

Plakalı Eşanjör Etkinlik Parametrelerinin Deneysel Analizi

Can Danışman

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Ocak 2010

Experimental Analysis On Efficiency Of A Plate Heat Exchanger

Can Danişman

**MASTER OF SCIENCE THESIS**

Department of Mechanical Engineering

January 2010

# Plakalı Eşanjör Etkinlik Parametrelerinin Deneysel Analizi

Can Danışman

Eskişehir Osmangazi Üniversitesi  
Fen Bilimleri Enstitüsü  
Lisansüstü Yönetmeliği Uyarınca  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı  
Enerji-Termodinamik Bilim Dalında  
YÜKSEK LİSANS TEZİ  
Olarak Hazırlanmıştır

Danışman: Prof.Dr.L.Berrin Erbay

Ocak 2010

## ONAY

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Yüksek Lisans öğrencisi Can Danışman'ın YÜKSEK LİSANS tezi olarak hazırladığı "Plakalı Eşanjör Etkinlik Parametrelerinin Deneysel Analizi" başlıklı bu çalışma, jürimizce lisansüstü yönetmeliğin ilgili maddeleri uyarınca değerlendirilerek kabul edilmiştir.

**Danışman** : Prof. Dr.L.Berrin ERBAY

**İkinci Danışman** : -

**Yüksek Lisans Tez Savunma Jürisi:**

**Üye** : Prof. Dr.L.Berrin ERBAY

**Üye** : Prof. Dr. Kemal TANER

**Üye** : Doç. Dr. Haydar ARAS

**Üye** : Yrd. Doç. Dr. Necati MAHİR

**Üye** : Yrd. Doç. Dr. Hüseyin ANKARA

Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun ..... tarih ve ..... sayılı kararıyla onaylanmıştır.

Prof. Dr. Nimetullah BURNAK

Enstitü Müdürü

## ÖZET

Bu çalışmada eşanjör dizayn parametrelerinden *etkinlik* değerinin, aktarım birim sayısı ve ısı kapasite oran orantısı ile olan bağıntısı deneysel olarak incelenmiştir. Çalışmaya uygun deney seti oluşturularak, çeşitli akış şartlarında elde edilen sonuçlar listelenmiştir.

Deneyler esnasında akışkanların giriş ve çıkış sıcaklıkları deney seti ekranlarından okunarak not edilmiş ve diğer değişkenler oluşturulan formülasyon ile bu sıcaklık değerlerine göre hesaplanmıştır. Elde edilen sonuçlar grafik ortama dökülmüş, teorik değerlerle karşılaştırılarak yorumlanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Etkinlik, Aktarım Birim Sayısı, Plakalı Eşanjör, Isıl Kapasite Oran Orantısı.

## SUMMARY

In this paper, the relationship between effectiveness of a plate heat exchanger, number of transfer units and heat capacity rate ratio, which are heat exchanger's major design parameters, were studied. A proper experimental setup was built, and the results obtained at various flow arrangements, were listed.

During the experiments, fluid inlet and outlet temperatures were monitored and noted, and then the other variables were calculated per the formulas created by this study. Results obtained, were plotted on charts and compared with the theoretical results.

Keywords: Efficiency, Number of Transfer Units, Plate Heat Exchanger, Heat Capacity Rate Ratio.

## TEŞEKKÜR

Gerek derslerimde ve gerekse tez alışmalarında, bana danışmanlık ederek, beni yönlendiren ve her türlü olanağı sağlayan danışmanım Prof. Dr.L.Berrin ERBAY'a, her durumda yanımda olan aileme, ve özellikle ders notlarımı halen büyük bir heyecanla takip eden anneme, hayatıma girdiği günden itibaren bana hergün artan bir destek ile gc sağlayan sevgili eşim Ayşegül Danışman'a teőekkürlerimi bir borç bilirim.

**İÇİNDEKİLER****Sayfa**

<b>ÖZET .....</b>	<b>v</b>
<b>SUMMARY .....</b>	<b>vi</b>
<b>TEŞEKKÜR .....</b>	<b>vii</b>
<b>ŞEKİLLER DİZİNİ .....</b>	<b>x</b>
<b>ÇİZELGELER DİZİNİ .....</b>	<b>xii</b>
<b>SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ .....</b>	<b>xiii</b>
<b>1. GİRİŞ .....</b>	<b>1</b>
<b>1.1. Eşanjörün Tanımı .....</b>	<b>2</b>
<b>1.2. Eşanjörlerin Sınıflandırılması .....</b>	<b>3</b>
<b>1.3. Sistem ve Kontrol Hacmi Kavramları .....</b>	<b>7</b>
<b>2. PLAKALI ISI EŞANJÖRLERİ GENEL ÖZELLİKLERİ .....</b>	<b>5</b>
<b>2.1. Contalı Tip Plakalı Isı Eşanjörleri.....</b>	<b>5</b>
<b>2.1.1. Genel özellikler .....</b>	<b>7</b>
<b>2.1.2. Malzeme .....</b>	<b>8</b>
<b>2.1.3. Performans .....</b>	<b>11</b>
<b>2.2. Kaynaklı (Lehimli) Tip Plakalı Isı Eşanjörleri .....</b>	<b>12</b>
<b>2.2.1. İmalat .....</b>	<b>14</b>
<b>2.2.2. Performans .....</b>	<b>14</b>
<b>2.2.3. Kullanım Yeri .....</b>	<b>14</b>
<b>3. ISI EŞANJÖRLERİ İÇİN TEMEL DİZAYN PARAMETRELERİ .....</b>	<b>15</b>
<b>3.1. Isı Transfer Analizi için Yapılan Kabuller .....</b>	<b>15</b>
<b>3.2. Problem Formülasyonu .....</b>	<b>15</b>
<b>3.3. Temel Tanımlar .....</b>	<b>17</b>



3.4. $\epsilon$ – NTU Metodu .....	19
3.4.1. Isı Eşanjörü Etkinliği ( $\epsilon$ ) .....	20
3.4.2. Isıl Kapasite Oran Orantısı ( $C^*$ ) .....	22
3.4.3. Aktarım Birim Sayısı (NTU) .....	23
3.4.4. Etkinlik – Aktarım Birim Sayısı İlişkisi.....	24
3.5. Logaritmik Ortalama Sıcaklık Farkı (LMTD) .....	27
<b>4. DENEYSEL ANALİZ .....</b>	<b>30</b>
4.1. Deney Seti .....	30
4.2. Deneyin Yapılışı Ve Eşanjör Parametrelerinin Hesaplanması.....	34
4.2.1. Akışkan Giriş-Çıkış Sıcaklıkları .....	34
4.2.2. Logaritmik Ortalama Sıcaklık Farkı (LMTD) .....	34
4.2.3. Isı Transfer Oranı (q) .....	35
4.2.4. Etkinlik ( $\epsilon$ ).....	35
4.2.5. Ortalama Isıl Geçirgenlik (UA) .....	36
4.2.6. Aktarım Birim Sayısı (NTU) .....	36
4.2.7. Isıl Kapasite Oran Orantısı ( $C^*$ ) .....	36
<b>5. SONUÇLARIN ANALİZİ .....</b>	<b>44</b>
5.1. Karşı ve Paralel Akımda Isı Transfer Oranı .....	44
5.2. Karşı ve Paralel Akımda Isı Transfer Oranına, $C^*$ ve NTU'nun Etkisi.....	48
5.3. Etkinlik Değerine, $C^*$ ve NTU'nun Etkisi.....	52
<b>6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER .....</b>	<b>55</b>
<b>7. KAYNAKLAR DİZİNİ .....</b>	<b>57</b>

## ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>Sekil</u>		<u>Sayfa</u>
2.1	Contalı tip plakalı ısı eşanjörünün temel elemanları.....	6
2.2	Contalı plakalı ısı eşanjöründe plaka elemanı.....	7
2.3	Contalı tip plakalı ısı eşanjöründe plaka boyutları .....	8
2.4	Contanın plaka üzerine yerleşimi. ....	10
2.5	Basınç kaybı, kirlilik faktörü (F) ve ortalama ısı transfer katsayısı ( $U_m$ ) ilişkisi. ..	11
2.6	Kaynaklı tip plakalı eşanjör kesiti.....	12
2.7	Kaynaklı tip plakalı ısı eşanjörü .....	13
3.1	Bir kontrol hacmi içerisindeki ısı transfer değişkenleri.....	16
3.2	Sonsuz ısı transfer alanına sahip karşı akımlı eşanjörde sıcaklık dağılımları. ....	21
3.3	Paralel akımlı eşanjörde NTU ve $C^*$ 'nin fonksiyonu olarak $\epsilon$ değerleri.....	24
3.4	Karşı akımlı eşanjörde NTU ve $C^*$ 'nin fonksiyonu olarak $\epsilon$ değerleri.....	25
3.5	Karşı akımlı eşanjörde, eşanjör alanı boyunca sıcaklık dağılımı.....	27
3.6	Paralel akımlı eşanjörde, eşanjör alanı boyunca sıcaklık dağılımı. ....	28
4.1	Eşanjör deney setinin şematik gösterimi. ....	31
4.2	Sıcaklık indikatörleri .....	32
4.3	Eşanjör üzerindeki bağlantılar.....	33
4.4	Termokupl problemlerinin bağlantı elemanı üzerinde yerleşimi. ....	33
5.1.a	$T_{h,i} = 35^\circ \text{C}$ ve $m_{c,i} = 0.035 \text{ kg/s}$ için, değişen soğuk su debilerinde, karşı ve paralel akışta ısı transfer oranı (q). ....	45
5.1.b	$T_{h,i} = 40^\circ \text{C}$ ve $m_{c,i} = 0.035 \text{ kg/s}$ için, değişen soğuk su debilerinde, karşı ve paralel akışta ısı transfer oranı (q). ....	45
5.1.c	$T_{h,i} = 45^\circ \text{C}$ ve $m_{c,i} = 0.035 \text{ kg/s}$ için, değişen soğuk su debilerinde, karşı ve paralel akışta ısı transfer oranı (q). ....	46
5.2.a	$T_{h,i} = 35^\circ \text{C}$ ve $m_{c,i} = 0.05 \text{ kg/s}$ için, değişen soğuk su debilerinde, karşı ve paralel akışta ısı transfer oranı (q). ....	46
5.2.b	$T_{h,i} = 40^\circ \text{C}$ ve $m_{c,i} = 0.05 \text{ kg/s}$ için, değişen soğuk su debilerinde, karşı ve paralel akışta ısı transfer oranı (q). ....	47

## ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<b><u>Sekil</u></b>	<b><u>Sayfa</u></b>
5.2.c	$T_{h,i} = 45^\circ \text{C}$ ve $m_{c,i} = 0.05 \text{ kg/s}$ için, değişen soğuk su debilerinde, karşı ve paralel akışta ısı transfer oranı (q). .... 47
5.2.d	$T_{h,i} = 60^\circ \text{C}$ ve $m_{c,i} = 0.05 \text{ kg/s}$ için, değişen soğuk su debilerinde, karşı ve paralel akışta ısı transfer oranı (q). .... 48
5.3	Tüm akış şartlarında ve değişen soğuk su debilerinde $q_{karşı} / q_{paralel}$ oranıtısı. .... 49
5.4	Paralel (solda) ve karşı (sağda) akışlı eşanjörlerde NTU ve $C^*$ 'nin fonksiyonu olarak $\epsilon$ değerleri. .... 49
5.5	Sıcak su giriş debilerinin ( $\dot{m}_h$ ), soğuk su giriş debilerine bağlı olarak ( $\dot{m}_c$ ), $C^*$ üzerindeki etkisi..... 50
5.6	Tüm akış şartlarında ve değişen soğuk su debilerinde, karşı akışlı (üst grafik) ve paralel akışlı (alt grafik) aynı eşanjörde, sıcak su giriş debilerinin $NTU$ üzerindeki etkisi. .... 51
5.7.a	$NTU \approx 2$ için, değişen $C^*$ değerlerinin, etkinlik ( $\epsilon$ ) üzerine etkisi. .... 53
5.7.b	Farklı $NTU$ ve $C^*$ değerlerinin, etkinlik ( $\epsilon$ ) üzerine etkisi. .... 53

## ÇİZELGELER DİZİNİ

<u>Çizelge</u>	<u>Sayfa</u>
2.1	Sık kullanılan conta malzemeleri ve yaklaşık sıcaklık dayanımları..... 10
4.1.a	Karşı akımlı eşanjörde, $\dot{m}_h = 0,035$ kg/s ve $T_{h,i} = 35^\circ, 40^\circ, 45^\circ$ C için, üç değişik $\dot{m}_c$ değerinde eşanjör değişkenleri..... 37
4.1.b	Karşı akımlı eşanjörde, $\dot{m}_h = 0,05$ kg/s ve $T_{h,i} = 35^\circ, 40^\circ, 45^\circ, 60^\circ$ C için, üç değişik $\dot{m}_c$ değerinde eşanjör değişkenleri..... 38
4.2.a	Paralel akımlı eşanjörde, $\dot{m}_h = 0,035$ kg/s ve $T_{h,i} = 35^\circ, 40^\circ, 45^\circ$ C için, üç değişik $\dot{m}_c$ değerinde eşanjör değişkenleri..... 40
4.2.b	Paralel akımlı eşanjörde, $\dot{m}_h = 0,05$ kg/s ve $T_{h,i} = 35^\circ, 40^\circ, 45^\circ, 60^\circ$ C için, üç değişik $\dot{m}_c$ değerinde eşanjör değişkenleri. .... 42

## SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
$A$	Isı transfer alanı ( $m^2$ )
$C^*$	Isıl kapasite oran orantısı
$C_c$	Soğuk akışkanın ısı kapasite oranı (W/K)
$C_h$	Sıcak akışkanın ısı kapasite oranı (W/K)
$C_{max}$	Isıl kapasite oranlarından büyük olan.
$C_{min}$	Isıl kapasite oranlarından küçük olan.
$c_p$	Özgül ısı (kJ/kg.K)
$dA$	Kontrol alanı ( $m^2$ )
$F$	Kirlilik faktörü
LMTD, $\Delta T_m$	Logaritmik ortalama sıcaklık farkı (K)
$\dot{m}$	Kütleli debi (kg/s)
NTU	Aktarım birim sayısı
Re	Reynolds sayısı
$Q$	Isı transfer oranı (W)
$q_{max}$	Oluşabilecek maksimum ısı transfer oranı (W)
$T_{c,i}$	Soğuk akışkanın eşanjör giriş sıcaklığı (K)
$T_{c,o}$	Soğuk akışkanın eşanjör çıkış sıcaklığı (K)
$T_{h,i}$	Sıcak akışkanın eşanjör giriş sıcaklığı (K)
$T_{h,o}$	Sıcak akışkanın eşanjör çıkış sıcaklığı (K)
$U_m, U$	Ortalama ısı transfer katsayısı (W/m <sup>2</sup> .K)
UA	Ortalama ısı geçirgenlik. (W/K)
°F	Fahrenayt
°C	Santigrat
$\Delta P$	Basınç kaybı
$\Delta T_{max}$	Sıcak ve soğuk akışkanların eşanjöre giriş sıcaklıkları arasındaki fark (K)
$\Delta T_h$	Sıcak akışkanın, eşanjör giriş-çıkış sıcaklıkları arasındaki fark (K)
$\Delta T_c$	Soğuk akışkanın, eşanjör giriş-çıkış sıcaklıkları arasındaki fark (K)

**SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam)**

<b><u>Simgeler</u></b>	<b><u>Açıklama</u></b>
$\Phi$	Akış karakteristiği fonksiyonel bağıntısı.
$\varepsilon$	Eşanjör etkinliği
$\beta$	Isı eşanjörünün kompaktlık derecesi

<b><u>Kısaltmalar</u></b>	<b><u>Açıklama</u></b>
Bkz.	Bakınız
dak.	dakika
et al.	Ve diğerleri
kg	Kilogram
kW	Kilowatt
m	Metre
s	Saniye
vb.	Ve benzerleri
vd.	Ve diğerleri

## BÖLÜM 1

### GİRİŞ

Bu çalışmada plakalı bir eşanjörün önemli çalışma parametrelerinden birisi olan eşanjör etkinliği ( $\epsilon$ ) hakkında bilgi verilmiştir. Bu amaca uygun deney seti kurulmuş, elde edilen sonuçlar sonucunda oluşturulan grafikler yorumlanarak, etkinlik değeri üzerindeki etkisi irdelenmiştir. Etkinlik değeri temel olarak, eşanjörün termal performansını ifade eder ve aktarım birim sayısı ( $NTU$ ), ısı kapasite oran orantısı ( $C^*$ ), kirlilik faktörü ( $F$ ) ve basınç kaybı ( $P$ ) ve son olarak akış karakteristiği gibi değerlere doğrudan bağlıdır.

Çalışmalar esnasında, akış karakteristiği,  $NTU$ , ve son olarak  $C^*$  değerinin, etkinlik üzerindeki etkisi incelenmiş olup, kirlilik faktörü ve basınç kaybı bileşenleri kapsam dışında tutulmuştur.

Eşanjörün dizayn parametreleri için 1940'lı yılların başına kadar temel yöntem, dizayn aşamasında *logaritmik ortalama sıcaklık farkı* ( $LMTD$  veya  $\Delta T_m$ ) değerinin hesap edilmesi olarak belirlenmiştir. (Smith, 2005)

Jakob (1949,1957) tarafından yapılan çalışmalarda eşanjör dizaynının temel parametresi olarak, *logaritmik ortalama sıcaklık farkı* değeri ön plana çıkartılmıştır.

London and Seban (1980) yaptıkları çalışma ile eşanjör dizaynı için tam ve etkili sonuçlar vermeyen  $LMTD$  yöntemi yerine,  $\epsilon-NTU$  yaklaşımını ortaya koymuşlardır. (Smith, 2005)

Oğulata ve Doba (1996) yaptıkları çalışma ile, çapraz akışlı ısı eşanjöründe  $C^*=1$  dengeli akış hali için,  $\epsilon-NTU$  grafiklerini elde etmişler ve teorik değerlerle olan uygunluğunu onaylamışlardır.

Benli vd. (2006) yaptıkları çalışma ile, plakalı eşanjörde, değişik yüzey geometrilerine sahip plakaların,  $Re$  sayısı ve  $NTU$  üzerindeki etkilerinin gözlemleyerek bunun  $\epsilon$  üzerine etkisini incelemişlerdir.

Iwai, et al. (2006) yaptıkları çalışma ile plakaların ısı direncinin, etkinlik üzerine etkisini grafik ortama dökmüşler, deney sonuçlarını bilgisayar ortamındaki simülasyon ile karşılaştırmışlardır.

Ünüvar ve Kargıcı (2004), eşanjörün tüm değişkenlerini, dizayn ihtiyaçlarına göre şekillendirebilen bir algoritma geliştirerek, eşanjör üzerinde birbirine bağlı pek çok dizayn parametresinin optimize edilmesini sağlamışlardır.

Zubair and Qureshi (2004) yaptıkları çalışma ile plakalı bir eşanjörde kirlilik faktörünün, ısı transfer oranına ve etkinlik değerine katkısını incelemişlerdir.

Shah and Sekulic (2003) yaptıkları çalışma ile tüm akış karakteristikleri altında, kirlilik faktörü ve basınç kaybının da içinde bulunduğu tüm parametrelerin etkinlik üzerine etkisini incelemiş ve tüm bu değişkenlerin formülize edilmesini sağlamıştır.

Birinci bölümde eşanjörün tanımı ve sınıflandırmaları hakkında kısa bilgi verilmiş, konuya giriş yapılmıştır. Bölüm 2’de plakalı eşanjörün genel özellikleri başlığı altında, plakalı eşanjörlerin, avantajları, termal performansları, kullanım yerleri, imalat metodları ve çeşitleri hakkında bilgi verilmiştir. Bölüm 3’de eşanjör etkinlik değerine etki eden faktörlerin, etkinlik ile olan ilişkisi açıklanmış ve hesaplamalarda kullanılacak olan tüm bileşenlerin formülasyonlarının nasıl oluşturulduğu gösterilmiştir. Bölüm 4’de eşanjör deney setinin hangi ihtiyaçlar doğrultusunda, nasıl oluşturulduğu ifade edilmiş ve deneylerin gerçekleştirilme aşamaları açıklanmıştır. 4. Bölüm sonunda deney sonucu elde edilen değerler çizelgelerde listelenmiştir. Deney sonucunda elde edilen değerlerin grafik ortama dökülerek yorumlanması ve teorik değerlerle karşılaştırılması ise bölüm 5’de yapılmıştır. Sonuçlar ve öneriler kısmı bölüm 6’da dır.

### **1.1 Eşanjörün Tanımı**

Bir ısı eşanjörü, ısı temas halinde bulunan iki veya daha çok akışkanın, ısı enerjisinin birbirlerine transfer edildiği cihazdır (Shah and Sekulic, 2003). Eşanjörün temel amacı bir akışkanı soğutmak ya da diğer akışkanı ısıtmaktır. Ya da aynı anda ikisini birden gerçekleştirmektir. Uçak motorlarında kullanılan *fuel to oil cooler* tipi eşanjörler hem yakıtın ön ısıtılmasını sağlamakta hem de yağlama yağının sıcaklığını belli seviyelerin altında tutmaktadır. Akışkanın soğutulması ve ısıtılmasından başka, akışkanın buharlaştırılması veya yoğuşturulması amacı ile de kullanılırlar. Genelde akışkanlar birbirlerinden bir ısı transfer yüzeyi ile ayrılırlar ve birbirlerine karışmaları bu sayede önlenir. Kullanım alanları çok geniştir. Petrokimya endüstrisi, enerji santralleri, bina ısıtma soğutma sistemleri, klima santralleri, gemi inşası, kağıt üretimi,



atık su tesisleri, ısı geri kazanımı prosesleri, ve diğer endüstriyel sektörlerde yaygın olarak kullanılmaktadır.

Günlük yaşamda karşılaşılan en yaygın örnekleri olarak, araba radyatörleri, klima serpantinleri, hava ısıtıcıları, kombilerdeki kullanma suyu ısıtıcıları, yağ soğutucuları verilebilir.

## 1.2 Eşanjörlerin Sınıflandırılması

Eşanjörler, çalışma şartları, imalat tekniği, dış görünüşü, kullanım yeri, fiziki büyüklüğü, akış şekli, vb. pek çok sınıflandırılmaya tabi olurlar. Aşağıda bu sınıflandırmalardan bir kaçına değinilmiştir.

### 1- Isı transfer prosesine göre:

İşlem gören akışkanlar birbirlerinden yalnızca katı bir yüzey ile ayrılıyorsa bu tip eşanjöre *direk temaslı eşanjör* adı verilir (Shah and Sekulic, 2003). Eğer akışkanlar birbirlerine olan ısı transferini, arada bir başka enerji transfer vasıtası kullanarak sağlıyorlar ise bu tip eşanjörler *dolaylı temaslı eşanjör* adı verilir.

### 2- Akışkan sayısına göre:

Eşanjör içinde işlem gören akışkan sayısına göre iki akışkanlı, üç akışkanlı vb. adlandırmalar kullanılır.

### 3- Yüzey alanı kompaktlık derecesine göre

Eşanjörün ısı transfer alanı ( $m^2$ ) büyüklüğünün,  $m^3$  cinsinden eşanjör hacmine bölümü ile elde edilen değer, o eşanjörün kompaktlık derecesini ( $\beta$ ) belirler. Bu değer belirli bir limitin altında olması o eşanjörün kompakt olmadığını gösterir. Örneğin bir gaz-sıvı tipi eşanjörün kompaktlığının  $\beta = 700m^2 / m^3$  değerinden büyük olması istenir (Oğulata ve Doba, 1996).

### 4- Geçiş sayısına göre:

Akışkanların eşanjör içinden geçiş sayılarına göre tek geçişli veya çok geçişli (2 veya daha fazla) eşanjör olarak adlandırılırlar.

5- Konstrüksiyona göre:

Konstrüksiyon çeşitlerine göre eşanjörler; borulu tip, plakalı tip ve genişletilmiş yüzeyle (kanatçıklı, finli) eşanjörler olarak ayrılırlar. Borulu tip eşanjörün en bilinen çeşidi, gövde-boru tipi eşanjörlerdir. Plakalı tip eşanjörlerin genel olarak kullanılan en yaygın iki çeşidi sırasıyla, contalı tip plakalı eşanjör ve kaynaklı tip plakalı eşanjördür.

Eşanjörlerle ilgili olarak pek çok ayrı kaynakta pek çok farklı sınıflandırma sistemleri gösterilmekle birlikte en yaygın sınıflandırma sistemleri yukarıda özetlenen sınıflandırmalardır.

Takip eden bölümde plakalı eşanjörün genel özellikleri ile ilgili bilgi verilecektir.

## BÖLÜM 2

### PLAKALI ISI EŞANJÖRLERİ GENEL ÖZELLİKLERİ

#### 2.1 Contalı Tip Plakalı Isı Eşanjörleri

Günümüzde, ısı transfer sistemlerinin tasarımında, plakalı ısı eşanjörleri yaygın olarak kullanılmaktadır. Plakalı ısı eşanjörleri birçok karakteristik özellikleri sayesinde kullanımda cazip hale gelmektedir. Bu özellikleri sıralayacak olursak;

1. Yüksek ısı performans:

Plakalı ısı eşanjörleri 10° C lik ısı farklarında bile gövde-boru tipi eşanjörlerle kıyaslandığında daha iyi özellikler göstermektedir. Ayrıca plakalı ısı eşanjörlerinde elde edilen ortalama ısı transfer katsayısı ( $U$ ) gövde boru tipi eşanjörlerle kıyaslandığında üç ile dört kat daha yüksek olmaktadır. (Rafferty, 2006)

2. Korozyona dirençli birçok alaşımın kullanılabilirliği:

Isı transfer alanı çok ince plakalardan oluştuğu için paslanmaz çelik ve diğer alaşım maliyetleri gövde-boru tipi eşanjörlere nazaran oldukça düşük olmaktadır. Bunun sebebi yukarıda belirtildiği üzere eşanjörün aynı ısı transfer kapasitesine sahip gövde boru tipi eşanjöre nazaran çok daha ufak olan boyutlarıdır.

3. Bakım kolaylığı:

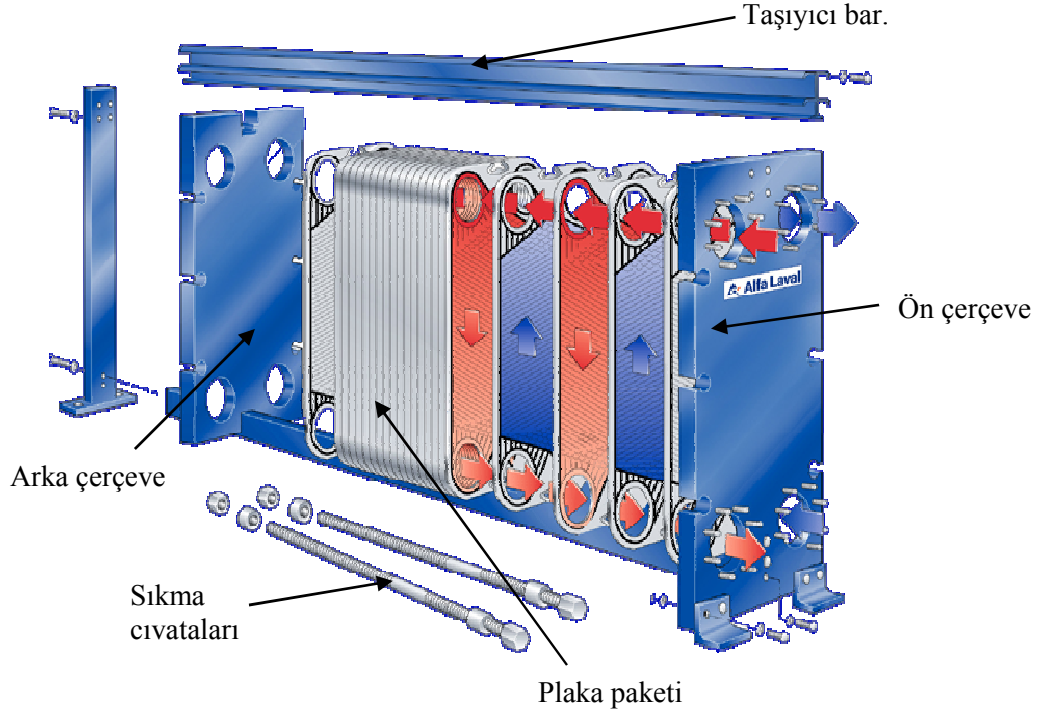
Eşanjörün tasarımı, sökmeye uygun olduğundan, ısı transfer alanları (plakalar) rahatça incelenip, temizlenebilmektedir. Üstelik söküm işlemi sadece birkaç vidanın gevşetilmesi gibi basit bir işlem adımından oluşmaktadır.

4. Kompakt tasarım:

Plakalı tip eşanjörler kullanıldığı alanda yer tasarrufu sağlamakta, boyutları sebebi ile tasarım kolaylığı getirmektedir. Bir plakalı ısı eşanjörü için gerek duyulan

alan, gövde boru tipi bir ısı eşanjörü için ihtiyaç duyulan alanın kullanım yerine göre %10-%50'si oranında daha azdır. (Rafferty, 2006)

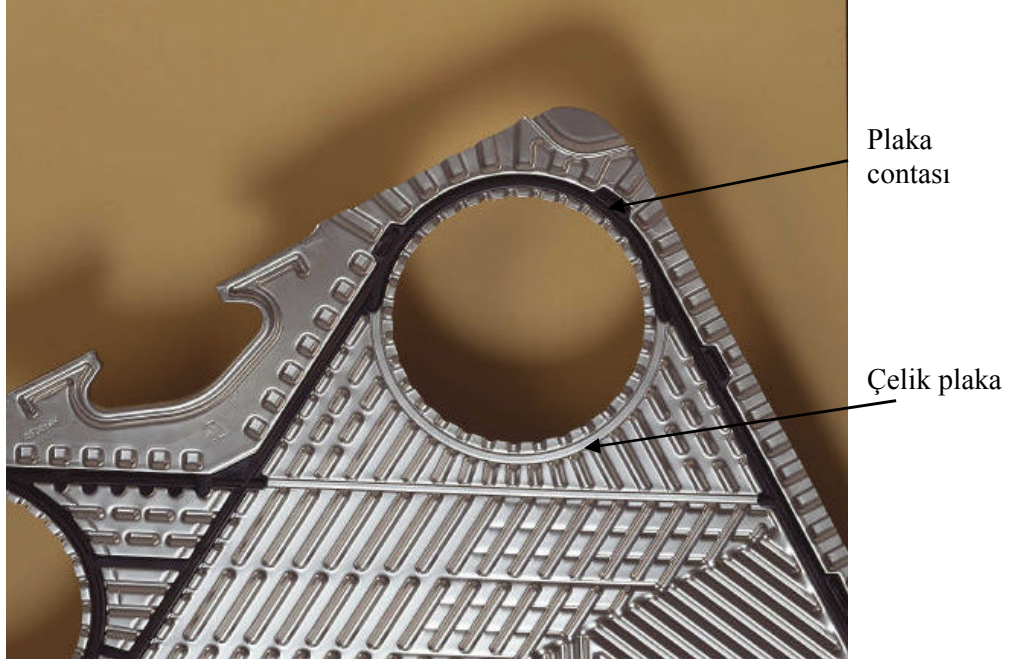
Şekil 2.1'de plakalı (contalı) tip bir ısı eşanjörü gösterilmiştir. Plakalı ısı eşanjörü temelde iki çerçeve arasına sıkıştırılmış bağımsız plakalar serisidir. Bütün bu düzenek uzun civatalar ile bir arada tutulmaktadır. Plakalar üst taşıyıcı bara asılıdır ve alt taşıyıcı bar ile yönlendirilirler. Tek geçişli bir devre için soğuk ve sıcak akım bağlantıları genellikle sabit uçlarda yer alır. Çok geçişli devrelerde ise bu bağlantılar hem sabit hem de hareketli uçlarda olabilmektedir.



**Şekil 2.1** Contalı tip plakalı ısı eşanjörünün temel elemanları (Alfa Laval Inc.).

Gene şekil 2.1'de plakalı ısı değiştirgeci içinde akışkanın izlediği yol da gösterilmiştir. Birincil ve ikincil akışkanlar plakaların her iki yüzeyinde de birbirlerine zıt olarak akmaktadır. Su akışı contalar yardımı ile kontrol edilmektedir. Contanın konumu değiştirilerek akışkana yön verilebilmektedir. Contalar herhangi bir yıpranma durumunda akışkanların birbirleri ile karışmaması için dizayn edilmiştir. Aynı zamanda

bütün contaların dış yüzeyi dış ortama açık olduğundan herhangi bir kaçak dışarıdan kolaylıkla gözlemlenebilmektedir.



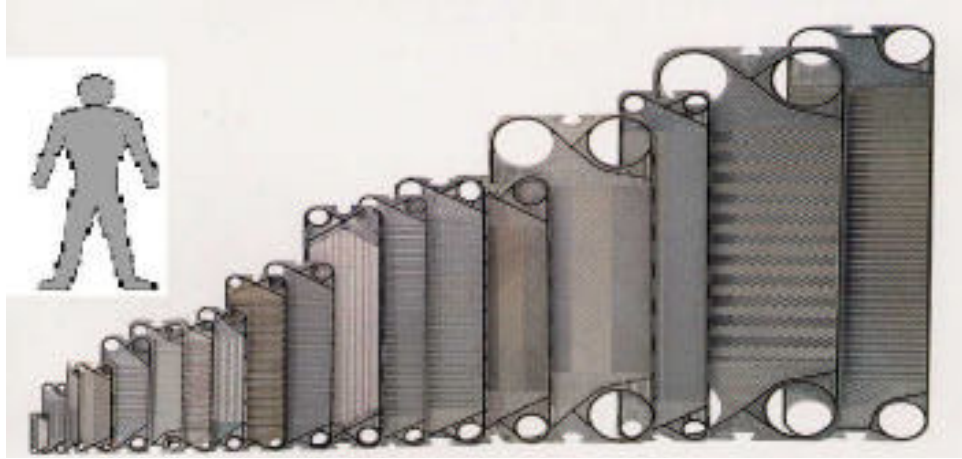
Şekil 2.2 Contalı tip plakalı ısı eşanjöründe plaka elemanı (Alfa Laval Inc.).

### 2.1.1 Genel özellikler

Gövde-boru tipi ısı eşanjörleri ile karşılaştırıldığında plakalı tip ısı değiştirgeçleri göreceli olarak daha düşük basınç ve sıcaklık değerlerinde çalışmaktadır. Günümüzde birçok üretici firma, sıcaklık için 400° F (200° C), basınç için ise 300 Psi (20 Bar) maksimum tasarım değerleri ile üretim yapmaktadır. Bu sıcaklık ve basınç kısıtlamalarının en büyük nedeni ise kullanılan contaların dayanım özellikleridir.

Plaka alanları yaklaşık 0.03 m<sup>2</sup>'den 2 m<sup>2</sup>'ye kadar değişmektedir. Şekil 2.3'de plaka boyutlarının insan vücudu boyutları üzerinden karşılaştırılması örnek olarak verilmiştir. Birçok plakadan oluşan bir ısı değiştirgeci için toplam maksimum ısı transfer alanı ise yaklaşık 1207 m<sup>2</sup> olarak üretilebilmektedir. Bu tip ısı değiştirgeçleri

için bir minimum ısı transfer alanı ise tanımlanmamıştır. En büyük kapasiteye sahip ısı değiştirgeçleri yaklaşık 22.000 kg/dak. kapasiteye sahipken, en düşük 0,5kg/dak. kadar ufak kapasitelerde de çalışabilmektedir (Rafferty, 2006).



**şekil 2.3** Contalı tip plakalı ısı eşanjöründe plaka boyutları(Alfa Laval Inc.).

### 2.1.2 Malzeme

Plakalı ısı eşanjörleri için malzeme seçimi denildiğinde akla gelen en önemli iki bileşen, plakalar ve plaka aralarında kullanılan contalardır. Daha önce de belirtildiği üzere plakalı ısı değiştirgeçlerinin çalışma limitlerini belirleyen temel unsur bu iki bileşendir. Bu bileşenler aynı zamanda değiştirgeçin kullanım ömrünü ve ilk maliyetini de belirlemektedir.

#### **a-Plakalar**

Plakalı ısı eşanjörlerinin en büyük avantajlarından bir tanesi de çok çeşitli korozyon önleyici alaşımların ısı transfer yüzeylerinin imalinde kullanılabilmesidir. Bu özellik, bu tip ısı eşanjörlerine jeotermal alanlarda kullanımda büyük avantaj sağlamaktadır. En yaygın olarak kullanılan alaşımlar ise;

1. 304 Paslanmaz Çelik

2. 316 Paslanmaz Çelik
  3. 317 Paslanmaz Çelik
  4. Titanyum
  5. Tantalyum
  6. Incaloy 825
  7. Hastelloy
  8. Inconel
  9. Alüminyum Bronz
  10. Monel
- olarak sıralanabilir.

Bunlara ek olarak özel sipariş üzerine üretilen pek çok alaşım da mevcuttur. Birçok üretici firma 304 veya 316 paslanmaz çelik kullanımını tercih etmektedir.

Plakalar için malzeme seçiminde en önemli unsur, plaka malzemesinin korozyona uğrama ihtimalidir. Çalışma sıcaklığı ile klor içeriğinin yüksek olduğu uygulamalarda korozyon direnci yüksek olan titanyum benzeri malzemeler tercih edilmeli, çalışma sıcaklığı ve klor içeriğinin nispeten daha düşük olduğu uygulamalarda ise maliyet etkin plaka seçimleri yapılmalıdır.

Plaka malzemesi olarak titanyum kullanımına en güzel örnek ise yüzme havuzları ısıtma sistemidir. Isıtılan havuz suyu ikinci devreyi oluşturmakta olup, hem yüksek oranda klor hem de bol oksijen içerdiğinden bu sistemlerde plaka malzemesi olarak titanyum kullanımı oldukça yaygındır.

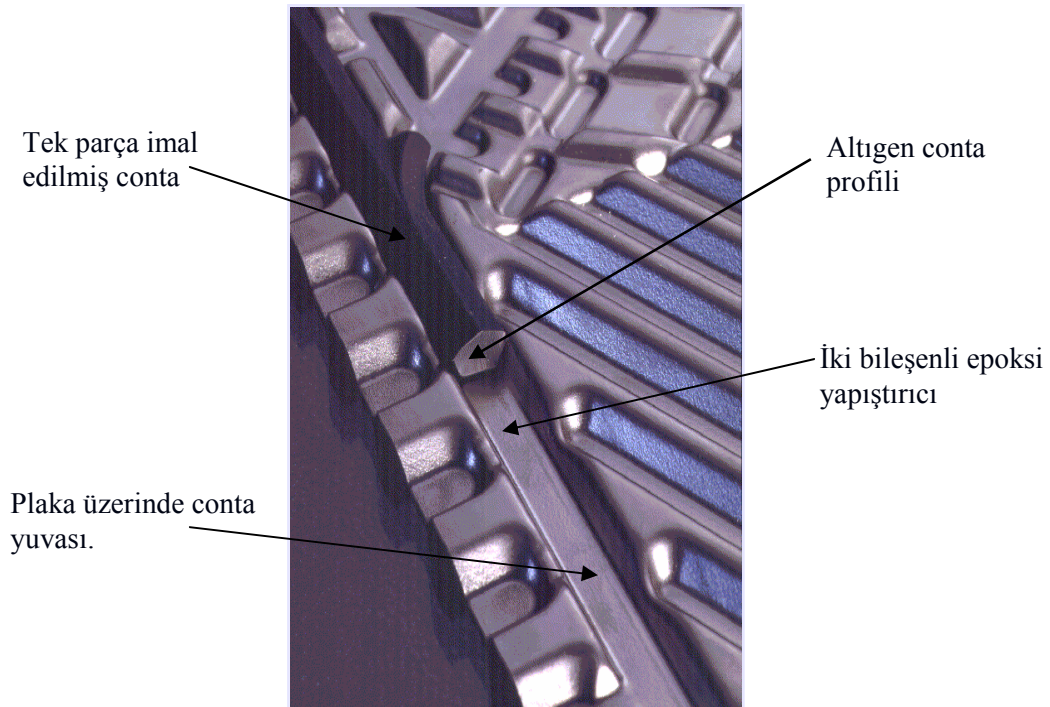
#### **b- Contalar**

Plaka malzemelerinde olduğu gibi conta malzemesi olarak da oldukça geniş seçenekler mevcuttur. Sık kullanılan conta malzemeleri çizelge 2.1’de gösterilmiştir.

**Çizelge 2.1** : Sık kullanılan conta malzemeleri ve yaklaşık sıcaklık dayanımları (Rafferty, 2006)

<u>Malzeme</u>	<u>Ticari Adı</u>	<u>Sıcaklık Dayanımı(°F)</u>
Styrene-Butadiene	Buna-S	185
Neoprene	Neoprene	250
Acrylonitrile- Butadiene	Buna-N	275
Ethylene/Propylene	EPDM	300
Fluorocarbon	Viton	300
Resin-Cured Butyl	Resin-Cured Butyl	300
Compressed Asbestos	Compressed Asbestos	500

Radian Inc., yaptığı testler sonucunda yüksek ısı söz konusu olduğunda “Viton” isimli malzemenin en iyi performansı sunduğunu bildirmiştir. Aynı firmanın bir diğer testinde ise Buna-S isimli malzemenin yüksek basınçlı çalışma koşullarında iyi bir performans sergilediği açıklanmıştır. (Ellis and Connover, 1981)



**Şekil 2.4** Contanın plaka üzerine yerleşimi. (Radian Inc.).



Viton malzemesi en iyi termal performansı sergilemesine rağmen yüksek maliyeti nedeni ile ancak sıcaklık dayanımının kesinlikle gerekli olduğu yerlerde kullanılabilir.

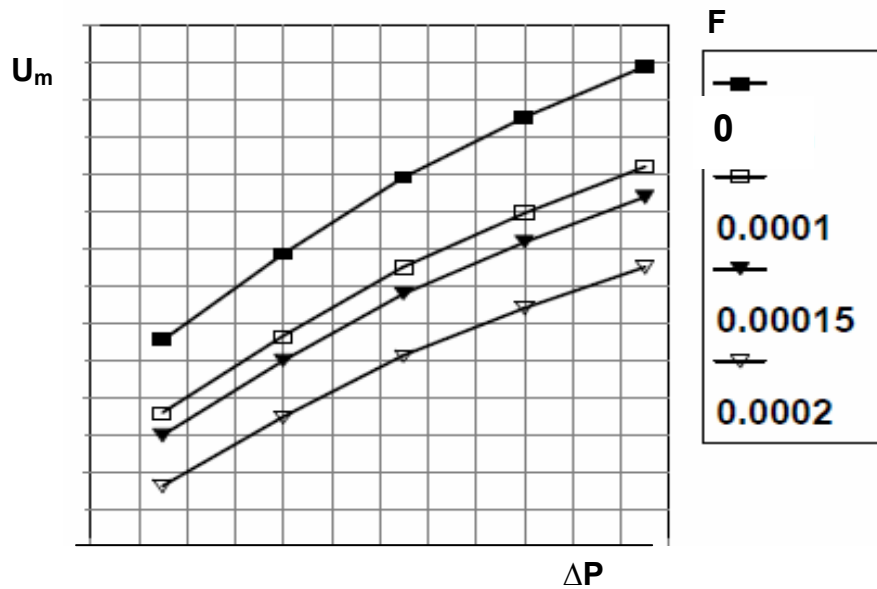
Gerek plaka malzemesi, gerekse conta malzemesinin uygun seçimi daha çok eşanjör içinde akmakta olan akışkanın termal ve aşındırıcı özelliklerinin iyi bir şekilde bilinmesi ile mümkün olabilmektedir.

### c- Çerçeveser ve sabitleme cıvataları

Birçok plakalı değiştirgeçin çerçeveser karbon-çelikten imal edilmekte ve genellikle epoksi bazlı boyalar ile boyanmaktadır. Sabitleme cıvataları da aynı şekilde karbon-çelikten imal edilmekte ve üzerlerine nikel kaplama uygulanmaktadır.

### 2.1.3 Performans

Çok yüksek değerlere ulaşan termal performans plakalı ısı değiştirgeçlerinin en belirgin özelliğidir. Gövde-boru tipi eşanjörlerle karşılaştırıldığında 3-4 kat daha yüksek ortalama ısı transfer katsayısı değerleri elde edilir (Rafferty,2006).



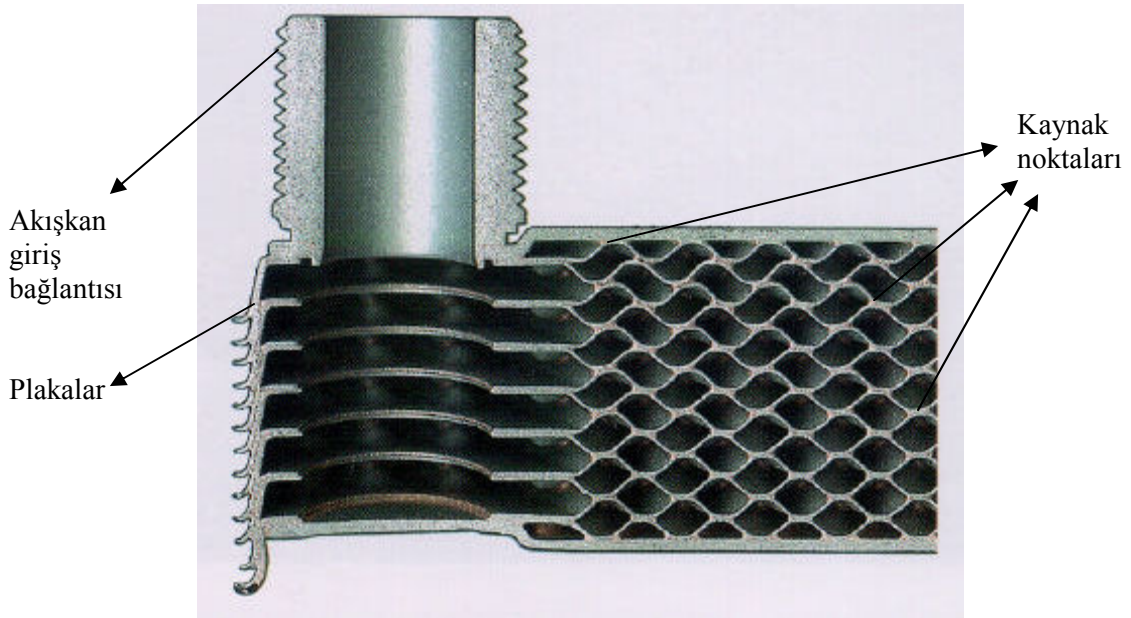
Şekil 2.5 Basınç kaybı, kirlilik faktörü (F) ve ortalama ısı transfer katsayısı (U) ilişkisi. (Rafferty, 2006).

Bu yüksek performans aynı zamanda iki akışkan arasındaki çok düşük sıcaklık farklılıklarında da sistemin oldukça verimli çalışmasını sağlar.

Fakat bu tip değiştirgeçlerin yüksek ısı performansının yanında yüksek basınç kaybı gibi önemli bir dezavantajı da vardır (Engin ve GÜNGÖR, 1996). Şekil 2.5, ortalama ısı transfer katsayısı ile basınç kaybı arasındaki ilişkiyi değişik kirlilik faktörleri üzerinden ortaya koymaktadır. Bu sebepten dolayı bir ısı eşanjörünün seçimi, istenen ısı verim ile gene makul düzeyde arzu edilen basınç düşümü arasındaki ince ayrıntıda gizlidir.

## 2.2 Kaynaklı (Lehimli) Tip Plakalı Isı Eşanjörleri

Kaynaklı tip eşanjörler için de aynı contalı tiplerde olduğu gibi yüksek ısı performans değerleri, korozyona dirençli alaşım çeşitliliği ve kompakt tasarımdan söz etmek yanlış olmayacaktır. Bakım kolaylığı konusunda ise contalı tiplere göre oldukça dezavantajlıdır. Termal karakteristik bakımından contalı tiplerle birebir uyum gösterirler ve şekil 2.5’de gösterilen grafiğe de tam olarak uyarlar.



Şekil 2.6 Kaynaklı tip plakalı eşanjör kesiti. (Alfa Laval Inc.).

Şekil 2.7’de gösterilen kaynaklı tip plakalı ısı eşanjörü, contalı tip eşanjörlerin başında ve sonunda bulunan çerçeveleri, cıvata ve contaları içermez. Bunun yerine plakalar birbirlerine bakır veya nikel kaynakla birleştirilmiş durumdadır. Bu da daha az karmaşık, daha düşük ağırlıkta ve çok daha kompakt bir eşanjör elde edilmesini sağlar. Bu imalat tekniği getirdiği avantajlarla birlikte, plakaların sökölüp değiştirilmesine veya temizlenmesine imkan vermemesi gibi bir dezavantaja da sahiptir. Aynı zamanda kullanım esnasında plaka eklenmesi ve çıkartılması da mümkün olmadığından eşanjörün kapasitesin ayarlanmasına da imkan yoktur. Bu tip ısı eşanjörün en büyük avantajı ise contalı tip olanlara karşın oldukça uygun maliyetler ile imal edilebilmeleridir.

Eşanjörün temizlik imkanı kısıtlı olsa da bu tip eşanjörlerin içinde geçiş yapan akışkan oldukça yüksek türbülansla akmakta olduğundan, ısı transfer alanlarının kirlenmesi de gövde-boru tipi eşanjörlere göre oldukça düşük seviyededir. (Yılmaz ve Çomaklı, 1999)



Şekil 2.7 Kaynaklı tip plakalı ısı eşanjörü. (Alfa Laval Inc.).

### 2.2.1 İmalat

Kaynaklı tip eşanjörler, bakır veya nikel kaynak malzemesinin, plaka birleşim yerlerine çok yüksek sıcaklık ve vakum altında tatbik edilmesi ile elde edilir (Shah and Sekulic, 2003). Plaka birleşim yerlerinden başka, plaka etrafına da aynı işlem uygulanır. (Bkz. Şekil 2.6) Sızdırmazlık işleminin contalar yerine bakır veya nikel dolgu malzemesi ile gerçekleştirilmesi, kaynaklı tip eşanjörlerin daha yüksek basınçlar altında çalışmasına imkan tanır.

### 2.2.2 Performans

Contalı tip plakalı eşanjörlerde çalışma şartlarını olumsuz etkileyen en önemli öge olan “conta” malzemesi kaynaklı tiplerde bulunmadığından dolayı, bu tip eşanjörlerin çalışma şartları limitleri daha yüksektir. Contalı tiplerde genellikle maksimum 20 bar ve 200° C olan basınç ve sıcaklık değerleri kaynaklı tip eşanjörlerde, kaynak malzemesinin özelliklerine göre 30 bar ve 400° C olabilmektedir. Aynı zamanda 0,5 kW ile 400 kW arasında değişen çalışma menziline sahiptirler. (Rafferty, 2006)

### 2.2.3 Kullanım yeri

Kaynaklı tip plakalı ısı eşanjörleri, contalı tiplerin kullanıldığı ve işlem gören akışkanın içindeki, tortu, oksijen ve korozyon yaratıcı diğer etkenlerin eşanjörü kullanım dışı bırakmayacak uygun seviyede olduğu her türlü uygulamada kullanılabilir. Özellikle soğutma sistemleri ve ısı pompalarında, gerek evaporatör gerekse kondenser olarak yaygın biçimde kullanılır. Aynı zamanda kızgın su kullanılan ısıtma sistemlerinde kapalı devre su sistemleri için uygun bir ısıtıcıdır. Sanayi tesislerinde, başta yağ soğutma amaçlı kullanımı olmak üzere yaygın bir kullanımı vardır. Nikel kaynaklı eşanjörlerin piyasaya çıkması ile daha önce kullanım yeri olmayan jeotermal uygulamalarda da zamanla kullanılmaya başlamıştır.

## BÖLÜM 3

### ISI EŞANJÖRLERİ İÇİN TEMEL DİZAYN PARAMETRELERİ

Eşanjör dizaynında en önemli faktör ısı transferi analizidir. Bu analiz diferansiyel denklemlerle birlikte, eşanjörün dizaynına etki eden bağımlı ve bağımsız birçok değişkenin irdelenmesini de içerir. Analize başlanmadan önce pek çok kabul yapılır ve ortaya çıkan teorik sonuçlar genellikle analizi basit şekilde sonuçlandırmak için yeterlidir (Shah and Sekulic, 2003).

#### 3.1 Isı Transfer Analizi İçin Yapılan Kabuller.

Eşanjörlerde ısı transferi probleminin çözümü için aşağıdaki kabuller uygulanır. Bu kabuller ısı transferi probleminin çözümü için gerekli formülasyonun oluşmasında kabul edilebilir değerler yaratır.

- 1- Eşanjör sürekli rejimde çalışmaktadır.
- 2- Eşanjör cidarlarından ısı kazanımı veya kaybı yoktur. Eşanjörün etrafında enerji üreten yada tüketen bir sistem yoktur.
- 3- Eşanjörün akıma dik kesiti boyunca sıcaklık sabittir.
- 4- Plakaların ısıl direnci tüm eşanjör boyunca değişmemektedir.
- 5- Eşanjör içinde faz değişimi yoktur.
- 6- Akışkan veya plakalar boyunca akım yönüne paralel ısı transferi yoktur.
- 7- Ortalama ısı transfer katsayısı sıcaklıktan, zamandan ve eşanjör pozisyonundan bağımsız olarak sabittir.
- 8- Eşanjör içindeki akışkanların özgül ısısı sabittir.

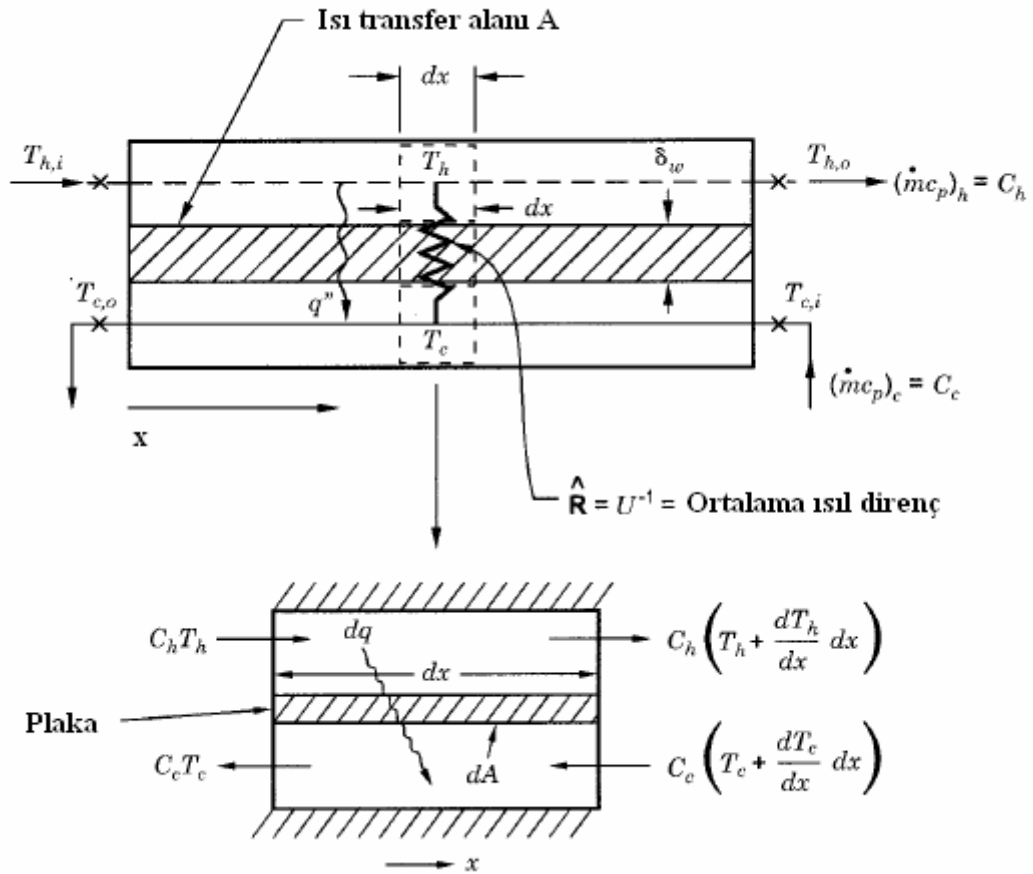
#### 3.2 Problem Formülasyonu

Bir eşanjörün ısı transfer analizini gerçekleştirmek için, ısı transfer oranı ( $q$ ), ısı transfer alanı  $A$ , tüm akışkanların ısıl kapasite oranları  $C$ , toplam ısı transfer katsayısı  $U$  ve akışkanların sıcaklıklarının birbirleriyle ilişkilendirilmesi gereklidir. Bu amaçla iki

temel eşitlik kullanılır. Bunlardan birincisi termodinamiğin birinci kanununa dayalı enerjinin korunumu, diğeri ise hız denklemleridir.

Şekil 3.1’de iki akışkanlı, karşıt akımlı plakalı ısı eşanjöründe  $dA$  kontrol alanı gösterilmiştir. Sürekli rejim halinde ve kinetik ve potansiyel enerji değişimlerinin önemsiz olduğu kabul edilerek enerjinin korunumu denklemi uygulanırsa,

$$dq = q'' dA = -C_h dT_h = -C_c dT_c \quad (3.1)$$



Şekil 3.1 Bir kontrol hacmi içerisindeki ısı transfer değişkenleri (Shah, 1983)

Denklem 3.1'deki eksi işaretlerinin sebebi  $T_h$  ve  $T_c$  değerlerinin artan yüzey alanı ile ters orantılı olarak azalmasıdır. Burada  $C = \dot{m} \cdot c_p$  olup, akışkanın ısı kapasite oranıdır.  $c_p$  değerinin akışkan için sıcaklıkla değişmediği kabul edildiğinden, eşanjörün ısı hesaplamalarında genellikle  $C$  değeri kullanılır. Denklem 3.1 aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$dq = -\dot{m}_h dh_h = -\dot{m}_c dh_c \quad (3.2)$$

Burada  $h$  değeri akışkanın özgül entalpisidir. Eğer bir faz değişimi söz konusu ise o zaman faz değişimi entalpi değerleri kullanılmalıdır.

Şekil 3.1'de,  $dA$  alanında enerji dengesi yazılırsa,

$$dq = U(T_h - T_c)_{lokal} dA = U\Delta T dA \quad (3.3)$$

Burada  $U$ ,  $dA$  alanındaki lokal ortalama ısı transfer katsayısıdır.

Denklem 3.1 ve 3.3 eşanjörün tüm yüzey alanı boyunca entegre edilirse.

$$q = \int C dT = C_h (T_{h,i} - T_{h,o}) = C_c (T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (3.4)$$

$$q = \int U\Delta T dA = U_m A\Delta T_m \quad (3.5)$$

Şimdiye kadar ulaşılan denklemler ile eşanjör karakteristiğini belirleyen bağımlı ve bağımsız değişkenler ile dizayn yapan kişinin kontrolündeki parametreler aşağıda gösterilmiştir.

$$\underbrace{T_{h,o}, T_{c,o} \text{ or } q}_{\text{bağımlı değişkenler}} = \phi \left( \underbrace{T_{h,i}, T_{c,i}, C_h, C_c, U, A, \text{ akış karakteristiği}}_{\substack{\text{çalışma şartları} \\ \text{değişkenleri} \quad \text{kullanıcı kontrolündeki} \\ \text{parametreler}}} \right) \quad (3.6)$$

**bağımsız değişken ve parametreler**

### 3.3 Temel Tanımlar

Eşanjör dizaynında ilk önce ortalama ısı transfer katsayısı ve ortalama sıcaklık farkı tanımlamalarını yapmak uygun olacaktır. Denklem 3.3 tekrar düzenlenip integral formunda yazılırsa,

$$\int_q \frac{dq}{\Delta T} = \int_A U dA \quad (3.7)$$

elde edilir. Buradan yola çıkılarak sırasıyla aşağıdaki denklemler elde edilir.

$$\frac{1}{\Delta T_m} = \frac{1}{q} \int_q \frac{dq}{\Delta T} \quad (3.8)$$

$$U_m = \frac{1}{A} \int_A U dA \quad (3.9)$$

$$q = U_m A \Delta T_m \quad (3.10)$$

$U_m$  ortalama ısı transfer katsayısını,  $\Delta T_m$  ise gerçek (veya efektif) ortalama sıcaklık farkını ifade eder. Ortalama ısı transfer katsayısı genel olarak hesaplamalarda sabit olarak kabul edilir. Bundan sonraki fomülasyonlarda  $U$  simgesi ile gösterilecektir. Bu sebeple denklem (3.5) kısaca aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$q = UA \Delta T_m \quad (3.11)$$

Aynı zamanda  $U$  sabit olarak kabul edildiğinden denklem (3.3) ise kısaca

$$\Delta T_m = \frac{1}{A} \int_A \Delta T dA \quad (3.12)$$

şeklinde ifade edilir.

Eşanjörler için sıcaklık bağımlı tanımlara da değinilmesi gereklidir. Bunlar, giriş sıcaklık farkı, ısı menzili değeri, ısı yaklaşım değeri, ısı boşluk değeri, ve sıcaklık aşımı olarak adlandırılır ve açıklamaları aşağıda verilmiştir.

Sıcak ve soğuk akışkanların eşanjöre giriş sıcaklıkları arasındaki fark *giriş sıcaklık farkı* olarak adlandırılır ve genellikle  $\Delta T_{max}$  olarak ifade edilir.  $\Delta T_{max} = (T_{h,i} - T_{c,i})$  dir.

*Isıl menzili*, sıcak ve soğuk akışkanlar için farklı değerlerdir. Her bir akışkanın eşanjör içindeki sıcaklık düşümünü veya artışını ifade eder.  $\Delta T_h = (T_{h,i} - T_{h,o})$  ve  $\Delta T_c = (T_{c,o} - T_{c,i})$  ile ifade edilir.

*Isıl yaklaşım değeri*, paralel akım için eşanjörün çıkışındaki akışkan sıcaklıklarının birbirinden farkıdır ( $T_{h,o} - T_{c,o}$ ). Karşı akımlı eşanjörler için ise eşanjörün girişinde ve çıkışındaki akışkan sıcaklıkları arasındaki farklardan küçük olanıdır.



(( $T_{h,i} - T_{c,o}$ ) ve ( $T_{h,i} - T_{c,i}$ ) değerlerinden küçük olan) Bu değer aynı zamanda eşanjör içindeki iki akışkanın bir bölgedeki en düşük sıcaklık farkını ifade eder.

*Isıl boşluk değeri*,  $T_{h,o}$  değerinin  $T_{c,o}$  değerinden büyük olması durumunda geçerlidir ve ( $T_{h,o} - T_{c,o}$ ) ile gösterilir.

*Sıcaklık aşımı*, eşanjör içindeki herhangi bir noktada soğuk akışkanın sıcak akışkanın çıkış sıcaklığından daha yüksek olması durumunu ifade eder ve genel olarak eşanjör akış alanının sonlarına doğru gerçekleşir (Shah and Sekulic, 2003).

### 3.4 $\epsilon$ -NTU Metodu

$\epsilon$ -NTU metodunda sıcak akışkandan soğuk akışkana ısı transfer oranı aşağıdaki şekilde ifade edilir;

$$q = \epsilon C_{\min} (T_{h,i} - T_{c,i}) = \epsilon C_{\min} \Delta T_{\max} \quad (3.13)$$

Burada  $\epsilon$ , ısı eşanjörü etkinliği olarak adlandırılır. Etkinlik kavramı bu incelemede “verim” ile karşılaştırılmamalıdır. Isı eşanjörünün verimi, soğuk akışkanın kazandığı ısının, sıcak akışkanın kaybettiğe ısıya oranı olup, aradaki fark eşanjör yüzeylerinden dış ortama geçen ısı miktarıdır. Etkinlik ise, sistemin belirli operasyon şartları altında gösterdiği performansın, ideal performansına oranı şeklinde tanımlanabilir.

Denklem 3.13’de ki formülasyonda  $C_{\min}$ ,  $C_h$  ve  $C_c$  değerlerinden küçük olan değerdir.  $\Delta T_{\max}$  ise sıcak akışkanın giriş sıcaklığının soğuk akışkanın giriş sıcaklığına olan farkıdır. Isı eşanjörü etkinliği değeri genel olarak *aktarım birim sayısı*, (number of transfer units, (NTU) ) ve *ısıl kapasite oranı* ( $C^*$ ) değerleri ile akış karakteristiğine bağlıdır.

$$\epsilon = \phi(NTU, C^*, \text{akis karakteristigi}) \quad (3.14)$$

Burada  $\phi$  fonksiyonel bağıntısı akışın pozisyonuna göre değişmektedir. İlriki bölümlerde  $\epsilon$ , NTU ve  $C^*$  önce tanımlanacak ardından aralarındaki bağlantılar açıklanacaktır.

### 3.4.1 Isı eşanjörü etkinliği, $\varepsilon$

Eşanjör etkinliği, eşanjörün termal performansı olarak açıklanabilir ve  $\varepsilon$  ile gösterilir (Shah and Sekulic, 2003). Belirli akış şartlarında ve belirli giriş sıcaklıklarında oluşan ısı transferinin, oluşabilecek maksimum ısı transferine ( $q_{\max}$ ) oranıdır.

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{\max}} \quad (3.15)$$

Bu denklemde iki akışkan arasında sızıntı sonucu karışmanın olmadığı varsayılır.  $q_{\max}$  tanımlaması şöyle yapılır:

- Ortalama ısı transfer katsayısının sıcaklık, zaman ve akış şekline bağımsız olarak sabit olduğu,
- Eşanjöre girişindeki gerek sıcak, gerekse soğuk akışkanın sıcaklıklarının değişmediği,
- İki akışkan arasında karışmanın olmadığı,
- Eşanjör plaka yüzeyleri boyunca ısı transferinin akıma paralel yönde olmadığı,
- Sonsuz ısı transfer alanına sahip,

karşı akımlı, ısı eşanjöründe transfer edilen ısıdır.

$\varepsilon$ , teorik olarak 0 ile 1 arasında bir değer alabilir.  $\varepsilon = 1$  olan bir ısı eşanjöründe küçük ısı kapasiteye sahip akışkanın çıkış sıcaklığı, büyük ısı kapasiteye sahip akışkanın giriş sıcaklığına ulaşacaktır. (Smith, 2005)

Sonsuz ısı transfer yüzeyine sahip karşıt akımlı bir eşanjör düşünüldüğünde, enerji dengesi şöyle yazılabilir.

$$q = C_h (T_{h,i} - T_{h,o}) = C_c (T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (3.16)$$

Bu denkleme göre eğer  $C_h < C_c$  olursa  $(T_{h,i} - T_{h,o}) > (T_{c,o} - T_{c,i})$  olacaktır. Bu sebeple sıcak akışkan tarafında daha büyük bir ısı farkı olacak ve sonsuz ısı transfer alanında sıcak akışkanın çıkış sıcaklığı, soğuk akışkanın giriş sıcaklığına eşit ( $T_{h,o} = T_{c,i}$ ) olacaktır. Bu sebeple sonsuz akış alanına sahip karşı akımlı eşanjörde  $q_{\max}$  aşağıdaki şekilde tanımlanabilir.

$$q_{\max} = C_h (T_{h,i} - T_{c,i}) = C_h \Delta T_{\max} \quad (3.17)$$

$C_h = C_c = C$  olması durumunda ise,

$$q_{\max} = C_h (T_{h,i} - T_{c,i}) = C_c (T_{h,i} - T_{c,i}) = C \Delta T_{\max} \quad (3.18)$$

Denklem 3.16'ya göre  $C_h > C_c$  olması durumunda,  $(T_{c,o} - T_{c,i}) > (T_{h,i} - T_{h,o})$  olacak ve  $T_{c,o}$  sıcaklığı sonsuz akış alanı sonunda  $T_{h,i}$  sıcaklığına ulaşacaktır. Aynı zamanda  $q_{\max}$  tanımı da;

$$q_{\max} = C_c (T_{h,i} - T_{c,i}) = C_c \Delta T_{\max} \quad (3.19)$$

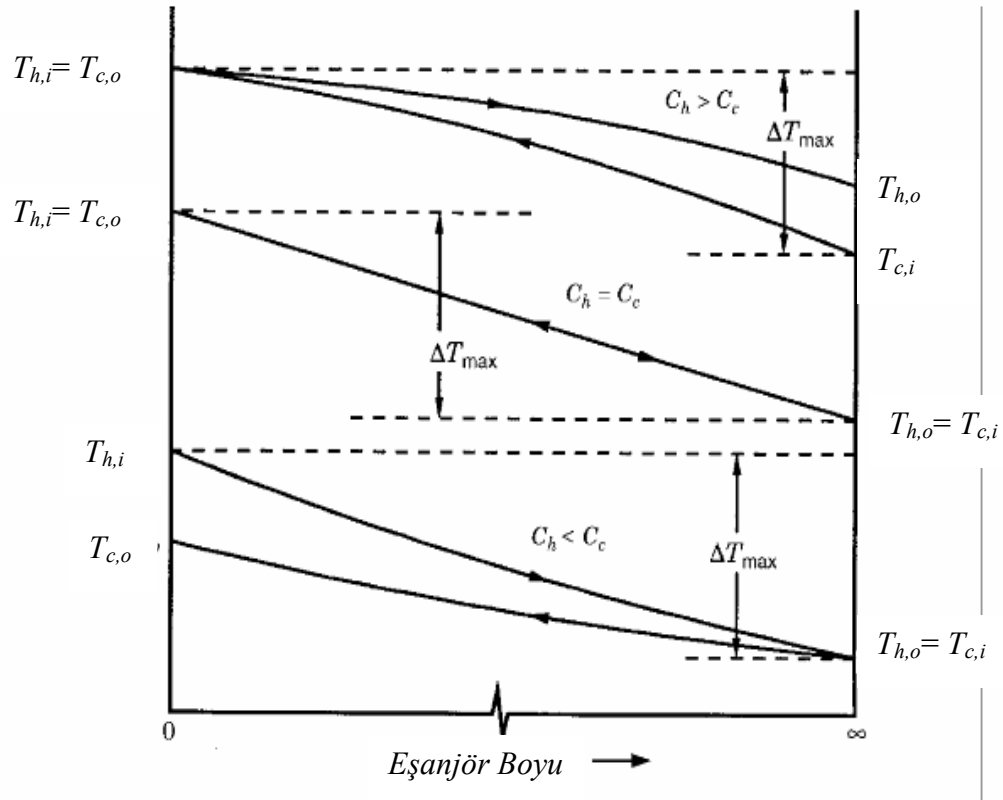
olarak değişecektir.

Daha basit bir tanımla ise;

$$q_{\max} = C_{\min} (T_{h,i} - T_{c,i}) = C_{\min} \Delta T_{\max} \quad (3.20)$$

$$C_{\min} = \begin{cases} C_c & C_c < C_h \text{ için} \\ C_h & C_h < C_c \text{ için} \end{cases} \quad (3.21)$$

olarak ifade edilebilir.



**Şekil 3.2** Sonsuz ısı transfer alanına sahip karşı akımlı eşanjörde sıcaklık dağılımları. (Shah 1983)

Yukarıdaki açıklamalar ışığında denklem 3.5'deki enerjinin korunumu, denklem 3.20'deki  $q_{max}$  tanımı ve denklem 3.15'deki eşanjör efektifliği tanımlarından yola çıkarak,

$$\varepsilon = \frac{C_h (T_{h,i} - T_{h,o})}{C_{\min} (T_{h,i} - T_{c,i})} = \frac{C_c (T_{c,o} - T_{c,i})}{C_{\min} (T_{h,i} - T_{c,i})} \quad (3.22)$$

İfadesi bütün akış şartları için doğru olarak yazılabilir.

Denklem 3.11'deki  $q$  tanımından hareketle ve denklem 3.20'deki  $q_{max}$  ifadesinden yola çıkarak  $\varepsilon$  için alternatif yazım şekillerinden biriside aşağıda ifade edildiği gibidir.

$$\varepsilon = \frac{UA}{C_{\min}} \frac{\Delta T_{\min}}{\Delta T_{\max}} \quad (3.23)$$

Yukarıda elde edilen denklemlerde de görüldüğü üzere sonsuz büyüklükte ısı transfer alanına sahip bir eşanjörde soğuk akışkanın çıkış sıcaklığı en fazla sıcak akışkanın giriş sıcaklığına ulaşacaktır. Ve ısı transfer oranı ise bu iki sıcaklık arasındaki farkın, iki akışkandan küçük ısı kapasite oranına sahip akışkanın ısı kapasite oranı ile çarpımı sonucu bulunacaktır. Bir başka deyişle maksimum ısı transferini belirleyen en büyük etken ısı kapasite oranıdır. Her iki akışkanın özgül ısılarının aynı olduğu durumlarda ise akışkanın debisi en büyük etken olarak öne çıkmaktadır.

### 3.4.2 Isıl kapasite oran orantısı ( $C^*$ )

$C^*$  tanımı genel olarak iki akışkanlı bir eşanjörde küçük ısı kapasiteli akışkanın ısı kapasite oranının, büyük ısı kapasiteye sahip akışkanın ısı kapasite oranına bölümü şeklinde tanımlanabilir. Bu tanımdan yola çıkarak  $C^*$  değeri için hiçbir zaman 1'den büyük olamayacağını ( $C^* \leq 1$ ) söylemek yanlış olmaz. Bir ısı eşanjörü  $C^*$  değeri 1'e eşit olduğu zaman o eşanjör *dengelenmiş* olarak tanımlanır.

$$C^* = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{(\dot{m}c_p)_{\min}}{(\dot{m}c_p)_{\max}} = \begin{cases} (T_{c,o} - T_{c,i}) / (T_{h,i} - T_{h,o}) & C_h = C_{\min} \text{ için} \\ (T_{h,i} - T_{h,o}) / (T_{c,o} - T_{c,i}) & C_c = C_{\min} \text{ için} \end{cases} \quad (3.24)$$

$C^*$  değeri, eşanjörün operatif parametrelerinden biridir ve doğrudan eşanjör içindeki akışkan debileri ile özgül ısılarla bağlıdır. Yukarıdaki denklemden anlaşılacağı üzere  $C_{max}$  değerine sahip akışkanın giriş-çıkış ısı farkı,  $C_{min}$  değerine sahip akışkanın giriş-çıkış ısı farkından daha küçük olacaktır (Oğulata ve Doba 1996). Bu husus aşağıdaki enerji eşitliği denklemi ile de ifade edilebilir.

$$q = C_h \Delta T_h = C_c \Delta T_c \quad (3.25)$$

$$\Delta T_h = T_{h,i} - T_{h,o} \quad \Delta T_c = T_{c,o} - T_{c,i} \quad (3.26)$$

### 3.4.3 Aktarım birim sayısı (Number of Transfer Units, NTU)

Aktarım Birim sayısı (NTU), ortalama ısı iletkenliğinin, iki akışkandan ısı kapasite oranı küçük olana ( $C_{min}$ ) bölünmesi ile elde edilir. Boyutsuz bir büyüklük olup, eşanjörün dizayn aşamasında belirlenir (Shah and Sekulic, 2003).

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} = \frac{1}{C_{min}} \int_A U dA \quad (3.27)$$

$NTU$  için eşanjörün boyutsuz ısı transfer büyüklüğü demek yanlış olmayacaktır. Bu yüzden bir dizayn parametresidir. Bu değer eşanjörün fiziksel büyüklüğünü değil, fakat ortalama ısı transfer katsayısı ( $U$ ) ve ısı transfer alanı ( $A$ ) büyüklüğünün birleştirilmiş bir ifadesidir. Yani yüksek değerdeki  $NTU$  her zaman fiziksel olarak büyük bir eşanjörü temsil etmez. Örnek vermek gerekirse,  $0.01 \text{ m}^3$  hacminde çok ufak bir gaz türbinine ait rejenaratörün  $NTU$  değeri yaklaşık 10 civarında iken, kimyasal bir tesiste kullanılan  $100 \text{ m}^3$  hacmindeki gövde boru tipi eşanjörün  $NTU$  değeri 1 civarındadır. Gene de, aynı amaçla, aynı akışkanlarla kullanılan aynı tip eşanjörlerin  $NTU$  değerleri onların büyüklüğü hakkında fikir verecektir. Bu durumda büyük  $NTU$  değerine sahip eşanjörün fiziksel olarak da diğerlerinden büyük olacağını söylemek yanlış olmayacaktır. Bu sebeple  $NTU$  değeri bazen de *eşanjör büyüklük faktörü* olarak adlandırılır. Denklem 3.27'den anlaşılacağı üzere  $NTU$  değeri  $U$  ve  $A$  değerlerinin artırılması ile ya da  $C_{min}$  değerinin azaltılması vasıtası ile artırılabilir.

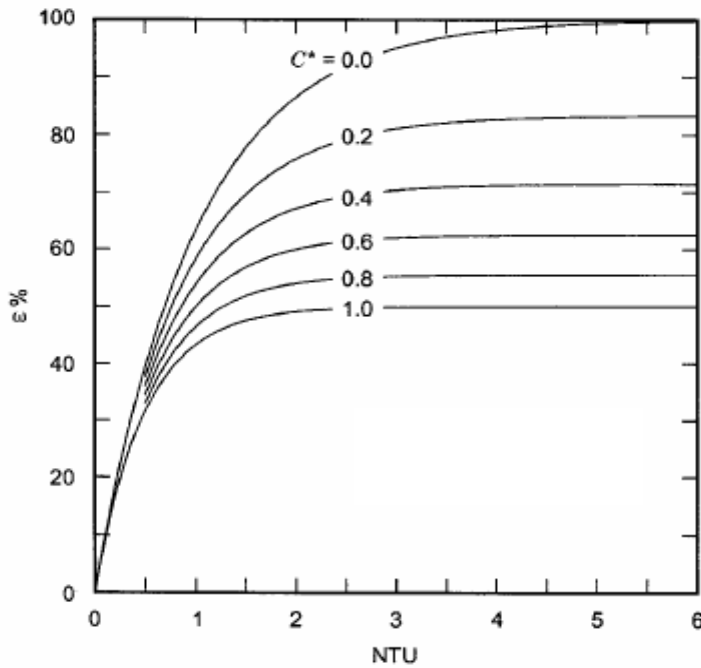
Düşük  $NTU$  değerlerinde eşanjör etkinliği de düşüktür ve yükselen  $NTU$  değerleri ile yükselir. Mükemmel bir eşanjörde  $NTU$  değeri sonsuza gidecektir, bunun

sebebi mükemmel eşanjörde  $A$  değerinin, yani ısı transfer alanının sonsuz olmasıdır. Bu durumda eşanjör etkinlik değeri ( $\varepsilon$ ) ise %100 olacaktır. Aşağıda örnek olarak değişik eşanjör tiplerine ait NTU değerleri gösterilmiştir (Shah and Sekulic, 2003).

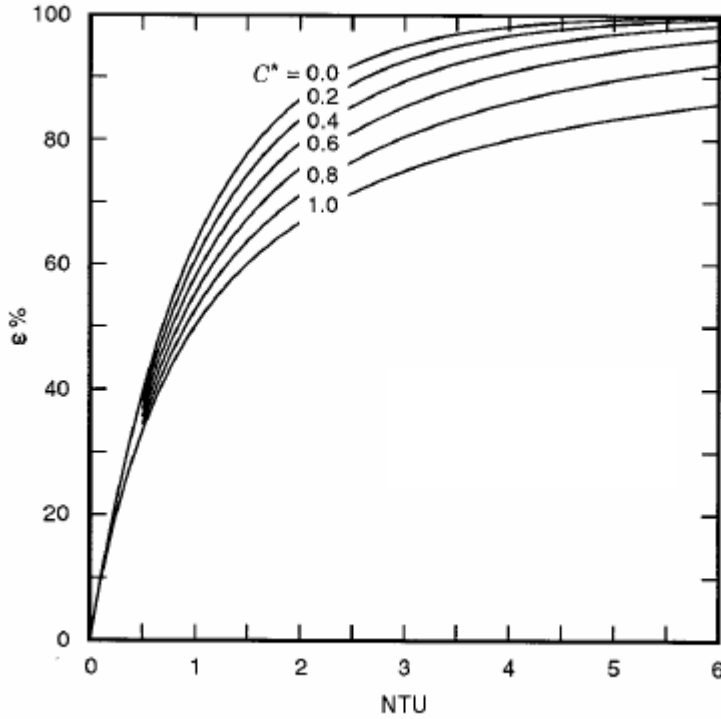
<i>Otomobil Radyatörü:</i>	$NTU=0.5 \rightarrow \varepsilon =\%40$
<i>Buhar Türbini Kondenseri:</i>	$NTU=1 \rightarrow \varepsilon =\%63$
<i>Endüstriyel Gaz Türbin Motoru Rejenaratörü</i>	$NTU=10 \rightarrow \varepsilon =\%90$
<i>Stirling Motoru Rejenatörü</i>	$NTU=50 \rightarrow \varepsilon =\%98$

### 3.4.4 Etkinlik-aktarım birim sayısı (NTU) ilişkisi

Bir eşanjöre ait etkinlik ve  $NTU$  değerleri ile  $C^*$  değerinin birbiri ile ilişkisini görebilmek için daha önce yapılan açıklamalara ek olarak Şekil 3.3 ve Şekil 3.4'de sunulan grafikleri irdelemek de yarar sağlayacaktır.



Şekil 3.3 Paralel akımlı eşanjörde  $NTU$  ve  $C^*$ 'nin fonksiyonu olarak  $\varepsilon$  değerleri (Shah,1983)



Şekil 3.4 Karşı akımlı eşanjörde  $NTU$  ve  $C^*$ 'nin fonksiyonu olarak  $\varepsilon$  değerleri (Shah 1983)

Bu grafikler incelendiğinde;

1. Sabit bir  $C^*$  değeri için ısı eşanjörü etkinlik değeri olan  $\varepsilon$ , artan  $NTU$  değerlerine paralel olarak artmaktadır ve  $\varepsilon$  değerinin 1'e ulaştığı noktada  $NTU$  değeri de muhakkak sonsuza ulaşmış demektir.  $\varepsilon$  değeri, karşıt akımlı ısı eşanjörleri haricinde kalan eşanjörlerde (özellikle çapraz akımlı ve paralel akımlı eşanjörlerde)  $NTU$  hangi değeri alırsa alsın 1 (%100) değerine ulaşmayabilir ya da ancak  $C^*$ 'nin çok küçük değerleri için ulaşabilir. Paralel akımlı eşanjörler için bunun sebebi, akışın doğası gereği soğuk su çıkış sıcaklığının hiçbir zaman sıcak su giriş sıcaklığına ulaşamayacak olmasıdır. (Şekil 3.3)
2. Eşanjör etkinlik değeri olan  $\varepsilon$ , sabit bir  $NTU$  değerinde, düşen  $C^*$  değerleri için artar.  $C^*$  ( ısı kapasite oran orantısı) tanımı incelendiğinde,  $C^* = (C_{min}/C_{max})$  ya da  $(mc_p)_{min}/(mc_p)_{max}$  olduğu görülebilir. Buradan yola çıkılarak düşük ısı kapasite oranına sahip akışkanın debisinin daha da düşürülerek, söz konusu akışkanın eşanjör içinde

daha fazla kalmasının sağlanması ve çıkış sıcaklığının eğer sıcak akışkan ise daha da düşmesine, eğer soğuk akışkan ise daha da yükselmesine sebep olunarak eşanjör etkinliğinin daha da artmasının sağlanacağı aşikardır. Eşanjör etkinliğinin artması demek her zaman eşanjör içindeki ısı transfer oranının artması demek değildir. Her iki grafikten anlaşılacağı üzere  $C^*$  değerinin 0'a yaklaşması durumunda etkinlik değeri olan  $\varepsilon$  artacaktır.

3. Eşanjör etkinlik değerinin yaklaşık %40 ve daha aşağıda değerler alması durumunda  $C^*$  değerindeki artış ve düşüşlerin, etkinlik üzerindeki etkisi azalmaktadır. Bunun sebebi  $\varepsilon$  değerinin %40 ve aşağıda olması durumunda  $NTU$ 'nun 0'a yaklaşması ve etkinlik üzerinde belirleyici etkiye sahip olmasıdır. Aynı şekilde eşanjör etkinlik değerinin artan  $NTU$  değerleri ile birlikte artacağı da grafiklerden gözlenebilir. Artan  $NTU$  değerleri ile birlikte sabit bir  $C^*$  için,  $\varepsilon$  değeri azalan bir oranda artar.

Genel olarak belirli bir  $NTU$  ve  $C^*$  değerinde karşıt akımlı ısı eşanjörünün etkinliği diğer tip eşanjörlerle karşılaştırıldığında daha yüksektir. Aynı zamanda bu tip eşanjörlerin verim değerleri de diğer eşanjörlerden yüksektir. Yani iki akışkan arasında maksimum ısı geçişi sağlanabilmektedir.

Isı eşanjörlerinin olabilecek maksimum etkinlikte imal edilip edilememesi problemi daha çok ekonomik bir problemdir. Bir çok endüstriyel tip ısı eşanjörü tüm yararlarına rağmen çok yüksek etkinlik değerine sahip değildir. Ve pek çok proseste  $\varepsilon$  değerinin olabilecek maksimum değerleri alması gerekli olmadığı gibi maliyeti de çok yüksektir. Eşanjör maliyetinin, yapılan işe göre önemli olduğu prosesler için  $NTU \leq 2$  ve  $\varepsilon \leq \%60$  değerlerine sahip bir eşanjör tasarımı hem iyi sonuçlar verecek hem de maliyetleri bir ölçüde düşürecektir. Ama eğer eşanjör çok pahalı ve büyük ölçekli bir sistemin parçası ise, eşanjörün maliyetinin sistem maliyeti karşısında bir önemi kalmaz. Gene pahalı ve büyük ölçekli bir tesiste daha etkin bir ısı eşanjörü sisteme kendi maliyetinin çok daha fazlasını daha kısa sürelerde kazandırabilir. Örneğin gaz türbinli bir enerji merkezinde etkinliğin ( $\varepsilon$ ) %1 arttırılması sistemin bütünüünün termal verimliliğini yaklaşık % 0.5 arttıracaktır (Shah and Sekulic, 2003). Bu sayede enerji merkezi, büyüklüğü milyon dolarla ifade edilen fazladan elektrik üretebilir ki bu da eşanjör maliyetlerinin kat ve kat üzerinde bir rakamdır. Bu sebeple pek çok gaz türbinli enerji merkezine ait rejenaratörlerin etkinliği %90 ve üzeridir.

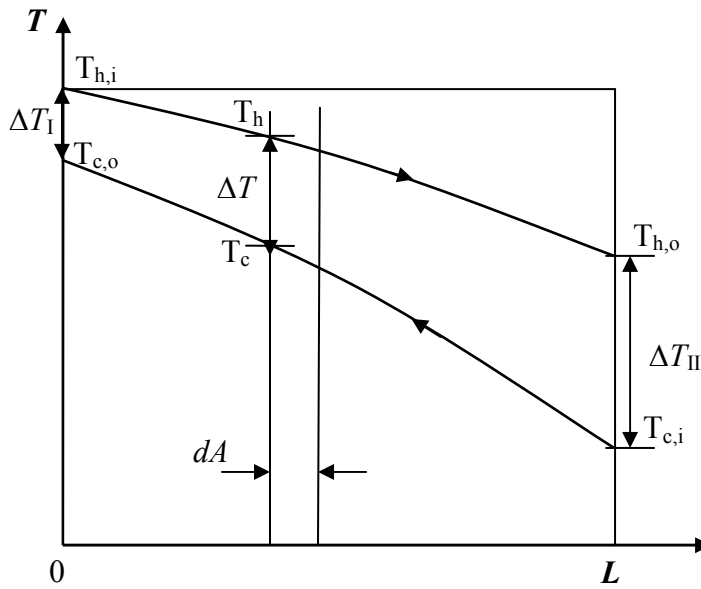


Sistem tasarımcısı kullanacağı eşanjör tipini belirlerken kullanacağı eşanjörün fiziksel büyüklüğü, etkinliği, verimi, maliyeti, akım tipi ve ekonomik ömrü gibi pek çok kıstası tekrar tekrar gözden geçirmek zorundadır.

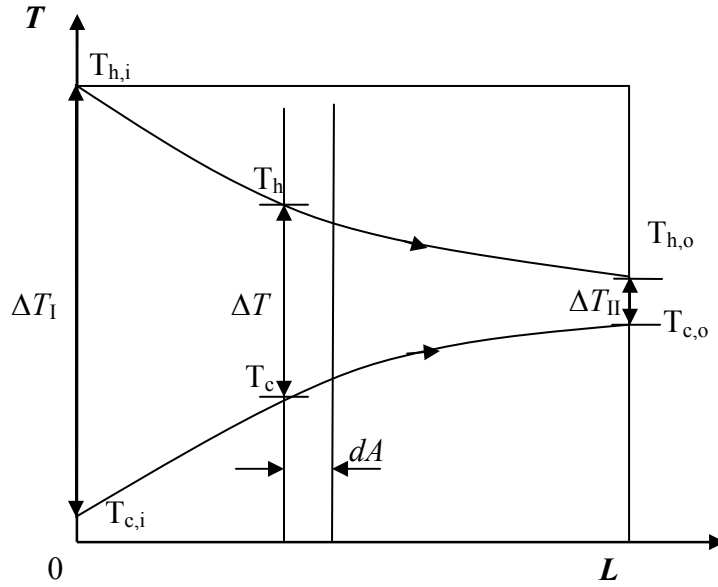
### 3.5 Logaritmik Ortalama Sıcaklık Farkı, (LMTD)

Belirli bir ısı transfer alanı ( $A$ ) ve ortalama ısı transfer katsayısı ( $U$ ), değerinde elde edilecek olan logaritmik ortalama sıcaklık farkı (LMTD), ısı transfer oranının ( $q$ ) miktarını belirleyecektir (Smith, 2005).

$$q = \int U \Delta T dA = U_m A \Delta T_m \quad (3.28)$$



Şekil 3.5 Karşı akımlı eşanjörde, eşanjör alanı boyunca sıcaklık dağılımı.



Şekil 3.6 Paralel akımlı eşanjörde, eşanjör alanı boyunca sıcaklık dağılımı.

Yukarıda Şekil 3.5’de karşı akımlı, şekil 3.6’da ise paralel akımlı eşanjörler için akışkan sıcaklıklarının levha boyunca karakteristik değişim eğrileri verilmiştir. Grafiklerden de anlaşılabilceği gibi iki akış arasındaki en karakteristik farklardan birisi karşı akımlı eşanjörde soğuk akışkanın çıkış sıcaklığının, sıcak akışkanın çıkış sıcaklığından fazla olmasıdır. Paralel akımda ise bu mümkün olmamakla birlikte, sonsuz büyüklükte ısı transfer alanına sahip paralel akışlı eşanjörde soğuk akışkanın çıkış sıcaklığı, sıcak akışkanın çıkış sıcaklığına ancak eşit olabilecektir.

Yukarıdaki grafiklerden yola çıkarak;

Birim  $dA$  alanı için,

$$dq = U dA \Delta T_m \quad (3.29)$$

Ayrıca, her bir akışkan için,

$$dq = C_h (-dT_h) = C_c (\pm dT_c) \quad (3.30)$$

Ve iki akışkan arasındaki ısı farkındaki artış,

$$\begin{aligned}
d(\Delta T) &= d(T_h - T_c) = (dT_h - dT_c) \\
&= \left[ \frac{-1}{C_h} - \frac{\pm 1}{C_c} \right] dQ = \left[ \frac{-1}{C_h} - \frac{\pm 1}{C_c} \right] U dA \Delta T
\end{aligned} \tag{3.31}$$

Buradan,

$$\frac{d(\Delta T)}{\Delta T} = \left[ \frac{-1}{C_h} - \frac{\pm 1}{C_c} \right] U dA$$

İntegrali alınırsa,

$$\ln \frac{\Delta T_{II}}{\Delta T_I} = \left[ \frac{-1}{C_h} - \frac{\pm 1}{C_c} \right] U A \tag{3.32}$$

Denklem 3.31'in integrali alınırsa,

$$\Delta T_{II} - \Delta T_I = \left[ \frac{-1}{C_h} - \frac{\pm 1}{C_c} \right] Q \tag{3.33}$$

Denklem 3.32 ve 3.33'deki parantez içindeki ifadeler birbirine eşitlendiğinde,

$$q = U A \frac{(\Delta T_{II} - \Delta T_I)}{\ln(\Delta T_{II} / \Delta T_I)} \tag{3.34}$$

Bu ifade denklem 3.28'deki ifade ile karşılaştırıldığında  $\Delta T_m$  *logaritmik ortalama ısı farkı* olarak yazılabilir.

$$\Delta T_{lmt} = \frac{(\Delta T_{II} - \Delta T_I)}{\ln(\Delta T_{II} / \Delta T_I)} \tag{3.35}$$

Logaritmik ortalama ısı farkı ifadesi ( $\Delta T_m$ ), bir eşanjörün tamamının, her iki yanında aralarında  $\Delta T_m$  kadar ısı farkı olan iki akışkan bulunan ve  $U_m$  ortalama ısı transfer katsayısına sahip bir levha olarak düşünülmesini ve hesapların bu temel seviyeye indirgenmesine imkan tanır.

## BÖLÜM 4

### DENEYSEL ANALİZ

Bu bölümde deney setinin kurulması, çalışma şartları değişkenlerinin ayarlanması anlatılacak ve deney sonuçları irdelenecektir. Bölüm 3’de anlatılan dizayn parametrelerinin, yapılan deneylerle ilişkilendirilmesi amaçlanmıştır.

#### 4.1 Deney Seti

Deneylerin gerçekleştirilebilmesi için ihtiyaç duyulan sistem bileşenleri öncelikle irdelenmiş ve bunun sonucunda ortaya çıkan yapısal eleman ihtiyacına göre deney seti şekillendirilmiştir.

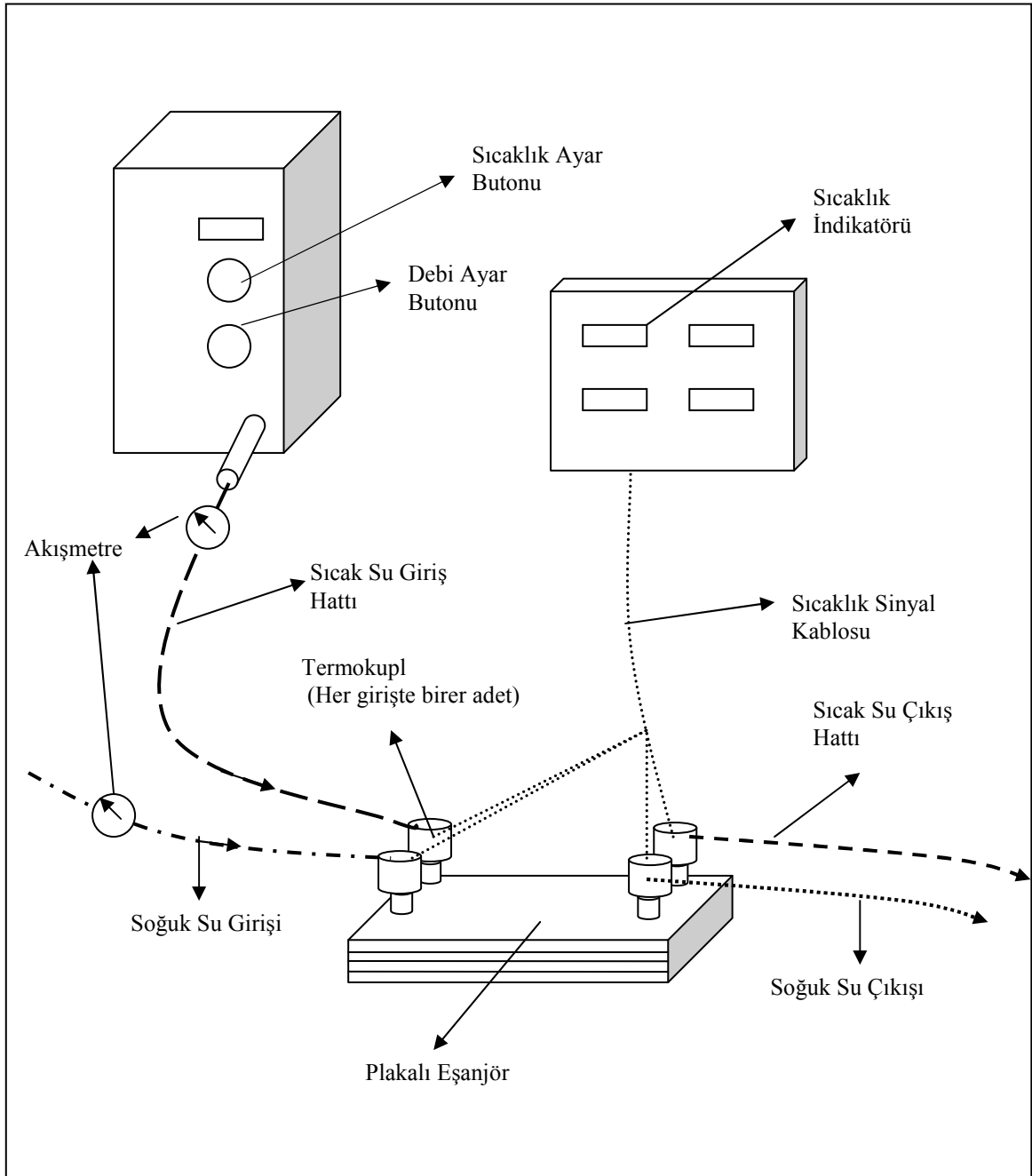
Deney boyunca ihtiyaç duyulan ilk sistem bileşeni sıcak ve soğuk akışkanlardır. Bu çalışmada akışkanlar sıcak ve soğuk su olarak belirlenmiş olup sıcak su için, elektrikle ısıtılan ve debisi ayarlanabilen profesyonel bir test düzeneğinden yararlanılmıştır. Deney setinin ilk kurulum aşamalarında sıcak su kaynağı olarak ev tipi elektrikli ani su ısıtıcısı kullanılmış olup, gerek sıcaklık ayarının arzu edilen seviyede yapılamaması gerekse şebeke suyunun sürekli değişen debisi sebebi ile bu uygulamadan vazgeçilmiştir. Soğuk su kaynağı olarak ise depolanmış ve sıcaklığı sabitlenmiş şebeke suyu kullanılmıştır.

İkinci olarak, deneylerin üzerinde gerçekleştirilebileceği plakalı tip bir eşanjör temin edilmiş olup, 10 kW kapasiteye sahip bu eşanjör deneyler boyunca kullanılmıştır.

Sistem elemanlarından bir tanesi de eşanjör giriş ve çıkışındaki akışkan sıcaklıklarını ölçebilen bir düzeneştir. Eşanjör giriş ve çıkışları için özel bağlantı elemanları temin edilmiş ve bu bağlantı elemanlarının içine sanayi tipi epoksi malzemesi kullanılarak suya dayanıklı, sıcaklık ölçücü problar yerleştirilmiştir (Bkz. Şekil 4.4). Bu problardan elde edilen sinyaller sıcaklık indikatörlerine gönderilerek eşanjör giriş ve çıkışlarındaki sıcaklık değerlerinin gözlenmesi sağlanmıştır.

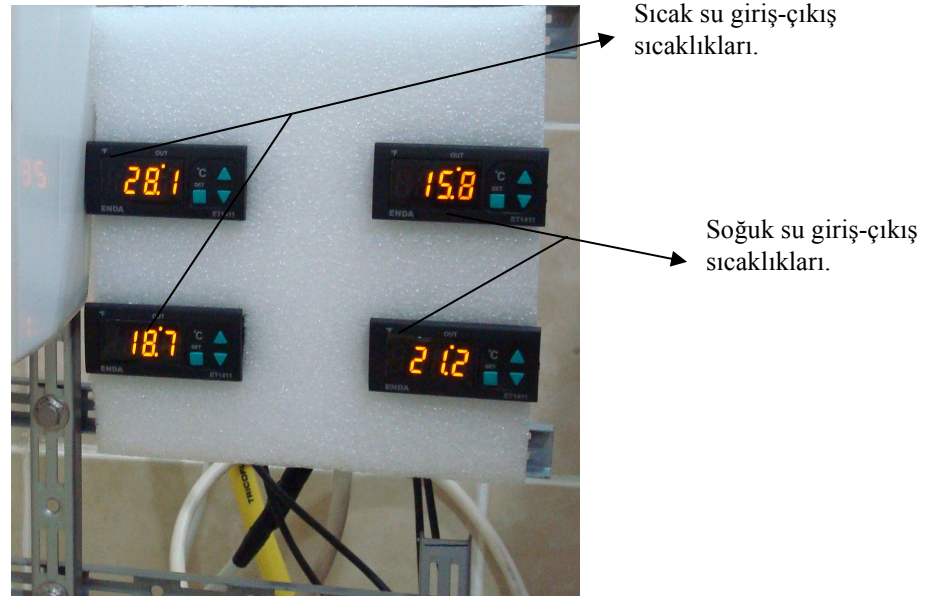
Eşanjör hesaplamalarında en önemli etkenlerden birisi olan akışkan debileri için özel tip bir akışmetre kullanılmıştır. Eşanjörün akışkan giriş bölgelerinden önce, hat üzerine yerleştirilen bu akışmetreler anlık debiyi ölçebildiği gibi, aynı zamanda önceden ayarlanan bir zaman aralığında hat içinden geçen sıvı miktarını da

görüntüleyebilmektedir. Anlık debi değişimlerinin hesaplamalar üzerinde kötü etkisini engellemek için bu çalışmada zaman aralığı 10 s olarak belirlenmiş ve hesaplamalarda, görüntülenen değerin 10'a bölümü kg/s cinsinden debi değeri olarak alınmıştır.



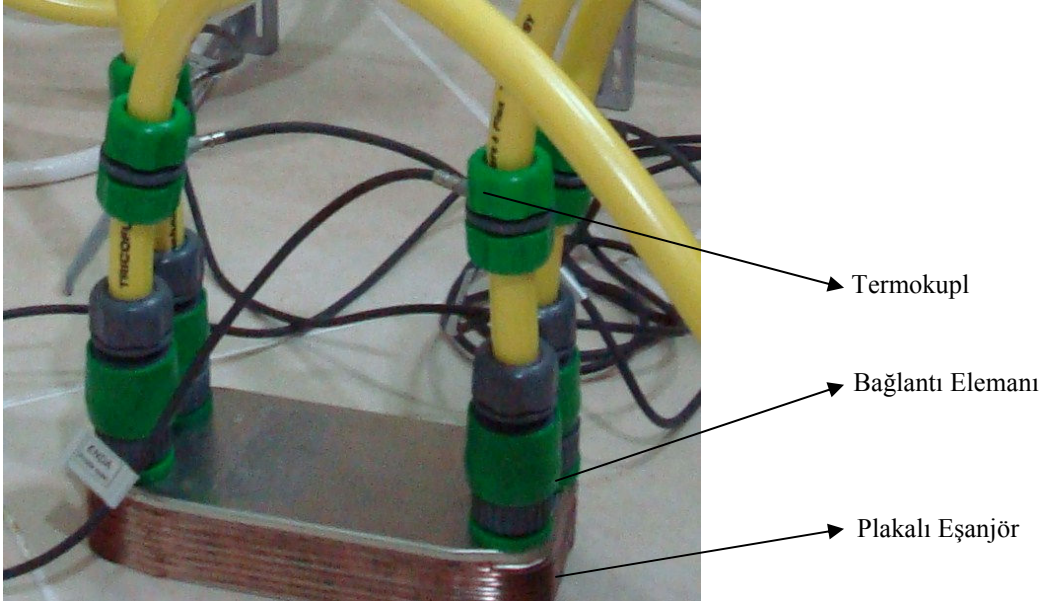
Şekil 4.1 Eşanjör deney setinin şematik gösterimi.

Şekil 4.1’de eşanjör deney setinin şematik gösterimi mevcuttur. Soğuk ve sıcak akışkanların deney seti içerisindeki nakli, ısıya dayanıklı özel hortumlarla yapılmış ve eşanjör giriş ve çıkışlarına, aynı zamanda sıcak ve soğuk su kaynaklarına özel bağlantı elemanları ile bağlanmıştır. Eşanjör giriş ve çıkışlarında kullanılan bağlantı elemanları, bağlantı elemanı üzerindeki tırnağın yukarı doğru çekilmesi ile kolaylıkla eşanjörden ayrılabilmekte olup, bu husus paralel veya karşıt akımla çalışmayı kolaylaştırmaktadır. (Bkz. Şekil 4.3)

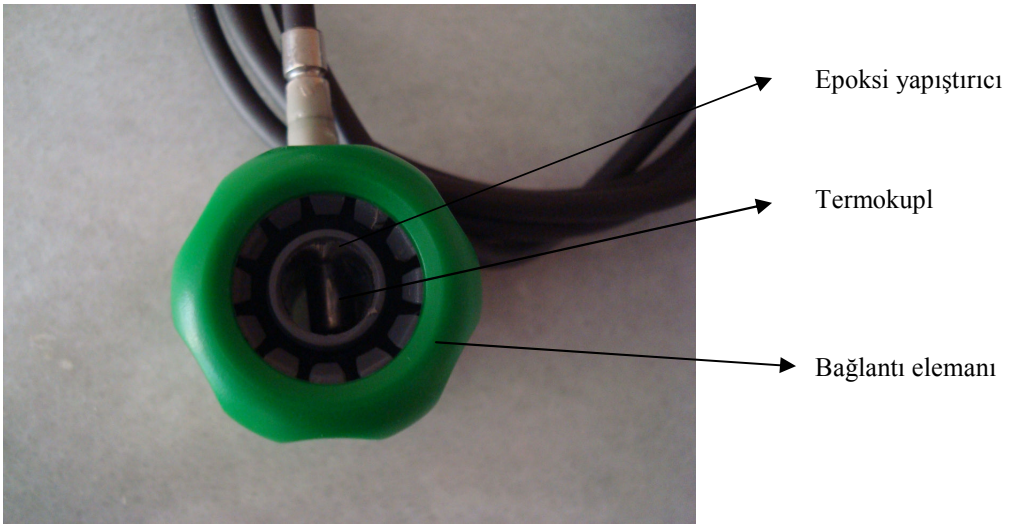


**Şekil 4.2** Sıcaklık indikatörleri

Şekil 4.2’de gösterilen sıcaklık indikatörlerinin her ölçümden önce kendi içinde eşitlenmesi önem arz etmektedir. Bunu sağlamak için her ölçümden önce termokupllar sökülerek aynı sıvı içersine konulmalı ölçülen değerler arasındaki fark, indikatör üzerindeki “off-set” işlevi kullanılarak giderilmelidir. Sağlıklı bir ölçüm yapılabilmesi için ise sıvı içine, kalibre edilmiş başka bir sıcaklık ölçücü yerleştirilerek tüm indikatörlerin aynı doğru değeri göstermesi sağlanmalıdır.



Şekil 4.3 Eşanjör üzerindeki bağlantılar.



Şekil 4.4 Termokupl problemlerinin bağlantı elemanı üzerinde yerleşimi.

## 4.2 Deneyin Yapılışı Ve Eşanjör Parametrelerinin Hesaplanması

Deneylerin gerçekleştirilmesi esnasında her iki akışkana ait sıcaklık ve debi değerlerinden, her deneyde yalnızca bir tanesi değiştirilirken, diğer tüm değerler sabit tutulmuştur. Her debi ve giriş sıcaklığı değerine karşılık eşanjör çıkışındaki sıcaklık değerleri okunarak not alınmıştır.

Tüm deneyler boyunca kaynağı şebeke suyu olan soğuk akışkanın sıcaklığı ( $T_{c,i}$ ) sabit ( $15,4^{\circ}\text{C}$ ) tutulmuştur. Sıcak akışkanın kütleli debisi ( $\dot{m}_h$ ) ve sıcaklığı ( $T_{h,i}$ ) sabit tutularak, soğuk akışkanın kütleli debisi ( $\dot{m}_c$ ) üç ayrı değere ayarlanmış ve eşanjör çıkışındaki akışkan sıcaklık değerleri not edilmiştir. Daha sonra sıcak akışkanın kütleli debisi sabit tutularak sıcaklığı değiştirilmiş ve aynı  $\dot{m}_c$  değerleri ile test tekrarlanmıştır. Sıcak akışkanın toplam dört farklı sıcaklık değeri için yukarıdaki işlem basamakları tekrarlanmış, gene sıcak akışkanın kütleli debisi farklı bir değere ayarlanarak tüm işlem basamakları tekrarlanmıştır.

Deneyler sonucunda ortaya çıkan sıcak ve soğuk su çıkış sıcaklıkları ( $T_{h,o}$  ve  $T_{c,o}$ ) değerleri okunmuş, not edilmiş ve buna bağlı olarak soğuk ve sıcak akışkanların ısı transfer oran orantısı ( $q_c/q_h$ ), etkinlik ( $\epsilon$ ), logaritmik ortalama sıcaklık farkı ( $LMTD$ ,  $\Delta T_m$ ), ısı transfer oranı ( $q$ ),  $NTU$ ,  $UA$  ve  $C^*$  hesaplatılmıştır.

Hesaplanan değerlerin birbiriyle çelişmesi durumunda deney tekrarlanmış ve yeni okunan değerlerin diğer sonuçlarla çelişip çelişmediği gözlenmiştir. Hesaplanan ve okunan değerlere ilişkin bilgiler ve hesaplamada kullanılan bağıntılar aşağıda açıklanmıştır.

### 4.2.1 Akışkan giriş-çıkış sıcaklıkları

Akışkanlara ait giriş ve çıkış sıcaklıklarının tamamı termokupullar vasıtası ile alınan sinyallerin sıcaklık indikatörlerinden okunması ile elde edilmiştir.

### 4.2.2 Logaritmik ortalama sıcaklık farkı ( $\Delta T_m$ )

Giriş ve çıkış sıcaklıkları bilinen akışkan değerlerinde,  $\Delta T_m$  değerinin hesaplanması için denklem (3.35)'den hatırlayacağımız  $\Delta T_{lmtd} = \frac{(\Delta T_{II} - \Delta T_I)}{\ln(\Delta T_{II} / \Delta T_I)}$  bağıntısı kullanılır.



Burada  $\Delta T_{II}$  ve  $\Delta T_I$  değerleri akışın paralel veya karşıt akımlı olmasına göre değişiklik gösterecek olup,

Paralel akışlı eşanjör için;

$$\Delta T_I = (T_{h,i} - T_{c,i}) \text{ ve } \Delta T_{II} = (T_{h,o} - T_{c,o})$$

Karşıt akışlı eşanjör için;

$$\Delta T_I = (T_{h,i} - T_{c,o}) \text{ ve } \Delta T_{II} = (T_{h,o} - T_{c,i})$$

olarak hesaplanır. (Bkz. Şekil 3.5 ve 3,6)

#### 4.2.3 Isı transfer oranı (q)

Sıcak ve soğuk akışkanın giriş ve çıkış sıcaklıkları, aynı zamanda kütledebilerinin bulunduğu durumda ısı transfer oranının hesaplanması için denklem (3.1)'deki  $dq = q'' dA = -C_h dT_h = -C_c dT_c$  bağıntısı kullanılır.

Başka bir ifade ile  $q = C_h (T_{h,i} - T_{h,o}) = C_c (T_{c,o} - T_{c,i})$  dir. Burada  $C = \dot{m} \cdot c_p$  dir. Yukarıdaki ifade eşanjör içindeki tüm ısının, yalnızca iki akışkan arasında geçiş yapması ile mümkündür. Bölüm 3'ün başında yapılan kabullerde eşanjör cidarından ısı kazanımı veya kaybı olmadığı ve eşanjörün etrafında enerji üreten yada tüketen bir sistem olmadığı kabulü yapılmıştır. Ama deney ortamında, eşanjör izolasyon malzemesi ile sarılı olmasına rağmen, soğuk akışkanın kazandığı ısının, sıcak akışkanın kaybettiği ısıdan yaklaşık olarak %1-%3 arasında değişen değerlerde daha az olduğu gözlemlenmiştir. Bunun sebebi deney ortamının mükemmel bir sistemi yansıtmayıp, eşanjör dış cidarlarından ısı kaybı yaşanmasıdır. Tüm hesaplamalarda sıcak akışkanın kaybettiği ısı ( $q_h$ ) dikkate alınmıştır.

#### 4.2.4 Etkinlik ( $\epsilon$ )

Sıcak ve soğuk akışkanın giriş ve çıkış sıcaklıkları, aynı zamanda kütledebilerinin bulunduğu durumda etkinliğin hesaplanması için denklem (3.22)'deki

$$\epsilon = \frac{C_h (T_{h,i} - T_{h,o})}{C_{\min} (T_{h,i} - T_{c,i})} = \frac{C_c (T_{c,o} - T_{c,i})}{C_{\min} (T_{h,i} - T_{c,i})} \text{ bağıntısı kolaylıkla kullanılabilir.}$$

Daha önce de anlatıldığı şekilde burada  $C_{\min}$ ,  $C_h$  ve  $C_c$  değerlerinden küçük olanıdır.

#### 4.2.5 Ortalama ısıl geçirgenlik ( $UA$ )

Isı transfer oranı ve  $\Delta T_m$  değeri bilinen bir eşanjörde denklem (3.28)'deki  $q = \int U \Delta T dA = U_m A \Delta T_m$  ifadesi kullanılarak  $UA$  değeri hesaplanabilir. Tüm ifadelerde  $U_m$  simgesi  $U$  olarak gösterilmiştir.

#### 4.2.6 Aktarım birim sayısı ( $NTU$ )

Ortalama ısıl geçirgenliği ( $UA$ ) hesaplanmış bir eşanjör için, aktarım birim sayısı denklem (3.37)'den hatırlanacağı üzere  $NTU = \frac{UA}{C_{\min}} = \frac{1}{C_{\min}} \int_A U dA$  ifadesi ile bulunabilir.

Burada  $C_{\min}$ ,  $C_h$  ve  $C_c$  değerlerinden küçük olanıdır.

#### 4.2.7 Isıl kapasite oran orantısı ( $C^*$ )

Hesaplanan  $C_{\min}$  değerinin  $C_{\max}$  değerine bölümü ile elde edilir.  $C_{\min}$ ,  $C_h$  ve  $C_c$  değerlerinden küçük olanı olup  $C_{\max}$  ise bu iki değerden büyük olanıdır.  $C = \dot{m} \cdot c_p$  olduğu, her iki akışkanın da  $c_p$  değerleri aynı olan su olduğu ve özgül ısının sıcaklıkla değişmediği kabul edildiğinde,  $C^*$  için iki akışkanın kütleli debisinden küçük olanın büyük olana bölümüdür demek yanlış olmayacaktır. Ve ısıl kapasite oran orantısı ifadesi  $C^* = \dot{m}_{\min} / \dot{m}_{\max}$  halini alacaktır.

Yukarıdaki ifadeler doğrultusunda yapılan deneyler sonucunda okunan sıcaklık değerleri ve buna karşılık hesaplanan diğer bağımlı ve bağımsız değişkenler çizelge 4.1.a, 4.1.b, 4.2.a ve 4.2.b de sunulmuştur.

$T_{h,o}$  ve  $T_{c,o}$  değerleri indikatörden okunduğu üzere virgülden sonra bir basamakla, ortalama logaritmik sıcaklık farkı ( $\Delta T_m$ ) virgülden sonra iki basamakla, ortalama ısıl geçirgenlik değeri ( $UA$ ) çok küçük değişimlerin gözlemlenebilmesi için virgülden sonra altı basamakla, ve diğer tüm değişkenler virgülden sonra üç basamakla gösterilmiştir.

**Çizelge 4.1.a** : Karşı akımlı eşanjörde,  $\dot{m}_h = 0,035$  kg/s ve  $T_{h,i} = 35^\circ, 40^\circ, 45^\circ$  C için, üç değişik  $\dot{m}_c$  değerinde eşanjör değişkenleri.

$T_{h,i} = 35^\circ \text{ C} , T_{c,i} = 15,4^\circ \text{ C} , \dot{m}_h = 0,035 \text{ kg/s}$					
$\dot{m}_c = 0,09 \text{ kg/s}$		$\dot{m}_c = 0,07 \text{ kg/s}$		$\dot{m}_c = 0,045 \text{ kg/s}$	
$T_{h,o}$ ( $^\circ \text{C}$ )	19,4	$T_{h,o}$	19,8	$T_{h,o}$	21,0
$T_{c,o}$ ( $^\circ \text{C}$ )	21,4	$T_{c,o}$	22,8	$T_{c,o}$	26,2
$q_c/q_h$	0,989	$q_c/q_h$	0,974	$q_c/q_h$	0,992
$\varepsilon$ ( $\varepsilon_h$ )	0,796	$\varepsilon$ ( $\varepsilon_h$ )	0,775	$\varepsilon$ ( $\varepsilon_h$ )	0,714
$\Delta T_m$ ( $^\circ \text{C}$ )	7,84	$\Delta T_m$	7,64	$\Delta T_m$	7,08
$q$ ( $q_h$ ), (kW)	2,282	$q$ ( $q_h$ )	2,224	$q$ ( $q_h$ )	2,048
$NTU$	1,988	$NTU$	1,987	$NTU$	1,977
$U.A$ (kW/K)	0,290937	$U.A$	0,290751	$U.A$	0,289299
$C^*$	0,388	$C^*$	0,5	$C^*$	0,777

$T_{h,i} = 40^\circ \text{ C} , T_{c,i} = 15,4^\circ \text{ C} , \dot{m}_h = 0,035 \text{ kg/s}$					
$\dot{m}_c = 0,09 \text{ kg/s}$		$\dot{m}_c = 0,07 \text{ kg/s}$		$\dot{m}_c = 0,045 \text{ kg/s}$	
$T_{h,o}$ ( $^\circ \text{C}$ )	20,4	$T_{h,o}$	20,9	$T_{h,o}$	22,4
$T_{c,o}$ ( $^\circ \text{C}$ )	22,8	$T_{c,o}$	24,8	$T_{c,o}$	28,7
$q_c/q_h$	0,971	$q_c/q_h$	0,984	$q_c/q_h$	0,972
$\varepsilon$ ( $\varepsilon_h$ )	0,797	$\varepsilon$ ( $\varepsilon_h$ )	0,776	$\varepsilon$ ( $\varepsilon_h$ )	0,715
$\Delta T_m$ ( $^\circ \text{C}$ )	9,87	$\Delta T_m$	9,54	$\Delta T_m$	8,98
$q$ ( $q_h$ ), (kW)	2,867	$q$ ( $q_h$ )	2,794	$q$ ( $q_h$ )	2,575
$NTU$	1,985	$NTU$	2,001	$NTU$	1,960
$U.A$ (kW/K)	0,290384	$U.A$	0,292842	$U.A$	0,286765
$C^*$	0,388	$C^*$	0,5	$C^*$	0,777

**Çizelge 4.1.a (devam)** Karşı akımlı eşanjörde,  $\dot{m}_h = 0,035$  kg/s ve  $T_{h,i} = 35^\circ, 40^\circ, 45^\circ$  C için, üç değişik  $\dot{m}_c$  değerinde eşanjör değişkenleri.

$T_{h,i} = 45^\circ \text{ C}, T_{c,i} = 15,4^\circ \text{ C}, \dot{m}_h = 0,035 \text{ kg/s}$					
$\dot{m}_c = 0,09 \text{ kg/s}$		$\dot{m}_c = 0,07 \text{ kg/s}$		$\dot{m}_c = 0,045 \text{ kg/s}$	
$T_{h,o}$ ( $^\circ \text{C}$ )	21,5	$T_{h,o}$	22,0	$T_{h,o}$	23,8
$T_{c,o}$ ( $^\circ \text{C}$ )	24,4	$T_{c,o}$	26,5	$T_{c,o}$	31,5
$q_c/q_h$	0,985	$q_c/q_h$	0,965	$q_c/q_h$	0,976
$\varepsilon$ ( $\varepsilon_h$ )	0,794	$\varepsilon$ ( $\varepsilon_h$ )	0,777	$\varepsilon$ ( $\varepsilon_h$ )	0,716
$\Delta T_m$ ( $^\circ \text{C}$ )	11,91	$\Delta T_m$	11,54	$\Delta T_m$	10,75
$q$ ( $q_h$ ), (kW)	3,438	$q$ ( $q_h$ )	3,365	$q$ ( $q_h$ )	3,102
$NTU$	1,972	$NTU$	1,992	$NTU$	1,972
$U.A$ (kW/K)	0,28856	$U.A$	0,291446	$U.A$	0,288541
$C^*$	0,388	$C^*$	0,5	$C^*$	0,777

**Çizelge 4.1.b** : Karşı akımlı eşanjörde,  $\dot{m}_h = 0,05$  kg/s ve  $T_{h,i} = 35^\circ, 40^\circ, 45^\circ, 60^\circ$  C için, üç değişik  $\dot{m}_c$  değerinde eşanjör değişkenleri.

$T_{h,i} = 35^\circ \text{ C}, T_{c,i} = 15,4^\circ \text{ C}, \dot{m}_h = 0,05 \text{ kg/s}$					
$\dot{m}_c = 0,09 \text{ kg/s}$		$\dot{m}_c = 0,07 \text{ kg/s}$		$\dot{m}_c = 0,045 \text{ kg/s}$	
$T_{h,o}$ ( $^\circ \text{C}$ )	22,1	$T_{h,o}$	22,6	$T_{h,o}$	23,9
$T_{c,o}$ ( $^\circ \text{C}$ )	22,4	$T_{c,o}$	24,2	$T_{c,o}$	27,6
$q_c/q_h$	0,977	$q_c/q_h$	0,994	$q_c/q_h$	0,989
$\varepsilon$ ( $\varepsilon_h$ )	0,658	$\varepsilon$ ( $\varepsilon_h$ )	0,632	$\varepsilon$ ( $\varepsilon_h$ )	0,629
$\Delta T_m$ ( $^\circ \text{C}$ )	9,34	$\Delta T_m$	8,87	$\Delta T_m$	7,93
$q$ ( $q_h$ ), (kW)	2,696	$q$ ( $q_h$ )	2,592	$q$ ( $q_h$ )	2,32
$NTU$	1,381	$NTU$	1,396	$NTU$	1,554
$U.A$ (kW/K)	0,288615	$U.A$	0,29189	$U.A$	0,292278
$C^*$	0,555	$C^*$	0,714	$C^*$	0,9

**Çizelge 4.1.b (devam)** Karşı akımlı eşanjörde,  $\dot{m}_h = 0,05$  kg/s ve  $T_{h,i} = 35^\circ, 40^\circ, 45^\circ, 60^\circ$  C için, üç değişik  $\dot{m}_c$  değerinde eşanjör değişkenleri.

$T_{h,i} = 40^\circ \text{ C}, T_{c,i} = 15,4^\circ \text{ C}, \dot{m}_h = 0,05$ kg/s					
$\dot{m}_c = 0,09$ kg/s		$\dot{m}_c = 0,07$ kg/s		$\dot{m}_c = 0,045$ kg/s	
$T_{h,o}$ ( $^\circ \text{C}$ )	23,7	$T_{h,o}$	24,4	$T_{h,o}$	26,1
$T_{c,o}$ ( $^\circ \text{C}$ )	24,2	$T_{c,o}$	26,3	$T_{c,o}$	30,6
$q_c/q_h$	0,972	$q_c/q_h$	0,978	$q_c/q_h$	0,984
$\varepsilon$ ( $\varepsilon_h$ )	0,662	$\varepsilon$ ( $\varepsilon_h$ )	0,634	$\varepsilon$ ( $\varepsilon_h$ )	0,628
$\Delta T_m$ ( $^\circ \text{C}$ )	11,65	$\Delta T_m$	11,18	$\Delta T_m$	10,04
$q$ ( $q_h$ ), (kW)	3,406	$q$ ( $q_h$ )	3,260	$q$ ( $q_h$ )	2,905
$NTU$	1,399	$NTU$	1,395	$NTU$	1,539
$U.A$ (kW/K)	0,292241	$U.A$	0,291474	$U.A$	0,289469
$C^*$	0,555	$C^*$	0,714	$C^*$	0,9

$T_{h,i} = 45^\circ \text{ C}, T_{c,i} = 15,4^\circ \text{ C}, \dot{m}_h = 0,05$ kg/s					
$\dot{m}_c = 0,09$ kg/s		$\dot{m}_c = 0,07$ kg/s		$\dot{m}_c = 0,045$ kg/s	
$T_{h,o}$ ( $^\circ \text{C}$ )	25,5	$T_{h,o}$	26,3	$T_{h,o}$	28,3
$T_{c,o}$ ( $^\circ \text{C}$ )	26,0	$T_{c,o}$	28,6	$T_{c,o}$	33,8
$q_c/q_h$	0,978	$q_c/q_h$	0,988	$q_c/q_h$	0,992
$\varepsilon$ ( $\varepsilon_h$ )	0,659	$\varepsilon$ ( $\varepsilon_h$ )	0,632	$\varepsilon$ ( $\varepsilon_h$ )	0,627
$\Delta T_m$ ( $^\circ \text{C}$ )	14,08	$\Delta T_m$	13,463	$\Delta T_m$	12,03
$q$ ( $q_h$ ), (kW)	4,075	$q$ ( $q_h$ )	3,908	$q$ ( $q_h$ )	3,49
$NTU$	1,384	$NTU$	1,389	$NTU$	1,542
$U.A$ (kW/K)	0,289362	$U.A$	0,290293	$U.A$	0,290133
$C^*$	0,555	$C^*$	0,714	$C^*$	0,9

**Çizelge 4.1.b (devam)** Karşı akımlı eşanjörde,  $\dot{m}_h = 0,05$  kg/s ve  $T_{h,i} = 35^\circ, 40^\circ, 45^\circ, 60^\circ$  C için, üç değişik  $\dot{m}_c$  değerinde eşanjör değişkenleri.

$T_{h,i} = 60^\circ \text{ C}, T_{c,i} = 15,4^\circ \text{ C}, \dot{m}_h = 0,05$ kg/s					
$\dot{m}_c = 0,09$ kg/s		$\dot{m}_c = 0,07$ kg/s		$\dot{m}_c = 0,045$ kg/s	
$T_{h,o}$ ( $^\circ \text{ C}$ )	30,6	$T_{h,o}$	31,8	$T_{h,o}$	34,8
$T_{c,o}$ ( $^\circ \text{ C}$ )	31,4	$T_{c,o}$	35,2	$T_{c,o}$	43,1
$q_c/q_h$	0,979	$q_c/q_h$	0,983	$q_c/q_h$	0,989
$\varepsilon$ ( $\varepsilon_h$ )	0,659	$\varepsilon$ ( $\varepsilon_h$ )	0,632	$\varepsilon$ ( $\varepsilon_h$ )	0,628
$\Delta T_m$ ( $^\circ \text{ C}$ )	21,20	$\Delta T_m$	20,31	$\Delta T_m$	18,12
$q$ ( $q_h$ ), (kW)	6,144	$q$ ( $q_h$ )	5,893	$q$ ( $q_h$ )	5,26
$NTU$	1,387	$NTU$	1,388	$NTU$	1,545
$U.A$ (kW/K)	0,289856	$U.A$	0,290173	$U.A$	0,290642
$C^*$	0,555	$C^*$	0,714	$C^*$	0,9

**Çizelge 4.2.a** : Paralel akımlı eşanjörde,  $\dot{m}_h = 0,035$  kg/s ve  $T_{h,i} = 35^\circ, 40^\circ, 45^\circ$  C için, üç değişik  $\dot{m}_c$  değerinde eşanjör değişkenleri.

$T_{h,i} = 35^\circ \text{ C}, T_{c,i} = 15,4^\circ \text{ C}, \dot{m}_h = 0,035$ kg/s					
$\dot{m}_c = 0,09$ kg/s		$\dot{m}_c = 0,07$ kg/s		$\dot{m}_c = 0,045$ kg/s	
$T_{h,o}$ ( $^\circ \text{ C}$ )	21,8	$T_{h,o}$	22,5	$T_{h,o}$	24,2
$T_{c,o}$ ( $^\circ \text{ C}$ )	20,5	$T_{c,o}$	21,5	$T_{c,o}$	23,6
$q_c/q_h$	0,993	$q_c/q_h$	0,976	$q_c/q_h$	0,976
$\varepsilon$ ( $\varepsilon_h$ )	0,673	$\varepsilon$ ( $\varepsilon_h$ )	0,637	$\varepsilon$ ( $\varepsilon_h$ )	0,551
$\Delta T_m$ ( $^\circ \text{ C}$ )	6,74	$\Delta T_m$	6,25	$\Delta T_m$	5,45
$q$ ( $q_h$ ), (kW)	1,931	$q$ ( $q_h$ )	1,828	$q$ ( $q_h$ )	1,58
$NTU$	1,957	$NTU$	1,999	$NTU$	1,982
$U.A$ (kW/K)	0,286315	$U.A$	0,292554	$U.A$	0,289925
$C^*$	0,388	$C^*$	0,5	$C^*$	0,777

**Çizelge 4.2.a (devam)** Paralel akımlı eşanjörde,  $\dot{m}_h = 0,035$  kg/s ve  $T_{h,i} = 35^\circ, 40^\circ, 45^\circ$  C için, üç değişik  $\dot{m}_c$  değerinde eşanjör değişkenleri.

$T_{h,i} = 40^\circ \text{ C}, T_{c,i} = 15,4^\circ \text{ C}, \dot{m}_h = 0,035$ kg/s					
$\dot{m}_c = 0,09$ kg/s		$\dot{m}_c = 0,07$ kg/s		$\dot{m}_c = 0,045$ kg/s	
$T_{h,o}$ ( $^\circ \text{C}$ )	23,4	$T_{h,o}$	24,3	$T_{h,o}$	26,4
$T_{c,o}$ ( $^\circ \text{C}$ )	21,7	$T_{c,o}$	23,0	$T_{c,o}$	25,7
$q_c/q_h$	0,976	$q_c/q_h$	0,968	$q_c/q_h$	0,973
$\varepsilon$ ( $\varepsilon_h$ )	0,675	$\varepsilon$ ( $\varepsilon_h$ )	0,638	$\varepsilon$ ( $\varepsilon_h$ )	0,553
$\Delta T_m$ ( $^\circ \text{C}$ )	8,57	$\Delta T_m$	7,92	$\Delta T_m$	6,71
$q$ ( $q_h$ ), (kW)	2,428	$q$ ( $q_h$ )	2,297	$q$ ( $q_h$ )	1,989
$NTU$	1,937	$NTU$	1,981	$NTU$	2,025
$U.A$ (kW/K)	0,283382	$U.A$	0,289862	$U.A$	0,296323
$C^*$	0,388	$C^*$	0,5	$C^*$	0,777

$T_{h,i} = 45^\circ \text{ C}, T_{c,i} = 15,4^\circ \text{ C}, \dot{m}_h = 0,035$ kg/s					
$\dot{m}_c = 0,09$ kg/s		$\dot{m}_c = 0,07$ kg/s		$\dot{m}_c = 0,045$ kg/s	
$T_{h,o}$ ( $^\circ \text{C}$ )	25,0	$T_{h,o}$	26,2	$T_{h,o}$	28,7
$T_{c,o}$ ( $^\circ \text{C}$ )	23,0	$T_{c,o}$	24,6	$T_{c,o}$	27,9
$q_c/q_h$	0,977	$q_c/q_h$	0,979	$q_c/q_h$	0,986
$\varepsilon$ ( $\varepsilon_h$ )	0,675	$\varepsilon$ ( $\varepsilon_h$ )	0,635	$\varepsilon$ ( $\varepsilon_h$ )	0,551
$\Delta T_m$ ( $^\circ \text{C}$ )	10,24	$\Delta T_m$	9,59	$\Delta T_m$	7,97
$q$ ( $q_h$ ), (kW)	2,926	$q$ ( $q_h$ )	2,750	$q$ ( $q_h$ )	2,384
$NTU$	1,953	$NTU$	1,959	$NTU$	2,04
$U.A$ (kW/K)	0,285670	$U.A$	0,286613	$U.A$	0,298990
$C^*$	0,388	$C^*$	0,5	$C^*$	0,777

**Çizelge 4.2.b** : Paralel akımlı eşanjörde,  $\dot{m}_h = 0,05$  kg/s ve  $T_{h,i} = 35^\circ, 40^\circ, 45^\circ, 60^\circ$  C için, üç değişik  $\dot{m}_c$  değerinde eşanjör değişkenleri.

$T_{h,i} = 35^\circ \text{ C}, T_{c,i} = 15,4^\circ \text{ C}, \dot{m}_h = 0,05 \text{ kg/s}$					
$\dot{m}_c = 0,09 \text{ kg/s}$		$\dot{m}_c = 0,07 \text{ kg/s}$		$\dot{m}_c = 0,045 \text{ kg/s}$	
$T_{h,o}$ ( $^\circ \text{C}$ )	23,8	$T_{h,o}$	24,5	$T_{h,o}$	26,1
$T_{c,o}$ ( $^\circ \text{C}$ )	21,5	$T_{c,o}$	22,7	$T_{c,o}$	25,0
$q_c/q_h$	0,980	$q_c/q_h$	0,973	$q_c/q_h$	0,971
$\varepsilon$ ( $\varepsilon_h$ )	0,571	$\varepsilon$ ( $\varepsilon_h$ )	0,536	$\varepsilon$ ( $\varepsilon_h$ )	0,504
$\Delta T_m$ ( $^\circ \text{C}$ )	8,07	$\Delta T_m$	7,45	$\Delta T_m$	6,42
$q$ ( $q_h$ ), (kW)	2,341	$q$ ( $q_h$ )	2,194	$q$ ( $q_h$ )	1,860
$NTU$	1,387	$NTU$	1,408	$NTU$	1,539
$U.A$ (kW/K)	0,289910	$U.A$	0,294377	$U.A$	0,289594
$C^*$	0,555	$C^*$	0,714	$C^*$	0,9

$T_{h,i} = 40^\circ \text{ C}, T_{c,i} = 15,4^\circ \text{ C}, \dot{m}_h = 0,05 \text{ kg/s}$					
$\dot{m}_c = 0,09 \text{ kg/s}$		$\dot{m}_c = 0,07 \text{ kg/s}$		$\dot{m}_c = 0,045 \text{ kg/s}$	
$T_{h,o}$ ( $^\circ \text{C}$ )	26,0	$T_{h,o}$	26,9	$T_{h,o}$	28,8
$T_{c,o}$ ( $^\circ \text{C}$ )	23,0	$T_{c,o}$	24,5	$T_{c,o}$	27,5
$q_c/q_h$	0,977	$q_c/q_h$	0,972	$q_c/q_h$	0,972
$\varepsilon$ ( $\varepsilon_h$ )	0,569	$\varepsilon$ ( $\varepsilon_h$ )	0,532	$\varepsilon$ ( $\varepsilon_h$ )	0,506
$\Delta T_m$ ( $^\circ \text{C}$ )	10,26	$\Delta T_m$	9,54	$\Delta T_m$	7,92
$q$ ( $q_h$ ), (kW)	2,926	$q$ ( $q_h$ )	2,738	$q$ ( $q_h$ )	2,340
$NTU$	1,364	$NTU$	1,373	$NTU$	1,570
$U.A$ (kW/K)	0,285032	$U.A$	0,287020	$U.A$	0,295401
$C^*$	0,555	$C^*$	0,714	$C^*$	0,9



**Çizelge 4.2.b (devam)** Paralel akımlı eşanjörde,  $\dot{m}_h = 0,05$  kg/s ve  $T_{h,i} = 35^\circ, 40^\circ, 45^\circ, 60^\circ$  C için, üç değişik  $\dot{m}_c$  değerinde eşanjör değişkenleri.

$T_{h,i} = 45^\circ \text{ C}, T_{c,i} = 15,4^\circ \text{ C}, \dot{m}_h = 0,05 \text{ kg/s}$					
$\dot{m}_c = 0,09 \text{ kg/s}$		$\dot{m}_c = 0,07 \text{ kg/s}$		$\dot{m}_c = 0,045 \text{ kg/s}$	
$T_{h,o}$ ( $^\circ \text{C}$ )	28,2	$T_{h,o}$	29,2	$T_{h,o}$	31,7
$T_{c,o}$ ( $^\circ \text{C}$ )	24,6	$T_{c,o}$	26,4	$T_{c,o}$	30,0
$q_c/q_h$	0,986	$q_c/q_h$	0,975	$q_c/q_h$	0,988
$\varepsilon$ ( $\varepsilon_h$ )	0,567	$\varepsilon$ ( $\varepsilon_h$ )	0,534	$\varepsilon$ ( $\varepsilon_h$ )	0,499
$\Delta T_m$ ( $^\circ \text{C}$ )	12,34	$\Delta T_m$	11,36	$\Delta T_m$	9,76
$q$ ( $q_h$ ), (kW)	3,511	$q$ ( $q_h$ )	3,302	$q$ ( $q_h$ )	2,779
$NTU$	1,361	$NTU$	1,390	$NTU$	1,513
$U.A$ (kW/K)	0,284521	$U.A$	0,290563	$U.A$	0,284660
$C^*$	0,555	$C^*$	0,714	$C^*$	0,9

$T_{h,i} = 60^\circ \text{ C}, T_{c,i} = 15,4^\circ \text{ C}, \dot{m}_h = 0,05 \text{ kg/s}$					
$\dot{m}_c = 0,09 \text{ kg/s}$		$\dot{m}_c = 0,07 \text{ kg/s}$		$\dot{m}_c = 0,045 \text{ kg/s}$	
$T_{h,o}$ ( $^\circ \text{C}$ )	34,6	$T_{h,o}$	36,2	$T_{h,o}$	39,7
$T_{c,o}$ ( $^\circ \text{C}$ )	29,4	$T_{c,o}$	31,9	$T_{c,o}$	37,3
$q_c/q_h$	0,992	$q_c/q_h$	0,970	$q_c/q_h$	0,971
$\varepsilon$ ( $\varepsilon_h$ )	0,569	$\varepsilon$ ( $\varepsilon_h$ )	0,533	$\varepsilon$ ( $\varepsilon_h$ )	0,506
$\Delta T_m$ ( $^\circ \text{C}$ )	18,33	$\Delta T_m$	17,23	$\Delta T_m$	14,44
$q$ ( $q_h$ ), (kW)	5,308	$q$ ( $q_h$ )	4,974	$q$ ( $q_h$ )	4,24
$NTU$	1,385	$NTU$	1,381	$NTU$	1,561
$U.A$ (kW/K)	0,289558	$U.A$	0,288716	$U.A$	0,293798
$C^*$	0,555	$C^*$	0,714	$C^*$	0,9

## BÖLÜM 5

### SONUÇLARIN ANALİZİ

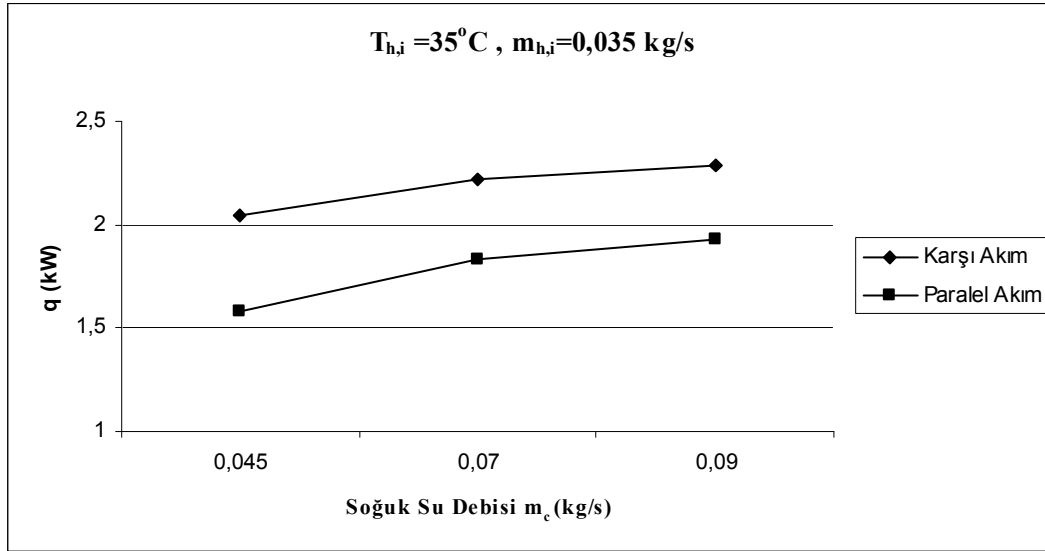
Bölüm 4’de gerçekleştirilen deneyler sonucunda, ortaya çıkan çizelgeler ile oldukça fazla bağımlı veya bağımsız değişken elde edildiği görülmektedir. Bu değişkenlerin kendi aralarında ilişkilendirilmesi, deney sonuçlarının grafik ortamına dökülerek yorumlanması ile mümkün olacaktır.

Bu bölümde, elde edilen değişkenler ve özellikle etkinlik ve ona bağlı ( $NTU, C^*$ ) parametreler grafik ortama dökülerek yorumlanacak, bölüm 3’de teorik olarak özetlenen tüm ifadelerin deney sonuçları ile karşılaştırılması gerçekleştirilecektir.

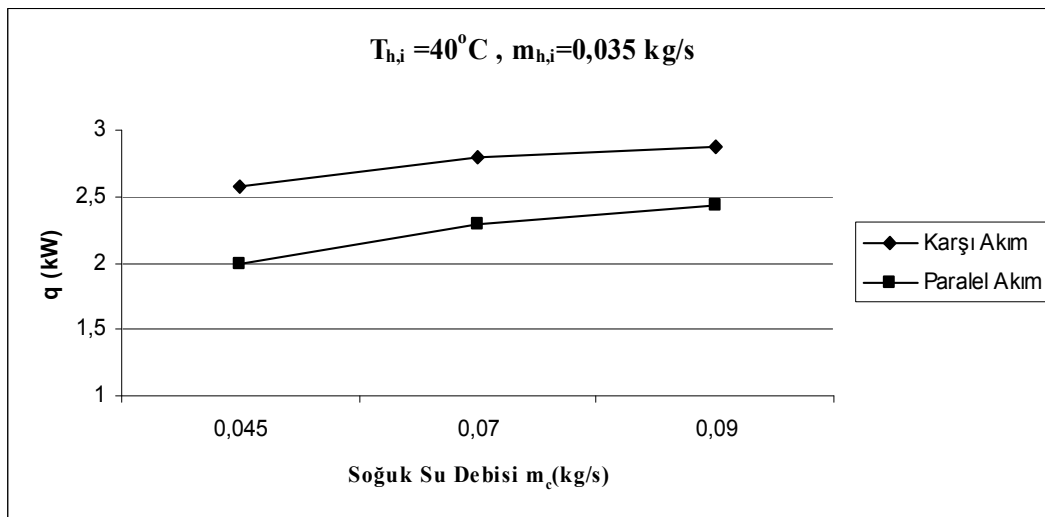
#### 5.1 Karşı ve Paralel Akımda Isı Transfer Oranı

Daha önceki bölümlerde özetlendiği üzere, karşı akımla çalışan eşanjördeki ısı transfer oranı her zaman paralel akımla çalışan aynı eşanjördeki ısı transfer oranından daha fazla olacaktır.  $q = \int U \Delta T dA = U_m A \Delta T_m$  ifadesinden yola çıkıldığında ve ortalama ısı transfer katsayısının sıcaklıktan, zamandan ve eşanjör pozisyonundan bağımsız olarak sabit olduğu kabul edildiğinde  $q$  değerine etki eden yegane faktör logaritmik ortalama sıcaklık farkıdır ( $\Delta T_m$ ).  $\Delta T_m$  ifadesi incelendiğinde ise (Bkz. Denk. 3.35) aynı akışkan giriş sıcaklıklarına sahip karşı akımlı ve paralel akımlı ısı eşanjörlerinden karşı akımlı eşanjörün  $\Delta T_m$  değeri her zaman paralel akıma sahip olandan daha fazla olacaktır. Bu durumda ısı transfer oranı da aynı şekilde daha fazla olacaktır.

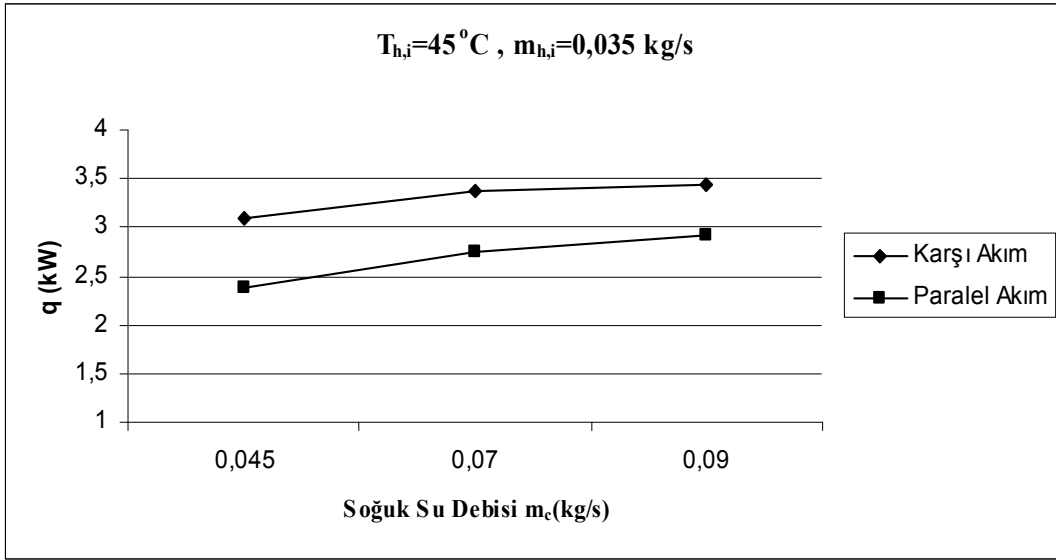
4. Bölüm sonunda sunulan çizelgeler incelendiğinde ortalama ısıl geçirgenlik ( $UA$ ) değerinin tüm akış şartları ve tüm sıcaklık değerleri için çok küçük farklarla, hemen hemen sabit olduğu gözlemlenebilir. Deneyler sırasında ortalama ısıl geçirgenliğin 0,283 ile 0,295 arasında değer aldığı görülmektedir. Bu değerler hesaplanan değerler değil, deneysel sonuçlar olduğundan deney esnasında yapılması muhtemel okuma hataları da göz önüne alındığında, ( $UA$ ) değerinin hemen hemen sabit olduğu söylenebilir.



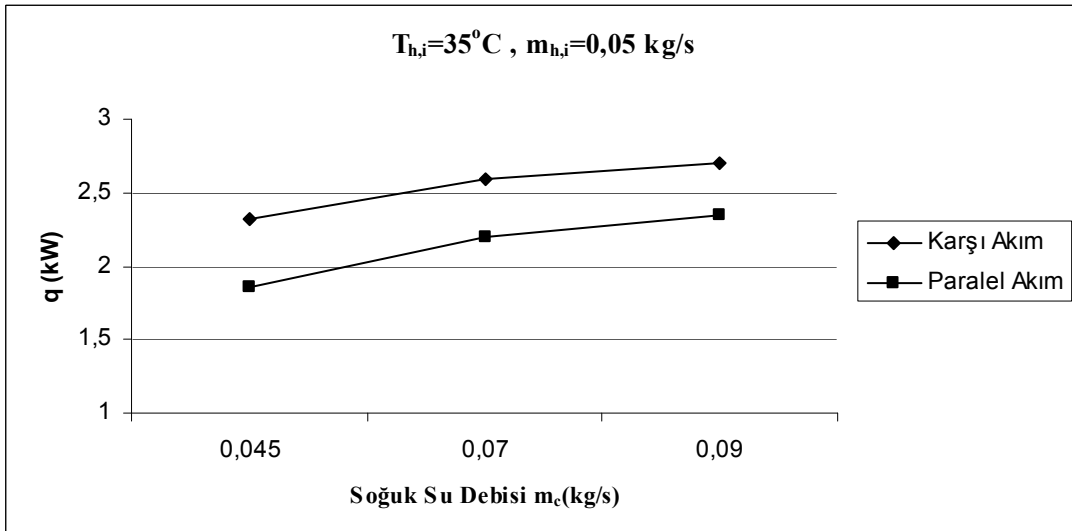
**Şekil 5.1.a**  $T_{h,i} = 35^{\circ}\text{C}$  ve  $m_{c,i} = 0.035 \text{ kg/s}$  için, değişen soğuk su debilerinde, karşı ve paralel akışta ısı transfer oranı ( $q$ ).



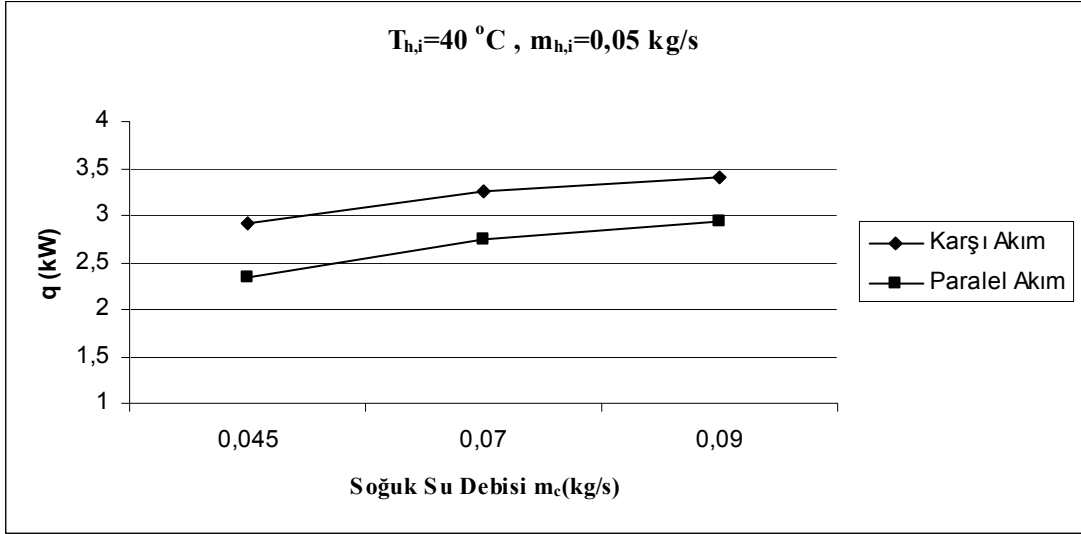
**Şekil 5.1.b**  $T_{h,i} = 40^{\circ}\text{C}$  ve  $m_{c,i} = 0.035 \text{ kg/s}$  için, değişen soğuk su debilerinde, karşı ve paralel akışta ısı transfer oranı ( $q$ ).



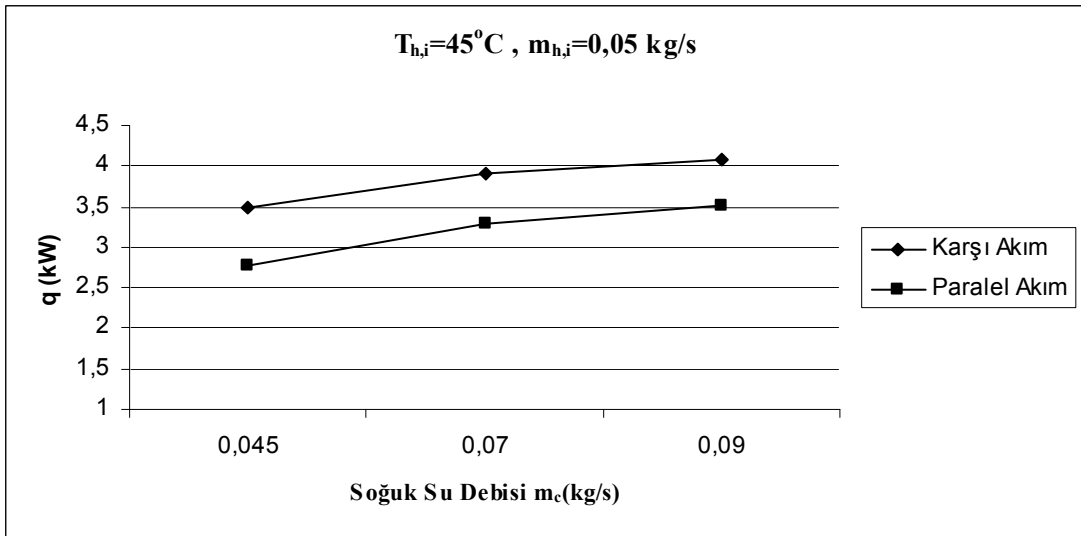
**Şekil 5.1.c**  $T_{h,i} = 45^{\circ}\text{C}$  ve  $m_{c,i} = 0.035\text{ kg/s}$  için, değişen soğuk su debilerinde karşı ve paralel akışta ısı transfer oranı ( $q$ ).



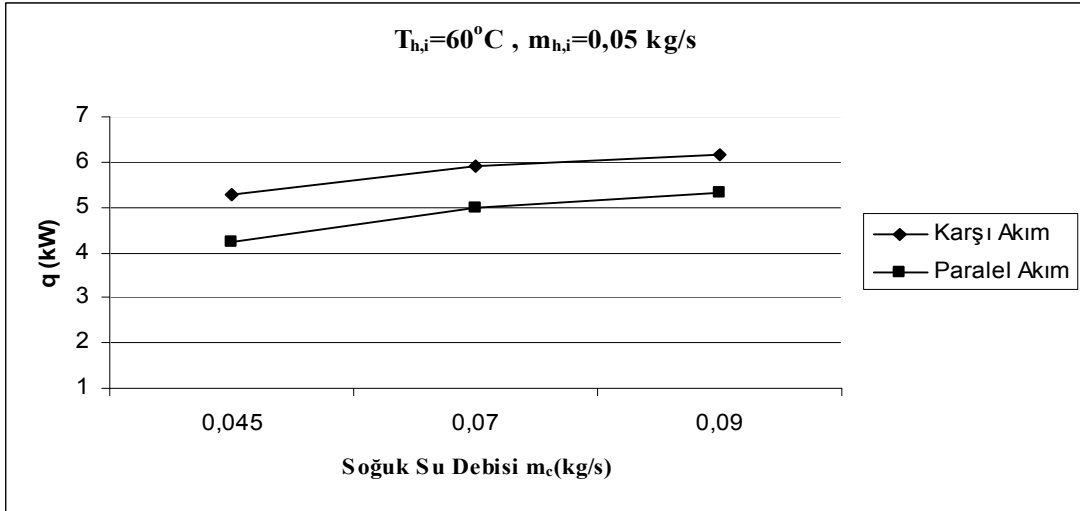
**Şekil 5.2.a**  $T_{h,i} = 35^{\circ}\text{C}$  ve  $m_{c,i} = 0.05\text{ kg/s}$  için, değişen soğuk su debilerinde karşı ve paralel akışta ısı transfer oranı ( $q$ ).



**Şekil 5.2.b**  $T_{h,i} = 40^{\circ}\text{C}$  ve  $m_{c,i} = 0.05\text{ kg/s}$  için, değişen soğuk su debilerinde karşı ve paralel akışta ısı transfer oranı ( $q$ ).



**Şekil 5.2.c**  $T_{h,i} = 45^{\circ}\text{C}$  ve  $m_{c,i} = 0.05\text{ kg/s}$  için, değişen soğuk su debilerinde karşı ve paralel akışta ısı transfer oranı ( $q$ ).



**Şekil 5.2.d**  $T_{h,i} = 60^\circ\text{C}$  ve  $m_{c,i} = 0.05\text{ kg/s}$  için, değişen soğuk su debilerinde karşı ve paralel akışta ısı transfer oranı ( $q$ ).

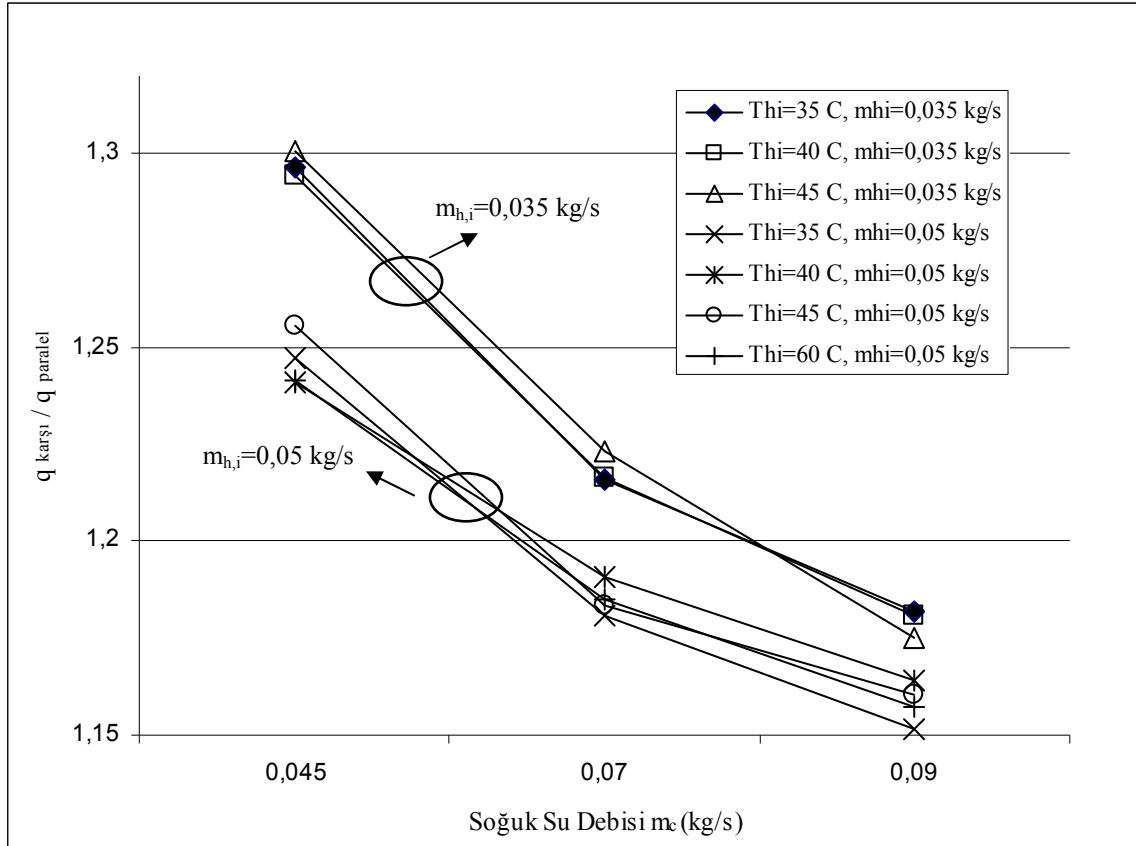
## 5.2 Karşı ve Paralel Akımda Isı Transfer Oranına, $C^*$ ve NTU'nun Etkisi

Yukarıdaki grafikler incelendiğinde, ilk tespitimiz karşı akımda  $q$  değerinin paralel akıma göre daha fazla olacağıdır. Peki karşı akımla paralel akım arasındaki ısı transfer oranının orantısı her zaman sabit midir? Bu sorunun cevabının verilmesi için şekil 5.3'e göz atmakta fayda olacaktır.

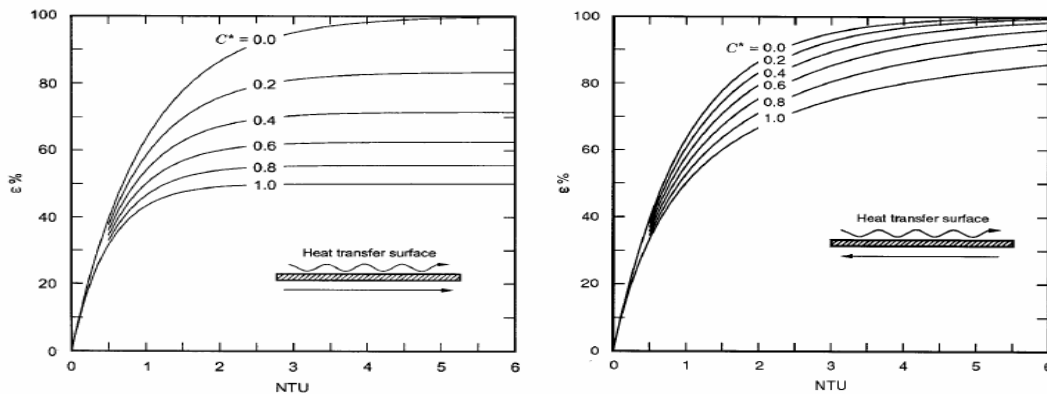
Şekil 5.3'de karşı akım ısı transfer oranının, paralel akımın ısı transfer oranına oranı ( $q_{\text{karşı}} / q_{\text{paralel}}$ ) tüm akış şartları için ve değişen soğuk su debileri altında çizdirilmiştir. Bu grafikten ortaya çıkmaktadır ki tüm akış şartları için  $q_{\text{karşı}} / q_{\text{paralel}}$  değeri artan soğuk su debilerinde azalmaktadır. Gene azalan soğuk su debisi ile  $q_{\text{karşı}}/q_{\text{paralel}}$  oranınının, her iki sıcak su kütleli debi değerleri için birbirine yaklaştığı gözlemlenebilir.

Bunun temel sebebi sıcak suyun kütleli debisinin ( $\dot{m}_h$ ) her iki değerinde de, artan soğuk su debisinin,  $C^*$  değerini düşürmesidir (Bkz Şekil 5.5). Düşen  $C^*$  değeri daha önce de belirtildiği üzere etkinlik değerini hem paralel akış için hem de karşı akış için arttıracaktır. Şekil 5.4 incelendiğinde bu artışın paralel akış için daha hızlı olduğu gözlemlenebilir. Bir başka deyişle karşı akımlı eşanjörün paralel akımlı olana göre esas avantajı daha yüksek  $C^*$  değerleri içindir. Soğuk su debisi arttıkça  $C^*$  değeri düşecek

bu da paralel akımlı eşanjör ile karşı akımlı eşanjörün efektifliklerini birbirine yaklaştıracaktır. Bu da  $q_{karşı} / q_{paralel}$  orantısının düşmesine sebep olacaktır.

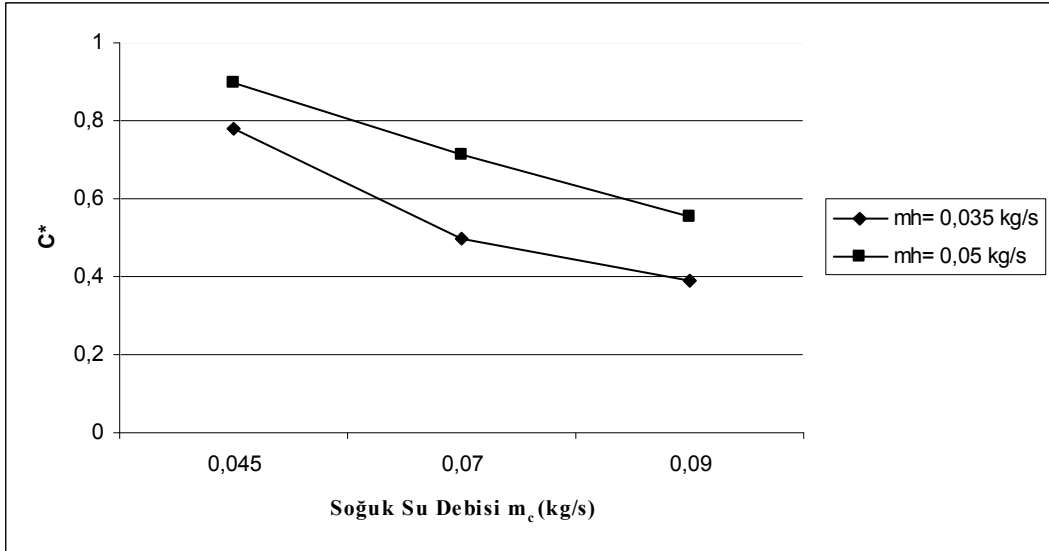


Şekil 5.3. Tüm akış şartlarında ve değişen soğuk su debilerinde  $q_{karşı} / q_{paralel}$  orantısı.



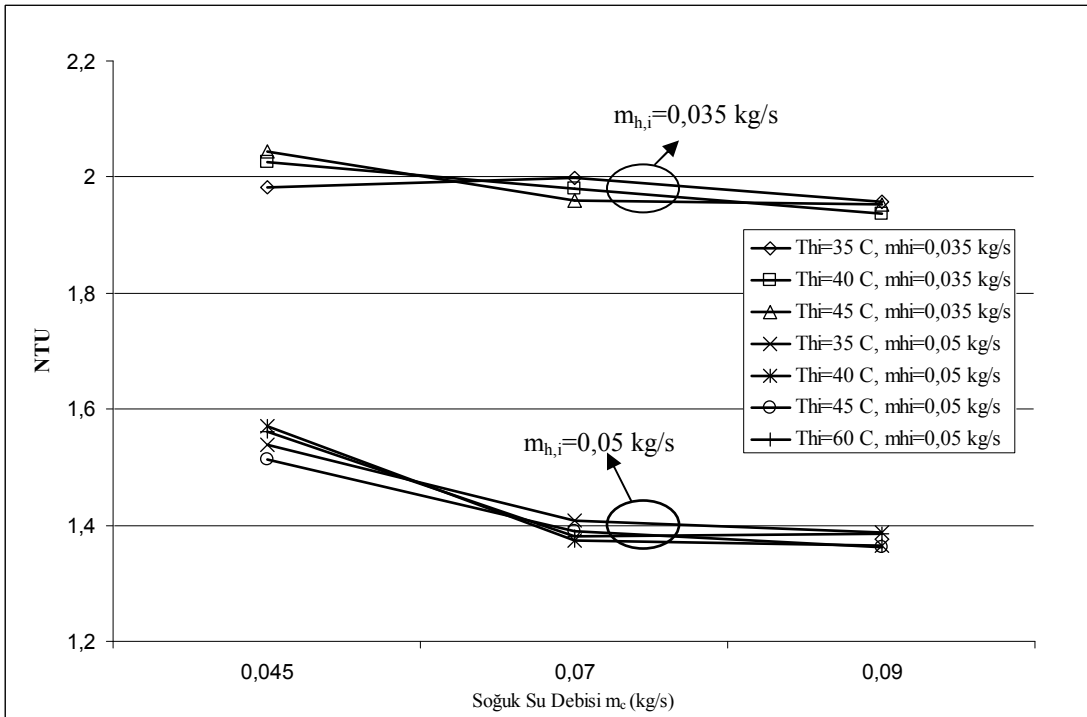
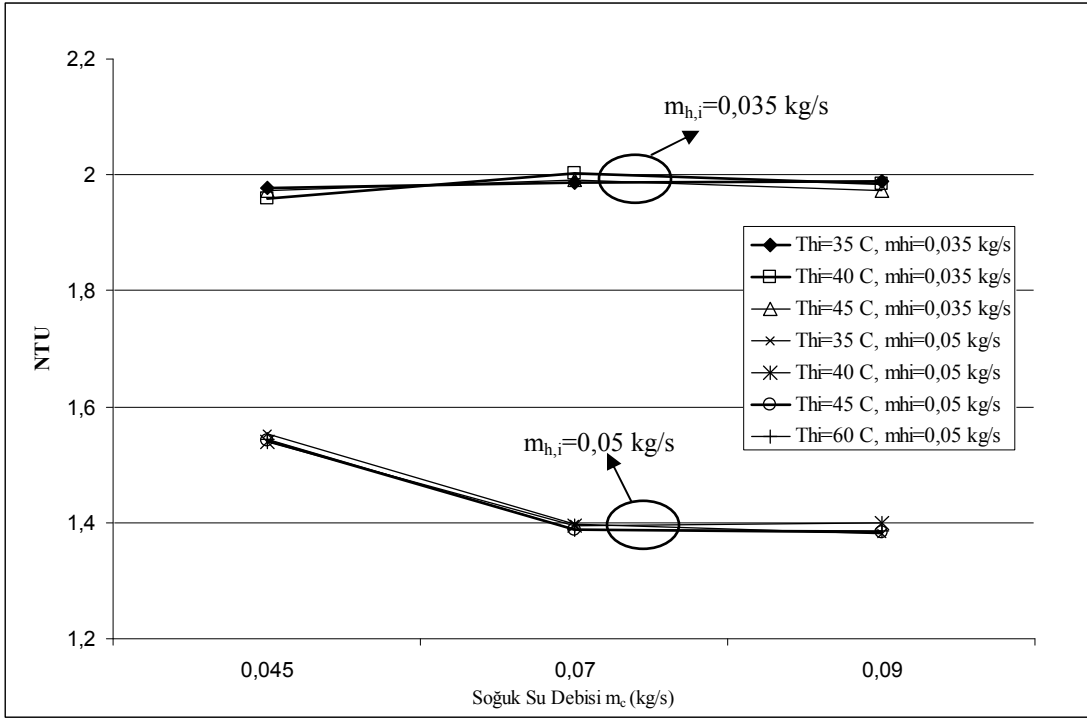
Şekil 5.4. Paralel (solda) ve karşı (sağda) akışlı eşanjörlerde NTU ve  $C^*$ 'nin fonksiyonu olarak  $\epsilon$  değerleri. (Shah,1983)

Gene aynı grafikten kolayca gözlemlenebilmektedir ki sıcak su giriş sıcaklığından bağımsız olarak, sıcak su debisinin  $q_{karşı} / q_{paralel}$  değeri üzerinde daha belirgin bir etkisi vardır. Grafiğin üst bölgesindeki eğrilerin  $\dot{m}_h = 0,035$  kg/s değeri için birbirlerine paralel seyrettiği, alt bölgesinde kalan eğrilerin ise  $\dot{m}_h = 0,05$  kg/s değeri için paralellik arz ettiği açıkça görülmektedir. Yapılan deneylerde sıcak suyun kütleli debisi ( $\dot{m}_h = 0,05$  kg/s ve  $\dot{m}_c = 0,045$  kg/s olduğu durum haricinde) her durumda soğuk suyun kütleli debisinden daha aşağıda tutulmuştur. Bu durumda  $C^* = \dot{m}_{min} / \dot{m}_{max}$  ifadesinden hareketle  $\dot{m}_h$  her zaman orantının pay kısmında bulunmuş ve artan  $\dot{m}_h$  değeri,  $C^*$  değerini de arttırmıştır (Bkz.Şekil 5.5) . Daha önce de açıklandığı üzere  $C^*$  değerinin artması, etkinliğin azalması anlamına gelecektir. Aynı zamanda karşı akımlı eşanjörün paralel akımlı olana göre esas avantajının daha yüksek  $C^*$  değerleri için olduğu düşünüldüğünde şekil 5.3'deki grafikte, sıcak akışkanın büyük kütleli debisi ( $\dot{m}_h = 0,05$  kg/s) için daha yüksek  $q_{karşı} / q_{paralel}$  orantısı olması gerekirken bunun tam tersi bir durum söz konusudur. Bunun sebebi ne olabilir?



**Şekil 5.5.** Sıcak su giriş debilerinin ( $\dot{m}_h$ ), soğuk su giriş debilerine bağlı olarak ( $\dot{m}_c$ ),  $C^*$  üzerindeki etkisi





**Şekil 5.6.** Tüm akış şartlarında ve değişen soğuk su debilerinde, karşı akışlı (üst grafik) ve paralel akışlı (alt grafik) aynı eşanjörde, sıcak su giriş debilerinin  $NTU$  üzerindeki etkisi.

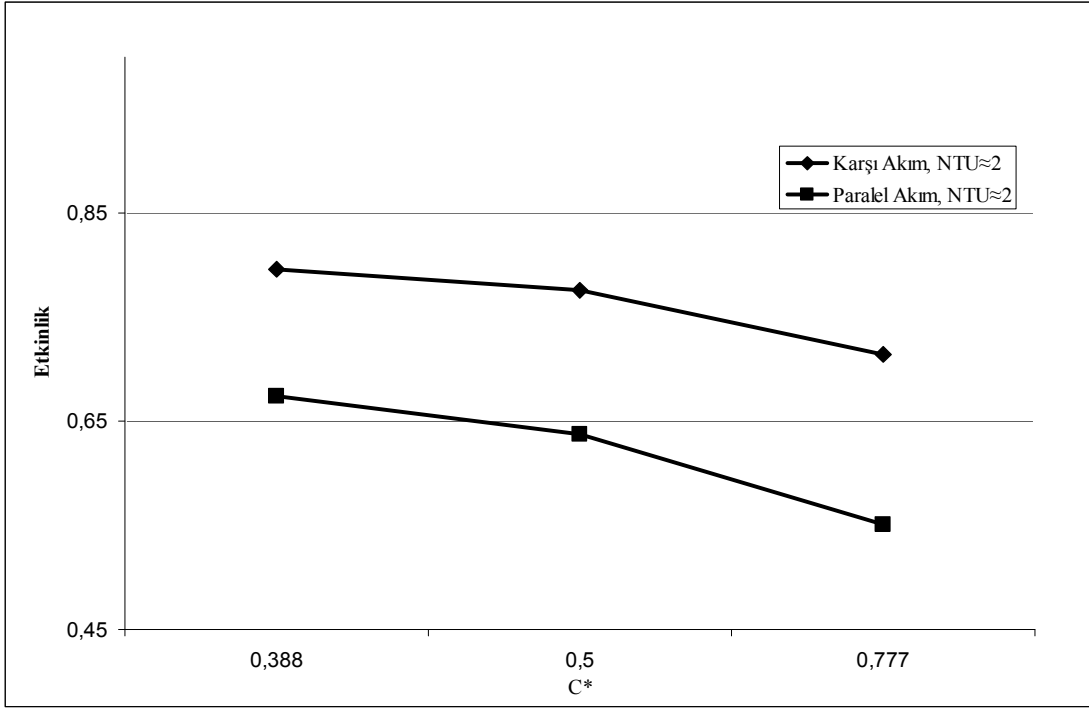
Şekil 5.6 incelendiğinde bunun sebebi kolayca anlaşılabilir. Grafiklerden de görülebileceği üzere artan sıcak su debisi ( $\dot{m}_h$ ) ile birlikte  $NTU$  değeri de dramatik bir şekilde düşmektedir. Ve şekil 5.4'den de anlaşılacağı üzere  $NTU$ 'nun küçük değerleri için ( $NTU < 2$ ) etkinlik ( $\epsilon$ ) değeri, karşı akımlı eşanjör için  $C^*$  dan bağımsız sayılabilecek şekilde büyük oranda azalır. Bu azalış,  $NTU$ 'nun 1 ile 2 arasındaki değerleri için karşı akımlı eşanjörde çok daha fazladır. Paralel akımlı eşanjör için ise daha yumuşak bir azalıştır. Şekil 5.4 incelendiğinde etkinlik değerinin üzerinde asıl etkinin  $NTU$  tarafından oluşturulduğu görülebilir. Yapılan deney sonucunda sıcak su debisinin 0,035 kg/s'den 0,05 kg/s değerine çıkartılması ile gerek karşı akımlı, gerekse paralel akımlı eşanjörde  $NTU$  değerinin yaklaşık olarak 2'den 1,4 seviyelerine indiği gözlemlenmiştir (Bkz. Şekil 5.6). Bu sebepten ötürü özellikle karşı akımlı eşanjör için etkinlik değeri de büyük oranda düşmüş ve paralel akımlı eşanjöre olan avantajı azalmıştır. Böylece şekil 5,3'deki artan sıcak su debisi ile azalan  $q_{karşı}/q_{paralel}$  tablosu ortaya çıkmıştır.

Şekil 5.6, bize bir konuda daha fikir vermektedir.  $NTU$  değeri, tanımı gereği ( $NTU = UA/C_{min}$ ) eşanjöre olan tüm sıcaklık girişlerinden bağımsızdır. Bu yüzdendir ki akımın paralel veya karşı olmasına bakılmaksızın belirli kütleli debiler için grafikte %1-2 farkla aynı değerleri aldığı görülmektedir. Her iki grafiğinde alt tarafındaki değerlere bakıldığında bu hususun yalnızca sıcak akışkanın kütleli debisinin soğuk akışkanın kütleli debisini geçtiği anda değiştiği görülebilir. Bu ana kadar  $C_{min} = C_h = 0,05$  iken bu noktada  $C_{min} = C_c = 0,045$  olmuştur. Bu da  $NTU$  değerinde artışa yol açmıştır.

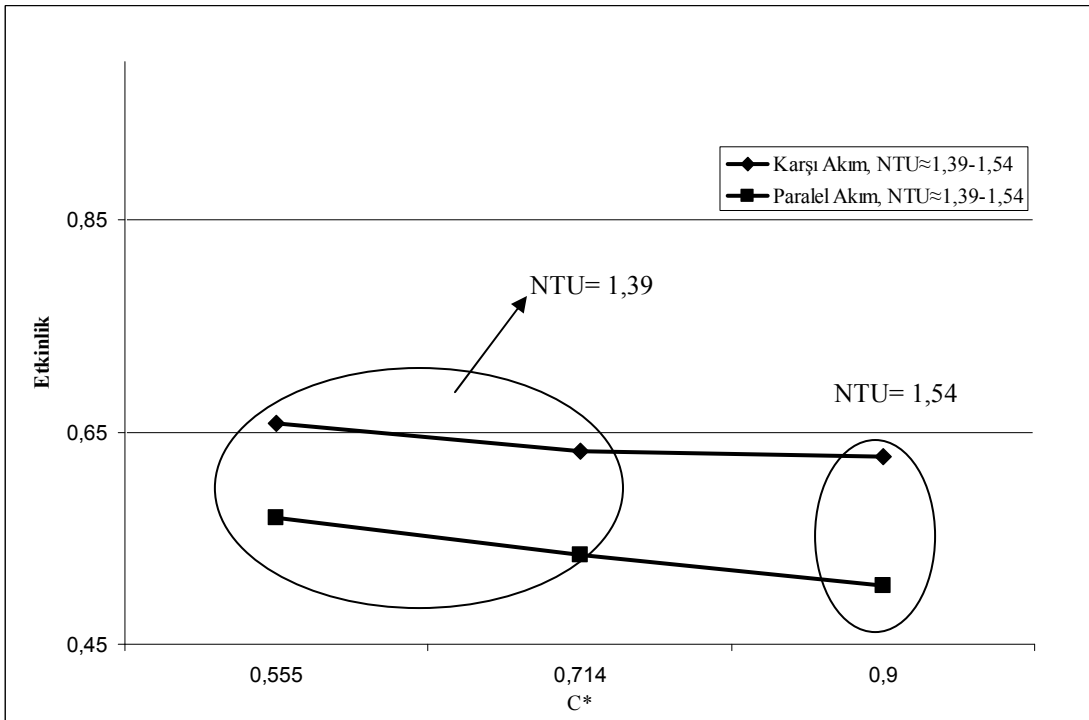
Sonuç olarak eşanjörün etkinlik değerinin hesaplanmasında yalnızca tek bir değişkenin göz önüne alınması ve diğerlerinin göz ardı edilmesi dizayn edilen eşanjörün karakteristik özelliklerinde beklenmeyen sonuçlar oluşturabilir. Bu sebeple değiştirilen bir değer tüm parametreler üzerindeki etkisi önce gözden geçirilmeli ve ardından hesaplamalara katılmalıdır.

### 5.3 Etkinlik Değerine ( $\epsilon$ ), $C^*$ ve $NTU$ 'nun Etkisi

Etkinliğin, gerçekleşen ısı transfer oranının, mümkün olan en yüksek ısı transfer oranına oranı olduğu üçüncü bölümde açıklanmıştır ( $\epsilon = q / q_{max}$ ).



Şekil 5.7.a  $NTU \approx 2$  için, değişen  $C^*$  değerlerinin, etkinlik ( $\epsilon$ ) üzerine etkisi.



Şekil 5.7.b Farklı  $NTU$  ve  $C^*$  değerlerinin, etkinlik ( $\epsilon$ ) üzerine etkisi.

Mümkün olan en yüksek ısı transfer oranı ( $q_{max}$ ), aynı eşanjörde, aynı giriş sıcaklıklarında ve aynı giriş debilerinde sabit olacağından, ısı transfer oranının ( $q$ ), etkinlik değeri ( $\epsilon$ ) ile doğru orantılı olduğu kesin bir biçimde söylenebilir. Bu demektir ki şekil 5,3'de gösterilen grafikte  $q_{karşı}/q_{paralel}$  için oluşturulan değerler,  $\epsilon_{karşı}/\epsilon_{paralel}$  için de aynı şekilde geçerli olacaktır ( $q_{karşı}/q_{paralel} = \epsilon_{karşı}/\epsilon_{paralel}$ )

Yapılan deneylerde  $T_{h,i}$ 'nin tüm değerleri ve  $\dot{m}_h = \dot{m}_{min} = 0,035$  kg/s için  $NTU$  yaklaşık olarak 2'dir. Gene  $T_{h,i}$ 'nin tüm değerleri ve  $\dot{m}_h = \dot{m}_{min} = 0,05$  kg/s için  $NTU$  yaklaşık olarak 1,39'dur. Ancak  $\dot{m}_{min} = \dot{m}_c = 0,045$  olduğu durum için  $NTU$  değeri de 1,54 değerini almıştır.

Şekil 5.7.a'daki grafikte  $NTU \approx 2$  için, farklı  $C^*$  değerlerinde, etkinliğin ( $\epsilon$ ) aldığı değerler gösterilmiştir. Grafikten de anlaşılacağı üzere aynı  $NTU$  ve aynı  $C^*$  değerleri için karşı akımlı eşanjörün etkinliği, paralel akımlı eşanjörün etkinliğinden daha fazladır. Aynı zamanda artan  $C^*$  değerleri ile etkinliğin her iki akış tipi için de azaldığı görülmektedir. Bir başka husus ise karşı akımlı eşanjörün azalış trendinin paralel akımlı eşanjör kadar fazla olmamasıdır. Bu durum şekil 5.4'deki grafikler incelendiğinde anlaşılabilir. Söz konusu grafikte  $C^*$ 'nin artan değerleri ile,  $\epsilon$ 'daki düşüşün, paralel akımlı eşanjörde, karşı akımlıya nazaran daha fazla olduğu görülmektedir.

Aynı ifadeleri şekil 5.7.b için de söylemek mümkün olmakla birlikte, grafikte görüldüğü üzere  $C^*$  değerinin 0,9'a eşit olduğu alanda  $NTU$  değerindeki artış, azalış trendini frenlemiş ve karşı akımlı eşanjör için eğriyi neredeyse x eksenine paralel hale getirmiştir. Örnek verilirse,  $C^* = 0,714$  ve  $NTU = 1,39$  için  $\epsilon$  değeri,  $C^* = 0,9$  ve  $NTU = 1,54$  için olan  $\epsilon$  değerine hemen hemen eşittir. Deneyler sonucunda bu iki değer sırasıyla 0,63 ve 0,62 olduğu görülmüştür.

## BÖLÜM 6

### SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada eşanjörün en önemli çalışma parametrelerinden birisi olan eşanjör etkinliği incelenmiş, etkinliğin, aktarım birim sayısı ( $NTU$ ) ve ısı kapasite oran orantısı ( $C^*$ ) ile bağlantıları önce açıklanmış daha sonra ise deneylerle ispatlanmıştır. Bu amaç ile önce bu konuya uygun literatür çalışması yapılmış, bu çalışma ile belirli kabullere uygun olarak belli bağlantılar elde edilmiştir. Daha sonra çalışmaya uygun deney seti ihtiyaçları belirlenmiş ve deney seti oluşturulmuştur. Deneyler esnasında çok fazla kütleli debi ve sıcaklık ayarlaması yapılması gerektiğinden, mevcut deney setine belirli debide ve sıcaklıkta su tedarik edebilen, profesyonel bir test cihazından faydalanılmıştır.

Gerçekleştirilen deneyler sonucunda belli giriş sıcaklıklarına karşılık belirli çıkış sıcaklıkları elde edilmiş, not edilen bu sıcaklıklara karşılık gelen eşanjör değişkenleri hesaplanarak listelenmiştir. Oluşturulan bu listelere göre çizdirilen grafikler üzerinden, etkinlik değerinin eşanjör performansını nasıl etkilediği ve diğer değişkenlerle bağlantısının ne olduğu açıklanmıştır.

Deney sonuçlarının grafik ortama dökülmesi ile elde edilen değerlerin, teorik değerlerle örtüştüğü gözlenmiş, özellikle 3. Bölüm'ün başında yapılan kabullerin isabetli kabuller olduğu, ve hesaplamalarda bu kabullerin yapılmasının eşanjör dizaynı için olumsuz sonuçlar doğurmayacağı ispatlanmıştır. Örneğin, “*ortalama ısı transfer katsayısı zamandan, sıcaklıktan ve akış pozisyonundan bağımsız olarak sabittir*” kabulü, gerçekleştirilen deneylerle ispatlanmıştır. Deneyler sonucunda ortalama ısı transfer katsayısının, her akış pozisyonu ve sıcaklık için maksimum ve minimum değerinin, yaklaşık olarak % 3 civarında değiştiği gözlenmiştir.

Aynı şekilde akışkanlara ait özgül ısıların ( $c_p$ ) sıcaklıkla değişmediği kabulü üzerine gerçekleştirilen deneylerde elde edilen sonuçlar bu ifade ile bütünlük arz etmektedir.

Akışkanların, tüm ısı transferini birbirleri ile gerçekleştirdikleri, dolayısı ile eşanjörün çevresi ile ısı alışverişi yapmadığı, eşanjörün çevresinde ısı üreten ya da soğuran bir kaynağın olmadığı kabulü için, soğuk akışkanın eşanjörden kazandığı ısı

miktarı ile sıcak akışkanın eşanjör içinde kaybettiği ısı miktarı oranlanmıştır ( $q_c/q_h$ ). Sonuç olarak bu oranın %97-99 seviyesinde olduğu gözlemlenmiştir. Yani eşanjör etrafına yalnızca %1-3 oranında ısı kaybı olmuştur. Bu da oluşturulan grafiklerin karakteristik özelliklerini etkilemeyecek oranda bir değerdir.

Sonuç olarak, oluşturulan deney seti, amaca uygun olarak işlevini yerine getirmiş ve bu tezin konusu olan ihtiyaçları azami ölçüde karşılamıştır.

Bu çalışmanın daha da geliştirilebilmesi için uygulanabilecek en önemli işlem adımı, yukarıda açıklanan değişkenler için kirlilik faktörü ( $F$ ) ve basınç düşümü ( $P$ ) faktörlerinin hesaplamalara dahil edilmesidir. Bu sayede eşanjör giriş ve çıkışındaki basınç farklılıkları ile, zamana bağlı olarak eşanjör içindeki kirlenmenin (daha çok kireçlenme) etkinlik üzerine etkisi araştırılarak gerçek uygulamalara daha yakın sonuçların elde edilmesi mümkün olacaktır.

## KAYNAKLAR DİZİNİ

- Benli, H., Gül, H., Durmuş, A., 2006, Değişik yüzey profiline sahip tek geçişli plaka tipli ısı değiştiricilerinde ısı transferinin incelenmesi, Fırat Üniv. Fen ve Müh. Bil. Dergisi, 18-4, 569-575.
- Çengel, Y. and Boles, M.A., 2002, Thermodynamics An Engineering Approach, McGraw-Hill, 930 p.
- Engin, T. ve Güngör, K.E., 1996, Gövde-boru tipi ısı değiştirgeçlerinin tasarım ve maliyet parametrelerine göre optimizasyonu, Tr. J. Of Engineering and Environmental Sciences, 20, 313-322.
- Iwai, H., Tatsumi, K., Suzuki, K., 2006, Effect of the plate thermal resistance on the heat transfer performance of a corrugated thin plate heat exchanger, Heat transfer-Asian Research, 35-3, 209-223.
- Oğulata, R.T. ve Doba, F., 1996, Levhalı tip çapraz akışlı ısı değiştirgeçlerinin incelenmesi, Çukurova Üniversitesi Müh. Mim. Fak. Dergisi, 11-1, 209-220.
- Rafferty, K.D., 2006, Heat Exchangers, Gene Culver, Chapter 11, 261-277.
- Shah, R.K. and Sekulic, D.P., 2003, Fundamentals of Heat Exchanger Design, John Wiley and Sons, 941 p.
- Shah, R. K., 1983, Heat Exchanger Basic Design Methods, in Low Reynolds Number Flow Heat Exchangers, S. Kakac, R. K. Shah, and A. E. Bergles, eds., Hemisphere Publishing, Washington, DC, pp. 21-72.
- Smith, E.M., 2005, Advances in Thermal Design of Heat Exchangers, John Wiley and Sons, 503 p.
- Unuvar, A. And Kargici, S., 2004, An approach for the optimum design of heat exchangers, International Journal of Energy Research, 28, 1379-1392.