

Chevron Tipi Bir Isı Değiştiricinin Termodinamik Analizi

Abdullah YILDIZ
Mustafa Ali ERSÖZ

Abstract:

The plate heat exchangers are commonly used for process heating and cooling applications in chemical, food processing and pharmaceutical industries.

In the present study, the theoretical numerical results of the first (energy) and second law (exergy) analyses of thermodynamics for a chevron type plate heat exchanger are presented. Hot water and cold water are used as working fluids. The energy efficiency, irreversibility and exergy efficiency values depending on the inlet hot water temperature and inlet cold water mass flow rate are calculated. Obtained results are graphically presented and evaluated.

Key Words:

Chevron Type Plate Heat Exchanger, Energy Analysis, Exergy Analysis, Irreversibility.

ÖZET

Plakalı ısı değiştiriciler; çoğunlukla kimya, gıda ve ilaç endüstrisinde ısıtma ve soğutma uygulamaları için kullanılmaktadır.

Bu çalışmada, chevron tip bir ısı değiştirici için termodinamiğin birinci yasa (enerji) ve ikinci yasa (ekserji) analizleri teorik sayısal olarak değerlendirilmiştir. Çalışma akışkanı olarak su-su çifti kullanılmıştır. Farklı sıcak su giriş sıcaklığı ve soğuk su kütleel debileri için enerji verimi, tersinmezlik ve ekserji verimi değerleri hesaplanmıştır. Elde edilen veriler grafiklerle gösterilmiş ve değerlendirilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Chevron Isı Değerştirici, Enerji Analizi, Ekserji Analizi, Tersinmezlik.

1. GİRİŞ

Isı değerştirici, bir akışkanın sahip olduğu ısı enerjisinin farklı sıcaklıktaki başka bir akışkana, aktarılmasını sağlayan bir cihazdır [1]. Çift borulu ve plakalı ısı değerştiriciler kimya ve gıda endüstrisinde yaygın olarak kullanılan ısı değerştirici tipleridir. Plaka veya kıvrım tipli plakalı ısı değerştiriciler günümüzde konvansiyonel eş merkezli ve çift borulu ısı değerştiricilerin yerini almıştır. Plakalı bir ısı değerştirici, iki akışkan arasında ısı transferi için metal plakalar kullanılan bir ısı değerştirici tipidir. Plakalı ısı değerştiricinin konvansiyonel ısı değerştiriciye göre en büyük avantajı, akışkanlar levha üzerine yayıldığından dolayı çok daha büyük bir yüzey alanına sahip olmasıdır [2, 3].

Plakalı bir ısı değerştirici ince ve kıvrımlı levha serilerinden oluşmaktadır. Bu levhalar, ısı değerştirici uygulamalarına bağlı olarak contalı, kaynaklı ve lehimli olabilir [4].

Bu çalışmada, karşıt akışlı chevron tip bir ısı değerştiricinin teorik olarak birinci yasa (enerji) ve ikinci yasa (ekserji) analizleri yapılmıştır.

Çalışma akışkanı olarak su-su çifti kullanılmıştır. Farklı sıcak su giriş sıcaklığı ve soğuk su kütleli debileri için enerji verimi, tersinmezlik ve ekserji verimi değerleri hesaplanmıştır. Hesap edilen değerler grafik olarak gösterilmiş ve değerlendirilmiştir.

2. CHEVRON TİP ISI DEĞİŞTİRİCİ VE ÖZELLİKLERİ

Chevron tipi ısı değiştirici, plakalı ısı değiştiricinin bir türüdür ve plakalar üzerindeki desenler, belirli bir açı ile imal edilirler. Literatürde, bu açılar chevron açısı olarak adlandırıldığı için bu tip ısı değiştiriciler chevron tip ısı değiştiricileri de denilmektedir.

Plakalı ısı değiştiriciler kaynaklı (lehimli) ve contalı olarak iki grupta incelenir. Contalı olanlar da kendi arasında ayrılır; contalı plakalı, spiral plakalı ve lamelli olmak üzere yaygın olarak üç farklı tipte üretilirler [6].

Lehimli plakalı ısı değiştirici, standart contalı plakalı ısı değiştirici gibi dalgalı bir örüntüye sahip plaka

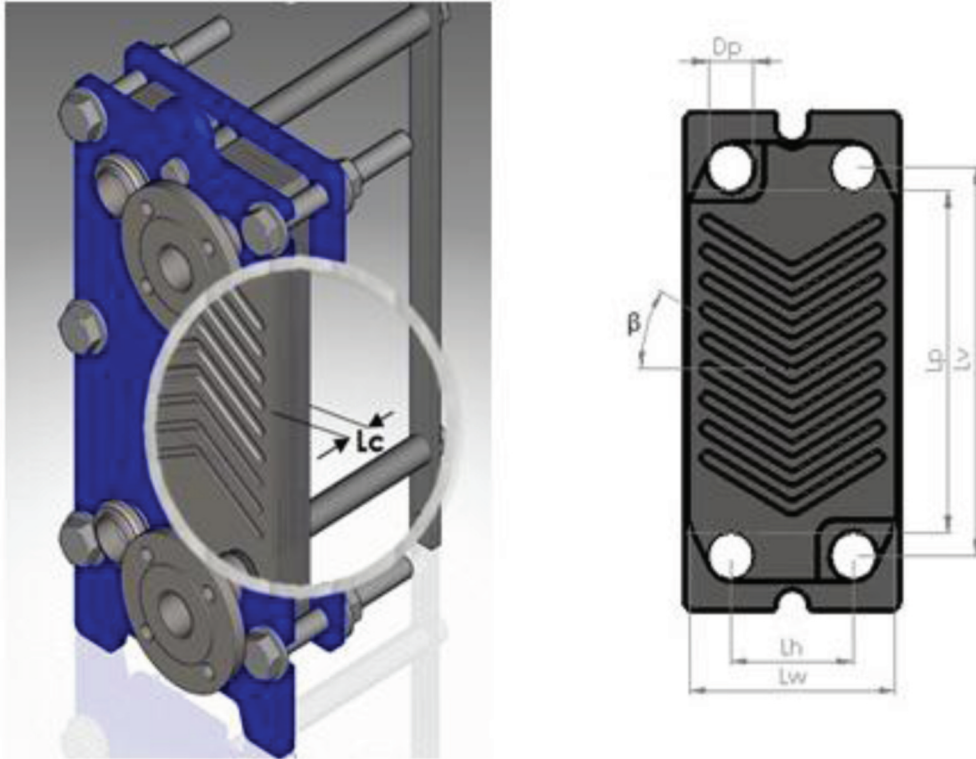
demetinden meydana gelir. Çalışma prensipleri genel olarak contalı plakalı ısı değiştiriciler ile aynıdır. Ancak burada contaların yerini bakır lehim malzemesi almıştır. Ayrıca lehimli plakalı ısı değiştiricilerde, saplamalar ve baskı plakalar da mevcut değildir. Paslanmaz çelik plakalar lehimleme amacı ile kullanılan bakır film ile birlikte vakum altında yüksek sıcaklıkta fırınlanır. Sonuç olarak, contasız ve son derece kompakt yapıda bir ısı değiştirici olur.

Teorik modelde kullanılan ısı değiştirici, 45° chevron açısına sahip karşı akışlı lehimli plakalı chevron tip bir ısı değiştiricidir. Isı değiştiricinin şematik görünüşü Şekil 1'de ve teknik özellikleri Tablo 1'de verilmiştir.

3. TERMODİNAMİK ANALİZ

Chevron tip ısı değiştiricinin, teorik termodinamik analizinde aşağıdaki kabuller yapılmıştır.

a. Isı değiştirici kararlı hal koşullarında çalışmakta ve kararlı akış koşulları geçerlidir.



Şekil 1. Teorik Analizde Kullanılan Karşı Akışlı Lehimli Plakalı Chevron Tip Isı Değiştirici

Tablo 1. Teorik Analizde Kullanılan Chevron Tip Isı Değiştiricinin Teknik Özellikleri

Plaka kalınlığı, mm (t)	0,3
Chevron (desen) açısı, derece (β)	45
Toplam plaka sayısı	15
Dikey bağlantı noktaları arası mesafe, m (Lv)	0,154
Sıkıştırılmış plaka kalınlığı, m (Lc)	0,05
Etkin kanal genişliği, m (Lw)	0,08
Toplam etkin alan, m ² (A)	0,1968
Tüm bağlantı çapları, m (D _p)	0,016
Plaka malzemesinin ısı iletim katsayısı, W/mK (k)	17,5
Yüzey genişleme faktörü, ϕ	1,273

- b. Isı değiştiriciden çevreye olan ısı kayıpları ihmal edilmiştir.
- c. Isı değiştiricide ısı üretimi yoktur.
- d. Ölü hal koşulları $T_0 = 20$ °C ve $P_0 = 1$ atm olarak kabul edilmiştir.
- e. Akışkan ve yüzeydeki aksel ısı iletimi ihmal edilmiştir.
- f. Plakaların ısı direnci chevron tip plakalı ısı değiştirici boyunca sabittir.
- g. Chevron tip plakalı ısı değiştiricide faz değişimi yoktur.
- h. Sıcak ve soğuk akışkan için termodinamik özellikler ortalama akışkan sıcaklığında değerlendirilmiştir.

3.1. Birinci Yasa (Enerji) Analizi

Temiz yüzeyli karşıt akışlı bir ısı değiştiricideki ısı transfer hızı aşağıdaki eşitlik ile tanımlanır [5, 7, 8]:

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \Delta T_{In,CF} \quad (1)$$

(1) eşitliğinde U (W/m².K) toplam ısı transfer katsayısıdır ve eşitlik 2'den hesaplanır. A (m²) toplam etkin alan, $\Delta T_{In,CF}$ (°C) ortalama logaritmik sıcaklık farkıdır ve eşitlik 3 ile hesaplanır.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_c} + \frac{1}{h_h} + \frac{t}{k} \quad (2)$$

(2) eşitliğinde h_c (W/m².K) ve h_h (W/m².K) sırasıyla soğuk ve sıcak akışkan için ısı transfer taşınım katsayısı, t (mm) plaka kalınlığı ve k (W/m.K) plaka malzemesinin ısı iletim katsayısıdır.

$$\Delta T_{In,CF} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (3)$$

(2) eşitliğinde ΔT_1 (°C) giren sıcak akışkan ve çıkan soğuk akışkan arasındaki sıcaklık farkı ($\Delta T_1 = T_{h,in} - T_{c,out}$) ve ΔT_2 (°C) çıkan sıcak akışkan ve giren soğuk akışkan arasındaki sıcaklık farkıdır ($\Delta T_2 = T_{h,out} - T_{c,in}$) [1,9].

(2) eşitliğinde, sıcak ve soğuk akışkan için ısı taşınım katsayıları sırasıyla eşitlik (4) ve (5)'den hesaplanabilir.

$$h_h = \frac{Nu_h \times k}{D_h} \quad (4)$$

$$h_c = \frac{Nu_c \times k}{D_h} \quad (5)$$

(4) ve (5) eşitliğinde, Nu_h ve Nu_c , Re ve Pr sayısının fonksiyonudur ve chevron tip bir ısı değiştirici için aşağıdaki eşitlikten hesaplanır.

$$Nu = C_h (Re)^n \cdot (Pr)^{1/3} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.17} \quad (6)$$

(6) eşitliğinde $\mu_b = \mu_w$ olarak kabul edilebilir. Eş. (6)'da C_h ve n sabitleri Reynolds (Re) sayısının fonksiyonudur ve farklı Re sayıları için Tablo 2'de tanımlanmıştır [1].

Tablo 2. Chevron Tipi Isı Değiştirici İçin Re Sayısına Bağlı C_h ve n Sabit Değerleri

Chevron açısı	C_h	n	Koşullar
45°	0,718	0,349	$Re < 10$
	0,400	0,598	$10 < Re < 100$
	0,300	0,663	$Re > 100$

Reynold sayısı (Re_c) sıcak ve soğuk akışkan için hidrolik çapa bağlı olarak eşitlik (7)'den hesaplanabilir [1].

$$Re = \frac{G \cdot D_h}{\mu} \quad (7)$$

(4), (5) ve (7) eşitliğinde D_h (m) hidrolik çap Eşitlik (8)'den hesaplanır. (7) eşitliğinde G (kg/m^2s) alan başına kütleli debidir ve (9) eşitliği ile ifade edilir.

$$D_h = \frac{2b}{\varphi} \quad (8)$$

$$G = \frac{\dot{m}}{N_{cp} \cdot b \cdot L_w} \quad (9)$$

(8) ve (9) eşitliğinde b (m) ortalama akış kanal boşluğudur ve eşitlik (10) ile hesaplanır. (8) eşitliğinde φ yüzey genişleme faktörüdür ve gerçek etkin alanının proje alanına oranıdır ve eşitlik (11) ile ifade edilir. (9) eşitliğinde \dot{m} (kg/s) kanal başına kütleli debi, L_w (m) efektif kanal genişliği, N_{cp} geçiş başına kanal sayısıdır ve eşitlik (12) ile hesaplanır [1].

$$b = p - t \quad (10)$$

$$\varphi = \frac{A_t}{A_{1p}} \quad (11)$$

$$N_{cp} = \frac{N_t - 1}{2N_p} \quad (12)$$

(10) eşitliğinde t (mm) plaka kalınlığı, p (m) plaka adımıdır ve eşitlik (13) ile tanımlanır. (11) eşitliğinde A_t (m^2) tek bir plakanın ısı transfer alanı ve A_{1p} (m^2) proje plaka alanıdır. A_t ve A_p sırasıyla Eşitlik (14) ve (15) ile hesaplanır. (12) eşitliğinde N_t toplam plaka sayısı ve N_p geçiş sayısıdır.

$$p = \frac{L_c}{N_t} \quad (13)$$

$$A_t = \frac{A_e}{N_e} \quad (14)$$

$$A_{1p} = L_p \cdot L_w \quad (15)$$

(13) eşitliğinde L_c (m) sıkıştırılmış plaka kalınlığıdır.

(14) eşitliğinde A_e (m^2) toplam efektif alan ve N_e

etkin plaka sayısıdır ve eşitlik (16) ile tanımlanır. (15) eşitliğinde L_w (m) efektif kanal genişliği ve L_p (m) dikey bağlantı noktaları arasındaki efektif akış uzunluğudur ve L_v (m) olarak alınır.

$$N_e = N_t - 2 \quad (16)$$

Isı değiştirici enerji etkinliği ε , akışkanların çıkış sıcaklıkları bilinmediği durumumda ε -NTU meto-
dundan belirlenir ve aşağıdaki şekilde ifade edilebilir [1].

$$\varepsilon_1 = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - \frac{C_{min}}{C_{max}})]}{1 - (\frac{C_{min}}{C_{max}}) \exp[-NTU(1 - \frac{C_{min}}{C_{max}})]} \quad (17)$$

(17) eşitliğinde NTU, transfer birim sayısıdır ve eşitlik (18) ile tanımlanır.

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (18)$$

Isı değiştirici enerji etkinliği ε , aynı zamanda gerçek ısı transfer miktarının (\dot{Q}), olası maksimum ısı transfer miktarına (\dot{Q}_{max}) oranı olarak da tanımlanır:

$$\varepsilon_1 = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} \quad (19)$$

Isı değiştiricideki ısı transfer miktarı, sıcak veya soğuk akışkanlar için aşağıdaki biçimde enerji den-
gesinden hesaplanabilir.

$$\dot{Q} = C_c(T_{c,out} - T_{c,in}) = C_h(T_{h,in} - T_{h,out}) \quad (20)$$

(20) eşitliğinde $C_c = \dot{m}_c C_{pc}$ ve $C_h = \dot{m}_h C_{ph}$ sırasıyla soğuk ve sıcak akışkanlar için ısı kapasite miktarıdır [1, 9].

Isı değiştiricide oluşabilecek maksimum ısı transfer miktarı eşitlik (21)'den hesaplanır.

$$\dot{Q}_{max} = C_{min}(T_{h,in} - T_{c,in}) \quad (21)$$

(21) eşitliğinde C_{min} , $C_c = \dot{m}_c C_{pc}$ ve $C_h = \dot{m}_h C_{ph}$ değerlerinden daha küçük olanı seçilir.

3.2. İkinci Yasa (Ekserji) Analizi

Ekserji, tersinmez sistemlerdeki veya proseslerdeki entropi üretiminden kaynaklanan kullanılabilir enerjideki kayıp olarak veya bir sistem referans çevre sıcaklığı ile eşit duruma geldiğinde sistem tarafından üretilebilen maksimum iş miktarı olarak tanımlanır. Ekserji, enerji gibi bir korunum kanunu değildir, aksine herhangi bir gerçek prosesdeki tersinmezliklerden dolayı ekserjinin tüketileceğini veya kaybolacağını ifade eder. Ekserji, sadece sistemin değil sistem-çevre birleşiminin bir özelliğidir.

Bir sistem için genel ekserji denklemi aşağıdaki şekilde yazılabilir [8].

$$\sum \dot{E}x_{in} - \sum \dot{E}x_{out} = \sum \dot{E}x_{dest} \quad (22)$$

Isı değiştiriciye kütle ile giren ve çıkan ekserji miktarı sırasıyla eşitlik (23) ve (24)'den hesaplanabilir.

$$\sum \dot{E}x_{mass,in} = \dot{m}_{h,in} \times \psi_{h,in} + \dot{m}_{c,in} \times \psi_{c,in} \quad (23)$$

$$\sum \dot{E}x_{mass,out} = \dot{m}_{h,out} \times \psi_{h,out} + \dot{m}_{c,out} \times \psi_{c,out} \quad (24)$$

(23) ve (24) eşitliğinde, ψ kullanılabilirliktir ve girişteki ve çıkıştaki kullanılabilirlik değerleri aşağıda tanımlanmıştır.

$$\psi_{h,in} = (h_{h,in} - h_0) - T_0(s_{h,in} - s_0) \quad (25)$$

$$\psi_{c,in} = (h_{c,in} - h_0) - T_0(s_{c,in} - s_0) \quad (26)$$

$$\psi_{h,out} = (h_{h,out} - h_0) - T_0(s_{h,out} - s_0) \quad (27)$$

$$\psi_{c,out} = (h_{c,out} - h_0) - T_0(s_{c,out} - s_0) \quad (28)$$

(25)–(28) eşitliğinde h entalpi, s entropi ve alt indis 0 ölü hal koşullarını ifade etmektedir.

Isı değiştiricide meydana gelen tersinmezlik değeri \dot{I} aşağıdaki eşitlikten hesaplanabilir.

$$\dot{E}x_{dest} = \dot{I} = T_0 \times \dot{S}_{gen} \quad (29)$$

(29) eşitliğinde \dot{S}_{gen} , entropi üretimidir.

Adyabatik bir ısı değiştirici için ikinci yasa etkinliği, soğuk akışkan tarafından kazanılan ekserjinin sıcak akışkan tarafından sağlanan ekserjiye oranıdır ve Eşitlik (30) ile hesaplanır [8].

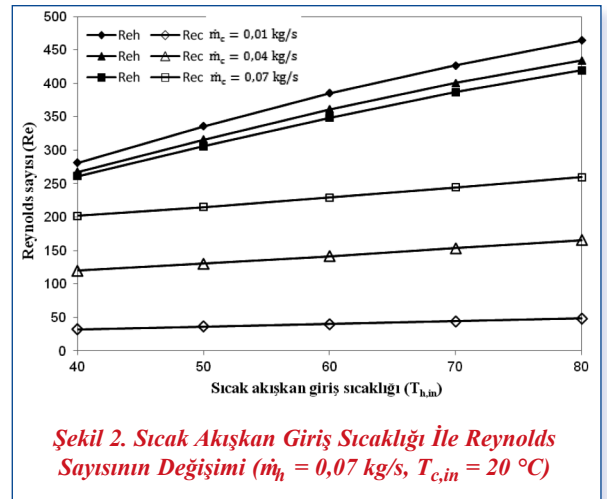
$$\epsilon_{II} = \frac{\dot{m}_c \times (\psi_{c,out} - \psi_{c,in})}{\dot{m}_h \times (\psi_{h,in} - \psi_{h,out})} \quad (30)$$

SONUÇ

Bu çalışmada, chevron tipi bir ısı değiştiricinin termodinamik analizleri yapılmıştır. Analizlerde, sıcak su debisinin ve soğuk su giriş sıcaklığının sabit olması durumunda üç farklı soğuk su debi girişi ve 5 farklı sıcak su girişi için enerji verimliliği, tersinmezlik ve ekserji verimliliği değerleri hesaplanmıştır.

Isı değiştiricilerin enerji analizi eşitlik (1)-(21)'de verilen parametrelere bağlı olarak yapılmıştır. Şekil (2)'de sıcak ve soğuk akışkan için sıcak su giriş sıcaklığı ve soğuk su giriş kütleli debisine bağlı Reynolds sayısının değişimi verilmiştir.

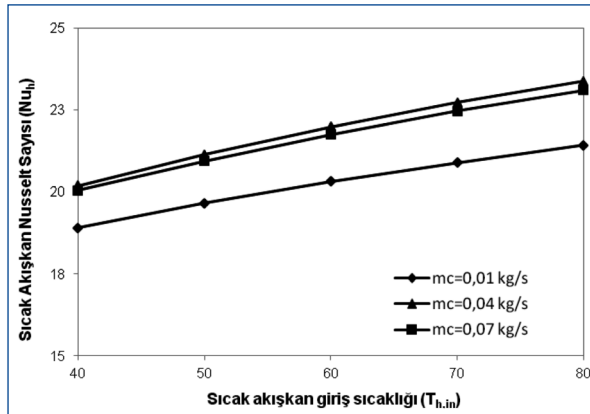
Şekil 2'den görüldüğü gibi, sabit sıcak su kütleli debisinde soğuk su kütleli debisi arttıkça Reynolds sayısı artmaktadır. Soğuk su kütleli debisi arttığında sıcak su çıkış sıcaklığı azaldığından dolayı düşük soğuk su debilerinde sıcak akışkan için Reynolds sayısı artmaktadır.



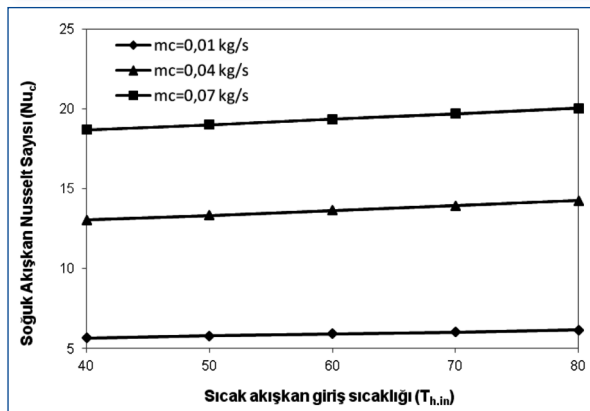
Şekil 2. Sıcak Akışkan Giriş Sıcaklığı İle Reynolds Sayısının Değişimi ($\dot{m}_h = 0,07 \text{ kg/s}$, $T_{c,in} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$)

Isı değiştiricilerdeki ısı taşınım katsayıları önemli derecede Nusselt sayısına bağlıdır. Sıcak ve soğuk

akışkan için sıcak su giriş sıcaklığı ve soğuk su giriş kütleli debisine bağlı Nusselt sayısının değişimi sırasıyla Şekil 3 ve Şekil 4’de verilmiştir.



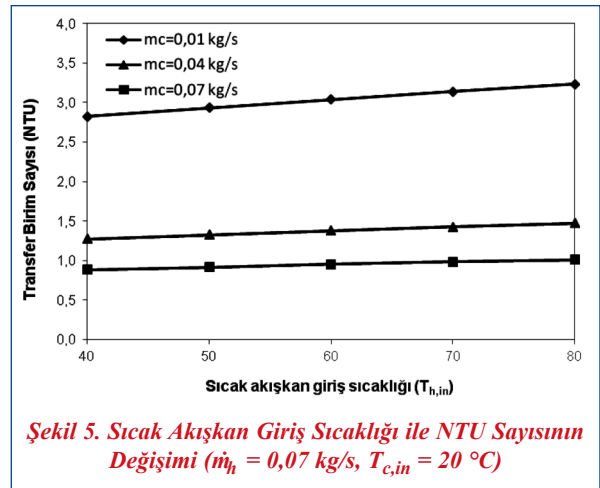
Şekil 3. Sıcak Akışkan Giriş Sıcaklığı İle Sıcak Akışkan Nusselt Sayısının Değişimi ($\dot{m}_h = 0,07 \text{ kg/s}$, $T_{c,in} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$)



Şekil 4. Sıcak Akışkan Giriş Sıcaklığı İle Soğuk Akışkan Nusselt Sayısının Değişimi ($\dot{m}_h = 0,07 \text{ kg/s}$, $T_{c,in} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$)

Şekil 3’den görüldüğü gibi, sıcak su akışkan giriş sıcaklığı arttıkça sıcak akışkanın Nusselt sayısı artmaktadır. Aynı şekilde, Şekil 4’den görüldüğü gibi, soğuk suyun kütleli debisi ve sıcak akışkan giriş sıcaklığı arttıkça soğuk akışkanın Nusselt sayısı da artmaktadır.

Isı değiştirici analizlerinde, sıcak ve soğuk akışkan için çıkış sıcaklıklarının bilinmemesi durumunda ϵ -NTU yöntemi kullanılmaktadır. Eşitlik (17)’den görüldüğü üzere, ısı değiştiricinin enerji verimliliği önemli ölçüde transfer birim sayısına (NTU) bağlıdır. Şekil 5’de soğuk akışkanın kütleli debileri için

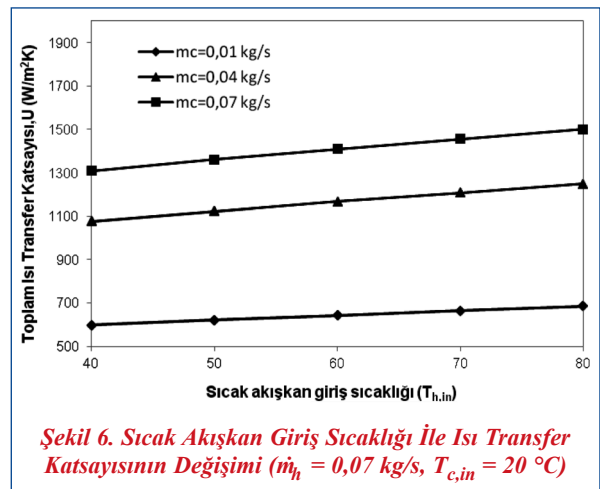


Şekil 5. Sıcak Akışkan Giriş Sıcaklığı ile NTU Sayısının Değişimi ($\dot{m}_h = 0,07 \text{ kg/s}$, $T_{c,in} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$)

sıcak akışkan giriş sıcaklığına bağlı transfer birim sayısı (NTU) verilmiştir.

Şekil 5’den görüldüğü gibi, sıcak akışkan giriş sıcaklığı arttıkça NTU değeri azalmaktadır, fakat soğuk akışkanın kütleli debisi arttıkça NTU değeri azalmaktadır.

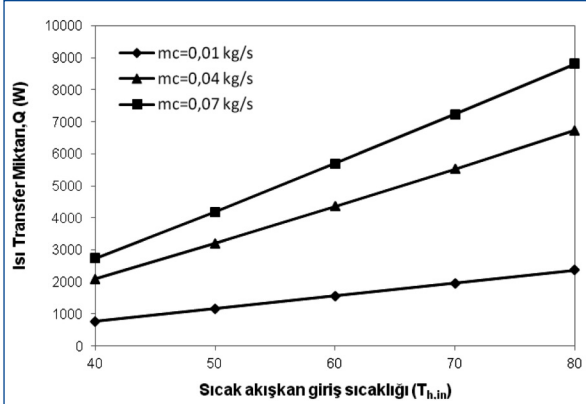
Isı değiştirici verimliliğini etkileyen en önemli parametrelerden birisi de ısı değiştiricinin sahip olduğu toplam ısı transfer katsayısı (U) değeridir. Şekil 6’da soğuk akışkan kütleli debileri için sıcak akışkan giriş sıcaklığına bağlı toplam ısı transfer katsayısı değerinin değişimi verilmiştir.



Şekil 6. Sıcak Akışkan Giriş Sıcaklığı İle Isı Transfer Katsayısının Değişimi ($\dot{m}_h = 0,07 \text{ kg/s}$, $T_{c,in} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$)

Şekil 6’dan görüldüğü gibi, soğuk akışkan kütleli debisi ve sıcak akışkan giriş sıcaklığı arttıkça toplam ısı transfer katsayısı (U) değeri artmaktadır.

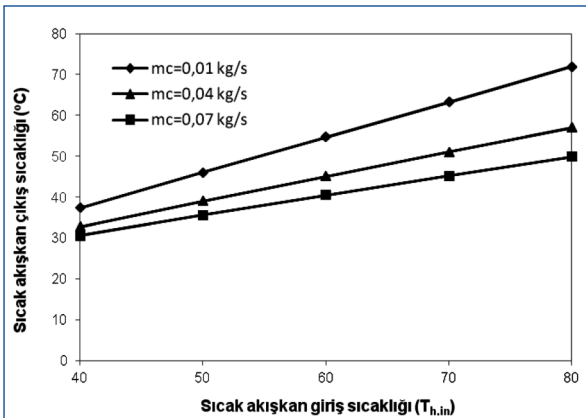
Isı değiştirici seğimi ve analizinde önemli paramet-
rlerden biri de ısı transfer miktarı değerinin belir-
lenmesidir. Şekil 7’de soğuk akışkan kütleli de bile-
ri için sıcak akışkan giriş sıcaklığına bağlı ısı trans-
fer miktarı değerinin değişimi verilmiştir.



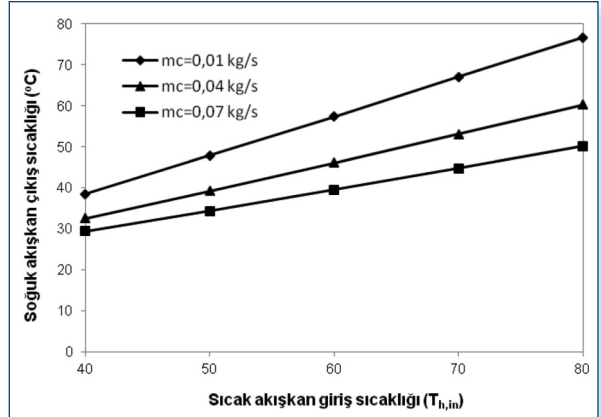
Şekil 7. Sıcak Akışkan Giriş Sıcaklığı İle Isı Transfer Miktarının Değişimi ($\dot{m}_h = 0,07 \text{ kg/s}$, $T_{c,in} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$)

Şekil 7’den görüldüğü gibi, soğuk akışkan kütleli de bisi ve sıcak akışkan giriş sıcaklığı arttıkça ısı transfer miktarı (Q) değeri artmaktadır.

Analizlerde sıcak ve soğuk akışkan çıkış sıcaklığları-
nın hesaplanması gerekmektedir. Şekil 8 ve 9’da sırasıyla soğuk su kütleli de bileri için sıcak akışkan giriş sıcaklığına bağlı sıcak akışkan ve soğuk akışkan-
nın çıkış sıcaklığ değerleri verilmiştir. Soğuk akışkan-
nın kütleli de bisi azaldıkça ve sıcak akışkan giriş sıcaklığı arttıkça çıkış sıcaklığları artmaktadır.

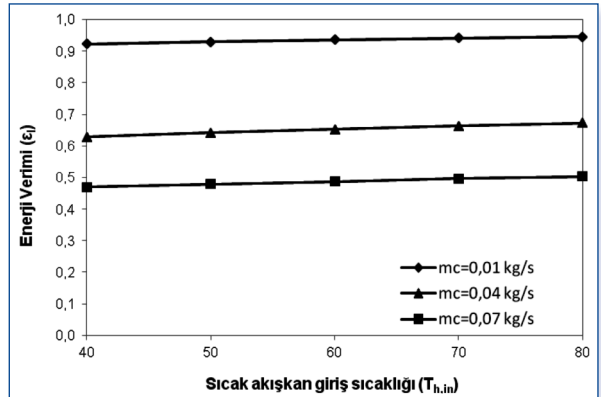


Şekil 8. Sıcak Akışkan Giriş Sıcaklığı İle Sıcak Akışkan Çıkış Sıcaklığının Değişimi ($\dot{m}_h = 0,07 \text{ kg/s}$, $T_{c,in} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$)



Şekil 9. Sıcak Akışkan Giriş Sıcaklığı İle Soğuk Akışkan Çıkış Sıcaklığının Değişimi ($\dot{m}_h = 0,07 \text{ kg/s}$, $T_{c,in} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$)

Isı değiştirici verimi biręok parametreye bağlı olarak değişmektedir. Şekil 10’da farklı soğuk akışkan kütleli de bileri için sıcak akışkan giriş sıcaklığına bağlı olarak ısı değiştirici enerji verimliliğinin değişimi verilmiştir.

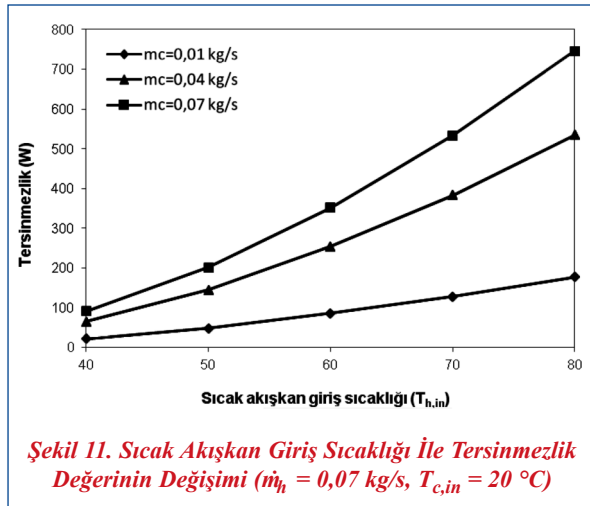


Şekil 10. Sıcak Akışkan Giriş Sıcaklığı ile Enerji Veriminin Değişimi ($\dot{m}_h = 0,07 \text{ kg/s}$, $T_{c,in} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$)

Şekil 10’dan görüldüğü üzere, ısı değiştirici enerji verimi önemli derecede soğuk akışkanın kütleli de bisine bağlıdır ve soğuk akışkanın kütleli de bisi azaldıkça enerji verimliliği artmaktadır. Sıcak akışkan giriş sıcaklığının enerji verimine etkisi ęok fazla değildir ve sıcak akışkan giriş sıcaklığı arttıkça enerji verimliliği artmaktadır.

Bu ęalıřma kapsamında, chevron tipi ısı değiştirici-
nin termodinamiğin ikinci yasa (ekserji) analizi kıs-
mında, ısı değiştiricide meydana gelen tersinmezlik-
ler ve ekserji verimlilik değerleri hesaplanmıştır.

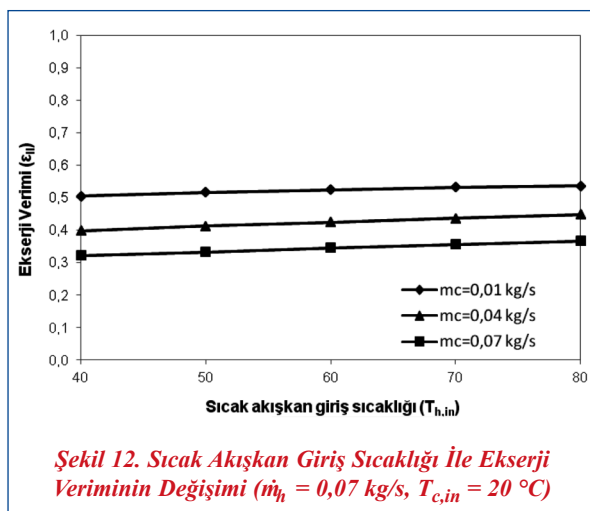
Şekil 11’de farklı soğuk akışkan kütleli debileri için sıcak akışkan giriş sıcaklığına bağlı olarak ısı değıştiricide meydana gelen tersinmezlik değeri verilmiştir.



Şekil 11. Sıcak Akışkan Giriş Sıcaklığı İle Tersinmezlik Değeri Değişimi ($\dot{m}_h = 0,07 \text{ kg/s}$, $T_{c,in} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$)

Şekil 11’den görüldüğü gibi, soğuk akışkanın kütleli debisi ve sıcak akışkan giriş sıcaklığı arttıkça tersinmezlik değeri artmaktadır.

Şekil 12’de farklı soğuk akışkan kütleli debileri için sıcak akışkan giriş sıcaklığına bağlı olarak ısı değıştiricinin ekserji verimi değeri verilmiştir.



Şekil 12. Sıcak Akışkan Giriş Sıcaklığı İle Ekserji Veriminin Değişimi ($\dot{m}_h = 0,07 \text{ kg/s}$, $T_{c,in} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$)

Şekil 12’den görüldüğü gibi, enerji veriminde olduğu gibi ekserji verimi de önemli derecede soğuk akışkanın kütleli debisine bağlı olarak değışmektedir. Soğuk akışkanın kütleli debisi azaldıkça ekserji verimi artmaktadır. Benzer şekilde, sıcak akışkan

giriş sıcaklığı arttıkça ekserji verimi çok ufak değerde olsa da artmaktadır.

6. TARTIŞMA VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, kombi ve ufak sıcak su hazırlama sistemlerinde kullanılan chevron tip karşıt akışlı bir ısı değıştiricinin teorik olarak enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır.

Analizlerde detaylı olarak hesaplama prosedürü verilmiştir. Teorik çalışmada, sıcak su kütleli debisi ve soğuk su giriş sıcaklığının sabit olması durumunda, sıcak su giriş sıcaklığının ve soğuk su kütleli debisinin enerji ve ekserji verimlerine etkisi irdelenmiştir.

Enerji analizinde, enerji verimliliğini etkileyen parametreler irdelenmiş ve hesaplanmıştır. Isı değıştiricinin enerji verimliliği 0,46 ile 0,94 arasında değışmektedir. En yüksek enerji verimliliği en düşük soğuk su debisinde ve en yüksek sıcak su girişinde 0,94 olarak hesaplanmıştır.

Ekserji analizinde, ısı değıştiricinin tersinmezlik ve ekserji verimlilik değeri hesaplanmıştır. Tersinmezlik değeri 22 W/K ile 745 W/K arasında değışmektedir. En yüksek tersinmezlik, en yüksek soğuk su kütleli debisinde ve en yüksek sıcak su girişinde 745 W/K olarak hesaplanmıştır. Isı değıştiricinin ekserji verimliliği ise 0,32 ile 0,53 arasında değışmektedir. Enerji verimliliğine benzer şekilde en yüksek ekserji verimliliği en düşük soğuk su debisinde ve en yüksek sıcak su girişinde 0,53 olarak hesaplanmıştır.

İlerleyen çalışmalarda, bu teorik modelin geçerliliği deneysel olarak araştırılabilir. Ayrıca, çalışmada da verildiği üzere verimliliği etkileyen birçok parametre bulunmaktadır. Bu parametrelerin verime etkisi ve optimum çalışma şartları da incelenebilir.

KAYNAKLAR

- [1] Kakaç, S., and Hongtan, L., “Heat Exchangers Selection, Rating and Thermal Design, CRC Press, 2002.
- [2] Gut, Jorge A. W., et al., Thermal Model

- Validation of Plate Heat Exchangers with Generalized Configurations, *Chemical Engineering Science*, 59, 4591-4600, 2004.
- [3] Vlasoglannis, P., et al., Air-Water Two-Phase Flow and Heat Transfer in a Plate Heat Exchanger, *International Journal of Multiphase Flow*, 28, 757-772, 2002.
- [4] Masoud, H. F., Mohammad, R. T., Somaye, N., Numerical and Experimental Investigation of Heat Transfer of ZNO / Water Nanofluid in the Concentric Tube and Plate Heat Exchanger, *Numerical and Experimental Investigation of Thermal Science*, 15, 183-194, 2011.
- [5] Paisarn, N., Second Law Analysis On The Heat Transfer Of The Horizontal Concentric Tube Heat Exchanger, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 33, 1029-1041, 2006.
- [6] Genceli, O. F., *Isı Değiştiricileri*, Birsen Yayın-evi, 1999.
- [7] şencan, A., Kılıç, B., Selbaş, R., Second Law Analysis Of a Plate Heat Exchanger, *International Journal of Engineering and Applied Sciences*, 2, 79-87, 2010.
- [8] Çengel, Y. A., Boles, A., *Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik*, Ali Pınarbaşı, Güven Bilimsel, 2008.
- [9] Wang, L., Sunden, B., Manglik, R., M, *Plate Heat Exchangers Design, Applications And Performance*, Wit Press, 2007.