

الباب الثالث

تحسين أداء دورة التبريد الانضغاطية

Modification of Compression Refrigeration Cycle Performance

لتحسين أداء دورة التبريد الانضغاطية البسيطة التي تعمل عند ظروف التشبع لوسيط التبريد يجب زيادة قيمة الحرارة الممتصة لكل وحدة الكتل من حيز المبخر عند ثبات قدرة الضاغط المستخدم، أو تقليل شغل شوط الانضغاط لكل وحدة الكتل عند ثبات قيمة كمية الحرارة الممتصة، وفي كلتا الحالتين يتحسن معامل الأداء لدورة التبريد، فزيادة كمية الحرارة الممتصة لكل وحدة الكتل من حيز المبخر يحدث بعدة طرق سوف نذكر منها أربع طرق. الطريقة الأولى وهى تبريد سائل وسيط التبريد بعد خروجه من المكثف عند درجة حرارة التشبع إلى درجة حرارة أقل من درجة حرارة التشبع المقابلة لضغط التكثيف (تبريد عميق أو دونى بعد المكثف, Sub-cooling). الطريقة الثانية وهى أن يتم تحميم بخار وسيط التبريد داخل المبخر بمقدار معين ويخرج بخار وسيط التبريد محمصاً بدرجة حرارة أعلى من درجة حرارة التشبع المقابلة لضغط التبخير، أى أن الزيادة فى الانثالبيا لبخار وسيط التبريد بعد منحنى التشبع للبخار تتم داخل المبخر (تحميم مفيد لبخار وسيط التبريد, Superheating). الطريقة الثالثة وهى إضافة مبادل حرارى (Liquid suction heat exchanger) بعد المكثف يقوم بتبريد سائل وسيط التبريد إلى درجة حرارة أقل من درجة حرارة التشبع المقابلة لضغط المكثف بواسطة الغاز البارد فى خط السحب الخارج من المبخر إلى الضاغط. الطريقة الرابعة وهى عمل انضغاط متعدد المراحل وتبريد غاز التبريد المحمص فى مبادل حرارى باستخدام ماء إلى درجة حرارة التشبع ثم عمل انضغاط آخر، والهدف من ذلك هو تقليل شغل شوط الانضغاط

وكذلك الحصول على درجة حرارة منخفضة جدا" للمبخر تتناسب مع بعض التطبيقات مثل إسالة الغازات الطبيعية.

من المعلوم أن المكونات الأساسية لدائرة التبريد الانضغاطية (مبخر ، مكثف ، ضاغط ، صمام تمدد) تتصل مع بعضها البعض في دائرة تبريد واحدة ويحدث توازن حرارى أثناء عملها بمرور معدل ثابت لوسيط التبريد، أى أن معدل تبخير وسيط التبريد فى المبخر هو الذى يمر فى الضاغط وهو أيضا" المطلوب تكثيفه فى المكثف، ولذلك أى خلل فى أداء أحد مكونات دائرة التبريد يؤدي إلى خلل فى أداء دورة التبريد بصفة عامة. وقبل أن نبدأ فى شرح الطرق المذكورة سابقا" لتحسين معامل أداء دورة التبريد سوف نذكر تأثير درجة حرارة التبخر ودرجة حرارة التكثيف على أداء دورة التبريد.

تأثير درجة حرارة المبخر على أداء دورة التبريد

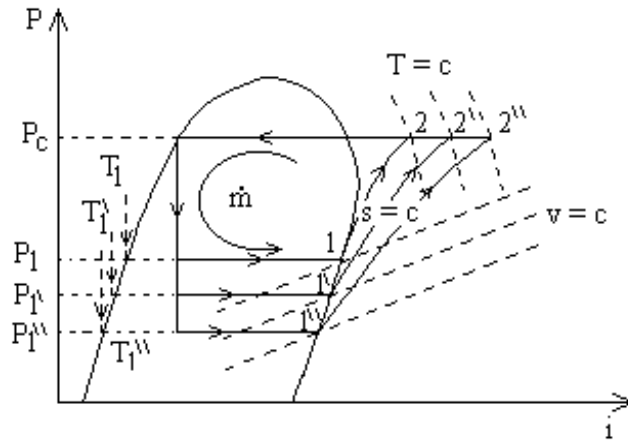


Fig. 3-1 Effect of evaporating temperature.

درجة حرارة المبخر هي درجة حرارة التشبع المقابلة لضغط المبخر وهي تتأثر بشكل مباشر بالحمل الحرارى على المبخر، فعندما تقل كمية سائل وسيط التبريد التى تغذى المبخر ومع ثبات الحمل الحرارى أو زيادته فسوف ينخفض ضغط المبخر نتيجة التبخير السريع لسائل وسيط التبريد وكذلك تنخفض درجة حرارة التشبع. فإذا لم يتم تدارك هذا الانخفاض فى الضغط وبالطبع الانخفاض فى درجة حرارة المبخر فسوف ينتج عنه تأثير سئى على أداء دورة التبريد بصفة عامة. فمن الرسم التوضيحي فى شكل (٣-١) نجد أنه بانخفاض درجة حرارة التبخير لدورة تبريد معينة يقل فارق الانتالپيا النوعية على المبخر وكذلك زيادة شغل إجراء الانضغاط كما يلى:

تأثير انخفاض درجة حرارة المبخر على سعة التبريد

(Refrigeration Capacity)

بخفض درجة حرارة المبخر من T_1 إلى $T_{1\backslash}$ ثم إلى $T_{1\backslash\backslash}$ نجد أن التأثير التبريدى (فارق الانتالپيا النوعية) على المبخر يقل .

$$R.E_1 = i_1 - i_4 , \quad R.E_{1\backslash} = i_{1\backslash} - i_{4\backslash} , \quad R.E_{1\backslash\backslash} = i_{1\backslash\backslash} - i_{4\backslash\backslash}$$

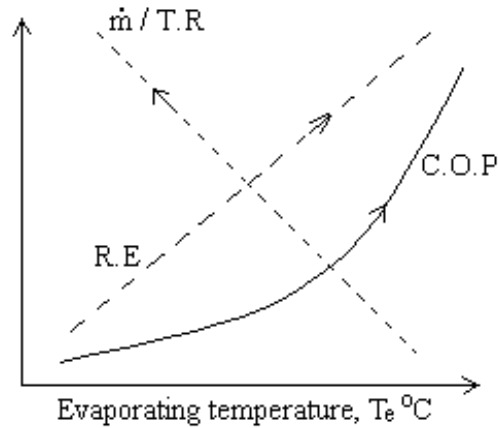
$$R.E_1 > R.E_{1\backslash} > R.E_{1\backslash\backslash}$$

وبانخفاض التأثير التبريدى لوحدة الكتل لوسيط التبريد نجد أن خليط البخار الرطب (بخار + سائل) الخارج من إجراء الخنق (إجراء التمدد) تزيد فيه نسبة البخار عن نسبة السائل كلما انخفضت درجة حرارة المبخر ، وهذا يعنى نقصان كمية سائل التبريد فى الخليط بانخفاض درجة حرارة التبخير .

$$x_4 < x_{4'} < x_{4''}$$

وكما نعلم أن الذى يقوم بعملية التبريد الفعلى داخل المبخر هى كمية السائل فى الخليط الذى يدخل إلى المبخر. وحيث إن التأثير التبريدى لوحدة الكتل ينخفض بانخفاض درجة حرارة المبخر، فإن معدل وزن وسيط التبريد اللازم مروره فى الدورة لكل وحدة طن تبريد يكون أكبر عند انخفاض درجة حرارة المبخر. أما معدل مرور وسيط التبريد فى الدائرة يقل نتيجة نقصان الكفاءة الحجمية للضاغط وزيادة الحجم النوعى لوسيط التبريد عند السحب إلى الضاغط، ويتبع ذلك انخفاض سعة التبريد للوحدة. نستنتج مما سبق إنه بخفض درجة حرارة المبخر، ينخفض التأثير التبريدى للمبخر وينخفض معدل مرور وسيط التبريد، أما معدل مرور وسيط التبريد لكل طن تبريد فيزيد، وتنخفض سعة التبريد للوحدة وكذلك معامل الأداء كما يلى:

$$T_e \downarrow \quad R.E \downarrow \quad \dot{m} \downarrow \quad \dot{m} / T.R \uparrow \quad R.C \downarrow \quad C.O.P \downarrow$$

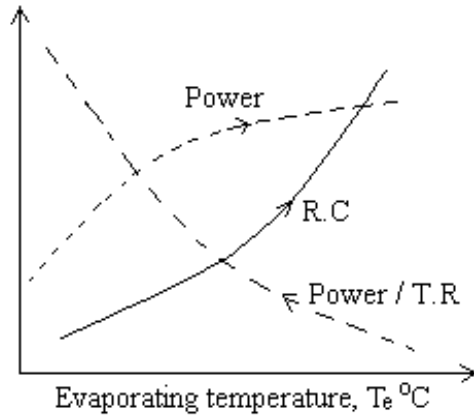


تأثير انخفاض درجة حرارة المبخر على قدرة الضاغط

(Compressor Power)

بخفض درجة حرارة المبخر كما هو موضح في شكل (٣-١) ، نجد أن شغل إجراء الانضغاط يتزايد ومعدل مرور وسيط التبريد يتناقص كما سبق شرحه نتيجة تناقص الكفاءة الحجمية للضاغط وزيادة الحجم النوعي عند السحب. ولكن القياسات العملية أثبتت أن تناقص معدل مرور الكتلة أكبر بكثير من زيادة شغل إجراء الانضغاط مما ينتج عنه تناقص قدرة الضاغط ولكن الضاغط يكون محمل بمحمل إضافي نتيجة زيادة نسبة رفع الضغط (الفرق بين ضغط الطرد وضغط السحب) مما يؤثر على المكبس وذراع التوصيل وعمود الإدارة وصمامات السحب والطرود. أما قدرة الضاغط لكل وحدة طن تبريد تتزايد بانخفاض درجة حرارة المبخر.

$$T_e \downarrow \quad R.C \downarrow \quad Power \downarrow \quad Power / T.R \uparrow$$

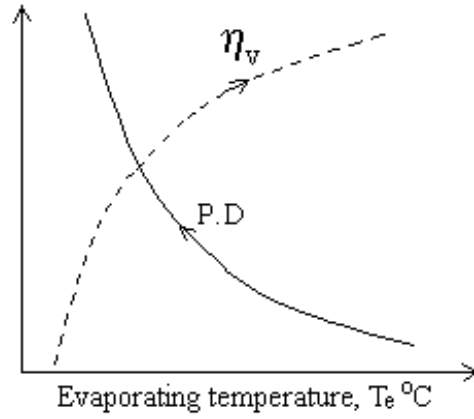


مما سبق نستطيع أن نقول أنه بزيادة انخفاض درجة حرارة المبخر ، طن التبريد الواحد يستهلك قدرة كهربائية أكبر، وكذلك تحديد تكلفة حفظ وتخزين طن التبريد مرتبط بدرجة حرارة

التخزين (درجة حرارة المبخر). وهذا يعتبر مهم لكي يمكن تحديد تعريفة (ثمن أو تكلفة) تخزين و تجميد منتج ما على أساس صحيح.

تأثير انخفاض درجة حرارة المبخر على الإزاحة الحجمية

(Piston Displacement)



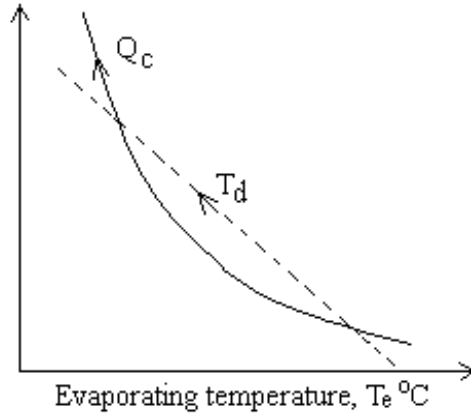
بخفض درجة حرارة المبخر تزيد نسبة الانضغاط حيث أن نسبة الخوص للضاغط الترددي ثابتة مما ينتج عنه انخفاض الكفاءة الحجمية للضاغط. وبزيادة الحجم النوعي لوسيط التبريد عند السحب، نستنتج أن الإزاحة الحجمية في الدقيقة لغاز وسيط التبريد تتزايد بانخفاض درجة حرارة المبخر. وحيث أن الضاغط مصمم بأبعاد ثابتة لقطر المكبس وطول المشوار وعدد لفات ، فإن معدل مرور وحدة الكتل لوسيط التبريد في الضاغط يأخذ وقت أطول كلما تنخفض درجة حرارة المبخر، وهذا يعنى أن الزمن اللازم لتبريد منتج معين يزيد بانخفاض درجة حرارة الحفظ عند ظروف تصميم ثابتة لدورة التبريد والضاغط المستخدم. ويجب الانتباه ألا يتجاوز زمن تبريد أو تجميد المنتج عن حد معين حتى لا يصاب المنتج بالتلف، أيضا" يجب أن يكون هناك حد معين لانخفاض الكفاءة الحجمية وجعل الانضغاط متعدد المراحل.

$$T_e \downarrow \quad \eta_v \downarrow \quad P.D \uparrow$$

تأثير انخفاض درجة حرارة المبخر على درجة حرارة الطرد

(Temperature Discharge)

بخفض درجة حرارة المبخر كما هو موضح بشكل (٣-١) ، يزيد شغل شوط الانضغاط وكذلك درجة حرارة وسيط التبريد الخارج من الضاغط. ونلاحظ أيضا أن الحمل الحرارى على المكثف يزيد ومطلوب له مساحة سطح انتقال حرارى أكبر ومياه للتبريد أكثر، ونحن نعلم أن وسائط التبريد المختلفة مركبات كيميائية والمطلوب أن تكون هذه المركبات متزنة (أى لا تتحلل إلى عناصرها الأصلية) عند ظروف التشغيل المختلفة فى حدود معينة من الضغط ودرجة الحرارة.



وأعلى درجة حرارة فى دورة التبريد هى درجة الحرارة فى نهاية شوط الانضغاط. ولذلك يجب أن تكون هذه الدرجة أقل بكثير من درجة الحرارة الحرجة لوسيط التبريد حتى

يحتفظ وسيط التبريد بخصائصه الترموديناميكية عند ظروف التشغيل المطلوبة كما هو مبين فى الجدول ٣-١.

$$T_e \downarrow \quad T_d \uparrow \quad Q_c \uparrow$$

Table 3-1 Critical conditions of common refrigerants

الضغط الرج	الحرارة الدرجة	حرارة التجمد	حرارة التشبع عند 0.068 bar	حرارة التشبع عند 1.01bar	ضغط التشبع عند 38 °C	وسيط التبريد
bar	°C	°C	°C	°C	bar	
114.24	133	-77.72	-76.11	-33.33	14.609	NH ₃
40.125	111.5	-157.78	-77.78	-29.78	9.094	R - 12
38.698	28.83	-182.22	-120	-81.39	-	R - 13
37.395	-45.5	-191.11	-156.67	-172.89	-	R - 14
49.364	96	-160	-85.56	-40.78	14.657	R - 22

من الجدول السابق نجد أن الأمونيا درجة حرارتها الحرجة هي 133 °C فهى تكون متزنة كيميائيا" أى أن خصائصها الترموديناميكية والحرارية ثابتة عند درجات حرارة أقل من هذه الدرجة، ويجب الأخذ فى الاعتبار درجة الحرارة الحرجة عند تصميم أى دائرة تبريد. فإذا كانت درجة حرارة الشحنة فى نهاية شوط الانضغاط أعلى من الدرجة الحرجة لوسيط التبريد يجب عمل شوط الانضغاط على مرحلتين وعمل تبريد بينهما حتى تكون درجة حرارة وسيط التبريد الخارج من الضاغط أقل من الدرجة الحرجة. ولكن لكل وسيط تبريد علاقة بين درجة

حرارة المبخر ودرجة حرارة غاز التبريد في نهاية شوط الانضغاط كما هو موضح في شكل (٢-٣)، ويتضح من الشكل أن الأمونيا مقارنةً بوسيط التبريد R - 22, R - 12 تتحمل درجات حرارة عالية في نهاية شوط الانضغاط.

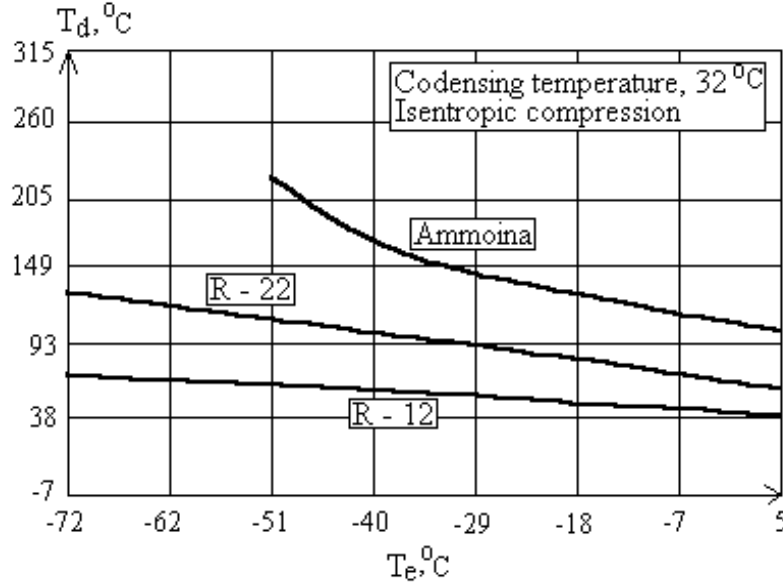


Fig.3-2 Variation of compressor discharge temperature with evaporating temperature for various refrigerants.

تأثير درجة حرارة التكثيف على أداء دورة التبريد

تغير درجة حرارة التكثيف مع ثبوت درجة حرارة التبخر يحدث عنه تغيرات تؤثر على أداء دورة التبريد ولكن هذا التأثير له أهمية كبيرة مقارنةً بالتغير في درجة حرارة المبخر، لأن التغير في درجة حرارة التكثيف مرتبط كليةً بظروف الجو الخارجى سواء كان المكثف

تبريد ماء أو تبريد هواء. شكل (3-3) ، ويبين تأثير ارتفاع درجة حرارة التكتيف على شغل شوط الانضغاط والحمل الحرارى للمكثف ومعامل أداء دورة التبريد بصفة عامة. من الشكل (3-3) ، و بزيادة درجة حرارة التكتيف يقل التأثير التبريدى لوسيط التبريد ويزيد الشغل المطلوب لإجراء شوط الانضغاط، ونظرا" لزيادة ضغط التكتيف فإن الكفاءة الحجمية للضاغط تقل ويتبعها نقصان معدل مرور وسيط التبريد. أما معدل مرور وسيط التبريد اللازم مروره فى الدورة لكل وحدة طن تبريد يزيد بزيادة درجة حرارة التكتيف. وشغل إجراء الانضغاط يزيد برفع درجة حرارة التكتيف ونتيجة زيادة معدل مرور وسيط التبريد لكل طن تبريد فإن قدرة الضاغط تزيد، ومعامل أداء دورة التبريد يقل برفع درجة حرارة التكتيف.

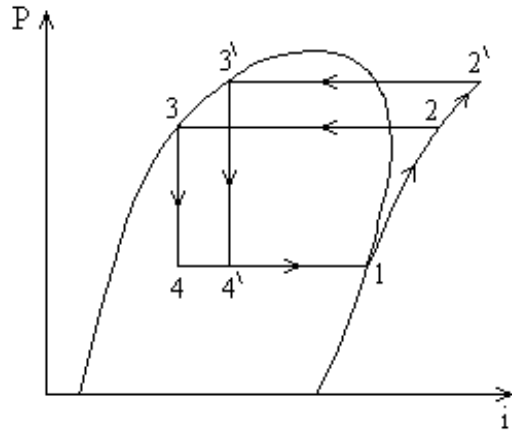


Fig. 3-3 Effect of condensing temperature.

$$T_c \uparrow \quad R.E \downarrow \quad Power \uparrow \quad T.R/Power \downarrow \quad C.O.P \downarrow$$

مما سبق نستنتج أن تأثير رفع درجة حرارة التكتيف على كفاءة الدورة هو النقيض التام لرفع درجة حرارة المبخر، فبينما رفع درجة حرارة التبخير يزيد التأثير

التبريدى للمبخر ويقلل شغل إجراء الانضغاط بحيث أن سعة التبريد لكل وحدة قدرة تزداد، فعلى النقيض من ذلك، رفع درجة حرارة التكثيف يقلل التأثير التبريدى للمبخر ويزيد شغل إجراء الانضغاط بحيث إن سعة التبريد لكل وحدة قدرة تقل. وكمية الحرارة المطرودة من المكثف لكل وحدة كتلة من وسيط التبريد المار فى الدائرة تزيد برفع درجة حرارة التكثيف. لأن أى زيادة فى شغل إجراء الانضغاط يكون ملازماً له نقصان فى التأثير التبريدى للمبخر ويتبع ذلك زيادة فى الحرارة المطرودة من المكثف. ونلاحظ أيضاً أنه برفع درجة حرارة التكثيف تقل الحرارة الكامنة للتكثيف وجزء كبير من سطح المبخر يستخدم لإزالة حرارة التحميص من غاز وسيط التبريد قبل التكثيف مما يزيد من حجم المكثف.

مثال ٣-١

دورة تبريد انضغاطية بسيطة مشحونة بوسيط تبريد $R-12$ درجة حرارة التكثيف 37° ودرجة حرارة التبخير $8^{\circ} C$ ، إجراء الانضغاط يتم بثبوت الانتروپى. وسيط التبريد يخرج من المبخر غاز جاف مشبع ويخرج من المكثف سائل مشبع. أحسب الآتى لكل واحد طن تبريد إذا كانت الكفاءة الميكانيكية % 90 ،

- ١ - التأثير التبريدى، $R.E$.
- ٢ - معدل مرور وسيط التبريد فى الدقيقة لكل طن تبريد.
- ٣ - الكفاءة الحجمية إذا كانت $C = 4\%$.
- ٤ - الإزاحة الحجمية فى الدقيقة لكل طن تبريد .
- ٥ - شغل إجراء الانضغاط .
- ٦ - قدرة الضاغط لكل طن تبريد .
- ٧ - معامل الأداء .

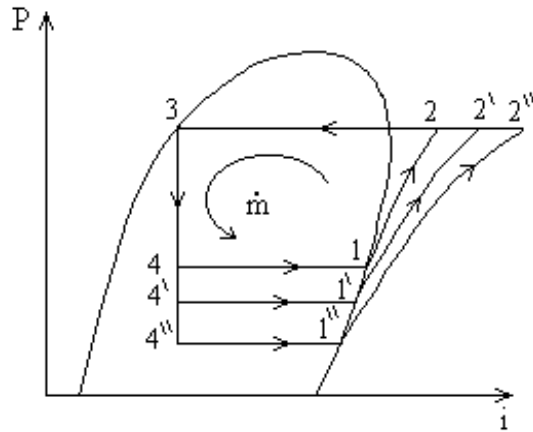
وإذا انخفضت درجة حرارة المبخر إلى $28^{\circ} C$ ، 18° - سجل النتائج فى جدول تبعا للمطالب السابقة.

وإذا ارتفعت درجة حرارة المكثف إلى 47°C سجل النتائج في جدول تبعا للمطالب السابقة. ثم علق على النتائج التي حصلت عليها.

Data: $R - 12, T_e = 265 \text{ K}, T_c = 310 \text{ K},$
 $\eta_m = 90 \%, C = 4 \%$

Required: 1- Refrigerating effect, R.E.
2- Refrigerant mass flow rate, kg/min.
3- Piston displacement, P.D.
4- Work done. 5- Power. 6- C.O.P.

Solution:



From P - i chart of R - 12,

$$\begin{aligned}
T_e &= 265 \text{ K} & T_c &= 310 \text{ K} & p_c &= 9 \text{ bar} \\
i_1 &= 568 \text{ kJ/kg} & \rho_1 &= 14 \text{ kg/m}^3 & p_1 &= 2.4 \text{ bar} \\
i_2 &= 592 \quad \text{“} \\
i_3 = i_4 &= 455 \quad \text{“}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
T_e &= 255 \text{ K} \\
i_{1\setminus} &= 564 \text{ kJ/kg} & \rho_{1\setminus} &= 9.9 \text{ kg/m}^3 & p_{1\setminus} &= 1.6 \text{ bar} \\
i_{2\setminus} &= 596 \quad \text{“}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
T_e &= 245 \text{ K} \\
i_{1\setminus\setminus} &= 558 \text{ kJ/kg} & \rho_{1\setminus\setminus} &= 6.6 \text{ kg/m}^3 & p_{1\setminus\setminus} &= 1.1 \text{ bar} \\
i_{2\setminus\setminus} &= 600 \quad \text{“}
\end{aligned}$$

First evaporating temperature, $T_e = 265 \text{ K}$

$$R.E = i_1 - i_4 = 568 - 455 = 113 \text{ kJ/kg}$$

$$R.C = \dot{m} \times (i_1 - i_4)$$

$$\dot{m} = \frac{1 \times 3.5}{113} = 0.03097 \quad \text{kg/s} = 1.8584 \quad \text{kg/min}$$

$$\eta_V = 1 + C - C \left(\frac{P_d}{P_s} \right)^{\frac{1}{k}} = 1 + 0.04 - 0.04 \times \left(\frac{9}{2.4} \right)^{\frac{1}{1.13}} = 91.12\%$$

$$P.D = \frac{\dot{m}}{\eta_V \times \rho_s} = \frac{1.8584}{0.9112 \times 14} = 0.14568 \quad \text{m}^3/\text{min}$$

$$W.D = i_2 - i_1 = 592 - 568 = 24 \quad \text{kJ/kg}$$

$$\text{Power} = \frac{\dot{m} \times W.D}{\eta_m} = \frac{0.03097 \times 24}{0.9} = 0.826 \quad \text{kW}$$

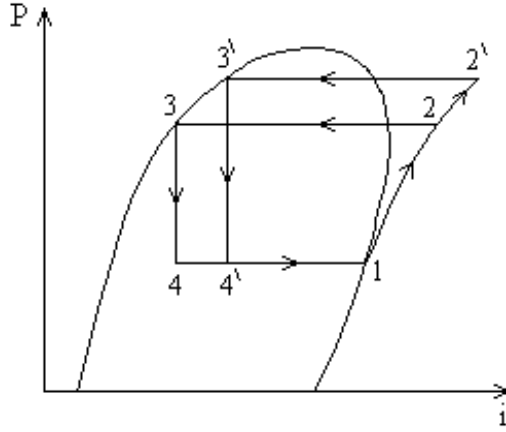
$$C.O.P = \frac{R.C}{\text{power}} = \frac{1 \times 3.5}{0.826} = 4.238$$

ثم نكرر الخطوات السابقة عند درجة حرارة تبخير 255, 245 K ثم نسجل النتائج في جدول كالاتى:

$T_c = 310 \text{ K}, \quad s = c, \quad R.C = 1 \text{ T.R}$			
$T_e, \quad K$	265	255	245
$R.E, \quad \text{kJ/kg}$	113	109	103
$\dot{m}, \quad \text{kg/min}$	1.8584	1.9266	2.0388

$\eta_v, \%$	91.12	85.55	78.30
$P.D, m^3/min$	0.1457	0.2275	0.3945
$W.D, kJ/kg$	24	32	42
$Power, kW$	0.826	1.142	1.586
$C.O.P$	4.238	3.066	2.207

أما عندما تكون درجة حرارة المبخر ثابتة وهي $265 K$ وتكون درجة حرارة المكثف $310 K$ ثم تتغير إلى $320 K$ ، فسوف نرسم الدورة على منحنى $p - i$ كما يلي:



From $P - i$ chart of R - 12,

$$T_e = 265 \text{ K} \quad T_c = 310 \text{ K} \quad p_c = 9 \text{ bar}$$

$$i_1 = 568 \text{ kJ/kg} \quad \rho_l = 14 \text{ kg/m}^3 \quad p_l = 2.4 \text{ bar}$$

$$i_2 = 592 \quad \text{“}$$

$$i_3 = i_4 = 455 \quad \text{“}$$

$$T_e = 265 \text{ K} \quad T_c = 320 \text{ K} \quad p_c = 12 \text{ bar}$$

$$i_{2\downarrow} = 596 \text{ kJ/kg}$$

$$i_{3\downarrow} = i_{4\downarrow} = 467 \text{ “}$$

نكرر الخطوات السابقة لحساب الطلبات المذكورة في المثال السابق ونسجل النتائج في جدول كالاتى:

$T_e = 265 \text{ K}, s = c, R.C = 1 \text{ T.R}$		
$T_c, \text{ K}$	310	320
$R.E, \text{ kJ/kg}$	113	101
$\dot{m}, \text{ kg/min}$	1.8584	2.0792
$\eta_v, \%$	91.12	87.38
$P.D, \text{ m}^3/\text{min}$	0.1457	0.1699
$W.D, \text{ kJ/kg}$	24	28
$Power, \text{ kW}$	0.826	1.078
$C.O.P$	4.238	3.247

نستطيع أن نعلق من النتائج السابقة على تأثير انخفاض درجة حرارة المبخر أو ارتفاع درجة حرارة المكثف على أداء دورة التبريد الانضغاطية كما يلي:

درجة حرارة المبخر نعبر بها مجازاً عن درجة حرارة تبخير أو غليان سائل وسيط التبريد في المبخر المناظرة لضغط المبخر ، وأن درجة غليان سائل وسيط التبريد تسمى درجة حرارة التشبع وهي ثابتة في منطقة البخار الرطب ومرطبة بضغط المبخر ، وأن انخفاض أو ارتفاع درجة حرارة التبخر ينتج عن انخفاض أو ارتفاع ضغط المبخر ، فانخفاض ضغط المبخر ينتج عن وجود سد كلى أو جزئى فى الأنبوبة الشعرية مما ينتج عنه زيادة معامل الجفاف X فى خليط وسيط التبريد الخارج من الأنبوبة الشعرية فى نهاية إجراء التمدد (الخنق) ، وزيادة معامل الجفاف فى الخليط يعنى زيادة كمية غاز التبريد ونقصان كمية سائل التبريد فى الخليط. ويفرض ثبات الحمل الحرارى على المبخر فإن معدل تبخير سائل وسيط التبريد يودى إلى تناقص كمية سائل وسيط التبريد فى المبخر مما يقلل من الضغط داخل المبخر وانخفاض درجة حرارة التبخر. وهناك أسباب أخرى لنقصان درجة حرارة التبخر سوف نتعرض لها فى مواضع أخرى.

وبناءً على نتائج المثال السابق نجد أنه عند انخفاض درجة حرارة المبخر يتناقص التأثير التبريدى للمبخر نتيجة نقصان الأنتالپيا لغاز التبريد الخارج من المبخر ، وزيادة معدل مرور وسيط فى المبخر نتيجة ثبات سعة التبريد لوحدة التبريد ونقصان الكفاءة الحجمية للضاغط نتيجة نقصان ضغط التبخر مع ثبات حجم الخلوص لأسطوانة الضاغط ، ونجد أيضاً "زيادة حجم إزاحة الضاغط وزيادة الشغل والقدرة المطلوبة للضاغط ونقصان معامل أداء وحدة التبريد. ولكن هناك سؤال يجب طرحه عن كيفية زيادة معدل مرور وسيط التبريد فى الدائرة وكيفية زيادة معدل الإزاحة الحجمية للضاغط وزيادة القدرة وما النتيجة السيئة لذلك ، وكما نعلم أنه فى وحدات التبريد الصغيرة تكون كمية سائل وسيط التبريد المشحونة به دائرة التبريد كمية ثابتة لا تتغير فكيف تزيد كمية سائل التبريد ، نقول أنه طالما أن وحدة التبريد ليس بها مجمع سائل بعد المكثف لإمداد المبخر بالكمية المطلوبة لسائل التبريد تتناسب مع الحمل الحرارى سوف تنخفض سعة التبريد للوحدة وتظل وحدة التبريد تعمل لفترة طويلة حتى تنخفض

درجة حرارة فراغ المبخر إلى درجة حرارة الحفظ المطلوبة للمنتجات المخزنة ، أما زيادة معدل الإزاحة الحجمية للضاغط ينتج عن زيادة الحجم النوعي لغاز التبريد في خط السحب ، وكما نعلم أن الإزاحة الحجمية للضاغط تتوقف على ضغط السحب وضغط الطرد وكذلك نسبة حجم الخلوص ، ويكون معدل الإزاحة الحجمية للضاغط في وحدة الزمن ثابت لأنه لا يمكن تغييرها بعد إنتاج الضاغط إلا بزيادة عدد لفات الضاغط في الدقيقة والتحكم في سرعته ، ونستخلص من ذلك أن كثير من دورات التبريد ليست مزودة بوسائل التحكم في سرعة الضاغط لكي تتناسب مع الحمل الحرارى ، وعلى ذلك فإن الضاغط يأخذ فترة أطول من الزمن لإزاحة وحدة الكتل من ضغط المبخر إلى ضغط المكثف ، مما ينتج عنه عدم انخفاض درجة حرارة المنتجات إلى الدرجة المطلوبة خلال زمن تبريد معين مما يتسبب في تلف المنتجات داخل غرف الحفظ والتجميد. أما زيادة قدرة الضاغط بانخفاض درجة حرارة المبخر فهذا نتيجة زيادة شغل إجراء الانضغاط مما يجعل الضاغط محملاً" بأحمال إضافية تتسبب في تلف الملفات الكهربائية لمحرك الضاغط أو تلف صمامات الطرد والسحب.

أما زيادة درجة حرارة المكثف فهذا يعنى زيادة درجة حرارة التشبع المناظرة لضغط المكثف ، وكما نعلم أن الذى يتحكم في ضغط التكثيف وكذلك درجة حرارة التكثيف للغاز المحمص الخارج من الضاغط والمطلوب إزالة حرارة التحيص منه ثم الحرارة الكامنة لتحويله إلى سائل مشبع هو معدل تبريد المكثف وإزالة الحرارة منه إلى الهواء أو الماء المستخدم لتبريد المكثف وكذلك معدل مرور الهواء أو ماء التبريد على المكثف ودرجة حرارته، فعند زيادة درجة حرارة الجو الخارجى وخاصة في فصل الصيف فهذا يؤثر على أداء المكثف ويقلل من كمية الحرارة المنتقلة من المكثف مما يتسبب في زيادة درجة حرارة التكثيف وزيادة ضغط المكثف وهذا يؤدي إلى زيادة الشغل وزيادة القدرة لمحرك. وبالمقارنة مع انخفاض درجة حرارة المبخر نجد أن ارتفاع درجة حرارة التكثيف تؤدي إلى نفس المساوئ والعيوب التي تنتج عن انخفاض درجة حرارة التبخير على أداء دورة التبريد.

طرق تحسين أداء دورة التبريد الانضغاطية البسيطة

معامل أداء دورة التبريد الانضغاطية هو المؤشر على تحسن عمل دائرة التبريد. والمقصود بتحسين عمل دائرة التبريد هو تقليل استهلاك الطاقة للضاغط لكل وحدة طن تبريد. وهذا يحدث إما بزيادة التبريد المؤثر للمبخر (فارق الأنتالپيا النوعية) أو تقليل شغل الضاغط أثناء إجراء شوط الانضغاط وفي كلتا الحالتين يتحسن معامل الأداء لوحدة التبريد الانضغاطية.

التبريد تحت درجة حرارة التشبع لسائل وسيط التبريد (Sub-cooling)

يخرج سائل وسيط التبريد من المكثف عند درجة حرارة التشبع لضغط التكثيف. فإذا تم تبريد سائل وسيط التبريد إلى درجة حرارة أقل من درجة حرارة التشبع تسمى هذه العملية التبريد العميق أو التبريد الدونى (Sub-cooling). ويتم التبريد العميق أو الدونى فى المكثف إما بالتوازي أو بالتوالى لمرور ماء التبريد فى المكثف. وتبريد سائل وسيط التبريد إلى درجة حرارة أقل من درجة حرارة التشبع يؤدي إلى زيادة التأثير التبريدى للمبخر بمعنى نقصان قيمة الأنتالپيا عند دخول المبخر فيزيد فارق الأنتالپيا فى إجراء التبخير، وأيضاً" التبريد العميق يؤدي إلى زيادة كمية سائل وسيط التبريد فى الخليط الخارج من إجراء التمدد ونقصان معامل الجفاف بحركة نقطة دخول المبخر ناحية اليسار. وزيادة كمية السائل فى الخليط الداخلى إلى المبخر يجعل أسطح المبخر مبللة بالسائل مما يحسن من انتقال الحرارة بين أسطح المبخر ووسيط التبريد.

طريقة التوالى

إذا كانت الأنابيب التى يتم فيها التبريد العميق أو الدونى (Sub-cooler) تتصل بالتوالى مع المكثف فإن مياه التبريد تدخل أولاً" إلى أنابيب هذا الجزء المسمى (Sub-cooler) ثم بعد ذلك إلى أنابيب المكثف. وهذه الطريقة (طريقة التوالى) تجعل ماء التبريد للمكثف ترتفع

درجة حرارتها إلى أعلى مما يرفع درجة حرارة التكثيف لدائرة التبريد ويقلل معامل انتقال الحرارة في المكثف. ونتيجة ذلك نجد أن الزيادة المتوقعة في التأثير التبريدى للمبخر تقل أهميتها نتيجة ارتفاع درجة حرارة التكثيف وزيادة شغل إجراء الانضغاط فيزيد معامل الأداء لدائرة التبريد بمقدار طفيف.

طريقة التوازي

في هذه الطريقة تدخل مياه التبريد في الأنابيب التي تستخدم في التبريد العميق أو التبريد الدونى بالتوازي مع المياه المستخدمة في التكثيف داخل المكثف. بمعنى أن الأنابيب المستخدمة في التبريد العميق أو التبريد الدونى (Sub-cooler) والأنابيب المستخدمة في التكثيف يكونان بالتوازي داخل حيز المكثف ويتبع ذلك أن مياه التبريد تدخل كل مجموعة على حده وتخرج منها. وهذا يؤدي إلى تجنب ارتفاع درجة حرارة مياه التكثيف. ونلاحظ أيضا " أن مساحة انتقال الحرارة لأنابيب المكثف ككل لا تزيد كثيرا" في حالة التبريد العميق أو الدونى (Sub-cooling).

ويمكن رسم دورة التبريد البسيطة التي يخرج غاز وسيط التبريد من المبخر غاز جاف مشبع ومن المكثف سائل مشبع (الدورة 1-2-3-4-1) وبزيادة قيمة التبريد العميق أو التبريد الدونى بعد المكثف (الدورة 1-2-3¹-4¹-1) كما هو موضح بالشكل (3-4) .

من الشكل (3-4) نلاحظ بوضوح أن التأثير التبريدى للمبخر في الدورة البسيطة هو $R.E = i_1 - i_4$ أقل من التأثير التبريدى للمبخر في حالة التبريد العميق $R.E = i_1 - i_{4_1}$ ، ولأن شغل إجراء الانضغاط ثابت فإن معامل الأداء لدورة التبريد يتحسن، ويمكن توضيح تأثير التبريد العميق أو التبريد الدونى (Sub-cooling) على أداء دورة التبريد بالمثال العددي الآتى.

كما هو موضح بالشكل (٣-٤) ، فإذا كانت درجة حرارة التبخير هي 265 K ودرجة حرارة التكثيف هي 310 K وتم عمل تبريد عميق (Sub-cooling) بمقدار 10 K ، فإذا كان وسيط التبريد هو R - 12 ، فإن التحسن في أداء دورة التبريد يكون كالآتي :

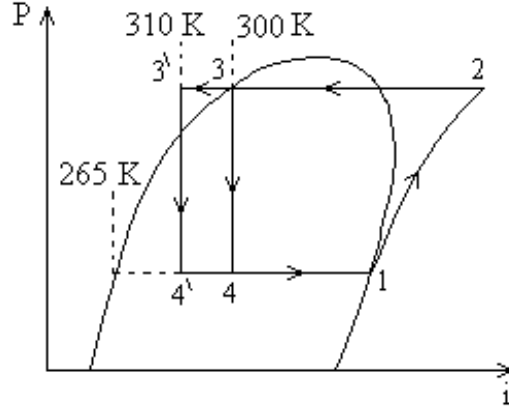


Fig. 3-4 Effect of sub-cooling on the performance of refrigeration cycle.

From $P - h$ chart of R - 12,

$$T_e = 265\text{ K} \quad T_c = 310\text{ K} \quad p_c = 9\text{ bar}$$

$$i_1 = 568\text{ kJ/kg} \quad \rho_1 = 14\text{ kg/m}^3 \quad p_1 = 2.4\text{ bar}$$

$$i_2 = 592 \quad \text{“}$$

$$i_3 = i_4 = 455 \quad \text{“}$$

$$i_{3'} = i_{4'} = 446 \quad \text{“}$$

١ - تأثير التبريد العميق على معدل مرور وسيط التبريد لكل طن تبريد

نجد أنه بزيادة التأثير التبريدى للمبخر فإن معدل مرور وسيط التبريد فى الدقيقة يقل

كما يلى:

Simple cycle:

$$R.E = i_1 - i_4 = 568 - 455 = 113 \quad kJ/kg$$

$$\dot{m} = \frac{R.C}{R.E} = \frac{1 \times 3.5}{113} = 0.03097 \quad kg/s = 1.858 \quad kg/min$$

Sub-cooling cycle:

$$R.E = i_1 - i_{4\prime} = 568 - 446 = 122 \quad kJ/kg$$

$$\dot{m} = \frac{R.C}{R.E} = \frac{1 \times 3.5}{122} = 0.02869 \quad kg/s = 1.721 \quad kg/min$$

٢- تأثير التبريد العميق على الإزاحة الحجمية للضاغط لكل طن تبريد

نلاحظ من الشكل (٣-٤) أن نقطة بداية السحب لإجراء الانضغاط لا تتغير فى حالة الدورة البسيطة أو عمل تبريد عميق أو دونى لوسيط التبريد بعد حالة التشبع. أى أن الحجم النوعى لغاز وسيط التبريد لا يتغير وعليه فإن الإزاحة الحجمية تتناسب مع معدل مرور وسيط التبريد لكل طن تبريد. وإذا فرض أن الكفاءة الحجمية لإجراء الانضغاط ثابتة لا تتغير وهى % 91.12 فإن :

Simple cycle:

$$P.D = \frac{\dot{m} \times v_s}{\eta_v} = \frac{\dot{m}}{\eta_v \times \rho_s} = \frac{1.858}{0.9112 \times 14} = 0.14565 \quad m^3 / \text{min}$$

Sub-cooling cycle:

$$P.D = \frac{\dot{m} \times v_s}{\eta_v} = \frac{\dot{m}}{\eta_v \times \rho_s} = \frac{1.721}{0.9112 \times 14} = 0.13491 \quad m^3 / \text{min}$$

٣- تأثير التبريد العميق أو الدوني على قدرة الضاغط لكل طن تبريد

نلاحظ من الشكل (٣-٤) ، أن شغل إجراء الانضغاط لا يتغير وعلى ذلك فإن قدرة الضاغط لكل طن تبريد تتناسب مع معدل مرور وسيط التبريد في الدائرة، فإذا فرض أن الكفاءة الميكانيكية للضاغط هي 85 % فإن،

Simple cycle:

$$Power = \frac{\dot{m} \times (i_2 - i_1)}{\eta_m} = \frac{0.03097 \times (592 - 568)}{0.85} = 0.875 \quad kW$$

Sub-cooling cycle:

$$Power = \frac{\dot{m} \times (i_2 - i_1)}{\eta_m} = \frac{0.02868(592 - 568)}{0.85} = 0.809 \quad kW$$

٤- تأثير التبريد العميق أو الدونى على معامل الأداء لدورة التبريد

نلاحظ من الشكل (٣-٤) ، أن شغل إجراء الانضغاط ثابت فى الدورة البسيطة والدورة التى بها تبريد دونى، ولكن التأثير التبريدى للمبخر للدورة البسيطة أقل من الدورة التى بها تبريد دونى، وعليه فإن معامل الأداء يكون أفضل فى الدورة التى بها تبريد دونى كما يلى:

Simple cycle:

$$C.O.P = \frac{i_1 - i_4}{i_2 - i_1} = \frac{568 - 455}{592 - 568} = 4.708$$

Sub-cooling cycle:

$$C.O.P = \frac{i_1 - i_{4\backslash}}{i_2 - i_1} = \frac{568 - 446}{592 - 568} = 5.083$$

The percentage increase in C.O.P is:

$$\begin{aligned} \text{Percent of increase} &= \frac{C.O.P_{\text{with subcooling}} - C.O.P_{\text{without subcooling}}}{C.O.P_{\text{without subcooling}}} \\ &= \frac{5.083 - 4.708}{4.708} \times 100 = 7.97\% \end{aligned}$$

يتضح مما سبق أنه بخفض درجة حرارة وسيط التبريد $10^\circ C$ تحت درجة حرارة التشبع (*Sub-cooling*) المقابلة لضغط التكثيف يزيد التأثير التبريدي على المبخر ويقل معدل مرور وسيط التبريد في الدائرة لكل طن تبريد. وتقل أيضا القدرة اللازمة للضاغط لكل طن تبريد ويتحسن معامل الأداء.

التحميص المفيد لغاز وسيط التبريد داخل المبخر

Useful super-heating

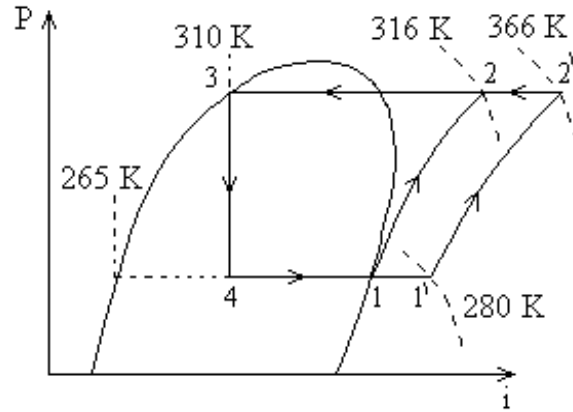


Fig. 3-5 Effect of useful super-heating.

فى دورة التبريد البسيطة يخرج وسيط التبريد من المبخر غاز جاف مشبع ويدخل إجراء السحب فى الضاغط عند هذه الظروف، وفى التطبيق العملى فى الثلجات المنزلية ودورات التبريد المختلفة يستمر غاز وسيط التبريد فى امتصاص الحرارة من حيز المبخر وترتفع درجة حرارته إلى درجة أعلى من درجة حرارة التشبع المقابلة لضغط المبخر، وفى هذه الحالة يسمى وسيط التبريد غاز محمص والحرارة التى امتصها وسيط التبريد من حيز المبخر تسببت فى زيادة التأثير التبريدى للمبخر ويصبح تحميص وسيط التبريد تحميص مفيد (Useful super-heating)، والشكل (٣-٥) يبين تأثير تحميص غاز وسيط التبريد على أداء دورة التبريد . ويمكن توضيح تأثير تحميص غاز وسيط التبريد داخل المبخر على أداء دورة التبريد بالمثال العدى الآتى ، وكما هو موضح بالشكل (٣-٥) ، فإذا كانت درجة حرارة التبخير هى 265 K ودرجة حرارة التكثيف هى 310 K وتم عمل تحميص لغاز التبريد بمقدار 15 K داخل المبخر، فإذا كان وسيط التبريد هو $R - 12$ ، فإن تأثير التحميص هو:

From P - i chart of R - 12,

$$T_e = 265\text{ K} \quad T_c = 310\text{ K} \quad p_c = 9\text{ bar}$$

$$i_1 = 568\text{ kJ/kg} \quad \rho_1 = 14\text{ kg/m}^3 \quad p_1 = P_e = 2.4\text{ bar}$$

$$i_2 = 592 \quad " \quad T_2 = 316\text{ K}$$

$$i_3 = i_4 = 455 \quad "$$

$$i_{1\lambda} = 578 \quad " \quad \rho_{1\lambda} = 13\text{ kg/m}^3$$

$$i_{2\lambda} = 606 \quad " \quad T_{2\lambda} = 336\text{ K}$$

١- تأثير تحميص غاز وسيط التبريد على معدل مرور وسيط التبريد لكل طن

تبريد

نجد أنه بتحميص غاز وسيط التبريد داخل المبخر فإن التأثير التبريدي يزيد وكذلك معدل مرور وسيط التبريد في الدقيقة لكل طن تبريد يقل كما يلي:

Simple cycle:

$$R.E = i_1 - i_4 = 568 - 455 = 113 \quad kJ/kg$$

$$\dot{m} = \frac{R.C}{R.E} = \frac{1 \times 3.5}{113} = 0.03097 \quad kg/s = 1.858 \quad kg/min$$

Super -heating cycle:

$$R.E = i_{1'} - i_4 = 578 - 455 = 123 \quad kJ/kg$$

$$\dot{m} = \frac{R.C}{R.E} = \frac{1 \times 3.5}{123} = 0.02846 \quad kg/s = 1.707 \quad kg/min$$

٢- تأثير تحميص غاز وسيط التبريد على الإزاحة الحجمية للضاغط لكل طن

تبريد

نلاحظ من الشكل (٣-٥) ، أن نقطة بداية السحب لإجراء الانضغاط تتغير في حالة الدورة البسيطة من غاز جاف مشبع إلى غاز محمص لوسيط التبريد. أي أن الحجم النوعي لغاز وسيط التبريد يزداد بتحميص غاز وسيط التبريد. وعليه فإن الإزاحة الحجمية تتناسب مع

معدل مرور وسيط التبريد لكل طن تبريد. ولذلك تقل الإزاحة الحجمية للضاغط لكل طن تبريد. وإذا فرض أن الكفاءة الحجمية لإجراء الانضغاط هي % 91.12 فإن :

Simple cycle:

$$P.D = \frac{\dot{m} \times v_s}{\eta_v} = \frac{\dot{m}}{\eta_v \times \rho_s} = \frac{1.858}{0.9112 \times 14} = 0.14565 \quad m^3 / \text{min}$$

Super-heating cycle:

$$P.D = \frac{\dot{m} \times v_s}{\eta_v} = \frac{\dot{m}}{\eta_v \times \rho_s} = \frac{1.707}{0.9112 \times 13} = 0.1441 \quad m^3 / \text{min}$$

٣- تأثير تحميل غاز وسيط التبريد على قدرة الضاغط لكل طن تبريد

نلاحظ من الشكل ٣-٥ أن شغل إجراء الانضغاط يزداد. وعليه فإن قدرة الضاغط لكل طن تبريد تتناسب مع نقصان معدل مرور وسيط التبريد فى الدائرة وزيادة شغل إجراء الانضغاط. ومن ثم نجد أن قدرة الضاغط لكل طن تبريد تزداد، وإذا فرض أن الكفاءة الميكانيكية للضاغط هي % 85 فإن:

Simple cycle:

$$W.D = i_2 - i_1 = 592 - 568 = 24 \quad kJ / kg$$

$$Power = \frac{\dot{m} \times (i_2 - i_1)}{\eta_m} = \frac{0.03097 \times (592 - 568)}{0.85} = 0.875 \quad kW$$

Super-heating cycle:

$$W.D = i_{2\downarrow} - i_{1\downarrow} = 606 - 578 = 28 \quad kJ / kg$$

$$Power = \frac{\dot{m} \times (i_{2\downarrow} - i_{1\downarrow})}{\eta_m} = \frac{0.02846 \times (606 - 578)}{0.85} = 0.937 \quad kW$$

٤ - تأثير تحميل غاز وسيط التبريد على معامل الأداء لدورة التبريد

نلاحظ من الشكل (٣-٥) ، أن شغل إجراء الانضغاط في الدورة البسيطة أقل منه في الدورة التي بها تحميل غاز وسيط التبريد. ولكن التأثير التبريدي للمبخر للدورة البسيطة أقل من الدورة التي بها تحميل غاز وسيط التبريد داخل المبخر. وعليه فإن معامل الأداء يقل للدورة التي بها تحميل غاز التبريد نظرا "لزيادة شغل إجراء الانضغاط، وأيضا" قيمة الزيادة في التأثير التبريدي للمبخر تكون أقل من الزيادة في شغل إجراء الانضغاط فيتناقص معامل الأداء لدورة التبريد نتيجة تحميل غاز وسيط التبريد كما يلي:

Simple cycle:

$$C.O.P = \frac{i_1 - i_4}{i_2 - i_1} = \frac{568 - 455}{592 - 568} = 4.708$$

Super-heating cycle:

$$C.O.P = \frac{i_{1\lambda} - i_4}{i_{2\lambda} - i_{1\lambda}} = \frac{578 - 455}{606 - 578} = 4.393$$

The percentage decrease in C.O.P is:

$$\text{Percent of decrease} = \frac{4.708 - 4.393}{4.708} \times 100 = 6.69 \%$$

ويتضح مما سبق أنه بتحميم غاز وسيط التبريد $15^\circ C$ فوق درجة حرارة التشبع المقابلة لضغط التبخير، يزيد التأثير التبريدي على المبخر ويقل معدل مرور وسيط التبريد فى الدائرة لكل طن تبريد، ويزيد شغل إجراء الانضغاط، وتزيد القدرة اللازمة للضاغط لكل طن تبريد ويقل معامل الأداء.

٥ - تأثير تحميم غاز وسيط التبريد على أداء المكثف

نلاحظ من الشكل (٣-٥) ، أن فارق الانتالبيا النوعية فى إجراء التكتيف فى الدورة البسيطة أقل منه فى الدورة التى بها تحميم لغاز وسيط التبريد، ولكن معدل مرور وسيط التبريد لكل طن تبريد فى الدورة البسيطة أكبر من الدورة التى بها تحميم لغاز وسيط التبريد، وعليه فإن الحمل الحرارى للمكثف يزيد للدورة التى بها تحميم لغاز التبريد نظرا " لزيادة الانتالبيا النوعية فى إجراء التكتيف، وأيضا" قيمة النقصان فى معدل مرور وسيط التبريد لكل طن تبريد أقل من الزيادة فى قيمة فارق الانتالبيا النوعية لإجراء التكتيف، ولذلك يزيد الحمل الحرارى للمكثف بزيادة تحميم غاز وسيط التبريد كما يلى:

Simple cycle:

$$q_c = i_2 - i_4 = 592 - 455 = 137 \quad kJ/kg$$

$$Q_c = \dot{m} \times q_c = 0.03097 \times 137 = 4.243 \quad kW$$

Super -heating cycle:

$$q_c = i_{2\prime} - i_4 = 606 - 455 = 151 \quad kJ/kg$$

$$Q_c = \dot{m} \times q_c = 0.02846 \times 151 = 4.297 \quad kW$$

نلاحظ أن الحمل الحرارى على المكثف يزيد بزيادة درجة تحميص غاز وسيط التبريد ويتبع ذلك زيادة فى كمية المياه المستخدمة فى تبريد المكثف، وأيضاً "مساحة سطح انتقال الحرارة بين وسيط التبريد ومياه التبريد تزيد ويتبع ذلك زيادة حجم المكثف.

التحميص الغير مفيد لغاز وسيط التبريد

Super-heating without useful cooling

نفرض أن غاز وسيط التبريد يخرج من المبخر بخار جاف مشبع ويتم تحميصه (تسخينه) إلى درجة حرارة أعلى من درجة حرارة التشبع خارج المبخر، ويحدث هذا نتيجة عدم عزل أنابيب السحب الواصلة بين المبخر والضاغط بعازل حرارى جيد، فنجد أن التأثير التبريدى للمبخر يظل ثابت وكذلك معدل مرور وسيط التبريد لكل طن تبريد يظل أيضاً ثابت، والحجم النوعى لوسيط التبريد فى بداية شوط الانضغاط يكون أكبر نتيجة التحميص لغاز وسيط التبريد ويتبعه زيادة الإزاحة الحجمية للضاغط، وكذلك زيادة قدرة الضاغط وزيادة الحمل

الحرارى على المكثف وانخفاض معامل الأداء لدورة التبريد، والفائدة الوحيدة من عمل تحميمى لغاز وسيط التبريد خارج المبخر هو ضمان تبخير وسيط التبريد بالكامل قبل أن يصل إلى الضاغط وعدم وصول أى من قطرات سائل وسيط التبريد إلى الضاغط، وهذا بدوره يعطى الأمان الكامل من احتمالات تلف الضاغط وصمامات السحب والطرء نتيجة وصول بعض قطرات سائل وسيط التبريد أثناء السحب. ولذلك يجب عزل أنابيب خط السحب جيداً بعازل حرارى مع ترك حوالى ٣٠ سم قبل الدخول للضاغط بدون عازل حرارى حتى يتم تحميمى غاز التبريد بمقدار قليل قبل الدخول إلى الضاغط حتى لا يحدث نقصان محسوس لمعامل أداء دورة التبريد، ويمكن الإحساس بقيمة التحميمى لغاز التبريد من ملاحظة خط السحب وهل يتكون عليه طبقة تلج خفيفة أو ماء.

دورة تبريد انضغاطية مع مبادل حرارى

Liquid suction heat exchanger

أحد الطرق المستخدمة لتبريد سائل وسيط التبريد بعد المكثف هو استخدام مبادل حرارى يمتص حرارة من خط السائل الأعلى فى درجة الحرارة ويطردها إلى خط غاز السحب بعد المبخر الأقل فى درجة الحرارة، ويسمى هذا المبادل الحرارى (Subcooler - superheater exchanger) كما هو مبين فى شكل (٦-٣).

فى شكل (٦-٣) ، نجد أن الغاز البارد الخارج من المبخر يدخل المبادل الحرارى فى اتجاه معاكس لدخول سائل وسيط التبريد الخارج من المكثف، فيسخن غاز وسيط التبريد البارد فى خط السحب ويبرد سائل وسيط التبريد الخارج من المكثف إلى درجة حرارة أقل من درجة حرارة التشبع المقابلة لضغط التكثيف، ويفرض أن الحرارة المنتقلة من خط السائل إلى خط الغاز متساوية أى لا توجد أية مفاوئد حرارية، أى أن عملية انتقال الحرارة تمت فقط بين غاز خط

السحب والسائل الخارج من المكثف. وإذا كان معدل مرور وسيط التبريد ثابت في خط السحب وخط السائل، فإن الاتزان الحراري للمبادل يكون بمساواة كمية الحرارة الممتصة بواسطة الغاز في خط السحب وكمية الحرارة المطرودة من السائل في خط السائل كالتالي:

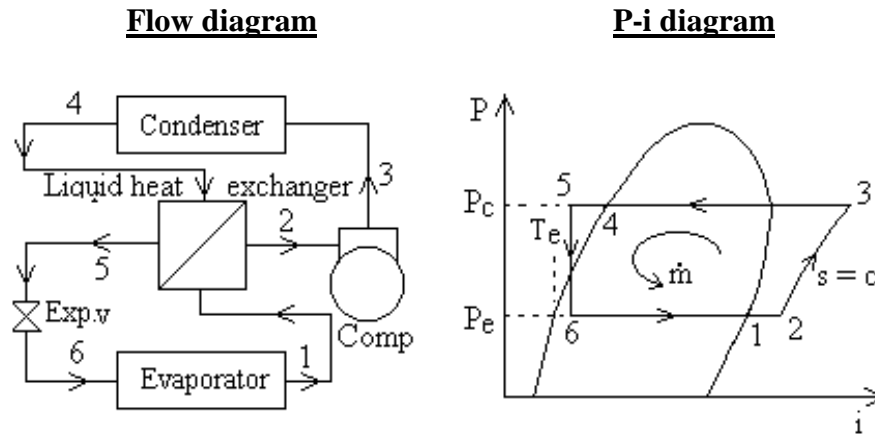


Fig. 3-6 Effect of liquid heat exchanger.

$$\dot{m}(i_2 - i_1) = \dot{m}(i_4 - i_5)$$

$$i_2 = (i_4 - i_5) + i_1$$

where,

لأنه عادة" فى التطبيقات العملية يتم تحديد درجة حرارة التبريد العميق أو التبريد الدونى (Sub-cooling temperature) والمطلوب هو تحديد حالة غاز وسيط التبريد بعد خروجه من المبادل الحرارى.

مثال ٣-٢

دورة تبريد انضغاطية بسعة $T.R = 70$ مشحونة بوسيط تبريد $R-12$ درجة حرارة التكثيف $37^\circ C$ ودرجة حرارة التبخير $-18^\circ C$ ، إجراء الانضغاط يتم بثبوت الانستروبي. وسيط التبريد يخرج من المبخر غاز جاف مشبع ويخرج من المكثف سائل مشبع. أحسب الآتى إذا تم عمل تبريد بمقدار $10^\circ C$ لسائل وسيط التبريد بعد المكثف ($Sub-cooling$) فى مبادل حرارى مع غاز خط السحب.

- ١- التأثير التبريدى، $R.E$.
- ٢- معدل مرور وسيط التبريد فى الدقيقة .
- ٣- الكفاءة الحجمية إذا كانت $C = 3\%$.
- ٤- الإزاحة الحجمية فى الدقيقة.
- ٥- شغل إجراء الإنضغاط.
- ٦- قدرة الضاغط إذا كانت الكفاءة الميكانيكية 78% .
- ٧- معامل الأداء .

Data: $R - 12, R.C = 70 T.R, T_e = 255 K, T_c = 310 K$

$$\Delta t_{sub} = 10^\circ C, C = 3\%, \eta_m = 78\%$$

Required: 1- Refrigerating effect, $R.E$.

2- Refrigerant mass flow rate, kg/min .

3- Piston displacement, $P.D$.

4- Work done.

5- Power. 6- C.O.P .

Solution:

Flow diagram and p - i diagram as Fig. 3-6

From P - i chart of R - 12,

$$T_e = 255 \text{ K} \quad T_c = 310 \text{ K} \quad p_c = 9 \text{ bar}$$

$$i_1 = 564 \text{ kJ/kg} \quad p_1 = p_2 = 1.6 \text{ bar}$$

$$i_4 = 455 \quad \text{“}$$

$$i_5 = 445 \quad \text{“}$$

Heat balance of liquid suction heat exchanger:

$$i_2 - i_1 = i_4 - i_5$$

$$i_2 = (i_4 - i_5) + i_1 = (455 - 445) + 564 = 574 \text{ kJ/kg}$$

$$i_3 = 609 \text{ kJ/kg}$$

$$\rho_2 = 9.1 \text{ kg/m}^3$$

Refrigerant mass flow rate:

$$R.E = i_1 - i_6 = 564 - 445 = 119 \quad \text{kJ / kg}$$

$$R.C = \dot{m} \times (i_1 - i_6)$$

$$\dot{m} = \frac{70 \times 3.5}{119} = 2.0588 \quad \text{kg / s}$$

$$= 2.0588 \times 60 = 123.5294 \quad \text{kg / min}$$

$$\eta_v = 1 + C - C \left(\frac{p_d}{p_s} \right)^{\frac{1}{k}}$$

$$= 1 + 0.03 - 0.03 \times \left(\frac{9}{1.6} \right)^{\frac{1}{1.13}} = 89.17\%$$

Piston displacement and compressor power:

$$P.D = \frac{\dot{m}}{\eta_v \times \rho_s} = \frac{123.5294}{0.89166 \times 9.1} = 15.224 \quad \text{m}^3 / \text{min}$$

$$W.D = i_3 - i_2 = 609 - 574 = 35 \quad \text{kJ / kg}$$

$$\text{Power} = \frac{\dot{m} \times W.D}{\eta_m} = \frac{2.0588 \times 35}{0.78} = 92.383 \quad \text{kW}$$

$$C.O.P = \frac{R.C}{\text{power}} = \frac{70 \times 3.5}{92.383} = 2.652$$

(Multi-stage compression) الأنضغاط متعدد المراحل

من المعروف جيدا" أن معظم تكلفة تشغيل أى نظام تبريد تتمثل فى تكلفة الشغل الميكانيكى المبذول على غاز وسيط التبريد فى شوط الانضغاط لرفع ضغط غاز التبريد من ضغط المبخر إلى ضغط المكثف وعمل سريان لوسيط التبريد خلال الدورة، فإذا تم تخفيض القدرة المستهلكة لكل طن تبريد منتج من وحدة التبريد فإن هذا يعتبر توفير فى تكلفة التشغيل وتحسين فى أداء دورة التبريد. وأحد الطرق لتقليل الشغل الميكانيكى هو الإنضغاط متعدد المراحل ويستخدم فى دوائر التبريد البسيطة ذات درجات الحرارة المنخفضة للمبخر وذلك لتقليل شغل إجراء الإنضغاط وزيادة معامل الأداء ، وأيضا" لزيادة الكفاءة الحجمية للضاغط وتقليل درجة حرارة غاز التبريد فى نهاية شوط الإنضغاط. ولتطبيق الإنضغاط متعدد المراحل يلزم عمل تبريد لغاز وسيط التبريد بين كل مرحلتين ، وقد وجد أن الإنضغاط متعدد المراحل ذو التبريد البينى (Inter-cooling) يكون مفيد جدا" واقتصاديا" فى دورات التبريد الكبيرة التى لها نسبة إنضغاط مرتفعة والتى تتضمن إما انخفاض درجة حرارة التبخير أو ارتفاع ضغط التكثيف.

الإنضغاط على مرحلتين ذو تبريد بينى

Two stages of compression with water inter-cooler

لعمل انضغاط على مرحلتين باستخدام ضاغطين يلزم عمل تبريد بينهما كما هو موضح فى شكل (٣-٧) ، فالغاز الخارج من الضاغط الأول بالحالة ٢ يدخل المبرد البينى وهو عادتا" يستخدم ماء لتبريد الغاز المحمص بثبوت الضغط إلى درجة حرارة أقل ثم يدخل إلى الضاغط الثانى بالحالة ٣ ويخرج غاز محمص عند الحالة ٤ ثم يدخل إلى المكثف ، ومن الشكل (٣-٧) لو أن الإنضغاط تم على مرحلة واحدة كما هو مبين فى الإجراء ١-٢ ، فإن الشغل الإنضغاط يكون :

$$W.D_{1-2} = i_{2'} - i_1$$

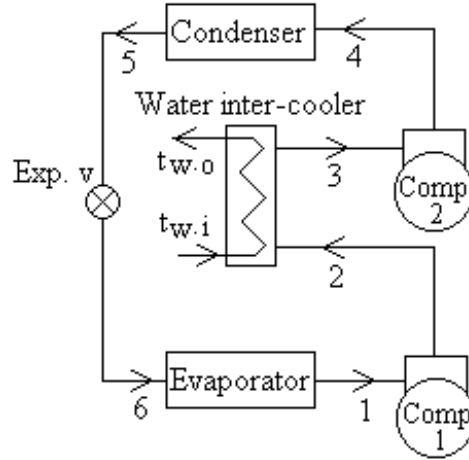
أما إذا تم الإنضغاط على مرحلتين فإن شغل الإنضغاط يكون:

ومن القيم العددية للإنتالبيا فإن شغل الإنضغاط على مرحلتين أقل من شغل الإنضغاط

$$W.D_{1-2} + W.D_{3-4} = (i_2 - i_1) + (i_4 - i_3)$$

على مرحلة واحدة ، وأيضا" نجد أن الحمل الحرارى على المكثف يقل بقيمة الفارق فى الإنتالبيا من النقطة 2^ا إلى النقطة 4 .

Flow diagram of two stage compressions with water inter-



cooler.

P-i diagram.

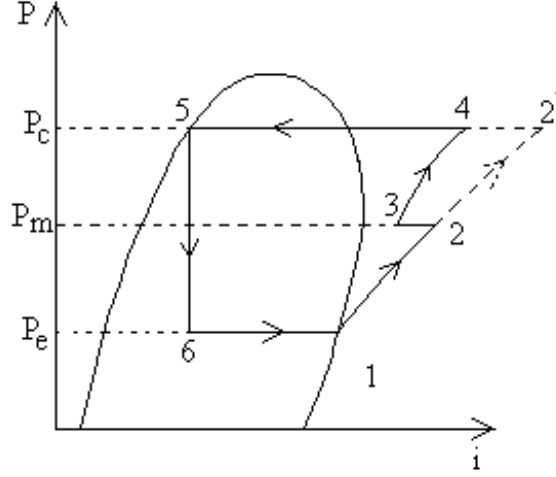


Fig. 3-7 two stages of compression with water inter-cooling.

مثال ٣-٣

دورة تبريد إنضغاطية بسيطة تعمل بالأمونيا NH_3 ، تتكون من مبخر ومكثف وصمام تمدد وضاعتين بينهما مبرد ماء لغاز وسيط التبريد المحمص ، ضغط المبخر 1 bar ، وضغط المكثف 15 bar ، يخرج وسيط التبريد من المبخر بخار جاف مشبع ثم يضغط بثبوت الأنتروبي في الضاغط الأول حتى ضغط 4 bar بكفاءة ميكانيكية 75 % ، ثم يدخل مبرد الماء وتنخفض درجة حرارته بثبوت الضغط حتى درجة حرارة $27^\circ C$ ، ثم يدخل إلى الضاغط الثاني بكفاءة ميكانيكية 85 % ، فإذا كانت سعة التبريد هي 125 T.R ، أحسب الآتي:

١ - القدرة المطلوبة بوحدة kW . ٢ - الحمل الحرارى على المكثف.

٣ - معدل مرور الماء فى المكثف ومبرد الماء البينى إذا كان الارتفاع فى درجة

حرارة دخول وخروج الماء يعادل $10^\circ C$.

٤ - معامل الأداء والكفاءة النسبية.

ثم قارن النتائج السابقة إذا تم عمل إنضغاط مرحلة واحدة بكفاءة ميكانيكية % 80.

Data: NH_3 , $P_e = 1 \text{ bar}$, $P_c = 15 \text{ bar}$, $P_1 = 4 \text{ bar}$, $R.C = 125 \text{ T.R}$

$S = c$ in two stages compression, $T_3 = 27 + 273 = 300 \text{ K}$.

$\eta_{m1} = 75 \%$, $\eta_{m2} = 85 \%$.

Required: 1 – Power, kW.

2 – Q_c .

3 – water flow rate in water inter-cooler and condenser.

4 – C.O.P.

Solution.

في حالة الإنضغاط على مرحلتين كما هو مبين في شكل (٣-٧) ، P-i diagram ،
ومن خريطة الأمونيا نجد أن:

Two stages of compression:

$$i_1 = 475 \text{ kJ/kg} \quad T_1 = T_e = -34^\circ\text{C}.$$

$$i_2 = 680 \quad “ \quad T_2 = 60^\circ\text{C}.$$

$$i_3 = 610 \quad “ \quad T_3 = 27^\circ\text{C}.$$

$$i_4 = 762 \quad " \quad T_4 = 127^\circ\text{C}.$$

$$i_5 = i_6 = -570 \quad " \quad T_c = 37^\circ\text{C}.$$

Refrigerant mass flow rate:

$$\dot{m} = \frac{R.C}{i_1 - i_6} = \frac{125 \times 3.5}{475 - (-570)} = 0.4187 \quad \text{kg / s}$$

Compressor power:

نجد أن القدرة المطلوبة لدائرة التبريد هي مجموع قدرة الضاغط ذو الضغط المنخفض و قدرة الضاغط ذو الضغط المرتفع.

$$Power = Power_{1-2} + Power_{3-4}$$

$$Q_c = \dot{m} \times \frac{\dot{m} \times (i_2 - i_1)}{\eta_{m1}} + \dot{m} \times \frac{\dot{m} \times (i_4 - i_3)}{\eta_{m2}}$$

$$= 557.708 \quad \text{kW}$$

$$\dot{m}_{w.c} = \frac{Q_c}{C_{pw}(t_{w.i} - t_{w.o})} = \frac{557.708}{4.18 \times 10} = 133.342 \quad \text{kg / s}$$

$$\dot{m}_{w.int} = \frac{\dot{m}(i_2 - i_3)}{C_{pw}(t_{w.i} - t_{w.o})}$$

$$= \frac{0.4187 \times (680 - 610)}{4.18 \times 10} = 0.701 \quad \text{kg / s}$$

Condenser thermal load:

Coefficient of performance and relative efficiency:

$$C.O.P = \frac{R.C}{Power} = \frac{125 \times 3.5}{189.318} = 2.311$$

$$C.O.P_{car} = \frac{T_L}{T_H - T_L} = \frac{239}{310 - 239} = 3.366$$

$$\eta_R = \frac{C.O.P}{C.O.P_{car}} = \frac{2.311}{3.366} = 68.65 \%$$

أما في حالة الإنضغاط على مرحلة واحدة بكفاءة ميكانيكية للضاغط 80 % فإن نقطة خروج الغاز المحمص من الضاغط هي ١٢ :

One stage of compression:

$$i_{2'} = 900 \text{ kJ/kg}$$

Compressor power:

$$\begin{aligned} Power &= Power_{1-2'} \\ &= \frac{\dot{m} \times (i_{2'} - i_1)}{\eta_m} \\ &= 0.4187 \times \left(\frac{900 - 475}{0.8} \right) = 222.434 \text{ kW} \end{aligned}$$

Condenser thermal load:

$$Q_c = \dot{m} \times (i_2 - i_5) = 0.4187 \times (900 - (-570)) \\ = 615.489 \text{ kW}$$

$$\dot{m}_{w.c} = \frac{Q_c}{C_{pw} (t_{w.i} - t_{w.o})} \\ = \frac{615.489}{4.18 \times 10} = 14.721 \text{ kg / s}$$

Coefficient of performance and relative efficiency:

$$C.O.P = \frac{R.C}{Power} = \frac{125 \times 3.5}{222.434} = 1.967$$

$$\eta_R = \frac{C.O.P}{C.O.P_{car}} = \frac{1.967}{3.366} = 58.43\%$$

وبوضع النتائج السابقة في جدول كالآتي يمكن عمل المقارنة بسهولة:

	<i>with inter-cooler</i>	<i>Without inter-cooler</i>
<i>Power, kW</i>	189.318	222.434
<i>T_d, °C</i>	127	177
<i>Q_c, kW</i>	557.708	615.489
<i>C.O.P</i>	2.311	1.967
<i>η_R</i>	68.65	58.43

فمن الملاحظ أن القدرة اللازمة لإجراء الإنضغاط قد نقصت باستخدام ضاغطين بينهما مبرد بينى يعمل بالماء، وأيضا" حمل المكثف قد نقص وكذلك درجة حرارة الطرد قد نقصت ، ونقصان درجة حرارة الطرد مهم جدا" لاتزان وسيط التبريد فى الدائرة حتى يكون وسيط التبريد بعيدا" عن درجة الحرارة الحرجة التى عندها يتحلل مركب التبريد إلى عناصره الأصلية، ونقصان درجة حرارة الطرد للغاز المحمص يقلل الحمل الحرارى على المكثف والذى بدوره يقلل المساحة السطحية الجافة من المكثف اللازمة لتحويل الغاز المحمص إلى غاز جاف مشبع فهذا يؤدي إلى تقليل حجم المكثف اللازم لإتمام عملية تكثيف وسيط التبريد وتحويله إلى سائل مشبع، وأيضا" من مميزات إتمام إجراء الإنضغاط على مرحلتين تحسين معامل الأداء بسبب نقصان القدرة المطلوبة لكل طن تبريد وأيضا" تحسين الكفاءة النسبية لوحد التبريد.

دورة التبريد الانضغاطية الفعلية

Actual compression refrigeration cycle

دورة التبريد الانضغاطية الفعلية يحدث فيها هبوط الضغط خلال سريان مركب التبريد فى المبخر والمكثف والأنابيب والصمامات نتيجة الاحتكاك الداخلى بين جزيئات مركب التبريد والاحتكاك بين جزيئات مركب التبريد والأسطح المعدنية لأنابيب السريان ، والشكل (٣-٨) يبين دورة تبريد انضغاطية بسيطة والدورة الفعلية نتيجة الهبوط فى الضغط.

السحب ورأس أسطوانة الضاغط فإن غاز التبريد يحدث له هبوط آخر في الضغط وتسخين قليل من رأس أسطوانة الضاغط ويبدأ إجراء الإنضغاط عند النقطة ¹ ، ثم يبذل الضاغط شغل على غاز التبريد ويخرج غاز محمص عند النقطة ² ، ثم يحدث هبوط في الضغط نتيجة خروج غاز التبريد من صمام الطرد ويخرج غاز محمص إلى خط الطرد والمكثف عند النقطة ² ، ثم يدخل غاز التبريد المحمص إلى المكثف فيفقد حرارة التحميص والحرارة الكامنة ويحدث له هبوط في الضغط ويخرج سائل مشبع عند النقطة ³ ، ثم يدخل سائل وسيط التبريد إلى مجمع السائل فيحدث له هبوط في الضغط وتبريد دوني نتيجة انتقال الحرارة إلى الوسط الخارجى أو نتيجة تبخير جزء من سائل التبريد نتيجة الهبوط في الضغط ويخرج سائل تحت درجة حرارة التشبع عند النقطة ³ ، ثم يدخل وسيط التبريد إلى الأنبوبة الشعيرية أو صمام التمدد ويخرج بخار رطب عند النقطة ⁴ ، ثم يدخل البخار الرطب إلى المبخر فيمتص الحرارة الكامنة من حيز المبخر أو من المنتجات المحفوظة في المبخر ويغلى سائل وسيط التبريد ويتحول إلى بخار جاف مشبع ويحدث له هبوط في الضغط ويخرج عند النقطة ¹ ثم يمر فى خط السحب ثم إلى الضاغط.

ويجب الانتباه إلى أن الهبوط في الضغط موجود فى جميع أجزاء دورة التبريد بالإضافة إلى مقدار التحميص بعد المبخر أو التبريد الدونى بعد المكثف سواء" كان الإنضغاط على مرحلة واحدة أو متعدد المراحل ، وأن إجراء الانضغاط بثبوت الأنتروپى (Isentropic compression) أو بعدم ثبوت الأنتروپى (Polytropic compression).

مثال ٣-٤

دورة تبريد انضغاطية بسعة 5 T.R تعمل بوسيط تبريد فريون ١١ ، ضغط المبخر 1.3 bar ، يخرج غاز التبريد من المبخر بخار جاف مشبع، والمكثف تبريد ماء عند ضغط

تكتيف 7 bar ، فإذا كان إجراء الإنضغاط يتم بثبوت الأنتروبي بكفاءة ميكانيكية للضاغط 90 % مع حدوث هبوط في صمام السحب بمقدار 0.3 bar وصمام الطرد بمقدار 0.5 bar ، ونسبة خلوص 4 % ، وعدد اسطوانات الضاغط $Z = 2$ ونسبة المشوار إلى القطر $L/D = 1.15$ وعدد لفات 1500 r.p.m أحسب الآتي:

- ١ - قدرة الضاغط بوحدة kW .
- ٢ - حمل المكثف.
- ٣ - أبعاد الأسطوانة.
- ٣ - معامل الأداء والكفاءة النسبية.

Data: $R-11$, $R.C = 5 T.R$, $P_e = 1.3 \text{ bar}$, $\Delta P_s = 0.3 \text{ bar}$

$$P_c = 7 \text{ bar}, \Delta P_d = 0.5 \text{ bar}, \eta_m = 0.9, C = 4 \%$$

$$Z = 2, L/D = 1.15, N = 1500 \text{ r.p.m.}$$

- Required:** 1 - Power, 2 - Q_c ,
3 - L, D 4 - C.O.P and η_R .

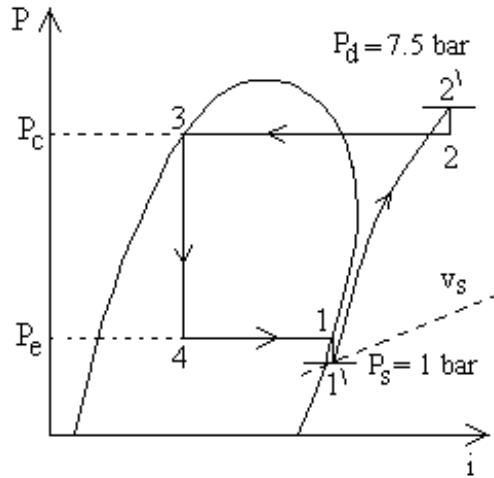
Solution

From P - i chart of R-11,

$$i_1 = i_{1\lambda} = 303 \text{ kJ/kg} \quad v_s = 180 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$i_2 = i_{2\lambda} = 342 \quad \text{“} \quad T_H = 365 \text{ k}$$

$$i_3 = i_4 = 180 \quad \text{“} \quad T_L = 296 \text{ k}$$



Refrigerant mass flow rate:

$$\dot{m} = \frac{R.C}{i_1 - i_4} = \frac{5 \times 3.5}{303 - 180} = 0.1423 \quad \text{kg / s}$$

Compressor power:

$$\begin{aligned} \text{Power} &= \frac{\dot{m} \times (i_2 - i_1)}{\eta_m} = \frac{0.1423 \times (342 - 303)}{0.9} \\ &= 6.165 \quad \text{kW} \end{aligned}$$

Condenser thermal load:

$$Q_c = \dot{m} \times (i_2 - i_3) = 0.1423 \times (342 - 180) = 23.05 \quad kW$$

Cylinder dimensions:

$$\eta_v = 1 + C - C \left(\frac{P_d}{P_s} \right)^{\frac{1}{k}} = 1 + 0.04 - 0.04 \times \left(\frac{7.5}{1} \right)^{\frac{1}{1.11}}$$

$$\eta_v = 79.43\%$$

$$P.D = \frac{\dot{m} \times v_s}{\eta_v} = \frac{0.1423 \times 60 \times 180}{0.7943} = 1934.836 \quad m^3 / \text{min}$$

$$P.D = \frac{\pi}{4} D^2 L Z N$$

$$1934.836 = \frac{\pi}{4} \times 1.15 \times D^3 \times 2 \times 1500$$

$$D = 89.38 \quad cm, \quad L = 102.79 \quad cm$$

Coefficient of performance and relative efficiency:

$$C.O.P = \frac{R.C}{Power} = \frac{5 \times 3.5}{6.165} = 2.839$$

$$C.O.P_{car} = \frac{T_L}{T_H - T_L} = \frac{296}{365 - 296} = 4.289$$

$$\eta_R = \frac{C.O.P}{C.O.P_{car}} = \frac{2.839}{4.289} = 66.18\%$$

على ضوء نتائج المثال السابق نجد أن وسيط التبريد R-11 حجمه النوعى كبير جدا" عند درجة حرارة وضغط الجو العادى ، ولذلك يحتاج إلى معدل إزاحة حجمية كبيرة فى وحدة الزمن ، ولهذا السبب فهو غير منتشر أو مستخدم بكثرة مثل وسائط التبريد الأخرى وأيضاً" الضاغط المناسب لظروف التطبيقات الخاصة لوسيط تبريد R-11 هو الضاغط الدوار أو الضاغط الطارد المركزى ويكون متعدد المراحل وعدد لفاته كبيرة جدا" وأيضاً" نسبة رفع الضغط تكون قليلة.

مثال ٣-٥

مخزن تبريد بسعة 80 T.R درجة حرارة التبخير 10°C ودرجة حرارة التكثيف 40°C ، وسيط التبريد NH_3 يخرج من المبخر بدرجة تحميص 8°C فوق درجة حرارة التشبع ، وسائل وسيط التبريد يدخل صمام التمدد عند درجة حرارة 32°C ، فإذا كان الضاغط ترددى بأربع أسطوانات أحادية الوجه والنسبة بين طول المشوار وقطر الأسطوانة 1.27 وعدد لفات 600 r.p.m ، فإذا كان إجراء الإنضغاط أديباتيكي بكفاءة ميكانيكية 80 % ونسبة خلوص 5 % وهبوط فى الضغط فى صمام السحب والطرء 0.5 bar لكلا" منهما ، فإذا علمت أن المكثف تبريد ماء والماء ترتفع درجة حرارته 8°C أثناء مروره فى المكثف ، أحسب الآتى:

- ١ - معدل مرور وسيط التبريد فى الدورة. ٢ - قدرة الضاغط.
- ٣ - أبعاد اسطوانة الضاغط. ٤ - كمية الماء لتبريد المكثف.
- ٥ - معامل الأداء والكفاءة النسبية.

Data: NH_3 , $R.C = 80 \text{ T.R}$, $T_e = -10^{\circ}\text{C}$, $T_c = 40^{\circ}\text{C}$,

$$\Delta t_{sup} = 8^\circ C, \Delta t_{sub} = 8^\circ C, Z = 4, L/D = 1.27,$$

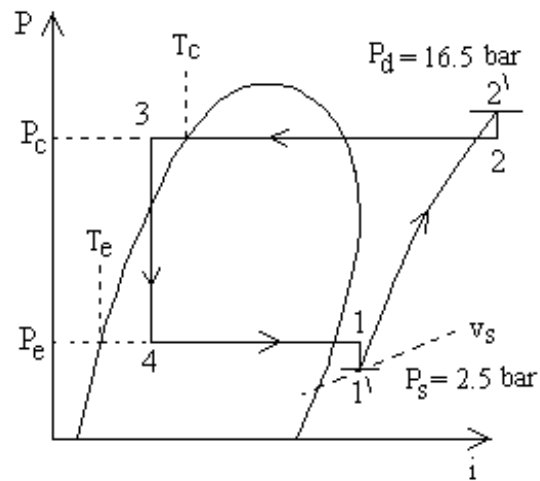
$$N = 600 \text{ r.p.m}, \Delta P_s = \Delta P_d = 0.5 \text{ bar}$$

$$\eta_m = 0.8, C = 5\%, \Delta t_w = 8^\circ C$$

- Required:**
- | | |
|-----------------------|----------------------|
| 1 – Mass flow rate. | 2 – Power. |
| 3 – L, D. | 4 – Water flow rate. |
| 5 – C.O.P, η_R . | |

Solution.

From *P - i* chart of NH_3 ,



$$i_1 = i_{1'} = 560 \text{ kJ/kg}$$

$$\rho_s = 1.9 \text{ kg/m}^3.$$

$$i_2 = i_{2\lambda} = 802 \quad \text{“} \quad v_s = 1/1.9 = 0.526 \text{ m}^3/\text{kg}.$$

$$i_3 = i_4 = -610 \quad \text{“}$$

$$P_e = 3 \text{ bar} \quad P_c = 16 \text{ bar}.$$

Refrigerant mass flow rate:

$$\dot{m} = \frac{R.C}{i_1 - i_4} = \frac{80 \times 3.5}{560 - (-610)} = 0.2393 \quad \text{kg / s}$$

Compressor power:

$$\text{Power} = \frac{\dot{m} \times (i_2 - i_1)}{\eta_m} = \frac{0.2393 \times (802 - 560)}{0.8}$$

$$= 72.393 \quad \text{kW}$$

Condenser thermal load:

$$Q_c = \dot{m} \times (i_2 - i_3) = 0.2393 \times (802 - (-610)) = 337.915 \quad \text{kW}$$

$$\dot{m}_{w.c} = \frac{Q_c}{C_{pw}(t_{w.i} - t_{w.o})} = \frac{337.915}{4.18 \times 8} = 10.105 \quad \text{kg / s}$$

$$\dot{Q}_w = \frac{\dot{m}_w}{\rho_w} = \frac{10.105 \times 60}{1000} = 0.6063 \quad \text{m}^3 / \text{min}$$

Cylinder dimensions:

$$\eta_v = 1 + C - C \left(\frac{P_d}{P_s} \right)^{\frac{1}{k}} = 1 + 0.05 - 0.05 \times \left(\frac{16.5}{2.5} \right)^{\frac{1}{1.31}}$$

$$\eta_v = 83.89\%$$

$$P.D = \frac{\dot{m} \times v_s}{\eta_v} = \frac{0.2393 \times 60 \times 0.526}{0.8389} = 9.003 \quad m^3 / \text{min}$$

$$P.D = \frac{\pi}{4} D^2 L Z N$$

$$9.003 = \frac{\pi}{4} \times 1.27 \times D^3 \times 4 \times 600$$

$$D = 15.55 \quad \text{cm}, \quad L = 19.75 \quad \text{cm}$$

Coefficient of performance and relative efficiency:

$$C.O.P = \frac{R.C}{Power} = \frac{80 \times 3.5}{72.393} = 3.868$$

$$C.O.P_{car} = \frac{T_L}{T_H - T_L} = \frac{263}{313 - 263} = 5.26$$

$$\eta_R = \frac{C.O.P}{C.O.P_{car}} = \frac{3.868}{5.26} = 73.54\%$$

ضاغط ترددى له أربع أسطوانات أحادية الوجه ، طول المشوار 125 mm وقطر الأسطوانة 100 mm ، ونسبة الخلوص 5 % ، وعدد لفات 1450 r.p.m ، وكفاءة ميكانيكية 85 % ، ضغط المكثف 8.5 bar والمبخر 1.8 bar ، وسيط التبريد R - 12 يغادر المبخر بتحميص 5 °C ، وتسخين 5 °C فى خط السحب ، وتسخين آخر 5 °C فى صمام السحب ورأس أسطوانة الضاغط ، والسائل الخارج من المكثف يدخل صمام التمدد بتبريد دونى 8 °C ، وهبوط الضغط فى المبخر وخط السحب 0.5 bar وصمام السحب 0.3 bar وصمام الطرد 0.7 bar ، وخط الطرد والمكثف 0.5 bar ، وإجراء الإنضغاط يتم بثبوت الأنتروپى، أحسب الآتى:

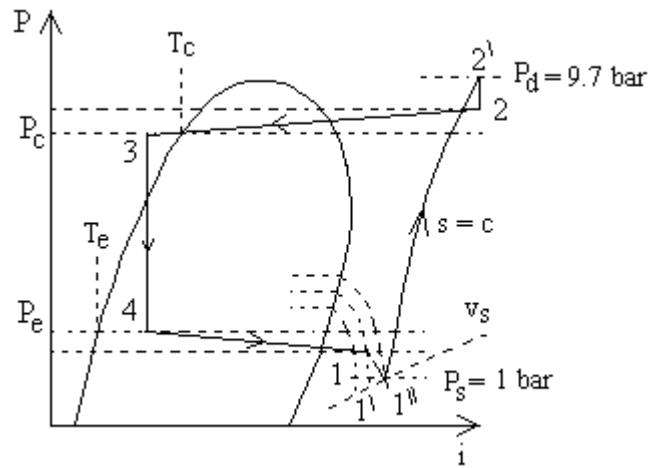
- ١ - سعة التبريد للوحدة. ٢ - قدرة الضاغط.
 ٣ - حمل المكثف. ٤ - معامل الأداء.

Data: $R - 12$, $Z = 4$, *single acting*, $L = 125 \text{ mm}$, $D = 100 \text{ mm}$,
 $C = 5 \%$, $N = 1450 \text{ r.p.m}$, $\eta_m = 0.8$, $P_c = 8.5 \text{ bar}$,
 $P_e = 1.8 \text{ bar}$, $\Delta t_{sup} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$, $\Delta t_{s.l} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$, $\Delta t_{s.v} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$,
 $\Delta t_{sub} = 8 \text{ }^\circ\text{C}$, $\Delta P_e = 0.5 \text{ bar}$, $\Delta P_{s.v} = 0.3 \text{ bar}$, $\Delta P_c = 0.5 \text{ bar}$
 $\Delta P_{d.v} = 0.7 \text{ bar}$, $s = c$.

Required: 1 - R.C, 2 - Power,
 3 - Q_c , 4 - C.O.P.

Solution:

From P-i chart of R -12,



$i_1 = 567 \text{ kJ/kg}$	$\rho_s = 5.6 \text{ kg/m}^3.$
$i_{1\backslash} = 570 \text{ "}$	$v_s = 1/1.9 = 0.526 \text{ m}^3/\text{kg}.$
$i_{1\parallel} = 572 \text{ "}$	$T_e = 255 \text{ k}, T_1 = 260 \text{ k}.$
$i_2 = 619 \text{ "}$	$T_{1\backslash} = 265 \text{ k}, T_{1\parallel} = 270 \text{ k}$
$i_3 = i_4 = 446 \text{ "}$	$T_c = 310 \text{ k}, T_3 = 302 \text{ k}$
$P_e = 1.8 \text{ bar},$	$P_c = 8.5 \text{ bar}.$
$P_s = 1 \text{ bar},$	$P_d = 9.7 \text{ bar},$
$T_d = 355 \text{ k}.$	

Piston displacement and refrigerant mass flow rate:

$$\eta_v = 1 + C - C \left(\frac{P_d}{P_s} \right)^{\frac{1}{k}} = 1 + 0.05 - 0.05 \times \left(\frac{9.7}{1} \right)^{\frac{1}{1.13}}$$

$$\eta_v = 67.66\%$$

$$P.D = \frac{\pi}{4} D^2 LZN$$

$$P.D = \frac{\pi}{4} \times 0.125^2 \times 0.100 \times 4 \times 1450 = 7.118 \quad m^3 / min$$

$$P.D = \frac{\dot{m} \times v_s}{\eta_v}, \quad 7.118 = \frac{\dot{m} \times 0.1786}{0.6766}$$

$$\dot{m} = 26.969 \quad kg / min, \quad \dot{m} = 0.4495 \quad kg / s$$

Refrigeration capacity:

$$R.C = \dot{m} \times (i_1 - i_4) = 0.4495 \times (567 - 446)$$

$$R.C = 54.389 \quad kW, \quad = 15.539 \quad T.R$$

Compressor power:

$$Power = \frac{\dot{m} \times (i_{21} - i_{11})}{\eta_m} = \frac{0.4495 \times (619 - 572)}{0.85}$$
$$= 24.855 \quad kW$$

Condenser thermal load:

$$Q_c = \dot{m} \times (i_2 - i_3) = 0.4495 \times (619 - 446) = 77.763 \quad kW$$

Coefficient of performance and relative efficiency:

$$C.O.P = \frac{R.C}{Power} = \frac{54.389}{24.855} = 2.188$$

$$C.O.P_{car} = \frac{T_L}{T_H - T_L} = \frac{255}{310 - 255} = 4.636$$

$$\eta_R = \frac{C.O.P}{C.O.P_{car}} = \frac{2.188}{4.636} = 47.19\%$$

مثال ٣-٧

دورة تبريد تعمل بالأمونيا بسعة 100 T.R ، الإنضغاط يتم على مرحلتين بينهما مبرد ماء ، ضغط المبخر 1.6 bar وضغط المكثف 14 bar وضغط مبرد الماء 5 bar ، الكفاءة الحجمية للضاغط الأول (الضغط المنخفض) هي 85 % والهبوط في ضغط السحب 0.2 bar وضغط الطرد 0.4 bar ، والكفاءة الحجمية للضاغط الثاني (الضغط المرتفع) هي 78 % والهبوط في ضغط السحب 0.3 bar وضغط الطرد 0.7 bar ، وسيط التبريد يخرج من المبخر بدرجة تجميد 18 °C ، ومن مبرد الماء بدرجة حرارة 32 °C ، ومن المكثف سائل عند درجة حرارة 27 °C ، الإنضغاط يتم بثبوت الأنتروبي والكفاءة الميكانيكية هي 85 % لكلا من الضاغطين، أحسب الآتي:

٢ - حمل المكثف ومعدل الماء.

١ - القدرة لكل ضاغط.

٤ - معامل الأداء.

٣ - الإزاحة الحجمية لكل ضاغط.

Data: NH_3 , $R.C = 100 T.R$

$$P_c = 14 \text{ bar}, \quad P_e = 1.6 \text{ bar}, \quad P_b = 5 \text{ bar}$$

$$\eta_{V1} = 85 \%, \quad \eta_{V2} = 78 \%, \quad \Delta P_{l.p.s} = 0.2 \text{ bar}$$

$$\Delta P_{l.p.d} = 0.4 \text{ bar}, \quad \Delta P_{h.p.s} = 0.3 \text{ bar}, \quad \Delta P_{h.p.d} = 0.7 \text{ bar}$$

$$t_{o.c} = 27^\circ\text{C}, \quad t_{o.I} = 32^\circ\text{C}, \quad \Delta t_{sup} = 18^\circ\text{C}$$

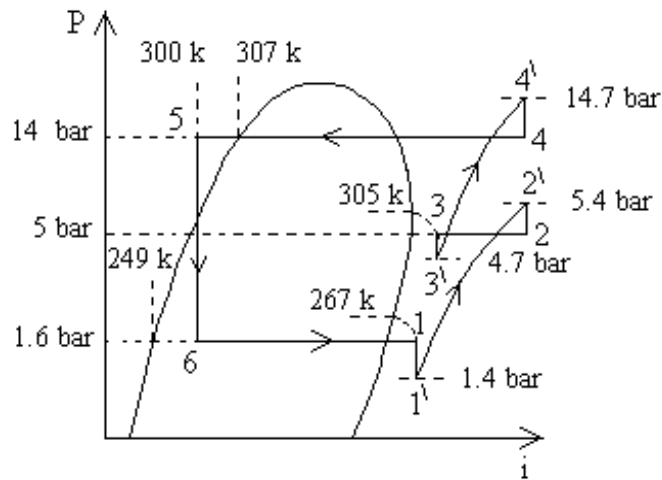
$$s = c, \quad \eta_m = 85 \%$$

Required: 1 – Power, 2 – Q_c
 3 – P.D, 4 – C.O.P.

Solution.

From P – i chart of NH_3 ,

P – i chart.



$$\begin{array}{ll}
i_1 = i_{1\lambda} = 530 \text{ kJ/kg} & \rho_{s1\lambda} = 1.1 \text{ kg/m}^3. \\
i_2 = i_{2\lambda} = 760 \text{ "} & \rho_{s3\lambda} = 3.2 \text{ kg/m}^3. \\
i_3 = i_{3\lambda} = 630 \text{ "} & T_e = 249 \text{ k.} \\
i_4 = i_{4\lambda} = 775 \text{ "} & T_c = 307 \text{ k.} \\
i_5 = i_6 = -635 \text{ "} & T_1 = 267 \text{ k.} \\
T_3 = 305 \text{ k} & T_3 = 300 \text{ k.}
\end{array}$$

Refrigerant mass flow rate:

$$\dot{m} = \frac{R.C}{i_1 - i_6} = \frac{100 \times 3.5}{530 - (-635)} = 0.300 \text{ kg / s}$$

Compressor power:

نجد أن القدرة المطلوبة لدائرة التبريد هي مجموع قدرة الضاغط ذو الضغط المنخفض و قدرة الضاغط ذو الضغط المرتفع.

$$\begin{aligned}
Power &= Power_{1-2} + Power_{3-4} \\
&= \frac{\dot{m} \times (i_2 - i_1)}{\eta_{m1}} + \frac{\dot{m} \times (i_4 - i_3)}{\eta_{m2}} \\
&= 0.300 \times \left(\frac{760 - 530}{0.85} + \frac{775 - 630}{0.85} \right) \\
&= 132.542 \text{ kW}
\end{aligned}$$

Condenser thermal load:

بفرض أن الماء ترتفع درجة حرارته في المبرد البيني والمكثف بمقدار $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ ،

$$Q_c = \dot{m} \times (i_4 - i_5) = 0.300 \times (775 - (-635)) = 423.605 \text{ kW}$$

$$\dot{m}_{w.c} = \frac{Q_c}{C_{pw}(t_{w.i} - t_{w.o})} = \frac{423.506}{4.18 \times 10} = 10.134 \text{ kg/s}$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_{w.int} &= \frac{\dot{m} \times (i_2 - i_3)}{C_{pw}(t_{w.i} - t_{w.o})} \\ &= \frac{0.300 \times (760 - 630)}{4.18 \times 10} = 0.934 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

Piston displacement:

$$P.D = \frac{\dot{m} \times v_s}{\eta_v \rho_s \times \eta_v}$$

$$P.D_{L.P.C} = \frac{0.300 \times 60}{1.1 \times 0.85} = 19.251 \text{ m}^3/\text{min}$$

$$P.D_{H.P.C} = \frac{0.300 \times 60}{3.2 \times 0.78} = 7.212 \text{ m}^3/\text{min}$$

Coefficient of performance and relative efficiency:

$$C.O.P = \frac{R.C}{Power} = \frac{100 \times 3.5}{132.542} = 2.641$$

$$C.O.P_{car} = \frac{T_L}{T_H - T_L} = \frac{249}{307 - 249} = 4.293$$

$$\eta_R = \frac{C.O.P}{C.O.P_{car}} = \frac{2.641}{4.293} = 61.51\%$$

مثال ٣-٨

عند إجراء فحص لدائرة تبريد مشحونة بالأمونيا NH_3 تعمل في مصنع لإنتاج الثلج ، وجد أن الضاغط ترددي أحادي الوجه يتكون من أسطوانتين بطول مشوار 20 cm ، وقطر 15 cm ، وعدد لفات 600 r.p.m ، والأمونيا تدخل إلى المبخر بدرجة حرارة $-25^{\circ}C$ ، وتغادر المبخر بدرجة حرارة $-18^{\circ}C$ ، ثم تدخل إلى الضاغط بدرجة حرارة $-7^{\circ}C$ ، ودرجة حرارة غاز التبريد الخارج من الضاغط $140^{\circ}C$ ، ثم يدخل إلى المكثف بدرجة حرارة $130^{\circ}C$ ، درجة حرارة وسيط التبريد الخارج من المكثف $22^{\circ}C$ ، ثم يدخل إلى صمام التمدد بدرجة $20^{\circ}C$ ، وأن ضغط المكثف 10.5 bar ، وضغط السحب 1.3 bar ، الضاغط تبريد ماء بمعدل 5 kg/min ، وترتفع درجة حرارة الماء $8^{\circ}C$ نتيجة مرورها حول أسطوانة الضاغط ، وقدرة محرك الضاغط 18 kW بكفاءة 92 % ، وأن الماء المالح الذى يستخدم كوسيط ناقل للحرارة بين المبخر وحوض صناعة الثلج يمر بمعدل 102 kg/min ، وتنخفض درجة حرارته $7^{\circ}C$ نتيجة مروره فى المبخر وأن حرارته النوعية (3.14 kJ/(kg.k) ، أهمل أى هبوط للضغط فى أجزاء الدورة المختلفة مع اعتبار 2 % مفاقد حرارية من حمل المبخر ثم أحسب الآتى:

- ١ - سعة التبريد ، R.C .
- ٢ - قدرة الضاغط البيانية والكفاءة الميكانيكية.
- ٣ - الكفاءة الحجمية للضاغط.
- ٤ - معامل الأداء والكفاءة النسبية.
- ٥ - عمل اتزان حرارى للوحدة.

Data: NH_3 , $Z = 2$, $L = 20\text{ cm}$, $D = 15\text{ cm}$, $N = 600\text{ r.p.m}$

$$T_{e.i} = -25^{\circ}C, T_{e.o} = -18^{\circ}C, T_{s.c} = -7^{\circ}C, T_d = 140^{\circ}C,$$

$$T_{c.i} = 130^{\circ}C, T_{c.o} = 22^{\circ}C, T_{ex.i} = 20^{\circ}C, P_c = 10.5\text{ bar}$$

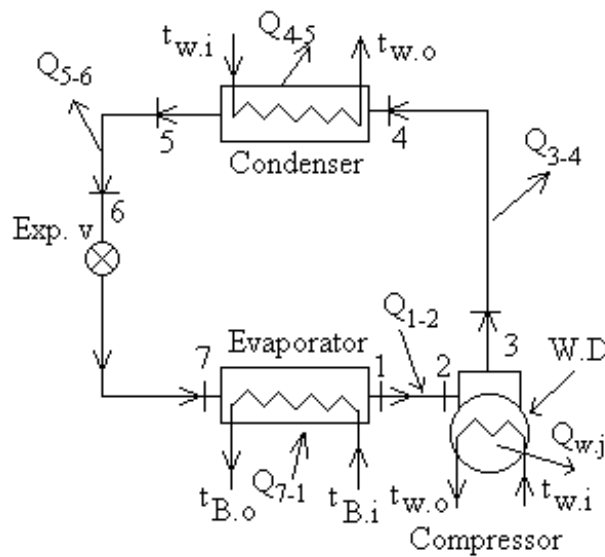
$$P_s = 1.3 \text{ bar}, \quad m_{w.c} = 5 \text{ kg/min}, \quad \Delta t_w = 8^\circ \text{C},$$

$$m_B = 102 \text{ kg/min}, \quad \Delta t_B = 7^\circ \text{C}, \quad C_{p.B} = 3.14 \text{ kJ/(kg.k)},$$

$$\text{Motor Input power} = 18 \text{ kW}, \quad \eta_{\text{motor}} = 92\%, \quad \text{losses} = 2\%.$$

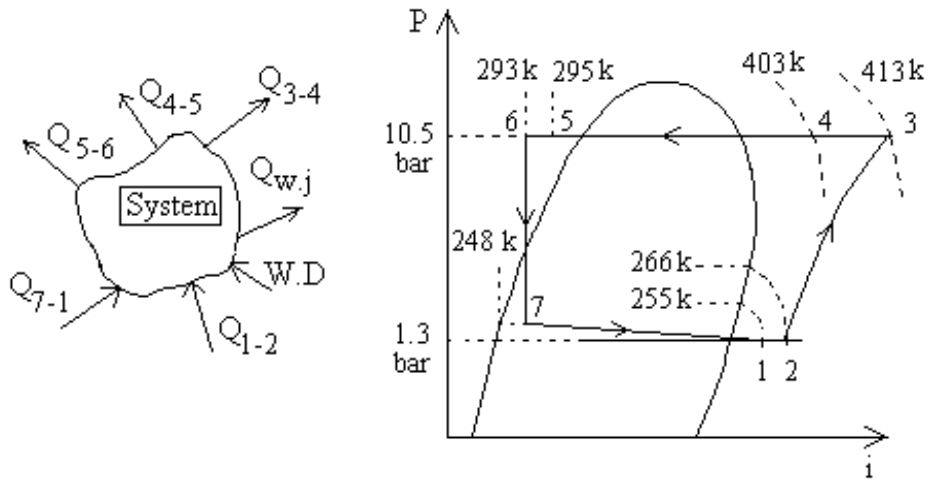
- Required:** 1 - R.C, 2 - I.Power, η_m , 3 - η_V
 4 - C.O.P, η_R , 5 - Heat balance of the system.

Solution.



Heat balance.

P-i diagram.



From P – i chart of NH₃,

$$i_1 = 519 \text{ kJ/kg} \quad i_2 = 573 \text{ kJ/kg}$$

$$i_3 = 825.6 \text{ " } \quad i_4 = 800 \text{ " }$$

$$i_5 = -659 \text{ " } \quad i_6 = i_7 = 677.6 \text{ " }$$

Evaporator load and refrigerant mass flow rate:

$$Load = \dot{m}_B C_{pB} \Delta t_B = 102 \times 3.14 \times 7 = 2241.96 \text{ kJ / min}$$

$$Losses = 0.02 \times Load = 0.02 \times 2241.96 = 44.839 \text{ kJ / min}$$

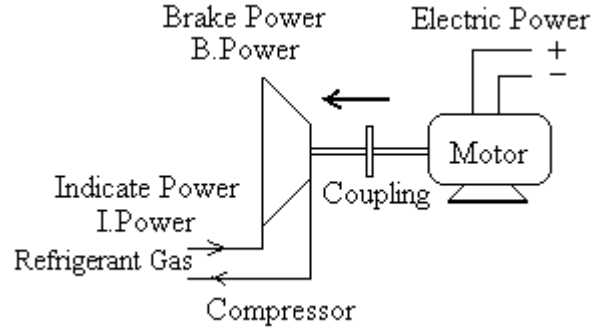
$$Load_{act} = Load + Losses = 2241.96 + 44.839$$

$$Load_{act} = 2286.799 \text{ kJ / min, } Load_{act} = 38.113 \text{ kJ / s}$$

$$R.C = \frac{Load_{act}}{3.5} = \frac{38.113}{3.5} = 10.889 \text{ T.R}$$

$$\dot{m} = \frac{Load_{act}}{i_1 - i_7} = \frac{38.113}{519 - (-677.6)} = 0.03185 \text{ kg / s}$$

Compressor power:



القدرة الفعلية للضاغط Brake Power تأتي من المحرك الكهربى كما فى الشكل السابق بعد حذف المفاقيد الكهربائية للمحرك أو أى مفاقيد فى النقل الكهربى أو التوصيل الميكانيكى بين الضاغط والمحرك الكهربى ، وهذه القدرة الفعلية للضاغط بعد حذف المفاقيد الميكانيكية للضاغط تكون هى الشغل الذى بذل على وسيط التبريد أو القدرة البيانىة Indicate Power كما يلى:

$$B.Power = Motor\ input \times \eta_{motor} = 18 \times 0.92 = 16.56 \text{ kW}$$

ويمكن حساب القدرة البيانىة للضاغط بطريقتين مختلفتين من النتائج المعطاة كما يلى:

First method to estimate Indicate Power of compressor:

القدرة البيانية للضاغط تكون مجموع كمية الحرارة التي انتقلت إلى ماء تبريد الضاغط بالإضافة إلى كمية الحرارة المضافة لغاز التبريد في شغل شوط الإنضغاط من ضغط المبخر إلى ضغط المكثف.

Heat loss to water jacket,

$$Q_{w.j} = \dot{m}_w C_{pw} \Delta t_w = 5 \times 4.18 \times 8 = 167.2 \quad kJ / \text{min}$$

$$Q_{w.j} = \frac{167.2}{60} = 2.787 \quad kJ / s$$

$$W.D = \dot{m} \times (i_3 - i_2) = 0.03185 \times (825.6 - 573) = 8.045 \quad kJ / s$$

$$I.Power = Q_{w.j} + W.D = 2.787 + 8.045 = 10.832 \quad kW$$

Mechanical efficiency:

$$\eta_m = \frac{I.Power}{B.Power} = \frac{10.832}{16.56} = 65.41 \%$$

Second method to estimate Indicate Power of compressor:

القدرة البيانية للضاغط تكون هي شغل شوط الإنضغاط من ضغط المبخر إلى ضغط المكثف في الأجراء الغير أديباتيكي كما يلي:

$$P_s V_s^n = P_d V_d^n$$

$$\left(\frac{V_s}{V_d}\right)^n = \frac{P_d}{P_s}, \quad n = \ln\left(\frac{P_d}{P_s}\right) / \ln\left(\frac{V_s}{V_d}\right)$$

$$n = \ln\left(\frac{10.5}{1.3}\right) / \ln\left(\frac{1}{0.192}\right)$$

$$n = 1.267$$

$$v_s = v_2 = 1 \text{ m}^3/\text{kg}, \quad v_d = v_3 = 1/5.2 = 0.192 \text{ m}^3/\text{kg},$$

$$I.Power = 0.03185 \times \frac{1.267}{1.267} \left(\frac{1.3 \times 1 \times 100}{1} \right) \times \left(\left(\frac{10.5}{1.3} \right)^{\frac{1.267-1}{1.267}} - 1 \right)$$

$$I.Power = \dot{m} \frac{n}{n-1} \frac{1.267}{P_s V_s} \left(\left(\frac{P_d}{P_s} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right)$$

$$I.Power = 10.866 \text{ kW}$$

Mechanical efficiency:

$$\eta_m = \frac{I.Power}{B.Power} = \frac{10.866}{16.56} = 65.62 \%$$

نلاحظ أن نفس النتائج للقدرة البيانية والكفاءة الميكانيكية للضاغط تم الحصول عليها من الطريقتين السابقتين مع فارق بسيط يعادل % 0.3 ، ويمكن إهمال هذا الفارق لاختلاف طريقة الحساب.

$$P.D = \frac{\pi}{4} D^2 LZN = \frac{\pi}{4} (0.15)^2 \times 0.2 \times 2 \times 600$$

$$P.D = 4.241 \quad m^3 / \text{min}$$

$$P.D = \frac{\dot{m} \times V_s}{\eta_v}$$

$$\eta_v = \frac{\dot{m} \times V_s}{P.D} = \frac{0.03185 \times 60 \times 1}{4.241} = 45.06\%$$

Piston displacement and volumetric efficiency:

Coefficient of performance and relative efficiency:

$$C.O.P = \frac{R.C}{Power} = \frac{10.889 \times 3.5}{10.832} = 3.518$$

$$C.O.P_{car} = \frac{T_L}{T_H - T_L} = \frac{248}{296 - 248} = 5.167$$

$$\eta_R = \frac{C.O.P}{C.O.P_{car}} = \frac{3.518}{5.167} = 68.09\%$$

Heat balance of the system:

$$Q_{7-1} = Load_{act} = 38.113 \quad kW$$

$$W.D = I.Power = 10.832 \quad kW$$

$$Q_{1-2} = \dot{m} \times (i_2 - i_1) = 0.03185 \times (573 - 519) = 1.7199 \quad kW$$

$$Q_{w.j} = 2.787 \quad kW$$

$$Q_{3-4} = \dot{m} \times (i_3 - i_4) = 0.03185 \times (825.6 - 800) = 0.8154 \quad kW$$

$$Q_{4-5} = \dot{m} \times (i_4 - i_5) = 0.03185 \times (800 - (-659)) = 46.4692 \quad kW$$

$$Q_{5-6} = \dot{m} \times (i_5 - i_6) = 0.03185 \times (-659 - (-677.6)) = 0.5924 \quad kW$$

$$\sum Input = Q_{7-1} + Q_{1-2} + W.D$$

$$= 38.113 + 1.7199 + 10.832 = 50.665 \quad kW$$

$$\sum Output = Q_{w.j} + Q_{3-4} + Q_{4-5} + Q_{5-6}$$

$$= 2.787 + 0.8154 + 46.4692 + 0.5924 = 50.664 \quad kW$$

نلاحظ من الاتزان الحرارى السابق لوحدة التبريد أن مجموع كميات الحرارة الداخلة

لوحدة التبريد تعادل فى مجموعها كميات الحرارة الخارجة من وحدة التبريد وهذا يدل أن وحدة

التبريد تعمل بانتظام وتحويل طاقة مستقر .

أسئلة على الباب الثالث

١- ثلاجة منزلية مشحونة بمركب تبريد فريون ١٢ (R-12) تعمل تبعا" لدورة التبريد البسيطة، ضغط المبخر والمكثف على التوالي هو $1.6, 15 \text{ bar}$ فإذا انخفض ضغط المبخر إلى $1.2, 0.9 \text{ bar}$ ، أوجد الآتى إذا كانت سعة التبريد للوحدة 25 T.R ،

١- معدل مرور وسيط التبريد فى الدقيقة.

٢- الإزاحة الحجمية للضاغط إذا علمت أن الكفاءة الحجمية للضاغط هى % 85.

٣- قدرة الضاغط بوحدة (kW) إذا كان إجراء الانضغاط بثبوت الأنتروپى.

٤- معامل الأداء للثلاجة والكفاءة النسبية.

٢- وحدة تبريد تعمل بالأمونيا بسعة 122 T.R ودرجة حرارة المبخر 17°C - والمكثف 37°C ، الضاغط أحادى الوجه ويتركب من 4 أسطوانات، النسبة بين طول المشوار وقطر المكبس هى $L/D = 1.1$ ، وعدد لفات الضاغط فى الدقيقة هو 960 r.p.m والكفاءة الحجمية للضاغط هى % 78 والكفاءة الميكانيكية % 85 أوجد الآتى إذا تم عمل تبريد عميق بعد المكثف بمقدار 12°C :

١- القدرة المطلوبة للضاغط. ٢- الحمل الحرارى على المكثف.

٣- أبعاد أسطوانة الضاغط. ٤- معامل الأداء والكفاءة النسبية.

٣- نظام تبريد يستخدم فى وحدة تكييف هواء. وسيط التبريد هو فريون ١٢ ويخرج من المبخر والمكثف عند ظروف التشبع. درجة حرارة المبخر 4°C - ، ودرجة حرارة المكثف 40°C ، المكثف تبريد مياه بمعدل مرور للمياه $55 \text{ m}^3/\text{hr}$ ودرجة حرارة دخول وخروج المياه من المكثف هى $25, 36^\circ \text{C}$ ، قدرة محرك الضاغط هى 24 kW والكفاءة الحجمية للضاغط % 88 ، الضاغط أحادى الوجه ، النسبة بين طول المشوار وقطر المكبس هى 1.12 وعدد لفات

الضاغط 850 rpm ، فإذا أستخدم مبادل حرارى باستخدام غاز خط السحب لتبريد سائل وسيط التبريد بعد المكثف بمقدار 15°C تحت درجة حرارة التشبع للمكثف ، أحسب الآتى:

- ١- سعة المبخر بوحدة $T.R$.
- ٢- شغل الضاغط بوحدة kW .
- ٣- الكفاءة الميكانيكية للضاغط.
- ٤- أبعاد أسطوانة الضاغط.
- ٥- معامل الأداء والكفاءة النسبية.

٤- نظام تبريد ذو دورة تبريد انضغاطية بسيطة مشحونة بوسيط تبريد NH_3 وحدة الانضغاط ترددية بها 6 أسطوانات وقطر الأسطوانة 76 mm وطول الشوط 96 mm بسرعة 950 rpm ، الكفاءة الحجمية للضاغط 75% والميكانيكية 85% ، ضغط التكثيف 15 br وضغط التبخير 1.5 bar ، فإذا تم عمل تحميمص لغاز التبريد داخل المبخر بمقدار 10°C والانضغاط يتم بثبوت الإنتروبي، أحسب الآتى:

- ١- سعة المبخر بوحدة $T.R$.
- ٢- قدرة الضاغط إذا كانت كفاءة إجراء المكثف.
- ٣- الحمل الحرارى على الإنضغاط 90% .

٤ - معامل الأداء لنظام التبريد والكفاءة النسبية.

٥- فى المسألة السابقة إذا تبع إجراء الانضغاط العلاقة $PV^{1.25} = c$ ، $C = 5\%$ ، وحدث هبوط فى صمام السحب بمقدار 0.4 bar وصمام الطرد بمقدار 0.8 bar كرر الحسابات السابقة ثم علق على النتائج.

٦ - فى نظام تبريد يعمل بالأمونيا ، الإزاحة الحجمية للضاغط $1.8 \text{ m}^3/\text{min}$ وضغط التكثيف 11 bar بينما ضغط التبخير 2 bar ، سائل وسيط التبريد الخارج من المكثف يبرد فى مبادل حرارى مع غاز خط السحب حتى درجة حرارة 24°C وغاز التبريد يخرج من المبخر

بتحميص 5°C ، درجة حرارة غاز التبريد الخارج من الضاغط 80°C وإجراء الإنضغاط يتم بثبوت الأنتروبي، أحسب الآتى:

- ١ - سعة التبريد للوحدة.
- ٢ - قدرة الضاغط.
- ٣ - الحرارة المطرودة لماء تبريد الضاغط.
- ٤ - معامل الأداء.

٧ - دورة تبريد تعمل بالأمونيا ، تتكون من مبخر وضاغط ضغط منخفض ثم مبرد بينى يعمل بالماء ثم ضاغط ضغط مرتفع ومكثف وصمام تمدد ، سعة التبريد للوحدة 180 T.R ، ضغط المكثف 14 bar وضغط المبخر 1.8 bar ، والضغط المتوسط لمبرد الماء 5 bar ، أفرض أن الهبوط فى الضغط خلال مرحلة الإنضغاط المنخفض 0.2 bar فى صمام السحب ، 0.4 bar خلال صمام الطرد ، أما الهبوط فى الضغط خلال مرحلة الإنضغاط المرتفع 0.4 bar خلال صمام السحب ، 0.8 bar خلال صمام الطرد. الإنضغاط بثبوت الأنتروبي خلال مرحلتى الإنضغاط، وغاز التبريد يخرج من المبخر بحوالى 5°C تحميص ثم من مبرد الماء البينى بدرجة حرارة 30°C ، أرسم بيان تخطيطى لوحدة التبريد مع توقييع الدورة على منحى الضغط-الأنثالبيا ثم أحسب الآتى:

- ١ - القدرة لكل ضاغط.
- ٢ - حمل المكثف ومعدل الماء للمكثف والمبرد البينى.
- ١ - معامل الأداء والكفاءة النسبية.

٨- وحدة تكييف هواء ذو ضاغط ترددى يعمل بمحرك كهربى سرعة دورانه 850 rpm وكفاءة الضاغط الميكانيكية % 85 ونسبة الخلوص % 3، وسيط التبريد فريون 22 ، درجة حرارة التبخير 12°C ودرجة حرارة التكتيف 47°C ، فإذا تم عمل تبريد عميق (تبريد دونى) لسائل وسيط التبريد بعد المكثف بمقدار 10°C باستخدام مبادل حرارى يستخدم الغاز البارد الخارج من المبخر، فإذا كانت وحدة التكييف هذه تبرد هواء لاستخدامه فى صالة غزل ويتم خلط جزء من الهواء الراجع من الصالة مع جزء هواء طازج من الخارج بنسبة $1 : 2 = m_f : m_R$ فإذا

كانت سعة مروحة دفع الهواء $5 \text{ m}^3 / \text{min}$ و درجة حرارة الهواء الطازج 35°C والهواء الراجع من الصالة 19°C والحرارة النوعية للهواء $1.005 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ وكانت درجة حرارة الهواء الداخل إلى صالة الغزل بعد معالجته في وحدة التكييف 18°C ، أحسب الأتي لدائرة التبريد:

١- سعة التبريد للوحدة .

٢- قدرة الضاغط .

٣- أبعاد الأسطوانة إذا كانت $L/D = 1.22$ -٣ معامل الأداء .

أحسب قدرة الضاغط ومعامل الأداء إذا تغيرت درجة حرارة التبخير إلى 0°C .

المراجع

مراجع باللغة العربية

١. مبادئ التبريد، تأليف دكتور/ روى ج. دستات ، وترجمة دكتور/ محمد يوسف عفيفي ، ومراجعة دكتور/ عبد المنعم أحمد رزق، وتقديم دكتور/ محمد محمد حسان، ١٩٦١م.
٢. التبريد مبادئ وتطبيقات، تأليف دكتور/ رمضان أحمد محمود، الناشر منشأة المعارف بالإسكندرية، ١٩٨٣م.

مراجع باللغة الإنجليزية

1. *ASHRAE, Guide and Data Book, Fundamentals and Equipment for 1965 and 1966, Air-Conditioning Engineers, INC., NEW YORK, 10017.*
2. *Modern Refrigeration and Air Conditioning, Andrew D. Althouse, The GoodHeart-Willcox Company, INC, 1992.*
3. *Thermal Environmental Engineering, J. L. Threlkeld, Prentice-Hall, INC Englewood Cliffs, N. J., 1962.*
4. *Refrigeration and Air Conditioning, P. L. Ballaney, Khanna Publishers, Delhi-6, 1983.*

5. *Experimental Methods for Engineering*, J. P. Holman, Fifth Edition, McGRAW-HILL International Editions, 1989.