

Termodinamik: Mühendislik Yaklaşımıyla, 5. Baskı
Yunus A. Çengel, Michael A. Boles
Çeviri Editörü: Ali PINARBAŞI
McGraw-Hill, 2008

Bölüm 11

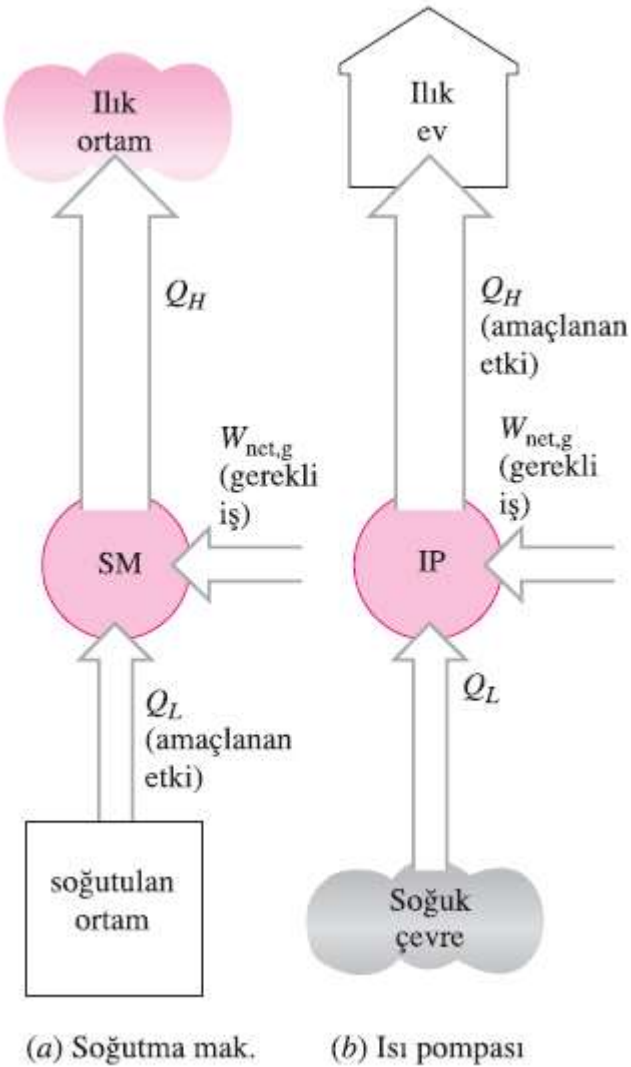
SOĞUTMA ÇEVREMLERİ

Prof. Dr. Ali PINARBAŞI

Amaçlar

- Soğutma makineleri ve ısı pompaları kavramlarının tanıtılması ile etkinliklerinin ölçülmesi.
- İdeal buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminin incelenmesi.
- Gerçek buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminin incelenmesi.
- Bir uygulama için en doğru soğutkanın seçimi sırasında etkili olan etkenlerin gözden geçirilmesi.
- Soğutma makinesi ve ısı pompası sistemlerinin çalışmalarının tartışılması.
- Yenilikçi buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimlerinin etkinliklerinin değerlendirilmesi.
- Gaz akışkanlı soğutma çevrimlerinin incelenmesi.
- Soğurmalı soğutma sistemleri kavramlarının tanıtılması.

SOĞUTMA MAKİNALARI VE ISI POMPALARI



Soğutma makinesinin amacı soğutulan ortamdaki ısı çekmektir (Q_L); Isı pompasının amacı ılık ortama ısı vermektir (Q_H)

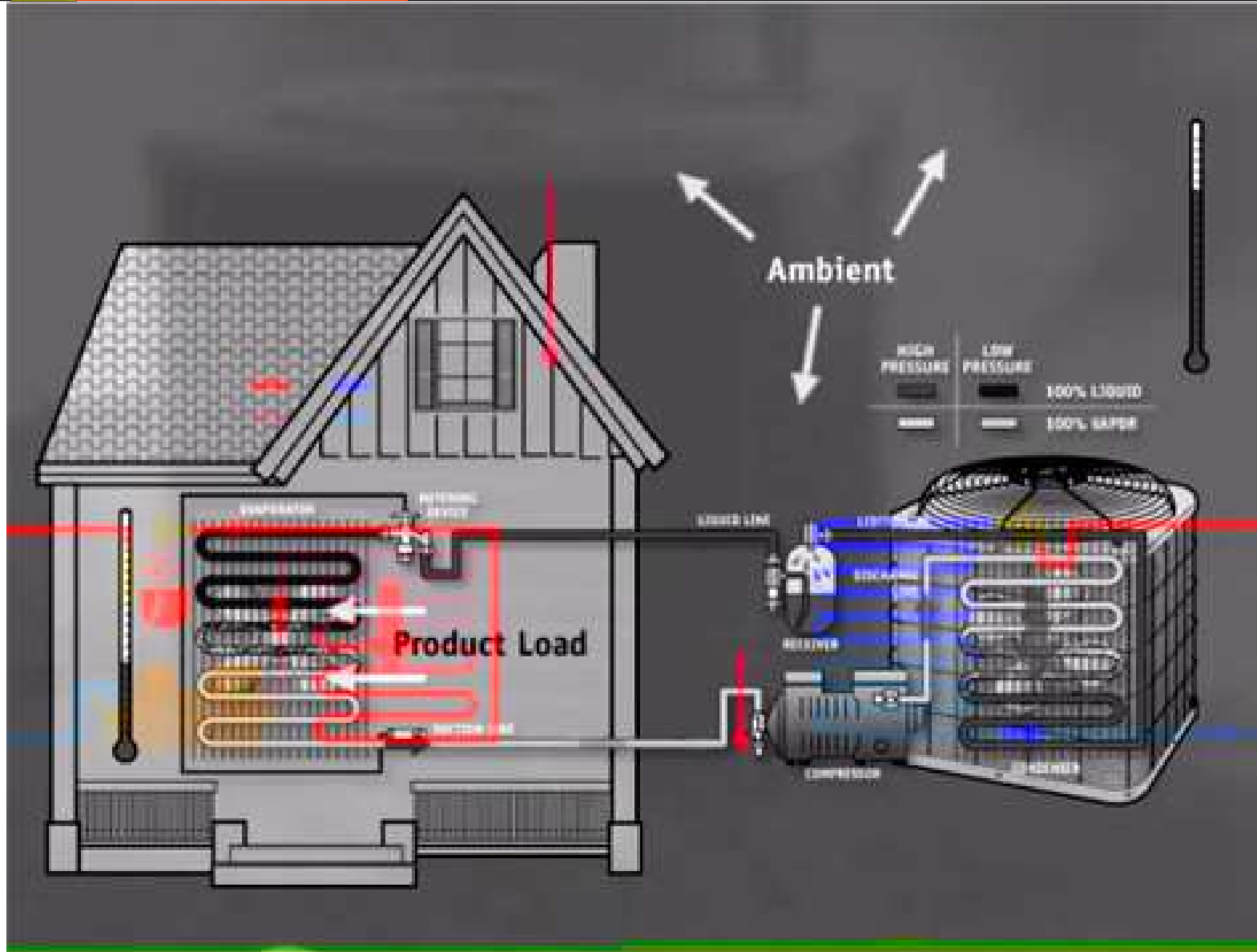
Düşük sıcaklıktaki ortamdaki ısıyı yüksek sıcaklıktaki ortama aktarmak için soğutma makinaları olarak adlandırılan özel cihazlara gereksinim duyulur.

Soğutma makinaları ve ısı pompaları aslında aynı cihazlar olmakla birlikte, kullanım amaçları farklıdır.

$$\text{COP}_{\text{SM}} = \frac{\text{Elde edilmek istenen}}{\text{Harcanan}} = \frac{\text{Soğutma etkisi}}{\text{İş girişi}} = \frac{Q_L}{W_{\text{net,g}}}$$
$$\text{COP}_{\text{IP}} = \frac{\text{Elde edilmek istenen}}{\text{Harcanan}} = \frac{\text{Isıtma etkisi}}{\text{İş girişi}} = \frac{Q_H}{W_{\text{net,g}}}$$

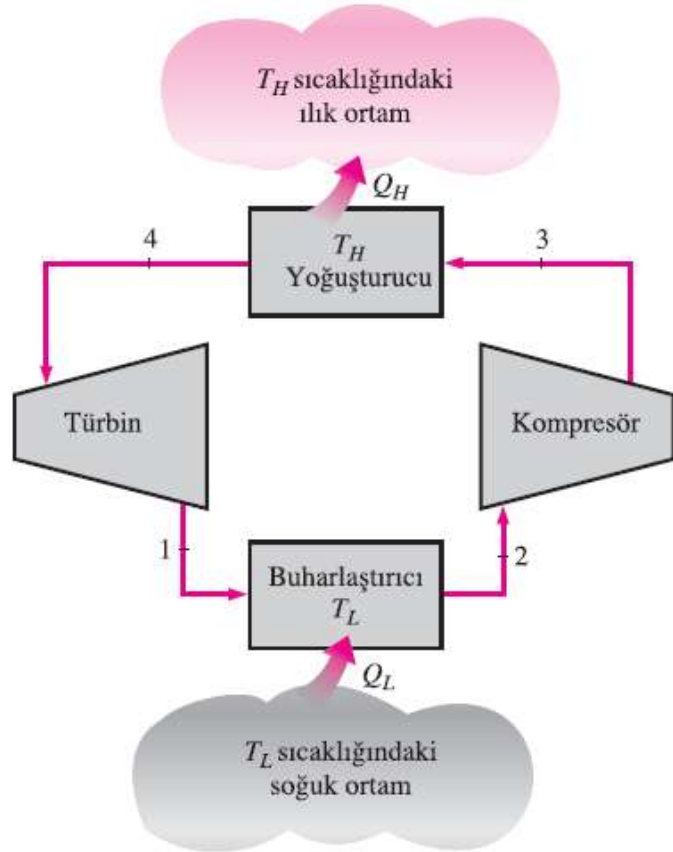
Q_L ve Q_H in sabit değerleri için

$$\text{COP}_{\text{IP}} = \text{COP}_{\text{SM}} + 1$$

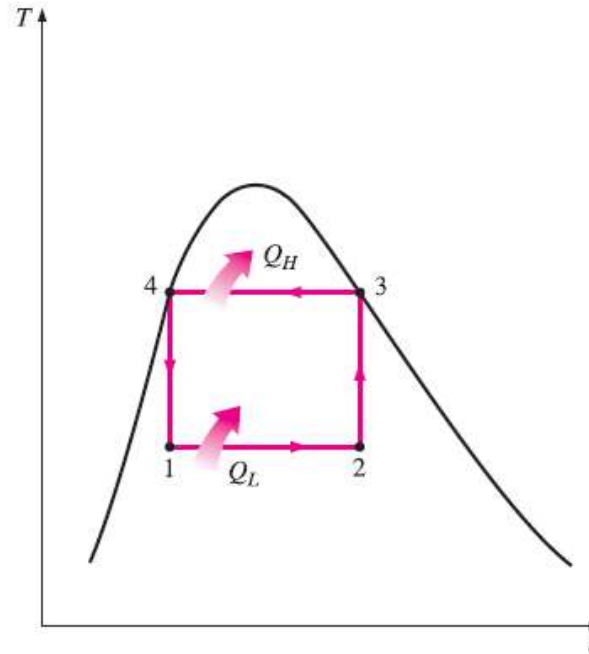


TERS CARNOT ÇEVİRİMİ

Tersinir Carnot çevrimi iki belirli sıcaklık seviyesi arasında çalışan en etkin soğutma çevrimidir. Diğer taraftan 2–3 ve 4–1 hal değişimlerinin sağlanması uygulamada pek mümkün değildir. Çünkü 2–3 hal değişiminde sıvı-buhar karışının sıkıştırılması gerekmekte ve bunun için de iki evreli akışkanla çalışan bir kompresöre ihtiyaç duyulmaktadır. Diğer taraftan 4–1 hal değişimi sırasında sıvı oranı yüksek soğutkanın türbinde genişmesi gerekir.



T_L 'nin yükselmesi veya T_H 'nin düşmesi durumunda her iki COP'nin de arttığına dikkat edilmelidir.



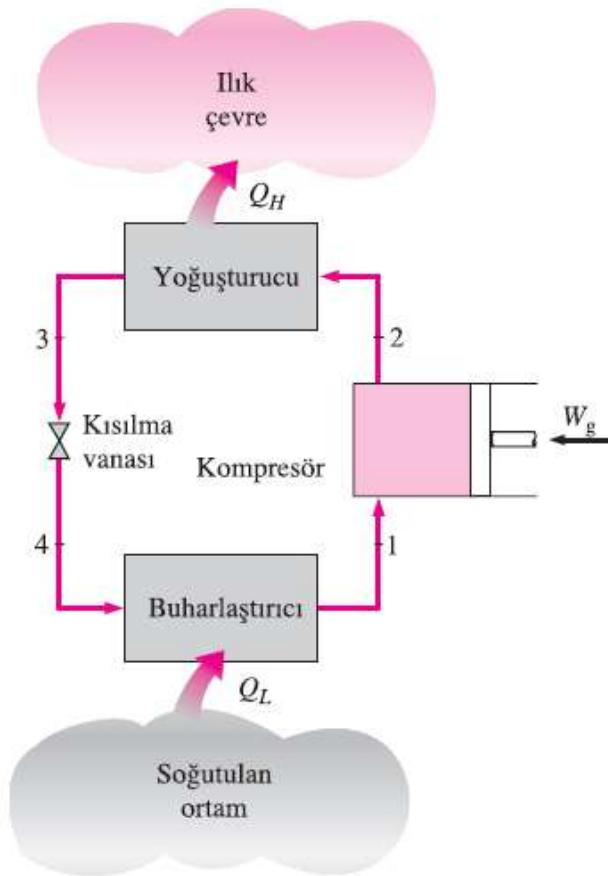
$$\text{COP}_{\text{IP,Carnot}} = \frac{1}{1 - T_L/T_H}$$

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

İDEAL BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA ÇEVİRİMİ

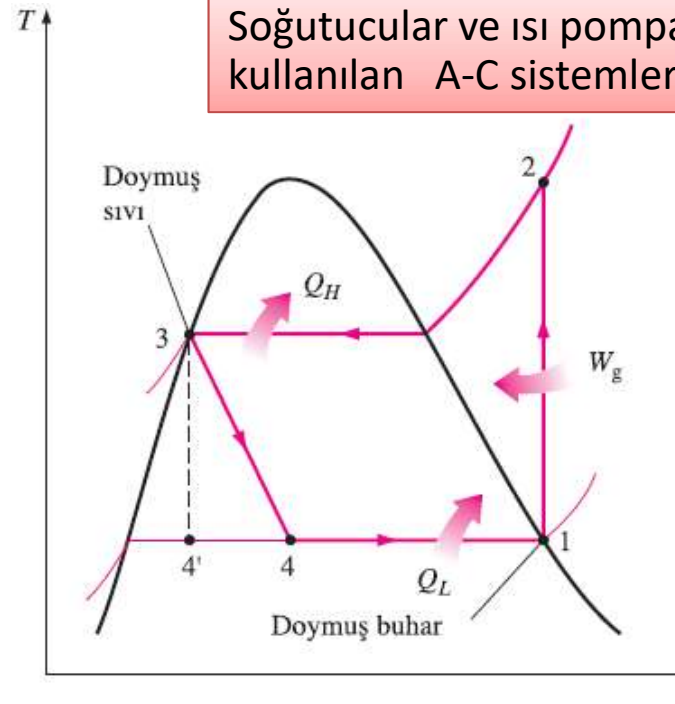
Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi soğutma makinaları için ideal bir çevrimdir.

Ters Carnot çevriminin aksine soğutucu akışkan sıkıştırılmadan önce tümüyle buharlaştırılır ve türbini yerini kısılma işlemi alır.



- | | |
|-----|---|
| 1-2 | Kompresörde izantropik sıkıştırma |
| 2-3 | Yoğunlaştırıcıda çevreye sabit basınçta ısı verilmesi |
| 3-4 | Genleşme cihazında kısılma |
| 4-1 | Buharlaştırıcıda sabit basınçta ısı alınması |

Soğutucular ve ısı pompaları için yaygın kullanılan A-C sistemleri



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

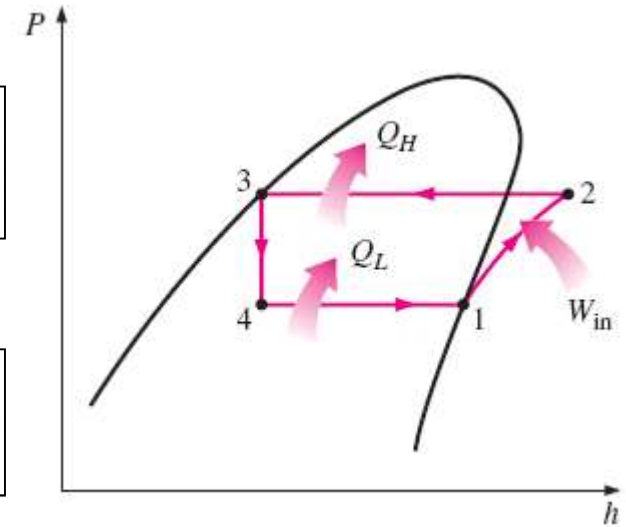
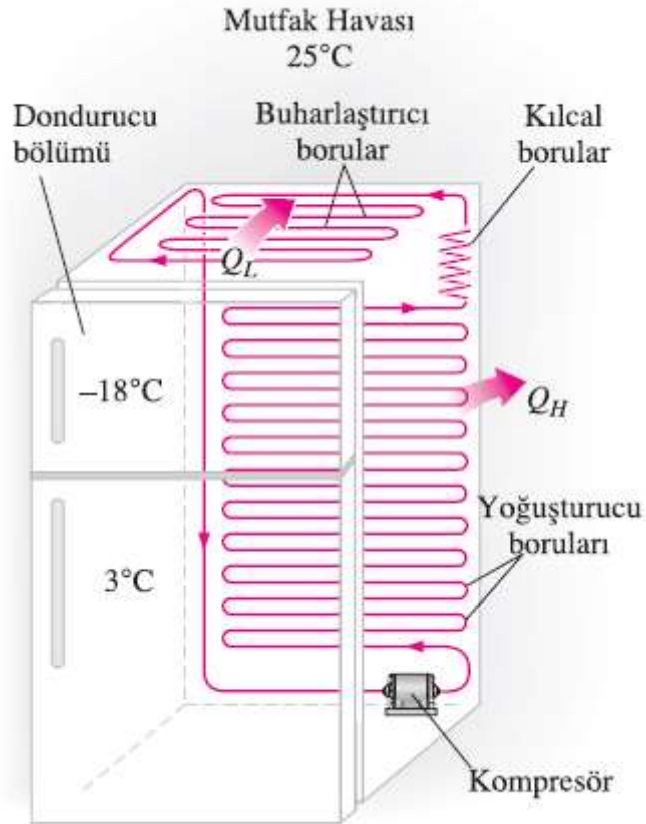
Kısılma vanası yerine bir türbin kullanmak hem daha masraflı olacağı hem de sistemi daha karmaşık yapacağı için uygulanmaz.

Sürekli akış için enerji dengesi

$$(q_g - q_{\dot{c}}) + (w_g - w_{\dot{c}}) = h_{\dot{c}} - h_g$$

$$\text{COP}_{\text{SM}} = \frac{q_L}{w_{\text{net,g}}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

$$\text{COP}_{\text{IP}} = \frac{q_H}{w_{\text{net,g}}} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1}$$



İdeal buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminin P-h diyagramı



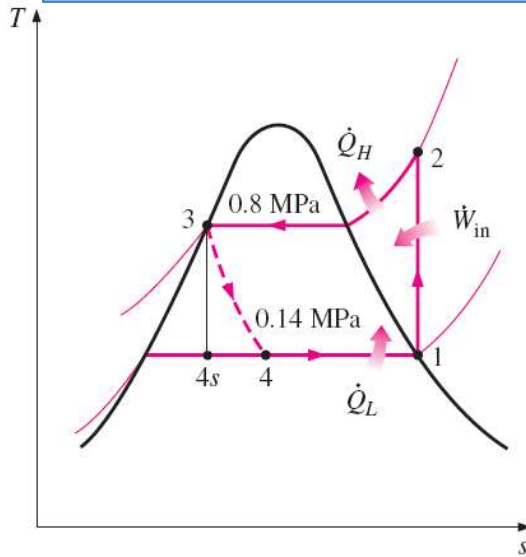
Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi

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, yoğusturucu basıncı 0.8 MPa, akışkanın kütle debisi 0.05 kg/s' dir. a- Soğutulan ortamdaki çekilen ısıyı ve kompresörü çalıştırmak için gerekli gücü, b- Soğutma makinesinin etkinlik katsayısını hesaplayın.

Kabuller 1 Sürekli çalışma koşulları bulunmaktadır.

2 Kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilebilecek mertebelerdedir.



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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

c) Soğutma çevriminin etkinlik katsayısı, tanımdan giderek hesaplanabilir:

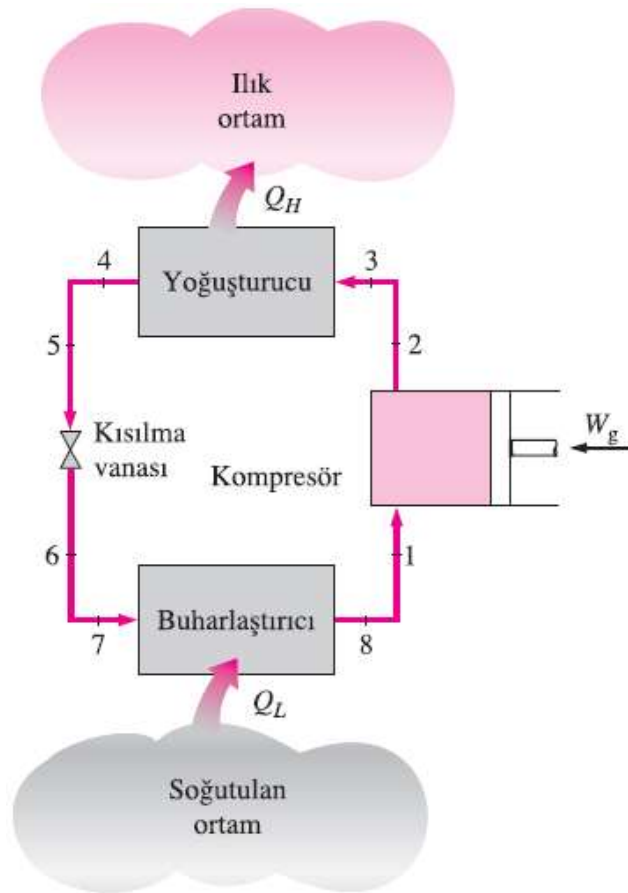
$$\text{COP}_{\text{SM}} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_g} = \frac{7.18 \text{ kW}}{1.81 \text{ kW}} = \mathbf{3.97}$$

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

Tartışma Kısılma vanası yerine izantropik bir türbin kullanılması durumunda, 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 kJ/kg olarak bulunacak ve türbinden 0.33 kW iş elde edilecektir. Böylelikle soğutma makinasını çalıştırmak için gerekli güç 1.81 kW'dan 1.48 kW'a düşecek, soğutulan ortamdan çekilen ısı 7.18 kW'dan 7.51 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 kaynağı, basıncın düşmesine neden olan **akışkanın sürtünmesi** ve **çevreyle yapılan ısı alışverişidir**. **Tersinmezliklerin sonucu olarak COP azalır**.



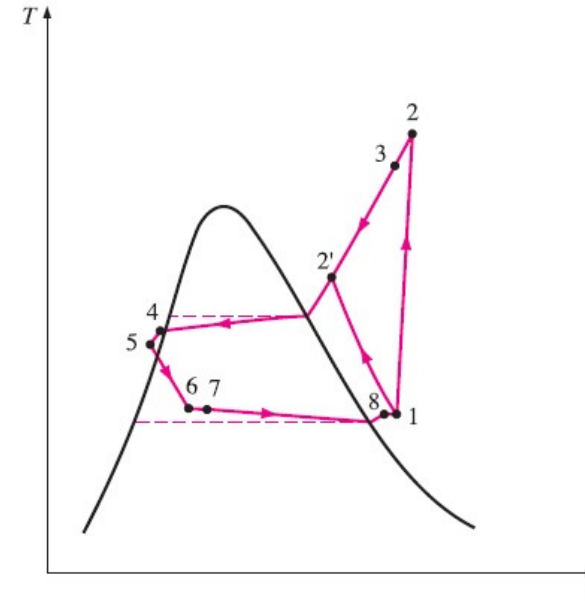
FARKLILIKLAR

İzantropik olmayan sıkıştırma

Buharlaştırıcı çıkışındaki kızgın buhar

Yoğuşturucu çıkışındaki sıkıştırılmış sıvı

Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı çıkışındaki basınç düşüşleri

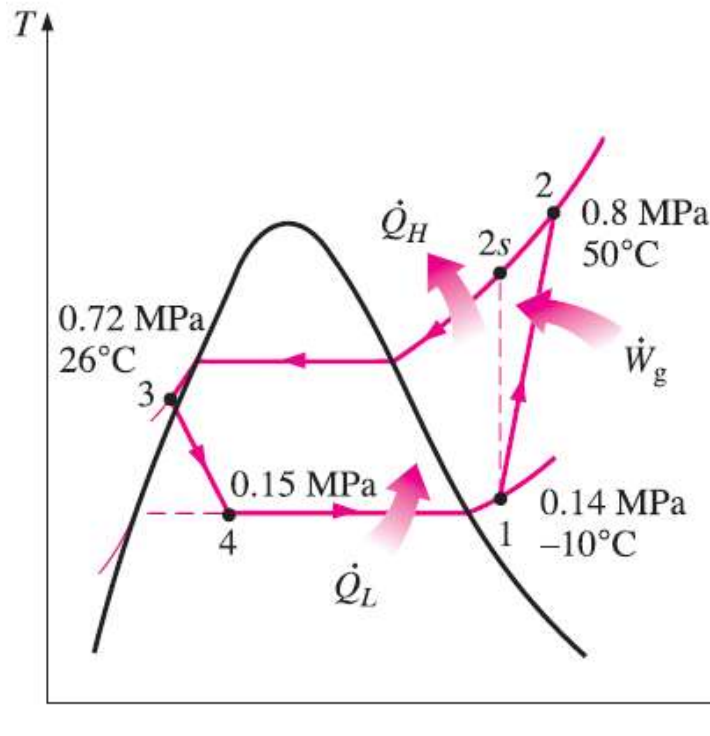


Örnek 11-2

Bir soğutma makinasının kompresörüne soğutkan-134a 0.14 MPa ve -10°C 'de, 0.05 kg/s debi ile girmekte 0.8 MPa ve 50°C 'de çıkmaktadır. Soğutkan yoğuşturucuda 26°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 izantropik verimini, (c) soğutma makinasının etkinlik katsayısını hesaplayınız.

Kabuller 1 Sürekli çalışma koşulları bulunmaktadır.

2 Kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilebilecek mertebelerdedir.



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

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

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

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

(a) Soğutulan ortamdan birim zamanda çekilen ısı ve kompresöre verilmesi gereken güç,

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

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

(b) Kompresörün izantropik verimi,

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

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

(c) Soğutma makinasının etkinlik katsayısı,

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

Tartışma Soğutkanın kompresör girişinde çok az kızgın olması ve yoğunlaştırıcı çıkışında aşırı soğutulmuş olması hariç Örnek 11-1 ile aynıdır. Ayrıca kompresör izantropik değildir. Sonuç olarak soğutulan ortamdan çekilen ısı %10.4 oranında artmakta, ancak kompresöre verilmesi gereken güç ise %11.7 olarak daha çok artmaktadır. Böylelikle soğutma makinasının etkinlik katsayısı 3.97'den 3.93'e düşmektedir.

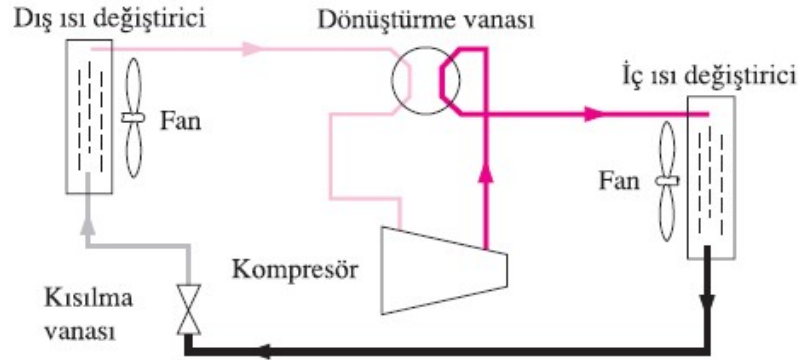
DOĞRU SOĞUTKANIN SEÇİMİ

- Bir soğutma sistemini tasarlarken seçilebilecek birçok soğutkan vardır. Bunlar arasında kloroflorokarbonlar (CFC), amonyak, hidrokarbonlar (propan, etan, etilen vb), karbondioksit, hava (uçakların iklimlendirmesinde kullanılan) ve hatta su (donma noktasının üzerindeki uygulamalarda) sayılabilir.
- R-11, R-12, R-22, R-134a, ve R-502 piyasada kullanılan soğutucu akışkanların büyük bölümünü oluşturmaktadır.
- Endüstriyel ve büyük ölçekli ticari sektörler, zehirleyici olmasına rağmen amonyağı tatmin edici bulmuşlardır.
- Büyük kapasitedeki su soğutuculu bina iklimlendirme sistemlerinde en çok R-11 kullanılmaktadır.
- R-12'den ev tipi buzdolaplarında ve derin dondurucularda ve otomobil klimalarında yararlanılmaktadır.

- R-22 pencere tipi klima cihazlarında, ısı pompalarında, büyük binaların merkezi iklimlendirme sistemleri ile endüstriyel soğutma sistemlerinde kullanılmakta ve benzer sistemlerde ki amonyak ile rekabet halinde bulunmaktadır.
- R-22'nin bir karışımı olan R-502, süpermarketler gibi ticari soğutma sistemlerinin kullanıldığı uygulamalarda baskın soğutkandır.
- 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.

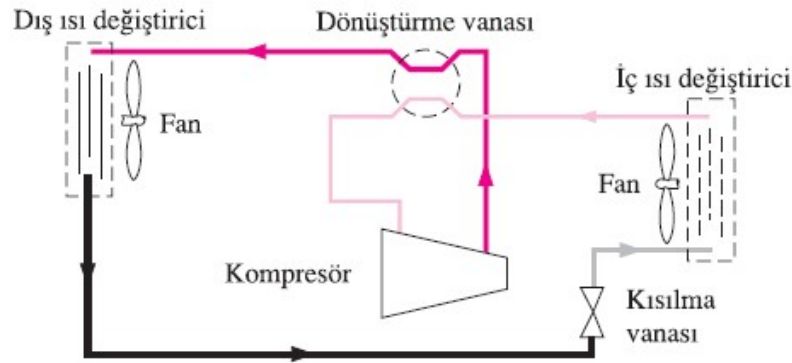
ISI POMPASI SİSTEMLERİ

ISI POMPASININ ÇALIŞMASI - ISITMA BİÇİMİ



- Yüksek basınçlı sıvı
- Düşük basınçlı sıvı-buhar karışımı
- Düşük basınçlı buhar
- Yüksek basınçlı buhar

ISI POMPASININ ÇALIŞMASI - SOĞUTMA BİÇİMİ



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

Isı pompaları için en çok kullanılan enerji kaynağı, su ve 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.

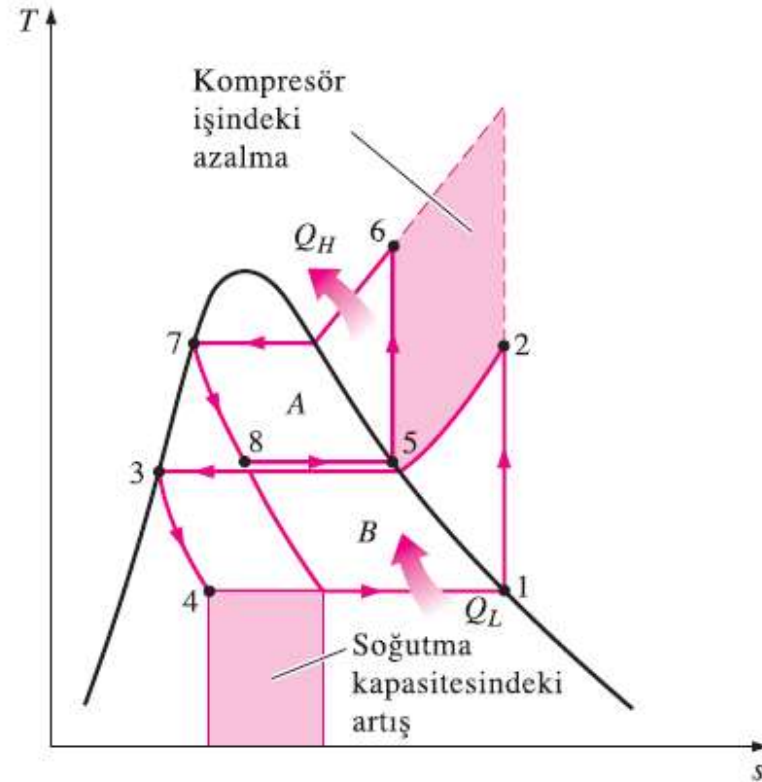
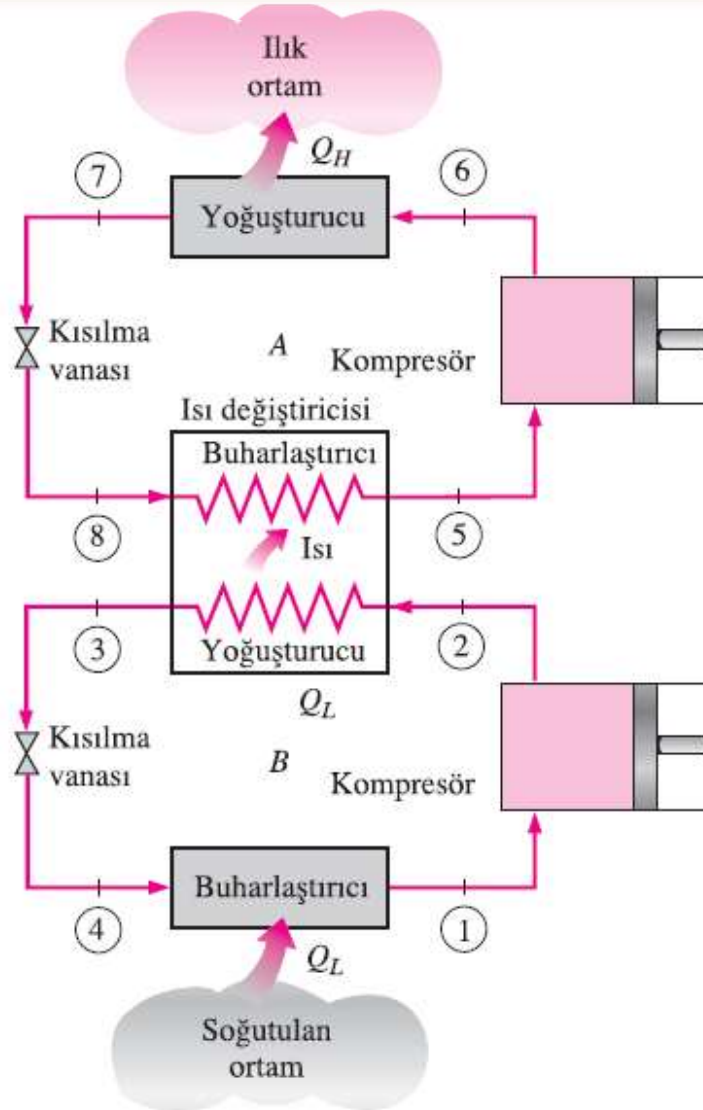
Isı pompasının kapasitesi ve etkinliği düşük kaynak sıcaklıklarında önemli ölçüde azalır. Genelde ısı pompalarının çoğunda, elektrikli ısıtıcı, mazotlu ya da doğal gazlı kat kaloriferleri gibi yardımcı ısıtma sistemlerine ihtiyaç duyulur.

Isı pompalarının en rekabetçi olduğu yöreler, güney bölgelerimizde olduğu gibi yazın soğutma yükünün büyük, kışın ısıtma yükünün küçük olduğu yerlerdir. 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

Ardışık Soğutma Sistemleri



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

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 başvurulacak yöntemlerden biri soğutma işlemini iki kademede gerçekleştirmektir.

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

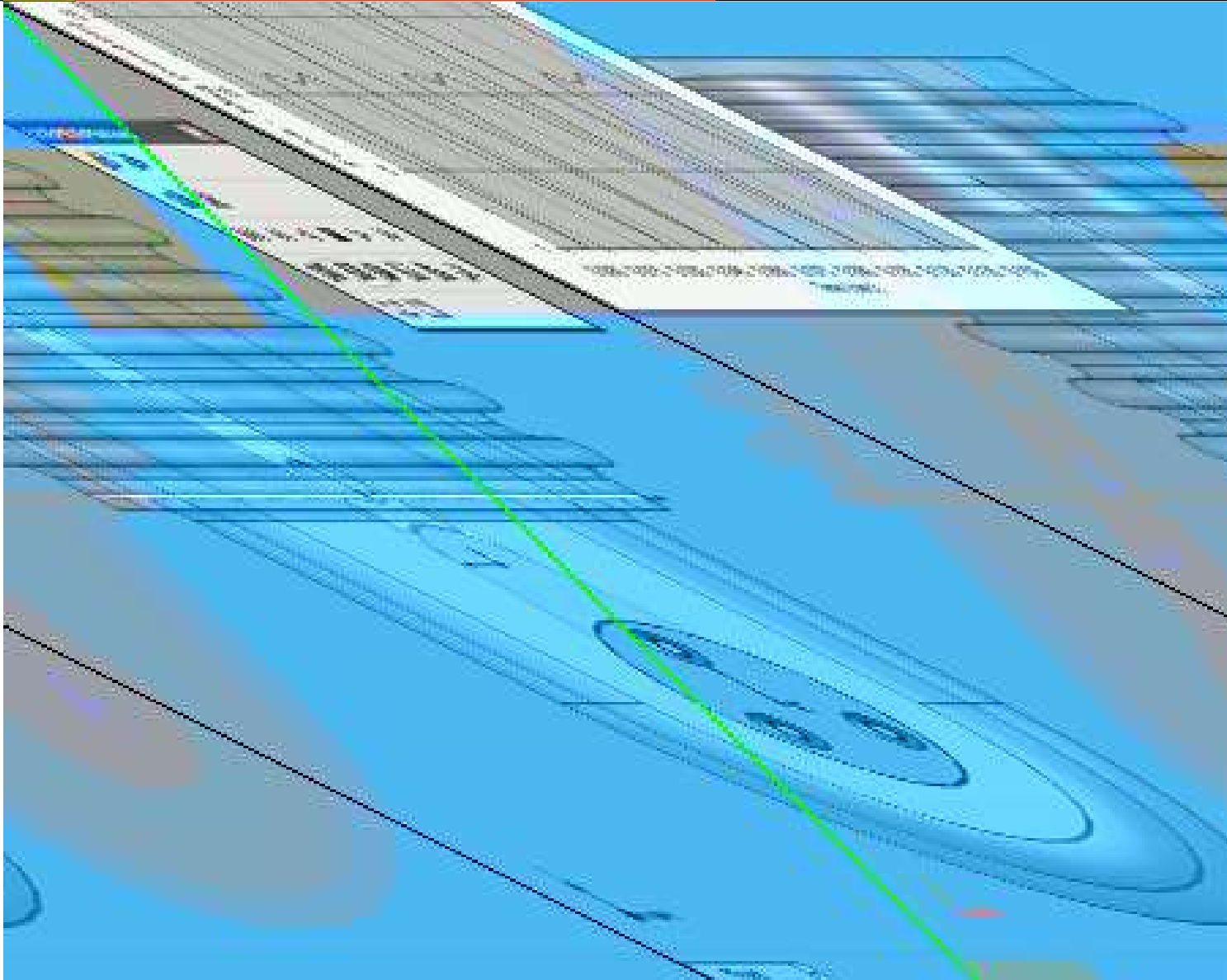
$$\text{COP}_{\text{SM,ardışık}} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{\text{net,g}}} = \frac{\dot{m}_B(h_1 - h_4)}{\dot{m}_A(h_6 - h_5) + \dot{m}_B(h_2 - h_1)}$$

Ardışık soğutma soğutma sisteminin COP sini artırır

Bazı sistemler üç veya dört kademeli ardışık soğutma kullanır

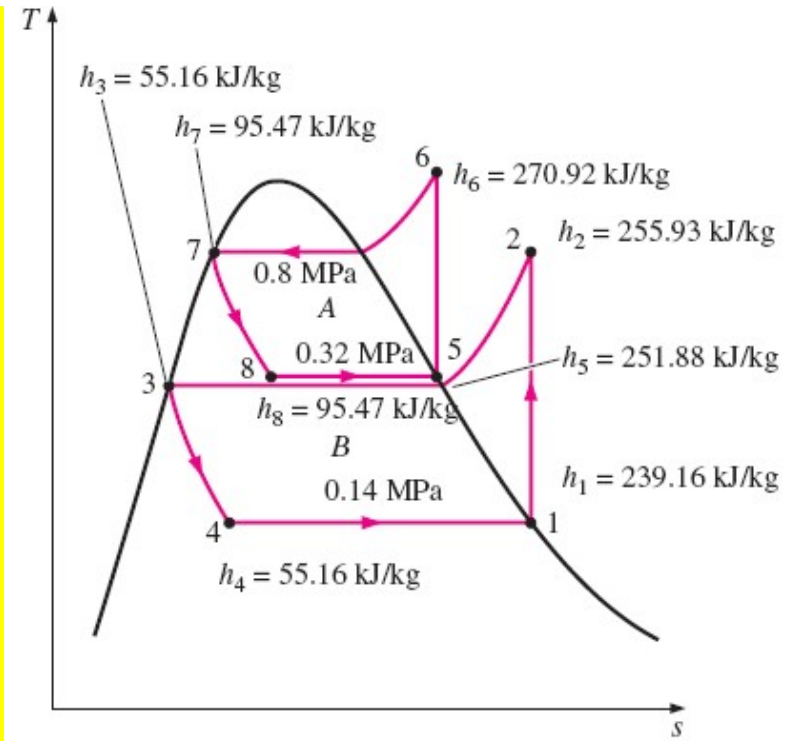


Reciprating Compression



Örnek 11-3

İki kademeli ardışık soğutma sistemi 0.8 MPa ve 0.14 MPa basınç sınırları arasında çalışmaktadır. Her kademede R-134a'nın işgören akışkan olarak kullanıldığı ideal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi gerçekleştirilmektedir. Her iki akımın yaklaşık 0.32 MPa'da girdiği, bir adyabatik ters akışlı ısı değiştiricide alt çevrimden üst çevrime ısı aktarılmaktadır. (Gerçekte daha etkili ısı aktarımı olabilmesi için alt çevrimdeki işgören akışkan ısı değiştiricide daha yüksek basınç ve sıcaklık olacaktır.) Üst çevrimde dolaşan akışkanın kütle debisi 0.05 kg/s olduğuna göre, (a) alt çevrimde dolaşan akışkanın kütle debisini, (b) soğutulan ortamdan birim zamanda çekilen ısıyı ve kompresöre verilmesi gereken gücü, (c) söz konusu ardışık soğutma sisteminin etkinlik katsayısını hesaplayınız.



(a) Alt çevrimde dolaşan soğutucu akışkanın kütle debisi,

$$\begin{aligned}\dot{E}_{\dot{q}} &= \dot{E}_{\dot{g}} \longrightarrow \dot{m}_A h_5 + \dot{m}_B h_3 = \dot{m}_A h_8 + \dot{m}_B h_2 \\ \dot{m}_A (h_5 - h_8) &= \dot{m}_B (h_2 - h_3) \\ (0.05 \text{ kg/s}) [(251.88 - 95.47) \text{ kJ/kg}] &= \dot{m}_B [(255.93 - 55.16) \text{ kJ/kg}] \\ \dot{m}_B &= \mathbf{0.0390 \text{ kg/s}}\end{aligned}$$

(b) Ardışık çevrim ile soğutulan ortamdan çekilen ısı,

$$\dot{Q}_L = \dot{m}_B(h_1 - h_4) = (0.0390 \text{ kg/s})[(239.16 - 55.16) \text{ kJ/kg}] = \mathbf{7.18 \text{ kW}}$$

$$\begin{aligned}\dot{W}_g &= \dot{W}_{\text{komp I,g}} + \dot{W}_{\text{komp II,g}} = \dot{m}_A(h_6 - h_5) + \dot{m}_B(h_2 - h_1) \\ &= (0.05 \text{ kg/s})[(270.92 - 251.88) \text{ kJ/kg}] \\ &\quad + (0.039 \text{ kg/s})[(255.93 - 239.16) \text{ kJ/kg}] \\ &= \mathbf{1.61 \text{ kW}}\end{aligned}$$

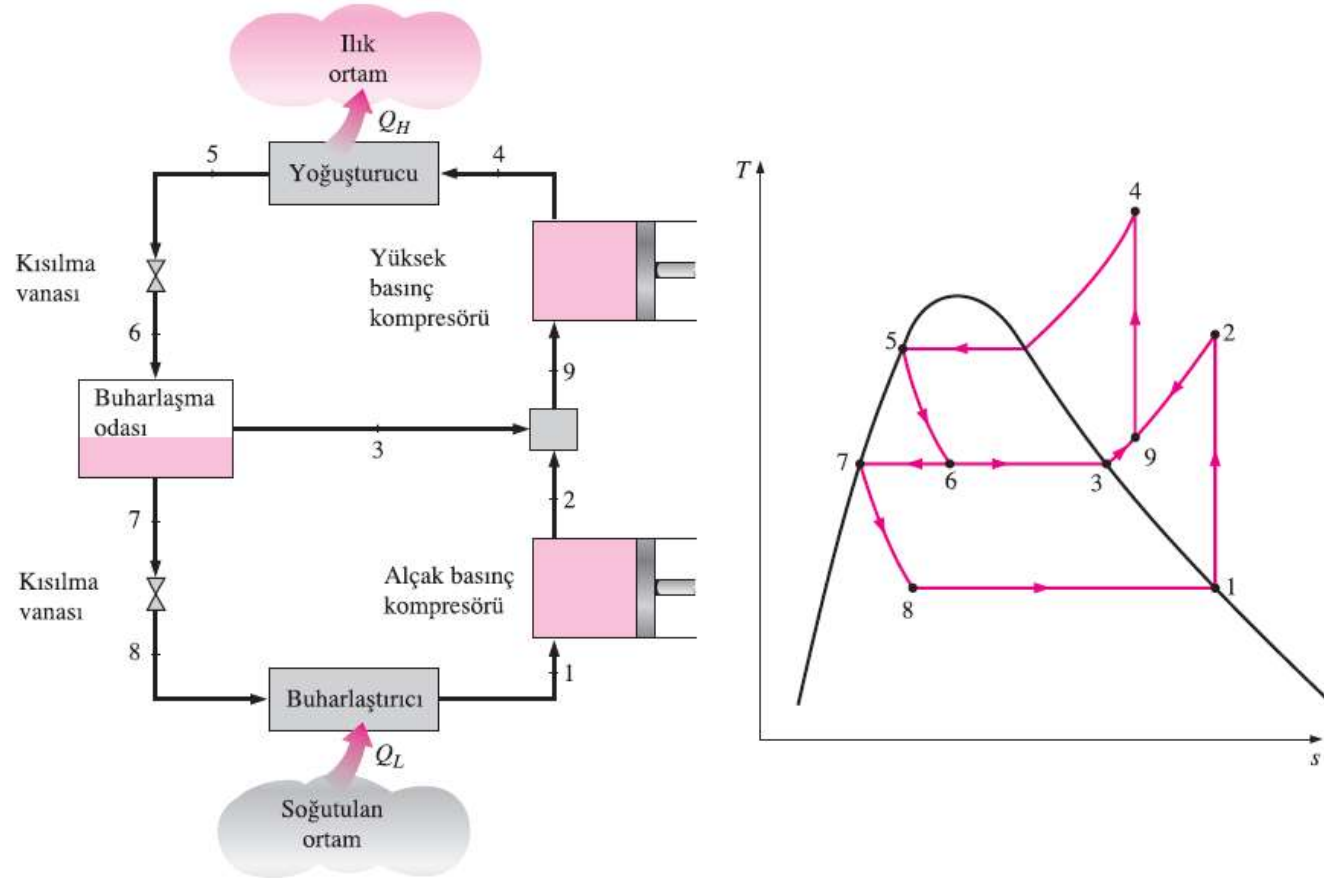
(c) Ardışık soğutma sisteminin etkinlik katsayısı,

$$\text{COP}_{\text{SM}} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{\text{net,g}}} = \frac{7.18 \text{ kW}}{1.61 \text{ kW}} = \mathbf{4.46}$$

Tartışma 11-1 numaralı örnekte tek kademeli soğutma sistemi için çözümde, ardışık yaklaşım ile soğutma sisteminin etkinlik katsayısı 3.97'den 4.46'ya yükselmişti, ardışık kademelerin sayısı artırıldıkça sistemin etkinlik katsayısı çok daha fazla artırılabilir.

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.



Buharlaşma odalı iki kademeli sıkıştırmalı bir soğutma sistemi

Örnek 11-4

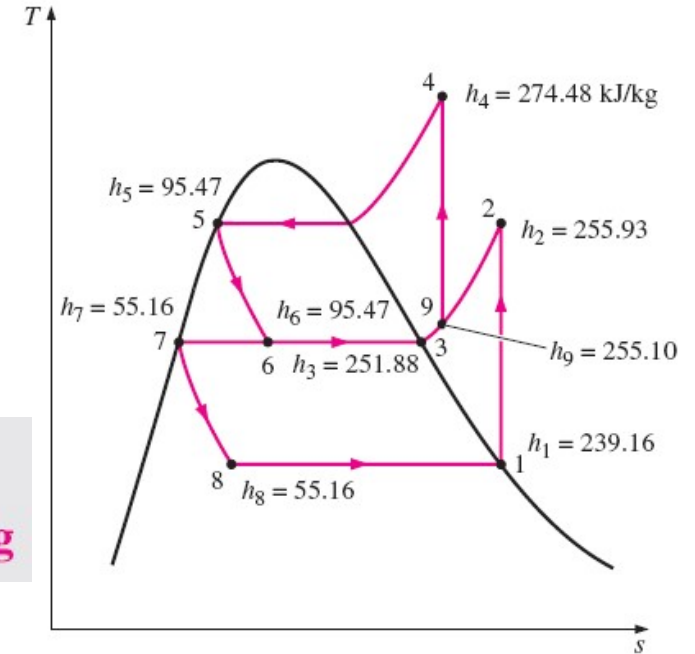
İki kademeli sıkıştırma yapılan soğutma sistemi 0.8 MPa ve 0.14 MPa basınç sınırları arasında çalışmaktadır. İşgören akışkan R-134a'dır. Yoğuşturucudan doymuş sıvı halinde çıkan soğutkan, kısılarak 0.32 MPa basınçta çalışan buharlaşma odasına girmektedir. Basınç düşmesi nedeniyle akışkanın bir bölümü buharlaşmakta ve alçak basınç kompresöründen çıkan akışkan ile karışmaktadır. Daha sonra söz konusu karışım yüksek basınç kompresörü tarafından yoğunlaştırıcı basıncına sıkıştırılmaktadır. Buharlaşma odasından ayrılan sıvı buharlaştırıcı basıncına kısılmakta ve burada buharlaşarak, çevre ortamını soğutmaktadır. Soğutkanın buharlaştırıcıdan doymuş buhar olarak çıktığını ve her iki kompresörün izantropik olduğunu kabul ederek (a) buharlaşma odası basıncına kısılma sırasında buharlaşan soğutkanın toplam kütle oranını, (b) yoğunlaştırıcıdan geçen birim akışkan kütlesi için soğutulan ortamdaki çekilen ısıyı ve kompresöre verilen işi, (c) çevrimin etkinlik katsayısını hesaplayınız.

(a) Soğutkanın buharlaşma odasına kısıldığında buharlaşan oranı 6 hali için kuruluk derecesidir:

$$x_6 = \frac{h_6 - h_f}{h_{fg}} = \frac{95.47 - 55.16}{196.71} = \mathbf{0.2049}$$

(b) Yoğunlaştırıcıdan geçen birim akışkan kütlesi

$$\begin{aligned} q_L &= (1 - x_6)(h_1 - h_8) \\ &= (1 - 0.2049)[(239.16 - 55.16) \text{ kJ/kg}] = \mathbf{146.3 \text{ kJ/kg}} \end{aligned}$$



$$w_g = w_{\text{komp I,g}} + w_{\text{komp II,g}} = (1 - x_6)(h_2 - h_1) + (1)(h_4 - h_9)$$

$$\dot{E}_\zeta = \dot{E}_g$$

$$(1)h_9 = x_6h_3 + (1 - x_6)h_2$$

$$h_9 = (0.2049)(251.88) + (1 - 0.2049)(255.93) = 255.10 \text{ kJ/kg}$$

$$w_g = (1 - 0.2049)[(255.93 - 239.16) \text{ kJ/kg}] + (274.48 - 255.10) \text{ kJ/kg} \\ = \mathbf{32.71 \text{ kJ/kg}}$$

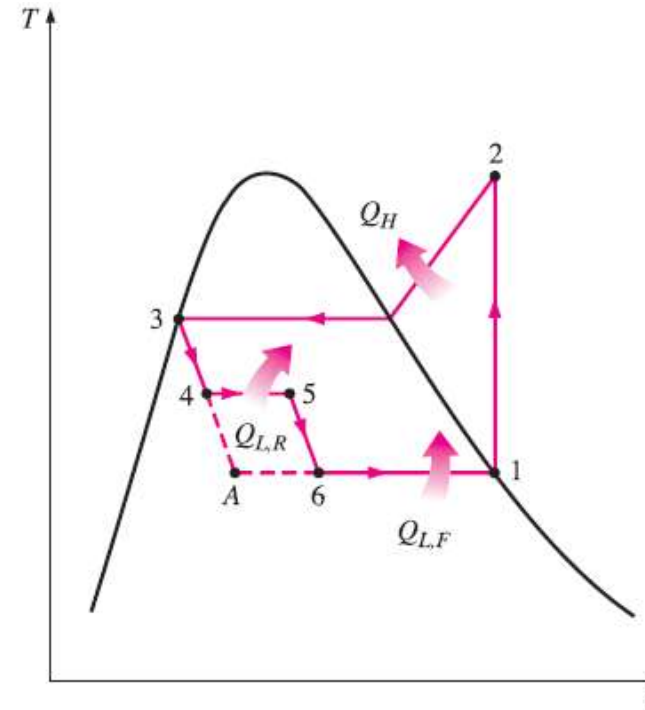
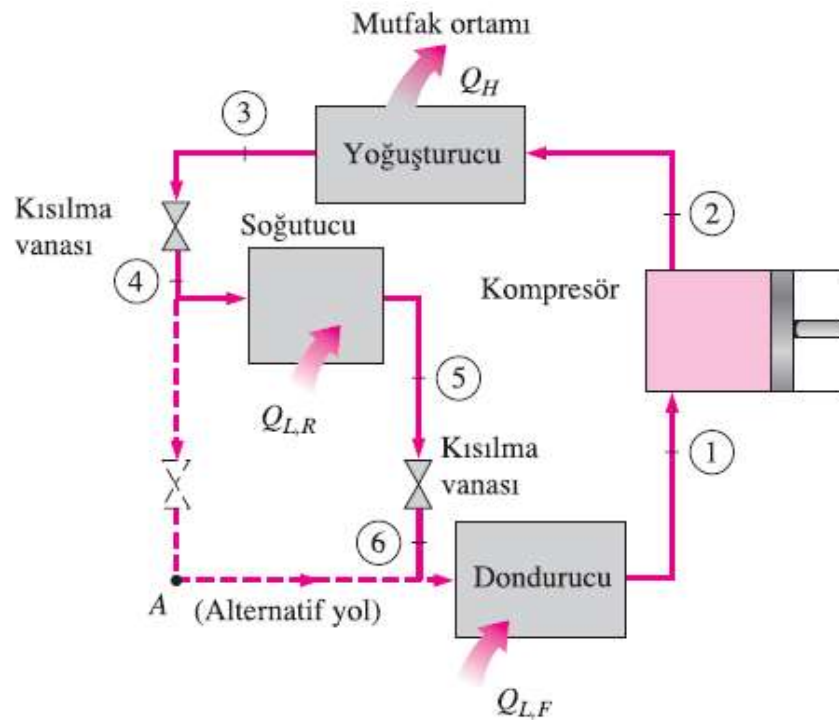
(c) Etkinlik katsayısı,

$$\text{COP}_{\text{SM}} = \frac{q_L}{w_g} = \frac{146.3 \text{ kJ/kg}}{32.71 \text{ kJ/kg}} = \mathbf{4.47}$$

Tartışma 11-1 numaralı örnekte tek kademeli soğutma sistemi için (COP =3.97) ve 11-3 numaralı örnekte iki kademeli ardışık soğutma sistemi (COP =4.46) için çözülmüştü. Dikkat edilirse soğutma sisteminin etkinlik katsayısı tek kademeli sisteme göre önemli ölçüde yükselmiş, ancak iki kademeli ardışık sisteme göre çok değişmemiştir.

Tek Kompresör ile Çalışan Çok Amaçlı Soğutma Sistemleri

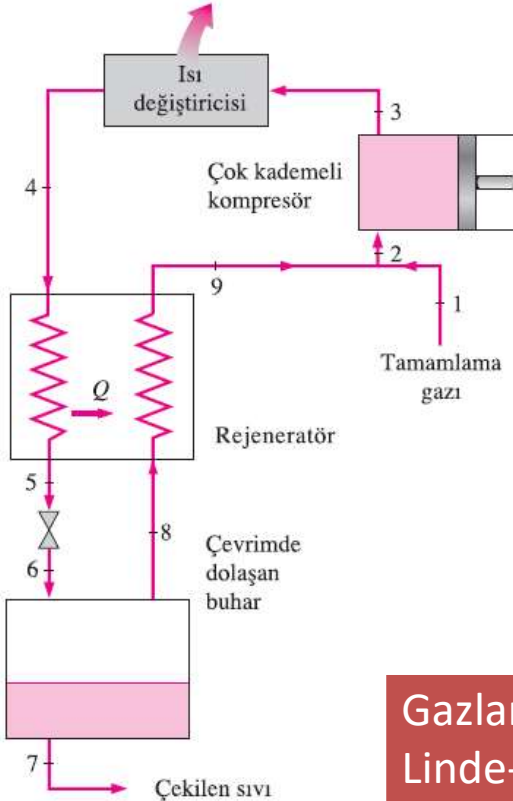
Bazı uygulamalarda farklı sıcaklıklarda birden çok ortamın aynı anda soğutulması gerekebilir. Bunun üstesinden gelmek için, farklı sıcaklıktaki her bir buharlaştırıcı için ayrı bir genleşme vanası ve ayrı bir kompresör kullanılabilir. Ancak böyle bir sistem büyük hacimli ve masraflı olacaktır. Daha uygun 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

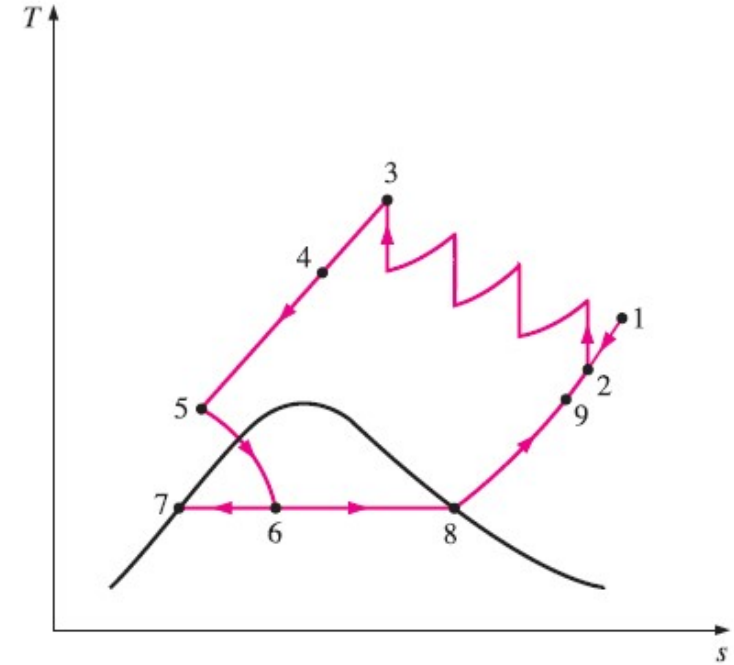
Gazların Sıvılaştırılması

Birçok önemli bilimsel araştırma ve mühendislikle ilgili işlemler kriyojenik (-100°C 'nin altındaki) sıcaklıklarda gazların sıvılaştırılmasına dayandığından, gazların sıvılaştırılması soğutma uygulamalarının her zaman önemli bir alanını oluşturmıştır. 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.



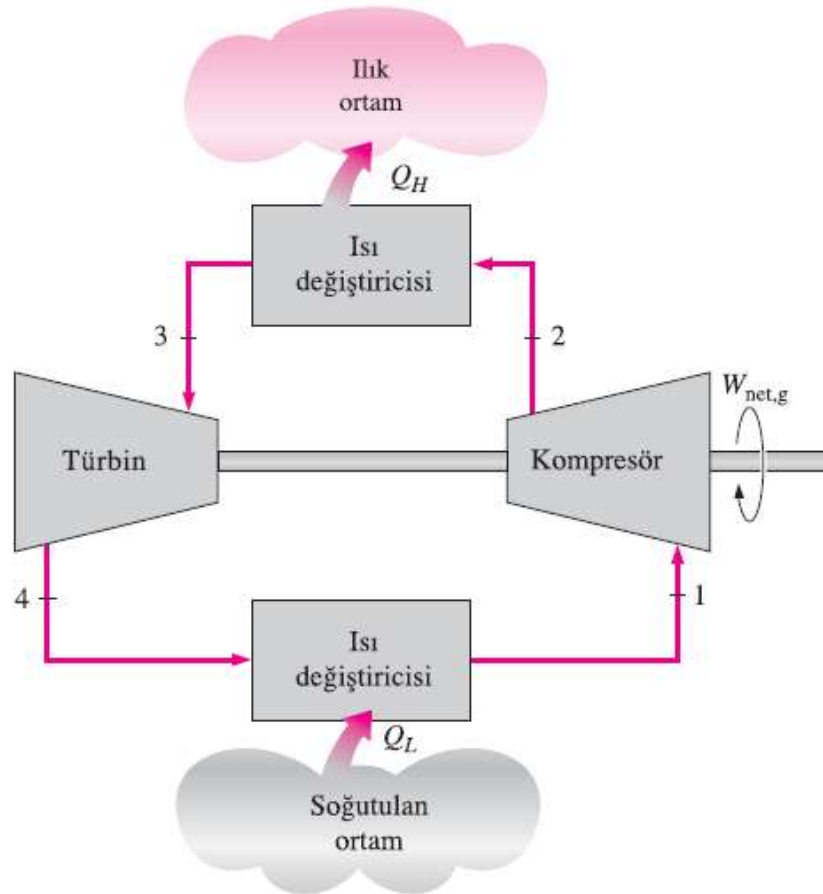
Gazların sıvılaştırılması için başarıyla kullanılan bazıları karmaşık, diğerleri basit birkaç çevrim vardır.

Gazları sıvılaştırmak için Linde-Hampson yöntemi



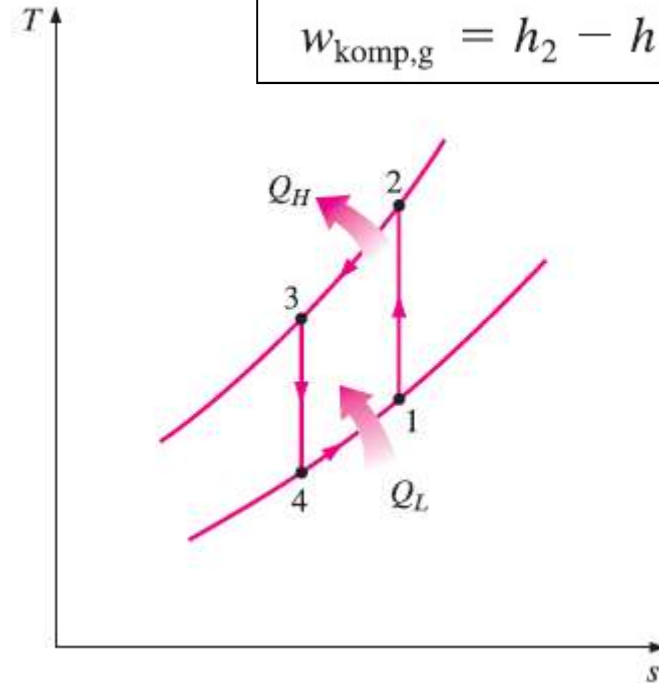
GAZ AKIŞKANLI SOĞUTMA ÇEVİRİMLERİ

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



$$\text{COP}_{\text{SM}} = \frac{q_L}{w_{\text{net,g}}} = \frac{q_L}{w_{\text{komp,g}} - w_{\text{türb,ç}}}$$

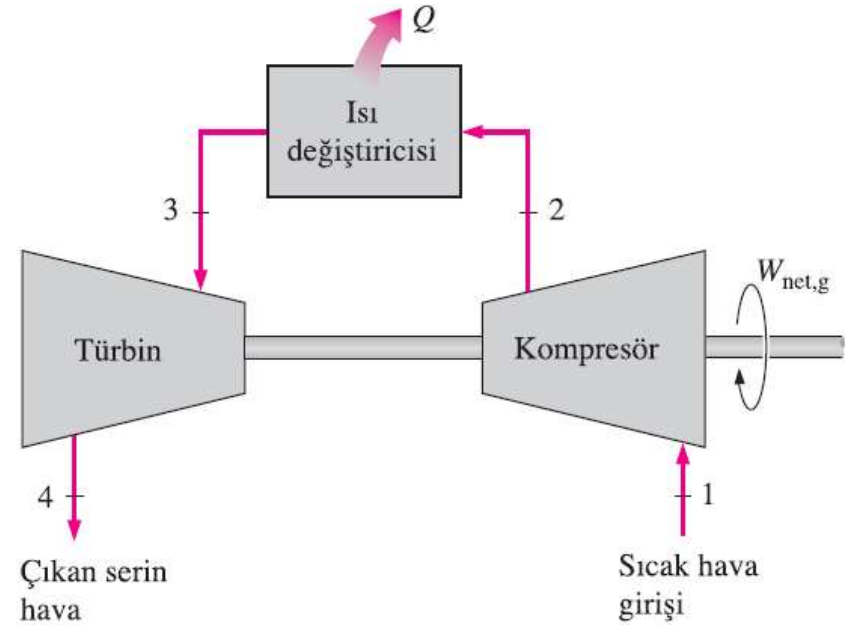
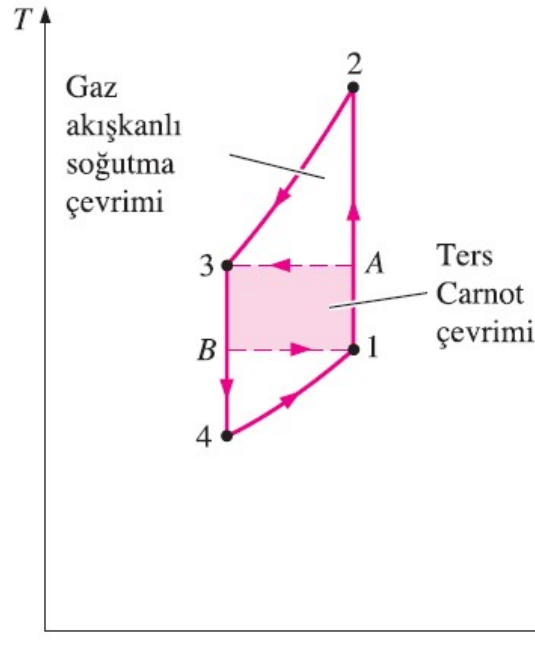
$$\begin{aligned} q_L &= h_1 - h_4 \\ w_{\text{türb,ç}} &= h_3 - h_4 \\ w_{\text{komp,g}} &= h_2 - h_1 \end{aligned}$$



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)



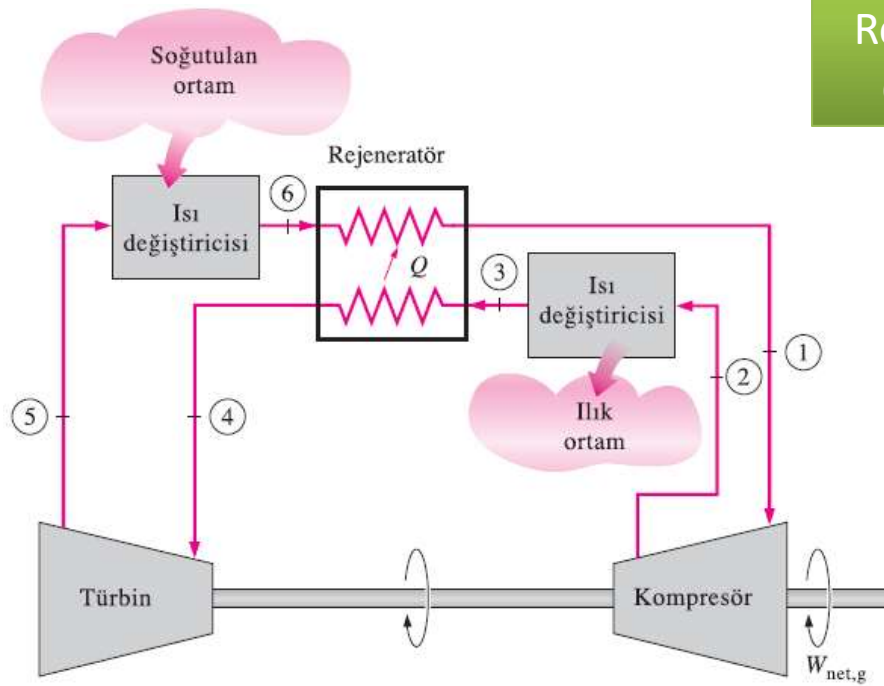
Açık çevrime göre çalışan uçak kabin soğutma sistemi.

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.

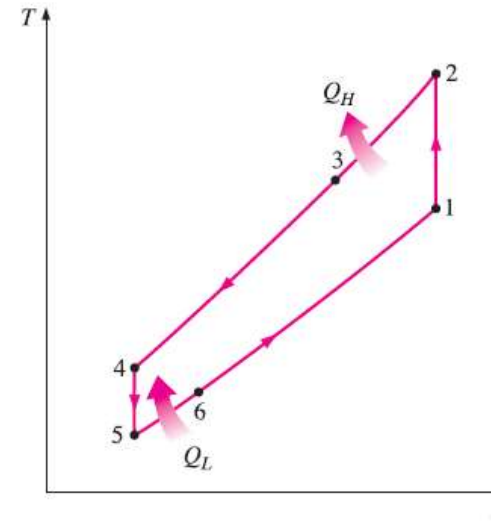
Çevrim içinde soğutma yapılmadan elde edilebilecek en düşük türbin giriş sıcaklığı, çevre veya daha başka bir soğutma ortamının sıcaklığı T_0 'dır.

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.

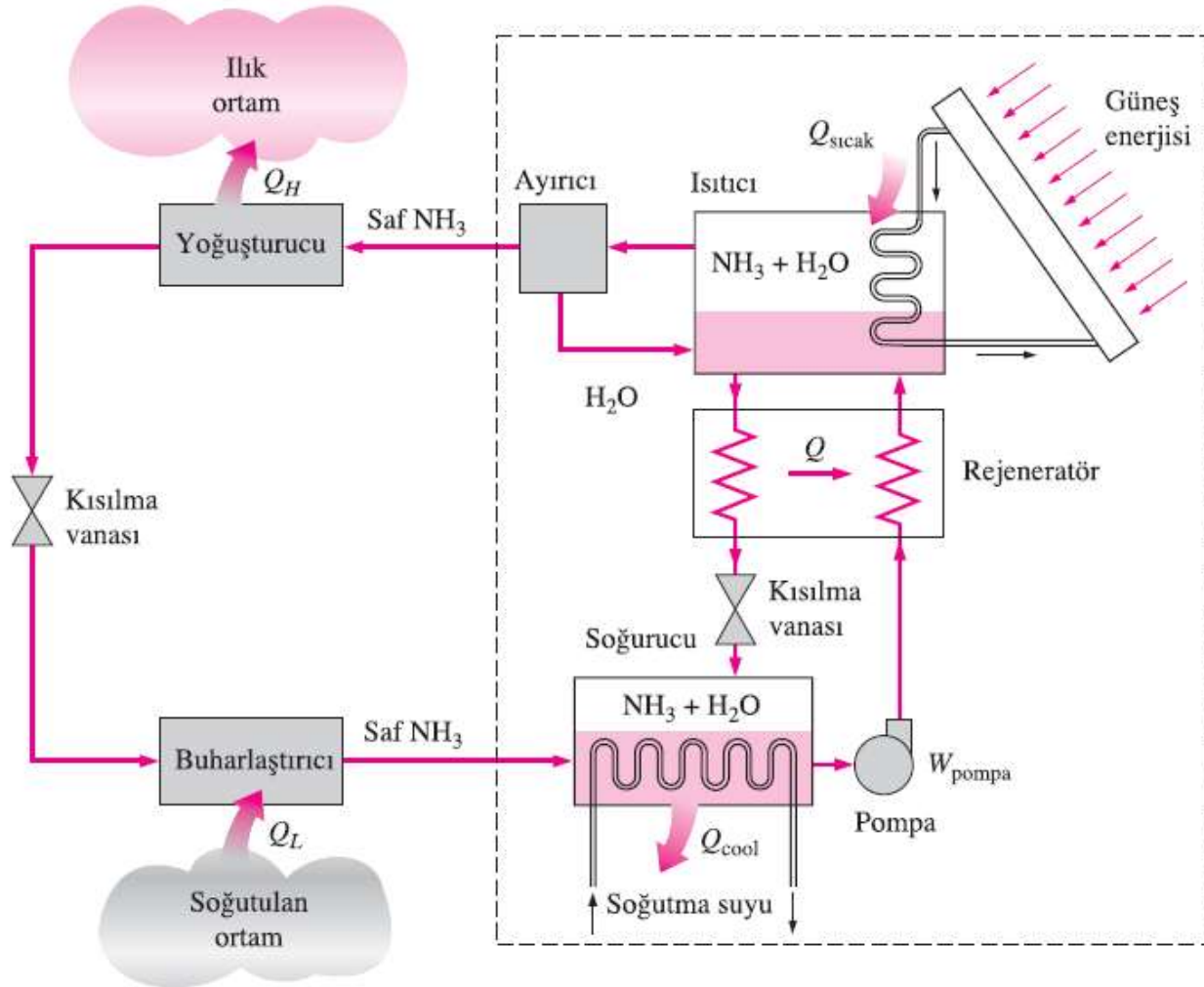


Rejenarasyonlu soğutma çevrimiyle çok düşük sıcaklıklara ulaşılabilir.



Rejenaratörlü gaz akışkanlı soğutma çevrimi.

SOĞURMALI SOĞUTMA SİSTEMLERİ

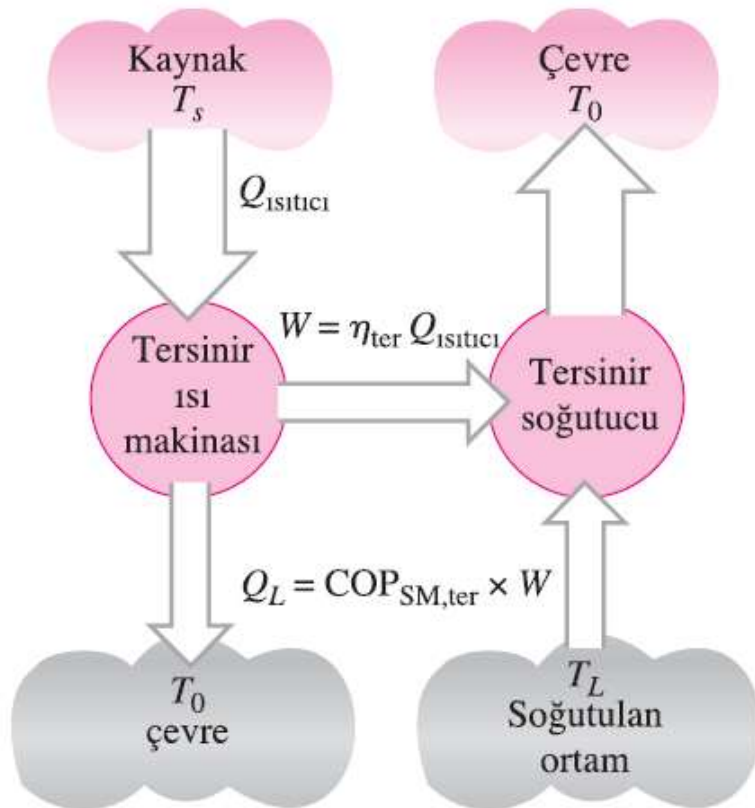


Sıcaklığı 100°C ile 200°C arasında olan ucuz bir ısıtma enerji kaynağı bulunduğu zaman, ekonomik açıdan ilgi çekici olabilecek bir başka soğutma yöntemi **soğurmalı (absorpsiyonlu) soğutmadır**. Ucuz ısıtma enerji kaynakları arasında jeotermal enerji, güneş enerjisi, kojenerasyon veya buhar santrallerinin atık ısıları ve hatta bağıl olarak ucuz fiyattan sağlandığında doğal gaz sayılabilir.

Amonyak-su soğurmalı soğutma çevrimi

- Soğurmalı soğutma sistemlerinde *soğutkanın* bir taşıyıcı akışkan içinde soğurulması sözkonusudur.
- En yaygın kullanılan soğurmalı soğutma sistemi, amonyağın (NH₃) soğutkan, suyun (H₂O) taşıyıcı akışkan olarak görev yaptığı amonyak-su sistemidir.
- Ayrıca, suyun soğutkan olarak yer aldığı, su-lityum bromür ve su-lityum klorür sistemleri sayılabilir.
- Buhar sıkıştırmalı 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, 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 sıkıştırmalı soğutma sistemlerine göre oldukça pahalıdır. Ayrıca daha karmaşık ve daha fazla hacimlidirler. Verimleri daha düşük olduğu için yoğunlaşma ısısının atılması için daha büyük soğutma kulelerine ihtiyaç duyarlar.
- Bu nedenle soğurmalı soğutma sistemleri ancak ısı enerjisi kaynağının birim maliyetinin ucuz ve uzun vadede elektriğe göre düşük kalması beklendiğinde dikkate alınmalıdır.
- Söz konusu sistemler genel olarak büyük ticari ve endüstriyel uygulamalarda kullanılırlar.

$$\text{COP}_{ss} = \frac{\text{elde edilmek istenen}}{\text{harcanan}} = \frac{Q_L}{Q_{\text{isit.}} + W_{\text{pompa,g}}} \cong \frac{Q_L}{Q_{\text{isit.}}}$$



Soğurmalı soğutma sisteminin sahip olabileceği max.COP

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

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

$$W = \eta_{\text{ter}} Q_{\text{isit.}} = \left(1 - \frac{T_0}{T_s}\right) Q_{\text{isit.}}$$

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

$$\text{COP}_{\text{ter,ss}} = \frac{Q_L}{Q_{\text{isit.}}} = \left(1 - \frac{T_0}{T_s}\right) \left(\frac{T_L}{T_0 - T_L}\right)$$

ÖZET

- Soğutucular ve Isı pompaları
- Ters Carnot Çevrimi
- İdeal Buhar-Sıkıştırılmalı
- Soğutma Çevrimi
- Gerçek Buhar-Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi
- Doğru Soğutucu Akışkanın Seçimi
- Isı Pompası Sistemleri
- Yenilikçi Buhar-Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi