

ФБГОУ ВО «Ярославский государственный технический университет»
Кафедра двигателей внутреннего сгорания

«Термодинамика и теплотехника»»

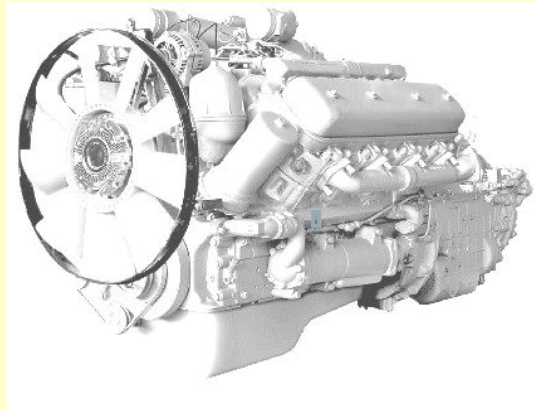
Курс лекций
для студентов 3 курса
заочной формы обучения

Часть 2
Термодинамические основы
работы тепловых машин
(теплотехника)

составлен
кандидатом технических наук,
доцентом
Ивневым
Александром Андреевичем

Ярославль - 2019

Термодинамические основы работы тепловых двигателей и холодильных машин





«Никто не сомневается, что теплота может быть причиной движения... Паровые машины, ныне столь распространенные, являются очевидным тому доказательством»

С.Карно «Размышления о движущей силе огня и о машинах, способных развивать эту силу» 1824 г.

Содержание раздела:

Термодинамические прямые циклы, условия для работы тепловых двигателей. Показатели эффективности и работоспособности циклов. Идеальные циклы тепловых двигателей.

Схема энергопотоков в тепловом двигателе



Тепловой двигатель предназначен для получения в процессе теплопередачи механической энергии и совершения работы.

Термодинамические основы работы тепловых двигателей



В произвольном (политропном) процессе расширения **1-В-2** изменяются свойства системы (параметры состояния) за счет подводимой теплоты q_1 от «горячего источника» и изменения внутренней энергии ΔU и совершается положительная работа расширения.

Процесс расширения 1-в-2:

$$l_{расш} = \int_1^2 p \cdot dv$$

Для непрерывной работы двигателя необходимо после расширения вернуть рабочее тело в исходное состояние, т. е. сжать и при сжатии затратить работу.

Термодинамические основы работы тепловых двигателей



Величина работы расширения зависит от вида протекающего процесса.

Поэтому, очевидно, можно осуществить такой процесс сжатия по пути **2-а-1**, в котором величина работы сжатия была бы меньше величины работы расширения по пути 1-B-2).

Процесс сжатия 2-а-1:

$$l_{сж} = \int_2^1 p \cdot dv$$

Разность работ расширения и сжатия представляет собой положительную полезную работу цикла:

$$l_{расш} - |l_{сж}| = l_{ц}; \quad l_{ц} > 0$$

Разность подводимой и отводимой теплоты представляет собой положительную полезную теплоту цикла:

$$q_{\circ} = q_1 - |q_2| > 0$$

Термодинамические основы работы тепловых двигателей

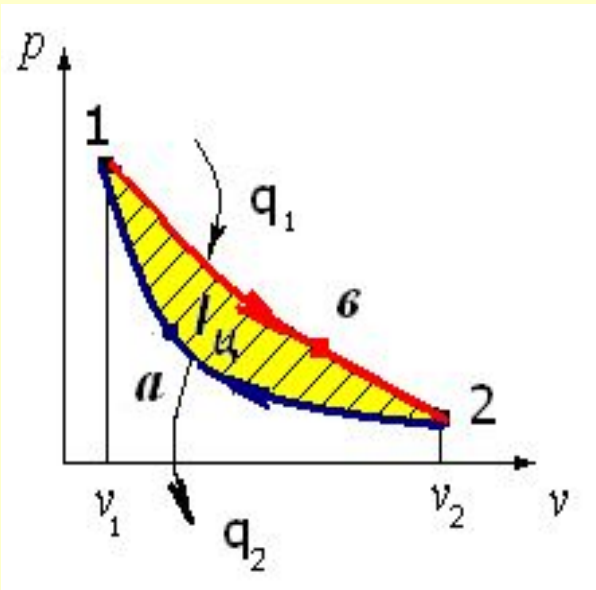
Первое начало термодинамики для процессов цикла:

$$\oint dq = \oint dU + \oint dl$$

$$\text{т.к. } \oint dU = 0 \quad \text{то} \quad q_{\text{о}} = l_{\text{о}}$$

$$\text{т.к. } q_{\text{о}} = q_1 - |q_2| = l_{\text{о}}$$

$$\text{то: } q_1 = l_{\text{о}} + q_2$$



Таким образом, подводимая в термодинамическом цикле теплота расходуется на совершение полезной работы цикла, а часть ее отводится холодному источнику.

Такой цикл называется **прямым**.

Термодинамические условия работы тепловых двигателей

1. Очевидное условие для преобразования теплоты в работу - наличие разности температур источников $T_1 > T_2$.

2. Необходим термодинамический цикл, в котором работа расширения была бы больше работы сжатия.

3. Полезная работа цикла равна полезной теплоте цикла:
нельзя в цикле совершить работу большую, чем подводимая теплота:
(часть подводимой теплоты необходимо отдать «холодному источнику»).

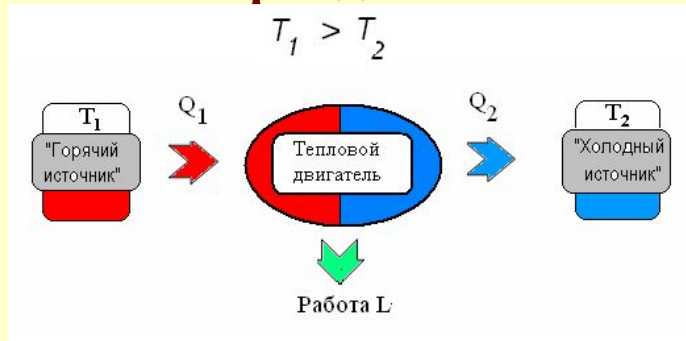
$$q_{\dot{o}} = l_{\dot{o}}$$

$$l_{\dot{o}} = q_1 - |q_2|$$

$$q_1 = l_{\dot{o}} + q_2$$

Показатели прямого термодинамического цикла

Термический КПД - показатель эффективности использования теплоты термодинамического цикла



$$\eta_t = \frac{l_{\text{д}}}{q_1} = \frac{q_{\text{д}}}{q_1} = \frac{q_1 - |q_2|}{q_1} < 1$$

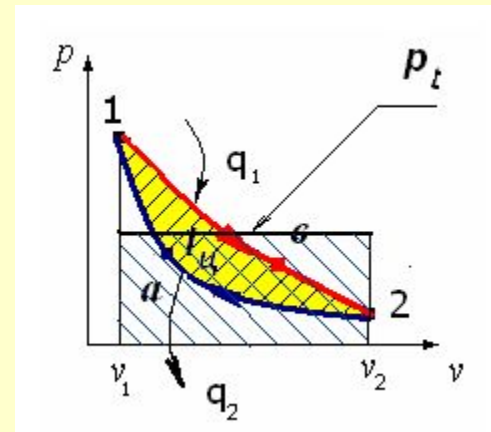
Среднее давление - показатель работоспособности термодинамического цикла

Среднее давление –

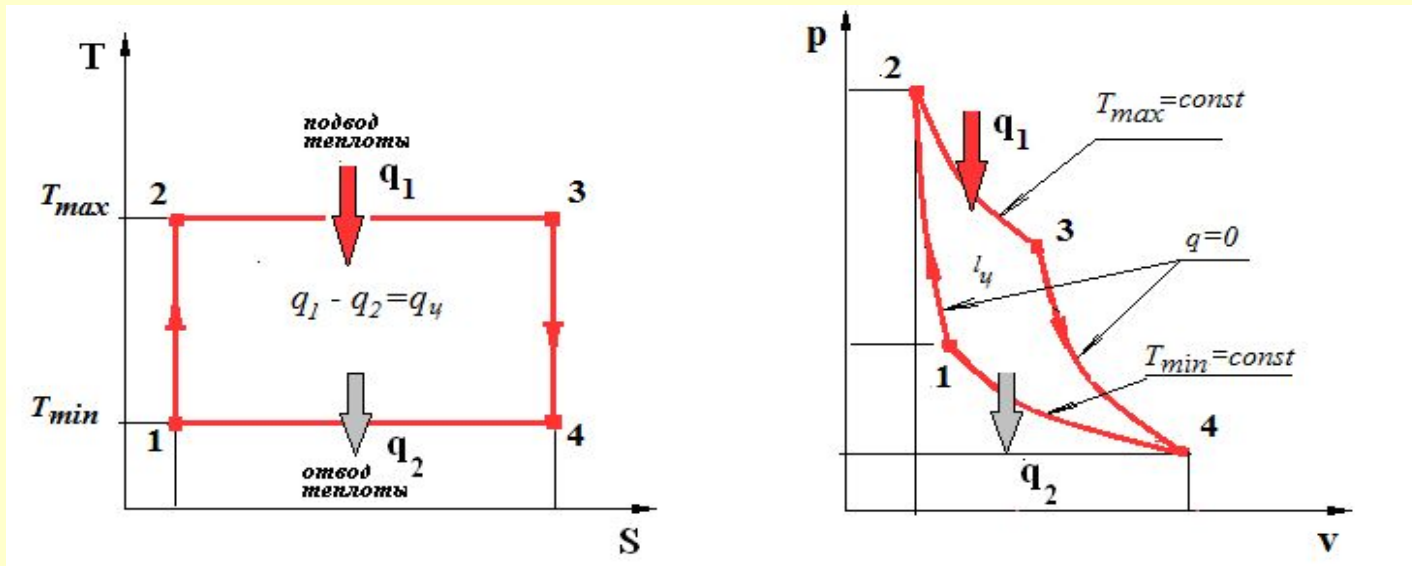
условное постоянное давление, которое за однократное изменение объема (1 ход поршня), совершило бы такую же работу, что и переменное давление за цикл.

$$l_y = \int_1^2 p \cdot dv + \int_2^1 p \cdot dv$$

$$l_{\text{д}} = p_t \cdot \Delta v$$



Прямой обратимый термодинамический цикл Карно



Процессы:

$$\eta_{t_k} = 1 - \frac{T_{\min}}{T_{\max}} < 1$$

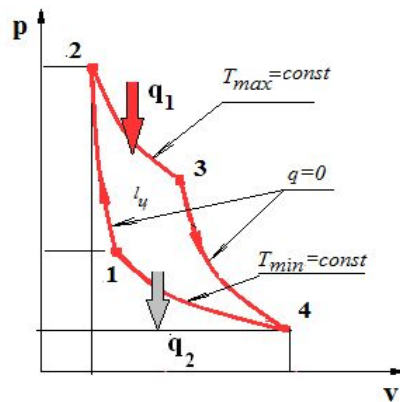
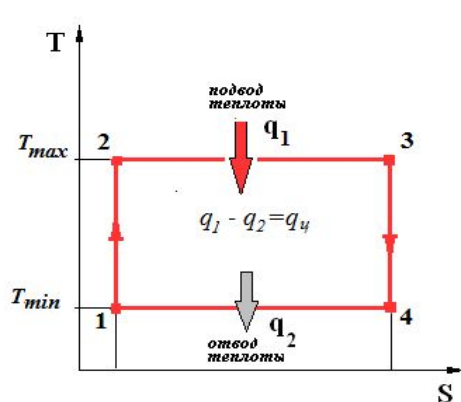
1-2 – сжатие без теплообмена (адиабатический процесс)

2-3 – изотермическое расширение

3-4 – расширение без теплообмена (адиабатический процесс)

4-1 – изотермическое сжатие

Цикл Карно



- «Движущая сила тепла не зависит от агентов, взятых для ее развития; ее количество исключительно определяется ТЕМПЕРАТУРАМИ тел, между которыми производится перенос теплорода»

С.Карно 1824 г.

Термодинамические основы работы холодильных машин



Получение «холода» в технике и быту обычно связывают с процессом отвода теплоты от охлаждаемого тела – «холодного источника».

Холодильная машина (установка) предназначена для передачи теплоты от «холодного источника» к «горячему источнику» за счет затраченной механической работы.

Второе начало термодинамики:

Теплота не может самопроизвольно переходить от тел с низкой температурой к телам с более высокой температурой.

*Это можно осуществить в обратном цикле, если затратить работу.
(Клаузиус).*

Термодинамические основы работы холодильных машин



Величина работы расширения зависит от вида протекающего процесса.

Поэтому, очевидно, можно осуществить такой процесс сжатия по обратному пути **2-с-1**, в котором абсолютная величина работы расширения бы **больше** величины работы расширения по пути 1-в-2).

Процесс расширения 1-в-2:

$$l_{расш} = \int_1^2 p \cdot dv$$

Процесс сжатия 2-с-1:

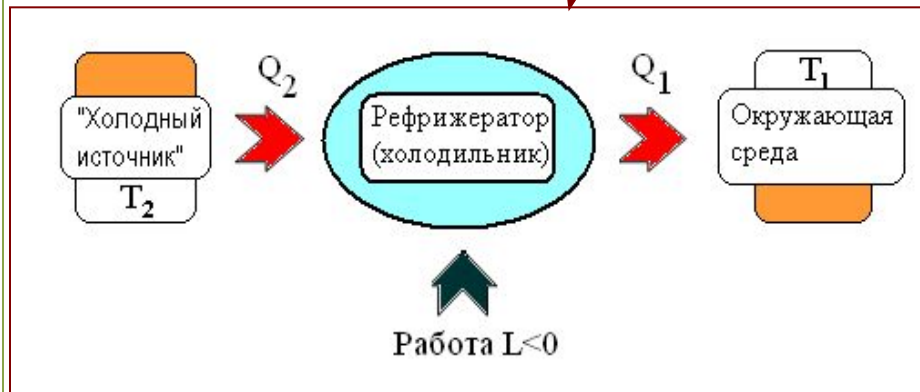
$$l_{сжс} = \int_2^1 p \cdot dv$$

$$l_{расш} - |l_{сжс}| = l_u; \quad l_u < 0$$

$$q_u = q_1 - |q_2|; \quad q_u < 0$$

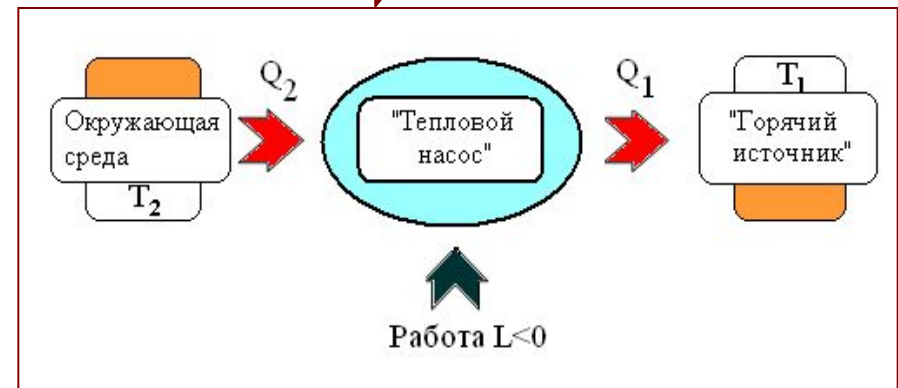
Холодильные установки

Рефрижераторы



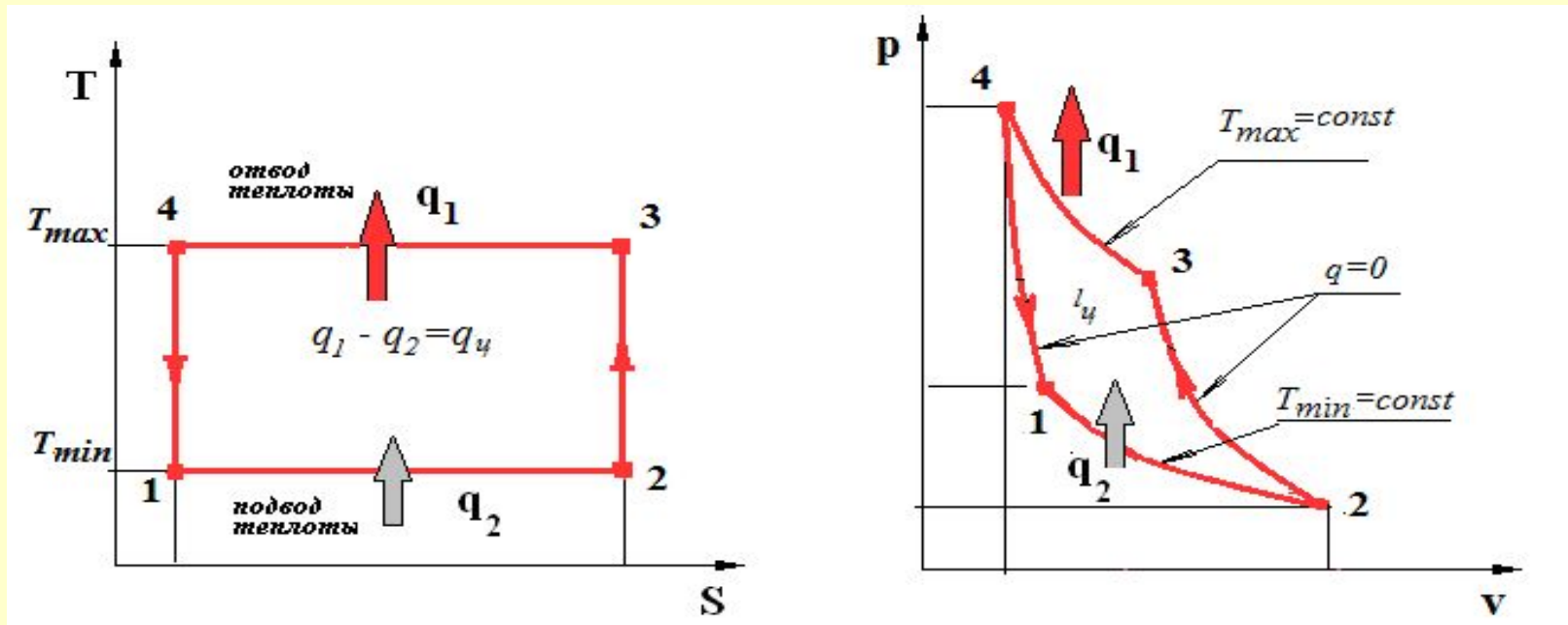
В рефрижераторах полезным эффектом считается теплота, отводимая от «холодного» источника, а «горячим» источником является окружающая среда.

«Тепловые насосы»



В тепловых насосах полезным эффектом считается теплота, отдаваемая горячему источнику, а холодным источником является окружающая среда.

Обратный обратимый цикл Карно



- 1-2 – расширение, подвод теплоты от холодного источника
- 2-3 – адиабатическое сжатие
- 3-4 – изотермическое сжатие с отводом теплоты горячему источнику;
- 4-1 – адиабатическое расширение, снижение температуры

Показатели эффективности обратного термодинамического цикла



Холодильный коэффициент

$$\xi_x = \frac{q_2}{|l_y|} = \frac{q_2}{|q_1| - q_2}$$

Отопительный коэффициент

$$\xi_o = \frac{q_1}{|l_o|} = \frac{q_1}{|q_1| - q_2}$$

$$l_{расш} - |l_{сж}| = l_y; \quad l_y < 0$$

$$q_y = q_1 - |q_2|; \quad q_y < 0$$

Классификация идеальных термодинамических циклов поршневых двигателей

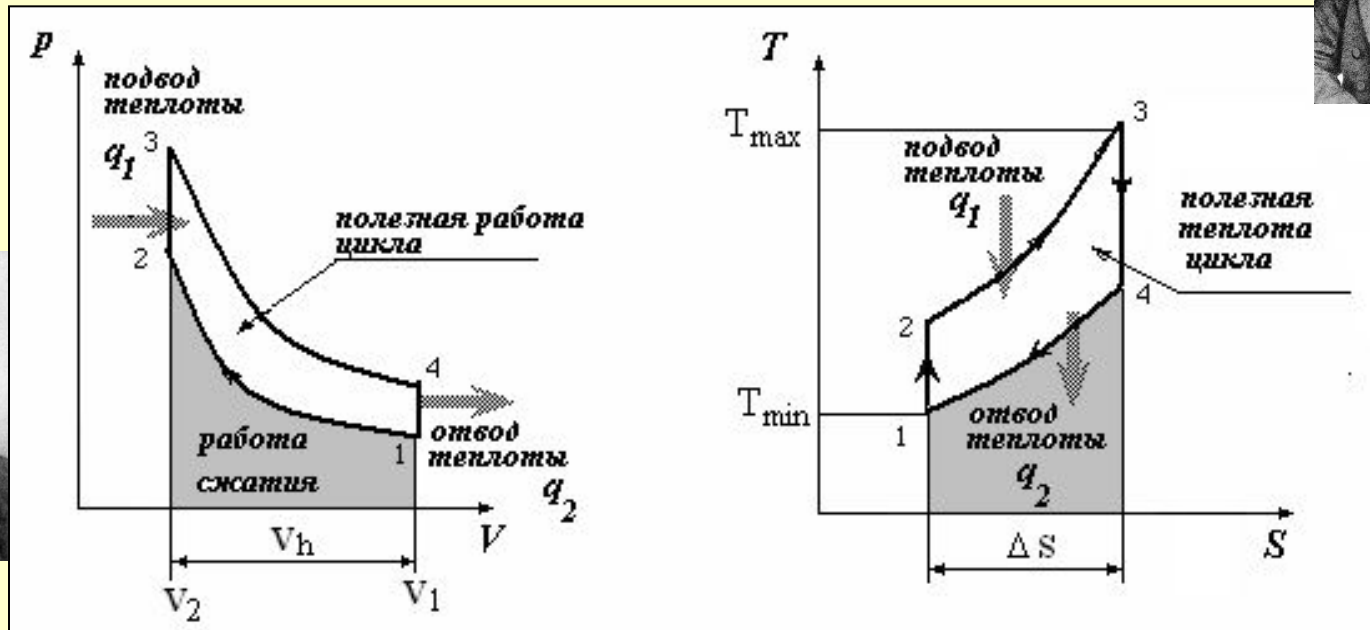
**Идеальные
термодинамические
циклы тепловых
двигателей**

**С изохорным
подводом теплоты
(цикл Отто)**

**С изобарным
подводом теплоты
(цикл Дизеля)**

**С смешанным
подводом теплоты
(цикл Тринклера)**

Идеальный цикл поршневого ДВС с изохорным подводом теплоты (цикл Н.Отто)



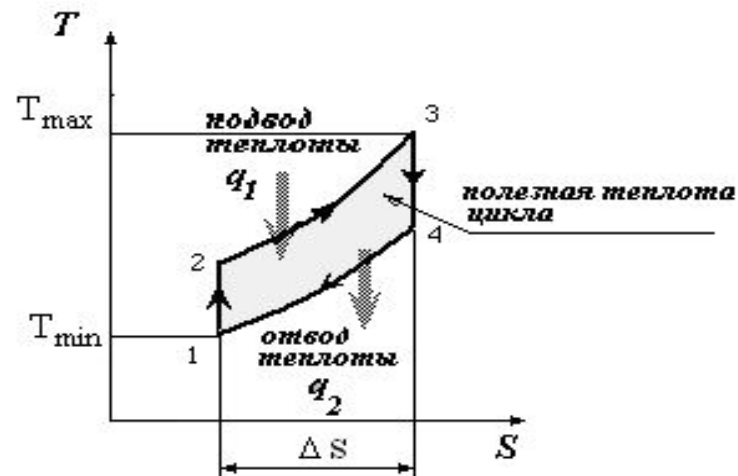
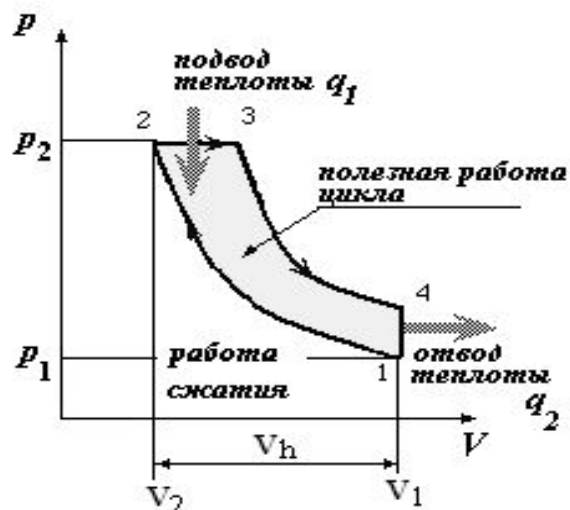
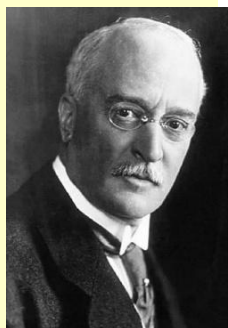
$$\varepsilon = \frac{v_1}{v_2}$$

$$\lambda = \frac{p_3}{p_2}$$

$$\lambda = 1 + \frac{q_1}{c_v \cdot T_1 \cdot \varepsilon^{k-1}}$$

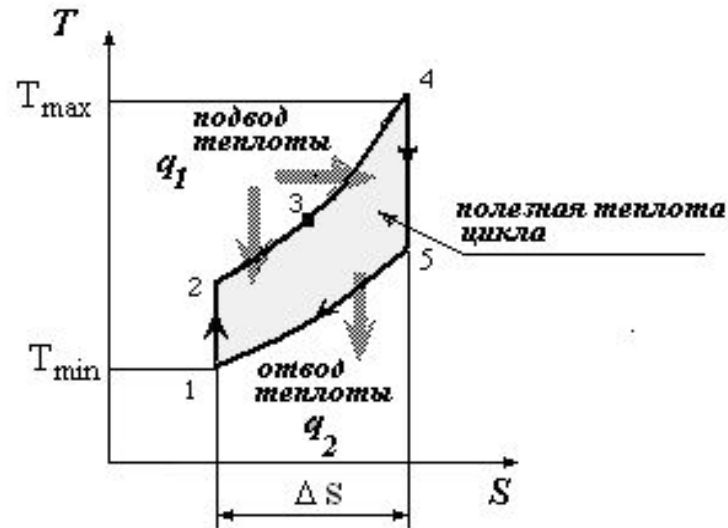
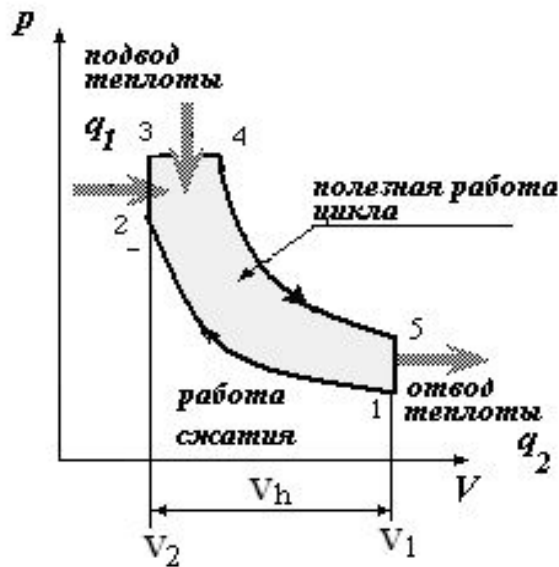
$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}$$

Идеальный цикл поршневого ДВС с изобарным подводом теплоты (цикл Р.Дизеля)



$$\varepsilon = \frac{v_1}{v_2} \quad \rho = \frac{v_3}{v_2} \quad \rho = 1 + \frac{q_1}{c_p \cdot T_1 \cdot \varepsilon^{k-1}} \quad \eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\rho^k - 1}{k \cdot (\rho - 1)}$$

Идеальный цикл поршневого ДВС - цикл Г.В.Тринклера



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

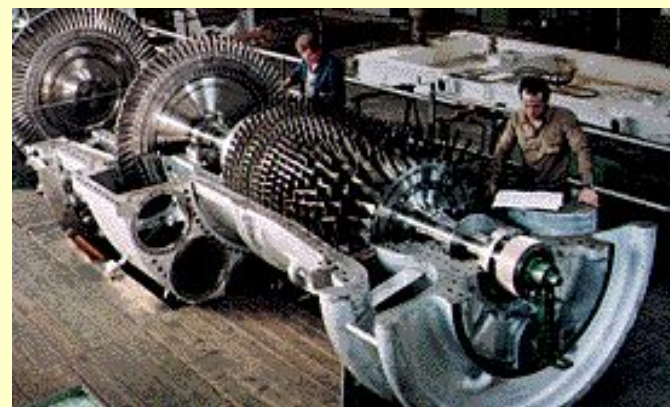
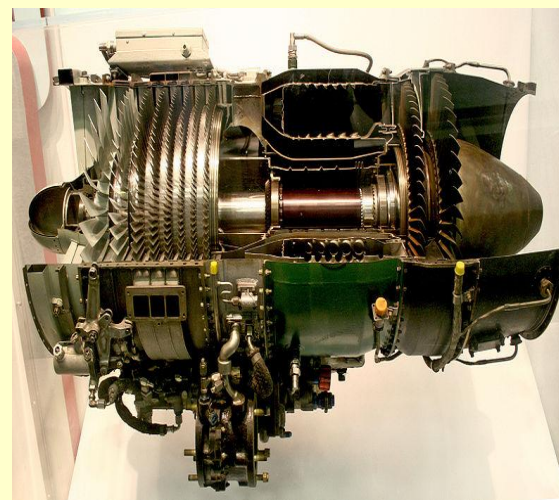
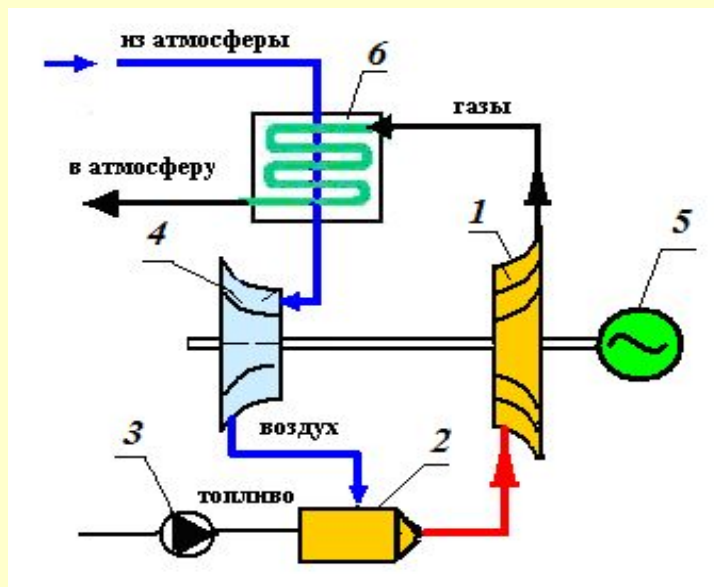
$$\lambda = \frac{p_3}{p_2} = f(q_1')$$

$$\rho = \frac{v_4}{v_3} = f(q_1'')$$

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

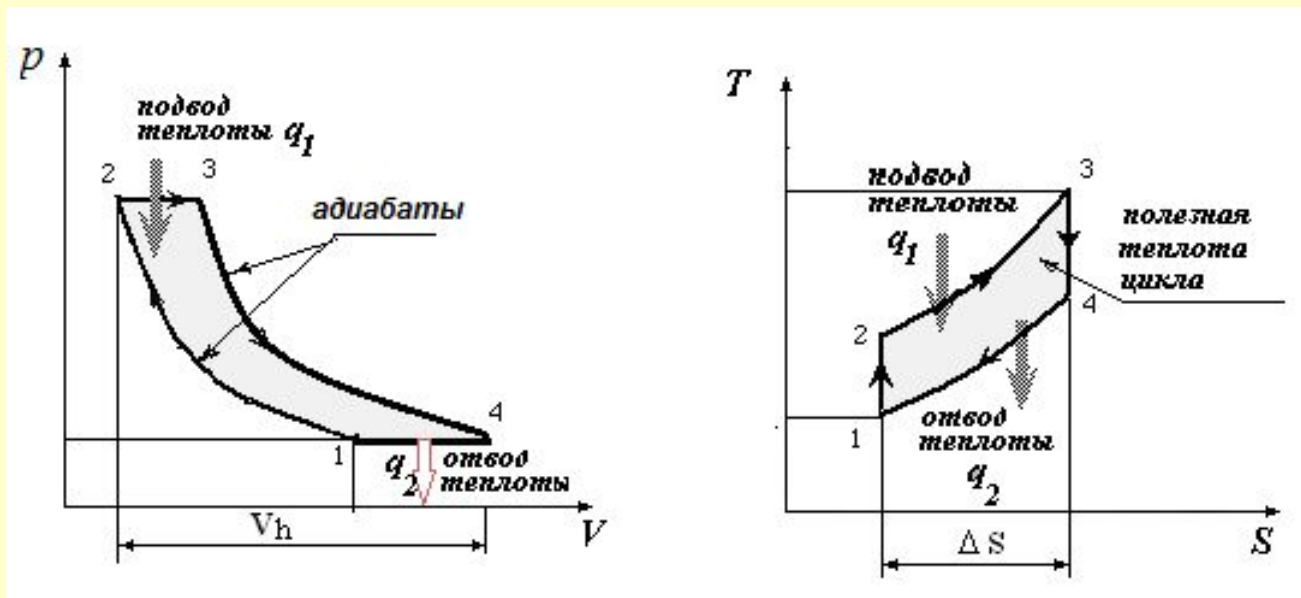


Принципиальная схема газотурбинной установки



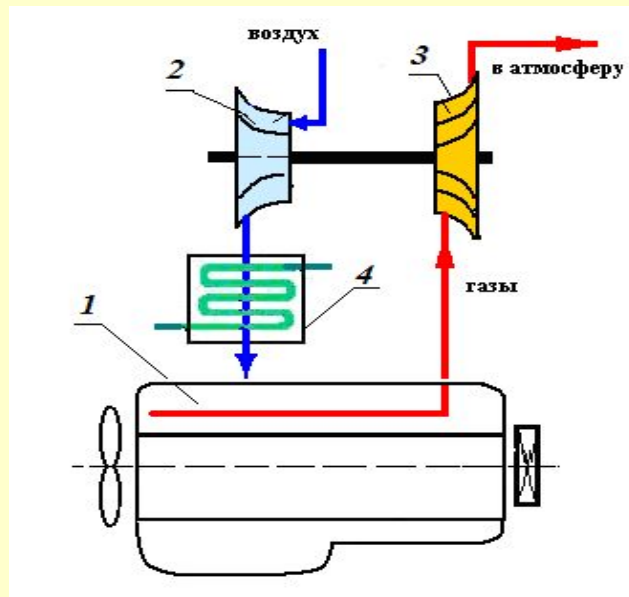
1- турбина, 2 - камера сгорания, 3 - топливный насос, 4 - компрессор, 5 - вал оборота мощности, 6 - регенератор (подогреватель воздуха).

Идеальный цикл газотурбинной установки (Брайтона)

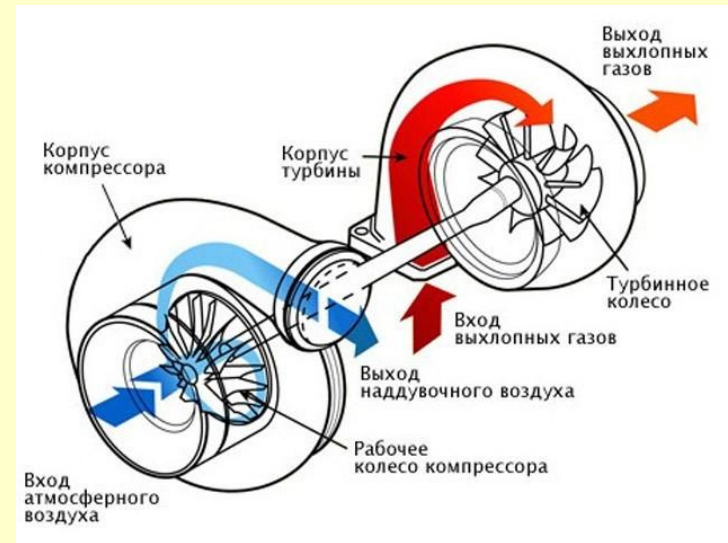
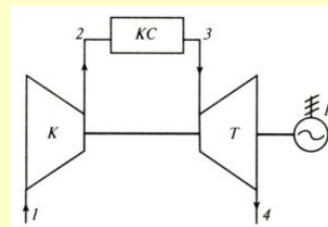


Джордж Брайтон ([англ. George Brayton](#), [3 октября 1830](#), [Род-Айленд](#), 3 октября 1830, Род-Айленд — [17 декабря 1892](#), 3 октября 1830, Род-Айленд — 17 декабря 1892, [Бостон](#), 3 октября 1830, Род-Айленд — 17 декабря 1892 Бостон, [США](#), 3 октября 1830, Род-Айленд — 17 декабря 1892 Бостон, США) — [американский инженер](#), 3 октября 1830, Род-Айленд — 17 декабря 1892 Бостон, США) — американский инженер-механик., изобретатель одного из первых вариантов поршневого двигателя внутреннего сгорания, [термодинамический цикл](#), 3 октября 1830, Род-Айленд — 17 декабря 1892 Бостон, США) — американский инженер-механик., изобретатель одного из первых вариантов поршневого двигателя внутреннего сгорания, [термодинамический цикл](#) которого, названный [циклом Брайтона](#), 3 октября 1830, Род-Айленд — 17 декабря 1892 Бостон, США) — американский

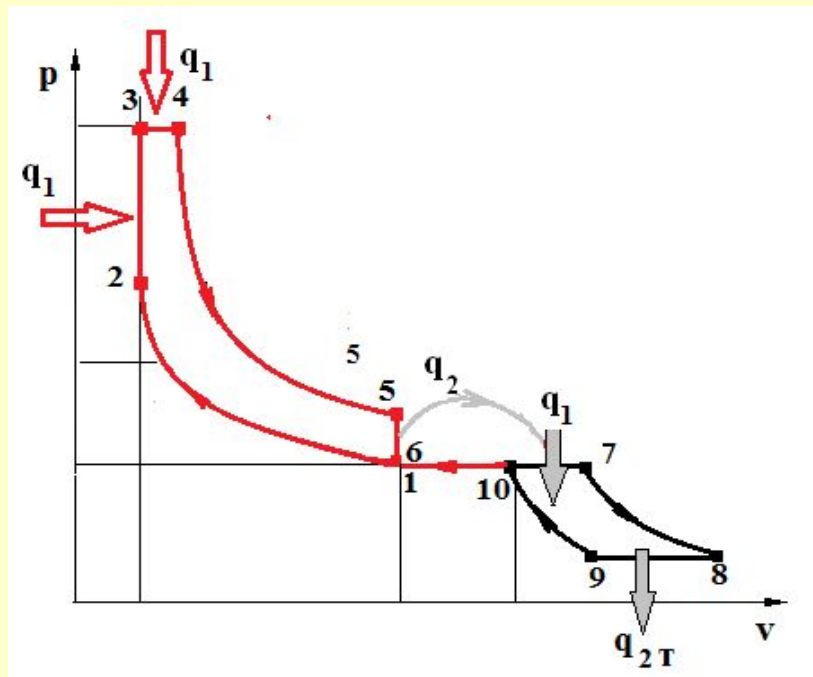
Устройство комбинированного двигателя



Принципиальная схема :
1-поршневой двигатель,
2-компрессор,
3-турбина,
4-охладитель надвучного воздуха.



Идеальный цикл комбинированного двигателя (с наддувом)



Термодинамический цикл:

1-2-3-4-5 - цикл Тринклера;

7-8-9-10 - цикл ГТУ;

6-7—подвод теплоты к турбине;

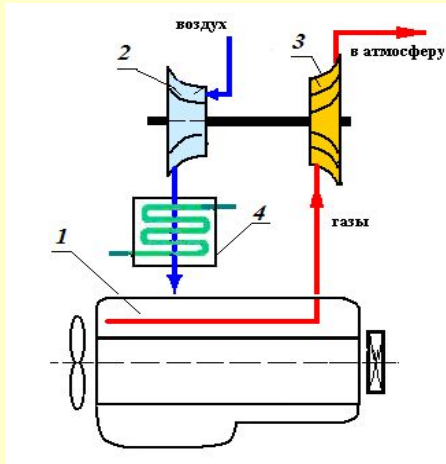
7-8—адиабатное расширение;

8-9—изобарный отвод тепла;

9-10—адиабатное сжатие в компрессоре;

10-1—охлаждение рабочего тела (воздуха) после компрессора.

Комбинированный двигатель



Преимущества турбокомпрессорного двигателя

- лучшие массогабаритные показатели, чем атмосферный двигатель той же мощности.
- кривая крутящего момента двигателя с турбокомпрессором может быть лучше адаптирована к специфическим условиям эксплуатации.
- невосприимчивость к значительной перемене высоты в горных условиях, тогда как атмосферный двигатель на большой высоте теряет мощность.
- лучшее сгорание топлива и уменьшение токсичности отработавших газов



Термодинамические обратные циклы

Идеальный воздушный обратный цикл

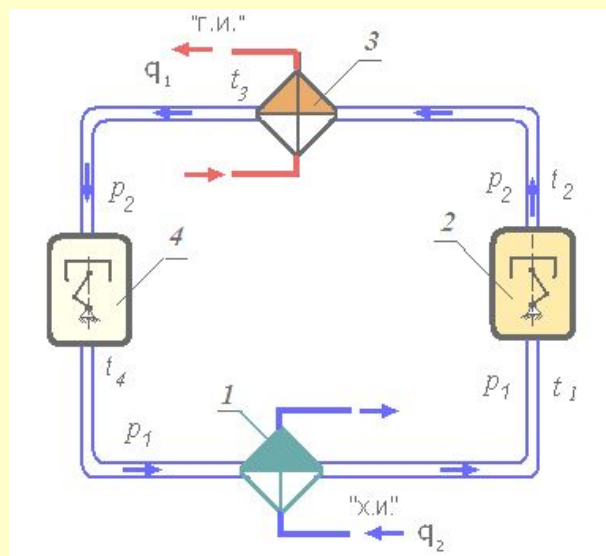
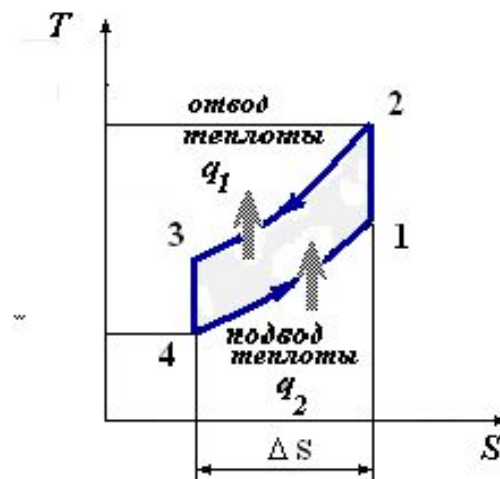
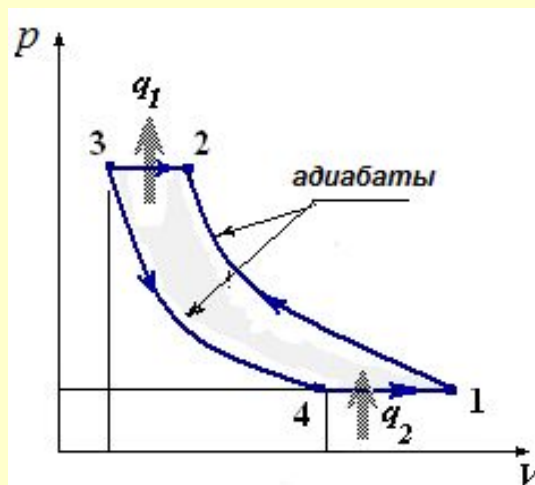
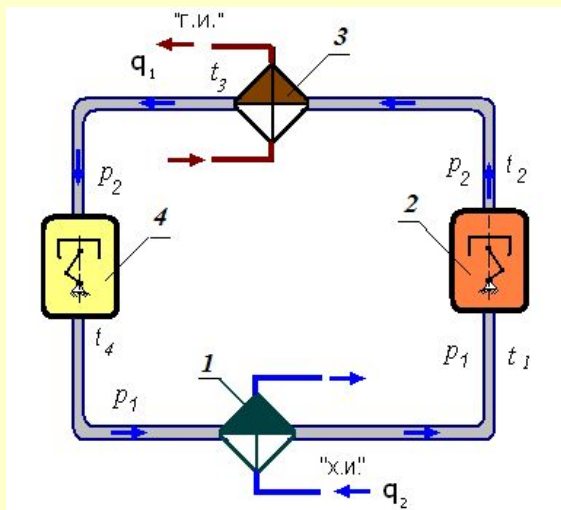


Схема энергопотоков в холодильной установке



Холодильные машины - комплекс агрегатов, устройств, в которых реализуется обратный термодинамический цикл, предназначенный для передачи теплоты от «холодного» источника «горячему».

Обратный обратимый воздушный термодинамический цикл (воздушная компрессионная холодильная установка)



Принципиальная схема воздушной компрессионной холодильной установки:
1-холодильная камера (теплообменник-1);
2-компрессор;
3-теплообменник-2;
4-расширительная машина.

Холодильный коэффициент

$$\xi_x = \frac{q_2}{|l_{\text{о}}|} = \frac{T_1}{T_2 - T_1}$$

Термодинамические основы работы компрессоров



Термодинамические основы работы компрессора

Содержание раздела: Показатели работы.

Многоступенчатые компрессоры. Понятие об адиабатическом КПД центробежного компрессора.



Компрессор – механическое устройство, предназначенное для сжатия газов и перемещения их по трубопроводам.

Классификация компрессоров по принципу действия

Компрессоры

Статического
сжатия
(объемные)

Динамического
сжатия
(лопаточные)

Поршневые

Ротационные

Центробежные

Осевые

Требования к работе компрессора:

- техническая работа компрессора должна быть возможно меньшей;
- температура после сжатия ограничена условиями смазки.

Показатели работы компрессора:

степень повышения давления,

$$\pi_{\kappa} = \frac{p_2}{p_1}$$

«техническая» работа,

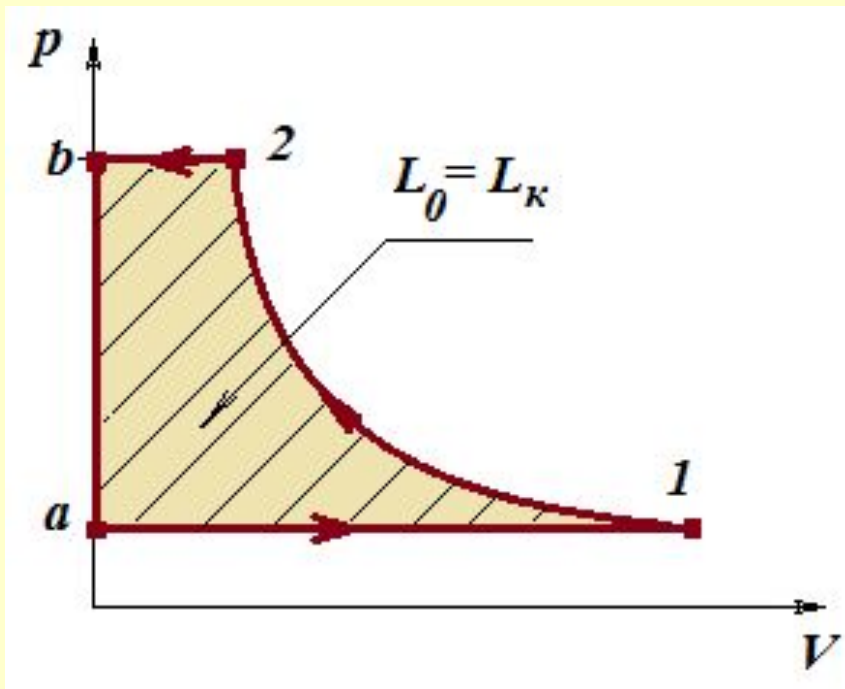
$$L_K = - \int_1^2 V \cdot dp$$

температура в конце сжатия

$$T_2 = T_1 \cdot (\pi_{\kappa})^{\frac{k-1}{k}}$$

Термодинамические основы работы компрессора

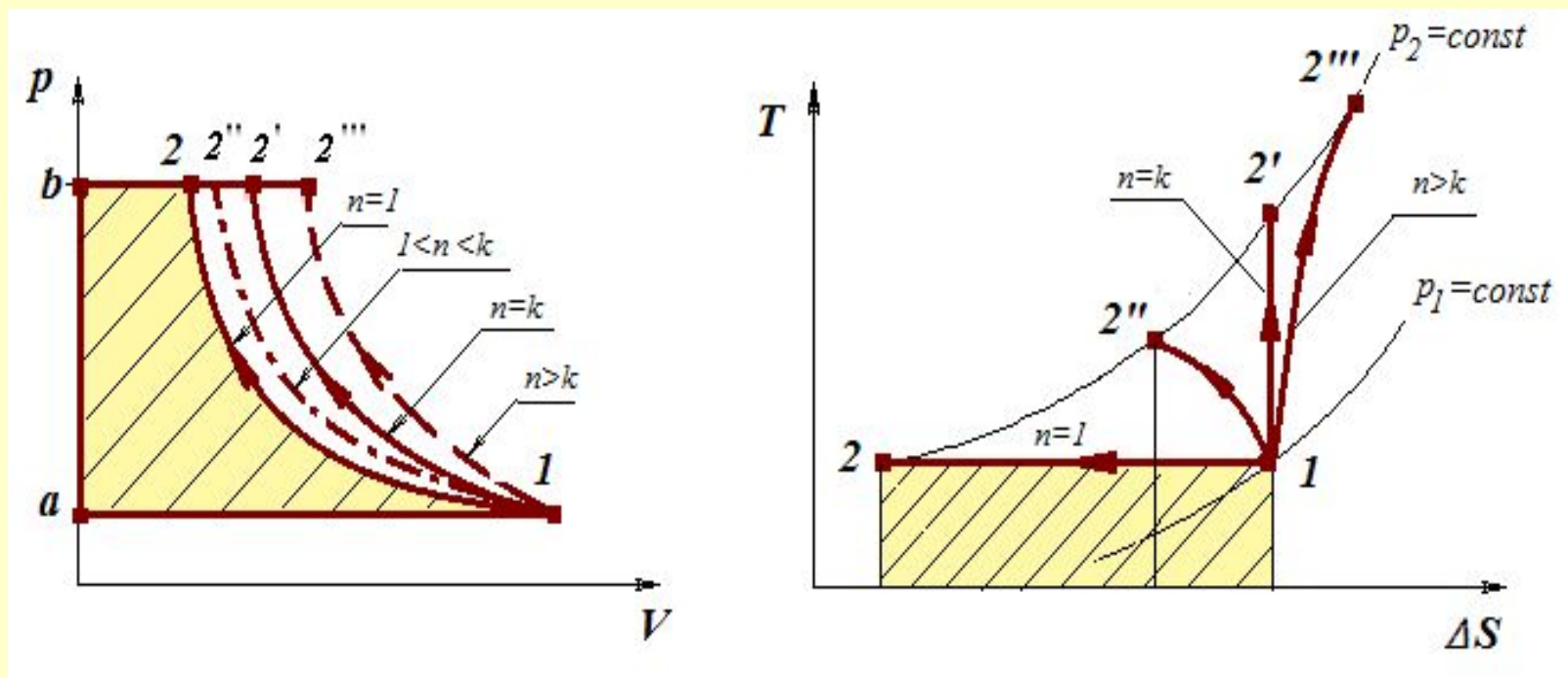
Рабочий цикл одноступенчатого компрессора



а-1 – наполнение рабочего объема;
1-2 – сжатие (в точке 2 открывается нагнетательный клапан);
2-б – нагнетание.

Термодинамические основы работы компрессора

Возможные процессы сжатия в компрессоре



1-2 – изотермический процесс;
1-2' – адиабатическое сжатие;
1-2'' – политропное сжатие.

Применение изотермического сжатия является энергетически более выгодным!

Расчет удельной технической работы компрессора

При изотермическом сжатии:

$$l_K = l_0 = -R \cdot T \cdot \ln \frac{p_2}{p_1} = -R \cdot T \cdot \ln \frac{v_1}{v_2}$$

При адиабатическом сжатии идеального газа:

$$l_K = -\frac{k \cdot R}{k-1} \cdot (T_2 - T_1)$$

При политропном сжатии идеального газа:

$$l_K = -\frac{n \cdot R}{n-1} \cdot (T_2 - T_1)$$

Расчет удельного количества теплоты в компрессоре

При изотермическом сжатии:

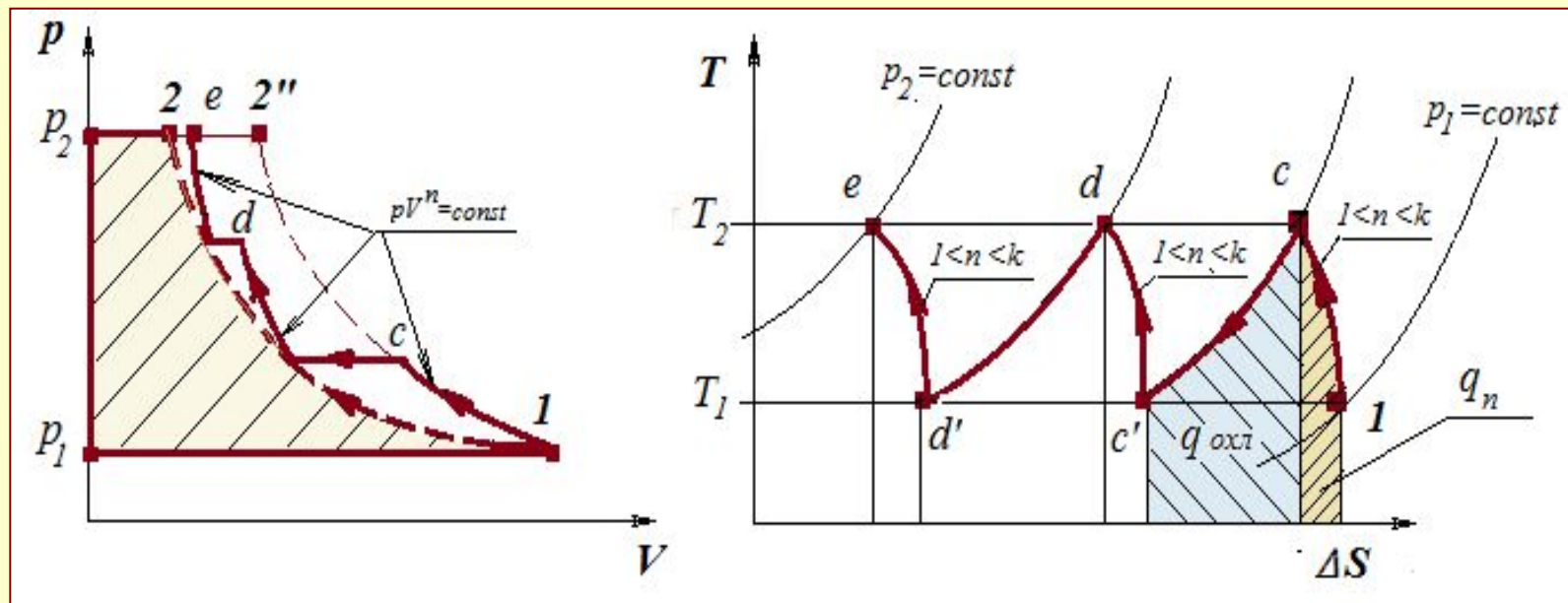
$$q = -R \cdot T \cdot \ln \frac{p_2}{p_1}$$

При политропном сжатии:

$$q = c \cdot \Delta T = c_v \cdot \frac{n-k}{n-1} \cdot (T_2 - T_1)$$

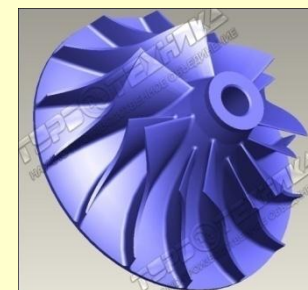
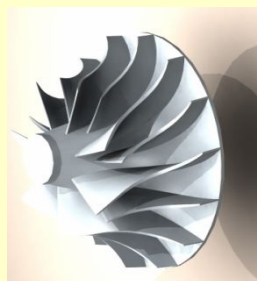
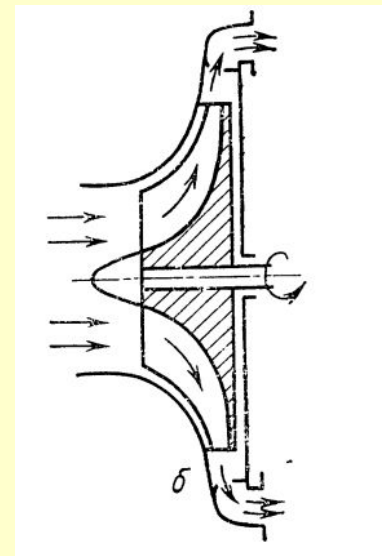
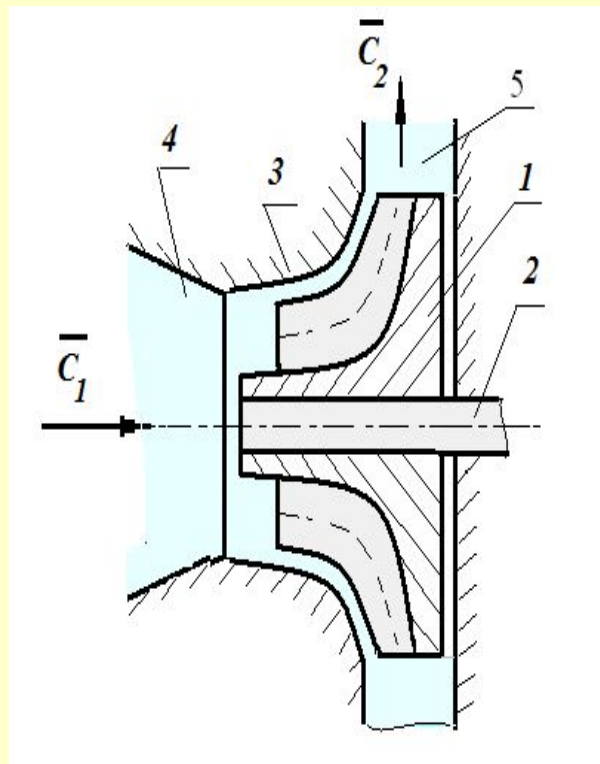
Термодинамические основы работы компрессора

Процессы в многоступенчатом компрессоре

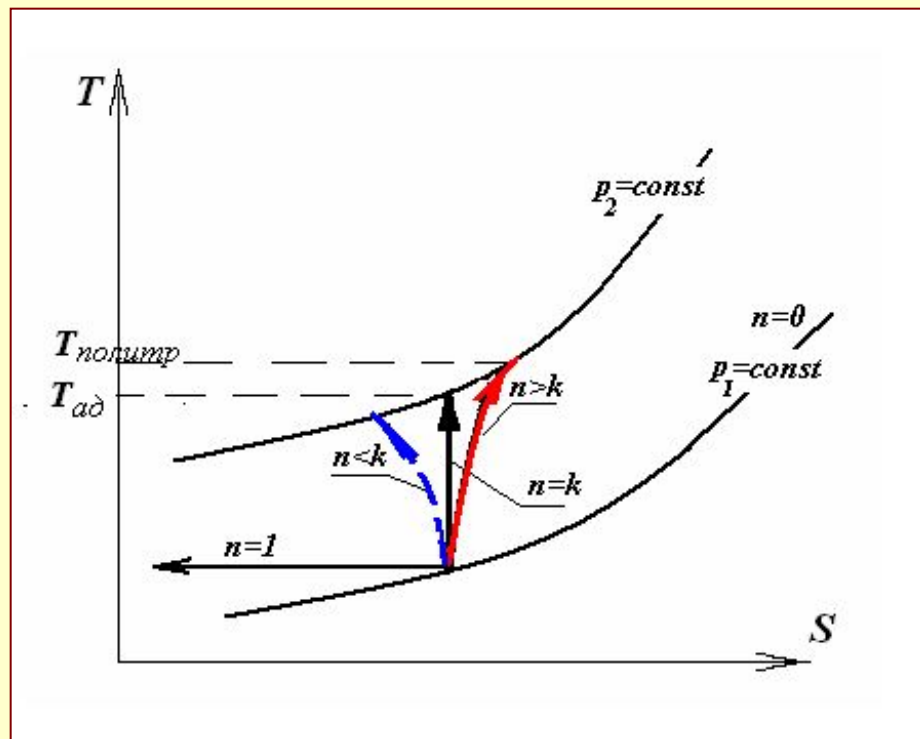


Процессы сжатия в 3-х ступенчатом компрессоре:
1-2''-политропное сжатие; 1-3 – процесс сжатия в 1-м цилиндре
с-с'-изобарное охлаждение в 1-м теплообменнике;
с'-d -процесс сжатия во 2-м цилиндре;
d-d'- изобарное охлаждение в 2-м теплообменнике;
d'-e - процесс сжатия во 3-м цилиндре.

Устройство и работа центробежного компрессора



Возможные процессы сжатия в центробежном компрессоре (нагнетателе)



$$\eta_{ад}^{\kappa} = \frac{l_{ад}}{l_{политр}}$$

$n=1$ – изотермический процесс;
 $n=k$ – адиабатический процесс;
 $n>k$ – политропный процесс.

Адиабатический
 центробежных
0,7—0,8.

КПД для
 нагнетателей

Термодинамические основы работы паротурбинных установок

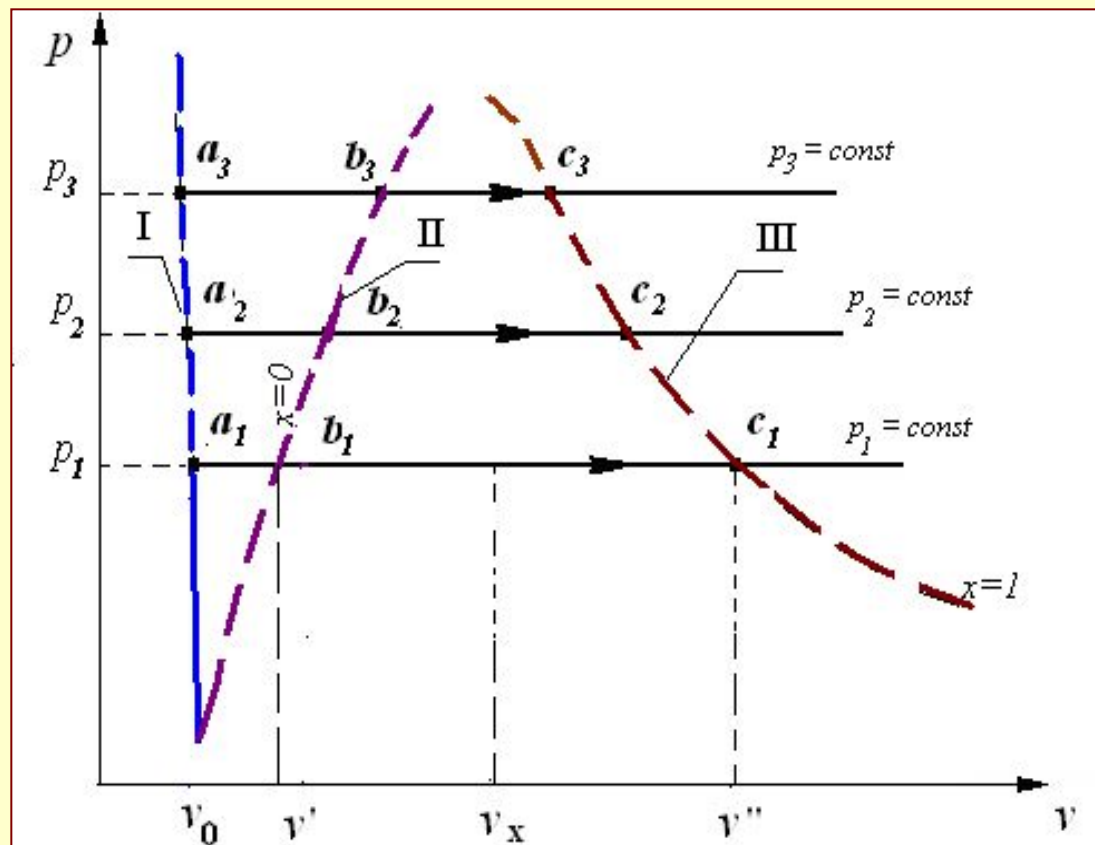


Водяной пар

Диаграммы состояния водяного пара

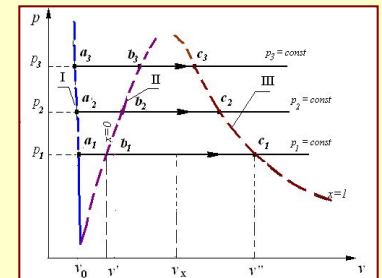
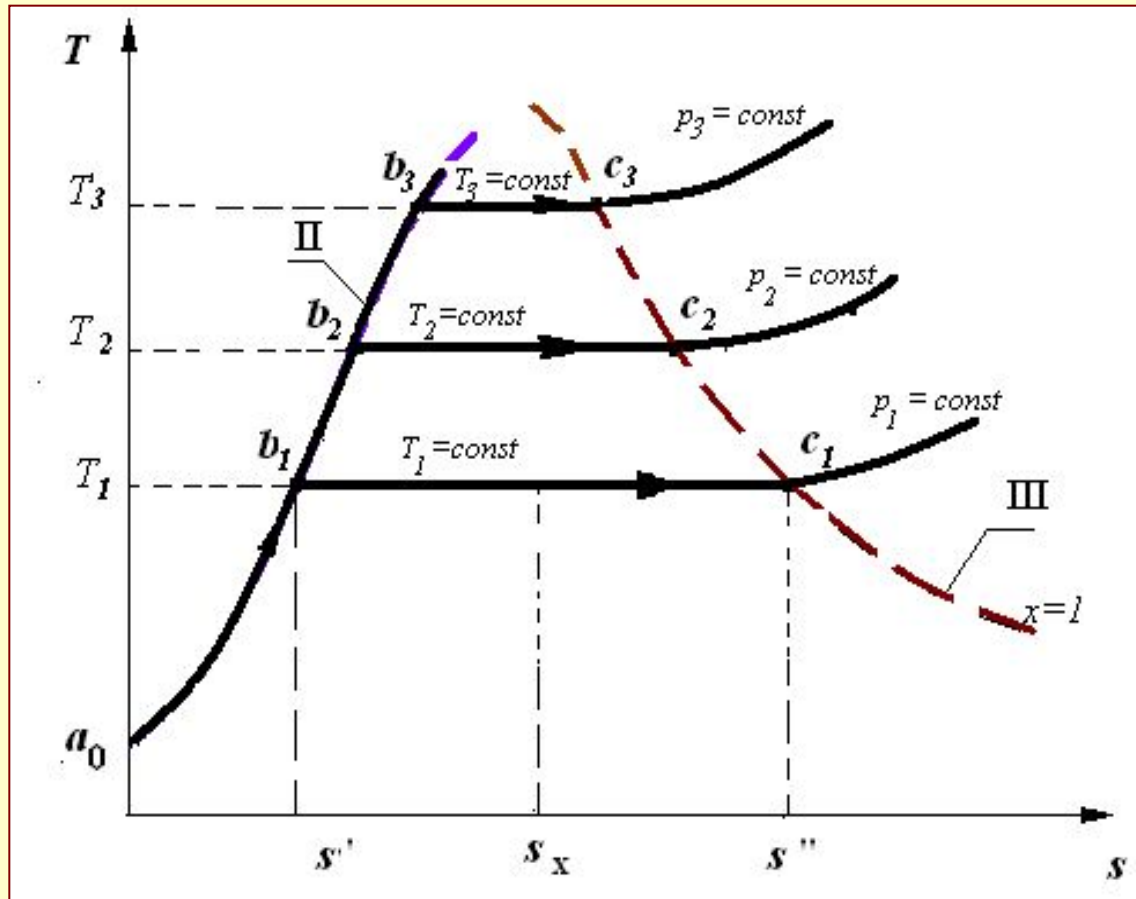
Пар - это реальный газ, способный в условиях применения переходить в жидкость.

p, v -диаграмма состояния водяного пара



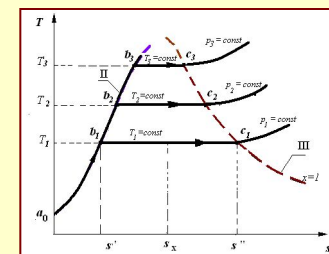
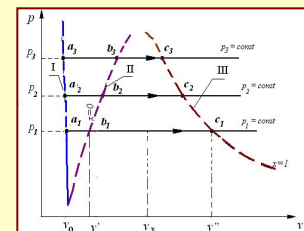
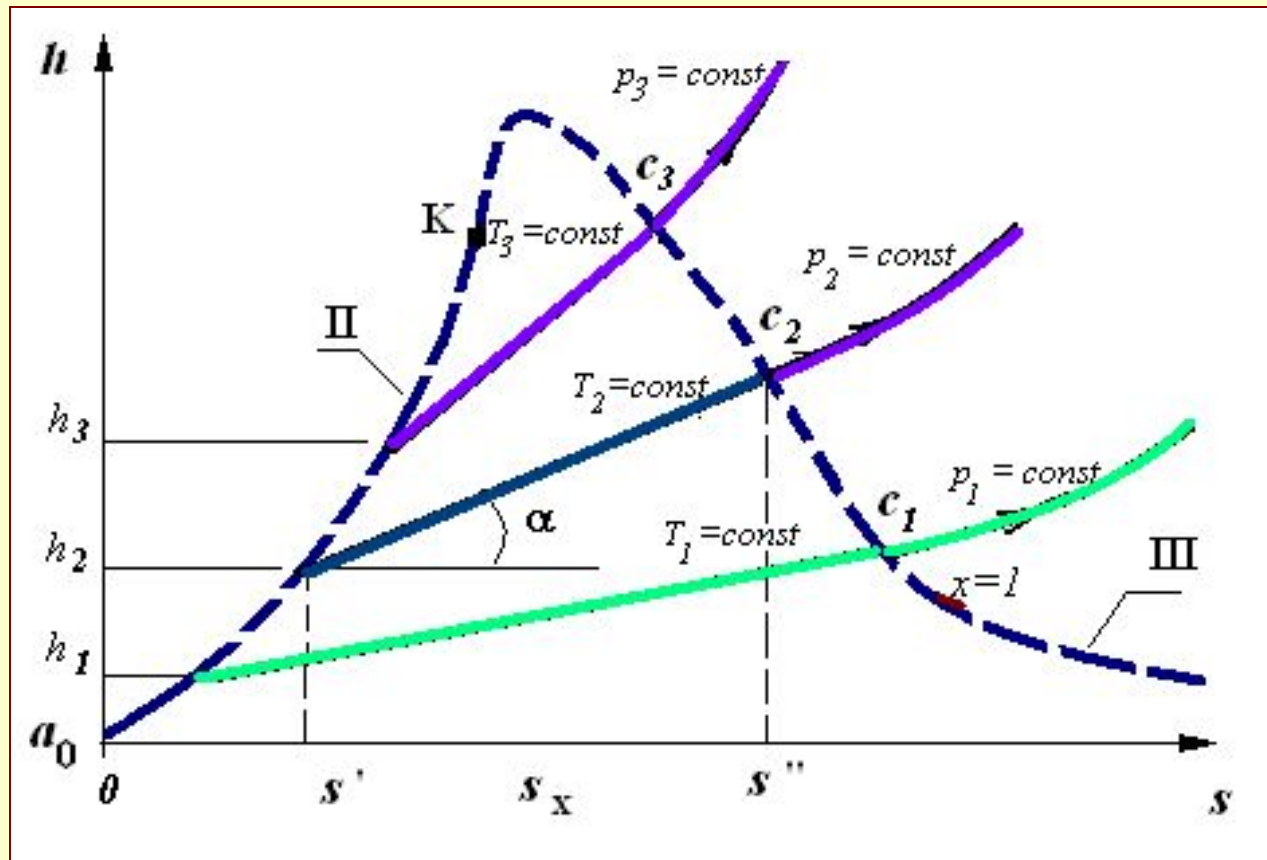
Водяной пар

T, s -диаграмма состояния водяного пара

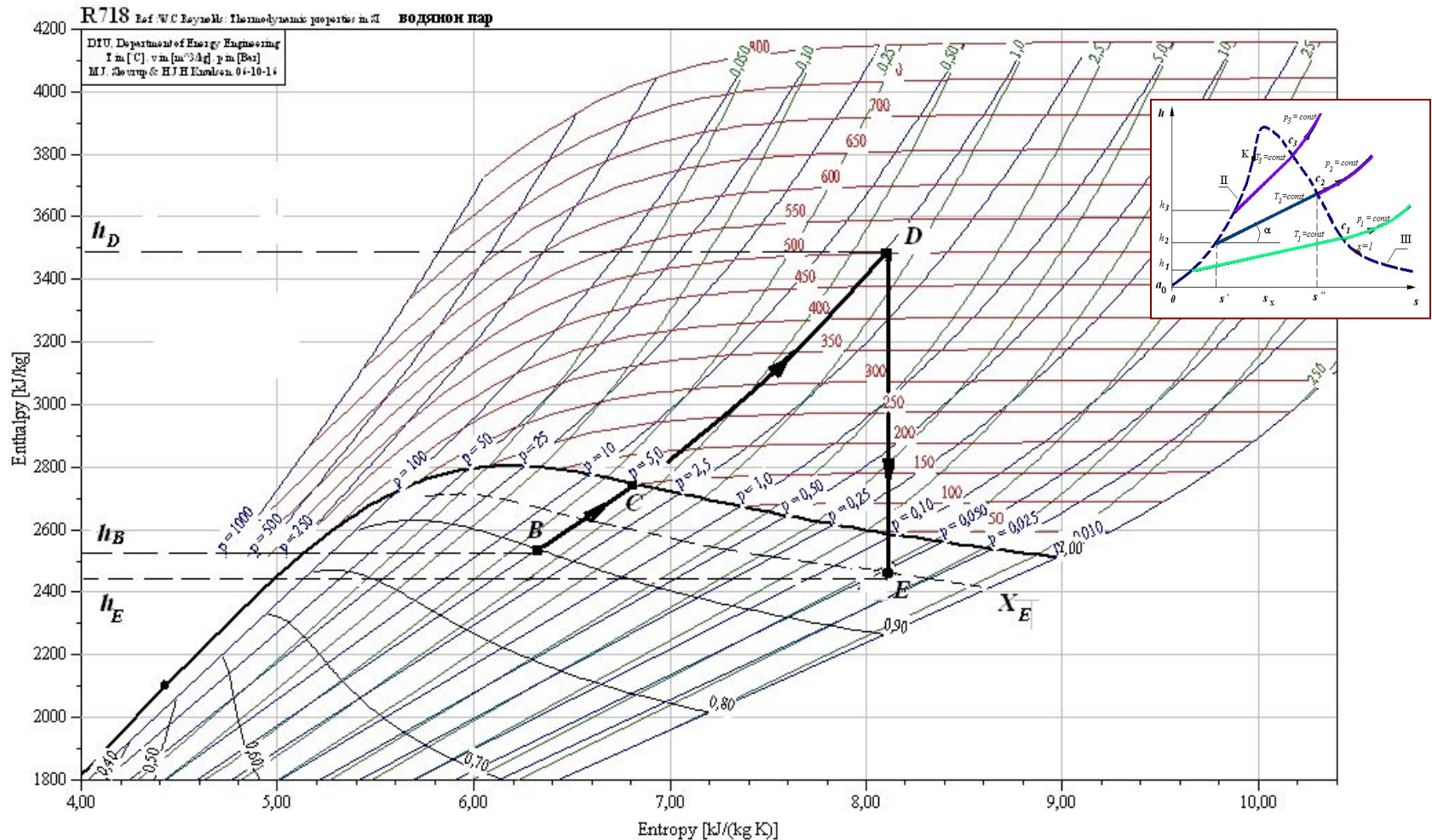


Водяной пар

h,d-диаграмма состояния водяного пара



Процессы с водяным паром на h,d -диаграмме.

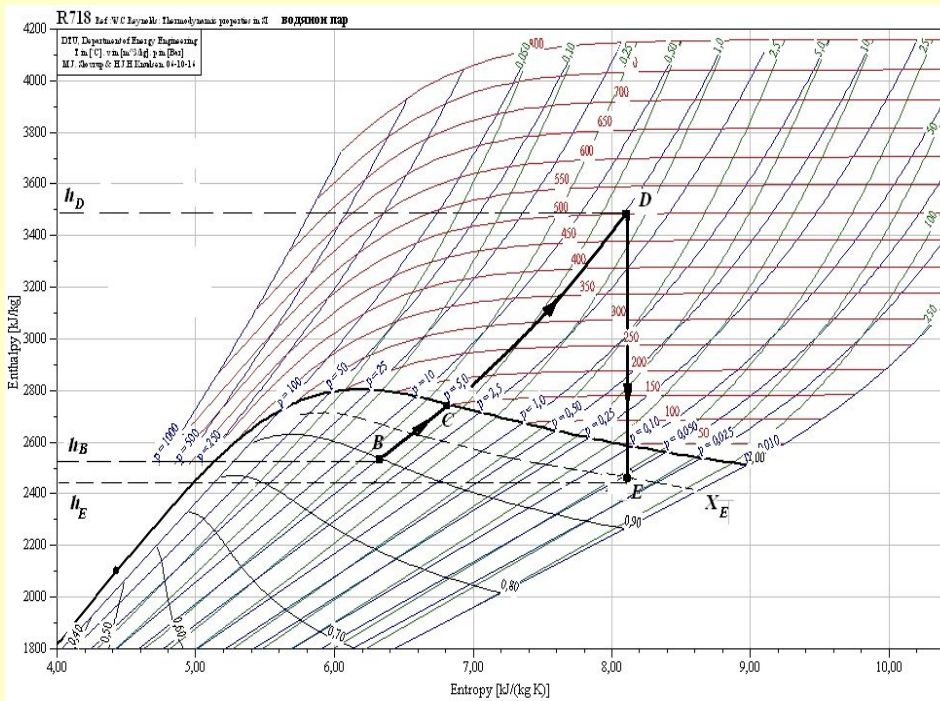


В-С – переход пара из влажного состояния в сухой насыщенный;

С-Д–получение перегретого пара при постоянном давлении;

Д-Е-адиабатическое расширение пара с переходом во влажное состояние.

Процессы с водяным паром на h,d -диаграмме.



Количество теплоты,
подводимое в
пароперегревателе:

$$q = h_d - h_b$$

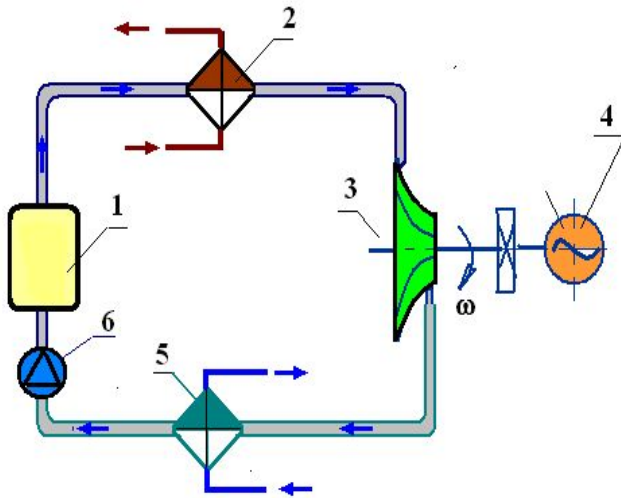
Располагаемая работа пара
в турбине:

$$l_o = h_d - h_e$$

Коэффициент полезного действия турбины:

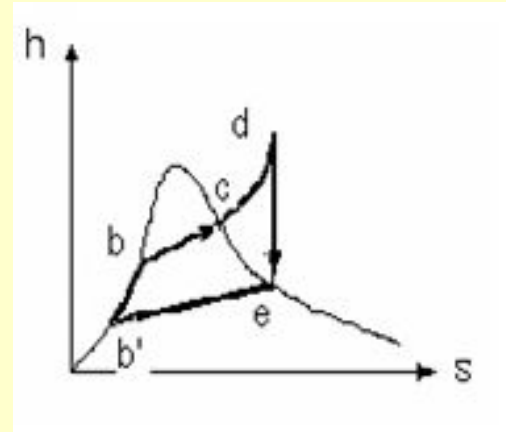
$$\eta = \frac{l_o}{h_d}$$

Паротурбинные установки



Принципиальная схема
паротурбинной установки:

- 1 - парогенератор;
- 2 - пароперегреватель;
- 3 - турбина;
- 4 - генератор;
- 5 - конденсатор;
- 6 - жидкостный насос



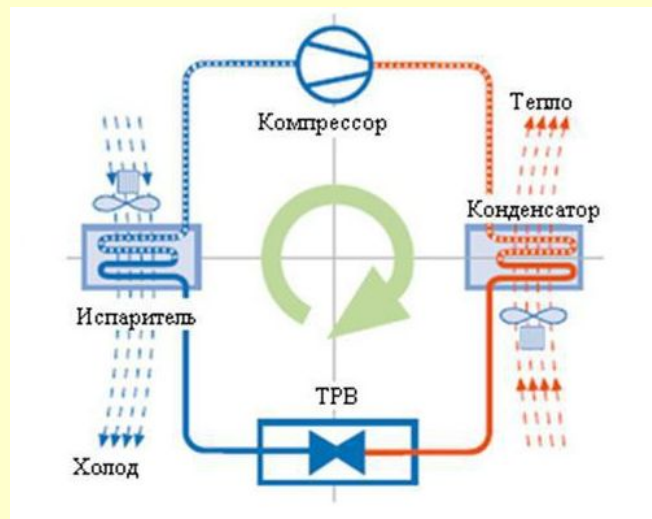
Цикл Ренкина паротурбинной установки на
перегретом паре:

- a-b – подогрев воды до кипения;
- b-c - парообразование;
- c-d – перегрев пара;
- d-e – адиабатическое расширение в турбине;
- e-b' - полная конденсация;
- b'-a – перекачивание воды в насосе.

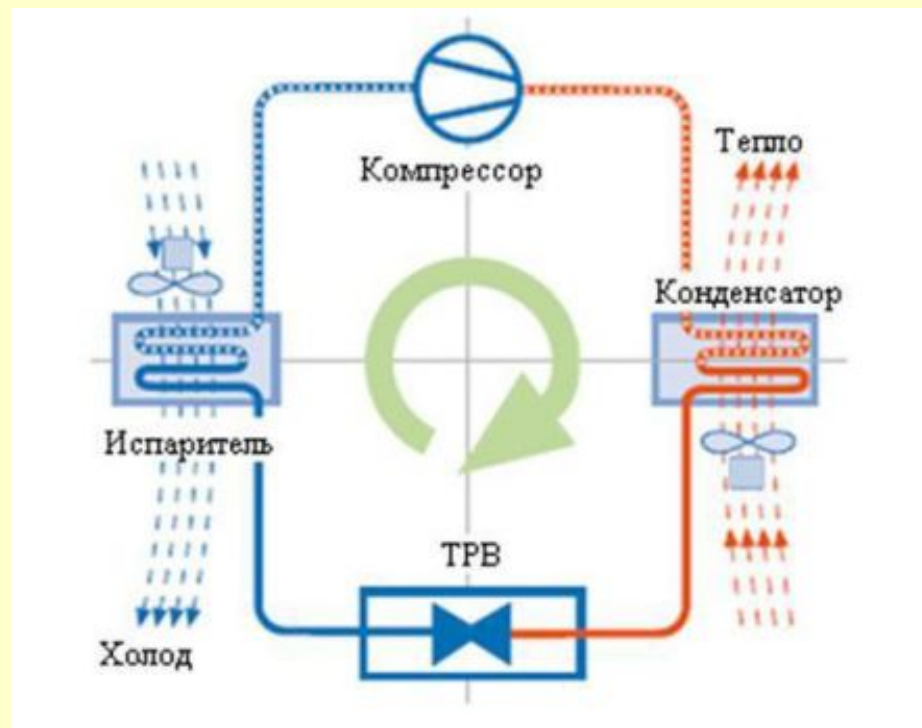
$$\eta_t = \frac{h_d - h_{b'} - h_d + h_{d'}}{h_d - h_{b'}} = \frac{h_d - h_e}{h_d - h_{b'}}$$

Термодинамические обратные циклы

Парокомпрессионные установки



Парокомпрессионные холодильные установки



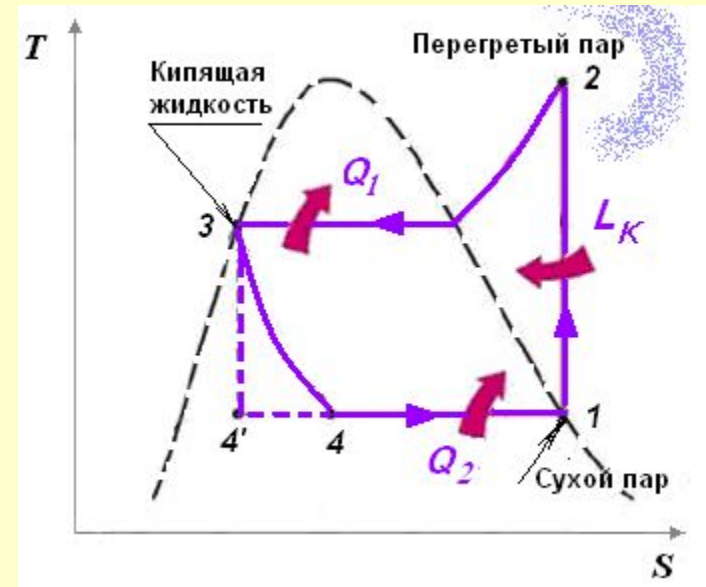
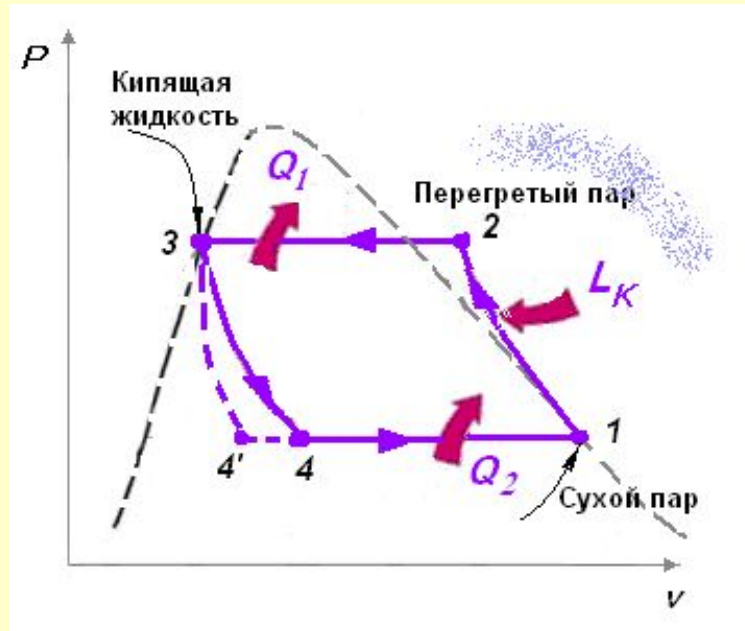
Принципиальная схема и элементы паровой компрессионной холодильной установки:

- 1- теплообменник-испаритель;
- 2- компрессор;
- 3-теплообменник-конденсатор;
- 4-расширительный агрегат (дрессельный вентиль или машина-детандер)

Свойства холодильных агентов

Холодильный агент	Обозначение	Теплота парообразования при t_s , г, кДж\кг	Температура насыщения t_s , °C при $p=0,1$ МПа	Давление насыщения p_s , МПа при температуре:		
				15 °C	-10 °C	55 °C
Аммиак, NH_3	R717	1370*	-33,4	0,728	0,291	2,31
Углекислота, CO_2	R744	350**	-78,5	5,08	2,64	-
Хлористый метил CH_3Cl	R-40		-23,7	0,42	0,175	
Дифтордихлорметан, CF_2Cl_2	R-12	166*	-30,6	0,49	0,22	1,37
Дифтормонохлорметан, CHF_2Cl	R-22	233*	-40,85	0,79	0,355	2,17
Тетрафторэтан CF_3CFH_2 ($\text{C}_2\text{H}_2\text{F}_4$)	R-134a	214,5*	-26,2	0,49	0,20	1,49
Дифтормонохлорэтан ($\text{C}_2\text{H}_3\text{F}_2\text{Cl}_2$), $\text{CH}_3\text{F}_2\text{Cl}^*$	R-142		-9,25	0,25	0,0997	0,8
Пропан, C_3H_8	R-290	424	-42,17	0,72	0,34	1,9

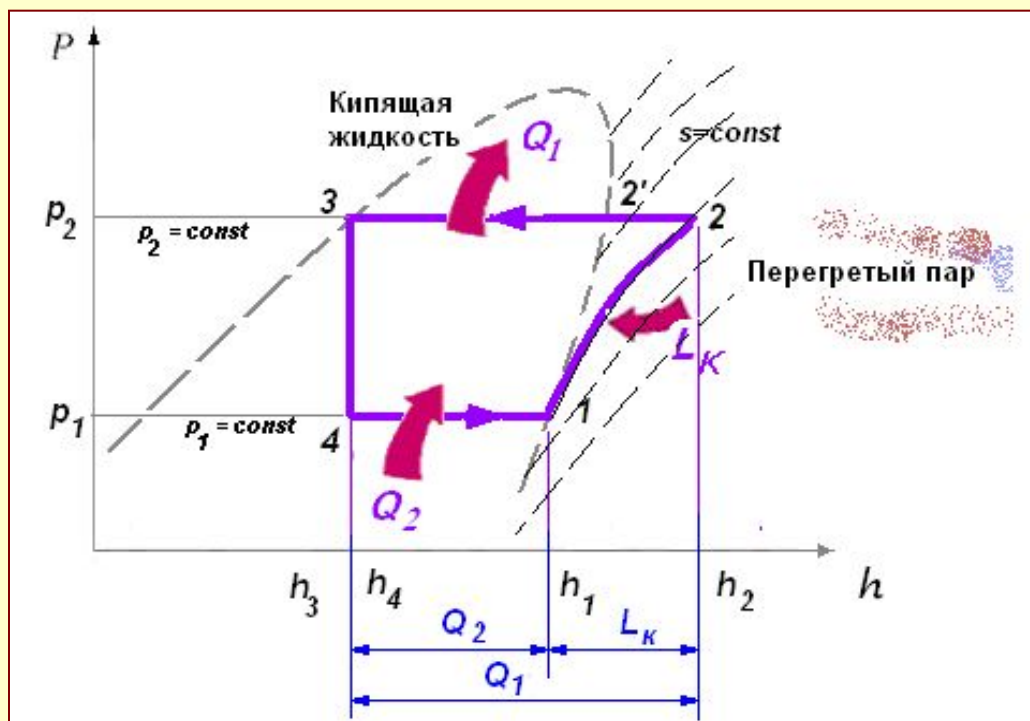
Парокомпрессионные холодильные установки



Термодинамический цикл в p,v и T,s диаграммах:

- 1-2 – адиабатическое сжатие сухого пара до состояния перегретого,
- 2-3 – отвод теплоты при изобарном охлаждении перегретого пара и последующей полной конденсации;
- 3-4 – расширение адиабатическое (или изоэнтальпное);
- 4-1 – кипение жидкости за счет подвода теплоты от «холодного источника».

Парокомпрессионные холодильные установки



$$q_2 = h_1 - h_5$$

$$l_k = h_2 - h_1$$

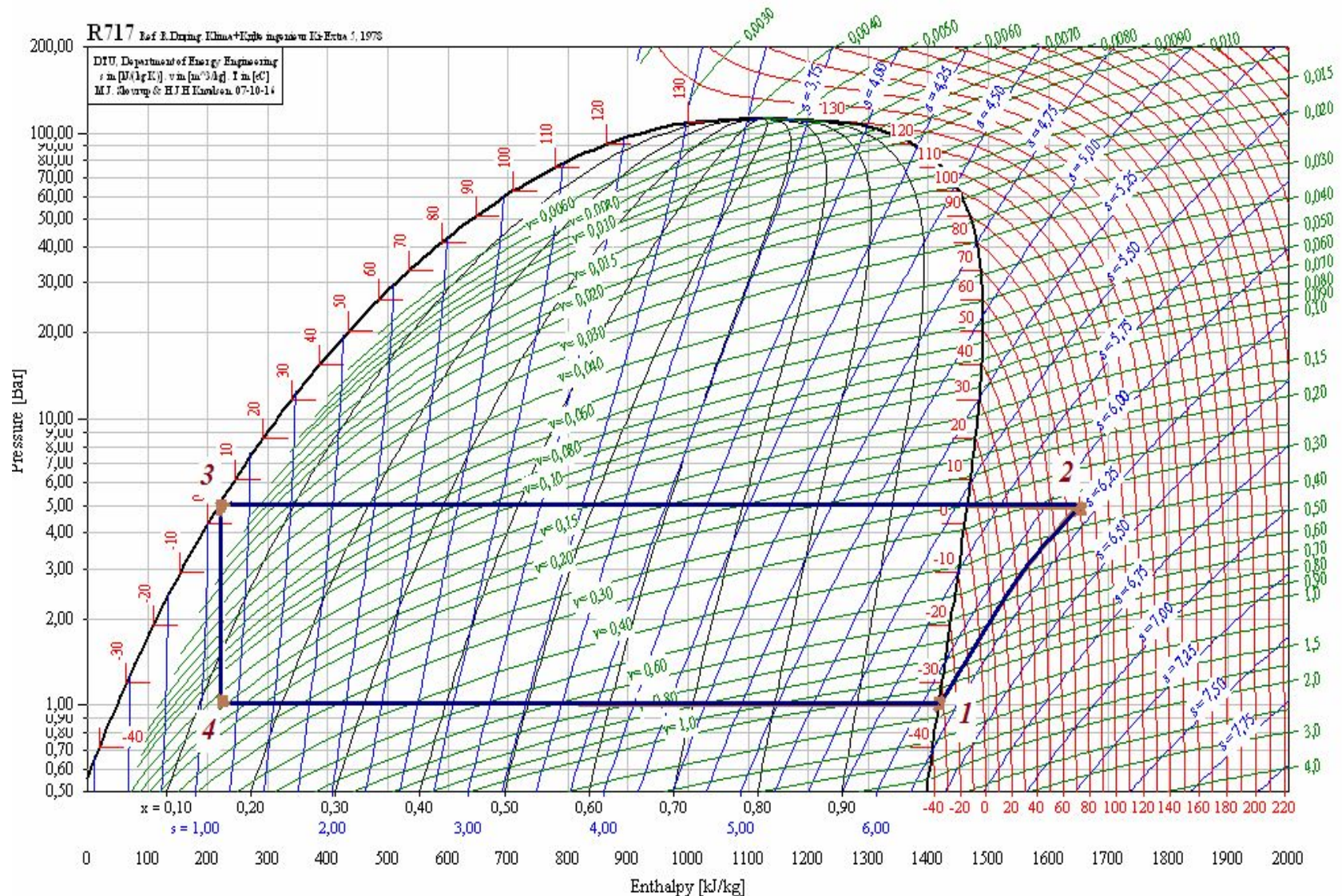
$$q_1 = h_2 - h_3$$

$$\xi_x = \frac{q_2}{l_o}$$

Термодинамический цикл холодильной установки в p,h диаграмме:

- 1-2 – адиабатическое сжатие сухого пара до состояния перегретого,
- 2-3 – отвод теплоты при изобарном охлаждении перегретого пара и последующей полной конденсации;
- 3-4 – расширение адиабатическое (или изоэнтальпное);
- 4-1 – кипение жидкости за счет подвода теплоты от «холодного источника».

Термодинамический цикл холодильной установки в p,h -диаграмме:



- Конец раздела