

Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimlerinde Enerji ve Ekserji Analizi

Uğur AKBULUT*
Olca KINCA**

Özet

Buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimi, soğutma makinelerinde, iklimlendirme sistemlerinde ve ısı pompalarının da en çok kullanılan çevrim türüdür. Bu çalışmada tüm buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimleri incelenerek enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır. Buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimlerinin soğutma etkinliklerinin, ikinci yasa verimlerinin ve her proses sırasında ekserji kayıplarının hangi değerlerde olacağını hesabının yapılabilmesi için etkili ve kolay uygulanabilir eşitlikler türetilerek sunulmuştur.

Anahtar kelimeler: soğutma çevrimi, enerji, ekserji

1. GİRİŞ

Isının düşük sıcaklıktaki bir ortamdan çekilip daha yüksek sıcaklıktaki bir ortama transfer edilmesine soğutma denir. Soğutma çevrimleri; buhar sıkıştırılmalı, absorpsiyonlu ve hava genleşmeli olarak üç kısımda incelenebilir. Bu çalışmada ise buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimlerinin; ideal, iki kademeli, gerçek, aşırı kızdırmalı ve aşırı soğutmalı ile çoklu buharlaştırıcı ve/veya kompresörlere sahip tipleri ele alınarak enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır. Bu analizlerle soğutma etkinliğinin hangi oranda arttığı ve çevrimin ikinci yasa verimi ile her proses sırasında ekserji kayıplarının hangi değerlerde olabileceği kolay bir şekilde gösterilmiştir.

2. İDEAL BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA ÇEVİRİMİ

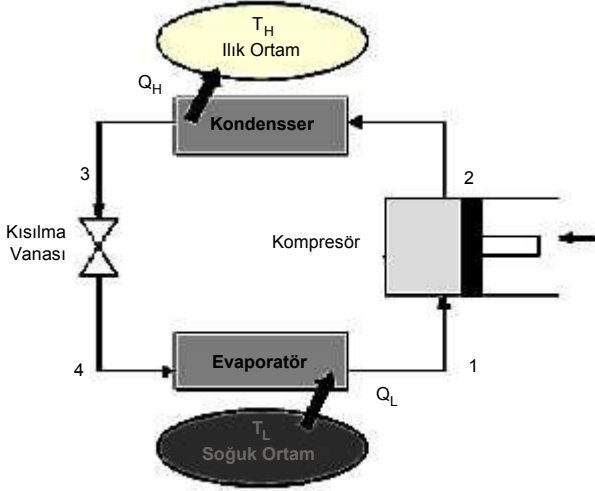
En yüksek etkinlik katsayısına sahip olan Carnot Soğutma çevrimi iki fazlı bölgede çalışır. Bu çevrimi oluşturan dört tersinir hal değişimlerinden sadece buharlaştırıcı ve yoğuşturucudaki hal değişimleri pratikte uygulanabilmektedir. Diğer iki hal değişiminin gerçekleşmesinde büyük zorluklarla karşılaşmaktadır. Örneğin, kompresörde sıvı-buhar karışımının sıkıştırılması gerekmesi ya da türbinde genişletilmesi makina-

* Araş. Gör., Yıldız Teknik Üniversitesi, Makina Mühendisliği Bölümü .

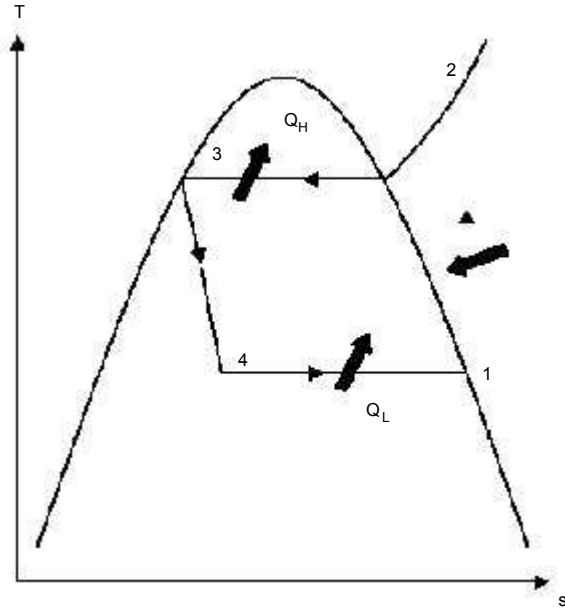
** Prof. Dr., Yıldız Teknik Üniversitesi, Termodinamik ve Isı Tekniği Anabilim Dalı.

bir türbin yerine bir kısılma vanası kullanılarak sıvı-buhar karışımı halindeki akışkan genişletilip, basıncı buharlaştırıcı basıncına düşürülür. Buharlaştırıcıdan geçen akışkan kompresöre girip sıkıştırılmadan önce tamamen doymuş buhar fazına dönüştürülür. Böylece makinalarda oluşabilecek erozyon tehlikesi ortadan kaldırılmış olur. Bu şekilde oluşan yeni çevrime ise "İdeal Buhar Sıkıştırımlı Soğutma Çevrimi" adı verilir. Çevrimin genel şematik çizimi ile T-s diyagramının şematik gösterimleri Şekil-1 ve Şekil-2 'de verilmiştir (Çengel 1996).

Buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi, soğutma makinelerinde, iklimlendirme sistemlerinde ve ısı pompalarının da en çok kullanılan çevrim türüdür.



Şekil-1 İdeal buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi



Şekil-2 İdeal buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminin T-s diyagramının şematik gösterimi

İdeal buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi dört hal değişimi içermektedir:

- 1-2 Kompresörde izantropik sıkıştırma
- 2-3 Kondensörden (yoğuşturucu) çevreye sabit basınçta ısı transferi
- 3-4 Kısılma vanasında genişleme ve basınç düşüşü
- 4-1 Evaporatörden (buharlaştırıcı) akışkana sabit basınçta ısı transferi

Şekil-2'de gösterilen T-s diyagramında, içten tersinir hal değişimleri için eğri altında kalan alanlar ısı geçişi değerini vermektedir. 4-1 hal değişimi eğrisi altında kalan alan akışkanın buharlaştırıcıda aldığı ısıyı, 2-3 hal değişimi eğrisi altında kalan alan da akışkanın yoğuş - turucudan çevreye verdiği ısıyı göstermektedir. Diğer ideal çevrimlerden farklı olarak, ideal buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi içten tersinir bir çevrim değildir. Çünkü çevrimde kullanılan kısılma vanası tersinmez bir hal değişimi içermektedir.

2.1 İDEAL BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA ÇEVİRİMİNİN ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

Buhar sıkıştırımlı bir soğutma çevrimini oluşturan dört hal değişimi sürekli akışlı açık sistem olarak ele alınmıştır. Soğutucu akışkanın kinetik ve potansiyel enerji değişimleri hesaplamalar sırasında ihmal edilmiştir. Şekil 1'deki kapalı çevrim için termodinamiğin 1. yasası aşağıdaki gibidir:

$$Q - W = \Delta U \quad (1)$$

Çevrimde iç enerji değişimi sıfırdır ($\Delta U=0$).

$$Q - W = 0$$

Verilen çevrim için birim akışkan kütlesi kullanılarak aşağıdaki ifade yazılabilir:

$$q_{KON} - q_{EVA} = w_{KOMP} \quad (3)$$

Etkinlik katsayısı (COP), elde edilmek istenenin harcanan enerjiye oranı olarak tanımlanır. Bu sistemin etkinlik katsayısı aşağıdaki gibi bulunur:

$$COP = \frac{q_{EVA}}{w_{KOMP}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (4a)$$

İşin ekserji değerinin iş olduğu; ısının ekserji değerinin ise ısı değerinin ilgili prosese ait Carnot verimi ile çarpılarak elde edildiği, göz önüne alınarak sistemin ekserji değeri ve kayıpları proseslerin ekserji değerleri ve kayıplarının toplanması ile bulunur.

1.2 Kompresörde adyabatik sıkıştırma:

Kompresörde kayıp ekserji (tersinmezlik); sıkıştırma prosesinin sürekli açık, ısı etkileşimi olmadığı ve tersinir olduğu kabul edilerek hesaplanmıştır. Bir akışın ekserjisi (4b) de gösterildiği gibi yazılabilir.

$$y = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (4b)$$

Bu proste birim akışkan kütlesi için tersinmezlik ise (5)nolu ifadedeki gibidir.

$$i_{KOMP} = (y_1 - y_2)_{KOMP} = (h_2 - h_1) - T_0(s_2 - s_1) - (h_1 - h_0) + T_0(s_1 - s_0) = T_0(s_2 - s_1) = 0 \quad (5)$$

2.3 Kondenserde kayıp ekserji (tersinmezlik); sabit basınçta çevreye ısı atılması prosesinde sürekli açık, iş etkileşiminin olmadığı ve tersinir olduğu kabul edilerek hesaplanmıştır. Bu proste birim akışkan kütlesi için tersinmezlik:

$$i_{KON} = \left[q \frac{T_0}{T_H} \right]_{KON} + y_2 - y_3 = 0 \quad (6)$$

3.4 Kısılma vanasında kayıp ekserji (tersinmezlik); akışkanın sabit entalpi ile genişlemesi esnasında prosesin sürekli açık, iş ve ısı etkileşiminin olmadığı ve prosesin tersinir olduğu kabul edilerek hesaplanmıştır. Bu proste birim akışkan kütlesi için tersinmezlik:

$$i_{KV} = (y_3 - y_4) = (h_3 - h_4) - T_0(s_3 - s_4) = T_0(s_3 - s_4) = 0 \quad (7)$$

4.1 Evaporatörde kayıp ekserji (tersinmezlik); akışkanın sabit basınçta buharlaşması esnasında prosesin sürekli açık, iş etkileşiminin olmadığı ve prosesin tersinir olduğu kabul edilerek hesaplanmıştır. Bu proste birim akışkan kütlesi için tersinmezlik:

$$i_{EVA} = \left[1 - \frac{T_0}{T_L} \right] q_{EVA} + y_4 - y_1 = 0 \quad (8)$$

İdeal buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminin ekserji dengesi yazılırsa:

$$E_{in} - E_{out} = 0 \quad (9)$$

$$-Q = -W = \dots$$

(9)

$$i_Q = - \left[1 - \frac{T_0}{T_H} \right] q_{KON} + \left[1 - \frac{T_0}{T_L} \right] q_{EVA} \quad (10)$$

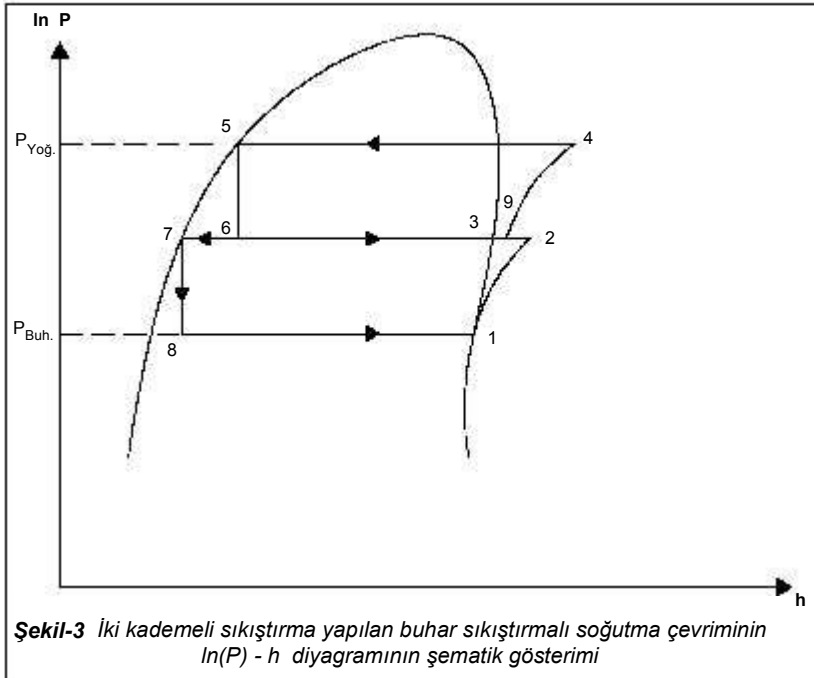
$$E_W = -W_{KOMP} = y_1 - y_2 \quad (11)$$

olup Termodinamiğin 2. yasasına göre verim:

$$e = \frac{\left[1 - \frac{T_0}{T_L} \right] q_{EVA}}{W_{KOMP}} = \frac{1}{COP} \left[\frac{T_0}{T_L} \right] \quad (12)$$

3. İKİ KADEMELİ SIKIŞTIRMA YAPILAN BİR BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA ÇEVİRİMİNİN ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

Bazı endüstriyel uygulamalarda düşük sıcaklıklarda soğutma gerekir ve uygulamanın sıcaklık aralığı basit



Şekil-3 İki kademe soğutma yapılan buhar sıkıştırma soğutma çevriminin ln(P) - h diyagramının şematik gösterimi

buhar sıkıştırma soğutma çevriminin etkili çalışabilmesi için çok büyük olabilir. Büyük sıcaklık aralığı çok fazla basınç kaybına yol açarak pistonlu kompresörün daha düşük verimle çalışmasına neden olur. Bu gibi durumlarda başvurulan yöntemlerden biri soğutmayı iki kademe yapmaktır. Bu tür çevrimlere ikili soğutma çevrimleri denir.

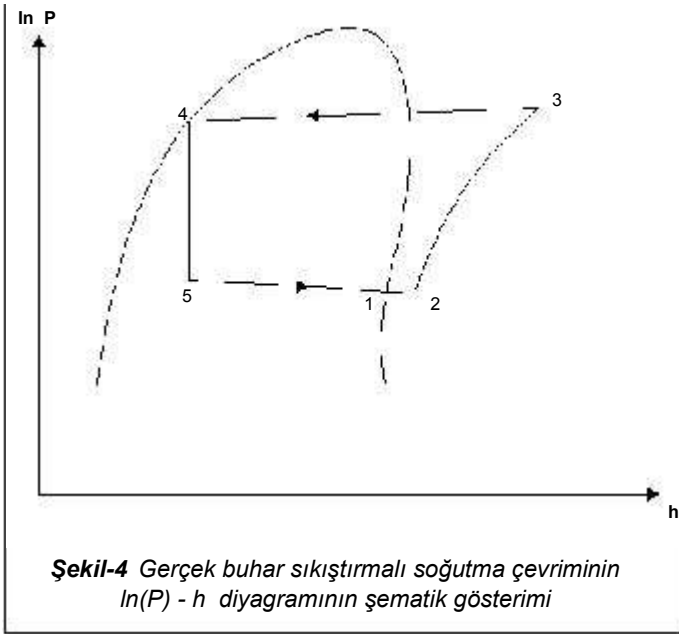
Eğer bir ikili soğutma sisteminde, çevrimlerde aynı akışkan dolaşıyorsa çevrimleri bir ısı değiştiricisi ile bağlamak yerine ısı alışverişinin daha iyi sağlandığı bir karışma odası veya buharlaşma odası kullanılabilir. Bu tür

sistemler çok kademe soğutma yapılan soğutma sistemleri diye adlandırılırlar (Çengel 1996, Nikolaidis 1998).

$$COP_{II} = \frac{q_{EVA}}{W_{KOMP1} + W_{KOMP2}} \quad (13)$$

İkinci yasa verimi ise aşağıdaki gibidir:

$$\left[1 - \frac{T_0}{T_L} \right] q_{EVA}$$



$$e = \frac{L}{\text{COP}_{II}} = \frac{L}{\frac{L}{T_L} - \frac{Q_H}{T_0}} \quad (14)$$

$$T_L = \frac{w_{\text{KOMP1}} + w_{\text{KOMP2}}}{\dots}$$

4. GERÇEK BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA ÇEVİRİMİNİN ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

Gerçek buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi, ideal çevrimden farklıdır. Bu farklılık daha çok, gerçek çevrimi oluşturan elemanlardaki tersinmezliklerden kaynaklanır. Tersinmezliğin iki ana kaynağı, basıncın düşmesine neden olan akış sürtünmesi ve çevre ile olan ısı alışverişidir. Çevrim Şekil-4 'de verilmiştir (Çengel 1996, Stegou-Sagia 2003).

q_{KOMP} kompresörden çevreye olan ısı kaybıdır. Termodinamiğin 1. yasası 1 ve 2 pro-

sesinde uygulanırsa:

$$q_{\text{KOMP}} - w_{\text{KOMP}} = h_3 - h_2 \quad (15)$$

Eğer kompresör $0 < \eta_{\text{KOMP}} < 1$ olan bir verimle çalışıyorsa, kompresör işi (16) no'lu eşitlikteki gibi tanımlanabilir:

$$-w_{\text{KOMP}} = \frac{h_3 - h_2}{\eta_{\text{KOMP}}} \quad \text{olur.} \quad (16)$$

(15) no'lu ifade ise;

$$q_{\text{KOMP}} = (h_2 - h_1) \left(1 - \frac{1}{\eta_{\text{KOMP}}}\right) \quad \text{şeklini alır.} \quad (17)$$

Gerçek buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin COP değeri:

$$\text{COP} = \frac{h_2 - h_5}{h_3 - h_2} \eta_{\text{KOMP}} \quad \text{olur.} \quad (18)$$

2 ve 3 Kompresörde sıkıştırma:

Kompresörde kayıp ekserji (tersinmezlik); sıkıştırma prosesinin sürekli açık, ısı ve iş etkileşiminin gerçekleştiği ve tersinmez olduğu kabul edilerek hesaplanmıştır. Bu proseste birim akışkan kütlesi için tersinmezlik:

$$i_{\text{KOMP}} = (y_2 - y_3)_{\text{KOMP}} = (h_2 - h_1) - T_0 \left(\frac{h_2 - h_1}{T_0} - \frac{q_{\text{KOMP}}}{T_0} \right) - (h_2 - h_1 + q_{\text{KOMP}}) \quad (19)$$

$$i_{\text{KOMP}} = -T_0 (s_2 - s_1) - q_{\text{KOMP}}$$

3 A 4 Kondenserde kayıp ekserji (tersinmezlik); sabit basınçta çevreye ısı atılması esnasında prosesin sürekli açık, iş etkileşimi olmadığı ve tersinmez olduğu kabul edilerek hesaplanmıştır. Bu proseste birim akışkan kütlesi için tersinmezlik:

$$i_{KON} = - \left[1 - \frac{T_0}{T_H} \right] q_{KON} + y_3 - y_4 \quad (21)$$

$$i_{KON} = - \left[1 - \frac{T_0}{T_H} \right] q_{KON} + (h_3 - h_4) - T_0(s_3 - s_4) \quad (22)$$

4 A 5 Kısılma vanasında kayıp ekserji (tersinmezlik); akışkanın sabit entalpi ile genişlemesi esnasında prosesin sürekli açık, iş ve ısı etkileşimi olmadığı ve tersinmez olduğu kabul edilerek hesaplanmıştır. Bu proseste birim akışkan kütlesi için tersinmezlik:

$$i_{KV} = (y_4 - y_5) = (h_4 - h_5) - T_0(s_4 - s_5) = - T_0(s_4 - s_5) \quad (23)$$

5 A 2 Evaporatörde kayıp ekserji (tersinmezlik); akışkanın sabit basınçta buharlaşması esnasında prosesin sürekli açık, iş etkileşimi olmadığı ve tersinmez olduğu kabul edilerek hesaplanmıştır. Bu proseste birim akışkan kütlesi için tersinmezlik:

$$i_{EVA} = \left[1 - \frac{T_0}{T_L} \right] q_{EVA} + y_5 - y_2 \quad (24)$$

$$i_{EVA} = \left[1 - \frac{T_0}{T_L} \right] q_{EVA} + (h_5 - h_2) - T_0(s_5 - s_2) \quad (25)$$

Kompresörde gerçek sıkıştırma prosesinde hem ısı hem de iş terimleri bulunduğu için, ısı ve iş ekserji dengesinin de ayrı ayrı gösterilmesi yerine her elemanın ekserji kayıplarını toplamak daha pratiktir. Gerçek buhar sıkıştırma soğutma çevriminin kayıp ekserjisi yazılırsa:

$$i = i_{KOMP} + i_{KOND} + i_{KV} + i_{EVA} \quad (26)$$

$$i = - T_0(s_2 - s_3) - q_{KOMP} \left[1 - \frac{T_0}{T_H} \right] + (h_3 - h_4) - T_0(s_3 - s_4) \quad (27)$$

$$- T_0(s_4 - s_5) + \left[1 - \frac{T_0}{T_L} \right] q_{EVA} + (h_5 - h_2) - T_0(s_5 - s_2) \quad (27)$$

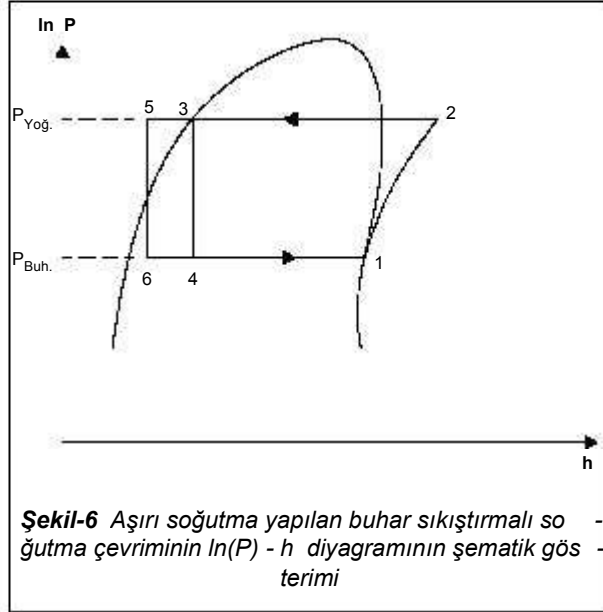
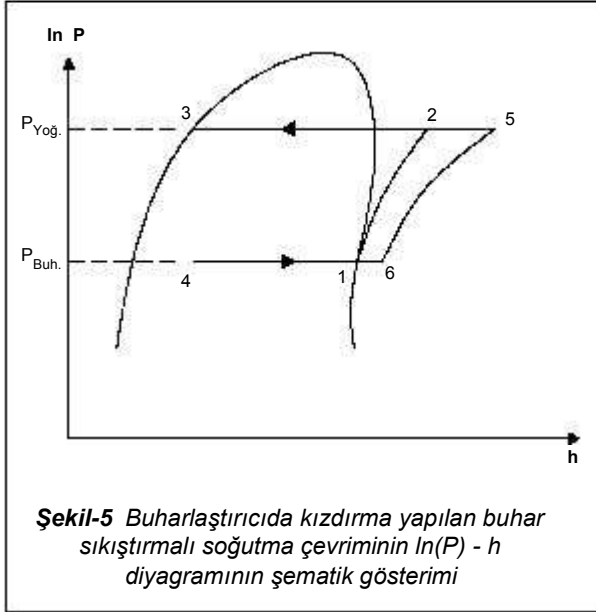
İkinci yasa verimi ise (28) no'lu ifade de gösterildiği gibidir:

$$e = \frac{\left[1 - \frac{T_0}{T_L} \right] q_{EVA}}{w_{KOMP}} = \frac{\left[1 - \frac{T_0}{T_L} \right] q_{EVA}}{\left[\frac{1}{COP} \right] T_0} \quad (28)$$

5. AŞIRI KIZDIRMA YAPILAN BİR BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA ÇEVİRİMİNİN ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

Soğutma çevriminde performans katsayısını artırma yöntemlerinden biri de aşırı kızdırmadır. Evedarator - den doymuş buhar olarak çıkan akışkan bir ısı değıştiricisinden geçirilerek aşırı kızdırma yapılır. Perfor - mans katsayısı artışı (29 ve 30) no 'lu ifedelerde görölmektedir.

$$COP_{III} = \frac{q_{EVA}}{w_{KOMP}} = \frac{h_6 - h_4}{h_5 - h_6} \quad h_1 - h_4 + {}^3h_{KIZ} \quad (29)$$



$$COP_{III} = \frac{{}^3h_{KIZ}}{w_{KOMP}} + COP \quad (30)$$

İkinci yasa verimi ise aşağıda gösterildiği gibidir:

$$e = \frac{\left[1 - \frac{T_0}{T_L}\right] q_{EVA}}{w_{KOMP}} = \frac{T_0}{T_L} \cdot COP \quad III \quad (31)$$

6. AŞIRI SOĞUTMA YAPILAN BİR BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA ÇEVİRİMİNİN ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

Aşırı soğutma yapmak da performans katsayısını arttıran yöntemlerden biridir. Şekil 6'dan da görüldüğü gibi bu yöntemde de bir ısı değıştirici kullanılır. Sistemin performans katsayısı ve ikinci yasa verimleri aşağıdaki ifadelerde olduğu gibi gösterilebilir.

$$COP_{IV} = \frac{q_{EVA}}{w_{KOMP}} = \frac{h_1 - h_6}{h_2 - h_6} + \frac{h_1 - h_4 + {}^3h_{KIZ}}{h_2 - h_6} \quad (32)$$

$$e = \frac{\left[1 - \frac{T_0}{T_L}\right] q_{EVA}}{w_{KOMP}} = \frac{T_0}{T_L} \cdot COP \quad IV \quad (33)$$

7. ÇOKLU EVAPARATÖR VE/VEYA KOMPRESÖRLERE SAHİP BİR BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA ÇEVİRİMİNİN ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

Bazı uygulamalarda, aynı soğutma sistemi içinde farklı sıcaklıklarda birden çok ortamın tek veya çok kompresörle soğutulması gerekebilir. Böyle çok amaçlı bir sistemin performans katsayısı ve ikinci yasa verimi ise aşağıdaki ifadelerde belirtilen şekli alır.

$$COP_V = \frac{\sum_{i=1}^n q_{EVA,i}}{w_{KOMP,i}} \quad (34)$$

$$e = \frac{1 - \frac{T_0}{T_{EVA,1}} q_{EVA,1} + 1 - \frac{T_0}{T_{EVA,2}} q_{EVA,2} + \dots + 1 - \frac{T_0}{T_{EVA,n}} q_{EVA,n}}{w_{KOMP,1} + w_{KOMP,2} + \dots + w_{KOMP,n}} \quad (35)$$

$$COP_V = \frac{\sum_{i=1}^n \left(1 - \frac{T_0}{T_{EVA,i}}\right) \cdot COP_V}{\dots} \quad (36)$$

8. SONUÇ

Bu çalışmada ideal, iki kademeli, gerçek, aşırı kızdırmalı ve aşırı soğutmalı ile çoklu buharlaştırıcı ve/ve -

ya kompresörlere sahip buhar sıkıştırıcı soğutma çevrimlerinde enerji ve ekserji analizleri için kolay kullanılabilir ifadeler bulunmuştur. Bu ifadeler tüm proseslerde ekserji kayıplarının hangi değerlerde olacağını bilmesi için etkili ve kolay uygulanabilir eşitlikler türetilerek elde edilmiştir. Her soğutma çevrimi tipinde ikinci yasa verimi, Carnot soğutma etkinlik katsayısı ile o çevrimin soğutma etkinlik katsayısının çarpımı şeklinde bulunmuş ve gösterilmiştir.

Kaynaklar

- Çengel, A. Yunus, Boles, A. Michael, 'Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik', McGraw- Hill- Literatür, 1996, İstanbul
- Nikolaidis, C., Probert, D., 'Exergy-method analysis of a two-stage vapour-compreession refrigeration-plants performance', Applied Energy, 60, 241-256, 1998.
- Stegou-Sagia, A., Paigniannis, N., 'Exergy losses in refrigerating systems. A study for performance comparisons in compressor and condenser', International Journal of Energy Research, 27, 1067-1078, 2003.

Semboller

E	Kullanılabilirlik (Ekserji)	(kJ)
h	Birim akışkan kütlesi için entalpi	(kJ/kg)
q	Soğutucu akışkanın birim kütlesi başına transfer edilen ısı	(kJ/kg)
s	Birim akışkan kütlesi için entropi	(kJ/kgK)
T	Sıcaklık	(K)
w	Soğutucu akışkanın birim kütlesi başına harcanan iş	(kJ/kg)
e	İkinci yasa verimi	(%)
Y	Açık sistem akış kullanılabilirliği (ekserji)	(kJ/kg)

İndisler

0	Referans hali
---	---------------

1, 2 , 3 ,...	Proseslerin başlangıç ve bitiş halleri
EVA	Evaporatör
KOMP	Kompresör
KOND	Kondenser
KV	Kısılma vanası
i	Birim akışkan kütlesi için tersinmezlik
Q	Isı
W	İş

Kısaltmalar

COP	Tek kademeli soğutma çevrimi etkinlik katsayısı
COP _{II}	İki kademeli soğutma çevrimi etkinlik katsayısı
COP _{III}	Aşırı kızdırma yapılan soğutma çevriminin etkinlik katsayısı
COP _{IV}	Aşırı soğutma yapılan soğutma çevriminin etkinlik katsayısı
COP _V	Çoklu evaporatör ve/veya kompresöre sahip soğutma çevrimi etkinlik katsayısı