

در این پروژه سعی بر آن شده که از روی یک نمونه سردخانه چند منظوره احداث شده در قزوین الگو برداری شود. در ابتدای کار، تمامی نکات فنی و حرفه ای مرتبط با طراحی سردخانه کاملاً بترتیب و گویا شده. سپس بعد از محاسبات اولیه، بطور دقیق به بررسی و محاسبه و استفاده از این نکات فنی و همچنین فرمولهای گسترده در امر انتخاب تجهیزات و مسیر لوله کشی پرداخته شده.

## طراحی سردخانه تراکمی

سردخانه چند منظوره بامبرد R22

سعید غیاثوند 1393/06/07



موضوع پروژه:

طراحی سردخانه ای چند منظوره در قزوین

تهیه کننده:

مهندس سعید غیاثوند

تقدیم به تمامی دانشجویان رشته ماسیات

شهریور 1393

# فهرست

- عنوان..... صفحه
- مقدمه..... 4
- چکیده..... 4
- شرح اصول و مبانی محاسبات بارها..... 6
- محاسبات مربوط به بارهای سردخانه..... 20
- توضیح روش انتخاب تجهیزات..... 57
- انتخاب دستگاه‌ها برای سیستم سردخانه..... 71
- اصول طراحی لوله کشی سردخانه..... 87
- مراحل تعیین اندازه قطر..... 94

## مقدمه

نگهداری مواد غذایی به مدت زیاد و جلوگیری از فساد آن از نظر بهداشتی، اقتصادی و اجتماعی دارای اهمیت فراوان است. انسان از روزگاران گذشته راه های کوناگونی را برای نگهداری مواد غذایی مازاد بر احتیاج خود، از قبیل نمک سود کردن خشک کردن و... به کار می برده است. امروزه با افزایش جمعیت و کسترش و پیشرفت شهرنشینی دیگر راههای فوق کارایی خود را از دست داده اند برای نگهداری مواد غذایی بیش تر از روش سرد و منجمد کردن استفاده می کنند. بنابراین علم و اصول تبرید و ساخت سردخانه های بزرگ یکی از ضرورت های زندگی امروز شده و پیشرفت در این صنعت نه تنها برای نگهداری مواد غذایی بلکه برای استفاده کردن در صنایع داروسازی، ساختمانی، دفاعی و... از اهداف کشور های جهان شده لذا کسترش و دقت در امر تحقیق در زمینه سردخانه های کوناگون از اهمیت و جایگاه خاصی برخوردار می شود.

## چکیده

در این پروژه سعی بر آن شده که از روی یک نمونه سردخانه چند منظوره احداث شده در قزوین الگو برداری شود. در ابتدای کار، تمامی نکات فنی و حرفه ای مرتبط با طراحی سردخانه کاملا بر تریب و گویا باشد. پس بعد از محاسبات اولیه در پروژه که مختص به دیوارها و بار محصول و غیره می شود بطور دقیق به بررسی و محاسبه و استفاده از این نکات فنی و همچنین فرمولهای کسره در امر انتخاب تجهیزات و سیرلوله کشی پرداخته شده که همین امر باعث شده که این پروژه از یک کار دانشگاهی و پروژه های مشابه، وسیع تر و کاملتر باشد.

# اصول و مبانی محاسبه بار برودتی سردخانه

## اصول و مبانی محاسبه بار برودتی سردخانه

برای محاسبه بار برودتی سردخانه ابتدا مقدار حرارتی که از طریق مختلف وارد سردخانه شده و باعث تلفات حرارتی می شود تعیین کرد و سپس حرکتی از این بارها محاسبه و در نهایت با یکدیگر جمع می شود. مجموع این بارها به بار برودتی معروف است. بطور کلی بارهای موجود را به چهار قسمت تقسیم می کنیم.

- |                                 |                                      |
|---------------------------------|--------------------------------------|
| wall load                       | (1) تلفات حرارتی از دیوارهای سردخانه |
| air change or infiltration load | (2) بار حرارتی حاصل از تعویض هوا     |
| product load                    | (3) بار حرارتی محصول                 |
| miscellaneous load              | (4) بارهای حرارتی متفرقه             |

## ساختمان سردخانه

حالا برای محاسبه و بررسی تلفات حرارتی از دیوارهای سردخانه نیاز به اطلاعات مفید و کامل از شرایط آب و هوایی منطقه یا شهری که سردخانه در آن احداث شده و همچنین نیاز به اطلاعات و نکاتی در مورد مصالح و شتابان ساختمان و نحوه طراحی و چیدمان سالن های سردخانه داریم که در زیر در محاسبات آورده شده است.

این پروژه در شهر قزوین بصورت سوله ساخته می شود که در محاسبات یک ارتفاع متوسط برای کل اتاق ها در نظر گرفته شده است.

این ساختمان با استفاده از اسکلت فلزی طراحی شده که دیوارهای خارجی آن به ترتیب از (آجر، ملات و سیمان) به ضخامت 25cm و دیوارهای داخلی نیز از آجر، ملات، ماسه و سیمان به ضخامت 15cm ساخته شده اند. جایق های داخلی و خارجی از جنس پلی یورتان تری قیفی به ضخامت های 15cm ساخته شده

در کف سردخانه علاوه بر عایق حرارتی می بایست از عایق های رطوبت و مقاومتی نیز استفاده کرد بنابراین به ترتیب 30cm بتن، یک لایه قیرکونی، دو لایه عایق، 5 cm پلی یورتان و سطح تمام شده از نوع بتن تحت تماله زبر جهت جلوگیری از لغزندگی کف سردخانه استفاده شده است.

(کلمه اینکه فقط در کف سالن های نگهداری، انبار و راهروی پیش سردکن از عایق های ذکر شده استفاده شده است).

سقف سردخانه بصورت شیب دار برای دفع بیشتر تابش نور خورشید است، که به وسیله ی ایرانیت پوشانده شده است وزیر ایرانیت عایق پشم شیشه به کمک توری فلزی نصب می شوند و عایق های هدایتی و رطوبتی در سقف کاذب قرار می گیرند.

این سردخانه شامل 3 اتاق (اداری، انبار و موتورخانه) می باشد و همچنین دارای هشت 8 سالن که یکی به عنوان سالن انبار و پیش سردکن و باقی به عنوان سالن نگهداری می باشد و یک راهرو هم در نظر گرفته شده است.

سیستم سردخانه به دو صورت زیر صفر و بالای صفر طراحی شده با توجه به اینکه در سردخانه ما، از چند سالن برای نگهداری استفاده شده پس در نتیجه باید یک سالن بعنوان رزرو در نظر بگیریم تا در صورت خرابی احتمالی دستگاه های یک سالن از آن استفاده کنیم و محصول فاسد نشود، نکته نمایند این سالن ذکر شده تنها عمل رزرو را انجام نمیدهد و طوری طراحی شده که بعنوان سالن پیش سردکن و حتی در صورت خرابی ماشین های حمل گوشت بعنوان سالن انبار نیز بکار آید.

## نکات فنی ساختمانی:

نکات فنی به نحائی گفته میشود که در زمینه طراحی بسیار حائز اهمیت است، و باید در طراحی و محاسبات به آنها توجه شود، اغلب نکات فنی همان نکات مهندسی ساختمان سردخانه است که باید قبل از ساخت سردخانه به آن پرداخت که در زیر به چند مورد اشاره میشود.



1) در سردخانه از پنجره، به علت عدم لزوم و بار حرارتی ایجاد شده صرف نظری شود.

2) درب کلبه اتاق با بصورت کشویی بوده و یکی متناسب با دمای اتاق عایق کاری شده اند (15 cm پلی یورتان تریتمی)

3) در قسمت ورودی سردخانه برای سهولت بارگیری از یک سکوباسکول (نیرو سنج) استفاده شده است.

4) کلبه اعداد و ارقام از جدول و نمودارهای استاندارد جهانی بدست آمده است.

5) تمام سالنها از شبکه فاضلاب به صورت کریل (کانالهای شیب دار بتونی برای خروج آب سطحی حاصل از شستشوی سالنها) استفاده شده، که این امر از تجمع

و بیخ زدگی آب در سینون سالن نسبت به سیستم فاضلاب لوله ای و همچنین از ورود حشرات موزی جلوگیری بعمل می آورد.

6) ارتفاع مفید سردخانه 6 m است و محصولات تا 1.5 m زیر سقف چیده می شوند چون اولراتورهای مادر سقف قرار دارند و محصولات تا ارتفاع

4.5 متری چیده میشوند این کار برای تبادل و حرکت بهتر سرما است زیرا همیشه گرما به سمت بالا حرکت می کند و همچنین برای جلوگیری از وزش باد مستقیم بر

روی محصولات نظیر سیب.... است که باعث خرابی آنها نشوند.

7) فاصله دیوارهای شرقی و غربی از باکس پالت 20 cm است و فاصله ی دیوار انتهایی اتاق های سردخانه از باکس پالت 50 cm می باشد. فاصله

ی باکس پالت ها از یکدیگر 15 cm می باشد و یک راهروی 250 cm برای رفت و آمد لیفتراک در وسط قرار می گیرد.

8) برای جابجایی محصول در سردخانه از یک لیفتراک (3 ton) استفاده می شود

9) همچنین برای روشنایی سالن ها به ازای هر متر مربع ، 10 w روشنایی پیش بینی شده است (در بعضی از سردخانه های محصولات فاسد شنی مثل میوه ها

چنانچه شدت نور زیاد باشد چون باعث رشد و نمو میکروب و باکتری میشود؛ در سردخانه های مخصوص میوه ها چون محصولات را مانا انجام نمی کنیم و در حالتی قرار میدیم که

نفس بکشید بس باید به شدت تابش برای آن محصول نیز توجه کنیم از این رو در برخی از استانداردها برای محصولات مختلف شدت تابش متفاوتی توصیه میشود که مادر  
اینجا زده و ات استفاده کرده ایم.

(البته طبق استاندارد نوع چیدمان داریم: نوع دسترسی کم برای گوشت ها و نوع دسترسی زیاد برای میوه ها).

10) چون در سالن انجماد سرعت انجماد محصول بسیار مهم است از این رو برای کاهش زمان، ضخامت حایق را برای اطلاق انجماد بیشتر کرده تا هدایت حرارت  
کم شود.

11) برای حایق کاری از پلی یورتان تزریقی (فومی) استفاده شده، با قابلیت هدایت حرارتی  $(k=0.0216 \text{ W/m}^2 * k)$

12) نحوه ورود محصولات گوشتی بصورت قطعه شده میباشد و قبل از ورود محصول به سردخانه توسط ماشینهای یخچال دار کشتارگاه منجمد شده و به منظور مدت  
زمان طولانی نگهداری به سردخانه انتقال می یابند.

## شرایط آب و هوایی شهر قزوین

شرایط آب و هوایی شامل تمام پارامترهای آب و هوایی باشد که توسط سازمان هواشناسی شهر مربوطه محاسبه و اندازه گیری می شود و بصورت جدول در اختیار متقاضیان قرار می دهند.

عرض جغرافیایی 36.15 و ارتفاع از سطح دریا 1302m

مشخصات اقلیمی و موقعیت جغرافیایی قزوین:

24 %

رطوبت نسبی هوای قزوین:

-10.5 °C

درجه حرارت زمستانی هوای خارج:

38 °C

درجه حرارت تابستانی هوای خارج:

22°C

دمای کف زمین:

بستگی به نوع محصول دارد

رطوبت نسبی در داخل سردخانه:

صفر (0)، به دلیل استفاده از سقف کاذب

ضریب تصحیح برای آفتاب در سقف:

شرقی 3، غربی 3، جنوبی 2

ضریب تصحیح در دیوارها طبق جدول:

تذکر

❖ سقف اصلی سردخانه دزیر سقف سوله که بصورت شیب دار قرار گرفته و از تابش آفتاب در امان است و به همین علت ضریب تصحیح برای آفتاب را صفر در نظر میگیریم.

❖ اگر سقف سردخانه با محیط خارج در ارتباط باشد تعیین اختلاف درجه حرارت مثل دیوارهای خارجی خواهد بود.

❖ در مورد کف که با هوای خارج در ارتباط نباشند درجه حرارت کف زمین را که بر حسب درجه حرارت زمستانی هوای خارج می باشد انتخاب می کنند

دمای کف زمین استخراج شده از جدول 1

❖ ضریب تصحیح برای دیوارها استخراج شده از جدول 2

جدول 1

درجه حرارت داخلی زمین برای کف بر حسب سانتی گراد	درجه حرارت زمستانی هوای خارج بر حسب سانتی گراد
7	-40
10	-35
12	-30
15	-25
17	-20
20	-15
22	-10
25	-5
27	0

## جدول 2

نوع سطح	دیوار شرقی	دیوار جنوبی	دیوار غربی	سقف تخت
سطح بارنگ تیره مثل سقف های آسفالته رنگ سیاه	5	3	5	11
سطح بارنگ متوسط مثل چوبهای رنگ نشده، آجر سفال قرمز، سیمان تیره رنگهای قرمز، خاکستری و سبز	3	2	3	8
سطح بارنگ روشن مثل سنگ سفید، سیمان سفید، رنگ سفید	2	1	2	5

❖ حال برای استخراج ضریب هدایت حرارتی ابتدا جدارها و مصالح بکار رفته در جنس دیوار را شناسایی می کنیم و سپس با توجه به جداول استاندارد در این زمینه، آنها را بصورت جدول می نویسیم. در اینجا یک نکته لازم بذكر است که در پروژه های بزرگ این کار به ندرت صورت میگیرد یعنی اغلب بانرم افزارهای مربوطه تمام این محاسبات را انجام میدهند و یا اگر هم از نرم افزار استفاده نکنند فقط و فقط ضریب هدایت حایق اصلی و بکار رفته در جدار را مورد بررسی قرار میدهند چون مقاومت حایق مصرفی قابل توجه بوده ولی سایر لایه ها و هوای داخل و خارج ارقام ناچیزی را نشان میدهند و در مقدار **U** تاثیر زیادی ندارند.

جدول 3

جنس مواد	قابلیت هدایت حرارتی $k$ $k \text{ W/m}^2 \cdot k$
مالت سیانی	0,72
آجر معمولی	0,72
پشم شیشه با پوشش قیر	0,36
عایق پلی یورتان تزریقی	0,0216
مالت سیانی سخت	1.73

جدول 3

جنس مواد	ضریب هدایتی حرارتی $c$ $c = \text{W/kg} \cdot k$
قیرکونی 9 mm	17.03
بتن سیانی با نوع شن 300 mm	3.01

1) ضریب فیلم هوای بر حسب تغییرات سرعت باد متغیر بوده و مقدار آنها را می توان از جداول تیرید و یا جداول منتشر شده در مورد حالت های سردخانه استخراج کرد.

$$f_i = 9.37^W / \text{kg} * k \quad \text{ضریب فیلم هوای داخل سردخانه:}$$

$$f_o = 22.7^W / \text{kg} * k \quad \text{ضریب فیلم هوای خارج سردخانه:}$$

حالا با توجه به جداول و توضیحات بالا به سراغ مرحله بعدی از کار میرویم. طراحی سردخانه با نوع محصول، زمان نگهداری، محل سردخانه، روش تخلیه و بارگیری بستگی دارد. برای تعیین حجم سردخانه چند روش معمول است.

1. به ازای حرقت وزن محصول 2 تا 3 متر مکعب فضای نظر میگیریم که این روش هم برای سالنهای زیر صفر هست هم بالای صفر.
2. با تعیین نوع محصول و وزن محصولی که قرار است در سردخانه نگهداری شود حجم کل آن را محاسبه و آنرا در ضریب 2 یا 3 ضرب کرده و حجم سالن سردخانه را بدست می آورند. (چند برابر کردن حجم سالن برای اینست که فضای کافی بین جعبه های محصول وجود داشته باشد تا جریان هوای سرد رفت و آمد کارگران امکان پذیر باشد.)

3. بهر حال فرمول خاصی برای تعیین حجم سردخانه وجود ندارد و این روشهای تجربی است.

... در اینجا ما از فرمول اول استفاده می کنیم ...

• جدول 4. بخشی از اطلاعات و پارامترهای محصولات است که از جدول نظام مهندسی مکانیک آمریکا ASHRAE استخراج شده و کامل

نیست در جدول کامل تمامی آیتم ها مثل شدت جریان هوا، دما برای نگهداری کوتاه مدت یا بلند مدت، درجه حرارت توصیه شده، نسبت

رطوبت..... ذکر شده که استفاده از آنها از حوصله این پروژه خارج می باشد.

### جدول 4 اطلاعات محصول به شرح زیر می باشد

نوع محصول	وزن محصول ل ton	درجه حرارت سردخانه °C	گرمای نهان kj/kg	گرمای ویژه نقطه ی انجماد kj/kg.k	دمای انجماد °C	گرمای تنفسی kj/kg.k	درصد رطوبت	ضریب سرد سازی	حداکثر زمان نگهداری		
										بالا	زیر
سیب	80	0 -1 3.5 4.5	284	1.82 3.72	-1.75	1.92	85 88	0.67	48 ماه	طولانی	کوتاه
گوجه فرنگی	60	4.5 12.7 21.1 10	307	1.92 3.85	-1	7.2	85 95	1	10 روز	طولانی	کوتاه
پرتغال شهبوار	80	0 1.2 4.5	291	1.84 3.81	-2.2	1.64	85 90	0.7	10 هفته	طولانی	کوتاه
موز سبز	60	13.2 16.7 15.8 21	251	1.76 3.77	-1	11	85 95	0.1	15 روز	طولانی	کوتاه
گوشت گاوی	20	-1.1 3.3 0 5.6	228	1.67 3.2	-0.5	.....	70	0.56	.....	طولانی	کوتاه
گوشت مرغ	20	-1.2 -1.6 -2.3 0	246	1.55 3.18	-2.7	.....	85 87	1	10 ماه	طولانی	کوتاه
گوشت ماهی	20	-3.89 -3.8 -1.2	245	1.74 3.26	-2.3	.....	80 85	.....	6 ماه	طولانی	کوتاه



در مرحله بعد با توجه به تناژ محصول از روش اول استفاده می‌کنیم تا حجم و ابعاد سردخانه و سالنهای آن را مشخص کنیم اما توجه داشته باشید که ما از ارتفاع فقط

**4.5 متر** را استفاده می‌کنیم. برای محصول سیب و پرتقال داریم.

$$80\text{ton} \times 3 \text{ m}^3/\text{ton} = 240\text{m}^3$$

یعنی ما برای نگهداری سیب و پرتقال برای هر کدام به یک سالنی احتیاج داریم که طول عرض و ارتفاعش با هم  $240\text{m}^3$  باشد. پس ابعاد سالن ما می‌شود  $(9 \times 6 \times 4.5)$  که به دو تاسالن از این ابعاد احتیاج داریم.

برای محصول گوجه و موز داریم

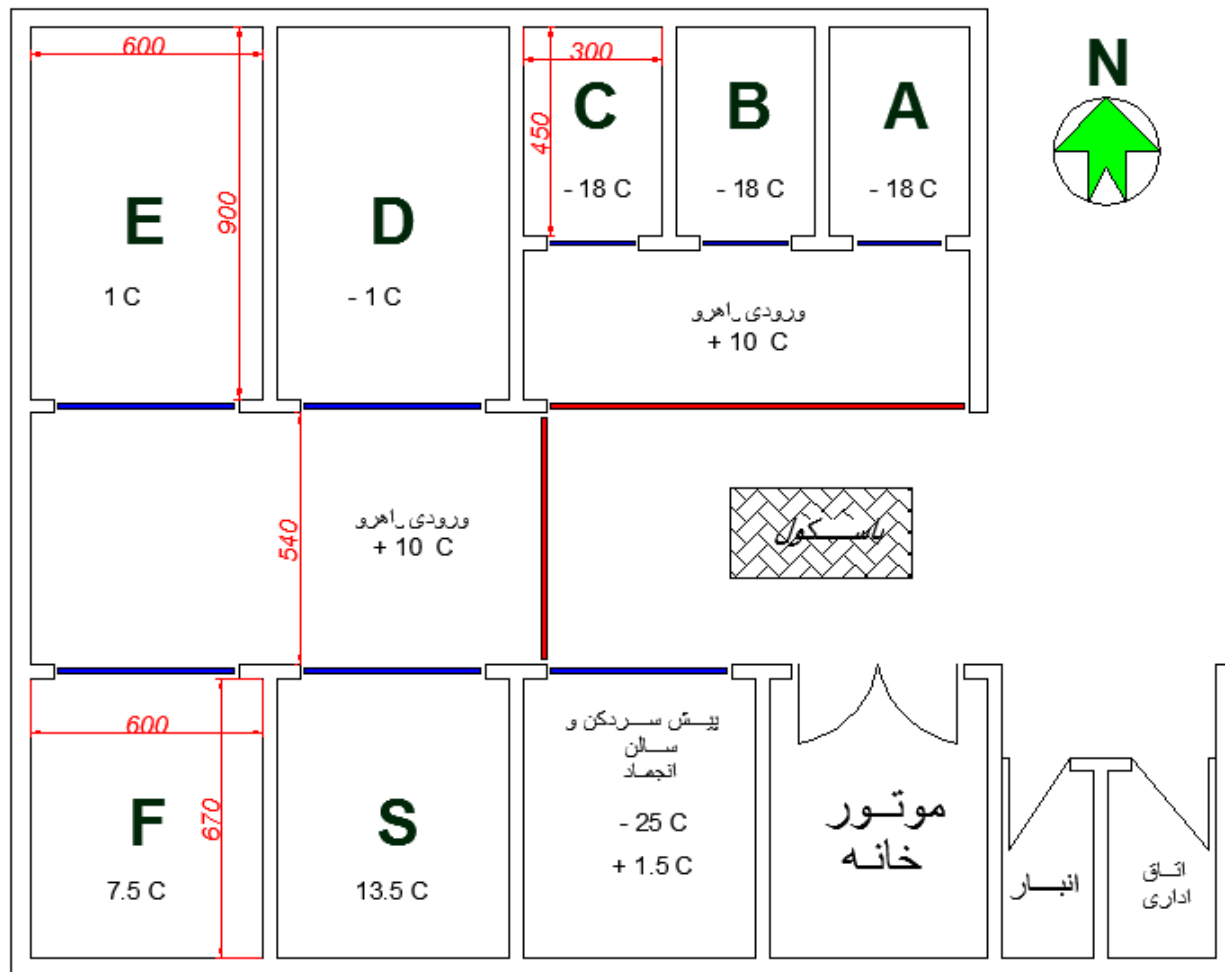
$$60\text{ton} \times 3 \text{ m}^3/\text{ton} = 180\text{m}^3$$

یعنی ما برای نگهداری گوجه و موز برای هر کدام به یک سالنی احتیاج داریم که طول عرض و ارتفاعش با هم  $180\text{m}^3$  باشد. پس ابعاد سالن ما می‌شود  $(6.7 \times 6 \times 4.5)$  که به دو تاسالن از این ابعاد احتیاج داریم.

برای محصولات گوشتی و زیر صفر داریم.

$$20\text{ton} \times 3 \text{ m}^3/\text{ton} = 60\text{m}^3$$

یعنی ما برای نگهداری هر کدام به یک سالنی احتیاج داریم که طول عرض و ارتفاعش با هم  $60\text{m}^3$  باشد. پس ابعاد سالن ما می‌شود  $(4.5 \times 3 \times 4.5)$  که به سه تاسالن از این ابعاد احتیاج داریم.



ابعاد هر باکس m	تعداد باکس ها	ظرفیت هر باکس فلزی kg	دمای توصیه شده سالن برای محصول منجمد و انبار طولانی	نوع محصول	کل محصول موجود ton	ابعاد سالن $m^3$	سالن
1.5×2×1.5	20	1000	-18	گوشت گاو	20	4.5×3×4.5	A
1.5×2×1.5	20	1000	-18	گوشت مرغ	20	4.5×3×4.5	B
1.5×2×1.5	20	1000	-18	گوشت ماهی	20	4.5×3×4.5	C
1.5×2×1.5	80	1000	-1	سیب	80	9×6×4.5	D
1.5×2×1.5	80	1000	1	پرتغال	80	9×6×4.5	E
1.5×2×1.5	60	1000	7.5	گوجه	60	6.7×6×4.5	F
1.5×2×1.5	60	1000	13.5	موز	60	6.7×6×4.5	S

wall load

الف) تلفات حرارتی از دیوارهای سردخانه

حرارت منتقل شده از دیوارها را با استفاده از فرمولهای زیر محاسبه می‌کنیم و به صورت جدول برای حرسالن تبدیل می‌کنیم.

$$Q=A \times U \times \Delta T$$

در این فرمول  $Q$  با ورودی کل مبادله شده از دیوار بر حسب کیلووات،  $U$  ضریب انتقال حرارت دیوار بر حسب کیلووات بر مترمربع در کیلوین،  $A$  سطح دیوار بر حسب مترمربع و دلتا تفاوت دمای داخل و خارج دیوار بر حسب سانتی‌گراد است.

$$1/U = 1/f_i + X_1/k_1 + X_2/k_2 + \dots + 1/f_o$$

توجه داشته باشید وقتی که از مواد غیربمجنس با ضخامت معلوم استفاده شود بجای  $X_1/k_1$  از  $1/c$  استفاده میشود.

ولی از آنجاکه قبلا گفته شده مانتظ ضریب انتقال حرارت حایق را مد نظر قرار میدیم.

## شیت محاسبات مربوط به سالن A

لیه ها	$U \text{ (} \frac{W}{m^2 \cdot K} \text{)}$	$A \text{ (} m^2 \text{)}$	$t_o \text{ } ^\circ C$	$t_i \text{ } ^\circ C$	ضرب تصحیح $\Delta t$	$q_w$
دیوار شمالی	0.144	18	38	-18	56	145.2
دیوار جنوبی	0.144	18-5=13	10	-18	28	52.5
دیوار شرقی	0.144	27	38	-18	56+3	230
دیوار غربی	0.144	27	-18	-18	0	0
سقف	0.144	13.5	10	-18	28	55
کف	0.144	13.5	22	-18	40	77.76
درب جنوبی	0.144	2.5×2=5	10	-18	28	20.20
درب شمالی	0	0	0	0	0	0

از جدول فوق مجموع بارهای حرارتی جداره بدست می آید:

$$q_1 = 508.66 \text{ w} = ( 0.509 \text{ kw})$$

air change or infiltration load

ب بار حرارتی حاصل از تعویض هوا

وقتی درب سردخانه باز بسته می شود هوای سرد که سنگینتر است از قسمت پایین فضای باز بیرون رفته و هوای گرم از ناحیه بالای درب وارد سردخانه می شود. این هوای گرم باید تا دمای داخل اتاق یخک شود یعنی بار اضافی برداشته های برودتی اعمال می کند. تعیین دقیق این بار بسیار مشکل است و چندین روش پیشنهاد شده است اما تجربه و آزمایش نشان داده است که معتولترین برآورد به روش زیر است.

$$Q_2 = m_a (l/s) * \Delta l (kj/lit)$$

توجه: با استفاده از فرمول بالا برای یافتن اختلاف آنتالپی و شدت نفوذ هوا به سرانج جدول مربوطه میرویم فقط باید توجه داشته باشیم که از جدول برای سردخانه زیر صفر و بالای صفر استفاده کنیم.

بار حرارتی تعویض هوا برای سالن A طبق داده های زیر:

$$OAT = 10 \text{ }^\circ\text{C} \cong 10 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$OARH = 70\% \cong 70\%$$

$$\longrightarrow \begin{cases} ma = 7.3 \text{ l/s} \\ \Delta h = 0.0456 \text{ kj/lit} \end{cases}$$

$$ST = -18 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$V_T = 81 \text{ M}^3$$

در سردخانه یک دب آهنابه یک اطاق یار اهر و باز میشود با هوای خارج در تاس مستقیم نیستند ارقام بدست آمده از جدول را **50%** کاهش دهید و در سردخانه یابی با سرویس سنگین **50%** به ارقام اضافه کنید.

$$Q_2 = (7.3 \times 0.0456) \times 0.5 = 0.167 \text{ kw}$$

product load

ج بار حرارتی محصول

محصولاتی که وارد سردخانه می شوند معمولاً دارای درجه حرارتی بیشتر از درجه حرارت سالن نگهداری هستند (مگر اینکه از طریق تونلهای انجماد یا ماشینهای یخچال دار وارد شوند) برای اینکه در سردخانه سرد نگهداری شوند بایستی مقداری از انرژی حرارتی آنها گرفته شود که به نام بار حرارتی محصول خوانده میشوند. مقدار حرارتی که از طریق محصول وارد سردخانه می شود بجرم، گرمای ویژه و اختلاف درجات حرارت محصول در موقع ورود و درجه حرارت نهایی سردخانه بستگی کامل داشته و با استفاده از فرمول زیر محاسبه میشود.

$$Q = m \times c \times \Delta T$$

$Q$  = مقدار حرارت بر حسب کیلوژول.       $M$  = جرم محصول بر حسب کیلوگرم.

$C$  = گرمای ویژه محصول در درجه حرارت بالا و زیر نقطه انجماد بر حسب کیلوژول بر کیلوگرم بر کلوین.

$\Delta T$  = تغییرات درجه حرارت بر حسب سانتی گراد.

محصولات گوشتی ورودی که بادهای کمتر از دمای سردخانه وارد میشوند بستر میسرده چون محصولات منجمد شده اند پس از ورود به سردخانه مقداری حرارت می گیرند تا به دمای سالن برسند، در محاسبات میبایستی بصورت **بار منفی** حساب آیند، پس این تصور را نداشته باشیم که همیشه محصولات بادهای بالا بار منفی دارند. ولی اگر محصولات یاد شده به دمای سالن نگهداری برسند دیگر هیچ باری برای دستگاههای تبرید ایجاد نمی کنند ولی میوه جات و سبزیجات که معمولاً دمای بالای انجماد نگهداری میشوند پس از رسیدن به درجه حرارت نهایی سالن نگهداری، در آنها بار حرارتی مثبتی (در میوهها و سبزیجات بعلت تغییرات و واکنشهای شیمیایی گاز CO<sub>2</sub> تولید میشود که باعث انرژی حرارتی میشود) ادامه دارد.

20000 کیلوگرم گوشت تازه می گاو یا بادهای 5°C- یعنی دمای مایشین وارد سالن می شود و تا 17.5- درجه زیر نقطه ی انجماد گوشت، یعنی (18-) خنک می شود و زمان آن 24 ساعت تعیین شده است (این رقم جدول، زمان سرد شدن محصول است یعنی اگر از این ساعت بیشتر طول بکشد در کیفیت گوشت تاثیر میگذارد و از جدول اطلاعات محصول استخراج میشود) که باید بر حسب زمانه نوشته شود پس در 3600 ضرب میشود؛ این زمان اختیاری است و میتوان از 24 ساعت هم کمتر بود ولی بیشتر نشود بستگی به شرایط سردخانه و کارایی دستگاههای سردخانه..... تعیین میگرد و البته همتراز به زمان بارگیری و ادامه ورود محصول جدید میباشد.

**نکته 1)** در این سردخانه چون محصولات گوشتی در مدت زمان کمتر از 3 ساعت در مایشین بچالدار قرار می گیرند و عمل انجماد بر روی آنها خوب صورت نمی گیرد پس لازم است که ماد محاسبات خود از فرمول زیر حتما استفاده کنیم و کیلووات بدست آمده را در انتخاب دستگاهها مد نظر قرار دهیم و اما اگر محصول مورد نظر ما در شرایط و زمان مناسب خوب منجمد شده باشد دیگر نیازیست آن را در محاسبات لحاظ کنیم (فرمول زیر برای مقدار حرارتی که از محصول گرفته می شود تا از دمای ورودی به دمای انجماد برسد

$$Q_{b*f} = m * c_{b*f} * \Delta t$$

$$Q_{b*f} = \frac{20000 \times (3.2) \times (-5 + 0.5)}{(24 \times 3600) \times (0.56)} = 5.96 \text{ KW}$$

$$Q_3 = 5.96 \text{ KW}$$

**نکته 2:** زمانی که محصول وارد سردخانه می‌شود تا وقتی که بدرجه حرارت نهایی سردخانه نرسیده است بار حرارتی محصول بیشتر از زمان نگهداری آن است زیرا در زمان ورود درجه حرارت محصول بیشتر بوده و در نتیجه اختلاف درجه حرارت نیز بیشتر است بنابراین در انتخاب دستگاه‌های سردکننده باید دقت کرد که با ظرفیت زمان اضافه باری یعنی سرد کردن انتخاب شوند تا قادر به سرد کردن محصولات در زمان معین باشند به این ترتیب در محاسبات بار حرارتی محصول ضریب را بنام ضریب سرد کردن منظور میکنند مقدار آن ضریب را در جدول محصول می‌توان بدست آورد. (که برای گوشت گاوی برابر 0.56 می‌باشد).  
حالا با استفاده از فرمول زیر مقدار حرارتی که از شروع انجماد از محصول گرفته می‌شود تا به انجماد کامل برسد را بدست می‌آوریم.

$$Q_f = m * hl$$

$$Q_f = \frac{20000 \times 228}{(24 \times 3600) \times (0.56)} = 94.25 \text{ kw}$$

$$Q_3 = 94.25 \text{ kw}$$

حالا با استفاده از فرمول زیر مقدار حرارتی که از محصول گرفته می‌شود تا از انجماد کامل به دمای نهایی سردخانه برسد.

$$Q_{a*f} = m * C_{a*f} * \Delta t$$

$$Q_{a*f} = \frac{20000 \times 1.67 \times (-0.5 - (-18))}{(24 \times 3600) \times (0.56)} = 12.08 \text{ kw}$$

$$Q_3 = 12.08 \text{ kw}$$



## miscellaneous load

## (د) بارهای حرارتی مستقر

در واقع این بار به هر چیزی که در سردخانه تولید گرمای کند مانند موتور برقی، فنیل و یا عمل کننده‌ها... و همچنین هر چیزی که در سردخانه سرما را جذب می‌کند مانند جسم و پالت‌ها تعلق می‌گیرد و کل به چند گروه زیر تقسیم می‌شوند.

(1) **بار ناشی از افراد:** مقدار حرارتی که از طریق افراد و کارگرانی که در سردخانه کاری کنند حاصل می‌شود بوسیله فرمول و جدول زیر محاسبه می‌شود.

$$Q_a = \frac{N_p * T_p * H_p}{24}$$

بار حرارتی افراد

N = تعداد کارگران.

Q = مقدار حرارت بر حسب کیلووات.

H = معادل حرارتی هر نفر از جدول زیر.

T = ساعات کار در سردخانه.

معادل حرارتی هر نفر kW

درجه حرارت سردخانه °C

0.211	10
0.242	5
0.275	0
0.305	-5
0.347	-10
0.378	-15
0.407	-20

(2) **بار حرارتی لامپ ها:** کلیه لامپ ها و وسایل جهت روشنایی به علت ایجاد گرما باید در محاسبات لحاظ شوند که بوسیله فرمول زیر انجام می شود.

$$Q_1 = \frac{P_L * T_L}{24}$$

$Q$  = مقدار حرارت بر حسب وات.       $P$  = توان لامپ ها بر حسب وات.       $T$  = ساعت روشن بودن.

(3) **بار حرارتی از موتور و وسایل الکتریکی:** که از فرمول و جدول زیر حساب می شود.

$$Q_m = \frac{P_m * T_m}{24}$$

$Q$  = مقدار حرارت بر حسب کیلووات.       $P$  = قدرت مصرفی کل دستگاه.

$T$  = زمان کار کرد دستگاه.       $H$  = ضریب معادل حرارتی موتور الکتریکی.

ضرایبی که ضرب می شود			راندمان موتور بر حسب	قدرت خروجی موتور
سه موتور فن داخل سردخانه	دو موتور فن داخل سردخانه	یک موتور فن داخل سردخانه	درصد	کیلووات
0.67	1	1.67	60	0.5 تا 0.1
0.45	1	1.45	70	2 تا 0.5
0.15	1	1.15	87	15 تا 2

4) بار ناشی از دینفرست الکتریکی: دینفرست یا برنک زدایی الکتریکی در مواقع یخ زدن پره های اولر اتور صورت می گیرد و مقداری بار برداش سردخانه می گذارد که از فرمول زیر حساب می شود.

$$Q_d = \frac{P_d * T_d}{24}$$

Q = مقدار حرارت بر حسب کیلووات .  
P = قدرت مصرفی کل المنت بر حسب کیلووات که از کاتالوگ استخراج می شود.  
T = ساعت روشن بودن .

5) بار ناشی از جعبه ها: بار حرارتی ناشی از بسته بندی محصول (جعبه پلاستیکی) از فرمول زیر حساب می شود.

$$Q_j = m * c_p * \Delta t$$

Q = مقدار حرارت بر حسب کیلووات .  
M = جرم جعبه بر حسب کیلوگرم .  
C = گرمای ویژه جعبه از پلاستیک بر حسب کیلوژول بر کیلوگرم .  
 $\Delta t$  = اختلاف دما .

6) بار حرارتی ناشی از پالت های آهنی:

$$Q_i = m * c_p * \Delta t$$

Q = مقدار حرارت بر حسب کیلووات .  
M = جرم پالت بر حسب کیلوگرم .  
C = گرمای ویژه پالت از آهن بر حسب کیلوژول بر کیلوگرم .  
 $\Delta t$  = اختلاف دما .

حالا بعد از شناخت بارهای حرارتی متفرقه به سراغ حساب کردن آنها برای سالن اول یعنی A میرویم. اما قبل از شروع محاسبات یک تذکر لازم است اگر ماشینهای المنتهای دیفرانسیل را گذاشتیم (معمولاً دستگاهها و وسایل جانبی را بعد از محاسبات بارها انتخاب می کنند) آن را حذف می کنیم و بعد در انتها با دو حالت دادن یک ضریب آن را جبران می کنیم.

### { بار حرارتی متفرقه سالن A }

$$Q_a = \frac{5 \times 2 \times 0.407}{24} = 0.17 \text{ kw} \quad \text{در سالن 5 نفر نیرو در مدت 2 ساعت کاری کنند.}$$

در سالن دو عدد لاسپ صدوات در مدت کار کردن نیرو یعنی دو ساعت روشن است.

$$Q_l = \frac{(2 \times 100) \times 2}{24} = 0.017 \text{ kw}$$

$$Q_m = \frac{4.17 \times 2}{24} = 0.35 \text{ kw} \quad \text{بار حرارتی لیتتر آن یک عدد با قدرت موتور 4.17}$$

در سالن از دیفرانسیل الکتریکی استفاده نمی شود.

در سالن نگهداری محصولات گوشتی از جبهه استفاده نمی شود و پالت ها را بصورت طبقه ای می سازند.

در سالن تعدادیست عدد پالت به جرم هر کدام نود کیلو گرم وجود دارد پس داریم.

$$Q_i = (90 \text{ kg}) * (0.47 \text{ kj/kg * k}) * (10 - \{-18\}) = 1184.4 \text{ kj}$$

در فرمول بالا دمای ورودی را ده فرض کردیم چون پالتهای مادر را هم قرار دادند و بعد از ورود ماشین ها و بارگیری به داخل سالن میروند.

$$Q_i = \frac{(20 \times 1184.4) \text{ kJ}}{(24 \times 3600) \text{ s}} = 0.274 \text{ kw}$$

در میان با جمع کردن تمام بارهای حساب شده بار کل را بدست می آوریم.

$$Q_t = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_a + Q_l + Q_m + Q_d + Q_j + Q_i$$

$$Q_t = 0.509 + 0.167 + 112.29 + 0.17 + 0.017 + 0.35 + 0 + 0 + 0.274 = 113.78 \text{ kw}$$

پس از بدست آوردن بارهای حرارتی سالن، معمولاً مقداری نیز بعنوان ضریب اطمینان به آن اضافه می شود. ضریب اطمینان بین 5 تا 10 درصد مناسب بوده و در صورتی که فرمولها و جداول داده شده مورد استفاده قرار گیرند درصد ضریب اضافی ده درصد انتخاب می شود.

پس از اضافه کردن ضریب اطمینان برای اینکه ظرفیت دستگاههای انتخابی بدست آید مجموع بارهای حرارتی را در 24 ساعت ضرب کرده و ساعت کار کرد دستگاه در مدت شبانه روز تقسیم می کنیم.

ظرفیت دستگاه برای سالن A

$$Q_{kw} = \frac{[Q_t \times 1.1] \times 24}{\text{ساعت کار دستگاه در شبانه روز}}$$

$$Q_A = \frac{[113.78 \times 1.1] \times 24}{18} = 166.877 \text{ kw}$$

## نکته بسیار مهم و اساسی:

در محاسبه بالادیدیم که برای بدست آوردن ظرفیت دستگاهها از فرمولی استفاده کردیم، تنها عاملی که در این فرمول تقریباً مشخص می باشد ساعات کار دستگاههای در طول شبانه روز است. طراحان سردخانه ها معمولاً برای زمان را 24 ساعت منظور کرده و بعد این زمان را در ضریب ضرب می کنند و ساعات بدست آمده را بین 14 تا 22 ساعت در شبانه روز برای بارهای حداقل و حداکثر تغییر می دهند و عملاً ساعات کار کمپرسور برای محصولات بالای انجماد و منجمد بترتیب زیر محاسبه و منظور می شود.

در صورتیکه درجه حرارت کار اولپراتور بالای انجماد بوده یعنی بالای صفر باشد که دمای محیط سردخانه نیز بالای انجماد خواهد بود در اینحال کار کمپرسور را بین 20 تا 22 ساعت در شبانه روز منظور می کنند. ولی اگر دمای کوئل اولپراتور پایین انجماد باشد مثلاً (10- ) در اینصورت چون بخار آب موجود در هوای جریانی از روی کوئل سرد بصورت برفک ظاهر می شود و لازم است که هر چند ساعت یکبار عمل برفک گیری یا دینفر است انجام شود با توجه به اینکه روشهای منطقی برای دینفر است در چنین دستگاههایی پیش بینی شده و بطور خودکار و در ساعات معینی این عمل انجام میشود در اینصورت می توان زمان کار کمپرسور را بین 16 تا 20 ساعت در شبانه روز تغییر داد انتخاب ساعات کار کمپرسور کمتر از 24 ساعت در شبانه روز علاوه بر مسند دینفر است دلیل دیگری چون خنک شدن کمپرسور و افزایش عمر دستگاه نیز دارد.

لذا هر قدر که زمان کار کرد سیستم را کاهش دهیم بار برودتی افزایش می یابد و در نتیجه دستگاههای برودتی بزرگتری مورد نیاز است.

## شیت محاسبات مربوط به سالن B

لایه ها	$U \text{ (} \frac{W}{m^2 \cdot K} \text{)}$	$A \text{ (} m^2 \text{)}$	$t_o \text{ } ^\circ C$	$t_i \text{ } ^\circ C$	ضرب تصحیح $\Delta t$	$q_w$
دیوار شمالی	0.144	18	38	-18	56	145.2
دیوار جنوبی	0.144	18-5=13	10	-18	28	52.5
دیوار شرقی	0.144	27	-18	-18	0	0
دیوار غربی	0.144	27	-18	-18	0	0
سقف	0.144	13.5	10	-18	28	55
کف	0.144	13.5	22	-18	40	77.76
در ب جنوبی	0.144	2.5×2=5	10	-18	28	20.20
در ب شمالی	0	0	0	0	0	0

از جدول فوق مجموع بارهای حرارتی جداره بدست می آید:

$$q_1 = 305.66 \text{ w} = ( 0.306 \text{ kw})$$

.....

بار حرارتی تعویض هوا برای سالن B طبق داده های زیر:

$$OAT = 10 \text{ }^\circ\text{C} \cong 10 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$OARH = 85\% \cong 80\% \quad \longrightarrow \quad \begin{cases} ma = 7.3 \text{ l/s} \\ \Delta h = 0.0468 \text{ kj/lit} \end{cases}$$

$$ST = -18 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$V_T = 81 \text{ M}^3$$

در سردخانه یک درب آهنابه یک اطاق یاراحر و باز میشود و با هوای خارج در تماس مستقیم نیستند ارقام بدست آمده از جدول را **50%** کاهش میدهند  
در سردخانه میلی با سرویس سنگین **50%** به ارقام اضافه کنید

$$Q_2 = (7.3 \times 0.0468) \times 0.5 = 0.17 \text{ kw}$$

.....  
20000 کیلوگرم گوشت بیخ زده مرغ با دمای  $5^\circ\text{C}$  - یعنی دمای ماشین وارد سالن می شود و تا  $15.25^\circ\text{C}$  - درجه زیر نقطه ی انجماد مرغ، یعنی  $(-18)$  خنک می شود و زمان آن 20 ساعت تعیین شده است که باید بر حسب ثانیه نوشته شود پس در 3600 ضرب میشود.

$$Q_{b*f} = m * c_{b*f} * \Delta t$$

$$Q_{b*f} = \frac{20000 \times (3.18) \times (-5 + 2.75)}{(20 \times 3600) \times (1)} = 2 \text{ KW}$$

$$Q_3 = 2 \text{ KW}$$



$$Q_f = m * hl$$

$$Q_f = \frac{20000 \times 246}{(20 \times 3600) \times (1)} = 68.33 \text{ kw}$$

$$Q_3 = 68.33 \text{ kw}$$

$$Q_{a*f} = m * C_{a*f} * \Delta t$$

$$Q_{a*f} = \frac{20000 \times 1.55 \times (-2.75 - (-18))}{(20 \times 3600) \times (1)} = 6.57 \text{ kw}$$

$$Q_3 = 6.57 \text{ kw}$$

.....

### برابر حرارتی متفرقه سالن B

$$Q_a = \frac{5 \times 2 \times 0.407}{24} = 0.17 \text{ kw}$$

در سالن 5 نفر نیرو در مدت 2 ساعت کاری کنند.

در سالن دو عدد لامپ صد وات در مدت کار کردن نیرو بایستی دو ساعت روشن است.

$$Q_l = \frac{(2 \times 100) \times 2}{24} = 0.017 \text{ kw}$$

$$Q_m = \frac{4.17 \times 2}{24} = 0.35 \text{ kw}$$

بار حرارتی لیفتراک یک عدد با قدرت موتور 4.17

در سالن از دیفنراست الکتریکی استفاده نمی شود. در سالن نگهداری محصولات گوشتی از جبهه استفاده نمی شود و پالت بار بصورت طبقه ای می

سازند. در سالن تعدادیست عدد پالت به جرم هر کدام نود کیلوگرم وجود دارد پس داریم.

$$Q_i = (90 \text{ kg}) * \left(0.47 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} * \text{K}}\right) * (10 - \{-18\}) = 1184.4 \text{ kJ}$$

در فرمول بالادامای ورودی راده فرض کردیم چون پانتهای مادر احر و مآقرار دازند و بعد از ورود ماشین ها و بارگیری به داخل سالن میروند.

$$Q_i = \frac{(20 \times 1184.4) \text{ kJ}}{(24 \times 3600) \text{ s}} = 0.274 \text{ kw}$$

در میان با جمع کردن تمام بارهای حساب شده بار کل را بدست می آوریم.

$$Q_t = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_a + Q_l + Q_m + Q_d + Q_j + Q_i$$

$$Q_t = 0.306 + 0.17 + 76.9 + 0.17 + 0.017 + 0.35 + 0 + 0 + 0.274 = 78.187 \text{ kw}$$

ظرفیت دستگاه برای سالن B

$$Q_{kw} = \frac{[Q_t \times 1.1] \times 24}{\text{ساعت کار دستگاه در شبانه روز}}$$

$$Q_B = \frac{[78.187 \times 1.1] \times 24}{18} = 114.7 \text{ kw}$$

## شیت محاسبات مربوط به سالن C

لیله ها	U (W/m <sup>2</sup> .k)	A (m <sup>2</sup> )	t <sub>o</sub> °C	t <sub>i</sub> °C	ضرب تصحیح Δt+	q <sub>w</sub>
دیوار شمالی	0.144	18	38	-18	56	145.2
دیوار جنوبی	0.144	18-5=13	10	-18	28	52.5
دیوار شرقی	0.144	27	-18	-18	0	0
دیوار غربی	0.144	27	-1	-18	17	66.1
سقف	0.144	13.5	10	-18	28	55
کف	0.144	13.5	22	-18	40	77.76
درب جنوبی	0.144	2.5×2=5	10	-18	28	20.20
درب شمالی	0	0	0	0	0	0

از جدول فوق مجموع بارهای حرارتی جداره بدست می آید:

$$q_1 = 305.66 \text{ w} = ( 0.372 \text{ kw})$$

.....

بار حرارتی تعویض هوای سالن C طبق داده های زیر:

$$OAT = 10 \text{ }^\circ\text{C} \cong 10 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$OARH = 85\% \cong 80\% \quad \longrightarrow \quad \begin{cases} ma = 7.3 \text{ l/s} \\ \Delta h = 0.0468 \text{ kj/lit} \end{cases}$$

$$ST = -18 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$V_T = 81 \text{ M}^3$$

در سردخانه یک درب آهن به یک اطاق یاراحر و باز می شود و با هوای خارج در تماس مستقیم نیستند ارقام بدست آمده از جدول را **50%** کاهش دهید و در سردخانه میلی با سرویس سنگین **50%** به ارقام اضافه کنید

$$Q_2 = (7.3 \times 0.0468) \times 0.5 = 0.17 \text{ kw}$$

.....  
 20000 کیلوگرم گوشت بیخ زده های بادامی  $5^\circ\text{C}$  - یعنی دمای مایشین وارد سالن می شود و تا  $15.75^\circ\text{C}$  - درجه زیر نقطه ی انجماد می باشد یعنی  $(-18)$  خنک می شود و زمان آن چون قید نشده در جدول به احتیاط 24 ساعت تعیین شده است که باید بر حسب ثانیه نوشته شود پس در 3600 ضرب می شود.

$$Q_{b*f} = m * c_{b*f} * \Delta t$$

$$Q_{b*f} = \frac{20000 \times (3.26) \times (-5 + 2.25)}{(24 \times 3600) \times (...)} = 2 \text{ KW}$$

$$Q_3 = 2 \text{ kW}$$

$$Q_f = m * hl$$

$$Q_f = \frac{20000 \times 245}{(24 \times 3600) \times (0)} = 56.7 \text{ kW}$$

$$Q_3 = 56.7 \text{ kW}$$

$$Q_{a*f} = m * C_{a*f} * \Delta t$$

$$Q_{a*f} = \frac{20000 \times 1.74 \times (-2.25 - (-18))}{(24 \times 3600) \times (...)} = 6.35 \text{ kW}$$

$$Q_3 = 6.35 \text{ kW}$$

.....

### بار حرارتی متفرقه سالن C

$$Q_a = \frac{5 \times 2 \times 0.407}{24} = 0.17 \text{ kW}$$

در سالن 5 نفر نیرو در مدت 2 ساعت کاری کنند.

در سالن دو عدد لامپ صد وات در مدت کار کردن نیرو یا یعنی دو ساعت روشن است.

$$Q_l = \frac{(2 \times 100) \times 2}{24} = 0.017 \text{ kW}$$

$$Q_m = \frac{4.17 \times 2}{24} = 0.35 \text{ kW}$$

بار حرارتی لیتتر آن یک عدد با قدرت موتور 4.17

در سالن از دینفر است الکتریکی استفاده نمی شود. در سالن نگهداری محصولات گوشتی از جبهه استفاده نمی شود و پالت ها را بصورت طبقه ای می سازند. در سالن تعدادیست حد پالت به جرم هر کدام نود کیلوگرم وجود دارد پس داریم.

$$Q_i = (90 \text{ kg}) * \left( 0.47 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} * \text{K}} \right) * (10 - \{-18\}) = 1184.4 \text{ kJ}$$

در فرمول بالادامی ورودی را ده فرض کردیم چون پالتهای مادر را هم در نظر داریم و بعد از ورود ماشین ها و بارگیری به داخل سالن میروند.

$$Q_i = \frac{(20 \times 1184.4) \text{ kJ}}{(24 \times 3600) \text{ s}} = 0.274 \text{ kW}$$

در میان با جمع کردن تمام بارهای حساب شده بار کل را بدست می آوریم.

$$Q_t = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_a + Q_l + Q_m + Q_d + Q_j + Q_i$$

$$Q_t = 0.306 + 0.17 + 65.05 + 0.17 + 0.017 + 0.35 + 0 + 0 + 0.274 = 66.337 \text{ kW}$$

ظرفیت دستگاه برای سالن C

$$Q_{kw} = \frac{[Q_t \times 1.1] \times 24}{\text{ساعت کار دستگاه در شبانه روز}}$$

$$Q_c = \frac{[66.337 \times 1.1] \times 24}{18} = 97.3 \text{ kW}$$

## شیت محاسبات مربوط به سالن D

لیه ها	U (W/m <sup>2</sup> .k)	A (m <sup>2</sup> )	t <sub>o</sub> °C	t <sub>i</sub> °C	ضریب تصحیح Δt	q <sub>w</sub>
دیوار شمالی	0.144	36	38	-1	39	202
دیوار جنوبی	0.144	36-10-26	10	-1	11	41.2
دیوار شرقی	0.144	54	-18	-1	17	اتلاف نذارد
دیوار غربی	0.144	54	1	-1	2	15.5
سقف	0.144	54	10	-1	11	85.54
کف	0.144	54	22	-1	23	178.9
درب جنوبی	0.144	2.5×4=10	10	-1	11	7.92
درب شمالی	0	0	0	0	0	0

از جدول فوق مجموع بارهای حرارتی جداره ها بدست می آید:

$$q_1 = 531.06 \quad w = (0.531 \text{ kw})$$

.....

بار حرارتی تعویض هوا برای سالن D طبق داده های زیر:

برای یادآوری از جدول بالایی صفر درجه استفاده شود فقط چون سبب در دمای منفی نگهداری میشود از جدول زیر صفر استفاده می کنیم.

$$OAT = 10 \text{ }^\circ\text{C} \cong 10 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$OARH = 85\% \cong 80\% \quad \longrightarrow \quad \begin{cases} ma = 12.9 \text{ l/s} \\ \Delta h = 0.0154 \text{ kj/lit} \end{cases}$$

$$ST = -1 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$V_T = 324 \text{ M}^3$$

در سردخانه یک درب آنها به یک اطاق یار همرو باز میشود و با هوای خارج در تماس مستقیم نیستند ارقام بدست آمده از جدول را 50% کاهش میدهند  
در سردخانه یابی با سرویس سنگین 50% به ارقام اضافه کنید

$$Q_2 = (11.9 \times 0.0154) \times 0.5 = 0.01 \text{ kw}$$

.....  
80000 کیلوگرم سبب تازه بادمای 30°C یعنی دمای محیط وارد سالن می شود و دمای منفی یک پیشنهاد شده برای نگهداری طولانی سرد میشود  
و زمان سرد شدن کل محصول 24 ساعت تعیین شده. میوه جات و سبزیجات که معمولاً دمای بالایی انجام نگهداری میشوند پس از رسیدن به درجه حرارت  
نهایی سالن نگهداری، در آنها بار حرارتی قسمی ادامه دارد و باید که لازم نیست در محاسبات بار زیر صفر درجه را حساب کنیم یعنی مقدار حرارتی که از محصول گرفته  
شده تا از دمای محیط به نقطه انجماد و سپس به انجماد کامل میرسد را حساب کنیم.



توجه داشته باشید که وقتی ضریب سردسازی در محاسبه بار حرارتی میوه جات و سبزیجات بکار برده شود در اینجا از مقدار بار حرارتی تنفسی محصول صرف نظر می شود و همچنین، بلعکس زمانی که ترقی و کاهش درجه حرارت سالن رقم بزرگی باشد می توان از ضریب مقدار سردسازی صرف نظر کرد.

$$Q_{b*f} = m * c_{b*f} * \Delta t$$

$$Q_{b*f} = \frac{80000 \times (3.72) \times (30+1)}{(24 \times 3600)} = 106.77 \text{ KW}$$

$$Q_3 = 106.77 \text{ KW}$$

$$Q_{\text{تنفسی}} = m_{kg} \times HR \frac{kJ}{kg \cdot k}$$

$$Q_{\text{تنفسی}} = \frac{80000 \times (1.92)}{(24 \times 3600)} = 1.77 \text{ KW}$$

$$Q_3 = 1.77 \text{ KW}$$

.....

### بار حرارتی متفرقه سالن (D)

$$Q_a = \frac{5 \times 5 \times 0.275}{24} = 0.177 \text{ kw}$$

در سالن 5 نفر نیرو در مدت 5 ساعت کاری کنند.

در سالن 5 عدد لاسپ صدوات در مدت کار کردن نیرو یعنی 5 ساعت روشن است.

$$Q_l = \frac{(5 \times 100) \times 2}{24} = 41.66 \text{ kw}$$

$$Q_m = \frac{4.17 \times 5}{24} = 0.87 \text{ kw}$$

بار حرارتی لیتراک یک حد با قدرت موتور 4.17

در سالن از دینفر است الکتریکی استفاده نمی شود. در سالن نگهداری محصولات میوه از جبهه استفاده می شود. در سالن تعداد 80 حد پالت به جرم هر کدام نمود کیلوگرم وجود دارد تعداد 400 حد جبهه داریم.

$$Q_i = (90 \text{ kg}) * (0.47 \text{ kj/kg * k}) * (10 - \{-1\}) = 465.3 \text{ kj}$$

$$Q_i = \frac{(80 \times 465.3) \text{ kj}}{(24 \times 3600) \text{ s}} = 0.43 \text{ kw}$$

بار حرارتی ناشی از بسته بندی محصول (جبهه پلاستیکی):

$$Q_i = m * c_p * \Delta t$$

$$Q_i = (2.5 \text{ kg}) * (0.9 \text{ kj/kg * } ^\circ\text{C}) * (10 - (-1)) = 24.75 \text{ kj}$$

$$Q_i = \frac{(400 * 24.75) \text{ kj}}{(24 * 3600) \text{ s}} = 0.115 \text{ kw}$$

در میان با جمع کردن تمام بارهای حساب شده بار کل را بدست می آوریم.

$$Q_t = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_a + Q_l + Q_m + Q_d + Q_j + Q_i$$

$$Q_t = 0.531 + 0.01 + 108.54 + 0.177 + 41.66 + 0.87 + 0.43 + 0.115 = 152.258 \text{ kw}$$

## ظرفیت دستگاه برای سالن D

$$Q_{kw} = \frac{[Q_t \times 1.1] \times 24}{\text{ساعت کار دستگاه در شبانه روز}}$$

$$Q_D = \frac{[152.258 \times 1.1] \times 24}{18} = 223.3 \text{ kw}$$

.....

## شیت محاسبات مربوط به سالن E

لایه ها	$U \text{ (} \frac{W}{m^2 \cdot K} \text{)}$	$A \text{ (} m^2 \text{)}$	$t_o \text{ } ^\circ C$	$t_i \text{ } ^\circ C$	ضریب تصحیح $\Delta t$	$q_w$
دیوار شمالی	0.144	36	38	1	37	191.8
دیوار جنوبی	0.144	36-10-26	10	1	9	33.7
دیوار شرقی	0.144	54	-1	1	2	15.5
دیوار غربی	0.144	54	38	1	39+3	326.6
سقف	0.144	54	10	1	9	70
کف	0.144	54	22	1	21	163.3
در ب جنوبی	0.144	2.5×4=10	10	1	9	12.96
در ب شمالی	0	0	0	0	0	0

از جدول فوق مجموع بارهای حرارتی جداره ها بدست می آید:

$$q_1 = 813.86 \quad w = (0.814 \text{ kw})$$

.....

بار حرارتی تعویض هوا برای سالن E طبق داده های زیر:

برای یادآوری از جدول بالایی صفر درجه استفاده شود.

$$OAT = 10 \text{ }^\circ\text{C} \cong 25 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$OARH = 85\% \cong 70\% \quad \longrightarrow \quad \begin{cases} ma = 0.0606 \text{ l/s} \\ \Delta h = 16.7 \text{ kJ/lit} \end{cases}$$

$$ST = 1 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$V_T = 324 \text{ M}^3$$

در سردخانه یالکه دب آنها به یک اطاق یار اهر و باز میشود و با هوای خارج در تماس مستقیم نیستند ارقام بدست آمده از جدول را **50%** کاهش دهید و در سردخانه یابی با سرویس سنگین **50%** به ارقام اضافه کنید.

$$Q_2 = (15.3 \times 0.0606) \times 0.5 = 0.464 \text{ kw}$$

.....  
80000 کیلوگرم پرتغال تازه با دمای  $30^\circ\text{C}$  یعنی دمای محیط وارد سالن می شود و در دمای یک پیشنهاد شده برای نگهداری طولانی سرد میشود زمان سرد شدن کل محصول 22 ساعت تعیین شده

$$Q_{b*f} = m * c_{b*f} * \Delta t$$

$$Q_{b*f} = \frac{80000 \times (3.81) \times (30-1)}{(22 \times 3600)} = 111.5 \text{ KW}$$

$$Q_3 = 111.5 \text{ KW}$$

$$Q_{\text{تنفسی}} = m_{kg} \times HR \frac{kJ}{kg \cdot k}$$

$$Q_{\text{تنفسی}} = \frac{80000 \times (1.64)}{(22 \times 3600)} = 1.65 \text{ KW}$$

$$Q_3 = 1.65 \text{ KW}$$

.....

### بار حرارتی متفرقه سالن E

$$Q_a = \frac{5 \times 5 \times 0.275}{24} = 0.177 \text{ kw}$$

در سالن 5 نفر نیرو در مدت 5 ساعت کاری کنند.

در سالن 5 عدد لامپ صدوات در مدت کار کردن نیرو یعنی 5 ساعت روشن است.

$$Q_l = \frac{(5 \times 100) \times 2}{24} = 41.66 \text{ kw}$$

$$Q_m = \frac{4.17 \times 5}{24} = 0.87 \text{ kw}$$

بار حرارتی لیتراک یک عدد با قدرت موتور 4.17

در سالن از دینفر است الکتریکی استفاده نمی شود. در سالن نگهداری محصولات میوه از جبهه استفاده می شود. در سالن تعداد 80 عدد پالت به جرم هر کدام نوذ کیلوگرم وجود دارد تعداد 400 عدد جبهه داریم.

$$Q_i = (90 \text{ kg}) * \left(0.47 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} * \text{k}}\right) * (10 - 1) = 380.7 \text{ kJ}$$

$$Q_i = \frac{(80 * 380.7) \text{ kJ}}{(22 * 3600) \text{ s}} = 0.384 \text{ kw}$$

بار حرارتی ناشی از بسته بندی محصول (جبهه پلاستیکی):

$$Q_i = m * c_p * \Delta t$$

$$Q_i = (2.5 \text{ kg}) * \left(0.9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} * \text{°C}}\right) * (10 - 1) = 20.25 \text{ kJ}$$

$$Q_i = \frac{(400 * 20.25) \text{ kJ}}{(22 * 3600) \text{ s}} = 0.103 \text{ kw}$$

در میان با جمع کردن تمام بارهای حساب شده بار کل را بدست می آوریم.

$$Q_t = 0.814 + 0.464 + 113.15 + 0.177 + 41.66 + 0.87 \\ + 0.384 + 0.103 = 157.465 \text{ kw}$$

## ظرفیت دستگاه برای سالن E

$$Q_{kw} = \frac{[Q_t \times 1.1] \times 24}{\text{ساعت کار دستگاه در شبانه روز}}$$

$$Q_E = \frac{[157.465 \times 1.1] \times 24}{18} = 230.95 \text{ kw}$$

.....



## شیت محاسبات مربوط به سالن F

لیه ها	$U \text{ (} \frac{W}{m^2 \cdot k} \text{)}$	$A \text{ (} m^2 \text{)}$	$t_o$ °C	$t_i$ °C	ضریب تصحیح $\Delta t$	$q_w$
دیوار شمالی	0.144	36-10-26	10	7.5	2.5	9.36
دیوار جنوبی	0.144	36	38	7.5	2+30.5	168.48
دیوار شرقی	0.144	40.2	13.5	7.5	6	34.7
دیوار غربی	0.144	40.2	38	7.5	3+30.5	194
سقف	0.144	40.2	10	7.5	2.5	14.04
کف	0.144	40.2	22	7.5	14.5	83.9
درب جنوبی	0	0	0	0	0	0
درب شمالی	0.144	2.5×4=10	10	7.5	2.5	3.6

از جدول فوق مجموع بارهای حرارتی جداره ها بدست می آید:

$$q_1 = 498.62 \quad w = (0.499 \text{ kw})$$

.....

بار حرارتی تعویض هوای سالن F طبق داده های زیر:

$$OAT = 10 \text{ }^\circ\text{C} \cong 25 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$OARH = 85\% \cong 70\% \quad \longrightarrow \quad \begin{cases} ma = 13.5 \text{ l/s} \\ \Delta h = 0.0421 \text{ kj/lit} \end{cases}$$

$$ST = 7.5 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$V_T = 241.2 \text{ M}^3$$

در سردخانه یالکه دب آنها به یک اطاق یار اهر و باز میشود و با هوای خارج در تماس مستقیم نیستند ارقام بدست آمده از جدول را **50%** کاهش دهید و در سردخانه یابی با سرویس سنگین **50%** به ارقام اضافه کنید.

$$Q_2 = (13.5 \times 0.0421) \times 0.5 = 0.284 \text{ kw}$$

.....  
60000 کیلوگرم کوبه فرنگی تازه بادامی  $30^\circ\text{C}$  یعنی دمای محیط وارد سالن می شود و در دمای  $7.5^\circ\text{C}$  پیشنهاد شده برای نگهداری طولانی سرد میشود و زمان سرد شدن کل محصول 34 ساعت تعیین شده.

$$Q_{b*f} = m * c_{b*f} * \Delta t$$

$$Q_{b*f} = \frac{60000 \times (3.85) \times (30 - 7.5)}{(34 \times 3600)} = 57.56 \text{ KW}$$

$$Q_3 = 57.56 \text{ KW}$$

$$Q_{\text{تنفسی}} = m_{kg} \times HR \frac{kJ}{kg \cdot k}$$

$$Q_{\text{تنفسی}} = \frac{60000 \times (7.2)}{(34 \times 3600)} = 3.53 \text{ KW}$$

$$Q_3 = 3.53 \text{ KW}$$

.....

### (بار حرارتی متفرقه سالن F)

$$Q_a = \frac{5 \times 5 \times 0.242}{24} = 0.252 \text{ kw}$$

در سالن 5 نفر نیرو در مدت 5 ساعت کاری کنند.

در سالن 5 عدد لاسپ صدوات در مدت کار کردن نیرو یعنی 5 ساعت روشن است.

$$Q_l = \frac{(5 \times 100) \times 2}{24} = 41.66 \text{ kw}$$

$$Q_m = \frac{4.17 \times 5}{24} = 0.87 \text{ kw}$$

بار حرارتی لیتراک یک عدد با قدرت موتور 4.17

در سالن از دینفر است الکتریکی استفاده نمی شود در سالن تعداد 60 عدد پالت به جرم هر کدام نود کیلوگرم وجود دارد تعداد 300 عدد صبه

داریم.

$$Q_i = (90 \text{ kg}) * \left(0.47 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} * \text{k}}\right) * (10 - 7.5) = 105.75 \text{ kJ}$$

$$Q_i = \frac{(60 * 105.75) \text{ kJ}}{(34 * 3600) \text{ s}} = 0.052 \text{ kw}$$

بار حرارتی ناشی از بسته بندی محصول (صبه پلاستیکی):

$$Q_i = m * c_p * \Delta t$$

$$Q_i = (2.5 \text{ kg}) * \left(0.9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} * \text{°C}}\right) * (10 - 7.5) = 5.625 \text{ kJ}$$

$$Q_i = \frac{(300 * 5.625) \text{ kJ}}{(34 * 3600) \text{ s}} = 0.0138 \text{ kw}$$

در میان با جمع کردن تمام بارهای حساب شده بار کل را بدست می آوریم.

$$Q_t = 0.499 + 0.284 + 61.09 + 0.252 + 41.66 + 0.87 + 0.052 + 0.0138 = 104.625 \text{ kw}$$

## ظرفیت دستگاه برای سالن F

$$Q_{kw} = \frac{[Q_t \times 1.1] \times 24}{\text{ساعت کار دستگاه در شبانه روز}}$$

$$Q_F = \frac{[104.625 \times 1.1] \times 24}{18} = 153.5 \text{ kw}$$

.....

## شیت محاسبات مربوط به سالن S

لایه ها	$U$ ( $W/m^2.k$ )	$A$ ( $m^2$ )	$t_o$ °C	$t_i$ °C	ضرب تصحیح $\Delta t$	$q_w$
دیوار شمالی	0.144	36-10=26	10	13.5	3.5	13.1
دیوار جنوبی	0.144	36	38	13.5	2+24.5	137.4
دیوار شرقی	0.144	40.2	10	13.5	3.5	20.3
دیوار غربی	0.144	40.2	38	13.5	3+24.5	160
سقف	0.144	40.2	10	13.5	3.5	20.26
کف	0.144	40.2	22	13.5	10.5	60.78
درب جنوبی	0	0	0	0	0	0
درب شمالی	0.144	2.5×4=10	10	13.5	3.5	5.04

برای دیوار شرقی متصل به سالن انجام دمای محیط را در نظر می گیریم چون معمولاً حالی است.

$$q_1 = 416.88 \text{ w} = (0.417 \text{ kw})$$

بار حرارتی تعویض هوا برای سالن S طبق داده های زیر:

$$OAT = 10 \text{ }^\circ\text{C} \cong 25 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$OARH = 85\% \cong 70\% \quad \longrightarrow \quad \begin{cases} ma = 13.1 \text{ l/s} \\ \Delta h = 0.0246 \text{ kj/lit} \end{cases}$$

$$ST = 13.5 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$V_T = 241.2 \text{ M}^3$$

در سردخانه نایکه در آب آنها به یک اطاق یار اهر و باز میشود و با هوای خارج در تماس مستقیم نیستند ارقام بدست آمده از جدول را **50%** کاهش دهید و در سردخانه نای با سرویس سنگین **50%** به ارقام اضافه کنید.

$$Q_2 = (13.1 \times 0.0246) \times 0.5 = 0.161 \text{ kw}$$

.....  
60000 کیلوگرم موز تازه با دمای  $30^\circ\text{C}$  یعنی دمای محیط وارد سالن می شود و در دمای  $13.5$  پیشنهاد شده برای نگهداری طولانی سرد میشود زمان سرد شدن کل محصول 12 ساعت تعیین شده.

$$Q_{b*f} = m * c_{b*f} * \Delta t$$

$$Q_{b*f} = \frac{60000 \times (3.77) \times (30 - 13.5)}{(12 \times 3600)} = 86.4 \text{ KW}$$

$$Q_3 = 86.4 \text{ KW}$$

$$Q_{\text{تنفسی}} = m_{kg} \times HR \frac{kj}{kg*k}$$

$$Q_{\text{تنفسی}} = \frac{60000 \times (11)}{(12 \times 3600)} = 1.77 \text{ KW}$$

$$Q_3 = 15.28 \text{ KW}$$

.....

### (بار حرارتی متفرقه سالن S)

$$Q_a = \frac{5 \times 5 \times 0.211}{24} = 0.22 \text{ kw}$$

در سالن 5 نفر نیرو در مدت 5 ساعت کاری کنند.

در سالن 5 عدد لاسپ صدوات در مدت کار کردن نیرو یعنی 5 ساعت روشن است.

$$Q_l = \frac{(5 \times 100) \times 2}{24} = 41.66 \text{ kw}$$

$$Q_m = \frac{4.17 \times 5}{24} = 0.87 \text{ kw}$$

بار حرارتی لیتتران یک عدد با قدرت موتور 4.17

در سالن از دینفر است الکتریکی استفاده نمی شود. در سالن تعداد 60 عدد پالت به جرم هر کدام 90 کیلوگرم وجود دارد تعداد 300 عدد جعبه داریم.

$$Q_i = (90 \text{ kg}) * \left( 0.47 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} * \text{k}} \right) * (10 - 13.5) = 148.05 \text{ kj}$$

$$Q_i = \frac{(60 \times 148.05) \text{ kj}}{(12 \times 3600) \text{ s}} = 0.205 \text{ kw}$$

بار حرارتی ناشی از بسته بندی محصول (جعبه پلاستیکی):



$$Q_i = m * c_p * \Delta t$$

$$Q_i = (2.5 \text{ kg}) * (0.9 \text{ kJ/kg} * ^\circ\text{C}) * (10 - 13.5) = 7.87 \text{ kJ}$$

$$Q_i = \frac{(300 * 7.87) \text{ kJ}}{(12 * 3600) \text{ s}} = 0.055 \text{ kw}$$

در میان با جمع کردن تمام بارهای حساب شده بار کل را بدست می آوریم.

$$Q_t = 0.417 + 0.161 + 101.68 + 0.22 + 41.66 + 0.87 + 0.205 + 0.055 = 145.181 \text{ kw}$$

**ظرفیت دستگاه برای سالن S**

$$Q_{kw} = \frac{[Q_t \times 1.1] \times 24}{\text{ساعت کار دستگاه در شبانه روز}}$$

$$Q_s = \frac{[145.181 \times 1.1] \times 24}{18} = 213 \text{ kw}$$

.....

## محاسبات سالن انجاد و پیش سردکن:

همان طور که قبلاً گفته شد این سالن مداوم کاری کند و فقط در مواقع ضروری استفاده می شود ولی باید طوری طراحی گردد که وقتی دستگاه سالنی از کار افتاد بتواند جوا بگو باشد و از خرابی محصول جلوگیری کند لذا باید دما و شرایط سالن را نسبت به بدترین حالت در نظر گرفت یعنی در دمای منفی 18- درجه و محصولات کوشی نظیر گوشت کاو.

پس محاسبات و انتخاب تجهیزاتی که برای سالن رزرو باید در نظر بگیریم هیچ فرقی با سالن گوشت کاوی ندارد اما باید توجه داشته باشیم که ابعاد سالن رزرو، از سالنهای محصولات کوشی بزرگتر است این بدان منضمور ایجاد شده که بتواند در صورت خرابی سالن سیب، محصولات سالن را در خود جای دهد پس در نتیجه سالنی که بتواند محصولات کوشی ما را بجم کند می تواند محصولات دیگر سردخانه را پشتیبانی کند اما لازم نیست محاسبات این سالن را برای انتخاب تجهیزات برودتی لحاظ کنیم این امر فقط در جایی حساب می شود که سالن مورد نظر باید یک نقش رزرو داشته باشد و مثل سالن های دیگر مداوم در جریان کار باشد اما در اینجا رزرو است یعنی باری را که مثلاً قبلاً قرار بود سالن سیب جبران کند الان بر عهده این سالن است پس محاسبات و اعداد بدست آمده برای انتخاب ظرفیت دستگاههای برودتی قبلاً حساب شده پس نیاز به حساب مجدد نیست.

.....

# شرح روش انتخاب تجهیزات

## انتخاب دستگاه‌های برای سیستم تبرید

بعد از محاسبه بار برودتی مورد نیاز باید دستگاه‌های تبرید مثل کمپرسور؛ کاندا نسر؛ و پرا تور؛ شیر انبساط را از کاتالوگ سازنده انتخاب شوند. دستگاه‌های طوری انتخاب شوند که قادر به جبران بار برودتی باشند. به منظور انتخاب صحیح دستگاه‌های اول شرایط کارکردی طراحی سیستم تعیین شود و پس با در دست داشتن این اطلاعات به انتخاب دستگاه پرداخت. برای انتخاب دستگاه‌های اول کمپرسور انتخاب شود و پس او پرا تور و بعد از آن کاندا نسر و شیر انبساط از کاتالوگ سازنده انتخاب شوند.

### تعیین شرایط کارکرد

برای تعیین شرایط کارکرد سیستم باید اطلاعات زیر را مشخص کنید.

الف = بار برودتی مورد نیاز یا همان **Qe**

ب = دمای محیط خارج **ta** یا دمای آب ورودی به کاندا نسر آبی **twi**

ج = دمای داخل سردخانه **tr**

د = دمای او پرا تور **te**

م = نوع مبرد **R**

خ = نوع محصول

ر = دمای کاندا نسر **tc**

نکته: دمای اولپراتور باید از دمای داخل سردخانه کمتر باشد تا انتقال حرارت بین مبرد و هوا انجام گیرد. اختلافات این دو دما به دلتاتی اولپراتور معروف است. هر قدر که این اختلاف دما بیشتر باشد رطوبت بیشتری از اتاق سرد گرفته میشود.

برای محصولاتی مانند میوه و سبزیجات این اختلاف دما حدود 5 الی 6 درجه سانتی گراد و برای محصولات دیگر یا ایجاد این اختلاف دما حدود 8 الی 10 درجه سانتی گراد انتخاب میشود. مثلاً اگر دمای اتاق منفی 20 درجه سانتی گراد در نظر گرفت شود محصول نیز کوشت منجمد باشد پس دمای اولپراتور را منفی 28 یا منفی 30 انتخاب میکنیم. اگر دمای اتاق مثبت 5 باشد محصول نگهداری میوه باشد دمای اولپراتور را روی 0 درجه انتخاب میکنیم.

دمای کاندنسر باید از دمای محیط (برای کاندنسر هوایی) یا دمای آب خنک کننده برای کاندنسر آبی (بیشتر باشد تا انتقال حرارت انجام شود. اختلاف بین دمای کاندنسر و محیط یا آب به اختلاف دمای کاندنسر معروف است. هر قدر که این اختلاف دما بیشتر باشد کاندنسر کوچکتر میشود.

مثلاً در مناطقی که حداکثر دمای محیط در تابستان به 45 درجه می رسد اختلاف دمای کاندنسر را مثبت 10 و برای مناطقی که مترمانند خوزستان یا جنوب کشورمان ایران این اختلاف دما را حدود 8 درجه در نظرمی گیریم. واضح است که کاندنسری که در خوزستان کار می کند باید بزرگتر از کاندنسری باشد که در قزوین برای همان کار انتخاب می شود.

دلتاتی کاندنسر برای مناطق سردسیر از 12 الی 15 درجه در نظر گرفته میشود؛ برای مناطق معتدل از 10 الی 12 درجه سانتی گراد و برای مناطق خیلی گرم 5 الی 8 درجه در نظر گرفته میشود.

## انتخاب کمپرسور

برای انتخاب کمپرسور به چهار نکته یا پارامتر نیاز است. بار بردتی مورد نیاز سیستم؛ دمای اول پرا تور؛ دمای کاندنسر و نوع مبرد

با مراجع به کاتالوگ کمپرسور برای دمای اول پرا تور و دمای کاندنسر تعیین شده؛ مدل کمپرسوری را انتخاب می‌کنیم که جوابگوی بار بردتی مورد نیاز باشد.

**توصیه نویسنده:** ما در اینجا می‌توانیم از چند روش یا طرح برای پروژه استفاده کنیم. **اول:** دو کمپرسور برای سیستم تبرید در نظر بگیریم یکی برای سالنهای زیر صفر درجه (محصولات گوشتی) و دیگری برای سالنهای بالای صفر (میوهها) که هر کدام دارای سیستم مجزا از یکدیگر باشند. **دوم:** از دو کمپرسور به صورت مضاعف (دو مرحله ای) همراه با یک مخزن اینتر کو لرو فلاش گاز استفاده کنیم. **سوم:** می‌توانیم با انتخاب یک کمپرسور اسکرو، و یاد دواپچی که جوابگوی ظرفیت کل سیستم باشد از یک سیکل برای کل سالنها استفاده کنیم.

اما در کلاس درس و دانشگاه هدف یادگیری و استفاده از فرمولهاست که معمولاً برای یک سردخانه ای مثل این با این حجم ظرفیت باید از حداقل 4 کمپرسور استفاده کرد که معمولاً از روش دوم استفاده می‌کنند تا مرحله‌های درس ما تکمیل شود. ولی در واقعیت طرح اجرایی ما باید و باید توجیه اقتصادی داشته باشد یعنی ما نمی‌توانیم برای مواردی مثل خرابی کمپرسور و یا جایگزینی یک کمپرسور بجای دیگری در سیستم رزرو، کارفرما را مجبور به سرمایه‌گذاری یا خرج اضافی کنیم (قیمت کمپرسورهای خیلی زیاد مثلاً 500 میلیون) پس نتیجه می‌گیریم که در واقعیت معمولاً امکان از یک کمپرسور استفاده کنیم.

و اما یک نکته اگر ظرفیت بردتی کل سردخانه از رقم 300 کیلووات بیشتر شد معمولاً به سراغ کاتالوگهای کمپرسورهای اسکرو چند مرحله‌ای یا کمپرسورهای

دواپچی با ظرفیت‌های زیاد بروید.

## انتخاب اولراتور

برای انتخاب اولراتور به چهار پارامتر نیاز است.

بار بروقتی مورد نیاز سیستم؛ دمای اولراتور؛ اختلاف دمای اولراتور با میان دلتاتی اولراتور و نوع مبرد جریان

بازرسی به کاتالوک سازنده و بار دست داشتن دمای اولراتور و دلتاتی یک ضریب تصحیح از جدول کاتالوک پیدا میشود. با استفاده از این ضریب یا ضرایب دیگر بار بروقتی بدست آمده اصلاح میشود و با بار بدست آمده جدید دستگاه انتخاب می گردد.

توجه شود که اعمال ضریب تصحیح برای حرساننده روشن خاصی دارد که در اول کاتالوگهای سازنده آن توضیح داده شده است.

## انتخاب کاندنسر

برای انتخاب کاندنسر با هم به چهار پارامتر نیاز است

ظرفیت دفع حرارتی کاندنسر (*Het rejection rate*)؛ دمای کاندنسر؛ اختلاف دمای کاندنسر و نوع مبرد جریان

برای بدست آوردن ظرفیت حرارتی کاندنسر از فرمول  $Q_c = Q_e + W$  استفاده می کنیم .

$Q_e$  بار بروقتی و  $W$  برق مصرفی کمپرسور بر حسب کیلووات است.

اختلاف دمای کاندنسر؛ اختلاف بین حداکثر دمای محیط یا سیال خنک کننده و دمای کاندنسر است. با استفاده از ظرفیت حرارتی کاندنسر و اختلاف دمای

کاذب‌سرب‌کاتا لوک مراح کرده و کاذب‌سری انتخاب می‌کنیم که جو آبگویی بار حرارتی باشد. توجه شود که هر قدر دمای محیط بالاتر باشد اختلاف دمای کاذب‌سرب کم شده و کاذب‌سرب بزرگتری باید انتخاب شود. و البته در اینجا منظور از بار برودتی بار برودتی جدید که اعمال ضریب شده است مد نظر است.

### انتخاب شیر انبساط

برای انتخاب شیر انبساط ابتدا باید افت فشار کل را در دو طرف شیر محاسبه کرد. برای این کار از فرمول زیر استفاده می‌کنیم.

$$\Delta P_t = (p_c - p_e) - \{\Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 + \Delta P_4 + \Delta P_5\}$$

در این فرمول داریم:

$$p_c = \text{فشار کاذب‌سرد نقطه طراحی}$$

$$p_e = \text{فشار اواپراتور در نقطه طراحی}$$

$$\Delta P_1 = \text{افت فشار در خط مایع اقصی (بین ریسور و شیر انبساطی)}$$

$$\Delta P_2 = \text{افت فشار در خط مایع عمودی (بین ریسور و شیر انبساطی)}$$

$$\Delta P_3 = \text{افت فشار در فیلتر درایر که تقریباً 0.2 بار پیش بینی میشود.}$$

$$\Delta P_4 = \text{افت فشار در بخش کن اواپراتور که تقریباً 0.5 بار در نظر گرفت میشود.}$$

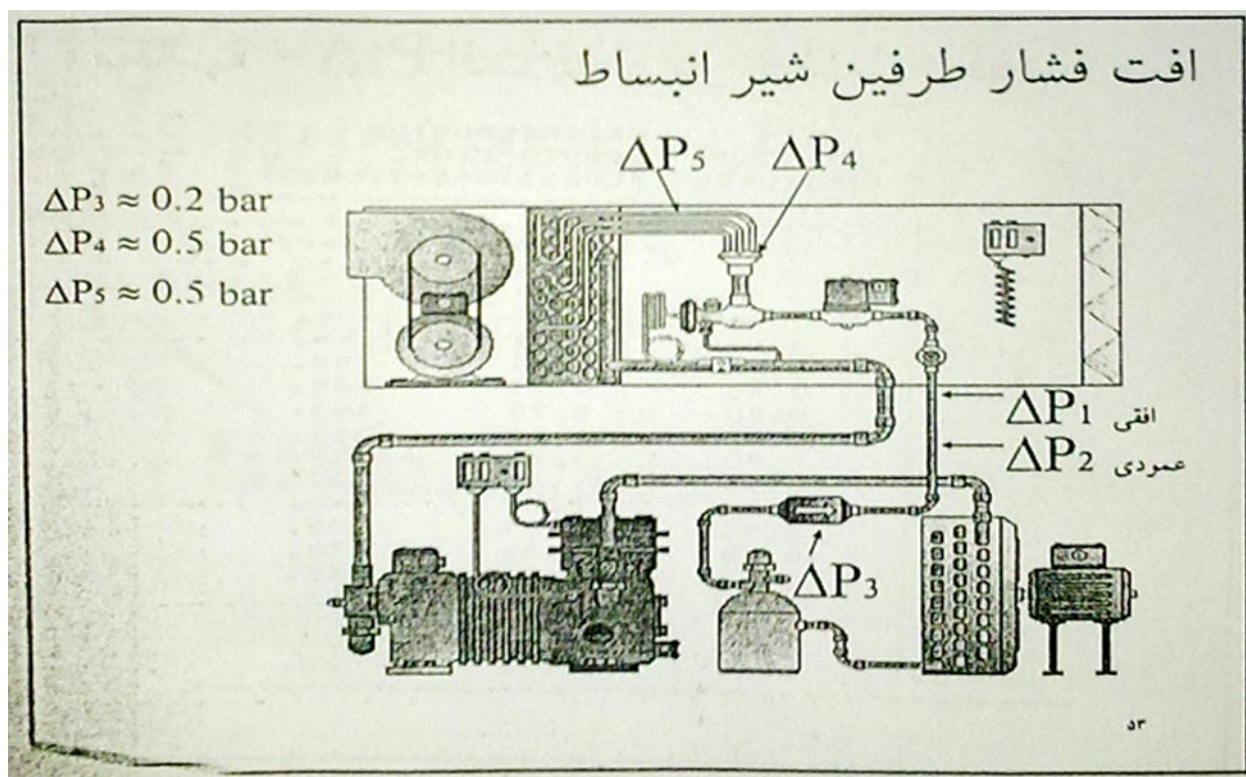
$$\Delta P_5 = \text{افت فشار در لوله های بخش کن که تقریباً 0.5 بار در نظر میگیرند.}$$



برای بدست آوردن افت فشار در خط مایع عمودی مین ریور و شیر انبساط از جدول مربوطه که در بعد آورده میشود استفاده می کنیم. با در نظر گرفتن فاصله عمودی مین ریور و شیر انبساط از جدول افت فشار تقریبی در خط مایع عمودی بدست می آید یعنی  $\Delta P_2$ .

برای بدست آوردن افت فشار در خط مایع افقی مین ریور و شیر انبساط از جدول استفاده می کنیم با در نظر گرفتن اینکه قطر لوله خط مایع صحیح انتخاب شده باشد به جدول مراجعه کرده و با بار برودتی مورد نیاز و دمای اول پرا تور افت فشار برای هر متر طول لوله بدست می آید.

توجه داشته باشید که اعداد افت فشار در جدول بر حسب پا سگال است و باید به بار تبدیل شود. با ضرب کردن این افت فشار به طول لوله افقی مایع کل افت فشار در خط افقی بدست می آید. با محاسبه افت فشار کل در دو طرف شیر انبساط به جدول شیر مراجعه کرده با در دست داشتن افت فشار بدست آمده، دمای اول پرا تور و بار برودتی مورد نیاز شیر و سوزن مناسب بدست می آید.



## انتخاب و محاسبه مخزن سردکن و جداکن

مخزن سردکن و جداکن معمولاً بر حسب دبی حجمی بخار مبرد سیستم انتخاب می‌شوند بنابراین برای انتخاب آن‌ها می‌توان برترتیب زیر عمل کرد:

در سیستمی دبی جرمی مبرد جریان دارد و اپراتور به عنوان تعیین ظرفیت آنها و محاسبه قدرت کمپرسورها، محاسبه و تعیین می‌کند. ضمناً درجه حرارت بخار مبرد نیز برای ترسیم سیکل تعیین و انتخاب می‌شود. در چنین درجه حرارتی حجم مخصوص مبرد در نقطه ورود به کمپرسور، هم از روی دیاگرام و هم جدول مشخصات مبرد جریان می‌توان بدست آورد. حاصلضرب مقدار جرمی مبرد جریانی، در حجم مخصوص بدست آمده، دبی حجمی بخار مبرد را معلوم می‌کند.

$$V \left( \frac{m^3}{s} \right) = m \left( \frac{kg}{s} \right) * V \left( \frac{m^3}{kg} \right)$$

در فرمول بالا دبی حجمی بخار مبرد بر حسب مترکعب بر ثانیه = دبی جرمی مبرد بر حسب کیلوگرم بر ثانیه \* حجم مخصوص مبرد بر حسب مترکعب بر کیلوگرم.

حالا با داشتن دبی حجمی مبرد با استفاده از کاتالوگ کارخانه سازنده، نوع، مدل و اندازه مخزن سردکن و جداکن انتخاب می‌شود.

.....  
حالا با توجه به اطلاعات گفته شده در قسمت تعیین شرایط؛ به سراغ تعیین شرایط محیط سردخانه خود می‌رویم در اینجا جا دارد که یک توضیح مختصر در مورد تعیین شرایط محیط داده شود. مادر این کار جدا جدا به تعیین شرایط برای حرسان می‌پردازیم.

امادلی ندارد. یعنی از اپراتور برای حرسان تک تک یک کمپرسور یا کندانسرها تعیین کنیم مگر در مواقع خاص مثل ازدیاد بار برودتی یا چند منظوره بودن سردخانه یا انتخاب دستگاه زرد. در اینجا دو خط برودتی زیر صفر و بالای صفر استفاده می‌کنیم.

## تعیین شرایط برای سالن A

بار برودتی با حساب ده درصد که شود  $166.877 \text{ kw}$

دمای محیط در استان قزوین در گرمترین روز سال 35 درجه سانتیگراد و یا آب ورودی به کندانسور معادل 24 درجه سانتیگراد در نظر میگیریم.

دمای داخل سالن برابر با 18- درجه می باشد.

دمای اولراتور برای این سالن معادل 28- درجه سانتیگراد در نظر گرفته شده.

دمای کاندنسر 11

نوع سبده جریانی فریون یا آر 22

نوع محصول هم گوشت کلاوی.

## تعیین شرایط برای سالن B

بار برودتی با حساب ده درصد که شود  $114.7 \text{ kw}$

دمای محیط در استان قزوین در گرمترین روز سال 35 درجه سانتیگراد و یا آب ورودی به کندانسور معادل 24 درجه سانتیگراد در نظر میگیریم.

دمای داخل سالن برابر با 18- درجه می باشد.

دمای اولراتور برای این سالن معادل 28- درجه سانتیگراد در نظر گرفته شده.

دمای کاژنسر 11

نوع مسرر جریانی فریون یا آر 22

نوع محصول کوشت مرغ.

### تعین شرایط برای سالن C

بار برودتی با حساب ده درصد که میشود  $97.3 \text{ kw}$

دمای محیط در استان قزوین در کمترین روز سال 35 درجه سانتی گراد و یا آب ورودی به کژنسر معادل 24 درجه سانتی گراد در نظر میگیریم.

دمای داخل سالن برابر با 18- درجه می باشد.

دمای اولر اتور برای این سالن معادل 28- درجه سانتی گراد در نظر گرفته شده.

دمای کاژنسر 11

نوع مسرر جریانی فریون یا آر 22

نوع محصول هم کوشت ماهی.

### تعین شرایط برای سالن D

بار برودتی با حساب ده درصد که میشود  $223.3 \text{ kw}$

دمای محیط در استان قزوین در گرمترین روز سال 35 درجه سانتیگراد و آب ورودی به کندانسور معادل 24 درجه سانتیگراد در نظر میگیریم.

دمای داخل سالن برابر با 1- درجه می باشد.

دمای اولپراتور برای این سالن معادل 7- درجه سانتیگراد در نظر گرفته شده.

دمای کاندنسر 11

نوع مبرد جریانی فریون یا آر 22

نوع محصول سیب.

### تعیین شرایط برای سالن E

بار برودتی با حساب ده درصد که شود  $230.95 \text{ kw}$

دمای محیط در استان قزوین در گرمترین روز سال 35 درجه سانتیگراد و آب ورودی به کندانسور معادل 24 درجه سانتیگراد در نظر میگیریم.

دمای داخل سالن برابر با 1 درجه می باشد.

دمای اولپراتور برای این سالن معادل 5- درجه سانتیگراد در نظر گرفته شده.

دمای کاندنسر 11

نوع مبرد جریانی فریون 22      نوع محصول پرتقال.

## تعیین شرایط برای سالن F

بار برودتی با حساب ده درصد که شود  $153.5 \text{ kw}$

های محیط در استان قزوین در گرمترین روز سال 35 درجه سانتی گراد و با آب ورودی به کندانسور معادل 24 درجه سانتی گراد در نظر میگیریم.

های داخل سالن برابر با 7.5 درجه می باشد.

های اولپرا تور برای این سالن معادل 1.5 درجه سانتی گراد در نظر گرفته شده.

های کاندنسر 11

نوع مبرد جریانی فریون یا آر 22

نوع محصول کوبه فرنگی.

## تعیین شرایط برای سالن S

بار برودتی با حساب ده درصد که شود  $213 \text{ kw}$

های محیط در استان قزوین در گرمترین روز سال 35 درجه سانتی گراد و با آب ورودی به کندانسور معادل 24 درجه سانتی گراد در نظر میگیریم.

های داخل سالن برابر با 13.5 درجه می باشد.

های اولپرا تور برای این سالن معادل 7.5 درجه سانتی گراد در نظر گرفته شده.

دای کاندنسر 11

نوع محصول موز.

نوع مبرد جریانی فریون 22

.....

## انتخاب دستگاه‌ها برای سیستم سردخانه

کمپرسور سیستم:

جمع کل بارهای برودتی که می‌شود 1199.63 کیلووات؛ و دمای کانده‌سیر 35 درجه. دمای اوپراتور 25-، نوع مبرد فریون 22

طبق داده‌های بالا از کاتالوگ شرکت: کمپرسورهای دواپچی برای فریون 22 کارخانجات سولزر سوند (یک عدد).

Model	Freguency Hz	Maierotor Speed Rev/min	Displacement $m^3/hr$	Qe Kw Te-25 tc=35	Shaft power Kw	L mm	B mm	H mm	We Kg
Ks3100S	60	3550	3777	1280	580	5600	1850	3900	7500

اوپراتورهای حر سالن:

برای سالن‌های زیر صفر و پیش سردکن یا اتاق انجماد با توجه به ظرفیت بدست آمده و داده‌های شرایط تعیین، اوپراتورها و تعداد آن برای حر سالن راز کاتالوگ شرکت رادیران شرح زیر انتخاب می‌کنیم.

توجه شود که اعمال ضریب تصحیح برای حر سالن‌ها روش خاصی دارد که در اول کاتالوگ‌های سازنده آن توضیح داده شده است.

حالا از کاتالوگ شرکت رادیران با ضرایب معرفی شده در زیر اوپراتورهای سالن‌ها را انتخاب می‌کنیم.



جدول ۳

Eurovent Correction Factor (Fsc)		
Fsc <sub>1</sub>	Fsc <sub>2</sub>	Fsc <sub>3</sub>
0.70	1.00	1.48

ENV 328 Standard Conditions		
	Room Temp.	Evaporating Temp.
جدول ۲	دمای داخلی سردخانه (°C)	دمای تغییر اوپراتور (°C)
SC 1	10	0
SC 2	0	-8
SC 3	18	-25

مرحله ۱:

لازم است شرایط تعریف شده برای سردخانه را با شرایط استاندارد جدول ۲ مقایسه نمود و با توجه به بازه دمایی موجود نسبت به انتخاب شرایط دمایی (SC) در جدول ENV 328 عمل نمود.  
مثال: اگر دمای داخلی سردخانه ۵ درجه و دمای تبخیر اوپراتور -4 باشد آنگاه شرایط استاندارد مربوطه SC 1 خواهد بود.

لازم است با استفاده از جدول ۴ که جدول ضریب اصلاح ظرفیت (F1) میباشد، ضریب مربوط به تصحیح ظرفیتی دما را استخراج نمود:

جدول ۴

Refrigerant		F1						
		R-404A						
$\Delta T$ (°C)		5	6	7	8	10	11	12
Evaporating Temp.	5	1.58	1.23	0.99	0.85	0.65	0.59	0.52
	0	1.63	1.28	1.06	0.9	0.7	0.62	0.56
	-5	1.65	1.32	1.1	0.94	0.73	0.66	0.6
	-8	1.7	1.36	1.15	1	0.76	0.7	0.63
	-10	1.77	1.41	1.19	1.02	0.79	0.72	0.65
	-15	1.86	1.51	1.27	1.09	0.85	0.77	0.7
	-20	1.99	1.58	1.38	1.19	0.94	0.84	0.76
	-25	2.1	1.69	1.48	1.26	1.01	0.9	0.82
	-30	2.25	1.88	1.59	1.37	1.09	0.98	0.89
	-35	2.39	2.03	1.76	1.46	1.16	1.05	0.95
-40	2.71	2.33	1.95	1.6	1.24	1.13	1.11	

از آنجاییکه توان برودتی محاسبه شده در دستگاهها بر اساس گاز مبرد R404a میباشد و دستگاههای اوپراتور یونیت این شرکت امکان سازگاری و کارکرد با تمامی میردهای موجود را دارد لذا لازم است تا در صورتیکه از گازی غیر از گاز R404a استفاده میگردد از جدول ۵ ضریب اصلاح مبرد (F2) نیز با توجه به شرایط استاندارد دمایی سردخانه استخراج گردد:



جدول ۵	Refrigerant Factor (F2)			
	R 134A	R 22	R 404A	R 407C
SC 1	1.05	1.03	1.00	1.01
SC 2	1.1	1.05	1.00	1.02
SC 3	-	1.09	1.00	1.04

$f_1 =$  ضریب تصحیح بارودتی جهت شرایط کاری متفاوت

$f_2 =$  ضریب تصحیح برای مبرد فریون 22

$$Q_n = \frac{Q_a \times f_1 \times f_2}{f_3}$$

$f_3 =$  ضریب تصحیح اصلاح دا.

Table #6

Radiran Model	H Type Evaporator Unit Capacity With R404a																	
	Coolind Capacity (R404a)									Fan Specification					Coil		Defrost	
	SC <sub>1</sub>			SC <sub>2</sub>			SC <sub>3</sub>			Number	Size	Power input	Air Flow		Air Throw	Transfer Surface	Tube Volume	Electrical Power
	kw	kcal/h	btu/h	kw	kcal/h	btu/h	kw	kcal/h	btu/h				W	m <sup>3</sup> /h				
REU135H1	4.2	3600	14300	2.9	2479	9836	2.3	1962	7787	1	350	140	2450	1441	11.3	15	3	2.9
REU135H2	5.1	4400	17400	3.6	3124	12397	2.8	2395	9504	1	350	140	2440	1435	10.8	20	4	3.8
REU140H2	6.7	5700	22700	4.6	3957	15703	3.6	3124	12397	1	400	180	4100	2412	19.0	25	5	4.1
REU140H3	8.9	7600	30200	6.0	5146	20423	4.8	4157	16495	1	400	180	4000	2353	18.0	38	7	5.2
REU145H2	9.2	7900	31400	6.4	5519	21902	5.1	4374	17356	1	450	250	5400	3176	19.9	39	7	5.4
REU145H3	12.3	11000	42000	8.3	7126	28278	6.7	5740	22779	1	450	250	5300	3118	19.1	59	11	6.5
REU150H4	21.4	18000	73000	15.5	13302	52785	11.5	9928	39398	1	500	450	7230	4253	23.2	96	17	8.3
REU235H1	7.3	6300	25000	5.2	4441	17622	4.0	3408	13524	2	350	280	4850	2853	11.3	27	5	4.7
REU235H2	9.0	7700	30600	6.3	5415	21488	5.0	4269	16943	2	350	280	4750	2794	10.8	37	7	6.2
REU240H2	13.3	11500	45500	9.4	8122	32232	7.4	6352	25207	2	400	360	6150	4794	19.0	56	10	7.3
REU240H3	17.8	15300	61000	12.4	10689	42417	9.5	8215	32598	2	400	360	8000	4706	18.0	83	15	9.1
REU245H2	18.5	16000	63200	13.1	11246	44630	10.3	8851	35125	2	450	500	10800	6353	19.9	75	13	9.7
REU245H3	24.7	21300	84400	17.1	14747	58519	13.2	11382	45166	2	450	500	10600	6235	19.1	112	20	11.6
REU250H3	35.5	30600	121000	25.2	21674	86011	19.0	16330	64803	2	500	900	14500	8529	24.0	145	26	12.8
REU250H4	42.8	37000	146000	30.8	26507	105188	31.4	26989	107100	2	500	900	14300	8412	23.2	194	35	15.0
REU335H1	10.7	9200	36500	7.6	6506	25819	5.9	5060	20081	3	350	420	7300	4294	11.3	46	8	6.7
REU335H2	13.6	11700	46200	9.4	8122	32232	7.5	6456	25621	3	350	420	7150	4206	10.8	62	11	8.9
REU340H2	19.7	17000	67400	13.9	11975	47522	10.8	9268	36776	3	400	540	12150	7147	19.0	86	15	10.3
REU340H3	26.7	23000	91000	18.6	16033	63825	15.0	12866	51057	3	400	540	11850	6971	18.0	128	23	13.0
REU345H2	27.3	23500	94000	19.2	16557	65705	14.9	12808	50828	3	450	750	15950	9382	19.9	113	20	13.8
REU345H3	37.0	32000	128500	25.9	22268	88368	20.7	17815	70694	3	450	750	15650	9206	19.1	170	31	16.6
REU350H3	53.1	45700	181500	38.0	32660	129606	28.4	24446	97008	3	500	1350	21700	12765	24.0	218	39	18.5
REU350H4	64.2	55200	220000	46.1	39712	157590	34.7	29880	118575	3	500	1350	21400	12588	23.2	290	52	21.6
REU440H3	35.5	30600	121400	25.3	21773	86404	19.6	16825	66767	4	400	720	15650	9206	18.0	174	31	16.6
REU445H3	49.3	42500	168500	35.1	30186	119787	27.0	23258	92295	4	450	1000	20900	12294	19.1	225	41	21.4
REU450H3	70.7	61000	241600	50.0	43052	170844	38.1	32759	129999	4	500	1800	28900	17000	24.0	292	53	24.2
REU450H4	85.9	74000	293400	61.0	52532	208463	47.0	40483	160650	4	500	1800	28500	16765	23.2	389	70	28.3

## سالن A

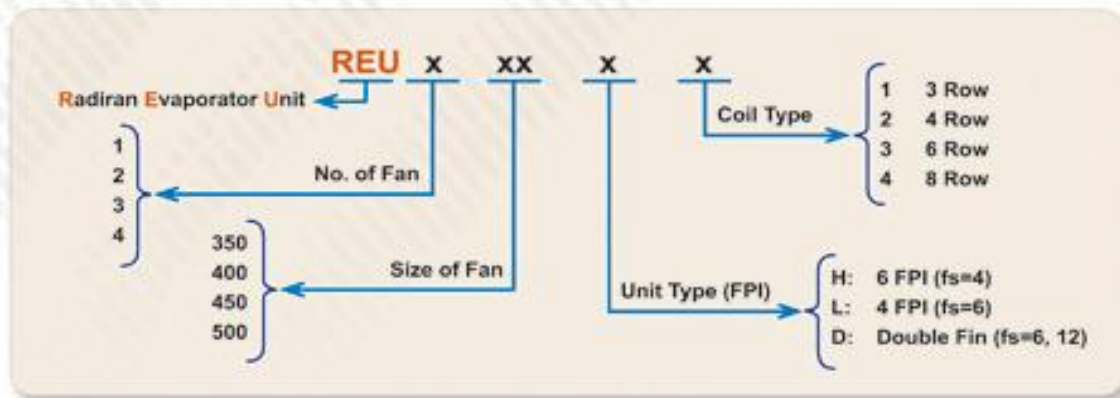
دریخادلتاتی اولراتور را 12 ودای آن را 30- د نظر کرفد ایم  $SC_3$ .

$$Q_n = \frac{166.877 \times 0.89 \times 1.09}{1.48} = 110 \text{ Kw}$$

یعنی با توجه به ظرفیت جدید و اصلاح شده به سراع کاتا لوک بالا رفته نوع و تعداد مدل اولراتور را تعیین می کنیم.

{ **REU450H4** دو عدد مدل و یک عدد مدل **REU340H3** }

شرح مدل اولراتور یونیت:



## سالن B

دریخادلتاتی اولراتور را 12 ودای آن را 30- د نظر کرفد ایم  $SC_3$ .

$$Q_n = \frac{114.7 \times 0.89 \times 1.09}{1.48} = 75.2 \text{ Kw}$$

{ **REU450H3** دو عدد مدل }

### سالن C

در ایجاد تاتی اولر اتور را 12 و دمای آن را 30- در نظر گرفته ایم  $SC_3$ .

$$Q_n = \frac{97.3 \times 0.89 \times 1.09}{1.48} = 63.8 \text{ Kw}$$

{ **REU250H4** دو عدد مدل }

### سالن D

در ایجاد تاتی اولر اتور را 7 و دمای آن را 8- در نظر گرفته ایم  $SC_2$ .

$$Q_n = \frac{223.3 \times 1.7 \times 1.05}{1} = 398.6 \text{ Kw}$$

{ **REU445H3** و یک عدد مدل **REU450H4** شش عدد مدل }

### سالن E

در ایجاد تاتی اولر اتور را 6 و دمای آن را 5- در نظر گرفته ایم  $SC_2$ .

$$Q_n = \frac{230.95 \times 1.32 \times 1.05}{1} = 320 \text{ Kw}$$

{ **REU450H4** پنج عدد مدل }

### سالن F

در ایجاد تاتی اولر اتور را 7 و دمای آن را 0 در نظر گرفته ایم  $SC_1$ .

$$Q_n = \frac{153.5 \times 1.06 \times 1.03}{0.7} = 240 \text{ Kw}$$

## { دو عدد مدل REU450H4 و یک عدد مدل REU450H3 }

سالن S

در این جداولاتی اولر اتور را 8 و دمای آن را +5 در نظر گرفته ایم  $SC_1$ .

$$Q_n = \frac{213 \times 0.85 \times 1.03}{0.7} = 266 \text{ Kw}$$

## { سه عدد مدل REU450H4 }

کنذ انسر برای سردخانه:

برای انتخاب کنذ انسر توجه داشته باشید که منظور از ظرفیت برودتی همان ظرفیتی است که از کاتالوگ کمپرسور استخراج کردیم.

بار برودتی  $Q_e = 1280$  کیلووات      برق مصرفی کمپرسور = 580 کیلووات.      دمای خشک محیط = 35 درجه

دمای تر محیط = 24 درجه      نوع مبرد = آر 22

حالا طبق فرمول ظرفیت حرارتی کنذ انسر داریم.  $Q_c = Q_e + W$        $Q_c = 580 + 1280 = 1860 \text{ KW}$

برای کل سردخانه مورد نظر مون با توجه به ظرفیت بدست آمده (که کنذ انسر باید توان دفع حرارت حاصل از کار کمپرسور و بار برودتی سیستم را دارا باشد) و دمای فوق، کنذ انسر را از کاتالوگ شرکت انتخاب می کنیم. اما در اینجا لازم بذکر است که ما برای انتخاب کنذ انسر دمای اولر اتور ما نهایی زیر صفر (28-) براد نظر



# می گیریم یعنی دمای تبخیر البته توصیه میشود وقتی که ظرفیت حرارتی کندانسور کم بزرگی شد دیگر به دنبال کندانسور هوایی نگردید چون توان دهنی کمی نسبت به تبخیری دارند

دارند



## GENERAL

**CNE** Evaporative Condensers are used to condense refrigerant gas in industrial processes, refrigerant systems, and air conditioning. Comprising more than 40 models and a wide range of capacities they respond to all installations requirements.

## PERFORMANCE PRINCIPLE

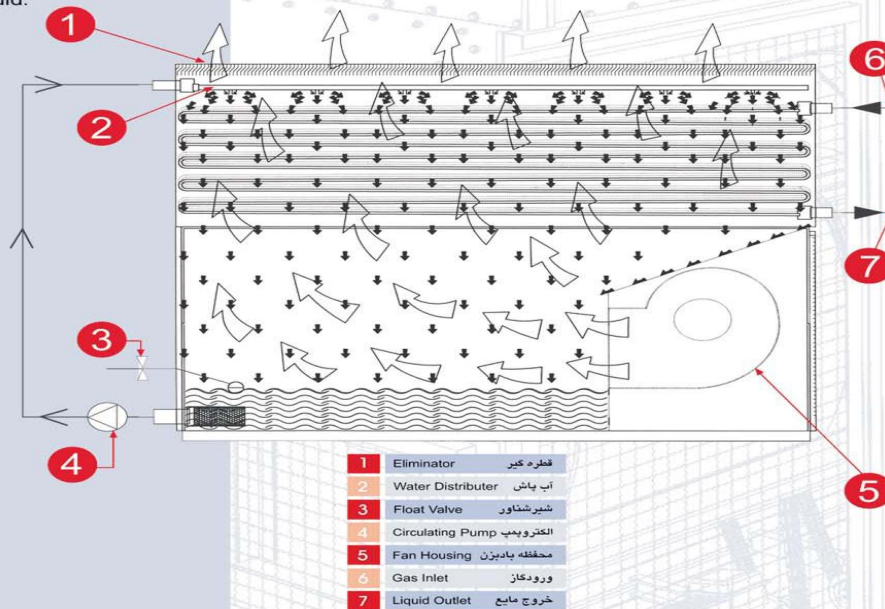
In **CNE** Evaporative Condensers hot and compressed refrigerant gas flowed out of compressor passes through condenser coil network to exchange heat with condenser inside water which circulates constantly and keeps the coil surfaces wet all the time. At the same time compressed air with high pressure is blown by the fans in the opposite direction of water circulation course which passes over coil wet surfaces and takes gas latent heat by evaporating part of water and so causes the gas to be condensed and changed to liquid.

## کلیات

کندانسورهای تبخیری **CNE** برای تقطیر گاز میبرد در فرایندهای صنعتی، سیستم های تبرید و تهویه مطبوع به کار می روند و با بیش از ۴۰ مدل و گستره وسیعی از ظرفیت پاسخگوی همه نیازهای تاسیساتی می باشند.

## اصول عملکرد کندانسور تبخیری

در کندانسورهای تبخیری گاز ممتراکم و داغ خارج شده از کمپرسور، از داخل کویل عبور داده می شود و سطوح بیرون کویل با آب گردش کندانسور مرطوب می ماند، همزمان هوای محیط توسط فن ها در جهت مخالف جریان آب دمیده می شود و قسمتی از رطوبت سطوح بیرونی کویل را تبخیر می کند در نتیجه گرمای گرمای نهان تبخیر از گاز داغ داخل کویل گرفته شده و باعث تقطیر گاز می گردد.



MODEL	Nominal Capacity (kW)	
	Without Desuperheater	With Desuperheater
CNE 110	147	162
CNE 150	176	194
CNE 180	210	242
CNE 200	233	256
CNE 225	272	300
CNE 250	291	320
CNE 225L	260	286
CNE 250L	303	333
CNE 300	360	396
CNE 330	393	432
CNE 370	440	495
CNE 400	465	510
CNE 430	501	551
CNE 480	558	612
CNE 510	598	658
CNE 560	659	725
CNE 610	713	784
CNE 685	799	880
CNE 800	934	1027
CNE 900	1048	1152
CNE 980	1162	1276
CNE 1180	1372	1510
CNE 1260	1467	1614
CNE 1340	1334	1468
CNE 1410	1640	1804
CNE 1110L	1295	1424
CNE 1210L	1380	1520
CNE 1350L	1583	1741
CNE 1410L	1641	1805
CNE 1580L	1910	2100
CNE 1725L	2005	2206
CNE 1865L	2168	2385
CNE 2000L	2325	2558
CNE 2150L	2500	2750
CNE 2520	2935	3288
CNE 2820	3280	3608
CNE 3160	3684	4052
CNE 3450	4010	4411
CNE 4000	4650	5116
CNE 4300	5000	5500

جدول ۱) ظرفیت نامی کندانسور (کیلو وات)

Suction pressure (KPa)	Suction temp. (°C)	Capacity factor
53.9	-25	0.876
89.2	-20	0.886
135.3	-15	0.895
189.3	-10	0.904
235	-5	0.913
328.5	0	0.922
414.8	+5	0.931

جدول ۲) ضریب اصلاح برای دی سوپر هیتر

Table 4 (R-22) Heat Rejection Capacity Factors

جدول ۴) ضریب اصلاح شرایط عملیاتی برای مبرد فریون (R-22)

Condensing pressure (Kpa)	Condensing temperature (°C)	Entering Air Wet bulb Temp (°C)											
		10	13	16	18	20	21	22	24	26	27	29	32
1075	30	1.06	1.16	1.36	1.56	1.82	1.98	2.18	2.78	—	—	—	—
1142	32	0.94	1.04	1.19	1.33	1.50	1.62	1.76	2.05	2.06	—	—	—
1219	34	0.85	0.92	1.04	1.14	1.26	1.33	1.42	1.62	1.89	2.11	—	—
1239	35	0.80	0.88	0.97	1.05	1.16	1.22	1.29	1.46	1.67	1.86	2.40	—
1286	36	0.76	0.83	0.92	0.99	1.07	1.12	1.18	1.30	1.49	1.63	2.06	—
1356	38	0.70	0.75	0.82	0.87	0.93	0.97	1.01	1.10	1.24	1.33	1.59	2.29
1413	40	0.64	0.69	0.74	0.79	0.84	0.87	0.90	0.96	1.07	1.14	1.30	1.68
1507	42	0.59	0.62	0.66	0.70	0.74	0.77	0.79	0.86	0.93	0.98	1.09	1.34
1685	44	—	0.58	0.61	0.64	0.66	0.68	0.71	0.76	0.81	0.85	0.94	1.11



### دی سوپرهیتر

درجه حرارت گاز خروجی از کمپرسور به فشار مکش و فشار دهش  
 و نوع کمپرسور بستگی دارد چنانچه این درجه حرارت بین  
 $15^{\circ}\text{C} - 120^{\circ}\text{C}$  باشد کندانسور باید به کویل دی سوپرهیتر مجهز  
 باشد تا داغی بیش از حد گاز را بگیرد.

این کویل دارای دو مزیت است:

**الف)** با افزایش ظرفیت دستگاه موجود نیاز به فضای بیشتر و  
 دستگاه بزرگتر را برطرف می سازد.

**ب)** از رسوب بندی سطح کویل اصلی جلوگیری به عمل می آورد.

MODEL No.	AIR FLOW $\text{m}^3/\text{h}$	FAN N x kW	MASS (kg)			NET WITH DESUPER HEATER L/s	PUMP kW	A mm	B mm	C mm	D mm	E mm	F mm
			NET	operating	NET WITH DESUPER HEATER								
CNE1110L	108400	4X7.5	10742	13315	11899	46.4	7.5	5520	2250	3981	3756	3456	2483
CNE1210L	113800	4X7.5	10793	13366	11950	46.4	7.5	5520	2250	3981	3756	3456	2783
CNE1350L	113800	4X11	12279	14943	13436	46.4	7.5	5520	2250	4268	4043	3743	2503
CNE1410L	118600	4X11	12377	15041	13534	46.4	7.5	5520	2250	4268	4043	3743	2503
CNE1580L	151000	4X11	13540	17511	15038	60.1	11	5520	2874	4001	3776	3476	2503
CNE1725L	159480	4X15	13597	17568	15095	60.1	11	5520	2874	4001	3776	3476	2503
CNE1865L	172550	4X15	13597	17568	15095	60.1	11	5520	2874	4001	3776	3476	2503
CNE2000L	165775	4X15	15540	19630	17038	60.1	11	5520	2874	4288	4063	3763	2523
CNE2150L	179090	4X15	15540	19630	17038	60.1	11	5520	2874	4288	4063	3763	2523

برای سردخانه ابتدا ضریبها را از جدول بالا پیدا کرده پس در کل ظرفیت کاندنسر طبق فرمول زیر حساب می کنیم.

$$Q_c = Q_a \times f_1 \times f_2 = 1860 * 1.46 * 0.876 = \mathbf{2379KW}$$

مدل انتخابی کاندنسر { **CEN1865 L** } می باشد.

.....

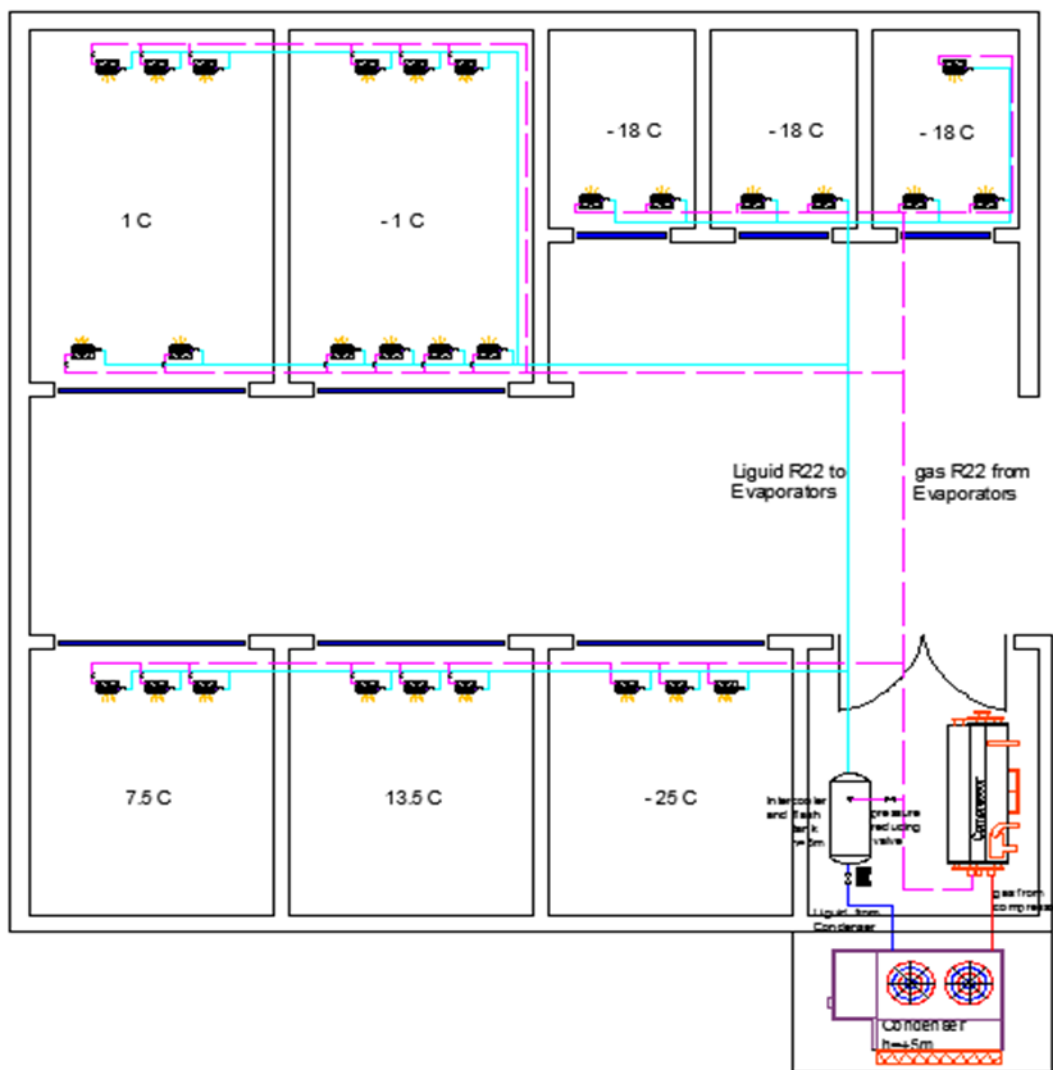
### انتخاب شیر انبساط:

برای انتخاب شیرهای انبساط باید ابتدا ای امر، دلتاپی های شیر و شیر سرد را بدست می آوریم.  $P_c$  که دقیقاً مشخصه و باید با توجه به دمای تقطیر و تبخیر مبرد به  
 سرخ جدول خاصیت ترمودینامیکی مبرد برویم. برای تعیین دلتاپی یک دود هم باید ابتدا طول شیرهای افقی و عمودی را حساب کنیم پس به سرخ  
 جدول افت فشار برویم که در آخر با جمع تمام افت ها، با کاتالوگ می توانیم شیر و سوزن مناسب برای اولپراتورها انتخاب کنیم.



مادر ایجاب حلت از یاد دستگاههای اولر اتور از محاسبه تمام آنها صرف نظری کنیم و به عنوان نمونه برای یادگیری، یکی از مسیرها را انتخاب می کنیم اولین مسیر

مربوط به اولر اتور انتهایی سالن A میباشد.



نکته: برای کل اولر اتورها عدد دست آمده برای PC یکی می باشد و همچنین اعداد دلتا 3 و 4 و 5. حال با توجه به دمای 35 درجه برای کند انسور از جدول

فشار و دمای اشباع مبرد عدد **bar 13.562** را میخوانیم و برای دمای اولر اتور که **-28** است با میانیابی عدد **bar 1.8162** را پیدا می

۱۸۶

سیستم‌های برودتی

Temperature °C	Absolute pressure, bar					
	R11	R12	R13	R22	R502	R717
-60		0.226	2.799	0.378	0.433	
-55		0.300	3.438	0.498	0.637	
-50	0.027	0.392	4.182	0.647	0.820	0.409
-45	0.037	0.504	5.039	0.830	1.042	0.545
-40	0.051	0.642	6.022	1.052	1.309	0.718
-35	0.069	0.807	7.139	1.318	1.626	0.932
-30	0.093	1.004	8.403	1.635	1.998	1.196
-25	0.122	1.237	9.825	2.088	2.433	1.516
-20	0.158	1.509	11.416	2.444	2.937	1.902
-15	0.203	1.826	13.188	2.951	3.515	2.365
-10	0.257	2.191	15.154	3.534	4.174	2.908
-5	0.323	2.610	17.327	4.202	4.922	3.552
0	0.402	3.086	19.723	4.963	5.764	4.295
5	0.495	3.626	22.356	5.823	6.708	5.161
10	0.605	4.233	25.243	6.792	7.762	6.149
15	0.734	4.914	28.406	7.877	8.932	7.287
20	0.883	5.673	31.871	9.087	10.226	8.570
25	1.055	6.516	35.675	10.432	11.652	10.010
30	1.252	7.449	critical	11.921	13.219	11.670
35	1.476	8.477		13.562	14.936	13.500
40	1.731	9.607		15.365	16.812	15.540
45	2.018	10.840		17.341	18.859	17.820
50	2.340	12.190		19.499	21.087	20.330

Standard atmosphere = 1.01325 bar

R11 trichloromonofluoromethane  
R12 dichlorodifluoromethane  
R13 monochlorotrifluoromethane  
R22 monochlorodifluoromethane  
R502 azeotropic (R22 + R115)  
R717 organic NH<sub>3</sub>

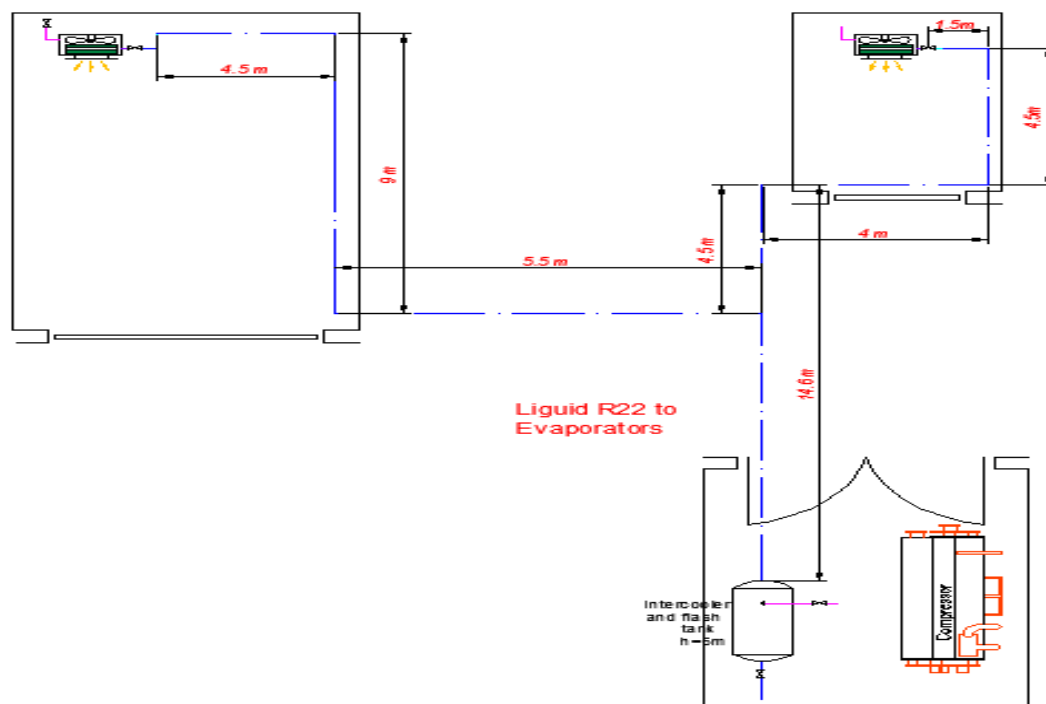
جدول فشار و دمای اشباع مبرد

حالا توجه به متر از لوله های عمودی افت فشار در خط مایع عمودی را پیدا می کنیم.

با نگاه کردن به نقشه لوله کشی سردخانه از منبع جدا کن و خشک کن که مایع مبرد را آنجا جمع می شود تا محل اداپراتور سالن A حدود 2 متر اختلاف ارتفاع داریم که ما در اینجا حدود 0.7 مترخارج شده از جدول را تقسیم بر سه می کنیم چون ارتفاع ما هم نسبت به ارتفاع ذکر شده جدول یک سوم است.

Refrigerant	Static pressure drop $\Delta P_2$ bar at height difference $h$ between evaporator and receiver				
	6m	12m	18m	24m	30m
R-22	0.7	1.4	2.1	2.8	3.5
R-134a	0.7	1.4	2.1	2.8	3.6
R-404A	0.8	1.3	1.9	2.5	3.2
R-12	0.8	1.5	2.3	3.1	3.9
R-502	0.7	1.5	2.2	2.9	3.7

پس با متر از کردن طول لوله افقی از منبع جداکن تا اویلر اتور مورد نظر مون متر اژی برابر با 24.6 متر افقی را بدست می آوریم و بعد به سران جدول رفتو افت فشار خط افقی را هم حساب می کنیم.



با استفاده از جدول بالا و دمای روز شده اواپراتور 30- و ظرفیت اواپراتور 15000 وات، با میانمای عدد 219 پانگال بر متر و 14.68 قطر

داخلی لوله را میایم. با ضرب کردن طول لوله در این عدد و تقسیم کردن آن بر 100000 افت تقریبی در خط اتمی ملین بدست می آید.

$$\Delta P_1 = 24.6 \times \frac{219}{100000} = 0.054 \text{ bar}$$

R 22	ETTRIN ONE STAGE EINSTUFIG	VAESKELEDNING LIQUID LINE FLUESSIGKEITSLEIT.	KJØBBERDER COPPER TUBE KUPFERROHR	KONDENSERINGSTEMPERATUR +30 GR.C. CONDENSING TEMPERATURE +30 UGR.C. VERFLUESSIGUNGSTEMPERATUR +30 GR.C.	CANFOSS A/S SEP. 1979 NR. 3123				
Q2	T2 = 10 GR.C. (DGR.C.)			T2 = 0 GR.C. (DGR.C.)		T2 = -10 GR.C. (DGR.C.)			
	DELTA P/L			DELTA P/L		DELTA P/L			
M=J/S	M H/S	ID MM	PA/M	M H/S	ID MM	PA/M	M H/S	ID MM	PA/M
1000.	0.50	3.49	1400.	0.50	3.53	1381.	0.50	3.57	1360.
1600.	0.50	4.41	1044.	0.50	4.46	1029.	0.50	4.51	1014.
2500.	0.50	5.51	790.	0.50	5.57	779.	0.50	5.64	767.
4000.	0.50	6.97	589.	0.50	7.05	581.	0.50	7.14	572.
6300.	0.50	8.75	443.	0.50	8.85	437.	0.50	8.96	431.
10000.	0.50	11.02	332.	0.50	11.15	327.	0.50	11.28	323.
16000.	0.50	13.94	248.	0.50	14.10	244.	0.50	14.27	240.
25000.	0.50	17.43	187.	0.50	17.63	185.	0.50	17.84	182.
40000.	0.50	22.05	140.	0.50	22.29	138.	0.50	22.57	136.
63000.	0.50	27.67	105.	0.50	27.98	104.	0.50	28.32	102.
100000.	0.50	34.86	79.	0.50	35.25	78.	0.50	35.68	76.
160000.	0.50	44.09	59.	0.50	44.59	58.	0.50	45.13	57.
250000.	0.50	55.11	45.	0.50	55.74	44.	0.50	56.41	44.
400000.	0.50	69.71	34.	0.50	70.50	33.	0.50	71.36	33.
630000.	0.50	87.49	26.	0.50	88.48	26.	0.50	89.56	25.
1000000.	0.50	110.23	20.	0.50	111.47	19.	0.50	112.83	19.
Q2	T2 = -20 GR.C. (DGR.C.)			T2 = -30 GR.C. (DGR.C.)		T2 = -40 GR.C. (DGR.C.)			
	DELTA P/L			DELTA P/L		DELTA P/L			
M=J/S	M H/S	ID MM	PA/M	M H/S	ID MM	PA/M	M H/S	ID MM	PA/M
1000.	0.50	3.62	1337.	0.50	3.67	1313.	0.50	3.73	1288.
1600.	0.50	4.58	996.	0.50	4.64	979.	0.50	4.71	960.
2500.	0.50	5.72	754.	0.50	5.80	741.	0.50	5.89	727.
4000.	0.50	7.24	562.	0.50	7.34	552.	0.50	7.45	542.
6300.	0.50	9.08	423.	0.50	9.21	416.	0.50	9.35	408.
10000.	0.50	11.44	317.	0.50	11.61	311.	0.50	11.78	306.
16000.	0.50	14.47	236.	0.50	14.68	232.	0.50	14.91	228.
25000.	0.50	18.09	179.	0.50	18.35	176.	0.50	18.63	172.
40000.	0.50	22.88	133.	0.50	23.21	131.	0.50	23.57	128.
63000.	0.50	28.72	100.	0.50	29.13	99.	0.50	29.58	97.
100000.	0.50	36.10	75.	0.50	36.73	74.	0.50	37.26	72.
160000.	0.50	45.76	56.	0.50	46.43	55.	0.50	47.16	54.
250000.	0.50	57.21	43.	0.50	58.13	42.	0.50	58.92	41.
400000.	0.50	72.36	32.	0.50	73.41	32.	0.50	74.53	31.
630000.	0.50	90.81	25.	0.50	92.12	24.	0.50	93.53	24.
1000000.	0.50	114.41	19.	0.50	116.06	19.	0.50	117.84	18.



حالات فشار برابر هم جمع کرده تا افت فشار کلی بدست آید.

$$P_e = 13.562 \text{ bar}$$

$$P_c = 1.817 \text{ bar}$$

$$\Delta P_1 = 0.054 \text{ bar}$$

$$\Delta P_2 = 0.233 \text{ bar}$$

$$\Delta P_3 = 0.2 \text{ bar}$$

$$\Delta P_4 = 0.5 \text{ bar}$$

$$\Delta P_5 = 0.5 \text{ bar}$$

$$\Delta P_T = (13.562 - 1.817) - \{0.054 + 0.233 + 0.2 + 0.5 + 0.5\}$$

$$= 10.258 \sim 10 \text{ bar}$$

حالات افت فشار روز شده کلی 10 بار و ظرفیت اواپراتور 15 کیلووات به سرع کاتا کوک شیرهای انبساط مخصوص فریون 22 میرویم و شیر سوزنی را انتخاب می کنیم که در افت فشار 10 بار بتواند ظرفیت 15 کیلووات را برای ما فراهم سازد.

از کاتا کوک شیر مدل **TEX 5-4.5** با سوزن **02** انتخاب می شود.

Capacity tables for thermostatic expansion valves, type T and TE

Capacity in kW for range  $-60^\circ\text{C}$  to  $-25^\circ\text{C}$  R 22

Valve size	Orifice no.	Pressure drop across valve (p bar)								Pressure drop across valve (p bar)							
		2	4	6	8	10	12	14	16	2	4	6	8	10	12	14	16
Evaporating temperature $-25^\circ\text{C}$																	
TX 2/TEX 2-2.2	06	0.89	0.83	0.94	1.0	1.1	1.1	1.2	0.66	0.79	0.89	0.99	1.0	1.1	1.1	1.1	
TX 2/TEX 2-2.3	06	1.2	1.3	1.7	1.9	2.0	2.0	2.1	1.1	1.4	1.5	1.7	1.8	1.9	1.9	1.9	
TX 2/TEX 2-2.4	06	1.7	2.1	2.4	2.8	2.9	2.9	3.0	1.5	1.9	2.2	2.3	2.5	2.5	2.5	2.5	
TX 2/TEX 2-2.5	06	3.0	3.8	4.3	4.7	5.0	5.2	5.3	2.7	3.4	3.9	4.2	4.4	4.5	4.7	4.7	
TX 2/TEX 2-1.2	08	4.4	5.8	6.4	6.9	7.3	7.6	7.8	3.9	5.0	5.7	6.2	6.5	6.8	7.0	7.1	
TX 2/TEX 2-1.5	08	5.8	7.1	8.1	8.7	9.3	9.6	9.9	5.0	6.4	7.2	7.8	8.3	8.6	8.8	8.9	
TX 2/TEX 2-1.6	08	8.3	8.7	9.8	10.7	11.3	11.8	12.1	6.1	7.8	8.8	9.8	10.1	10.5	10.8	11.0	
TEX 5-3	01	8.1	10.2	11.8	13.3	13.8	14.2	14.4	7.2	9.0	10.2	11.1	11.7	12.2	12.5	12.7	
TEX 5-4.5	01	11.3	14.2	16.1	17.4	18.5	19.2	19.7	10.1	12.8	14.3	15.4	16.4	17.0	17.5	17.8	
TEX 5-7.5	04	18.4	20.7	23.3	25.8	27.3	28.8	29.5	14.8	18.3	20.8	22.7	24.2	25.4	26.2	26.8	
TEX 5-12	04	23.5	28.8	33.8	38.6	39.0	40.8	42.1	20.9	26.3	29.8	32.5	34.3	36.3	37.5	38.2	
TEX 12-4.5	01	11.3	14.8	16.4	17.8	18.8	19.8	20.3	10.2	13.1	14.8	16.0	16.9	17.8	18.0	18.2	
TEX 12-7.5	01	18.5	23.8	26.3	29.0	30.7	31.9	32.7	16.8	21.4	24.2	26.2	27.7	28.3	28.5	28.9	
TEX 12-12	01	28.8	34.2	38.9	42.3	45.0	46.9	48.3	24.3	30.9	35.1	38.1	40.5	42.4	43.7	44.5	
TEX 12-18	01	38.4	45.1	51.7	58.8	60.4	63.4	65.8	32.0	40.8	46.8	51.0	54.8	57.4	59.8	61.0	
TEX 20-20	01	88.0	88.0	72.0	78.0	80.0	82.0	83.0	41.0	52.0	59.0	65.0	69.0	72.0	74.0	75.0	
TEX 30-30	01	100	127	143	155	163	169	173	174	91.0	115	129	139	146	151	155	
TEX 36-36	01	154	194	218	238	249	258	264	267	140	175	197	212	224	232	237	
Evaporating temperature $-40^\circ\text{C}$																	
TX 2/TEX 2-2.2	06	0.60	0.71	0.80	0.88	0.92	0.95	0.98	0.54	0.65	0.72	0.78	0.82	0.85	0.87	0.88	
TX 2/TEX 2-2.3	06	0.90	1.1	1.3	1.4	1.4	1.5	1.5	0.74	0.92	1.0	1.1	1.2	1.2	1.3	1.3	
TX 2/TEX 2-2.4	06	1.2	1.8	1.7	1.9	2.0	2.1	2.1	1.0	1.3	1.4	1.5	1.6	1.7	1.7	1.7	
TX 2/TEX 2-2.5	06	2.2	2.3	3.1	3.4	3.5	3.7	3.8	1.8	2.3	2.6	2.7	2.9	3.0	3.1	3.1	
TX 2/TEX 2-1.2	08	3.2	4.0	4.8	4.9	5.2	5.4	5.6	2.8	3.3	3.7	4.0	4.2	4.4	4.5	4.5	
TX 2/TEX 2-1.5	08	4.7	5.1	5.8	6.3	6.8	6.9	7.1	3.4	4.2	4.7	5.1	5.4	5.6	5.8	5.8	
TX 2/TEX 2-1.6	08	6.0	6.3	7.1	7.7	8.1	8.4	8.7	4.1	5.1	5.8	6.2	6.5	6.8	7.0	7.1	
Evaporating temperature $-50^\circ\text{C}$																	
TX 2/TEX 2-2.2	06	0.60	0.71	0.80	0.88	0.92	0.95	0.98	0.54	0.65	0.72	0.78	0.82	0.85	0.87	0.88	
TX 2/TEX 2-2.3	06	0.90	1.1	1.3	1.4	1.4	1.5	1.5	0.74	0.92	1.0	1.1	1.2	1.2	1.3	1.3	
TX 2/TEX 2-2.4	06	1.2	1.8	1.7	1.9	2.0	2.1	2.1	1.0	1.3	1.4	1.5	1.6	1.7	1.7	1.7	
TX 2/TEX 2-2.5	06	2.2	2.3	3.1	3.4	3.5	3.7	3.8	1.8	2.3	2.6	2.7	2.9	3.0	3.1	3.1	
TX 2/TEX 2-1.2	08	3.2	4.0	4.8	4.9	5.2	5.4	5.6	2.8	3.3	3.7	4.0	4.2	4.4	4.5	4.5	
TX 2/TEX 2-1.5	08	4.7	5.1	5.8	6.3	6.8	6.9	7.1	3.4	4.2	4.7	5.1	5.4	5.6	5.8	5.8	
TX 2/TEX 2-1.6	08	6.0	6.3	7.1	7.7	8.1	8.4	8.7	4.1	5.1	5.8	6.2	6.5	6.8	7.0	7.1	

محاسبه و انتخاب مخزن جداکن و خشک کن برای سردخانه:

در اینجا مقدار دبی جرمی را طبق فرمول زیر حساب کنیم.

$$Q_e \text{ kw} = m \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} (h_1 - h_7) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad \left\{ m = \frac{Q_e}{(h_1 - h_7)} \right\}$$

$Q_e$  = ظرفیت برودتی یا همان ظرفیت کمپرسور بر حسب کیلووات. 1280

$m$  = دبی جرمی مبرد بر حسب کیلوگرم بر متر مکعب.

$RE (h_1 - h_7)$  = که اثر تبرید است و بر حسب کیلوژول بر کیلوگرم است.

$h_1$  = آنتالپی بخار اشباع در نقطه تبخیر منفی است و هشت درجه که از روی دیاگرام یا جدول ترمودینامیکی خواص مبرد خوانده می شود.

$h_7$  = آنتالپی مایع اشباع در نقطه تقطیر مثبت سی و پنج درجه که از روی دیاگرام یا جدول ترمودینامیکی خواص مبرد خوانده می شود.

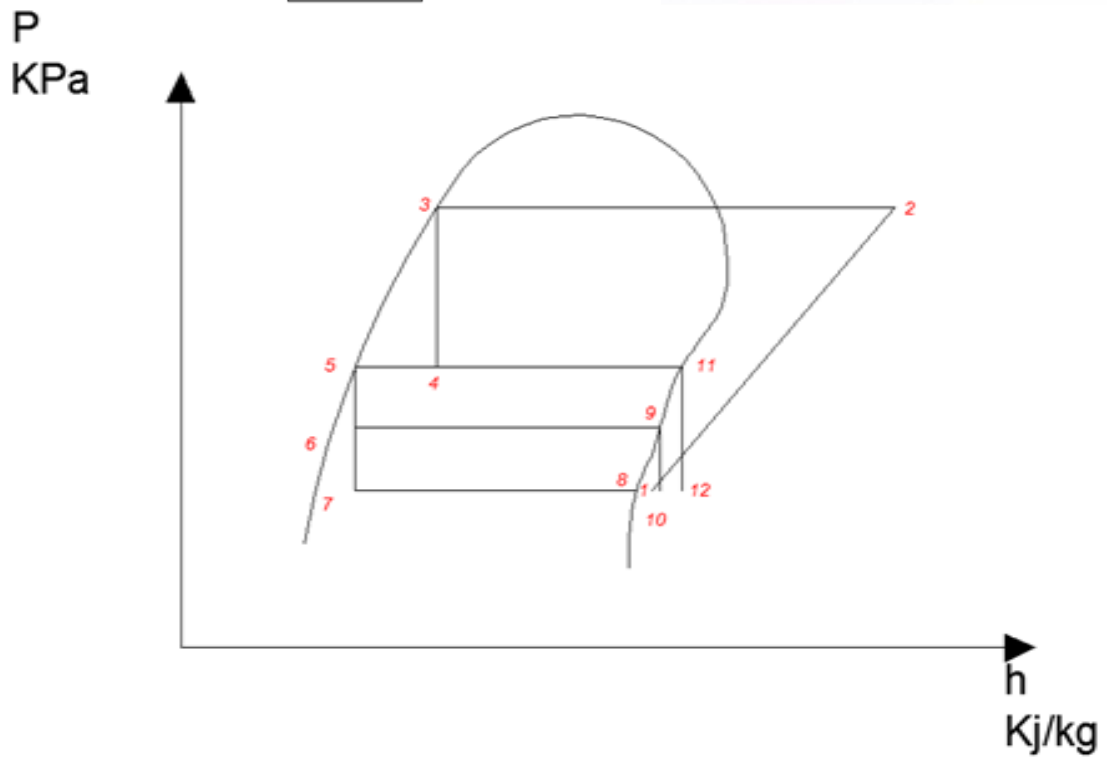
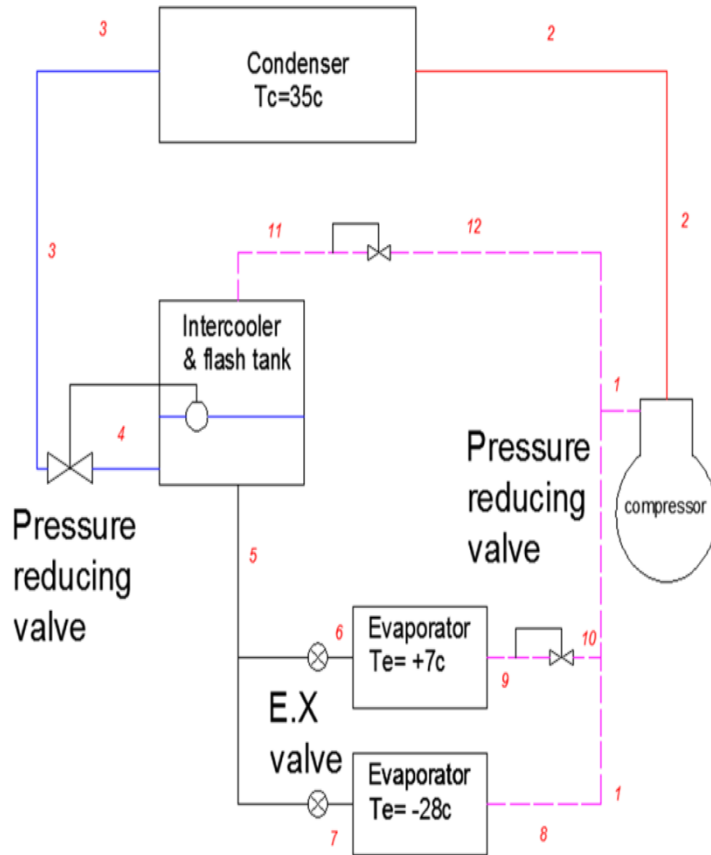
$v$  = حجم مخصوص مبرد در دمای تبخیر منفی است، هشت درجه که بر حسب لیتر بر کیلوگرم است و باید به متر مکعب بر کیلوگرم تبدیل شود.

$$m = \frac{Q_e}{(h_1 - h_7)} = \frac{1280}{(394.027 - 243.114)} = 8.48 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$V \left( \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right) = m \left( \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) * V \left( \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right) = 8.48 * \{125.563 * 1000\} = 1064775 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

در فرمول بالا دبی حجمی بخار مبرد بر حسب متر مکعب بر ثانیه = دبی جرمی مبرد بر حسب کیلوگرم بر ثانیه \* حجم مخصوص مبرد بر حسب متر مکعب بر کیلوگرم.

حالا با داشتن دبی حجمی مبرد با استفاده از کاتالوگ کارخانه سازنده، نوع، مدل و اندازه مخزن سردکن و جداکن انتخاب می شود.



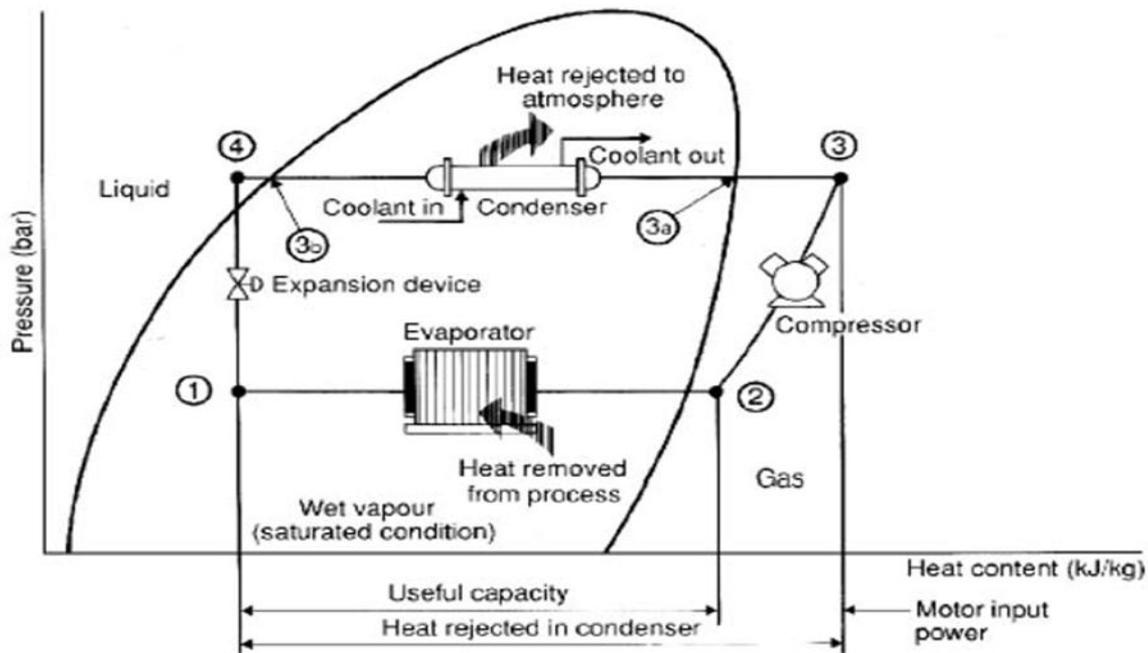
# اصول طراحی لوله کشی در سرد خانه

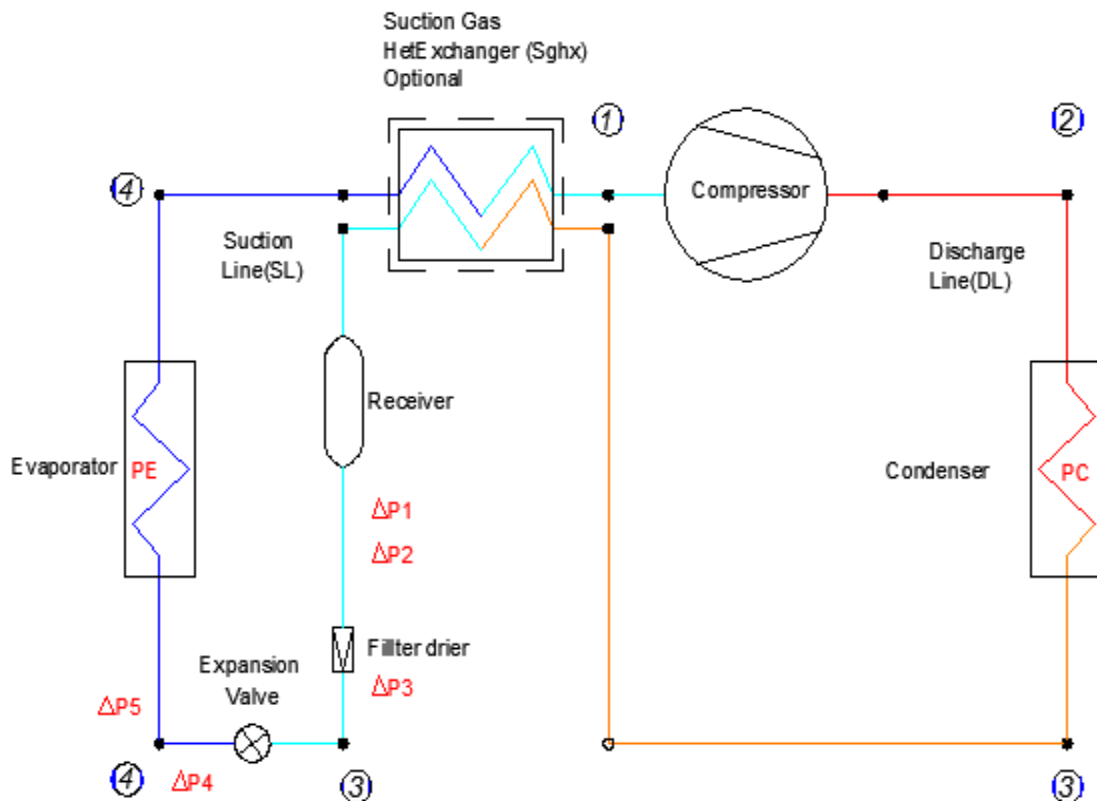


## طراحی لوله کشی در سیستم های سردکننده

در اینجا جادارد که در ابتدا بطور مختصر و محض یاد آوری به تشریح یکل و قسمت های مهم آن پردازیم.

در سیستم تبرید تراکمی چهار دستگاه اصلی وجود دارد کمپرسور، کاندهنسر، اواپراتور و شیر انبساط کمپرسور گاز مبرد را در مدار جریان داده و همچنین فشار آنرا افزایش می دهد. گاز داغ خارج شده از کمپرسور وارد کاندهنسر شده و در اثر انتقال حرارت با محیط های سیال سرد به مایع تبدیل می شود. مایع مبرد خارج شده از کاندهنسر به شیر انبساط می رسد و در اثر افت فشاری که شیر ایجاد می کند فشار مایع مبرد و دمای آن کاهش می یابد. در اثر افت فشار ایجاد شده در شیر انبساط مقداری از مایع مبرد تبدیل به گاز شده و مخلوطی از مایع و گاز مبرد وارد اواپراتور می شود. در اثر انتقال حرارت در اواپراتور (با هوا یا مایع) در حال خنک شدن باقی مانده مایع مبرد در اواپراتور تجزیر شده و در خروجی اواپراتور گاز فوق داغ خارج شده و وارد کمپرسور می شود. به این ترتیب یکل تبرید ادامه میابد.





Description of model and refrigeration cycle

### تعاریف اساسی و مهم

**گاز سوپریمت شده در خط مکش:** درودی مایع مبرد به کمپرسور باعث ایجاد فشار میرود استاتیکی در کمپرسور می شود چون مایع قابل تراکم نیست و اگر مایع وارد کمپرسور شود صدمه شدیدی به آن وارد می کند لذا در خط مکش فقط باید گاز مبرد باشد. این کار را به کمک شیر انبساط ترموستاتیکی انجام می دهیم. جاب شیر انبساط که بر روی خط مکش وصل است به شیر دستور باز بسته شدن راداده و در نتیجه فقط گاز سوپریمت شده به کمپرسور می رسد.

مقدار سوپریمت شدن گاز باید حدود 3 الی 4 درجه سانتیگراد باشد که همه شیرهای انبساطی ترموستاتیکی برای این محدوده تنظیم و ساخته می شوند.

مثلاً اگر دمای اولپراتور 20- باشد، 4 درجه سوپریمت داشته باشیم گاز خروجی از اولپراتور دمای معادل 16- خواهد داشت.

سوپریمت میث از جعبه‌ها می‌شود که کمپرسور برق بیشتری مصرف کند. ضرر دیگر سوپریمت میث از حد این است که بازده ای اوپراتور را کاهش می‌دهد چون قسمتی از سطح اوپراتور برای سوپریمت کردن گاز استاده شده و در واقع سطح مفید اوپراتور کاهش می‌یابد. سوپریمت خیلی کم یا صفر نیز به نوبه خود احتمال خروج مایع مبرد از اوپراتور را افزایش می‌دهد.

**مایع ساب کول شده در خط مایع:** گاز فوق داغ وارد شده به کاندنسر در اثر انتقال حرارت به مایع مبرد تبدیل می‌شود و به صورت مایع اشباع (دما و فشار کاندنسر) از کاندنسر خارج می‌شود. اگر مایع اشباع را مجدد انکس کنیم (این کار در خود کاندنسر انجام می‌شود) مایع ساب کول می‌شود.

مثلاً اگر دمای کاندنسر 50 باشد و دمای خروجی مایع از کاندنسر 48 باشد یعنی 2 درجه مایع ساب کول شده است. مزیت این کار این است که مقدار کمتری از مایع در اثر افت فشار شیر انبساط به گاز تبدیل می‌شود و در نتیجه مایع بیشتری به اوپراتور رسیده و ظرفیت بیشتری از اوپراتور گرفته می‌شود.

❖ انتقال حرارت در کاندنسر و اوپراتور برای اکثر مبردها در دما و فشار ثابت انجام می‌شود.

❖ در اوپراتور مایع مبرد است که از محیط یا سیال حرارت دریافت کرده و بخیر می‌شود.

❖ از اوپراتور فقط گاز مبرد باید خارج شود و مایع نباید به کمپرسور برسد.

❖ شیر انبساط ترموستاتیکی جریان مبرد به اوپراتور را طوری افزایش و کاهش میدهد که فقط گاز سوپریمت شده وارد کمپرسور شود.

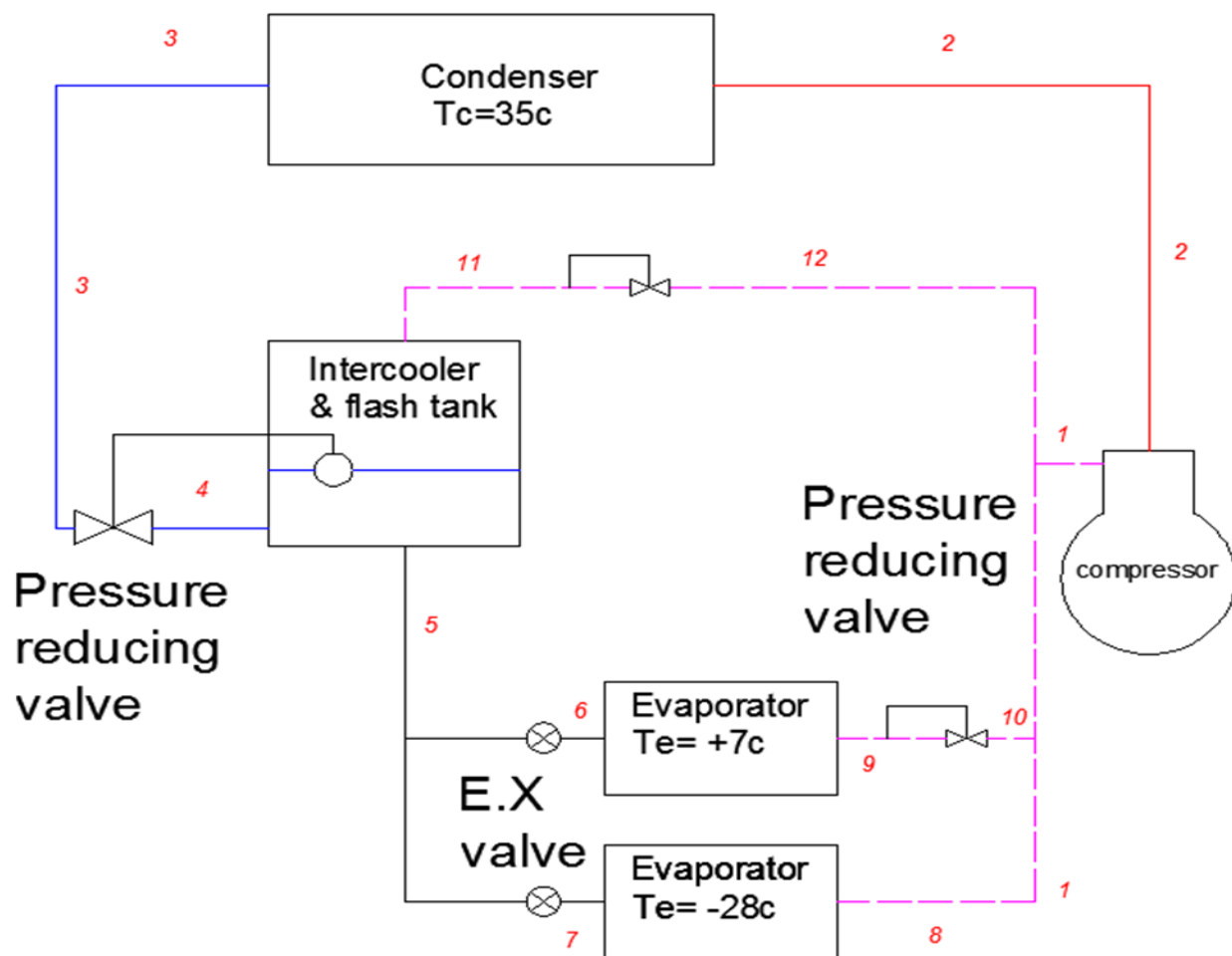
❖ سوپریمت میث از حد مصرف برق را افزایش و بازدهی سیستم را کاهش می‌دهد.

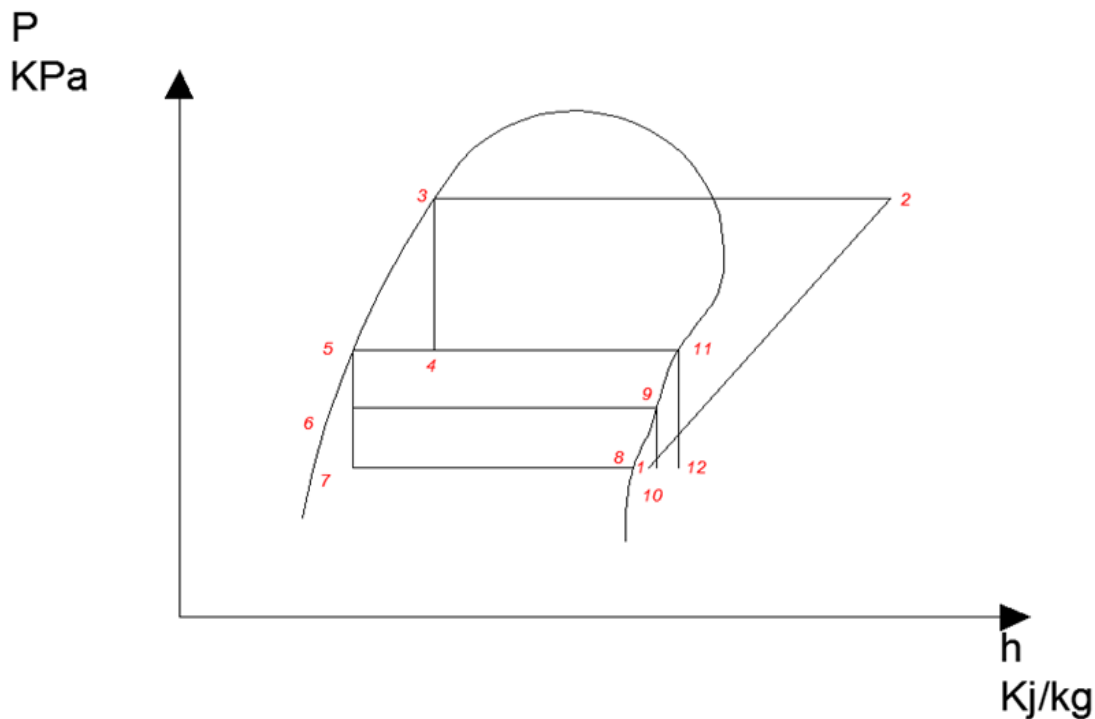
❖ ساب کول شدن مایع مبرد کاندنسر باعث افزایش ظرفیت سیستم می‌شود.

❖ افزایش بار بر روی اوپراتور باعث می‌شود که شیر انبساط بیشتر باز شود و مبرد بیشتری به اوپراتور می‌رسد.

❖ وقتی شیر انبساط بیشتر باز شود و مبرد بیشتری به اوپراتور برسد دما و فشار اوپراتور افزایش می‌یابد.

در این سیستم سردخانه ما چون اغلب از اواپراتوری با درجه حرارت های مختلف استفاده شده که در شاتیک و دیاگرام زیر نشان داده شده. در این سیستم نصب یک شیر فشار شکن روی خروجی اواپراتوری که با درجه حرارت بالا کاری کند و همچنین برگشت مبرد از مخزن جدا کن، خشک کن به کمپرسور ضرورت زیر برابری تنظیم فشار و نگهداشتن اواپراتور مربوطه در درجه حرارت ذکر شده در مقابل اواپراتور دیگر که در درجه حرارت کمتری عمل می کند بوجود چنین شیرهای احتیاج مبرم می باشد.





در یک سیستم سردکننده لوله های ارتباطی بین کمپرسور و اواپراتور و کاندها به ترتیب اهمیت عبارتند از:

1. لوله مکش کمپرسور = لوله ارتباطی بین اواپراتور و کمپرسور که حامل بخار سرد با فشار کم می باشد.

2. لوله دمش کمپرسور = لوله ارتباطی بین کمپرسور و کاندها که حامل بخار داغ با فشار زیادی باشد.

3. لوله تخلیه = لوله ارتباطی بین کاندها و شیر انبساط که حامل مایع سرد از فشار زیادی باشد.

با توجه به اینکه تغییرات طول و قطر لوله ها در ظرفیت و قدرت و راندمان دستگاههای سردکننده تأثیر به سزایی دارند لازمست در طرح و محاسبه قطر لوله ها نکات زیر در

نظر گرفته شود.



الف) مطمئن باشید که کلیه اواپراتورهای آماده سرمایه‌گذاری مورد نیاز را دریافت کنند.

ب) مطمئن باشید که روغن بطور مرتب از گاز جدا و به کمپرسور برگشت داده شود.

ج) توجه داشته باشید که افت فشارهای غیر ضروری در سیستم پیش‌نیاید چون باعث کاهش ظرفیت سیستم و کاهش ضریب عملکرد خواهد بود.

د) در هنگام کار و حتی در زمان توقف دستگاه کمپرسور سعی کنید از ورود مایع مبرد به کمپرسور جلوگیری بعمل آید.

ذ) سعی شود روغن در اواپراتور و یا در لوله مکش مدار ورودی به کمپرسور جدا شود تا اجابتا از ضربه و صدمه رساندن به کمپرسور جلوگیری شود.

# مراحل تعیین اندازه قطر لوله

## مراتل تعیین اندازه قطر لوله

حالا با توجه به نجات و موارد مهم ذکر شده فوق باید با دقت به تعیین قطر لوله با سپرداریم اما قبل از تعریف و شناخت مراتل کار لازم که یک نکته مهم بودیم و اون اینکه تعیین قطر مناسب برای لوله های حامل مبرد باعث می شود که افت فشارش از حد در سیستم ایجاد نشود، همچنین باعث برگشت صحیح روغن در مدار می شود. افت فشار در سیستم تبرید به جای واحد فشار به واحد دمایان می شود. یعنی که افت فشاری در لوله مناسب است که به ازای آن افت یک درجه سانتیگراد دمای اشباع مبرد کاهش یابد. استفاده از این ملاک بدین منظور است که افت فشار مبردهای اشباع آن متغیر است. با رجوع به جدول زیر این مطلب به وضوح دیده شود.

کاهش در دمای اشباع مبرد  $\Delta P_{line} = 1 \text{ C}$

**افت فشار در لوله کشی تبرید**

جدول ۱

اختلاف فشار bar	اختلاف فشار bar	دمای اشباع °C
0.1938	6.0316 5.8378	+6 +3
0.1341	3.543 3.6771	-10 -9
0.1017	2.4486 2.5503	-20 -19
0.087	2.0098 2.0976	-25 -24

به ازای هر درجه دمای اشباع اختلاف فشار متفاوتی ایجاد می شود.

جدول ۲

اختلاف دمای اشباع °C	اختلاف فشار bar	دمای اشباع °C	فشار bar
0.52	0.1	5.84 5.32	6 5.9
1.06	0.1	-19.49 -20.55	2.5 2.4
1.33	0.1	-25.13 -26.46	2 1.9

به ازای هر ۰,۱ بار افت فشار اختلاف دمای اشباع متفاوتی ایجاد می شود.



در جدول 1 مشاهده می شود که به ازای تغییر یک درجه سانتیگراد در دمای اشباع مبرد اختلاف فشارهای متفاوتی ایجاد می شود. هر قدر که دمای اشباع مبرد بالاتر باشد افت فشار بیشتری اعمال می شود در جدول 2 مشاهده می شود که اگر پلاک را افت فشار بگیریم مثلاً 0.1 بار در دماهای پایین اختلاف دمای اشباع مبرد بیشتری شود. معمولاً افت فشار در خط مکش کمپرسور را بین 0.5 الی 1.5 درجه سانتیگراد و در خط طبع حدود 1 الی 2 درجه در نظری بگیریم. چون افت فشار خط مکش مستقیماً بر روی کمپرسور تأثیر منفی دارد لذا افت فشار در این خط باید کمتر در نظر گرفته شود.

مراحل تعیین قطر لوله

1= تعیین ظرفیت ماکزیم سیستم یا همون  $Q_e \text{ max}$ .

2= تعیین دمای اواپراتور سیستم یا همون  $t_e$  ای

3= تعیین طول معادل لوله

4= مراجعه به جداول شماره سه که در زیر آمده و تعیین قطر لوله

5= محاسبه  $\Delta t$  واقعی و بررسی آن (که از یک بزرگتر باشد باید یک سایز قطر بزرگتری انتخاب کنیم) که از فرمول زیر محاسبه می شه.

$$\Delta t_{\text{واقعی}} = \Delta t_{\text{جدول}} \times \text{طول معادل بر حسب متر} \times \left( \frac{\text{ظرفیت واقعی بر حسب کیلووات}}{\text{ظرفیت جدول بر حسب کیلووات}} \right)^{1.8}$$

**Table 3 Suction, Discharge, and Liquid Line Capacities in Kilowatts for Refrigerant 22 (Single- or High-Stage Applications)**

اسم لوله Nominal Line OD, mm	خط مکش Suction Lines ( $\Delta t = 0.04$ K/m) ← جدول $\Delta t$					خط تخلیه Discharge Lines ( $\Delta t = 0.02$ K/m, $\Delta p = 74.90$ )			خط مایع Liquid Lines	
	Saturated Suction Temperature, °C					Saturated Suction Temperature, °C			See notes a and b	
	-40	-30	-20	-5	5	-40	-20	5	Velocity = 0.5 m/s	$\Delta t = 0.02$ K/m $\Delta p = 749$
Corresponding $\Delta p$ , Pa/m	196	277	378	572	731					
<b>TYPE L COPPER LINE</b>										
12	0.32	0.50	0.75	1.28	1.76	2.30	2.44	2.60	7.08	11.24
15	0.61	0.95	1.43	2.45	3.37	4.37	4.65	4.95	11.49	21.54
18	1.06	1.66	2.49	4.26	5.85	7.59	8.06	8.59	17.41	37.49
22	1.88	2.93	4.39	7.51	10.31	13.32	14.15	15.07	26.66	66.18
28	3.73	5.82	8.71	14.83	20.34	26.24	27.89	29.70	44.57	131.0
35	6.87	10.70	15.99	27.22	37.31	48.03	51.05	54.37	70.52	240.7
42	11.44	17.80	26.56	45.17	61.84	79.50	84.52	90.00	103.4	399.3
54	22.81	35.49	52.81	89.69	122.7	157.3	167.2	178.1	174.1	794.2
67	40.81	63.34	94.08	159.5	218.3	279.4	297.0	316.3	269.9	1415.0
79	63.34	98.13	145.9	247.2	337.9	431.3	458.5	488.2	376.5	2190.9
105	136.0	210.3	312.2	527.8	721.9	919.7	977.6	1041.0	672.0	4697.0

4. Values in the table are based on 40°C condensing temperature. Multiply table capacities by the following factors for other condensing temperatures:

Condensing Temperature, °C	Suction Line	Discharge Line
20	1.18	0.80
30	1.10	0.88
40	1.00	1.00
50	0.91	1.11

$\Delta t_{\text{nominal}} = \Delta t_{\text{table}} = \text{eqn. Length (m)} \times \left( \frac{\text{Actual } Q_e \text{ (kW)}}{\text{Table } Q_e \text{ (kW)} \times F_c} \right)^{1.8}$

**Table 3 Suction, Discharge, and Liquid Line Capacities in Kilowatts for Refrigerant 22 (Single- or High-Stage Applications)**

اسم لوله Nominal Line OD, mm	خط مکش Suction Lines ( $\Delta t = 0.04$ K/m) ← جدول $\Delta t$					خط تخلیه Discharge Lines ( $\Delta t = 0.02$ K/m, $\Delta p = 74.90$ )			خط مایع Liquid Lines	
	Saturated Suction Temperature, °C					Saturated Suction Temperature, °C			See notes a and b	
	-40	-30	-20	-5	5	-40	-20	5	Velocity = 0.5 m/s	$\Delta t = 0.02$ K/m $\Delta p = 749$
Corresponding $\Delta p$ , Pa/m	196	277	378	572	731					
<b>TYPE L COPPER LINE</b>										
12	0.32	0.50	0.75	1.28	1.76	2.30	2.44	2.60	7.08	11.24
15	0.61	0.95	1.43	2.45	3.37	4.37	4.65	4.95	11.49	21.54
18	1.06	1.66	2.49	4.26	5.85	7.59	8.06	8.59	17.41	37.49
22	1.88	2.93	4.39	7.51	10.31	13.32	14.15	15.07	26.66	66.18
28	3.73	5.82	8.71	14.83	20.34	26.24	27.89	29.70	44.57	131.0
35	6.87	10.70	15.99	27.22	37.31	48.03	51.05	54.37	70.52	240.7
42	11.44	17.80	26.56	45.17	61.84	79.50	84.52	90.00	103.4	399.3
54	22.81	35.49	52.81	89.69	122.7	157.3	167.2	178.1	174.1	794.2
67	40.81	63.34	94.08	159.5	218.3	279.4	297.0	316.3	269.9	1415.0
79	63.34	98.13	145.9	247.2	337.9	431.3	458.5	488.2	376.5	2190.9
105	136.0	210.3	312.2	527.8	721.9	919.7	977.6	1041.0	672.0	4697.0
<b>STEEL LINE</b>										
10	0.47	0.72	1.06	1.78	2.42	3.04	3.23	3.44	10.66	15.96
15	0.88	1.35	1.98	3.30	4.48	5.62	5.97	6.36	16.98	29.62
20	1.86	2.84	4.17	6.95	9.44	11.80	12.55	13.36	29.79	62.55
25	3.52	5.37	7.87	13.11	17.82	22.29	23.70	25.24	48.19	118.2
32	7.31	11.12	16.27	27.11	36.79	46.04	48.94	52.11	83.56	244.4
40	10.98	16.71	24.45	40.67	55.21	68.96	73.31	78.07	113.7	366.6
50	21.21	32.23	47.19	78.51	106.4	132.9	141.3	150.5	187.5	707.5
65	33.84	51.44	75.19	124.8	169.5	211.4	224.7	239.3	267.3	1127.3
80	59.88	90.95	132.8	220.8	299.5	373.6	397.1	422.9	412.7	1991.3
100	122.3	185.6	270.7	450.1	610.6	761.7	809.7	862.2	711.2	4063.2

4. Values in the table are based on 40°C condensing temperature. Multiply table capacities by the following factors for other condensing temperatures:

Condensing Temperature, °C	Suction Line	Discharge Line
20	1.18	0.80
30	1.10	0.88
40	1.00	1.00
50	0.91	1.11







Notes:  
 1. Table capacities are in kilowatts of refrigeration.  
 $\Delta p$  = pressure drop per unit equivalent length of line, Pa/m  
 $\Delta t$  = corresponding change in saturation temperature, K/m  
 2. Line capacity for other saturation temperatures  $\Delta t$  and equivalent lengths  $L_e$   
 $\text{Line capacity} = \text{Table capacity} \left( \frac{\text{Table } L_e}{\text{Actual } L_e} \times \frac{\text{Actual } \Delta t}{\text{Table } \Delta t} \right)^{0.55}$   
 3. Saturation temperature  $\Delta t$  for other capacities and equivalent lengths  $L_e$   
 $\Delta t = \text{Table } \Delta t \left( \frac{\text{Actual } L_e}{\text{Table } L_e} \right) \left( \frac{\text{Actual capacity}}{\text{Table capacity}} \right)^{1.8}$



6 = تعیین تعداد و نوع اتصالات در مدار.

7 = مراجعه به جدول اتصالات و تعیین طول معادل برای آنها.

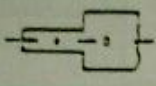
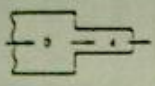




**Table 10 Fitting Losses in Equivalent Metres of Pipe**  
(Screwed, Welded, Flanged, Flared, and Brazed Connections)

Nominal Pipe or Tube Size, mm	Smooth Bend Elbows						Smooth Bend Tees			
	90° Std*	90° Long-Radius*	90° Street*	45° Std*	45° Street*	180° Std*	Flow Through Branch	Straight-Through Flow		
								No Reduction	Reduced 1/4	Reduced 1/2
10	0.4	0.2	0.7	0.2	0.3	0.7	0.3	0.3	0.4	0.4
15	0.5	0.3	0.8	0.2	0.4	0.8	0.9	0.3	0.4	0.5
20	0.6	0.4	1.0	0.3	0.5	1.0	1.2	0.4	0.6	0.6
25	0.8	0.5	1.2	0.4	0.6	1.2	1.5	0.5	0.7	0.8
32	1.0	0.7	1.7	0.5	0.9	1.7	2.1	0.7	0.9	1.0
40	1.2	0.8	1.9	0.6	1.0	1.9	2.4	0.8	1.1	1.2
50	1.5	1.0	2.3	0.8	1.4	2.5	3.0	1.0	1.4	1.5
65	1.8	1.2	3.0	1.0	1.6	3.0	3.7	1.2	1.7	1.8
80	2.2	1.5	3.7	1.2	2.0	3.7	4.6	1.5	2.1	2.3
90	2.7	1.8	4.6	1.4	2.2	4.6	5.5	1.8	2.4	2.7
100	3.0	2.0	5.2	1.6	2.5	5.2	6.4	2.0	2.7	3.0
125	4.0	2.5	6.4	2.0	3.4	6.4	7.6	2.5	3.7	4.0
150	4.9	3.0	7.6	2.4	4.0	7.6	9	3.0	4.3	4.9
200	6.1	4.0	—	3.0	—	10	12	4.0	5.5	6.1
250	7.5	4.9	—	4.0	—	13	15	4.9	7.0	7.6
300	9.1	5.8	—	4.9	—	15	18	5.8	7.9	9.1
350	10	7.0	—	5.8	—	17	21	7.0	9.1	10
400	12	7.9	—	6.1	—	19	24	7.9	11	12
450	13	8.3	—	7.0	—	21	26	8.3	12	13
500	15	10	—	7.9	—	25	30	10	13	15
600	18	12	—	9.1	—	29	35	12	15	18

\*R/D approximately equal to 1.      \*R/D approximately equal to 1.5.



Table 11 Special Fitting Losses in Equivalent Metres of Pipe

Nominal Pipe or Tube Size, mm	Sudden Enlargement, d/D			Sudden Contraction, d/D			Sharp Edge		Pipe Projection	
	1/4	1/2	3/4	1/4	1/2	3/4	Entrance	Exit	Entrance	Exit
										
10	0.4	0.2	0.1	0.2	0.2	0.1	0.5	0.2	0.5	0.3
15	0.5	0.3	0.1	0.3	0.3	0.1	0.5	0.3	0.5	0.3
20	0.3	0.5	0.2	0.4	0.3	0.2	0.9	0.4	0.9	0.7
25	1.0	0.6	0.2	0.5	0.4	0.2	1.1	0.5	1.1	0.8
32	1.4	0.9	0.3	0.7	0.5	0.3	1.5	0.8	1.5	1.3
40	1.3	1.1	0.4	0.9	0.7	0.4	2.0	1.0	2.0	1.5
50	2.4	1.5	0.5	1.2	0.9	0.5	2.7	1.3	2.7	2.1
65	3.0	1.9	0.6	1.5	1.2	0.6	3.7	1.7	3.7	2.7
80	4.0	2.4	0.8	2.0	1.5	0.8	4.3	2.2	4.3	3.3
90	4.5	2.3	0.9	2.3	1.3	0.9	5.2	2.6	5.2	4.0
100	5.2	3.4	1.2	2.7	2.1	1.2	6.1	3.0	6.1	4.9
125	7.3	4.6	1.5	3.7	2.7	1.5	8.2	4.3	8.2	6.1
150	8.3	6.7	1.8	4.6	3.4	1.8	10	5.3	10	7.6
200	—	7.6	2.5	—	4.6	2.6	14	7.3	14	10
250	—	9.3	3.4	—	6.1	3.4	18	8.3	18	14
300	—	12.4	4.0	—	7.6	4.0	22	11	22	17
350	—	—	4.9	—	—	4.9	26	14	26	20
400	—	—	5.5	—	—	5.5	29	15	29	23
450	—	—	6.1	—	—	6.1	35	18	35	27
500	—	—	—	—	—	—	43	21	43	33
600	—	—	—	—	—	—	50	25	50	40

Note: Enter table for losses at smallest diameter d.

Table 12 Valve Losses in Equivalent Metres of Pipe

Nominal Pipe or Tube Size, mm	Globe <sup>a</sup>	60° Wye	45° Wye	Angle <sup>a</sup>	Gate <sup>b</sup>	Swing Check <sup>c</sup>	Lift Check
10	5.2	2.4	1.3	1.3	0.2	1.5	Globe and vertical lift same as globe valve <sup>d</sup>
15	5.5	2.7	2.1	2.1	0.2	1.8	
20	6.7	3.4	2.1	2.1	0.3	2.2	
25	8.3	4.6	3.7	3.7	0.3	3.0	
32	12	6.1	4.6	4.6	0.5	4.3	
40	13	7.3	5.5	5.5	0.5	4.9	
50	17	9.1	7.3	7.3	0.73	6.1	
65	21	11	8.3	8.3	0.9	7.6	
80	26	13	11	11	1.0	9.1	
90	30	15	13	13	1.2	10	
100	37	18	14	14	1.4	12	
125	43	22	18	18	1.8	15	
150	52	27	21	21	2.1	18	
200	62	35	26	26	2.7	24	
250	85	44	32	32	3.7	30	
300	98	50	40	40	4.0	37	
350	110	56	47	47	4.6	41	
400	125	64	55	55	5.2	46	
450	140	73	61	61	5.3	50	
500	160	84	72	72	6.7	61	
600	186	98	81	81	7.6	73	

Note: Losses are for valves in fully open position and with screwed, welded, flanged, or flared connections.

<sup>a</sup>These losses do not apply to valves with needlepoint seats.

<sup>b</sup>Regular and short pattern plug cock valves, when fully open, have same loss as gate valve. For valve losses of short pattern plug cocks above 150 mm, check with:

8=اضافه نمودن طول معادل اتصالات به طول معادل لوله تا طول کل بدست آید.

9=باطول معادل کل بدست آمده دلتاتی واقعی را حساب کرده و بررسی کنید که قطر لوله انتخاب شده خوب است.

10=اگر دلتاتی محاسبه شده معقول باشد قطر لوله تایید است در غیر این صورت باید یک قطر بزرگتر انتخاب شود و مجدداً از مرحله 5 تکرار کرد.

.....

11=اگر در قسمت مکش لوله به صورت عمودی وجود داشته باشد باید به کمک جدول مربوطه و بار بردتی منسجم بررسی کنید که آیا برای برگشت روغن مشکلی خواهد بود.

بود

جدول موردی لوله مکش

Table 13 Minimum Refrigeration Capacity in Kilowatts for Oil Entrainment up Suction Risers  
(Copper Tubing, ASTM B 88M Type B, Metric Size)

Refrigerant	Saturated Suction Gas		Tubing Nominal OD, mm											
	Temp., °C	Temp., °C	12	15	18	22	28	35	42	54	67	79	105	130
22	-40	-35	0.182	0.334	0.561	0.956	1.817	3.223	5.203	9.977	14.258	26.155	53.963	93.419
		-25	0.173	0.317	0.532	0.907	1.723	3.057	4.936	9.464	16.371	24.811	51.189	88.617
		-15	0.168	0.307	0.516	0.880	1.672	2.967	4.791	9.185	15.888	24.080	49.681	86.006
	-20	-15	0.287	0.527	0.885	1.508	2.867	5.087	8.213	15.748	27.239	41.283	85.173	147.449
		-5	0.273	0.501	0.841	1.433	2.724	4.834	7.804	14.963	25.882	39.226	80.929	140.102
		5	0.264	0.485	0.815	1.388	2.638	4.680	7.555	14.487	25.058	37.977	78.353	135.642
	-5	0	0.389	0.713	1.198	2.041	3.879	6.883	11.112	21.306	36.854	55.856	115.240	199.499
		10	0.369	0.676	1.136	1.935	3.678	6.526	10.535	20.200	34.940	52.954	109.254	189.136
		20	0.354	0.650	1.092	1.861	3.537	6.275	10.131	19.425	33.600	50.924	105.065	181.884
5	10	0.470	0.862	1.449	2.468	4.692	8.325	13.441	25.771	44.577	67.560	139.387	241.302	
	20	0.440	0.807	1.356	2.311	4.393	7.794	12.582	24.126	41.731	63.246	130.488	225.896	
	30	0.422	0.774	1.301	2.217	4.213	7.476	12.069	23.141	40.027	60.665	125.161	216.675	
134a	-10	-5	0.274	0.502	0.844	1.437	2.732	4.848	7.826	15.006	25.957	39.340	81.164	140.509
		5	0.245	0.450	0.756	1.287	2.447	4.342	7.010	13.440	23.248	35.235	72.695	125.847
		15	0.238	0.436	0.732	1.247	2.370	4.206	6.790	13.019	22.519	34.129	70.414	121.898
	-5	0	0.296	0.543	0.913	1.555	2.956	5.244	8.467	16.234	28.081	42.559	87.806	152.006
		10	0.273	0.500	0.840	1.431	2.720	4.827	7.792	14.941	25.843	39.168	80.809	139.894

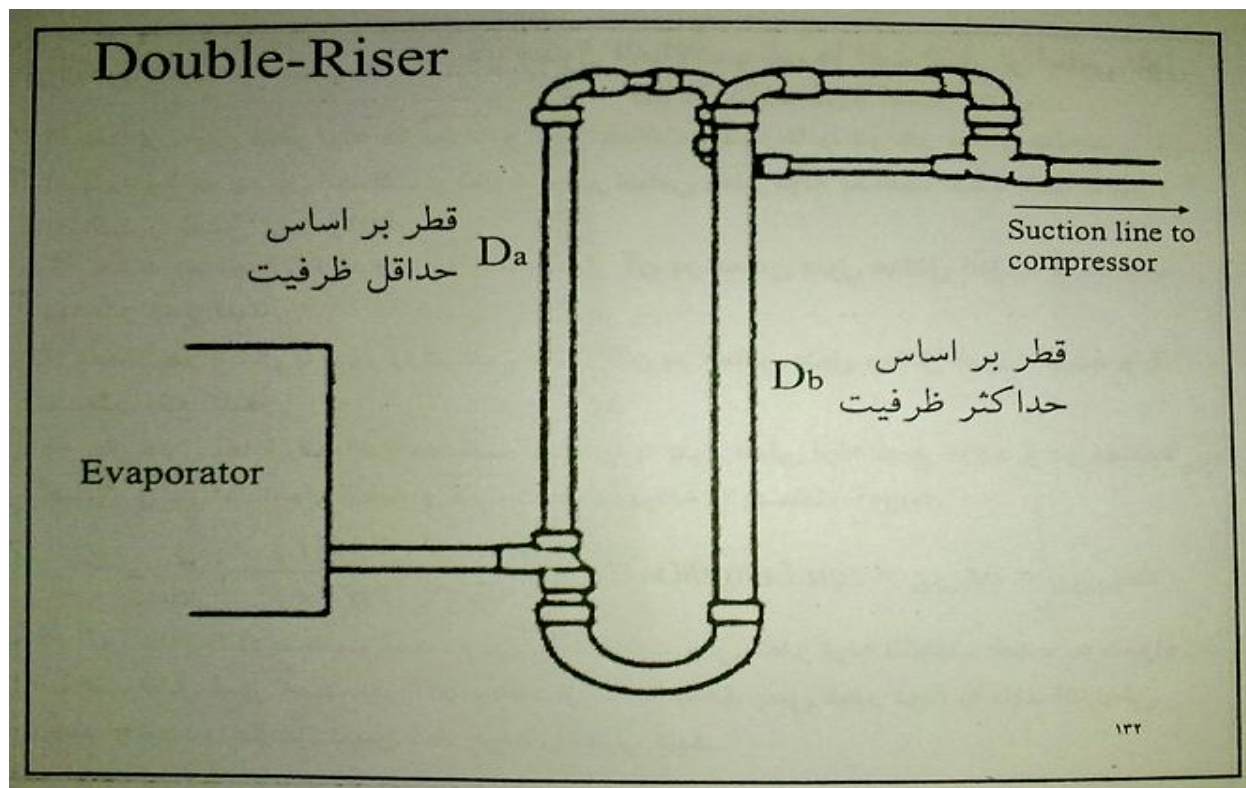
12= اگر سیستم کنترل ظرفیت وجود دارد باید حداقل ظرفیت را تعیین کنید.

13= با جدول 13 بررسی کنید که آیا بار برودتی مینیموم روغن برمی گردد یا خیر.

14= اگر روغن برنگردد باید برای قسمت عمودی، لوله با قطر کمتر انتخاب کنیم.

15= لوله با قطر کمتر انتخاب کرده برای حردو سیراقشی و عمودی و با بار برودتی ماکزیموم دلتاتی حردو سیرا حساب کرده و با هم جمع کنید. اگر مجموع دلتاتی بدست آمده قابل قبول باشد قطر انتخاب شده تایید است.

16= اگر دلتاتی بدست آمده بیشتر از حد معمول باشد باید از سیستم **Double riser** استفاده کنیم.



17= قطر لوله A را با استفاده از جدول 3 و ظرفیت برودتی مینیمم تعیین می‌کنیم.

18 = با استفاده از فرمول زیر قطر لوله B را بدست می‌آوریم.

$$D_T^2 - D_A^2 = D_B^2$$

19 = با استفاده از جدول 13 و  $Q_{e.max}$  قطر لوله را تعیین کنید که برای برگشت روغن مثل نداشته باشد  $D_s$

20 = با استفاده از فرمول زیر بررسی کنید که قطرهای AB مناسب باشند

$$D_B^2 + D_A^2 \leq D_T^2$$

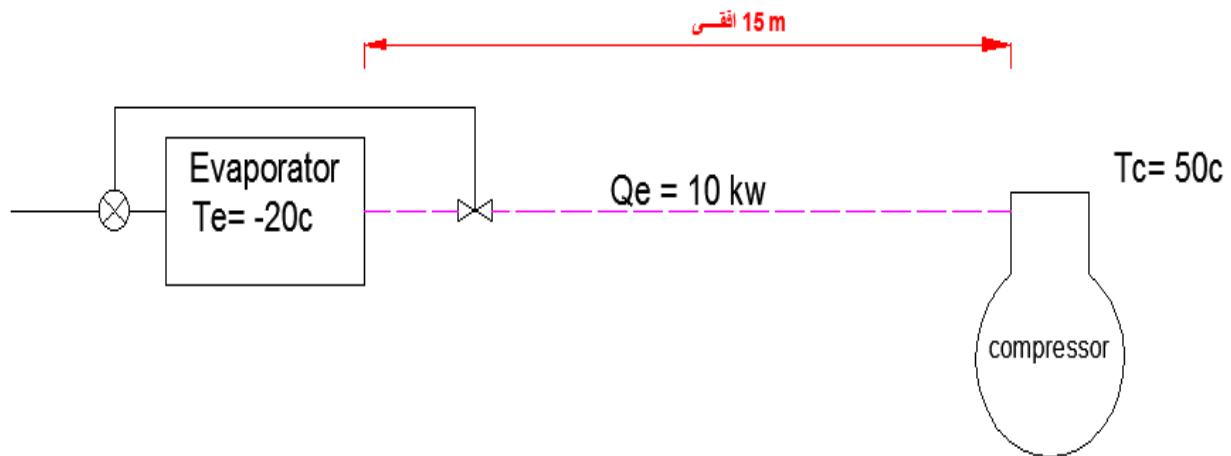
21 = اگر معادله فوق صحیح نباشد یکی از قطرها را کاهش دهید.

22 = با قطر جدید دلتای واقعی را برای حرکت حساب کرده و اطمینان حاصل کنید که معقول است.

.....



در زیر بیان چند مثال مطالب بالا را برای شما واضحتر توضیح میدهم ولی این مثالها به بارهای پروژه مرتب نمیشود.



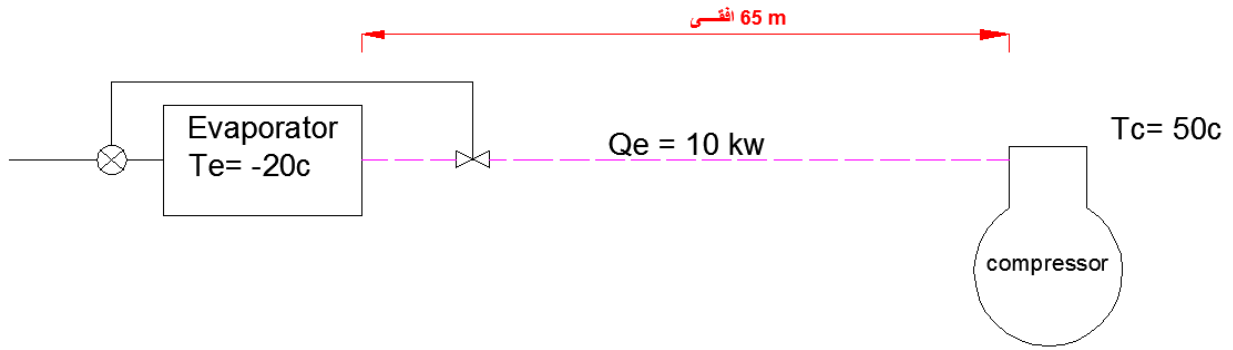
$$\Delta t_{\text{واقعی}} = \Delta t_{\text{جدول}} \times \text{طول معادل بر حسب متر} \times \left( \frac{\text{خریف واقعی بر حسب کیلووات}}{\text{خریف جدول بر حسب کیلووات}} \right)^{1.8}$$

$$OD = 35mm \quad \Delta t_{\text{واقعی}} = 0.04 \times 15 m \times \left( \frac{10 kw}{15.99 (kw) * 0.91} \right)^{1.8} = 0.3 c \ll 1$$

$$OD = 28mm \quad \Delta t_{\text{واقعی}} = 0.04 \times 15 m \times \left( \frac{10 kw}{8.71 (kw) * 0.91} \right)^{1.8} = 0.91 c \cong 1 \text{ ok}$$

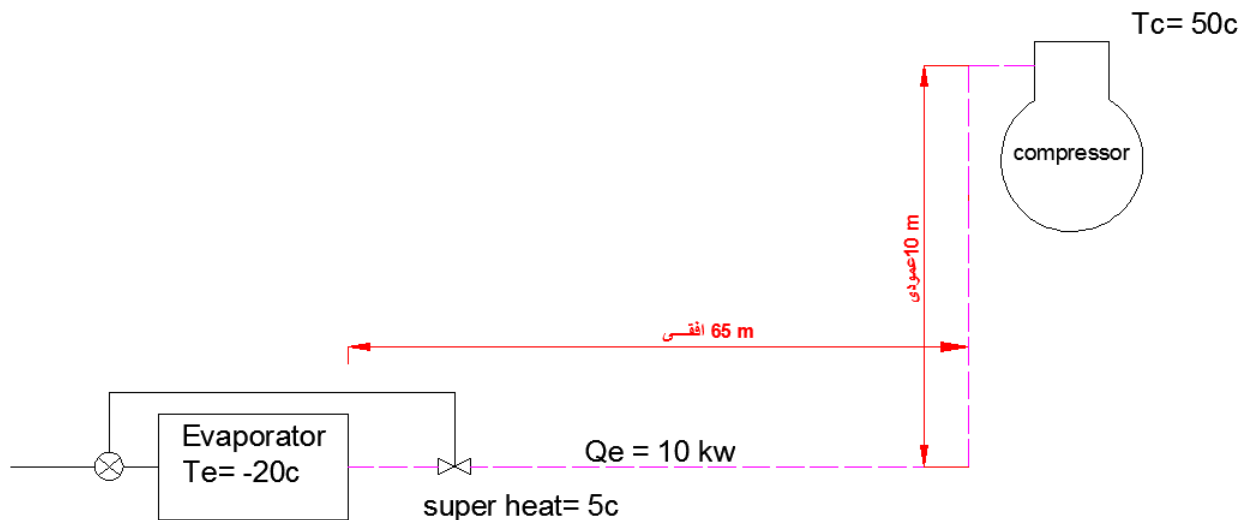
$$OD = 22mm \quad \Delta t_{\text{واقعی}} = 0.04 \times 15 m \times \left( \frac{10 kw}{4.39 (kw) * 0.91} \right)^{1.8} = 3.12 c \gg 1$$





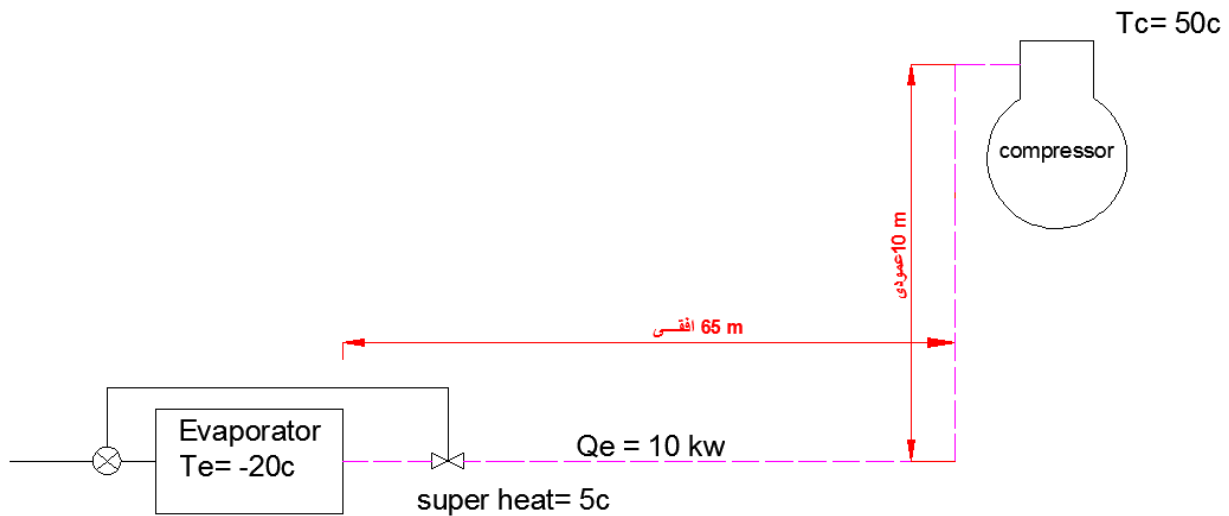
$$OD = 35mm \Delta t_{\text{واضحی}} = 0.04 \times 65 \text{ m} \times \left( \frac{10 \text{ kw}}{15.99 \text{ (kw)} * 0.91} \right)^{1.8} = 1.32 \text{ c} > 1$$

$$OD = 42mm \Delta t_{\text{واضحی}} = 0.04 \times 65 \text{ m} \times \left( \frac{10 \text{ kw}}{26.56 \text{ (kw)} * 0.91} \right)^{1.8} = 1.07 \cong 1 \text{ ok}$$



$$OD = 35mm \Delta t_{\text{واضحی}} = 0.04 \times 75 \text{ m} \times \left( \frac{10 \text{ kw}}{15.99 \text{ (kw)} * 0.91} \right)^{1.8} = 1.53 \text{ c} > 1$$

$$OD = 42mm \Delta t_{\text{واضحی}} = 0.04 \times 75 \text{ m} \times \left( \frac{10 \text{ kw}}{26.56 \text{ (kw)} * 0.91} \right)^{1.8} = 0.61 \text{ ok}$$



$$OD = 35mm \Delta t_{\text{دانی}} = 0.04 \times 75 \text{ m} \times \left( \frac{10 \text{ kw}}{15.99 \text{ (kw)} * 0.91} \right)^{1.8} = 1.53 \text{ c} > 1$$

$$OD = 42mm \Delta t_{\text{دانی}} = 0.04 \times 75 \text{ m} \times \left( \frac{10 \text{ kw}}{26.56 \text{ (kw)} * 0.91} \right)^{1.8} = 0.61 \text{ ok}$$

حرد لوله افقی و عمودی را می توان 42 میلیمتر انتخاب کرد به شرطی که روغن از لوله عمودی برگردد.

از جدول 13 برای قطر 42 میلیمتر، سوپریت 5 درجه، دمای اواپراتور 20 درجه و فریون 22 عدد 7.555 کیلووات را میخوانیم که این عدد مانگر

حداقل ظرفیتی که از لوله 42 میلیمتر عمودی می تواند عبور کند تا روغن را نیز با خود عبور دهد.

حالا در نظر داشته باشید چون ظرفیت سیستم ما 10 کیلووات است لذا روغن را بر میگرداند.