

# پزید

اصول و روش ها



تألیف فرزاد جعفر کاظمی

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

# تبرید

اصول و روش‌ها

تألیف

فرزاد جعفر کاظمی



دانشگاه آزاد اسلامی  
واحد تهران جنوب

تهران، ۱۳۸۸

سرشناسه: جعفر کاظمی، فرزاد، ۱۳۴۶-

عنوان و نام پدیدآور: تبرید؛ اصول و روش‌ها/ تألیف فرزاد جعفر کاظمی.

مشخصات نشر: تهران: دانشگاه آزاد اسلامی (تهران جنوب)، ۱۳۸۸.

مشخصات ظاهری: ۳۵۹ص: مصور، جدول، نمودار.

فروست: دانشگاه آزاد اسلامی، واحد تهران جنوب؛ ۱۴۶.

شابک: ۷-۸۵۰-۲۲۳-۹۶۴-۹۷۸، قیمت: ۵۴۰۰۰ ریال.

وضعیت فهرست‌نویسی: فیبا.

یادداشت: صفحه عنوان به انگلیسی: Refrigeration Principles and Methods

یادداشت: واژه‌نامه.

موضوع: سردسازی و دستگاه‌های سردکننده.

شناسه افزوده: دانشگاه آزاد اسلامی (تهران جنوب).

رده‌بندی کنگره: ۱۳۸۸ ت۲ ج۷/ج TP۴۹۲

رده‌بندی دیویی: ۶۲۱/۵۶

شماره کتاب‌شناسی ملی: ۱۹۹۲۳۸۷



دانشگاه آزاد اسلامی  
واحد تهران جنوب

## تبرید؛ اصول و روش‌ها

تألیف دکتر فرزاد جعفر کاظمی

ناشر: دانشگاه آزاد اسلامی - واحد تهران جنوب

رئیس انتشارات: فرشته حاجی‌زاده

طراح جلد: شیرین غزالی‌زاده

ویراستار: زهره محمدطاهری

حروف‌چینی و صفحه‌آرایی: شرکت حروف‌چینی همراهان واژه

چاپ اول: ۱۳۸۸

تیراژ: ۲۰۰۰ نسخه

لیتوگرافی، چاپ و صحافی: سازمان چاپ دانشگاه آزاد اسلامی

شابک: ۷-۸۵۰-۲۲۳-۹۶۴-۹۷۸ ISBN: 978-964-223-850-7

قیمت: ۵۴۰۰ تومان

حق چاپ برای ناشر محفوظ است.

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

"ن والقلم و ما یسطرون"

### سخن ناشر

بی تردید تعالی علمی و فرهنگی کشور، بازتاب میزان تفکری است که فرهیختگان در مقام عمل به منصفه ظهور می‌رسانند. در این بین، مهم‌تر و حساس‌تر از همه، رسالت عالمان و علم‌جویان است. این رسالت، همان‌گونه که در جهت پرورش استعدادهای فردی، با قرائت و مطالعه انجام می‌گیرد، برای پیشبرد اهداف اجتماعی و تعالی فرهنگی، با کتابت و مباحثه نیز محقق می‌شود. از این‌رو، یکی از مسئولیت‌های مهم مراکز فرهنگی در کنار تعلیم و تربیت، نشر آثار علمی است. معاونت پژوهشی دانشگاه آزاد اسلامی - واحد تهران جنوب، برای ارتقای سطح علمی دانشجویان و تنویر افکار دانش‌پژوهان، به چاپ کتاب *تبرید: اصول اولیه و روش‌ها* اقدام کرده است؛ با این امید که با استمرار فعالیت‌های انتشاراتی، بتواند گامی در راه رشد و بالندگی فرهنگی بردارد.

در این کتاب سعی شده است با نگارشی ساده و روان، اصول سیستم‌های تبرید به بهترین شیوه به مخاطبان آموخته شود. کتاب حاضر برای کلیه دانشجویان رشته مهندسی مکانیک در مقاطع کارشناسی و کارشناسی ارشد و صنعتگران رشته تبرید مناسب است. پیش از هر چیز، شایسته است از عنایات ریاست محترم دانشگاه آزاد اسلامی - واحد تهران جنوب، استادان ارجمند و نیز از دست‌اندرکاران ویرایش، حروفچینی و چاپ کتاب، تقدیر و تشکر به عمل آید.

از صاحب‌نظران گرامی خواهشمند است با ارائه پیشنهادهای خود، در جهت اصلاح نواقص احتمالی این کتاب و تهیه مطالب مناسب متون درسی دانشگاهی، انتشارات این واحد را یاری کنند. امید است این اثر علمی مورد استفاده استادان و دانش‌پژوهان قرار گیرد.

و من الله التوفیق و علیه التکلان

دانشگاه آزاد اسلامی - واحد تهران جنوب





## فهرست مطالب

مقدمه	۹
<b>فصل اول: کاربردهای تبرید</b>	۱۱
۱-۱. کاربرد تبرید در تهویه مطبوع (سرمایش)	۱۱
۲-۱. کاربرد تبرید در تهویه مطبوع (گرمایش)	۱۴
۳-۱. کاربرد تبرید در نگهداری مواد غذایی و فاسدشدنی	۱۴
۴-۱. کاربرد تبرید در حمل و نقل مواد غذایی و فاسدشدنی	۱۶
۵-۱. کاربرد تبرید در فرآوری مواد غذایی	۱۶
۶-۱. کاربرد تبرید در مایع‌سازی گازها	۱۶
۷-۱. کاربردهای دیگر	۱۷
پروژه‌های پیشنهادی	۱۹
<b>فصل دوم: تاریخچه تبرید</b>	۲۰
۱-۲. تاریخچه تبرید در جهان	۲۰
۲-۲. تاریخچه تبرید در ایران	۳۰
پروژه‌های پیشنهادی	۳۴
مراجع	۳۴
<b>فصل سوم: خواص هوای مرطوب- فرایندهای سایکرومتری</b>	۳۵
۱-۳. خواص هوای مرطوب	۳۵
۲-۳. یاد آوری برخی روابط ترمودینامیکی	۴۱
۳-۳. روابط بین خواص هوای مرطوب	۴۵
۴-۳. نمودار هوای مرطوب یا نمودار سایکرومتری	۵۰
۵-۳. فرایندهای هوای مرطوب	۵۷
۱-۵-۳. اختلاط دو یا چند گاز	۵۸
۲-۵-۳. گرم کردن هوا با تماس آن با یک سطح گرم	۶۲
۳-۵-۳. سرد کردن هوا با تماس آن با یک سطح سرد	۶۶
۴-۵-۳. کویل گرمایش مجدد	۷۰
۵-۵-۳. استفاده از سیستم‌های رطوبت‌گیری به‌جای کویل گرمایش مجدد	۷۰
۶-۵-۳. رطوبت‌زنی به هوا	۷۱
۷-۵-۳. سرمایش تبخیری	۷۲
۶-۳. انواع دستگاه‌های سرمایش تبخیری	۷۵
۱-۶-۳. سیستم سرمایش تبخیری مستقیم	۷۵

۲۶-۳	سیستم سرمایش تبخیری غیرمستقیم.....	۷۶
۳۶-۳	سیستم سرمایش تبخیری غیرمستقیم - مستقیم.....	۷۷
۸۰	مسائل.....	۸۰
۸۲	پروژه‌های پیشنهادی.....	۸۲
۸۳	مراجع.....	۸۳
<b>فصل چهارم: بار برودتی</b>		
۱-۴	بار برودتی یا سرمایی - ظرفیت برودتی یا سرمایی.....	۸۴
۲-۴	اجزای تشکیل‌دهنده بار برودتی و محاسبه آنها.....	۸۵
۱-۲-۴	بار جداره‌ها.....	۸۶
۲-۲-۴	بار محصول.....	۹۱
۳-۲-۴	بار ناشی از تعویض هوا.....	۹۳
۴-۲-۴	بارهای متفرقه.....	۹۵
۳-۴	بار برودتی کل.....	۹۶
۴-۴	روش‌های تقریبی محاسبه بار برودتی.....	۹۷
۵-۴	نرم‌افزارهای محاسبه بار برودتی.....	۹۹
۱۰۲	پروژه‌های پیشنهادی.....	۱۰۲
۱۰۳	مراجع.....	۱۰۳
<b>فصل پنجم: سیستم‌های تبرید تراکمی - اصول اولیه</b>		
۱-۵	اصول کارکرد.....	۱۰۴
۲-۵	کارایی سیکل‌های برودتی تراکمی.....	۱۱۳
۳-۵	پمپ حرارتی.....	۱۱۷
۴-۵	مبردها.....	۱۲۴
۱-۴-۵	تاریخچه مبردها.....	۱۲۴
۲-۴-۵	خواص مطلوب برای یک مبرد.....	۱۲۶
۳-۴-۵	طبقه‌بندی مبردها.....	۱۳۶
۴-۴-۵	نام‌گذاری مبردها.....	۱۳۹
۵-۴-۵	جایگزین‌ها.....	۱۴۱
۵-۵	دیاگرام‌های ترمودینامیکی سیکل تبرید تراکمی.....	۱۴۳
۶-۵	مراحل رسم دیاگرام P-h سیکل تبرید تراکمی ایده‌آل.....	۱۴۵
۷-۵	تجزیه و تحلیل ترمودینامیکی سیکل تبرید با استفاده از دیاگرام P-h.....	۱۵۰
۱-۷-۵	اثر تغییرات دمای جوش.....	۱۵۴
۲-۷-۵	اثر تغییرات دمای تقطیر.....	۱۵۶
۳-۷-۵	اثر تغییرات دمای تقطیر و جوش.....	۱۵۸
۴-۷-۵	اثر مادون سرد کردن مایع خروجی از کندانسور.....	۱۶۰
۵-۷-۵	اثر مافوق گرم کردن بخار قبل از تراکم.....	۱۶۱
۶-۷-۵	اندازه‌گیری میزان subcooling و superheat.....	۱۶۳
۸-۵	مبدل حرارتی خط مایع-مکش.....	۱۷۰
۹-۵	سیکل تبرید واقعی.....	۱۷۵
۱۰-۵	سیستم‌های تبرید دو مرحله‌ای.....	۱۷۷
۱-۱۰-۵	مشکلات ناشی از افزایش اختلاف دمای تبخیر و تقطیر.....	۱۷۸
۲-۱۰-۵	سیکل تبرید دو مرحله‌ای با یک دمای اواپراتور.....	۱۸۴
۳-۱۰-۵	فشار مرحله میانی.....	۱۸۸
۴-۱۰-۵	سیکل تبرید دو مرحله‌ای با چند دمای اواپراتور.....	۱۸۹

۱۹۰	۵-۱-۵. تجزیه و تحلیل ترمودینامیکی سیکل تبرید با استفاده از دیاگرام P-h
۱۹۳	مسائل
۱۹۴	پروژه‌های پیشنهادی
۱۹۶	<b>فصل ششم: سیستم‌های تبرید تراکمی - اجزای سیستم</b>
۱۹۶	۱-۶. کمپرسور
۱۹۸	۱-۱-۶. کمپرسورهای سیلندر پیستونی
۲۱۰	۲-۱-۶. کمپرسورهای پیچی
۲۱۴	۳-۱-۶. کمپرسورهای اسکرال
۲۱۶	۴-۱-۶. روغن کمپرسورهای تبرید
۲۱۸	۲-۶. اواپراتور
۲۲۰	۱-۲-۶. اواپراتورهای خنک‌کننده هوا
۲۲۴	۲-۲-۶. اواپراتورهای خنک‌کننده مایع
۲۲۸	۳-۲-۶. اواپراتورهایی که به‌طور مستقیم برای تولید یخ به‌کار می‌روند
۲۲۹	۳-۶. کندانسور
۲۲۹	۱-۳-۶. کندانسور هوایی
۲۳۳	۲-۳-۶. کندانسور آبی
۲۳۹	۳-۳-۶. کندانسور تبخیری
۲۴۰	۴-۶. وسایل انبساط
۲۴۰	۱-۴-۶. لوله موئین
۲۴۱	۲-۴-۶. شیر انبساط اتوماتیک
۲۴۲	۳-۴-۶. شیر انبساط ترموستاتیک
۲۴۸	۴-۴-۶. شیر انبساط الکترونیک
۲۴۸	۵-۴-۶. شیر شناوری سمت فشار پایین
۲۴۹	۶-۴-۶. شیر شناوری سمت فشار بالا
۲۵۰	۷-۴-۶. شیر انبساط دستی
۲۵۰	۵-۶. اجزای دیگر سیکل تبرید تراکمی
۲۵۰	۱-۵-۶. تجهیزات اضافی مکانیکی در مسیر مبرد
۲۶۱	۲-۵-۶. تجهیزات کنترلی
۲۶۷	۶-۶. انتخاب تجهیزات
۲۷۳	مسائل
۲۷۳	پروژه‌های پیشنهادی
۲۷۴	<b>فصل هفتم: سیستم‌های تبرید جذبی</b>
۲۷۴	۱-۷. اصول کارکرد
۲۷۷	۲-۷. دسته‌بندی چیلرهای جذبی
۲۷۷	۱-۲-۷. انتخاب مبرد و جاذب
۲۷۸	۲-۲-۷. مراحل حرارت‌دهی
۲۷۸	۳-۲-۷. منبع تأمین حرارت
۲۷۹	۳-۷. کارایی سیکل‌های تبرید جذبی
۲۸۱	۴-۷. نمودارهای تعادل مبرد و جاذب
۲۸۱	۱-۴-۷. محلول آب-برومید لیتیم
۲۸۵	۲-۴-۷. محلول آب-آمونیاک
۲۸۹	۵-۷. سیکل جذبی تک اثره آب-برومید لیتیم
۲۹۰	۱-۵-۷. مراحل رسم دیاگرام Dühring سیکل تبرید جذبی آب-برومید لیتیم
۲۹۵	۶-۷. سیکل جذبی دو اثره آب-برومید لیتیم

۲۹۸	..... کریستالیزاسیون در سیستم‌های برومید لیتیم- آب
۳۰۲	..... ۸-۷. سیکل تبرید جذبی آب- آمونیاک
۳۰۲	..... ۱-۸-۷. سیکل استاندارد آب و آمونیاک
۳۰۴	..... ۲-۸-۷. سیکل با مبدل حرارتی ژنراتور- جاذب
۳۰۵	..... ۹-۷. سیکل تبرید جذبی آب- آمونیاک- هیدروژن (سیکل تبرید جذبی دیفیوژنی)
۳۰۶	..... مسائل
۳۰۶	..... پروژه‌های پیشنهادی
۳۰۸	..... <b>فصل هشتم: روش‌های دیگر ایجاد برودت</b>
۳۰۸	..... ۱-۸. سیکل هوا
۳۰۸	..... ۱-۱-۸. اصول کارکرد
۳۱۰	..... ۲-۱-۸. کاربرد
۳۱۱	..... ۲-۸. تبرید جت بخار یا تبرید اجکتوری بخار
۳۱۱	..... ۱-۲-۸. اصول کارکرد
۳۱۵	..... ۲-۲-۸. کاربرد
۳۱۷	..... ۳-۸. سیستم تبرید ترموالکتریک
۳۱۷	..... ۱-۳-۸. تاریخچه
۳۱۸	..... ۲-۳-۸. اصول کارکرد
۳۱۹	..... ۳-۳-۸. کاربرد
۳۲۰	..... ۴-۸. سیستم تبرید لوله‌گردابی
۳۲۰	..... ۱-۴-۸. اصول کارکرد
۳۲۲	..... ۲-۴-۸. کاربرد
۳۲۲	..... ۵-۸. سایر روش‌ها
۳۲۳	..... پروژه‌های پیشنهادی
۳۲۳	..... مراجع
۳۲۵	..... <b>ضمایم</b>

## مقدمه

تبرید یا سرمایش دارای کاربردهای گوناگونی در شاخه‌های مختلف علمی، تحقیقاتی و کاربردی است. برای مثال از این کاربردها می‌توان به کاربرد آن در سرمایش ساختمان‌ها (تهویه مطبوع)، نگهداری مواد غذایی (یخچال، فریزر و سردخانه‌ها)، صنایع شیمیایی و غذایی، مایع‌سازی گازها و پزشکی اشاره کرد.

در این کتاب پس از مقدمه‌ای بر کاربردها و تاریخچه تبرید، روش محاسبه بار برودتی به اختصار توضیح داده شده است. سیستم تبرید تراکمی به دلیل اهمیت و کاربرد بیشتر در دو فصل، سیستم‌های جذبی و تبخیری، هر کدام در یک فصل مجزا و سایر روش‌هایی که در حال حاضر کمتر مرسوم هستند در فصل هشتم معرفی شده‌اند.

امید است با ارائه این کتاب که حاصل پانزده سال تدریس درس تبرید و طراحی سردخانه در دانشگاه آزاد اسلامی واحد تهران جنوب است، گامی در جهت اشاعه دانش تبرید برداشته باشم. آنچه که در سرتاسر کتاب مورد توجه قرار گرفته، سادگی بیان و کاربردی بودن مطالب است.

لازم است در اینجا از استادانی که در سال‌های گذشته در فراگیری بهتر این مطالب چه به‌طور مستقیم یا غیرمستقیم راهنمای من بوده‌اند تشکر کنم. همچنین از آقای دکتر بهمن خستو، آقای دکتر موسوی نائینیان، آقای مهندس حاج سقطی و پیشکسوتان این رشته که کتاب‌های آنان مسیر اولیه را برای من هموار کرد و آقای مهندس لطیفیان، استاد درس تبرید، به جهت فراهم کردن امکان آشنایی با سیستم‌های تبرید آمونیاکی و آقای مهندس زاره



انجرفلی به دلیل ایجاد ارتباط بین دانسته‌های تئوری و عملی کمال تشکر را دارم و نیز یاد دوست عزیزم شادروان رضا فلاح که از مهندسان خبره این رشته بوده‌اند را گرامی می‌دارم. از خوانندگان محترم این کتاب خواهشمند است هرگونه پیشنهاد جهت تصحیح، حذف یا اضافه کردن مطالب را در ویرایش‌های بعدی از طریق آدرس پست الکترونیک [fj\\_kazemi@azad.ac.ir](mailto:fj_kazemi@azad.ac.ir) به اینجانب اطلاع دهند.

دکتر فرزاد جعفرکاظمی

شهریور ۱۳۸۸

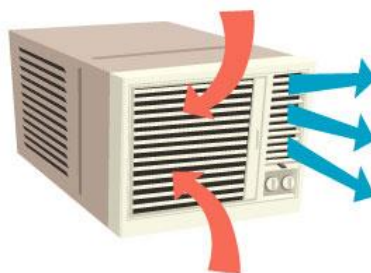
## فصل اول

### کاربردهای تبرید

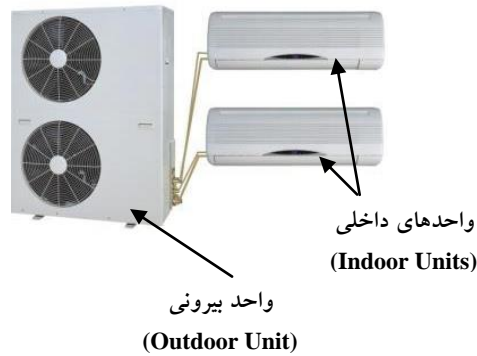
امروزه تبرید در بخش‌های مختلف زندگی انسان‌ها نقش دارد. از جمله این کاربردها می‌توان به ساده‌ترین موارد در یخچال و فریزرهای خانگی تا پیچیده‌ترین کاربردها در پزشکی و صنایع هوا فضا اشاره کرد. در این فصل مرسوم‌ترین کاربردهای تبرید به‌طور مختصر معرفی شده است.

#### ۱-۱. کاربرد تبرید در تهویه مطبوع (سرمایش)

اهمیت تبرید در سرمایش ساختمان‌ها و خودرو برکسی پوشیده نیست. از ساده‌ترین دستگاه‌های برودتی در این دسته‌بندی کولرهای پنجره‌ای‌اند که به کولرهای گازی موسومند و در شکل ۱-۱ به آن اشاره شده است. در شکل ۱-۲ نیز نمونه‌ای از یک کولر مجزا<sup>۱</sup> نشان داده شده است. در این نوع بر خلاف نوع قبل واحد داخلی و خارجی به ترتیب در داخل و خارج از فضای مورد نظر نصب و سپس با لوله‌هایی به هم متصل شده است.



شکل ۱-۱. نمونه‌ای از یک کولر پنجره‌ای.



شکل ۲-۱. نمونه‌ای از یک کولر مجزا (دو تکه).

در دستگاه‌های تهویه مطبوع بزرگ‌تر که به سیستم‌های پکیج<sup>۱</sup> موسومند، معمولاً کلیه تجهیزات از قبیل: کمپرسور، کندانسور، اواپراتور و فن در یک محفظه قرار دارند و هوایی که از طریق دستگاه خنک شده است از طریق کانال به ساختمان انتقال می‌یابد. در شکل ۳-۱ نمونه‌ای از این سیستم نشان داده شده است.



شکل ۳-۱. نمونه‌ای از یک پکیج تهویه مطبوع.

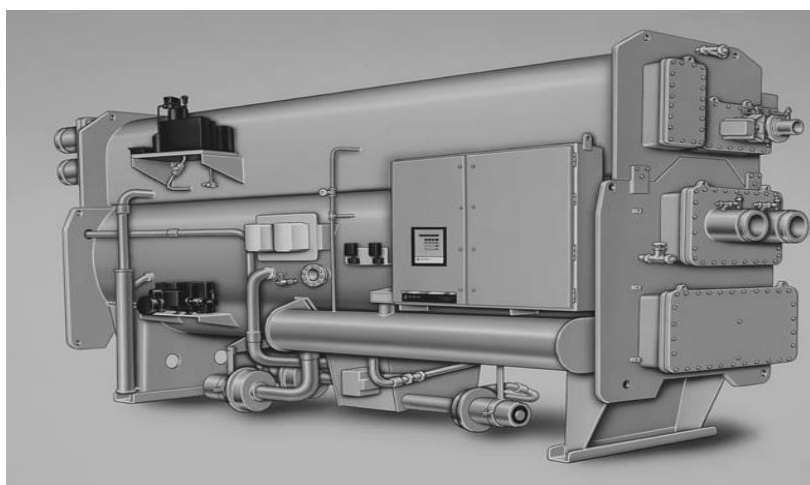
در تهویه مطبوع ساختمان‌های بزرگ‌تر که معمولاً از موتورخانه مرکزی استفاده می‌شود می‌توان از انواع چیلرها<sup>۲</sup> استفاده کرد. در شکل‌های ۴-۱ و ۵-۱ به ترتیب نمونه‌هایی از چیلرهای تراکمی و جذبی نشان داده شده است. آب سردشده توسط چیلر از طریق انتقال آن به فن‌کویل‌های داخل ساختمان و یا از طریق انتقال آن به کویل‌های هواساز مرکزی باعث خنک شدن هوای ورودی به ساختمان می‌شود.

1. packaged chiller

2. chiller

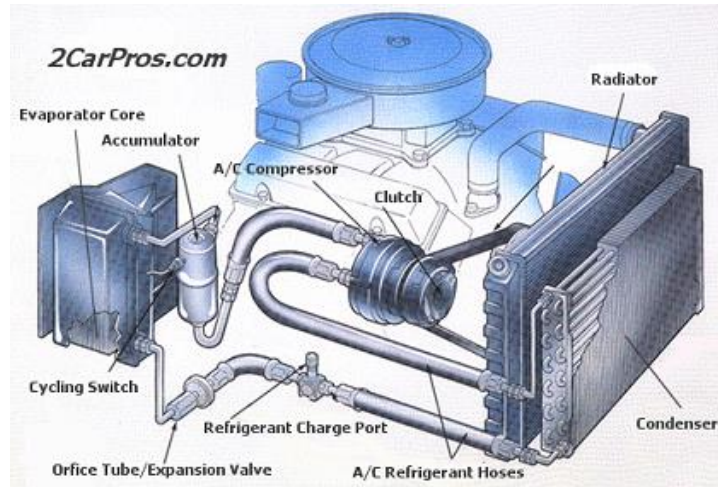


شکل ۴-۱. نمونه‌ای از یک چیلر تراکمی.



شکل ۵-۱. نمونه‌ای از یک چیلر جذبی.

تهویه مطبوع خودرو و دیگر وسایل حمل و نقل نیز یکی دیگر از کاربردها در این دسته‌بندی است. در شکل ۶-۱ نمونه‌ای از یک سیستم تهویه مطبوع خودرو نشان داده شده است.



شکل ۱-۶. سیستم تهویه مطبوع خودرو.

سرمایش تبخیری نیز یکی دیگر از روش‌های ایجاد برودت است که کاربرد گسترده‌ای در مناطق خشک از جمله بخش‌های زیادی از ایران دارد. ساده‌ترین نمونه این روش کولرهای تبخیری (آبی) است.

### ۱-۲. کاربرد تبرید در تهویه مطبوع (گرمایش)

ممکن است عجیب به نظر برسد، اما از سیستم‌های برودتی برای ایجاد حرارت نیز می‌توان استفاده کرد. این سیستم‌ها به پمپ حرارتی موسومند. در این سیستم‌ها با استفاده از سیکل تبرید گرمای حاصل از تراکم گاز و حرارتی که در اواپراتور جذب شده است، به محلی که به حرارت حاصله نیاز دارد منتقل می‌شود. نمونه ساده این سیستم کولرهای گازی‌اند که دارای قابلیت گرمایش در زمستان هستند.

### ۱-۳. کاربرد تبرید در نگهداری مواد غذایی و فاسدشدنی

نگهداری مواد غذایی و فاسدشدنی از مهمترین کاربردهای تبرید است. از جمله این کاربردها می‌توان به یخچال‌ها، فریزرهای خانگی و صنعتی و سردخانه‌ها اشاره

کرد. در شکل ۷-۱ نمونه‌ای از یک یخچال اولیه و در شکل ۸-۱ نمونه‌ای از یک یخچال امروزی نشان داده شده است. سردخانه‌های کوچک و بزرگ نیز از جمله موارد مهم در صنایع تولید و توزیع مواد غذایی و فاسدشدنی هستند.



شکل ۷-۱. نمونه‌ای از یخچال اولیه.



شکل ۸-۱. نمونه‌ای از یک یخچال امروزی.



### ۴-۱. کاربرد تبرید در حمل و نقل مواد غذایی و فاسدشدنی

با توجه به اینکه محل تولید و مصرف یک ماده غذایی لزوماً یکی نیست، انتقال این مواد به شرایط نگهداری مناسب نیاز دارد. همین مسئله در مورد برخی از تولیدات مانند گل نیز صادق است. معمولاً حمل و نقل این مواد به وسیله وانت، کامیون‌های سردخانه‌دار، کشتی و هواپیما صورت می‌گیرد. در شکل ۹-۱ نمونه‌ای از یک کامیون سردخانه‌دار نشان داده شده است.



شکل ۹-۱. کامیون سردخانه‌دار.

### ۵-۱. کاربرد تبرید در فرآوری مواد غذایی

تکنیک‌های فرآوری مواد غذایی با توجه به نوع محصول و نوع فرآوری بسیار متنوع است. از جمله این موارد می‌توان به دستگاه‌های انجماد سریع<sup>۱</sup>، خشک کردن انجمادی<sup>۲</sup>، سردکردن مواد غذایی مانند: شیر، تولید بستنی و صنایع نوشابه‌سازی اشاره کرد.

### ۶-۱. کاربرد تبرید در مایع‌سازی گازها

مایع‌سازی گازها به شرطی امکان‌پذیر است که دمای گاز از دمای بحرانی آن کمتر شود. دمای بحرانی برخی از گازها بسیار پایین است. برای مثال، دمای بحرانی گازهای

1. IQF

2. Freeze Drying

اکسیژن، آرگون، نیتروژن و هیدروژن به ترتیب  $118/8^{\circ}\text{C}$ ،  $122^{\circ}\text{C}$ ،  $147^{\circ}\text{C}$  و  $239/9^{\circ}\text{C}$  است؛ بنابراین، تبرید در طی فرایند مایع‌سازی این گازها اهمیت زیادی دارد. به تبرید در دمای بسیار پایین (پایین‌تر از  $100^{\circ}\text{C}$ ) مانند آنچه که در مایع‌سازی گازها به کار می‌رود کرایوژنیک<sup>۱</sup> گفته می‌شود.

## ۷-۱. کاربردهای دیگر

### آب سردکن‌ها

تولید آب سرد می‌تواند به منظور آشامیدن و یا کاربردهای دیگر صورت گیرد. از جمله این کاربردها می‌توان به خنک‌کاری قالب‌های پلاستیک، دستگاه‌های پزشکی و کنترل دما در فرایندهای شیمیایی اشاره کرد.

### تولید یخ

تولید یخ نیز به منظور مصرف در سردکردن نوشیدنی‌ها یا کاربردهای صنعتی به کار می‌رود. از جمله کاربردهای صنعتی تولید یخ می‌توان به خنک کردن بتن اشاره کرد که به منظور کاهش حرارت ناشی از گرفتن بتن در ساخت سدها و سازه‌های بتنی بزرگ استفاده می‌شود. یکی دیگر از کاربردهای تولید یخ، سیستم‌های ذخیره‌سازی حرارتی است. در این روش در ساعاتی که مصرف برق پایین است، یخ تولید شده و در ساعات اوج مصرف برق به جای استفاده از چیلر از سرمای ذخیره شده در یخ برای سرد کردن آب سیستم تهویه مطبوع استفاده می‌شود. استفاده از این روش باعث کاهش ظرفیت چیلر و همچنین کاهش هزینه برق می‌شود.

### پیست یخ و پیست اسکی مصنوعی

از جمله کاربردهای جالب توجه تبرید ایجاد پیست‌های یخ مصنوعی مطابق

شکل ۱-۱۰ است که معمولاً با عبور یک مایع سرد از درون لوله‌هایی که زیر سطح پیست مدفون شده‌اند صورت می‌گیرد. همچنین پیست‌های اسکی مصنوعی نیز با استفاده از تبرید قابل اجرا هستند.



شکل ۱-۱۰. پیست یخ مصنوعی.

### پروژه‌های پیشنهادی

۱. درباره کاربردهای تبرید در پزشکی و جراحی<sup>۱</sup> تحقیقی انجام دهید.
۲. گزارشی در مورد کاربرد تبرید در مایع‌سازی گازها تهیه کنید.
۳. درباره کاربردهای تبرید در بیولوژی تحقیقی انجام دهید.
۴. درباره روش‌های تولید برف مصنوعی تحقیقی انجام دهید.
۵. کاربردهای دیگری از تبرید را که در این فصل به آنها اشاره نشده است، معرفی کنید.

---

1. Cryosurgery

## فصل دوم

### تاریخچه تبرید

تاریخچه تبرید به استفاده از برف و یخ در زمان‌های بسیار قدیم باز می‌گردد. از جمله این موارد می‌توان به برف و یخی که چینی‌ها در هزاران سال قبل و برف فشرده‌ای که روس‌ها و یونانی‌ها در انبارها نگهداری می‌کردند، اشاره کرد. در ادامه این بخش به‌طور خلاصه به مرور برخی از مهمترین موارد استفاده از تبرید و یا کشفیات انجام شده در این زمینه می‌پردازیم.

#### ۲-۱. تاریخچه تبرید در جهان

در این بخش به‌طور مختصر و تیتروار، برخی از مهم‌ترین کشفیات در زمینه تبرید ارائه می‌شود.

#### اصول تبرید و توسعه سیستم‌های تبرید تراکمی

۲۰۰۰ سال قبل از میلاد: بررسی سوابق تاریخی نشان می‌دهد که در این دوران انسان از آثار سرما بر حفظ مواد غذایی آگاه بوده است.

۱۰۰۰ سال قبل از میلاد: حمل یخ از ارتفاعات کوهستان و نگهداری آنها در اطاق‌های سرد عایق شده در چین.

۳۰۰ سال قبل از میلاد: الکساندر بزرگ از یخ برای سرد نگهداشتن نوشیدنی‌های سربازانش استفاده می‌کرد.

قرن ۱۴: کشف اثر نیترات سدیم بر کاهش دمای انجماد آب.

۱۷۵۵: کشف اثر خنک‌کردن پوست با اتر در اثر تبخیر آن. در این سال‌ها یک

پروفسور شیمی به نام ویلیام کولن<sup>۱</sup> با کاهش فشار اتر و جوشش آن برای اولین بار موفق به ایجاد و مشاهده یخ مصنوعی شد.

۱۷۹۰ اولین پروانه ثبت اختراع سیکل تبرید.

۱۸۰۶ شروع تجارت یخ طبیعی توسط فردریک تودر<sup>۲</sup> در بوستون.

۱۸۲۰ اولین یخ مصنوعی در آزمایشگاه.

۱۸۲۳ اولین سردکننده‌های مکانیکی.

۱۸۲۸ معرفی روش انبساط گاز برای ایجاد برودت توسط ریچارد تروتیک<sup>۳</sup>.

۱۸۳۴ اولین پروانه ثبت اختراع برای ساخت سیستم برودتی تراکمی بخار با مبرد اتر توسط جاکوب پرکنیز<sup>۴</sup>.

۱۸۳۴ اولین ماشین یخ‌سازی توسط جاکوب پرکنیز.

۱۸۴۲ استفاده از یخ برای کاهش تب بیماران با آویزان کردن یخ از اطاق آنان توسط جان گری<sup>۵</sup> در امریکا.

۱۸۴۳ بررسی نحوه تغییرات دمای گازها با کاهش فشار توسط جیمز ژول<sup>۶</sup>.

۱۸۴۴ ساخت سیستم برودتی مبتنی بر انبساط گاز توسط جان گری در امریکا.

۱۸۵۰ ساخت یک ماشین تولید یخ توسط جیمز هاریسون<sup>۷</sup> در اسکاتلند با مبرد اتر.

۱۸۵۰ استفاده از دی اکسید کربن به عنوان مبرد توسط الکساندر تونینگ<sup>۸</sup> در انگلیس.

۱۸۵۱ اولین پروانه ثبت اختراع سیستم برودتی در امریکا توسط جان گری.

۱۸۵۱ ثبت اختراع ماشین تولید یخ با مبرد هوا در امریکا توسط جان گری.

۱۸۵۳ کشف قانون ژول تامپسون<sup>۹</sup> توسط جیمز هاریسون و ویلیام تامپسون<sup>۱۰</sup>.

۱۸۵۴ اوج تجارت یخ. طبق گزارش‌های موجود تنها ۱۵۶۰۰۰ تن یخ از بوستون امریکا حمل شد.

1. William Cullen  
3. Richard Trevithik  
5. John Gorrie  
7. James Harrison  
9. Joule Thompson

2. Frederic Tudor  
4. Jacob Perkins  
6. James Joule  
8. Alexander Twining  
10. William Thompson



- ۱۸۵۶ ثبت اختراع ماشین تولید یخ در انگلستان توسط جیمز هاریسون.
- ۱۸۶۰ سیستم برودتی با مبرد اتر سولفوریک در استرالیا.
- ۱۸۶۴ استفاده از مبرد دی متیل اتر به جای اتر توسط کارلز تلیر<sup>۱</sup>. لازم به ذکر است که استفاده از اتر به دلیل دمای تبخیر اتمسفری بالا به کاهش فشار تبخیر نیاز داشت که در صورت ورود اکسیژن به سیستم به انفجار منجر می‌شد. دی متیل اتر با داشتن دمای تبخیر اتمسفری پایین‌تر این مشکل را نداشت.
- ۱۸۶۴ کسب عنوان «پادشاه یخ جهان» برای فردریک تودر<sup>۲</sup>.
- ۱۸۶۵ ساخت کارخانه تولید یخ توسط دانیل. ال. هالدن<sup>۳</sup> در تگزاس با تصحیح سیستم جذبی Carre.
- ۱۸۶۶ معرفی مخلوطی از اتر و نفتا به عنوان مبرد سیستم‌های تراکمی.
- ۱۸۶۶ معرفی دی‌اکسیدکربن به عنوان مبرد سیستم‌های برودتی تراکمی. این مبرد تا ۱۹۵۵ در بسیاری از کاربردها از جمله سیستم‌های برودتی کشتی‌ها استفاده می‌شد و از آن پس با CFCها جایگزین شد.
- ۱۸۶۷ ثبت اختراع سیستم برودتی با مبرد دی‌اکسیدکربن در انگلستان توسط تادوس لاو<sup>۴</sup>.
- ۱۸۷۰ معرفی مبرد آمونیاک توسط کارل ون لینده<sup>۵</sup>.
- ۱۸۷۰ ساخت ماشین تولید یخ توسط دیوید بویل<sup>۶</sup> با استفاده از آمونیاک.
- ۱۸۷۰ ساخت ماشین تولید یخ توسط راثول پیکت<sup>۷</sup> با استفاده از دی‌اکسید گوگرد.
- ۱۸۷۳ استفاده از آمونیاک به عنوان مبرد سیستم‌های برودتی تراکمی.
- ۱۸۷۳ ساخت اولین یخچال با سیستم تبرید تراکمی با مبرد آمونیاک توسط ون لینده.
- ۱۸۷۴ استفاده از دی‌اکسید گوگرد به عنوان مبرد سیستم‌های برودتی تراکمی.
- ۱۸۷۸ استفاده از متیل کلراید به عنوان مبرد سیستم‌های برودتی تراکمی.

1. Carles Tellier  
3. Daniel L. Holden  
5. Carl Van Linde  
7. Raoul Pictet

2. Frederic Tudor  
4. Thaddeus Lowe  
6. David Boyle

- ۱۸۸۰ ساخت کارخانه تولید یخ.
- ۱۸۹۰ رواج تولید یخ مصنوعی.
- ۱۸۹۴ تشکیل انجمن مهندسان گرمایش و تهویه امریکا.
- ۱۸۹۵ ثبت اختراع ساخت یخچال توسط مارسل آدیفرن<sup>۱</sup> فرانسوی در امریکا.
- ۱۹۰۰ توسعه شرکت‌های بزرگ تولید یخ با کمپرسورهای آمونیاکی و محرک بخار
- ۱۹۰۲ تأسیس شرکت کریر<sup>۲</sup>.
- ۱۹۰۳ تشکیل انجمن ماشین آلات تبرید.
- ۱۹۰۴ تشکیل انجمن مهندسان و متخصصان تبرید.
- ۱۹۰۵ اختراع کمپرسور دوزمانه.
- ۱۹۰۸ ثبت اختراع ساخت یخچال با طرح تکمیل شده توسط مارسل آدیفرن.
- ۱۹۱۰ اولین یخچال خانگی با کنترل دستی.
- ۱۹۱۱ اولین یخچال شرکت GE با طرح آدیفرن.
- ۱۹۱۴ معرفی شیر ترمواستاتیکی توسط شرکت کلوناتور<sup>۳</sup>.
- ۱۹۱۵ ساخت اولین کمپرسور مدرن دوزمانه.
- ۱۹۱۸ ساخت اولین یخچال اتوماتیک توسط شرکت کلوناتور.
- ۱۹۲۰ درک مفهوم انجماد سریع و استفاده از آن.
- ۱۹۲۰ تولید دستگاه‌های خودکار بستنی‌سازی.
- ۱۹۲۳ ساخت کمپرسورهای هوا خنک.
- ۱۹۲۶ استفاده از فریون ۱۲ توسط توماس میگلی و همکارانش<sup>۴</sup>.
- ۱۹۲۸ اولین سیستم برودتی با کمپرسور بسته توسط شرکت GE به نام مانیتور تاپ<sup>۵</sup>.
- ۱۹۲۸ کشف مبرد  $CCl_2F_2$  توسط توماس میگلی و همکارانش. تا این زمان تقریباً همه مبردها سمی و یا اشتعال‌پذیر بودند.

1. Marcel Audiffren  
3. Kelvinator  
5. Monitor Top

2. Carrier  
4. Thomas Midgley & etal

۱۹۲۹ سنتز مبرد فوق از ترکیب  $\text{CCl}_4$  و HF توسط شرکت دوپونت-جی ام<sup>۱</sup> و استفاده از نام تجاری فریون برای آن.

۱۹۳۰ معرفی مبردهای فلوروکربن-دکتر میگلی به منظور اثبات بی‌خطر بودن و اشتعال‌پذیر نبودن این مبردها در سمیناری در انجمن شیمی امریکا مبرد فریون ۱۲ را استنشاق کرد و سپس با آن شعله شمعی را خاموش کرد.

۱۹۳۰ خاتمه تجارت یخ. با وجود بسط و توسعه تولید ماشین‌های یخ‌سازی تا قبل از این، تجار یخ با تبلیغاتی چون کیفیت بهتر یخ طبیعی نسبت به یخ مصنوعی بازار پر رونقی داشتند.

۱۹۳۱ شروع تولید کلروفلوروکربن‌ها (CFC) با فریون ۱۲.

۱۹۳۲ توسعه سیستم‌های برودتی کوچک با محرک الکتریکی توسط شرکت الکترولوکس.

۱۹۳۲ شروع تولید فریون ۱۱.

۱۹۳۳ شروع تولید فریون ۱۱۴.

۱۹۳۴ شروع تولید فریون ۱۱۳.

۱۹۳۵ اولین استفاده از کامیون‌های یخچال‌دار برای حمل مواد غذایی.

۱۹۳۶ شروع تولید هیدروکلرو فلورو کربن‌ها (HCFC) با فریون ۲۲.

۱۹۳۹ تولید یخچال‌های دو درب توسط شرکت GE.

۱۹۵۹ تأسیس ASHRAE.

۱۹۶۰ مرسوم‌شدن استفاده از یخچال‌های خانگی.

۱۹۶۰ اثبات نحوه تأثیر تبرید بر حفظ مواد غذایی.

۱۹۶۲ بررسی وضعیت استفاده از مبردها در این سال نشان می‌دهد که پنج مبرد فریون ۱۱، ۱۲، ۱۱۴، ۱۱۳ و ۲۲، ۹۸ درصد از کل مصرف مبردها را به خود اختصاص داده بودند. از این میزان ۵۰ درصد متعلق به فریون ۱۲ بوده است.

۱۹۷۰ کشف آثار تخریبی مبردها بر لایه اوزن و آثار گلخانه‌ای آنها.  
۱۹۸۰ ساخت یخچال فریزرهایی با دیفرانسیل اتوماتیک.  
۱۹۸۰ ساخت یخچال‌های خانگی با یخ‌ساز.  
۱۹۸۷ پروتکل مونترال مبنی بر اینکه تولید CFCها تا سال ۲۰۰۰ باید به نصف تقلیل یابد.

۱۹۹۰ توافق لندن برای حذف کامل CFCها در کشورهای توسعه یافته تا سال ۲۰۰۰.  
۱۹۹۲ توافق کپنهاگ برای حذف کامل CFCها در کشورهای توسعه یافته تا ۱۹۹۶.  
همچنین در این سال برای کاهش مصرف HCFCها تا ۲۰۲۰ جدولی تهیه شد.  
۱۹۹۳ معرفی مبرد R1۳۴a.  
۱۹۹۵ توقف تولید CFCها در امریکا.

۱۹۹۷ تصحیح مجدد پروتکل مونترال و توافقات بعد از آن مبنی بر اینکه در بین سال‌های ۲۰۲۰ تا ۲۰۳۰ HCFCها تنها برای سرویس سیستم‌های موجود استفاده شوند.

### سیستم‌های جذبی<sup>۱</sup>

۱۸۱۰ معرفی سیستم تبرید جذبی توسط سرجان لسلی<sup>۲</sup> با مبرد آب و جاذب اسید سولفوریک.

۱۸۲۰ کشف اصول اولیه تبرید جذبی توسط میکائیل فارادی<sup>۳</sup>.  
۱۸۵۰ اولین سیستم برودتی جذبی با استفاده از آب و اسید سولفوریک توسط ادموند کری<sup>۴</sup> فرانسوی.

۱۸۵۹ اولین سیستم برودتی جذبی با استفاده از آب و آمونیاک توسط فردیناند کری<sup>۵</sup>.

۱۹۲۷ ساخت یخچال جذبی توسط شرکت الکترولوکس.

1. Absorption Refrigeration  
3. Michael Faraday  
5. Ferdinand Carre

2. Sir John Leslie  
4. Edmond Carre

### سیستم تبرید لوله گردبادی<sup>۱</sup>

۱۹۳۱ ساخت سیستم تبرید لوله گردبادی توسط جورج رانکو<sup>۲</sup>.

### سیستم ترمو الکتریک

۱۸۲۰ کشف اصول اولیه تبرید ترموالکتریک یا اثر سی بک توسط فیزیکدان

آلمانی به نام توماس. جی. سبیک<sup>۳</sup>.

۱۸۳۴ کشف اثر پلتیه توسط جین پلتیه<sup>۴</sup>.

۱۸۳۸ انجام آزمایش‌هایی برای بررسی کاربرد دو اثر فوق توسط امیل لنز<sup>۵</sup>.

۱۹۳۰-۱۹۴۰ توسعه استفاده از مواد نیمه‌هادی برای بررسی امکان کاربرد اثر سبیک و

پلتیه در ایجاد برودت.

۱۹۶۰ تولید دستگاه‌های برودتی تجاری با سیستم ترموالکتریک.

### مایع‌سازی گازها

۱۷۸۰ کشف روش مایع‌سازی دی اکسید گوگرد توسط جی. اف. کلونت و

جی. مونگه<sup>۶</sup>.

۱۷۸۷ مایع‌سازی آمونیاک توسط ون ماروم و ون تروستویجک<sup>۷</sup>.

۱۸۵۴ مایع‌سازی گازهای مختلف توسط میکائیل فارادی با استفاده از دی اکسید

کربن جامد یا اتر.

۱۸۷۷ مایع‌سازی اکسیژن توسط لوئیس گایلت در فرانسه و راثول بیکت در ژنو.

۱۸۸۳ امکان جمع‌آوری مایع اکسیژن در ظرف توسط سیگموند ون رب لئوسکی

و کارک السواسکی<sup>۸</sup> در لهستان.

1. Vortex Tube Refrigeration

3. Thomas J. Seebeck

5. Emil Lenz

7. Van Marum & Van Troostwijk

2. George Ranque

4. Jean Peltier

6. J.F. Clouet & G. Monge

8. Sigmund Von Wroblewski & Karek Olszewski

۱۸۹۰ تولید انبوه میعانات هوا - نیتروژن و اکسیژن.  
۱۸۹۲ اختراع وکیوم فلاسک<sup>۱</sup> توسط جیمز دیوار<sup>۲</sup>.  
۱۸۹۵ توسعه روش های مایع سازی توسط کارل لینده در آلمان و ویلیام هامپسون<sup>۳</sup> در انگلستان.

۱۸۹۸ مایع سازی هیدروژن توسط جیمز دیوار.  
۱۹۰۸ مایع سازی هلیم توسط کامرلینگ آنس<sup>۴</sup>.  
۱۹۲۲ ایجاد دمای ۰/۸۳ کلوین با تبخیر هلیم.  
۱۹۳۳ ایجاد دمای ۰/۲۵ کلوین با روش های مغناطیسی. بعدها با توسعه این روش دسترسی به دماهای پایین تر تا ۰/۰۰۱ کلوین نیز میسر شد.

### سیستم های تهویه مطبوع

۱۸۴۲ خنک کردن اطاق بیماران مبتلا به تب زرد با عبور جریان هوا از روی یخ در فلوریدا توسط جان گری.  
۱۸۶۴ طرح خنک کردن اطاق های بیمارستان با عبور جریان هوا از روی یخ توسط جورج نایت<sup>۵</sup>.  
۱۸۶۵ پروانه ثبت اختراع امریکا به شماره ۴۷۹۹۱ برای سیستم خنک کردن هوا با عبور از روی یخ توسط ناتانیل شالر<sup>۶</sup>.  
۱۸۷۳ ساخت اولین دستگاه تهویه مطبوع خانگی توسط ون لینده.  
۱۸۸۰ نصب سیستم تصفیه و خنک کردن هوا با یخ در تئاتر مادیسون اسکوئار<sup>۷</sup> در نیویورک.

۱۸۸۲ پروانه ثبت اختراع فن توسط نیکولا تسلا و جورج وستینگهاوس<sup>۸</sup>.

1 . Vacuum Flask  
3. William Hampson  
5. George Knight  
7. Madison Square

2. James Dewar  
4. Kamerlingh Onnes  
6. Nathaniel Shaler  
8. Nicola Tesla & George Westinghouse

۱۸۹۴ تأسیس انجمن مهندسان تهویه و گرمایش امریکا (ASHVE).

۱۸۹۴ چاپ کتاب راهنمای محاسبه و طراحی تأسیسات تهویه و گرمایش توسط هرمان ریئتسچل<sup>۱</sup>. این کتاب را می‌توان اولین کتاب در این زمینه دانست.

۱۹۰۱ استفاده از سیستم عبوردهی هوا از روی یخ به همراه رطوبت‌گیری با کلرید کلسیم در مدرسه‌ای در امریکا. دبی هوا در این سیستم ۸۵۰۰۰ مترمکعب در ساعت بود و هر شب ۶۵۰۰ کیلوگرم یخ مصرف می‌کرد.

۱۹۰۱ اولین ساختمان عمومی با سیستم تهویه مطبوع.

۱۹۱۱ معرفی سیستم رطوبت‌گیری با استفاده از تبرید توسط شرکت کریر در کنفرانس ASME.

۱۹۲۰ استفاده از سیستم‌های برودتی شرکت کریر در سینماها و تئاترها که در فصول گرم به انقلابی در اقتصاد این مراکز منجر شد.

۱۹۳۰ توسعه استفاده از سیستم‌های تهویه مطبوع در مکان‌های عمومی.

۱۹۳۲ تولید سیستم‌های تهویه مطبوع پنجره‌ای کوچک توسط شرکت GE.

۱۹۳۲ ثبت اختراع فن کویل توسط شرکت ترین<sup>۲</sup>.

۱۹۶۵ استفاده از سیستم‌های تهویه مطبوع VAV.

۱۹۸۰ توسعه استفاده از سیستم‌های تهویه مطبوع خانگی.

### تهویه مطبوع در خودرو

با تولید خودروهای سربسته از ۱۹۰۸ و توسعه استفاده از آنها در ۱۹۲۵ طرح‌های متفاوتی برای گرمایش فضای داخل خودرو ابداع شد.

۱۹۳۰ استفاده از سیستم تهویه مطبوع در اتومبیل.

۱۹۳۹ استفاده از سیستم تهویه مطبوع در اتومبیل.

۱۹۵۰ استفاده از سیستم تهویه مطبوع در اتومبیل.

1. Herman Rietschel

2. Trane

۱۹۵۳ توسعه استفاده از سیستم‌های تهویه مطبوع برای اتومبیل.  
۱۹۵۴ اولین سیستم کنترل پانل برای سیستم تهویه مطبوع اتومبیل به نام آل ودر آی<sup>۱</sup>  
توسط شرکت نش موتورز<sup>۲</sup>.  
۱۹۶۴ سیستم کنترل اتوماتیک دما توسط شرکت کادیلاک.

### پمپ حرارتی

۱۸۲۴ بیان اصول اولیه پمپ حرارتی توسط نیکولاس کارنو<sup>۳</sup>.  
۱۸۵۲ بسط اصول کارنو در پمپ‌های حرارتی توسط ویلیام تامپسون (وی بعدها  
به لرد کلوین<sup>۴</sup> موسوم شد).  
۱۹۲۷ تولید عملی اولین پمپ حرارتی توسط تی. جی. ان. هالدین<sup>۵</sup> در اسکاتلند.  
۱۹۳۰ استفاده از پمپ حرارتی در آریزونا.  
۱۹۳۱ استفاده از پمپ حرارتی در یک ساختمان ۱۳ طبقه در لوس آنجلس.  
۱۹۳۸ اولین استفاده از پمپ حرارتی در زوریخ.  
۱۹۴۰ استفاده از هوا به جای آب به عنوان منبع حرارتی.  
۱۹۵۲ تولید تجاری پمپ‌های حرارتی.  
۱۹۷۰ توسعه استفاده از پمپ حرارتی به دلیل شوک نفتی.

### سیکل برودتی انیشتین

۱۹۳۰ معرفی سیکل تبرید انیشتین توسط وی.

### سرمایش تبخیری

۲۵۰۰ سال قبل از میلاد: نقاشی‌های دیواری در مصر وجود دارد که برده‌ها را در

1. All Weather Eye  
3. Nicolas Carnot  
5. T.G.N. Haldane

2. Nash Motors  
4. Lord Kelvin



حال بادزدن کوزه‌های آب به منظور خنک کردن آب داخل کوزه نشان می‌دهد. ساخت اولین خنک‌کننده‌های مکانیکی با استفاده از روش تبخیری توسط لئوناردو داوینچی.

استفاده از سیستم‌های تبخیری در ایران (به قسمت بعد مراجعه کنید).

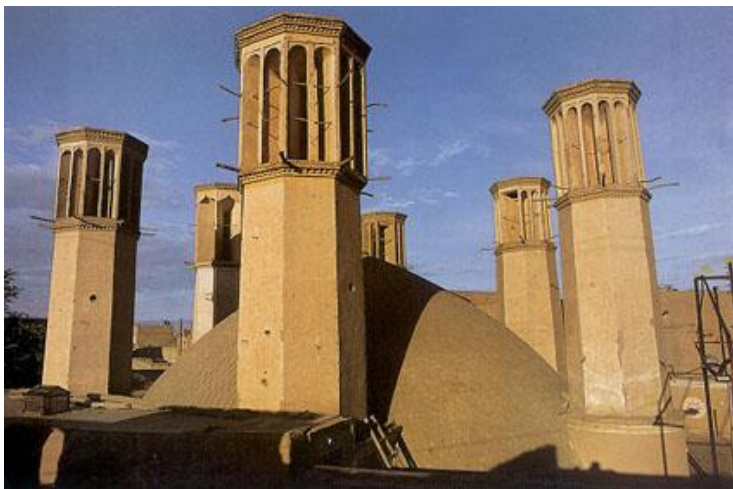
## ۲-۲. تاریخچه تبرید در ایران

ذکر تاریخچه تبرید بدون اشاره به روش‌های سنتی سرمایش در ایران ناقص است. در این بخش به دو نمونه شاخص از این روش‌ها اشاره می‌شود.

### بادگیر

بادگیرها یکی از شاهکارهای هنر مهندسی سنتی‌اند که با وجود کاربری آنها در سال‌های گذشته امروزه مورد توجه مهندسان و معماران قرار گرفته، به نحوی که امکان استفاده از آنها در ساختمان‌های تجاری یا مسکونی جدید در کشورهای مختلف تحت بررسی است. از این بادگیرها قرن‌ها پیش در مناطق کویری ایران برای هدایت هوای بیرون به داخل فضای مسکونی و کمک به برقراری آسایش حرارتی در تابستان استفاده می‌شد. این برج‌ها دارای ارتفاع و سطح مقطع‌های متفاوت هستند. کوتاه‌ترین بادگیرها حدود ۲ متر از سطح بام یا حدود ۵ متر از سطح حیاط مجاور و بلندترین این بادگیرها، که در ایران ساخته شده‌اند، حدود ۳۰ متر از سطح حیاط ارتفاع دارند. متداول‌ترین ارتفاع بادگیرها حدود ۸ متر است. سطح مقطع بادگیرها کاملاً متفاوت و ابعاد آنها متغیر است. متداول‌ترین سطح مقطع، مربع یا مستطیل بوده، درحالی‌که از مقاطع چندوجهی دیگر نیز استفاده شده است.

شکل ۱-۲ نمای خارجی چند بادگیر را نشان می‌دهد که برای خنک کردن آب یک آب‌انبار به کار می‌رفته است. در شکل ۲-۲ نیز نمایی از بادگیر باغ دولت آباد یزد نشان داده شده است.



شکل ۱-۲. نمای بادگیرهایی که برای خنک کردن آب یک آب انبار به کار می‌رفته است [۱].



شکل ۲-۲. بادگیر باغ دولت آباد یزد.

وقتی که باد عمود بر یک دهانه بادگیر می‌وزد، ضریب فشار در این دهانه مثبت و در سایر دهانه‌های بادگیر منفی است؛ بنابراین، اختلاف فشاری بین دهانه یا دهانه‌های رو به باد بادگیر و هر دهانه دیگر بادگیر به وجود می‌آید. در برخی از بادگیرهای قدیمی با عبور هوا از روی سطوح نمدار و یا جریان‌های آب زیر زمینی پدیده تبخیر نیز باعث کاهش بیشتر دمای هوا می‌شد. در واقع از اصول سرمایش تبخیری برای خنک کردن هوا استفاده می‌شد.

البته بادگیرهای قدیمی در حالتی که سرعت باد صفر بود، نیز باعث تهویه طبیعی محیط می‌شدند. این امر با استفاده از جرم حرارتی بادگیر میسر می‌شد. در شب‌های سرد کویری بدنه ضخیم ستون بادگیر سرد شده و سرمای ذخیره شده در آن می‌توانست تا ساعاتی از روز بعد باعث سرد و در نتیجه سنگین‌تر کردن هوای داخل ستون و هدایت آن به داخل فضای مسکونی شود (برای آگاهی بیشتر از جزئیات طراحی بادگیرها می‌توانید به منابع ۲ و ۳ و ۴ مراجعه کنید).

### تولید یخ

تولید یخ در مناطق خشک ایران در شب‌های سرد به‌طور طبیعی و با بهره‌گیری از تشعشع به آسمان صورت می‌گرفت. در این روش حوضچه‌هایی به عمق ۳۰ سانتی‌متر و عرض حدود ۱۰ متر و طول حدود ۲۰۰ متر ساخته می‌شد که در سمت جنوب آن نیز دیواری قرار داشت. در شب‌های سرد، در درون این حوضچه‌ها به ضخامت چند میلی‌متر آب ریخته می‌شد. در اثر تشعشع به آسمان این لایه آب منجمد شده (حتی در حالی که دمای محیط از صفر درجه سانتی‌گراد کمتر نباشد) و پس از انجماد این لایه مجدداً لایه دیگری از آب داخل حوضچه ریخته می‌شد. این امر ادامه می‌یافت تا ضخامت یخ به ۳۰ سانتی‌متر می‌رسید. در روزهای آفتابی دیوار جنوبی حوضچه مانع از آب شدن یخ می‌شد. در برخی از موارد در سمت شرق و غرب نیز دیوارهایی ایجاد می‌کردند تا آفتاب هنگام طلوع و غروب یخ را آب نکنند.

بعد از تکمیل ظرفیت حوضچه یخ آن را می شکستند و آن را در چاله‌هایی که به یخچال معروف بود انبار می کردند [۲].

تا ۲۰ سال پیش در جنوب غرب تهران (جاده ساوه) و در جنوب شرق تهران (خیابان آهنگ) و برخی نقاط دیگر کشور آثار دیوار این حوضچه‌ها وجود داشت که در حال حاضر از بین رفته است. متأسفانه این یخ‌ها که به صورت طبیعی ایجاد می شد از نظر بهداشتی کیفیت مناسبی نداشت که همین امر باعث توسعه تولید یخ مصنوعی شد.

علاقه‌مندان می توانند برای اطلاع بیشتر از تاریخچه پیشرفت صنعت تبرید در جهان به منابع ۵ و ۶ مراجعه کنند.

### پروژه‌های پیشنهادی

۱. تاریخچه توسعه کمپرسورهای برودتی را بررسی کنید.
۲. در مورد زندگی افرادی که به نحوی در پیشرفت تبرید نقش داشته‌اند تحقیقی انجام دهید.
۳. در خصوص تاریخچه تکامل کاربردهای مختلف تبرید که در این فصل معرفی شده‌اند، بررسی کامل‌تری انجام دهید.
۴. اگر در شهرتان بادگیر وجود دارد از آن بازدید کرده و گزارشی در این خصوص تهیه کنید.

### مراجع

1. [www.yazdcity.ir](http://www.yazdcity.ir)
2. Bahadori, M.N., Passive Cooling Systems in Iranian Architecture, Scientific American, Vol. 238, No. 2, 1978, pp. 144-154
3. Bahadori, M.N., An Improved Design of Wind Towers for Natural Ventilation and Passive Cooling, Solar Energy, Vol. 35, No. 2, 1985, pp. 119-129
4. Jafarkazemi, F., Wind catchers: A Review of the Performance Improvement Methods, Proc. ICEECB'06, Frankfurt, Germany, April 2006
5. Fidler, J.C., A History of Refrigeration Throughout the World, International Institute of Refrigeration, 1979
6. 100 Years at the Service of the Development of Refrigeration and its Applications, International Institute of Refrigeration, 2008

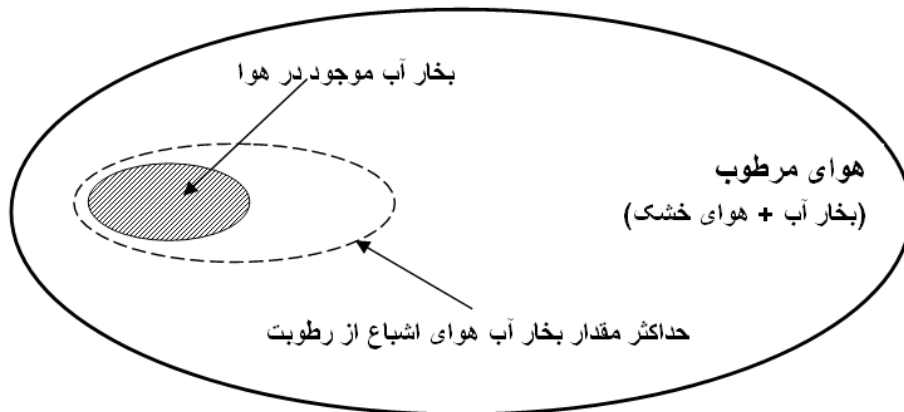
## فصل سوم

### خواص هوای مرطوب- فرایندهای سایکرومتری

از آنجا که در بسیاری از کاربردهای تبرید و تهویه مطبوع هوا سیال نهایی است که خنک می‌شود، شناخت خواص آن دارای اهمیت زیادی است. در بخش اول این فصل به خواص هوای مرطوب و ارتباط آنها با یکدیگر می‌پردازیم. همچنین در این فصل با انواع فرایندهایی که برای گرم یا سرد کردن هوا استفاده می‌شوند آشنا می‌شویم.

#### ۱-۳. خواص هوای مرطوب

منظور از هوای مرطوب، مطابق شکل ۱-۳ مخلوطی از هوای خشک (نیتروژن، اکسیژن و سایر گازهای موجود در هوا) و بخار آب موجود در آن است.



شکل ۱-۳. هوای مرطوب.

هوای مرطوب با ۹ مشخصه شناخته می‌شود که شناخت آنها و نحوه تأثیرشان بر انتخاب نوع و ظرفیت تجهیزات حائز اهمیت است. مشخصه‌های مزبور در این بخش معرفی می‌شوند.

### فشار اتمسفر

فشار اتمسفر یا بارومتری در محل فشاری است که با بارومتر اندازه‌گیری می‌شود. فشار اتمسفر در یک موقعیت ثابت تقریباً ثابت است، ولی با افزایش ارتفاع از سطح دریا کاهش می‌یابد. مقدار فشار بر حسب KPa در هر ارتفاع Z (بر حسب متر) را می‌توان از رابطه زیر به دست آورد:

$$P = 101325(1 - 2.25577 \times 10^{-5} Z)^{5.2559} \quad \text{رابطه ۱-۳}$$

### دمای خشک<sup>۱</sup>

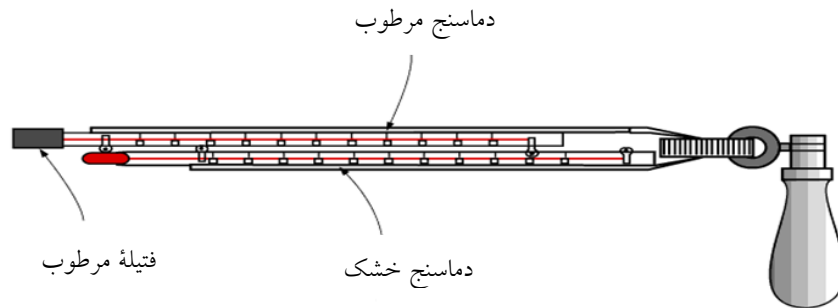
دمای خشک هوا دمایی است که با یک دماسنج که دور از آثار تشعشع قرار دارد اندازه‌گیری می‌شود؛ بنابراین، هنگام اندازه‌گیری دمای محیط، دماسنج باید در سایه و یا دور از آثار تشعشع خورشید قرار داشته باشد. این امر در اندازه‌گیری‌هایی که منابع تشعشعی دیگری از قبیل شعله وجود دارند نیز باید رعایت شود.

### دمای مرطوب یا تر<sup>۲</sup>

دمای مرطوب هوا، کمترین دمایی است که با یک دماسنج با حباب<sup>۳</sup> خیس شده اندازه‌گیری می‌شود. برای حصول کمترین دمای ممکن به این روش لازم است تا هوا به صورت اجباری از روی حباب دماسنج عبور داده شود. برای به جریان درآوردن اجباری هوا می‌توان از یک فن استفاده کرد. خیس نگهداشتن حباب دماسنج با فتیله‌ای<sup>۴</sup> که یک سر آن در یک مخزن آب و سر دیگر آن به دور حباب پیچانده شده صورت می‌گیرد.

1. Dry Bulb Temperature  
3. Bulb

2. Wet Bulb Temperature  
4. Wick



شکل ۲-۳. رطوبت‌سنج چرخان.

روش دیگر به جریان انداختن هوا از روی دماسنج، چرخاندن مجموعه دماسنج با دست است. این دستگاه که به رطوبت‌سنج چرخان موسوم است، در شکل ۲-۳ نشان داده شده است. در دستگاه فوق یک دماسنج برای اندازه‌گیری دمای خشک و دیگری برای دمای مرطوب استفاده شده است. دمایی که به وسیله دماسنج با حباب مرطوب اندازه‌گیری می‌شود، از دمای نشان داده شده در دماسنج دیگر کمتر است. دلیل این امر آن است که با عبور هوا از روی حباب دماسنج دمای مرطوب، بخشی از رطوبت روی آن تبخیر می‌شود. تبخیر رطوبت باعث جذب حرارت از حباب، فتیله، آب باقی‌مانده بر روی حباب و حتی جریان هوای عبوری از روی آن می‌شود. در نتیجه دمای حباب کاهش می‌یابد. کاهش دمای حاصل نسبت به دمای خشک را تنزل دمای مرطوب<sup>۱</sup> می‌نامند. به این ترتیب می‌توان انتظار داشت که هر چه میزان بخار آب موجود در هوا کمتر باشد نیروی رانش<sup>۲</sup> برای هدایت رطوبت از روی حباب به هوا بیشتر می‌شود. این امر باعث کاهش بیشتر دمای مرطوب نسبت به دمای خشک می‌شود. به همین ترتیب وقتی هوا از رطوبت اشباع باشد، به دلیل صفر بودن نیروی رانشی، مقدار تبخیر برابر صفر و در نتیجه دمای مرطوب با دمای خشک برابر می‌شود. در حالت کلی اگر دمای خشک را با DB و دمای مرطوب را با WB نشان دهیم، می‌توان نتیجه گرفت که:  $DB \geq WB$

1. Wet Bulb Depression

2. Driving Force

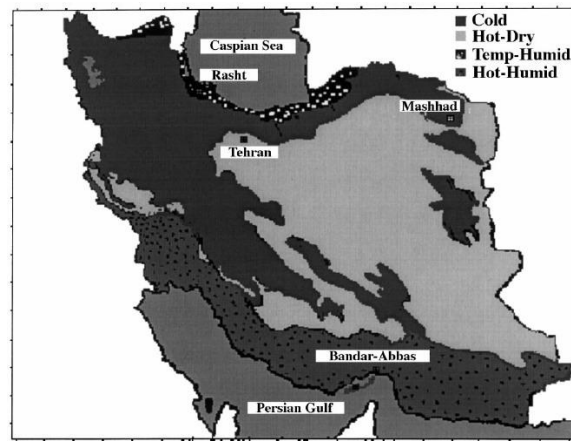


در سیستم‌های تبرید تبخیری مثل کولرآبی اساس سرمایش هوا بر مبنای پدیده‌ای است که توضیح داده شد. در آنجا به جای فتیله از پوشال استفاده می‌شود و آب با پمپ روی پوشال‌ها ریخته می‌شود. البته کولرهایی نیز وجود دارند که بر اساس موئینگی عمل می‌کنند. با عبور هوا از روی پوشال‌های خیس، در شرایط ایده‌آل دمای هوا می‌تواند تا دمای مرطوب هوای ورودی کاهش داده شود.

شکل ۳-۳ نشانگر تقسیم‌بندی ایران از لحاظ آب و هوایی است. از آنجا که در مناطق شمال و جنوب کشور اختلاف دمای خشک و مرطوب ناچیز است، به سادگی می‌توانید دلیل عدم استفاده از سیستم‌های تبخیری در این مناطق را توجیه کنید.

### دمای شبینم<sup>۱</sup>

هرگاه دمای هوا را در فشار ثابت با عبور آن از یک سطح سرد کاهش دهیم، در دمای شبینم اولین قطرات بخار آب موجود در هوا ظاهر می‌شوند. دقت کنید که بخار آب موجود در هوای اطراف ما در شرایط معمول در فاز مافوق گرم قرار دارد. با کاهش دمای آن در فشار ثابت، در دمای شبینم بخار مافوق گرم به بخار اشباع تبدیل شده و قابل رؤیت می‌شود.



شکل ۳-۳. دسته‌بندی آب و هوایی ایران.

1. Dew Point Temperature

اندازه‌گیری دمای شب‌نم از دو دمای دیگر مشکل‌تر است. از میان روش‌های مختلفی که برای اندازه‌گیری دمای شب‌نم وجود دارد، تقطیر بخار هوا بر روی یک سطح سرد است. در این روش، هوا از روی یک سطح سرد که دمای آن به تدریج کاهش می‌یابد عبور داده می‌شود. با تشکیل اولین قطرات بر روی سطح، دمای سطح ثبت شده و این همان دمای شب‌نم است. برای تشخیص قطره روی سطح می‌توان از روش تابش و بازتابش یک نور بر روی صفحه و یا اندازه‌گیری هدایت استفاده کرد.

### نسبت رطوبت، نسبت اختلاط یا مقدار رطوبت<sup>۱</sup>

نسبت رطوبت که گاهی از آن تحت‌عنوان نسبت اختلاط یا مقدار رطوبت نیز نام برده می‌شود، معیاری برای سنجش جرم رطوبت در هوا است. این معیار به صورت یک نسبت بیان می‌شود که برحسب میزان جرم بخار آب در واحد جرم هوای خشک است؛ برای مثال، نسبت رطوبت ۱۰ گرم بر کیلوگرم نشان می‌دهد که در هر ۱ کیلوگرم از هوای خشک ۱۰ گرم رطوبت وجود دارد. با آنکه در برخی موارد از اصطلاح رطوبت مطلق<sup>۲</sup> نیز برای این کمیت استفاده می‌شود، ولی بهتر است از کاربرد آن به این معنی خودداری شود، زیرا منظور از رطوبت مطلق جرم بخار آب در واحد حجم هوا است.

### درجه یا درصد اشباع<sup>۳</sup>

درجه یا درصد اشباع  $\mu$ ، نسبت مقدار رطوبت موجود در هوا بر مقدار رطوبت هوای اشباع در همان دما و فشار است. این نسبت نشان‌دهنده مقدار بخار آب موجود در هوا به حداکثر مقدار بخار آب ممکن در همان هوا (در شرایط اشباع) است.

$$\mu = \frac{\omega}{\omega_s}$$

رابطه ۲-۳

1. Humidity Ratio, Mixing Ratio, Moisture Content

2. Absolute Humidity

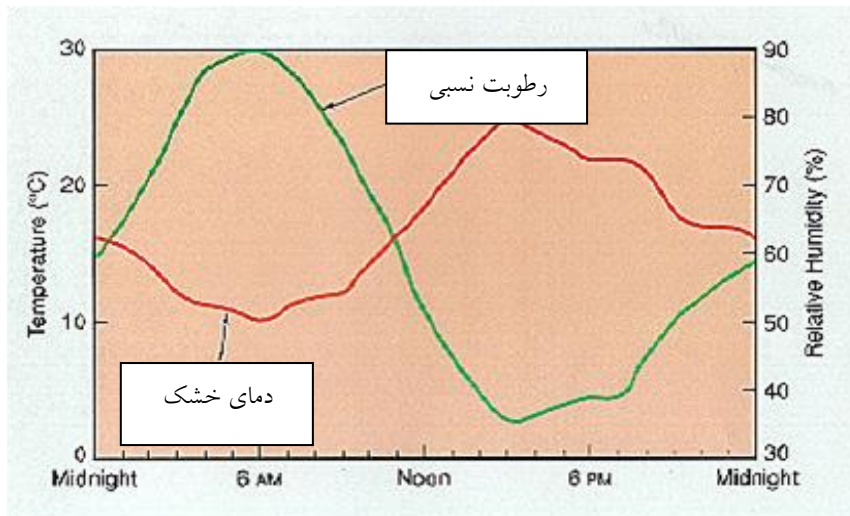
3. Degree/Percentage of Saturation

### رطوبت نسبی<sup>۱</sup>

رطوبت نسبی  $\phi$  با حاصل تقسیم جزء مولی بخار آب در هوای مرطوب بر جزء مولی هوای اشباع در همان دما و فشار برابر است. مقدار رطوبت نسبی به صورت درصد از صفر (هوای خشک) تا صددرصد (هوای اشباع) بیان می‌شود. می‌توان ثابت کرد که رطوبت نسبی به صورت نسبت فشار جزئی بخار آب موجود در هوا به فشار جزئی بخار آب اشباع در دمای خشک؛ یعنی به صورت رابطه زیر بیان می‌شود.

$$\phi = \frac{P_v}{P_s} \quad \text{رابطه ۳-۳}$$

در بسیاری از کاربردهای عملی رطوبت نسبی و درصد اشباع را به جای یکدیگر به کار می‌برند، اما باید دقت شود که اختلاف این دو به خصوص در دماهای بالا زیاد می‌شود. معمولاً رطوبت نسبی و دمای خشک در خلاف جهت یکدیگر تغییر می‌کنند. در شکل ۳-۴ تغییرات دما و رطوبت نسبی یک شهر برای نمونه در طی ۲۴ ساعت نشان داده شده است.



شکل ۳-۴. تغییرات دما و رطوبت نسبی در طی ۲۴ ساعت.

1. Relative Humidity

### انتالپی<sup>۱</sup>

همان‌گونه که از ترمودینامیک به‌خاطر دارید، انتالپی به معنای محتوای حرارتی است. برای سنجش انتالپی همیشه به یک مبنا نیاز داریم. انتالپی هوای مرطوب در دمای صفر درجه سانتی‌گراد معمولاً برابر صفر است، ولی ممکن است مبناهای دیگری نیز در جداول مختلف در نظر گرفته شده باشند.

### حجم مخصوص<sup>۲</sup>

حجم مخصوص هوا عکس دانسیته یا جرم حجمی هوا است. حجم مخصوص هوا با کاهش یا افزایش میزان رطوبت تغییر می‌کند.

در ضمیمه انتهای کتاب، شرایط هوای خارج تابستانی برای شهرهای مختلف ایران با استفاده از جداول مرکز تحقیقات ساختمان و مسکن ارائه شده است [۱]؛ برای مثال، شهر تبریز را در نظر بگیرید. دمای خشک ۱ درصد برای این شهر برابر ۳۶ درجه سانتی‌گراد است. این دما بدان معنا است که در بیش از ۹۹ درصد از ساعات کل تابستان این دما جوابگوی بار برودتی فضای مورد نظر است. به همین ترتیب انتخاب دمای خشک ۵ درصد برای این شهر (که برابر ۳۴ درجه سانتی‌گراد است) بدان معنا است که در بیش از ۹۵ درصد از ساعات کل تابستان این دما جوابگوی بار برودتی فضای مورد نظر است. برای مواردی که از حساسیت زیادی برخوردارند، باید از دمای متناظر با ۱ درصد استفاده کرد، در حالی که برای مکان‌هایی با حساسیت کمتر استفاده از دمای متناظر با ۵ درصد کافی است.

### ۲-۳. یادآوری برخی روابط ترمودینامیکی

قبل از پرداختن به روابط بین خواص سایکرومتری یادآوری چند اصطلاح ضروری است.

1. Enthalpy

2. Specific Volume

### ماده خالص<sup>۱</sup>

ماده خالص ماده‌ای است که هموزن (همگن) بوده و ترکیب شیمیایی آن تغییر نکند. هوای خشک تا زمانی که نسبت بین عناصر تشکیل دهنده آن تغییر نکند مثالی از یک ماده خالص است. بخار آب نیز یک ماده خالص است، اما هوای مرطوب که از هوای خشک و بخار آب تشکیل شده است را نمی‌توان به‌طور کلی یک ماده خالص به حساب آورد، زیرا در طی فرایندهای تهویه و تبرید ترکیب آن در اثر افزایش یا کاهش بخار آب ممکن است تغییر کند.

### قانون دالتون<sup>۲</sup>

بر طبق این قانون که به فشار جزئی دالتون نیز موسوم است، فشار مخلوطی از چند گاز، که در دما و حجم یکسان هستند، برابر فشار مجموع هریک از آنها است. به عبارت دیگر در مخلوطی از دو گاز در فشار P:

$$P = P_1 + P_2 \quad \text{رابطه ۴-۳}$$

که در آن  $P_1$  و  $P_2$  فشارهای جزئی هرگاز نام دارند. اگر هوا را مطابق آنچه که بیان شد مخلوطی از هوای خشک و بخار آب فرض کنیم خواهیم داشت:

$$P_{atm} = P_{da} + P_v \quad \text{رابطه ۵-۳}$$

که در آن  $P_{atm}$ ، فشار اتمسفر و  $P_{da}$  و  $P_v$  به ترتیب فشار جزئی هوای خشک و بخار آب هستند.

### جرم مولکولی و ثابت گازها برای هوای خشک و بخار آب

درصد عناصر تشکیل دهنده هوای خشک و جرم مولکولی هر یک در جدول ۱-۳ نشان داده شده است:

بنابراین جرم مولکولی هوای خشک با توجه به درصد حجمی (جزء مولی) عناصر تشکیل دهنده آن برابر است با:

$$M_{da} = 28/02(0/7803) + 32(0/2099) + 39/91(0/0094) \\ + 44(0/0003) + 2/02(0/0001) = 28/97$$

1. Pure Substance

2. Dalton Law

و از آنجا که مقدار ثابت جهانی گازها برابر  $۸/۳۱۴۳ \text{ KJ/Kmole}$  است مقدار ثابت گازها برای هوای خشک برابر است با:

$$R_{da} = \frac{۸/۳۱۴}{۲۸/۹۶۶} = ۰/۲۸۷۱ \text{ KJ/Kg.K}$$

جدول ۳-۱. ترکیب هوای خشک

اجزای تشکیل دهنده	جرم مولکولی	درصد حجمی	درصد جرمی
نیتروژن	۲۸,۰۲	۰/۷۸۰۳	۰/۷۵۴۷
اکسیژن	۳۲	۰/۲۰۹۹	۰/۲۳۱۹
آرگون	۳۹/۹۱	۰/۰۰۹۴	۰/۰۱۲۹
دی اکسید کربن	۴۴	۰/۰۰۰۳	۰/۰۰۰۵
هیدروژن	۲/۰۲	۰,۰۰۰۱	۰/۰۰۰

مقادیر متناظر برای بخار آب موجود در هوا عبارت‌اند از:

$$M_v = ۱۸/۰۱۶$$

$$R_v = \frac{۸/۳۱۴}{۱۸/۰۱۶} = ۰/۴۶۱ \text{ KJ/Kg.K}$$

### گاز ایده‌آل<sup>۱</sup>

گاز ایده‌آل گازی است که نیروی بین مولکولی در آن ناچیز باشد. تحت چنین شرایطی به‌طور تجربی دیده شده است که گازها دارای جرم حجمی اندک هستند و روابط بین فشار، حجم و دما در آنها از رابطه زیر تبعیت می‌کند:

$$Pv = RT$$

رابطه ۶-۳

که در آن  $P$  مقدار فشار مطلق،  $v$  حجم مخصوص،  $R$  ثابت گازها و  $T$  دمای مطلق است. مقدار ثابت گازها همان‌طور که در قسمت قبل نیز بیان شد

1. Ideal Gas

برابر است با:

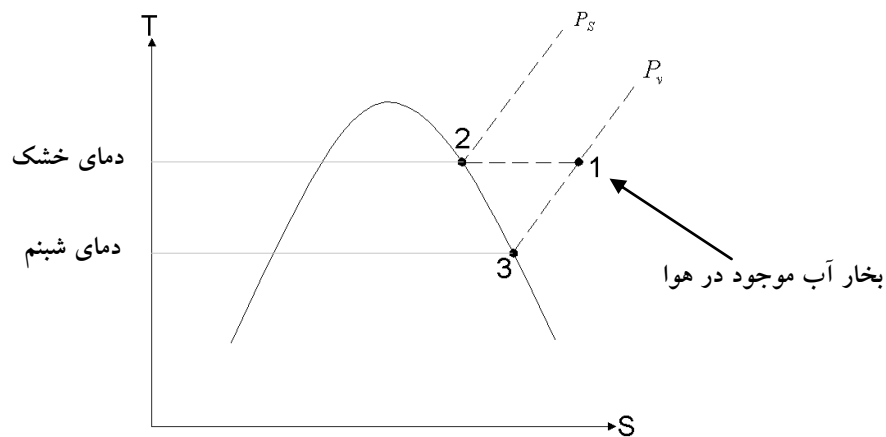
$$R = \frac{\bar{R}}{M}, \quad \bar{R} = 8/3143 \text{ KJ/Kmol.K} \quad \text{رابطه ۷-۳}$$

در کاربردهای تبرید و تهویه مطبوع بخار آب و هوای خشک با خطای ناچیز می‌توانند به عنوان گاز کامل فرض شوند.

### دیاگرام T-S بخار آب

یکی از دیاگرام‌های مناسب برای نمایش وضعیت بخار آب موجود در هوا، دیاگرام T-S است.

در شکل ۵-۳ دیاگرام T-S بخار آب و موقعیت نمونه بخار آب موجود در هوا نشان داده شده است:



شکل ۵-۳. دیاگرام T-s بخار آب.

نقطه ۱ نشان‌دهنده موقعیت بخار آب در هوا است.  $P_v$  مقدار فشار جزئی بخار آب در هوا است. همان‌طور که می‌بینید برای به‌دست آوردن  $P_v$  باید فشار اشباع در دمای شبنم هوا را از جداول ترمودینامیک بخار اشباع قرائت کرد.  $P_s$  مقدار فشار اشباع متناظر با دمای خشک هوا است؛ بنابراین، برای به‌دست آوردن  $P_s$  باید فشار اشباع در دمای خشک هوا را از جداول ترمودینامیک بخار اشباع خواند.

### ۳-۳. روابط بین خواص هوای مرطوب

خواص هوای مرطوب را در اصطلاح خواص سایکرومتری<sup>۱</sup> می‌نامند و علم بررسی خواص هوای مرطوب به سایکرومتری<sup>۲</sup> موسوم است. اکنون پس از تعاریف بخش قبل می‌توانیم به بررسی روابط ترمودینامیکی بین خواص هوای مرطوب بپردازیم.

#### تعیین فشار اتمسفر

مقدار فشار اتمسفر از طریق یکی از روش‌های زیر قابل تعیین است:

- اندازه‌گیری فشار اتمسفر با بارومتر؛
- استعلام از اداره‌های هواشناسی هر شهر؛
- مراجعه به جداول هواشناسی هر شهر که در آن فشار اتمسفر هر شهر قید شده است؛

▪ استفاده از روابط موجود بین فشار اتمسفر و ارتفاع از سطح دریا با فرض معلوم بودن ارتفاع از سطح دریا (رابطه ۳-۱).

#### تعیین فشار اشباع بخار آب ( $P_s$ )

فشار اشباع بخار آب ( $P_s$ )، با معلوم بودن دمای خشک از جداول ترمودینامیکی بخار اشباع به دست می‌آید.

#### تعیین فشار جزئی بخار آب ( $P_v$ )

فشار جزئی بخار آب با فشار اشباع متناظر با دمای شبنم هوا برابر است. در صورتی که دمای شبنم معلوم نباشد، می‌توان از روابط زیر برای محاسبه  $P_v$  استفاده کرد.

رابطه اصلاح شده آپجان<sup>۳</sup>

$$P_v = P'_v - \frac{1/8 P_{atm} (t - t')}{2700} \quad \text{رابطه ۳-۸}$$

1. Psychrometric Properties  
3. Apjohn

2. Psychrometry



رابطه اصلاح شده فریل<sup>۱</sup>

$$P_v = P'_v - 0.0006 P_{atm} (t - t') \left[ 1 + \frac{1/8t}{1571} \right] \quad \text{رابطه ۹-۳}$$

رابطه اصلاح شده کریر<sup>۲</sup>

$$P_v = P'_v - \frac{(1/8)(P_{atm} - P'_v)(t - t')}{2800 - 1/3(1/8t + 32)} \quad \text{رابطه ۱۰-۳}$$

در تمام روابط فوق  $t$  و  $t'$  به ترتیب دمای خشک و مرطوب برحسب درجه سانتی‌گراد و  $P'_v$  فشار اشباع متناظر با دمای مرطوب هوا است. واحدهای فشارهای  $P_v$  و  $P'_v$  و  $P_{atm}$  می‌توانند هر واحد دلخواه ولی یکسانی باشند.

### تعیین فشار جزئی هوای خشک

فشار جزئی هوای خشک طبق قانون دالتون با فشار اتمسفر منهای فشار جزئی بخار آب برابر است.

### تعیین نسبت رطوبت

نسبت رطوبت که با  $\omega$  نشان داده می‌شود، طبق تعریف بخش قبل برابر است با:

$$\omega = \frac{m_v}{m_{da}} = \frac{V_{da}}{V_v} \quad \text{رابطه ۱۱-۳}$$

که در آن اندیس‌های  $v$  و  $da$  به ترتیب نشان‌دهنده بخار آب و هوای خشک هستند. از آنجا که فرض کردیم بخار آب و هوای خشک هر دو گاز ایده‌آل هستند؛ بنابراین:

$$P_{da} V_{da} = R_{da} T \quad \text{رابطه ۱۲-۳}$$

$$P_v V_v = R_v T \quad \text{رابطه ۱۳-۳}$$

با جایگذاری مقادیر  $V_v$  و  $V_{da}$  از روابط فوق در رابطه ۱۱-۳ خواهیم داشت:

$$\omega = \frac{M_v}{M_{da}} \frac{P_v}{P_{da}} = 0.622 \frac{P_v}{P_{da}} \quad \text{رابطه ۱۴-۳}$$

1. Ferrel

2. Carrier

و یا با استفاده از قانون فشار جزئی دالتون:

$$\omega = 0.622 \frac{P_v}{P_{atm} - P_v} \quad \text{رابطه ۱۵-۳}$$

از آنجا که فشار اتمسفر در یک مکان خاص تقریباً ثابت است، با توجه به روابط فوق مقدار  $\omega$  تنها تابعی از فشار جزئی بخار آب (و در نتیجه تنها تابع دمای شبنم) است.

#### تعیین رطوبت نسبی

همان‌گونه که قبلاً بیان شد رطوبت نسبی را می‌توان از رابطه زیر به دست آورد:

$$\phi = \frac{P_v}{P_s} \quad \text{رابطه ۱۶-۳}$$

و یا با استفاده از رابطه ۱۵-۳:

$$\phi = \frac{\omega}{0.622} \frac{P_{atm}}{P_s} \quad \text{رابطه ۱۷-۳}$$

#### تعیین انتالپی هوای مرطوب

بر طبق قانون انتالپی گیبس<sup>۱</sup>، انتالپی مخلوطی از چندگاز ایده‌آل برابر مجموع انتالپی آنها است. از این رو انتالپی هوای مرطوب را می‌توان به صورت زیر نوشت:

$$h = h_{da} + \omega h_v \quad \text{رابطه ۱۸-۳}$$

که در آن  $h_{da}$  انتالپی هوای خشک و  $\omega h_v$  انتالپی بخار آب است. با فرض آنکه مبنای سنجش انتالپی (مقدار انتالپی صفر) را برای هوای خشک دمای صفر درجه سانتی‌گراد فرض کنیم خواهیم داشت:

$$h_{da} = C_{pda} t = 1/0.05 t \quad \text{kJ/Kg} \quad \text{رابطه ۱۹-۳}$$

که در آن  $C_{pda} = 1/0.05$  گرمای ویژه هوای خشک و  $t$  دمای خشک هوا است. برای محاسبه انتالپی بخار آب، روش کار قدری مفصل‌تر است. با فرض آنکه انتالپی مایع اشباع در دمای صفر درجه سانتی‌گراد را برابر صفر و به عنوان مبنا فرض کنیم، انتالپی بخار آب (که به صورت مافوق گرم است) در هر دمای دیگر

1. Gibbs

برابر است با:

$$h_v = C_{pw}(t_d - 0) + (h_{fg})_d + C_{pv}(t - t_d) \text{ kJ/Kg}$$

رابطه ۲۰-۳

که در آن:

$C_{pw}$ : گرمای ویژه آب

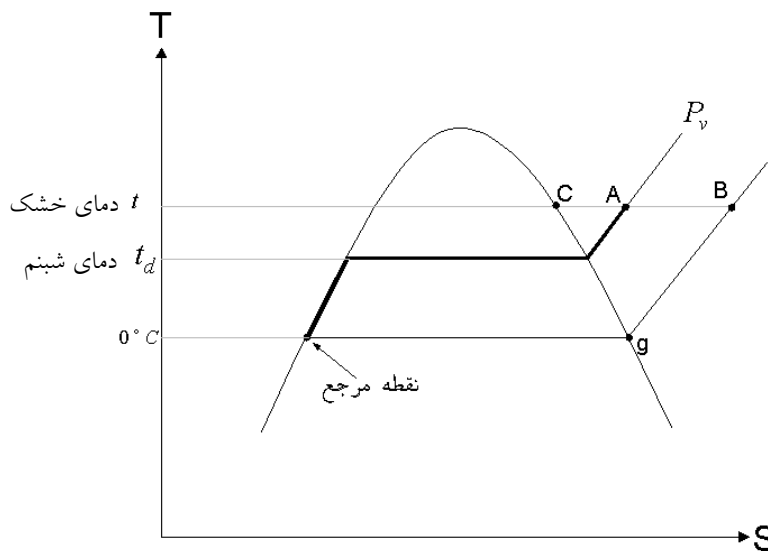
$t_d$ : دمای شبنم

$(h_{fg})_d$ : گرمای نهان تبخیر در دمای شبنم

$C_{pv}$ : گرمای ویژه بخار مافوق گرم

در شکل ۶-۳ نحوه محاسبه انتالپی نقطه A (بخار آب موجود در هوا) با خط پررنگ

نشان داده شده است.



شکل ۶-۳. نحوه محاسبه انتالپی بخار آب.

با فرض آنکه گرمای ویژه آب را  $4/1868 \text{ KJ/Kg.K}$  و گرمای ویژه بخار آب را

در محدوده دمایی  $0-60^\circ\text{C}$  برابر  $1/88 \text{ KJ/Kg.K}$  فرض کنیم، داریم:

$$h_v = 4/1868t_d + (h_{fg})_d + 1/88(t - t_d)$$

رابطه ۲۱-۳

البته این رابطه معمولاً به دلیل پیچیدگی در محاسبات عملی مورد استفاده قرار نمی‌گیرد. از آنجا که در فشارهای پایین انتالپی تنها تابع دما است، پس می‌توان به جای محاسبه انتالپی نقطه A، انتالپی نقطه B یا C را محاسبه کرد. انتالپی نقطه B برابر است با:

$$h_A = h_B = (h_g)_{0^\circ C} + C_{pv}(t-0) \quad \text{رابطه ۲۲-۳}$$

با فرض مقدار گرمای نهان در صفر درجه سانتی‌گراد برابر  $2500 \text{ KJ/Kg}$  و جایگذاری در رابطه فوق خواهیم داشت:

$$h_v = 2500 + 1/88t \quad \text{KJ/Kg} \quad \text{رابطه ۲۳-۳}$$

و در نهایت انتالپی هوای مرطوب برابر است با:

$$h_v = 1/0.05t + \omega(2500 + 1/88t) \quad \text{KJ/Kgd.a.} \quad \text{رابطه ۲۴-۳}$$

تعیین گرمای ویژه هوای مرطوب

رابطه ۲۴-۳ را می‌توان به صورت زیر نیز نوشت:

$$\begin{aligned} h &= (C_{pda} + \omega C_{pv})t + \omega(h_{fg})_{0^\circ C} \\ &= C_p t + \omega(h_{fg})_{0^\circ C} \end{aligned} \quad \text{رابطه ۲۵-۳}$$

که در آن:

$$\begin{aligned} C_p &= C_{pda} + \omega C_{pv} \\ &= (1/0.05 + 1/88\omega) \frac{\text{KJ}}{(\text{Kgd.a.})(\text{K})} \end{aligned} \quad \text{رابطه ۲۶-۳}$$

را گرمای ویژه هوای مرطوب می‌نامند. از آنجا که در معادله ۲۶-۳ مقدار  $1/88\omega$  در مقایسه با عبارت اول؛ یعنی  $1/0.05$  ناچیز است، معمولاً از عدد تقریبی  $C_p = 1/0.216 \text{ KJ/(Kgd.a.)(k)}$  برای محاسبات مربوط به هوای مرطوب استفاده می‌شود.

مثال ۱-۳. دمای خشک هوایی  $35^\circ\text{C}$  و دمای مرطوب آن  $21^\circ\text{C}$  است. با استفاده

از روابط ارائه شده در این بخش سایر خواص هوا را به دست آورید. فشار را معادل سطح دریا فرض کنید.

$$t_{da} = 35^{\circ}\text{C} \quad \Rightarrow \quad P_s = 5628 \text{ Pa}$$

$$t_v = 21^{\circ}\text{C} \quad \Rightarrow \quad P'_v = 2505 \text{ Pa}$$

$$P_{atm} = 101325 \text{ Pa}$$

رابطه کریر

$$P_v = P'_v - \frac{(1/\lambda)(P_{atm} - P'_v)(t - t')}{2800 - 1/3(1/\lambda t + 32)}$$

$$P_v = 2505 - \frac{(1/\lambda)(101325 - 2505)(35 - 21)}{2800 - 1/3(1/\lambda \times 35 + 32)} = 2505 - \frac{2790264}{2676.5}$$

$$P_v = 1574/58 \text{ Pa}$$

$$\omega = 0.622 \frac{P_v}{P_{atm} - P_v}$$

$$\omega = 0.622 \frac{1574/58}{101325 - 1574/58} \Rightarrow \omega = 9/8 \times 10^{-3} \text{ Kg/Kgd.a.}$$

$$\phi = \frac{P_v}{P_s} = \frac{1574/58}{5628} \Rightarrow \phi = 0.28$$

$$h = 1/0.05t + \omega(2500 + 1/88t)$$

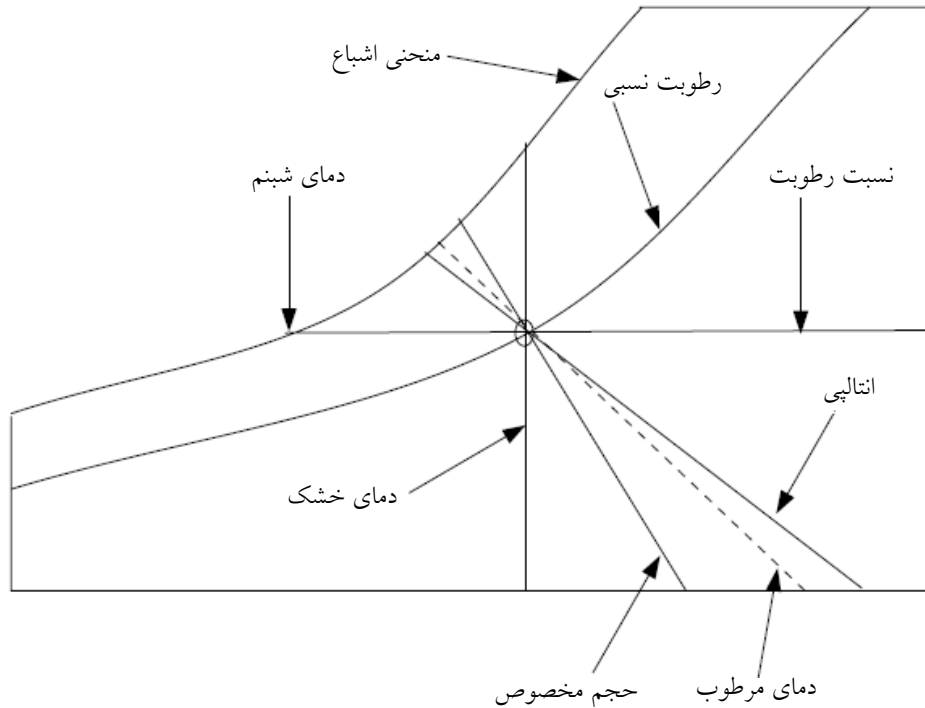
$$h = (1/0.05 \times 35) + ((9/8 \times 10^{-3})[(2500 + 1/88 \times 35)])$$

$$h = 60/32 \text{ KJ/Kgd.a.}$$

### ۴-۳. نمودار هوای مرطوب یا نمودار سایکرومتری<sup>۱</sup>

روابط ارائه شده بین خواص هوای مرطوب، در بخش قبل را می‌توان به صورت یک نمودار نشان داد که به آن نمودار هوای مرطوب می‌گویند. این نمودار را کریر برای اولین بار در ۱۹۰۴ میلادی ارائه کرد. در حال حاضر شکل‌های متفاوتی از این نمودار وجود دارد که یکی از مرسوم‌ترین آنها به صورتی است که در شکل ۳-۷ به صورت شماتیک نشان داده شده است.

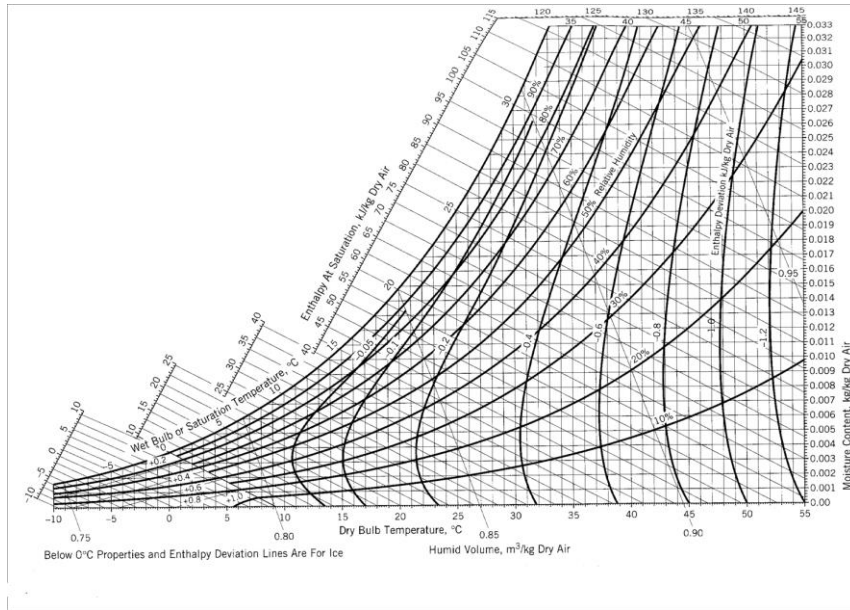
1. Psychrometric Chart



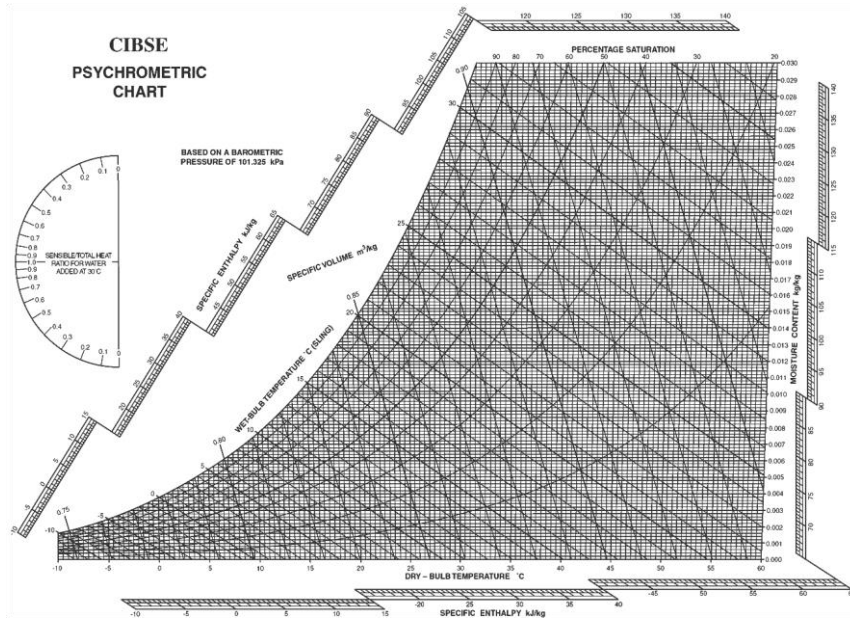
شکل ۳-۷. پارامترهای نمودار سایکرومتری (نمودار هوای مرطوب).

با استفاده از این نمودار تنها با داشتن دو خاصیت هوای مرطوب می‌توان سایر خواص هوا را به دست آورد. از آنجا که فشار اتمسفر به طور مستقیم در نمودار نشان داده نشده، هر نمودار هوای مرطوب برای یک فشار اتمسفری یا ارتفاع مشخص از سطح دریا قابل استفاده است. به این ترتیب برای ارتفاع مشخص از سطح دریا باید به نمودار مربوط مراجعه کرد و یا پس از قرائت مقادیر از نمودار موجود با استفاده از ضرایب تصحیح مقادیر مورد نظر در ارتفاع فوق را به دست آورد.

در شکل‌های ۳-۸ تا ۳-۱۰ منحنی‌های معروف سایکرومتری رسم شده‌اند.

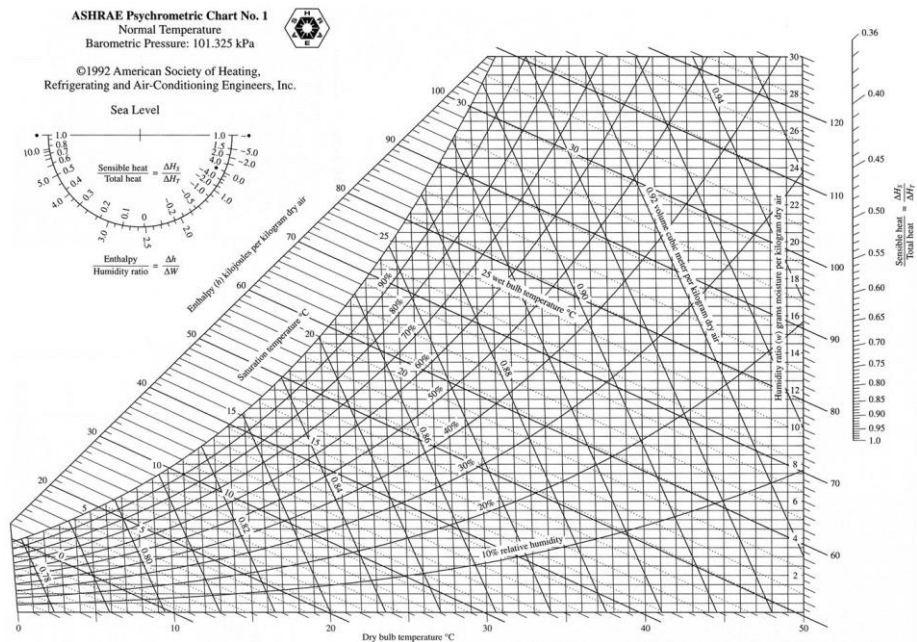


شکل ۳-۸. منحنی سایکرومتری کریر<sup>۱</sup> برای سطح دریا در سیستم SI.



شکل ۳-۹. منحنی سایکرومتری انجمن مهندسان سرویس‌های ساختمان<sup>۲</sup> برای سطح دریا در سیستم SI.

1. Carrier
2. CIBSE (Chartered Institution of Building Services Engineers)



شکل ۳-۱۰. منحنی سایکرومتری انجمن مهندسان گرمایش، سرمایش و تهویه مطبوع امریکا<sup>۱</sup> برای سطح دریا در سیستم SI.

برخی از عبارات به کار رفته در این منحنی‌ها که قبلاً توضیح داده نشده‌اند عبارت‌اند از:

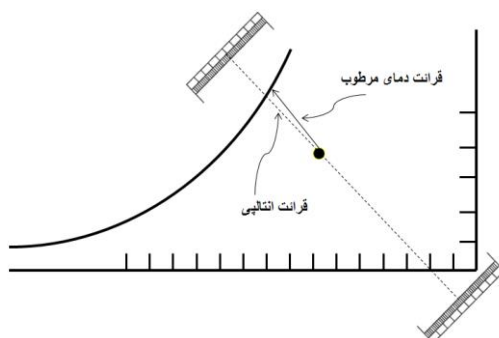
### انحراف انتالپی<sup>۲</sup>

اگر به شکل‌های ۳-۷ و ۳-۱۰ مراجعه کنید، می‌بینید که خطوط انتالپی ثابت و دمای مرطوب ثابت با اختلاف زاویه کمی نسبت به هم رسم شده‌اند. در برخی منحنی‌های سایکرومتری مانند شکل ۳-۸ به جای رسم دو سری خطوط با اختلاف زاویه کم که باعث دشواری قرائت می‌شود تنها به رسم یک سری خطوط اکتفا می‌شود. در این منحنی‌ها انتالپی و دمای مرطوب از امتداد خطوط یکسانی قرائت می‌شوند. این امر باعث خطای اندکی در محاسبه انتالپی می‌شود که با استفاده از مقدار انحراف انتالپی می‌توان آن را تصحیح کرد. مقدار انحراف انتالپی در نمودار شکل

1. ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air- Conditioning Engineers)  
2. Enthalpy Deviation



۸۳ نشان داده شده است. در نمودار انجمن مهندسان سرویس‌های ساختمان از روش دیگری برای قرائت انتالپی استفاده می‌شود که در شکل ۱۱-۳ نشان داده شده است.



شکل ۱۱-۳. قرائت انتالپی در دیاگرام سایکرومتری انجمن مهندسان سرویس‌های ساختمان.

### ضریب حرارت محسوس

ضریب حرارت محسوس که مطابق شکل ۱۰-۳ بر روی یک محور در سمت راست یا بر روی یک نقاله در کنار نمودار سایکرومتری نشان داده می‌شود به صورت زیر تعریف می‌گردد:

$$SHF = \frac{SH}{SH + LH} = \frac{SH}{TH} \quad \text{رابطه ۲۷-۳}$$

که در آن SH حرارت محسوس<sup>۱</sup>، LH حرارت نهان<sup>۲</sup>، TH حرارت کلی<sup>۳</sup> و SHF ضریب حرارت محسوس<sup>۴</sup> است.

حرارت محسوس که گاهی از آن به عنوان گرمای ظاهری نیز نام برده می‌شود، حرارتی است که باعث تغییر درجه حرارت خشک هوا شود. عواملی چون انتقال حرارت از طریق جداره‌ها، انتقال حرارت از طریق تشعشع، حرارت حاصل از افراد، چراغ‌ها نمونه‌هایی از عوامل ایجاد حرارت محسوس هستند. حرارت نهان حرارتی است که باعث تغییر مقدار رطوبت هوا می‌شود. برای مثال، از این نوع حرارت

1. Sensible Heat  
3. Total Heat

2. Latent Heat  
4. Sensible Heat Factor

می توان به حرارت ناشی از دستگاه های تولید بخار و لوازم رطوبت زا اشاره کرد. حرارت کل جمع دو حرارت فوق است؛ بنابراین، ضریب حرارت محسوس نشان می دهد که چند درصد از بار برودتی یک فضا را حرارت محسوس تشکیل می دهد. مقدار این ضریب در رسم فرایندی که هوای ورودی به اطاق طی می کند تا به شرایط هوای اطاق برسد بسیار مهم است.

#### دایره مسیر

این دایره مطابق شکل ۳-۱۰ در دمای  $24^{\circ}\text{C}$  و رطوبت نسبی ۵۰ درصد بر روی منحنی هوای مرطوب رسم شده است. فرایندی که هوای ورودی به اطاق طی می کند تا به شرایط هوای اطاق برسد، موازی با خطی است که از دایره مسیر به عدد روی محور SHF وصل می شود.

در شکل های ۳-۹ و ۳-۱۰ به جای رسم محور SHF، از یک نقاله استفاده شده که مقادیر SHF بر روی آن رسم شده است. در مورد نحوه استفاده از این نقاله در بخش بعد توضیح داده خواهد شد.

مثال ۳-۲. دمای خشک هوایی  $35^{\circ}\text{C}$  و دمای مرطوب آن  $21^{\circ}\text{C}$  است. با استفاده از منحنی هوای مرطوب سایر خواص هوا را به دست آورید. فشار را معادل فشار سطح دریا فرض کنید.

حل: با استفاده از منحنی سایکرومتری ارائه شده، ابتدا با معلوم بودن دو خاصیت محل نقطه مورد نظر را بر روی دیاگرام مشخص می کنیم، سپس با استفاده از راهنمای شکل ۳-۵ می توان مقادیر سایر خواص را به صورت زیر به دست آورد:

$$14^{\circ}\text{C} = \text{دمای شبنم}$$

$$28\% = \text{رطوبت نسبی}$$

$$0.010 \text{ Kg/Kgd.a.} = \text{نسبت رطوبت}$$

$$0.89 \text{ m}^3/\text{Kg} = \text{حجم مخصوص}$$

$$60.5 \text{ KJ/Kg} = \text{انتالپی}$$

بهرتر است بر مفهوم اعداد فوق مروری داشته باشیم.

دمای خشک هوا  $35^{\circ}\text{C}$  است. این بدان معنا است دماسنجی که در معرض هوا قرار دارد  $35^{\circ}\text{C}$  را نشان می‌دهد.

دمای مرطوب هوا  $21^{\circ}\text{C}$  است. این بدان معنا است که اگر پارچه (فتیله) مرطوبی را به دور حباب یک دماسنج بپیچیم و هوای فوق را با فن (یا روش‌هایی که توضیح داده شد) از روی حباب دماسنج عبور دهیم، کمترین دمای نشان داده شده توسط آن  $21^{\circ}\text{C}$  است. همچنین این عدد به معنی حداقل دمای قابل حصول در این شرایط از یک سیستم تبخیری مانند کولرآبی است.

دمای شبنم هوا  $14^{\circ}\text{C}$  است. این بدان معنا است که با سرد کردن هوا تا  $14^{\circ}\text{C}$  رطوبت موجود در آن تقطیر و قابل مشاهده است.

رطوبت نسبی ۲۸ درصد نشان می‌دهد که مقدار (جرم) رطوبت موجود در هوا ۲۸ درصد مقدار ماکزیمم (مقداری که هوا اشباع می‌شود) است.

نسبت رطوبت  $0.01\text{Kg/Kgd.a.}$  بیان می‌کند که در هر ۱ کیلوگرم هوای خشک  $0.01\text{Kg}$  یا ۱۰ گرم رطوبت موجود است.

سرانجام همان‌طور که می‌بینید مقدار انحراف انتالپی در مقایسه با مقدار انتالپی و همچنین با توجه به میزان دقت قرائت انتالپی عدد ناچیزی است و در محاسبات این کتاب از آن صرف‌نظر می‌کنیم.

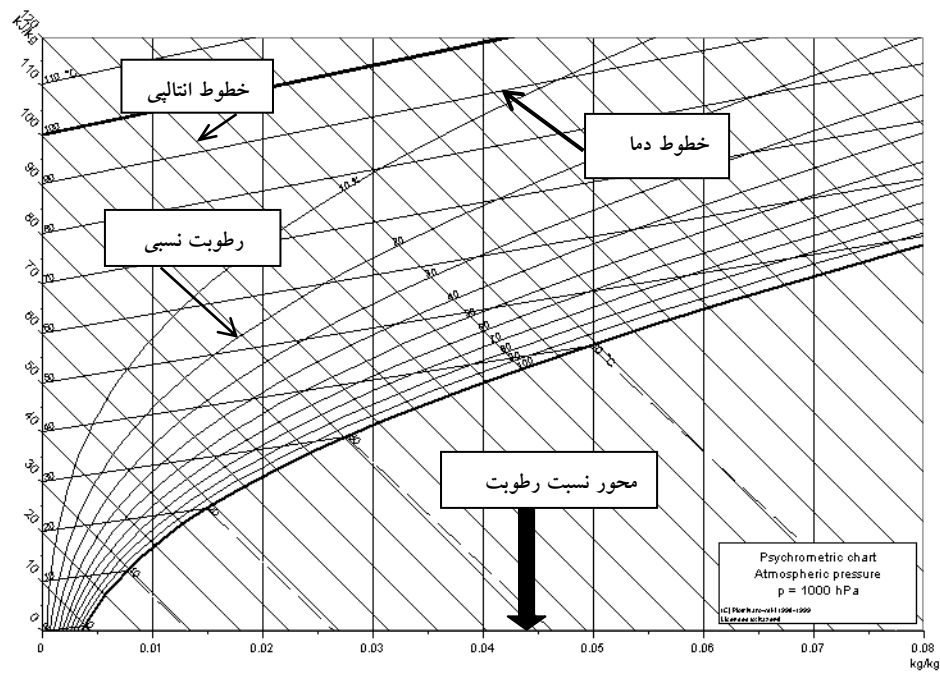
امروزه کلیه محاسبات فوق از طریق نرم‌افزارهای هوای مرطوب که از اینترنت قابل تهیه هستند به راحتی قابل انجام است. معمولاً در نرم‌افزارهای فوق امکان تغییر فشار اتمسفر و همچنین انتخاب واحدها وجود دارد.

نوع دیگری از نمودار مورد استفاده برای نمایش خواص هوای مرطوب، نمودار مولیر<sup>۱</sup> است. نمونه‌ای از این نمودار در شکل ۳-۱۲ نشان داده شده است. از آنجا که

---

1. Mollier

محور عمودی این نمودار به انتالپی و محور افقی آن به نسبت رطوبت اختصاص یافته است، به این نمودار دیاگرام  $h-x$  نیز گفته می‌شود. در برخی کتب اروپایی (مخصوصاً آلمانی) معمولاً از این نمودار به جای دیاگرام سایکرومتری استفاده می‌شود.



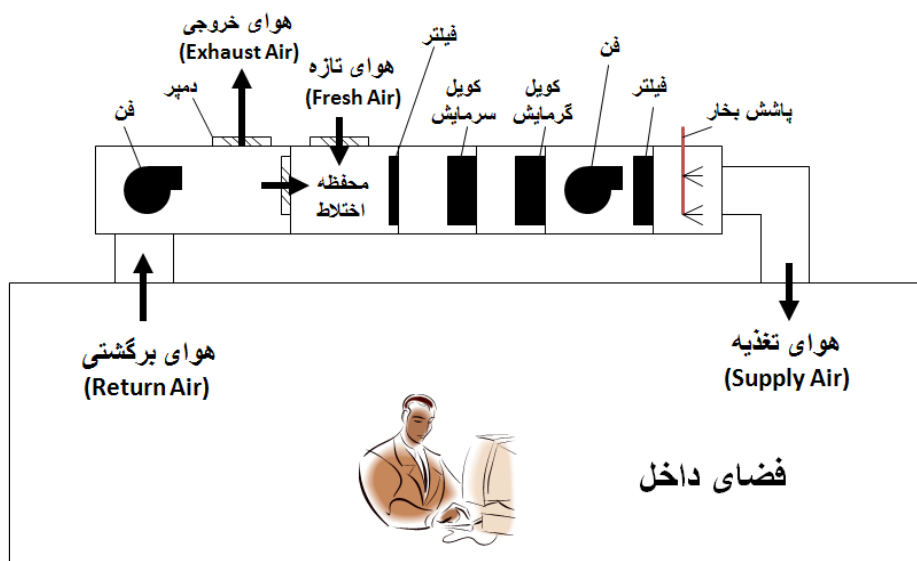
شکل ۳-۱۲. دیاگرام مولیر.

### ۳-۵. فرایندهای هوای مرطوب<sup>۱</sup>

منظور از فرایندهای هوای مرطوب اختلاط دو یا چند مسیر هوا، گرم کردن هوا، سرد کردن هوا، رطوبت‌زنی یا رطوبت‌گیری از آن یا ترکیبی از فرایندهای فوق است. در شکل ۳-۱۳ یک هواساز<sup>۲</sup> که در آن فرایندهای مختلفی به کار رفته نشان داده شده است.

1. Psychrometric Processes

2. Air Handling Unit



شکل ۳-۱۳. فرایندهای مختلف اختلاط، سرمایش، گرمایش و رطوبت‌زنی در یک هواساز.

در این بخش تنها جزئیات فرایندهایی که به نوعی با تبرید مرتبط هستند مورد بررسی قرار می‌گیرد. بحث مفصل‌تر این موضوع در کتاب‌های تهویه مطبوع قابل دسترسی است.

### ۳-۵-۱. اختلاط<sup>۱</sup> دو یا چند مسیر هوا

ساده‌ترین نمونه کاربرد این فرایند مطابق شکل ۳-۱۳ در اختلاط هوای برگشتی از اتاق‌ها و هوای تازه در یک هواساز است که در محفظه اختلاط<sup>۲</sup> انجام می‌شود. در شکل ۳-۱۴ این فرایند برای اختلاط دو مسیر هوا نشان داده شده است.

معادلات حاکم برای تحلیل این فرایند عبارت‌اند از:

معادله بقای جرم هوا:

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_1 + \dot{m}_2$$

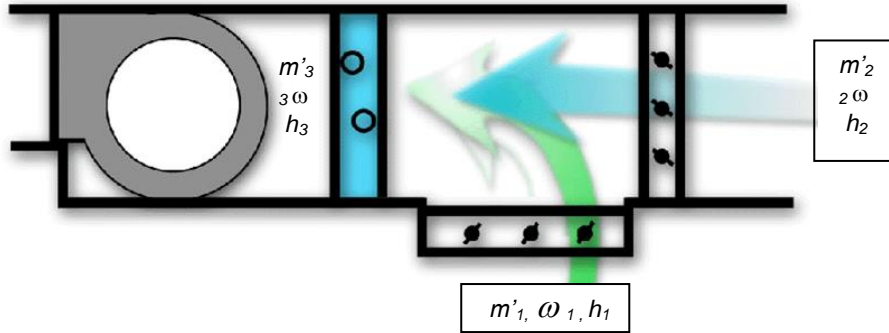
رابطه ۳-۲۸

1. Mixing

2. Mixing Box

معادله بقای جرم رطوبت هوا:

$$\dot{m}_r \omega_r = \dot{m}_1 \omega_1 + \dot{m}_v \omega_v \quad \text{رابطه ۲۹-۳}$$



شکل ۱۴-۳. اختلاط دو مسیر هوا.

بنابراین، نسبت رطوبت هوای مخلوط با فرض معلوم بودن  $\dot{m}_1$ ،  $\dot{m}_v$ ،  $\omega_1$  و  $\omega_r$  برابر است با:

$$\omega_r = \frac{\dot{m}_1 \omega_1 + \dot{m}_v \omega_v}{\dot{m}_r} \quad \text{رابطه ۳۰-۳}$$

معادله انرژی:

$$\dot{m}_r h_r = \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_v h_v \quad \text{رابطه ۳۱-۳}$$

بنابراین، انتالیی هوای مرطوب با فرض معلوم بودن  $\dot{m}_1$ ،  $\dot{m}_v$ ،  $h_1$  و  $h_r$  برابر است با:

$$h_r = \frac{\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_v h_v}{\dot{m}_r} \quad \text{رابطه ۳۲-۳}$$

با جایگذاری از رابطه ۱۸-۳ در رابطه ۳۱-۳ داریم:

$$(C_p t_r + h_{fgo} \omega_r) = \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_r} (C_p t_1 + h_{fg} \omega_1) + \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_r} (C_p t_v + h_{fgo} \omega_v) \quad \text{رابطه ۳۳-۳}$$

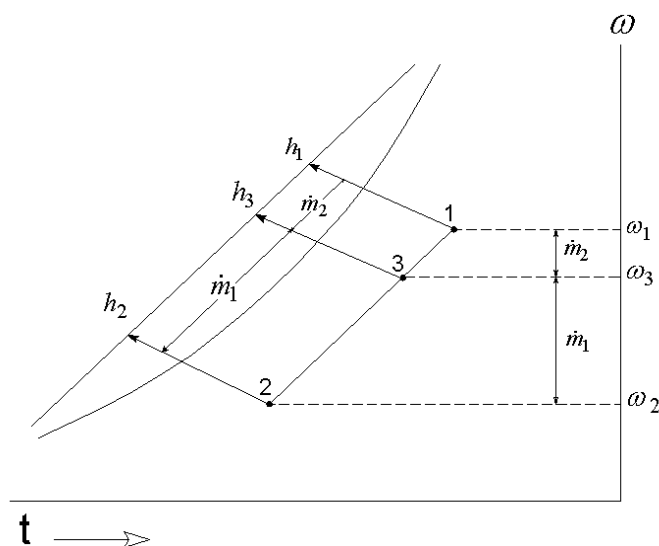
بنابراین، دمای مخلوط برابر است با:

$$t_r = \frac{\dot{m}_1 t_1 + \dot{m}_v t_v}{\dot{m}_r} + h_{fgo} \left[ \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_r} \omega_1 + \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_r} \omega_v - \omega_r \right] \quad \text{رابطه ۳۵-۳}$$

از آنجا که مقدار عبارت دوم سمت راست مقداری ناچیز است می‌توان نوشت:

$$t_p = \frac{\dot{m}_1 t_1 + \dot{m}_2 t_2}{\dot{m}_3} \quad \text{رابطه ۳-۳۶}$$

به این ترتیب بر روی منحنی هوای مرطوب ارائه شده در این کتاب (منحنی  $\omega$  بر حسب  $t$ ) موقعیت نقطه ۳ به‌طور تقریب بر روی خط واصل نقاط ۱ و ۲ قرار دارد. محل نقطه ۳ به نسبت معکوس دبی جرمی  $\dot{m}_1$  و  $\dot{m}_2$  بر روی این خط قرار دارد. در شکل ۳-۱۵ فرایند فوق بر روی هوای مرطوب نشان داده شده است:



شکل ۳-۱۵. نمایش فرایند اختلاط دو مسیر هوا بر روی منحنی هوای مرطوب.

با توجه به شکل ۳-۱۵ یکی دیگر از روش‌های تعیین موقعیت نقطه ۳ استفاده از روش ترسیمی است. در این روش ابتدا نقاط ۱ و ۲ بر روی دیاگرام مشخص می‌شود. سپس خط ۱-۲ رسم می‌شود. نقطه ۳ بر روی این خط و به نسبت عکس دبی‌های جرمی هوای ۱ و ۲ قرار می‌گیرد.

روش مناسب‌تر تعیین موقعیت نقطه ۳ آن است که ابتدا نسبت رطوبت یا دمای نقطه ۳

از روابط ۳-۳۰ یا ۳-۳۶ به دست آمده و سپس از رسم خط ۲-۱ موقعیت نقطه ۳ با داشتن یکی از خواص فوق تعیین می شود.

مثال ۳-۳. ۲۰ مترمکعب بر ساعت هوا در دمای خشک ۳۵ و دمای مرطوب ۲۱ درجه سانتی گراد با ۸۰ مترمکعب بر ساعت هوا با دمای خشک ۲۵ و دمای مرطوب ۲۰ درجه سانتی گراد مخلوط می شود. با فرض فشار سطح دریا، دمای خشک و مرطوب هوای مخلوط را به دست آورید.

حل: از آنجا که دبی به صورت حجمی داده شده با استفاده از حجم مخصوص باید مقدار معادل دبی جرمی هر مسیر به دست آید. دقت کنید که اگر دبی حجمی به صورت استاندارد ( $\text{Sm}^3/\text{h}$ ) داده شده بود، برای تبدیل به دبی جرمی باید از حجم مخصوص هوای استاندارد استفاده شود.

برای جریان هوای اول:

$$v_1 = 0.887 \text{ m}^3/\text{Kgd.a.} \Rightarrow \dot{m}_1 = 22/55 \text{ Kgd.a./hr}$$

سایر مشخصات این هوا عبارتند از:

$$\omega_1 = 0.0098 \text{ Kgw.v./Kgd.a.} \quad h_1 = 60/44 \text{ KJ/Kgd.a.}$$

برای جریان هوای دوم:

$$v_2 = 0.862 \text{ m}^3/\text{Kgd.a.} \Rightarrow \dot{m}_2 = 92/81 \text{ Kgd.a./hr}$$

سایر مشخصات مورد نیاز این هوا عبارتند از:

$$\omega_2 = 0.0126 \text{ Kgw.v./Kgd.a.} \quad h_2 = 57/26 \text{ KJ/Kgd.a.}$$

بنابراین:

$$\dot{m}_3 = 22/55 + 92/81 = 115/36 \text{ Kgd.a./hr}$$

$$\omega_3 = \frac{22/55(0.0098) + 92/81(0.0126)}{115/36} = 0.0121 \text{ Kgw.v./Kgd.a.}$$

$$h_3 = \frac{22/55(60/44) + 92/81(57/26)}{115/36} = 57/61 \text{ KJ/Kgd.a.}$$

سایر مشخصات مورد نیاز از قبیل دمای خشک و مرطوب هوای مخلوط



عبارت‌اند از:

دمای مرطوب:  $t_p = 20/20^\circ\text{C}$  و دمای خشک:  $t_p = 26/95^\circ\text{C}$

مثال فوق را می‌توان با استفاده از نرم‌افزارهای موجود برای محاسبات سایکرومتریک نیز حل کرد. صفحهٔ مربوط به محاسبات این مثال با یکی از این نرم‌افزارها در شکل ۱۶۳ نشان داده شده است.

Airstream A Values		Airstream B Values	
35.00	*C db	25.00	*C db
21.00	*C wb	20.00	*C wb
0	Alt in m		
20	Act CMH	80	Act CMH

Airstream C Values	
100	Act CMH
26.95	*C db
20.20	*C wb
12.12	g/kg

Scroll requires Standard Volumes

A → C  
B → C

شکل ۱۶۳. نمونه‌ای از یک نرم‌افزار سایکرومتری برای محاسبهٔ شرایط هوای مخلوط.

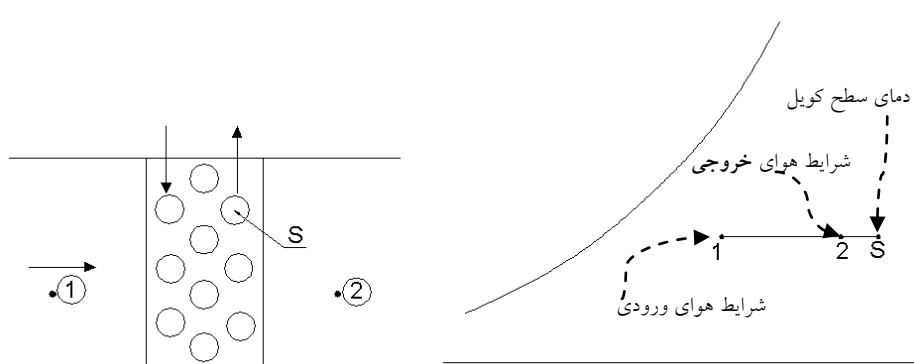
### ۳-۵-۲. گرم کردن هوا با تماس آن با یک سطح گرم

با عبور هوا از روی دستهٔ لوله‌هایی که در آنها آب گرم، بخار یا سیال گرم دیگری جریان دارد دمای هوا افزایش می‌یابد. افزایش دمای هوا می‌تواند در اثر عبور آن از روی سطوح (لوله‌ها) که در سمت دیگر آن شعله یا گازهای ناشی از احتراق عبور می‌کند نیز انجام شود.

در برخی از موارد برای رساندن شرایط هوا به شرایط آسایش<sup>۱</sup> در سیستم‌های تهویهٔ

1. Comfort Conditions

مطبوع تابستانی نیز پس از عبور هوا از روی یک کویل سرد، آن را از روی کویل گرم نیز عبور می‌دهند. این فرایند را گرمایش مجدد<sup>۱</sup> می‌نامند. در فرایند گرمایش، نسبت رطوبت هوا تغییر نمی‌کند؛ بنابراین، خط فرایند مطابق شکل ۳-۱۷ به صورت یک خط افقی به سمت راست نمودار است.

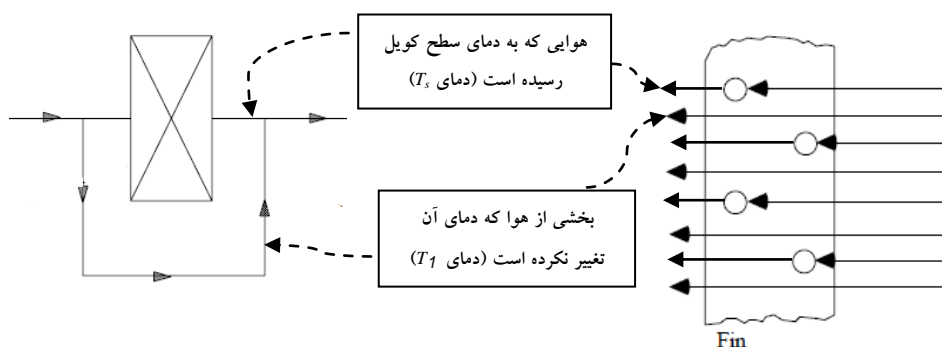


شکل ۳-۱۷. فرایند گرمایش با عبور هوا از روی یک کویل گرم.

در شکل فوق نقطه ۱ شرایط هوای ورودی کویل، ۲ شرایط هوای خروجی و S نشان‌دهنده دمای سطح لوله‌ها است. در صورتی که تمام حجم هوا به دمای سطح کویل می‌رسید، شرایط خروجی در نقطه S قرار می‌گرفت، ولی از آنجا که در عمل چنین امری ممکن نیست، دمای هوای خروجی کمتر از دمای سطح کویل خواهد بود. میزان این تفاوت با ضریبی به نام ضریب عبور کویل<sup>۲</sup> مشخص می‌شود. برای روشن شدن مفهوم ضریب عبور، شکل ۳-۱۸ را در نظر بگیرید. شکل سمت راست نشان‌دهنده یک سری لوله پره‌دار است که جریان هوا از راست به چپ از روی آن جریان دارد. شکل سمت چپ مدل همان کویل است که به منظور درک بهتر مفهوم ضریب عبور، جریان هوا در آن به دو شاخه تقسیم شده است.

1. Reheat

2. By-Pass Factor



شکل ۳-۱۸. مفهوم ضریب عبور کویل.

درواقع برای مدل‌سازی با استفاده از مفهوم ضریب عبور فرض می‌کنیم که بخشی از هوا بدون تغییر دما از کویل خارج شده (در دمای  $T_1$ ) و بخشی دیگر به دمای سطح کویل رسیده است؛ بنابراین، هوای خروجی، مخلوطی از هوا با دمای  $T_1$  و هوا با دمای  $T_s$  است که بر طبق توضیحات بخش ۳-۵-۱ محل آن در شکل ۳-۱۷ بر روی خط S-۱ و به نسبت عکس دبی‌های جرمی S و ۱ قرار دارد. به این ترتیب اگر ضریب عبور هوا را با BPF نشان دهیم می‌توان نوشت:

$$\text{BPF} = \frac{T_s - T_r}{T_s - T_1} \quad \text{رابطه ۳-۳۶}$$

BPF-۱ را ضریب تماس کویل<sup>۱</sup> می‌نامند.

میزان انتقال حرارت طی این فرایند را می‌توان از رابطه زیر به دست آورد:

$$Q_s = \dot{m}(h_r - h_1) \quad \text{رابطه ۳-۳۷}$$

که در آن  $Q_s$  مقدار انتقال حرارت محسوس طی فرایند است.

همان‌طور که گفته شد، اگر گرمای ویژه متوسط هوای مرطوب را  $1.0216 \text{ (KJ)/(Kgd.a.)(K)}$  و همچنین مقدار جرم حجمی هوا در شرایط استاندارد را  $1/2 \text{ Kgd.a./m}^3$  فرض کنیم می‌توان رابطه فوق را به صورت ساده‌تر بر حسب دبی حجمی استاندارد به شکل زیر نوشت:

$$Q_s = (0.3405)(\text{cmh})(\Delta t) \quad \text{رابطه ۳-۳۸}$$

که در آن cmh مخفف cubic meter per hour یا مترمکعب بر ساعت و  $\Delta t$  بر حسب درجه سانتی گراد است. مشابه رابطه فوق در سیستم واحدهای انگلیسی به صورت زیر است:

$$Q_s = (1/0.8)(cfm)(\Delta t) \quad \text{رابطه ۳-۳۹}$$

که در این رابطه cfm مخفف cubic feet per minute یا فوت مکعب بر دقیقه،  $\Delta t$  اختلاف دما بر حسب درجه فارنهایت و  $Q_s$  مقدار انتقال حرارت بر حسب Btu/hr است.

مثال ۳-۴. هوایی با دمای  $5^\circ\text{C}$  و رطوبت نسبی ۷۰ درصد از روی یک کویل با دمای سطح  $45^\circ\text{C}$  جریان دارد. دبی هوا را  $100 \text{ m}^3/\text{h}$  و فشار را معادل سطح دریا فرض کنید. مقدار ضریب عبور کویل برابر ۰/۱۵ است.

الف- دما و رطوبت نسبی هوای خروجی را به دست آورید.

ب- نرخ انتقال حرارت مورد نیاز چقدر است.

حل: الف- دمای هوای خروجی از طریق ترسیمی یا استفاده از رابطه ضریب

عبور هوا به صورت زیر محاسبه می شود:

$$\text{BPF} = \frac{T_s - T_r}{T_s - T_1}$$

$$0/15 = \frac{45 - T_r}{45 - 5} \Rightarrow T_r = 39^\circ\text{C}$$

اکنون با استفاده از منحنی هوای مرطوب مقدار رطوبت نسبی هوای خروجی

برابر است با:

$$\phi \approx 9\%$$

همان طور که می بینید، رطوبت نسبی هوا در طی فرایند گرمایش کاهش می یابد.

به طور یقین همگی این حالت را که در فضای داخل اطاق در زمستان از آن تحت عنوان

خشکی هوا یاد می کنیم را تجربه کرده اید.

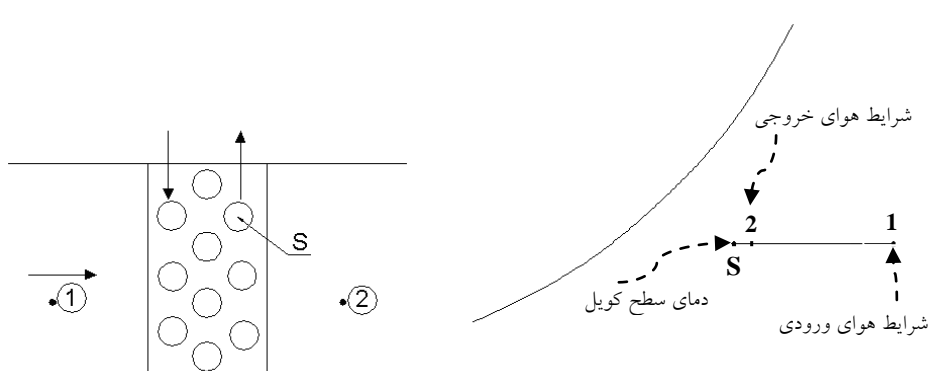
ب- مقدار نرخ انتقال حرارت برابر است با:

$$Q_s = (0/3405)(100 \cdot (39 - 5)) = 8853 \text{ W}$$

### ۳-۵-۳. سردکردن هوا با تماس آن با یک سطح سرد

با عبور هوا از روی دسته لوله‌هایی که در آنها آب سرد، مبرد یا سیال سرد دیگری جریان دارد دمای هوا کاهش می‌یابد. فرایند سردکردن هوا بر روی دیباگرام سایکرومتری به صورت خطی در خلاف جهت فرایند گرمایش؛ یعنی از راست به چپ نشان داده می‌شود. از آنجا که با کاهش دمای هوا تا دمای شبنم، هوا به حالت اشباع می‌رسد، بنابراین دو حالت زیر محتمل خواهد بود:

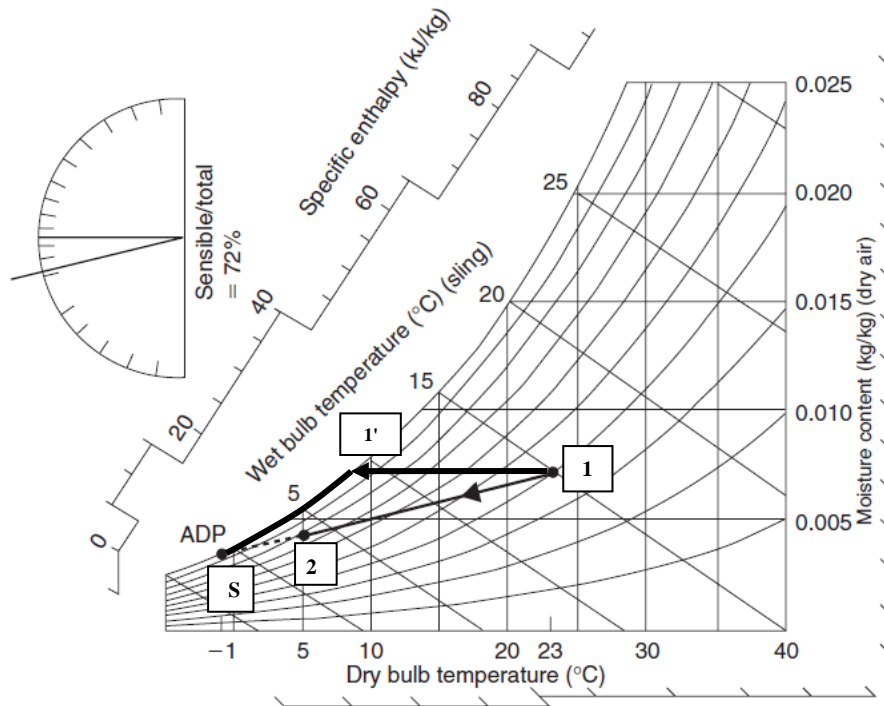
الف- دمای هوای خروجی کویل از دمای شبنم هوای ورودی بالاتر باشد. در این صورت هوا تا دمای شبنم خنک نشده است. این فرایند حالتی است که در شکل ۳-۱۹ نشان داده شده است. در این شکل S دمای سطح کویل، ۱ شرایط هوای ورودی به کویل و ۲ شرایط هوای خروجی از کویل است. این حالت را سرمایش محسوس<sup>۱</sup> یا سرمایش بدون رطوبت‌گیری می‌نامند.



شکل ۳-۱۹. فرایند سرمایش محسوس هوا با عبور آن از روی یک کویل سرد.

ب- دمای هوای خروجی کویل از دمای شبنم هوای ورودی پایین‌تر باشد. فرایند ایده‌آل در حالتی که ضریب عبور کویل صفر باشد، به صورتی است که در شکل ۳-۲۰ با مسیر 1-1'-S نشان داده شده است. در این حالت پس از سرد شدن هوا

تا دمای شبنم (نقطه 1')، ادامه فرایند روی منحنی اشباع خواهد بود.



شکل ۳-۲۰. فرایند سرمایش هوا تا دمایی پایین تر از دمای شبنم آن بدون استفاده از هوای تازه.

نقطه S به نقطه شبنم دستگاه<sup>۱</sup> موسوم است که در شکل به اختصار با ADP نشان داده شده است. از آنجا که در عمل یک کویل دارای ضریب عبور معینی است، پس تمام هوا تا دمای ADP خنک نمی شود. مطابق آنچه که در بخش ۳-۵ بیان شد، شرایط هوای خروجی واقعی (نقطه ۲) مطابق شکل ۳-۲۰ در روی خط واصل شرایط هوای ورودی و هوایی که به دمای سطح کویل رسیده است خواهد بود. نسبت طول خط 2-S به 1-S در نمودار فوق نشان دهنده ضریب عبور کویل است. در شرایط واقعی فرایند عبور هوا از روی کویل یک خط کاملاً مستقیم نیست و کمی انحناء دارد.

1. Apparatus Dew Point

با اعمال قانون بقای جرم، مقدار آب تقطیرشده بر روی کویل نیز از عبارت زیر به دست می‌آید:

$$\dot{m}_w = m_a (w_1 - w_2) \quad \text{رابطه ۳-۴۰}$$

که در آن ۱ و ۲، به ترتیب مربوط به شرایط هوای ورودی و خروجی هستند. از نقاله کنار دیاگرام سایکرومتری نیز می‌توان برای رسم این فرایند یا تعیین دمای شبیم دستگاه استفاده کرد. این امر در مثال زیر نشان داده شده است.

**مثال ۳-۵.** هوا در دمای خشک ۲۴ درجه سانتی‌گراد و رطوبت نسبی ۴۰ درصد از روی یک کویل سرد عبور می‌کند. اگر مقادیر بار محسوس و نهان این کویل به ترتیب ۳۶ و ۱۴ کیلووات باشند و دمای هوای خروجی مورد نیاز ۵ درجه سانتی‌گراد باشد، دمای نقطه شبیم و ضریب عبور کویل را به دست آورید.

**حل:** مقدار ضریب حرارت محسوس کویل برابر است با:

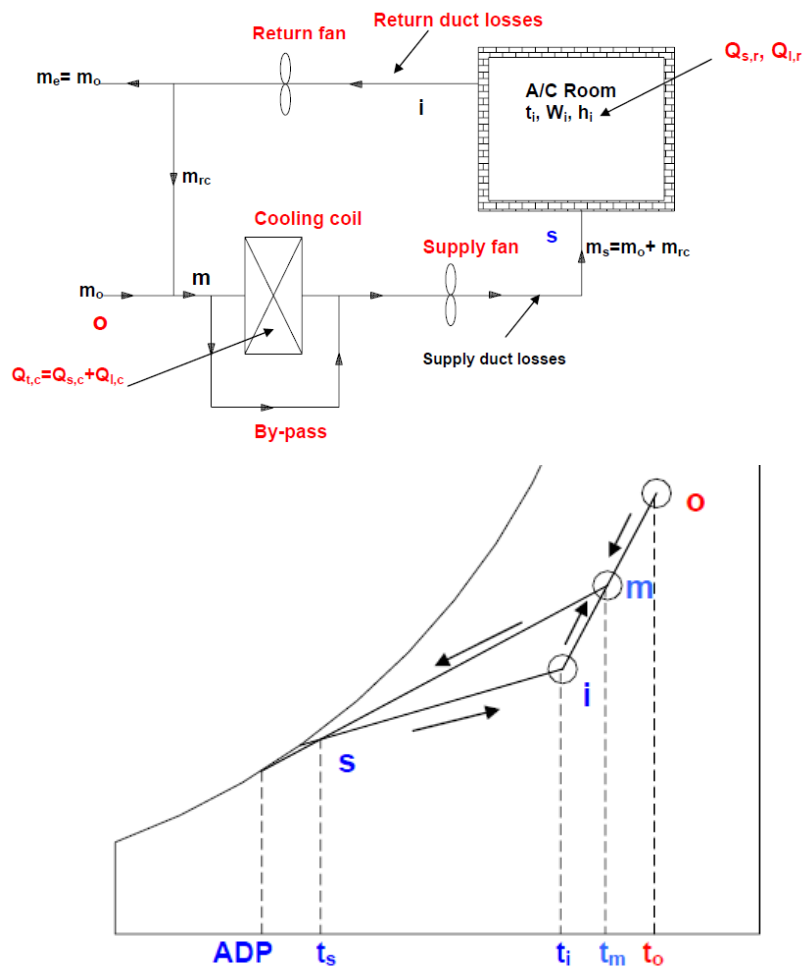
$$SHF = \frac{SH}{SH + LH} = \frac{36}{36 + 14} = 0.72$$

حال از مرکز نقاله مجاور دیاگرام سایکرومتری، مطابق نمودار ۳-۲۰ خطی به عدد ۰/۷۲ رسم می‌کنیم. فرایند کویل از نقطه ۱ به موازات این خط است؛ بنابراین، از نقطه ۱ خطی به موازات خط فوق رسم می‌کنیم تا منحنی اشباع را قطع کند. این نقطه، نقطه شبیم مورد نیاز برای کویل است. با استفاده از شکل ۳-۲۰ مقدار دمای شبیم کویل برابر  $1^\circ\text{C}$  به دست می‌آید.

با فرض آنکه دمای خروجی مورد نیاز مقدار ۵ درجه سانتی‌گراد باشد، ضریب عبور مورد نیاز برای کویل با تقسیم طول خط 2-S به 1-S برابر ۰/۲۵ خواهد بود. دقت کنید که مقادیر بار محسوس و نهان ذکر شده در مثال فوق، بار محسوس و نهان کویل هستند که در صورت عدم استفاده از هوای بیرون با بار محسوس و نهان کُل برابرند.

در صورتی که از هوای تازه نیز در ورود به کویل استفاده شود، مقدار بار محسوس و نهان کویل به میزان بار مربوط به سردکردن هوای تازه، از مقادیر بار

محسوس و نهان اطاق بیشتر خواهند بود. در این حالت ضریب حرارت محسوس قبلی را ضریب حرارت محسوس کویل نامیده و با CSHF نشان می‌دهیم. به روش مشابهی می‌توان با داشتن بار محسوس و نهان اطاق، ضریب حرارت محسوس اطاق (RSHF) را به دست آورد و به کمک آن فرایندی که هوا از خروج از کویل (ورود به اطاق تا شرایط داخل اطاق طی می‌کند) را نیز رسم کرد. در شکل ۳-۲۱ سیکل فوق و دیاگرام سایکرومتریک مربوط رسم شده است.

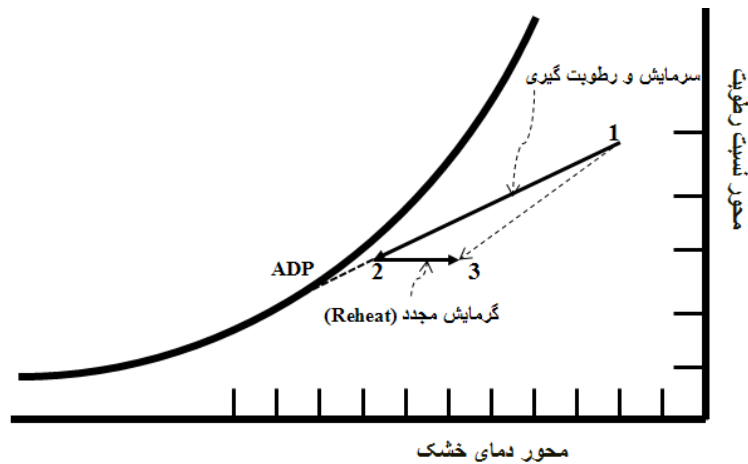


شکل ۳-۲۱. مفهوم RSHF و CSHF.



### ۳-۵-۴. کویل گرمایش مجدد<sup>۱</sup>

با توضیحات فوق به نظر می‌رسد در شرایط خاصی ممکن است خط رسم شده از شرایط هوای ورودی، منحنی اشباع را قطع نکند. برای مثال، اگر مقدار بار نهان در مقایسه با بار محسوس زیاد باشد، حالتی که در شکل ۳-۲۲ با فرایند ۱-۳ نشان داده شده است به وجود می‌آید. روشی که در سیستم‌های مرسوم برای حل این مشکل استفاده می‌شود، استفاده از کویل گرمایش مجدد بعد از کویل سرمایش است.



شکل ۳-۲۲. فرایند سرمایش هوا تا دمایی پایین‌تر از دمای شبنم آن.

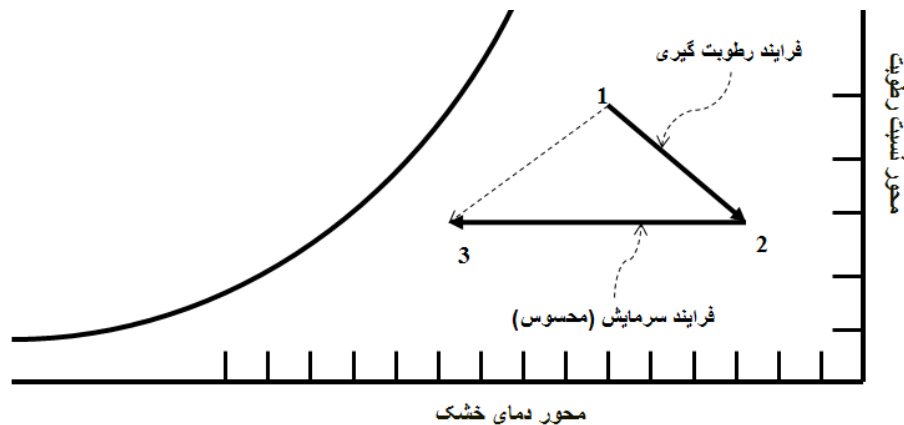
در این روش ابتدا هوا به میزانی که نسبت رطوبت آن با مقدار هوای نهایی برابر شود، خنک می‌شود (نقطه ۲). سپس با گرم کردن این هوا با عبور آن از روی یک کویل گرم شرایط نهایی نقطه ۳ حاصل می‌شود. از حرارت کندانسور می‌توان برای فرایند گرمایش مجدد استفاده کرد.

### ۳-۵-۵. استفاده از سیستم‌های رطوبت‌گیری به‌جای کویل گرمایش مجدد

استفاده از روشی که در بخش قبل ارائه شد به علت نیاز به  $ADP$  پایین، باعث کاهش  $COP$  سیستم تبرید می‌شود. یکی از روش‌های دیگر که برای رساندن شرایط نقطه

1. Reheat

۱ به ۳ وجود دارد، رطوبت‌گیری از هوا و سپس سردکردن آن است. از مزایای دیگر این روش عدم ایجاد تقطیر بر روی کویل است. رطوبتی که بر روی کویل تشکیل می‌شود می‌تواند عامل رشد و نمو باکتری‌ها در کانال‌های انتقال هوا در تهویه مطبوع باشد.



شکل ۳-۲۳. فرایند رطوبت‌گیری و سرمایش هوا.

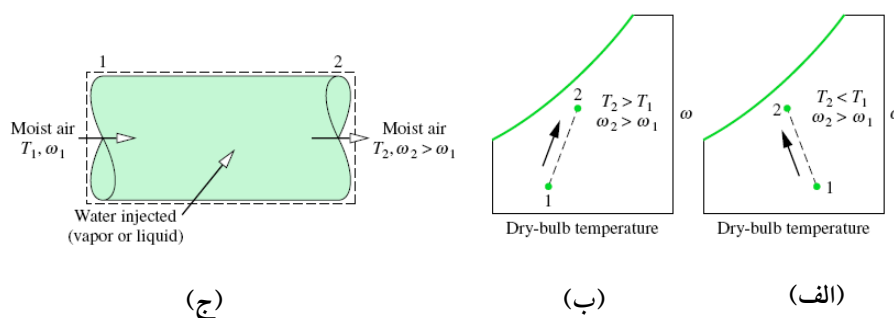
همان‌طور که از شکل ۳-۲۳ مشخص است، رطوبت‌گیری از هوا که از طریق مواد جاذب رطوبت (مثل سیلیکاژل) انجام می‌شود، باعث افزایش دمای هوا نیز می‌گردد. اما برای خنک‌کردن این هوا تا دمای ورودی (البته کمی بیشتر) می‌توان از همان هوای محیط استفاده کرد. در سیستم‌های سرمایش خورشیدی دسیکانت<sup>۱</sup> از این روش استفاده می‌شود.

### ۳-۵-۶. رطوبت‌زنی به هوا<sup>۲</sup>

رطوبت‌زنی به هوا بسته به دمای آب (یا بخار) تزریق شده به داخل آن می‌تواند باعث کاهش یا افزایش دما شود. این امر در شکل ۳-۲۴ نشان داده شده است. با توجه به اینکه نوع خاصی از فرایند رطوبت‌زنی که به کاهش دما منجر می‌شود، در این فصل مدنظر است، در قسمت بعد تنها به بررسی جزئیات این حالت می‌پردازیم.

1. Desiccant

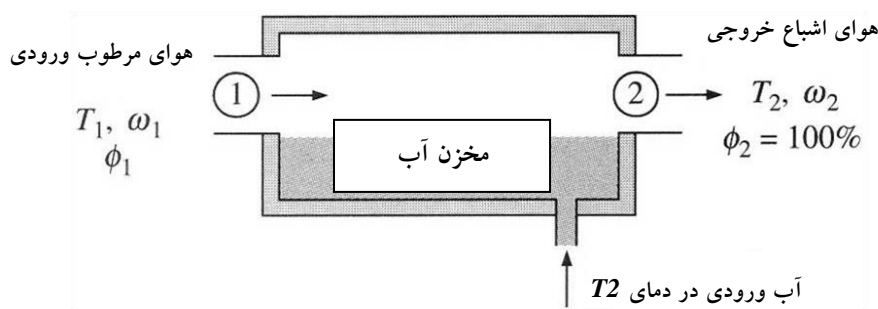
2. Humidification



شکل ۳-۲۴. فرایند رطوبت‌زنی به هوا. الف- سردکردن هوا ب- گرم کردن هوا ج- شکل شماتیک.

### ۳-۵-۷. سرمایش تبخیری<sup>۱</sup>

اگر جریان هوایی که اشباع نیست (قابلیت پذیرش رطوبت دارد) مطابق شکل ۳-۲۵ در طی یک فرایند آدیاباتیک (برای مثال، در یک محفظه عایق شده) از روی یک بستر بسیار بزرگ آب عبور کند، آب تبخیر شده و بخار آب وارد هوا می‌شود. این امر باعث افزایش نسبت رطوبت هوا می‌شود تا آنجا که هوا قادر به جذب آب بیشتر نباشد یا در اصطلاح به شرایط اشباع برسد. از آنجا که حرارت مورد نیاز برای تبخیر آب از هوا گرفته می‌شود، دمای هوا کاهش می‌یابد. از این رو می‌توان از این روش برای سردکردن هوا استفاده کرد. این فرایند به شرطی که شرایط خروجی به حالت اشباع برسد، فرایند اشباع آدیاباتیک<sup>۲</sup> نام دارد.



شکل ۳-۲۵. فرایند اشباع آدیاباتیک.

1. Evaporative Cooling

2. Adiabatic Saturation

در شرایط دائمی با فرض آنکه جریان هوا (مخلوط هوای خشک و بخار آب)، گاز ایده آل فرض شود و از انتقال حرارت به (یا از) محیط صرف نظر شود، معادله انرژی را می توان به صورت زیر نوشت:

$$(\dot{m}_a h_a + \dot{m}_v h_v)_1 + [(\dot{m}'_v - \dot{m}_v) h_f] = (\dot{m}_a h_a + \dot{m}_v h_v)_2 \quad \text{رابطه ۴۱-۳}$$

که در آن علامت نشان دهنده شرایط خروجی،  $\dot{m}_a$  دبی جرمی هوای خشک،  $\dot{m}_v$  دبی جرمی بخار آب و  $h_f$  نشان دهنده انتالپی آب ورودی است.

با تقسیم این رابطه بر دبی هوای خشک ( $\dot{m}_a$ )، رابطه فوق بر حسب دبی جرمی واحد خشک به صورت زیر در می آید:

$$(h_a + w h_g)_1 + [(w' - w) h_f] = (h_a + w' h_g)_2 \quad \text{رابطه ۴۲-۳}$$

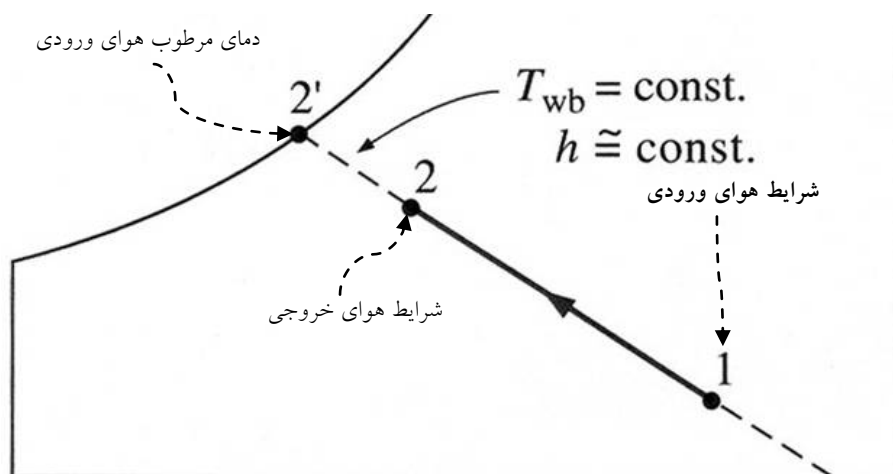
عبارت دوم سمت چپ رابطه فوق نشان دهنده انرژی وارده از طریق آب است. از آنجا که این عبارت در مقایسه با دو عبارت دیگر (که نشان دهنده انتالپی هوای ورودی و خروجی هستند) ناچیز است فرایند فوق را می توان یک فرایند انتالپی ثابت فرض کرد. البته در شرایط واقعی، با استفاده از رابطه ۴۲-۳ می توان دریافت که مقدار انتالپی هوای خروجی قدری از انتالپی هوای ورودی بیشتر است. با صرف نظر کردن از این اختلاف و یادآوری این امر که خطوط دمای مرطوب ثابت و انتالپی ثابت تقریباً برهم منطبق هستند، با دقت قابل قبول می توان فرض کرد که فرایند سرمایش تبخیری یک فرایند دمای مرطوب ثابت است. نکته مهم در اینجا آن است که با پذیرش این امر، حداقل دمای قابل حصول به این روش، مقدار آن در شرایط اشباع است؛ یعنی، زمانی که دمای هوا به دمای مرطوب برسد. این امر در درک موارد کاربرد و محدودیت های استفاده از سیستم های تبخیری در آب و هوای مرطوب (مناطقی که اختلاف دمای خشک و مرطوب در آنها کم باشد) بسیار حائز اهمیت است.

در شرایط واقعی کارکرد یک سیستم تبخیری، هوا با عبور از یک سطح مرطوب مانند: کولر آبی یا پاشش آب به درون مسیر هوا مانند air washer انجام می شود. هر دو این روش ها باعث افزایش سطح و زمان تماس آب و هوا و در نتیجه نزدیک تر شدن

فرایند به شرایط اشباع آدیاباتیک می‌شوند. البته در عمل این امر به صورت صد درصد محقق نمی‌شود. از این رو راندمان اشباع آدیاباتیک یک دستگاه سرمایش تبخیری به صورت زیر بر حسب نسبت کاهش دمای واقعی هوا به کاهش دمای ایده‌آل (در شرایطی که هوای خروجی به شرایط اشباع برسد) تعریف می‌شود:

$$\eta = \frac{(T_1 - T_2)}{(T_1 - T_{wb})} \times 100 \quad \text{رابطه ۳-۴۳}$$

که در آن  $T_1$ ،  $T_2$  و  $T_{wb}$  به ترتیب دمای هوای ورودی، دمای هوای خروجی و دمای مرطوب هوای ورودی هستند. در شکل ۳-۲۶ دیاگرام سایکرومتری این فرایند نشان داده شده است.



شکل ۳-۲۶. فرایند سرمایش تبخیری.

با اعمال قانون بقای جرم، مقدار آب ورودی به سیستم نیز از عبارت زیر به دست می‌آید:

$$\dot{m}_w = m_a (w_2 - w_1) \quad \text{رابطه ۳-۴۴}$$

که در آن ۱ و ۲، به ترتیب مربوط به شرایط هوای ورودی و خروجی هستند. مثال ۳-۶. هوایی با دمای خشک ۳۵ و دمای مرطوب ۲۱ درجه سانتی‌گراد از یک

کولر آبی با راندمان اشباع ۸۰ درصد عبور داده می‌شود. اگر دبی هوا ۴۰۰۰ کیلوگرم بر ساعت باشد،

الف- دمای خشک و رطوبت نسبی هوای خروجی را به دست آورید.

ب- مقدار آب مصرف شده در این کولر در هر ساعت چقدر است؟

حل: الف- فرایند فوق در شکل ۲۶-۳ نشان داده شده است. با استفاده از رابطه

۴۳-۳ داریم:

$$0.8 = \frac{(35 - T_p)}{(35 - 21)} \Rightarrow T_p = 23.8^\circ\text{C}$$

با استفاده از دیاگرام سایکرومتری سایر مشخصات هوای خروجی عبارت‌اند از:

$$\phi_p = 78.2\%$$

$$\omega_p = 14.5 \text{ gr / Kg}$$

ب- با استفاده از رابطه ۴۴-۳ و معلوم بودن نسبت رطوبت هوای ورودی و خروجی

داریم:

$$\dot{m}_w = 4000 [\text{Kg/hr}] (14.5 - 9.8) [\text{gr / Kg}] = 18480 \text{ gr Water / hr}$$

یعنی نزدیک به ۲۰ لیتر بر ساعت!

### ۶-۳. انواع دستگاه‌های سرمایش تبخیری

به‌طور کلی سرمایش تبخیری به سه نوع مستقیم، غیرمستقیم و ترکیبی (مستقیم-

غیرمستقیم) تقسیم می‌شود. در این قسمت به معرفی هر یک از این روش‌ها

می‌پردازیم.

#### ۱-۶-۳. سیستم سرمایش تبخیری مستقیم<sup>۱</sup>

این روش در واقع ساده‌ترین و مرسوم‌ترین روش سرمایش تبخیری است که در

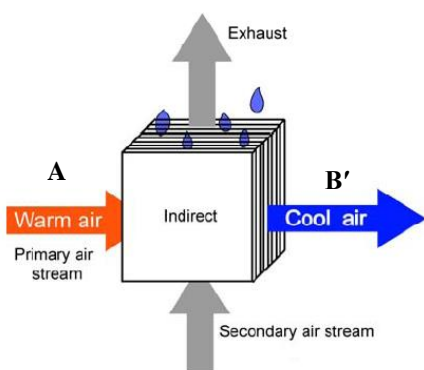
بخش ۷-۵-۳ توضیح داده شد. تماس مستقیم هوا و آب و در نتیجه تبخیر آب به

درون هوا مطابق شکل ۲۷-۳ باعث کاهش دمای هوا می‌شود. سیستم به‌کاررفته در کولرهای آبی مرسوم و Air Washer بر این مبنا استوار است.

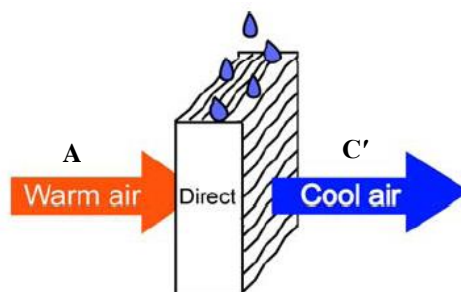
با توجه به افزایش قابل توجه رطوبت نسبی، استفاده از این روش در برخی کاربردها با محدودیت‌هایی همراه است. همچنین با توجه به آنچه که قبلاً بیان شد، حداقل دمای قابل دسترسی در این حالت در حالت ایده‌آل دمای مرطوب هوای ورودی است. از این رو بیشترین استفاده از این روش در مناطقی است که جزء دسته‌بندی مناطق خشک باشند.

### ۲-۶-۳. سیستم سرمایش تبخیری غیرمستقیم<sup>۱</sup>

در این روش هوای ورودی به فضایی که می‌خواهیم آن را سرد کنیم به‌طور مستقیم با آب تماس داده نمی‌شود. در عوض با تماس آب با یک مسیر هوای ثانویه، این هوای ثانویه خنک می‌شود. سپس دمای هوای ورودی به اطاق با تبادل حرارت (غیرمستقیم) با هوای ثانویه کاهش داده می‌شود. این فرایند در شکل ۲۸-۳ نشان داده شده است.



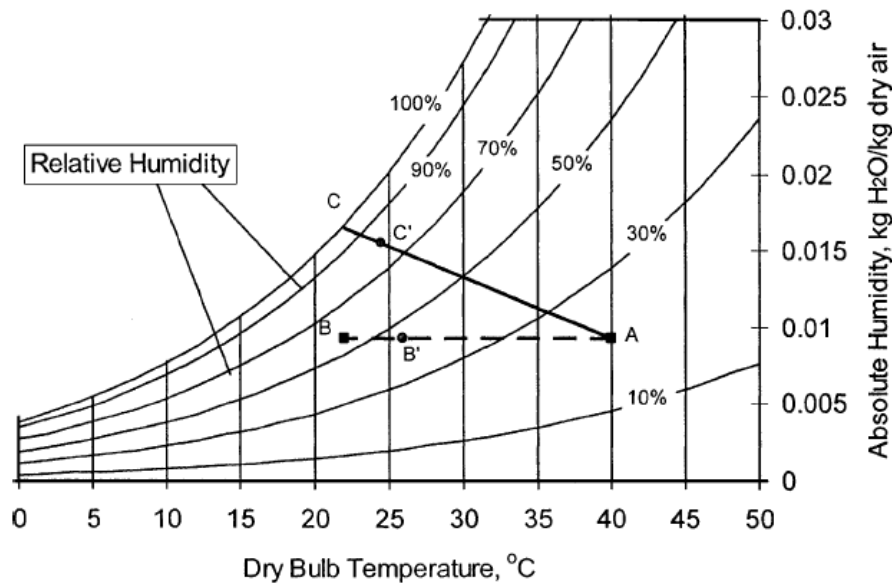
شکل ۲۸-۳. سیستم تبخیری غیرمستقیم.



شکل ۲۷-۳. سیستم تبخیری مستقیم.

## 1. Indirect Evaporative Cooling

در شکل ۲۹-۳ دو فرایند فوق روی دیاگرام سایکرومتری با هم مقایسه شده‌اند. B و C شرایط ایده‌آل و B' و C' شرایط واقعی هوای خروجی هستند. از این روش می‌توان برای کاربردهایی که رطوبت بیش از حد در هوای ورودی به فضای موردنظر مطلوب نیست استفاده کرد.



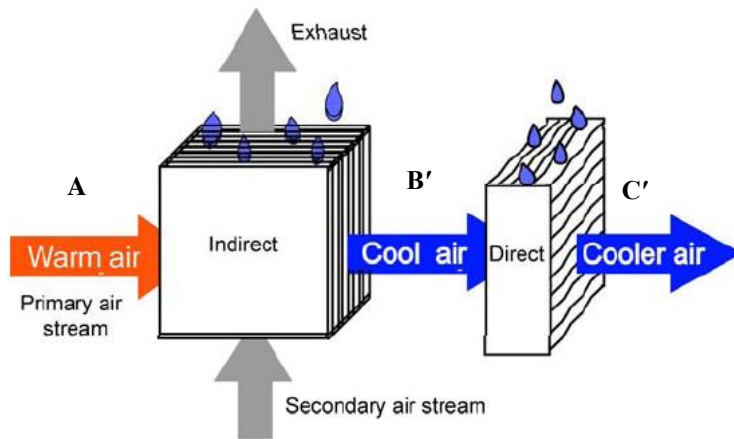
شکل ۲۹-۳. مقایسه فرایند سیستم‌های تبخیری مستقیم و غیرمستقیم.

### ۲-۶-۳. سیستم سرمایش تبخیری غیرمستقیم - مستقیم<sup>۱</sup>

در این روش مطابق شکل ۳۰-۳ از ترکیب دو حالت قبلی استفاده می‌شود. همان‌طور که در بخش قبل ذکر شد، حداقل دمای تئوری قابل حصول در سیستم سرمایش تبخیری مستقیم، دمای مرطوب هوای ورودی است. پس اگر بتوان به طریقی دمای مرطوب هوای ورودی به سیستم تبخیری را کاهش داد، آنگاه دمای خروجی از سیستم تبخیری نسبت به حالت قبل کاهش می‌یابد.

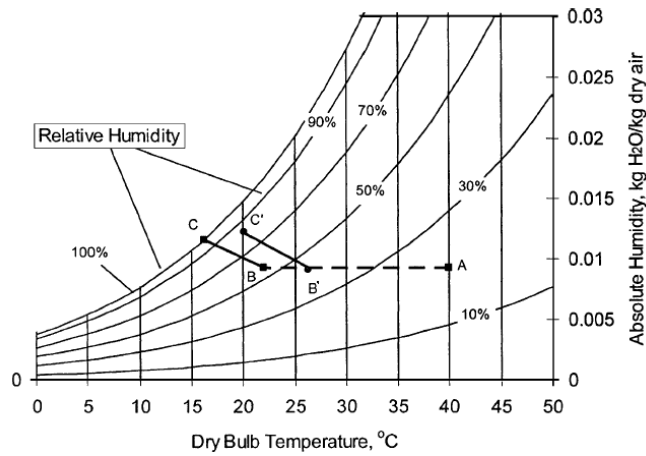
1. Indirect-Direct Evaporative Cooling





شکل ۳-۳۰. سیستم سرمایش تبخیری غیرمستقیم - مستقیم

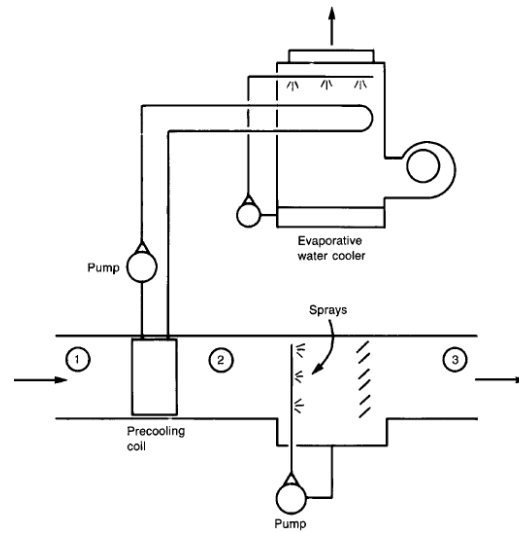
در شکل ۳۱-۳ دیاگرام سایکرومتری فرایند فوق در حالت ایده‌آل و واقعی نشان داده شده است.



شکل ۳-۳۱. دیاگرام سایکرومتری فرایند سرمایش تبخیری غیرمستقیم - مستقیم.

فرایند مرحله اول یعنی؛ سرمایش غیرمستقیم می‌تواند با استفاده از تکنیک‌های دیگری نیز صورت گیرد. یکی از این روش‌ها در شکل ۳۲-۳ نشان داده شده است.

در مراجع ۲ و ۳ اطلاعات بیشتری راجع به سیستم‌های تبرید تبخیری ارائه شده است.



شکل ۳-۳. سیستم سرمایش تبخیری غیرمستقیم - مستقیم با استفاده از یک برج خنک کن بسته.

## مسائل

۱. با مراجعه به جداول مشخصات شهرهای کشور، با استفاده از رابطه ۱-۳ فشار هوای مرکز تهران را به دست آورید.
۲. دلیل تشکیل شبنم بر روی سطح شیشه پنجره‌ها در زمستان چیست؟
۳. گرم کردن سطح شیشه، دو جداره کردن شیشه، رطوبت‌گیری از هوای داخل، سه روش کاهش تشکیل شبنم بر روی شیشه‌ها در سؤال قبل است. در مورد نحوه تأثیر هریک از این روش‌ها توضیح دهید.
۴. دلیل تغییرات رطوبت نسبی و دمای خشک هوا نسبت به یکدیگر که در شکل ۳-۴ نشان داده شده است چیست؟
۵. در یک روز تابستان که دمای هوای رامسر ۳۵ درجه سانتی‌گراد است، مشاهده شد که میزان تقطیر آب بر روی لوله‌های اوپراتور یک کولرگازی بسیار قابل توجه بوده است، ولی در همان شرایط دمایی در شهر یزد هیچ آبی بر روی لوله‌های اوپراتور تقطیر نشده است. دلیل این امر چیست؟
۶. دمای خشک هوایی ۳۵ و دمای مرطوب آن ۲۱ درجه سانتی‌گراد است. با استفاده از روابط بخش ۳-۳ و با فرض آنکه فشار هوا را فشار تهران فرض کنیم، سایر خواص هوا را به دست آورید. نتایج به دست آمده را با نتایج مثال ۳-۱ مقایسه کنید.
۷. دمای خشک هوایی ۳۰ درجه سانتی‌گراد و رطوبت نسبی آن ۴۰ درصد است. با فرض آنکه فشار محیط برابر فشار سطح دریا باشد، سایر خواص هوا را از منحنی‌های سایکرومتری داده شده (سه منحنی) به دست آورده و با هم مقایسه کنید.
۸. فرض کنید کلاس شما دارای ابعاد ۶ متر در ۵ متر در ۳ متر و دمای خشک و مرطوب آن به ترتیب ۳۸ و ۲۰ درجه سانتی‌گراد است. فشار را برابر فشار سطح دریا فرض کنید. جرم رطوبت موجود در هوای این کلاس چقدر است؟ توصیه می‌شود قبل از یافتن جواب حدس خودتان را از جرم رطوبت موجود در اطاق بیان کنید. مقایسه نتایج می‌تواند جالب باشد.

۹. مثال قبل برای یک شهر با آب و هوای خشک است. همین مسئله را برای یک شهر با آب و هوای مرطوب (برای مثال، دمای خشک و مرطوب به ترتیب ۳۸ و ۳۰ درجه سانتی گراد) حل کنید.

۱۰. زیاد یا کم بودن ضریب حرارت محسوس در یک اطاق به چه معنی است؟

۱۱. به نظر شما در دمای خشک ثابت، افزایش رطوبت نسبی چه تأثیری بر دانسیته هوا دارد؟ با یک مثال، جواب خود را با نتایج حاصل از منحنی سایکرومتری مقایسه کنید.

۱۲. به نظر شما، میزان حداکثر رطوبتی که می‌توان به هوایی با دمای خشک ۳۵ درجه سانتی گراد اضافه کرد بیشتر است یا همان هوا با دمای ۴۵ درجه سانتی گراد؟ از منحنی سایکرومتری برای پاسخ به این سؤال استفاده کنید.

۱۳. ۱۰۰۰ مترمکعب بر ساعت از هوای محیط با دمای خشک و مرطوب ۴۰ و ۲۷ درجه سانتی گراد با ۶۰۰۰ مترمکعب بر ساعت هوای برگشتی از یک اطاق که دمای خشک آن ۲۳ درجه سانتی گراد و رطوبت نسبی آن ۵۰ درصد است مخلوط می‌شود. دمای خشک و مرطوب، رطوبت نسبی و انتالپی هوای حاصل را به دست آورید. (دمای خشک: ۲۵/۵ درجه سانتی گراد دمای مرطوب: ۱۸/۱ درجه سانتی گراد)

۱۴. در شرایط خاصی از اختلاط دو مسیر هوا ممکن است حالتی پیش آید که نقطه خروجی در منطقه بالای رطوبت نسبی ۱۰۰ درصد قرار گیرد. این حالت به Fog Condition موسوم است. به نظر شما در این حالت شرایط واقعی نهایی هوای خروجی کجا خواهد بود؟

۱۵. هوایی خروجی مسئله ۱۳ از روی یک کویل سرد با دمای سطح کویل ۵ درجه سانتی گراد و ضریب عبور ۱۰ درصد عبور داده می‌شود.

الف- دمای خشک و مرطوب، رطوبت نسبی و نسبت رطوبت هوای خروجی را به دست آورید.

ب- مقدار آب تقطیر شده بر روی کویل در هر ساعت چقدر است؟ (دبی هوا از قبل معلوم است)

۱۶. با استفاده از دیاگرام سایکرومتری شکل ۹-۳ فرایند مسئله ۱۴ و ۱۵ را مطابق شکل ۲۰-۳ رسم کنید.
۱۷. مثال ۶-۳ را برای کولر آبی منزل خود (یا به‌طور فرضی برای یک ساختمان نمونه در شهر خود) حل کنید.
۱۸. به‌نظر شما گذاشتن یخ در تشتک کولر آبی یا سردکردن آب تشتک چه تأثیری بر میزان سرمایش آن دارد؟
۱۹. می‌خواهیم خنک‌کردن هوایی با دمای خشک و مرطوب به‌ترتیب ۳۸ و ۳۰ درجه سانتی‌گراد را با استفاده از یک سیستم تبخیری مستقیم و یک سیستم تبخیری ترکیبی مستقیم - غیرمستقیم با هم مقایسه کنیم.
- الف- اگر این هوا از یک کولر تبخیری مستقیم با راندمان تبخیری ۸۰ درصد عبور کند، دمای خشک هوای خروجی را به‌دست آورید.
- ب- اگر این هوا از یک کولر تبخیری مستقیم - غیرمستقیم با راندمان مبدل ۸۰ درصد و راندمان تبخیر ۸۵ درصد عبور کند، دمای خشک هوای خروجی را به‌دست آورید.
۲۰. کویل‌های سرمایش در یک هواساز معمولاً از کویل‌های گرمایش بزرگترند. به‌نظر شما دلیل این امر چیست؟

### پروژه‌های پیشنهادی

۱. یک رطوبت‌سنج با استفاده از روش‌های توضیح داده شده در بخش مربوط به دمای مرطوب بسازید.
۲. با مراجعه به سایت سازمان هواشناسی کشور، آمار هواشناسی شهر موردنظر خود را به‌دست آورید.
۳. در مورد ارتباط بین دبی اسمی کولرهای آبی (کولر ۳۵۰۰، ۴۰۰۰ و...) و دبی واقعی آن تحقیقی انجام دهید. برای این کار می‌توانید از استانداردهای کولرهای آبی استفاده کنید [۴].
۴. در مورد دستگاه‌های زنت و زتکا و روش کار آنها تحقیقی انجام دهید.

۵. پاسخ سؤال ۱۲ مبنای یکی از روش‌های شیرین کردن آب شور است که به روش Humidification-Dehumidification موسوم است. در مورد این روش تحقیقی انجام دهید.
۶. استفاده از کولرهای گازی در مقایسه با کولرهای آبی را در شهرهایی با آب و هوای خشک ایران، از نظر مصرف انرژی و مصرف آب با هم مقایسه کنید.
۷. در مورد انواع طرح‌های کولرهای آبی ساخته شده در جهان که با کولرهای آبی مرسوم در ایران متفاوتند، تحقیقی انجام داده و با هم مقایسه کنید.
۸. در مورد امکان استفاده از سیستم‌های تبخیری در نگهداری برخی مواد غذایی و تجربیات موجود در جهان تحقیقی انجام دهید.

### مراجع

۱. حیدری‌نژاد، ق. دلفانی، ش. ۱۳۸۶. دستورالعمل شرایط محیط بیرون جهت استفاده در طراحی سیستم‌های حرارتی و تهویه مطبوع در شهرهای ایران، گزارش فنی پروژه، مرکز تحقیقات ساختمان و مسکن.
۲. حیدری‌نژاد، ق. ۱۳۸۶. اصول و کاربرد خنک کننده‌های تبخیری، مرکز تحقیقات ساختمان و مسکن.
3. Watt, J.R., and Brown, W.K., *Evaporative Air Conditioning Handbook*, 3<sup>rd</sup> Edition, The Fairmont Press Inc., 1997
4. [www.isiri.org](http://www.isiri.org)

## فصل چهارم

### بار برودتی

محاسبه بار برودتی اولین قدم در طراحی سیستم‌های تبرید و انتخاب تجهیزات مربوط است. از نتایج مربوط هم می‌توان برای طراحی سیستم و هم در مواردی برای عیب‌یابی عملکرد استفاده کرد. با آنکه امروزه نرم‌افزارهای متعددی برای انجام این محاسبات در دسترس هستند، لیکن هدف اصلی در این فصل آشنایی با اصول اولیه و مبانی محاسبات بار برودتی است.

#### ۴-۱. بار برودتی<sup>۱</sup> یا سرمایی<sup>۲</sup> - ظرفیت برودتی<sup>۳</sup> یا سرمایی<sup>۴</sup>

بار برودتی یا سرمایی بسته به کاربرد مورد نظر می‌تواند به شکل‌های مختلف محاسبه شود؛ برای مثال، در مورد یک محفظه سرد مثل یخچال، فریزر یا یک سردخانه، میزان حرارتی است که باید از آن محفظه سرد گرفته شود تا در دمای مورد نظر (که کمتر از دمای محیط بیرون است) حفظ شود. در مورد یک فرایند که در آن دمای مایع یا گازی به میزان مشخص کاهش داده می‌شود، بار برودتی با صرف نظر کردن از تلفات حرارتی به محیط، برابر میزان کاهش انرژی آن مایع یا گاز است. معمولاً از اصطلاح بار برودتی در مورد تجهیزات برودتی مانند: سردخانه و یخچال و از اصطلاح بار سرمایی برای کاربردهایی مانند: تهویه مطبوع استفاده می‌شود.

مثال ۴-۱. می‌خواهیم  $0.1 \text{ Kg/s}$  آب را از دمای  $12^\circ\text{C}$  تا  $5^\circ\text{C}$  سرد کنیم. بار

---

1. Refrigeration Load  
3. Refrigeration Capacity

2. Cooling Load  
4. Cooling Capacity

برودتی مورد نیاز این سیستم چقدر است؟

**حل:** با فرض ثابت بودن ظرفیت گرمایی ویژه آب در محدوده دمای موردنظر، نرخ انتقال حرارت مورد نیاز برای کاهش دمای آب برابر است با:

$$Q = \dot{m}C_p\Delta T = 0.1 \times 4.18 \times (12 - 5) = 2.93 \text{ KW}$$

در صورتی که از انتقال حرارت (تلفات حرارتی) بدنه مبدلی که آب در آن خنک می‌شود با محیط اطراف صرف‌نظر کنیم، عدد به دست آمده همان بار برودتی سیستم است. مثال فوق تنها یک نمونه ساده از محاسبه بار برودتی است. در کاربردهای دیگر مانند محاسبه بار برودتی یک اتاق سرد یا بار سرمایی یک خودرو یا یک ساختمان جزئیات محاسبه قدری متفاوت است که در قسمت‌های بعدی توضیح داده می‌شود. ظرفیت برودتی یا ظرفیت سرمایی یک دستگاه برودتی در واقع نشان‌دهنده توانایی آن سیستم و بیان‌کننده میزان بار برودتی است که می‌تواند از محیط سرد انتقال دهد. به طوریکه میزان ظرفیت برودتی دستگاه باید بیشتر یا مساوی بار برودتی سیستم باشد. البته نظر طراح می‌تواند در این تصمیم دخیل باشد. توجه کنید که هم بار برودتی و هم ظرفیت برودتی در شرایط ثابت و معینی تعریف یا محاسبه می‌شوند. با تغییر آن شرایط معین مقادیر بار برودتی و ظرفیت برودتی نیز تغییر می‌کنند.

#### ۲-۴. اجزای تشکیل‌دهنده بار برودتی و محاسبه آنها

از آنجا که تأکید اصلی این فصل بر محاسبات بار برودتی سردخانه‌ها است، در قسمت‌های بعدی محاسبات بر این مبنا ارائه می‌شوند. برای محاسبه بار سرمایی ساختمان‌ها، خواننده می‌تواند به کتب تهویه مطبوع مراجعه کند. اصول کلی طراحی و جزئیات اجرایی سردخانه‌ها و روش محاسبه بار برودتی سردخانه مواد غذایی به ترتیب در استانداردهای ملی ایران به شماره‌های ۱۸۹۹-۱۶ و ۲۷۲۰ آمده است [۱ و ۲]. استانداردهای ملی متعدد دیگری نیز در



خصوص آیین کار نحوه نگهداری مواد غذایی مختلف، آیین کار محاسبه ظرفیت وزنی، چیدمان کالا در سردخانه و حمل و نقل مواد غذایی سرد شده تدوین شده‌اند که علاقه‌مندان برای آگاهی از آنها می‌توانند به سایت مؤسسه استاندارد و تحقیقات صنعتی ایران مراجعه کنند [۳].

برای محاسبه بار برودتی سردخانه در حالت کلی چهار پارامتر زیر دخیل هستند:

- انتقال حرارت از طریق جداره‌های محفظه سرد یا بار جداره<sup>۱</sup>

- بار محصول<sup>۲</sup>

- بار ناشی از تعویض هوا<sup>۳</sup>

- بارهای متفرقه<sup>۴</sup>

نحوه محاسبه هر یک از موارد فوق در قسمت‌های بعد ارائه می‌شود.

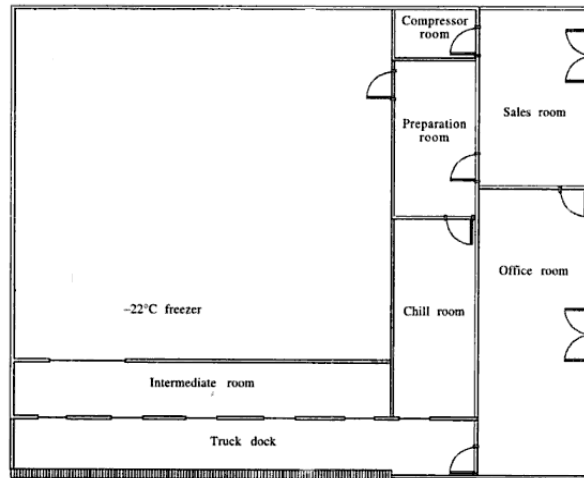
#### ۴-۲-۱. بار جداره‌ها

منظور از بار جداره‌ها، حرارتی است که از طریق جداره‌های محفظه سرد به داخل آن منتقل می‌شود. به‌طور یقین قبل از محاسبه این بخش از بار برودتی طرح کلی سردخانه و جزئیات ساخت آن باید مشخص باشند. مهمترین این جزئیات عبارت‌اند از: پلان کلی سردخانه، حجم یا ابعاد فضاهای نگهداری مواد و جزئیات ساخت دیوار، سقف و کف آن.

یک سردخانه کوچک مانند: سردخانه آشپزخانه یک سازمان در ساده‌ترین شکل می‌تواند تنها شامل یک اتاق برای نگهداری مواد غذایی منجمد باشد، در حالی که یک سردخانه بزرگ می‌تواند دارای فضاهای مختلفی از قبیل اتاق‌های نگهداری بالای صفر، زیر صفر، تونل انجماد، اتاق پیش سردکن، راهروهای ارتباطی، سالن‌های عمل‌آوری محصول و محل بارگیری باشد. به عنوان یک نمونه در شکل ۴-۱ پلان یک سردخانه کوچک نشان داده شده است.

1. Transmission Load  
3. Infiltration Load

2. Product Load  
4. Miscellaneous Loads



شکل ۱-۴. پلان یک سردخانه نمونه.

نرخ انتقال حرارت از طریق جداره یک اتاق که دمای داخل و خارج آن به ترتیب  $T_{in}$  و  $T_{out}$  و سطح آن  $A$  می باشد (سطح خارجی باید مبنای محاسبات قرارگیرد) برابر است با:

$$Q_1 = AU(T_{out} - T_{in}) \quad \text{رابطه ۱-۴}$$

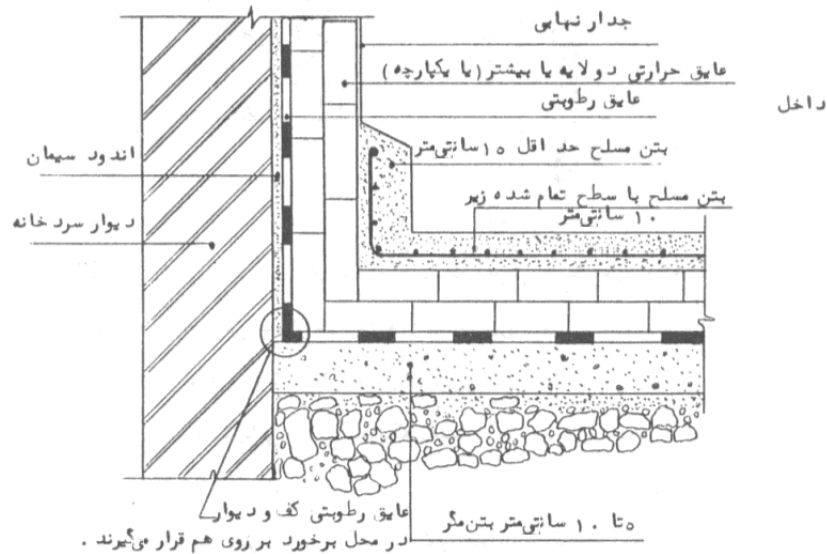
در رابطه فوق  $U$  برابر ضریب کلی انتقال حرارت است که به صورت زیر تعریف می شود:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \sum \frac{\Delta x}{k} + \frac{1}{h_o}} \quad \text{رابطه ۲-۴}$$

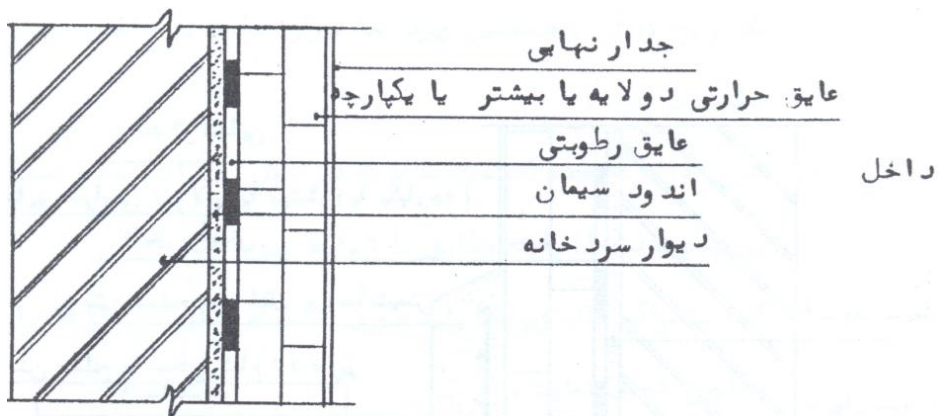
که در آن  $h_i$  ضریب انتقال حرارت جابه جایی سمت داخل،  $h_o$  ضریب انتقال حرارت جابه جایی سمت خارج جداره،  $\Delta x$  ضخامت هر قسمت جداره و  $k$  ضریب انتقال حرارت هدایت همان قسمت است. از علامت  $\sum$  به دلیل آن استفاده شده که ممکن است یک دیوار از چند قسمت تشکیل شده باشد.

برای مثال، در شکل های ۲-۴ تا ۴-۴، جزئیات اجرایی دیوار، سقف و کف یک سردخانه نمونه بر اساس استاندارد ملی ۱۶-۱۸۹۹ نشان داده شده اند.

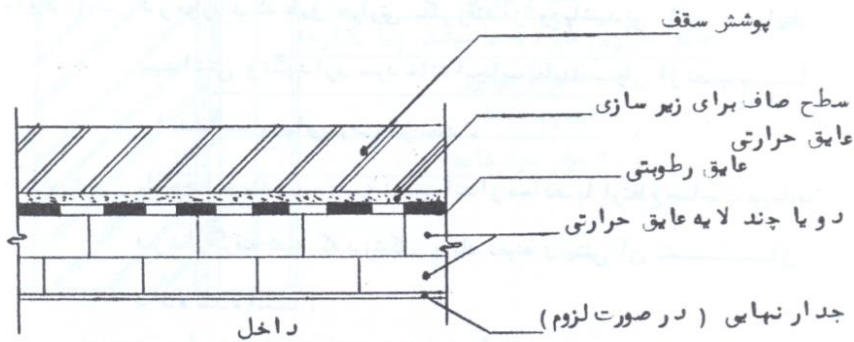
شکل‌های فوق برای سردخانه‌ای است که با استفاده از مصالح بنایی ساخته شده است. در برخی از کاربردها (مثل بدنه یک یخچال یا فریزر) جداره تنها از دو صفحه داخلی و خارجی و عایق بین آنها (ساندویچ پانل) تشکیل شده است. سردخانه‌ها نیز می‌توانند با این روش ساخته شوند.



شکل ۴-۲. جزئیات کف یک سردخانه [۱].



شکل ۴-۳. جزئیات عرضی دیوار یک سردخانه [۱].



شکل ۴-۴. جزئیات یک سقف تخت سردخانه [۱].

مقدار ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی برای جداره‌های داخلی مجاور دیوار قائم (جریان حرارت به صورت افقی)، جداره‌های داخلی مجاور سقف (جریان حرارت به صورت عمودی رو به پایین) و جداره‌های داخلی افقی مجاور کف (جریان حرارت به صورت عمودی رو به بالا) به ترتیب برابر  $۸/۳ \text{ W/m}^2\text{K}$ ،  $۶/۱ \text{ W/m}^2\text{K}$  و  $۹/۳ \text{ W/m}^2\text{K}$  فرض می‌شود. در صورتی که جداره در معرض هوایی با سرعت ۱۲ یا ۲۴ کیلومتر بر ساعت قرار داشته باشد، این مقادیر (مستقل از جهت) به ترتیب به  $۲۳ \text{ W/m}^2\text{K}$  و  $۳۴ \text{ W/m}^2\text{K}$  افزایش می‌یابد.

از آنجا که ضریب انتقال حرارت عایق در مقایسه با سایر اجزای تشکیل دهنده جداره کمتر است، به خصوص در جداره‌هایی که ضخامت عایق آنها زیاد است، می‌توان در محاسبات ساده با تقریب قابل قبول از کسر مربوط به سایر قسمت‌ها صرف نظر کرد. در این صورت خواهیم داشت:

$$U \approx \frac{1}{(\Delta x/k)_{\text{ins}}} = (k/\Delta x)_{\text{ins}} \quad \text{رابطه ۴-۳}$$

البته باید توجه داشت که برای محاسبه دقیق باید اثر همه اجزای تشکیل دهنده دیوار را به حساب آورد. مقادیر ضریب انتقال حرارت عایق‌ها و مصالح ساختمانی مرسوم در جداول ضمیمه انتهای کتاب ارائه شده است.

دمای داخل در صورتی که مورد کاربرد یک محفظه سرد مانند سردخانه باشد به نوع محصول نگهداری شده و مدت زمان نگهداری بستگی دارد. در جداول ضمیمه انتهای کتاب دماهای توصیه شده برای نگهداری مواد غذایی مختلف ارائه شده است. در انتخاب دمای نگهداری مناسب برای یک محصول مانند: میوه، توجه به وارسته (نوع) آن و محل کشت نیز باید مورد توجه قرار گیرد؛ بنابراین، ممکن است دمایی که برای نگهداری یک نوع خاص از میوه در ایالت فلوریدا مناسب است، قطعاً مناسب‌ترین دما برای نگهداری نوع دیگری از میوه به عمل آمده در تنکابن نباشد.

با وجود آنکه توصیه می‌شود محصولات مختلف در یک محفظه در کنار هم قرار داده نشوند، با این حال رعایت این امر در همه حالات ممکن نیست. در این حالات باید به آثار متقابل مواد بر یکدیگر نیز توجه کافی مبذول داشت.

دمای خارج نیز در صورتی که جداره موردنظر در معرض محیط قرار داشته باشد برابر دمای طرح تابستانی منطقه موردنظر است. در غیراین صورت (برای مثال، هنگامی که سمت دیگر دیوار یا سقف سردخانه یک فضای داخلی با دمای مشخص است) طراح باید بنا بر شرایط موردنظر دمای فوق را انتخاب کند.

دمای طرح تابستانی شهرهای مختلف ایران در جداول ضمیمه ارائه شده است. همان‌طور که می‌دانید تشعشع می‌تواند باعث افزایش دمای سطح خارجی جداره شود. یک روش ساده برای محاسبه اثر تشعشع استفاده از یک مقدار تصحیح برای دمای محیط است. برای این امر می‌توان از جدول زیر استفاده کرد. مقادیر نشان داده شده در این جدول باید به دمای محیط اضافه شوند. در صورتی که اعداد جدول در دسترس نبود به‌طور تقریب می‌توان ۵ درجه سانتی‌گراد به عنوان تصحیح اختلاف دما در نظر گرفت.

جدول ۴-۱. اثر تشعشع

بام مسطح	جداره غربی	جداره جنوبی	جداره شرقی	
°C	°C	°C	°C	
۱۱	۵	۳	۵	جداره با رنگ تیره
۹	۴	۳	۴	جداره با رنگ متوسط
۵	۳	۲	۳	جداره با رنگ روشن

در مورد کف سردخانه، از جدول زیر می‌توان برای محاسبه تقریب دمای زمین استفاده کرد:

جدول ۴-۲. دمای زمین

۰	-۱۰	-۲۰	-۳۰	-۴۰	دمای داخل سردخانه (°C)
۲۷	۲۲	۱۷	۱۲	۷	دمای زمین (°C)

البته در برخی سردخانه‌ها (مخصوصاً در دماهای پایین) به منظور جلوگیری از یخ‌زدن زمین در زیر سردخانه و آثار تخریبی آن بر کف سردخانه از روش‌هایی مانند: عبور جریان هوا، گرم‌کن‌های الکتریکی و یا عبور محلول اتیلن گلیکول گرم از درون لوله‌هایی که در زیر کف تعبیه شده‌اند استفاده می‌شود. در این صورت دمای زمین در حدود ۱۰ درجه سانتی‌گراد فرض می‌شود.

#### ۲-۲-۴. بار محصول

بار محصول به‌طور عمده شامل دو بخش است. بخش اول میزان حرارتی است که باید از محصول گرفته شود تا از دمای ورودی به دمای محیط سرد برسد. بخش دوم شامل حرارتی است که از طریق محصول تولید می‌شود و به حرارت تنفسی<sup>۱</sup> موسوم است. این پارامتر برای برخی محصولات مانند میوه و سبزیجات تازه باید محاسبه شود.

اگر دمای نهایی محصول ( $T_p$ ) بالاتر از دمای انجماد آن ( $T_f$ ) باشد، مقدار حرارتی که باید از محصول گرفته شود تا از دمای ورودی ( $T_1$ ) به دمای ( $T_p$ ) برسد برابر است با:

$$Q_p = mc_1(T_1 - T_p) \quad \text{رابطه ۴-۴}$$

در رابطه فوق  $c_1$  گرمای ویژه محصول در دمای بالای انجماد است. اگر دمای نهایی محصول پایین‌تر از دمای انجماد آن باشد، باید حرارت نهان انجماد را نیز

به‌طور مجزا به حساب آورد. دمای انجماد محصولات مختلف در جداول انتهایی کتاب ارائه شده است، ولی در صورت عدم دسترسی به این جداول می‌توان مقدار متوسط آن را برابر ۲ درجه سانتی‌گراد زیر صفر فرض کرد. در این صورت حرارت کل که باید از محصول گرفته شود برابر است با:

$$Q_p = mc_1(T_1 - T_f) + mh_{if} + mc_2(T_f - T_2) \quad \text{رابطه ۵-۴}$$

که در آن  $h_{if}$  گرمای نهان انجماد و  $c_2$  گرمای ویژه محصول بعد از انجماد هستند. گرمای نهان انجماد را می‌توان از جداول یا با ضرب درصد رطوبت محصول در گرمای نهان انجماد آب ( $334 \text{ KJ/Kg}$ ) به دست آورد.

در محاسبات فوق از حرارتی که باید از جعبه با بسته‌بندی محصول گرفته شود صرف‌نظر شده است. در صورت نیاز می‌توان از مقادیر  $2/5 \text{ KJ/Kg.C}$  و  $1/46 \text{ KJ/Kg.C}$  به ترتیب به عنوان گرمای ویژه چوب و کارتن مقوایی استفاده کرد.

برای به دست آوردن بار محصول مقدار به دست آمده از روابط ۴-۴ یا ۵-۴ باید بر زمان سرد شدن محصول تقسیم شود. دقت کنید در صورتی که دمای محصول ورودی به اطاق از دمای اطاق پایین‌تر باشد، به محاسبه بار محصول نیازی نیست؛ برای مثال، این حالت وقتی اتفاق می‌افتد که محصولی که قبلاً در تونل انجماد منجمد شده است وارد اطاق نگهداری می‌شود.

حرارت تنفسی محصول ( $Q_R$ ) نیز با ضرب جرم محصول داخل اطاق در میزان حرارت تنفسی به‌ازای واحد جرم و تقسیم آن بر زمان (معمولاً  $86400$  ثانیه؛ یعنی ۲۴ ساعت) به دست می‌آید.

بار محصول را می‌توان با جمع دو مورد فوق به دست آورد.

$$Q_2 = Q_p + Q_R \quad \text{رابطه ۶-۴}$$

مقادیر گرمای ویژه، گرمای نهان قبل و بعد از انجماد، ضریب حرارت تنفسی و دمای انجماد محصولات مختلف در جداول ضمیمه کتاب ارائه شده‌اند.

#### ۴-۲-۳. بار ناشی از تعویض هوا

بار ناشی از تعویض هوا به طور عمده در اثر ورود هوای گرم بیرون از محیط سرد به داخل آن ایجاد می شود. هوای بیرون محفظه می تواند هوای محیط بیرون یا هوای محیطی باشد که در سردخانه به آنجا باز می شود. از آنجا که این حرارت به عوامل مختلفی چون حجم محفظه سرد، دما و رطوبت داخل و خارج محفظه سرد، تعداد دفعات باز و بسته شدن در و نوع کاربری بستگی دارد، محاسبه دقیق آن ممکن نیست. روابط مختلفی برای محاسبه این بار مورد استفاده قرار می گیرند که دو نمونه از آنها در این فصل ارائه می شود.

در روش اول از دو رابطه ساده استفاده می شود. برای سردخانه هایی که حجم آنها کمتر از ۱۰۰ مترمکعب و کاربری آنها از نوع متوسط باشد می توان از رابطه زیر استفاده کرد:

$$Q_3 = (0.77V + 2)\Delta T \quad \text{رابطه ۷-۴}$$

که در آن  $Q_3$  بار ناشی از تعویض هوا،  $V$  حجم سردخانه بر حسب مترمکعب و  $\Delta T$  اختلاف دمای داخل و خارج سردخانه بر حسب درجه سانتی گراد است. برای کاربری سنگین؛ یعنی سردخانه هایی که در طول روز به کرات استفاده می شوند این مقدار ۲۰ تا ۳۵ درصد بیشتر است.

سردخانه هایی با حجم بیشتر از ۱۰۰ مترمکعب معمولاً برای نگهداری درازمدت استفاده می شوند و در آنها از روش هایی مانند: نصب پرده هوا برای کاهش ورود هوای بیرون استفاده می شود. در این سردخانه ها مقدار بار ناشی از تعویض هوا را می توان از رابطه زیر به دست آورد:

$$Q_3 = (0.125V + 27)\Delta T \quad \text{رابطه ۸-۴}$$

گوسنی و اولاما<sup>۱</sup> در ۱۹۷۵ رابطه زیر را برای محاسبه بار تعویض هوا ارائه دادند

[۴]:



$$Q_r = 0.221A(h_i - h_r)\rho_r(1 - \rho_i / \rho_r)^{1/5}(gH)^{1/5}F_m \quad \text{رابطه ۹-۴}$$

که در آن:

A: سطح در اطاق

$h_i$ : انتالپی هوای نفوذی

$h_r$ : انتالپی هوای سرد اطاق

$\rho_i$ : دانسیته هوای نفوذی

$\rho_r$ : دانسیته هوای سرد اطاق

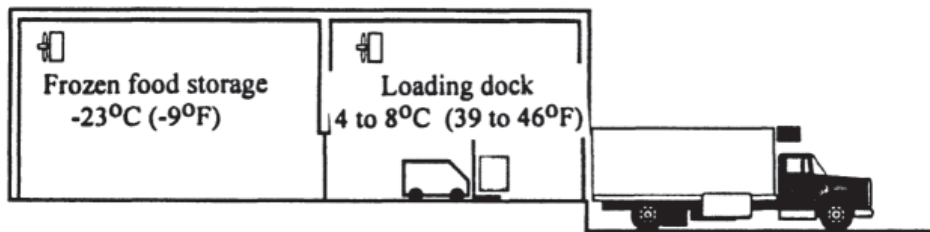
g: شتاب ثقل

H: ارتفاع در اطاق

F<sub>m</sub>: ضریب دانسیته که از رابطه زیر به دست می‌آید:

$$F_m = \left[ 2/1 + (\rho_r / \rho_i)^{1/3} \right]^{1/5} \quad \text{رابطه ۱۰-۴}$$

با توجه به مقدار نسبتاً قابل ملاحظه بار تعویض هوا بهتر است با استفاده از روش‌هایی مانند: نصب پرده‌های پلاستیکی یا پرده هوا<sup>۱</sup> در قسمت درهای ورودی مقدار آن را کاهش داد. روش دیگر در سردخانه‌هایی که راهروی ورودی ندارند، استفاده از محفظه بارگیری مطابق شکل ۵-۴ است تا از ورود مستقیم هوای بیرون به داخل اطاق نگهداری جلوگیری شود.



شکل ۵-۴. استفاده از قسمت بارگیری در یک سردخانه.

#### ۴-۲-۴. بارهای متفرقه

بارهای متفرقه ناشی از عوامل مختلفی هستند که عمده‌ترین آنها عبارت‌اند از:

##### - حرارت ناشی از موتور فن اوپراتور

میزان این حرارت بسته به محل قرارگیری موتور فن متفاوت است. در مورد سردخانه‌ها با فرض آنکه موتور الکتریکی نیز در داخل سردخانه قرار داشته باشد، می‌توان از رابطه زیر استفاده کرد:

$$Q_{Mot} = \frac{P_{Mot} \times t_{Mot} \times n_{Mot}}{24} \quad \text{رابطه ۱۱-۴}$$

که در آن  $P_{Mot}$  توان موتور بر حسب وات،  $t_{Mot}$  زمان کارکرد موتور فن بر حسب ساعت در شبانه روز و  $n_{Mot}$  تعداد موتورها است. معمولاً فن‌های سردخانه به‌جز مواقع دیفراست روشن هستند. البته دقت کنید که تعداد و توان فن هوای اوپراتور در این مرحله از طراحی مشخص نیست، از این رو محاسبه این بخش به انجام سعی و خطا نیاز دارد.

##### - حرارت ناشی از افراد

حرارت ناشی از افراد (به‌ازای هر فرد) را می‌توان از رابطه زیر به‌دست آورد:

$$Q_{Per} = \frac{(272 - 6T) \times t_{Per} \times n_{Per}}{24} \quad \text{رابطه ۱۲-۴}$$

که در آن  $T$  دمای محیط سرد بر حسب درجه سانتی‌گراد،  $(272 - 6T)$  میزان حرارت تولید شده به‌ازای هر فرد،  $t_{Per}$  زمان کارکرد فرد در داخل محیط سرد بر حسب ساعت در شبانه روز،  $n_{Per}$  تعداد افراد و  $Q_{Per}$  حرارت ناشی از افراد بر حسب وات است.

##### - حرارت ناشی از روشنایی

حرارت ناشی از چراغ‌های روشنایی را می‌توان از رابطه زیر به‌دست آورد:

$$Q_L = \frac{P_L \times t_L \times n_L}{24} \quad \text{رابطه ۱۳-۴}$$

که در آن  $P_L$  توان هر لامپ،  $t_L$  زمان روشن بودن بر حسب ساعت در شبانه روز،  $n_L$  تعداد لامپ‌ها و  $Q_L$  حرارت ناشی از روشنایی بر حسب وات است. در کاربردهای خاص ممکن است موارد دیگری نیز به عنوان بارهای متفرقه وجود داشته باشند که طراح باید بنا به مورد آنها را محاسبه کند. در برخی موارد مانند حرارت ناشی از برفک‌زدایی<sup>۱</sup> هنوز روابطی که بتوانند به دقت و در کاربردهای مختلف این حرارت را پیش‌بینی کنند وجود ندارند.

### ۳-۴. بار برودتی کل

برای محاسبه بار کل موارد زیر باید مدنظر قرار گیرند:

ضریب اطمینان: معمولاً بسته به دقت محاسبات مقدار ضریب اطمینان می‌تواند از ۵ تا ۱۰ درصد بارهای محاسبه شده در قسمت قبل باشد.

مدت کارکرد دستگاه: در محاسبات قبل ضریبی برای ساعات کارکرد دستگاه در نظر گرفته نشده بود. برای احتساب این امر باید بار برودتی کل محاسبه شده را در ۲۴ ضرب و بر ساعات کارکرد دستگاه در شبانه‌روز تقسیم کرد. ساعات کارکرد معمول دستگاه‌های برودتی در شبانه‌روز حدود ۱۶ تا ۲۰ ساعت است.

برخی این ضریب را به عنوان ضریب توقف می‌شناسند. در محفظه‌هایی که دمای سطح اواپراتور آنها زیر صفر است، رطوبت تقطیر شده بر سطح اواپراتور منجمد شده که به برفک موسوم است، در این سیستم‌ها زمانی از شبانه‌روز باید به برفک‌زدایی اختصاص یابد. از آنجا که در طی زمان برفک‌زدایی برودتی تولید نمی‌شود، لذا به منظور جبران زمان توقف باید بار برودتی محاسبه شده را در ضریبی که در بالا معرفی شده ضرب کرد. در صورتی که برفک‌زدایی به صورت طبیعی و تنها با خاموش کردن سیستم صورت گیرد (این روش می‌تواند در محفظه‌هایی با دمای بالای صفر استفاده شود) زمان کارکرد دستگاه کمتر و در حدود ۱۵ تا ۱۸ ساعت

1. Defrost

است. در صورتی که از روش‌های اجباری برفک‌زدایی مانند روش الکتریکی با روش گاز داغ استفاده شود، زمان کارکرد دستگاه می‌تواند تا ۲۰ ساعت در شبانه‌روز هم باشد. ضریب هم‌زمانی: به احتمال زیاد بارهای محاسبه‌شده در قسمت‌های قبل همگی با هم اتفاق نخواهند افتاد و حتی در صورتی که هم‌زمان باشند، مقدار ماکزیمم آنها هم‌زمان نخواهد بود. از این رو بسته به تجربه طراح ممکن است از ضریبی در حدود ۰/۷ تا ۰/۸۵ برای احتساب این امر استفاده شود.

#### ۴-۴. روش‌های تقریبی محاسبه بار برودتی

روش‌های تقریبی (کوتاه) متفاوتی برای محاسبه بار برودتی وجود دارد که برخی از آنها بسیار ساده و تنها بر مبنای مترمربع سطح سردخانه یا وزن محصول و برخی بر مبنای پارامترهای بیشتر قرار دارند. دو روش به عنوان نمونه در این بخش معرفی می‌شوند.

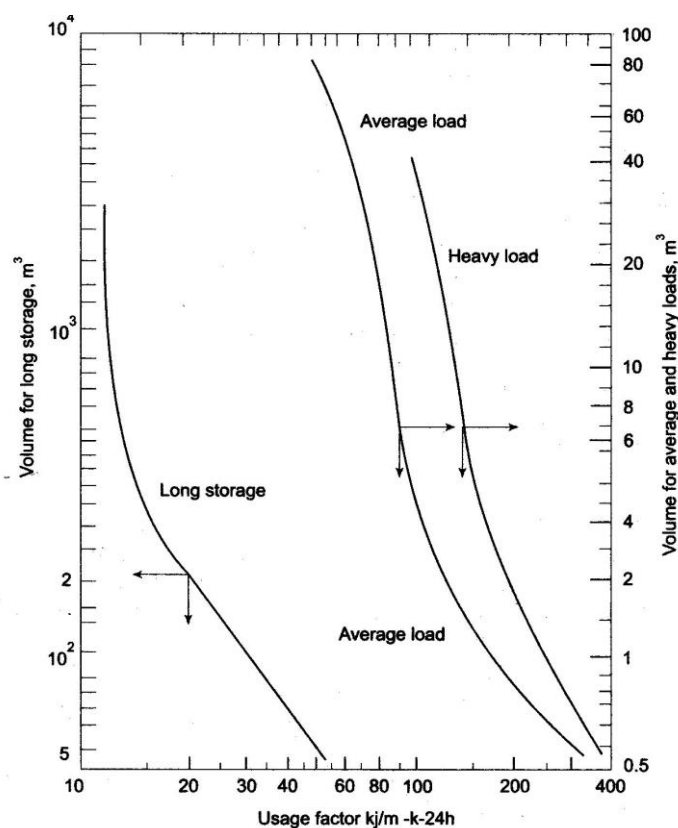
روش اول که نسبتاً ساده‌تر از روش معرفی شده در بخش قبل است می‌تواند برای محفظه‌های سرد با حجم کمتر از ۵۰ مترمکعب مورد استفاده قرار گیرد. در این حالت بار برودتی کل به صورت مجموع بار جداره‌ها و بار سرویس در نظر گرفته می‌شود. بنابراین، به محاسبه بار محصول، بار تعویض هوا و بارهای متفرقه نیازی نیست، ولی بار جداره‌ها باید مطابق آنچه که در بخش ۴-۲-۱ توضیح داده شد، محاسبه شود.

برای محاسبه بار سرویس از رابطه زیر استفاده می‌شود:

$$Q_u = UF \times V \times (T_{out} - T_{in}) \quad \text{رابطه ۴-۱۴}$$

که در آن UF بسته به کاربرد موردنظر (کاربری سبک یا سنگین یا نگهداری بلندمدت)، با داشتن حجم فضای سرد از محور افقی شکل ۴-۶ به دست می‌آید. همچنین در این رابطه، V حجم اتاق بر حسب مترمکعب است.

روش دوم یک روش کاملاً تقریبی است که توصیه می‌شود تنها برای بررسی و مقایسه با محاسبات دقیق‌تر (نه برای انتخاب تجهیزات) به کار رود. در جدول ۳-۴ مقادیر توصیه‌شده تقریبی بر مبنای نوع کاربری نشان داده شده‌اند.



شکل ۳-۴. ضریب استفاده برای محاسبه بار سرویس [۵].

جدول ۳-۴. مقادیر تقریبی بار برودتی برای چند کاربرد نمونه [۶]

Type of Space	Refrigeration load	
	KW per 1000 m <sup>3</sup>	Tons per 1000 ft <sup>3</sup>
Frozen food storage, single level	7.5 to 15	0.06 to 0.12
High rise freezer storage	2.5 to 7.5	0.02 to 0.06
Produce storage	9.9 to 13.7	0.08 to 0.11
Shipping doc	13.7 to 25	0.11 to 0.2
Process area	20 to 60	0.16 to 0.5

### ۴-۵. نرم افزارهای محاسبه بار برودتی

همان طور که قبلاً توضیح داده شد امروزه نرم افزارهای متعددی برای محاسبات بار برودتی وجود دارند. برخی از این نرم افزارها به صورت رایگان قابل تهیه هستند و برخی دیگر باید خریداری شوند.

با داشتن اطلاعاتی که در بخش های قبلی این فصل به دست آورده اید به سادگی قادر به استفاده از این نرم افزارها خواهید بود، زیرا مبنای محاسبات در این نرم افزارها چیزی جز آن نیست که به آنها پرداخته شد. در صورت اطمینان از صحت عملکرد، استفاده از این نرم افزارها به دلیل کاهش زمان محاسبات توصیه می شود.

برای نمونه، در شکل زیر صفحه نرم افزار coolpack برای محاسبه بار برودتی نشان داده شده است [۷].

CoolPack		COOLING DEMAND FOR A COLD ROOM							
Calculate Save inputs Load inputs Help Print		HEAT TRANSFER THROUGH BUILDING PARTS							
		k-value [W/m <sup>2</sup> -K]		T [°C]		L [m] : 5	W [m] : 4	H [m] : 3	Q <sub>TRANS</sub> : 0.413 [kW]
		WALL 1	0.25	20.0	Volume : 60 [m <sup>3</sup> ]				
		WALL 2	0.25	20.0	WALL 2 (L = length)				
		WALL 3	0.25	20.0	WALL 3				
		WALL 4	0.25	20.0	WALL 4				
		FLOOR	0.25	8.0	WALL 1 (W = width)				
		CIELING	0.25	30.0					
		AIR CHANGE (natural infiltration only)							
		T <sub>AIR,IN</sub> [°C] : 23.0		RH <sub>AIR,IN</sub> [%] : 65		Air Change Factor (ACF) : 9		Q <sub>INFILT</sub> : 0.299 [kW]	
ACF : 9.0 [room vol. pr 24 hour] (ACF recommended : 9.0 )						Volume flow : 22.5 [m <sup>3</sup> /h]			
COOLING AND FREEZING OF GOODS									
Quantity [kg]	T <sub>IN</sub> [°C]	τ <sub>COOL</sub> [h]	Type	Q <sub>MAX</sub> [kW]	Q <sub>AVG</sub> [kW]	Q <sub>MAX</sub> : 3.241 [kW]			
1	1000	15.0	10	Beef	3.241	1.156			
2	0	15.0	10	Beef	0.000	0.000			
AUXILIARY LOADS									
No. of persons [-] : 1		Work type : Light		q̇ : 149 [W/person] at T <sub>ROOM</sub> : 2.0 [°C]		Q <sub>AUX</sub> : 0.899 [kW]			
Fans [kW] : 0.350		Lights : 20 [W/m <sup>2</sup> ]		Other equipment [kW] : 0.000					
Heat of respiration [W] : 0		Hours of operation per 24 h [h] : 24							
Maximum cooling demand : 4.853 [kW] at SHR : 97 [%]				Average cooling demand : 2.767 [kW] at SHR : 95 [%]					

شکل ۴-۷. صفحه اصلی نرم افزار coolpack برای محاسبه بار برودتی [۷].

در شکل های ۴-۸ تا ۴-۱۱ نیز نمونه ای از صفحات یک نرم افزار دیگر به نام

Cold RoomCalc 4.5e نشان داده شده است [۸].

**Cold Room Calc 4.5e - Untitled - [Enclosures]**

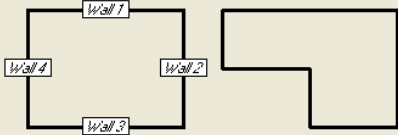
File Edit View Window Help

Enclosures: ↑ Goods: ↑ Regime: ↑ Report: Σ

	Wall 1	Wall 2	Wall 3	Wall 4	Wall 5	Wall 6
Orientation	North	East	South	West		
Height	4000 mm	4000 mm	4000 mm	4000 mm		
Length	5000 mm	6000 mm	5000 mm	5000 mm		
Insulation	PU expan., 200 mm	PU expan., 200 mm	PU expan., 200 mm	PU expan., 200 mm		
Number of Insulation Layers	1	1	1	1		
Type	Internal (opaque)	Internal (opaque)	Internal (opaque)	Internal (opaque)		
Percentage of Glass Area						
Adjacent Room Temperature	0 °C	0 °C	0 °C	0 °C		

	Ceiling	Floor
Insulation	PS extr., 200 mm	PU expan., 200 mm
Number of Insulation Layers	1	1
Type	External (light)	External (ground)
Adjacent Room Temperature		



Configuration: Rectangular  
Construction: Light

شکل ۸-۴. صفحه ورود مشخصات سردخانه در نرم‌افزار Cold RoomCalc 4.5e [A].

**Cold Room Calc 4.5e - Untitled - [Goods]**

File Edit View Window Help

Enclosures: ↑ Goods: ↑ Regime: ↑ Report: Σ

	Load 1	Load 2	Load 3	Load 4
Product	Fish: salmon	(none)	(none)	(none)
Net Quantity	200000 kg			
Process	Cooling/Freezing (24 hrs)			
Process Time				
Container Material	(none)			
Container Percentage				
Entering Temperature	+10 °C			
Required Temperature	-25 °C			

	Load 5	Load 6	Load 7	Load 8
Product	(none)	(none)	(none)	(none)
Net Quantity				
Process				
Process Time				
Container Material				
Container Percentage				
Entering Temperature				
Required Temperature				

شکل ۹-۴. صفحه ورود مشخصات ماده غذایی در نرم‌افزار Cold RoomCalc 4.5e [A].

**Cold Room Calc 4.5e - Untitled - [Regime]**

File Edit View Window Help

Enclosures: ↑ Goods: ↑ Regime: ↑ Report: Σ

Cold Room Temperature Setpoint: -25 °C

Cold Room Air Conditions: Ambient Air Atmosphere

Cold Room Air Relative Humidity: 90 %

Cold Room Volume Air Ventilation: 2 changes/24h

Minimum Rate

Rate of Gas Flow into Cold Room

Temperature of Gas Flow into Cold Room

Oxygen Content in Cold Room Atmosphere

Temperature of Ground under Cold Room: +10 °C

City: (default parameters) Northern Hemisphere  
Lat: 45°N; Temp: 35°C (95°F); Hum: 50%

**Service Heat Gains**

Infiltration: Open Doors With Air Curtain

Opening Height: Open per 24 hours

Opening Width: Open per 24 hours

Number of People Working Inside at One Time: 2

Minimum Rate of Outside Air Supply per Person: 20 cu.m/h

Daily Average Total Power of Lighting Devices: 100 W

Daily Average Total Power of Electric Motors: 200 W

Detailed

Safety Factor Percentage: 10 %

شکل ۴-۱۰. صفحه ورود مشخصات متفرقه در نرم افزار Cold RoomCalc 4.5e [A].

**Cold Room Calc 4.5e - Untitled - [Report]**

File Edit View Window Help

Enclosures: ↑ Goods: ↑ Regime: ↑ Report: Σ

	Heat Gain (Watts)	Ratio (%)	Customer Info:	Project Info:
Through Wall 1	53.7	0.0		
Through Wall 2	64.4	0.0		
Through Wall 3	53.7	0.0		
Through Wall 4	64.4	0.0		
Through Walls 5 & 6				
Through Ceiling	275.9	0.0		
Through Floor	68.1	0.0		
From Load 1	619178.7	99.4		
From Load 2	0.0	0.0		
From Load 3	0.0	0.0		
From Load 4	0.0	0.0		
From Load 5	0.0	0.0		
From Load 6	0.0	0.0		
From Load 7	0.0	0.0		
From Load 8	0.0	0.0		
From Ventilation/Gas	1666.1	0.3		
Service				
From Infiltration	347.1	0.1		
From People	840.0	0.1		
From Lights	100.0	0.0		
From El. Motors	200.0	0.0		
<b>Total</b>	<b>622912.2</b>	<b>100</b>		

	Heat Load (Watts)	Ratio (%)
Enclosures (temp. diff.)	559.8	0.1
Enclosures (solar rad.)	20.4	0.0
Goods (product cool./freez.)	619178.7	90.4
Goods (product respiration)	0.0	0.0
Goods (container cooling)	0.0	0.0
Ventilation/Gas/Infiltration	2013.2	0.3
Service/Internal	1140.0	0.2
Safety	62291.2	9.1
<b>Total</b>	<b>685203.4</b>	<b>100</b>

شکل ۴-۱۰. صفحه محاسبات نهایی در نرم افزار Cold RoomCalc 4.5e [A].



### پروژه‌های پیشنهادی

۱. با استفاده از اینترنت نرم‌افزارهای محاسبه بار برودتی موجود را با هم مقایسه کنید.
۲. با مراجعه به سازمان‌ها و ارگان‌های مرتبط با سردخانه‌ها مانند: وزارت بازرگانی، مرکز آمار و ...، اطلاعات سردخانه‌های شهر خود را جمع‌آوری کنید.
۳. با بازدید از یک یا چند سردخانه در مورد چیدمان سالن‌ها و نحوه ساخت سردخانه تحقیق کنید.
۴. در مورد روش نگارش طرح توجیهی احداث سردخانه تحقیقی انجام دهید. مشاهده یک نمونه طرح توجیهی می‌تواند در این زمینه به شما کمک کند.
۵. در مورد توجیه اقتصادی احداث یک سردخانه برای یک محصول مشخص در شهر خود بررسی انجام دهید. فرض کنید می‌خواهید یک سردخانه برای خودتان احداث کنید.
۶. برای یک سردخانه کوچک، به روش‌های ارائه شده در این بخش محاسبه بار برودتی را انجام دهید. در صورتی که بتوانید این محاسبه را برای یک سردخانه موجود انجام دهید بسیار مفیدتر است، زیرا می‌توانید نتایج حاصل از محاسبات را با واقعیت موجود مقایسه کنید.

## مراجع

۱. آیین کار ساختمان، تأسیسات، تجهیزات فنی بهداشتی و نگهداری سردخانه مواد غذایی، استاندارد ملی ایران به شماره ۱۶-۱۸۹۹.
۲. محاسبه بار برودتی سردخانه مواد غذایی، استاندارد ملی ایران به شماره ۲۷۲۰.
3. [www.isiri.org](http://www.isiri.org)
4. Gosney, W.B. and H.A.L.Olama, Heat and Enthalpy Gains through Cold Room Doorways, Proceedings of the Institute of Refrigeration, December 1975.
5. Prasad, M., Refrigeration and Air Conditioning, 2nd Edition, New Age International Publishers, 2004
6. Stoecker, W.F., Industrial Refrigeration Handbook, McGraw\_Hill, 1998
7. [http://www.et.web.mek.dtu.dk/Coolpack/UK/reg\\_download.html](http://www.et.web.mek.dtu.dk/Coolpack/UK/reg_download.html)
8. <http://www.leshenko.com.ru/en>

## فصل پنجم

### سیستم‌های تبرید تراکمی - اصول اولیه

در این فصل اصول اولیه سیستم‌های تبرید تراکمی بررسی می‌شود. در حال حاضر این سیستم مرسوم‌ترین روش ایجاد برودت است و در کاربردهای مختلف از لوازم برودتی خانگی مانند: یخچال، فریزر و کولر گازی گرفته تا سردخانه‌ها و سیستم‌های تهویه مطبوع استفاده می‌شود. در فصل بعد اجزای سیستم با جزئیات بیشتر معرفی می‌شود.

#### ۱-۵. اصول کارکرد

اساس ایجاد برودت با استفاده از تغییر فاز (که این بخش در سیستم‌های تبرید تراکمی و جذبی مشابه است) بر یک اصل ساده استوار است. هرگاه فشار یک مایع تحت فشار کاهش یابد، دمای آن نیز کاهش می‌یابد؛ بنابراین، برای ایجاد برودت به دو عامل نیاز داریم. سیال عامل و وسیله‌ای که باعث ایجاد کاهش فشار می‌شود. در علم تبرید به سیال عامل یا سیالی که در سیکل تبرید استفاده می‌شود، مبرد<sup>۱</sup> می‌گویند. مبردهای مختلفی در سیکل‌های تبرید استفاده می‌شوند که شاید با نام برخی از آنها مانند: فریون ۱۲، فریون ۱۳۴ و آمونیاک آشنا باشید.

کاهش فشار می‌تواند به دو صورت انجام گیرد. روش اول عبور سیال از یک روزنه یا مجرای کوچک است. این وسیله شیر انبساط<sup>۲</sup> نام دارد. در این صورت افت فشار پدیدآمده ناشی از افت موضعی در شیر است.

روش دوم عبور سیال از یک لوله با قطر کم و طول زیاد است که به لوله موئین<sup>۳</sup>

---

1. Refrigerant  
3. Capillary Tube

2. Expansion Valve

موسوم است. با عبور سیال از این لوله اصطکاک سیال با جداره آن باعث افت فشار می‌شود. در این صورت افت فشار پدید آمده ناشی از افت طولی در لوله است. نمونه‌ای از این وسایل در شکل‌های ۱-۵ و ۲-۵ نشان داده شده است.



شکل ۲-۵. نمونه‌ای از یک لوله موئین.

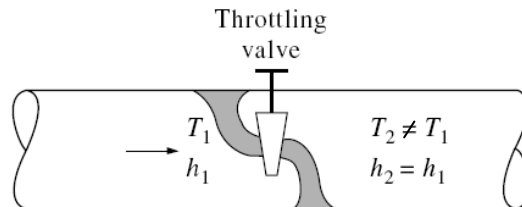


شکل ۱-۵. نمونه‌ای از یک شیر انبساط.

به علت زمان کوتاه و مساحت کم برای انتقال حرارت معمولاً فرایند فوق را می‌توان آدیاباتیک فرض کرد. مقدار کار انجام شده در طی این فرایند نیز برابر صفر است. با صرف نظر کردن از انرژی پتانسیل و جنبشی در دو طرف شیر که به صورت شماتیک در شکل ۳-۵ نشان داده شده است، خواهیم داشت:

$$h_2 \approx h_1$$

رابطه ۱-۵



شکل ۳-۵. شکل شماتیک یک شیر انبساط.

مثال ۱-۵. مبرد R-۱۳۴a به صورت مایع اشباع در فشار  $7 \text{ bara}$  وارد شیر انبساط یک سیستم برودتی شده و در خروج از شیر فشار آن تا  $1 \text{ bara}$  کاهش می‌یابد. دمای مبرد و کیفیت آن پس از کاهش فشار را به دست آورید.

حل: با مراجعه به جداول ترمودینامیکی مبرد R-۱۳۴a مقادیر دما و انتالپی در ورودی برابرند با:

$$T_1 = 26/7^\circ\text{C} \quad , \quad h_1 = 237 \text{ KJ/Kg}$$

از آنجا که انتالپی در خروجی شیر طبق رابطه ۱-۵ برابر انتالپی ورودی است با استفاده از جداول ترمودینامیکی مبرد R-۱۳۴a خواهیم داشت:

$$T_2 = -26/4^\circ\text{C}$$

همان‌طور که می‌بینیم دمای مبرد طی این فرایند به میزان ۵۳/۱ درجه سانتی‌گراد کاهش یافته است. کیفیت مبرد در خروجی از شیر با تساوی انتالپی قبل و بعد از شیر به دست می‌آید.

$$h_1 = 237 \text{ KJ/Kg}$$

$$h_2 = (xh_{fg} + h_f)_{\text{bar}} = x \times 217/2 + 165/4 \quad \text{KJ/Kg}$$

$$\Rightarrow x \approx 33\%$$

این عدد نشان می‌دهد که ۳۳ درصد مایع در طی این فرایند به بخار تبدیل شده تا دمای مبرد را ۵۳/۱ درجه سانتی‌گراد کاهش دهد. با وجود آنکه گرمای نهان تبخیر در فشار ۱bara برابر ۲۱۷/۲ KJ/Kg است، ولی باید توجه کرد که نمی‌توان از کل این گرمای نهان استفاده کرد، زیرا بخشی از آن صرف تبخیر ۳۳ درصد مبرد و کاهش دما شده است. البته مقدار کیفیت بخار پس از کاهش فشار با فرض نسبت فشار ثابت برای مبردهای مختلف متفاوت است.

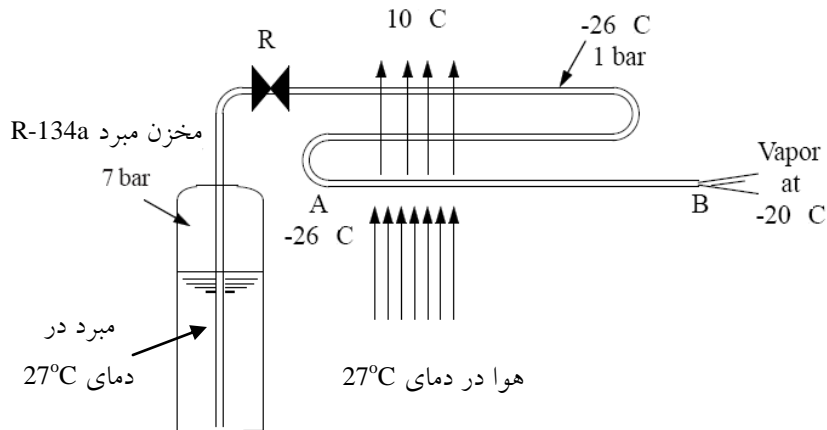
تمرین برای دانشجویان: کاهش دما و کیفیت مبرد را برای چند مبرد دیگر با مقدار فوق مقایسه کنید.

حال باید ببینیم چگونه می‌توان از برودت ایجاد شده استفاده کرد.

ساده‌ترین روشی که به نظر می‌رسد آن است که یک مایع مبرد تحت فشار در یک مخزن قرارداداشته و سپس با عبور آن از یک شیر کاهنده فشار یا یک لوله باریک (موئین) دمای آن را کاهش دهیم.

نمونه‌ای از این طرح با اعداد مثال قبل در شکل ۴-۵ نشان داده شده است. دما و

فشار مبرد که در یک مخزن تحت فشار نگهداری می‌شود با عبور از یک شیر انبساط (R) کاهش می‌یابد. مبرد خروجی از شیر در حالت اشباع در دمای  $-26^{\circ}\text{C}$  و فشار ۱ bar است. سپس با عبور این سیال کم فشار سرد از یک مبدل حرارتی که آن را اوپراتور<sup>۱</sup> می‌نامیم، می‌توان دمای هوا یا هر سیال دیگری که از روی لوله‌ها عبور می‌کند را کاهش داد. دمای مبرد تا نقطه‌ای که مبرد در فاز اشباع قرار دارد (نقطه A) ثابت مانده و پس از آن با مافوق گرم‌شدن مبرد دمای آن مطابق شکل افزایش می‌یابد. همان‌طور که بعداً می‌بینید در یک سیکل واقعی نیز مبرد خروجی از اوپراتور تا مقدار مشخصی مافوق گرم می‌شود. دمایی که در آن تبخیر اتفاق می‌افتد را دمای تبخیر می‌نامند.



شکل ۴-۵. ایجاد برودت با کاهش فشار یک مبرد.

از این روش به همین شکل می‌توان برای سرد کردن واگن‌های حامل مواد فاسد شدنی یا سردخانه‌های سیار استفاده کرد. در این حالت اوپراتور در داخل محفظه سرد قرار گرفته و مبرد خروجی از نقطه B به محیط تخلیه می‌شود. راه دیگر استفاده از این روش آن است که مبرد پس از کاهش فشار و دما (از نقطه B) به داخل فضای مورد نظر پاشیده شود. به این روش مبرد در داخل محفظه

1. Evaporator

به بخار تبدیل می‌شود. باید توجه کرد که در این روش تجهیزات ایمنی مورد نیاز بیشتر از روش اول است.

معمولاً در دو روش ذکرشده به جای مبردهای مرسوم از نیتروژن یا دی اکسید کربن استفاده می‌شود.

سیستم‌های فوق که به سیستم‌های تبرید با مواد سرمازای مصرف‌شدنی موسومند، با وجود سادگی، به علت آثار زیست محیطی و مشکلات تأمین مجدد مبرد که در فضا تخلیه شده است، نمی‌توانند به صورت عام به کار روند. پس باید ابتدا بخار ایجادشده کم فشار بازیاب شود و سپس فشار آن افزایش یابد.

در روش تبرید تراکمی، بازیاب و افزایش فشار مبرد توسط کمپرسور<sup>۱</sup> انجام شده در حالی که در روش دیگری که به روش تبرید جذبی موسوم است، بازیابی مبرد با یک جاذب و افزایش فشار آن از طریق حرارت انجام می‌شود. اجازه دهید جزئیات سیکل تبرید جذبی را به فصل‌های بعد موکول کرده و در این فصل سیکل تبرید تراکمی را بررسی کنیم.

همان‌طور که توضیح داده شد و از نام سیکل تبرید تراکمی پیدا است، بازیاب و تراکم مجدد بخار کم فشار با یک کمپرسور انجام می‌شود. کمپرسورهای سیلندر پیستونی، مارپیچ و سانتریفوژ چند نمونه از انواع کمپرسورهای به‌کاررفته در سیکل‌های تبرید تراکمی هستند که در فصول بعد بررسی می‌شوند. در شکل ۵-۵ یک نمونه کمپرسور سیلندر پیستونی<sup>۲</sup> و در شکل ۶-۵ نمونه‌ای از یک کمپرسور مارپیچ<sup>۳</sup> نشان داده شده است.

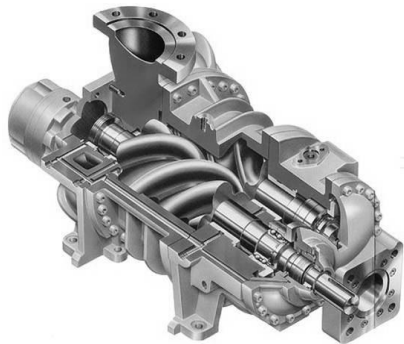
گاز مبرد خروجی از اواپراتور وارد کمپرسور شده و پس از افزایش فشار و دما از آن خارج می‌شود. مبرد خروجی از کمپرسور داغ است و در فاز مافوق گرم قرار دارد.

برای تکمیل سیکل، این گاز باید به مایع تبدیل شود. به این منظور ابتدا باید

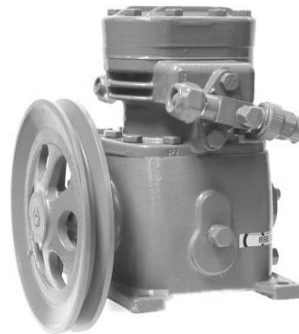
1. Compressor  
3. Screw

2. Reciprocating

دمای آن تا دمای اشباع کاهش یافته و سپس از بخار اشباع به مایع اشباع تبدیل شود. این امر در وسیله‌ای به نام تقطیرکننده یا کندانسور<sup>۱</sup> انجام می‌شود. دمایی که در آن تقطیر اتفاق می‌افتد را دمای تقطیر می‌نامند. اگر حرارت فوق به آب انتقال یابد، آن را کندانسور آبی<sup>۲</sup> و اگر به هوا انتقال یابد، آن را کندانسور هوایی<sup>۳</sup> می‌نامند.

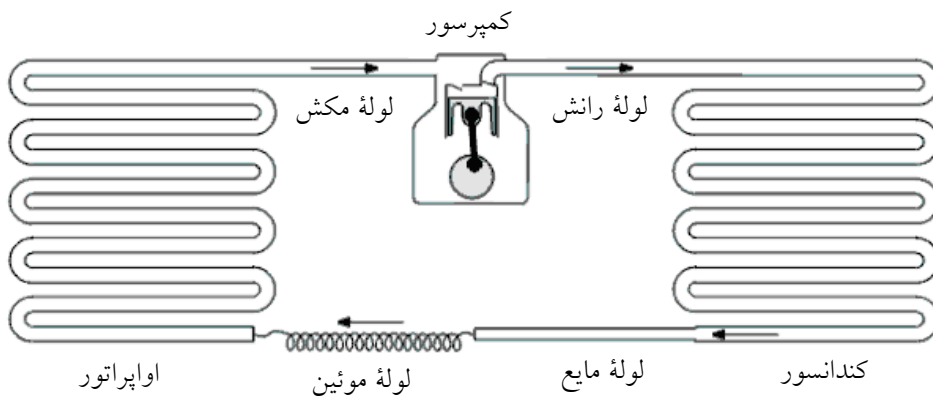


شکل ۶-۵. کمپرسور مارپیچ.



شکل ۵-۵. کمپرسور سیلندر پیستونی.

سیکل تبرید تراکمی کامل شده با لوله موئین و شیر انبساط به ترتیب در شکل‌های ۷-۵ و ۸-۵ نشان داده شده است.

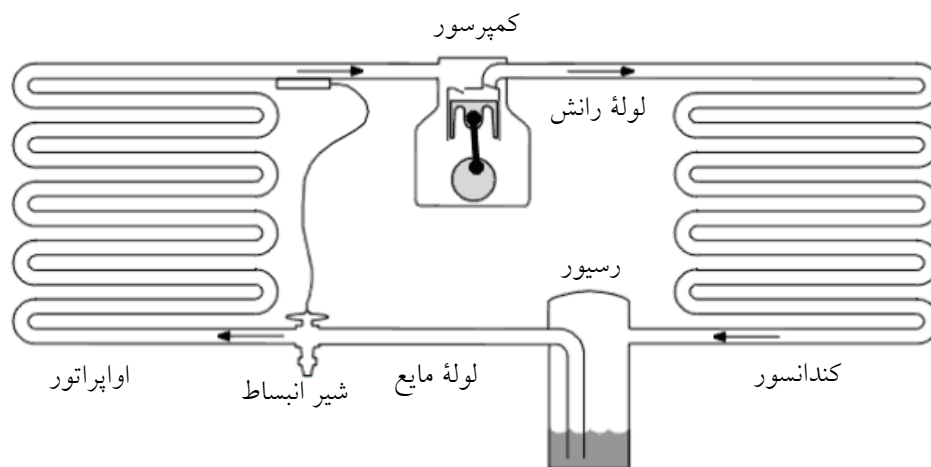


شکل ۷-۵. سیکل تبرید تراکمی با لوله موئین.

1. Condenser  
3. Air Cooled

2. Water Cooled





شکل ۸-۵. سیکل تبرید تراکمی با شیر انبساط.

مخزن مبردی که در شکل ۴-۵ نشان داده شده بود، در شکل ۸-۵ نیز با نام مخزن ذخیره یا رسیور<sup>۱</sup> نشان داده شده است. در مورد دلیل عدم استفاده از رسیور در شکل ۷-۵ و استفاده از آن در شکل ۸-۵ در فصول بعدی توضیح داده می‌شود. حال می‌خواهیم بر فرایندهای سیکل تبرید تراکمی کامل شده که در شکل‌های قبل نشان داده شده است مروری مجدد داشته باشیم.

**فرایند انبساط در وسیله انبساط:** فشار و دمای مایع پرفشار خروجی از کندانسور با عبور از وسیله انبساط کاهش یافته و به صورت مخلوطی از مایع و بخار وارد اوپراتور می‌شود. فرایند جوشش مبرد در اوپراتور: در طی این فرایند مخلوط مایع و بخار مبرد که در فشار و دمای پایین وارد اوپراتور شده است، با جذب حرارت از محیط سرد به بخار تبدیل می‌شود. به شرط عدم تغییر فشار در طی فرایند فوق، دما نیز ثابت می‌ماند؛ بنابراین، دمای مبرد خروجی اوپراتور با دمای ورودی آن برابر است (البته به شرط آنکه مبرد در اوپراتور وارد فاز مافوق گرم نشود) سپس این مبرد وارد کمپرسور می‌شود.

1. Receiver

فرایند تراکم در کمپرسور: در طی این فرایند، دما و فشار گاز مبرد در کمپرسور افزایش می‌یابد. مبرد خروجی کمپرسور یک گاز داغ پرفشار در فاز مافوق گرم است که وارد کندانسور می‌شود.

فرایند تقطیر در کندانسور: در کندانسور حرارت از مبرد داغ گرفته شده و باعث کاهش دما و سپس تقطیر آن می‌شود. اکنون مایع پرفشار، آماده ورود به وسیله انبساط و تکرار مراحل قبلی است.

لوله‌های رابط بین چهار جزء اصلی؛ یعنی، کمپرسور، کندانسور، وسیله انبساط و اواپراتور عبارت‌اند از:

- لوله مکش<sup>۱</sup>: لوله بین اواپراتور و کمپرسور

- لوله رانش یا گاز داغ<sup>۲</sup>: لوله بین کمپرسور و کندانسور

- لوله مایع<sup>۳</sup>: لوله بین کندانسور تا وسیله انبساط

لوله‌های فوق در شکل‌های ۷-۵ و ۸-۵ نشان داده شده‌اند. دقت کنید که فاصله

بین وسیله انبساط تا اواپراتور صفر یا تا حد امکان کم است و نامی ندارد.

با توجه به توضیحات قبل سیکل تبرید تراکمی در واقع ماشینی است که حرارت را از یک منبع با دمای پایین گرفته (Q<sub>L</sub>) و با صرف توان (W) آن را به یک منبع با دمای بالا انتقال می‌دهد (Q<sub>H</sub>). رابطه این سه پارامتر طبق قانون اول ترمودینامیک عبارت است از:

$$Q_H = Q_L + W \quad \text{رابطه ۲-۵}$$

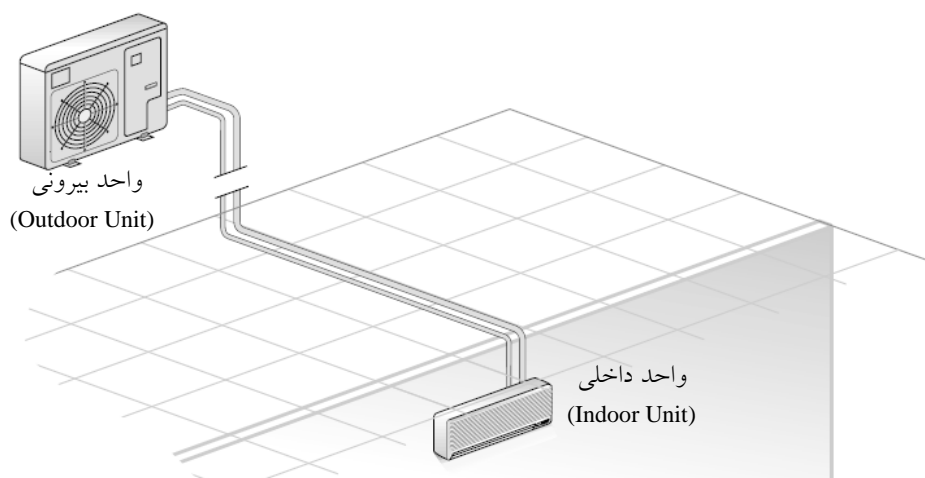
از آنجا که مقدار Q<sub>H</sub> در هر صورت از مقدار Q<sub>L</sub> بیشتر است، دفع حرارت Q<sub>H</sub> باید در فضایی غیر از محفظه‌ای که می‌خواهیم آن را سرد کنیم صورت گیرد؛ بنابراین، در حالت کلی، یک سیستم برودتی مانند: یخچال حتی با باز نگهداشتن در آن باعث گرم‌تر شدن اطاقی که در آن قرار دارد، می‌شود. میزان حرارت تولیدشده شاید در مورد یک یخچال چندان قابل توجه نباشد، ولی در یک سیستم برودتی

1. Suction Line  
3. Liquid Line

2. Hot Gas/Discharge Line

بزرگتر مانند: کولرگازی پنجره‌ای<sup>۱</sup> قابل توجه است. به همین دلیل است که باید در هنگام نصب یک کولرگازی پنجره‌ای بخش دفع حرارت آن در خارج از اتاقی که می‌خواهیم خنک کنیم قرار داده شود.

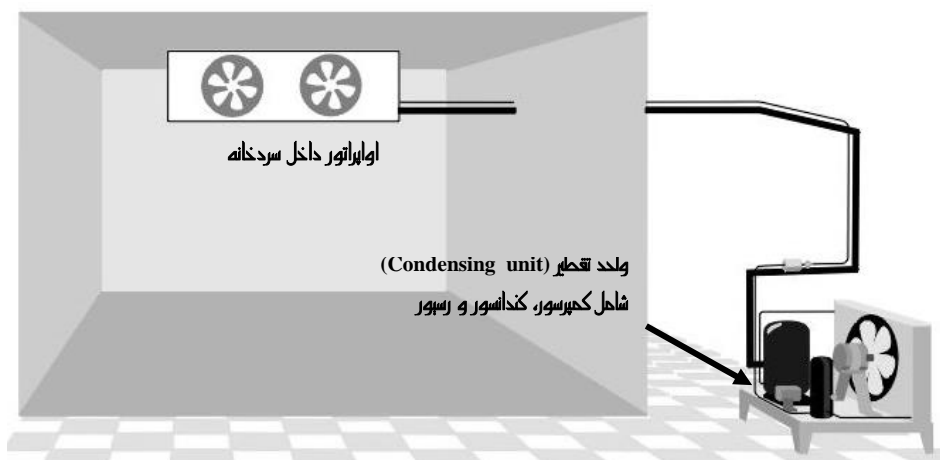
در کولرهای گازی مجزا یا دو تکه نیز همین کار انجام شده، ولی مطابق شکل ۹-۵ بخش داخلی که شامل اوپراتور است و حرارت را از اتاق جذب می‌کند (Indoor Unit) در داخل اتاق و بخش بیرونی که شامل کمپرسور و کندانسور است (Outdoor Unit) در خارج از اتاق و در معرض محیط قرار داده می‌شود. معمولاً واحدهای داخلی و خارجی در این نمونه‌ها در بسته‌بندی‌های مجزا به محل نصب حمل می‌شوند و سپس بسته به شرایط نصب، با لوله به هم متصل می‌شوند. نمونه دیگر اتصال اجزا در یک سردخانه نیز در شکل ۱۰-۵ نشان داده شده است. همان‌طور که در شکل فوق نشان داده شده است به مجموعه کمپرسور و کندانسور و مخزن رسیور، واحد تقطیر<sup>۲</sup> گفته می‌شود.



شکل ۹-۵. نحوه نصب یک کولرگازی Split.

1. Window Air Conditioner

2. Condensing Unit



شکل ۱۰-۵. نحوه قرارگیری تجهیزات یک سردخانه.

## ۲-۵. کارایی سیکل‌های برودتی تراکمی

واحدهای مرسوم برای نرخ انتقال حرارت وات یا کیلووات (W, KW)، بی‌تی‌یو بر ساعت (Btu/h) و تن تبرید (ton, TR) هستند. به‌طور یقین شما نیز عباراتی مانند: یک کولر گازی ۱۲۰۰۰ یا ۱۸۰۰۰ یا ۲۴۰۰۰ را شنیده‌اید. این اعداد در واقع ظرفیت برودتی آن کولر بر حسب بی‌تی‌یو بر ساعت هستند. دقت کنید که این روش بیان ظرفیت برای تمام دستگاه‌های برودتی به‌کار نمی‌رود. یک تن تبرید برابر انتقال حرارت لازم برای ذوب یک تن یخ در ۲۴ ساعت است. رابطه تن تبرید با دو واحد دیگر عبارت است از:

$$1 \text{ ton} = 12000 \text{ Btu/h}$$

$$1 \text{ ton} = 3/516 \text{ KW}$$

واحدهای مرسوم برای بیان توان کمپرسور نیز وات یا کیلووات (W, KW)، بی‌تی‌یو بر ساعت (Btu/h) و اسب بخار هستند. رابطه اسب بخار با دو واحد دیگر عبارت است از:

$$1 \text{ hp} = 2544/4 \text{ Btu/h}$$

$$1 \text{ hp} = 0/746 \text{ KW}$$

کارایی یک سیکل تبرید به نرخ انتقال حرارت از محیط سرد (خروجی موردنظر)

و توان کمپرسور (ورودی مورد نیاز) بستگی دارد. بسته به اینکه این نسبت به چه طریق محاسبه شود سه روش برای بیان کارایی یک سیکل تبرید تراکمی وجود دارد که عبارت‌اند از:

### ضریب عملکرد<sup>۱</sup>

این ضریب که به اختصار با  $COP_R$  نشان داده می‌شود برابر است با:

$$COP_R = \frac{\text{خروجی مورد نظر}}{\text{ورودی مورد نیاز}} = \frac{Q_L}{W} \quad \text{رابطه ۳-۵}$$

توجه کنید که در رابطه فوق  $W$  توان خالص ورودی به کمپرسور است. اگر به جای توان خالص ورودی به کمپرسور در عبارت فوق، توان کلی ورودی به سیستم (شامل کمپرسور، موتورهای فن‌ها و پمپ‌ها و سیستم‌های کنترل) قرار داده شود، عبارت حاصل ضریب عملکرد سیستم<sup>۲</sup> نامیده شده و به اختصار با  $COSP$  نشان داده می‌شود.

با استفاده از رابطه ۲-۵ می‌توان نوشت:

$$COP_R = \frac{Q_L}{Q_H - Q_L} = \frac{1}{(Q_H/Q_L) - 1} \quad \text{رابطه ۴-۵}$$

همان‌طور که می‌بینیم مقدار عبارت فوق همیشه بیشتر از یک است. به همین دلیل است که با توجه به تعریف راندمان (که همیشه از یک یا صد درصد کمتر است)، به جای راندمان از عبارت ضریب عملکرد برای بیان بازدهی سیکل‌های تبرید تراکمی استفاده می‌شود. پارامتر دیگری که در برخی موارد برای بیان کارایی یک سیکل تبرید به کار می‌رود راندمان کارنو<sup>۳</sup> است.

همان‌طور که می‌دانید اگر در یک سیکل کارنو دمای منبع سرد  $T_L$  و دمای منبع گرم  $T_H$  باشد ضریب عملکرد آن برابر است با:

$$COP_{car} = \frac{T_L}{T_H - T_L} = \frac{1}{(T_H/T_L) - 1} \quad \text{رابطه ۵-۵}$$

1. Coefficient of Performance  
3. Carnot Efficiency

2. Coefficient of System Performance

طبق تعریف راندمان کارنو برابر است با:

$$\eta_{car} = \frac{COP_R}{COP_{car}} \quad \text{رابطه ۶-۵}$$

توان مصرفی کمپرسور (اسب بخار) بر تن تبرید (HP/ton)

راه دیگر بیان کارایی سیکل‌های تبرید تراکمی بیان آن بر حسب میزان توان کمپرسور (بر حسب اسب بخار) بر واحد برودت ایجاد شده (بر حسب تن تبرید) است. البته در سیستم واحدهای SI این نسبت به صورت کیلووات بر حسب تن تبرید نیز بیان می‌شود. رابطه بین این واحدها با  $COP_R$  عبارت است از:

$$\frac{hp}{ton} = \frac{4/72}{COP_R}, \quad \frac{KW}{ton} = \frac{3/51}{COP_R} \quad \text{رابطه ۷-۵}$$

بنابراین با افزایش  $COP_R$  مقدار HP/ton کاهش می‌یابد.

### بازدهی انرژی<sup>۱</sup>

بازدهی انرژی که به اختصار EER نامیده می‌شود، به صورت نسبت ظرفیت سرمایش بر حسب بی‌تی‌یو بر ساعت بر توان ورودی بر حسب وات در یک نقطه کاری مشخص تعریف می‌شود. رابطه EER با  $COP_R$  عبارت است از:

$$EER = 3/412 COP_R \quad \text{رابطه ۸-۵}$$

### بازدهی انرژی فصلی<sup>۲</sup>

بازدهی انرژی فصلی که به اختصار SEER نامیده می‌شود، معمولاً برای بیان کارایی دستگاه‌های تهویه مطبوع به کار می‌رود. در واقع این پارامتر معیاری برای تعیین کارایی یک سیستم تهویه مطبوع در فصل کاری (دوره تابستان برای سرمایش و دوره زمستان برای پمپ حرارتی) است. هرچه مقدار SEER بالاتر باشد، کارایی سیستم بیشتر است. به صورت فرمولی SEER را می‌توان نسبت خروجی (سرمایش) دستگاه بر حسب Btu به مصرف برق بر حسب وات ساعت (Wh) تعریف کرد. SEER پارامتری برای بیان کارایی سیستم در یک بازه زمانی و EER بیان‌کننده کارایی سیستم در شرایط پیک

1. Energy Efficiency Rating

2. Seasonal Energy Efficiency Rating

کاری است. در برخی از کشورها دستگاه‌های تهویه مطبوع باید دارای حداقل SEER معینی باشند تا اجازه فروش داشته باشند؛ برای مثال، از ژانویه ۲۰۰۶ در آمریکا این حداقل برابر ۱۳ است. تبدیل واحد SEER و COP به یکدیگر از رابطه ۶۵ قابل انجام است؛ بنابراین،  $SEER=13$  معادل COP ۳/۴۳ است.

با بررسی روابط قبل می‌توان دریافت که کارایی یک سیستم تبرید تابعی از دماهای تبخیر و تقطیر یا اختلاف این دو دما<sup>۱</sup> است. با افزایش این اختلاف میزان COP<sub>R</sub> و EER کاهش یافته و HP/ton افزایش می‌یابد؛ بنابراین، در یک سیکل تبرید باید سعی شود که به منظور کاهش مصرف انرژی:

- دمای تقطیر تا حد امکان پایین باشد.

- دمای تبخیر تا حد امکان بالا باشد.

البته در این امر محدودیت‌هایی نیز وجود دارد که در قسمت‌های بعد بررسی می‌شود. نکته مهم دیگر آن است که با توجه به تغییرات COP<sub>R</sub> یا HP/ton با اختلاف دمای تقطیر و دمای تبخیر، مقایسه این پارامترها در دو سیستم تبرید بدون در نظر گرفتن دمای تقطیر و تبخیر اشتباه و گمراه‌کننده است. از این رو توصیه می‌شود که همیشه در هنگام مقایسه COP<sub>R</sub> یا HP/ton دو یا چند سیستم تبرید به این امر توجه شود.

البته پارامترهای دیگری غیر از Temperature Lift نیز بر مقدار COP<sub>R</sub> تأثیر دارند که از جمله آنها می‌توان به موارد زیر اشاره کرد:

- راندمان انواع متفاوت کمپرسور؛

- مقدار مبرد شارژ شده در سیستم (بیش از حد یا کمتر از مقدار مورد نیاز)؛

- نوع مبرد انتخاب شده برای کاربرد مورد نظر؛

- میزان مافوق گرم شدن بخار ورودی به کمپرسور؛

- میزان مادون سرد شدن مایع ورودی به شیر انبساط؛

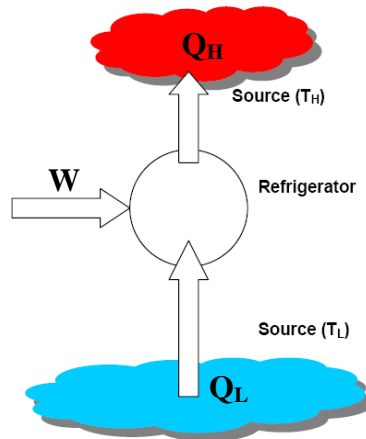
---

1. Temperature Lift

در مورد آثار فوق در قسمت‌های بعد توضیح داده می‌شود.

### ۳-۵. پمپ حرارتی<sup>۱</sup>

همان‌طور که در بخش قبل دیدیم در یک سیکل تبرید تراکمی با صرف توان در کمپرسور، حرارت از منبع با دمای سرد (محیط یا سیالی که می‌خواهیم سرد کنیم) به منبع گرم (محیط بیرون یا یک سیال واسطه) انتقال می‌یابد. در حالت کلی سیکل فوق این امکان را برای کاربر به وجود می‌آورد که بسته به نیاز مطابق شکل ۱۱-۵ از برودت یا حرارت تولید شده استفاده کند.



شکل ۱۱-۵. امکان استفاده از  $Q_H$  یا  $Q_L$ .

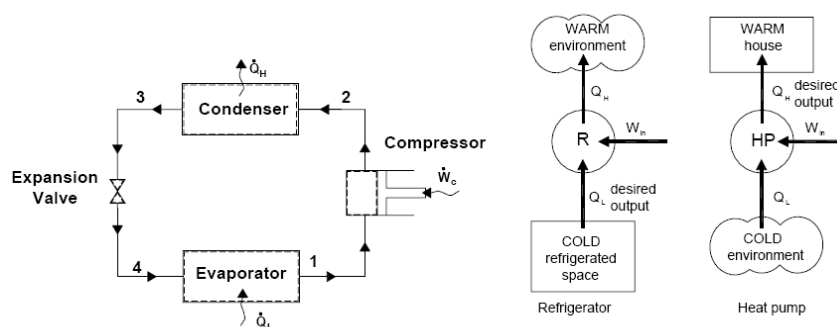
در صورت استفاده از برودت  $Q_L$  سیکل را سیکل تبرید و در صورت استفاده از حرارت  $Q_H$  آن را پمپ حرارتی می‌نامند.

به نظر شما چگونه می‌توان از حرارت  $Q_H$  استفاده کرد؟ ساده‌ترین حالت، استفاده همزمان از حرارت  $Q_H$  و برودت  $Q_L$  است. در این حالت ضمن سردکردن فضای مورد نظر، از  $Q_H$  نیز برای گرم کردن محیط یا سیال دیگری استفاده می‌شود. نمونه‌ای از این کاربرد، استفاده از برودت برای یک پیست پاتیناژ و به طور همزمان استفاده از

1. Heat Pump

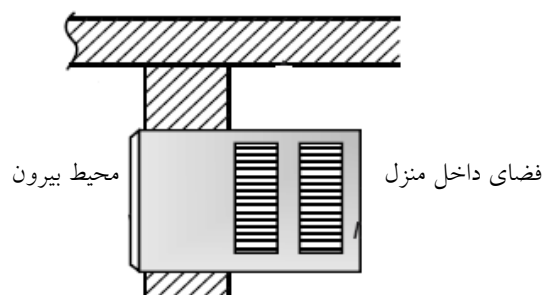


حرارت برای گرم کردن آب یک استخر است. اما حالت دیگر و مرسوم‌تر آن است که یک فضای مشخص در فصول مختلف به گرمایش یا سرمایش نیاز داشته باشد. شکل ۱۲-۵ این مفهوم را نشان می‌دهد.



شکل ۱۲-۵. اجزای سیکل (چپ)، سیکل تبرید (وسط)، سیکل پمپ حرارتی (راست).

برای مثال، اطاقی را در نظر بگیرید که یک کولر گازی دارد که وظیفه آن خنک کردن اطاق در تابستان است. حال می‌خواهیم که در زمستان نیز از این وسیله برای گرم کردن همان اطاق استفاده کنیم. به نظر شما یکی از راه‌ها نمی‌تواند روش نشان داده شده در شکل ۱۳-۵ باشد؟

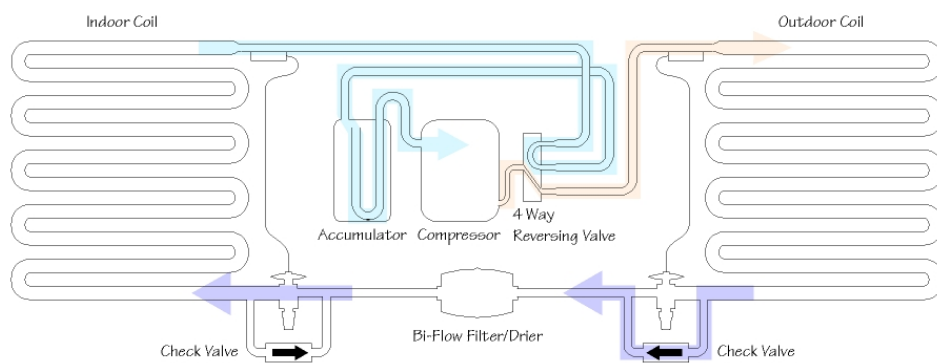


شکل ۱۳-۵. نصب یک کولر گازی برای گرم کردن اطاق در زمستان.

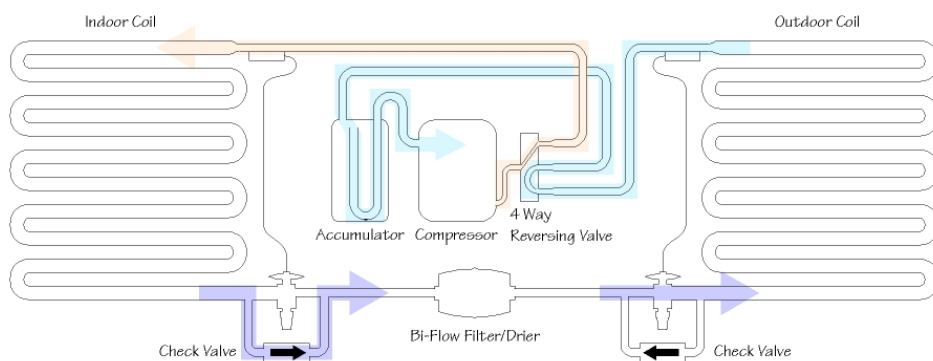
بله درست حدس زده‌اید. کولر را طوری نصب کرده‌ایم که کندانسور آن در داخل

منزل و اوپراتور آن در محیط بیرون قرارگیرد. با روشن کردن کولر، هوای بیرون سرد و هوای داخل گرم می‌شود.

البته به این کار نیازی نیست. سازندگان برخی از سیستم‌های تهویه مطبوع با تمهیداتی این امکان را فراهم می‌کنند که بتوان با فرمان یک کلید، جای کندانسور و اوپراتور سیستم را عوض کرد. در شکل‌های ۱۴-۵ و ۱۵-۵ این امر به خوبی نشان داده شده است.



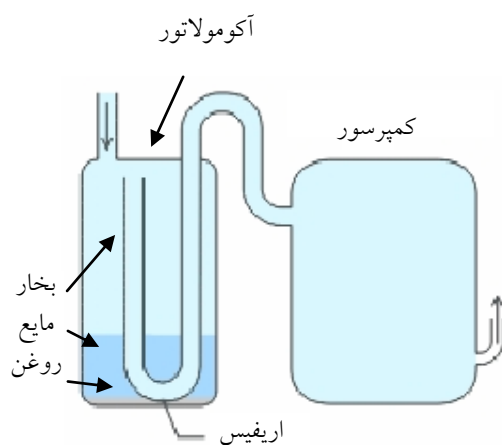
شکل ۱۴-۵. نحوه عملکرد پمپ حرارتی در تابستان.



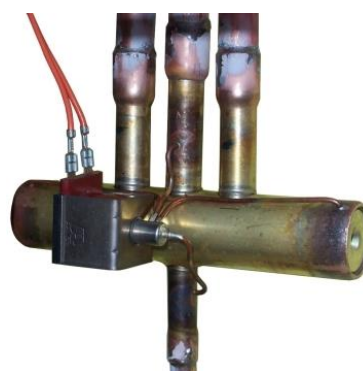
شکل ۱۵-۵. نحوه عملکرد پمپ حرارتی در زمستان.

در این شکل‌ها چند وسیله جدید دیده می‌شود که به اختصار در مورد آنها توضیح داده می‌شود.

شیر چهارراهه<sup>۱</sup>: این شیر، یک شیر برقی است که با فرمان بوبین آن می‌تواند مسیر مبرد را عوض کند. در حالت تابستانی در وضعیت نشان داده شده در شکل ۱۴-۵، وضعیت شیر به گونه‌ای است که گاز داغ مبرد پس از خروج از کمپرسور وارد کویل بیرونی شده و بقیه مسیر مشابه آن چیزی است که در شکل ۸-۵ نشان داده شد. در حالت زمستانی با تغییر وضعیت شیر به گونه‌ای که در شکل ۱۵-۵ نشان داده شده است، گاز داغ مبرد پس از خروج از کمپرسور وارد کویل داخلی (که در فضای داخل نصب شده) می‌شود و باعث گرم کردن فضای داخل می‌شود. دقت کنید که به دلیل تغییر وظیفه کویل‌های داخلی و بیرونی از اطلاق نام کندانسور یا اواپراتور خودداری شده است. در شکل ۱۶-۵ یک شیر چهارراهه نشان داده شده است.



شکل ۱۷-۵. مخزن آکومولاتور.



شکل ۱۶-۵. شیر چهارراهه.

آکومولاتور<sup>۲</sup>: آکومولاتور مخزنی است که مطابق شکل ۱۷-۵ در سمت ورودی کمپرسور نصب می‌شود. با استفاده از این مخزن از ورود مایع مبرد به کمپرسور و آسیب‌های حاصل مخصوصاً در هنگام دیفراست کویل بیرونی جلوگیری می‌شود.

1. Four Way Valve

2. Accumulator

شیر یک طرفه<sup>۱</sup>: شیر یک طرفه شیری است که به سیال اجازه عبور تنها در یک جهت می‌دهد. دقت کنید که شیر انبساط خود نقش یک شیر یک طرفه را نیز دارد. ضریب عملکرد پمپ حرارتی را می‌توان به صورت زیر تعریف کرد:

$$\text{COP}_{\text{HP}} = \frac{Q_H}{W} \quad \text{رابطه ۹-۵}$$

بنابراین:

$$\text{COP}_{\text{HP}} = \frac{Q_H}{Q_H - Q_L} = \frac{1}{1 - \frac{Q_H}{Q_L}} \quad \text{رابطه ۱۰-۵}$$

با مقایسه این رابطه با رابطه ۴-۵ به ازای  $Q_H$  و  $Q_L$  یکسان خواهیم داشت:

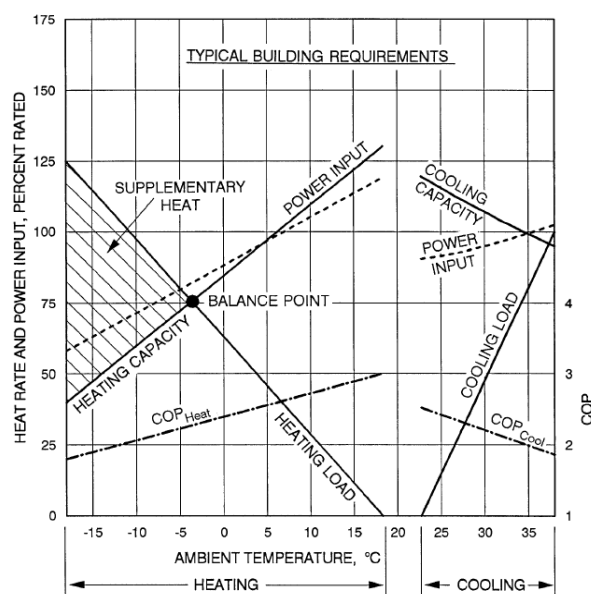
$$\text{COP}_{\text{HP}} = \text{COP}_R + 1 \quad \text{رابطه ۱۱-۵}$$

در شکل ۱۸-۵ منحنی عملکرد یک پمپ حرارتی نمونه در وضعیت سرمایش و گرمایش به علاوه بار حرارتی ساختمان در زمستان نشان داده شده است. نتایجی که از این شکل می‌توان گرفت عبارت‌اند از:

- با کاهش دمای محیط در زمستان، بار حرارتی مورد نیاز ساختمان افزایش می‌یابد.
- با کاهش دمای محیط در زمستان، ظرفیت حرارت دهی پمپ حرارتی کاهش می‌یابد.
- با کاهش دمای محیط در زمستان، توان مصرفی کمپرسور نیز افزایش می‌یابد، اما اثر این افزایش توان بر افزایش ظرفیت حرارتی چندان قابل توجه نیست.
- ضریب عملکرد پمپ حرارتی با کاهش دمای محیط در زمستان کاهش می‌یابد. با توجه به این موارد مشخص است که با کاهش دمای محیط در دمای معینی ظرفیت حرارتی پمپ حرارتی با بار حرارتی ساختمان برابر می‌شود و در صورت کاهش دمای محیط به کمتر از این مقدار، حرارت تولیدشده توسط دستگاه برای گرم کردن ساختمان کافی نخواهد بود. نقطه تقاطع منحنی ظرفیت حرارتی دستگاه و بار حرارتی ساختمان در شکل ۱۸-۵ با Balance Point نشان داده شده است. در

1. Check Valve

دمای پایین‌تر از این نقطه استفاده از یک هیتربرقی به جای پمپ حرارتی به کارایی بیشتر انرژی منجر می‌شود.



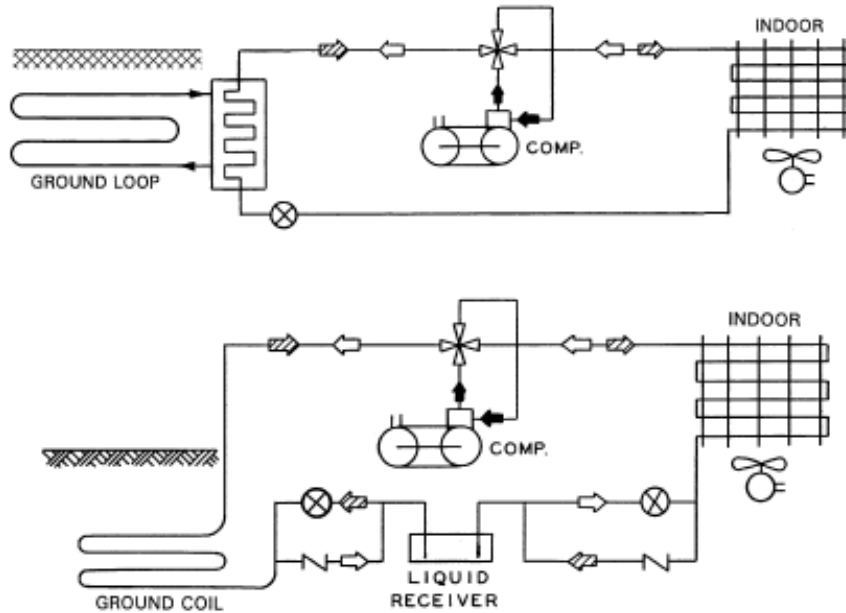
شکل ۱۸-۵. منحنی‌های عملکرد پمپ حرارتی.

پمپ حرارتی معرفی شده در بالا که کویل بیرونی آن در معرض هوای محیط قرار دارد، اصطلاحاً به پمپ حرارتی با منبع هوایی<sup>۱</sup> موسوم است. با توجه به توضیحات فوق در مناطقی که دمای محیط در زمستان خیلی پایین باشد، باید به روشی دمای کویل بیرونی را بالا برد. از جمله این روش‌ها می‌توان به پمپ حرارتی با منبع زمینی و پمپ حرارتی خورشیدی اشاره کرد. در پمپ حرارتی با منبع زمینی، مطابق آنچه که در شکل ۱۹-۵ نشان داده شده است از گرمای زمین (که دمای آن از محیط اطراف بیشتر است) استفاده می‌شود. انتقال حرارت به زمین می‌تواند به‌طور غیرمستقیم (شکل بالایی) یا مستقیم (شکل پایینی) باشد. در پمپ حرارتی خورشیدی<sup>۲</sup>، از انرژی خورشیدی به‌طور مستقیم یا غیرمستقیم برای افزایش دمای کویل بیرونی استفاده می‌شود. نمونه‌هایی از سیستم مورد استفاده

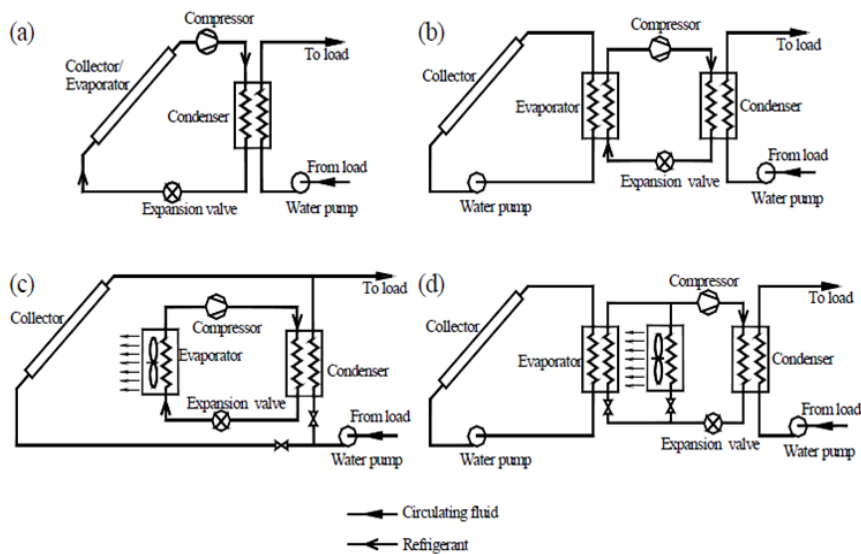
1. Air Source Heat Pump

2. Solar Heat Pump

در شکل ۲۰-۵ نشان داده شده است.



شکل ۱۹-۵. دو نمونه از پمپ حرارتی با منبع زمینی.



(a) direct expansion ; (b) in series; (c) in parallel; (d) dual source

شکل ۲۰-۵. انواع پمپ‌های حرارتی خورشیدی.

### ۴-۵. مبردها<sup>۱</sup>

تا حدود ده سال قبل، انتخاب مبرد برای کاربردهای مختلف نسبتاً ساده بود. معمولاً مبردهای محدودی طبق جدول زیر استفاده می‌شدند:

جدول ۱-۵. مبردهای مرسوم در سال‌های قبل از اعمال محدودیت‌های زیست محیطی.

مبرد	کاربرد
R۱۱	چیلرهایی که دارای کمپرسور سانتریفیوژ باشند
R۱۲	سیستم‌های تبرید خانگی و کوچک مانند: یخچال، فریزر، آب سردکن سردخانه‌های کوچک و کولر خودرو
R۲۲	دستگاه‌های تهویه مطبوع، چیلرها سیستم‌های تهویه مطبوع کوچک (کولر گازی) سردخانه‌ها
R۵۰۲	سردخانه‌ها مخصوصاً سردخانه‌هایی با دمای پایین سردخانه‌های متحرک
(R۷۱۷) آمونیاک	سردخانه‌های بزرگ

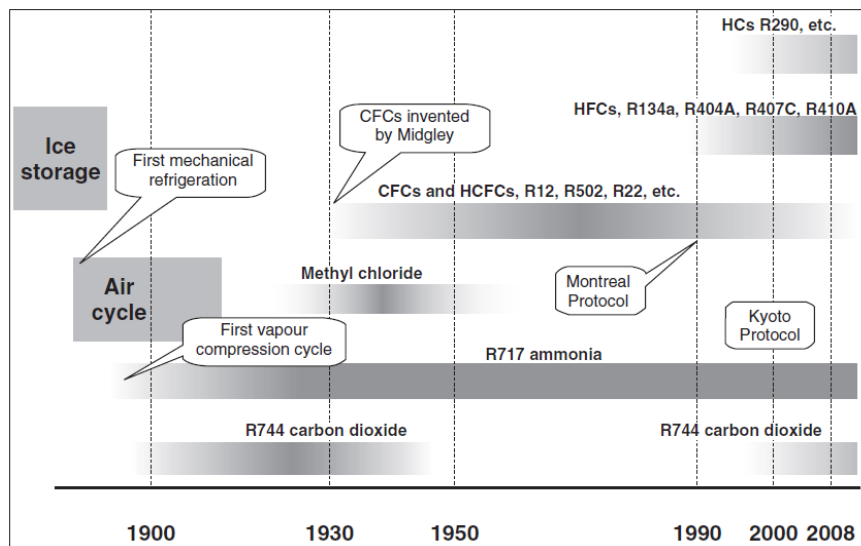
اما انتخاب مبردها در حال حاضر و آینده مبردها در سال‌های آتی بسیار پیچیده شده است و قوانین زیست محیطی هر روز سخت‌گیرانه‌تر می‌شوند، به طوری که شاید برخی از مطالب این بخش در خصوص مبردهای مورد استفاده در زمان فعلی در سال‌های آینده (حتی آینده کوتاه) قابل کاربرد نباشند. در این بخش ضمن آشنایی با تاریخچه به کارگیری مبردها، خصوصیات مورد انتظار از یک مبرد و انواع مبردها معرفی می‌شود.

### ۴-۵-۱. تاریخچه مبردها

شکل ۲۱-۵ به صورت ساده کاربرد مبردهای مختلف در سال‌های قبل تا امروز را نشان می‌دهد. اولین سیستم‌های تبرید مکانیکی از هوا به عنوان مبرد استفاده می‌کردند. با به کارگیری سیستم‌های تراکم بخار، مبردهایی مانند دی اکسید کربن و

1. Refrigerants

آمونیاک مورد استفاده قرار گرفتند. از کلرید متیل نیز در مواردی برای سیستم‌های کوچکتر استفاده می‌شد. تا ۱۹۳۰ اکثر مبردهای مورد استفاده سمی یا قابل اشتعال بودند تا اینکه با اختراع R۱۲ به دست میگلی در این سال انقلابی در صنایع پرودتی به وجود آمد. در آن زمان و سال‌های متمادی بعد از آن به نظر می‌رسید که این مبرد و مبردهای هم‌خانواده با آن (که از دسته مبردهای کلروفلوروکربن (CFC) بودند) و همچنین مبردهای HCFC همه خصوصیات یک مبرد مطلوب را دارد. مخصوصاً اینکه مبردهای CFC مانند: R۱۱، R۱۲، R۱۱۴ و R۵۰۲ و مبردهای HCFC از قبیل R۲۲ بر خلاف مبردهای قبل قابل اشتعال و سمی نبودند، اما بعدها مشخص شد که این گازها باعث تخریب لایه اوزن می‌شوند.



شکل ۵-۲۱. بازه‌های زمانی استفاده از مبردهای مختلف.

پروتکل مونترال در ۱۹۸۷ باعث شد که استفاده از این گازها بعد از ۱۹۹۰ در بسیاری از کشورها ممنوع شود. مبردهای سری HFC از قبیل R۱۳۴a، R۴۰۴A، R۴۱۰A و R۴۰۷C در بسیاری از موارد جایگزین مبردهای قبلی شدند، اما پروتکل



کیوتو در ۱۹۹۷ در خصوص کاهش گازهای گلخانه‌ای باعث شد که محدودیت‌هایی در خصوص استفاده از این جایگزین‌ها نیز در بسیاری از کشورها به وجود آید. این امر باعث ظهور مجدد برخی از مبردهای قدیمی مانند: دی اکسید کربن، استفاده از هیدروکربن‌ها به عنوان مبرد و توجه ویژه به کاهش مصرف انرژی در سیستم‌های برودتی شد. البته مطابق شکل ۲۱-۵ در طی این سال‌ها آمونیاک همیشه به عنوان یک مبرد در سیستم‌های تبرید مورد استفاده قرار گرفته است.

بنابراین از شروع کاربرد مبردها در سیستم‌های برودتی می‌توان چهار نسل متفاوت را تعریف کرد که عبارت‌اند از:

- نسل اول بین سال‌های ۱۹۳۰-۱۸۳۰ که در این دوره معیار خاصی برای انتخاب یک مبرد وجود نداشت.

- نسل دوم بین سال‌های ۱۹۳۱-۱۹۹۰ که در این دوره معیار انتخاب مبرد ایمنی و دوام مبرد بود.

- نسل سوم بین سال‌های ۲۰۱۰-۱۹۹۰ که در این دوره حفاظت از لایه اوزن مهمترین معیار انتخاب مبرد بود.

- سرانجام بعد از سال ۲۰۱۰ را می‌توان نسل جدید (چهارم) و کاربرد مبردهایی دانست که در انتخاب آنها کاهش میزان گرمایش جهانی مهمترین معیار است. احتمالاً در سال‌های آتی این معیار به ظهور مبردهای جدیدتر و حذف برخی مبردهای مرسوم فعلی منجر می‌شود.

#### ۲-۴-۵. خواص مطلوب برای یک مبرد

در انتخاب یک مبرد پارامترهای زیادی تأثیر دارند که می‌توان آنها را به‌طور کلی به سه دسته خواص ترموفیزیکی و ترمودینامیکی مبرد، خواص زیست محیطی و ایمنی مبرد و پارامترهای اقتصادی تقسیم‌بندی کرد. البته باید اذعان کرد که حداقل تا این زمان مبردی وجود نداشته است که همه خواص مطلوب مورد نظر را با هم داشته باشد، ولی شناخت بهتر پارامترهای مورد نظر می‌تواند در انتخاب مبرد مناسب راهگشا باشد.

### خواص ترموفیزیکی و ترمودینامیکی مبرد

خواص ترموفیزیکی و ترمودینامیکی مورد نظر برای یک مبرد عبارت‌اند از: فشار مکش<sup>۱</sup>: فشار اشباع متناظر با دمای اوپراتور تعیین‌کننده فشار مکش است. بهترین وضعیت آن است که این فشار از فشار اتمسفر بالاتر باشد تا از ورود رطوبت و هوا به داخل سیستم جلوگیری شود و در عین حال نشت‌یابی مبرد ساده‌تر باشد. همچنین فشار مکش بالاتر باعث کاهش حجم جابجایی مورد نیاز کمپرسور نیز می‌شود. فشار رانش<sup>۲</sup>: به ازای دمای معین کندانسور، هرچه فشار رانش کمتر باشد بهتر است، زیرا به کاهش وزن اجزایی مانند: کمپرسور، کندانسور و تجهیزات دیگر سمت فشار بالای سیستم منجر می‌شود.

نسبت فشار<sup>۳</sup>: این کمیت برابر نسبت دوفشار قبلی (فشار مطلق رانش تقسیم بر فشار مطلق مکش) است. کاهش این نسبت باعث افزایش راندمان حجمی کمپرسور و کاهش مصرف انرژی می‌شود.

گرمای نهان تبخیر<sup>۴</sup>: هرچه این کمیت بیشتر باشد بهتر است، زیرا باعث کاهش دبی مبرد مورد نیاز می‌شود، البته این خواسته با موارد قبل در تناقض است، زیرا طبق رابطه کلازیوس کلاپیرون داریم:

$$\frac{P_c}{P_e} = \exp \left[ \frac{h_{fg}}{R} \left( \frac{1}{T_e} - \frac{1}{T_c} \right) \right] \quad \text{رابطه ۱۲-۵}$$

در این رابطه  $P_c$  و  $P_e$  به ترتیب فشار کندانسور و اوپراتور و  $T_e$  و  $T_c$  به ترتیب دمای کندانسور و اوپراتور هستند. از رابطه فوق مشخص است که به ازای دماهای ثابت اوپراتور و کندانسور، هرچه گرمای نهان تبخیر یک مبرد بالاتر باشد، نسبت فشار نیز افزایش می‌یابد.

ضریب تراکم ایزنتروپیک<sup>۵</sup>: مقدار این ضریب باید تا حد امکان پایین باشد تا افزایش دما در حین فرایند تراکم کم باشد.

1. Suction Pressure

2. Discharge Pressure

3. Pressure Ratio

4. Latent Heat of Vaporization

5. Isentropic Index of Compression

گرمای ویژه مایع مبرد<sup>۱</sup>: هرچه مقدار این کمیت کمتر باشد بهتر است، زیرا منجر به مادون سرد شدن بیشتر و تبخیر شدن کمتر مبرد قبل از ورود به شیر انبساط می‌شود.

گرمای ویژه بخار مبرد<sup>۲</sup>: هرچه مقدار این کمیت بیشتر باشد بهتر است، زیرا به مافوق گرم شدن کمتر مبرد قبل از ورود به کمپرسور منجر می‌شود.

هدایت حرارتی مبرد<sup>۳</sup>: هدایت حرارتی مبرد چه در فاز مایع و چه در فاز بخار باید تا حد امکان زیاد باشد تا به انتقال حرارت بیشتر منجر شود.

ویسکوزیته مبرد<sup>۴</sup>: ویسکوزیته مبرد چه در فاز مایع و چه در فاز بخار باید تا حد امکان کم باشد تا به کاهش افت فشار منجر شود.

دمای جوش نرمال<sup>۵</sup>: دمای جوش نرمال دمای اشباع در فشار اتمسفر است. مقایسه این دما در مبردهای مختلف می‌تواند در خصوص کاربرد هر یک در دماهای متفاوت کمک کند.

دمای بحرانی<sup>۶</sup>: هرچه دمای بحرانی یک مبرد بالاتر باشد بهتر است. معمولاً در اکثر مبردها دمای جوش نرمال  $0/6$  تا  $0/7$  دمای بحرانی است، از این رو با دانستن دمای جوش نرمال می‌توان ایده ای در خصوص حدود دمای بحرانی به دست آورد. دمای انجماد<sup>۷</sup>: دمای انجماد مایع باید تا حد امکان پایین باشد تا در محدوده دمایی مورد نظر مبرد منجمد نشود.

### خواص زیست محیطی و ایمنی مبرد

با وجود آنکه از نظر جنبه‌های فنی، خواص ترمودینامیکی و ترموفیزیکی یک مبرد مهم هستند، ولی امروزه پارامترهای زیست محیطی و ایمنی مبرد از اهمیت ویژه‌ای برخوردار هستند. مهمترین این پارامترها عبارت‌اند از:

1. Liquid Specific Heat
3. Thermal Conductivity
5. Normal Boiling Point
7. Freezing Point

2. Vapour Specific Heat
4. Viscosity
6. Critical Point

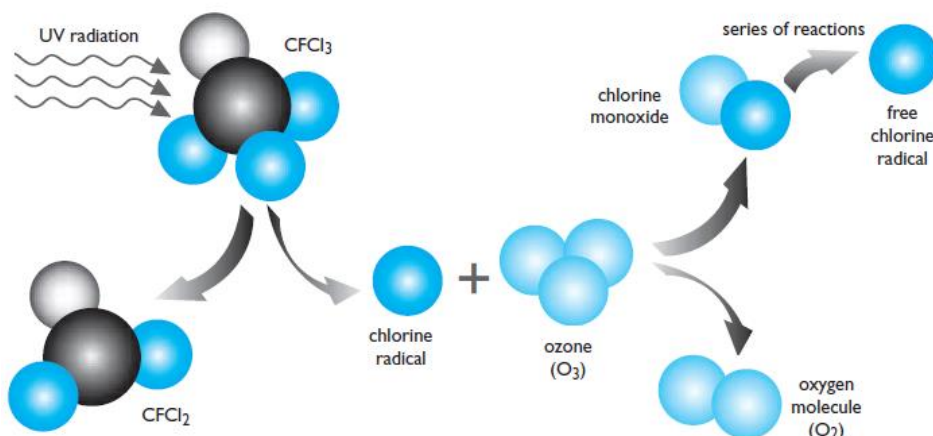
پتانسیل تخریب لایه اوزن<sup>۱</sup>: اوزن مولکول ساده‌ای است که از سه اتم اکسیژن تشکیل شده است. تقریباً تمام اوزن موجود در اتمسفر در ارتفاع ۱۲ تا ۵۰ کیلومتری زمین وجود دارد؛ یعنی از تراپوسفر شروع شده و در استراتوسفر و در ارتفاع ۵۰ کیلومتری گسترش یافته است، اما آنچه که به عنوان لایه اوزن شناخته می‌شود حجم عمده اوزن در ارتفاع ۲۵-۳۰ کیلومتری از سطح زمین است. این لایه به عنوان سپر محافظ گیاهان، حیوان‌ها و انسان‌ها در برابر تابش پرتوی ماورای بنفش خورشید عمل می‌کند. در صورت تخریب لایه اوزن، تشعشعات جذب شده عامل آفتاب سوختگی، سرطان پوست، آب مروارید و پیری زودرس بوده و می‌توانند با ضعیف کردن سیستم ایمنی بدن مقاومت انسان را در مقابل بیماری‌ها کاهش دهند. علاوه بر این آثار، کندی رشد گیاهان، صدمه به ساختار ژنتیکی موجودات زنده، کاهش محصول برنج در اثر از بین بردن باکتری‌های تثبیت‌کننده نیتروژن و نابودی اجزای اولیه زنجیره غذایی دریاها؛ یعنی فیتوپلانکتون‌ها و سخت‌پوستان شناور از جمله دیگر آثار تخریب لایه اوزن هستند.

محققان برای اولین بار در ۱۹۷۰ دریافتند که لایه اوزن در حال تخریب است. در ۱۹۷۴، محققان دانشگاه کالیفرنیا اعلام کردند که برخی از مواد شیمیایی ساخت بشر که تحت عنوان کلروفلوروکربن‌ها (CFC) شناخته می‌شوند به لایه اوزن استراتوسفر صدمه وارد می‌کنند. مکانیزم این تخریب در شکل ۵-۲۲ نشان داده شده است.

پرتوی ماورای بنفش خورشید باعث شکسته شدن گازهای حاوی کلر و برم و تولید رادیکال‌های آنها در استراتوسفر می‌شود. این رادیکال‌ها با ترکیب با اوزن باعث شکسته شدن آن و تجزیه به اکسیژن و منواکسید کلر می‌شود. منواکسید کلر ترکیبی ناپایدار است و اتم اکسیژن آن به راحتی با اتم‌های آزاد جذب شده و دوباره کلر آزاد ایجاد می‌شود. این امر باعث تجدید این سیکل معیوب و تخریب لایه اوزن می‌شود.

---

1. Ozone Depletion Potential



شکل ۵-۲۲. مکانیزم تخریب لایه اوزن.

با توجه به آثار سوء فوق و به دنبال کنوانسیون وین در ۱۹۸۵ و پروتکل مونترال در ۱۹۸۷ تولید CFCها و هالون‌ها ممنوع شد. دولت جمهوری اسلامی ایران نیز در ۱۳۶۹ هجری شمسی به پروتکل مونترال و کنوانسیون وین پیوست. پس از الحاق به کنوانسیون وین و پروتکل مونترال مرکزی تحت عنوان دفتر حفاظت لایه اوزن در ۱۹۹۳ (۱۳۷۲ هجری شمسی) با همکاری سازمان محیط زیست و برنامه عمران ملل متحد در دهمین کمیته اجرایی پروتکل مونترال به تصویب رسید و به طور رسمی از ۱۳۷۳ هجری شمسی کار خود را آغاز کرد. در این راستا فعالیت‌های زیادی در راستای تغییر و تعویض خط تولید تجهیزات برودتی انجام شد که از مبردهای CFC استفاده می‌کردند. پتانسیل تخریب لایه اوزن که با ODP نشان داده می‌شود، برای مبرد R۱۱ برابر یک فرض شده و سایر مبردها نسبت به آن سنجیده می‌شوند. برطبق پروتکل مونترال ODP مبردها باید صفر باشد. به این دلیل با وجود حذف تولید مبردهایی مانند R۱۲ در سال‌های قبل، تولید مبردهای HCFC مانند R۲۲ که دارای ODP کمتر از R۱۲ هستند نیز باید در آینده نزدیک متوقف شود.

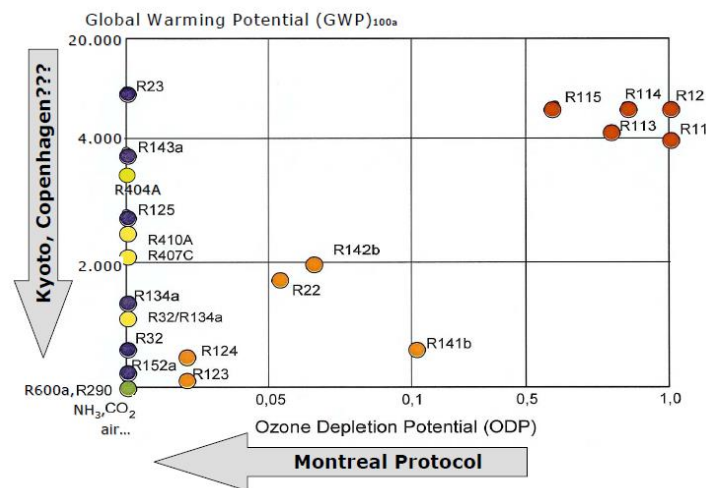
پتانسیل گرمایش جهانی<sup>۱</sup>: گرم شدن جهانی به معنی افزایش دمای کره زمین و در

1. Global Warming Potential

نتیجه آب شدن یخ‌های قطبی و افزایش سطح آب دریاها است. دلیل این امر آزاد شدن گازهایی در اتمسفر است که به گازهای گلخانه‌ای موسومند. وجود گازهای گلخانه‌ای در جو زمین عاملی برای تداوم حیات در روی کره زمین است، زیرا در غیر این صورت دمای زمین به شدت کاهش می‌یافت. در واقع این گازها باعث می‌شوند که بخشی از بازتابش تشعشعات خورشیدی از جو خارج نشود و به حفظ دمای مناسب بر روی سطح کره زمین منجر شود، اما غلظت بیش از حد این گازها در جو باعث افزایش دمای غیرطبیعی می‌شود، چنانچه در سال‌های اخیر اتفاق افتاده است. مهمترین گاز گلخانه‌ای دی اکسید کربن است که به مدت ۵۰۰ سال در اتمسفر باقی می‌ماند. مهم‌ترین عامل ایجاد دی اکسید کربن در اتمسفر نیز تولید برق در نیروگاه‌ها است.

طبق پروتکل کیوتو که در ۱۹۹۷ به اجرا درآمد، مقرر شد میزان گازهای گلخانه‌ای در اتمسفر تحت کنترل درآید.

پتانسیل گرمایش جهانی که با GWP نشان داده می‌شود برای دی اکسید کربن برابر یک فرض شده و سایر مبردها نسبت به آن سنجیده می‌شوند. مقادیر ODP و GWP برخی مبردها در شکل ۲۳-۵ با هم مقایسه شده‌اند.



شکل ۲۳-۵. مقایسه ODP و GWP برخی مبردها.

معیار گرمایش کلی معادل<sup>۱</sup>: استفاده از مبردها به دو صورت مستقیم و غیرمستقیم می‌تواند باعث افزایش گازهای گلخانه‌ای شود. حالت مستقیم خارج شدن مبرد از یک سیستم برودتی است که می‌تواند در اثر نشتی یا تخلیه عمده آن به اتمسفر صورت گیرد. با آنکه ممکن است به نظر برسد مبردها تنها به این صورت باعث افزایش گازهای گلخانه‌ای می‌شوند، اما نباید فراموش کرد که یک سیستم برودتی تراکمی به انرژی الکتریکی نیاز دارد. تولید این انرژی الکتریکی در نیروگاه‌ها همان‌طور که قبلاً ذکر شد، مهم‌ترین عامل ایجاد گازهای گلخانه‌ای است که به‌طور غیرمستقیم به استفاده از سیستم‌های برودتی مرتبط است. از این رو معیار گرمایش کلی معادل که به اختصار با TEWI نشان داده می‌شود به‌صورت زیر بیان می‌شود:

رابطه ۱۳-۵

$$TEWI = (GWP \times L \times n) + [GWP \times m(1 - \alpha_{\text{recovery}})] + (n \times E_{\text{annual}} \times \beta)$$

دو عبارت اول ناشی از آثار مستقیم و عبارت آخر ناشی از اثر غیرمستقیم استفاده

از مبردها است که در آن داریم:

GWP: پتانسیل گرمایش جهانی

L: نرخ نشتی در سال بر حسب کیلوگرم

n: مدت زمان کارکرد سیستم بر حسب سال

m: مقدار شارژ مبرد بر حسب کیلوگرم

$\alpha_{\text{recovery}}$ : ضریب بازیابی مبرد

$E_{\text{annual}}$ : مصرف انرژی در سال بر حسب کیلووات ساعت

$\beta$ : انتشار دی اکسید کربن به ازای تولید هر کیلووات ساعت الکتریسیته

مثال ۲-۵. در یک سیستم تبرید با مبرد R134a دمای تبخیر  $10^{\circ}\text{C}$ ، دمای تقطیر

$40^{\circ}\text{C}$  و بار برودتی ۱۳/۵KW است. سایر اطلاعات سیستم عبارت‌اند از:

نرخ نشتی در سال: ۱ کیلوگرم

انتشار دی اکسید کربن به ازای تولید هر کیلووات ساعت الکتریسیته:

$$0.422 \text{ Kg CO}_2 / \text{KWh}$$

ضریب بازیابی مبرد: ۰/۷۵

مدت زمان کارکرد سیستم: ۱۵ سال

پتانسیل گرمایش جهانی برای مبرد R134a: ۱۳۰۰

مقدار TEWI را برای برای سه حالت زیر به دست آورید:

الف- مقدار مبرد در سیستم ۱۰ کیلوگرم و توان مصرفی ۶ کیلووات باشد.

ب- مقدار مبرد در سیستم ۲۰ کیلوگرم و توان مصرفی ۶ کیلووات باشد.

ج- مقدار مبرد در سیستم ۱۰ کیلوگرم و توان مصرفی ۶/۶ کیلووات باشد.

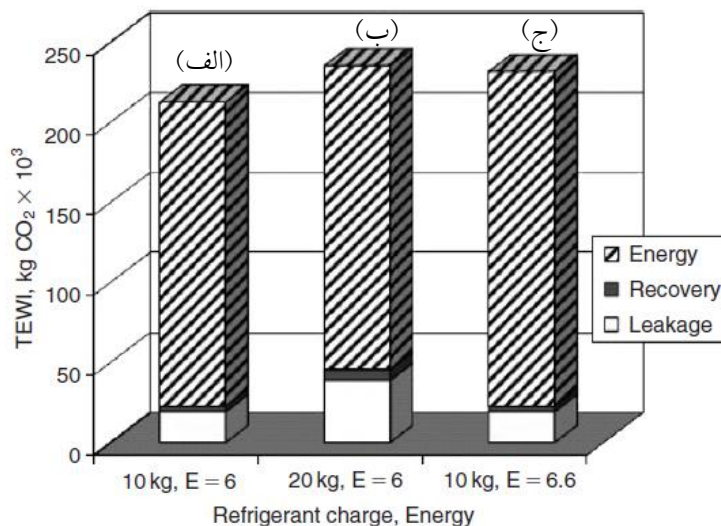
فرض کنید مدت زمان کارکرد این سیستم در سال ۵۰۰۰ ساعت باشد.

حل: انجام محاسبات به دانشجویان واگذار می‌شود. در شکل ۲۴-۵ نتایج حاصل

نشان داده شده است. با استفاده از این شکل می‌توان نتایج ذیل را اخذ کرد:

۱. بخش عمده در یک سیستم برودتی ناشی از مصرف انرژی آن است؛ بنابراین،

کاهش مصرف انرژی در یک سیستم برودتی از اهمیت زیادی برخوردار است.



شکل ۲۴-۵. مقایسه TEWI یک سیستم برودتی در شرایط مختلف.



۲. مقایسه نتایج در حالت ب و ج نشان می‌دهد که اثر ۱۰ درصد افزایش مصرف انرژی در یک سیستم برودتی معادل دوبرابرکردن میزان شارژ یا نشتی از آن سیستم است. این امر مجدداً نشان‌دهنده اهمیت کاهش مصرف انرژی در سیستم‌های برودتی به منظور کاهش اثر گرمایش جهانی است.

۳. کاهش میزان شارژ مبرد در یک سیستم برودتی نیز بسیار مهم است. تحقیقات زیادی در این زمینه نیز در جریان است تا روش‌هایی برای کاهش میزان شارژ مبرد در سیستم‌های برودتی به دست آید.

**سمی بودن مبرد:** شرایط ایده‌آل آن است که مبرد مورد استفاده در یک سیستم تبرید سمی نباشد، اما در واقعیت افزایش غلظت هر مبرد در هوا به آثار نامطلوب به درجات مختلف در انسان منجر می‌شود؛ بنابراین، سمی بودن یک پارامتر نسبی است که در آن غلظت مواد آلوده‌کننده و مدت زمان در معرض بودن باید مشخص شود. برخی مبردها کمی سمی هستند؛ یعنی، تنها درحالی‌که غلظت آنها در هوا و مدت زمان در معرض بودن زیاد باشد می‌توانند برای انسان خطرناک باشند. ترکیب برخی مبردها مانند: CFC و HCFC با هوا در شرایط عادی سمی نیست، اما اگر همین ترکیب در معرض شعله باز یا یک المنت حرارتی (الکتریکی) قرارگیرد به تولید فسژن منجر می‌شود که بسیار خطرناک است. بر این مبنا انجمن مهندسان گرمایش، تهویه مطبوع و تبرید امریکا، مبردها را از نظر میزان سمی بودن به دو گروه کلی A (از A1 تا A3) و B (از B1 تا B3) تقسیم کرده که زیرگروه A1 دارای کمترین میزان سمی بودن و زیرگروه B3 دارای بیشترین میزان سمی بودن است. گروه B در غلظت کمتر از ۴۰۰ ppm می‌توانند به مسمومیت منجر شوند، ولی در این محدوده غلظت مبردهای گروه A به مسمومیت منجر نمی‌شود.

**قابلیت اشتعال:** عدم قابلیت اشتعال یا انفجار مزیت مهمی برای یک مبرد است، اما ODP صفر و GWP بسیار ناچیز (در حدود ۳) هیدروکربن‌ها باعث شده که ضمن تدوین استانداردهای ایمنی، از این مبردها در برخی از سیستم‌های برودتی

استفاده شود. بر طبق طبقه‌بندی انجمن مهندسان گرمایش، تهویه مطبوع و تبرید امریکا، مبردها از نظر قابلیت اشتعال به سه کلاس ۱، ۲ و ۳ تقسیم می‌شوند که کلاس ۱ نشان‌دهنده مبردهایی است که قابلیت اشتعال ندارند و کلاس ۳ نشان‌دهنده مبردهای با قابلیت اشتعال بسیار بالا است.

نکته مهم در مورد ترکیبات مبردهای زئوتروپ و آزنوتروپ این است که میزان سمی بودن و قابلیت اشتعال آنها با تغییر درصد عناصر آنها تغییر می‌کند. از این رو میزان این پارامترها برای مبردهای فوق بر حسب بدترین شرایط تعریف می‌شود.

**پایداری شیمیایی:** مبردها باید از نظر شیمیایی پایدار باشند.

**عدم خوردگی:** عدم خوردگی بر مواد فلزی و غیرفلزی نیز یکی از خواص مهم مورد نظر برای مبردها است. البته این امر نیز در مورد همه مبردها صدق نمی‌کند؛ برای مثال، مبرد آمونیاک بر همه فلزات رنگین از قبیل مس تأثیر دارد، از این رو استفاده از لوله‌های مسی در سیستم‌های تبرید آمونیاکی مجاز نیست.

**قابلیت انحلال در روغن:** مبردها و روغن کمپرسور از نظر حلالیت در هم به سه نوع عمده تقسیم می‌شوند. دسته اول مبردهایی هستند که در روغن حل نمی‌شوند. در این مبردها (مانند آمونیاک) باید از جداکننده روغن<sup>۱</sup> در سیستم استفاده کرد. دسته دوم مبردهایی هستند که به طور کامل در روغن حل می‌شوند. معمولاً برگشت روغن در سیستم‌هایی که از این مبردها استفاده می‌کنند به سادگی صورت می‌گیرد. مرسوم‌ترین نمونه این مبردها R۱۲ است.

دسته سوم مبردهایی هستند که تحت شرایط دما و فشار متفاوت می‌توانند در مبرد قابل حل یا غیر قابل حل باشند. در این نوع مبردها که مرسوم‌ترین آنها R۲۲ است، تمهیداتی باید برای برگشت روغن به کمپرسور صورت گیرد.

**مقاومت دی‌الکتریکی:** در سیستم‌هایی که از کمپرسور هرمتیک (فصل ۶) استفاده می‌کنند، مبرد مورد استفاده باید دارای مقاومت دی‌الکتریکی بالا باشد.

سادگی نشت‌یابی: در صورت نشت مبرد از سیستم باید نشت‌یابی آن ساده باشد.  
 مسائل اقتصادی: علاوه بر کلیه خواصی که در قسمت‌های قبل مورد بحث قرار گرفت، مبرد باید به سادگی در دسترس بوده و گران نباشد.

#### ۳-۴-۵. طبقه‌بندی مبردها

با وجود آنکه مبردهای بسیار زیادی در استاندارد شماره ۳۴ انجمن مهندسان گرمایش، سرمایش و تهویه مطبوع آمریکا معرفی شده‌اند، ولی مرسوم‌ترین دسته‌بندی مبردها عبارت‌اند از:

**مبردهای طبیعی<sup>۱</sup>:** مبردهای طبیعی مبردهایی هستند که در طبیعت یافت می‌شوند. از جمله این مبردها می‌توان به هوا، آب، آمونیاک، دی‌اکسید کربن و هیدروکربن‌های طبیعی اشاره کرد.

آب (R۷۱۸): با آنکه آب از جمله مواد بسیار در دسترس است و برای محیط زیست نیز خطری ندارد کاربرد آن تنها به سیستم‌های تبرید جذبی آب برومید لیتیم (فصل ۷)، سیستم‌های اجکتوری و جذبی جامد (فصل ۸) محدود می‌شود. حجم مخصوص بالای بخار آب و دمای انجماد آن باعث می‌شود که استفاده از این سیال در سیستم‌های تبرید تراکمی مرسوم نباشد.

آمونیاک (R۷۱۷): همان‌طور که در شکل ۲۱-۵ مشاهده شد، آمونیاک  $NH_3$  تنها مبردی است که به علت خواص ترمودینامیکی مناسب و عدم تأثیر سوء بر محیط زیست از ابتدا تا به امروز در سیستم‌های برودتی استفاده شده است. البته سمی بودن آمونیاک باعث شده است که کاربرد آن در سیستم‌های تبرید تراکمی در بسیاری از کشورها تنها به سردخانه‌های بزرگ محدود شود و تنها در برخی کشورها؛ مثل آمریکا از آن به عنوان مبرد سیستم‌های تهویه مطبوع بزرگ استفاده شود. البته با توجه به محدودیت‌های زیست‌محیطی مبردهای دیگر، استفاده از این مبرد در طی

سال‌های اخیر رو به افزایش است. از آمونیاک در سیستم‌های تبرید جذبی آب-آمونیاک نیز به عنوان مبرد استفاده می‌شود (فصل ۷).

دی‌اکسید کربن (R۷۴۴): با وجود آنکه استفاده از دی‌اکسید کربن در اوایل این سده منسوخ شده بود، لیکن در سال‌های اخیر مجدداً مورد توجه قرار گرفته است. دو مشکل عمده دی‌اکسید کربن فشار کندانسور بسیار بالا و دمای بحرانی پایین آن است.

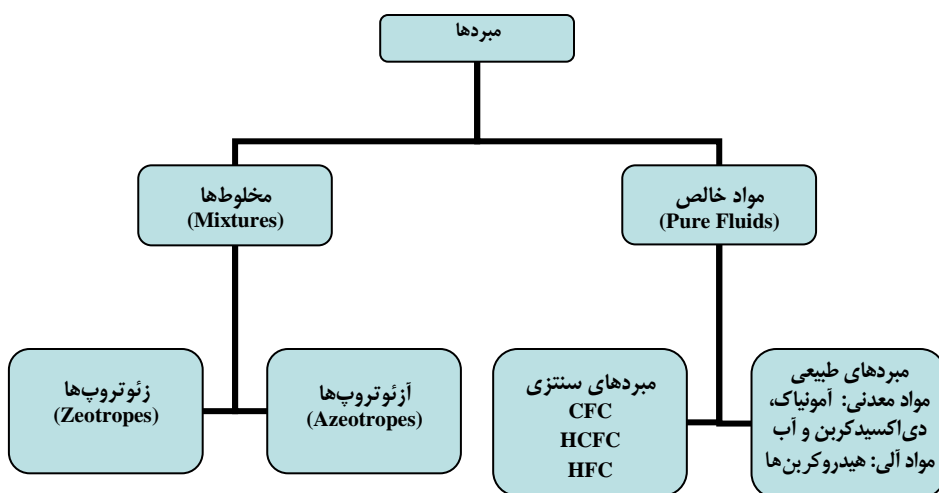
هیدروکربن‌ها: هیدروکربن‌ها از جمله ایزوبوتان (R۶۰۰a) و پروپان (R۲۹۰) به دلیل عدم تأثیرات زیست محیطی در سال‌های اخیر در نقاطی مانند کشورهای شمال اروپا مورد توجه زیاد قرار گرفته‌اند. قابلیت اشتعال بالای این مبردها باعث شده که در برخی کشورها مانند آمریکای شمالی استفاده از این مبردها با اقبال زیادی روبرو نشود.

کلروفلوروکربن‌ها (CFC): همان‌طور که از نام این مبردها پیدا است در ترکیب شیمیایی آنها از کلر، فلئوئور و کربن استفاده شده است. مبردهای زیادی در این دسته‌بندی قرار می‌گیرند، اما از مرسوم‌ترین آنها می‌توان به R۱۱، R۱۲ و R۵۰۲ اشاره کرد که در مورد کاربردهای هر یک قبلاً در جدول ۱-۵ توضیح داده شد. به دلیل تأثیر مخرب این مبردها بر لایه اوزن، طبق مفاد پروتکل مونترال، تولید آنها در کشورهای پیشرفته از ۱۹۹۵ متوقف شد.

هیدروکلروفلوروکربن‌ها (HCFC): در ترکیب شیمیایی این مبردها از هیدروژن، کلر، فلئوئور و کربن استفاده شده است. از معروف‌ترین مبردها در این دسته‌بندی می‌توان به R۲۲ اشاره کرد. با وجود خواص بسیار مناسب این مبرد که باعث کاربرد گسترده این مبرد در سیستم‌های تهویه مطبوع شده بود، به علت اثر سوء بر لایه اوزن (که البته بسیار کمتر از تأثیر مبردهای CFC است)، تولید این مبرد به زودی متوقف می‌شود.

هیدروفلوروکربن‌ها (HFC): همان‌طور که در شکل ۲۱-۵ نشان داده شده است، ظهور این مبردها پس از اعمال پروتکل مونترال و به منظور جایگزینی مبردهای

CFC بوده است؛ برای مثال، R۱۳۴a یکی از معروفترین مبردهای این دسته است که در بسیاری از کشورها (از جمله ایران) جایگزین R۱۲ شده است. با وجود آنکه این مبردها به علت حذف کلر هیچ‌گونه تأثیر سوء بر لایه اوزن ندارند، ولی متأسفانه پتانسیل بالای برخی از آنها در گرم کردن کره زمین باعث شده تا بر طبق پروتکل کیوتو برخی کشورها در استفاده از این مبردها نیز محدودیت‌هایی به وجود آورند. همچنین در حال حاضر تحقیقات بسیاری برای تولید مبردهای HFC که دارای تأثیرات کمتری بر گرم کردن کره زمین باشند در جریان است. علاوه بر دسته‌بندی فوق مبردها را به صورت رفتاری نیز تقسیم‌بندی می‌کنند. این تقسیم‌بندی در شکل ۲۵-۵ نشان داده شده است.



شکل ۲۵-۵. طبقه‌بندی رفتاری مبردها.

دو دسته‌بندی جدید در شکل، مبردهای مخلوط (Mixed) یا (Blend) هستند. آزئوتروپ‌ها و زئوتروپ‌ها مخلوط دو یا چند مبرد هستند. درصد مواد تشکیل‌دهنده مبردهای آزئوتروپ در حالت گاز و مایع برابرند، درحالی‌که این درصد برای مبردهای زئوتروپ (که گاهی غیر آزئوتروپ نامیده می‌شوند) یکی نیست. R۵۰۲ یک نمونه مرسوم از مبردهای آزئوتروپ است که البته به علت تأثیر مخرب بر لایه

اوزن در حال حاضر از آن استفاده نمی‌شود. کاربردهای قبلی این مبرد در جدول ۱-۵ نشان داده شده است.

نمونه‌هایی از مبردهای زئوتروپ عبارت‌اند از:  $R_{404A}$ ،  $R_{407C}$  و  $R_{410A}$ . نکته جالب در خصوص این مبردها آن است که به دلیل خاصیت ذکر شده در بالا، در حین فرایند جوشش یا تقطیر دمای مبرد (به ازای فشار ثابت) تغییر می‌کند. اختلاف دمای بخار اشباع<sup>۱</sup> و دمای مایع اشباع<sup>۲</sup> برای برخی از مبردهای زئوتروپ مانند  $R_{407C}$  در یک فشار مشخص می‌تواند بیش از  $5^{\circ}C$  باشد. این اختلاف، شیب دمای<sup>۳</sup> نام دارد. این خاصیت باعث می‌شود که در حین فرایند تقطیر، دمای مبرد کاهش یافته و در حین فرایند تبخیر دمای مبرد افزایش یابد؛ مثلاً، برای مبرد  $R_{407C}$  در فشار مطلق  $300\text{KPa}$  دمای مایع اشباع  $18^{\circ}C$ - و دمای بخار اشباع  $11^{\circ}C$ - است. در صورتی که به ازای یک فشار اشباع، برای مبرد زئوتروپ تنها یک دمای اشباع ذکر شود، این دمای طبق تعریف متوسط مقادیر دمای بخار اشباع و دمای مایع اشباع است. شیب دمای مبردهای زئوتروپ باعث می‌شود که در هنگام کار با سیستم‌هایی که از این مبردها استفاده می‌کنند به تمهیدات خاصی نیاز باشد که در بخش مبردهای جایگزین به آنها اشاره می‌شود.

در برخی از مراجع علاوه بر دو دسته‌بندی فوق برای مبردهای مخلوط، دسته‌بندی دیگری تحت عنوان تقریباً آزنوتروپ<sup>۴</sup> نیز بیان می‌شود. منظور از این دسته، مبردهای زئوتروپی هستند که شیب دمای آنها از  $2^{\circ}C$  کمتر باشد. نمونه‌ای از این مبردها عبارت‌اند از:  $R_{404A}$  و  $R_{410A}$ .

#### ۴-۴-۵. نام‌گذاری مبردها

اصول نام‌گذاری مبردها در استاندارد ANSI/ASHRAE<sup>۳۴</sup> بیان شده است.

براساس این استاندارد هر مبرد با یک حرف R در ابتدا (که مخفف Refrigerant

1. Dew Point  
3. Glide

2. Bubble Point  
4. Azeotrope

است) و تعدادی حروف یا عدد بعد از آن بیان می‌شود. این اعداد و حروف در طبقه‌بندی‌های مختلف معانی متفاوتی دارند.

در مبردهای هالوژنه کاملاً اشباع شده که مشتقات آلکان‌ها ( $C_nH_{2n+2}$ ) مانند متان و اتان هستند به صورت R XYZ نشان داده می‌شوند که در آن:

$X+1$ : تعداد اتم‌های کربن است.

$Y+1$ : تعداد اتم‌های هیدروژن است.

Z: تعداد اتم‌های فلورین است.

تعداد اتم‌های کلر با کسر تعداد کل اتم‌های متصل به کربن (۴ برای مشتقات متان و ۶ برای مشتقات اتان) از تعداد اتم‌های فلورین و هیدروژن به دست می‌آید. در صورتی که تعداد اتم‌های کربن ۱ باشد  $X=0$ ، در نام مبرد نوشته نمی‌شود؛ برای مثال، در مورد مبرد R۲۲:

تعداد اتم‌های کربن: ۱

تعداد اتم‌های هیدروژن: ۱

تعداد اتم‌های فلورین: ۲

و به روش ذکر شده در بالا تعداد اتم‌های کلر ۱ خواهد بود؛ بنابراین، فرمول شیمیایی این مبرد به صورت  $CHClF_2$  خواهد بود. به همین ترتیب می‌توان نشان داد که فرمول شیمیایی R۱۲ به صورت  $CCl_2F_2$  و فرمول شیمیایی R۱۳۴a به صورت  $C_2H_2F_4$  است. در مورد مبردهایی مانند R۱۳۴a که در انتها یک حرف انگلیسی کوچک قرار داده می‌شود این حرف نشان‌دهنده ایزومر آن ماده است.

در مبردهای مخلوط مانند: آزئوتروپ‌ها و زئوتروپ‌ها نام‌گذاری متفاوت است.

مبردهای زئوتروپ با عدد ۴ شروع شده و اعداد بعدی ترتیب زمانی تأیید مبرد توسط انجمن مهندسان گرمایش، سرمایش و تهویه مطبوع آمریکا را نشان می‌دهند و بر خلاف حالت قبل نشان‌دهنده درصد اجزای تشکیل‌دهنده نیستند؛ برای مثال، ترکیب عناصر تشکیل‌دهنده برخی از مبردهای زئوتروپ عبارت‌اند از:

R۴۰۴A: مخلوط R۱۲۵، R۱۴۳a و R۱۳۴a به ترتیب به نسبت ۰/۴۴، ۰/۵۲ و ۰/۴  
 R۴۰۷A: مخلوط R۳۲، R۱۲۵ و R۱۳۴a به ترتیب به نسبت ۰/۲۰، ۰/۴۰ و ۰/۴۰  
 R۴۰۷B: مخلوط R۳۲، R۱۲۵ و R۱۳۴a به ترتیب به نسبت ۰/۱۰، ۰/۷۰ و ۰/۲۰  
 R۴۰۷C: مخلوط R۳۲، R۱۲۵ و R۱۳۴a به ترتیب به نسبت ۰/۲۳، ۰/۲۵ و ۰/۵۲  
 R۴۱۰A: مخلوط R۳۲ و R۱۲۵ به ترتیب به نسبت ۰/۵۰ و ۰/۵۰  
 در این مبردها حرف آخر مشخص‌کننده تفاوت در درصد اجزای تشکیل‌دهنده است.  
 مبردهای آزنوتروپ با عدد ۵ شروع می‌شوند. نمونه‌هایی از مبردهای این دسته عبارت‌اند از:

R۵۰۲: مخلوط R۲۲ و R۱۱۵ به ترتیب به نسبت ۰/۴۸/۸ و ۰/۵۲/۱  
 R۵۰۷: مخلوط R۱۲۵ و R۱۴۳a به ترتیب به نسبت ۰/۵۰ و ۰/۵۰  
 مبردهای معدنی با حرف ۷ شروع شده و اعداد بعدی جرم مولکولی مبرد را نشان می‌دهند؛ برای مثال، آمونیاک، دی اکسید کربن و آب به ترتیب با R۷۱۷، R۷۴۴ و R۷۱۸ نشان داده می‌شوند.  
 مبردهای آلی متفرقه (هیدروکربن‌ها) با عدد ۶ شروع می‌شوند؛ مثلاً، ایزوبوتان با R۶۰۰a نشان داده می‌شود.

#### ۵-۴-۵. جایگزین‌ها

با توجه به مشکلاتی که در خصوص گرمایش جهانی و تخریب لایه اوزن عنوان شد، بعد از ۱۹۸۷ و بعد از ۱۹۹۷ بحثی تحت عنوان مبردهای جایگزین<sup>۱</sup> و فرایند حذف مبردهایی با آثار زیست محیطی نامطلوب مطرح شد. در این راستا چند اصطلاح نیز در مدارک مربوط به کار می‌رود که در زیر معرفی می‌شوند.  
 Add In: مبردی که می‌تواند بدون خارج کردن مبرد قبلی یک سیستم برودتی به آن اضافه شود.

Drop In: مبردی که می‌تواند بدون نیاز به تغییرات قابل ملاحظه در سیستم برودتی



جایگزین مبرد قبلی شود. البته در این حالت لازم است که مبرد قبلی تخلیه شود. Retrofit: مبردی که می‌تواند در سیستم تبرید قبلی استفاده شود، ولی به تغییراتی در آن سیستم نیاز است. این تغییر می‌تواند از نیاز به تغییر روغن سیستم تا تعویض کمپرسور سیستم قبلی باشد.

به‌طور کلی مبردهای جایگزین را می‌توان به دو دسته کلی تقسیم کرد که عبارت‌اند از: مبردهای سنتز شده که معمولاً بر پایه هیدروفلوروکربن (HFC) و ترکیبات آنها هستند. مبردهای فوق هیچ تأثیر نامطلوبی بر لایه اوزن ندارند، ولی اکثراً دارای GWP بالا هستند. دسته دوم مبردهای طبیعی مانند: آمونیاک، دی اکسید کربن، هیدروکربن‌ها و ترکیبات آنها هستند. البته نباید فراموش کرد که این مبردها جزء اولین دسته مبردهای مورد استفاده در سیستم‌های برودتی بودند.

در جدول ۲-۵ به‌طور خلاصه مبردهای جایگزین ممکن برای مبردهای قدیمی مشخص شده است. البته انتخاب جایگزین‌ها و محدودیت زمانی هر یک در کشورهای مختلف متفاوت است؛ برای مثال، در کشورهای اتحادیه اروپا از ۲۰۱۱ به علت GWP بالای R۱۳۴a، استفاده از این مبرد در کولر خودروها مجاز نخواهد بود. طبق این دستورالعمل در کولرهای خودرو باید از مبردهایی با GWP کمتر از ۱۵۰ استفاده شود. تحقیقات زیادی در زمینه استفاده از مبردهای جایگزین دیگر مثل HFO-۱۲۳۴yf و CO<sub>۲</sub> برای این کاربرد در جریان است.

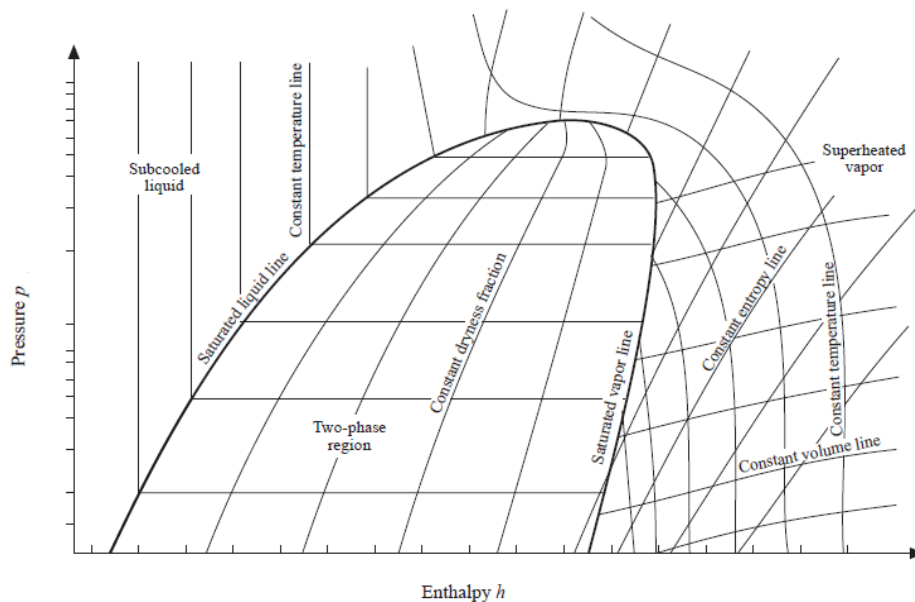
جدول ۲-۵. مبردهای جایگزین برای مبردهای مورد اشاره در جدول ۱-۵

مبرد قبلی	مبرد جایگزین
R۱۲	R۱۳۴a و ایزو بوتان (R۶۰۰a)
R۲۲	R۴۱۰A, R۴۰۷C, R۴۰۴A, R۱۳۴a و پروپان (R۲۹۰)
R۵۰۲	R۴۰۴A و R۵۰۷
(R۷۱۷) آمونیاک	نیازی به جایگزینی ندارد، ضمن اینکه استفاده از آن رو به افزایش است.

در جداول ضمیمه کتاب مشخصات مهم انواع مبردها نشان داده شده است.

### ۵-۵. دیاگرام‌های ترمودینامیکی سیکل تبرید تراکمی

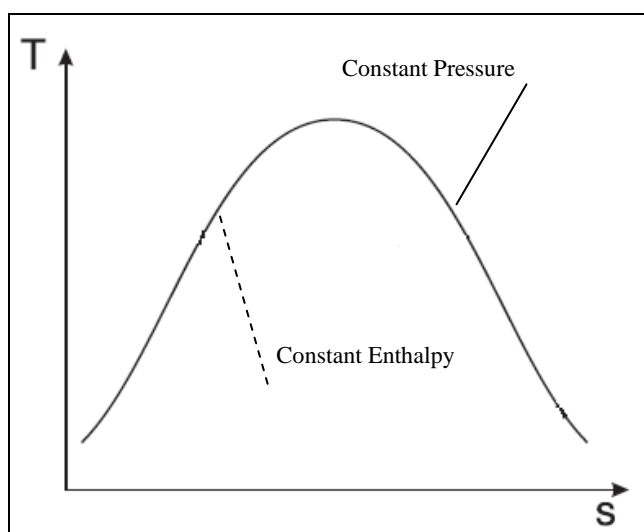
فرایندهای یک سیکل تبرید تراکمی را می‌توان بر روی دیاگرام‌های ترمودینامیکی نشان داد. دیاگرام‌های مرسوم برای تحلیل سیکل تبرید تراکمی دیاگرام دما-انترپزی (T-s) و دیاگرام فشار-انتالپی (P-h) هستند. البته دیاگرام فشار-انتالپی در تحلیل سیکل‌های تبرید تراکمی مرسوم‌تر است. نمونه‌ای از یک دیاگرام P-h در شکل ۲۵-۵ و یک دیاگرام T-s در شکل ۲۶-۵ نشان داده شده است. آشنایی با این دیاگرام‌ها برای مراحل بعدی لازم است.



شکل ۲۶-۵. دیاگرام P-h

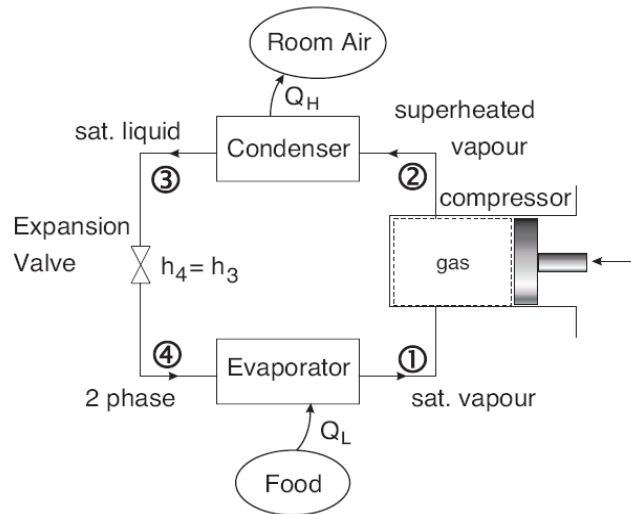
برای نمایش فرایندهای چهارگانه سیکل تبرید تراکمی بر روی دیاگرام‌های P-h و دیاگرام T-s به فرضیاتی نیاز است. معمولاً ساده‌ترین شکل این فرضیات که در زیر بیان می‌شود به تعریف سیکل تبرید ایده‌آل<sup>۱</sup> منجر می‌شود. فرضیات سیکل ایده‌آل عبارت‌اند از:

#### 1. Ideal Refrigeration Cycle



شکل ۲۷-۵. دیاگرام T-s.

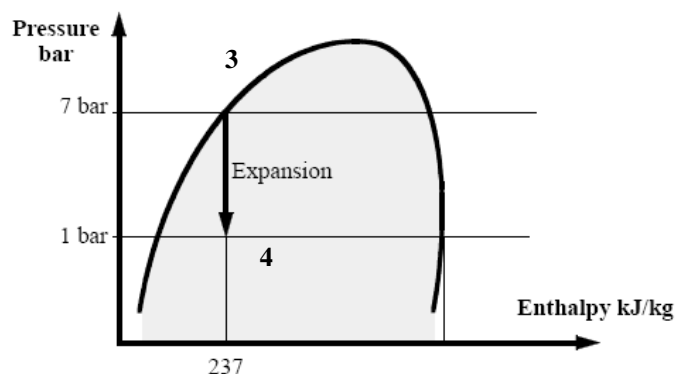
۱. فرایند جوشش در اوپراتور فشار ثابت فرض می‌شود.
  ۲. شرایط مبرد در خروجی از اوپراتور به صورت بخار اشباع فرض می‌شود.
  ۳. از افت فشار و تغییر شرایط ترمودینامیکی در طول لوله‌ها و اتصالات صرف نظر می‌شود.
  ۴. فرایند تراکم در کمپرسور به صورت آدیباتیک برگشت پذیر (آیزنتروپیک) فرض می‌شود.
  ۵. فرایند تقطیر در کندانسور فشار ثابت فرض می‌شود.
  ۶. شرایط مبرد در خروجی از کندانسور به صورت مایع اشباع فرض می‌شود.
  ۷. فرایند انبساط به صورت انتالپی ثابت فرض می‌شود.
- با این فرضیات می‌توان سیکل تبرید تراکمی ایده‌آل را بر روی دیاگرام‌های P-h یا T-s رسم کرد. در اینجا ما مراحل کار را بر روی دیاگرام P-h نشان می‌دهیم. روش کار برای رسم دیاگرام T-s نیز مشابه است.
- شرایط فوق و شماره‌گذاری نقاط مختلف سیکل از ۱ تا ۴ در شکل ۲۸-۵ نشان داده شده است.



شکل ۲۸-۵. شرایط نقاط در سیکل ایده‌آل.

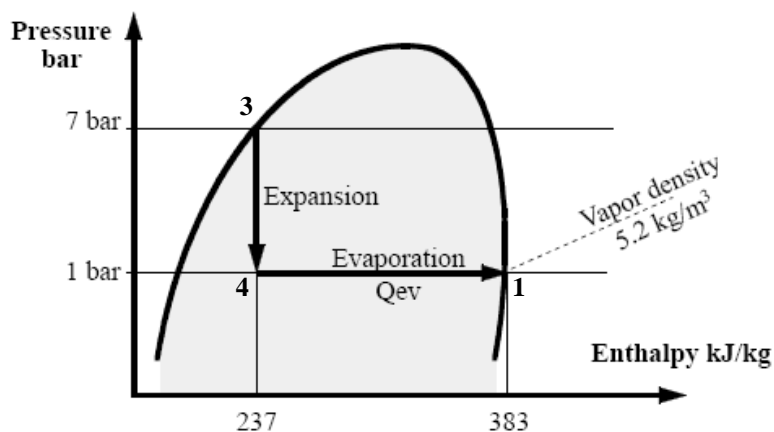
### ۶-۵. مراحل رسم دیاگرام P-h سیکل تبرید تراکمی ایده‌آل

- فرض کنید در یک سیکل تبرید با مبرد R-۱۳۴a فشار کندانسور،  $V_{\text{bar}}$  و فشار اواپراتور ۱ bara است (مثال ۱-۵). در مورد اینکه این فشارها چگونه تعیین می‌شوند، بعداً گفت‌وگو می‌کنیم. مراحل رسم دیاگرام P-h به ترتیب در زیر نشان داده شده است:
۱. با توجه به فرضیات ۱ و ۵ قسمت قبل، فشار در کندانسور و اواپراتور ثابت است. پس مطابق شکل ۲۹-۵ دو خط افقی در فشارهای کندانسور و اواپراتور، به ترتیب در فشار  $V_{\text{bar}}$  و ۱ bara رسم کنید. این خطوط نشان‌دهنده مسیر فرایندهای کندانسور و اواپراتور هستند.
  ۲. با توجه به فرض ۶، خروجی کندانسور محل تقاطع خط فرایند کندانسور با منحنی مایع اشباع (نقطه ۳) در شکل ۲۹-۵ است. با توجه به فرض ۳ این نقطه ورودی وسیله انبساط نیز است.
  ۳. از این نقطه با توجه به فرض ۷، مطابق شکل ۲۹-۵ فرایند انبساط را به صورت انتالپی ثابت رسم می‌کنیم. محل تقاطع این خط با خط فرایند اواپراتور (نقطه ۴)، خروجی وسیله انبساط (ورودی اواپراتور) است.



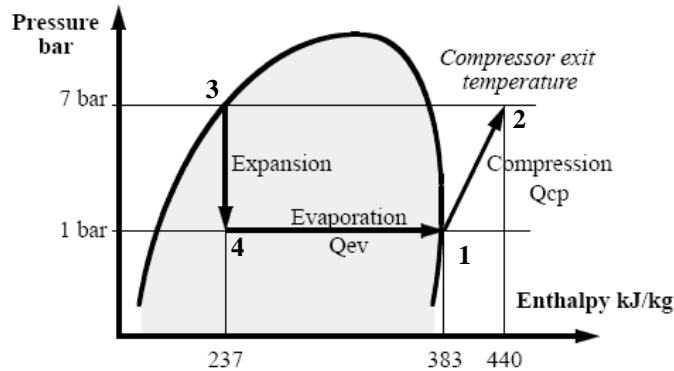
شکل ۲۹-۵. فرایند انبساط در وسیله انبساط.

۴. فرایند جوشش در اواپراتور که با توجه به فرض ۱ فشار ثابت است، در شکل ۳۰-۵ نشان داده شده است. خروجی از اواپراتور (ورودی به کمپرسور) با توجه به فرض ۲ روی خط بخار اشباع (نقطه ۱) است.



شکل ۳۰-۵. فرایند جوشش در اواپراتور.

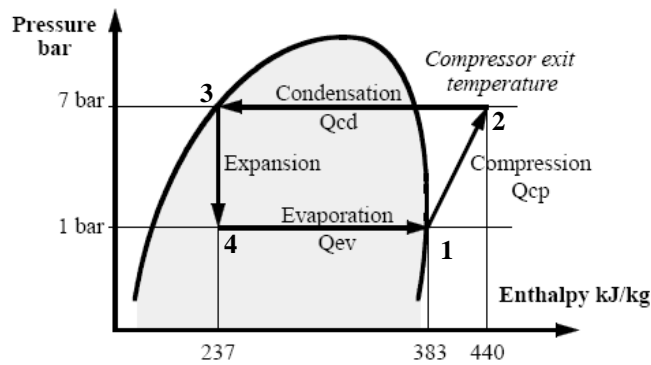
۵. از نقطه ۱ با توجه به فرض ۴، فرایند تراکم در کمپرسور را مطابق شکل ۳۱-۵ به صورت انتروپی ثابت رسم می‌کنیم. محل تقاطع این خط با خط فرایند کندانسور (نقطه ۲)، خروجی کمپرسور (ورودی کندانسور) است.



شکل ۳۱-۵. فرایند تراکم در کمپرسور.

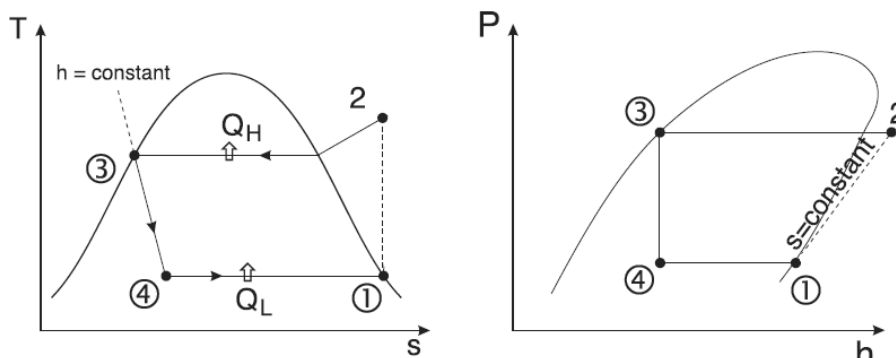
۶. از نقطه ۲، فرایند تقطیر در کندانسور را مطابق شکل ۳۲-۵ به صورت فشار ثابت رسم می‌کنیم.

به این ترتیب، سیکل تبرید بر روی دیاگرام P-h رسم می‌شود. مطابق شکل ۳۲-۵ اکنون می‌توان انتالپی نقاط ۱ تا ۴ را از روی دیاگرام به دست آورد.



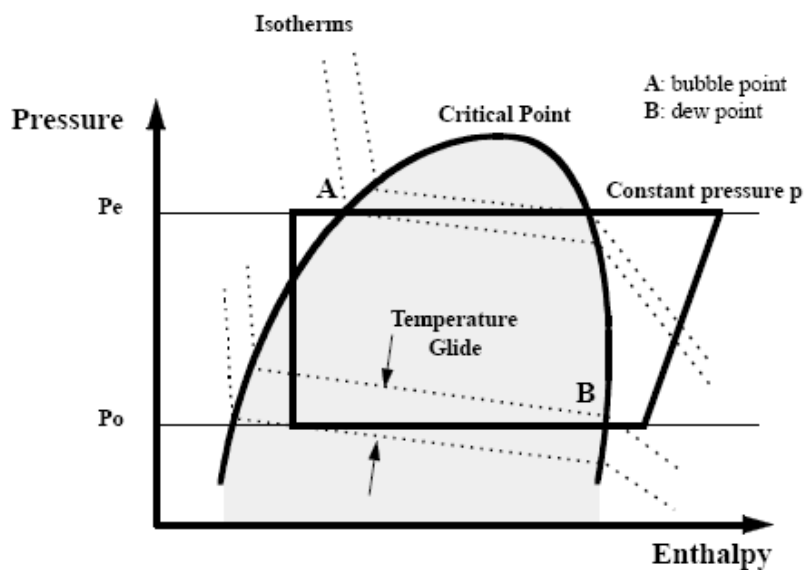
شکل ۳۲-۵. فرایند تقطیر در کندانسور و سیکل کامل شده تبرید تراکمی ایده‌آل.

به همین ترتیب می‌توان دیاگرام T-s سیکل تبرید ایده‌آل را نیز رسم کرد. برای مقایسه، در شکل ۳۳-۵ دیاگرام P-h و دیاگرام T-s سیکل تبرید ایده‌آل در کنار هم رسم شده است. شما سعی کنید با استفاده از مراحل ذکر شده در شکل‌های ۲۹-۵ تا ۳۲-۵ نحوه رسم دیاگرام T-s را شرح دهید.



شکل ۳۳-۵. دیاگرام P-h و T-s سیکل تبرید ایده‌آل.

دقت کنید که دیاگرام P-h یا T-s شرح داده شده به مبردهای خالص و آزنوتروپ مربوط است. همان‌طور که در بخش ۴-۵ توضیح داده شد، در مبردهای غیر آزنوتروپ یا زئوتروپ، خطوط دمای ثابت در منطقه اشباع بر خطوط فشار ثابت در این منطقه منطبق نیستند. نمونه‌ای از دیاگرام P-h این مبردها و سیکل تبرید ایده‌آل مربوط در شکل ۳۴-۵ نشان داده شده است.



شکل ۳۴-۵. دیاگرام P-h مبردهای غیر آزنوتروپ.

مثال ۳-۵. در یک سیکل تبرید تراکمی با مبرد R-۱۳۴a، فشار اوپراتور ۱bara و فشار کندانسور  $V_{\text{bara}}$  است.

- الف- دیاگرام سیکل تبرید ایده‌آل را رسم کنید.
  - ب- دمای تقطیر و تبخیر را به دست آورید.
  - ج- دمای مبرد خروجی از کمپرسور چقدر است؟
  - د- کیفیت مبرد ورودی به اوپراتور چقدر است؟
  - ه- انتالپی نقاط ۱ تا ۴ را به دست آورید.
- حل:

الف- روش رسم دیاگرام P-h در مراحل بخش قبل و شکل‌های ۲۹-۵ تا ۳۲-۵ توضیح داده شده است.

ب- دمای تقطیر و تبخیر را می‌توان هم از دیاگرام P-h و هم از جداول ترمودینامیکی یا نرم‌افزارهای موجود مبرد مربوط به دست آورد. به‌طور یقین اعداد به دست آمده از جداول ترمودینامیکی دقیق‌تر هستند، ولی برای بررسی اولیه، تقریب اعداد حاصله از دیاگرام نیز مورد قبول است. برای حل این مثال، از جداول ترمودینامیکی مبرد مربوط استفاده می‌کنیم. دمای تقطیر ( $T_c$ ) و تبخیر ( $T_e$ ) عبارت‌اند از:

$$T_c = 26/71 \text{ } ^\circ\text{C}, \quad T_e = -26/36 \text{ } ^\circ\text{C}$$

ج- با استفاده از جداول ترمودینامیکی، با فرض  $S_1 = S_2$  و معلوم بودن  $P_2$ ، دمای خروجی از کمپرسور برابر است با:

$$T_2 = 36/2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

شما می‌توانید با مراجعه به دیاگرام P-h ضمیمه، مقدار به دست آمده را با دماهای فوق مقایسه کنید.

دقت کنید که دمای ورودی کندانسور (خروجی کمپرسور) با دمای تقطیر برابر نیست، زیرا مبرد قبل از تقطیر باید از بخار مافوق گرم به بخار اشباع تبدیل شود. این فرایند De-Superheating نام دارد.



د- با استفاده از جداول ترمودینامیکی، با فرض  $h_1 = h_2$  و معلوم بودن  $P_2$ ، کیفیت مبرد ورودی به اواپراتور برابر است با:

$$x_4 = 0/33$$

بنابراین، ۳۳ درصد مبرد در طی فرایند انبساط به بخار تبدیل شده است. شما می‌توانید با مراجعه به دیاگرام P-h جداول ضمیمه، مقدار به‌دست آمده را با عدد فوق مقایسه کنید.

ه- روش تعیین انتالی پی نقاط ۱ تا ۴ در شکل‌های ۲۹-۵ تا ۳۲-۵ نشان داده شده است. این مقادیر می‌توانند از جداول ترمودینامیکی نیز به‌دست آیند. مقادیر به‌دست آمده برابرند با:

$$h_1 = 382/6 \text{ KJ/Kg}$$

$$h_2 = 422/9 \text{ KJ/Kg}$$

$$h_3 = h_4 = 237 \text{ KJ/Kg}$$

در مبردهایی که دمای بحرانی آنها پایین باشد، سیکل حاصل با شکل ۳۳-۵ متفاوت است. از مرسوم‌ترین این مبردها  $\text{CO}_2$  است که دما و فشار بحرانی آن به ترتیب  $31^\circ\text{C}$  و  $73\text{bar}$  هستند. با توجه به آنکه در اکثر مواقع دمای محیط از این مقدار بیشتر است، فرایند ۲-۳ در شکل فوق به صورت خطی افقی در بالای نقطه بحرانی خواهد بود. در این صورت به این فرایند به جای تقطیر، فرایند سرمایش گاز<sup>۱</sup> می‌گویند، زیرا فرایند تقطیر در طی آن انجام نمی‌شود.

#### ۷-۵. تجزیه و تحلیل ترمودینامیکی سیکل تبرید با استفاده از دیاگرام P-h

در تجزیه و تحلیل ترمودینامیکی سیکل تبرید تراکمی چهار پارامتر مهم باید از قبل معلوم باشند. این چهار پارامتر نوع مبرد، دمای تقطیر، دمای تبخیر و بار برودتی سیستم هستند. البته مقدار بار برودتی را می‌توان برابر واحد فرض کرد یا اینکه کمیت‌ها را مستقل از جرم به‌دست آورد. مراحل کار به شرح ذیل هستند:

۱. با معلوم بودن دمای تقطیر و تبخیر و نوع مبرد به روشی که توضیح داده شد دیاگرام P-h سیکل ایده‌آل رسم شده و شرایط ترمودینامیکی نقاط ۱ تا ۴ شکل ۳۳-۵ به دست می‌آیند.

۲. با نوشتن قانون اول ترمودینامیک برای اوپراتور، کندانسور و کمپرسور داریم:

$$q_e = h_1 - h_4 \quad \text{رابطه ۱۴-۵}$$

این عبارت اثر تبرید<sup>۱</sup> نام دارد. همان‌طور که خواهیم دید این پارامتر در تجزیه و تحلیل کارایی سیکل تبرید بسیار مهم است.

$$W = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad \text{رابطه ۱۵-۵}$$

$$Q_C = \dot{m}(h_2 - h_3)$$

ظرفیت کندانسور را می‌توان از رابطه ۲-۵ نیز به دست آورد:

$$Q_C = Q_e + W$$

دقت کنید که از این روش برای انتخاب تجهیزات در یک سیستم برودتی استفاده نمی‌شود و روش ارائه شده صرفاً یک تجزیه و تحلیل ترمودینامیکی است.

مثال ۴-۵. اگر برای سردکردن آب در مثال ۱-۴ فصل قبل از یک سیکل تبرید تراکمی با مبرد R-۲۲ که دمای تقطیر آن  $40^\circ\text{C}$  و دمای تبخیر آن  $0^\circ\text{C}$  است استفاده شود.

الف- ظرفیت برودتی دستگاه مورد نیاز بر حسب KW، TR و Btu/h چقدر است؟

ب- دیاگرام P-h سیکل ایده‌آل را رسم کنید.

ج- دبی جرمی تئوری مبرد در سیکل چقدر است؟

د- توان مصرفی کمپرسور چقدر است؟

ه- ظرفیت کندانسور مورد نیاز چقدر است؟

و- نسبت تراکم کمپرسور چقدر است؟

ز- دبی حجمی مبرد ورودی به کمپرسور چقدر است؟

ح- COP، EER و hp/ton را محاسبه کنید.

**حل:** همان‌طور که در مثال ۴-۱ دیدیم، بار برودتی مورد نیاز  $2/93 \text{ KW}$  است.

الف- ظرفیت برودتی دستگاه مورد نیاز باید حداقل برابر بار برودتی مورد نیاز باشد (البته به شرطی که ظرفیت دستگاه موجود یا قابل تهیه خیلی بیشتر از این مقدار نباشد)؛ بنابراین، ظرفیت برودتی دستگاه باید حداقل  $2/93 \text{ KW}$  باشد. با تبدیل واحدهای ذکر شده در قبل این مقدار معادل  $0/833$  تن تبرید و یا  $10000 \text{ Btu/h}$  است.

ب- رسم دیاگرام سیکل ایده‌آل بر روی دیاگرام P-h به دانشجو واگذار می‌شود. شما می‌توانید با رسم دیاگرام اعداد خود را با مقادیر زیر مقایسه کنید.

ج- برای محاسبه دبی جرمی مبرد و سایر پارامترها در بخش‌های بعد به مقادیر انتالیی نقاط ۱ تا ۴ نیاز داریم. با مراجعه به جداول و یا دیاگرام P-h (اعداد بسته به مبنای انتالیی جدول مورد استفاده ممکن است متفاوت باشند):

$$h_1 = 249/9 \text{ KJ/Kg}$$

$$h_7 = 278 \text{ KJ/Kg}$$

$$h_7 = h_4 = 94/27 \text{ KJ/Kg}$$

بنابراین، دبی جرمی مورد نیاز برابر است با:

$$\dot{m} = \frac{Q_e}{h_1 - h_4} = \frac{2/93}{249/9 - 94/27} = 0/0188 \text{ Kg/S}$$

د- توان کمپرسور برابر است با:

$$W = \dot{m}(h_7 - h_1) = 0/0188(278 - 249/9) = 0/528 \text{ KW}$$

ه- ظرفیت کندانسور برابر است با:

$$Q_C = \dot{m}(h_7 - h_7) = 0/0188(278 - 94/27) = 3/454 \text{ KW}$$

همان‌طور که ذکر شد ظرفیت کندانسور را می‌توان از رابطه ۵-۲ نیز به دست آورد:

$$Q_C = Q_e + W = 2/93 + 0/528 = 3/458$$

اختلاف ناچیز حاصل، ناشی از خطای محاسبات است.

و- با استفاده از دمای تقطیر و دمای تبخیر داده شده مقادیر فشارهای متناظر که به ترتیب برابر فشار خروجی و ورودی کمپرسور هستند (در سیکل تبرید ایده‌آل) عبارت‌اند از:

$$P_2 = 1/534 \text{ MPa}$$

$$P_1 = 0/498 \text{ MPa}$$

نسبت تراکم ( $r$ ) برابر است با نسبت این دو فشار (بر حسب فشار مطلق)؛ یعنی:

$$r = \frac{P_2}{P_1} = \frac{1/534}{0/498} = 3/08$$

ز- دبی حجمی مبرد در ورودی به کمپرسور با داشتن حجم مخصوص مبرد در ورود به کمپرسور قابل محاسبه است. حجم مخصوص مبرد در ورود به کمپرسور با استفاده از جداول یا دیاگرام برابر است با:

$$v = 0/0471 \text{ m}^3/\text{kg}$$

بنابراین، دبی حجمی مبرد در ورودی به کمپرسور برابر است با:

$$\dot{V} = \dot{m} \times v = 0/0188 \times 0/0471 = 8/85 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s} = 0/885 \text{ lit/s}$$

ح- با استفاده از تعاریف قبلی داریم:

$$\text{COP}_R = \frac{Q_c}{W} = \frac{2/93}{0/528} = 5/55$$

$$\text{EER} = 3/412 \text{ COP}_R = 3/412 \times 5/55 = 18/94$$

$$\frac{\text{hp}}{\text{ton}} = \frac{4/72}{\text{COP}_R} = \frac{4/72}{5/55} = 0/85$$

توضیح ۱: از آنجا که دبی جرمی در کل سیکل یکسان است، مقدار COP را

بدون داشتن  $\dot{m}$  از رابطه زیر نیز می‌توان به دست آورد:

$$\text{COP}_R = \frac{Q_c}{W} = \frac{\dot{m}(h_1 - h_4)}{\dot{m}(h_2 - h_1)} = \frac{(h_1 - h_4)}{(h_2 - h_1)} = \frac{\text{اثر تبرید}}{\text{کار به ازای واحد جرم}}$$

همان‌طور که می‌بینید با کاهش اثر تبرید، COP سیستم کاهش می‌یابد.

توضیح ۲: با افزایش نسبت تراکم، هم اثر تبرید کاهش یافته و هم افزایش انتالپی

در کمپرسور افزایش می‌یابد. از طرفی این امر باعث افزایش دبی جرمی مورد نیاز،

توان کمپرسور و ظرفیت کندانسور مورد نیاز و از طرف دیگر باعث کاهش COP

می‌شود.

توضیح ۳: مجدداً تأکید می‌شود که از روش ارائه شده در این مثال برای انتخاب تجهیزات مانند: کمپرسور، اواپراتور و کندانسور استفاده نمی‌شود. در عمل پس از محاسبه بار برودتی، ابتدا کمپرسور، سپس اواپراتور و بعد از آن کندانسور و سایر اجزای سیکل از کاتالوگ‌های سازندگان انتخاب می‌شوند. در این مورد در فصل ششم کتاب توضیح داده می‌شود.

### ۵-۷-۱. اثر تغییرات دمای جوشش

در مثال قبل دمای جوشش مبرد در اواپراتور معلوم و برابر صفر درجه سانتی‌گراد فرض شده بود. آیا این دما در هنگام شروع طراحی یک سیکل تبرید معلوم است؟ اواپراتور یک سیکل تبرید می‌تواند برای خنک کردن یک مایع (مثل آب سردکن یا چیلرهایی که برای خنک کردن یک مایع به کار می‌روند) یا خنک کردن هوا (مثل کولرگازی یا سردخانه) به کار رود. در مرحله اولیه طراحی آنچه که مشخص است، دمای نهایی محیط یا سیالی است که می‌خواهیم سرد کنیم، نه دمای تبخیر.

برای مثال، فرض کنید می‌خواهیم سالن نگهداری یک سردخانه سیب را طراحی کنیم. دمای نگهداری هر محصول به نوع محصول و مدت نگهداری مورد نظر بستگی دارد. نمونه‌ای از جداول مربوط در ضمایم ارائه شده است. فرض کنیم دمای مورد نیاز برای نگهداری سیب به مدت شش ماه،  $+1^{\circ}\text{C}$  است. سؤالی که در اینجا مطرح می‌شود، این است که دمای تبخیر در اواپراتور چقدر است؟

پاسخ دقیق به این سؤال نیازمند اطلاعات بیشتری است که به ترتیب در فصل آینده مورد بررسی قرار می‌گیرد، ولی به طور یقین این دما باید از دمای سالن کمتر باشد. در نتیجه این امکان برای طراح وجود دارد که دمای جوشش را  $0^{\circ}\text{C}$ ،  $-5^{\circ}\text{C}$ ،  $-10^{\circ}\text{C}$  یا هر دمای دیگری که از  $+1^{\circ}\text{C}$  کمتر است انتخاب کند و طراحی سیستم را بر آن مبنا انجام دهد. با آنکه جزئیات نحوه تأثیر دمای اواپراتور را در فصول آینده بررسی می‌کنیم، ولی با این حال نگاهی به مهمترین آنها می‌کنیم:

- انتخاب دمای اواپراتور پایین‌تر باعث اختلاف دمای بیشتر بین مبرد داخل

اوپراتور و محیط سردخانه می‌شود. در نتیجه طبق رابطه‌ی اساسی انتقال حرارت که به صورت  $Q = UA\Delta T$  بیان می‌شود، با فرض ثابت بودن بار برودتی و ضریب انتقال حرارت، مقدار سطح مبدل (اوپراتور) مورد نیاز کم می‌شود. این به معنای کاهش قیمت مبدل است.

- انتخاب دمای اوپراتور پایین‌تر باعث رطوبت‌گیری بیشتر از هوای داخل سردخانه می‌شود. این امر برای نگهداری بسیاری از مواد غذایی مخصوصاً میوه‌جات مناسب نیست.

- انتخاب دمای اوپراتور پایین‌تر باعث آثار نامطلوب در عملکرد سیکل تبرید می‌شود.

نحوه‌ی تأثیر بر عملکرد سیکل در این قسمت بررسی می‌شود.

در شکل ۳۵-۵ دیاگرام P-h سیکل ایده‌آل برای دو حالت که دارای فشار (دمای) جوشش متفاوت در اوپراتور هستند، رسم شده است.

با مقایسه‌ی شکل‌های فوق می‌توان دریافت که با کاهش فشار (دمای جوشش) در

اوپراتور:

- اثر تبرید کاهش می‌یابد. با فرض ثابت بودن بار برودتی این امر باعث افزایش دبی جرمی مبرد می‌شود.

- حجم مخصوص گاز مبرد ورودی به کمپرسور افزایش می‌یابد. این امر باعث می‌شود که جرم جابه‌جا شده در هر کورس پیستون کمتر شود.

- توان کمپرسور افزایش می‌یابد. توجه کنید که خطوط اتروپی ثابت در منطقه‌ی

بخار مافوق گرم با هم موازی نیستند، از این رو اختلاف انتالپی در این حالت از

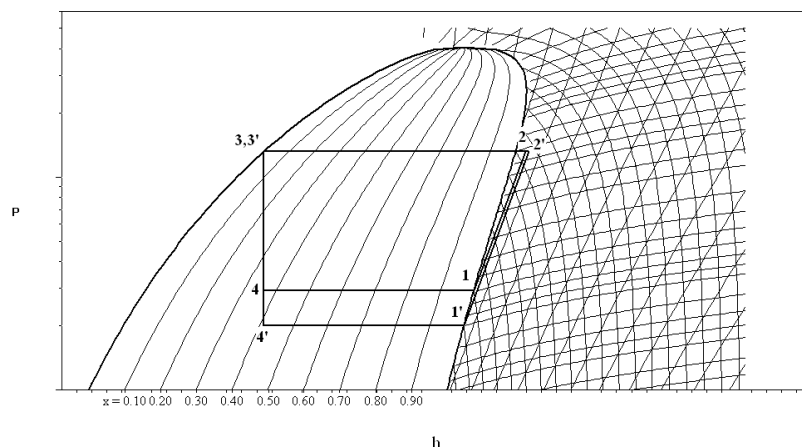
حالت قبل بیشتر است. از آنجا که دبی مبرد مورد نیاز نیز افزایش می‌یابد، پس

توان مورد نیاز برای کمپرسور هم افزایش می‌یابد.

- دمای گاز خروجی از کمپرسور افزایش می‌یابد.

- ظرفیت مورد نیاز برای کندانسور افزایش می‌یابد.

- به علت کاهش اثر تبرید و افزایش کار کمپرسور به ازای واحد جرم، COP سیکل کم می‌شود.



شکل ۵-۳۵. اثر کاهش دمای اواپراتور.

بنابراین، کاهش بیش از حد دمای اواپراتور، باعث آثار نامطلوب در عملکرد سیکل می‌شود.

دقت کنید عواملی چون نگهداری نامناسب نیز می‌توانند در حین کارکرد (نه در هنگام طراحی) باعث تغییر دمای جوشش در اواپراتور شوند. از جمله این عوامل که می‌تواند باعث کاهش در دمای اواپراتور شود، کثیف بودن پره‌های اواپراتور یا برفک زدن آن است.

#### ۵-۷-۲. اثر تغییرات دمای تقطیر

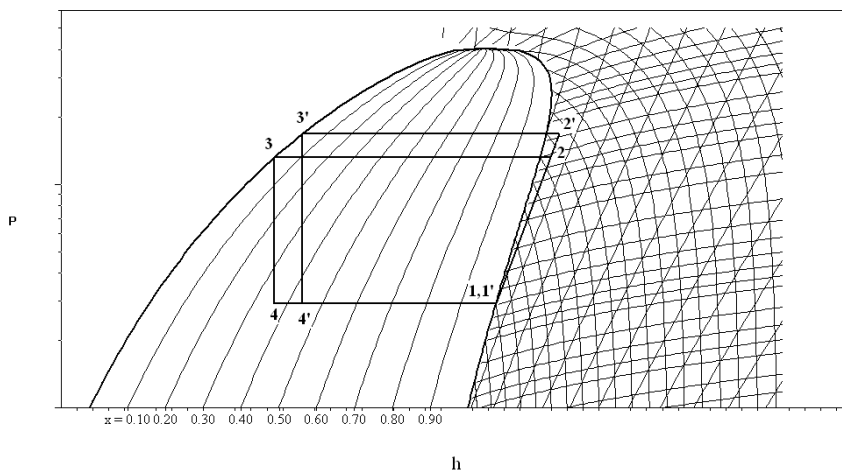
مشابه تحلیل قبل را برای دمای تقطیر نیز می‌توان انجام داد. در انتخاب دمای تقطیر نیز نکته اساسی این است که دمای تقطیر از دمای سیالی که کندانسور با آن تبادل حرارت می‌کند بیشتر است. مقدار این اختلاف تابع نوع کندانسور است. با آنکه جزئیات نحوه انتخاب دمای تقطیر را در فصل آینده بررسی می‌کنیم، ولی با این حال نگاهی به مهمترین تأثیرات این انتخاب می‌اندازیم:

- انتخاب دمای تقطیر بالاتر باعث اختلاف دمای بیشتر بین مبرد داخل کندانسور و هوای محیط (در مورد کندانسورهای هوایی) یا آب (در مورد کندانسورهای آبی) می‌شود. در نتیجه طبق رابطه اساسی انتقال حرارت که به صورت  $Q = UA\Delta T$  بیان می‌شود، با فرض ثابت بودن ظرفیت کندانسور و ضریب انتقال حرارت، مقدار سطح مبدل (کندانسور) مورد نیاز کم می‌شود. این به معنای کاهش قیمت مبدل است.

- انتخاب دمای تقطیر بالاتر بر عملکرد سیکل تبرید تأثیر مناسبی ندارد.

نحوه تأثیر بر عملکرد سیکل در این قسمت بررسی می‌شود.

در شکل ۳۶۴ دیاگرام P-h سیکل ایده‌آل برای دو حالت که دارای فشار (دمای) تقطیر متفاوت در کندانسور هستند رسم شده است.



شکل ۳۶۴. اثر افزایش دمای کندانسور.

با مقایسه شکل‌های فوق می‌توان دریافت که با افزایش فشار (دمای) تقطیر در کندانسور:

- اثر تبرید کاهش می‌یابد. با فرض ثابت بودن بار برودتی، این امر باعث افزایش دبی جرمی مبرد مورد نیاز می‌شود.

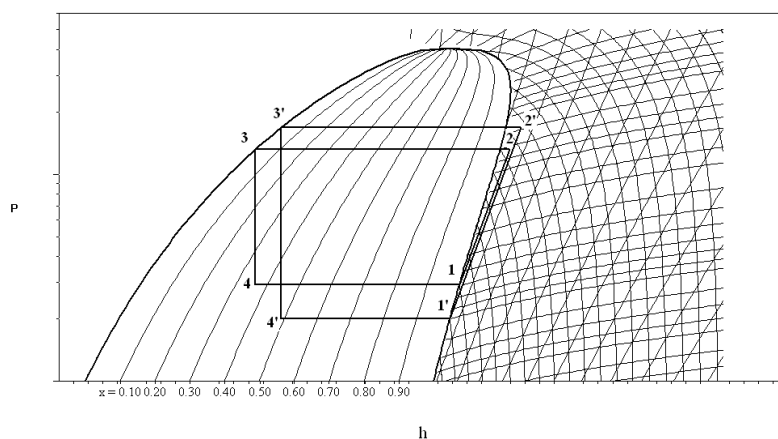


- توان مورد نیاز برای کمپرسور افزایش می‌یابد.
- دمای گاز خروجی کمپرسور افزایش می‌یابد.
- با فرض ثابت بودن بار برودتی و افزایش توان کمپرسور، ظرفیت مورد نیاز برای کندانسور افزایش می‌یابد.
- به علت کاهش اثر تبرید و افزایش کار انجام شده به ازای واحد جرم مبرد، COP کاهش می‌یابد.

بنابراین، افزایش بیش از حد دمای تقطیر مبرد در کندانسور، به‌طور کلی باعث آثار نامطلوب در عملکرد سیکل می‌شود (به صفحه ۲۳۲ مراجعه نمایید).  
 دقت کنید عواملی چون نگهداری نامناسب نیز می‌توانند در حین کارکرد (نه در هنگام طراحی) باعث تغییر دمای تقطیر در کندانسور شوند. از جمله این عوامل که می‌توانند باعث افزایش در دمای کندانسور شود، کثیف بودن پره‌های کندانسور است.

#### ۳-۷-۵. اثر تغییرات دمای تقطیر و جوش

حالت سوم، حالتی است که در آن فشار اواپراتور و کندانسور هر دو تغییر کنند. در شکل ۳۷-۵ دیاگرام P-h سیکل ایده‌آل برای یک حالت مرجع و حالت دیگری که در آن دمای کندانسور افزایش و دمای اواپراتور کاهش یافته رسم شده است.



شکل ۳۷-۵. اثر افزایش دمای کندانسور و کاهش دمای اواپراتور به میزان ۵ درجه سانتیگراد.

در این حالت کلیه آثار منفی دو حالت قبل به صورت توأم وجود خواهند داشت. با مقایسه بین سه حالت فوق؛ یعنی حالتی که در آن دمای اوپراتور کاهش یابد (حالت I)، حالتی که دمای کندانسور افزایش یابد (حالت II) و حالتی که هر دو شرط بالا اتفاق افتد (حالت III) با سیکل مرجع ایده‌آل (حالت R) می‌توان نوشت:

$$COP_R > COP_{II} > COP_I > COP_{III}$$

با وجود آنکه تجزیه و تحلیل فوق بر مبنای سیکل ایده‌آل است، ولی نتایج حاصل می‌توانند در طراحی یک سیکل مدنظر قرار گیرند.

مثال ۵-۵. در یک سیکل تبرید با مبرد R-۱۲، فشار کندانسور ۹/۶۳bara (معادل دمای اشباع  $40^{\circ}\text{C}$ ) و فشار اوپراتور ۱/۸۳bara (معادل دمای اشباع  $15^{\circ}\text{C}$ ) است. در صورت تغییر فشار اوپراتور و کندانسور به صورت زیر، COP را با حالت ابتدایی مقایسه کنید.

الف- در صورتی که فشار اوپراتور به ۱/۵۰۸bar (معادل  $\Delta T = 5^{\circ}\text{C}$ ) کاهش یابد.

ب- در صورتی که فشار کندانسور به ۱۰/۸۳۹bar (معادل  $\Delta T = 5^{\circ}\text{C}$ ) افزایش یابد.

ج- در صورتی که فشار اوپراتور به ۱/۵۰۸bar (معادل  $\Delta T = 5^{\circ}\text{C}$ ) کاهش و

فشار کندانسور به ۱۰/۸۳۹bar (معادل  $\Delta T = 5^{\circ}\text{C}$ ) افزایش یابد.

حل: با استفاده از اندیس‌های تعریف شده در بالا برای چهار حالت مورد بررسی

و با تعیین مقادیر انتالی از دیاگرام یا جداول ترمودینامیکی R-۱۲ خواهیم داشت:

$$COP_R = (h_1 - h_4) / (h_2 - h_1) = (181/94 - 74/77) / (209/47 - 181/94) = 3/893$$

$$COP_I = (h_1 - h_4) / (h_2 - h_1) = (179/63 - 74/77) / (210/4 - 179/63) = 3/408$$

$$COP_{II} = (h_1 - h_4) / (h_2 - h_1) = (181/94 - 79/9) / (211/72 - 181/94) = 3/426$$

$$COP_{III} = (h_1 - h_4) / (h_2 - h_1) = (179/63 - 79/9) / (212/82 - 179/63) = 3/005$$

بنابراین:

$$COP_R > COP_{II} > COP_I > COP_{III}$$

### ۴-۷-۵. اثر مادون سرد کردن<sup>۱</sup> مایع خروجی از کندانسور

همان‌طور که به‌خاطر دارید در رسم سیکل ایده‌آل فرض کردیم که مبرد خروجی از کندانسور (ورودی به وسیله انبساط) در حالت مایع اشباع است. در شرایط واقعی یکی از دو حالت زیر محتمل‌تر است:

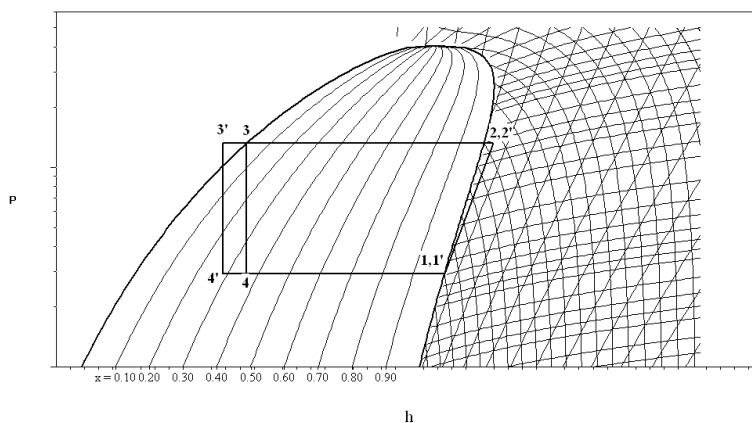
حالت اول: خروجی کندانسور در منطقه اشباع باشد. این حالت اصلاً مناسب نیست، زیرا اول اینکه باعث کاهش اثر تبرید شده و دوم اینکه همان‌طور که بعداً می‌بینیم، در سیستم‌های مجهز به شیر انبساط با ورود مخلوط مایع و بخار به شیر، عملکرد آن دچار مشکل می‌شود.

حالت دوم: خروجی کندانسور در منطقه مادون سرد باشد. در شکل ۳۸-۵ دیاگرام سیکل تبرید تراکمی در یک حالت مرجع با حالتی که دمای خروجی کندانسور از دمای اشباع پایین‌تر است مقایسه شده است.

این حالت از نظر عملکرد سیکل تبرید نیز بسیار مطلوب است، زیرا با توجه به شکل ۳۸-۵ و روابط ذکر شده قبلی، با مادون سرد کردن خروجی کندانسور:

- اثر تبرید افزایش می‌یابد.

- دبی جرمی مبرد مورد نیاز کم می‌شود.



شکل ۳۸-۵. اثر مادون سرد کردن مبرد قبل از مرحله انبساط.

#### 1. Subcooling

- توان کمپرسور مورد نیاز کاهش می‌یابد.

- COP سیکل افزایش می‌یابد.

میزان مادون سرد کردن مبرد معمولاً بین ۵-۸ درجه سانتی‌گراد در کندانسورهای آبی و ۴-۷ درجه سانتی‌گراد در کندانسورهای هوایی است. البته هرچه بتوان سابکولینگ بیشتری داشت بهتر است، ولی ایجاد آن چندان ساده نیست.

### ۵-۷-۵. اثر مافوق گرم کردن بخار<sup>۱</sup> قبل از تراکم

همان‌طور که به‌خاطر دارید در رسم سیکل ایده‌آل فرض کردیم که مبرد خروجی از اوپراتور (ورودی به کمپرسور) در حالت بخار اشباع است. در شرایط واقعی یکی از دو حالت زیر محتمل‌تر است:

حالت اول: خروجی اوپراتور در منطقه اشباع باشد. این حالت اصلاً مناسب نیست، زیرا تراکم مرطوب<sup>۲</sup> (حالتی که بخار مبرد ورودی به کمپرسور حاوی مایع باشد) به آسیب کمپرسور منجر می‌شود. حتی در صورت استفاده از کمپرسوری که نسبت به ورود اندک مایع مقاوم باشد نیز این حالت مطلوب نیست، زیرا از گرمای نهان تبخیر مبرد به میزان ممکن استفاده نشده است.

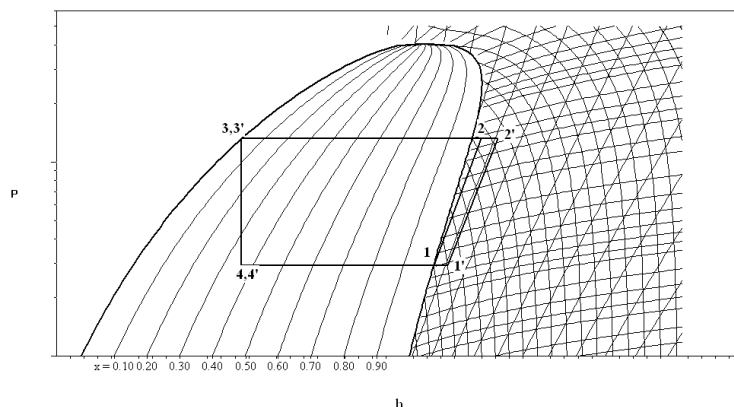
حالت دوم: خروجی اوپراتور در منطقه مافوق گرم باشد. در شکل ۵-۳۹ دیاگرام سیکل تبرید تراکمی در یک حالت مرجع با حالتی که دمای خروجی اوپراتور از دمای اشباع بالاتر است، مقایسه شده است.

بر خلاف مادون سرد کردن خروجی کندانسور، این حالت از نظر عملکرد سیکل تبرید مطلوب نیست، زیرا با توجه به شکل ۵-۳۹ و روابط ذکر شده قبلی، با مافوق گرم کردن بخار خروجی اوپراتور:

- حجم مخصوص گاز مبرد ورودی به کمپرسور افزایش می‌یابد. این امر باعث می‌شود که جرم جابه‌جا شده در هر کورس پیستون کمتر شود.

1. Superheating

2. Wet Compression



شکل ۳۹-۵. اثر مافوق گرم کردن مبرد قبل از مرحله تراکم.

- ظرفیت کندانسور مورد نیاز افزایش می‌یابد.
- توان کمپرسور افزایش می‌یابد.
- دمای گاز مبرد خروجی از کمپرسور افزایش می‌یابد.
- در صورتی که از بخشی از سطح انتهایی اواپراتور برای مافوق گرم کردن مبرد استفاده شود، اثر تبرید افزایش می‌یابد. البته باید توجه داشت به دلیل اینکه ضریب انتقال حرارت گاز نسبت به سیال در حال جوشش کمتر است، سطح قابل توجهی از اواپراتور صرف این امر می‌شود. البته در برخی از موارد می‌توان با اختصاص طول لوله بیشتر در خروجی از اواپراتور و عبور آن از محیط سرد (فضای سردخانه) این کار را انجام داد.
- در صورتی که بخار در خارج از اواپراتور یا محیط سرد خروجی از اواپراتور؛ یعنی در مسیر لوله تا کمپرسور یا در ورود به کمپرسور وارد فاز مافوق گرم شود اثر تبرید تغییری نمی‌کند.
- به هر حال با توجه به موارد ذکر شده می‌توان دریافت که:
- مبرد خروجی از اواپراتور نباید در منطقه اشباع قرار داشته باشد.
- میزان مافوق گرم شدن مبرد باید محدود باشد.

از این رو در سیکل‌های تبرید میزان مافوق گرم کردن مبرد باید تا حد امکان محدود شود (برای مثال، حدود ۵ تا ۸ درجه سانتی‌گراد). از آنجا که مافوق گرم شدن کنترل نشده مبرد در مسیر لوله مکش مطلوب نیست، معمولاً لوله مکش باید با عایق پوشانده شود. البته یکی از دلایل دیگر عایق کردن این لوله جلوگیری از تشکیل رطوبت و یا برفک بر روی آن است.

#### ۵-۶. اندازه‌گیری میزان **superheat** و **subcooling**

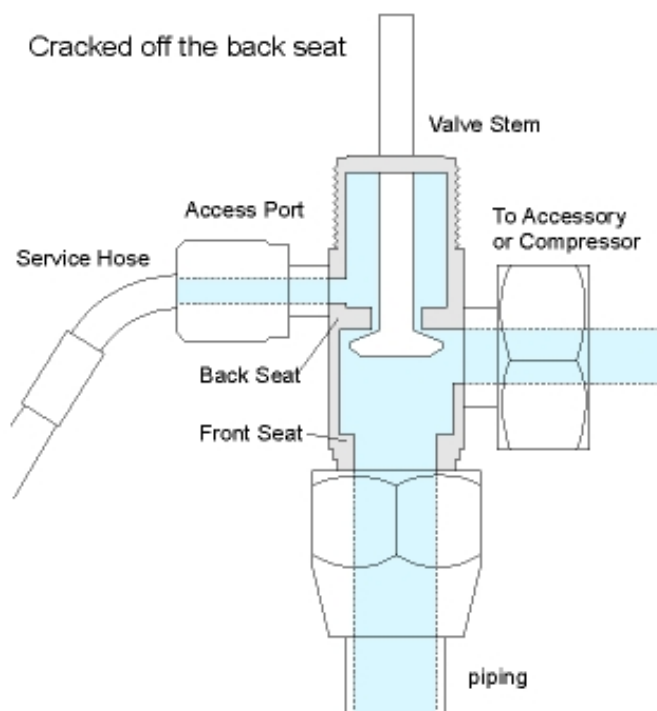
همان‌طور که در دو بخش قبل دیدید میزان مافوق گرم شدن مبرد قبل از ورود به کمپرسور و میزان مادون سرد شدن آن قبل از ورود به شیر انبساط تأثیر قابل ملاحظه‌ای بر عملکرد سیکل دارد. در این بخش نحوه اندازه‌گیری این دو کمیت ارائه می‌شود. لازم به ذکر است که تمام این اندازه‌گیری‌ها باید بعد از رسیدن سیستم به شرایط تعادل انجام شود. قبل از ارائه نحوه این اندازه‌گیری لازم است تا با چند وسیله دیگر در سیکل تبرید آشنا شوید.

**شیر سرویس<sup>۱</sup>:** شیری است که در ورودی یا خروجی کمپرسور نصب می‌شود. به کمک این شیر می‌توان یک وسیله اندازه‌گیری فشار، پمپ خلاء یا مخزن مبرد را برای عیب‌یابی یا سرویس به سیستم متصل کرد. در شکل ۵-۴ مکانیزم داخلی یک شیر سرویس سمت مکش نشان داده شده است.

مجرای پایینی به لوله مکش و مجرای سمت راست به کمپرسور متصل است. مجرای سمت چپ در شکل فوق می‌تواند به مانیفولد سرویس، پمپ خلاء یا کپسول مبرد متصل شود. در وضعیت نشان داده شده ساقه شیر در وضعیتی است که از طریق مجرای سرویس نمی‌توان فشار مکش را اندازه‌گیری کرد. این حالت شیر که در آن مجرای دسترسی اندازه‌گیری فشار کاملاً بسته باشد به **Back Seated** و حالتی که مسیر مکش به کمپرسور بسته شود به **Front Seated** موسوم است.

---

1. Service Valve



شکل ۵-۴. شیر سرویس سمت مکش.

نمونه مشابه این شیر بعد از مخزن رسیور نیز نصب می‌شود که در اصطلاح به King Valve موسوم است.

فشارسنج‌های سیستم تبرید: مکانیزم عمل فشارسنج‌های به‌کار رفته در سیستم‌های برودتی مشابه فشارسنج‌های دیگری است که در صنعت به‌کار می‌روند، اما بر روی صفحه نمایش این فشارسنج‌ها علاوه بر فشار، روی یک یا چند قوس، مقادیر دما نیز درج شده است. هرکدام از این قوس‌ها نشان‌دهنده دمای اشباع یک مبرد است که نام آن در ابتدای قوس نوشته شده است. در شکل ۵-۴ یک نمونه از فشارسنج سمت مکش<sup>۱</sup> نشان داده شده است. فشارسنج‌های سمت مکش معمولاً به صورت مرکب<sup>۲</sup> هستند؛ یعنی، هم فشار منفی و هم مثبت را نشان می‌دهند. چرا؟

1. Suction Gauge

2. Compound Gauge



شکل ۵-۴۱. نمونه‌ای از یک فشارسنج سمت مکش.

بنابراین، این فشارسنج‌ها در واقع یک جدول اشباع ترمودینامیکی برای مبردها هستند و به کمک آنها می‌توان دمای اشباع در فشار نشان داده شده (یا برعکس) را به دست آورد.

**مانیفولد سرویس<sup>۱</sup>:** این وسیله که به شیر چند راهه تعمیراتی<sup>۲</sup> نیز موسوم است، مطابق شکل ۵-۴۲ مجموعه‌ای است که شامل دو عدد فشارسنج، دو یا سه شیر و سه یا چهار مجرای ورودی یا خروجی است. فشارسنج سمت چپ، برای سمت مکش (مشابه شکل ۵-۴۱) و فشار سنج سمت راست مربوط به سمت رانش است. معمولاً فشارسنج رانش<sup>۳</sup> از صفر شروع شده و تنها فشار مثبت (نسبی) را اندازه‌گیری می‌کند.

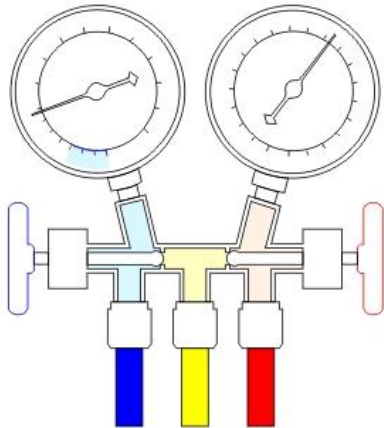
مجرای سمت راست از طریق شیلنگ رابط به شیر سرویس رانش کمپرسور یا شیر خروجی رسیور، مجرای سمت چپ از طریق شیلنگ رابط به شیر سرویس مکش کمپرسور و مجرای میانی از طریق شیلنگ رابط به پمپ وکیوم (در هنگام خلاء کردن سیستم) یا کپسول مبرد (در هنگام شارژ کردن) وصل می‌شود. در برخی از مانیفولدها به منظور راحتی کاربرد دو مجرای میانی وجود دارد.

1. Gauge Manifold Set  
3. Discharge Gauge

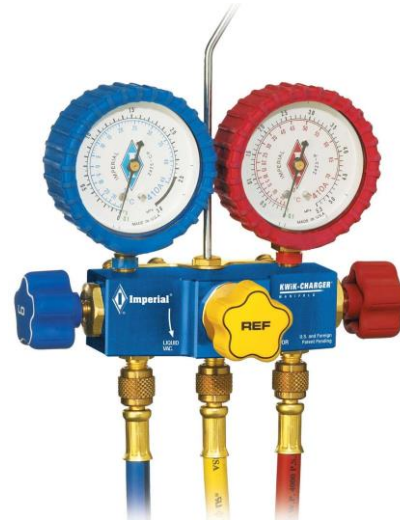
2. Service Gauge Manifold



در سیستم‌های تبرید کوچک شیر سرویس بر روی کمپرسور نصب نمی‌شود و اتصال مانیفولد به سیستم با روش دیگری انجام می‌شود که بعداً توضیح داده می‌شود. در شکل ۴۳-۵ مقطع شیر نشان داده شده است.



شکل ۴۳-۵. مسیرهای داخلی مانیفولد سرویس.



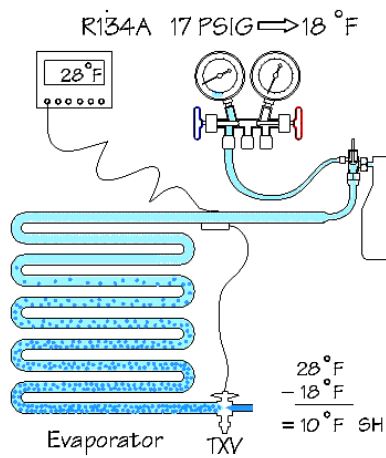
شکل ۴۲-۵. مانیفولد سرویس.

اندازه‌گیری سوپرهیت: مجدداً یادآوری می‌شود که سوپرهیت اختلاف دمای خروجی اوپراتور با دمای تبخیر در اوپراتور است؛ بنابراین، برای اندازه‌گیری آن باید دمای تبخیر داخل اوپراتور را از دمای واقعی خروجی اوپراتور کم کرد. دمای تبخیر با توجه به توضیحاتی که در مورد مانیفولد سرویس داده شد با استفاده از فشارسنج‌های مانیفولد قابل تعیین است. روش اندازه‌گیری و محاسبه سوپرهیت در شکل ۴۴-۵ نشان داده شده است. در این اندازه‌گیری فرض شده که فشار ورودی کمپرسور تقریباً با فشار داخل اوپراتور برابر است.

به منظور آشنایی بیشتر با واحدهای انگلیسی، که هنوز در صنعت تبرید بسیار مرسوم است، این مثال در واحد انگلیسی بیان شده است.

مطابق شکل ۴۴-۵ دمای خروجی اوپراتور برابر  $28^{\circ}\text{F}$  است. فشار مکش

کمپرسور با توجه به فشارسنج مکش برابر ۱۷psig است. حال می‌توان با استفاده از روشی که در قسمت قبل گفته شد، با استفاده از اعداد دمای روی فشارسنج، دمای اشباع معادل را به دست آورد. در صورتی که خط‌کش‌های مخصوص P-T برای مبرد مورد نظر در دسترس باشد به قرائت دقیق‌تری منجر می‌شود. در جدول ۳-۵ بخشی از جدول P-T مبرد R۱۳۴a نشان داده شده است. با استفاده از جدول مربوط دمای اشباع در فشار ۱۷psig برابر ۱۸°F است، بنابراین، مقدار سوپرهیت ۱۰°F است.



شکل ۳-۴. اندازه‌گیری سوپرهیت.

جدول ۳-۵. بخشی از جدول مبرد R۱۳۴a برای محاسبه سوپرهیت

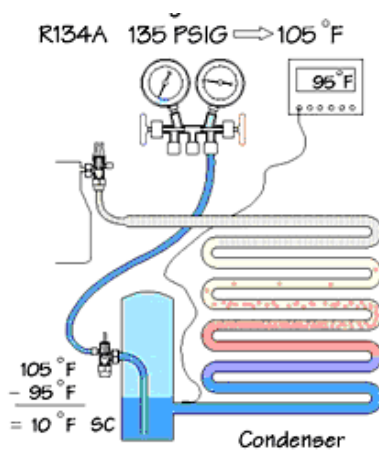
Pressure (psig)	Saturation Temperature (°F)
-۱۰	-۳۰
-۵	-۲۲
۰	-۱۵
۵	-۳
۱۰	۷
۱۵	۱۵
۲۰	۲۲
۲۵	۲۹
۳۰	۳۵

نکته ۱: با توجه به اینکه فشارسنج مانیفولد، فشارنسبی را نشان می‌دهد، باید توجه داشت که در صورت استفاده از جداولی که بر حسب فشارمطلق تنظیم شده‌اند تصحیح لازم برای تبدیل فشارنسبی به مطلق صورت گیرد.

نکته ۲: امروزه مانیفولدهایی در بازار وجود دارد که مقدار فشار و دمای اشباع را برای مورد نظر (که قابل انتخاب نیز است) به صورت دیجیتال نشان می‌دهد. در این موارد به استفاده از جداول یا خط‌کش‌های محاسبه P-T نیازی نیست.

نکته ۳: اگر مبرد مورد استفاده زئوتروپ باشد، دما در طی فرایند تبخیر ثابت نیست. در این مبردها برای تعیین سوپرهیت، دمای بخار اشباع<sup>۱</sup> از دمای خروجی اواپراتور کم می‌شود.

**اندازه‌گیری سابکولینگ:** سابکولینگ اختلاف دمای خروجی کندانسور با دمای تقطیر در کندانسور است؛ بنابراین، برای اندازه‌گیری آن باید دمای واقعی خروجی کندانسور را از دمای تقطیر داخل کندانسور کم کرد. دمای تقطیر با توجه به توضیحاتی که در مورد مانیفولد سرویس داده شد با استفاده از فشارسنج‌های مانیفولد قابل تعیین است. روش اندازه‌گیری و محاسبه سابکولینگ در شکل ۴۵-۵ نشان داده شده است. در این اندازه‌گیری فرض شده که فشار خروجی کمپرسور تقریباً با فشار داخل کندانسور برابر است. به جای فشار خروجی کمپرسور می‌توان فشار خروجی مخزن رسیور را نیز مبنا قرار داد.



شکل ۴۵-۵. اندازه‌گیری سابکولینگ.

## 1. Dew Point

مطابق شکل ۴۵-۵ دمای خروجی کندانسور برابر  $95^{\circ}\text{F}$  است. فشار رانش کمپرسور با توجه به فشارسنج رانش برابر  $135\text{psig}$  است. حال می‌توان با استفاده از روشی که در قسمت قبل گفته شد، با استفاده از اعداد دمای روی فشارسنج، دمای اشباع معادل را به دست آورد. در صورتی که خط‌کش‌های مخصوص P-T برای مبرد مورد نظر در دسترس باشد به قرائت دقیق‌تری منجر می‌شود. در جدول ۴-۵ بخشی از جدول P-T مبرد  $\text{R134a}$  نشان داده شده است. با استفاده از جدول مربوط دمای اشباع در فشار  $135\text{psig}$  برابر  $105^{\circ}\text{F}$  است؛ بنابراین، مقدار سابکولینگ  $10^{\circ}\text{F}$  است.

جدول ۴-۵. بخشی از جدول مبرد  $\text{R134a}$  برای محاسبه سابکولینگ

Pressure (psig)	Saturation Temperature ( $^{\circ}\text{F}$ )
۸۵	۷۹
۹۰	۸۲
۹۵	۸۵
۱۰۰	۸۸
۱۱۰	۹۳
۱۲۰	۹۸
۱۳۰	۱۰۳
۱۴۰	۱۰۷
۱۵۰	۱۱۲

نکته ۱: با توجه به اینکه فشارسنج مانیفولد، فشار نسبی را نشان می‌دهد باید توجه داشت که در صورت استفاده از جداولی که بر حسب فشار مطلق تنظیم شده‌اند، تصحیح لازم برای تبدیل فشار نسبی به مطلق صورت گیرد.

نکته ۲: اگر مبرد مورد استفاده زئوتروپ باشد، دما در طی فرایند تقطیر ثابت نیست. در این مبردها برای تعیین سابکولینگ، دمای خروجی کندانسور از دمای مایع اشباع<sup>۱</sup> کم می‌شود.

1. Bubble Point

### ۸-۵. مبدل حرارتی خط مایع- مکش<sup>۱</sup>

همان‌طور که در دو بخش قبل دیدیم مادون سرد کردن مایع خروجی از کندانسور مطلوب است و در عین حال ناگزیر از مافوق گرم کردن بخار ورودی به کمپرسور هستیم.

یکی از روش‌هایی که در سیکل‌های تبرید برای تحقق همزمان هر دو امر فوق استفاده می‌شود، امکان ایجاد تبادل حرارت بین خط لوله مایع (قبل از شیر انبساط) و خط لوله مکش (ورودی به کمپرسور) است. در سیستم‌های متوسط و بزرگ که در آنها از شیر انبساط برای کاهش فشار استفاده می‌شود، این امر با استفاده از یک مبدل حرارتی صورت می‌پذیرد. نمونه‌هایی از مبدل‌های حرارتی مورد استفاده در سیستم‌های برودتی در شکل ۴۶۵ نشان داده شده است.



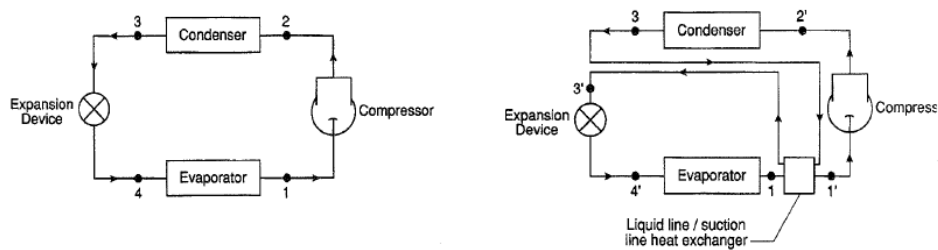
شکل ۴۶۵. مبدل حرارتی بین مسیر لوله مکش و لوله مایع.

به این ترتیب گاز سرد مکش باعث مادون سرد کردن مایع خروجی کندانسور شده و حرارت این مایع نیز باعث مافوق گرم کردن بخار ورودی به کمپرسور می‌شود.

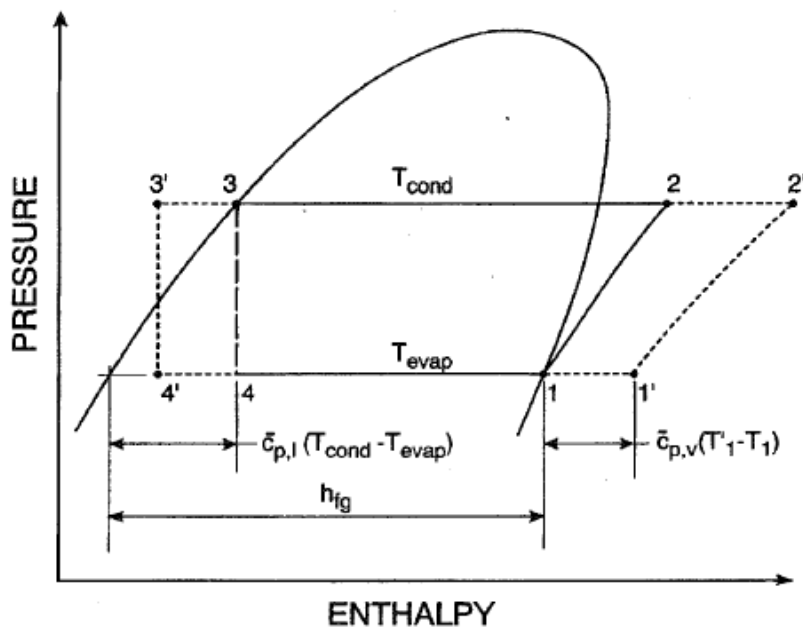
1. Liquid Suction Heat Exchanger

در شکل‌های ۴۷-۵ و ۴۸-۵ به ترتیب دیاگرام مدار و سیکل P-h در حالتی که از یک مبدل حرارتی استفاده شود نشان داده شده است. با صرف نظر کردن از تبادل حرارتی مبدل با محیط اطراف داریم:

$$h_{2'} - h_1 = h_3 - h_4 \quad \text{رابطه ۱۶-۵}$$



شکل ۴۷-۵. سمت چپ - سیکل تبرید استاندارد، سمت راست - سیکل تبرید دارای مبدل حرارتی.



شکل ۴۸-۵. دیاگرام P-h سیکل استاندارد و سیکل مجهز به مبدل حرارتی مکش - مایع.

البته باید توجه داشت که میزان کاهش دمای مایع مبرد در مبدل با افزایش دمای بخار برابر نیست، زیرا هریک دارای ظرفیت گرمایی ویژه متفاوتی هستند. در جدول ۵-۵ مقایسه‌ای که بین چهار مبرد انجام شده نشان می‌دهد، میزان مادون سرد شدن مایع مبرد به ازای افزایش دمای یکسان بخار، برای فریون ۲۲ و آمونیاک کمتر از بقیه مبردها است. از این رو در سیستم‌هایی با مبرد فریون ۲۲، مخصوصاً برای کاربردهایی با دمای پایین و در سیستم‌هایی با مبرد آمونیاک از مبدل مایع-مکش استفاده نمی‌شود.

جدول ۵-۵. مقایسه میزان مادون سرد شدن به ازای میزان مافوق گرم کردن معین

نام مبرد	میزان مادون سرد شدن (°C)	میزان مافوق گرم شدن (°C)
R-۱۲	۰/۶	۱/۰
R-۲۲	۰/۴۵	۱/۰
R-۱۳۴a	۰/۷	۱/۰
R-۷۱۷ (آمونیاک)	۰/۵	۱/۰

یکی از راه‌های دیگر تبادل حرارت بین خط مکش و مایع که در سیستم‌های کوچک خانگی مجهز به لوله موئین به کار می‌رود، تماس مستقیم لوله مکش و لوله موئین است. این روش در شکل ۴۹-۵ نشان داده شده است.

مثال ۶-۵. اگر در مثال ۴-۵ با نصب یک مبدل حرارتی مطابق شکل ۴۷-۵ دمای مایع خروجی از کندانسور را به  $30^{\circ}\text{C}$  کاهش دهیم؛

الف- دیاگرام P-h سیکل را رسم کنید.

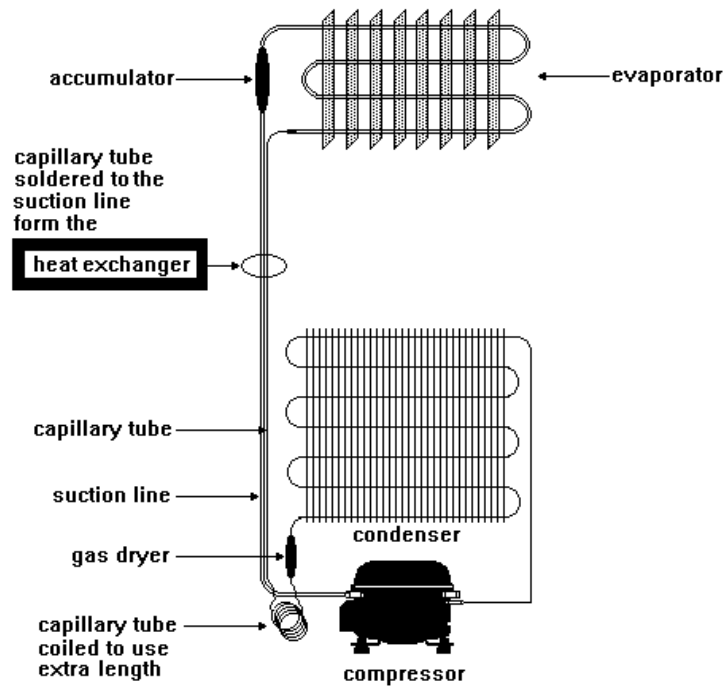
ب- دبی جرمی مبرد مورد نیاز چقدر است؟

ج- توان مصرفی کمپرسور چقدر است؟

د- ظرفیت کندانسور مورد نیاز چقدر است؟

ه- EER، COP و hp/ton را محاسبه کنید.

و- دمای مبرد ورودی به کمپرسور و خروجی از آن را به دست آورید.



شکل ۴۹-۵. نحوه اتصال لوله موئین به لوله مایع در سیستم‌های برودتی کوچک مانند یخچال.

**حل:** بار برودتی مورد نیاز با توجه به مثال قبل  $2/93\text{KW}$  است.  
 الف- رسم دیاگرام سیکل ایده‌آل بر روی دیاگرام P-h به دانشجویان واگذار می‌شود.  
 شما می‌توانید با رسم دیاگرام اعداد خود را با مقادیر زیر مقایسه کنید.  
 ب- برای محاسبه دبی جرمی مبرد و سایر پارامترها در بخش‌های بعد به مقادیر انتالیی نقاط نشان داده شده در شکل ۴۸-۵ نیاز داریم. با مراجعه به جداول و یا دیاگرام P-h این مقادیر عبارت‌اند از:

$$h_1 = 249/9 \text{ KJ/Kg}$$

$$h_2 = 262/9 \text{ KJ/Kg}$$

$$h_{2'} = 293/7 \text{ KJ/Kg}$$

$$h_{3'} = h_{4'} = 81/25 \text{ KJ/Kg}$$

دقت کنید در صورت استفاده از دیاگرام P-h برای به دست آوردن مقادیر انتالیی



مایع و بخار بعد از مبدل باید به طریق زیر عمل کنید:

- ابتدا از نقطه ۳ که دمای آن  $40^{\circ}\text{C}$  است به میزان  $10^{\circ}\text{C}$  به سمت چپ حرکت

کرده تا مشخصات نقطه ۳' به دست آید.

- مقدار اختلاف انتالپی این دو نقطه را به دست آورید.

- به همین مقدار در فشار ثابت به انتالپی نقطه ۱ اضافه کنید تا موقعیت نقطه ۱'

به دست آید.

- سایر مراحل رسم دیاگرام مانند قبل است.

به این ترتیب دبی جرمی مورد نیاز با توجه به اثر تبرید جدید برابر است با:

$$\dot{m} = \frac{Q_e}{h_1 - h_{1'}} = \frac{2/93}{249/9 - 81/25} = 0.174 \text{ Kg/S}$$

ج- توان کمپرسور برابر است با:

$$W = \dot{m}(h_{2'} - h_{2'}) = 0.174(293/7 - 262/9) = 0.536 \text{ KW}$$

د- ظرفیت کندانسور برابر است با:

$$Q_C = \dot{m}(h_{2'} - h_{3'}) = 0.174(293/7 - 94/27) = 3/470 \text{ KW}$$

ه- با استفاده از تعاریف قبلی داریم:

$$\text{COP}_R = \frac{Q_e}{W} = \frac{2/93}{0.536} = 5/47$$

$$\text{EER} = 3/412 \text{ COP}_R = 3/412 \times 5/55 = 18/66$$

$$\frac{\text{hp}}{\text{ton}} = \frac{4/72}{\text{COP}_R} = \frac{4/72}{5/47} = 0.86$$

و- با استفاده از دیاگرام یا جداول اشباع مبرد داریم:

$$T_v = 18^{\circ}\text{C}$$

$$T_{v'} = 76/5^{\circ}\text{C}$$

همان‌طور که می‌بینیم به ازای  $10^{\circ}\text{C}$  مادون سرد کردن مایع مبرد در خط مایع،

بخار خروجی از اوپراتور،  $18^{\circ}\text{C}$  مافوق گرم شده است. البته همان‌طور که در

جدول ۵-۵ نیز نشان داده شد، این نسبت برای هر یک از مبردها متفاوت است.

با توجه به اعداد به دست آمده از این مثال تنها مزیت استفاده از مبدل حرارتی در

این سیستم اطمینان از عدم ورود مایع به داخل کمپرسور است. البته این نتیجه‌گیری تنها در مورد مبردی همچون R-۲۲ صحت دارد و در مورد برخی مبردهای دیگر چون R-۱۳۴a یا R-۱۲ صحیح نیست.

در مبدل حرارتی خط مایع- مکش مادون سرد کردن مایع خروجی از کندانسور و مافوق گرم کردن بخار ورودی به کمپرسور به‌طور همزمان صورت می‌گیرد. روش‌های دیگری نیز وجود دارند که تنها برای مادون سرد کردن مایع خروجی از کندانسور به‌کار می‌روند. از جمله این روش‌ها می‌توان به استفاده از یک سیستم تبرید دیگر یا استفاده از یک برج خنک‌کن اشاره کرد.

### ۹-۵. سیکل تبرید واقعی

در یک سیکل تبرید واقعی تفاوت‌هایی با آنچه که در سیکل ایده‌آل فرض کردیم وجود دارد. از جمله این تفاوت‌ها می‌توان به افت فشار در لوله‌ها، اتصالات و مبدل‌ها و جذب یا دفع حرارت بین مبرد و محیط اشاره کرد. همچنین فرایند تراکم که به صورت ایزنتروپیک فرض شده بود، در عمل به صورت پلی‌تروپیک همراه با اصطکاک و انتقال حرارت است. در شکل‌های ۵-۵ و ۵-۵ دی‌اگرام P-h و T-s یک سیکل تبرید واقعی رسم شده است. فرایندهای نشان داده شده عبارت‌اند از:

فرایند ۱c-۱d: مافوق گرم شدن مبرد در اوپراتور

فرایند ۱b-۱c: جذب حرارت از محیط و مافوق گرم شدن آن

فرایند ۱a-۱b: افت فشار در لوله مکش

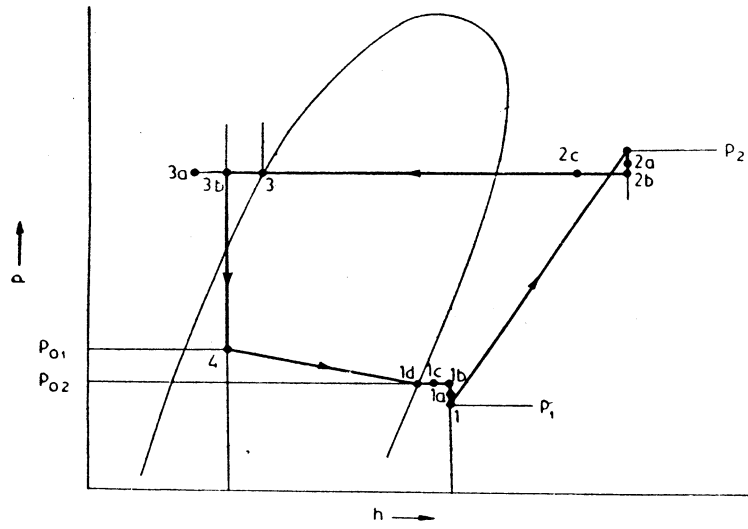
فرایند ۱a-۱: افت فشار در سوپاپ مکش کمپرسور

فرایند ۱-۲: فرایند تراکم پلی‌تروپیک در کمپرسور

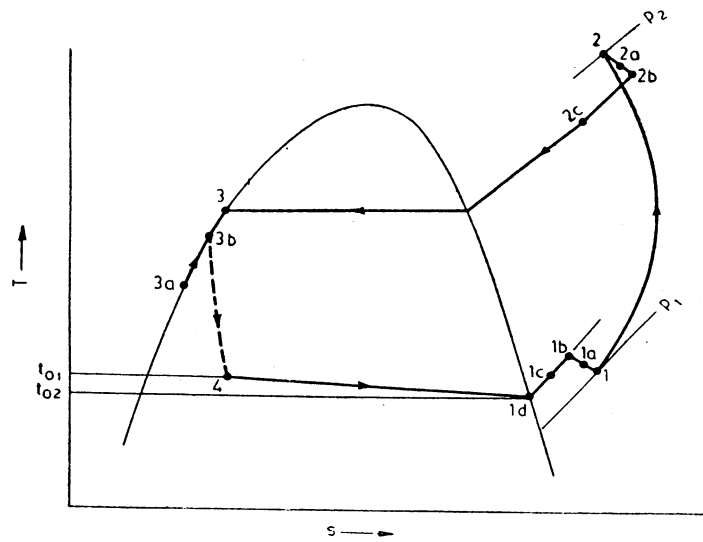
فرایند ۲a-۲: افت فشار در سوپاپ رانش کمپرسور

فرایند ۲b-۲a: افت فشار در لوله رانش

فرایند ۲c-۲b: تلفات حرارتی و کاهش دمای مبرد در لوله رانش



شکل ۵-۵۰. دیاگرام P-h سیکل واقعی.



شکل ۵-۵۱. دیاگرام T-s سیکل واقعی.

فرایند ۲c-۳: کاهش دما و تقطیر در کندانسور

فرایند ۳-۳a: مادون سرد شدن مبرد در کندانسور یا مبدل حرارتی

فرایند ۳a-۳b: جذب حرارت مبرد در مسیر لوله مایع

فرایند ۴-۳b: کاهش فشار و دمای مبرد در شیر انبساط یا لوله موئین

فرایند ۱d-۴: افت فشار در اوپراتور

همان‌طور که در شکل مشاهده می‌شود، افت فشار اوپراتور به مراتب قابل ملاحظه‌تر از کندانسور است. در واقع افت فشار در اوپراتور به دو دلیل اتفاق می‌افتد. دلیل اول افت فشار ناشی از اصطکاک است. دلیل دوم آن است که با تبخیر مبرد حجم آن افزایش یافته و به تناسب سرعت آن نیز زیاد می‌شود. این افزایش سرعت به افت فشار مضاعفی منجر می‌شود که به افت فشار ممتد موسوم است. در کندانسور، افت فشار اصطکاکی و افت فشار ممتد در خلاف جهت هم عمل می‌کنند، به گونه‌ای که حتی در شرایط خاصی ممکن است فشار در طول کندانسور اندکی زیاد شود.

با توجه به کاهش دمای مبرد در طول اوپراتور، همان‌طور که در شکل مشخص است دمای مبرد از  $t_{01}$  در ورودی به  $t_{02}$  در خروجی کاهش می‌یابد. البته دمای متوسط مبرد در طول اوپراتور را می‌توان ثابت فرض کرد. یکی از نکات منفی کاهش فشار در اوپراتور آن است که این امر باعث افزایش حجم مخصوص گاز ورودی به کمپرسور و در نتیجه کاهش دبی جرمی آن می‌شود.

### ۵-۱. سیستم‌های تبرید دو مرحله‌ای

سیکل تبرید تراکمی که در بخش‌های قبل بررسی شد به سیکل تبرید یک مرحله‌ای<sup>۱</sup> موسوم است. همان‌طور که در بخش ۵-۲ توضیح داده شد، کارایی یک سیستم تبرید تابعی از دماهای تبخیر و تقطیر یا اختلاف دمای این دو دما<sup>۲</sup> است. با افزایش این اختلاف میزان  $COP_R$  کاهش یافته و  $HP/ton$  افزایش می‌یابد. اما در برخی کاربردها به دماهای پایین یا اختلاف دمای زیاد بین دمای تبخیر و دمای تقطیر نیاز است. در این بخش، مشکلات حاصل و روش‌هایی که برای حل آن وجود دارد را مورد بررسی قرار می‌دهیم.

1. Single Stage

2. Temperature Lift

### ۵-۱۰-۱. مشکلات ناشی از افزایش اختلاف دمای تبخیر و تقطیر

افزایش نسبت تراکم کمپرسور: هرچه اختلاف دمای تبخیر و تقطیر بیشتر شود، نسبت تراکم مورد نیاز برای کمپرسور نیز بیشتر می‌شود. افزایش نسبت تراکم باعث کاهش راندمان حجمی کمپرسور و افزایش دمای گاز خروجی آن می‌گردد. در جدول زیر نسبت تراکم کمپرسور یک سیستم تراکمی به ازای دمای تقطیر  $50^{\circ}\text{C}$  و در دو دمای تبخیر متفاوت مقایسه شده است.

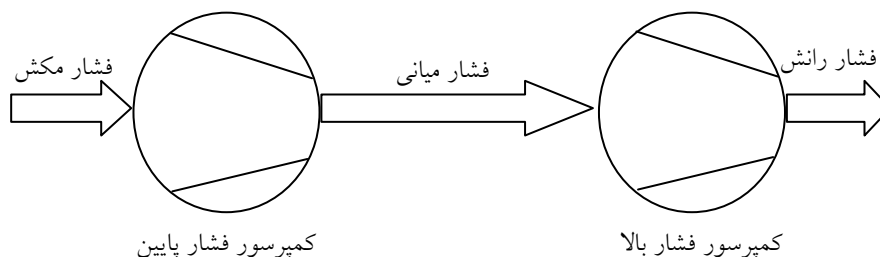
جدول ۶-۵. مقایسه نسبت تراکم مورد نیاز در مبردهای مختلف

مبرد	$T_e = -20^{\circ}\text{C}$ , $T_c = 50^{\circ}\text{C}$			$T_e = -40^{\circ}\text{C}$ , $T_c = 50^{\circ}\text{C}$		
	$P_e$ (bara)	$P_c$ (bara)	r	$P_e$ (bara)	$P_c$ (bara)	R
R۲۲	۲/۴۴۸	۱۹/۴۲۳	۷/۹۳۴	۱/۰۴۹	۱۹/۴۲۳	۱۸/۵۱۶
R۵۰۲	۲/۹۱۰	۲۱/۰۱۳	۷/۲۲۱	۱/۲۹۶	۲۱/۰۱۳	۱۶/۲۱۴
R۴۰۴A	۳/۰۲۷	۲۲/۹۵۳	۷/۵۸۳	۱/۳۳۰	۲۲/۹۵۳	۱۷/۲۵۸
R۵۰۷	۳/۱۷۹	۲۳/۸۱۶	۷/۴۹۲	۱/۴۰۸	۲۳/۸۱۶	۱۶/۹۱۵
R۷۱۷	۱/۹۰۱	۲۰/۳۳۱	۱۰/۶۹۵	۰/۷۱۷	۲۰/۳۳۱	۲۸/۳۵۶

مطابق جدول فوق به ازای دمای تقطیر ثابت با کاهش دمای تبخیر، نسبت تراکم (r) افزایش می‌یابد. البته این نسبت تراکم در مبردهای مختلف متفاوت است. با توجه به اینکه حداکثر نسبت تراکم ممکن برای کمپرسورهای سیلندر پیستونی به حدود ۸-۹ محدود می‌شود (در کمپرسورهای پیچی این مقدار می‌تواند بیشتر باشد)، از جدول فوق مشخص است که به ازای Temperature Lift بیشتر از  $70-80$  درجه سانتی‌گراد باید از تراکم دو مرحله‌ای استفاده کرد. برای انجام این امر دو روش ممکن است. روش اول استفاده از دو کمپرسور مطابق شکل ۵-۵۲ است. در این حالت کمپرسور مرحله اول را فشار پایین<sup>۱</sup> یا بوستر و کمپرسور دوم را فشار بالا<sup>۲</sup> می‌نامند. این دو کمپرسور را به ترتیب با علایم اختصاری LP و HP نیز نشان می‌دهند.

1. Low Pressure

2. High Pressure



شکل ۵-۵۲. تراکم دو مرحله‌ای با دو کمپرسور مجزا.

روش دوم استفاده از یک کمپرسور مرکب<sup>۱</sup> یا کمپرسور دو مرحله‌ای<sup>۲</sup> است. در این کمپرسورها تعدادی از سیلندرها به تراکم گاز فشار پایین (مرحله اول تراکم) و سیلندرهایی دیگر به تراکم گاز فشار بالا (مرحله دوم تراکم) اختصاص دارد. از آنجا که حجم گاز در فشار پایین بیشتر است، تعداد سیلندرها (یا حجم جابه‌جا شده) برای گاز فشار پایین بیشتر است. برای مثال، در یک کمپرسور شش سیلندری ممکن است، چهار سیلندر به مرحله فشار پایین و دو سیلندر به مرحله فشار بالا اختصاص یابد (شکل ۶-۱۳).

**افزایش دمای خروجی کمپرسور:** با افزایش اختلاف دمای تبخیر و تقطیر، دمای خروجی کمپرسور نیز افزایش می‌یابد. این افزایش دما در جدول ۵-۷ برای مبردهای مختلف نشان داده شده است (شماره نقاط منطبق با شماره‌گذاری شکل ۵-۳۱ هستند). افزایش دمای فوق می‌تواند باعث آسیب به سوپاپ‌های خروجی کمپرسور، کاهش عمر کمپرسور و تجزیه روغن شود. ساده‌ترین راه برای حل این مشکل خنک کردن گاز مبرد بین دو مرحله تراکم مطابق شکل ۵-۵۳ است.

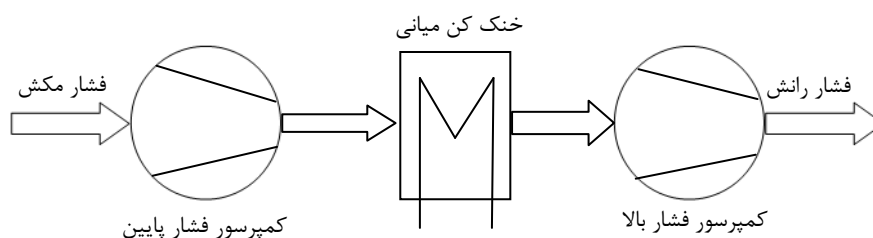
در شکل ۵-۵۴ دیاگرام P-v و P-h دو حالت قبل یعنی شکل‌های ۵-۵۲ و ۵-۵۳ با هم مقایسه شده‌اند. در رسم این دیاگرام فرض شده است که با خنک کردن گاز در مرحله میانی، شرایط نقطه (۳) به شرایط بخار اشباع می‌رسد.

1. Compound

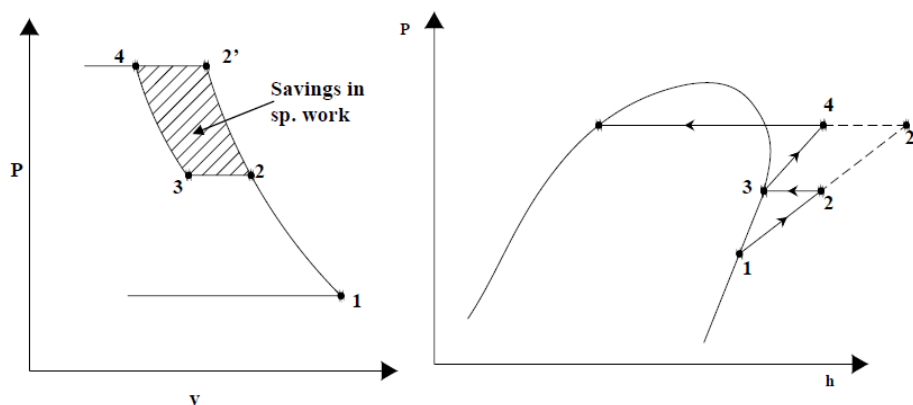
2. Two Stage Compressor

جدول ۷-۵. مقایسه دمای خروجی کمپرسور، COP و حجم مخصوص گاز ورودی کمپرسور

مبرد	$T_e = -20^\circ\text{C}$ , $T_c = 50^\circ\text{C}$			$T_e = -40^\circ\text{C}$ , $T_c = 50^\circ\text{C}$		
	$T_i(^{\circ}\text{C})$	COP	$v_i(\text{M}^3/\text{Kg})$	$T_i(^{\circ}\text{C})$	COP	$v_i(\text{M}^3/\text{Kg})$
R۲۲	۸۴/۷	۲/۵۰۵	۰/۰۹۲۶	۱۰۱/۶	۱/۶۱۹	۰/۲۰۴۱
R۵۰۲	۶۰/۹	۲/۱۳۵	۰/۰۵۹۵	۶۶/۷	۱/۳۰۸	۰/۱۲۸۲
R۴۰۴A	۵۸/۶	۱/۹۲۸	۰/۰۶۴۵	۶۲/۶	۱/۱۴۳	۰/۱۴۰۸
R۵۰۷	۵۷/۱	۱/۹۳۰	۰/۰۶۴۵	۶۰/۹	۱/۱۴۷	۰/۱۳۱۶
R۷۱۷	۱۵۹/۹	۲/۶۷۳	۰/۶۲۵۰	۲۲۰/۵	۱/۷۲۶	۱/۶۶۷۰



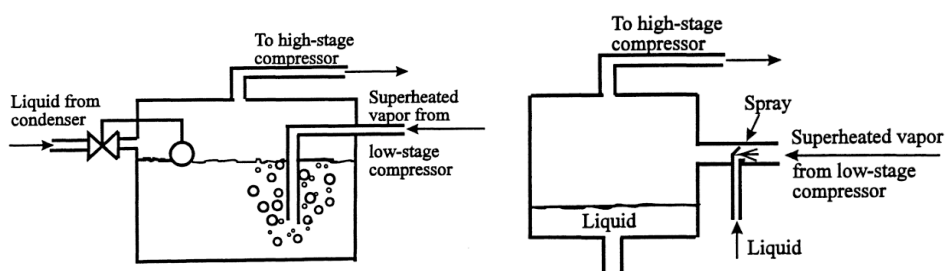
شکل ۵-۳. تراکم دو مرحله‌ای با خنک کن میانی.



شکل ۵-۴. مقایسه دیاگرام P-h و P-v برای تعیین اثر خنک کن میانی.

در دیاگرام P-h فوق، فرایند ۱-۲' نشان‌دهنده تراکم (طی دو مرحله ۱-۲ و ۲'-۲) بدون خنک‌کن میانی (شکل ۵-۵۲) و فرایند ۱-۲-۳-۴ نشان‌دهنده تراکم با خنک‌کن میانی (شکل ۵-۵۳) است. مطابق این شکل مشخص است که با خنک کردن گاز در مرحله میانی دمای گاز خروجی از کمپرسور کاهش می‌یابد، اما خنک کردن بین دو مرحله چگونه انجام می‌شود؟ شاید ساده‌ترین روش انجام این کار توسط یک مبدل حرارتی باشد که با آب خنک شود، اما در سیکل‌های برودتی تراکمی این کار ممکن نیست. از این رو در سیستم‌های برودتی خنک کردن بین دو مرحله معمولاً با مبرد خود سیستم انجام می‌شود. برای انجام این کار دو روش وجود دارد.

روش اول برای خنک کردن گاز بین دو مرحله تراکم پاشش مبرد (اشباع) با دمای پایین‌تر در مسیر گاز است. این روش در سمت راست شکل ۵-۵۵ نشان داده شده است. روش دوم استفاده از یک مخزن خنک‌کن میانی مطابق شکل سمت چپ ۵-۵۵ است. در این روش گاز خروجی از کمپرسور فشار پایین از طریق لوله‌ای به زیر سطح مایع مبرد داخل مخزن فرو برده می‌شود. لوله خروجی گاز به سمت کمپرسور فشار بالا از بالای این مخزن گرفته می‌شود. به این ترتیب هم دمای گاز بین دو مرحله کاهش یافته و هم از ورود مایع احتمالی به کمپرسور فشار بالا جلوگیری می‌شود. البته در این روش به علت آنکه انتهای لوله ورودی از کمپرسور فشار پایین باید در داخل مایع غوطه‌ور شود، فشار خروجی این کمپرسور باید به میزان هد استاتیکی مایع بیشتر شود.



شکل ۵-۵۵. روش‌های خنک کردن گاز بین دو مرحله تراکم.



یکی از نکته‌های قابل توجه در دیاگرام P-h آن است که با حرکت به سمت راست در منطقه مافوق گرم، شیب خطوط انتروپی ثابت کاهش می‌یابد؛ برای مثال، در شکل ۵-۵، شیب منحنی ۲'-۲ از منحنی ۴-۳ کمتر است؛ بنابراین، می‌توان انتظار داشت که:

$$(h_4 - h_3) < (h_{2'} - h_2)$$

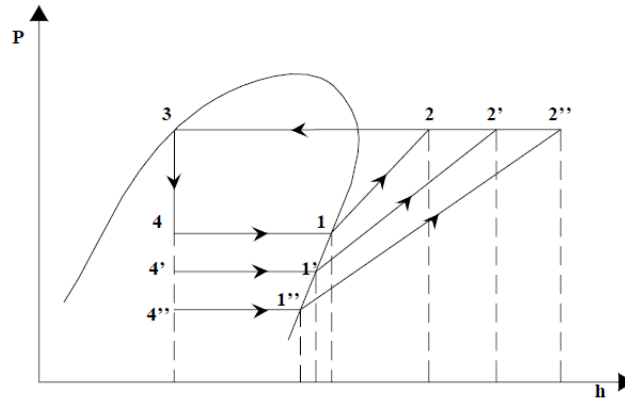
یعنی، توان مصرفی کمپرسور فشار بالا به ازای واحد جرم مبرد در حالتی که از خنک کن میانی استفاده شود کمتر از حالتی است که از خنک کن استفاده نمی‌شود. این امر در دیاگرام P-v شکل فوق نیز مشخص است.

البته در سیستم دو مرحله‌ای، دبی جرمی مبرد کمپرسور فشار بالا افزایش می‌یابد (ناشی از میزان مبردی که برای خنک کردن استفاده شده است) ولی می‌توان نشان داد که در اکثر موارد توان کمپرسور که حاصل ضرب اختلاف انتالپی و دبی جرمی است نیز کم می‌شود.

**افزایش حجم مخصوص گاز ورودی به کمپرسور:** همان‌طور که در جدول ۵-۵ نشان داده شده است، کاهش دمای تبخیر باعث افزایش حجم مخصوص گاز ورودی به کمپرسور می‌شود. همان‌طور که در بخش ۵-۷-۱ نشان داده شد، این امر باعث کاهش کارایی کمپرسور می‌شود. از طرفی چون در سیستم‌های برودتی تراکمی (با مبردهای هالوکربن) خنک کردن کمپرسور با گاز مکش صورت می‌گیرد، با افزایش حجم مخصوص گاز (کاهش دانسیته آن) قدرت خنک‌کنندگی گاز کم می‌شود.

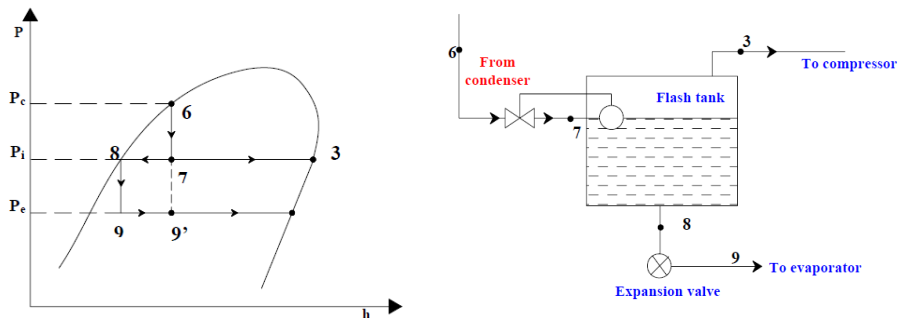
**کاهش اثر تبرید:** یکی دیگر از مشکلات مهمی که در اثر افزایش اختلاف دمای تبخیر و تقطیر به وجود می‌آید، کاهش اثر تبرید است. این امر به وضوح در شکل ۵-۶ نشان داده شده است.

در واقع با انبساط بیشتر مبرد یا کاهش فشار بیشتر آن، درصد بخار (کیفیت) مبرد نیز افزایش می‌یابد. همان‌طور که قبلاً توضیح داده شد، بخار ایجاد شده عملاً کمکی به جذب حرارت در اواپراتور نمی‌کند. برای حل این مشکل دو روش وجود دارد.



شکل ۵-۶. کاهش اثر تبرید به علت کاهش دمای تبخیر.

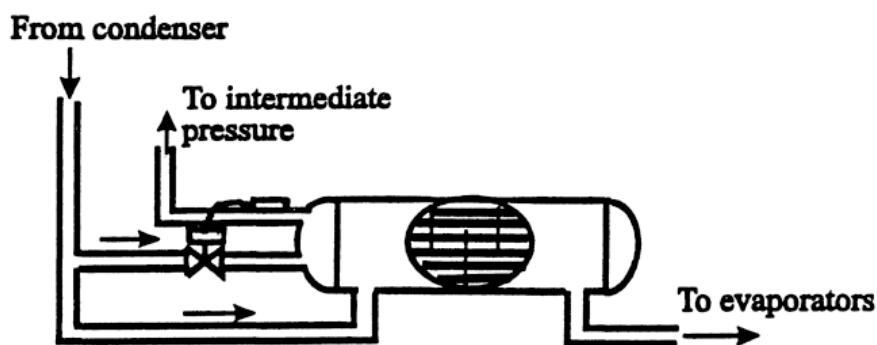
روش اول که در شکل ۵-۵ نشان داده شده، استفاده از یک مخزن جداکننده یا مخزن تبخیر است. در این روش، مبرد پس از عبور از یک شیر انبساط شناوری و کاهش فشار و دما وارد یک مخزن می‌شود. در این مخزن مایع و بخار از هم جدا شده و تنها مایع مبرد به سمت اوپراتور انتقال می‌یابد. بخار مبرد نیز از بالای مخزن وارد کمپرسور می‌شود. مطابق دیاگرام P-h شکل فوق این عمل باعث افزایش درصد مایع ورودی به اوپراتور می‌شود.



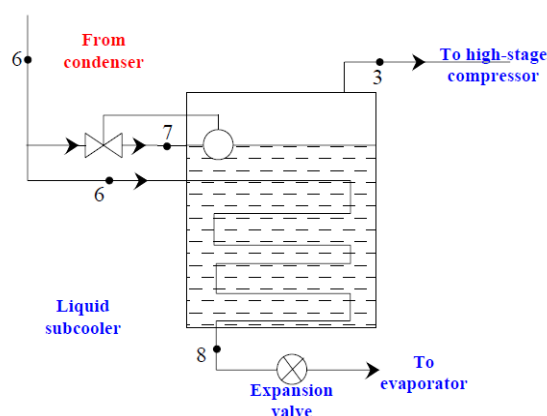
شکل ۵-۷. استفاده از مخزن جدا کننده برای افزایش اثر تبرید.

راه حل دوم استفاده از یک مادون سردکننده است. در این روش مبرد پس از

خروج از کندانسور مجدداً سرد می‌شود تا به میزان دلخواه در محدودهٔ مادون سرد قرارگیرد. در عمل این کار به دو صورت انجام می‌گیرد که در شکل‌های ۵۹-۵ و ۶۰-۵ نشان داده شده‌اند.



شکل ۵۸-۵. مادون سردکردن با استفاده از یک مبدل حرارتی.



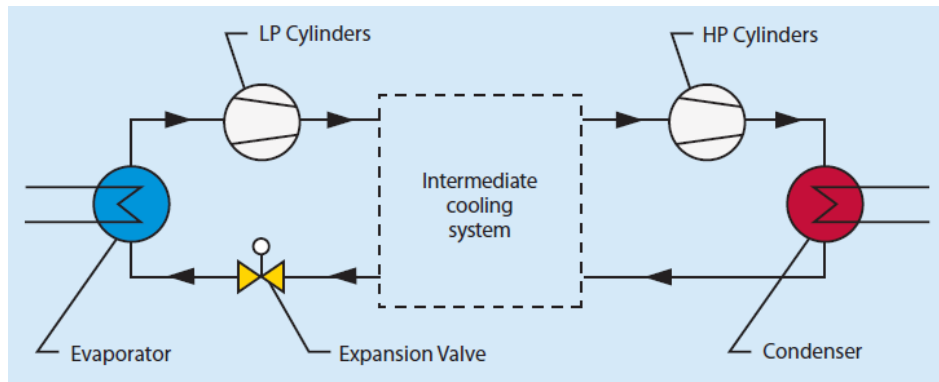
شکل ۵۹-۵. مادون سردکردن با استفاده از کویلی که در مخزن خنک کن میانی قرار دارد.

#### ۵-۱۰-۲. سیکل تبرید دو مرحله‌ای با یک دمای اواپراتور

با توجه به توضیحاتی که در قسمت قبل داده شد، برای کاهش آثار نامطلوب حاصل از اختلاف دمای زیاد بین اواپراتور و کندانسور باید عملیاتی انجام داد تا به هر دو نتیجهٔ زیر به صورت همزمان منجر شود:

- کاهش دمای گاز بین دو مرحلهٔ تراکم؛

- کاهش کیفیت (درصد بخار) ورودی به اوپراتور و در نتیجه افزایش اثر تبرید. البته همان‌طور که می‌بینیم این دو مستقل از هم نیستند. در شکل ۶۰-۵ یک سیکل ساده دو مرحله‌ای نشان داده شده است. قسمت میانی که با Intermediate Cooling System مشخص شده می‌تواند به شکل‌های مختلفی باشد که در شکل ۶۱-۵ نشان داده شده است.

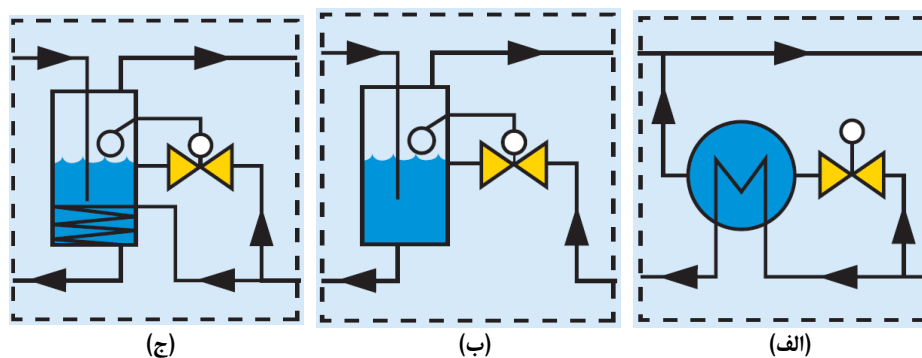


شکل ۶۰-۵. یک سیکل دو مرحله‌ای.

روش‌های نشان داده شده در شکل ۶۱-۵ در واقع ترکیبی از حالت‌های توضیح داده شده در قبل است. برای مثال، در حالت (الف) که به Injection interstage gas and liquid cooling موسوم است از روش نشان داده شده در سمت راست شکل ۵۵-۵ برای خنک کردن میانی و از روش نشان داده شده در شکل ۵۸-۵ برای مادون سرد کردن مایع استفاده شده است. مطابق این شکل، بخشی از مبرد خروجی کندانسور پس از عبور از یک شیر انبساط وارد یک مبدل حرارتی می‌شود. به علت کاهش دما، این مبرد می‌تواند باعث مادون سرد کردن سیال مسیر خط مایع و سپس خنک کردن گاز بین دو مرحله تراکم شود. به این ترتیب هر دو خواسته؛ یعنی، مادون سرد کردن مبرد خط مایع و خنک کردن گاز بین دو مرحله تراکم به‌طور همزمان انجام می‌شود. از این روش معمولاً در سیستم‌های تبرید دو مرحله‌ای با مبردهای HCFC و HFC استفاده می‌شود. لازم به ذکر است که در عمل همیشه انشعاب مسیر مبرد از زیر خط لوله مایع (در صورتی که افقی باشد) گرفته می‌شود.

روش نشان داده شده در شکل (ب) به Open flash interstage cooling موسوم است. در این روش ترکیبی از روش نشان داده در سمت چپ شکل ۵۵-۵ برای خنک کردن میانی و از روش نشان داده شده در شکل ۵۷-۵ برای افزایش اثر تبرید استفاده شده است. با آنکه از نظر ترمودینامیکی راندمان این روش بیشتر از حالت قبل است، ولی دقت کنید که فشار مایع خروجی از مخزن نسبت به فشار کندانسور کاهش یافته است. معمولاً از این روش در سیستم‌های تبرید دو مرحله‌ای با مبرد آمونیاک استفاده می‌شود، ولی برای انتقال مبرد به اوپراتورها از پمپ استفاده می‌شود.

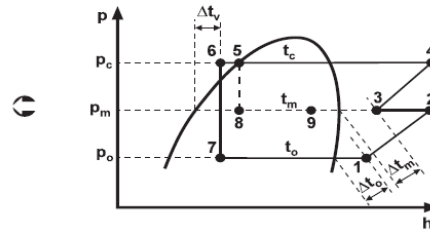
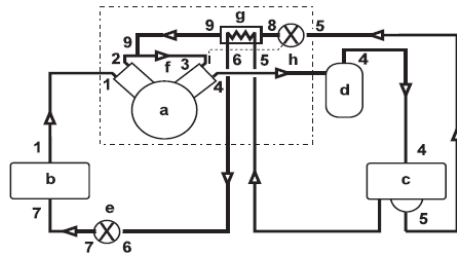
روشی که در شکل (ج) نشان داده شده ترکیبی از دو روش قبل است که در آن از روش نشان داده در سمت چپ شکل ۵۵-۵ برای خنک کردن میانی و از روش نشان داده شده در شکل ۵۹-۵ برای افزایش اثر تبرید (مادون سرد کردن مبرد) استفاده شده است. در این روش که به Closed flash interstage cooling موسوم است، برخلاف حالت قبل فشار مبرد خط مایع پس از کاهش دما، کم نمی‌شود (با صرف نظر کردن از اتلافات مسیر). از این روش نیز معمولاً در سیستم‌های تبرید با مبرد آمونیاک استفاده می‌شود.



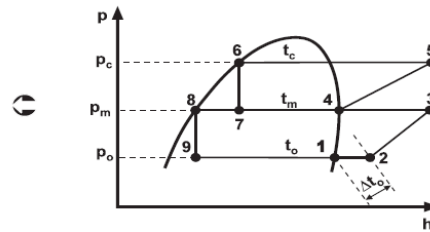
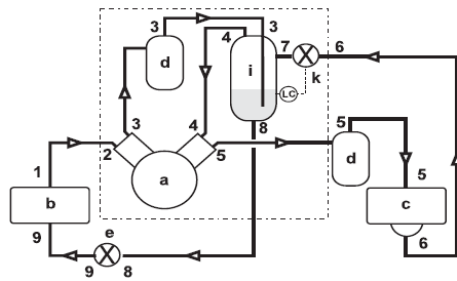
شکل ۶۱-۵. حالت‌های مختلف ممکن برای قسمت میانی شکل.

در شکل ۶۲-۵ سیکل کامل دو مرحله‌ای و دیاگرام‌های P-h مربوط به ترتیب

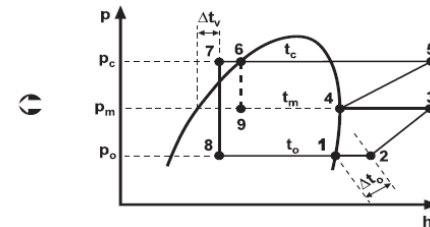
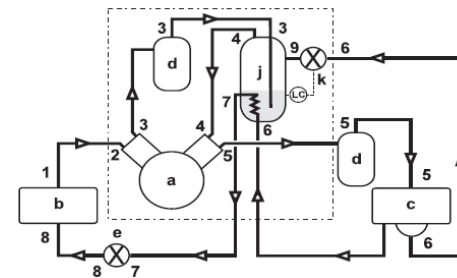
برای حالت‌های (الف) تا (ج) رسم شده‌اند.



الف - Injection interstage gas and liquid cooling



ب - Open flash interstage cooling



ج - Closed flash interstage cooling

شکل ۵-۶۲. انواع سیکل‌های دو مرحله‌ای.

a - کمپرسور، b - اواپراتور، c - کندانسور، d - جداکننده روغن، e - شیر انبساط اصلی، f - لوله رابط بین کمپرسور فشار پایین و فشار بالا، g - مادون سردکننده، h - شیر انبساط ترمواستاتیک، i - مخزن جداکننده، j - مخزن جداکننده و مادون سردکننده، k - شیر انبساط شناوری.

در تمام این شکل‌ها به دلیل سادگی فرض شده که کمپرسور مورد استفاده از نوع دو مرحله‌ای است. در عمل به جز حالت (الف) که برای میردهای هالوکربن استفاده می‌شود، معمولاً در دو روش دیگر از کمپرسورهای مجزا (کمپرسور فشار پایین و کمپرسور فشار بالا) استفاده می‌شود.

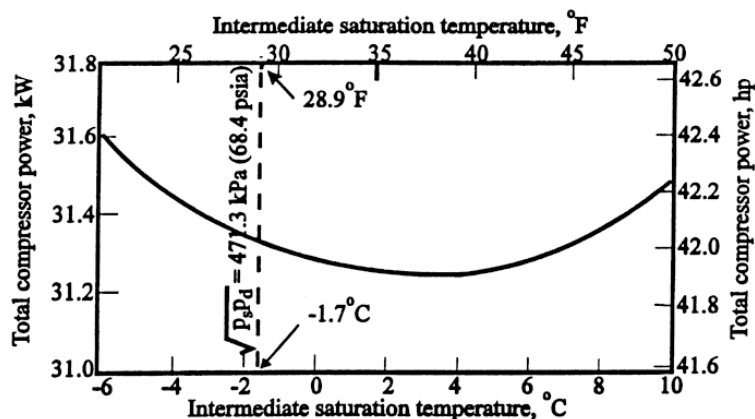
### ۵-۱۰-۳. فشار مرحله میانی

انتخاب فشار مرحله میانی بر مصرف توان کمپرسورهای فشار بالا و فشار پایین اثر مستقیم دارد. در شکل ۶۳-۵ اثر انتخاب فشار میانی بر توان مصرفی کل یک سیستم دو مرحله‌ای با مبرد R۲۲ با ظرفیت ۱۰۰KW، دمای تقطیر  $35^{\circ}\text{C}$  و دمای تبخیر  $30^{\circ}\text{C}$  - رسم شده است. مطابق این شکل، منحنی دارای یک نقطه بهینه فشار میانی است که در آن توان مصرفی کمپرسورها حداقل خواهد بود. با انجام محاسبات ترمودینامیکی برای گاز ایده‌آل می‌توان اثبات کرد که فشار میانی بهینه در یک سیستم تراکم دو مرحله‌ای برای حصول توان حداقل برابر است با:

$$P_m = \sqrt{P_e P_c} \quad \text{رابطه ۱۷-۵}$$

که در آن  $P_m$  فشار میانی،  $P_e$  فشار اوپراتور و  $P_c$  فشار کندانسور هستند. در شکل ۶۳-۵ مقادیر فشار میانی بهینه که از رابطه قبل به دست آمده نیز به صورت خط عمودی رسم شده است. با وجود آنکه به نظر می‌رسد، مقدار بهینه حاصل از رابطه ۱۷-۵ با مقدار به دست آمده از منحنی متفاوت است، ولی معمولاً به علت شیب نسبتاً کم منحنی در اطراف نقطه بهینه، این اختلاف قابل توجه نیست.

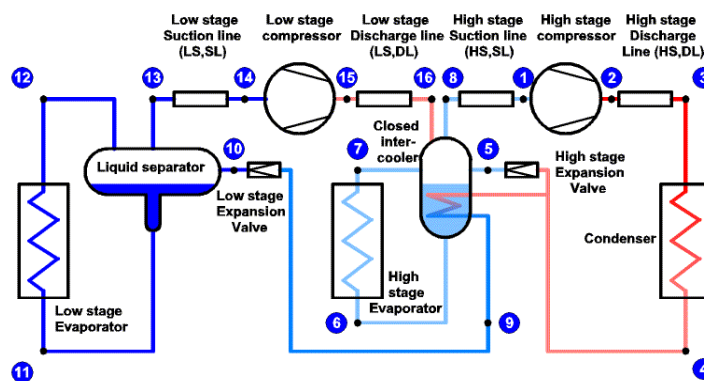
ذکر این نکته ضروری است که در برخی از سیستم‌های دو مرحله‌ای، انتخاب فشار میانی تابع دمای مرحله میانی (که می‌تواند برای یک اوپراتور در دمای میانی به کار رود) است. در این صورت انتخاب فشار میانی تابع دمای مورد نظر خواهد بود. این نوع سیستم‌ها در قسمت بعد بررسی می‌شوند.



شکل ۵-۶۳. اثر انتخاب فشار میانی بر توان مصرفی کمپرسور یک سیستم دو مرحله‌ای.

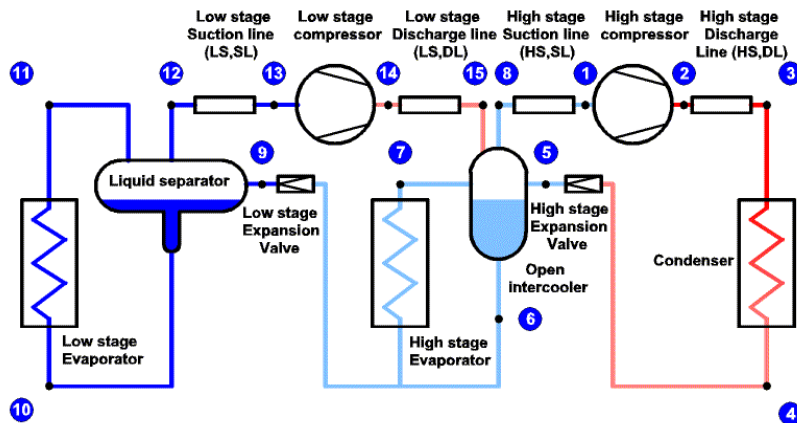
#### ۵-۱۰-۴. سیکل تبرید دو مرحله‌ای با چند دمای اوپراتور

در یک سردخانه ممکن است به ایجاد دماهای متفاوت جهت نگهداری مواد منجمد و میوه نیاز باشد. این امر با استفاده از سیستم‌های دو مرحله‌ای به سادگی ممکن است. البته حصول دماهای متفاوت، بدون استفاده از سیستم‌های دو مرحله‌ای نیز میسر است که در فصل بعد به آن اشاره خواهد شد. در شکل‌های ۵-۶۴ و ۵-۶۵ نمونه‌هایی از سیکل‌های دو مرحله‌ای با دو دمای اوپراتور مختلف نشان داده شده است.



شکل ۵-۶۴. سیستم دو مرحله‌ای با دو دمای اوپراتور با مخزن جداکننده و مادون سردکننده.





شکل ۶۵-۵. سیستم دو مرحله‌ای با دو دمای اواپراتور با دو مخزن جداکننده.

### ۵-۱۰-۵. تجزیه و تحلیل ترمودینامیکی سیکل تبرید با استفاده از دیاگرام P-h

تحلیل ترمودینامیکی سیکل دو مرحله‌ای نیز مانند سیکل‌های یک مرحله‌ای است که در بخش ۷-۵ توضیح داده شد. تنها تفاوت اصلی در این سیکل آن است که دبی مبرد در کل سیکل با هم مساوی نیست. این امر در مثال زیر نشان داده شده است: مثال ۶۵-۶. در یک سیستم تبرید دو مرحله‌ای با مبرد R507A بار برودتی ۱۰۰KW، دمای تقطیر  $50^{\circ}\text{C}$  و دمای تبخیر  $-40^{\circ}\text{C}$  است. اگر نوع سیستم مشابه قسمت (ب) شکل ۶۲-۵ یعنی از نوع Open flash interstage cooling باشد:

الف- فشار و دمای مرحله میانی را با استفاده از رابطه ۱۷-۵ به دست آورید.

ب- انتالپی تمام نقاط سیکل را به دست آورید.

ج- دبی جرمی هر کمپرسور را به دست آورید.

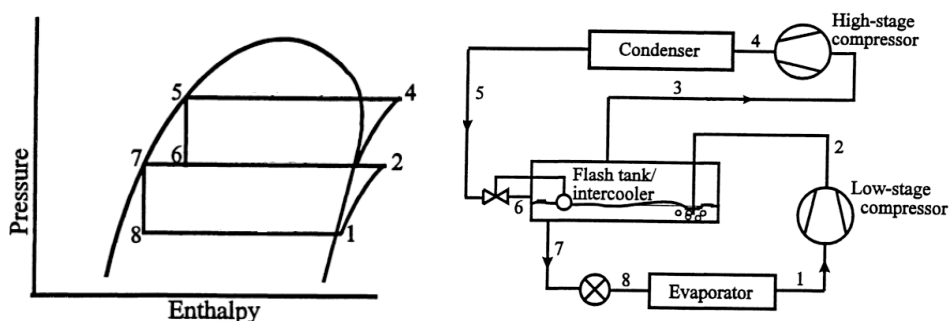
د- توان مورد نیاز هر کمپرسور را به دست آورید.

ه- مقدار کاهش توان مصرفی کل نسبت به یک سیستم مشابه یک مرحله‌ای

چقدر است؟

حل: فرض می‌کنیم که کلیه فرایندها به صورت ایده‌آل باشند. دیاگرام سیکل و

دیاگرام P-h در شکل ۶۶-۵ رسم شده‌اند.



شکل ۶۶-۵. دیاگرام سیکل و دیاگرام P-h سیکل دو مرحله‌ای Open flash interstage cooling.

الف- با استفاده از رابطه ۱۷-۵ فشار میانی برابر است با:

$$P_m = \sqrt{P_e P_c} = \sqrt{1/391 \times 23/816} = 5/76 \text{ bar}$$

و با استفاده از جداول R507A دمای اشباع متناظر برابر  $2/75^\circ\text{C}$  است.

ب- با رسم سیکل بر روی دیاگرام P-h می‌توان انتالی نقطه ۱ تا ۸ را به دست آورد. همچنین می‌توان این مقادیر را از جداول ترمودینامیکی مبرد فوق به دست آورد. انجام این کار با هر دو روش به دانشجو واگذار می‌شود. مقادیر انتالی نقطه فوق در زیر نوشته شده است:

نقطه	۱	۲	۳	۴	۵	۶	۷	۸
انتالی (KJ/Kg)	۳۴۵/۹۷	۳۷۴/۳۹	۳۶۲/۰۸	۳۹۰/۲۹	۲۶۸/۲۱	۲۶۸/۲۱	۱۹۶/۶۳	۱۹۶/۶۳

ج- دبی جرمی کمپرسور فشار پایین برابر دبی است که از اواپراتور عبور می‌کند؛

بنابراین، مقدار آن برابر است با:

$$\dot{m}_1 = \frac{100 \text{ KW}}{(h_1 - h_8)} = \frac{100}{(345/97 - 196/63)} = 0/670 \text{ Kg/s}$$

دبی جرمی مبرد کمپرسور فشار بالا؛ یعنی  $\dot{m}'_2$  را می‌توان با نوشتن معادله بقای

جرم و انرژی برای مخزن خنک‌کن میانی به دست آورد. معادله بقای جرم عبارت

است از:

$$\dot{m}_v + \dot{m}_r = \dot{m}_v + \dot{m}_r$$

مقدار  $m'_1$  قبلاً به دست آورده شده بود.

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_r = \dot{m}_v$$

معادله بقای انرژی عبارت است از:

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_r h_r = \dot{m}_v h_v + \dot{m}_r h_r$$

همان‌طور که از شکل مشخص است  $\dot{m}_1 = \dot{m}_r$ ؛ بنابراین، معادله بقای انرژی

به صورت زیر در می‌آید:

$$\dot{m}_r h_1 + \dot{m}_r h_r = \dot{m}_v h_v + \dot{m}_r h_r$$

با جایگذاری مقادیر پارامترها در رابطه فوق خواهیم داشت:

$$\dot{m}_r = 1/268 \text{ Kg/s}$$

د- توان مصرفی کمپرسورها برابر است با:

$$0/670(374/39 - 345/97) = 19/04 \text{ KW} \quad \text{کمپرسور فشار پایین}$$

$$1/268(390/29 - 362/08) = 35/77 \text{ KW} \quad \text{کمپرسور فشار بالا}$$

و توان کل مصرفی برابر است با  $54/81 \text{ KW}$ :

ه- می‌توان اثبات کرد که توان مورد نیاز برای یک سیستم یک مرحله‌ای با دمای

تقطیر  $50^\circ\text{C}$  و دمای تبخیر  $40^\circ\text{C}$  برابر  $76/37 \text{ KW}$  است؛ بنابراین، مقدار کاهش

در توان مصرفی در اثر دو مرحله‌ای کردن سیستم برابر است با:

$$\frac{76/37 - 54/81}{76/37} = \%28/2$$

## مسائل

۱. مثال ۱-۵ را برای فشارهای خروجی  $0/5$ ،  $1/5$  و ۲ بار مطلق حل و نتایج را با هم مقایسه کنید.
۲. همین محاسبات را با مبرد R۲۲ و آمونیاک انجام داده و نتایج را در جدولی بنویسید و با هم مقایسه کنید.
۳. در اوپراتور یک سیستم برودتی نمی‌توان از تمام گرمای نهان تبخیر مبرد استفاده کرد. چرا؟
۴. در شکل ۴-۵ تا وقتی که مایع داخل مخزن تمام نشود دمای آن چقدر است؟ بعد از تمام شدن مایع چگونه است؟
۵. برخی از کولرهای گازی قابل حمل می‌توانند در داخل اتاق قرار گیرند. به نظر شما در این دستگاه‌ها از چه روشی برای دفع حرارت کندانسور به خارج استفاده می‌شود؟
۶. حداکثر COP تئوری برای یک سیکل تبرید که بین دماهای تقطیر و تبخیر به ترتیب  $50$  و  $5$  - درجه سانتی‌گراد کار می‌کند چقدر است؟
۷. مثال ۴-۵ را برای مبردهای R۱۳۴a، R۴۰۷C و R۴۱۰A حل کرده و نتایج را با هم مقایسه کنید.
۸. مثال ۶-۵ را برای مبرد R۱۳۴a حل کرده و نتایج حاصل را با نتایج مثال فوق مقایسه کنید.
۹. چرا در سیستم‌های دو مرحله‌ای نمی‌توان از آب برای خنک‌کردن مبرد بین دو مرحله تراکم استفاده کرد؟
۱۰. در یک سیستم تبرید آمونیاکی، دمای تبخیر  $16$ - و دمای تقطیر  $50$  درجه سانتیگراد است. با فرض سیکل ایده‌آل پارامترهای زیر را به دست آورید:  
الف- اثر تبرید  
ب- دبی جرمی به ازای هر کیلو وات ظرفیت برودتی  
ج- توان مصرفی کمپرسور به ازای هر کیلو وات ظرفیت برودتی  
د- ضریب عملکرد سیستم

۱۱. اگر در مسئله قبل از یک سیستم دو مرحله‌ای مطابق شکل ۵-۶۲-ب استفاده شود که فشار مرحله میانی آن ۵/۳۴۶bar است، مراحل (ج) و (د) را مجدداً محاسبه و نتایج را با هم مقایسه کنید.

۱۲. درصد افزایش COP در اثر  $1^{\circ}\text{C}$  افزایش در دمای تبخیر و  $1^{\circ}\text{C}$  کاهش در دمای تقطیر را در دو حالت زیر به دست آورید:

الف- دمای تقطیر  $50^{\circ}\text{C}$  و دمای تبخیر  $30^{\circ}\text{C}$

ب- دمای تقطیر  $10^{\circ}\text{C}$  - و دمای تبخیر  $35^{\circ}\text{C}$

### پروژه‌های پیشنهادی

۱. در یخچال منزلتان یا یک وسیله برودتی دیگر در محل کار یا تحصیل یا کولر خودروتان، کمپرسور، کندانسور و اواپراتور آن را تشخیص دهید.

۲. لوله‌های مکش، رانش و مایع یخچال منزلتان یا یک وسیله برودتی دیگر در محل کار یا تحصیل یا کولر خودروتان را تشخیص داده و با دست زدن به لوله‌ها دمای آنها را بررسی کنید. مراقب دمای بالای لوله رانش باشید!

۳. در شکل ۵-۹ برای آب تقطیر شده بر روی کویل اواپراتور چه فکری می‌توان کرد؟

۴. اگر در محل زندگی یا کار خود از کولر گازی استفاده می‌کنید، ظرفیت آن را از کاتالوگ یا برچسب دستگاه تعیین کنید. با استفاده از اطلاعات سازمان بهره‌وری انرژی ایران، رتبه مصرف انرژی کولرتان را بررسی کنید.

۵. در مورد کارایی استفاده از پمپ حرارتی برای گرمایش ساختمان در شهر خود تحقیقی انجام دهید. در صورت امکان مقایسه‌ای بین روش‌های مرسوم گرمایش و پمپ حرارتی برای گرم کردن یک فشار مشخص (مثلاً منزل خودتان) انجام دهید.

۶. تحقیقی در مورد پمپ‌های حرارتی مختلف انجام دهید.

۷. با توجه به تغییر پی‌درپی قوانین زیست محیطی مربوط به کاربرد مبردها، در مورد آخرین قوانین جهانی وضع شده در این زمینه تحقیقی انجام دهید.

۸. آخرین وضعیت کاربرد مبردها در سیستم‌های برودتی خانگی مانند: یخچال و فریزر و قوانین موجود در این زمینه در ایران را بررسی کنید.
۹. آخرین وضعیت کاربرد مبردها در سیستم‌های تهویه مطبوع و قوانین موجود در این زمینه در ایران را بررسی کنید.
۱۰. آخرین وضعیت کاربرد مبردها در سردخانه‌ها و قوانین موجود در این زمینه در ایران را بررسی کنید.
۱۱. آخرین وضعیت کاربرد مبردها در خودروها و قوانین موجود در این زمینه در ایران را بررسی کنید.
۱۲. با مراجعه به مراکز فروش مبردها در شهر خود، قیمت مبردهای مختلف را با هم مقایسه کنید.
۱۳. در مورد میزان کاهش مصرف انرژی ناشی از مادون سردکردن مبرد در سیستم‌های تبرید به کمک یک سیستم تبرید دیگر که خروجی کندانسور سیستم اصلی را خنک می‌کند، بررسی کنید.
۱۴. با بازدید از یک سردخانه فریونی که دارای سیستم تبرید دو مرحله‌ای است، سیکل آن را بررسی کرده و با روشی که در این کتاب ارائه شده است مقایسه کنید.
۱۵. با بازدید از یک سردخانه آمونیاکی که دارای سیستم تبرید دو مرحله‌ای است، سیکل آن را بررسی کرده و با روشی که در این کتاب ارائه شده است مقایسه کنید.
۱۶. در مورد سیستم‌های تبرید Cascade و کاربرد آنها تحقیق کنید.
۱۷. در مورد سیستم‌های تبرید تراکمی با مبرد CO<sub>2</sub> تحقیق کنید.

## فصل ششم

### سیستم‌های تبرید تراکمی - اجزای سیستم

در این فصل به معرفی اجزای یک سیستم تبرید تراکمی و نحوه انتخاب آنها می‌پردازیم. بخشی از این اجزا در فصل قبل معرفی شدند، ولی در این فصل جزئیات بیشتر آنها، انواع و نحوه انتخاب تجهیزات بررسی می‌شوند.

#### ۶-۱. کمپرسور

کمپرسور در یک سیستم برودتی تراکمی وظیفه مکش گاز از اوپراتور، افزایش فشار و انتقال آن به کندانسور را دارد. کمپرسورها را بر اساس روش عملکرد می‌توان به دو دسته کلی تقسیم کرد که عبارت‌اند از: کمپرسورهای با جابه‌جایی مثبت<sup>۱</sup> و کمپرسورهای دینامیک<sup>۲</sup> یا روتودینامیک. در کمپرسورهای با جابه‌جایی مثبت حجم مشخصی از گاز در فضایی محبوس شده و سپس با کاهش حجم، فشار آن افزایش می‌یابد. انواع کمپرسورهای جابه‌جایی مثبت در شکل ۶-۱ نشان داده شده‌اند.

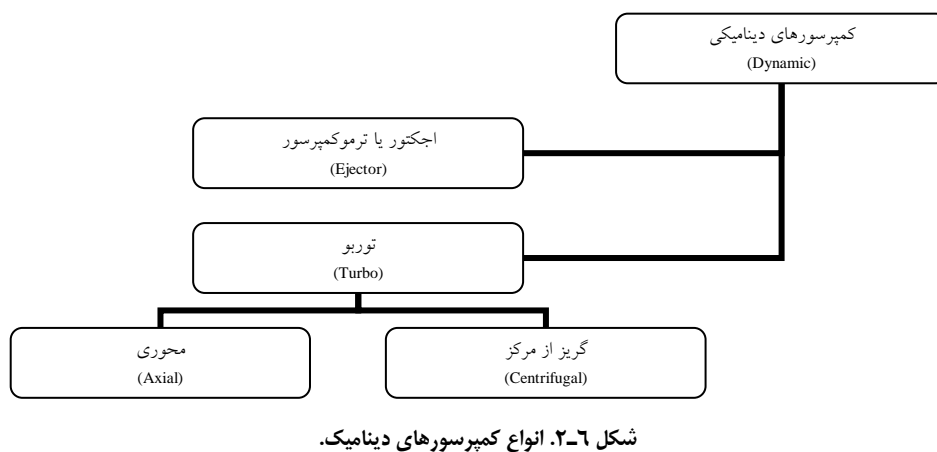
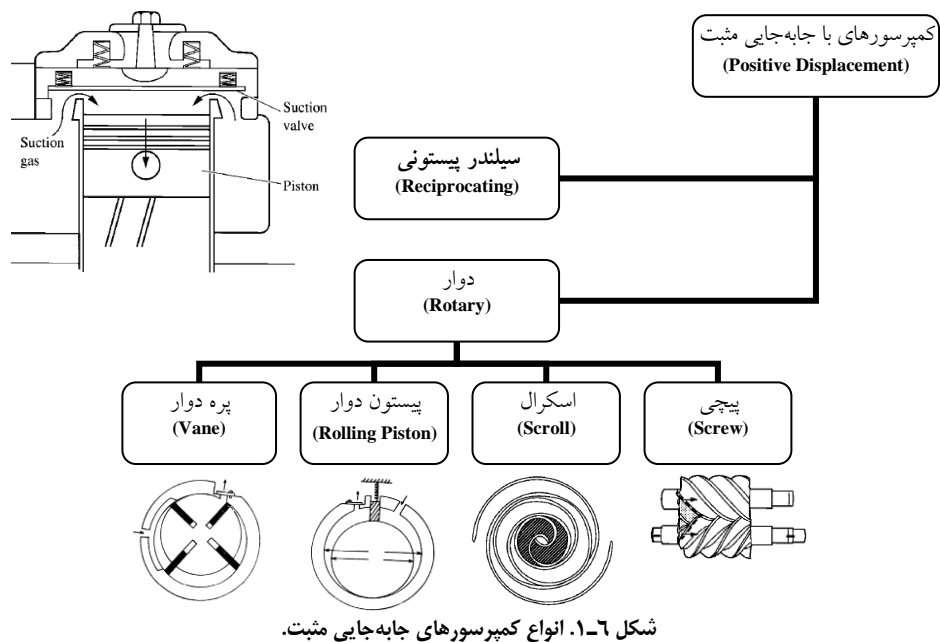
از بین این کمپرسورها، انواع سیلندر پیستونی، پیچی و اسکرال دارای کاربرد بیشتر هستند که در این فصل معرفی می‌شوند.

در کمپرسورهای دینامیک، ابتدا سرعت گاز کم فشار افزایش یافته و سپس به روش‌های متفاوت سرعت فوق کاهش می‌یابد تا به افزایش فشار منجر شود. انواع کمپرسورهای دینامیک در شکل ۶-۲ نشان داده شده‌اند. از بین این کمپرسورها، نوع گریز از مرکز دارای کاربرد بیشتر است که در این فصل معرفی می‌شود.

---

1. Positive Displacement

2. Dynamic



در جدول زیر ظرفیت برودتی کمپرسورهای مختلف با هم مقایسه شده‌اند.

جدول ۶-۱. مقایسه ظرفیت انواع کمپرسور

نوع کمپرسور	سیلندر پیستونی	پیچی	اسکرال	پیستون دوار	پره دوار	گریز از مرکز
ظرفیت (KW)	تا ۱۰۰۰	تا ۶۰۰۰	تا ۱۰۰	تا ۲۲	تا ۳۰۰	تا ۳۶۰۰۰
	۰/۲۵	۷۵	۶/۵	۰/۲۵	۷	۲۷۰

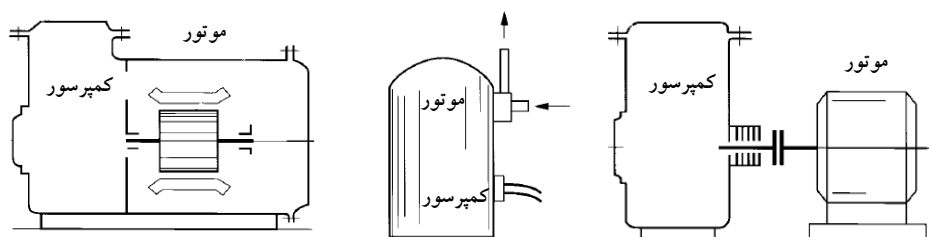


دسته‌بندی دوم کمپرسورها بر اساس نحوه اتصال موتور یا محرک و کمپرسور است. بر این اساس کمپرسورها به سه دسته تقسیم‌بندی می‌شوند که عبارت‌اند از:

**کمپرسور باز<sup>۱</sup>:** در این نوع کمپرسور، مطابق شکل ۳-۶ پوسته موتور و کمپرسور از هم جدا بوده و با تسمه یا کوپلینگ به هم وصل می‌شوند. کاربرد عمده این نوع کمپرسورها در سیستم‌هایی با مبرد آمونیاک و کمپرسورهایی با ظرفیت بالا است.

**کمپرسور بسته<sup>۲</sup>:** این نوع کمپرسور نیز در شکل ۳-۶ نشان داده شده است. در این نوع کمپرسور پوسته موتور و کمپرسور یکی بوده و امکان دسترسی به اجزای داخلی کمپرسور به جز با برش پوسته وجود ندارد. کاربرد این نوع کمپرسورها در سیستم‌های برودتی کوچک است.

**کمپرسور نیمه‌بسته<sup>۳</sup>:** در کمپرسور نیمه‌بسته، مطابق شکل ۳-۶ پوسته موتور و کمپرسور یکی است، ولی امکان دسترسی به اجزای داخلی وجود دارد. این نوع کمپرسورها در ظرفیت‌های کوچک تا بزرگ ساخته می‌شوند و در سیستم‌های تبرید مختلف مانند: سردخانه‌ها و چیلرها استفاده می‌شوند.



شکل ۳-۶. روش‌های اتصال موتور به کمپرسور (از راست به چپ: باز، بسته، نیمه‌بسته).

#### ۱-۱-۶. کمپرسورهای سیلندر پیستونی

کمپرسورهای سیلندر پیستونی مرسوم‌ترین نوع کمپرسورهای تبرید در ظرفیت‌های کوچک و متوسط هستند. همان‌طور که از نام آنها پیدا است، در این

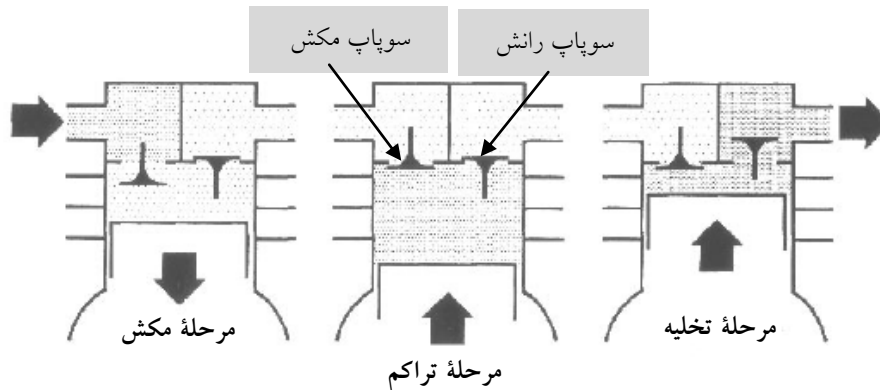
1. Open Compressor
2. Hermetic Compressor
3. Accessible Hermetic (Semi- Hermetic) Compressor

کمپرسورها از یک یا تعدادی سیلندر و پیستون استفاده شده است. پیستون با شاتون به میل لنگ متصل است که آن هم بسته به نوع اتصال موتور و کمپرسور که در شکل ۳-۶ نشان داده شده است به موتور وصل می‌شود.

در شکل ۴-۶ مراحل مکش، تراکم و تخلیه گاز در یک کمپرسور سیلندر پیستونی نشان داده شده است. با حرکت پیستون به سمت پایین فشار داخل سیلندر از فشار مکش کمتر شده و با باز شدن سوپاپ مکش، مبرد وارد سیلندر می‌شود (شکل سمت چپ).

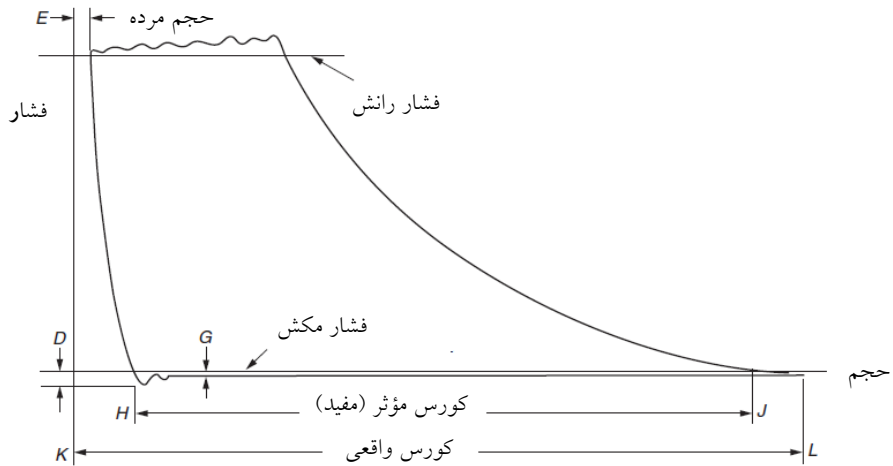
با حرکت پیستون به سمت بالا گاز مبرد در داخل سیلندر فشرده می‌شود (شکل میانی). هرگاه فشار داخل سیلندر از فشار لوله رانش بیشتر شود، سوپاپ رانش باز شده و گاز از این طریق به سمت کندانسور انتقال می‌یابد.

البته باید دقت کرد که بعد از مرحله تخلیه، تمام گاز داخل سیلندر از آن خارج نمی‌شود. به حجم باقی مانده در سیلندر در انتهای مرحله تخلیه (هنگامی که پیستون در نقطه مرگ بالا قرار دارد) حجم مرده<sup>۱</sup> گفته می‌شود. این حجم که در فشار بالا قرار دارد باعث می‌شود که با شروع حرکت پیستون به سمت پایین، ابتدا گاز وارد سیلندر نشود، زیرا ابتدا باید فشار گاز قبلی موجود در سیلندر به میزان فشار مکش کاهش یابد.

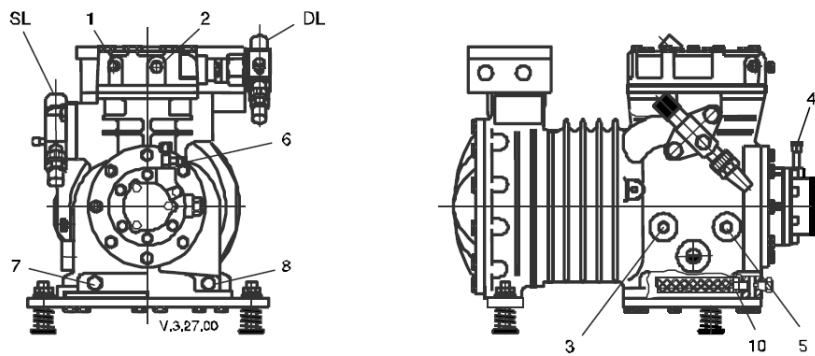


شکل ۴-۶. مراحل مکش، تراکم و تخلیه گاز در کمپرسور سیلندر پیستونی.

در دیاگرام اندیکاتوری کمپرسور که در شکل ۵-۶ رسم شده، حجم مرده نشان داده شده است. نسبت حجم واقعی جابه‌جا شده (HJ) بر حجم جارو شده با کمپرسور (KL) راندمان حجمی نامیده می‌شود. سطح زیر این منحنی برابر کار موردنیاز برای کمپرسور است.

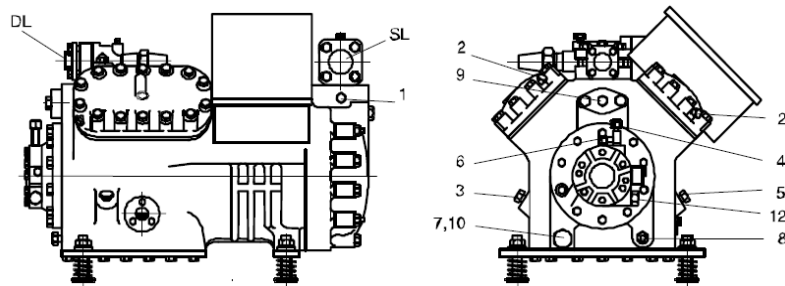


شکل ۵-۶. دیاگرام اندیکاتوری کمپرسور.

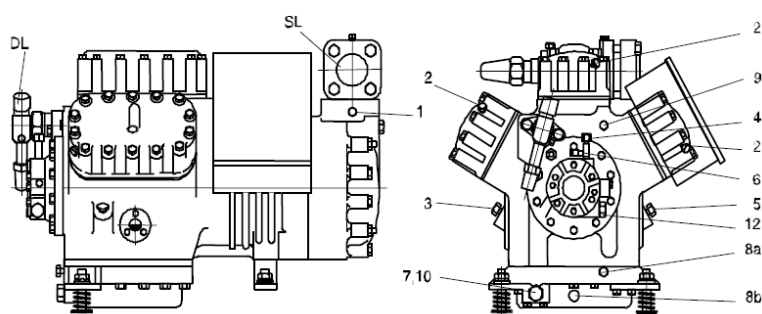


شکل ۶-۶. چیدمان خطی سیلندرها.

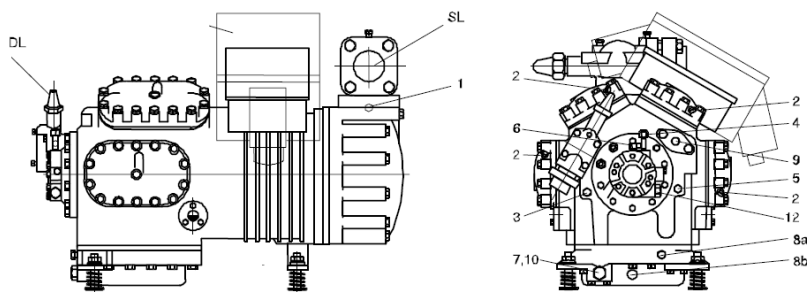
در کمپرسورهای پیستونی، چیدمان سیلندرها می‌تواند به شکل‌های مختلف باشد که مرسوم‌ترین آنها در شکل‌های ۶-۶ تا ۹-۶ نشان داده شده است.



شکل ۶-۷. چیدمان V شکل.

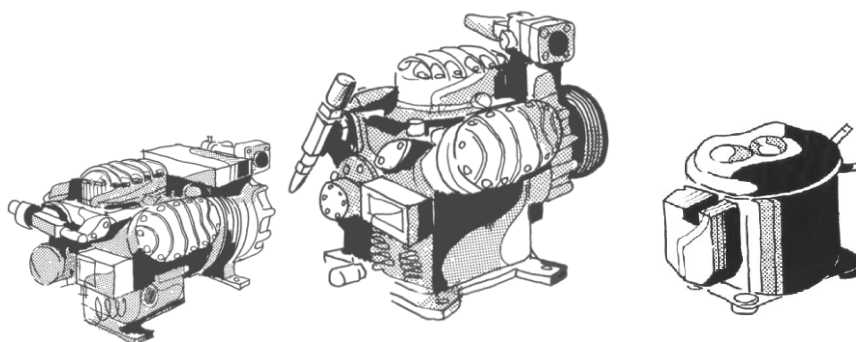


شکل ۶-۸. چیدمان W شکل.



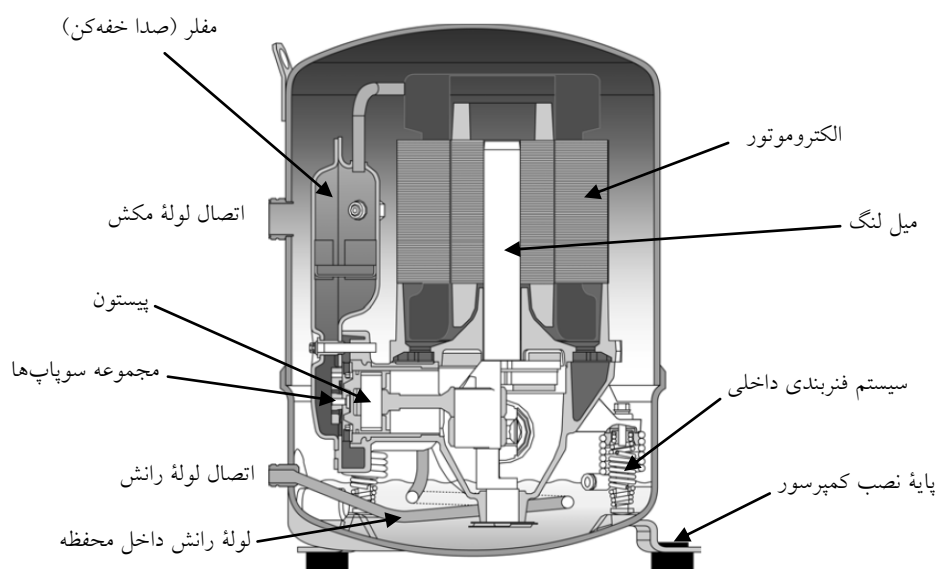
شکل ۶-۹. چیدمان سیلندرها به شکل VV.

کمپرسورهای نشان داده شده در شکل‌های فوق همگی از نوع نیمه بسته هستند. همان‌طور که قبلاً توضیح داده شد، کمپرسورها از نظر اتصال موتور و کمپرسور نیز می‌توانند به سه نوع بسته، باز و نیمه بسته تقسیم‌بندی شوند. سه نوع دسته‌بندی فوق برای کمپرسورهای سیلندر پیستونی در شکل ۶-۱۰ نشان داده شده است.



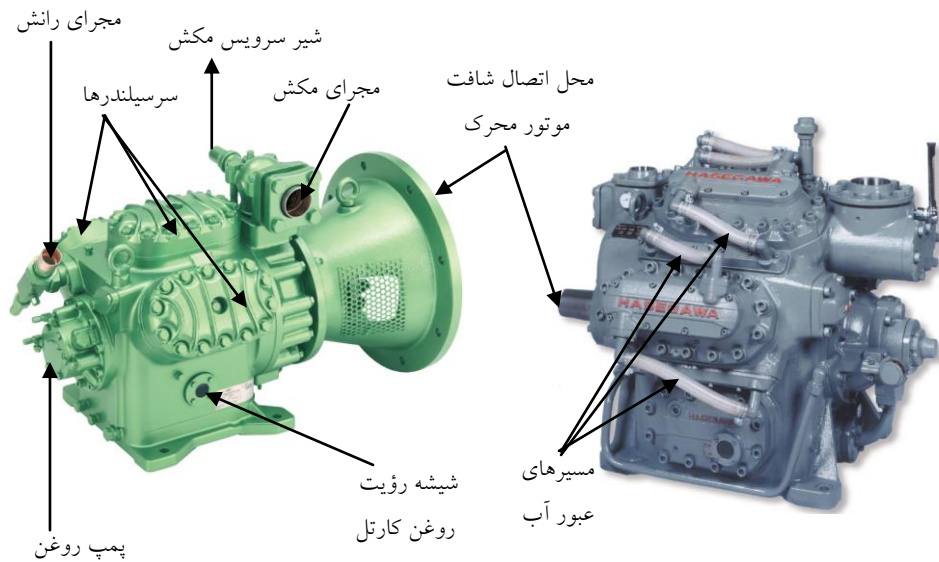
شکل ۶-۱۰. کمپرسورهای سیلندر پیستونی (از راست به چپ: بسته، باز، نیمه بسته).

اجزای داخلی یک کمپرسور نوع بسته در شکل ۶-۱۱ نشان داده شده است. همان‌طور که در این شکل مشخص است، گاز مبرد از طریق مجرای ورودی وارد پوسته کمپرسور می‌شود. این گاز پس از خنک کردن موتور وارد سیلندر شده و با افزایش فشار از طریق لوله رانش (که بخشی از مسیر آن در داخل پوسته قرار دارد) از کمپرسور خارج می‌شود.



شکل ۶-۱۱. اجزای داخلی یک کمپرسور بسته.

نمای ظاهری دو کمپرسور باز در شکل ۱۲-۶ نشان داده شده و نام برخی از اجزای آنها در شکل نشان داده شده‌اند. در کمپرسورهای آمونیاکی به دلیل دمای بالای گاز خروجی از کمپرسور معمولاً مطابق شکل به خنک کاری اضافی از طریق آب نیاز است که از سرسیلندرها عبور داده می‌شود. بر خلاف کمپرسورهای بسته که معمولاً در آنها از روغن کاری طبیعی استفاده می‌شود، در کمپرسورهای بزرگ‌تر مانند: نوع باز یا نیمه بسته به استفاده از پمپ روغن نیاز است. پمپ روغن مطابق شکل در انتهای محور کمپرسور قرار دارد. روغن با این پمپ از کارتل به نقاطی که به روغن کاری نیاز دارند، انتقال می‌یابد. البته از روغن برای کنترل ظرفیت برخی از کمپرسورها نیز استفاده می‌شود.

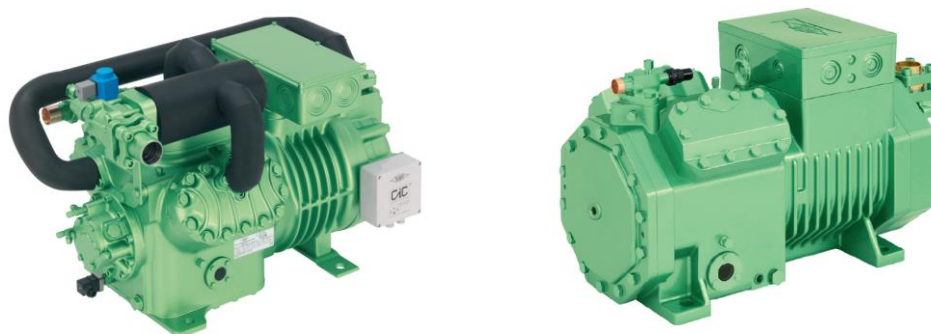


شکل ۱۲-۶. راست: کمپرسور باز آمونیاکی - چپ: کمپرسور باز فرئونی.

اجزای بخش کمپرسور یک کمپرسور نیمه بسته تقریباً مشابه کمپرسور باز است. نمونه‌هایی از کمپرسورهای نیمه بسته یک مرحله‌ای و دو مرحله‌ای در شکل ۱۳-۶ نشان داده شده‌اند.

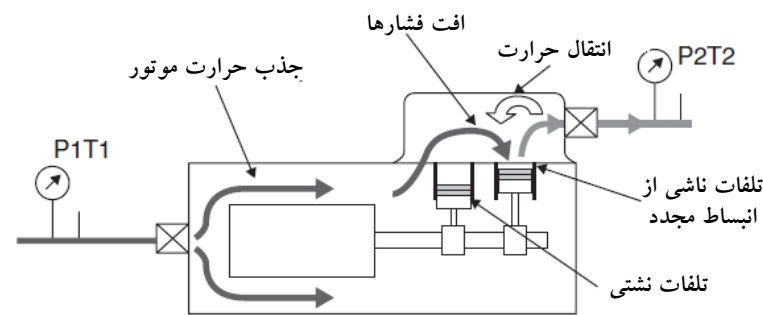
در کمپرسورهای نیمه بسته معمولاً گاز مکش از سمت موتور وارد پوسته

(اطراف موتور) شده و پس از خنک کاری موتور وارد سیلندر می‌شود. این نوع کمپرسورها Suction Gas cooled نامیده می‌شوند. فشار مکش در کمپرسورها با فشار کارتل برابر است. البته در کمپرسورهای دو مرحله‌ای این فشار مرحله میانی است که با فشار کارتل برابر است.



شکل ۶-۱۳. راست: کمپرسور نیمه بسته یک مرحله‌ای - چپ: کمپرسور نیمه بسته دو مرحله‌ای.

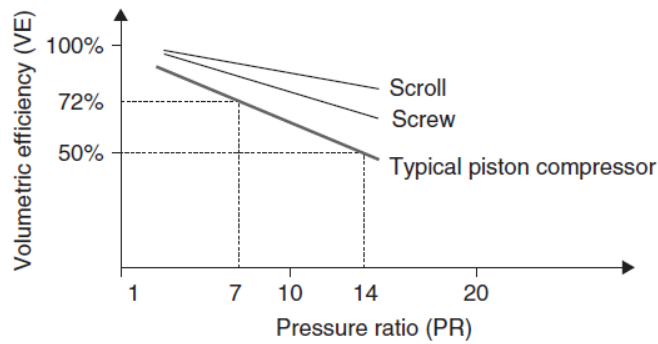
راندمان حجمی و راندمان ایزنتروپیک دو مشخصه مهم کمپرسورها هستند که مقادیر آنها را می‌توان در کمپرسورهای مختلف با هم مقایسه کرد. عوامل مؤثر بر راندمان حجمی یک کمپرسور سیلندر پیستونی در شکل ۶-۱۴ نشان داده شده‌اند.



$$\text{راندمان حجمی } (\eta_v) = \frac{\text{دبی حجمی واقعی در مکش کمپرسور}}{\text{دبی جارو شده کمپرسور}}$$

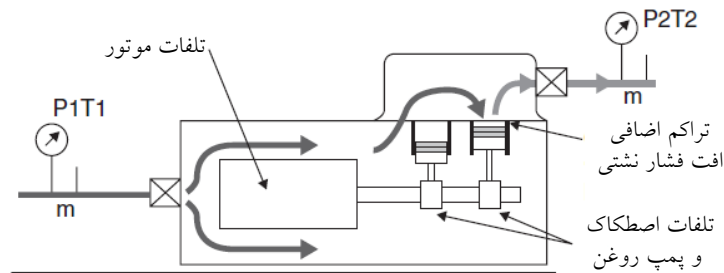
شکل ۶-۱۴. عوامل مؤثر بر مقدار راندمان حجمی کمپرسور سیلندر پیستونی.

در شکل ۱۵-۶ تغییرات راندمان حجمی در کمپرسورهای مختلف مورد بررسی در این فصل با هم مقایسه شده‌اند. مهمترین دلیل کاهش راندمان حجمی با نسبت فشار در کمپرسورهای سیلندر پیستونی، انبساط گاز (حجم مرده) است.



شکل ۱۵-۶. مقایسه راندمان حجمی کمپرسورهای مختلف و تغییرات آن با نسبت فشار.

راندمان ایزنتروپیک یک کمپرسور نشان‌دهنده راندمان انرژی آن است و به صورت نسبت توان ورودی در حالت آدیباتیک برگشت‌پذیر (ایزنتروپیک) به توان واقعی تعریف می‌شود. مقدار توان واقعی همیشه به دلایلی که در شکل ۱۶-۶ نشان داده شده است از توان ایده‌آل بیشتر است. در عمل مقادیر راندمان ایزنتروپیک بالاتر از ۷۰ درصد نشان‌دهنده یک کمپرسور خوب است.

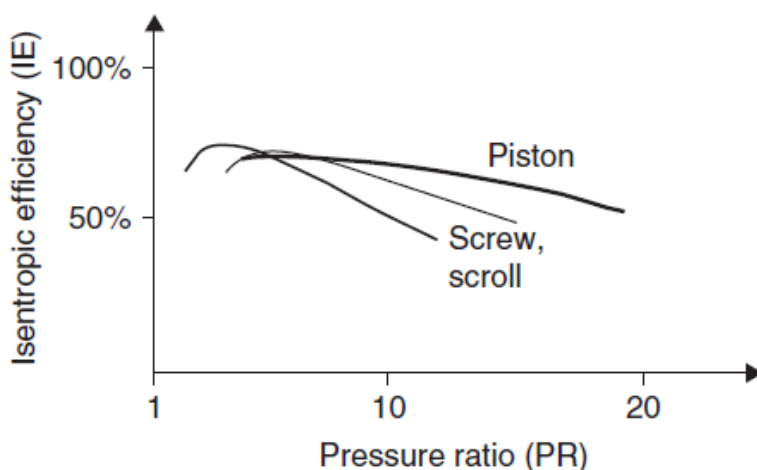


$$\text{راندمان ایزنتروپیک} = \frac{\text{توان ورودی ایده‌آل (ایزنتروپیک)}}{\text{توان ورودی واقعی}}$$

شکل ۱۶-۶. عوامل مؤثر بر مقدار راندمان ایزنتروپیک کمپرسور سیلندر پیستونی.



در شکل ۱۷-۶ راندمان ایزنتروپیک کمپرسورهای مختلف مورد بررسی در این فصل به‌طور تقریبی با هم مقایسه شده‌اند. مقادیر دقیق‌تر باید از سازنده کمپرسور درخواست شود.



شکل ۱۷-۶. مقایسه راندمان ایزنتروپیک کمپرسورهای مختلف و تغییرات آن با نسبت فشار.

دو پارامتر مهم در انتخاب یک کمپرسور، ظرفیت برودتی و توان مصرفی آن هستند.

ظرفیت برودتی<sup>۱</sup> یا نرخ برودتی<sup>۲</sup> یک کمپرسور به‌صورت زیر تعریف می‌شود:

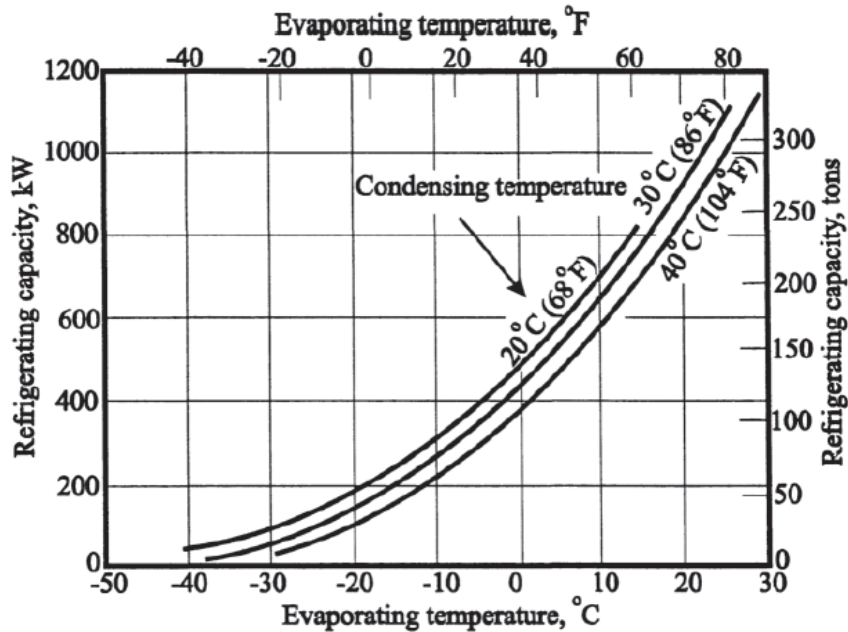
$$Q_R = \dot{V}_d (\eta_V / 100) (1 / v_S) q_e \quad \text{رابطه ۱-۶}$$

که در آن  $\dot{V}_d$  دبی جاروشده کمپرسور،  $\eta_V$  راندمان حجمی کمپرسور،  $v_S$  حجم مخصوص گاز ورودی به کمپرسور و  $q_e$  اثر تبرید اوپراتور است.

دو پارامتر مهم تأثیرگذار بر ظرفیت برودتی یک کمپرسور دمای تقطیر و دمای تبخیر هستند. در شکل ۱۸-۶ نحوه تأثیر این دو پارامتر بر ظرفیت برودتی یک کمپرسور به‌عنوان نمونه نشان داده شده است.

1. Refrigeration Capacity

2. Refrigeration Rate



شکل ۶-۱۸. تغییرات ظرفیت برودتی با دمای تبخیر و دمای تقطیر.

این منحنی‌ها برای یک کمپرسور آمونیاکی به عنوان نمونه محاسبه شده‌اند، ولی رفتار کلی نشان داده شده برای سایر حالات نیز صادق است. به‌طورکلی با کاهش دمای تبخیر و افزایش دمای تقطیر ظرفیت برودتی یک کمپرسور کاهش می‌یابد. البته اثر کاهش دمای تبخیر محسوس‌تر است، زیرا کاهش این دما باعث افزایش قابل ملاحظه حجم مخصوص مبرد ورودی به کمپرسور نیز می‌شود. در حالی‌که افزایش دمای تقطیر تأثیری بر این پارامتر ندارد.

با کاهش دمای تبخیر در دمای تقطیر ثابت داریم:

- راندمان حجمی کمپرسور ( $\eta_v$ ) کم می‌شود.

- دبی حجمی کمپرسور کم می‌شود ( $\dot{V} = \dot{V}_d (\eta_v / 100)$ ).

- حجم مخصوص ورودی به کمپرسور ( $v_s$ ) زیاد می‌شود.

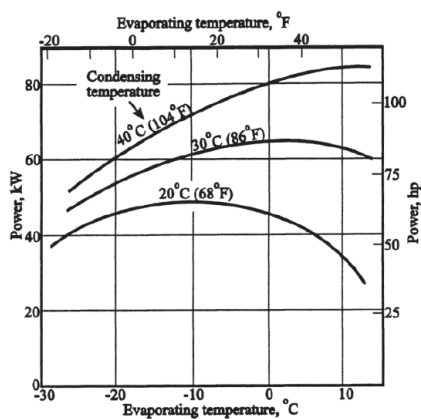
- دبی جرمی کمپرسور کم می‌شود ( $\dot{m} = \dot{V} / v_s$ ).

- اثر تبرید کم می‌شود.

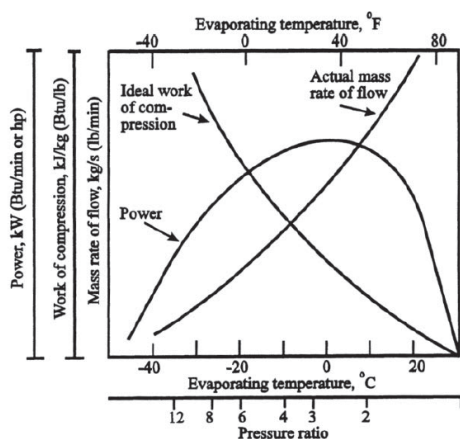
در نتیجه با استفاده از رابطه ۱-۶ ظرفیت کمپرسور با کاهش دمای تبخیر کم می‌شود. پارامتر مهم بعدی در انتخاب کمپرسور توان مصرفی آن است. توان مصرفی ایده‌آل یک کمپرسور همان‌طور که در فصل قبل دیدیم از رابطه ۱۵-۵ به صورت زیر به دست می‌آید:

$$\dot{W} = \dot{m}(h_v - h_l) = \dot{m}\Delta h_{ideal}$$

در شکل ۱۹-۶ نحوه تغییرات دبی جرمی واقعی، کار کمپرسور در واحد جرم ایده‌آل ( $\Delta h_{ideal}$ ) و توان ایده‌آل یک کمپرسور به عنوان نمونه بر حسب دمای تبخیر رسم شده‌اند.



شکل ۶-۲۰. توان مصرفی واقعی یک کمپرسور بر حسب دمای تبخیر و تقطیر.



شکل ۶-۱۹. اثر دمای تبخیر بر دبی جرمی ( $\Delta h_{ideal}$ ) و توان ایده‌آل یک کمپرسور.

شاید پیک توان مصرفی در شکل ۱۹-۶ قدری عجیب باشد، ولی در کاربردهای مرسوم کمپرسورهای تبرید نسبت تراکم بین ۲/۵ تا ۸ یا ۹ است. از این‌رو سیستم‌های مرسوم در سمت چپ این پیک کار می‌کنند. در این محدوده با افزایش دمای تبخیر که معمولاً ناشی از بار بیشتر بر روی اواپراتور است، توان مصرفی کمپرسور افزایش می‌یابد.

در شکل ۶-۲۰ توان مصرفی واقعی یک کمپرسور بر حسب دمای تبخیر و تقطیر نشان داده شده است. توان مصرفی واقعی را معمولاً می‌توان با محاسبه توان مصرفی ایده‌آل و تقسیم آن بر راندمان ایزنتروپیک به دست آورد. البته شکل فوق بر مبنای اطلاعات یک سازنده کمپرسور است. همان‌طور که از این شکل مشخص است در همه موارد با افزایش دمای تقطیر، توان مصرفی کمپرسور افزایش می‌یابد.

یکی از موارد مهم در هر سیستم تبرید کنترل ظرفیت<sup>۱</sup> آن است. مبنای تنظیم سیستم کنترل ظرفیت می‌تواند فشار مکش یا دمای مایع خروجی از اواپراتور (در سیستم‌هایی که یک مایع را خنک می‌کنند) باشد. ساده‌ترین روش کنترل ظرفیت خاموش و روشن کردن کمپرسور است، ولی در سیستم‌های بزرگتر از روش‌های دیگری استفاده می‌شود.

یکی از این روش‌ها بی‌بارکردن سیلندر<sup>۲</sup> است. در این روش هنگامی که ظرفیت کمپرسور برای بار موردنظر بیش از اندازه است، سوپاپ مکش یک یا تعدادی از سیلندرها با فشار روغن باز نگه داشته می‌شود. با این کار عملاً سیلندری که سوپاپ مکش آن باز نگه داشته شده غیرفعال می‌شود. بسته به تعداد سیلندرها، بی‌باری می‌تواند به کاهش ظرفیت به صورت پله‌ای (۷۵٪، ۵۰٪، ۲۵٪) یا (۶۶٪، ۳۳٪) منجر شود.

روش بعدی که در سال‌های اخیر بیشتر مرسوم شده، تغییر دور (rpm) کمپرسور بسته به میزان بار است. در این روش برگشت روغن به کمپرسور و روغن کاری مناسب در دور پایین باید در طراحی کمپرسور و سیستم لوله کشی مدنظر قرار گیرند.

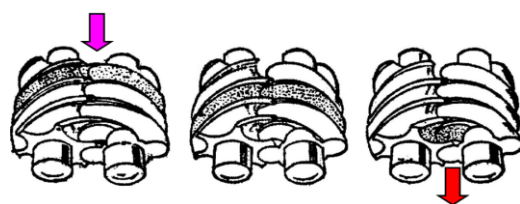
بای پاس گاز داغ<sup>۳</sup> نیز یکی دیگر از روش‌های کنترل ظرفیت است. در این روش گاز خروجی از کمپرسور به قسمت ورودی آن انتقال می‌یابد. بر خلاف روش‌های قبل، این روش به کاهش توان مصرفی کمپرسور منجر نمی‌شود و بیشتر برای سیستم‌های بزرگ به کار می‌رود. این روش مخصوصاً برای روشن کردن کمپرسور به صورت بی‌بار<sup>۴</sup> می‌تواند مفید باشد.

1. Capacity Control  
3. Hot Gas Bypass

2. Cylinder Unloading  
4. Unloaded Starting

### ۲-۱-۶. کمپرسورهای پیچی<sup>۱</sup>

کمپرسورهای اسکرو انواع مختلفی دارند که مرسوم‌ترین آنها از دو روتور با محور موازی مطابق شکل ۲۱-۶ تشکیل شده است. این نوع از کمپرسور پیچی (اسکرو)، Twin Screw نام دارد. گام مارپیچ‌ها به گونه‌ای است که جریان سیال از یک طرف روتورها وارد شده و از انتهای دیگر روتورها خارج می‌شود. این دو روتور با فاصله بسیار کم در داخل یک محفظه قرار دارند. هنگامی که فضای بین دو روتور در مقابل مجرای مکش قرار می‌گیرد، گاز مبرد مطابق شکل ۲۱-۶، وارد این فضا می‌شود. با چرخش بیشتر روتورها، ارتباط این حجم گاز با مجرای ورودی قطع شده و با کاهش بیشتر حجم، فشار آن افزایش می‌یابد. سرانجام هنگامی که فضای بین دو روتور در مقابل مجرای خروجی قرار می‌گیرد، گاز فشرده شده از این مجرا خارج می‌شود.



[مرحله تخلیه] [مرحله تراکم] [مرحله مکش]

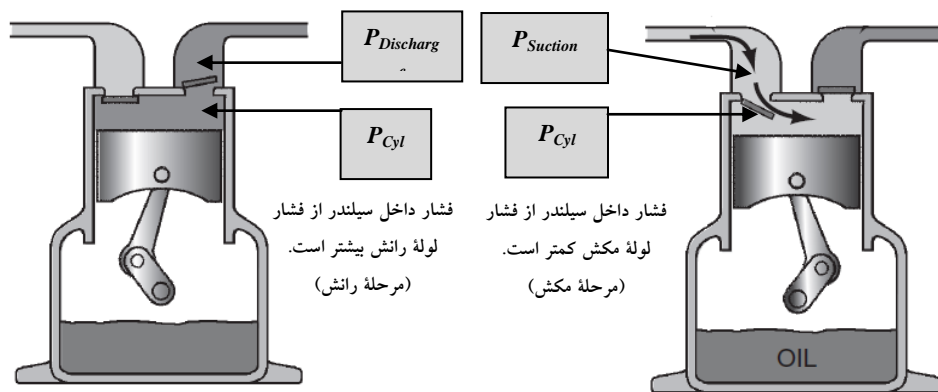
شکل ۲۱-۶. مراحل مکش، تراکم و تخلیه در یک کمپرسور اسکرو.

با توجه به توضیحات فوق مشخص است که این کمپرسورها به سوپاپ مکش یا رانش نیازی ندارند. روغن کاری، خنک کاری و آب‌بندی قطعات متحرک معمولاً با پاشش روغن در طول روتورها صورت می‌گیرد؛ بنابراین، به همراه کمپرسورهای اسکرو سیستم جداسازی و خنک‌کن روغن نیز به کار می‌رود که می‌تواند در داخل پوسته کمپرسور یا بیرون از آن باشد. روغن جدا شده پس از کاهش دما به کارتل کمپرسور انتقال می‌یابد.

1. Screw

در کمپرسورهای اسکرو حجم مرده وجود ندارد، ولی این به معنی راندمان حجمی ۱۰۰ درصد نیست، زیرا بخشی از گاز پرفشار در اثر نشتی به بخش کم فشار بای پاس می‌شود. این امر مطابق شکل ۶-۱۵ باعث کاهش راندمان حجمی با افزایش نسبت فشار می‌شود، ولی همان‌طور که از این شکل پیدا است راندمان حجمی این کمپرسورها از کمپرسورهای سیلندر پیستونی بیشتر است.

در یک کمپرسور سیلندر پیستونی به علت استفاده از سوپاپ‌های مکش و رانش که بر مبنای اختلاف فشار باز و بسته می‌شوند، فشار داخل سیلندر در حین مرحله ورود گاز کمتر از فشار لوله مکش و در مرحله خروج گاز بیشتر از فشار لوله رانش است. این امر در شکل ۶-۲۲ نشان داده شده است.



شکل ۶-۲۲. مقایسه فشار سیلندر و فشار مکش و رانش در کمپرسور سیلندر پیستونی.

در یک کمپرسور اسکرو به دلیل عدم وجود سوپاپ این وضعیت وجود ندارد. هر کمپرسور اسکرو دارای یک نسبت حجمی از پیش تعیین شده (Built in Volume Ratio) است که عبارت است از:

$$U_1 = \frac{\text{حجم گاز بین دو روتور در هنگامی که ورودی مجرای مکش بسته می‌شود}}{\text{حجم گاز بین دو روتور در هنگامی که گاز در معرض مجرای رانش قرار می‌گیرد}} \quad \text{رابطه ۶-۲}$$

این نسبت برای اکثر سازندگان اعدادی مانند: ۲/۶، ۳/۶، ۴/۲ و ۵ است. در تراکم ایزنتروپیک یک گاز کامل رابطه زیر بین نسبت حجمی و نسبت تراکم برقرار است:

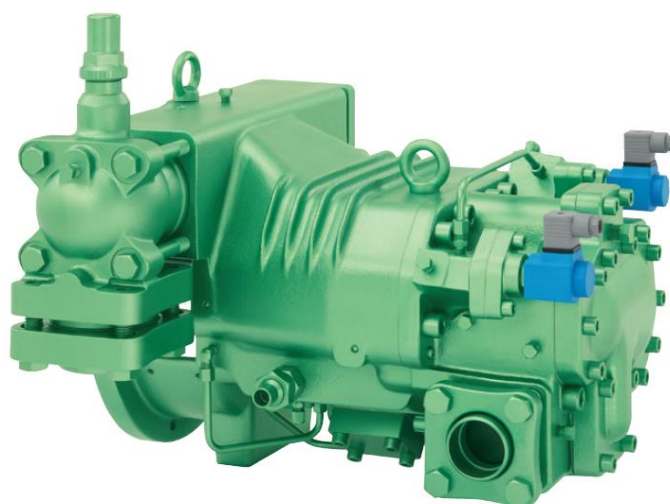
$$r = U_1^k \quad \text{رابطه ۶-۳}$$

که در آن  $r$  نسبت تراکم و  $k$  نسبت گرماهای ویژه است. مقدار  $k$  برای آمونیاک تقریباً ۱/۲۹ و برای R۲۲ تقریباً ۱/۱۸ است. در جدول ۶-۲ نسبت تراکم متناظر با چند نسبت حجمی برای این دو مبرد نشان داده شده است. کمپرسور اسکرو باید به گونه‌ای انتخاب شود که نسبت حجمی آن مناسب کاربرد موردنظر باشد.

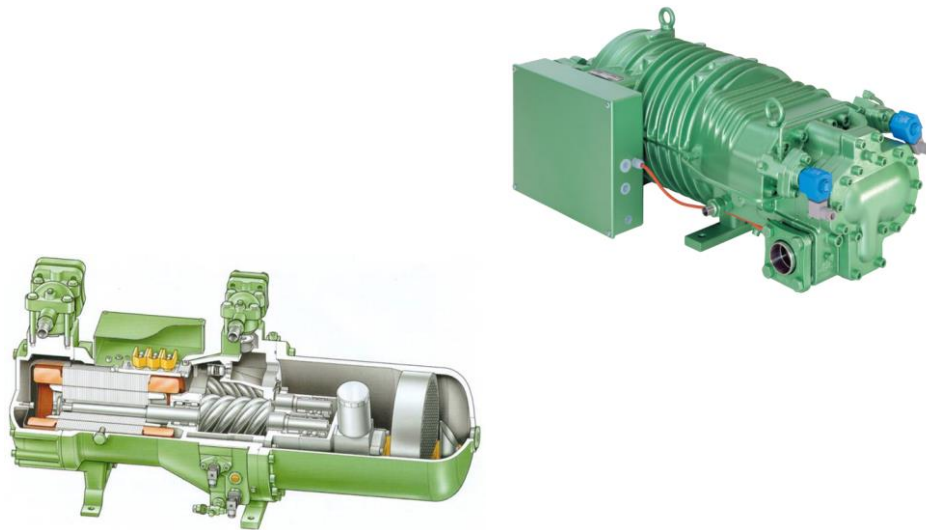
جدول ۶-۲. نسبت تراکم کمپرسورهای اسکرو به ازای نسبت‌های حجمی معین برای دو مبرد

$U_1$	۲/۶	۳/۶	۴/۲	۵
آمونیاک	۳/۴	۵/۳	۶/۴	۸
R۲۲	۳/۱	۴/۵	۶/۷	۸/۹

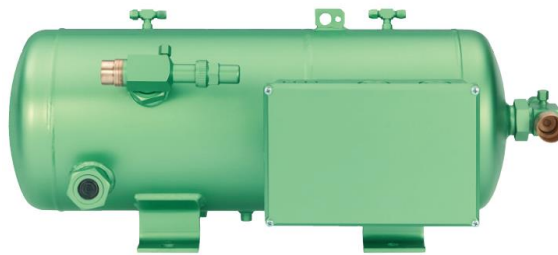
در شکل‌های زیر نمونه‌هایی از کمپرسورهای اسکرو باز، نیمه بسته و بسته نشان داده شده‌اند.



شکل ۶-۲۳. کمپرسور اسکرو نوع باز.



شکل ۶-۲۴. کمپرسور اسکرو نوع نیمه بسته- راست: نمای ظاهری، چپ: اجزای داخلی.



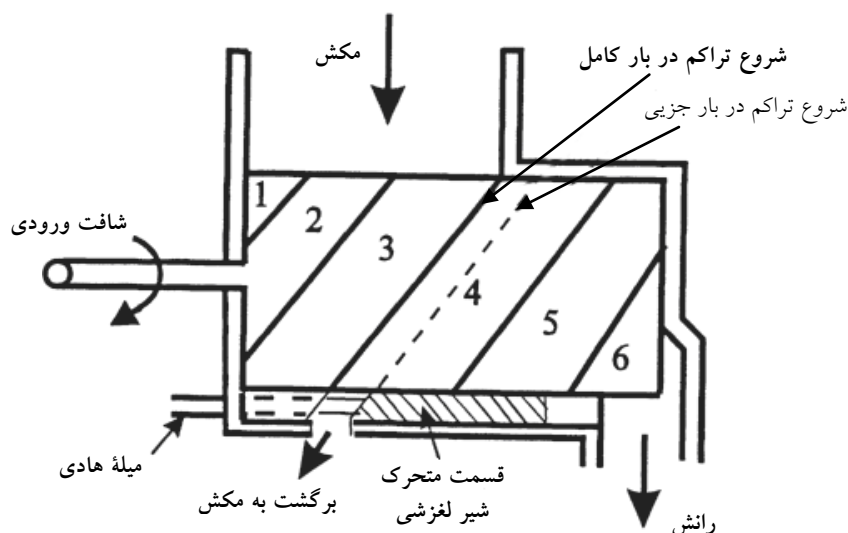
شکل ۶-۲۵. کمپرسور اسکرو نوع بسته.

کنترل ظرفیت کمپرسورهای اسکرو معمولاً با وسیله‌ای به نام شیر لغزشی<sup>۱</sup> صورت می‌گیرد. محل قرارگیری این وسیله در شکل ۶-۲۶ نشان داده شده است. به منظور کنترل ظرفیت کمپرسور، قسمت متحرک این شیر مطابق شکل از قسمت ثابت آن فاصله پیدا می‌کند. این کار باعث می‌شود که بخشی از گاز بدون افزایش فشار به قسمت مکش باز گردد. بر خلاف سیستم بی‌باری سیلندر که در کمپرسورهای تراکمی به کار می‌رود، در این روش کنترل ظرفیت به صورت پیوسته است و می‌تواند

1. Slide Valve



از ظرفیت کامل تا ۱۰ درصد آن کاهش یابد. البته باید توجه داشت که کاهش ظرفیت یک کمپرسور اسکرو به کاهش راندمان آن نیز منجر می‌شود.



شکل ۶-۲۶. نحوه عملکرد شیر لغزشی.

همانند کمپرسورهای سیلندر پیستونی در این نوع کمپرسور نیز امکان کنترل ظرفیت با تغییر دور کمپرسور وجود دارد. این روش بر خلاف روش قبل به کاهش راندمان کمپرسور منجر نمی‌شود.

یکی دیگر از روش‌های کنترل ظرفیت در کمپرسورهای اسکرو استفاده از کمپرسورهایی با نسبت حجمی متغیر است. در این روش‌ها نسبت تراکم و نسبت حجمی کمپرسور به‌طور همزمان به گونه‌ای کنترل می‌شوند که به راندمان حداکثر منجر شود.

### ۳-۱-۶. کمپرسورهای اسکرال<sup>۱</sup>

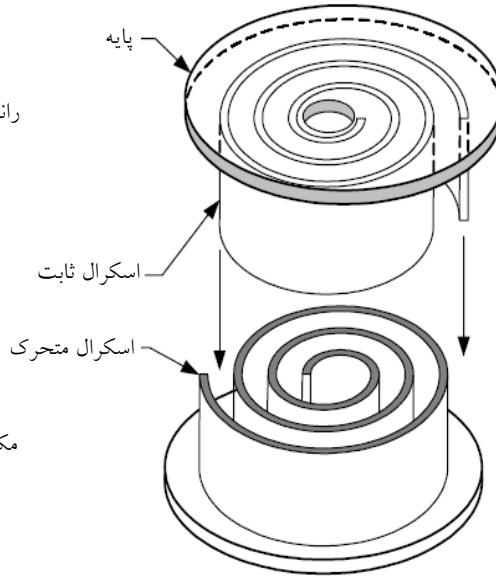
کمپرسور اسکرال یکی دیگر از انواع کمپرسورهای با جابه‌جایی مثبت است که گاز مبرد را با محبوس کردن آن بین دو اسکرال مارپیچ مانند فشرده می‌کند. در شکل

1. Scroll

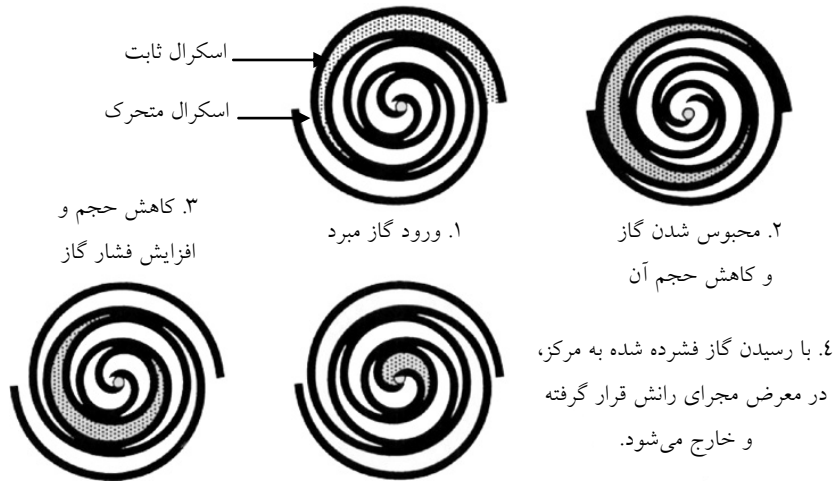
۲۷-۶ مکانیزم داخلی مارپیچ‌های ثابت و متحرک و در شکل ۲۸-۶ نمای ظاهری یک کمپرسور اسکرال نوع بسته نشان داده شده است. در شکل ۲۹-۶ نیز مراحل تراکم گاز نشان داده شده است.



شکل ۲۸-۶. کمپرسور اسکرال نوع بسته.



شکل ۲۷-۶. مارپیچ‌های ثابت و متحرک.



شکل ۲۹-۶. مراحل تراکم گاز در کمپرسور اسکرال.

دقت کنید که اسکرال متحرک حرکت دورانی ندارد، بلکه دارای یک حرکت مداری است.

همان‌طور که در شکل ۶-۱۵ نشان داده شده، راندمان حجمی این کمپرسورها از کمپرسور اسکرو بیشتر است. در واقع به دلیل عدم ارتباط مستقیم بین رانش و مکش، نشتی گاز بین دو قسمت بسیار ناچیز است.

نحوه آب‌بندی این کمپرسورها نیز با کمپرسورهای اسکرو متفاوت است. با آنکه در کمپرسورهای اسکرو، روغن نقش آب‌بندی را دارد، ولی در کمپرسورهای اسکرال به دلیل سرعت کمتر اجزا نسبت به هم تماس مستقیم عامل آب‌بندی است. در حال حاضر تقریباً تمام کمپرسورهای اسکرال از نوع بسته و مطابق جدول ۶-۱ در ظرفیت‌های محدود ساخته می‌شوند، ولی این محدوده قادر به پاسخگویی نیاز بسیاری از دستگاه‌های تهویه مطبوع است و پیش‌بینی می‌شود در سال‌های آینده تعداد بیشتری از این کمپرسورها در دستگاه‌های تهویه مطبوع کوچک و متوسط استفاده شوند.

#### ۴-۱-۶. روغن کمپرسورهای تبرید

خواص موردنظر برای روغن سیستم‌های برودتی عبارت‌اند از:

۱. روغن باید با مبرد به‌کار رفته در سیستم سازگار باشد.
۲. مخلوط روغن و مبرد نباید خواص روغن‌کاری خود را از دست دهد.
۳. روغن نباید در شرایط دما و فشار کاری سیستم به جامد تبدیل شده یا تشکیل واکس دهد.
۴. روغن باید عاری از آب یا مواد دیگری باشد که اثر منفی بر عملکرد سیستم برودتی دارند.
۵. تا حد امکان در برابر کف کردن مقاوم باشد شکل ۶-۷۸.
۶. روغن باید در مقابل اکسیداسیون مقاوم باشد.
۷. فشار بخار روغن باید پایین باشد.
۸. برای استفاده در کمپرسورهای بسته و نیمه بسته باید مقاومت دی الکتریکی بالا داشته باشد.

در جدول ۳-۶ مشخصات روغن‌های پیش‌بینی شده برای مبردهای مختلف نشان داده شده است. یکی از تفاوت‌های عمده بین روغن مورد استفاده در سیستم‌هایی که دارای مبرد CFC و HCFC هستند با سیستم‌های دارای مبردهای HFC آن است که برای سری اول از روغن‌های معدنی استفاده می‌شود، در حالی که در سیستم‌های دوم روغن‌های مصنوعی به کار برده می‌شوند. در صورت عدم رعایت این موضوع هنگام تعویض مبرد، مشکلات زیادی برای سیستم به وجود می‌آید. روغن‌های مصنوعی که برای مبردهای جدید به کار می‌روند، به شدت جاذب رطوبت هستند و نباید بیش از ۱۰ دقیقه در معرض هوا قرار گیرند.

جدول ۳-۶. مشخصات روغن‌های پیش‌بینی شده برای مبردهای مختلف

روغن‌های مصنوعی جدید			روغن‌های قدیمی			
Hydrated Mineral Oil	Poly Glycol	Polyol Ester Oil	Mineral Oil + Alkylbenzene	Alkylbenzene	Mineral Oil	
نامناسب	نامناسب	مناسب**	نامناسب	نامناسب	مناسب	مبردهای CFC
نامناسب	نامناسب	مناسب* و **	مناسب	مناسب	مناسب	مبردهای HCFC
نامناسب	مناسب* و **	مناسب	نامناسب	مناسب*	نامناسب	مبردهای HFC
نامناسب	مناسب* و **	مناسب	مناسب	مناسب	مناسب	هیدروکربن‌ها
مناسب	نامناسب	نامناسب	نامناسب	نامناسب	مناسب	آمونیاک

توضیح: \* : محدودیت در دامنه کاربرد \*\* : با رطوبت سازگاری ندارد

یکی دیگر از نکته‌های مهم در کاربرد روغن در سیستم‌های برودتی میزان حلالیت آن در مبردهای مختلف است. در جدول ۴-۶ حلالیت روغن در مبردهای مختلف با هم مقایسه شده است.

جدول (۴-۶) مقایسه حلالیت روغن در چند مبرد

دمای ۳۵°c	دمای °c	
کاملاً حل می‌شود	کاملاً حل می‌شود	مبرد R1۳۴a
کاملاً حل می‌شود	قدری حل می‌شود	مبرد R۲۲
حل نمی‌شود	حل نمی‌شود	مبرد آمونیاک (R۷۱۷)

به دلیل حل شدن مبردهای هالوکربن و روغن در یکدیگر، بخشی از روغن به قسمت‌های مختلف سیکل از قبیل کندانسور و اوپراتور انتقال می‌یابد. از این رو در طراحی سیستم‌های لوله‌کشی در این مبردها باید تمهیدات لازم برای بازگرداندن روغن به کمپرسور صورت گیرد. این تمهیدات شامل حفظ حداقل سرعت در لوله مکش و ایجاد شکل‌های خاص مانند: لوله‌های U شکل در خروجی اوپراتورهایی است که پایین‌تر از کمپرسور قرار دارند.

آخرین مقایسه مهم در این بخش مقایسه بین دانسیته روغن و دانسیته مبرد است. به‌طور کلی هالوکربن‌ها از روغن سنگین‌تر و آمونیاک از روغن سبک‌تر است؛ بنابراین، در مبدل‌ها و مخازن سیستم‌های آمونیاکی به دلیل حل نشدن روغن در آمونیاک و سنگین‌تر بودن روغن از آمونیاک، روغن در قسمت پایینی این مخازن جمع می‌شود. معمولاً روغن در زمان‌های مشخص توسط اپراتور از نقاط تعیین شده تخلیه می‌شود.

## ۶-۲. اوپراتور

اوپراتور بخشی از یک سیستم تبرید است که در آن حرارت از سیال یا ماده‌ای که باید خنک شود گرفته می‌شود. اوپراتورها را می‌توان بسته به نوع ماده‌ای که خنک می‌کنند یا نوع تغذیه مبرد به اوپراتور دسته‌بندی کرد.

اوپراتورها بسته به نوع ماده‌ای که خنک می‌کنند، به ۳ دسته زیر تقسیم‌بندی می‌شوند:

- اوپراتورهای خنک‌کننده هوا<sup>۱</sup>

- اوپراتورهای خنک‌کننده مایع<sup>۲</sup>

- اوپراتورهایی که به‌طور مستقیم برای تولید یخ به‌کار می‌روند.

در بخش‌های بعدی این انواع معرفی می‌شوند. همچنین بسته به نوع تغذیه مبرد،

اوپراتورها به انواع زیر تقسیم‌بندی می‌شوند:

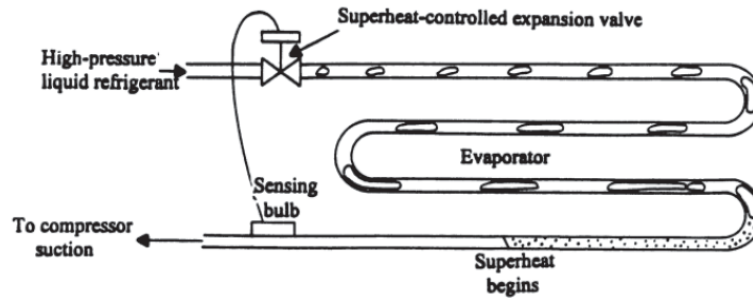
اوپراتورهای با انبساط مستقیم یا انبساط خشک: در این اوپراتورها که به DX

موسومند، معمولاً از شیر انبساط یا لوله موئین به عنوان وسیله کاهش فشار استفاده

1. Air Cooling Coils

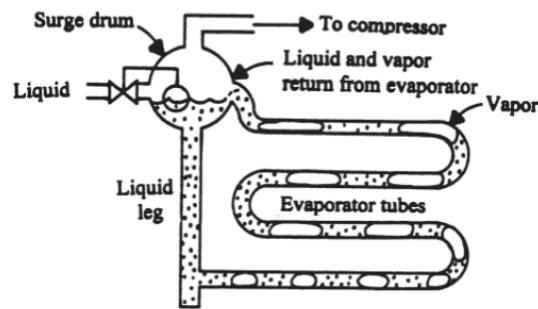
2. Liquid Coolers

می‌شود. ورودی اواپراتور ترکیب مایع و بخار و خروجی اواپراتور گاز سوپرهیت است. در شکل ۳۰-۶ این نوع تغذیه مبرد به اواپراتور نشان داده شده است.



شکل ۳۰-۶. اواپراتور با انبساط مستقیم.

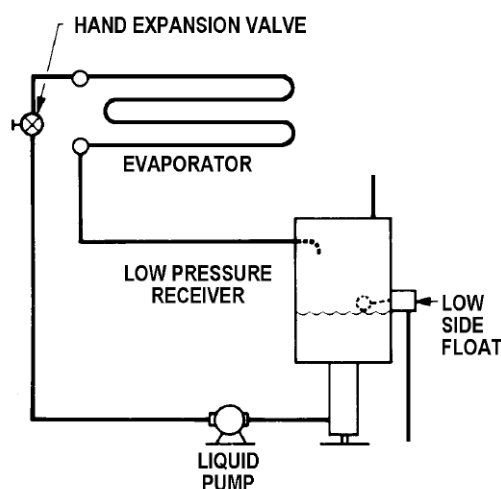
اواپراتورهای مرطوب<sup>۱</sup>: در این اواپراتورها مطابق شکل ۳۱-۶ بعد از انبساط و قبل از ورود به اواپراتور مایع مبرد از بخار جدا شده و فقط مایع به اواپراتور منتقل می‌شود. این امر باعث می‌شود که خروجی اواپراتور نیز حاوی مقداری مایع تبخیر نشده باشد. به این ترتیب ضریب انتقال حرارت اواپراتور نسبت به نوع انبساط مستقیم افزایش می‌یابد. در این نوع از سیستم تغذیه، اواپراتور باید در ارتفاعی پایین‌تر از سیستم تغذیه قرار گیرد.



شکل ۳۱-۶. اواپراتور مرطوب.

### 1. Flooded Evaporator

اوپراتورهای با تغذیه اضافی<sup>۱</sup>: در این اوپراتورها بعد از جدا کردن مایع و بخار در مخازنی به نام جداکننده<sup>۲</sup>، مایع مبرد با پمپ به میزانی بیش از آنچه که مورد نیاز است به اوپراتور فرستاده می‌شود. به علت وجود پمپ، در این نوع از سیستم تغذیه، اوپراتورها می‌توانند از مخزن جداکننده فاصله داشته باشند. این نوع سیستم به‌طور شماتیک در شکل ۳۲-۶ نشان داده شده است.



شکل ۳۲-۶. اوپراتور با تغذیه اضافی.

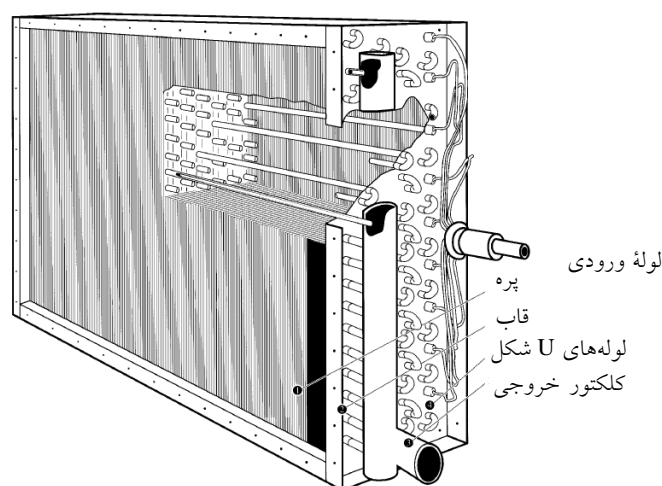
### ۱-۲-۶. اوپراتورهای خنک‌کننده هوا<sup>۳</sup>

کاربرد این نوع اوپراتورها در انواع یخچال و فریزر، کولرگازی، سردخانه‌ها و دستگاه‌های پکیج برودتی و هواسازهایی است که در آنها به‌طور مستقیم هوا خنک می‌شود (از واسطه آب استفاده نمی‌شود). در صورتی که جریان هوا به‌صورت طبیعی برقرار شود، اوپراتور را از نوع جریان طبیعی و در غیراین صورت آن را جریان اجباری می‌نامند. نمونه‌هایی از اوپراتورهای جریان طبیعی را می‌توان در برخی یخچال‌ها و فریزرها و سردخانه‌های قدیمی یافت.

1. Liquid Overfeed  
3. Air Cooling Coils

2. Separator

به دلیل کاربرد بیشتر اواپراتورهای جریان اجباری، توضیحات این بخش در مورد این نوع اواپراتورها است. این اواپراتورها معمولاً مطابق شکل ۶-۳۳ از یک سری لوله و پره تشکیل شده‌اند. مبرد در داخل لوله و جریان هوا از بین پره‌ها (روی لوله‌ها) عبور می‌کند. اتصال بهتر پره‌ها به لوله‌ها معمولاً با عبور ماندرل از درون لوله یا افزایش فشار داخل لوله‌ها با روغن صورت می‌گیرد. به دلیل امکان تقطیر رطوبت روی پره‌ها و انجماد آن در کاربردهایی با دمای پایین، پره‌های روی لوله‌های اواپراتور همیشه به صورت عمودی نصب می‌شوند. فاصله بین پره‌ها از ۲ میلی‌متر در دستگاه‌های تهویه مطبوع تا ۱۲ میلی‌متر در اواپراتورهای سردخانه‌ها با دمای پایین متغیر است. مرسوم‌ترین مواد به کار رفته در ساخت این اواپراتورها ترکیب پره آلومینیومی با لوله مسی برای مبردهای هالوکربن و لوله استیل یا آلومینیومی برای مبرد آمونیاک است. در شکل ۶-۳۴ یک اواپراتور که برای سردخانه استفاده می‌شود نشان داده شده است. نوع تغذیه مبرد در اغلب اواپراتورهای خنک‌کن هوا به صورت انبساط مستقیم یا تغذیه اضافی مبرد است، ولی در برخی موارد از تغذیه مرطوب نیز استفاده می‌شود.



شکل ۶-۳۳. یک اواپراتور خنک‌کننده هوا.





شکل ۳-۶. شکل ظاهری یک اواپراتور که برای سردخانه استفاده می‌شود.

در بخش ۵-۷-۱ به‌طور مفصل در مورد اثر دمای تبخیر بر کارایی سیکل تبرید توضیح داده شد. پارامتری که برای تعیین دمای تبخیر اواپراتور به‌کار می‌رود، اختلاف دمای تبخیر یا اختلاف دمای اواپراتور<sup>۱</sup> نام دارد که به اختصار آن را با  $\Delta T_e$  نشان می‌دهیم. طبق تعریف  $\Delta T_e$  برابر است با:

$$\Delta T_e = T_{A1} - T_e \quad \text{رابطه ۳-۶}$$

که در آن  $T_{A1}$  دمای هوای ورودی به کوئل اواپراتور و  $T_e$  دمای تبخیر مبرد در اواپراتور است. مقدار  $\Delta T_e$  برای کاربردهای مختلف می‌تواند در محدوده‌های نشان داده شده در ذیل انتخاب شود:

$$\Delta T_e = 16 - 20^\circ\text{C} \quad \text{کاربردهای تهویه مطبوع}$$

$$\Delta T_e = 5 - 6^\circ\text{C} \quad \text{کاربردهای تبرید (نگهداری میوه و سبزیجات)}$$

$$\Delta T_e = 8 - 10^\circ\text{C} \quad \text{کاربردهای تبرید (نگهداری مواد منجمد)}$$

با افزایش اختلاف دمای تبخیر، رطوبت نسبی اطاق کاهش می‌یابد. از این‌رو در سالن‌های نگهداری میوه و سبزیجات که به ایجاد رطوبت نسبی بالا در اطاق (به‌منظور جلوگیری از کاهش وزن) نیاز دارند، اختلاف دمای تبخیر باید تا حد امکان

1. Evaporator Temperature Difference

کم باشد. البته همان‌طور که در بخش ۴-۷-۱ توضیح داده شد این امر به افزایش سطح مورد نیاز اواپراتور منجر می‌شود. در برخی موارد به‌جای انتخاب اختلاف دمای پایین از سیستم رطوبت زنی برای جبران کاهش رطوبت استفاده می‌شود که این روش چندان توصیه نمی‌شود.

مقدار سوپرهیت مناسب برای این نوع اواپراتورها ۵ تا ۸ درجه سانتی‌گراد است. در صورتی که دمای سطح اواپراتور از  $0^{\circ}\text{C}$  کمتر باشد، رطوبت موجود در هوا بر روی کویل تقطیر و سپس منجمد می‌شود که به این پدیده تولید برفک گفته می‌شود. تشکیل برفک از طرفی باعث کاهش ضریب انتقال حرارت بین مبرد و هوا و از طرفی باعث کاهش جریان هوا می‌شود. از این رو برفک تشکیل شده بر روی لوله‌ها باید آب شود. به این عمل برفک‌زدایی یا دیفراست<sup>۱</sup> گفته می‌شود. روش‌های مرسوم برای دیفراست عبارت‌اند از:

**خاموش کردن سیستم:** در مواردی که دمای اتاق‌های سردخانه بالا (۴ درجه سانتی‌گراد یا بیشتر) باشد، برفک تشکیل شده چندان قابل توجه نیست. در این موارد خاموش کردن کمپرسور برای ذوب برفک کفایت می‌کند.

**دیفراست الکتریکی:** ذوب برفک در این روش با استفاده از المنت‌های الکتریکی که در داخل پره‌های اواپراتور یا زیر آن تعبیه شده‌اند انجام می‌شود. در حین فرایند دیفراست، کمپرسور و فن اواپراتور خاموش هستند. معمولاً پس از پایان یافتن دیفراست، کمپرسور روشن شده، ولی روشن کردن فن اواپراتور با تأخیر انجام می‌شود تا قطرات آب روی کویل به داخل اتاق پرتاب نشوند.

**دیفراست با گاز داغ:** در این روش گاز داغ خروجی از کمپرسور از طریق مسیری که برای این حالت پیش‌بینی شده است، وارد اواپراتور شده و باعث ذوب کردن برفک‌های روی کویل می‌شود. بنابراین، کمپرسور در طی فرایند دیفراست روشن است. بخشی از گاز داغ مبرد در اثر انتقال حرارت به برفک‌های روی کویل به مایع تبدیل می‌شود. در سیستم‌های دو مرحله‌ای که در فصل قبل معرفی شدند، گاز مبرد

1. Defrost

2. Off-Cycle Defrost

که بخشی از آن در اواپراتور تقطیر شده، وارد سپراتور یا خنک‌کن میانی شده و سپس گاز مبرد از بالای این مخازن وارد کمپرسور می‌شود، اما در سیستم‌های معمولی تراکمی باید تمهیدات لازم برای جلوگیری از ورود مایع به کمپرسور صورت گیرد. ساده‌ترین راه حل استفاده از مخزن جداکننده مایع<sup>۱</sup> در ورودی به کمپرسور است، اما روش مورد استفاده در سیستم‌های بزرگتر استفاده از یک اواپراتور اضافی به نام Re-Evaporator است. این اواپراتور تنها در هنگام دیفراست استفاده می‌شود و عبور مبرد تقطیر شده در اواپراتور از آن باعث تبخیر مجدد مبرد می‌شود. Re-Evaporator معمولاً در موتورخانه یا مکانی که به سرمایش دائمی نیاز ندارد نصب می‌شود.

**دیفراست با معکوس کردن سیکل:** کاربرد اصلی این روش در پمپ‌های حرارتی است، زیرا در این سیستم‌ها شیرآلات لازم برای انجام این امر از قبل موجود هستند. تصمیم‌گیری برای شروع دیفراست با استفاده از مشاهده وضعیت اواپراتور، استفاده از تایمر دیفراست یا شمارش تعداد باز و بسته شدن درب محفظه سرد صورت می‌گیرد. روش اول، معمولاً برای یخچال‌های ساده، روش دوم برای سردخانه‌ها و روش سوم برای یخچال‌های دارای سیستم دیفراست اتوماتیک استفاده می‌شود.

#### ۶-۲-۲. اواپراتورهای خنک‌کننده مایع<sup>۲</sup>

این اواپراتورها برای خنک کردن مایعات از جمله آب به کار می‌روند. سیستم‌های تهویه مطبوع و صنایع شیمیایی از مهم‌ترین کاربردهای این نوع اواپراتورها هستند. انواعی از این اواپراتورها می‌توانند در صنایع غذایی و موارد خاص نیز کاربرد داشته باشند که به برخی از آنها در این بخش اشاره می‌شود. تغذیه مبرد در این اواپراتورها می‌تواند از نوع مستقیم یا مرطوب باشد. از مهم‌ترین انواع این اواپراتورها می‌توان به اواپراتورهای پوسته و لوله، پوسته و کویل، مخزنی، صفحه‌ای و Baudelot Cooler اشاره کرد. در شکل ۶-۳۵ یک اواپراتور پوسته و لوله با تغذیه مبرد از نوع انبساط

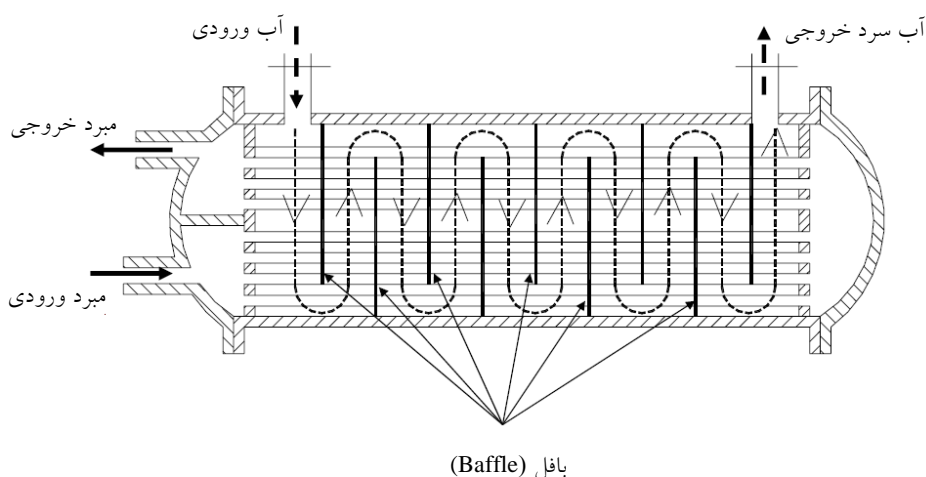
1. Accumulator

2. Liquid Coolers

مستقیم و در شکل ۳۶-۶ اجزای داخلی آن نشان داده شده‌اند. این اواپراتور مرسوم‌ترین نوع مورد استفاده در چیلرهایی است که برای خنک کردن آب در سیستم‌های تهویه مطبوع یا خنک کردن مایعات دیگر به کار می‌روند.

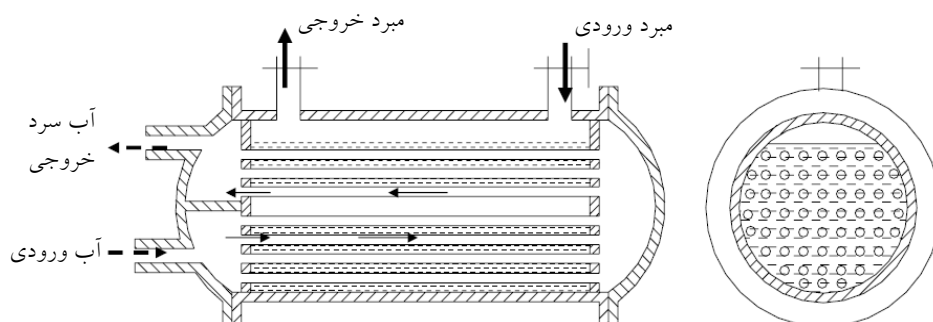


شکل ۶-۳۵. نمونه‌ای از یک اواپراتور پوسته و لوله.



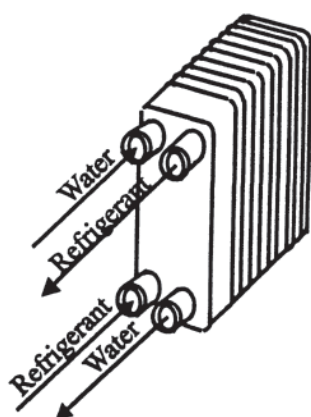
شکل ۶-۳۷. اواپراتور پوسته و لوله با سیستم تغذیه مستقیم.

در شکل ۳۷-۶ نمونه‌ای از یک اواپراتور پوسته و لوله نشان داده شده است که سیستم تغذیه از نوع مرطوب دارد. همان‌طور که در این شکل مشاهده می‌شود، بر خلاف حالت قبل مبرد در پوسته و آب یا مایعی که خنک می‌شود در داخل لوله‌ها قرار می‌گیرد.



شکل ۶-۳۷. اواپراتور پوسته و لوله با سیستم تغذیه از نوع مرطوب.

نوع دیگر از اواپراتورهایی که برای خنک کردن مایع به کار می‌روند، اواپراتورهای پوسته و کویل هستند که نمونه‌ای از آن در شکل ۶-۳۸ نشان داده شده است. نمونه کوچکتر این نوع اواپراتور در آب سردکن‌های کوچک استفاده می‌شود. اواپراتور صفحه‌ای<sup>۱</sup> نوع دیگری از اواپراتور است که نسبت به نمونه‌های دیگر به حجم بسیار کمتری از مبرد در واحد سطح نیاز دارد. در شکل ۶-۳۹ نمونه‌ای از این نوع اواپراتور نشان داده شده است. استفاده از این نوع اواپراتور باعث کاهش شارژ مبرد نیز می‌شود.

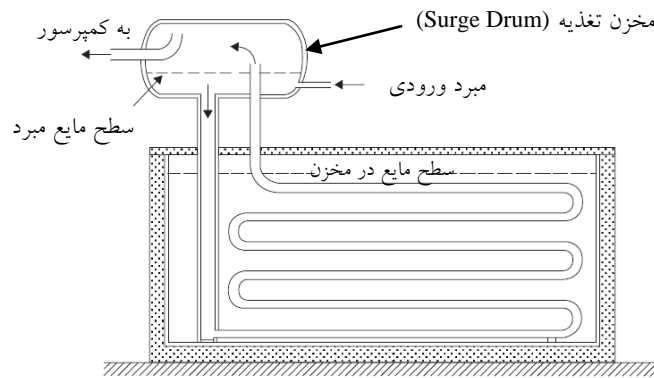


شکل ۶-۳۹. اواپراتور صفحه‌ای.



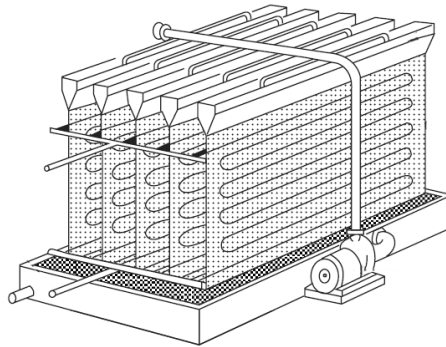
شکل ۶-۳۸. اواپراتور پوسته و کویل.

یکی دیگر از انواع اواپراتورهایی که برای خنک کردن مایع به کار می‌روند، اواپراتورهای مخزنی<sup>۱</sup> هستند. تغذیه این اواپراتورها می‌تواند به صورت انبساط مستقیم یا مرطوب باشد. نمونه‌ای از نوع این اواپراتور در شکل ۶-۴۰ نشان داده شده است.



شکل ۶-۴۰. اواپراتور مخزنی مرطوب.

Baudelot Cooler یکی دیگر از انواع اواپراتورها است که برای خنک کردن مایعات تا دمای نزدیک انجماد به کار می‌رود. در شکل ۶-۴۱ نمونه‌ای از این اواپراتور نشان داده شده است.



شکل ۶-۴۱. اواپراتور نوع Baudelot.

اختلاف دمای تبخیر در اواپراتورهای خنک‌کننده مایع به صورت زیر تعریف

می‌شود:

$$\Delta T_e = T_{W_1} - T_e \quad \text{رابطه ۶-۵}$$

که در آن  $T_{W_1}$  دمای مایع ورودی به اواپراتور و  $T_e$  دمای تبخیر مبرد در اواپراتور است. مقدار مناسب برای  $\Delta T_e$  در این نوع اواپراتورها  $10^\circ\text{C}$  است. در یک اواپراتور پوسته و لوله که در چیلر تهویه مطبوع به کار می‌رود، اعداد نمونه به شرح زیر هستند:

دمای تبخیر:  $2^\circ\text{C}$  درجه سانتی‌گراد

دمای آب ورودی:  $12^\circ\text{C}$  درجه سانتی‌گراد

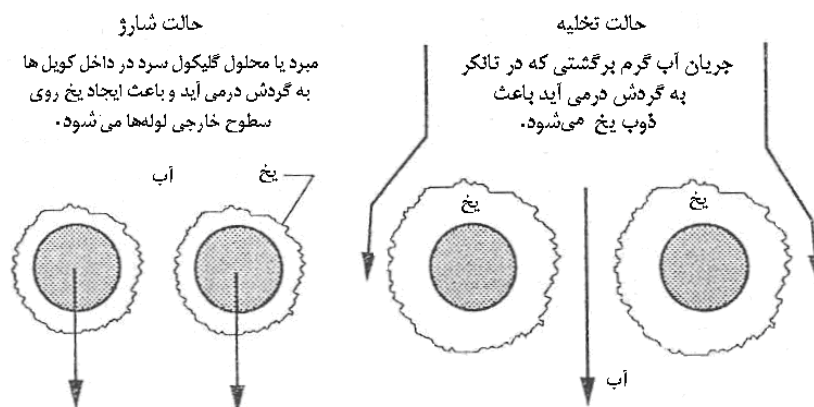
دمای آب سرد خروجی:  $7^\circ\text{C}$  درجه سانتی‌گراد

مقدار سوپرهیت مناسب برای این نوع اواپراتورها در محدوده  $5$  تا  $8^\circ\text{C}$  درجه سانتی‌گراد است.

در این نوع اواپراتورها بحث دیفراسست مطرح نیست، اما در صورتی که دمای مایعی که خنک می‌شود به دمای انجماد برسد، خطر آسیب به پوسته اواپراتور در اثر افزایش حجم وجود دارد. معمولاً از سیستم‌های حفاظتی مختلف برای جلوگیری از این امر استفاده می‌شود که از آن جمله می‌توان به ترموستات، کنترل فشار مکش و استفاده از فلو سوئیچ برای هشدار قطع جریان آب اشاره کرد.

### ۶-۲-۳. اواپراتورهایی که به طور مستقیم برای تولید یخ به کار می‌روند

در کاربردهایی مانند سیستم‌های ذخیره‌سازی حرارتی<sup>۱</sup> می‌توان در ساعاتی که مصرف برق در پیک قرار ندارد، یخ تولید کرد و در ساعات پیک مصرف برق شبکه به جای روشن کردن چیلرها، از گرمای نهان ذوب یخ برای خنک کردن آب مورد استفاده در فن کویل یا هواساز استفاده کرد. برای تولید یخ به این روش، تکنیک‌های مختلفی وجود دارد که یکی از آنها در شکل ۶-۴۲ نشان داده شده است.



شکل ۶-۴۲. سیستم تولید یخ بر روی کویل با ذوب خارجی.

### ۳-۶. کندانسور

وظیفه کندانسور در یک سیستم تبرید، دفع حرارت جذب شده در اواپراتور به محیط است. البته همان‌طور که در فصل قبل توضیح داده شد، برای دفع حرارت جذب شده در اواپراتور (منبع دما پایین) به محیط (منبع دما بالا) به صرف توان در کمپرسور نیاز است. حرارت دفع شده در کندانسور، مجموع حرارت جذب شده در اواپراتور و توان مصرفی کمپرسور است.

بسته به نوع دفع حرارت در کندانسور، آن را به سه نوع کلی تقسیم‌بندی می‌کنند

که عبارت‌اند از:

۱- کندانسور هوایی

۲- کندانسور آبی

۳- کندانسور تبخیری

در این بخش به انواع کندانسورهای فوق و نحوه عملکرد آنها می‌پردازیم.

### ۱-۳-۶. کندانسور هوایی

همان‌طور که از نام این کندانسور پیدا است، در این نوع حرارت مبرد به هوای

1. Air Cooled Condenser  
3. Evaporative Condenser

2. Water Cooled Condenser



محیط انتقال می‌یابد. بسته به عامل ایجاد جریان هوا از روی لوله‌ها، کندانسورهای هوایی به دو نوع جریان طبیعی و جریان اجباری تقسیم می‌شوند.

در نوع اول، جریان هوا از روی کندانسور در اثر جابه‌جایی طبیعی صورت می‌گیرد، از این رو این نوع کندانسورها همیشه به صورت عمودی قرار می‌گیرند. جهت افزایش انتقال حرارت، یک سری پره‌های میله‌ای مانند به لوله‌ها جوش داده می‌شوند. نمونه‌ای از این نوع کندانسور در شکل ۶-۴۳ نشان داده شده است. کاربرد عمده این نوع کندانسور در سیستم‌های برودتی با ظرفیت پایین مانند یخچال‌های کوچک است.

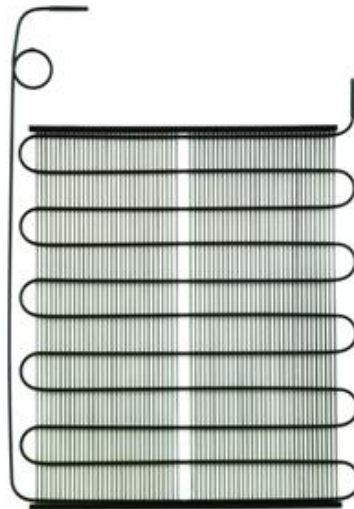
در سیستم‌های برودتی با ظرفیت بیشتر از نوع دوم کندانسور هوایی؛ یعنی جریان اجباری استفاده می‌شود. در این نوع کندانسور از یک یا تعدادی فن برای به جریان درآوردن هوا استفاده می‌شود. نوع فن مورد استفاده به دلیل حجم قابل توجه هوای مورد نیاز از نوع پروانه‌ای است. معمولاً به علت ضریب انتقال حرارت کم سمت گاز، در سمت خارجی لوله‌ها از پره استفاده می‌شود. جریان هوا می‌تواند به صورت افقی یا عمودی (معمولاً از پایین به بالا) باشد. از آنجا که جریان ثقیلی مایع تقطیر شده در کندانسور به سمت پایین خواهد بود، و ورود مبرد در کندانسورهای هوایی از بالا و خروج آن از پایین کندانسور است. مرسوم‌ترین مواد به کار رفته در ساخت این کندانسورها ترکیب پره آلومینیومی با لوله مسی برای مبردهای هالوکربن و لوله استیل یا آلومینیومی برای مبرد آمونیاک است. البته لوله‌های آلومینیومی فقط از طرف برخی سازندگان استفاده می‌شود. از کندانسورهای هوایی می‌توان در ظرفیت‌هایی از چند کیلووات تا چندصد کیلووات استفاده کرد.

کنترل ظرفیت کندانسورهای هوایی جریان اجباری با تنظیم دبی هوا صورت می‌گیرد. پارامتر کنترل‌کننده معمولاً فشار تقطیر است که با توجه به مقدار آن کنترل دبی هوا با خاموش و روشن کردن یا کنترل دور فن‌ها صورت می‌گیرد.

در شکل‌های ۶-۴۴ و ۶-۴۵ نمونه‌هایی از این کندانسورها نشان داده شده‌اند.



شکل ۶-۴۴. کندانسور هوایی جریان اجباری.



شکل ۶-۴۳. کندانسور هوایی جریان طبیعی.



شکل ۶-۴۵. کندانسور هوایی جریان اجباری با ظرفیت بالا با هشت فن.

به مجموعه کمپرسور و کندانسور واحد تقطیر گفته می‌شود. این مجموعه معمولاً مطابق شکل ۶-۴۶ بر روی یک پایه نصب می‌شود. در شکل ۶-۴۷ یک واحد تقطیر بزرگ که کمپرسور آن از نوع نیمه بسته است نشان داده شده است.



شکل ۶-۴۶. واحد تقطیر با کندانسور هوایی جریان اجباری و کمپرسور بسته.



شکل ۶-۴۷. واحد تقطیر با کندانسور هوایی جریان اجباری.

در بخش ۵-۷-۲ به طور مفصل در مورد اثر دمای تقطیر بر کارایی سیکل تبرید توضیح داده شد. پارامتری که برای تعیین دمای تقطیر در کندانسور به کار می‌رود، اختلاف دمای تقطیر یا اختلاف دمای کندانسور<sup>۱</sup> نام دارد که به اختصار آن را با  $\Delta T_c$  نشان می‌دهیم. طبق تعریف برابر است با:

$$\Delta T_c = T_c - T_{A1} \quad \text{رابطه ۶-۶}$$

که در آن  $T_{A1}$  دمای هوای ورودی به کوئل کندانسور و  $T_c$  دمای تقطیر مبرد در کندانسور است. همان‌طور که در بخش ۵-۷-۲ توضیح داده شد با افزایش اختلاف دمای تقطیر، سطح مورد نیاز کندانسور کم می‌شود، ولی کارایی سیستم نیز کاهش می‌یابد. مقدار  $\Delta T_c$  برای کاربردهای مختلف می‌تواند در محدوده‌های نشان داده شده در ذیل انتخاب شود (برای کندانسور هوایی جریان اجباری):

$$\Delta T_c = 5 - 8^\circ \text{C} \quad \text{مناطق گرمسیر:}$$

$$\Delta T_c = 10 - 12^\circ \text{C} \quad \text{مناطق معتدل:}$$

$$\Delta T_c = 12 - 15^\circ \text{C} \quad \text{مناطق سردسیر:}$$

انتخاب اعداد فوق بر این مبنا صورت گرفته است که دمای تقطیر در کندانسور در محدوده ۵۰ تا ۵۵ درجه سانتی‌گراد باشد. اختلاف دمای هوای ورودی و خروجی کندانسور معمولاً ۹ تا ۱۲ درجه سانتی‌گراد در نظر گرفته می‌شود. مقدار سابکولینگ مرسوم برای این نوع کندانسورها در محدوده ۴ تا ۷ درجه سانتی‌گراد است. البته یادآوری می‌کند که افزایش میزان سابکولینگ باعث افزایش کارایی سیستم می‌شود، ولی در یک کندانسور هوایی در حالت ایده‌آل (که در شرایط واقعی ممکن نیست) حداقل دمای قابل حصول، دمای محیط است.

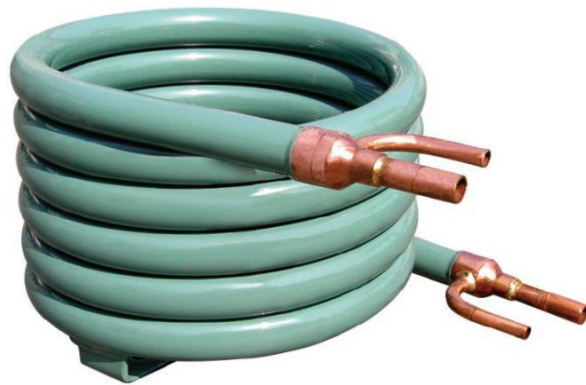
### ۶-۳-۲. کندانسور آبی

در کندانسور آبی حرارت مبرد به آب انتقال می‌یابد. مبدل مورد استفاده در ساده‌ترین حالت می‌تواند به صورت نشان داده شده در شکل ۶-۸ باشد که به صورت

1. Condenser Temperature Difference

دو لوله هم مرکز است. این نوع کندانسور به کندانسور دولوله‌ای<sup>۱</sup> موسوم است. در این نوع کندانسور جریان آب و مبرد به صورت خلاف جهت هستند تا حداکثر میزان سابکولینگ حاصل شود.

در ظرفیت‌های بالاتر معمولاً مرسوم‌ترین نوع کندانسور آبی، کندانسور پوسته و لوله است. یک نمونه از کندانسور آبی پوسته و لوله در شکل ۶-۴۹ نشان داده شده است. بر خلاف اوپراتور پوسته و لوله با تغذیه مستقیم، در این نوع کندانسور، آب در داخل لوله و مبرد در پوسته قرار دارد (شکل ۶-۳۶). این حالت باعث انتقال حرارت بین مبرد و محیط می‌شود.

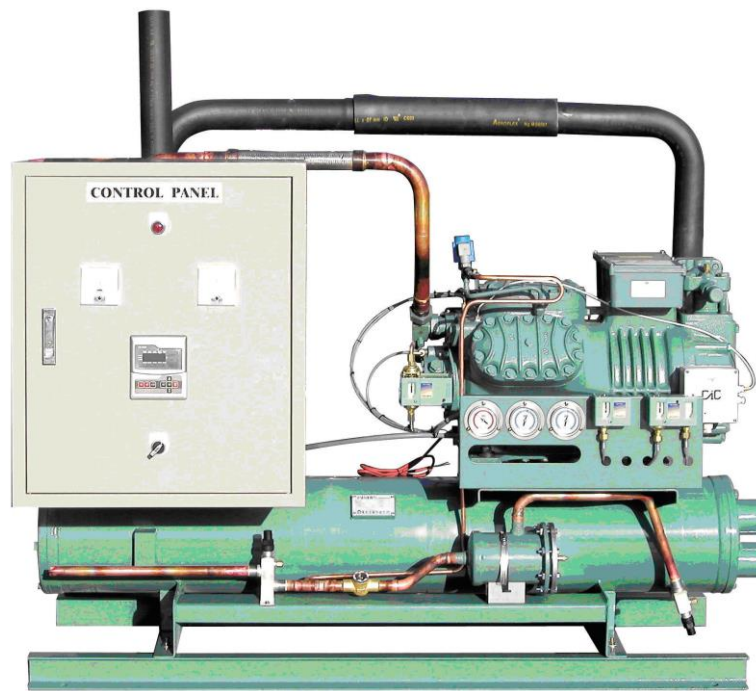


شکل ۶-۴۸. کندانسور آبی دولوله‌ای.



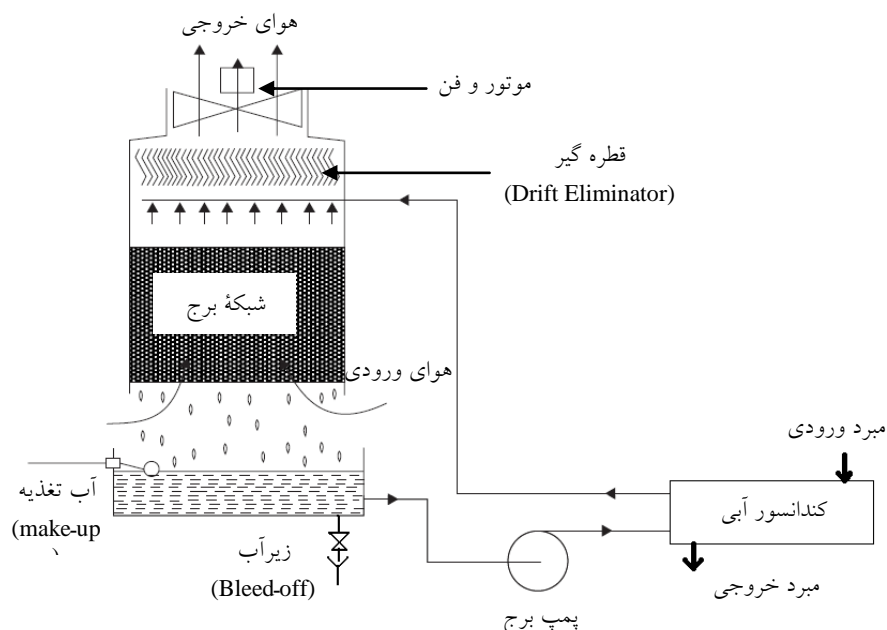
شکل ۶-۴۹. کندانسور آبی پوسته و لوله.

همانند کندانسور هوایی، کندانسورهای آبی نیز می‌توانند به همراه کمپرسور بر روی یک شاسی قرار گرفته و به عنوان واحد تقطیر ارائه شوند. در شکل ۶-۵۰ نمونه‌ای از یک واحد تقطیر با کمپرسور سیلندر پیستونی نیمه بسته نشان داده شده است. از آنجا که امکان تأمین آب مورد نیاز برای خنک کردن کندانسور از منابعی مانند: رودخانه، دریا یا چاه در همه موارد وجود ندارد (در مواردی که این امکان وجود دارد نیز باید محدودیت‌های زیست محیطی را مدنظر قرار داد) از وسیله‌ای به نام برج خنک‌کن<sup>۱</sup> برای خنک کردن مجدد آبی که در کندانسور گرم شده استفاده می‌شود. برج خنک‌کن دستگاهی است که در آن با تماس مستقیم آب گرم و هوای محیط، دمای آب کاهش یافته و امکان استفاده مجدد آن در کندانسور میسر می‌شود.



شکل ۶-۵۰. واحد تقطیر با کندانسور آبی پوسته و لوله.

1. Cooling Tower



شکل ۶-۵۱. سیستم تبرید با کندانسور آبی دو لوله‌ای و برج خنک‌کن.

در شکل ۶-۵۱ برج خنک‌کن و مدار اتصال آن به کندانسور آبی نشان داده شده است. مطابق این شکل آبی که در کندانسور آبی گرم شده به بالای یک برج خنک‌کن انتقال می‌یابد. این آب گرم با نازل‌هایی به سمت پایین پاشیده می‌شود. هوای محیط نیز با یک فن در خلاف جهت آب، به سمت بالا جریان می‌یابد. به منظور افزایش سطح و زمان تماس آب و هوا از شبکه‌هایی<sup>۱</sup> در داخل برج استفاده می‌شود. شبکه‌ها می‌توانند از جنس چوب یا مواد پلاستیکی باشند. آب خنک شده وارد تشتک برج شده و از آنجا با پمپ برج به کندانسور منتقل می‌شود.

در بالای برج قبل از فن از صفحاتی به نام قطره‌گیر برای جلوگیری از خارج شدن قطرات آب همراه هوا استفاده می‌شود. از آنجا که بخشی از آب پاشیده شده بر روی شبکه‌ها در اثر تماس با هوا تبخیر می‌شود، برای جبران آن از آب تغذیه<sup>۲</sup>

1. Packing

2. Make-Up Water

استفاده می‌شود. تبخیر آب باعث باقی ماندن و افزایش درصد املاح در آب باقی مانده و در نتیجه افزایش رسوب و کاهش انتقال حرارت در کندانسور می‌شود. به منظور جلوگیری از این امر، بخشی از آب مطابق شکل فوق از مدار خارج شده<sup>۱</sup> و آب تغذیه که دارای املاح کمتر است، جایگزین آن می‌شود. کنترل میزان زیر آب می‌تواند به صورت دستی و طبق یک دستورالعمل با اپراتور و یا یک سیستم اتوماتیک صورت گیرد. معمولاً می‌توان از یک سنسور برای تعیین سختی آب و سپس کنترل زیر آب استفاده کرد.

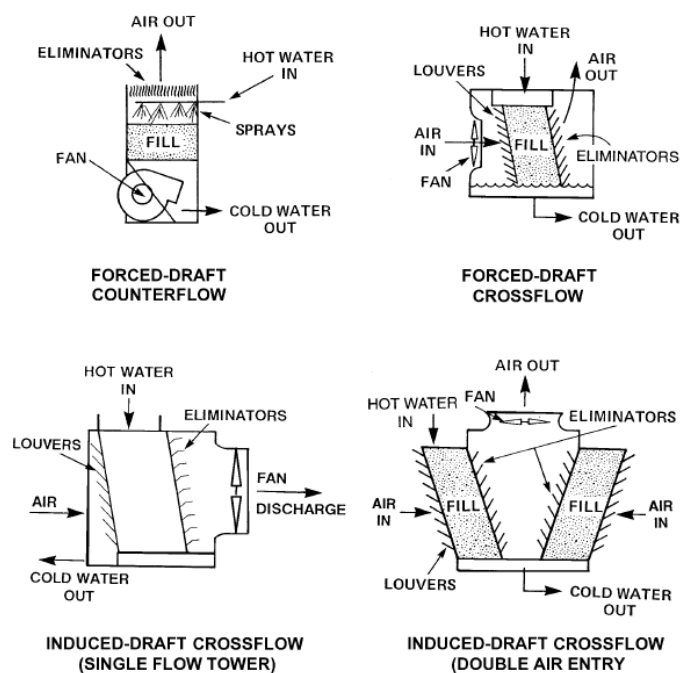
برج خنک‌کن شکل قبل که در آن جریان آب و هوا بر خلاف هم هستند و فن هوا را از داخل شبکه‌ها مکش می‌کند به برج خنک‌کن جریان مخالف مکشی<sup>۲</sup> موسوم است. در برج‌های خنک‌کن جریان مخالف هوا می‌تواند به داخل برج دمیده شود. در این صورت فن (معمولاً از نوع گریز مرکز) در ورودی برج نصب شده و هوا را به داخل برج می‌دمد. به این نوع، برج خنک‌کن جریان مخالف دمشی<sup>۳</sup> گفته می‌شود. معمولاً این نوع برج خنک‌کن دارای صدای کمتر نسبت به نوع قبل است. در نوع دیگری از برج خنک‌کن که به برج خنک‌کن جریان متقاطع<sup>۴</sup> موسوم است جریان آب و هوا برهم عمودند، به این صورت که آب به سمت پایین و هوا در جهت افقی جریان می‌یابد. جریان هوا در این نوع می‌تواند به صورت مکشی از یک سمت، مکشی از دو سمت (برج‌های دوزنقه‌ای شکل) و دمشی باشد. معمولاً نوع آخر چندان مرسوم نیست. در شکل ۶-۵۲ برج خنک‌کن دمشی جریان مخالف و سه نوع برج جریان متقاطع ذکر شده نشان داده شده‌اند.

معمولاً اختلاف دمای تقطیر با دمای آب ورودی کندانسور در کندانسورهای آبی حدود  $10^{\circ}\text{C}$  و اختلاف دمای آب ورودی با خروجی کندانسور حدود  $5^{\circ}\text{C}$  انتخاب می‌شود.

1. Bleed-Off  
3. Counter Flow Forced Draft

2. Counter Flow Induced Draft  
4. Cross Flow





شکل ۶-۵۲. برج خنک‌کن دمشی جریان مخالف و سه نوع برج جریان متقاطع.

در برج خنک‌کن اختلاف دمای آب ورودی و خروجی برج را **Range** و اختلاف دمای آب خروجی با دمای مرطوب هوای ورودی را **Approach** می‌نامند. برای نمونه، اعداد مربوط به یک برج خنک‌کن در شهری با دمای مرطوب  $23^{\circ}\text{C}$  عبارت‌اند از:

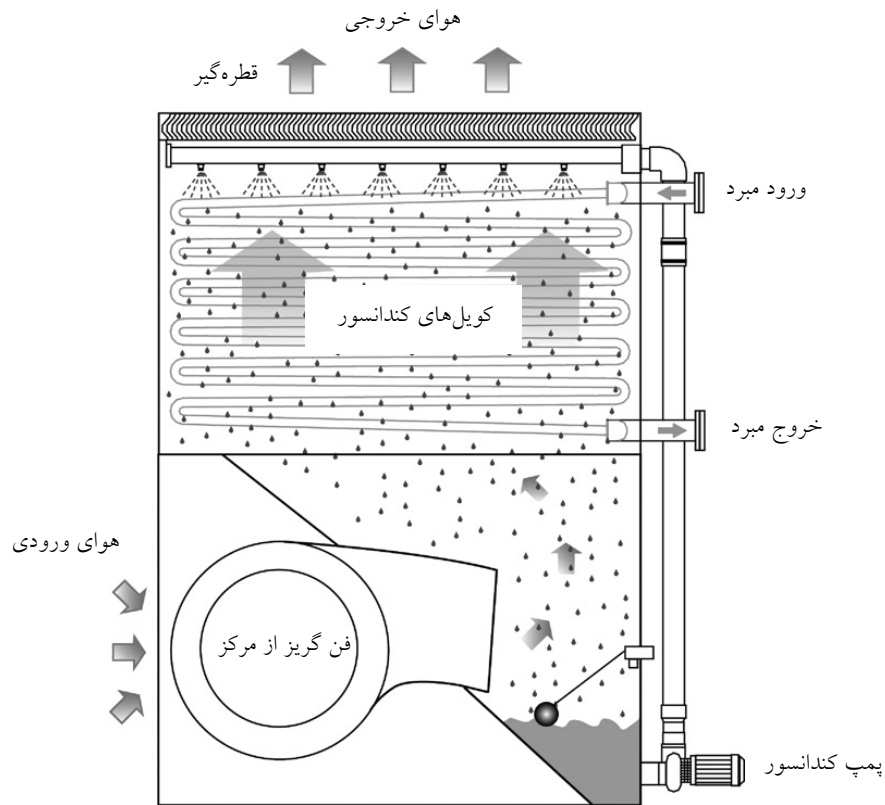
- دمای آب خروجی برج خنک‌کن: ۲۷ درجه سانتی‌گراد
- دمای آب ورودی برج خنک‌کن: ۳۲ درجه سانتی‌گراد
- دمای تقطیر: ۴۲ درجه سانتی‌گراد

مقدار سابکولینگ مناسب برای این نوع کندانسورها در محدوده ۵ تا ۸ درجه سانتی‌گراد است.

یادآوری می‌شود که استفاده از برج خنک‌کن در مناطق با آب و هوای مرطوب کارایی مناسبی ندارد، زیرا برج تنها می‌تواند آب را تا دمایی معادل (دمای مرطوب + Approach) خنک‌کند. در صورت استفاده در این مناطق، دبی آب برج باید به مراتب بیشتر از برج مشابه در منطقه خشک باشد.

### ۶-۳-۳. کندانسور تبخیری

کندانسور تبخیری را می‌توان به مشابه یک کندانسور هوایی در نظر گرفت که بر روی لوله‌های آن آب پاشیده می‌شود. در شکل ۶-۵۳ نحوه عملکرد کندانسور تبخیری نشان داده شده است. در این کندانسورها که معمولاً به صورت دمشی ساخته می‌شوند، هوای محیط از روی لوله‌های حاوی مبرد که در واقع لوله‌های کندانسور هستند، عبور داده می‌شود. به‌طور همزمان آب با یک پمپ از مخزنی در پایین محفظه به روی لوله‌ها پاشیده می‌شود. عبور همزمان جریان هوا و پاشش آب بر روی لوله‌های حاوی مبرد باعث کاهش دمای بیشتر مبرد نسبت به کندانسور هوایی می‌شود. معمولاً از کندانسور تبخیری در سیستم‌های تبرید آمونیاکی که دمای خروج مبرد از کمپرسور بالا است، استفاده می‌شود.



شکل ۶-۵۳. کندانسور تبخیری.

## ۶-۴. وسایل انبساط<sup>۱</sup>

وظایف وسیله انبساط یا کاهش فشار عبارت‌اند از:

- کاهش فشار مبرد از فشار کندانسور به فشار اوپراتور
- تنظیم دبی مبرد

البته وظیفه دوم همان‌طور که خواهیم دید در تمامی روش‌ها ممکن نیست. به‌طور

کلی وسایل انبساط را می‌توان به چند نوع تقسیم کرد که عبارت‌اند از:

- لوله موئین<sup>۲</sup>
- شیر انبساط اتوماتیک<sup>۳</sup>
- شیر انبساط ترمواستاتیکی<sup>۴</sup>
- شیر انبساط الکترونیکی<sup>۵</sup>
- شیر شناوری سمت فشار پایین<sup>۶</sup>
- شیر شناوری سمت فشار بالا<sup>۷</sup>

در این بخش در مورد انواع مذکور و نحوه عملکرد آنها توضیح داده می‌شود.

### ۶-۴-۱. لوله موئین

لوله موئین یک لوله با قطر کم (۰/۸ تا ۲ میلی‌متر) و طول زیاد (۱ تا ۴ متر) است. در

شکل ۲-۵ فصل قبل نمونه‌ای از یک لوله موئین و در شکل ۴۹-۵ همان فصل نحوه اتصال لوله موئین در یک یخچال خانگی نشان داده شده است.

با عبور مایع مبرد تحت فشار از این لوله، فشار آن به تدریج کاهش یافته تا از

فشار کندانسور به فشار اوپراتور برسد. از لوله موئین تنها در سیستم‌های تبرید با

ظرفیت پایین استفاده می‌شود؛ مانند، یخچال‌ها و فریزرهای خانگی، کولرهای گازی

و آب سردکن‌های کوچک.

---

1. Expansion Devices  
3. Automatic Expansion Valve  
5. Electronic Expansion Valve  
7. High side Float Valve

2. Capillary Tube  
4. Thermostatic Expansion Valve  
6. Low Side Float Valve

در لوله موئین کنترل فعالی بر میزان جریان مبرد صورت نمی‌گیرد و نقطه کارکرد آن حاصل بالانس منحنی تغییرات دبی کمپرسور و منحنی تغییرات دبی عبوری از لوله موئین بر حسب اختلاف فشار کندانسور و اوپراتور است. از مزایای لوله موئین می‌توان به قیمت پایین آن، عدم وجود قطعات متحرک و ایجاد تعادل فشار بین سمت فشار بالا و فشار پایین در حالت خاموش بودن سیستم اشاره کرد. مزیت آخر به این منجر می‌شود که کمپرسور در لحظه استارت به گشتاور راه اندازی زیاد نیاز نداشته باشد.

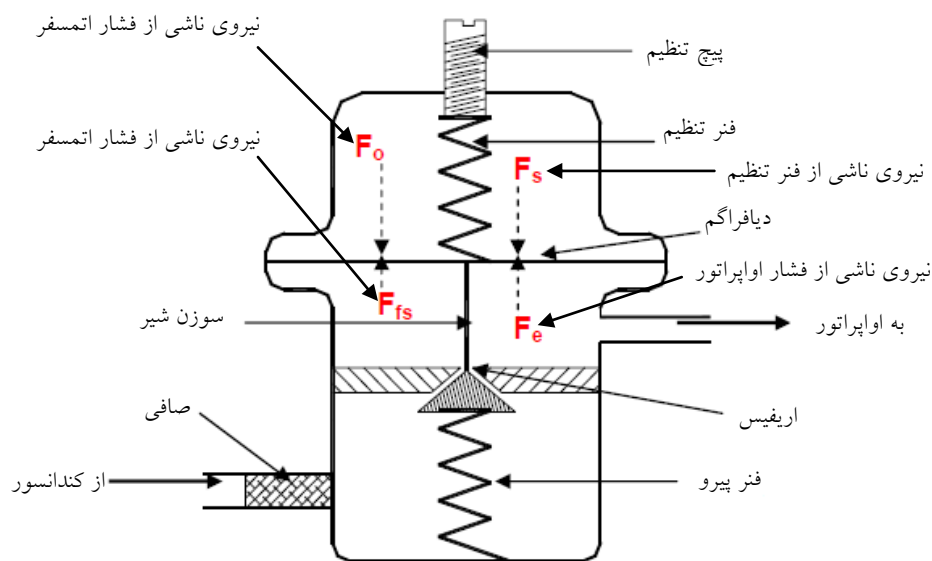
معایب لوله موئین عبارت‌اند از: عدم تنظیم جریان مبرد، امکان بسته شدن مسیر آن به علت قطر کم مجرا و امکان تجمع مایع در اوپراتور به هنگام خاموش بودن دستگاه. مورد آخر ممکن است به ورود مایع مبرد به کمپرسور در هنگام استارت اولیه منجر شود. به منظور جلوگیری از این امر، شارژ مناسب در سیستم‌های دارای لوله موئین حائز اهمیت است. به حداکثر میزان شارژ مجاز مبرد که مقدار بیش از آن باعث ورود مایع به کمپرسور شود، شارژ بحرانی<sup>۱</sup> می‌گویند. برای انتخاب لوله موئین روش‌های تحلیلی مختلفی وجود دارد، ولی در عمل انتخاب قطر و طول لوله موئین برای کاربرد خاص بر طبق جداول تجربی موجود انجام می‌شود.

#### ۶-۴-۲. شیر انبساط اتوماتیک

شیر انبساط اتوماتیک باعث ایجاد یک فشار و در نتیجه دمای ثابت در اوپراتور می‌شود. از این رو به این شیر، شیر انبساط فشار ثابت<sup>۲</sup> نیز گفته می‌شود. در شکل ۶-۵ مکانیزم داخلی یک شیر انبساط اتوماتیک نشان داده شده است. مطابق این شکل موقعیت سوزن شیر نسبت به اریفیس تابعی از مقادیر نیروهای وارد بر دیافراگم است. نیروهای بالای دیافراگم ناشی از فنر تنظیم و فشار اتمسفر و نیروهای پایین دیافراگم ناشی از فنر پیرو و فشار اوپراتور است. افزایش یا کاهش فشار اوپراتور به ترتیب باعث بسته‌تر یا بازتر شدن شیر می‌شوند.

1. Critical Charge

2. Constant Pressure Expansion Valve



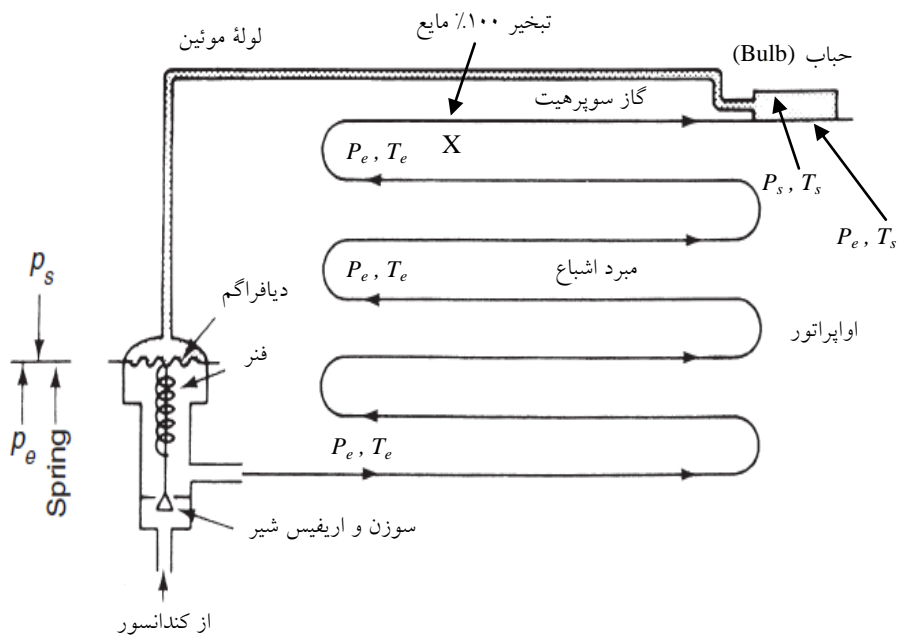
شکل ۶-۵۴. شیر انبساط اتوماتیک.

معمولاً کاهش فشار یا دمای اوپراتور ناشی از کاهش بار آن است. در نتیجه شیر تغذیه اوپراتور باید به گونه‌ای عمل کند که در چنین مواردی دبی مبرد ورودی به اوپراتور کاهش یابد. اما در عمل با توجه به توضیحات قبل و بررسی شکل، عکس این حالت اتفاق می‌افتد. مشابه همین وضعیت در حالت افزایش بار اوپراتور نیز پیش می‌آید. این رفتار یکی از معایب مهم شیرهای انبساط اتوماتیک است. با این حال از این شیر در مواردی که حفظ فشار ثابت در اوپراتور دارای اهمیت باشد، استفاده می‌شود.

#### ۳-۴-۶. شیر انبساط ترمواستاتیک

شیر انبساط ترمواستاتیک مرسوم‌ترین وسیله انبساطی مورد استفاده در سیستم‌های تبرید متوسط و بزرگ است. البته یادآوری می‌شود که از این شیر تنها در اوپراتورهای با تغذیه مستقیم یا خشک استفاده می‌شود. در این کتاب هرگاه که از

کلمه «شیر انبساط» بدون پسوند استفاده شود، منظور شیر انبساط ترموستاتیک است. مهم‌ترین خاصیت شیر انبساط ترموستاتیک (علاوه بر کاهش فشار) حفظ سوپرهدیت ثابت در اوپراتور با تغییر دبی مبرد است. شکل ظاهری یک شیر انبساط در شکل ۱-۵ فصل قبل نشان داده شده است. در شکل ۶-۵ مکانیزم داخلی یک شیر انبساط و نحوه اتصال آن به سیستم نشان داده شده است.



شکل ۶-۵. مکانیزم داخلی شیر انبساط ترموستاتیکی و نحوه نصب آن.

مطابق شکل، فشار و دمای مبرد پس از عبور از شیر انبساط به ترتیب به  $P_e$  و  $T_e$  کاهش می‌یابند. همان‌طور که در مثال ۱-۵ فصل قبل ملاحظه کردید، مبرد بعد از شیر در حالت اشباع قرار دارد. با صرف نظر کردن از افت فشار در اوپراتور، فشار و دمای مبرد (با فرض آنکه مبرد از نوع زئوتروپ نباشد) تا نقطه  $X$  ثابت می‌مانند. نقطه  $X$  مکانی است که در آن نقطه همه مایع مبرد به بخار تبدیل شده است. بعد از این نقطه، مبرد سوپرهدیت شده و دمای آن افزایش می‌یابد. به منظور کنترل میزان

سوپرهیت، یک حباب (بالب) بر روی لوله خروجی اواپراتور نصب می‌شود. این بالب با یک لوله باریک به بالای دیافراگم شیر انبساط متصل شده است. در داخل بالب و لوله موئین از همان مبرد سیستم پر شده است.

به منظور توضیح بیشتر نحوه عملکرد شیر، فرض کنید که در شیر انبساط نشان داده شده مبرد سیستم R134a و دمای تبخیر  $0^{\circ}\text{C}$  است. با مراجعه به جدول اشباع این مبرد فشار اشباع در این دما برابر  $2/928\text{bar}$  است. اگر فرض کنیم میزان سوپرهیت مورد نظر  $5^{\circ}\text{C}$  باشد، دما در محل نصب بالب برابر  $5^{\circ}\text{C}$  خواهد بود. نکته مهم آن است که فشار مبرد داخل بالب برابر فشار اشباع در دمای  $5^{\circ}\text{C}$  (نه  $0^{\circ}\text{C}$ ) یعنی  $3/496\text{bar}$  خواهد بود. به طور خلاصه داریم:

$$P_e = 2/928\text{bar} \quad , \quad T_e = 0^{\circ}\text{C} \quad , \quad P_s = 3/496\text{bar} \quad , \quad T_s = 5^{\circ}\text{C}$$

بنابراین، با استفاده از دیاگرام آزاد رسم شده در سمت چپ شکل فوق، فشار مورد نیاز که با فنر باید تأمین شود، برابر اختلاف  $P_s$  و  $P_e$  یعنی  $0/568\text{bar}$  است. حال با تغییر میزان سوپرهیت اواپراتور تعادل نیروها در جهتی تغییر می‌کند که سوپرهیت ثابتی را در اواپراتور ایجاد کند؛ برای مثال، فرض کنید سوپرهیت در این اواپراتور به دلیل ورود محصول جدید به داخل فضای سردخانه افزایش پیدا می‌کند. مراحل پاسخ شیر عبارت‌اند از:

- نقطه اتمام مایع مبرد در اواپراتور (X) به سمت ورودی اواپراتور حرکت می‌کند.

- مقدار سوپرهیت بیشتر می‌شود. فرض کنید سوپرهیت از  $0^{\circ}\text{C}$  به  $10^{\circ}\text{C}$  افزایش پیدا کند.

- فشار مبرد داخل بالب افزایش می‌یابد. برای حالت اخیر مقدار آن به  $4/145\text{bar}$  (فشار اشباع در دمای  $10^{\circ}\text{C}$ ) افزایش می‌یابد.

- دیافراگم در اثر این فشار به سمت پایین حرکت کرده و باعث ورود مبرد بیشتر به اواپراتور می‌شود تا میزان سوپرهیت به مقدار از پیش تعیین شده  $5^{\circ}\text{C}$  برسد.

- با رسیدن شرایط به این نقطه، دیافراگم مجدداً در حالت تعادل قرار می‌گیرد. شما می‌توانید مشابه همین تحلیل را برای حالتی که سوپرهیت به مقدار کمتر از  $5^{\circ}\text{C}$  تقلیل یابد، انجام دهید. در این حالت با بسته‌تر شدن شیر، دبی مبرد ورودی به اوپراتور کمتر می‌شود.

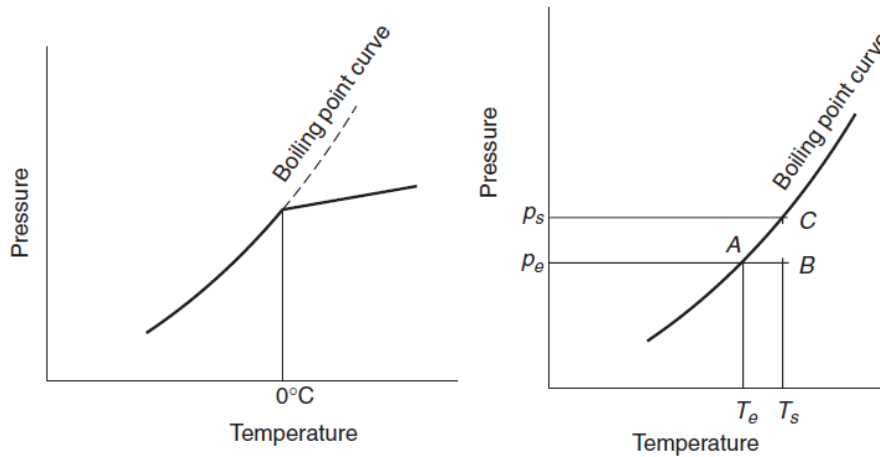
در صورت نیاز به تغییر سوپرهیت تنظیم شده، این کار با پیچ تنظیم تعبیه شده بر روی شیر انبساط انجام می‌شود. معمولاً در شیرهای انبساط، به‌طور استاندارد چرخاندن پیچ تنظیم در جهت عقربه‌های ساعت باعث بسته‌تر شدن شیر و در نتیجه افزایش سوپرهیت می‌شود.

دقت کنید که وظیفه شیر انبساط، کنترل ظرفیت سیستم برودتی نیست و در صورت لزوم باید از سیستم‌های کنترل ظرفیت استفاده شود که در بخش کمپرسورها توضیح داده شد.

در شیر انبساطی که در بالا توضیح داده شد حجم مبرد به اندازه‌ای است که در تمام محدوده کارکرد، مبرد در حالت اشباع قرار دارد. در سمت راست شکل ۵۶۶ منحنی فشار بر حسب دمای مبرد داخل بالب در این حالت و همچنین مقادیر فشارها و دماهای مورد بحث نشان داده شده است. در نوع دیگری از شیر انبساط که به Limit Charge یا Maximum Operating Pressure موسوم است (این شیرها به اختصار با MOP نشان داده می‌شوند) میزان مبرد به اندازه‌ای است که بعد از یک دمای معین تمام مایع داخل بالب تبخیر می‌شود. در این صورت رفتار فشار بر حسب دما مشابه آنچه که در سمت چپ شکل ۵۶۶ نشان داده شده است، تقریباً از رابطه گاز کامل تبعیت می‌کند. این امر باعث می‌شود که بعد از تبخیر تمام مایع ( $0^{\circ}\text{C}$  در این شکل) شیر به حالت بسته در آید. کاربرد عمده این نوع شیرها در مواردی مانند، تونل انجماد است که در هنگام راه اندازی بار زیادی روی اوپراتور است. در صورت استفاده از شیرهای انبساط معمولی، شیر در شروع کار کاملاً باز شده و بار زیادی به موتور کمپرسور اعمال می‌شود. با استفاده از شیر MOP فشار اوپراتور در هنگام استارت سیستم محدود می‌شود و از اعمال بار بیش از حد بر



روی موتور (Motor Overload) جلوگیری خواهد شد. ظاهر این شیرها مشابه شیرهای انبساط معمولی است، ولی کلمه MOP به همراه دمای تغییر فاز در قسمت بالای شیر درج می‌شود.



شکل ۵۶-۶. رفتار فشار بر حسب دما در شیر انبساط معمولی (راست) و شیر MOP (چپ).

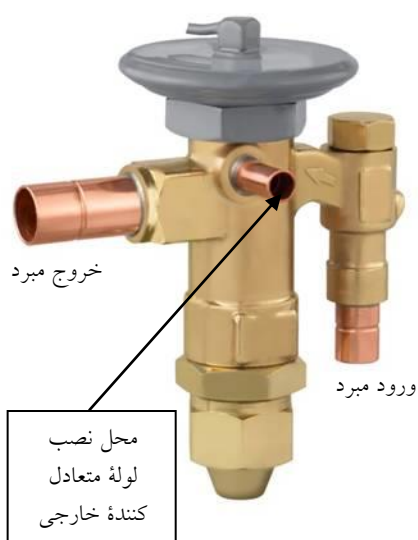
همان‌طور که به خاطر دارید، توضیحات قبل برای حالتی ارائه شد که از افت فشار در اواپراتور صرف‌نظر شود. در این شیرها مطابق شکل ۵۵-۶ فشار ورودی اواپراتور از طریق یک مجرا به زیر دیافراگم انتقال می‌یابد. به همین دلیل اصطلاح شیرهای انبساط با متعادل‌کننده داخلی<sup>۱</sup> به این شیرها اطلاق می‌شود.

در اواپراتورهای بزرگ در سردخانه‌ها مخصوصاً در مواردی که مطابق شکل ۵۷-۶ از توزیع‌کننده<sup>۲</sup> در ورودی اواپراتور استفاده شود و همچنین در اواپراتورهای پوسته و لوله مورد استفاده در چیلرها این افت قابل ملاحظه است. در این صورت، فشار محل نصب بالب (که با فشار ورودی اواپراتور متفاوت است) از طریق یک لوله به نام لوله متعادل‌کننده خارجی<sup>۳</sup> به زیر دیافراگم انتقال می‌یابد. در شکل ۵۸-۶

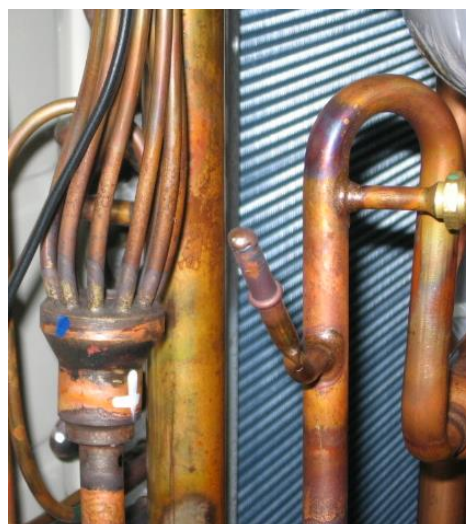
1. Internal Equalizer Valves  
3. External Equalizer Line

2. Distributor

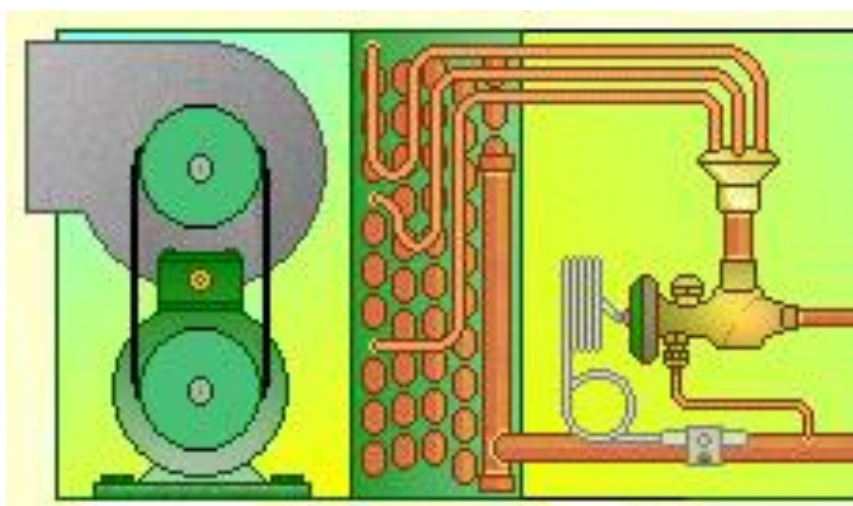
یک شیر انبساط ترمواستاتیک با متعادل‌کننده خارجی و در شکل ۵۹-۶ نحوه نصب آن نشان داده شده است.



شکل ۶-۵۸. شیر انبساط با متعادل‌کننده خارجی.



شکل ۶-۵۷. توزیع‌کننده<sup>۱</sup>.



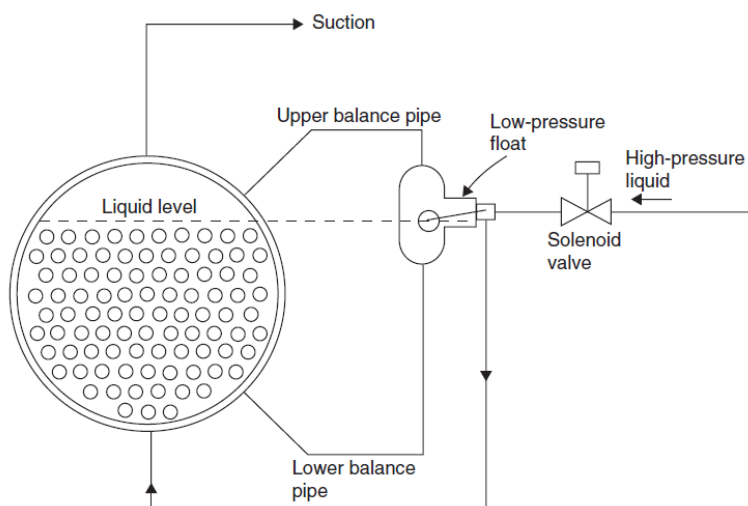
شکل ۶-۵۹. نحوه نصب شیر انبساط با متعادل‌کننده خارجی.

#### ۶-۴-۴. شیر انبساط الکترونیک

در این نوع شیر، دمای خروجی اواپراتور با یک سنسور دمای الکترونیکی؛ مانند، ترمیستور اندازه‌گیری شده و بر اساس تنظیم از پیش تعیین شده، می‌تواند میزان دبی عبوری از شیر را کنترل کند. از آنجا که این شیر می‌تواند به صورت دو طرفه نیز عمل کند، از آن در پمپ‌های حرارتی نیز استفاده می‌شود. تنظیم میزان جریان با مکانیزم‌های حرارتی یا استپر موتور انجام می‌شود که نوع آخر می‌تواند به کنترل بسیار دقیق منجر شود. معمولاً پاسخ این نوع شیرها به تغییرات بار نیز سریع‌تر از شیرهای انبساط ترمواستاتیک است. استفاده از شیرهای الکترونیکی در دستگاه‌های برودتی رو به افزایش است.

#### ۶-۴-۵. شیر شناوری سمت فشار پایین

از این نوع شیرهای انبساط معمولاً در اواپراتورهای مرطوب و سیستم‌های تبرید صنعتی بزرگ و سیستم‌های دو مرحله‌ای که دارای مخازن جداکننده هستند، استفاده می‌شود. در شکل ۶-۶ نمونه‌ای از یک شیر شناوری سمت فشار پایین که برای تغذیه یک اواپراتور پوسته و لوله مرطوب به کار رفته، نشان داده شده است.



شکل ۶-۶. استفاده از شیر شناوری سمت فشار پایین برای تغذیه اواپراتور پوسته و لوله مرطوب.

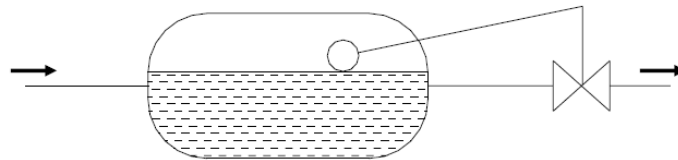
با استفاده از این شیر، علاوه بر کاهش فشار و دما، سطح مایع داخل اواپراتور نیز ثابت می‌ماند.

معمولاً در سیستم‌های آمونیاکی دو مرحله‌ای از این شیرها برای تغذیه و ثابت نگه داشتن سطح مایع در مخازن جداکننده استفاده می‌شود. در این مخازن به منظور جلوگیری از ورود احتمالی مایع به کمپرسور در صورت عمل نکردن شیر شناوری از سوئیچ هشدار سطح در قسمت بالای مخزن استفاده می‌شود. با افزایش سطح به میزانی بیش از حد تعیین شده، کمپرسور مربوط (کمپرسوری که لوله بالای مخزن به آن انتقال می‌یابد) خاموش می‌شود.

در سیستم‌های با تغذیه اضافی مبرد که از پمپ برای انتقال مبرد به اواپراتورها استفاده می‌شود، سوئیچ مشابهی برای قطع پمپ در هنگام کاهش بیش از حد سطح مایع در مخزن جداکننده استفاده می‌شود.

#### ۶-۴-۶. شیر شناوری سمت فشار بالا

به جای نصب شناور در سمت فشار پایین می‌توان مطابق شکل ۶-۶ آن را در سمت فشار بالا قرار داد. با تقطیر مبرد در کندانسور، به تناسب مبرد تقطیر شده به اواپراتور انتقال می‌یابد. میزان شارژ در سیستم‌هایی که از این نوع تغذیه استفاده می‌کنند، بسیار مهم است. از این نوع شیر انبساط هم می‌توان در اواپراتورهای خشک و هم مرطوب استفاده کرد. یکی دیگر از مزایای این نوع شیر آن است که همانند یک تله بخار تنها به مایع مبرد اجازه خروج به سمت اواپراتور داده می‌شود. در مقایسه با نوع قبل، استفاده از این نوع شیرها در سیستم‌های تبرید صنعتی چندان مرسوم نیست.



شکل ۶-۶. شیر انبساط شناوری سمت فشار بالا.

### ۶-۴-۷. شیر انبساط دستی

از این شیرها در برخی موارد خاص مانند مسیر مایع مبرد از مخزن جداکننده به اوپراتور در سیستم‌های تغذیه اضافی استفاده می‌شود. وظیفه اصلی این شیر تنظیم دبی بین اوپراتورهای مختلف است و بخش عمده انبساط مبرد در سیستم اصلی که می‌تواند شیر شناوری سمت فشار پایین باشد صورت می‌گیرد.

### ۶-۵. اجزای دیگر سیکل تبرید تراکمی

اجزای اصلی یک سیستم تبرید تراکمی عبارت‌اند از: کمپرسور، کندانسور، اوپراتور و وسیله انبساط که در چهار بخش قبل در مورد آنها توضیح داده شد. اما در عمل، تجهیزات دیگری به یک سیستم برودتی اضافه می‌شوند که می‌توانند در کنترل بهتر، ایمنی و نگهداری سیستم مؤثر باشند. این وسایل را به‌طور کلی می‌توان به دو دسته تجهیزات مکانیکی یا الکترومکانیکی و تجهیزات کنترلی تقسیم‌بندی کرد. در این بخش به ترتیب این وسایل معرفی می‌شوند.

### ۶-۵-۱. تجهیزات اضافی مکانیکی در مسیر مبرد

با وجود آنکه تجهیزات متنوعی می‌توان به مدار مبرد یک سیکل تبرید اضافه کرد، ولی برخی از آنها مرسوم‌تر و وجود آنها ضروری‌تر است. در شکل ۶-۶ یک سیستم تبرید تراکمی با کندانسور هوایی و اوپراتور خنک‌کن هوا نشان داده شده است که علاوه بر چهار جزء اصلی که قبلاً معرفی شده بودند، تجهیزات دیگری نیز به آن اضافه شده است. با شروع از کمپرسور به معرفی این اجزا به ترتیب در لوله رانش، مایع و مکش می‌پردازیم. اجزای خط لوله رانش عبارت‌اند از:

**لرزه‌گیر<sup>۱</sup>:** لرزه‌گیر می‌تواند در ورودی و خروجی کمپرسور نصب شود. هدف از این وسیله جلوگیری از انتقال ارتعاش کمپرسور به خط لوله است. این ارتعاش مخصوصاً در هنگام استارت یا توقف سیستم می‌تواند مهم باشد. در شکل ۶-۶ نحوه

1. Vibration Isolator

نصب لرزه گیر و مقطع داخلی آن نشان داده شده است.

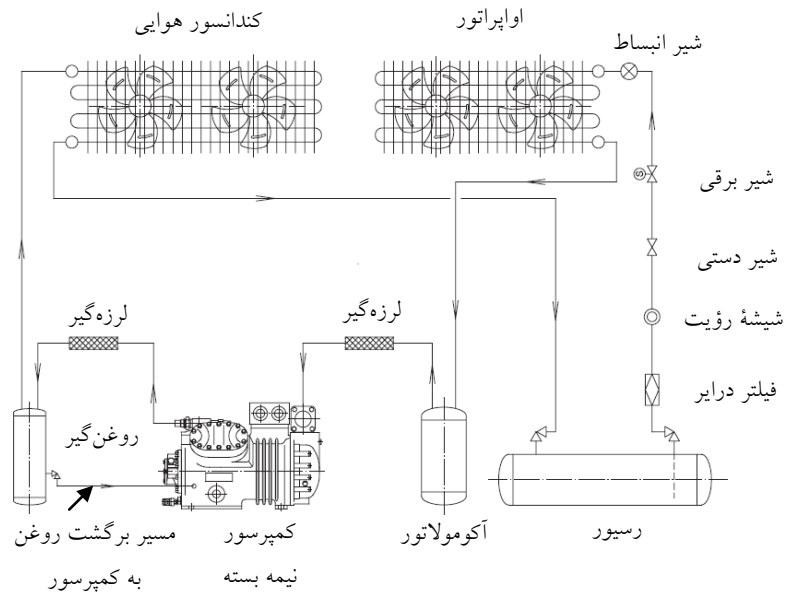
**صداخفه کن یا مفلر<sup>۱</sup>:** نوسانات فشار مبرد خروجی از کمپرسور می تواند به صدای زیاد و آزاردهنده منجر شود. جهت کاهش شدت صدای فوق می توان از یک صدا خفه کن یا مفلر در خط رانش کمپرسور (در شکل نشان داده نشده است) استفاده کرد. در درون مفلر صفحاتی وجود دارد که برخورد گاز به آنها می تواند باعث کاهش صدا شود.

**جداکننده روغن یا روغن گیر<sup>۲</sup>:** در طی فرایند تراکم در کمپرسور سیلندر پیستونی بخشی از روغن کمپرسور به همراه مبرد از طریق لوله رانش خارج می شود. به منظور برگرداندن روغن خارج شده به کارتل کمپرسور، از یک روغن گیر استفاده می شود که مطابق شکل ۶-۶۲ در لوله رانش نصب می شود. در روغن گیرها جدا شدن روغن از گاز به یکی از روش های تغییر ناگهانی جهت حرکت با تیغه هایی که در درون آن تعبیه شده اند، استفاده از نیروی گریز از مرکز یا فیلترهای خاص صورت می گیرد. با این وسیله می توان ۹۵ تا ۹۸ درصد روغن خارج شده از کمپرسور را به آن برگرداند. از آنجا که فشار داخل روغن گیر، فشار رانش و فشار کارتل کمپرسور فشار مکش است، برگشت مبرد از طریق یک شناور در داخل روغن گیر و عبور روغن از یک کاهنده فشار صورت می گیرد. در شکل ۶-۶۴ نمایی از یک کمپرسور باز که روغن گیر در مسیر خط رانش نصب شده نشان داده شده است. همچنین در این شکل شیر برقی مسیر برگشت روغن به کارتل نیز نمایان است. این شیر برقی در هنگام توقف کمپرسور بسته می شود. این کار از انتقال مبردی که ممکن است، در حین توقف کمپرسور در داخل روغن گیر به مایع تبدیل شده به کارتل نیز جلوگیری می کند.

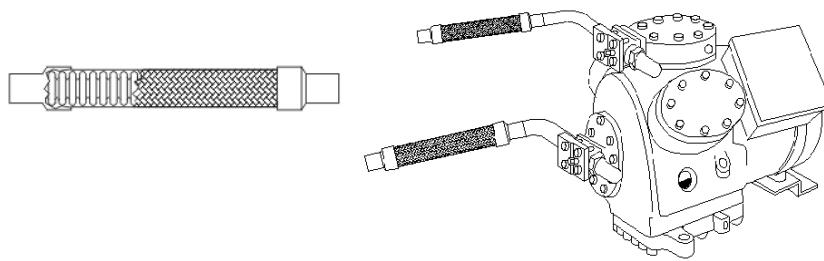
در کمپرسورهای پیچی، روغن گیر جزء لاینفک این سیستم ها است و همان گونه که قبلاً ذکر شد، می تواند خارج از کمپرسور یا در داخل آن قرار گیرد.

1. Muffler

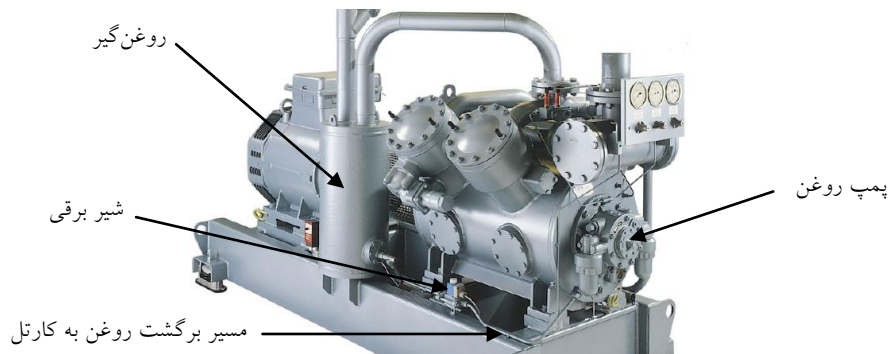
2. Oil Separator



شکل ۶-۶۲. یک سیستم تبرید با کندانسور هوایی و اوپراتور خنک کن هوا.



شکل ۶-۶۳. نحوه نصب لرزه گیر و شکل داخلی آن.



شکل ۶-۶۴. روغن گیر نصب شده در کنار یک کمپرسور باز و مسیر برگشت روغن به کارتیل.

اجزای خط لوله مایع عبارت‌اند از:

**مخزن ذخیره مایع یا رسیور:** مخزن ذخیره مبرد یا رسیور قبلاً در شکل ۸-۵ معرفی شد. رسیور مخزنی است که بعد از کندانسور و بلافاصله در زیر آن قرار می‌گیرد. هدف اصلی از این مخزن در صورت لزوم امکان ذخیره مبرد سیستم در آن (مثلاً در هنگام تعمیر سیستم) و همچنین مکانی برای جای دادن مبرد اضافی در سیستم است که ممکن است در اثر تغییر شرایط کارکرد به وجود آید (مثلاً در اثر باز و بسته شدن شیر انبساط). البته با نصب رسیور جرم مبرد مورد نیاز در سیستم نیز افزایش می‌یابد و این باعث افزایش هزینه و همچنین پیچیدگی سیستم می‌شود. از این‌رو در بسیاری از سیستم‌های کوچک از رسیور استفاده نمی‌شود. البته در سیستم‌هایی که از لوله موئین استفاده می‌کنند، عاملی برای تغییر دبی وجود ندارد (بر خلاف سیستم‌های با شیر انبساط)؛ بنابراین، با توجه به پارامترهای هزینه‌ای ذکر شده، استفاده از رسیور در سیستم‌های کوچک که دارای لوله موئین هستند مرسوم نیست.

در صورت استفاده از رسیور حجم آن به گونه‌ای انتخاب می‌شود که علاوه بر امکان ذخیره مبرد موجود در سیستم، ۲۰ درصد نیز فضای خالی داشته باشد. این حجم به منظور پیش‌بینی افزایش حجم مبرد در اثر افزایش فشار است. با وجود این معمولاً بر روی رسیورها شیر اطمینان به منظور تخلیه مبرد در صورت افزایش بیش از حد فشار نصب می‌شود. در شکل ۶-۶ یک رسیور افقی نشان داده شده است. معمولاً در ظرفیت‌های پایین‌تر رسیورها به صورت عمودی ساخته می‌شوند.

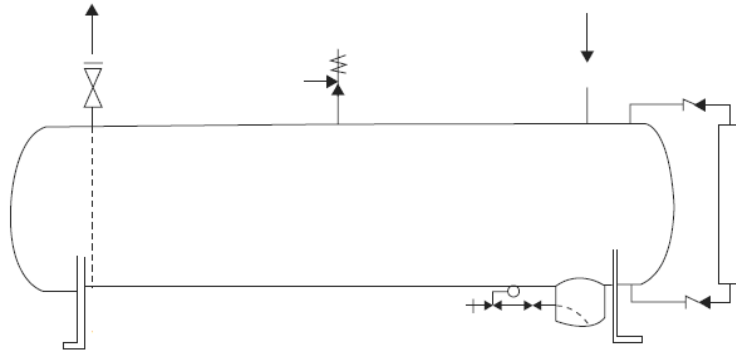
در سیستم‌هایی که از مبرد آمونیاک استفاده می‌کنند، در قسمت پایین رسیور مطابق شکل ۶-۶ از مخزن جمع‌آوری روغن استفاده می‌شود. یادآوری می‌شود که دانسیته روغن از مایع آمونیاک بیشتر است و به دلیل عدم حلالیت این دو در یکدیگر، روغن در قسمت زیرین مبدل‌ها و مخازن جمع می‌شود. در این حالات مخزن رسیور باید شیب کمی به سمت این مخزن داشته باشد.

همان‌طور که قبلاً دیدید در سیستم‌های برودتی که از کندانسور آبی استفاده می‌کنند، مبرد در سمت پوسته و آب خنک‌کن در سمت لوله قرار دارد. با توجه به



امکان استفاده از حجم داخلی پوسته برای انجام وظایف رسیور در برخی سیستم‌های کوچک‌تر که کندانسور آبی دارند از رسیور استفاده نمی‌شود. البته برخی از کندانسورهای آبی پوسته و لوله مطابق شکل ۶۶-۶ به گونه‌ای ساخته می‌شوند که رسیور نیز جزئی از کندانسور است.

در سیستم‌هایی که از روش Pump Down برای خاموش کردن کمپرسور استفاده می‌شود، نیز استفاده از رسیور ضروری است. در این خصوص در ادامه این بخش توضیح داده می‌شود.



شکل ۶-۶۵. رسیور و اجزای آن.



شکل ۶۶-۶. کندانسور آبی دارای رسیور داخلی.

**فیلتر درایر:** در سیستم‌هایی که از مبردهای هالوکربن استفاده می‌کنند، ضروری است که با استفاده از یک ماده جاذب رطوبت میزان رطوبت موجود در سیستم را به حداقل ممکن رساند. به دلیل اهمیت این امر شاید بتوان درایر را بعد از کمپرسور، کندانسور، وسیله انبساط و اواپراتور، پنجمین جزء واجب یک سیستم تبرید به حساب آورد. از این رو است که در سیستم‌های تبرید کوچک با وجود عدم استفاده از اغلب تجهیزات معرفی شده در این بخش، درایر بدون استثنا در همه این سیستم‌ها وجود دارد.

در داخل درایر از یک ماده جاذب رطوبت مانند زئولیت یا مانند آن استفاده می‌شود که عبور مبرد از روی آن باعث جذب رطوبت می‌شود. برای جلوگیری از انتقال مواد فوق به داخل خط لوله در داخل درایر از صافی یا فیلتر نیز استفاده می‌شود. از آنجا که این فیلتر به عنوان صافی برای ممانعت از ورود مواد اضافی احتمالی (که ممکن است در خط لوله وجود داشته باشند) به شیر انبساط و مسدود کردن آن نیز عمل می‌کند، به مجموعه فیلتر و درایر، فیلتر درایر گفته می‌شود.

معمولاً فیلتر درایرهای کوچک به صورت جوشی به سیستم متصل می‌شوند و امکان تعویض مواد داخل آن یا تمیز کردن فیلتر آن وجود ندارد. در شکل ۶-۶۷ دو نوع فیلتر درایر جوشی نشان داده شده است. شکل سمت چپ یک نمونه فیلتر درایر است که مسیر جریان در آن می‌تواند به صورت دو طرفه باشد. کاربرد این نوع در پمپ‌های حرارتی است که در خط مایع آن جریان سیال بسته به فصل می‌تواند در دو جهت مختلف باشد.



شکل ۶-۶۷. راست: فیلتر درایر استاندارد، چپ: فیلتر درایر دو طرفه.

## 1. Filter Drier

در سیستم‌های بزرگتر، فیلتر درایر مورد استفاده به گونه‌ای است که امکان تعویض مواد داخل یا تمیزکردن صافی آن وجود دارد. نمونه‌ای از این فیلتر درایر در شکل ۶-۶۸ نشان داده شده است.

در استفاده از فیلتر درایر باید دقت کرد که درپوش‌های دو طرف آن تا هنگام استفاده نباید باز شوند. همچنین پس از تعمیر سیستم فیلتر درایر باید تعویض شود.

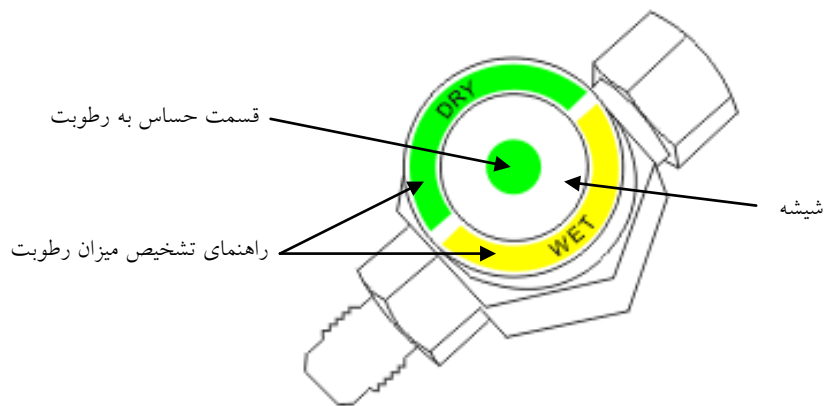


شکل ۶-۶۸. فیلتر درایر با امکان تعویض مواد جاذب رطوبت داخلی یا تمیز کردن صافی.

شیشه رؤیت یا سایت گلاس<sup>۱</sup>: شیشه رؤیت وسیله‌ای برای مشاهده وضعیت مبرد در داخل خط لوله مایع است. منظور از وضعیت مبرد، تشخیص فاز مبرد و میزان رطوبت موجود در آن است. در صورت عبور گاز از این وسیله، حباب‌های گاز به سادگی از طریق شیشه آن قابل مشاهده هستند. از آنجا که خط مایع باید تنها حامل مایع باشد، وجود حباب‌های بخار در این لوله نشان‌دهنده اشکالی در سیستم است. از شیشه رؤیت می‌توان به عنوان یک راهکار برای تعیین میزان شارژ مبرد در سیستم نیز استفاده کرد. البته باید دقت کرد که حباب‌دار بودن مسیر همیشه به معنی کمبود مبرد نیست و دلایل دیگری از قبیل مسدود شدن فیلتر درایر نیز می‌توانند باعث این امر شوند. همچنین اضافه شارژ مبرد نیز از طریق شیشه رؤیت قابل تشخیص نیست.

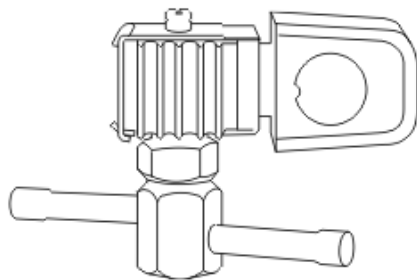
1. Sight Glass

در داخل اکثر شیشه‌های رؤیت یک ماده حساس به رطوبت قرار دارد که رنگ آن بسته به میزان رطوبت تغییر می‌کند. اپراتور می‌تواند با مشاهده رنگ قسمت حساس به رطوبت در خصوص لزوم یا عدم لزوم تعویض یا شارژ مجدد مواد جاذب رطوبت درایر تصمیم‌گیری کند. نمونه‌ای از یک شیشه رؤیت در شکل ۶-۶۹ نشان داده شده است.

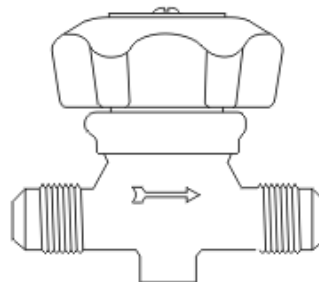


شکل ۶-۶۹. شیشه رؤیت.

شیردستی<sup>۱</sup>: از شیردستی در قسمت‌های مختلف سیستم تبرید استفاده می‌شود. نمونه‌ای از یک شیردستی در شکل ۶-۷۰ نشان داده شده است.



شکل ۶-۷۱. شیر برقی.



شکل ۶-۷۰. شیر دستی.

شیربرقی<sup>۱</sup>: از شیربرقی در مواردی استفاده می‌شود که به باز یا بسته کردن شیر از راه دور یا با یک فرمان الکتریکی نیاز باشد. معمولاً در شیرهای برقی کوچک اهرم یا هسته شیر که به سوزن شیر متصل است، با یک کویل حرکت کرده و باعث باز یا بسته کردن شیر می‌شود. شیرهای به‌کار رفته در سیستم‌های برودتی معمولاً از نوع Normally Closed هستند، به این معنی که شیر در حالت تحریک نشده بسته است و در اثر اعمال جریان به کویل آن، حرکت هسته باعث باز شدن شیر می‌شود.

ساده‌ترین کاربرد یک شیربرقی در سیستم تبرید باز یا بسته کردن یک مسیر تحت شرایط موردنظر است. در خط مایع سیستم‌هایی که چند اواپراتور را تغذیه می‌کنند، شیر برقی می‌تواند برای ایزوله کردن مسیر اواپراتور غیرفعال به‌کار رود. یکی از کاربردهای مهم شیر برقی به همراه ترموستات و کنترل فشار پایین برای انجام Pump Down است که در ادامه توضیح داده می‌شود.

و اجزای خط مکش شکل ۶-۶۲ عبارت‌اند از:

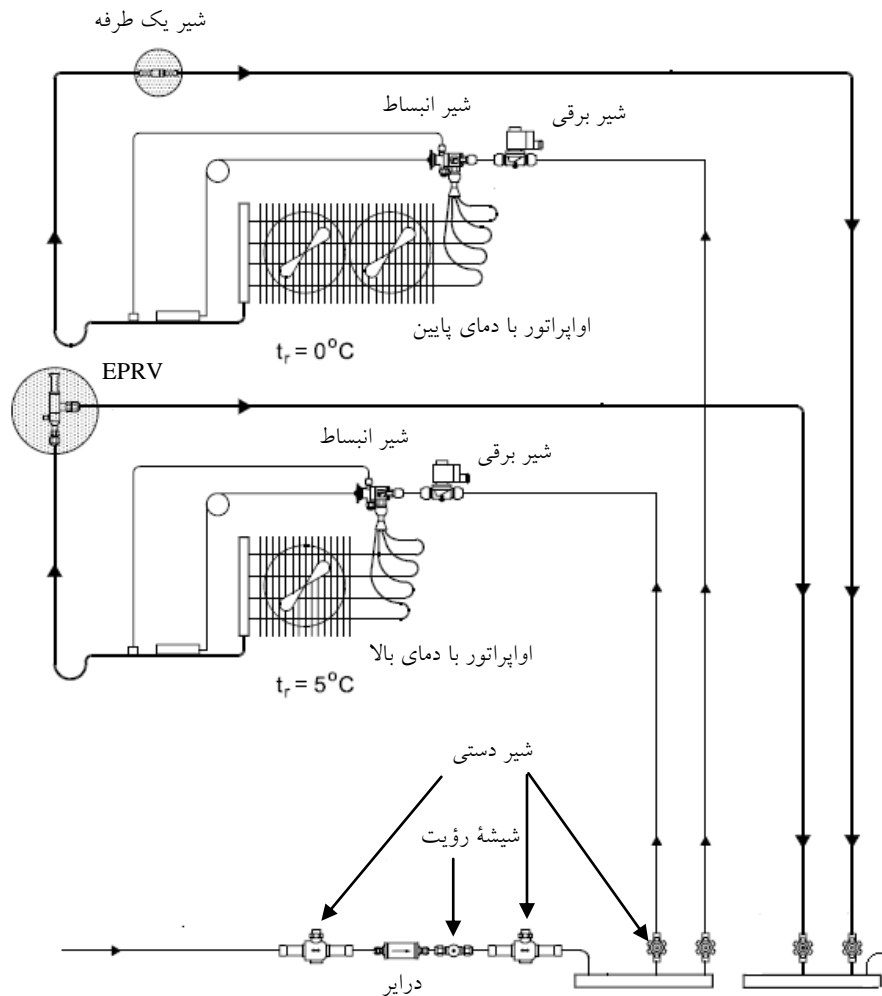
**مخزن تجمع مایع یا مایع‌گیر یا مایع‌شکن:** همان‌طور که در بخش ۵-۳ توضیح داده شد، از این وسیله برای جلوگیری ورود مایع به کمپرسور استفاده می‌شود. در شکل ۵-۱۷ روش کار آکومولاتور نشان داده شده و از تکرار آن در این قسمت خودداری می‌شود.

**لرزه‌گیر خط مکش:** ابتدای همین بخش در این مورد توضیح داده شد.

علاوه بر تجهیزاتی که قبلاً ذکر شد می‌توان از وسایل دیگری نیز به عنوان کنترل و ایمنی بهتر سیستم استفاده کرد. در شکل ۶-۷۳ یک سیستم تبرید که دو اواپراتور با دماهای مختلف دارد نشان داده شده است. با استفاده از این شکل برخی از تجهیزات دیگر که در این کاربردها استفاده می‌شوند معرفی می‌شود.

1. Solenoid Valve

2. Accumulator



شکل ۶-۷۲. سیستم تبرید با دو دمای اواپراتور مختلف.

از توضیح مجدد برخی از تجهیزات این سیستم که قبلاً معرفی شده‌اند، خودداری می‌شود و تنها به موارد جدید می‌پردازیم. پیشنهاد می‌شود که شما مروری بر این اجزا داشته باشید.

شیر یک‌طرفه<sup>۱</sup>: از شیر یک‌طرفه در موارد ذیل در یک سیکل تبرید استفاده می‌شود:

1. Check Valve

- در پمپ‌های حرارتی مطابق شکل‌های ۱۴-۵ و ۱۵-۵.
- بر سر راه لولهٔ رانش درحالتی که خروجی چند کمپرسور به یک کندانسور انتقال می‌یابد.
- بر سر راه لولهٔ مکش درحالتی که خروجی یک اواپراتور با دمای پایین به خروجی یک اواپراتور دیگر که دارای دمای بالاتر است، وصل می‌شود.
- در شکل ۶-۷۲ نمونه‌ای از کاربرد شیر یک‌طرفه در خروجی اواپراتوری با دمای  $0^{\circ}\text{C}$  نشان داده شده است. در این سیستم خروجی این اواپراتور به خروجی اواپراتور دیگری که دمای آن  $5^{\circ}\text{C}$  است، متصل شده است. برای جلوگیری از برگشت مبرد از اواپراتور با دمای (فشار) بیشتر به اواپراتور با دمای (فشار) کمتر، شیر یک‌طرفه بر روی خروجی اواپراتور دمای پایین نصب شده است.
- شیر تنظیم فشار اواپراتور<sup>۱</sup>:** وظیفهٔ این شیر که به اختصار با **EPRV** نشان داده می‌شود، تنظیم فشار اواپراتور است. از این شیر می‌توان برای کاربردهای زیر استفاده کرد:
- جلوگیری از آسیب ناشی از انجماد مایع در اواپراتورهای خنک‌کنندهٔ مایع که ممکن است در اثر کاهش فشار و در نتیجه کاهش دمای بیش از حد اواپراتور ایجاد شود.
- جلوگیری از کاهش بیش از حد دما در اواپراتورهای خنک‌کنندهٔ هوا.
- تنظیم فشار اواپراتور بسته به شرایط کارکرد.
- امکان ایجاد دماهای مختلف در دو اواپراتور موازی.
- در شکل ۶-۷۲ نمونه‌ای از کاربرد شیر تنظیم فشار اواپراتور در خروجی اواپراتوری با دمای  $5^{\circ}\text{C}$  نشان داده شده است. در این سیستم خروجی این اواپراتور به خروجی اواپراتور دیگری که دمای آن  $0^{\circ}\text{C}$  است، متصل شده است. برای ایجاد فشار بیشتر در اواپراتور با دمای (فشار) بیشتر، شیر تنظیم فشار در خروجی آن نصب

---

1. Evaporator Pressure Regulating Valve

شده است. ترکیب این شیر و شیر یک طرفه به امکان تولید دو دمای مختلف منجر می‌شود. دقت کنید که در این حالت فشار اواپراتوری که EPRV در خروجی آن نصب شده است، با فشار مکش کمپرسور برابر نیست.

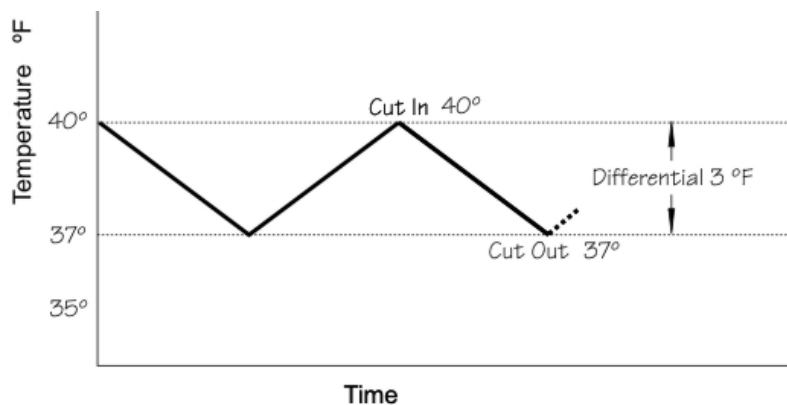
#### ۲-۵-۶. تجهیزات کنترلی

به منظور آشنایی با برخی دیگر از تجهیزاتی که بیشتر در کنترل سیستم به کار می‌روند، در این بخش به معرفی این تجهیزات می‌پردازیم. توجه کنید کنترل‌های مورد بحث در این کتاب همگی از انواع دو حالتی یا On-Off هستند که بسته به اینکه کمیت فشار یا دما را کنترل کنند به سوئیچ دما یا سوئیچ فشار موسومند. در سوئیچ‌ها، مطابق شکل ۶-۷۳ سه تعریف برای نقاط تنظیم وجود دارد که عبارت‌اند از:

**Cut In:** دما یا فشاری که سوئیچ در آن دما یا فشار باعث فعال شدن یک وسیله یا روشن شدن آن می‌شود.

**Cut Out:** دما یا فشاری که سوئیچ در آن دما یا فشار باعث غیرفعال شدن یک وسیله یا خاموش شدن آن می‌شود.

**Differential:** به اختلاف دو کمیت فوق اطلاق می‌شود.



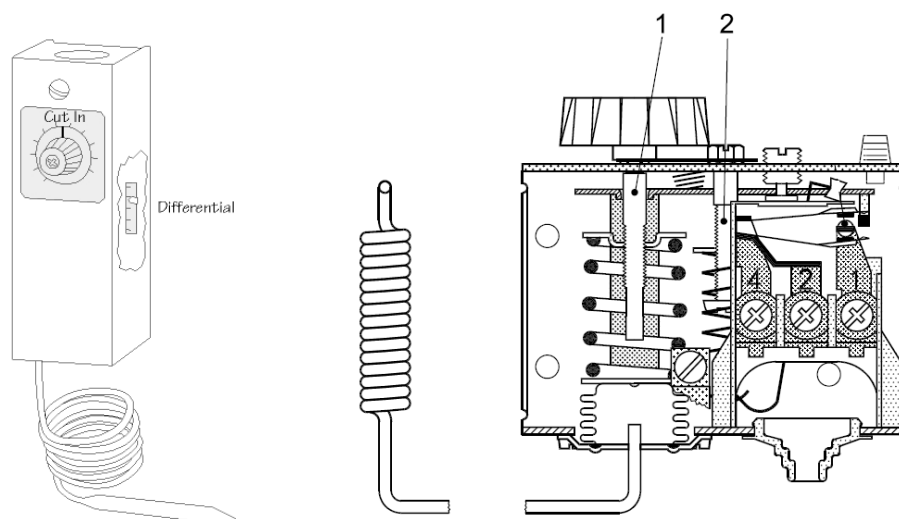
شکل ۶-۷۳. تعریف نقاط تنظیم در یک ترموستات.



در سیستم‌های ساده مانند: ترموستات یک سماور، ترموستات اطافی برای کنترل فن کویل یا نمونه‌های بسیار دیگر، تنها امکان تنظیم یکی از دو پارامتر اول وجود دارد، ولی در کاربردهای صنعتی تبرید، به منظور کنترل بهتر، معمولاً از سوئیچ‌هایی استفاده می‌شود که دو پارامتر از سه پارامتر فوق با اپراتور تنظیم شوند.

**سوئیچ دما یا ترموستات:** ترموستات در سیستم تبرید به منظور کنترل دما به کار می‌رود. دو نمونه از ترموستات‌های مورد استفاده در سردخانه‌ها در شکل ۶-۷۴ نشان داده شده است.

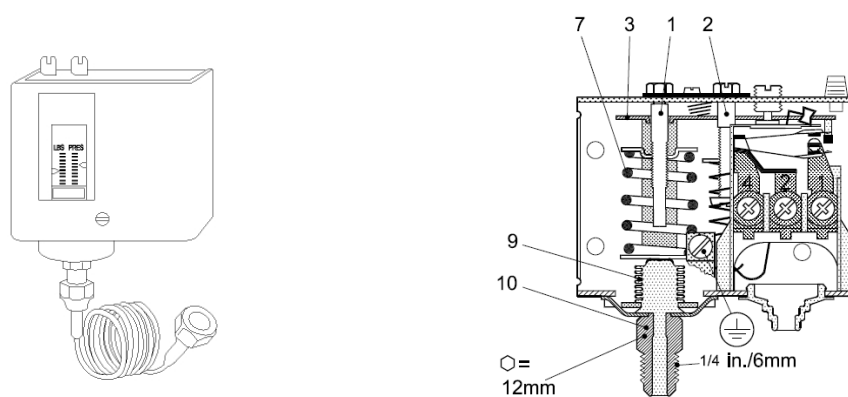
در شکل راست پیچ تنظیم که با شماره ۱ نشان داده شده است، برای تنظیم نقطه Cut Out یا Cut In و پیچ تنظیم ۲ برای تنظیم Differential به کار می‌رود. در شکل سمت چپ نحوه تنظیم این دو متفاوت است.



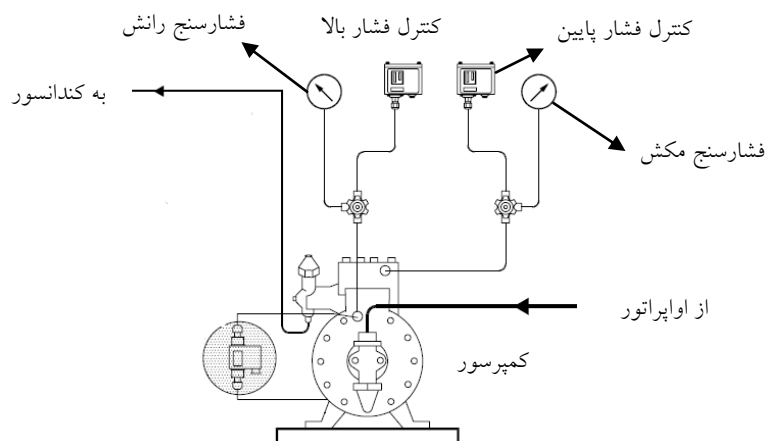
شکل ۶-۷۴. دو نمونه از ترموستات.

**سوئیچ یا کنترل فشار بالا:** در شکل ۶-۷۵ اجزای داخلی و نمای ظاهری کنترل فشار بالا نشان داده شده است. مطابق شکل ۶-۷۶ این وسیله با یک لوله به سمت

رانش کمپرسور وصل می‌شود. در صورتی که فشار رانش به هر دلیلی از مقدار پیش تنظیم شده بیشتر شود، سوئیچ فشار فوق باعث خاموش شدن کمپرسور می‌شود. از آنجا که افزایش بیش از حد فشار در سمت رانش به دلیل یک اشکال مهم در سیستم حادث می‌شود، معمولاً این سوئیچ‌ها دارای یک دکمهٔ reset هستند. این بدان معنی است که پس از کاهش فشار به میزان مجاز، کمپرسور روشن نمی‌شود، مگر آنکه دکمهٔ reset به صورت دستی فشرده شود. معمولاً نقطهٔ تنظیم قطع در حدود ۲bar بیش از حداکثر فشار پیش‌بینی شده در شرایط تابستانی است.



شکل ۶-۷۵. اجزای داخلی و نمای ظاهری کنترل فشار بالا.



شکل ۶-۷۶. برخی از تجهیزات کنترل کمپرسور.

**سوئیچ یا کنترل فشار پایین<sup>۱</sup>:** کاهش بیش از حد فشار مکش نیز در یک سیستم تبرید باید تحت کنترل قرار گیرد، زیرا می‌تواند باعث افزایش نسبت تراکم و دمای رانش شود. همچنین کاهش بیش از حد این فشار می‌تواند به کاهش بیش از حد دما در اوپراتور منجر شود. در مورد آثار کاهش بیش از حد دما در اوپراتورهای مایع و هوا قبلاً توضیح داده شد. معمولاً نقطه تنظیم قطع در حدود ۱-۰/۶ bar کمتر از فشار طراحی اوپراتور (فشار اشباع متناظر با دمای تبخیر) است، اما مقدار دقیق آن به نوع سیستم و طراحی آن بستگی دارد.

بر خلاف وضعیتی که در مورد سوئیچ فشار بالا اتفاق می‌افتد، کاهش فشار پدیده خطرناکی نیست و از این رو معمولاً سوئیچ‌های فشار پایین بعد از افزایش فشار به میزان مجاز کمپرسور را به‌طور اتوماتیک روشن می‌کنند.

شکل ظاهری و اجزای داخلی سوئیچ فشار پایین مشابه شکل ۶-۷۵ است و نحوه نصب آن به کمپرسور در شکل ۶-۷۶ نشان داده شده است. در برخی موارد به جای سوئیچ‌های مجزا برای فشار پایین و بالا از یک محفظه که دو سوئیچ فشار بالا و فشار پایین در داخل آن جای داده شده‌اند، استفاده می‌شود. در شکل ۶-۷۷ نمونه‌ای از این دستگاه که به **Hi-Low Control** یا **Combined High and Low Pressure Control** موسوم است، نشان داده شده است.

همان‌طور که قبلاً نیز ذکر شد، از ترکیب ترموستات، شیر برقی و کنترل فشار پایین می‌توان در روشی به نام **Pump Down** برای خاموش و روشن کردن کمپرسور استفاده کرد. در این روش، ترموستات به جای فرمان قطع و وصل به کمپرسور به شیر برقی خط مایع فرمان می‌دهد. برای روشن شدن موضوع فرض کنید دمای سردخانه یا آب خروجی از یک چیلر تا حد موردنظر کاهش یافته‌است. در سیستم **Pump Down** مراحل خاموش کردن کمپرسور به شرح ذیل است:

- ترموستات فرمان قطع به شیر برقی خط مایع می‌دهد.

- شیر برقی بسته می‌شود.

- تمام مبرد سمت مکش کمپرسور به سمت رانش آن انتقال می‌یابد و در رسیور جمع می‌شود.

- فشار مکش کاهش یافته و سوئیچ فشار پایین کمپرسور را خاموش می‌کند.

پس از بالا رفتن دما، مراحل روشن کردن کمپرسور به صورت زیر خواهد بود:

- ترموستات فرمان وصل به شیربرقی خط مایع می‌دهد.

- شیر برقی باز می‌شود.

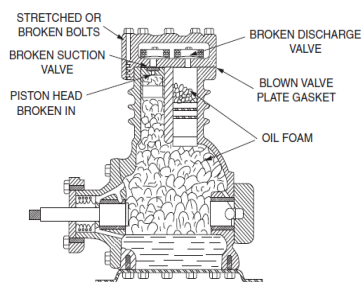
- مبرد از خط مایع به سمت مکش کمپرسور انتقال می‌یابد.

- فشار مکش افزایش یافته و سوئیچ فشار پایین کمپرسور را روشن می‌کند.

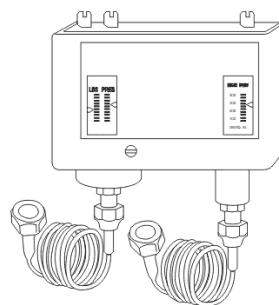
دلیل استفاده از این روش اطمینان از تخلیه مبرد از سمت مکش کمپرسور در

هنگام خاموش بودن آن است که مبنای آن در زیر توضیح داده شده است.

اصولاً همان‌طور که قبلاً ذکر شد، روغن کمپرسور مبردهای هالوکربن را در خود جذب می‌کند. در هنگام خاموشی کمپرسور با بالا رفتن دمای محفظه کارتل میزان مبرد جذب شده در روغن بیشتر می‌شود. عکس این حالت در هنگام روشن شدن کمپرسور اتفاق می‌افتد. در این حالت بخشی از مبرد جذب شده در روغن تبخیر شده و از روغن جدا می‌شود. این پدیده به کف کردن روغن<sup>۱</sup> موسوم است که در شکل ۶-۷۸ نشان داده شده است. این پدیده می‌تواند به کاهش فشار روغن، تخلیه روغن از کارتل و در نتیجه اشکال در روغن کاری کمپرسور منجر شود.



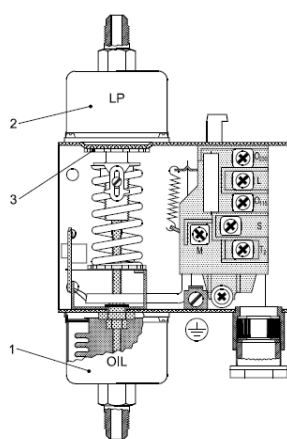
شکل ۶-۷۸. پدیده کف کردن روغن.



شکل ۶-۷۷. Hi-Low Control.

## 1. Foaming

**سوئیچ یا کنترل فشار روغن<sup>۱</sup>:** تمامی کمپرسورها به جز کمپرسورهای بسته کوچک داری پمپ روغن برای روغنکاری هستند؛ بنابراین، در صورت ایجاد اشکال در سیستم تأمین فشار روغن، کمپرسور دچار اشکال می‌شود. کنترل فشار روغن مطابق شکل ۷۶-۶ به سیستم متصل شده و در صورت کاهش فشار روغن از میزان تعیین شده، کمپرسور را با یک تأخیر زمانی خاموش می‌کند. تأخیر زمانی برای جبران تأخیر در افزایش فشار در هنگام استارت کمپرسور است. باید توجه داشت که در یک کمپرسور، فشار روغن اختلاف بین فشار خروجی پمپ روغن و فشار کارتل یا مکش کمپرسور است. دستگاه کنترل فشار روغن در واقع اختلاف این دو فشار را کنترل می‌کند. مشابه سوئیچ‌های فشار بالا، سوئیچ فشار روغن نیز دارای دکمه reset است تا در صورت برگشت فشار روغن به میزان طبیعی مانع از روشن شدن کمپرسور شود. دلیل این امر آن است که در صورت بروز اشکال در سیستم فشار روغن ابتدا باید دلیل این امر مشخص شده و پس از رفع عیب نسبت به استارت مجدد سیستم اقدام شود. در شکل ۷۹-۶ نمونه‌ای از یک کنترل فشار روغن نشان داده شده است. اتصال پایینی که با Oil نشان داده شده به خروجی پمپ روغن و سمت دیگر به کارتل وصل می‌شود.



شکل ۷۹-۶. نمونه‌ای از یک کنترل فشار روغن.

## ۶-۶. انتخاب تجهیزات

مراحل انتخاب تجهیزات در کاربردهای مختلف ممکن است قدری متفاوت باشد، ولی اصول کلی حاکم بر انتخاب تجهیزات یکسان است. در این قسمت برای مثال، مراحل انتخاب تجهیزات یک سردخانه کوچک بررسی می‌شود.

فرض کنیم طراحی یک سردخانه به شما سپرده شده است. مراحل و اقدامات مورد نیاز را به‌طور خلاصه می‌توان به‌صورت زیر تقسیم‌بندی کرد. لازم به ذکر است که برای اطلاع از جزئیات باید به بخش‌های مربوط در کتاب مراجعه کرد.

**نوع محصول و مدت موردنظر برای نگهداری:** با معلوم بودن نوع محصول و زمان نگهداری، دمای داخل سردخانه مشخص می‌شود. با معلوم بودن دمای سردخانه طبق توضیحات ارائه شده در فصل قبل، دمای تبخیر تعیین می‌شود.

**وزن محصول:** با مشخص بودن وزن محصول حجم سردخانه تعیین می‌شود.

**چیدمان و نوع ساخت سردخانه:** چیدمان، نوع ساخت سردخانه و ضخامت عایق بر طبق تجربیات قبلی و درخواست مشتری تعیین می‌شود.

**شرایط محیطی:** با مشخص شدن محل اجرای سردخانه، دما، فشار محیط و رطوبت محل قابل تعیین هستند. با داشتن دمای محیط و طبق توضیحات ارائه شده در فصل قبل، دمای تقطیر تعیین می‌شود. با معلوم بودن دمای خشک و مرطوب یا رطوبت نسبی محل اجرا، می‌توان در خصوص نوع کندانسور تصمیم‌گیری کرد.

**انتخاب نوع میرد:** نوع میرد بر طبق توضیحات فصل قبل با توجه به نوع کاربرد انتخاب می‌شود.

**محاسبه بار برودتی:** بار برودتی محصول با استفاده از یکی از روش‌های ارائه شده در فصول قبل تعیین می‌شود.

**انتخاب کمپرسور:** معمولاً انتخاب کمپرسور باید قبل از تجهیزات دیگر صورت گیرد. در برخی از کتب، انتخاب اواپراتور به عنوان اولین مرحله توصیه شده، ولی بهتر است اولین قدم انتخاب کمپرسور باشد. برای انتخاب کمپرسور مراحل زیر باید

انجام شود:

- انتخاب نوع کمپرسور: البته در بسیاری از موارد ممکن است بیش از یک نوع کمپرسور برای کاربرد مورد نظر قابل استفاده باشد. در این صورت مسائل اقتصادی، نگهداری و ... می‌تواند در تصمیم‌گیری کمک کنند.

- نوع مبرد، دمای تبخیر، دمای تقطیر و بار برودتی چهار پارامتر مورد نیاز برای انتخاب کمپرسور هستند. از آنجا که این پارامترها در مراحل قبلی تعیین شده‌اند، می‌توان کمپرسور را انتخاب کرد.

انتخاب کمپرسور بر مبنای اطلاعات فوق می‌تواند از جداول، منحنی‌ها یا نرم‌افزارهای ارائه شده از طرف سازندگان انجام شود.

فرض کنید اطلاعات تعیین شده یک سیستم با مبرد R134a به شرح زیر باشند:

دمای تبخیر:  $-10^{\circ}\text{C}$

دمای تقطیر:  $+40^{\circ}\text{C}$

بار برودتی:  $4/8\text{KW}$

با انتخاب سازنده کمپرسور به سراغ کاتالوگ آن می‌رویم. نمونه‌ای از یک صفحه کاتالوگ کمپرسور یکی از سازندگان در شکل ۶-۸۰ نشان داده شده است.

R134a		Performance data										50 Hz	
Type	Cond. temp. $^{\circ}\text{C}$	Cooling capacity $Q_0$ [W]					Power consumption $P_e$ [kW]						
		Evaporating temperature $^{\circ}\text{C}$											
		12,5	10	7,5	5	0	-5	-10	-15	-20	-25	-30	
HGX22P/190-4	30	Q	15148	13811	12557	11383	9266	7436	5874	4557	3464	2573	1862
		P	2,17	2,19	2,19	2,17	2,10	1,99	1,84	1,68	1,51	1,36	1,24
	40	Q	13099	11929	10832	9807	7958	6361	4995	3837	2867	2062	1401
		P	2,62	2,60	2,56	2,50	2,37	2,20	2,01	1,82	1,65	1,50	1,39
	50	Q	11146	10136	9190	8307	6715	5338	4155	3144	2284	1552	928
		P	3,05	2,98	2,90	2,81	2,61	2,38	2,16	1,95	1,76	1,61	1,52
	60	Q	9293	8436	7636	6888	5540	4370	3357	2481	1718	1047	447
		P	3,45	3,33	3,21	3,08	2,80	2,53	2,26	2,03	1,83	1,68	1,61
	70	Q	7543	6834	6172	5553	4436	3461	2606	1851	1173		
		P	3,78	3,62	3,45	3,28	2,94	2,61	2,31	2,04	1,83		

شکل ۶-۸۰. قسمتی از کاتالوگ یک کمپرسور نیمه بسته.

مطابق شکل، با امتداد خطوط دمای تقطیر در محور سمت چپ و امتداد خطوط دمای تبخیر در بالای جدول و تقاطع این دو، نزدیک ترین ظرفیت ممکن کمپرسور مدل HGX22P/190-4 با ظرفیت برودتی ۴/۹۹۵KW و مصرف توان ۲/۰۱KW است. ذکر این نکته ضروری است که ممکن است ظرفیت برودتی موردنظر به‌طور دقیق در جدول موجود نباشد. از این رو کمپرسوری که نزدیک ترین ظرفیت برودتی به مقدار بار برودتی را داشته باشد، انتخاب می‌شود. اعداد یا حروف کد انتخاب شده برای هر سازنده معنی متفاوتی می‌دهد و می‌توان با مراجعه به کاتالوگ سازنده اطلاعات لازم در این خصوص را به دست آورد.

به جای استفاده از کاتالوگ می‌توان از نرم‌افزارهایی که سازندگان در اختیار قرار می‌دهند نیز برای انتخاب کمپرسور استفاده کرد. در شکل ۶-۸۱ صفحه نمونه نرم‌افزاری که همین سازنده برای انتخاب کمپرسور پیشنهاد می‌کند، نشان داده شده است. محاسبات برای اعداد فوق انجام شده است. دقت کنید که امکان انتخاب سابکولینگ و سوپرهیت متفاوت نیز وجود دارد.

The screenshot shows the 'Bock selection program' interface. It includes a search section for refrigerants (R134a, R22, R404A, R507, R407C, R410A, R717) and a table of compressor types with their corresponding Qo kW values.

Type	Qo kW
HGX22P/160-4 S	4.15
HGX22P/190-4	5.00
HGX22P/190-4 S	5.30
HGX34P/215-4	5.45

شکل ۶-۸۱. نمونه نرم‌افزار انتخاب کمپرسور.



معمولاً به کمک این نرم‌افزارها می‌توان اطلاعات بسیار بیشتری را در مورد کمپرسور انتخاب شده به دست آورد یا با تغییر پارامترها اثر آنها را بررسی کرد. نکته بسیار مهم پس از انتخاب ظرفیت برودتی کمپرسور آن است که از این مرحله به بعد این ظرفیت جایگزین بار برودتی می‌شود. برای مثال، با وجود آنکه در مثال قبل، بار برودتی  $4/8$  کیلووات است، ولی کمپرسور انتخاب شده دارای ظرفیت  $5/0$  کیلووات است. برای انتخاب سایر تجهیزات این عدد ( $5$  کیلووات، نه  $4/8$  کیلووات) مبنای محاسبات خواهد بود.

**انتخاب اوپراتور:** پس از انتخاب کمپرسور نوبت انتخاب اوپراتور است. برای انتخاب اوپراتور پارامترهای زیر مورد نیاز است:

- انتخاب نوع و تعداد اوپراتورها (البته تعداد بر مبنی ابعاد اطاق می‌تواند به عنوان فرض اولیه مطرح شود و سپس تصحیح شود).

- نوع میرد، دمای تبخیر (دمای اطاق)، اختلاف دمای تبخیر و بار برودتی چهار پارامتر مورد نیاز برای انتخاب اوپراتور هستند. در خصوص نحوه انتخاب یا تعیین پارامترهای فوق قبلاً بحث شده است.

انتخاب اوپراتور بر مبنای اطلاعات فوق می‌تواند از جداول، منحنی‌ها یا نرم‌افزارهای ارائه شده سازندگان باشد.

از آنجا که ظرفیت‌های ذکر شده در جداول تنها برای دما و اختلاف دمای تبخیر خاص چاپ می‌شوند (به علت نیاز به صفحات زیاد در صورت چاپ همه حالات ممکن)، در صورت استفاده از جداول معمولاً به اعمال ضریب تصحیح نیاز است. روش اعمال این ضرایب در کاتالوگ‌های سازندگان ارائه می‌شود. در صورت استفاده از نرم‌افزار معمولاً با ورود اطلاعات طرح، ضرایب مربوط به طور اتوماتیک اعمال می‌شوند.

یکی از نکته‌های مهم پس از انتخاب اوپراتور تعیین توان مصرفی فن‌ها از اطلاعات سازنده است. این اطلاعات باید با مقدار فرض شده برای بار ناشی از

موتورهای داخل سردخانه در بخش محاسبه بار برودتی مقایسه شده و در صورت نیاز تصحیح لازم صورت گیرد.

**انتخاب کندانسور:** پس از انتخاب اوپراتور نوبت انتخاب کندانسور است. برای انتخاب کندانسور پارامترهای زیر مورد نیاز است:

- انتخاب نوع کندانسور
- نوع مبرد، دمای تقطیر (دمای محیط)، اختلاف دمای تقطیر و ظرفیت کندانسور
- چهار پارامتر مورد نیاز برای انتخاب کندانسور هستند. در خصوص نحوه انتخاب یا تعیین پارامترهای فوق قبلاً بحث شده است. تنها نیاز به توضیح است که ظرفیت کندانسور برابر ظرفیت برودتی (۵ کیلووات در مثال قبل) به علاوه توان کمپرسور انتخاب شده (۲ کیلووات در مثال قبل) است.
- انتخاب کندانسور بر مبنای اطلاعات فوق می‌تواند از جداول، منحنی‌ها یا نرم‌افزارهای ارائه شده سازندگان باشد.

از آنجا که ظرفیت‌های ذکر شده در جداول تنها برای دما و اختلاف دمای تقطیر خاص چاپ می‌شوند (به علت نیاز به صفحات زیاد در صورت چاپ همه حالات ممکن)، در صورت استفاده از جداول معمولاً به اعمال ضریب تصحیح نیاز است. روش اعمال این ضرایب در کاتالوگ‌های سازندگان ارائه می‌شود. در صورت استفاده از نرم‌افزار معمولاً با ورود اطلاعات طرح، ضرایب مربوط به‌طور اتوماتیک اعمال می‌شوند.

**انتخاب شیر انبساط:** برای انتخاب وسیله انبساط پارامترهای زیر مورد نیاز است:

- انتخاب نوع وسیله انبساط. در صورت انتخاب شیر انبساط ترمواستاتیکی، در خصوص انتخاب متعادل‌کننده داخلی یا خارجی تصمیم‌گیری شود.
- نوع مبرد، دمای تبخیر، اختلاف فشار دو طرف شیر و بار برودتی چهار پارامتر مورد نیاز برای انتخاب شیر انبساط هستند. در خصوص نحوه انتخاب یا تعیین پارامترهای فوق به جز اختلاف فشار دو طرف شیر قبلاً بحث شده است.

اختلاف فشار دو طرف شیر برابر اختلاف فشار کندانسور و اوپراتور منهای افت فشار سایر تجهیزات خط مایع است.

انتخاب سایز لوله‌ها: انتخاب سایز لوله‌ها با استفاده از جداول مربوط انجام می‌شود.

انتخاب سایر تجهیزات: سایر تجهیزات معرفی شده در بخش ۶-۵ با استفاده از کاتالوگ‌های سازندگان به سادگی قابل انتخاب هستند. معمولاً مبنای انتخاب این تجهیزات در جداول سازندگان ظرفیت برودتی است.

## مسائل

۱. در بخش ۶-۴-۳ نحوه عملکرد یک شیر انبساط با متعادل‌کننده داخلی با مثالی توضیح داده شد. حال فرض کنید که افت فشار اواپراتور قابل توجه و برابر  $0.5 \text{ bar}$  باشد. در این صورت با حل مجدد این مثال توضیح دهید که چگونه استفاده از شیر انبساط فوق می‌تواند باعث خطا شود. مزیت استفاده از شیر انبساط با متعادل‌کننده خارجی را در حالت اخیر بررسی کنید.
۲. محل نصب لوله متعادل‌کننده طبق شکل ۶-۵۹ باید بعد از محل نصب bulb (به سمت کمپرسور) باشد. دلیل این امر چیست؟

## پروژه‌های پیشنهادی

۱. با مراجعه به فروشندگان تجهیزات برودتی، قیمت کمپرسورهای مختلف با ظرفیت تقریباً مشابه را با هم مقایسه کنید.
۲. با مراجعه به فروشندگان تجهیزات برودتی، در مورد روغن‌های موجود برای سیستم‌های برودتی تحقیقی انجام دهید.
۳. با مراجعه به فروشندگان تجهیزات برودتی، در مورد لوله‌های موئین موجود در بازار و نحوه انتخاب آنها تحقیقی انجام دهید.
۴. کاربرد شیرهای انبساط ترمواستاتیک که مبرد داخل bulb در آنها با مبرد سیستم متفاوت است در چه مواردی است؟ این شیرها به Cross Charged موسومند.
۵. در مورد روش نصب bulb در شیرهای انبساط تحقیق کنید.
۶. در مورد پدیده Hunting در شیرهای انبساط تحقیق کنید.
۷. جزئیات محاسبات لوله‌کشی در سیستم‌های برودتی در این کتاب ارائه نشده است. با استفاده از کتب مرجع، جداول لازم برای این محاسبات را ارائه کنید.
۸. در مورد استفاده از تله روغن در لوله‌کشی سیستم‌های تبرید تحقیق کنید.

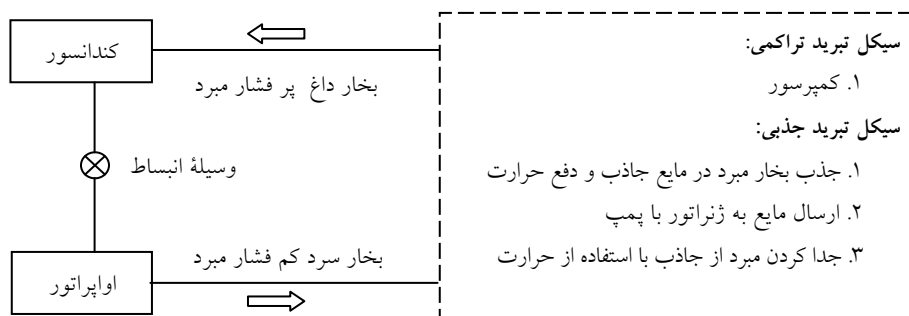
## فصل هفتم

### سیستم‌های تبرید جذبی

در فصول قبل سیستم‌های تبرید تراکمی و تبخیری معرفی شدند. در این فصل سومین سیستم مرسوم تحت عنوان سیستم تبرید جذبی<sup>۱</sup> معرفی می‌شود. در این روش به جای کار مکانیکی از حرارت برای تولید برودت استفاده می‌شود. مرسوم‌ترین کاربرد این سیستم در حال حاضر در دستگاه‌های تهویه مطبوع است.

#### ۱-۷. اصول کارکرد

در فصل پنجم گفتیم که چگونه می‌توان از کاهش فشار یک مایع برای تبدیل آن به بخار و ایجاد برودت استفاده کرد. همان‌طور که توضیح داده شد، افزایش فشار مجدد بخار حاصل (بخاری که در اثر کاهش فشار و تبخیر مایع در اواپراتور به وجود می‌آید)، توسط کمپرسور انجام می‌شود. در سیکل تبرید جذبی بخشی که در شکل ۱-۷ با خط چین مشخص شده با تجهیزات دیگری جایگزین می‌شود که در این فصل معرفی می‌شوند.



شکل ۱-۷. تفاوت سیکل جذبی و تراکمی.

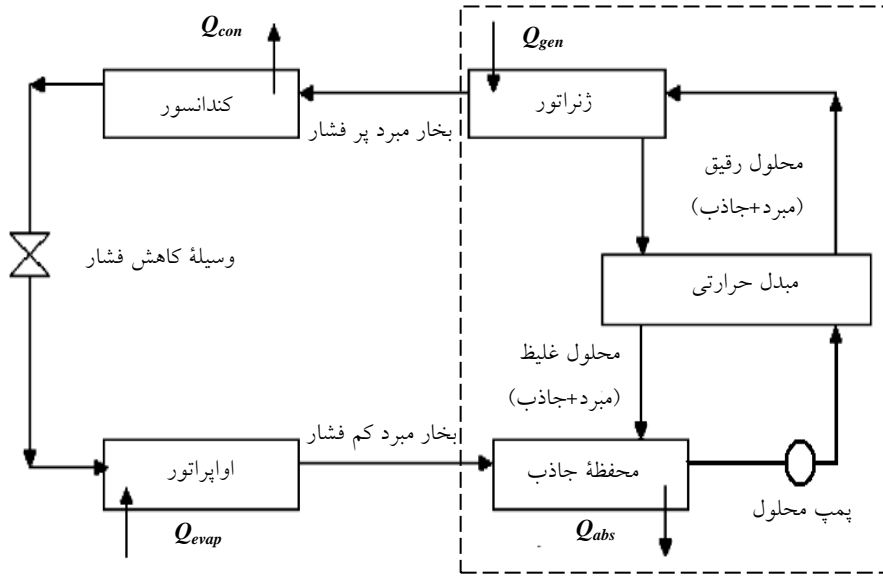
در یک سیکل تبرید جذبی، بخار مبرد خروجی از اوپراتور، به جای آنکه تحت مکش کمپرسور قرارگیرد جذب یک مایع جاذب می‌شود. عمل جذب در محفظه‌ای با همین عنوان صورت می‌گیرد. این فرایند گرمازا است و برای آنکه عمل جذب بهتر صورت گیرد، حرارت حاصل باید دفع شود. در سیکل تبرید تراکمی افزایش فشار مبرد از فشار اوپراتور به فشار کندانسور با استفاده از کمپرسور صورت می‌گرفت. در سیکل جذبی انتقال محلول مبرد و جاذب (که به صورت مایع است) با یک پمپ به نام پمپ محلول<sup>۱</sup> انجام می‌شود. از آنجا که در ادامه سیکل تنها مبرد باید به اوپراتور انتقال یابد، پس باید به روشی این دو (مبرد و جاذب) را از هم جدا کرد. این امر با حرارت دادن به محلول در محفظه‌ای به نام ژنراتور<sup>۲</sup> میسر می‌شود. حرارت ورودی به ژنراتور می‌تواند از طریق آب داغ، بخار یا شعله مستقیم تأمین شود.

نکته مهم در این قسمت آن است که جهت حصول نتیجه مناسب، دمای ژنراتور نباید از مقدار معینی کمتر شود. با حرارت دادن به محلول در ژنراتور، مبرد تبخیر شده و به سمت کندانسور انتقال می‌یابد. جاذب نیز پس از کاهش فشار، جهت تداوم عمل جذب به محفظه جاذب برگردانده می‌شود.

در شکل ۲-۷ یک سیکل ایده‌آل تبرید جذبی نشان داده شده است. مبدل حرارتی نشان داده شده در شکل فوق به منظور تبادل حرارت بین محلول خنک ورودی به ژنراتور و جاذب گرم برگشتی از ژنراتور به کار می‌رود. همان‌طور که در شکل نشان داده شده است این محلول، محلول غلیظ<sup>۳</sup> و سیال ورودی به ژنراتور، محلول رقیق<sup>۴</sup> نام دارند. قسمتی از شکل که با خط چین نشان داده شده با شکل ۱-۷ متناظر است.

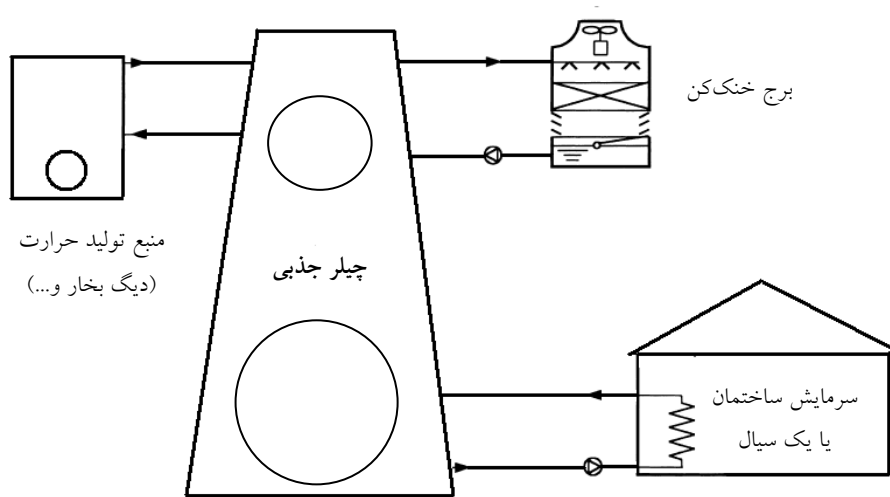
1. Solution Pump  
3. Strong Solution

2. Generator  
4. Weak Solution



شکل ۲-۷. سیکل تبرید جذبی.

در شکل ۳-۷ تجهیزات مرتبط به سیستم تبرید جذبی به طور کلی نشان داده شده‌اند.



شکل ۳-۷. تجهیزات جانبی یک چیلر جذبی.

## ۲-۷. دسته‌بندی چیلرهای جذبی

چیلرهای جذبی را می‌توان بر اساس نوع ترکیب مبرد و جاذب، تعداد مراحل حرارت دهی و منبع تأمین حرارت تقسیم‌بندی کرد. در این قسمت به اختصار در مورد هر یک از این موارد توضیح داده خواهد شد.

### ۱-۲-۷. انتخاب مبرد و جاذب

با آنکه ترکیبات زیادی برای مبرد و جاذب مورد استفاده در سیستم‌های جذبی پیشنهاد شده و امروزه نیز تحقیقات بسیاری در این زمینه در حال انجام است، لیکن مرسوم‌ترین ترکیبات مورد استفاده به شرح زیر هستند:

**سیستم آب- برومید لیتیم:** در این سیستم آب به عنوان مبرد و برمید لیتیم به عنوان جاذب عمل می‌کند. این ترکیب مرسوم‌ترین ترکیب مورد استفاده در سیستم‌های جذبی است، ولی باید توجه داشت که به دلیل استفاده از آب به عنوان مبرد، دمای قابل حصول بالاتر از صفر درجه سانتی‌گراد است. مرسوم‌ترین کاربرد این سیستم در تهویه مطبوع برای خنک کردن آب مورد استفاده در فن‌کوئل یا هواساز است. همچنین از این سیستم برای خنک کردن آب یا مایعات دیگر در صنایع شیمیایی، پتروشیمی و ... نیز استفاده می‌شود.

**سیستم آب- آمونیاک:** در این سیستم آب به عنوان جاذب و آمونیاک به عنوان مبرد عمل می‌کند. مزیت این سیستم نسبت به سیستم قبل، امکان کاهش دما تا زیر صفر درجه سانتی‌گراد است.

با آنکه این سیستم قدیمی‌ترین سیستم جذبی ابداع شده است، ولی در حال حاضر کاربرد آن محدود به موارد خاصی است. این موارد عبارت‌اند از: برخی دستگاه‌های تهویه مطبوع کوچک و تعداد بسیار معدودی از سردخانه‌های آمونیاکی قدیمی. البته با توجه به مشکلات زیست محیطی سیستم‌های تبرید تراکمی، در سال‌های اخیر توجه به این سیستم‌ها برای کاربردهای تهویه مطبوع خاص در ظرفیت بالا نیز افزایش یافته است.



سیستم آب- آمونیاک- هیدروژن: ترکیب مبرد و جاذب این سیستم مانند حالت قبل است با این تفاوت که در بخشی از سیکل از هیدروژن نیز در کنار آمونیاک استفاده می‌شود. جزئیات بیشتر این سیستم که در آن به پمپ انتقال محلول نیز نیازی نیست، در بخش‌های بعدی این فصل توضیح داده می‌شود. مرسوم‌ترین کاربرد این سیستم در یخچال‌های کوچک جذبی است که در ایران به یخچال نفتی موسومند.

### ۲-۲-۷. مراحل حرارت‌دهی

سیکل‌های تبرید جذبی بر حسب تعداد ژنراتور مورد استفاده به تک‌اثره<sup>۱</sup>، دو اثره<sup>۲</sup> و سه‌اثره<sup>۳</sup> تقسیم‌بندی می‌شوند. البته از نظر تئوری محدودیتی در افزایش تعداد مراحل وجود ندارد، ولی مرسوم‌ترین سیکل‌های عملی مورد استفاده سیکل‌های تک اثره و دو اثره هستند. کارایی سیکل‌های دو اثره بالاتر از سیکل‌های تک اثره است، ولی در عوض دمای مورد نیاز بیشتر است. علاوه بر تقسیم‌بندی سیستم‌های جذبی بر اساس یک یا دو اثره، تقسیم‌بندی دیگری بر اساس مراحل<sup>۴</sup> نیز وجود دارد.

### ۳-۲-۷. منبع تأمین حرارت

با آنکه امروزه تحقیقات زیادی در زمینه امکان کاهش دمای مورد نیاز در ژنراتور در جریان است، ولی پایین‌ترین دمای مورد استفاده در سیستم‌های آب- برومید لیتیم تک مرحله‌ای فعلی ۸۰ - ۱۰۰ درجه سانتی‌گراد است. البته دمای مورد نیاز در سیستم‌های دو مرحله‌ای و آمونیاک- آب از این مقدار بیشتر است. از این رو معمولاً از آب داغ، بخار یا حرارت زاید یا خروجی صنایع برای تأمین حرارت مورد نیاز استفاده می‌شود. البته استفاده از انرژی خورشیدی، حرارت خروجی از آگزوز موتورهای احتراقی، حرارت خروجی از توربین‌ها و انرژی زمین‌گرمایی نیز از دیگر روش‌های ممکن برای تأمین حرارت مورد نیاز در سیستم‌های جذبی هستند. یکی دیگر از راه‌های تأمین

1. Single Effect  
3. Triple Effect

2. Double Effect  
4. Stages

حرارت استفاده مستقیم از حرارت سوخت در حین احتراق است. این سیستم‌ها به سیستم‌های شعله مستقیم<sup>۱</sup> موسوم هستند. در مقابل به سیستم‌هایی که حرارت از طریق یک واسطه به ژنراتور منتقل می‌شود، سیستم‌های Indirect Fired گفته می‌شود.

### ۳-۷. کارایی سیکل‌های تبرید جذبی

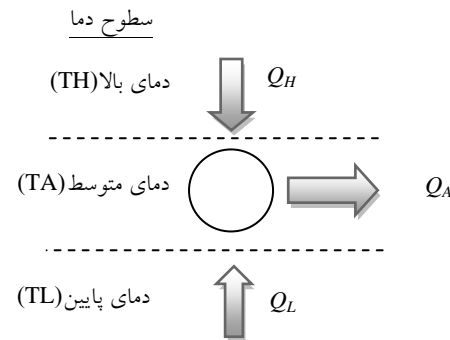
در یک سیکل تبرید جذبی به جای کار ورودی به سیستم از حرارت ورودی استفاده می‌شود (بر خلاف آنچه که در سیستم‌های تراکمی وجود دارد) بنابراین، ضریب عملکرد سیستم تبرید جذبی با صرف نظر کردن از توان پمپ که ناچیز است به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\text{COP}_{\text{abs}} = \frac{\text{خروجی مورد نظر}}{\text{ورودی مورد نیاز}} = \frac{Q_{\text{evap}}}{Q_{\text{gen}}} \quad \text{رابطه ۱-۷}$$

قانون اول ترمودینامیک نیز برای کل سیکل، با توجه به حرارت‌های ورودی و خروجی نشان داده شده در شکل ۱-۷ به صورت زیر است:

$$Q_{\text{abs}} + Q_{\text{con}} = Q_{\text{evap}} + Q_{\text{gen}} \quad \text{رابطه ۲-۷}$$

در یک سیکل جذبی مطابق شکل ۴-۷ سه طبقه دمایی وجود دارد. این سه طبقه دمایی عبارت‌اند از: دمای بالا در ژنراتور ( $T_H$ )، دمای میانی در سیستم دفع حرارت به محیط ( $T_A$ ) و دمای پایین در اوپراتور ( $T_L$ ).



شکل ۴-۷. جریان انرژی در یک سیستم تبرید جذبی.

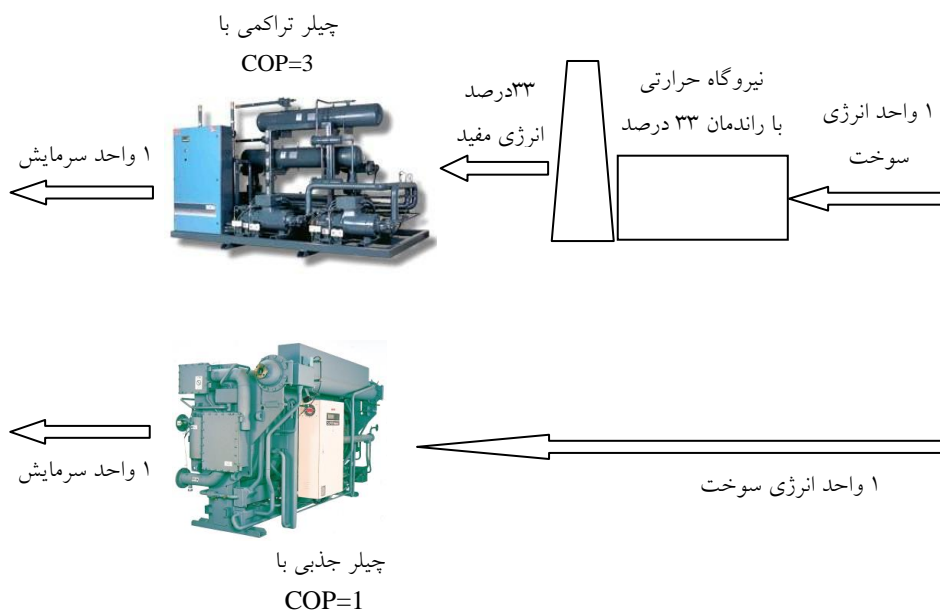
می‌توان اثبات کرد که ضریب عملکرد سیکل تبرید جذبی کارنو برابر است با:

$$\text{COP}_{\text{abs}} = \frac{T_L(T_H - T_A)}{T_H(T_A - T_L)} \quad \text{رابطه ۳-۷}$$

همان‌طور که از رابطه ۱-۷ پیدا است، نمی‌توان مقادیر عددی کارایی سیکل تبرید تراکمی و جذبی را به‌طور مستقیم با هم مقایسه کرد. یک مبنای ساده مقایسه می‌تواند بر اساس میزان راندمان تبدیل سوخت به الکتریسیته صورت گیرد.

برای مثال، یک سیستم تبرید تراکمی که از توان الکتریکی استفاده می‌کند را در نظر بگیرید. اگر راندمان یک نیروگاه را به‌طور متوسط ۳۳ درصد فرض کنیم؛ بنابراین، ۱۰۰ واحد انرژی سوخت به ۳۳ واحد الکتریسیته می‌شود. در یک سیستم تبرید تراکمی با ضریب عملکرد ۳ (به عنوان نمونه)، توان الکتریکی ورودی (۳۳ واحد) باعث تولید تقریباً ۱۰۰ واحد برودت می‌شود.

با استفاده از رابطه ۱-۷، در یک سیستم جذبی با ضریب عملکرد ۱، همان مقدار حرارت ورودی (۱۰۰ واحد) می‌تواند به تولید ۱۰۰ واحد برودت منجر شود. این مقایسه در شکل ۵-۷ نشان داده شده است.



شکل (۵-۷) مقایسه ضرایب عملکرد سیستم‌های تبرید جذبی و تراکمی.

مقدار تقریبی ضریب عملکرد در چیلرهای جذبی تک اثره در محدوده ۰/۶۵ تا ۰/۷۵ و برای چیلرهای جذبی دو اثره در محدوده ۱ تا ۱/۲ است. البته مجدداً تأکید می‌شود که این ضریب تابعی از سه دمای ذکر شده در قبل است. همچنین باید توجه داشت که دمای مورد نیاز در چیلرهای دو اثره بیشتر از چیلرهای تک اثره است. یکی از نکته‌های مهم در چیلرهای جذبی در مقایسه با چیلرهای تراکمی اختلاف قابل توجه در میزان دفع حرارت آنها است. با توجه به روابط ۱-۷ و ۲-۷ و مقایسه آنها با رابطه ۳-۵ می‌توان دریافت که حرارت دفع شده در کندانسور یک چیلر جذبی به مراتب بیشتر از چیلر تراکمی است.

#### ۴-۷. نمودارهای تعادل مبرد و جاذب

در بخش‌هایی از سیکل تبرید جذبی که در آن تنها مبرد (آب در سیکل برومید لیتیم-آب و آمونیاک در سیکل آب-آمونیاک) در جریان است، می‌توان برای تعیین خواص ترمودینامیکی مبرد، از جداول موجود برای مواد فوق استفاده کرد. فشار و دمای مبرد برای تعیین خواص آن کافی هستند. اما در بخش‌هایی از این سیکل برخلاف سیکل‌های تبرید تراکمی ترکیبی از مبرد و جاذب در جریان است. بر طبق قانون فازی گیبس، برای تعیین خواص این محلول دوتایی، حداقل یک مشخصه دیگر محلول مورد نیاز است. این مشخصه می‌تواند جزء جرمی یا جزء مولی باشد. در این بخش نحوه تعیین خواص محلول بررسی می‌شود.

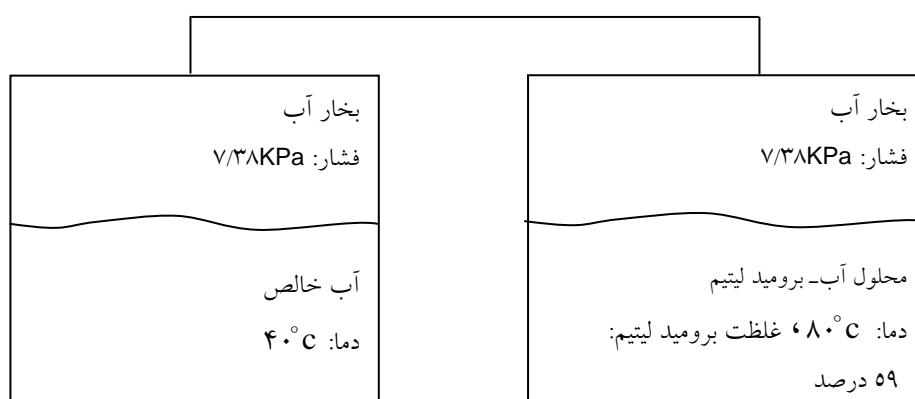
#### ۴-۷-۱. محلول آب-برومید لیتیم

ترکیب یک محلول معمولاً با جزء جرمی یا مولی یا غلظت اجزای آن بیان می‌شود؛ برای مثال، در یک محلول برومید لیتیم-آب، جزء جرمی یا غلظت برومید لیتیم به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$X = \frac{m_1}{m_1 + m_w} \quad \text{رابطه ۴-۷}$$

که در آن  $m_1$  جرم برومید لیتیم و  $m_w$  جرم آب در محلول هستند. در این حالت جزء جرمی یا غلظت آب برابر  $X=1$  است.

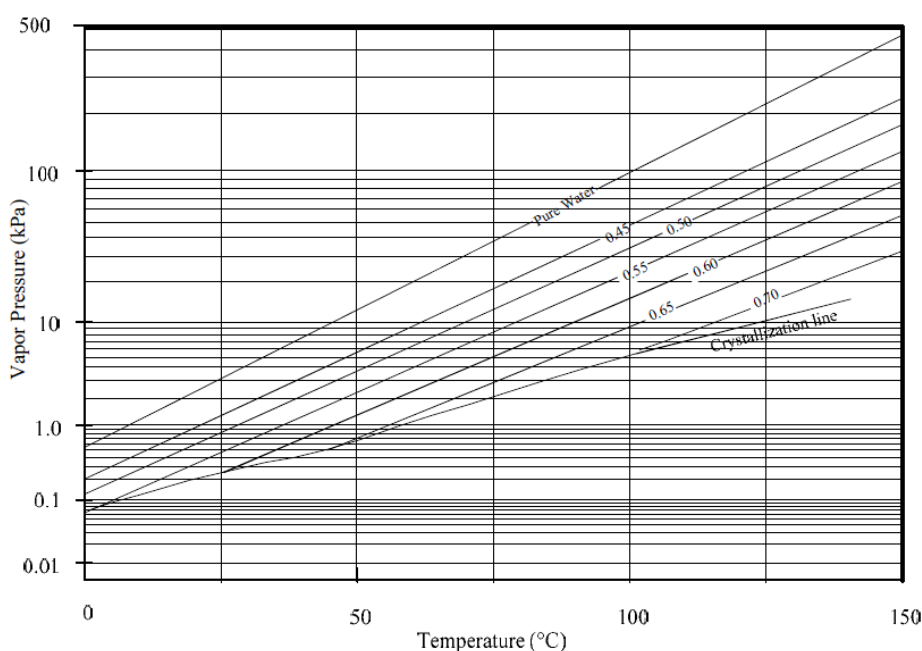
میزان حل شدن مبرد در جاذب، تابعی از دما و غلظت محلول است. اگر دو مخزن مطابق شکل ۶۷ که در یکی از آنها محلول آب- برومید لیتیم و در دیگری آب خالص وجود دارد به هم وصل شده باشند، هر مایع فشار بخار آبی را اعمال می‌کند. در شرایط تعادل، فشار بخار آب اعمال شده توسط هر دو مایع یکسان خواهد بود.



شکل ۶۷. فشار بخار آب تعادلی.

برای مثال، در شرایط نشان داده شده در شکل ۶۷ اگر دمای آب ۴۰°C باشد، فشار بخار آن برابر ۷/۳۸KPa خواهد بود. همین فشار بخار با محلول برومید لیتیم- آب در دمای ۴۰°C و  $X = 59\%$  (جزء جرمی یا غلظت برومید لیتیم) ایجاد می‌شود. دو مخزن نشان داده شده می‌توانند مدلی از محفظه جاذب و محفظه اواپراتور یک سیستم جذبی باشند. از آنجا که در یک سیستم جذبی هوا و گازهای غیرقابل تقطیر از سیستم خارج می‌شوند، فشار و دما در هر قسمت متناسب با دما و غلظت محلول هستند. به علت دمای جوش بسیار بالای برومید لیتیم، می‌توان فرض کرد که بخار بالای سطح هر دو مخزن، آب خالص است.

ترکیبات متعدد دیگری از دما و غلظت می‌توانند به ایجاد فشار بخار فوق منجر شوند. رابطه بین غلظت، دما و فشار بخار معمولاً در منحنی‌هایی مانند شکل ۷-۷ نشان داده می‌شود. این منحنی به منحنی Dühring موسوم است. محور فشار در این منحنی غیرخطی رسم می‌شود تا منحنی‌های مربوط به درصد ثابت جرمی برومید لیتیم به صورت خطوط مستقیم در آیند. محور دما به صورت خطی است.



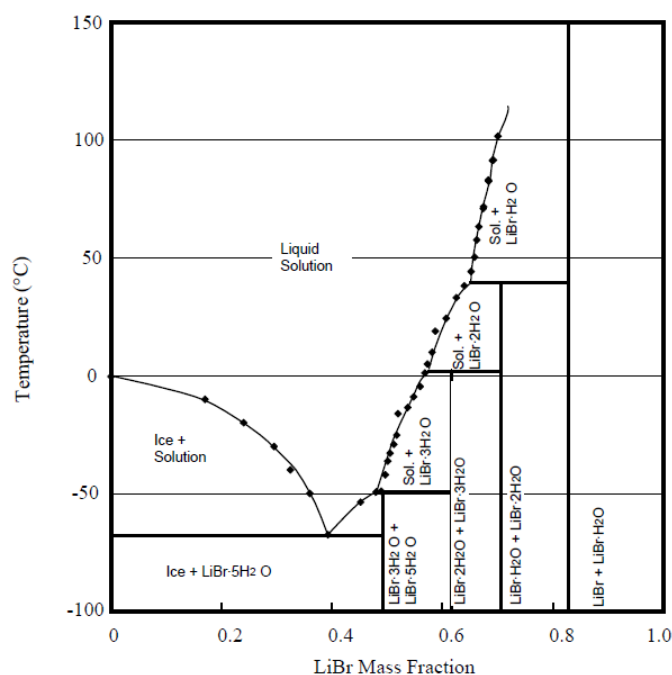
شکل ۷-۷. منحنی تعادلی فشار- دما برای محلول آب- برومید لیتیم (منحنی Dühring).

همان‌طور که از شکل فوق مشاهده می‌شود، فشار بخار محلول برومید لیتیم- آب در دماهای کارکرد معمول پایین‌تر از فشار اتمسفر است. در شکل ۷-۷ خطی به نام خط کریستالیزاسیون یا اشباع نیز نشان داده شده است. اگر دمای محلول در غلظت ثابت، پایین‌تر از محدوده نشان داده شده با این خط باشد یا اگر غلظت برومید لیتیم در دمای ثابت بیشتر از شرایط اشباع نشان داده شده توسط این خط باشد، برومید لیتیم به کریستال‌های جامد تبدیل می‌شود.

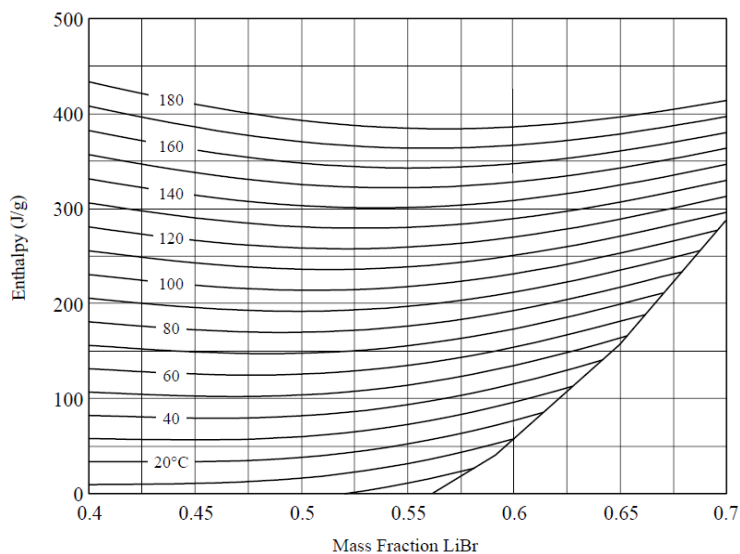
در واقع برومید لیتیم در سیستم‌های تبرید جذبی در محدوده دمایی بین ۲۵ تا ۱۰۰ درجه سانتی‌گراد (یا بیشتر در سیستم‌های دو اثره) و غلظت ۵۵ تا ۶۲ درصد قرار دارد. با مراجعه به دیاگرام تعادل فازی برومید لیتیم در شکل ۷-۸ می‌توان دریافت که در این محدوده برومید لیتیم در فاز مایع قرار دارد. ولی در شرایط خاص می‌تواند هیدرات‌های جامد از این ماده تشکیل شود که باعث ایجاد اشکال در عملکرد سیستم‌های جذبی می‌شود.

از شکل ۷-۷ هم می‌توان برای تعیین فشار بخار محلول و هم رسم دیاگرام سیکل تبرید جذبی استفاده کرد. البته انواع دیگری از منحنی تعادلی هم وجود دارند که محل محورها در آنها ممکن است با شکل فوق متفاوت باشند.

منحنی دیگر مورد استفاده، منحنی انتالپی محلول بر حسب دما و جزء جرمی یا غلظت است که نمونه‌ای از آن در شکل ۷-۹ نشان داده شده است.



شکل ۷-۸. دیاگرام فازی محلول آب- برومید لیتیم.



شکل ۷-۹. منحنی انتالپی-غلظت برای محلول آب-برومید لیتیم.

مقدار انتالپی آب را نیز می‌توان به‌طور تقریبی از رابطه زیر به‌دست آورد:

$$h_{W,Liq} = 4/19(T - T_{ref}) \text{ KJ/Kg} \quad \text{رابطه ۷-۵}$$

انتالپی بخار سوپرهیت نیز از رابطه زیر به‌دست می‌آید:

$$h_{W,Sip} = 25.01 + 1/88(T - T_{ref}) \text{ KJ/Kg} \quad \text{رابطه ۷-۶}$$

$T_{ref}$  در روابط فوق دمای مرجع است که می‌تواند برابر صفر درجه سانتی‌گراد

فرض شود.

#### ۷-۴-۲. محلول آب-آمونیاک

محلول آب و آمونیاک تفاوت‌های مهمی با محلول آب و برومید لیتیم دارد که بر

عملکرد سیکل تأثیر خواهند داشت.

اولین خاصیت محلول آب و آمونیاک آن است که این محلول بر خلاف محلول

برومید لیتیم-آب در هیچ شرایطی از سیکل به جامد تبدیل نمی‌شود. این امر یک

مزیت برای سیستم‌های آب-آمونیاک محسوب می‌شود. در عوض سمی بودن و

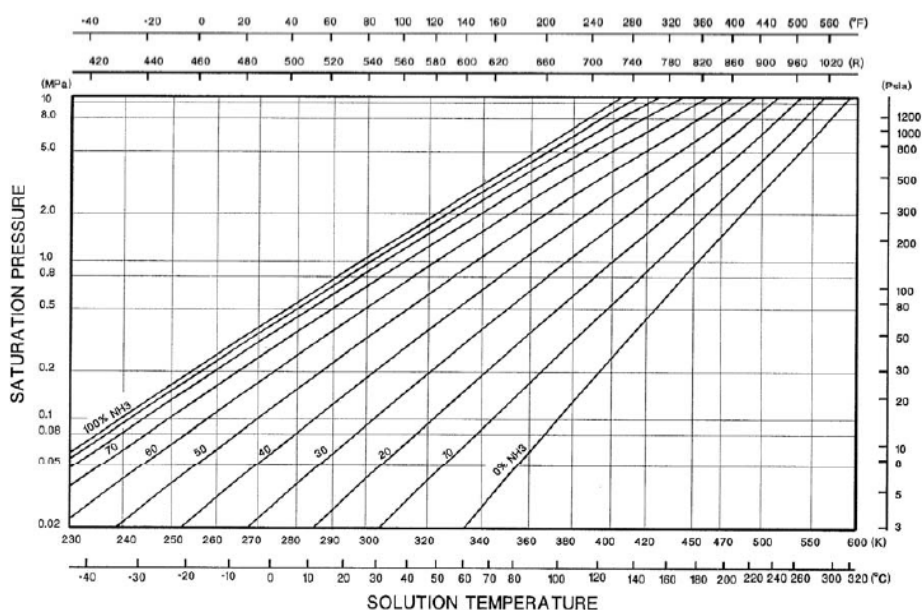
خورندگی آمونیاک نیز محدودیت‌هایی را در استفاده از آن به‌وجود می‌آورد.



تفاوت دوم از اختلاف فشار بخار این دو ترکیب ناشی می‌شود. فشار آمونیاک خالص در شرایط معمول دمای کندانسور در حدود ۱۰-۱۵bar و فشار اوپراتور در حدود ۳-۵bar است. این امر از جهت نیاز به استقامت مکانیکی بیشتر و محدودیت‌های ایمنی یک عیب است، ولی فشار پایین‌تر از اتمسفر در سیستم‌های برومید لیتیم - آب نیز باعث نفوذ هوا به داخل سیستم می‌شود.

بر خلاف جاذب برومید لیتیم که در شرایط دما و فشار سیکل غیرفرار است (در ژنراتور تبخیر نمی‌شود) جاذب سیکل آب و آمونیاک یعنی آب ممکن است با آمونیاک بخار شود؛ بنابراین، در خروجی ژنراتور، مقدار اندکی بخار آب نیز همراه با آمونیاک وجود خواهد داشت. برای کاهش مقدار بخار آب حمل شده قبل از ورود به کندانسور از دستگاهی به نام رکتیفایر<sup>۱</sup> استفاده می‌شود.

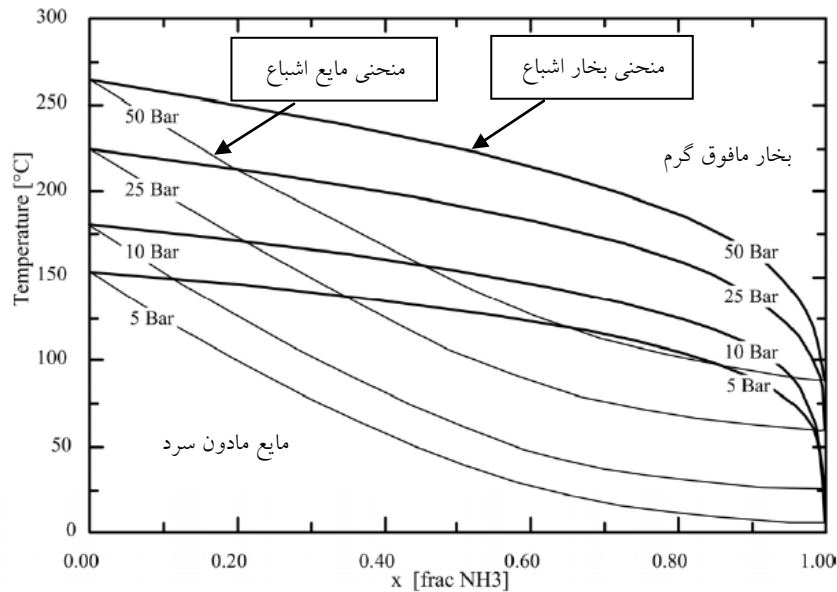
منحنی فشار-دما-جزء جرمی محلول آب و آمونیاک (PTX) در شکل ۷-۱۰ نشان داده شده است. نحوه استفاده از این منحنی، مشابه روش مورد اشاره در شکل ۷-۷ است.



شکل ۷-۱۰ منحنی فشار-دما-غلظت محلول آب و آمونیاک.

## 1. Rectifier

منحنی تعادلی دما غلظت برای محلول آب- آمونیاک در فشارهای مختلف در شکل ۱۱-۷ نشان داده شده است. در این شکل به ازای هر فشار دو منحنی رسم شده است. منحنی پررنگ فشار بخار اشباع است که به dew point line موسوم است. منحنی کم رنگ منحنی مایع اشباع است که bubble point line نامیده می‌شود.



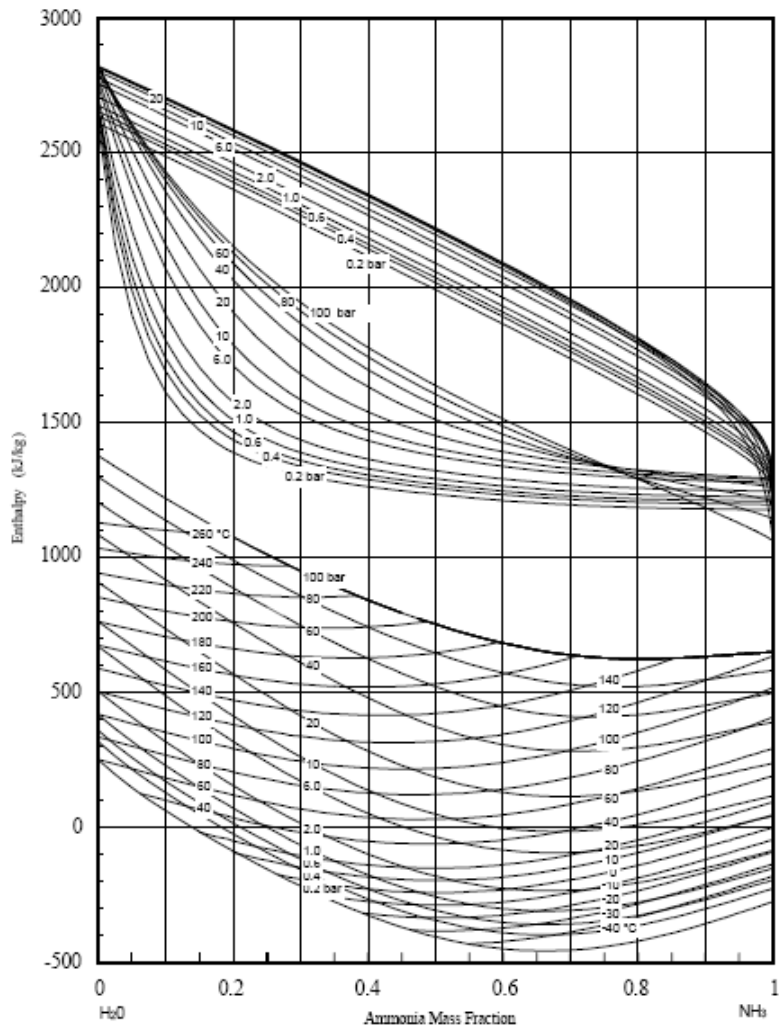
شکل ۱۱-۷. منحنی تعادلی دما غلظت برای محلول آب- آمونیاک در فشارهای مختلف.

نتایج مهمی که از این منحنی می‌توان دریافت عبارت‌اند از:

- در فشار و دمای ثابت درصد جرمی مایع و بخار با هم متفاوت هستند و مقدار آمونیاک در فاز بخار بیشتر از مقدار آن در فاز مایع است.
- هنگامی که غلظت به یک نزدیک می‌شود (آمونیاک خالص)، دما به شدت تابع غلظت است. این امر دلیل تأثیر بسیار زیاد وجود آب بر دمای اواپراتور است.

منحنی دیگر مورد استفاده، منحنی انتالپی محلول بر حسب دما، فشار و غلظت است که نمونه‌ای از آن در شکل ۱۲-۷ نشان داده شده است. انتالپی مایع از قسمت

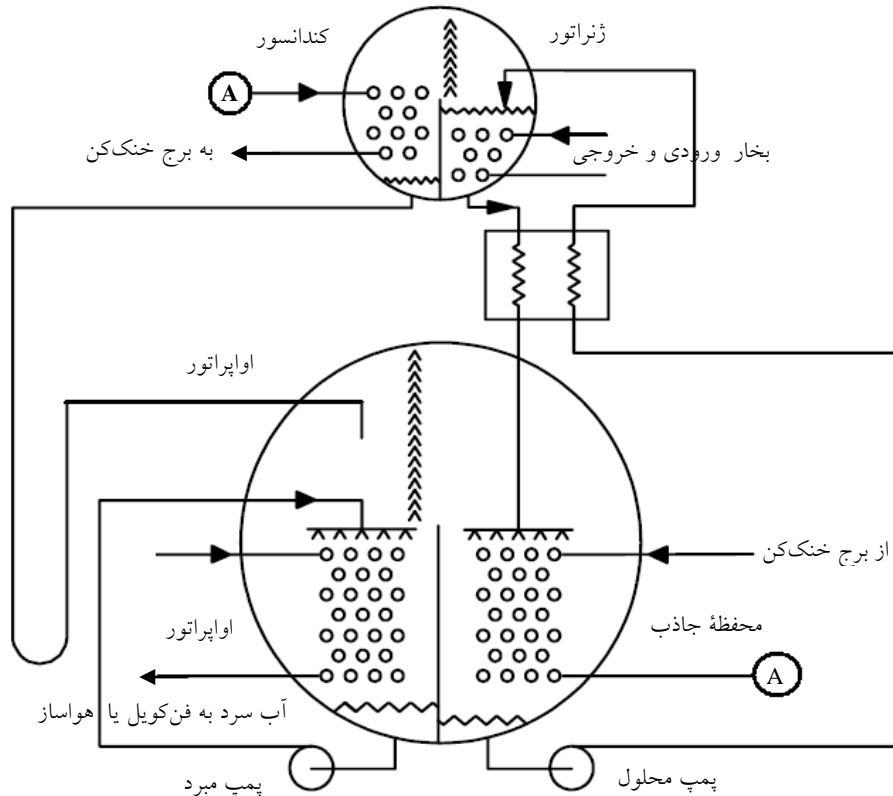
پایینی شکل با داشتن فشار یا دما و غلظت قابل تعیین است. برای تعیین انتالپی بخار (با داشتن فشار) از منحنی‌های بالای شکل استفاده می‌شود. مقدار انتالپی بخار با داشتن فشار و غلظت به دست می‌آید. منحنی‌های رسم شده در قسمت میانی شکل نیز به construction lines موسومند. با استفاده از این منحنی‌ها می‌توان درصد جرمی بخار و انتالپی آن را با داشتن شرایط مایع به دست آورد.



شکل ۷-۱۲. منحنی انتالپی-غلظت محلول آب و آمونیاک.

### ۵-۷. سیکل جذبی تک اثره آب-برومید لیتیم

اصول کلی و روش کارکرد سیستم جذبی تک اثره در بخش ۷-۱ توضیح داده شد. در شکل ۷-۱۳ اجزای یک سیستم جذبی تک اثره آب-برومید لیتیم به صورتی که در یک دستگاه واقعی وجود دارند، نشان داده شده است.



شکل ۷-۱۳. دیاگرام مدار یک سیستم جذبی آب-برومید لیتیم با دو محفظه.

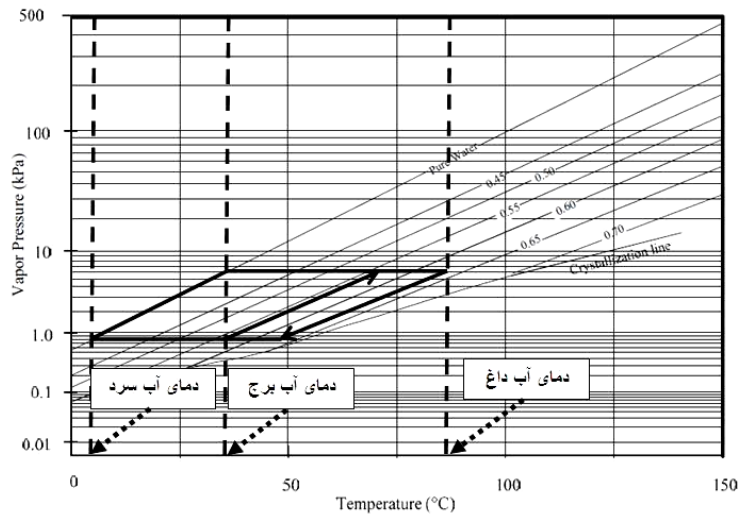
این شکل برای سیستمی است که در آن از دو محفظه مجزا استفاده شده است. محفظه پایینی شامل جاذب و اواپراتور است. محفظه بالایی نیز شامل ژنراتور و کندانسور است که در فشار و دمای بالاتر نسبت به محفظه قبلی قرار دارد. همان‌طور که قبلاً توضیح داده شد، در این سیستم علاوه بر کندانسور، جاذب به دفع حرارت نیاز دارد؛ بنابراین، آب خنک‌کننده قبل از ورود به کندانسور ابتدا از داخل



در این شکل فشارها و دماهای نقاط مختلف سیکل نیز به صورت کیفی نشان داده شده‌اند.

در شکل ۱۵-۷ با استفاده از روش فوق و بر مبنای شماره‌گذاری نشان داده شده در شکل ۱۴-۷، دیاگرام Dühring سیکل تبرید جذبی رسم شده است. مراحل رسم دیاگرام Dühring سیکل ایده‌آل جذبی که در شکل ۱۵-۷ نشان داده شده، به ترتیب عبارت‌اند از:

- مرحله ۱: یک خط عمودی رسم کنید که نشان‌دهنده دمای آب سرد است. این دما در سیستم‌های تبرید جذبی مورد استفاده در تهویه مطبوع  $5-7^{\circ}\text{C}$  است.
- مرحله ۲: یک خط عمودی رسم کنید که نشان‌دهنده دمای آب خنک‌کننده باشد. بسته به منطقه آب و هوایی، دمای آب خنک‌کننده ورودی از برج خنک کن  $30-35^{\circ}\text{C}$  است. فرض می‌کنیم که دمای جاذب و کندانسور با هم یکی باشند.
- مرحله ۳: در دمای متناظر با آب داغ یا بخار ورودی به ژنراتور یک خط عمودی رسم کنید. معمولاً برای سیستم تک اثره این دما حداقل  $85^{\circ}\text{C}$  است.



شکل ۱۵-۷. منحنی خطوط دمای سیستم و خطوط فشار بالا و پایین در منحنی Dühring.

سه مرحله فوق در شکل ۷-۱۵ با خط چین‌های عمودی نشان داده شده‌اند. دقت کنید که در اینجا از افت فشار و اتلاف حرارتی مبدل‌ها صرف‌نظر شده است.

مرحله بعدی رسم خطوط فشار ثابت کندانسور و اوپراتور است. فشار حداقل بر مبنای دمای آب سرد مورد نیاز تعیین می‌شود، زیرا فشار اوپراتور باید به قدر کافی پایین باشد تا باعث جوشش مبرد (آب) در دمای مورد نظر شود. رسم این خط به صورت زیر است:

**مرحله ۴:** یک خط افقی برای فشار اوپراتور رسم کنید که از محل تقاطع خط (عمودی) آب سرد با خط آب خالص شروع شود.

فشار حداکثر بر مبنای دمای آب خنک‌کننده تعیین می‌شود، زیرا فشار کندانسور باید به قدر کافی بالا باشد تا باعث تقطیر مبرد (آب) در دمای آب برج خنک‌کننده شود. رسم این خط به صورت زیر است:

**مرحله ۵:** یک خط افقی برای فشار کندانسور رسم کنید که از محل تقاطع خط (عمودی) آب خنک‌کننده برج با خط آب خالص شروع شود.

دقت کنید که در سیکل واقعی این دو خط باید بر مبنای دمای اوپراتور (نه دمای آب سرد) و کندانسور (نه دمای آب برج) رسم شوند. چرا؟

**مرحله ۶:** اکنون می‌توانید دیاگرام سیکل را مطابق آنچه که در شکل ۷-۱۵ نشان داده شده است رسم کنید. از آنجا که معمولاً جاذب نیز با آب برج خنک‌کن می‌شود، تقاطع خط فشار پایین و دمای آب برج، شرایط محلول رقیق (Weak Solution) خروجی از جاذب را مشخص می‌کند. دقت کنید که در اینجا نیز از اختلاف دمای آب برج خنک‌کن و محفظه جاذب صرف‌نظر شده است.

**مرحله ۷:** این محلول در غلظت ثابت در راستای خط Weak Solution پس از عبور از مبدل حرارتی و افزایش دما وارد ژنراتور می‌شود؛ بنابراین، برای رسم این فرایند، در امتداد خط غلظت ثابت، ادامه دهید تا به فشار بالایی برسید.

**مرحله ۸:** محلی را که دمای آب داغ (بخار) خط فشار بالا را قطع می‌کند

مشخص کنید. این نقطه محلی است که محلول غلیظ از ژنراتور خارج می‌شود. مرحله ۹: این محلول در غلظت ثابت در راستای خط Strong Solution پس از عبور از مبدل حرارتی و کاهش دما وارد جاذب می‌شود؛ بنابراین، برای رسم این فرایند، در امتداد خط غلظت ثابت، ادامه دهید تا به فشار پایینی برسید. مرحله ۱۰: آخرین مرحله رسم خطی در امتداد منحنی آب خالص از فشار بالا تا فشار پایین است. در واقع این فرایند کاهش فشار مبرد (آب) از فشار کندانسور به فشار اوپراتور را نشان می‌دهد.

پس از رسم سیکل، با داشتن دما، فشار و غلظت در نقاطی که محلول برومید لیتیم—آب وجود دارد انتالپی به روشی که در قبل توضیح داده شد تعیین می‌شود. آنگاه با استفاده از قوانین ترمودینامیک می‌توان نرخ انتقال حرارت قسمت‌های مختلف سیکل را به دست آورد.

فرض‌های انجام شده عبارت‌اند از:

- شرایط کارکرد سیستم دایمی فرض می‌شود.
- از افت فشار در اثر اصطکاک صرف‌نظر می‌شود.
- از تغییرات انرژی پتانسیل و جنبشی در اجزای سیکل صرف‌نظر می‌شود.
- فرض می‌شود که در ژنراتور فقط مبرد (آب) تبخیر می‌شود.
- دبی جرمی مبرد، دبی جرمی محلول غلیظ و محلول رقیق به ترتیب برابر  $\dot{m}_{ss}$ ،  $\dot{m}$  و  $\dot{m}_{ws}$  فرض می‌شوند. شماره‌ها در روابط زیر متناظر با مقادیر نشان داده شده در شکل ۱۴-۷ هستند.

نسبت سیرکولاسیون  $\lambda$  به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\lambda = \dot{m}_{ss} / \dot{m} \quad \text{رابطه ۷-۷}$$

با اعمال قوانین بقا برای کندانسور داریم:

$$\dot{m}_v = \dot{m}_\lambda = \dot{m} \quad \text{رابطه ۸-۷}$$

$$Q_{con} = \dot{m}(h_v - h_\lambda) \quad \text{رابطه ۹-۷}$$

فشار کندانسور نیز برابر فشار اشباع در دمای کندانسور است.



با اعمال قوانین بقا برای وسیله کاهش فشار مبرد داریم:

$$\dot{m}_\lambda = \dot{m}_q = \dot{m} \quad \text{رابطه ۱۰-۷}$$

$$h_\lambda = h_q \quad \text{رابطه ۱۱-۷}$$

با اعمال قوانین بقا برای اواپراتور داریم:

$$\dot{m}_q = \dot{m}_{1.} = \dot{m} \quad \text{رابطه ۱۲-۷}$$

$$Q_{\text{evap}} = \dot{m}(h_{1.} - h_q) \quad \text{رابطه ۱۳-۷}$$

فشار اواپراتور نیز برابر فشار اشباع در دمای اواپراتور است.

با اعمال قوانین بقا برای جاذب داریم:

$$\dot{m} + \dot{m}_{ss} = \dot{m}_{ws} \quad \text{رابطه ۱۴-۷}$$

$$\dot{m}_{ss} = \lambda \dot{m} \Rightarrow \dot{m}_{ws} = (1 + \lambda) \dot{m}$$

از رابطه بقای جرم برای آب خالص داریم:

$$\dot{m} + (1 - X_{ss}) \dot{m}_{ss} = (1 - X_{ws}) \dot{m}_{ws} \quad \text{رابطه ۱۵-۷}$$

در نتیجه مقدار نرخ انتقال حرارت از جاذب به صورت زیر به دست می‌آید:

$$Q_{\text{abs}} = \dot{m}[(h_{1.} - h_1) + \lambda(h_f - h_1)] \quad \text{رابطه ۱۶-۷}$$

با اعمال قوانین بقا برای پمپ محلول داریم:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_r = \dot{m}_{ws} \quad \text{رابطه ۱۷-۷}$$

$$W_{P,\text{Sol}} = \dot{m}_{ws}(h_r - h_1) \quad \text{رابطه ۱۸-۷}$$

با توجه به اینکه محلول فوق غیر قابل تراکم است:

$$W_{P,\text{Sol}} = (1 + \lambda) \dot{m} V_{\text{sol}} (P_r - P_1) = (1 + \lambda) \dot{m} V_{\text{sol}} (P_{\text{con}} - P_{\text{evap}}) \quad \text{رابطه ۱۹-۷}$$

که در آن حجم مخصوص محلول است که می‌توان آن را تقریباً

برابر  $0.00055 \text{ m}^3/\text{kg}$  فرض کرد.

با اعمال قوانین بقا برای مبدل حرارتی داریم:

$$\dot{m}_r = \dot{m}_f = \dot{m}_{ws} \quad \text{رابطه ۲۰-۷}$$

$$\dot{m}_f = \dot{m}_\delta = \dot{m}_{ss} \quad \text{رابطه ۲۱-۷}$$

$$Q_{\text{HX}} = (1 + \lambda) \dot{m}(h_r - h_f) = \lambda \dot{m}(h_f - h_\delta) \quad \text{رابطه ۲۲-۷}$$

راندمان مبدل حرارتی نیز به صورت زیر بیان می‌شود:

$$\eta_{HX} = \frac{(T_3 - T_2)}{(T_4 - T_2)} \quad \text{رابطه ۲۳-۷}$$

به کمک این رابطه، دمای محلول رقیق ورودی به ژنراتور ( $T_3$ ) را با داشتن ( $T_2$ ) (که تقریباً برابر ( $T_1$ ) است) و ( $T_4$ ) (که تقریباً برابر دمای ژنراتور است) به دست می‌آید.

با اعمال قوانین بقا برای ژنراتور داریم:

$$\dot{m}_v = \dot{m}_a + \dot{m}_v \quad \text{رابطه ۲۴-۷}$$

$$\begin{aligned} Q_{gen} &= \dot{m}h_v + \lambda\dot{m}h_f - (1 + \lambda)\dot{m}h_3 \\ &= \dot{m}[(h_v - h_3) + \lambda(h_f - h_3)] \end{aligned} \quad \text{رابطه ۲۵-۷}$$

با اعمال قوانین بقا برای وسیله کاهش فشار محلول داریم:

$$\dot{m}_\delta = \dot{m}_f + \dot{m}_{ss} \quad \text{رابطه ۲۶-۷}$$

$$h_\delta = h_f \quad \text{رابطه ۲۷-۷}$$

همان‌طور که قبلاً ذکر شد ضریب عملکرد سیکل نیز به صورت زیر تعریف می‌شود:

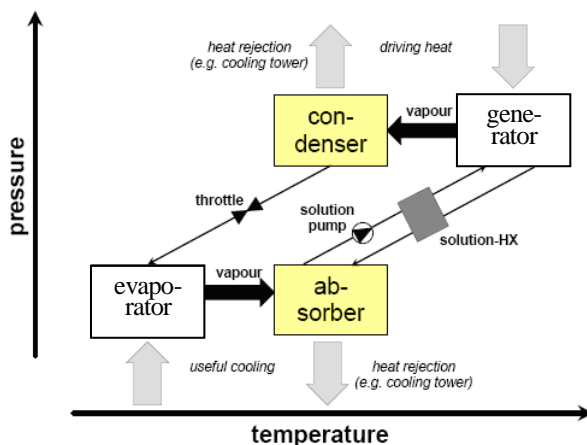
$$COP_{abs} = \frac{Q_{evap}}{Q_{gen} + W_p} \approx \frac{Q_{evap}}{Q_{gen}} \quad \text{رابطه ۲۸-۷}$$

به این ترتیب با داشتن اطلاعات اولیه یک سیکل، ابتدا دیاگرام Dühring رسم شده و سپس با معلوم شدن غلظت مسیره‌های رقیق و غلیظ، انتالی‌نقاط مختلف سیکل از دیاگرام‌های ارائه شده به دست می‌آید. سپس با استفاده از روابط ارائه شده می‌توان دبی هر مسیر، نرخ انتقال حرارت در کندانسور، اوپراتور، ژنراتور و جاذب و ضریب عملکرد سیکل را به دست آورد.

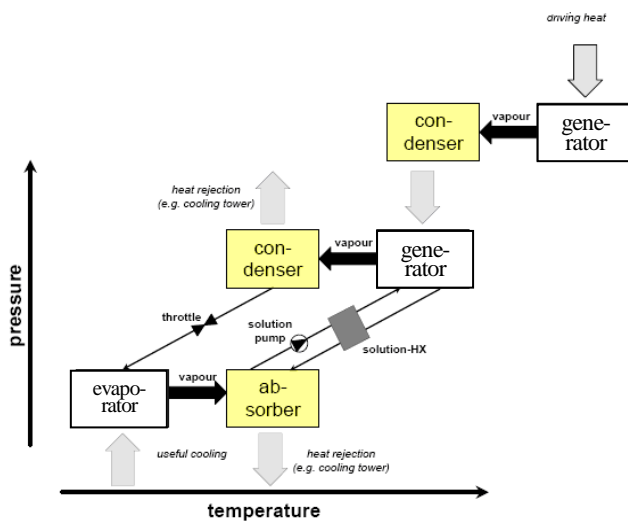
## ۶-۷. سیکل جذبی دو اثره آب-برومید لیتیم

در یک سیستم تبرید جذبی برای کاربرد مشخص، معمولاً دمای اوپراتور و کندانسور تقریباً ثابت هستند. با فرض ثابت بودن دو دمای فوق، همان‌طور که از رابطه ۳-۷ مشاهده می‌شود، افزایش دمای ژنراتور باعث افزایش COP می‌شود، اما با مراجعه به شکل ۷-۷ روشن است که افزایش بیش از حد دما در این شرایط به

افزایش احتمال کریستالیزاسیون منجر می‌شود. چند مرحله‌ای کردن سیکل جذبی یکی از راه‌های افزایش COP بدون ایجاد مشکل فوق است. اصول کارکرد سیکل دو اثره را می‌توان با مقایسه شکل‌های ۱۶-۷ و ۱۷-۷ به سادگی دریافت.

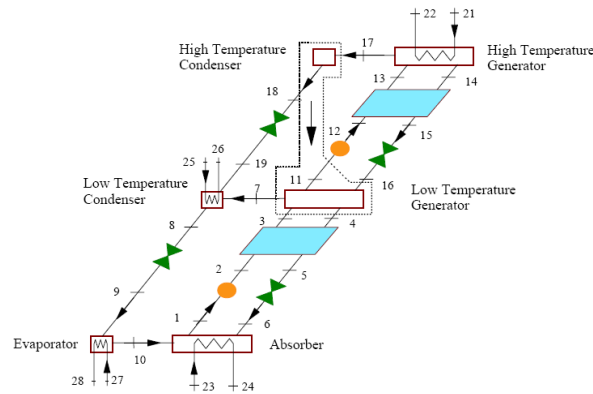


شکل ۱۶-۷. سیکل جذبی تک اثره.

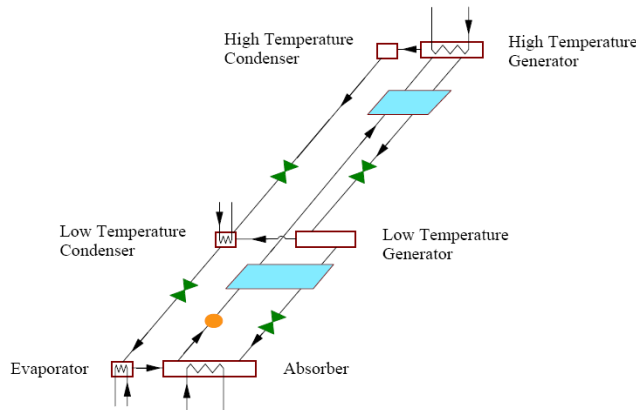


شکل ۱۷-۷. سیکل جذبی دو اثره.

همان‌طور که از مقایسه این دو شکل مشخص است، در سیکل جذبی دو اثره، از دو ژنراتور و دو کندانسور استفاده می‌شود. حرارت سوخت با سیال واسط (بخار) به ژنراتور دمای بالا منتقل می‌شود. حرارت مورد نیاز برای ژنراتور دمای متوسط از حرارت ناشی از تقطیر مبرد در کندانسور دمای بالا تأمین می‌شود. به این ترتیب به جای دو مرحله فشار، در این سیکل سه مرحله فشار وجود دارد. در عمل دو سیستم مختلف در سیستم‌های دواثره وجود دارد که عبارت‌اند از: سیستم‌های سری و موازی. این دو سیستم به ترتیب در شکل‌های ۱۸-۷ و ۱۹-۷ نشان داده شده‌اند.

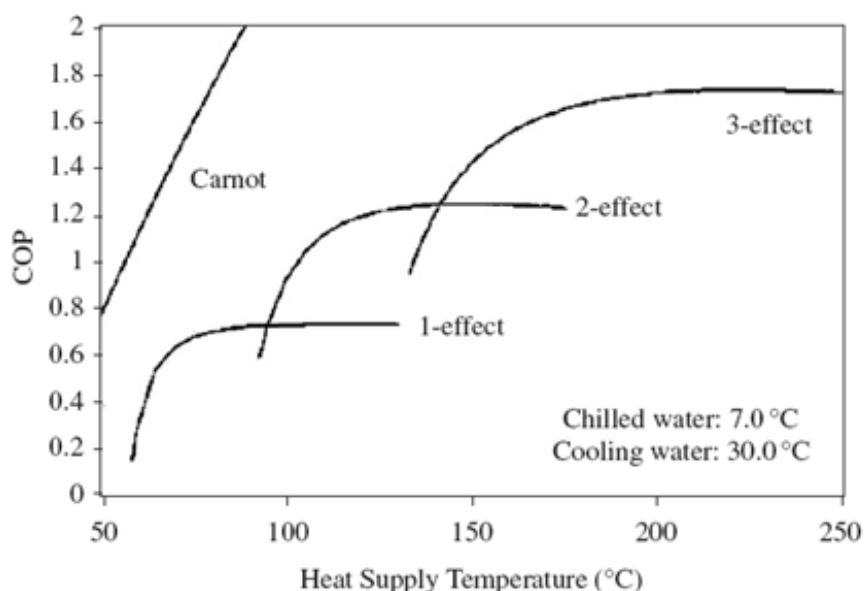


شکل ۱۸-۷. سیکل تبرید جذبی دو اثره نوع موازی.



شکل ۱۹-۷. سیکل تبرید جذبی دو اثره نوع سری.

با آنکه سیستم‌های سه و چند اثره دارای COP بیشتر از سیستم‌های یک و دو اثره هستند، ولی اول اینکه افزایش COP به صورت خطی نیست و دوم اینکه در دمای بالای ژنراتور مورد نیاز برای سیستم‌های با تعداد اثر بیشتر، خوردگی شدیدتر است. از این رو در حال حاضر استفاده از سیستم‌های سه اثره و به خصوص چهار و بیشتر چندان مرسوم نیست. البته تحقیقات زیادی در این زمینه در جریان است. در شکل ۷-۲۰ COP سیستم‌های یک، دو و سه اثره با یکدیگر و با راندمان سیکل کارنو جذبی مقایسه شده‌اند.



شکل ۷-۲۰. مقایسه سیکل‌های یک، دو و سه اثره با یکدیگر و سیکل کارنو.

#### ۷-۷. کریستالیزاسیون در سیستم‌های برومید لیتیم-آب

به ازای هر غلظت مشخص از محلول برومید لیتیم و آب دمای حداقلی وجود دارد که در پایین تر از آن مقدار، برومید لیتیم به صورت کریستال جامد در می‌آید. این امر در دیاگرام شکل ۷-۷ با محدوده خط کریستالیزاسیون نشان داده شده است.

اگر در یک چیلر جذبی غلظت محلول خیلی بالا یا دمای محلول خیلی پایین باشد، ممکن است کریستالیزاسیون اتفاق افتد. این امر می‌تواند به بسته شدن مسیر عبور محلول و اختلال در عملکرد سیستم منجر شود. با توجه به اینکه پایین‌ترین دما و بالاترین غلظت محلول در مسیر برگشت محلول غلیظ از ژنراتور (بعد از مبدل حرارتی) اتفاق می‌افتد (نقطه ۶ در شکل ۷-۱۴)، احتمال وقوع کریستالیزاسیون در این نقطه وجود دارد.

در صورت وقوع این امر باید دمای محلول به مقداری بالاتر از دمای اشباع آن افزایش یابد تا کریستال‌های نمک به صورت مایع در آیند.

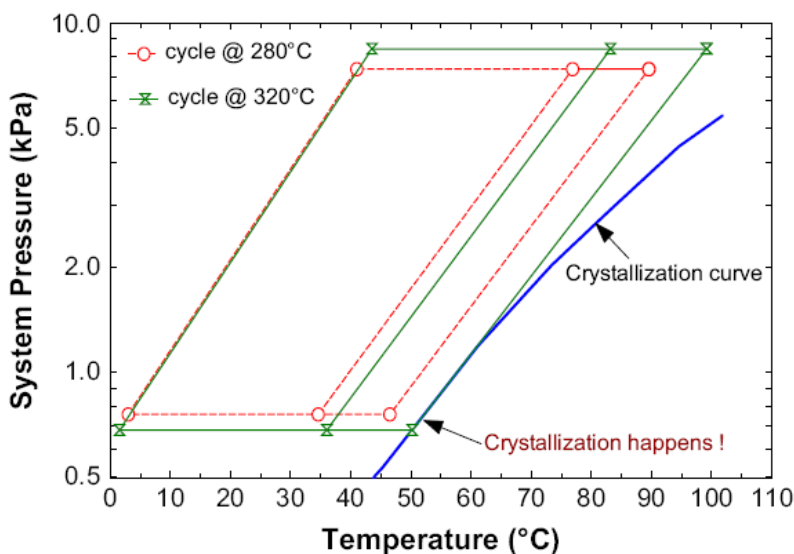
دلایل وقوع کریستالیزاسیون عبارت‌اند از:

• نفوذ هوا به داخل سیستم

همان‌طور که به یاد دارید سیستم جذبی برومید لیتیم - آب تحت خلأ است. ورود هوا به داخل سیستم باعث افزایش فشار در اواپراتور می‌شود. این افزایش فشار به نوبه خود باعث افزایش دمای اواپراتور و در نتیجه کاهش ظرفیت می‌شود. در شرایطی که بار سرمایش زیاد باشد، سیستم کنترل برای جبران این امر حرارت ورودی به ژنراتور را افزایش می‌دهد. افزایش دمای فوق می‌تواند به جابه‌جایی خط محلول غلیظ به سمت راست و ایجاد کریستالیزاسیون منجر شود (شکل ۷-۱۵). راه‌حل مرسوم برای این مشکل تخلیه هوای سیستم به صورت دوره‌ای است. این امر توسط Purging System انجام می‌شود.

• افزایش بیش از حد حرارت ورودی به ژنراتور

همان‌طور که در مقدمه بخش ۷-۶ ذکر شد، افزایش بیش از حد دمای ژنراتور می‌تواند به ایجاد کریستالیزاسیون منجر شود. در شکل ۷-۲۱ این امر با مقایسه دو سیکل با دمای ژنراتور پایین (خط چین) و دمای ژنراتور بالا (خط پر) نشان داده شده است. راه حل مناسب برای رفع این مشکل کنترل حرارت ورودی به ژنراتور است.



شکل ۷-۲۱. مقایسه دو سیکل با دماهای ژنراتور متفاوت.

• توقف ناگهانی چیلر در بار کامل

هنگام خاموشی نرمال سیستم، با انجام دستورالعمل سازنده پس از اقدام به رقیق کردن محلول<sup>۱</sup> دستگاه خاموش می‌شود. در این صورت بدون ایجاد کریستالیزاسیون، سیستم تا دمای محیط خنک می‌شود. حال اگر در شرایط بار کامل دستگاه به دلیلی مثل قطع برق به‌طور ناگهانی خاموش شود، وجود محلول غلیظ بعد از مبدل حرارتی در خط برگشتی از ژنراتور به جاذب به ایجاد کریستالیزاسیون منجر می‌شود.

• تنظیم دمای آب سرد در مقدار خیلی پایین

این امر نیز می‌تواند به افزایش احتمال کریستالیزاسیون تحت شرایط خاصی منجر شود. در این صورت باید دمای آب سرد از حد معینی پایین‌تر نباشد.

• دمای پایین آب ورودی به کندانسور

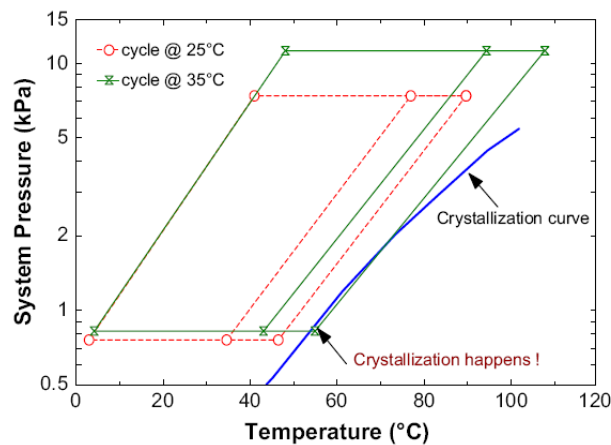
این شرایط در صورتی که بار سیستم نیز زیاد باشد می‌تواند به ایجاد کریستالیزاسیون منجر شود. دلیل این امر کاهش دمای محلول غلیظ خروجی از مبدل

1. Dilution Cycle

حرارتی در اثر تبادل حرارت آن با محلول رقیق ورودی به مبدل حرارتی است.

• دمای بالای محیط در صورت استفاده از کندانسور هوایی

در سیستم‌های جذبی برومید لیتیم- آب معمولی از کندانسور هوایی استفاده نمی‌شود، ولی تحقیقات زیادی در مورد امکان استفاده از این نوع کندانسور به‌خصوص در ظرفیت‌های پایین در جریان است. استفاده از کندانسور هوایی، به‌خصوص در حین تغییرات ناگهانی بار به نزدیک شدن سیکل به خط کریستالیزاسیون منجر می‌شود. در شکل ۷-۲۲ این امر با مقایسه دو سیکل با دمای محیط پایین (خط چین) و دمای محیط بالا (خط پر) نشان داده شده است. راه‌حل مناسب برای رفع این مشکل کاهش حرارت ورودی به ژنراتور یا افزایش دمای تنظیم شده برای آب سرد است.



شکل ۷-۲۲. مقایسه دو سیکل با دماهای کندانسور متفاوت.

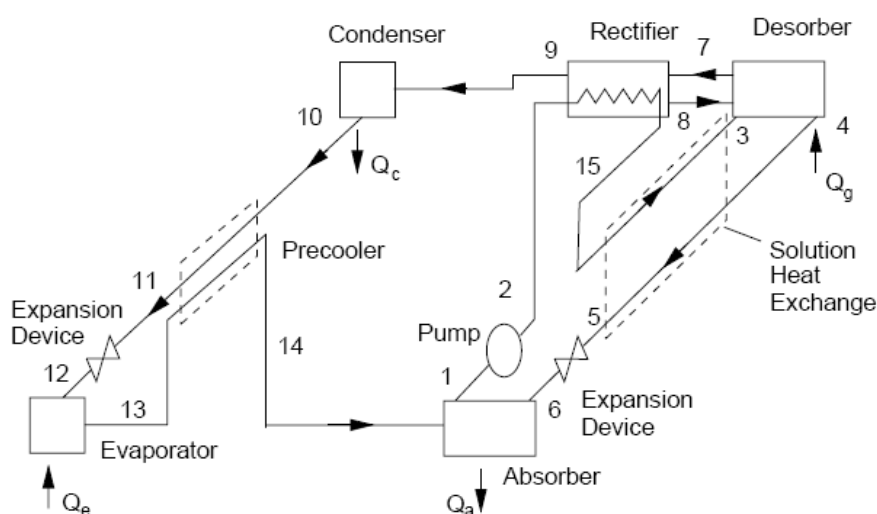
در حال حاضر تحقیقات زیادی در مورد روش‌های مختلفی که استفاده از کندانسورهای هوایی را در چیلرهای جذبی ممکن سازد در حال اجرا است. از جمله این روش‌ها می‌توان به روش‌هایی مانند: افزایش فشار جاذب، کاهش فشار ژنراتور، خنک کردن جاذب با یک سیستم تراکمی و ... اشاره کرد.



## ۸-۷. سیکل تبرید جذبی آب-آمونیاک

### ۱-۸-۷. سیکل استاندارد آب و آمونیاک

در بخش ۲-۴-۷ خواص محلول آب و آمونیاک و تأثیر این خواص بر سیستم بررسی شد. همان‌طور که توضیح داده شد، به دلیل تبخیر بخشی از جاذب (آب) به همراه مبرد (آمونیاک) از یک جداکننده بعد از ژنراتور (Rectifier) استفاده می‌شود. در شکل ۲۳-۷ دیاگرام مدار یک سیکل تبرید جذبی آب و آمونیاک یک مرحله‌ای نشان داده شده است.

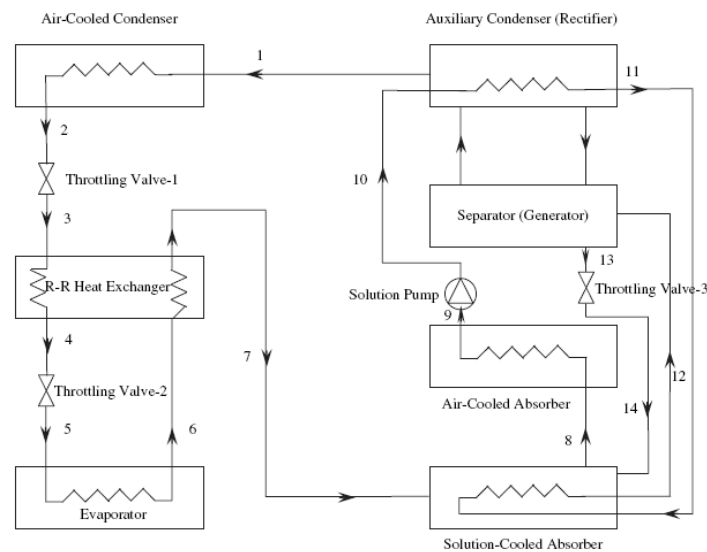


شکل ۲۳-۷. سیکل تبرید جذبی آب و آمونیاک.

معمولاً در یک سیکل جذبی آب و آمونیاک در خروجی ژنراتور درصد وزنی آمونیاک و آب به ترتیب ۹۷ و ۳ هستند که این نسبت بعد از رکتیفایر به ۹۹ و ۱ درصد می‌رسد. کاهش بیش از این مقدار درصد آب به رکتیفایر بسیار بزرگ نیاز دارد. البته وجود همین مقدار آب در کندانسور و اوپراتور نیز باعث تغییر دمای قابل ملاحظه‌ای می‌شود. مقدار این تأثیر نامطلوب در اوپراتور را می‌توان با افزودن یک پیش سردکن مطابق آنچه که در شکل قبل نشان داده شده است کاهش داد.

در مقایسه با سیکل‌های تبرید جذبی یک مرحله‌ای آب- برومید لیتیم، سیکل آب- آمونیاک به دلیل انتقال حرارت رکتیفایر دارای COP کمتری است، ولی همان‌طور که قبلاً ذکر شد در این سیکل امکان کاهش دما به زیر صفر وجود دارد و همچنین امکان وقوع پدیده کریستالیزاسیون نیز متفی است. با وجود آنکه آمونیاک دارای معایبی همچون خوردگی، سمی بودن و فشار زیاد در سیکل در مقایسه با سیکل برومید لیتیم- آب است، ولی به دلیل مزایای ذکر شده و همچنین عدم تأثیر منفی آمونیاک و آب برای پدیده گرم شدن گلخانه‌ای، استفاده از کندانسور هوایی و همچنین قیمت پایین آمونیاک تحقیقات زیادی در زمینه استفاده از این سیستم‌ها در جریان است.

در شکل ۷-۲۴ دیاگرام مدار یک سیستم جذبی آب و آمونیاک کوچک ساخت شرکت روبر<sup>۱</sup> نشان داده شده است. این سیستم برای کاربردهای تهویه مطبوع (تولید آب سرد) استفاده می‌شود.



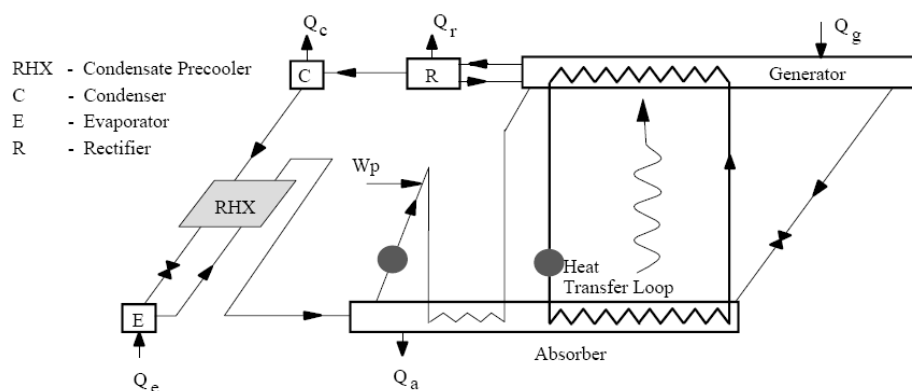
شکل ۷-۲۴. سیستم جذبی آب و آمونیاک ساخت شرکت روبر.

1. Robur

### ۲-۸-۷. سیکل با مبدل حرارتی ژنراتور-جاذب<sup>۱</sup>

به دلیل فشار بالای موجود در سیستم جذبی آب و آمونیاک تک اثره (حدود ۱۰-۱۵ bar در ژنراتور)، امکان افزایش راندمان با تغییر به سیستم دو مرحله‌ای وجود ندارد، زیرا در این صورت فشار ژنراتور فشار بالا باید بسیار زیاد (شاید در حدود ۸۰ bar) باشد که غیرعملی است. راه دیگر افزایش COP این سیستم‌ها استفاده از سیکل با مبرد حرارتی ژنراتور-جاذب است که به اختصار GAX نامیده می‌شود. این روش در سیکل‌های برومید لیتیم-آب میسر نیست، زیرا به وقوع کریستالیزاسیون منجر می‌شود.

اساس این روش مطابق شکل ۲۵-۷ بر استفاده از یک تبادل حرارت داخلی در سیکل قرار دارد. با استفاده از این امر می‌توان حرارت را در دمای بالاتر به سیستم اعمال کرد و سپس در داخل سیکل از آن استفاده کرد. در این روش، حرارت از بخش دمای بالای جاذب به بخش دمای پایین ژنراتور منتقل می‌شود. در واقع تفاوت این سیستم با سیستم دو اثره برومید لیتیم-آب آن است که در اینجا به افزودن یک مرحله فشار سوم نیازی نیست.



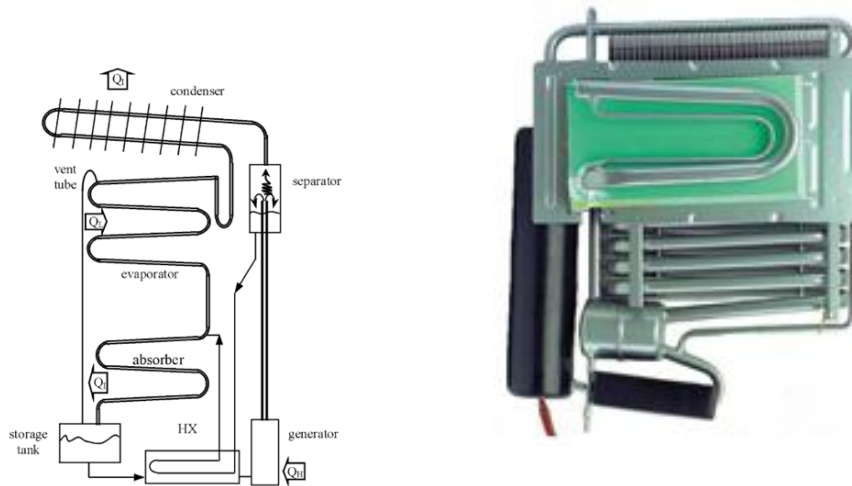
شکل ۲۵-۷. سیستم جذبی آب و آمونیاک GAX.

#### 1. Generator-Absorber Heat Exchange Cycle

### ۹-۷. سیکل تبرید جذبی آب-آمونیاک-هیدروژن (سیکل تبرید جذبی دیفیوژنی)

این سیکل را پلاتن و مانترز<sup>۱</sup> در ۱۹۲۸ در سوئد ابداع کردند. در این سیکل به جای دو سیال از سه سیال آب (به عنوان جاذب)، آمونیاک (به عنوان مبرد) و هیدروژن استفاده می‌شود. مهمترین تفاوت این سیکل با سیکل استاندارد آب و آمونیاک آن است که در این سیکل انتقال سیال بدون استفاده از پمپ صورت می‌گیرد. از این رو از این روش در مواردی که دسترسی به جریان الکتریسیته برای تغذیه پمپ مقدور نیست استفاده می‌شود. مرسوم‌ترین کاربرد این روش در یخچال‌های نفتی (منظور منبع تولید حرارت است که می‌تواند با گاز طبیعی یا گاز مایع جایگزین شود) است. با افزودن هیدروژن به سیستم در اوپراتور و جاذب، فشار جزئی آمونیاک به مقدار موردنیاز برای ایجاد برودت کاهش می‌یابد. ایجاد جریان در سیستم با استفاده از نیروی جاذبه صورت می‌گیرد. نمونه‌ای از دیاگرام ساده مدار این سیکل در شکل ۲۶۷ نشان داده شده که در آن موقعیت قرارگیری اجزا برای ایجاد جریان ثقلی مورد نیاز مشخص است.

از آنجا که نشت هیدروژن در این سیستم‌ها می‌تواند خطرناک باشد، تحقیقاتی در زمینه امکان استفاده از هلیوم به جای هیدروژن در دست انجام است.



شکل ۲۶۷. سیکل تبرید جذبی دیفیوژنی.

### مسائل

۱. دمای یک محلول آب و برومید لیتیم ۳۰ درجه سانتی‌گراد و فشار بخار آن ۱ کیلو پاسکال است. درصد برومید لیتیم محلول در آب و انتالپی محلول را به دست آورید.
۲. در یک سیستم جذبی برومید لیتیم و آب دمای مایع خروجی از مبدل حرارتی که به سمت جاذب می‌رود  $60^{\circ}\text{C}$  و دمای ژنراتور  $90^{\circ}\text{C}$  است. حداکثر دمای تقطیر برای جلوگیری از کریستالیزاسیون چقدر است؟ (جواب:  $37^{\circ}\text{C}$ )
۳. در یک سیستم تبرید جذبی برومید لیتیم و آب یک مرحله‌ای مطابق شکل ۷-۱۴، با معلوم بودن پارامترهای پر شده در جدول پارامترهای زیر را به دست آورید:  
الف- سایر پارامترها در جدول را به دست آورید.  
ب- حرارت مورد نیاز در ژنراتور به ازای یک تن تبرید سرمایش  
ج- COP سیستم  
د- حرارت دفع شده در کندانسور به ازای یک تن تبرید سرمایش  
ه- حرارت دفع شده در جاذب به ازای یک تن تبرید سرمایش

شماره نقطه در سیکل	دما ( $^{\circ}\text{C}$ )	فشار ( )	درصد برومید لیتیم	انتالپی (KJ/Kg)	دبی (Kg/s/Ton)
۱	۳۰				
۳					
۷	۹۵				
۴					
۵					
۸	۴۰				
۱۰	۷				

### پروژه‌های پیشنهادی

۱. چند کاتالوگ چیلر جذبی را تهیه و مدار آنها را بررسی کنید.
۲. COP چیلرهای فوق را در شرایط مختلف کاری، با استفاده از داده‌های کاتالوگ‌ها تعیین کنید.

۳. مقایسه‌ای بین استفاده از یک چیلر تراکمی و جذبی برای تأمین بار برودتی یک ساختمان انجام دهید. می‌توانید از اعداد نمونه زیر استفاده کنید:  
مشخصات چیلر تراکمی با مبرد R۲۲:  
دمای تقطیر: ۹۰F، دمای تبخیر: ۴۰F، ضریب عملکرد: ۳/۴، راندمان الکتروموتور: ۸۵ درصد

راندمان حجمی کمپرسور: ۰/۹۱، راندمان ایزنتروپیک کمپرسور: ۰/۸۲  
مشخصات سیستم جذبی تک مرحله‌ای برومید لیتیم - آب:  
دمای تقطیر: ۹۰F، دمای تبخیر: ۴۰F، دمای جاذب: ۸۵F، دمای ژنراتور: ۱۹۰F  
راندمان سیستم احتراق: ۷۵ درصد، ضریب عملکرد: ۰/۷۳  
با استفاده از قیمت برق (منبع تأمین انرژی برای چیلر تراکمی) و گاز طبیعی (منبع تأمین انرژی برای چیلر جذبی) در زمان حل این مسئله و با این فرض که بار برودتی ساختمان ۲/۱۷۰/۰۰۰ Btu/hr است، مقادیر زیر را در هر دو حالت به دست آورید و با هم مقایسه کنید.

الف- مقدار انرژی مورد نیاز و قیمت آن در هر ساعت

ب- حرارت دفع شده

ج- آب مورد نیاز برای کندانسور (برج خنک‌کن) با فرض اینکه هر دو سیستم از کندانسور آبی استفاده می‌کنند و اختلاف دمای کندانسور ۱۰F است.

## فصل هشتم

### روش‌های دیگر ایجاد برودت

در سه فصل قبل، مرسوم‌ترین روش‌های ایجاد برودت معرفی شدند. علاوه بر سه روش فوق، روش‌های دیگری نیز برای ایجاد برودت وجود دارند که در این فصل بررسی می‌شوند. برای نمونه از این روش‌ها می‌توان به سیکل هوا، روش ترموالکتریک، ورتکس و... اشاره کرد.

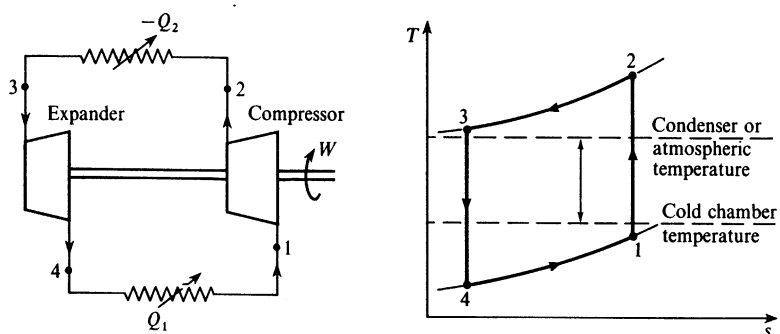
#### ۱-۸. سیکل هوا<sup>۱</sup>

##### ۱-۱-۸. اصول کارکرد

عملکرد سیکل هوا یا در حالت کامل تر سیکل گاز که در آن از هوا (گاز) به عنوان مبرد استفاده می‌شود مشابه سیکل تبرید تراکمی است با این تفاوت که سیستم انبساط به کار رفته متفاوت است. از ترمودینامیک به یاد دارید که اگر یک گاز کامل در شرایط آدیاباتیک منبسط شود و کار انجام دهد دمای آن کاهش می‌یابد. اگر این فرایند برگشت پذیر نیز باشد آن را آیزنتروپیک می‌نامیم. در این صورت رابطه بین دمای قبل و بعد از انبساط را می‌توان از رابطه زیر به دست آورد:

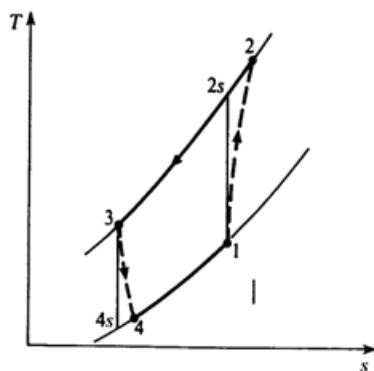
$$\frac{T_1}{T_2} = \left( \frac{P_1}{P_2} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \quad \text{رابطه ۱-۸}$$

فرایند فوق و دیاگرام T-s آن در شکل ۱-۸ نشان داده شده‌اند. این فرایند را سیکل برایتون معکوس شده نیز می‌نامند.



شکل ۱-۸. سیکل هوا.

در این سیکل به جای شیر انبساط از یک توربین انبساطی استفاده می‌شود که نمونه‌ای از آن در شکل ۲-۸ نشان داده شده است. بر خلاف سیکل تبرید تراکمی، در اینجا گاز در دمای ثابت با محیط (دمای پایین و بالا) تبادل حرارت نمی‌کند؛ بنابراین، به ازای دماهای کندانسور و اوپراتور یکسان، راندمان این سیکل از سیکل تبرید تراکمی کمتر است. در شرایط واقعی فرایندهای تراکم و انبساط به صورت انتروپی ثابت نیستند. این امر در شکل ۳-۸ نشان داده شده است.



شکل ۳-۸. دیاگرام T-s واقعی سیکل هوا.



شکل ۲-۸. توربین سیکل هوا.



در این صورت دماهای خروجی کمپرسور و توربین را می‌توان از رابطه زیر به دست آورد:

$$T_r = T_1 + \frac{T_{rs} - T_1}{\eta_C} \quad , \quad T_f = T_r - \eta_T(T_r - T_{fs}) \quad \text{رابطه ۲-۸}$$

که در آنها  $\eta_C$  و  $\eta_T$  به ترتیب راندمان ایزنتروپیک کمپرسور و توربین هستند. با فرض گاز ایده‌آل برای هوا و صرف نظر کردن از تغییرات  $C_p$  در محدوده دما و فشار کارکرد، کار مورد نیاز برای کمپرسور، کار تولید شده توسط توربین و اثر تبرید را می‌توان به ترتیب از روابط زیر به دست آورد:

$$\begin{aligned} W_{1-2} &= \dot{m}C_p(T_r - T_1) \\ W_{r-f} &= -\dot{m}C_p(T_r - T_f) \\ Q_1 &= \dot{m}C_p(T_1 - T_f) \end{aligned} \quad \text{رابطه ۳-۸}$$

#### ۲-۱-۸. کاربرد

همان‌طور که در شکل ۲-۸ مشاهده می‌شود، ابعاد توربین‌های انبساطی نسبتاً کوچک است. سرعت دورانی توربین‌های انبساطی می‌تواند تا ۱۰۰۰۰۰ دور در دقیقه باشد. با توجه به ابعاد کوچک، وزن کم و در دسترس بودن هوای فشرده، این روش یکی از روش‌های مرسوم در تهویه مطبوع بسیاری از هواپیماها بوده و هست؛ برای مثال، سیستم تهویه مطبوع اغلب هواپیماهای بوئینگ ۷۰۷ و هواپیماهای بوئینگ ۷۲۷، ۷۳۷، ۷۵۷ و ۷۶۷ از نوع سیکل هوا است.

نکته جالب توجه در این کاربرد آن است که هوایی که به عنوان مبرد در سیکل استفاده می‌شود وارد کابین می‌شود. در این کاربرد هوای خروجی از کمپرسور که دمای آن نیز افزایش یافته است، پس از عبور از یک مبدل حرارتی و کاهش دما وارد توربین انبساطی می‌شود. سیال خنک‌کننده در مبدل حرارتی هوای محیط است.

هوای خروجی از توربین که دمای آن کاهش یافته است، وارد کابین می‌شود. از توان تولید شده توسط توربین نیز می‌توان برای به جریان انداختن فن یا سایر تجهیزات استفاده کرد.

مثال ۱-۸. در سیستم خنک‌کن یک هواپیمای جت، هوا در فشار ۳bar از کمپرسور

خارج شده و پس از عبور از مبدل حرارتی دمای آن تا  $10.5^{\circ}\text{C}$  کاهش می‌یابد. فشار هوا در یک توربین انبساطی با راندمان ۸۵ درصد تا  $0.69\text{bar}$  کاهش می‌یابد. اگر دمای هوای خروجی از کابین  $27^{\circ}\text{C}$  باشد، دمای هوای ورودی به کابین، دبی جرمی هوا به ازای توان برودتی  $4\text{KW}$  و توان تولیدی توسط توربین را به دست آورید.

حل: با استفاده از رابطه ۱-۸ دمای خروجی ایده‌آل از توربین برابر است با:

$$T_f = T_r \left( \frac{P_1}{P_r} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} = 378 \times \frac{1}{(30.69)^{(0.4/1.4)}} = 248/4\text{K}$$

و دمای خروجی واقعی با احتساب راندمان ایزنتروپیک توربین بر طبق رابطه ۲-۸ برابر است با:

$$T_f = T_r - \eta_T(T_r - T_{fS}) = 378 - 0.85(378 - 248/4) = 267/8\text{K} = -5/2^{\circ}\text{C}$$

دبی جرمی هوا با استفاده از رابطه اثر تبرید به صورت زیر به دست می‌آید:

$$4 = \dot{m} \times 1/0.05(27 - (-5/2))$$

بنابراین،

$$\dot{m} = 0.124\text{kg/s}$$

توان تولیدی توسط توربین نیز با استفاده از رابطه ۳-۸ عبارت است از:

$$W_{r-f} = \dot{m} C_p (T_r - T_f) = 0.124 \times 1/0.05(378 - 267/8) = 13/7\text{KW}$$

## ۲-۸. تبرید جت بخار یا تبرید اجکتوری بخار<sup>۱</sup>

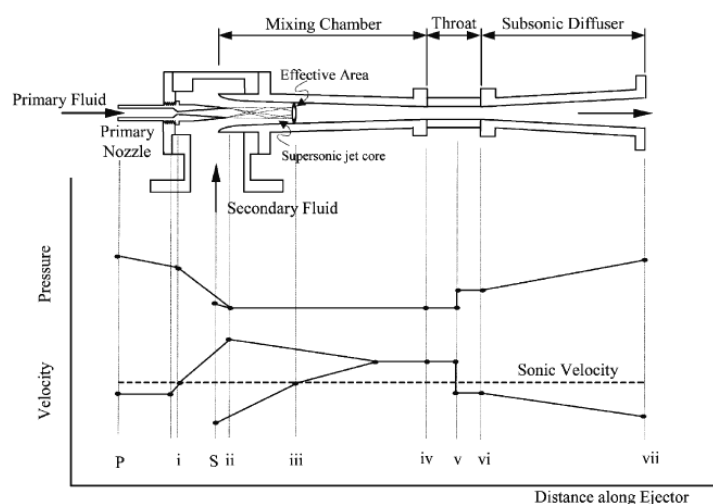
### ۱-۲-۸- اصول کارکرد

پارسونس<sup>۲</sup> در ۱۹۰۱ برای خارج کردن هوا از کندانسور موتور بخار اجکتور را ابداع کرد که می‌توان آن را قلب یک سیستم تبرید اجکتوری نامید، لبلانک<sup>۳</sup> اولین کسی بود که از این وسیله در سیستم تبرید اجکتوری در ۱۹۱۰ استفاده کرد. در شکل ۴-۸ شکل شماتیک یک اجکتور بخار و تغییرات فشار و سرعت در طول آن نشان داده شده است. مطابق شکل، بخار تحت فشار (P) که سیال محرک یا

1. Steam Jet/Ejector Refrigeration  
3. Maurice Leblank

2. Parsons

سیال اولیه<sup>۱</sup> نامیده می‌شود، در داخل نازل اولیه (i) منبسط شده و شتاب پیدا می‌کند. سرعت بسیار بالا و مافوق صوت این سیال به فشار بسیار پایین در مقطع خروجی نازل (ii) و در نتیجه در داخل محفظه اختلاط<sup>۲</sup> منجر می‌شود. به علت اختلاف فشار ایجاد شده، جریان یک سیال ثانویه<sup>۳</sup> (s) می‌تواند به داخل محفظه اختلاط مکیده شود. در اثر اختلاط، مطابق شکل سرعت سیال اولیه کاهش یافته، در حالی که سرعت سیال ثانویه افزایش می‌یابد. به طوری که سرعت آن در مقطع (iii) به سرعت صوت می‌رسد. می‌توان فرض کرد که در انتهای محفظه اختلاط و با رسیدن به گلوگاه نازل در مقطع (iv)، دو جریان فوق به طور کامل با هم مخلوط شده‌اند. با ایجاد یک شوک نرمال در مقطع (v)، فشار جریان افزایش می‌یابد. این افزایش فشار در نازل مادون صوت خروجی اجکتور نیز ادامه می‌یابد.



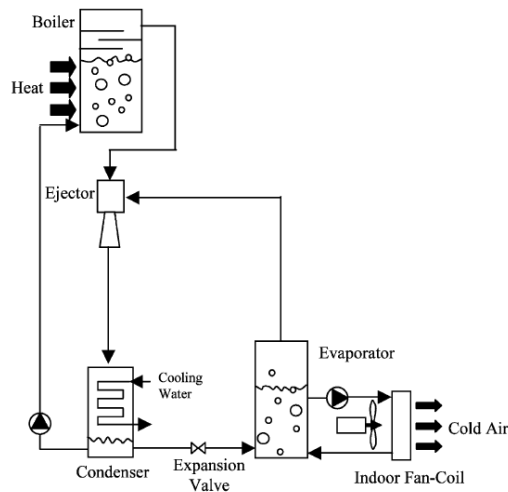
شکل ۸-۴. دیاگرام شماتیک و تغییرات فشار و سرعت بر حسب طول در یک اجکتور.

به این ترتیب با استفاده از یک سیال اولیه فشار بالا، فشار یک سیال ثانویه تا مقداری بین دو فشار قبل افزایش می‌یابد. از آنجا که این فرایند باعث افزایش فشار سیال ثانویه

1. Primary Fluid
3. Secondary Fluid

2. Mixing Chamber

شده است، در برخی موارد به جای کلمه اجکتور از ترموکمپرسور<sup>۱</sup> نیز استفاده می‌شود. در عمل به روش‌های مختلفی می‌توان از اجکتور در سیستم‌های برودتی استفاده کرد که ساده‌ترین آن جایگزین کردن کمپرسور سیستم تبرید تراکمی با یک اجکتور، یک بویلر و یک پمپ است. این امر در شکل ۵-۸ نشان داده شده است. نقش بویلر در این سیستم ایجاد بخار با فشار بالا به عنوان سیال اولیه است. بخار پر فشار فوق باعث مکش مبرد از داخل اوپراتور و کاهش فشار در داخل آن می‌شود. این کاهش فشار باعث تبخیر مبرد در فشار و در نتیجه دمای پایین و ایجاد برودت می‌شود. بخار خروجی از اجکتور وارد کندانسور شده و پس از تبخیر، بخشی از آن به بویلر ارسال شده و بخش دیگر پس از کاهش فشار از طریق شیر انبساط وارد اوپراتور می‌شود.



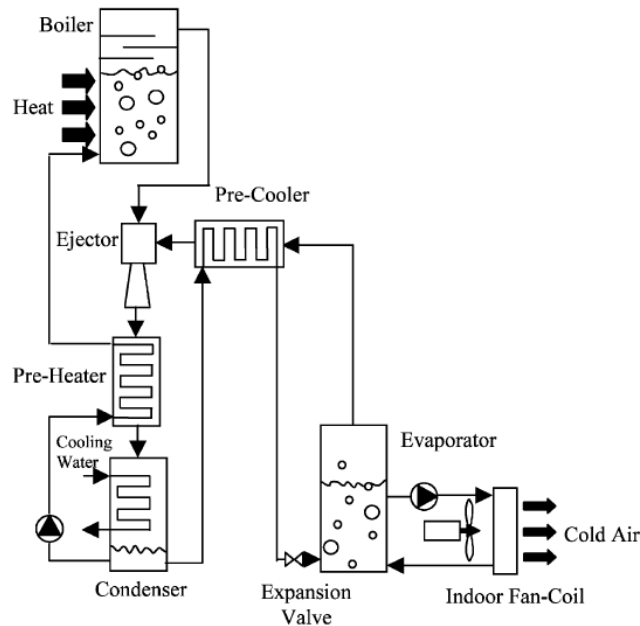
شکل ۵-۸. دیاگرام شماتیک سیکل تبرید اجکتوری.

کارایی یک سیستم تبرید اجکتوری را می‌توان با رابطه زیر نشان داد:

$$\text{COP} = \frac{\text{برودت تولیدشده در اوپراتور}}{\text{حرارت ورودی به بویلر}} \quad \text{رابطه ۵-۸}$$

1. Thermo Compressor

البته می‌توان توان ورودی به پمپ را نیز به حساب آورد، ولی مقدار آن معمولاً ناچیز و در حدود یک درصد حرارت ورودی به بویلر است. در بسیاری از موارد برای افزایش کارایی سیستم مطابق شکل ۶-۸ از دو مبدل حرارتی نیز استفاده می‌شود.



شکل ۶-۸. دیاگرام شماتیک سیکل تبرید اجکتوری با پیش سردکن و پیش گرم‌کن.

- در سیستم‌های تبرید اجکتوری، آب تنها مبرد مورد استفاده نیست و می‌توان از سیالات دیگری نیز استفاده کرد. معمولاً انتخاب مبرد بر اساس معیارهای زیر صورت می‌گیرد:
- مبرد باید دارای گرمای نهان تبخیر بالا باشد. این خاصیت باعث کاهش دبی مبرد مورد نیاز می‌شود.
- فشار مبرد در دمای بویلر نباید خیلی بالا باشد. در غیراین صورت به علت نیاز به مواد بیشتر دستگاه سنگین شده و همچنین توان پمپ افزایش می‌یابد.
- مبرد باید از نظر شیمیایی پایدار، غیرسمی، غیرآتشزا، غیرخورنده و ارزان باشد. همچنین مبرد نباید اثر سوء بر محیط زیست داشته باشد.

- خواص انتقال سیال مانند ویسکوزیته و هدایت حرارتی که بر انتقال حرارت تأثیرگذارند، باید در محدوده قابل قبول باشند.

- مبرد با جرم مولکولی کمتر به نیاز به اجکتور بزرگتر منجر می‌شود.

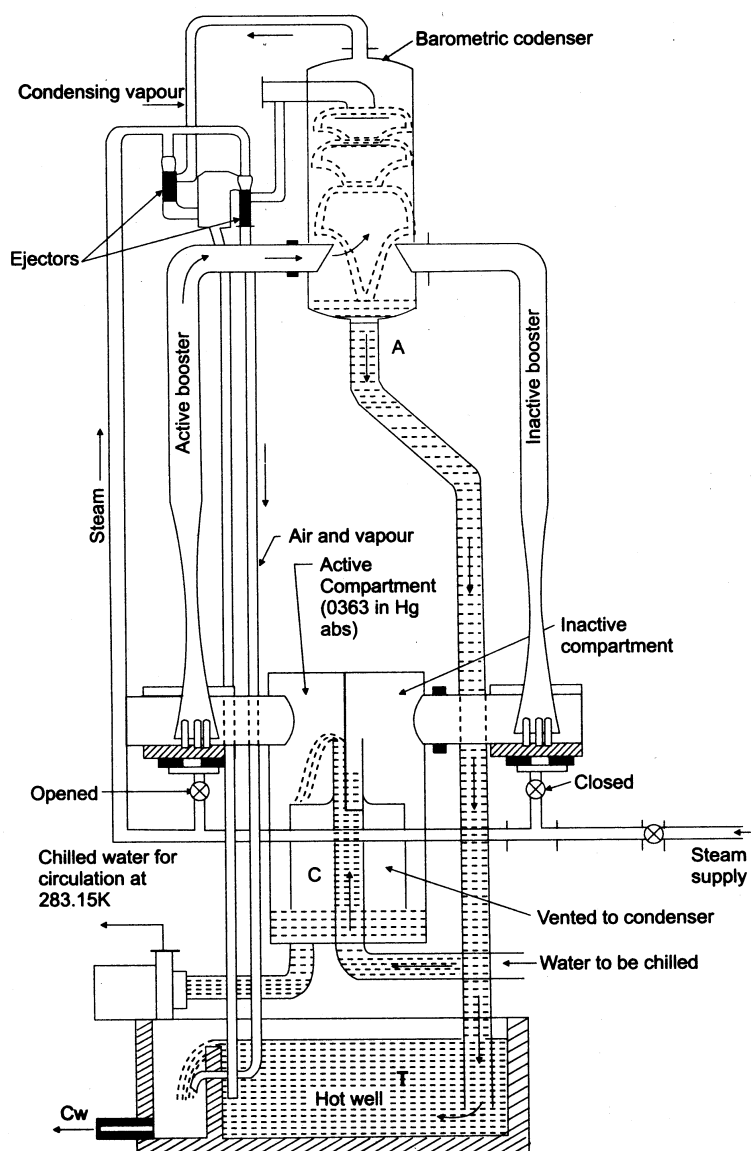
استفاده از آب به عنوان مبرد دارای مزایای بسیاری از جمله برخی موارد ذکر شده در بالا است، ولی این انتخاب به محدودیت‌هایی مانند: عدم امکان حصول دماهای زیر صفر، حجم مخصوص بسیار زیاد آب و در نتیجه نیاز به لوله‌های با قطر زیاد برای کاهش افت فشار و لزوم استفاده از کندانسور آبی نیز منجر می‌شود. از این رو محققان در طی سال‌های گذشته تحقیقات زیادی در مورد استفاده از سایر مبردها از قبیل آمونیاک و مبردهای HCFC، CFC و HFC نیز انجام داده‌اند.

سیکل‌های واقعی تبرید اجکتوری معمولاً قدری با آنچه که توضیح داده شد متفاوتند. از جمله این تفاوت‌ها می‌توان به وجود یک اجکتور بر روی کندانسور اشاره کرد. از این اجکتور به منظور تنظیم دمای تقطیر و همچنین خارج کردن گازهای غیرقابل تقطیر استفاده می‌شود. از جمله تفاوت‌های دیگر سیکل واقعی با سیکل مورد اشاره استفاده از اجکتورهای چند مرحله‌ای است. از آنجا که با افزایش نسبت فشار به بیش از ۵ به ۱، کارایی سیستم کاهش می‌یابد برای دسترسی به دمای پایین لازم است تا از اجکتورهای چند مرحله‌ای استفاده شود. در شکل ۷-۸ یک اجکتور سه مرحله‌ای نشان داده شده است.

#### ۸-۲-۲. کاربرد

سادگی سیستم، عدم نیاز به برق، عدم وجود قطعات متحرک زیاد و امکان استفاده از گرمای به هدر رفته در صنایع برای تأمین حرارت مورد نیاز، عدم استفاده از مبردهای ناسازگار با محیط زیست از جمله مزایای این روش هستند. از این رو در برخی صنایع بزرگ از این روش برای سرمایه‌گذاری استفاده می‌شود. البته کارایی پایین و عدم امکان دسترسی به دمای زیر صفر از جمله مشکلات این روش هستند که تحقیقات زیادی در این زمینه در جریان است. به علت پایین‌تر بودن کارایی سیستم‌های تبرید اجکتوری نسبت به سیستم‌های تبرید تراکمی، بهترین کاربرد برای این روش در مواردی

است که حرارت زاید با قیمت نازل در دسترس باشد. از کاربردهای دیگر این سیستم می‌توان به پیش سرد کردن میوه‌جات و سبزیجات، تولید کنسانتره از آب میوه و فرایندهایی که در آنها باید سرمایش در خلاء صورت گیرد اشاره کرد.



شکل ۷-۸. سیستم تبرید اجکتوری سه مرحله‌ای.

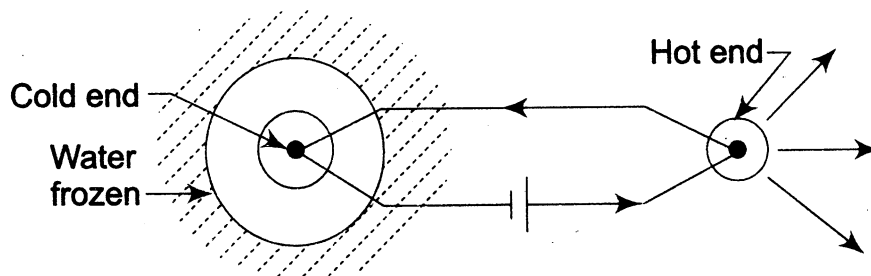
### ۳-۸. سیستم تبرید ترموالکتریک<sup>۱</sup>

۱-۳-۸. تاریخچه

در ۱۸۲۱ میلادی یک فیزیکدان آلمانی به نام توماس سبیک<sup>۲</sup> دریافت که اگر دو فلز غیریکسان به هم متصل شوند و دمای محل‌های اتصال آنها متفاوت باشد در این مدار یک جریان الکتریکی به وجود می‌آید. مقدار emf تولیدی به نوع ترکیب مواد و اختلاف دمای محل‌های اتصال بستگی دارد.

از طرفی چند سال بعد از این کشف، در ۱۸۳۴ میلادی یک دانشمند فرانسوی به نام جین پلتیر<sup>۳</sup> دریافت که اگر یک جریان الکتریکی مستقیم از مدار قبل عبور داده شود، بین دو محل اتصال اختلاف دما به وجود می‌آید.

در ۱۸۳۸ میلادی یک دانشمند آلمانی به نام لenz<sup>۴</sup> با عبور یک جریان مستقیم از مداری متشکل از فلزات بیسموت و آنتیموان مطابق شکل ۸-۸ مشاهده کرد که قطرات آب در اطراف یکی از محل‌های اتصال به یخ تبدیل شد. البته تا یک قرن بعد از این تاریخ یعنی در ۱۹۳۰ میلادی به دلیل عدم یافتن مواد مناسب استفاده عملی خاصی از این روش صورت نگرفت تا اینکه با کشف نیمه‌هادی‌ها کاربردهای جدیدی برای این روش به وجود آمد. خاصیت مهم نیمه‌هادی‌ها آن است که هدایت الکتریکی بالا و هدایت حرارتی پایین دارند.



شکل ۸-۸. تشکیل یخ بر روی اتصال سرد یک سیستم ترموالکتریک.

1. Thermoelectric Refrigeration  
3. Jean Peltier

2. Thomas Seebeck  
4. Lenz



### ۸-۳-۲. اصول کارکرد

با عبور جریان الکتریکی از مدار شکل قبل آثار مختلفی به وجود می‌آیند که هر یک به نوعی در عملکرد سیستم تبرید ترموالکتریک تأثیر دارند.

اگر فرض کنیم که یک سیستم ترموالکتریک بین دمای بالای  $T_h$  و دمای پایین  $T_l$  کار می‌کند، می‌توان اثبات کرد که کارایی ماکزیمم سیستم برابر است با:

$$\text{COP}_{\max} = \frac{T_l}{T_h - T_l} \frac{\sqrt{1 + ZT_m} - T_h/T_l}{\sqrt{1 + ZT_m} + 1} \quad \text{رابطه ۵-۸}$$

که در آن  $Z$  به ضریب merit موسوم است و به هدایت الکتریکی و حرارتی نیمه‌هادی و مقاومت تماس الکتریکی محل اتصال بستگی دارد.  $T_m$  متوسط دماهای  $T_h$  و  $T_l$  است. همان‌طور که از این رابطه مشاهده می‌شود، مقدار COP ماکزیمم در صورتی که  $Z$  به سمت بی‌نهایت میل کند با COP سیکل کارنو برابر است یعنی؛

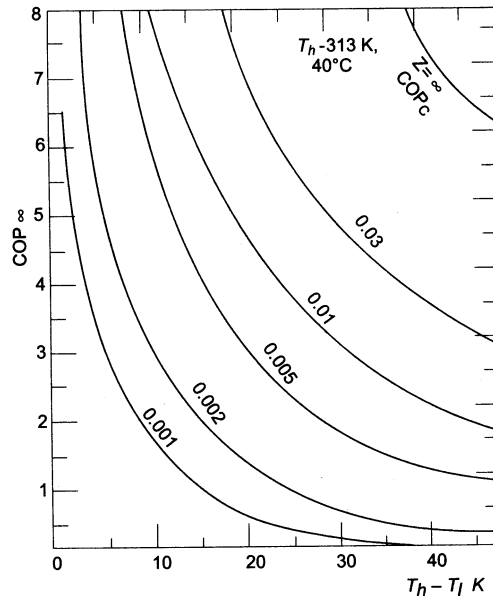
$$\text{COP}_{\max} = \frac{T_l}{T_h - T_l} \quad \text{رابطه ۶-۸}$$

حداکثر مقدار اختلاف دمای ممکن که با یک دستگاه تبرید ترموالکتریک می‌توان ایجاد کرد برابر است با:

$$(T_h - T_l)_{\max} = ZT_l^2/2 \quad \text{رابطه ۷-۸}$$

در حال حاضر با تکنولوژی موجود حداکثر مقدار  $Z$  در حدود ۰/۰۰۷ است. به ازای این مقدار ماکزیمم، اگر یک سیستم تبرید ترموالکتریک بین دماهای بالا و پایین به ترتیب ۳۱۰ و ۲۶۰ کلوین کار کند با استفاده از روابط قبل COP ماکزیمم آن برابر ۱/۰۲۵ است.

نحوه تغییرات COP بر حسب اختلاف دمای  $T_h - T_l$  و به ازای مقادیر مختلف  $Z$  در شکل ۹-۸ نشان داده شده است.



شکل ۹-۸. تغییرات COP بر حسب اختلاف دمای  $T_h - T_l$  و به ازای مقادیر مختلف Z.

مثال ۲-۸. یک سیستم تبرید ترموالکتریک با  $Z = 0.0036 \text{ K}^{-1}$  در دمای محیط ۳۱۳ کلوین کار می‌کند. حداقل دمای ممکن که می‌توان با این سیستم به دست آورد چقدر است؟

حل: با استفاده از رابطه ۷-۸ داریم:

$$\begin{aligned} (T_h - T_l)_{\max} &= Z T_l^2 / 2 \\ (T_h - T_l)_{\max} &= 0.0036 T_l^2 / 2 \\ (T_h - T_l)_{\max} &= 89 / 73 \text{ K} \end{aligned}$$

بنابراین، حداقل دمای قابل حصول برابر ۲۲۳/۲۷ کلوین است. دقت کنید که یکی از جواب‌های معادله درجه دو غیرقابل قبول است.

### ۳-۳-۸ کاربرد

از جمله مزایای سیستم‌های تبرید ترموالکتریک می‌توان به موارد زیر اشاره کرد:  
- به علت عدم وجود قطعات متحرک استهلاک وجود ندارد.

- امکان کاربرد در مواردی که لرزش وجود دارد.
  - میزان بار را می‌توان به سادگی با تغییر جریان الکتریکی تنظیم کرد.
  - فضای کمی را اشغال می‌کند.
  - جهت قرارگیری اهمیتی در کارکرد دستگاه ندارد.
  - تنها با جابه‌جا کردن ترمینال‌ها به سادگی می‌توان از این سیستم به عنوان پمپ حرارتی استفاده کرد.
  - طراحی و ساخت آن بسیار ساده است.
- البته این روش معایبی نیز دارد که از آن جمله می‌توان به عدم دسترسی به مواد مناسب که دارای ضریب  $Z$  بالا باشند، قیمت نسبتاً بالا، هزینه راهبری بالا و COP پایین (در حدود ۰/۱ تا ۰/۲) اشاره کرد.

#### ۸-۴. سیستم تبرید لوله گردابی

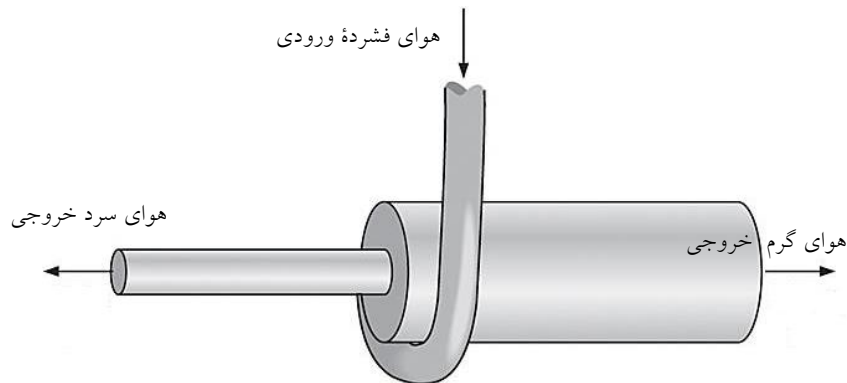
##### ۸-۴-۱. اصول کارکرد

سیستم تبرید لوله گردابی در واقع نوع دیگری از سیستم سرمایش هوایی است که اولین بار رنکوئه<sup>۱</sup> در ۱۹۳۱ میلادی اختراع کرد و در ۱۹۴۵ به دست هیلسچ<sup>۲</sup> بهبود یافت. از این‌رو این سیستم را Ranque-Hilsch Vortex Tube هم می‌نامند. به کمک این دستگاه هوای فشرده به دو مسیر مجزا که یکی از آنها هوای داغ و دیگری هوای سرد است، تقسیم می‌شود. مطابق شکل ۸-۱۰ این سیستم فاقد هرگونه قطعه متحرک است. یک گاز فشرده (مانند هوا) در فشار نسبتاً بالا (مثلاً ۵ تا ۷ بار) از طریق یک نازل به صورت مماسی وارد لوله‌ای قطورتر از نازل شده و تا فشار نزدیک اتمسفر منبسط می‌شود. در اثر انبساط، سرعت گاز بسیار زیاد می‌شود و یک حرکت گردابی با سرعت بسیار زیاد در این مقطع ایجاد می‌گردد. خروج جریان از هر دو سمت لوله انجام می‌شود. در سمت راست، سیال از مقطعی هم قطر لوله در دمای بالا خارج می‌شود، در حالی که گاز با دمای پایین از طریق یک سوراخ کوچک (در قسمت مرکزی) در سمت چپ خارج می‌گردد. با تنظیم مناسب نسبت دبی‌ها

1. Ranque

2. Hilsch

کاهش دمای تا حدود ۴۰ درجه سانتی‌گراد قابل حصول است. دلیل ایجاد اختلاف دمای فوق در واقع گرادیان فشار شعاعی در ورتکس و ویسکوزیته هوا است.



شکل ۸-۱۰. اجزای سیستم تبرید گردابی.

حداقل دمای قابل حصول در این روش از نظر تئوری دمای انبساط آدیاباتیکی گاز (فرایند ژول تامپسون) است. در عمل می‌توان تا حدود نصف این مقدار کاهش دما ایجاد کرد.

در شکل ۸-۱۱ نمونه واقعی از یک دستگاه تبرید ورتکس نشان داده شده است.



شکل ۸-۱۱. نمونه‌ای از یک سیستم تبرید گردابی.

**۸-۴-۲. کاربرد**

از جمله مزایای این روش می‌توان به سادگی، وزن کم و ابعاد کوچک آن اشاره کرد. ضریب کارایی یک سیستم تبرید گردابی پایین و در حدود یک دهم سیستم تبرید تراکمی مشابه است، از این رو نمی‌توان انتظار داشت که این سیستم بتواند در ظرفیت‌های بالا با سیستم‌های تبرید تراکمی رقابت کند، ولی در ظرفیت‌های کوچک و موارد کاربرد خاص می‌توان از این روش استفاده کرد. از جمله این موارد می‌توان به آب سردکن‌های بسیار کوچک، سیستم‌های سرمایش موضعی قطعات الکترونیکی کوچک غیرقابل دسترسی، تهویه هوای داخل تابلوهای برق، تهویه هوای کاسکت، خنک‌کاری ابزار برش (خصوصاً در مواردی که نمی‌توان از مایع خنک‌کاری استفاده کرد)، تقطیر آب در گاز طبیعی، سرمایش هواپیما و تهویه لباس معدنچی‌ها اشاره کرد.

**۸-۵. سایر روش‌ها**

علاوه بر روش‌های ذکر شده در قسمت‌های قبلی، روش‌های دیگری نیز برای تولید برودت وجود دارد که از جمله آنها می‌توان به موارد زیر اشاره کرد:

- Adsorption Refrigeration System
- Desiccant Cooling Systems
- Magnetic Refrigeration
- Stirling and Ericsson Cycles
- Thermoionic Refrigeration
- Pulse Tube refrigeration
- Thermoacoustic Refrigeration
- Optical Cooling
- Vuilleumier Refrigeration
- Malone Refrigeration
- Electrochemical Refrigeration
- Einstien Refrigeration

علاقه‌مندان می‌توانند برای اطلاعات بیشتر در مورد این روش‌ها به مراجع انتهای

این بخش مراجعه کنند.

### پروژه‌های پیشنهادی

۱. چند نمونه از کاتالوگ‌های دستگاه‌های برودتی ترموالکتریک را تهیه کرده و در مورد قیمت و کاربردهای مختلف آنها تحقیقی انجام دهید.
۲. چند نمونه از کاتالوگ‌های دستگاه‌های برودتی ورتکس را تهیه کرده و در مورد قیمت و کاربردهای مختلف آنها تحقیقی انجام دهید.
۳. در مورد یکی از روش‌های معرفی شده در بخش ۵-۸ تحقیق کاملی انجام دهید.
۴. در مورد روش‌های ایجاد برودت در دماهای بسیار پایین یا سرمای عمیق<sup>۱</sup> تحقیق کرده و تفاوت‌های آن با سیستم‌های مرسوم تبرید را بیان کنید. معمولاً دماهای پایین‌تر از  $-10^{\circ}\text{C}$  به سرمای عمیق موسوم است.
۵. در مورد روش‌های مختلف سرمایش خورشیدی تحقیقی انجام دهید.

### مراجع

1. Prasad, M., Refrigeration and Air Conditioning, 2nd Edition, New Age International Publishers, 2004
2. Gauger, D.C., et al., Alternative Technologies for Refrigeration and Air Conditioning Applications, EPA Report 600/SR-95/066, 1995
3. Fischer, S., et al., Not in Kind Technologies for Residential and Commercial Unitary Equipment, Oak Ridge National Laboratory, 2000
4. Butler, D., Life after CFCs and HCFCs, BRE Publication Draft No. 204283, 2001
5. Wilson, N., et al., Overview of Magnetic Refrigeration, Institute of Refrigeration, 2007



# ضمایم

شرایط محیط بیرون تابستانی برای برخی از شهرهای ایران

نام شهر	ارتفاع از سطح دریا (متر)	%۱		%۲/۵		%۵	
		دمای خشک (°C)	دمای مرطوب (°C)	دمای خشک (°C)	دمای مرطوب (°C)	دمای خشک (°C)	دمای مرطوب (°C)
اراک	۱۷۰۸	۳۷	۲۰/۲	۳۶/۳	۱۹/۶	۳۵/۶	۱۹
اردبیل	۱۳۵۰	۳۱/۸	۲۰/۴	۳۰/۴	۱۹/۸	۲۹/۲	۱۹/۳
ارومیه	۱۳۱۳	۳۳/۹	۲۰/۹	۳۳/۱	۲۰/۴	۳۲/۲	۱۹/۸
اصفهان	۱۵۵۰	۳۸	۲۱/۱	۳۷/۳	۲۰/۴	۳۶/۶	۱۹/۷
اهواز	۲۲	۴۷/۹	۲۹/۷	۴۷/۲	۲۸/۷	۴۶/۴	۲۷/۸
ایلام	۱۳۲	۳۸/۲	۲۲/۹	۳۷/۷	۲۱/۹	۳۷/۱	۲۱/۱
بجنورد	۱۰۹۱	۳۶	۲۱/۵	۳۵/۱	۲۰/۹	۳۴	۲۰/۳
بندرعباس	۱۰	۴۱/۸	۳۱/۶	۴۰/۸	۳۱/۵	۳۹/۸	۳۰/۹
بوشهر	۲۰	۴۰/۸	۳۰/۹	۳۹/۷	۳۰/۴	۳۸/۷	۳۰
تبریز	۱۳۶۱	۳۶	۲۰/۳	۳۵	۱۹/۷	۳۴	۱۹/۱
تهران مرکز	۱۱۹۰	۳۸/۵	۲۲/۵	۳۷/۹	۲۱/۸	۳۷/۳	۲۱/۳
خرم آباد	۱۱۲۵	۴۱/۱	۲۲/۷	۴۰/۴	۲۱/۹	۳۹/۷	۲۱/۳
رشت	۳۷	۳۳	۲۶/۸	۳۲/۲	۲۶/۱	۳۱/۵	۲۵/۶
زاهدان	۱۳۷۰	۳۹/۱	۲۱/۱	۳۸/۵	۲۰/۳	۳۷/۷	۱۹/۶
زنجان	۱۶۶۳	۳۵/۲	۲۰/۱	۳۴/۳	۱۹/۵	۳۳/۴	۱۹
سمنان	۱۱۷۱	۳۹/۵	۲۳/۲	۳۸/۸	۲۲/۵	۳۸/۱	۲۱/۹
سنندج	۱۳۷۳	۳۸/۵	۱۹/۶	۳۷/۹	۱۸/۹	۳۷/۲	۱۸/۵
شهرکرد	۲۰۴۹	۳۵/۶	۱۹/۷	۳۴/۹	۱۹/۱	۳۴/۱	۱۸/۶
شیراز	۱۴۸۱	۳۸/۷	۲۰/۹	۳۸/۲	۲۰/۳	۳۷/۵	۱۹/۸
قائن	۱۴۳۳	۳۶/۵	۱۹/۳	۳۵/۵	۱۸/۸	۳۴/۶	۱۸/۴
قزوین	۱۲۷۸	۳۷/۸	۲۱/۱	۳۶/۹	۲۰/۵	۳۶/۱	۲۰
قم	۹۳۰	۴۱/۳	۲۴/۲	۴۰/۷	۲۳/۵	۴۰/۱	۲۲/۸
کرمان	۱۷۵۴	۳۷/۶	۱۹/۵	۳۷	۱۸/۹	۳۶/۳	۱۸/۳
کرمانشاه	۱۳۲۲	۳۹/۵	۲۰/۹	۳۸/۷	۲۰/۱	۳۷/۹	۱۹/۵
گرگان	۱۳	۳۶	۲۶/۱	۳۴/۸	۲۵/۶	۳۳/۸	۲۵/۱
مشهد	۹۹۹	۳۷	۲۱/۶	۳۶/۱	۲۱	۳۵/۲	۲۰/۴
نوشهر	-۲	۳۰/۵	۲۶/۸	۳۰/۲	۲۶/۵	۲۹/۸	۲۶/۱
همدان	۱۶۸۰	۳۶/۲	۲۰/۶	۳۵/۵	۲۰	۳۴/۸	۱۹/۵
یاسوج	۱۸۳۷	۳۶/۲	۱۹/۷	۳۵/۵	۱۸/۷	۳۴/۸	۱۸/۱
یزد	۱۲۳۷	۴۱/۳	۲۱/۹	۴۰/۶	۲۱	۳۹/۹	۲۰/۳



ضریب انتقال حرارت برخی از مواد

نام ماده	جرم حجمی (Kg/m <sup>3</sup> )	ضریب هدایت حرارتی (W/m.K)
آب (در ۲۰ درجه سانتی‌گراد)		۰/۶
آجر معمولی	۱۹۲۰	۰/۷۲
آجر نما	۲۰۸۰	۱/۳
استیل	۷۸۳۰	۶۰
آسفالت	۲۱۱۰	۰/۷۴
آلومینیم	۲۷۴۰	۲۲۱
آهن	-	۸۱
بتن مسلح	-	۱/۸۰
شیشه	-	۰/۸۱
قبر	۱۲۰۰	۰/۷۱
گچ	۱۲۰۰	۰/۴۳
ماسه	۱۵۲۰	۰/۳۳
مس	-	۲۰۰
ملات سیمان	۱۸۵۶	۰/۷۲
هوای ساکن (در ۲۰ درجه سانتی‌گراد)	-	۰/۰۲۶

ضریب انتقال حرارت برخی از عایق‌ها

نام ماده عایق	جرم حجمی (Kg/m <sup>3</sup> )	ضریب هدایت حرارتی (W/m.K)
پشم سنگ	-	۰/۰۴۰
پشم شیشه	۸۰	۰/۰۴۰
پلی استایرین (R142b اکسترود شده)	-	۰/۰۳۵
پلی استایرین (R142b منبسط شده)	-	۰/۰۳۷
چوب پنبه دانه دانه	۸۰	۰/۰۴۰
صفحه چوب پنبه‌ای	۱۱۲-۱۴۴	۰/۰۴۰
فوم پلی اورتان (R11 منبسط شده)	-	۰/۰۲۶

مشخصات حرارتی برخی از میوه جات (اقتباس از جزوه‌های آموزشی شرکت تبادل کار)

نام محصول	گرمای ویژه بالای دمای انجماد (KJ/Kg.K)	گرمای ویژه زیر دمای انجماد (KJ/Kg.K)	گرمای نهان (KJ/Kg)	گرمای تنفسی (KJ/Kg.day)
آلو	۳/۶۸	۲	۲۷۰	۲
انگور	۳/۷۷	۲/۵۵	۲۶۰	۰/۸
پرتقال	۳/۸۱	۱/۸۴	۲۹۱	۱/۶۴
توت فرنگی	۳/۸۵	۱/۷۶	۳۰۰	۳/۷۸
خرمای تازه	۲/۹۷	۱/۸۴	۲۷۰	۲
زردآلو	۳/۸۵	۲/۱	۲۸۴	۰
سیب	۳/۷۲	۱/۸۲	۲۸۴	۱/۹۲
کیوی	۳/۶۴	۰	۰	۰/۸۶
گلابی	۳/۸۱	۲/۱	۲۸۴	۱/۹۹
گیلاس	۳/۶۴	۱/۸۸	۲۸۰	۱/۸
لیموترش	۳/۸۱	۲/۱	۲۹۳	۱
موز	۳/۷۷	۱/۷۶	۲۵۱	۱۱
هلو	۳/۸۱	۱/۷۲	۲۹۸	۱/۹۹

مشخصات حرارتی برخی از مواد گوشتی (اقتباس از جزوه های آموزشی شرکت تبادل کار)

نام محصول	گرمای ویژه بالای دمای انجماد (KJ/Kg.K)	گرمای ویژه زیر دمای انجماد (KJ/Kg.K)	گرمای نهان (KJ/Kg)
سوسیس و کالباس	۳/۷۲	۲/۳۴	۲۱۶
طیور	۳/۱۸	۱/۵۵	۲۴۶
گوشت بره	۲/۸	۱/۲۶	۱۹۴
گوشت گاو	۳/۲	۱/۶۷	۲۲۸
گوشت گوساله	۱/۶۵	۱/۶۳	۲۱۲
ماهی	۳/۲۶	۱/۷۴	۲۴۵

مشخصات حرارتی برخی از محصولات متفرقه (اقتباس از جزوه های آموزشی شرکت تبادل کار)

نام محصول	گرمای ویژه بالای دمای انجماد (KJ/Kg.K)	گرمای ویژه زیر دمای انجماد (KJ/Kg.K)	گرمای نهان (KJ/Kg)
کره	۱/۳۸	۱/۰۵	۵۳
پنیر	۲/۶۸	۱/۵۱	۱۸۴
خامه	۳/۵۶	۱/۶۷	۲۰۹
بستنی	۲/۹۳	۱/۶۳	۲۰۷
شیر	۳/۷۷	۲/۰۵	۲۸۸
تخم مرغ	۳/۵۶	۱/۸۸	۲۳۲

Storage Requirements of Vegetables, Fresh Fruits, and Melons

Common Name (Other Common Name)	Scientific Name	Storage Temp., °C	Relative Humidity, %	Highest Freezing Temp., °C	Ethylene Production Rate <sup>a</sup>	Ethylene Sensitivity <sup>b</sup>	Respiration Rate <sup>c</sup>	Approximate Postharvest Life	Observations and Beneficial CA <sup>d</sup> Conditions
Acerola (Barbados cherry)	<i>Malpighia glabra</i>	0	85 to 90	-1.4				6 to 8 weeks	
African horned melon (kiwano)	<i>Cucumis africanus</i>	13 to 15	90		Low	Moderate		3 to 6 months	
Amaranth (pigweed)	<i>Amaranthus</i> spp.	0 to 2	95 to 100		Very low	Moderate		10 to 14 days	
Anise (fennel)	<i>Foeniculum vulgare</i>	0 to 2	90 to 95	-1.1				2 to 3 weeks	
Apple									
Not chilling sensitive	<i>Malus pumila</i>	-1	90 to 95	-1.5	Very high	High	Low	3 to 6 months	2 to 3% O <sub>2</sub> 1 to 2% CO <sub>2</sub>
Chilling sensitive	<i>Malus pumila</i> cv. Yellow Newton, Grimes golden, McIntosh	4	90 to 95	-1.5	Very high	High	Low	1 to 2 months	2 to 3% O <sub>2</sub> 1 to 2% CO <sub>2</sub>
Apricot	<i>Prunus armeniaca</i>	-0.5 to 0	90 to 95	-1.1	Moderate	Moderate	Low	1 to 3 weeks	2 to 3% O <sub>2</sub> 2 to 3% CO <sub>2</sub>
Artichokes									
Chinese	<i>Stachys affinis</i>	0	90 to 95		Very low	Very Low		1 to 2 weeks	
Globe	<i>Cynara acolymus</i>	0	95 to 100	-1.2	Very low	Low	High	2 to 3 weeks	2 to 3% O <sub>2</sub> 3 to 5% CO <sub>2</sub>
Jerusalem	<i>Helianthus tuberosus</i>	-0.5 to 0	90 to 95	-2.5	Very low	Low	Low	4 months	
Arugula	<i>Eruca vesicaria</i> var. <i>sativa</i>	0	95 to 100		Very low	High	Moderate	7 to 10 days	
Asian pear (nashi)	<i>Pyrus serotina</i> <i>P. pyrifolia</i>	1	90 to 95	-1.6	High	High	Low	4 to 6 months	
Asparagus, green or white	<i>Asparagus officinalis</i>	2.5	95 to 100	-0.6	Very low	Moderate	Very high	2 to 3 weeks	5 to 12% CO <sub>2</sub>
Atemoya	<i>Ammona squamosa</i> x <i>A. cherimola</i>	13	85 to 90		High	High		2 to 4 weeks	3 to 5% O <sub>2</sub> 5 to 10% CO <sub>2</sub>
Avocado									
Fuchs, Pollock	<i>Persea americana</i> cv. Fuchs, Pollock	13	85 to 90	-0.9	High	High	Moderate	2 weeks	
Fuerte, Hass	<i>Persea americana</i> cv. Fuerte, Hass	3 to 7	85 to 90	-1.6	High	High	Moderate	2 to 4 weeks	2 to 5% O <sub>2</sub> 3 to 10% CO <sub>2</sub>
Lula, Booth	<i>Persea americana</i> cv. Lula, Booth	4	90 to 95	-0.9	High	High	Moderate	4 to 8 weeks	
Babaco (mountain papaya)	<i>Carica candamarcensis</i>	7	85 to 90					1 to 3 weeks	
Banana	<i>Musa paradisica</i> var. <i>sapientum</i>	13 to 15	90 to 95	-0.8	Moderate	High	Low	1 to 4 weeks	2 to 5% O <sub>2</sub> 2 to 5% CO <sub>2</sub>
Barbados cherry	see Acerola								
Beans									
Fava (broad)	<i>Vicia faba</i>	0	90 to 95					1 to 2 weeks	
Lima	<i>Phaseolus lunatus</i>	5 to 6	95	-0.6	Low	Moderate	Moderate	5 to 7 days	
Long (yard-long)	<i>Vigna sesquipedalis</i>	4 to 7	90 to 95		Low	Moderate		7 to 10 days	
Snap (wax, green)	<i>Phaseolus vulgaris</i>	4 to 7	95	-0.7	Low	Moderate	Moderate	7 to 10 days	2 to 3% O <sub>2</sub> 4 to 7% CO <sub>2</sub>
Winged	<i>Psophocarpus tetragonolobus</i>	10	90					4 weeks	
Beet									
Bunched	<i>Beta vulgaris</i>	0	98 to 100	-0.4	Very low	Low	Low	10 to 14 days	
Topped	<i>Beta vulgaris</i>	0	98 to 100	-0.9	Very low	Low	Low	4 months	
Berries									
Blackberry	<i>Rubus</i> spp.	-0.5 to 0	90 to 95	-0.8	Low	Low	Moderate	3 to 6 days	5 to 10% O <sub>2</sub> 15 to 20% CO <sub>2</sub>



Storage Requirements of Vegetables, Fresh Fruits, and Melons

Common Name (Other Common Name)	Scientific Name	Storage Temp., °C	Relative Humid- ity, %	Highest Freezing Temp., °C	Ethylene Production Rate <sup>a</sup>	Ethylene Sensitivity <sup>b</sup>	Respi- ration Rate <sup>c</sup>	Approximate Postharvest Life	Observations and Beneficial CA <sup>d</sup> Conditions
Chiles	see Peppers								
Chinese broccoli (gai lan)	<i>Brassica alboglabra</i>	0	95 to 100		Very low	High		10 to 14 days	
Chives	<i>Allium schoenoprasum</i>	0	95 to 100		Very low	High		2 to 3 weeks	
Cilantro (Chinese parsley)	<i>Coriandrum sativum</i>	0 to 2	95 to 100		Very low	High	High	2 weeks	
Citrus									
Calamondin orange	<i>Citrus reticulata</i> x. <i>Fortunella</i> spp.	9 to 10	90	-2.0			Low	2 weeks	
Grapefruit									
CA, AZ, dry areas	<i>Citrus paradisi</i>	14 to 15	85 to 90	-1.1	Very low	Moderate	Low	6 to 8 weeks	3 to 10% O <sub>2</sub> 5 to 10% CO <sub>2</sub>
FL, humid areas	<i>Citrus paradisi</i>	10 to 15	85 to 90	-1.1	Very low	Moderate	Low	6 to 8 weeks	3 to 10% O <sub>2</sub> 5 to 10% CO <sub>2</sub>
Kumquat	<i>Fortunella japonica</i>	4	90 to 95				Low	2 to 4 weeks	
Lemon	<i>Citrus limon</i>	10 to 13	85 to 90	-1.4			Low	1 to 6 months	5 to 10% O <sub>2</sub> 0 to 10% CO <sub>2</sub> Store at 0 to 4°C for <1 mo.
Lime (Mexican, Tahitian or Persian)	<i>Citrus aurantifolia</i> ; <i>C. latifolia</i>	9 to 10	85 to 90	-1.6			Low	6 to 8 weeks	5 to 10% O <sub>2</sub> 0 to 10% CO <sub>2</sub>
Orange									
CA, AZ, dry areas	<i>Citrus sinensis</i>	3 to 9	85 to 90	-0.8	Very low	Moderate	Low	3 to 8 weeks	5 to 10% O <sub>2</sub> 0 to 5% CO <sub>2</sub>
FL, humid areas	<i>Citrus sinensis</i>	0 to 2	85 to 90	-0.8	Very low	Moderate	Low	8 to 12 weeks	5 to 10% O <sub>2</sub> 0 to 5% CO <sub>2</sub>
Blood orange	<i>Citrus sinensis</i>	4 to 7	90 to 95	-0.8			Low	3 to 8 weeks	5 to 10% O <sub>2</sub> 0 to 5% CO <sub>2</sub>
Seville (sour)	<i>Citrus aurantium</i>	10	85 to 90	-0.8	Low		Low	12 weeks	
Pomelo	<i>Citrus grandis</i>	7 to 9	85 to 90	-1.6			Low	12 weeks	
Tangelo (minneola)	<i>Citrus reticulata</i> x <i>paradisi</i>	7 to 10	85 to 95	-0.9			Low		
Tangerine (mandarin)	<i>Citrus reticulata</i>	4 to 7	90 to 95	-1.1	Very low	Moderate	Low	2 to 4 weeks	
Coconut	<i>Cocos nucifera</i>	0 to 2	89 to 85	-0.9				1 to 2 months	
Collards and kale	<i>Brassica oleracea</i> var. <i>Acephala</i>	0	95 to 100	-0.5	Very low	High	High	10 to 14 days	
Corn, sweet and baby	<i>Zea mays</i>	0	95 to 98	-0.6	Very low	Low	High	5 to 8 days	2 to 4% O <sub>2</sub> 5 to 10% CO <sub>2</sub>
Cucumber	<i>Cucumis sativus</i>	10 to 12	85 to 90	-0.5	Low	High	Low	10 to 14 days	3 to 5% O <sub>2</sub> 0 to 5% CO <sub>2</sub>
Cucumber, pickling	<i>Cucumis sativus</i>	4	95 to 100		Low	High		7 days	3 to 5% O <sub>2</sub> 3 to 5% CO <sub>2</sub>
Currants	<i>Ribes sativum</i> ; <i>R. nigrum</i> ; <i>R. rubrum</i>	-0.5 to 0	90 to 95	-1.0	Low	Low		1 to 4 weeks	
Custard apple	see Cherimoya								
Daikon (Oriental radish)	<i>Raphanus sativus</i>	0 to 1	95 to 100		Very low	Low		4 months	
Dasheen	see Taro								
Date	<i>Phoenix dactylifera</i>	-18 to 0	75	-15.7	Very low	Low	Low	6 to 12 months	
Dill	see Herbs								
Durian	<i>Durio zibethinus</i>	4 to 6	85 to 90					6 to 8 weeks	3 to 5% O <sub>2</sub> 5 to 15% CO <sub>2</sub>
Eggplant	<i>Solanum melongena</i>	10 to 12	90 to 95	-0.8	Low	Moderate	Low	1 to 2 weeks	3 to 5% O <sub>2</sub> 0% CO <sub>2</sub>
Endive (escarole)	<i>Cichorium endivia</i>	0	95 to 100		-0.1	Very low	Moderate	High	2 to 4 weeks

Storage Requirements of Vegetables, Fresh Fruits, and Melons

Common Name (Other Common Name)	Scientific Name	Storage Temp., °C	Relative Humidity, %	Highest Freezing Temp., °C	Ethylene Production Rate <sup>a</sup>	Ethylene Sensitivity <sup>b</sup>	Respiration Rate <sup>c</sup>	Approximate Postharvest Life	Observations and Beneficial CA <sup>d</sup> Conditions
Belgian endive (Witloof chicory)	<i>Cichorium intybus</i>	2 to 3	95 to 98		Very low	Moderate		2 to 4 weeks	Light causes greening 3 to 4% O <sub>2</sub> 4 to 5% CO <sub>2</sub>
Feijoa (pineapple guava)	<i>Feijoa sellowiana</i> see Anise	5 to 10	90		Moderate	Low		2 to 3 weeks	
Fennel	<i>Fucus carica</i>	-0.5 to 0	85 to 90	-2.4	Moderate	Low	Low	7 to 10 days	5 to 10% O <sub>2</sub> 15 to 20% CO <sub>2</sub>
Fig, fresh	<i>Ficus carica</i>	-0.5 to 0	85 to 90	-2.4	Moderate	Low	Low	7 to 10 days	5 to 10% O <sub>2</sub> 15 to 20% CO <sub>2</sub>
Garlic	<i>Allium sativum</i>	0	65 to 70	-0.8	Very low	Low	Low	6 to 7 months	0.5% O <sub>2</sub> 5 to 10% CO <sub>2</sub> No CA benefit
Ginger	<i>Zingiber officinale</i>	13	65		Very low	Low		6 months	
Gooseberry	<i>Ribes grossularia</i>	-0.5 to 0	90 to 95	-1.1	Low	Low	Low	3 to 4 weeks	
Granadilla	see Passionfruit								
Grape <sup>e</sup>									
Table grape	<i>Vitis vinifera</i>	-0.5 to 0	90 to 95	-2.7	Very low	Low	Low	1 to 6 months	2 to 5% O <sub>2</sub> 1 to 3% CO <sub>2</sub> to 4 weeks: 5 to 10% O <sub>2</sub> 10 to 15% CO <sub>2</sub>
American grape	<i>Vitis labrusca</i>	-1 to -0.5	90 to 95	-1.4	Very low	Low	Low	2 to 8 weeks	
Grapefruit	see Citrus						Low		
Guava	<i>Psidium guajava</i>	5 to 10	90		Low	Moderate	Moderate	2 to 3 weeks	
Herbs, fresh culinary									5 to 10% O <sub>2</sub> 5 to 10% CO <sub>2</sub>
Basil	<i>Ocimum basilicum</i>	10	90		Very low	High		7 days	
Chives	<i>Allium schoenoracum</i>	0	95 to 100	-0.9	Low	Moderate			
Dill	<i>Anethum graveolens</i>	0	95 to 100	-0.7	Very low	High		1 to 2 weeks	
Epazote	<i>Chenopodium ambrosioides</i>	0 to 5	90 to 95		Very low	Moderate		1 to 2 weeks	
Mint	<i>Mentha spp.</i>	0	95 to 100		Very low	High		2 to 3 weeks	
Oregano	<i>Origanum vulgare</i>	0 to 5	90 to 95		Very low	Moderate		1 to 2 weeks	
Parsley	<i>Petroselinum crispum</i>	0	95 to 100	-1.1	Very low	High	Very high	1 to 2 months	
Perilla (shiso)	<i>Perilla frutescens</i>	10	95		Very low	Moderate		7 days	
Sage	<i>Salvia officinalis</i>	0	90 to 95					2 to 3 weeks	
Thyme	<i>Thymus vulgaris</i>	0	90 to 95					2 to 3 weeks	
Horseradish	<i>Amoracia rusticana</i>	-1 to 0	98 to 100	-1.8	Very low	Low		10 to 12 months	
Husk tomato	see Tomatillo								
Jaboticaba	<i>Myrciaria cauliflora</i> = <i>Eugenia cauliflora</i>	13 to 15	90 to 95					2 to 3 days	
Jackfruit	<i>Artocarpus heterophyllus</i>	13	85 to 90		Moderate	Moderate		2 to 4 weeks	
Jerusalem artichoke	see Artichoke								
Jicama (yambean)	<i>Pachyrrhizus erosus</i>	13 to 18	85 to 90		Very low	Low	Low	1 to 2 months	
Jujube (Chinese date)	<i>Ziziphus jujuba</i>	2.5 to 10	85 to 90	-1.6	Low	Moderate		1 month	
Kaki	see Persimmon								
Kale	see Collards and kale								
Kiwano	see African horned melon								
Kiwifruit (Chinese gooseberry)	<i>Actinidia chinensis</i>	0	90 to 95	-0.9	Low	High	Low	3 to 5 months	1 to 2% O <sub>2</sub> 3 to 5% CO <sub>2</sub>
Kohlrabi	<i>Brassica oleracea</i> var. <i>Gongylodes</i>	0	98 to 100	-1.0	Very low	Low	Low	2 to 3 months	
Lo Bok	see Daikon								
Langsat (lanzone)	<i>Aglaiia sp.</i> , <i>Lansium sp.</i>	11 to 14	85 to 90					2 weeks	



Storage Requirements of Vegetables, Fresh Fruits, and Melons

Common Name (Other Common Name)	Scientific Name	Storage Temp., °C	Relative Humid- ity, %	Highest Freezing Temp., °C	Ethylene Production Rate <sup>a</sup>	Ethylene Sensitivity <sup>b</sup>	Respi- ration Rate <sup>c</sup>	Approximate Postharvest Life	Observations and Beneficial CA <sup>d</sup> Conditions
Parsnips	<i>Pastinaca sativa</i>	0	95 to 100	-0.9	Very low	High	Low	4 to 6 months	Ethylene causes bitterness
Passionfruit	<i>Passiflora</i> spp.	10	85 to 90		Very high	Moderate	Very high	3 to 4 weeks	
Peach	<i>Prunus persica</i>	-0.5 to 0	90 to 95	-0.9	High	Moderate	Low	2 to 4 weeks	1 to 2% O <sub>2</sub> 3 to 5% CO <sub>2</sub> Internal breakdown at 3 to 10°C
Pear, American <sup>e</sup>	<i>Pyrus communis</i>	-1.5 to -0.5	90 to 95	-1.7	High	High	Low	2 to 7 months	Cultivar variations 1 to 3% O <sub>2</sub> 0 to 5% CO <sub>2</sub>
Peas									
In pods (snow, snap, and sugar peas)	<i>Pisum sativum</i>	0 to 1	90 to 98	-0.6	Very low	Moderate	Very high	1 to 2 weeks	2 to 3% O <sub>2</sub> 2 to 3% CO <sub>2</sub>
Southern peas (cowpeas)	<i>Vigna sinensis</i> = <i>V. unguiculata</i>	4 to 5	95					6 to 8 days	
Pepino (melon pear)	<i>Solanum muricatum</i>	5 to 10	95		Low	Moderate		4 weeks	
Peppers									
Bell pepper or paprika	<i>Capsicum annuum</i>	7 to 10	95 to 98	-0.7	Low	Low	Low	2 to 3 weeks	2 to 5% O <sub>2</sub> 2 to 5% CO <sub>2</sub>
Hot peppers (chiles)	<i>Capsicum annuum</i> and <i>C. frutescens</i>	5 to 10	85 to 95	-0.7	Low	Moderate		2 to 3 weeks	3 to 5% O <sub>2</sub> 5 to 10% CO <sub>2</sub>
Persimmon (kaki)	<i>Dispyros kaki</i>								3 to 5% O <sub>2</sub> 5 to 8% CO <sub>2</sub>
Fuyu	<i>Dispyros kaki</i> var. <i>Fuyu</i>	0	90 to 95	-2.2	Low	High	Low	1 to 3 months	
Hachiya	<i>Dispyros kaki</i> var. <i>Hachiya</i>	0	90 to 95	-2.2	Low	High	Low	2 to 3 months	
Pineapple	<i>Ananas comosus</i>	7 to 13	85 to 90	-1.1	Low	Low	Low	2 to 4 weeks	2 to 5% O <sub>2</sub> 5 to 10% CO <sub>2</sub>
Plantain	<i>Musa paradisiaca</i> var. <i>paradisiaca</i>	13 to 15	90 to 95	-0.8	Low	High		1 to 5 weeks	
Plums and prunes	<i>Prunus domestica</i>	-0.5 to 0	90 to 95	-0.8	Moderate	Moderate	Low	2 to 5 weeks	1 to 2% O <sub>2</sub> 0 to 5% CO <sub>2</sub>
Pomegranate	<i>Punica granatum</i>	5	90 to 95	-3.0			Low	2 to 3 months	3 to 5% O <sub>2</sub> 5 to 10% CO <sub>2</sub>
Potato									
Early crop	<i>Solanum tuberosum</i>	10 to 15	90 to 95	-0.8	Very low	Moderate	Low	10 to 14 days	No CA benefit
Late crop	<i>Solanum tuberosum</i>	4 to 12	95 to 98	-0.8	Very low	Moderate	Low	5 to 10 months	No CA benefit
Pumpkin	<i>Cucurbita maxima</i>	12 to 15	50 to 70	-0.8	Very low	Moderate	Low	2 to 3 months	
Quince	<i>Cydonia oblonga</i>	-0.5 to 0	90	-2.0	Low	High		2 to 3 months	
Raddichio	<i>Cichorium intybus</i>	0 to 1	95 to 100					4 to 8 weeks	
Radish	<i>Raphanus sativus</i>	0	95 to 100	-0.7	Very low	Low	Low	1 to 2 months	1 to 2% O <sub>2</sub> 2 to 3% CO <sub>2</sub>
Rambutan	<i>Nephelium lappaceum</i>	12	90 to 95		High	High		1 to 3 weeks	3 to 5% O <sub>2</sub> 7 to 12% CO <sub>2</sub>
Rhubarb	<i>Rheum rhaponticum</i>	0	95 to 100	-0.9	Very low	Low	Low	2 to 4 weeks	
Rutabaga	<i>Brassica napus</i> var. <i>Napobrassica</i>	0	98 to 100	-1.1	Very low	Low	Low	4 to 6 months	
Sage	see Herbs								
Salsify (vegetable oyster)	<i>Trapopogon porrifolius</i>	0	95 to 98	-1.1	Very low	Low	Low	2 to 4 months	
Sapotes									
Black sapote	<i>Diospyros ebenaster</i>	13 to 15	85 to 90	-2.3				2 to 3 weeks	
Caimito (star apple)	<i>Chrysophyllum cainito</i>	3	90	-1.2				3 weeks	
Canistel (eggfruit)	<i>Pouteria campechiana</i>	13 to 15	85 to 90	-1.8				3 weeks	



Storage Requirements of Vegetables, Fresh Fruits, and Melons

Common Name (Other Common Name)	Scientific Name	Storage Temp., °C	Relative Humid- ity, %	Highest Freezing Temp., °C	Ethylene Production Rate <sup>a</sup>	Ethylene Sensitivity <sup>b</sup>	Respi- ration Rate <sup>c</sup>	Approximate Postharvest Life	Observations and Beneficial CA <sup>d</sup> Conditions
Mamey sapote	<i>Calocarpum mammosum</i>	13 to 15	90 to 95		High	High		2 to 3 weeks	
Sapodilla (chicosapote)	<i>Achras sapota</i>	15 to 20	85 to 90		High	High		2 weeks	
White sapote	<i>Casimiroa edulis</i>	20	85 to 90	-2.0				2 to 3 weeks	
Scorzoneria	see Black salsify								
Shallot	<i>Allium cepa</i> var. <i>ascalonicum</i>	0 to 2.5	65 to 70	-0.7	Low	Low			
Soursop	<i>Annona muricata</i>	13	85 to 90					1 to 2 weeks	
Spinach	<i>Spinacia oleracea</i>	0	95 to 100	-0.3	Very low	High	Low	10 to 14 days	5 to 10% O <sub>2</sub> 5 to 10% CO <sub>2</sub>
Spondias (mombin, wi apple, jobo, hogplum)	<i>Spondias</i> spp.	13	85 to 90					1 to 2 weeks	
Sprouts from seeds		0	95 to 100					5 to 9 days	
Alfalfa sprouts	<i>Medicago sativa</i>	0	95 to 100					7 days	
Bean sprouts	<i>Phaseolus</i> sp.	0	95 to 100					7 to 9 days	
Radish sprouts	<i>Raphanus</i> sp.	0	95 to 100					5 to 7 days	
Squash									
Summer, soft rind (courgette)	<i>Cucurbita pepo</i>	7 to 10	95	-0.5	Low	Moderate	Low	1 to 2 weeks	3 to 5% O <sub>2</sub> 5 to 10% CO <sub>2</sub>
Winter, hard rind (calabash)	<i>Cucurbita moschata</i> ; <i>C. maxima</i>	12 to 15	50 to 70	-0.8	Low	Moderate	Low	2 to 3 months	Large differences among varieties
Star apple	see Sapotes								
Starfruit	see Carambola								
Sweet potato or yam	<i>Ipomea batatas</i>	13 to 15	85 to 95	-1.3	Very low	Low	Low	4 to 7 months	
Sweetsop (sugar apple, custard apple)	<i>Annona squamosa</i> ; <i>Annona</i> spp.	7	85 to 90		High	High		4 weeks	3 to 5% O <sub>2</sub> 5 to 10% CO <sub>2</sub>
Tamarillo (tree tomato)	<i>Cyphomandra</i> <i>betacea</i>	3 to 4	85 to 95		Low	Moderate		10 weeks	
Tamarind	<i>Tamarindus indica</i>	2 to 7	90 to 95	-3.7	Very low	Very Low		3 to 4 weeks	
Taro (cocoyam, eddoe, dasheen)	<i>Colocasia esculenta</i>	7 to 10	85 to 90	-0.9			Low	4 months	No CA benefit
Thyme	see Herbs								
Tomatillo (husk tomato)	<i>Physalis ixocarpa</i>	7 to 13	85 to 90		Very low	Moderate	Low	3 weeks	
Tomato									
Mature, green	<i>Lycopersicon</i> <i>esculentum</i>	10 to 13	90 to 95	-0.5	Very low	High	Low	2 to 5 weeks	3 to 5% O <sub>2</sub> 2 to 3% CO <sub>2</sub>
Firm, ripe	<i>Lycopersicon</i> <i>esculentum</i>	8 to 10	85 to 90	-0.5	High	Low	Low	1 to 3 weeks	3 to 5% O <sub>2</sub> 3 to 5% CO <sub>2</sub>
Turnip root	<i>Brassica campestris</i> var. <i>Rapifera</i>	0	95	-1.0	Very low	Low	Low	4 to 5 months	
Water chestnut	<i>Eleocharis dulcis</i>	1 to 2	85 to 90					2 to 4 months	
Watercress (garden cress)	<i>Lepidium sativum</i> ; <i>Nasturtium</i> <i>officinale</i>	0	95 to 100	-0.3	Very low	High	High	2 to 3 weeks	
Watermelon	<i>Citrullus vulgaris</i>	10 to 15	90	-0.4	Very low	High	Low	2 to 3 weeks	No CA benefit
Yam	<i>Dioscorea</i> spp.	15	70 to 80	-1.1	Very low	Low		2 to 7 months	
Yucca	see Cassava								

<sup>a</sup>Note: Recommendations in this table are general guidelines. Recommended storage conditions and expected postharvest life for a specific produce item may be different from those listed here because of variations in growing conditions and postharvest care. Also, new cultivars (varieties) of a particular item may require different conditions and have a very different expected postharvest life from that listed in the table. Empty cells indicate that no data are available. For updates on guidelines, refer to the University of California Web site at <http://postharvest.ucdavis.edu>.

<sup>b</sup>Very low = <0.1 µL/(kg·h)  
Low = 0.1 to 1.0 µL/(kg·h)  
Moderate = 1.0 to 10.0 µL/(kg·h)  
High = 10 to 100 µL/(kg·h)  
Very high = >100 µL/(kg·h)

<sup>c</sup>Detrimental effects include yellowing, softening, increased decay, abscission, and browning.

<sup>d</sup>At recommended storage temperature.

Low = <20 mg CO<sub>2</sub>/(kg·h)

Moderate = <40 mg CO<sub>2</sub>/(kg·h)

High = <60 mg CO<sub>2</sub>/(kg·h)

Very high = >60 mg CO<sub>2</sub>/(kg·h)

<sup>e</sup>CA = controlled atmosphere.

<sup>f</sup>For a more complete listing of grapes and pears, see International Institute of Refrigeration (IIR 2000).

Source: Appendix B, Thompson et al. (2000). Copyright University of California Board of Regents. Used by permission.

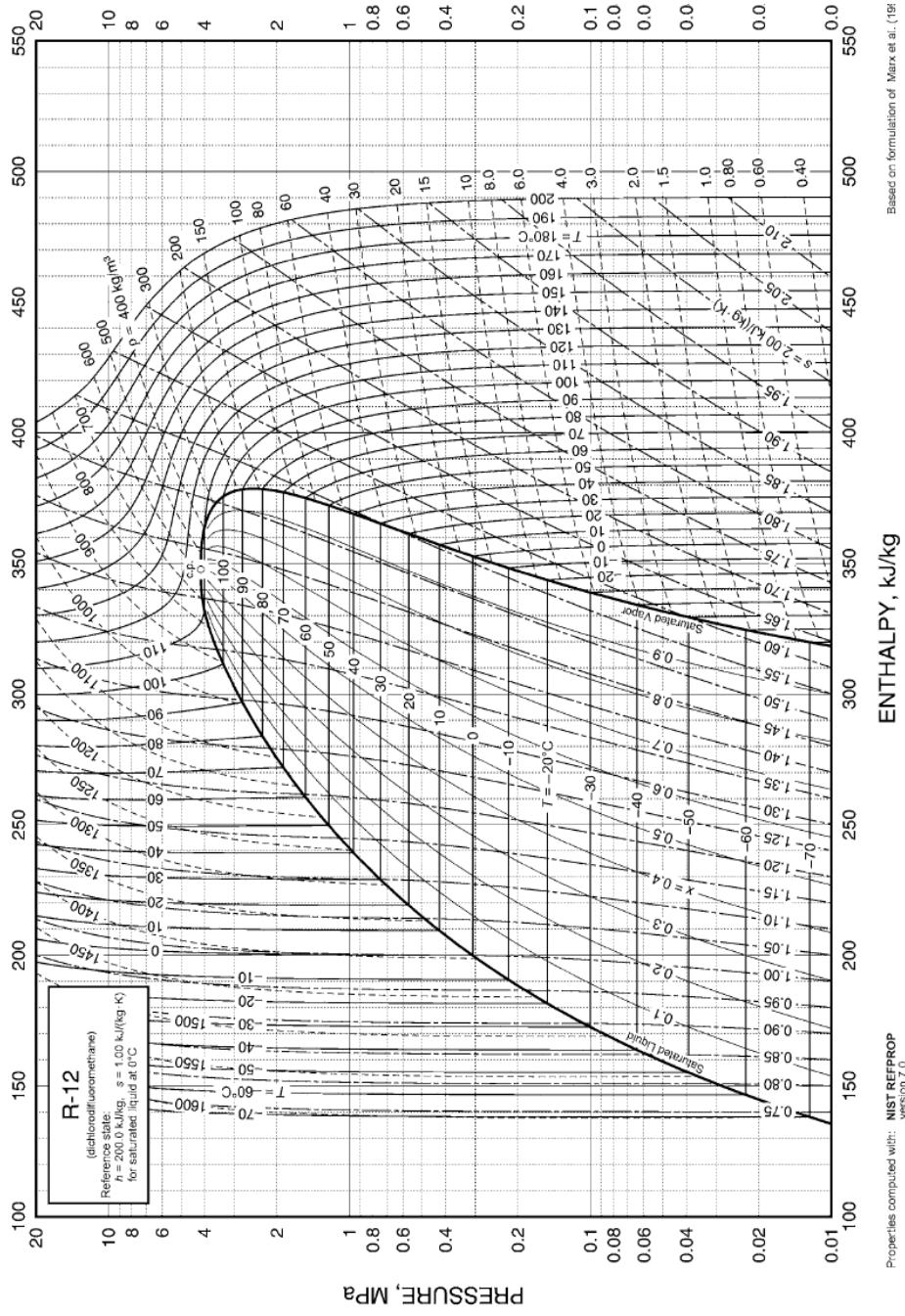
Storage Requirements of Other Perishable Products

Product	Storage Temp., °C	Relative Humidity, %	Approximate Storage Life <sup>a</sup>	Product	Storage Temp., °C	Relative Humidity, %	Approximate Storage Life <sup>a</sup>
<b>Fish</b>				<b>Meat (Miscellaneous)</b>			
Haddock, cod, perch	-0.5 to 1	95 to 100	12 days	Rabbits, fresh	0 to 1	90 to 95	1 to 5 days
Hake, whiting	0 to 1	95 to 100	10 days	<b>Dairy Products</b>			
Halibut	-0.5 to 1	95 to 100	18 days	Butter	0	75 to 85	2 to 4 weeks
Herring, kippered	0 to 2	80 to 90	10 days	Butter, frozen	-23	70 to 85	12 to 20 months
smoked	0 to 2	80 to 90	10 days	Cheese, cheddar			
Mackerel	0 to 1	95 to 100	6 to 8 days	long storage	0 to 1	65	12 months
Menhaden	1 to 5	95 to 100	4 to 5 days	short storage	4	65	6 months
Salmon	-0.5 to 1	95 to 100	18 days	processed	4	65	12 months
Tuna	0 to 2	95 to 100	14 days	grated	4	65	12 months
Frozen fish	-30 to -20	90 to 95	6 to 12 months	Ice cream, 10% fat premium	-30 to -25	90 to 95	3 to 23 months
<b>Shellfish<sup>a</sup></b>					-35 to -40	90 to 95	3 to 23 months
Scallops	0 to 1	95 to 100	12 days	<b>Milk</b>			
Shrimp	-0.5 to 1	95 to 100	12 to 14 days	fluid, pasteurized	4 to 6		7 days
Lobster, American		In sea water	Indefinitely	grade a (3.7% fat)	0 to 1		2 to 4 months
Oysters, clams	5 to 10			raw	0 to 4		2 days
(meat and liquid)		100	5 to 8 days	dried, whole	21	Low	6 to 9 months
in shell	0 to 2	95 to 100	5 days	nonfat	7 to 21	Low	16 months
Frozen shellfish	5 to 10	90 to 95	3 to 8 months	evaporated	4		24 months
<b>Beef</b>				evaporated, unsweetened	21		12 months
Beef, fresh, average	-2 to 1	88 to 95	1 week	condensed, sweetened	4		15 months
Beef carcass				Whey, dried	21	Low	12 months
choice, 60% lean	0 to 4	85 to 90	1 to 3 weeks	<b>Eggs</b>			
prime, 54% lean	0 to 1	85	1 to 3 weeks	Shell	-1.5 to 0 <sup>b</sup>	80 to 90	5 to 6 months
sirloin cut (choice)	0 to 1	85	1 to 3 weeks	farm cooler	10 to 13	70 to 75	2 to 3 weeks
round cut (choice)	0 to 1	85	1 to 3 weeks	<b>Frozen</b>			
dried, chipped	10 to 15	15	6 to 8 weeks	whole	-20		1 year plus
Liver	0	90	5 days	yolk	-20		1 year plus
Veal, lean	-2 to 1	85 to 95	3 weeks	white	-20		1 year plus
Beef, frozen	-20	90 to 95	6 to 12 months	whole egg solids	1.5 to 4	Low	6 to 12 months
<b>Pork</b>				Yolk solids	1.5 to 4	Low	6 to 12 months
Pork, fresh, average	0 to 1	85 to 90	3 to 7 days	Flake albumen solids	Room	Low	1 year plus
carcass, 47% lean	0 to 1	85 to 90	3 to 5 days	Dry spray albumen solids	Room	Low	1 year plus
bellies, 35% lean	0 to 1	85	3 to 5 days	<b>Candy</b>			
fatback, 100% fat	0 to 1	85	3 to 7 days	Milk chocolate	-20 to 1	40	6 to 12 months
shoulder, 67% lean	0 to 1	85	3 to 5 days	Peanut brittle	-20 to 1	40	1.5 to 6 months
frozen	-20	90 to 95	4 to 8 months	Fudge	-20 to 1	65	5 to 12 months
Ham, 74% lean	0 to 1	80 to 85	3 to 5 days	Marshmallows	-20 to 1	65	3 to 9 months
light cure	3 to 5	80 to 85	1 to 2 weeks	<b>Miscellaneous</b>			
country cure	10 to 15	65 to 70	3 to 5 months	Alfalfa meal	-20	70 to 75	1 year plus
frozen	-20	90 to 95	6 to 8 months	Beer, keg	1.5 to 4		3 to 8 weeks
Bacon, medium fat class	3 to 5	80 to 85	2 to 3 weeks	bottles and cans	1.5 to 4	65 or below	3 to 6 months
cured, farm style	16 to 18	85	4 to 6 months	Bread	-20		3 to 13 weeks
cured, packer style	1 to 4	85	2 to 6 weeks	Canned goods	0 to 15	70 or lower	1 year
frozen	-20	90 to 95	2 to 4 months	Cocoa	0 to 4	50 to 70	1 year plus
Sausage, links or bulk	0 to 1	85	1 to 7 days	Coffee, green	1.5 to 3	80 to 85	2 to 4 months
sausage, country, smoked	0	85	1 to 3 weeks	Fur and fabrics	1 to 4	45 to 55	Several years
Frankfurters, average	0	85	1 to 3 weeks	Honey	10		1 year plus
Polish style	0	85	1 to 3 weeks	Hops	-2 to 0	50 to 60	Several months
<b>Lamb</b>				Lard (without antioxidant)	7	90 to 95	4 to 8 months
Fresh, average	-2 to 1	85 to 90	3 to 4 weeks	Nuts	0 to 10	65 to 75	8 to 12 months
Choice, lean	0	85	5 to 12 days	Oil, vegetable, salad	21		1 year plus
Leg, choice, 83% lean	0	85	5 to 12 days	Oleomargarine	1.5	60 to 70	1 year plus
Frozen	-20	90 to 95	8 to 12 months	Orange juice	-1 to 1.5		3 to 6 weeks
<b>Poultry</b>				Popcorn, unpopped	0 to 4	85	4 to 6 weeks
Poultry, fresh, average	-2 to 0	95 to 100	1 to 3 weeks	Yeast, baker's compressed	-0.5 to 0		
Chicken, all classes	-2 to 0	95 to 100	1 to 4 weeks	Tobacco, hogshead	10 to 18	50 to 65	1 year
Turkey, all classes	-2 to 0	95 to 100	1 to 4 weeks	bales	2 to 4	70 to 85	1 to 2 years
breast roll	-4 to -1		6 to 12 months	cigarettes	2 to 8	50 to 55	6 months
frankfurters	-20 to -10		6 to 16 months	cigars	2 to 10	60 to 65	2 months
Duck	-2 to 0	95 to 100	1 to 4 weeks				
Poultry, frozen	-20	90 to 95	12 months				

Note: The text in this chapter or the appropriate commodity chapter gives additional information on many of the commodities listed. For a complete listing of frozen food practical storage life, see IIR (1986).

<sup>a</sup>Storage life is not based on maintaining nutritional value.

<sup>b</sup>Eggs with weak albumen freeze just below -1°C.



Based on formulation of Marx et al. (198)

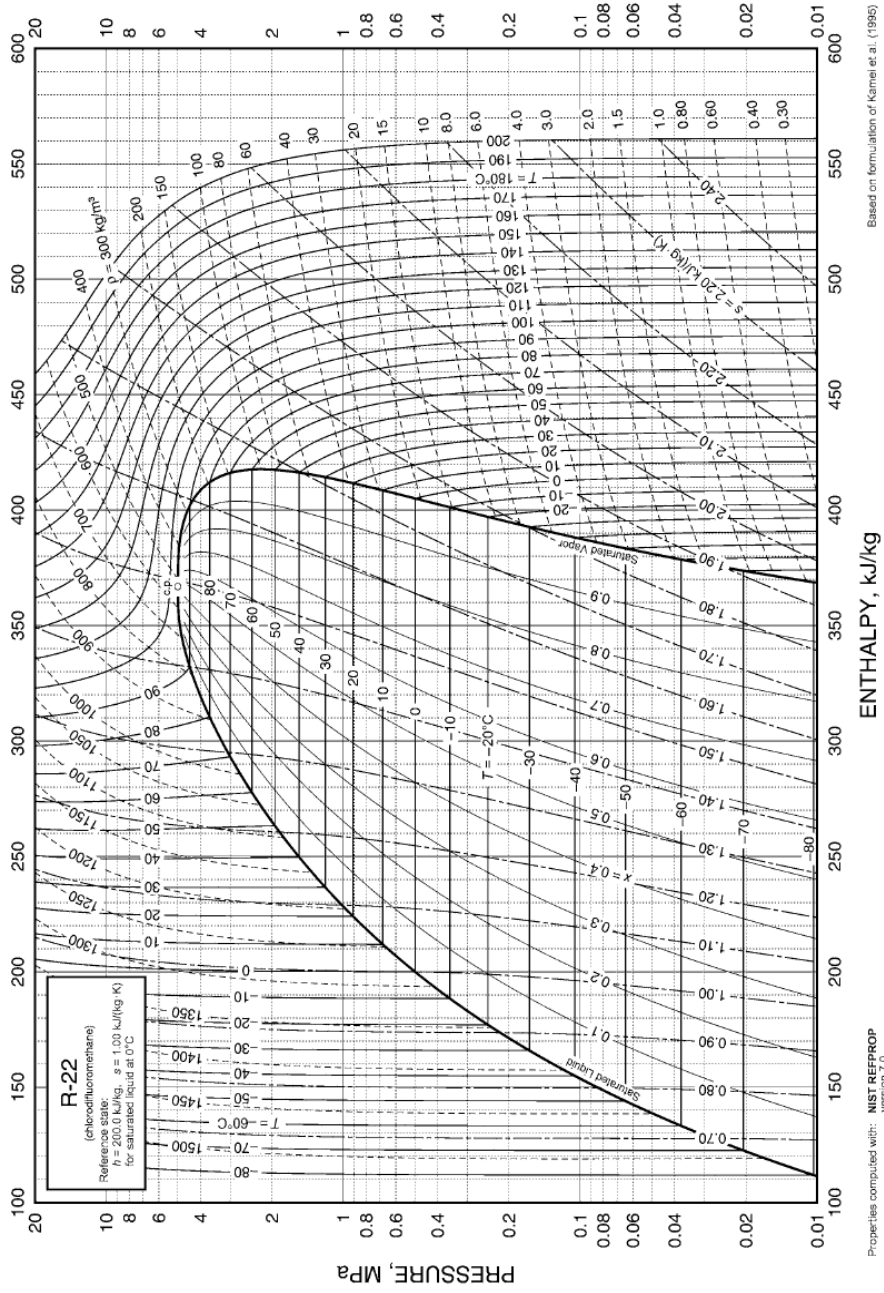
ENTHALPY, kJ/kg

Properties computed with: NIST REFPROP version 7.0

PRESSURE, MPa

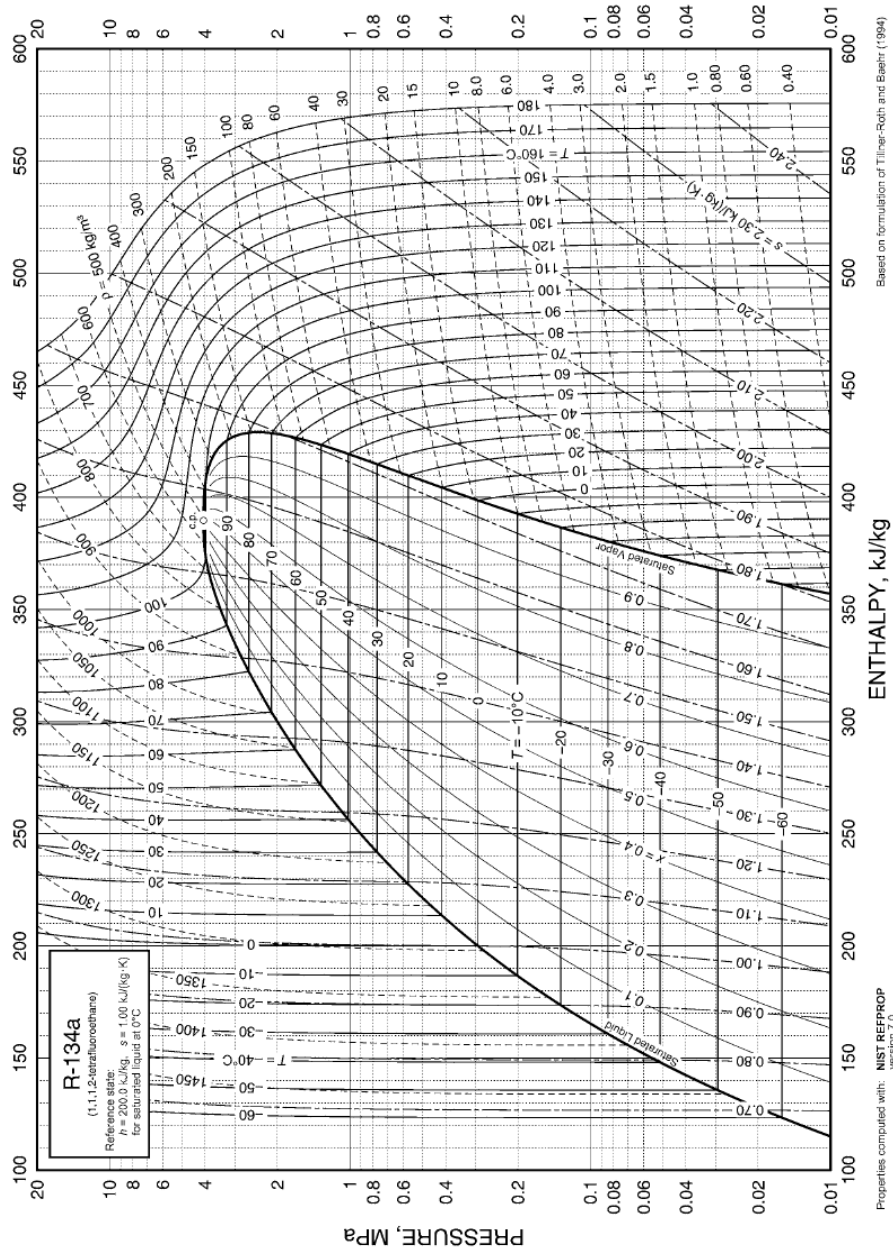
Refrigerant 12 (Dichlorodifluoromethane) Properties of Saturated Liquid and Saturated Vapor

Temp.,* °C	Pres- sure, MPa	Density, Volume, kg/m <sup>3</sup> m <sup>3</sup> /kg		Enthalpy, kJ/kg		Entropy, kJ/(kg·K)		Specific Heat c <sub>p</sub> /c <sub>v</sub>		Velocity of Sound, m/s		Viscosity, μPa·s		Thermal Cond., mW/(m·K)		Surface Tension, mN/m	Temp.,* °C	
		Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor			
-100	0.00119	1679.1	10.0040	113.32	306.09	0.6077	1.7210	0.819	0.449	1.182	1035	118.5	1005.0	6.78	116.7	4.27	26.48	-100
-90	0.00286	1652.8	4.3948	121.53	310.59	0.6538	1.6861	0.824	0.465	1.176	990	121.4	819.0	7.18	112.0	4.67	24.90	-90
-80	0.00619	1626.3	2.1355	129.81	315.19	0.6978	1.6576	0.831	0.481	1.172	945	124.1	684.9	7.58	107.4	5.08	23.35	-80
-70	0.01228	1599.5	1.1286	138.17	319.87	0.7400	1.6344	0.840	0.497	1.168	902	126.7	584.0	7.97	103.0	5.50	21.81	-70
-60	0.02261	1572.3	0.63992	146.62	324.61	0.7806	1.6156	0.850	0.513	1.166	859	129.1	505.1	8.37	98.8	5.93	20.30	-60
-50	0.03911	1544.7	0.38494	155.18	329.39	0.8197	1.6004	0.861	0.530	1.165	816	131.2	441.8	8.76	94.7	6.38	18.81	-50
-40	0.06409	1516.6	0.24342	163.86	334.18	0.8577	1.5882	0.873	0.548	1.166	775	133.0	389.8	9.16	90.7	6.84	17.35	-40
-30	0.10026	1487.7	0.16057	172.67	338.94	0.8946	1.5784	0.886	0.566	1.169	733	134.5	346.2	9.55	86.9	7.32	15.91	-30
-29.75 <sup>b</sup>	0.10133	1487.0	0.15900	172.89	339.06	0.8955	1.5782	0.887	0.567	1.169	732	134.5	345.2	9.56	86.8	7.33	15.88	-29.75
-28	0.10910	1481.9	0.14841	174.44	339.89	0.9019	1.5767	0.889	0.570	1.170	725	134.7	338.3	9.63	86.1	7.41	15.63	-28
-26	0.11854	1476.0	0.13736	176.23	340.83	0.9091	1.5751	0.892	0.574	1.171	717	135.0	330.6	9.71	85.3	7.51	15.35	-26
-24	0.12860	1470.1	0.12731	178.02	341.78	0.9163	1.5735	0.895	0.578	1.171	709	135.2	323.2	9.79	84.6	7.61	15.06	-24
-22	0.13931	1464.1	0.11815	179.81	342.72	0.9234	1.5720	0.898	0.582	1.172	701	135.4	316.0	9.87	83.8	7.71	14.78	-22
-20	0.15070	1458.1	0.10978	181.62	343.65	0.9305	1.5706	0.901	0.586	1.174	693	135.6	309.0	9.95	83.1	7.80	14.50	-20
-18	0.16279	1452.1	0.10213	183.42	344.59	0.9376	1.5693	0.904	0.590	1.175	684	135.8	302.2	10.03	82.4	7.90	14.23	-18
-16	0.17562	1446.1	0.09512	185.24	345.52	0.9447	1.5680	0.907	0.594	1.176	676	136.0	295.6	10.10	81.6	8.01	13.95	-16
-14	0.18920	1440.0	0.08870	187.06	346.44	0.9517	1.5667	0.910	0.598	1.178	668	136.1	289.2	10.18	80.9	8.11	13.67	-14
-12	0.20358	1433.8	0.08280	188.89	347.37	0.9587	1.5655	0.913	0.602	1.179	660	136.3	283.0	10.26	80.2	8.21	13.40	-12
-10	0.21878	1427.6	0.07737	190.72	348.29	0.9656	1.5644	0.917	0.607	1.181	652	136.4	276.9	10.34	79.4	8.31	13.12	-10
-8	0.23483	1421.4	0.07237	192.56	349.20	0.9726	1.5633	0.920	0.611	1.183	644	136.5	271.0	10.42	78.7	8.41	12.85	-8
-6	0.25176	1415.1	0.06777	194.41	350.11	0.9795	1.5623	0.923	0.616	1.184	636	136.6	265.2	10.50	78.0	8.52	12.58	-6
-4	0.26960	1408.8	0.06352	196.27	351.01	0.9863	1.5613	0.927	0.620	1.186	628	136.6	259.6	10.58	77.3	8.62	12.31	-4
-2	0.28839	1402.5	0.05959	198.13	351.91	0.9932	1.5603	0.930	0.625	1.189	620	136.7	254.1	10.66	76.6	8.73	12.04	-2
0	0.30815	1396.1	0.05595	200.00	352.81	1.0000	1.5594	0.934	0.630	1.191	612	136.7	248.7	10.74	75.9	8.84	11.77	0
2	0.32891	1389.6	0.05258	201.88	353.69	1.0068	1.5586	0.938	0.635	1.193	604	136.7	243.5	10.82	75.1	8.95	11.51	2
4	0.35071	1383.1	0.04946	203.76	354.57	1.0136	1.5577	0.942	0.640	1.196	596	136.7	238.4	10.90	74.4	9.06	11.24	4
6	0.37358	1376.6	0.04656	205.65	355.45	1.0203	1.5569	0.946	0.645	1.199	588	136.7	233.4	10.98	73.7	9.17	10.98	6
8	0.39756	1369.9	0.04386	207.56	356.32	1.0270	1.5561	0.950	0.650	1.202	580	136.6	228.6	11.07	73.0	9.28	10.71	8
10	0.42267	1363.2	0.04135	209.46	357.18	1.0337	1.5554	0.954	0.656	1.205	572	136.5	223.8	11.15	72.3	9.39	10.45	10
12	0.44895	1356.5	0.03901	211.38	358.03	1.0404	1.5547	0.958	0.661	1.208	564	136.5	219.1	11.23	71.6	9.51	10.19	12
14	0.47643	1349.7	0.03683	213.31	358.88	1.0471	1.5540	0.962	0.667	1.211	556	136.3	214.6	11.31	70.9	9.62	9.94	14
16	0.50514	1342.8	0.03480	215.24	359.71	1.0537	1.5533	0.967	0.672	1.215	548	136.2	210.1	11.40	70.2	9.74	9.68	16
18	0.53513	1335.9	0.03290	217.18	360.54	1.0603	1.5527	0.971	0.678	1.219	540	136.1	205.7	11.48	69.6	9.86	9.42	18
20	0.56642	1328.9	0.03112	219.14	361.36	1.0669	1.5521	0.976	0.685	1.223	532	135.9	201.4	11.57	68.9	9.98	9.17	20
22	0.59905	1321.8	0.02946	221.10	362.17	1.0735	1.5515	0.981	0.691	1.228	524	135.7	197.2	11.65	68.2	10.10	8.92	22
24	0.63305	1314.6	0.02790	223.07	362.97	1.0801	1.5509	0.986	0.697	1.232	516	135.5	193.1	11.74	67.5	10.23	8.67	24
26	0.66846	1307.4	0.02643	225.05	363.76	1.0866	1.5503	0.991	0.704	1.237	508	135.2	189.0	11.83	66.8	10.36	8.42	26
28	0.70531	1300.1	0.02506	227.04	364.54	1.0932	1.5498	0.997	0.711	1.242	499	134.9	185.0	11.92	66.1	10.49	8.17	28
30	0.74365	1292.7	0.02377	229.04	365.31	1.0997	1.5492	1.002	0.718	1.248	491	134.7	181.1	12.01	65.4	10.62	7.92	30
32	0.78350	1285.2	0.02256	231.06	366.07	1.1062	1.5487	1.008	0.726	1.254	483	134.3	177.3	12.10	64.8	10.75	7.68	32
34	0.82491	1277.6	0.02142	233.08	366.81	1.1127	1.5481	1.014	0.734	1.260	475	134.0	173.5	12.19	64.1	10.89	7.43	34
36	0.86791	1269.9	0.02034	235.12	367.54	1.1192	1.5476	1.020	0.742	1.267	467	133.6	169.8	12.28	63.4	11.03	7.19	36
38	0.91253	1262.2	0.01933	237.16	368.26	1.1257	1.5470	1.026	0.750	1.274	459	133.2	166.1	12.38	62.7	11.18	6.95	38
40	0.95882	1254.4	0.01838	239.22	368.96	1.1322	1.5465	1.033	0.759	1.282	450	132.8	162.5	12.48	62.1	11.33	6.72	40
42	1.00680	1246.6	0.01748	241.29	369.65	1.1387	1.5459	1.040	0.768	1.290	442	132.4	159.0	12.57	61.4	11.48	6.48	42
44	1.05660	1238.1	0.01662	243.38	370.33	1.1451	1.5454	1.048	0.778	1.299	434	131.9	155.5	12.67	60.7	11.63	6.25	44
46	1.10810	1229.9	0.01582	245.47	370.98	1.1516	1.5448	1.055	0.788	1.308	426	131.4	152.0	12.78	60.0	11.79	6.01	46
48	1.16140	1221.5	0.01505	247.59	371.62	1.1580	1.5443	1.063	0.798	1.318	417	130.9	148.6	12.88	59.4	11.96	5.78	48
50	1.21660	1213.0	0.01433	249.71	372.24	1.1645	1.5437	1.072	0.810	1.329	409	130.3	145.3	12.99	58.7	12.13	5.55	50
52	1.27370	1204.4	0.01365	251.85	372.85	1.1710	1.5431	1.081	0.821	1.340	400	129.7	141.9	13.10	58.0	12.31	5.33	52
54	1.33270	1195.6	0.01300	254.01	373.43	1.1774	1.5425	1.090	0.834	1.353	392	129.1	138.7	13.21	57.3	12.49	5.10	54
56	1.39380	1186.6	0.01238	256.18	373.99	1.1839	1.5418	1.100	0.847	1.366	383	128.4	135.4	13.33	56.7	12.68	4.88	56
58	1.45680	1177.5	0.01180	258.38	374.53	1.1904	1.5411	1.111	0.861	1.381	375	127.7	132.2	13.45	56.0	12.87	4.66	58
60	1.52190	1168.1	0.01124	260.58	375.05	1.1969	1.5404	1.122	0.876	1.397	366	127.0	129.1	13.57	55.3	13.08	4.44	60
62	1.58920	1158.6	0.01071	262.81	375.54	1.2033	1.5397	1.135	0.892	1.414	357	126.3	125.9	13.70	54.7	13.29	4.23	62
64	1.65860	1148.9	0.01021	265.06	376.00	1.2099	1.5389	1.148	0.910	1.433	348	125.5	122.8	13.83	54.0	13.51	4.01	64
66	1.73020	1139.0	0.00973	267.33	376.44	1.2164	1.5381	1.162	0.929	1.453	339	124.6	119.7	13.96	53.3	13.75	3.80	66
68	1.80410	1128.8	0.00927	269.62	376.84	1.2229	1.5372	1.177	0.949	1.476	330	123.8	116.7	14.11	52.6	13.99	3.59	68
70	1.88020	1118.3	0.00883	271.94	377.22	1.2295	1.5363	1.193	0.971	1.501	321	122.9	113.6	14.26	52.0	14.25	3.39	70
75	2.08110	1090.0	0.00782	277.84	377.99	1.2461	1.5337	1.241	1.037	1.576	298	120.4	106.1	14.66	50.3	14.96	2.88	75
80	2.29750	1061.4	0.00691	283.94	378.48	1.2629	1.5306	1.302	1.122	1.677	274	117.7	98.6	15.11	48.7	15.80	2.40	80
85	2.53040	1029.1	0.00608	290.27	378.64	1.2801												



Refrigerant 22 (Chlorodifluoromethane) Properties of Saturated Liquid and Saturated Vapor

Temp.,* °C	Pres- sure, MPa	Density, kg/m <sup>3</sup>		Volume, m <sup>3</sup> /kg		Enthalpy, kJ/kg		Entropy, kJ/(kg·K)		Specific Heat c <sub>p</sub> , kJ/(kg·K)		Velocity of Sound, m/s		Viscosity, μPa·s		Thermal Cond., mW/(m·K)		Surface Tension, mN/m	Temp.,* °C
		Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor		
-100	0.00201	1571.3	8.26600	90.71	358.97	0.5050	2.0543	1.061	0.497	1.243	1127	143.6	845.8	7.25	143.1	4.46	28.12	-100	
-90	0.00481	1544.9	3.64480	101.32	363.85	0.5646	1.9980	1.061	0.512	1.237	1080	147.0	699.4	7.67	137.8	4.84	26.36	-90	
-80	0.01037	1518.2	1.77820	111.94	368.77	0.6210	1.9508	1.062	0.528	1.233	1033	150.3	591.0	8.09	132.6	5.25	24.63	-80	
-70	0.02047	1491.2	0.94342	122.58	373.70	0.6747	1.9108	1.065	0.545	1.231	986	153.3	507.6	8.52	127.6	5.68	22.92	-70	
-60	0.03750	1463.7	0.53680	133.27	378.59	0.7260	1.8770	1.071	0.564	1.230	940	156.0	441.4	8.94	122.6	6.12	21.24	-60	
-50	0.06453	1435.6	0.32385	144.03	383.42	0.7752	1.8480	1.079	0.585	1.232	893	158.3	387.5	9.36	117.8	6.59	19.58	-50	
-48	0.07145	1429.9	0.29453	146.19	384.37	0.7849	1.8428	1.081	0.589	1.233	884	158.7	377.8	9.45	116.9	6.69	19.25	-48	
-46	0.07894	1424.2	0.26837	148.36	385.32	0.7944	1.8376	1.083	0.594	1.234	875	159.1	368.6	9.53	115.9	6.79	18.92	-46	
-44	0.08705	1418.4	0.24498	150.53	386.26	0.8039	1.8327	1.086	0.599	1.235	865	159.5	359.6	9.62	115.0	6.89	18.59	-44	
-42	0.09580	1412.6	0.22402	152.70	387.20	0.8134	1.8278	1.088	0.603	1.236	856	159.9	351.0	9.70	114.0	6.99	18.27	-42	
-40.81 <sup>b</sup>	0.10132	1409.2	0.21260	154.00	387.75	0.8189	1.8250	1.090	0.606	1.236	851	160.1	346.0	9.75	113.5	7.05	18.08	-40.81	
-40	0.10523	1406.8	0.20521	154.89	388.13	0.8227	1.8231	1.091	0.608	1.237	847	160.3	342.6	9.79	113.1	7.09	17.94	-40	
-38	0.11538	1401.0	0.18829	157.07	389.06	0.8320	1.8186	1.093	0.613	1.238	838	160.6	334.5	9.87	112.2	7.19	17.62	-38	
-36	0.12628	1395.1	0.17304	159.27	389.97	0.8413	1.8141	1.096	0.619	1.239	828	160.9	326.7	9.96	111.2	7.29	17.30	-36	
-34	0.13797	1389.1	0.15927	161.47	390.89	0.8505	1.8098	1.099	0.624	1.241	819	161.2	319.1	10.04	110.3	7.40	16.98	-34	
-32	0.15050	1383.2	0.14682	163.67	391.79	0.8596	1.8056	1.102	0.629	1.242	810	161.5	311.7	10.12	109.4	7.51	16.66	-32	
-30	0.16389	1377.2	0.13553	165.88	392.69	0.8687	1.8015	1.105	0.635	1.244	800	161.8	304.6	10.21	108.5	7.61	16.34	-30	
-28	0.17819	1371.1	0.12528	168.10	393.58	0.8778	1.7975	1.108	0.641	1.246	791	162.0	297.7	10.29	107.5	7.72	16.02	-28	
-26	0.19344	1365.0	0.11597	170.33	394.47	0.8868	1.7937	1.112	0.646	1.248	782	162.3	291.0	10.38	106.6	7.83	15.70	-26	
-24	0.20968	1358.9	0.10749	172.56	395.34	0.8957	1.7899	1.115	0.653	1.250	772	162.5	284.4	10.46	105.7	7.94	15.39	-24	
-22	0.22696	1352.7	0.09975	174.80	396.21	0.9046	1.7862	1.119	0.659	1.253	763	162.7	278.1	10.55	104.8	8.06	15.07	-22	
-20	0.24531	1346.5	0.09268	177.04	397.06	0.9135	1.7826	1.123	0.665	1.255	754	162.8	271.9	10.63	103.9	8.17	14.76	-20	
-18	0.26479	1340.3	0.08621	179.30	397.91	0.9223	1.7791	1.127	0.672	1.258	744	163.0	265.9	10.72	103.0	8.29	14.45	-18	
-16	0.28543	1334.0	0.08029	181.56	398.75	0.9311	1.7757	1.131	0.678	1.261	735	163.1	260.1	10.80	102.1	8.40	14.14	-16	
-14	0.30728	1327.6	0.07485	183.83	399.57	0.9398	1.7723	1.135	0.685	1.264	726	163.2	254.4	10.89	101.1	8.52	13.83	-14	
-12	0.33038	1321.2	0.06986	186.11	400.39	0.9485	1.7690	1.139	0.692	1.267	716	163.3	248.8	10.98	100.2	8.65	13.52	-12	
-10	0.35479	1314.7	0.06527	188.40	401.20	0.9572	1.7658	1.144	0.699	1.270	707	163.3	243.4	11.06	99.3	8.77	13.21	-10	
-8	0.38054	1308.2	0.06103	190.70	401.99	0.9658	1.7627	1.149	0.707	1.274	697	163.4	238.1	11.15	98.4	8.89	12.91	-8	
-6	0.40769	1301.6	0.05713	193.01	402.77	0.9744	1.7596	1.154	0.715	1.278	688	163.4	233.0	11.24	97.5	9.02	12.60	-6	
-4	0.43628	1295.0	0.05352	195.33	403.55	0.9830	1.7566	1.159	0.722	1.282	679	163.4	227.9	11.32	96.6	9.15	12.30	-4	
-2	0.46636	1288.3	0.05019	197.66	404.30	0.9915	1.7536	1.164	0.731	1.287	669	163.4	223.0	11.41	95.7	9.28	12.00	-2	
0	0.49799	1281.5	0.04710	200.00	405.05	1.0000	1.7507	1.169	0.739	1.291	660	163.3	218.2	11.50	94.8	9.42	11.70	0	
2	0.53120	1274.7	0.04424	202.35	405.78	1.0085	1.7478	1.175	0.748	1.296	650	163.2	213.5	11.59	93.9	9.56	11.40	2	
4	0.56605	1267.8	0.04159	204.71	406.50	1.0169	1.7450	1.181	0.757	1.301	641	163.1	208.9	11.68	93.1	9.70	11.10	4	
6	0.60259	1260.8	0.03913	207.09	407.20	1.0254	1.7422	1.187	0.766	1.307	632	163.0	204.4	11.77	92.2	9.84	10.81	6	
8	0.64088	1253.8	0.03683	209.47	407.89	1.0338	1.7395	1.193	0.775	1.313	622	162.8	200.0	11.86	91.3	9.99	10.51	8	
10	0.68095	1246.7	0.03470	211.87	408.56	1.0422	1.7368	1.199	0.785	1.319	613	162.6	195.7	11.96	90.4	10.14	10.22	10	
12	0.72286	1239.5	0.03271	214.28	409.21	1.0505	1.7341	1.206	0.795	1.326	603	162.4	191.5	12.05	89.5	10.29	9.93	12	
14	0.76668	1232.2	0.03086	216.70	409.85	1.0589	1.7315	1.213	0.806	1.333	594	162.2	187.3	12.14	88.6	10.45	9.64	14	
16	0.81244	1224.9	0.02912	219.14	410.47	1.0672	1.7289	1.220	0.817	1.340	584	161.9	183.2	12.24	87.7	10.61	9.35	16	
18	0.86020	1217.4	0.02750	221.59	411.07	1.0755	1.7263	1.228	0.828	1.348	575	161.6	179.2	12.33	86.8	10.77	9.06	18	
20	0.91002	1209.9	0.02599	224.06	411.66	1.0838	1.7238	1.236	0.840	1.357	565	161.3	175.3	12.43	85.9	10.95	8.78	20	
22	0.96195	1202.3	0.02457	226.54	412.22	1.0921	1.7212	1.244	0.853	1.366	555	161.0	171.5	12.53	85.0	11.12	8.50	22	
24	1.01600	1194.6	0.02324	229.04	412.77	1.1004	1.7187	1.252	0.866	1.375	546	160.6	167.7	12.63	84.1	11.30	8.22	24	
26	1.07240	1186.7	0.02199	231.55	413.29	1.1086	1.7162	1.261	0.879	1.385	536	160.2	163.9	12.74	83.2	11.49	7.94	26	
28	1.13090	1178.8	0.02082	234.08	413.79	1.1169	1.7136	1.271	0.893	1.396	527	159.7	160.3	12.84	82.3	11.69	7.66	28	
30	1.19190	1170.7	0.01972	236.62	414.26	1.1252	1.7111	1.281	0.908	1.408	517	159.2	156.7	12.95	81.4	11.89	7.38	30	
32	1.25520	1162.6	0.01869	239.19	414.71	1.1334	1.7086	1.291	0.924	1.420	507	158.7	153.1	13.06	80.5	12.10	7.11	32	
34	1.32100	1154.3	0.01771	241.77	415.14	1.1417	1.7061	1.302	0.940	1.434	497	158.2	149.6	13.17	79.6	12.31	6.84	34	
36	1.38920	1145.8	0.01679	244.38	415.54	1.1499	1.7036	1.314	0.957	1.448	487	157.6	146.1	13.28	78.7	12.54	6.57	36	
38	1.46010	1137.3	0.01593	247.00	415.91	1.1582	1.7010	1.326	0.976	1.463	478	157.0	142.7	13.40	77.8	12.77	6.30	38	
40	1.53360	1128.5	0.01511	249.65	416.25	1.1665	1.6985	1.339	0.995	1.480	468	156.4	139.4	13.52	76.9	13.02	6.04	40	
42	1.60980	1119.6	0.01433	252.32	416.55	1.1747	1.6959	1.353	1.015	1.498	458	155.7	136.1	13.64	76.0	13.28	5.77	42	
44	1.68870	1110.6	0.01360	255.01	416.83	1.1830	1.6933	1.368	1.037	1.517	448	155.0	132.8	13.77	75.1	13.55	5.51	44	
46	1.77040	1101.4	0.01291	257.73	417.07	1.1913	1.6906	1.384	1.061	1.538	437	154.2	129.5	13.90	74.1	13.83	5.25	46	
48	1.85510	1091.9	0.01226	260.47	417.27	1.1997	1.6879	1.401	1.086	1.561	427	153.4	126.3	14.04	73.2	14.13	5.00	48	
50	1.94270	1082.3	0.01163	263.25	417.44	1.2080	1.6852	1.419	1.113	1.586	417	152.6	123.1	14.18	72.3	14.45	4.74	50	
52	2.03330	1072.4	0.01104	266.05	417.56	1.2164	1.6824	1.439	1.142	1.614	407	151.7	120.0	14.32	71.4	14.78	4.49	52	
54	2.12700	1062.3	0.01048	268.89	417.63	1.2248	1.6795	1.461	1.173	1.644	396	150.8	116.9	14.47	70.4	15.14	4.24	54	
56	2.22390	1052.0	0.00995	271.76	417.66	1.2333	1.6766	1.485	1.208	1.677	386	149.8	113.8	14.63	69.5	15.52	4.00	56	
58	2.32400	1041.3	0.00944	274.66	417.63	1.2418	1.6736	1.511	1.246	1.714	375	148.8	110.7	14.80	68.6	15.92	3.75	58	
60	2.42750																		



Refrigerant 134a (1,1,1,2-Tetrafluoroethane) Properties of Saturated Liquid and Saturated Vapor

Temp., <sup>a</sup> °C	Pres- sure, MPa	Density, kg/m <sup>3</sup> Liquid	Volume, m <sup>3</sup> /kg Vapor	Enthalpy, kJ/kg		Entropy, kJ/(kg·K)		Specific Heat c <sub>p</sub> , kJ/(kg·K)		c <sub>p</sub> /c <sub>v</sub>	Velocity of Sound, m/s		Viscosity, μPa·s		Thermal Cond., mW/(m·K)		Surface Tension, mN/m	Temp., <sup>c</sup> °C
				Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor		Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor		
-103.30 <sup>b</sup>	0.00039	1591.1	35.4960	71.46	334.94	0.4126	1.9639	1.184	0.585	1.164	1120	126.8	2175.0	6.46	145.2	3.08	28.07	-103.30
-100	0.00056	1582.4	25.1930	75.36	336.85	0.4354	1.9456	1.184	0.593	1.162	1103	127.9	1893.0	6.60	143.2	3.34	27.50	-100
-90	0.00152	1555.8	9.7698	87.23	342.76	0.5020	1.8972	1.189	0.617	1.156	1052	131.0	1339.0	7.03	137.3	4.15	25.79	-90
-80	0.00367	1529.0	4.2682	99.16	348.83	0.5654	1.8580	1.198	0.642	1.151	1002	134.0	1018.0	7.46	131.5	4.95	24.10	-80
-70	0.00798	1501.9	2.0590	111.20	355.02	0.6262	1.8264	1.210	0.667	1.148	952	136.8	809.2	7.89	126.0	5.75	22.44	-70
-60	0.01591	1474.3	1.0790	123.36	361.31	0.6846	1.8010	1.223	0.692	1.146	903	139.4	663.1	8.30	120.7	6.56	20.80	-60
-50	0.02945	1446.3	0.60620	135.67	367.65	0.7410	1.7806	1.238	0.720	1.146	855	141.7	555.1	8.72	115.6	7.36	19.18	-50
-40	0.05121	1417.7	0.36108	148.14	374.00	0.7956	1.7643	1.255	0.749	1.148	807	143.6	472.2	9.12	110.6	8.17	17.60	-40
-30	0.08438	1388.4	0.22594	160.79	380.32	0.8486	1.7515	1.273	0.781	1.152	760	145.2	406.4	9.52	105.8	8.99	16.04	-30
-28	0.09270	1382.4	0.20680	163.34	381.57	0.8591	1.7492	1.277	0.788	1.153	751	145.4	394.9	9.60	104.8	9.15	15.73	-28
-26.07 <sup>b</sup>	0.10133	1376.7	0.19018	165.81	382.78	0.8690	1.7472	1.281	0.794	1.154	742	145.7	384.2	9.68	103.9	9.31	15.44	-26.07
-26	0.10167	1376.5	0.18958	165.90	382.82	0.8694	1.7471	1.281	0.794	1.154	742	145.7	383.8	9.68	103.9	9.32	15.43	-26
-24	0.11130	1370.4	0.17407	168.47	384.07	0.8798	1.7451	1.285	0.801	1.155	732	145.9	373.1	9.77	102.9	9.48	15.12	-24
-22	0.12165	1364.4	0.16006	171.05	385.32	0.8900	1.7432	1.289	0.809	1.156	723	146.1	362.9	9.85	102.0	9.65	14.82	-22
-20	0.13273	1358.3	0.14739	173.64	386.55	0.9002	1.7413	1.293	0.816	1.158	714	146.3	353.0	9.92	101.1	9.82	14.51	-20
-18	0.14460	1352.1	0.13592	176.23	387.79	0.9104	1.7396	1.297	0.823	1.159	705	146.4	343.5	10.01	100.1	9.98	14.21	-18
-16	0.15728	1345.9	0.12551	178.83	389.02	0.9205	1.7379	1.302	0.831	1.161	695	146.6	334.3	10.09	99.2	10.15	13.91	-16
-14	0.17082	1339.7	0.11605	181.44	390.24	0.9306	1.7363	1.306	0.838	1.163	686	146.7	325.4	10.17	98.3	10.32	13.61	-14
-12	0.18524	1333.4	0.10744	184.07	391.46	0.9407	1.7348	1.311	0.846	1.165	677	146.8	316.9	10.25	97.4	10.49	13.32	-12
-10	0.20060	1327.1	0.09959	186.70	392.66	0.9506	1.7334	1.316	0.854	1.167	668	146.9	308.6	10.33	96.5	10.66	13.02	-10
-8	0.21693	1320.8	0.09242	189.34	393.87	0.9606	1.7320	1.320	0.863	1.169	658	146.9	300.6	10.41	95.6	10.83	12.72	-8
-6	0.23428	1314.3	0.08587	191.99	395.06	0.9705	1.7307	1.325	0.871	1.171	649	147.0	292.9	10.49	94.7	11.00	12.43	-6
-4	0.25268	1307.9	0.07987	194.65	396.25	0.9804	1.7294	1.330	0.880	1.174	640	147.0	285.4	10.57	93.8	11.17	12.14	-4
-2	0.27217	1301.4	0.07436	197.32	397.43	0.9902	1.7282	1.336	0.888	1.176	631	147.0	278.1	10.65	92.9	11.34	11.85	-2
0	0.29280	1294.8	0.06931	200.00	398.60	1.0000	1.7271	1.341	0.897	1.179	622	146.9	271.1	10.73	92.0	11.51	11.56	0
2	0.31462	1288.1	0.06466	202.69	399.77	1.0098	1.7260	1.347	0.906	1.182	612	146.9	264.3	10.81	91.1	11.69	11.27	2
4	0.33766	1281.4	0.06039	205.40	400.92	1.0195	1.7250	1.352	0.916	1.185	603	146.8	257.6	10.90	90.2	11.86	10.99	4
6	0.36198	1274.7	0.05644	208.11	402.06	1.0292	1.7240	1.358	0.925	1.189	594	146.7	251.2	10.98	89.4	12.04	10.70	6
8	0.38761	1267.9	0.05280	210.84	403.20	1.0388	1.7230	1.364	0.935	1.192	585	146.5	244.9	11.06	88.5	12.22	10.42	8
10	0.41461	1261.0	0.04944	213.58	404.32	1.0485	1.7221	1.370	0.945	1.196	576	146.4	238.8	11.15	87.6	12.40	10.14	10
12	0.44301	1254.0	0.04633	216.33	405.43	1.0581	1.7212	1.377	0.956	1.200	566	146.2	232.9	11.23	86.7	12.58	9.86	12
14	0.47288	1246.9	0.04345	219.09	406.53	1.0677	1.7204	1.383	0.967	1.204	557	146.0	227.1	11.32	85.9	12.77	9.58	14
16	0.50425	1239.8	0.04078	221.87	407.61	1.0772	1.7196	1.390	0.978	1.209	548	145.7	221.5	11.40	85.0	12.95	9.30	16
18	0.53718	1232.6	0.03830	224.66	408.69	1.0867	1.7188	1.397	0.989	1.214	539	145.5	216.0	11.49	84.1	13.14	9.03	18
20	0.57171	1225.3	0.03600	227.47	409.75	1.0962	1.7180	1.405	1.001	1.219	530	145.1	210.7	11.58	83.3	13.33	8.76	20
22	0.60789	1218.0	0.03385	230.29	410.79	1.1057	1.7173	1.413	1.013	1.224	520	144.8	205.5	11.67	82.4	13.53	8.48	22
24	0.64578	1210.5	0.03186	233.12	411.82	1.1152	1.7166	1.421	1.025	1.230	511	144.5	200.4	11.76	81.6	13.72	8.21	24
26	0.68543	1202.9	0.03000	235.97	412.84	1.1246	1.7159	1.429	1.038	1.236	502	144.1	195.4	11.85	80.7	13.92	7.95	26
28	0.72688	1195.2	0.02826	238.84	413.84	1.1341	1.7152	1.437	1.052	1.243	493	143.6	190.5	11.95	79.8	14.13	7.68	28
30	0.77020	1187.5	0.02664	241.72	414.82	1.1435	1.7145	1.446	1.065	1.249	483	143.2	185.8	12.04	79.0	14.33	7.42	30
32	0.81543	1179.6	0.02513	244.62	415.78	1.1529	1.7138	1.456	1.080	1.257	474	142.7	181.1	12.14	78.1	14.54	7.15	32
34	0.86263	1171.6	0.02371	247.54	416.72	1.1623	1.7131	1.466	1.095	1.265	465	142.1	176.6	12.24	77.3	14.76	6.89	34
36	0.91185	1163.4	0.02238	250.48	417.65	1.1717	1.7124	1.476	1.111	1.273	455	141.6	172.1	12.34	76.4	14.98	6.64	36
38	0.96315	1155.1	0.02113	253.43	418.55	1.1811	1.7118	1.487	1.127	1.282	446	141.0	167.7	12.44	75.6	15.21	6.38	38
40	1.0166	1146.7	0.01997	256.41	419.43	1.1905	1.7111	1.498	1.145	1.292	436	140.3	163.4	12.55	74.7	15.44	6.13	40
42	1.0722	1138.2	0.01887	259.41	420.28	1.1999	1.7103	1.510	1.163	1.303	427	139.7	159.2	12.65	73.9	15.68	5.88	42
44	1.1301	1129.5	0.01784	262.43	421.11	1.2092	1.7096	1.523	1.182	1.314	418	138.9	155.1	12.76	73.0	15.93	5.63	44
46	1.1903	1120.6	0.01687	265.47	421.92	1.2186	1.7089	1.537	1.202	1.326	408	138.2	151.0	12.88	72.1	16.18	5.38	46
48	1.2529	1111.5	0.01595	268.53	422.69	1.2280	1.7081	1.551	1.223	1.339	399	137.4	147.0	13.00	71.3	16.45	5.13	48
50	1.3179	1102.3	0.01509	271.62	423.44	1.2375	1.7072	1.566	1.246	1.354	389	136.6	143.1	13.12	70.4	16.72	4.89	50
52	1.3854	1092.9	0.01428	274.74	424.15	1.2469	1.7064	1.582	1.270	1.369	379	135.7	139.2	13.24	69.6	17.01	4.65	52
54	1.4555	1083.2	0.01351	277.89	424.83	1.2563	1.7055	1.600	1.296	1.386	370	134.7	135.4	13.37	68.7	17.31	4.41	54
56	1.5282	1073.4	0.01278	281.06	425.47	1.2658	1.7045	1.618	1.324	1.405	360	133.8	131.6	13.51	67.8	17.63	4.18	56
58	1.6036	1063.2	0.01209	284.27	426.07	1.2753	1.7035	1.638	1.354	1.425	350	132.7	127.9	13.65	67.0	17.96	3.95	58
60	1.6818	1052.9	0.01144	287.50	426.63	1.2848	1.7024	1.660	1.387	1.448	340	131.7	124.2	13.79	66.1	18.31	3.72	60
62	1.7628	1042.2	0.01083	290.78	427.14	1.2944	1.7013	1.684	1.422	1.473	331	130.5	120.6	13.95	65.2	18.68	3.49	62
64	1.8467	1031.2	0.01024	294.09	427.61	1.3040	1.7000	1.710	1.461	1.501	321	129.4	117.0	14.11	64.3	19.07	3.27	64
66	1.9337	1020.0	0.00969	297.44	428.02	1.3137	1.6987	1.738	1.504	1.532	311	128.1	113.5	14.28	63.4	19.50	3.05	66
68	2.0237	1008.3	0.00916	300.84	428.36	1.3234	1.6972	1.769	1.552	1.567	301	126.8	109.9	14.46	62.6	19.95	2.83	68
70	2.1168	996.2	0.00865	304.28	428.65	1.3332	1.6956	1.804	1.605	1.607	290	125.5	106.4	14.65	61.7	20.45	2.61	70
72	2.2132	983.8	0.00817	307.78	428.86	1.3430	1.6939	1.843	1.665	1.653	280	124.0	102.9	14.85	60.8	20.98	2.40	72
74																		



Refrigerant 134a Properties of Superheated Vapor

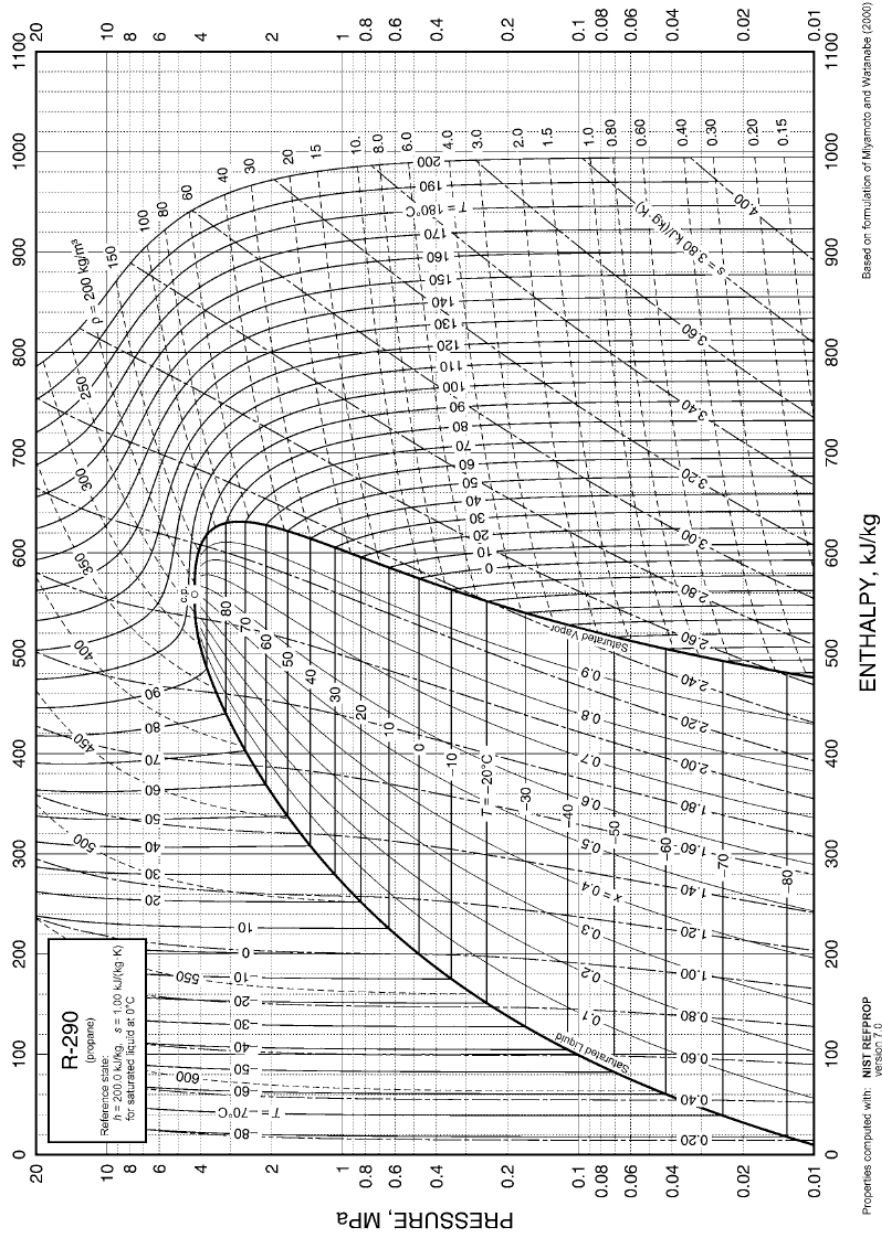
Pressure = 0.101325 MPa Saturation temperature = -26.07°C					Pressure = 0.200 MPa Saturation temperature = -10.07°C					Pressure = 0.400 MPa Saturation temperature = 8.94°C				
Temp.,* °C	Density, kg/m <sup>3</sup>	Enthalpy, kJ/kg	Entropy, kJ/(kg·K)	Vel. of Sound, m/s	Temp.,* °C	Density, kg/m <sup>3</sup>	Enthalpy, kJ/kg	Entropy, kJ/(kg·K)	Vel. of Sound, m/s	Temp.,* °C	Density, kg/m <sup>3</sup>	Enthalpy, kJ/kg	Entropy, kJ/(kg·K)	Vel. of Sound, m/s
Saturated					Saturated					Saturated				
Liquid	1374.34	166.07	0.8701	747.1	Liquid	1325.78	186.69	0.9506	672.8	Liquid	1263.84	212.08	1.0432	583.8
Vapor	5.26	382.90	1.7476	145.7	Vapor	10.01	392.71	1.7337	146.9	Vapor	19.52	403.80	1.7229	146.6
-20	5.11	387.68	1.7667	147.8	-10	10.01	392.77	1.7339	147.0	10	19.41	404.78	1.7263	147.0
0	4.89	395.65	1.7976	151.0	0	9.54	401.21	1.7654	150.6	20	18.45	414.00	1.7583	151.2
10	4.69	403.74	1.8278	154.2	10	9.13	409.73	1.7961	154.0	30	17.61	423.21	1.7892	155.0
20	4.50	411.97	1.8574	157.2	20	8.76	418.35	1.8260	157.3	40	16.87	432.46	1.8192	158.6
30	4.34	420.34	1.8864	160.1	30	8.42	427.07	1.8552	160.4	50	16.20	441.76	1.8485	162.0
40	4.18	428.85	1.9150	162.9	40	8.12	435.90	1.8839	163.4	60	15.60	451.15	1.8771	165.3
50	4.04	437.52	1.9431	165.7	50	7.83	444.87	1.9121	166.3	70	15.05	460.63	1.9051	168.4
60	3.91	446.33	1.9708	168.4	60	7.57	453.97	1.9398	169.2	80	14.54	470.21	1.9326	171.4
70	3.78	455.30	1.9981	171.0	70	7.33	463.20	1.9671	171.9	90	14.08	479.91	1.9597	174.3
80	3.67	464.43	2.0251	173.6	80	7.11	472.57	1.9940	174.6	100	13.65	489.72	1.9864	177.1
90	3.56	473.70	2.0518	176.1	90	6.89	482.08	2.0206	177.2	110	13.24	499.65	2.0126	179.8
100	3.46	483.13	2.0781	178.6	100	6.70	491.74	2.0468	179.7	120	12.87	509.71	2.0386	182.4
110	3.36	492.71	2.1041	181.0	110	6.51	501.53	2.0727	182.2	130	12.51	519.90	2.0641	185.0
120	3.27	502.44	2.1298	183.4	120	6.34	511.47	2.0983	184.7	140	12.18	530.21	2.0894	187.5
130	3.19	512.32	2.1553	185.7	130	6.17	521.55	2.1236	187.1	150	11.87	540.66	2.1144	190.0
140	3.11	522.35	2.1805	188.1	140	6.01	531.76	2.1486	189.4					
150	3.03	532.52	2.2054	190.3	150	5.87	542.12	2.1734	191.7					
150	2.96	542.83	2.2301	192.6										
Pressure = 0.600 MPa Saturation temperature = 21.58°C					Pressure = 0.800 MPa Saturation temperature = 31.33°C					Pressure = 1.000 MPa Saturation temperature = 39.39°C				
Temp.,* °C	Density, kg/m <sup>3</sup>	Enthalpy, kJ/kg	Entropy, kJ/(kg·K)	Vel. of Sound, m/s	Temp.,* °C	Density, kg/m <sup>3</sup>	Enthalpy, kJ/kg	Entropy, kJ/(kg·K)	Vel. of Sound, m/s	Temp.,* °C	Density, kg/m <sup>3</sup>	Enthalpy, kJ/kg	Entropy, kJ/(kg·K)	Vel. of Sound, m/s
Saturated					Saturated					Saturated				
Liquid	1219.08	229.62	1.1035	524.0	Liquid	1181.92	243.58	1.1495	477.4	Liquid	1149.06	255.44	1.1874	438.6
Vapor	29.13	410.67	1.7178	145.0	Vapor	38.99	415.58	1.7144	142.9	Vapor	49.16	419.31	1.7117	140.6
30	27.79	418.97	1.7455	149.0	40	36.98	424.61	1.7437	147.6	40	48.95	419.99	1.7139	141.0
40	26.41	428.72	1.7772	153.4	50	35.03	434.85	1.7758	152.4	50	45.86	430.91	1.7482	146.9
50	25.21	438.44	1.8077	157.4	60	33.36	444.98	1.8067	156.8	60	43.34	441.56	1.7807	152.0
60	24.16	448.16	1.8374	161.2	70	31.90	455.08	1.8366	160.8	70	41.21	452.05	1.8117	156.7
70	23.22	457.93	1.8662	164.7	80	30.62	465.17	1.8656	164.6	80	39.36	462.47	1.8416	160.9
80	22.37	467.75	1.8944	168.0	90	29.46	475.30	1.8939	168.1	90	37.74	472.86	1.8706	164.9
90	21.59	477.65	1.9221	171.2	100	28.41	485.49	1.9215	171.5	100	36.29	483.26	1.8989	168.6
100	20.88	487.64	1.9492	174.3	110	27.46	495.74	1.9486	174.7	110	34.99	493.69	1.9265	172.1
110	20.22	497.72	1.9759	177.3	120	26.58	506.07	1.9753	177.8	120	33.80	504.19	1.9535	175.4
120	19.61	507.92	2.0022	180.1	130	25.77	516.50	2.0015	180.8	130	32.71	514.75	1.9800	178.6
130	19.04	518.22	2.0280	182.9	140	25.01	527.03	2.0272	183.7	140	31.70	525.39	2.0061	181.7
140	18.51	528.63	2.0536	185.6	150	24.31	537.66	2.0527	186.4	150	30.76	536.12	2.0318	184.6
150	18.01	539.17	2.0787	188.2	160	23.65	548.40	2.0777	189.2	160	29.90	546.95	2.0571	187.5
160	17.54	549.82	2.1036	190.8	170	23.03	559.24	2.1025	191.8	170	29.08	557.88	2.0820	190.3
170	17.10	560.59	2.1282	193.3	180	22.45	570.20	2.1270	194.4	180	28.32	568.91	2.1066	193.0
180	16.68	571.48	2.1525	195.8	190	21.89	581.28	2.1511	196.9	190	27.60	580.05	2.1309	195.6
190	16.29	582.50	2.1766	198.2	200	21.37	592.46	2.1750	199.4	200	26.92	591.29	2.1550	198.2
200	15.91	593.63	2.2003	200.6										
Pressure = 1.200 MPa Saturation temperature = 46.32°C					Pressure = 1.400 MPa Saturation temperature = 52.43°C					Pressure = 1.600 MPa Saturation temperature = 57.91°C				
Temp.,* °C	Density, kg/m <sup>3</sup>	Enthalpy, kJ/kg	Entropy, kJ/(kg·K)	Vel. of Sound, m/s	Temp.,* °C	Density, kg/m <sup>3</sup>	Enthalpy, kJ/kg	Entropy, kJ/(kg·K)	Vel. of Sound, m/s	Temp.,* °C	Density, kg/m <sup>3</sup>	Enthalpy, kJ/kg	Entropy, kJ/(kg·K)	Vel. of Sound, m/s
Saturated					Saturated					Saturated				
Liquid	1118.89	265.91	1.2200	405.0	Liquid	1090.50	275.38	1.2488	375.1	Liquid	1063.28	284.11	1.2748	348.1
Vapor	59.73	423.22	1.7092	138.2	Vapor	70.76	424.50	1.7068	135.6	Vapor	82.34	426.27	1.7042	132.9
50	58.09	426.51	1.7226	140.7	60	66.61	433.69	1.7347	141.2	60	80.74	428.99	1.7124	134.7
60	54.32	437.83	1.7571	146.9	70	62.25	445.31	1.7691	147.5	70	74.43	441.47	1.7493	142.3
70	51.26	448.81	1.7896	152.3	80	58.74	456.56	1.8014	153.0	80	69.61	453.30	1.7833	148.7
80	48.69	459.61	1.8206	157.1	90	55.79	467.60	1.8322	158.0	90	65.71	464.76	1.8153	154.2
90	46.49	470.30	1.8504	161.5	100	53.24	478.53	1.8619	162.5	100	62.43	476.01	1.8458	159.2
100	44.55	480.94	1.8794	165.6	110	51.03	489.39	1.8906	166.6	110	59.62	487.13	1.8753	163.8
110	42.83	491.58	1.9075	169.4	120	49.05	500.25	1.9186	170.5	120	57.14	498.19	1.9038	168.0
120	41.28	502.25	1.9350	173.0	130	47.28	511.11	1.9459	174.2	130	54.95	509.23	1.9315	171.9
130	39.87	512.95	1.9619	176.4	140	45.67	522.02	1.9726	177.7	140	52.98	520.28	1.9586	175.6
140	38.38	523.72	1.9882	179.7	150	44.19	532.97	1.9988	181.0	150	51.18	531.36	1.9851	179.1
150	37.39	534.56	2.0142	182.8	160	42.83	544	2.0246	184.2	160	49.54	542.49	2.0111	182.5
160	36.29	545.48	2.0397	185.8	170	41.57	555.10	2.0499	187.2	170	48.03	553.68	2.0366	185.7
170	35.26	556.50	2.0648	188.8	180	40.41	566.28	2.0748	190.2	180	46.63	564.94	2.0617	188.8
180	34.31	567.60	2.0896	191.6	190	39.31	577.55	2.0994	193.1	190	45.32	576.29	2.0865	191.8
190	33.40	578.80	2.1141	194.4	200	38.28	588.92	2.1237	195.9	200	44.10	587.71	2.1109	194.7
200	32.56	590.11	2.1382	197.1	210	37.32	600.38	2.1477	198.6	210	42.96	599.23	2.1350	197.6
210	31.76	601.51	2.1621	199.7	220	36.41	611.94	2.1714	201.3	220	41.88	610.84	2.1588	200.3
220	31.01	613.02	2.1856	202.3	230	35.55	623.60	2.1948	203.9	230	40.87	622.55	2.1823	203.0
230	30.29	624.64	2.2090	204.8	240	34.73	635.35	2.2179	206.4	240	39.91	634.35	2.2055	205.6
240	29.61	636.36	2.2320	207.2	250	33.96	647.22	2.2408	208.9	250	39.00	646.25	2.2285	208.2
250	28.96	648.18	2.2548	209.7										

\*Temperatures on ITS-90 scale

Refrigerant 134a Properties of Superheated Vapor (Concluded)

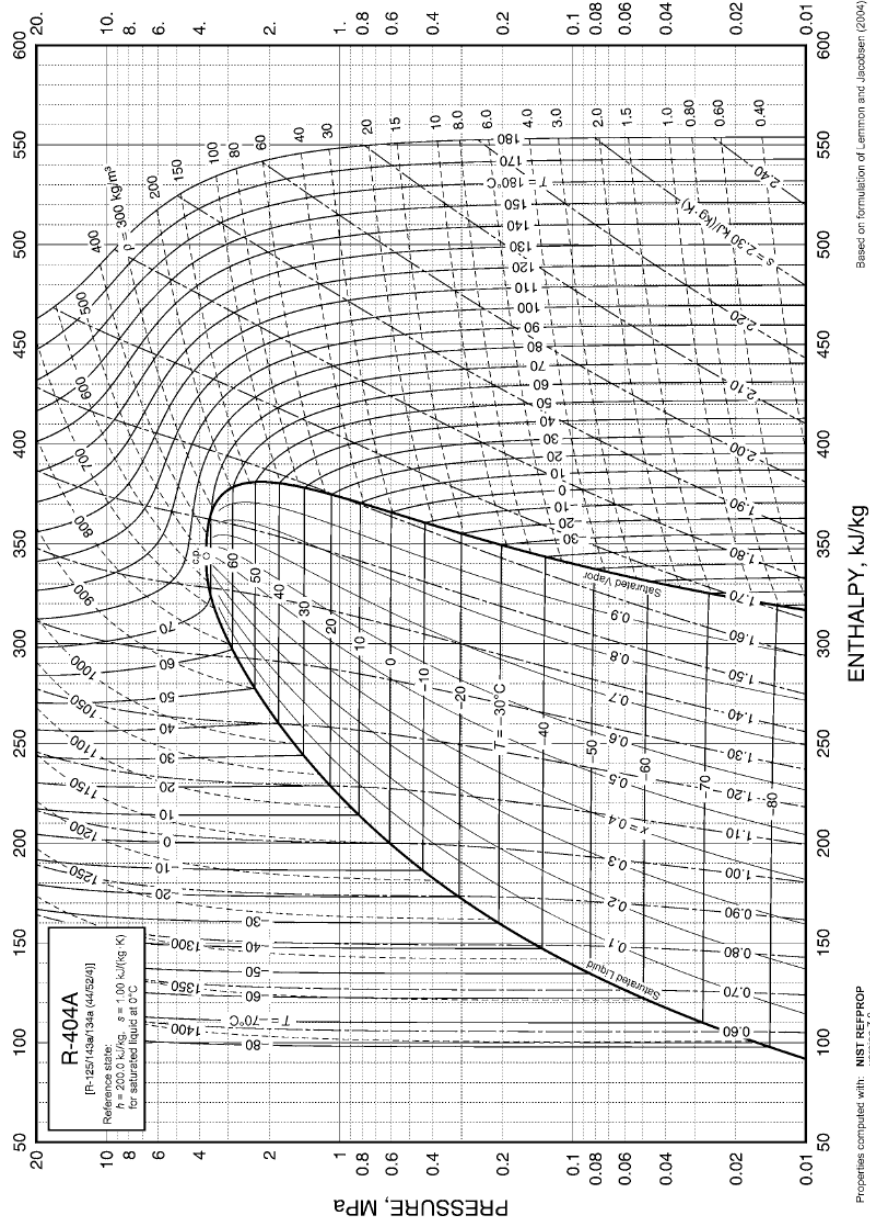
Pressure = 1.800 MPa Saturation temperature = 62.90°C					Pressure = 2.000 MPa Saturation temperature = 67.49°C					Pressure = 2.200 MPa Saturation temperature = 71.74°C				
Temp., °C	Density, kg/m <sup>3</sup>	Enthalpy, kJ/kg	Entropy, kJ/(kg-K)	Vel. of Sound, m/s	Temp., °C	Density, kg/m <sup>3</sup>	Enthalpy, kJ/kg	Entropy, kJ/(kg-K)	Vel. of Sound, m/s	Temp., °C	Density, kg/m <sup>3</sup>	Enthalpy, kJ/kg	Entropy, kJ/(kg-K)	Vel. of Sound, m/s
Saturated					Saturated					Saturated				
Liquid	1036.81	292.26	1.2987	323.2	Liquid	1010.74	299.96	1.3209	300.1	Liquid	984.76	307.32	1.3417	278.4
Vapor	94.53	427.59	1.7014	130.1	Vapor	107.46	428.52	1.6983	127.2	Vapor	121.25	429.08	1.6948	124.3
70	88.23	437.17	1.7296	136.5	70	104.37	432.22	1.7091	129.9	80	110.03	441.49	1.7303	133.3
80	81.54	449.76	1.7657	144.0	80	94.85	445.86	1.7483	138.9	90	100.70	454.98	1.7680	141.8
90	76.38	461.74	1.7992	150.3	90	87.97	458.49	1.7835	146.2	100	93.78	467.61	1.8023	148.7
100	72.17	473.36	1.8308	155.9	100	82.58	470.57	1.8164	152.4	110	88.25	479.75	1.8344	154.7
110	68.64	484.78	1.8610	160.8	110	78.17	482.32	1.8474	157.8	120	83.70	491.59	1.8649	160.0
120	65.60	496.06	1.8900	165.4	120	74.44	493.86	1.8772	162.7	130	79.79	503.25	1.8942	164.9
130	62.91	507.29	1.9183	169.6	130	71.18	505.30	1.9059	167.2	140	76.41	514.81	1.9226	169.3
140	60.53	518.50	1.9457	173.5	140	68.33	516.68	1.9338	171.4	150	73.40	526.32	1.9501	173.5
150	58.37	529.71	1.9725	177.3	150	65.78	528.03	1.9609	175.4	160	70.71	537.81	1.9769	177.4
160	56.42	540.95	1.9988	180.8	160	63.47	539.39	1.9875	179.1	170	68.28	549.31	2.0032	181.1
170	54.62	552.24	2.0246	184.2	170	61.37	550.79	2.0135	182.6	180	66.06	560.84	2.0289	184.6
180	52.97	563.59	2.0499	187.4	180	59.45	562.23	2.0390	186.0	190	64.02	572.42	2.0542	188.0
190	51.44	575.01	2.0748	190.6	190	57.67	573.72	2.0641	189.3	200	62.13	584.06	2.0790	191.3
200	50.01	586.50	2.0993	193.6	200	56.02	585.28	2.0888	192.4	210	60.38	595.76	2.1035	194.4
210	48.68	598.08	2.1236	196.5	210	54.49	596.92	2.1131	195.5	220	58.74	607.53	2.1276	197.5
220	47.43	609.74	2.1475	199.4	220	53.05	608.64	2.1371	198.4	230	57.21	619.38	2.1514	200.4
230	46.25	621.50	2.1710	202.1	230	51.70	620.44	2.1608	201.3	240	55.77	631.31	2.1749	203.3
240	45.14	633.34	2.1944	204.9	240	50.43	632.33	2.1842	204.1	250	54.42	643.33	2.1981	206.1
250	44.09	645.28	2.2174	207.5	250	49.23	644.30	2.2073	206.8					
Pressure = 2.400 MPa Saturation temperature = 75.70°C					Pressure = 2.600 MPa Saturation temperature = 79.41°C					Pressure = 2.800 MPa Saturation temperature = 82.90°C				
Temp., °C	Density, kg/m <sup>3</sup>	Enthalpy, kJ/kg	Entropy, kJ/(kg-K)	Vel. of Sound, m/s	Temp., °C	Density, kg/m <sup>3</sup>	Enthalpy, kJ/kg	Entropy, kJ/(kg-K)	Vel. of Sound, m/s	Temp., °C	Density, kg/m <sup>3</sup>	Enthalpy, kJ/kg	Entropy, kJ/(kg-K)	Vel. of Sound, m/s
Saturated					Saturated					Saturated				
Liquid	958.58	314.40	1.3616	257.9	Liquid	931.88	321.29	1.3806	238.2	Liquid	904.29	328.05	1.3990	219.1
Vapor	136.07	429.27	1.6908	121.4	Vapor	152.12	429.08	1.6863	118.3	Vapor	169.71	428.50	1.6812	115.3
80	127.96	436.42	1.7112	126.9	80	150.48	430.22	1.6895	119.3	90	150.13	441.84	1.7183	125.9
90	114.90	451.12	1.7523	137.0	90	131.08	446.81	1.7359	131.7	100	133.85	457.32	1.7603	136.4
100	105.89	464.44	1.7885	144.8	100	119.15	461.03	1.7745	140.8	110	122.89	471.16	1.7970	144.6
110	99.00	477.04	1.8218	151.5	110	110.50	474.19	1.8093	148.1	120	114.63	484.17	1.8305	151.5
120	93.44	489.22	1.8532	157.2	120	103.72	486.75	1.8417	154.4	130	108.00	496.70	1.8620	157.5
130	88.79	501.14	1.8831	162.4	130	98.17	498.96	1.8724	160.0	140	102.49	508.93	1.8919	162.9
140	84.77	512.90	1.9119	167.2	140	93.46	510.94	1.9017	165.0	150	97.78	520.97	1.9207	167.8
150	81.27	524.57	1.9398	171.6	150	89.39	522.79	1.9301	169.7	160	92.66	532.90	1.9486	172.3
160	78.15	536.20	1.9670	175.7	160	85.80	534.57	1.9576	174.0	170	90.01	544.77	1.9757	176.5
170	75.35	547.82	1.9935	179.6	170	82.59	546.30	1.9844	178.1	180	86.74	556.61	2.0021	180.5
180	72.81	559.45	2.0195	183.3	180	79.70	558.04	2.0106	181.9	190	83.78	568.45	2.0279	184.3
190	70.48	571.11	2.0449	186.8	190	77.07	569.79	2.0362	185.5	200	81.08	580.31	2.0533	187.9
200	68.34	582.82	2.0699	190.2	200	74.65	581.57	2.0614	189.0	210	78.59	592.21	2.0782	191.4
210	66.36	594.58	2.0945	193.4	210	72.43	593.40	2.0861	192.4	220	76.29	604.16	2.1027	194.7
220	64.51	606.41	2.1188	196.6	220	70.36	605.29	2.1105	195.6	230	74.15	616.17	2.1268	198.0
230	62.79	618.31	2.1427	199.6	230	68.44	617.24	2.1345	198.8	240	72.16	628.25	2.1505	201.1
240	61.18	630.29	2.1662	202.5	240	66.64	629.27	2.1581	201.8	250	70.30	640.39	2.1740	204.1
250	59.66	642.33	2.1895	205.4	250	64.95	641.37	2.1815	204.8					
Pressure = 3.000 MPa Saturation temperature = 86.20°C					Pressure = 4.000 MPa Saturation temperature = 100.35°C					Pressure = 6.00 MPa Saturation temperature = n/a (supercritical)				
Temp., °C	Density, kg/m <sup>3</sup>	Enthalpy, kJ/kg	Entropy, kJ/(kg-K)	Vel. of Sound, m/s	Temp., °C	Density, kg/m <sup>3</sup>	Enthalpy, kJ/kg	Entropy, kJ/(kg-K)	Vel. of Sound, m/s	Temp., °C	Density, kg/m <sup>3</sup>	Enthalpy, kJ/kg	Entropy, kJ/(kg-K)	Vel. of Sound, m/s
Saturated					Saturated					Saturated				
Liquid	875.30	334.75	1.4171	200.4	Liquid	626.95	376.48	1.5272	101.3	Liquid				
Vapor	189.25	427.47	1.6752	112.2	Vapor	396.29	404.57	1.6024	93.4	Vapor				
90	173.82	435.84	1.6983	119.1						110	762.66	375.61	1.5174	173.6
100	150.47	453.20	1.7455	131.8	110	233.68	446.28	1.7131	119.8	120	591.77	405.75	1.5950	127.4
110	136.36	467.93	1.7845	141.0	120	199.79	465.29	1.7621	132.5	130	418.90	439.87	1.6807	120.4
120	126.23	481.47	1.8194	148.5	130	179.83	481.11	1.8018	142.0	140	333.91	465.19	1.7428	130.1
130	118.34	494.36	1.8518	155.0	140	165.73	495.51	1.8371	149.7	150	289.37	484.69	1.7894	139.9
140	111.89	506.86	1.8824	160.7	150	154.89	509.13	1.8697	156.4	160	260.70	501.52	1.8288	148.3
150	106.45	519.11	1.9117	165.9	160	146.10	522.25	1.9004	162.4	170	239.96	516.92	1.8639	155.7
160	101.75	531.21	1.9399	170.6	170	138.74	535.07	1.9296	167.8	180	223.87	531.45	1.8963	162.2
170	97.62	543.21	1.9673	175.0	180	126.88	560.17	1.9850	177.4	190	210.82	545.43	1.9269	168.1
180	93.94	555.16	1.9940	179.2	190	121.97	572.58	2.0115	181.7	200	199.88	559.04	1.9559	173.6
190	90.62	567.10	2.0201	183.1	200	117.55	584.95	2.0374	185.8	210	190.50	572.39	1.9839	178.6
200	87.61	579.05	2.0456	186.8	210	113.56	597.30	2.0627	189.7	220	182.31	585.57	2.0109	183.4
210	84.84	591.02	2.0706	190.4	220	109.90	609.66	2.0875	193.4	230	175.06	598.64	2.0371	187.8
220	82.30	603.03	2.0952	193.8	230	106.55	622.05	2.1119	197.0	240	168.56	611.63	2.0626	192.1
230	79.94	615.10	2.1195	197.2	240	103.44	634.47	2.1359	200.5	250	162.68	624.57	2.0876	196.2
240	77.74	627.22	2.1433	200.4	250	100.56	646.93	2.1595	203.8	260	157.33	637.50	2.1121	200.0
250	75.69	639.41	2.1668	203.4	260	97.87	659.45	2.1827	207.1	270	152.41	650.43	2.1361	203.8
260	73.77	651.66	2.1900	206.5	270	95.35	672.03	2.2057	210.2	280	147.88	663.38	2.1598	207.4
270	71.96	664	2.2130	209.4	280	92.98	684.67	2.2283	213.3	290	143.67	676.35	2.1830	210.9
280	70.25	676.41	2.2356	212.2	290	90.75	697.38	2.2507	216.2	300	139.75	689.36	2.2059	214.3
290	68.63	688.89	2.2580	215.0										
300	67.10	701.46	2.2801	217.8										

\*Temperatures on ITS-90 scale



Refrigerant 290 (Propane) Properties of Saturated Liquid and Saturated Vapor

Temp., °C	Pres- sure, MPa	Density, kg/m <sup>3</sup>	Volume, m <sup>3</sup> /kg	Enthalpy, kJ/kg		Entropy, kJ/(kg·K)		Specific Heat $c_p$ , kJ/(kg·K)			Velocity of Sound, m/s		Viscosity, $\mu$ Pa·s		Thermal Cond., mW/(m·K)		Surface Ten- sion, mN/m	Temp., °C
				Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor		
-150	0.0001	694.6	4316.4	-123.78	402.06	-0.6903	3.5796	1.962	1.020	1.227	1880	168.8	1343.0	3.55	192.9	3.68	31.84	-150
-140	0.0003	684.5	864.49	-104.09	412.43	-0.5366	3.3426	1.977	1.054	1.218	1813	174.9	985.4	3.80	187.7	4.28	30.29	-140
-130	0.0012	674.4	223.53	-84.23	423.12	-0.3929	3.1514	1.994	1.087	1.210	1745	180.7	761.7	4.05	182.2	4.90	28.76	-130
-120	0.0041	664.3	70.785	-64.21	434.11	-0.2576	2.9962	2.012	1.119	1.203	1679	186.3	611.6	4.31	176.4	5.55	27.24	-120
-110	0.0116	654.0	26.386	-43.99	445.38	-0.1298	2.8697	2.032	1.151	1.197	1612	191.7	505.0	4.56	170.4	6.23	25.73	-110
-100	0.0290	643.7	11.231	-23.56	456.88	-0.0083	2.7664	2.054	1.184	1.192	1545	196.8	425.7	4.82	164.4	6.94	24.23	-100
-90	0.0645	633.3	5.3300	-2.90	468.58	0.1077	2.6820	2.078	1.220	1.188	1478	201.5	364.5	5.08	158.2	7.67	22.74	-90
-80	0.1305	622.8	2.7676	18.03	480.44	0.2189	2.6130	2.106	1.258	1.184	1411	205.9	315.9	5.34	152.1	8.43	21.27	-80
-70	0.02440	612.0	1.5487	39.25	492.41	0.3259	2.5566	2.137	1.300	1.182	1345	209.9	276.4	5.60	145.9	9.22	19.81	-70
-60	0.04269	601.1	0.92250	60.81	504.44	0.4294	2.5107	2.172	1.346	1.181	1278	213.5	243.6	5.85	139.8	10.04	18.37	-60
-50	0.07057	589.9	0.57905	82.75	516.48	0.5298	2.4734	2.212	1.397	1.182	1213	216.5	216.0	6.11	133.8	10.88	16.94	-50
-42.11 <sup>b</sup>	0.10133	580.9	0.41388	100.36	525.95	0.6070	2.4491	2.246	1.440	1.183	1161	218.4	197.2	6.31	129.2	11.57	15.83	-42.11
-40	0.11112	578.4	0.37985	105.12	528.48	0.6275	2.4433	2.256	1.453	1.184	1147	218.9	192.6	6.36	128.0	11.76	15.54	-40
-38	0.12105	576.1	0.35076	109.65	530.87	0.6468	2.4380	2.265	1.464	1.185	1134	219.3	188.3	6.41	126.8	11.94	15.26	-38
-36	0.13166	573.8	0.32437	114.20	533.26	0.6660	2.4330	2.275	1.476	1.185	1121	219.6	184.1	6.47	125.6	12.12	14.98	-36
-34	0.14297	571.4	0.30037	118.77	535.64	0.6851	2.4282	2.285	1.488	1.186	1108	220.0	180.1	6.52	124.5	12.30	14.70	-34
-32	0.15502	569.0	0.27853	123.36	538.01	0.7041	2.4236	2.295	1.501	1.187	1095	220.3	176.1	6.57	123.3	12.48	14.42	-32
-30	0.16783	566.6	0.25861	127.97	540.38	0.7231	2.4192	2.305	1.513	1.188	1082	220.6	172.3	6.62	122.2	12.67	14.15	-30
-28	0.18144	564.2	0.24041	132.61	542.75	0.7419	2.4150	2.316	1.526	1.189	1069	220.9	168.6	6.67	121.1	12.86	13.87	-28
-26	0.19589	561.8	0.22376	137.26	545.11	0.7607	2.4109	2.327	1.539	1.191	1056	221.1	165.0	6.73	120.0	13.05	13.60	-26
-24	0.21119	559.4	0.20851	141.94	547.46	0.7795	2.4071	2.338	1.553	1.192	1043	221.3	161.5	6.78	118.8	13.24	13.33	-24
-22	0.22739	556.9	0.19452	146.64	549.80	0.7982	2.4034	2.349	1.566	1.193	1030	221.5	158.1	6.83	117.7	13.43	13.06	-22
-20	0.24452	554.5	0.18167	151.36	552.13	0.8168	2.3999	2.361	1.580	1.195	1016	221.6	154.7	6.89	116.6	13.63	12.79	-20
-18	0.26261	552.0	0.16984	156.11	554.46	0.8353	2.3965	2.373	1.595	1.197	1003	221.8	151.5	6.94	115.5	13.83	12.52	-18
-16	0.28170	549.5	0.15894	160.88	556.77	0.8538	2.3933	2.385	1.609	1.198	990	221.8	148.3	6.99	114.4	14.03	12.25	-16
-14	0.30181	546.9	0.14889	165.68	559.08	0.8722	2.3903	2.397	1.624	1.200	977	221.9	145.2	7.05	113.4	14.23	11.98	-14
-12	0.32300	544.4	0.13961	170.50	561.37	0.8906	2.3874	2.410	1.639	1.202	964	221.9	142.2	7.10	112.3	14.44	11.71	-12
-10	0.34528	541.8	0.13103	175.35	563.65	0.9090	2.3846	2.423	1.655	1.205	951	221.9	139.3	7.16	111.2	14.65	11.45	-10
-8	0.36870	539.2	0.12308	180.22	565.92	0.9273	2.3819	2.436	1.671	1.207	938	221.8	136.4	7.22	110.1	14.86	11.18	-8
-6	0.39329	536.6	0.11571	185.12	568.18	0.9455	2.3794	2.450	1.687	1.209	925	221.8	133.6	7.27	109.1	15.08	10.92	-6
-4	0.41909	533.9	0.10887	190.05	570.42	0.9637	2.3769	2.464	1.704	1.212	912	221.6	130.9	7.33	108.0	15.29	10.65	-4
-2	0.44613	531.3	0.10252	195.01	572.65	0.9819	2.3746	2.478	1.721	1.215	899	221.5	128.2	7.39	107.0	15.52	10.39	-2
0	0.47446	528.6	0.09661	200.00	574.87	1.0000	2.3724	2.493	1.739	1.218	885	221.3	125.6	7.45	106.0	15.74	10.13	0
2	0.50410	525.9	0.09111	205.02	577.06	1.0181	2.3703	2.508	1.757	1.221	872	221.1	123.0	7.51	104.9	15.97	9.87	2
4	0.53510	523.1	0.08598	210.06	579.24	1.0362	2.3682	2.524	1.776	1.225	859	220.8	120.5	7.57	103.9	16.20	9.62	4
6	0.56749	520.4	0.08120	215.14	581.41	1.0542	2.3663	2.540	1.795	1.229	846	220.5	118.1	7.63	102.9	16.44	9.36	6
8	0.60131	517.6	0.07673	220.25	583.55	1.0722	2.3644	2.556	1.815	1.232	833	220.2	115.7	7.69	101.9	16.68	9.10	8
10	0.63660	514.7	0.07255	225.40	585.67	1.0902	2.3626	2.573	1.835	1.237	819	219.8	113.3	7.75	100.9	16.93	8.85	10
12	0.67340	511.9	0.06865	230.57	587.77	1.1082	2.3608	2.591	1.856	1.241	806	219.3	111.0	7.82	99.9	17.18	8.60	12
14	0.71175	509.0	0.06498	235.79	589.85	1.1261	2.3592	2.609	1.878	1.246	793	218.9	108.8	7.88	99.0	17.44	8.34	14
16	0.75168	506.0	0.06155	241.03	591.91	1.1440	2.3575	2.627	1.901	1.251	780	218.4	106.6	7.95	98.0	17.70	8.09	16
18	0.79324	503.1	0.05833	246.32	593.94	1.1620	2.3560	2.646	1.925	1.256	766	217.8	104.4	8.02	97.0	17.97	7.85	18
20	0.83646	500.1	0.05530	251.64	595.95	1.1799	2.3544	2.666	1.949	1.262	753	217.2	102.3	8.09	96.1	18.24	7.60	20
22	0.88139	497.0	0.05246	256.99	597.93	1.1978	2.3529	2.687	1.975	1.268	739	216.6	100.2	8.16	95.1	18.53	7.35	22
24	0.92807	493.9	0.04978	262.39	599.88	1.2157	2.3514	2.708	2.001	1.275	726	215.9	98.1	8.23	94.2	18.81	7.11	24
26	0.97653	490.8	0.04726	267.83	601.80	1.2336	2.3500	2.730	2.029	1.282	713	215.2	96.1	8.31	93.3	19.11	6.87	26
28	1.0268	487.6	0.04488	273.31	603.68	1.2515	2.3488	2.753	2.058	1.290	699	214.4	94.1	8.38	92.3	19.41	6.62	28
30	1.0790	484.4	0.04264	278.83	605.54	1.2695	2.3471	2.777	2.088	1.298	685	213.5	92.2	8.46	91.4	19.72	6.38	30
32	1.1331	481.1	0.04053	284.40	607.35	1.2874	2.3457	2.802	2.119	1.307	672	212.6	90.3	8.54	90.5	20.05	6.15	32
34	1.1891	477.8	0.03853	290.01	609.13	1.3053	2.3443	2.827	2.152	1.316	658	211.7	88.4	8.63	89.6	20.38	5.91	34
36	1.2472	474.4	0.03664	295.68	610.87	1.3233	2.3429	2.855	2.187	1.326	645	210.7	86.5	8.71	88.7	20.72	5.68	36
38	1.3072	471.0	0.03485	301.39	612.57	1.3413	2.3414	2.883	2.224	1.337	631	209.7	84.7	8.80	87.8	21.07	5.44	38
40	1.3694	467.5	0.03315	307.15	614.21	1.3594	2.3399	2.913	2.263	1.349	617	208.6	82.8	8.89	86.9	21.43	5.21	40
42	1.4337	463.9	0.03154	312.96	615.81	1.3774	2.3384	2.944	2.304	1.362	603	207.4	81.0	8.99	86.0	21.81	4.98	42
44	1.5002	460.3	0.03002	318.83	617.36	1.3955	2.3368	2.977	2.348	1.375	589	206.2	79.3	9.08	85.2	22.20	4.76	44
46	1.5690	456.5	0.02857	324.76	618.86	1.4137	2.3352	3.012	2.395	1.391	575	204.9	77.5	9.19	84.3	22.60	4.53	46
48	1.6400	452.7	0.02720	330.75	620.29	1.4319	2.3335	3.050	2.445	1.407	561	203.6	75.8	9.29	83.5	23.03	4.31	48
50	1.7133	448.9	0.02589	336.80	621.66	1.4502	2.3317	3.089	2.499	1.425	547	202.2	74.1	9.40	82.6	23.47	4.09	50
55	1.9072	438.8	0.02288	352.23	624.77	1.4962	2.3268	3.201	2.652	1.478	511	198.3	69.8	9.70	80.5	24.65	3.55	55
60	2.1168	428.0	0.02020	368.14	627.36	1.5429	2.3210	3.337	2.841	1.548	474	194.1	65.7	10.03	78.4	26.00	3.02	60
65	2.3430	416.3	0.01781	384.60	629.29	1.5903	2.3139	3.509	3.086	1.641	437	189.3	61.5	10.42	76.3	27.56	2.52	65
70	2.5868	403.6	0.01565	401.75	630.37	1.6389	2.3052	3.735	3.421	1.773	398	184.0	57.4	10.86	74.3	29.4		



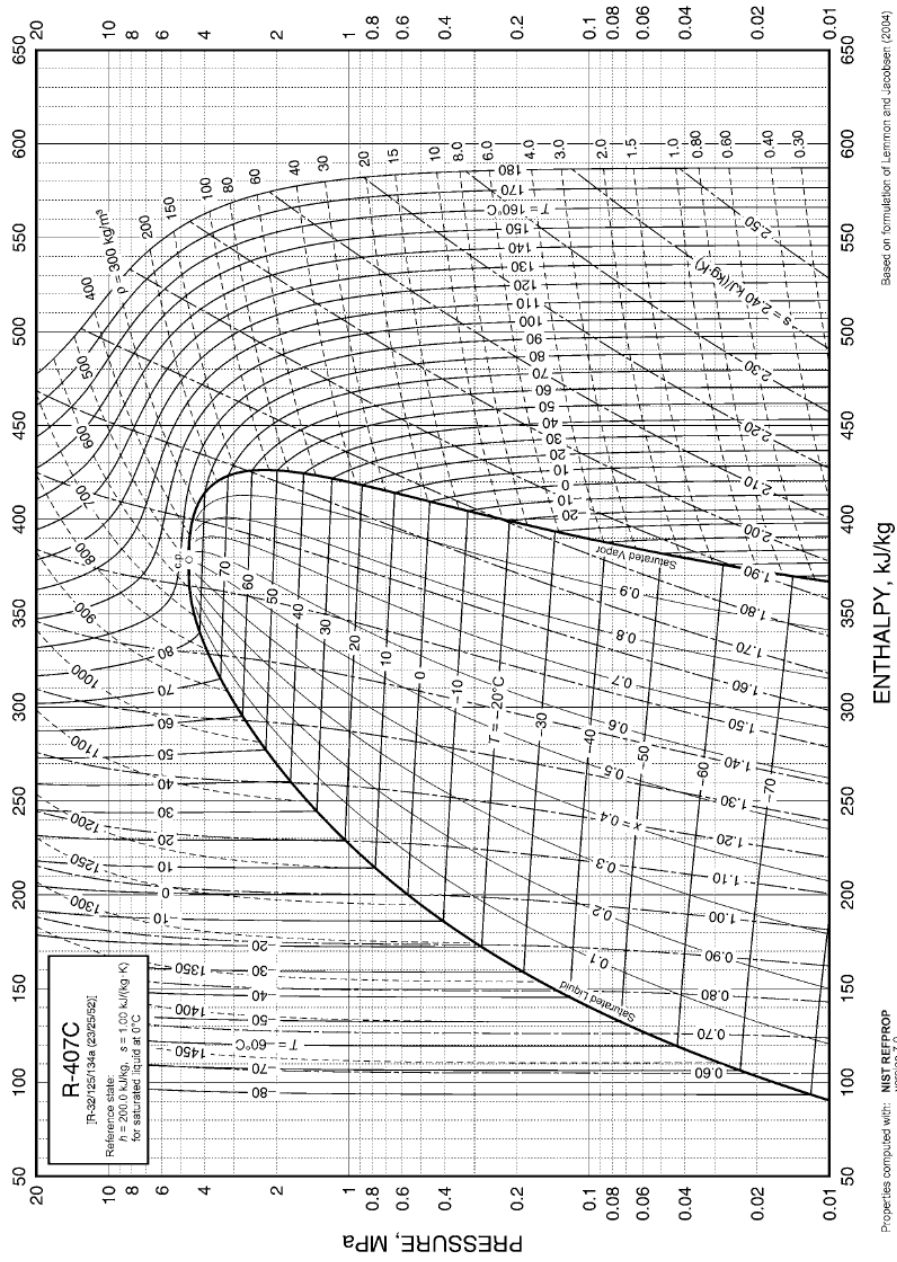
Properties computed with: NIST REFPROP version 7.0

Based on formulation of Lemmon and Jacobsen (2004)



Refrigerant 404A [R-125/134a/134a (44/52/4)] Properties of Liquid on Bubble Line and Vapor on Dew Line

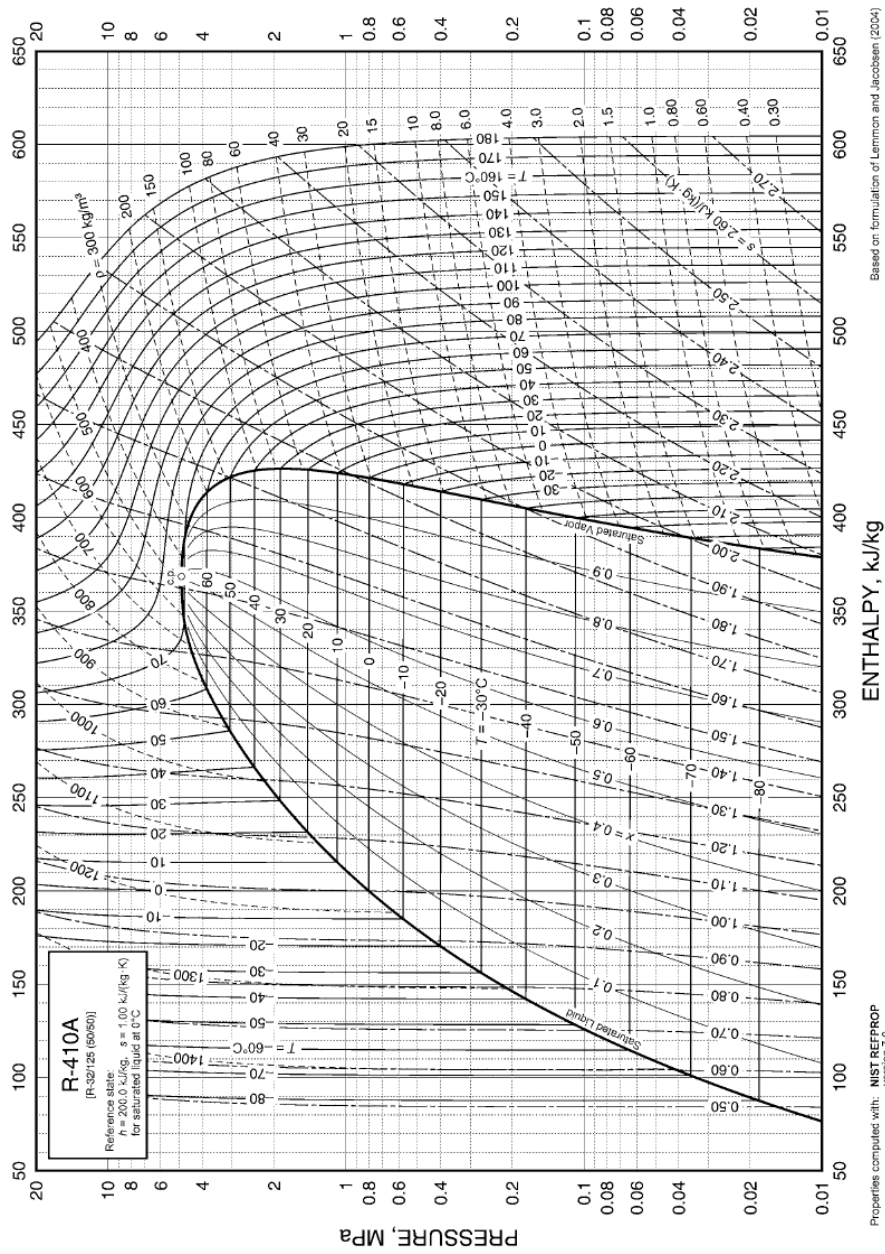
Pressure, MPa	Temperature,* °C		Density, Volume, kg/m <sup>3</sup> , m <sup>3</sup> /kg		Enthalpy, kJ/kg		Entropy, kJ/(kg·K)		Specific Heat, c <sub>p</sub> , kJ/(kg·K)		c <sub>p</sub> /c <sub>v</sub>	Velocity of Sound, m/s		Viscosity, μPa·s		Thermal Cond., mW/(m·K)		Surface Tension, mN/m	Pressure, MPa
	Bubble	Dew	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor		Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor		
0.005	-93.70	-92.50	1447.1	3.05794	81.16	311.61	0.4716	1.7532	1.220	0.640	1.163	998	132.9	764.9	7.32	122.5	6.15	17.78	0.005
0.006	-91.48	-90.32	1440.6	2.57690	83.85	312.92	0.4865	1.7450	1.218	0.646	1.162	980	133.6	727.8	7.41	121.2	6.28	17.58	0.006
0.007	-89.56	-88.42	1434.9	2.22992	86.19	314.06	0.4993	1.7382	1.216	0.651	1.161	966	134.1	697.9	7.48	120.1	6.40	17.40	0.007
0.008	-87.86	-86.74	1429.9	1.96748	88.26	315.07	0.5106	1.7324	1.215	0.655	1.161	953	134.6	673.0	7.55	119.2	6.50	17.24	0.008
0.009	-86.32	-85.22	1425.4	1.76182	90.13	315.99	0.5206	1.7273	1.214	0.660	1.160	942	135.0	651.7	7.61	118.3	6.60	17.09	0.009
0.01	-84.93	-83.84	1421.3	1.59620	91.83	316.83	0.5296	1.7229	1.214	0.663	1.160	933	135.4	633.3	7.66	117.5	6.68	16.96	0.01
0.02	-75.05	-74.08	1392.4	0.83425	103.81	322.78	0.5917	1.6953	1.215	0.691	1.159	870	137.9	523.7	8.04	112.2	7.31	16.00	0.02
0.04	-63.85	-62.97	1359.4	0.43619	117.48	329.58	0.6587	1.6707	1.225	0.725	1.159	807	140.4	431.3	8.47	106.4	8.05	14.85	0.04
0.06	-56.57	-55.75	1337.7	0.29837	126.44	334.00	0.7007	1.6578	1.234	0.749	1.161	770	141.7	383.8	8.74	102.8	8.55	14.08	0.06
0.08	-51.03	-50.25	1321.0	0.22779	133.31	337.36	0.7320	1.6494	1.243	0.767	1.163	742	142.6	352.7	8.95	100.1	8.93	13.48	0.08
0.1	-46.50	-45.74	1307.1	0.18467	138.97	340.08	0.7571	1.6434	1.251	0.784	1.166	719	143.2	329.8	9.12	98.0	9.25	12.98	0.1
0.10132 <sup>b</sup>	-46.22	-45.47	1306.3	0.18240	139.31	340.25	0.7586	1.6430	1.252	0.785	1.166	718	143.2	328.5	9.13	97.8	9.27	12.95	0.10132
0.12	-42.63	-41.90	1295.1	0.15551	143.83	342.40	0.7783	1.6387	1.259	0.798	1.169	700	143.6	311.9	9.26	96.2	9.53	12.55	0.12
0.14	-39.24	-38.53	1284.5	0.13443	148.12	344.41	0.7967	1.6349	1.266	0.811	1.171	684	143.9	297.3	9.39	94.6	9.78	12.17	0.14
0.16	-36.20	-35.51	1275.0	0.11846	151.97	346.20	0.8130	1.6318	1.273	0.823	1.174	669	144.1	285.0	9.50	93.2	10.01	11.82	0.16
0.18	-33.45	-32.78	1266.2	0.10592	155.49	347.81	0.8277	1.6292	1.279	0.834	1.177	656	144.2	274.4	9.60	91.9	10.21	11.51	0.18
0.2	-30.93	-30.27	1258.0	0.09581	158.73	349.28	0.8411	1.6270	1.285	0.844	1.179	644	144.3	265.1	9.69	90.8	10.40	11.21	0.2
0.22	-28.59	-27.94	1250.4	0.08748	161.75	350.63	0.8534	1.6250	1.291	0.855	1.182	633	144.3	256.9	9.78	89.7	10.58	10.94	0.22
0.24	-26.42	-25.78	1243.3	0.08049	164.57	351.88	0.8649	1.6233	1.297	0.864	1.185	623	144.4	249.5	9.86	88.7	10.75	10.69	0.24
0.26	-24.37	-23.75	1236.5	0.07454	167.23	353.04	0.8755	1.6217	1.303	0.873	1.188	613	144.3	242.8	9.94	87.8	10.91	10.45	0.26
0.28	-22.45	-21.83	1230.1	0.06941	169.75	354.13	0.8855	1.6203	1.308	0.882	1.190	604	144.3	236.7	10.01	87.0	11.06	10.22	0.28
0.3	-20.62	-20.02	1223.9	0.06494	172.14	355.15	0.8950	1.6190	1.313	0.891	1.193	595	144.2	231.1	10.08	86.2	11.21	10.01	0.3
0.32	-18.89	-18.29	1218.0	0.06101	174.43	356.12	0.9039	1.6179	1.319	0.899	1.196	587	144.1	225.9	10.15	85.4	11.34	9.81	0.32
0.34	-17.24	-16.65	1212.4	0.05752	176.61	357.03	0.9125	1.6168	1.324	0.907	1.199	579	144.0	221.1	10.21	84.7	11.48	9.61	0.34
0.36	-15.66	-15.08	1206.9	0.05441	178.71	357.90	0.9206	1.6158	1.329	0.915	1.202	572	143.9	216.6	10.27	84.0	11.61	9.42	0.36
0.38	-14.15	-13.57	1201.6	0.05162	180.73	358.72	0.9283	1.6149	1.334	0.923	1.205	565	143.8	212.4	10.33	83.3	11.73	9.24	0.38
0.4	-12.69	-12.12	1196.5	0.04909	182.68	359.51	0.9358	1.6141	1.339	0.931	1.208	558	143.7	208.4	10.39	82.7	11.85	9.07	0.4
0.42	-11.29	-10.73	1191.6	0.04680	184.56	360.26	0.9429	1.6133	1.344	0.938	1.211	551	143.5	204.7	10.44	82.1	11.97	8.90	0.42
0.44	-9.94	-9.39	1186.7	0.04471	186.38	360.98	0.9498	1.6125	1.349	0.946	1.214	545	143.4	201.2	10.49	81.5	12.08	8.74	0.44
0.46	-8.64	-8.09	1182.0	0.04279	188.15	361.67	0.9564	1.6118	1.353	0.953	1.217	538	143.2	197.8	10.55	81.0	12.19	8.58	0.46
0.48	-7.37	-6.83	1177.5	0.04103	189.86	362.33	0.9628	1.6112	1.358	0.960	1.220	532	143.0	194.6	10.60	80.4	12.30	8.43	0.48
0.5	-6.15	-5.61	1173.0	0.03940	191.53	362.96	0.9690	1.6105	1.363	0.967	1.223	527	142.8	191.6	10.65	79.9	12.41	8.28	0.5
0.55	-3.24	-2.72	1162.3	0.03584	195.51	364.45	0.9837	1.6091	1.374	0.984	1.231	513	142.4	184.6	10.77	78.7	12.66	7.93	0.55
0.6	-0.53	-0.02	1152.0	0.03284	199.26	365.81	0.9973	1.6078	1.386	1.001	1.239	500	141.9	178.2	10.88	77.5	12.91	7.61	0.6
0.65	2.02	2.52	1142.3	0.03029	202.81	367.06	1.0101	1.6066	1.397	1.018	1.247	488	141.3	172.5	10.99	76.5	13.16	7.30	0.65
0.7	4.42	4.91	1132.9	0.02809	206.18	368.21	1.0222	1.6055	1.409	1.034	1.256	476	140.8	167.2	11.10	75.5	13.41	7.01	0.7
0.75	6.70	7.18	1123.8	0.02618	209.41	369.28	1.0336	1.6044	1.420	1.051	1.264	465	140.2	162.4	11.20	74.5	13.65	6.74	0.75
0.8	8.87	9.34	1115.1	0.02449	212.49	370.27	1.0444	1.6035	1.432	1.067	1.274	455	139.6	157.9	11.30	73.6	13.89	6.48	0.8
0.85	10.94	11.40	1106.5	0.02300	215.46	371.19	1.0547	1.6025	1.443	1.084	1.283	445	139.0	153.6	11.40	72.8	14.12	6.23	0.85
0.9	12.92	13.37	1098.2	0.02166	218.32	372.05	1.0646	1.6016	1.455	1.100	1.293	435	138.3	149.7	11.50	72.0	14.35	5.99	0.9
0.95	14.81	15.26	1090.2	0.02046	221.09	372.85	1.0741	1.6007	1.466	1.117	1.303	426	137.7	146.0	11.59	71.2	14.59	5.76	0.95
1.0	16.64	17.08	1082.2	0.01937	223.77	373.59	1.0832	1.5999	1.478	1.134	1.313	417	137.1	142.5	11.69	70.4	14.82	5.54	1.0
1.1	20.09	20.52	1066.9	0.01749	228.89	374.94	1.1005	1.5982	1.503	1.169	1.336	400	135.7	136.1	11.88	69.0	15.29	5.13	1.1
1.2	23.32	23.73	1052.0	0.01590	233.75	376.12	1.1166	1.5965	1.528	1.206	1.360	384	134.4	130.2	12.07	67.7	15.76	4.75	1.2
1.3	26.35	26.75	1037.5	0.01455	238.37	377.14	1.1318	1.5949	1.554	1.244	1.386	368	133.0	124.9	12.26	66.5	16.23	4.39	1.3
1.4	29.22	29.60	1023.4	0.01338	242.81	378.02	1.1462	1.5932	1.582	1.285	1.414	354	131.6	119.9	12.45	65.3	16.71	4.06	1.4
1.5	31.93	32.30	1009.5	0.01236	247.07	378.78	1.1599	1.5914	1.611	1.329	1.445	340	130.1	115.3	12.65	64.2	17.21	3.75	1.5
1.6	34.51	34.87	995.7	0.01146	251.19	379.42	1.1730	1.5896	1.643	1.376	1.478	327	128.7	111.0	12.84	63.1	17.72	3.45	1.6
1.7	36.97	37.32	982.1	0.01066	255.17	379.95	1.1856	1.5878	1.676	1.426	1.515	314	127.2	107.0	13.05	62.1	18.24	3.17	1.7
1.8	39.33	39.67	968.6	0.00994	259.05	380.38	1.1977	1.5858	1.712	1.481	1.556	301	125.7	103.2	13.25	61.2	18.80	2.91	1.8
1.9	41.58	41.91	955.1	0.00930	262.83	380.70	1.2095	1.5838	1.751	1.541	1.601	289	124.1	99.5	13.47	60.2	19.37	2.66	1.9
2.0	43.75	44.07	941.6	0.00871	266.52	380.92	1.2208	1.5817	1.794	1.607	1.652	277	122.6	96.1	13.70	59.3	19.98	2.43	2.0
2.1	45.84	46.15	928.1	0.00817	270.14	381.05	1.2319	1.5794	1.841	1.681	1.709	266	121.0	92.7	13.93	58.5	20.62	2.21	2.1
2.2	47.85	48.15	914.4	0.00768	273.70	381.08	1.2427	1.5770	1.893	1.763	1.774	254	119.4	89.5	14.18	57.6	21.31	2.00	2.2
2.3	49.80	50.08	900.6	0.00723	277.20	381.01	1.2532	1.5745	1.952	1.856	1.847	243	117.8	86.5	14.44	56.8	22.04	1.80	2.3
2.4	51.68	51.95	886.5	0.00680	280.66	380.83	1.2635	1.5718	2.019	1.962	1.932	232	116.2	83.5	14.72	56.0	22.83	1.61	2.4
2.5	53.50	53.76	872.2	0.00641	284.09	380.55	1.2737	1.5689	2.095	2.085	2.032	222	114.5	80.5	15.02	55.3	23.69	1.43	2.5
2.6	55.26	55.51	857.5	0.00604	287.50	380.15	1.2837	1.5658	2.183	2.229	2.149	211	112.9	77.7	15.34	54.5	24.62	1.26	2.6</



Refrigerant 407C [R-32/125/134a (23/25/52)] Properties of Liquid on Bubble Line and Vapor on Dew Line

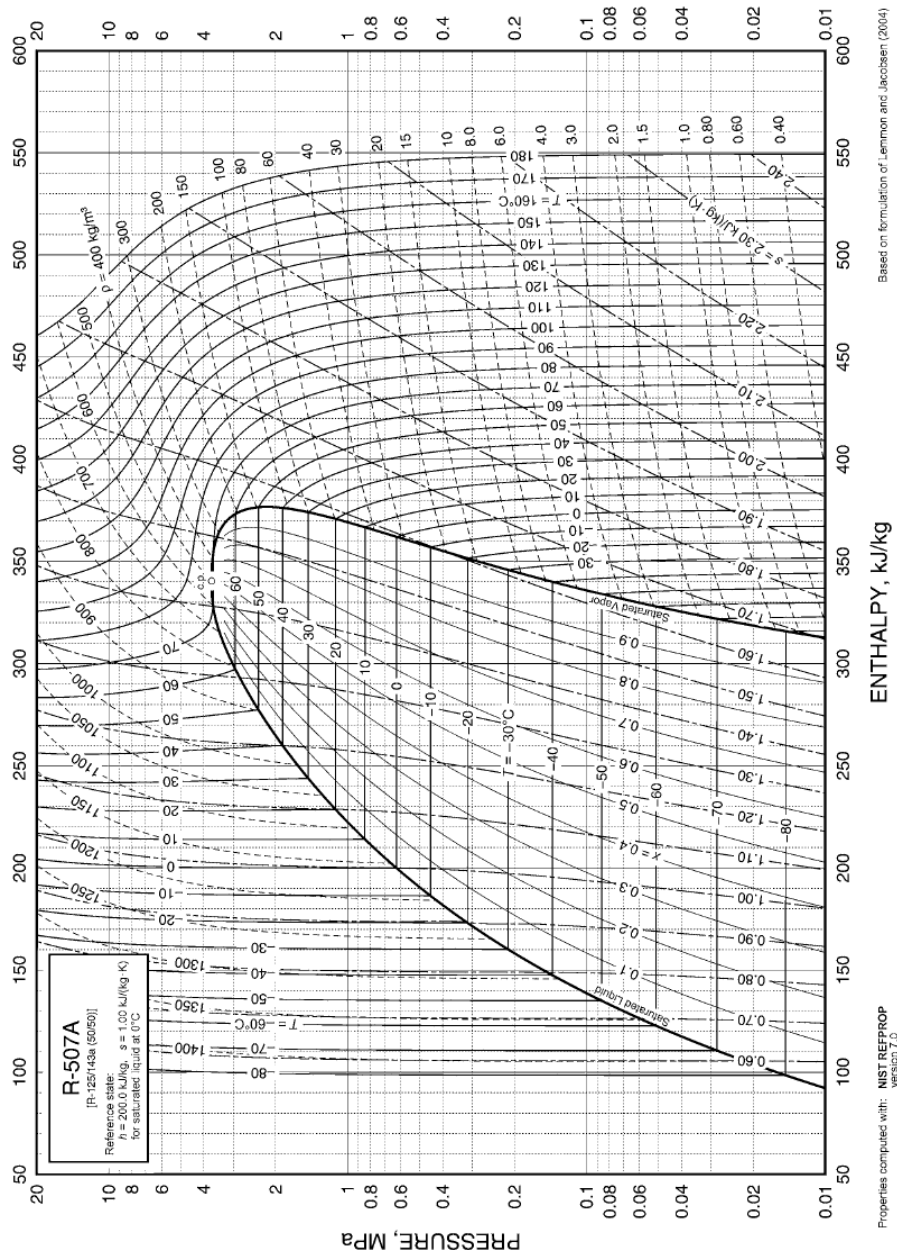
Pres- sure, MPa	Temperature, <sup>a</sup> °C		Density, kg/m <sup>3</sup>	Volume, m <sup>3</sup> /kg	Enthalpy, kJ/kg		Entropy, kJ/(kg·K)		Specific Heat c <sub>p</sub> , kJ/(kg·K)		c <sub>p</sub> /c <sub>v</sub>	Velocity of Sound, m/s		Viscosity, μPa·s		Thermal Cond., mW/(m·K)		Surf- face Ten- sion, mN/m	Pres- sure, MPa
	Bubble	Dew			Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor		Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor		
0.01	-82.45	-74.81	1495.5	1.89703	90.48	366.78	0.5259	1.9471	1.281	0.668	1.182	1008	149.1	779.8	8.43	151.5	6.94	24.75	0.01
0.02	-72.50	-65.02	1466.7	0.99017	103.24	372.75	0.5910	1.9104	1.283	0.694	1.181	953	151.8	632.8	8.83	145.4	7.52	22.93	0.02
0.04	-61.25	-53.95	1433.7	0.51705	117.72	379.47	0.6612	1.8761	1.291	0.727	1.182	893	154.6	513.1	9.28	138.5	8.19	20.91	0.04
0.06	-53.96	-46.79	1412.0	0.35346	127.17	383.77	0.7050	1.8573	1.299	0.750	1.184	856	156.1	453.1	9.57	134.1	8.64	19.62	0.06
0.08	-48.42	-41.34	1395.3	0.26975	134.39	386.99	0.7374	1.8445	1.306	0.769	1.187	828	157.1	414.4	9.79	130.7	8.99	18.65	0.08
0.1	-43.90	-36.90	1381.5	0.21865	140.31	389.59	0.7635	1.8349	1.312	0.786	1.190	806	157.8	386.2	9.97	128.1	9.28	17.87	0.1
0.10132 <sup>b</sup>	-43.63	-36.63	1380.7	0.21595	140.67	389.75	0.7650	1.8343	1.312	0.787	1.190	804	157.8	384.6	9.98	127.9	9.29	17.82	0.10132
0.12	-40.05	-33.11	1369.7	0.18411	145.39	391.78	0.7854	1.8273	1.318	0.800	1.193	787	158.3	364.3	10.12	125.8	9.52	17.21	0.12
0.14	-36.67	-29.79	1359.1	0.15916	149.86	393.68	0.8043	1.8210	1.324	0.813	1.196	770	158.7	346.6	10.25	123.8	9.75	16.63	0.14
0.16	-33.65	-26.83	1349.7	0.14025	153.86	395.36	0.8211	1.8156	1.329	0.825	1.199	755	159.0	331.8	10.37	122.0	9.94	16.12	0.16
0.18	-30.92	-24.15	1341.0	0.12542	157.51	396.86	0.8362	1.8110	1.334	0.837	1.201	742	159.3	319.1	10.48	120.4	10.13	15.66	0.18
0.2	-28.41	-21.69	1333.0	0.11347	160.87	398.22	0.8499	1.8069	1.339	0.848	1.204	730	159.5	308.0	10.57	119.0	10.29	15.24	0.2
0.22	-26.09	-19.41	1325.5	0.10362	163.99	399.47	0.8625	1.8033	1.344	0.858	1.207	719	159.6	298.2	10.66	117.6	10.45	14.86	0.22
0.24	-23.93	-17.29	1318.4	0.09536	166.91	400.62	0.8742	1.8000	1.349	0.868	1.210	708	159.7	289.5	10.75	116.4	10.60	14.50	0.24
0.26	-21.90	-15.31	1311.8	0.08833	169.65	401.69	0.8851	1.7970	1.354	0.877	1.213	698	159.8	281.6	10.83	115.2	10.74	14.16	0.26
0.28	-19.99	-13.43	1305.5	0.08227	172.24	402.69	0.8954	1.7942	1.358	0.886	1.216	689	159.8	274.4	10.90	114.2	10.87	13.85	0.28
0.3	-18.19	-11.66	1299.5	0.07699	174.71	403.62	0.9050	1.7917	1.362	0.895	1.219	680	159.8	267.8	10.97	113.1	10.99	13.56	0.3
0.32	-16.47	-9.98	1293.7	0.07235	177.06	404.49	0.9141	1.7894	1.367	0.903	1.222	672	159.8	261.8	11.04	112.2	11.11	13.28	0.32
0.34	-14.83	-8.38	1288.2	0.06824	179.30	405.32	0.9228	1.7872	1.371	0.911	1.224	664	159.8	256.1	11.11	111.2	11.23	13.01	0.34
0.36	-13.27	-6.85	1282.9	0.06457	181.45	406.10	0.9310	1.7851	1.375	0.919	1.227	656	159.8	250.9	11.17	110.4	11.35	12.76	0.36
0.38	-11.77	-5.38	1277.8	0.06127	183.52	406.85	0.9389	1.7832	1.379	0.927	1.230	649	159.7	246.0	11.23	109.5	11.46	12.52	0.38
0.4	-10.33	-3.97	1272.8	0.05830	185.52	407.55	0.9465	1.7814	1.383	0.934	1.233	642	159.7	241.4	11.28	108.7	11.57	12.29	0.4
0.42	-8.94	-2.61	1268.0	0.05559	187.44	408.23	0.9537	1.7796	1.387	0.942	1.236	635	159.6	237.1	11.34	107.9	11.68	12.07	0.42
0.44	-7.61	-1.31	1263.4	0.05313	189.30	408.87	0.9607	1.7780	1.391	0.949	1.239	629	159.5	233.0	11.39	107.2	11.78	11.85	0.44
0.46	-6.31	-0.04	1258.8	0.05087	191.11	409.48	0.9674	1.7764	1.395	0.956	1.242	622	159.4	229.1	11.45	106.5	11.88	11.65	0.46
0.48	-5.06	1.18	1254.4	0.04879	192.86	410.07	0.9739	1.7750	1.399	0.963	1.245	616	159.3	225.4	11.50	105.8	11.98	11.45	0.48
0.5	-3.85	2.36	1250.1	0.04687	194.56	410.64	0.9801	1.7735	1.403	0.970	1.248	610	159.2	221.9	11.54	105.1	12.08	11.26	0.5
0.55	-0.98	5.17	1239.8	0.04267	198.61	411.95	0.9950	1.7702	1.413	0.987	1.255	596	158.9	213.9	11.66	103.5	12.31	10.81	0.55
0.6	1.70	7.79	1230.0	0.03915	202.42	413.15	1.0087	1.7672	1.422	1.004	1.262	583	158.6	206.7	11.77	102.1	12.54	10.40	0.6
0.65	4.22	10.24	1220.7	0.03615	206.02	414.25	1.0216	1.7644	1.432	1.020	1.270	571	158.2	200.1	11.88	100.7	12.75	10.01	0.65
0.7	6.60	12.56	1211.7	0.03356	209.44	415.25	1.0338	1.7618	1.441	1.036	1.278	559	157.8	194.1	11.98	99.4	12.96	9.64	0.7
0.75	8.85	14.76	1203.1	0.03131	212.71	416.18	1.0452	1.7594	1.451	1.052	1.286	548	157.4	188.6	12.08	98.2	13.17	9.30	0.75
0.8	11.00	16.85	1194.9	0.02933	215.83	417.03	1.0561	1.7571	1.460	1.067	1.294	537	157.0	183.6	12.17	97.1	13.37	8.98	0.8
0.85	13.04	18.84	1186.8	0.02757	218.83	417.83	1.0665	1.7550	1.469	1.082	1.302	527	156.6	178.8	12.26	96.0	13.58	8.67	0.85
0.9	15.00	20.74	1179.1	0.02600	221.71	418.57	1.0764	1.7529	1.479	1.098	1.310	518	156.1	174.4	12.35	94.9	13.78	8.38	0.9
0.95	16.88	22.56	1171.5	0.02460	224.50	419.25	1.0859	1.7509	1.488	1.113	1.319	508	155.6	170.3	12.44	93.9	13.98	8.11	0.95
1.0	18.69	24.32	1164.1	0.02332	227.19	419.89	1.0950	1.7491	1.498	1.128	1.327	499	155.2	166.4	12.52	93.0	14.18	7.84	1.0
1.1	22.11	27.63	1149.9	0.02111	232.34	421.03	1.1122	1.7455	1.517	1.159	1.346	482	154.2	159.2	12.68	91.1	14.59	7.35	1.1
1.2	25.30	30.73	1136.2	0.01926	237.20	422.03	1.1283	1.7421	1.537	1.190	1.365	466	153.2	152.8	12.84	89.5	14.99	6.89	1.2
1.3	28.30	33.63	1123.0	0.01768	241.82	422.89	1.1434	1.7389	1.557	1.222	1.385	451	152.1	146.9	13.01	87.9	15.39	6.47	1.3
1.4	31.14	36.37	1110.2	0.01631	246.24	423.63	1.1577	1.7358	1.578	1.255	1.406	436	151.0	141.5	13.15	86.4	15.80	6.07	1.4
1.5	33.83	38.97	1097.7	0.01512	250.48	424.27	1.1713	1.7328	1.600	1.289	1.428	423	150.0	136.5	13.31	85.0	16.22	5.70	1.5
1.6	36.39	41.43	1085.5	0.01408	254.57	424.80	1.1843	1.7298	1.622	1.324	1.452	409	148.8	131.8	13.47	83.7	16.64	5.35	1.6
1.7	38.84	43.78	1073.5	0.01315	258.51	425.25	1.1967	1.7269	1.645	1.361	1.477	397	147.7	127.5	13.62	82.4	17.07	5.02	1.7
1.8	41.18	46.03	1061.7	0.01231	262.33	425.61	1.2086	1.7241	1.669	1.400	1.504	385	146.6	123.4	13.78	81.2	17.52	4.71	1.8
1.9	43.43	48.18	1050.0	0.01157	266.05	425.89	1.2200	1.7212	1.695	1.440	1.533	373	145.4	119.6	13.94	80.1	17.98	4.42	1.9
2.0	45.59	50.25	1038.5	0.01089	269.66	426.10	1.2311	1.7184	1.722	1.483	1.564	361	144.2	115.9	14.10	78.9	18.45	4.14	2.0
2.1	47.67	52.24	1027.1	0.01027	273.19	426.23	1.2418	1.7155	1.750	1.529	1.597	350	143.0	112.5	14.27	77.9	18.94	3.87	2.1
2.2	49.68	54.15	1015.7	0.00971	276.64	426.29	1.2522	1.7126	1.780	1.577	1.633	339	141.8	109.2	14.44	76.8	19.45	3.62	2.2
2.3	51.63	56.00	1004.4	0.00919	280.02	426.28	1.2624	1.7097	1.813	1.629	1.671	329	140.6	106.0	14.62	75.8	19.98	3.38	2.3
2.4	53.51	57.79	993.1	0.00871	283.34	426.20	1.2723	1.7068	1.847	1.684	1.713	318	139.4	103.0	14.79	74.9	20.54	3.15	2.4
2.5	55.34	59.51	981.8	0.00827	286.60	426.06	1.2819	1.7038	1.884	1.744	1.758	308	138.2	100.0	14.98	73.9	21.12	2.93	2.5
2.6	57.11	61.19	970.5	0.00786	289.82	425.85	1.2914	1.7007	1.924	1.810	1.808	298	136.9	97.2	15.17	73.0	21.73	2.72	2.6
2.7	58.83	62.81	959.0	0.00747	292.99	425.57	1.3006	1.6976	1.968	1.881	1.863	288	135.6	94.5	15.37	72.1	22.38	2.52	2.7
2.8	60.51	64.38	947.5	0.00711	296.12	425.21	1.3097	1.6944	2.016	1.958	1.923	279	134.4	91.9	15.58	71.3	23.06	2.33	2.8
2.9	62.14	65.91	935.9	0.00677	299.23	424.79	1.3187	1.6911	2.069	2.044	1.990	269	133.1	89.3	15.80	70.4	23.79	2.14	2.9
3.0	63.73	67.40	924.1	0.00645	302.31	424.29	1.3276	1.6877	2.128	2.139	2.065	259	131.7	86.8	16.03	69.6	24.56	1.96	3.0
3.2	66.80	70.25	899.9	0.00587	308.43	423.06	1.3450	1.6805	2.268</										





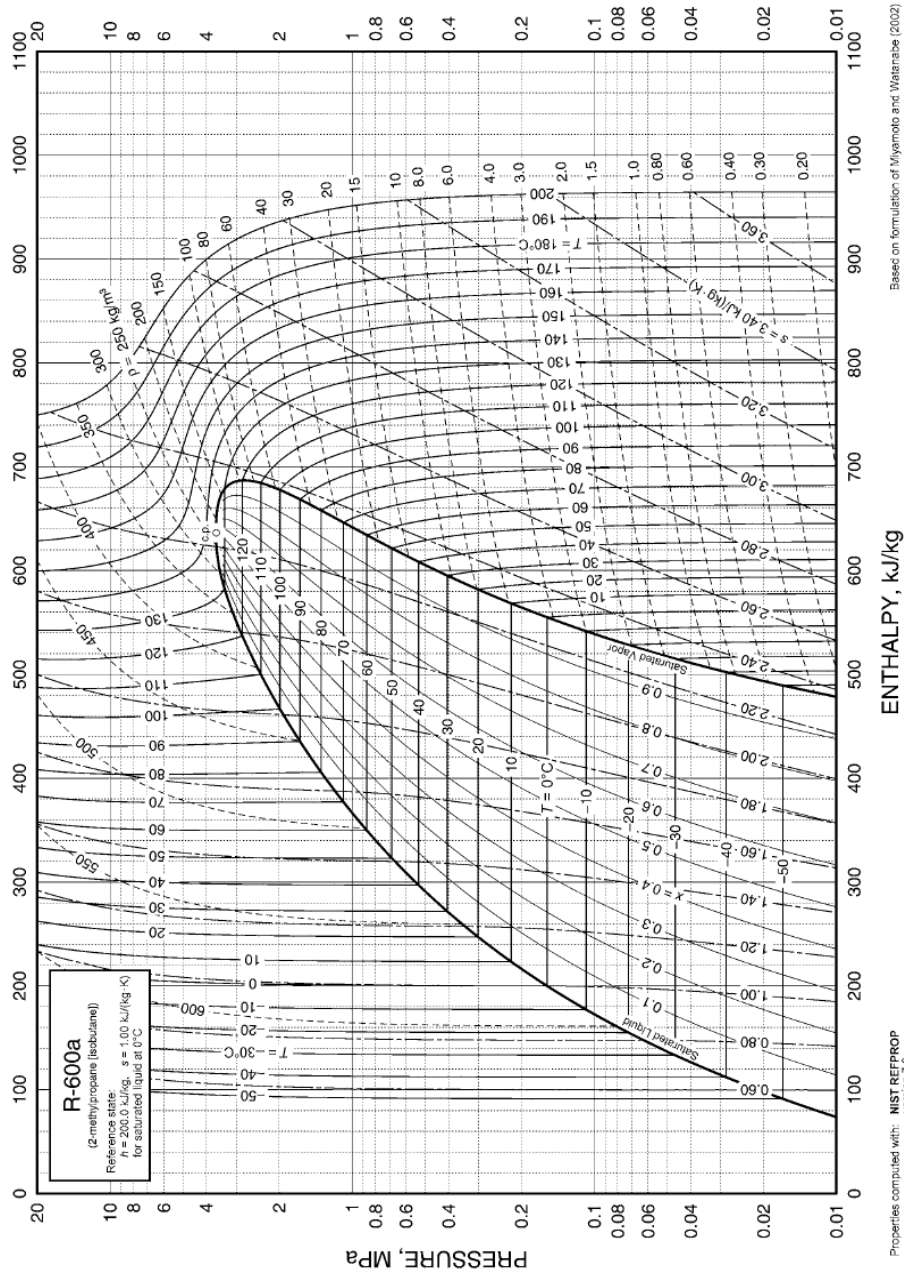
Refrigerant 410A [R-32/125 (50/50)] Properties of Liquid on Bubble Line and Vapor on Dew Line

Pres- sure, MPa	Temperature, <sup>a</sup> °C		Density, Volume, kg/m <sup>3</sup> , m <sup>3</sup> /kg		Enthalpy, kJ/kg		Entropy, kJ/(kg·K)		Specific Heat c <sub>p</sub> , kJ/(kg·K)		c <sub>p</sub> /c <sub>v</sub>	Velocity of Sound, m/s		Viscosity, μPa·s		Thermal Cond- mW/(m·K)		Surface Tension, mN/m	Pres- sure, MPa
	Bubble	Dew	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor		Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor		
0.01	-88.23	-88.14	1460.6	2.09888	76.56	378.76	0.4588	2.0927	1.344	0.668	1.227	1004	159.7	669.9	8.29	177.3	7.44	24.72	0.01
0.02	-78.79	-78.70	1432.9	1.09659	89.26	384.25	0.5258	2.0432	1.345	0.696	1.228	958	162.8	552.9	8.71	170.8	7.79	22.91	0.02
0.04	-68.12	-68.04	1401.1	0.57309	103.64	390.29	0.5978	1.9956	1.351	0.734	1.231	906	165.8	454.8	9.17	163.3	8.21	20.90	0.04
0.06	-61.22	-61.14	1380.0	0.39193	113.00	394.10	0.6426	1.9687	1.358	0.762	1.235	872	167.5	404.6	9.47	158.3	8.50	19.62	0.06
0.08	-55.98	-55.90	1363.9	0.29918	120.14	396.92	0.6758	1.9500	1.364	0.785	1.239	847	168.7	371.8	9.70	154.6	8.73	18.66	0.08
0.1	-51.70	-51.62	1350.5	0.24256	125.99	399.17	0.7024	1.9358	1.369	0.805	1.243	826	169.5	347.8	9.88	151.5	8.93	17.88	0.1
0.10132 <sup>b</sup>	-51.44	-51.36	1349.7	0.23957	126.34	399.31	0.7040	1.9350	1.370	0.807	1.244	824	169.5	346.4	9.90	151.3	8.94	17.84	0.10132
0.12	-48.06	-47.98	1339.0	0.20427	130.99	401.05	0.7247	1.9243	1.375	0.823	1.247	808	170.1	329.0	10.04	148.9	9.11	17.23	0.12
0.14	-44.87	-44.79	1328.8	0.17661	135.39	402.67	0.7441	1.9147	1.380	0.839	1.251	792	170.6	313.8	10.18	146.6	9.26	16.65	0.14
0.16	-42.02	-41.94	1319.6	0.15565	139.34	404.09	0.7612	1.9065	1.385	0.854	1.255	778	170.9	300.9	10.30	144.6	9.40	16.15	0.16
0.18	-39.44	-39.36	1311.2	0.13921	142.93	405.36	0.7766	1.8993	1.390	0.868	1.259	765	171.2	289.9	10.41	142.8	9.53	15.69	0.18
0.2	-37.07	-36.99	1303.4	0.12595	146.23	406.50	0.7905	1.8928	1.395	0.881	1.263	753	171.5	280.3	10.51	141.1	9.66	15.27	0.2
0.22	-34.89	-34.80	1296.2	0.11503	149.29	407.53	0.8034	1.8871	1.399	0.893	1.266	743	171.6	271.8	10.61	139.5	9.77	14.89	0.22
0.24	-32.85	-32.76	1289.4	0.10587	152.15	408.49	0.8153	1.8818	1.404	0.904	1.270	732	171.8	264.2	10.70	138.1	9.88	14.54	0.24
0.26	-30.94	-30.85	1283.0	0.09807	154.84	409.36	0.8264	1.8770	1.408	0.916	1.274	723	171.9	257.2	10.78	136.7	9.98	14.21	0.26
0.28	-29.14	-29.05	1276.9	0.09135	157.38	410.18	0.8368	1.8726	1.413	0.926	1.277	714	172.0	251.0	10.86	135.5	10.08	13.90	0.28
0.3	-27.44	-27.35	1271.1	0.08550	159.80	410.94	0.8466	1.8685	1.417	0.936	1.281	705	172.0	245.2	10.93	134.3	10.18	13.60	0.30
0.32	-25.82	-25.73	1265.5	0.08035	162.10	411.65	0.8558	1.8647	1.421	0.946	1.285	697	172.0	239.8	11.00	133.10	10.27	13.33	0.32
0.34	-24.28	-24.19	1260.2	0.07579	164.29	412.32	0.8646	1.8611	1.426	0.956	1.288	689	172.1	234.9	11.07	132.10	10.36	13.06	0.34
0.36	-22.81	-22.72	1255.0	0.07172	166.40	412.95	0.8703	1.8577	1.430	0.965	1.292	682	172.1	230.3	11.13	131.00	10.46	12.81	0.36
0.38	-21.40	-21.31	1250.1	0.06806	168.43	413.54	0.8810	1.8545	1.434	0.975	1.295	675	172.0	226.0	11.19	130.10	10.55	12.57	0.38
0.4	-20.04	-19.95	1245.3	0.06476	170.38	414.10	0.8887	1.8514	1.438	0.983	1.299	668	172.0	221.9	11.25	129.10	10.64	12.35	0.40
0.42	-18.74	-18.65	1240.6	0.06176	172.26	414.64	0.8960	1.8486	1.443	0.992	1.303	661	172.0	218.1	11.31	128.20	10.73	12.13	0.42
0.44	-17.48	-17.39	1236.1	0.05902	174.08	415.14	0.9031	1.8458	1.447	1.001	1.306	655	171.9	214.5	11.36	127.30	10.82	11.92	0.44
0.46	-16.27	-16.18	1231.8	0.05652	175.84	415.63	0.9099	1.8432	1.451	1.009	1.310	649	171.8	211.1	11.42	126.50	10.91	11.71	0.46
0.48	-15.10	-15.00	1227.5	0.05421	177.55	416.09	0.9165	1.8407	1.455	1.017	1.313	643	171.8	207.8	11.47	125.70	10.99	11.52	0.48
0.5	-13.96	-13.86	1223.3	0.05209	179.21	416.53	0.9228	1.8383	1.459	1.025	1.317	637	171.7	204.7	11.52	124.90	11.08	11.33	0.50
0.55	-11.26	-11.16	1213.4	0.04743	183.17	417.54	0.9379	1.8326	1.469	1.045	1.326	623	171.4	197.6	11.64	123.10	11.28	10.89	0.55
0.6	-8.74	-8.64	1203.9	0.04352	186.89	418.46	0.9518	1.8275	1.479	1.064	1.335	610	171.2	191.2	11.75	121.40	11.48	10.47	0.60
0.65	-6.38	-6.28	1194.9	0.04019	190.40	419.28	0.9649	1.8227	1.489	1.083	1.344	597	170.9	185.3	11.86	119.70	11.68	10.09	0.65
0.7	-4.15	-4.05	1186.3	0.03732	193.74	420.03	0.9772	1.8183	1.499	1.101	1.354	586	170.5	180.0	11.96	118.20	11.88	9.73	0.70
0.75	-2.04	-1.93	1178.1	0.03482	196.92	420.71	0.9888	1.8141	1.509	1.119	1.363	574	170.2	175.1	12.06	116.80	12.07	9.39	0.75
0.8	-0.03	0.08	1170.1	0.03262	199.96	421.33	0.9998	1.8102	1.519	1.136	1.373	564	169.8	170.6	12.15	115.50	12.26	9.07	0.80
0.85	1.89	1.99	1162.4	0.03068	202.88	421.89	1.0103	1.8065	1.529	1.154	1.382	554	169.4	166.4	12.24	114.20	12.45	8.77	0.85
0.9	3.72	3.83	1154.9	0.02894	205.69	422.41	1.0204	1.8030	1.540	1.171	1.392	544	169.0	162.4	12.33	113.00	12.64	8.48	0.90
0.95	5.48	5.58	1147.6	0.02738	208.40	422.88	1.0300	1.7996	1.550	1.188	1.402	535	168.6	158.7	12.41	111.80	12.82	8.21	0.95
1.0	7.17	7.27	1140.5	0.02596	211.02	423.31	1.0392	1.7964	1.560	1.205	1.413	525	168.1	155.3	12.49	110.70	13.01	7.95	1.00
1.1	10.36	10.47	1126.8	0.02351	216.03	424.07	1.0567	1.7903	1.581	1.239	1.434	508	167.2	148.8	12.65	108.60	13.39	7.46	1.10
1.2	13.34	13.46	1113.7	0.02145	220.76	424.68	1.0730	1.7846	1.603	1.274	1.457	492	166.3	143.1	12.81	106.70	13.79	7.01	1.20
1.3	16.15	16.26	1101.0	0.01970	225.26	425.19	1.0883	1.7792	1.624	1.31	1.481	477	165.4	137.8	12.95	104.80	14.19	6.59	1.30
1.4	18.79	18.91	1088.8	0.01819	229.56	425.59	1.1027	1.7741	1.647	1.347	1.506	462	164.4	133.0	13.12	103.10	14.60	6.20	1.40
1.5	21.30	21.41	1076.9	0.01687	233.68	425.89	1.1165	1.7691	1.670	1.385	1.532	448	163.4	128.5	13.23	101.50	15.03	5.83	1.50
1.6	23.68	23.80	1065.2	0.01571	237.65	426.11	1.1296	1.7644	1.694	1.424	1.560	435	162.4	124.3	13.38	99.98	15.46	5.49	1.60
1.7	25.96	26.07	1053.8	0.01468	241.48	426.25	1.1421	1.7597	1.719	1.465	1.590	422	161.4	120.4	13.52	98.53	15.91	5.16	1.70
1.8	28.13	28.25	1042.6	0.01376	245.19	426.31	1.1542	1.7552	1.745	1.509	1.621	410	160.3	116.8	13.66	97.15	16.38	4.86	1.80
1.9	30.22	30.34	1031.6	0.01293	248.79	426.31	1.1657	1.7508	1.772	1.555	1.655	398	159.3	113.3	13.81	95.82	16.86	4.57	1.90
2.0	32.22	32.34	1020.7	0.01218	252.29	426.24	1.1769	1.7464	1.800	1.603	1.690	386	158.2	110.1	13.95	94.56	17.36	4.29	2.00
2.1	34.16	34.28	1009.9	0.0115	255.71	426.10	1.1878	1.7421	1.830	1.655	1.728	375	157.1	107.0	14.10	93.34	17.88	4.03	2.10
2.2	36.02	36.14	999.2	0.01088	259.05	425.90	1.1983	1.7379	1.861	1.709	1.769	364	156.0	104.0	14.25	92.17	18.42	3.78	2.20
2.3	37.82	37.94	988.6	0.01031	262.32	425.64	1.2085	1.7336	1.894	1.768	1.813	353	154.9	101.2	14.40	91.05	18.99	3.54	2.30
2.4	39.56	39.68	978.0	0.00978	265.52	425.33	1.2185	1.7294	1.929	1.831	1.860	343	153.8	98.5	14.55	89.96	19.58	3.31	2.40
2.5	41.25	41.37	967.5	0.00929	268.67	424.95	1.2282	1.7251	1.967	1.898	1.911	332	152.6	95.9	14.71	88.91	20.21	3.10	2.50
2.6	42.89	43.00	957.0	0.00883	271.77	424.51	1.2377	1.7209	2.008	1.971	1.966	322	151.5	93.4	14.87	87.89	20.87	2.89	2.60
2.7	44.48	44.59	946.4	0.00841	274.82	424.02	1.2470	1.7166	2.052	2.050	2.026	313	150.3	91.0	15.03	86.91	21.56	2.69	2.70
2.8	46.02	46.14	935.8	0.00802	277.84	423.47	1.2561	1.7123	2.100	2.136	2.091	303	149.1	88.6	15.21	85.96	22.29	2.50	2.80
2.9	47.53	47.64	925.2	0.00764	280.82	422.85	1.2651	1.7079	2.153	2.230	2.163	293	147.9	86.3	15.38	85.04	23.07	2.31	2.90
3.0	48.99	49.10	914.5	0.00729	283.78	422.18	1.2740	1.7035	2.211	2.333	2.243	284	146.7	84.1	15.57	84.14	23.89	2.14	3.00
3.2	51.81	51.91	892.6	0.00665	289.62														



Refrigerant 507A [R-125/143<sup>a</sup> (50/50)] Properties of Saturated Liquid and Saturated Vapor

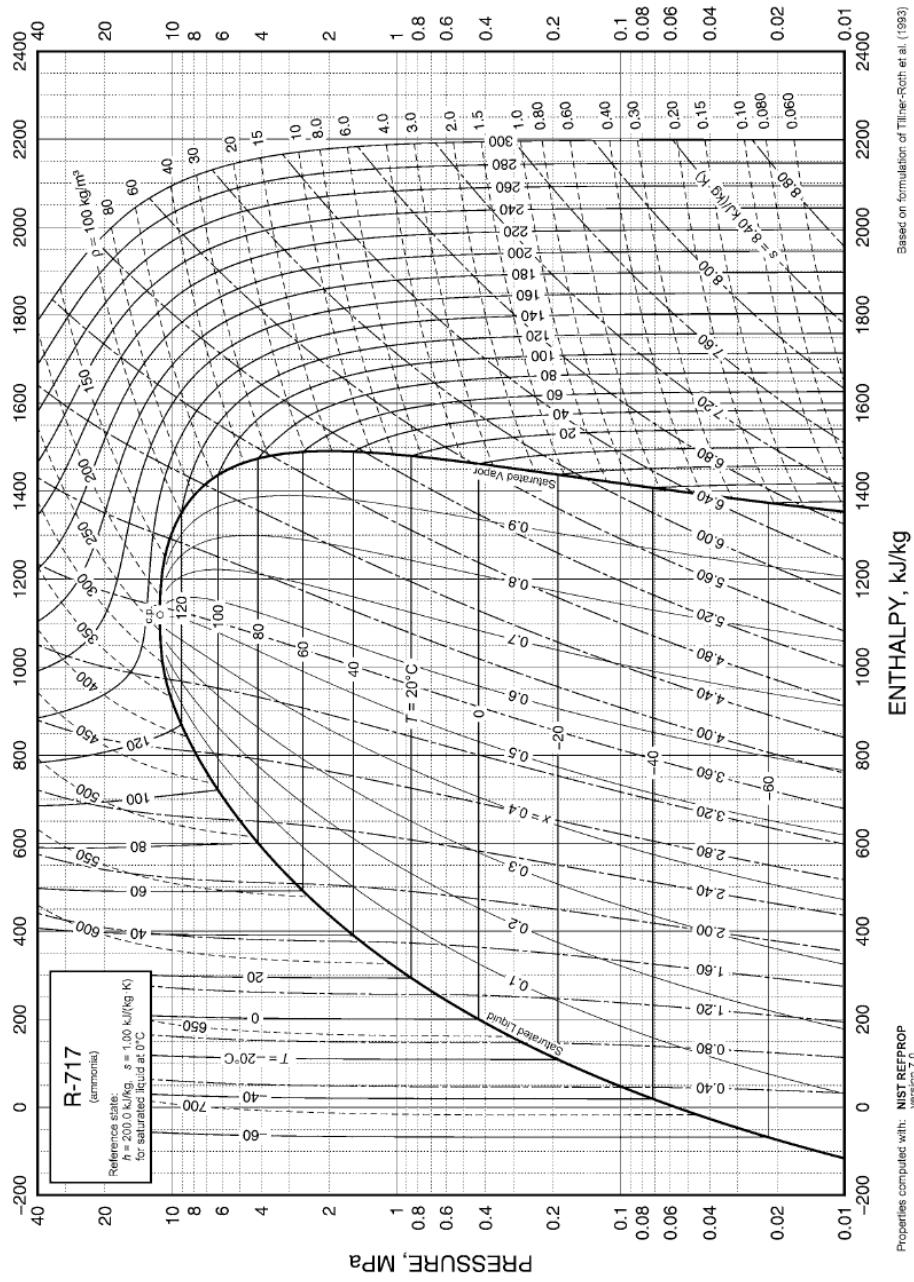
Temp., °C	Pres- sure, <sup>**</sup> MPa	Density, kg/m <sup>3</sup>	Volume, m <sup>3</sup> /kg	Enthalpy, kJ/kg		Entropy, kJ/(kg·K)		Specific Heat c <sub>p</sub> , kJ/(kg·K)		c <sub>p</sub> /c <sub>v</sub>	Velocity of Sound, m/s		Viscosity, μPa·s		Thermal Cond., mW/(m·K)		Surface Tension, mN/m	Temp., <sup>c</sup> °C
				Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor		Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor		
-100	0.00295	1476.9	4.92920	74.41	303.90	0.4323	1.7579	1.219	0.618	1.164	1046	129.6	—	—	124.6	5.77	18.35	-100
-95	0.00458	1461.7	3.25360	80.48	306.85	0.4669	1.7377	1.210	0.631	1.162	1000	131.2	784.2	7.29	121.7	6.06	17.88	-95
-90	0.00693	1446.8	2.20850	86.51	309.83	0.5003	1.7197	1.205	0.644	1.161	960	132.6	701.5	7.49	118.8	6.36	17.41	-90
-85	0.01019	1431.9	1.53750	92.53	312.83	0.5327	1.7036	1.203	0.658	1.159	925	134.0	631.9	7.68	116.1	6.67	16.92	-85
-80	0.01464	1417.1	1.09510	98.54	315.85	0.5642	1.6893	1.203	0.672	1.159	892	135.4	572.7	7.88	113.4	6.99	16.43	-80
-75	0.02058	1402.3	0.79638	104.57	318.88	0.5950	1.6766	1.205	0.686	1.158	862	136.6	521.7	8.07	110.8	7.31	15.92	-75
-70	0.02836	1387.4	0.59012	110.60	321.92	0.6250	1.6652	1.208	0.701	1.158	833	137.8	477.4	8.27	108.2	7.63	15.40	-70
-65	0.03837	1372.5	0.44482	116.66	324.96	0.6545	1.6552	1.213	0.716	1.159	806	138.9	438.5	8.46	105.7	7.96	14.88	-65
-60	0.05105	1357.4	0.34056	122.74	328.00	0.6833	1.6463	1.220	0.732	1.160	779	139.8	404.3	8.65	103.2	8.30	14.34	-60
-55	0.06688	1342.3	0.26444	128.87	331.03	0.7116	1.6384	1.227	0.749	1.161	754	140.7	373.8	8.84	100.8	8.65	13.80	-55
-50	0.08638	1326.9	0.20801	135.03	334.05	0.7395	1.6314	1.235	0.766	1.164	729	141.4	346.5	9.02	98.4	9.00	13.24	-50
-48	0.09533	1320.7	0.18960	137.51	335.25	0.7505	1.6288	1.239	0.773	1.165	719	141.6	336.4	9.10	97.4	9.14	13.02	-48
-46.74 <sup>b</sup>	0.10132	1316.8	0.17902	139.07	336.01	0.7574	1.6273	1.241	0.777	1.166	713	141.8	330.2	9.15	96.8	9.23	12.88	-46.74
-46	0.10499	1314.5	0.17313	139.99	336.45	0.7615	1.6264	1.243	0.780	1.166	709	141.9	326.7	9.17	96.5	9.28	12.80	-46
-44	0.11541	1308.2	0.15836	142.48	337.65	0.7724	1.6241	1.247	0.787	1.167	699	142.1	317.4	9.25	95.5	9.42	12.57	-44
-42	0.12662	1301.9	0.14510	144.99	338.84	0.7832	1.6219	1.251	0.795	1.169	690	142.3	308.4	9.32	94.6	9.57	12.34	-42
-40	0.13867	1295.6	0.13317	147.49	340.03	0.7940	1.6198	1.255	0.803	1.170	680	142.5	299.8	9.40	93.7	9.71	12.12	-40
-38	0.15159	1289.2	0.12240	150.01	341.21	0.8047	1.6178	1.259	0.810	1.172	670	142.6	291.4	9.47	92.7	9.86	11.89	-38
-36	0.16542	1282.8	0.11268	152.54	342.38	0.8153	1.6159	1.264	0.818	1.174	661	142.7	283.4	9.55	91.8	10.01	11.66	-36
-34	0.18022	1276.3	0.10388	155.08	343.55	0.8260	1.6141	1.269	0.826	1.176	651	142.8	275.7	9.62	90.9	10.16	11.42	-34
-32	0.19602	1269.7	0.09590	157.63	344.72	0.8365	1.6123	1.274	0.835	1.178	642	142.9	268.3	9.70	90.0	10.31	11.19	-32
-30	0.21287	1263.2	0.08865	160.18	345.88	0.8470	1.6107	1.279	0.843	1.180	632	142.9	261.1	9.77	89.1	10.46	10.96	-30
-28	0.23081	1256.5	0.08205	162.75	347.03	0.8575	1.6092	1.284	0.852	1.183	622	143.0	254.1	9.85	88.2	10.61	10.72	-28
-26	0.24989	1249.8	0.07604	165.33	348.17	0.8679	1.6077	1.289	0.861	1.186	613	143.0	247.4	9.93	87.3	10.77	10.49	-26
-24	0.27016	1243.1	0.07055	167.92	349.30	0.8783	1.6063	1.295	0.870	1.188	603	142.9	240.9	10.00	86.5	10.93	10.25	-24
-22	0.29167	1236.3	0.06553	170.52	350.43	0.8886	1.6049	1.301	0.879	1.191	594	142.9	234.5	10.08	85.6	11.08	10.02	-22
-20	0.31446	1229.4	0.06094	173.13	351.54	0.8989	1.6037	1.307	0.888	1.195	584	142.8	228.4	10.15	84.7	11.24	9.78	-20
-18	0.33858	1222.5	0.05673	175.76	352.65	0.9091	1.6024	1.313	0.898	1.198	575	142.7	222.5	10.23	83.8	11.40	9.54	-18
-16	0.36408	1215.4	0.05286	178.39	353.75	0.9193	1.6013	1.319	0.908	1.202	566	142.5	216.8	10.31	83.0	11.56	9.30	-16
-14	0.39102	1208.0	0.04931	181.04	354.83	0.9295	1.6001	1.326	0.918	1.206	556	142.3	211.2	10.39	82.1	11.73	9.06	-14
-12	0.41945	1201.2	0.04603	183.71	355.91	0.9397	1.5991	1.333	0.929	1.210	547	142.1	205.7	10.47	81.2	11.89	8.82	-12
-10	0.44941	1193.9	0.04301	186.39	356.97	0.9498	1.5980	1.340	0.940	1.214	537	141.9	200.5	10.55	80.4	12.06	8.58	-10
-8	0.48096	1186.6	0.04023	189.08	358.02	0.9599	1.5971	1.348	0.951	1.219	528	141.6	195.3	10.63	79.5	12.23	8.34	-8
-6	0.51416	1179.2	0.03765	191.78	359.06	0.9699	1.5961	1.355	0.962	1.224	518	141.3	190.3	10.71	78.7	12.41	8.10	-6
-4	0.54906	1171.7	0.03527	194.51	360.08	0.9800	1.5952	1.363	0.974	1.230	508	141.0	185.5	10.79	77.8	12.58	7.86	-4
-2	0.58571	1164.0	0.03306	197.25	361.08	0.9900	1.5943	1.372	0.987	1.236	499	140.6	180.7	10.88	77.0	12.76	7.62	-2
0	0.62417	1156.3	0.03101	200.00	362.07	1.0000	1.5934	1.381	0.999	1.242	489	140.2	176.1	10.97	76.2	12.96	7.37	0
2	0.66450	1148.5	0.02910	202.77	363.05	1.0100	1.5925	1.390	1.012	1.249	480	139.8	171.6	11.05	75.3	13.16	7.13	2
4	0.70676	1140.5	0.02733	205.56	364.00	1.0199	1.5917	1.399	1.026	1.256	470	139.3	167.2	11.14	74.5	13.36	6.89	4
6	0.75099	1132.4	0.02568	208.37	364.94	1.0299	1.5908	1.410	1.040	1.264	460	138.8	162.9	11.23	73.7	13.57	6.65	6
8	0.79728	1124.2	0.02415	211.20	365.85	1.0398	1.5900	1.420	1.055	1.272	451	138.2	158.7	11.33	72.8	13.79	6.41	8
10	0.84566	1115.9	0.02271	214.04	366.75	1.0498	1.5891	1.431	1.071	1.282	441	137.6	154.5	11.43	72.0	14.01	6.17	10
12	0.89622	1107.4	0.02138	216.91	367.61	1.0597	1.5883	1.443	1.088	1.291	431	137.0	150.5	11.52	71.2	14.24	5.93	12
14	0.94900	1098.7	0.02012	219.80	368.46	1.0696	1.5874	1.455	1.105	1.302	422	136.3	146.6	11.63	70.4	14.49	5.69	14
16	1.00410	1089.9	0.01895	222.71	369.28	1.0796	1.5865	1.468	1.124	1.314	412	135.6	142.7	11.73	69.6	14.75	5.45	16
18	1.06150	1080.9	0.01785	225.65	370.07	1.0895	1.5856	1.482	1.144	1.327	402	134.9	138.9	11.86	68.8	15.01	5.21	18
20	1.12140	1071.7	0.01683	228.61	370.83	1.0995	1.5846	1.497	1.165	1.341	392	134.1	135.1	11.97	67.9	15.29	4.97	20
22	1.18370	1062.4	0.01586	231.60	371.55	1.1094	1.5836	1.513	1.188	1.356	382	133.2	131.5	12.09	67.1	15.58	4.74	22
24	1.24860	1052.8	0.01495	234.61	372.25	1.1194	1.5826	1.530	1.212	1.372	372	132.3	127.9	12.22	66.3	15.89	4.50	24
26	1.31610	1043.0	0.01410	237.66	372.91	1.1294	1.5815	1.548	1.239	1.391	362	131.4	124.3	12.35	65.5	16.21	4.27	26
28	1.38640	1032.9	0.01329	240.73	373.52	1.1394	1.5804	1.568	1.268	1.411	352	130.4	120.8	12.48	64.7	16.54	4.04	28
30	1.45940	1022.6	0.01253	243.84	374.10	1.1495	1.5792	1.589	1.299	1.433	341	129.3	117.4	12.62	63.9	16.90	3.81	30
32	1.53520	1011.9	0.01182	246.98	374.63	1.1595	1.5779	1.612	1.333	1.458	331	128.2	114.0	12.77	63.1	17.28	3.58	32
34	1.61400	1001.0	0.01114	250.16	375.11	1.1697	1.5765	1.637	1.371	1.485	321	127.1	110.6	12.93	62.2	17.68	3.35	34
36	1.69580	989.7	0.01050	253.39	375.54	1.1799	1.5750	1.664	1.413	1.516	310	125.9	107.3	13.10	61.4	18.12	3.12	36
38	1.78070	978.1	0.00989	256.65	375.91	1.1901	1.5734	1.695	1.459	1.551	300	124.6	104.0	13.28	60.6	18.58	2.90	38
40	1.86880	966.0	0.00932	259.96	376.22	1.2004	1.5717	1.729	1.511	1.591	289	123.2	100.7	13.47	59.8	19.09	2.68	40
42	1.96020	953.5	0.00877	263.33	376.46	1.2108	1.5698	1.767	1.570	1.636	278	121.8	97.5	13.68	59.0	19.63	2.47	42
44	2.05490	940.5	0.00825	266.74	376.61	1.2213	1.5678	1.811	1.638	1.689	267	120.4	94.3	13.90	58.1	20.23	2.25	44
46	2.15310	926.9	0.00776	270.23	376.68	1.2320	1.5655	1.860	1.716	1.750	256	118.8	91.0	14.14	57.3	20.89	2.04	46
48	2.25480	912.7	0.00728	273.78	376.66	1.2427	1.5631	1.918	1.807	1.823	245	117.2	87.8	14.41	56.5	21.62	1.83	48
50	2.36030	897.7	0.00683	2														



Refrigerant 600a (Isobutane) Properties of Saturated Liquid and Saturated Vapor

Temp., <sup>a</sup> °C	Pres- sure, MPa	Density, kg/m <sup>3</sup> Liquid	Volume, m <sup>3</sup> /kg Vapor	Enthalpy, kJ/kg		Entropy, kJ/(kg·K)		Specific Heat $c_p$ , kJ/(kg·K)		$c_p/c_v$	Velocity of Sound, m/s		Viscosity, μPa·s		Thermal Cond., mW/(m·K)		Surface Tension, mN/m	Temp., °C
				Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor		Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor		
-100	0.0038	683.9	65.234	-6.40	428.19	0.0671	2.5770	1.878	1.131	1.145	1558	168.3	936.5	4.40	140.0	6.03	25.52	-100
-95	0.0062	679.1	41.078	3.04	433.86	0.1208	2.5391	1.894	1.151	1.143	1526	170.5	837.2	4.53	138.0	6.39	24.88	-95
-90	0.0098	674.2	26.648	12.55	439.62	0.1734	2.5052	1.911	1.171	1.140	1494	172.6	753.2	4.65	136.0	6.76	24.24	-90
-85	0.0151	669.4	17.764	22.14	445.46	0.2251	2.4750	1.927	1.191	1.138	1462	174.7	681.3	4.78	134.0	7.13	23.59	-85
-80	0.0227	664.5	12.140	31.82	451.39	0.2759	2.4481	1.944	1.212	1.136	1431	176.7	619.2	4.91	131.9	7.50	22.96	-80
-75	0.0333	659.5	8.4874	41.59	457.40	0.3258	2.4242	1.961	1.233	1.134	1400	178.7	565.3	5.03	129.8	7.88	22.32	-75
-70	0.00478	654.6	6.0592	51.44	463.48	0.3749	2.4031	1.979	1.254	1.132	1370	180.6	518.1	5.16	127.7	8.27	21.68	-70
-65	0.00671	649.6	4.4096	61.38	469.63	0.4232	2.3845	1.997	1.276	1.130	1340	182.4	476.6	5.28	125.6	8.67	21.05	-65
-60	0.00927	644.6	3.2662	71.41	475.86	0.4708	2.3683	2.015	1.298	1.129	1309	184.2	439.8	5.41	123.5	9.06	20.41	-60
-55	0.01258	639.5	2.4590	81.54	482.14	0.5177	2.3541	2.034	1.321	1.128	1280	185.9	407.0	5.53	121.3	9.47	19.78	-55
-50	0.01680	634.4	1.8792	91.76	488.49	0.5640	2.3419	2.054	1.344	1.126	1250	187.5	377.6	5.65	119.2	9.88	19.16	-50
-45	0.02211	629.3	1.4561	102.09	494.89	0.6098	2.3315	2.074	1.368	1.126	1220	189.0	351.2	5.78	117.1	10.29	18.53	-45
-40	0.02870	624.1	1.1427	112.51	501.35	0.6549	2.3227	2.094	1.393	1.125	1191	190.4	327.4	5.90	115.0	10.71	17.91	-40
-35	0.03680	618.9	0.90737	123.04	507.85	0.6995	2.3154	2.115	1.418	1.125	1162	191.8	305.8	6.02	112.9	11.14	17.29	-35
-30	0.04662	613.6	0.72839	133.68	514.40	0.7437	2.3095	2.137	1.444	1.125	1133	193.0	286.2	6.14	110.8	11.57	16.67	-30
-25	0.05843	608.3	0.59662	144.43	520.99	0.7874	2.3048	2.159	1.471	1.125	1104	194.1	268.3	6.26	108.7	12.01	16.05	-25
-20	0.07248	602.9	0.48339	155.30	527.61	0.8306	2.3013	2.182	1.499	1.125	1075	195.1	251.9	6.38	106.6	12.45	15.44	-20
-15	0.08905	597.4	0.39904	166.29	534.26	0.8735	2.2989	2.206	1.527	1.126	1047	196.0	236.9	6.50	104.6	12.90	14.83	-15
-11.75 <sup>b</sup>	0.10133	593.8	0.35378	173.49	538.60	0.9012	2.2979	2.222	1.547	1.126	1028	196.5	227.8	6.58	103.3	13.20	14.44	-11.75
-10	0.10845	591.9	0.33204	177.40	540.93	0.9160	2.2975	2.231	1.557	1.127	1018	196.8	223.1	6.62	102.6	13.36	14.23	-10
-5	0.13098	586.3	0.27833	188.63	547.63	0.9582	2.2969	2.256	1.587	1.128	990	197.4	210.3	6.74	100.6	13.83	13.63	-5
0	0.15696	580.6	0.23491	200.00	554.34	1.0000	2.2972	2.283	1.619	1.130	961	197.9	198.6	6.86	98.6	14.30	13.03	0
2	0.16839	578.3	0.21989	204.59	557.02	1.0167	2.2975	2.293	1.632	1.131	950	198.0	194.1	6.91	97.9	14.49	12.79	2
4	0.18045	576.0	0.20604	209.19	559.71	1.0333	2.2980	2.304	1.645	1.132	939	198.2	189.8	6.96	97.1	14.68	12.55	4
6	0.19316	573.6	0.19324	213.82	562.40	1.0498	2.2985	2.316	1.658	1.132	928	198.3	185.6	7.01	96.3	14.88	12.32	6
8	0.20654	571.3	0.18140	218.47	565.09	1.0663	2.2992	2.327	1.672	1.133	916	198.3	181.5	7.06	95.5	15.07	12.08	8
10	0.22061	568.9	0.17044	223.15	567.78	1.0828	2.3000	2.338	1.686	1.135	905	198.4	177.5	7.11	94.8	15.27	11.84	10
12	0.23541	566.5	0.16028	227.85	570.47	1.0993	2.3008	2.350	1.699	1.136	894	198.4	173.7	7.16	94.0	15.47	11.61	12
14	0.25094	564.2	0.15086	232.57	573.15	1.1157	2.3018	2.362	1.714	1.137	883	198.4	170.0	7.21	93.3	15.67	11.38	14
16	0.26724	561.7	0.14210	237.32	575.84	1.1320	2.3028	2.374	1.728	1.138	871	198.4	166.3	7.26	92.5	15.88	11.14	16
18	0.28432	559.3	0.13395	242.09	578.52	1.1484	2.3039	2.386	1.743	1.140	860	198.3	162.8	7.31	91.8	16.08	10.91	18
20	0.30222	556.9	0.12637	246.88	581.21	1.1647	2.3051	2.398	1.757	1.141	849	198.2	159.3	7.37	91.1	16.29	10.68	20
22	0.32095	554.4	0.11930	251.70	583.89	1.1810	2.3064	2.411	1.772	1.143	838	198.1	156.0	7.42	90.3	16.50	10.45	22
24	0.34054	551.9	0.11271	256.55	586.56	1.1972	2.3078	2.424	1.788	1.144	826	198.0	152.7	7.47	89.6	16.72	10.22	24
26	0.36102	549.4	0.10655	261.42	589.24	1.2134	2.3093	2.437	1.803	1.146	815	197.8	149.5	7.52	88.9	16.93	9.99	26
28	0.38240	546.9	0.10080	266.32	591.91	1.2296	2.3108	2.450	1.819	1.148	804	197.6	146.5	7.58	88.2	17.15	9.76	28
30	0.40472	544.3	0.09542	271.24	594.57	1.2458	2.3123	2.463	1.835	1.150	793	197.4	143.4	7.63	87.5	17.37	9.53	30
32	0.42800	541.7	0.09038	276.19	597.23	1.2619	2.3140	2.477	1.852	1.152	781	197.1	140.5	7.69	86.8	17.59	9.31	32
34	0.45226	539.1	0.08566	281.17	599.88	1.2780	2.3157	2.491	1.869	1.154	770	196.8	137.6	7.74	86.1	17.82	9.08	34
36	0.47753	536.5	0.08124	286.18	602.53	1.2941	2.3174	2.505	1.886	1.157	759	196.5	134.8	7.80	85.4	18.05	8.86	36
38	0.50384	533.9	0.07708	291.22	605.17	1.3102	2.3192	2.520	1.903	1.159	747	196.2	132.1	7.85	84.7	18.29	8.63	38
40	0.53121	531.2	0.07317	296.28	607.80	1.3263	2.3211	2.535	1.921	1.162	736	195.8	129.4	7.91	84.1	18.52	8.41	40
42	0.55966	528.5	0.06950	301.37	610.43	1.3423	2.3230	2.550	1.939	1.165	725	195.3	126.8	7.97	83.4	18.77	8.19	42
44	0.58923	525.8	0.06605	306.50	613.04	1.3583	2.3249	2.566	1.958	1.168	714	194.9	124.2	8.03	82.7	19.01	7.97	44
46	0.61995	523.0	0.06279	311.65	615.65	1.3744	2.3269	2.582	1.977	1.171	702	194.4	121.7	8.09	82.1	19.26	7.75	46
48	0.65182	520.2	0.05973	316.84	618.24	1.3904	2.3289	2.598	1.997	1.174	691	193.9	119.3	8.15	81.4	19.52	7.53	48
50	0.68490	517.4	0.05683	322.06	620.82	1.4064	2.3309	2.615	2.017	1.178	680	193.3	116.9	8.22	80.8	19.78	7.31	50
55	0.77299	510.2	0.05029	335.25	627.22	1.4464	2.3361	2.659	2.069	1.188	651	191.7	111.1	8.38	79.2	20.45	6.78	55
60	0.86916	502.7	0.04459	348.66	633.53	1.4863	2.3414	2.706	2.125	1.199	622	189.9	105.6	8.56	77.6	21.16	6.24	60
65	0.97386	495.0	0.03962	362.29	639.72	1.5263	2.3467	2.757	2.186	1.213	593	187.8	100.3	8.74	76.1	21.92	5.72	65
70	1.0875	487.0	0.03525	376.17	645.77	1.5664	2.3520	2.812	2.252	1.229	564	185.4	95.2	8.94	74.6	22.72	5.21	70
75	1.2107	478.6	0.03140	390.31	651.64	1.6065	2.3572	2.874	2.326	1.248	535	182.7	90.4	9.16	73.2	23.59	4.71	75
80	1.3438	469.9	0.02799	404.73	657.31	1.6469	2.3621	2.942	2.409	1.272	505	179.7	85.6	9.39	71.8	24.53	4.21	80
85	1.4874	460.7	0.02496	419.46	662.73	1.6874	2.3667	3.020	2.507	1.301	475	176.3	81.0	9.65	70.4	25.56	3.73	85
90	1.6420	451.1	0.02226	434.54	667.86	1.7283	2.3708	3.110	2.625	1.338	444	172.6	76.6	9.95	69.1	26.70	3.26	90
95	1.8081	440.7	0.01983	450.00	672.62	1.7696	2.3743	3.217	2.769	1.385	413	168.4	72.1	10.27	67.8	27.98	2.80	95
100	1.9865	429.6	0.01764	465.90	676.94	1.8114	2.3769	3.347	2.951	1.447	381	163.8	67.8	10.65	66.6	29.44	2.36	100
105	2.1778	417.6	0.01565	482.33	680.70	1.8539	2.3785	3.513	3.189	1.531	348	158.7	63.4	11.09	65.4	31.14	1.93	105
110	2.3826	404.3	0.01383	499.39	683.74	1.8974	2.3785	3.736	3.517	1.650	313	153.1	59.0	11.62	64.2	33.18	1.53	110
115	2.6019	389.4	0.01214	517.26	685.81	1.9423	2.3765	4.059	4.002	1.831	278	146.9	54.5	12.27	63.1	35.72	1.14	115
120	2.8366	372.0	0.01056	536.26	686.46	1.9893	2.3714	4.585	4.806	2.139	240	139.9	49.8	13.09	62.2	39.05	0.78	120
125	3.0880	350.6	0.00902	557.01	684.81	2.0400	2.3610	5.629	6.428	2.770	200	13						

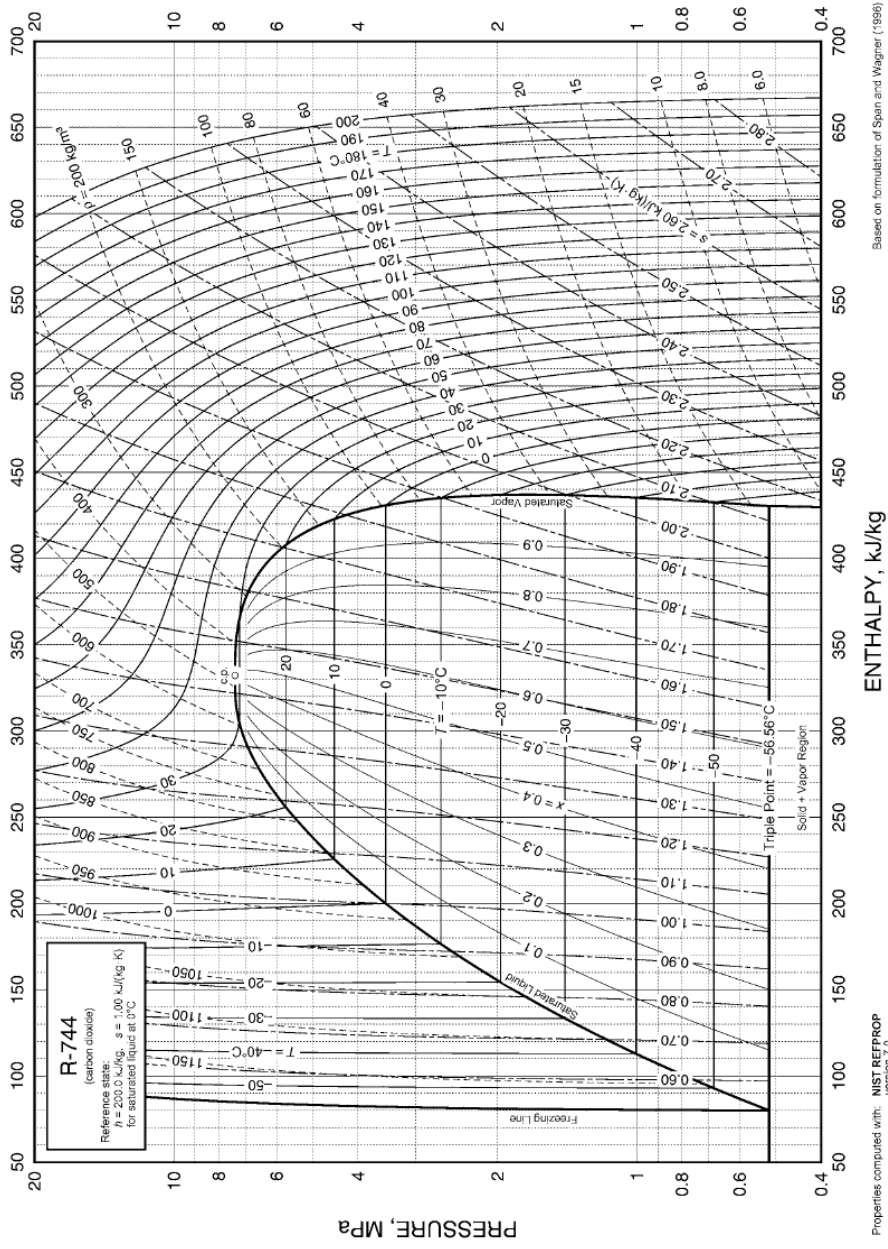




Refrigerant 717 (Ammonia) Properties of Saturated Liquid and Saturated Vapor

Temp.,* °C	Pres- sure, MPa	Density, kg/m <sup>3</sup> Liquid	Volume, m <sup>3</sup> /kg Vapor	Enthalpy, kJ/kg		Entropy, kJ/(kg·K)		Specific Heat c <sub>p</sub> , kJ/(kg·K)		c <sub>p</sub> /c <sub>v</sub>	Velocity of Sound, m/s		Viscosity, μPa·s		Thermal Cond., mW/(m·K)		Surface Tension, mN/m	Temp.,* °C
				Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor		Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor		
-77.65 <sup>a</sup>	0.00609	732.9	15.602	-143.15	1341.23	-0.4716	7.1213	4.202	2.063	1.325	2124	354.1	559.6	6.84	819.0	19.64	62.26	-77.65
-70	0.01094	724.7	9.0079	-110.81	1355.55	-0.3094	6.9088	4.245	2.086	1.327	2051	360.5	475.0	7.03	792.1	19.73	59.10	-70
-60	0.02189	713.6	4.7057	-68.06	1373.73	-0.1040	6.6602	4.303	2.125	1.330	1967	368.4	391.3	7.30	757.0	19.93	55.05	-60
-50	0.04084	702.1	2.6277	-24.73	1391.19	0.0945	6.4396	4.360	2.178	1.335	1890	375.6	328.9	7.57	722.3	20.24	51.11	-50
-40	0.07169	690.2	1.5533	19.17	1407.76	0.2867	6.2425	4.414	2.244	1.342	1816	382.2	281.2	7.86	688.1	20.64	47.26	-40
-38	0.07971	687.7	1.4068	28.01	1410.96	0.3245	6.2056	4.424	2.259	1.343	1802	383.4	273.1	7.92	681.4	20.73	46.51	-38
-36	0.08845	685.3	1.2765	36.88	1414.11	0.3619	6.1694	4.434	2.275	1.345	1787	384.6	265.3	7.98	674.6	20.83	45.75	-36
-34	0.09795	682.8	1.1604	45.77	1417.23	0.3992	6.1339	4.444	2.291	1.347	1773	385.8	257.9	8.03	667.9	20.93	45.00	-34
-33.33 <sup>b</sup>	0.10133	682.0	1.1242	48.76	1418.26	0.4117	6.1221	4.448	2.297	1.348	1768	386.2	255.5	8.05	665.7	20.97	44.75	-33.33
-32	0.10826	680.3	1.0567	54.67	1420.29	0.4362	6.0992	4.455	2.308	1.349	1759	387.0	250.8	8.09	661.3	21.04	44.26	-32
-30	0.11943	677.8	0.96396	63.60	1423.31	0.4730	6.0651	4.465	2.326	1.351	1744	388.1	244.1	8.15	654.6	21.15	43.52	-30
-28	0.13151	675.3	0.88082	72.55	1426.28	0.5096	6.0317	4.474	2.344	1.353	1730	389.2	237.6	8.21	648.0	21.26	42.78	-28
-26	0.14457	672.8	0.80614	81.52	1429.21	0.5460	5.9989	4.484	2.363	1.355	1716	390.2	231.4	8.27	641.5	21.38	42.05	-26
-24	0.15864	670.3	0.73896	90.51	1432.08	0.5821	5.9667	4.494	2.383	1.358	1702	391.2	225.5	8.33	634.9	21.51	41.32	-24
-22	0.17379	667.7	0.67840	99.52	1434.91	0.6180	5.9351	4.504	2.403	1.360	1687	392.2	219.8	8.39	628.4	21.63	40.60	-22
-20	0.19008	665.1	0.62373	108.55	1437.68	0.6538	5.9041	4.514	2.425	1.363	1673	393.2	214.4	8.45	622.0	21.77	39.88	-20
-18	0.20756	662.6	0.57428	117.60	1440.39	0.6893	5.8736	4.524	2.446	1.365	1659	394.1	209.2	8.51	615.5	21.90	39.16	-18
-16	0.22630	660.0	0.52949	126.67	1443.06	0.7246	5.8437	4.534	2.469	1.368	1645	395.0	204.2	8.57	609.1	22.05	38.45	-16
-14	0.24637	657.3	0.48885	135.76	1445.66	0.7597	5.8143	4.543	2.493	1.371	1631	395.8	199.3	8.63	602.8	22.19	37.74	-14
-12	0.26782	654.7	0.45192	144.88	1448.21	0.7946	5.7853	4.553	2.517	1.375	1616	396.7	194.7	8.69	596.4	22.35	37.04	-12
-10	0.29071	652.1	0.41830	154.01	1450.70	0.8293	5.7569	4.564	2.542	1.378	1602	397.5	190.2	8.75	590.1	22.50	36.34	-10
-8	0.31513	649.4	0.38767	163.16	1453.14	0.8638	5.7289	4.574	2.568	1.382	1588	398.2	185.9	8.81	583.9	22.67	35.65	-8
-6	0.34114	646.7	0.35970	172.34	1455.51	0.8981	5.7013	4.584	2.594	1.385	1574	398.9	181.7	8.87	577.7	22.83	34.96	-6
-4	0.36880	644.0	0.33414	181.54	1457.81	0.9323	5.6741	4.595	2.622	1.389	1559	399.6	177.7	8.93	571.5	23.00	34.27	-4
-2	0.39819	641.3	0.31074	190.76	1460.06	0.9662	5.6474	4.606	2.651	1.393	1545	400.2	173.8	8.99	565.3	23.18	33.59	-2
0	0.42928	638.6	0.28930	200.00	1462.24	1.0000	5.6210	4.617	2.680	1.398	1531	400.8	170.1	9.06	559.2	23.37	32.91	0
2	0.46246	635.8	0.26962	209.27	1464.35	1.0336	5.5951	4.628	2.710	1.402	1516	401.4	166.5	9.12	553.1	23.55	32.24	2
4	0.49748	633.1	0.25153	218.55	1466.40	1.0670	5.5695	4.639	2.742	1.407	1502	401.9	162.9	9.18	547.1	23.75	31.57	4
6	0.53453	630.3	0.23489	227.87	1468.37	1.1003	5.5442	4.651	2.774	1.412	1487	402.4	159.5	9.24	541.1	23.95	30.91	6
8	0.57370	627.5	0.21956	237.20	1470.28	1.1334	5.5192	4.663	2.807	1.417	1473	402.8	156.2	9.30	535.1	24.15	30.24	8
10	0.61505	624.6	0.20543	246.57	1472.11	1.1664	5.4946	4.676	2.841	1.422	1458	403.2	153.0	9.36	529.1	24.37	29.59	10
12	0.65866	621.8	0.19237	255.95	1473.88	1.1992	5.4703	4.689	2.877	1.428	1443	403.6	149.9	9.43	523.2	24.58	28.94	12
14	0.70463	618.9	0.18031	265.37	1475.56	1.2318	5.4463	4.702	2.913	1.434	1429	403.9	146.9	9.49	517.3	24.81	28.29	14
16	0.75303	616.0	0.16914	274.81	1477.17	1.2643	5.4226	4.716	2.951	1.440	1414	404.2	144.0	9.55	511.5	25.04	27.65	16
18	0.80395	613.1	0.15879	284.28	1478.70	1.2967	5.3991	4.730	2.990	1.446	1399	404.4	141.1	9.61	505.6	25.27	27.01	18
20	0.85748	610.2	0.14920	293.78	1480.16	1.3289	5.3759	4.745	3.030	1.453	1384	404.6	138.3	9.68	499.9	25.52	26.38	20
22	0.91369	607.2	0.14029	303.31	1481.53	1.3610	5.3529	4.760	3.071	1.460	1370	404.8	135.6	9.74	494.1	25.77	25.75	22
24	0.97268	604.3	0.13201	312.87	1482.82	1.3929	5.3301	4.776	3.113	1.468	1355	404.9	133.0	9.80	488.4	26.03	25.12	24
26	1.03450	601.3	0.12431	322.47	1484.02	1.4248	5.3076	4.793	3.158	1.475	1340	404.9	130.4	9.87	482.7	26.29	24.50	26
28	1.09920	598.2	0.11714	332.09	1485.14	1.4565	5.2853	4.810	3.203	1.484	1324	405.0	127.9	9.93	477.0	26.57	23.89	28
30	1.16720	595.2	0.11046	341.76	1486.17	1.4881	5.2631	4.828	3.250	1.492	1309	404.9	125.5	10.00	471.4	26.85	23.28	30
32	1.23820	592.1	0.10422	351.45	1487.11	1.5196	5.2412	4.847	3.299	1.501	1294	404.8	123.1	10.06	465.7	27.14	22.67	32
34	1.31240	589.0	0.09840	361.19	1487.95	1.5509	5.2194	4.867	3.349	1.510	1279	404.7	120.7	10.13	460.1	27.43	22.07	34
36	1.39000	585.8	0.09296	370.96	1488.70	1.5822	5.1978	4.888	3.401	1.520	1263	404.5	118.4	10.19	454.6	27.74	21.47	36
38	1.47090	582.6	0.08787	380.78	1489.36	1.6134	5.1763	4.909	3.455	1.530	1248	404.3	116.2	10.26	449.1	28.05	20.88	38
40	1.55540	579.4	0.08310	390.64	1489.91	1.6446	5.1549	4.932	3.510	1.541	1232	404.0	114.0	10.33	443.5	28.38	20.29	40
42	1.64350	576.2	0.07863	400.54	1490.36	1.6756	5.1337	4.956	3.568	1.553	1216	403.7	111.9	10.39	438.0	28.71	19.71	42
44	1.73530	572.9	0.07445	410.48	1490.70	1.7065	5.1126	4.981	3.628	1.565	1201	403.3	109.8	10.46	432.6	29.06	19.13	44
46	1.83100	569.6	0.07052	420.48	1490.94	1.7374	5.0915	5.007	3.691	1.577	1185	402.9	107.8	10.53	427.1	29.41	18.56	46
48	1.93050	566.3	0.06682	430.52	1491.06	1.7683	5.0706	5.034	3.756	1.591	1169	402.4	105.8	10.60	421.7	29.78	17.99	48
50	2.03400	562.9	0.06335	440.62	1491.07	1.7990	5.0497	5.064	3.823	1.605	1153	401.9	103.8	10.67	416.3	30.16	17.43	50
55	2.31110	554.2	0.05554	466.10	1490.57	1.8758	4.9977	5.143	4.005	1.643	1112	400.3	99.0	10.86	402.9	31.16	16.04	55
60	2.61560	545.2	0.04880	491.97	1489.27	1.9523	4.9458	5.235	4.208	1.687	1070	398.3	94.5	11.05	389.6	32.26	14.69	60
65	2.94910	536.0	0.04296	518.26	1487.09	2.0288	4.8939	5.341	4.438	1.739	1028	396.0	90.1	11.25	376.4	33.47	13.37	65
70	3.31350	526.3	0.03787	545.04	1483.94	2.1054	4.8415	5.465	4.699	1.799	984	393.3	85.9	11.47	363.2	34.80	12.08	70
75	3.71050	516.2	0.03342	572.37	1479.72	2.1823	4.7885	5.610	5.001	1.870	940	390.1	81.9	11.70	350.2	36.30	10.83	75
80	4.14200	505.7	0.02951	600.34	1474.31	2.2596	4.7344	5.784	5.355	1.955	895	386.5	78.0	11.95	337.1	38.00	9.61	80
85	4.61000	494.5	0.02606	629.04	1467.53	2.3377	4.6789	5.993	5.777	2.058	848	382.5	74.2	12.23	324.1	39.95	8.44	85
90	5.11670	482.8	0.02300	658.61	1459.19	2.4168	4.6213	6.250	6.291	2.187	800	377.9	70.5	12.55	311.0	42.24	7.30	90
95	5.66430	470.2	0.02027	689.19	1449.01	2.4973	4.5612	6.573	6.933	2.349	751	372.7	66.8	12.91	297.9	44.99	6.20	95
100	6.25530	456.6	0.01782	721.00	1436.63	2.5797	4.4975	6.991	7.762	2.562	701							





Based on formulation of Span and Wagner (1996)

ENTHALPY, kJ/kg

Properties computed with: NIST REFPROP version 7.0

PRESSURE, MPa

Refrigerant 744 (Carbon Dioxide) Properties of Saturated Liquid and Saturated Vapor

Temp., °C	Pres- sure, MPa	Density, kg/m <sup>3</sup>	Volume, m <sup>3</sup> /kg	Enthalpy, kJ/kg		Entropy, kJ/(kg·K)		Specific Heat $c_p$ , kJ/(kg·K)		$c_p/c_v$	Velocity of Sound, m/s		Viscosity, μPa·s		Thermal Cond., mW/(m·K)		Surface Tension, mN/m	Temp., °C
				Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor		Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor		
-56.56 <sup>a</sup>	0.51796	1178.5	0.07267	80.04	430.42	0.5213	2.1390	1.953	0.909	1.444	976	222.8	256.7	10.95	180.6	11.01	17.16	-56.56
-50	0.68234	1154.6	0.05579	92.94	432.68	0.5794	2.1018	1.971	0.952	1.468	928	223.4	229.3	11.31	172.1	11.58	15.53	-50
-48	0.73949	1147.1	0.05162	96.90	433.29	0.5968	2.0909	1.978	0.967	1.477	914	223.5	221.6	11.42	169.5	11.76	15.04	-48
-46	0.80015	1139.6	0.04782	100.88	433.86	0.6142	2.0801	1.985	0.982	1.486	900	223.6	214.3	11.53	166.9	11.95	14.56	-46
-44	0.86445	1132.0	0.04435	104.87	434.39	0.6314	2.0694	1.993	0.998	1.496	885	223.6	207.2	11.64	164.4	12.14	14.07	-44
-42	0.93252	1124.2	0.04118	108.88	434.88	0.6486	2.0589	2.002	1.015	1.507	871	223.6	200.3	11.75	161.8	12.34	13.60	-42
-40	1.00450	1116.4	0.03828	112.90	435.32	0.6656	2.0485	2.012	1.033	1.518	856	223.5	193.8	11.87	159.3	12.54	13.12	-40
-38	1.08050	1108.5	0.03562	116.95	435.72	0.6826	2.0382	2.022	1.052	1.530	842	223.4	187.4	11.98	156.8	12.75	12.65	-38
-36	1.16070	1100.5	0.03318	121.01	436.07	0.6995	2.0281	2.033	1.072	1.544	827	223.2	181.3	12.10	154.3	12.97	12.18	-36
-34	1.24520	1092.4	0.03093	125.10	436.37	0.7163	2.0180	2.045	1.094	1.558	813	223.1	175.4	12.22	151.8	13.20	11.72	-34
-32	1.33420	1084.1	0.02886	129.20	436.62	0.7331	2.0079	2.059	1.116	1.573	798	222.8	169.7	12.34	149.3	13.43	11.26	-32
-30	1.42780	1075.7	0.02696	133.34	436.82	0.7498	1.9980	2.073	1.141	1.590	783	222.5	164.2	12.46	146.9	13.68	10.80	-30
-28	1.52610	1067.2	0.02519	137.50	436.96	0.7665	1.9880	2.089	1.166	1.608	768	222.2	158.9	12.59	144.4	13.94	10.35	-28
-26	1.62930	1058.6	0.02356	141.69	437.04	0.7831	1.9781	2.105	1.194	1.627	753	221.8	153.8	12.72	141.9	14.20	9.90	-26
-24	1.73750	1049.8	0.02205	145.91	437.06	0.7997	1.9683	2.124	1.223	1.648	738	221.4	148.8	12.85	139.5	14.49	9.46	-24
-22	1.85090	1040.8	0.02065	150.16	437.01	0.8163	1.9584	2.144	1.255	1.671	723	220.9	144.0	12.98	137.1	14.78	9.02	-22
-20	1.96960	1031.7	0.01934	154.45	436.89	0.8328	1.9485	2.165	1.289	1.696	708	220.4	139.3	13.12	134.6	15.09	8.59	-20
-19	2.03100	1027.0	0.01873	156.61	436.81	0.8411	1.9436	2.177	1.307	1.709	700	220.1	137.1	13.18	133.4	15.25	8.37	-19
-18	2.09380	1022.3	0.01813	158.77	436.70	0.8494	1.9386	2.189	1.326	1.723	692	219.8	134.8	13.26	132.2	15.42	8.16	-18
-17	2.15810	1017.6	0.01756	160.95	436.58	0.8576	1.9337	2.201	1.346	1.738	684	219.5	132.6	13.33	131.0	15.59	7.95	-17
-16	2.22370	1012.8	0.01700	163.14	436.44	0.8659	1.9287	2.215	1.366	1.753	676	219.2	130.4	13.40	129.8	15.77	7.74	-16
-15	2.29080	1008.0	0.01647	165.34	436.27	0.8742	1.9237	2.228	1.388	1.768	668	218.8	128.3	13.47	128.6	15.95	7.53	-15
-14	2.35920	1003.1	0.01595	167.55	436.09	0.8825	1.9187	2.243	1.410	1.785	660	218.5	126.2	13.55	127.4	16.14	7.32	-14
-13	2.42940	998.1	0.01545	169.78	435.89	0.8908	1.9137	2.258	1.433	1.802	651	218.1	124.1	13.63	126.2	16.34	7.11	-13
-12	2.50100	993.1	0.01497	172.01	435.66	0.8991	1.9086	2.273	1.457	1.821	643	217.7	122.0	13.70	125.0	16.54	6.90	-12
-11	2.57400	988.1	0.01450	174.26	435.41	0.9074	1.9036	2.290	1.483	1.840	635	217.4	120.0	13.78	123.8	16.74	6.70	-11
-10	2.64870	982.9	0.01405	176.52	435.14	0.9157	1.8985	2.307	1.509	1.860	626	216.9	118.0	13.86	122.5	16.96	6.50	-10
-9	2.72490	977.7	0.01361	178.80	434.84	0.9240	1.8934	2.325	1.537	1.881	617	216.5	116.1	13.95	121.3	17.18	6.29	-9
-8	2.80270	972.5	0.01319	181.09	434.51	0.9324	1.8882	2.345	1.566	1.904	609	216.1	114.1	14.03	120.1	17.42	6.09	-8
-7	2.88210	967.1	0.01278	183.39	434.17	0.9408	1.8830	2.365	1.597	1.927	600	215.6	112.2	14.12	118.9	17.66	5.89	-7
-6	2.96320	961.7	0.01238	185.71	433.79	0.9491	1.8778	2.386	1.629	1.952	591	215.2	110.3	14.20	117.7	17.91	5.70	-6
-5	3.04590	956.2	0.01200	188.05	433.38	0.9576	1.8725	2.408	1.663	1.979	582	214.7	108.4	14.30	116.5	18.17	5.50	-5
-4	3.13030	950.6	0.01162	190.40	432.95	0.9660	1.8672	2.432	1.699	2.007	573	214.2	106.6	14.39	115.3	18.44	5.30	-4
-3	3.21640	945.0	0.01126	192.77	432.48	0.9744	1.8618	2.457	1.737	2.037	564	213.7	104.8	14.48	114.1	18.73	5.11	-3
-2	3.30420	939.2	0.01091	195.16	431.99	0.9829	1.8563	2.484	1.777	2.068	555	213.1	102.9	14.58	112.9	19.03	4.92	-2
-1	3.39380	933.4	0.01057	197.57	431.46	0.9914	1.8509	2.512	1.819	2.102	546	212.6	101.2	14.68	111.6	19.34	4.73	-1
0	3.48510	927.4	0.01024	200.00	430.89	1.0000	1.8453	2.542	1.865	2.138	536	212.0	99.4	14.79	110.4	19.67	4.54	0
1	3.57830	921.4	0.00992	202.45	430.29	1.0086	1.8397	2.574	1.913	2.176	527	211.5	97.6	14.89	109.2	20.02	4.35	1
2	3.67330	915.2	0.00961	204.93	429.65	1.0172	1.8340	2.609	1.965	2.218	518	210.9	95.9	15.00	108.0	20.38	4.17	2
3	3.77010	909.0	0.00931	207.43	428.97	1.0259	1.8282	2.645	2.020	2.262	508	210.3	94.2	15.12	106.8	20.76	3.99	3
4	3.86880	902.6	0.00901	209.95	428.25	1.0346	1.8223	2.685	2.080	2.309	499	209.6	92.5	15.24	105.5	21.17	3.80	4
5	3.96950	896.0	0.00872	212.50	427.48	1.0434	1.8163	2.727	2.144	2.360	489	209.0	90.8	15.36	104.3	21.60	3.62	5
6	4.07200	889.4	0.00845	215.08	426.67	1.0523	1.8102	2.772	2.213	2.416	480	208.3	89.1	15.49	103.1	22.06	3.45	6
7	4.17650	882.6	0.00817	217.69	425.81	1.0612	1.8041	2.822	2.289	2.476	470	207.6	87.5	15.62	101.8	22.54	3.27	7
8	4.28310	875.6	0.00791	220.34	424.89	1.0702	1.7977	2.875	2.370	2.541	460	206.9	85.8	15.76	100.6	23.06	3.10	8
9	4.39160	868.4	0.00765	223.01	423.92	1.0792	1.7913	2.934	2.460	2.612	451	206.2	84.2	15.91	99.4	23.61	2.93	9
10	4.50220	861.1	0.00740	225.73	422.88	1.0884	1.7847	2.998	2.558	2.690	441	205.4	82.6	16.06	98.1	24.21	2.76	10
11	4.61490	853.6	0.00715	228.49	421.79	1.0976	1.7779	3.068	2.666	2.776	431	204.6	80.9	16.22	96.9	24.84	2.59	11
12	4.72970	845.9	0.00691	231.29	420.62	1.1070	1.7710	3.145	2.786	2.871	421	203.8	79.3	16.39	95.6	25.53	2.42	12
13	4.84660	837.9	0.00668	234.13	419.37	1.1165	1.7638	3.232	2.919	2.977	411	203.0	77.7	16.56	94.4	26.27	2.26	13
14	4.96580	829.7	0.00645	237.03	418.05	1.1261	1.7565	3.328	3.068	3.095	401	202.1	76.1	16.75	93.1	27.08	2.10	14
15	5.08701	821.2	0.00622	239.99	416.64	1.1359	1.7489	3.436	3.237	3.228	391	201.2	74.4	16.95	91.9	27.96	1.95	15
16	5.21080	812.4	0.00600	243.01	415.12	1.1458	1.7411	3.558	3.429	3.378	381	200.3	72.8	17.16	90.6	28.93	1.79	16
17	5.33680	803.3	0.00578	246.10	413.50	1.1559	1.7329	3.698	3.649	3.550	370	199.3	71.2	17.39	89.4	29.99	1.64	17
18	5.46510	793.8	0.00557	249.26	411.76	1.1663	1.7244	3.858	3.905	3.748	360	198.3	69.5	17.64	88.1	31.16	1.49	18
19	5.59580	783.8	0.00536	252.52	409.89	1.1769	1.7155	4.044	4.204	3.979	349	197.2	67.8	17.90	86.9	32.47	1.35	19
20	5.72910	773.4	0.00515	255.87	407.87	1.1877	1.7062	4.264	4.560	4.252	338	196.1	66.1	18.19	85.7	33.94	1.20	20
21	5.86480	762.4	0.00494	259.33	405.67	1.1989	1.6964	4.526	4.990	4.578	326	194.9	64.4	18.50	84.5	35.61	1.06	21
22	6.00310	750.8	0.00474	262.93	403.26	1.2105	1.6860	4.846	5.519	4.976	314	193.6	62.7	18.85	83.4	37.52	0.93	22
23	6.14400	738.4	0.00453	266.68	400.63	1.2225	1.6749	5.248	6.185	5.472	302	192.3	60.9	19.23	82.4	39.74	0.80	23
24	6.28770	725.0	0.00433	270.61	397.70	1.2352	1.6629	5.767	7.049	6.107	288	190.8	59.0	19.66	81.5	42.35	0.67	24
25	6.43420	710.5	0.00412	274.78	394.43	1.2485	1.6498											



فهرست کتاب‌های منتشر شده انتشارات علمی  
دانشگاه آزاد اسلامی - واحد تهران جنوب

- ۱- نیروگاه آبی / تألیف مجید عباسپور، ۱۲۰۰ ریال
- ۲- نیروگاه آبی / تألیف مجید عباسپور، ۱۸۰۰ ریال
- ۳- شناخت انقلاب اسلامی / تألیف اسدالله بادامچیان، چاپ چهارم، ۷۵۰۰ ریال
- ۴- آشنایی با کامپیوتر / ترجمه اصغر زندی فرد، ۶۵۰۰ ریال
- ۵- مهندسی حفاری / تألیف مرتضی اصانلو، ۲۵۰۰ ریال
- ۶- برنامه‌ریزی تولید ادغامی / تألیف میربهادر قلی آریانزاد، ۲۷۵۰ ریال
- ۷- مدیریت تولید و عملیات (کاربردی) / تألیف شهنام طاهری، ۳۵۰۰ ریال
- ۸- انگلیسی برای دانشجویان رشته مدیریت / تألیف منوچهر حاضر، ۴۰۰۰ ریال
- ۹- انگلیسی برای دانشجویان رشته مدیریت / تألیف منوچهر حاضر، ۴۰۰۰ ریال
- ۱۰- حسابداری صنعتی / تألیف احمد هومن، چاپ دوم، ۲۲۰۰۰ ریال
- ۱۱- آمار و احتمالات و کاربرد آن در مدیریت / تألیف جلیل جلیلی خشنود، ۵۵۰۰ ریال
- ۱۲- فرتن ۷۷ / تألیف جعفر صلابانی - امیرمهدی هدایت‌فر، ۷۰۰۰ ریال
- ۱۳- آمار، احتمال و استنباط آماری / تألیف جلیل جلیلی خشنود، ۱۹۰۰ ریال
- ۱۴- تولید مؤثر برنامه تلویزیون (جلد اول) / تألیف جرالد میلرسون، ترجمه مریم گل‌بابایی - مهرزاد صدیق، ۵۶۰۰ ریال
- ۱۵- قانون مجازات اسلامی / تألیف محمود عباسی، ۳۵۰۰ ریال
- ۱۶- مجموعه مطالعات علوم انسانی، ۳۰۰۰ ریال
- ۱۷- مجموعه مقالات هم‌اندیشی معرفت دینی، ۲۵۰۰ ریال
- ۱۸- طراحی اجزاء و معماری کامپیوتر / تألیف عبدالحسین موحدی، ۱۴۰۰۰ ریال
- ۱۹- مجموعه کامل مسائل اقتصاد خرد (به‌همراه حل آنها) / تألیف علی دهقانی، زهرا عابدی، شهنام طاهری، ۱۱۰۰۰ ریال
- ۲۰- سنجش و ارزشیابی / تألیف علی حسن زند پارسا، غلامرضا نفیسی، ۱۱۰۰۰ ریال
- ۲۱- اصول حسابداری / تألیف محمدعلی فتوره بنایی، عباسعلی اکبری مهر، چاپ پنجم، ۱۸۰۰۰ ریال
- ۲۲- زبان انگلیسی برای دانشجویان مهندسی معدن / تألیف محمود سمیعی نصر، ۷۵۰۰ ریال
- ۲۳- Office Guide to Business افسست، ۳۰۰۰ ریال
- ۲۴- Letter Writing / تألیف فریده روشن - مهری برادری ۵۰۰۰ ریال
- ۲۵- استراتژی نوین بازاریابی / تألیف ناصر آزاد، ۶۵۰۰ ریال
- ۲۶- اصول انبارداری و مدیریت خرید / تألیف نادر دیبایی، ۸۰۰۰ ریال
- ۲۷- ایزولاسیون و تجهیزات برق فشار قوی / تألیف طهماسبقی شاهرخشاهی، ۱۳۰۰۰ ریال

- ۲۸- مقاومت مصالح کاربردی / ترجمه حسین کاظم - فریبرز ناطقی الهی، ۲۶۰۰۰ ریال
- ۲۹- تحلیل مداری و طراحی تقویت‌کننده‌های مایکروویو / ترجمه فرخ حجت کاشانی - محمد امیدی، ۱۸۰۰۰ ریال
- ۳۰- کار گروهی / تألیف احمد اخویسی، ۶۵۰۰ ریال
- ۳۱- قرائت متون مطبوعات عربی / تألیف احمد امامزاده، ۷۵۰۰ ریال
- ۳۲- اعراب‌القرآن‌الکریم و صرفه / تألیف احمد امامزاده - علی حاجی‌خانی، ۹۰۰۰ ریال
- ۳۳- داستان پیامبران در حدیقه سنائی / تألیف نصرت‌الله فروهر، ۱۵۰۰۰ ریال
- ۳۴- حدیث‌شناسی / تألیف حسن ابوطالبی، ۷۰۰۰ ریال
- ۳۵- حسابداری شرکت‌های بیمه / تألیف محمدعلی فتوره بنایی، ۱۳۵۰۰ ریال
- ۳۶- برنامه‌دستی و آموزشی، مقدمه‌ای بر روش‌های آموزش / ترجمه داریوش نوروزی، اکبر صالحی، ۱۶۰۰۰ ریال
- ۳۷- فرهنگ لغات تکنولوژی آموزشی / گردآوری بخش علمی تربیتی یونسکو، ترجمه مریم گل‌بابایی، ۹۰۰۰ ریال
- ۳۸- سفیدکننده‌های فلورستنی (نوری) و کاربرد آنها در صنعت نساجی / تألیف ابوسعید رشیدی، رامین خواجوی، ۱۰۰۰۰ ریال
- ۳۹- مبانی ارتعاشات و امواج / تألیف حسن فرخ‌پیام، ۱۷۰۰۰ ریال
- ۴۰- برنامه‌ریزی درسی ابتدایی / تألیف محمد نوریان، داریوش نوروزی، ۸۵۰۰ ریال
- ۴۱- درآمدی بر تاریخ قرآن کریم / تألیف محمد ولی‌خواه، ۸۵۰۰ ریال
- ۴۲- مجموعه کامل اصول و قواعد ویرایش / تألیف سیدجلیل شاهی لنگرودی، ۳۵۰۰۰ ریال
- ۴۳- واژه‌نامه تخصصی برای دانشجویان مهندسی معدن و نفت / تألیف محمود سمعی‌نصر، ۱۶۰۰۰ ریال
- ۴۴- نگاهی به هرمونوتیک در غرب و تأویل از دیدگاه ابن‌عربی / تألیف علی اشرف‌امامی، ۷۵۰۰ ریال
- ۴۵- تصمیم‌گیری مدیران با روش‌های مقداری / تألیف محمد فامیلی، ۷۵۰۰ ریال
- ۴۶- حل ۳۱۹ مسئله امتحانی فیزیک پایه III / تألیف حبیب مجیدی ذوالبنین، ۱۷۰۰۰ ریال
- ۴۷- بهداشت جامعه / تألیف احمد اخویسی، ۲۰۰۰۰ ریال
- ۴۸- فنون مطالعه کار و زمان‌سنجی / تألیف ابوالفضل ریاحی، ۲۷۰۰۰ ریال
- ۴۹- تولید مؤثر برنامه تلویزیون (جلد دوم) / تألیف جرالد میلرسون، ترجمه مریم گل‌بابایی، ۹۰۰۰ ریال
- ۵۰- معادلات دیفرانسیل (از کتاب‌های سری طلایی) / تألیف بالی، ترجمه منوچهر شمسینی غیاثوند، حسین متقی، ۳۷۰۰۰ ریال
- ۵۱- مبانی مهندسی برق I / تألیف حسین متقی، منوچهر شمسینی غیاثوند، ۲۱۰۰۰ ریال
- ۵۲- کنترل آلودگی هوا با استفاده از بیوفیلتراسیون / تألیف جوزف اس، دوینی، مارک ا. دشوزس، تود اس. وبستر، ترجمه محمدباقر باقرپور، ۲۲۴۰۰۰ ریال
- ۵۳- مهندسی نرم‌افزار / تألیف راجر اس. پرسمن، ترجمه اصغر زندی‌فرد، ۳۲۵۰۰ ریال
- ۵۴- مقدمه‌ای بر اپتیک فوریه و تمام‌نگاری / تألیف حبیب مجیدی ذوالبنین، ۱۲۰۰۰ ریال
- ۵۵- زمین‌شناسی ساختمانی و تکتونیک / تألیف احمد ادیب، ۱۸۰۰۰ ریال
- ۵۶- آزمایشگاه مقاومت مصالح / تألیف اردشیر احمدی، ۱۱۰۰۰ ریال
- ۵۷- آمار و احتمالات و کاربرد آن در مدیریت (جلد اول) / تألیف جلیل جلیلی خشنود، ۳۰۰۰۰ ریال
- ۵۸- آزمایشگاه شیمی عمومی ۲ / تألیف جو. ا. جیمز ای. بردی، ترجمه لیلا حجت کاشانی، رحمت‌الله رحیمی، ۲۰۰۰۰ ریال
- ۵۹- فن‌آوری و متدولوژی طراحی وب‌سایت، همراه با CD آموزشی / تألیف جفری، براون، سوزان ام. لین، مارتین هلتنی، و رابرت بارت، ترجمه حسین کی‌نژاد، ۲۷۰۰۰ ریال
- ۶۰- Reading for Today / تألیف زهره محمدی یگانه - عباس رستم‌زاده، ۱۴۰۰۰ ریال
- ۶۱- یادگیری الکترونیکی و تأثیر آن بر نظام‌های آموزشی / تألیف سیدیعقوب موسوی - ایرج پازوکی، ۱۵۰۰۰ ریال
- ۶۲- رویارویی داد و بیداد (رستم و اسفندیار) / تألیف نصرت‌الله... فروهر، ۳۰۰۰۰ ریال

- ۶۳- آسیب‌پذیری ساختمان‌های بتن مسلح در برابر زلزله/ تألیف نقدعلی حسین‌زاده - فریبز ناطقی الهی، ۴۰۰۰۰ ریال
- ۶۴- آواخوانی و آوانویسی زبان انگلیسی/ تألیف عباس رستم‌زاده، ۱۲۰۰۰ ریال
- ۶۵- مبانی الگوریتم ژنتیک/ تألیف محمدرضا پیرستانی، کرامت ملک‌زاده، مهدی کریمی نسب، ۲۰۰۰۰ ریال
- ۶۶- اعتقادات فرق‌المسلمین والمشرکین/ تألیف امام محمد فخرالدین رازی، ترجمه عطاءالله سهامی، ۱۰۰۰۰ ریال
- ۶۷- آزمایشگاه شیمی عمومی ۱/ تألیف محسن دادگر، نسیم میلانی، ۲۴۰۰۰ ریال
- ۶۸- مبانی نور فوریه و کاربردها- جلد اول/ تألیف منصور شیخان، ۲۵۰۰۰ ریال
- ۶۹- مدل‌سازی ریاضی به کمک کامپیوتر/ تألیف صدیق رئیس، مهدی کریمی نسب، ۳۵۰۰۰ ریال
- ۷۰- اصول و محاسبات بنیانی در مهندسی شیمی - جلد اول/ ترجمه داریوش سلاجقه، ۸۵۰۰۰ ریال
- ۷۱- اصول و محاسبات بنیانی در مهندسی شیمی - جلد دوم/ ترجمه داریوش سلاجقه، ۶۵۰۰۰ ریال
- ۷۲- علوم بلاغی/ تألیف علیرضا شمالی، ۱۰۰۰۰ ریال
- ۷۳- مبانی و کاربرد کامپیوتر در مدیریت/ تألیف حمید توحیدی، فرزاد تحویل‌داری، ۲۰۰۰۰ ریال
- ۷۴- آزمون‌نویسی زبان انگلیسی/ ترجمه سیدجلیل شاهری لنگرودی، چاپ دوم، ۵۲۵۰۰ ریال
- ۷۵- هیدرولوژی مهندسی/ تألیف سیدرضا الوانکار، ۳۵۰۰۰ ریال
- ۷۶- مبانی مقاومت‌سازی سازه‌های کوتاه در ایران (چاپ اول)/ تألیف حمیدرضا وثوقی فر، محمدرضا عدل‌پور، ۸۰۰۰۰ ریال
- ۷۷- ریاضیات پایه برای شیمی‌دانان/ ترجمه حسین غیائی، ۱۵۰۰۰ ریال
- ۷۸- کاربرد کامپیوتر در معدن/ تألیف مهدی امیرافشاری، نوید حسینی، ۱۰۰۰۰ ریال
- ۷۹- راهنمای مقاله‌نویسی/ تألیف غلامرضا امین، ۲۵۰۰۰ ریال
- ۸۰- کانی‌شناسی سیلیکات‌ها و غیرسیلیکات‌ها/ تألیف حسین مقصودنیا، ۳۶۰۰۰ ریال
- ۸۱- سیستم‌های چندرسانه‌ای/ تألیف تالی واگان، ترجمه حسین کی‌نژاد، ۶۰۰۰۰ ریال
- ۸۲- اصول ایمنی و استانداردهای لیزر/ تألیف رضا اسلامی‌فارسانی، فرهاد رضوان و سعیده تقفی، ۱۰۰۰۰ ریال
- ۸۳- مدارهای الکتریکی/ تألیف محمود نحوی، جوزف ادمنیستر/ ترجمه علیرضا هادی، نعمت طالبی، جواد کرمدل، محمدباقر علایی، ۶۰۰۰۰ ریال
- ۸۴- مبانی نور فوریه و کاربردها- جلد دوم/ تألیف منصور شیخان، فرهاد رزاقیان، ۶۵۰۰۰ ریال
- ۸۵- اصول حسابداری ۱/ تألیف محمدعلی فتوره‌بنایی، عبدالرضا طهماسبی، ۴۹۰۰۰ ریال
- ۸۶- آزمایشگاه فیزیک پایه ۱/ تألیف رضا جمشیدی، حسن قلمی باویل‌علیایی، کبری حاجی‌زاده، ۱۵۰۰۰ ریال
- ۸۷- سیاست‌های پولی و مالی/ تألیف مهناز ربیعی، ۴۲۰۰۰ ریال
- ۸۸- مهندسی اینترنت/ تألیف مهدی منشی، ۹۰۰۰۰ ریال
- ۸۹- تحلیل محتوای رسانه‌های آموزشی با تأکید بر کتاب‌های درسی/ تألیف محمد نوریان، ۳۰۰۰۰ ریال
- ۹۰- پیسه‌های لیزری و کاربردهای آن در اپتیک/ ترجمه حبیب مجیدی ذوالبنین، ۳۰۰۰۰ ریال
- ۹۱- رهیافت‌هایی در کنترل فرایند/ تألیف ایرج ناصر، ۸۵۰۰۰ ریال
- ۹۲- اقتصاد کلان/ تألیف فرزانه وفادار، ۶۷۰۰۰ ریال
- ۹۳- مدیریت کیفیت و بهره‌وری/ تألیف چنگیز والمحمدی، ۴۵۰۰۰ ریال
- ۹۴- تحقیق در عملیات آسان با کمک نرم‌افزار/ تألیف کیامرث فتحی هفشجانی، ۶۷۰۰۰ ریال
- ۹۵- شاخص خرابی لرزه‌ای شهرها/ تألیف حمیدرضا وثوقی‌فر، بهروز بهنام، ۵۳۰۰۰ ریال
- ۹۶- کنترل کیفیت میکربی مواد غذایی/ تألیف شاهرخ شعبانی، ۱۵۵۰۰۰ ریال
- ۹۷- مفاهیم سیستم پایگاه داده‌ها/ ترجمه امیرمهدی هدایت‌فر، جلد اول، دوره دوجلدی ۱۳۰۰۰۰ ریال
- ۹۸- مفاهیم سیستم پایگاه داده‌ها/ ترجمه امیرمهدی هدایت‌فر، جلد دوم دوره دوجلدی ۱۳۰۰۰۰ ریال

- ۹۹- آزمایشگاه شیمی پلیمر/تألیف محمدرضا کلائی، محسن دادگر، نسیم میلانی، ۲۴۰۰۰ ریال
- ۱۰۰- آمار توصیفی/تألیف محمدعلی احمدوند، ۴۰۰۰۰ ریال
- ۱۰۱- زلزله، آگاهی و ایمنی/تألیف فریبرز ناطقی الهی، یاسمین ایزدخواه، ۱۶۰۰۰ ریال
- ۱۰۲- مبانی مهندسی مخابرات/تألیف داود غرویان، منصور شیخان، ۱۱۵۰۰۰ ریال
- ۱۰۳- تقویت واژگان انگلیسی/تألیف پرویز بیرجندی، عباس رستم زاده طرقله، اسماعیل باقری دوست، بهناز نوروزیان، نیکان رستمزاده طرقله، وحید سرخی قلندر، ۸۶۰۰۰ ریال
- ۱۰۴- مسائل اساسی در زبان شناسی/تألیف اسماعیل باقری دوست، ۴۸۰۰۰ ریال
- ۱۰۵- واکنش‌های نامی در شیمی هتروسیکل/ترجمه فاطمه ابریشمی و رضا فضایی، ۱۰۰۰۰۰ ریال

# **Refrigeration**

## **Principles and Methods**

by  
**Farzad Jafarkazemi**



**Islamic Azad University-South Tehran Branch**  
Tehran, 2010



# Refrigeration; Principles and Methods

در کتاب حاضر که در هشت فصل مطابق با سر فصل مصوب درس "طراحی سیستم های تبرید و سردخانه" و با استفاده از آخرین اطلاعات موجود در صنعت تبرید تدوین شده است، اطلاعات مورد نیاز دانشجویان و کارشناسان رشته های مرتبط به طریقی آسان، همراه با شکل در دسترس قرار می گیرد. مثال ها و پروژه های پیشنهادی در فصل های مختلف، علاوه بر کمک به درک بهتر دانشجو، او را با مسائل کاربردی آشنا می کند.

By  
**Farzad Jafarkazemi**

