho^k - 1 \right) \right] = \\
 &= \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} p_1 \frac{c_v}{R} \left[k \varepsilon^{k-1} (\rho - 1) - \left(\rho^k - 1 \right) \right] \\
 &\quad \frac{c_v}{R} = \frac{c_v}{c_p - c_v} = \frac{1}{k - 1} \\
 p_i &= \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} p_1 \frac{1}{k - 1} \left[k \varepsilon^{k-1} (\rho - 1) - \left(\rho^k - 1 \right) \right]
 \end{aligned}$$

ЦИКЛ ТРИНКЛЕРА



Густав Васильевич Тринклер (12 апреля 1876 — 4 февраля 1957) — русский и советский учёный и изобретатель, создатель бескомпрессорного дизельного двигателя. Закончил Санкт-Петербургский технологический институт в 1899 г. Студентом начал разрабатывать проект нового теплового двигателя, работающего на жидком углеродном топливе с воспламенением от сжатия.



- 1- Поршень, 2 – впускной клапан, 3 – выпускной клапан, 4 – форсунка, 5 – форкамера

Рис.8. Двигатель Тринклера

Гибридом циклов Отто и Дизеля является цикл со смешанным сгоранием или цикл Тринклера. Двигатели, работающие по этому типу, имеют так называемую форкамеру, соединенную с рабочим цилиндром узким каналом. Техническое совершенствование дизельного двигателя, направленное на ускорение процесса горения топлива и исключение компрессора, привело к созданию бескомпрессорного дизеля, в котором топливо в цилиндр подается насосом через форсунки. Механическая подача топлива увеличивает скорость образования смеси и сокращает время сгорания.

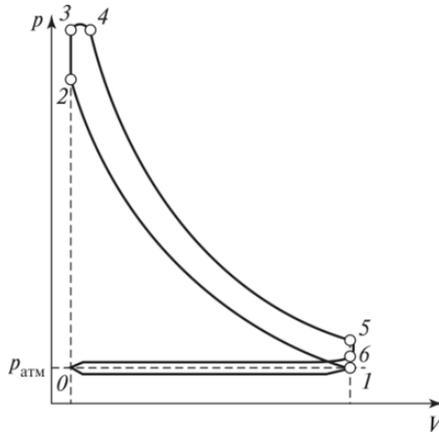


Рис.9. Индикаторная диаграмма цикла Тринклера

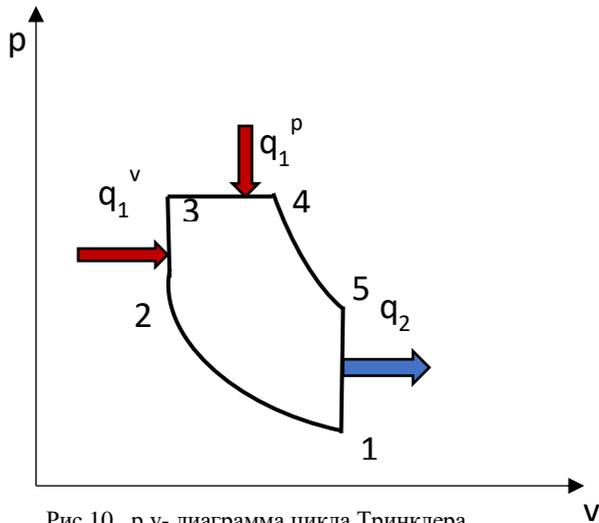


Рис.10. p,v- диаграмма цикла Тринклера

1-2 -адиабатное сжатие воздуха, 2-3 – подвод теплоты при $v = \text{const}$, 3-4 – подвод теплоты при $p = \text{const}$, 4-5 – адиабатное расширение продуктов сгорания, 5-1 – отвод теплоты при $v = \text{const}$

В рабочем цилиндре воздух адиабатно сжимается за счет инерции маховика, сидящего на валу двигателя, нагреваясь при этом до температуры, обеспечивающей воспламенение жидкого топлива, подаваемого в форкамеру (1-2). Форма и расположение форкамеры способствует наилучшему смешению топлива с воздухом, в результате чего происходит быстрое сгорание части топлива в небольшом объеме форкамеры (2-3).

Благодаря возрастанию давления в форкамере образовавшаяся в ней смесь несгоревшего топлива, воздуха и продуктов сгорания проталкивается в рабочий цилиндр, где происходит догорание оставшегося топлива, сопровождающееся перемещением поршня слева направо при приблизительно постоянном давлении (3-4). По окончании сгорания топлива дальнейшее расширение продуктов сгорания (рабочий ход) происходит адиабатно (4-5), после чего отработавшие газы удаляются из цилиндра (5-1). Таким образом, в цикле со смешанным сгоранием подвод теплоты q_1 осуществляется сначала по изохоре (q_1^V), а затем по изобаре (q_1^P). Особенность двигателя со смешанным сгоранием состоит в том, что в отличие от двигателя Дизеля он не нуждается в компрессоре высокого давления для распыления жидкого топлива. Жидкое топливо, введенное в форкамеру при сравнительно невысоком давлении, распыляется струей сжатого воздуха, поступающего из основного цилиндра.

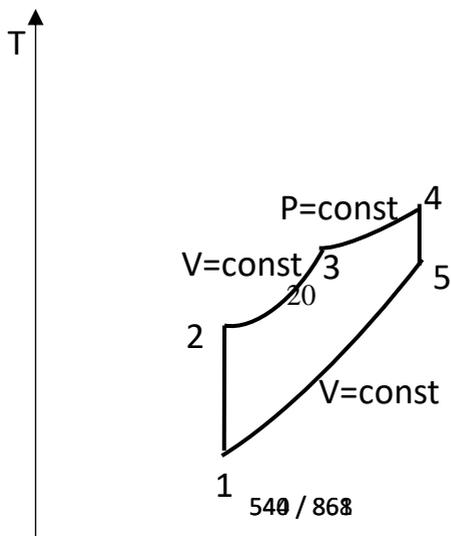


Рис. 11. T,s – диаграмма цикла Тринклера

Заданы $p_1, T_1, \varepsilon = \frac{v_1}{v_2}, \lambda = \frac{p_3}{p_2}, \rho = \frac{v_4}{v_3}$

Точка 1:

$$p_1, T_1, v_1 = \frac{RT_1}{p_1},$$

Точка 2:

$$\underline{v_2} = \frac{v_1}{\varepsilon}, \underline{p_2} = p_1 \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^k = p_1 \varepsilon^k,$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1}; \underline{T_2} = T_1 \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1} = T_1 \varepsilon^{k-1}$$

Точка 3:

$$\underline{p_3} = \lambda p_2 = \lambda \varepsilon^k p_1; \underline{v_3} = v_2 = \frac{v_1}{\varepsilon},$$

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{p_3}{p_2} = \lambda; \Rightarrow \underline{T_3} = \lambda T_2 = \lambda \varepsilon^{k-1} T_1;$$

Точка 4:

$$\begin{aligned} p_4 &= p_3 = \lambda \varepsilon^k p_1; \\ \underline{v}_4 &= \rho v_3 = \frac{\rho}{\varepsilon} v_1; \quad \frac{T_4}{T_3} = \frac{v_4}{v_3}; \\ T_4 &= T_3 \frac{v_4}{v_3} = T_3 \rho = \rho \lambda \varepsilon^{k-1} T_1; \end{aligned}$$

Точка 5:

$$\begin{aligned} \underline{v}_5 &= v_1; \\ \frac{p_5}{p_4} &= \left(\frac{v_4}{v_1} \right)^k; \Rightarrow \underline{p}_5 = p_4 \left(\frac{v_4}{v_1} \right)^k = \lambda \varepsilon^k p_1 \left(\frac{\rho v_1}{\varepsilon v_1} \right)^k = \lambda \rho^k p_1; \\ \frac{T_5}{T_1} &= \frac{p_5}{p_1}; \Rightarrow \underline{T}_5 = T_1 \frac{p_5}{p_1} = T_1 \lambda \rho^k \end{aligned}$$

Подведенная теплота

$$q_1 = q_1^v + q_1^p = c_v (T_3 - T_2) + c_p (T_4 - T_3)$$

Отведенная теплота

$$q_2 = c_v (T_5 - T_1)$$

Работа цикла

$$l = q_1 - q_2 = c_v (T_3 - T_2) + c_p (T_4 - T_3) - c_v (T_5 - T_1)$$

Термический КПД цикла Тринклера

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1^v + q_1^p} = 1 - \frac{c_v (T_5 - T_1)}{c_v (T_3 - T_2) + c_p (T_4 - T_3)};$$

Разделим числитель и знаменатель на $c_v T_1$;

$$\eta_t = 1 - \frac{\left(\frac{T_5}{T_1} - 1 \right)}{\left(\frac{T_3}{T_1} - \frac{T_2}{T_1} \right) + k \left(\frac{T_4}{T_1} - \frac{T_3}{T_1} \right)}$$

$$= 1 - \frac{\lambda \rho^k - 1}{\left(\lambda \varepsilon^{k-1} - \varepsilon^{k-1}\right) + k\left(\rho \lambda \varepsilon^{k-1} - \lambda \varepsilon^{k-1}\right)};$$

$$\underline{\underline{\eta_t = 1 - \frac{\lambda \rho^k - 1}{\varepsilon^{k-1} \left[(\lambda - 1) + k \lambda (\rho - 1) \right]}}}$$

КПД растет с ростом степени сжатия ε , уменьшается с ростом степени предварительного расширения ρ , а зависимость его от λ – степени увеличения давления зависит от соотношения между ε и ρ .

Среднее индикаторное давление

$$p_i = \frac{l_u}{v_1 - v_2} = \frac{q_1 - q_2}{v_1 - \frac{v_1}{\varepsilon}}$$

$$q_1 = q_1^v + q_1^p = c_v(T_3 - T_2) + c_p(T_4 - T_3)$$

$$q_2 = c_v(T_5 - T_1)$$

$$\underline{T_2} = T_1 \varepsilon^{k-1}, \quad \underline{T_3} = \lambda \varepsilon^{k-1} T_1, \quad T_4 = \rho \lambda \varepsilon^{k-1} T_1, \quad \underline{T_5} = T_1 \lambda \rho^k.$$

$$p_i = \frac{c_v(T_3 - T_2) + c_p(T_4 - T_3) - c_v(T_5 - T_1)}{v_1 - \frac{v_1}{\varepsilon}} =$$

$$= \frac{c_v \left[\left(\frac{T_3}{T_1} - \frac{T_2}{T_1} \right) + k \left(\frac{T_4}{T_1} - \frac{T_3}{T_1} \right) - \left(\frac{T_5}{T_1} - 1 \right) \right]}{\frac{v_1}{T_1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon} \right)} =$$

$$= \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} p_1 \frac{c_v}{R} \left[\left(\lambda \varepsilon^{k-1} - \varepsilon^{k-1} \right) + k \left(\rho \lambda \varepsilon^{k-1} - \lambda \varepsilon^{k-1} \right) - \left(\lambda \rho^k - 1 \right) \right] =$$

$$= \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} p_1 \frac{1}{k-1} \left\{ \varepsilon^{k-1} \left[(\lambda - 1) + k \lambda (\rho - 1) \right] - \left(\lambda \rho^k - 1 \right) \right\}$$

ЦИКЛ КАРНО



Никола Леонард Сади Карно (1796-1832) - французский физик и военный инженер, один из создателей термодинамики. Им были введены основные понятия термодинамики: идеальная тепловая машина, идеальный цикл, обратимость и необратимость термодинамических процессов

В 1812 году блестяще окончил лицей Карла Великого и поступил в Политехническую школу в Париже — лучшее на тот момент учебное заведение Франции. В 1814 году он окончил Парижскую Политехнику шестым по успеваемости и был направлен в Инженерную школу в городе Мец, после завершения которой в 1816 году был распределён в инженерный полк, где провёл несколько лет. В 1819 году он выиграл конкурс на замещение вакансии в Главном штабе корпуса в Париже и перебрался туда. В Париже Карно продолжил обучение. Посещал лекции в Сорбонне, Коллеж де Франс, Консерватории Искусств и Ремёсел. В 1824 году вышла первая и единственная работа Сади Карно — «Размышления о движущей силе огня и о машинах, способных развивать эту силу». Эта работа считается основополагающей в термодинамике. В ней был произведён анализ существовавших в то время паровых машин, и были выведены

условия, при которых КПД достигает максимального значения (в паровых машинах того времени КПД не превышал 2 %).

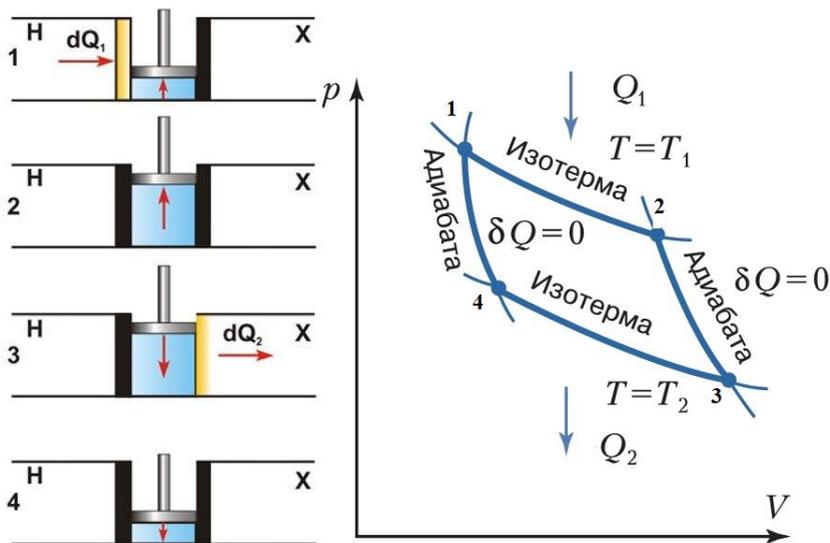


Рис.12. Тепловая машина Карно и цикл Карно в p, v - диаграмме

H- нагреватель, X - холодильник

При работе тепловой машины рабочее тело совершает замкнутый термодинамический цикл. Для любой реальной тепловой машины весь цикл, включая его отдельные процессы, необратим, что вызывает необходимость затрачивать часть произведенной работы для перевода рабочего тела в первоначальное состояние, обеспечивая замыкание кругового процесса. Указанные потери приводят к тому, что не вся произведенная работа становится полезной, а часть её теряется в самой тепловой машине, переходя в тепло.

Максимальным КПД обладает тепловая машина, в которой цикл рабочего тела состоит только из равновесных тепловых процессов, и, следовательно, является обратимым. Однако для осуществления нагрева и охлаждения необходим теплообмен рабочего тела с

нагревателем и холодильником тепловой машины, который тем более эффективен, чем заметнее разность температур. Возникающие при этом тепловые потоки нарушают состояние теплового равновесия и делают эти процессы необратимыми. Чтобы избежать этого, необходимо теплообмен осуществлять при очень малой разности температур, в пределе, для достижения равновесного процесса, при бесконечно малой разности. Поэтому реализовать равновесный процесс при теплообмене можно только в случае теплового равновесия рабочего тела и нагревателя (или холодильника).

Таким образом, теплообмен с нагревателем и холодильником в рассматриваемой тепловой машине должен происходить при изотермических процессах, что эквивалентно требованию бесконечной медленности протекания этих процессов. Очевидно, что такое условие может быть выполнено только приближенно.

Другой процесс, который может протекать без возникновения тепловых потоков - это адиабатический процесс. Если он протекает бесконечно медленно, то такой процесс является равновесным и обратимым.

Указанные два равновесных процесса (изотермический и адиабатический) могут быть использованы для составления обратимого цикла. Такой обратимый круговой процесс в принципе может состоять из большого, в пределе даже бесконечного, числа следующих друг за другом изотермических и адиабатических процессов. Однако, для организации простейшего кругового процесса достаточно использования двух изотерм и двух адиабат. Такой равновесный термодинамический цикл получил название **цикла Карно**. Возможность осуществления такого циклического процесса связана с тем, что с помощью адиабатического процесса всегда возможен переход между любыми изотермами, а с помощью изотермического - между любыми адиабатами.

Обратимый цикл Карно состоит из двух изотерм, описывающих процесс теплопередачи от нагревателя к рабочему телу и от рабочего тела к холодильнику, и двух адиабат, описывающих

расширение и сжатие рабочего тела в тепловой машине. Температура нагревателя считается равной T_1 , а температура холодильника - соответственно T_2 . При этом температуры нагревателя T_1 и холодильника T_2 постоянны, что должно обеспечиваться бесконечно большой теплоемкостью используемых тепловых резервуаров.

1-2. Идеальный газ, находящийся в цилиндре под поршнем, в процессе изотермического расширения ($T_1 = \text{const}$) приводится в тепловой контакт с нагревателем, который передает идеальному газу теплоту Q_1 .

2-3. В состоянии 2 газ полностью теплоизолируется от нагревателя. Происходит адиабатическое расширение его, и температура понижается до T_2 .

3-4. В состоянии 3 идеальный газ приводится в контакт с холодильником. Происходит изотермическое сжатие ($T_2 = \text{const}$), при котором идеальный газ передает холодильнику теплоту Q_2 .

4-1. В состоянии 4 газ теплоизолируется от холодильника. Затем происходит адиабатическое сжатие. Температура газа повышается до T_1 .

Работа, производимая газом при расширении – площадь под линией 1-2-3, работа, производимая над газом при сжатии – площадь под линией 3-4-1. Полезная работа за цикл 1-2-3-4-1.

Определим термический КПД цикла Карно. Предположим, рабочим телом цикла является идеальный газ с постоянной теплоемкостью. Так как у идеального газа внутренняя энергия зависит от температуры,

$$du = c_v dT$$

Уравнение первого закона термодинамики для идеального газа

$$dq = c_v dT + pdv$$

Для изотермического процесса $dT = 0$, следовательно,

$$dq = pdv$$

Для идеального газа в соответствии с уравнением Клапейрона

$$p = \frac{RT}{v}$$

$$dq = RT \frac{dv}{v}$$

$$q = RT \ln \left(\frac{v_{II}}{v_I} \right)$$

Индексы I и II относятся к начальной и конечной точкам процесса. Если в изотермическом процессе идеальный газ расширяется, то $v_{II} > v_I, q_{I-II} > 0$ (теплота подводится, чтобы температура осталась неизменной). Если газ сжимается, то $v_{II} < v_I, q_{I-II} < 0$.

В адиабатном процессе $dq = 0$, следовательно, уравнение первого закона термодинамики выглядит

$$dq = c_v dT + pdv = 0$$

$$pdv = -c_v dT$$

Разделим почленно на уравнение Клапейрона $pv = RT$

Получим

$$\frac{pdv}{pv} = -\frac{c_v dT}{RT}$$

$$\frac{dv}{v} = -\frac{c_v dT}{R T}$$

Из формулы Майера

$$R = c_p - c_v$$

$$\frac{dv}{v} = -\frac{c_v}{c_p - c_v} \frac{dT}{T}$$

$$\frac{c_p - c_v}{c_v} \frac{dv}{v} = -\frac{dT}{T}$$

Показатель адиабаты

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

$$(k-1) \frac{dv}{v} = -\frac{dT}{T}$$

$$(k-1) \int_{v_I}^{v_{II}} \frac{dv}{v} = -\int_{T_I}^{T_{II}} \frac{dT}{T} = \int_{T_{II}}^{T_I} \frac{dT}{T}$$

$$(k-1) \ln\left(\frac{v_{II}}{v_I}\right) = \ln\left(\frac{T_I}{T_{II}}\right)$$

Считаем величину показателя адиабаты не зависящей от температуры. Следовательно,

$$\left(\frac{v_{II}}{v_I}\right)^{k-1} = \left(\frac{T_I}{T_{II}}\right)$$

Применительно к изотермическим процессам в цикле Карно подведенная теплота

$$q_1 = RT_1 \ln\left(\frac{v_2}{v_1}\right)$$

Отведенная теплота

$$q_2 = RT_2 \ln\left(\frac{v_3}{v_4}\right)$$

Термический КПД цикла Карно

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{RT_1 \ln\left(\frac{v_2}{v_1}\right) - RT_2 \ln\left(\frac{v_3}{v_4}\right)}{RT_1 \ln\left(\frac{v_2}{v_1}\right)}$$

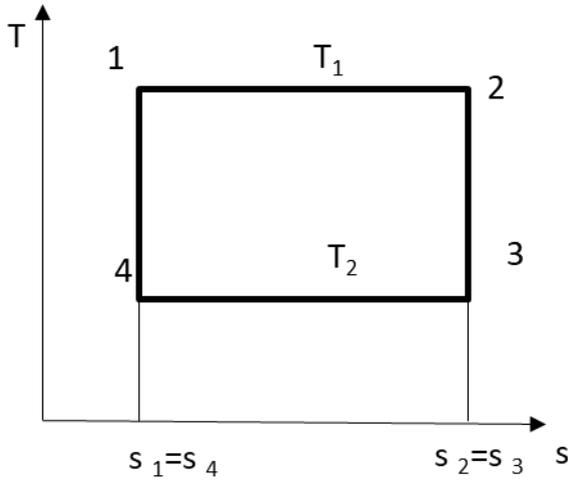


Рис. 13. T,s- диаграмма цикла Карно

Так как в цикле Карно адиабатные процессы 2-3 и 4-1 осуществляются между теми же температурами T_1 и T_2 , для каждой адиабаты

$$\left(\frac{v_3}{v_2}\right)^{k-1} = \left(\frac{T_1}{T_2}\right)$$

$$\left(\frac{v_4}{v_1}\right)^{k-1} = \left(\frac{T_1}{T_2}\right)$$

Следовательно,

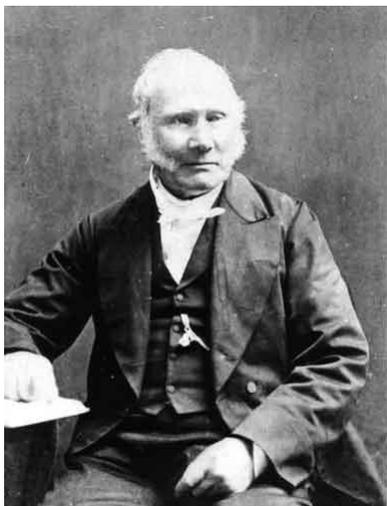
$$\frac{v_3}{v_2} = \frac{v_4}{v_1}; \quad \frac{v_2}{v_1} = \frac{v_3}{v_4};$$

Тогда

$$\frac{\eta_t}{T_1} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{T_1 - T_2}{T_1}$$

Коэффициент полезного действия идеальной тепловой машины, работающей по циклу Карно, зависит только от температур нагревателя и холодильника, не зависит от устройства машины и вида рабочего тела.

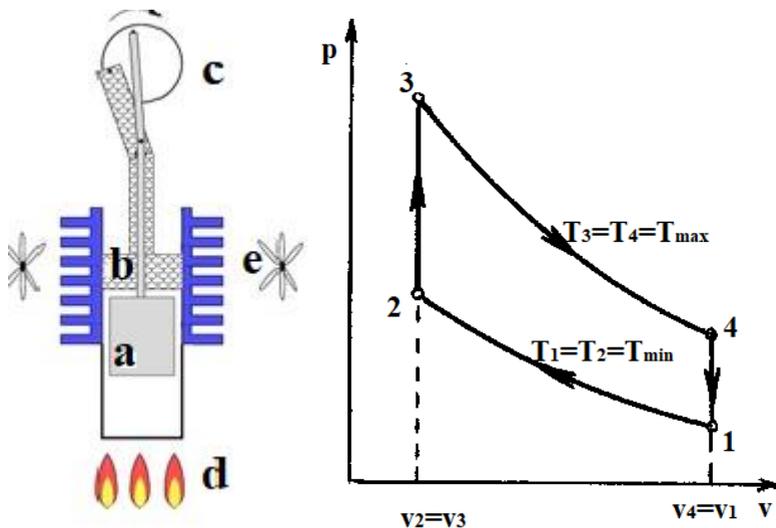
ЦИКЛ СТИРЛИНГА



Роберт Стирлинг (англ. Robert Stirling) (25 октября 1790, Клог Фарм, Шотландия — 6 июня 1878, Галстон, Шотландия) — шотландский священник, изобретатель двигателя Стирлинга. Стирлинг был весьма обеспокоен травматизмом рабочих, работающих в его приходе с паровыми двигателями. Эти двигатели часто взрывались из-за низкого качества металла, из которого они изготавливались. Более прочного материала в те годы не существовало. Стирлинг

решил усовершенствовать конструкцию теплового двигателя сделав его более безопасным. Стирлинг придумал устройство, которое он назвал «эконом тепла» (сейчас такое устройство называют регенератором или теплообменником). Это устройство служит для повышения тепловой эффективности различных процессов.

Основной принцип работы двигателя Стирлинга заключается в постоянно чередуемых нагревании и охлаждении рабочего тела в закрытом цилиндре. Обычно в роли рабочего тела выступает воздух, но также используются водород и гелий. В ряде опытных образцов испытывались фреоны, двуокись азота, сжиженный пропан-бутан и вода.



а – вытеснительный поршень, б-рабочий поршень, с- маховик, д- область нагрева, е- область охлаждения

Рис.14. Двигатель Стирлинга и P,v- диаграмма цикла Стирлинга

Цикл Стирлинга состоит из четырёх фаз и разделён двумя переходными фазами: нагрев, расширение, переход к источнику холода, охлаждение, сжатие и переход к источнику тепла. Таким образом, при переходе от горячего источника к холодному источнику происходит расширение и сжатие газа, находящегося в цилиндре. При этом изменяется давление, за счёт чего можно получить полезную работу.

При нагревании газ совершает работу (например, толкает поршень) и охлаждается. Сжать охлажденный газ проще, чем удержать расширяющийся горячий (на сжатие холодного газа "расходуется" меньше работы, чем высвобождается работы при нагревании и расширении того же самого газа). Это свойство газов и лежит в основе работы двигателя Стирлинга.

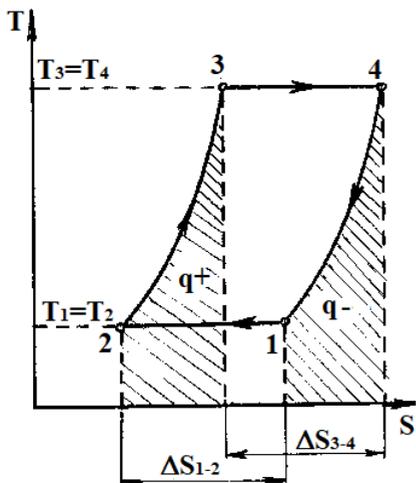


Рис. 15. T,s- диаграмма цикла Стирлинга

Нагрев и охлаждение рабочего тела производится вытеснителем. В идеале количество тепла, отдаваемое и отбираемое вытеснителем, одинаково. Полезная работа производится только за счёт изотерм, то есть зависит от разницы температур нагревателя и охладителя, как в цикле Карно.

1-2 Воздух сжимается, от него отводится теплота при $T_{\min}=\text{const}$, рабочий поршень опускается вниз., 2-3 Вытеснительный поршень поднимается вверх, тем самым перемещая охлаждённый воздух в нижнюю часть ($v=\text{const}$), 3-4 Внешний источник тепла нагревает газ в нижней части теплообменного цилиндра. Создаваемое давление толкает рабочий поршень вверх (вытеснительный поршень неплотно прилегает к стенкам). Воздух расширяется, к нему подводится теплота при $T_{\max}=\text{const}$, 4-1 Маховик толкает вытеснительный поршень вниз, тем самым перемещая разогретый воздух из нижней части в охлаждающую камеру ($v=\text{const}$).

Подведенная теплота

$$q_1 = RT_3 \ln \frac{v_4}{v_3}$$

Отведенная теплота

$$q_2 = RT_1 \ln \frac{v_1}{v_2}$$

Термический КПД

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{RT_3 \ln \frac{v_4}{v_3} - RT_1 \ln \frac{v_1}{v_2}}{RT_3 \ln \frac{v_4}{v_3}}$$

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{T_3 - T_1}{T_3} = \frac{T_{max} - T_{min}}{T_{max}}$$

Двигатель Стирлинга использует цикл Стирлинга, который по термодинамической эффективности не уступает циклу Карно, и даже обладает преимуществом. Дело в том, что цикл Карно состоит из мало отличающихся между собой изотерм и адиабат. Практическое воплощение этого цикла малоперспективно. Цикл Стирлинга позволил получить работающий на практике двигатель в приемлемых размерах.

СРАВНЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИДЕАЛЬНЫХ ЦИКЛОВ

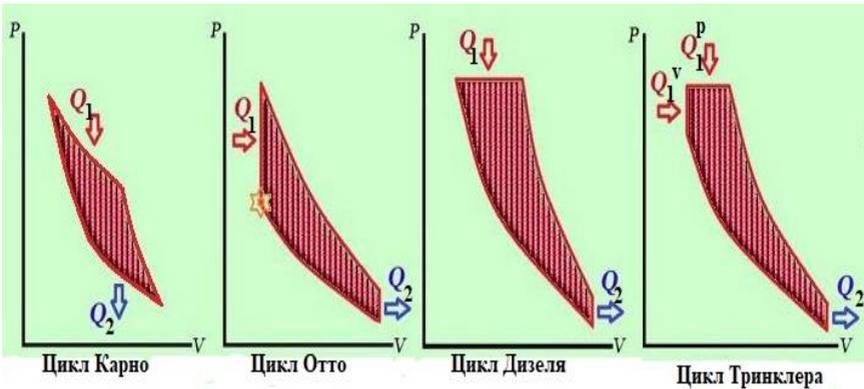


Рис. 16. Циклы тепловых двигателей в p,v - диаграмме

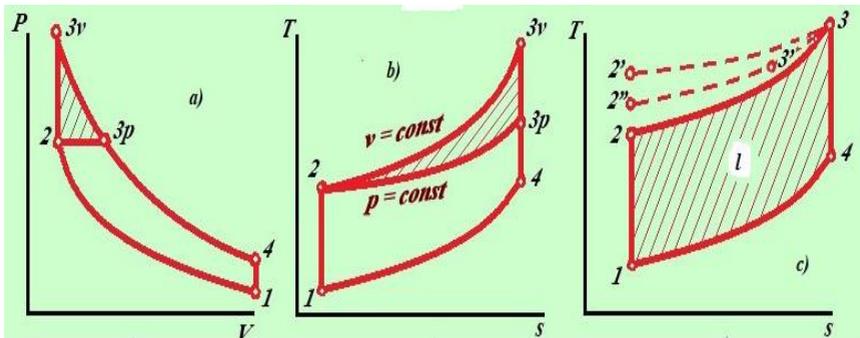


Рис. 17. Сравнение эффективности циклов двигателей внутреннего сгорания

На рисунке изображены циклы Отто (123^v41), Дизеля (123^p41), Тринклера (рис.с) ($12''3''3^v41$). Процессы сжатия 1-2 у всех трех типов двигателей совпадают, а при отводе одинакового количества теплоты совпадают и процессы 4-1.

В T,s - диаграмме изохора идет круче изобары, следовательно, в карбюраторном двигателе при одинаковом количестве подведенной теплоты совершается большая работа на величину заштрихованной площади. Следовательно, изохорное сжигание топлива эффективнее изобарного. Однако двигатели работают при разных степенях сжатия и интерес представляет сравнение их эффективности при одинаковых максимальных температурах сгорания (рис. с). Здесь точки 3 для циклов Отто, Дизеля и Тринклера совпадают (одинаковая максимальная температура цикла и одинаковое количество отводимой теплоты). 1-2, 1-2', 1-2'' – адиабатное сжатие в циклах Отто, Дизеля и Тринклера, 2-3 изохорный подвод теплоты в цикле Отто, 2'-3 изобарный подвод теплоты в цикле Дизеля, 2''-3'', 3'-3 соответственно изохорный и изобарный подводы теплоты в цикле Тринклера. Остальные процессы – адиабатное расширение (3-4) (рабочий ход) и изохорный отвод теплоты (4-1) одинаковы для всех трех циклов. Максимальная полезная работа цикла (l) (площадь внутри цикла) и соответственно, максимальный термический КПД имеет место в

цикле Дизеля, минимальный – в цикле Отто. Цикл Тринклера по эффективности занимает промежуточное значение между ними.

ЗАДАЧИ

1. Построить график, иллюстрирующий зависимость термического КПД от степени сжатия для цикла поршневого ДВС с подводом теплоты при $v = \text{const}$, изменяя его от 3 до 8. Показатель политропы $n=1,3$. Начальное состояние рабочего тела $p_1 = 0,09 \text{ МПа}$, $t_1 = 20^\circ \text{C}$. Определить параметры в точке 2.

Рассчитываем цикл:

Точка 1: $p_1 = 0,09 \text{ МПа}$, $t_1 = 20^\circ \text{C}$

$$v_1 = \frac{RT_1}{p_1} = \frac{8314 (273,15 + 20)}{29 (0,09 \cdot 10^6)} = 0,934 \text{ м}^3 / \text{кг}$$

Точка 2:

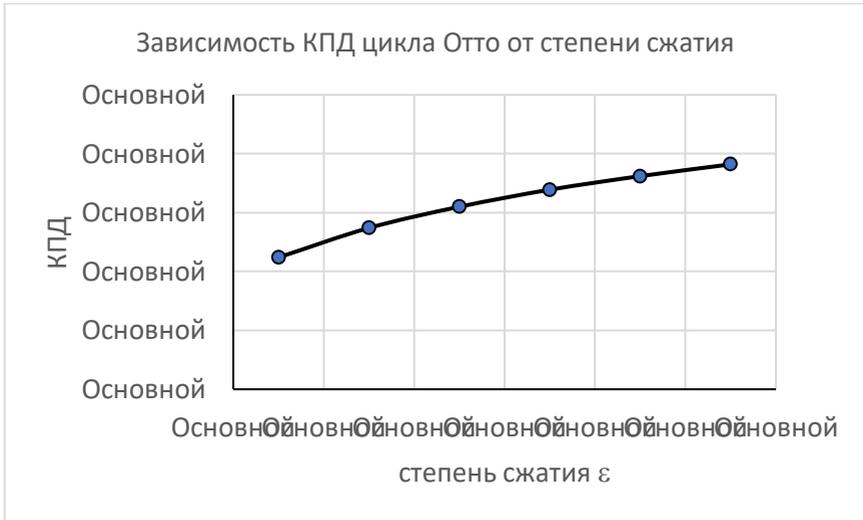
$$v_2 = \frac{v_1}{\varepsilon} = \frac{0,934}{3} = 0,311$$

$$p_2 = p_1 \varepsilon^n = (0,09 \cdot 10^6) \cdot 4,171 = 375390 \text{ Па}$$

$$T_2 = T_1 \varepsilon^{n-1} = 293,15 * 1,390 = 407,48$$

ε	3	4	5	6	7	8
ε^n	4,171	6,063	8,103	10,271	12,550	14,929
ε^{n-1}	1,390	1,516	1,621	1,712	1,793	1,866
$\frac{n-1}{\varepsilon^n}$	1,289	1,377	1,450	1,513	1,568	1,617
$v_2, \text{м}^3 / \text{кг}$	0,311	0,234	0,187	0,156	0,133	0,117
$p_2, \text{Па}$	375390	545670	729270	924390	1129500	1343610
$T_2, \text{К}$	407,48	444,42	475,20	501,87	525,62	547,02
η_t	0,224	0,274	0,310	0,339	0,362	0,382

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\frac{n-1}{n}}} = 1 - \frac{1}{3^{\frac{1,3-1}{1,3}}} = 0,224$$



2. Двигатель работает по циклу с подводом теплоты при $v = \text{const}$. Начальная температура рабочего тела, обладающего свойствами воздуха, $t_1 = 20^\circ\text{C}$. Степень сжатия $\varepsilon = 5$. При сгорании выделяется энергия в количестве 800 кДж/кг . Определить количество отведенной теплоты, работу цикла, не учитывая зависимость теплоемкости от температуры.

Теплоемкость воздуха

$$c_v = \frac{5}{2}R = \frac{5}{2} \cdot \frac{8314}{29} = 716,7 \frac{\text{Дж}}{\text{кг К}} = 0,7167 \frac{\text{кДж}}{\text{кг К}}$$

Из выражения

$$T_2 = T_1 \varepsilon^{k-1} = 293,15 \cdot 5^{1,4-1} = 558,06$$

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

откуда

$$(T_3 - T_2) = \frac{q_1}{c_v} = \frac{800}{0,7167} = 1116,23$$

$$T_3 = T_2 + 1116,22 = 558,06 + 1116,23 = 1674,3$$

Степень увеличения давления

$$\lambda = \frac{T_3}{T_2} = \frac{1674,3}{558,06} = 3,0$$

$$T_4 = \lambda T_1 = 3 \cdot 293,15 = 879,5$$

Отведенная теплота

$$q_2 = c_v (T_4 - T_1) = 0,7167(879,5 - 293,15) = 420,25 \text{ кДж / кг}$$

Работа цикла

$$l = q_1 - q_2 = 800 - 420,25 = 379,75 \text{ кДж / кг}$$

3. Для цикла с подводом теплоты при $v = \text{const}$ определить среднее индикаторное давление. Начальные параметры

$$p_1 = 0,098 \text{ Па}, t_1 = 20^0 \text{ С},$$

$$\varepsilon = 4, \lambda = \frac{p_3}{p_2} = 3,5$$

Среднее индикаторное давление – отношение работы цикла к удельному рабочему объему цилиндра двигателя (некое условное постоянное давление, действующее в течение хода расширения и создающее работу, равную работе соответствующей индикаторной диаграммы).

$$p_i = \frac{l}{v_1 - v_2} = \frac{c_v (T_3 - T_2) - c_v (T_4 - T_1)}{v_1 - \frac{v_1}{\varepsilon}} =$$

$$\begin{aligned}
&= \frac{c_v \left[\left(\frac{T_3}{T_1} - \frac{T_2}{T_1} \right) - \left(\frac{T_4}{T_1} - 1 \right) \right]}{\frac{1}{T_1} v_1 \left(1 - \frac{1}{\varepsilon} \right)} \\
p_i &= \frac{c_v \left[\left(\lambda \varepsilon^{k-1} - \varepsilon^{k-1} \right) - (\lambda - 1) \right]}{\frac{R}{p_1} \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon}} = \\
&= \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} p_1 \frac{c_v}{R} \left[\left(\varepsilon^{k-1} - 1 \right) (\lambda - 1) \right] \\
p_i &= \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{1}{k-1} p_1 \left[\left(\varepsilon^{k-1} - 1 \right) (\lambda - 1) \right] \\
p_i &= \frac{4}{4-1} \frac{1}{1,4-1} 0,0981 \left[\left(4^{1,4-1} - 1 \right) (3,5-1) \right] = 0,605 \text{ МПа}
\end{aligned}$$

4. Для цикла с подводом теплоты при $p = \text{const}$ определить полезную работу, отнесенную к 1 кг рабочего тела, и термический КПД, если $p_1 = 0,098 \text{ МПа}$, $t_1 = 50^\circ \text{C}$, $\varepsilon = 15$, $k = 1,4$, $\rho = 1,8$.

Рассчитываем цикл:

точка 1

$$p_1 = 0,098 \text{ МПа}, t_1 = 50^\circ \text{C},$$

$$v_1 = \frac{RT_1}{p_1} = \frac{8314(50 + 273,15)}{29 \cdot 0,098 \cdot 10^6} = 0,945 \text{ м}^3 / \text{кг}$$

точка 2

$$v_2 = \frac{v_1}{\varepsilon} = \frac{0,945}{15} = 0,063 \text{ м}^3 / \text{кг},$$

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^k = \varepsilon^k \Rightarrow$$

$$p_2 = p_1 \varepsilon^k = 0,098 \cdot 10^6 \cdot 15^{1,4} = 4,342 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1} = \varepsilon^{k-1} \Rightarrow$$

$$T_2 = T_1 \varepsilon^{k-1} = (50 + 273,15) \cdot 15^{1,4-1} = 954,64 \text{ К}$$

Точка 3:

$$v_3 = \rho v_2 = \rho \frac{v_1}{\varepsilon} = 1,8 \frac{0,945}{15} = 0,113 \text{ м}^3 / \text{кг};$$

$$p_3 = p_2 = \varepsilon^k p_1 = 0,098 \cdot 10^6 \cdot 15^{1,4} = 4,342 \cdot 10^6 \text{ Па};$$

$$\rho = \frac{v_3}{v_2} = \frac{T_3}{T_2} \Rightarrow$$

$$T_3 = \rho T_2 = \rho \varepsilon^{k-1} T_1 = 1,8 \cdot 15^{1,4-1} \cdot (50 + 273,15) = 1718,35 \text{ К}$$

Точка 4:

$$v_4 = v_1 = 0,945 \text{ м}^3 / \text{кг}$$

$$\frac{p_4}{p_3} = \left(\frac{v_3}{v_4}\right)^k = \left(\frac{\rho v_1}{\varepsilon \cdot v_1}\right)^k = \frac{\rho^k}{\varepsilon^k} \Rightarrow$$

$$p_4 = p_3 \frac{\rho^k}{\varepsilon^k} = \frac{\rho^k \varepsilon^k}{\varepsilon^k} p_1 = \rho^k p_1 = 1,8^{1,4} \cdot 0,098 \cdot 10^6 = 0,223 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

$$\rho^k = \frac{p_4}{p_1} = \frac{T_4}{T_1} \Rightarrow T_4 = \rho^k T_1 = 1,8^{1,4} (50 + 273,15) = 735,84 \text{ К}$$

Количество подведенной теплоты q_1

$$q_1 = c_p (T_3 - T_2) = \frac{7}{2} \cdot \frac{8,314}{29} (1718,35 - 954,64) = 766,32 \text{ кДж} / \text{кг}$$

Количество отведенной теплоты q_2

$$q_2 = c_v (T_4 - T_1) = \frac{5}{2} \cdot \frac{8,314}{29} (735,84 - 323,15) = 295,78 \text{ кДж} / \text{кг}$$

Работа цикла

$$l = q_1 - q_2 = 766,32 - 295,78 = 470,54 \text{ кДж / кг}$$

Термический КПД цикла

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{766,32 - 295,78}{766,32} = 0,614$$

5. В цикле с подводом теплоты при $p = \text{const}$ при начальных параметрах $p_1 = 0,085 \text{ МПа}$, $t_1 = 30^\circ \text{C}$ подведенная теплота составляет 800 кДж/кг , $\varepsilon = 15$, $k = 1,4$. Определить термический КПД и полезную работу за цикл, отнесенную к 1 кг рабочего тела. Рабочее тело обладает свойствами воздуха.

Рассчитываем цикл:

точка 1

$$p_1 = 0,085 \text{ МПа}, t_1 = 30^\circ \text{C},$$

$$v_1 = \frac{RT_1}{p_1} = \frac{8314(30 + 273,15)}{29 \cdot 0,085 \cdot 10^6} = 1,022 \text{ м}^3 / \text{кг}$$

$$v_2 = \frac{v_1}{\varepsilon} = \frac{1,022}{15} = 0,068 \text{ м}^3 / \text{кг},$$

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^k = \varepsilon^k \Rightarrow$$

$$p_2 = p_1 \varepsilon^k = 0,085 \cdot 10^6 \cdot 15^{1,4} = 3,767 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1} = \varepsilon^{k-1} \Rightarrow$$

$$T_2 = T_1 \varepsilon^{k-1} = (30 + 273,15) \cdot 15^{1,4-1} = 895,56 \text{ К}$$

Количество подведенной теплоты q_1

$$q_1 = c_p (T_3 - T_2) = 800 \text{ кДж / кг}$$

$$c_p = \frac{7}{2} \cdot \frac{8,314}{29} = 1,003 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

$$(T_3 - T_2) = \frac{q_1}{c_p} = \frac{800}{1,003} = 797,61$$

Точка 3:

$$T_3 = T_2 + 797,61 = 895,56 + 797,61 = 1693,17 \text{ К}$$

$$p_3 = p_2 = \varepsilon^k p_1 = 0,085 \cdot 10^6 \cdot 15^{1,4} = 3,767 \cdot 10^6 \text{ Па};$$

$$v_3 = \frac{RT_3}{p_3} = \frac{8314 \cdot 1693,17}{29 \cdot 3,767 \cdot 10^6} = 0,129 \text{ м}^3 / \text{кг}$$

Точка 4

$$v_4 = v_1 = 1,022 \text{ м}^3 / \text{кг}$$

$$\frac{p_4}{p_3} = \left(\frac{v_3}{v_4}\right)^k \Rightarrow$$

$$p_4 = p_3 \left(\frac{v_3}{v_4}\right)^k = 3,767 \cdot 10^6 \cdot \left(\frac{0,129}{1,022}\right)^{1,4} = 0,208 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

$$T_4 = \frac{p_4 v_4}{R} = \frac{0,208 \cdot 10^6 \cdot 1,022}{8314 / 29} = 741,47 \text{ К}$$

Отведенная теплота

$$q_2 = c_v (T_4 - T_1) = \frac{5}{2} \cdot \frac{8,314}{29} (741,47 - 303,15) = 314,10 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$

Работа цикла

$$l = q_1 - q_2 = 800 - 314,10 = 485,90 \text{ кДж / кг}$$

Термический КПД цикла

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{800 - 314,10}{800} = 0,607$$

6. Для цикла Дизеля, рабочее тело которого обладает свойствами воздуха, заданы температуры, соответствующие следующим точкам цикла: $t_1 = 30^0 C, t_2 = 700^0 C, t_4 = 280^0 C$. . Определить термический КПД и сравнить его с термическим КПД цикла Карно в том же интервале температур.

$$\frac{T_2}{T_1} = \varepsilon^{k-1} = \frac{(700 + 273,15)}{(30 + 273,15)} = 3,21 = \varepsilon^{1,4-1} = \varepsilon^{0,4} \Rightarrow$$

$$\varepsilon = 3,21^{\frac{1}{0,4}} = 18,46$$

$$\frac{T_4}{T_1} = \rho^k = \frac{(280 + 273,15)}{(30 + 273,15)} = 1,825 = \rho^{1,4} \Rightarrow$$

$$\rho = 1,825^{\frac{1}{1,4}} = 1,537$$

$$T_3 = \rho T_2 = 1,537 \cdot (700 + 273,15) = 1495,73$$

Термический КПД

$$\eta_t = 1 - \frac{\rho^k - 1}{k \varepsilon^k (\rho - 1)} = 1 - \frac{1,825 - 1}{1,4 \cdot 18,46^{0,286} (1,537 - 1)} =$$

$$= 1 - 0,476 = 0,524$$

$$\eta_t^{Карно} = \frac{T_3 - T_1}{T_3} = \frac{1495,73 - 303,15}{1495,73} = 0,8$$

7. В цикле поршневого двигателя внутреннего сгорания с комбинированным подводом теплоты начальные параметры $p_1 = 0,085 \text{ МПа}, t_1 = 30^0 C$

$$\varepsilon = 9, \lambda = 2,5, \rho = 1,5$$

Определить параметры в характерных для цикла точках, количество подведенной и отведенной теплоты, работу цикла и термический КПД. Рабочее тело обладает свойствами воздуха.

Точка 1:

$$p_1 = 0,085 \text{ МПа}, t_1 = 30^0 \text{ C}$$

$$v_1 = \frac{RT_1}{p_1} = \frac{8314}{29} \cdot \frac{(30 + 273,15)}{0,085 \cdot 10^6} = 1,022 \text{ м}^3 / \text{кг},$$

Точка 2:

$$\underline{v_2} = \frac{v_1}{\varepsilon} = \frac{1,022}{9} = 0,114 \text{ м}^3 / \text{кг},$$

$$\underline{p_2} = p_1 \varepsilon^k = 0,085 \cdot 10^6 \cdot 9^{1,4} = 1,842 \cdot 10^6 \text{ Па},$$

$$\underline{T_2} = T_1 \varepsilon^{k-1} = 303,15 \cdot 9^{1,4-1} = 730,05 \text{ К}$$

Точка 3:

$$\underline{p_3} = \lambda \varepsilon^k p_1 = 2,5 \cdot 9^{1,4} \cdot 0,085 \cdot 10^6 = 1,842 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

$$\underline{v_3} = v_2 = \frac{v_1}{\varepsilon} = \frac{1,022}{9} = 0,114 \text{ м}^3 / \text{кг},$$

$$\underline{T_3} = \lambda \varepsilon^{k-1} T_1 = 2,5 \cdot 9^{1,4-1} \cdot 303,15 = 1825,13 \text{ К};$$

Точка 4:

$$\underline{p_4} = \lambda \varepsilon^k p_1 = 2,5 \cdot 9^{1,4} \cdot 0,085 \cdot 10^6 = 4,606 \cdot 10^6 \text{ Па};$$

$$\underline{v_4} = \frac{\rho}{\varepsilon} v_1 = \frac{1,5}{9} 1,022 = 0,170 \text{ м}^3 / \text{кг};$$

$$T_4 = \rho \lambda \varepsilon^{k-1} T_1 = 1,5 \cdot 2,5 \cdot 9^{1,4-1} \cdot 303,15 = 2737,7 \text{ К};$$

Точка 5:

$$\underline{v_5} = v_1 = 1,022 \text{ м}^3 / \text{кг};$$

$$\underline{p_5} = \lambda \rho^k p_1 = 2,5 \cdot 1,5^{1,4} \cdot 0,085 \cdot 10^6 = 0,375 \cdot 10^6;$$

$$T_5 = T_1 \lambda \rho^k = 303,15 \cdot 2,5 \cdot 1,5^{1,4} = 1337 \text{ K}$$

Подведенная теплота

$$\begin{aligned} q_1 &= q_1^v + q_1^p = c_v(T_3 - T_2) + c_p(T_4 - T_3) = \\ &= c_v[(T_3 - T_2) + k(T_4 - T_3)] = \\ &= \frac{5}{2} \cdot \frac{8,314}{29} [(1825,13 - 730,05) + 1,4(2737,7 - 1825,13)] = \\ &= 1700,39 \text{ кДж / кг} \end{aligned}$$

Отведенная теплота

$$q_2 = c_v(T_5 - T_1) = \frac{5}{2} \cdot \frac{8,314}{29} (1337 - 303,15) = 741 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Работа цикла

$$l = q_1 - q_2 = 1700,39 - 741 = 959,39 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Термический КПД цикла Тринклера

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1^v + q_1^p} = 1 - \frac{741}{1700,39} = 0,564$$

8. Для цикла внутреннего сгорания с комбинированным подводом теплоты расход топлива составляет 0,035 кг на 1 кг рабочего тела.

Начальные параметры $p_1 = 0,088 \text{ МПа}$, $t_1 = 50^\circ \text{C}$. Степень сжатия

$\varepsilon = 10$. Максимальное давление в цикле $p_3 = 4 \text{ МПа}$. Теплота сгорания топлива $Q_H^p = 29,3 \text{ МДж/кг}$. Рабочее тело обладает свойствами воздуха. Рассчитать параметры во всех точках цикла. Определить термический КПД и долю теплоты, подведенной в процессе $p = \text{const}$.

$$v_1 = \frac{RT_1}{p_1} = \frac{8314}{29} \cdot \frac{(50 + 273,15)}{0,088 \cdot 10^6} = 1,053 \text{ м}^3 / \text{кг}$$

$$\underline{v}_2 = \frac{v_1}{\varepsilon} = \frac{1,053}{10} = 0,105 \text{ м}^3 / \text{кг},$$

$$\underline{p}_2 = p_1 \varepsilon^k = 0,088 \cdot 10^6 \cdot 10^{1,4} = 2,210 \cdot 10^6 \text{ Па},$$

$$\underline{T}_2 = T_1 \varepsilon^{k-1} = 323,15 \cdot 10^{1,4-1} = 811,72 \text{ К}$$

$$\underline{p}_3 = 4 \cdot 10^6 \text{ Па} = \lambda \varepsilon^k p_1 = \lambda \cdot 10^{1,4} \cdot 0,088 \cdot 10^6$$

$$\lambda = \frac{4 \cdot 10^6}{10^{1,4} \cdot 0,088 \cdot 10^6} = 1,8$$

$$\underline{v}_3 = v_2 = \frac{v_1}{\varepsilon} = \frac{1,053}{10} = 0,105 \text{ м}^3 / \text{кг}$$

$$\underline{T}_3 = \lambda \varepsilon^{k-1} T_1 = 1,8 \cdot 10^{1,4-1} \cdot 323,15 = 1461,09 \text{ К}$$

$$q_1 = q_1^v + q_1^p = 29300 \cdot 0,035 = 1025 \text{ кДж} / \text{кг}$$

$$\underline{p}_4 = p_3 = 4 \cdot 10^6 \text{ Па};$$

$$\underline{v}_4 = \frac{\rho}{\varepsilon} v_1 = \frac{1,5}{9} 1,022 = 0,170 \text{ м}^3 / \text{кг};$$

$$q_1 = q_1^v + q_1^p = c_v (T_3 - T_2) + c_p (T_4 - T_3) = c_v [(T_3 - T_2) + k (T_4 - T_3)]$$

$$k (T_4 - T_3) = \frac{q_1}{c_v} - (T_3 - T_2)$$

$$T_4 = T_3 + \frac{\frac{q_1}{c_v} - (T_3 - T_2)}{k} = 1461,09 + \frac{1025}{0,716} - \frac{(1461,09 - 811,72)}{1,4} =$$

$$= 2019,8 \text{ К}$$

$$T_4 = \rho \lambda \varepsilon^{k-1} T_1 = \rho \cdot 1,8 \cdot 10^{1,4-1} \cdot 323,15 = 2019,8 \text{ К}$$

$$\rho = \frac{2019,8}{1,8 \cdot 10^{1,4-1} \cdot 323,15} = 1,38$$

$$\underline{v}_4 = \frac{\rho}{\varepsilon} v_1 = \frac{1,38}{10} 1,053 = 0,145 \cdot \text{м}^3 / \text{кг};$$

$$\underline{v}_5 = v_1 = 1,053 \cdot \text{м}^3 / \text{кг};$$

$$\underline{p}_5 = \lambda \rho^k p_1 = 1,8 \cdot 1,38^{1,4} \cdot 0,088 \cdot 10^6 = 0,249 \cdot 10^6 \text{ Па};$$

$$\underline{T}_5 = T_1 \lambda \rho^k = 323,15 \cdot 1,8 \cdot 1,38^{1,4} = 913,08 \text{ К}$$

Отведенная теплота

$$q_2 = c_v (T_5 - T_1) = \frac{5}{2} \cdot \frac{8,314}{29} (913,08 - 323,15) = 422,82 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$q_1^p = c_p (T_4 - T_3) = \frac{7}{2} \cdot \frac{8,314}{29} (2019,8 - 1461,09) = 560,62 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$\frac{q_1^p}{q_1} = \frac{560,62}{1025} = 0,547$$

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{1025 - 422,82}{1025} = 0,587$$

9. Тепловая машина работает по циклу Карно. Температура нагревателя $t_1 = 400^\circ\text{C}$, температура холодильника $t_2 = 20^\circ\text{C}$. Время, за которое осуществляется цикл Карно, $\tau = 1\text{с}$. Найти мощность двигателя, работающего по этому циклу, если известно, что рабочим телом служат $G=3$ кг воздуха; давление в конце изотермического расширения равно давлению в начале адиабатного сжатия.

КПД цикла Карно

$$\eta_t = \frac{T_1 - T_2}{T_1} = \frac{L}{Q_1} = \frac{(400 + 273,15) - (20 + 273,15)}{(400 + 273,15)} = 0,565$$

Теплота, подведенная в цикле (в изотермическом процессе 1-2)

$$Q_1 = GRT_1 \ln \frac{p_1}{p_2}$$

Удельная газовая постоянная воздуха

$$R = \frac{R_\mu}{\mu} = \frac{8,314 \text{ кДж/кг} \cdot \text{К}}{29}$$

Работа цикла

$$L = \eta_t \cdot Q_1 = \frac{T_1 - T_2}{T_1} \cdot GRT_1 \ln \frac{p_1}{p_2}$$

По условию $p_2 = p_4$

Следовательно,

$$L = \frac{T_1 - T_2}{T_1} \cdot GRT_1 \ln \frac{p_1}{p_4} = (T_1 - T_2) \cdot GR \ln \frac{p_1}{p_4}$$

В адиабатном процессе 4-1

$$\frac{p_1}{p_4} = \left(\frac{T_1}{T_2} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

$$\ln \frac{p_1}{p_4} = \ln \frac{p_1}{p_2} = \frac{k}{k-1} \ln \frac{T_1}{T_2} = \frac{1,4}{1,4-1} \ln \frac{673,15}{293,15} = 3,5 \ln 2,296 = 2,91$$

$$N = \frac{L}{\tau} = \frac{(T_1 - T_2) \cdot GR \ln \frac{p_1}{p_4}}{1} = (673,15 - 293,15) \cdot 3 \cdot \frac{8,314}{29} \cdot 2,91 = 951,1 \text{ кВт}$$

ВОПРОСЫ:

1. КПД тепловой машины равен 20%. Чему равен КПД, если потери тепла уменьшить на 50%?

1. 30%, 2. 70%, 3. 60%, 4. 40%, 5. 50%

2. Тепловая машина на цикл от нагревателя получает количество теплоты 100 Дж и отдает холодильнику 75 Дж. Чему равен КПД машины?

1. 20%, 2. 40%, 3. 80%, 4. 25%, 5. 32%

3. Газ в идеальной тепловой машине отдает холодильнику 60% теплоты, полученной от нагревателя. Какова температура холодильника, если температура нагревателя 450 К?

1. 270К, 2. 200К, 3. 300К, 4. 323К, 5. 273К.

4. Идеальная тепловая машина, работая от нагревателя с температурой $T_1 = 750$ К, за некоторое время совершила работу $L = 300$ Дж. Какое количество теплоты за это время передано холодильнику, если его температура $T_2 = 300$ К?

1. 100 Дж, 2. 250 Дж, 3. 50 Дж, 4. 200 Дж, 5. 150 Дж

5. В идеальной тепловой машине за счет каждого килоджоуля теплоты, получаемой от нагревателя, совершается 300 Дж работы. Если температура холодильника машины равна 17°C , то температура нагревателя составляет

1. 24°C , 2. 414°C , 3. 297°C , 4. 687°C , 5. 141°C

6. Тепловая машина имеет КПД 40%. Каким станет КПД машины, если количество теплоты, потребляемое за цикл, увеличится на 20%, а количество теплоты, отдаваемое холодильнику, уменьшится на 10%?

1. 75%, 2. 55%, 3. 45%, 4. 35%, 5. 25%

7. Тепловая машина отдает холодильнику 600 кДж теплоты. Определите количество теплоты, получаемой машиной от нагревателя, если его температура 127°C , а температура холодильника 27°C .

1. 1000 кДж, 2. 960 кДж, 3. 750 кДж, 4. 800 кДж, 5. 1200 кДж

8. С одним моле идеального одноатомного газа, в осях p, V , осуществляется цикл, в котором 1 – 2 — изохора, 3 – 4 — изобара, 2 – 3 — процесс с линейной зависимостью давления от объема.

Определите КПД цикла. Известно, что в первом состоянии — p_0, V_0 , во втором — $3p_0, V_0$, в третьем — $p_0, 3V_0$.

1. 17%, 2. 42%, 3. 25%, 4. 31%, 5. 29%

9. КПД тепловой машины 41%. Каким станет КПД, если теплота, потребляемая за цикл, увеличивается на 18%, а теплота, отдаваемая холодильнику, уменьшится на 6%?

1. 37%, 2. 44%, 3. 50%, 4. 57%, 5. 80%

10. Цикл бензинового двигателя внутреннего сгорания близок к циклу Отто, состоящему из двух адиабат и двух изохор. Вначале горючую смесь, которую можно считать идеальным газом, сжимают без теплообмена с окружающей средой, потом изохорически нагревают (при сгорании топлива) на $\Delta T_1 = 500$ К, затем снова без теплообмена с окружающей средой газ расширяется, совершая работу, и наконец, после изохорического охлаждения на $\Delta T_2 = 250$ К газ возвращается к исходному состоянию. Найти КПД этого цикла. Теплоемкость газа в обоих изохорических процессах считать одинаковой.

1. 0,55, 2. 0,5, 3. 0,25, 4. 0,45, 5. 0,75

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кириллин, Владимир Алексеевич Техническая термодинамика : учебник для вузов / В. А. Кириллин, В. В. Сычев, А. Е. Шейндлин. — 5-е изд., перераб. и доп.. — Москва: Изд. дом МЭИ, 2008. — 495 с.: ил
2. Теплотехника : учебник для вузов / В. Н. Луканин [и др.]; под ред. В. Н. Луканина. — 7-е изд., испр.. — Москва: Высшая школа, 2009. — 671 с.: ил
3. Кудинов, Василий Александрович. Техническая термодинамика и теплопередача: учебник для академического бакалавриата / В. А. Кудинов, Э. М.

- Карташов, Е. В. Стефанюк - 3-е изд., испр. И доп. - Москва : Юрайт, 2015 - 567 с.: ил. - (Бакалавр. Академический курс).
4. Рабинович, Оскар Маркович. Сборник задач по технической термодинамике: учебное пособие / О. М. Рабинович - 5-е изд., перераб. –Стереотипное издание - Москва: Альянс, 2015 - 344 с. : ил. + диаграмма.
 5. Зубарев, Владимир Николаевич Практикум по технической термодинамике : учебное пособие / В. Н. Зубарев, А. А. Александров, В. С. Охотин. — 3-е изд., перераб.. — Москва: Энергоатомиздат, 1986. — 303 с.
 6. Сборник задач по технической термодинамике: учебное пособие/ Андрианова Т.Н. [и др.]; под общ. Ред. Т.Н. Андриановой – М.: Издательский дом МЭИ, 2006. - 354 с.
 7. Храмов, Ю. А. // Физики : Биографический справочник / Под
 8. ред. А. И. Ахиезера. — Изд. 2-е, испр. и доп. — М. : Наука, 1983. — 400 с.
 9. http://fn.bmstu.ru/data-physics/library/physbook/tom2/ch3/texthtml/ch3_2.htm
 10. Булыгин, В. С. Теоремы Карно : учебно-методическое пособие по курсу Общая физика. — М. : МФТИ, 2012. — 17 с.
 11. <https://scientificrussia.ru/articles/rudolf-dizel>
 12. <http://www.lgroutes.com/Famous/Originator/Otto.html>
 13. http://k-a-t.ru/teplotexnika/11_ideal_cikly/index.shtml
 14. <https://althistory.fandom.com/ru/wiki/>
 15. [http://genphys.phys.msu.ru/rus/lab/mol/Lab232\(2018\).pdf](http://genphys.phys.msu.ru/rus/lab/mol/Lab232(2018).pdf)
 16. <https://www.chem-astu.ru/chair/study/physics-part1/?p=186>

Министерство образования Республики Беларусь

БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра ЮНЕСКО
«Энергосбережение и возобновляемые источники энергии»

ТЕРМОДИНАМИКА ПОТОКА

Учебно-методическое пособие по дисциплине
«Термодинамика реального газа»

для студентов специальности
1 43 01 06 "Энергоэффективные технологии
и энергетический менеджмент",

Минск
БНТУ
2021

УДК 621.1.016.4 (076.5)(075.8)

ББК 31.31я7

X98

Авторы: Н. Г. Хутская, Г. И. Пальченок, А.В. Новик

В19 **Термодинамика потока.** Учебно-методическое пособие по дисциплине «Термодинамика реального газа» для студентов специальности 1 43 01 06 "Энергоэффективные технологии и энергетический менеджмент" / Н.Г. Хутская, Г.И. Пальченок, А.В. Новик– Минск: БНТУ, 2021. – с.

ISBN 978-985-

Учебно-методическое пособие составлено в соответствии с учебным планом кафедры ЮНЕСКО «Энергосбережение и возобновляемые источники энергии» по дисциплине «Термодинамика » для студентов специальности 1–43 01 06 «Энергоэффективные технологии и энергетический менеджмент».

УДК 621.1.016.4(076.5)(075.8)

ББК 31.31я7

ISBN 978-985-550-033-0

© Хутская Н.Г, Пальченок Г.И.,

Новик А.В. 2021

© Белорусский национальный

технический университет, 2021

Содержание

ТЕРМОДИНАМИКА ПОТОКА. Уравнение неразрывности.....	3
Уравнение количества движения	4
Уравнение первого закона термодинамики для потока.....	5
Располагаемая работа	11
Истечение из суживающихся сопл.....	12
Расход газа через сопло.....	15
Скорость звука.....	18
Условия перехода через скорость звука.....	21
Порядок расчета суживающегося сопла.....	25
Порядок расчета сопла Лавалья	27
Адиабатное истечение с трением.....	31
Принцип обращения внешних воздействий	33
Параметры торможения.....	41
Задачи.....	43
Список литературы.....	48

ТЕРМОДИНАМИКА ПОТОКА

Современной технике широко используются процессы истечения газов из каналов различной формы. Такие процессы приходится рассчитывать при проектировании ракетных двигателей, газовых турбин, двигателей внутреннего сгорания, компрессоров, холодильных машин и т.д., состоит из уравнений неразрывности (сплошности), количества движения, первого закона термодинамики для потока и уравнения состояния.

УРАВНЕНИЕ НЕРАЗРЫВНОСТИ

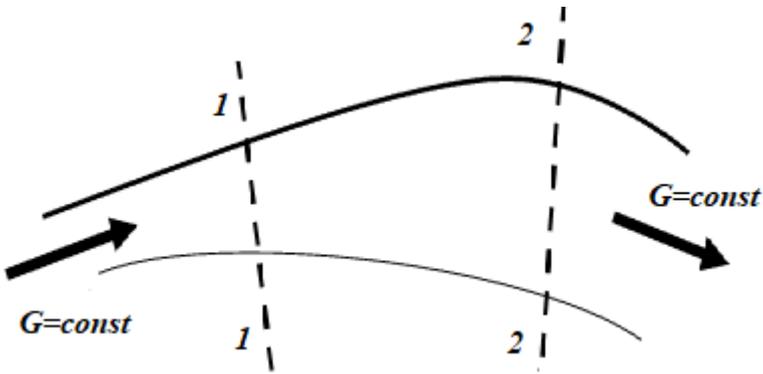


Рис.1. Поток в канале

Массовый расход G (кг/с) является постоянной величиной.

$$G = \rho w F = \text{const} = \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \cdot \frac{\text{м}}{\text{с}} \cdot \text{м}^2 = \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Дифференцируем

$$dG = w F d\rho + \rho F dw + \rho w dF = 0$$

Делим на $\rho w F$. Получим уравнение неразрывности в дифференциальной форме

$$\frac{d\rho}{\rho} + \frac{dw}{w} + \frac{dF}{F} = 0$$

Для идеального газа, плотность которого стремится к нулю уравнение неразрывности выглядит следующим образом

$$\frac{dw}{w} + \frac{dF}{F} = 0$$

УРАВНЕНИЕ КОЛИЧЕСТВА ДВИЖЕНИЯ

Выделим элементарный объем $dV = f dx$

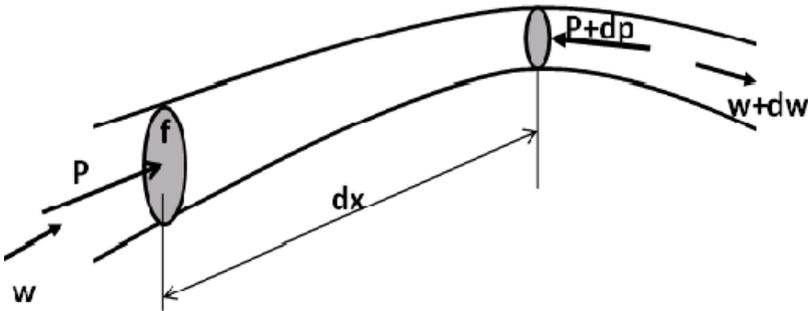


Рис.2 Выделенный объем в газовом потоке

f - площадь сечения канала, m^2 .

dx – длина выделенного участка, m

Масса газа в выделенном объеме $\rho dV = \rho f dx$. (ρ - плотность, kg/m^3)

Движение газа происходит в одномерном поле давления

$p = f(x)$ с градиентом $\frac{dp}{dx}$.

На выделенный элементарный объем dV действует сила $\left(\frac{dp}{dx}\right)dV$, сообщаящая массе ρdV ускорение

$$\left(\frac{dw}{d\tau}\right) = \left(\frac{dw}{dx}\right) \cdot \left(\frac{dx}{d\tau}\right) = w \left(\frac{dw}{dx}\right)$$

Уравнение количества движения – в соответствии со вторым законом Ньютона (сила равна массе, умноженной на ускорение)

$$\left(\frac{dp}{dx}\right)dV = -w \left(\frac{dw}{dx}\right)\rho dV$$

$$dp = -\rho w dw$$

Так как $\rho = \frac{1}{v}$, можно записать уравнение количества движения

$$\boxed{-vdp = wdw}$$

dp и dw в потоке газа всегда имеют разные алгебраические знаки, что свидетельствует о том, что скорость возрастает только в направлении уменьшения давления.

УРАВНЕНИЕ ПЕРВОГО ЗАКОНА ТЕРМОДИНАМИКИ ДЛЯ ПОТОКА

Рассматривается течение газа в канале произвольной формы. Обозначим G - масса вещества в потоке (массовый расход), (кг/с)
 w - скорость потока, (м/с)
 Кинетическая энергия потока

$$E_{кин} = \frac{Gw^2}{2}$$

F - площадь сечения, $м^2$

Q - количество теплоты, подводимое между сечениями 1 и 2.

На рис. изображен канал, в котором движется поток газа.



Рис.3. Канал с движущимся потоком газа

Если между двумя сечениями скорость меняется, то кинетическая энергия изменяется на величину

$$dq = du + d(pv) + wdw + gdz + dl_{\text{мех}} + dl_{\text{тр}}$$

Определим работу, совершаемую потоком.

Для того, чтобы ввести в рассматриваемый участок через сечение 1-1 в единицу времени порцию газа G , нужно затратить работу на выталкивание из рассматриваемого участка канала порции газа, чтобы освободить место для поступающей новой порции газа.

L_1 - работа, которую надо подвести к рассматриваемой порции газа G , чтобы “вытолкнуть” ее в рассматриваемый участок канала через сечение F_1 (этому препятствует сила давления газа, уже находящегося в рассматриваемом участке канала, которая по абсолютной величине тоже равна p_1 , но направлена навстречу потоку - она препятствует движению гипотетического поршня). Эта работа, производимая над потоком, отрицательна.

Поскольку через сечение 1-1 в рассматриваемый участок канала уже “вытолкнута” порция газа G , в соответствии с принципом неразрывности очевидно, что такая же порция должна быть “вытолкнута” из рассматриваемого участка канала через сечение 2-

2. Какой-либо дополнительной работы для проталкивания газа через сечение 2-2 затрачивать не нужно - газ через сечение 2 проталкивается за счет той же работы, которая затрачена на вталкивание газа через сечение 1-1. Однако выходящий через сечение 2-2 газ в свою очередь совершает работу, расходуемую на проталкивание газа, заполняющего канал за сечением 2-2. Эта работа L_2 .

x_1 - длина пути, проходимого рассматриваемой порцией газа в единицу времени через сечение F_1 (сечение порции газа рассматривается как перемещающийся без трения поршень).

Для перемещения поршня на расстояние x , нужно совершить работу, равную произведению силы, действующей на поршень, на длину пути, пройденного поршнем за единицу времени. Этому противодействует сила давления газа, уже находящегося в рассматриваемом участке, которая равна p_1 , но направлена навстречу потоку.

$$L_1 = p_1 F_1 x_1 = p_1 V_1 = p_1 v_1 G.$$

Поскольку работа производится над потоком, она отрицательна

$$L_1 = - p_1 v_1 G$$

Работа, которую производит, перемещаясь, поршень 2

$$L_2 = p_2 v_2 G$$

Работа L_2 положительна, поскольку ее производит поток.

Работа проталкивания

$$L_{\text{пот}} = L_1 + L_2$$

$$L_{\text{пот}} = (p_2 v_2 - p_1 v_1) G$$

Поскольку скорости в сечениях различаются, для изменения кинетической энергии потока должна быть сообщена (или отобрана) энергия

$$E_{\text{кин}} = G \left(\frac{w_2^2}{2} - \frac{w_1^2}{2} \right)$$

. Если сечения находятся на разной высоте, то должна быть затрачена работа на поднятие порции газа с высоты z_1 на высоту z_2 .

$$L_{\text{потенц}} = Gg(z_2 - z_1)$$

В общем случае поток может совершать другие виды работы по пути между 1-1 и 2-2 (вращение колеса турбины, например). Эти виды обозначаются $L_{\text{мехн}}$ - техническая работа (она может не только отбираться от потока, но и подводиться к потоку).

Работа на преодоление сил трения на стенках канала - $L_{\text{мп}}$.

В общем виде работа движущегося потока газа

$$L_{1-2} = G(p_2v_2 - p_1v_1) + G\left(\frac{w_2^2}{2} - \frac{w_1^2}{2}\right) + Gg(z_2 - z_1) + L_{\text{мехн}} + L_{\text{мп}}$$

Подведенная теплота в соответствии с первым законом термодинамики

$$Q_{1-2} = (U_2 - U_1) + L_{1-2}.$$

$$Q_{1-2} = (U_2 - U_1) + G(p_2v_2 - p_1v_1) + G\left(\frac{w_2^2}{2} - \frac{w_1^2}{2}\right) + Gg(z_2 - z_1) + L_{\text{мехн}} + L_{\text{мп}}$$

Для единицы массы потока

$$q_{1-2} = (u_2 - u_1) + (p_2v_2 - p_1v_1) + \left(\frac{w_2^2}{2} - \frac{w_1^2}{2}\right) + g(z_2 - z_1) + l_{\text{мехн}} + l_{\text{мп}}$$

В дифференциальной форме

$$dq = du + d(pv) + wdw + gdz + dl_{\text{мехн}} + dl_{\text{мп}}$$

Так как $h = u + pv$

$$q_{1-2} = (h_2 - h_1) + \left(\frac{w_2^2}{2} - \frac{w_1^2}{2}\right) + g(z_2 - z_1) + l_{\text{мехн}} + l_{\text{мп}}$$

$$dq = dh + wdw + gdz + dl_{\text{мехн}} + dl_{\text{мп}}$$

Эти уравнения представляют первый закон термодинамики для потока.

Так как

$$dq = du + pdv$$

$$dq - du = pdv,$$

$$pdv = d(pv) + wdw + gdz + dl_{\text{мехн}} + dl_{\text{мп}}$$

Работа, расходуемая на проталкивание потока $d(pv)$, на изменение кинетической энергии потока wdw , на изменение потенциальной энергии потока gdz , на преодоление сил трения $dl_{\text{мп}}$ и техническая работа $dl_{\text{мехн}}$ совершаются за счет работы расширения газа pdv , движущегося в потоке (газ в потоке расширяется, возрастает его удельный объем v , совершается работа, связанная с увеличением v).

Так как для любого потока

$$d(pv) = pdv + vdp$$

$$wdw = -vdp - gdz - dl_{\text{мехн}} - dl_{\text{мп}}$$

Если поток не совершает технической работы

$$wdw = -vdp - gdz - dl_{\text{мп}}$$

Если сечения расположены на одной высоте

$$wdw = -vdp - dl_{\text{мп}}$$

Для течения без трения

$$wdw = -vdp$$

В случае течения с трением работа потока, затрачиваемая на преодоление трения, полностью превращается в теплоту, воспринимаемую потоком.

В этом случае

$$q = q_{\text{внешн}} + q_{\text{тр}}$$

$q_{\text{внешн}}$ - теплоота, подводимая к потоку извне.

$$dq_{\text{внешн}} + dq_{\text{тр}} = du + d(pv) + wdw + gdz + dl_{\text{мехн}} + dl_{\text{тр}}$$

$$dq_{\text{тр}} = dl_{\text{тр}}$$

$$dq_{\text{внешн}} = du + d(pv) + wdw + gdz + dl_{\text{мехн}}$$

$$dq_{\text{внешн}} = dh + wdw + gdz + dl_{\text{мехн}}.$$

Если рассматриваемый участок находится на одном геометрическом уровне ($dz=0$), поток не производит технической работы ($d l_{\text{мехн}}=0$), часть подводимой теплоота расходуетса на трение, можно записать

$$dq_{\text{внешн}} = dh + wdw$$

Теплоота, подводимая (отводимая) к потоку, расходуетса на изменение энтальпии газа h и на изменение скорости движения w .

Для значительного большинства технически важных задач наибольший интерес представляет рассмотрение адиабатного течения (течения без подвода или отвода теплоота).

Для адиабатного потока

$$dh + wdw = 0$$

Если адиабатный поток ускоряется ($dw>0$), то его энтальпия уменьшается ($dh<0$) (и наоборот), т.е. ускорение адиабатного потока происходит за счет уменьшения его энтальпии.

Проинтегрируем последнее уравнение между двумя точками потока

$$h_1 - h_2 = \left(\frac{w_2^2}{2} - \frac{w_1^2}{2} \right)$$

$$w_2 = \sqrt{2(h_1 - h_2) + w_1^2}$$

Уравнение для w_2 показывает, как определить скорость адиабатного потока в тч. 2, если известна скорость в тч.1 и разность энтальпий в тч. 1 и 2. Для нахождения перепада энтальпий очень удобно пользоваться h,s -диаграммой. точки 1 и 2 лежат на одной изоэнтропе.

РАСПОЛАГАЕМАЯ РАБОТА

Интегрируя уравнение движения

$$w dw = -v dp$$

получим

$$\frac{w_2^2}{2} - \frac{w_1^2}{2} = - \int_{p_1}^{p_2} v dp = \int_{p_2}^{p_1} v dp$$

Работа, расходуемая на увеличение кинетической энергии потока $\int_{p_2}^{p_1} v dp$ представляет собой разность работы расширения $\int_{v_1}^{v_2} p dv$ и работы проталкивания $p_2 v_2 - p_1 v_1$.

Поскольку

$$v dp = d(pv) - p dv$$

$$\int_{p_1}^{p_2} v dp = (p_2 v_2 - p_1 v_1) - \int_{v_1}^{v_2} p dv$$

Отсюда

$$\int_{p_2}^{p_1} v dp = \int_{v_1}^{v_2} p dv - (p_2 v_2 - p_1 v_1)$$

Величина $\int_{p_2}^{p_1} v dp$ - располагаемая работа - она равна приросту кинетической энергии, который может быть превращен в работу. Из первого закона термодинамики

$$dq = dh - v dp$$

Для адиабатного процесса

$$dq = 0,$$

$$dh = v dp$$

Проинтегрировав, получим

$$h_1 - h_2 = \int_{p_2}^{p_1} v dp$$

ИСТЕЧЕНИЕ ИЗ СУЖИВАЮЩИХСЯ СОПЛ

Скорости потока применяют специально спрофилированные каналы - сопла. **Сопло** - канал, суживающийся в направлении движения потока.

Рассмотрим процесс адиабатного обратимого (без трения) истечения газа из сопла, соединенного с газовым резервуаром большого объема.

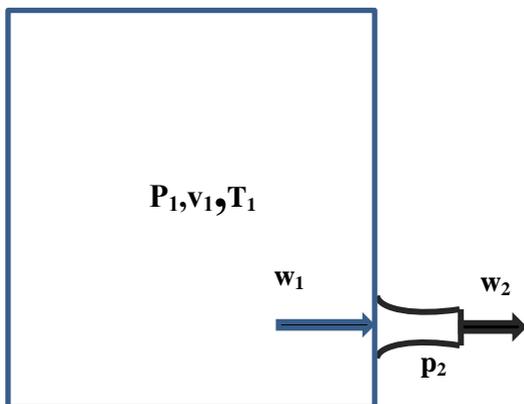


Рис.4 – Истечение газа через сопло из резервуара большого объема

Заданы параметры газа в резервуаре P_1, v_1, T_1 , давление газа на выходе из сопла P_2 , скорость газа на входе в сопло w_1 .

Надо определить скорость газа на выходе из сопла w_2 .

Для этого воспользуемся уравнением для располагаемой работы

$$w_2 = \sqrt{2 \int_{p_2}^{p_1} v dp + w_1^2}$$

Для обратимого адиабатного течения несжимаемой жидкости величину v можно вынести за знак интеграла, тогда

$$w_2 = \sqrt{2v(p_1 - p_2) + w_1^2}$$

Если имеет место истечение идеального газа. То из уравнения адиабатного процесса

$$pv^k = p_1 v_1^k$$

или

$$p^{\frac{1}{k}} v = p_1^{\frac{1}{k}} v_1$$

Выразим из этого выражения v

$$v = \frac{p_1^{\frac{1}{k}}}{p^{\frac{1}{k}}} v_1$$

и подставим его в формулу (1). Получим

$$\begin{aligned}
 w_2 &= \sqrt{2 \int_{p_2}^{p_1} v dp} + w_1^2 = \sqrt{2 \int_{p_2}^{p_1} \frac{p_1^{\frac{1}{k}}}{p^{\frac{1}{k}}} v_1 dp} + w_1^2 \\
 \int_{p_2}^{p_1} \frac{p_1^{\frac{1}{k}}}{p^{\frac{1}{k}}} v_1 dp &= p_1^{\frac{1}{k}} v_1 \int_{p_2}^{p_1} \frac{dp}{p^{\frac{1}{k}}} = p_1^{\frac{1}{k}} v_1 \int_{p_2}^{p_1} p^{-\frac{1}{k}} dp \\
 \int x^n dx &= \frac{x^{n+1}}{n+1}, \Rightarrow \\
 \int p^{-\frac{1}{k}} dp &= \frac{p^{-\frac{1}{k}+1}}{-\frac{1}{k}+1} = \frac{p^{\frac{k-1}{k}}}{k} \\
 \int_{p_2}^{p_1} \frac{p_1^{\frac{1}{k}}}{p^{\frac{1}{k}}} v_1 dp &= p_1^{\frac{1}{k}} v_1 \int_{p_2}^{p_1} \frac{dp}{p^{\frac{1}{k}}} = p_1^{\frac{1}{k}} v_1 \int_{p_2}^{p_1} p^{-\frac{1}{k}} dp = \\
 &= p_1^{\frac{1}{k}} v_1 \cdot \frac{p^{\frac{k-1}{k}}}{k} \Big|_{p_2}^{p_1} = \frac{k}{k-1} p_1^{\frac{1}{k}} v_1 (p_1^{\frac{k-1}{k}} - p_2^{\frac{k-1}{k}}) = \\
 &= \frac{k}{k-1} p_1^{\frac{1}{k}} v_1 p_1^{\frac{k-1}{k}} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] = \frac{k}{k-1} p_1^{\frac{1}{k} + \frac{k-1}{k}} v_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] = \\
 &= \frac{k}{k-1} p_1^{\frac{1+k-1}{k}} v_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]
 \end{aligned}$$

Тогда

$$w_2 = \sqrt{2 \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} + w_1^2$$

Если скорость w_1 пренебрежимо мала по сравнению с w_2 , то

$$w_2 = \sqrt{2 \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}$$

Скорость истечения газа из сопла тем больше, чем меньше

отношение $\frac{p_2}{p_1}$.

РАСХОД ГАЗА ЧЕРЕЗ СОПЛО

Из уравнения неразрывности массовый расход газа равен произведению плотности на скорость и на площадь сечения

$$G = \rho w F = \text{const, кг/с}$$

$$G = \rho_2 w_2 F_2 = \frac{w_2 F_2}{v_2} = \frac{w_1 F_1}{v_1} = \text{const}$$

Для адиабатного процесса

$$\begin{aligned} p_1 v_1^k &= p_2 v_2^k \\ p_1^{\frac{1}{k}} v_1 &= p_2^{\frac{1}{k}} v_2 \end{aligned} ,$$

Выразим из (2) v_2

$$v_2 = \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{k}} v_1$$

и подставим его в выражение (1). Тогда расход газа

$$G = \frac{w_2 F_2}{v_1} \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{k}}$$

Скорость на выходе из сопла

$$w_2 = \sqrt{2 \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}$$

Подставив скорость на выходе из сопла из (5) в уравнение для расхода (4), получим

$$\begin{aligned}
 G &= F_2 \sqrt{2 \frac{k}{k-1} p_1 \frac{v_1}{v_1^2} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}}} = \\
 &= G = F_2 \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \frac{p_1}{v_1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1+2}{k}} \right]} = \\
 &= G = F_2 \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \frac{p_1}{v_1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}
 \end{aligned}$$

Данная зависимость имеет следующий вид (1-К-0).

Обозначим $\frac{p_2}{p_1} = \psi$

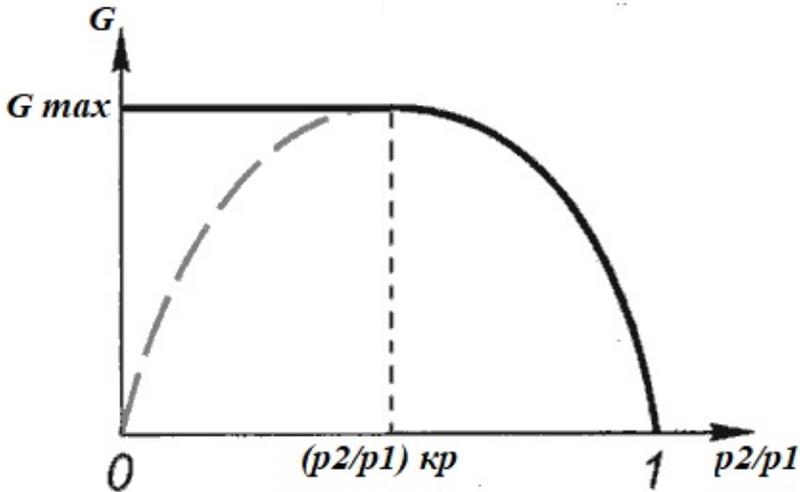


Рис. 5. Расход газа через сопло.

При $\psi=1$ ($p_2=p_1$) $G=0$.

При уменьшении ψ расход начинает возрастать, достигая максимума при некотором значении ψ . При дальнейшем

уменьшении ψ значение расхода G уменьшается, обращаясь в 0 при $\psi=0$.

Однако сравнение с экспериментальными данными обнаружило расхождение. Правая ветвь при изменении ψ от 1 до значения, соответствующего максимальному расходу, совпадает с экспериментальными данными.

Для области значений ψ между значением, соответствующим максимальному расходу, и нулем – уменьшение давления среды за соплом не влияет на расход газа через сопло – расход газа постояен для всего этого интервала изменений ψ .

Для объяснения этого фактора в 1839 г. А. Сен-Венаном была выдвинута гипотеза о том, что при расширении газа в суживающемся сопле невозможно получить давление газа ниже некоторого критического давления, соответствующего максимальному расходу газа через сопло.

Возмущения из окружающей среды (изменение давления среды) в виде волнового процесса проникают в глубь сопла. Давление в устье сопла изменяется в соответствии с изменением давления в окружающей среде. Это происходит до тех пор, пока скорость течения газа в канале сопла меньше скорости звука. Если скорость истечения равна скорости звука возмущения из окружающей среды не будут передаваться в глубь сопла и дальнейшее уменьшение давления в среде не приведет к снижению давления в выходном сечении сопла. Это давление соответствует максимальному расходу через сопло.

При сколь угодно низких давлениях среды за соплом, меньших p^* , давление газа в выходном сечении суживающегося сопла остается постоянным и равным p^* (рис).

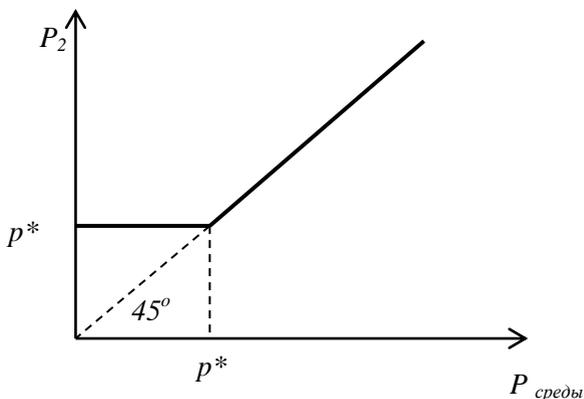


Рис.6 – Зависимость давления на срезе сопла от давления среды

СКОРОСТЬ ЗВУКА

Скорость звука – скорость распространения в среде малых возмущений. Малые возмущения – такие возмущения среды, в которых амплитуда колебаний давления пренебрежимо мала, по сравнению с общим давлением.

Рассмотрим процесс распространения малого возмущения в сжимаемой среде

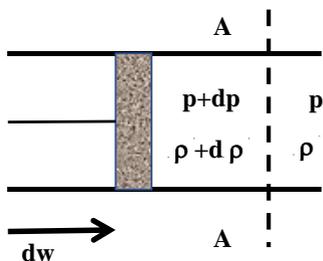


Рис.7 Слабая волна сжатия

В трубу вводится поршень. В определенный момент поршень начинает двигаться со скоростью dw . Так как газ сжимаем, он не

будет сразу же перемещаться по трубе со скоростью поршня, как если бы поршень толкал перед собой металлический цилиндр.

Слой газа, непосредственно прилегающий к поршню, сжимается, давление в этом слое повышается до $p+dp$, затем сжимается слой газа, прилегающий к этому слою и т.д.

Таким образом, в газе перемещается так называемая слабая волна сжатия (сечение А-А), перед которой газ неподвижен, имеет давление p и плотность ρ (невозмущенная область), позади ее газ имеет скорость dw , давление $p+dp$, плотность $\rho+dp$ (возмущенная область).

Скорость распространения слабых возмущений обозначим α —**скорость звука.**

Поскольку звуковые колебания в среде распространяются очень быстро, сколько-нибудь заметного теплообмена между волнами разрежения и сжатия звуковой волны и окружающей средой не успевает произойти, поэтому колебания среды при распространении звуковой волны можно считать адиабатными.

Уравнение адиабатного процесса

$$pv^k = const$$

Дифференцируем

$$\frac{dp}{\rho^k} - k \frac{pd\rho}{\rho^{k+1}} = 0$$

Умножив на ρ^k , получим

$$dp - k \frac{pd\rho}{\rho} = 0$$

$$dp = k \frac{pd\rho}{\rho}$$

$$\frac{dp}{d\rho} = k \frac{p}{\rho}$$

$$a^2 = \left(\frac{dp}{d\rho} \right)_{q=0} = k \frac{p}{\rho}$$

$$a = \sqrt{\frac{dp}{d\rho}} = \sqrt{k \frac{p}{\rho}} = \sqrt{k\rho v}$$

С учетом $p v = RT$

Для идеального газа получим

$$a = \sqrt{kRT}$$

Здесь $R = \frac{8314}{\mu}$, Дж/кг К

$k = -\frac{v}{p} \left(\frac{\partial p}{\partial v} \right)_s$ - показатель адиабаты.

Скорость звука в газе тем больше, чем меньше молекулярная масса газа.

Газ	μ , кг/кмоль	a , м/с
Водород	2	1305
Водяной пар	18	424
Воздух	29	343
Кислород	32	327
Углекислый газ	44	269

Скорость звука в идеальном газе зависит для данного газа только от температуры. Для реального газа скорость звука зависит не только от температуры, но и от давления.

Отношение скорости потока к скорости звука называется числом Маха.

$$\frac{w}{a} = M$$

При $w < a$, $M < 1$ - дозвуковой поток

При $w > a$, $M > 1$ - сверхзвуковой поток

Гиперзвуковой поток 15-20 М (5145-6860 м/с или 18500-25000 км/час)

УСЛОВИЯ ПЕРЕХОДА ЧЕРЕЗ СКОРОСТЬ ЗВУКА

Запишем уравнение неразрывности

$$\frac{d\rho}{\rho} + \frac{dw}{w} + \frac{dF}{F} = 0$$

и уравнение количества движения

$$dp = -\rho w dw$$

или

$$\frac{1}{\rho} dp = -w dw$$

Из уравнения количества движения выразим $\frac{1}{\rho}$

$$\frac{1}{\rho} = -w \frac{dw}{dp}$$

и подставим в уравнение неразрывности. Получим

$$\frac{d\rho}{\rho} - \frac{d\rho w dw}{dp} + \frac{dF}{F} = 0$$

По определению скорость звука

$$a^2 = \frac{dp}{d\rho}$$

Тогда

$$\frac{dw}{w} - \frac{w dw}{a^2} + \frac{dF}{F} = 0$$
$$\frac{dF}{F} = \frac{w dw}{a^2} - \frac{dw}{w} = \frac{dw}{w} \left(\frac{w^2}{a^2} - 1 \right)$$

$$\frac{w}{a} = M$$

$$\frac{dF}{F} = \frac{dw}{w} (M^2 - 1)$$

1. Дозвуковой поток.

$$w < a, M < 1$$

$$dw > 0, dF < 0$$

Для ускорения дозвукового потока канал должен суживаться (конфузор)

2. Сверхзвуковой поток

$$w > a, M > 1$$

$$dw > 0, dF > 0$$

Для ускорения сверхзвукового потока канал должен расширяться (диффузор)

3. Дозвуковой поток

$$w < a, M < 1$$

$$dw < 0, dF > 0$$

Для замедления дозвукового потока канал должен расширяться.

4. Сверхзвуковой поток

$$w > a, M > 1$$

$$dw < 0, dF < 0$$

Для замедления сверхзвукового потока канал должен суживаться

5. Скорость звука

$$w = a, M = 1$$

$$dw < 0, dw > 0, dF = 0$$

Площадь сечения минимальна. ($F = \min$).

Для того, чтобы осуществить дальнейшее ускорение потока, который при $p_c \leq p^*$ приобрел на выходе из суживающегося сопла звуковую скорость, сопло должно быть спрофилировано таким образом, чтобы канал суживался, пока давление в канале не станет равным критическому давлению истечения p^* (в этом сечении скорость потока равна местной скорости звука) . За этим сечением канал должен быть расширяющимся (поток перейдет через скорость звука и будет продолжать ускоряться в расширяющейся части сопла).

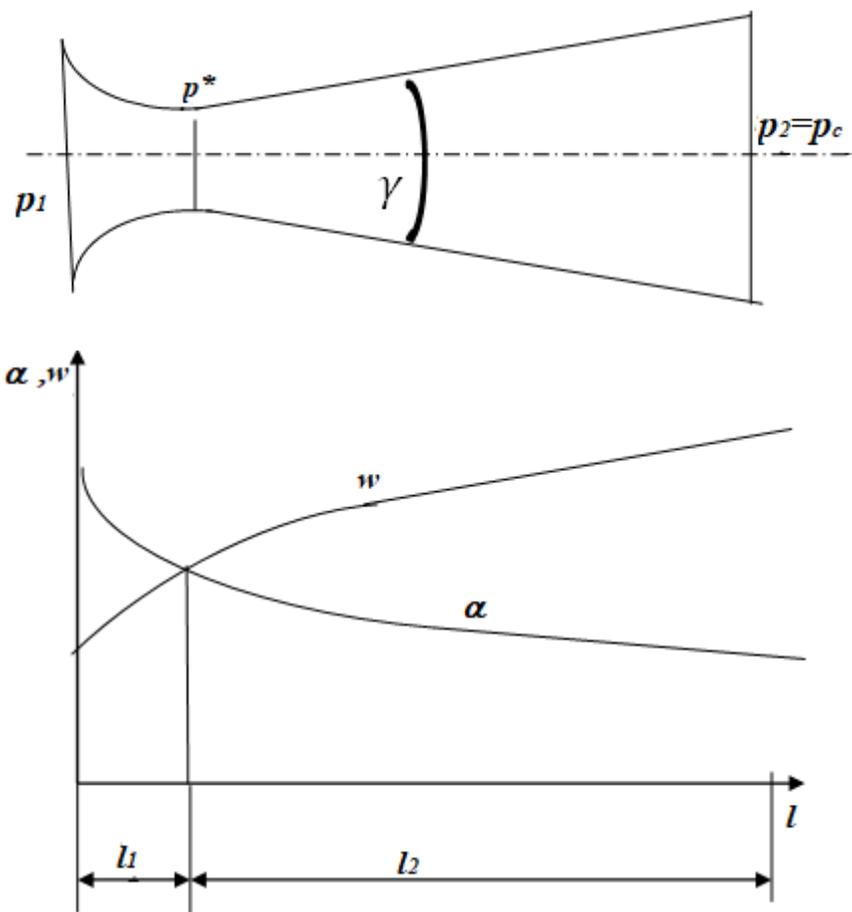


Рис. 8 - Изменение скорости по длине сопла Лавали

Таким образом, используется весь перепад давления от p_1 до $p_c < p^*$, а не часть его от p_1 до p^* , реализующаяся в суживающемся сопле.

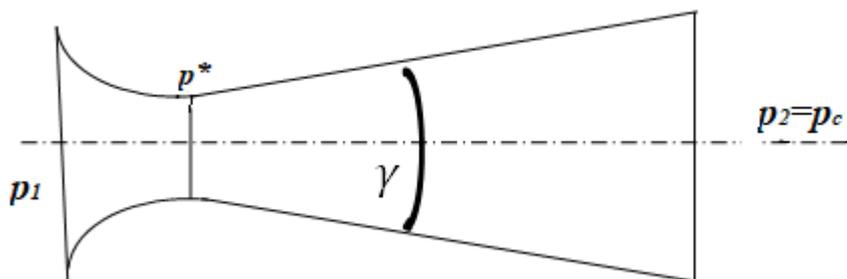


Рис.9 Сопло Лавала

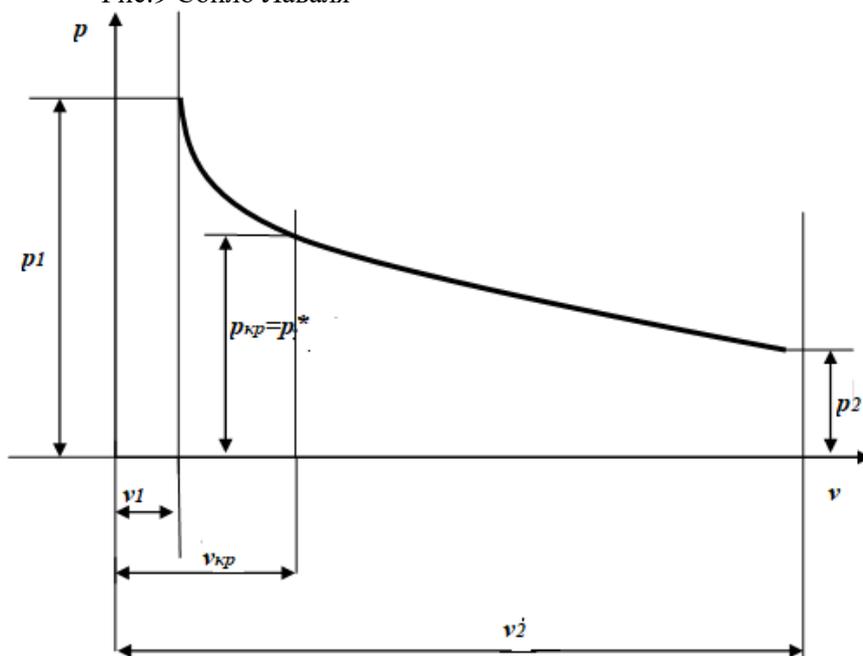


Рис.1- Изменение давления по длине сопла Лавала

Такое комбинированное сопло для получения сверхзвуковых скоростей предложено шведским инженером Лавалем и получило название сопло Лавала.

На рисунке 1 показано изменение скорости по длине сопла Лавала.

Изменение давления по длине сопла Лавала показано на рисунке 2.

ПОРЯДОК РАСЧЕТА СУЖИВАЮЩЕГОСЯ СОПЛА

Обычно заданы: давления на входе в сопло p_1 и в среде за соплом p_c . Если задан расход через сопло G , то площади входного и выходного сечений определяется из соотношения

$$G = \frac{F_1 w_1}{v_1} = \frac{F_2 w_2}{v_2} \quad (0)$$

1. Сравнить отношение $\frac{p_c}{p_1}$ с величиной $\psi_{кр} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$

Для идеального газа

- если $\frac{p_c}{p_1} > \psi_{кр}$ расчет истечения ведется по формулам:

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

$$G = F_2 \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \frac{p_1}{v_1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (3)$$

- если $\frac{p_c}{p_1} \leq \psi_{кр}$, то $p_2 = p_c = p^*$, тогда

$$w_{кр} = \sqrt{2 \frac{k}{k+1} p_1 v_1}. \quad (4)$$

$$G_{\max} = F_2 \sqrt{2 \frac{k}{k+1} \frac{p_1}{v_1} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}}. \quad (5)$$

2. Определить площадь выходного сечения сопла из уравнения (3) или (5).

Для реального газа (водяного пара) расчет проводится с помощью h,s - диаграммы.

Площадь выходного сечения сопла

$$F_2 = \frac{Gv_2}{w_2}.$$

Сначала надо построить процесс расширения водяного пара в сопле в h,s - диаграмме.

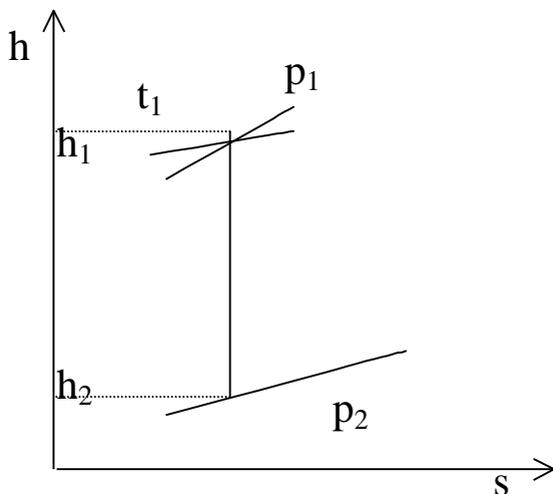


Рис.11 h, s – диаграмма процесса расширения водяного пара в сопле

3. Сравнить отношение $\frac{P_c}{P_1}$ с величиной $\psi_{кр} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$.

- если $\frac{P_c}{P_1} > \psi_{кр}$ расчет истечения ведется по формулам:

$$w_2 = 44,72\sqrt{h_1 - h_2}, \text{ м/с (h в кДж/кг)}$$

Определить по h,s - диаграмме h_1 и h_2 .

- если $\frac{p_c}{p_1} \leq \psi_{кр}$, то $p_2 = p_c = p_{кр}$, тогда надо определить

$$p_{кр} = p_1 \cdot \psi_{кр}$$

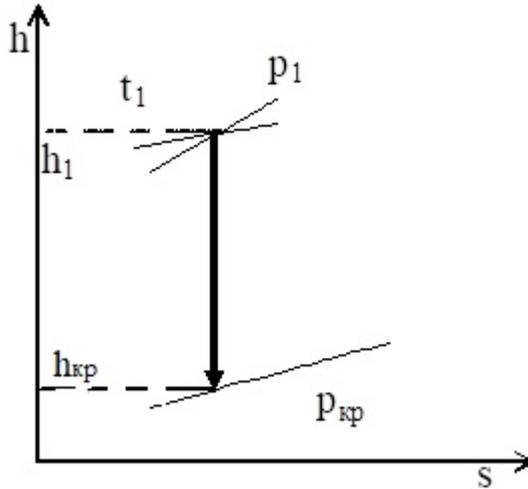


Рис.12 . h, s – диаграмма процесса расширения водяного пара в сопле

Определить по h,s- диаграмме h_1 и $h_{кр}$.

$$w_2 = 44,72 \sqrt{h_1 - h_{кр}}, \text{ м/с (h в кДж/кг)}$$

Удельный объем v_2 ($v_{кр}$) определяется по h,s- диаграмме в точке конца процесса расширения.

ПОРЯДОК РАСЧЕТА СОПЛА ЛАВАЛЯ

Обычно заданы следующие величины: $p_1, T_1, p_{ср}$, G . Следует определить размеры сопла.

Угол конусности расширяющейся части сопла γ не должен превышать $11-12^\circ$.

Расширение принято считать адиабатным.

1. Площадь критического сечения сопла Лавала определяется из соотношения

$$F_{\min} = F_{\text{кр}} = \frac{G_{\max} v_{\text{кр}}}{w_{\text{кр}}},$$

- где критический удельный объем определяется из соотношения параметров адиабатного процесса

$$\frac{v_{\text{кр}}}{v_1} = \left(\frac{p_1}{p_{\text{кр}}}\right)^{\frac{1}{k}}, \quad \Rightarrow \quad v_{\text{кр}} = v_1 \left(\frac{p_1}{p_{\text{кр}}}\right)^{\frac{1}{k}}.$$

- $v_1 = \frac{RT_1}{p_1}$,
- критическое давление, устанавливающееся в минимальном сечении сопла

$$p_{\text{кр}} = \psi_{\text{кр}} p_1,$$

$$\psi_{\text{кр}} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}},$$

- скорость в минимальном сечении сопла Лавала

$$w_{\text{кр}} = \sqrt{\frac{2k}{k+1}} p_1 v_1$$

- диаметр критического сечения сопла Лавала

$$d_{\min} = \sqrt{\frac{4F_{\min}}{\pi}}.$$

2. Площадь выходного сечения сопла Лавала определяется из соотношения

$$F_{\text{вых}} = F_2 = \frac{G_{\max} v_2}{w_2},$$

- где $v_2 = v_1 \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1}{k}}$; ($p_2 = p_{\text{среды}}$)

- Скорость истечения из сопла

$$w_2 = \sqrt{2 \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]}$$

- Диаметр выходного сечения сопла

$$d_{\text{вых}} = d_2 = \sqrt{\frac{4F_{\text{вых}}}{\pi}}$$

- Длина расширяющейся части сопла

$$l = \frac{d_{\text{вых}} - d_{\text{min}}}{2 \operatorname{tg} \frac{\gamma}{2}}$$

Сопло Лаваля рассчитывается таким образом, чтобы давление в выходном сечении сопла p_2 было равно давлению среды $p_{\text{среды}}$. Режимы работы, сопла, в которых давление среды отличается от расчетного давления p_2 , называют нерасчетными.

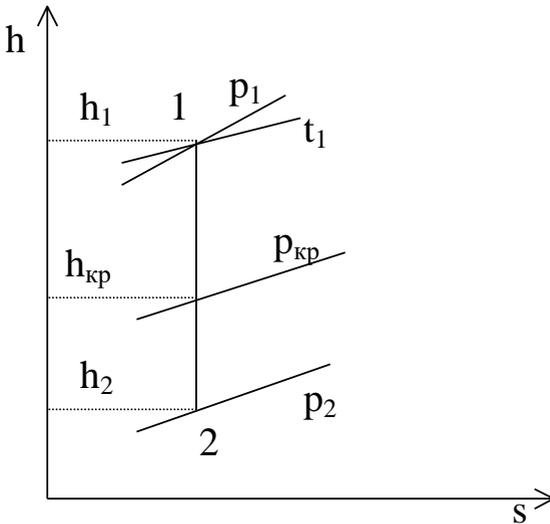


Рис.13 Процесс расширения водяного пара в сопле Лаваля

При расчетах сопла Лавалю, связанных с реальными газами, необходимо пользоваться h,s -диаграммой водяного пара (рис.).

1. Определяется критическое давление

$$P_{кр} = \Psi_{кр} P_1,$$

2. По p_1 и t_1 определяется по h,s - диаграмме h_1 .
3. Из точки 1 опускается перпендикуляр до пересечения с изобарой $p_{кр}$. По диаграмме определяются $h_{кр}, v_{кр}$.
4. При пересечении перпендикуляра с изобарой p_2 определяются h_2, v_2 .
5. Определяется скорость в критическом сечении сопла Лавалю

$$w_{кр} = 44,72 \sqrt{h_1 - h_{кр}},$$

6. Определяется минимальная площадь

$$F_{\min} = F_{кр} = \frac{G v_{кр}}{w_{кр}}$$

7. Определяется скорость в выходном сечении сопла

$$w_2 = 44,72 \sqrt{h_1 - h_2},$$

8. Определяется площадь устья сопла

$$F_{\text{вых}} = F_{\text{вых}} = \frac{G v_2}{w_2}$$

Значения удельных объемов $v_{кр}$ и v_2 определяются по h,s -диаграмме.

АДИАБАТНОЕ ТЕЧЕНИЕ С ТРЕНИЕМ

В реальных условиях течение газа или жидкости в каналах всегда сопровождается потерями энергии на преодоление трения, обусловленными вязкостью газа, шероховатостью стенок канала.

Процесс течения происходит адиабатно, но процесс необратим – при течении выделяется теплота трения $q_{тр}$ и энтропия потока увеличивается.

$$ds = \frac{dq_{mp}}{T}$$

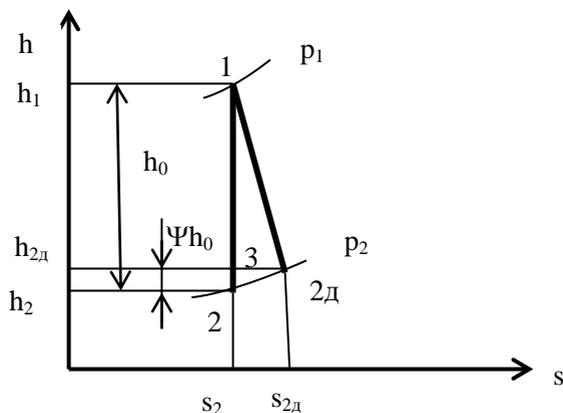


Рис.14 Процесс необратимого адиабатного расширения

При обратимом истечении $s_1 = s_2 = const$, а скорость на выходе определяется разностью энтальпий $h_1 - h_2$.

При необратимом истечении адиабата отклоняется от изоэнтропы вправо. Истечение и с трением и без трения происходит до одного и того же давления p_2 на выходе из сопла. Но поскольку изобары в h, s – диаграмме имеют положительный наклон, $h_{2Д} > h_2$. Следовательно,

$$h_1 - h_{2Д} < h_1 - h_2$$

Следовательно, скорость на выходе из сопла при истечении с трением меньше, чем при истечении без трения

$$w_{Д} < w /$$

Можно записать

$$w_{\text{д}} = \varphi w,$$

где φ - скоростной коэффициент, $\varphi < 1$.

Для хорошо профилированных и обработанных сопел $\varphi = 0,95 \div 0,98$

$$w_{\text{д}} = \sqrt{2(h_1 - h_{2\text{д}})}.$$

Потери энергии потока на трение

$$\Delta E_{\text{тр}} = \frac{w^2 - w_{\text{д}}^2}{2}$$

или с учетом $w_{\text{д}} = \varphi w$,

$$\Delta E_{\text{тр}} = (1 - \varphi^2) \frac{w^2}{2}$$

$\xi = 1 - \varphi^2$ - коэффициент потерь энергии.

Пользуясь h, s - диаграммой, можно определить параметры в конце процесса расширения (рисунок).

Если задана начальная точка 1, и коэффициент φ или ξ , то проводится обратимая адиабата 1-2 и от точки 2 вверх откладывается отрезок 2-3 $h_{2\text{д}} - h_2 = \xi h_0$, а затем, проведя через эту точку 3 горизонталь 3-2_д до пересечения с конечной изобарой p_2 , получают точку 2_д. По ней определяют параметры пара в конце процесса v, h, s , и т.д.

ПРИНЦИП ОБРАЩЕНИЯ ВНЕШНИХ ВОЗДЕЙСТВИЙ

До сих пор мы рассматривали адиабатные течения. Рассмотрим теперь уравнение, описывающее наиболее общий случай течения.

$$w dw = -v dp - g dz - dl_{\text{мех}} - dl_{\text{тр}}$$

Анализ этого уравнения позволит сделать выводы о возможных способах ускорения потока.

Пусть $p = f(v, s)$

Полный дифференциал

$$dp = \left(\frac{\partial p}{\partial v}\right)_s dv + \left(\frac{\partial p}{\partial s}\right)_v ds$$

Выразим $\left(\frac{\partial p}{\partial s}\right)_v$ из

$$\left(\frac{\partial p}{\partial s}\right)_v \left(\frac{\partial s}{\partial v}\right)_p \left(\frac{\partial v}{\partial p}\right)_s = -1$$

$$\left(\frac{\partial p}{\partial s}\right)_v = -\left(\frac{\partial p}{\partial v}\right)_s \left(\frac{\partial v}{\partial s}\right)_p$$

Представим

$$\left(\frac{\partial v}{\partial s}\right)_p = \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p \left(\frac{\partial T}{\partial s}\right)_p$$

Из уравнения 1 закона термодинамики

$$\begin{aligned} Tds &= dh - vdp, \\ dh &= c_p dT \\ Tds &= c_p dT - vdp \end{aligned}$$

выразим

$$\left(\frac{\partial T}{\partial s}\right)_p = \frac{T}{c_p}$$

Тогда

$$\left(\frac{\partial p}{\partial s}\right)_v = -\left(\frac{\partial p}{\partial v}\right)_s \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p \frac{T}{c_p}$$

Соответственно

$$\begin{aligned} dp &= \left(\frac{\partial p}{\partial v}\right)_s dv - \left(\frac{\partial p}{\partial v}\right)_s \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p \frac{T}{c_p} ds = \\ &= \left(\frac{\partial p}{\partial v}\right)_s \left[dv - \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p \frac{T}{c_p} ds \right] \end{aligned}$$

Выразим $\left(\frac{\partial p}{\partial v}\right)_s$

Из уравнения Лапласа скорость звука

$$a^2 = \left(\frac{\partial p}{\partial \rho}\right)_s$$

$$\rho = \frac{1}{v}, d\rho = -\frac{dv}{v^2},$$

тогда

$$a^2 = -\left(\frac{\partial p}{\partial v}\right)_s v^2$$

$$\rho = \frac{1}{v}, d\rho = -\frac{dv}{v^2}$$

$$\left(\frac{\partial p}{\partial v}\right)_s = -\frac{a^2}{v^2}$$

$$dp = -\frac{a^2}{v^2} \left[dv - \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p \frac{T}{c_p} ds \right]$$

Выразим dv из уравнения неразрывности

$$\frac{d\rho}{\rho} + \frac{dw}{w} + \frac{dF}{F} = 0$$

$$\rho = \frac{1}{v}, d\rho = -\frac{dv}{v^2}$$

$$\frac{d\rho}{\rho} = -\frac{dv \cdot v}{v^2 \cdot 1} = -\frac{dv}{v}$$

$$\frac{d\rho}{\rho} + \frac{dw}{w} + \frac{dF}{F} = 0$$

$$\frac{dw}{w} + \frac{dF}{F} = \frac{dv}{v}$$

$$dv = v \cdot \left(\frac{dw}{w} + \frac{dF}{F}\right)$$

$$dp = -\frac{a^2}{v^2} \left[v \cdot \left(\frac{dw}{w} + \frac{dF}{F}\right) - \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p \frac{T}{c_p} ds \right]$$

Выразим ds из $ds = \frac{dq}{T}$

Поскольку в общем виде $dq = dq_{\text{внешн}} + dq_{\text{мп}}$,

$$ds = \frac{dq_{\text{внешн}} + dq_{\text{мп}}}{T}$$

С учетом всех преобразований

$$dp = -\frac{a^2}{v^2} \left[v \cdot \left(\frac{dw}{w} + \frac{dF}{F} \right) - \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p \frac{T}{c_p} \frac{dq_{\text{внешн}} + dq_{\text{мп}}}{T} \right]$$

или

$$vdp = -\frac{a^2}{v} \left[v \cdot \left(\frac{dw}{w} + \frac{dF}{F} \right) - \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p \frac{T}{c_p} \frac{dq_{\text{внешн}} + dq_{\text{мп}}}{T} \right] =$$

Подставим полученное vdp в уравнение 1 закона термодинамики для потока

$$wdw = -vdp - gdz - dl_{\text{мехн}} - dl_{\text{мп}}$$

$$wdw = a^2 \left[\left(\frac{dw}{w} + \frac{dF}{F} \right) - \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p \frac{T}{c_p} \frac{dq_{\text{внешн}} + dq_{\text{мп}}}{T} \right] - gdz - dl_{\text{мехн}} - dl_{\text{мп}}$$

Разделим на a^2

$$\begin{aligned} \frac{w}{a^2} dw &= \left[\left(\frac{dw}{w} + \frac{dF}{F} \right) - \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p \frac{1}{vc_p} dq_{\text{внешн}} - \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p \frac{1}{vc_p} dq_{\text{мп}} \right] - \\ &- \frac{g}{a^2} dz - \frac{1}{a^2} dl_{\text{мехн}} - \frac{1}{a^2} dl_{\text{мп}} \\ \frac{w}{a^2} dw - \frac{dw}{w} &= \frac{dF}{F} - \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p \frac{1}{vc_p} dq_{\text{внешн}} - \left[\left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p \frac{1}{vc_p} + \frac{1}{a^2} \right] dq_{\text{мп}} - \\ &- \frac{g}{a^2} dz - \frac{1}{a^2} dl_{\text{мехн}} \end{aligned}$$

Вынесем в левой части за скобки $\frac{dw}{w}$, и поскольку $dq_{\text{мп}} = dl_{\text{мп}}$

$$\frac{dw}{w} \left(\frac{w^2}{a^2} - 1 \right) = \frac{dF}{F} - \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p \frac{1}{\nu c_p} dq_{\text{внешн}} - \left[\left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p \frac{1}{\nu c_p} + \frac{1}{a^2} \right] dl_{\text{тр}} - \frac{g}{a^2} dz - \frac{1}{a^2} dl_{\text{мехн}}$$

Отношение скорости потока к скорости звука – число Маха.

$$\frac{w}{a} = M$$

Закон обращения внешних воздействий

$$\frac{dw}{w} (M^2 - 1) = \frac{dF}{F} - \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p \frac{1}{\nu c_p} dq_{\text{внешн}} - \left[\left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p \frac{1}{\nu c_p} + \frac{1}{a^2} \right] dl_{\text{тр}} - \frac{g}{a^2} dz - \frac{1}{a^2} dl_{\text{мехн}} -$$

При

$$dq_{\text{внешн}} = 0, dl_{\text{тр}} = 0, dz = 0, dl_{\text{мехн}} = 0$$

уравнение превращается в известное уравнение «условия перехода через скорость звука»

$$\frac{dw}{w} (M^2 - 1) = \frac{dF}{F}$$

Для течения в трубе постоянного сечения ($dF=0$) при $dl_{\text{тр}} = 0, dz = 0, dl_{\text{мехн}} = 0$

$$\frac{dw}{w} (M^2 - 1) = - \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p \frac{1}{\nu c_p} dq_{\text{внешн}}$$

Так как $c_p > 0$ и обычно $\left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p > 0$, то из уравнения следует, что в дозвуковом потоке ($M < 1$) ускорение происходит за счет подвода теплоты, то есть $dq > 0$, тогда $dw > 0$.

Отвод теплоты приводит к торможению потока. При подводе теплоты газ в потоке расширяется и его скорость увеличивается.

У воды с $t < 4^{\circ}\text{C}$ $\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p < 0$ поэтому поток воды замедляется

при подводе теплоты к потоку.

Соответственно, для сверхзвукового сопла ускорение потока ($dw > 0$) происходит при отводе теплоты от потока, а торможение, наоборот, при подводе.

На этих выводах основан принцип устройства теплового сопла (рис.).

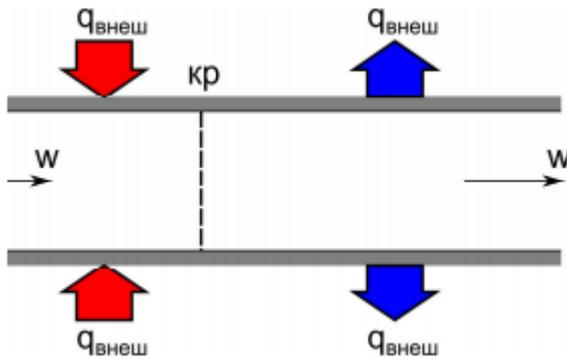


Рис.15 Тепловое сопло

Тепловое сопло – труба постоянного сечения, поток в которой ускоряется за счет подвода или отвода теплоты через стенки канала. Очевидно, что до тех пор, пока скорость потока не достигнет скорости звука, к нему нужно подводить теплоту. После того, как скорость станет звуковой, дальнейшее ускорение идет за счет отвода теплоты. теплота может подводиться к потоку или отводиться от него не только извне, но и за счет химической реакции, происходящей в потоке газа.

Для течения в трубе постоянного сечения ($dF=0$) при отсутствии внешнего теплообмена, отсутствии трения и в

горизонтальном канале $dq_{внешн} = 0, dl_{тр} = 0, dz = 0$, но при наличии совершаемой или подводимой от внешнего источника работы

$$\frac{dw}{w}(M^2 - 1) = -\frac{1}{a^2} dl_{техн}$$

В рассматриваемых условиях дозвуковой поток ($M < 1$), совершающий техническую работу $dl_{техн} > 0$ (Например, вращающий колесо турбины) ускоряется ($dw > 0$). Соответственно, подвод технической работы к потоку извне приводит к торможению потока.

Подвод же к сверхзвуковому потоку технической работы будет приводить к ускорению потока, а совершение потоком работы – к его торможению. Этот принцип используется в схеме механического сопла – теплоизолированной трубы постоянного сечения, в которой дозвуковой поток, движущийся без трения, ускоряется за счет отдачи работы на лопатках турбинных колес, размещенных в трубе, после того как поток достигнет скорости звука, он поступает на лопатки нагнетателя, вращаемого от внешнего источника работы (рис.)

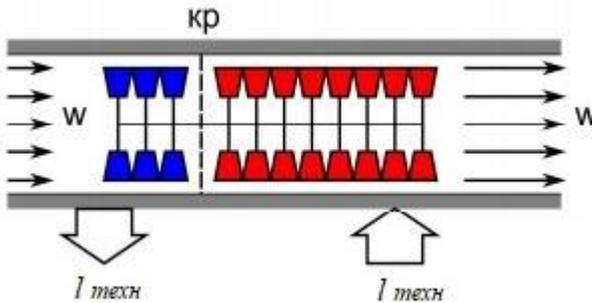


Рис.16 Механическое сопло

Сечения могут находиться на разной высоте в трубе постоянного сечения при $dF = 0, dq_{внешн} = 0, dl_{тр} = 0, dl_{техн} = 0$, В этом случае

$$\frac{dw}{w}(M^2 - 1) = -\frac{g}{a^2} dz$$

Из этого следует, что дозвуковой поток газа ($M < 1$), движущийся вверх ($dz > 0$), ускоряется ($dw > 0$), движущийся вниз ($dz < 0$) – замедляется ($dw < 0$). Сверхзвуковой поток ($M > 1$), движущийся вверх ($dz > 0$), замедляется ($dw < 0$), а движущийся вниз ($dz < 0$) – ускоряется ($dw > 0$).

В случае адиабатного потока в трубе постоянного сечения при $dF = 0, dq_{внешн} = 0, dz = 0, dl_{мехн} = 0$, но при наличии потерь на трение

$$\frac{dw}{w}(M^2 - 1) = - \left[\left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p \frac{1}{v c_p} + \frac{1}{a^2} \right] dl_{мп}$$

Работа на преодоление сил трения всегда положительна $dl_{мп} > 0$

Дозвуковой поток ($M < 1$), с трением ускоряется ($dw > 0$).

Работа трения превращается в теплоту, а с подводом теплоты дозвуковой поток ускоряется.

При адиабатном течении с трением в трубе постоянного сечения поток может ускориться до звуковой скорости, но перейти через скорость звука он не сможет, поскольку для этого надо отводить теплоту от потока, а теплота трения всегда подводится к потоку.

Невозможность в рассматриваемых условиях перехода через скорость звука – кризис течения.

Рассмотрим расходное сопло. Введем понятие плотности потока в канале – расход газа через единицу площади поперечного сечения канала.

$$j = \frac{G}{F}, \frac{кг}{с \cdot м^2}$$

Для сопла Лавала в дозвуковой части ($dF < 0$) при $G = const$ j растет, достигает максимума в критическом сечении, в сверхзвуковой части ($dF > 0$) $G = const$ j уменьшается.

В трубе постоянного сечения этого эффекта можно добиться изменением расхода G путем вдувания или отсоса газа через отверстия в боковой поверхности трубы (рис.).

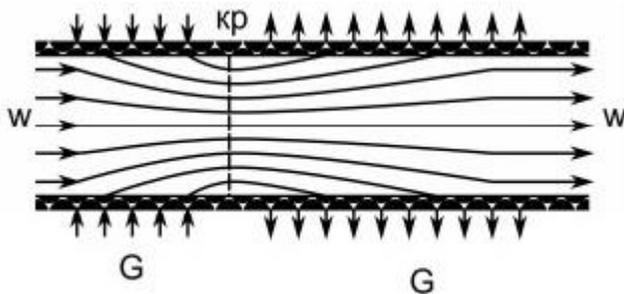


Рис.17 Расходное сопло

Если увеличивать расход, вдвывая газ, то j будет возрастать ($F=const, dG>0$), что эквивалентно сужению геометрического сопла. если после того как скорость станет звуковой, осуществить отвод части газа через боковую поверхность трубы ($F=const, dG<0$), то j будет уменьшаться, поток будет продолжать ускоряться, так как это эквивалентно расширению геометрического сопла.

Комбинированные сопла – каналы для получения сверхзвуковых скоростей, у которых дозвуковая часть берется от сопла одного типа (например, геометрического, теплового, механического), а сверхзвуковая – от сопла другого типа.

В качестве дозвуковой части можно, например, использовать суживающее геометрическое сопло, а в качестве сверхзвуковой – трубу постоянного сечения с отводом теплоты.

Как видно из вышеизложенного, знак воздействия, которое нужно оказать на поток для его ускорения (подвод или отвод теплоты, работы, вещества и т.д.) меняется при переходе через скорость звука в критическом сечении сопла.

Уравнение, позволяющее установить знак воздействия в зависимости от числа Маха, носит название **закона обращения внешних воздействий**.

ПАРАМЕТРЫ ТОРМОЖЕНИЯ

Если в газовый поток поместить твердое тело, то в некоторой точкевстречи потока с телом поток полностью затормозится (скорость в этой точке будет равна нулю). Такая точка называется критической. Это приведет к изменению параметров набегающего

потока T, p, ρ до параметров торможения T_0, p_0, ρ_0 в критической точке. Рассматривается случай, когда в точке торможения нет теплообмена между заторможенным газом и телом, то есть адиабатное торможение.

$$h_0 - h = \frac{w^2}{2} - \frac{w_0^2}{2} = \frac{w^2}{2}$$

$$h + \frac{w^2}{2} = h_0 = \text{const}$$

Для идеального газа с постоянной теплоемкостью можно записать

$$c_p T + \frac{w^2}{2} = c_p T_0 = \text{const}$$

$$c_p T + \frac{w^2}{2} = c_p T_0 = \text{const}$$

Разделим на $c_p T$

$$1 + \frac{w^2}{2c_p T} = \frac{T_0}{T}$$

Для идеального газа скорость звука

$$a^2 = kRT$$

Отсюда

$$T = \frac{a^2}{kR}$$

$$1 + \frac{w^2 kR}{2c_p a^2} = \frac{T_0}{T}$$

$$\frac{w^2}{a^2} = M^2$$

$$\frac{w^2}{a^2} = M^2, R = c_p - c_v$$

$$1 + M^2 \frac{k(c_p - c_v)}{2c_p} = \frac{T_0}{T}$$

разделив на c_v , получим

$$1 + M^2 \frac{k-1}{2} = \frac{T_0}{T}$$

Температура адиабатного торможения

$$T_0 = T \left(1 + M^2 \frac{k-1}{2} \right)$$

Всякий измерительный прибор, помещенный в поток, покажет температуру, близкую к температуре адиабатного торможения.

Для адиабатного процесса

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

Следовательно,

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

Давление адиабатного торможения

$$p_0 = p \left(1 + M^2 \frac{k-1}{2} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1} = \left(\frac{\rho_2}{\rho_1} \right)^{k-1}$$

Следовательно,

$$\frac{\rho_0}{\rho} = \left(\frac{T_0}{T} \right)^{\frac{1}{k-1}}$$

Плотность адиабатного торможения

$$\rho_0 = \rho \left(1 + M^2 \frac{k-1}{2} \right)^{\frac{1}{k-1}}$$

ДРОССЕЛИРОВАНИЕ

Эффект падения давления струи рабочего тела в процессе

протекания через сужения в канале называется дросселированием

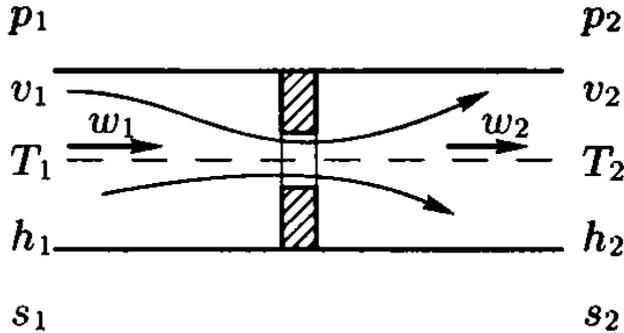


Рис.18 Дросселирование

Уравнение 1 закона термодинамики для любого потока

$$q_{\text{внешн}} = (h_2 - h_1) + \left(\frac{w_2^2}{2} - \frac{w_1^2}{2}\right) + g(z_2 - z_1) + l_{\text{техн}}$$

В случае адиабатного ($q_{\text{внешн}} = 0$), горизонтального ($z_2 = z_1$) потока, скорость которого в рассматриваемых точках относительно мала ($w_1 \approx w_2$) при отсутствии технической работы ($l_{\text{техн}} = 0$), уравнение приобретает вид $h_1 = h_2$.

В результате адиабатного дросселирования энтальпия неизменна.

Мы рассматриваем состояние дросселируемого вещества до дросселя и за дросселем. При течении газа внутри дросселя энтальпия газа может изменяться (при протекании через дроссель газ ускоряется, его кинетическая энергия возрастает, энтальпия уменьшается. После того как за дросселем сечение потока возрастает, поток замедляется, его кинетическая энергия уменьшается, энтальпия увеличивается).

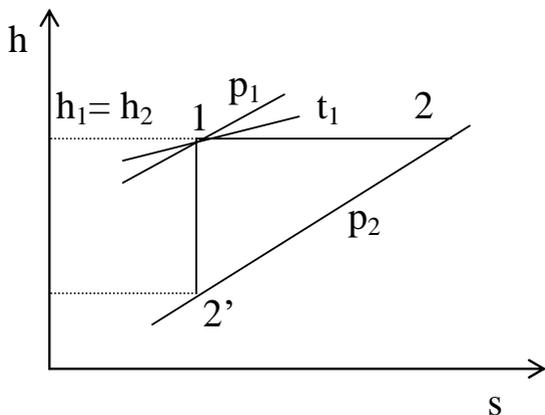


Рис.19 Процесс дросселирования в h,s - диаграмме
 1-2'- процесс уменьшения энтальпии в дросселе при падении давления от p_1 до p_2 .
 2'-2 – процесс торможения потока за дросселем, в результате которого кинетическая энергия потока уменьшается, а энтальпия восстанавливается до первоначального значения.

Дросселирование представляет собой необратимый процесс.

Поскольку процесс дросселирования необратим, энтропия газа в процессе дросселирования возрастает ($ds > 0$)

$$s_2(h, p_2) - s_1(h, p_1) = \int_{p_1}^{p_2} \left(\frac{\partial s}{\partial p} \right)_h dp$$

$$dh = Tds + vdp$$

$$h = \text{const}, dh = 0, \Rightarrow$$

$$Tds = -vdp \Rightarrow$$

$$\left(\frac{\partial s}{\partial p} \right)_h = -\frac{v}{T}$$

$$s_2(h, p_2) - s_1(h, p_1) = - \int_{p_1}^{p_2} \frac{v}{T} dp = \int_{p_2}^{p_1} \frac{v}{T} dp /$$

Определим, как изменяется температура в процессе адиабатного дросселирования. Обозначим

$\left(\frac{\partial T}{\partial p}\right)_h = \alpha_h$ - коэффициент адиабатного дросселирования или

дифференциальный дроссель-эффект. В общем случае α_h отличен от нуля. Явление изменения температуры газов и жидкостей при адиабатном дросселировании – эффект Джоуля-Томсона, α_h - коэффициент Джоуля-Томсона. α_h определяется при малой конечной разности температур ΔT и такого же порядка разности давлений по обе стороны дросселя Δp .

Изменение температуры газа в процессе адиабатного дросселирования при значительном перепаде давления на дросселе – интегральный дроссель-эффект.

$$T_2 - T_1 = \int_{p_1}^{p_2} \alpha_h dp$$

T_1, T_2 – температуры дросселируемого вещества перед дросселем и за ним.

Определим, как изменяется температура в процессе адиабатного дросселирования. Энтальпия является функцией температуры и давления $h = f(T, p)$ / полный дифференциал энтальпии

$$dh = \left(\frac{\partial h}{\partial p}\right)_T dp + \left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_p dT$$

1 закон термодинамики $dh = Tds + vdp$ / Дифференцируем по p .

$$\left(\frac{\partial h}{\partial p}\right)_T = T\left(\frac{\partial s}{\partial p}\right)_T + v$$

Из уравнений Максвелла

$$\left(\frac{\partial s}{\partial p}\right)_T = -\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p,$$

тогда

$$\left(\frac{\partial h}{\partial p}\right)_T = -T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p + v$$

$$\left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_p = c_p$$

Тогда полный дифференциал

$$dh = \left[-T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p + v \right] dp + c_p dT$$

При дросселировании $dh=0$

Тогда

$$c_p dT = \left[T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p - v \right] dp$$

Дифференциальный дроссель-эффект

$$\alpha_h = \left(\frac{\partial T}{\partial p}\right)_h = \frac{T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p - v}{c_p} /$$

Всегда $c_p > 0$ /

Если $T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p - v < 0, m.e.\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p < \frac{v}{T}$,

то $\alpha_h < 0$, т.е. $\left(\frac{\partial T}{\partial p}\right)_h < 0$, а так как всегда $dp < 0$, то $dT > 0$, в

процессе дросселирования температура дросселируемого вещества возрастает.

Если $T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p - v > 0, m.e.\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p > \frac{v}{T}$,

то $\alpha_h > 0$, т.е. $\left(\frac{\partial T}{\partial p}\right)_h > 0$, а так как всегда $dp < 0$, то $dT < 0$, в этом

случае температура дросселируемого вещества уменьшается.

Если $T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p - v = 0$, $\alpha_h = 0$ – в процессе адиабатного дросселирования температура дросселируемого вещества не изменяется (этот эффект имеет место для идеального газа).

Эффект Джоуля-Томсона имеет место для реальных газов и жидкостей.

Для одного и того же вещества знак α_h может быть различным в различных областях состояния. Состояние газа, в котором $\alpha_h = 0$, называется точкой инверсии эффекта Джоуля-Томсона. Геометрическое место точек инверсии на диаграмме состояния данного вещества – кривая инверсии.

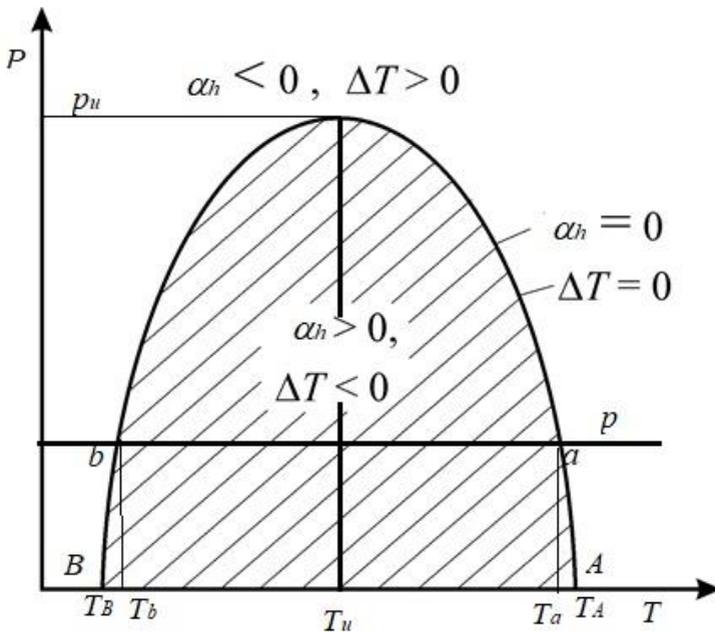


Рис.20 Кривая инверсии

Изобары $p < p_u$ дважды пересекают кривую инверсии (точки b и a). Перемещаясь по изобарет в область высоких температур, мы из области $\alpha_h < 0$ (нагрев газа при дросселировании) переходим в область $\alpha_h > 0$ (охлаждение газа при дросселировании), а затем при температурах, в несколько раз превышающих критическую, вновь попадаем в область $\alpha_h < 0$. Точка максимума кривой инверсии – критическая точка инверсии.

При давлениях $p > p_u$ при любой температуре $\alpha_h < 0$. Адиабатное дросселирование может быть использовано в качестве эффективного способа охлаждения газов.

Удельный объем вещества в процессе дросселирования увеличивается.

Изотермическое дросселирование – процесс дросселирования, в котором к дросселируемому газу подводится такое количество теплоты, чтобы температура газа за дросселем оставалась равной температуре перед дросселем. Применяется в теплофизических экспериментах.

Коэффициент изотермического дросселирования

$$\alpha_T = -\left(\frac{\partial h}{\partial p}\right)_T.$$

ЗАДАЧИ

1. К соплам газовой турбины подводятся продукты сгорания топлива с начальными параметрами $p_1 = 1$ МПа и $t_1 = 600^0$ С. Давление за соплами $p_2 = 0.12$ МПа. Определить площадь выходного сечения каждого из сопл, если расход через него 0.5 кг/с. Сопла суживающиеся. Потерями на трение, теплообменом и скоростью на входе пренебречь. Для упрощения продукты сгорания заменить воздухом.

2. Сжатый воздух вытекает из суживающегося сопла в среду с давлением 0.09 МПа. Начальные параметры $p_1 = 2.5$ МПа, $t_1 = 27$ о С. Расход воздуха составляет 0.5 кг/с, скоростной коэффициент сопла $\varphi = 0.9$. Определить площадь выходного сечения и скорость истечения.

3. Перегретый пар с параметрами $p_1 = 3$ МПа $t_1 = 400^0$ С расширяется при истечении через сопло Лавалия до давления $p_2 = 0.2$ МПа. Определить диаметры минимального и выходного сечений сопла, если расход пара 5 кг/с. Скоростью пара на входе в сопло пренебречь.

4. Углекислый газ с начальными параметрами $p_1 = 1$ МПа и $t_1 = 20^\circ \text{C}$ вытекает через суживающееся сопло в атмосферу ($p_2 = 0.1$ МПа). Расход газа 5 кг/с. Определить выходной диаметр сопла, если скоростной коэффициент $\varphi = 0.92$. Скоростью газа на входе в сопло пренебречь.

5. Рассчитать основные размеры сопла Лавалля, если водяной пар с начальным давлением

$p_0 = 2.0$ МПа и температурой $t_0 = 350^\circ \text{C}$ изоэнтропно расширяется до давления $p_2 = 0.9$ МПа. Расход пара 0.5 т/час.

6. Определить площадь выходного сечения суживающегося сопла, в котором протекает азот при входных параметрах $p_1 = 1.0$ МПа и $t_1 = 217^\circ \text{C}$. Давление за выходным сечением $p_{\text{ср}} = 0.1$ МПа. Скоростной коэффициент сопла $\varphi = 0.9$. Газ подходит к соплу со скоростью 220 м/с. Расход 2.7 кг/с.

7. Перегретый пар с начальными параметрами $p_1 = 6$ МПа и $t_1 = 400^\circ \text{C}$ вытекает через суживающееся сопло в атмосферу ($p_2 = 0.1$ МПа). Определить секундный расход пара, если площадь выходного сечения сопла $F_{\text{вых}} = 30 \text{ мм}^2$, а скоростной коэффициент $\varphi = 0.95$. Скоростью пара на входе в сопло пренебречь.

8. Определить длину расширяющейся части сопла Лавалля, через которое происходит истечение окиси углерода с начальными параметрами $p_1 = 1.6$ МПа и $t_1 = 600^\circ \text{C}$ в количестве 0.6 кг/с в среду с атмосферным давлением $p_2 = 0.1$ МПа. Угол конусности 10° , скоростной коэффициент сопла $\varphi = 0.93$. Скоростью на входе в сопло пренебречь.

9. Водяной пар с начальной скоростью $w_1 = 200$ м/с при $p_1 = 2.0$ МПа и $t_1 = 400^\circ \text{C}$ вытекает через суживающееся сопло в среду с давлением $p_2 = 0.6$ МПа. Площадь выходного сечения 1000 мм^2 . Определить расход и выходную скорость пара.

10. Пар с давлением 1 МПа, температурой 250 °С и начальной скоростью 100 м/с истекает через суживающееся сопло в атмосферу ($p_2 = 0.1$ МПа). Найти скорость и температуру в выходном сечении.

11. Азот с начальными параметрами $p_1 = 2$ МПа и $t_1 = 300$ °С вытекает в количестве 0.5 кг/с через сопло Лавалья в атмосферу ($p_2 = 0.1$ МПа). Определить площади минимального и выходного сечений сопла, если его скоростной коэффициент $\varphi = 0.9$. Скоростью азота на входе в сопло пренебречь.

12. Через суживающееся сопло форсунки в цилиндр ДВС подается распыливающий воздух с начальными параметрами $p_1 = 6$ МПа и $t_1 = 200$ °С. Определить скорость истечения, а также удельный объем и температуру воздуха на выходе из сопла, если давление в цилиндре $p_2 = 4$ МПа. Скоростью на входе в сопло пренебречь.

13. Перегретый пар с начальными параметрами $p_1 = 1.6$ МПа и $t_1 = 300$ °С вытекает через суживающееся сопло в атмосферу ($p_2 = 0.1$ МПа). Определить скорость истечения, если скоростной коэффициент сопла $\varphi = 0.9$. Скоростью на входе в сопло пренебречь.

14. Определить диаметры минимального и выходного сечений сопла Лавалья обдувочного аппарата парового котла с расходом сухого насыщенного пара 0.3 кг/с, если начальное давление пара $p_1 = 2$ МПа, а конечное $p_2 = 0.1$ МПа. Скоростью пара на входе в сопло, потерями и теплообменом со стенками пренебречь.

15. Определить скорость истечения кислорода через сопло Лавалья, если начальные параметры $p_1 = 0.8$ МПа и $t_1 = 700$ °С, а давление среды на выходе из сопла равно

атмосферному ($p_2 = 0.1$ МПа). Скоростной коэффициент сопла $\varphi = 0.92$. Скоростью на входе пренебречь.

16. Расход воздуха при истечении его из суживающегося сопла составляет 425 кг/час. Начальные параметры $p_1 = 1.0$ МПа, $t_1 = 20$ °С. Воздух вытекает в среду с давлением 100 кПа. Принимая скоростной коэффициент $\varphi = 0.93$, определить площадь выходного сечения и скорость потока.

17. Какое сопло нужно установить, чтобы полностью использовать располагаемый перепад давлений при истечении воздуха от начальных параметров $p_1 = 2.5$ МПа и $t_1 = 150$ °С до давления 1.4 МПа. Какова действительная скорость истечения, если $\varphi = 0.9$.

18. Перегретый пар с параметрами $p_1 = 3$ МПа и $t_1 = 300$ °С дросселируется в регулирующем клапане до $p_2 = 2.6$ МПа, а затем расширяется в турбине, работающей на выхлоп в атмосферу ($p_3 = 0.1$ МПа). Определить потерю располагаемой работы вследствие дросселирования.

19. Метан (CH_4) с начальными параметрами $p_1 = 1$ МПа и $t_1 = 200$ °С вытекает из сопла Лавалья в атмосферу ($p_2 = 0.1$ МПа). Расход метана 6 кг/с. Определить диаметр выходного сечения сопла, если скоростной коэффициент $\varphi = 0.95$. Скоростью метана на входе в сопло пренебречь.

20. Влажный пар с начальными параметрами $p_1 = 1.5$ МПа и $X = 0.95$ вытекает из сопла Лавалья в среду с давлением $p_2 = 0.2$ МПа в количестве 5 кг/с. Определить площади минимального и выходного сечений сопла, если скоростной коэффициент его $\varphi = 0.95$.

21. Определить скорость истечения перегретого пара через суживающееся сопло, если начальные параметры пара $p_1 = 0.6$ МПа и $t_1 = 350$ °С, а давление среды, в которую

происходит истечение, $p_2 = 0.4$ МПа. Скоростью на входе в сопло, потерями и теплообменом со стенками пренебречь.

ПРИМЕРЫ:

1. Сжатый воздух вытекает из суживающегося сопла в среду с давлением 0.10 МПа. Начальные параметры $p_1 = 2,0$ МПа, $t_1 = 27^\circ \text{C}$. Расход воздуха составляет 0.8 кг/с, скоростной коэффициент сопла $\varphi = 0.9$. Определить площадь выходного сечения и скорость истечения.

Проверим отношение давлений

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{0.1}{2} = 0.05 < p_{кр} = 0.528.$$

Следовательно, в выходном сечении сопла устанавливается критическая скорость

$$w_{кр} = \sqrt{2 \frac{k}{k+1} p_1 v_1} = \sqrt{2 \frac{k}{k+1} RT_1} = \sqrt{2 \frac{1.4}{1.4+1} \frac{8314}{29} (27 + 273,15)} =$$

$$= 316,85 \text{ м/с}$$

С учетом скоростного коэффициента скорость истечения

$$w_{кр} = 316,85 \cdot 0,9 = 285,17 \text{ м/с}$$

В адиабатном процессе расширения

$$v_{кр} = v_1 \cdot 1,578 = \frac{RT_1}{p_1} \cdot 1,578 = \frac{8314 (27 + 273,15)}{2 \cdot 10^6} \cdot 1,578 =$$

$$= 0,043 \cdot 1,578 = 0,068 \text{ м}^3 / \text{кг}$$

Из уравнения неразрывности площадь выходного сечения сопла

$$F = \frac{G \cdot v_{кр}}{w_{кр}} = \frac{0,8 \cdot 0,068}{285,17} = 1,91 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

2. Перегретый пар с начальными параметрами $p_1 = 5$ МПа и $t_1 = 300^\circ \text{C}$ вытекает через суживающееся сопло в атмосферу ($p_2 = 0.1$ МПа). Определить секундный расход

пара, если площадь выходного сечения сопла $F_{\text{вых}} = 40 \text{ мм}^2$. Скоростью пара на входе в сопло пренебречь.

Строим процесс расширения водяного пара в сопле в h,s -диаграмме (рис).

$$h_1 = 2925,4 \text{ кДж / кг}, s_1 = 6,21 \text{ кДж / кг} \cdot \text{К}$$

Проверяем отношение давлений

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{0.1}{5} = 0.02 < p_{\text{кр}} = 0.546$$

если $\frac{p_c}{p_1} \leq \psi_{\text{кр}}$, то $p_2 = p_c = p_{\text{кр}}$, тогда надо определить $p_{\text{кр}}$

$$p_{\text{кр}} = p_1 \cdot \psi_{\text{кр}} = 5 \cdot 0,546 = 2,73 \text{ МПа.}$$

Следовательно, в выходном сечении сопла устанавливается критическая скорость. По h,s - диаграмме по $p_{\text{кр}}$ и $s_1 = s_{\text{кр}}$ определяем $h_{\text{кр}} = 2801,6 \text{ кДж / кг}, v_{\text{кр}} = 0,073 \text{ м}^3 / \text{кг}$

$$w_{\text{кр}} = 44,72 \sqrt{h_1 - h_{\text{кр}}} = 44,72 \sqrt{2925,4 - 2801,6} = 497,58 \text{ м / с}$$

Расход пара

$$G = \frac{w_{\text{кр}} F}{v_{\text{кр}}} = \frac{497,58 \cdot 40 \cdot 10^{-6}}{0,073} = 0,273 \text{ кг / с}$$

3. Определить длину расширяющейся части сопла Лаваля, через которое происходит истечение окиси углерода с начальными параметрами $p_1 = 2 \text{ МПа}$ и $t_1 = 500 \text{ }^\circ\text{C}$ в количестве 0.5 кг/с в среду с атмосферным давлением $p_2 = 0.1 \text{ МПа}$. Угол конусности 12° . Скоростью на входе в сопло пренебречь.

Определяется критическое давление

$$p_{\text{кр}} = \psi_{\text{кр}} p_1 = 0,528 \cdot 2 = 1,056 \text{ МПа}$$

Удельный объем в точке 1

$$v_1 = \frac{RT_1}{p_1} = \frac{8314 (500 + 273,15)}{28 \cdot 2 \cdot 10^6} = 0,115 \text{ м}^3 / \text{кг}$$

Удельный объем в критической точке

$$v_{кр} = v_1 \left(\frac{p_1}{p_{кр}} \right)^{\frac{1}{k}} = 0,115 \cdot \left(\frac{2}{1,056} \right)^{\frac{1}{1,4}} = 0,181 \text{ м}^3 / \text{кг}$$

Удельный объем на выходе из сопла

$$v_2 = v_1 \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{k}} = 0,115 \cdot \left(\frac{2}{0,1} \right)^{\frac{1}{1,4}} = 0,977 \text{ м}^3 / \text{кг}$$

Скорость в минимальном сечении сопла Лавала

$$w_{кр} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} p_1 v_1} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1,4}{1,4+1} \cdot 2 \cdot 10^6 \cdot 0,115} = 518,01 \text{ м} / \text{с}$$

Скорость в выходном сечении сопла Лавала

$$w_2 = \sqrt{2^{\frac{k}{k-1}} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} = \sqrt{2 \cdot \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 2 \cdot 10^6 \cdot 0,115 \left[1 - \left(\frac{0,1}{2} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} \right]} = 966,3 \text{ м} / \text{с}$$

Площадь минимального сечения

$$F_{\min} = F_{кр} = \frac{G_{\max} v_{кр}}{w_{кр}} = \frac{0,5 \cdot 0,181}{518,01} = 1,75 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

Диаметр критического сечения

$$d_{\min} = \sqrt{\frac{4F_{\min}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,75 \cdot 10^{-4}}{3,14}} = 0,015 \text{ м}$$

Площадь выходного сечения

$$F_{\text{вых}} = F_2 = \frac{G_{\max} v_2}{w_2} = \frac{0,5 \cdot 0,977}{966,3} = 5,06 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

Диаметр выходного сечения

$$d_{\text{вых}} = d_2 = \sqrt{\frac{4F_{\text{вых}}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 5,06 \cdot 10^{-4}}{3,14}} = 0,025 \text{ м}$$

Длина расширяющейся части сопла

$$l = \frac{d_{\text{вых}} - d_{\text{min}}}{2tg \frac{\gamma}{2}} = \frac{0,025 - 0,015}{2tg \frac{12}{2}} = \frac{0,01}{2 \cdot 0,105} = 0,048 \text{ м}$$

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кириллин, Владимир Алексеевич Техническая термодинамика : учебник для вузов / В. А. Кириллин, В. В. Сычев, А. Е. Шейндлин. — 5-е изд., перераб. и доп.. — Москва: Изд. дом МЭИ, 2008. — 495 с.: ил
2. Теплотехника : учебник для вузов / В. Н. Луканин [и др.]; под ред. В. Н. Луканина. — 7-е изд., испр.. — Москва: Высшая школа, 2009. — 671 с.: ил
3. Кудинов, Василий Александрович. Техническая термодинамика и теплопередача: учебник для академического бакалавриата / В. А. Кудинов, Э. М. Карташов, Е. В. Стефанюк - 3-е изд., испр. И доп. - Москва : Юрайт, 2015 - 567 с.: ил. - (Бакалавр. Академический курс).
4. Рабинович, Оскар Маркович. Сборник задач по технической термодинамике: учебное пособие / О. М. Рабинович - 5-е изд., перераб. -Стереотипное издание - Москва: Альянс, 2015 - 344 с. : ил. + диаграмма.
5. Зубарев, Владимир Николаевич Практикум по технической термодинамике : учебное пособие / В. Н. Зубарев, А. А. Александров, В. С. Охотин. — 3-е изд., перераб.. — Москва: Энергоатомиздат, 1986. — 303 с.
6. Сборник задач по технической термодинамике: учебное пособие/ Андрианова Т.Н. [и др.]; под общ. Ред. Т.Н. Андриановой – М.: Издательский дом МЭИ, 2006. - 354 с.

Министерство образования Республики Беларусь

БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра ЮНЕСКО
«Энергосбережение и возобновляемые источники энергии»

ЦИКЛЫ ПАРОСИЛОВЫХ УСТАНОВОК

Учебно-методическое пособие по дисциплине
«Термодинамика»

для студентов специальности
1 43 01 06 "Энергоэффективные технологии
и энергетический менеджмент",

Минск
БНТУ
2022

1

УДК 621.1.016.4 (076.5)(075.8)

ББК 31.31я7

X98

Авторы: Н. Г. Хутская, Г. И. Пальченок, А.В. Новик

В19 Циклы паросиловых установок. Учебно-методическое пособие по дисциплине «Термодинамика» для студентов специальности 1 43 01 06 "Энергоэффективные технологии и энергетический менеджмент" / Н.Г. Хутская, Г.И. Пальченок, А.В. Новик– Минск: БНТУ, 2022. – с.

ISBN 978-985-

Учебно-методическое пособие составлено в соответствии с учебным планом кафедры ЮНЕСКО «Энергосбережение и возобновляемые источники энергии» по дисциплине «Термодинамика» для студентов специальности 1–43 01 06 «Энергоэффективные технологии и энергетический менеджмент».

УДК 621.1.016.4(076.5)(075.8)

ББК 31.31я7

ISBN 978-985-550-033-0

© Хутская Н.Г, Пальченок Г.И.,

Новик А.В. 2022

© Белорусский национальный

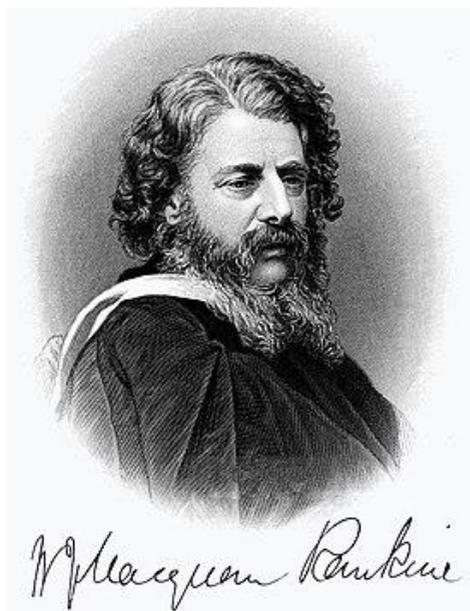
технический университет, 2022

Содержание

Теплосиловые паровые циклы - цикл Ренкина.....	4
Роль начальных и конечных параметров в цикле паросиловой установки.....	11
Влияние начальной температуры.....	11
Влияние начального давления.....	12
Влияние конечных параметров на кпд цикла псу.....	13
Цикл паросиловой установки с промежуточным перегревом пара.....	18
Регенерация в цикле паросиловой установки.....	22
Теплофикационные циклы.....	29
Задачи.....	34
Список литературы.....	44.

ТЕПЛОСИЛОВЫЕ ПАРОВЫЕ ЦИКЛЫ ЦИКЛ РЕНКИНА.

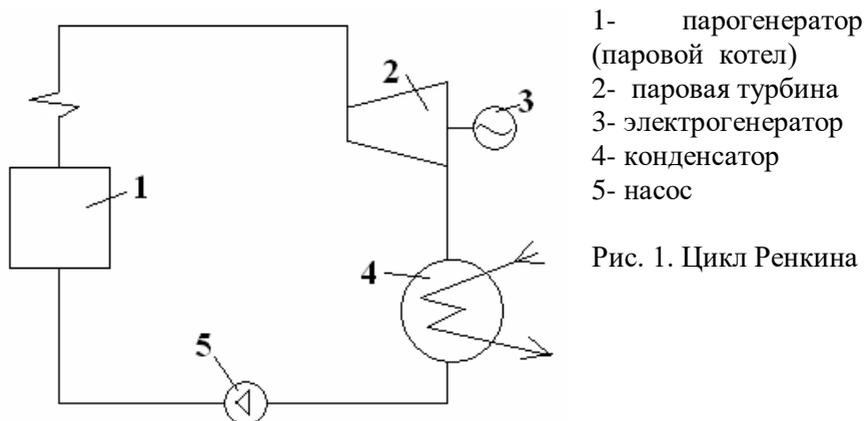
В современной теплоэнергетике в основном используются теплосиловые установки. В качестве рабочего тела в них применяется водяной пар - наиболее дешевое и доступное рабочее тело. Идеальным циклом теплосиловой установки является цикл Ренкина. Цикл предложен в середине 19 века шотландским физиком Ренкиным.



Уильям Джон Макуорн Ранкин (Ренкин) (англ. *William John Macquorn Rankine*; 5 июля 1820, Эдинбург — 24 декабря 1872, Глазго)— шотландский инженер, физик и механик, один из создателей технической термодинамики. Учился в Эдинбургском университете с 1836 года по 1838 год, был вынужден покинуть его, так и не окончив, из-за стеснённого финансового положения. В 1849 году независимо от Клаузиуса получил общие уравнения термодинамики, выражающие соотношение

между количеством теплоты и механической энергией. Исследовал термодинамические свойства газов и пара в 1850 году и составил таблицы водяных паров получивших широкое применение. В 1859 году построил полную теорию паровой машины; в частности, разработал идеальный термодинамический цикл парового двигателя, названного в его честь. Ввёл ряд терминов, широко

применяемых в механике и термодинамике: потенциальная энергия, адиабатический и изотермические процессы, адиабата.



В паровом котле теплота, выделяемая при сгорании топлива в топке, передается рабочему телу - воде, которая превращается в пар заданных параметров. Из котла пар поступает в паровую турбину. При расширении в турбине поток пара приобретает значительную кинетическую энергию. На лопатках рабочего колеса турбины эта энергия превращается в кинетическую энергию вращения рабочего колеса и затем в электроэнергию при помощи электрогенератора вращаемого турбиной. На выходе из турбины пар поступает в конденсатор, где отдает тепло охлаждающей воде и конденсируется, а затем с помощью насоса направляется обратно в котел.

Парогенератор (паровой котел) – система теплообменников, в которых производится в требуемом количестве пар заданных параметров из непрерывно поступающей воды за счет теплоты получаемой при сжигании органического топлива.

Процесс образования перегретого пара из воды состоит из 3-х этапов: подогрева питательной воды до температуры насыщения,

получения насыщенного пара и перегрева сухого насыщенного пара до требуемой температуры.

Подогрев питательной воды до температуры насыщения происходит в экономайзере, процесс парообразования – в испарительной поверхности нагрева, перегрев пара – в пароперегревателе.

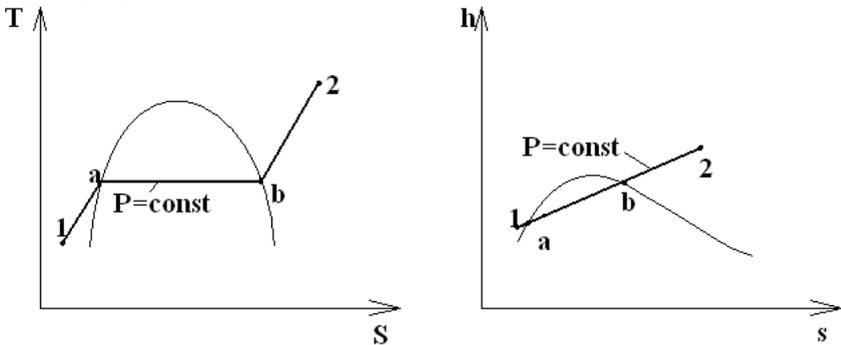


Рис. 2 Процесс получения перегретого пара в парогенераторе

Теплота, идущая на подогрев питательной воды, выделяется при сгорании топлива. Топливо поступает в горелки, в которых смешивается с подогретым воздухом и сгорает в топочной камере парового котла. Продукты сгорания, пройдя газовый тракт котла и отдав свою теплоту поверхностям нагрева котла, поступают в систему очистки дымовых газов, а затем дымососом подаются в дымовую трубу.

Перегретый пар поступает в турбину. Турбина – это ротационный тепловой двигатель лопаточного типа. Струя рабочего тела поступает через направляющие аппараты (сопла) на криволинейные лопатки, закрепленные на окружности рабочего колеса, с поворотом. За счет поворота потока возникает окружная сила, создающая крутящий момент, приводящий во вращение рабочее колесо, закрепленное на валу. С турбиной соединен электрогенератор, вырабатывающий электроэнергию, которая после повышения напряжения в трансформаторе, направляется по линиям электропередачи потребителю.

Пар отработавший в турбине направляется в конденсатор - теплообменный аппарат, предназначенный для превращения отработавшего в турбине пара в жидкое состояние (конденсат) Конденсация пара происходит в результате соприкосновения его с поверхностью тела, имеющего более низкую температуру, чем температура насыщения пара при давлении в конденсаторе.

Пар конденсируется на поверхности конденсаторных трубок, внутри которых движется охлаждающая вода. За счет резкого уменьшения удельного объема пара, создается низкое давление отработавшего пара или вакуум.

Конденсат откачивается из конденсатора насосом и подается в котел в результате чего обеспечивается замкнутый цикл движения рабочего тела.

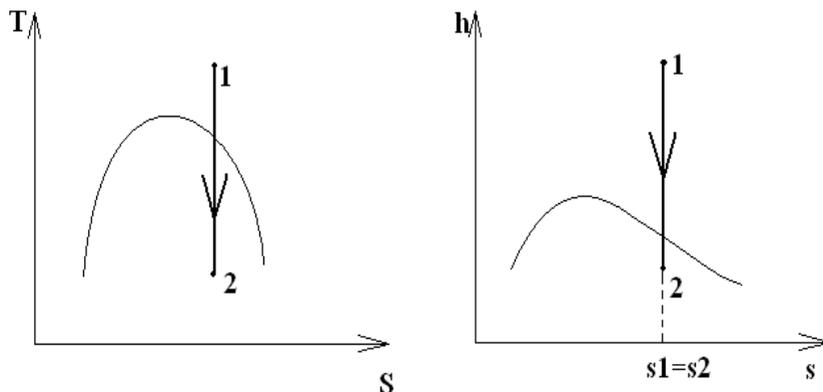


Рис. 3 Процесс адиабатного расширения пара в турбине.

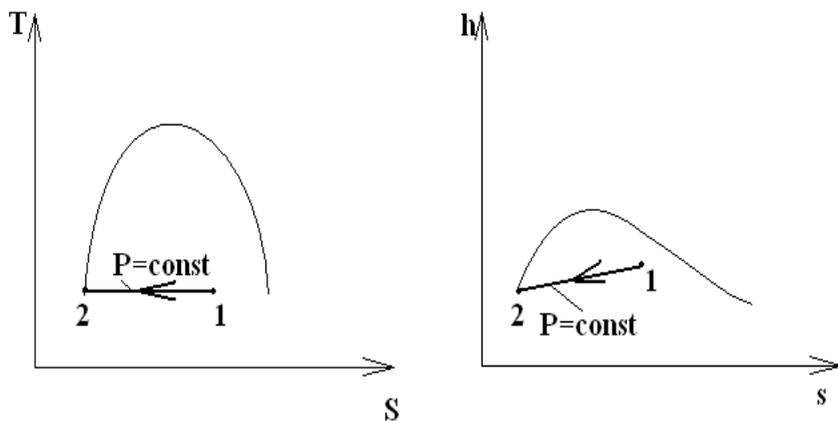


Рис.4 Процесс конденсации пара в конденсаторе

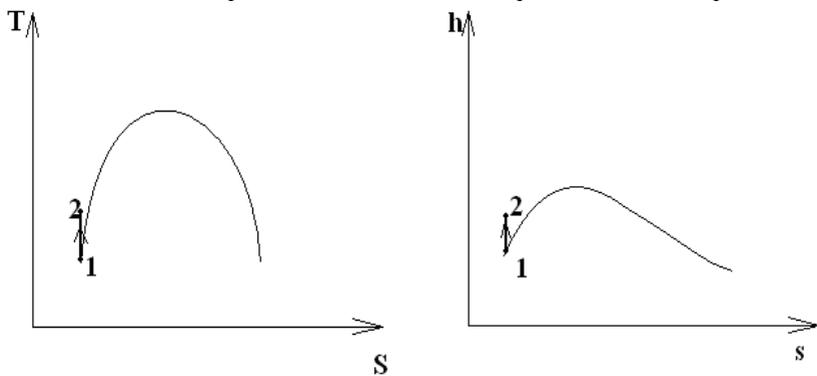


Рис. 5 Адиабатное повышение давления воды в насосе

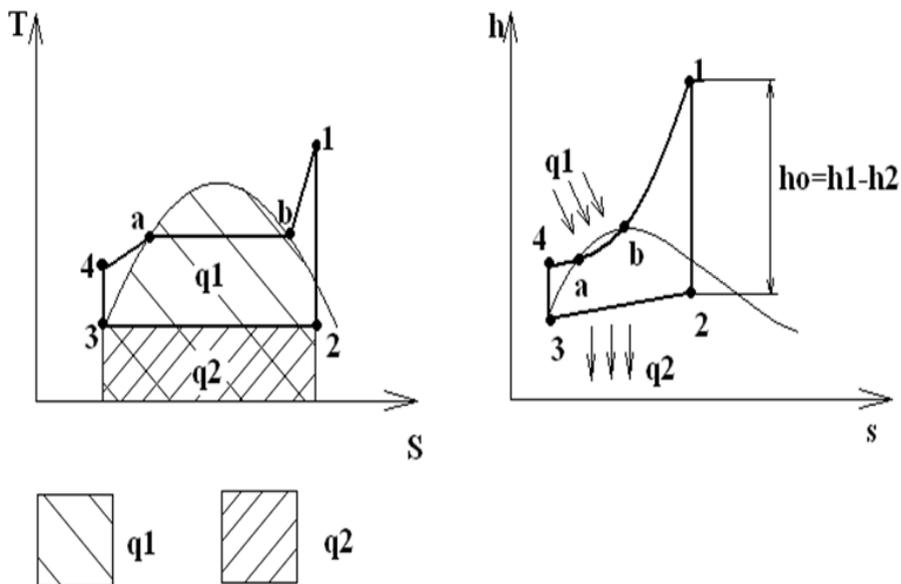


Рис.6. Цикл Ренкина в T,s - и h,s - диаграммах

1-2 – адиабатное расширение пара в турбине, 2-3 – изобарный отвод теплоты в конденсаторе, 3-4 – адиабатное повышение давления воды в насосе, насосе. 4-1 – изобарный подвод тепла в парогенераторе.

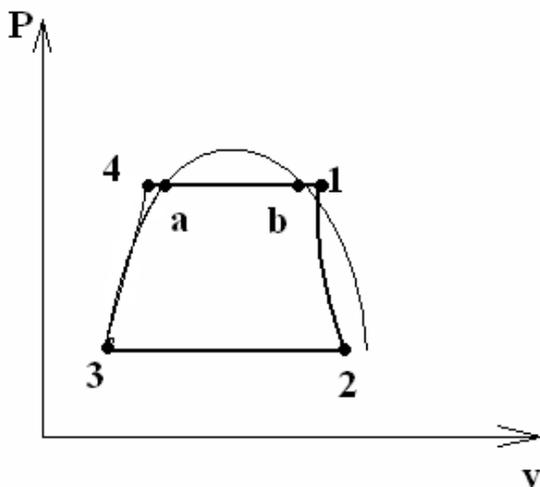


Рис 7. Цикл Ренкина в p,v - диаграмме

Диаграммы приведены для докритических параметров. Критические параметры для воды: $P_{кр}=22.1$ МПа $t_{кр}=374^{\circ}\text{C}$. Критическая точка- точка в которой исчезают отличия между жидкостью и паром.

Для сверхкритических параметров:

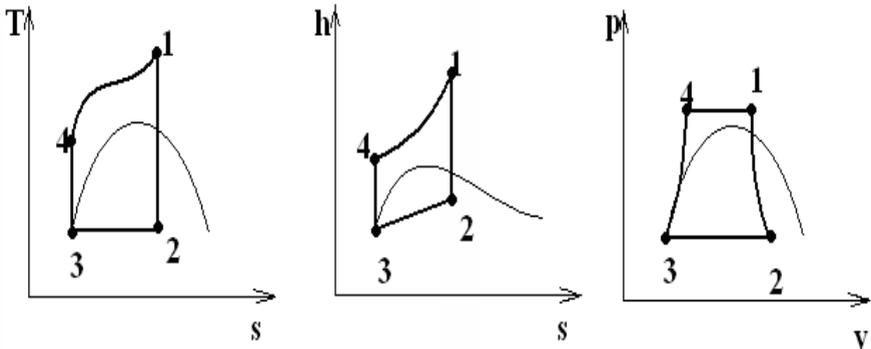


Рис.8. Цикл Ренкина для сверхкритических параметров

Определим термический КПД цикла:

q_1 – тепло подводимое в паровом котле.

q_2 – тепло отводимое в конденсаторе.

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{(h_1 - h_4) - (h_2 - h_3)}{h_1 - h_4} = \frac{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)}{h_1 - h_4}$$

$$\eta_t = \frac{l_{турб} - l_{нас}}{q_1}$$

$$l_{турб} = h_1 - h_2 = h_0$$

$$l_{нас} = h_4 - h_3$$

h_0 - располагаемый теплоперепад

Для докритических параметров

$$l_{турб} \ll l_{нас}$$

$$\eta_t = \frac{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)}{h_1 - h_4 + h_3 - h_3} = \frac{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)}{(h_1 - h_3) - (h_4 - h_3)}$$

Для докритических параметров работой насоса можно пренебречь, тогда:

$$\eta_t = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_3}$$

h_3 - определяется по таблицам водяного пара как энтальпия насыщенной жидкости (h') при давлении в конденсаторе.

$$\eta_t \approx 0,4$$

Для установок со сверхкритическими параметрами работой насоса пренебрегать нельзя.

РОЛЬ НАЧАЛЬНЫХ И КОНЕЧНЫХ ПАРАМЕТРОВ В ЦИКЛЕ ПАРОСИЛОВОЙ УСТАНОВКИ.

Влияние начальной температуры.

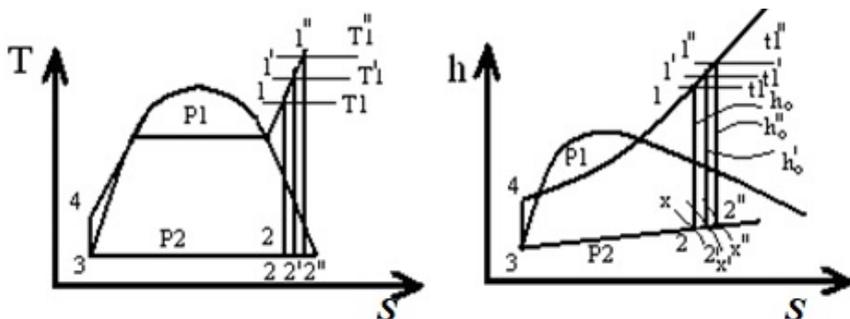


Рис. 9. Влияние начальной температуры на КПД цикла паросиловой установки

При одинаковой температуре отвода тепла, среднеинтегральная температура подвода тепла растет с ростом температуры перед турбиной t_1 , следовательно, растет КПД, т.е. $\eta_t < \eta'_t < \eta''_t$. Увеличение начальной температуры эквивалентно добавке высокоэффективного цикла 11''2''21

Изобара P_1 идет круче, чем изобара P_2 , поэтому располагаемый теплоперепад h_0 с ростом температуры возрастает ($h_0'' > h_0' > h_0$).

С ростом температуры конечная влажность (на выходе из турбины) уменьшается, т.е. растет степень сухости ($x'' > x' > x$), следовательно повышение начальной температуры пара перед турбиной оказывает положительный эффект на эффективность цикла. Термодинамический КПД цикла растет.

Влияние начального давления.

Чем выше давление P_1 тем больше степень заполнения цикла и, соответственно, выше эффективность цикла: ($\eta_t < \eta'_t < \eta''_t$). Однако по мере роста давления P_2 при той же температуре влажность пара на выходе из турбины возрастает, что вызывает эрозийный износ в последних ступенях турбины за счет удара капель о рабочие лопатки. Допустимая степень влажности $y=1-x=0,12$; $x=0,88$;

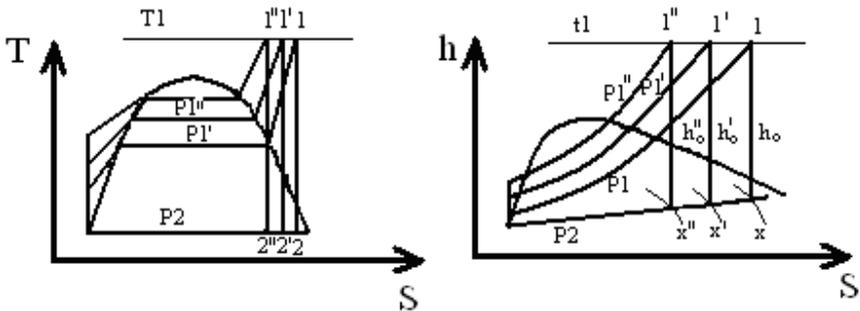


Рис. 10. Влияние начального давления на КПД цикла паросиловой установки

Для каждой начальной температуры существует свое оптимальное давление, при котором, термический КПД максимален. Из сказанного видно, что чем выше начальные температура и давление пара, тем выше КПД цикла Ренкина.

В настоящее время на электростанциях приняты начальные параметры пара: ($P_1=23,5$ мПа (240 атм.) $t_1=565^\circ\text{C}$)

Дальнейшее повышение параметров ограничивается свойствами существующих конструкционных материалов. При высоких давлениях и температурах прочностные характеристики перлитных сталей уменьшаются и их приходится заменять более дорогостоящими аустенитными сталями, т.е. некоторое увеличение КПД, компенсируется увеличением капитальных затрат на установку. С этой точки зрения дальнейшее увеличение начальных параметров нецелесообразно.

Влияние конечных параметров на кпд цикла ПСУ.

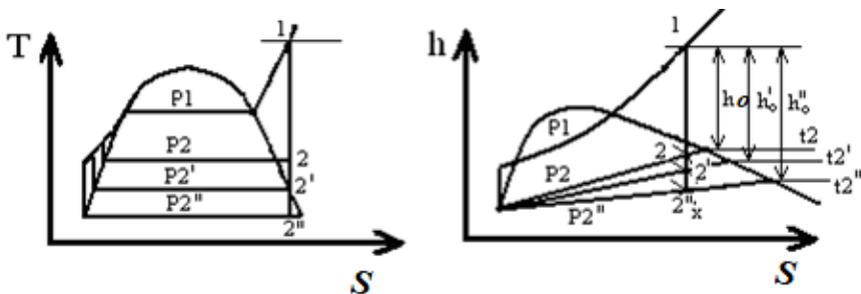


Рис. 11 Влияние конечных параметров на КПД цикла паросиловой установки

термический КПД цикла ПСУ определяется располагаемым теплоперепадом h_0

$$\eta_t = \frac{h_o}{q_1}$$

Уменьшение конечного давления и соответственно конечной температуры (поскольку в области влажного пара давление и температура насыщения однозначно связаны) означает увеличение располагаемого теплоперепада и соответственно термодинамического КПД

Конечная давление P_2 определяются конечной температурой.

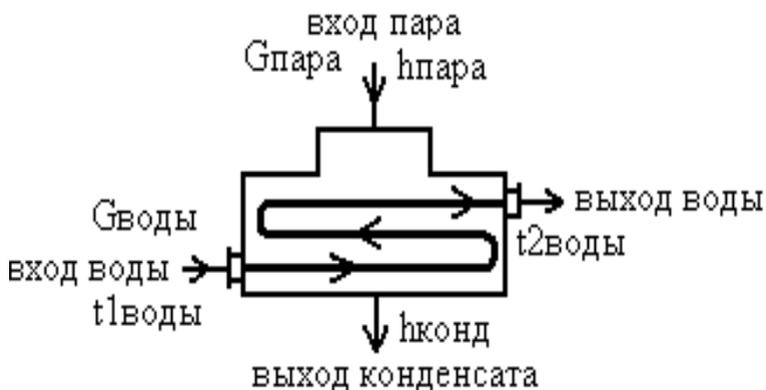


Рис. 12. Потoki рабочего тела в конденсаторе
Тепловой баланс конденсатора

Теплота, отданная паром в конденсаторе, равна теплоте, воспринятой охлаждающей водой

$$Q_{\text{пара}} = Q_{\text{охлажд. воды}}$$

$$G_{\text{пара}} = (h_{\text{пара}} - h_{\text{конд.}}) = G_{\text{воды}} \cdot C_{\text{воды}} \cdot (t_{2\text{воды}} - t_{1\text{воды}})$$

где:

$G_{\text{пара}}$ – расход пара в конденсатор (кг/с)

$h_{\text{пара}}$ – энтальпия пара на выходе из турбины (кДж/кг).

Энтальпия конденсата

$$h_{\text{конд}} = C_{\text{рводы}} \cdot t_{\text{конд}} \text{ (кДж/кг)}$$

где:

$G_{\text{воды}}$ – расход охлаждающей воды, кг/с

$C_{\text{рводы}}$ – теплоемкость воды, $C_{\text{рводы}} = 4,187 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$

$t_{1\text{воды}}$ и $t_{2\text{воды}}$ – температура воды на входе и выходе из конденсатора.

$$t_{\text{конд}} = t_s - \Delta t_{\text{конд}}$$

где:

t_s – температура насыщения пара при давлении в конденсаторе.

$\Delta t_{\text{конд}}$ – переохлаждение конденсатора.

$$\Delta t_{\text{конд}} = 1-5^\circ\text{C}$$

Переохлаждение конденсатора связано с наличием воздуха в паре и соответствующим снижением парциального давления пара.

$$t_{2\text{воды}} - t_{1\text{воды}} = \Delta t_{\text{воды}} \text{ – нагрев воды в конденсаторе.}$$

Нагрев воды в конденсаторе $\Delta t_{\text{воды}}$ может составлять (6-7°C) для одноходовых конденсаторов до (10-12°C для 3 и 4 ходовых.)

Кратность охлаждения

$$m = \frac{G_{\text{воды}}}{G_{\text{пара}}} = \frac{h_{\text{пара}} - h_{\text{конд}}}{C_{\text{рводы}} \cdot (t_{2\text{в}} - t_{1\text{в}})} = \frac{h_{\text{пара}} - C_{\text{рводы}} \cdot t_{\text{конд}}}{C_{\text{рводы}} \cdot (t_{2\text{в}} - t_{1\text{в}})}$$

$h_{\text{пара}} - h_{\text{конд}} \approx r$ - скрытая теплота парообразования

$$r \approx 2200 \text{ кДж/кг}$$

$$t_{2\text{в}} - t_{1\text{в}} = \Delta t_{\text{в}}$$

-изменяется обратно пропорционально m (кратности охлаждению).

Оптимальная кратность охлаждения

– одноходовые компрессоры $m=80-120$

– двухходовые $m=60-70$

– трех и четырех ходовых $m=40-50$

Температура конденсации пара в конденсаторе:

$$t_{\text{конд}} = t_{\text{воды}} + \Delta t_{\text{в}} + \delta t$$

δt - температурный напор на выходе из конденсатора (разность между $t_{\text{пара}}$ поступающего в конденсатор и $t_{\text{воды}}$ на выходе из конденсатора)

$$t_{\text{воды}} = 10-25^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta t_{\text{в}} = 6-12^{\circ}\text{C}$$

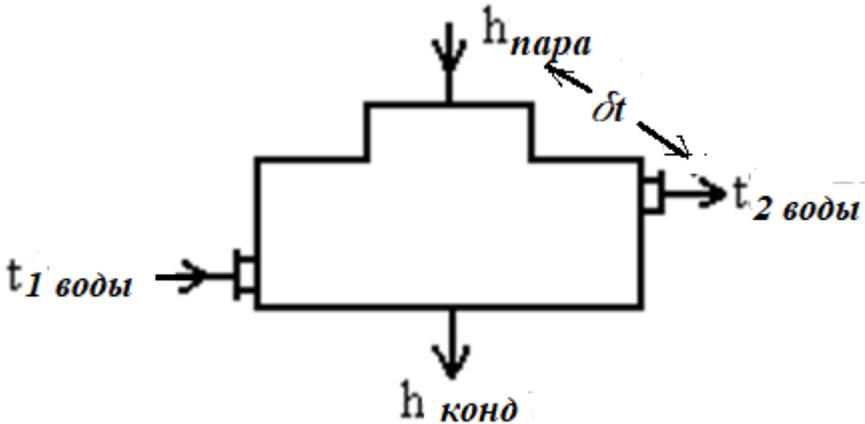


Рис. Температурный напор в конденсаторе

$$\delta t = \frac{n}{31,5 + t_{\text{воды}}} (d_k + 7,5)$$

n - коэффициент, характеризующий чистоту поверхности охлаждения и воздушную плотность конденсатора $n = 5 \div 7$

$$d_k = \frac{G_{\text{пара}}}{F} ; \text{кг/ м}^2 \text{ с}$$

d_k - удельная паровая нагрузка конденсатора

$$d_k = 40 \div 50 \frac{\text{кг}}{\text{м}^2 \cdot \text{с}}$$

$$\delta t = 4 \div 10$$

$$t_{\text{конд}} = t_{\text{воды}} + \Delta t_{\text{воды}} + \delta t = (10+6+4) \div (25+12+10) = 20 \div 47^\circ\text{C}$$

$$\delta t = t_{\text{пара}} - t_{\text{воды}}$$

$P_k = 2,34 \div 10,6$ кПа - давление в конденсаторе

В современных установках $t_{\text{конд}} \approx 29^\circ\text{C}$

$P_k = 4$ кПа (0,004 МПа), (0,04 Бар)

ЦИКЛ ПАРСИЛОВОЙ УСТАНОВКИ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМ ПЕРЕГРЕВОМ ПАРА

Если в турбине течет пар, имеющий значительную влажность, то ухудшается гидродинамический режим проточной части турбины, снижается относительный внутренний КПД η_{oi} , что приводит к снижению эффективного КПД всей установки. Одним из способов, позволяющих снизить влажность пара на выходе из турбины, является перегрев пара. Применение перегрева пара приводит к увеличению термического КПД, одновременно сдвигает в T,s-диаграмме точку, соответствующую состоянию пара за турбиной, в область более высоких степеней сухости.

Одним из путей снижения конечной влажности пара является применение промежуточного перегрева пара. После того как поток пара, совершающего работу в турбине, расширился до некоторого давления, большего, чем p_2 , он выводится из турбины и направляется в дополнительный пароперегреватель, размещаемый в газоходе котла. Там температура пара повышается, после чего пар вновь поступает в турбину, где расширяется до давления в конденсаторе.

В случае применения промежуточного перегрева турбина выполняется в виде двухцилиндрового агрегата (ЦВД и ЦНД). Оба цилиндра размещаются на одном валу.

Цикл в T,s- диаграмме состоит из обычного цикла Ренкина (1-2-7-5-6-1) и дополнительного цикла (2-3-4-7-2), линия 2-3 – изобара.

Подведенная теплота

$$q_1 = (h_1 - h_6) + (h_3 - h_2)$$

Отведенная теплота

$$q_2 = (h_4 - h_5)$$

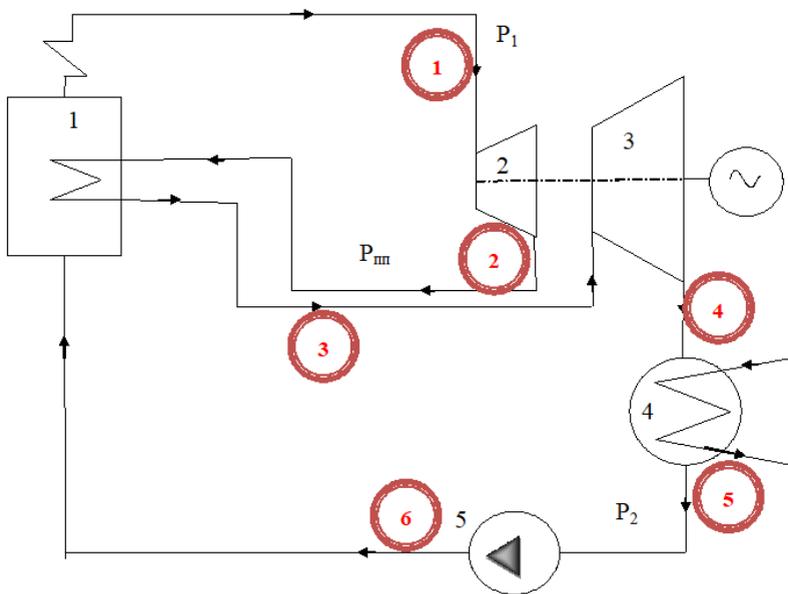


Рис. Схема паросиловой установки с промежуточным перегревом пара

- 1 – парогенератор, 2 – цилиндр высокого давления (ЦВД) паровой турбины, 3 – цилиндр низкого давления паровой турбины, 4 – конденсатор, 5 – питательный насос

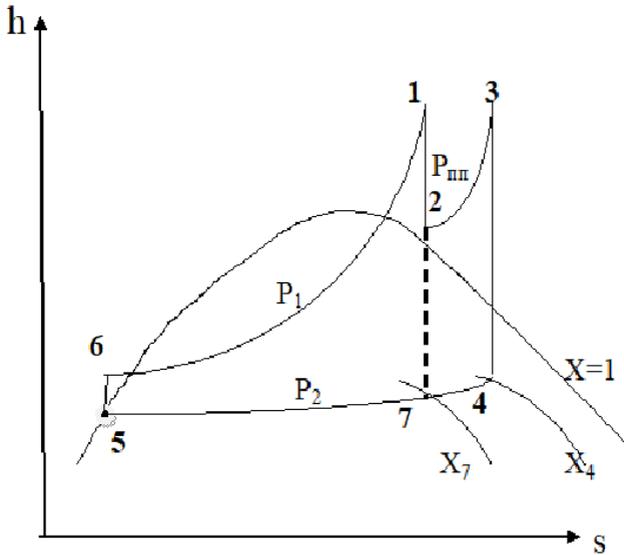


Рис. Цикл ПСУ с промежуточным перегревом в h,s - диаграмме

- 1-2 – адиабатное расширение пара в ЦВД паровой турбины
- 2-3 – изобарный подвод теплоты к пару в промежуточном пароперегревателе
- 3– 4 – адиабатное расширение пара в ЦНД паровой турбины
- 4-5 – изобарный отвод тепла от пара в конденсаторе
- 5-6- - адиабатное повышение давления воды в питательном насосе
- 6-1 – изобарный подвод тепла в парогенераторе
- 1-7 – адиабатное расширение пара в паровой турбине (без промежуточного перегрева)
- X_4 – степень сухости пара в конце процесса адиабатного расширения в турбине в цикле с промежуточным перегревом
- X_7 - степень сухости пара в конце процесса адиабатного расширения в турбине в цикле без промежуточного перегрева

$$X_4 > X_7$$

Термический КПД цикла

$$\begin{aligned}\eta_t &= \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{(h_1 - h_6) + (h_3 - h_2) - (h_4 - h_5)}{(h_1 - h_6) + (h_3 - h_2)} = \\ &= \frac{(h_1 - h_2) + (h_3 - h_4) - (h_6 - h_5)}{(h_1 - h_6) + (h_3 - h_2)}\end{aligned}$$

Если термический КПД дополнительного цикла

$$\eta_t^{доп} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_7)}{h_3 - h_2}$$

больше, чем термический КПД основного цикла

$$\eta_t^{осн} = \frac{(h_1 - h_7) - (h_6 - h_5)}{h_1 - h_6},$$

то термический КПД цикла с промперегревом будет больше термического КПД цикла Ренкина без перегрева.

Промперегрев, который вошел в энергетику как средство борьбы с высокой влажностью в последних ступенях турбины, является средством повышения термического КПД цикла. Из рассмотрения T,s- диаграммы следует, что если промперегрев пара осуществляется от не слишком низкой температуры до температуры, близкой к T_1 , то термический КПД дополнительного цикла будет заведомо выше термического КПД основного.

В современных паросиловых установках обычно применяется не только однократный, но и двукратный промежуточный перегрев пара.

Пар конденсируется в регенеративных теплообменниках, нагревая питательную воду, поступающую в котел. Конденсат греющего пара также поступает в котел или смешивается с основным потоком питательной воды.

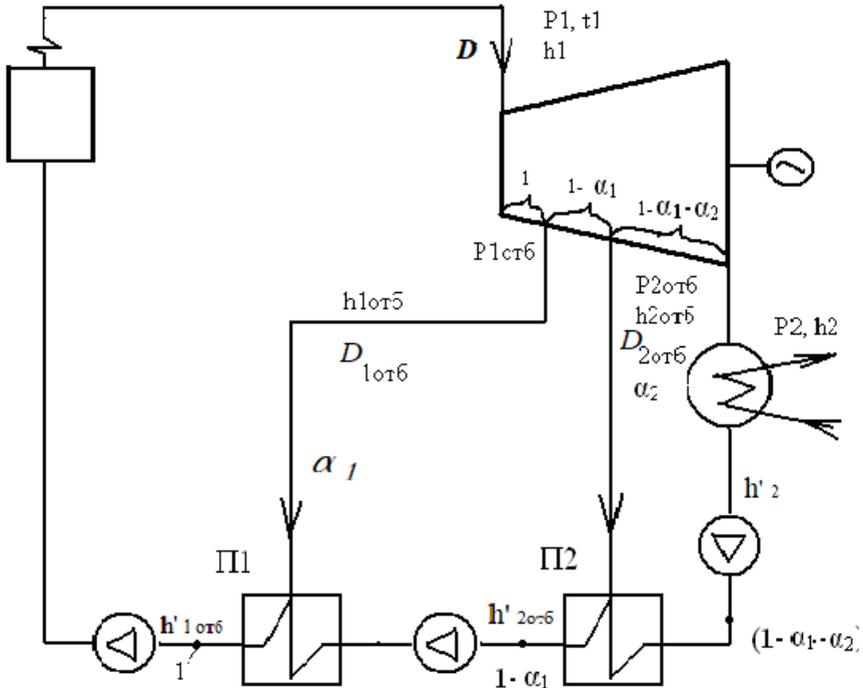


Рис. Схема паросиловой установки с регенеративным подогревом питательной воды

Обозначим через α долю пара, идущего в отбор

$$\alpha_1 = \frac{D_{1отб}}{D} \quad \alpha_2 = \frac{D_{2отб}}{D}$$

В подогревателе П2 материальный баланс теплоносителя:

$$(1-\alpha_1-\alpha_2)+\alpha_2=1-\alpha_1$$

В подогревателе П1 материальный баланс теплоносителя:

$$(1-\alpha_1)+\alpha_1=1$$

где:

$(1-\alpha_1)$ и $(1-\alpha_1-\alpha_2)$ – конденсат

α_1 и α_2 – пар

$1-\alpha_1$ и 1 – конденсат подогретый

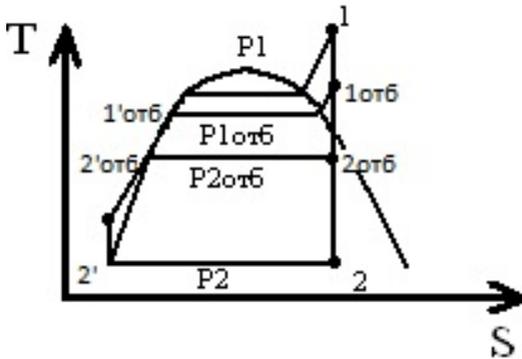


Рис. T,s – диаграмма цикла ПСУ с регенерацией

Цикл ПСУ с регенерацией нельзя строго изобразить в T,S-диаграмме, так как эта диаграмма строится для поставки количества рабочего тела в цикле. При регенерации количество рабочего тела изменяется в разных частях цикла. Однако условная T,S- диаграмма приведена на рисунке.

$1'_{отб}$, $2'_{отб}$ $2'$ - определяются по таблице 2, как параметры кипящей жидкости (параметры с одним штрихом) при заданных давлениях.

Величина α (доля пара, идущего в отбор) выбирается из тех соображений, чтобы в результате смешения пара, поступившего в отбор и воды, недогретой до кипения, была получена вода при температуре кипения, соответствующей давлению пара в отборе.

Составим тепловые балансы подогревателей.

Теплота, отданная паром в подогревателе, равна теплоте, воспринятой питательной водой

Подогреватель П2

$$\alpha_2 \cdot (h_{2om\bar{o}} - h'_{2om\bar{o}}) = (1 - \alpha_1 - \alpha_2) \cdot (h_2'_{om\bar{o}} - h_2')$$

$$\alpha_2 \cdot h_{2om\bar{o}} - \alpha_2 \cdot h'_{2om\bar{o}} = (1 - \alpha_1) \cdot (h_2'_{om\bar{o}} - h_2') - \alpha_2 \cdot h_2'_{om\bar{o}} + \alpha_2 \cdot h_2'$$

$$\alpha_2 (h_{2om\bar{o}} - h_2') = (h_2'_{om\bar{o}} - h_2') - \alpha_2 (h_2'_{om\bar{o}} - h_2')$$

$$\alpha_2 = \frac{(1 - \alpha_1) \cdot (h'_{2om\bar{o}} - h_2')}{h_{2om\bar{o}} - h_2'}$$

Подогреватель П1

$$\alpha_1 \cdot (h_{1om\bar{o}} - h'_{1om\bar{o}}) = (1 - \alpha_1) \cdot (h'_{1om\bar{o}} - h'_{2om\bar{o}});$$

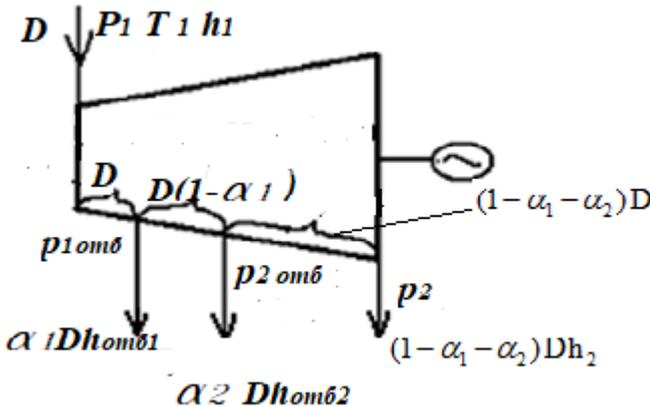
$$\alpha_1 \cdot h_{1om\bar{o}} - \alpha_1 \cdot h'_{1om\bar{o}} = h'_{1om\bar{o}} - h'_{2om\bar{o}} - \alpha_1 \cdot h'_{1om\bar{o}} + \alpha_1 \cdot h'_{2om\bar{o}}$$

$$\alpha_1 \cdot (h_{1om\bar{o}} - h'_{2om\bar{o}}) = h'_{1om\bar{o}} - h'_{2om\bar{o}}$$

$$\alpha_1 = \frac{h'_{1om\bar{o}} - h'_{2om\bar{o}}}{h_{1om\bar{o}} - h'_{2om\bar{o}}} \text{ доля пара, идущего в отбор}$$

Параметры пара, отбираемого из турбины (давление в отборах), известны заранее.

Определим термический КПД цикла ПСУ с регенерацией:



1 способ определения работы турбины.

В турбину поступает пар в количестве D . Этот пар работает в турбине от начальной точки 1 (p_1 и t_1) до давления $p_{1отб}$ (энтальпия при этом $h_{отб1}$). Работа, совершаемая этим потоком пара,

$D \cdot (h_1 - h_{отб1})$. При этом давлении из турбины забирается количество пара $\alpha_1 \cdot D$ и подается в первый подогреватель для подогрева питательной воды, идущей в котел. В турбине остается количество пара $(1 - \alpha_1) \cdot D$, который работает до $p_{2отб}$ (энтальпия при этом $h_{отб2}$). Работа, совершаемая этим потоком пара)

$$(1 - \alpha_1) \cdot D (h_{отб1} - h_{отб2}).$$

При давлении $p_{2отб}$ из турбины забирается количество пара $\alpha_2 \cdot D$ и подается во второй подогреватель для подогрева питательной воды, идущей в котел. В турбине остается количество пара

$(1-\alpha_1-\alpha_2)\cdot D$, который работает до p_2 (энтальпия при этом h_2)
 Работа, совершаемая этим потоком пара) $(1-\alpha_1-\alpha_2)\cdot D\cdot(h_{омб2}-h_2)$.
 Суммарная работа турбины

$$L = D(h_1 - h_{омб1}) + D(1 - \alpha_1)(h_{омб1} - h_{омб2}) + D(1 - \alpha_1 - \alpha_2)(h_{омб2} - h_2)$$

2 способ определения работы турбины

$$L = D(1 - \alpha_1 - \alpha_2)(h_1 - h_2) + D\alpha_2(h_1 - h_{омб2}) + D\alpha_1(h_1 - h_{омб1})$$

3 способ определения работы турбины

$$L = D(h_1 - h_2) - D\alpha_2(h_{омб2} - h_2) - D\alpha_1(h_{омб1} - h_2)$$

$$L = l \cdot D$$

Удельная работа l (кДж/кг)

$$l = h_1 - h_{омб1} + h_{омб1} - h_{омб2} - \alpha_1 h_{омб1} + \alpha_1 h_{омб2} + h_{омб2} - h_2 - \alpha_1 h_{омб2} + \alpha_1 h_2 - \alpha_2 h_{омб2} + \alpha_2 h_2 = (h_1 - h_2) - \alpha_1 (h_{омб1} - h_2) - \alpha_2 (h_{омб2} - h_2)$$

Термический КПД

$$\eta_t = \frac{l}{q_1};$$

$$q_1 = h_1 - h_{н.в}$$

$h_{п.в.}$ – энтальпия питательной воды, т.е. энтальпия воды за последним регенеративным подогревателем перед котлом.

$$\eta_t = \frac{(h_1 - h_2) - \sum_{\alpha=1}^n \alpha_i \cdot (h_{омбi} - h_2)}{h_1 - h_{н.в.}}$$

$L=3600 \cdot N \cdot D$; если $D \frac{\text{кг}}{\text{час}}$ - расход пара на турбину

$L= N \cdot D$; если $D \frac{\text{кг}}{\text{с}}$

D – расход пара на турбину

$$D = \frac{3600 \cdot N}{h_0 \cdot \eta_M \cdot \eta_2 \cdot (1 - \sum_{i=1}^n \alpha_i \cdot y_i)}$$

y – коэффициент недовыработки отбора.

$$y = \frac{(h_{\text{отб}i} - h_2)}{h_1 - h_2}$$

h_0 - располагаемый теплоперепад на турбину.

$$h_0 = h_1 - h_2$$

N – электрическая мощность турбины, кВт

Таким образом задачей регенерации является подогрев воды от температуры в конденсаторе до температуры, близкой к температуре кипения пара в парогенераторе.

Регенерация дает, увеличение КПД за счет роста средней интегральной температуры подвода тепла.

Расход пара на турбину, по сравнению с чисто конденсационным вариантом, оказался больше, это благотворно сказалось на конструкции первых ступеней турбины.

Пропуск пара в конденсатор, по сравнению с чисто конденсационным вариантом уменьшается, что благотворно сказывается на конструкции последних ступеней турбины.

Как показывает анализ, увеличение числа ступеней регенеративного подогрева приводит к повышению термического КПД цикла, ибо при этом регенерация приближается к предельной.

Однако, каждая последняя ступень вносит все меньший вклад в увеличение КПД. В мощных паротурбинных установках с высокими параметрами число регенеративных подогревателей достигает 10.

ТЕПЛОФИКАЦИОННЫЕ ЦИКЛЫ

В процессе выработки электроэнергии на ТЭС большое количество теплоты передается холодному источнику – охлаждающей конденсатор воде и, таким образом, бесполезно теряется. **Идея теплофикации сводится к тому, что увеличивается температура t_2 , а теплота q_2 не выбрасывается в окружающую среду, а утилизируется.**

Для производственных и бытовых нужд потребляется значительное количество теплоты в виде горячей воды и пара в технологических процессах, для отопления зданий и горячего водоснабжения.

В обычных конденсаторных установках давление в конденсаторе $p_k = 4$ кПа, то есть температура насыщения при этом давлении $t_k = 28-29$ °С. Теплота, отдаваемая охлаждающей воде в таком конденсаторе, имеет низкий температурный потенциал и не может использоваться для производственных и бытовых нужд: обычно для технологических целей используется насыщенный водяной пар давлением от 0,25 до 2-3 МПа, а для отопления – насыщенный водяной пар с давлением 0,15-0,26 МПа или горячая вода с температурой до 180 °С.

Повышение нижней температуры цикла приведет к некоторому уменьшению термического КПД, и, следовательно, выработки электроэнергии. С точки зрения экономичности цикла это невыгодно. Однако возможность получения больших количеств теплоты для технологических и бытовых нужд за счет некоторого сокращения выработки Э/Э весьма выгодно (не надо строить специальные отопительные котельные, имеющие относительно невысокие КПД и требующие повышенного расхода топлива).

Теплофикация – комбинированная выработка тепла и электроэнергии на электростанциях.

Теплоэлектростанции (ТЭЦ) [] отпускают электроэнергию потребителю, так же как и КЭС, и кроме этого тепловую энергию в виде пара и горячей воды для технологических нужд производства и горячей воды для коммунально-бытового потребления (отопление, горячее водоснабжение). При такой комбинированной выработке тепловой и электрической энергии в тепловую сеть отдается главным образом теплота отработавшего в турбинах пара (или газа), что приводит к снижению расхода топлива на 25-30 % по сравнению с отдельной выработкой электроэнергии на КЭС и теплоты в районных котельных. Поскольку для производственных и бытовых нужд требуется пар или вода в относительно широком диапазоне температур и давлений, на ТЭЦ применяются теплофикационные турбины различных типов в зависимости от характера потребления теплоты.

На рисунке представлена схема ТЭЦ с так называемыми турбинами с ухудшенным вакуумом. Давление в конденсаторе такой турбины поддерживается таким, чтобы температура насыщения пара была достаточно высокой для нужного нагрева охлаждающей воды в конденсаторе. Вода, нагретая в конденсаторе до необходимой температуры, направляется потребителю для отопления. Пар в турбину входит с параметрами: расход D , кг/с, давление p_1 , температура T_1 , энтальпия h_1 , кДж/кг, Пар на выходе из турбины: давление p_2 , энтальпия h_2 . Энтальпия конденсата после конденсатора h'_2 , кДж/кг. Вода, поступающая в конденсатор: расход воды $G_{\text{воды}}$, кг/с, температура воды на входе $t_{1\text{воды}}$, температура воды на выходе $t_{2\text{воды}}$

Полезная работа

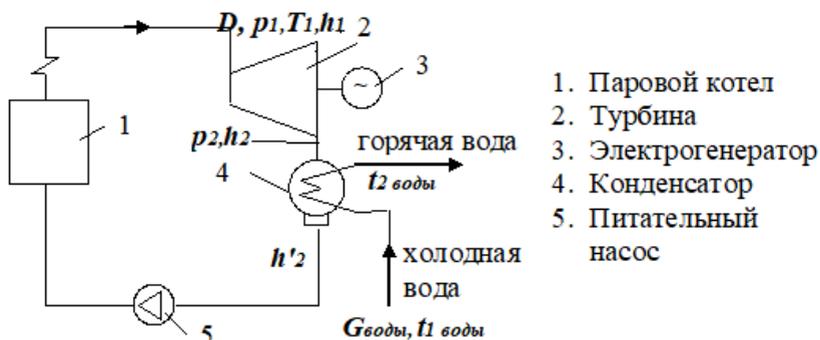
$$L = D(h_1 - h_2), \text{ кВт},$$

Теплота, воспринятая охлаждающей водой в конденсаторе

$$Q_T = G_{\text{воды}} \cdot C_{\text{рводы}} (t_{2\text{воды}} - t_{1\text{воды}}), \text{ кВт}$$

Теплота, отданная паром в конденсаторе

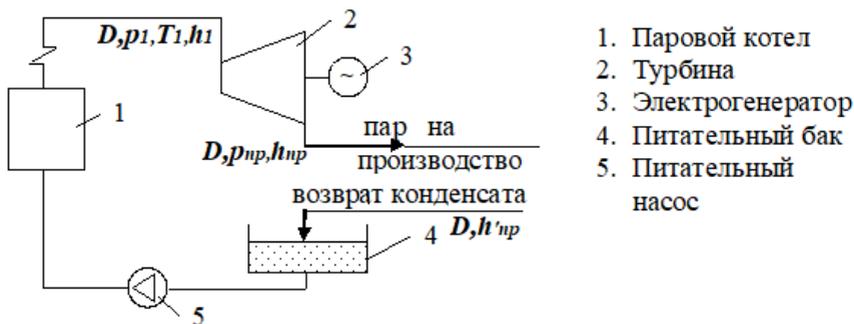
$$Q_n = D(h_2 - h'_2), \text{ кВт}$$



1. Паровой котел
2. Турбина
3. Электродгенератор
4. Конденсатор
5. Питательный насос

Рис. ТЭЦ с турбинами с ухудшенным вакуумом

На рисунке изображена схема ТЭЦ, в которой применены так называемые турбины с противодавлением. В установках этого типа конденсатор отсутствует, а отработавший пар из турбины направляется по паропроводу на производство, где он отдает теплоту и конденсируется, конденсат с производства возвращается для питания котлов. Давление пара на выходе из турбины определяется потребностями производства.



1. Паровой котел
2. Турбина
3. Электродгенератор
4. Питательный бак
5. Питательный насос

Рис. ТЭЦ с турбинами с противодавлением

Пар в турбину входит с параметрами: расход D , кг/с, давление p_1 , температура T_1 , энтальпия h_1 , кДж/кг, Пар на выходе из турбины:

давление p_{np} . энтальпия h_{np} , кДж/кг. Конденсат, возвращаемый с производства: расход D , кг/с, энтальпия конденсата h'_{np} , кДж/кг

Полезная работа

$$L = D(h_1 - h_{np}) \cdot \text{кВт}$$

Теплота, пошедшая на производство

$$Q_{np} = D(h_{np} - h'_{np})$$

На рисунке показана схема ТЭЦ с турбинами с отбором пара. В этой схеме часть пара достаточно высоких параметров отбирается из промежуточных ступеней турбины. Отобранный пар может быть либо направлен на производство (так называемый производственный отбор), откуда в установку возвращается конденсат (рисунок, а), либо в специальные подогреватели-теплообменники, в которых этот пар нагревает воду, используемую для отопительных целей (так называемый теплофикационный отбор) (рисунок, б). Следует заметить, что на современных ТЭЦ наиболее распространены турбины с отбором пара.

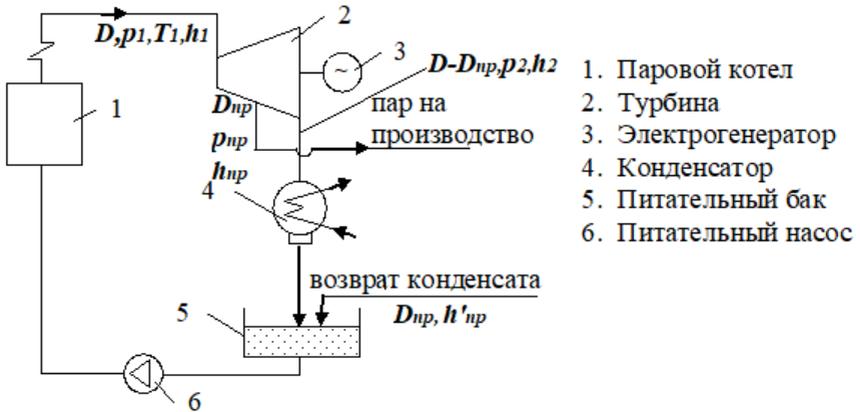


Рис. а. ТЭЦ с турбинами с производственным отбором

Пар в турбину входит с параметрами: расход D , кг/с, давление p_1 , температура T_1 , энтальпия h_1 , кДж/кг. Расход пара в производственный отбор D_{np} . Давление в производственном отборе p_{np} , энтальпия h_{np} , кДж/кг. Пар на выходе из турбины: давление p_2 , энтальпия h_2 , кДж/кг, расход пара в конденсатор $D - D_{np}$. Конденсат, возвращаемый с производства: расход D_{np} , кг/с, энтальпия конденсата h'_{np} , кДж/кг.

Полезная работа

$$L = D(h_1 - h_{np}) + (D - D_{np})(h_{np} - h_2)$$

$$L = D(h_1 - h_T) + (D - D_T)(h_T - h_2) \quad , \text{кВт}$$

Теплота, пошедшая на производство

$$Q_{np} = D_{np}(h_{np} - h'_{np}) \quad , \text{кВт}$$

На рис. показана ТЭЦ с теплофикационным отбором пара

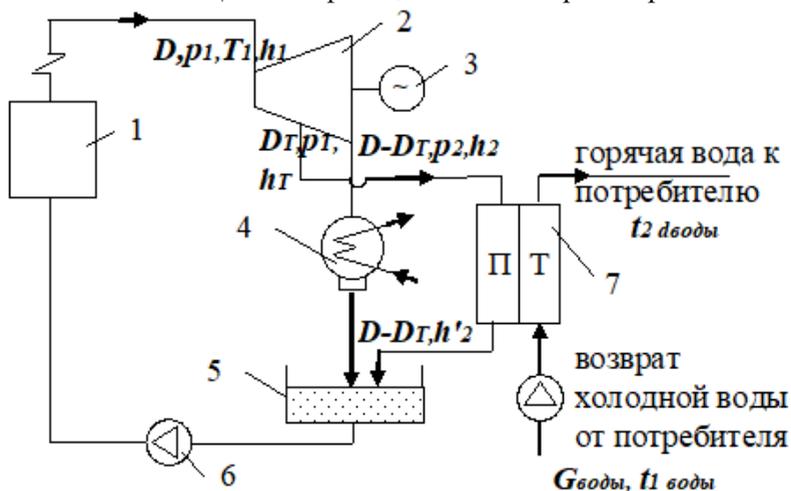


Рис .6. ТЭЦ с теплофикационным отбором

1 – паровой котел, 2 – паровая турбина, 3 – электрогенератор, 4 – конденсатор, 5 – питательный бак, 6 – питательный насос, 7 – подогреватель-теплообменник.

Пар в турбину входит с параметрами: расход D , кг/с, давление p_1 , температура T_1 , энтальпия h_1 , кДж/кг. Расход пара в теплофикационный отбор D_T . Давление в теплофикационном отборе p_T . энтальпия h_T кДж/кг. Пар на выходе из турбины: давление p_2 . энтальпия h_2 , кДж/кг, расход пара в конденсатор $D-D_T$. Конденсат, возвращаемый из теплофикационного отбора: расход D_T , кг/с, энтальпия конденсата h'_T , кДж/кг.

Полезная работа

$$L = D(h_1 - h_T) + (D - D_T)(h_T - h_2), \text{ кВт}$$

Теплота, отданная паром в подогревателе-теплообменнике

$$Q_T = D_T(h_T - h'_T), \text{ кВт}$$

Теплота, воспринятая водой в подогревателе-теплообменнике

$$Q_{\text{воды}} = G_{\text{воды}} \cdot c_{\text{рводы}} (t_{2\text{воды}} - t_{1\text{воды}}), \text{ кВт}$$

На рис. изображена схема сТЭЦ с производственным и теплофикационным отборами.

Пар в турбину входит с параметрами: расход D , кг/с, давление p_1 , температура T_1 , энтальпия h_1 , кДж/кг. Расход пара в производственный отбор D_{np} . Давление в производственном отборе p_{np} . энтальпия h_{np} , кДж/кг. Расход пара в теплофикационный отбор D_T . Давление в теплофикационном отборе p_T . энтальпия h_T кДж/кг. Пар на выходе из турбины: давление p_2 . энтальпия h_2 , кДж/кг, расход пара в конденсатор $D-D_{np}-D_T$. Конденсат, возвращаемый с производства: расход D_{np} , кг/с, энтальпия конденсата h'_{np} , кДж/кг. Конденсат, возвращаемый из теплофикационного отбора: расход D_T , кг/с, энтальпия конденсата h'_T , кДж/кг.

Полезная работа

$$L = D(h_1 - h_{np}) + (D - D_{np})(h_{np} - h_T) + (D - D_{np} - D_T)(h_T - h_2)$$

Тепловая нагрузка производственного отбора

$$Q_{np} = D_{np}(h_{np} - h'_{np}), \text{ кВт}$$

Теплофикационная нагрузка

$$Q_T = D_T (h_T - h'_T), \text{ кВт}$$

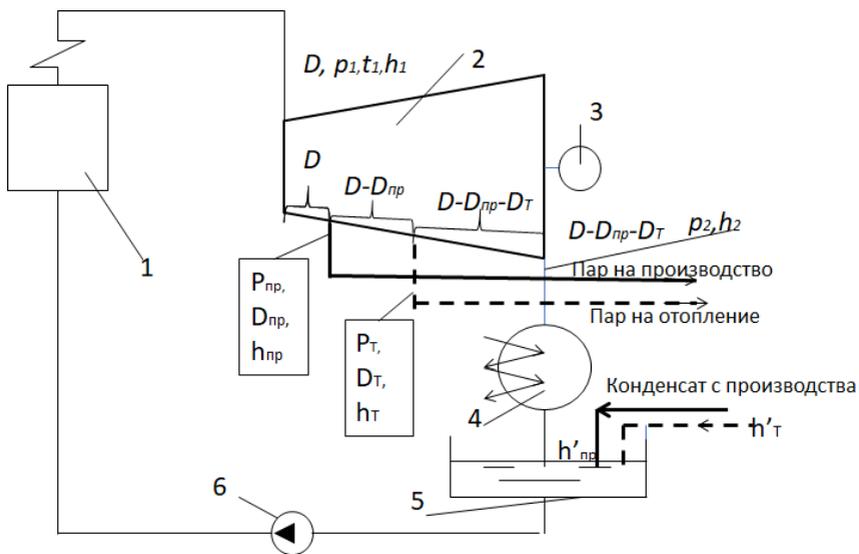


Рис ТЭЦ с турбинами с производственным и теплофикационным отборами

1 – паровой котел, 2 – паровая турбина, 3 – электрогенератор, 4 – конденсатор, 5 – питательный бак, 6 – питательный насос

ЗАДАЧИ

1. При проектировании мощной тепловой станции были сделаны расчеты на начальные параметры $p_1 = 20 \text{ МПа}$ и $t_1 = 560^\circ \text{ С}$ с промежуточным перегревом пара до 560° С при давлении 6.0 МПа . Давление в конденсаторе $p_2 = 40 \text{ гПа}$. Определить термический кпд цикла, не учитывая работу питательного насоса. Представить цикл в T,s – диаграмме

2. Вычислить значение внутреннего относительного КПД паровой турбины, если состояние пара перед турбиной соответствует давлению $p_1 = 13$ МПа и температуре $t_1 = 565$ °С. Давление в конденсаторе 4 кПа. Внутренние потери вследствие необратимости процесса расширения составляют 225 кДж/кг.
3. Удельный расход пара на выработку электроэнергии в турбогенераторе мощностью $N = 25$ МВт $d = 2$ кг/МДж. Каковы термический КПД цикла, и часовой расход пара D ? Параметры пара перед турбиной: $p_1 = 9$ МПа, $t_1 = 540$ °С. Давление пара на выходе из турбины (противодавление) $p_2 = 0.65$ МПа. Температура питательной воды $t_{пв} = 140$ °С. Работу насоса не учитывать.
4. Паросиловая установка работает по регенеративному циклу с отборами при давлениях 1 и 0.2 МПа, параметры пара перед турбиной $p_1 = 9$ МПа и $t_1 = 500$ °С, давление в конденсаторе $p_2 = 0.004$ МПа. Определить η_t регенеративного цикла и сравнить его с η_t цикла Ренкина, осуществляемого при тех же начальных параметрах и том же конечном давлении. Работу насоса не учитывать.
5. В паротурбинной установке, работающей с начальными параметрами $p_1 = 11$ МПа и $t_1 = 550$ °С, осуществляется два отбора: при $p_a = 4$ МПа отбирается 20000 кг/час пара на производство, при $p_b = 2.5$ МПа отбирается 10000 кг/час на отопление. Давление в конденсаторе $p_2 = 40$ гПа. Определить внутреннюю мощность турбины, если расход пара $D = 100$ т/час. Работу питательного насоса не учитывать.
6. При одинаковом начальном давлении $p_1 = 10$ МПа построить кривую зависимости цикла ПСУ от начальной температуры, приняв ее равной 400, 500, 600 °С. Давление в

конденсаторе одинаково $p_2 = 50$ гПа. Работу питательного насоса не учитывать. Представить циклы в T,s - диаграмме.

7. Теплофикационная турбина с противодавлением работает с входными параметрами пара $p_1 = 9.0$ МПа и $t_1 = 540^\circ\text{C}$, противодавление $p_2 = 0.2$ МПа. Отработанный пар отправляется на производство и полностью возвращается на ТЭЦ в виде конденсата с энтальпией $h_k = 400$ кДж/кг. Определить выработку электроэнергии на единицу отданного потребителю тепла.
8. Паротурбинная установка работает при параметрах пара перед турбиной $p_1 = 9$ МПа и $t_1 = 535^\circ\text{C}$. Построить кривую зависимости η_t цикла от давления в конденсаторе p_2 , которое принять равным 20, 40, 80 гПа. Работу насоса не учитывать.
9. При одинаковой начальной температуре $t_1 = 500^\circ\text{C}$ построить кривую зависимости η_t цикла ПСУ от начального давления p_1 , приняв его равным 5.0; 10.0; 20.0 МПа. Давление в конденсаторе одинаково $p_2 = 40$ гПа. Работу питательного насоса не учитывать. Представит циклы в T,s - диаграмме.
10. К соплам паровой турбины поступает пар с параметрами $p_1 = 17$ МПа и $t_1 = 560^\circ\text{C}$. После изоэнтропного расширения до $t_2 = 300^\circ\text{C}$ он направляется в промежуточный пароперегреватель, где его температура повышается до $t_3 = 520^\circ\text{C}$. Затем пар расширяется в последующих ступенях турбины до давления в конденсаторе $p_2 = 40$ гПа. Определить 1) η_t цикла со вторичным перегревом, 2) насколько уменьшается влажность на выходе из турбины, 3) насколько увеличился η_t цикла в результате введения вторичного перегрева.

11. Паровая турбина мощностью 25 МВт работает при начальных параметрах $p_1 = 10$ МПа и $t_1 = 510$ °С. Давление в конденсаторе $p_2 = 40$ гПа, Теплота сгорания топлива $Q^p_n = 30$ МДж/кг. Определить расход пара D и часовой расход топлива B , если $\eta_{пт} = 0.85$.
12. Сравнить η_t цикла Ренкина, регенеративного цикла с одним отбором при давлении пара 3 МПа и регенеративного цикла с двумя отборами при давлениях пара 3 и 0,2 МПа. Для всех трех случаев начальные параметры пара $p_1 = 10$ МПа, $t_1 = 540$ °С, конечное давление $p_2 = 0.004$ МПа. Работу питательного насоса не учитывать.
13. Турбина, в которую поступает пар с параметрами $p_1 = 9.0$ МПа и $t_1 = 540$ °С, имеет один регенеративный отбор при $p_{отб} = 0.3$ МПа в смешивающий подогреватель. Давление за турбиной $p_2 = 40$ гПа. Найти термический КПД регенеративного цикла. Работу насоса не учитывать.
14. Мощность паротурбинной установки $N = 50$ МВт. Определить удельный расход топлива b и удельный расход теплоты q на 1 МДж выработанной электроэнергии, а также часовой расход топлива B , если пар на входе в турбину имеет параметры: $p_1 = 4$ МПа, $t_1 = 450$ °С, давление в конденсаторе $p_2 = 40$ гПа. Известны КПД $\eta_{oi} = 0.79$, $\eta_m = 0.96$, $\eta_g = 0.98$, $\eta_{пт} = 0.88$. Теплота сгорания топлива $Q^p_n = 15$ МДж/кг.
15. Определить суточную экономию топлива, получающуюся в результате замены турбинной установки, работающей при параметрах $p_1 = 3.5$ МПа и $t_1 = 450$ °С на установку с начальными параметрами $p_1 = 30$ МПа и $t_1 = 650$ °С.

Давление в конденсаторах одинаковое $p_2 = 40$ гПа, мощность установки $N = 50$ МВт, теплота сгорания топлива $Q_p = 30$ МДж/кг, кпд парогенераторов $\eta_{пг} = 0.8$ в старой и 0.9 в новой установке. Работу насосов не учитывать.

16. Определить параметры пара перед конденсатором, где давление $p_2 = 40$ гПа, если параметры пара перед турбиной $p_1 = 9$ МПа и $t_1 = 510$ °С, а внутренний относительный кпд турбины $\eta_{oi} = 0.87$. Построить процесс в h,s - и T,s -диаграммах.
17. Определить зависимость η_t ПСУ от начальных параметров пара, если при начальных и конечных давлениях соответственно $p_1 = 3.0$ МПа и $p_2 = 40$ гПа, пар перед турбиной 1) имеет сухость $X = 0.9$; 2) сухой насыщенный; 3) перегретый до температуры 450 °С.
18. На ТЭЦ установлена турбина мощностью $N = 12$ МВт, в которой работает пар с начальными параметрами $p_1 = 4$ МПа и $t_1 = 500$ °С. Турбина имеет два отбора, первый - производственный при $p_{1\text{отб}} = 1.0$ МПа, расход пара в отбор $D_{1\text{отб}} = 50$ т/час, второй отбор - теплофикационный при $p_{2\text{отб}} = 0.12$ МПа и $D_{2\text{отб}} = 40$ т/час. Давление в конденсаторе $p_2 = 40$ гПа. Определить часовой расход пара через турбину.
19. . Как будет изменяться кпд цикла ПСУ, а также какие изменения произойдут с рабочим телом в конце расширения, если изменить начальные параметры пара $p_1 = 1.5$ МПа и $t_1 = 350$ °С следующим образом: в первом случае повысить температуру до 550 °С при неизменном давлении p_1 , во втором увеличить давление до 5 МПа при неизменной температуре t_1 , в третьем одновременно повысить давление и температуру до 5 МПа и 550 °С.

- Расширение вести до давления $p_2 = 0.005$ МПа. Работу насоса не учитывать. Изобразить в h,s - и T,s - диаграммах.
20. Определить параметры состояния пара за турбиной и подсчитать внутренний кпд установки, если $p_1 = 11$ МПа, $t_1 = 550$ °С, $p_2 = 40$ гПа и внутренний относительный кпд $\eta_{oi} = 0.85$. Работу насоса не учитывать.
 21. Определить внутренний относительный кпд турбины, если внутренние потери вследствие необратимости процесса расширения пара в турбине 140 кДж/кг. Состояние пара перед турбиной $p_1 = 10$ МПа, $t_1 = 500$ °С, давление в конденсаторе $p_2 = 40$ гПа.
 22. При проектировании мощной тепловой станции были сделаны расчеты на начальные параметры $p_1 = 20$ МПа и $t_1 = 500$ °С с промежуточным перегревом пара до 500 °С при давлении 6 МПа. Давление в конденсаторе $p_2 = 40$ гПа. Определить термический кпд цикла, не учитывая работу питательного насоса. Представить цикл в T,s - диаграмме.
 23. Вычислить значение внутреннего относительного кпд паровой турбины, если состояние пара перед турбиной соответствует давлению $p_1 = 10$ МПа и температуре $t_1 = 560$ °С. Давление в конденсаторе 4 кПа. Внутренние потери вследствие необратимости процесса расширения составляют 250 кДж/кг.
 24. Удельный расход пара на выработку электроэнергии в турбогенераторе мощностью $N = 30$ МВт $d = 2$ кг/МДж. Каковы термический кпд цикла и часовой расход пара D . Параметры пара перед турбиной: $p_1 = 10$ МПа, $t_1 = 560$ °С. Давление пара на выходе из турбины (противодавление) $p_2 = 0.7$ МПа. Температура питательной воды $t_{пв} = 120$ °С. Работу насоса не учитывать.

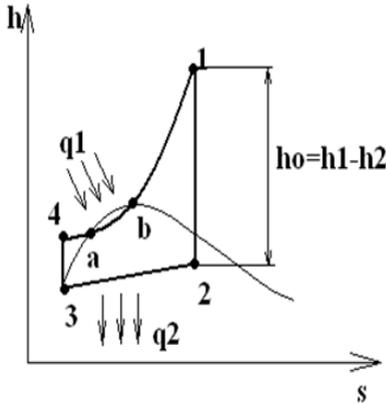
25. Паросиловая установка работает по регенеративному циклу с отборами при давлениях 1 и 0.1 МПа, параметры пара перед турбиной $p_1 = 10$ МПа и $t_1 = 400^\circ \text{C}$, давление в конденсаторе $p_2 = 0.004$ МПа. Определить η_t регенеративного цикла и сравнить его с η_t цикла Ренкина, осуществляемого при тех же начальных параметрах и том же конечном давлении.
26. В паротурбинной установке, работающей с начальными параметрами $p_1 = 10$ МПа и $t_1 = 550^\circ \text{C}$, осуществляется два отбора: при $p_a = 5$ МПа отбирается 30000 кг/час пара на производство, при $p_b = 2$ МПа отбирается 15000 кг/час на отопление. Давление в конденсаторе $p_2 = 40$ гПа. Определить внутреннюю мощность турбины, если паропроизводительность парогенератора $D = 120$ т/час. Работу питательного насоса не учитывать.
27. При одинаковом начальном давлении $p_1 = 12$ МПа построить кривую зависимости цикла ПСУ от начальной температуры, приняв ее равной 300, 400, 500 °С. Давление в конденсаторе одинаково $p_2 = 5$ кПа. Работу питательного насоса не учитывать. Представить циклы в T,s- диаграмме.
28. Теплофикационная турбина с противодавлением работает с входными параметрами пара $p_1 = 7.0$ МПа и $t_1 = 520^\circ \text{C}$, противодавление $p_2 = 0.4$ МПа. Отработанный пар отправляется на производство и полностью возвращается на ТЭЦ в виде конденсата с энтальпией $h_k = 320$ кДж/кг. Определить выработку электроэнергии на единицу отданного потребителю тепла.
29. Паротурбинная установка работает при параметрах пара перед турбиной $p_1 = 8$ МПа и $t_1 = 500^\circ \text{C}$. Построить кривую зависимости η_t цикла от давления в конденсаторе p_2 , которое принять равным 40, 60, 80 гПа. Работу насоса не учитывать.

30. При одинаковой начальной температуре $t_1 = 400 \text{ }^\circ\text{C}$ построить кривую зависимости η_t цикла ПСУ от начального давления p_1 , приняв его равным 5.0; 10.0; 20.0 МПа. Давление в конденсаторе одинаково $p_2 = 40 \text{ гПа}$. Работу питательного насоса не учитывать. Представит циклы в T,s - диаграмме.
31. К соплам паровой турбины поступает пар с параметрами $p_1 = 10 \text{ МПа}$ и $t_1 = 500 \text{ }^\circ\text{C}$. После изоэнтропного расширения до $t_2 = 300 \text{ }^\circ\text{C}$ он направляется в промежуточный пароперегреватель, где его температура повышается до $t_3 = 500 \text{ }^\circ\text{C}$. Затем пар расширяется в последующих ступенях турбины до давления в конденсаторе $p_2 = 40 \text{ гПа}$. Определить 1) η_t цикла со вторичным перегревом, 2) насколько уменьшается влажность на выходе из турбины, 3) насколько увеличился η_t цикла в результате введения вторичного перегрева.
32. Паровая турбина мощностью 20 МВт работает при начальных параметрах $p_1 = 10 \text{ МПа}$ и $t_1 = 400 \text{ }^\circ\text{C}$. Давление в конденсаторе $p_2 = 40 \text{ гПа}$, Теплота сгорания топлива $Q_p^R = 30 \text{ МДж/кг}$. Определить термический КПД цикла, расход пара D и часовой расход топлива B , если $\eta_{пт} = 0.85$.

ПРИМЕРЫ:

1. Паровая турбина мощностью работает при начальных параметрах $p_1 = 14 \text{ МПа}$ и $t_1 = 550 \text{ }^\circ\text{C}$. Давление в конденсаторе

$p_2 = 40$ гПа. Определить термический КПД, с учетом и без учета работы насоса, работу турбины и питательного насоса.



По таблице 3 [] по $p_1 = 14$ МПа и $t_1 = 550$ °С определяется $h_1 = 3459,2$ кДж/кг, $s_1 = 6,5631$ кДж/кг К. Для определения h_2 по таблице 2 по p_2 находим параметры на пограничных кривых: $h'_2 = 121,41$ кДж/кг, $h''_2 = 2554,1$ кДж/кг, $s'_2 = 0,4224$ кДж/кг К., $s''_2 = 8,4747$ кДж/кг К.

Определяется степень сухости в точке 2 с учетом того, $s_2 = s_1$

$$x_2 = \frac{s_2 - s'_2}{s''_2 - s'_2} = \frac{6,5631 - 0,4224}{8,4747 - 0,4224} = 0,763$$

Энтальпия в точке 2

$$h_2 = h'_2 \cdot x_2 + h''_2(1 - x_2) = 2554,1 \cdot 0,763 + 121,41(1 - 0,763) = 1977,56$$

Точка 3 лежит на нижней пограничной кривой

$$h_3 = h'_2 = 121,41 \text{ кДж/кг}$$

$$s_3 = s'_2 = 0,4224 \text{ кДж/кг К}$$

Точка 4 лежит на пересечении изобары p_1 и изоэнтропы 3-4. По таблице 3 по давлению p_1 определяется интервал, в котором лежит значение энтропии $s_4 = s_3$.

$p_1 = 14 \text{ МПа}$	
h , кДж/кг	s , кДж/кг К
97,0	0,2933
?	0,4224
138,4	0,4322

$$h_4 = 97,0 + (138,4 - 97) \cdot \frac{0,4224 - 0,2933}{0,4322 - 0,2933} = 135,2 \text{ кДж/кг}$$

Термический КПД с учетом работы насоса

$$\eta_t = \frac{(h_1 - h_4) - (h_2 - h_3)}{(h_1 - h_4)} = \frac{(3459,2 - 135,2) - (1977,56 - 121,41)}{3459,2 - 135,2} = 0,424$$

Термический КПД без учета работы насоса

$$\eta_t = \frac{(h_1 - h_2)}{(h_1 - h_3)} = \frac{3459,2 - 1977,56}{3459,2 - 121,41} = 0,444$$

Работа турбины

$$l^T = h_1 - h_2 = 3459,2 - 1977,56 = 1481,64$$

Работа насоса

$$l^H = h_4 - h_3 = 135,2 - 121,41 = 13,79$$

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кириллин, Владимир Алексеевич Техническая термодинамика : учебник для вузов / В. А. Кириллин, В. В. Сычев, А. Е. Шейндлин. — 5-е изд., перераб. и доп.. — Москва: Изд. дом МЭИ, 2008. — 495 с.: ил

2. Теплотехника : учебник для вузов / В. Н. Луканин [и др.]; под ред. В. Н. Луканина. — 7-е изд., испр.. — Москва: Высшая школа, 2009. — 671 с.: ил
3. Кудинов, Василий Александрович. Техническая термодинамика и теплопередача: учебник для академического бакалавриата / В. А. Кудинов, Э. М. Карташов, Е. В. Стефанюк - 3-е изд., испр. И доп. - Москва : Юрайт, 2015 - 567 с.: ил. - (Бакалавр. Академический курс).
4. Рабинович, Оскар Маркович. Сборник задач по технической термодинамике: учебное пособие / О. М. Рабинович - 5-е изд., перераб. –Стереотипное издание - Москва: Альянс, 2015 - 344 с. : ил. + диаграмма.
5. Зубарев, Владимир Николаевич Практикум по технической термодинамике : учебное пособие / В. Н. Зубарев, А. А. Александров, В. С. Охотин. — 3-е изд., перераб.. — Москва: Энергоатомиздат, 1986. — 303 с.
6. Сборник задач по технической термодинамике: учебное пособие/ Андрианова Т.Н. [и др.]; под общ. Ред. Т.Н. Андриановой – М.: Издательский дом МЭИ, 2006. - 354 с.
7. Ривкин С.Л. Теплофизические свойства воды и водяного пара: Справочник/ С.Л.Ривкин, А.А. Александров - М.: Энергоатомиздат, 1980.- 424 с.

ОСНОВНАЯ ЛИТЕРАТУРА

1. Хутская, Н. Г. Термодинамический расчет циклов тепловых двигателей : учебно-методическое пособие для студентов специальности 1-43 01 06 "Энергоэффективные технологии и энергетический менеджмент" / Н. Г. Хутская, Г. И. Пальченок; Министерство образования Республики Беларусь, Белорусский национальный технический университет, Кафедра ЮНЕСКО "Энергосбережение и возобновляемые источники энергии". – Минск: БНТУ, 2021. – 49, [1] с.: ил., табл. – Режим доступа : <https://rep.bntu.by/handle/data/91435> (7 экз.)
2. Хутская, Н. Г. Термодинамика потока: учебно-методическое пособие для студентов специальности 1 43 01 06 "Энергоэффективные технологии и энергетический менеджмент" / Н. Г. Хутская, Г. И. Пальченок, А. В. Новик ; Министерство образования Республики Беларусь, Белорусский национальный технический университет, Кафедра ЮНЕСКО "Энергосбережение и возобновляемые источники энергии". – Минск : БНТУ, 2021. – 64, [1] с.: ил., табл. – Режим доступа : <https://rep.bntu.by/handle/data/108167> (10 экз.)
3. Ерофеев, В. Л. Теплотехника: учебник для бакалавриата и магистратуры : для студентов высших учебных заведений, обучающихся по инженерно-техническим направлениям : [в 2 т.] / В. Л. Ерофеев, А. С. Пряхин, П. Д. Семенов ; под ред. В. Л. Ерофеева, А. С. Пряхина. – Москва: Юрайт, 2018. – (Бакалавр. Магистр) . – Т. 1 : Термодинамика и теория теплообмена. – 307, [1] с. (1 экз.)
4. Ляшков, В. И. Теоретические основы теплотехники: учебное пособие [для вузов] / В. И. Ляшков. – 2-е изд., испр. и доп. – Москва: Курс: ИНФРА-М, 2018. – 327, [1] с. (1 экз.)
5. Байков, В. И. Теплофизика. Термодинамика и статистическая физика: учебное пособие для студентов учреждений высшего образования по специальностям "Физика (по направлениям)", "Ядерная физика и технологии", "Физика наноматериалов и нанотехнологий" / В. И. Байков, Н. В. Павлюкевич. – Минск : Вышэйшая школа, 2018. – 446, [1] с. (9 экз.)
6. Термодинамика реального газа [Электронный ресурс]: учебно-методический комплекс для студентов специальности 1-43 01 06 "Энергоэффективные технологии и энергетический менеджмент" / Белорусский национальный технический университет, Кафедра ЮНЕСКО "Энергосбережение и возобновляемые источники энергии" ; сост. Н. Г. Хутская, Г. И. Пальченок. – Электрон. дан. – Минск: БНТУ, 2018. – 1 электрон. опт. диск (CD-ROM). –

ДОПОЛНИТЕЛЬНАЯ ЛИТЕРАТУРА

1. Кириллин В.А. Техническая термодинамика/ В.А. Кириллин, В.В. Сычев, А.Е. Шейндлин- М.: Издательство МЭИ, 2008. - 486 с.
2. Техническая термодинамика: учебник для вузов/Крутов В.И. [и др.], под общ.ред. В.И. Крутова.- 3-е изд.- М.: Высш. шк., 1991.-384 с.
3. Вукалович М.П. Термодинамика: учебное пособие/ М.П. Вукалович, И.И.Новиков.- М.: Машиностроение, 1972.-672 с.
4. Андриющенко А.И. Основы термодинамики циклов теплоэнергетических установок: учебное пособие/ А.И. Андриющенко -3-е изд.- М.: Высшая школа, 1985.- 319 с.
5. Сборник задач по технической термодинамике: учебное пособие/Андрианова Т.Н. [и др.]; под общ. Ред. Т.Н. Андриановой - М.: Издательский дом МЭИ, 2006. - 354 с.
6. Рабинович О.М. Сборник задач по технической термодинамике / О.М. Рабинович - М.: Машиностроение, 1973.- 344 с.
7. Зубарев В.Н. Практикум по технической термодинамике: учебное пособие/В.Н. Зубарев, А.А. Александров, В.С. Охотин- 3-е изд., перераб.- М.: Энергоатомиздат, 1986.- 304 с.
8. Ривкин С.Л. Термодинамические свойства газов: Справочник / С.Л. Ривкин- 4-е изд.- М.: Энергоатомиздат, 1987.- 288 с.
9. Ривкин С.Л.Теплофизические свойства воды и водяного пара: Справочник/ С.Л. Ривкин, А.А. Александров - М.: Энергоатомиздат, 1980.- 424 с.
10. Хутская Н.Г. Расчет термодинамических процессов в идеальном газе.: методическое пособие/Н.Г. Хутская., Г.И. Пальченок- Минск, БНТУ, 2012.-57 с.
11. Хутская Н.Г. Расчет термодинамических процессов в водяном паре.: методическое пособие/Н.Г. Хутская., Г.И. Пальченок.- Минск, БНТУ, 2012.- 45с.
12. Кудимов В.А. Техническая термодинамика/ В.А. Кудимов, Э.М. Карташев– М.: Высшая школа, 2000.
13. Исаев С.И. Термодинамика: учеб. для ВУЗов/С.И. Исаев- 3-е изд.– М.:

Изд-во МВТУ им. Н.Э. Баумана, 2000.- 416с.

14. Крутов В.И. задачник по технической термодинамике и теории тепломассообмена/Крутов В.И., Петражицкий Г.Б.- М.:Издательство МЭИ, 2011.- 384 с.

15. Исаев С.И. Курс химической термодинамики: учеб. пособие./ С.И. Исаев -2-е изд.- М.: Высш. шк., 1986.-272 с.

16. Базаров И.П. Термодинамика: учебник/ И.П. Базаров - 4-е изд.- М.: Высш. шк., 1986.-272 с.

17. Бэр Г.Д. Техническая термодинамика. Теоретические основы и технические приложения./ Г.Д. Бэр -М.: Мир, 1977.- 518 с.

Учебная программа составлена на основе образовательного стандарта специальности 7-07-0712-02 «Теплоэнергетика и теплотехника» (профилизация «Энергоэффективные технологии и энергетический менеджмент»).

СОСТАВИТЕЛЬ:

Н.Г. Хутская, доцент кафедры ЮНЕСКО «Энергосбережение и возобновляемые источники энергии» Белорусского национального технического университета, к.т.н., доцент

РЕЦЕНЗЕНТЫ:

Д.С. Слижук, научный сотрудник лаборатории химико-энергетических процессов Института тепло- и массообмена им. А.В. Лыкова НАН Беларуси

А.С. Дмитриченко, заведующий кафедрой энергосбережения, гидравлики и теплотехники Белорусского государственного технологического университета

РЕКОМЕНДОВАНА К УТВЕРЖДЕНИЮ:

Кафедрой ЮНЕСКО «Энергосбережение и возобновляемые источники энергии» Белорусского национального технического университета

(протокол №6 от 6_02 2023г.)

Заведующий кафедрой _____ **В.Л. Червинский**

Методической комиссией факультета технологий управлений и гуманитаризации Белорусского национального технического университета

(протокол №4 от 15.02.2023г.)

Председатель методической комиссии _____ **И.Н. Кандричина**

Научной библиотекой БНТУ _____ **Т.И. Бирюкова**

Научно-методическим советом Белорусского национального технического университета (протокол № 2 секции №1 от 22.02.2023 г.)

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА

Учебная программа «Техническая термодинамика» разработана для специальности 7-07-0712-02 «Теплоэнергетика и теплотехника» (профилизация «Энергоэффективные технологии и энергетический менеджмент»).

Важную роль в экономическом развитии Беларуси играет энергетика - область промышленности, науки и техники, охватывающая энергетические ресурсы, производство, передачу, преобразование, аккумулирование, распределение и потребление различных видов энергии. Поэтому подготовка специалистов с высшим образованием в области организации энергосбережения и эффективных технологий является актуальной народнохозяйственной задачей.

Необходимым этапом подготовки такого специалиста является изучение общепрофессиональной дисциплины - термодинамики, которая изучает свойства рабочих тел и теорию тепловых двигателей.

Для изучения дисциплины «Техническая термодинамика» необходимы знания в области физики, химии, математики. В свою очередь, знания в области термодинамики используются далее при изучении всех прикладных теплотехнических дисциплин, при курсовом и дипломном проектировании.

Цель изучения дисциплины «Техническая термодинамика» - приобретение студентами теоретической базы знаний для изучения таких специальных дисциплин, как «Теплопередача», «Энергопреобразующие машины», «Производство, транспорт и потребление тепловой энергии», «Вторичные энергетические ресурсы», «Возобновляемые источники энергии», а также приобретение базы прикладных знаний в смежных областях технологии и техники.

Основными задачами дисциплины являются изучение:

- термодинамических законов и процессов;
- свойств рабочих тел;
- принципов работы циклов тепловых двигателей и холодильных машин и методов анализа их эффективности.
- свойств реальных рабочих тел;

- принципов работы циклов тепловых двигателей и холодильных машин и методов анализа их эффективности.

В результате освоения курса «Техническая термодинамика» студент должен:

знать:

- законы термодинамики;
- молекулярно-кинетическую теорию;
- термодинамические свойства и характеристики веществ;
- циклы тепловых двигателей и трансформаторов тепла;
- методы обработки результатов исследований и единицы измерений;
- термодинамический принцип смещения равновесия для предсказания оптимальных условий проведения термодинамического процесса.
- законы термодинамики реального газа;

рассчитывать термодинамические характеристики веществ и процессы для реального газа;

- рассчитывать циклы тепловых двигателей и трансформаторов тепла;
- применять основные законы термодинамики для решения прикладных задач;
- использовать справочники термодинамических величин и табличных данных и термодинамические диаграммы.
- рассчитывать характеристики сосуществующих фаз и процессов фазовых превращений с помощью фазовых диаграмм состояния идеального и реального газа;

уметь:

- рассчитывать термодинамические характеристики веществ и процессы для идеального газа;
- рассчитывать циклы тепловых двигателей и трансформаторов тепла;

- применять основные законы термодинамики для решения прикладных задач;

- использовать справочники термодинамических величин и табличных данных и термодинамические диаграммы.

- рассчитывать термодинамические характеристики веществ и процессы для идеального и реального газа;

- рассчитывать характеристики сосуществующих фаз и процессов фазовых превращений с помощью фазовых диаграмм состояния идеального и реального газа;

владеть:

методами расчета термодинамических процессов для идеального и реального газа;

методами расчета циклов тепловых двигателей и трансформаторов тепла;

Освоение данной учебной дисциплины обеспечивает формирование следующих компетенций:

УК-1 Владеть основами исследовательской деятельности, осуществлять поиск, анализ и синтез информации

УК-2 Решать стандартные задачи профессиональной деятельности на основе применения информационно-коммуникационных технологий

УК-5 Быть способным к саморазвитию и совершенствованию в профессиональной деятельности

УК-14 Использовать формы, приёмы, методы и законы интеллектуальной познавательной деятельности в профессиональной сфере

БПК-1 Применять основные методы защиты населения от негативных факторов антропогенного, техногенного, естественного происхождения, принципы рационального природопользования и энергосбережения, обеспечивать здоровые и безопасные условия труда.

БПК-2 Применять математические расчеты, методы математического анализа и моделирования для решения профессиональных задач

БПК-4 Анализировать законы протекания химических процессов, химической термодинамики и кинетики, методы химической идентификации и определения веществ

БПК-6 Применять основные законы термодинамики и теплопередачи для решения практических задач, расчета процессов и аппаратов тепло- и массообмена в энергетических системах

БПК-9 Применять навыки для проведения расчетов потребления энергии в зданиях и сооружениях, оптимизации процессов потребления энергии и ее использования

СК-1 Проводить расчеты различной сложности для решения инженерных задач с помощью компьютерных и информационных технологий

СК-4 Выполнять анализ энергетических балансов технологических процессов для создания и внедрения нового энергоэффективного оборудования и технологий

СК-6 Понимать особенности работы, построения и расчета теплоэнергетических систем

СК-10 Понимать и применять способы использования ископаемых видов топлива с учетом их воздействия на окружающую среду

СК-11 Понимать основные принципы преобразования видов энергии и обеспечивать их оптимальное использование в технологических процессах

Согласно учебному плану:

- для очной формы получения высшего образования на изучение учебной дисциплины отведено всего 306 ч., из них аудиторных – 184 часа;
- для заочной формы получения высшего образования на изучение учебной дисциплины отведено всего 170 ч., из них аудиторных – 20 часов

Распределение аудиторных часов по курсам, семестрам и видам занятий приведено в таблицах 1 и 2

Таблица 1.

Очная форма получения высшего образования					
Курс	Семестр	Лекции, ч.	Лаборатор- ные занятия, ч.	Практиче- ские занятия, ч.	Форма текущей аттестации
2	3	52	32	16	зачет
2	3				курсовая работа
2	4	52	16	16	экзамен

Распределение аудиторных часов по курсам, семестрам и видам занятий для заочной формы получения высшего образования приведено в таблице 2.

Таблица 2.

Заочная форма получения высшего образования					
Курс	Семестр	Лекции, ч.	Лаборатор- ные занятия, ч.	Практиче- ские занятия, ч.	Форма текущей аттестации
1	2	10	4	6	экзамен
2	3	6	4	6	курсовая работа экзамен

СОДЕРЖАНИЕ ДИСЦИПЛИНЫ

Раздел I. Введение. Основные понятия и определения

Тема 1.1. Основные понятия и определения

Предмет и методы термодинамики. Термодинамическая система и окружающая среда. Рабочее тело. Параметры состояния. Температура. Давление. Объем. Единицы измерения параметров состояния. Удельные параметры. Экстенсивные и интенсивные параметры состояния. Равновесные и неравновесные состояния. Равновесные и неравновесные процессы. Идеальный и реальный газ.

Тема 1.2. Уравнение состояния идеального газа

Уравнение состояния идеального газа. Универсальная и удельная газовая постоянная. Термодинамическая поверхность.

Раздел II. Первый закон термодинамики

Тема 2.1. Теплота и энергия

Энергия. Первый закон термодинамики как закон сохранения и превращения энергии, его аналитические выражения и формулировки. Различные виды энергии. Теплота и работа - формы передачи энергии. Внутренняя энергия и энтальпия как функции состояния. Работа изменения объема.

Тема 2.2. Теплоемкость

Теплоемкость идеального газа. Массовая, объемная и мольная теплоемкости. Теплоемкость газа как функция процесса. Средняя и истинная теплоемкости. Молекулярно-кинетическая теория теплоемкости. Температурная зависимость теплоемкости. Формулы и таблицы для определения теплоемкости.

Раздел III. Термодинамика газовых смесей

Тема 3.1. Смесии идеальных газов

Смесии идеальных газов. Способы задания состава смеси. Закон Дальтона. Парциальные давления. Приведенные объемы. Кажущаяся молекулярная масса смеси. Газовая постоянная смеси. Плотность и теплоемкость газовой смеси.

Внутренняя энергия и энтальпия газовой смеси. Энтропия газовой смеси. Энтропия смешения. Эксергетический анализ процессов со смесями газов. Смеси реальных газов. Объемные и тепловые эффекты смешения и их зависимость от параметров смеси

Раздел IV. Термодинамика идеального газа. Свойства и процессы

Тема 4.1. Внутренняя энергия, энтальпия и энтропия

Внутренняя энергия, энтальпия и энтропия веществ в идеально-газовом состоянии. Термодинамические таблицы и диаграммы.

Тема 4.2. Процессы в идеальном газе

Основные термодинамические процессы (изохорный, изобарный, изотермический, адиабатный). Политропные процессы, их сравнительный анализ. Расчет параметров состояния и энергетических характеристик процессов по таблицам термодинамических свойств идеальных газов.

Раздел V. Второй закон термодинамики

Тема 5.1 Обратимые и необратимые процессы

Самопроизвольные (положительные) и вынужденные (отрицательные) процессы. Формулировки второго закона термодинамики. Обратимые и необратимые процессы. Основные источники необратимости. Термодинамические циклы (прямые и обратные, обратимые и необратимые).

Тема 5.2. Термический КПД. Цикл Карно

Термический к.п.д. Источники теплоты. Прямой цикл Карно и его термический к.п.д. Обратные цикл Карно и его холодильный коэффициент. Теорема Карно и к.п.д. произвольного обратимого цикла. Обобщенный цикл Карно. Регенерация тепла. Термодинамические процессы и циклы в T,s - и P,v -диаграммах. Термодинамическая шкала температур. Абсолютный нуль температур. Энтропия. Изменение энтропии в необратимых процессах. Аналитическое выражение второго закона термодинамики. Возрастание энтропии изолированной системы.

Тема 5.3. Эксергия

Эффективность преобразования энергии разных видов. Эксергия. Эксергия термомеханической системы. Эксергия массы вещества в объеме. Эксергия теплоты. Теорема Гюи- Стодолы. Эксергетический баланс и эксергетический КПД. Расчет потерь эксергии при необратимых процессах с использованием термодинамических таблиц и диаграмм.

Раздел VI Термодинамические процессы в компрессорах

Тема 6.1. Поршневой компрессор

Одноступенчатый поршневой компрессор. Принцип действия. Индикаторная диаграмма. Техническая работа компрессора. Изотермическое, адиабатное и политропное сжатие. Изображение в термодинамических диаграммах процессов, протекающих в компрессорах. Необратимое сжатие. Относительный внутренний КПД компрессора. Вредный объем компрессора. Объемный к.п.д. компрессора. Расчет мощности привода компрессора и отводимого при охлаждении тепла. Многоступенчатое сжатие. Оптимальное распределение давлений по ступеням многоступенчатого компрессора.

Раздел VII. Термодинамика газовых циклов

Тема 7.1. Циклы ГТУ

Цикл газотурбинных установок (ГТУ) с подводом тепла при постоянном давлении. Отношение работы компрессора к работе турбины. Термический КПД цикла ГТУ. Цикл ГТУ с подводом тепла при $v = \text{const}$.

Регенерация в ГТУ. Цикл ГТУ при необратимых процессах сжатия и расширения. Абсолютный внутренний КПД необратимого цикла ГТУ. Выбор оптимальной степени повышения давления. Применение ступенчатого подвода и отвода тепла в цикле. Цикл сложной ГТУ при обратимом и необратимом протекании процессов сжатия и расширения.

Тема 7.2. Циклы поршневых двигателей внутреннего сгорания

Принцип действия двигателей внутреннего сгорания. Циклы поршневых двигателей внутреннего сгорания (ДВС). Идеальные циклы ДВС с изохорным (цикл Отто), изобарным (цикл Дизеля) и комбинированным (цикл Тринклера) подводом тепла. Термический КПД циклов. Мощность и удельные расходы топлива. Среднее индикаторное давление. Цикл Брайтона.

Тема 7.3. Двигатели внешнего сгорания

Краткое описание темы Цикл Стирлинга. Цикл Эрикссона.

Тема 7.4 Эффективность циклов

Методы сравнения термических КПД обратимых циклов. Метод к.п.д. в анализе необратимых циклов. Эффективный КПД теплосиловых установок. Эксергетический метод анализа циклов.

Раздел V111. Характеристические функции и дифференциальные уравнения термодинамики

Тема 8.1. Характеристические функции

Характеристические функции: внутренняя энергия и ее свойства, энтальпия и ее свойства, энергия Гельмгольца и ее свойства, энергия Гиббса и ее свойства. Химический потенциал и его свойства. Характеристики и условия термодинамического равновесия. Условия взаимодействия системы, стремящейся к равновесию с окружающей средой. Условия фазового равновесия при плоской границе раздела фаз.

Тема 8.2. Дифференциальные уравнения термодинамики

Уравнения Максвелла. Дифференциальные уравнения внутренней энергии, энтальпии, энтропии в независимый переменных v и T , p и T , P и v . Дифференциальные уравнения удельных теплоемкостей. Вычисление функций состояния реальных рабочих тел с использованием дифференциальных соотношений.

Раздел 1X. Равновесие термодинамических систем.

Термодинамика реального газа

Тема 9.1 Фазовые переходы

Термодинамическая поверхность состояния реальных газов. Агрегатное состояние вещества. Фазовые переходы. Правило фаз Гиббса. Фазовые диаграммы p, T ; p, v ; T, s . Условие устойчивости фаз. Фазовые переходы при неодинаковых давлениях фаз. Уравнение Пойнтинга. Фазовые переходы при искривленных поверхностях раздела фаз.

Тема 9.2 Вода и водяной пар

Кипящая жидкость и сухой насыщенный пар. Влажный пар. Степень сухости пара. Критические условия. Перегретый пар. Перегретая жидкость и переохлажденный пар. Термические и calorические свойства твердых тел и жидкостей. Вода и водяной пар. Аномалии воды. Термические и calorические свойства реальных газов. Диаграммы h - p , h - T , h - s реальных газов. Уравнение Ван-дер-Ваальса. Термодинамическое подобие веществ и закон соответственных состояний. Уравнение состояния Майера -Боголюбова. Эмпирические уравнения состояния.

Тема 9.3 Таблицы и диаграммы водяного пара

Теплоемкости c_p и c_v водяного пара. T , s - и h , s - диаграммы водяного пара. Расчет изобарного, изотермического, изохорного, адиабатного процесса и процесса дросселирования водяного пара по термодинамическим таблицам и диаграммам. Расчет термодинамических свойств веществ в двухфазных системах.

Раздел X. Термодинамика потока. Истечение и дросселирование газов и паров

Тема 10.1 Основные понятия и определения

Основные понятия и определения. Уравнение неразрывности. Уравнение движения. Уравнение первого закона термодинамики для стационарного потока массы. Располагаемая работа потока. Техническая работа в потоке и подведенное к потоку тепло. Скорость звука.

Тема 10.2. Истечение из сопл

Адиабатное истечение газов и паров из суживающихся сопел. Зависимость скорости потока и расхода газа (пара) через сопло от отношения давлений. Адиабатное течение с трением. Коэффициенты скорости и расхода. Принцип обращения внешних воздействий. Условия перехода через скорость звука. Сопло Лаваля. Методика термодинамического расчета различных типов сопел при истечении газа и перегретого пара. Особенности истечения сухого насыщенного и влажного пара. Параметры торможения.

Тема 10.3. Дросселирование и смешение потоков

Процессы адиабатного и изотермического дросселирования и их техническое применение. Эффект Джоуля-Томсона. Интегральный дроссель-эффект. Температурные эффекты адиабатного дросселирования реальных газов. Точка инверсии. Кривые инверсии в диаграммах $T, p - h, p - h, s - T, s$. Смещение газов и паров в потоке и при заполнении объема. Потеря эксергии при смешении. Процессы в эжекторах. Коэффициент инжекции.

Тема 10.4. Циклы реактивных двигателей

Циклы и термические к.п.д. турбокомпрессорных и прямоточных бескомпрессорных воздушно-реактивных двигателей, пульсирующих бескомпрессорных ВРД, жидкостных ракетных двигателей, ядерных ракетных двигателей.

Раздел XI. Термодинамика парогазовых смесей. Влажный воздух

Тема 11.1 Основные понятия и определения

Парогазовые смеси. Влажный воздух насыщенный и ненасыщенный. Температура точки росы. Абсолютная и относительная влажность. Массовое и мольное влагосодержание. Теплоемкость, энтальпия и энтропия влажного воздуха. Степень насыщения. Газовая постоянная влажного воздуха. Плотность влажного воздуха.

Тема 11.2. h, d - диаграмма влажного воздуха

h, d - диаграмма влажного воздуха. Термодинамические процессы в h, d - диаграмме (нагрев, охлаждение, смешение без подогрева и с подогревом, испарение). Процесс кондиционирования воздуха. Психрометр. Температура мокрого термометра.

Раздел XII. Термодинамика паровых циклов

Тема 12.1. Цикл Ренкина

Принципиальная схема паросиловой установки. Цикл Ренкина, его термический КПД. Влияние начальных и конечных параметров на КПД цикла паротурбинной установки. Кратность охлаждения.

Цикл паротурбинной установки при необратимом протекании процесса расширения. Абсолютный внутренний КПД относительный внутренний КПД турбины. Эффективный абсолютный КПД паротурбинной установки. Удельные расходы пара, тепла и топлива. Промежуточный перегрев пара и причины его

применения. Теоретический и действительный циклы со вторичным перегревом пара.

Тема 12.2. Регенерация в цикле ПСУ

Регенерация в цикле паротурбинной установки (ПТУ). Схемы регенеративного подогрева с отборами пара. Оптимальная температура подогрева питательной воды и максимальный КПД регенеративного цикла. Коэффициент недовыработки отбора. Удельные расходы пара, тепло, топлива регенеративных ПТУ. тепловой и эксергетический балансы паротурбинной установки. Преимущества и недостатки водяного пара как рабочего тела в ПТУ.

Тема 12.3. Теплофикационные циклы

Комбинированная выработка электроэнергии и теплоты на ТЭЦ. Термодинамические основы теплофикации. Удельная выработка электроэнергии на единицу отпущенной теплоты и коэффициент использования тепла. Циклы ПТУ с противодавлением, с ухудшенным вакуумом, с теплофикационными отборами пара.

Раздел X111. Трансформаторы тепла.

Термодинамика холодильных циклов

Тема 13.1 Трансформаторы тепла

Трансформаторы тепла, классификация. Холодильный коэффициент. Холодопроизводительность. Теоретические и действительные циклы газовых холодильных установок. Теоретический и действительный циклы парокомпрессионных холодильных установок. Эксергетический КПД. Цикл парожеторной холодильной установки (ПЭХУ). Цикл абсорбционной холодильной установки (АХУ). Коэффициенты теплоиспользования и эксергетические КПД ПЭХУ и АХУ. Цикл термоэлектрической холодильной установки. Методы ожижения газов. Цикл теплонасосной установки. Коэффициент преобразования и теплопроизводительность. Применение теплонасосных установок в системах теплоснабжения, теплохладоснабжения и кондиционирования воздуха.

Раздел X1V. Комбинированные циклы и

циклы атомных электростанций

Тема 14 .1. Бинарные циклы

Бинарные циклы. Термодинамический анализ паро-паровых, паро-газовых и газо-паровых циклов (изображение в h,s - и T,s - диаграммах, расчет термического КПД). Применение магнитогидродинамического генератора в цикле МГД-установки, термический КПД цикла. Термодинамические циклы атомных электростанций (АЭС). Схемы и циклы одноконтурных, двухконтурных и трехконтурных АЭС. Цикл насыщенного пара с промежуточной сепарацией. Цикл с сепарацией и перегревом пара.

Раздел XV. Основы химической термодинамики

Тема 15.1 Процессы с химическими превращениями

Уравнения первого и второго законов термодинамики для процессов с химическими превращениями. Химическое равновесие, тепловые эффекты экзотермических и эндотермических реакций. Зависимость теплового эффекта от температуры, от агрегатного состояния веществ. Закон Гесса. Закон Лавуазье и Лапласа. Закон Кирхгофа. Уравнение Гиббса-Дюгема. Химическое сродство. Уравнение Гиббса-Гельмгольца. Константа равновесия. Зависимость константы равновесия от температуры. Степень диссоциации. Закон действующих масс. Правило Ле-Шателье - Брауна. Степень полноты реакции и состав равновесной смеси. Влияние давления и объема на степень диссоциации. Тепловая теорема Нернста. Третий закон термодинамики. Абсолютное значение энтропии. Расчеты с помощью таблиц стандартных величин и таблиц полных энтальпий и энтропий. Определение параметров состояния и состава рабочих тел и продуктов сгорания.

КУРСОВАЯ РАБОТА

Расчет цикла сложной газотурбинной установки

Цель курсовой работы: На основании выполненного расчета определить эффективность обратимого и необратимого циклов многоступенчатой ГТУ с промежуточным охлаждением и регенерацией (предельной, не предельной) и без регенерации.

Объем работы 25-35 стр., графическая часть – 3-4 листа. На выполнение курсовой работы отведено 40 часов самостоятельной работы.

УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКАЯ КАРТА
очная форма получения высшего образования

Номер раздела, темы, занятия	Название раздела, темы, занятия	Количество аудиторных часов			Количество часов СР	Форма контроля знаний
		Лекции	практические (семинарские) занятия	Лабораторные занятия		
1.	Введение. Основные понятия и определения					
1.1.	<i>Основные понятия и определения</i>					
1.1.1.	Предмет и методы термодинамики. Термодинамическая система и окружающая среда. Рабочее тело. Параметры состояния. Температура. Давление. Объем. Единицы измерения параметров состояния. Удельные параметры.	2			4	Контр. опрос
	Практическое занятие №1. Параметры состояния		2			
1.1.2.	Экстенсивные и интенсивные параметры состояния. Равновесные и неравновесные состояния. Равновесные и неравновесные процессы. Идеальный и реальный газ.	2			4	тест
1.2.	<i>Уравнение состояния идеального газа.</i>					

1.2.1	Уравнение состояния идеального газа. Универсальная и удельная газовая постоянная. Термодинамическая поверхность.	2			4	
	Практическое занятие № 2 .Уравнение состояния		2			
	Лабораторная работа № 1. Уравнение состояния идеального газа			2		Защита отчета по лаб. работе
2.	Первый закон термодинамики					
2.1	<i>Теплота и энергия</i>					
2.1.1	Энергия. Первый закон термодинамики как закон сохранения и превращения энергии, его аналитические выражения и формулировки. Различные виды энергии. Теплота и работа - формы передачи энергии. Внутренняя энергия и энтальпия как функции состояния. Работа изменения объема.	2			4	тест
	Практическое занятие №3. Первый закон термодинамики		2			
2.2	<i>Теплоемкость</i>				4	
2.2.2	Теплоемкость идеального газа. Массовая, объемная и мольная теплоемкости. Теплоемкость газа как функция процесса. Средняя и истинная теплоемкости. Молекулярно-кинетическая теория теплоемкости. Температурная зависимость теплоемкости. Формулы и таблицы для определения теплоемкости.	2			4	Защита отчета по лаб. работе
	Лабораторная работа № 2. Определение изобарной объемной теплоемкости воздуха			2		

3	Термодинамика газовых смесей					
3.1	<i>Смеси идеальных газов</i>					
3.1.1	Смеси идеальных газов. Способы задания состава смеси. Закон Дальтона. Парциальные давления. Приведенные объемы. Кажущаяся молекулярная масса смеси. Газовая постоянная смеси. Плотность и теплоемкость газовой смеси. Внутренняя энергия и энтальпия газовой смеси. Энтропия газовой смеси. Энтропия смешения. Эксергетический анализ процессов со смесями газов. Смеси реальных газов. Объемные и тепловые эффекты смешения и их зависимость от параметров смеси	2			6	Контр.опрос
	Практическое занятие № 4. Смеси идеальных газов		2			
4	Термодинамика идеального газа. Свойства и процессы					
4.1	<i>Внутренняя энергия , энтальпия и энтропия</i>					
4.1.1	Внутренняя энергия, энтальпия и энтропия веществ в идеально-газовом состоянии. Термодинамические таблицы и диаграммы.	2			4	тест
4.2	<i>Процессы в идеальном газе</i>					
4.2.1	Основные термодинамические процессы (изохорный, изобарный, изотермический, адиабатный).	2			9	
	Практическое занятие № 5. Процессы в идеальном газе		2			

	Лабораторная работа № 3. Процессы в идеальном газе			4		Защита отчета по лаб. работе
4.2.2	Политропные процессы, их сравнительный анализ. Расчет параметров состояния и энергетических характеристик процессов по таблицам термодинамических свойств идеальных газов.	2			4	
	Практическое занятие № 6. Расчет параметров состояния и энергетических характеристик процессов по таблицам термодинамических свойств идеальных газов.		2			
	Лабораторная работа № 4. Политропные процессы			2		Защита отчета по лаб. работе
5.	Второй закон термодинамики					
5.1	<i>Обратимые и необратимые процессы.</i>					
5.1.1	Самопроизвольные (положительные) и вынужденные (отрицательные) процессы. Формулировки второго закона термодинамики. Обратимые и необратимые процессы. Основные источники необратимости. Термодинамические циклы (прямые и обратные, обратимые и необратимые).	2			4	Контр.опрос
5.2	<i>Термический КПД. Цикл Карно</i>					
5.2.1.	Термический к.п.д. Источники теплоты. Прямой цикл Карно и его термический к.п.д. Обратные цикл Карно и его холодильный коэффициент. Теорема Карно и к.п.д. произвольного обратимого цикла.	2			4	Контр.опрос

5.2.2	Обобщенный цикл Карно. Регенерация тепла. Термодинамические процессы и циклы в T,s- и P,v - диаграммах. Термодинамическая шкала температур. Абсолютный нуль температур. Энтропия. Изменение энтропии в необратимых процессах. Аналитическое выражение второго закона термодинамики. Возрастание энтропии изолированной системы.	2			4	Контр.опрос
5.3	Эксергия					
5.3.1	Эффективность преобразования энергии разных видов. Эксергия. Эксергия термомеханической системы. Эксергия массы вещества в объеме. Эксергия теплоты. Теорема Гюи-Стодолы. Эксергетический баланс и эксергетический КПД. Расчет потерь эксергии при необратимых процессах с использованием термодинамических таблиц и диаграмм.	2			4	Контр.опрос
6.	Термодинамические процессы в компрессорах					
6.1.	Поршневой компрессор.					
6.1.1	Одноступенчатый поршневой компрессор. Принцип действия. Индикаторная диаграмма. Техническая работа компрессора. Изотермическое, адиабатное и политропное сжатие. Изображение в термодинамических диаграммах процессов, протекающих в компрессорах. Необратимое сжатие. Относительный внутренний КПД компрессора.	2			4	
	Практическое занятие № 7. Техническая работа компрессора.		2			Тест
6.1.2.	Вредный объем компрессора. Объемный к.п.д. компрессора. Расчет мощности привода компрессора и отводимого при	2			4	

	охлаждении тепла. Многоступенчатое сжатие. Оптимальное распределение давлений по ступеням многоступенчатого компрессора.					
	Лабораторная работа № 5. Компрессор			4		Защита отчета по лаб. работе
7.	Термодинамика газовых циклов					
7.1.	<i>Циклы ГТУ</i>					
7.1.1	Цикл газотурбинных установок (ГТУ) с подводом тепла при постоянном давлении. Отношение работы компрессора к работе турбины. Термический КПД цикла ГТУ. Цикл ГТУ с подводом тепла при $v = \text{const}$.	2	2		4	тест
	Практическое занятие № 8. Цикл газотурбинных установок (ГТУ)		2			
7.1.2.	Регенерация в ГТУ. Цикл ГТУ при необратимых процессах сжатия и расширения.	2			4	тест
7.1.3.	Абсолютный внутренний КПД необратимого цикла ГТУ. Выбор оптимальной степени повышения давления. Применение ступенчатого подвода и отвода тепла в цикле. Цикл сложной ГТУ при обратимом и необратимом протекании процессов сжатия и расширения.	2			4	тест
7.2.	<i>Поршневые двигатели внутреннего сгорания</i>					
7.2.1.	Принцип действия двигателей внутреннего сгорания . Циклы поршневых двигателей внутреннего сгорания (ДВС).	2			4	

	Идеальные циклы ДВС с изохорным (цикл Отто), изобарным (цикл Дизеля) подводом тепла. Цикл Брайтона.					
	Лабораторная работа №6. Циклы поршневых двигателей внутреннего сгорания (ДВС).			2		Защита отчета по лаб. работе
7.2.2.	Идеальные циклы ДВС с комбинированным (цикл Тринклера) подводом тепла. Термический КПД циклов. Мощность и удельные расходы топлива. Среднее индикаторное давление	2			4	Контр.опрос
7.3.	<i>Двигатели внешнего сгорания</i>					
7.3.1.	Цикл Стирлинга. Цикл Эрикссона.	2			4	Контр.опрос
7.4.	<i>Эффективность циклов</i>					
7.4.1.	Методы сравнения термических КПД обратимых циклов. Метод к.п.д. в анализе необратимых циклов. Эффективный КПД теплосиловых установок. Эксергетический метод анализа циклов.	2			4	Контр.опрос
8.	Характеристические функции и дифференциальные уравнения термодинамики					
8.1.	<i>Характеристические функции</i>					
8.1.1.	Характеристические функции: внутренняя энергия и ее свойства, энтальпия и ее свойства, энергия Гельмгольца и ее свойства, энергия Гиббса и ее свойства. Химический потенциал и его свойства.	2			4	Контр.опрос

8.1.2.	Характеристики и условия термодинамического равновесия. Условия взаимодействия системы, стремящейся к равновесию с окружающей средой. Условия фазового равновесия при плоской границе раздела фаз.	2			4	Контр.опрос
8.2.	<i>Дифференциальные уравнения термодинамики</i>					
8.2.1.	Уравнения Максвелла. Дифференциальные уравнения внутренней энергии, энтальпии, энтропии в независимый переменных v и T , p и T , P и v .	2			4	Контр.опрос
8.2.2.	Дифференциальные уравнения удельных теплоемкостей. Вычисление функций состояния реальных рабочих тел с использованием дифференциальных соотношений.	2			4	Контр.опрос
	<i>Итого</i>	52	16	32	100	зачет
9.	Равновесие термодинамических систем. Термодинамика реального газа					
9.1.	<i>Фазовые переходы.</i>					
9.1.1.	Термодинамическая поверхность состояния реальных газов. Агрегатное состояние вещества. Фазовые переходы. Правило фаз Гиббса.	2				
	Лабораторная работа №7. Фазовые переходы			2		Защита отчета по л.р.
9.1.2.	Фазовые диаграммы p, T ; p, v ; T, s . Условие устойчивости фаз. Фазовые переходы при неодинаковых давлениях фаз.	2				тест

9.1.3.	Уравнение Пойнтинга. Фазовые переходы при искривленных поверхностях раздела фаз.	2				тест
9.2.	<i>Вода и водяной пар</i>					
9.2.1.	Кипящая жидкость и сухой насыщенный пар. Влажный пар. Степень сухости пара. Критические условия. Перегретый пар. Перегретая жидкость и переохлажденный пар. Термические и калорические свойства твердых тел и жидкостей. Вода и водяной пар. Аномалии воды. Термические и калорические свойства реальных газов	2				Контр.опрос
	Практическое занятие № 9. Свойства водяного пара.		2			тест
9.2.2.	Диаграммы $h-p$, $h-T$, $h-s$ реальных газов. Уравнение Ван-дер-Ваальса.термодинамическое подобие веществ и закон соответственных состояний. Уравнение состояния Майера - Боголюбова. Эмпирические уравнения состояния.	2				
9.3.	<i>Таблицы и диаграммы водяного пара</i>					
9.3.1.	Теплоемкости c_p и c_v водяного пара. T, s - и h, s - диаграммы водяного пара. Расчет термодинамических свойств веществ в двухфазных системах.	2				тест
9.3.2.	Расчет изобарного, изотермического, изохорного, адиабатного процесса и процесса дросселирования водяного пара по термодинамическим таблицам и диаграммам.	2				тест
	Практическое занятие № 10. Расчет термодинамических свойств и процессов в двухфазных системах		4			тест

10.	Термодинамика потока. Истечение и дросселирование газов и паров					
10.1.	<i>Основные понятия и определения.</i>					
10.1.1.	Уравнение неразрывности. Уравнение движения. Уравнение первого закона термодинамики для стационарного потока массы. Располагаемая работа потока. Техническая работа в потоке и подведенное к потоку тепло. Скорость звука.	2				тест
10.2	<i>Истечение из сопл</i>					
10.2.1	Адиабатное истечение газов и паров из суживающихся сопел. Зависимость скорости потока и расхода газа (пара) через сопло от отношения давлений. Адиабатное течение с трением. Коэффициенты скорости и расхода.	2				
	Практическое занятие № 11. Истечение из суживающихся сопла		2			
	Лабораторная работа №8. Адиабатное истечение идеального газа из сопла			4		Защита отчета по л.р.
10.2.2	Принцип обращения внешних воздействий. Условия перехода через скорость звука.	2				тест
10.2.3	Сопло Лаваля. Методика термодинамического расчета различных типов сопел при истечении газа и перегретого пара. Особенности истечения сухого насыщенного и влажного пара. Параметры торможения.	2				тест

	Практическое занятие № 12. Истечение из сопла Лаваля		2			
10.3.	<i>Дросселирование и смешение потоков</i>					
10.3.1	Процессы адиабатного и изотермического дросселирования и их техническое применение. Эффект Джоуля- Томсона. Интегральный дроссель-эффект. Температурные эффекты адиабатнодросселирования реальных газов. Точка инверсии. Кривые инверсии в диаграммах $T, p - h, p - h, s - T, s$ Смешение газов и паров в потоке и при заполнении объема. Потеря эксергии при смешении. Процессы в эжекторах. Коэффициент инжекции.	2				тест
10.4	<i>Циклы реактивных двигателей</i>					
10.4.1	Циклы и термические к.п.д. турбокомпрессорных и прямоточных бескомпрессорных воздушно-реактивных двигателей, пульсирующих бескомпрессорных ВРД, жидкостных ракетных двигателей, ядерных ракетных двигателей.	2				Контр.опрос
11.	Термодинамика парогазовых смесей. Влажный воздух					
11.1.	<i>Основные понятия и определения</i>					
11.1.2	Парогазовые смеси. Влажный воздух насыщенный и ненасыщенный. Температура точки росы. Абсолютная и относительная влажность. Массовое и мольное влагосодержание. Теплоемкость, энтальпия и энтропия влажного воздуха. Степень насыщения. Газовая постоянная влажного воздуха. Плотность влажного воздуха	2				

	Лабораторная работа № 9. Свойства влажного воздуха			4		Защита отчета по л.р.
11.2.	<i>h,d - диаграмма влажного воздуха</i>					
11.2.1	h,d - диаграмма влажного воздуха. Термодинамические процессы в h,d - диаграмме (нагрев, охлаждение, смешение без подогрева и с подогревом, испарение). Процесс кондиционирования воздуха. Температура мокрого термометра Психрометр.	2				Контр.опрос
	Лабораторная работа №10. Процессы во влажном воздухе			2		Защита отчета по л.р.
12.	Термодинамика паровых циклов					
12.1.	<i>Цикл Ренкина</i>					
12.1.1	Принципиальная схема паросиловой установки. Цикл Ренкина, его термический КПД. Влияние начальных и конечных параметров на КПД цикла паротурбинной установки. Кратность охлаждения.	2				Контр.опрос
	Практическое занятие № 13. Цикл Ренкина		2			Контр.опрос
12.1.2	Цикл паротурбинной установки при необратимом протекании процесса расширения. Абсолютный внутренний КПД относительный внутренний КПД турбины. Эффективный абсолютный КПД паротурбинной установки. Удельные расходы пара, тепла и топлива.	2				Контр.опрос
12.1.3	Промежуточный перегрев пара и причины его применения. Теоретический и действительный циклы со вторичным	2				Контр.опрос

	перегревом пара. Преимущества и недостатки водяного пара как рабочего тела в ПТУ.					
	Практическое занятие № 14. Промежуточный перегрев пара		2			Контр.опрос
12.2	Регенерация в цикле ПСУ					
12.2.1	Регенерация в цикле паротурбинной установки (ПТУ). Схемы регенеративного подогрева с отборами пара. Оптимальная температура подогрева питательной воды и максимальный КПД регенеративного цикла. Коэффициент недовыработки отбора. Удельные расходы пара, тепло, топлива регенеративных ПТУ. тепловой и эксергетический балансы паротурбинной установки.	2				Контр.опрос
	Практическое занятие № 15. Регенерация в цикле паротурбинной установки (ПТУ)		2			Контр.опрос
12.3	Теплофикационные циклы					
12.3.1	Комбинированная выработка электроэнергии и теплоты на ТЭЦ. Термодинамические основы теплофикации. Удельная выработка электроэнергии на единицу отпущенной теплоты и коэффициент использования тепла. Циклы ПТУ с противодавлением, с ухудшенным вакуумом, с теплофикационными отборами пара.	2				Контр.опрос
13.	Трансформаторы тепла. Термодинамика холодильных циклов					
13.1	Трансформаторы тепла					

13.1.1	Трансформаторы тепла, классификация. Холодильный коэффициент. Холодопроизводительность. Теоретические и действительные циклы газовых холодильных установок. Теоретический и действительный циклы парокомпрессионных холодильных установок. Эксергетический КПД..	2				Контр.опрос
	Практическое занятие № 16. Циклы холодильных установок		2			
	Лабораторная работа №11. Цикл парокомпрессионной холодильной установки. Цикл теплового насоса (лб)			4		Защита отчета по л.р.
13.1.2	Цикл парожеторной холодильной установки (ПЭХУ). Цикл абсорбционной холодильной установки (АХУ). Коэффициенты теплоиспользования и эксергетические КПД ПЭХУ и АХУ. Цикл термоэлектрической холодильной установки. Методы ожижения газов. Цикл теплонасосной установки. Коэффициент преобразования и теплопроизводительность. Применение теплонасосных установок в системах теплоснабжения, теплохладоснабжения и кондиционирования воздуха	2				тест
14.	Комбинированные циклы и циклы атомных электростанций					
14.1.	<i>Бинарные циклы</i>					
14.1.1	Бинарные циклы. Термодинамический анализ паро-паровых, паро-газовых и газо-паровых циклов (изображение в h,s - и T,s - диаграммах, расчет термического КПД). Применение магнетогидродинамического генератора в цикле МГД-установки, термический КПД цикла.	2				Контр.опрос

14.1.2	Термодинамические циклы атомных электростанций (АЭС). Схемы и циклы одноконтурных, двухконтурных и трехконтурных АЭС. Цикл насыщенного пара с промежуточной сепарацией. Цикл с сепарацией и перегревом пара.	2				Контр.опрос
15.	Основы химической термодинамики					
15.1	<i>Процессы с химическими превращениями</i>					
15.1.1	Уравнения первого и второго законов термодинамики для процессов с химическими превращениями. Химическое равновесие, тепловые эффекты экзотермических и эндотермических реакций. Зависимость теплового эффекта от температуры, от агрегатного состояния веществ. Закон Гесса. Закон Лавуазье и Лапласа. Закон Кирхгофа. Уравнение Гиббса-Дюгема.	2				тест
7.1.2	Химическое сродство. Уравнение Гиббса-Гельмгольца. Константа равновесия. Зависимость константы равновесия от температуры. Степень диссоциации. Закон действующих масс. Правило Ле-Шателье - Брауна. Степень полноты реакции и состав равновесной смеси. Влияние давления и объема на степень диссоциации. Тепловая теорема Нернста. Третий закон термодинамики. Абсолютное значение энтропии. Расчеты с помощью таблиц стандартных величин и таблиц полных энтальпий и энтропий. Определение параметров состояния и состава рабочих тел и продуктов сгорания.	2				Контр.опрос
	Итого	52	16	16		экзамен

	Курсовая работа 3 семестр	40			защита курсовой работы
	Всего аудиторных часов	84			

УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКАЯ КАРТА УЧЕБНОЙ ДИСЦИПЛИНЫ

заочная форма получения высшего образования¹

Номер	Название раздела, темы	Количество аудиторных часов	Количество часов	Форма контроля знаний
-------	------------------------	-----------------------------	------------------	-----------------------

¹ Темы учебного материала, не указанные в Учебно-методической карте, отводятся на самостоятельное изучение студентом.

		Лекции	Практические занятия	Лабораторные занятия		
	3 семестр					
1.	Введение. Основные понятия и определения					
1.1	Предмет и методы термодинамики. Термодинамическая система и окружающая среда. Рабочее тело. Параметры состояния. Уравнение состояния идеального газа. Универсальная и удельная газовая постоянная. Термодинамическая поверхность.	2			30	Контр.опрос
2	Первый закон термодинамики					
2.1	Энергия. Первый закон термодинамики как закон сохранения и превращения энергии, его аналитические выражения и формулировки. Различные виды энергии. Теплота и работа - формы передачи энергии. Внутренняя энергия и энтальпия. Работа изменения объема.	2			30	Контр.опрос
3	Термодинамика идеального газа. Свойства и процессы					
3.1	Основные термодинамические процессы (изохорный, изобарный, изотермический, адиабатный). Политропные процессы, их сравнительный анализ. Расчет параметров состояния и	2			32	Контр.опрос

	энергетических характеристик процессов по таблицам термодинамических свойств идеальных газов.					
	Практическое занятие №1. Параметры состояния. Уравнение состояния		2			Контр.опрос
	Лабораторная работа №1. Основные термодинамические процессы			2		Защита отчета по лаб. работе
4	Термодинамические процессы в компрессорах					
4.1	Одноступенчатый поршневой компрессор. Принцип действия. Индикаторная диаграмма. Техническая работа компрессора. Изотермическое, адиабатное и политропное сжатие. Многоступенчатое сжатие. Оптимальное распределение давлений по ступеням многоступенчатого компрессора.	2			30	Контр.опрос
	Лабораторная работа №2 Компрессор			2		Защита отчета по лаб. работе
5	Термодинамика газовых циклов					
5.1	Цикл газотурбинных установок (ГТУ) с подводом тепла при постоянном давлении. Принцип действия двигателей внутреннего сгорания. Циклы поршневых двигателей внутреннего сгорания (ДВС). Идеальные циклы ДВС с изохорным (цикл Отто), изобарным (цикл Дизеля) подводом тепла. Цикл Брайтона.	2			30	Контр.опрос
	Практическое занятие №2. Процессы в идеальном газе		2			Тест
	Практическое занятие №3. Компрессор		2			Тест

	Итого	10	6	4	152	экзамен
	4 семестр					
1.	Вода и водяной пар					
1.1	Кипящая жидкость и сухой насыщенный пар. Влажный пар. Степень сухости пара. Критические условия. Перегретый пар. Перегретая жидкость и переохлажденный пар. Термические и калорические свойства твердых тел и жидкостей. Вода и водяной пар. Аномалии воды. Термические и калорические свойства реальных газов. Теплоемкости c_p и c_v водяного пара. T, s - и h, s - диаграммы водяного пара. Расчет термодинамических свойств веществ в двухфазных системах.	2			36	Контр.опрос
	Лабораторная работа №3. Расчет термодинамических свойств веществ в двухфазных системах.			2		Защита отчета по л.р.
	Практическое занятие №4 . T, s - и h, s - диаграммы водяного пара. Расчет термодинамических свойств веществ в двухфазных системах.		4			Тест
2	Термодинамика потока. Истечение и дросселирование газов и паров					
2.1	Адиабатное истечение газов и паров из суживающихся сопл. Зависимость скорости потока и расхода газа (пара) через сопло от отношения давлений. Адиабатное течение с трением. Коэффициенты скорости и расхода. Процессы адиабатного и изотермического дросселирования и их техническое применение. Эффект Джоуля-Томсона. Интегральный дроссель-эффект. Температурные эффекты	2			36	Контр.опрос

	адиабатного дросселирования реальных газов. Точка инверсии. Кривые инверсии					
	Лабораторная работа №4. Адиабатное истечение газов и паров из суживающихся сопл.			2		Защита отчета по л.р.
	Практическое занятие №5. Адиабатное истечение газов и паров из суживающихся сопл.		2			Тест
3	Термодинамика парогазовых смесей. Влажный воздух					
3.1	Парогазовые смеси. Влажный воздух насыщенный и ненасыщенный. Температура точки росы. Абсолютная и относительная влажность. Массовое и мольное влагосодержание. Теплоемкость, энтальпия и энтропия влажного воздуха. Степень насыщения. Газовая постоянная влажного воздуха. Плотность влажного воздуха. h,d - диаграмма влажного воздуха. Термодинамические процессы в h,d - диаграмме (нагрев, охлаждение, смешение без подогрева и с подогревом, испарение). Процесс кондиционирования воздуха. Температура мокрого термометра Психрометр.	2			34	Контр.опрос
4	Термодинамика паровых циклов					
4.1	Принципиальная схема паросиловой установки. Цикл Ренкина, его термический КПД. Влияние начальных и конечных параметров на КПД цикла паротурбинной установки. Кратность охлаждения. Промежуточный перегрев пара и причины его применения. Цикл паротурбинной установки при необратимом протекании процесса расширения. Абсолютный внутренний КПД относительный внутренний КПД турбины. Эффективный абсолютный КПД паротурбинной установки. Удельные расходы пара, тепла и топлива.	2			36	Контр.опрос

5	Трансформаторы тепла. Термодинамика холодильных циклов					
5.1	Трансформаторы тепла, классификация. Холодильный коэффициент. Холодопроизводительность. Теоретические и действительные циклы газовых холодильных установок. Теоретический и действительный циклы парокомпрессионных холодильных установок. Цикл парожетторной холодильной установки (ПЭХУ). Цикл абсорбционной холодильной установки (АХУ). Коэффициенты теплоиспользования и эксергетические КПД ПЭХУ и АХУ. Цикл теплонасосной установки. Коэффициент преобразования и теплопроизводительность.	2			36	
	Курсовая работа 4 семестр	40				защита курсовой работы
	Всего аудиторных часов		18			

ИНФОРМАЦИОННО-МЕТОДИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

ОСНОВНАЯ ЛИТЕРАТУРА

1. Хутская, Н. Г. Термодинамический расчет циклов тепловых двигателей : учебно-методическое пособие для студентов специальности 1-43 01 06 "Энергоэффективные технологии и энергетический менеджмент" / Н. Г. Хутская, Г. И. Пальченок; Министерство образования Республики Беларусь, Белорусский национальный технический университет, Кафедра ЮНЕСКО "Энергосбережение и возобновляемые источники энергии". – Минск: БНТУ, 2021. – 49, [1] с.: ил., табл. – Режим доступа : <https://rep.bntu.by/handle/data/91435> (7 экз.)
2. Хутская, Н. Г. Термодинамика потока: учебно-методическое пособие для студентов специальности 1 43 01 06 "Энергоэффективные технологии и энергетический менеджмент" / Н. Г. Хутская, Г. И. Пальченко, А. В. Новик ; Министерство образования Республики Беларусь, Белорусский национальный технический университет, Кафедра ЮНЕСКО "Энергосбережение и возобновляемые источники энергии". – Минск : БНТУ, 2021. – 64, [1] с.: ил., табл. – Режим доступа : <https://rep.bntu.by/handle/data/108167> (10 экз.)
3. Ерофеев, В. Л. Теплотехника: учебник для бакалавриата и магистратуры : для студентов высших учебных заведений, обучающихся по инженерно-техническим направлениям : [в 2 т.] / В. Л. Ерофеев, А. С. Пряхин, П. Д. Семенов ; под ред. В. Л. Ерофеева, А. С. Пряхина. – Москва: Юрайт, 2018. – (Бакалавр. Магистр) . – Т. 1 : Термодинамика и теория теплообмена. – 307, [1] с. (1 экз.)
4. Ляшков, В. И. Теоретические основы теплотехники: учебное пособие [для вузов] / В. И. Ляшков. – 2-е изд., испр. и доп. – Москва: Курс: ИНФРА-М, 2018. – 327, [1] с. (1 экз.)
5. Байков, В. И. Теплофизика. Термодинамика и статистическая физика: учебное пособие для студентов учреждений высшего образования по специальностям "Физика (по направлениям)", "Ядерная физика и технологии", "Физика наноматериалов и нанотехнологий" / В. И. Байков, Н. В. Павлюкевич. – Минск : Вышэйшая школа, 2018. – 446, [1] с. (9 экз.)
6. Термодинамика реального газа [Электронный ресурс]: учебно-методический комплекс для студентов специальности 1-43 01 06

"Энергоэффективные технологии и энергетический менеджмент" / Белорусский национальный технический университет, Кафедра ЮНЕСКО "Энергосбережение и возобновляемые источники энергии" ; сост. Н. Г. Хутская, Г. И. Пальченко. – Электрон. дан. – Минск: БНТУ, 2018. – 1 электрон. опт. диск (CD-ROM). –

ДОПОЛНИТЕЛЬНАЯ ЛИТЕРАТУРА

1. Кириллин В.А. Техническая термодинамика/ В.А. Кириллин, В.В. Сычев, А.Е. Шейндлин- М.: Издательство МЭИ, 2008. - 486 с.
2. Техническая термодинамика: учебник для вузов/Крутов В.И. [и др.], под общ.ред. В.И. Крутова.- 3-е изд.- М.: Высш. шк., 1991.-384 с.
3. Вукалович М.П. Термодинамика: учебное пособие/ М.П. Вукалович, И.И.Новиков.- М.: Машиностроение, 1972.-672 с.
4. Андриященко А.И. Основы термодинамики циклов теплоэнергетических установок: учебное пособие/ А.И. Андриященко -3-е изд.- М.: Высшая школа, 1985.- 319 с.
5. Сборник задач по технической термодинамике: учебное пособие/Андрианова Т.Н. [и др.]; под общ. Ред. Т.Н. Андриановой - М.: Издательский дом МЭИ, 2006. - 354 с.
6. Рабинович О.М. Сборник задач по технической термодинамике / О.М. Рабинович - М.: Машиностроение, 1973.- 344 с.
7. Зубарев В.Н. Практикум по технической термодинамике: учебное пособие/В.Н. Зубарев, А.А. Александров, В.С. Охотин- 3-е изд., перераб.- М.: Энергоатомиздат, 1986.- 304 с.
8. Ривкин С.Л. Термодинамические свойства газов: Справочник / С.Л. Ривкин- 4-е изд.- М.: Энергоатомиздат, 1987.- 288 с.
9. Ривкин С.Л.Теплофизические свойства воды и водяного пара: Справочник/ С.Л. Ривкин, А.А. Александров - М.: Энергоатомиздат, 1980.- 424 с.
10. Хутская Н.Г. Расчет термодинамических процессов в идеальном газе.: методическое пособие/Н.Г. Хутская., Г.И. Пальченко- Минск, БНТУ, 2012.-57 с.

11. Хутская Н.Г. Расчет термодинамических процессов в водяном паре.: методическое пособие/Н.Г. Хутская., Г.И. Пальченок.- Минск, БНТУ, 2012.-45с.
12. Кудимов В.А. Техническая термодинамика/ В.А. Кудимов, Э.М. Карташев– М.: Высшая школа, 2000.
13. Исаев С.И. Термодинамика: учеб. для ВУЗов/С.И. Исаев- 3-е изд.– М.: Изд-во МВТУ им. Н.Э. Баумана, 2000.- 416с.
14. Крутов В.И. задачник по технической термодинамике и теории тепломассообмена/Крутов В.И., Петражицкий Г.Б.- М.:Издательство МЭИ, 2011.- 384 с.
15. Исаев С.И. Курс химической термодинамики: учеб. пособие./ С.И. Исаев -2-е изд.- М.: Высш. шк., 1986.-272 с.
16. Базаров И.П. Термодинамика: учебник/ И.П. Базаров - 4-е изд.- М.: Высш. шк., 1986.-272 с.
17. Бэр Г.Д. Техническая термодинамика. Теоретические основы и технические приложения./ Г.Д. Бэр -М.: Мир, 1977.- 518 с.

ПЕРЕЧЕНЬ ТЕМ ПРАКТИЧЕСКИХ ЗАНЯТИЙ

1. Параметры состояния
 - 1.2.1.3,1.4,1.5,1.6,1.9,1.12,1.13,1.15,1.16,1.18
2. Уравнение состояния
 - 3.1,3.2,3.3,3.4,3.10,3.12,3.13,3.14,3.15,3.16,3.20.3.22,3.23,3.24,3.25,3.26
3. Первый закон термодинамики
 - 2.1,2.2,2.3,2.4,2.7,2.11,2.12,2.13,2.16.2.18,2.19,2.20,2.21,2.22
4. Смеси идеальных газов
 - 5.2,5.4,5.5,5.6,5.7,5.9,5.10,5.11,5.12,
5. Термодинамические свойства и процессы идеального газа

6.2,6.4,6.5,6.6,6.8,6.9,6.12,6.13,6.14,6.16,6.17,6.18,6.19,6.22,6.24,6.25,6.27,6.30,6.31,6.32,6.33,6.34,6.35,6.36,6.38,6.39,6.40,6.41,6.42,

6. Второй закон термодинамики

7.1,7.3,7.4,7.5,7.6,7.7,7.10,7.12,

7. Компрессоры

12.1,12.2,12.3,12.4,12.5,12.7,12.8,12.9,12.10,12.11,

8. Циклы ГТУ

13.1,13.2,13.3,13.4,13.6,13.7,13.8,13.10,13.12,13.15

9. Циклы ДВС

12.15,12.16,12.17,12.18,12.19,12.20,12.21,12.22,12.23,12.24,12.25,12.26,12.28.

ПЕРЕЧЕНЬ ТЕМ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ

1. Определение газовой постоянной воздуха
2. Определение средней изобарной объемной теплоемкости воздуха
3. Изучение термодинамических процессов в идеальном газе
4. Изучение процессов сжатия идеального газа в компрессоре
5. Определение зависимости температуры кипения воды от давления.
6. Фазовые переходы
7. Цикл Отто
8. Цикл Стирлинга
9. Адиабатное истечение идеального газа из сопла
10. Свойства влажного воздуха
11. Цикл парокомпрессионной холодильной установки. Цикл теплового насоса

Средства диагностики

Оценка уровня знаний студента производится по десятибалльной шкале в соответствии с критериями, утвержденными Министерством образования Республики Беларусь.

Для оценки достижений студента используется следующий диагностический инструментарий:

- устный и письменный опрос во время практических занятий;
- проведение текущих контрольных работ (заданий) по отдельным темам;
- защита выполненных на практических занятиях индивидуальных заданий;
- собеседование при проведении индивидуальных и групповых консультаций;
- выступление студента на конференции по подготовленному реферату;
- защита выполненных на практических занятиях индивидуальных заданий;
- защита курсовой работы;
- сдача экзамена.

Методы (технологии) обучения

Основными методами (технологиями) обучения, отвечающими целям изучения дисциплины, являются:

- элементы проблемного обучения (проблемное изложение, вариативное изложение, частично-поисковый метод), реализуемые на лекционных занятиях;
 - элементы учебно-исследовательской деятельности, творческого подхода, реализуемые на практических занятиях (или лабораторных работах) и при самостоятельной работе;
 - коммуникативные технологии (дискуссия, учебные дебаты, мозговой штурм и другие формы и методы), реализуемые на практических занятиях и конференциях;
- проектные технологии, используемые при проектировании конкретного объекта, реализуемые при выполнении курсовой работы.

Организация самостоятельной работы студентов

При изучении дисциплины использованы следующие формы самостоятельной работы:

--	--	--

Учебная программа пересмотрена и одобрена на заседании кафедры
 _____ (протокол № _____ от _____ 20__ г.)

Заведующий кафедрой _____

(подпись)

(И.О. Фамилия)

УТВЕРЖДАЮ

Декан факультета

(ученая степень, ученое звание)

(подпись)

(И.О.Фамилия)

Учебная программа рассмотрена и одобрена без изменений на
 ____ / ____ учебный год кафедрой _____
 (протокол № ____ от _____ 201__ г.)

Заведующий кафедрой _____

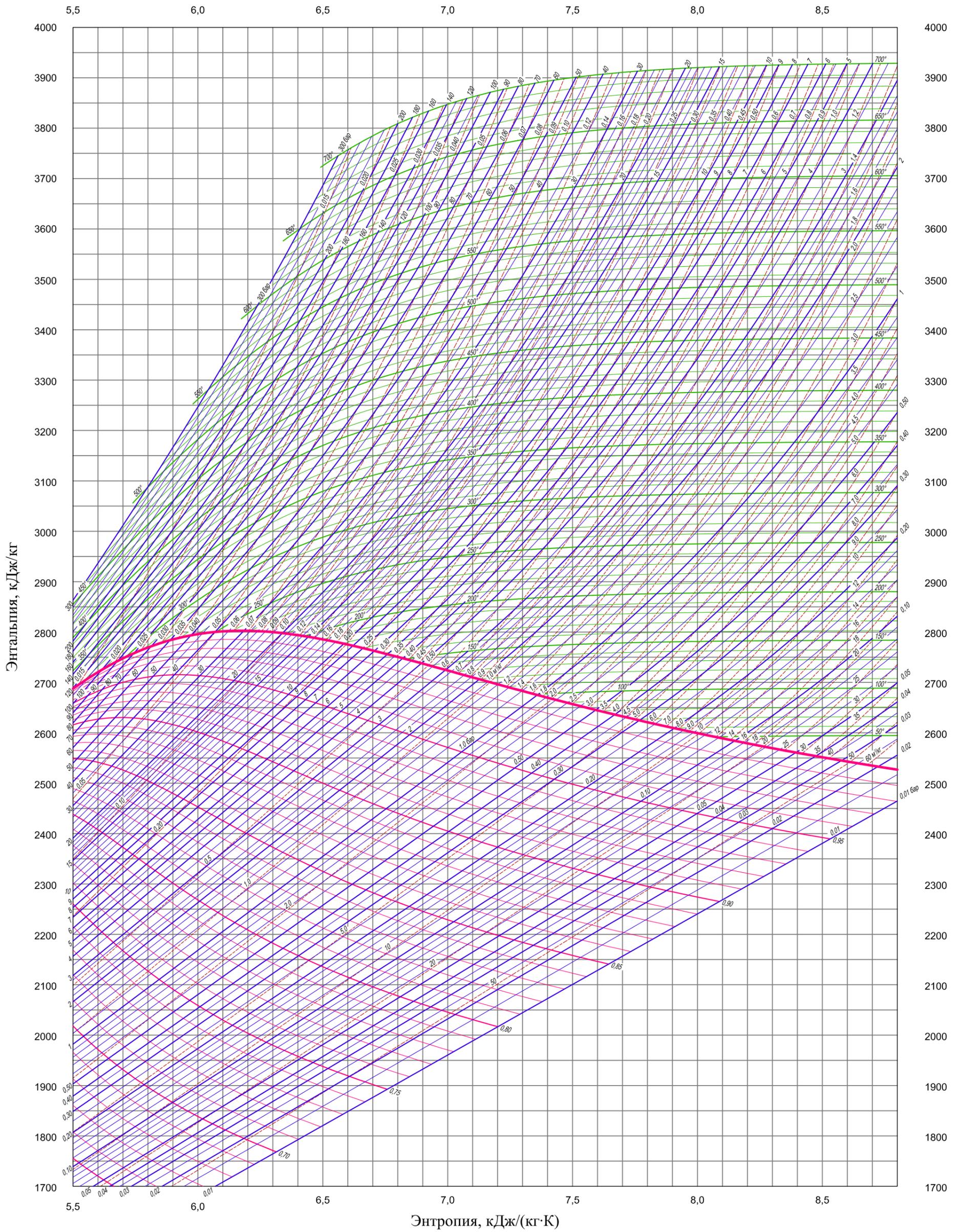
(ученая степень, ученое звание)

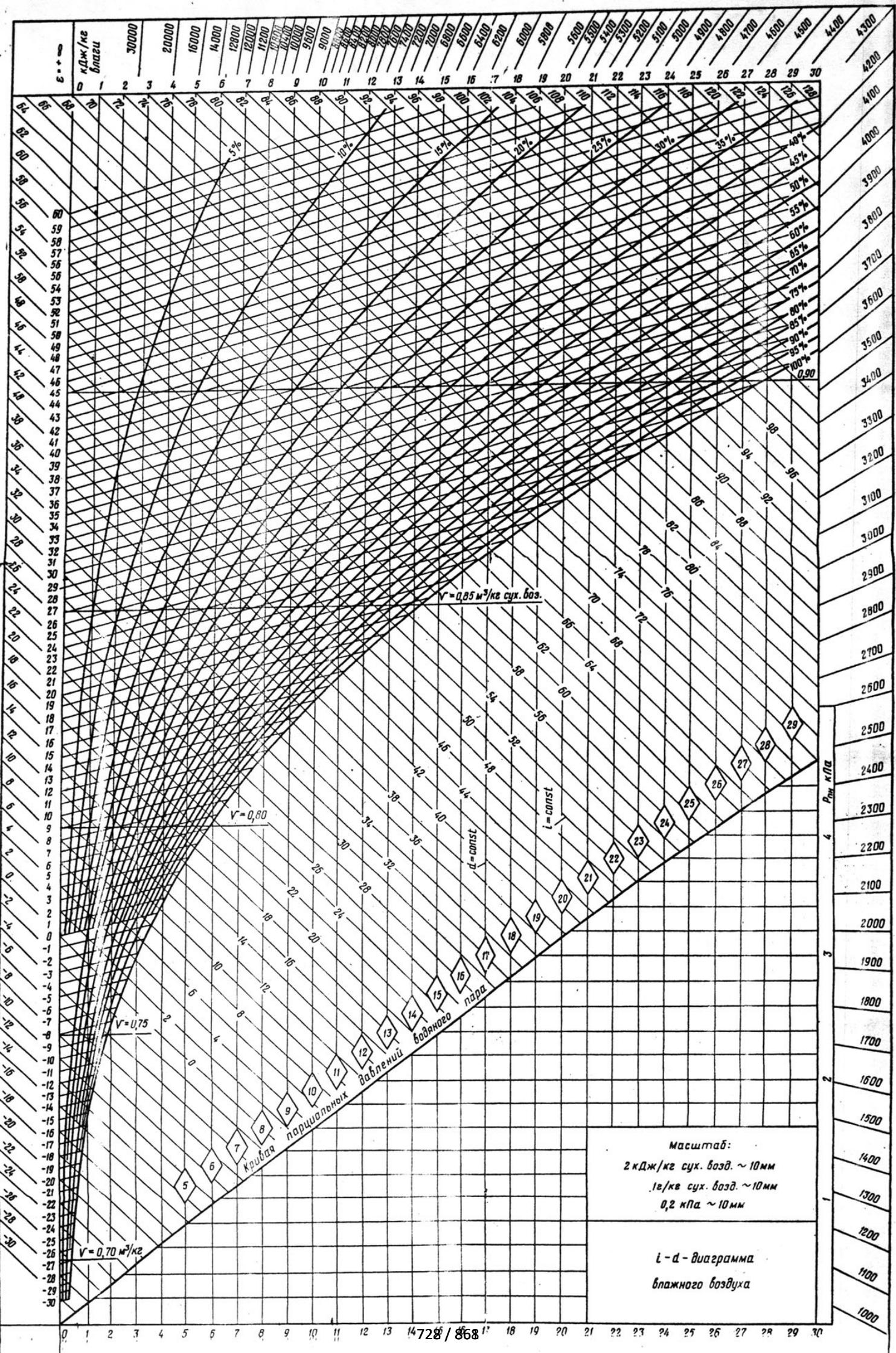
(подпись)

(И.О. Фамилия)

Соотношение между единицами измерения давления

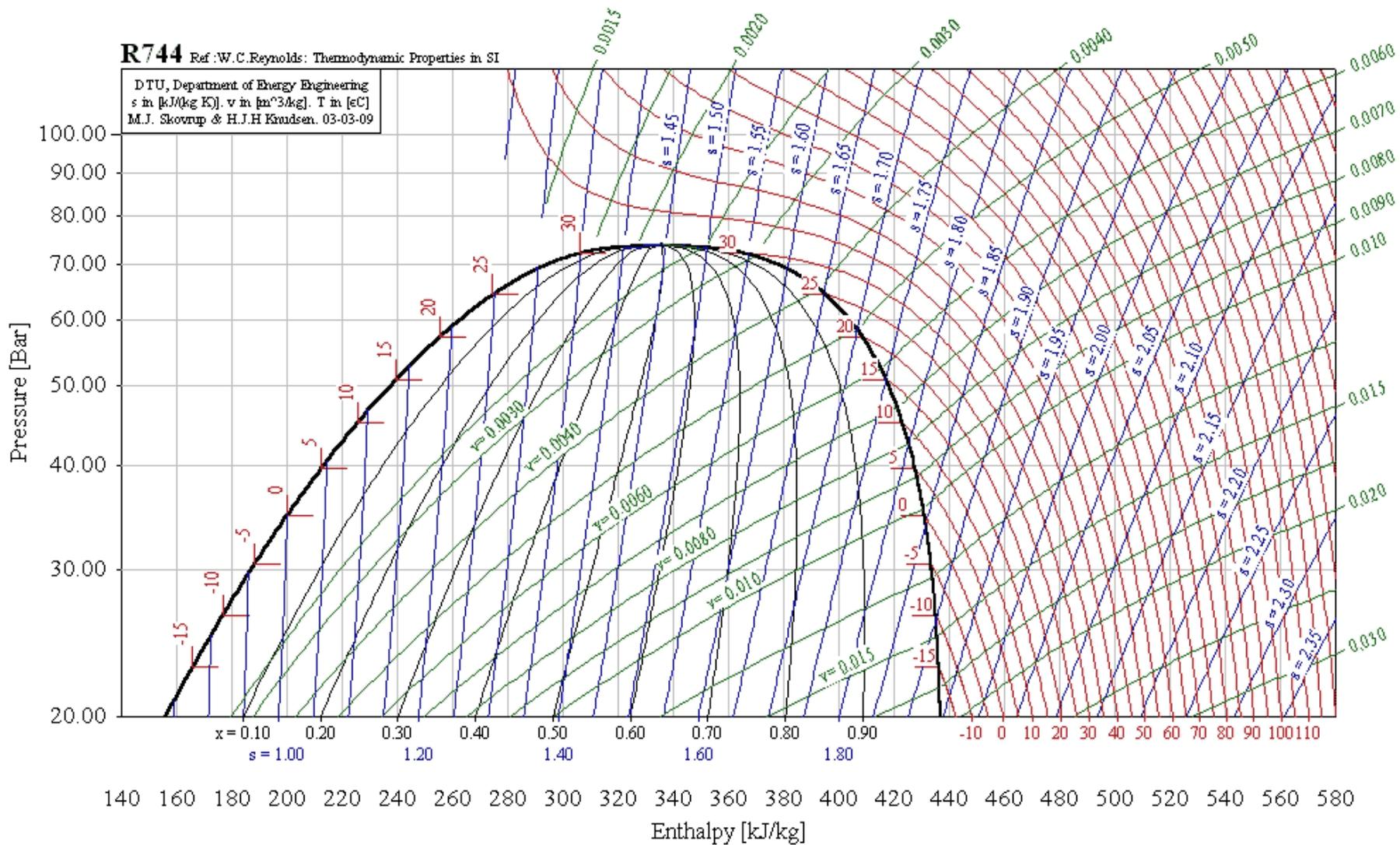
Наименование единиц	Ньютон на квадратный метр н/м ²	Бар,	Килограмм-сила на квадратный метр, кгс/м ²	Физическая атмосфера, атм	Миллиметр водяного столба ¹ , мм вод. ст.	Миллиметр ртутного столба ² , мм рт.ст.	Англ. фунт на квадратный дюйм p/sq.in
1 н/м ² , Па	1	1·10 ⁻⁵	1,101972	0,98692·10 ⁻⁵	0,10197	750,06·10 ⁻⁵	14,5038·10 ⁻⁵
1 бар	10 ⁵	1	10197,2	0,98692	10197,2	750,06	14,5038
1 кгс/м ²	9,80665	9,80665·10 ⁻⁵	1	0,96784·10 ⁻⁴	1	735,55·10 ⁻⁴	14,2233·10 ⁻⁴
1 атм (физ.)	1,01325·10 ⁵	1,01325	1,03323·10 ⁴	1	1,03323·10 ⁴	760	14,6959
10 ⁴ мм вод. ст.	0,980665·10 ⁵	0,98066	10 ⁴	0,96784	10 ⁴	735,55	14,2233
10 ³ мм рт. ст.	1,33322·10 ⁵	1,33322	1,35951·10 ⁴	1,31579·10 ⁴	1,35951·10 ⁴	10 ³	19,3368
10 lb/sq.in	0,68948·10 ⁵	0,68948	0,70307·10 ⁴	0,68046	0,70307·10 ⁴	517,15	10





Термодинамические диаграммы

i - $\lg P$ для хладагентов





ООО «АВИСАНКО»

Термодинамические диаграммы i -lgP для хладагентов. М.: АВИСАНКО, 2003. – 50 с.

В настоящей брошюре представлены термодинамические диаграммы i -lgP (удельная энтальпия-давление) и основные характеристики для всех известных хладагентов.

Рекомендуется для специалистов холодильной промышленности.

СОДЕРЖАНИЕ

1	ВВЕДЕНИЕ.....	4
2	Графическое изображение цикла одноступенчатой холодильной машины.....	5
3	R11, CCl ₃ F, Trichlorofluoromethane.....	6
4	R113, CCl ₂ FCClF ₂ , Trichlorotrifluoroethane.....	7
5	R114, CClF ₂ CClF ₂ , Dichlorotetrafluoroethane.....	8
6	R1150, CH ₂ =CH ₂ , Ethene (ethylene).....	9
7	R12, CCl ₂ F ₂ , Dichlorodifluoromethane.....	10
8	R123, CHCl ₂ CF ₃ , Dichlorotrifluoroethane.....	11
9	R1270, CH ₃ CH=CH ₂ , Propene (propylene).....	12
10	R13, CClF ₃ , Chlorotrifluoromethane.....	13
11	R134a, CH ₂ FCF ₃ , 1,1,1,2-tetrafluoroethane.....	14
12	R14, CF ₄ , Tetrafluoromethane.....	15
13	R152a, CH ₃ CHF ₂ , 1,1-difluoroethane.....	16
14	R170, CH ₃ CH ₃ , Ethane.....	17
15	R21, CHCl ₂ F, Dichlorofluoromethane.....	18
16	R22, CHClF ₂ , Chlorodifluoromethane.....	19
17	R23, CHF ₃ , Trifluoromethane.....	20
18	R290, CH ₃ CH ₂ CH ₃ , Propane.....	21
19	R401A, R22/152a/124 (53/13/34), R401A.....	22
20	R401B, R22/152a/124 (61/11/28), R401B.....	23
21	R401C, R22/152a/124 (33/15/52), R401C.....	24
22	R402A, R125/290/22 (60/2/38), R402A.....	25
23	R402B, R125/290/22 (38/2/60), R402B.....	26
24	R404A, R125/143a/134a (44/52/4), R404A.....	27
25	R406A, R22/142b/600a (55/41/4), R406A.....	28
26	R407A, R32/125/134a (20/40/40), R407A.....	29
27	R407B, R32/125/134a (10/70/20), R407B.....	30
28	R407C, R32/125/134a (23/25/52), R407C.....	31
29	R408A, R22/143a/125 (47/46/7), R408A.....	32
30	R409A, R22/124/142b (60/25/15), R409A.....	33
31	R410A, R32/125 (50/50), R410A.....	34
32	R410B, R32/125 (45/55), R410B.....	35
33	R50, CH ₄ , Methane.....	36
34	R500, R12/152a (73.8/26.2), R500.....	37
35	R502, R22/115 (48.8/51.2), R502.....	38
36	R507, R125/143a (50/50), R507.....	39
37	R508A, R23/116 (39/61), R508A.....	40
38	R600, CH ₃ CH ₂ CH ₂ CH ₃ , Butane.....	41
39	R600a, CH(CH ₃) ₃ , 2-methyl propane (isobutane).....	42
40	R717, NH ₃ , Ammonia.....	43
41	R718, H ₂ O, Water.....	44
42	R728, N ₂ , Nitrogen.....	45
43	R729, N ₂ /O ₂ /A (76/23/1), Air.....	46
44	R732, O ₂ , Oxygen.....	47
45	R740, A, Argon.....	48
46	R744, CO ₂ , Carbon dioxide.....	49
47	RC318, C ₄ F ₈ , Octafluorocyclobutane.....	50

ВВЕДЕНИЕ

Для понимания цикла паровой компрессионной холодильной машины необходимо тщательно изучить отдельные процессы, входящие в него, а также связи, существующие между отдельными процессами, и влияние изменений в каком-либо процессе цикла на все другие процессы данного цикла. Это изучение в значительной степени можно упростить, используя диаграммы и схемы с графическим изображением цикла (см. рис. 1). Графическое изображение холодильного цикла позволяет рассматривать одновременно различные изменения в состоянии хладагента, происходящие в течение цикла, и влияние этих изменений на цикл без воспроизведения в памяти различных цифровых величин, связанных с циклом [1].

Наиболее распространенной в холодильной технике является диаграмма $i - \lg P^*$ (удельная энтальпия - давление) как наиболее удобная для последующих тепловых расчетов.

Состояние хладагента, находящегося в любом термодинамическом виде, может быть показано на диаграмме в виде точки, которая определяется двумя любыми параметрами, соответствующими данному состоянию. При этом могут быть использованы *простые измеряемые параметры*: температура (в °С или К); давление (в Па или в производных единицах: 1 кПа=10³ Па, 1 МПа=10⁶ Па=10 бар), а также *удельный объем* v (в м³/кг) или *плотность* $\rho=1/v$, кг/м³.

Кроме простых измеряемых параметров, используют также *сложные расчетные параметры*. На диаграмме $i - \lg P$ таким (одним из основных) параметром является удельная энтальпия i , кДж/кг. Это полная энергия хладагента I , отнесенная к единице массы.

В термодинамике удельную энтальпию i представляют в виде суммы внутренней энергии u , кДж/кг, и произведения абсолютного давления P , Па, на удельный объем v , м³/кг.

$$i=u+Pv$$

В этом выражении произведение Pv представляет собой потенциальную энергию давления P , которая используется на совершение работы.

Расчетным параметром является и *энтропия* S . В расчетах и на диаграммах используют удельное значение энтропии s , кДж/(кг·К).

Так же, как и в случае энтальпии, для расчетов важно не значение энтропии «в точке», а ее изменение в каком-то процессе, то есть $\Delta s = \Delta q / T_m$, где Δq – теплота, отнесенная к единице массы хладагента, а T_m , К – средняя абсолютная температура в течение процесса теплообмена между хладагентом и внешней средой [2].

Для работы с диаграммой надо помнить, что она делится на три зоны:

- переохлажденной жидкости – слева от кривой насыщенной жидкости (на диаграммах кривая черного цвета, имеющая максимальную толщину), где степень сухости пара $x=0$;
- парожидкостной смеси – между кривыми $x=0$ и $x=1$ – насыщенный пар;
- перегретого пара – справа от линии $x=1$.

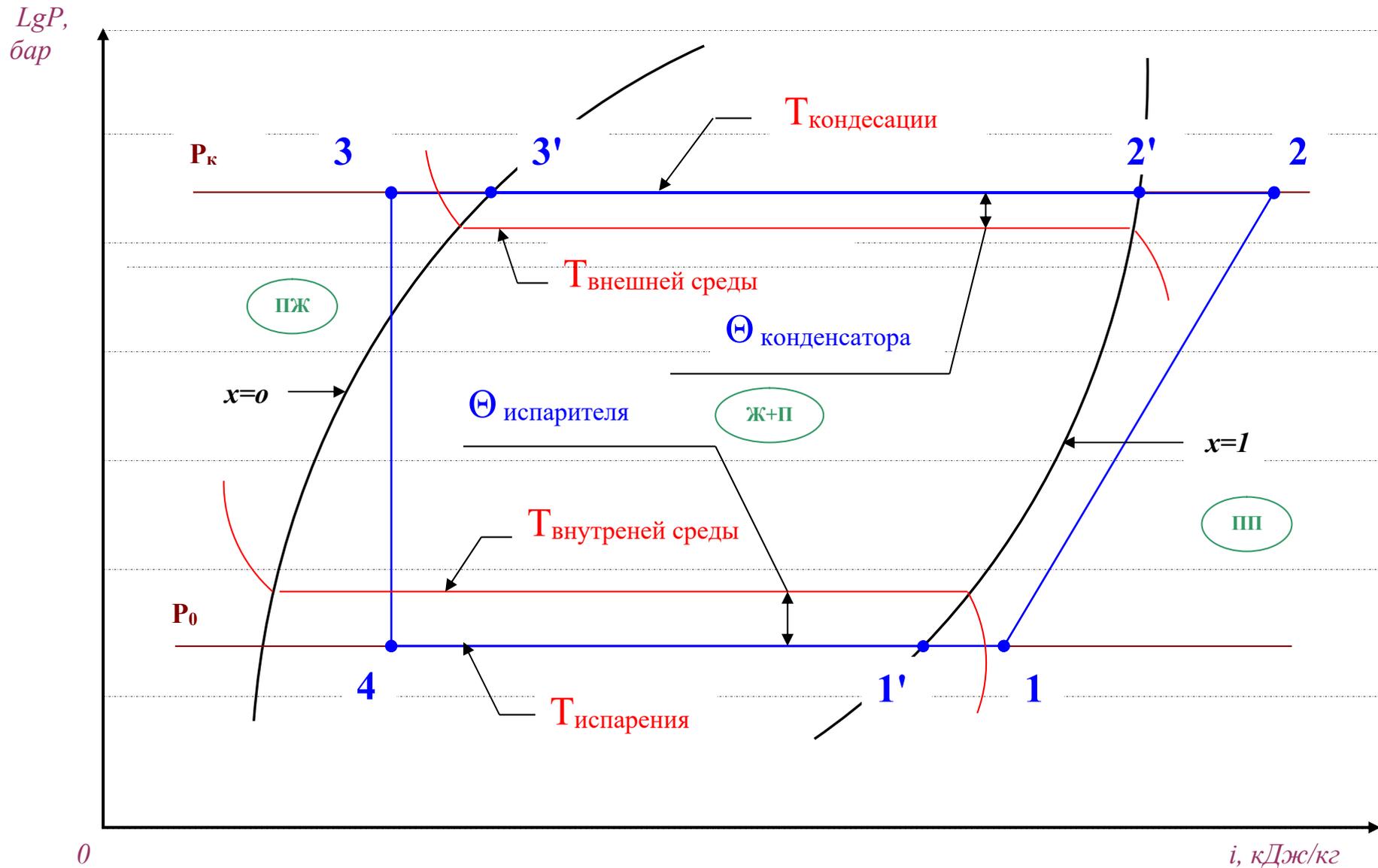
Линию, соответствующую насыщенной жидкости ($x=0$) называют левой, или нижней, пограничной кривой, а линию, соответствующую насыщенному пару ($x=1$), называют правой, или верхней, пограничной кривой.

Линии постоянного давления – изобары – на диаграммах проходят горизонтально, а линии постоянной энтальпии – изоэнтальпы – вертикально (серые тонкие линии прямоугольной сетки).

Процессы кипения и конденсации хладагента при постоянном давлении проходят между пограничными кривыми при неизменной (постоянной) температуре, соответствующей температуре насыщения при постоянном давлении.

* Логарифмическая ось давления принимается в целях уменьшения масштаба диаграммы [3].

Графическое изображение цикла одноступенчатой холодильной машины (1→2→3→4)

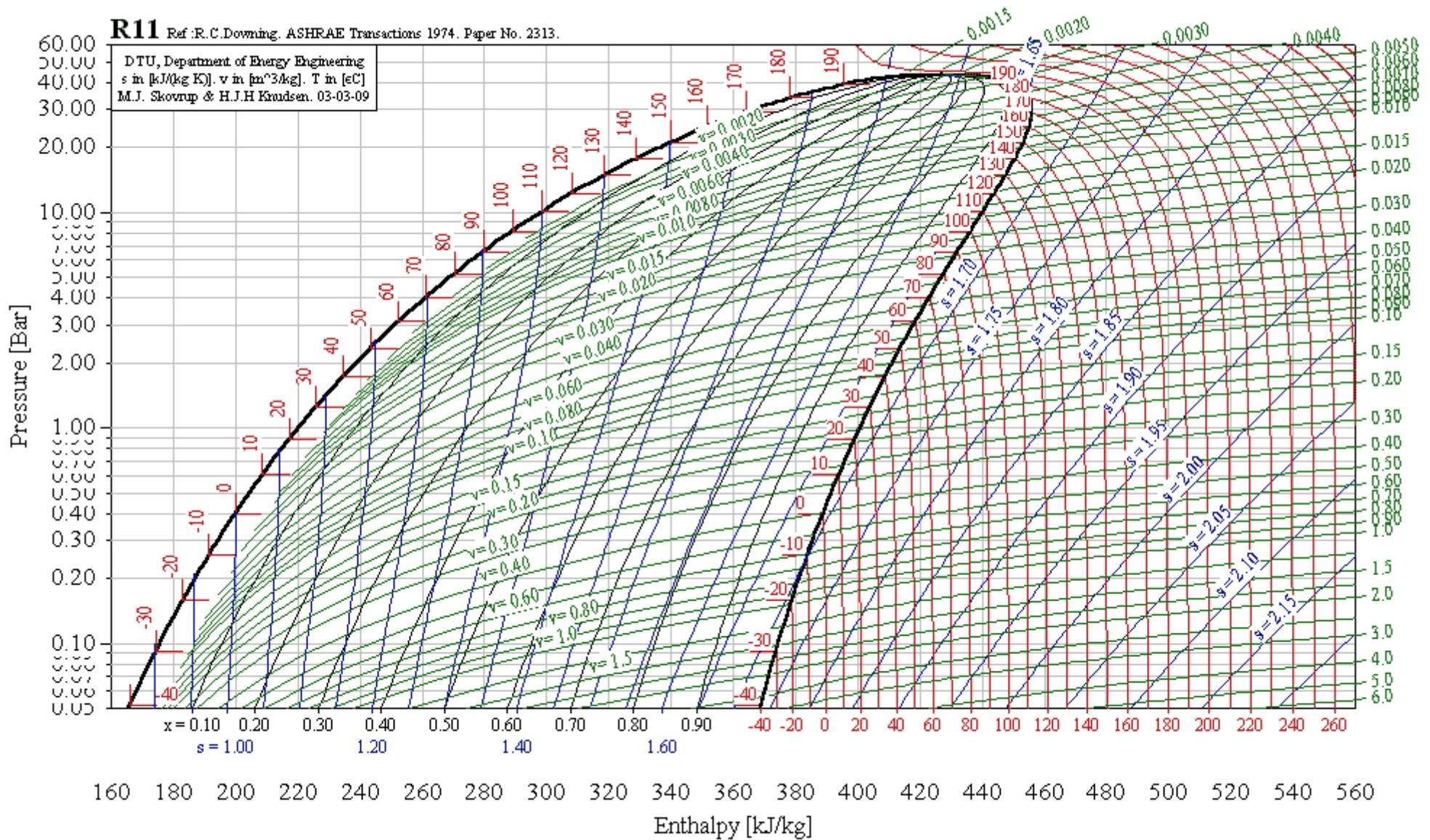


$q_0 \geq i_{1'} - i_4, \text{ кДж/кг}$ – удельная холодопроизводительность
 $q_k \leq i_2 - i_3, \text{ кДж/кг}$ – теплоотвод в конденсаторе
 $l = i_2 - i_1, \text{ кДж/кг}$ – работа процесса сжатия компрессора

Рис. 1

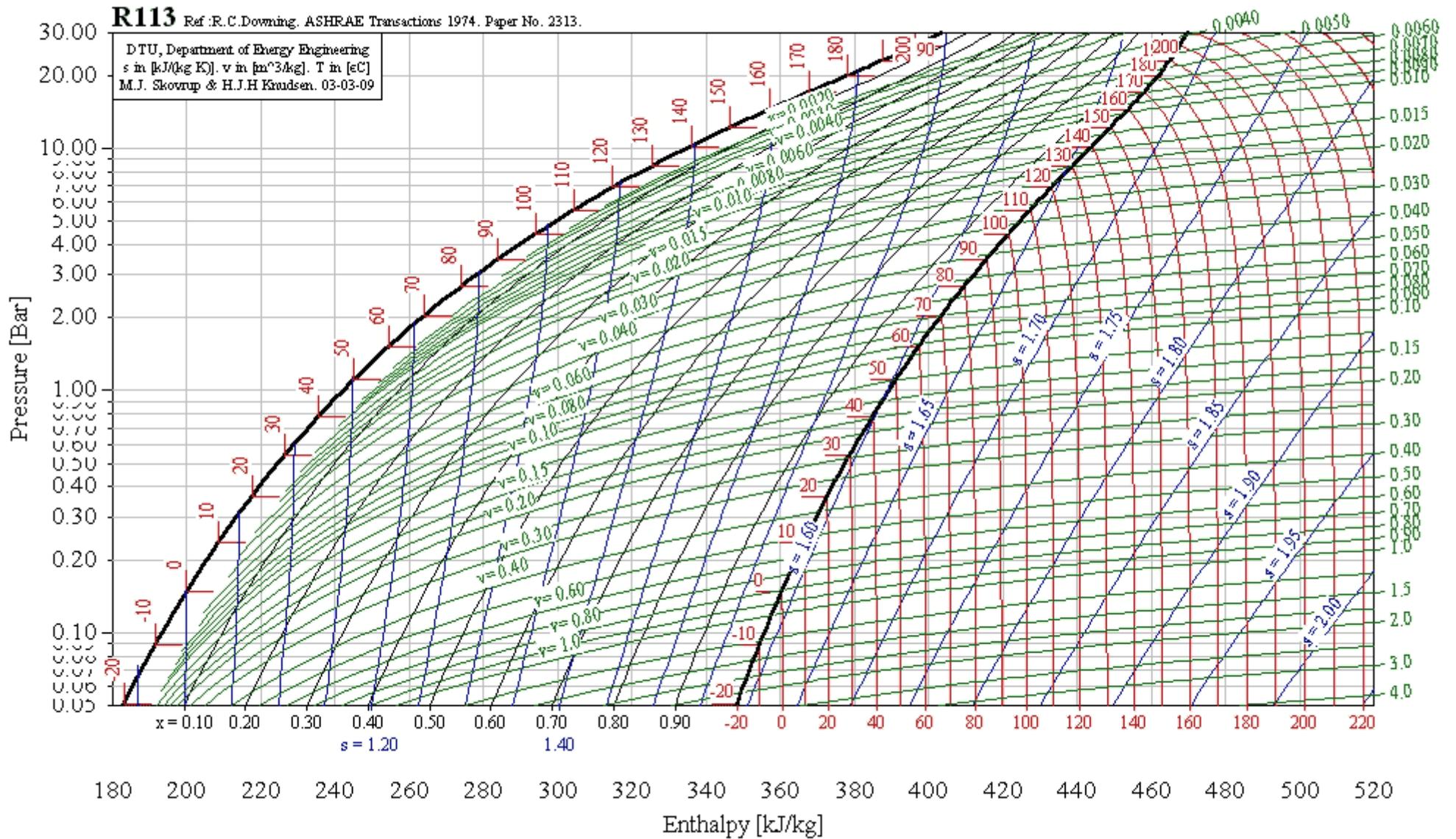
R11, CCl₃F, Trichlorofluoromethane [4]

T critical = 198.01 °C, p critical = 44.02600 Bar, v critical = 0.00182 m³/kg



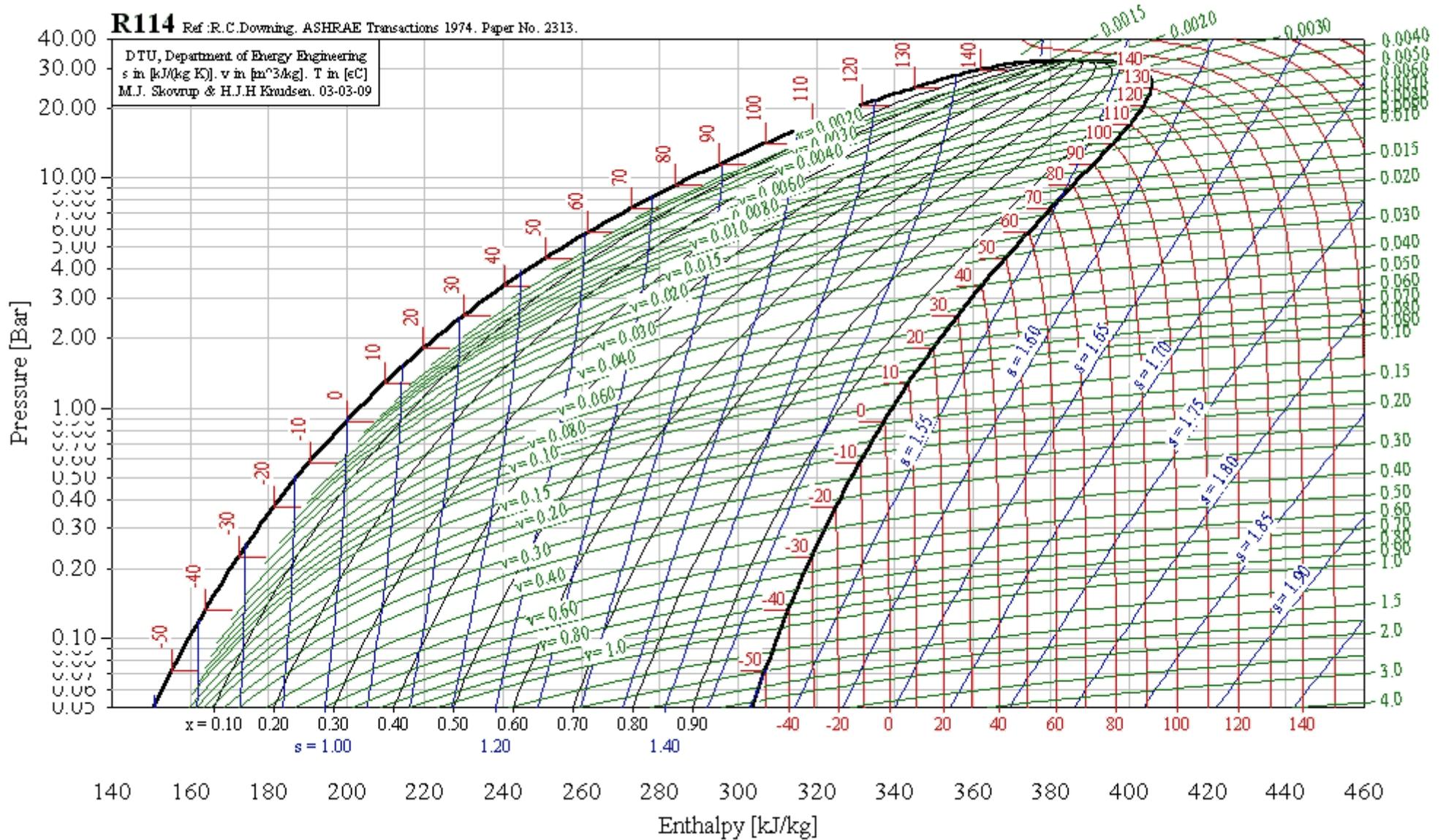
R113, CCl₂FCClF₂, Trichlorotrifluoroethane

T critical = 214.10 °C, p critical = 34.37000 Bar, v critical = 0.00174 m³/kg



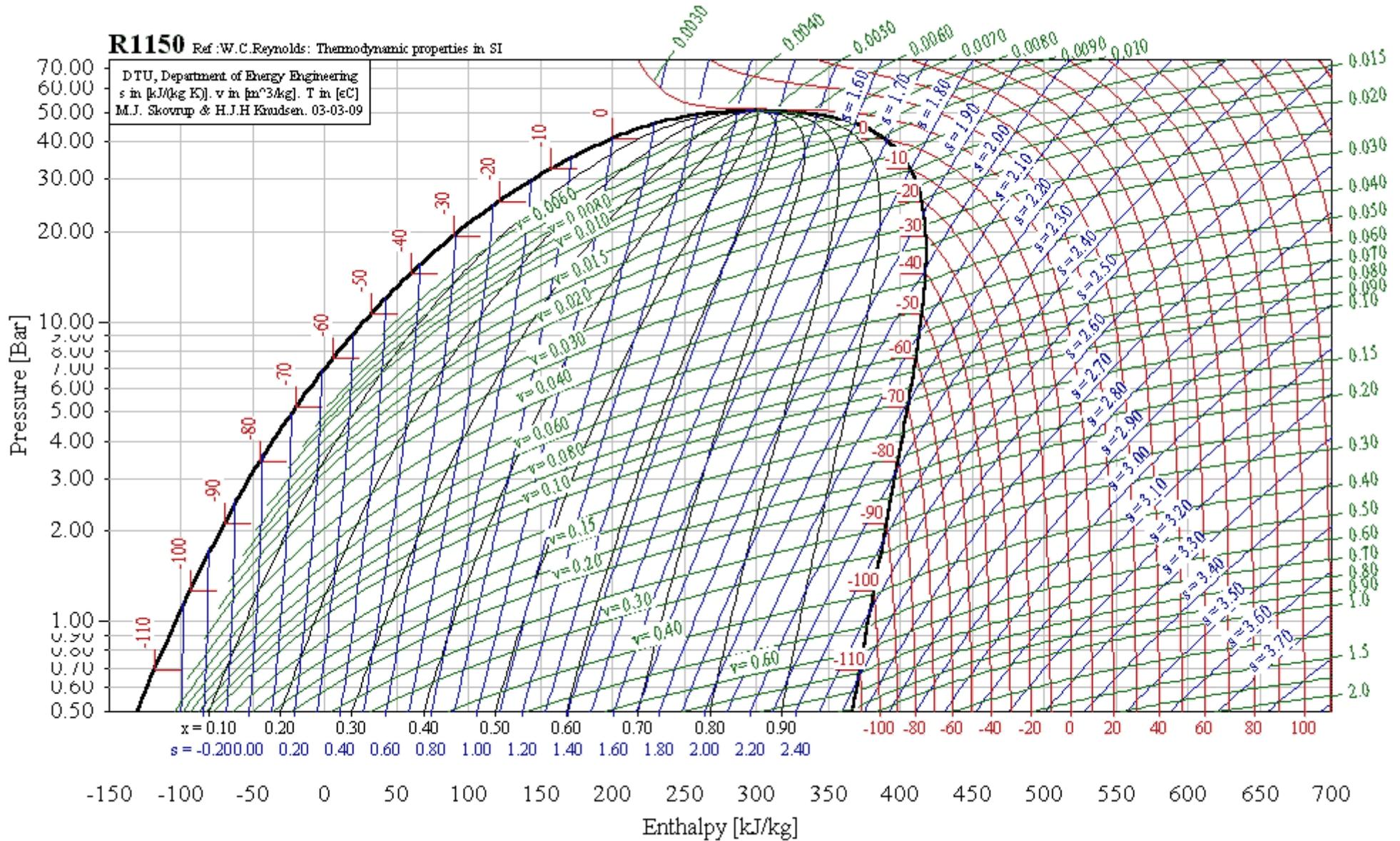
R114, CCl_2F_2 , Dichlorotetrafluoroethane

T critical = 145.70 °C, p critical = 32.59000 Bar, v critical = 0.00172 m³/kg



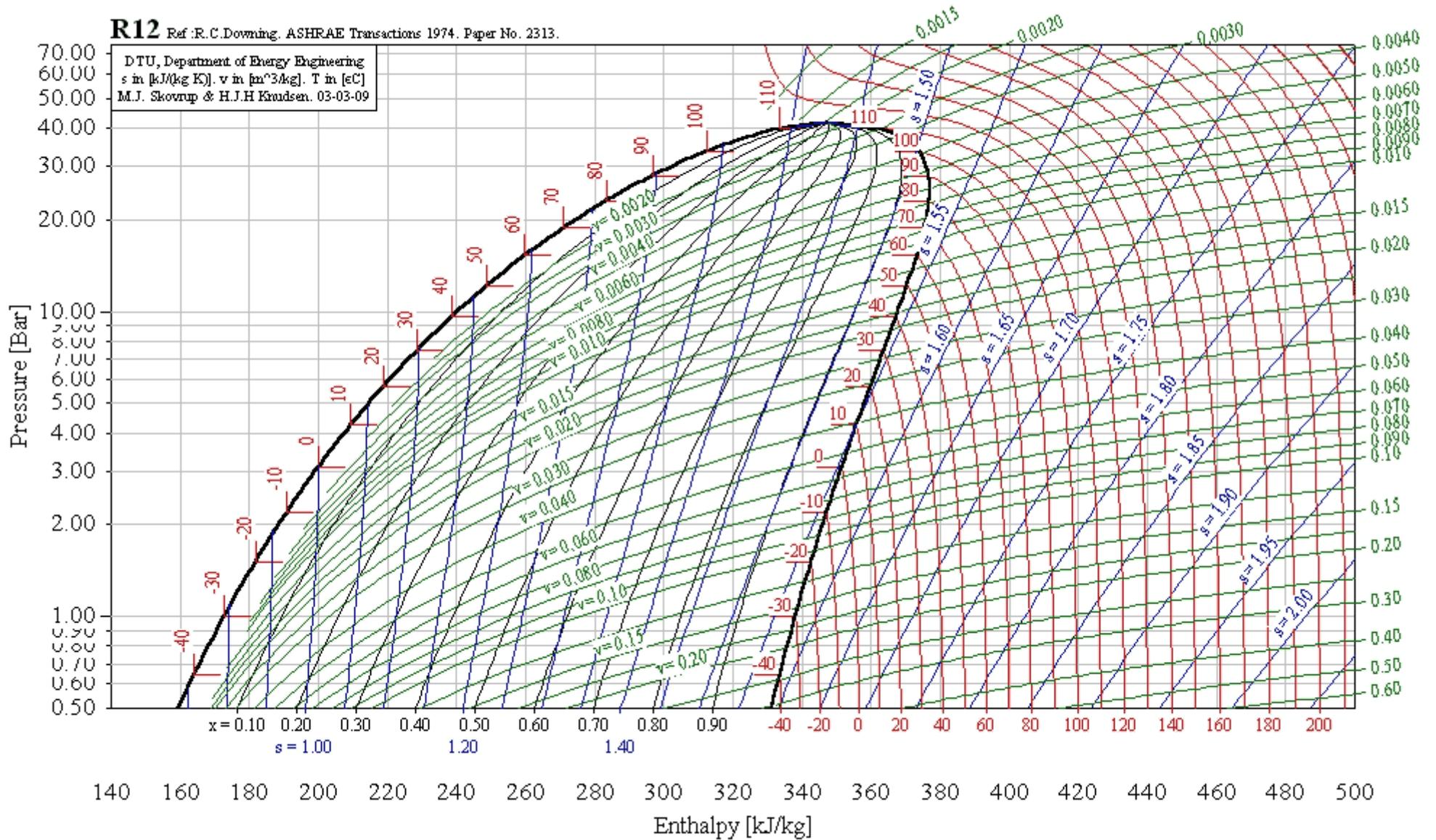
R1150, CH₂=CH₂, Ethene (ethylene)

T critical = 9.50 °C, p critical = 50.75000 Bar, v critical = 0.00462 m³/kg



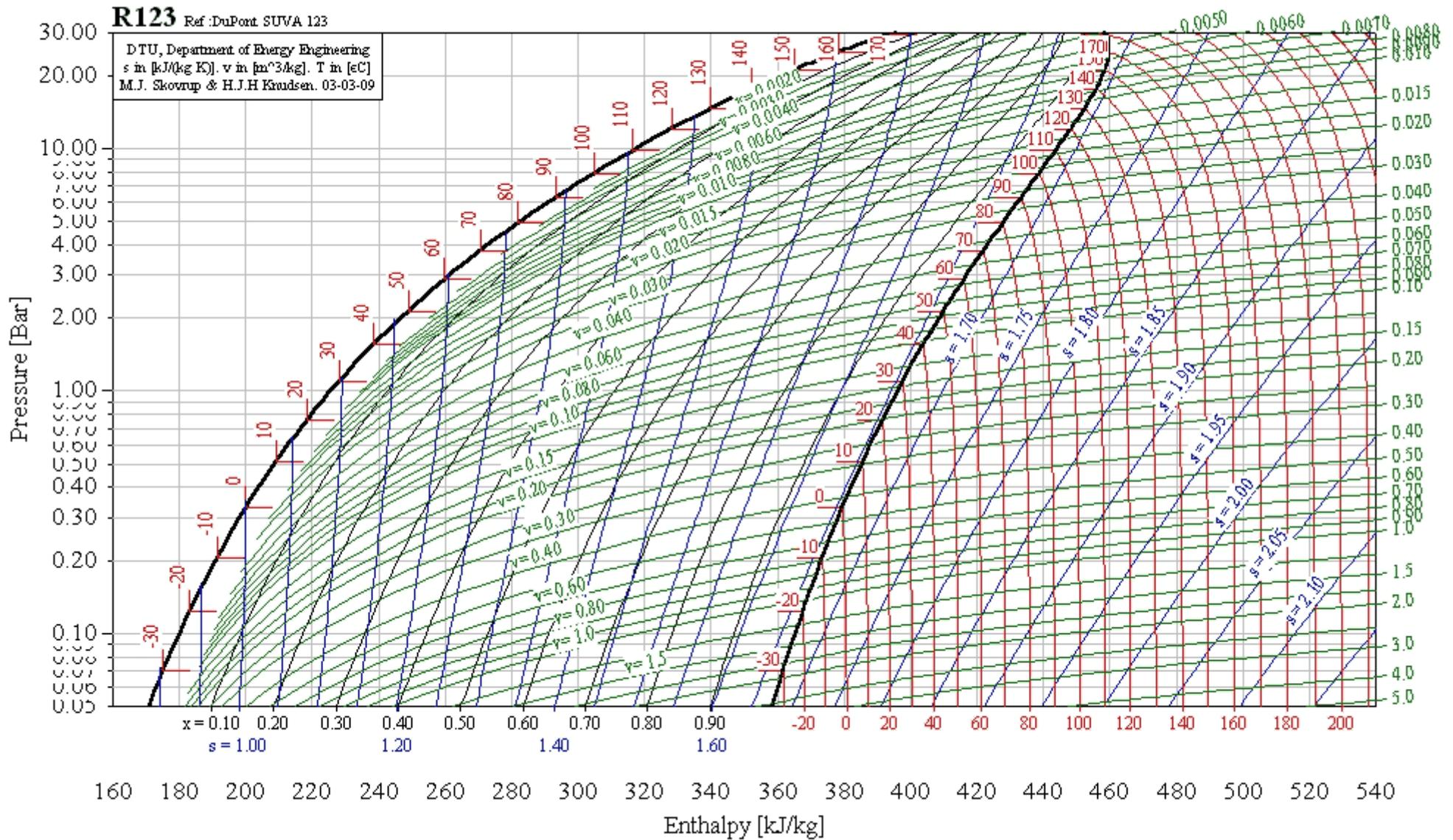
R12, CCl₂F₂, Dichlorodifluoromethane

T critical = 112.00 °C, p critical = 41.57600 Bar, v critical = 0.00179 m³/kg



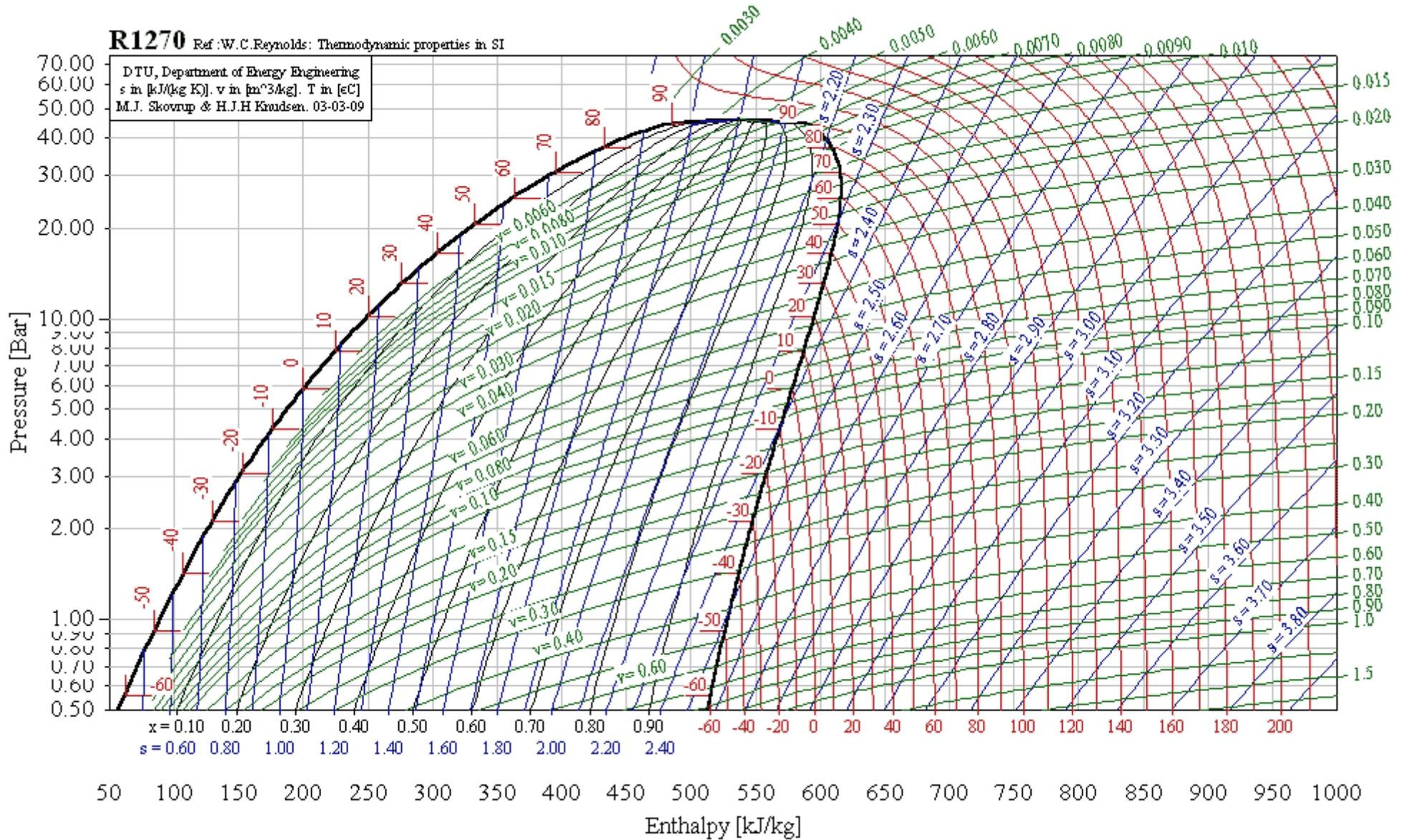
R123, CHCl₂CF₃, Dichlorotrifluoroethane

T critical = 183.68 °C, p critical = 36.68000 Bar, v critical = 0.00182 m³/kg



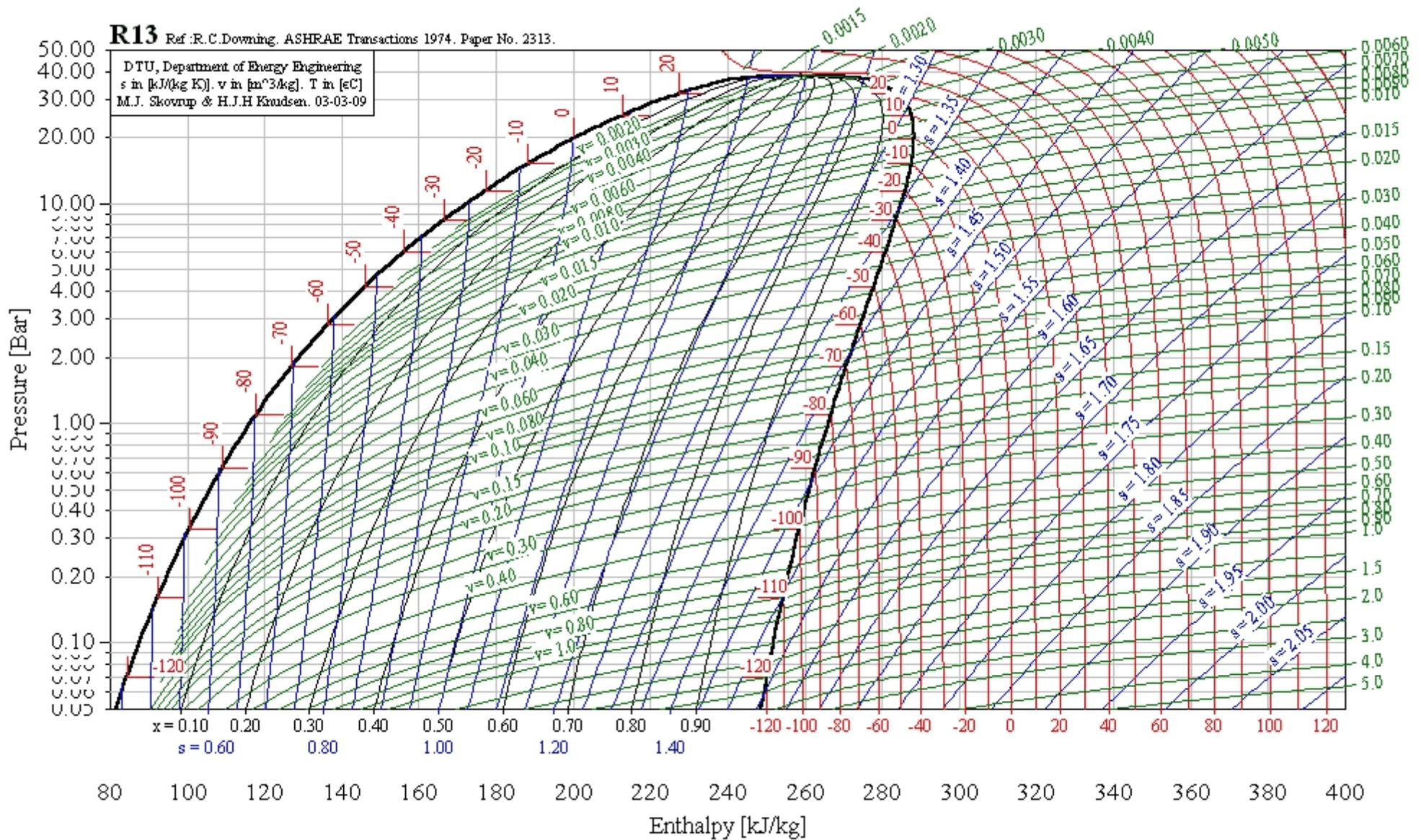
R1270, CH₃CH=CH₂, Propene (propylene)

T critical = 91.75 °C, p critical = 46.13000 Bar, v critical = 0.00441 m³/kg



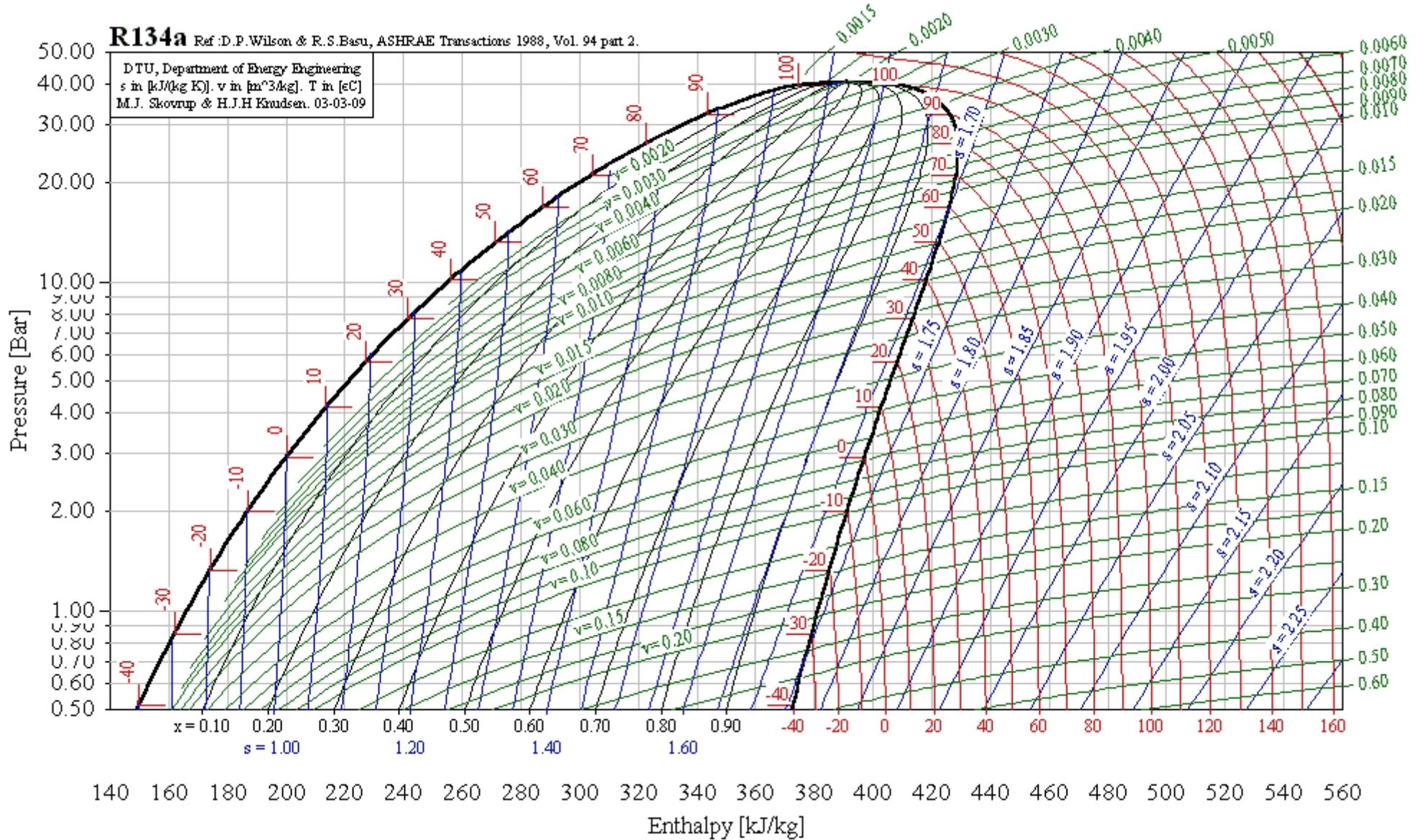
R13, CCIF₃, Chlorotrifluoromethane

T critical = 28.80 °C, p critical = 38.65000 Bar, v critical = 0.00173 m³/kg



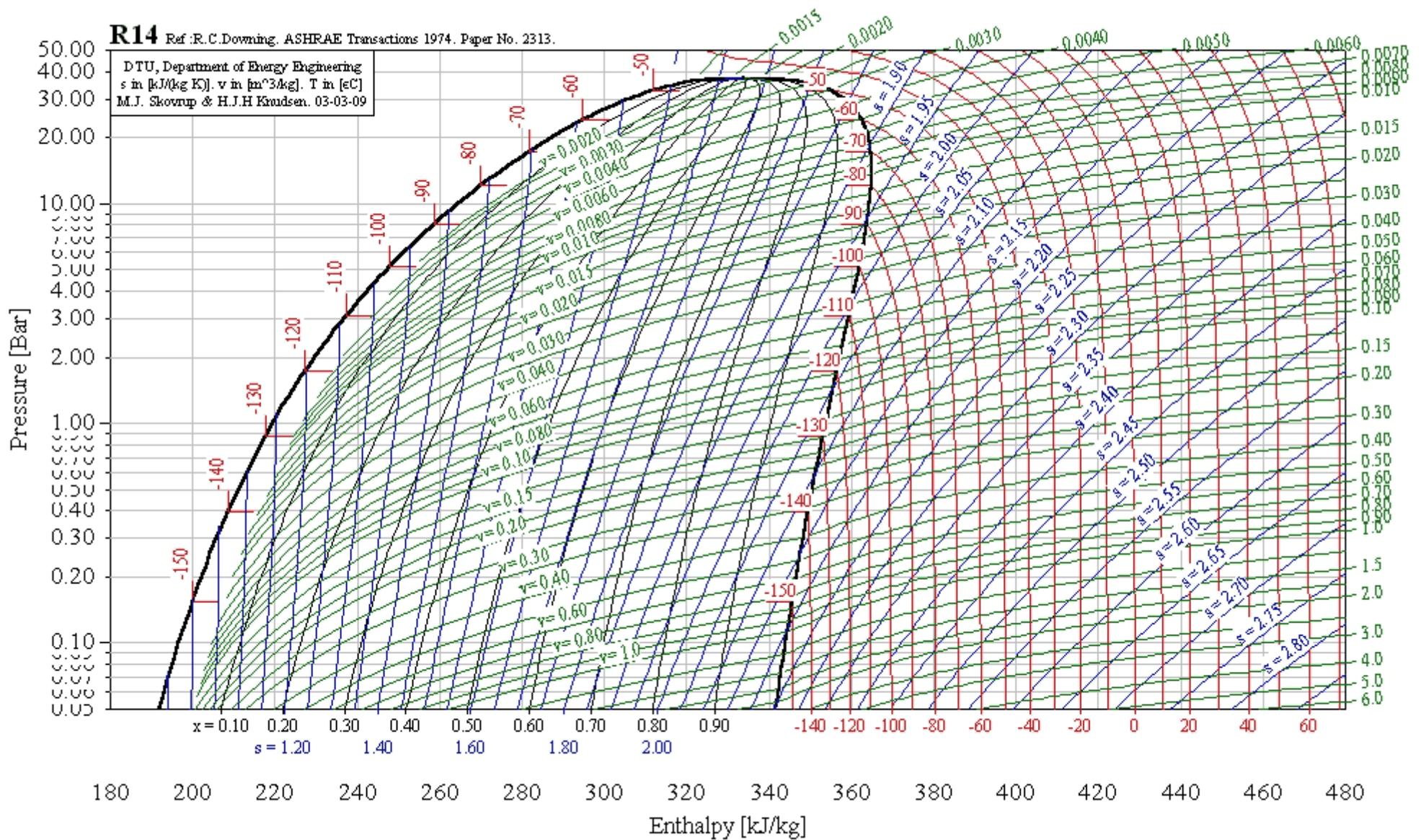
R134a, CH₂FCF₃, 1,1,1,2-tetrafluoroethane

T critical = 101.10 °C, p critical = 40.67000 Bar, v critical = 0.00195 m³/kg



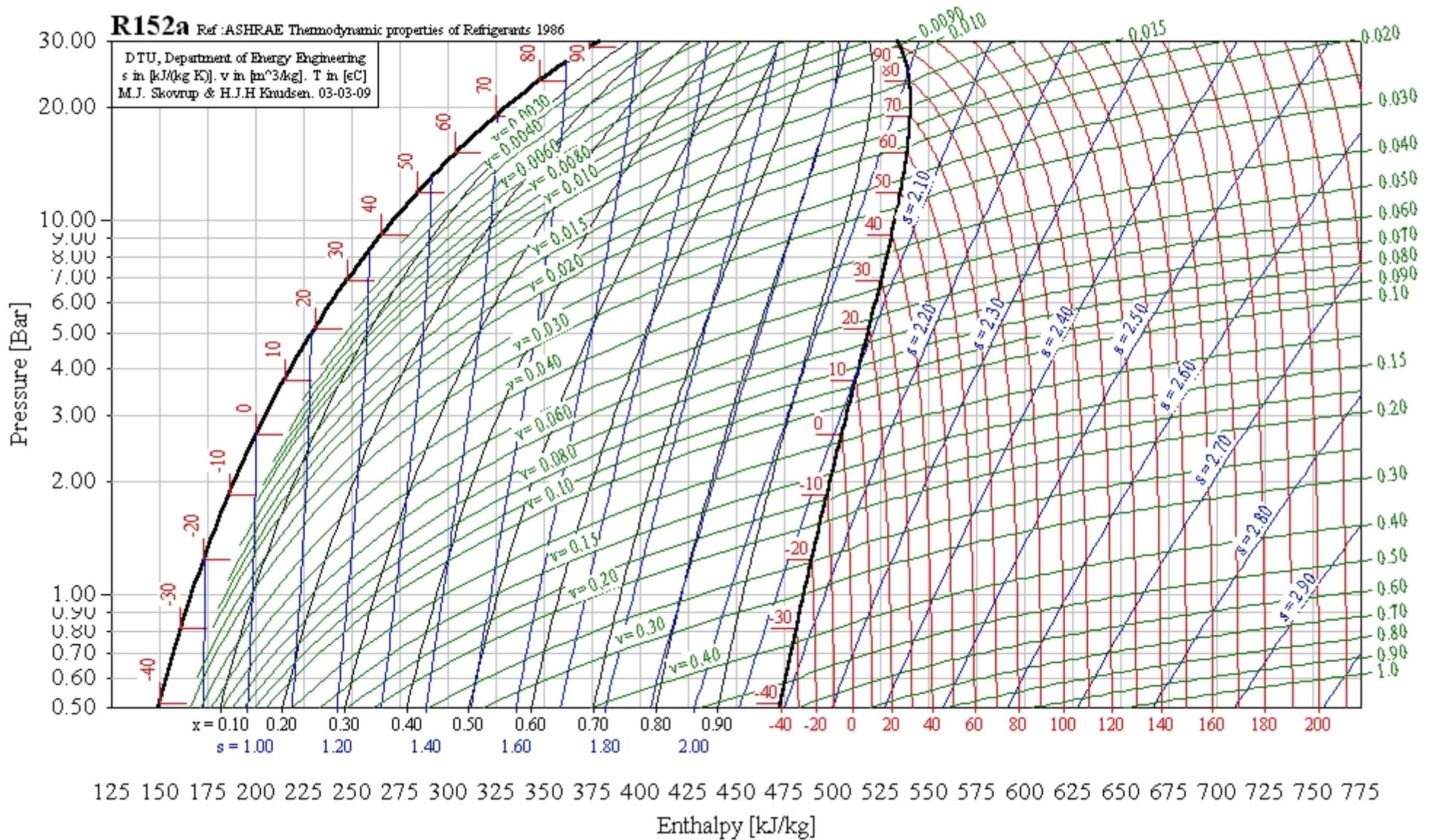
R14, CF₄, Tetrafluoromethane

T critical = -45.70 °C, p critical = 37.41000 Bar, v critical = 0.00160 m³/kg



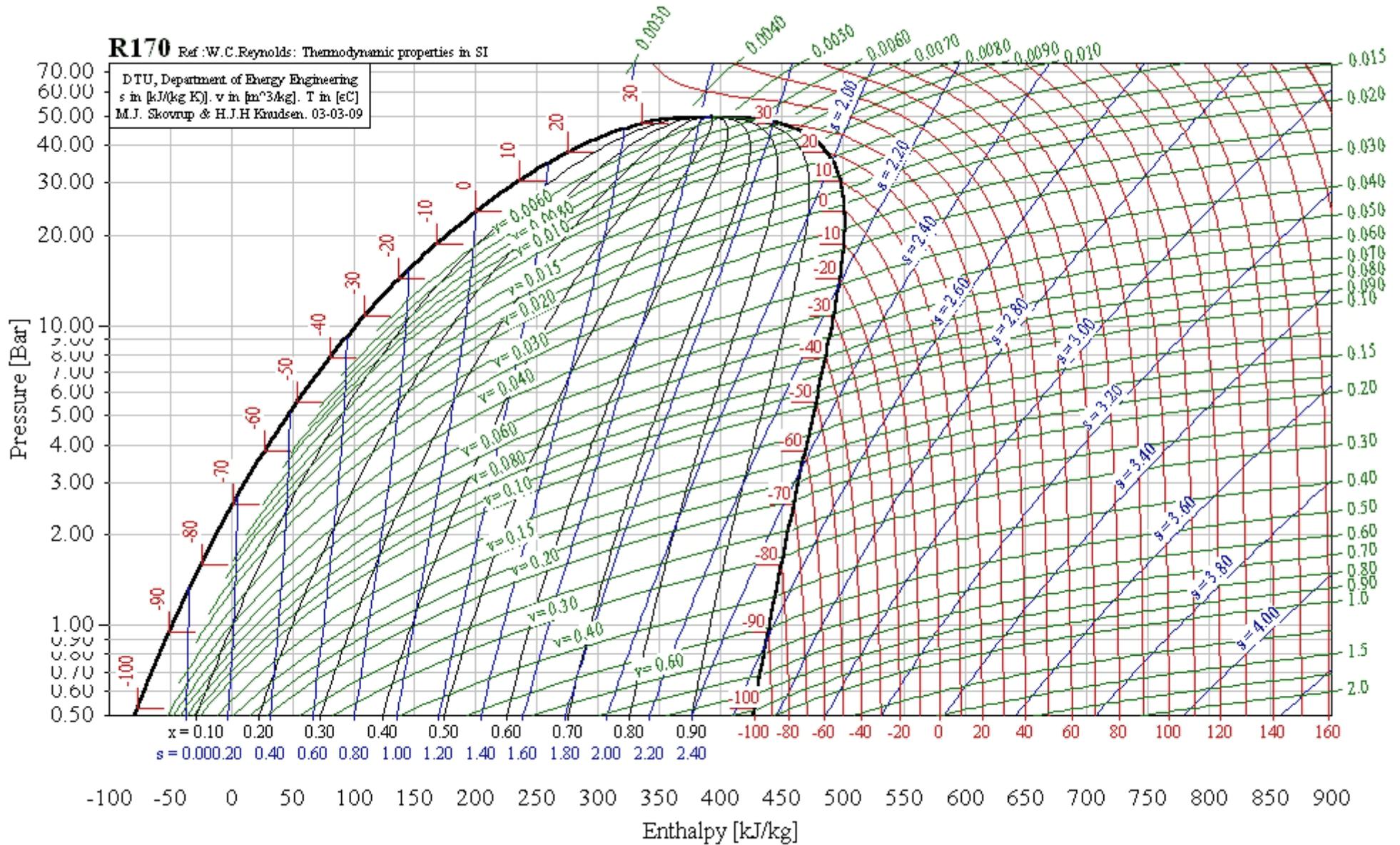
R152a, CH₃CHF₂, 1,1-difluoroethane

T critical = 113.50 °C, p critical = 44.95000 Bar, v critical = 0.00274 m³/kg



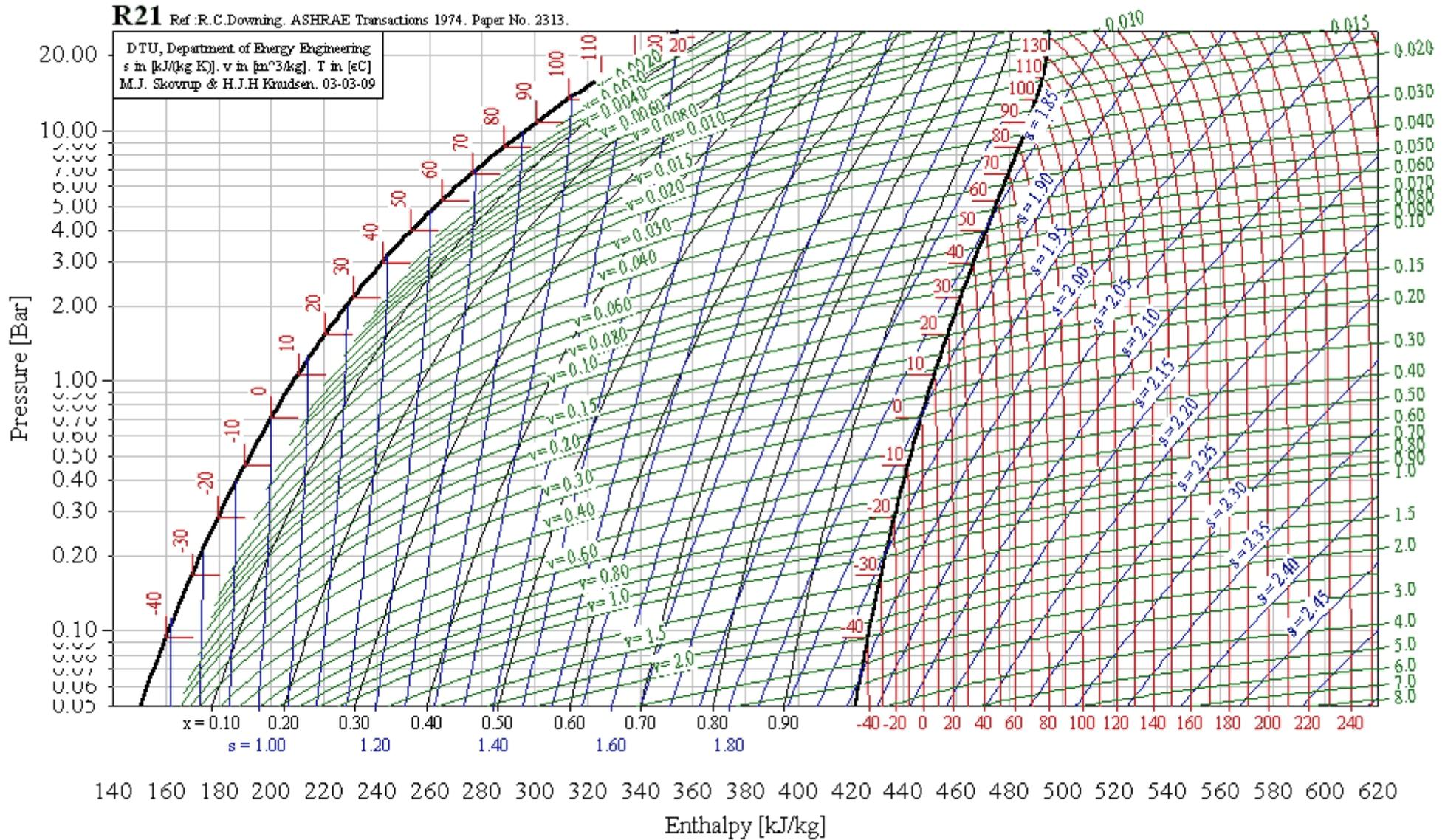
R170, CH₃CH₃, Ethane

T critical = 32.73 °C, p critical = 50.10200 Bar, v critical = 0.00460 m³/kg



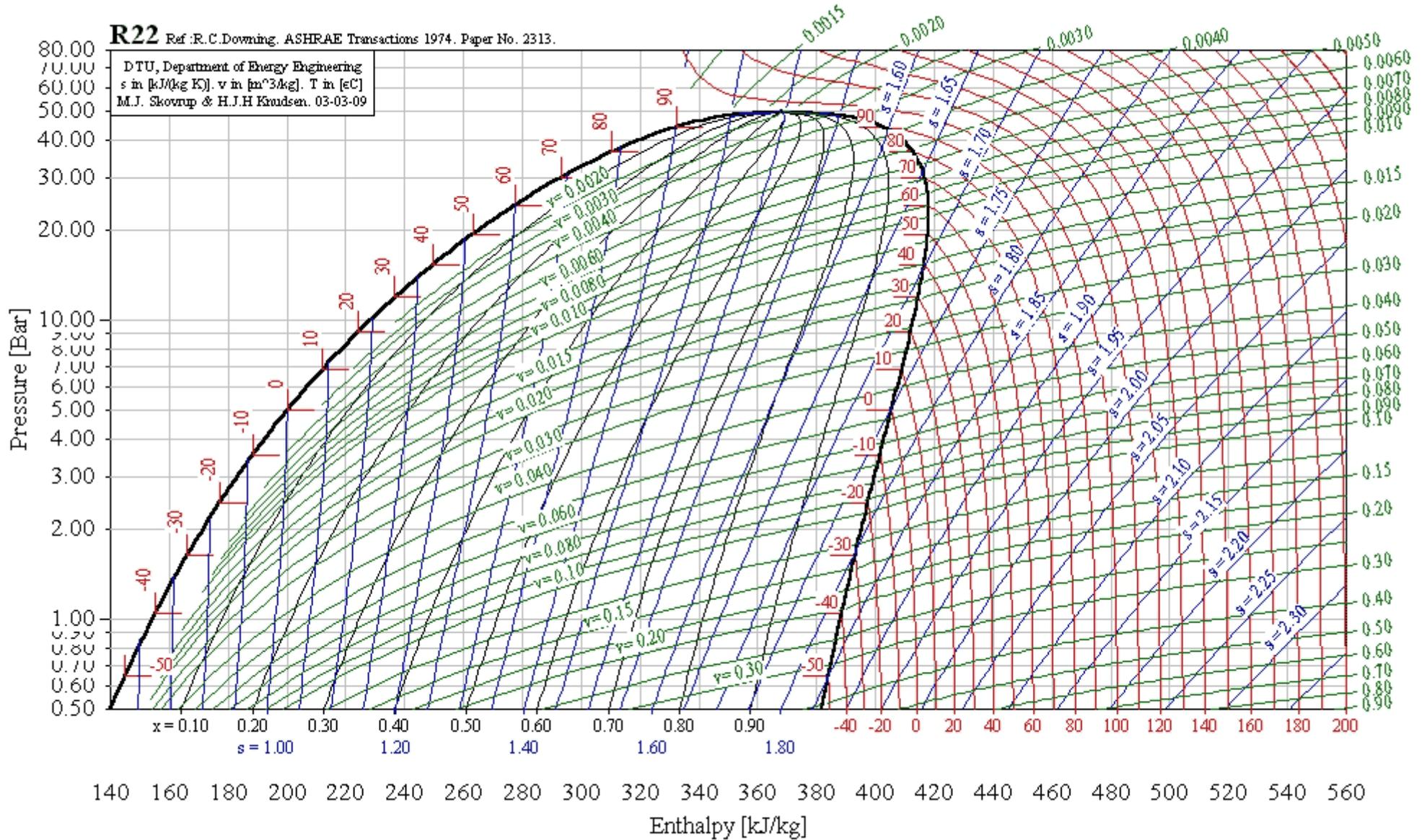
R21, CHCl₂F, Dichlorofluoromethane

T critical = 178.50 °C, p critical = 51.68000 Bar, v critical = 0.00192 m³/kg



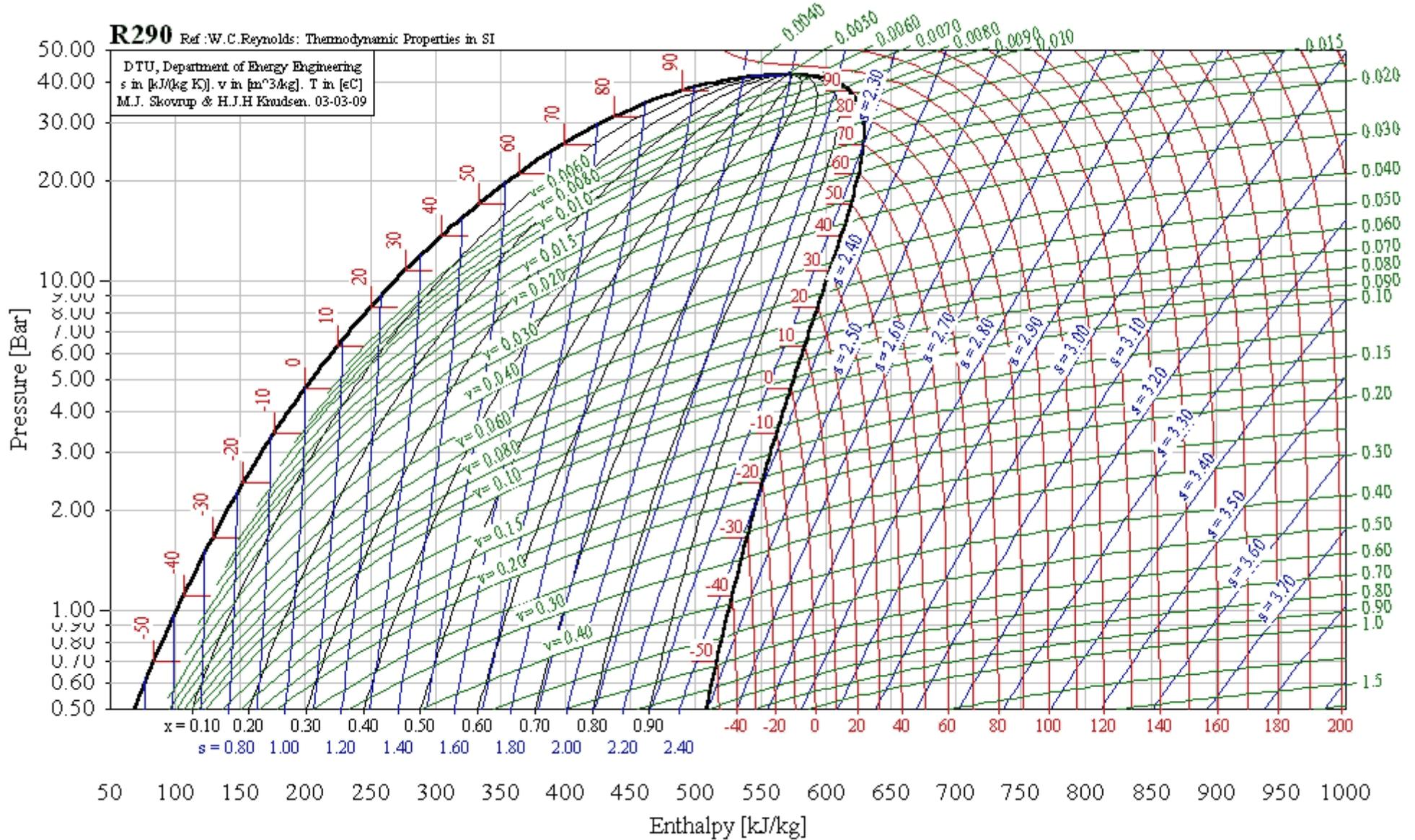
R22, CHClF₂, Chlorodifluoromethane

T critical = 96.00 °C, p critical = 49.77400 Bar, v critical = 0.00191 m³/kg



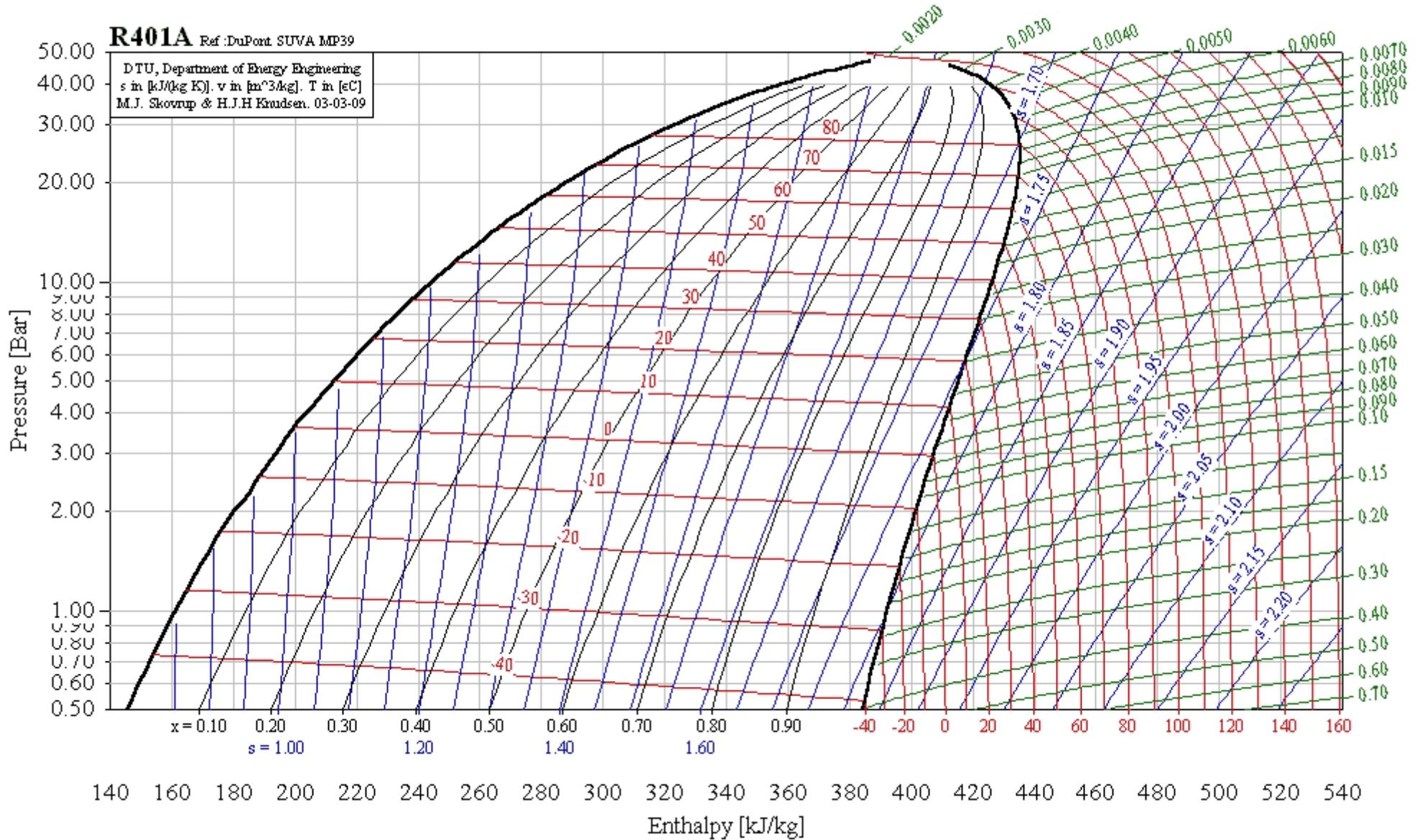
R290, CH₃CH₂CH₃, Propane

T critical = 96.67 °C, p critical = 42.35930 Bar, v critical = 0.00507 m³/kg



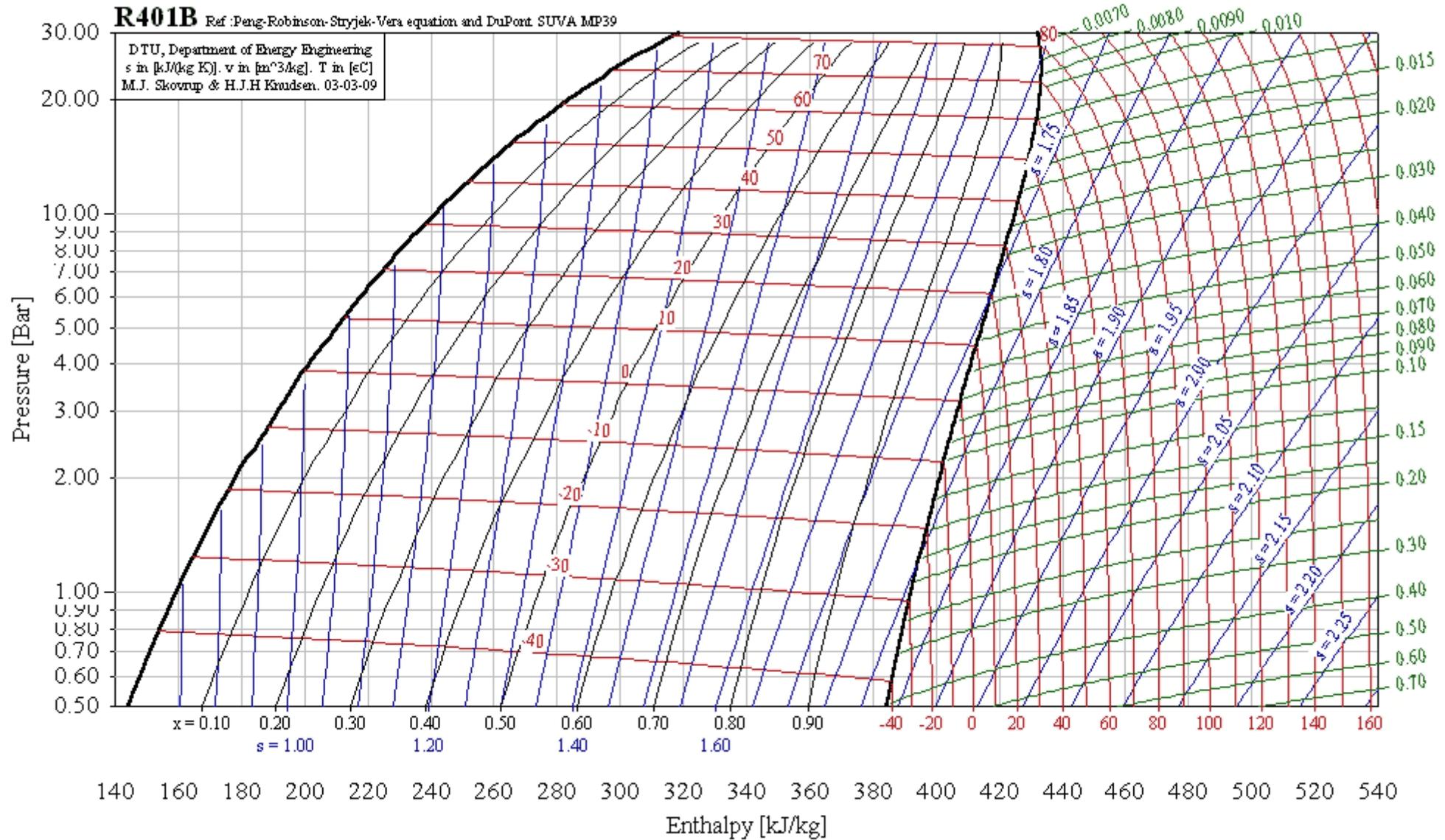
R401A, R22/152a/124 (53/13/34), R401A

T critical = 108.01 °C, p critical = 46.03800 Bar, v critical = 0.00196 m³/kg



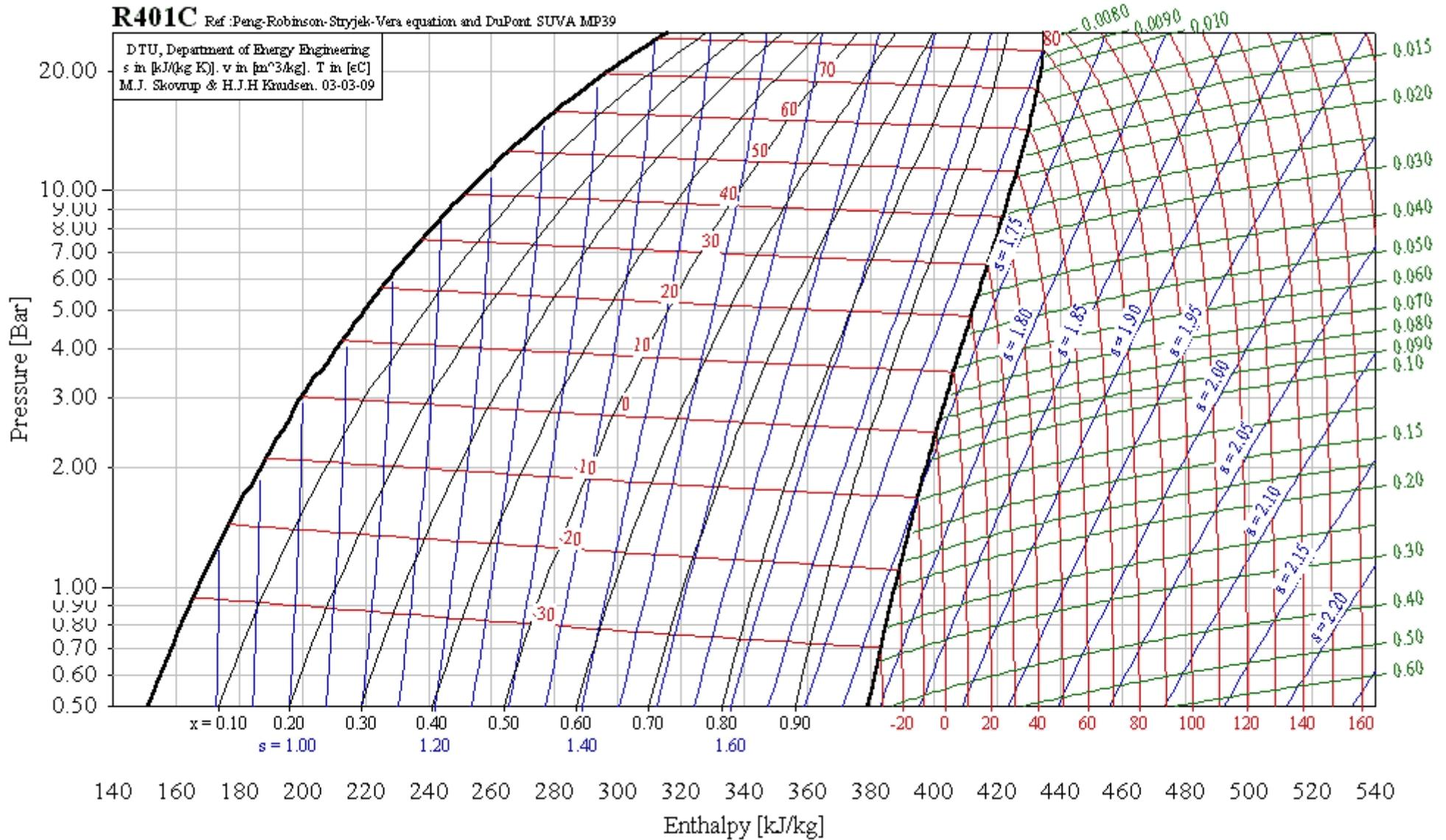
R401B, R22/152a/124 (61/11/28), R401B

T critical = 103.68 °C, p critical = 46.47049 Bar, v critical = 0.00201 m³/kg



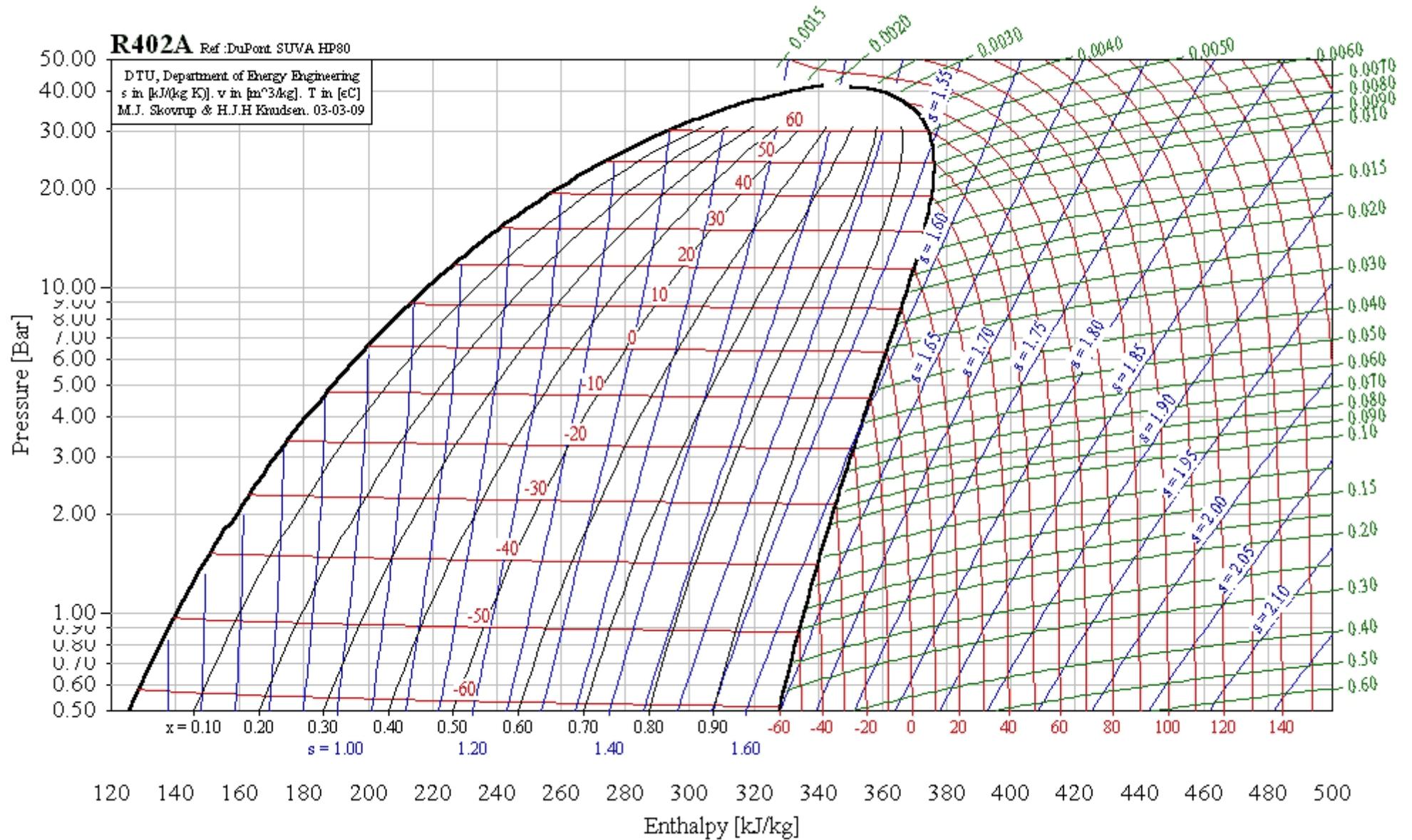
R401C, R22/152a/124 (33/15/52), R401C

T critical = 110.07 °C, p critical = 43.48119 Bar, v critical = 0.00204 m³/kg



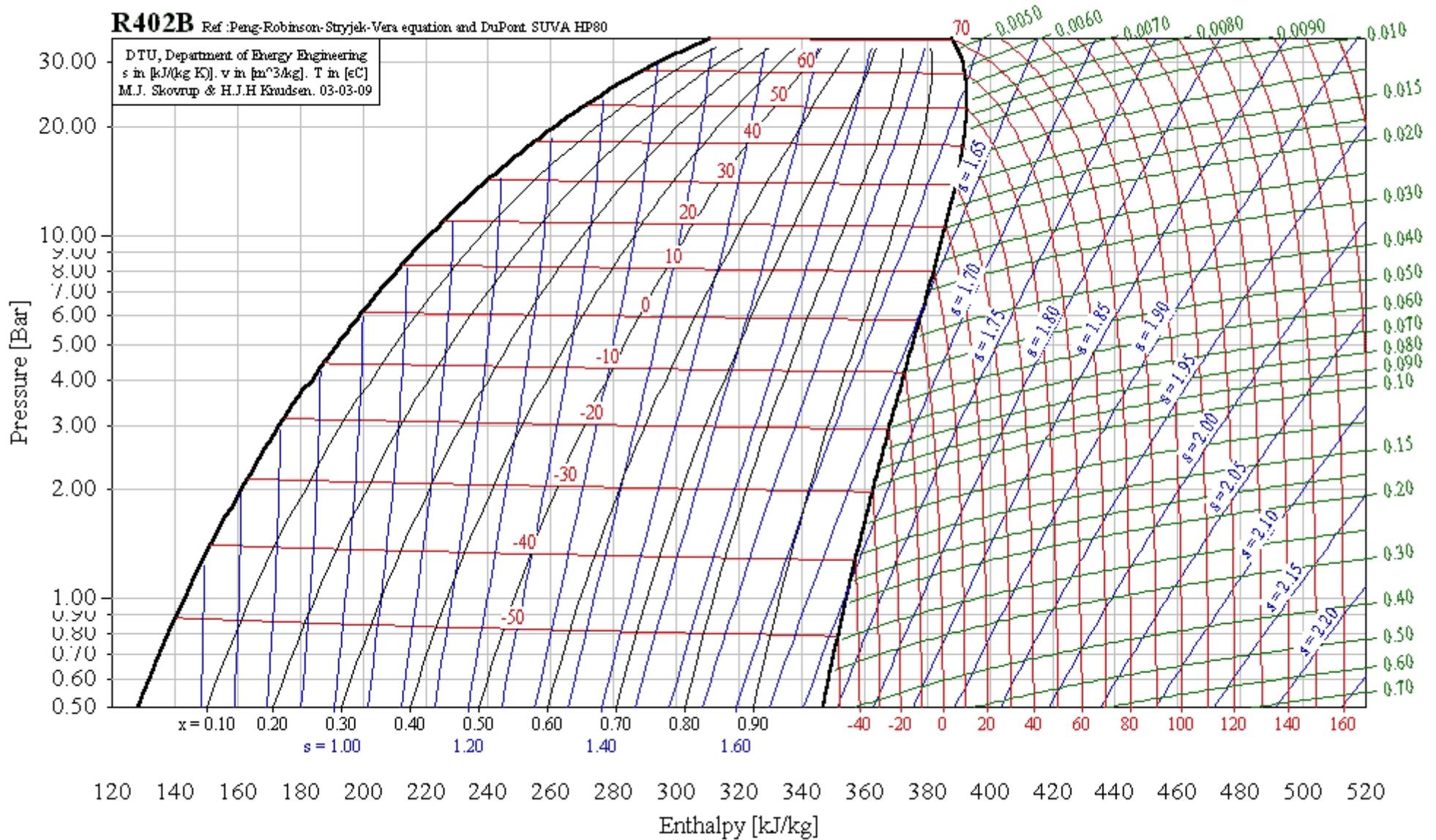
R402A, R125/290/22 (60/2/38), R402A

T critical = 75.50 °C, p critical = 41.34700 Bar, v critical = 0.00185 m³/kg



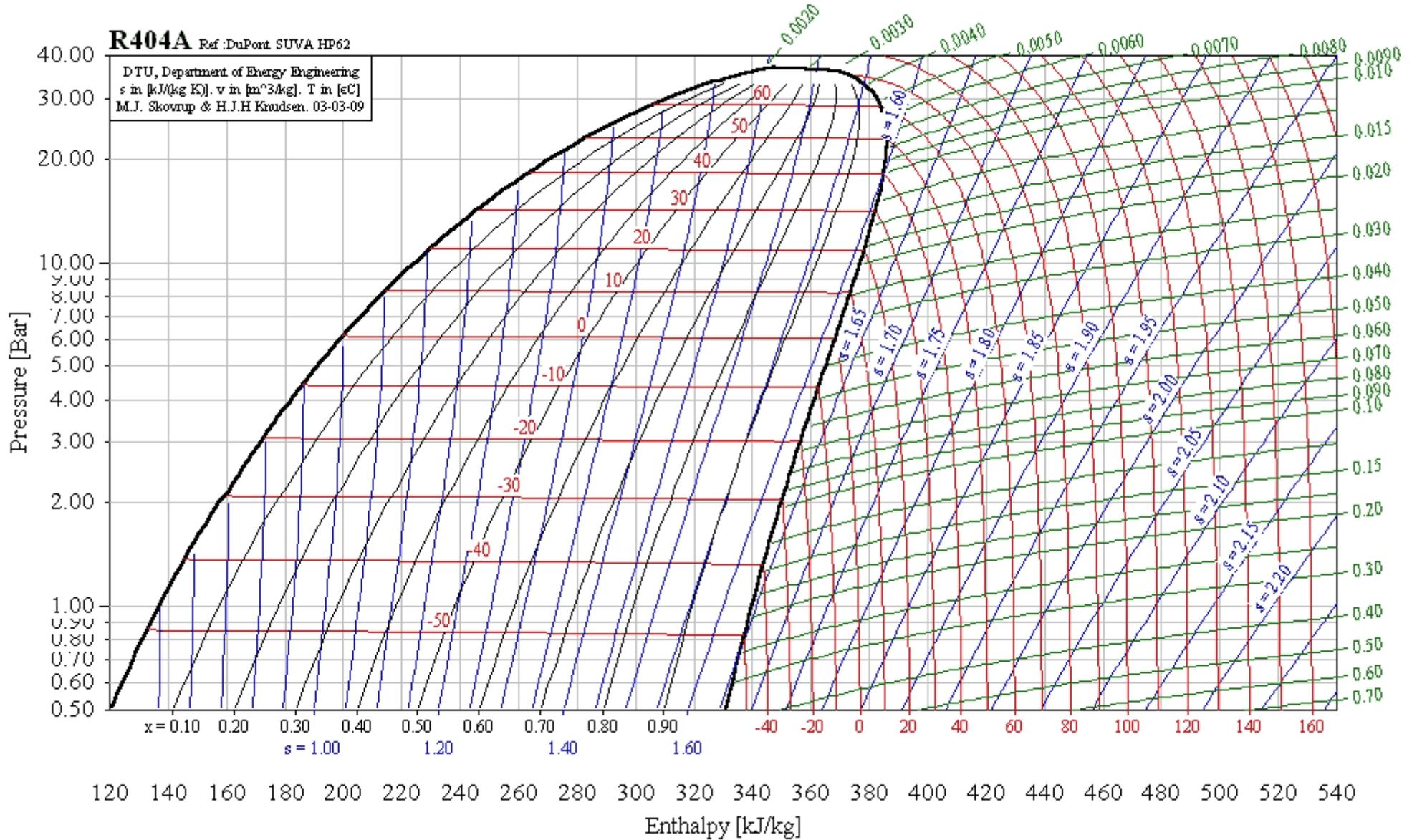
R402B, R125/290/22 (38/2/60), R402B

T critical = 87.05 °C, p critical = 45.31645 Bar, v critical = 0.00200 m³/kg



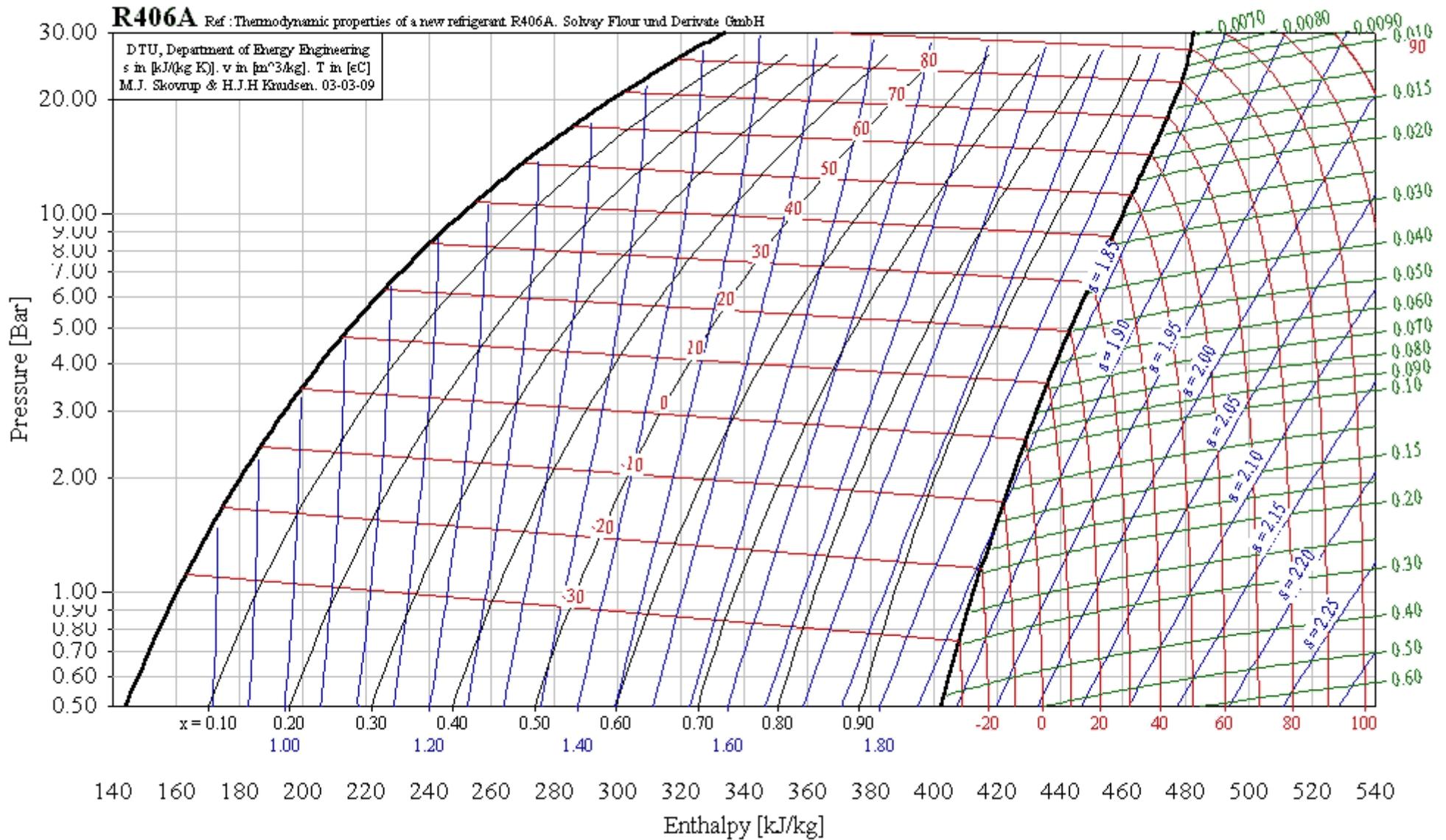
R404A, R125/143a/134a (44/52/4), R404A

T critical = 72.07 °C, p critical = 37.31500 Bar, v critical = 0.00206 m³/kg



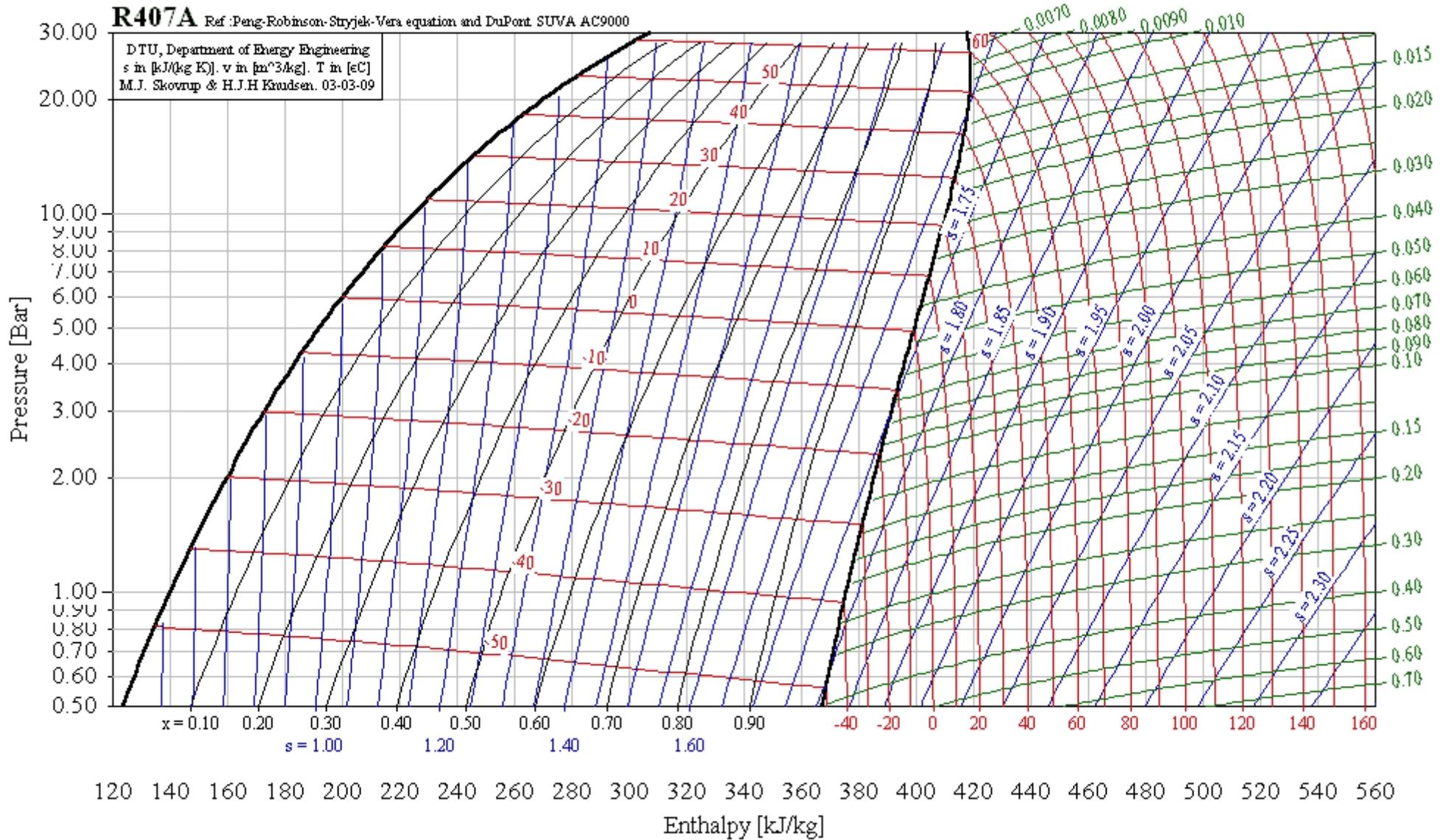
R406A, R22/142b/600a (55/41/4), R406A

T critical = 114.49 °C, p critical = 45.81000 Bar, v critical = 0.00219 m³/kg



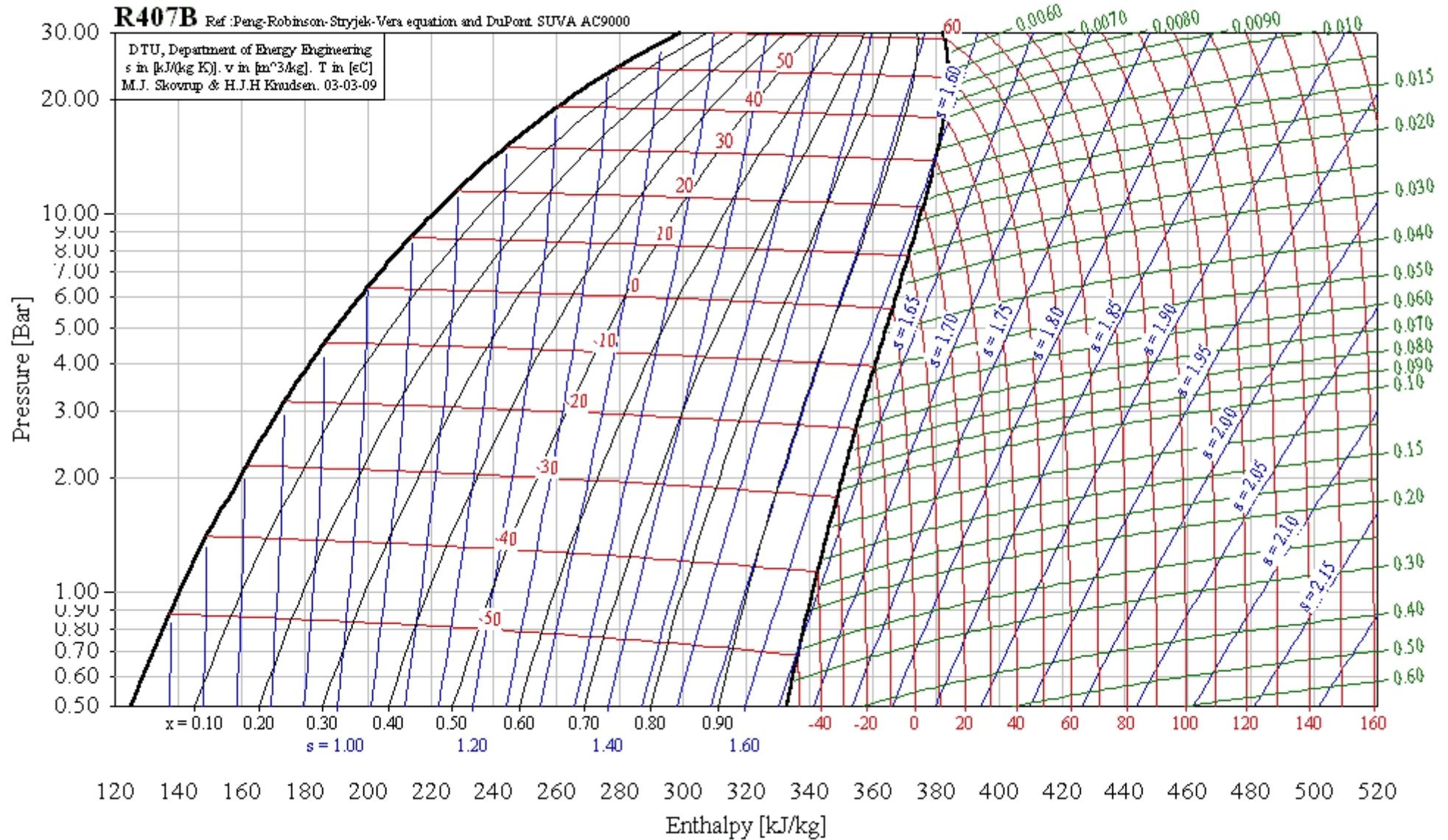
R407A, R32/125/134a (20/40/40), R407A

T critical = 82.36 °C, p critical = 45.32155 Bar, v critical = 0.00205 m³/kg



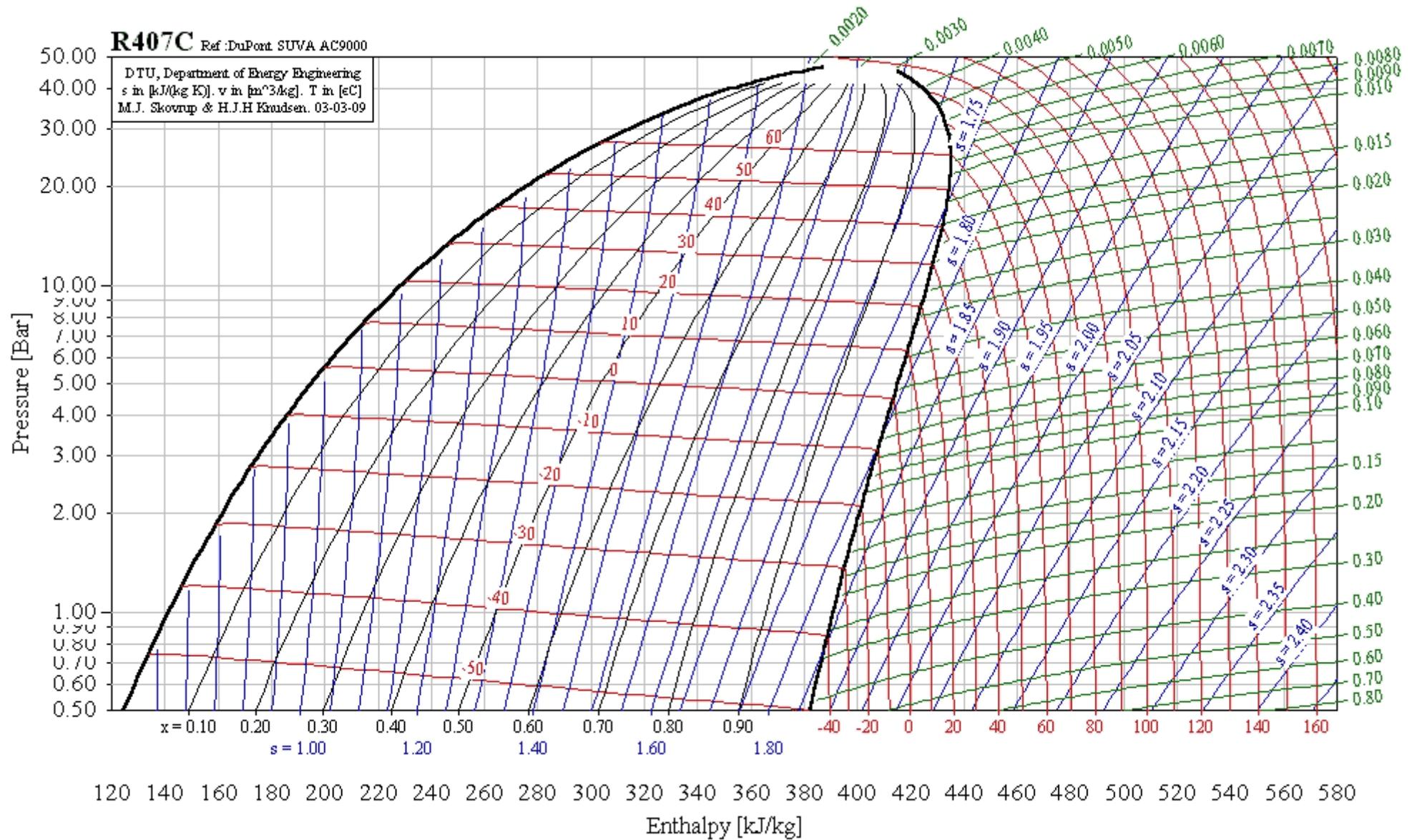
R407B, R32/125/134a (10/70/20), R407B

T critical = 75.36 °C, p critical = 41.30295 Bar, v critical = 0.00196 m³/kg



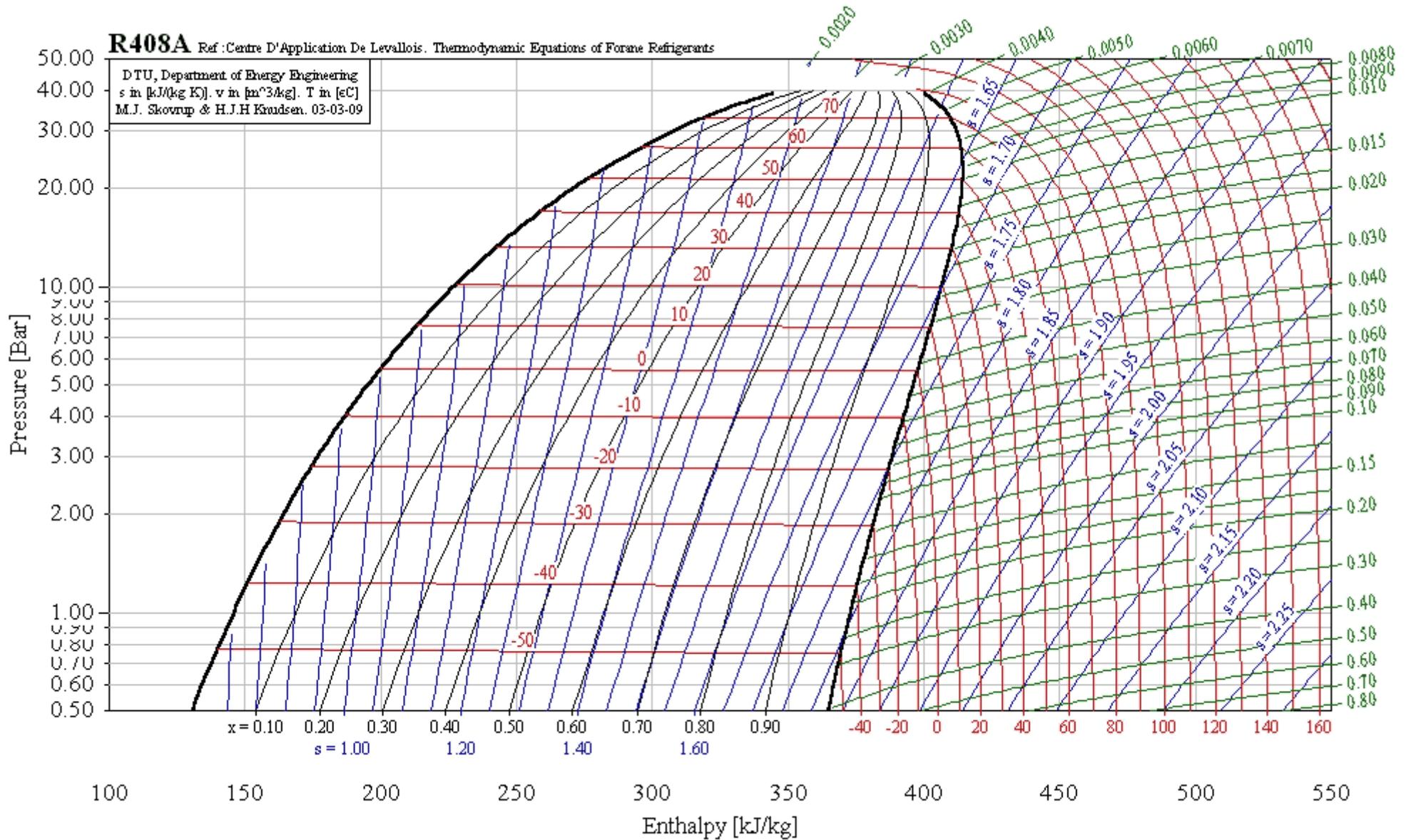
R407C, R32/125/134a (23/25/52), R407C

T critical = 86.74 °C, p critical = 46.19100 Bar, v critical = 0.00190 m³/kg



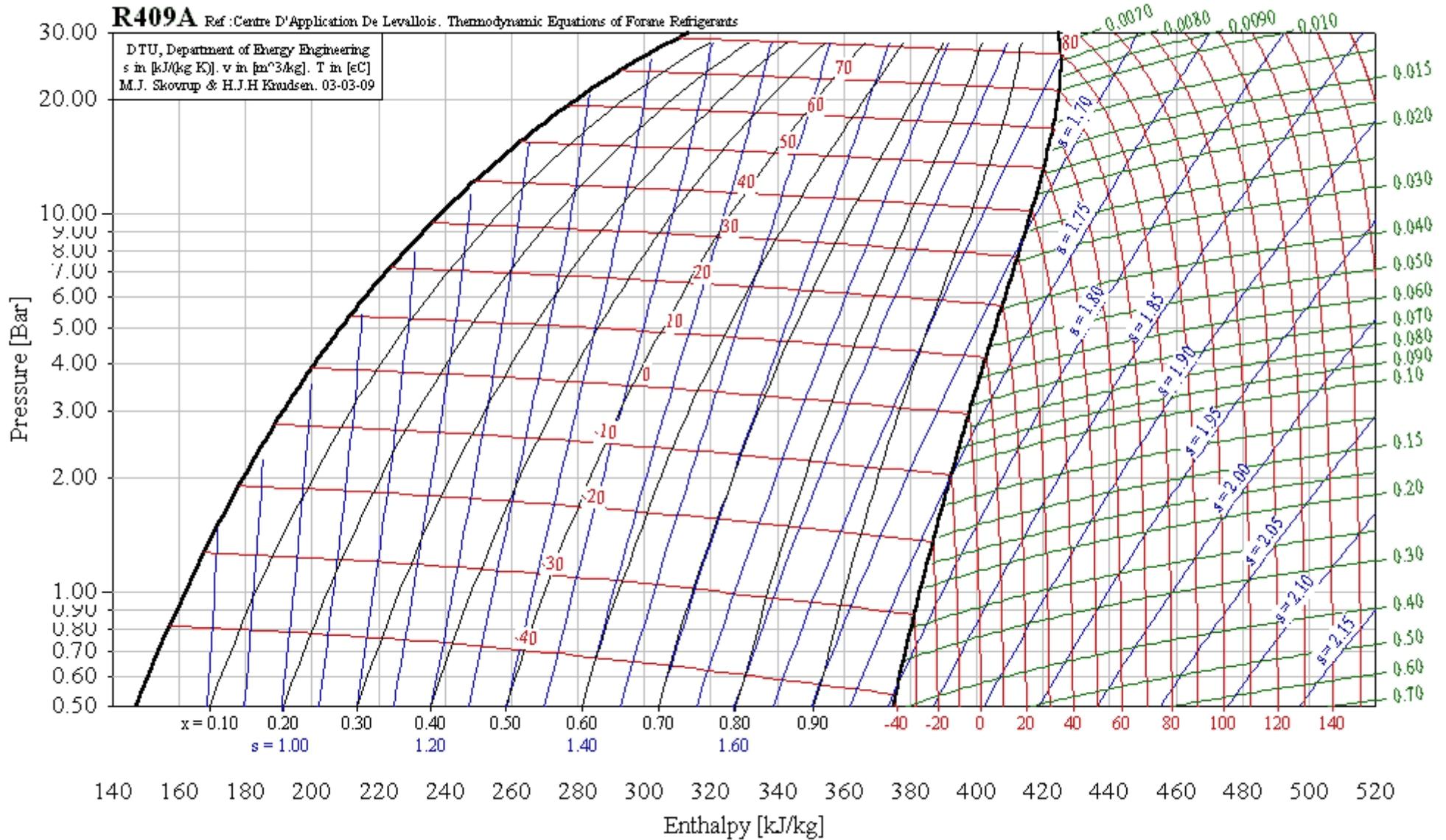
R408A, R22/143a/125 (47/46/7), R408A

T critical = 83.68 °C, p critical = 43.41828 Bar, v critical = 0.00208 m³/kg



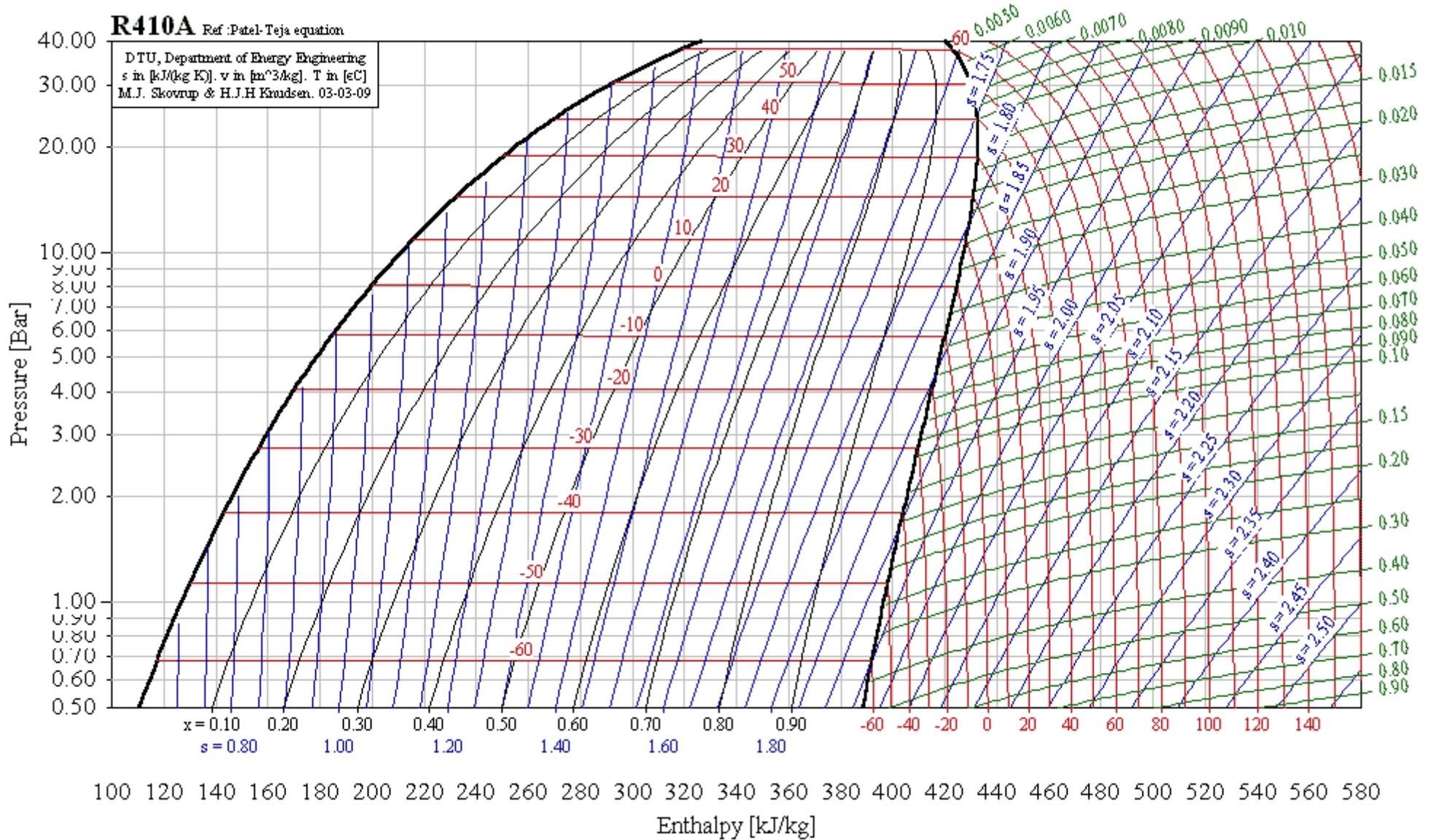
R409A, R22/124/142b (60/25/15), R409A

T critical = 106.80 °C, p critical = 46.21764 Bar, v critical = 0.00194 m³/kg



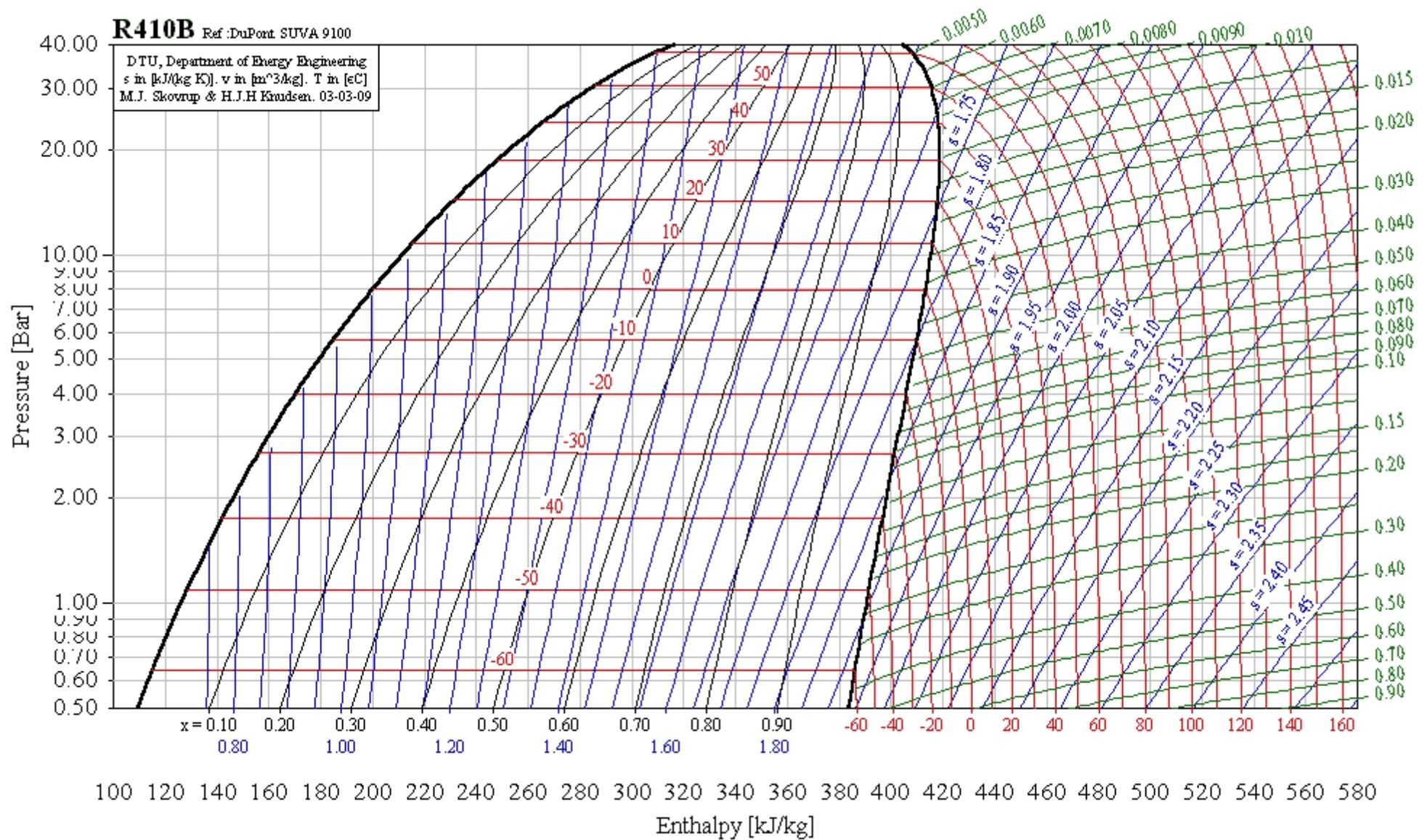
R410A, R32/125 (50/50), R410A

T critical = 74.67 °C, p critical = 51.73703 Bar, v critical = 0.00162 m³/kg



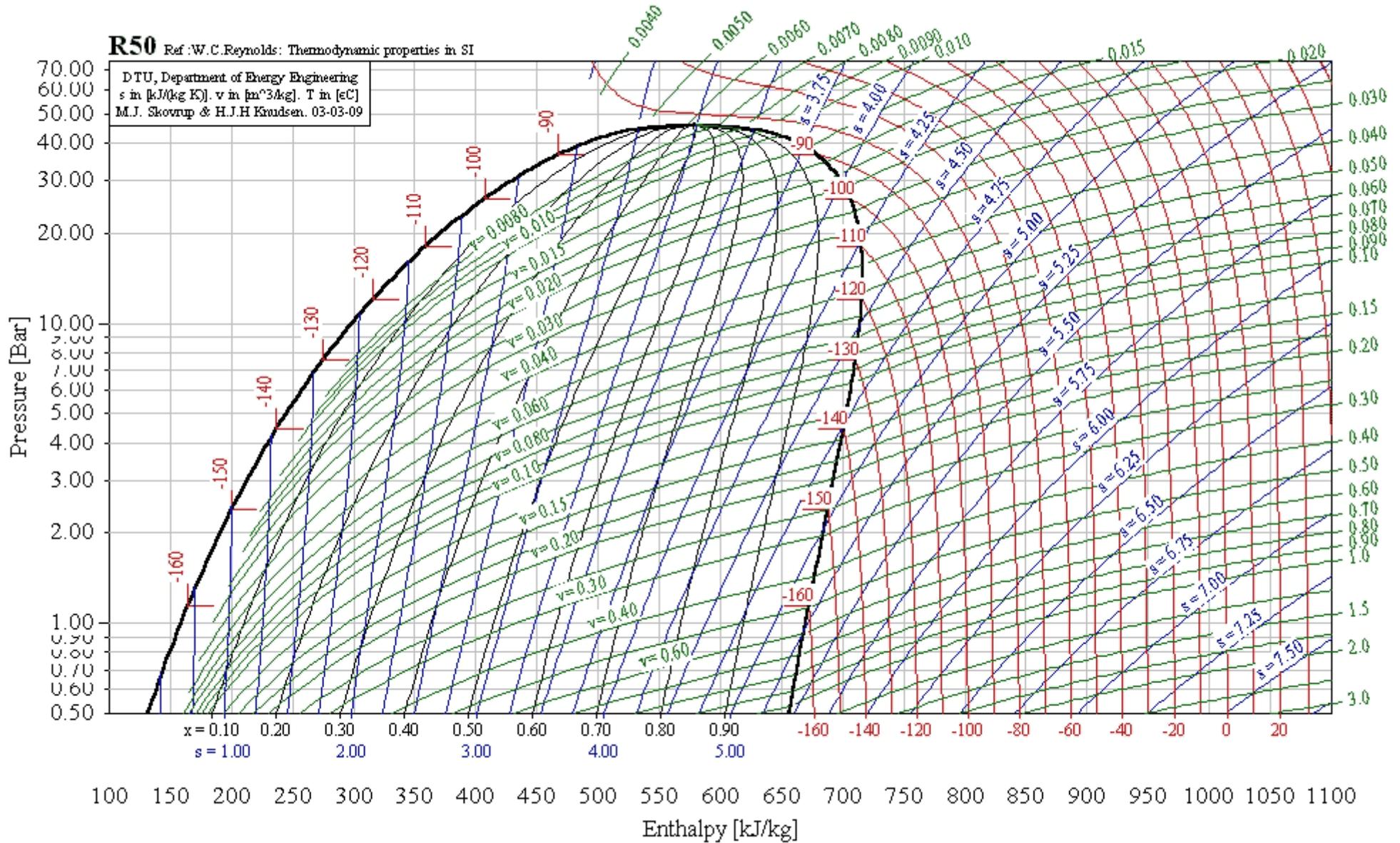
R410B, R32/125 (45/55), R410B

T critical = 71.03 °C, p critical = 47.79500 Bar, v critical = 0.00202 m³/kg



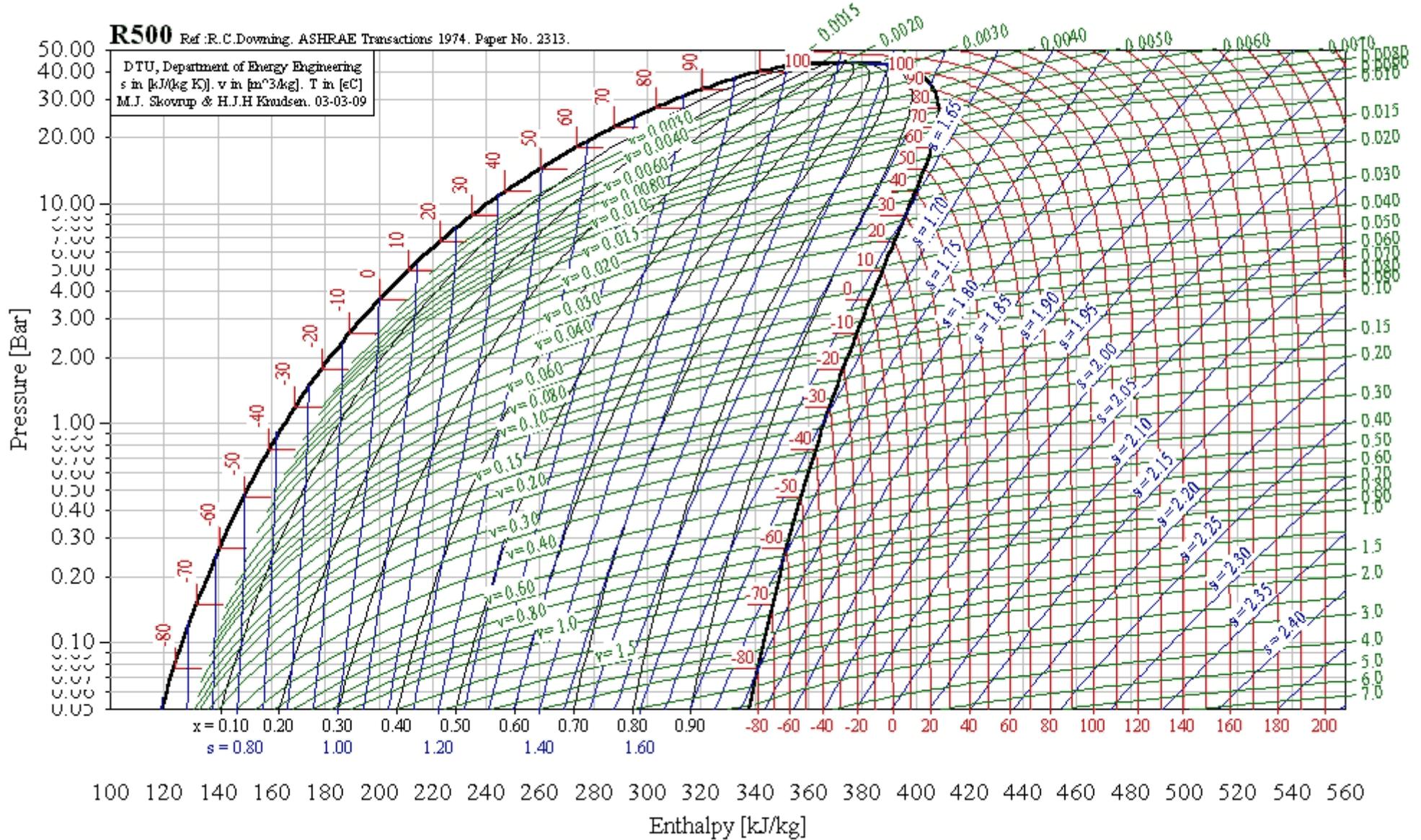
R50, CH₄, Methane

T critical = -82.59 °C, p critical = 45.98800 Bar, v critical = 0.00623 m³/kg



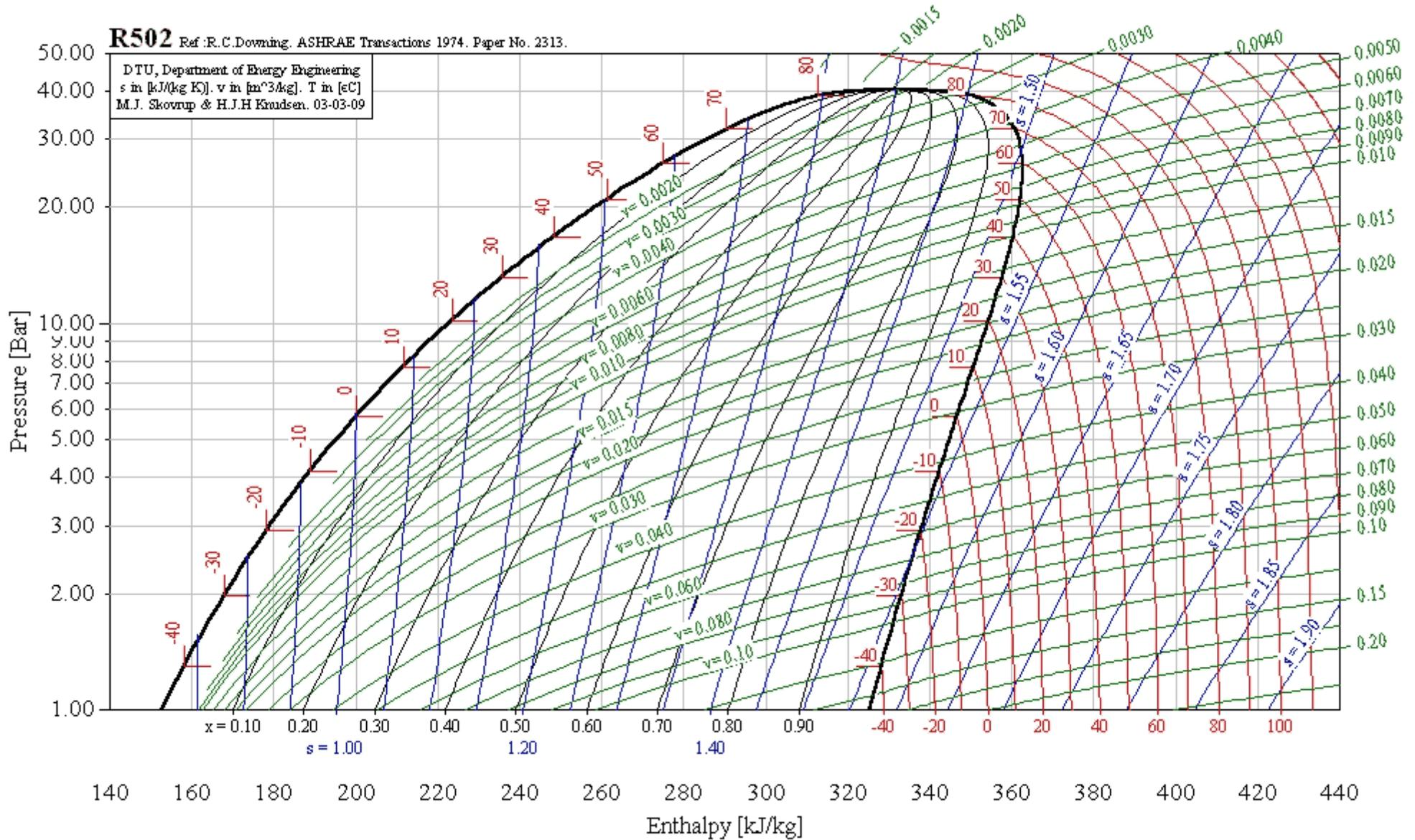
R500, R12/152a (73.8/26.2), R500

T critical = 105.50 °C, p critical = 44.23000 Bar, v critical = 0.00202 m³/kg



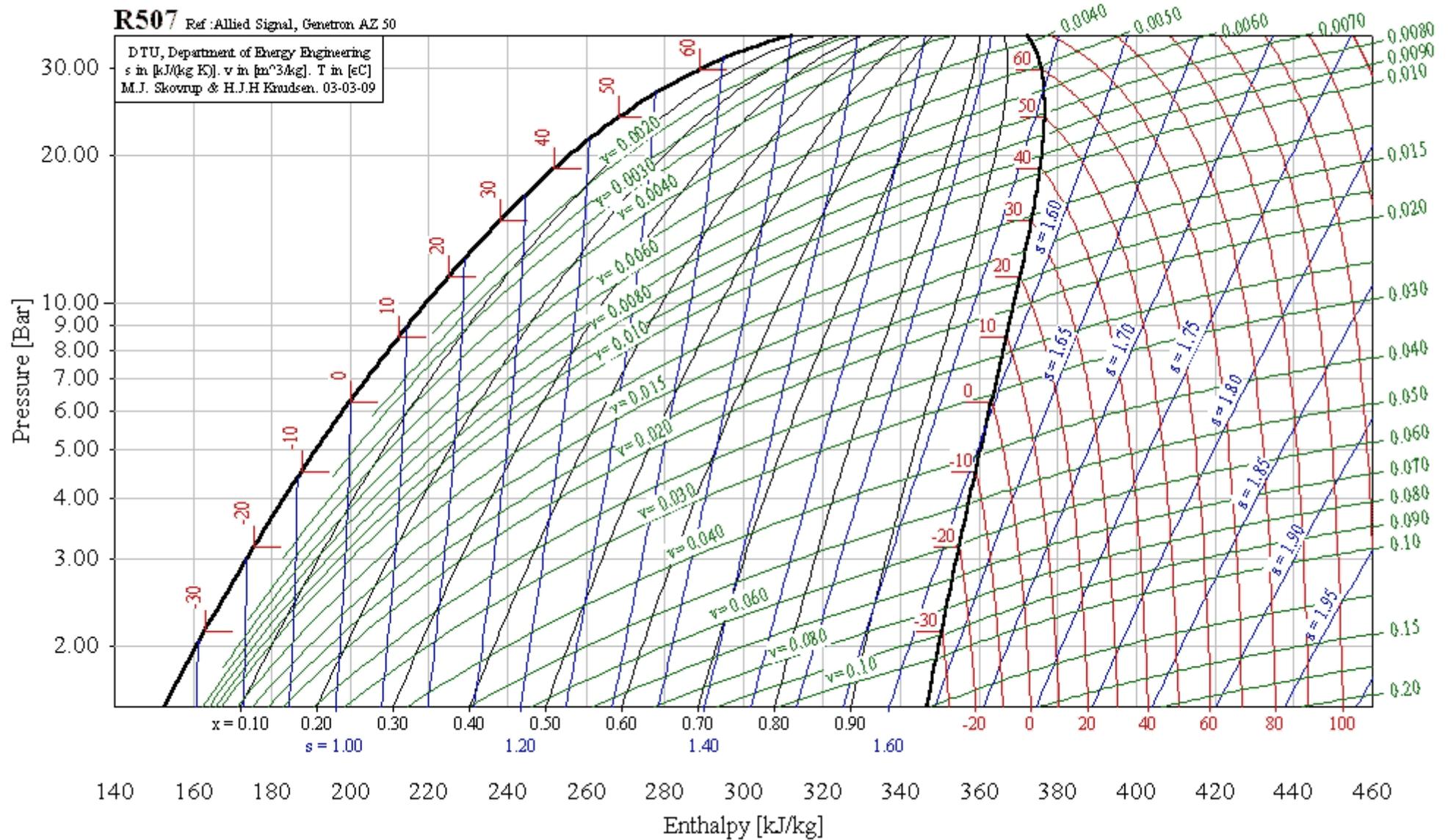
R502, R22/115 (48.8/51.2), R502

T critical = 82.20 °C, p critical = 40.81800 Bar, v critical = 0.00178 m³/kg



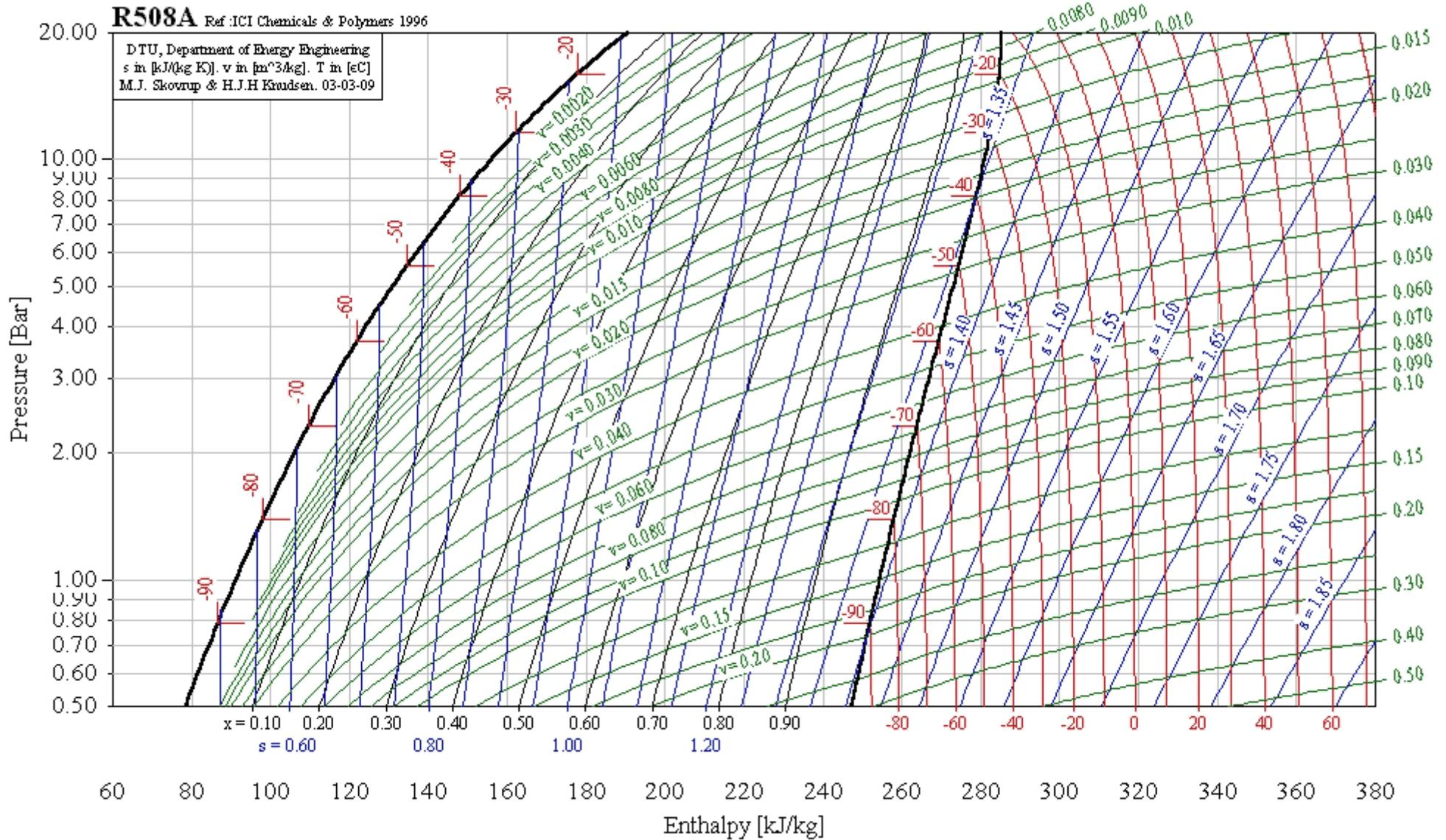
R507, R125/143a (50/50), R507

T critical = 70.90 °C, p critical = 37.93559 Bar, v critical = 0.00200 m³/kg



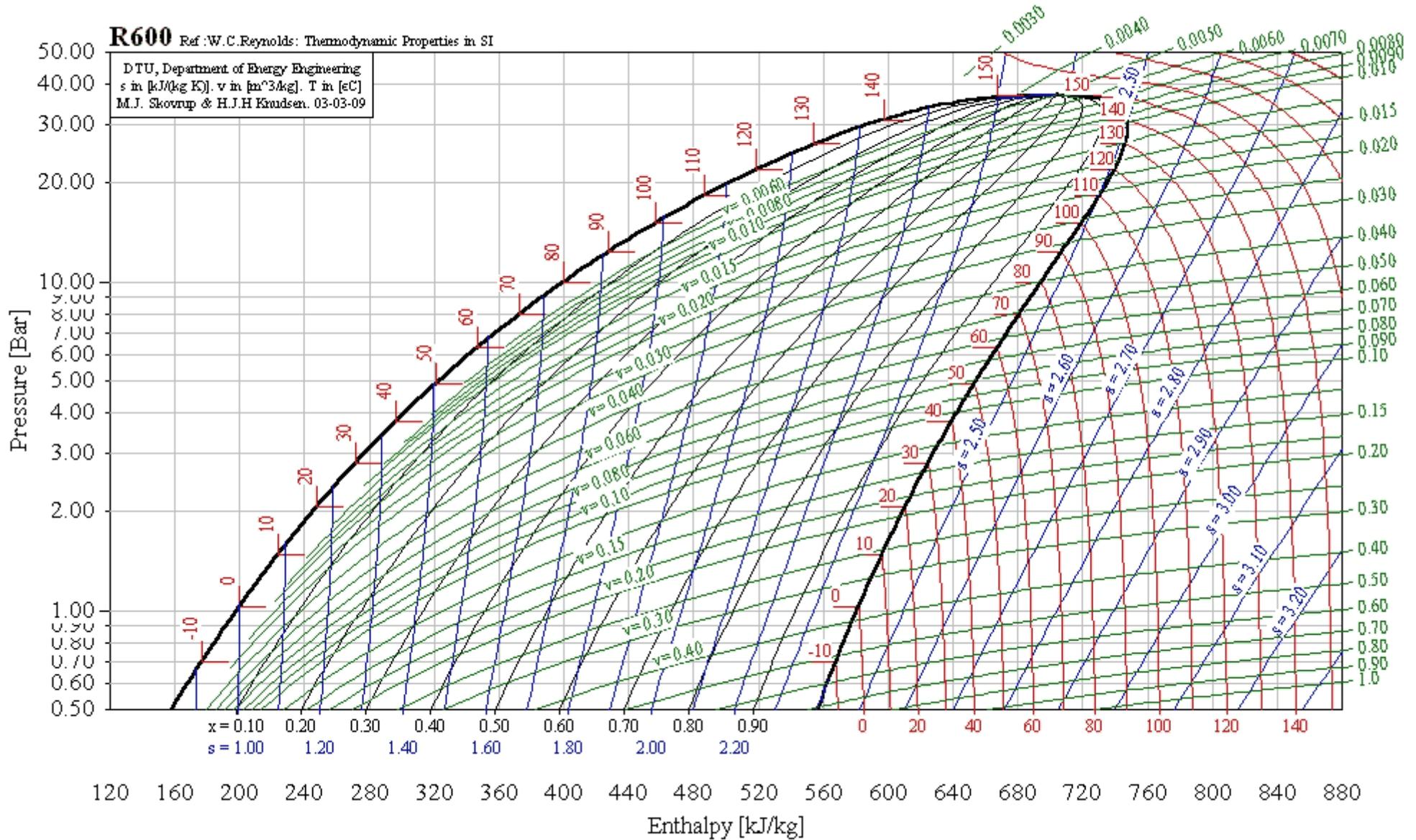
R508A, R23/116 (39/61), R508A

T critical = 23.00 °C, p critical = 40.60000 Bar, v critical = 0.00177 m³/kg



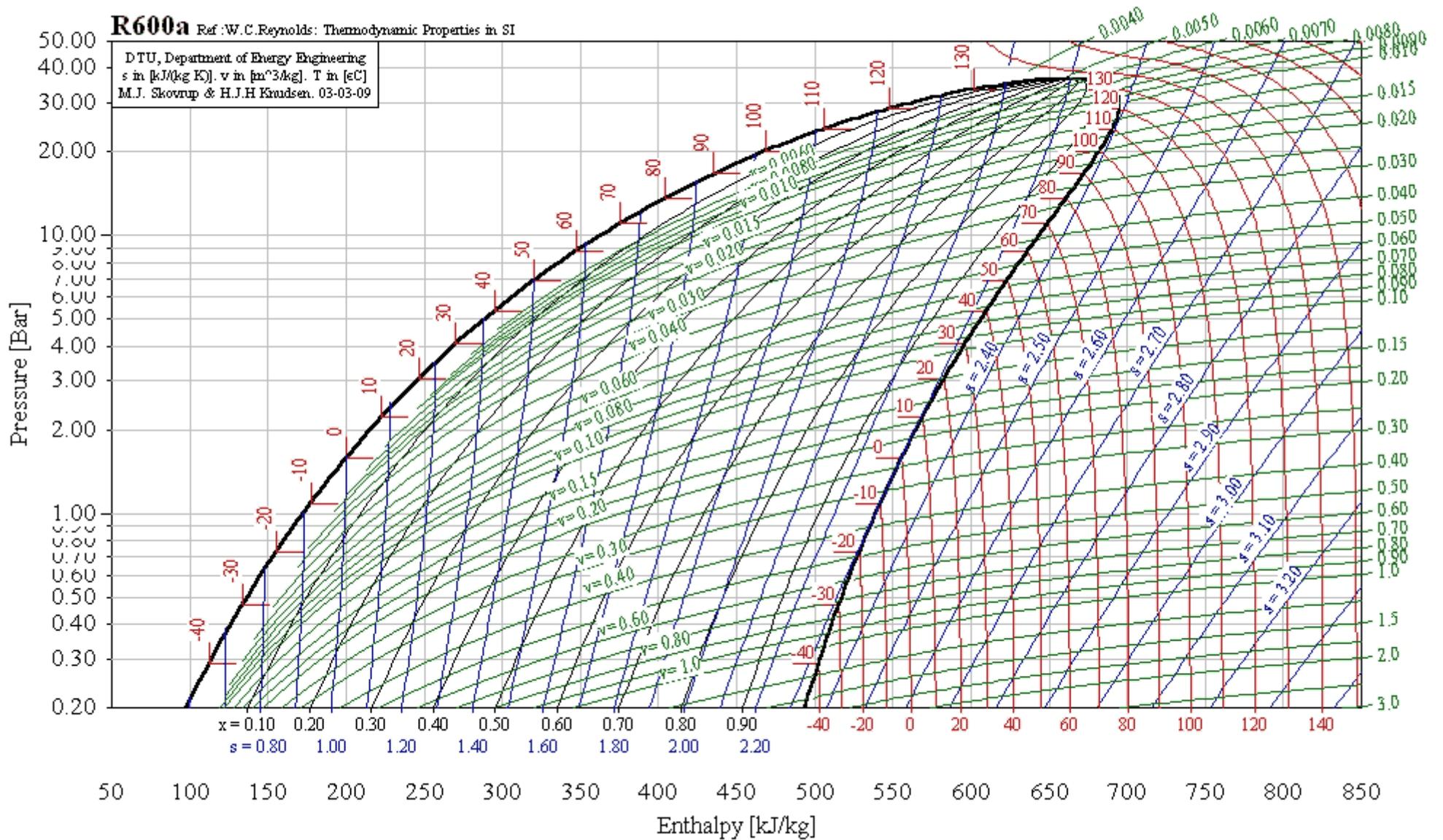
R600, CH₃CH₂CH₂CH₃, Butane

T critical = 150.80 °C, p critical = 37.18096 Bar, v critical = 0.00490 m³/kg



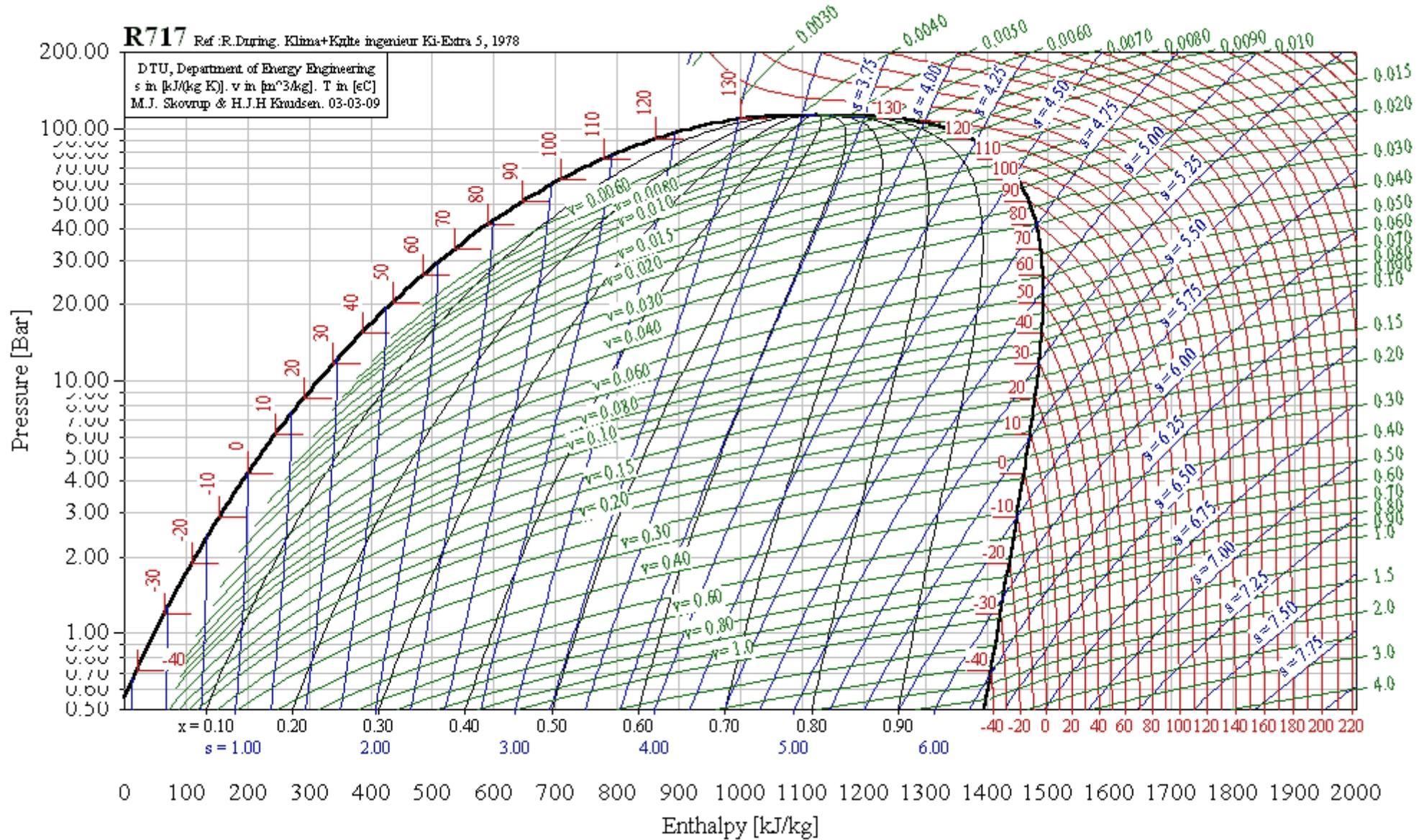
R600a, CH(CH₃)₃, 2-methyl propane (isobutane)

T critical = 135.92 °C, p critical = 36.84547 Bar, v critical = 0.00514 m³/kg



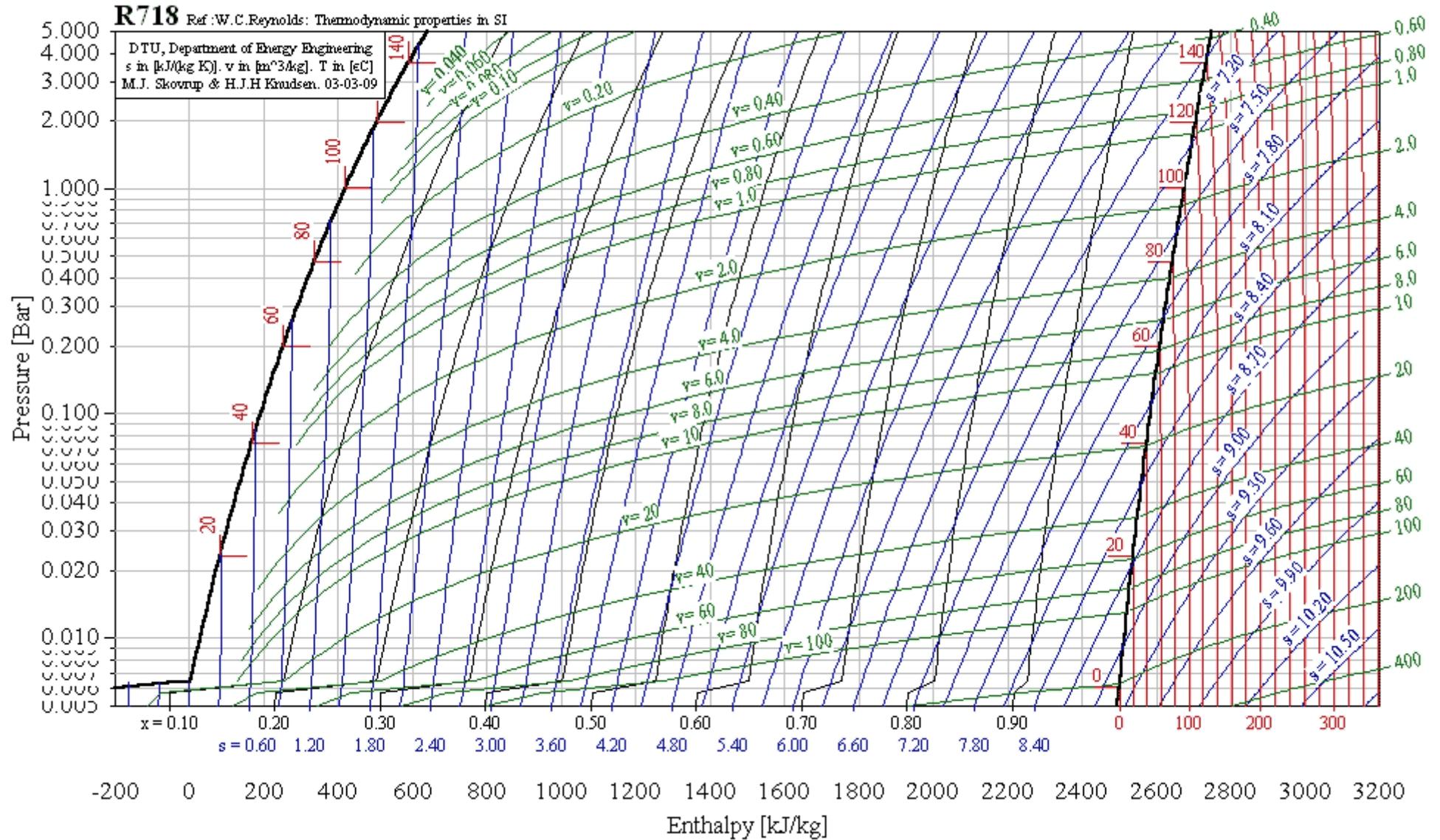
R717, NH₃, Ammonia

T critical = 132.35 °C, p critical = 113.53000 Bar, v critical = 0.00427 m³/kg



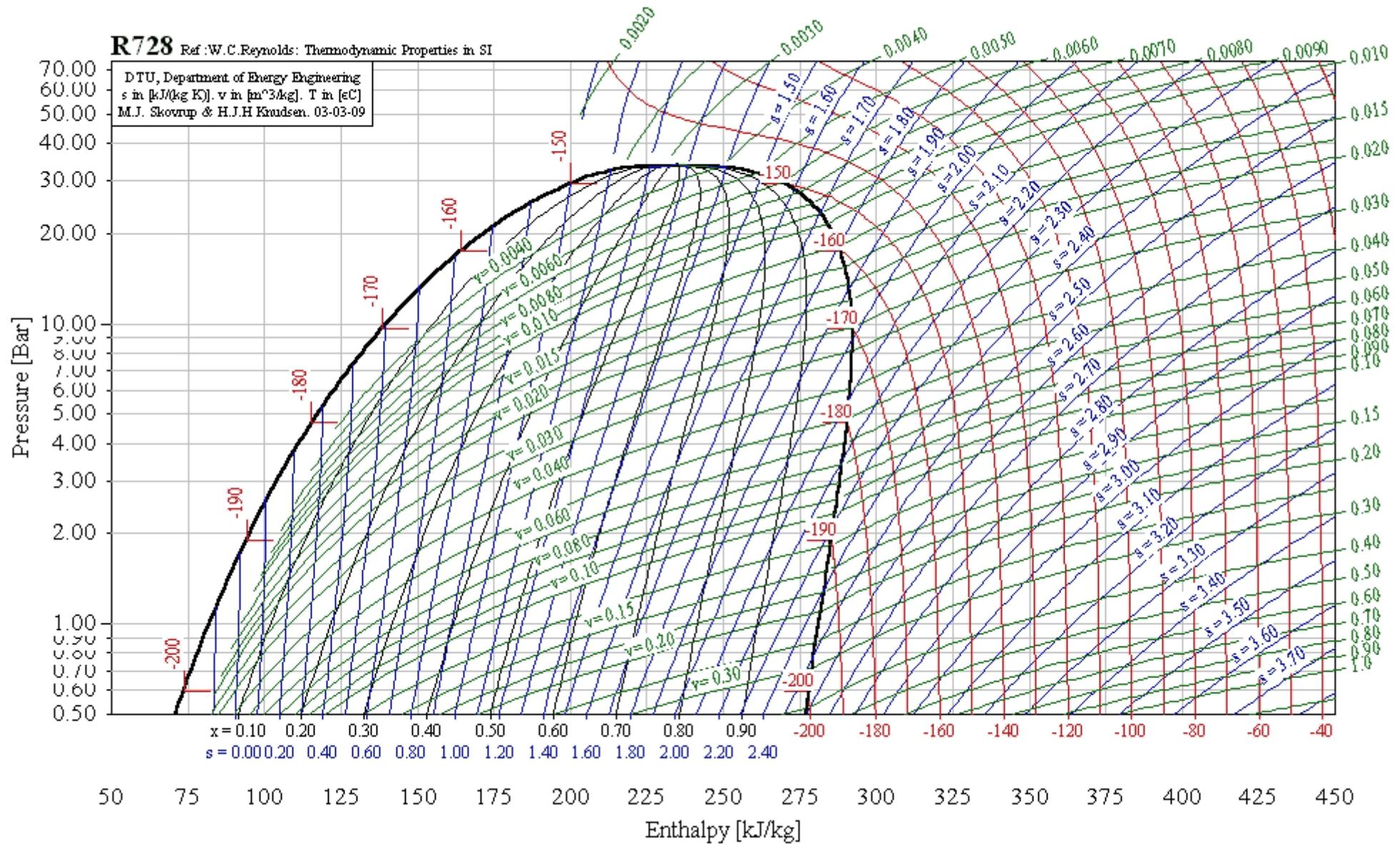
R718, H₂O, Water

T critical = 374.14 °C, p critical = 220.89000 Bar, v critical = 0.00315 m³/kg



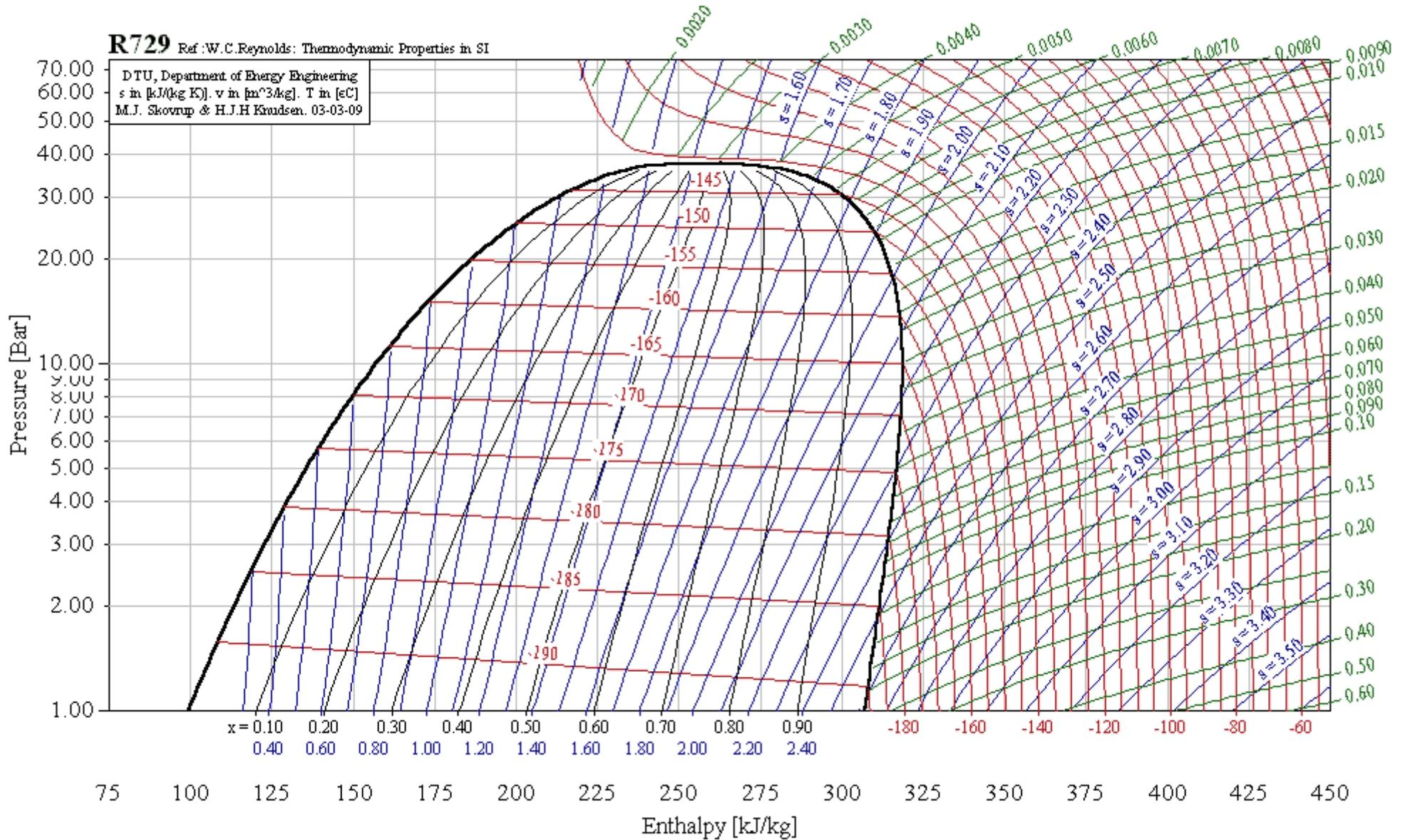
R728, N₂, Nitrogen

T critical = -146.95 °C, p critical = 34.00000 Bar, v critical = 0.00318 m³/kg



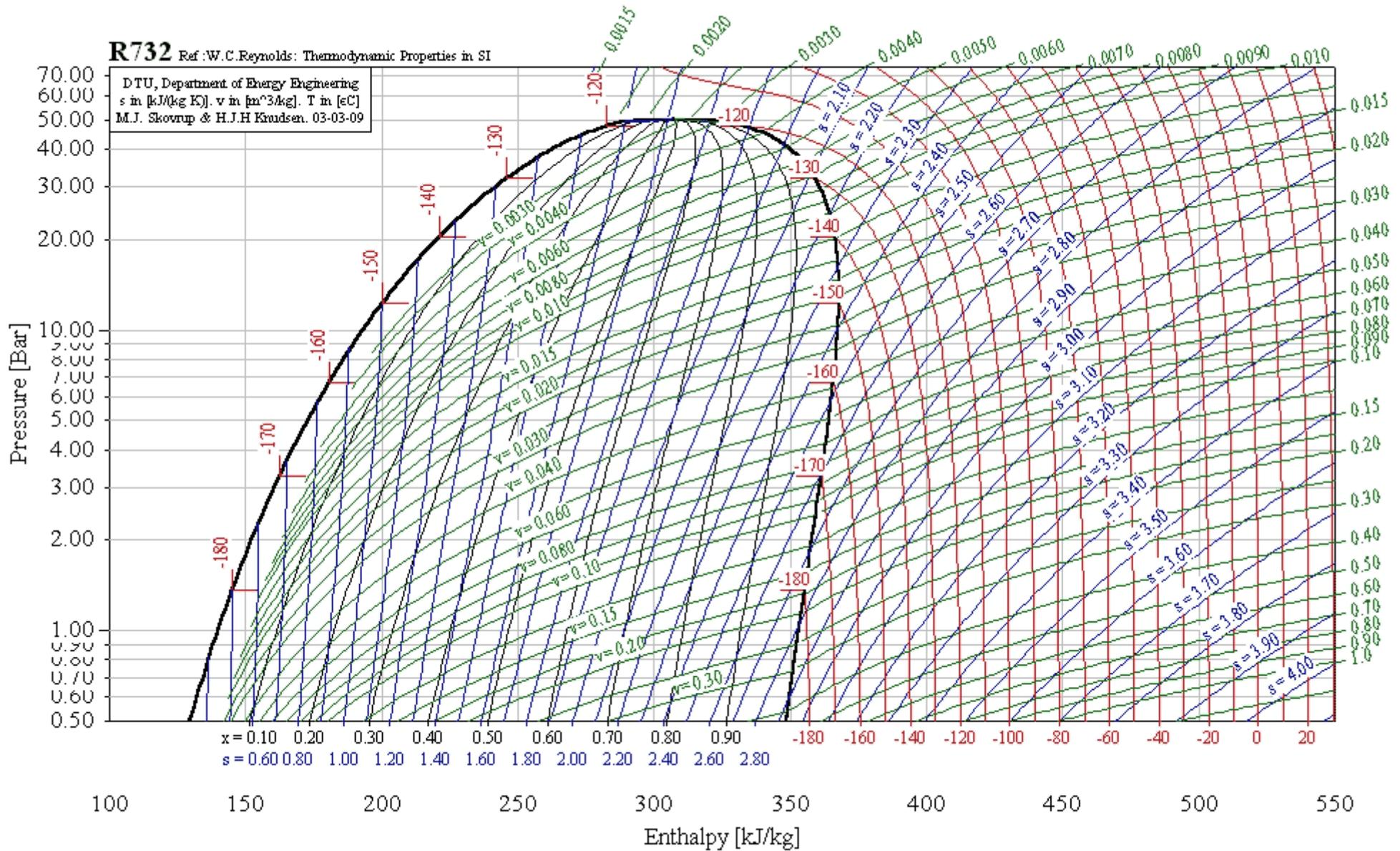
R729, N₂/O₂/A (76/23/1), Air

T critical = -140.65 °C, p critical = 37.74360 Bar, v critical = 0.00291 m³/kg



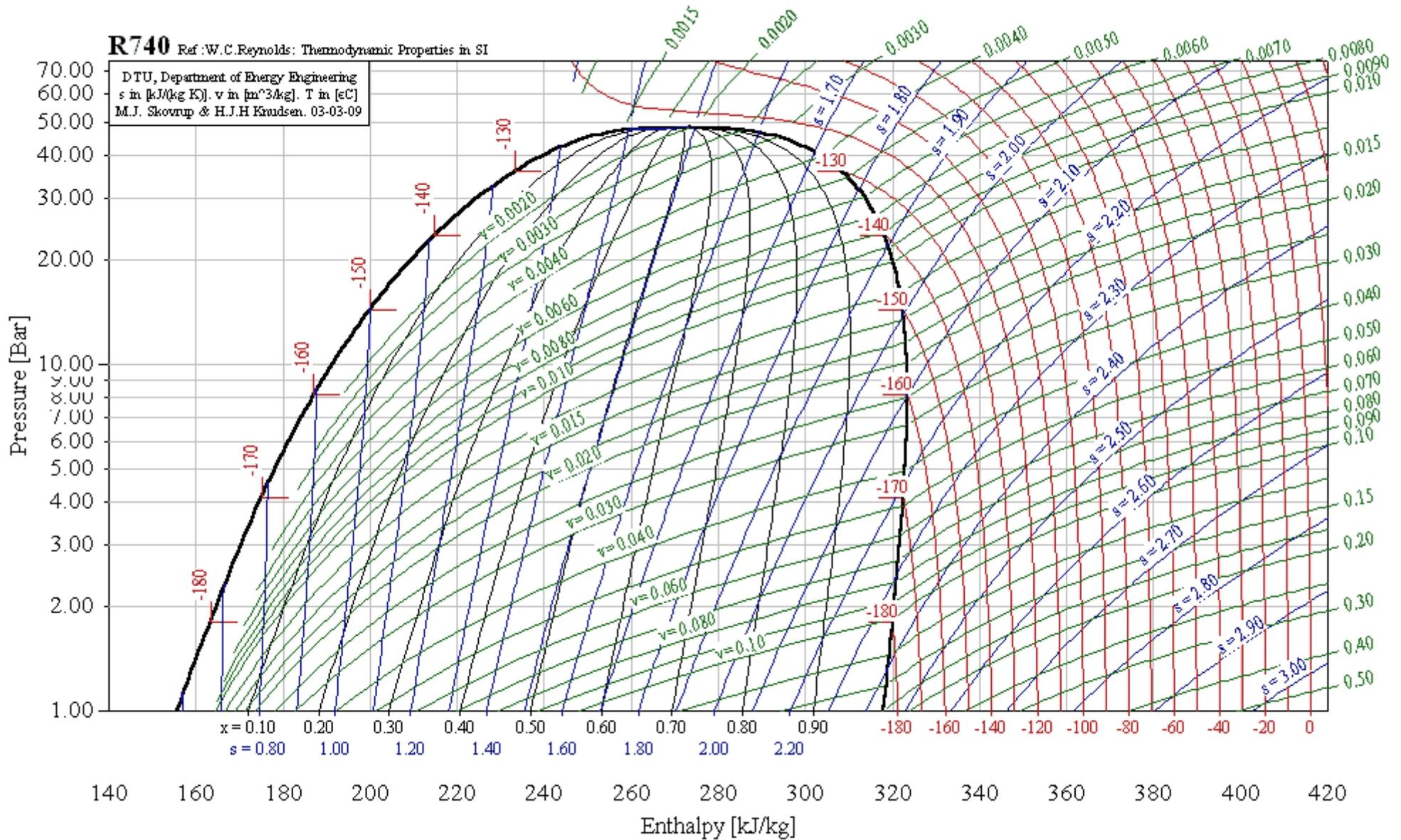
R732, O₂, Oxygen

T critical = -118.57 °C, p critical = 50.42900 Bar, v critical = 0.00229 m³/kg



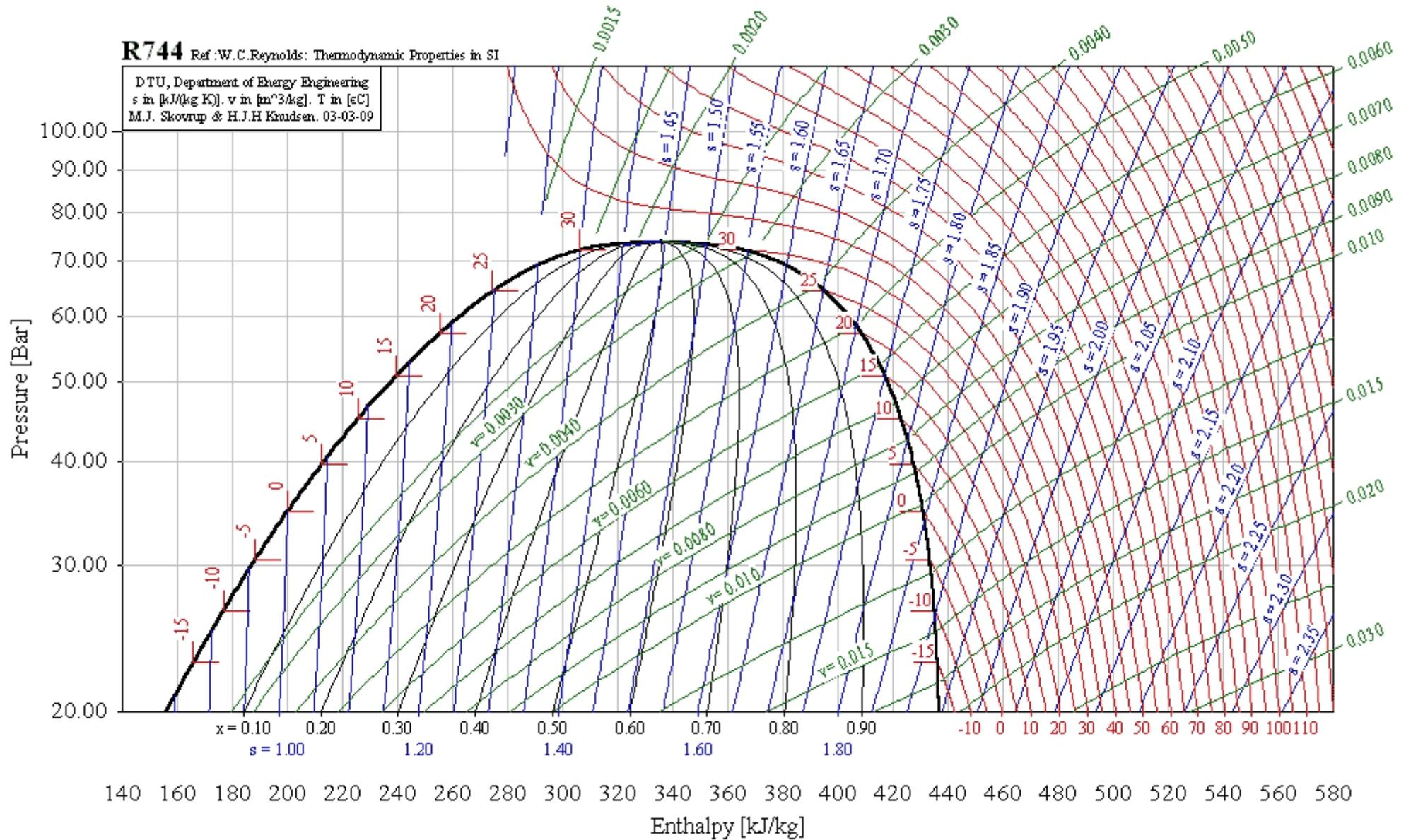
R740, A, Argon

T critical = -122.45 °C, p critical = 48.64920 Bar, v critical = 0.00195 m³/kg



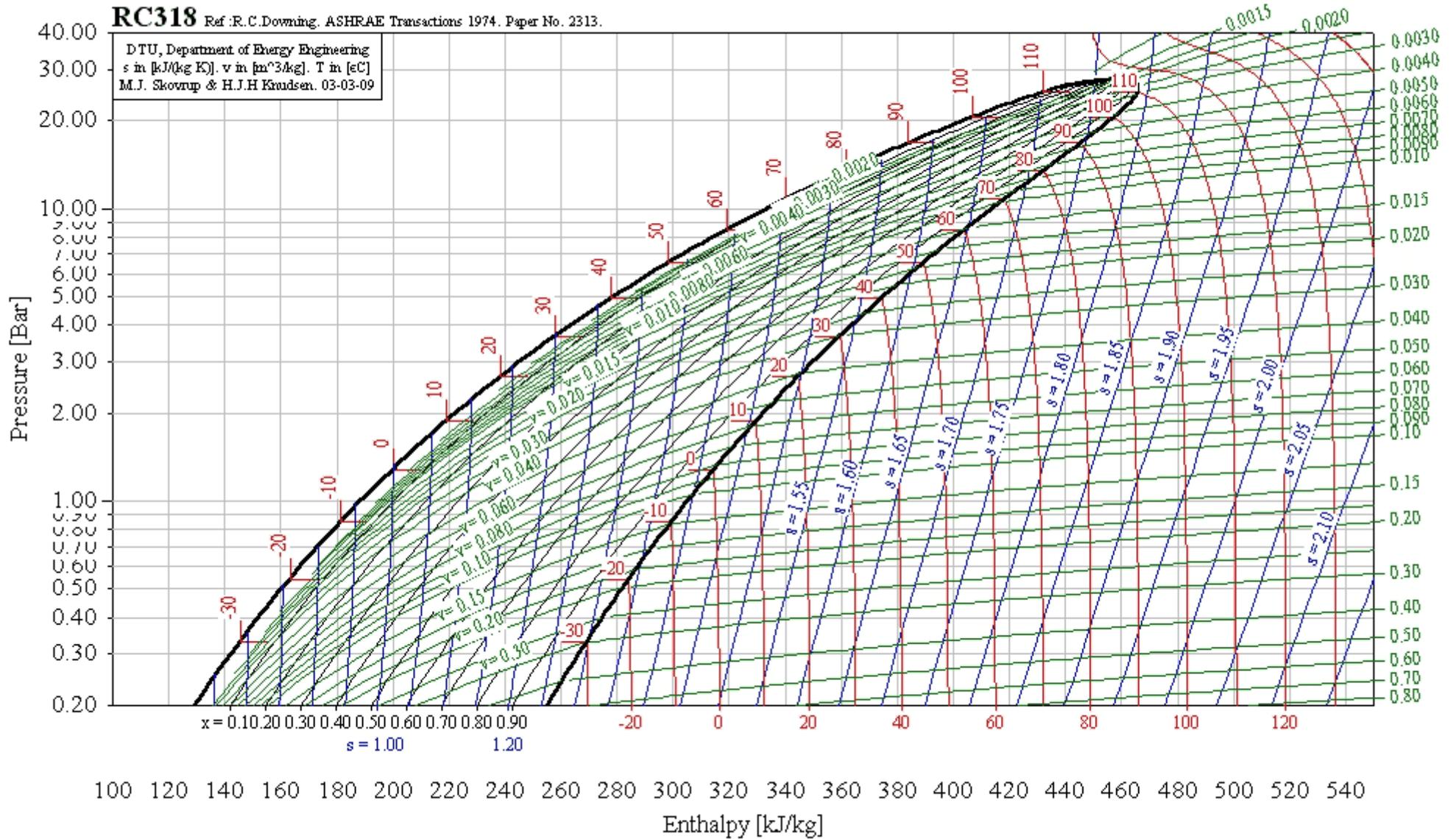
R744, CO₂, Carbon dioxide

T critical = 31.06 °C, p critical = 73.83400 Bar, v critical = 0.00216 m³/kg



RC318, C₄F₈, Octafluorocyclobutane

T critical = 115.30 °C, p critical = 27.81000 Bar, v critical = 0.00161 m³/kg



ЛИТЕРАТУРА.

- 1 – Основы холодильной техники. Доссат Рой Дж. Пер. с англ.- М.: Легкая и пищевая промышленность, 1984 , 96 с.
- 2 – Основы холодильной техники и технологии пищевых отраслей промышленности. Шавра В.М. М.: ДеЛи принт, 2002, 39-40 с.
- 3 – Основы холодильной техники. Под общей редакцией Акимовой Л.Д. М.: 1996, 23 с.
- 4 – CoolPack ver. 1.4. A Collection of Simulation Tools for Refrigeration. Department of Energy Engineering. Technical University of Denmark



Составитель: ООО «АВИСАНКО»

Термодинамические диаграммы i - lgP для хладагентов. М.: АВИСАНКО, 2003. – 50 с.

WEB: <http://www.avisanco.ru>

E-mail: avisanco@avisanco.ru

ВОПРОСЫ по дисциплине ТД

1. Предмет и методы термодинамики.
2. Термодинамическая система и окружающая среда. Рабочее тело.
3. Параметры состояния. Температура. Давление. Объем. Единицы измерения параметров состояния. Удельные параметры. Экстенсивные и интенсивные параметры состояния.
4. Равновесные и неравновесные состояния. Равновесные и неравновесные процессы.
5. Идеальный газ. Уравнение состояния идеального газа. Универсальная и удельная газовая постоянная. Термодинамическая поверхность.
6. Энергия. Первый закон термодинамики как закон сохранения и превращения энергии, его аналитические выражения и формулировки.
7. Теплота и работа - формы передачи энергии.
8. Внутренняя энергия и энтальпия как функции состояния. Работа изменения объема.
9. Теплоемкость идеального газа. Массовая, объемная и мольная теплоемкости. Теплоемкость газа как функция процесса. Средняя и истинная теплоемкости.
10. Молекулярно-кинетическая теория теплоемкости.
11. Температурная зависимость теплоемкости. Формулы и таблицы для определения теплоемкости.
12. Смеси идеальных газов. Способы задания состава смеси.
13. Закон Дальтона. Парциальные давления. Приведенные объемы.
14. Кажущаяся молекулярная масса смеси. Газовая постоянная смеси.
15. Плотность и теплоемкость газовой смеси. Внутренняя энергия и энтальпия газовой смеси.
16. Энтропия газовой смеси. Энтропия смешения.

17. Внутренняя энергия, энтальпия и энтропия веществ в идеально-газовом состоянии.
18. Термодинамические таблицы и диаграммы.
19. Изохорный процесс.
20. Изобарный процесс.
21. Изотермический процесс.
22. Адиабатный процесс обратимый и необратимый.
23. Политропные процессы, их сравнительный анализ.
24. Расчет параметров состояния и энергетических характеристик процессов по таблицам термодинамических свойств идеальных газов.
25. Формулировки второго закона термодинамики.
26. Обратимые и необратимые процессы. Основные источники необратимости.
27. Термодинамические циклы (прямые и обратные, обратимые и необратимые).
28. Термический к.п.д. Источники теплоты.
29. Прямой цикл Карно и его термический к.п.д.
30. Теорема Карно и к.п.д. произвольного обратимого цикла.
31. Обобщенный цикл Карно. Регенерация тепла.
32. Термодинамические процессы и циклы в T,s - и P,v - диаграммах.
33. Энтропия. Изменение энтропии в необратимых процессах. Аналитическое выражение второго закона термодинамики. Возрастание энтропии изолированной системы.
34. Одноступенчатый поршневой компрессор. Принцип действия. Индикаторная диаграмма.
35. Техническая работа компрессора. Изотермическое, адиабатное и политропное сжатие.
36. Изображение в термодинамических диаграммах процессов, протекающих в компрессорах.

37. Необратимое сжатие. Относительный внутренний КПД компрессора. Вредный объем компрессора. Объемный к.п.д. компрессора.
38. расчет мощности привода компрессора и отводимого при охлаждении тепла.
39. Многоступенчатое сжатие. Оптимальное распределение давлений по ступеням многоступенчатого компрессора.
40. Цикл газотурбинных установок (ГТУ) с подводом тепла при постоянном давлении. Отношение работы компрессора к работе турбины.
41. Термический КПД цикла ГТУ.
42. Цикл ГТУ с подводом тепла при $v = \text{const}$.
43. Регенерация в ГТУ.
44. Цикл ГТУ при необратимых процессах сжатия и расширения.
45. Абсолютный внутренний КПД необратимого цикла ГТУ. Выбор оптимальной степени повышения давления.
46. Применение ступенчатого подвода и отвода тепла в цикле. Цикл сложной ГТУ при обратимом и необратимом протекании процессов сжатия и расширения.
47. Принцип действия двигателей внутреннего сгорания. Циклы поршневых двигателей внутреннего сгорания (ДВС).
48. Цикл Отто
49. Цикл Дизеля
50. Цикл Тринклера
51. Термический КПД циклов ДВС. Мощность и удельные расходы топлива. Среднее индикаторное давление.
52. Цикл Стирлинга.
53. Цикл Брайтона.
54. Цикл Эрикссона.
55. Методы сравнения термических КПД обратимых циклов.
56. Метод к.п.д. в анализе необратимых циклов.
57. Эффективный КПД теплосиловых установок.

58. Характеристические функции: внутренняя энергия и ее свойства, энтальпия и ее свойства, энергия Гельмгольца и ее свойства, энергия Гиббса и ее свойства.

59. Химический потенциал и его свойства. Характеристики и условия термодинамического равновесия.

60. Условия взаимодействия системы, стремящейся к равновесию с окружающей средой.

61. Условия фазового равновесия при плоской границе раздела фаз.

62. Уравнения Максвелла.

63. Дифференциальные уравнения внутренней энергии, энтальпии, энтропии в независимых переменных v и T ,

64. Дифференциальные уравнения внутренней энергии, энтальпии, энтропии в независимых переменных p и T ,

65. Дифференциальные уравнения внутренней энергии, энтальпии, энтропии в независимых переменных P и v .

66. Дифференциальные уравнения удельных теплоемкостей.

67. Термодинамическая поверхность состояния реальных газов.

68. Агрегатное состояние вещества. Фазовые переходы.

69. Правило фаз Гиббса.

70. Фазовые диаграммы p, T ; p, v ; T, s .

71. Условие устойчивости фаз.

72. Фазовые переходы при неодинаковых давлениях фаз.

73. Уравнение Пойнтинга.

74. Фазовые переходы при искривленных поверхностях раздела фаз.

75. Кипящая жидкость и сухой насыщенный пар.

76. Влажный пар. Степень сухости пара.

77. Критические условия. Перегретый пар.

78. Перегретая жидкость и переохлажденный пар.

79. Термические и калорические свойства твердых тел и жидкостей.

Вода и водяной пар. Аномалии воды.

80. Термические и калорические свойства реальных газов. Диаграммы h - p , h - T , h - s реальных газов.
81. Уравнение Ван-дер-Ваальса. термодинамическое подобие веществ и закон соответственных состояний..
82. T , s - и h , s - диаграммы водяного пара.
83. Расчет изобарного , изотермического, изохорного, адиабатного процесса и процесса дросселирования водяного пара по термодинамическим таблицам и диаграммам.
84. Расчет термодинамических свойств веществ в двухфазных системах.
85. Уравнение неразрывности. Уравнение движения.
86. Уравнение первого закона термодинамики для стационарного потока массы.
87. Располагаемая работа потока. Техническая работа в потоке и подведенное к потоку тепло.
88. Скорость звука.
89. Адиабатное истечение газов и паров из суживающихся сопл. Зависимость скорости потока и расхода газа (пара) через сопло от отношения давлений.
90. Адиабатное течение с трением. Коэффициенты скорости и расхода.
91. Принцип обращения внешних воздействий.
92. Условия перехода через скорость звука. Сопло Лавалья.
93. Методика термодинамического расчета различных типов сопл при истечении газа и перегретого пара
94. Параметры торможения.
95. Процессы адиабатного и изотермического дросселирования и их техническое применение.
96. Эффект Джоуля- Томсона. Интегральный дроссель-эффект.

97. Температурные эффекты адиабатного дросселирования реальных газов. Точка инверсии. Кривые инверсии в диаграммах.
98. Циклы и термические к.п.д. турбокомпрессорных и прямоточных бескомпрессорных воздушно-реактивных двигателей,
99. Циклы и термические к.п.д. пульсирующих бескомпрессорных ВРД, жидкостных ракетных двигателей, ядерных ракетных двигателей.
100. Парогазовые смеси. Влажный воздух насыщенный и ненасыщенный.
101. Температура точки росы. Абсолютная и относительная влажность.
102. Массовое и мольное влагосодержание.
103. Теплоемкость, энтальпия и энтропия влажного воздуха. Степень насыщения.
104. Газовая постоянная влажного воздуха.
105. Плотность влажного воздуха.
106. Температура мокрого термометра.
107. h,d - диаграмма влажного воздуха.
108. Термодинамические процессы в h,d - диаграмме (нагрев, охлаждение, смешение без подогрева и с подогревом, испарение).
109. Процесс кондиционирования воздуха. Психрометр.
110. Принципиальная схема паросиловой установки. Цикл Ренкина, его термический КПД.
111. Влияние начальных и конечных параметров на КПД цикла паротурбинной установки. Кратность охлаждения.
112. Цикл паротурбинной установки при необратимом протекании процесса расширения. Абсолютный внутренний КПД относительный внутренний КПД турбины.
113. Эффективный абсолютный КПД паротурбинной установки. Удельные расходы пара, тепла и топлива. Промежуточный перегрев пара и причины его применения

114. . Теоретический и действительный циклы со вторичным перегревом пара.
115. Регенерация в цикле паротурбинной установки (ПТУ). Схемы регенеративного подогрева с отборами пара.
116. Оптимальная температура подогрева питательной воды и максимальный КПД регенеративного цикла. Коэффициент недовыработки отбора. Удельные расходы пара , тепло, топлива регенеративных ПТУ.
117. Преимущества и недостатки водяного пара как рабочего тела в ПТУ.
118. Комбинированная выработка электроэнергии и теплоты на ТЭЦ. Термодинамические основы теплофикации.
119. Удельная выработка электроэнергии на единицу отпущенной теплоты и коэффициент использования тепла.
120. Циклы ПТУ с противодавлением, с ухудшенным вакуумом, с теплофикационными отборами пара.
121. Трансформаторы тепла, классификация.
122. Холодильный коэффициент. Холодопроизводительность.
123. Теоретические и действительные циклы газовых холодильных установок.
124. Теоретический и действительный циклы парокompрессионных холодильных установок.
125. Цикл парожеткторной холодильной установки (ПЭХУ).
126. Цикл абсорбционной холодильной установки (АХУ).
127. Цикл теплонасосной установки. Коэффициент преобразования и теплопроизводительность.
128. Применение теплонасосных установок в системах теплоснабжения, теплохладоснабжения и кондиционирования воздуха.
129. Бинарные циклы.
130. Термодинамический анализ паро-паровых, паро-газовых

и газо-паровых циклов (изображение в h,s - и T,s - диаграммах, расчет термического КПД).

131. Применение магнитогидродинамического генератора в цикле МГД-установки, термический КПД цикла.

132. Термодинамические циклы атомных электростанций (АЭС). Схемы и циклы одноконтурных, двухконтурных и трехконтурных АЭС.

красный шрифт – 1 семестр

синий шрифт – 2 семестр

Вопрос: 1. Что такое истинная теплоемкость

Ответ 1. Количество теплоты, необходимое для изменения температуры единицы массы тела на один градус

Ответ 2. Производная от количества теплоты по температуре

Ответ 3. Количество теплоты, необходимое для изменения температуры единицы объема на один градус

Ответ 4. Количество теплоты, необходимое для изменения температуры тела на один градус

Ответ 5. Количество энергии, требуемое для изменения температуры тела

Вопрос: 2. Размерность удельной теплоемкости

Ответ 1. кДж/кг К

Ответ 2. кДж/кмоль К

Ответ 3. КДж/К

Ответ 4. кДж/м³ К

Ответ 5. кДж кг/К

Вопрос: 3. Из какого выражения определить мольную теплоемкость?

1. $c = C \rho$

2. $\mu c = c \rho$

3. $\mu c = c \mu$

4. $\mu c = \frac{C}{22.4}$

5. $C = \frac{\mu c}{22.4}$

Ответ 1. первое

Ответ 2. второе

Ответ 3. третье

Ответ 4. четвертое

Ответ 5. пятое

Вопрос: 4. Размерность мольной теплоемкости

Ответ 1. кДж/кг К

Ответ 2. кДж/кмоль К

Ответ 3. КДж кмоль/К

Ответ 4. кДж К/кмоль

Ответ 5. кДж/м³ К

Вопрос: 5. Размерность объемной теплоемкости

Ответ 1. кДж/кгК

Ответ 2. кДж/м³К

Ответ 3. кДж м³/К

Ответ 4. кДж К/м³

Ответ 5. кДж/кмоль К

Вопрос: 6. Для какой теплоемкости приведено данное выражение?

$$c = \frac{\int_{t_1}^{t_2} c dt}{t_2 - t_1}$$

Ответ 1. изобарной

Ответ 2. мольной

Ответ 3. истинной

Ответ 4. средней

Ответ 5. адиабатной

Вопрос: 7. Для какой теплоемкости приведено данное выражение

$$c = \frac{dq}{dt}$$

Ответ 1. адиабатной

Ответ 2. изотермической

Ответ 3. средней

Ответ 4. истинной

Ответ 5. объемной

Вопрос: 8. Выражение показывает

$$c = \frac{dE}{\mu}$$

Ответ 1. связь между объемной и мольной теплоемкостями

Ответ 2. связь между удельной и объемной теплоемкостями

Ответ 3. связь между истинной и средней теплоемкостями

Ответ 4. связь между удельной и мольной теплоемкостями

Ответ 5. связь между изобарной и изохорной теплоемкостями

Вопрос: 9. Выражение показывает

$$c_p = c_v + R$$

Ответ 1. связь между изобарной и изохорной теплоемкостями

Ответ 2. связь между истинной и средней теплоемкостями

Ответ 3. связь между объемной и удельной теплоемкостями

Ответ 4. связь между истинной и мольной теплоемкостями

Ответ 5. связь между адиабатной и изобарной теплоемкостями

Вопрос: 10. Изменение какой характеристической функции определяется через изобарную теплоемкость?

Ответ 1. внутренняя энергия

Ответ 2. энергия Гиббса

Ответ 3. энтальпия

Ответ 4. энергия Гельмгольца

Ответ 5. энтропия

Вопрос: 11. Изменение какой характеристической функции определяется через изохорную теплоемкость?

Ответ 1. энергии Гиббса

Ответ 2. изобарно-изотермического потенциала

Ответ 3. внутренней энергии

Ответ 4. энтальпии

Ответ 5. свободной энергии

Вопрос: 12. Какое уравнение связывает изобарную и изохорную теплоемкости?

Ответ 1. Уравнение состояния

Ответ 2. Уравнение Майера

Ответ 3. Уравнение Клапейрона-Клаузиуса

Ответ 4. Уравнение Пойнтинга

Ответ 5. Уравнение Клапейрона

Вопрос: 13. Теплоемкость может быть отрицательной если

Ответ 1. работа, произведенная газом, больше количества подведенной теплоты

Ответ 2. не может быть отрицательной

Ответ 3. в политропном процессе при $1 < n < k$

Ответ 4. в политропном процессе при $n > k$

Ответ 5. в политропном процессе при $n < 1$

Вопрос: 14. Какая из теплоемкостей имеет наибольшее значение

Ответ 1. изохорная

Ответ 2. изобарная

Ответ 3. изотермическая при подводе теплоты

Ответ 4. изотермическая при отводе теплоты

Ответ 5. адиабатная

Вопрос: 15. какая из теплоемкостей имеет наименьшее значение

Ответ 1. изохорная

Ответ 2. изобарная

Ответ 3. изотермическая при подводе теплоты

Ответ 4. изотермическая при отводе теплоты

Ответ 5. адиабатная

Вопрос: 16. какая из теплоемкостей имеет нулевое значение

Ответ 1. изохорная

Ответ 2. изобарная

Ответ 3. адиабатная

Ответ 4. изоэнтропная

Ответ 5. изотермическая

Вопрос: 17. Показатель политропы равен нулю. Какова теплоемкость этого процесса?

Ответ 1. C_p

Ответ 2. C_v

ОТВЕТ 3. C_p

ОТВЕТ 4. C_s

ОТВЕТ 5. C_t

Вопрос: 18. Показатель политропы равен бесконечности. Какова теплоемкость этого процесса

ОТВЕТ 1. C_p

ОТВЕТ 2. C_v

ОТВЕТ 3. C_p

ОТВЕТ 4. C_s

ОТВЕТ 5. C_t

Вопрос: 19. Показатель политропы равен единице. Какова теплоемкость этого процесса

ОТВЕТ 1. C_p

ОТВЕТ 2. C_v

ОТВЕТ 3. C_p

ОТВЕТ 4. C_s

ОТВЕТ 5. C_t

Вопрос: 20. Показатель политропы равен K . Какова теплоемкость этого процесса

ОТВЕТ 1. C_p

ОТВЕТ 2. C_v

ОТВЕТ 3. C_p

ОТВЕТ 4. C_s

ОТВЕТ 5. C_t

Вопрос: 21. Показатель политропы равен n . Какова теплоемкость этого процесса

ОТВЕТ 1. Cp

ОТВЕТ 2. Cv

ОТВЕТ 3. Cn

ОТВЕТ 4. Cs

ОТВЕТ 5. Ct

Вопрос: 1. Как связаны удельная и универсальная газовая постоянная

$$R_{\mu} = R\mu$$

$$R_{\mu} = R / \mu$$

$$R = R_{\mu}k$$

$$R_{\mu} = Rk$$

$$R_{\mu} = GR$$

Ответ 1. первый

Ответ 2. второй

Ответ 3. третий

Ответ 4. четвертый

Ответ 5. пятый

Вопрос: 2. Манометр измеряет

Ответ 1. Абсолютное давление

Ответ 2. барометрическое давление

Ответ 3. избыточное давление

Ответ 4. манометрическое давление

Ответ 5. вакуум

Вопрос: 3. Барометр измеряет

Ответ 1. избыточное давление

Ответ 2. абсолютное давление

Ответ 3. вакуум

Ответ 4. атмосферное давление

Ответ 5. манометрическое давление

Вопрос: 4. Вставить недостающий символ

$$\rho = \frac{1}{?}$$

Ответ 1. R

Ответ 2. G

Ответ 3. k

Ответ 4. v

Ответ 5. p

Вопрос: 5. Как определить абсолютное давление, если оно выше атмосферного?

$$p = B - p_{изб}$$

$$p = B + p_{вак}$$

$$p = B + p_{ман}$$

$$B = p + p_{ман}$$

$$p = B - p_{вак}$$

Ответ 1. первый

Ответ 2. второй

Ответ 3. третий

Ответ 4. четвертый

Ответ 5. пятый

Вопрос: 6. Как определить абсолютное давление, если оно ниже атмосферного?

$$p = B - p_{изб}$$

$$p = B + p_{вак}$$

$$p = B + p_{ман}$$

$$B = p + p_{ман}$$

$$p = B - p_{вак}$$

Ответ 1. первый

Ответ 2. второй

Ответ 3. третий

Ответ 4. четвертый

Ответ 5. пятый

Вопрос: 7. Чему равна удельная газовая постоянная воздуха, Дж/кгК

Ответ 1. 8314

Ответ 2. 8314/29

Ответ 3. 8,314

Ответ 4. 8,314/32

Ответ 5. 8,314/28

Вопрос: 8. Чему равна универсальная газовая постоянная, Дж/кмольК

Ответ 1. 8,314

Ответ 2. 8314

Ответ 3. 8,314/29

Ответ 4. 8314/29

Ответ 5. 8,314/32

Вопрос: 9. Чему равен киломоль кислорода?

Ответ 1. 8,314 кг

Ответ 2. 8,314/32 кг

Ответ 3. 32 кг

Ответ 4. 8314 кг

Ответ 5. 8314/32 кг

Вопрос: 10. Чему равен киломоль воздуха?

Ответ 1. 8,314/29

Ответ 2. 8314

Ответ 3. 8,314

Ответ 4. 29 кг

Ответ 5. 29 г

Вопрос: 11. 1 киломоль воздуха занимает объем (кубических метров)

Ответ 1. 8,314/22,4

Ответ 2. 22,4

Ответ 3. 22,4 литра

Ответ 4. 8,314/29

Ответ 5. 8314/29

Вопрос: 12. 1 киломоль какого газа имеет самую большую массу?

Ответ 1. азот

Ответ 2. воздух

Ответ 3. кислород

Ответ 4. водород

Ответ 5. углекислый газ

Вопрос: 13. 1 киломоль какого из газов имеет самую малую массу?

Ответ 1. воздух

Ответ 2. азот

Ответ 3. кислород

Ответ 4. водород

Ответ 5. углекислый газ

Вопрос: 14. Какие параметры состояния приняты в термодинамике за основные?

Ответ 1. плотность и температура

Ответ 2. давление и температура

Ответ 3. давление и удельный объем

Ответ 4. температура и удельный объем

Ответ 5. температура и энтальпия

Вопрос: 15. Что такое нормальные условия

Ответ 1. 273 К и 760 мм рт. ст

Ответ 2. 293 К и 760 мм рт. ст

Ответ 3. 273 К и 101323 Па

Ответ 4. 293 К и 100000 Па

Ответ 5. 0 С и 735 мм рт. ст.

Вопрос: 16. Масса 1 киломоля газа составляет 28 кг. Что это за газ?

Ответ 1. Воздух

Ответ 2. Кислород

Ответ 3. Азот

Ответ 4. Окись углерода

Ответ 5. Водород

Вопрос: 17. Масса 1 киломоля газа составляет 44 кг. Что это за газ?

Ответ 1. Воздух

Ответ 2. Кислород

Ответ 3. Азот

Ответ 4. Углекислый газ

Ответ 5. Двуокись углерода

Вопрос: 18. Масса двух киломолей газа составляет 4 кг. Что это за газ?

Ответ 1. Воздух

Ответ 2. Водород

Ответ 3. Кислород

Ответ 4. Азот

Ответ 5. Углекислый газ

Вопрос: 19. Масса 2 киломолей газа составляет 56 кг. Что это за газ?

Ответ 1. Двуокись углерода

Ответ 2. Окись углерода

Ответ 3. Кислород

Ответ 4. Воздух

Ответ 5. Азот

Вопрос: 20. Какова плотность двуокиси углерода при давлении 1 МПа и 30 С

Ответ 1. 11.5

Ответ 2. 17.5

Ответ 3. 0.4

Ответ 4. 397

Ответ 5. 4

Вопрос: 21. 1 кгс/см² - это

Ответ 1. 760 мм рт.ст

ОТВЕТ 2. 1 МПа

ОТВЕТ 3. 10 м в.ст

ОТВЕТ 4. 1 бар

ОТВЕТ 5. 1000 Па

Вопрос: 22. 1 мм рт ст - это

ОТВЕТ 1. 10 м в.ст

ОТВЕТ 2. 735 кгс/см²

ОТВЕТ 3. 133.32 Па

ОТВЕТ 4. 760 Па

ОТВЕТ 5. 1 н/м²

Вопрос: 23. 1 МПа - это

ОТВЕТ 1. 0.1 Бар

ОТВЕТ 2. 10 Бар

ОТВЕТ 3. 100000 Па

ОТВЕТ 4. 102 м в.ст

ОТВЕТ 5. 10,2 м.в.ст

Вопрос: 24. 1 кгс/см² -это

ОТВЕТ 1. $9,8 \cdot 10^4$ Па

ОТВЕТ 2. 10^4 мм в.ст

ОТВЕТ 3. 10^4 мм в.ст

ОТВЕТ 4. 10 Бар

ОТВЕТ 5. 735 мм рт.ст

Вопрос: 25. 1 Бар - это

ОТВЕТ 1. 10^5 Па

Ответ 2. $1 \cdot 10^6$ Па

Ответ 3. 760 мм рт ст

Ответ 4. 750 мм рт ст

Ответ 5. 735 мм рт ст

Вопрос: 26. 1 мм в.ст - это

Ответ 1. 9.81 Па

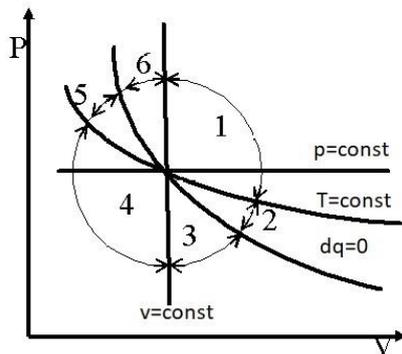
Ответ 2. 10^4 кгс/см²

Ответ 3. 10^{-4} кгс/см²

Ответ 4. 735 мм.рт ст

Ответ 5. 760 мм рт ст

Вопрос: 1. Обозначить область, в которой газ совершает работу, его температура падает, а теплота отводится



Ответ 1. 1 область

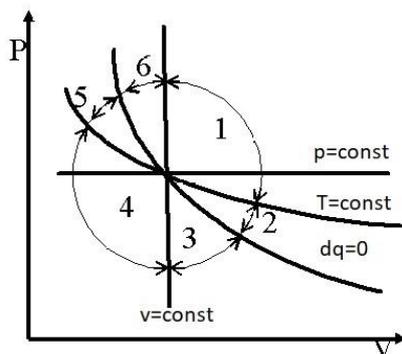
Ответ 2. 2 область

Ответ 3. 3 область

Ответ 4. 4 область

Ответ 5. 5 область

Вопрос: 2. Обозначить область, в которой газ совершает работу, температура его растет, а теплота подводится



Ответ 1. 1 область

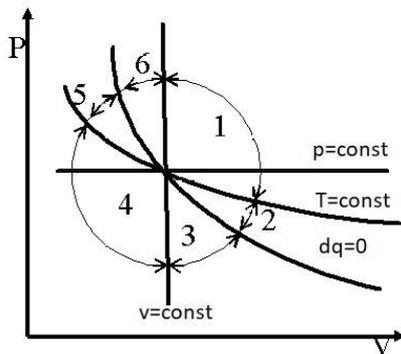
Ответ 2. 2 область

Ответ 3. 3 область

Ответ 4. 4 область

Ответ 5. 5 область

Вопрос: 5. Обозначить область, в которой работа совершается над газом, теплота отводится, внутренняя энергия растет



Ответ 1. 4 область

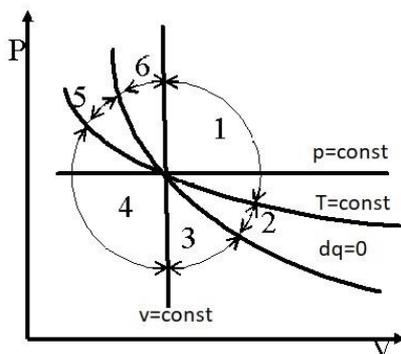
Ответ 2. 5 область

Ответ 3. 6 область

Ответ 4. 1 область

Ответ 5. 3 область

Вопрос: 6. Обозначить область, в которой работа совершается над газом, энтропия возрастает, а внутренняя энергия увеличивается



Ответ 1. 4 область

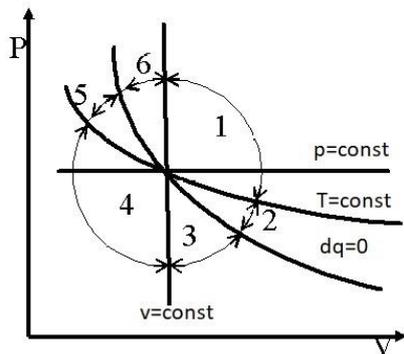
Ответ 2. 5 область

Ответ 3. 6 область

Ответ 4. 7 область

Ответ 5. 8 область

Вопрос: 7. Показать области, в которых работу совершает газ



Ответ 1. 1 и 2 области

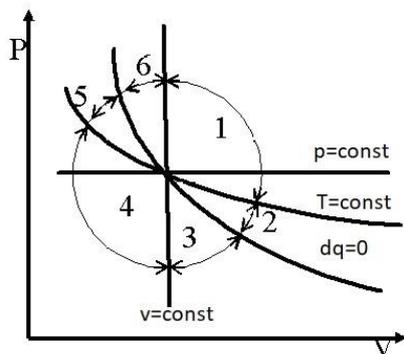
Ответ 2. 2 и 3 области

Ответ 3. 3 и 4 области

Ответ 4. 4 и 5 области

Ответ 5. 5 и 6 области

Вопрос: 8. Показать области, в которых возрастает энтропия газа



Ответ 1. 4 и 5 области

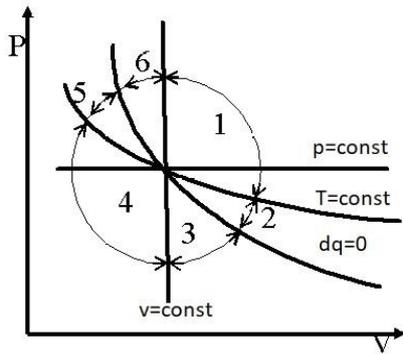
Ответ 2. 5 и 6 области

Ответ 3. 6 и 1 области

Ответ 4. 1 и 2 области

Ответ 5. 2 и 3 области

Вопрос: 9. Обозначить области, в которых температура возрастает



Ответ 1. области 3 и 4

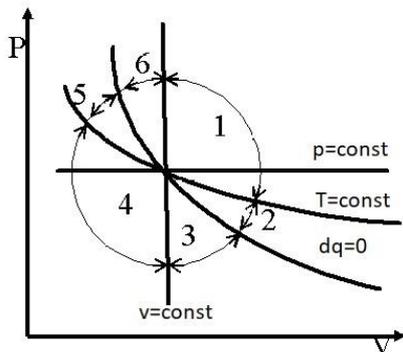
Ответ 2. области 4 и 5

Ответ 3. области 5 и 6

Ответ 4. области 6 и 1

Ответ 5. области 1 и 2

Вопрос: 10. Обозначить область, в которой газ совершает работу, его температура падает, а теплота отводится



Ответ 1. 1 область

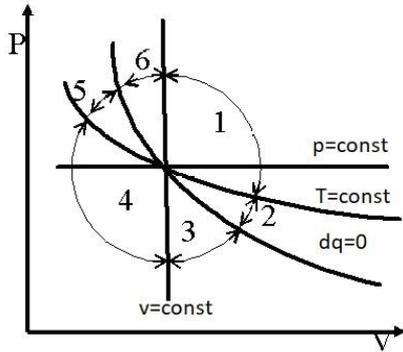
Ответ 2. 2 область

Ответ 3. 3 область

Ответ 4. 4 область

Ответ 5. 5 область

Вопрос: 11. Обозначить область, в которой газ совершает работу, температура его растет, а теплота подводится



Ответ 1. 1 область

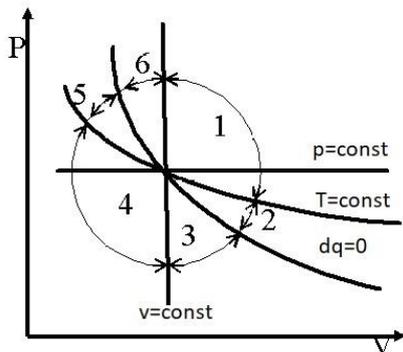
Ответ 2. 2 область

Ответ 3. 3 область

Ответ 4. 4 область

Ответ 5. 5 область

Вопрос: 12. Обозначить область, в которой газ совершает работу, теплота подводится, а энтальпия уменьшается



Ответ 1. 6 область

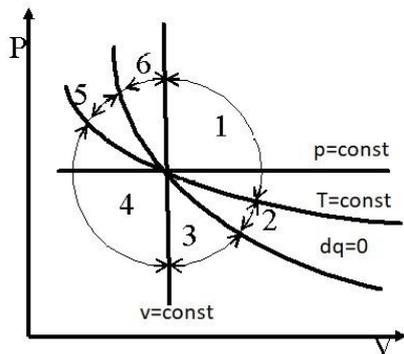
Ответ 2. 1 область

Ответ 3. 2 область

Ответ 4. 3 область

Ответ 5. 4 область

Вопрос: 13. Обозначить область, в которой работа совершается над газом, энтропия уменьшается, а температура падает



Ответ 1. 2 область

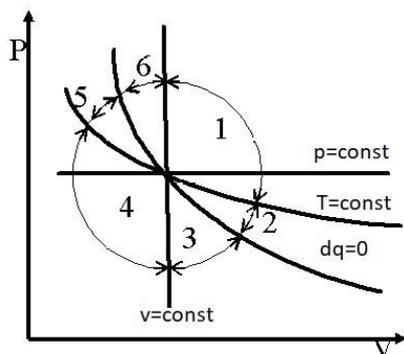
Ответ 2. 3 область

Ответ 3. 4 область

Ответ 4. 5 область

Ответ 5. 6 область

Вопрос: 14. Обозначить область, в которой работа совершается над газом, теплота отводится, внутренняя энергия растет



Ответ 1. 1 область

Ответ 2. 2 область

Ответ 3. 3 область

Ответ 4. 4 область

Ответ 5. 5 область

Вопрос: 15. В каком из термодинамических процессов идеального газа работа равна нулю?

Ответ 1. изобарном

Ответ 2. изохорном

Ответ 3. адиабатном

Ответ 4. изотермическом

Ответ 5. политропном

Вопрос: 16. В каком термодинамическом процессе изменение энтальпии равно нулю?

Ответ 1. изобарном

Ответ 2. изохорном

Ответ 3. изотермическом

Ответ 4. адиабатном

Ответ 5. политропном

Вопрос: 17. В каком термодинамическом процессе изменение внутренней энергии равно нулю?

Ответ 1. изобарном

Ответ 2. изохорном

Ответ 3. изотермическом

Ответ 4. адиабатном

Ответ 5. политропном

Вопрос: 18. В каком термодинамическом процессе энтропия неизменна?

Ответ 1. изобарном

Ответ 2. изохорном

Ответ 3. изотермическом

Ответ 4. обратимом адиабатном

Ответ 5. изоэнтропном

Вопрос: 19. В каком термодинамическом процессе теплота не подводится и не отводится?

Ответ 1. изобарном

Ответ 2. изохорном

Ответ 3. изотермическом

Ответ 4. адиабатном

Ответ 5. политропном

Вопрос: 20. В каком термодинамическом процессе подведенная (отведенная) теплота равна изменению энтальпии?

Ответ 1. изобарном

Ответ 2. изохорном

Ответ 3. изотермическом

Ответ 4. адиабатном

Ответ 5. политропном

Вопрос: 21. В каком термодинамическом процессе теплота расходуется на изменение внутренней энергии

Ответ 1. изобарном

Ответ 2. изохорном

Ответ 3. изотермическом

Ответ 4. адиабатном

Ответ 5. политропном

Вопрос: 22. В каком термодинамическом процессе внутренняя энергия идет на производство работы?

Ответ 1. изобарном

Ответ 2. изохорном

Ответ 3. изотермическом

Ответ 4. адиабатном

Ответ 5. политропном

Вопрос: 23. Показатель политропы политропного процесса равен единице. Что это за процесс?

Ответ 1. изобарный

Ответ 2. изохорный

Ответ 3. изотермический

Ответ 4. адиабатный

Ответ 5. политропный

Вопрос: 24. Показатель политропы политропного процесса равен нулю. Что это за процесс?

Ответ 1. изобарный

Ответ 2. изохорный

Ответ 3. изотермический

Ответ 4. адиабатный

Ответ 5. политропный

Вопрос: 25. Показатель политропы политропного процесса равен бесконечности. Что это за процесс?

Ответ 1. изобарный

Ответ 2. изохорный

Ответ 3. адиабатный

Ответ 4. изотермический

Ответ 5. политропный

Вопрос: 26. Показатель политропы политропного процесса равен K . Что это за процесс?

Ответ 1. изобарный

Ответ 2. изохорный

Ответ 3. изотермический

Ответ 4. адиабатный

Ответ 5. политропный

Вопрос: 27. Теплоемкость процесса отрицательна. В каких пределах находится показатель политропы такого процесса?

Ответ 1. от $-\infty$ до $+\infty$

Ответ 2. от $-\infty$ до 1

Ответ 3. от 1 до K

Ответ 4. от 0 до 1

Ответ 5. от K до $+\infty$

Вопрос: 28. Теплоемкость процесса бесконечна. Что это за процесс?

Ответ 1. изобарный

Ответ 2. изохорный

Ответ 3. изотермический

Ответ 4. адиабатный

Ответ 5. политропный

Вопрос: 29. Теплоемкость процесса равна нулю. Что это за процесс?

Ответ 1. изобарный

Ответ 2. изохорный

Ответ 3. изотермический

Ответ 4. адиабатный

Ответ 5. политропный

Вопрос: 30. Для какого процесса верно соотношение

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{P_2}{P_1}$$

Ответ 1. изобарного

Ответ 2. изохорного

Ответ 3. изотермического

Ответ 4. адиабатного

Ответ 5. политропного

Вопрос: 31. Для какого процесса верно соотношение

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{v_2}{v_1}$$

Ответ 1. изобарного

Ответ 2. изохорного

Ответ 3. изотермического

Ответ 4. адиабатного

Ответ 5. политропного

Вопрос: 32. Для какого процесса верно соотношение

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1}$$

Ответ 1. изобарного

Ответ 2. изохорного

Ответ 3. изотермического

Ответ 4. адиабатного

Ответ 5. политропного

Вопрос: 33. Для какого процесса верно соотношение $PV=\text{const}$?

Ответ 1. изобарного

Ответ 2. изохорного

Ответ 3. адиабатного

Ответ 4. изотермического

Ответ 5. политропного

Вопрос: 34. Для какого процесса верно соотношение

$$\left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{k}{k-1}} = \frac{P_2}{P_1}$$

Ответ 1. адиабатного

Ответ 2. изохорного

Ответ 3. изотермического

Ответ 4. изобарного

Ответ 5. политропного

Вопрос: 35. Для какого процесса верно соотношение

$$q = c_v \frac{n-k}{n-1} (T_2 - T_1)$$

Ответ 1. политропный

Ответ 2. адиабатный

Ответ 3. изохорный

Ответ 4. изотермический

Ответ 5. изобарный

Вопрос: 36. Для какого процесса верно соотношение

$$q = RT \ln \frac{P_1}{P_2}$$

Ответ 1. адиабатного

Ответ 2. политропного

Ответ 3. изобарного

Ответ 4. изохорного

Ответ 5. изотермического

Вопрос: 37. Для какого процесса верно соотношение

$$q = \frac{R}{n-1}(T_1 - T_2)$$

Ответ 1. изотермического

Ответ 2. адиабатного

Ответ 3. политропного

Ответ 4. изобарного

Ответ 5. изохорного

Вопрос: 38. Для какого процесса верно

$$q = \Delta u$$

Ответ 1. адиабатного

Ответ 2. изобарного

Ответ 3. изотермического

Ответ 4. изохорного

Ответ 5. политропного

Вопрос: 39. Для какого процесса верно

$$q = l$$

Ответ 1. изохорного

Ответ 2. политропного

Ответ 3. адиабатного

Ответ 4. изотермического

Ответ 5. адиабатного

Вопрос: 40. Поршень цилиндра находится под постоянной внешней нагрузкой. К газу, находящемуся под поршнем, подводится теплота, Поршень перемещается. Что за процесс?

Ответ 1. адиабатный

Ответ 2. изобарный

Ответ 3. изохорный

Ответ 4. изотермический

Ответ 5. Политропный

Вопрос: 1. В каком процессе техническая работа компрессора минимальна?

Ответ 1. Изобарном

Ответ 2. Изохорном

Ответ 3. Изотермическом

Ответ 4. Адиабатном

Ответ 5. Политропном

Вопрос: 2. Как изменяется температура при сжатии воздуха в компрессоре

$$a) \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$б) \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$в) \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{k-1}$$

$$г) \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{k-1}$$

$$д) \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{k}{k-1}} = \frac{P_2}{P_1}$$

Ответ 1. а

Ответ 2. б

Ответ 3. в

Ответ 4. г

Ответ 5. д

Вопрос: 3. Формула показывает

$$= -2 \frac{n}{n-1} RT \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{2n}} - 1 \right]$$

Ответ 1. Работу одноступенчатого компрессора

Ответ 2. Теплоту, отведенную при сжатии в компрессоре

Ответ 3. Работу двухступенчатого компрессора

Ответ 4. Работу трехступенчатого компрессора

Ответ 5. Изменение внутренней энергии газа при сжатии в компрессоре

Вопрос: 4. Вставить недостающий символ

$$l = -2 \frac{n}{n-1} ? T \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{2n}} - 1 \right]$$

Ответ 1. p

Ответ 2. V

Ответ 3. R

Ответ 4. k

Ответ 5. G

Вопрос: 5. Что такое компрессор?

Ответ 1. устройство для получения работы из подведенной теплоты

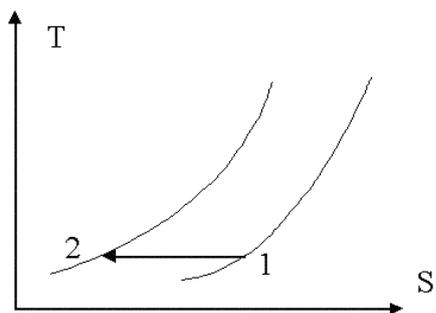
Ответ 2. машина для сжатия газов

Ответ 3. машина для получения работы

Ответ 4. машина для расширения газов

Ответ 5. машина для подвода теплоты к газам

Вопрос: 6. Какой процесс сжатия в компрессоре изображен на рисунке



Ответ 1. политропный

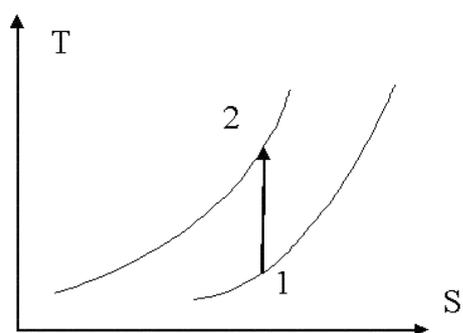
Ответ 2. изотермический

Ответ 3. адиабатный

Ответ 4. изобарный

Ответ 5. изохорный

Вопрос: 7. Какой процесс сжатия изображен на рисунке?



Ответ 1. изобарный

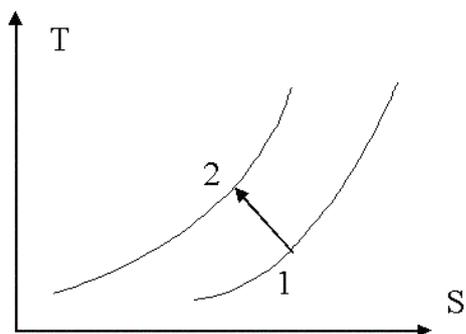
Ответ 2. изотермический

Ответ 3. адиабатный

Ответ 4. политропный

Ответ 5. изохорный

Вопрос: 8. Какой процесс сжатия газа в компрессоре изображен на рисунке?



Ответ 1. изобарный

Ответ 2. изохорный

Ответ 3. адиабатный

Ответ 4. политропный

Ответ 5. изотермический

Вопрос: 9. При сжатии газа в компрессоре в каком процессе температура в конце сжатия минимальна?

Ответ 1. изобарном

Ответ 2. изохорном

Ответ 3. адиабатном

Ответ 4. изотермическом

Ответ 5. политропном

Вопрос: 10. При сжатии газа в компрессоре в каком процессе температура в конце процесса сжатия максимальна?

Ответ 1. изобарном

Ответ 2. изохорном

Ответ 3. адиабатном

Ответ 4. изотермическом

Ответ 5. политропном

Вопрос: 11. Чем ограничивается степень повышения давления в одноступенчатом компрессоре?

Ответ 1. большим удельным объемом газа

Ответ 2. произведенной работой

Ответ 3. высокой температурой сжатого газа

Ответ 4. высоким давлением сжатого газа

Ответ 5. отведенной теплотой

Вопрос: 12. С какой целью используются многоступенчатые компрессоры

Ответ 1. Для повышения температуры в конце процесса сжатия

Ответ 2. Для уменьшения конечного объема газа

Ответ 3. Для снижения температуры в конце процесса сжатия

Ответ 4. Для получения выигрыша в работе по сравнению с одноступенчатым компрессором

Ответ 5. Для получения наибольшей работы

Вопрос: 13. Вставить недостающий символ

$$L = -\frac{n}{n-1} p_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

Ответ 1. G

Ответ 2. R

Ответ 3. T

Ответ 4. p

Ответ 5. V

Вопрос: 14. Вставить недостающий символ

$$L = -\frac{n}{n-1} \gamma_1 V_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

Ответ 1. p

Ответ 2. V

Ответ 3. T

Ответ 4. R

Ответ 5. G

Вопрос: 15. Вставить недостающий символ

$$L = -\frac{n}{n-1} \gamma RT_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

Ответ 1. p

Ответ 2. V

Ответ 3. G

Ответ 4. R

Ответ 5. T

Вопрос: 16. С какой целью используются многоступенчатые компрессоры

Ответ 1. Для снижения температуры сжатого газа

Ответ 2. Для получения выигрыше в работе по сравнению с одноступенчатыми

Ответ 3. Для подвода большей работы

Ответ 4. Для повышения давления выше критического

Ответ 5. Для повышения температуры

Вопрос: 17. Если процесс в компрессоре идет с потерями

Ответ 1. Подведенная работа в компрессоре увеличивается

Ответ 2. Подведенная в компрессоре работа уменьшается

Ответ 3. Совершаемая в компрессоре работа увеличивается

Ответ 4. Совершаемая в компрессоре работа уменьшается

Ответ 5. Подведенная в компрессоре работа остается постоянной

Вопрос: 18. С какой целью производится отвод теплоты в охладителях компрессоров

Ответ 1. Для снижения температуры сжатого газа

Ответ 2. Для увеличения работы, совершаемой компрессором

Ответ 3. Для приближения процесса сжатия в компрессоре к изотермическому

Ответ 4. Для приближения сжатия в компрессоре к адиабатному

Ответ 5. Для возрастания работы, потребляемой компрессором

Вопрос: 19. Газ сжимается в трехступенчатом компрессоре. По какой формуле определяется работа компрессора

$$1.L = -\frac{n}{n-1} p_1 V_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

$$2.L = -2 \frac{n}{n-1} p_1 V_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{2n}} - 1 \right]$$

$$3.L = -3 \frac{n}{n-1} p_1 V_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{3n}} - 1 \right]$$

$$4.L = -3 \frac{n}{n-1} p_1 V_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

$$5.L = -\frac{n}{n-1} p_1 V_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{3n}} - 1 \right]$$

Ответ 1. 1

Ответ 2. 2

Ответ 3. 3

Ответ 4. 4

Ответ 5. 5

Вопрос: 20. Почему в формуле работы компрессора отрицательный знак?

Ответ 1. Потому что работа совершается компрессором

Ответ 2. Потому что работа потребляется компрессором

Ответ 3. Потому что в компрессоре отводится теплота

Ответ 4. Потому что в компрессоре подводится теплота

Ответ 5. Потому что работа компрессора уменьшается

Вопрос: 1. Фазовый переход из твердого состояния в газообразное

Ответ 1. Конденсация

Ответ 2. Плавление

Ответ 3. Десублимация

Ответ 4. Сублимация

Ответ 5. Насыщение

Вопрос: 2. Точка фазового перехода жидкость-пар

Ответ 1. Точка плавления

Ответ 2. Точка кипения

Ответ 3. Точка сублимации

Ответ 4. Тройная точка

Ответ 5. Критическая точка

Вопрос: 3. Тройная точка для воды соответствует следующим параметрам:

Ответ 1. 0,01 С и 610,8 Па

Ответ 2. 4 С и 1000 Па

Ответ 3. 0 С и 99,3 Па

Ответ 4. 20 С и 1МПа

Ответ 5. 0 С и 1 Бар

Вопрос: 1. Что определяет параметр К в правиле фаз Гиббса

$$\psi = k - p + 2 \quad ?$$

Ответ 1. Число степеней свободы

Ответ 2. Число фаз в системе

Ответ 3. Число компонентов в системе

Ответ 4. постоянная Больцмана

Ответ 5. газовая постоянная

Вопрос: 2. Как называется переход из газообразной фазы в твердую?

Ответ 1. десублимация

Ответ 2. сублимация

Ответ 3. кипение

Ответ 4. плавление

Ответ 5. насыщение

Вопрос: 3. Указать единицы измерения удельного объема.

Ответ 1. Кг/м³

Ответ 2. м³/кг

Ответ 3. м³

Ответ 4. м³/кмоль

Ответ 5. кмоль/м³

Вопрос: 4. $r=T(s''-s')$ Этим уравнением определяется

Ответ 1. Теплота парообразования

Ответ 2. Количество теплоты, которое необходимо подвести к твердому телу, чтобы обратить его в жидкость

Ответ 3. Количество теплоты, которое необходимо отвести от кипящей жидкости, чтобы обратить ее в пар

Ответ 4. Количество теплоты, которое необходимо подвести к кипящей жидкости, чтобы обратить ее в пар

Ответ 5. Теплота плавления

Вопрос: 5. Как называется линия ВО в фазовой p, T- диаграмме



- Ответ 1. линия сублимации
- Ответ 2. линия кипения
- Ответ 3. линия десублимации
- Ответ 4. линия насыщения
- Ответ 5. линия конденсации

Вопрос: 6. Как называется линия OA в фазовой p,T- диаграмме



- Ответ 1. линия сублимации
- Ответ 2. линия насыщения
- Ответ 3. линия затвердевания
- Ответ 4. линия конденсации
- Ответ 5. линия плавления

Вопрос: 7. Что такое насыщение

- Ответ 1. кипение
- Ответ 2. конденсация

Ответ 3. испарение

Ответ 4. сублимация

Ответ 5. плавление

Вопрос: 8. Что такое насыщенный пар

Ответ 1. Пар, имеющий температуру кипения жидкости, из которой он получен

Ответ 2. Пар, имеющий температуру более высокую, чем кипящая жидкость, из которой он получен

Ответ 3. Пар, имеющий высокое давление

Ответ 4. пар, имеющий высокую температуру

Ответ 5. Пар, в котором отсутствует влага

Вопрос: 9. Что такое влажный насыщенный пар

Ответ 1. Смесь сухого насыщенного пара и кипящей жидкости

Ответ 2. Пар, имеющий температуру кипящей жидкости, из которой он получен, и содержащий капли жидкости

Ответ 3. Пар с низкой температурой, содержащий капли жидкости

Ответ 4. Пар с высокой температурой, содержащий капли жидкости

Ответ 5. Пар с высоким давлением, содержащий капли жидкости

Вопрос: 10. Что такое перегретый пар

Ответ 1. Пар, имеющий температуру выше температуры кипения жидкости, из которой он получен

Ответ 2. Пар высокой температуры

Ответ 3. Пар высокого давления

Ответ 4. Пар высокого давления, не содержащий влаги

Ответ 5. Пар, высокой температуры, не содержащий влаги

Вопрос: 11. Как называется точка О в фазовой р,Т- диаграмме

Ответ 1. Критическая точка

Ответ 2. Тройная точка

Ответ 3. Точка кипения

Ответ 4. Однофазная точка

Ответ 5. Точка плавления

Вопрос: 12. Как называется точка К в фазовой p, T - диаграмме

Ответ 1. Точка кипения

Ответ 2. Точка конденсации

Ответ 3. Точка плавления

Ответ 4. Критическая точка

Ответ 5. Тройная точка

Вопрос: 13. В сосуде идет процесс кипения жидкости при постоянном давлении. Как изменяется температура кипения

Ответ 1. Увеличивается

Ответ 2. Уменьшается

Ответ 3. остается постоянной

Ответ 4. Сначала увеличивается, затем остается постоянной

Ответ 5. Сначала остается постоянной, затем увеличивается

Вопрос: 14. В сосуде идет процесс конденсации пара при постоянном давлении. Как изменяется температура пара?

Ответ 1. Остается неизменной

Ответ 2. Уменьшается

Ответ 3. Увеличивается

Ответ 4. Сначала уменьшается, затем остается постоянной

Ответ 5. Сначала остается постоянной, затем уменьшается

Вопрос: 15. Чему равна степень сухости кипящей жидкости

ОТВЕТ 1. 0.01-0.1

ОТВЕТ 2. 0

ОТВЕТ 3. >0

ОТВЕТ 4. 1

ОТВЕТ 5. 0-0.9

Вопрос: 16. Чему равна степень сухости сухого насыщенного пара

ОТВЕТ 1. 0

ОТВЕТ 2. 0.1-0.9

ОТВЕТ 3. 0-1

ОТВЕТ 4. 1

ОТВЕТ 5. >1

Вопрос: 17. Чему равна степень сухости насыщенного пара

ОТВЕТ 1. 0-1

ОТВЕТ 2. >1

ОТВЕТ 3. 0.1-0.9

ОТВЕТ 4. <0

ОТВЕТ 5. 0.01-0.99

Вопрос: 1. Что подразумевается под фазовым переходом?

Ответ 1. Конденсация жидкости.

Ответ 2. Изменение плотности газа

Ответ 3. Переход из одного агрегатного состояния в другое.

Ответ 4. Расширение газа

Ответ 5. Совершение газом работы

Вопрос: 2. Правило фаз Гиббса формулируется следующим образом:

$$\psi = k - p + 2$$

Что такое ψ ?

Ответ 1. Число компонентов системы

Ответ 2. Число фаз системы

Ответ 3. Число независимых переменных, определяющих состояние системы

Ответ 4. Число степеней свободы системы

Ответ 5. Число агрегатных состояний системы

Вопрос: 3. Фазовый переход из твёрдой фазы в газообразную, происходящий при очень низких давлениях.

Ответ 1. Конденсация

Ответ 2. Плавление

Ответ 3. Сублимация

Ответ 4. Насыщение

Ответ 5. Затвердевание

Вопрос: 4. Что называется точкой плавления?

Ответ 1. Точка перехода ЖИДКОСТЬ-ПАР

Ответ 2. Точка перехода ТВЁРДОЕ ТЕЛО-ЖИДКОСТЬ

Ответ 3. Точка перехода ТВЁРДОЕ ТЕЛО-ПАР

Ответ 4. Точка перехода ПАР-ТВЕРДОЕ ТЕЛО

Ответ 5. Точка перехода ПАР -ЖИДКОСТЬ

Вопрос: 1. Какое из названных уравнений не входит в систему уравнений, описывающих движение потока

Ответ 1. уравнение термодинамического равновесия

Ответ 2. уравнение количества движения

Ответ 3. уравнение первого закона термодинамики

Ответ 4. уравнение неразрывности

Ответ 5. Уравнение состояния

Вопрос: 2. От каких параметров зависит расход газа через сопло

Ответ 1. От показателя адиабаты газа

Ответ 2. от отношения давлений

Ответ 3. от начальных параметров

Ответ 4. от конечных параметров

Ответ 5. от площади выходного сечения

Вопрос: 3. От каких параметров зависит критический расход газа через сопло

Ответ 1. от начальных параметров

Ответ 2. от отношения давлений

Ответ 3. от атомности газа

Ответ 4. от конечных параметров

Ответ 5. от площади выходного сечения сопла

Вопрос: 4. Каким образом можно повысить скорость дозвукового потока до скорости звука

Ответ 1. Уменьшить сечение канала

Ответ 2. Увеличить сечение канала

Ответ 3. Подвести к потоку теплоту

Ответ 4. Отвести от потока теплоту

Ответ 5. Направить поток вниз

Вопрос: 5. Каким образом можно повысить скорость дозвукового потока до скорости звука

Ответ 1. Подвести к потоку работу

Ответ 2. Отвести от потока работу

Ответ 3. Направить поток вниз

Ответ 4. Направить поток вверх

Ответ 5. Отвести от потока теплоту

Вопрос: 6. Каким образом можно ускорить сверхзвуковой поток?

Ответ 1. Уменьшить сечение канала

Ответ 2. Увеличить сечение канала

Ответ 3. Подвести к потоку работу

Ответ 4. Отвести от потока работу

Ответ 5. Подвести к потоку теплоту

Вопрос: 7. Каким образом можно ускорить сверхзвуковой поток?

Ответ 1. Направить поток вверх

Ответ 2. Направить поток вниз

Ответ 3. Отвести от потока теплоту

Ответ 4. Отвести от потока работу

Ответ 5. Подвести к потоку теплоту

Вопрос: 8. Как изменяется давление на срезе суживающегося сопла при изменении давления среды за соплом

Ответ 1. Изменяется также как давление среды

Ответ 2. Не изменяется

Ответ 3. Сначала изменяется так же как и давление среды, а по достижении критического отношения давлений остается постоянным

Ответ 4. Сначала остается постоянным, а по достижении критического отношения давлений изменяется так же как и давление среды

Ответ 5. При уменьшении давления в среде за соплом давление на срезе сопла увеличивается

Вопрос: 9. Как изменяется расход газа через суживающееся сопло при уменьшении давления в среде за соплом

Ответ 1. Расход уменьшается от 1 до 0

Ответ 2. Расход увеличивается от 0 до 1

Ответ 3. Расход увеличивается до максимума, потом остается постоянным

Ответ 4. Расход постоянен, затем увеличивается до максимуму

Ответ 5. Расход уменьшается, затем остается постоянным

Вопрос: 10. Какую максимальную скорость можно получить в суживающемся сопле

Ответ 1. Скорость сверхзвуковую

Ответ 2. Скорость звука

Ответ 3. Скорость света

Ответ 4. Дозвуковую скорость

Ответ 5. Докритическую скорость

Вопрос: 11. От чего зависит критическая скорость газа через суживающее сопло

Ответ 1. От давления на выходе из сопла

Ответ 2. От начальных параметров

Ответ 3. От вида газа

Ответ 4. От площади сечения сопла

Ответ 5. От универсальной газовой постоянной

Вопрос: 12. От чего зависит критическое отношение давлений

Ответ 1. От показателя адиабаты

Ответ 2. От атомности газа

Ответ 3. От скорости потока

Ответ 4. От скорости звука

Ответ 5. От давления среды

Вопрос: 13. В каком диапазоне отношения давлений расход через суживающееся сопло остается постоянным

Ответ 1. От 0 до 1

Ответ 2. От 0 до критического отношения давлений

Ответ 3. от 1 до критического отношения давлений

Ответ 4. >1

Ответ 5. <0

Вопрос: 14. Какое уравнение представлено

$$-vdp = wdw$$

Ответ 1. Уравнение состояния

Ответ 2. Уравнение количества движения

Ответ 3. Уравнение первого закона термодинамики для потока

Ответ 4. Уравнение неразрывности

Ответ 5. Уравнение сплошности

$$w dw = ? dp$$

Вопрос: 15. Вставить недостающий символ

Ответ 1. T

Ответ 2. -v

Ответ 3. v

Ответ 4. -T

Ответ 5. R

Вопрос: 16. Вставить недостающий символ $a^2 = ? RT$

Ответ 1. k

Ответ 2. v

Ответ 3. p

Ответ 4. -k

Ответ 5. t

Вопрос: 17. Вставить пропущенный символ в расходе газа через

$$G_d = F_d \sqrt{2 \frac{P_1}{? T_1} \Delta H}$$

диафрагму

Ответ 1. p

Ответ 2. t

Ответ 3. R

Ответ 4. v

Ответ 5. k

Вопрос: 18. От чего зависит скорость звука в идеальном газе

Ответ 1. От удельного объема и давления

Ответ 2. от атомности газа

Ответ 3. от температуры

Ответ 4. от давления

Ответ 5. от давления и температуры

Вопрос: 19. Как изменяется удельный объем газа при движении в суживающемся сопле

Ответ 1. не изменяется

Ответ 2. остается постоянным

Ответ 3. уменьшается

Ответ 4. Увеличивается

Ответ 5. Сначала уменьшается, потом остается постоянным

Вопрос: 20. как изменяется удельный объем газа при движении его в сопле Лавалья

Ответ 1. остается неизменным

Ответ 2. увеличивается

Ответ 3. Уменьшается

Ответ 4. Сначала уменьшается, потом остается постоянным

Ответ 5. Сначала увеличивается, потом остается постоянным

Вопрос: 21. Как изменяется давление на срезе суживающегося сопла в процессе уменьшения давления в среде за соплом

Ответ 1. Сначала увеличивается, затем остается постоянным

Ответ 2. Остается постоянным

Ответ 3. Сначала уменьшается, затем остается постоянным

Ответ 4. Уменьшается

Ответ 5. Увеличивается

Вопрос: 22. Как изменяется температура газа при его расширении в суживающемся сопле

Ответ 1. Увеличивается

Ответ 2. Остается постоянной

Ответ 3. Уменьшается

Ответ 4. Сначала уменьшается, потом остается постоянной

Ответ 5. Сначала увеличивается, потом остается постоянной

Вопрос: 1. Во влажном воздухе находится насыщенный водяной пар. Чему равна относительная влажность воздуха в процентах

Ответ 1. 100

Ответ 2. 20

Ответ 3. 10

Ответ 4. 0

Ответ 6. 50

Вопрос: 2. Размерность массового влагосодержания

Ответ 1. г/кг влажного воздуха

Ответ 2. кг/кг сухого воздуха

Ответ 3. г/кг сухого воздуха

Ответ 4. г/кг влажного воздуха

Ответ 5. безразмерно

Вопрос: 3. Размерность относительной влажности

Ответ 1. %

Ответ 2. безразмерна

Ответ 3. кг/м³

Ответ 4. г/м³

Ответ 5. Кг влаги /м³

Вопрос: 4. Как изменяется массовое влагосодержание воздуха при нагревании?

Ответ 1. увеличивается

Ответ 2. уменьшается

Ответ 3. остается постоянным

Ответ 4. Сначала увеличивается, потом остается постоянным

Ответ 5. Сначала остается постоянным, потом увеличивается

Вопрос: 5. Как изменяется энтальпия влажного воздуха при нагревании

Ответ 1. остается постоянной

Ответ 2. увеличивается

Ответ 3. Уменьшается

Ответ 4. Сначала увеличивается, потом остается постоянной

Ответ 5. Сначала остается постоянной, потом увеличивается

Вопрос: 6. Как изменяется энтальпия влажного воздуха при охлаждении

Ответ 1. увеличивается

Ответ 2. уменьшается

Ответ 3. остается постоянной

Ответ 4. Сначала увеличивается, потом остается постоянной

Ответ 5. Сначала остается постоянной, потом увеличивается

Вопрос: 7. Как изменяется относительная влажность воздуха при нагревании

Ответ 1. увеличивается

Ответ 2. уменьшается

Ответ 3. остается постоянной

Ответ 4. Сначала увеличивается, потом остается постоянной

Ответ 5. Сначала остается постоянной, потом увеличивается

Вопрос: 8. Как изменяется относительная влажность воздуха при охлаждении

Ответ 1. увеличивается

Ответ 2. уменьшается

Ответ 3. остается постоянной

Ответ 4. сначала увеличивается, затем остается постоянной

Ответ 5. Сначала остается постоянной, потом увеличивается

Вопрос: 9. Как изменяется энтальпия влажного воздуха при испарении

Ответ 1. увеличивается

Ответ 2. уменьшается

Ответ 3. остается постоянной

Ответ 4. сначала увеличивается, затем остается постоянной

Ответ 5. Сначала остается постоянной, потом увеличивается

Вопрос: 10. Как изменяется влагосодержание воздуха при испарении

Ответ 1. увеличивается

Ответ 2. уменьшается

Ответ 3. сначала уменьшается, затем остается постоянным

Ответ 4. остается постоянным

Ответ 5. Сначала остается постоянным, затем уменьшается

Вопрос: 11. Как изменяется относительная влажность при испарении

Ответ 1. увеличивается

Ответ 2. уменьшается

Ответ 3. остается постоянной

Ответ 4. сначала увеличивается, затем остается постоянной

Ответ 5. Сначала остается постоянным, затем уменьшается

Вопрос: 12. Что это такое $d = 0.622x$?

Ответ 1. относительная влажность

Ответ 2. абсолютная влажность

Ответ 3. давление влажного воздуха

Ответ 4. плотность влажного воздуха

Ответ 5. Массовое влагосодержание

Вопрос: 13. размерность абсолютной влажности

Ответ 1. кг/м³

Ответ 2. м³/кг

Ответ 3. г/м³

Ответ 4. %

Ответ 5. г/кг с.в.

Вопрос: 14. В каком состоянии находится водяной пар в ненасыщенном влажном воздухе

Ответ 1. в насыщенном

Ответ 2. в ненасыщенном

Ответ 3. в перегретом

Ответ 4. в сухом насыщенном

Ответ 5. Во влажном насыщенном

Вопрос: 15. Какой воздух легче - сухой или влажный?

Ответ 1. Сухой

Ответ 2. Влажный

Ответ 3. Одинаковы

Ответ 4. Тот, который имеет меньшую плотность

Ответ 5. Тот, в котором выше парциальное давление пара

Вопрос: 16. От каких параметров зависит энтальпия влажного воздуха?

Ответ 1. от давления

Ответ 2. от температуры

Ответ 3. от давления и температуры

Ответ 4. от энтропии

Ответ 5. от плотности

Вопрос: 17. Как называется прибор для измерения влажности воздуха

Ответ 1. Психрометр

Ответ 2. Тонометр

Ответ 3 Гигрометр

Ответ 4 Манометр

Ответ 5 Расходомер

Вопрос: 18. От каких параметров зависит газовая постоянная влажного воздуха?

Ответ 1. от температуры

Ответ 2. от парциального давления пара

Ответ 3. от давления влажного воздуха

Ответ 4. от влагосодержания

Ответ 5. от энтальпии

Вопрос: 19. Разность температур сухого и мокрого термометра увеличивается. Как изменяется влажность воздуха?

Ответ 1. уменьшается

Ответ 2. увеличивается

Ответ 3. не изменяется

Ответ 4. воздух становится более сухим

Ответ 5. Остается постоянной

Вопрос 1 В каком из циклов тепловых двигателей осуществляется сгорание при $v=\text{const}$

Ответ 1. Цикл Дизеля

Ответ 2. Цикл Отто

Ответ 3. Цикл Карно

Ответ 4. Цикл Брайтона

Ответ 5. Цикл Стирлинга

Вопрос 2. В каком из циклов тепловых двигателей осуществляется сгорание при $p = \text{const}$

Ответ 1. Цикл Дизеля

Ответ 2. Цикл Отто

Ответ 3. Цикл Карно

Ответ 4. Цикл Брайтона

Ответ 5. Цикл Стирлинга

Вопрос 3. В каком из циклов тепловых двигателей осуществляется сгорание сначала при $v = \text{const}$, а затем при $p = \text{const}$

Ответ 1. Цикл Тринклера

Ответ 2. Цикл Отто

Ответ 3. Цикл Карно

Ответ 4. Цикл Брайтона

Ответ 5. Цикл Стирлинга

Вопрос 4. От чего зависит КПД цикла карбюраторного двигателя

Ответ 1. От максимальной температуры

Ответ 2. От степени сжатия

Ответ 3. От максимального давления

Ответ 4. От степени увеличения давления

Ответ 5. От минимального объема

Вопрос 5. Какой цикл является эталоном для циклов тепловых двигателей

Ответ 1. Цикл Тринклера

Ответ 2. Цикл Отто

Ответ 3. Цикл Карно

Ответ 4. Цикл Брайтона

Ответ 5. Цикл Стирлинга

Вопрос 6. От чего зависит КПД цикла Карно?

Ответ 1. От степени сжатия

Ответ 2. От отношения давлений

Ответ 3. От абсолютных температур подвода и отвода теплоты

Ответ 4. От свойств рабочего тела

Ответ 5. От отношения объемов

$$\eta_t = \frac{T_1 - T_2}{T_1} ?$$

Вопрос 7. Для какого цикла верно данное соотношение

Ответ 1. Цикл Тринклера

Ответ 2. Цикл Отто

Ответ 3. Цикл Карно

Ответ 4. Цикл Брайтона

Ответ 5. Цикл Дизеля

Вопрос 8. В каком цикле теплового двигателя подвод теплоты осуществляется при $p = \text{const}$, а отвод при $v = \text{const}$

Ответ 1. Цикл Тринклера

Ответ 2. Цикл Отто

Ответ 3. Цикл Карно

Ответ 4. Цикл Брайтона

Ответ 5. Цикл Дизеля

Вопрос 9. Какой цикл является основой цикла ГТУ?

Ответ 1. Цикл Тринклера

Ответ 2. Цикл Отто

Ответ 3. Цикл Карно

Ответ 4. Цикл Брайтона

Ответ 5. Цикл Дизеля

Вопрос 10. С какой целью осуществляются циклы тепловых двигателей?

Ответ 1. Для переноса тепла от горячего источника к холодному

Ответ 2. Для получения тепла от горячего источника

Ответ 3. Для получения полезной работы

Ответ 4. Для передачи тепла окружающей среде

Ответ 5. Для переноса теплоты от холодного источника к горячему

Вопрос 11. Что такое регенерация тепла в цикле?

Ответ 1. Подвод теплоты от горячего источника

Ответ 2. Перенос теплоты из одной части цикла в другую

Ответ 3. Отвод теплоты в окружающую среду

Ответ 4. Получение полезной работы из теплоты

Ответ 5. Получение теплоты из работы

Вопрос 12. В конструкции какого цикла теплового двигателя имеется форкамера?

Ответ 1. Цикл Тринклера

Ответ 2. Цикл Отто

Ответ 3. Цикл Карно

Ответ 4. Цикл Брайтона

Ответ 5. Цикл Дизеля

Вопрос 13. В каком элемента схемы газотурбинной установки происходит адиабатное расширение газов?

Ответ 1. В компрессоре

Ответ 2. В топливном насосе

Ответ 3. В камере сгорания

Ответ 4. В газовой турбине

Ответ 5. В регенеративном теплообменнике

Вопрос 14. В каком элемента схемы газотурбинной установки происходит адиабатное сжатие воздуха

Ответ 1. В компрессоре

Ответ 2. В топливном насосе

Ответ 3. В камере сгорания

Ответ 4. В газовой турбине

Ответ 5. В регенеративном теплообменнике

Вопрос 15. В каком элементе цикла газотурбинной установки происходит изобарный подвод теплоты?

Ответ 1. В компрессоре

Ответ 2. В топливном насосе

Ответ 3. В камере сгорания

Ответ 4. В газовой турбине

Ответ 5. В регенеративном теплообменнике

Вопрос 16. В каком элементе цикла газотурбинной установки происходит передача теплоты от газов к воздуху?

Ответ 1. В компрессоре

Ответ 2. В топливном насосе

Ответ 3. В камере сгорания

Ответ 4. В газовой турбине

Ответ 5. В регенеративном теплообменнике

Вопрос 17. Как изменяется температура газов при адиабатном расширении в газовой турбине?

Ответ 1. Уменьшается

Ответ 2. Увеличивается

Ответ 3. Остается постоянной

Ответ 4. Сначала уменьшается, затем остается постоянной

Ответ 5. Сначала остается постоянной, потом уменьшается

Вопрос 18. Как изменяется температура воздуха, поступающего в камеру сгорания?

Ответ 1. Увеличивается

Ответ 2. Уменьшается

Ответ 3. не изменяется

Ответ 4. Сначала увеличивается, потом остается постоянной

Ответ 5. Сначала остается постоянной, потом увеличивается

Вопрос 19. Если в цикле ГТУ есть необратимость, какой величиной определяется его термодинамическая эффективность

Ответ 1. Термический КПД

Ответ 2. Относительный внутренний КПД

Ответ 3. Абсолютный внутренний КПД

Ответ 4. КПД компрессора

Ответ 5. КПД газовой турбины

Вопрос 20. При необратимом расширении газов в газовой турбине работа, производимая при расширении

Ответ 1. Увеличивается

Ответ 2. Уменьшается

Ответ 3. Не изменяется

Ответ 4. Сначала не изменяется, затем уменьшается

Ответ 5. Сначала уменьшается, затем остается постоянной

Вопрос 21. При необратимом процессе сжатия воздуха в компрессоре работа, потребляемая компрессором

Ответ 1. Увеличивается

Ответ 2. Уменьшается

Ответ 3. Не изменяется

Ответ 4. Сначала не изменяется, затем увеличивается

Ответ 5. Сначала увеличивается, затем остается постоянной

Вопрос 22. Если в цикле ГТУ есть регенерация, как изменяется количество теплоты, подводимой в камере сгорания

Ответ 1. Увеличивается

Ответ 2. Уменьшается

Ответ 3. Не изменяется

Ответ 4. Сначала не изменяется, затем увеличивается

Ответ 5. Сначала увеличивается, затем остается постоянной

Вопрос 23. Если в цикле ГТУ есть регенерация, как изменяется количество теплоты, отводимой в окружающую среду

Ответ 1. Увеличивается

Ответ 2. Уменьшается

Ответ 3. Не изменяется

Ответ 4. Сначала остается постоянным, затем уменьшается

Ответ 5. Сначала уменьшается, потом остается постоянным

Вопрос 24. К какому термодинамическому процессу приближает многоступенчатое расширение газов в цикле газотурбинной установки

Ответ 1. К адиабатному

Ответ 2. К изотермическому

Ответ 3. К политропному

Ответ 4. К изобарному

Ответ 5. К изохорному

Вопрос 25. К какому термодинамическому процессу приближает многоступенчатое сжатие воздуха с промежуточным охлаждением в цикле газотурбинной установки

Ответ 1. К адиабатному

Ответ 2. К изотермическому

Ответ 3. К политропному

Ответ 4. К изобарному

Ответ 5. К изохорному

Вопрос 26. В каких пределах находится степень регенерации

Ответ 1. 0,5-0,8

Ответ 2. 0-1

Ответ 3. 0-0,5

Ответ 4. 0,5-1

Ответ 6. 0,8-1

Вопрос 27. Если в цикле ГТУ возрастает степень регенерации, как изменяется количество теплоты, подводимой в камере сгорания

Ответ 1. Увеличивается

Ответ 2. Уменьшается

Ответ 3. Не изменяется

Ответ 4. Сначала остается постоянным, затем увеличивается

Ответ 5. Сначала уменьшается, затем остается постоянным

Вопрос 28. Если в цикле ГТУ возрастает степень регенерации, как изменяется количество теплоты, отводимой в окружающую среду

Ответ 1. Увеличивается

Ответ 2. Уменьшается

Ответ 3. Не изменяется

Ответ 4. Сначала остается постоянным, затем уменьшается

Ответ 5. Сначала увеличивается, затем остается постоянным

Вопрос 1. Какое уравнение представлено $G = \rho w F = const$?

Ответ 1. Уравнение состояния

Ответ 2. Уравнение неразрывности

Ответ 3. Уравнение 1 закона термодинамики

Ответ 4. Уравнение количества движения

Ответ 5. Уравнение 2 закона термодинамики

Вопрос 2. Какое уравнение представлено $dq = du + pdv$?

Ответ 1. Уравнение состояния

Ответ 2. Уравнение неразрывности

Ответ 3. Уравнение 1 закона термодинамики

Ответ 4. Уравнение количества движения

Ответ 5. Уравнение 2 закона термодинамики

Вопрос 3. Какое уравнение представлено $ds \geq \frac{dq}{T}$?

Ответ 1. Уравнение состояния

Ответ 2. Уравнение неразрывности

Ответ 3. Уравнение 1 закона термодинамики

Ответ 4. Уравнение количества движения

Ответ 5. Уравнение 2 закона термодинамики

Вопрос 4. Какая величина характеризует эффективность холодильных установок?

Ответ 1. Термический КПД

Ответ 2. Абсолютный внутренний КПД

Ответ 3. Холодильный коэффициент

Ответ 4. Коэффициент преобразования

Ответ 5. Механический КПД

Вопрос 5. Какая величина характеризует эффективность теплонасосной установки?

Ответ 1. Термический КПД

Ответ 2. Абсолютный внутренний КПД

Ответ 3. Холодильный коэффициент

Ответ 4. Коэффициент преобразования

Ответ 5. Механический КПД

Вопрос 6. Какой элемент схемы служит для сжатия пара в парожекторной холодильной установке?

Ответ 1. Компрессор

Ответ 2. Эжектор

Ответ 3. Питательный насос

Ответ 4. Абсорбер

Ответ 5. Детандер

Вопрос 7. Какой элемент схемы служит для расширения газа в цикле воздушной холодильной установки?

Ответ 1. Компрессор

Ответ 2. Эжектор

Ответ 3. Питательный насос

Ответ 4. Абсорбер

Ответ 5 Детандер

Вопрос 8. Какой элемент служит для расширения пара в цикле парокompрессионной холодильной установки?

Ответ 1. Компрессор

Ответ 2. Дроссельный вентиль

Ответ 3. конденсатор

Ответ 4 Испаритель

Ответ 5. Детандер

Вопрос 9. Какой элемент служит для конденсации пара в цикле парокompрессионной холодильной установки?

Ответ1. Компрессор

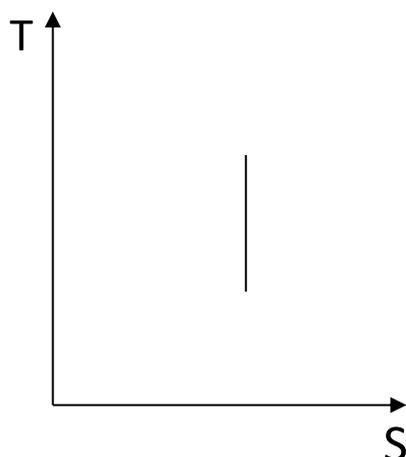
Ответ 2. Конденсатор

Ответ 3. Дроссельный вентиль

Ответ 4. Детандер

Ответ 5 Испаритель

Вопрос 10. Какой термодинамический процесс изображен в диаграмме?



Ответ 1. Изобарный

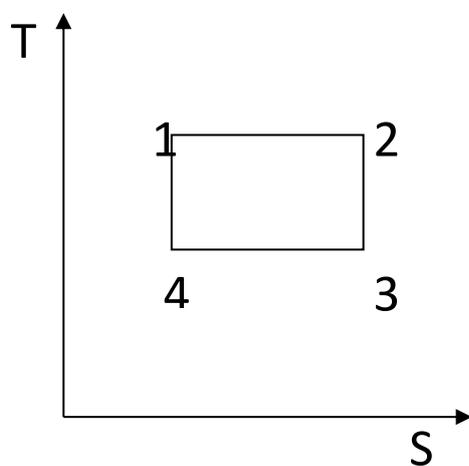
Ответ 2. Изохорный

Ответ 3 Адиабатный

Ответ 4. Изотермический

Ответ 5. Политропный

Вопрос 11. Какой цикл изображен в диаграмме?



Ответ 1. Цикл Ренкина

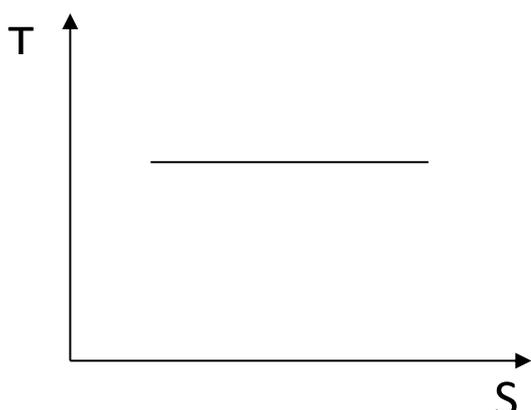
Ответ 2. Цикл Карно

Ответ 3. Цикл Дизеля

Ответ 4 Цикл Отто

Ответ 5. Цикл Брайтона

Вопрос 12. Какой процесс изображен в диаграмме?



Ответ 1. Изобарный

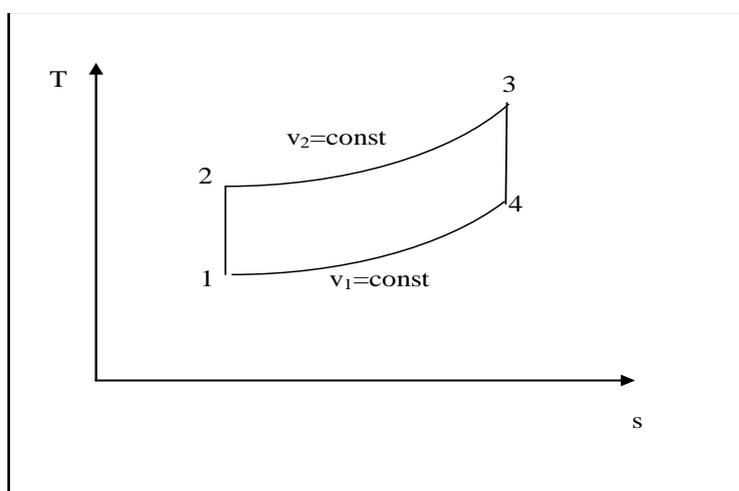
Ответ 2. Изохорный

Ответ 3. Изотермический

Ответ 4. Адиабатный

Ответ 5. Политропный

Вопрос 13. Какой цикл изображен в диаграмме?



Ответ 1. Цикл Карно

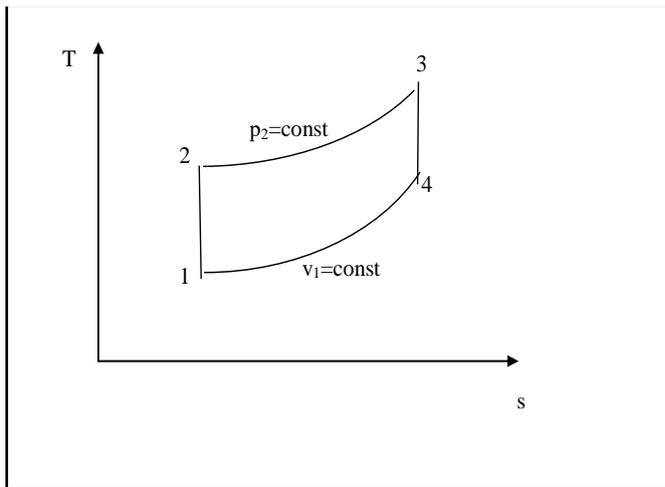
Ответ 2. Цикл Отто

Ответ 3. Цикл Дизеля

Ответ 4. Цикл Тринклера

Ответ 5. Цикл Брайтона

Вопрос 14. Какой цикл изображен в диаграмме?



Ответ 1. Цикл Карно

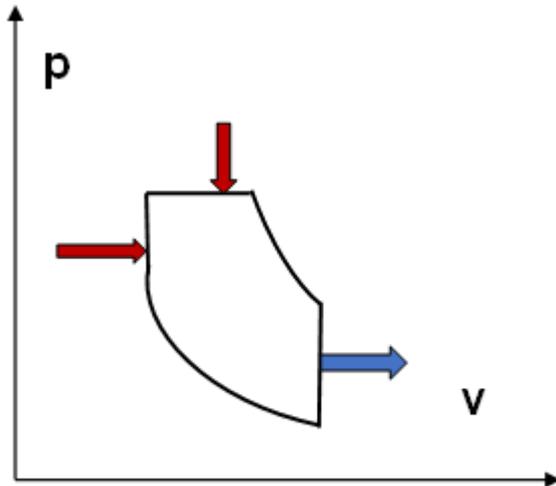
Ответ 2. Цикл Отто

Ответ 3. Цикл Дизеля

Ответ 4. Цикл Тринклера

Ответ 5. Цикл Брайтона

Вопрос 15. Какой цикл изображен в диаграмме?



Ответ 1. Цикл Карно

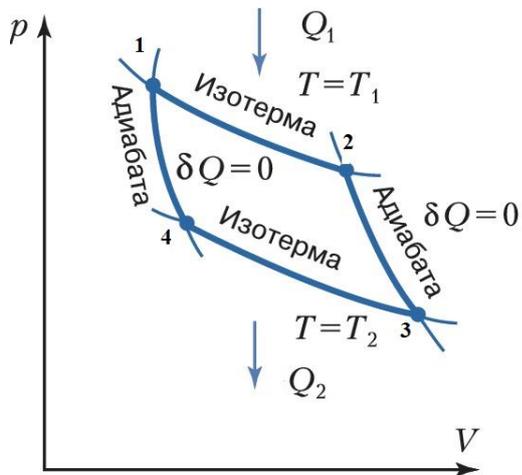
Ответ 2. Цикл Отто

Ответ 3. Цикл Дизеля

Ответ 4. Цикл Тринклера

Ответ 5. Цикл Брайтона

Вопрос 16. Какой цикл изображен в диаграмме?



Ответ 1. Цикл Карно

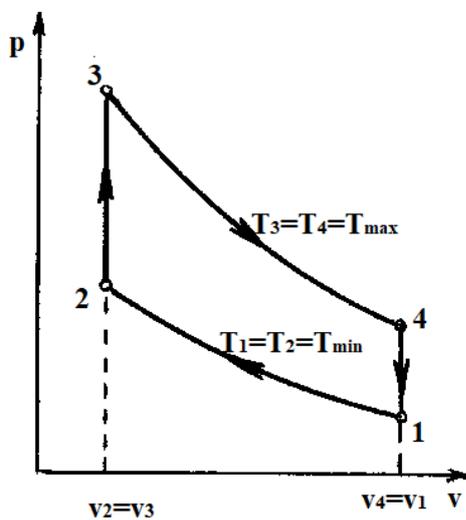
Ответ 2. Цикл Отто

Ответ 3. Цикл Дизеля

Ответ 4. Цикл Тринклера

Ответ 5. Цикл Брайтона

Вопрос 17. Какой цикл изображен в диаграмме?



Ответ 1. Цикл Стирлинга

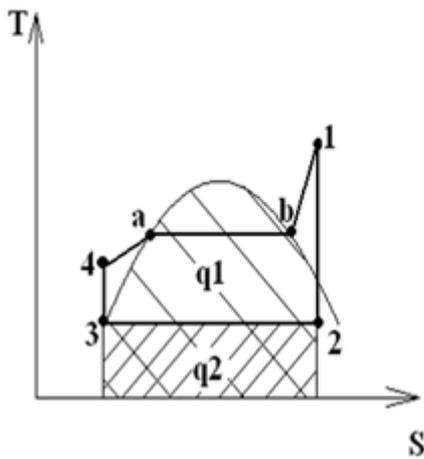
Ответ 2. Цикл Отто

Ответ 3. Цикл Дизеля

Ответ 4. Цикл Тринклера

Ответ 5. Цикл Брайтона

Вопрос 18. Какой цикл изображен в диаграмме?



Ответ 1. Цикл Стирлинга

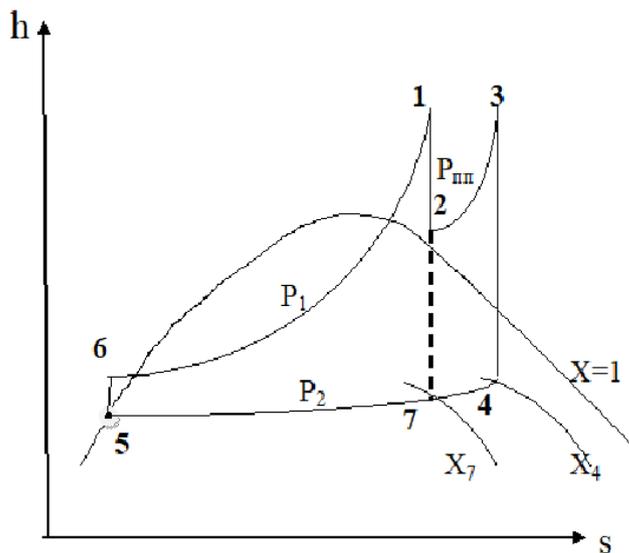
Ответ 2. Цикл Отто

Ответ 3. Цикл Дизеля

Ответ 4. Цикл Ренкина

Ответ 5. Цикл Брайтона

Вопрос 19. Какой цикл изображен в диаграмме?



Ответ 1. Цикл Ренкина

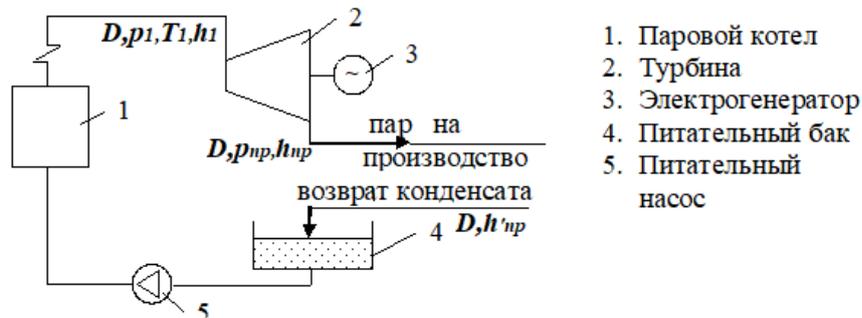
Ответ 2. Цикл паросиловой установки с промежуточным перегревом

Ответ 3. Цикл Отто

Ответ 4. Цикл Дизеля

Ответ 5. Цикл Тринклера

Вопрос 20. Какая схема изображена на рисунке?



Ответ 1. ТЭЦ с турбинами с ухудшенным вакуумом

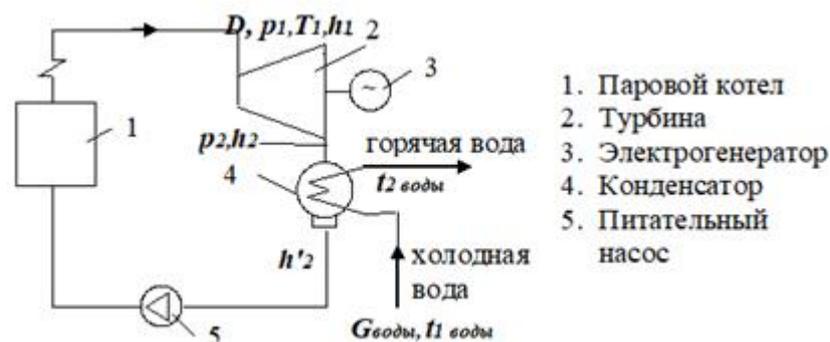
Ответ 2. ТЭЦ с турбинами с противодавлением

Ответ 3. Производство электроэнергии на ГРЭС

Ответ 4. ТЭЦ на базе турбин с отборами

Ответ 5. Конденсационная электростанция

Вопрос 21. Какая схема изображена на рисунке?



Ответ 1. ТЭЦ с турбинами с ухудшенным вакуумом

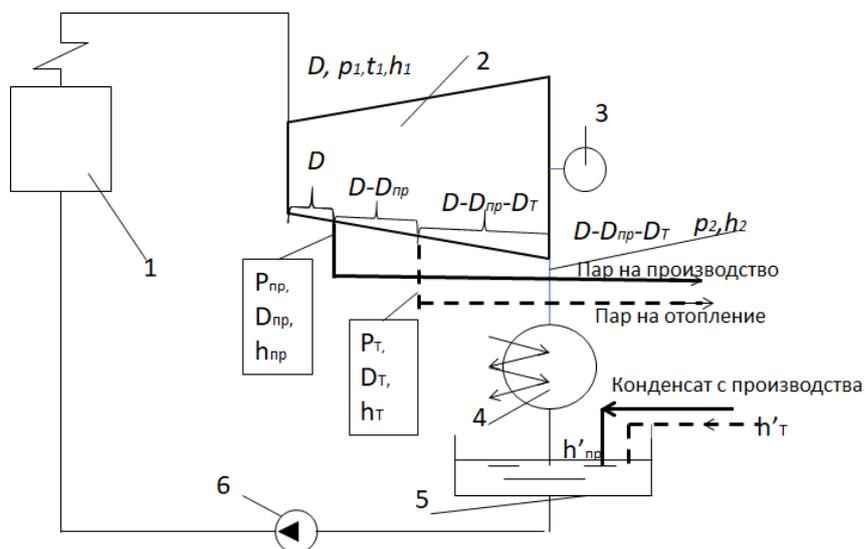
Ответ 2. ТЭЦ с турбинами с противодавлением

Ответ 3. Производство электроэнергии на ГРЭС

Ответ 4. ТЭЦ на базе турбин с отборами

Ответ 5. Конденсационная электростанция

Вопрос 22. Какая схема изображена на рисунке?



Ответ 1. ТЭЦ с турбинами с ухудшенным вакуумом

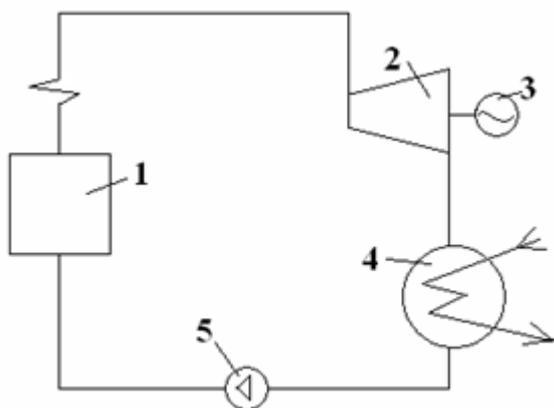
Ответ 2. ТЭЦ с турбинами с противодавлением

Ответ 3. Производство электроэнергии на ГРЭС

Ответ 4. ТЭЦ на базе турбин с отборами

Ответ 5. Конденсационная электростанция

Вопрос 23. Схема какого цикла изображена на рисунке?



Ответ 1. Цикл Дизеля

Ответ 2. Цикл Ренкина

Ответ 3. ТЭЦ с турбинами с ухудшенным вакуумом

Ответ 4. ТЭЦ с турбинами с противодавлением

Ответ 5. ТЭЦ на базе турбин с отборами

Вопрос 1. Какой элемент отсутствует в принципиальной схеме в цикле Ренкина

Ответ 1. Парогенератор

Ответ 2 Воздушный компрессор

Ответ 3. Паровая турбина

Ответ 4. Конденсатор

Ответ 5. Питательный насос

Вопрос 2. Какой процесс происходит в паровой турбине?

Ответ 1. Адиабатное сжатие пара

Ответ 2 . Адиабатное расширение пара

Ответ 3. Изобарный подвод теплоты

Ответ 4. Изобарный отвод теплоты

Ответ 5. Изотермическое расширение

Вопрос 3. Какой процесс происходит в парогенераторе?

Ответ 1. Адиабатное сжатие пара

Ответ 2 . Адиабатное расширение пара

Ответ 3. Изобарный подвод теплоты

Ответ 4. Изобарный отвод теплоты

Ответ 5. Изотермическое расширение

Вопрос 4. Какой процесс происходит в конденсаторе?

Ответ 1. Адиабатное сжатие пара

Ответ 2 . Адиабатное расширение пара

Ответ 3. Изобарный подвод теплоты

Ответ 4. Изобарный отвод теплоты

Ответ 5. Изотермическое расширение

Вопрос 5. Какой процесс происходит в питательном насосе?

Ответ 1. Адиабатное повышение давления воды

Ответ 2 . Адиабатное расширение пара

Ответ 3. Изобарный подвод теплоты

Ответ 4. Изобарный отвод теплоты

Ответ 5. Изотермическое расширение

Вопрос 6. Как влияет повышение начальной температуры в цикле паросиловой установки на эффективность цикла

Ответ 1. Термический КПД повышается

Ответ 2. Термический КПД понижается

Ответ 3. Термический КПД остается постоянным

Ответ 4. Термический КПД сначала повышается, затем остается постоянным

Ответ 5. Термический КПД сначала не изменяется, затем повышается

Вопрос 7. Как влияет повышение начального давления в цикле паросиловой установки на эффективность цикла

Ответ 1. Термический КПД понижается

Ответ 2. Термический КПД повышается

Ответ 3. Термический КПД остается постоянным

Ответ 4. Термический КПД сначала повышается, затем остается постоянным

Ответ 5. Термический КПД сначала не изменяется, затем повышается

Вопрос 8. Как влияет повышение начальной температуры пара в цикле паросиловой установки на степень сухости пара в конце процесса расширения

Ответ 1. Степень сухости уменьшается

Ответ 2. Степень сухости увеличивается

Ответ 3. Степень сухости остается неизменной

Ответ 4. Степень сухости сначала не изменяется, затем повышается

Ответ 5. Степень сухости сначала снижается, затем не изменяется

Вопрос 9. Как влияет повышение начального давления пара в цикле паросиловой установки на степень сухости пара в конце процесса расширения

Ответ 1. Степень сухости уменьшается

Ответ 2. Степень сухости увеличивается

Ответ 3. Степень сухости остается неизменной

Ответ 4. Степень сухости сначала не изменяется, затем повышается

Ответ 5. Степень сухости сначала снижается, затем не изменяется

Вопрос 10. Как влияет снижение давления в конденсаторе на эффективность цикла паросиловой установки

Ответ 1. Термический КПД понижается

Ответ 2. Термический КПД повышается

Ответ 3. Термический КПД остается неизменным

Ответ 4. Термический КПД сначала остается неизменным, потом повышается

Ответ 5. Термический КПД сначала снижается, потом остается неизменным.

Вопрос 11. Какой из способов не относится к способам повышения КПД цикла паросиловой установки

Ответ 1. Применение перегрева пара

Ответ 2. Применение промежуточного перегрева пара

Ответ 3. Повышение давления в конденсаторе

Ответ 4. Регенерация в цикле паросиловой установки

Ответ 5. Повышение начальных параметров пара перед турбиной

Вопрос 12. С какой целью вводится регенеративный подогрев питательной воды в цикле паросиловой установки?

Ответ 1. Для увеличения работы паровой турбины

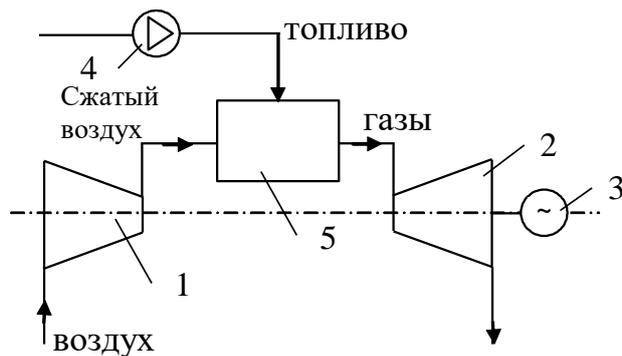
Ответ 2. Для повышения термического КПД цикла

Ответ 3. Для уменьшения количества подводимой теплоты

Ответ 4. Для увеличения количества подводимой теплоты

Ответ 5. Для понижения конечной влажности пара на выходе из турбины

Вопрос 1 Схема какого цикла представлена на рисунке



Ответ 1. Цикл Карно

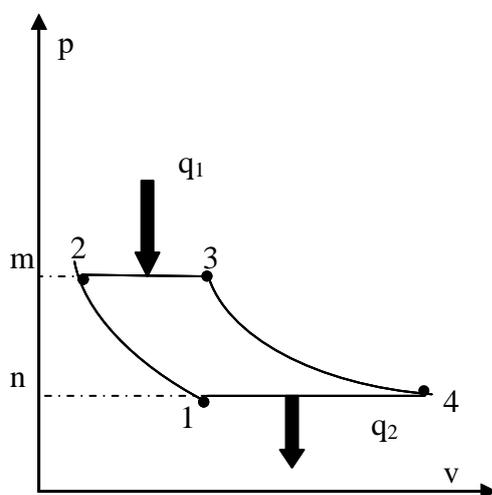
Ответ 2. Цикл газотурбинной установки

Ответ 3. Цикл паросиловой установки

Ответ 4. Цикл парогазовой установки

Ответ 5. Цикл Дизеля

Вопрос 2. Диаграмма какого цикла представлена на рисунке



Ответ 1. Цикл Карно

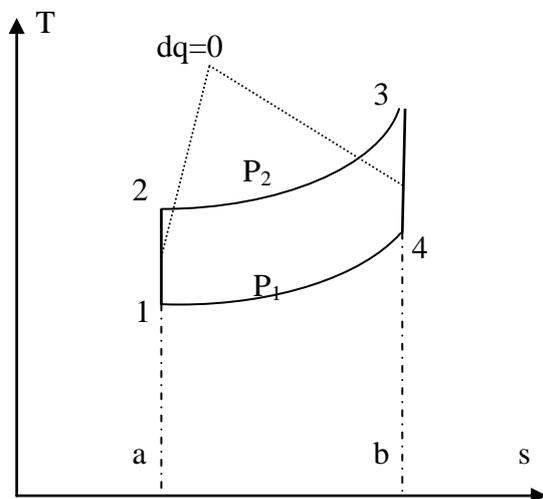
Ответ 2. Цикл газотурбинной установки

Ответ 3. Цикл паросиловой установки

Ответ 4. Цикл парогазовой установки

Ответ 5. Цикл Дизеля

Вопрос 3. Диаграмма какого цикла представлена на рисунке



Ответ 1. Цикл Карно

Ответ 2. Цикл газотурбинной установки

Ответ 3. Цикл паросиловой установки

Ответ 4. Цикл парогазовой установки

Ответ 5. Цикл Дизеля

Вопрос 4. В соответствии с законом Дальтона

такое P_i

$$P_{см} = \sum_{i=1}^n P_i \quad . \text{Что}$$

Ответ 1. Барометрическое давление

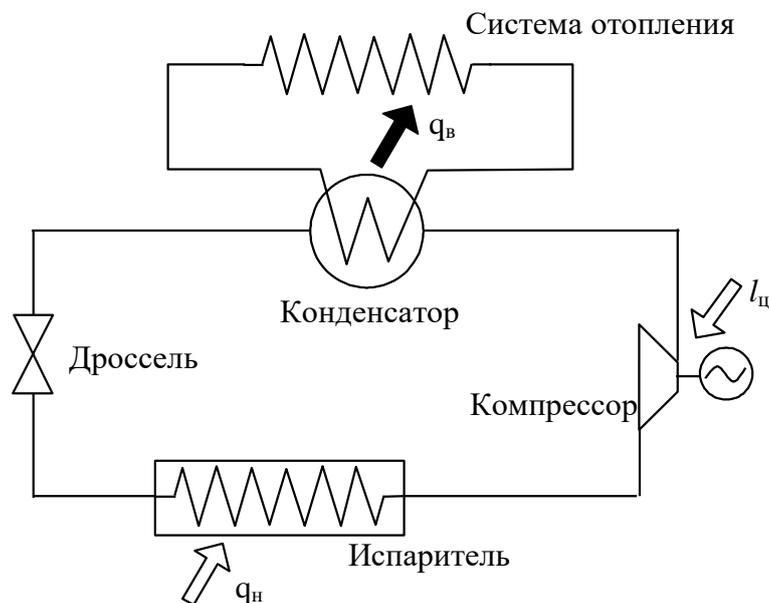
Ответ 2. Избыточное давление

Ответ 3. Парциальное давление

Ответ 4. Давление смеси

Ответ 5. Манометрическое давление

Вопрос 5. Схема какого цикла представлена на рисунке



Ответ 1. Схема парокомпрессионной холодильной установки

Ответ 2. Схема теплонасосной установки

Ответ 3. Схема парожеткторной холодильной установки

Ответ 4. Схема воздушной холодильной установки

Ответ 5. Схема абсорбционной холодильной установки