

ÇAPRAZ AKIMLI BİR ISI DEĞİŞTİRGEÇİNİN TEORİK VE DENEYSEL ANALİZİ

R. Tuğrul OĞULATA ve Füsun DOBA

Çukurova Üniversitesi, Mühendislik-Mimarlık Fakültesi, Tekstil Mühendisliği Bölümü, Balcalı/Adana

ÖZET

Bu çalışmada atık ısı geri kazanım sistemlerinde verimli kullanımları nedeniyle, çapraz akımlı levhalı tip ısı değiştirgeci araştırılmıştır. Bu amaçla bir ısı geri kazanım sistemi geliştirilmiş ve laboratuvar şartlarında imal edilmiştir. İmal edilen ısı değiştirgeci uygun bir deney düzeneği ile test edilmiş ve sıcaklık, hava hızı ve sistemdeki basınç kayıpları ölçülmüş, sistemin etkinliği belirlenmiştir. Ayrıca tasarım esnasında ısı değiştirgecinin tersinmezliği de gözönünde tutulmuştur. Bunun için Termodinamiğin II. kanununa göre; çapraz akımlı ısı değiştirgecinde, minimum entropi üretim birimi analiz edilmiştir. Minimum entropi üretim birimi; optimum akış yolu uzunluğu, boyutsuz kütle hızı ve boyutsuz ısı transfer alanı gibi parametrelere bağlıdır. Entropi üretim biriminin bu parametrelerle değişimleri incelenerek, grafikleri yorumlarıyla sunulmuştur.

Anahtar Kelimeler: Çapraz akımlı ısı değiştirgeci, Entropi üretimi, İkinci kanun analizi

THEORETICAL AND EXPERIMENTAL ANALYSIS OF A CROSS-FLOW HEAT EXCHANGER

ABSTRACT

In this study, cross-flow plate type heat exchanger has been investigated because of its effective use in waste heat recovery systems. For this purpose, a heat regain system has been investigated and manufactured in laboratory conditions. Manufactured heat exchanger has been tested with an applicable experimental set up and temperatures, velocity of the air and the pressure losses occurring in the system have been measured and the efficiency of the system has been determined. The irreversibility of heat exchanger has been taken into consideration while the design of heat exchanger is being performed. So minimum entropy generation number has been analysed with respect to second law of thermodynamics in cross-flow heat exchanger. The minimum entropy generation number depends on parameters called optimum flow path length, dimensionless mass velocity and dimensionless heat transfer area. Variations of entropy generation number with these parameters have been analysed and introduced their graphics with their comments.

Key Words: Cross-flow heat exchanger, Entropy generation, Second law analysis

1. GİRİŞ

Enerji darboğazları ile beraber enerji birim maliyetlerinin giderek artması, enerjide verimli kullanımı zorunlu hale getirmektedir. Bu amaçla enerjinin tüketildiği her yerde, özellikle de ısıl uygulamalarda kayıpları azaltmak ve kaybedilen enerjiden mümkün mertebe yararlanma yoluna

gidilmelidir. Yalıtım yoluyla, kaybedilen ısı belirli sınırlar içerisinde tutulabilirse de gerek endüstriyel uygulamalarda gerekse iklimlendirme tesislerinde belirli bir ısı yüküne sahip akışkanın dış ortama atılma mecburiyeti olmaktadır. Kısaca atık ısı olarak da adlandırılabilen bu kayıp ısı, toplam enerji tüketimi içerisinde küçümsenmeyecek bir orana sahiptir. Bu nedenle kayıp enerjinin, dolayısıyla

işletme giderlerinin azaltılması gayesiyle atık ısının sözkonusu olduğu sistemlerde, uygun enerji geri kazanım sistemlerinin tasarlanması ve uygulanması gerekmektedir.

Atık ısı geri kazanım sistemlerinde amaç; herhangi bir işlemde enerji harcanılarak belirli ısı ve nem seviyesine getirilen ve sonra dışarı atılmak zorunda kalan hava için sarfedilen enerjinin, olabildiğince çok kısmını taze havaya aktarabilmektir. Bu sistemlerde bilindiğı gibi en önemli kısım ısı değiştirgeçleri olmaktadır. Isı değiştirgeçleri genel olarak ısı transfer etme şekillerine göre, yalnız duyulur ısının transfer edildiğı reküperatörler ve hem duyulur hem de gizli ısının transfer edildiğı rejeneratörler olmak üzere iki grup altında incelenebilmektedir. Bu çalışmada, endüstriyel uygulamalarda ve atık ısı geri kazanım sistemlerinde yaygın olarak kullanılıyor olması bakımından reküperatif tip ısı değiştirgeçleri üzerinde durulmuştur.

Hareketsiz sabit parçalardan oluşan reküperatif tip ısı değiştirgeçlerinde ısı transferi; farklı sıcaklıkta aynı veya değişik yönlerde akabilen, aynı veya farklı tür akışkanlar arasında bulunan katı ortamlar üzerinden gerçekleşmektedir. Bu ısı değiştirgeçlerinde, ısı transferine katılan akışkanların birbirlerinden ayrı kanallardan geçmesi ve karışmaması, bu sistemlerin endüstriyel uygulamalarda geniş bir kullanım alanı bulmasını sağlamıştır. Bunun yanında imalat, montaj, bakım ve işletmesinin kolay olması da önemli bir üstünlük olarak görülmektedir. Uygulama yeri ve şekline göre reküperatif tip eşanjörler pek çok şekilde dizayn edilmektedir. Fakat özellikle son yıllarda hemen her yerde atık ısı geri kazanım sistemlerinin önem kazanması ve bu sistemlerde de levhalı tip ısı değiştirgeçlerinin kullanılmasının tercih edilmesi nedeniyle, levhalı tip ısı değiştirgeçlerinin incelenmesi uygun görülmüştür. Bu amaçla Fakültemiz Laboratuvar şartlarında tasarımı ve imalatı yapılan levhalı tip ısı değiştirgeci, hazırlanan bir deney düzeneğinde test edilmiş, ölçüm sonucu belirlenen verim değerleriyle literatürde tespit edilen değerler karşılaştırılmış ve Termodinamiğin 2. kanununa göre tasarım kriterleri incelenmiştir.

Literatürde bu konuda çok sayıda çalışma olup, bunlardan önemli görülenler aşağıda sunulmuştur. Bejan (1978), bir ısı değiştirgecini; sonlu sıcaklık farkı altında, ısı transferinden dolayı meydana gelen kayıplar ve kanallarda sürtünmeden dolayı olan basınç kayıpları olmak üzere iki kısımda incelemiştir. Isı transfer alanının artmasıyla ısı transfer kayıplarının azaldığını, basınç kayıplarının arttığını ve bu kayıpların ısı değiştirgecindeki

tersinmezlik derecesini belirlediğini tespit etmiştir. Isı değiştirgeci verimliliğini de entropi üretim birimi sayısı kullanarak ifade etmiştir. Bu çalışmaya göre, akışkan duvar sıcaklığı farkının minimuma indirilmesi veya ısı transfer katsayısının akışkan pompalama gücüne oranının maksimuma çıkarılması gibi tasarım kriterlerinin kullanımı ısı verimliliğinin iyileştirilmesi için yeterli olmaktadır.

Bejan (1982), entropi dengesizlik eşitliğı veya entropi üretim dengesini açık bir sistemin kontrol hacmine uygulamış ve gaz-gaz ısı değiştirgeçleri için entropi üretimini; sonlu sıcaklık farkı altında meydana gelen entropi üretimi ile sürtünmeden doğan basınç kaybı nedeniyle meydana gelen entropi üretiminin toplamı şeklinde tanımlamıştır. Entropi üretimi sıfır olduğunda enerji dönüşüm kalitesinin en yüksek olduğunu ve entropi üretiminin sıfırdan büyük değerlere çıktıkça enerji dönüşüm kalitesinin düştüğünü ifade etmiştir.

Bejan ve Poulikakas (1982), Termodinamiğin I. ve II. kanunlarından yararlanarak zorlanmış konveksiyonla ısı transferinde, genişletilmiş yüzeyler için entropi üretiminin en aza indirilmesi üzerine çalışmalar yapmışlardır. Yaptıkları incelemeler sonucu çeşitli kanatçık şekilleri için entropi üretim oranını belirleyerek tersinmezliğin en aza indirilmesini analitik ve grafiksel metodlarla sunmuşlardır.

Eğrican (1989), Termodinamiğin I. kanununa dayanan logaritmik ortalama sıcaklık farkı (LMTD) ile etkinlik-transfer birimi ($e-N_m$) yöntemleri ve Termodinamiğin II. kanununa dayanan entropi üretim birimi yöntemini içeren bir çalışma yapmıştır. Bu çalışmada ikinci kanunla ilgili entropi üretim birimi yöntemi detaylı incelenmiş ve ters akımlı kovan-borulu ısı değiştirgecine yöntemin uygulanışı gaz türbini reküperatörü örnek verilerek sunulmuştur.

Sekulic (1990), bir ısı değiştiricisi için enerji dönüşüm kalitesini Termodinamiğin II. kanununa dayanarak incelemiş ve bunu giriş sıcaklıklarının oranı, ısı kapasite oranları ve ısı değiştirgecinin etkinliğı şeklinde üç değere bağlamıştır. Sekulic (1990) giriş sıcaklığı oranı, akışkanın ısı kapasite oranı, akış düzeni gibi farklı parametrelerle ısı değiştirgecinin ısı transfer birimi sayısının enerji dönüşüm kalitesi üzerine etkilerini farklı ısı değiştirgeçleri için incelemiş ve akışkanların birbirine karışmadığı çapraz akım ısı değiştirgeçleri için maksimum entropi üretimini eşitlik haline getirmiştir.

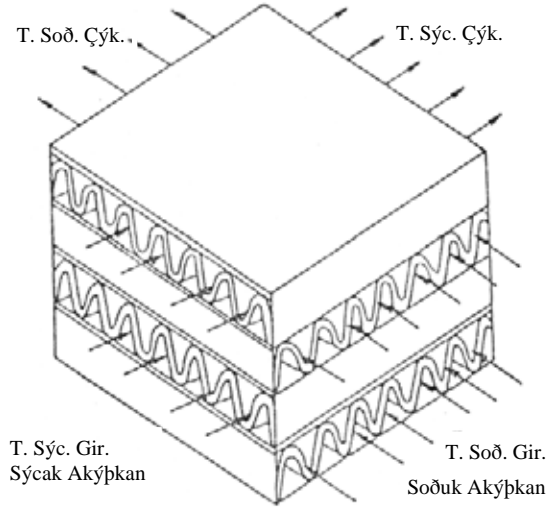
Van Den Bulck (1991), çapraz akımlı ısı değiştirgeçlerinin en uygun tasarımları üzerine çalışmış ve ısı değiştirgecinin maksimum etkinliği için transfer yüzey alanının en uygun dağılımını belirlemiştir.

2. LEVHALI TİP ISI DEĐİŐTİRGEÇİ VE DENEY DÜZENEĞİ

Sabit parçalardan oluşan levhalı ısı değiştirgecinde, levha tabakaları ile taze ve atık hava kanalları birbirinden sızdırmaz bir şekilde ayrılmıştır. Isı transferi doğrudan sıcak atık hava ile soğuk taze hava akımı arasında gerçekteşir (veya tersi durumda). Bu tip ısı değiştirgeçleri çapraz akım prensibiyle çalışmaktadır. Şekil 1'de sözkonusu ısı değiştirgeçine, imalatı ve deneyi yapılan ısı değiştirgeci örneği olarak gösterilmiştir.

Őekilden görüldüğü üzere herhangi bir işlem sonucu oluşan atık hava, ısı değiştirgecinin bir yöndeki kanallarından geçerken, ısıyı kanal duvarları aracılığıyla diğer yöndeki kanallardan geçen taze havaya aktarmaktadır. Bu suretle atık havanın ısı yükünden yararlanılmış olmaktadır. Her iki yönde de hava bir çok kanallardan geçtiği için, ısı transfer yüzey alanı oldukça büyüktür. Bu tip ısı değiştirgeçlerinde, temiz ve atık akışkanların ayrı kanallardan birbirine karışmadan geçmesi nedeniyle, özellikle atık akışkanın kirli ve tozlu olması durumunda kullanımı oldukça önem arz etmektedir. Ancak kirli akışkan kullanılması durumunda, kanalların birikintiler nedeniyle ısı direncinin artmasını önleyebilmek için atık akışkanın bir filtreden geçirilmesi zorunluluğu vardır.

Levhalı tip ısı değiştirgeçlerinin kanal malzemesi ve geometrisi çok değişik özellik ve biçimde seçilebilmektedir. Laboratuvar şartlarında tasarımı ve imalatı yapılan ısı değiştirgeci (Oğulata, Doba ve Küçük, 1995) de detaylı olarak açıklanmıştır. Isı değiştirgecinde 0.35 mm kalınlığında alüminyum levha kullanılmıştır. Isı transfer kütlesi (matris), özellikle ısı transfer yüzeyini artırmak ve imalat



Şekil 1 Çapraz akım levhalı tip ısı değiştirgeci

kolaylığı nedeniyle ikizkenar üçgen profilli olarak düşünülmüştür, Şekil 2. İkizkenar üçgenin taban uzunluğu 2a ve kenarları 1.22 a olup $a=1.77$ mm olarak tasarlanmıştır (Oğulata, Küçük, 1995).

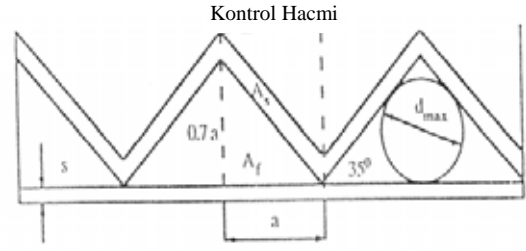
İkizkenar üçgen profilli levhalar, alüminyumdan düz levhalarla birbirinden ayrılarak, üst üste çapraz akış sağlayacak şekilde küp biçimli çerçeve içerisine yerleştirilerek monte edilmiştir.

İmalatı yapılan levhalı tip ısı değiştirgecinin verim değerlerini tespit etmek amacıyla, Şekil 3'te gösterilen deney düzeneği kurulmuştur. Deney düzeneği için gerekli olan giriş ve çıkış hava kanalları 0.7 mm kalınlıktaki galvanizli sac'tan imal edilmiştir. Reküperatörün temiz hava tarafındaki ilk kanalın içerisine 10000 kcal/h kapasiteli kat kaloriferinden gelen sıcak suyun dolaştığı serpantin yerleştirilmiştir. Ayrıca kanal içerisinde düzgün bir hız dağılımı elde edebilmek ve daha sağlıklı ölçümler yapabilmek amacıyla, fan çıkışından hemen sonra ve serpantin öncesi tel elekler yerleştirilmiştir. Deney düzeneğine kısma klapesi de yerleştirilerek farklı hızlarda ölçüm yapma imkanı sağlanmıştır.

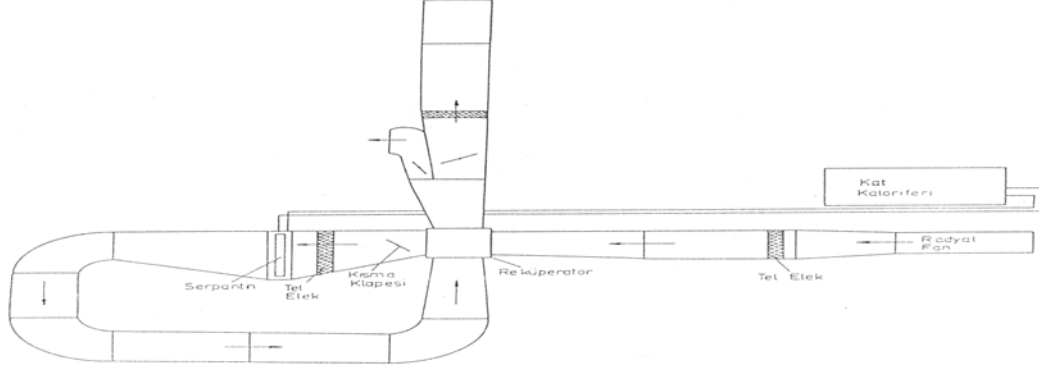
Isı değiştirgecinin verimini tespit edebilmek için reküperatöre giren ve çıkan akışkanların sıcaklık ve hava hızları sürekli olarak ölçülmüştür. Deney düzeneğindeki sıcaklık ölçümleri termoelemanlar kullanılarak potansiyometreler yardımıyla yapılmıştır. Kullanılan termo-elemanların cinsi Fe-konstantan olarak seçilmiştir. Sıcaklığın ölçülebilmesi için ölçüm yapılacak her kanala üç adet termo-eleman yerleştirilmiş ve aynı kesitte üç ayrı düzlemde tarama yapılarak sonuçlar elde edilmiştir. Dolayısıyla her kesitte dokuz noktada ölçüm yapılmış ve bunların aritmetik ortalaması

alınarak gereken yerlerde kullanılmıştır. Hava kanallarından geöen havanın hızını ölçmek için de analog hız ölçerden yararlanılmıştır. Aynı şekilde hız da her kesitte dokuz noktada ölçölmüş ve bunların aritmetik ortalamaları alınmıştır, şekil 4.

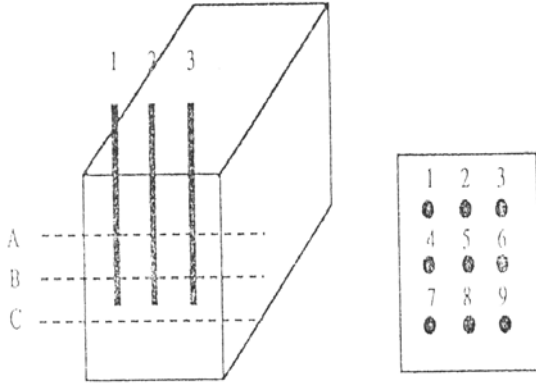
Deney sonuçları kat kaloriferi su sıcaklığının 60 °C, 70 °C, 80 °C değerleri için klape tam açık konumdayken Tablo 1'de, klape yarı açık konumdayken Tablo 2'de verilmiştir. şekil 5'de ısı değiştiricinin giriş ve çıkış noktaları yer almaktadır.



şekil 2 Kanal geometrisi



şekil 3 Deney düzeneği



şekil 4 Kanallarda ölçüm yapılan noktalar

Ölçüm Değerleri	60°C	70°C	80°C
T _{1,g} (°C)	34.6	33.2	30.9
T _{2,g} (°C)	50.3	56.7	49.0
T _{1,} (°C)	42.7	45.4	40.8
T _{2,} (°C)	38.3	39.6	35.0
V _{1,g} (m ³ /s)	0.18	0.19	0.19
P _{1,g} (Pa)	1308.4	1304.5	1300.6
P _{2,g} (Pa)	503.2	507.1	499.4
P _{1,} (Pa)	681.3	677.4	673.6
P _{2,} (Pa)	7.8	7.8	7.8
Etkinlik, (e) (%)	72.9	71.3	70.2

3. ISI DEĞİşTİRGEÇİNİN II. KANUNA GÖRE ANALİZİ

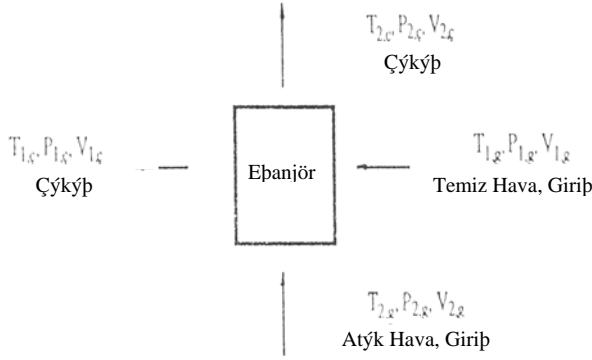
Bilindiği gibi Termodinamiğin I. kanunu enerjinin korunumunu ifade etmekte ve tasarlanan bir sürecin gerçekleşip gerçekleşmeyeceği hakkında bilgi vermediği gibi maksimum verimle çalışan bir makinanın yapılmasını mümkün kılmaktadır. Ancak gerçek çevrimlerde tersinmezlikler nedeniyle her zaman kayıplar sözkonusu olmakta ve enerji nitelik olarak bozulmakta, bunun sonucunda entropi artışı meydana gelmektedir. Bu nedenle entropi üretiminin minimum seviyede tutulması ile ısı transferini gerçekleştiren ısı değiştirgeçlerinde; enerjinin etkin bir şekilde kullanıldığını belirleyebilmek için, Termodinamiğin II. kanununa göre analiz gerekmektedir. Termodinamiğin I. kanununa dayanarak e-N_w yöntemi ile akışkanların giriş sıcaklıkları, kütleel debileri, akışkanların fiziksel özellikleri ve ısı değiştiricinin tipi verildiğinde,

Tablo 1 Klape Tam Açık Konumdayken Ölçüm Değerleri (Su sıcaklığı 60, 70, 80 °C)

Ölçüm Değerleri	60°C	70°C	80°C
T _{1,g} (°C)	33.6	32.2	28.8
T _{2,g} (°C)	50.5	58.3	59.5
T _{1,} (°C)	42.9	46.5	45.6
T _{2,} (°C)	37.6	37.7	35.2
V _{1,g} (m ³ /s)	0.19	0.2	0.2
P _{1,g} (Pa)	1312.3	1308.4	1304.5
P _{2,g} (Pa)	588.4	580.7	580.7
P _{1,} (Pa)	592.3	588.4	576.8
P _{2,} (Pa)	7.8	7.8	7.8
Etkinlik, (e) (%)	69	68.9	68.8

Tablo 2 Klape Yarı Açık Konumdayken Ölçüm Değerleri (Su sıcaklığı 60, 70, 80 °C)

akışkanların ısı değiştiricisinden çıkış sıcaklıklarının ve sıcak akışkandan soğuk akışkana geçen ısı miktarının hesaplanabilme imkanı vardır. Etkinlik (ϵ), gerçekte transfer edilen ısının, ideal durumda transfer edilen ısıya, başka bir deyişle sonsuz ısı iletim yüzeyinden kayıpsız olarak iletilen ısı miktarına oranı (Bayazıtığlu ve Özişik, 1988) tarafından tanımlanmaktadır.



şekil 5 Isı değiştiricinin giriş ve çıkış noktaları Buna göre etkinlik,

$$\epsilon = \frac{Q}{Q_{\max}} \quad (1)$$

olarak ifade edilir. Burada maksimum ısı,

$$Q_{\max} = (\dot{m}c_p)_{\min} (T_{1,g} - T_{2,g}) \quad (2)$$

şeklinde belirlenmekte ve 1 indisi sıcak, 2 indisi soğuk akışkanı simgelemektedir. Gerçekte transfer edilen ısı ise,

$$Q = (\dot{m}c_p)_1 (T_{1,g} - T_{1,ç}) = (\dot{m}c_p)_2 (T_{2,ç} - T_{2,g}) \quad (3)$$

şeklinde olup,

$$(\dot{m}c_p)_1 = C_{sic} , (\dot{m}c_p)_2 = C_{sog} , (\dot{m}c_p)_{\min} = C_{\min}$$

tarifleri yapılarak etkinlik ifadesi

$$\epsilon = \frac{C_{sic} (T_{1,g} - T_{1,ç})}{C_{\min} (T_{1,g} - T_{2,g})} \quad (4)$$

$$\epsilon = \frac{C_{sog} (T_{2,ç} - T_{2,g})}{C_{\min} (T_{1,g} - T_{2,g})} \quad (5)$$

şeklinde yazılabilmektedir. Burada C_{\min} sıcak ve soğuk akışkanlardan ısıl kapasitesi daha küçük olanıdır. $C^* = 1$ için ise etkinlik,

$$\epsilon = \frac{(T_{1,g} - T_{1,ç})}{(T_{1,g} - T_{2,g})} = \frac{(T_{2,ç} - T_{2,g})}{(T_{1,g} - T_{2,g})} \quad (6)$$

halini almaktadır. Bu denklemden yararlanarak akışkanların çıkış sıcaklıkları, etkinliğe ve giriş sıcaklıklarına bağlı olarak,

$$T_{1,ç} = T_{1,g} - \epsilon (T_{1,g} - T_{2,g}) \quad (7)$$

$$T_{2,ç} = T_{2,g} + \epsilon (T_{1,g} - T_{2,g}) \quad (8)$$

biçiminde belirlenebilmektedir. Transfer birimi ise N_{tu} ile gösterilmekte ve

$$N_{tu} = \frac{AK}{C_{\min}} \quad (9)$$

şeklinde tanımlanmaktadır. Görüldüğü gibi transfer birimi; ısı değiştiricinin ısıl kapasitesinin, akışkanın ısıl kapasitesine oranı şeklinde, Burada A toplam ısı transfer alanını, K ise toplam ısı transfer katsayısını göstermektedir. Çapraz akım prensibiyle çalışan levhali tip ısı değiştiricinde ise etkinlik, $C^* = C_{\min}/C_{\max}$ ve N_{tu} parametrelerine bağlı olarak, (Bayazıtığlu ve Özişik, 1988) tarafından řu şekilde verilmiştir.

$$\epsilon = 1 - \exp\left[-\frac{1}{C^*} (N_{tu})^{0.22} \left[\exp(-C^* (N_{tu})^{0.78}) - 1\right]\right] \quad (10)$$

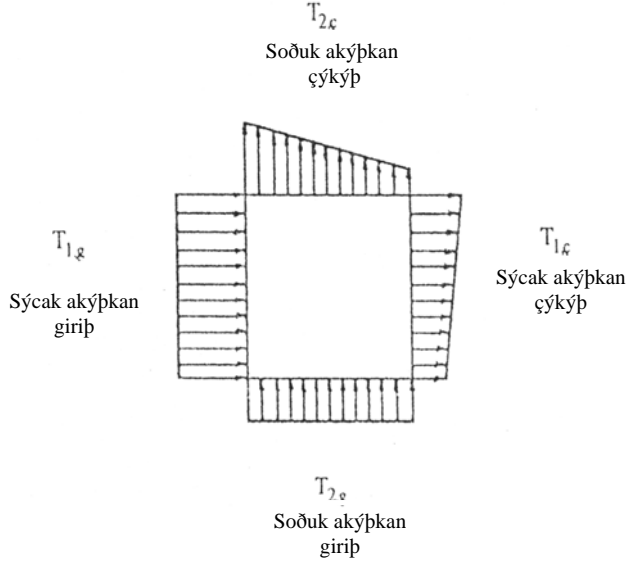
Bilindiği gibi bir ısı değiştiricinde, sonlu sıcaklık farkı altında ısı iletiminden ve kanallarda sürtünmeden dolayı meydana gelen kayıplar olmak üzere iki tür enerji kaybı vardır. Termodinamiğin II. kanununa göre ısı değiştiricindeki tersinmezlik derecesini gösteren bu kayıpların minimuma indirgenmeleri için çeşitli yöntemler geliştirilmiştir. (Bejan, 1994), her iki türden kayıpların minimuma indirgenmeleri için entropi üretim birimi olarak isimlendirilen bir ölçü kullanılmış ve bunu birim zamandaki entropi üretiminin, ısı kapasitesine oranı şeklinde boyutsuz bir sayı olarak,

$$N_s = \frac{\dot{S}}{C} \quad (11)$$

şeklinde tarif etmiştir. Entropi üretim birimi N_s ' nin sifıra yaklaşması kayıpların sifıra yaklaştığını, büyük değerler alması da kayıpların fazla olduğunu göstermektedir (Bejan, 1994). Dengeli çapraz akım hali $C^* = 1$ için sıcaklık farkı ve sürtünme nedeniyle basınç düşümü gözönüne alınarak şekil 6'ya göre entropi üretimi ise,

$$\dot{S} = \dot{m}c_p \ln \frac{T_{1,ç}}{T_{1,g}} + \dot{m}c_p \ln \frac{T_{2,ç}}{T_{2,g}} - \dot{m}R \ln \frac{P_{1,ç}}{P_{1,g}} - \dot{m}R \ln \frac{P_{2,ç}}{P_{2,g}} \quad (12)$$

şeklinde yazılabilmektedir. Eşitlik (12)'deki ilk iki terim görüldüğü gibi ısı transfer tersinmezliğini, son iki terim ise akışkanın sürtünmesini ifade etmektedir.



Şekil 6 Çapraz akım halı için sıcaklık değişimleri Çıkış basınçları için, basınç kayıpları dikkate alınarak

$$P_{1,} = P_{1,g} - \Delta P_1 \quad , \quad P_{2,} = P_{2,g} - \Delta P_2 \quad (13)$$

eşitliklerini yazmak mümkün olabilmektedir. Böylece eşitlik (12) řu şekilde,

$$N_s = \frac{\dot{S}}{C_{min}} = \ln \frac{T_{2,g}}{T_{1,g}} \left[1 - (1-\epsilon) \frac{T_{2,g} - T_{1,g}}{T_{2,g}} \right] + \ln \frac{T_{1,g}}{T_{2,g}} \left[1 + (1-\epsilon) \frac{T_{2,g} - T_{1,g}}{T_{1,g}} \right] - \frac{R}{c_p} \ln \left[1 - \left(\frac{\Delta P}{P} \right)_1 \right] - \frac{R}{c_p} \ln \left[1 - \left(\frac{\Delta P}{P} \right)_2 \right] \quad (14)$$

ifade edilebilmektedir. İdeal bir ısı değiştirgeci için (1-ε) ve (DP/P)_{1,2} değerleri 1'den çok küçük kabul edilebilmektedir (Bejan, 1994). Bu durumda eşitlik (14) yeniden düzenlenerek

$$N_s = (1-\epsilon) \frac{(T_{2,g} - T_{1,g})^2}{T_{1,g} T_{2,g}} + \frac{R}{c_p} \left[\left(\frac{\Delta P}{P} \right)_1 + \left(\frac{\Delta P}{P} \right)_2 \right] \quad (15)$$

şekline getirilebilmektedir.

Eşitlik (10) ile verilen etkinlik değeri bu çalışmada, C^{*}=1 dengeli çapraz akım için yeniden düzenlenerek eşitlik (15)'de geçen (1-ε) ifadesi

$$1-\epsilon = 0.477 N_{tu}^{-0.4} \quad (16)$$

şeklinde önerilmiştir. Bir boyutsuz sıcaklık farkı ΔT^{*} tanımı ile

$$\Delta T^* = \frac{|T_{2,g} - T_{1,g}|}{\sqrt{T_{1,g} T_{2,g}}} \quad (17)$$

eşitlik (15)'de verilen entropi üretim birimi, aşağıdaki şekle dönüştürülmüştür.

$$N_s = 0.477 N_{tu}^{-0.4} (\Delta T^*)^2 + \frac{R}{c_p} \left(\frac{\Delta P}{P} \right)_{1,2} \quad (18)$$

Bir ısı değiştirgecinde kayıpları azaltabilmek, entropi üretim biriminin minimum seviyede tutulmasını gerektirmektedir. Bu nedenle herhangi bir ısı değiştirgeci tasarımına esas olacak konstrüksiyon boyutlarının etkileri gözönüne alınmalıdır. Bu amaçla eşitlik (18) ile verilen entropi üretim biriminin,

$$\frac{\Delta P}{P} = f \frac{4L}{D} \frac{G^2}{2\rho P} \quad (19)$$

$$N_{tu} = \frac{4L}{D} St \quad (20)$$

tarifleriyle (Bejan, 1994) yeniden yazılan, boyut parametrelerini de içeren şekil önem kazanmaktadır.

$$N_s = \frac{0.477 (\Delta T^*)^2}{\left(\frac{4L}{D} \right)^{0.4} St^{0.4}} + \frac{R}{c_p} f \left(\frac{4L}{D} \right) G^{*2} \quad (21)$$

Burada G^{*} boyutsuz kütle hızı, St Stanton sayısı ve f sürtünme faktörü olarak tariflenmiştir (Bejan, 1994).

$$G^* = \frac{G}{\sqrt{2\rho P}} \quad , \quad St = \frac{Nu}{Re Pr} \quad (22)$$

Eşitlik (21) ifadesinden entropi üretim birimini minimum yapacak, optimum akış yolu uzunluğu şeklinde tanımlanan (4L/D)_{opt} değeri,

$$\left(\frac{4L}{D} \right)_{opt} = \left(0.1908 \frac{(\Delta T^*)^2 c_p}{St^{0.4} R f G^{*2}} \right)^{1/1.4} \quad (23)$$

şeklinde bulunabilmektedir. Bu ifadenin eşitlik (21)'de yerine konulması ise,

$$N_{s,min} = \frac{0.477 (\Delta T^*)^2}{\left(\frac{4L}{D} \right)_{opt}^{0.4} St^{0.4}} + \frac{R}{c_p} f \left(\frac{4L}{D} \right)_{opt} G^{*2} \quad (24)$$

minimum entropi üretim birimini vermektedir. Entropi üretim biriminin minimum seviyede tutulabilmesi için, optimum akış yolu uzunluğuna

benzer şekilde, ısı transfer alanı ve kütle akış hızlarının da etkileri incelenmek istenebilir. Bu durumda, ısı transfer alanı A ve kanal kesit alanı A_c değerleriyle hidrolik çapın tanımından,

$$A = \frac{4L}{D} A_c \quad (25)$$

bağıntısı kullanılarak boyutsuz ısı transfer alanı,

$$A^* = \frac{4L}{D} \frac{1}{G^*} \quad (26)$$

şeklinde tanımlanmıştır. Buna göre eşitlik (21) ile verilen entropi üretim birimi,

$$N_s = \frac{0.477(\Delta T^*)^2}{St^{0.4} A^{*0.4} G^{*0.4}} + \frac{R}{c_p} f A^* G^{*3} \quad (27)$$

şeklinde yazılabilmektedir. Entropi üretim birimini minimum yapacak boyutsuz optimum kütle hızı ise,

$$G_{opt}^* = \left(0.1908 \frac{(\Delta T^*)^2}{3 A^{*1.4} St^{0.4} \frac{R}{c_p} f} \right)^{1/3.4} \quad (28)$$

biçiminde, minimum entropi üretim birimi ise bu ifadelerin yerine konulmasıyla

$$N_{s,min} = \frac{0.477(\Delta T^*)^2}{St^{0.4} A^{*0.4} G_{opt}^{*0.4}} + \frac{R}{c_p} f A^* G_{opt}^{*3} \quad (29)$$

şeklinde yazılabilmektedir.

4. TARTIŞMA VE SONUÇ

Laboratuvar şartlarında imalatı yapılan levhalı tip ısı değiştirgecinin ölçümler sonucu bulunan etkinlik değerinin, N_{tu} ile değişimi şekil 7'de verilmiştir. Görüldüğü gibi deneyi yapılan ısı değiştirgecinin C^{*}=1 dengeli çapraz akım hali için belirlenen etkinlik değerleri, teorik değerlerle çok iyi uyum sağlamaktadır. Bir ısı değiştirgecinde etkinliğin artırılabilmesi için; ısı transferi ve sürtünmeyle oluşan basınç kayıpları şeklinde belirtilen kayıpların azaltılabilmesi, entropi üretim biriminin minimum seviyede tutulmasını gerektirmektedir. Bu amaçla entropi üretim birimini minimum seviyede tutacak, tasarıma esas eşanjör konstrüksiyon boyutlarının gözönüne alınması uygun olacaktır. Bunun için konstrüksiyon boyutlarını içeren ve eşitlik (23) ile verilen optimum akış yolu uzunluğunun boyutsuz kütle hızı ile değişimi belirlenmelidir. Şekil 8'de bu değişim ile beraber deneysel ölçüm değeri de gösterilmiştir. Görüldüğü gibi boyutsuz kütle hızının artması veya birim alandaki kütle debisinin artması,

ısı transferi açısından daha küçük bir optimum akış yolu uzunluğunu yeterli görmektedir. Şekil 9'da ise, bu optimum akış yolu uzunluğu ile temin edilebilen minimum entropi üretim biriminin değişimi yine deneysel olarak tespit edilen değerle beraber gösterilmiştir. Burada kanallarda oluşan basınç kayıplarının daha az olacağı nedeniyle küçük boyutsuz kütle hızlarında, büyük olan optimum akış yolu uzunluğunun, daha uygun minimum entropi üretim birimi sağladığı görülmektedir. Optimum akış yolu uzunluğunun artması, L'nin artması veya D'nin azalması şeklinde değerlendirilecek olursa sürtünme, dolayısıyla basınç kayıplarının artmasıyla bu zaten beklenen bir durumdur. Sonuç olarak optimum akış yolu uzunluğunun artması; ısı değiştirgecindeki akışkanın sürtünme tersinmezliklerine, azalması ise akışkanlar arasındaki ısı transferi tersinmezliklerine neden olduğu söylenebilir.

Minimum entropi üretim biriminin sağlanması için, ısı transfer alanı kriterinin de gözardı edilmemesi gerekmektedir. Bunun için eşitlik (26) ile tanımlanan boyutsuz ısı transfer alanının, eşitlik (28) ile verilen optimum boyutsuz kütle hızı ile değişimi ve deneyi yapılan ısı değiştirgecinin ölçüm değeri şekil 10'da verilmiştir. Görüldüğü gibi boyutsuz ısı transfer alanı arttıkça, ısı transferi açısından gerekli olan optimum kütle hızı değeri de azalmaktadır. Şekil 11'de ise boyutsuz ısı transfer alanının, minimum entropi üretim birimi üzerindeki etkisi, ölçüm değeriyle birlikte görülmektedir. Küçük kütle hızlarında, daha çok gereken ısı transfer alanı minimum entropi üretim birimi açısından da daha uygun görülmektedir. Ancak boyutsuz ısı transfer alanının çok yüksek değerler alması, L'nin büyümesi veya D'nin küçülmesi olarak değerlendirilecek olursa, kullanılan malzemenin fazlalığı nedeniyle ilk yatırım masrafları ile ağırlık problemlerini meydana getirecektir. Bu nedenle boyutsuz ısı transfer alanını mümkün mertebe azaltacak yüzey alan seçilmesi daha doğru olacaktır.

Şekillerin hepsinden görüldüğü üzere, ölçümler sonucu belirlenen değerler, teorik değerlere oldukça yakın sonuçlar vermektedir. Değerler arasında oluşan fark ise daha ziyade imalattan meydana gelen hatalar ile ölçümden kaynaklanan hatalar olarak kabul edilebilir.

5. SEMBOLLER

- a İkizkenar üçgen profilin taban kenar uzunluğunun yarısı (m)
- A_c Isı transfer alanı (m²)
- C Akışkanın ısı kapasitesi (W/K)
- c_p Akışkanın özgül ısısı (J/kg K)

d	Çap (m)
D	Hidrolik çap (m)
f	Sürtünme faktörü (-)
F	Isı transfer yüzey alanı (m ²)
G	Kütle hızı (kg/sm ²)
K	Toplam ısı tranfer katsayısı (W/ m ² K)
L	Isı değiştirgecinin kesit kenar uzunluğu (m)
m	Kütlesel debi (Kg/s)
Nu	Nusselt sayısı (-)
N _s	Entropi üretim birimi (-)
N _{tu}	Isı transfer birimi (-)
Pr	Prandtl sayısı (-)
Q	Isı transfer miktarı (W)
R	Gaz sabiti
Re	Reynolds sayısı (-)
s	Alüminyum levha kalınlığı (m)
S	Entropi (W/K)
St	Stanton sayısı (-)
ε	Eşanjör etkinliği (-)
ΔP	Basınç kaybı (Pa)
ΔT	Sıcaklık farkı (K)
ρ	Akışkanın kanal içindeki ortalama yoğunluğu (kg/m ³)

Sekulic, D.P., 1990. The Second Law Quality of Energy Transformation in a Heat Exchanger, Journal of Heat Transfer, Vol 112, 295-300

Van Den Bulck, E., 1991. Optimal Design of Crossflow Heat Exchangers, Journal of Heat Transfer, Vol 113, 341-347.

6. KAYNAKLAR

Bayazitoğlu, Y. Ö., Işık, M.N. 1988. Elements of Heat Transfer, (433)p, Mc-Graw Hill Book Company

Bejan, A. 1978. General Criterion for Rating Heat-Exchanger Performance, Int. Journal of Heat and Mass Transfer, Vol 21, 655-658

Bejan, A., Poulidakas, D., 1982. Fin Geometry for Minimum Entropy Generation in Forced Convection, Journal of Heat Transfer, Vol 104, 616-623

Bejan, A., 1994. Entropy Generation Through Heat and Fluid Flow, (400) P, John Wiley&Sons, New York .

Eğrican, N., 1989. Isı Değiştiricisi Tasarımında Termodinamiğin II. Kanununa Dayanan Bir Yöntem, Mühendis ve Makina, Sayı 354, Cilt 30, 10-16

Oğulata, R.T., Doba, F., Küçük, A., 1995. Levhalı Tip Atık Isı Geri Kazanım Sistemi, Termodinamik Dergisi, 67-69

Oğulata, R.T., Küçük, A., 1995. Reküperatif Tip Eşanjörlerde Verim Ölçümü, Ç.Ü. Müh.Mim.Fak. Dergisi, Cilt 10, Sayı 1-2, 47-57

