

# Контрольная работа по теплотехнике

Выполнила: Агафонова А.И.

ТППб-1001

Вариант 8

# 1. Основные термодинамические параметры состояния рабочего тела. Термическое уравнение состояния

Состояние рабочего тела может быть определено тремя параметрами, в качестве которых в технической термодинамике принимают:

- удельный объем
- абсолютную температуру
- давление.

# Удельный объем вещества

Удельный объем вещества – объем, занимаемый единицей массы данного вещества

$$v = V / M, \text{ м}^3/\text{кг}.$$

# Плотность вещества

Плотность вещества  $\rho$  – величина, обратная удельному объему

$$\rho = 1/v = M/V, \text{ кг/м}^3$$

Плотность и удельный объем рабочих тел зависят от температуры и давления.

# Абсолютная температура

- Температура тела есть мера его нагретости.
- Температура, отсчитываемая от абсолютного нуля, называется абсолютной, а шкала температур – шкалой Кельвина.
- Между температурами по шкале Кельвина и Цельсия существует связь

$$T = t + 273,15$$

# Давление

Давление – физическая величина, численно равная отношению нормальной составляющей силы к площади, на которую действует эта сила.

Единицей давления в системе СИ является Паскаль – давление, вызываемой силой в 1 Н, равномерно распределенной по поверхности площадью 1 м<sup>2</sup>

$$p = F_n / A$$

# Термическое уравнение СОСТОЯНИЯ.

Уравнение состояния связывает давление  $p$ , объём  $V$  и температуру  $T$  физически однородной системы в состоянии *термодинамического равновесия* :

$$F(p, V, T) = 0.$$

Если известно уравнение состояния, то для определения состояния простейших систем- однородных и постоянных по времени, по массе и по составу- достаточно знать две независимые переменные из числа трех:

$$p=f_1(v, T) \quad v=f_2(p, T) \quad T=f_3(v, p)$$

## 2. Исследование процесса сжатия в компрессорах. Индикаторная диаграмма компрессора.

- *Компрессоры предназначены для сжатия и перемещения газов. Они нашли широкое применение в технике, являясь одним из основных агрегатов в газотурбинных, а также в некоторых поршневых двигателях.*
- *По способу сжатия газа компрессоры подразделяются на две группы. К первой группе относятся компрессоры объемного сжатия (поршневые, ротационные и др.), а ко второй – динамического сжатия (центробежные, осевые).*

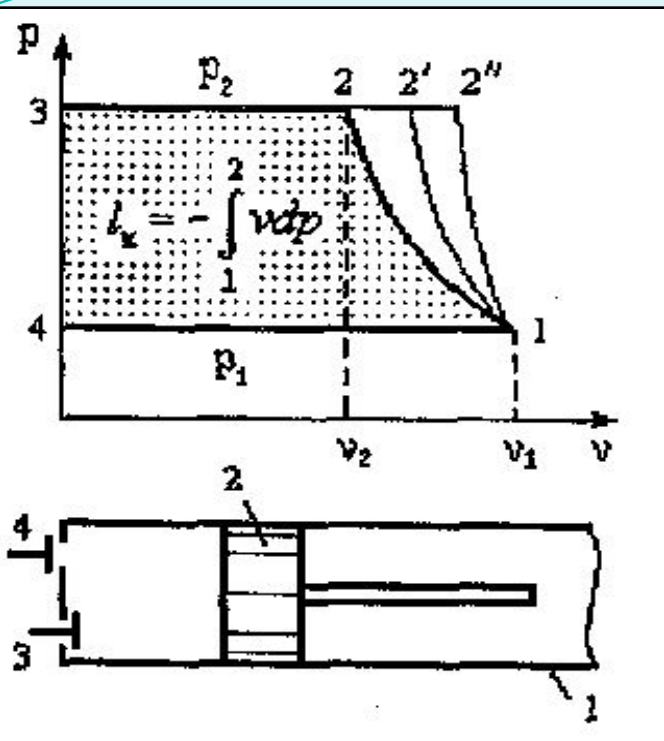


## Теоретическая индикаторная диаграмма идеального поршневого компрессора.

На диаграмме линия:

- 4-1 – называется линией всасывания;
- 1-2 – процесс сжатия по изотерме;
- 1-2'' – процесс сжатия по адиабате;
- 1-2' – политропный процесс сжатия;
- 2-3 – линия нагнетания;
- 3-4 – условная линия, замыкающая цикл.

Следует отметить, что линии всасывания 4-1 и нагнетания 2-3 не изображают термодинамические процессы, т.к. состояние рабочего тела здесь не меняется, а меняется лишь его количество.



Ввиду того, что работа  $l_k$  на получение сжатого газа затрачивается, она имеет отрицательный знак. Эта работа называется технической работой компрессора. Работа компрессора  $l_k$  на диаграмме в  $p-v$  – координатах изображается площадью 1-2-3-4-1 (работа изотермического сжатия).

- Работа, затраченная на привод идеального компрессора при изотермическом сжатии, определяется по формуле

$$l_{\text{из}}^k = -RT_1 \ln \frac{p_2}{p_1}$$

- При адиабатном сжатии работа на привод компрессора будет

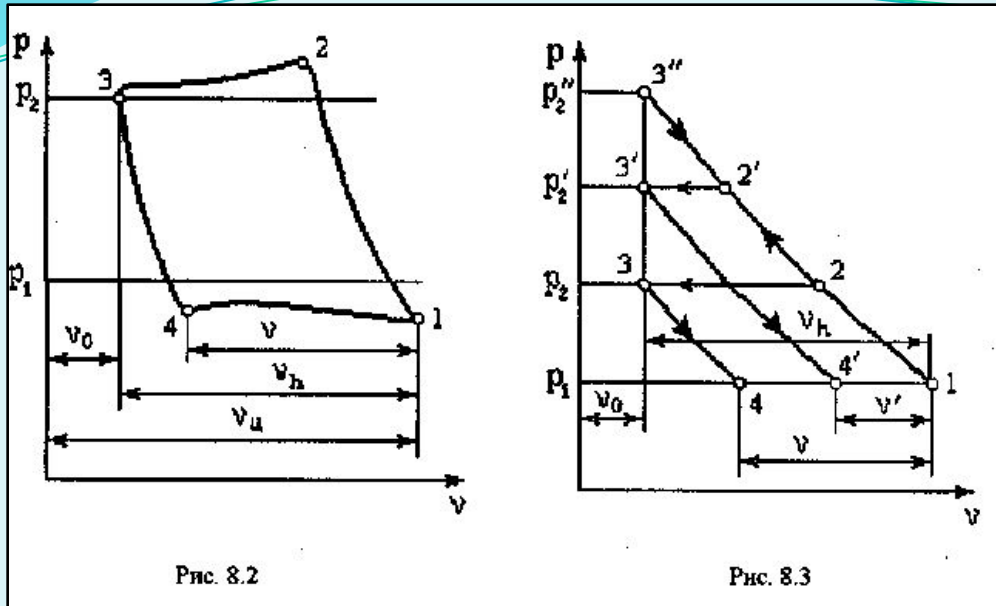
$$l_{\text{ад}}^k = -\frac{k}{k-1} RT_1 \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

- Эта работа численно равна площади 1-2"-3-4-1. Работа на привод компрессора при адиабатном сжатии может быть также записана в виде формулы

$$l_{\text{ад}}^k = -(p_2 v_2 - p_1 v_1) - (u_2 - u_1) = -(u_2 + p_2 v_2) + (u_1 + p_1 v_1) = i_1 - i_2$$

где  $u_2 - u_1 = l_{\text{ад}}$  - работа адиабатного сжатия.

$$u_2 - u_1 = l_{\text{ад}}$$



Вредное пространство уменьшает количество всасываемого газа и, следовательно, уменьшает производительность компрессора. Степень использования рабочего объема цилиндра оценивается объемным кпд компрессора

$$\lambda_V = \frac{V}{V_h}$$

## Действительная индикаторная диаграмма

- Первое отличие действительной индикаторной диаграммы одноступенчатого компрессора от теоретической заключается в наличии вредного пространства в реальном компрессоре.
- Второе отличие обусловлено потерями на дросселирование во всасывающем и нагнетательном клапанах. Вследствие этого всасывание новой порции газа в цилиндр происходит при давлении, меньшем  $p_1$ , а нагнетание – при давлении, большем  $p_2$  в нагнетательном трубопроводе.

# 3. Рекуперативные теплообменные аппараты.

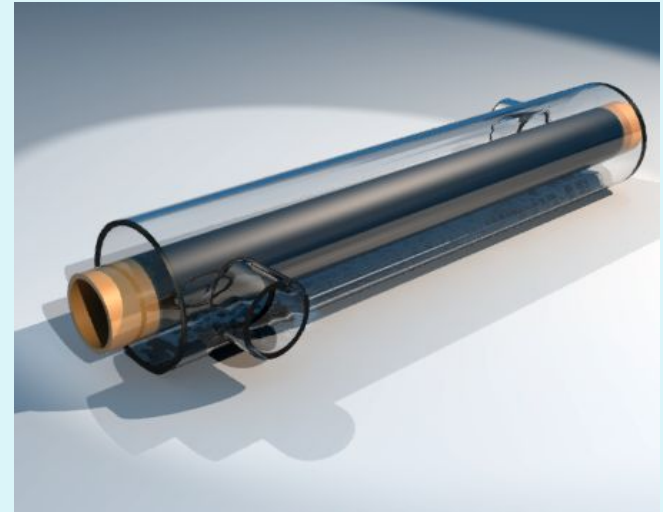
Рекуперативный теплообменник — теплообменник, в котором горячий и холодный теплоносители движутся в разных каналах, в стенке между которыми происходит теплообмен. При неизменных условиях параметры теплоносителей на входе и в любом из сечений каналов, остаются неизменными, независимыми от времени, т.е процесс теплопередачи имеет стационарный характер. Поэтому рекуперативные теплообменники называют также стационарными.

В зависимости от направления движения теплоносителей рекуперативные теплообменники могут быть:

- прямоточными при параллельном движении в одном направлении,
- противоточными при параллельном встречном движении,
- перекрестноточными при взаимно перпендикулярном движении двух взаимодействующих сред.

## Наиболее распространённые в промышленности рекуперативные теплообменники:

- Кожухотрубные теплообменники,
- Элементные (секционные) теплообменники,
- Двухтрубные теплообменники типа "труба в трубе",
- Витые теплообменники,
- Погружные теплообменники,
- Оросительные теплообменники,
- Ребристые теплообменники,
- Спиральные теплообменники,
- Пластинчатые теплообменники,
- Пластинчато-ребристые теплообменники,
- Графитовые теплообменники.
- фторопласт-Тефлоновые теплообменники.



# 4. Коэффициент теплопроводности.

**Коэффициент теплопроводности** - это относительная величина, характеризующая теплопроводность материала и определяемая как количество теплоты, которое проходит за 1 час через материал, имеющий толщину 1 метр и площадь 1 квадратный метр при разнице температур на входе и выходе в 1 градус по Цельсию [Вт/(м·К)]. Чем больше коэффициент теплопроводности материала, тем хуже его теплозащита, поскольку большее количество теплоты способно пройти через материал.

$$\lambda = - \frac{d^2 Q_{\tau}}{\frac{\partial t}{\partial n} \cdot dF \cdot d\tau}$$

Разные материалы имеют разные коэффициенты теплопроводности. Это зависит от многих факторов и, прежде всего, от :

- структуры материала,
- плотности,
- температуры,
- давления,
- влажности.

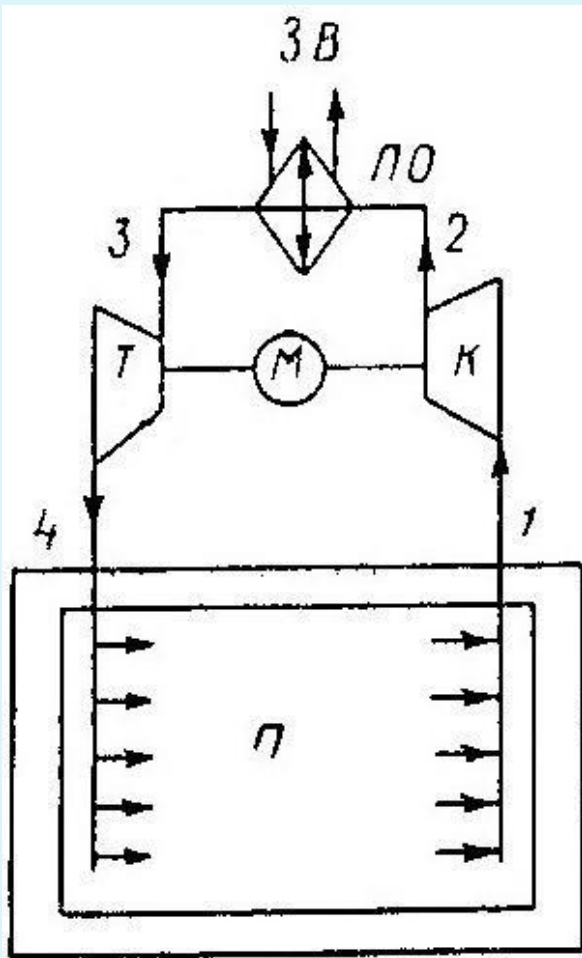
Наибольшими значениями коэффициента теплопроводности характеризуются металлы и всевозможные сплавы на их основе, а наименьшими – газы. Значения коэффициентов теплопроводности для различных материалов определяются с помощью специальных справочных таблиц.



При проведении инженерных расчетов коэффициент теплопроводности различных материалов играет исключительно важную роль:

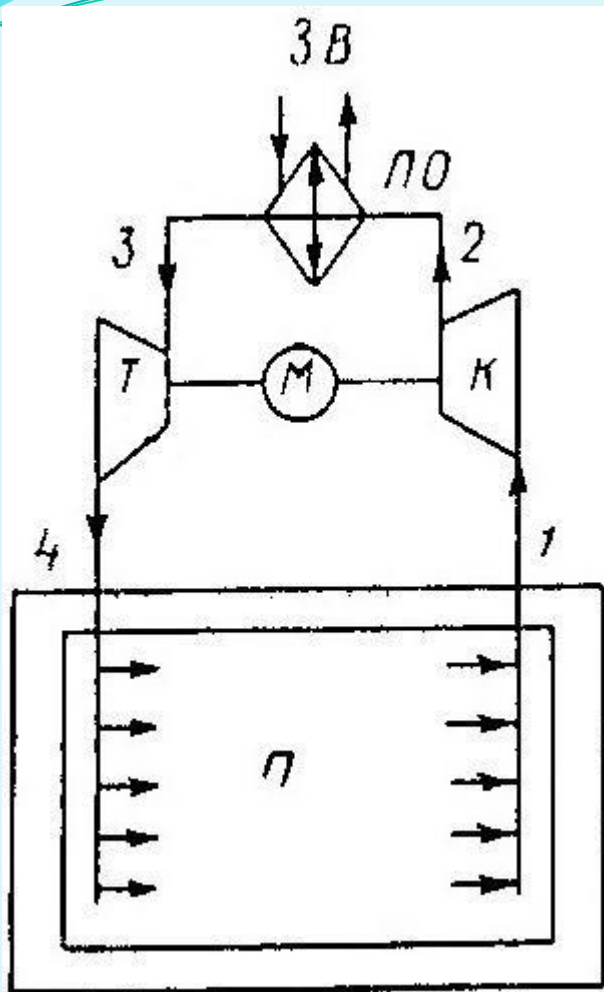
- Для отопительного прибора, изготовленного с использованием исключительно металлических элементов, то обстоятельство, что металл обладает высокой теплопроводностью, является несомненным достоинством.
- При проектировании трубопровода, предназначенного для подачи горячей воды или пара в отопительную систему любого масштаба, высокая теплопроводность стальных труб становится уже значительным недостатком по причине более чем существенных потерь тепла в ходе транспортировки. В этом случае инженерам-проектировщикам необходимо искать наиболее эффективные меры защиты.

# 5. Схема и цикл воздушной холодильной установки.

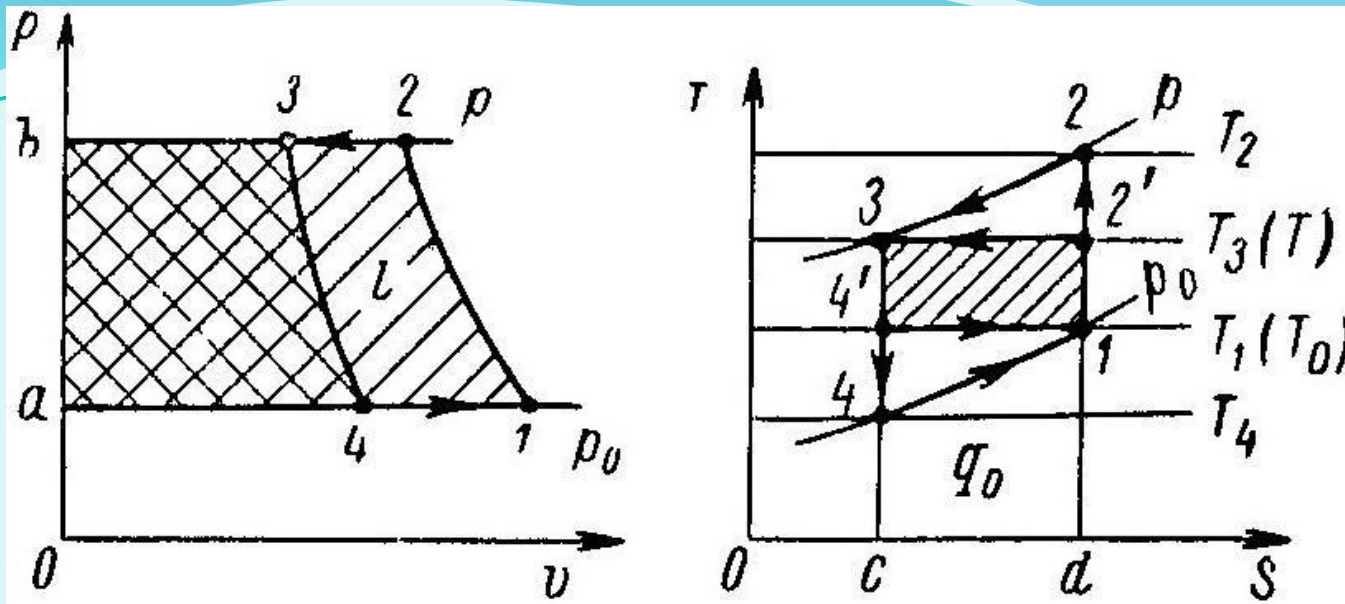


Принципиальная схема простейшей воздушной холодильной машины:

- П – помещение;
- К – компрессор;
- Т – турбина (детандер);
- ПО – промежуточный охладитель;
- М – двигатель;
- ЗВ – заборная вода.



Воздух из помещения П, где поддерживается температура  $T_1$ , засасывается компрессором К и сжимается от давления  $p_0$  до давления  $p$  (процесс 1-2). При этом его температура возрастает до  $T_2$ , благодаря чему воздух затем может быть охлажден в промежуточном охладителе ПО заборной водой ЗВ (процесс 2-3). Сжатый охлажденный воздух с температурой  $T_3$  поступает в расширитель (детандер) – турбину Т, где он, расширяясь до давления  $p_0$  (процесс 3-4), охлаждается и выходит в помещение с температурой  $T_4 < T_1$ . Подогреваясь в помещении при постоянном давлении  $p_0$  от  $T_4$  до  $T_1$  (процесс 4-1), воздух производит его охлаждение.



Теоретический цикл в  $v$ - $p$  диаграмме и  $s$ - $T$  диаграмме простейшей воздушной холодильной машины:

- процесс 1-2 – сжатие воздуха в компрессоре;
- процесс 2-3 – охлаждение сжатого воздуха в промежуточном охладителе;
- процесс 3-4 – расширение сжатого охлажденного воздуха в турбине;
- процесс 4-1 – подогрева воздуха в помещении.

Как видно из рис. 1.1, в теоретическом цикле осуществляются адиабатические процессы сжатия и расширения воздуха и изобарические процессы его охлаждения (окружающей средой – забортной водой) и нагревания.

- Удельная холодопроизводительность воздуха

$q_o = i_1 - i_4$ , кДж/кг, где  $i_1$  и  $i_4$  – энтальпия в состояниях, характеризующихся точками 1 и 4 на диаграмме. Она пропорциональна площади  $c-4-1-d$  (рис. 1,2).

Затраченная на совершение цикла удельная работа пропорциональна площади 1-2-3-4 и находится по формуле:

$l = l_{к.а} - l_{р.а}$ , где  $l_{к.а}$  – работа компрессора (отрицательная), кДж/кг,  
 $l_{р.а}$  – работа детандера (положительная)

- $l_{к.а} = i_2 - i_1 =$  площадь 1-2-b-a (рис. 1,1), кДж/кг,
- $l_{р.а} = i_3 - i_4 =$  площадь 3-4-a-b, кДж/кг,

Теоретический холодильный коэффициент обратимого цикла воздушной холодильной машины:

$$\varepsilon_T = \frac{q_o}{l} = \frac{T_1}{T_2 - T_1} = \frac{T_4}{T_3 - T_4} = \frac{1}{\left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1}$$

На  $s-T$  диаграмме (см. рис. 1,2) показан и обратный цикл Карно 1-2'-3-4' для интервала температур  $T_1 - T_2$  в охлаждаемом помещении ( $T_1 = T_2 = \text{const}$ ) и окружающей среды 3-4 охлаждающей воды ( $T_3 = T_4 = \text{const}$ ). Как видно, для этого цикла холодопроизводительность больше, а затраченная работа меньше, чем в цикле воздушной холодильной машины.

Действительный цикл воздушной холодильной машины в  $s$ - $T$  диаграмме.

Действительная удельная холодопроизводительность, кДж/кг:

$$q_{од} = q_0 - l_{р.а} \cdot (1 - \eta_{р.а}).$$

Она меньше теоретической  $q_0$  на величину потерь в турбине (заштрихованная площадь  $a-4-4d-b$ ).

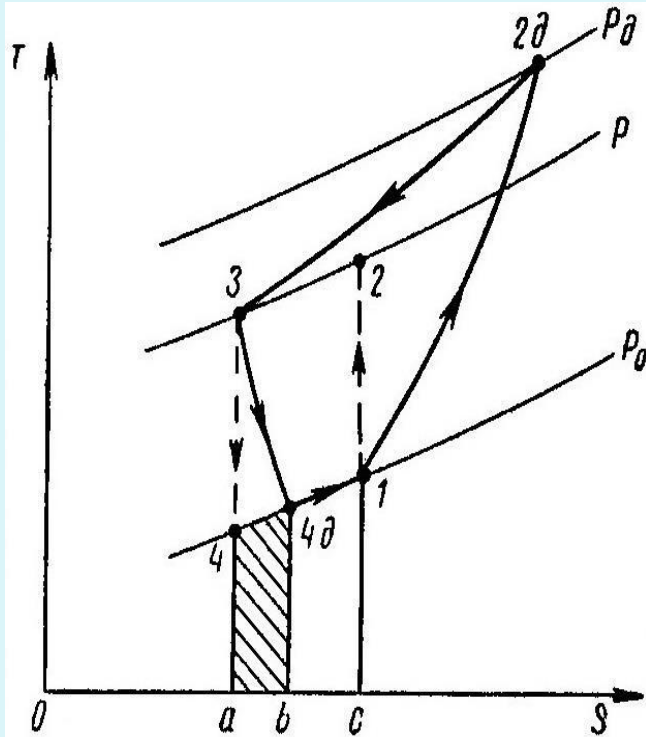
Действительная удельная работа, кДж/кг, больше теоретической на величину потерь в компрессоре и в турбине:

$$l_d = \frac{l_{к.а}}{\eta_{к.а}} - l_{р.а} \cdot \eta_{р.а}.$$

Тогда действительный холодильный коэффициент:

$$\varepsilon_d = \frac{q_{од}}{l_d} = \frac{q_0 - l_{р.а} \cdot (1 - \eta_{р.а})}{\frac{l_{к.а}}{\eta_{к.а}} - l_{р.а} \cdot \eta_{р.а}}.$$

Он намного меньше теоретического  $\varepsilon_0$  холодильного коэффициента; обычно  $\varepsilon_d < 1$ .



По экономичности в режиме кондиционирования и умеренного охлаждения ВХМ значительно уступают наиболее экономичным парокомпрессорным холодильным машинам. Потребляемая ими мощность в режиме кондиционирования в 2...3 раза больше, чем для ПКХМ.

Такие ВХМ внедрены в промышленное производство и эксплуатацию в стационарной практике.

Несомненным достоинством ВХМ является отсутствие в них специального хладагента, роль которого в данном случае выполняет бесплатный безвредный воздух, и, хотя особо широкого практического применения ВХМ пока не нашли, они используются для:

- кондиционирования воздуха в самолетах, автомобилях, иногда на судах, при обработке металлоизделий холодом ( $t_0 < -70\text{ }^\circ\text{C}$ ),
- в термобарокамерах по испытанию авиационных двигателей,
- в установках глубокого охлаждения для разделения газов, сжижения воздуха и получения кислорода.





*Спасибо за  
внимание*