

**Bölüm 3**  
**TEMEL SOĞUTMA**  
**ÇEVİRİMLERİNİN TERMODİNAMİK**  
**ANALİZİ**

**Ceyhun Yılmaz**  
**Afyon Kocatepe Üniversitesi**

# Amaçlar

- Soğutma makineleri ve ısı pompalarının tanıtılması ve etkinliklerinin ölçülmesi.
- İdeal buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminin incelenmesi.
- Gerçek buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminin incelenmesi.
- Bir uygulama için en doğru soğutucu akışkanın seçimi sırasında etkili olan faktörlerin gözden geçirilmesi.
- Soğutma makinesi ve ısı pompası sistemlerinin çalışma prensiplerinin tartışılması.
- Yenilikçi buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimlerinin performanslarının değerlendirilmesi.
- Gaz akışkanlı soğutma sistemlerinin analizi.
- Absorpsiyonlu soğutma sistemleri kavramlarının tanıtılması.

# SOĞUTMA MAKİNELERİ VE ISI POMPALARI

Düşük sıcaklıktaki ortamdan yüksek sıcaklıktakine ısının aktarılması için **soğutma makineleri** olarak adlandırılan özel cihazlara ihtiyaç duyulur.

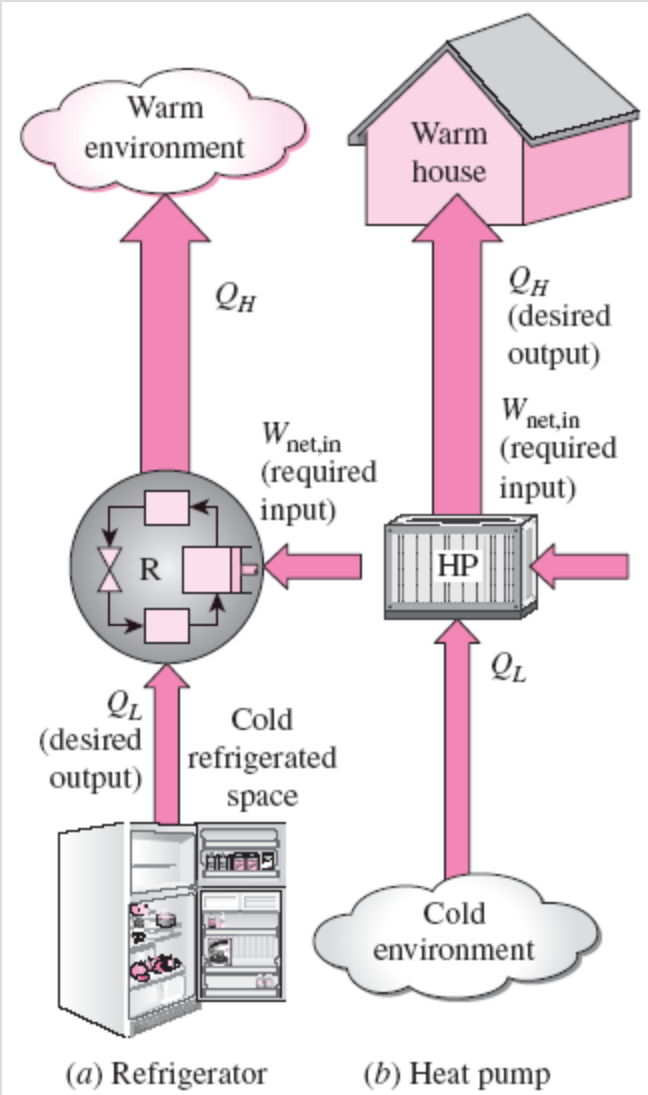
Düşük sıcaklıktan yüksek sıcaklığa ısıyı aktaran bir başka cihaz da **ısı pompasıdır**. Soğutma makineleri ve ısı pompaları aslında aynı cihazlar olmakla birlikte, kullanım amaçları farklıdır.

$$\text{COP}_R = \frac{\text{Desired output}}{\text{Required input}} = \frac{\text{Cooling effect}}{\text{Work input}} = \frac{Q_L}{W_{\text{net,in}}}$$

$$\text{COP}_{\text{HP}} = \frac{\text{Desired output}}{\text{Required input}} = \frac{\text{Heating effect}}{\text{Work input}} = \frac{Q_H}{W_{\text{net,in}}}$$

$$\text{COP}_{\text{HP}} = \text{COP}_R + 1$$

$Q_L$  and  $Q_H$  sabit değerleri için.



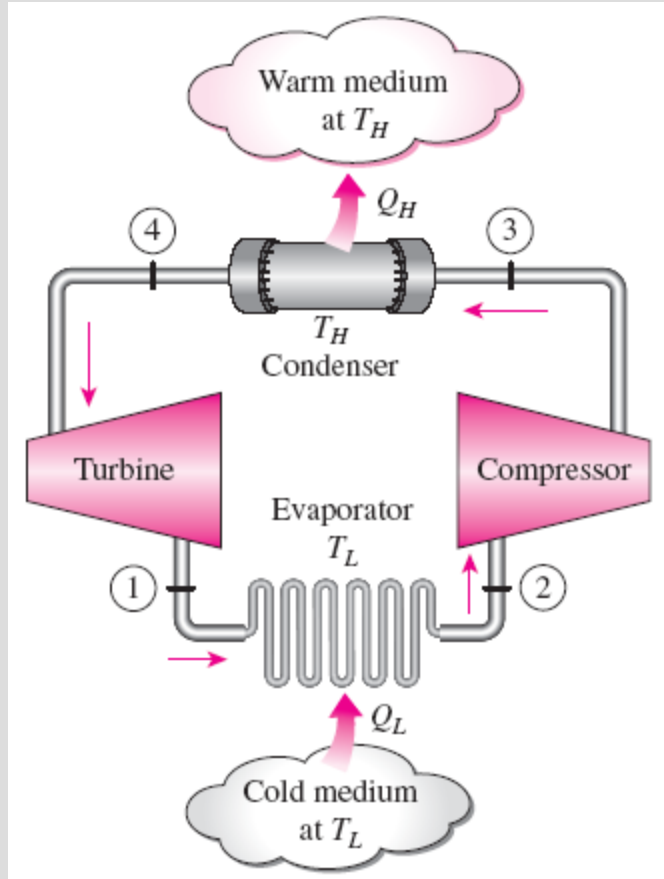
Soğutma makinesinin amacı soğutulan ortamdan ısı çekmektir ( $Q_L$ ); ısı pompasının amacı ılık bir ortama ısı vermektir ( $Q_H$ ).

# TRSİNE CARNOT ÇEVİRİMİ

Tersinir Carnot çevrimi iki belirli sıcaklık seviyesi ( $T_L$  and  $T_H$ ) arasında çalışan en etkin soğutma çevrimidir.

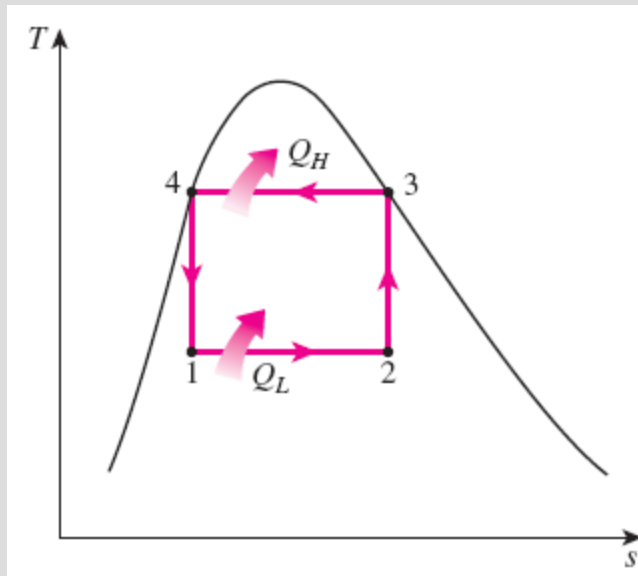
Diğer taraftan 2-3 ve 4-1 hal değişimlerinin sağlanması uygulamad pek mümkün değildir.

Çünkü 2-3 hal değişiminde sıvı buhar karışımının sıkıştırılması gerekmekte ve bunun için de iki evreli akışkanla çalışan bir kompresöre ihtiyaç duyulmaktadır. Diğer taraftan 4-1 hal değişimi sırasında sıvı oranı yüksek soğutucunun türbinde genişlemesi gerekir.



$$\text{COP}_{\text{R,Carnot}} = \frac{1}{T_H/T_L - 1}$$

$$\text{COP}_{\text{HP,Carnot}} = \frac{1}{1 - T_L/T_H}$$

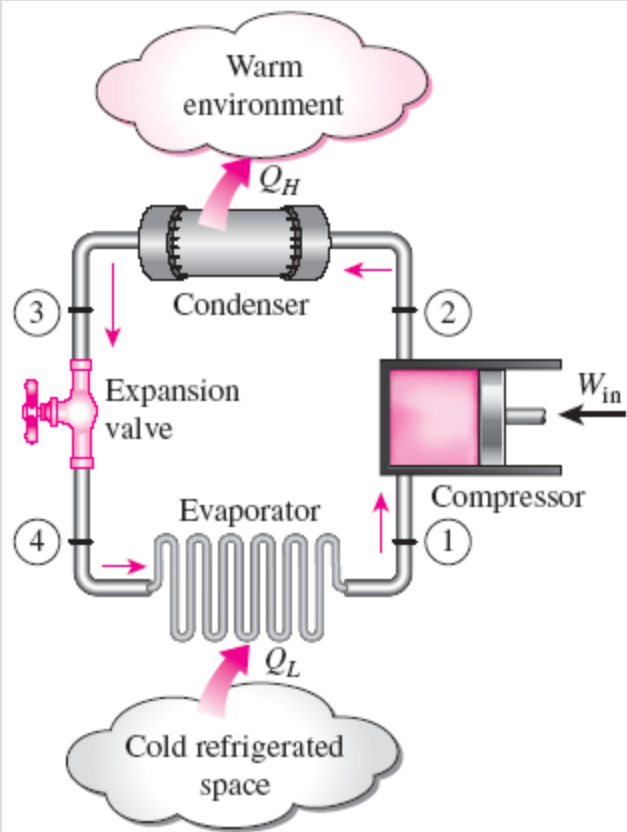


Burada iki sıcaklık arasındaki farkın azalması, başka bir ifade ile  $T_L$  'nin yükselmesi veya  $T_H$  'nin düşmesi durumunda her iki COP'nin de arttığına dikkat edilmelidir.

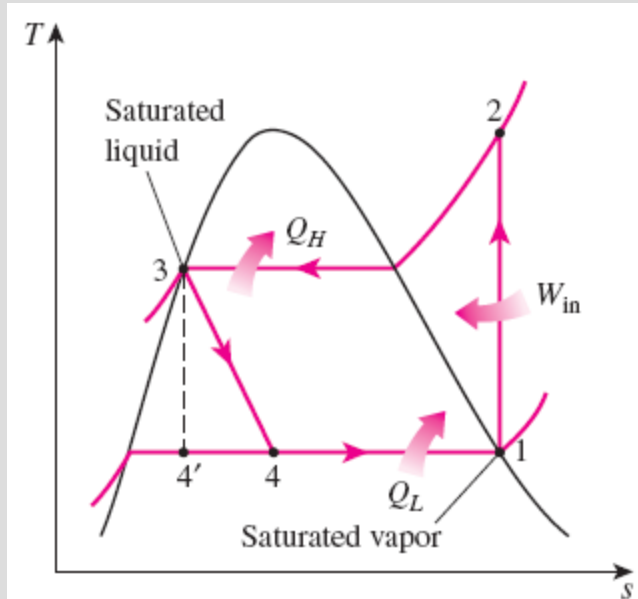
Ters Carnot soğutma makinesinin şeması ve çevrimin  $T$ - $s$  diyagramı.

# İDEAL BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA ÇEVİRİMİ

Buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi soğutma makineleri için ideal bir çevrimdir. Ters Carnot çevriminin aksine soğutucu akışkan sıkıştırılmadan önce tamamen buharlaştırılır ve türbin yerini kısılma vanası alır.



- 1-2 Isentropic compression in a compressor
- 2-3 Constant-pressure heat rejection in a condenser
- 3-4 Throttling in an expansion device
- 4-1 Constant-pressure heat absorption in an evaporator



Soğutucular ve ısı pompaları için yaygın kullanılan A-C sistemleri.

İdeal buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminin şeması ve  $T-s$  diyagramı.

İdeal çevrimlerden farklı olarak, ideal buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminde tersinmez bir hal değişimi (kısılma) olduğundan içten tersinir bir çevrim değildir .

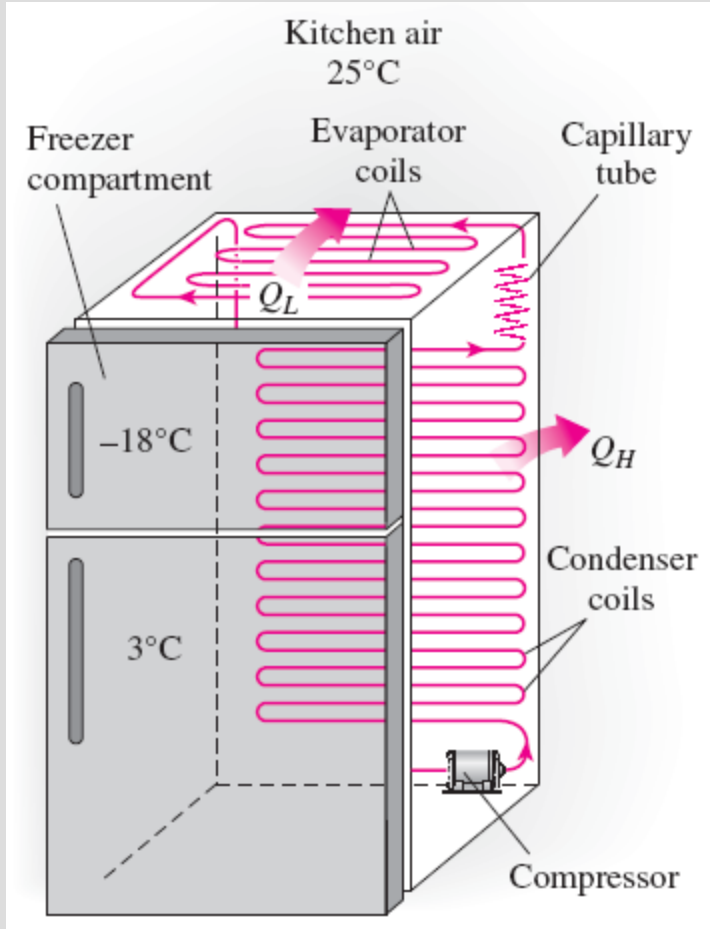
Kısılma vanası yerine türbin kullanmak daha masraflı ve sistemi de karmaşık bir hale getireceği için uygulanmaz.

Sürekli akış için enerji dengesi  $(q_{in} - q_{out}) + (w_{in} - w_{out}) = h_e - h_i$

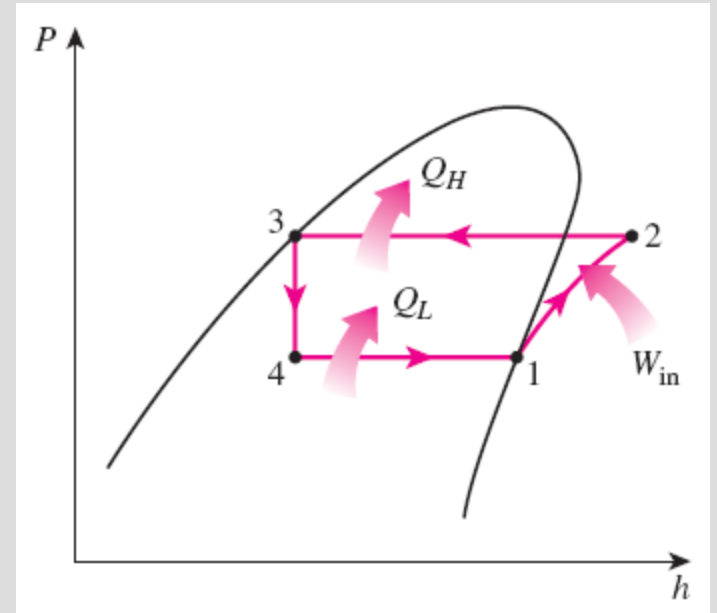
$$COP_R = \frac{q_L}{w_{net,in}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

$$COP_{HP} = \frac{q_H}{w_{net,in}} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1}$$

$h_1 = h_{g@P_1}$  and  $h_3 = h_{f@P_3}$  for the ideal case



Ev buzdolabı

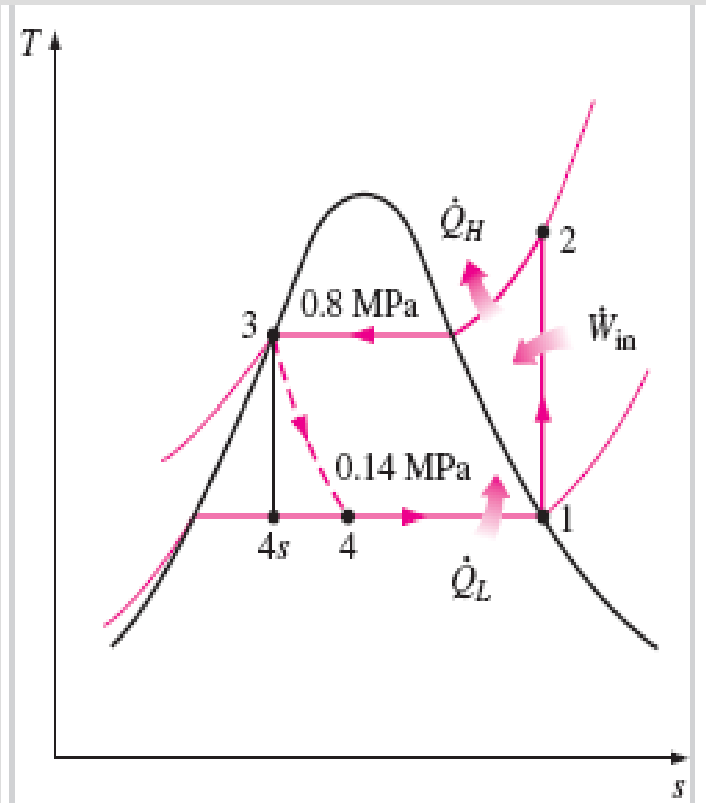


İdeal buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminin P-h diyagramı.

## ÖRNEK 11-1

İdeal buhar sıkıştırımlı çevrime göre çalışan bir soğutma makinesinde aracı akışkan olarak soğutucu akışkan-12 kullanılmaktadır. Çevrimde buharlaştırıcının basıncı 0.14 MPa, yoğuşturucu basıncı 0.8 MPa, akışkanın kütle debisi 0.05 kg/s' dir.

- a) Soğutulan ortamdan çekilen ısıyı ve kompresörü çalıştırmak için gerekli gücü,
- b) Soğutma makinesinin etkinlik katsayısını hesaplayın.



$$P_1 = 0.14 \text{ MPa} \longrightarrow h_1 = h_g @ 0.14 \text{ MPa} = 239.16 \text{ kJ/kg}$$

$$s_1 = s_g @ 0.14 \text{ MPa} = 0.94456 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

$$\left. \begin{array}{l} P_2 = 0.8 \text{ MPa} \\ s_2 = s_1 \end{array} \right\} h_2 = 275.39 \text{ kJ/kg}$$

$$P_3 = 0.8 \text{ MPa} \longrightarrow h_3 = h_f @ 0.8 \text{ MPa} = 95.47 \text{ kJ/kg}$$

$$h_4 \cong h_3 \text{ (kısılma)} \longrightarrow h_4 = 95.47 \text{ kJ/kg}$$

**a) Soğutulan ortamdan birim zamanda çekilen ısı ve kompresörü çalıştırmak için gerekli güç, yapılan kabuller altında enerjinin korunumu denklemini uygulayarak bulunur:**

$$\dot{Q}_L = \dot{m}(h_1 - h_4) = (0.05 \text{ kg/s})[(239.16 - 95.47) \text{ kJ/kg}] = \mathbf{7.18 \text{ kW}}$$

ve

$$\dot{W}_g = \dot{m}(h_2 - h_1) = (0.05 \text{ kg/s})[(275.39 - 239.16) \text{ kJ/kg}] = \mathbf{1.81 \text{ kW}}$$

**b) Yoğuşturucuda, soğutucu akışkandan çevreye olan ısı geçişi benzer bir biçimde:**

$$\dot{Q}_H = \dot{m}(h_2 - h_3) = (0.05 \text{ kg/s})[(275.39 - 95.47) \text{ kJ/kg}] = \mathbf{9.0 \text{ kW}}$$

olarak bulunur. Bu değer aşağıdaki eşitlik kullanılarak da bulunabilir:

$$\dot{Q}_H = \dot{Q}_L + \dot{W}_g = 7.18 + 1.81 = 8.99 \text{ kW}$$



**c) Soğutma çevriminin etkinlik katsayısı, tanımdan giderek hesaplanabilir:**

$$\text{COP}_{\text{SM}} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_g} = \frac{7.18 \text{ kW}}{1.81 \text{ kW}} = \mathbf{3.97}$$

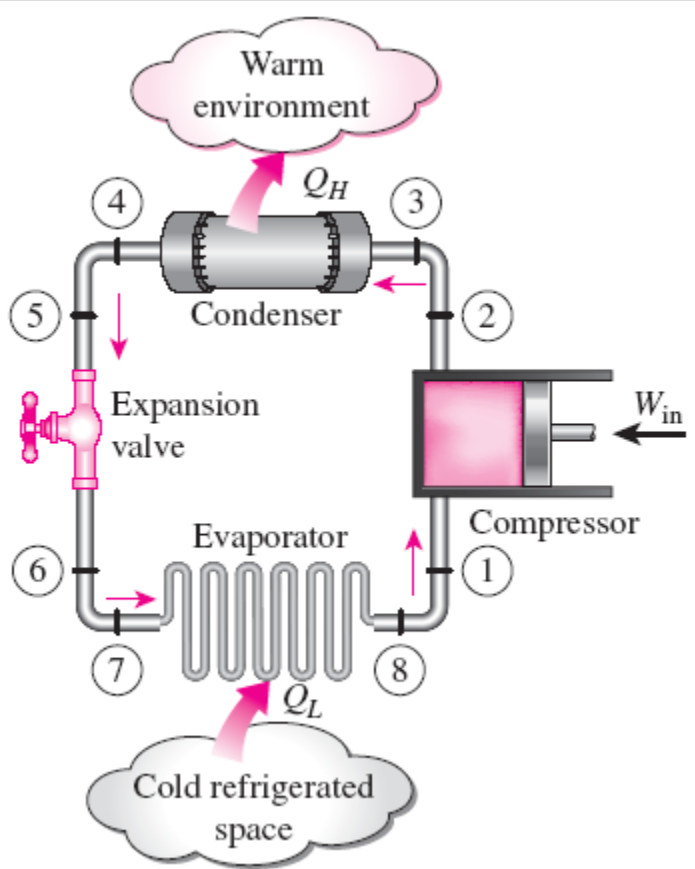
**Bu soğutma makinesi, tükettiği her birim elektrik enerjisi için soğutulan ortamdan 3.97 birim ısı enerjisi çekmektedir.**

**Tartışma** Tartışma Kısılma vanası yerine izentropik bir türbin kullanılması durumunda hal değişimlerinin nasıl gerçekleşeceğini incelenmesi ilginç olacaktır. Hal değişimi 4s (türbin çıkışındaki  $P_{4s} = 0.14 \text{ MPa}$ , ve  $s_{4s} = s_3 = 0.35404 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$  değerleri ile) için entalpi  $88.94 \text{ kJ/kg}$  olarak bulunacak ve türbinden  $0.33 \text{ kW}$  iş elde edilecektir. Böylelikle soğutma makinasını çalıştırmak için gerekli güç  $1.81 \text{ kW}$ 'dan  $1.48 \text{ kW}$ 'a düşecek, soğutulan ortamdan çekilen ısı  $7.18 \text{ kW}$ 'dan  $7.51 \text{ kW}$ 'a yükselecektir. Sonuç olarak soğutma makinasının etkinlik katsayısı %28 artışla  $3.97$ 'den  $5.07$ 'ye artacaktır.

# GERÇEK BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA ÇEVİRİMİ

Gerçek buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi ideal olandan bazı bakımlardan farklı olup, bu durum genellikle çevrimi oluşturan çeşitli elemanlardaki tersinmezliklerden kaynaklanır. Tersinmezliğin iki ana sebebi, akışkanın sürtünmesinden kaynaklanan basınç düşmesi ve çevreyle olan ısı alışverişidir.

Tersinmezliklerin sonucu olarak COP azalır.



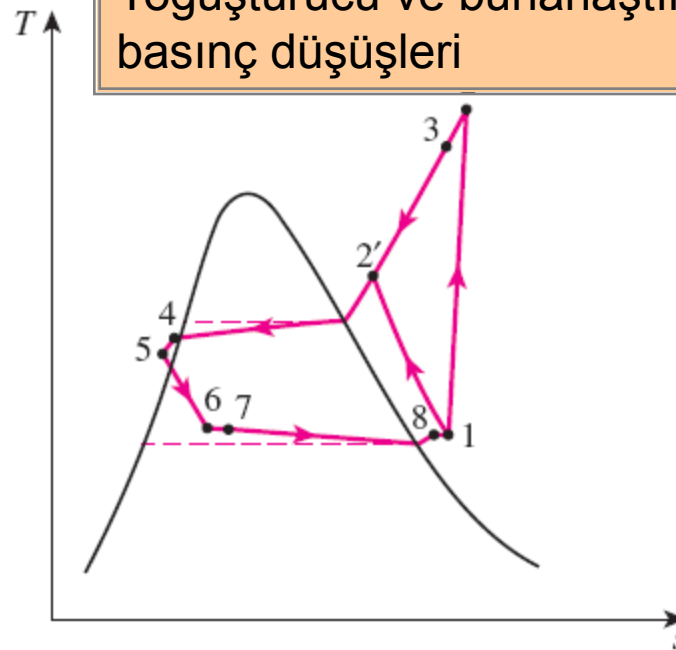
## FARKLILIKLAR

İzantropik olmayan sıkıştırma

Buharlaştırıcı çıkışındaki kızgın buhar

Yoğuşturucu çıkışındaki sıkıştırılmış sıvı

Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı çıkışlarındaki basınç düşüşleri



Gerçek buharlı çevrimin şeması ve T-s diyagramı.

## ÖRNEK 11–2 Gerçek Buhar Sıkıştırırmalı Soğutma Çevrimi

Bir soğutma makinasının kompresörüne soğutkan-134a 0.14 MPa ve  $-10^{\circ}\text{C}$ 'de, 0.05 kg/s debi ile girmekte ve 0.8 MPa,  $50^{\circ}\text{C}$ 'de çıkmaktadır. Soğutkan yoğunlaştırıcıda  $26^{\circ}\text{C}$  ve 0.72 MPa'a soğutulmakta ve 0.15 MPa'a kısılmaktadır. Elemanlar arasındaki bağlantı borularında ısı ve basınç kaybı ihmal edilirse, (a) soğutulan ortamdaki birim zamanda çekilen ısıyı ve kompresörü çalıştırmak için gerekli gücü, (b) kompresörün izentropik verimini, (c) soğutma makinasının etkinlik katsayısını hesaplayınız.

$$\left. \begin{array}{l} P_1 = 0.14 \text{ MPa} \\ T_1 = -10^\circ\text{C} \end{array} \right\} h_1 = 246.36 \text{ kJ/kg}$$

$$\left. \begin{array}{l} P_2 = 0.8 \text{ MPa} \\ T_2 = 50^\circ\text{C} \end{array} \right\} h_2 = 286.69 \text{ kJ/kg}$$

$$\left. \begin{array}{l} P_3 = 0.72 \text{ MPa} \\ T_3 = 26^\circ\text{C} \end{array} \right\} h_3 \cong h_{f@26^\circ\text{C}} = 87.83 \text{ kJ/kg}$$

$$h_4 \cong h_3 \text{ (kısıılma)} \longrightarrow h_4 = 87.83 \text{ kJ/kg}$$

(a) Soğutulan ortamdaki birim zamanda çekilen ısı ve kompresöre verilmesi gereken güç, ilgili tanımlardan hesaplanır:

$$\dot{Q}_L = \dot{m}(h_1 - h_4) = (0.05 \text{ kg/s})[(246.36 - 87.83) \text{ kJ/kg}] = \mathbf{7.93 \text{ kW}}$$

ve

$$\dot{W}_g = \dot{m}(h_2 - h_1) = (0.05 \text{ kg/s})[(286.69 - 246.36) \text{ kJ/kg}] = \mathbf{2.02 \text{ kW}}$$

(b) Kompresörün izantropik verimi,

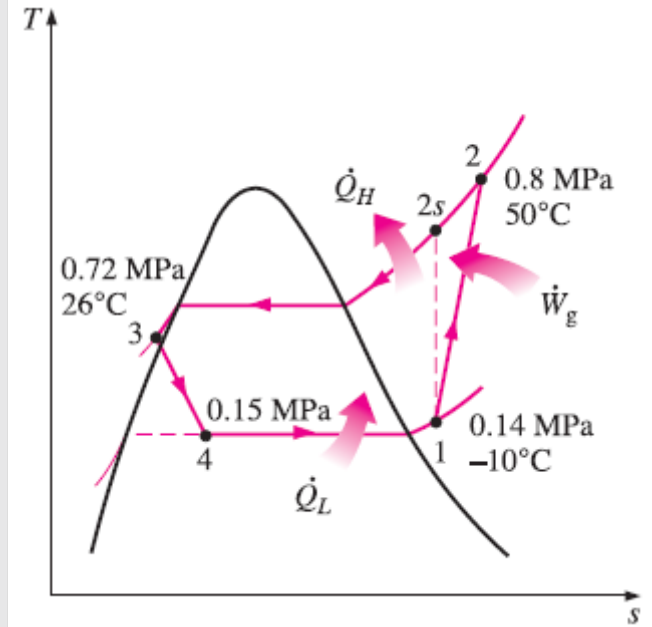
$$\eta_c \cong \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}$$

kullanılarak bulunur. Burada 2s durumundaki ( $P_{2s} = 0.8 \text{ MPa}$  ve  $s_{2s} = s_1 = 0.9724 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$ ) entalpi  $284.21 \text{ kJ/kg}$ 'dir. Böylelikle,

$$\eta_c = \frac{284.21 - 246.36}{286.69 - 246.36} = \mathbf{0.939 \text{ veya } \%93.9}$$

(c) Soğutma makinasının etkinlik katsayısı,

$$\text{COP}_{\text{SM}} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_g} = \frac{7.93 \text{ kW}}{2.02 \text{ kW}} = \mathbf{3.93}$$



# BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA ÇEVİRİMLERİNİN İKİNCİ KANUN ANALİZİ

The maximum COP of a refrigeration cycle operating between temperature limits of  $T_L$  and  $T_H$

$$\text{COP}_{\text{R,max}} = \text{COP}_{\text{R,rev}} = \text{COP}_{\text{R,Carnot}} = \frac{T_L}{T_H - T_L} = \frac{1}{T_H/T_L - 1}$$

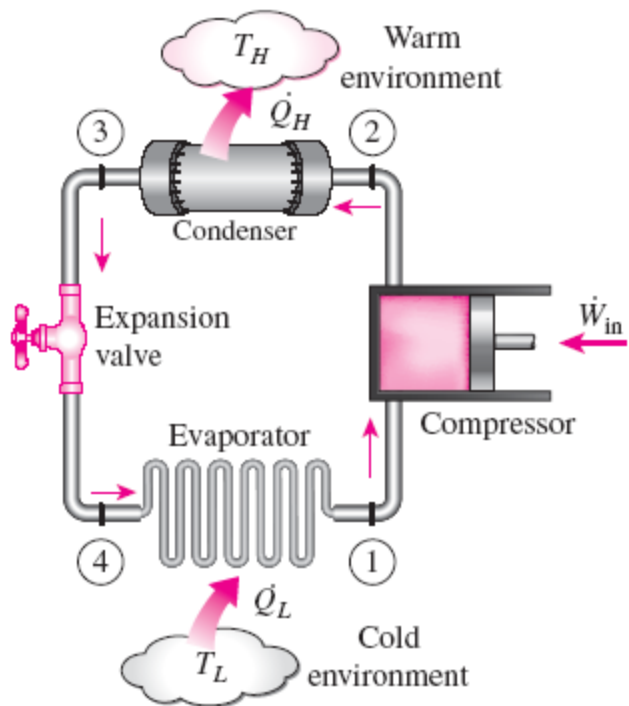
Actual refrigeration cycles are not as efficient as ideal ones like the Carnot cycle because of the irreversibilities involved. But the conclusion we can draw from Eq. 11–9 that the COP is inversely proportional to the temperature difference  $T_H - T_L$  is equally valid for actual refrigeration cycles.

The goal of a second-law or exergy analysis of a refrigeration system is to determine the components that can benefit the most by improvements.

This is done identifying the locations of greatest exergy destruction and the components with the lowest exergy or second-law efficiency.

Exergy destruction in a component can be determined directly from an exergy balance or by using

$$\dot{X}_{\text{dest}} = T_0 \dot{S}_{\text{gen}}$$



**FIGURE 11-9**

The vapor-compression refrigeration cycle considered in the second-law analysis.

Note that when  $T_H = T_0$ , which is often the case for refrigerators,  $\eta_{II,cond} = 0$  since there is no recoverable exergy in this case.

*Compressor:*

$$\dot{X}_{dest,1-2} = T_0 \dot{S}_{gen,1-2} = \dot{m} T_0 (s_2 - s_1)$$

$$\eta_{II,Comp} = \frac{\dot{X}_{recovered}}{\dot{X}_{expended}} = \frac{\dot{W}_{rev}}{\dot{W}_{act,in}} = \frac{\dot{m} [h_2 - h_1 - T_0 (s_2 - s_1)]}{\dot{m} (h_2 - h_1)} = \frac{\psi_2 - \psi_1}{h_2 - h_1}$$

$$= 1 - \frac{\dot{X}_{dest,1-2}}{\dot{W}_{act,in}}$$

*Condenser:*

$$\dot{X}_{dest,2-3} = T_0 \dot{S}_{gen,2-3} = T_0 \left[ \dot{m} (s_3 - s_2) + \frac{\dot{Q}_H}{T_H} \right]$$

$$\eta_{II,Cond} = \frac{\dot{X}_{recovered}}{\dot{X}_{expended}} = \frac{\dot{X}_{Q_H}}{\dot{X}_2 - \dot{X}_3} = \frac{\dot{Q}_H (1 - T_0/T_H)}{\dot{X}_2 - \dot{X}_3}$$

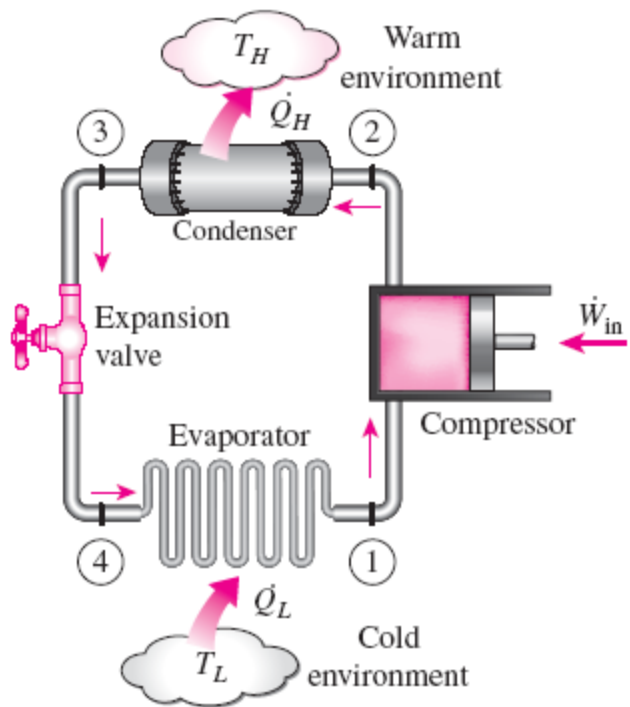
$$= \frac{\dot{Q}_H (1 - T_0/T_H)}{\dot{m} [h_2 - h_3 - T_0 (s_2 - s_3)]} = 1 - \frac{\dot{X}_{dest,2-3}}{\dot{X}_2 - \dot{X}_3}$$

*Expansion valve:*

$$\dot{X}_{dest,3-4} = T_0 \dot{S}_{gen,3-4} = \dot{m} T_0 (s_4 - s_3)$$

$$\eta_{II,ExpValve} = \frac{\dot{X}_{recovered}}{\dot{X}_{expended}} = \frac{0}{\dot{X}_3 - \dot{X}_4} = 0 \quad \text{or}$$

$$\eta_{II,ExpValve} = 1 - \frac{\dot{X}_{dest,3-4}}{\dot{X}_{expended}} = 1 - \frac{\dot{X}_3 - \dot{X}_4}{\dot{X}_3 - \dot{X}_4} = 0$$



**FIGURE 11-9**

The vapor-compression refrigeration cycle considered in the second-law analysis.

*Evaporator:*

$$\dot{X}_{\text{dest},4-1} = T_0 \dot{S}_{\text{gen},4-1} = T_0 \left[ \dot{m}(s_1 - s_4) - \frac{\dot{Q}_L}{T_L} \right]$$

$$\eta_{\text{II,Evap}} = \frac{\dot{X}_{\text{recovered}}}{\dot{X}_{\text{expended}}} = \frac{\dot{X}_{\dot{Q}_L}}{\dot{X}_4 - \dot{X}_1} = \frac{\dot{Q}_L(T_0 - T_L)/T_L}{\dot{X}_4 - \dot{X}_1}$$

$$= \frac{\dot{Q}_L(T_0 - T_L)/T_L}{\dot{m}[h_4 - h_1 - T_0(s_4 - s_1)]} = 1 - \frac{\dot{X}_{\text{dest},4-1}}{\dot{X}_4 - \dot{X}_1}$$

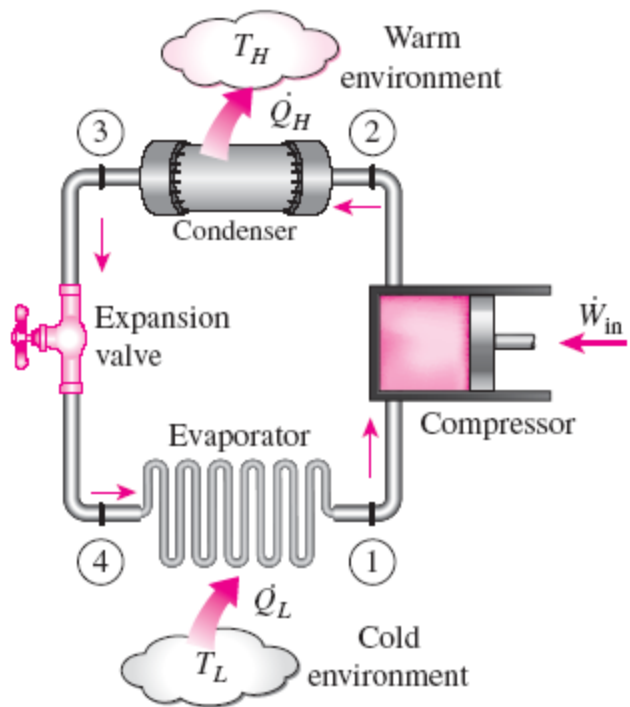
$$\dot{X}_{\dot{Q}_L} = \dot{Q}_L \frac{T_0 - T_L}{T_L}$$

The exergy rate associated with the withdrawal of heat from the low-temperature medium at  $T_L$  at a rate of  $\dot{Q}_L$

This is equivalent to the power that can be produced by a Carnot heat engine receiving heat from the environment at  $T_0$  and rejecting heat to the low temperature medium at  $T_L$  at a rate of  $\dot{Q}_L$ .

$$\dot{W}_{\text{rev,in}} = \dot{W}_{\text{min,in}} = \dot{X}_{\dot{Q}_L}$$

Note that when  $T_L = T_0$ , which is often the case for heat pumps,  $\eta_{\text{II,evap}} = 0$  since there is no recoverable exergy in this case.



**FIGURE 11-9**

The vapor-compression refrigeration cycle considered in the second-law analysis.

$T_0 = T_H$  for a refrigeration cycle

$$\dot{X}_{\text{dest,total}} = \dot{X}_{\text{dest},1-2} + \dot{X}_{\text{dest},2-3} + \dot{X}_{\text{dest},3-4} + \dot{X}_{\text{dest},4-1}$$

$$\dot{X}_{\text{dest,total}} = \dot{W}_{\text{in}} - \dot{X}_{\dot{Q}_L} \quad \text{Total exergy destruction}$$

Second-law (exergy) efficiency

$$\eta_{\text{II,cycle}} = \frac{\dot{X}_{\dot{Q}_L}}{\dot{W}_{\text{in}}} = \frac{\dot{W}_{\text{min,in}}}{\dot{W}_{\text{in}}} = 1 - \frac{\dot{X}_{\text{dest,total}}}{\dot{W}_{\text{in}}}$$

$$\dot{W}_{\text{in}} = \frac{\dot{Q}_L}{\text{COP}_R}$$

$$\dot{X}_{\dot{Q}_L} = \dot{Q}_L \frac{T_0 - T_L}{T_L}$$

$$\eta_{\text{II,cycle}} = \frac{\dot{X}_{\dot{Q}_L}}{\dot{W}_{\text{in}}} = \frac{\dot{Q}_L(T_0 - T_L)/T_L}{\dot{Q}_L/\text{COP}_R} = \frac{\text{COP}_R}{T_L/(T_H - T_L)} = \frac{\text{COP}_R}{\text{COP}_{R,\text{rev}}}$$

This second-law efficiency definition accounts for all irreversibilities associated within the refrigerator, including the heat transfers with the refrigerated space and the environment.



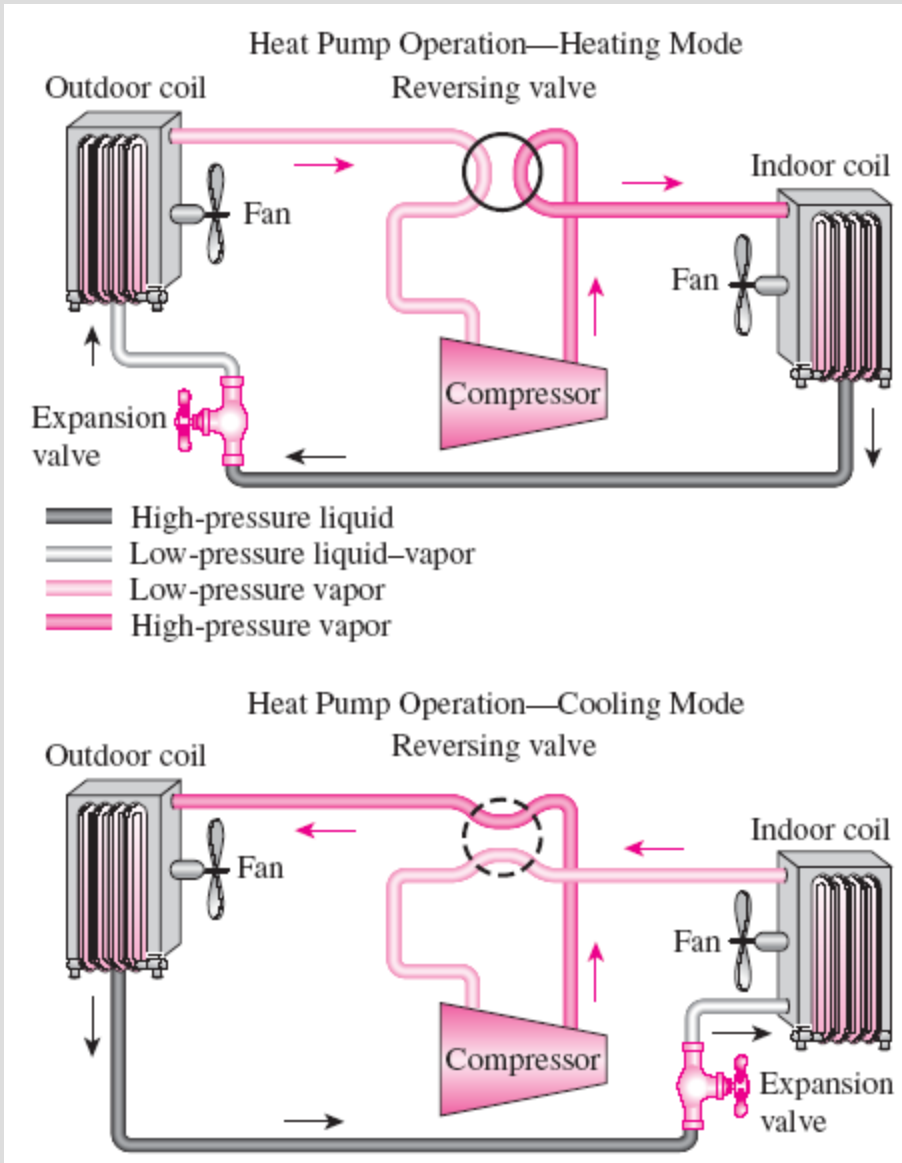
# DOĞRU SOĞUTUCU AKIŞKANIN SEÇİMİ

- Bir soğutma sistemini tasarlariken seğilebilecek birđok soğutkan vardır. Bunlar arasında kloroflorokarbonlar (CFC), amonyak, hidrokarbonlar (propan, etan, etilen vb), karbondioksit, hava (uğakların iklimlendirmesinde kullanılan) ve hatta su (donma noktasının üzerindeki uygulamalarda) sayılabilir.
- R-11, R-12, R-22, R-134a, ve R-502 piyasada kullanılan soğutucu akıőkanların bđyđk bđlđmđnđ oluőturmaktadır.
- Endđstriyel ve bđyđk olđekli ticari sektđrler, zehirleyici olmasına rağmen amonyağı tatmin edici bulmuőlardır.
- Bđyđk kapasitedeki su soğutuculu bina iklimlendirme sistemlerinde en đok R-11 kullanılmaktadır. R-12'den ev tipi buzdolaplarında ve derin dondurucularda ve otomobil klimalarında yararlanılmaktadır.
- R-22 pencere tipi klima cihazlarında, ısı pompalarında, bđyđk binaların merkezi iklimlendirme sistemleri ile endđstriyel soğutma sistemlerinde kullanılmakta ve benzer sistemlerde ki amonyak ile rekabet halinde bulunmaktadır.
- R-22'nin bir karıőımı olan R-502, sđpermarketler gibi ticari soğutma sistemlerinin kullanıldığı uygulamalarda baskın soğutkandır.

# DOĞRU SOĞUTUCU AKIŞKANIN SEÇİMİ

- Kloroflorokarbonların koruyucu ozon tabakasına zarar vermeleri ile dünya atmosferine daha fazla morötesi ışınımının girmesine neden oldukları 1970'lerin ortalarında fark edilmiş ve bunun da küresel ısınmaya neden olan sera etkisine katkıda bulunduğu anlaşılmıştır.
- Tam olarak halojenleştirilmiş kloroflorokarbonlar (R-11, R12 ve R-115 gibi) ozon tabakasına en fazla zararı vermektedirler.
- Tam olarak halojenleştirilmemiş R-22 gibi soğutkanların ozon tüketim kabiliyetleri, R-12'nin yaklaşık %5'i kadardır.
- Yeryüzünü zararlı morötesi ışınlardan koruyan ozon tabakası dostu soğutkanlar geliştirilmektedir.
- Soğutkan seçiminde dikkate alınması gereken iki önemli parametre soğutkanın ısı alışverişinde bulunduğu iki ortamın (soğutulan ortam ile çevre) sıcaklıklarıdır.

# ISI POMPASI SİSTEMLERİ



Isı pompası yazın bir evi soğutmak, kışın bir evi ısıtmak için kullanılabilir.

Isı pompaları için en çok kullanılan enerji kaynağı, su ve topraktan da yararlanılmasına rağmen havadan havaya sistemlerde atmosferik havadır.

Suyu ısı kaynağı olarak kullanan sistemler genelde 80 m'ye kadar inen derinliklerdeki, sıcaklığı 5 ile 18°C arasında değişen yeraltı sularını kullanırlar ve karlanma problemleri yoktur. Bu sistemler daha yüksek etkinlik katsayılarına sahip olmakla birlikte, daha karmaşıktırlar ve yeraltı suyu gibi büyük miktarlardaki su kütlelerine kolay bir şekilde erişime gereksinim duyarlar.

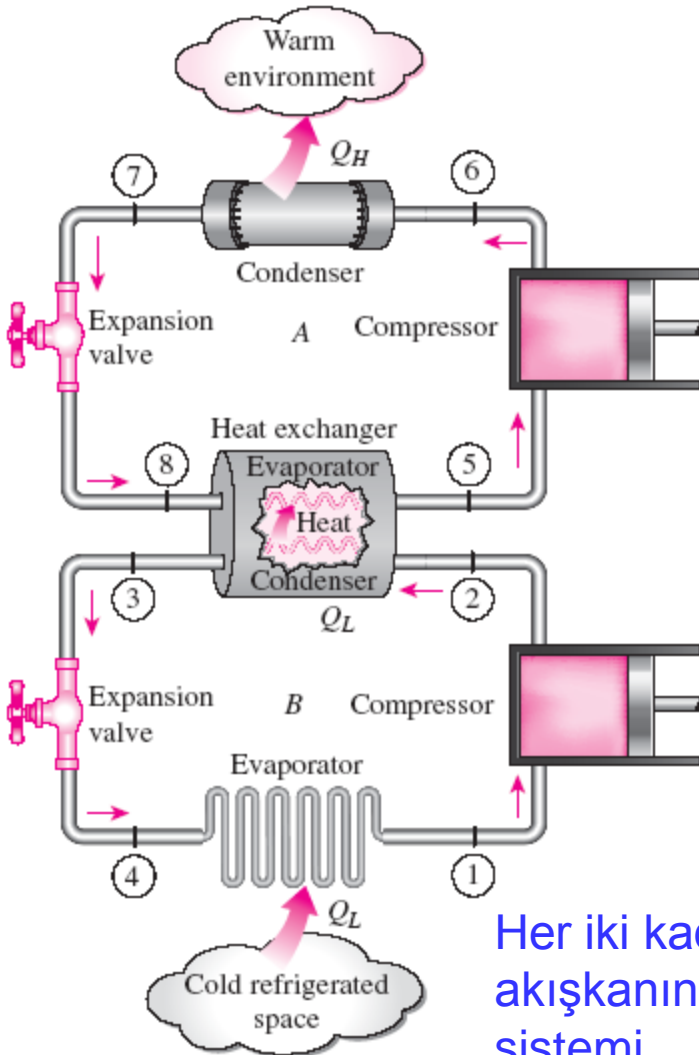
Isı pompasının kapasitesi ve etkinliği düşük kaynak sıcaklıklarında önemli ölçüde azalır. Bundan dolayı havayı ısı kaynağı olarak kullanan ısı pompalarının çoğunda, elektrikli ısıtıcı, mazotlu ya da doğal gazlı kat kaloriferleri gibi yardımcı ısıtma sistemlerine ihtiyaç duyulur. Isı pompalarının en rekabetçi olduğu yöreler, güney bölgelerimizde olduğu gibi yazın soğutma yükünün büyük, kışın ısıtma yükünün küçük olduğu yerlerdir. Bu yörelerde ısı pompası konutların ve işyerlerinin ısıtma ve soğutma yüklerinin tümünü karşılayabilir. Öte yandan yazın soğutmanın az, kışın ısıtmanın oldukça fazla olduğu yörelerde ısı pompasının ekonomik olması zordur.

# YENİLİKÇİ BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA SİSTEMLERİ

- Basit buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi en yaygın olarak kullanılan soğutma çevrimi olup, soğutma uygulamalarının büyük çoğunluğu için yeterlidir.
- Basit buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemleri ucuz ve güvenilir olmalarının yanı sıra hemen hemen hiç bakım gerektirmezler
- Fakat büyük endüstriyel uygulamalarda basitlikten çok etkinlik önem kazanır.
- Bazı uygulamalar için basit buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi yetersiz kalmakta ve iyileştirilmesi gerekir.
- Aşağıda etkinliği artırmak için yapılan düzenlemelerden birkaçı incelenecektir:
  - Ardışık Soğutma Sistemleri
  - Çok Kademeli Sıkıştırma Yapılan Soğutma Sistemleri
  - Tek Kompresör ile Çalışan Çok Amaçlı Soğutma Sistemleri
  - Gazların Sıvılaştırılması

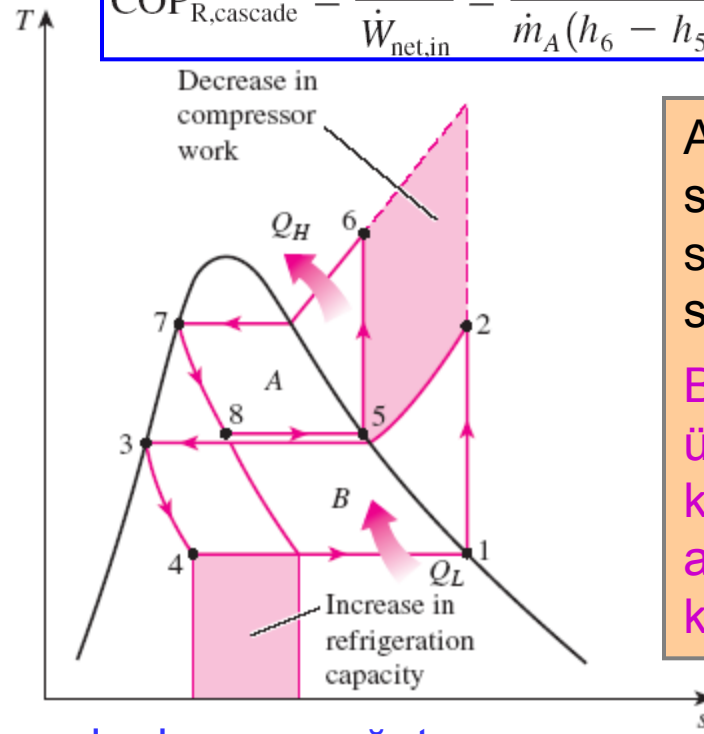
# Cascade (Ardışık) Soğutma Sistemleri

Bazı endüstriyel uygulamalar oldukça düşük sıcaklıklara gereksinim duyarlar ve uygulamanın söz konusu sıcaklık aralığı, basit buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminin etkin çalışabilmesi için çok büyük olabilir. Bu gibi durumlarda başvurulan yöntemlerden biri soğutma işlemini iki kademede gerçekleştirmektir.



$$\dot{m}_A(h_5 - h_8) = \dot{m}_B(h_2 - h_3) \longrightarrow \frac{\dot{m}_A}{\dot{m}_B} = \frac{h_2 - h_3}{h_5 - h_8}$$

$$\text{COP}_{R,\text{cascade}} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{\text{net,in}}} = \frac{\dot{m}_B(h_1 - h_4)}{\dot{m}_A(h_6 - h_5) + \dot{m}_B(h_2 - h_1)}$$



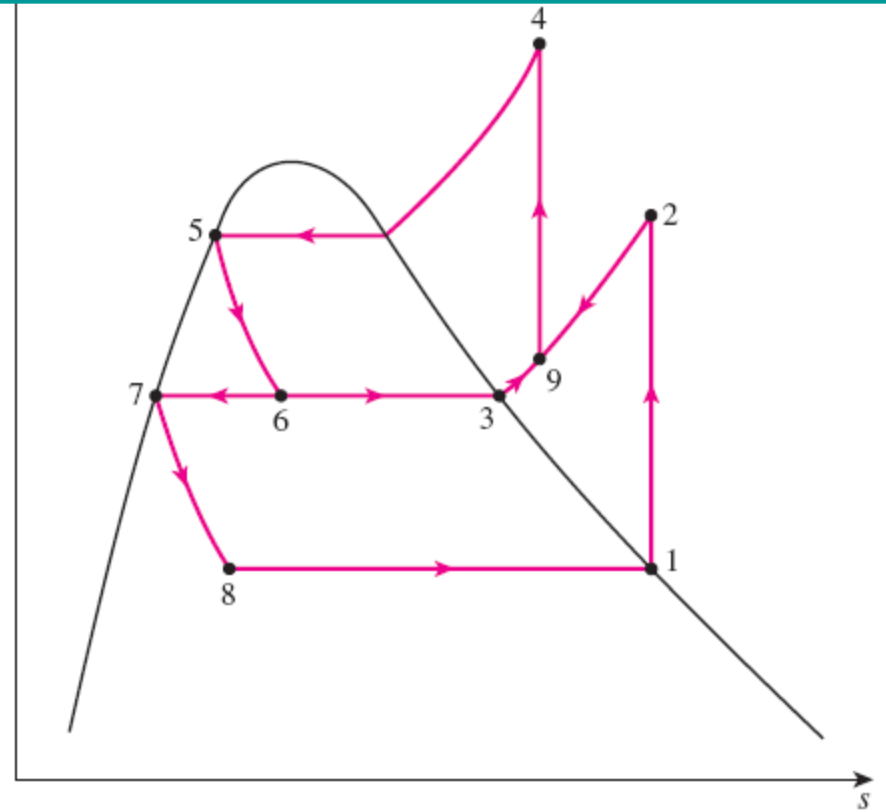
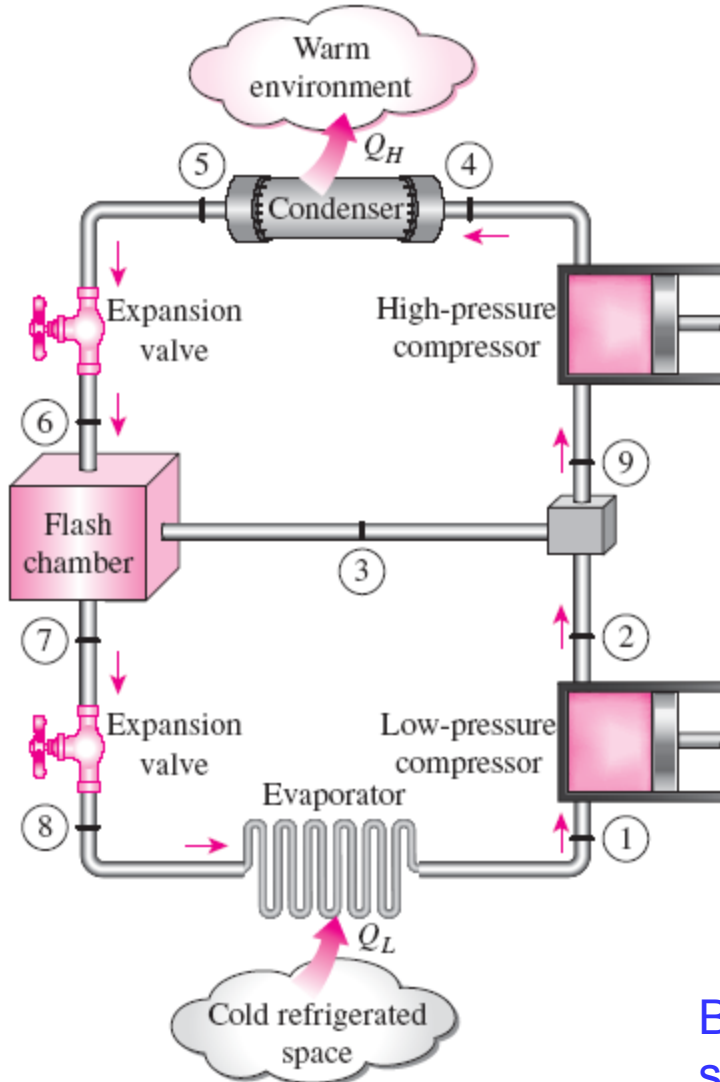
Ardışık soğutma sisteminin COP sini artırır.

Bazı sistemler üç veya dört kademeli ardışık soğutma kullanır.

Her iki kademede de aynı soğutucu akışkanın kullanıldığı bir ikili soğutma sistemi.

# Çok Kademeli Sıkıştırma Yapılan Soğutma Sistemleri

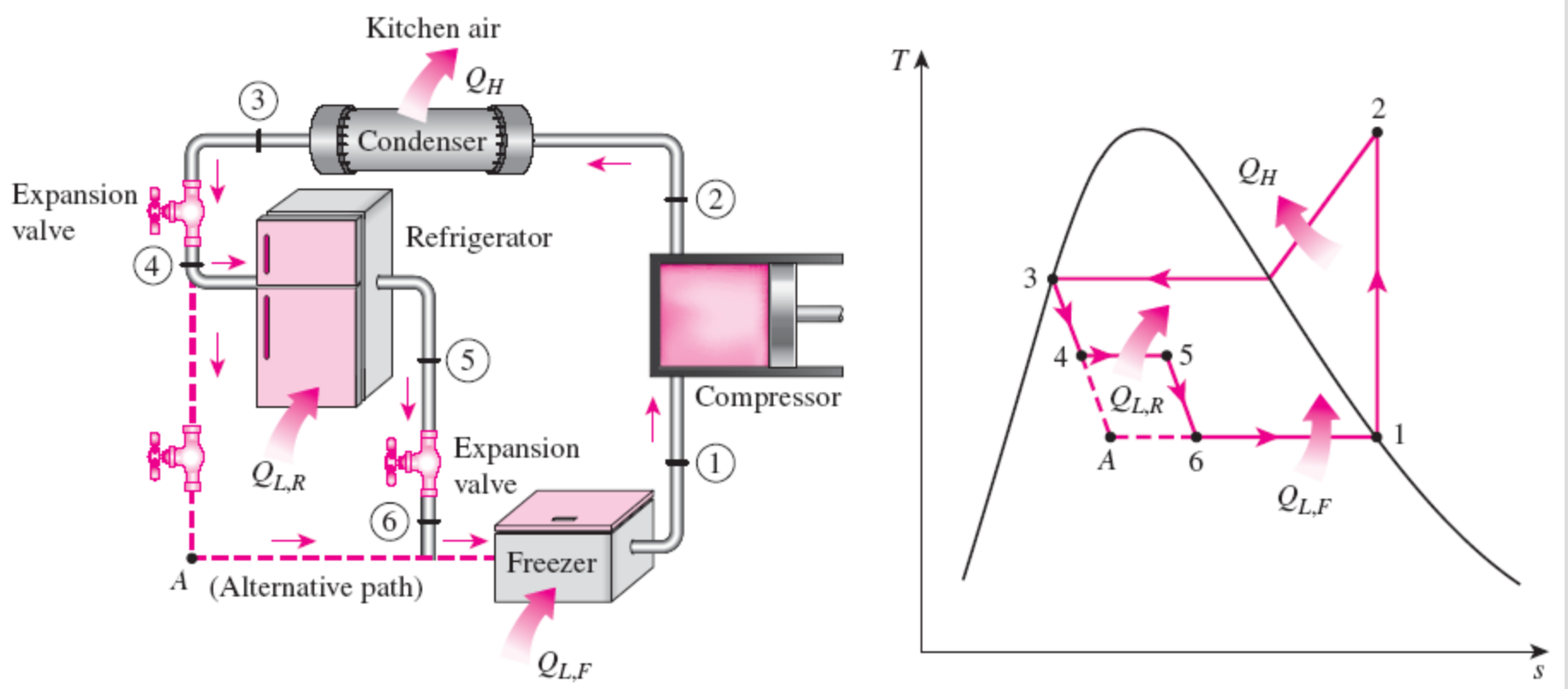
Ardışık soğutma sisteminin her tarafında kullanılan akışkan aynı ise, kademeler arasındaki ısı değiştirici yerine ısı aktarımının daha iyi sağlandığı bir karışma odası veya buharlaşma odası kullanılabilir. Bu tür sistemlere çok kademeli sıkıştırma yapılan soğutma sistemleri adı verilir.



Buharlaşıma odalı iki kademeli sıkıştırmalı bir soğutma sistemi.

# Tek Kompresör ile Çalışan Çok Amaçlı Soğutma Sistemleri

Bazı uygulamalarda farklı sıcaklıklarda birden çok ortamın aynı anda soğutulması gerekebilir. Bunun üstesinden gelmek için, farklı sıcaklıktaki her bir buharlaştırıcı için ayrı bir genişleme vanası ve ayrı bir kompresör kullanılabilir. Ancak böyle bir sistem büyük hacimli ve masraflı olacaktır. Daha uygun ve ekonomik bir çözüm, buharlaştırıcılardan çıkan tüm akışları tek bir kompresöre yönlendirmek ve sistemin tüm sıkıştırma işini bu kompresörde gerçekleştirmektir.

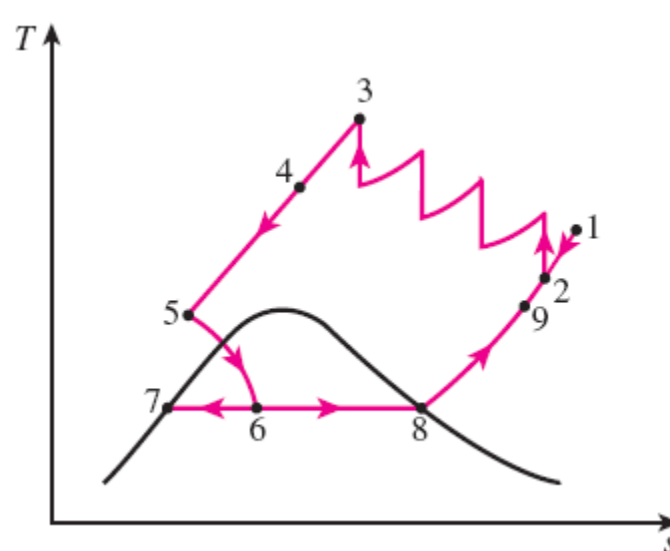
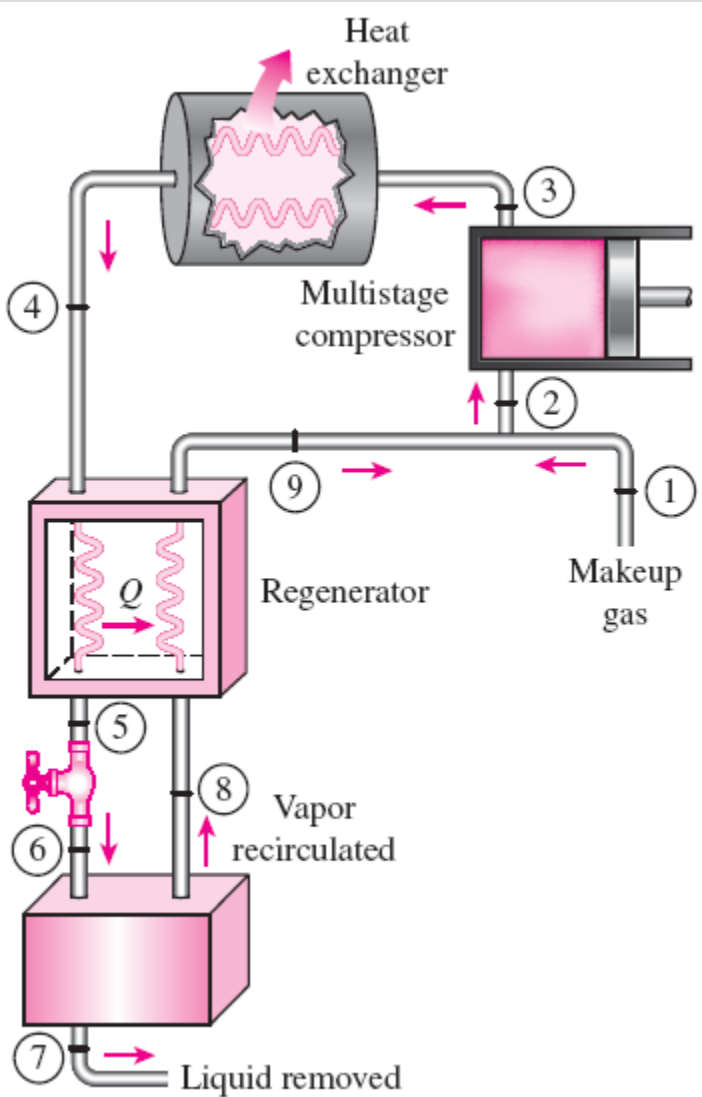


Dondurucusu olan tek kompresörlü bir soğutma makinesinin T-s diyagramı.

# Gazların Sıvılaştırılması

Birçok önemli bilimsel araştırma ve mühendislikle ilgili işlemler kriyojenik ( $-100^{\circ}\text{C}$ 'nin altındaki) sıcaklıklarda gazların sıvılaştırılmasına dayandığından, gazların sıvılaştırılması soğutma uygulamalarının her zaman önemli bir alanını oluşturmuştur. Böyle işlemlere örnek olarak, oksijen ve azotun havadan ayrılması, roketler için sıvı yakıtların hazırlanması, çok düşük sıcaklıklarda malzeme özelliklerinin incelenmesi, süper iletkenlik gibi ilginç bazı kavramların araştırılması gösterilebilir.

Gazların sıvılaştırılması için başarıyla kullanılan bazıları karmaşık, diğerleri basit birkaç çevrim vardır.



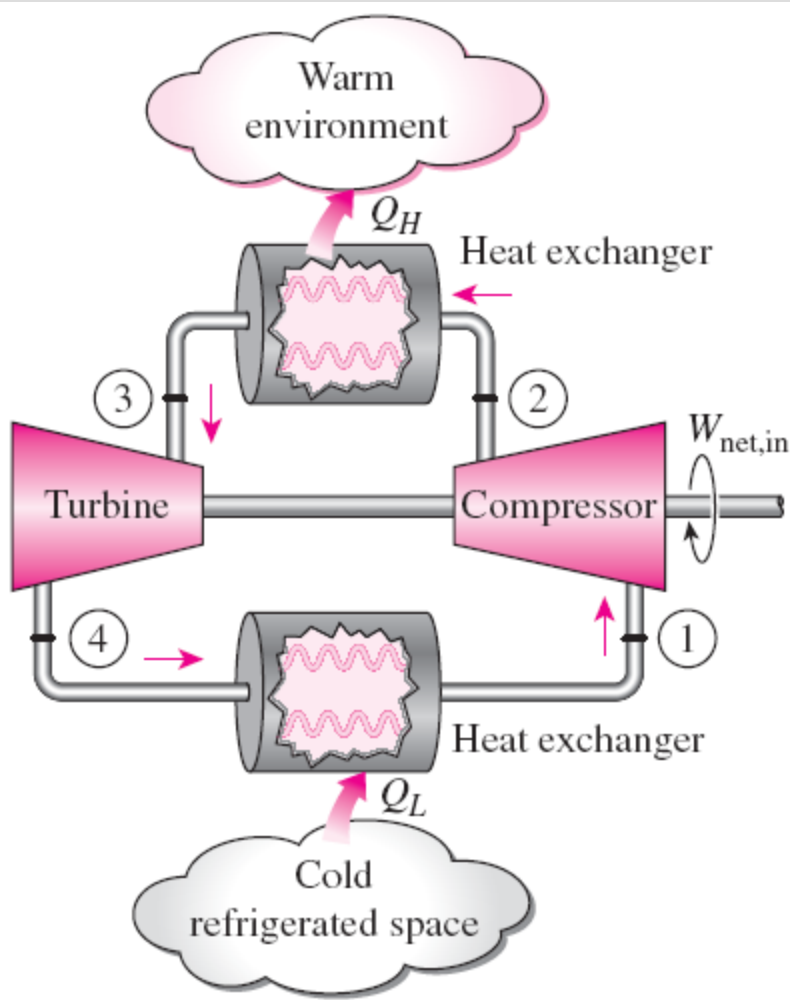
Gazları sıvılaştırma için Linde-Hampson yöntemi. 24



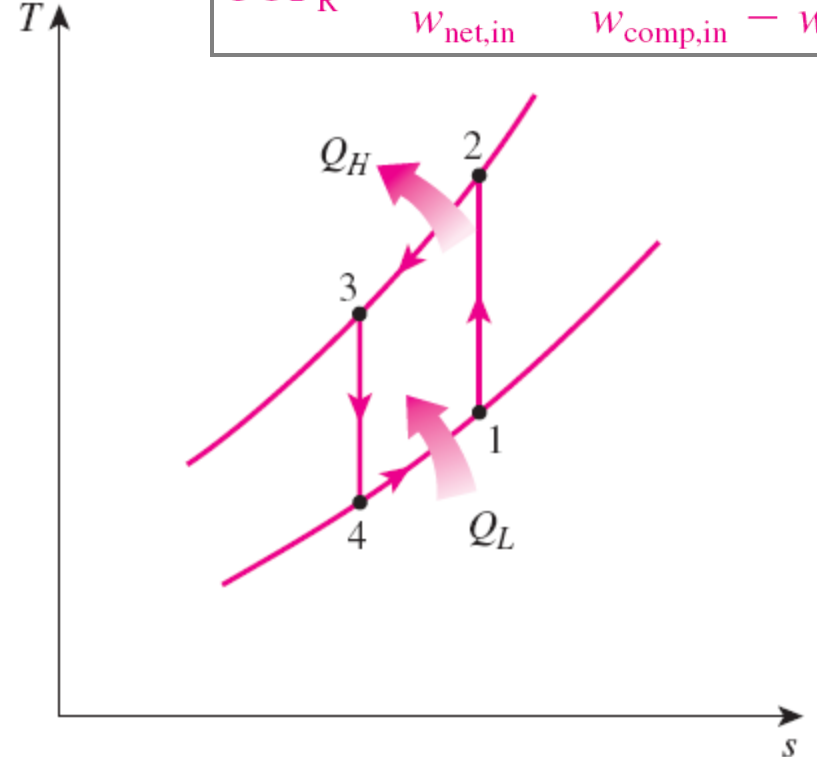
# GAZ AKIŞKANLI SOĞUTMA ÇEVİRİMLERİ

Soğutma için **ters Brayton çevrimi** (gaz akışkanlı soğutma çevrimi) kullanılabilir.

$$q_L = h_1 - h_4$$
$$w_{\text{turb,out}} = h_3 - h_4$$
$$w_{\text{comp,in}} = h_2 - h_1$$



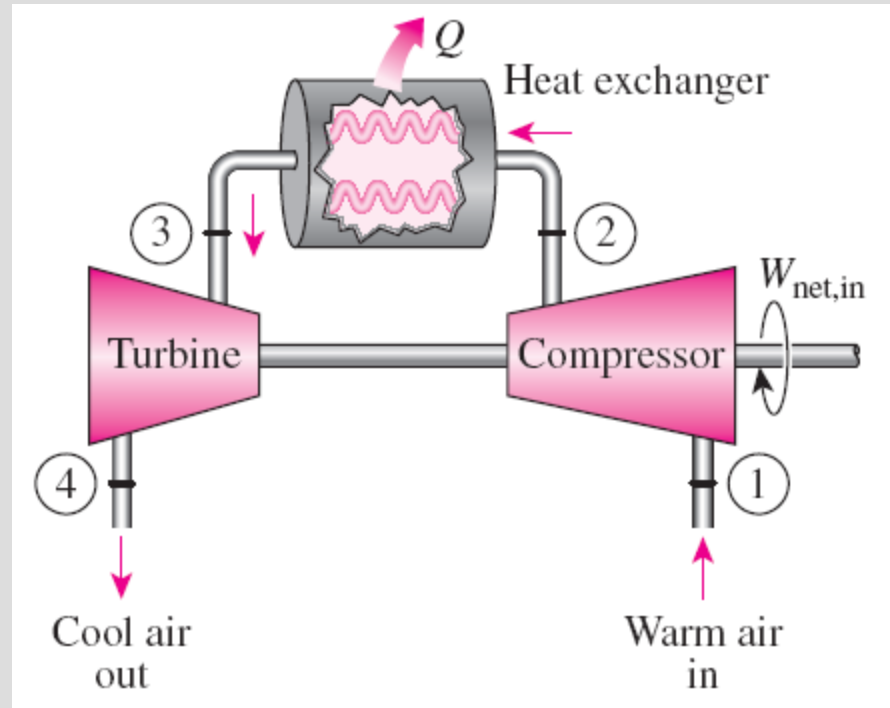
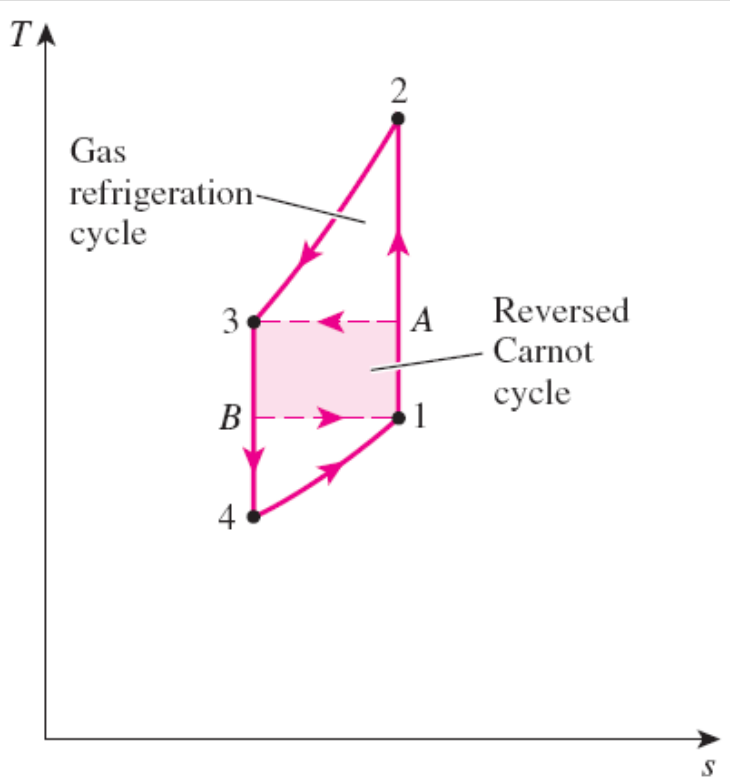
$$\text{COP}_R = \frac{q_L}{w_{\text{net,in}}} = \frac{q_L}{w_{\text{comp,in}} - w_{\text{turb,out}}}$$



Basit gaz akışkanlı soğutma çevrimleri.

Gaz akışkanlı soğutma çevrimi, buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi veya tersine Carnot çevrimine göre daha düşük etkinlik katsayısına sahiptir.

Tersine Carnot çevrimi net işin küçük bir bölümünü harcarken, (1A3B1 dikdörtgen alanı), daha çok soğutma yapmaktadır (B1 altındaki üçgen alan).



Açık çevrime göre çalışan uçak kabin soğutma sistemi.

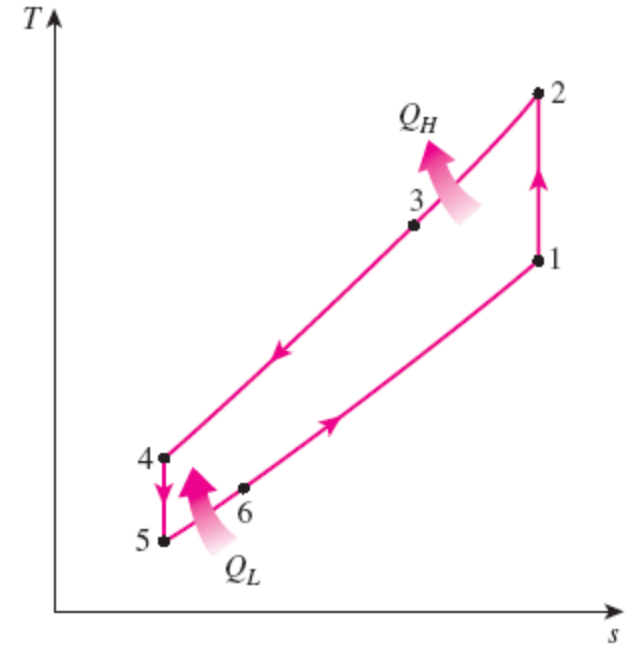
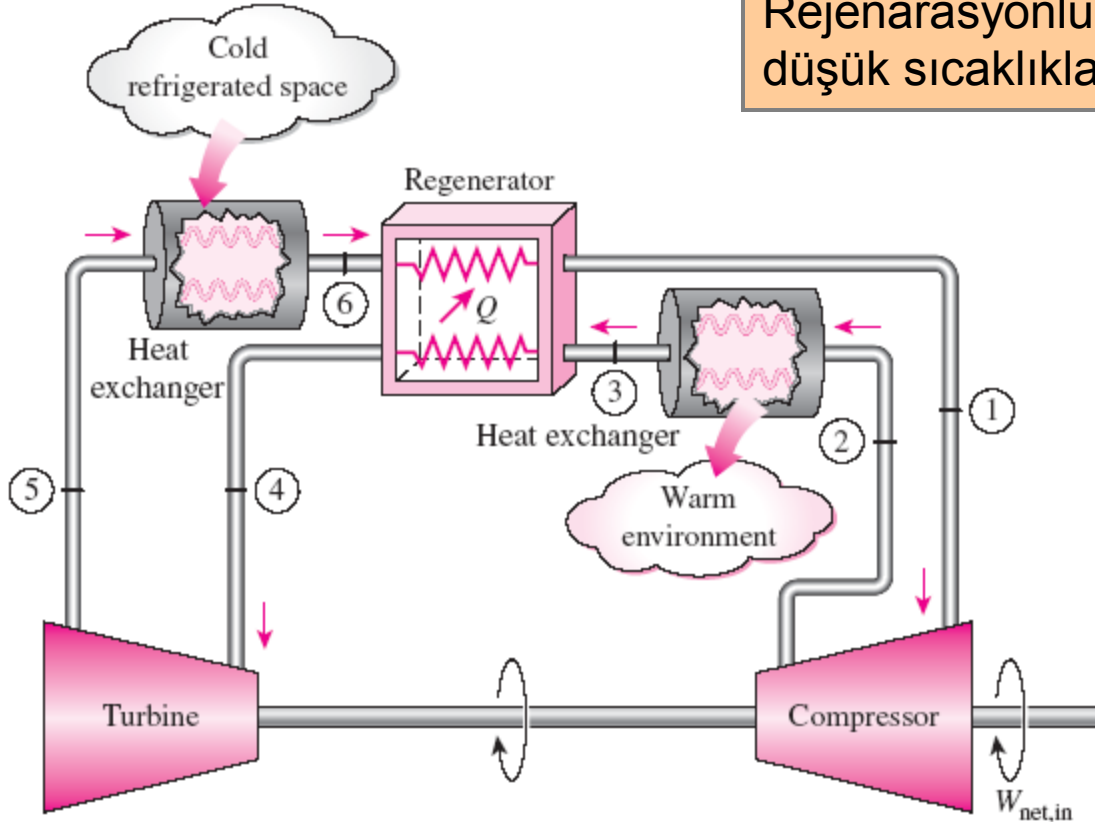
Gaz akışkanlı soğutma çevrimlerinin etkinlik katsayıları bağıl olarak düşük olmasına rağmen, iki cazip özelliği vardır. İlk olarak bu çevrime göre çalışan makineler daha basit ve hafif elemanlar ile çalışabildiklerinden, uçaklarda soğutma için elverişli hale gelirler.

Çevrim içinde soğutma yapılmadan elde edilebilecek en düşük türbin giriş sıcaklığı, çevre veya daha başka bir soğutma ortamının sıcaklığı  $T_0$ 'dır.

Çevrim içinde soğutma yapıldığı zaman ,yüksek basınçlı gazın sıcaklığı türbindeki genişlemeden önce , $T_4$  sıcaklığına kadar düşürülebilir.

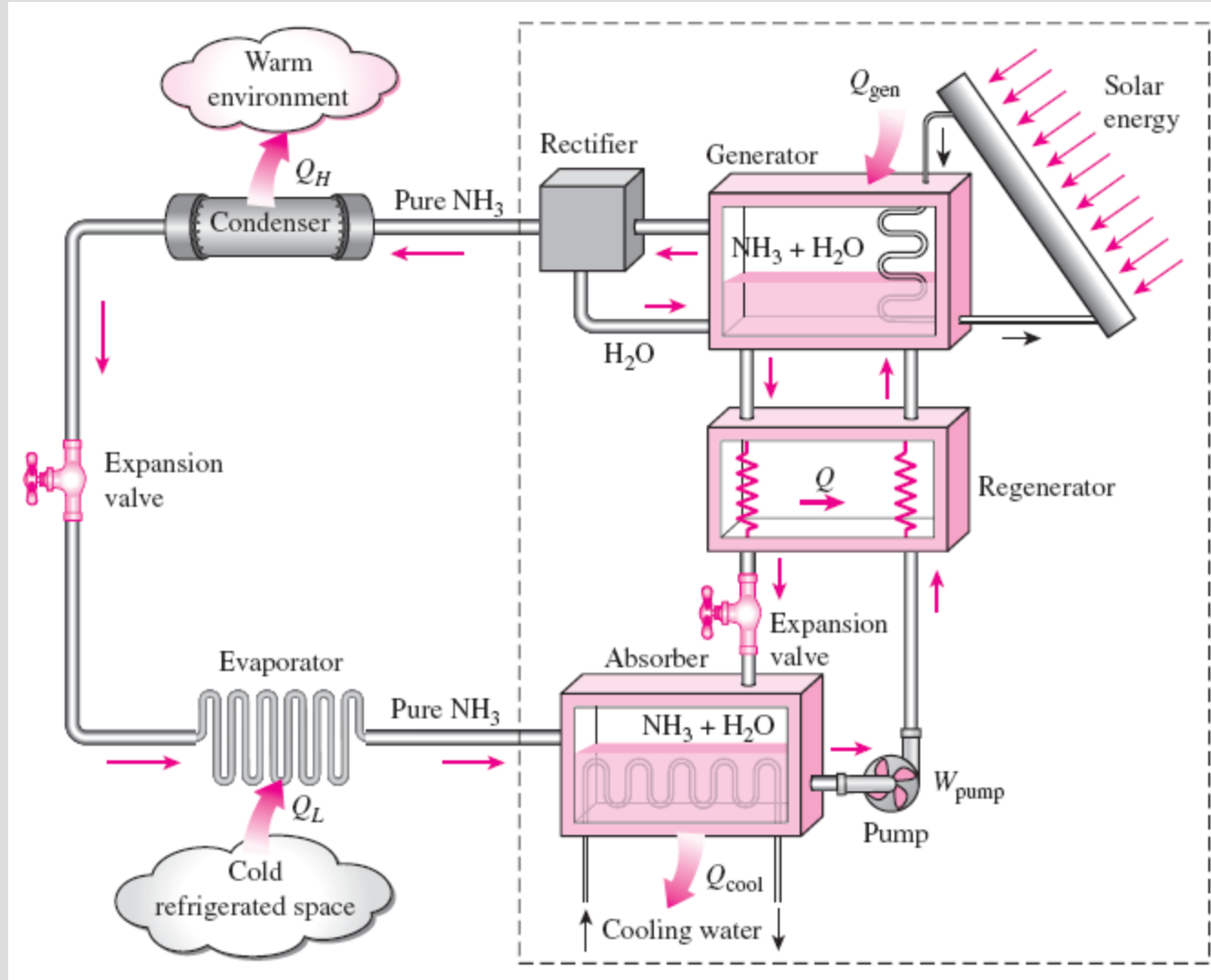
Türbin giriş sıcaklığının düşürülmesi, çevrimin en düşük sıcaklığı olan türbin giriş sıcaklığının da kendiliğinden düşmesine neden olur.

Rejenarasyonlu soğutma çevrimiyle çok düşük sıcaklıklara ulaşılabilir.



Rejenaratörlü gaz akışkanlı soğutma çevrimi.

# SOĞURMALI SOĞUTMA SİSTEMLERİ

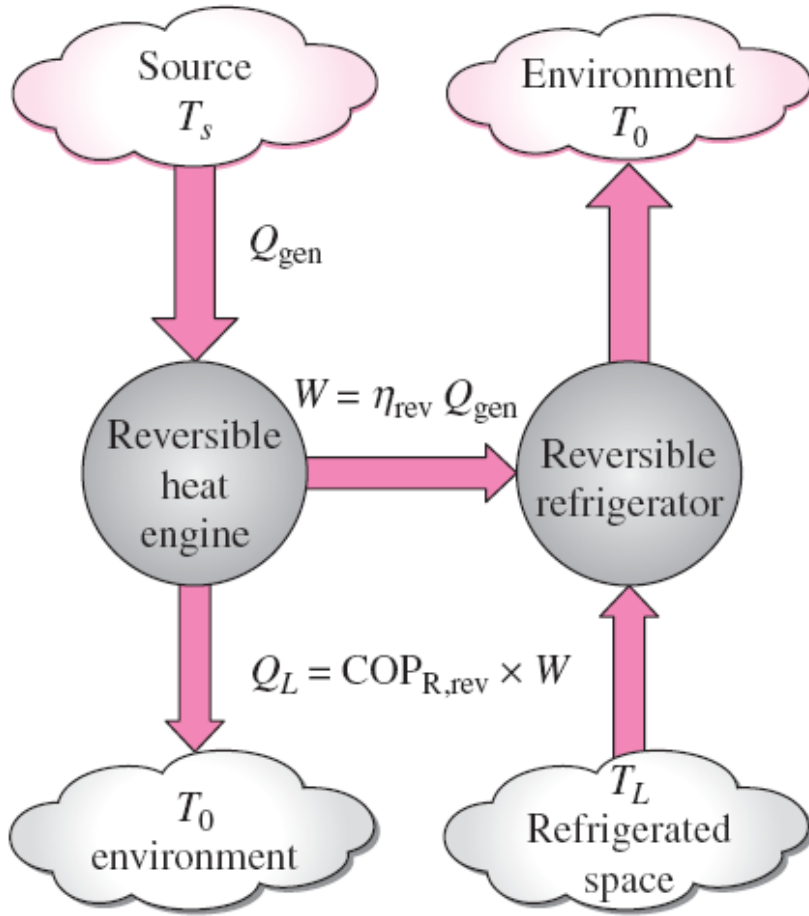


Amonyak-su soğurmalı soğutma çevrimi.

Sıcaklığı 100°C ile 200°C arasında olan ucuz bir ısı enerjisi kaynağı bulunduğu zaman, ekonomik açıdan ilgi çekici olabilecek bir başka soğutma yöntemi **soğurmalı (absorpsiyonlu) soğutmadır.**

Ucuz ısı enerjisi kaynakları arasında **jeotermal enerji, güneş enerjisi, kojenerasyon veya buhar santrallerinin atık ısıları ve hatta bağıl olarak ucuz fiyattan sağlandığında doğal gaz sayılabilir.**

- Soğurmalı soğutma sistemlerinde soğutkanın bir taşıyıcı akışkan içinde soğurulması sözkonusudur.
- En yaygın kullanılan soğurmalı soğutma sistemi, amonyağın (NH<sub>3</sub>) soğutkan, suyun (H<sub>2</sub>O) taşıyıcı akışkan olarak görev yaptığı amonyak–su sistemidir.
- Diğer soğurmalı soğutma sistemleri arasında, suyun soğutkan olarak yer aldığı, su–lityum bromür ve su–lityum klorür sistemleri sayılabilir. Son iki sistemin uygulama alanları, en düşük sıcaklığın suyun donma noktasının üzerinde olduğu iklimlendirme ile incelenecektir.
- Buhar sıkıştırımlı soğutma sistemiyle karşılaştırıldığında soğurmalı sistemin önemli bir üstünlüğü göze çarpmaktadır: Bu sistemde buhar yerine sıvı sıkıştırılmaktadır. Sürekli akış işi özgül hacimle orantılı olduğu için, soğurmalı soğutma sistemine beslenmesi gereken iş çok küçük olup (ısıtıcıya sağlanan ısının %1'i mertebelerinde), çevrim analizi sırasında sıklıkla ihmal edilmektedir.
- Bu sistemlerin çalışması dış kaynaktan sağlanan ısıya dayanır. Bu nedenle soğurmalı soğutma sistemleri çoğu kez ısı ile çalışan sistemler olarak sınıflandırılır.
- Soğurmalı soğutma sistemleri buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerine göre oldukça pahalıdırlar. Ayrıca daha karmaşık ve daha fazla hacimlidirler. Verimleri daha düşük olduğu için yoğunlaşma ısısının atılması için daha büyük soğutma kulelerine ihtiyaç duyarlar. Yaygın olmadıklarından bakım ve onarımlarının sağlanması daha zordur.
- Bu nedenle soğurmalı soğutma sistemleri ancak ısıl enerji kaynağının birim maliyetinin ucuz ve uzun vadede elektriğe göre düşük kalması beklendiğinde dikkate alınmalıdırlar.
- Söz konusu sistemler genel olarak büyük ticari ve endüstriyel uygulamalarda kullanılırlar.



$$W = \eta_{\text{rev}} Q_{\text{gen}} = \left(1 - \frac{T_0}{T_s}\right) Q_{\text{gen}}$$

$$Q_L = \text{COP}_{\text{R,rev}} W = \left(\frac{T_L}{T_0 - T_L}\right) W$$

$$\text{COP}_{\text{rev,absorption}} = \frac{Q_L}{Q_{\text{gen}}} = \left(1 - \frac{T_0}{T_s}\right) \left(\frac{T_L}{T_0 - T_L}\right)$$

$$\text{COP}_{\text{absorption}} = \frac{\text{Desired output}}{\text{Required input}}$$

$$= \frac{Q_L}{Q_{\text{gen}} + W_{\text{pump,in}}} \cong \frac{Q_L}{Q_{\text{gen}}}$$

Gerçek soğurmalı soğutma sisteminin COP' si genellikle 1'den daha azdır 1.

İklimlendirme sistemleri soğurmalı soğutmaya dayanır. En iyi performans ısı kaynağının ısıyı az sıcaklık düşüşlerinde yüksek sıcaklıklarda sağladığı zaman sağlanır.

Soğurmalı soğutma sisteminin sahip olabileceği max.COP.

# ÖZET

- Soğutucular ve Isı pompaları
- Ters Carnot Çevrimi
- İdeal Buhar-Sıkıştırırmalı

## Soğutma Çevrimi

- Gerçek Buhar-Sıkıştırırmalı Soğutma Çevrimi
- Doğru Soğutucu Akışkanın Seçimi
- Isı Pompası Sistemleri
- Yenilikçi Buhar-Sıkıştırırmalı Soğutma Çevrimi