

بسمه تعالی

## فهرست مندرجات

بخش اول: آشنایی با واژه‌های ترمودینامیک مورد استفاده در سیستم‌های تبرید

بخش دوم: سیستم ایجاد برودت مکانیکی

بخش سوم: بررسی کار آئی کمپرسور

بخش چهارم: کندانسرها

بخش پنجم: کمپرسورهای تناوبی

## بخش اول:

# آشنایی با واژه های ترمودینامیک مورد استفاده در سیستم های تبرید

Power Plant Academy

آکادمی نیروگاه

@powerplant\_academy

**۱-۱: فشار Pressure**

بنابر تعریف، نیروی وارد بر واحد سطح را فشار می گویند. اگر نیروی برابر  $F$  بر سطحی معادل  $A$  اثر کند، فشاری معادل  $P$  را بر آن وارد می کند که از رابطه (۱-۱) به دست می آید:

$$P = \frac{F}{A} \quad (1-1)$$

**۱-۱-۱: واحدهای فشار**

امروزه در سیستم های مختلف علمی و صنعتی واحدهای گوناگونی را برای فشار تعریف نموده اند که متداول ترین آن ها پوند بر اینچ مربع (PSI)، بار، کیلو گرم نیرو بر سانتیمتر مربع و...

**۱-۱-۲: فشار جو**

کره زمین توسط جو خود پوشیده شده است که ارتفاع آن به حدود ۸۰ کیلومتر می رسد. از آن جایی که هوا دارای وزن می باشد لذا ستون هوا به ارتفاع فوق فشاری را بر زمین و سایر اجسام وارد می سازد که آن را فشار جو (فشار اتمسفر) می نامند.

فشار جو بر حسب ارتفاع محیط، درجه حرارت، رطوبت هوا و... متفاوت بوده و مقدار آن در سطح دریا معادل PSIA ۱۴/۶۹۴ (با تقریب کافی PSIA ۱۴/۷) معادل ۷۶ سانتیمتر جیوه می باشد، بدیهی است که فشار محیط با افزایش ارتفاع، کاهش میابد.

**۱-۱-۳: فشار مطلق و فشار سنجشی (Gage Pressure)**

فشار مطلق همان فشار واقعی (کلی) در سیستم بوده، در صورتی که فشاری را که فشار سنج نشان می دهد، فشار سنجشی می نامند که برابر است با تفاضل فشار مطلق و فشار جو بنابراین در فشار اتمسفر فشار سنج مقدار صفر را نشان داده، حال آن که فشار واقعی PSIA ۱۴/۷ می باشد.

$$\text{فشار مطلق} = \text{فشار سنجشی} \pm 14/7 \text{ PSIA} \quad (1-2)$$

علامت منفی برای مواقعی است که فشار سیستم، از فشار اتمسفر کمتر باشد.

**۱-۲: کار Work**

اگر نیرویی مانند  $F$  بر جسمی وارد و آن را به اندازه  $L$  جابه جا نماید، کاری برابر با  $W$  انجام شده است.

$$W = F \times L \quad (1-3)$$

**۱-۳: توان (انرژی) Power**

کار انجام شده در واحد زمان را توان می نامند، برای انجام کار همواره به مصرف انرژی نیاز

$$P = \frac{W}{t} \quad (1-4)$$

می باشد. انرژی در طبیعت به شکل های مختلفی وجود داشته که می توان به دو دسته اصلی تقسیم نمود:

الف: انرژی جنبشی (Kinetic Energy)

انرژی که در جسم در حال حرکت وجود دارد را انرژی جنبشی (حرکتی) می نامند (K. E).

ب: انرژی پتانسیل (Potential Energy)

انرژی پتانسیل مانند انرژی ای است که در سیال تحت فشار وجود دارد (P. E).

#### ۴-۱: دما (درجه حرارت) Temperature

درجه حرارت واحدی است که جهت نمایش گرمی یک جسم به کار می رود، متداول ترین واحدهای مورد استفاده در صنعت، درجه سانتیگراد ( $^{\circ}\text{C}$ ) و درجه فارنهایت ( $^{\circ}\text{F}$ ) می باشند.

$$^{\circ}\text{F} = 1.8 ^{\circ}\text{C} + 32 \quad (1-5)$$

$$^{\circ}\text{C} = \frac{5}{9} (^{\circ}\text{F} - 32) \quad (1-6)$$

#### ۴-۱-۱: دمای مطلق

بنابر قرارداد دمای  $^{\circ}\text{C}$  ۲۷۳ (یا  $^{\circ}\text{F}$  ۴۶۰) را صفر مطلق می گویند و این عبارت است از دمایی که در آن کلیه حرکت های ذرات اجسام صفر می گردد. دمای مطلق اجسام را می توان با کلوین (K) و یا رانکین ( $^{\circ}\text{R}$ ) نشان داد.

$$\text{K} = 273 + ^{\circ}\text{C} \quad (1-7)$$

$$^{\circ}\text{R} = 460 + ^{\circ}\text{F} \quad (1-8)$$

#### ۵-۱: انتقال حرارت (Heat Transfer)

همانطور که می دانید، اگر دو جسم با دمای مختلف با یکدیگر در تماس باشند، حرارت از جسم گرم به جسم سرد منتقل می گردد و این عمل تا وقتی که دو جسم به تعادل برسند (دمای دو جسم با هم مساوی شود) ادامه میابد. انتقال حرارت از جسم گرم به جسم سرد به سه صورت می تواند انجام گیرد:

#### ۵-۱-۱: انتقال حرارت به طریق هدایت (Conduction)

اگر دو جسم گرم و سرد تحت تماس مستقیم قرار گیرند، حرارت به وسیله ذرات جسم گرم به جسم سرد منتقل می گردد. شدت انتقال حرارت به اختلاف دمای دو جسم گرم و سرد، قابلیت انتقال حرارت دو جسم و سطح تماس آنها بستگی دارد. بنابراین می توان گفت:

$$Q = \frac{K \cdot A}{X} (t_2 - t_1) \quad (1-9)$$

که در آن Q میزان حرارت منتقل شده، K ضریب انتقال حرارت، A سطح تماس، X فاصله،  $t_2$  دمای جسم گرم تر و  $t_1$  دمای جسم سردتر می باشد.

#### ۵-۱-۲: انتقال حرارت به طریق جابه جایی Convection

اگر انتقال حرارت از یک نقطه به نقطه دیگر یک سیال (گاز یا مایع) با جابه جا شدن سیال صورت گیرد، آن را انتقال حرارت به طریق جابه جایی می نامند. جابه جا شدن حرارت می تواند به صورت طبیعی و یا اجباری باشد.

$$Q = hA (t_2 - t_1) \quad (1-10)$$

که در آن  $Q$  میزان حرارت منتقل شده،  $h$  ضریب انتقال حرارت (جابه جایی) سیال،  $A$  سطح تماس،  $t_2$  دمای جسم گرم و  $t_1$  دمای جسم سرد می باشد.

### ۳-۵-۱: انتقال حرارت به طریق تابشی Radiation

زمین در اثر رسیدن نور آفتاب گرم می شود. انتقال حرارت از آفتاب به زمین به صورت حرکت امواجی از خورشید به زمین صورت گرفته که آن را انتقال حرارت به طریق تابشی می نامند. به طور کلی اجسام همواره در حال تابش و یا جذب حرارت تابشی می باشند.

$$Q = \delta A (T_2^4 - T_1^4) \quad (1-11)$$

که در آن  $Q$  مقدار حرارت تاییده شده،  $\delta$  ضریب استفاده بولتزمن،  $A$  سطح تبادل،  $T_2$  دمای جسم گرم تر و  $T_1$  دمای جسم سردتر (بر حسب دمای مطلق) می باشد.

### ۶-۱: گرم کردن - سرد کردن

اگر به جسمی به جرم  $m$  و گرمای ویژه  $C$  مقداری حرارت برابر با  $Q$  داده شود، تا دمای آن از  $t_1$  به  $t_2$  افزایش یابد، در این صورت خواهیم داشت:

$$Q = mc\Delta t = mc(t_2 - t_1) \quad (1-12)$$

در مثال فوق فرض می شود که هیچ گونه تغییر فازی در جسم در حد فاصل دمای  $t_1$  و  $t_2$  صورت نمی گیرد.

### ۷-۱: واحدهای حرارت

واحدهای مورد استفاده در صنعت برای حرارت کالری، کیلو کالری و B.T.U می باشد. (واحد انگلیسی حرارت British Thermal Unit) می باشد.

$$1 \text{ B.T.U} = ۲۵۲ \text{ کالری}$$

### ۸-۱: تغییر فاز (حالت)

مواد موجود در طبیعت به سه حالت گاز، مایع و جامد می باشند، حالت اجسام را می توان با دادن (یا گرفتن) حرارت (و یا در شرایطی با تغییر فشار) تغییر داد. گرمایی که جسم به هنگام تغییر حالت از دست می دهد (و یا می گیرد) را گرمای نهان (Latent Heat) می نامند.

تغییر حالت از فاز گاز به مایع را میعان (Condensation) می نامند.

تغییر حالت از فاز مایع به گاز، تبخیر (Vaporization) نامیده می شود.

تغییر حالت از فاز جامد به مایع را ذوب (Melting) می نامند.

تغییر حالت از فاز جامد به گاز، تصعید (Sublimation) نامیده می شود.

**۹-۱: تبخیر - میعان**

اگر در فشار ثابتی مانند  $P$  به مایعی حرارت داده شود، در دمایی مانند  $t_b$  شروع به تبخیر نموده، بنا بر تعریف  $t_b$  را نقطه جوش (دمای تبخیر) مایع در فشار  $P$  می نامند. نقطه جوش مایعات با افزایش فشار، افزایش می یابد (و بالعکس).

از سوی دیگر اگر در فشار ثابت  $P$ ، بخار همان ماده را به تدریج سرد نماییم، می بینیم که در همان درجه حرارت  $t_c$  شروع به مایع شدن می نماید، که این تحول را میعان (Condensation) می نامند.

با توجه به مطالب فوق که در رابطه با تبخیر و میعان گفت می توان نتایج اساسی زیر را حاصل نمود:

(الف) تحت فشار ثابت، با گرم کردن مایعات، می توان آن ها را به بخار تبدیل نمود.

(ب) تحت فشار ثابت، با سرد کردن بخار، می توان آن را به مایع تبدیل کرد.

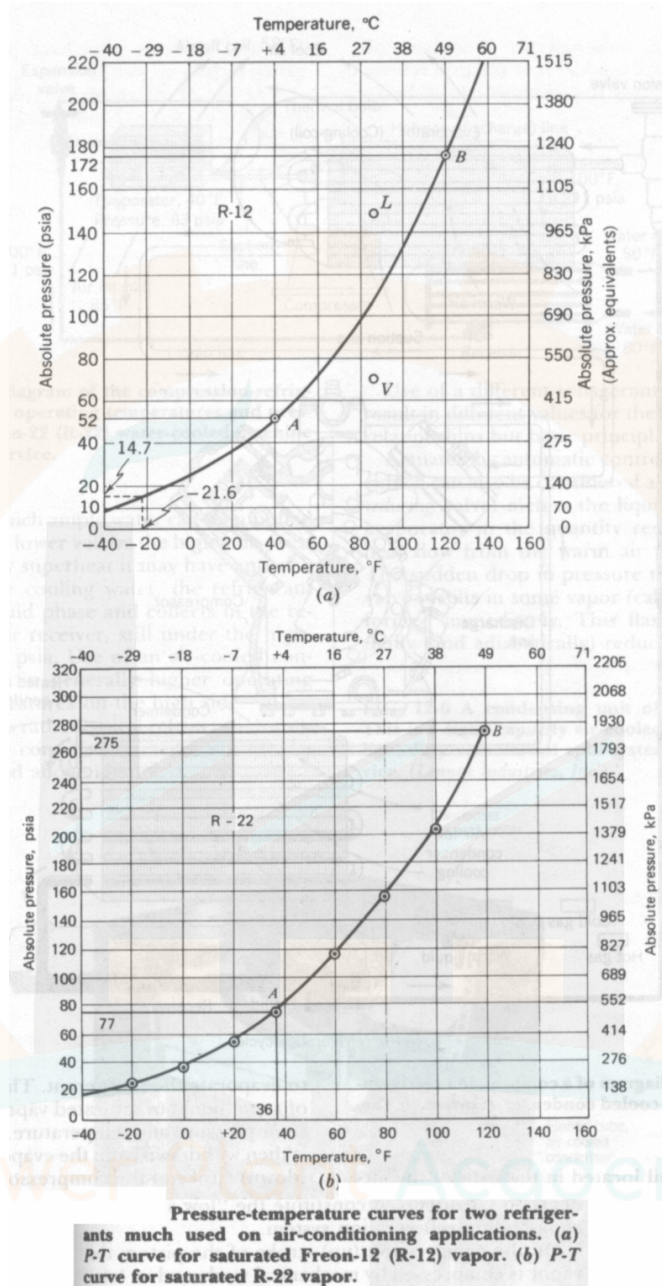
(ج) تحت دمای ثابت، با افزایش فشار می توان، بخار را به مایع تبدیل نمود.

(د) تحت دمای ثابت، با کاهش فشار می توان مایع را به بخار تبدیل کرد.

توجه شود که عمل تبدیل بخار به مایع و مایع به بخار الزاماً نباید تحت فشار و یا دمای ثابت انجام گیرد، بلکه می توان با تغییر هر دوی آن ها نیز تحولات دلخواه را به مرحله اجرا در آورد.

از آن جایی که هر مایع در فشار  $P$  در دمای  $t_b$  به جوش می آید، به ازای هر فشار ماده دارای یک نقطه جوش معینی بوده، که با رسم این نقاط بر روی یک صفحه و وصل نمودن آن ها می توان به یک منحنی دست یافت که آن را منحنی فشار بخار ماده می گویند. در شکل (۱-۱) منحنی فشار بخار یک ماده نشان داده شده است. در نقاط واقع بر روی منحنی، گاز و مایع در حال تعادل بوده و در قسمت زیرین منحنی ماده به صورت گاز و در منطقه بالای منحنی، ماده به صورت مایع خواهد بود.

با در دست داشتن فشار و دمای هر سیال و به کمک منحنی فشار بخار آن سیال می توان حالت سیال (گاز یا مایع بودن) را تشخیص داد. در شکل (۱-۱) منحنی فشار بخار R-12 و R-22 نشان داده شده است.



شکل (۱-۱): نمودار فشار بخار مبردهای R-12 و R-22

### ۱-۱۰: آنتالپی Enthalpy

یکی از خصوصیات ترمودینامیکی مواد، که کاربرد زیادی نیز در بررسی تحولات ترمودینامیکی دارد، آنتالپی می باشد و عبارت است از تمامی حرارت موجود در ماده.

$$H (\text{آنتالپی}) = U + PV/J \quad (1-13)$$

که در آن:

آنتالپی  $H$  = انرژی داخلی =  $U$  فشار مطلق  $P$  = حجم به خصوص  $V$  = معادل مکانیکی انرژی  $J$  =

مزیت عمده استفاده از آنتالپی در تحولات ترمودینامیکی در این است که می توان کار و حرارت داده شده به (و یا گرفته شده از) یک ماده را با محاسبه تغییرات آنتالپی آن سنجید.

### ۱-۱۱: قانون کلی گازهای ایده آل

با ترکیب سه رابطه فوق می توان در حالت کلی، تغییرات فشار، دما و حجم گازها را در صورت تغییر حداقل یکی از سه عامل فوق از رابطه (۱-۱۴) به دست آورد.

$$\frac{P_1 V_1}{T_1} = \frac{P_2 V_2}{T_2} \quad (1-14)$$

### ۱-۱۲: قانون گازهای کامل

بین حجم، دما و فشار گازها همواره یک رابطه برقرار بوده که با فرمول (۱-۱۵) نشان داده شده است:

$$P_V = mRT \quad (1-15)$$

که در آن P فشار مطلق، V حجم، n تعداد مول گاز، R ضریب ثابت و T دمای مطلق می باشد.

### ۱-۱۳: تحول آدیاباتیکی Adiabatic Process

اگر در طول یک تحول، سیستم با خارج هیچ گونه حرارتی را مبادله ننماید، به آن تحول آدیاباتیکی می گویند. بنابراین در تحول آدیاباتیکی  $\Delta Q = 0$  خواهد بود، یعنی حرارت جسم هیچ گونه تغییری نخواهد نمود.

### ۱-۱۴: تحول تک دما Isothermal Process

تحول تک دما (ایزوترمال) به تحولی گفته می شود که سیستم با تبادل حرارت با خارج همواره دمای خود را ثابت نگه می دارد. بدیهی است از آنجا که اکثر عملیات نظیر تراکم در کمپرسورها با تغییر درجه حرارت مبرد صورت می گیرد، لذا تحول تک دما تنها در صورتی امکان پذیر است که تمامی حرارت ایجاد شده که می تواند موجب گرم شدن مبرد گردد، به نحوی به طور کامل از سیستم خارج گردد.

### ۱-۱۵: تحول Polytropic

قبلاً گفته شد که در تحول تک دما، درجه حرارت ثابت مانده و در تحول آدیاباتیکی، هیچ گونه حرارتی با خارج تبادل نمی گردد، در مرحله تراکم مبرد در کمپرسور با وجود این که سیلندرها مجهز به سیستم خنک کن آبی یا هوایی هستند و سعی می شود تا حرارت ایجاد شده در مرحله تراکم از مبرد گرفته شود، با این وجود می بینیم که عملاً مبرد به هنگام خروج از کمپرسور گرم تر از مبرد در هنگام مکش کمپرسور می باشد. به عبارت دیگر در مرحله تراکم مبرد در کمپرسور

پدیده تراکم نه از نوع تک دما و نه از نوع آدیباتیک می باشد. چرا که هم درجه حرارت تغییر نموده و هم مقداری حرارت از مبرد توسط سیستم خنک کن گرفته می شود (سیستم با خارج تبادل حرارتی می نماید). بنابراین می توان تراکم در کمپرسور را تحولی بین دو حالت اخیر (تک دما - آدیباتیک) دانست که آن را تحول پولی تروپیک می نامند.

با در نظر گرفتن کلیه تحولات ذکر شده و قانون گازها می توان رابطه بین فشار و حجم گازها را کلاً به صورت زیر خلاصه نمود:

$$PV^n = C \quad (1-16)$$

که در آن P و V به ترتیب فشار و حجم گاز بوده و C مقدار ثابتی است، عدد n به نوع تحول بستگی داشته که می تواند مقادیر زیر را اختیار نماید.

n = 0	ثابت $PV^0 =$	ثابت $P =$	تحول با فشار ثابت
n = 1	ثابت $PV =$	ثابت $T =$	تحول تک دما
n = k	ثابت $PV^k =$	ثابت $P =$	تحول آدیباتیک
n = $\pm \infty$	ثابت $V^{\frac{1}{n}} P =$	ثابت $V =$ (Isochor)	تحول با حجم ثابت

در تحول آدیباتیک k، نسبت گرمای ویژه مولکولی در فشار ثابت به گرمای ویژه مولکولی در حجم ثابت می باشد و آن را نمای آدیباتیک (Adiabatic Exponent) می نامند.

$$K = \frac{C_p}{C_v} \quad (1-17)$$

مقدار n در تحول پلی تروپیک متغیر بوده است و به شرایط فرآیند بستگی دارد.

### ۱-۱۶: سیکل Cycle

اگر در یک سیستم، تحولات مختلفی به وقوع پیوسته، و سرانجام سیستم به حالت اولیه خود (فشار، دما و حجم) برگردد، سیستم را یک سیکل می نامند.

به عنوان مثال وقتی که آمونیاک به عنوان مبرد در سیستم های ایجاد سرما (برودت) مورد استفاده قرار می گیرد، تحولات مختلفی نظیر تراکم (در کمپرسور)، میعان (در کندانسر)، انبساط (در شیر انبساط) و تبخیر (در تبخیر کننده) را پشت سر گذاشته و همواره به یک نقطه اولیه (مثلاً قسمت مکش کمپرسور) بر می گردد، این سیستم را یک سیکل می نامند.

## ۱۷-۱: اصول ترمودینامیک

الف) اصل اول ترمودینامیک First Law of Thermodynamics

اگر سیستمی هیچ گونه کار و یا حرارتی با خارج تبادل ننماید، مقدار کل انرژی در سیستم ثابت خواهد ماند.

سیستم های تبرید نیز نوعی ماشین حرارتی می باشند که برعکس کار می کنند. در سیستم تبرید حرارت از منبعی با دمای کم تر (تبخیر کننده) گرفته شده و در منبعی با دمای بالاتر (کندانسر) تخلیه می شود. این عمل تنها به کمک انجام کار (دادن کار به سیستم توسط کمپرسور) امکان پذیر می باشد.

$$\Delta W = H_1 - H_2 \quad (1-17)$$

که در آن:  $H_1$ : حرارت داده شده به کندانسر در دمای  $T_1$  در هر سیکل،  $H_2$ : حرارت خارج شده از سیستم در دمای  $T_2$  در هر سیکل. بدیهی است که در این سیستم  $T_1 > T_2$  می باشد. و  $\Delta W$  برابر است با کار داده شده به سیستم در هر سیکل (کار انجام شده بر روی مبرد).

اثر تبرید (Refrigerating Effect) در هر سیکل برابر است با:

$$H_2 = H_1 - \Delta W \quad (1-18)$$

ب) اصل دوم ترمودینامیک Second Law of Thermodynamics

این قانون امکان انتقال انرژی را بررسی می نماید. قانون دوم ترمودینامیک را می توان به دو شکل بیان نمود:

۱- حرارت هیچ وقت از نقطه ای با دمای کم تر به نقطه ای با دمای بیش تر منتقل نمی شود، مگر آن که به سیستم کار داده شود.

۲- هیچ وقت نمی توان از یک منبع دارای انرژی حرارتی، انرژی مکانیکی به دست آورد مگر آن که منبع حرارتی با افت دما (سرد شدن) مواجه گردد.

اصل اول می گوید که در تمامی تحولات ترمودینامیکی، انرژی به هدر نمی رود و باقی می ماند ولی هیچ وقت نمی گوید که کدام تحول قابلیت اجرا دارد یا خیر؟

در صورتی که اصل دوم می گوید که فقط آن دسته از تحولات تبدیل انرژی به طور طبیعی امکان پذیر است که از دمای بالا به سوی دمای پایین و یا از نظم آرایشی مولکولی به بی نظمی مولکولی صورت پذیرد. مقدار انرژی که در سطوح پایین دما در طبیعت وجود دارد، غیر قابل

محاسبه است ولی این اصل می گوید که بخش اعظمی از این انرژی به عنوان یک ماشین حرارتی جهت تبدیل حرارت به کار مفید قابل بهره برداری نمی باشد.

### ۱۸-۱: آنتروپی Entropy

آنتروپی یکی از خواص مواد در طبیعت بوده و بیانگر میزان بی نظمی موجود در آن می باشد. آنتروپی می تواند بیانگر میزان قابلیت تبدیل انرژی (یا به عبارت دیگر عدم قابلیت دستیابی) در یک فرآیند ترمودینامیکی باشد.

$$\Delta S = \frac{\Delta H}{T} \quad (1-19)$$

که در آن:

$\Delta H$ ، تغییرات جزئی حرارت موجود در ماده در دمای  $T$  و  $\Delta S$ ، تغییرات آنتروپی در یک فرآیند می باشد. واحد آنتروپی  $\text{BTU/lb.}^\circ\text{R}$  و یا  $\text{KJ/Kg.}^\circ\text{K}$  می باشد. پدیده های طبیعی همواره در جهتی صورت می گیرند که آنتروپی (عدم قابلیت دستیابی انرژی) افزایش یابد مگر آن که از خارج به سیستم انرژی داده شود و در این صورت آنتروپی نمی تواند افزایش پیدا کند. عمل تراکم در سیکل تبرید عموماً تحت شرایط نزدیک به آنتروپی ثابت (تحول ایزنتروپیک) صورت می گیرد. عمل مایع شدن (میعان) مبرد در کندانسر با کاهش آنتروپی و تبخیر کننده با افزایش آنتروپی صورت می گیرد.

### ۱۹-۱: نقطه بحرانی

قبلاً گفته شد که اگر بخواهیم در دمایی مانند  $T_c$ ، گازی را مایع نماییم، لازم است که فشار آن به فشار بخار سیال رسانیده شود، ولی این عمل همواره امکان پذیر نمی باشد، چرا که برای هر سیال همواره شرایطی وجود دارد که در آن شرایط، حالت گاز و مایع تشخیص ناپذیر می باشد، به عبارت دیگر در نقطه بحرانی حرارت نهان تبخیر به سمت صفر میل نموده، لذا در دماهای بالاتر از دمای نقطه بحرانی نمی توان به کمک فشار، گاز را مایع نمود.

نقطه ای که داری این ویژگی می باشد، را نقطه بحرانی می نامند و دما و فشار مربوط به این نقطه را دما و فشار بحرانی می نامند که با اندیس (c) نشان داده شده است  $(P_c, T_c)^\circ$  در جدول (۱-۱) دما و فشار بحرانی چند مبرد نشان داده شده است.

به عنوان مثال، برای گاز کربنیک  $T_c = 31^\circ\text{C}$  و  $P_c = 73/7 \text{ bar}$  می باشد. به عبارت دیگر، هیچ وقت نمی توان گاز کربنیک را در دماهای بالاتر از  $31^\circ\text{C}$  درجه سانتیگراد و به کمک فشار مایع نمود، مگر آن که دمای گاز کربنیک به کمتر از  $31^\circ\text{C}$  درجه سانتیگراد رسانده شود.

**Table 9.2.** Critical temperature and pressure of various refrigerants: (a) temperature decreasing order, (b) pressure in increasing order

(a)		(b)	
Refrigerants	Temp. in °C	Refrigerants	Pressure in bar
Water	371.5	Freon-113	34.2
Methylchloride	216	Isobutene	38.4
Sulphurdioxide	156.5	Freon-12	41.6
Ammonia	132.4	Freon-22	49.9
R-12	111.5	Ethylene	51.2
R-22	96.2	Carbon dioxide	73.7
Carbondioxide	31	Sulphurdioxide	78.8
Ethylene	10.6	Ammonia	114.1
		Water	218.3

جدول (۱-۱) دما و فشار بحرانی چند میرد

علت امر در این است که در دماهایی کمتر از دمای بحرانی بین فاز گاز و مایع تفاوت‌هایی وجود دارد، و به تدریج که به نقطه بحرانی نزدیک می‌شویم، این تفاوت‌ها کاهش یافته و در نقطه بحرانی به صفر می‌رسد. به عبارت دیگر دمای بحرانی حداکثر دمایی است که می‌توانیم دو فاز گاز و مایع داشته باشیم و در دماهای بالاتر از آن امکان وجود فاز مایع وجود ندارد. فشار بخار گاز در دمای  $T_c$  را فشار بحرانی  $P_c$  می‌نامند و آن حداکثر فشاری است که می‌تواند دو فاز گاز و مایع در حال تعادل باشند و در فشار بالاتر از آن نمی‌توان دو فاز گاز و مایع را در کنار هم داشت.

Power Plant Academy

آکادمی نیروگاه

@powerplant\_academy



**بخش دوم:**

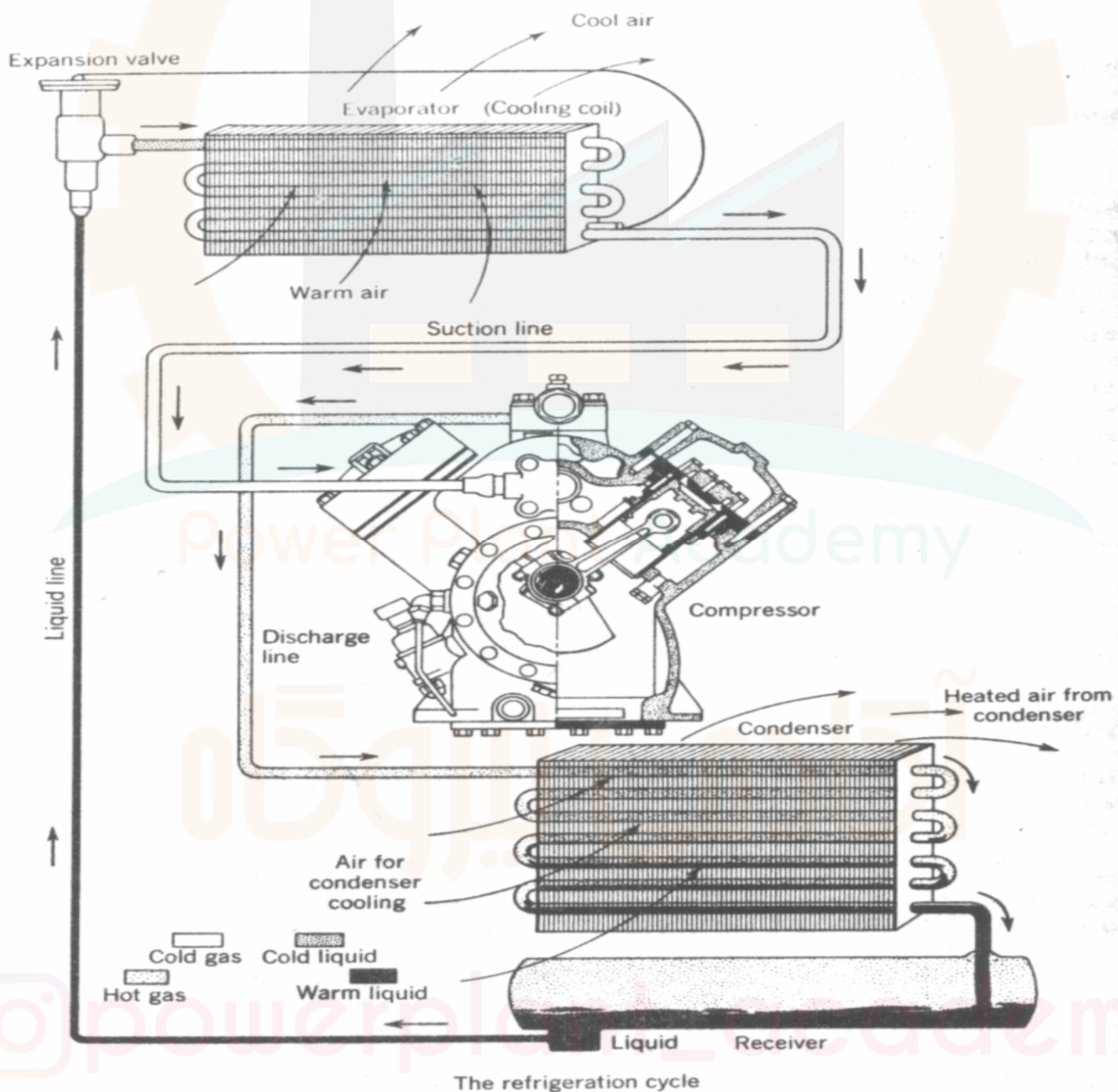
**سیستم ایجاد برودت مکانیکی**

آکادمی نیروگاه

@powerplant\_academy

**۱-۲: تعریف:** سیستم ایجاد برودت (تبرید یا ایجاد سرما) به سیستمی اطلاق می‌شود که در آن حرارت از محیطی نسبتاً سرد گرفته شده و به محیطی نسبتاً گرم (مثلاً محیط اطراف) پس داده می‌شود. همان طوری که از تعریف فوق پیداست، سیستم‌های ایجاد برودت یک تفاوت اساسی با سرد کردن معمولی (Cooling) دارند و آن عبارت است از جذب حرارت از محیط سرد توسط یک سیال با دمای بیش‌تر می‌باشد. از آنجایی که گرفتن حرارت از محیط سرد و تحویل آن به محیط گرم بدون صرف انرژی امکان‌پذیر نمی‌باشد (طبق اصل دوم ترمودینامیک) لذا گاهی اوقات سیستم ایجاد برودت را پمپ حرارتی (Heat Pump) می‌نامند. سیستم‌های ایجاد برودت در مقایسه با سرد کردن، از دو مزیت اساسی برخوردار می‌باشد:

الف) حصول به درجه حرارت‌های پایین‌تر از محیط ؛



شکل (۱-۲): نمای یک سیستم ایجاد برودت

ب) پایین بودن حجم ماشین آلات و قطعات در مقایسه با مقدار حرارت کنترل شده. علت اساسی این امر استفاده از یک سیال و ایجاد تغییر فاز در آن می باشد. از سیستم های ایجاد برودت برای سرد کردن و یا سرد نگه داشتن اجسام، مایعات و گازها تا درجه حرارت های کمتر از دمای محیط، مایع کردن گازها و... استفاده می شود.

سیکل ایجاد برودت از کمپرسور، کندانسر، شیر انبساط و تبخیر کننده به عنوان اجزای اصلی سیستم و یک سیال به عنوان مبرد (سرد کننده) تشکیل گردیده است. در شکل (۱-۲) نمای ساده ای از یک سیستم ایجاد برودت نشان داده شده است.

### ۲-۲: مبرد Refrigerant

سیالی که جهت ایجاد سرما در سیستم های ایجاد برودت استفاده می شود، را مبرد می گویند. از نظر تئوری هر سیالی را می توان به عنوان مبرد در سیستم های ایجاد برودت مورد استفاده قرار داد ولی شرایط عملی و اقتصادی سیستم های ایجاد برودت به نحوی است که عملاً مبردهای مورد استفاده در صنعت، به ترکیباتی نظیر آمونیاک، فرئون ها، متان، اتان، دی اکسید کربن و... خلاصه می شود.

### ۲-۳: نام گذاری مبردها

تا قبل از توسعه صنعت ایجاد برودت، مبردها به تعداد معدودی از ترکیبات شیمیایی نظیر دی اکسید کربن ( $CO_2$ )، انیدرید سولفور و ( $SO_2$ )، آمونیاک ( $NH_3$ ) و... خلاصه می شود. در سال ۱۹۲۸ چارلز کترینگ و دکتر توماس میگلی طی تحقیق های به دنبال ترکیباتی بودند که غیر سمی بوده و اشتعال پذیر نباشند. تحقیقات آنها نهایتاً منجر به استفاده از ترکیبات فلئورهای شد که آنها را ترکیبات هالو کربنه (Halocarbon Compounds) یا فرئون ها (Freons) می نامند. فرئون ها کلاً به ترکیباتی اطلاق می شود که در آنها یک یا چند هیدروژن متان یا اتان با هالوژن ها (کلر، فلئور، برم و ید) تعویض شده باشد. تعدد این ترکیب ها موجب گردید تا روشی برای نام گذاری آنها ابداع گردد. برای این منظور مهندسین تبرید امریکا (ASRE) روش زیر را برای کد گذاری مبردها پیشنهاد کرد. هر مبرد با حرف R (حرف اول کلمه Refrigerant به معنی مبرد) شروع شده و دارای سه عدد می باشد.

۱ - C = رقم اول

۱ + H = رقم دوم

I یا Br یا F = رقم سوم

و باقیمانده اتم های تشکیل دهنده مولکول نشانگر تعداد کلر می باشد. به عنوان مثال R-۱۲ را در نظر می گیریم که در اصل باید R-012 نوشته شود.

$C = 1 \rightarrow C - 1 = 0 =$  رقم اول

$$H = 0 \quad \rightarrow H + 1 = 1 \quad \text{رقم دوم}$$

$$F = 2 \quad \rightarrow F = 2 \quad \text{رقم سوم}$$

بنابراین چون  $R_{12}$  از مشتقات متان ( $CH_4$ ) می باشد لذا باقی مانده عناصر آن که دو تا می باشد، کلر بوده و فرمول آن به صورت  $CF_2Cl_2$  می گردد و نام شیمیایی آن دی کلرو، دی فلوئورو متان می باشد.

مثال: مطلوب است تعیین فرمول و نام  $R_{114}$

$$C = 2 \quad \rightarrow C - 1 = 1$$

$$H = 0 \quad \rightarrow H + 1 = 1$$

$$F = 4$$

می بینیم که ترکیب فوق از مشتقات اتان ( $C_2H_6$ ) بوده و دارای دو ظرفیت خالی می باشد، لذا تعداد کلر آن ۲ می باشد. و دی کلرو، تترا فلوئورو اتان نامیده می شود. ( $C_2F_6Cl_2$ ) در جدول (۱-۲) مشخصات انواع مبردهای صنعتی نشان داده شده است، مبردها بشرح زیر دسته بندی می شوند. الف) ترکیباتی که با ارقام ۰، یک و دو شروع می شوند از مشتقات هیدرو کربور خطی اشباع شده می باشند.

ب) ترکیبات حلقوی با رقم ۳ شروع می شوند.

ج) مخلوط های زئوتروپ با رقم ۴ شروع می کردند.

د) مخلوط های آزنوتروپ با رقم ۵ شروع می کردند.

ه) ترکیبات آلی متفرقه.

و) ترکیبات اکسیژن دار یا ازت که با رقم ۶ شروع می شوند.

ز) ترکیبات غیر آلی.

کلاً این دسته از ترکیبات جزو خانواده سری ۷۰۰ بوده و دو رقم بعدی آن جرم مولکولی ترکیب را نشان می دهد، مثلاً  $R_{744}$  همان  $CO_2$  می باشد. و بالاخره ترکیبات اشباع نشده که جزو سری ۱۰۰۰ هستند.

#### ۴-۲: انتخاب مبرد مناسب

همان طوری که گفته شد، امروزه تعداد زیادی ترکیبات شیمیایی به عنوان مبرد در صنایع مورد استفاده قرار می گیرند و لذا انتخاب مبرد مناسب برای فرآیند مورد نظر از اهمیت ویژه ای برخوردار است.

انتخاب مبردی که بتواند کارایی لازم را داشته و از سوی دیگر برای سیستم مورد نظر مناسب تر باشد، تنها از طریق شناخت خصوصیات مورد نیاز در مبرد امکان پذیر است.

مبردها به هنگام انتخاب باید از دیدگاه های مختلف مورد بررسی قرار گرفته و سپس از میان مجموعه مبردهای موجود، مناسب ترین آن ها انتخاب شود.

Table 2 . . . . Physical Properties of Refrigerants\*  
(Arranged in Order of Increasing Boiling Point)

Refrigerant		Chemical Formula	Molecular Weight	Boiling Point at 1 Atm, F	Freezing Point, F	Critical Temperature, F	Critical Pressure, psia	Critical Volume, cu ft/lb	Surface Tension, Dynes/cm <sup>a</sup>	Refractive Index of Liquid <sup>a,b</sup>
No.	Name									
704	Helium	He	4.0026	-452.1	None	-450.3	33.21	0.2311	0.12 (-452)	1.021(NBP)5461 Å
702n	Hydrogen (normal)	H <sub>2</sub>	2.0159	-423.0	-434.5	-399.9	190.8	0.5320	2.31 (-427)	1.097(NBP)5791 Å
702p	Hydrogen (para)	H <sub>2</sub>	2.0159	-423.2	-434.8	-400.3	187.5	0.5097	2.172	1.09(NBP) <sup>1</sup>
720	Neon	Ne	20.183	-410.9	-415.5	-379.7	493.1	0.03316	5.50 (-414.4)	...
728	Nitrogen	N <sub>2</sub>	28.013	-320.4	-346.0	-232.4	492.9	0.05092	8.27 (-315.4)	1.205(83K)5893 Å
729	Air	...	28.97	-317.8	...	-221.3	547.4	0.04883	Plait Point	...
740	Argon	A	39.948	-302.6	-308.7	-188.1	710.4	0.05007	Point of Contact	...
732	Oxygen	O <sub>2</sub>	31.9988	-297.3	-361.8	-181.1	736.9	0.02990	13.2 (-306.4)	1.233(TP)5893 Å
50	Methane	CH <sub>4</sub>	16.04	-258.7	-296	-116.5	673.1	0.0375	13.2 (-297.4)	1.221(92K)5893 Å
14	Tetrafluoromethane	CF <sub>4</sub>	88.01	-198.3	-299	-50.2	543	0.099	0.0256	...
1150	Ethylene	C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>	28.05	-154.7	-272	48.8	742.2	0.070	16.5 (-155) <sup>3</sup>	1.363 (-148) <sup>3</sup>
503	...	...	87.5	-127.6	...	67.1	607	0.0326	...	...
170	Ethane	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	30.07	-127.85	-297	90.0	709.8	0.0830	...	...
744A <sup>4</sup>	Nitrous Oxide	N <sub>2</sub> O	44.02	-129.1	-152	97.7	1048	0.0355	1.75 (68)	...
23	Trifluoromethane	CHF <sub>3</sub>	70.02	-115.7	-247	78.1	701.4	0.0311	9.5 (-40) <sup>5</sup>	...
13	Chlorotrifluoromethane	CClF <sub>3</sub>	104.47	-114.6	-294	83.9	561	0.0277	8.5 (-40) <sup>5</sup>	1.146 (77) <sup>6</sup>
744	Carbon Dioxide	CO <sub>2</sub>	44.01	-109.2 <sup>c</sup>	-69.9 <sup>d</sup>	87.9	1070.0	0.0342	1.16 (68)	1.195 (59)
13B1	Bromotrifluoromethane	CBrF <sub>3</sub>	148.93	-71.95	-270	152.6	575	0.0215	3.8 (80) <sup>5</sup>	1.239 (77) <sup>6</sup>
504	...	...	79.2	-71.0	...	151.5	690.5	0.0324	...	...
1270	Propylene	C <sub>3</sub> H <sub>6</sub>	42.09	-53.86	-301	197.2	670.3	0.0720	16.70 (68) <sup>4</sup>	1.3640 (-58) <sup>3</sup>
502 <sup>8</sup>	...	...	111.63	-49.8	...	179.9	591.0	0.0286	...	...
290	Propane	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	44.10	-43.73	-305.8	206.3	617.4	0.0728	8.0 (80) <sup>5</sup>	1.3397 (-43)
22	Chlorodifluoromethane	CHClF <sub>2</sub>	86.48	-41.36	-256	204.8	721.9	0.0305	8.0 (80) <sup>5</sup>	1.234 (77) <sup>6</sup>
115	Chloropentafluoroethane	CClF <sub>2</sub> CF <sub>3</sub>	154.48	-38.4	-159	175.9	457.6	0.0261	5.1 (80) <sup>5</sup>	1.221 (77) <sup>6</sup>
717	Ammonia	NH <sub>3</sub>	17.03	-28.0	-107.9	271.4	1657	0.068 <sup>8</sup>	23.4 (52)	1.325 (61.7)
500	...	...	99.31	-28.3	-254	221.9	641.9	0.0323	...	...
12	Dichlorodifluoromethane	CCl <sub>2</sub> F <sub>2</sub>	120.93	-21.62	-252	233.6	596.9	0.0287	8.9 (80) <sup>5</sup>	1.288 (77) <sup>6</sup>
152a	Difluoromethane	CH <sub>2</sub> CHF <sub>2</sub>	66.05	-13.0	-178.6	236.3	652	0.0439	...	...
40 <sup>9</sup>	Methyl Chloride	CH <sub>3</sub> Cl	50.49	-11.6	-144	289.6	968.7	0.0454	16.2 (68)	...
600a	Isobutane	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	58.13	10.89	-255.5	275.0	529.1	0.0725	...	1.3514 (-13) <sup>3</sup>
764 <sup>7</sup>	Sulfur Dioxide	SO <sub>2</sub>	64.07	14.0	-103.9	315.5	1143	0.0306	...	...
142b	Chlorodifluoroethane	CH <sub>2</sub> CClF <sub>2</sub>	100.5	14.4	-204	278.8	598	0.0368	...	...
630 <sup>7</sup>	Methyl Amine	CH <sub>3</sub> NH <sub>2</sub>	31.06	19.9	-134.5	314.4	1082	0.0258	23 (-4)	1.432 (63.5)
C318	Octafluorocyclobutane	C <sub>4</sub> F <sub>8</sub>	200.04	21.5	-42.5	239.6	403.6	0.0258	7.3 (80) <sup>5</sup>	...
600	Butane	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	58.13	31.1	-217.3	305.6	550.7	0.0702	...	1.3562 (5) <sup>3</sup>
114	Dichlorotetrafluoroethane	CClF <sub>2</sub> CClF <sub>2</sub>	170.94	38.8	-137	294.3	473	0.0275	12 (80) <sup>5</sup>	1.294 (77) <sup>6</sup>
21 <sup>8</sup>	Dichlorodifluoroethane	CHCl <sub>2</sub> F	102.92	47.8	-211	353.3	750	0.0307	18 (80) <sup>5</sup>	1.332 (77) <sup>6</sup>
160 <sup>9</sup>	Ethyl Chloride	C <sub>2</sub> H <sub>5</sub> Cl	64.52	54.32	-216.9	369.0	764.4	0.0485	21.2 (41) <sup>4</sup>	...
631 <sup>7</sup>	Ethyl Amine	C <sub>2</sub> H <sub>5</sub> NH <sub>2</sub>	45.08	61.88	-113	361.4	815.6	0.0289	20.4 (49.2)	1.362 (77) <sup>6</sup>
11	Trichlorofluoromethane	CCl <sub>3</sub> F	137.38	74.87	-168	388.4	639.5	0.0279	18 (80) <sup>5</sup>	...
611 <sup>7</sup>	Methyl Formate	C <sub>2</sub> H <sub>4</sub> O <sub>2</sub>	60.05	89.2	-146	417.2	870	0.0459	25.08 (68)	...
610 <sup>7</sup>	Ethyl Ether	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub> O	74.12	94.3	-177.3	381.2	523	0.0607	17.01 (68)	1.3497 (76.6R)
216	Dichlorohexafluoropropane	C <sub>3</sub> Cl <sub>2</sub> F <sub>6</sub>	220.93	96.24	-193.7	356.0	399.5	0.0279	...	...
30 <sup>7</sup>	Methylene Chloride	CH <sub>2</sub> Cl <sub>2</sub>	84.93	104.4	-142	458.6	882	0.0278	26.5 (68)	1.4244 (68) <sup>h</sup>
113	Trichlorotrifluoroethane	CCl <sub>3</sub> CFCl <sub>2</sub>	187.39	117.63	-31	417.4	498.9	0.0278	19 (80) <sup>5</sup>	1.357 (77) <sup>6</sup>
1130 <sup>8</sup>	Dichloroethylene	CHCl=CHCl	96.95	118	-58	470	795	0.0501	29 (86) <sup>h</sup>	1.4782 (68) <sup>h</sup>
1120 <sup>7</sup>	Trichloroethylene	CHCl=CCl <sub>2</sub>	131.39	189.0	-99	520	728	0.0501	...	...
718 <sup>7</sup>	Water	H <sub>2</sub> O	18.02	212	32	705.6	3208	0.0501	71.97 (77)	...

<sup>1</sup> \* The source of data is from Reference 1 unless otherwise noted.

<sup>2</sup> \* The temperature of measurement (Fahrenheit) is shown in parentheses.

The data are from Reference 2 unless otherwise noted.

<sup>3</sup> <sup>b</sup> For the sodium D line.

<sup>c</sup> Sublimes.

<sup>d</sup> At 76.4 psia.

<sup>4</sup> \* Refrigerants 23 and 13 (40.1/59.9 percent by weight).

<sup>5</sup> \* Refrigerants 32 and 115 (48.2/51.8 percent by weight).

<sup>6</sup> \* Refrigerants 22 and 115 (48.8/51.2 percent by weight).

<sup>7</sup> \* Data from Electrochemicals Department, E. I. du Pont de Nemours & Co.

<sup>8</sup> \* Refrigerants 12 and 152a (73.8/26.2 percent by weight).

<sup>9</sup> \* Dielectric constant data.

جدول (۲-۱): مشخصات انواع مبردها

## ۱-۴-۲: خواص ترمودینامیکی مبرد

(الف) فشار و دمای بحرانی (Critical Pressure and Temperature)

در قسمت (۲۲-۱) دما و فشار بحرانی هر سیال تعریف شده، از آن جایی که یکی از مراحل سیستم تبرید میعان (مایع نمودن) مبرد در کندانسر به کمک آب یا هوا (و یا مخلوط) آن می باشد، لذا در

انتخاب مبرد باید دقت شود که دمای بحرانی آن به اندازه کافی بالا باشد. در جدول (۲-۲) دما و فشار تعدادی از مبردها ارائه شده است.

**Table 9.2. Critical temperature and pressure of various refrigerants: (a) temperature decreasing order, (b) pressure in increasing order**

(a)		(b)	
Refrigerants	Temp. in °C	Refrigerants	Pressure in bar
Water	371.5	Freon-113	34.2
Methylchloride	216	Isobutene	38.4
Sulphurdioxide	156.5	Freon-12	41.6
Ammonia	132.4	Freon-22	49.9
R-12	111.5	Ethylene	51.2
R-22	96.2	Carbon dioxide	73.7
Carbondioxide	31	Sulphurdioxide	78.8
Ethylene	10.6	Ammonia	114.1
		Water	218.3

جدول (۲-۲): فشار و دمای بحرانی بعضی از مبردها

(ب) گرمای ویژه Specific Heat

همان طور که گفته شد، گرمای ویژه هر سیال مقدار حرارتی است که باید به یک واحد جرم (گرم، کیلوگرم، پوند و...) داده شود تا دمای آن یک درجه (سانتیگراد یا فارنهایت) افزایش یابد. در انتخاب مبرد باید سعی شود که گرمای ویژه مایع مبرد حتی الامکان کم و گرمای ویژه گاز آن زیاد باشد، این دو ویژگی اجازه می دهد تا حرارت مورد نیاز برای اضافه سرد کردن مایع (Subcooling) کاهش یافته، در عوض گرمای مورد نیاز برای داغ نمودن گاز (Superheating) افزایش میابد.

(ج) گرمای نهان تبخیر Vaporization Latent Heat

در انتخاب مبرد باید دقت شود که گرمای نهان تبخیر مبرد حتی الامکان بالا باشد. با افزایش گرمای نهان تبخیر، میزان مبردی که در سیکل تبرید برای ایجاد هر تن تبرید جابه جا می شود، کاهش یافته و همین امر موجب کاهش هزینه های جاری و ثابت در طراحی و نصب سیستم می گردد.

(د) ضریب انتقال حرارت Conductivity

هرچه ضریب انتقال حرارت مبرد بالاتر باشد، ابعاد کندانسر و تبخیر کننده کاهش میابد در جدول (۲-۳) ارائه شده است.

Table 9.4. Conductivity of refrigerant liquid and vapour

Refrigerants	Temperature °C	Conductivity kJ/h-m-°C	
Ammonia	0.0	0.201	Gas
Carbon dioxide	0.0	0.112	
R-22	30	0.093	
R-11	"	0.077	
R-12	"	0.066	
R-113	"	0.062	
Sulphurdioxide	0.0	0.069	
Ammonia	0.0	3.906	Liquid
Sulphurdioxide	20.0	2.751	
Carbon dioxide	20	1.650	
Methylchloride	30	1.323	
R-11	40	0.810	
R-22	"	0.770	
R-113	"	0.687	
R-12	"	0.645	

جدول (۳-۲): ضریب انتقال حرارت تعدادی از مبردها

همان طور که از جدول فوق پیداست، آمونیاک در مقایسه با R-۱۲ و R-۲۲ دارای ضریب انتقال حرارتی بالاتری بوده و لذا می توان از فلزات با ضریب انتقال حرارتی کمتری برای ساخت کندانسر و یا تبخیر کننده استفاده کرد. برای R-۱۲ و R-۲۲ لازم است که از فلزاتی نظیر مس و آلومینیم که دارای ضریب انتقال حرارت بالاتری هستند استفاده نمود تا در ابعاد کندانسر و تبخیر کننده صرفه جویی شود.

هـ) فشار در تبخیر کننده و کندانسر Evaporator and Condenser Pressure

در انتخاب مبرد برای سیستم معینی، لازم است که همواره فشار در تمامی نقاط سیستم از فشار محیط بالا باشد (در هیچ نقطه خلأ وجود نداشته باشد) عامل فوق از اهمیت ویژه ای برخوردار بوده و شاید اولین فاکتور در انتخاب مبرد باشد، اگر بنا به دلایلی فشار مبرد در قسمتی از سیستم از فشار محیط کم تر باشد، امکان ورود هوا و سایر گازهای غیر قابل میعان در تبخیر کننده و کندانسر به درون سیستم وجود خواهد داشت. ورود گازهای فوق بداخل سیستم موجب کاهش شدید کارایی و ظرفیت تبرید سیستم خواهد شد.

در شکل (۲-۲) تأثیر یک گاز غیر قابل میعان، نظیر هوا یا بخار آب در یک مبرد بر روی ضریب انتقال حرارت آن نشان داده شده است. با کاهش ضریب انتقال (h)، برای میعان مبرد لازم است که فشار مبرد افزایش داده شده و علاوه بر آن ظرفیت کندانسر کاهش خواهد یافت. حضور رطوبت در هوا و نشن آن به درون سیستم میتواند موجب بروز خوردگی در لوله ها گردد. در جدول (ع-۲) فشار چند مبرد در کندانسر و تبخیر کننده برای موارد کاری معمولی نشان داده شده است.

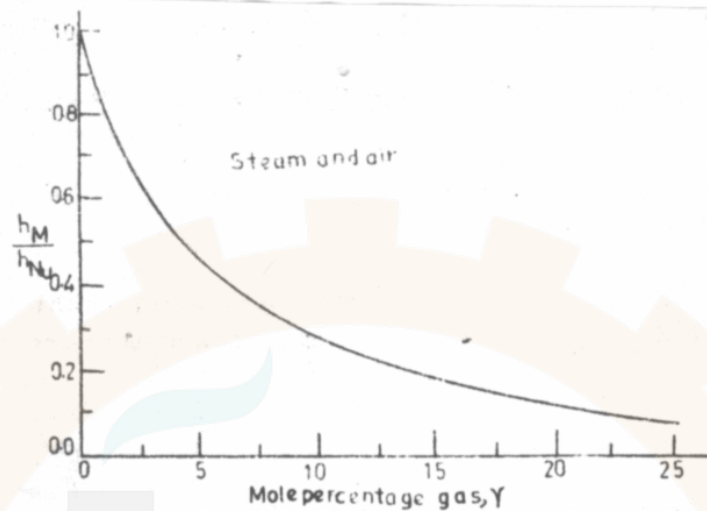


Fig. 9.3. Decrease in heat transfer coefficient due to presence on non-considerable.

شکل (۲-۲): تأثیر حضور گاز غیر قابل میعان بر روی ضریب انتقال حرارت مبرد

Table 9.5. Condenser and evaporator pressures corresponding to saturation temperatures of 40 and  $-15^{\circ}\text{C}$  (313 and 258 K), respectively

Refrigerants	Symbol	Evaporator pressure bar	Condenser pressure bar
Dichloromonofluoro-methane	R-21	0.36	2.96
Dichlorotetrafluoro-ethane	R-114	0.47	3.41
Sulphurdioxide	R-764	0.81	6.25
Methylchloride	R-40	1.15	8.56
Dichlorodifluoromethane	R-12	1.83	9.63
Ammonia	R-717	2.36	15.54
Monochlorodifluoromethane	R-22	2.96	15.17

جدول (۲-۴): فشار مبرد در کندانسر و تبخیر کننده برای شرایط عادی کار

همان طور که مشاهده می شود مبردهایی نظیر R-۱۲، آمونیاک و R-۲۲ از دامنه اطمینان کافی برخوردار بوده، مبرد R-۴۰ در شرایط نزدیک به فشار اتمسفر یک کار کرده و باید با احتیاط انتخاب گردد، در عوض R-۷۶۴، R-۱۱۴ و R-۲۱ اصلاً مناسب نمی باشند. از سوی دیگر فشار میعان نباید بیش از حد، زیاد باشد، چرا که در این صورت باید از لوله و اتصالات قوی استفاده شود.  $\text{CO}_2$  مثال خوبی برای این منظور می باشد و به همین خاطر سالها قبل به عنوان مبرد از ردیف مصرف حذف شده است. هر چند که به شکل های دیگر برای سرد کردن (در تونل انجماد) و تولید یخ خشک (Dry Ice) مورد استفاده قرار می گیرد. امروزه بخاطر مسئله لایه اوزون استفاده از مبردهایی نظیر  $\text{CO}_2$  مجدداً در دستور کار بسیاری از شرکتهای سازنده تجهیزات سرمایشی قرار گرفته است. تغییرات فشار مکش با دمای تبخیر کننده در شکل (۲-۳) نشان داده شده است.

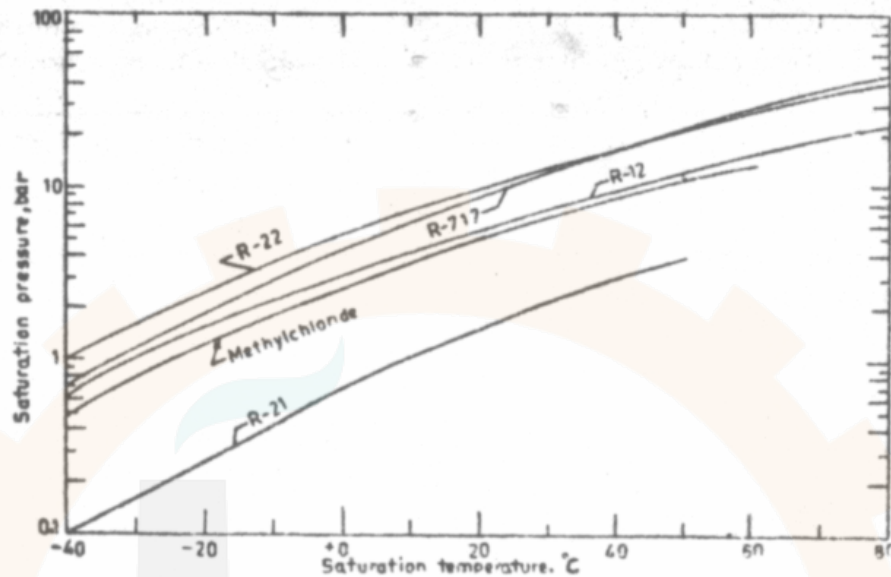


Fig. 9.4. Variation in pressure with evaporator temperature for common refrigerants.

شکل (۲-۳): تغییرات فشار مکش با دمای تبخیر کننده چند مبرد

با در دست داشتن درجه حرارت در تبخیر کننده و تعیین فشار مبرد در این قسمت از سیستم می توان مبرد مناسب برای سیستم را مشخص نمود. مجدداً قابل یادآوری است که این فاکتور، مهم ترین عامل در انتخاب مبرد مناسب برای سیستم مورد نظر می باشد.

(و نسبت تراکم Compression Ratio

بنا بر تعریف نسبت فشار در قسمت دهش به قسمت مکش کمپرسور (بر حسب فشار مطلق) را نسبت تراکم می نامند.

در انتخاب مبرد باید سعی شود که نسبت فوق حتی الامکان کم باشد، چرا که با افزایش نسبت تراکم، میزان نشتی از کنار رینگ های کمپرسور افزایش یافته و علاوه بر آن راندمان حجمی کمپرسور کاهش میابد. در جدول (۲-۵) نسبت تراکم برای چند مبرد مختلف ارائه شده است.

Table 9.6. Compression ratio for various refrigerants when working between  $-15$  and  $40^{\circ}\text{C}$  (258 and 313 K)

Name	Symbol	Compression ratio
Ammonia	R-717	4.34
Carbon dioxide	R-744	3.15
Ethane	R-170	2.87
Dichlorodifluoromethane	R-12	4.68
Dichloromonofluoromethane	R-21	5.97
Monochlorodifluoromethane	R-22	4.06
Trichlorotrifluoroethane	R-113	8.02
Sulphur dioxide	R-764	5.63

جدول (۲-۵): نسبت تراکم انواع مردها

راندمان حجمی در کمپرسورها برابر است با:

$$\eta_v = 1 - C \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right] - L \quad (2-1)$$

که در آن:

- $\eta_v$  = راندمان حجمی کمپرسور  
 $C$  = درصد حجم فضای مرده در کمپرسور  
 $P_2$  = فشار خروجی (مطلق)  
 $P_1$  = فشار مکش (مطلق)  
 $n$  = توان پولی تروپیک  
 $L$  = نشی از کناره رینگها

راندمان حجمی کمپرسور با افزایش  $n$  افزایش می یابد و برای تعدادی از مبردها در جدول (۲-۳) ارائه شده است و مقدار آن برای R-۱۲ برابر با ۱/۰۶ و برای R-۲۲ برابر با ۱/۱۲۳ می باشد با مراجعه به جدول (۲-۵) مشخص می گردد که اتان دارای کمترین نسبت تراکم بوده و لذا از این جهت مناسبترین مبرد در بین مبردهای ذکر شده در این جدول می باشد.

(ز) نقطه انجماد Freezing Point

برای انتقال مبرد در سیکل تبرید لازم است که همواره مسیر جریان مبرد باز باشد. یخ زدن مبرد در سیکل تبرید موجب توقف جریان می گردد. در جدول (۲-۶) نقطه انجماد تعدادی از مبردها ارائه شده است.

\* Table 9.8. Freezing point of refrigerants in increasing order in degree centigrade

Ethylene	-169
R-22	-160.5
Carrene-7	-159
R-12	-157.4
Isobutane	-145
Methychloride	-97.8
Ammonia	-77.3
Sulpher dioxide	-75.5
Carbondioxide	-56.6
R-113	-35
Water	0.0

\*For the wet water vapour the expansion index is given by Zenner equation:

$$n = 1.035 + 0.1x$$

where  $x$  is the quality of vapour at the beginning of expansion.

جدول (۲-۶): نقطه انجماد مبردها

ح) حجم مبرد مورد انتقال برای ایجاد هر تن تبرید می‌دانیم که با توجه به اختلاف موجود در حرارت نهان تبخیر مبردها، برای ایجاد هر تن تبرید، مقدار مبردی که باید در سیکل جریان یابد متفاوت می‌باشد. هر چه مقدار فوق کم‌تر باشد، بدیهی است که ابعاد ماشین آلات و قطعات مورد نیاز به‌ویژه کمپرسور کاهش می‌ابد. علاوه بر آن مقدر آن راهنمای خوبی برای انتخاب کمپرسور می‌تواند باشد. به‌عنوان مثال اگر مقدار آن کم باشد، (مثلاً برای آمونیاک، R-12، R500، R-22 و غیره) استفاده از کمپرسورهای تناوبی جایز می‌باشد، حال آن‌که برای مبرد R-11 چون مقدار فوق بالا می‌باشد، به‌کارگیری کمپرسورهای گریز از مرکز که قادر به جابه‌جایی حجم زیادی از مبرد می‌باشند مناسب‌تر است (رجوع شود به شکل (۲-۴)).

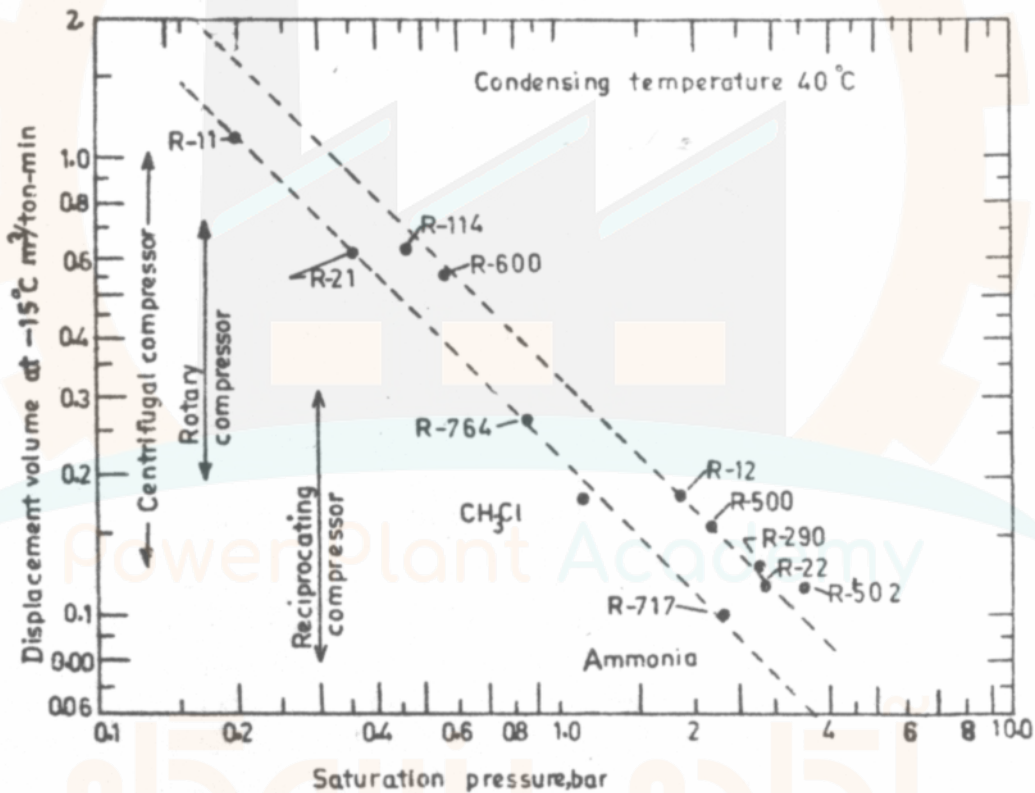


Fig. 9.5. Displacement volumes for suction pressure at  $-15^{\circ}\text{C}$  (sat).

شکل (۲-۴): میزان مبردی که برای هر تن تبرید باید جابه‌جا شود

ط) ضریب کار آیی Coefficient of Performance

ضریب کار آیی فاکتوری است که هزینه جاری سیستم را نشان می‌دهد با افزایش مقدار آن، هزینه بهره‌برداری از سیستم کاهش می‌ابد. میزان COP برای هر مبرد محدود می‌باشد، لذا برای کار در فشارهای بالا به کارگیری سیستم‌های چند مرحله‌ای ضروری می‌باشد. در جدول (۲-۷): مقدار

COP برای تعدادی از مبردها نشان داده شده است. لازم به ذکر است که در یک سیستم معین میزان  $\text{CO}_2$  با تغییر شرایط بهره برداری ( فشار مکش و دهش ) تغییر می کند و مقدار ثابتی نمی باشد.

Table 9.9. Comparative values of COP of a few refrigerants with saturation temperature limits  $-15^\circ\text{C}$  and  $40^\circ\text{C}$

Refrigerants	R-764 $\text{SO}_2$	R-22	R-114	R-12	R-40	R-717 Ammonia	R-21
COP	2.27	3.43	3.53	3.61	3.87	4.02	4.03

جدول (۷-۲): مقایسه COP برای تعدادی از مبردها

(ی) دانسیته Density

دانسیته مبرد برای سیستم‌هایی که از کمپرسورهای گریز از مرکز استفاده می‌کنند اهمیت زیادی دارد، چرا که فشار خروجی به دانسیته گاز بستگی دارد. در صورتی که برای کمپرسورهای تناوبی چون میزان سیال جابه‌جا شده به حجم سیلندر بستگی دارد لذا دانسیته مبرد می‌تواند در تعیین ابعاد سیلندر مؤثر باشد. از آنجا که انرژی داده شده به مبرد در کمپرسور گریز از مرکز به صورت نیروی گریز از مرکز است، لذا هر چه میزان دانسیته بیشتر باشد، میزان انرژی داده شده بیشتر می‌باشد. در جدول (۸-۲) دانسیته تعدادی از مبردها داده شده است.

Table 9.10. Refrigerant vapour and liquid densities

Refrigerant	Vapour density		Liquid density at $30^\circ\text{C}$ $\text{kg/m}^3$
	$-15^\circ\text{C}$	$30^\circ\text{C}$	
Carbon-dioxide	60.0	338	600.0
R-22	12.8	51.5	1173
R-12	11.0	42.5	1292
Methylchloride	35.4	14.8	895
Sulphurdioxide	1.84	13.5	135
Ammonia	1.95	9.05	596
R-113	0.576	4.11	1552
Methylene chloride	0.321	2.4	1332
Water	—	0.0304	997

جدول (۸-۲): دانسیته بعضی از مبردها

(ک) دمای تراکم Compression Temperature

پدیده تراکم در کمپرسور همواره با افزایش دمای مبرد همراه می باشد. برای افزایش کارایی کمپرسور لازم است که جداره سیلندر توسط هوا و یا آب خنک شود. علاوه بر آن خنک کردن سیلندر موجب افزایش مقاومت مکانیکی سیلندرها نیز خواهد شد، در شکل (۲-۵) افزایش درجه حرارت تعدادی مبرد نشان داده شده است.

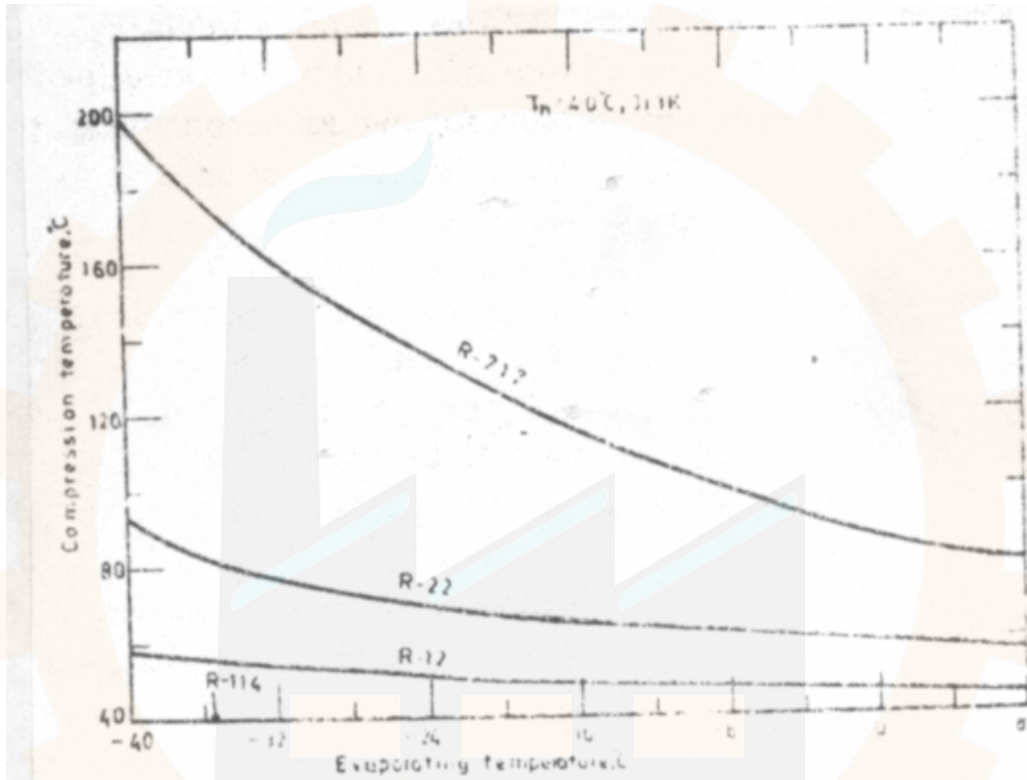


Fig. 9.6. Compression temperature.

شکل (۲-۵): افزایش درجه حرارت مبرد در اثر تراکم

همان طور که از شکل فوق پیداست افزایش درجه حرارت برای آمونیاک در مقایسه با R-۲۲ و R-۱۲ بیش تر می باشد. میزان افزایش دمای مبرد در اثر تراکم می تواند در تعیین روش خنک کردن سیلندرها موثر باشد. به عنوان مثال اکثر کمپرسورهایی که با آمونیاک کار می کنند سیلندرهاي آن با آب، خنک می شود.

در حالی که کمپرسورهایی که با R-۱۲ یا R-۲۲ کار می کنند توسط هوا خنک می گردند، مگر در کمپرسورهای بزرگ که افزایش راندمان مکانیکی در آن مورد توجه باشد. در جدول (۲-۹) خواص ترمودینامیکی مبردهایی که در صنایع مورد استفاده قرار می گیرند به طور کامل ارائه شده است.

## II) Physical properties and ashrae standard 34 classification of SUVA® refrigerants

Physical property	Units	FREON® 22	HFC- 23	SUVA® 123	SUVA® 124	SUVA® 125	SUVA® 134a	SUVA® MP39	SUVA® MP52	SUVA® MP66	SUVA® HP80	SUVA® HP81	SUVA® HP62	SUVA® 9000	SUVA® 9100	SUVA® 95
ASHRAE nomenclature		R-22	R-23	R-123	R-124	R-125	R-134a	R-401A	R-401C	R-401B	R-402A	R-402B	R-404A	R-407C	R-410A	R-508B
Molecular weight	g/mol	86.47	70.02	152.93	136.5	120.0	102.0	94.4	101.0	92.8	101.55	94.71	97.6	86.2	72.58	95.39
Boiling point (1.013 bar)	°C	-40.75	82.03	27.9	-12.1	-48.1	-26.1	-33.0	-28.4	-34.7	-49.2	-47.4	-46.7	-43.6	-51.8	-88.3
Freezing point	°C	-160.0	-155.2	-107.0	-199.0	-103.0	-101.0	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a
Critical temperature	°C	96.0	25.9	183.7	122.5	66.2.0	101.1	108	113	106	75.5	82.6	72.1	86.7	72.1	14.0
Critical pressure	bar	49.77	48.36	36.68	36.3	36.3.0	40.60	46.04	43.66	46.82	41.35	44.45	37.32	46.0	49.2	39.2
Critical density	kg/m³	525	525.0	550.0	553.8	571.9	515.3	510.6	512.3	512.7	541.7	530.7	484.5	506.8	488.9	587.6
Liquid density @ 25°C	kg/m³	1194	670	1463	1364	1189.7	1206	1194	1211	1193	1151	1156	1048	1136	1062	335
Density, saturated vapour @ -15°C	kg/m³	12.88	71.45	1.146	5.996	25.68	8.288	7.713	6.723	8.247	19.93	16.90	18.196	11.14	18.52	121.8
Specific heat liquid @ 25°C	kJ/(kg.K)	1.25	1.44@ -30°C	0.965	1.13	1.37	1.44	1.30	1.28	1.30	1.370	1.340	1.530	1.537	1.834	n/a
Specific heat vapour @ 25°C, 1.013 bar	kJ/(kg.K)	0.657	0.736	0.721	0.741	0.809	0.852	0.735	0.745	0.724	0.755	0.725	0.870	0.829	0.826	n/a
Vapour pressure @ 25°C	bar	10.4	47.4	0.91	3.83	13.81	6.66	7.73	6.56	8.19	13.37	12.54	12.55	11.85	16.53	42.5
Heat of vaporisation, at boiling point	kJ/kg	233.5	239.4	174.2	167.9	164.4	217.1	227.4	216.9	229.4	194.0	210.0	202.1	246.1	264.3	167.1
Thermal conductivity liquid @ 25°C	W/(m K)	0.088	0.098	0.0810	0.072	0.0652	0.0824	0.09	0.0868	0.09	6.9.10 <sup>-2</sup>	7.35.10 <sup>-2</sup>	6.83.10 <sup>-2</sup>	8.24.10 <sup>-2</sup>	8.51.10 <sup>-2</sup>	n/a
Thermal conductivity vapour @ 25°C, 1.013 bar	W/(m K)	0.0105	0.0104	0.0112	0.0130	0.0166	0.0145	0.0119	0.0121	0.0119	1.266.10 <sup>-2</sup>	1.205.10 <sup>-2</sup>	1.346.10 <sup>-2</sup>	1.199.10 <sup>-2</sup>	1.243.10 <sup>-2</sup>	n/a
Liquid viscosity @ 25°C	mPa.s (cP)	0.198	0.167@ -30°C	0.456	0.314	0.137	0.202	0.194	0.212	0.190	1.38.10 <sup>-4</sup>	1.45.10 <sup>-4</sup>	1.28.10 <sup>-4</sup>	1.58.10 <sup>-4</sup>	1.25.10 <sup>-4</sup>	n/a
Vapour viscosity @ 25°C, 1.013 bar	mPa.s (cP)	0.0127	0.0118@ -30°C	0.0110	0.0131	0.013	0.012	0.0121	0.0120	0.0121	1.29.10 <sup>-5</sup>	1.28.10 <sup>-5</sup>	1.22.10 <sup>-5</sup>	1.28.10 <sup>-5</sup>	1.31.10 <sup>-5</sup>	n/a

جدول (۹-۲): خواص ترمودینامیکی مبردها

**۲-۴-۲: خواص شیمیایی**

الف) پایداری و خنثی بودن *Chemical Stability and Inertness*

مبرد مورد استفاده در شرایط کاری باید از نظر شیمیایی پایدار بوده و علاوه بر آن نباید در اثر پلیمریزاسیون به مواد مایع یا جامدی که دارای نقطه جوش بالایی می باشند تبدیل گردد.

تجزیه مبرد می تواند موجب تشکیل گازهای خورنده و یا غیر قابل میعان و یا هرگونه گاز ناخواسته ای گردد. مبرد باید کاملاً خنثی (*Inert*) باشد. این ترکیبات نباید با موادی که در تماس اند ترکیب گردند. در انتخاب عایق ها باید دقت شود که از جنسی ساخته شده باشند که با بخار مبرد قابل ترکیب نباشند.

از آن جا که آمونیاک با مس و آلیاژهای مس (نظیر برنج و برنز) ترکیب می گردد، لذا به هنگام استفاده از این مبرد هرگز نباید ز مس و آلیاژها مسی، در ساخت قطعاتی که با آمونیاک در تماس می باشند، استفاده نمود.

مبردهای از خانواده هالو کربن ها برای کار با فلزاتی که حاوی بیش از ۲٪ منیزیم و یا آلومینیم می باشند نباید مورد استفاده قرار گیرند. علاوه بر آن استفاده از مس برای کار در سیستم های تبرید که مبرد آن  $CO_2$  یا  $SO_2$  می باشند جایز نیست.

ب) اثر روی لاستیک و پلاستیک

در سیستم های تبرید در نقاط مختلفی لازم است که از لاستیک و پلاستیک استفاده شود. گاهی اوقات این مواد می توانند تحت تأثیر مبرد قرار گیرند. به عنوان مثال آب بند کننده هایی از جنس لاستیک مصنوعی (*Synthetic Rubber Seal*) در سیستم تبرید مورد استفاده قرار می گیرند در اثر تماس با مبرد و یا روغن مورد استفاده در کمپرسور نباید صدمه ببینند، چرا که در غیر این صورت موجب نشت مبرد و یا روغن به خارج خواهند شد.

برای این منظور استفاده از آب بند کننده های مکانیکی (*Mechanical seals*) توصیه می شود.

ج) اشتعال پذیری *Flamibility*

مبرد مورد استفاده نباید تحت شرایط کار، قابلیت اشتعال راحتی در دماهای بالا داشته باشد. در این زمینه  $CO_2$  بهترین مبرد می باشد، چرا که نه تنها اشتعال پذیر نیست بلکه خود می تواند به عنوان اطفاء کننده حریق مورد استفاده قرار گیرد. در عوض مبردهایی نظیر اتان، بوتان و ایزوبوتان، قابلیت اشتعال بالایی داشته و سریعاً مشتعل می گردند. آمونیاک نیز تا حدودی قابلیت اشتعال دارد، لذا برای مواردی که درجه حرارت بسیار بالاست، مناسب نمی باشد.

د) تأثیر مبرد بر روی روغن

مبرد مورد استفاده نباید با روغن مورد استفاده در کمپرسور ترکیب شود، چرا که در غیر این صورت می تواند موجب غلیظ یا رقیق شدن روغن گردد، مخصوصاً اگر ترکیب اسیدی تشکیل شود اثرات ناخواسته آن شدیدتر می شود.

مبرد نباید در روغن حل شده و یا آن را در خود حل نماید چرا که موجب کاهش ویسکوزیته روغن و نهایتاً کاهش قدرت روان کاری آن می گردد.

علاوه بر آن کاهش ویسکوزیته روغن موجب افزایش نشتی آن از طریق رینگ ها به سرسیلندرها شده و از آن جایی که روغن سیالی تراکم ناپذیر می باشد، حضور آن در بالای پیستون می تواند موجب بروز صدمات شدیدی در کمپرسور گردد. قابلیت حل شدن مبرد R-12 در روغن بسیار زیاد می باشد. مقدار حل شدن روغن در مبرد به فشار و درجه حرارت در کارتل بستگی دارد.

به عنوان مثال حلالیت R-12 در روغن در فشار و دما های مختلف در شکل (۶-۲) نشان داده شده است.

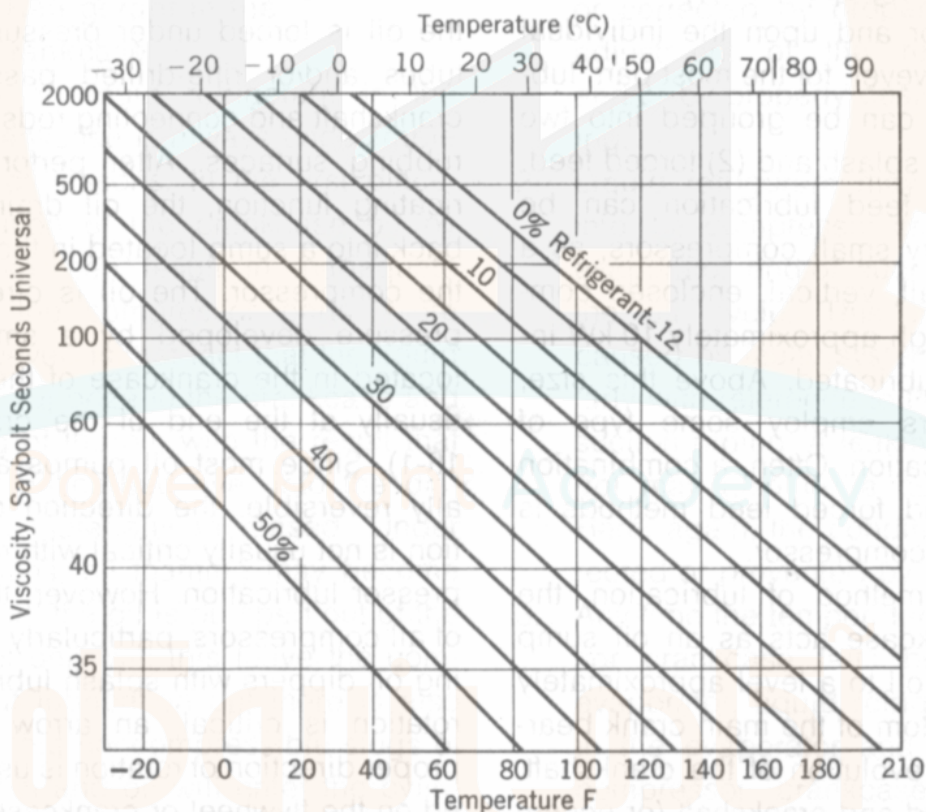


Fig. 18-13 Viscosity temperature curves of solution of Refrigerant-12 in oil. (From ASRE Data Book, Design Volume, 1957-58 Edition. Reproduced by permission of the American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.)

شکل (۶-۲): حلالیت R-12 در روغن در فشار و دمای مختلف

در عوض حلالیت R-22 در روغن کم تر و آمونیاک در روغن تقریباً نامحلول می باشد و از این نظر آمونیاک مبرد بسیار مطلوبی است.

حل نشدن مبرد در روغن کمپرسور بسیار مهم بوده و از آنجایی که به هر حال مقداری روغن به همراه مبرد از کمپرسور خارج می گردد، لازم است که آن را از مبرد جدا نموده و به کارتل کمپرسور برگشت داد. عدم حل شدن مبرد در کمپرسور جداسازی مبرد را آسان می سازد. عدم اجرای صحیح این امر (جداسازی مبرد و روغن) نه تنها موجب اشکال در جبران از دست رفتن روغن کمپرسور گردیده، بلکه باعث کاهش راندمان سیستم نیز می گردد. چرا که روغن خارج شده از کمپرسور، با تشکیل لایه ای از روغن بر روی قطعات انتقال دهنده حرارت، باعث کاهش ضریب انتقال حرارت گردیده و ضمناً موجب بروز اشکالاتی در امر جابه جایی مبرد نیز می گردد.

با توجه به این که به هر حال مقداری رطوبت در مبرد وجود خواهد داشت، خصوصیات شیمیایی آن باید به نحوی باشد که بتواند با حل نمودن رطوبت در خود، از یخ زدن شیر انبساط و نهایتاً توقف سیستم جلوگیری به عمل آورده. روغن مورد استفاده و مبرد تحت هیچ یک از شرایط موجود در سیستم نباید با یکدیگر وارد واکنش شیمیایی گردند.

از آنجایی که حلالیت آمونیاک در روغن بسیار کم بوده و از سوی دیگر مایع آمونیاک از روغن سبک تر می باشد، لذا با نصب شیر تخلیه در پایین ترین قسمت های سیستم (مخزن ذخیره، مخزن جداسازی گاز و مایع و ...) می توان هر چند وقت یک بار روغن جمع شده در این قسمت ها را به راحتی از سیستم ها تخلیه نمود. لازم به ذکر است که خروج مقادیر جزئی روغن از کمپرسور با وجود معایب فوق، با توجه به این که موجب روغن کاری قطعات سیستم (شیرها، سیستم های کنترل و ...) می شوند، چندان نامطلوب نبوده، ولی دقت شود به هیچ وجه نباید اجازه داده شود که روغن وارد تبخیر کننده گردد، چرا که حتی مقادیر جزئی آن باعث کاهش شدید در راندمان تبخیر کننده خواهد شد.

(ه) حلالیت آب در مبرد

در اکثر موارد و به جز در مورد آمونیاک، حلالیت آب در مبردها بسیار کم بوده و مقدار آن با کاهش درجه حرارت کاهش میابد. آمونیاک می تواند به هر مقداری آب در خود حل کند. در صورتی که مقدار آب در مبرد زیاد باشد، و دمای آن از ۳۲ درجه فارنهایت (صفر درجه سانتیگراد) کم تر باشد، با تشکیل یخ موجب بسته شدن مجاری جریان مبرد به ویژه در شیر انبساط خواهد شد.

به همین خاطر این سیستم ها مجهز به وسیله نشان دهنده رطوبت می باشند، تا در صورت وجود رطوبت در مبرد، اقدامات لازم برای جذب آن صورت پذیرد. بهترین روش برای جلوگیری از یخ زدن و گرفتگی مجاری، نصب خشک کن (*Drier*) در سیستم می باشد. آلومینا، بوکسیت، سیلیکاژل، مولکولارسیو و ... خشک کن های متداول در صنایع می باشند. وجود رطوبت علاوه بر اشکال فوق می تواند باعث خوردگی در سیستم شود.

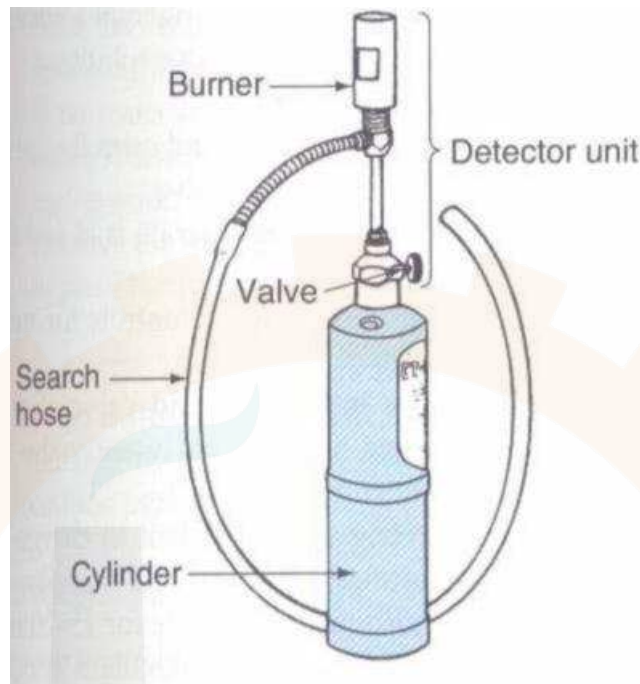
### ۳-۴-۲: خواص فیزیکی

(الف) نشتی و یافتن آن (*Leakage and Detection*)

همان طوری که قبلاً گفته شد، همواره سعی بر این است که فشار درون سیستم تبرید، از فشار محیط بیشتر باشد. همین پدیده می تواند عاملی برای نشت مبرد به محیط اطراف گردد، که به هر حال در طول کار سیستم، شل شدن اتصالات و یا خرابی واشرها و قطعات آب بندی کننده امری عادی می باشد و همین امر می تواند عاملی برای نشت مبرد باشد. وجود نشتی علاوه بر هدر رفت مبرد می تواند باعث کاهش ظرفیت سیستم گردد.

اگر مبرد دارای بوی تندی باشد (نظیر آمونیاک)، نشت آن سریعاً قابل احساس است (با غلظت  $5 ppm$ ) ولی هالو کربن ها دارای این خاصیت نبوده و نشت آن تنها از طریق کاهش سطح مبرد در مخزن ذخیره و یا کاهش ظرفیت و کارایی سیستم قابل احساس است. همچنین یافتن نشتی و محل آن بر حسب نوع مبرد فرق می کند. به عنوان مثال نشت آمونیاک را می توان از طریق بوی سوزنده و تند آن تشخیص داد.

محل دقیق نشتی را می توان از روی سوزاندن یک نخ آغشته به گوگرد شناخت. به همین منظور کفایت مقداری از گوگرد را درون یک صفحه شیشه ای ذوب نموده و یک قطعه نخ کلفت را درون آن قرار داد. به این طریق یک شمع گوگردی ساخته شده است که با سوزاندن و بردن آن به محل احتمالی نشتی، از روی بخار سفید رنگی که در محل نشتی تشکیل می شود، محل دقیق نشتی مشخص می شود. بخار سفید رنگ ذکر شده همان سولفات آمونیم  $(NH_4)_2SO_4$  می باشد. از کاغذهای معروفی که در محیط های قلیایی تغییر رنگ می دهند، (مثل کاغذ آغشته به فنول فتالئین و یا معرف نسلر) نیز می توان برای این منظور استفاده کرد. کاغذ آغشته به فنول فتالئین در تماس با آمونیاک به رنگ قرمز در می آید و کاغذ آغشته به معرف نسلر، به رنگ زرد. روش دیگر، استفاده از اسید کلریدریک غلیظ می باشد، با نزدیک کردن ظرف حاوی اسید کلریدریک به محل احتمالی نشتی، دود سفید رنگ  $NH_4Cl$  (نشادر) حاصل می گردد. نشتی مبردهای خانواده هالو کربن ها را می توان توسط مشعل هالوژنه (*Holid Torch*) که در شکل (۷-۲) نشان داده شده است مشخص نمود.



A typical halide leak detector for CFC-12.

شکل (۷-۲): مشعل هالوژنه

این مشعل با سوختن فتیله در هوا، شعله رنگ آبی به خود می گیرد و لیکن در صورت حضور فرئون، رنگ شعله به صورت آبی مایل به سبز می شود. به کمک این روش می توان نشتی R-12 راحتی به میزان یک گرم در روز نیز شناسایی کرد.

روش دیگر برای شناخت نشتی فرئون ها استفاده از نشتی یابهای الکترونیکی می باشد، این وسیله برای R-14 مناسب نمی باشد. این وسیله از الکترودهای پلاتینی که با بارهای مخالف شارژ شده اند ساخته می شود. هنگامی که فرئون در بین دو پلاتین قرار می گیرد شدت جریان در اثر یونیزاسیون مبرد تجزیه شده، تغییر می کند.

لازم به ذکر است که این وسیله برای تعیین نشتی مبردهایی که نشتی آن در محیط معمولی انفجارپذیر می باشد توصیه نمی گردد. این وسیله می تواند نشتی تا حد یک میلیونیم سانتیمتر مکعب در ثانیه را تشخیص دهد و از این لحاظ حدود ۱۰ برابر نسبت به مشعل هالوژنه حساس تر می باشد. استفاده از کف صابون وسیله دیگری برای شناسایی نشتی ها می باشد.

ب) ویسکوزیته *Viscosity*

در انتخاب مبرد باید سعی شود مبردی مورد استفاده قرار گیرد که ویسکوزیته آن حتی الامکان کم تر باشد، چرا که با افزایش ویسکوزیته از دست رفت انرژی (*Head Losses*) در سیستم و بالنتیجه افت فشار (*Pressure Drop*) افزایش یافته و در نتیجه مصرف انرژی در سیستم افزایش میابد. از آنجائیکه ویسکوزیته مبردهای هالوژنه در مقایسه با آمونیاک و CO<sub>2</sub> بالاتر بوده و لذا مصرف انرژی جهت جبران افت فشار در سیستم بیش تر می باشد.

ج) مقاومت دی الکتریک *Dielectric Strength*

مقاومت الکتریکی مبرد در مواقعی که از کمپرسورهای بسته (*Hermetic*) استفاده می شود بسیار مهم می باشد. چرا که در این کمپرسورها روتور کمپرسور با بخار مبرد در تماس می باشد. تحت این شرایط عایق روتور نباید تحت تأثیر بخار مبرد قرار گیرد. علاوه بر آن مقاومت دی الکتریکی نباید کاهش یابد. در جدول (۲-۱۰) مقاومت دی الکتریکی نسبی تعدادی از مبردها نشان داده شده است.

Table 9.13. Dielectrics of refrigerant vapour

Refrigerant	Symbol	Relative dielectric strength
Trichloromono fluoromethane	R-11	3.0
Trichlorotrifluoroethane	R-113	2.6
Dichlorodifluoromethane	R-12	2.7
Sulphurdioxide	R-764	1.9
Monochlorodifluoro methane	R-22	1.31
Carbon dioxide	R-744	0.88
Ammonia	R-717	0.82

جدول (۲-۱۰): مقاومت دی الکتریکی نسبی بعضی از مبردها

## ۴-۲-۴: خصوصیات ایمنی

هر چند که اکثر مبردها در غلظت های زیاد می توانند باعث مسمومیت انسان گردند، ولی به هر حال در غلظت هایی که تشخیص مستقیم توسط انسان امکان پذیر نمی باشد، نباید مسموم کننده باشد. به عنوان مثال، چون آمونیاک در غلظت بسیار کم و توسط بوی آن قابل تشخیص می باشد، لذا قبل از آن که غلظت آن در محیط کار به حدی برسد که قادر به مسموم کردن انسان باشد می توان از آن دوری نموده و علت نشستی را تعیین و آن را از بین برد. در ضمن در انتخاب مبرد باید دقت شود که حتی الامکان از بوی بد و نامطبوع برخوردار نباشد. گاز آمونیاک هر چند که دارای بوی تندی می باشد ولی این امر به خاطر کمک به شناسایی سریع نشستی آن می تواند یکی از محسنات آن به شمار آورد. در جدول (۲-۱۱) ایمنی نسبی انواع مبردها نمایش داده شده است. در جدول (۲-۱۲) دسته بندی مبردها از لحاظ مسمومیت نشان داده شده است.

Table 11 . . . . Relative Safety of Refrigerants

Refrigerant		ANSI B9.1 - 1971 Safety Code Group	Under- writers' Labora- tories Group Classifi- cation	Explosive Limits in Air, % by Volume
No.	Name			
50	Methane	3*	5b	4.9 to 15.0
14	Tetrafluoromethane	1*	6*	Nonflammable
1150	Ethylene	3*	5b	3.0 to 25.0
744A	Nitrous Oxide			Nonflammable
13	Chlorotrifluoro- methane	1*	6*	Nonflammable
170	Ethane	3	5b*	3.3 to 10.6
744	Carbon Dioxide	1	5*	Nonflammable
13B1	Bromotrifluoro- methane	1*	6	Nonflammable
290	Propane	3	5b*	2.3 to 7.3
502	..	1	5a	Nonflammable
22	Chlorodifluoro- methane	1	5a**	Nonflammable
717	Ammonia	2	2*	16.0 to 25.0
500	..	1	5a	Nonflammable
12	Dichlorodifluoro- methane	1	6*	Nonflammable
40	Methyl Chloride	2	4*	8.1 to 17.2
600a	Isobutane	3	5b	1.8 to 8.4
764	Sulfur Dioxide	2	1*	Nonflammable
600	Butane	3	5*	1.6 to 6.5
114	Dichlorotetra- fluoroethane	1	6*	Nonflammable
21	Dichlorofluoro- methane	1	4-5†	Nonflammable
160	Ethyl Chloride	2	4a*	3.7 to 12.0
11	Trichlorofluoro- methane	1	5*	Nonflammable
611	Methyl Formate	2	3*	4.5 to 20.0
30	Methylene Chloride	1	4a*	Nonflammable
113	Trichlorotrifluoro- ethane	1	4-5‡	Nonflammable
1130	Dichloroethylene	2	4*	5.6 to 11.4

\* Underwriters' Laboratories Report MH-2375.

\*\* Underwriters' Laboratories Report MH-3134.

† Underwriters' Laboratories Report MH-2630.

‡ Underwriters' Laboratories Report MH-3072.

\* Unofficial.

جدول (۱۱-۲): ایمنی نسبی مبردها

 powerplant\_academy

Table 12 . . . . Underwriters' Laboratories Classification of Comparative Hazard to Life of Gases and Vapors

Group	Definition	Examples
1	Gases or vapors which in concentrations of about $\frac{1}{4}$ to 1 percent for durations of exposure of about 5 minutes are lethal or produce serious injury.	Sulfur Dioxide
2	Gases or vapors which in concentrations of about $\frac{1}{2}$ to 1 percent for durations of exposure of about $\frac{1}{2}$ hour are lethal or produce serious injury.	Ammonia Methyl Bromide
3	Gases or vapors which in concentrations of about 2 to $2\frac{1}{2}$ percent for durations of exposure of about 1 hour are lethal or produce serious injury.	Carbon Tetra- chloride Chloroform Methyl Formate
4	Gases or vapors which in concentrations of about 2 to $2\frac{1}{2}$ percent for durations of exposure of about 2 hours are lethal or produce serious injury.	Dichloroethylene Methyl Chloride Ethyl Bromide
Between 4 & 5	Appear to classify as somewhat less toxic than Group 4.	Methylene Chloride Ethyl Chloride
	Much less toxic than Group 4 but somewhat more toxic than Group 5.	Refrigerant 113
5a	Gases or vapors much less toxic than Group 4 but more toxic than Group 6.	Refrigerant 11 Refrigerant 22 Carbon Dioxide
5b	Gases or vapors which available data indicate would classify as either Group 5a or Group 6.	Ethane Propane Butane
6	Gases or vapors which in concentrations up to at least about 20 percent by volume for durations of exposure of about 2 hours do not appear to produce injury	Refrigerant 12 Refrigerant 114 Refrigerant 13B1

جدول (۱۲-۲): دسته‌بندی مبردها از لحاظ مسمومیت

### ۵-۴-۲: خصوصیات اقتصادی

همان طوری که می‌دانیم فاکتور نهایی هر انتخابی در صنعت بعد اقتصادی آن می‌باشد. یک ماشین و یا فرآورده اگر از تمامی خصوصیات لازم برخوردار بوده ولی از لحاظ اقتصادی استفاده از آن مقرون به صرفه نباشد کم‌تر می‌تواند محلی برای استفاده خود در صنعت پیدا کند.

الف: قیمت مبرد

بدیهی است هر چه مبرد مورد استفاده ارزان تر باشد، استفاده از آن مطلوب تر است، البته در سیستم‌هایی که خوب و صحیح نسب شده باشند، به علت پایین بودن نشتی مصرف مبرد پایین می باشد ولی به هر حال قیمت مبرد مهم بوده و باید مورد توجه قرار گیرد. از سوی دیگر نقش قیمت مبرد به نوع سیستم بستگی دارد. مثلاً در سیستم‌هایی که از تبخیر کننده غوطه‌ور (Flooded Type) استفاده می کنند، به خاطر بالا بودن میزان شارژ مبرد در هنگام راه‌اندازی، قیمت آن از اهمیت بیش تری برخوردار است.

ب: سهولت در تهیه و مصرف

در انتخاب مبرد برای سیستم مورد نظر، مسئله سهولت تأمین و مصرف آن از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است. بر مبنای استاندارد مؤسسه ICC امریکا هر سیلندر باید حاوی مقداری مایع باشد که در دمای ۵۴ درجه سانتیگراد تمامی سیلندر را پر نماید.

در صورتی که سیلندر در معرض دمای بالاتری قرار گیرد، به علت انبساط مایع مبرد احتمال ترکیدن آن وجود دارد. به همین دلیل سیلندرها باید در دمای کم تر از ۵۴ درجه سانتیگراد نگهداری شوند. از سوی دیگر به هنگام پر کردن سیلندر باید دقت شود که بیش تر از حد مجاز پر نشوند. جهت جلوگیری از مبردهای مختلف در سیلندرها، هر مبرد در یک سیلندر با رنگ مشخصی پر می شود. هر چند که در این زمینه کد قابل پذیرش برای تمامی مبردها تعیین نگردیده ولی به هر حال برای تعدادی از مبردها رنگ سیلندرها به شرح زیر می باشد.

R-۱۲	سفید	R-۲۲	سبز	R-۴۰	نارنجی
R-۵۰۰	قرمز	R-۷۴۴	سیاه	R-۱۳۴ a	سبز روشن

ج) سهولت ذخیره سازی و حمل  
مبردها باید حتی الامکان در سیلندرهایی کوچک نگهداری شوند، در هنگام پر کردن سیلندر و حمل و نقل آن به ویژه مبردهای قابل اشتعال باید دقت زیادی به خرج داد.

## ۲-۵: شناخت مبردهای مورد استفاده در صنایع

در قسمت‌های قبل ویژگی‌ها و خصوصیات ترمودینامیکی، فیزیکی، شیمیایی، اقتصادی و ... انواع مبردها به طور جامع مورد بررسی قرار گرفت. در این بخش، متداول ترین و پر مصرف ترین مبردهایی که امروزه در صنایع مورد استفاده قرار می گیرند بررسی شده، و این جمع بندی می تواند در انتخاب مبرد مناسب برای سیستم مورد نظر مورد استفاده قرار گیرد.

### ۲-۵-۱: آمونیاک

آمونیاک با فرمول شیمیایی  $NH_3$  متداول ترین مبرد در صنایع بزرگ می باشد، خواص ترمودینامیکی آن بسیار مطلوب بوده و نقطه ذوب آن نسبتاً پایین می باشد ( $77/3^{\circ}C$ ) و به همین خاطر از آن می توان برای دماهای نسبتاً پایین استفاده نمود.

گرمای نهان تبخیر آن در مقایسه با انواع دیگر مبردها بسیار بیش تر بوده و این امر یکی از دلایل اصلی مقبولیت این مبرد در سیستم های ایجاد برودت می باشد. چرا که همراه با حجم مخصوص نسبتاً کم آن، می توان با کم ترین جابه جایی پیستون (سیستم های کوچک تر) به بیش ترین ظرفیت سرمایش در سیستم دست یافت. فشار معیان آن در دماهای معمولی محیط ( $30^{\circ}C$ ) ۱۱/۶۷ بار بوده و چون نقطه جوش آن در فشار اتمسفر ۳۳- درجه سانتیگراد می باشد، لذا تا وقتی که دمای فوق مورد نیاز نباشد، امکان ایجاد خلأ در سیستم بسیار کم خواهد بود. پایداری شیمیایی آن در مقابل شرایط عملی سیستم (دما و فشار) بسیار خوب بوده و فقط در دماهای بسیار بالا که به ندرت در سیستم ایجاد می شود، به هیدروژن و ازت (آن هم به مقدار جزئی) تجزیه می گردد.

آمونیاک تنها مبرد از خانواده غیر هالوکربن ها می باشد که موارد استفاده زیادی در صنایع دارد، این مبرد سمی، اشتعال پذیر بوده و در شرایط خاصی انفجار پذیر است. به خاطر ویژگی های خوب ترمودینامیکی در واحدهای یخ سازی، بسته بندی مواد غذایی، سردخانه های بزرگ مورد استفاده قرار می گیرد.

پایین بودن فشار مورد نیاز برای میعان آن در شرایط معمولی باعث می گردد که برای طراحی سیستم های لوله کشی و سایر قطعات از فولادهای کلاس پایین استفاده شود.

دمای گاز خروجی از کمپرسور نسبتاً بالا بوه و لذا خنک کردن سیلندرها توسط آب ضروری می باشد.

در ضمن باید سعی شود که گاز ورودی به کمپرسور بیش از حد گرم (*Superheat*) نباشد. تهیه آن آسان بوده و قیمت آن در مقایسه با سایر مبردها بسیار ارزان می باشد.

به طور کلی آمونیاک قدرت خوردگی قطعات آهنی و فولادی را نداشته و از سوی دیگر روی واشرها و اورینگ های پلاستیکی که به عنوان وسایل آب بندی در سیستم مورد استفاده قرار می گیرند، تأثیری ندارد. ولی در حضور رطوبت (آب) به صورت بازی قوی در آمده و به سرعت روی مس و آلایزهای حاوی مس اثر نموده و آن ها را در خود حل می کند. لذا در سیستم هایی که از آمونیاک به عنوان مبرد استفاده می شود.

به هیچ وجه نبایستی از قطعات مسی و یا آلایزهای مس (نظیر برنز، برنج و...) استفاده نمود.

روغن های معمولی عموماً در آمونیاک حل نشده و این امر یکی از خصوصیات خوب آمونیاک می باشد، چرا که جداسازی روغنی که همراه آمونیاک از کمپرسور خارج می گردد، در تله روغن و سایر قسمت های جدا سازنده روغن به راحتی صورت می گیرد.

از نظر ایمنی، این گاز نسبتاً سمی بوده ولی خوشبختانه بخاطر بوی شدید آن کمترین نشستی آن به آسانی قابل تشخیص می باشد و لذا قبل از آنکه غلظت آن در محیط اطراف به میزان خطرناکی برسد می توان از پیشرفت آن جلوگیری نمود.

آمونیاک به آسانی مشتعل نگردیده ولی تحت شرایط خاصی (وقتی که غلظت آن در حد فاصل ۲۵-۱۶ درصد باشد) می تواند با هوا منفجر گردد.

از لحاظ قیمت از اغلب مبردها دیگر ارزانتر بوده و در اکثر مناطق به راحتی قابل تهیه می باشد. در قسمتهایی که فشار سیستم از فشار محیط کمتر باشد، در صورت وجود نشتی، هوا و رطوبت به داخل سیستم نفوذ نموده و باعث بروز مشکلاتی در کار سیستم و کاهش عمر قطعات می گردد. رطوبت موجود در هوا در صورت نفوذ به درون سیستم با آمونیاک بصورت ماده قلیایی قوی در آمده و می تواند در خورده شدن قطعات سیستم موثر باشد، از آنجاییکه هوا در کندانسر به مایع تبدیل نمی گردد، لذا وجود آن در سیستم باعث کاهش راندمان سیستم خواهد شد. بنابراین به هنگام نصب سیستم بایستی در آب بندی قطعات ( بخصوص در قسمت حد فاصل بین تبخیر کننده و کمپرسور که امکان ایجاد خلأ در سیستم وجود دارد) دقت کافی شود تا هوا نتواند بدرون سیستم نفوذ نماید.

### ۲-۵-۲: دی اکسید کربن $CO_2$

این گاز با جرم مولکولی ۴۴ دارای دمای بحرانی ۳۱ درجه سانتیگراد بوده و لذا برای مناطق گرمسیر مناسب نمی باشد. چرا که میعان آن در کندانسر بایستی در دمای کمتر از ۳۱ درجه سانتیگراد صورت پذیرد، از آن جایی که نقطه جوش آن در فشار اتمسفریک بسیار پایین می باشد، برای سیستم های تبرید جهت حصول به دماهای بسیار پایین مناسب است. این گاز  $1/53$  برابر سنگین تر از هوا می باشد، حلالیت آن در آب با افزایش فشار و کاهش دما افزایش می یابد و موجب تشکیل اسیدی ضعیف (اسید کربنیک) می گردد.



گازی غیر سمی بوده ولی اگر به مدت زیاد و با غلظت بالا تنفس شود، موجب بروز سردرد و عوارض دیگر و حتی مرگ می شود. این گاز نه تنها اشتعال پذیر نبوده بلکه خود می تواند موجب اطفاء حریق گردد. از لحاظ شیمیایی پایدار بوده و در روغن حل نمی شود. در غیاب رطوبت بر روی فلزاتی نظیر مس، آهن و برنز اثر نمی کند، به علت پایین بودن حجم مخصوص آن میزان مبرد در گردش برای ایجاد هر تن تبرید پایین می باشد. برای یافتن نشتی آن می توان از کف صابون و یا آب آهک استفاده نمود.

### ۲-۵-۳: مبردهای هیدروکربنی (HC)

مبردهای هیدروکربنی شاخه ای از خانواده مبردها بوده که از کربن و هیدروژن تشکیل شده و تعدادی از هیدروکربنها را در بر می گیرد. این ترکیبات عموماً از پالایش نفت خام، گاز طبیعی و.... بدست می آیند.

بعلت خصوصیات ویژه آنها خصوصاً اشتعال پذیری در موارد خاص مورد استفاده قرار می گیرند.

ایزوبوتان ( $i-C_4H_{10}$ ) برای مصرف در وسایل خانگی مناسب می باشد. کلاً از این دسته از مبردها برای حصول به دماهای بسیار پایین استفاده می شود. این مبردها اشتعال پذیر و قابلیت انفجار دارد. (به ویژه در صورت اختلاط در هوا) این گازها سمی نبوده ولی می توانند موجب بیهوشی گردند. قدرت بی هوشی کنندگی آنها متفاوت می باشد. مثلاً برای اتان و پروپان متوسط بوده و در عوض اتیلن دارای قدرت بی هوش کنندگی شدیدی است. همه آنها بر روی لاستیک اثر می کنند و نشتی آنها فقط به کمک کف صابون می توان مشخص نمود. نقطه جوش آنها به تعداد کربن ها بستگی داشته و با افزایش تعداد کربن و بالتیجه جرم مولکولی آن نقطه جوش آنها افزایش می یابد. در جدول (۱۳-۲) نقطه جوش مبردهای فوق نشان داده شده است.

Table 9.15. Hydrocarbon refrigerants and their molecular weight and boiling point

Refrigerant	Chemical formula	Molecular weight	Sp. gravity at 1 atm.	Boiling point at atmospheric pressure °C, K	
Methane	CH <sub>4</sub>	16.03	0.544	-161.5	111.5
Ethylene	C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>	28.03	0.9749	-104.0	169.0
Propylene	C <sub>3</sub> H <sub>6</sub>	42.05	—	-47.7	225.3
Propane	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	44.06	1.562	-42.2	230.8
Butane	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	58.12	2.085	-0.4	272.6

جدول (۱۳-۲): نقطه جوش مبردها از خانواده هیدروکربنها

#### ۴-۵-۲: مبردهای از خانواده هالو لوکربنها

مبردهایی هستند که در آن تعدادی از هیدروژنهای هیدروکربورهای نظیر متان و اتان با هالوژنها (کلر، فلوئور، برم و ید) جابجا شده باشند. در شکل (۹-۲) مبردهای خانواده متان و اتان نشان داده شده است.

نیاز به مبردهای قابل اطمینان با قدرت تبرید بالا موجب گردید که از اواخر دهه ۱۹۲۰ تحقیقات وسیعی در این زمینه صورت پذیرد. از دسته خانواده ترکیبات متان مبردهای R-11, R-12, R-13 و R-14 بیشتر مورد توجه می باشد. در اعداد معرف شماره مبرد رقم آخر تعداد فلوئور را نشان می دهد، وجود هیدروژن در ساختمان مولکولی R-21 و R-22 بیانگر این امر است که مبردهای فوق از مشتقات کلروفرم ( $CHCl_3$ ) می باشند تا تترا کلروکربن ( $CCL_4$ ).

**ب: R-12**

R-12 یا دی کلرودی فلئورو متان با فرمول ( $CCL_2F_2$ ) یکی از پرمصرفترین مبردها در صنایع تبرید است و به ویژه در محصولات خانگی نظیر یخچالها کاربرد وسیعی دارد. یک مبرد کاملاً مطمئن و بی خطر می باشد (غیر سمی، غیر قابل اشتعال، و غیر قابل انفجار است) پایداری شیمیایی آن بسیار خوب بوده و در شرایط عادی ساختمان مولکولی آن شکسته نمی شود. به هر حال اگر در مجاورت شعله مستقیم و یا گرم کن الکتریکی قرار گیرد، ممکن است تجزیه شده و ترکیبات سمی تولید نماید.

نقطه جوش آن در فشار اتمسفر یک، ۲۹/۸- درجه سانتیگراد است و لذا برای سیستمهای تبرید در یک دامنه وسیعی از درجه حرارت قابل استفاده است. به ویژه اگر در یک کمپرسور چند طبقه از نوع گریز از مرکز مورد استفاده قرار گیرد قادر به سرد کردن مبردهای ثانویه تا دمای ۸۰- درجه سانتیگراد نیز می باشد.

حل شدن R-12 در روغن در تمامی شرایط کاری موجب می گردد که در صورت خروج از کمپرسور به سهولت به آن برگردد. علاوه بر آن موجب افزایش کارایی سیستم نیز می گردد. چرا که در غیر این صورت و با اقامت در قسمتهای تبادل حرارت (کندانسر و تبخیر کننده) موجب تشکیل لایه فیلم روغن و کاهش ضریب انتقال حرارت خواهد شد. اثر تبرید آن در مقایسه با خیلی از مبردها متداول کمتر بوده و همین امر یکی از معایب این مبرد می باشد. به عبارت دیگر برای یک سیستم کوچک تبرید لازم است که مقدار زیادی R-12 در سیکل در گردش باشد، البته همین خاصیت اجازه می دهد که بتوان به راحتی سیستم را کنترل کرد.

در واحدهای بزرگ عیب پایین بودن حرارت نهان تبخیر این مبرد توسط بالا بودن دانسیته بخار مبرد جبران می شود و لذا کمپرسور تناوبی مورد نیاز برای آن در مقایسه با سایر مبردها چندان بزرگتر نمی باشد. توان مصرفی برای ایجاد هر تن تبرید توسط این مبرد تقریباً معادل سایر مبردهای متداول است.

این مبرد روی مس و برنز اثری ندارد و تا میزان ۵/۰ کیلو گرم برای هر متر مکعب هوای محیط قابل تحمل است، امکان تهیه و قیمت آن در مقایسه با R-22 مناسب تر است. بخاطر وجود دائم کلر در ساختمان مولکولی آن جزء مبردهایی است که بایستی از چرخه مصرف خارج شوند.

**مبرد R-22**

R-22 یا منو کلرودی فلئورو متان ( $CHCLF_2$ ) دارای نقطه جوشی برابر با ۴۰/۸- درجه سانتیگراد در فشار اتمسفر می باشد. با توسعه صنایع و نیاز به دماهای پایین، به ویژه در وسایل خانگی نظیر فریزر و کولر باعث گردیده که حتی برای شرایط ویژه در صنایع می توان به دماهای حدودی ۸۷- درجه سانتیگراد نیز دست یافت. این مبرد برای سیستمهای تهویه مطبوع که ابعاد سیستم (نظیر

کولر) بسیار مهم می باشد. بسیار مناسب است چرا که اندازه کمپرسور مورد نیاز برای آن نسبتاً کوچک می باشد. فشار و دمای خروجی آدیا باتیک آن در مقایسه با R-12 بالاتر بوده و انرژی مصرفی در آن تقریباً مساوی است.

با توجه به بالا بودن دمای مبرد خروجی از کمپرسور بایستی سعی شود که دمای مبرد ورودی به کمپرسور از دمای اشباع آن خیلی بیشتر نباشد (میزان Super Heat آن می باشد) و این مساله به ویژه در سیستمهای با کمپرسورهای بسته (Hermetic) از اهمیت بیشتری برخوردار است.

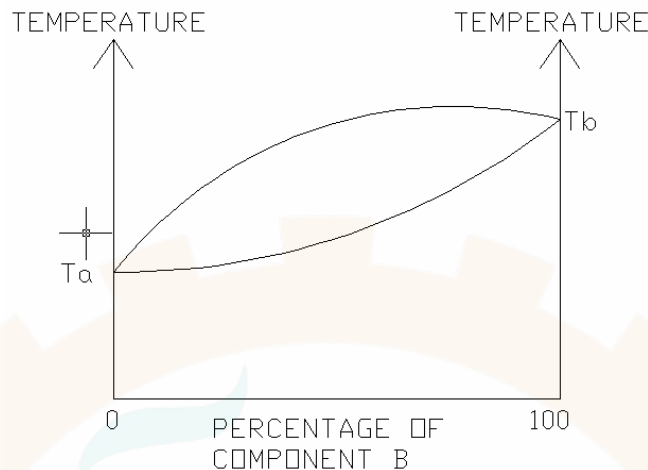
در سیستمهایی که نیاز به سرمای زیاد می باشد، نسبت تراکم بسیار بالا بوده و خنک کردن سیلندرهای کمپرسور توسط آب ضروری است تا از گرم شدن بیش از حد کمپرسور جلوگیری شود. اگر کندانسورهای هوایی برای میعان مبرد مورد استفاده قرار گیرد در تعیین ابعاد آن بایستی دقت کافی بخرج داد.

R-22 در شرایط کندانسور در روغن حل می شود. در عوض در تبخیر کننده مبرد از روغن جدا می شود دمایی که مبرد از روغن جدا می شود به نوع روغن و مقدار روغنی که در مبرد حل شده است بستگی دارد. به هر حال این پدیده مشکلات مهمی را در کارایی سیستم ایجاد نمی کند و فقط بایستی دقت شود که لوله مکش در ابعاد صحیح انتخاب شده و تبخیر کننده بصورت مارپیچی طراحی و ساخته شود.

در تبخیر کننده های از نوع سیلابی (Flooded) لازم است که از جدا کننده روغن (Oil Separator) استفاده شده و تدابیر لازم برای برگشت روغن از تبخیر کننده به کارتل اتخاذ شود. استفاده از جدا سازنده روغن (تله روغن) بویژه در سیستمهایی که در دمای کم کار می کنند ضروری است. بزرگترین مزیت R-22 بر R-12 در کاهش ابعاد کمپرسور تناوبی مورد نیاز می باشد (ابعاد کمپرسور برای R-22 حدود ۶۰٪ ابعاد کمپرسور مورد استفاده برای سیکلی است که با R-12 کار می کند است). علاوه بر آن ابعاد لوله کشی نیز کوچکتر می شود.

قدرت جذب رطوبت R-22 از R-12 بیشتر بوده (حدود یک به چهل) و لذا امکان یخ زدن در سیستم R-22 کمتر می باشد، ولی در عین حال این خاصیت خود می تواند عیبی برای R-22 باشد چرا که در هر حالت حضور رطوبت در مبرد مطلوب نمی باشد. R-22 مبردی بی خطر بوده و روش یافتن نشتی آن مشابه سایر مبردهای هالو کربنه است. حرارت نهان تبخیر آن  $1/34$  برابر R-12 است و این خود یکی از دلایل کاهش ابعاد سیستم می باشد.

**۵-۲-۵: مبردهای آزنوتروپ Azeotrope:** می دانیم که اگر دو یا چند ترکیب که دارای نقطه جوش مختلف باشند، با یکدیگر مخلوط گردند به کمک تقطیر (Distillation) می توان آنها را از هم جدا نمود. بعنوان مثال اگر دو ترکیب A و B با هم مخلوط شوند، منحنی تقطیر آنها در شکل (۲-۷) نشان داده شدن است.



شکل (۲-۷): منحنی تقطیر یک مخلوط دو گانه

ولی گاهی اوقات مخلوطهایی وجود دارند که در یک درصد معینی از ترکیبات تشکیل دهنده خود، فاز گاز و بخار آنها دارای نقطه جوش یکسانی بوده و لذا جداسازی آنها از یکدیگر به کمک تقطیر امکان پذیر نمی باشد. این نوع مخلوطها را مخلوط آزنوتروپ (Azeotropic Mixture) می نامند. مبردهای خانواده ۵۰۰ آزنوتروپیک می باشند. این مخلوطها می توانند مخلوط دارای نقطه جوش بالا یا پایین می باشند که نمونه های از این نوع مخلوطها در شکل (۲-۸) نشان داده شده است. مبردهای زیر مبردهای آزنوتروپیک می باشند. درصدهای ارائه شده درصد وزنی هر یک از ترکیبات تشکیل دهنده مخلوط را نشان می دهد.

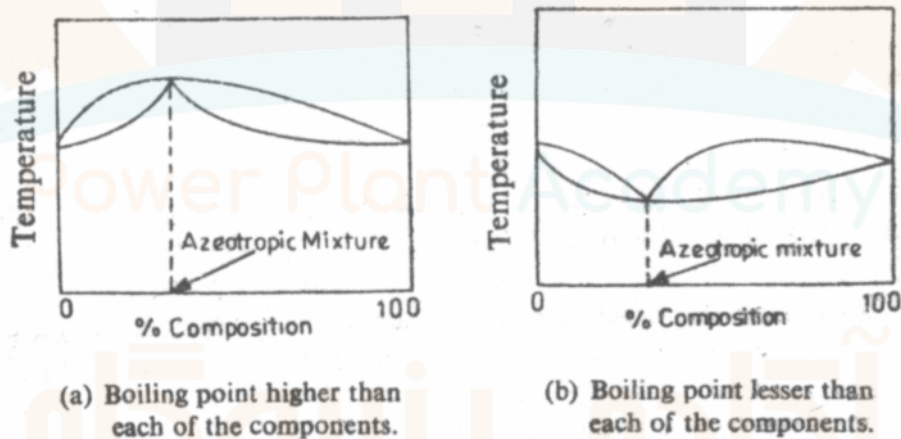


Fig. 9.11. Azeotropic mixture.

شکل (۲-۸): مخلوطهای آزنوتروپ با نقطه جوش بالا و پایین

R-500	73.8% R-12 + 25.2% R-15a
R-501	25% R-12 + 75% R-22
R-502	48.8% R-22 + 51.2% R-115
R-503	59.9% R-13 + 40.1% R-23

از نظر سیستم‌های تبرید، مخلوط‌های با نقطه جوش پایین مطلوب‌تر می‌باشند. چرا که هرچند که هر یک از مبردهای سازنده مخلوط برای کار در دمای پایین مناسب نمی‌باشند ولی بوسیله مخلوط آزنوتروپ آن می‌توان به سرمای پایین‌تر و تحت فشار بالا در تبخیر کننده دست یافت. بعنوان مثال اگر R-502 با R-22 مقایسه شود، معلوم می‌شود که R-502 از شرایط مناسب‌تری برخوردار است که در شکل (۹-۲) نشان داده شده است. همانطوری که از شکل فوق پیداست ظرفیت ایجاد تبرید R-502 از R-22 بیشتر می‌باشد.

مقدار مغایرت بین کارآیی دو مبرد برحسب دمای تبخیر کننده فرق می‌کند. هرچه دما در تبخیر کننده کمتر باشد، میزان مغایرت دو مبرد افزایش می‌یابد. به همین ترتیب برای دمای خروجی مبرد از دو کمپرسور در R-502 کمتر از R-22 است. لذا برای R-502 می‌توان حتی از خنک کن هوایی نیز استفاده نمود.

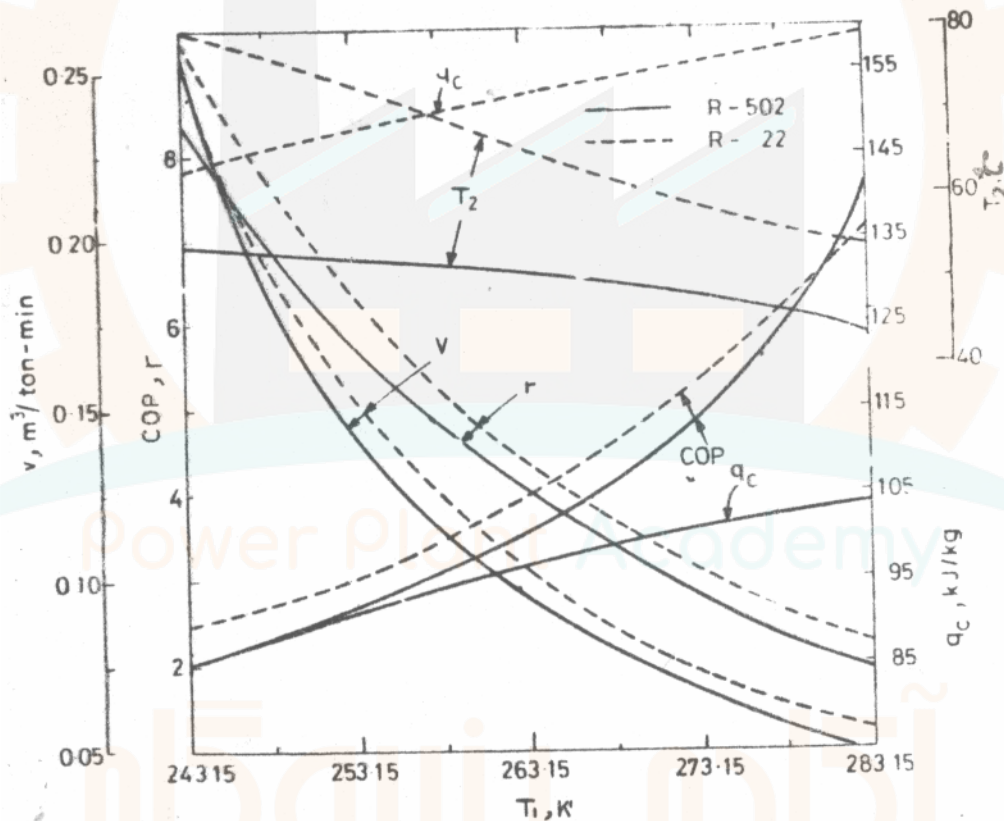


Fig. 9.12. Comparison between R-22 and R-502.

شکل ۹-۲: مقایسه کارآیی دو مبرد R-502 و R-22

از سوی دیگر نسبت تراکم در R-502 کمتر از R-22 است و این نشان می‌دهد که R-502 در مقایسه با R-22 دارای راندمان حجمی بالاتری است و در کل می‌توان آنرا مبرد بهتری دانست. عیب بزرگ این مبرد در قیمت آن است که در مقایسه با R-22 گرانتر است. با توجه به شناخت

نسبی از مبردهای آزئوتروپ، در ادامه این بحث متداولترین مبردهای آزئوتروپ مورد بررسی قرار می گیرد.

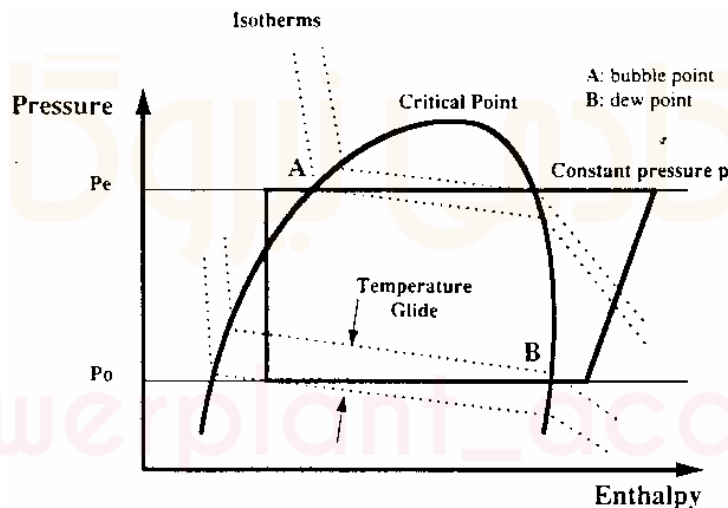
### R-502

مبرد فوق مخلوط ۵۸/۸٪ وزنی R-22 و ۵/۱۲٪ وزنی R-115 است و جانشین مناسبی برای R-22 بویژه برای حصول به دماهای کمتر می باشد. از این مبرد می توان برای سردخانه ها و سایر موارد استفاده نمود. دمای گاز خروجی از کمپرسور در شرایط استاندارد حدود ۳۷/۲ درجه سانتیگراد می باشد. (در مقایسه با ۵۳/۳ درجه سانتیگراد برای R-22).

میزان مبرد مورد نیاز برای جابجایی و توان مصرفی برای هر تن تبرید در مقایسه با R-22 کمی بیشتر است. نقطه جوش آن در فشار اتمسفریک ۴/۵- درجه سانتیگراد و دمای بحرانی آن ۹۱/۸ درجه سانتیگراد است. مبردی بی خطر بوده و حلالیت آن در روغن کم می باشد.

### ۶-۲: مبردهای زئوتروپ

این ترکیبات از مخلوط دو یا چند ماده مختلف ساخته شده و تا درصد معینی دارای رفتاری یکسان خواهند بود ولی در غلظت های خاص دیگری رفتاری غیر یکنواخت از خود نشان می دهند. درصد مواد تشکیل دهنده این ترکیبات در حالت مایع با حالت گازی شکل آنها یکسان نمی باشند. تمامی مبردهای گروه R-400 جزء مبردهای غیر آزئوتروپی می باشند. دیاگرام H-P آنها نظیر شکل (۱۰-۲) می باشد. با توجه به تغییرات درصد مواد تشکیل دهنده در فشار ثابت با دما، در حین فرآیند تبخیر، دمای گاز ثابت نمانده و افزایش می یابد. تغییر درجه حرارت در حین تبخیر در فشار ثابت را اصطلاحاً خزش دمایی در تبخیر کننده (Evaporator Temperature Glide) می نامند. بر عکس در طی فرآیند میعان، کیفیت (Quality) فاز بخار کاهش یافته و همین امر موجب کاهش درجه حرارت در طی میعان در فشار ثابت می شود که اصطلاحاً آن را (Condenser Temperature Glide) می نامند.



شکل (۱۰-۲): دیاگرام مولیر یک مبرد غیر آزئوتروپ

اختلاف دما در تبخیر کننده ثابت نبوده و به نوع مبرد بستگی دارد. از سوی دیگر اختلاف دما در تبخیر کننده و کندانسر نیز برای مبرد معین ثابت نمی باشد. بعنوان مثال مقدار اختلاف دما در تبخیر کننده برای مبرد R-404A حدود  $0.5^{\circ}\text{C}$  و برای R-407C حدود  $6^{\circ}\text{C}$  می باشد. جداول ترمودینامیکی برای مبردهای غیر آزنوتروپ اندکی با وضعیت مربوط به ترکیبات ساده و آزنوتروپ متفاوت می باشد.

ترکیبات غیر آزنوتروپ دارای منحنی های اشباع فشار - دمای متفاوتی برای فازهای مایع و بخار می باشند. منحنی مربوط به فاز اشباع اصطلاحاً نقطه حباب (Bubble Point) و منحنی مربوط به فاز بخار اشباع اصطلاحاً نقطه شبنم (Dew Point) نامیده می شوند. درحالی که منحنی های فوق برای ترکیبات خالص و آزنوتروپ واقعی بصورت یک منحنی برای هر دو حالت بخار و مایع تعریف می شود. برای مخلوطهای غیر آزنوتروپ منحنی های P-H متفاوتی برای فازهای مایع بخار وجود دارد. از سوی دیگر منحنی های P-H برای مخلوطهای غیر آزنوتروپ با منحنی های مشابه برای هر یک از ترکیبات تشکیل دهنده مخلوط نیز یکسان نمی باشد. خطوط تک دما (Isotherm) یا خطوط با دمای ثابت در هر یک از مناطق فازی با خط فشار ثابت (Isobar) موازی نمی باشند (شکل ۱۰-۲). ثابت نبودن فشار و دما در تبخیر کننده و کندانسر را در شکل فوق مشهود است. لازم بذکر است که در زمان بکارگیری از مبردهای غیر آزنوتروپ سیستم با مشکلاتی مواجه خواهد شد که لازم است قبلاً مورد بررسی قرار گرفته و راه حل های مناسب برای آن انتخاب گردد که اهم آن بشرح زیر می باشد:

۱- شارژ مبرد حتماً در فاز مایع صورت پذیرد. چراکه درصد ترکیباتی در فاز بخار با مقادیر مربوط در فاز مایع یکسان نمی باشد. اگر مبرد فاقد لوله (dip-tube) باشد باید مخزن را سرو ته قرار داد.

اگر در زمان شارژ مبرد در داخل لوله، مبرد مایع به گاز تبدیل شود مشکل خاصی بوجود نمی آید. اگر باقیمانده مایع در سیلندر به یک سیستم تبرید دیگری تغذیه شود ارسال فاز مایع چندان ضروری نخواهد بود.

۲- هنگام تنظیم شرایط بهره برداری، اصلاح منحنی اشباع ضروری است. میزان داغی (Superheat) در تبخیر کننده برابر است با مقدار مربوط به مایع اشباع (نقطه شبنم) مقدار فوق سرما (Subcooled) در کندانسر همان مقدار مربوط به مایع اشباع (نقطه حباب) می باشد.

۳- دمای موثر میعان برابر است با متوسط مقدار نقطه شبنم و نقطه حباب برای فشار داده شده. در محاسبه دمای موثر تبخیر کننده می توان از مقدار مربوط به گاز تبخیر شده (Flash Gas) استفاده کرد.

## ۷-۲: مسائل محیط زیستی و لزوم تجدید نظر در انتخاب مبرد ها.

سیستم های تبرید و تهویه مطبوع وبالطبع آن، مبردها نقش بسزائی در زندگی انسان ها ایفا می کنند. آن ها که امروزه بعنوان ترکیبائی شیمیائی موجبات آسایش و رفاه محیط زیست را فراهم می سازند و زمینه های نگهداری مواد غذایی را در طولانی مدت مهیا می کنند، همزمان خدمات انکارناپذیری را در صنایع (جهت مایع کردن گازها) در اختیار بشر قرار می دهند. ولی متأسفانه بشر جهت دستیابی به اهداف فوق ب های گرانی را پرداخت نموده است.

سالهاست که تخریب لایه اوزون (Ozone Depletion)، گرم شدن سطح کره زمین (Global Warming) ناشی از پدیده گلخانه ای (Green House) بعنوان دو معضل اساسی محیط زندگی انسان ها را شدیداً مورد تهدید قرار داده است. بررسی های انجام شده نشان می دهد که در صد بالائی از عوامل مؤثر در بروز دو پدیده فوق مربوط به مبردهائی است که بشر جهت نیل به رفاه و آسایش در سیستم های تبرید به کار گرفته شده است. شدت عوارض این پدیده ها در تخریب محیط زیست انسان و سایر جانوران از آنچنان اهمیتی برخوردار می باشد که بشر ناچاراً از سال ها قبل در فکر یافتن مبردهای جایگزین شونده بجای مبردهای امروزی (عمدتاً CFCs) افتاده است.

### ۱-۷-۲: پدیده تخریب لایه اوزون

در سال ۱۹۷۴ یکی استادان دانشگاه کالیفورنیای آمریکانام شرود رولند (SHERWOOD ROWLAND) بهمراه یکی از دانشجویان فوق دکترای خود بنام ماریو مولینا (MARIO MOLINA) در مقاله ای موضوعی را مطرح کردند که هر چند در آن زمان توجه چندانی را بخود جلب ننمود ولی در سال های بعد بلحاظ اهمیت آن و به پاس سال های تحقیق و پژوهشی که توسط آندو و سایر دانشمندان علوم جوی منجمله پل کروتن، جایزه نوبل رشته شیمی در سال ۱۹۹۵ به این سه نفر اعطاء شد.

نخست رولند با مطالعه مقاله ای که در سال ۱۹۷۲ توسط جیمز لاولاک چاپ شد با نظریه طول عمر زیاد و غیر منتظره CFCs آشنا گردید. وی از سال ۱۹۷۳ بکمک مولینا تحقیقات خود را در یافتن پاسخ به این سؤال که بالاخره این ترکیبات در کجا تجزیه می شوند آغاز کرد. آن ها در سال ژانویه ۱۹۷۴ در مجله طبیعت (Nature) مقاله ای را چاپ کردند مبنی بر اینکه CFCs با نور ماوراء بنفش (UV) در استراستوسفر تجزیه شده و کلر آزاد می شود که در نقش یک کاتالیزور موجب تخریب لایه اوزون می گردند.

ترکیبات CFC که در محصولات پودر شونده (Aerosol) بکار برده می شوند به قسمت های فوقانی جو راه پیدا کرده و تحت تأثیر اشعه ماوراء بنفش تجزیه شده و کلر آن آزاد می شود. کلر بعنوان یک کاتالیزور قادر به تخریب لایه اوزون می باشد. این لایه نقش بسزائی در کاهش میزان اشعه ماوراء بنفش که از طریق نور خورشید به زمین می رسد ایفا می کند. این پدیده نه تنها موجب

گرم شدن سطح کره زمین می گردد بلکه می تواند موجب دگرگونی در ساختمان مولکولی DNA (ماده وراثتی موجودات زنده) که نهایتاً سرطان های پوست و از جمله بیماری مرگ آور ملانوما (تومور پوستی) را سبب گردد.

و از همین جا بود که فاکتور قابلیت تخریب لایه اوزون (Ozone Depelction Potential) یا باختصار ODP نقش بسیار مهمی در انتخاب مبردها پیدا نمود. در این زمینه فرض گردید که برای R-۱۱ مقدار ODP = ۱ بوده و براساس آن میزان ODP سایر مبردها تعریف می گردد. بدیهی است که در انتخاب مبردها تأکید شدیدی است که مقدار ODP مبرد مورد نظر بسیار پائین و در حد صفر باشد. برای نیل به این منظور لازم است که در ساختمان مولکولی مبردهای جایگزین، عنصر کلر بکار برده نشده و یا مقدار آن کاهش داده شود و به همین خاطر بکارگیری از اولین نسل مبردهای جایگزینی با عنوان مبردهای جایگزین شونده موقت از خانواده هیدرو کلرو فلئور و کربن (HCFCs) شروع گردید. در این ترکیبات در مقایسه با CFCs که ناقد هیدروژن می باشد، با کاهش تعداد اتم های کلر و جایگزین کردن آن با هیدروژن، قابلیت تخریب لایه اوزون توسط مبرد کاهش داده شد. متعاقب آن نظر بر این است که با حذف کامل عنصر کلر از ساختمان مولکولی مبرد و تولید HFCs از آن ها بعنوان مبردهای جایگزین شونده دائمی استفاده شود.

بر این اساس قانونگذاران، مسئله تخریب لایه اوزون را جدی تلقی کرده و بلحاظ کاهش لایه اوزون در منطقه قطب جنوب، عهد نامه ای در سال ۱۹۸۷ در مونترال کانادا به امضاء حدود ۷۰ کشور جهان رسید که براساس آن مقرر گردید که میزان تولید فرئون ها تا سال ۱۹۹۹ حدود ۵۰ درصد کاهش یابد. سه سال بعد هیأت های بین المللی دوباره در لندن گرد آمده و در مورد حذف کامل فرئون ها تا سال ۲۰۰۰ به توافق رسیدند. این مدت زمان به منظور تغییر خط تولید صاحبان صنایع با مواد جایگزین شونده که آثار مخربی بر روی لایه اوزون ندارند، ضروری است.

در جدول (۱۴-۲) مبردهای فعلی، جایگزین موقت و جایگزین طولانی نشان داده شده است.

Refrigerants	R-12	R-22	R-134A	NH <sub>3</sub> (R-717)	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub> (R-290)	CO <sub>2</sub> (R-744)
Natural substance	No	No	No	Yes	Yes	Yes
TLV (ppm)	1000	1000	1000	25	1000	5000
IDLH (ppm)	50,000	—	—	500	20,000	50,000
Amount per room volume (vol./kg/m <sup>3</sup> )	4.0/0.2	4.2/0.15	—	—	0.44/0.008	5.5/0.1
Flammable or explosive	No	No	No	Yes	Yes	No
Flammability limits in air (volume%)	—	—	—	15.5/27	2.2/9.5	—
Toxic/irritating decomposition products	Yes	Yes	Yes	No	No	No
Approximate relative price	1	1	3-5	0/2	0.1	0.1
Molar mass	120.9	86.5	102.0	17.0	44.1	44.0
Refrigeration capacity at 0°C (kJ/m <sup>3</sup> )	2,740	4,344	2,860	4,360	3,870	22,600

TLV: Threshold limit value (the refrigeration concentration limit in air for a normal 8-hour workday; it will not cause an adverse effect on most people).  
IDLH: Immediately dangerous to life or health (maximum level from which one could escape within 30 minutes without impairing symptoms or any irreversible health effects).

جدول (۱۴-۲): انواع مبردهای فعلی، جایگزین موقت و طولانی

## ۲-۷-۲ پدیده گرم شدن کره زمین GLOBAL WARMING

انتظار میرفت که با انتخاب ن‌های HFCs، مسائل محیط زیستی بمقدار زیادی حل گردد ولی متأسفانه در سال‌های اخیر جامعه بشری با پدیده جدیدی تحت عنوان گرم شدن کره زمین مواجه گردیده است.

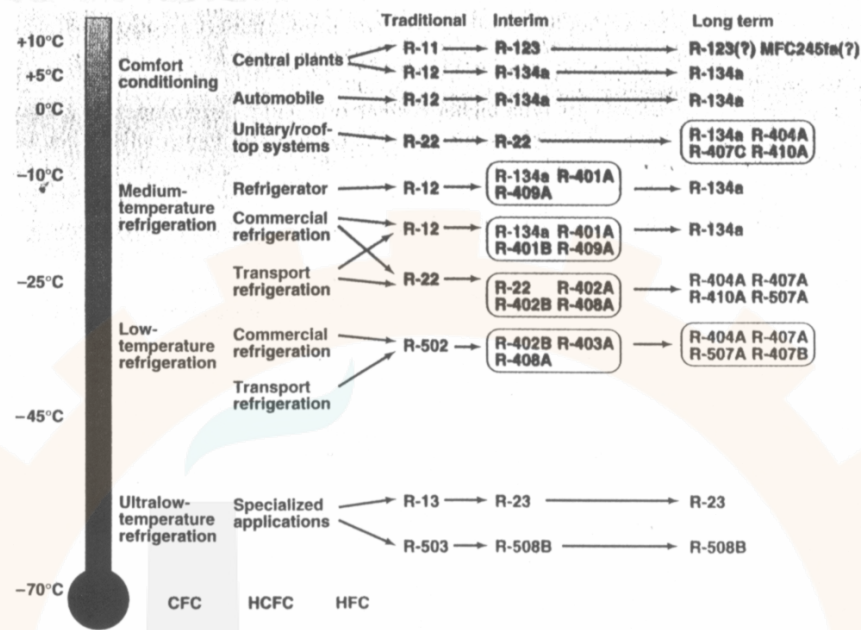
امروزه عموماً انواع انرژی مورد نیاز بشر (نظیر الکتریسیته، گرما و...) از طریق مصرف سوخت های فسیلی بدست می‌آید که عمده ترین محصول آن دی اکسید کربن CO<sub>2</sub> و اکسید ازت N<sub>2</sub>O می‌باشد.

مهمترین مشکل در انتخاب مبرد جایگزین مناسب، حفظ قابلیت انتقال حرارت و میزان انرژی مصرفی در سیستم های تبرید می‌باشد. متأسفانه CFCs با وجود تمامی مشکلاتی که در زمینه تخریب لایه اوزون بوجود می‌آورند، بلحاظ داشتن خواص ترمودینامیکی مطلوب، از نظر مصرف انرژی به ازاء هرتن تبرید بر اکثر مبردهای جایگزین شونده برتری داشته و همین امر باعث می‌شود که در صورت تغییر مبرد، میزان مصرف انرژی در سیکل تبرید افزایش یابد. با توجه به اینکه در اکثر سیستم های تبرید، انرژی مورد نیاز از طریق الکتریسیته تأمین شده که خود از احتراق سوخت های فسیلی بدست می‌آید، لذا یکی از پیامدهای تغییر مبرد، افزایش مصرف سوخت های فسیلی بوده که ضمن افزایش هزینه های بهره برداری، باعث افزایش غلظت دی اکسید کربن و اکسید ازت در جو زمین می‌گردد که بنوبه خود بر روی پدیده گرم شدن سطح کره زمین (پدیده گلخانه Green House) تأثیر نا مطلوب خواهد گذاشت.

در جدول (۱۵-۲) خواص و مشخصات تعدادی از ترکیبات CFC و ترکیبات جایگزین آنها که تا بحال در مورد آنها تحقیقات مربوطه انجام شده آورده شده اند، وبلحاظ مسائل متعددی با یکدیگر مقایسه گردیده اند که می‌تواند راهنمای خوبی برای انتخاب ترکیبات جایگزین CFC های معمولی باشند.

## ۲-۷-۳: مبردهای طبیعی

با توجه به مطالبی که درباره مبردهای جایگزین شونده موقت ودائم گفته شد، بسیاری از محققان در پی این هستند که آیا می‌توانند ترکیباتی که در شرایط عادی در طبیعت وجود دارند، نظیر هوا، آب، آمونیاک، هیدرو کربن‌ها و یا دی اکسید کربن جایگزین مبردهای فعلی نمایند. در جدول (۱۶-۲) تأثیر CFCs، HCFCs و HCFs و مبردهای طبیعی بر روی لایه اوزون و پدیده گرم شدن کره زمین نشان داده شده است.



جدول (۱۵-۲): خواص زیست محیطی انواع مبردهای فعلی و جایگزین شونده

Environmental Effects of Refrigerants			
	Refrigerants	ODP	GWP*
CFCs	CFC-11	1	3800
	CFC-12	1	8100
HCFCs	HCFC-22	0.055	1500
	HCFC-141b	0.11	630
	HCFC-142b	0.065	2000
HFCs	HFC-32	0	650
	HFC-125	0	2500
	HFC-134a	0	1300
	R-407C (HFC-32/125/134a (23/25/52 wt.%))	0	1520
	R-410A (HFC-32/125 (50/50 wt.%))	0	1725
	Natural Refrigerants	Carbon dioxide (R-744)	0
	Ammonia (R-717)	0	0
	Isobutane (HC-600a)	0	3
	Propane (HC-290)	0	3
	Cyclopentane	0	3

\* Time horizons of 100 years

جدول (۱۶-۲): مقادیر ODP و GWP انواع مبردها

امروزه سعی بر این است که با رفع مشکلاتی که بر سر راه استفاده از مبردهای طبیعی وجود دارد و عمدتاً به مسائل اقتصادی و تکنولوژی سیستم‌ها مربوط می‌شود، در آینده از این مبردها در سیستم‌های تبرید استفاده شود. خوشبختانه در این زمینه پیشرفت‌های مطلوبی حاصل شده است بنحوی که از همین اکنون سعی بر این است که از مبردهای هیدروکربنی در سیستم‌های تبرید خانگی و از گاز CO<sub>2</sub> در سیستم‌های تهویه مطبوع اتومبیل‌ها و قطارها و از آمونیاک در سیستم‌های تبرید صنعتی استفاده شود.

## ۸-۲: بررسی سیکل ایجاد برودت تراکمی

در ابتدای این بخش، قسمت‌های مختلف یک سیکل ایجاد برودت تراکمی نشان داده شده است در این قسمت چگونگی کاریک سیکل ایجاد برودت مورد بررسی قرار می‌گیرد. برای نمایش تحولاتی که در این سیکل به وقوع می‌پیوندد، لازم است که این تحولات بر روی یک دسته منحنی که حاوی اطلاعات ترمودینامیکی از وضعیت مبرد باشد به نمایش گذاشته شود تا از روی آن بتوان به شرایط واقعی مبرد در سیستم دست یافت. برای این منظور دیاگرامی که بر مبنای تغییرات فشار - آنتالپی (دیاگرام P-H) طرح گردیده است و بنام دیاگرام مولیر مشهور است بهترین راهنما می‌باشد، چراکه سایر دیاگرام‌ها نظیر فشار - دما (منحنی فشار بخار) یا فشار - حجم (منحنی تراکم - انبساط) به اندازه کافی نمیتوانند گویای تمامی واقعیت‌های موجود در سیستم باشند. دیاگرام (P - H) دارای یک اسکلت اصلی بوده که در شکل (۱۱-۲) نشان داده شده است.

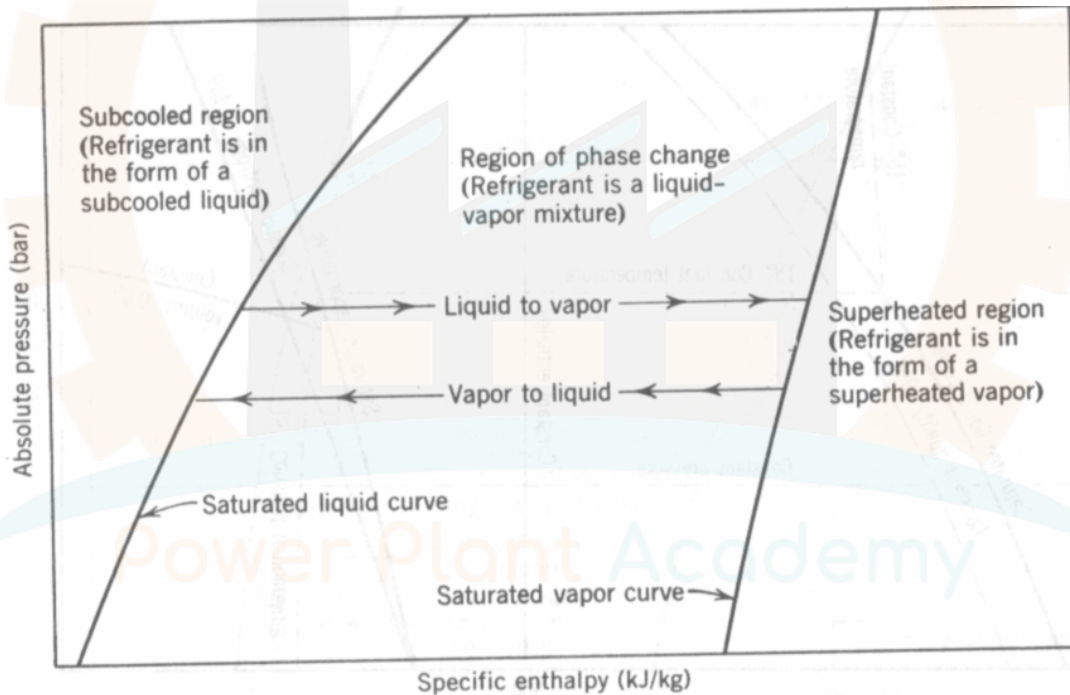


Fig. 7-2 Skeleton  $ph$  chart illustrating the three regions of the chart and the direction of phase changing.

شکل (۱۱-۲) نمای ساده دیاگرام P-H

همانطوری که از شکل فوق پیداست، دیاگرام از سه منطقه مجزا تشکیل گردیده است.

الف: منطقه مایع

در هر نقطه واقع در این منطقه مبرد بصورت مایع بوده و دمای آن از دمای اشباع (دمای تبخیر) کمتر می‌باشد.

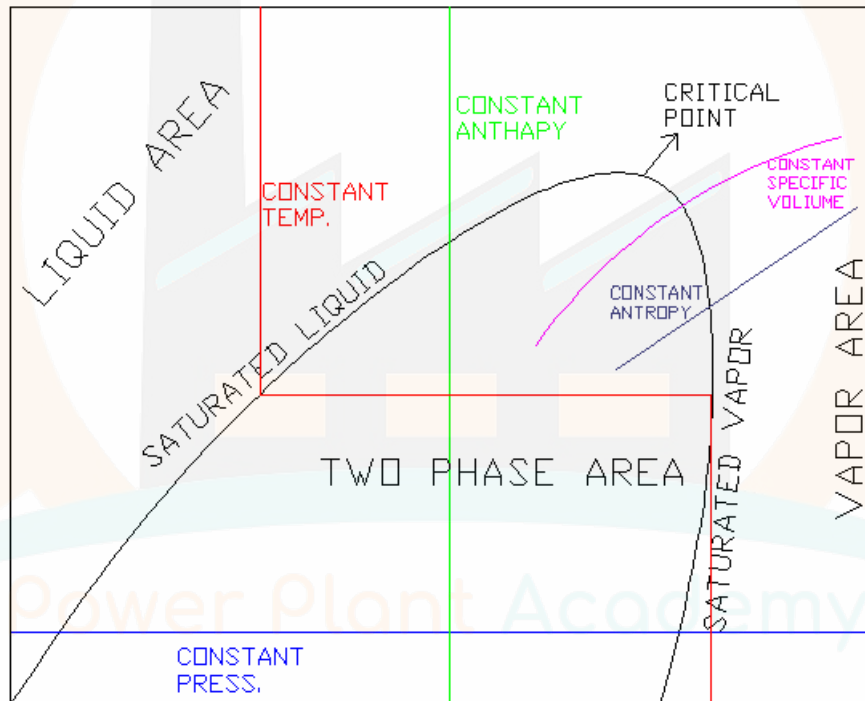
ب: منطقه گاز

در هر نقطه واقع در این منطقه مبرد بصورت گاز بوده و دمای آن از دمای اشباع (دمای تبخیر) بیشتر می باشد

ج: منطقه گاز + مایع در حال تعادل

نقاط واقع در این منطقه مخلوطی از گاز و مایع در حال تعادل بوده که در آن درصد گاز (کیفیت) به نزدیکی نقطه تامنحنی گاز اشباع بستگی داشته و هرچه به این منحنی نزدیک تر باشد، درصد گاز در مخلوط بیشتر می باشد.

البته در دیاگرام اصلی که برای مبردها رسم گردیده اند، سایر خواص ترمودینامیکی نظیر دما، آنترپی، حجم مخصوص، کیفیت و... نیز آورده شده است که نحو قرار گرفتن آنها در دیاگرام بطور واضح در شکل (۲-۱۲) نشان داده شده است.



## P-H DIAGRAM

آنتالپی H (بی. تی. یو بر پوند)

شکل (۲-۱۲): دیاگرام P - H و خطوط رسم شده در آن

هریک از خطوط ذکر شده در این شکل نمونه ای از خطوط مشابه آن خاصیت ترمودینامیکی بوده و گرنه در هر دیاگرام عموماً دهها خط از آن ویژگی رسم گردیده است. لازم به ذکر می باشد که ذکر کلمه (ثابت) برای هر یک از خصوصیات ترمودینامیکی در خطوط موجود در دیاگرام به این معنی است که کلیه نقاط واقع بر روی آن خط دارای همان مقدار ذکر شده بر روی آن می باشد. دیاگرام (P-H) R-134a که در شکل (۲-۱۳) نشان داده شده است.

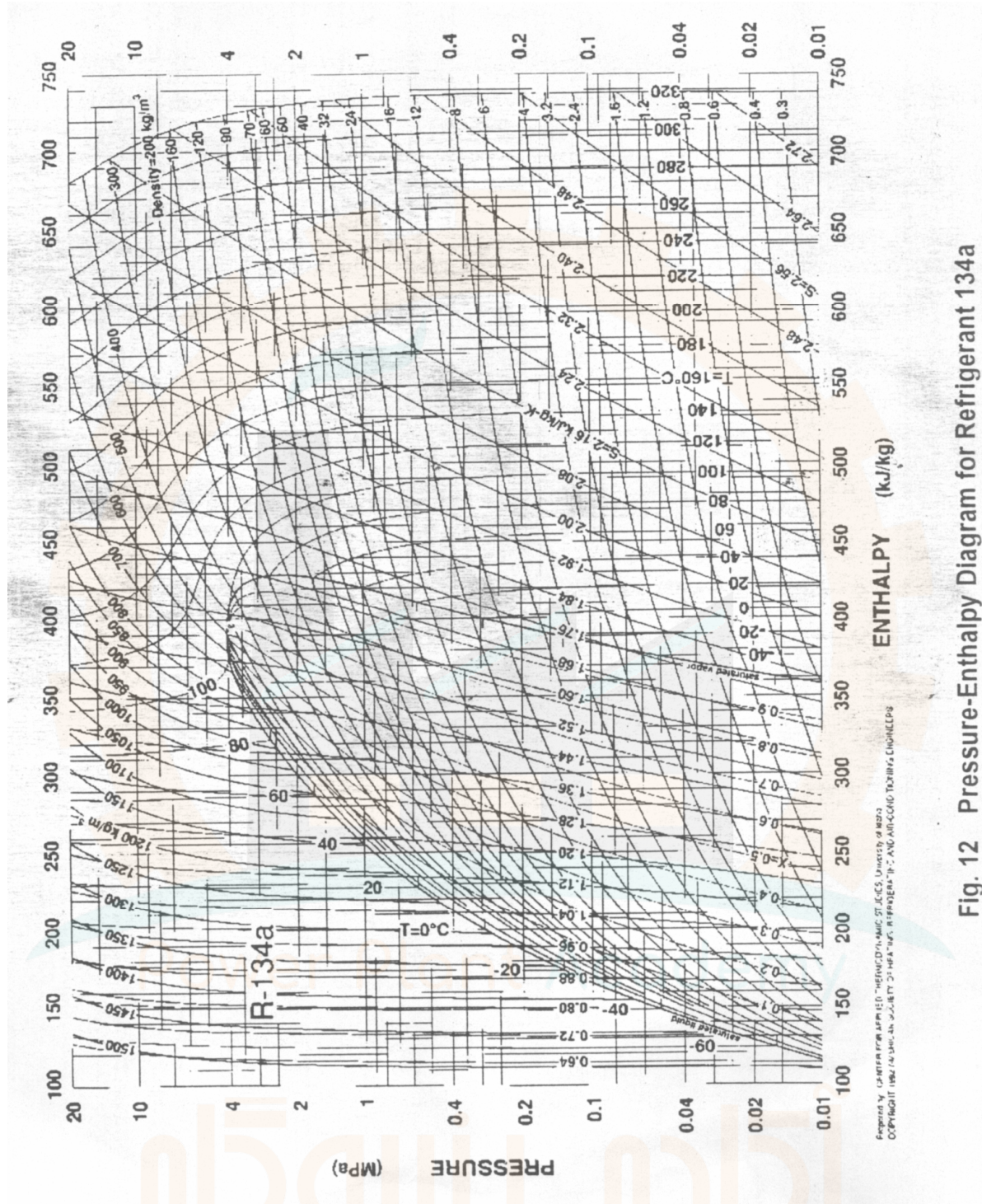


Fig. 12 Pressure-Enthalpy Diagram for Refrigerant 134a

شکل (۱۳-۲): دیاگرام P - H برای R-134a

جهت بدست آوردن خصوصیات مبرد در هر یک از شرایط سیستم از روی دیاگرام، لازم است که لااقل ۲ تا از خواص ترمودینامیکی مبرد که در دیاگرام وجود دارند در دست بوده تابانعیین آن نقطه در دیاگرام بتوان سایر خواص ترمودینامیکی مبرد را بدست آورد. از آنجائی که اندازه گیری فشار و دما در قسمت های مختلف سیکل تبرید به سهولت امکان پذیر می باشد، لذا عموماً سعی می گردد که در شناخت سیستم دو پارامتر فوق مشخص گردد. به مثال زیر توجه شود:

در یک سیکل ایجاد برودت آمونیاک در قسمت های ذکر شده، شرایط دمائی و فشاری مربوطه وجود داشته، مطلوب است تعیین حالت، آنتالپی، حجم مخصوص و آنتروپی مبرد در آن شرایط.

الف: مبرد در بعد از کمپرسور  $P=150 \text{ Psia } t=160 \text{ oF}$

ب: آمونیاک خروجی از مخزن ذخیره  $P = 145 \text{ Psia } t= 60 \text{ oF}$

حل:

در شکل (۲-۱۳) نقطه A مشخصات مبرد را در بعد از کمپرسور نشان می دهد و نقطه B، مربوط به آمونیاک خروجی از مخزن ذخیره می باشد.

	A	B
حالت	گاز	مایع
آنتالپی (بی.تی.یو برپوند)	۶۸۵	۱۰۰
حجم مخصوص (فوت مکعب برپوند)	۲،۶۵	۰،۰۰۲۶۵

### ۲-۹: سیکل استاندارد

شناخت تحولاتی که در سیکل ایجاد برودت واقعی میافتد بخاطر پیچیدگی آن ساده نبوده و لذا بعنوان آموزش مقدماتی، سیکل استاندارد که دارای تعدادی پیش فرض می باشد مورد بررسی قرار گرفته تا زمینه های لازم جهت وارد شدن به بحث در مورد سیکل واقعی سیستم ایجاد برودت مهیا گردد. در سیکل استاندارد فرض می شود که:

الف: مایع مبرد، بصورت اشباع وارد شیر انبساط گردد.

ب: عمل تبخیر مبرد در تبخیر کننده به نحوی است که گاز اشباع از آن خارج و وارد کمپرسور می گردد.

ج: عمل انبساط در شیر انبساط تحت آنتالپی ثابت انجام می گیرد.

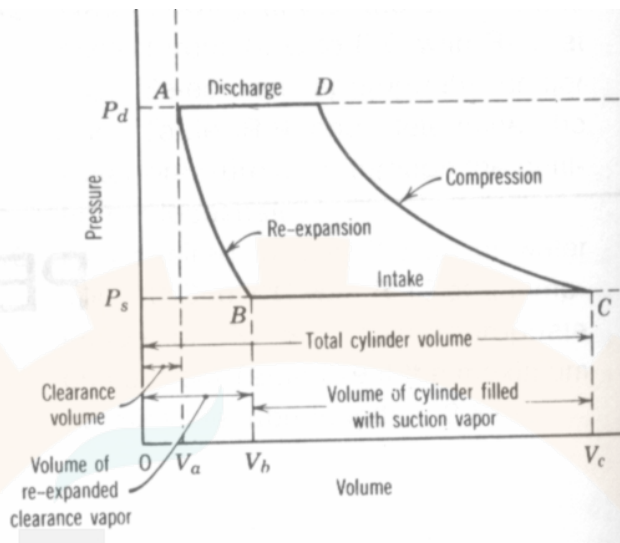
د: گاز خروجی از کمپرسور بصورت گاز داغ می باشد.

ه: عمل میعان در کندانسر تحت فشار ثابت صورت می گیرد.

ی: از کلیه افت فشارهای ناشی از جریان مبرد در مسیرهای آن صرف نظر می شود.

با توجه به فرض های فوق سیکل استاندارد ایجاد برودت را می توان در دیاگرام (P-H) با شکل (۱۴-۲)

نشان داد.



شکل (۲-۱۴): نمای تحولات سیکل استاندارد در دیاگرام P-H

## ۱۰-۲: بررسی تحولات سیکل استاندارد

الف: انبساط Expansion

در یک سیکل استاندارد، که در آن مایع اشباع مبرد از کندانسور به قسمت کنترل مبرد فرستاده می شود (نقطه A در شکل ۲-۱۹)، عمل انبساط در شیر انبساط صورت گرفته، تا مبرد منبسط گشته و فشار آن از فشار کندانسور به فشار تبخیر کننده کاهش یابد. عمل انبساط مبرد همواره با کاهش دمای آن نیز توأم می باشد. علت این پدیده در این است که میدانیم جریان سیالات اگر باتنگ شدن مسیر توأم باشد موجب از دست رفتن انرژی سیال گردیده و انرژی از دست رفته، صرف گرم کردن جداره مسیر گردیده و سیالی که از کنار آن عبور می کند با جذب بخشی از حرارت آن تبخیر می گردد. بهر حال می بینیم که در طی تحول هیچگونه انتقال انرژی (کار یا حرارت) بایرون صورت نگرفته و لذا می توان گفت: عمل انبساط در شیر انبساط تحت آنتالپی ثابت صورت می گیرد.

نمودار این تحول بر روی دیاگرام P-H، بخاطر ثابت بودن آنتالپی خطی عمود بر محور آنتالپی می باشد (خط AB) از سوی دیگر همین تبخیر جزئی مبرد باعث می گردد که بعد از تحول انبساط (نقطه B) مبرد بصورت مخلوطی از گاز و مایع درآمده که کیفیت آن (در صد گاز) را می توان از روی دیاگرام بدست آورد.

ب: تبخیر Vaporization

تحول تبخیر مبرد، در تبخیر کننده (Evaporator) صورت می گیرد. همانطوری که قبلاً نیز گفته شده، عمل تبخیر بدون تغییر دما و فشار صورت گرفته، بنا براین این تحول را در دیاگرام P-H می توان با خط فشار ثابت (یا دمای ثابت) که خطی موازی محور آنتالپی می باشد نمایش داد (خط BC). مبردی که از تبخیر کننده خارج می شود بصورت بخار اشباع بود، لذا نقطه C روی منحنی گاز اشباع قرار می گیرد.

حرارتی که مبرد جهت تبخیر نیاز دارد را از سیال مورد سرد کردن جذب نموده و لذا باعث کاهش دمای (سرد کردن) آن می شود. از آنجایی که مبرد در طی این تحول مقداری حرارت جذب می نماید، لذا آنتالپی آن افزایش می یابد. اختلاف آنتالپی مبرد در طی این تحول، همان حرارت جذب شده از سیال مورد سرد کردن بوده که اصطلاحاً آن را اثر تبرید (Refrigeration Effect) می نامند.

$$RE = h_c - h_B \quad (2-3) \quad \text{اثر تبرید}$$

ج: تراکم Compression

در طی عمل تراکم که در کمپرسور صورت می گیرد، گاز اشباع وارد کمپرسور گردیده و بعد از تراکم بصورت گاز داغ (Super Heat) از آن خارج می گردد.

گاز داغ به گازی گفته می شود که دمای آن از دمای اشباع (در فشار مربوطه) بیشتر باشد. در طی این تحول فشار مبرد از فشار تبخیر کننده به فشار کندانسور افزایش می یابد. این تحول تراکم تحت آنتروپی ثابت صورت می گیرد.

از آنجائی که در سیکل استاندارد و طی تحول تراکم هیچگونه حرارتی بین سیستم و خارج مبادله نگردیده و فقط مقداری کار (مانند W) صرف تراکم و گرم شدن گاز در کمپرسور می گردد، لذا می توان گفت:

$$(\Delta Q)_{Comp} = 0 \Rightarrow (\Delta S)_{Comp} = 0 \quad (2-4)$$

تذکر: علامت  $\Delta$  بمعنی تغییرات می باشد.

بعبارت دیگر عمل تراکم تحت آنتروپی ثابت صورت می گیرد. بنابراین تحول CD را در دیاگرام P-H می توان با خطی موازی خطوط آنتروپی ثابت نمایش داد. برای یافتن نقطه D، می دانیم که فشار نقطه D همان فشار کندانسور بوده، لذا اگر از نقطه A خطی به موازات خطوط فشار ثابت رسم گردد از محل تقاطع این خط با خطی موازی آنتروپی ثابت رسم گردیده می توان نقطه D را بدست آورد. کاری که در کمپرسور صرف تراکم گاز گردیده، موجب افزایش آنتالپی آن می شود لذا می توان نتیجه گرفت:

$$q \text{ (تراکم)} = h_d - h_c \quad (2-5)$$

می دانیم که کار و حرارت شکل های مختلف انرژی بوده و کار صرف شده جهت تراکم برابر است با:

$$W \text{ تراکم} = J q \text{ (تراکم)} = J h_d - h_c \quad (2-6)$$

که در آن J معادل مکانیکی حرارت نامیده شده و برابر است با ۷۷۸ یوند. فوت بری. تی. یو

د: میعان Condensation

گازی که از کمپرسور خارج می شود، گاز داغ بوده و جهت میعان آن (تبدیل به مایع) بایستی دو مرحله راطی کند.

مرحله اول: تبدیل گاز داغ به گاز اشباع (تحول DE)

مرحله دوم: تبدیل گاز اشباع به مایع (تحول EA)

مرحله اول تحول در خط لوله بین کمپرسور تا کندانسر (بانتقال حرارت به محیط اطراف) و لوله های فوقانی کندانسر انجام گرفته و مرحله دوم در باقیمانده لوله های کندانسر صورت می گیرد.

کل حرارتی که طی این دو مرحله از مبرد گرفته می شود برابر است با:

$$q(\text{کندانسر}) = h_d - h_a \quad (2-7)$$

### ۱۱-۲: واحد ظرفیت ایجاد برودت

از آنجائی که در سال های قبل اغلب سیستم های ایجاد برودت مربوط به کارخانجات یخسازى بوده و لازم است که ظرفیت کارخانجات یخسازى با واحدی استاندارد تعریف گردد، لذا بنابر قرارداد مقدار حرارتی را که بایستی از یک تن انگلیسی (برابر با ۲۰۰۰ پوند) آب  $32^\circ F$  گرفته تا در ۲۴ ساعت به یخ  $32^\circ F$  درجه فارنهایت تبدیل شود، رایک تن تبرید (Ton Of Refrigeration) می نامند. چون گرمای ن هان ذوب هر پوند یخ برابر ۱۴۴ بی.تی.یو می باشد، لذا:

$$\text{بی تی یو در دقیقه} = \frac{2000 \times 144}{24 \times 60} = 200 \quad 1 \text{ تن تبرید}$$

### ۱۲-۲ محاسبه میزان مبرد در سیستم

با بررسی ۴ مرحله ذکر شده در سیستم ایجاد برودت دیدیم که مبرد در دو مرحله حرارت را جذب نموده و نهایتاً آن را در کندانسر پس می دهیم.

مرحله اول: حرارتی که در تبخیر کننده از جسم مورد سرد کردن می گیرد.  $q_1$

مرحله دوم: کمپرسور و در اثر تراکم می گیرد.  $q_2$

بنابراین کل حرارتی که مبرد در کندانسر از خود پس می دهد برابر است با:

$$q_{cond.} = q_1 + q_2 \quad (2-8)$$

میزان مبردی که در سیستم بایستی در جریان باشد (یا در تبخیر کننده بخار گردد) برابر است با:

$$200 \times \text{ظرفیت سیستم بر حسب تن تبرید}$$

$$M = \frac{\text{پوند در دقیقه}}{(2-9)}$$

(بی تی یو بر پوند)  $q_1$

### ۱۳-۲ محاسبه توان تئوری

همانطوری که در رابطه (۲-۷) گفته شده است برای تراکم هر پوند بخار مبرد به کاری برابر با

$$W = J (h_d - h_c) \text{ نیاز می باشد. بنابر این اگر مقدار جریان مبرد در سیستم برابر با } M \text{ پوند در دقیقه}$$

باشد توان تئوری مورد نیاز در سیستم جهت تراکم مبرد برابر است با:

$$P \text{ (توان)} = MJ(h_d - h_c) \quad (۲-۹)$$

که مقدار آن بر حسب اسب بخار برابر است با:

$$hp \text{ (توان بر حسب اسب بخار)} = \frac{MJ(h_d - h_c)}{33000} = \frac{M \times 778(h_d - h_c)}{33000}$$

$$hp = \frac{M(h_d - h_c)}{42.42} \quad (۲-۱۰)$$

لازم به ذکر است که مقدار اسب بخار محاسبه شده برای کمپرسور جنبه تئوری داشته و این برای حالتی است که اولاً هیچگونه حرارتی غیر از آنچه صرف خنک کردن جسم مورد سرد کردن به مبرد داده نشود و ثانیاً از وجود اصطکاک در قسمت‌های مختلف سیستم صرف نظر گردیده است. ولی در عمل می‌دانیم که مبرد در طول مسیر خود مقداری حرارت از محیط اطراف جذب نموده، و ضمناً در طی جابجائی مبرد در قسمت‌های مختلف سیستم مقداری از دست رفت انرژی وجود خواهد داشت، بطوری که مقدار انرژی واقعی مورد نیاز در سیستم حدود ۳۰ تا ۵۰ درصد از مقدار محاسبه شده بیشتر می‌باشد. از سوی دیگر راندمان خود کمپرسور در این قسمت مورد بررسی قرار نگرفته که در قسمت‌های بعدی بطور کامل موارد فوق مورد بررسی قرار خواهند گرفت.

#### ۱۴-۲ ضریب عملکرد سیستم (C.O.P) Coefficient Of Performance

همانطوری که میدانیم برای جذب حرارتی معادل  $q$  در تبخیر کننده از جسم مورد سرد کردن لازم است کاری برابر با  $W$  در کمپرسور مصرف شود. بنابر تعریف نسبت حرارت گرفته شده در تبخیر کننده (که همان اثر تبرید می‌باشد) به کار مصرف شده در کمپرسور را (بعد از تبدیل واحدها) ضریب عملکرد سیستم می‌گویند.

#### ۱۵-۲ اثر فشار مکش (تبخیر کننده) و دهش (کندانسور) بر روی ضریب عملکرد سیستم

ضریب عملکرد سیستم به فشار تبخیر کننده و فشار میعان مبرد در سیکل بستگی داشته که در این میان عامل فشار تبخیر کننده از اهمیت بیشتری برخوردار می‌باشد.

بطور کلی با افزایش فشار تبخیر کننده، ضریب عملکرد سیستم نیز افزایش می‌یابد بعبارت دیگری می‌توان گفت که میزان مبردی که برای بیرون کشیدن هر واحد حرارت از سیستم لازم می‌باشد، با

$$COP = \frac{J \cdot q}{W} = \frac{h_c - h_a}{h_d - h_c} \quad (۲-۱۱)$$

افزایش فشار تبخیر کننده کاهش می‌یابد.

مثال:

در یک سیکل استاندارد ایجاد برودت با آمونیاک به ظرفیت ۱۰ تن سرما، فشار تبخیر کننده از ۳۰ PSIA به ۵۰ PSIA افزایش داده میشود. اگر فشار کندانسر در هر دو حالت ثابت و مساوی ۱۵۰ PSIA باشد، مطلوب است تعیین ضریب عملکرد در دو حالت فوق و سایر مشخصات سیستم.

حل:

با انتقال نقاط داده شده بر روی دیاگرام P-H می توان مشخصات سیستم را در قسمت های مختلف محاسبه نمود (شکل ۱۵-۲)

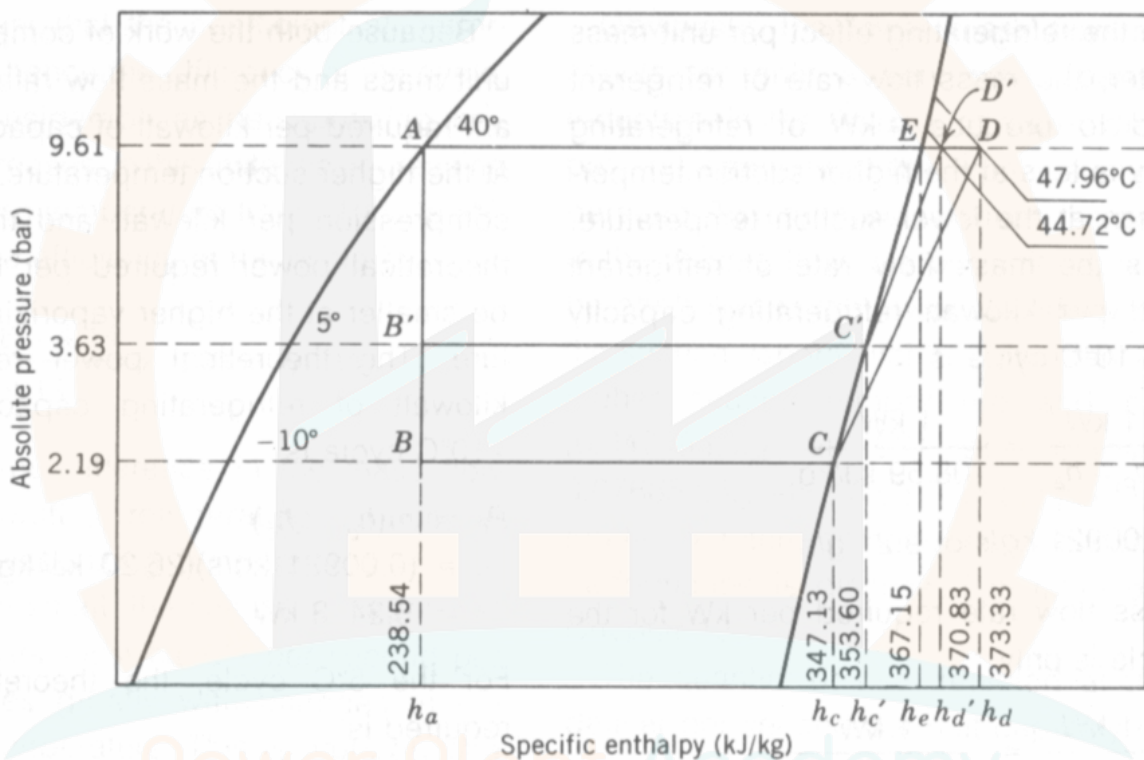


Fig. 7-7 Comparison of two simple saturated cycles operating at different vaporizing temperatures (figure distorted). (Refrigerant-12.)

شکل (۱۵-۲): نمودار تغییرات سیستم با تغییر فشار تبخیر کننده

الف: محاسبه C.O.P

در حالتی که فشار در تبخیر کننده ۳۰ PSIA باشد:

$$C.O.P = \frac{h_c - h_a}{h_d - h_c} = \frac{6115 - 130}{714 - 6115} = 4.7$$

و در حالتی که فشار به ۵۰ PSIA افزایش می یابد:

$$C.O.P = \frac{h_{c'} - h_a}{h_{d'} - h_{c'}} = \frac{6182 - 130}{686 - 6182} = 7.2$$

$$\text{میزان تغییر} = \frac{7.2 - 4.7}{4.7} \times 100 = 53.2\%$$

افزایش

ب: میزان جریان مبرد

ظرفیت سیستم (تن)  $\times 200$ 

$$M = \frac{h_c - h_a}{\text{ظرفیت سیستم (تن) } \times 200}$$

$$(M)_{30} = \frac{200 \times 10}{611.5 - 130} = 4.15 \quad \text{پوند در دقیقه}$$

$$(M)_{50} = \frac{200 \times 10}{618.2 - 130} = 4.1 \quad \text{پوند در دقیقه}$$

$$\text{میزان تغییر} = \frac{4.1 - 4.15}{4.15} \times 100 = -1.2\% \quad \text{کاهش}$$

ج: توان الکتریکی

$$(H.P)_{comp} = \frac{M(h_d - h_c)}{42.42}$$

$$(H.P)_{30} = \frac{4.15(714 - 611.5)}{42.42} = 10.03 \quad \text{اسب بخار}$$

$$(H.P)_{50} = \frac{4.1(686 - 618.2)}{42.42} = 6.55 \quad \text{اسب بخار}$$

$$\text{میزان تغییر} = \frac{6.55 - 10.03}{10.03} = -34.7\% \quad \text{کاهش}$$

د: مقدار حرارتی که مبرد در کندانسر پس می دهد.

$$q = m(h_d - h_a) \quad \text{میعان}$$

$$(q)_{30} = 4.15(714 - 130) = 2423.6 \quad \text{بی تی یو در دقیقه}$$

$$(q)_{50} = 4.1(686 - 130) = 2279.6 \quad \text{بی تی یو در دقیقه}$$

$$\text{مقدار تغییر} = \frac{2279.6 - 2423.6}{2423.6} \times 100 = -5.94\% \quad \text{کاهش}$$

ن: اثر خنک کنندگی (R.E)

اثر تبرید (خنک کنندگی) حرارتی است که در تبرید کننده از جسم مورد سرد کردن گرفته می شود و برابر است با:

$$R.E = M(h_c - h_a)$$

$$(R.E)_{30} = 4.15(611.5 - 130) = 1998 \quad \text{بی تی یو در دقیقه}$$

$$(R.E)_{50} = 4.1(618.5 - 130) = 2003 \quad \text{بی تی یو در دقیقه}$$

$$\text{میزان تغییر} = \frac{2003 - 1998}{1998} = 0.25\% \quad \text{افزایش}$$

با بررسی عوامل فوق نتیجه می شود که با افزایش فشار تبخیر کننده و در صورت ثابت ماندن فشار میعان:

الف: C.O.P افزایش می یابد. یک نتیجه خوب برای سیستم

ب: میزان جریان مبرد کاهش می یابد. یک نتیجه خوب برای سیستم

ج: توان مصرفی در سیستم کاهش می یابد. یک نتیجه خوب برای سیستم

د: مقدار حرارتی که مبرد در کندانسر پس می دهد کاهش می یابد. یک نتیجه خوب برای سیستم

ن: اثر خنک کنندگی افزایش می یابد. یک نتیجه خوب برای سیستم

یعنی بعبارت دیگر تمامی پارامترهای فوق در جهت بهبود شرایط سیستم تغییر می نماید، و این در ظاهر می رساند که باید سعی شود فشار در تبخیر کننده جهت بهبود شرایط سیستم افزایش داده شود ولی حقیقت امر این است که باتوجه به افزایش فشار تبخیر کننده، دمای تبخیر مبرد نیز افزایش یافته و لذا دمای جسم مورد سرد کردن نیز افزایش می یابد و این تغییر چندان مطلوب نمی باشد، چرا که یکی از اهداف اصلی احداث و نصب سیستم، حصول به سرمای معینی بوده و این عمل باعث می گردد که جسم مورد سرد کردن در دمای بیشتری سرد گردد، لذا لازم است که همواره فشار تبخیر کننده در یک مقدار معینی که به ازاء آن بتوان به دمای مورد نظر در جسم مورد سرد کردن دست یافت، تنظیم گردد.

### ۱۶-۲: تأثیر فشار میعان (فشار گاز خروجی از کمپرسور) بر روی کار آئی سیستم

عامل دیگری که بر روی چگونگی کار سیستم تأثیر دارد، فشار گاز خروجی از کمپرسور (ویا فشار کندانسر) می باشد. بدین منظور فرض می شود که در همان مثال قبل فشار تبخیر کننده PSIA ۳۰ بوده و فشار کندانسر از PSIA ۱۳۰ به PSIA ۱۵۰ افزایش داده شود، تأثیر این تغییرات بر روی شرایط کار سیستم بشرح زیر می باشد.

الف: C.O.P

$$(C.O.P)_{130} = \frac{611 - 121}{706 - 611} = 5.16$$

$$(C.O.P)_{150} = \frac{611 - 130}{714 - 611} = 4.7$$

$$\text{کاهش} = \frac{4.7 - 5.16}{5.16} \times 100 = -9.5\% = \text{میزان تغییر}$$

ب: جریان مبرد

$$(M)_{130} = \frac{200 \times 10}{611 - 121} = 4.08 \text{ یوند در دقیقه}$$

$$(M)_{150} = \frac{200 \times 10}{611 \times 130} = 4.16$$

$$\text{میزان تغییر} = \frac{4.16 - 4.08}{4.08} \times 100 = 1.96\% \quad \text{افزایش}$$

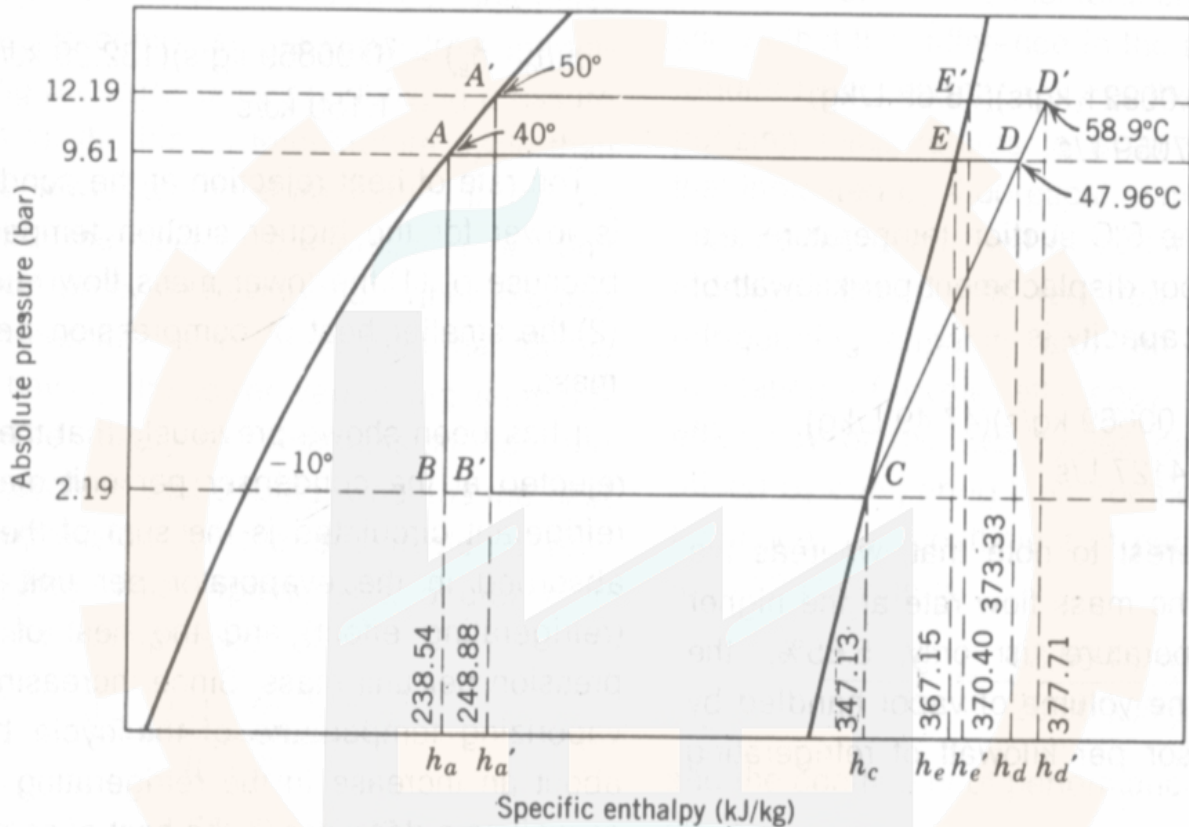


Fig. 7-8 Comparison of two simple saturated cycles operating at different condensing temperatures (figure distorted). (Refrigerant-12.)

شکل (۱۶-۲): اثر تغییر فشار کندانسر بر روی خصوصیات کار سیستم

ج: توان مصرفی

$$(H.P)_{130} = \frac{4.08(706 - 611)}{42.42} = 9.14 \quad \text{اسب بخار}$$

$$(H.P)_{150} = \frac{4.16(716 - 611)}{42.42} = 10.3 \quad \text{اسب بخار}$$

$$\text{میزان تغییر} = \frac{10.3 - 9.14}{9.14} \times 100 = 11.3\% \quad \text{افزایش}$$

د: میزان حرارت از دست داده در کندانسر

$$(q)_{130} = 4.08(706 - 121) = 2386.8 \quad \text{بی تی یو در دقیقه}$$

$$(q)_{150} = 4.16(714 - 130) = 2429.4 \quad \text{بی تی یو در دقیقه}$$

$$\text{افزایش میزان تغییر} = \frac{2429.4 - 2386.8}{2386.8} \times 100 = 1.75\%$$

ن: اثر تبرید

$$(R.E)_{130} = 4.08(611 - 121) = 1999.2 \quad \text{بی تی یو در دقیقه}$$

$$(R.E)_{150} = 4.16(714 - 130) = 2429.4 \quad \text{بی تی یو در دقیقه}$$

$$\text{میزان تغییر ثابت} = \frac{2001 - 1999.2}{1999.2} \times 100 = 0.07\% \cong 0$$

نتیجه: با افزایش فشار کندانسر و با ثابت نگهداشتن فشار تبخیر کننده:

الف: C.O.P کاهش می یابد نتیجه نامطلوب

ب: جریان مبرد افزایش می یابد نتیجه نامطلوب

ج: توان مصرفی افزایش می یابد نتیجه نامطلوب

د: میزان حرارت از دست داده شده در کندانسر افزایش می یابد نتیجه نامطلوب

با توجه به نتایج دو بررسی فوق می توان گفت: در طراحی و کار با سیستم های ایجاد برودت بایستی حتی الامکان سعی شود که فشار تبخیر کننده در حداکثر مقدار ممکن (با توجه به محدودیت ناشی از بالا رفتن سرمای قابل دسترس) و فشار کندانسور در حداقل ممکن نگه داشته شود

## ۱۷-۲: سیکل های واقعی ایجاد برودت

آنچه که تا این مرحله در رابطه با بررسی سیکل های ایجاد برودت گفته شده است سیکل های استاندارد بوده که در آن از تعداد زیادی از پدیده هایی که در سیستم های واقعی وجود داشته و به نوبه خود بر روی چگونگی کار سیستم مؤثر می باشد، بخاطر سهولت در آشنائی با سیستم و اصول اساسی آن صرف نظر شده که لازم است بعد از بدست آوردن شناخت کافی از آن اصول، شرایط واقعی موجود بهنگام بررسی هر سیکل مورد توجه قرار گرفته و بر مبنای آن نمودار واقعی از شرایط موجود در سیستم ترسیم گردد.

بطور کلی در شرایط عملی سیستم، مغایرت های زیر با سیستم استاندارد وجود دارد:

الف: افت فشار در سیستم ناشی از عبور مبرد از قسمت های مختلف سیکل.

ب: سرد شدن مبرد تا دمائی کمتر از دمای اشباع در کندانسر (Subcooling)

ج: گرم شدن مبرد در تبخیر کننده تا دمائی بالاتر از دمای اشباع (Super Heating)

د: عمل تراکم در کمپرسور تحت آنتروپپی ثابت (تحول ایزانتروپیک) صورت نمی گیرد.

لذا نمودار سیکل ایجاد برودت واقعی در دیاگرام P-H را می توان در شکل (۱۷-۲) مشاهده نمود. سیکل استاندارد با خط چین و سیکل واقعی با خط پر نمایش داده شده است.

۱۸-۲: اثر افت فشار Pressure Drop Effect

همانطوری که می دانیم جریان سیالات از درون لوله ها و سایر قطعات مورد استفاده در لوله کشی (زانوئی، سه راهی، مهره ماسوره، شیرها، تله روغن و...) و نیز تغییر ارتفاع و تغییر سطح مقطع مسیر جریان (تنگ و گشاد شدن مسیر) باعث از دست رفت انرژی و افت فشار سیال می گردد و از آنجائی که فشار مبرد یکی از عوامل موثر بر روی کار سیستم های ایجاد برودت می باشد، لذا در بررسی سیکل های واقعی نمی توان از اثر این پدیده بر روی چگونگی کار سیستم بی تفاوت گذشت. افت فشاری که در جریان سیالات در طول مسیر آن اتفاق می افتد به عوامل زیادی بستگی داشته که مهمترین آنها بشرح زیر می باشد.

الف: قطر لوله

هر چه قطر لوله مورد استفاده کمتر باشد، جریان مبرد با افت فشار بیشتری توأم می باشد.

ب: سرعت جریان

با افزایش سرعت جریان مبرد، مقدار افت فشار افزایش می یابد.

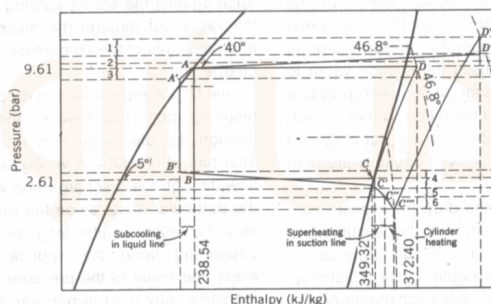
ج: ویسکوزیته

از آنجائی که ویسکوزیته بیانگر مقاومت سیال در مقابل جریان می باشد، لذا با افزایش ویسکوزیته مقدار مقاومت افزایش یافته که بنوبه خود موجب افزایش افت فشار می گردد.

د: اتصالات مورد استفاده در لوله کشی

جریان سیالات از درون اتصالات مورد استفاده در لوله کشی (شیرها، زانوئی، لوله سه راهی و...) باعث کاهش فشار سیال گردیده و مقدار آن به عوامل قبلی و نیز شکل قطعه و نوع آن بستگی دارد.

شناخت دقیق چگونگی افت فشار و محاسبه مقدار آن در حوصله این بحث نبوده و برای این منظور می توان به کتاب هایی که در زمینه مکانیک سیالات نوشته شده است مراجعه نمود. شکل (۱۸-۲) نمای ساده ای از یک سیکل جریان برودت نشان داده شده است.



Pressure drop  
1. Compressor discharge valves  
2. Discharge line and condenser  
3. Liquid line  
4. Evaporator  
5. Suction line  
6. Compressor suction valves

Fig. 8-12  $ph$  diagram of actual refrigeration cycle illustrating effects of subcooling, superheating, and losses in pressure. A simple saturated cycle is drawn in for comparison. (Refrigerant-12).

شکل (۱۷-۲): مغایرت های سیکل واقعی و استاندارد

## ۱: افت فشار در تبخیر کننده

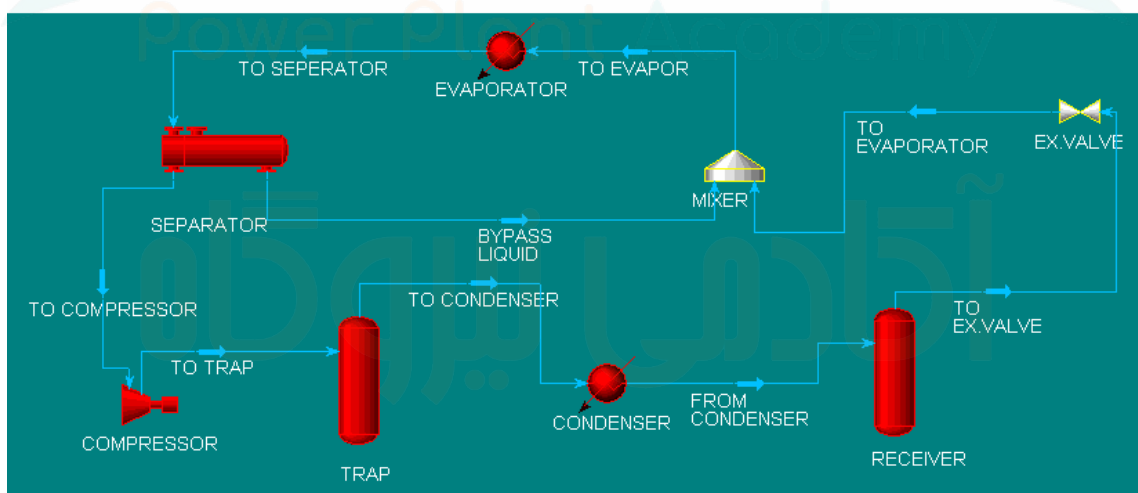
در بررسی سیکل استاندارد گفته شد که مبرد تحت همان فشاری که وارد تبخیر کننده می گردد از آن خارج می شود، ولی شرایط عملی سیستم نشان می دهد که این جریان با افت فشار توأم بوده، بطوری که فشار مبردی که از تبخیر کننده خارج می گردد از فشار ورودی آن کمتر خواهد بود. مثلاً اگر مبرد تحت فشار ۰ PSIA ۸۰ وارد تبخیر کننده گردد (بادمای اشباع ۱۲۰ F)، با فشار حدود ۳۵ PSIA از آن خارج می گردد (بادمای اشباع حدود ۶۰ F). بنا بر این دمای متوسط تبخیر کننده را می توان حدود ۸۰ F فرض نمود.

افت فشار در تبخیر کننده باعث می گردد مبردی که از آن خارج می شود دارای فشار و دمای کمتری بوده، در عوض حجم مخصوص آن افزایش می یابد.

مقدار اثر تبرید و وزن مبردی که تبخیر می گردد تقریباً ثابت مانده ولی از آنجائی که حجم مخصوص مبرد افزایش یافت، مقدار انرژی که در کمپرسور بایستی مصرف شود (در مقایسه با سیکل استاندارد) افزایش می یابد.

جریان مبرد در حد فاصل بین تبخیر کننده تا سوپاپ مکش کمپرسور طبق قوانین مکانیک سیالات نیز با افت فشار توأم بوده و لذا به همان ترتیب باعث افزایش توان مصرفی در کمپرسور می شود.

به همین منظور در طراحی سیستم بایستی سعی گردد که افت فشار در این دو مورد به حداقل ممکن کاهش داده شود، بطوری که افت فشاری معادل ۲-۳ PSI در تبخیر کننده و ۱-۲ PSI در لوله مکش مطلوب می باشد.



شکل (۱۸-۲): فلودیاگرام یک سیکل تبرید تراکمی

## ۲: افت فشار در قبل از کمپرسور

جریان مبرد در شیر ورودی کمپرسور و سوپاپ های قسمت مکش تا سیلندر آن با افت فشار توام بوده و اثر آن نظیر افت فشار در تبخیر کننده ولوله قسمت مکش می باشد. و لذا در طراحی کمپرسور بایستی دقت لازم جهت کاهش آن معطوف گردد. از آنجائی که جریان مبرد در سوپاپ های خروجی و لوله های جریان مبرد از کمپرسور تا کندانسر نیز به نوبه خود دارای افت فشار می باشد، لذا فشار مبرد در سیلندرها بایستی در حدی باشد که بعد از وقوع افت فشار، فشار در کندانسر به حد مطلوب (فشار میعان) برسد و این به معنی صرف انرژی بیشتر در کمپرسور جهت غلبه بر افت فشار ذکر شده می باشد.

۳: افت فشار در کندانسر و مخزن ذخیره

افت فشاری که در کندانسر و مخزن ذخیره اتفاق می افتد با خط ۱- A در شکل (۱۷-۲) نشان داده شده است از آنجائی که مبرد در نقطه (A) بصورت مایع اشباع می باشد، لذا افت فشار آن باعث کاهش دمای مایع نیز میگردد، اگر مایع در کندانسر سرد شده نباشد (Notsubcooled)، مقداری از مایع تبخیر گردیده و در صورت سرد بودن مایع (Subcooled)، عمل تبخیر مبرد صورت نگرفته و فقط دمای آن کاهش می یابد. بهر حال، این افت فشار هیچگونه اثری روی کارآئی سیستم ندارد، چرا که بهر حال این عمل بایستی در یک بخش دیگر از سیستم (شیر انبساط) انجام بگیرد ولی از آنجائی که ورود بخار همراه با مایع به شیر کنترل فشار (شیر انبساط) بخاطر ایجاد فرسودگی در قطعات شیر انبساط چندان مطلوب نمی باشد، لذا بایستی سعی شود که با سرد کردن مایع در کندانسر، از تشکیل بخار در اثر تبخیر مبرد ناشی از افت فشار جلوگیری شود.

## ۱۹-۲: اثر داغ شدن بخار قسمت مکش کمپرسور

در بررسی سیکل استاندارد فرض بر این بوده بخاری که از تبخیر کننده وارد کمپرسور می شود بخار اشباع می باشد ولی در عمل این فرض بندرت بوقوع می پیوندد. مایع مبرد که در تبخیر کننده بخار گردیده و بصورت بخار اشباع می باشد، غالباً با جذب حرارت اضافی در طول مسیر خود بصورت بخار داغ (بخاری که دمای آن، تحت فشار مربوطه از دمای اشباع بیشتر باشد) در آمده و وارد کمپرسور می شود. البته افت فشار در خط مکش نیز در این مورد مزید بر علت می شود، بطوری که اگر مثلاً فشار مبرد تبخیر شده در تبخیر کننده ۵۰ PSI باشد (دمای اشباع آمونیاک در این فشار ۲۲ °F می باشد) فشار آن در سوپاپ ورودی کمپرسور حدود ۴۸ PSIA (بافرض ۲ PSI افت فشار) و دمای آن مثلاً به ۴۵ °F می رسد.

تحت فشار ۴۸ PSIA اگر آمونیاک بخواهد بصورت بخار اشباع باشد، دمای آن بایستی ۲۰ °F باشد در صورتی که گفتیم عملاً این دما به ۴۵ °F میرسد و این بیانگر داغ بودن بخار می باشد.

حال در ادامه این بحث به بررسی این پدیده بر روی شرایط کار سیستم می پردازیم.

الف: مقدار انرژی که در کمپرسور صرف تراکم هر پوند مبرد می گردد، افزایش می یابد.

ب: در صورت ثابت ماندن فشار میعان در کندانسر، دمای مبردی که از کمپرسور خارج می شود، افزایش مییابد.

ج: مقدار حرارتی که در کندانسر بایستی از هر پوند مبرد گرفته شود، افزایش می یابد. علت این پدیده بالارفتن دمای گازورودی به کمپرسور و افزایش انرژی صرف شده در کمپرسور می باشد.

د: با توجه به کاهش فشار و افزایش دمای مبرد (نسبت به سیکل استاندارد) در قسمت مکش کمپرسور، حجم مخصوص مبرد نیز افزایش می یابد. و این باعث می شود که در هر مرحله از تراکم، کمپرسور وزن کمتری از مبرد را جابجا نماید (چون حجم مبرد جابجا شده توسط کمپرسور در هر مرحله ثابت می باشد با افزایش حجم مخصوص، وزن مبرد جابجا شده کاهش می یابد) البته مسئله داغ بودن مبرد ممکن است ناشی از جذب حرارت اضافی در خود تبخیر کننده بوده و مبردی که از تبخیر کننده خارج می شود، بصورت اشباع نبوده و داغ باشد. در این صورت اثر برید هر پوند مبرد در دو حالت (استاندارد و واقعی) یکسان می باشد. در حالت فوق اگر داغ بودن بخار فقط ناشی از جذب حرارت در تبخیر کننده باشد در این صورت مقدار مبردی که در هر دقیقه جهت ایجاد یک تن سرما در سیستم بایستی در جریان باشد، کمتر از حالت استاندارد می باشد.

با این وجود حجم مخصوص مبرد و نیز انرژی که در کمپرسور جهت تراکم مبرد مصرف می شود، نسبت به سیکل استاندارد افزایش می یابد ولی حجم مبردی که در هر دقیقه برای ایجاد یک تن سرما جابجا می شود و نیز انرژی مصرفی برای هر تن سرما کاهش می یابد.

علاوه بر آن اثر تبرید هر پوند و توان مصرفی برای هر پوند نیز افزایش نشان می دهد. بهر حال، از آنجائی که افزایش در اثر تبرید نسبتاً بیشتر از انرژی مصرفی در کمپرسور می باشد، لذا می توان نتیجه گرفت که کار آئی سیستم (C.O.P) افزایش می یابد. لازم به ذکر می باشد که با وجود معایب ذکر شده، ورود بخار اشباع به کمپرسور چندان مطلوب نبوده و لازم است که بخار ورودی کمی داغ باشد، علت امر در این است، از آنجائی که بخار اشباع حاوی ذرات مایع نیز می باشد، ورود مایع نه تنها باعث کاهش کار آئی کمپرسور می گردد، بلکه از آنجائی که کمپرسور ها برای کار با گازها طراحی شده اند، ذرات مایع هر چند که ناچیز باشند باعث ایجاد خرابی هائی در قطعات کمپرسور (بخصوص سوپاپ های مکش) می گردند.

با توجه به محاسن و معایب داغ بودن گاز مکش، بهتر است که سعی شود گاز داغ حتی الامکان نزدیک به اشباع بوده، ثانیاً داغ شدن بخار در خود تبخیر کننده صورت گیرد نه در خط لوله تبخیر کننده تا کمپرسور، برای این منظور عایق کردن لوله مکش پیشنهاد می گردد.

## ۲۰-۲: اثر سرد کردن مایع مبرد

در بررسی سیکل های استاندارد فرض شده است که مبرد در کندانسر تا دمای اشباع سرد گردیده و مایع شود ولی در سیستم های واقعی سرد کردن مایع بیشتر از حالت فوق بوده که در این قسمت به بررسی اثرات آن بر روی چگونگی کار سیستم می پردازیم.

از آنجائی که در مرحله سرد کردن (Subcooling) حرارت بیشتری از مایع مبرد گرفته می شود، لذا در تبخیر کننده، اثر تبرید هر یوند مبرد به همان نسبت افزایش می یابد و این باعث می گردد که برای ایجاد هرتن سرما به جریان کمتر از مبرد در سیستم نیاز باشد. از سوی دیگر از آنجاکه این پدیده هیچگونه تأثیری روی شرایط گاز ورودی به کمپرسور ندارد، لذا با ثابت ماندن دما و فشار گاز مکش، حجم مخصوص مبرد نیز ثابت می ماند که با توجه به کاهش جریان وزن مبرد در هر دقیقه، حجم مبردی که بایستی در سیستم جابجا شود نیز کاهش یافته ولی انرژی که بایستی به هر پوند مبرد در مرحله تراکم داد ثابت می ماند.

هر گونه تغییری در سیستم که باعث افزایش جذب حرارت توسط مبرد در تبخیر کننده گردیده، بدون آنکه باعث افزایش انرژی مورد نیاز در کمپرسور برای تراکم هر پوند مبرد شود باعث افزایش COP سیستم و نیز کاهش انرژی مورد نیاز جهت هرتن سرما می شود.

سرد کردن مایع مبرد را می توان به چند طریق انجام داد:

الف: سرد کردن مبرد در مخزن ذخیره

ب: سرد کردن مبرد در لوله های انتقال

روش سرد کردن مبرد می تواند به شکل های زیر باشد:

الف: سرد کردن مبرد بعد از کندانسر بصورت سری با آن

در این حالت سیستم سرد کننده بطور سری با کندانسر قرار گرفته و آب مورد استفاده در سیستم، نخست وارد سرد کننده گردیده و بعد از آن وارد کندانسر می شود

آبی که از سرد کننده خارج می گردد کمی گرمتر از سیکل ساده بوده و چون با دمای بیشتری وارد کندانسر میگردد باعث افزایش دمای میعان می شود و این امر باعث می شود که تا حدی مزایای این امر (سرد کردن) کاهش یابد.

ب: سرد کردن در سرد کننده ای که جریان آب خنک کننده در آن موازی کندانسر می باشد.

در این روش آب خنک کننده با دمای یکسان به سرد کننده و کندانسر فرستاده می شود.

در این نوع سرد کردن چون آب با دمای معمولی به کندانسر فرستاده می شود وجود سرد کننده هیچگونه اثر منفی بر روی کندانسر نمی گذارد. بهر حال در دو روش فوق لازم است که از پمپ قویتری در سیستم جهت جریان آب استفاده گردیده و این امر باعث افزایش هزینه های بهره برداری سیستم می گردد.

### ج: سرد کردن بابخار مبرد

روش دیگری که در این زمینه می‌تواند مورد استفاده قرار گیرد، سرد کردن مایع مبرد خروجی از کندانسر بوسیله بخار خروجی از تبخیر کننده می‌باشد. استفاده از این روش باعث داغ شدن گاز ورودی به کمپرسور می‌گردد. در دو روش قبلی حرارت اضافی که از مایع مبرد گرفته می‌شد، بنحوی از سیستم خارج می‌گردید، ولی در این روش این حرارت چون توسط گاز مبرد جذب می‌شود، در خود سیستم باقی می‌ماند.

با این عمل ضریب عملکرد سیستم (C.O.P) افزایش می‌یابد. البته مورد فوق جنبه عام نداشته و ممکن است C.O.P تغییری ننموده و یا حتی کاهش یابد. ولی بهر حال میزان تغییر نسبت به سیکل معمولی چندان چشمگیر نمی‌باشد. چرا که همواره بیشتر ویژگی‌های خوب این روش بخاطر داغ شدن بخار ورودی به کمپرسور خنثی می‌گردد. لازم به ذکر است که چون در سیکل‌های واقعی بهر حال بخار ورودی به کمپرسور بخار داغ می‌باشد (حتی اگر بخار در تبخیر کننده و یا لوله مکش داغ نگردد، درون کمپرسور و قبل از اینکه وارد سوپاپ مکش گردد با تماس بابدنه کمپرسور مبرد داغ می‌گردد)، لذا تا حدی می‌توان از معایب داغ شدن مبرد چشم پوشی نمود. البته همانطوری که قبلاً گفته شده اگر قرار باشد که این پدیده خواسته و یا نا خواسته در سیستم اتفاق بیفتد، بایستی شرایط سیستم طوری هدایت شود که عمل داغ شدن مبرد با جذب حرارت از سیستم باشد نه از بیرون و در این روش عیناً این خواسته به مرحله اجراء در می‌آید.

Power Plant Academy

آکادمی نیروگاه

@powerplant\_academy



**بخش سوم:**

**بررسی کار آئی کمپرسور**

**@powerplant\_academy**

### ۱-۳: انواع کمپرسورها

کمپرسورهای مورد استفاده در سیستم های ایجاد برودت به سه دسته تقسیم می شوند:

الف: کمپرسورهای رفت و برگشتی (تناوبی) Reciprocating

ب: کمپرسورهای دورانی Rotary

ج: کمپرسورهای گریز از مرکز Centrifugal

کمپرسورهای تناوبی عموماً برای ظرفیت های کم تا متوسط (۲/۰ تا ۵۵۰ تن تبرید)، کمپرسورهای دورانی برای ظرفیت های متوسط (۵۰ تا ۱۶۰۰ تن تبرید) و کمپرسورهای گریز از مرکز برای ظرفیت های زیاد (۱۰۰ تا ۱۰۰۰۰ تن تبرید) بکار گرفته می شوند. از آنجائی که در بین کمپرسورهای فوق، انواع تناوبی بیشترین کاربرد را در سیستم های تبرید بخود اختصاص می دهند، لذا در این بخش کار آئی (Performance) این کمپرسورها در سیکل تبرید مورد بررسی قرار می گیرد.

### ۲-۳: سیکل تراکم

فرایند تراکم مبرد در کمپرسورهای تناوبی از چهار مرحله تشکیل شده است:

الف: انبساط Expansion

ب: مکش Suction

ج: تراکم Compression

د: دهش Discharge

در شکل (۱-۳) وضعیت پیستون و سوپاپ های مکش و دهش این نوع کمپرسورها در چهار مرحله فوق نشان داده شده است. فرض می شود پیستون در شروع کار کمپرسور در بالاترین نقطه کار خود که اصطلاحاً نقطه مرگ فوقانی (Top Dead Point) نامیده می شود، قرار دارد (وضعیت a). بهنگام راه اندازی کمپرسور، پیستون بسمت پائین حرکت نموده و با ایجاد یک خلأ نسبی در سیلندر، گاز موجود در قسمت مکش کمپرسور از طریق سوپاپ مکش به درون کمپرسور کشیده می شود (وضعیت b). در طی این مرحله سوپاپ مکش باز و سوپاپ دهش بسته می باشد. بعد از آنکه پیستون به پائین ترین نقطه مسیر خود رسید (نقطه مرگ فوقانی Bottom Dead Point) فشار داخل سیلندر با فشار مکش برابر گشته و لذا سوپاپ مکش نیز بسته می شود (وضعیت c).

با دوران میل لنگ و حرکت پیستون بسمت بالا (وضعیت d) گاز موجود در سیلندر متراکم شده و هنگامی که فشار درون آن از فشار مبرد در لوله خروجی بیشتر گردد، سوپاپ تخلیه باز گردیده و گاز متراکم شده از طریق سوپاپ تخلیه، از سیلندر کمپرسور خارج می گردد. این عمل تارسیدن پیستون به نقطه مرگ فوقانی ادامه می یابد.

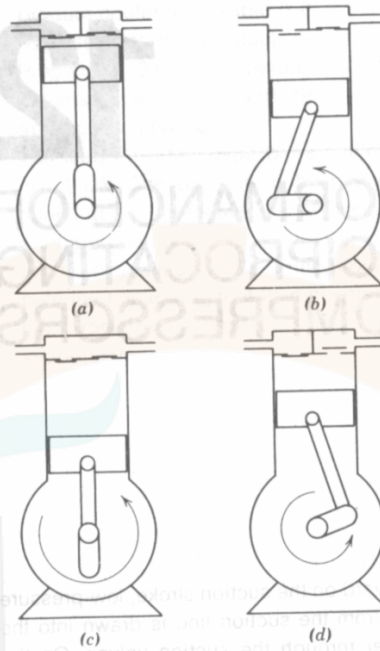


Fig. 12-1 (a) Piston at top dead center. (b) Suction valves open. (c) Piston at bottom dead center. (d) Discharge valves open.

شکل (۱-۳): مراحل ۴ گانه تراکم مبرد در کمپرسورهای تناوبی

پیستون در بالاترین نقطه مسیر خود با سر سیلندر کمی فاصله داشته و فضای موجود رافضای مرده (Dead Center) می نامند. وجود همین فضا در سیلندرها باعث می گردد که در مرحله تخلیه، تمامی گاز متراکم شده از سیلندر خارج نگردیده و کمی از آن در سیلندر باقی بماند. در شکل های (۲-۳) و (۳-۳) به ترتیب فشار گاز در سیلندر بر حسب دوران میل لنگ و حجم گاز درون سیلندر نشان داده شده است.

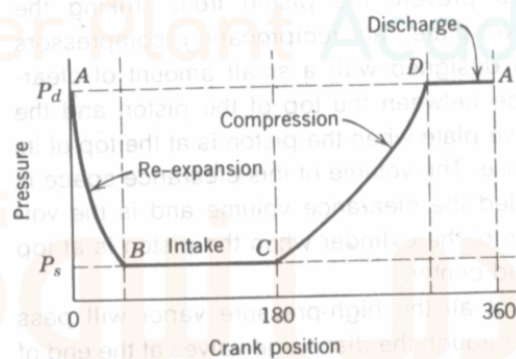
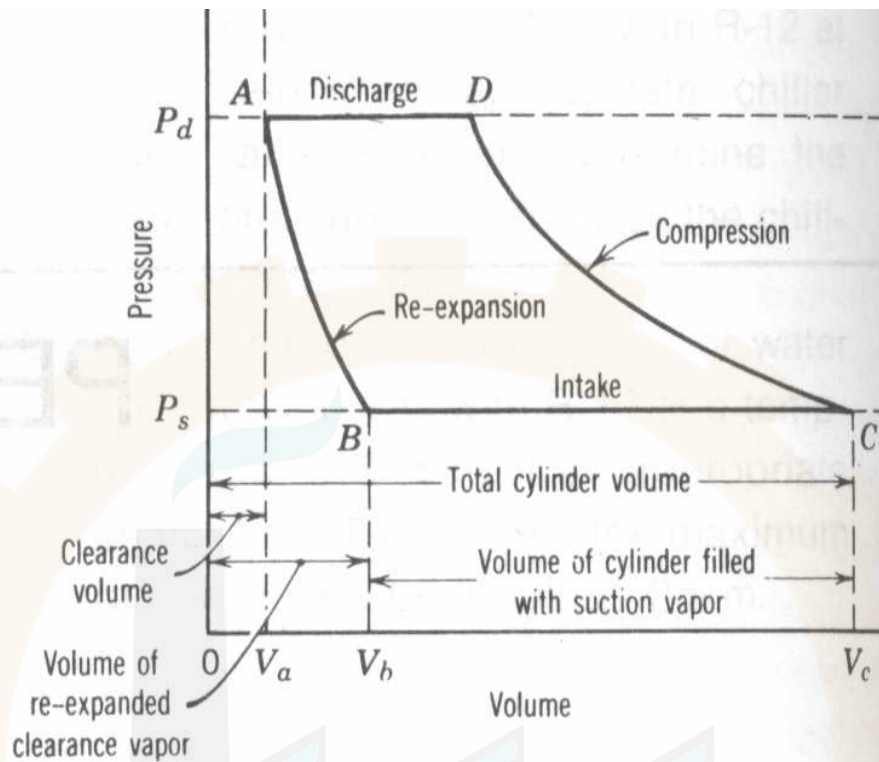


Fig. 12-2 Theoretical time-pressure diagram of compression cycle in which cylinder pressure is plotted against crank position.

شکل (۲-۳): تغییرات فشار گاز درون سیلندر بر حسب وضعیت میل لنگ



Pressure-volume diagram of typical compression cycle.

شکل (۳-۳): تغییرات فشار گاز درون سیلندر برحسب حجم مبرد

در نقطه A، پیستون در بالاترین نقطه حرکت خود قرار داشته، فشار گاز درون سیلندر مساوی فشار گاز خروجی بوده و سوپاپ‌های تخلیه و مکش بسته می‌باشند. بسته بودن سوپاپ‌ها بدین علت است که با وجود آنکه فشار گاز باقیمانده در فضای مرده با فشار گاز موجود در لوله مکش یکسان می‌باشد، سوپاپ دهش تحت اثر نیروی فنر بسته می‌ماند.

بهنگام حرکت پیستون به سمت پائین، گاز باقیمانده در بالای پیستون منبسط گردیده (مرحله A-B) و هنگامی که فشار آن از فشار خط لوله مکش کمی کمتر شود (نقطه B) سوپاپ مکش توسط فشار گاز موجود در لوله مکش باز گردیده و گاز موجود در لوله مکش بدرون سیلندر کشیده می‌شود و این عمل تا وقتی که پیستون به پائین ترین نقطه مسیر خود برسد ادامه می‌یابد (مرحله B-C).

در طی این مرحله فشار گاز درون سیلندر ثابت می‌ماند. در نقطه C در دو سمت سوپاپ مکش تعادل فشار کاملاً برقرار گردیده و سوپاپ مکش در اثر وزن تیغه‌ها و نیروی فنر بسته می‌شود.

از این به بعد پیستون بسمت بالا حرکت کرده و باعث تراکم گاز درون سیلندر می‌گردد. وقتی که فشار گاز درون سیلندر، از فشار گاز لوله تخلیه بیشتر گردد، سوپاپ تخلیه باز می‌شود و عمل تخلیه گاز شروع می‌گردد (نقطه D). عمل تخلیه از نقطه D تا A ادامه یافته و طی این مدت فشار گاز درون سیلندر ثابت می‌ماند.

### ۳-۳: ظرفیت واقعی کمپرسور

بطور کلی بخاطر وجود بعضی از شرایط ناخواسته در سیستم، ظرفیت واقعی کمپرسور همواره از ظرفیت تئوریک آن کمتر بوده که عوامل اصلی آن بشرح زیر می باشد:

الف: بخاطر وجود فضای مرده در بالای سیلندر، میزان گازی که وارد سیلندر می گردد از حجم جابجائی پیستون کمتر بوده و ضمناً در طی فرایند انبساط در بخشی از کورس پیستون تا زمانی که فشار گاز درون سیلندر از فشار گاز مکش کمتر نگردد، سوپاپ مکش باز نشده و عملاً درصدی از کورس پیستون فاقد کار آئی مفید می باشد، لذا طراحی کمپرسور سعی بر این است که این فضا به حداقل ممکن کاهش داده شود.

از سوی دیگر فشار گاز خروجی  $P_d$  و ورودی  $P_s$  (یابه عبارت صحیح تر نسبت تراکم) نیز بر روی چگونگی تأثیر این فضا بر روی ظرفیت کمپرسور تأثیر می گذارد.

هر چه فشار گاز خروجی بیشتر و فشار گاز ورودی کمتر باشد (نسبت تراکم بیشتر باشد) تأثیر گاز باقیمانده در این فضا افزایش یافته و نتیجتاً ظرفیت کمپرسور به میزان بیشتری کاهش می یابد.

ب: جریان گاز از درون سوپاپ مکش و خنثی کردن اثر فنرهای سوپاپ باعث کاهش فشار گاز گردیده و این امر باعث می گردد تا فشار گازی که درون سیلندر را پرمی کند از فشار گاز در لوله مکش کمتر باشد.

افت فشار ناشی از عبور مبرد از درون سوپاپ به سرعت جریان مبرد، وزن مخصوص جریان مبرد، شکل و طراحی سوپاپ، سرعت کمپرسور، گرمای نهان تبخیر و بستگی دارد. با افزایش سرعت مبرد، افت فشار در سوپاپ افزایش می یابد. هر چه وزن مخصوص مبرد کمتر باشد، مقدار افت فشار بیشتر خواهد شد.

از آنجائی که با افزایش گرمای نهان تبخیر مبرد، مقدار مبردی که برای ایجاد هر تن تبرید باید در سیستم جریان یابد، کاهش می یابد، لذا افزایش گرمای نهان تبخیر مبرد اثر معکوس روی افت فشار ناشی از جریان مبرد از درون سوپاپها خواهد داشت.

از سوی دیگر چون سرعت سیلندر ها اثر مستقیم بر روی حجم مبرد جابجا شده در واحد زمان (یا عبارت دیگر سرعت جریان مبرد) دارد، لذا با افزایش آن، افت فشار در سوپاپها بیشتر خواهد بود.

ج: گرم شدن مبرد در سیلندر ها در مرحله تراکم، باعث کاهش راندمان سیستم می گردد، چرا که با گرم شدن مبردی که وارد سیلندر کمپرسور می گردد، وزن مخصوص آن کاهش یافته و لذا وزن مبردی که در هر مرحله تراکم، سیلندر را پرمی کند کاهش می یابد یابه عبارت دیگر پدیده گرم شدن مبرد موجب کاهش دبی جرمی کمپرسور خواهد شد.

نسبت تراکم عبارت است از نسبت فشار مطلق دهش، به فشار مطلق قسمت مکش.

$$\text{نسبت تراکم} \quad \frac{P_d(a)}{P_s(a)} = R_c \quad (3-3)$$

با افزایش نسبت تراکم، دمای گاز و بدنه سیلندر ها افزایش یافته که این امر به نوبه خود موجب کاهش ظرفیت کمپرسور می گردد.

د: وجود نشتی در سوپاپ های مکش، دهش و رینگ های پیستون یکی دیگر از عوامل مؤثر در کاهش ظرفیت کمپرسور می باشند. وجود فاصله جزئی بین رینگ های پیستون و بدنه سیلندر ها باعث می گردد که در مرحله ای که پیستون بسمت پائین حرکت می کند مقداری از مبرد از سر پیستون ها و از طریق همین فاصله بدون کارتل منتقل گردیده و در عوض بهنگام عمل تراکم و حرکت پیستون بسمت بالا مقداری از روغن کارتل به سر پیستون ها منتقل بشود. این عمل باعث کاهش حجم گازی که توسط کمپرسور جابجا می شود میگردد.

بدیهی است که بمرور زمان و با فرسایش رینگ و جداره سیلندر مقدار نشتی افزایش می یابد. از سوی دیگر بهنگامی که پیستون بسمت پائین حرکت می کند، انبساط گاز درون سیلندر باعث می شود که فشار گاز موجود در لوله تخلیه از فشار درون سیلندر بیشتر بوده و مقداری از گاز مبرد، قبل از آنکه سوپاپ تخلیه بطور کامل بسته شود، بدون سیلندر بر گردد.

مشابه همین پدیده در مورد سوپاپ مکش وجود دارد. بهنگام شروع مرحله تراکم و قبل از بسته شدن کامل سوپاپ مکش، مقداری از گاز درون سیلندر وارد لوله مکش می گردد. جهت کاهش نشتی سوپاپ ها لازم است که از آلیاژی سبک در ساخت تیغه های آن استفاده گردیده و فنر های مورد استفاده در آن قوی تر باشد. البته قوی نمودن فنرها بخاطر افزایش افت فشار در جریان مبرد دارای محدودیت هائی می باشد. بهر حال برای هر کمپرسوری، مقدار نشتی با نسبت تراکم و سرعت دوران کمپرسور نسبت مستقیم دارد.

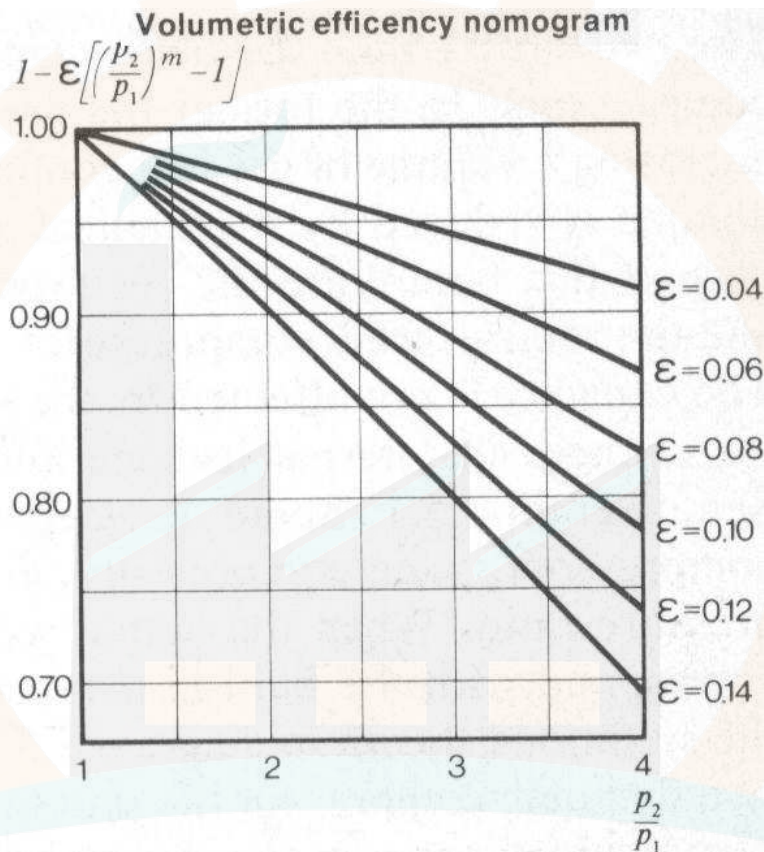
با توجه به تمامی موارد ذکر شده، راندمان حجمی کمپرسور ( $E_v$ ) با تغییر شرایط طراحی و ساخت کمپرسور، نوع مبرد و شرایط کار سیستم تغییر نموده و لذا نمی توان مقدار آن را برای یک کمپرسور مقدار معینی در نظر گرفته و یا محاسبه نمود و تنها روش تجربی است که می تواند جهت دستیابی به میزان تقریبی نسبتاً مفید باشد. بهر حال تجربیات نشان میدهد که راندمان حجمی کمپرسور در درجه اول به نسبت تراکم بستگی داشته و با افزایش آن کاهش می یابد. (شکل ۳-۴) لازم به ذکر است که هرچه کمپرسور بزرگتر باشد، راندمان حجمی آن افزایش می یابد.

$$E_v = \frac{\text{حجم مبرد جا بجا شده}}{\text{حجم جاروب شده توسط پیستون}} \times 100 \quad (3-4)$$

حجم جاروب شده توسط پیستون

رابطه (۳-۴) را بکمک شکل (۳-۳) می توان بصورت زیر نشان داد:

$$E_V = \frac{V_C - V_B}{V_C - V_a} \times 100 \quad (3-5)$$



شکل (۳-۴): تغییرات راندمان حجمی یا نسبت تراکم

لا

### ۳-۴: اثر دما (فشار) تبخیر کننده بر روی کار آئی کمپرسور

یکی از مهمترین عوامل مؤثر بر روی کار آئی کمپرسور، دمای تبخیر کننده (و یا بعبارت دیگر فشار تبخیر کننده) می باشد. با تغییر فشار تبخیر کننده فشار گازی که وارد کمپرسور می گردد تغییر نموده، و طبق رابطه (۳-۲) و با توجه به تغییر وزن مخصوص مبرد با دما (فشار)، وزن مبردی که وارد سیلندر می گردد تغییر می نماید. بطور کلی با افزایش دما در تبخیر کننده، فشار و وزن مخصوص مبرد افزایش یافته و لذا با توجه به ثابت بودن جابجائی پیستون و نتیجتاً با توجه به ثابت بودن حجم مبرد در حال گردش در سیستم، وزن مبردی که در سیکل در حال گردش می باشد افزایش و به نوبه خود ظرفیت سیستم (میزان گرمائی که از سیکل توسط مبرد خارج می گردد) افزایش می یابد.

از سوی دیگر در صورت ثابت بودن فشار کندانسر (یافشار خروجی)، با افزایش فشار تبخیر کننده (فشار مکش)، نسبت تراکم کاهش یافته و این امر موجب افزایش کار آئی سیستم می گردد.

### ۵-۳: اثر فشار (دما) کندانسر بر روی کار آئی سیستم

بطور کلی با افزایش دمای کندانسر (یا فشار کندانسر که همان فشار گاز خروجی از کمپرسور می باشد) ظرفیت سیستم کاهش می یابد. علت کاهش ظرفیت در این است که چون در این حالت دمای تبخیر کننده (دمای گاز ورودی به کمپرسور) ثابت فرض گردیده است لذا تغییر فشار کندانسر هیچگونه تأثیری روی وزن و حجم مبرد در حال گردش نداشته، لذا شرایط کار سیستم در این حالت ثابت می ماند ولی کاهش ظرفیت سیستم با افزایش فشار میعان (فشار تخلیه) ناشی از عوامل زیر می باشد:

الف: با توجه به افزایش فشار خروجی و ثابت ماندن فشار مکش، نسبت تراکم افزایش یافته که باعث کاهش راندمان حجمی کمپرسور می گردد.

ب: با توجه به مطالب گذشته میدانیم که با افزایش فشار میعان، اثر خنک کنندگی سیکل کاهش می یابد. لذا جهت بهبود کار آئی سیستم سعی بر این است که حتی الامکان فشار میعان مبرد در سیستم پایین نگهداشته شود. اثر غیر مطلوب دیگری که افزایش فشار میعان می تواند بر روی کار آئی سیستم بگذارد، افزایش دمای گاز خروجی ناشی از بالا رفتن نسبت تراکم بوده که بنوبه خود ضمن گرم کردن سیلندر، موجب گرم شدن پیستون و روغن کمپرسور می گردد که نهایتاً ممکن است موجب بروز ضایعاتی در قطعات کمپرسور شود.

### ۶-۳: اثر فشار مکش و دهش کمپرسور بر روی توان مصرفی

کار انجام شده در کمپرسور در واحد زمان (توان مصرفی در کمپرسور) تابعی از دو عامل زیر می باشد:

۱- نسبت تراکم در کمپرسور

۲- دبی جرمی بخار مبرد

کار مصرف شده برای تراکم مبرد به نسبت تراکم بستگی داشته و با افزایش آن، افزایش می یابد. بدیهی است که با افزایش فشار دهش، این نسبت افزایش یافته، حال آنکه با افزایش فشار مکش، مقدار آن کاهش می یابد. از سویی دیگر افزایش فشار مکش موجب افزایش وزن مخصوص مبرد گردیده و به همین خاطر دبی جرمی سیکل تبرید افزایش می یابد. به هر حال کاهش توان مصرفی جهت تراکم واحد جرم مبرد در اثر کاهش نسبت تراکم در حدی نبوده که قادر باشد آثار نامطلوب ناشی از افزایش توان مصرفی در کمپرسور را به لحاظ بالا رفتن دبی جرمی خنثی نموده و به همین خاطر در یک جمع بندی کلی می توان اظهار داشت که در اغلب اوقات، افزایش فشار (دما) مبرد در قسمت مکش باعث افزایش توان مصرفی می گردد. در شکل های (۵-۳) و (۶-۳) به ترتیب اثر دمای

تبخیر کننده و دمای تبخیر کننده و دمای میعان بر روی توان مصرفی در کمپرسور و ظرفیت کمپرسور و نیز توان مصرفی ایجاد هرتن سرما را نشان میدهد. در هر یک از اشکال زیر فرض بر این است که فشار عامل دیگر (مثلاً برای شکل ۳-۵ فشار کندانسور و برای شکل ۳-۷ فشار تبخیر کننده) ثابت باشد.

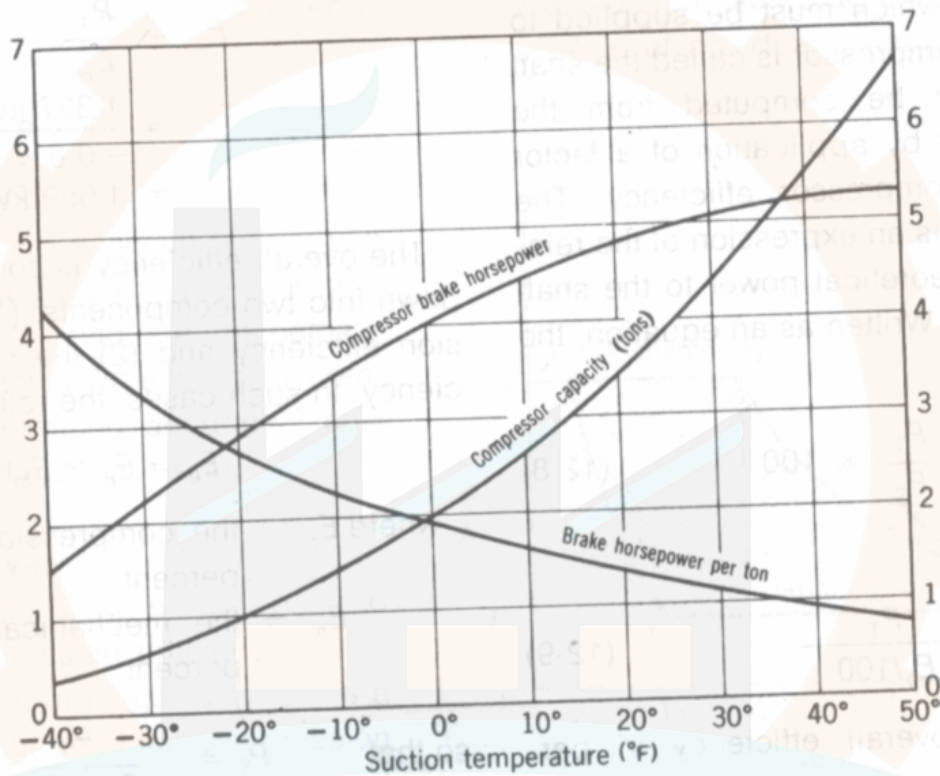


Fig. 12-5 Curves illustrate the effects of suction temperature on the capacity and power of reciprocating compressors.

شکل (۳-۵): اثر مکش بر روی توان و ظرفیت سیستم

### ۳-۷: توان مصرفی واقعی در سیستم

توان بدست آمده در رابطه (۲-۱۱) مقدار تئوری آن بوده و با توجه به اینکه راندمان سیستم به خاطر وجود عوامل کاهش دهنده کارایی سیستم صددرصد نمی باشد. لذا اگر  $E_t$  راندمان کلی سیستم باشد، در این صورت:

$$BHP = \frac{THP}{E_t} \quad (۳-۷)$$

BHP = توان مصرفی واقعی که در آن:

THP = توان تئوریک

$E_t$  = راندمان کلی سیستم

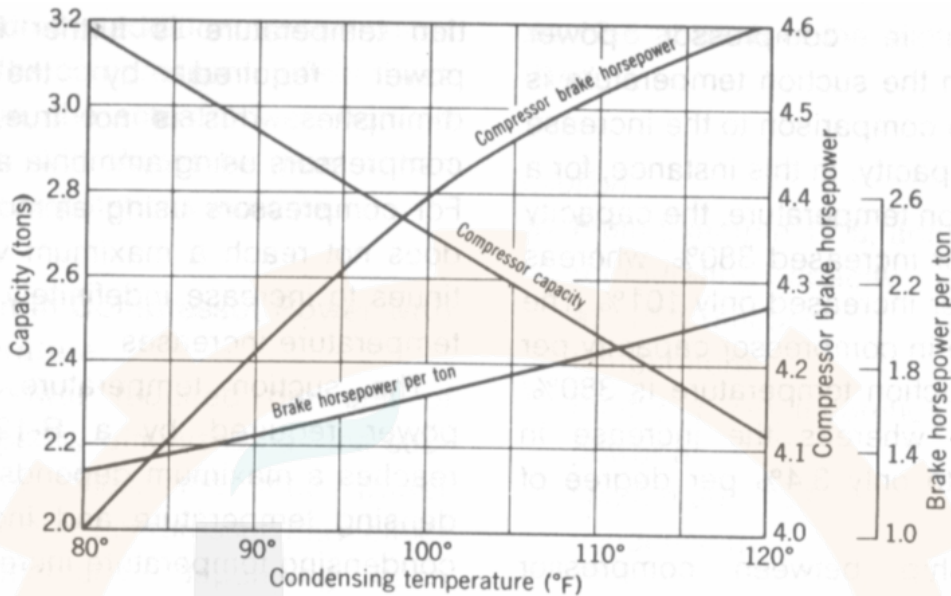


Fig. 12-6 Curves illustrate the effects of condensing temperature on capacity and power of reciprocating compressors.

شکل (۳-۶): اثر فشار کندانسر بر روی توان مصرفی در سیستم

حال اگر راندمان تراکمی و مکانیکی سیستم به ترتیب  $E_c$  و  $E_m$  باشد، در اینصورت:

$$E_t = E_m \times E_c \quad (۳-۷)$$

راندمان تراکمی سیستم  $E_c$  بیانگر از دست رفت انرژی در سیستم واقعی نسبت به سیکل استاندارد بوده و راندمان مکانیکی کمپرسور  $E_m$  میزان از دست رفت انرژی در کمپرسور را در اثر اصطکاک نشان می‌دهد. همانطوری که قبلاً نیز گفته شد، عوامل اصلی انحراف سیکل واقعی از سیکل استاندارد عبارتند از:

الف: از دست رفت انرژی در سوپاپ های مکش و دهش

ب: از دست رفت انرژی ناشی از گرم شدن بدنه کمپرسور

ج: اصطکاک مبرد با بدنه سیلندر و غیر ایده ال بودن مبرد

همانطوری که دیده می‌شود، عوامل موثر بر روی راندمان تراکمی سیستم همان عوامل مربوط به راندمان حجمی کمپرسور بوده و این دو پارامتر تقریباً یکسان می‌باشند ( $E_c \cong E_v$ ) و با تغییر نسبت تراکم، تغییر می‌نمایند. راندمان مکانیکی کمپرسور را با تقریب کافی می‌توان ۹۰ درصد در نظر گرفت

توان مصرفی تئوری

$$\text{توان مصرفی واقعی} = \frac{\text{توان مصرفی تئوری}}{0.9} \quad (۳-۸)$$

$$E_v \times 0.9$$

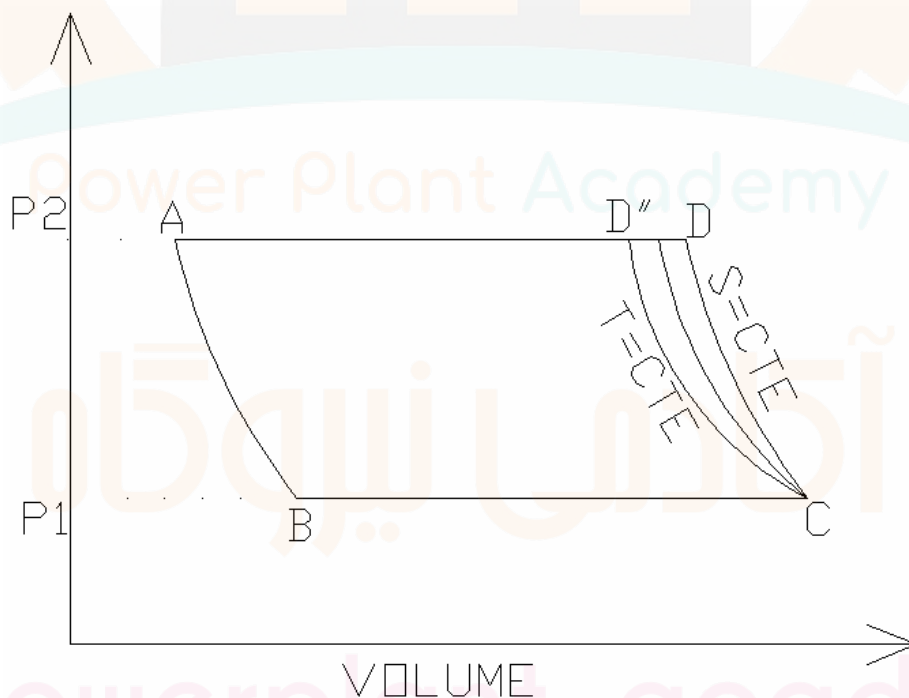
تعیین  $E_v$  با توجه به وابستگی آن به عوامل متعدد چندان آسان نبوده و باید آنرا بطور تجربی بدست آورد.

### ۸-۳: بررسی تحول تراکم در کمپرسور

در بررسی سیکل استاندارد، در مرحله تراکم گفته شد که عمل تراکم تحت آنتروپی ثابت انجام گرفته و لذا خط تراکم را می توان خطی موازی خطوط آنتروپی ثابت رسم نمود. منظور از تحول با آنتروپی ثابت، تحولی است که طی آن هیچگونه حرارتی بین سیستم با بیرون مبادله نگردد. البته در طی تحول، مبرد با دادن یا گرفتن کار و با وجود عدم تبادل حرارت با بیرون دمای جسم می تواند تغییر نماید.

در تحول های ترمودینامیکی تحول دیگری نیز وجود داشته که بدان تحول ایزوترمال (تک دما) می گویند، در طی این تحول، سیال مورد استفاده با دادن یا گرفتن حرارت طوری عمل می کند که دمای آن ثابت باشد.

تحول تراکم در سیکل ایجاد برودت واقعی از هر دو مورد فوق کمی انحراف دارد. چرا که اولاً با توجه به تبادل حرارت بین مبرد با بدنه سیلندر و آبی که در اطراف دیواره سیلندر در جریان می باشد، تحول نمی تواند تحت آنتروپی ثابت باشد، از سوی دیگر با توجه به اینکه، دمای مبرد نیز تحت عمل تراکم، افزایش می یابد، این تحول را نمی توان ایزوترمال (تک دما) نامید. تحول فوق را که نه تحولی تک دما و نه تحولی با آنتروپی ثابت (آیزنتروپیک) بوده و بلکه تحولی بین آنها می باشد را تحول واقعی در کمپرسور (پولی تروپیک) مینامند. در شکل (۷-۳) تغییرات فشار و حجم سه نوع تحول فوق نشان داده شده است.



شکل (۷-۳): تغییرات فشار و حجم در فرایندهای مختلف تراکم (تک دما و آنتروپی ثابت و پولی تروپیک)

سرد کردن مبرد توسط جریان آب از جداره خارجی سیلندرها باعث می گردد که تحول تراکم از حالت آنتروپی ثابت بسمت تحول تک دما میل نماید. البته با این عمل اولاً میزان کاری که توسط

کمپرسور صرف تراکم می گردد کاهش یافته ضمناً با سرد کردن مبرد می توان از داغ شدن بیش از حد سیلندر، پیستون، رینگ ها، سوختن روغن و تجزیه مبرد جلوگیری نمود. بهر حال شرایط واقعی سیستم نشان می دهد که عمل تراکم در سیکل های واقعی را می توان با خطی مابین خطوط تک دما و آنتروپی ثابت نشان داد. در شکل (۳-۷) تراکم واقعی در مقایسه با تراکم ایده ال نشان داده شده است. در شکل (۳-۸) حرف Q بیانگر تبادل گرما و جهت آن نحوه تبادل گرما (گرفتن یا دادن) را نشان می دهد. سیکل ABCD سیکل واقعی تراکم و سیکل  $AB', CD'$  سیکل استاندارد را نشان می دهد.  $P_1$ ,  $P_2$  به ترتیب فشار ورودی و خروجی کمپرسور را نشان می دهد.

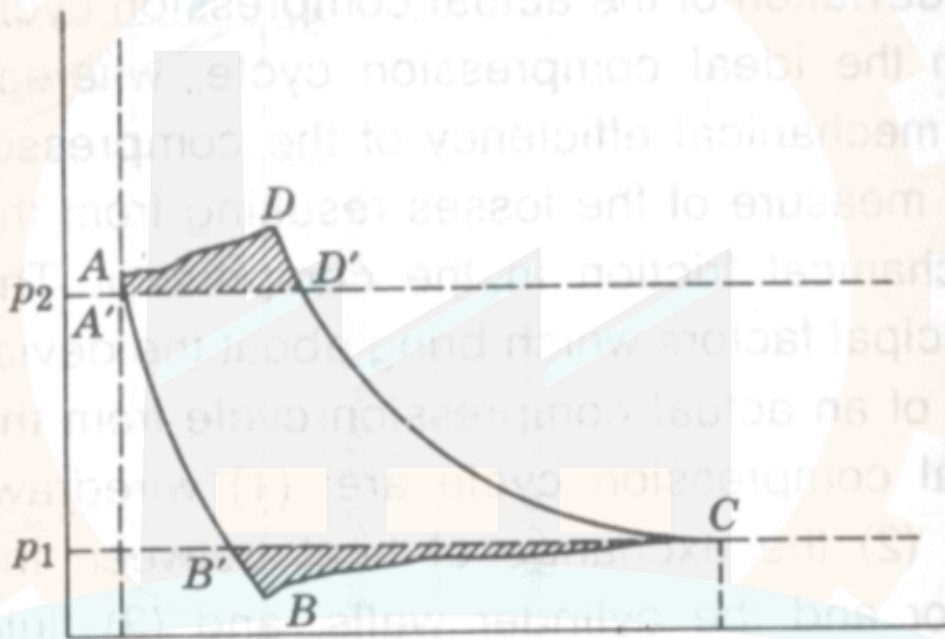


Fig. 12-8 Indicator diagram for an actual compression cycle

شکل: (۳-۸): مقایسه تراکم واقعی با تراکم ایده ال

سطح هاشور زده شده در بالای خط  $P_2$  و زیر خط  $P_1$  افزایش توان مصرفی ناشی از اصطکاک در سوپاپ ها و نیروی لازم برای غلبه بر تنش فنر را نشان می دهد در صورتی که سایر انحرافات از سیکل استاندارد بخاطر گرم شدن بخار مبرد می باشد. حال با سرد کردن دیواره سیلندر و بکمک جریان آب می توان تا حدودی معایب انحراف فوق را از بین برده و کار آئی سیکل را بهبود بخشید، چرا که همانطوری که در شکل ۳-۶ می بینیم کار مصرفی در کمپرسور در تحول تک دما نسبت به تحول تحت آنتروپی ثابت کمتر بوده و لذا بایستی سعی بر این باشد که با جریان آب و کاهش دمای سیلندر بتوان به میزان هر چه بیشتری به این خواسته دست یافت.

### ۹-۳: اثر شرایط دمائی مبرد بر روی کار آئی کمپرسور

یکی از عوامل مؤثر بر روی کار آئی کمپرسور، شرایط دمائی مبرد در قسمت های ورودی کمپرسور و خروجی کندانسر می باشد. در قسمت های قبلی و بهنگام بررسی سیکل استاندارد فرض بر این بوده که:

اولاً: مبرد ورودی به کمپرسور گاز اشباع باشد

ثانیاً: مبرد خروجی از کندانسر مایع اشباع باشد

ولی در عمل عموماً شرایط واقعی سیستم با فرض های فوق مغایرت خواهند داشت، مثلاً عموماً گازی که وارد کمپرسور می گردد، گاز اشباع نبوده، بلکه دمای آن از دمای اشباع بیشتر بوده که بدان گاز داغ (Super Heat) گفته می شود. بدیهی است که گاز داغ از حجم مخصوص بیشتری برخوردار بوده، و لذا وزن مبردی که در هر دقیقه توسط کمپرسور جابجا میگردد کاهش مییابد. کاهش جابجائی مبرد می تواند باعث افزایش و یا کاهش ظرفیت سرماسازی سیکل گردد. علت نامعین بودن اثر این تغییر در این است که با وجود کاهش وزن مبرد جابجا شده، چون میزان حرارتی که هر یون مبرد از سیستم خارج می سازد افزایش می یابد لذا بطور صریح نمی توان پیش بینی نمود که اثر نهائی این پدیده بر روی کار آئی سیستم چگونه می باشد، و لازم است که بطور جداگانه در هر سیکل مورد بررسی دقیق قرار گیرد.

بدون توجه به چگونگی اثر ورود گاز داغ به کمپرسور بر روی کار آئی سیکل، بایستی اظهار داشت که این تغییر هیچگونه تأثیری روی توان مصرفی در کمپرسور نداشته و مقدار آن عیناً نظیر سیکل استاندارد می باشد. لازم بذکر می باشد که این پدیده باعث کاهش دمای بدنه سیلندر و افزایش راندمان کمپرسور میگردد.

از سوی دیگر گاهی اوقات عمل میعان مبرد در کندانسر بنحوی است که دمای آن از دمای اشباع کمتر بوده و بدان مایع سرد شده (Subcooled Liquid) می گویند. در این حالت بدیهی است که مبرد بهنگام میعان گرمای بیشتری را از خود پس داده و لذا می توان گفت که قادر است گرمای بیشتری را از سیستم خارج نماید.

البته تحت این شرایط چون وزن مخصوص مبرد در قسمت ورودی کمپرسور تغییری نمی نماید، لذا وزن مبرد جابجا شده ثابت میماند. که با توجه به افزایش اثر تبرید هر یون مبرد، ظرفیت سیستم به همان میزانی که مبرد سرد گردیده است افزایش می یابد (بدون آنکه توان مصرفی در کمپرسور افزایش یابد).

بطور کلی می توان نتیجه گرفت که سرد شدن مبرد در کندانسر تا دمائی پائین تر از دمای میعان باعث بهبود نسبی راندمان کمپرسور و افزایش ظرفیت آن می گردد.



آکادمی نیروگاه

**بخش چهارم:**  
**کندانسرها**

@powerplant\_academy

**۴-۱: مقدمه:** کندانسر به مجموع وسائلی اطلاق می شود که در آن با جذب حرارت از مبرد بوسیله جریان آب یا هوا (ویا تواماً) گاز مبرد به مایع تبدیل می شود. برحسب چگونگی جریان سیال خنک کننده و نوع آن، کندانسرهای مورد استفاده در صنایع را می توان به چند دسته تقسیم نمود که مهمترین آنها بشرح زیر می باشد:

الف: کندانسرهای هوایی Air Cooled Condenser

در این نوع کندانسر ها از عبور جریان هوا از درون کندانسر برای مایع گاز مبرد استفاده می شود.

ب: کندانسر آبی Water Cooled Condenser

در کندانسرهای آبی با پاشیدن آب بر روی کویل های کندانسر و با جذب حرارت از مبرد، عمل میعان مبرد صورت می گیرد.

ج: کندانسرهای تبخیری Evaporative Condenser

در کندانسرهای تبخیری با جریان غیر همسوی آب و هوا، و جذب حرارت از مبرد آن را به مایع تبدیل می نمایند.

بخشی از حرارت گرفته شده از مبرد صرف گرم شدن، و قسمتی از آن تبخیر آب می گردد. جریان هوا از درون کندانسر باعث تسریع عمل تبخیر آب و خارج سازی بخار آب ایجاد شده از سیستم می گردد.

## ۴-۲: محاسبه حرارت گرفته شده از مبرد در کندانسر

همانطوری که قبلاً نیز اشاره شد، حرارتی که مبرد در تبخیر کننده از سیال مورد سرد کردن می گیرد و نیز حرارت داده شده به مبرد در مرحله تراکم کمپرسور در کندانسر از آن باز پس گرفته می شود. از آنجائی که مقدار حرارتی که مبرد طی دو مرحله فوق جذب می کند به شرایط کار سیستم بستگی دارد، لذا مقدار حرارتی که در کندانسر از مبرد گرفته می شود نیز به شرایط سیستم بستگی داشته و با تغییر آن، تغییر می نماید.

بطور کلی:

$$Q_c = Q_e \times \frac{q_c}{q_e} \quad (۴-۱)$$

که در آن:

$Q_c$  = مقدار حرارت جذب شده در کندانسر (کیلو کالری در ساعت)

$Q_e$  = مقدار حرارت جذب شده در تبخیر کننده از سیال (کیلو کالری در ساعت)

$q_c$  = بار کندانسر (کیلو کالری در دقیقه بر تن سرما)

$q_e$  = بار تبخیر کننده (کیلو کالری در دقیقه بر تن سرما)

تذکر:  $Q_c$  و  $Q_e$  را می توان برحسب تن سرما نیز بیان نمود.

همانطوری که از رابطه (۱-۴) مشخص می گردد، هر گونه تغییر در بار تبخیر کننده (گرمای گرفته شده از ماده مورد سرد کردن) باعث تغییر بار کندانسر می گردد.

### ۳-۴: ظرفیت کندانسر

از آنجائی که انتقال حرارت بین مبرد و سیال مورد استفاده در دیواره کندانسر (آب، هوا) بطریق هدایت (Conduction) صورت می گیرد، لذا مقدار حرارت مبادله شده در کندانسر برابر است با:

$$Q = U \times A \times \Delta t \quad (۲-۴)$$

که در آن:

$Q =$  ظرفیت کندانسر (کیلو کالری در ساعت)

$A =$  سطح تماس مبرد و سیال خنک کننده (مترمربع)

$U =$  ضریب انتقال حرارت دیواره کویل (کیلو کالری در ساعت بر متر مربع بر درجه سانتیگراد)

$\Delta t =$  اختلاف درجه سانتیگراد حرارت لگاریتمی مبرد و سیال خنک کننده

بررسی عوامل مؤثر در رابطه ۲-۴ نشان میدهد که جهت افزایش انتقال حرارت بین مبرد و سیال خنک کننده بایستی به موارد زیر توجه شود:

الف: هر چه سطح تماس (غیر مستقیم) مبرد و سیال خنک کننده بیشتر باشد، انتقال حرارت به میزان بیشتری صورت می گیرد. این عمل بکمک افزایش طول کویل و نیز افزایش قطر لوله های آن امکان پذیر می باشد.

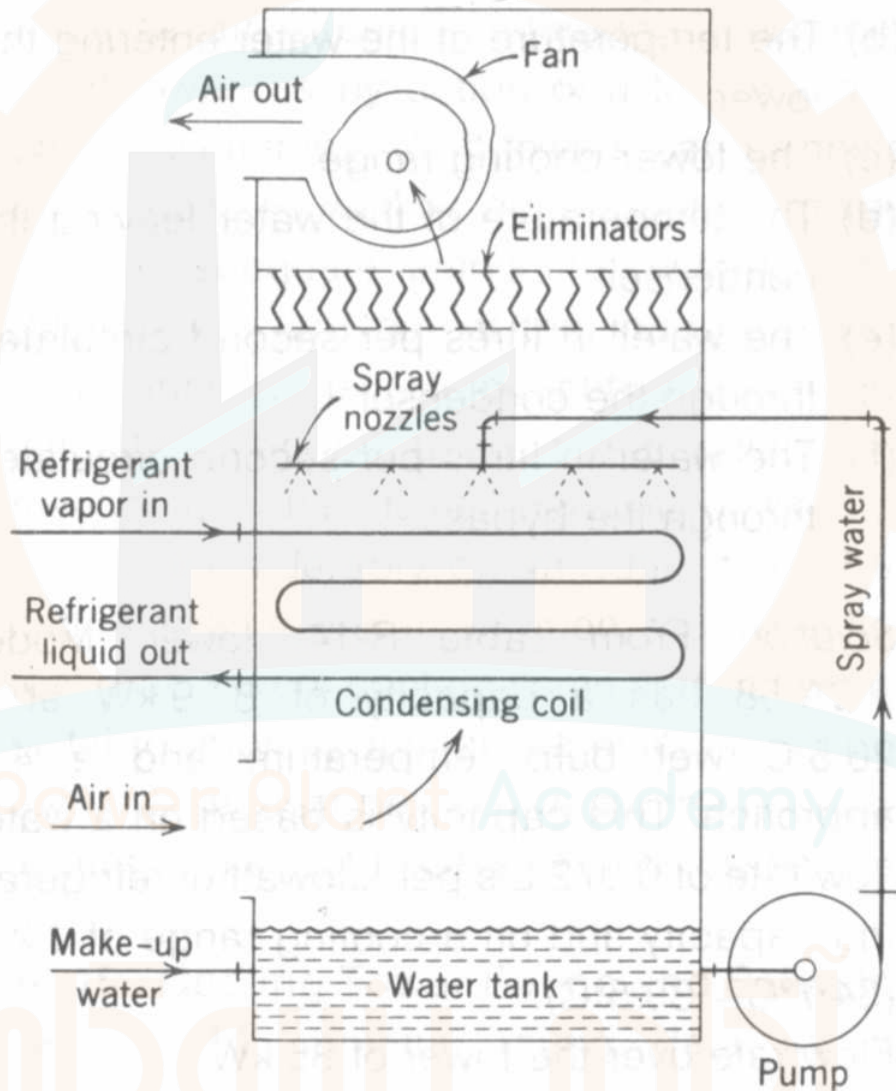
ب: با افزایش ضریب انتقال حرارت، میتوان حرارت بیشتری را از مبرد جذب نمود. ضریب  $U$  به عوامل زیادی نظیر نوع مبرد و سیال خنک کننده، سرعت جریان مبرد در کویل و سرعت جریان سیال خنک کننده از سطح خارجی کویل، جنس کویل، ضخامت و قطر لوله های کویل، ضخامت رسوبات جدار خارجی کویل و ... بستگی دارد. از بین عوامل فوق اکثر پارامترها بعد از نصب و ساخت کندانسر و نیز انتخاب مبرد و سیال خنک کننده ثابت بوده و فقط عواملی چند نظیر سرعت جریان مبرد و سیال خنک کننده و رسوبات جداره خارجی کویل ها قابل کنترل می باشند.

رسوباتی که جداره خارجی کویل ها را می پوشانند هر چند وقت یکبار، بایستی بکمک مواد شیمیائی پاک گردند.

ج: با توجه به مباحث فوق معین می گردد که عامل اصلی و قابل کنترل در چگونگی کار کندانسر در بعد از ساخت و نصب آن، کنترل دمای مبرد و سیال خنک کننده در قسمت های ورودی و خروجی کندانسر می باشد. ۴-۴: خصوصیات کندانسر تبخیری

در شکل های (۱-۴) و (۲-۴) برحسب چگونگی جریان هوا از درون کندانسر دو نوع مختلف از کندانسر های تبخیری نشان داده شده است. کندانسر های تبخیری از ادغام خصوصیات کندانسر ها و برج های خنک کن ساخته می شوند. آب جمع آوری شده در مخزن پائینی بوسیله پمپ به

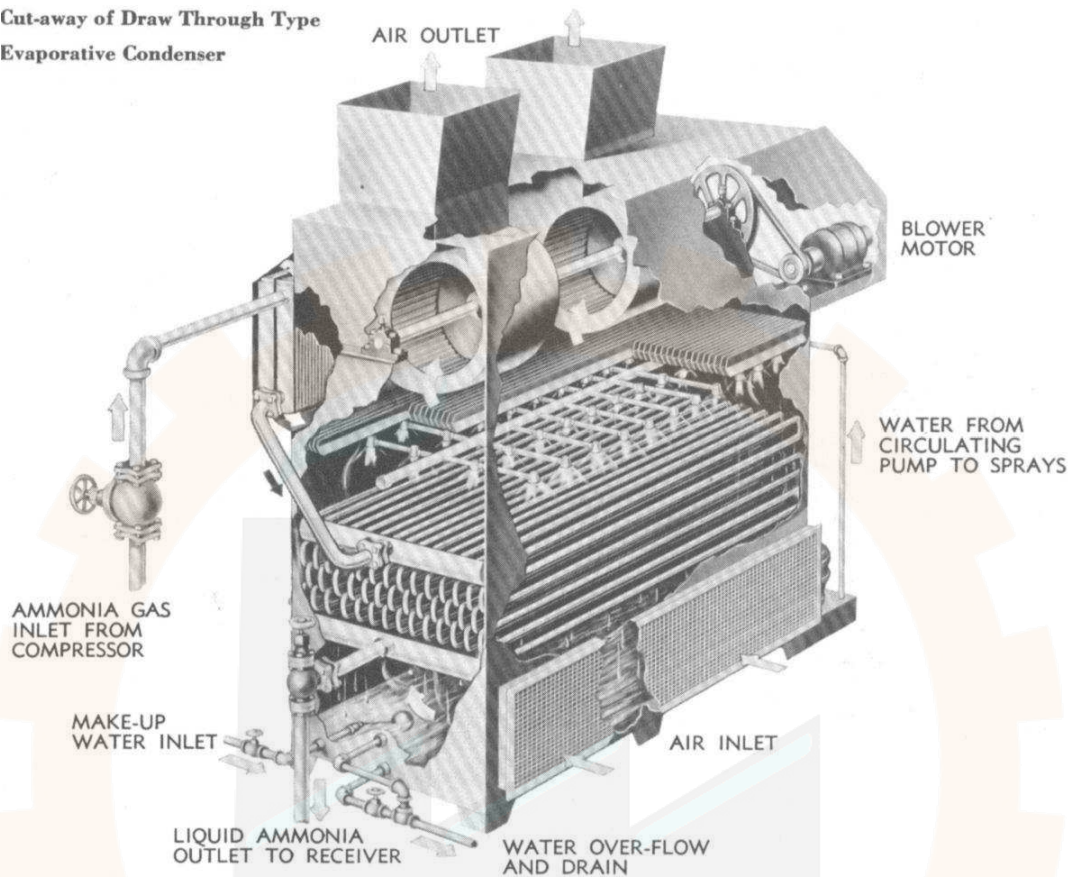
دوش‌هائی که در بالای کویل‌ها نصب گردیده اند فرستاده شده و از آنجا توسط دوش‌ها بر روی کویل‌ها پاشیده می‌شود. هوای توسط هواکش‌ها طوری در کندانسر جریان می‌یابد که در جهت مخالف جریان آب حرکت نماید.



Schematic diagram of evaporative condenser.

شکل (۱-۴) کندانسر تبخیری

@powerplant\_academy

Cut-away of Draw Through Type  
Evaporative Condenser

شکل (۲-۴): کندانسر تبخیری از نوع Dri-Fan

جهت جلوگیری از خروج ذرات مایع آب توسط جریان هوا، تعدادی سپری حذف کننده (Eliminators) در قسمت فوقانی کندانسر نصب گردیده است. بخشی از آبی که بر روی کویل ها پاشیده شده است، با جذب حرارت از مبرد و بکمک جریان هوا، تبخیر شده و بخار حاصل همراه هوا از سیستم خارج می گردد. همانطوری که قبلاً نیز گفته شد، تبخیر هر مایع مستلزم جذب مقدار زیادی حرارت بوده و بروز این پدیده در کندانسره های تبخیری بزرگترین ویژگی آن می باشد. چرا که هر کیلو گرم آبی که در این تحول تبخیر می گردد، حدود ۵۴۰ کیلو کالری حرارت از مبرد میگیرد. علاوه بر آن مقداری از حرارت گرفته شده از مبرد صرف گرم شدن آب گردیده و ضمناً مقداری از حرارت نیز توسط جریان هوا از سیستم خارج می شود.

وجود تمامی محسنات فوق در این نوع کندانسرها باعث می گردد که به ازاء حرارت معینی که بایستی از مبرد گرفته شود، این نوع کندانسر از حجم کمتری برخوردار می باشد.

کویل ها را میتوان بصورت لوله های چند ردیفه ساده و یا پره دار (جهت افزایش سطح تماس) ساخت، ولی از آنجائی که رسوب گیری لوله های پره دار مشکل می باشد، عموماً از لوله های ساده که بصورت مربعی و یا مثلثی نصب شده اند در ساخت کویل استفاده می شود.

بافزایش جریان هوا از درون کندانسر، میتوان ظرفیت کندانسر را افزایش داد، ولی از آنجائی که جابجائی هر چه بیشتر هوا مستلزم صرف انرژی بیشتر در هواکش ها بوده و از سوی دیگر ممکن است موجب خروج ذرات آب از کندانسر گردد، لذا حداکثر سرعت جریان هوا بایستی طوری انتخاب گردد که نهایتاً ذرات مایع نتوانند از لای سپری ها به بیرون نفوذ نمایند. میزان آبی که توسط پمپ در جریان می باشد، بایستی در حدی بوده که سطح کویل ها همواره مرطوب بماند. این عمل نه تنها موجب بالا رفتن کار آئی سیستم می گردد، بلکه مقدار تشکیل رسوب بر روی کویل ها رانیز کاهش میدهد. بهر حال استفاده از آب بیشتر از حد مورد نیاز جهت خیس کردن کویل ها بدرون افزایش کار آئی کندانسر فقط موجب صرف انرژی بیشتری در پمپ میگردد. مقدار آب مورد نیاز برای خیس نگهداشتن کویل ها را می توان از رابطه (۳-۴) بدست آورد:

$$M = \frac{Q}{h_v} \quad (3-4)$$

که در آن:

M= جریان آب مورد نیاز کیلو گرم در دقیقه

Q= ظرفیت کندانسر کیلو کالری در دقیقه

$h_v$  = گرمای نهان تبخیر آب کیلو کالری بر کیلو گرم

مثلاً اگر فرض شود که ظرفیت کندانسر برای ایجاد هرتن سرما ۳۷۸۰ کیلو کالری در ساعت باشد، با توجه به اینکه گرمای نهان تبخیر آب حدود ۵۴۰ کیلو کالری بر کیلو گرم میباشد، لذا:

$$M = \frac{3780}{540} = 7 \quad \text{کیلو گرم آب در ساعت برای ایجاد هر تن سرما}$$

که تقریباً برابر با ۷ لیتر در ساعت می باشد. از سوی دیگر بهر حال مقداری آب بصورت نشتی و نیز مقداری از آن همراه جریان هوا از سیستم خارج گردیده که مقدار آن حدود ۵/۵ تا ۹/۵ لیتر در ساعت برای هرتن سرما می باشد. لذا به طور کلی آب مصرفی در کندانسرهاى تبخیری برای هر تن سرما حدود ۱۳ تا ۱۵ لیتر در ساعت می باشد که فقط ۵ تا ۱۵ درصد حجم آبی است که در کندانسر های غیر تبخیری مورد استفاده قرار میگیرد. جهت افزایش کار آئی این نوع کندانسرها، آن را به خنک کن مقدماتی (Desuper Heater) مجهز می کنند. خنک کن مقدماتی کویل هائی (عموماً پره دار) هستند که در قسمت فوقانی کندانسر و در مسیر جریان هوای خروجی نصب گردیده اند. گاز داغی که از کمپرسور خارج می شود نخست وارد کویل های خنک کن مقدماتی گردیده و دمای آن بکمک جریان هوای خروجی از کندانسر کمی کاهش می یابد. این عمل نه تنها باعث افزایش ظرفیت کندانسر میگردد بلکه باعث کاهش میزان تشکیل رسوب بر روی کویل ها نیز خواهد شد.

**۴-۴: نگهداری کندانسر**

بطور کلی نگهداری کندانسرهای تبخیری در مقایسه با سایر انواع کندانسرها به مراقبت و توجه کمتری نیاز دارد، بهر حال هر چند وقت یکبار بایستی به کمک مواد شیمیائی مناسب رسوبات روی کویل را برطرف نمود.

از سوی دیگر با توجه به گرد و خاک محیط و وجود ذرات خارجی، لازم است که سپری ها هر چند وقت یکبار باز و تمیز گردند.

روغن کاری یاطاقانها و بلبرینگهای هواکش و پمپ آب ضروری می باشد. از آنجائی که سیستمهائی که با آب در تماس می باشند دائماً در معرض زنگ زدگی و خوردگی قرار دارند و تشکیل رسوب بر روی کویلها یکی از مهمترین مشکلات این نوع کندانسرها می باشد، وقتی دمای آبی که از کندانسر خارج می شود کمتر از ۱۰۰ درجه فارنهایت باشد، میزان تشکیل رسوب ناچیز بوده و لی هر چند یکبار لازم است که آب درون مخزن جمع آوری، کاملاً تخلیه گردیده و مخزن تمیز شود.

اضافه کردن مواد شیمیائی که باعث معلق نگهداشتن سختی آب و کاهش تشکیل رسوب می گردند بسیار مفید می باشد برای رسوب گیری کویلها، لازم است که ابتدا تمامی آب موجود در مخزن جمع آوری را خالی نموده و بعد از تمیز نمودن، آن را با آب تمیز پر نمود و سپس مواد شیمیائی با غلظت مناسب به آب اضافه کرد و پمپ آب کندانسر را روشن نمود. بعد از مدتی رسوبات کویلها در محلول رسوب زدا حل خواهد شد. در پایان کار بایستی مجدداً آب مخزن را خالی نموده و بعد از تمیز کردن آن، مخزن را پر نموده تا آماده برای استفاده مجدد باشد.

Power Plant Academy

آکادمی نیروگاه

@powerplant\_academy



بخش پنجم:

کمپرسورهای تناوبی

Reciprocating Compressors

آکادمی نیروگاه

@powerplant\_academy

**۱-۵: تعریف:** کمپرسورهای تناوبی (پیستونی) متداولترین نوع کمپرسور در صنایع جهت ایجاد برودت می باشد. این کمپرسورها، بخصوص برای مواقعی که به حداقل جابجائی مبرد در سیکل و میعان مبرد تحت فشار زیاد لازم باشد، نسبت به سایر کمپرسورها ارجحیت دارند. در سیکل های ایجاد سرما، از مبردهای فرئون ۱۲، فرئون ۲۲، فرئون ۵۰۲ و آمونیاک همراه با کمپرسورهای تناوبی استفاده می شود.

بطور کلی بخاطر محدودیت سطح مقطع جریان گاز در سوپاپ ها، برای مبردهائی که تحت فشارهای کم کار می کند و لازم باشد که برای ایجاد هر تن سرما مقدار زیادی از مبرد در سیکل جریان داشته باشد، استفاده از این نوع کمپرسورها بیشتر مورد توجه می باشد. این نوع کمپرسورها در اندازه های مختلف و برای ظرفیت های حدود ۱، ۰، اسب بخار تا ۱۰۰ اسب بخار و بیشتر ساخته می شود. از سوی دیگر این نوع کمپرسورها قادرند در یک دامنه وسیعی از شرایط کاری با راندمان خوب کار کنند. تمامی نکات فوق دلایل اصلی توجه بیش از حد به این نوع کمپرسورها در صنایع می باشد.

کمپرسورهای تناوبی خود به دو دسته یک طرفه (Single Acting) و دو طرفه (Double Acting) تقسیم می شوند. با توجه به اینکه کمپرسورهای مورد استفاده در سیستم های تبرید از نوع یک طرفه می باشند، در این بخش ویژگی های این نوع کمپرسورها مورد بررسی قرار می گیرند. از کمپرسورهای افقی برای ظرفیت های خیلی زیاد و آنها هم در سطح صنعتی می توان استفاده نمود. کمپرسورهای عمودی به سطح کمتری جهت نصب احتیاج داشته، در عوض لازم است که محل نصب آن به اندازه کافی بلند باشد (فاصله زمین تا سقف زیاد باشد).

کمپرسورهای افقی نه تنها از انواع عمودی گرانتر می باشد، بلکه از آنجائی که قطعات آب بندی شاتون، در هر لحظه تحت تأثیر دو فشار متفاوت (مکش و دهش) قرار دارد. لذا تعیین فشاری که بتوان به آب بندی مناسب در سیستم دست یافت مشکل بوده و این مسئله یکی از بزرگترین معایب این نوع کمپرسورها می باشد.

کمپرسورهای عمودی بصورت یک یادو مرحله ای (Stage) ساخته می شوند. که در آن عمل تراکم در دو مرحله صورت می گیرد. به این ترتیب که گاز مبرد نخست در سیلندرهای فشار ضعیف کمی تراکم گردیده و بعد از خنک شدن در خنک کن بین مرحله ای (Inter cooler) به سیلندر (یا سیلندرهای) فشار قوی فرستاده می شود تا تراکم نهائی در آنجا صورت پذیرد.

### ۳-۵: سوپاپ های مکش و دهش

همانطوری که گفته شد، چگونگی کار سوپاپ ها بیشترین تأثیر را بر روی راندمان حجمی و تراکمی کمپرسور گذاشته، لذا در طراحی کمپرسورها بیشترین توجه به بهبود وضعیت سوپاپ ها می باشد. چراکه بخاطر وجود افت فشار در سوپاپ ها ناشی از جریان مبرد (یا بعبارت دیگر سطح مقطع

مسیر جریان مبرد در سوپاپ) بستگی دارد. در طرح سوپاپها بایستی سعی بر این شود که افت فشار فوق به حداقل ممکن کاهش داده شود. برای این منظور لازم است که اولاً سطح مقطع سوپاپها حتی الامکان بزرگ بوده و ثانياً تیغه های آن با حداقل افت فشار عمل نمایند. ضمناً محل نصب آن در بالای سیلندرها بایستی طوری باشد که مسیر جریان مبرد حتی الامکان بصورت خط مستقیم باشد. حداکثر سرعت مجاز جریان مبرد از درون سوپاپها مقداری است که تجاوز از آن باعث افت فشار ناخواسته ای خواهد شد که باعث کاهش شدید راندمان حجمی کمپرسور و افزایش توان مصرفی می گردد. جهت کاهش نشتی در سوپاپها (برگشت مبرد)، بایستی طوری آن را طراحی نمود که سریعاً بسته شده و خوب آب بندی گردد. برای این منظور لازم است که از آلیاژهای سبک ساخته شده و ضمناً فاصله بلندشدن (Lift) آن کوتاه باشد. قدرت و دوام آن بایستی خوب بوده و کار آن بایستی رضایت بخش باشد و بتواند بطور خود کار عمل نماید (تحت اختلاف فشار وارد بر آن که ناشی از فشارهای مکش، دهش و انبساط گاز در سیلندر می باشد بطور خود کار باز و بسته شود).

طرح و جاگذاری آن در سر سیلندر بایستی بنحوی باشد که باعث افزایش فضای مرده بالای سیلندر نگردد. جهت سهولت در بازوبسته شدن سوپاپها، علاوه بر استفاده از اختلاف فشار گازاز تعدادی فنر نیز استفاده می شود.

#### ۴-۵: سرعت خطی پیستون و میل لنگ

امروزه در ساخت کمپرسورها، جهت کاهش وزن و اندازه آن سعی بر این است که کمپرسور برای سرعت های زیاد طراحی گردد، چراکه در کمپرسورهای تناوبی میزان جابجائی مبرد به قطر پیستون، کورس پیستون و سرعت دورانی میل لنگ بستگی داشته، لذا با افزایش سرعت کمپرسور می توان برای ظرفیت معینی از کمپرسور و بدون کاهش راندمان حجمی سیستم، قطر پیستون و یا کورس آن را کاهش داد. امروزه استفاده از کمپرسورهای با سرعت دورانی ۵۰۰ تا ۱۷۰۰ دور در دقیقه بسیار متداول بوده و گاهی اوقات کمپرسورهائی با سرعت تا ۳۵۰۰ دور در دقیقه نیز ساخته می شود. لازم به ذکر است که سرعت دورانی کمپرسور توسط حداکثر سرعت جابجائی مجاز پیستون محدود می گردد.

از لحاظ تئوری سرعت خطی پیستون نبایستی دارای محدودیتی باشد، ولی در عمل بخاطر محدودیت ناشی از سطح جریان مبرد در سوپاپها، این سرعت را نمی توان از ۴ متر در ثانیه افزایش داد، چراکه در صورت تجاوز از مقدار فوق سرعت جریان گاز از درون سوپاپها به حدی می رسد که راندمان حجمی کمپرسور کاهش یافته و بدین ترتیب توان مصرفی در کمپرسور افزایش خواهد یافت.

بطور کلی:  $۲ \times \text{کورس پیستون} \times \text{سرعت دورانی کمپرسور} = \text{سرعت خطی پیستون}$

برای هر کمپرسور، حداکثر سرعت دورانی کمپرسور جهت رسیدن به حداکثر سرعت مجاز پیستون به کورس آن بستگی دارد. هر چه کورس پیستون کمتر باشد، سرعت دورانی مجاز کمپرسور بیشتر می باشد. این امر از اینجانباشی می شود که راندمان حجمی کمپرسور با افزایش سرعت دورانی آن ثابت مانده و یا کمی افزایش می یابد و این امر فقط تا سرعت معینی صادق بوده و اگر سرعت کمپرسور از آن حد تجاوز نماید، راندمان حجمی کمپرسور کاهش می یابد و لذا توان مصرفی برای ایجاد هر تن برودت افزایش می یابد (بخش ۳)

### ۵-۵: قطر و کورس پیستون

رابطه قطر و کورس پیستون برای کمپرسورهای مختلف، متفاوت می باشد. بطوری که قطر پیستون می تواند بزرگتر و یا کوچکتر از کورس آن باشد. بهر حال در طراحی کمپرسورها با سرعت زیاد سعی بر این است که قطر پیستون بزرگتر و کورس آن کوچکتر در نظر گرفته شود. در کمپرسورهائی که در آن سوپاپها در سیلندر قرار دارند، برای تأمین سطح کافی جهت نصب سوپاپها سعی بر این است که قطر پیستون بیشتر باشد و از سوی دیگر کورس پیستون و سرعت دورانی کمپرسور توسط سرعت مجاز پیستون محدود می گردد، لذا می بینیم که تنها راه عملی جهت افزایش ظرفیت جابجائی هر سیلندر، افزایش قطر پیستون می باشد. همچنین این امر باعث می گردد که بتوان سوپاپهایی با سطح مقطع بزرگتر را در سیلندر جاسازی نمود. این موضوع به مقدار زیادی مشکل افت فشار جریان مبرد در سوپاپها را حل می کند. بهر حال از آنجائی که میزان نشتی مبرد از کناره رینگهای پیستون با افزایش قطر آن افزایش می یابد، لذا در عمل قطر پیستون به ۱،۲۵ برابر کورس پیستون محدود می گردد.

### ۶-۵: روغن مورد استفاده در کمپرسورها

همانطوری که می دانیم نشتی روغن از کناره رینگهای پیستون کمپرسور به بالای پیستون در مرحله تراکم و برعکس نشتی مبرد از همین طریق در مرحله انبساط بهر حال اجتناب ناپذیر بوده و لذا بایستی در انتخاب روغن جهت روان کاری کمپرسورها دقت کافی به عمل آید تا اثرات نامطلوب این پدیده در سیستم به حداقل ممکن کاهش داده و ضمن آن بتوان به روغنکاری درست در قطعات متحرک کمپرسور دست یافت. مهمترین خواص فیزیکی و شیمیائی روغن مورد استفاده در کمپرسورها که بایستی مورد توجه قرار گیرند عبارتند از:

الف: پایداری شیمیائی Chemical Stability

ب: نقطه ریزش Pour Point

ج: نقطه توده ای شدن Floc Point

د: نقطه ابری شدن Cloud Point

ه: مقاومت دی الکتریکی Dielectrical Strength

و: گرانروی (ویسکوزیته) Viscosity

چگونگی انتخاب خواص فوق الذکر به شرایط کار سیستم و خصوصیات کمپرسور بستگی داشته و مهمترین آن بشرح زیر می باشد:

۱- طراحی کمپرسور

۲- نوع مبرد

۳- دمای تبخیر کننده (دمای گاز ورودی به کمپرسور و دمای کارتر)

۴- دمای گاز خروجی از کمپرسور

### ۱-۶-۵: پایداری شیمیائی روغن

وجود شرایط متغیر (فشار و دما) در کار کمپرسور ایجاب می کند که جهت روغنکاری مناسب در کمپرسور، روغن مورد استفاده در آن بتواند در طی ساعات کار قابل قبول برای آن پایداری خود را حفظ نموده و تغییرات خواص فیزیکی و شیمیائی آن حداقل باشد. بطور کلی پایداری شیمیائی روغن ها به درصد ترکیبات شیمیائی تشکیل دهنده آن (بخصوص هیدروکربورهای اشباع نشده) بستگی داشته و هر چه درصد این هیدروکربورها در آن کمتر باشد، پایداری آن بیشتر خواهد شد. این روغن ها عموماً شفاف تر از سایر انواع آن می باشند.

### ۲-۶-۵: نقطه ریزش روغن

بنابر تعریف، نقطه ریزش عبارت است از پائین ترین دمائی که روغن در آن دما شروع به جریان نموده و تحت شرایط استاندارد آزمایش (طبق دستورالعمل ASTM) شروع به ریزش می نماید. دوروغن متفاوت که دارای ویسکوزیته یکسان می باشند می توانند دارای دونقطه ریزش متفاوت بوده و این امر به درصد مواد مومی شکل (Wax) موجود در آن بستگی دارد. بطور کلی در انتخاب روغن بایستی دقت شود که نقطه ریزش آن به اندازه کافی از دمای تبخیر کننده (که تقریباً مساوی دمای روغن در کارتر می باشد) پائین تر باشد، چراکه هر چه نقطه ریزش روغن بالاتر باشد، روغن شروع به سفت شدن نموده و در صورت نفوذ به درون تبخیر کننده با تشکیل لایه ای بر روی سطوح خنک کننده باعث کاهش قدرت خنک کنندگی سیستم گردیده و علاوه بر آن با عدم برگشت به کمپرسور باعث کاهش سطح روغن درون کارتر می شود.

### ۳-۶-۵: نقطه ابری شدن

از آنجائی که بهر حال روغن های مورد استفاده جهت روانکاری کمپرسورها حاوی مقداری هیدروکربورهای اشباع شده (Paraffins) می باشند، لذا در مواقعی که دمای سیستم بیش از حد کاهش یابد، مقداری از موم موجود در روغن شروع به رسوب نمودن می نماید. از آنجائی که تحت این شرایط روغن حالت مه آلود را بخود می گیرد، لذا دمائی که ته نشین شدن موم در روغن شروع می شود رانقطه ابری شدن می نامند. در مواقعی که نقطه ابری شدن روغن بالا باشد، ممکن

است مومها در تبخیر کننده ویا سیستم کنترل مبرد شروع به ته نشین شدن بنماید. وجود مقادیر جزئی موم در تبخیر کننده شدیداً روی کارآئی سیستم اثر گذاشته و علاوه بر آن ممکن است باعث توقف جریان مبرد در سیستم کنترل گردد.

#### ۴-۶-۵: نقطه توده ای شدن روغن

نقطه توده ای شدن روغن عبارت است از دمائی که در آن موم موجود در مخلوطی از ۹۰٪ مبرد و ۱۰٪ روغن (درصد حجمی) شروع به ته نشین شدن می نماید. از آنجائی که استفاده از مبردهای محلول در روغن باعث کاهش ویسکوزیته روغن شده و بر روی نقطه ابری شدن و ریزش روغن نیز تأثیر دارد، لذا استفاده از مقدار ۱۰٪ روغن در تعریف نقطه توده ای شدن واقع بینانه بنظر میرسد، چراکه میل به جداسازی موم در مخلوط روغن - مبرد باافزایش درصد روغن افزایش یافته واز سوی دیگر وجود روغن در مخلوط روغن - مبردی که در سیستم احتمالاً در گردش می باشد بندرت به ۱۰٪ می رسد. از آنجائی که نقطه توده ای شدن روغن، معرف نسبی میل به جداسازی موم از مخلوط روغن - مبرد می باشد، لذا بایستی بهنگام انتخاب روغن برای سیستمهایی که مبرد مورد استفاده در آن محلول در روغن بوده ودمای تبخیر کننده زیر ۱۸- درجه سانتیگراد می باشد، دقیقاً مورد توجه قرار گیرد. بهر حال برای مواردی که مبرد مورد استفاده غیر محلول در روغن می باشد (نظیر آمونیاک) نقطه توده ای شدن روغن چندان مطرح نمی باشد.

#### ۵-۶-۵: مقاومت دی الکتریک روغن

مقاومت دی الکتریک عبارت است از مقاومتی که روغن در مقابل عبور جریان الکتریسیته از خود نشان می دهد و بنابر تعریف بصورت ولتاژ مورد نیاز جهت برقراری جریان بین دو قطبی که به فاصله ۱،۰ اینچ از هم درون روغن قرار گرفته اند، بیان می شود. رطوبت، مواد خارجی حل شده باعث کاهش مقاومت دی الکتریکی روغن می شوند، لذا بالا بودن مقاومت دی الکتریکی روغن بیانگر عاری بودن روغن از مواد خارجی می باشد.

#### ۶-۶-۵: ویسکوزیته

همانطوری که قبلاً گفته شد، ویسکوزیته یک سیال بیانگر مقاومتی است که سیال در مقابل حرکت از خود نشان می دهد. در رابطه با روغن، ویسکوزیته را می توان قدرت ایجاد لایه ای از روغن بین قطعات متحرک ماشین دانست. جهت روغنکاری صحیح ماشین، لایه ایجاد شده بایستی دریک محدوده معینی نگهداشته شود. اگر ویسکوزیته روغن بیش از حد کم باشد، روغن قادر به برقراری لایه مورد نظر نبوده و این امر باعث افزایش سایش قطعات در اثر اصطکاک می گردد. لازم به ذکر است که روغن نه تنها عمل روانکاری رادر کمپرسور انجام می دهد، بلکه لایه تشکیل شده بعنوان مایع آب بند کننده، باعث جداسازی قسمت های فشار قوی و فشار ضعیف گردیده و مانع از نشت مبرد از کناره رینگها بدرون کارتر می شود. در عوض اگر ویسکوزیته روغن زیاد باشد، اصطکاک

بین قطعات متحرک با روغن افزایش یافته و این امر موجب بالا رفتن توان مصرفی در کمپرسور می گردد، علاوه بر آن بخاطر سفت بودن، روغن قادر به نفوذ به تمامی قسمت های مورد نیاز جهت روغنکاری نبوده و این امر موجب اختلال در امر روغنکاری قطعات می گردد. در تعریف ویسکوزیته از واحدهای مختلفی نظیر SSU (واحد بین المللی سیبولت بر حسب ثانیه)، سانتی استوک (Centi Stock)، درجه انگلر (Engler) و... استفاده می شود. بطور کلی ویسکوزیته روغن ها با افزایش درجه حرارت کاهش می یابد (وبرعکس). چگونگی تغییرات ویسکوزیته بادما به کیفیت روغن و ترکیبات تشکیل دهنده آن بستگی دارد و آن را با اندیس ویسکوزیته (Viscosity Index) نمایش می دهند. هر چه اندیس ویسکوزیته (دقت شود که با ویسکوزیته اشتباه نشود، چراکه اندیس ویسکوزیته بیانگر چگونگی تغییرات ویسکوزیته با درجه حرارت می باشد) روغن بالاتر باشد، تغییرات ویسکوزیته روغن نسبت به درجه حرارت کمتر می باشد، بعبارت دیگر در یک دامنه وسیعتری از درجه حرارت تغییرات ویسکوزیته روغن کمتر می باشد.

باتوجه به مطالب فوق در انتخاب روغن مناسب برای روغنکاری کمپرسور، دمای کار کمپرسور و نیز اثر حل شدن مبرد در آن بایستی دقیقاً مورد توجه قرار گیرد. مشخصات روغن مناسب برای هر کمپرسور غالباً توسط شرکت سازنده آن در کتابچه راهنمای مربوطه معرفی می گردد.

## ۷-۵: روغنکاری کمپرسور

جهت روغنکاری قطعات متحرک کمپرسورها، از روش های مختلفی استفاده می شود که چگونگی آن به اندازه و طراحی کمپرسور بستگی دارد. روش های روغنکاری کمپرسورها را می توان به سه دسته تقسیم نمود:

الف: روش پاششی Spalsh Type

ب: روش ثقلی Gravity Type

ج: روش تغذیه اجباری Forced Feed Type

روش پاششی فقط برای کمپرسورهای کوچک (تا ۵ اسب بخار) قابل استفاده بوده در صورتی که برای کمپرسورهای بزرگ از روش تغذیه اجباری استفاده می شود. البته در بعضی از کمپرسورها جهت بهبود امر روغنکاری از ادغام دوروش فوق نیز استفاده می شود. در روش پاششی، کارتر کمپرسور را بعنوان حوضچه روغن، تا قسمت زیرین یاطاقان میل لنگ از روغن پر می کنند. با هر گردش میل لنگ، میل لنگ و شاتون وارد حوضچه شده و باعث پاشش روغن به دیواره سیلندرها، یاطاقان ها و سایر قطعات متحرک می گردد. روش ثقلی شباهت زیادی به روش پاششی داشته، باین تفاوت که عمل روغنکاری توسط یک حلقه شیاردار صورت می پذیرد. در روش تغذیه اجباری از پمپ های دنده ای جهت روغنکاری کمپرسور استفاده می شود. در این روش روغن به اندازه

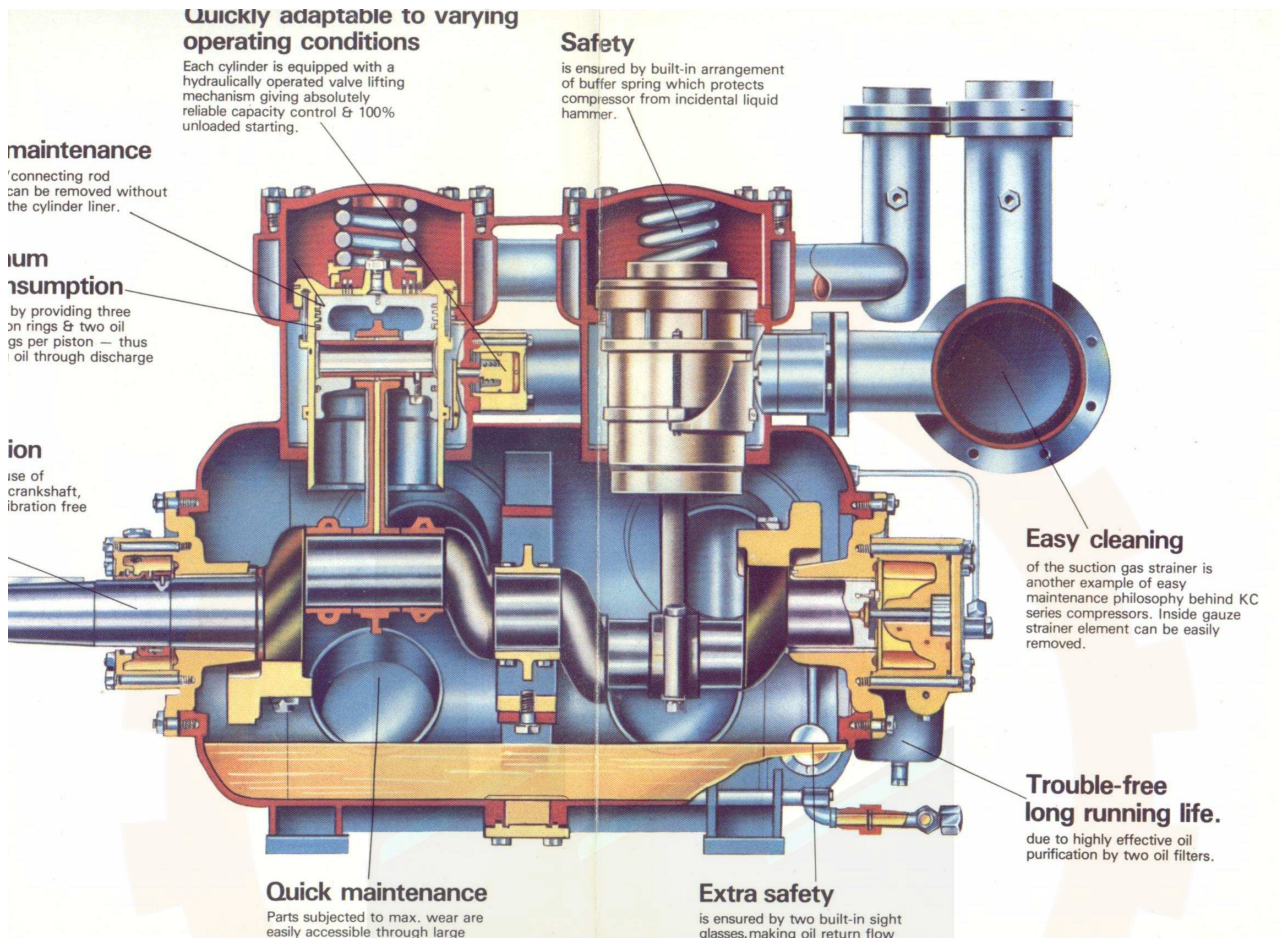
کافی و تحت فشار از طریق کانال‌های مربوطه به قطعات متحرک رسیده و آن را روغنکاری می‌نماید و روغن بعد از عمل روغنکاری، تحت نیروی وزن خود به کارتر برمی‌گردد. در راه اندازی کمپرسور لازم است که جهت دوران آن بررسی گردد، چراکه غلط بودن آن می‌تواند بر روی عملکرد سیستم روانکاری تأثیر نامطلوب بگذارد.

جهت جلوگیری از ورود ذرات معلق موجود در روغن به درون پمپ که منجر به سائیدگی و خرابی پمپ می‌گردد یک فیلتر روغن در قسمت مکش پمپ روغن نصب می‌گردد. البته در بعضی از کمپرسورها فیلتر روغن دیگری نیز در قسمت خروجی پمپ روغن قرار داده شده است. در مواقعی که بنا به دلایلی پمپ روغن نتواند فشار روغن مناسب را در سیستم ایجاد نماید، جهت جلوگیری از خرابی قطعات کمپرسور، لازم است که کمپرسور به کلید ایمنی فشار روغن (Oil Pressure Switch) مجهز گردد.

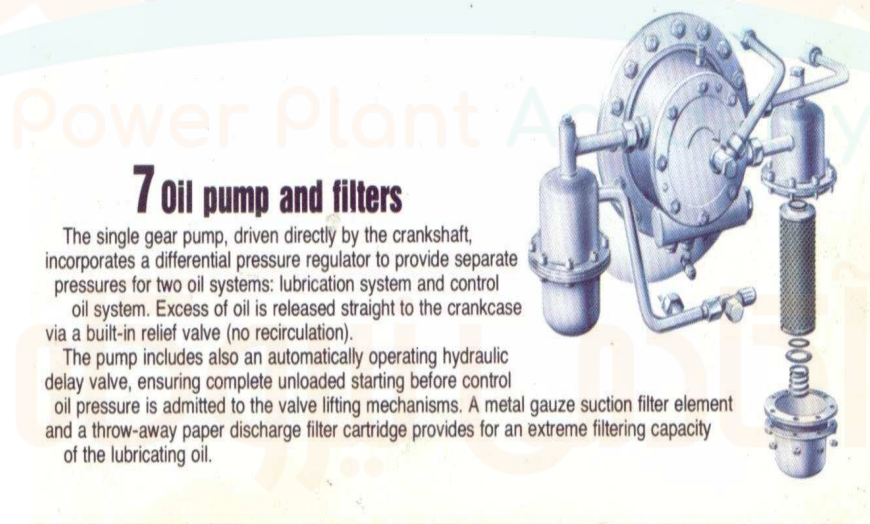
لازم به ذکر است که روغن مورد استفاده در کمپرسور نه تنها وظیفه روغنکاری کمپرسور را بر عهده دارد، بلکه با جذب حرارت از دیواره سیلندر و انتقال آن به کارتر موجب خنک شدن سیلندرها می‌گردد. علاوه بر آن روغن با تشکیل لایه ای از روغن بر روی جداره داخلی سیلندر باعث کاهش نشتی مبرد از سیلندر به درون کارتر می‌گردد. همچنین در اغلب کمپرسورها، سیستم کنترل ظرفیت کمپرسور و بلند کردن سوپاپ‌ها به کمک فشار روغن صورت می‌گیرد. در شکل (۳-۵) سیستم روغنکاری و در شکل (۴-۵) پمپ روغن و فیلترهای مربوطه و سیستم کنترل فشار روغن در کمپرسورهای رفت و برگشتی نشان داده شده است.

### ۸-۵: اثر وجود مایع مبرد در کارتر بر روی عملکرد کمپرسور

عموماً بهنگام راه اندازی و یا حین کار کمپرسور مقداری از مبرد بصورت مایع در کارتر کمپرسور مشاهده می‌گردد که این پدیده مشکلات زیادی را در چگونگی کار کمپرسور ایجاد می‌نماید. وجود مبرد در کارتر کمپرسور باعث رقیق شدن روغن گردیده و موجب کاهش کیفیت روغنکاری در کمپرسور می‌گردد. علاوه بر آن تبخیر مبرد در کارتر باعث کف کردن روغن گردیده و بدین ترتیب مقدار روغنی که توسط کمپرسور جابجا می‌گردد، کاهش می‌یابد. همچنین تحت شرایطی ممکن است مقداری از روغن از مداری که بایستی در آن گردش نماید خارج گردیده و بدون روغنکاری قطعات لازم، وارد سیلندر گردد که می‌تواند موجب شکستن سوپاپ، پیستون، شاتون و حتی میل لنگ گردد. کف کردن مبرد در کارتر می‌تواند موجب کاهش راندمان و ظرفیت کمپرسور نیز شود.



شکل (۳-۵): سیستم روغنکاری در کمپرسور



شکل (۴-۵): پمپ روغن و فیلترهای مربوطه در کمپرسورهای تناوبی

وارد شدن مایع مبرد به درون کارتر می تواند بنابدلیل زیر باشد:

۱- تنظیم نامناسب و یا کار غیر صحیح سیستم های کنترل جریان مبرد باعث می گردد که مبرد بصورت مایع از تبخیر کننده خارج و وارد کارتر گردد. این حالت عموماً در هنگام راه اندازی

کمپرسور به وقوع می پیوندد. تنظیم سیستم های کنترل جریان مبرد، طراحی و نصب صحیح خطوط مکش کمپرسور می تواند در جلوگیری از بروز این اشکال مؤثر باشد.

۲- در مواقعی که کمپرسور خاموش می باشد، احتمال ورود مایع مبرد به درون کارتر وجود دارد، طراحی و نصب غلط تبخیر کننده و خطوط مکش در بروز این نقیصه مؤثر می باشد.

۳- هر گاه دمای درون کارتر پائین تر از دمای تبخیر کننده باشد، مبرد تبخیر شده در تبخیر کننده می تواند درون کارتر به مایع تبدیل گردد، این حالت در مواقع خاموش بودن کمپرسور و یا مواردی که کمپرسور در محیط سرد نصب گردیده است بیشتر مشاهده می شود. تن ها راه عملی برای جلوگیری از بروز این پدیده گرم نگه داشتن کارتر در دمای بالاتر از دمای تبخیر کننده می باشد. برای این منظور استفاده از گرم کن های الکتریکی در کارتر کمپرسور و یا نصب کمپرسور در فضای مناسب پیشنهاد می گردد. هر گاه مبرد مورد استفاده در کمپرسور محلول در روغن باشد، مقدار آن به عوامل زیر بستگی دارد:

۱- قدرت حل شدن مبرد در روغن

۲- فشار مبرد

۳- دمای روغن

۴- زمان تماس روغن و مبرد

بطور کلی برای روغن و مبرد معین، میزان حلالیت مبرد در روغن با افزایش فشار و زمان تماس افزایش و با افزایش درجه حرارت کاهش می یابد.

فرض می شود که بهنگام خاموش بودن کمپرسور، فشار مبرد در قسمت فشار ضعیف سیستم (شامل تبخیر کننده و کارتر) ۳۸ Psig بوده و دمای کارتر ۸۰ درجه فارنهایت بوده و زمان خاموشی بحدی باشد که سیستم بتواند به تعادل لازم برسد. با مراجعه به شکل (۱۱-۵)، مقدار مبردی که می تواند در روغن حل گردد ۲۰ درصد (وزنی) می باشد. حال اگر کمپرسور روشن گردد، فشار درون تبخیر کننده و کارتر ناگهان کاهش یافته و مثلاً ۲۵ Psig می رسد. در این صورت حداکثر مبردی که می تواند درون روغن حل گردد (بافرض ثابت ماندن درجه حرارت درون کارتر) حدود ۱۳ درصد می باشد، لذا در عرض چند لحظه روغن، مبرد اضافی را که بالغ بر ۷ درصد می باشد از خود خارج نموده و جدا شدن مبرد از روغن با تبخیر آن صورت می گیرد. باتوجه به سرعت وقوع این حوادث، عمل تبخیر با کف کردن شدید روغن همراه بوده و باعث می گردد تا مقداری از روغن کف کرده و وارد قسمت های دیگر کمپرسور (نظیر سیلندر و سرسیلندر) گردد. برای کاهش کف کردن روغن و جلوگیری از کم شدن روغن درون کارتر روش های مختلفی وجود دارد. یکی از متداولترین روش ها، نصب شیر یکطرفه (Check Valve) در مسیر روغن در حد فاصل بین قسمت مکش کمپرسور و کارتر می باشد.

در سیستم‌هایی که مبرد مورد استفاده در آن محلول در روغن باشد، روغن خارج شده، همراه با بخار مبرد به کمپرسور برگشت خواهد نمود، در قسمت ورودی کمپرسور، روغن برگشتی قبل از ورود به سیلندر در اثر اختلاف وزن مخصوص با مبرد از آن جدا گردیده و از طریق کانالی که برای همین کار در نظر گرفته شده است وارد کارتر می‌گردد. از آنجائی که این کانال وظیفه برقراری تعادل فشار بین کارتر و قسمت مکش کمپرسور رانیز بعهده دارد، لذا شیر یکطرفه مانع از کاهش فشار در کارتر گردیده و این امر باعث می‌گردد تا مسئله افت فشار ناگهانی در کارتر که موجب کف کردن روغن بهنگام راه اندازی کمپرسور می‌گردد، منتفی شود. بهر حال از آنجائی که ریزش روغن از طریق کانال فوق به درون کارتر فقط هنگامی صورت می‌گیرد که فشار کارتر از فشار مکش کمتر (ویا مساوی) باشد، لذا می‌توان یک روزنه کوچک (Bleed Prot) در کنار شیر یک طرفه (ویا از درون آن) در نظر گرفت تا بهنگام روشن بودن کمپرسور فشار کارتر به قسمت مکش کمپرسور منتقل گردد.

در صورت عدم تخلیه گازهای تبخیر شده در کارتر به قسمت مکش کمپرسور، فشار درون کارتر تا فشار خروجی کمپرسور نیز خواهد رسید. لذا وجود کانال فوق باعث می‌گردد که قسمت کارتر در مقابل افزایش فشار بیش از حد حفاظت گردد. بالا رفتن فشار در کارتر نه تنها مانع برگشت روغن به درون آن می‌گردد، بلکه موجب افزایش توان مصرفی کمپرسور نیز می‌شود. در شرایط معمولی کار سیستم، فشار درون کارتر تقریباً برابر فشار مکش می‌باشد. هر گونه نوسان جزئی در فشار مکش در اثر باز و بسته شدن سیستم کنترل جریان مبرد، باعث برقراری اختلاف فشاری در قسمت‌های کارتر و مکش کمپرسور گردیده و تحت همین شرایط، روغن بدرون کارتر تخلیه می‌گردد. بهر حال محفظه قسمت مکش کمپرسور بایستی به اندازه کافی بزرگ بوده تا تمامی روغن برگشتی به کمپرسور را وقتی که فشار کارتر زیاد بوده و روغن قادر به تخلیه بدرون آن نمی‌باشد را بتواند در خود نگهدارد. استفاده از گرمکن روغن کارتر با توان کم، در جلوگیری از کف کردن روغن در کارتر متداول می‌باشد. گرم کن فوق بایستی بهنگام خاموش بودن کمپرسور روشن گردیده و در طی این مدت با گرم نگهداشتن روغن درون کارتر، مقدار مبرد حل شده در روغن به حداقل ممکن کاهش می‌یابد. روش دیگر جهت کاهش کف کردن روغن در کارتر، تخلیه تبخیر کننده و ایجاد خلأ در آن می‌باشد. باین عمل فشار درون کارتر نیز قبل از خاموش کردن کمپرسور به مقدار زیادی پائین آورده می‌شود و این امر با توجه به کاهش مقدار مبرد حل شده در روغن در اثر کاهش فشار، بخودی خود موجب کاهش کف کردن روغن می‌شود. از این روش می‌توان بطور مجزا و یا توأم با سایر روش‌ها جهت کاهش کامل کف کردن روغن در کارتر استفاده نمود.