

BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA SİSTEMİNİN TERSİNMEZLİKLERİNİN BELİRLENMESİ

Mehmet ÖZKAYMAK
Z.K.Ü, Teknik Eğitim Fakültesi, 78200 Karabük, Türkiye

ÖZET

Bu çalışmada, buhar sıkıştırma soğutma sisteminde kondenser ve evaporatörün Termodinamiğin II. Kanunu'na göre analizi yapılmıştır. Soğutma gücü 2 kW alınarak sistemin her bir elemanının (kondenser, evaporatör, genişleme valfi, kompresör) tersinmezlik incelenmesi yapılarak tüm sistemin toplam tersinmezliği hesaplanmıştır. Kondenser ve evaporatör olarak paralel aynı yönlü akımlı eşanjör seçilerek soğutucu akışkan R-22 için tersinmezlik eşitliği çıkarılmıştır. Toplam tersinmezliğin kondenser sıcaklığına, evaporatör sıcaklığına ve kompresör verimine göre değişimi incelenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Soğutma, Tersinmezlik

IRREVERSIBILITY ANALYSIS OF VAPOR COMPRESSED REFRIGERATION SYSTEM

ABSTRACT

In this study, condenser and evaporator in a vapour compressed refrigeration system are analysed from the second law of thermodynamics point of view. The irreversibility of whole system which has refrigerating power 2 kW is calculated by determining irreversibility of each component (condenser, evaporator, expansion valve, compressor). Having chosen condenser and evaporator which are parallel same flow exchanger, the equations of irreversibility are carried out for refrigerant R-22. The variation of total irreversibility is determined according to condenser, evaporator and compressor efficiency.

Keywords: Refrigeration, Irreversibility

GİRİŞ

Enerji bazlı verimler, bazı durumlarda yetersiz ve yanıltıcı olmaktadır. Mesela enerji veriminde tüm enerjiler eşit olarak alınır. Oysa gerçekte, enerji farklı kalitede olabilir. Mesela iş ısıdan, ısı daha düşük sıcaklıktaki ısıdan daha değerlidir. Çünkü işin tamamı ısıya dönüşürken, ısının tamamı işe dönüşmez.

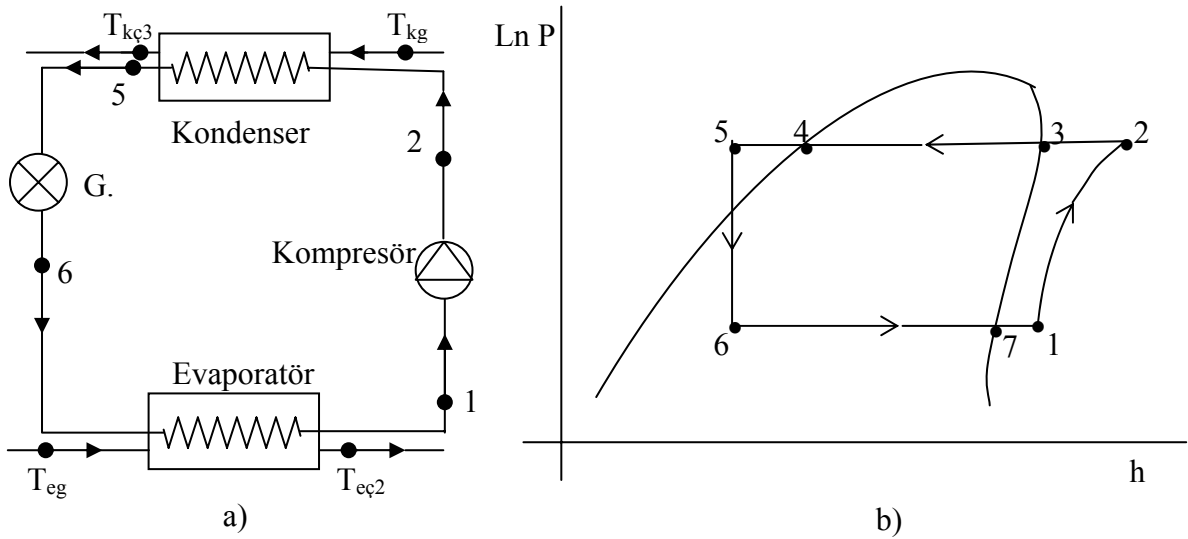
Birinci kanuna göre aynı soğutma tesir katsayısına sahip iki soğutma sistemini ele alalım. Bu iki sistemin soğutma tesir katsayıları eşit olmasına rağmen, birçok farklı değerlere sahiptirler. Mesela farklı sıcaklık ve alanlara sahip eşanjörler (kondenser, evaporatör), farklı verimlere sahip kompresörler mevcuttur. Bu farklılık ancak İkinci Kanuna göre tespit edilir.

İkinci kanunla beraber tersinmezlik ve ekserji kavramı ortaya çıkmıştır. Tersinmezlik, bir hal değişimi sırasında tersinir işle yararlı iş arasındaki fark olarak tanımlanır[12]. Tersinmezlik, işe dönüştürülebilir olan fakat dönüştürülemeyen enerjiyi gösterir. Ekserji, belli bir enerjiye sahip akışkanın çevre şartlarına indirgenerek kendisinden maksimum iş elde edilmesine denir[9]. Tersinmezlik hesapları yapılan buhar sıkıştırma soğutma sistemi Şekil 1.1'de görülmektedir.

İKİNCİ KANUN ANALİZİ

Tablo I : Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sisteminin Analizinde Kullanılan Giriş Verileri

Sistemin Soğutma Kapasitesi : 2 kW ; Kompresör Verimi, $\eta_c=0,8.....0,9$ (Evaporatör ve kondenser, iç içe borulu paralel aynı yönlü bir ısı eşanjörüdür.)						
Kondenser Sıcaklık Aralığı (°C)	Evaporatör Sıcaklık Aralığı (°C)	Kondenser Soğutma Suyu Sıcaklığı (°C)		Evaporatör Soğutma Suyu Sıcaklığı (°C)		Soğutucu Akışkan
		Giriş	Çıkış	Giriş	Çıkış	
35.....60	-10 10	20	25	20	15	R22



Şekil 1.1 Soğutma Sistemi Elemanlarının Şematik Görünümü (a) ve LnP-h Diyagramı (b)

Soğutma sistemi analizi için, gerekli olan soğutucu akışkanın termodinamik özellikleri, doymuş sıvı, doymuş ve kızgın buhar halindeki soğutucu akışkan buharının sıcaklığı, doyma basıncı, entalpisi, entropisi vs. için literatürde yayınlanmış denklemler kullanılmıştır[2,3,7].

II. Kanun analizinde (1.2) ve (1.3) genel eşitlikleri [2,3,12] kullanılarak (ekserji dengesinden) her bir elemanın tersinmezliği hesaplanarak sistemin toplam tersinmezliği bulunmuştur. Toplam tersinmezliğin kondenser ve evaporatör sıcaklıklarına göre değişimi incelenmiştir (Şekil 2.1 ve Şekil 2.2).

$$e_x = (h - T_0 * s) - (h_0 - T_0 * s_0) \quad (1.1)$$

$$\dot{W} = \sum (E_Q) + \sum (\dot{m}_R * e_x)_{giren} - \sum (\dot{m}_R * e_x)_{çıkan} - T_0 * \dot{s}_{üretim} \quad (1.2)$$

Kompresör

$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_R$ ile kompresördeki tersinmezlik hesaplanır.

$$\dot{m}_R * e_{x_1} + W_c = E_Q + \dot{m}_R * e_{x_2} + I_c \quad (1.3)$$

$$I_c = \dot{m}_R * T_0 * (s_2 - s_1) \quad (1.4)$$

Genleşme Valfi

Genleşme valfinde giren ve çıkan ekserjiler eşitlenirse tersinmezlik bulunur.

$$I_{G.V} = \dot{m}_R * T_0 * (s_6 - s_5) \quad (1.5)$$

Kondenser

Kondenserdeki tersinmezlik hesaplanırken (1.3) denklemi kullanılarak bulunur.

$$I_K = T_0 * \left[\dot{m}_k * (s_{k\zeta_3} - s_{kg}) - \dot{m}_R * (s_2 - s_5) \right] \quad (1.6)$$

Evaporatör

$$I_E = T_0 * \left[\dot{m}_e * (s_{e\zeta_2} - s_{eg}) - \dot{m}_R * (s_6 - s_1) \right] \quad (1.7)$$

Toplam Tersinmezlik

Soğutma sisteminin toplam tersinmezliği, sistemi oluşturan tüm elemanların tersinmezliklerinin toplamına eşittir[1,8]. Yani $I_{Top} = \sum I_{Sis.El.}$ 'dır.

$$I_{Top} = I_c + I_{G.V} + I_K + I_E \quad (1.8)$$

$$I_{Top} = T_0 * \left[\dot{m}_k * (s_{k\zeta_3} - s_{kg}) + \dot{m}_e * (s_{e\zeta_2} - s_{eg}) \right] \quad (1.9)$$

$$s_\zeta - s_g = c_p * Ln \frac{T_\zeta}{T_g} \quad (1.10)$$

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_{i\zeta}} + \frac{\delta}{k} + \frac{1}{h_{dış}} \quad (1.11)$$

Yukarıda elde edilen (1.10) denkleminde (1.11) ve (1.12) denklemleri yerlerine konursa toplam tersinmezlik genel denklemi elde edilir (1.17). (1.12) denklemi kullanılarak iç-içe borulu kondenser ve evaporatör için R-22 kullanımında ortalama toplam ısı iletim katsayısı K (1.11) hesaplanmıştır ve tablo 2'de görülmektedir.

Tablo 2. Soğutma Sistemindeki Eşanjörlerin Toplam Isı Transfer Katsayıları

K (kW/m ² K)	R-22
K _I	0,10
K _{II}	0,8
K _{AS}	0,14
K _E	0,6
K _{AK}	0,08

Eşanjörlerde her bölgenin logaritmik sıcaklık farkı ve eşanjör alanları genel olarak aşağıda sunulmuştur:

$$\Delta T_m = \frac{(T_2 - T_{kg}) - (T_3 - T_{k\zeta})}{Ln \frac{T_2 - T_{kg}}{T_3 - T_{k\zeta}}} \quad (1.12)$$

$$A = \frac{\dot{m}_R * (h_2 - h_3)}{K * \Delta T_m} \quad (1.13)$$

Bulunan (1.13) ve (1.14) denklemleri evaporatörde iki bölge (buharlaşma, aşırı kızdırma) ve kondenserde üç bölge (yoğuşma, aşırı soğutma) için ayrı ayrı yazılarak (1.15) ve (1.16) denklemlerinde yerine konur.

$$\dot{m}_k = \frac{K_I * A_I * \Delta T_{m_I}}{c_{p_{sk}} * (T_{k\zeta_1} - T_{kg})} = \frac{K_{II} * A_{II} * \Delta T_{m_{II}}}{c_{p_{sk}} * (T_{k\zeta_2} - T_{k\zeta_1})} = \frac{K_{AS} * A_{AS} * \Delta T_{m_{AS}}}{c_{p_{sk}} * (T_{k\zeta_3} - T_{k\zeta_2})} \quad (1.14)$$

$$\dot{m}_e = \frac{K_E * A_E * \Delta T_{m_E}}{c_{p_{se}} * (T_{eg} - T_{e\zeta_1})} = \frac{K_{AK} * A_{AK} * \Delta T_{m_{AK}}}{c_{p_{se}} * (T_{e\zeta_1} - T_{e\zeta_2})} \quad (1.15)$$

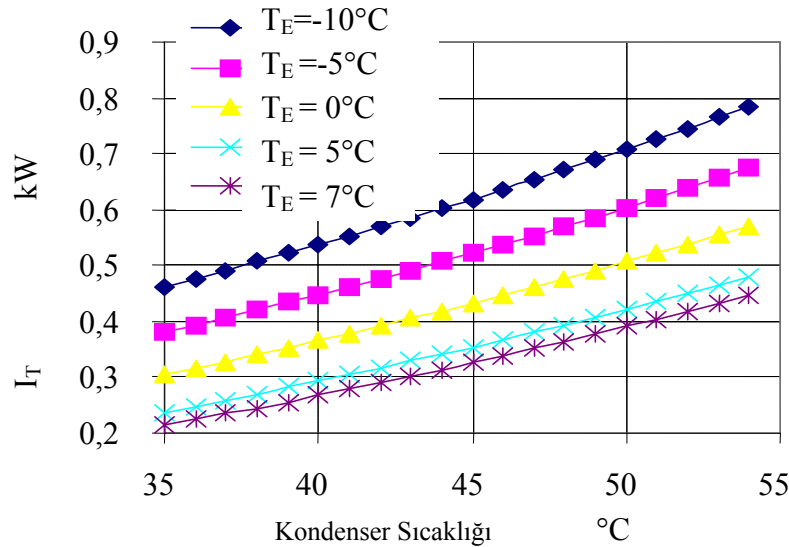
Yukarıdaki denklemler (1.9) denkleminde yerine konulursa ve gerekli düzenlemeler yazılırsa (1.16) denklemi elde edilir.

$$\frac{I_{Top}}{T_0} = \frac{K_I * A_I * \Delta T_{m_I}}{T_{k\zeta_1} - T_{kg}} * Ln \frac{T_{k\zeta_1}}{T_{kg}} + \frac{K_{II} * A_{II} * \Delta T_{m_{II}}}{T_{k\zeta_2} - T_{k\zeta_1}} * Ln \frac{T_{k\zeta_2}}{T_{k\zeta_1}}$$

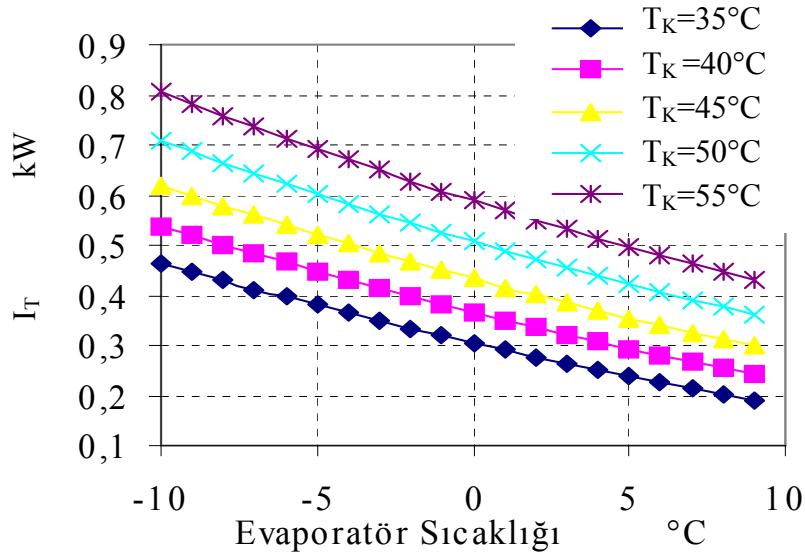
$$+ \dot{m}_k * c_{p_{sk}} * Ln \left(1 + \frac{K_{AS} * A_{AS} * \Delta T_{m_{AS}}}{\dot{m}_k * c_{p_{sk}} * T_{k\zeta_2}} \right) + \frac{K_E * A_E * \Delta T_{m_E}}{T_{eg} - T_{e\zeta_1}} * Ln \frac{T_{e\zeta_1}}{T_{eg}}$$

$$+ \dot{m}_e * c_{p_{se}} * Ln \left(1 - \frac{K_{AK} * A_{AK} * \Delta T_{m_{AK}}}{\dot{m}_e * c_{p_{se}} * T_{e\zeta_1}} \right) \quad (1.16)$$

(1.16) denklemi, tüm düzenlemeler yapılarak son şeklini alan ve sistemin toplam tersinmezliğini veren denklemdir. Bu denklem, verilen giriş değerleri kullanılarak bilgisayar yardımıyla, sistemin toplam tersinmezliğinin kondenser ve evaporatör sıcaklıklarına göre değişimi grafiklerle ifade edilmiştir. Şekil 2.1'de toplam tersinmezliğin kondenser sıcaklığına göre, Şekil 2.2'de evaporatör sıcaklığına göre değişimi görülmektedir. Şekil 2.3'de ise toplam tersinmezliğin kompresör verimine göre değişimi görülmektedir.

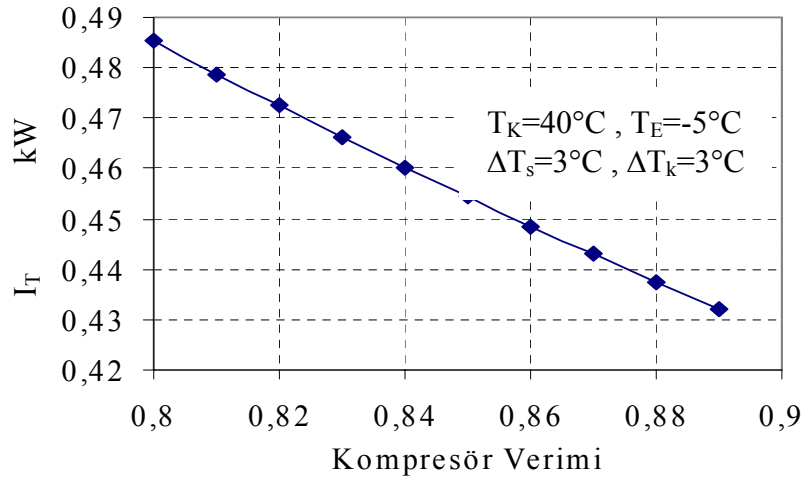


Şekil 2.1 Kondenser Sıcaklığına Göre Tersinmezliğin Değişimi (R-22)
($\Delta T_k = 5^\circ\text{C}$, $\Delta T_s = 5^\circ\text{C}$, $\eta_c = 0.85$)



Şekil 2.2 Evaporatör Sıcaklığına Göre Tersinmezliğin Değişimi (R-22)
($\Delta T_k = 5^\circ\text{C}$, $\Delta T_s = 5^\circ\text{C}$, $\eta_c = 0.85$)

Buhar sıkıştırılmalı soğutma sisteminin tersinmezliklerin belirlenmesi için gerekli olan soğutucu akışkanın termodinamik özellikleri, literatürde yayınlanmış denklemler kullanılarak elde edilmiştir. Sistem elemanlarının tersinmezlik eşitlikleri, ekserji dengesinden (denklem (1.2)) türetilmiştir. Bu eşitlikler kullanılarak, sistemin toplam tersinmezliği hesaplanmıştır. Toplam tersinmezliğin buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarına göre değişimi incelenmiştir. Elde edilen sonuçlara göre toplam tersinmezliğin, evaporatördeki sıcaklık artışına göre düştüğü ve kondenserdeki sıcaklık artışına göre ise arttığı tespit edilmiştir. Buna göre, sistemin verimini arttırmak ve tersinmezliği azaltmak için evaporatör sıcaklığının yüksek, kondenser sıcaklığının düşük, kompresör veriminin yüksek tutulması gerekir.



Şekil 2.3 Kompresör Verimine Göre Tersinmezliğin Değişimi (R-22)

SİMGE VE KISALTMALAR

Simge	Açıklama	Alt indis	Açıklama
c_p	: Sabit basınçta özgül ısınma ısı (kJ/kgK)	E	: Evaporatör
COP	: Soğutma tesir katsayısı	eg	: Evaporatöre giriş
e_x	: Özgül ekserji (kJ/kg)	eç	: Evaporatörden çıkış
G.V	: Genleşme valfi	K	: Kondenser
h	: Entalpi (kJ/kg)	kg	: Kondensere giriş
I	: Tersinmezlik miktarı (kW)	kç	: Kondenserden çıkış
\dot{m}	: Kütlesel debi (kg/s)	K_I	: Kondenser I. bölgesi
η_c	: Kompresör verimi	K_{II}	: Kondenser II. bölgesi
P	: Basınç (kPa)	R	: Soğutucu akışkan
Q	: Isı transfer miktarı (kW)	se	: Evaporatör ısıtma suyu
s	: Entropi (kJ/kgK)	sk	: Kondenser soğutma suyu
\dot{W}	: Kullanılabilir İş (kW)	T, Top	: Toplam

KAYNAKLAR

1. Kotas, T., J., **The Exergy Method of Thermal Plant Analysis**, Department of Mechanical Engineering, Queen Mary College, University of London, 1985.
2. Koçođlu, A., Thermo-economic Optimization of a Single Stage Heat Pump, **Master Thesis**, METU, Ankara, 1993.
3. Dingç, H., Thermo-economic Optimization of Simple Refrigerators, **Master Thesis**, METU, Ankara, 1996.
4. Gaggioli, R. A., El-Sayed, Y., M., 1987, A Critical Review of Second Law Costing Methods, Proc. **The 4. Int. Symposium on second Law Analysis and Thermal Systems**, Rome, ASME, N. Y.
5. Kotas, T., J., 1980, Exergy Concept for Thermal Plant, **International Journal of Heat and Fluid Flow**, 2, No 3 pp 105-114.
6. Holman, J., P., **Heat Transfer**, 7. Edition, Southern Methodist University, 1974.
7. Yılmaz, T., Ođulata, T., R., 1989, Soğutucu Akışkanların Termodinamik ve Fiziksel Özellikleri İçin Basit Özellikler, **Isı Bilimi ve Tekniđi Dergisi**, Cilt 12, Sayı 1, Sayfa 19-23.
8. Exergy Group, 1990, Nomenclature for The Exergy Method of Thermodynamic Analysis, **Workshop on Second Law of Thermodynamics**, Erciyes Ü. TIBTD 27-30/8/1990, Kayseri-TURKEY, pp 17-1 17-10.
9. Körezliođlu, H., S., Soğurmalı Soğutma Sistemlerinde Karışım ve Soğutucu Isı Deđiřtircilerinin Sistem Performansına Etkisi, **Y. Lisans Tezi**, Gazi Üniv. Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 1998.
10. İleri, A., 1981, Ekserji Verimi, **Üçüncü Ulusal Isı Bilimi ve Tekniđi Kongresi**, Sayfa 164-174.
11. İleri, A., 1990, Thermoeconomics II: Optimisation and Costing, **Workshop on Second Law of Thermodynamics**, Erciyes Ü. TIBTD 27-30/8/1990, Kayseri- TURKEY, Section IX-28.
12. Bejan, A., 1988, Theory of Heat Transfer – Irreversible Refrigeration Plants, **International Journal of Heat Mass Transfer**, Vol 31 pp 1211-1219.