

**TAŞI TLARDA KULLANILAN KOMPAKT
ISI DEĞİŞTİRİCİSİ TASARI M**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Ma k. Mih. Mli h METİN
503991111**

**Tezi n Enstitüye Veril di ği Tari h : 20 Aralı k 2002
Tezi n Savunul du ğu Tari h : 17 Ocak 2003**

Tez Danış manı : Doç. Dr. Ce m PARMAKSI ZOĞLU

Di ğer Jüri Üyeleri Prof. Dr. Feri dun ÖZGÜÇ

Prof. Dr. Turgut ÖZAKTAŞ

OCAK 2003

ÖNSÖZ

Bu çalışma sırasında öncelikle ısı değıştirderi hakkında genel bilgiler verilmiştir. Bunları takiben araç üzerinde kullanılan soğutucu sistemler üzerinde bilgiler verildikten sonra, bir araç radyatörü üzerinde ısı performans testi yapıp test sonuçlarının matematiksel hesaplarla irdelenmesi üzerinde durulmuştur. Ayrıca test radyatörü için (Re-j) Reynold's sayısı-radyatör hava tarafındaki ısı taşıma katsayısı j faktörü ve radyatör performans karakteristik eğrileri gösterilmiştir.

Çalışmaları sırasında yardımlarını esirgemeyen ve her konuda bana destek olan hocam Sayın Doç. Dr. Cem Parmaksızoğlu'na teşekkür eder, en derin saygılarımı sunarım.

Ocak 2003

Melih METİN

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa No</u>
TABLO LİSTESİ	vi
ŞEKİL LİSTESİ	viii
SEMBOL LİSTESİ	x
ÖZET	xi
SUMMARY	xv
1. GİRİŞ	1
2. ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNİN SINIFLANDIRILMASI	2
2.1 Giriş	2
2.2 Isı Transferi Sürecine Göre Sınıflandırma	2
2.2.1 Doğrudan Temaslı Isı Değiştiriciler	3
2.2.2 Dolaylı Temaslı Isı Değiştiriciler	3
2.3 Yüzey Yoğunluğuna Göre Sınıflandırma	5
2.4 Akışkan Sayısına Göre Sınıflandırma	6
2.5 Konstrüksiyona Göre Sınıflandırma	8
2.5.1 Borulu Isı Değiştiricileri	8
2.5.2 Levhalı Isı Değiştiricileri	9
2.5.3 Kanatlı Yüzeyli Isı Değiştiricileri	11
2.5.4 Regeneratif Isı Değiştiricileri	13
2.6 Akış Şekline Göre Sınıflandırma	14
2.6.1 Tek Geçişli Isı Değiştiricileri	14
2.6.2 Çok Geçişli Isı Değiştiricileri	15
2.7 Isı Transferi Mekanizmasına Göre Sınıflandırma	17
3. TAŞITLARDA SOĞUTMA SİSTEMİ	18
3.1 Soğutma Sisteminin Amacı	18
3.2 Hava Soğutmalı Sistemler	19
3.2.1 Tabii Sirkülasyon (Vantilatörsüz)	20

3.2.2 Cebri Sirkulasyon (Vantilatör lü)	20
3.3 Su Soğutmalı Sistemler	21
3.3.1 Doğal Taşınım Sistemler	22
3.3.2 Zorlanmış Taşınım	23
3.3.2.1 Paralel Akış	24
3.3.2.2 Seri Akış	25
3.3.2.3 Ters Akış	25
3.4 Radyatörler	25
3.4.1 Radyatör Parçaları	27
3.4.1.1 Radyatör Petegini Oluşturan Kanat ve Borular	27
3.4.1.2 Basınç Tankı	27
3.4.1.3 Toplayıcı Tank	27
3.4.2 Radyatör İmal Teknikleri	28
3.4.2.1 G vata Yardımla Birleştirme	28
3.4.2.2 Lehim Yardımla Birleştirme	28
3.4.3 Radyatör Yerleştirme Parametreleri	29
3.4.3.1 Radyatör Petek Yapısı	29
3.4.3.2 Fanın Pozisyonu	29
3.4.3.3 Fan Davlumbazı	29
3.4.3.4 Hava Gıkış Koşulları	30
4. ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ HESABI	31
3liricilerinin Türleri	31
3liricilerinin Türleri	31
3liricilerinin Türleri	31
4.2 Toplam Isı Geçiş Katsayısı	34
4.3 Isı Değıştiricisi Çözümlemesi: Logaritmik Ortalama Sıcaklık Farkının Kullanılması	40
4.3.1 Paralel Akışlı Isı Değıştiricisi	42
4.3.2 Ters Akışlı Isı Değıştiricisi	46
4.3.3 Özel Çalışma Koşulları	47
4.3.4 Çok Geçişli ve Çapraz Akışlı Isı Değıştiricileri	48
4.4 Isı Değıştiricisi Çözümlemesi: Etkenlik-NTU Yöntemi	51
4.4.1 Tanımlar	51

4.4.2 Etkenlik-NTU Bağıntıları	53
4.5 Bir Isı Değiştiricisi Hesabının Metodolojisi	59
4.6 Kompakt Isı Değiştiricileri	60
5. TEORİK HESAPLAR VE DENEYLER	63
5.1 Teorik Hesaplar	63
5.2 Deneyler	65
5.3 Sayısal Örnek	67
5.3.1 Veriler	67
5.3.2 Hesaplamalar	68
6. SONUÇLAR	73
KAYNAKLAR	76
EKLER	78
EK A Test 1 Sonuçları	78
EK B Test 2 Sonuçları	80
EK C Test 3 Sonuçları	82
EK D Test 4 Sonuçları	84
EK E Test 5 Sonuçları	86
EK F Test 6 Sonuçları	88
EK G Test 7 Sonuçları	90
EK H Test 8 Sonuçları	92
EK I Test 9 Sonuçları	94
ÖZGEÇMİŞ	96

TABLO LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 2.1. Isı Değiştiricilerinin Isı Transferi Sürecine Göre Sınıflandırılması	2
Tablo 2.2. Isı Değiştiricilerinin Yüzey Yoğunluğuna Göre Sınıflandırılması	5
Tablo 2.3. Isı Değiştiricilerinin Akış Sayısına Göre Sınıflandırılması	6
Tablo 2.4. Isı Değiştiricilerinin Konstrüksiyonuna Göre Sınıflandırılması	8
Tablo 2.5. Isı Değiştiricilerinin Akış Şekline Göre Sınıflandırılması	14
Tablo 2.6. Isı Değiştiricilerinin Isı Transferi Mekanizmasına Göre Sınıflandırılması	17
Tablo 4.1. Çeşitli Akışkanlarda Kirlilik Faktörleri	37
Tablo 4.2. Bazı Akışkan Çiftlerinde Toplam Isı Geçiş Katsayılarının Yaklaşık Değerleri	39
Tablo 4.3. Isı Değiştiricilerinde Etkenlik Bağlıntıları	55
Tablo 4.4. Isı Değiştiricilerinde NTU Bağlıntıları	57
Tablo 5.1. Test 1, Test 2, Test 3 Verileri	67
Tablo 5.2. Test 4, Test 5, Test 6 Verileri	68
Tablo 5.3. Test 7, Test 8, Test 9 Verileri	68
Tablo 6.1. Test Verileri	74
Tablo A.1. Veriler	78
Tablo A.2. Tablo Verileri	79
Tablo A.3. Hesaplamalar	79
Tablo A.4. Sonuçlar	79
Tablo B.1. Veriler	80
Tablo B.2. Tablo Verileri	81
Tablo B.3. Hesaplamalar	81
Tablo B.4. Sonuçlar	81
Tablo C.1. Veriler	82
Tablo C.2. Tablo Verileri	83
Tablo C.3. Hesaplamalar	83
Tablo C.4. Sonuçlar	83
Tablo D.1. Veriler	84
Tablo D.2. Tablo Verileri	85
Tablo D.3. Hesaplamalar	85
Tablo D.4. Sonuçlar	85
Tablo E.1. Veriler	86
Tablo E.2. Tablo Verileri	87
Tablo E.3. Hesaplamalar	87
Tablo E.4. Sonuçlar	87
Tablo F.1. Veriler	88
Tablo F.2. Tablo Verileri	89
Tablo F.3. Hesaplamalar	89
Tablo F.4. Sonuçlar	89
Tablo G.1. Veriler	90

Tablo G2	Tablo Verileri	91
Tablo G3	Hesaplamalar	91
Tablo G4	Sonuçlar	91
Tablo H1	Veriler	92
Tablo H2	Tablo Verileri	93
Tablo H3	Hesaplamalar	93
Tablo H4	Sonuçlar	93
Tablo I.1	Veriler	94
Tablo I.2	Tablo Verileri	95
Tablo I.3	Hesaplamalar	95
Tablo I.4	Sonuçlar	95

ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa No.</u>
Şekil 2 1 : Dolaylı Temaslı Isı Değiştiricileri Örnekleri	4
Şekil 2 2 : Depolanmalı Tip Isı Değiştiricileri	5
Şekil 2 3 : Kompakt Isı Değiştiricileri	7
Şekil 2 4 : Gövde Boru Tipi Isı Değiştiricileri	9
Şekil 2 5 : Conta-levhali Isı Değiştiricisi	10
Şekil 2 6 : Spiral Levhali Isı Değiştiricisinde Akış Yolları	11
Şekil 2 7 : Kanatsız Borulu, Kanatlı Borulu ve Levhali Tip Isı Değiştiricileri	12
Şekil 2 8 : Döner Rejeneratör	13
Şekil 2 9 : Döner Rejeneratör Tipleri	13
Şekil 2 10 : Paralel, Ters ve Çapraz Akışların Karşılaşması	15
Şekil 2 11 : Isı Değiştiricisinde Akış Yolları	16
Şekil 3 1 : Paralel Akış	24
Şekil 3 2 : Seri Akış	25
Şekil 3 3 : Radyatör Akış Şekilleri	27
Şekil 3 4 : Gvata Birleştirilmiş Radyatör	28
Şekil 3 5 : Fan Davlumbaz Çeşitleri	30
Şekil 4 1 : İç İççe Eksenli Boru Türü Isı Değiştiricileri	32
Şekil 4 2 : Çapraz Akışlı Isı Değiştiricileri	32
Şekil 4 3 : Br Gövde Geçiş ve Br Boru Geçişli, Gövde- Borulu Isı Değiştiricisi	33
Şekil 4 4 : Gövde- Borulu Isı Değiştiricileri	33
Şekil 4 5 : Kompakt Isı Değiştirici Gövdeleri	34
Şekil 4 6 : Br Seri Karma Duvar İçin Eşdeğer Isıl Devre	35
Şekil 4 7 : Karma Silindirik Br Duvarın Sıcaklık Dağılımı	36
Şekil 4 8 : Temsili Kanat Dizileri	38
Şekil 4 9 : Sabit Kesitli Düz Kanatlar	39
Şekil 4 10 : İki Akışkanlı Br Isı Değiştiricisinde, Sıcak ve Soğuk Akışkanların İçin Toplam Enerji Dengesi	42
Şekil 4 11 : Paralel Akışlı Br Isı Değiştiricisinde Sıcaklık Dağılımı	43
Şekil 4 12 : Ters Akışlı Br Isı Değiştiricisinde Sıcaklık Dağılımı	46
Şekil 4 13 : Isı Değiştiricisi Özel Çalışma Koşulları	48
Şekil 4 14 : Gövde- Borulu Br Isı Değiştiricisinde, Br Gövde Geçiş ve İkinci Katları (İki, Dört, vb.) Boru Geçişinin Ortası Durumunda Düzeltme Katsayısı	49
Şekil 4 15 : Gövde- Borulu Br Isı Değiştiricisinde, İki Gövde Geçiş ve Dördün Katları (Dört, Sekiz, vb.) Boru Geçişinin Ortası Durumunda Düzeltme Katsayısı	49

Şekil 4 16 :	Her İki Akışkanın da Karışmadığı, Tek- Geçişli, Çapraz- Akışlı Br Isı Değiştiricisinde Düzeltme Katsayısı	50
Şekil 4 17 :	Br Akışkanın Karıştığı, Diğer Akışkanın Karışmadığı, Tek- Geçişli, Çapraz- Akışlı Br Isı Değiştiricisinde Düzeltme Katsayısı	50
Şekil 4 18 :	Paralel Akışlı Isı Değiştiricisi Ekenliği	56
Şekil 4 19 :	Ters Akışlı Isı Değiştiricisi Ekenliği	56
Şekil 4 20 :	Br Gövde, İkisinin Herhangi Br Katı Olan Boru Geçişli (İki, Dört, ...) Gövde- Borulu Isı Değiştiricisi Ekenliği	58
Şekil 4 21 :	Br Gövde, Dördünün Herhangi Br Katı Olan Boru Geçişli (Dört, Sekiz, ...) Gövde- Borulu Isı Değiştiricisi Ekenliği	58
Şekil 4 22 :	Her İki Akışkanın da Karışmadığı, Çapraz Akışlı, Tek Geçişli Isı Değiştiricisi Ekenliği	58
Şekil 4 23 :	Br Akışkanın Karıştığı, Diğer Akışkanın Karışmadığı, Çapraz Akışlı, Tek Geçişli Isı Değiştiricisi Ekenliği	58
Şekil 4 24 :	Kays London'da [5] CF- 7.0- 5/8J Yüzeyi Olarak Tanımlanan, Dairesel Kanatlı- Dairesel Borulu Br Isı Değiştiricisi İçin Isı Geçiş ve Sürtünme Katsayıları.	61
Şekil 4 25 :	Kays London'da [5] 8.0- 3/8T Yüzeyi Olarak Tanımlanan, Dairesel Kanatlı- Dairesel Borulu Br Isı Değiştiricisi İçin Isı Geçiş ve Sürtünme Katsayısı	61
Şekil 5 1 :	Test Radyatörü Teknik Resmi	64
Şekil 5 2 :	Sabit Kesitli Düz Dikdörtgen Kanat	65
Şekil 5 3 :	Radyatör Önündeki Sıcaklık Ölçme Noktaları	66
Şekil 5 4 :	Radyatör Arkasındaki Sıcaklık Ölçme Noktaları	66
Şekil 5 5 :	Radyatör Giriş ve Çıkışındaki Soğutucu Akışkan Sıcaklığının Ölçme Noktaları	67
Şekil 5 6 :	Re-j Grafiği	70
Şekil 6 1 :	Re-j Grafiği	74
Şekil 6 2a :	Isı Değiştiricisi Performans Karakteristik Eğrisi	75
Şekil 6 2b :	Isı Değiştiricisi Performans Karakteristik Eğrisi	75

SEMBOL LİSTESİ

A	: Alan, m^2
A_e	: Kesit alanı, m^2
A_f	: Kompakt ısı değiştiricisinde serbest akış alanı, m^2
A_r	: Isı değiştiricisi yüzey alanı, m^2
C	: Isıl kapasite debisi, WK
c	: Özgül ısı, $J/kg K$
c_p	: Sabit basınçta özgül ısı, $J/kg K$
D_h	: Hidrolik çap, m
F	: Isı değiştiricisi sıcaklık düzeltme faktörü
F	: Benzerlik değişkeni
G	: Kütle hızı, $kg/s m^2$
h	: Taşınım katsayısı, $W/m^2 K$
i	: Özgül entalpi, J/kg
j_H	: Isı geçişi için Colburn faktörü
k	: Isı iletim katsayısı, $W/m K$
L	: Karakteristik uzunluk, m
m	: Kütle, kg
m_{dot}	: Kütle debisi, kg/s
Nu	: Nusselt sayısı
NTU	: Transfer birimsayısı
P	: Çevre uzunluğu, m
p	: Basınç, N/m^2
Pr	: Prandtl sayısı
v	: Özgül hacim, m^3/kg
q	: Isı geçişi, W/m^2
R	: Silindirin yarıçapı, m
Re	: Reynolds sayısı
R_f	: Kirlilik faktörü, $m^2 K/W$
R_t	: Isıl direnç, K/W
r_o	: Silindir veya kürenin yarıçapı, m
St	: Stanton sayısı
T	: Sıcaklık, K
U	: Toplam ısı geçiş katsayısı, $W/m^2 K$
V	: Hacim, m^3
x, y, z	: Kartezyen koordinatlar, m

Yunan harfleri

α	: Isı yayılma katsayısı, m^2/s
α	: Birim hacim için ısı değiştiricisi yüzey alanı, m^2/m^3
β	: Hacimsel ısı genleşme katsayısı, K^{-1}
ϵ	: Isı değiştiricisi etkinliği
ϵ_f	: Kanat etkinliği

η	: Kanat verim
η_p	: Kanat dizisinin toplam verim
θ	: Sıcaklık farkı, K
μ	: Viskosite, Ns/m^2
ν	: Kinematik viskosite, m^2/s
ρ	: Kütle yoğunluğu, kg/m^3
σ	: Isı değiştiricisi en dar akış kesit alanının yüz alanına oranı

Alt indisler

A, B	: İkili bir karışımda bileşenler
b	: Kanat dibi
c	: Soğuk akışkan
CF	: Ters akışlı
D	: Çap
f	: Kanatla ilgili
H	: Isı geçişi ile ilişkin
h	: Sıcak akışkan
i	: Boru girişi
max.	: En fazla
o	: Boru çıkışı
t	: Isıl
s	: Yüzeyle ilgili

TAŞITLARDA KULLANILAN KOMPAKT ISI DEĞİŞTİRİCİSİ TASARIMI

ÖZET

Isı değıştircileri altı grupta toplanır;

Isı transferi sürecine göre, yüzey yoğunluğuna göre, geometrisine (konstrüksiyona) göre, akış şekline göre, akışkan sayısına göre ve ısı transferi mekanizmasına göre dir.

Isı transferi sürecine göre doğrudan temaslı veya dolaylı temaslı olarak ikiye ayrılır. Yüzey yoğunluğuna göre ısı değıştircileri kompakt ve kompakt olmayan şeklinde iki grupta toplanır. Isı transferi yüzey alanının ısı değıştircisi hacmine oranı o ısı değıştircisinin kompaktlığını gösterir. Eğer bir ısı değıştircisinde bu oran $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ 'den fazla ise butip ısı değıştircilerine kompakt ısı değıştircileri denir. Bunun tam tersi olarak, oran $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ 'den az ise bu ısı değıştircisi kompakt olmayan bir ısı değıştirci dir. Geometrisine göre ısı değıştircileri dört grupta toplanır: Borulu ısı değıştirciler, levhalı ısı değıştirciler, kanatlı yüzeyli ısı değıştirciler ve rejeneratif ısı değıştircileri dir. Isı değıştircisini içerisinde paralel, ters ve çapraz akış şekilleri vardır. Bunlardan ters akışlı olanda en fazla verim elde edilir. Isı transferi mekanizmasına göre ısı değıştircileri dört grupta toplanır. Tek faz - Tek faz taşınım, İki faz - Tek faz taşınım, İki faz - İki faz taşınım ve Taşınım + ısı taşınımı dir. Isı değıştircisi içerisinden geçen akışkan sayısı çoğunlukla iki dir. Ancak bazı özel durumlarda üç veya daha fazla olabilir.

Soğutma sistemi, motoru en verimli bir şekilde çalışabileceği sıcaklık bölgesinde tutabilecek şekilde dizayn edilmiştir. Bunu gerçekleştirebilmesi içinde motordan yüksek bir miktarda ısıyı dışarı atmalıdır. Soğutma sistemi bu ısıyı üç şekilde dışarı atar: İletim taşınımı ve radyasyon'dur. Soğutma sistemi bu üç yolu kullanarak ısı nın dışarı atılmasını maksimum düzeye getirebilecek şekilde dizayn edilmiştir.

Çeşitli soğutma sistemleri otomobiller üzerinde kullanılmaktadır. Hava soğutmalı motorlarda havanın kanatlar üzerinden geçmesi suretiyle motor bloğu ve silindir kafaları soğutulmaktadır. Isı motor çevresinden geçmekte olan havaya atılmaktadır. Su soğutmalı sistemlerde ise motor çevresindeki kanalların içerisinden su ve antifreze karışımı geçirilerek motor soğutulmaktadır. Soğutucu akışkan bir pompa vasıtasıyla motor bloğuna gönderilir. Buradan su kanalları yardımıyla akışkan silindir bloğu çevresinden geçer oradan da radyatöre ulaşır. Radyatöre ulaşan soğutucu akışkan radyatör içerisinden geçen hava yardımıyla da soğutulur.

Bir soğutma sisteminin dizaynını ve çalışma şeklini anlayabilmek için soğutucu akışkanın özelliklerini belirlemek çok önemlidir. Soğutucu akışkanın donmasını önlemek ve kaynama sıcaklığını arttırmak için içerisine antifreze katılır. Ayrıca antifreze katılmak suretiyle soğutma sisteminde oluşabilecek olan korozyonda önlenmiştir.

Soğutma sisteminin verimli bir şekilde çalışabilmesi için, sistemi oluşturan su pompası, su çeketleri, termostat, radyatör, basınç kapağı, genleşme tankı, fan,

davunbaz, kayış ve sıcaklık göstergeleri gibi parçaların her an çalışır durumda ve bakımlı olması gerekmektedir.

Radyatör, soğutucu akışkanın ısısını alan soğutma sisteminin en önemli elemanıdır. Soğutucu akışkan radyatör içerisindeki ince borulardan geçer. Bu arada havada radyatör dışından geçerek soğutucu akışkanın sıcaklığı düşürülmüş olur. Günümüzde aşağı veya çapraz akışlı radyatörler kullanılmaktadır. Soğutma sisteminde ortalama 1,5 barlık basıncın korunabilmesi için radyatör üzerinde basınç kapağı bulunmaktadır. Basınç, soğutucu akışkanın kaynama noktasını artırır, kavitasyonu azaltır, radyatör borularını korur.

Isı değiştiricilerinin bir çok uygulama alanına bulunmaktadır. Dolayısıyla ısı değiştiricisi araştırma ve geliştirmelerinin uzun bir tarihçesi vardır. Araştırma ve geliştirmeler halen günümüzde büyük bir hızla sürdürülmektedir. Bu çalışmalar ısı transferini daha iyi hale getirebilmek için yapılmakta ve bunu sağlamak içinde yeni ve özel ısı transferi yüzey alanları dizayn edilmektedir. Bu çalışmada ısı değiştirici hesaplamalarında kullanılabilecek bazı yaklaşımlar metinlerde verilmiştir.

Dizayn aşamasında kullanılabilecek olan hesap yöntemleri ile ilgili olarak, bütün ısı değiştiricileri için tek bir prosedür ortaya koymak mümkün değildir. Çünkü parametreler her bir durum için farklılık göstermektedir.

Isı değiştirici hesaplamalarında kullanılan en genel yöntemler LMTD (Logarithmic Mean Temperature Difference) ve NTU (The Number of Transfer Units) 'dır. Hesaplamalar sırasında her iki yöntemde kullanılabilir. Ancak NTU yönteminin diğeri ne göre bazı avantajları vardır. Örneğin t_{hi} , t_{ho} , $\dot{m}_c$ ve $\dot{m}_h$ değerleri biliniyor ve A yüzey alanı hesaplanması gerekiyor. U toplam ısı transferi katsayısının hesaplanabilmesi için her iki yöntem kullanılarak ısı transferi katsayısı hesaplanmalıdır.

NTU Yöntemi kullanılarak;

- 1- Verilen değerler yardımıyla ε verim ve C_{min}/C_{max} değerleri hesaplanır.
- 2- Akış şekline göre ε - NTU eğrileri kullanılarak NTU değeri hesaplanır.
- 3- $A = NTU (C_{min} / U)$ formülü yardımıyla da alan hesaplanır.

LMTD Yöntemi kullanılarak;

- 1- Verilen sıcaklık değerleri yardımıyla P ve R değerleri hesaplanır.
- 2- Uygun eğriler kullanılarak F düzeltme faktörü saptanır.
- 3- LMTD değeri hesaplanır.
- 4- $q = C_c(t_{co} - t_{ci}) = C_h(t_{hi} - t_{ho})$ eşitliği kullanılarak $A = q / U(F)(LMTD)$ 'dan alan hesaplanır.

Ayrıca A, U, $\dot{m}_c$, $\dot{m}_h$, t_{hi} , t_{ci} değerleri bilinseydi ve çıkış sıcaklıkları olan t_{ho} ve t_{co} 'nun hesaplanması gerekseydi,

NTU Yöntemi kullanılarak;

- 1- Verilen değerler yardımıyla $NTU = UA / C_{min}$ hesaplanır.
- 2- NTU , C_{min} / C_{max} değerleri kullanılarak akış şekline göre uygun eğriler kullanılarak suretiyle ε değeri hesaplanır.
- 3- Akışkanlardan birinin çıkış sıcaklığı hesaplanır.

4- $q = C_c(t_{co} - t_{ci}) = G_h(t_{hi} - t_{ho})$ for mül ü yard ıyla da i kinci akışkan ın çıkış sıcaklığı hesaplanır.

LMFD yöntemi kullanılarak

1- $R = C_c / G_h$ ' dan R değeri hesaplanır.

2- Akışkanlardan birinin çıkış sıcaklığı için bir değeri verilir ve bunun yard ıyla da bir P değeri belirlenir (Birinci iterasyon)

3- Uygun eğriler yard ıyla F değeri bulunur. (Birinci iterasyon)

4- LMFD değeri belirlenir.

5- $q = UAF(LMFD)$ for mül ü yard ıyla q değeri saptanır.

6- İkinci akışkan ın çıkış sıcaklığı hesaplanır ve ikinci adı mda birinci akışkan için verilen değeri ile karşılaştırılır.

7- Uygun bir değeri elde edilene kadar iki ve altı numaralar arasındaki adı mlar tekrarlanır.

Açıkça anlaşılabileceği üzere, NTU yöntemi ile daha hızlı bir şekilde sonuca ulaşıl maktadır. Bu sebepten dolayıdır ki; tezin hazırlanması sırasında NTU yöntemi kullanılmıştır.

Yukarıda verilen bilgilere ek olarak, bu çalışmada bir araç radyatörü için ısı performans testi yapılmıştır. Sonuçlar NTU yöntemi kullanılarak irdelenmiştir.

Sonuç olarak, ısı transferi hesaplama yöntemleri kullanılarak, mevcut radyatör için

($Re_{hava} - j$) Reynol ds sayısı-radyatör hava tarafındaki ısı taşıma katsayısı j faktörü ve radyatör performans karakteristik eğrileri çıkartılmıştır.

COMPACT HEAT EXCHANGER DESIGN FOR VEHICLES

SUMMARY

The heat exchangers are divided into six groups;

Heat transfer process, surface compactness, geometry (construction), flow type, number of fluids and heat transfer mechanism

According to the heat transfer process classification, the direct contact and the indirect contact type of heat exchangers are available. Classification to the surface compactness has two types; The ratio of heat transfer surface area to the volume of the system in heat exchangers is the measure of compactness. If the ratio is more than $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$, this heat exchanger is called as a compact heat exchanger. In contrary, the heat exchanger is not a compact one if this value is less than $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$. Classification to the geometry has four types: Tube type heat exchangers, plate type heat exchangers, extended surface type heat exchangers and regenerative type heat exchangers. Parallel flow, counter flow and cross flow are the types of flow in heat exchangers. Counter flow gives the highest effectiveness. In the classification according to the heat transfer mechanism, there are four items: one phase flow convection in both sides, two phase flow convection in one side and one phase flow convection in the other side, two phase flow convection in the both sides and finally convection and radiation together. The number of fluids are mostly two in heat exchangers but in special processes three or more number of fluids may be used.

The cooling system is designed to maintain the most efficient operating temperature within the engine. To do this, the cooling system must remove large quantities of heat from the engine. The cooling system uses three means of heat transfer to accomplish this: conduction, convection and radiation. It is designed to maximize the principles of heat transferring heat by these three means.

Several types of cooling systems are now being used on the automobile. Air-cooled engines use air passing over fins to cool the engine block and cylinder heads. Heat is dissipated to the air passing around the engine. Liquid-cooled engines circulate a mixture of antifreeze and water through the engine to remove heat. The coolant is pumped with a water pump into the engine block, through internal passages, into the cylinder head, and into a radiator. Air flows through the radiator to remove the excess heat captured by the coolant, which is either recirculated without being cooled or sent to the radiator to be cooled.

To understand the design and operation of the cooling system, it is important to identify coolant characteristics. Antifreeze is added to the coolant to protect it against freezing. Antifreeze also raises the coolant's boiling point, and it reduces corrosion within the cooling system.

The cooling system has many parts that enable it to operate effectively. These include the water pump, water jackets, thermostat, radiator, pressure cap, expansion tanks, fan, shrouds, belts and temperature indicators.

The main part of the cooling system is the radiator used to remove heat from the coolant. The coolant passes through small tubes inside the radiator. Air flow across the tubes and removes the heat. Both down-flow and cross-flow radiators are used in vehicles today. A pressure cap is placed on the radiator to maintain approximately 1.5 bars of pressure on the cooling system. The pressure increases the boiling point of coolant, reduces cavitation, protects radiator hoses and reduces surging.

Because there are many important applications, heat exchanger research and development has a long history. Such activity is by no means complete, however, as many talented workers continue to seek ways of improving design and performance. In fact, with heightened concern for energy conservation, there has been a steady and substantial increase in activity. A focal point for this work has been heat transfer enhancement, which includes the search for special heat exchanger surfaces through which enhancement may be achieved. In this study we have attempted to develop tools that will allow you to perform approximate heat exchanger calculations. More detailed considerations of the subject are available in the literature, including treatment of the uncertainties associated with heat exchanger analysis.

Regarding design procedure for sensible heat transfer, it is difficult to devise one procedure for designing all heat exchangers because the given parameters vary from situation to situation. All of the terminal temperatures may be known or only the inlet temperatures may be given. The mass flow rates may be fixed in some cases and variable in others. Usually the surface area is not given.

LMFD (Logarithmic Mean Temperature Difference) and NTU (Number of Transfer Units) are the general heat exchanger design procedures. Either method may be used, but the NTU method has certain advantages. Consider the design problem where t_{hi} , t_{ho} , $\dot{m}_c$ and $\dot{m}_h$ are known and the area A is to be determined. With either approach the heat transfer coefficients must be determined so that the overall coefficient U can be computed. The NTU approach then proceeds as follows;

- 1- Compute the effectiveness ε and C_{min}/C_{max} from the given data.
- 2- Determine the NTU for the particular flow arrangement from the ε -NTU curve.
- 3- Compute A from $A = NTU C_{min}/U$

The LMFD approach is as follows;

- 1- Compute P and R from the given terminal temperatures.
- 2- Determine the correction factor F from the appropriate curve
- 3- Calculate the LMFD for an equivalent counterflow exchanger
- 4- Calculate A from $A = q/U(F)(LMFD)$ where $q = C_c(t_{co} - t_{ci}) = C_h(t_{hi} - t_{ho})$

The NTU approach requires somewhat less effort in this case.

Consider the design problem where A , U , $\dot{m}_c$, $\dot{m}_h$, t_{hi} and t_{ci} are given, and it is necessary to find the outlet temperatures t_{ho} , t_{co} . The NTU approach is as follows;

- 1- Calculate the $NTU = UA/C_{min}$ from given data
- 2- Find ε from the appropriate curve for the flow arrangement using NTU and C_{min}/C_{max} .
- 3- Compute one outlet temperature
- 4- Compute the other outlet temperature from

$$q = C_c(t_{co} - t_{ci}) = C_h(t_{hi} - t_{ho})$$

The LMFD approach requires the following iteration;

- 1- Calculate R from $R = C_c/C_h$
- 2- Assume one outlet temperature in order to compute P (first approximation)

- 3- Find F from the appropriate curve (first approximation)
 - 4- Evaluate $LMTD$ (first approximation)
 - 5- Determine $q = UAF(LMTD)$ (first approximation)
 - 6- Calculate outlet temperature to compare with the assumption of step 2
 - 7- Repeat steps 2 through 6 until a satisfactory agreement is obtained
- It is obvious that the NTU method is much more straight forward in this latter problem so in this study NTU method is used.
- In addition to all given above, in this study heat performance test is implemented for a vehicle radiator. The test results are checked by using NTU method in order to compare the difference of outcome between the test and calculation results.
- Consequently, by using the heat transfer design procedures, for the specified radiator; (Re_{hava-j}) Reynolds number-j factor of heat transfer coefficient for air side and radiator performance characteristic curves are obtained.

BÖLÜM1 GİRİŞ

Isı değıştircileri, farklı sıcaklıklardaki iki veya daha fazla akışkan arasında oluşan ısı enerjisini sağlayan cihazlardır. Güç üretimi, proses, kimya ve gıda endüstrileri, elektronik, çevre mühendisliği, üretimendüstrileri, iklimlendirme, soğutma ve uzay uygulamaları gibi geniş kullanı malanlarına sahiptir.

Çok sayıda ısı değıştirci tipleri mevcut olmakla birlikte, bunlardan boru gövde tipi ısı değıştircileri diğerlerine göre daha fazla kullanı malanına sahip olmasına rağmen, bu çalışma sırasında araçlar üzerinde kullanılan kompakt ısı değıştircileri (radyatörler) üzerinde durulacaktır.

Motor soğutma sistemlerinin temel yapıtaşlarından biri olan radyatörler genel olarak bütün araçlar üzerinde standart hale gelmiştir. Araçlar üzerinde çoğunlukla radyatöre sahip su soğutma sistemler kullanılmaktadır. Tabii ki bunun yanında unutulmalıdır ki, hava soğutmalı sistemlerde (motorbisiklet vs.) günümüzde halen kullanılmaktadır.

İleriki bölümlerde bu hava ve su soğutmalı sistemler hakkında öncelikle genel bilgiler verildikten sonra su soğutmalı sistemlerde kullanılan radyatörün ısı performans test sonuçları verilecektir. NTU yöntemi kullanılarak da bu sonuçların sağlanması yapıldıktan sonra, (Re_{hava-j}) Reynolds sayısı-radyatör hava tarafındaki ısı taşıma katsayısı j faktörü ve ısı değıştircisi performans eğrileri çıkarılacaktır.

BÖLÜM 2. ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNİN SINIFLANDIRILMASI

2.1 GİRİŞ

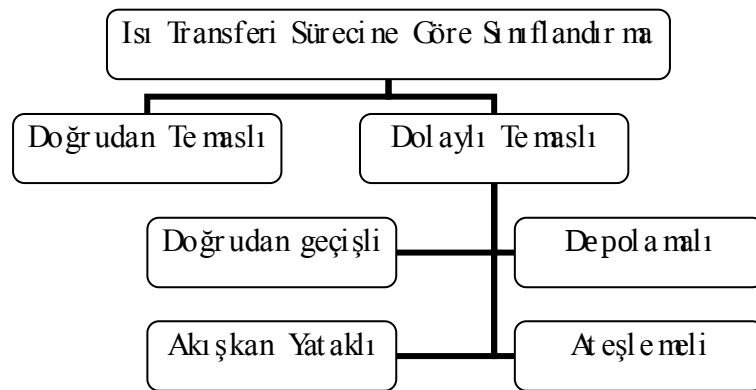
Isı değıştircileri şu şekilde sınıflandırılabilirler:

1. Isı transferi sürecine göre
2. Yüzey yoğunluğuna göre
3. Geometriye göre
4. Akış şekline göre
5. Akışkan sayısına göre
6. Isı transferi mekanizmasına göre'dir.

2.2 ISI TRANSFERİ SÜRECİNE GÖRE SINIFLANDIRMA

Isı transferi sürecine göre, ısı değıştircileri doğrudan temaslı ve dolaylı temaslı olarak sınıflandırılırlar. Bu sınıflandırma Tablo 2.1'de gösterilmiştir.

Tablo 2.1 Isı Değıştircilerinin Isı Transferi Sürecine Göre Sınıflandırılması



2.2.1 Doğrudan temaslı ısı değiştiricileri

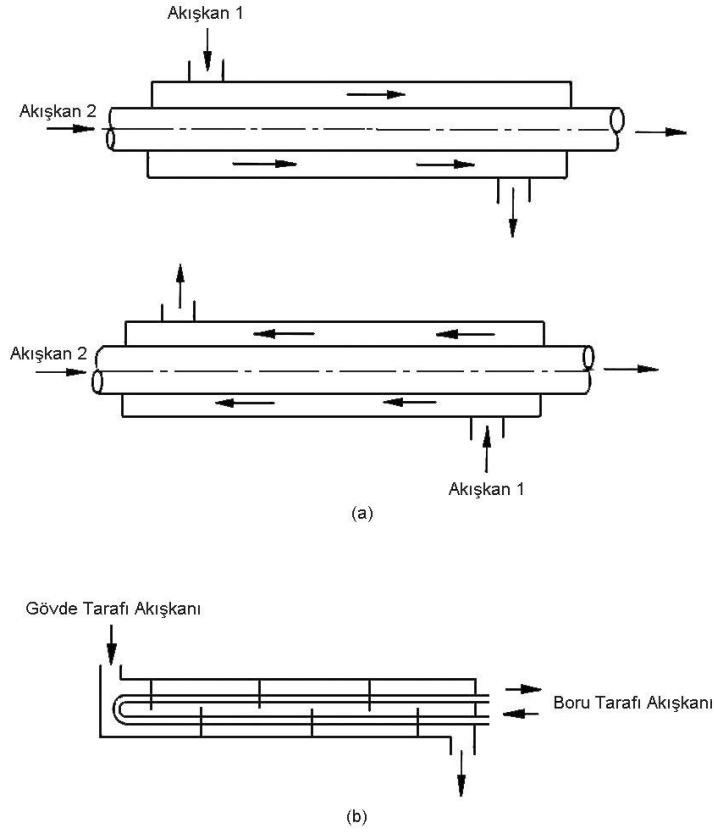
Isı, doğrudan temaslı ısı değiştiricilerinde aralarında doğrudan temasın olduğu soğuk ve sıcak akışkanlar arasından iletilir. Tek sınırlama, akışkanların karşılaştırılabilir cinsten olmasıdır. Soğutma kuleleri, püskürtmeli ve tablalı yoğunlaştırucular bu tip ısı değiştiricilerine iyi birer örneklerdir. Soğutma kulesinde damlacıklar halindeki su hava ile soğutulur. Çoğunlukla ısı ve kütle transferleri bu cins ısı değiştiricilerinde eşzamanlı olarak meydana gelir.

2.2.2 Dolaylı temaslı ısı değiştiricileri

Dolaylı temaslı ısı değiştiricilerinde, ısı enerjisinin bir ısı transferi yüzeyi (akışkanları ayıran bir cidar) boyunca sıcak ve soğuk akışkanlar arasından değişimi sağlanır. Şekil 2.1’de görülen örneklerde olduğu gibi ısı enerjisi, ayırıcı cidar boyunca transfer edilirken soğuk ve sıcak akışkanlar aynı anda akarlar ve bu akışkanlar birbirlerine karışmazlar. Dört grupta incelenebilirler:

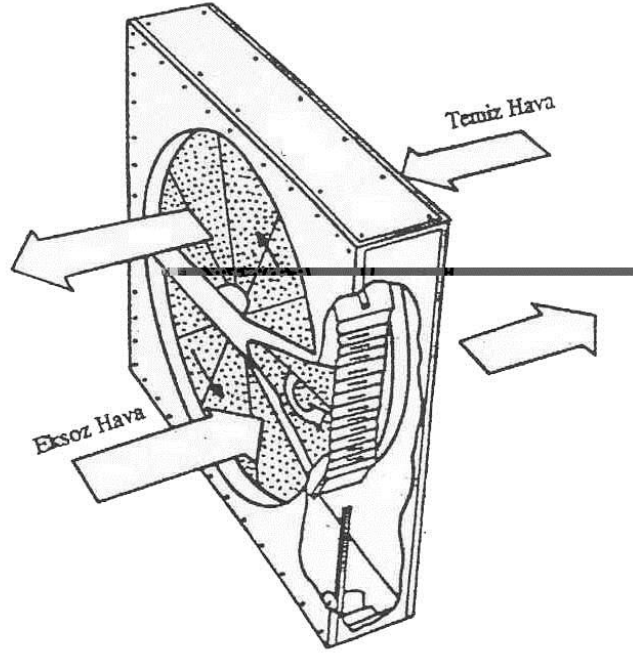
a) Doğrudan geçişli: Bu tip ısı değiştiricilerinde akışkanlar birbirleriyle karışmadan hareket ederler ve aynı zamanda bu akışkanlar ince bir boru veya levha yüzeyi ile birbirinden ayrılmışlardır. Reküperatör olarak da adlandırılırlar. Borulu ısı değiştiricileri (çift borulu, gövde borulu) ve levhalı ısı değiştiricileri bu cins örneklerdir.

b) Depolamalı: Depolamalı ısı değiştiricilerinde aynı akış yolu iki akışkan tarafından sırasıyla değişimi olarak doldurulur. Önce sıcak akışkan belirli bir zaman yüzey üzerinden geçerek bu yüzeyi ısıtır. Daha sonra ısınan bu yüzey üzerinden soğuk akışkan geçirilerek soğuk akışkanın ısınması sağlanır. Bu nedenle ısı enerjisi doğrudan temaslı ısı değiştiricilerinde olduğu gibi bir cidar boyunca iletilmez. Bunlara rejeneratör de denir. Kömür yakıtlı büyük buhar güç santrallerinde havanın ön ısıtılmasında, gaz türbinlerinde, yüksek fırınlarda, camfabrikalarında uygulanma alanları bulunmaktadır. Buna ait bir örnek Şekil 2.2’de gösterilmiştir.



Şekil 2.1 Dolaylı Temaslı Isı Değiştiricisi Örnekleri (a) Çift Borulu Isı Değiştiricisi, (b) Cövde Boru Tipi Isı Değiştiricisi [7]

c) Akışkan yataklı: Akışkan yataklı ısı değiştiricisinde ısı enerjisi akışkan ve ince katı malzemeli akışkan yatak arasından transfer edilir. Katı tanecikler sıvı veya gaz ile akışkanlaştırılır. Akışkanlaştırıcı gaz gözenekli levha boyunca küçük taneciklerin bulunduğu yatağa girer. Belirli bir gaz hızında yatak içindeki bir taneciğe gelen sürükleme kuvveti, taneciğin ağırlığından bir miktar fazla olduğunda tanecik yükselmeye ve hareketlenmeye başlar ayrıca yatak yoğunluğu karışımın ve katı taneciklerin yoğunluğuna eşit olan bir akışkan gibi davranır. Yatak hacmi arttıkça basınç düşümü nedeniyle sürükleme kuvveti azalır ve katı tanecikler aşağıya inme eğilimine girerler. Bunu önlemek için gaz hızı, yatağı akışkanlaştırılmış durumda tutacak şekilde artırılabilir. Hareketli tanecikler ısı transferini iyileştirir ve yatak içinde sabit bir sıcaklık dağılımını sağlar. Bu cins ısı değiştiricileri kurutma, karışma, adsorbsiyonlu sistemlerde ve reaktör mühendisliğinde kullanılır.

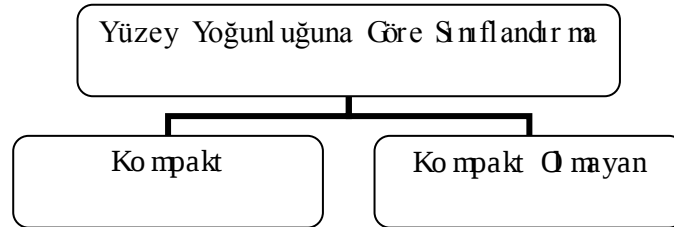


Şekil 2.2 Depolamalı Tip Isı Değiştiricisi [10]

d) **Ateşlemeli:** Bu tip ısı değiştiricilerinde, ısı enerjisi alev ışınım ve taşınım ile transfer edilir. Fırınlar ve kazanlar ateşlemeli ısı değiştiricileridir. Örneğin bir kazanda kömürün, sıvı yakıtın veya gazın yanması ocakta gerçekleşir ve büyük miktardaki ısı alıyandan suya boru içindeki ısıtım ve sıcak gazların taşınım ile iletilir. [6,7]

2.3 YÜZEY YOĞUNLUĞUNA GÖRE SINIFLANDIRMA

Tablo 2.2 Isı Değiştiricilerinin Yüzey Yoğunluğuna Göre Sınıflandırılması



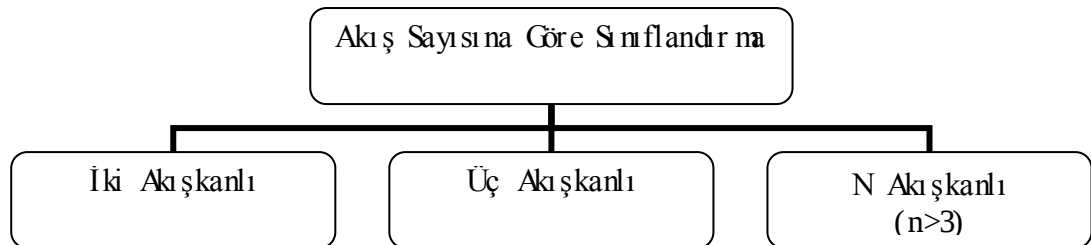
Yüzey alanı yoğunluğu ısı transfer alanının en az bir tarafında $700 \text{ m}^2 / \text{m}^3$ olan ısı değiştiricileri Tablo 2.2’de gösterildiği gibi kompakt ısı değiştiricileri olarak nitelendirilirler. Bu ısı değiştiricileri genelde ısı transfer yüzeyinin en az bir tarafında gaz fazındaki akışkanın aktığı uygulamalarda kullanılırlar. Genellikle gaz

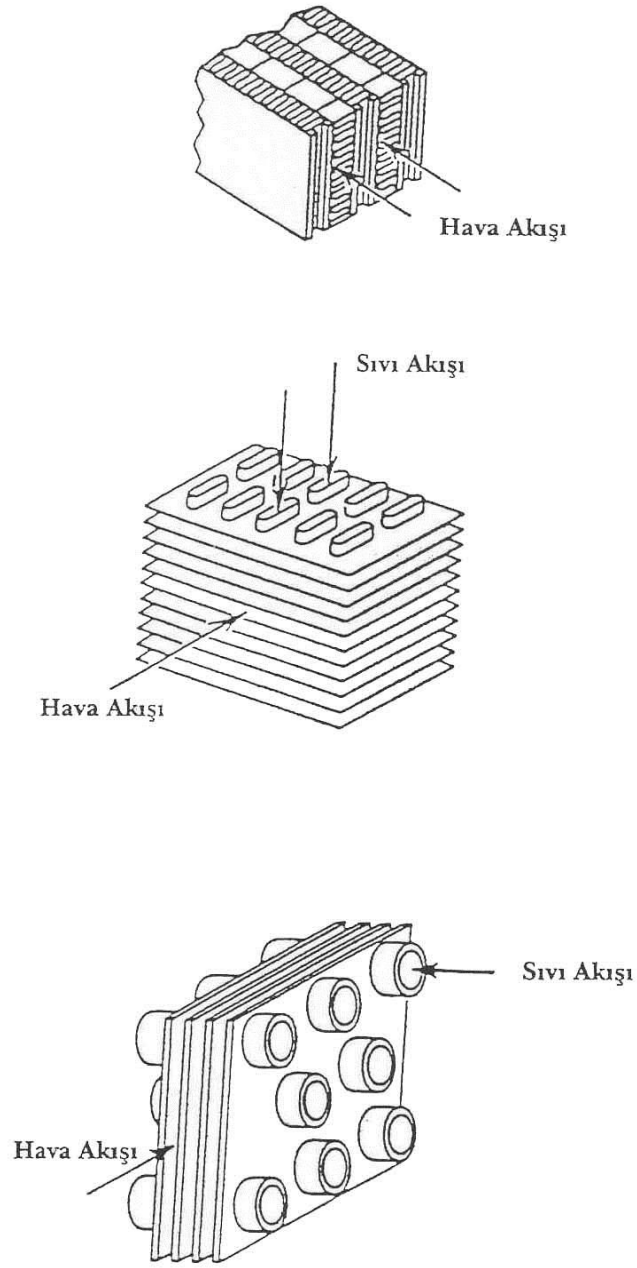
akışkanlarda ısı taşıma katsayısı sıvılara göre daha küçüktür. Bu yüzden bir tarafında gaz, diğer tarafında sıvı bulunan ısı değiştiricilerinde, özellikle gaz tarafındaki yüzeyi artırmak gerekir. Yüzeyin veya diğer bir anlamda ısı değiştiricisinin kompaktlığının artırılması, çeşitli şekillerdeki kanatların ilave edilmesi ile yapılabilir. Levhalı-kanatlı, borulu-kanatlı ve rejenaratif tipler kompakt ısı değiştiricileri sınıfına girerler. Borulu-kanatlı kompakt ısı değiştiricileri yuvarlak ve yassı borulardan oluşur. Uygulamaya bağlı olarak kanatlar içeride, dışarıda veya her iki tarafta kullanılabilirler. Levhalı ısı değiştiricilerinde düz veya oluklu kanatlar paralel levhalar arasında sıkıştırılmıştır. Şekil 2.3’de buna ait çeşitli örnekler verilmiştir.

Türbülans miktarı, daha yüksek ısı transfer katsayısını belirli bir gaz akışkan debisinde sağlayan kanatların akışı kesmesi ve karıştırılması ile artırılabilir. Levhalı-kanatlı ısı değiştiricileri öncelikli olarak gazdan gaza olan uygulamalarda, borulu-kanatlı ısı değiştiricileri ise sıvıdan havaya olan sistemlerde kullanılırlar. Birçok uygulamalarda (kamyonlar, otomobiller, uçaklar) kütle ve hacimazaltılması özellikle önemlidir. Kütle ve hacimden elde edilen kazanç nedeniyle kompakt ısı değiştiricileri kriyojeni, enerji iyileştirilmesi, proses endüstrisi, soğutma ve iklimlendirme sistemlerinde geniş olarak kullanılırlar. Buna karşılık akışkanlardan en az birinin gaz olması, yüzeyi kirleten, korozif olan akışkanların kullanılması ve akışta meydana gelen aşırı yük kayıplarını yenebilmek için ilave pompalama gücünün gerekmesi, kompakt ısı değiştiricilerinin sakıncaları olarak söylenebilir. [7, 8]

2.4 AKIŞKAN SAYISINA GÖRE SINIFLANDIRMA

Tablo 2.3 Isı Değiştiricilerinin Akışkan Sayısına Göre Sınıflandırılması





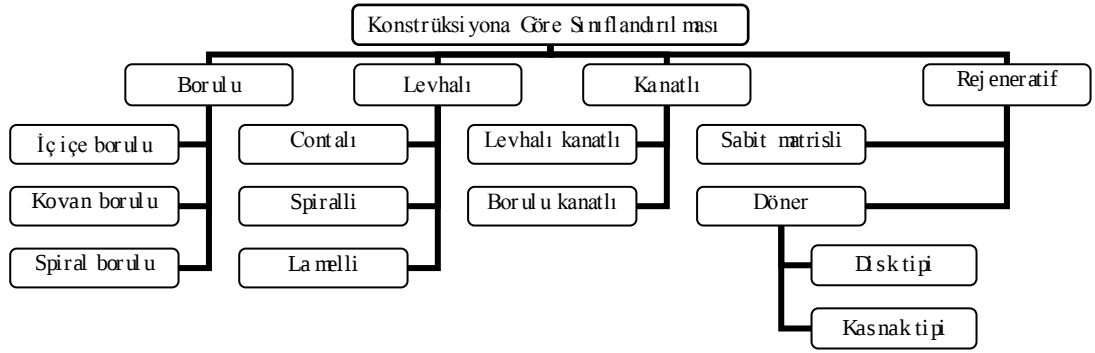
Şekil 2.3 Kompakt Isı Değiştiricileri (a) Levhalı-Kanatlı (b) Yassı Borulu-Kanatlı (c) Borulu-Kanatlı [7]

Tablo 2.3’de görüldüğü gibi ısı değiştiricileri iki, üç ve çok akışkanlı olarak sınıflandırılabilirler. Çoğunlukla ısı değiştiricileri iki akışkanlıdır. Üç akışkanlı ısı değiştiricileri kriyojeni de geniş uygulama alanı bulunduğu gibi hava ayırma sistemleri, saflaştırma, hidrojeni nı sıvılaştırılması, amonyak sentezi gibi kimyasal ve proses endüstrilerinde de kullanılırlar. Üç ve çok bileşenli ısı değiştiricilerinin tasarımı oldukça karmaşıktır. [7]

2.5 KONSTRÜKSİYONA GÖRE SINIFLANDIRMA

Isı değıştircileri genellikle Tablo 2.4'deki gibi konstrüksiyon özelliklerine göre karakterize edilir. Önemli konstrüksiyon tipleri borulu, levhalı, kanatlı, rejeneratif ısı değıştircileri dir.

Tablo 2.4 Isı Değıştircilerinin Konstrüksiyona Göre Sınıflandırılması



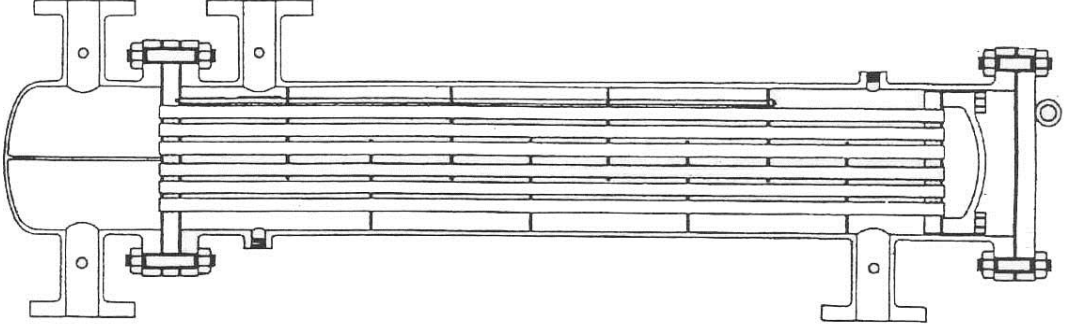
2.5.1 Borulu ısı değıştircileri

Bu tip ısı değıştircileri eliptik, dikdörtgen ve genellikle de dairesel borulardan meydana gelmiştir. Akışkanlardan biri borunun içinde, diğer akışkan ise borunun dışında akar. Boruların çapları, sayıları, uzunlukları, merkezleri arası mesafe ve boru düzeni değışebilir. Bu nedenle bu ısı değıştircilerini tasarımımda önemli esneklikler bulunur.

Üç grupta incelenirler:

a) Çift borulu Sistem genellikle aynı eksenli iki borudan yapılır. Akışkanlardan biri içteki borudan akarken, diğer akışkan iki boru arasındaki boşluktan akar. Çift borulu ısı değıştircileri, basınç düşümünü ve ortalama sıcaklık farkı gereksinimini karşılamak için çeşitli paralel ve seri şekillerde düzenlenebilir. Önemli kullanım alanı düşük ısı transferi alanlarının gerektiği (50 m² 'ye kadar) proses akışlarının duyulur ısıtılması ve soğutulmasıdır. Teorik analizleri basit ve temizlenmeleri kolaydır. Bu tip ısı değıştircileri aynı zamanda bir veya iki akışkanın yüksek basınçta bulunduğu durumlar için oldukça uygundur. En büyük dezavantajı ise büyük hacimler kaplaması ve birim ısı transferi alanı için pahalı olmasıdır.

b) Gövde borulur. Bu ısı değiştircisi, Şekil 2.4’de bir rneği grldği gibi silindirik bir gövde ile bunun içindeki birbirine paralel borulardan meydana gelir. Akışkanlardan biri boruların içinden diğer akışkan ise gövde içinden akar. Ana elemanları borular (boru değeti), gövde, boruların tespit edildiği n ve arka aynalar ile gövde içindeki akışı yönlendiren perdelerdir. Petrol rafinelerinde, termik santrallerde, kimya endüstrisinde, nükleer santrallerinde n ısıtıcı olarak kullanılır.



Şekil 2.4 Gövde Boru Tipi Isı Değiştircisi [9]

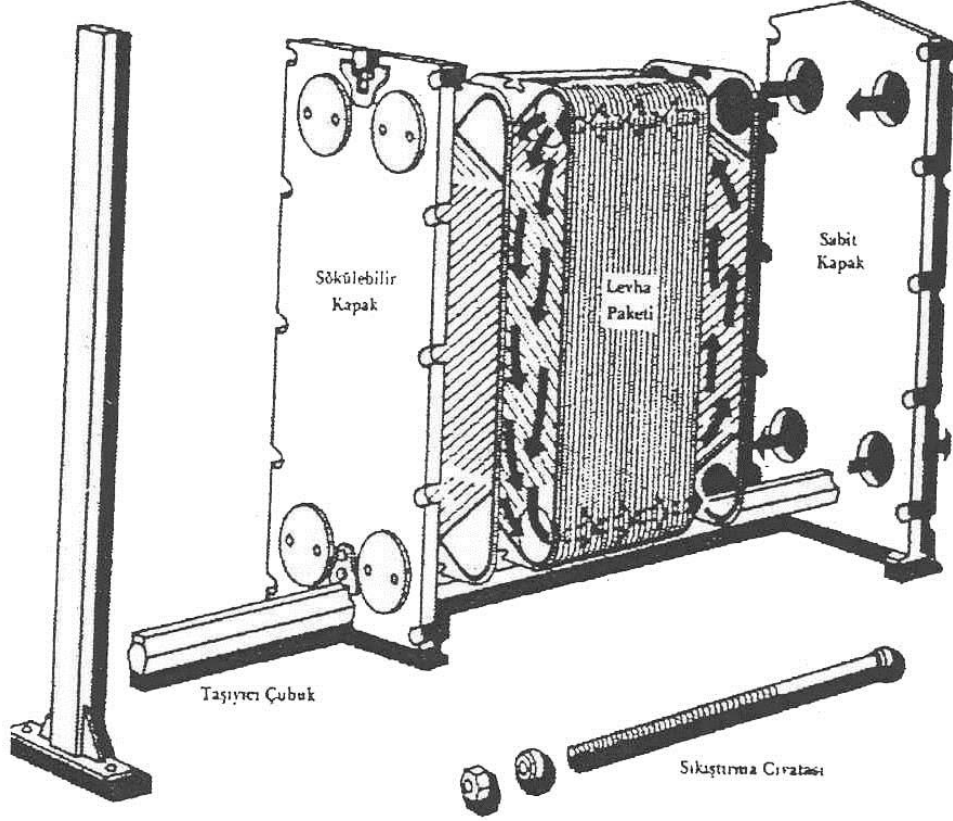
c) Spiral borulur. Bir veya daha fazla borudan yapılmış spiral ile bu spiralin dışındaki bir depodan meydana gelir. Soğutma sistemlerinde kullanılan yarı eksenel kondenser ve yarı eksenel evaporatör olarak da tasarlanabilir. Spiral boruların ısı transfer katsayısı, düz borularınki ne göre daha yüksektir. Isıl genleşmelerin oluşturduğu gerilme problemleri bu ısı değiştircilerinde yoktur.

2.5.2 Levhalı ısı değiştircileri

Akışkanlarını oluşturan levhalardan yapılırlar. Akışkanlar, oluklu kanatlar arasına sıkıştırılmış olan veya düz durumda bulunan yassı levhalarla ayrılırlar. Her çeşit gaz bileşimi, sıvı bileşimi veya iki fazlı akışkanlar için olan ısı transferinde kullanılırlar. Şu Şekilde sınıflandırılırlar:

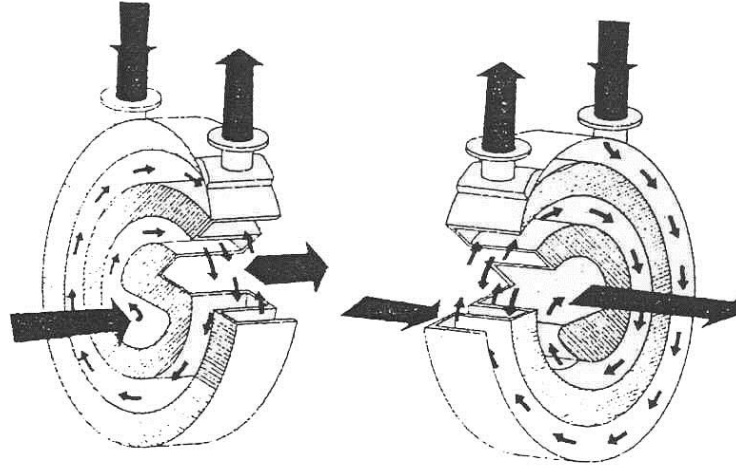
a) Contalı-levhalı: Akışkanları ayıran oluklu ya da dalgalı Őekildeki ince levhalardan bir paket yapılarak elde edilir. Metal levhalar arasında contalar vardır. İstenildiği kadar levha ilave edilerek yüzey artırılabilir. Levhalar arası boşluklardan akışkanlar akar. Isı transferi bütün levha yüzeyi boyunca olur. Kolaylıkla temizlenebildikleri için besin, iki, süt, makyaj ve kağıt endüstrilerinde geniş olarak kullanılırlar. Levha kalınlığı genellikle 0.5-1.2 mm levhalar arasındaki boşluk ise 5-6 mm değerindedir. Levha malzemesi olarak karbonlu elik, alüminyum, bakır ve bakır alaşımı,

paslanmaz çelik, nikel ve molibden alaşımları kullanılabilir. Bu tipe ait bir örnek Şekil 2.5’de gösterilmiştir.



Şekil 2.5 Conta-Levhalı Isı Değiştiricisi [11]

b) Spiral-levhalı: İki uzun paralel levhanın spiral şeklinde sarılması ile elde edilir. İki levha arasına konulan sapmalar ile düzgün bir boşluk sağlanabilir. Levhaların iki tarafı contalı bir kapak ile kapatılır. Akışkanlar birbirine ters veya paralel akacak şekilde düzenlenebilir (Şekil 2.6). Temizlenmesi kolay olduğundan bu ısı değiştiricisi tortu yapabilecek akışkanlar için çok uygundur. Bu yüzden özellikle kağıt endüstrisinde, sülfat ve sülfat fabrikalarında bu ısı değiştiricisi tercih edilir. Çokça kompakt olmalarının yanında özel imalatları nedeniyle pahalıdırlar. Maksimum yüzey 150 m^2 , maksimum işletme basıncı 10 bar ve maksimum işletme sıcaklığı 500°C ile sınırlıdır.



Şekil 2.6 Spiral Levhalı Isı Değiştiricilerinde Akış Yolları [11]

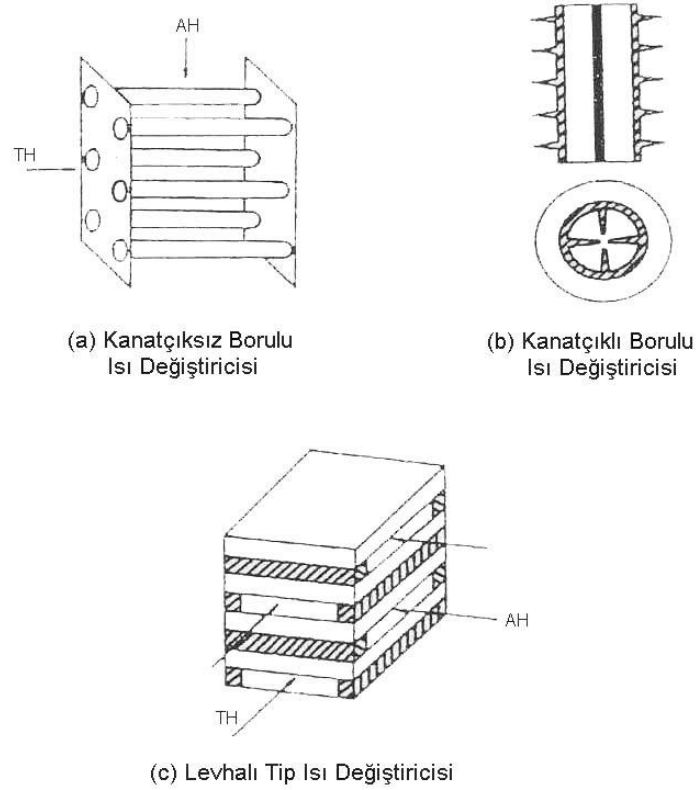
c) Laminar-levhalı: Laminar ısı değiştiricisi gövde içine yassılaştırılmış borulardan yapılmış bir demetin yerleştirilmesi ile elde edilir. Bu borulara lamine adı verilir ve genellikle nokta veya elektrik dişi kaynağı ile birbirine tutturulur. Gövde içinde ayrıca perdeler bulunmaz. Akışkanlar birbirine göre ters veya paralel akabilir. Hidrolik çap küçük olduğundan büyük ısı taşıma katsayıları elde edilebilir. Teflon conta kullanıldığında maksimum 200°C asbest conta kullanıldığında 500°C sıcaklık değerlerine ve 20 bar basınca kadar çıkabilir. Bu ısı değiştiricileri kağıt, besin ve kimya endüstrilerinde uygulama alanı bulmaktadır.

2.5.3 Kanatlı yüzeyli ısı değiştiricileri

Ana ısı transfer yüzeyinde (boru veya levha) kanatların veya diğer ilave çıkıntıların ısı transfer yüzeyini artırarak amacıyla kullanıldığı ısı değiştiricileridir. Gaz tarafındaki ısı transfer katsayısı, sıvı tarafındaki den daha düşük olduğu için kanatlı ısı transfer yüzeyleri genelde gaz tarafında kullanılırlar. İki grupta incelenebilirler:

a) Levhalı-kanatlı: Bu tip ısı değiştiricilerinde akış, oluklu kanatlar arasında sıkıştırılmış olan yassı levhalarla ayrılmıştır. Genelde düşük sıcaklık tesislerinde ve akışkanlar arası sıcaklık farkının (1°C den 5°C ye kadar) düşük olduğu yerlerde kullanılırlar. Sahip oldukları akışa göre çeşitli şekillerde (paralel, ters veya çapraz akış) düzenlenebilirler. Birim hacmin ısı transfer alanına olan oranı $2000 \text{ m}^2/\text{m}^3$ civarında olduğundan oldukça kompakt yapıya sahip oldukları söylenebilir. Levhalar

boyunca ve levhadan levhaya iyi bir akış dağılımı sağlamak için bu ısı değiştiricilerinin girişine özel sistemler konur. Levhalar 0.5-1.0 mm ve kanatlar 0.15-0.75 mm kalınlığındadır. Kanatlar, paralel levhalar halindeki yüzeyler arasında mekanik olarak preslenerek, lehimlenerek veya kaynak ile tutturulur. Kanat tipleri: Düz kanat, düz-delikli kanat, testere dişli kanat ve dalgalı kanat'dır. Levhalı-kanatlı ısı değiştiricilerinin uygulama yeri bulunduğu alanlar, gaz ve buhar türbinleri, otomobil, kamyon, uçak motorları soğutma sistemleri, ısı pompaları, soğutma makineleri, klima tesisleri, elektronik devrelerinin soğutulması, nükleer santraller ve kimya endüstrisi'dir.



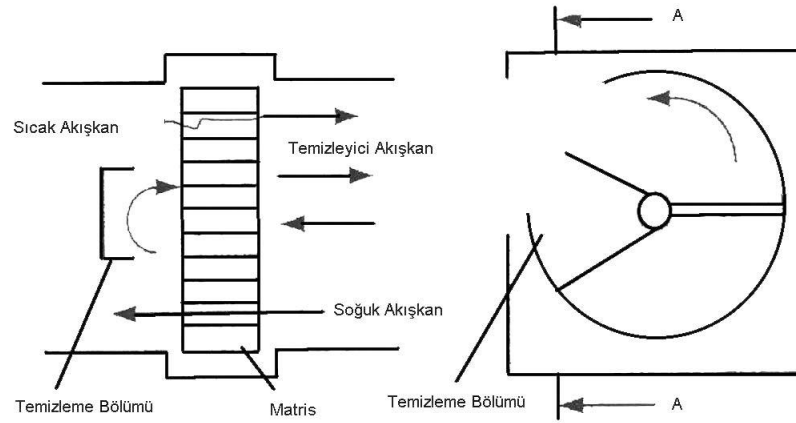
Şekil 2.7 Kanatsız-Borulu, Kanatlı-Borulu ve Levha Tipi Isı Değiştiricileri [10]

b) Borulu-kanatlı: Bu ısı değiştiricileri bir tarafında gaz, diğer tarafında sıvı bulunduğu durumlarda kullanılırlar. Gaz tarafındaki ısı transfer katsayısı, sıvı tarafındaki nden daha düşük olduğu için genellikle kanatlar gaz tarafında kullanılırlar (Şekil 2.7b). Borulu-kanatlı ısı değiştiricisi, kanatların boru dişilerini dış tarafına sabitleştirildiği bir yapıdır. Bu kanatlar boru eksenine diğ. eksene paralel, çaprazlama veya helisel şekillerde olabilir. Boru eksenine paralel olarak yerleştirilen kanatlar çoğunlukla çift borulu veya perdesiz gövde borulu ısı değiştiricilerinde kullanılırlar.

Boru içinde kanatların kullanıldığı yerler soğutma sistemlerindeki kondenserler ve evaporatörlerdir. Kanatlar boru cidarına döküm, kaynak, lehim veya sıkı geçme tekniği ile tutturulabilirler. Bu tiplerin uygulama yerleri olarak güç santralleri, pervaneli soğutma grupları, taşıtlar, klima cihazları ve soğutma tesisatlarıdır.

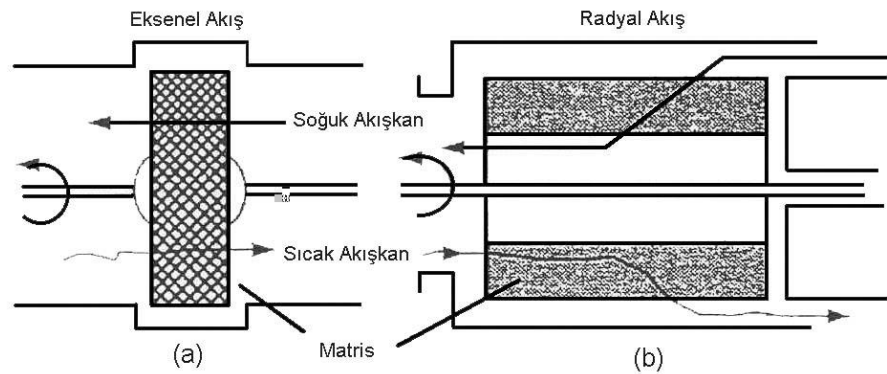
2.5.4 Rejeneratif ısı değiştiricileri

Isının depolanarak transfer edildiği ısı değiştiricileridir. Döner ve sabit dolgu (matris) maddeli olmak üzere iki tipile karşılaşılr.



Şekil 2.8 Döner Rejeneratör [12]

a) Döner dolgu maddeli: Bunlar disk ve silindir (kasnak) tipi olmak üzere iki grupta toplanabilir. Disk tipi rejeneratörlerde, ısı transfer yüzeyi disk şeklindedir ve akış aksel yöndedir. Kasnak tipinde ise dolgu maddesi içi boş silindir şeklinde olup, akış radyal yöndedir. Gaz türbinleri ve taşıtlarda kullanılabilirler.



Şekil 2.9 Döner Rejeneratör Tipleri (a) Disk Tipi, (b) Silindir Tipi [12]

b) Sabit dolgu lu maddeli: Bu ısı değiştircisinde gaz akış ynu sabit dolgu maddesine ve sabit dolgu maddesinden başka yöne saptırılır. Sürekli bir çalışma sağlamak için aynı tipten en az iki rejeneratöre gerek vardır. Birçok yerde üç veya dört rejeneratör aynı anda kullanılır. Yüksek fırınlarda, camfabrikalarında ve düşük sıcaklık işletmelerinde havanın ayrılmasında kullanılırlar. [7, 8]

2.6 AKIş şEKLİNE GÖRE SINFLANDIRMA

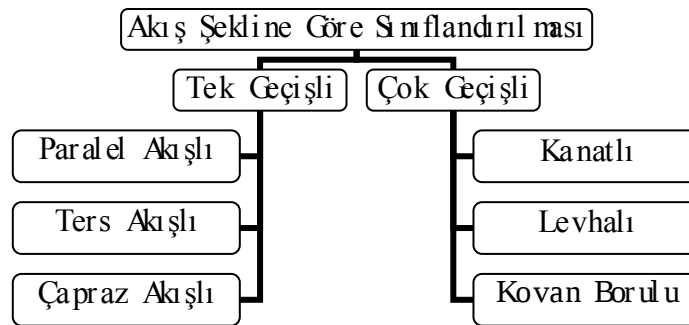
Isı değiştircilerinde akışkanın değişik şekillerde düzenlenmesi ortalama logaritmik sıcaklık farkına, etkenliği ve ısııl gerilmelere çok etki eder. Akış şekline göre sınıflandırma Tablo 2.5'deki gibi tek geçişli ve çok geçişli olarak iki ana grupta toplanabilir. Tek geçişli halde iki akışkan ısı değiştircisi boyunca birbirleri ile yalnız bir kere geişir. Çok geçişli halde ise iki akışkan birbirleri ile birak kere geişir.

2.6.1 Tek geçişli ısı değiştircileri

Bunlar paralel, ters, çapraz akışlı olmak üzere üç grupta incelenebilir (şekil 2.10).

a) Paralel akışlı: Bu akış şeklinde akışkanlar ısı değiştircisinin bir ucundan girip aynı doğrultuda ve ısı değiştircisinin diğer ucundan çıkarlar. Isıl gerilmelerini istenmediği durumlarda tercih edilir.

Tablo 2.5 Isı Değiştircilerinin Akış şekline Göre Sınıflandırılması



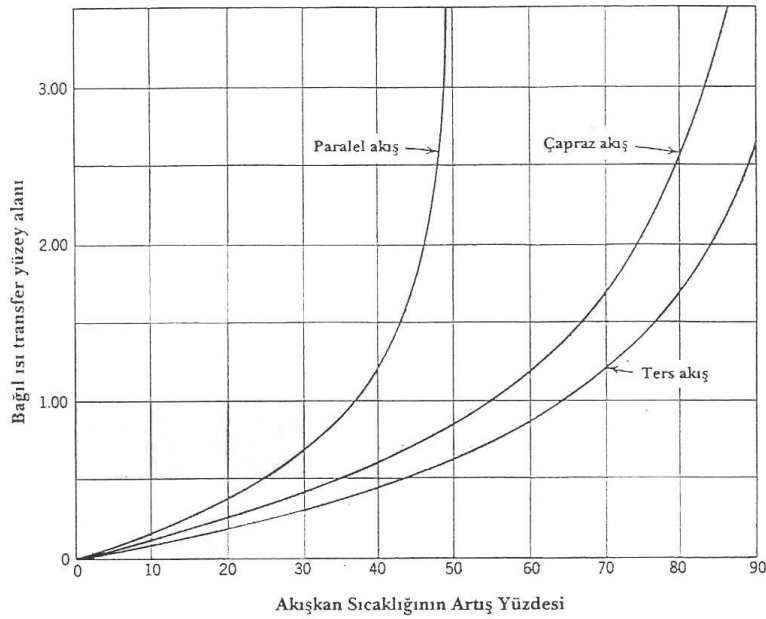
b) Ters akışlı: Bu tipte akışkanlar ısı değiştircisinde birbirlerine göre ters olarak akar. Ters akışlı ısı değiştircilerinde ortalama logaritmik sıcaklık farkı, diğer bütün akış düzenlemelerinden daha büyüktür. Diğer ısı değiştircilerine göre daha kompakt bir yapıya sahip olmalarına karşın, pratikteki imalat gkleri ve ısııl gerilmeler nedeniyle birçok uygulamada ters akışlı ısı değiştircileri tercih edilme yebilir.

c) Çapraz akışlı: Bu ısı değıştircisinde akışkanlardan biri ısı transferi yüzeyi boyunca ve diğ er akışkanın akış yoluna dik olacak şekilde akar. Akışkanlar ısı değıştircisi içinde ilerlerken kendisi ile karışabilir veya karışmayabilir. Isı geçişi bakımından çapraz akışlı ısı değıştircilerinin etkenliğı paralel akışlı ve ters akışlı ısı değıştircilerinin etkenliklerinin arasındadır. İmalat kolaylığı nedeniyle pratikte kompakt ısı değıştircilerinin büyük çoğunluğu çapraz akışlı olarak yapılır.

2.6.2 Çok geçişli ısı değıştircileri

Daha önce incelenen ısı değıştircisinin üç esas tek geçiş işlemi, ısı değıştircisi içinde değışik şekillerde ard arda seri halde düzenlenerek çok geçişli tipler elde edilebilir (Şekil 2.11d). Çok geçişli ısı değıştircilerinin en büyük üstünlüğü ısı değıştircisi etkenliğini arttırmaktır. Çok geçişli ısı değıştircileri kanatlı yüzeylerde, gövde-boru tiplerinde ve levhalı tiplerde değışik düzenlemelerde imal edilebilir.

a) Çapraz-ters akışlı: Bu çeşit düzenleme genellikle kanatlı yüzeyli ısı değıştircilerinde tercih edilir. İki veya daha fazla sayıda çapraz geçiş arka arkaya ters akışlı olarak seri halde bağlanır. Isı değıştircisi etkenliğı, her bir geçişteki akışkanların karışıp karışmadığına ve geçiş sayısına bağlıdır. Yüksek sıcaklıklardaki uygulamalarda sıcaklığın fazla olduğu geçişlerde sıcağa dayanıklı pahalı malzeme, diğ er yerlerde ise ucuz malzeme kullanılarak imalat masrafları azaltılabilir.



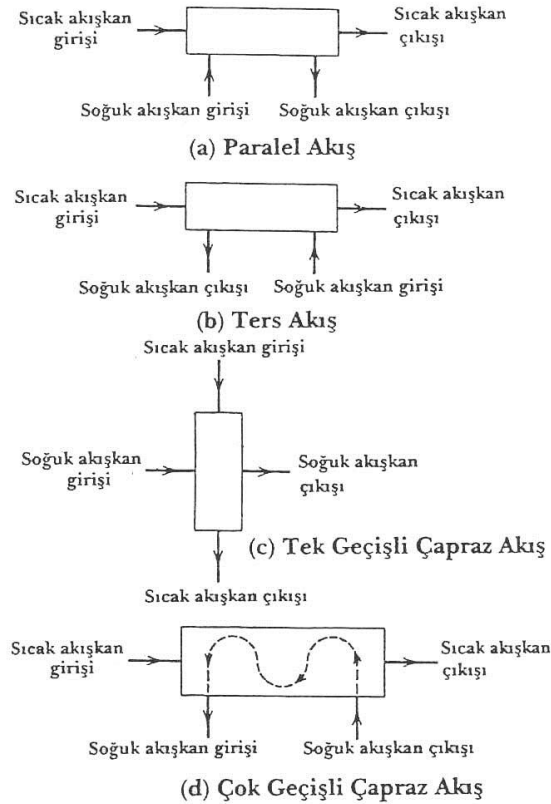
Şekil 2.10 Paralel, Ters ve Çapraz Akışların Karşılaştırılması [9]

b) Çapraz-paralel akışlı: Bu düzenleme, bir önceki düzenlemeye çok benzer, sadece akışkanların birbirlerine göre genel akışı paraleldir. Geçiş sayısı artırılarak, sistemin etkinliği tek geçişli paralel akışlı ısı değiştiricisi etkinliğine yaklaştırılabilir.

c) Gövde akışkanının karıştığı, paralel-ters akışlı: Bu düzenleme, gövde borulu ısı değiştiricilerinde en çok kullanılan tiptir. Sistemde borular bir uçlarından tespit edildiğinden ısıl gerilmeler çok azdır. Gövde tarafındaki akışkan karıştığından, herhangi bir kesitteki gövde akışkanının sıcaklığı sabittir. Bu yüzden, boru içindeki akışkanın yönü değişse de ısı değiştiricisi etkinliği aynı kalır.

d) Gövde akışkanını karıştıran, ayrı akışlı: Bu düzenlemelerde, boyuna perdeler kullanılır ve tek bir çıkış ağzı vardır (TEMA G-tipi gövde).

e) N Paralel levha geçişli: Levha tipi ısı değiştiricilerinde, levhaların çeşitli şekillerde düzenlenmesi ile çok geçişli akışkanlar elde edilebilir. Levha tipi ısı değiştiricilerinde conta yeri değiştirilerek bu düzenlemeler kolayca elde edilebilir. [8]

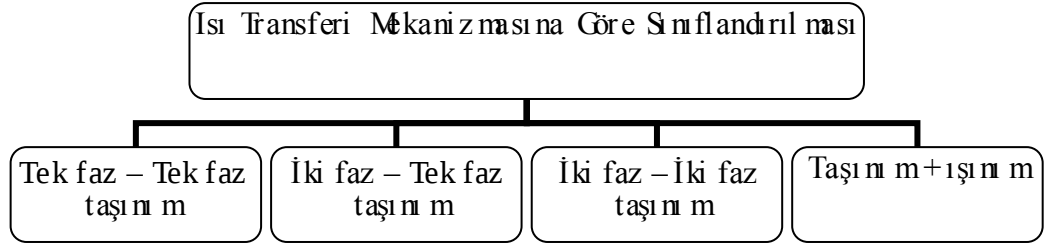


Şekil 2.11 Isı Değiştiricilerindeki Akış Yolları [9]

2.7 ISI TRANSFERİ MEKANİZMASI NA GÖRE SINIFLANDIRMA

Isı değıştircilerinin ısı transferi mekanizmasına göre tablo 2.6'daki gibi sınıflandırılması ve bunlara ait uygulamalar şu şekildedir:

Tablo 2.6 Isı Değıştircilerinin Isı Transferi Mekanizmasına Göre Sınıflandırılması



a) İki tarafında tek fazlı ısı taşıma olan ısı değıştircileri: Bu ısı değıştircilerini iki tarafındaki ısı taşıma zorlanmış veya doğal olabilir. Otomobil radyatörleri, salon ısıtıcıları, buhar kazanları ekonomizörleri ve hava ısıtıcıları, kompresör iç soğutucuları, rejeneratörler, yağ soğutucuları önemli uygulamalardır.

b) Bir tarafında tek faz diğer tarafında iki faz ısı taşıma olan ısı değıştircileri: Bu ısı değıştircilerinin bir tarafında tek fazlı akış varken, diğer tarafında kaynamakta veya donmakta olan iki fazlı akış vardır. Bunlara ait örnekler, termik santrallerin yoğunlaştırucuları, soğutma sistemlerinin yoğunlaştırucu ve buharlaştırıcıları sayılabilir.

c) İki tarafında iki fazlı ısı taşıma olan ısı değıştircileri: Bunlarda da ısı değıştircisinin bir tarafında buharlaşma, diğer tarafında yoğunlaşma vardır. Bu tip ısı değıştircisi, hidrokarbonların distilasyonunda buharın yoğunlaştırulmasında kullanılır.

d) Taşıma ve ısımanın bir arada olduğu ısı değıştircileri: Yüksek sıcaklıkta çalışan sabit dolgu maddeli rejeneratörler ile buhar kazanları kızdırıcıları bu ısı değıştircilerine örnek olarak verilebilir. [7, 8]

BÖLÜM3 TAŞITLARDA SOĞUTMA SİSTEMİ

3.1 SOĞUTMA SİSTEMİ NİN AMACI

Soğutma sisteminin temel amacı; motorun bütün çalışma hız ve koşulları altında en verimli çalışma sıcaklığında kalmasını sağlamaktır.

Soğutma sistemi, hava-yakıt karışımının yanma odasında yanması sonucunda oluşan ısınn $30-35^{\circ}\text{C}$ 'ni dışarı atacak şekilde dizayn edilmiştir. Silindir içerisinde yanma sonucunda açığa çıkan enerji, kabaca üç şekilde dışarı atılır. $35-40^{\circ}\text{C}$ 'ı işe çevrilir, $30-40^{\circ}\text{C}$ 'ı egzoz gazları ile, $22-28^{\circ}\text{C}$ ise ısı transferi yardımıyla dışarı atılır. Hava-yakıt karışımının yanması sırasında silindir içerisindeki sıcaklık yanma gazları sayesinde 2500°C ye kadar çıkabilmektedir. Oluşan bu sıcaklığın büyük bir kısm silindir duvarı, silindir kafası ve pistonlar tarafından emilmektedir. Silindir duvarlarının dayanabileceği maksimum sıcaklık değeri 250°C veya 300°C olduğu unutulmamalıdır. Bu sıcaklıkları nasıl durumunda, termal stresler artarak silindir ve silindir kafasının çarpılmasına ve aşınma ömrünün kısalmasına sebep olmaktadır. Birlikte yağ filmi bozulmakta ve yağlayıcı yağlama özelliklerini de kaybetmektedir. Dolayısıyla motorun çok yüksek sıcaklıklara ulaşması için bir şekilde soğutulması gerekmektedir. Ancak bunların yanında motorun yukarıda belirtilen kritik sıcaklık değerlerine yakın bölgede çalışması da istenir. Çünkü aşırı derecede ısınn silindir duvarları ve kafasından atılması, motorun ısıl verimliliğini azaltmaktadır.

Motor soğuk iken tam verimli bir şekilde çalışamaz. Soğutma sisteminin yer alan termostat, motor soğukken soğutma sisteminin devreye girmesini önler ve motorun kısa zamanda normal çalışma sıcaklıklarına ulaşmasını sağlar. Böylece termostat sayesinde motorun çalışan parçalarının ideal çalışma sıcaklıklarına kısa sürede ulaşması ve verimsiz soğuk çalışma bölgesinin kısaltılması sağlanmış olur. Motor normal çalışma sıcaklığına ulaştıktan sonra soğutma sistemi devreye girmeye başlar. Dolayısıyla termostat sayesinde soğutma sistemi motor sıcak olduğu zaman daha hızlı bir şekilde soğutacak ve motorun ısınnması sırasında veya motor soğuk iken de soğutma sisteminin daha geç devreye girmesini sağlayarak motorun verimini arttırılmış

olacaktır. Soğutma sistemlerinde ortaya çıkan ısı üç şekilde dışarı atılır. Bunlar sırasıyla iletim taşıma ve ışınım dır.

Araçlarda iki çeşit soğutma sistemi kullanılmaktadır. Bunlardan birincisi hava soğutmalı, ikincisi ise su soğutmalı olmaktadır. Otomobil motorları günümüzde su soğutmalı olmasına rağmen bazı özel motorlar, örneğin uçak, motorsiklet motorları gibi hava soğutmalıdır.

3.2 HAVA SOĞUTMALI SİSTEMLER

Bazı firmalar motorlarını halen hava soğutmalı olarak dizayn etmektedir. Hava soğutmalı motorlarda silindir bloğunun ve silindir kafalarının üzerinde kanatlar bulunmaktadır. Bu kanatlar direk olarak silindir veya silindir kafası ile beraber dökmektedir. Bu kanatların amacı ısı transferinin gerçekleştiği yüzey alanını çoğaltarak alan/hacim oranını arttırmaktadır. Çünkü havanın özgül ısısı $c_p = 0.24 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{C}$ suyun ise yaklaşık olarak $c = 1 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{C}$ 'dır. Yani 1 Kg suya, 1°C ısınması halinde, havaya göre 4 misli ısı yüklenebilmektedir. Ayrıca havanın ısı iletim katsayısı $\lambda = 0.019 \text{ kcal/msaat}^\circ\text{C}$ suyun ise $\lambda = 0.50 \text{ kcal/msaat}^\circ\text{C}$ 'dır. Dolayısıyla aynı motor hava ile soğutulacak olsa gerekli hava debisi çok daha yüksek olmak zorundadır. Vantilatörler de bu görevi kolayca yerine getirebilmektedir.

Yanma sonucu oluşan ısı taşıma ile kanatlara iletilmekte oradan da motor üzerinden akanakta olan havaya atılmaktadır. Bazı durumlarda ise silindir çevresindeki hava akışını arttırmak için silindirler ayrı olarak iletilemekte ve soğutucu alan miktarı artırılabilir. Motor verimi %25 kabul edilen bir hava soğutmalı motor da, soğutma havası silindir blok ve kafasından geçen ısı toplamısının %15-20 'si, egzoz gazı ısı %52-57 'si, egzoz borusunun soğutması ile yağlama yağına giden ısı %8 'i mertebesinde dir. Motor devri arttıkça soğutma havasına giden ısı yüzdesi azalır, egzoz gazlarındaki yüzde oranı ise artar.

Hava soğutmalı motorlarda silindir ve silindir kafası çevresinde bir hava akışına gereksinim duyulmaktadır. Havanın motor üzerinden akmasına yardımcı olan fanlar kullanılmakta ve ayrıca bazı durumlarda ise havanın akış şeklinin kontrol edilebilmesi için davlumbaz kullanılmaktadır.

Hava soğutmalı sistemler ile motor sıcaklığı üzerinde tam bir kontrol sağlanamaz. Ancak, hava soğutmalı sistemlerde radyatör ve su pompası gibi elemanlar

olduğundan dolayı hem sistem maliyeti daha az hem de motorun bakım zaman aralığı fazladır.

Hava soğutmalı sistemler iki grupta toplanır;

3.2.1 Tabii Sirkülasyon (Vantilatörsüz)

Vantilatör kullanılmayan hava soğutma sistemlerine tabii sirkülasyonlu soğutma sistemleri denir. Yüksek hızlı yarış arabalarında hava soğutmayı temin edecek yeterliliktedir. Ayrıca vantilatör fazlalığından da kurtulmuş olmaktadır. Yüzey/hacim oranı büyük olan yani soğutması kolay olan küçük motorlarda soğutma için yüksek hava hızı gerekli olmaktadır. Örneğin motosiklet motorunda soğutma, seyir esnasındaki rüzgar etkisiyle olabilmektedir.

3.2.2 Cebri Sirkülasyon (Vantilatörlü)

Vantilatör kullanılan hava soğutmalı sistemlerine cebri sirkülasyonlu soğutma sistemleri denir. Gürültü için susturucu kullanılır. Silindriklere saç levha şeklinde kanatlar eklenmesi suretiyle havanın istenilen miktarda ve yönde dağılımı sağlanabilmektedir. Bazı stasyon motorlarda volanın içine veya çevresine kanatlar konulmakta ve aynı zamanda vantilatör görevini yerine getirmesi sağlanmaktadır. Vantilatörlere hareket krank milinden bir kayış-kasnak tertibi ile ulaştırılmaktadır.

Burada su soğutmalı sistemlere geçmeden önce hava soğutmalı sistem ve su soğutmalı sistem arasındaki farklar fayda ve zarar bakımından aşağıda belirtilmiştir;

Faydalı Yönleri :

- Radyatör yoktur.
- Donma tehlikesi yoktur. Kritik bölgelerde tercih olunabilir.
- Daha hafiftir, özellikle küçük motorlar yönünden önemlidir.
- Kireçlenme problemi yoktur.
- Su pompası ve dolayısıyla arızası da yoktur.
- Rejim haline geçiş daha kısa sürer (kütle daha azdır). Dolayısıyla aşınma daha az olmaktadır.

Zarar Yönlere:

- Ventilator gereklidir. Özel tipler hariç, diğer araçlardaki seyir esnasındaki rüzgar etkisi soğutmayı tam olarak sağlamaktadır.
- Ventilator gürültü yapmaktadır.
- Motorun gürültüsü daha çok duyulur. Çünkü su kanalları gibi gürültü emici aralıklar bulunmamaktadır.
- Silindripler daha parçalı yapılmak zorunda olduğundan gürültü kaynağı daha fazladır.
- Ortalama olarak daha yüksek sıcaklıklarda çalışmasından dolayı, piston egzoz sübabı civarı ısıl zorlanmaya maruz kalır.

3.3 SU SOĞUTMALI SİSTEMLER

Su soğutmalı sistemlerde motorun soğutulması; silindir çevresini saran su mantosunun içinden geçen soğutucu akışkana, ısı geçişiyle sağlanmaktadır. Daha sonra sıcaklığı artmış soğutucu akışkan radyatöre geçmekte ve radyatör içinden geçen hava akımı yardımıyla da soğutucu akışkanın sıcaklığı düşürülmektedir. Genelde su soğutmalı sistemler yardımı ile motorun çalışma sıcaklığı, hava soğutmalı sistemlere nazaran daha iyi bir şekilde kontrol edilebilmektedir. Bu sistemler, soğutucu sıcaklığın 80 – 90 °C arasında tutacak şekilde dizayn edilmektedir.

Su soğutma sistemini oluşturan parçalar sırasıyla;

Su Ceketleri: Su ceketleri, silindir bloklarını, silindir kafalarını, silindir duvarlarını, yanma odasını ve sübap yuvalarını çevreleyen boş kanallardır.

Radyatör: Radyatörün esas amacı, motor çevresinde bulunan su ceketleri içerisindeki sıcaklığı artmış olan soğutucu akışkanın sıcaklığını düşürmektir. Burada ısı nın dışarı atılma işlemi; iletim taşıma ve radyasyon ile olmaktadır. Radyatör üzerinde üst depo (sıcak akışkanı motordan alan) ortada matrix yapısı (soğutucu akışkanı birden fazla akışa bölündüğü yer) ve alt toplayıcı depodan (radyatördeki soğutulmuş akışkanı motorda ki su ceketlerine döndüğü yer) oluşmaktadır. Radyatörler princi, bakır veya alüminyumdan imal edilmekte, birleştirmelemler ise lehim veya mekanik olarak yapılmaktadır.

Esnek Bağlantılar: Radyatör ile motor üzerindeki su ceketlerini birbirine bağlayan kavu uk hortunlar ile bağlantı için kullanılan kliplerdir.

Diğer Bağlantılar: Radyatör deposu kapağı,  aşma borusu ve kollektör üzerindeki boşaltma tapasıdır.

Radyatör Fanı: Genelde radyatör fanının montajı radyatör  n arkasına yapılmaktadır. Tahriki ise krank milini veya kam milinden almaktadır. Radyatör fanı araç öne doğru hareket halindeyken hava akışına yardımcı olur. Ayrıca araç r lenti halinde iken de bir hava akışı oluşturur.

Soğutucu akışkan: Motorun soğutulmasında, önceleri soğutucu akışkan olarak temini kolay ve iyi ısı transferi katsayısı olduğundan su kullanılmaktaydı. Ancak günümüzde bazı sebeplerden dolayı yalnızca su kullanılmamaktadır. Soğutucu akışkanın donma sıcaklığını d   rterek, kaynama sıcaklığını arttırmak ve korozyon etkisini azaltmak amacıyla içerisine kimyasal katkılar konulmaktadır. Dolayısıyla günümüzde saf suya antifreeze ve korozyonu önleyici katkılar ilave edilmektedir. Katkılarda günümüzde en çok kullanılan karışım oranı ise %50 su, %50 antifreeze'dir.

İki çeşit su soğutmalı sistem kullanılmaktadır. Birincisi doğal taşıma (termosifon), ikincisi ise zorlanmış taşıma olanıdır.

3.3.1 Doğal Taşıma Sistemleri

Doğal taşıma su soğutmalı sistemlerin bugün kullanılmaları iyice daralmıştır. Bu sistem genel olarak ısınmış suyun genişlemesi ilkesine göre çalışmakta olup aşağı da ifade edildiği gibi işlenmektedir.

-Soğuk akışkan, su ceketleri içerisinde fazla ısıyı almaya ve sonucunda da geni meye ba lar.

-Genleşen akışkanın yoğunluğu, su ceketleri içindeki soğuk olan akışkana göre azalmaya, sonucunda da depo borusuna doğru yükselmeye ba lar. Bunun sonucunda da radyatör deposuna doğru akış ba lanmış olur.

-Su ceketlerinin içinde ısınmaya devam eden suyunda etkisiyle radyatör deposuna gelen akışkan zorlanarak radyatör matriksi içine doğru ilerler. Radyatör içindeki akışkan soğutucu hava yardımıyla ısınıp kaybetmeye ve soğumaya ba lar. Böylece yoğunluğunu kaybedip radyatör  n altında bulunan su toplama deposuna gelir.

- Radyatör içindeki soğutulmuş akışkanın aşağıya doğru ve su ceketleri içinde sıcaklığı artmış akışkanında yukarı doğru ilerlemesi sonucunda oluşan basınç farkından dolayı, soğutulmuş akışkan radyatör toplayıcı deposundan su ceketlerine doğru ilerler .

Akış hızı motorun sadece motor devir hızı ile orantılı olmayıp, motordanısı çıkışı ve motor yüklenme miktarına da bağlıdır. Motor yüklenme oranı arttığı zaman sirkülasyonda artmaktadır. İlk doğal sirkülasyonlu araç Ford tarafında dizayn edilmiştir (Model T-1927)

Doğal Taşınım Sistemi'nin Avantajları:

- Maliyetleri düşüktür.
- Yapıları basittir.
- Motor soğukken ısınması oldukça hızlıdır.

Doğal Taşınım Sistemi'nin Dezavantajları:

- Sirkülasyon sadece motor yüküne bağlıdır.
- Büyük su geçişlerine gereksinim duyulmaktadır.
- Radyatör deposunun bulunduğu yer su ceketlerinden daha yukarıda bulunmalıdır.

3.3.2 Zorlanmış Taşınım

Zorlanmış taşınım sistemlerinde soğutma sıvısının sürekli ve hızlı bir şekilde sistemde dolaştırılmasını sağlamak için ek olarak su pompası kullanılmaktadır. Soğutucu akışkanın hızının artırılması ile soğutma veriminin artırılması, soğutucu akışkan miktarının azaltılması ve silindir bloğu ile silindir kafası üzerinde bulunan su kanallarının boyutlarının küçülmesi de sağlanmış olur. Dolayısıyla soğutma ceketlerinin ağırlığı ve hacmi de azalmış olacaktır. Bunların sonucunda radyatörün boyutları da küçültülmüş olacaktır. Buda radyatörün daha rahat bir şekilde araç üzerine yerleştirilmesine olanak sağlayacaktır.

Zorlanmış taşınımın avantajları:

- Eğer sistemde termostat var ise motorun ısınma zamanı kısaltılabilir.
- Soğutucu akışkanın sirkülasyonu hem motorun devrine hem de motor yüküne bağlıdır.

- Daha küçük su kanallarına ve daha küçük radyatör eizi n verilebilir.
- Radyatör kafası su ceketleri n daha aşağı da bul unabilir.

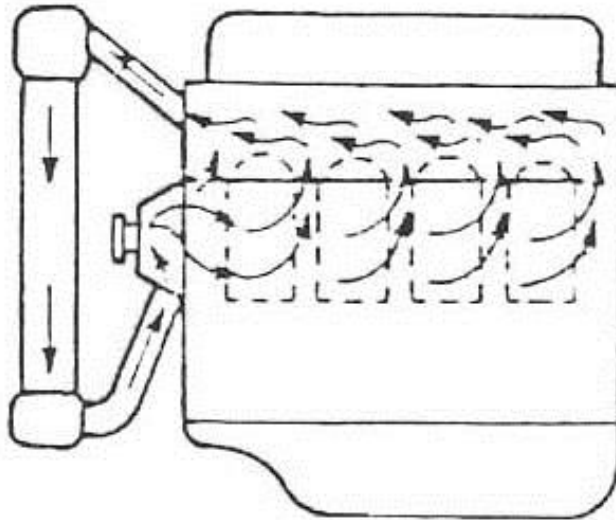
Zorlanmış taşı n m n dezavantajları:

- Daha kar nış k bir yapı ya sahiptirler.
- Pahalı dırlar.

Zorlanmış taşı n nı soğut m sistemleri, sayısız birbirine bağı lı, silindır duvarları ve yan m odası çevresini saran su kanalları i hti va et m ektedir. Bu parçalar daki ter m al stresleri azalt m a m a cı yla doğı l olarak daha düşük sıcaklı ktaki soğut ucu akış kan su ceketleri n i ç i ne giriş yapar ve öncelikli olarak motorun soğut ucu metal yüzeylerinde dol aştıktan sonra akış kan silindır bloklarına akar oradan da silindır kafası na geçer. Su po m pası akış kan n silindır çevresinden eş za m anlı olarak akması n sağlar ve motor boyunca ho m ojen bir sıcaklı k dağı lı m sağ lanmış ol ur. Silindır bloğunun ve silindır kafası n n soğut ul m ası nda üç akış ti pi kullanılır. Bunlar sırası yla paralel, seri ve ters akış tır.

3.3.2.1 Paralel Akış

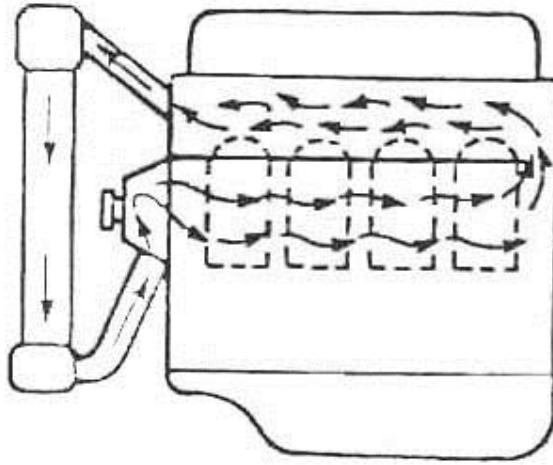
Genelde en çok kullanılan akış şekli dir. Silindır bloğunun ön alt kısmında giren akış kan n her bir silindırden belirli m iktarda geçtikten sonra şekil 3.1’de gör ü l düğü üzere silindirler çevresinden ilerleyerek silindır kafası na ulaşır oradan da radyatör çıkış borusuna geçer.



Şekil 3.1 Paralel Akış [13]

3.3.2.2 Seri Akış

Seri akışlı sistemlerin kullanımları paralel akışlı sistemlere nazaran daha azdır. Silindir bloğunun ön alt kısmında giren soğutucu akışkan bütün silindirlere çevresini dolaştıktan sonra şekil 3.2’de de görüldüğü üzere silindir bloğunun son kısmındaki kanallar sayesinde yukarı doğru ilerler ve silindir kafasına geçer oradan da silindir bloğu boyunca geri akış şeklinde radyatör giriş borusuna ulaşır.



Şekil 3.2 Seri Akış [13]

3.3.2.3 Ters Akış

Ters akışlı sistemler 1990 yılı başlarında General Motor tarafından ortaya konmuştur. Burada akış diğerlerinin tersine önce silindir kafasında olur ve oradan akışkan aşağıya doğru ilerler silindir bloğuna ulaşır. Bu sistemin kullanılmasıyla ki gaye ise, silindir kafasının sıcaklık değerlerinin az, buna karşılık silindir bloğunun sıcaklık değerlerinin daha fazla olmasıdır. Böylece vuruntu değerleri yükselecek ve piston segmanlarının sürtünme kuvvetleri düşecek ve sonuç olarak yakıt tüketimi azalacaktır.

3.4 RADYATÖRLER

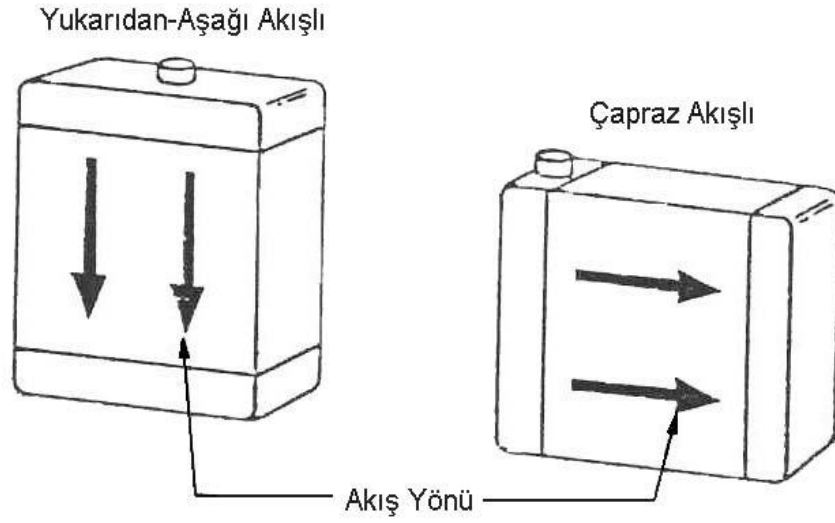
Motor soğutma sisteminin temel yapı taşı olan radyatörün başlıca amacı; motor üzerinde ısınmış olan soğutucu akışkanın sıcaklığını düşürmektir. Buda radyatör peteği içerisinden geçen hava yardımıyla sağlanmaktadır. Soğutucu akışkan radyatör

boruları içerisinden geçerken hava da boru dış yüzeyinden akmaktadır. Bu sayede ısı, sıcak akışkandan soğuk akışkana (hava) geçmektedir. Bu proses ısı transferi olarak adlandırılmaktadır. Burada ısı, sıvıdan havaya iletildiği için bu tür ısı değiştircileri sıvı-hava ısı değiştircileri olarak adlandırılırlar.

Radyatörler önceleri dökme demirden, birleştirme ler ise genelde cıvata ile yapılmıştıydı. Ancak günümüzde daha hafif malzemeler (almi nyum, pri n, paslanmaz elik ve plastik) kullanılmaktadır. Birleştirme ler genelde lehimle yapılmakta olup gerekli kısımlarda farklı yapıştırma teknikleri de kullanılmaktadır. Almi nyum ve plastiğin, radyatör imalatında kullanılmaya başlanması sonucu radyatörün ağırlığı azaltılmıştır. Boyama gerektirmediği içinde fiyatlarında düşüş olmuştur. Ayrıca, korozyon direnci de arttırılmıştır. Radyatör imalatında yeni teknolojiler kullanılarak çok karmaşık yapılar daha kolay bir şekilde elde edilmektedir. Ancak radyatör imalatında kullanılan yeni tekniklerin bazı dezavantajları vardır. Bunlarda en önemlisi birleştirme ler lehimle sağlandığından radyatörde herhangi bir kaçak oluşması durumunda radyatörün komple olarak değiştirilmesi gerekmektedir.

Otomobillerde iki çeşit radyatör kullanılmaktadır. Bunlar sırasıyla;

Yukarıdan aşağı akışlı ve çapraz akışlı radyatrlerdir. Yukarıdan aşağı akışlı radyatörlerde soğutucu akışkan radyatörün st kısmından aşağıya doğru akmaktadır. (Radyatör içerisinde soğutucu akışkanın geçtiği borular yere göre dik pozisyonadadır.). Çapraz akışlı radyatörlerde ise soğutucu akışkan radyatörün bir tarafında girip diğer tarafından çıkmaktadır. (Radyatör içerisinde soğutucu akışkanın geçtiği borular yere göre yatay pozisyonadadır.). şekil 3.3’de bunlara ait örnekler verilmiştir. Aşağı akışlı radyatörler genellikle eski tip araçlar üzerinde bulunmaktadır. 1970 yılından sonra üretilen araçlarının n kısımlarının alçak olmasından dolayı bu tip araçlarda çapraz akışlı radyatörler kullanılmaktadır. Ancak halen bazı Ameri kan araçlarında aşağı akışlı radyatörlere rastlanabilmektedir.



Şekil 3.3 Radyatör Akış Şekilleri [13]

3.4.1 Radyatörler parçaları

Radyatörler kabaca 3 kısımdan oluşmaktadır.

3.4.1.1 Radyatör peteğini oluşturan kanat ve borular

Radyatör peteği priñç, bakır, alüminyum veya bunların kombinasyonundan imal edilmiştir. Bu malzemelerin kullanılması nı n amacı ısıyı hızlı bir şekilde iletmeleri ve hafif olmalarıdır. Bu karakteristikler radyatörü daha verimli bir hale getirmektedir. Motorun büyüklüğüne ve soğutma sisteminin verimine göre petek sayısı iki, üç veya dört adet olarak seçilebilir.

3.4.1.2 Basınç tankı

Bunlar metal veya plastikten imal edilmiştir. Basınç tankları soğutucu akışkanın radyatöre girmeden önce tutulmasını sağlar. Bunlara ek olarak, bu tankın üst kısmında, basınç kapağı bulunan dolum boşaltma mevcuttur.

3.4.1.3 Toplayıcı tank

Toplayıcı tank metal veya plastikten imal edilmektedir. Radyatörde soğutulmuş akışkanın toplanmasını ve bir boru yardımıyla motora sevk edilmesini sağlar.

3.4.2 Radyatör imalat teknikleri

Radyatör imalatında iki tip birleştirme kullanılır. Bunlar sırasıyla;

3.4.2.1 Gvata Yardımla Birleştirme

Eski tip bir yöntem olup, günümüz araçlarında pek rastlanmayan birleştirme şeklidir. Ancak halen bazı Amerikan araçlarında tercih edilmektedir. Tercih edilmesindeki sebepler ise;

Servis zamanı, kolay bir şekilde sökülmesi ve diğer birleştirme türüne göre daha sağlam ve rijit bir yapı oluşturmalarıdır.

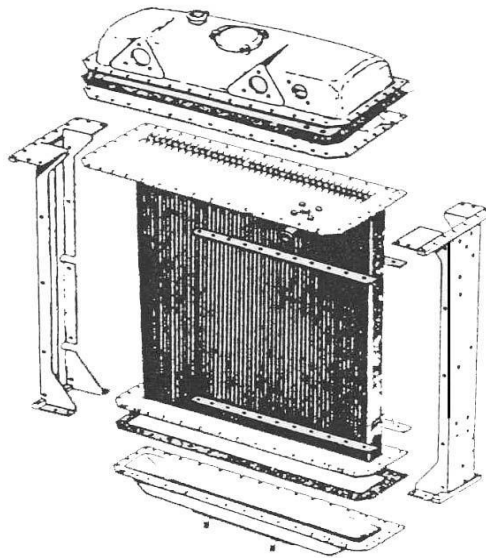
Bu tür radyatörler genelde çalışma koşulları ağır olan, daha mukavim yapıların istendiği yerlerde kullanılırlar.

Şekil 3.4’de bu tür birleştirmeyle ait örnek bir şekil verilmiştir.

3.4.2.2 Lehim Yardımla Birleştirmeler

Günümüzde radyatör imalatçıların en çok kullandığı birleştirme şeklidir. Birleştirme sırasında genellikle kalay-kurşun alaşımı kullanılmaktadır.

Bu tip birleştirmelerin sağladığı en büyük avantaj fiyat ve işçiliğin daha düşük olmasıdır. Ancak unutulmalıdır ki; kalay-kurşun alaşımının çalışma koşullarında yüksek olmayan mukavemet değeri vardır.



Şekil 3.4 Gvata Birleştirmeli Radyatör [13]

3.4.3 Radyatör yerleştirme parametreleri

Soğutma sistemi parçalarının birbirleriyle etkileşimleri soğutma performansını etkileyen önemli parametrelerden bir tanesidir. Dolayısıyla soğutma sisteminin parçalarının araç üzerine montajı yapılırken aşağıdaki hususlara dikkat edilmelidir.

3.4.3.1 Radyatör Petek Yapısı

Radyatörün aşağı akışlı veya çapraz akışlı olması tek başına ısıl performansı etkileyen bir parametre değildir. Burada önemli olan radyatör fanının radyatör üzerindeki süpürdüğü alandır. Ne kadar büyük bir süpürme alanı var ise o kadar büyük radyatör ve fan kombinasyonunun verimi de mektir.

En ideal petek şekli kare olanıdır. Ancak çoğu araçta, radyatör ön yüzey alanını arttırmak suretiyle ısıl performansını yükseltmek için dikdörtgen şeklinde imal edilmektedir. Burada önemli olan husus fanın merkezini radyatörün merkeziyle aynı ekseninde olmasıdır.

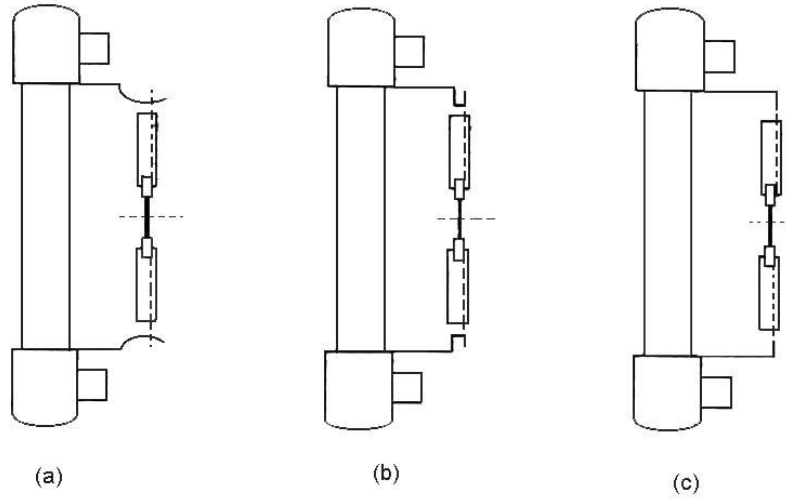
3.4.3.2 Fanın Pozisyonu

Fanın radyatör ile olan mesafesi soğutma sisteminin toplam performansı bakımından büyük önem arz etmektedir. Fanın radyatöre yakın olması, hava hızının halka şeklinde fanın kanatlarının süpürdüğü bölgede yüksek olmasını sağlamasına karşın, ortalama hava hızı azalmış olacaktır. Hava hızının azalması da soğutma sisteminin ısıl performansının azalması demektir. Aynı etki motor ile fan arasındaki mesafeye de bağlıdır.

3.4.3.3 Fan Davlumbazı

Düzgün bir hava akışının sağlanabilmesi ve fanın veriminin artırılabilmesi için davlumbaz kullanılmaktadır. Davlumbaz, radyatörün arkası ile fanın çevresi arasında bulunan borudan başka bir şey değildir. Fan kanatları ucundaki hava sirkülasyonunu azaltmak için, fan kanak için fan kanabaz arasındaki mesafe mini mu meçil neli dir. Ancak bu mesafenin mini mumunun tayininde unutulması gereken hususlar; fanın kanatlarının dönme sırasında hiçbir suretle davlumbaz sürtmesi ve servis sırasında fanın kayışının kolay bir şekilde sökülüp takılmasına imkan vermesidir.

Şekil 3.5’de de gösterildiği üzere üç çeşit fan davlumbazı vardır. Bunlar; venturi tipi, yüzük tipi ve kutu tipi dir.



Şekil 3.5 Fan Davlumbaz Çeşitleri (a) Venturi Tipi (b) Yüzük Tipi (c) Kutu Tipi [13]

3.4.3.4 Hava Akış Koşulları

Motor tüneli veya motor çevresinden havanın dışarı atılabilmesi için genelde fazla bir boşluk yoktur. Soğutucu akışkanın büyük bir bölümü motorun ön tarafından aşağıya doğru dışarı atılır. Ancak bu bölgenin soğutma sistemi dizaynı yapılırken çok iyi bir şekilde etüt edilmesi gereklidir. Çok gerekli kalındığı durumlarda hava akışını iyileştirici yönde motor parçalarının yerlerinin değiştirilmesi düşünülebilir.

BÖLÜM 4 ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ HESABI

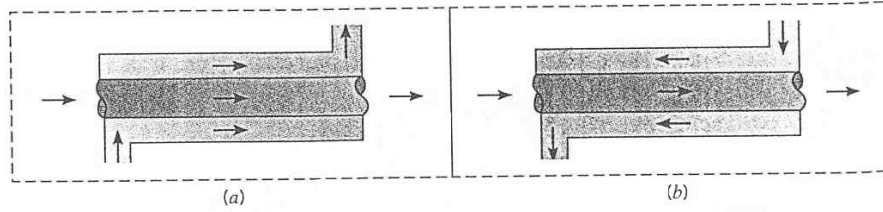
Farklı sıcaklıkta ve birbirinden katı bir cidar ile ayrılan iki akışkan arasındaki ısı geçişi, birçok mühendislik uygulamasında önem taşır. Bu tür bir ısı geçişini gerçekleştirmek için kullanılan cihaz, ısı değiştiricisi olarak adlandırılır ve hacim ısıtmasında, iklimlendirme tesislerinde, termik santrallarda, atık ısının geri kazandırılmasında ve kimyasal işlemlerde uygulama alanı bulur. Bu bölümde, bir ısı değiştiricisinin tasarımı veya performans değerlendirmesi için gerekli olan ısı geçişi ilkeleri incelenecektir.

4.1 ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNİN TÜRLERİ

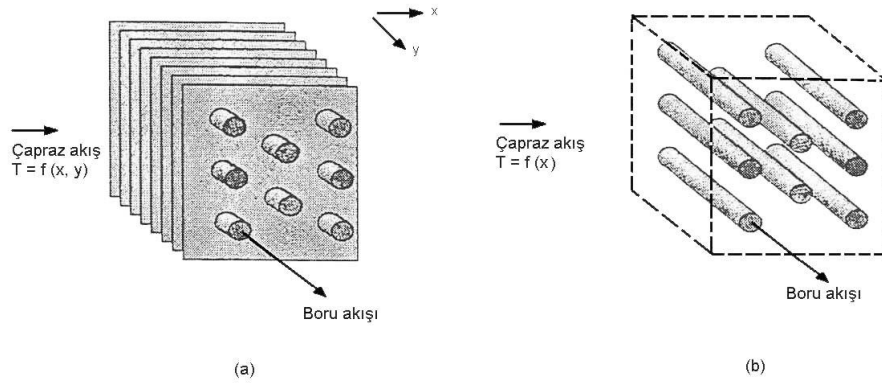
Isı değiştiricileri genelde, akış düzenlemelerine ve konstrüksiyon tiplerine göre sınıflandırılırlar. En basit bir ısı değiştiricisi konstrüksiyonu, iç içe eş eksenli iki boru (veya çift boru) içinde, sıcak ve soğuk akışkanların birbirine göre aynı veya ters doğrultuda hareket etmesi ile gerçekleştirilebilir. Şekil 4.1a’da görülen paralel akışlı düzenlemede, sıcak ve soğuk akışkanlar, ısı değiştiricisinin aynı ucundan girerler, aynı doğrultuda akarlar ve ısı değiştiricisinin diğer ucundan ısı değiştiricisini terk ederler. Şekil 4.1b’de görülen ters akışlı düzenlemede ise, sıcak ve soğuk akışkanlar ısı değiştiricisinin birbirine göre ters uçlarından girerler, ters doğrultuda akarlar ve birbirlerine göre ters uçlardan ısı değiştiricisini terk ederler.

Diğer bir ısı değiştiricisi konstrüksiyonu ise, Şekil 4.2’de gösterilmiştir. Kanatlı ve kanatsız borulu ısı değiştiricilerinde, akışkanlar çapraz (birbirlerine göre dik) olarak akabilir. Bu şekilde verilen iki düzenleme, akışkanın boruya dik olarak akması sırasında, karışmayan ve karışan olmak üzere birbirinden farklı iki biçimde olabilir. Şekil 4.2a’da kullanılan kanatlar, akışın ana doğrultusu olan (x) yönüne dik olan (y) doğrultusunda akışkanın hareketine engel olduğundan, akışkan karışmamış olarak tanımlanmaktadır. Bu durumda, akışkanın sıcaklığı x ve y doğrultularının her ikisine göre de değişir. Bu düzenlemeni tersi olan, Şekil 4.2b’de kanatsız boru düzeninde,

ana akış doğrultusuna dik yönde gerçekleşen karışma sonucunda, akışkandaki ana sıcaklık değişimi sadece akış doğrultusunda olur. Boru içindeki akışkan karışmadığından, buradaki kanatlı ısı değiştiricisi her iki akışkanın karışmadığı durum kanatsız ısı değiştiricisi ise bir akışkanın karıştığı diğer akışkanın karışmadığı durum olarak göz önüne alınır. Bu şekilde tanımlanan karışım biçimleri, ısı değiştiricisinin perforansını önemli ölçüde etkiler.



Şekil 4.1 İç içe Ekserli Boru Türü ısı Değiştiricileri (a) Paralel Akış (b) Ters Akış [6]

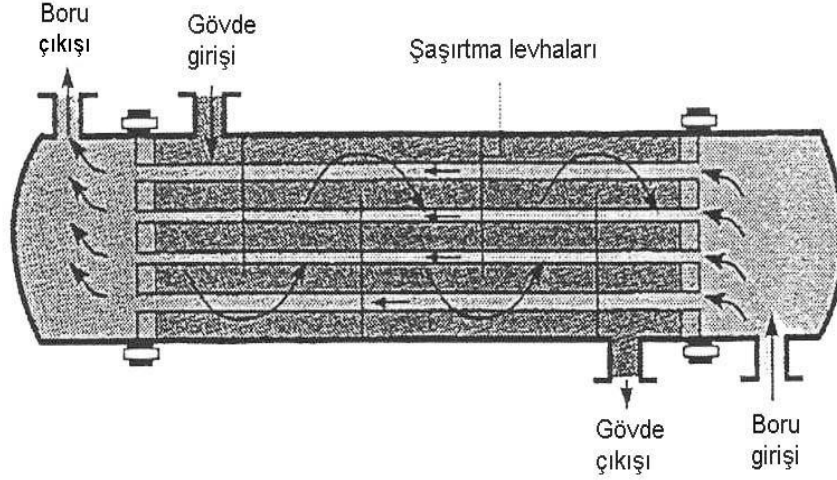


Şekil 4.2 Çapraz Akışlı Isı Değiştiricileri (a) Her İki Akışkanın Karışmadığı Kanatlı Tür (b) Bir Akışkanın Karıştığı, Diğer Akışkanın Karışmadığı Kanatsız Tür [6]

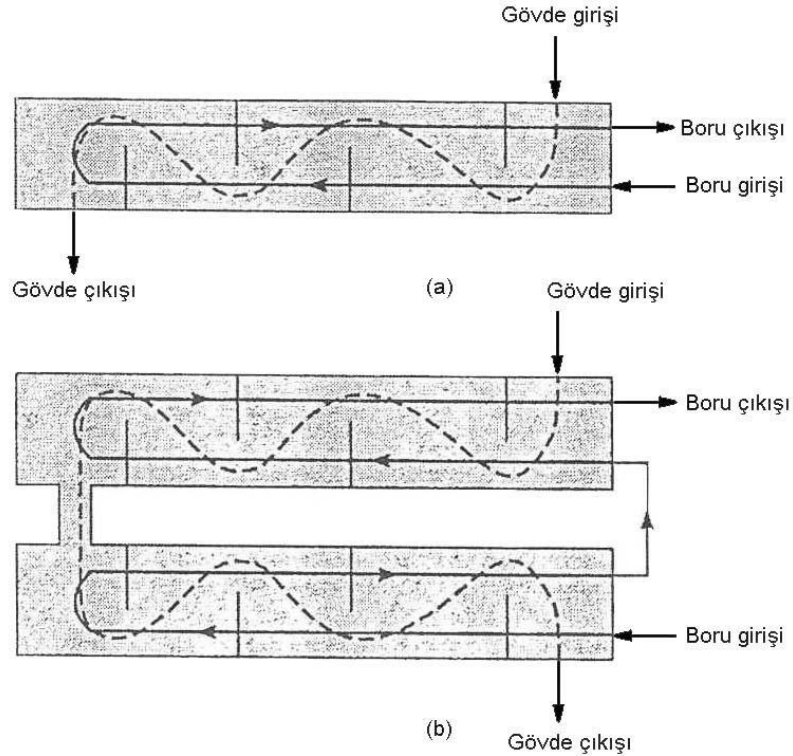
Gövde-borulu ısı değiştiricisi, uygulamada çok yaygın olarak kullanılan diğer bir düzenleme şeklidir [1]. Bunların özel biçimleri gövde ve boru geçişlerinin sayısına göre değişir, Şekil 4.3’de görüldüğü gibi, tek geçişli boru ve gövde düzenlemesi, bu türün en basit konstrüksiyonudur. Çapraz akış ve türbülans oluşturarak, gövde tarafındaki akışkanda ısı taşıma katsayısını artırmak için, gövde tarafına çoğu zaman şaşırtma levhaları konulur. Şaşırtma levhalı, bir gövde iki boru geçişli ve iki gövde dört boru geçişli ısı değiştiricilerine ait temel çizimler, sırasıyla Şekil 4.4a ve 4.4b’de görülmektedir.

Birim hacimde ısı geçiş yüzey alanının çok büyük değerlerde olması durumu ($\geq 700 \text{ m}^2/\text{m}^3$), ısı değiştiricilerinin önemli ve özel diğer bir sınıfını belirler. Kompakt ısı

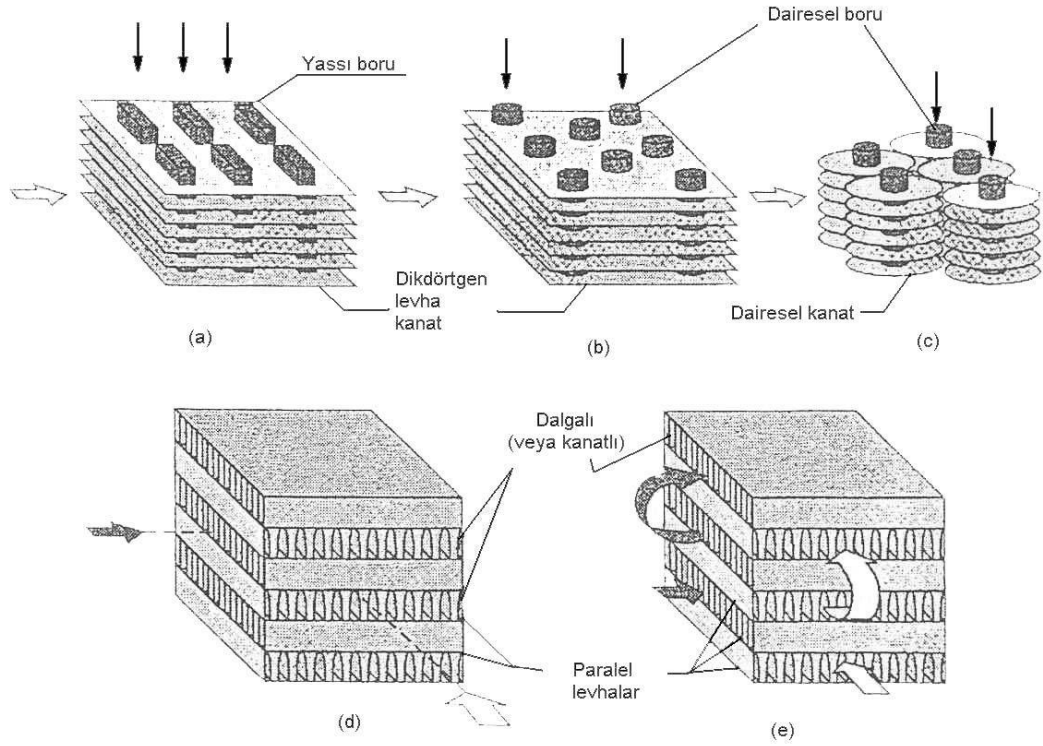
değiştiricileri olarak adlandırılan bu tür değiştiriciler, çok kanatlı boru veya levhalardan oluşur ve genellikle, ısı taşıma miktar sayısının küçük ve en az bir akışkanın gaz olduğu durumlarda kullanılır. Şekil 4.5a ve 4.5b, c’de görüldüğü gibi, kullanılan borular sırasıyla yassı veya dairesel kesitli olabilir.



Şekil 4.3 Bir Gövde Geçiş ve Bir Boru Geçişli, Gövde-Borulu Isı Değiştiricisi (Çapraz-Ters Akış Çalışma Düzenlemesi) [6]



Şekil 4.4 Gövde-Borulu Isı Değiştiricileri (a) Bir Gövde Geçiş ve İki Boru Geçiş (b) İki Gövde Geçiş ve Dört Boru Geçiş [6]



Şekil 4.5 Kompakt ısı Değiştirci Gövdeleri (a) Kanatlı Borulu (Yassı Borular, Sürekli Levha Kanatlar) (b) Kanatlı Borulu (Dairesel Borular, Sürekli Levha Kanatlar) (c) Kanatlı Boru (Dairesel Borular, Dairesel Kanatlar) (d) Levha- Kanat (Tek Geçiş) (e) Levha- Kanat (Çok Geçiş) [6]

Şekil 4.5a, b ve 4.5c’de görüldüğü gibi, kullanılan kanatlar ise sırasıyla levha veya daireSEL olabilir. Paralel levhalı ısı değiştircileri düz veya dalgali kanatlı olabilir ve tek geçişli (Şekil 4.5d) veya çok geçişli (Şekil 4.5e) olarak kullanılabilir. Kompakt ısı değiştircilerinde akış kesitleri çok küçüktür ($D_h \leq 5 \text{ mm}$) ve içlerindeki akış çoğunlukla laminardır.

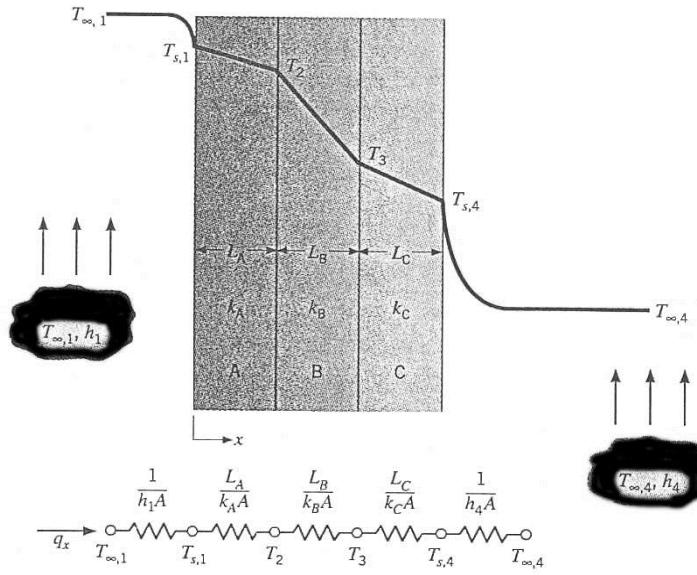
4.2 TOPLAMISI GEÇİş KATSAYISI

Herhangi bir ısı değiştircisi çözümlemesinin en temel ve çoğunlukla en belirsiz bölümü, toplam ısı geçiş katsayısının bulunmasıdır. İki akışkan arasındaki ısı geçişinde, toplam ısı dirençler yardımı ile tanımlanan denklem 4.1 göz önüne alınsın. İki akışkanın, katmanlı düzlem veya silindirik bir duvar ile birbirinden ayrıldığı durumlar için iletim ve taşınım dirençleri, sırasıyla 4.2 ve 4.3 numaralı denklemlerle verilmiştir. Bu bağıntıların, temiz ci darlar ve kanatsız yüzeyler için uygulanabileceği hatırlanmalıdır.

Genel olarak;

$$R_t = \sum R_t = \frac{\Delta T}{q} = \frac{1}{UA} \quad (4.1)$$

yazılabilir.



Şekil 4.6 Bir Seri Karınma Duvar İçin Eşdeğer Isıl Devre [6]

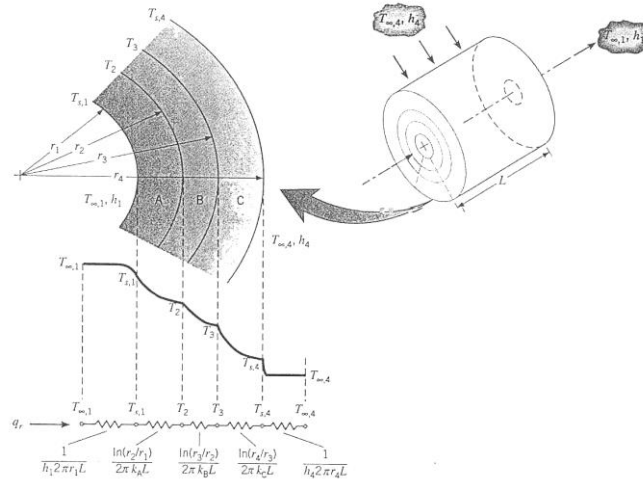
Şekil 4.6'daki karınma duvar için

$$U = \frac{1}{R_t A} = \frac{1}{\left[\frac{1}{h_1} + \left(\frac{L_A}{k_A} \right) + \left(\frac{L_B}{k_B} \right) + \left(\frac{L_C}{k_C} \right) + \frac{1}{h_4} \right]} \quad (4.2)$$

Şekil 4.7'deki karınma silindirik duvar için

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{r_1}{k_A} \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{r_1}{k_B} \ln \frac{r_3}{r_2} + \frac{r_1}{k_C} \ln \frac{r_4}{r_3} + \frac{r_1}{h_4}} \quad (4.3)$$

yazılabilir.



Şekil 4.7 Kar na Silindir Bir Duvarda Sıcaklık Dağılımı [6]

Bir ısı değıştircisinin normal çalışması sırasında, akışkan içindeki yabancı maddeler, paslanmalar veya akışkan ile cidar arasındaki diğer başka reaksiyonlar nedeniyle, yüzeylerde çoğunlukla bir kirlenme olur. Yüzey üzerinde biriken bu film veya tabaka, akışkanlar arasındaki ısı geçiş direncini çok artırır. Bu etki, R_f kirlilik faktörü olarak adlandırılan ek bir ısıl direnç tanımı ile göz önüne alınabilir. Bu faktörün değeri, çalışma sıcaklığına, akışkan hızına ve ısı değıştircisinin işletmede kaldığı süreye bağlıdır.

Diğer taraftan, çoğu zaman bir akışkana veya her iki akışkana ait yüzeylere eklenen kanatların, yüzey alanını artırdıkları için ısı taşınımında ısıl direnci azalttıkları bilinmektedir. Bu nedenle, kanat ve yüzey kirliliği etkileri göz önüne alındığında, toplam ısı geçiş katsayısı,

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_c A_c} = \frac{1}{U_h A_h}$$

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(\eta_o h A)_c} + \frac{R''_{f,c}}{(\eta_o A)_c} + R_w + \frac{R''_{f,h}}{(\eta_o A)_h} + \frac{1}{(\eta_o h A)_h} \quad (4.4)$$

biçiminde yazılabilir. Burada c ve h indisleri, sırasıyla soğuk ve sıcak akışkanları göstermektedir. Dikkat edilirse, UA çarpımının sıcak veya soğuk yüzeyle ilişkili

olduğunu belirtmeye gerek yoktur ($U_c A_c = U_h A_h$). Ancak, $A_c \neq A_h$ ise $U_c \neq U_h$ olacağı için toplamısı geçiş katsayısının sıcak ve soğuk taraftaki yüzeylerden hangisine göre hesaplandığını belirtmek gerekir. Isı iletim direnci R_w , düzlemsel cidar için Denklem 4.5’den, silindirik cidar için Denklem 4.6’den bulunabilir.

$$R_t \equiv \frac{T_{y,1} - T_{y,2}}{q_x} = \frac{L}{kA} \quad (4.5)$$

$$R_t = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi Lk} \quad (4.6)$$

Her ne kadar Tablo 4.1’de kirlilik faktörleri ile ilgili bazı değerler verilmiş ise de bu faktörler (temiz yüzey üzerine tortuların zamanla birikimi nedeniyle) ısı değiştiricisinin çalışma süresine bağlı olarak değişir.

Tablo 4.1 Çeşitli Akışkanların Kirlilik Faktörleri [1]

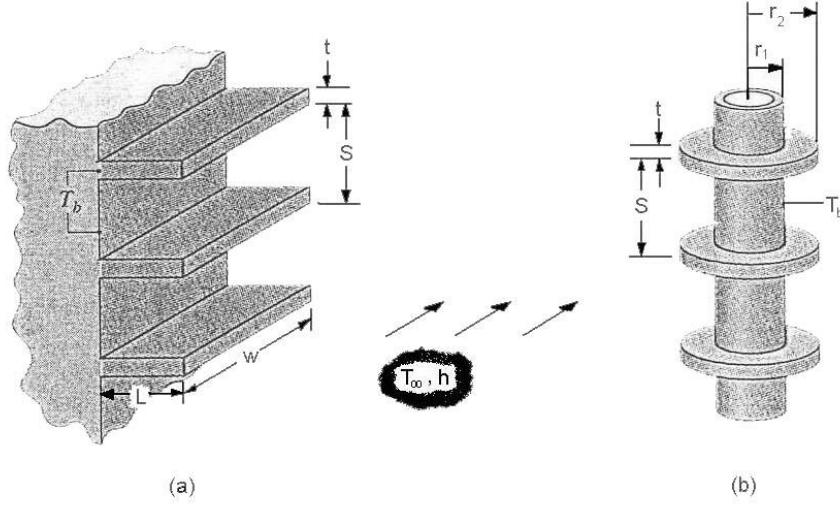
Akışkan	R_f'' (m ² K/W)
Deniz suyu ve hazırlanmış kazan Besleme suyu (50 °C altında)	0.0001
Deniz suyu ve hazırlanmış kazan Besleme suyu (50 °C altında)	0.0002
Nehir suyu (50 °C altında)	0.0002-0.001
Fuel oil	0.0009
Soğutucu akışkanlar	0.0002
Su buharı (yağ içermeyen)	0.0001

Kirlilik faktörleri ile ilgili daha geniş bilgi, Kaynak 2, 3 ve 4’den alınabilir.

Denklem 4.4’de görülen η_o değeri, kanatlı yüzeyin toplam yüzey etkinliği olarak adlandırılır. Bu değer, sıcak veya soğuk yüzeyleri içine tanımlanabilir. Bu durumda ısı geçişi,

$$q = \eta_o h A (T_b - T_\infty) \quad (4.7)$$

biçiminde olup, bu bağlantıda T_b taban yüzey sıcaklığı (Şekil 4.8) ve A_i se (kanat ile tabandaki çıplak) toplam yüzey alanını göstermektedir.



Şekil 4.8 Temsili Kanat Dizileri (a) Dikdörtgen Kanatlar (b) Dairesel Kanatlar [6]

Kanatlı yüzey toplam etkenlik değeri,

$$\eta_0 = 1 - \frac{A_f}{A} - (1 - \eta_f) \quad (4.8)$$

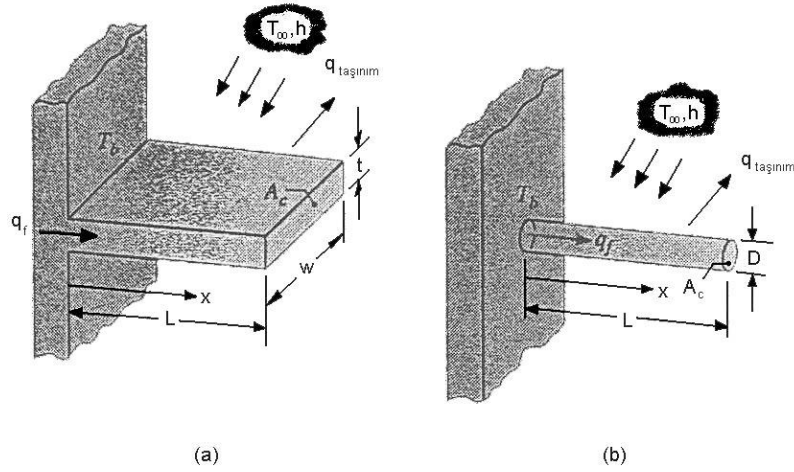
bağlantısı ile hesaplanır. Burada, A_f tüm kanat yüzey alanı, η_f ise tek bir kanadın etkenliği anlamıdır. Isı değiştiricisi tasarımında yaygın olarak kullanılan terimlere uygun olması için, kanat yüzey alanına oran A_f/A şeklinde yazılmıştır. Bu ifade de, A_f tek bir kanadın yüzey alanı ve A toplam yüzey alanıdır. L uzunluğunda boyuna veya çubuk biçiminde bir kanat (Şekil 4.9) kullanılır ve kanat ucu yalıtılmış alınırsa,

$$q_f = \sqrt{hPkA_c} Q_b \tanh mL \quad (4.9)$$

ve

$$\eta_f = \frac{q_f}{q_{\max.}} \quad (4.10)$$

ifadeleri yardımıyla kanat verimi,



Şekil 4.9 Sabit Kesitli Diz Kanatlar (a) Dikdörtgen Kanat (b) İğne Kanat [6]

$$\eta_f = \frac{\tanh(mL)}{mL} \quad (4.11)$$

olarak elde edilebilir. Bu eşitlikte $m = (2h/kt)^{1/2}$ ve t kanat kalınlığı olmaktadır. Çok kullanılan birkaç kanat türü için etkinlik değerleri, kaynak 6'dan bulunabilir.

TABLO 4.2 Bazı Akışkan Çiftlerinde Toplam Isı Geçiş Katsayılarının Yaklaşık Değerleri [1]

Akışkan Çifti	$U \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$
Su/su	850-1700
Su/yağ	110-350
Su buharı yoğunlaşması (su borular içinde)	1000-6000
Amonyak yoğunlaşması (su borular içinde)	800-1400
Alkol yoğunlaşması (su borular içinde)	250-700
Kanatlı borulu ısı değiştiricisi (su borular içinde, hava kanatlı borulara dış akış)	25-50

Çidar kalınlığının ince ve ısı iletim katsayısının büyük olması durumunda, Denklem 4.4'deki çidar iletim teriminin çoğu zaman göz ardı edilebilir. Ayrıca, çoğunlukla bir taraftaki ısı taşınım katsayısı diğer taraftaki ne göre çok küçüktür ve küçük olan bu ısı taşınım katsayısı, toplam ısı geçiş katsayısının belirlenmesinde daha etkili olur.

Örnek olarak, akışkanlardan biri gaz, diğeri için de kaynama veya yoğunlaşma olan sıvı veya sıvı buhar karışım iki fazlı bir akış ise, gaz tarafındaki ısı taşınım katsayısı diğer taraftakine göre çok küçüktür. Böyle durumlarda, gaz tarafındaki ısı taşınım katsayısını arttırmak için gaz tarafına kanatlar eklenir. Bazı akışkan çiftlerine ait toplamı geçiş katsayılarının yaklaşık değerleri, Tablo 4.2’de verilmiştir.

Şekil 4.1 ile 4.4 arasında gösterilen kanatsız, borulu ısı değiştiricileri için, Denklem 4.4

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_c A_c} = \frac{1}{U_h A_h}$$

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{R''_{f,i}}{A_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi\pi k} + \frac{R''_{f,o}}{A_o} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (4.12)$$

biçiminde basitleşebilir. Burada, i ve o indisleri, sıcak veya soğuk akışkanın temas edebileceği, iç ve dış boru yüzeylerini göstermektedir ($A_i = \pi D_i L$, $A_o = \pi D_o L$).

Toplamı geçiş katsayısı, sıcak ve soğuk akışkanlara ait ısı taşınım katsayıları, kirlilik faktörleri ve uygun geometrik parametrelere ait bilgileri kullanarak hesaplanabilir. Kanatsız yüzeylerdeki ısı taşınım katsayılarının hesaplanması için, kaynak 6’daki bölüm 7 ve 8’de verilen bağıntılar kullanılabilir. Standart kanatlı düzenlemeler için bu katsayılar, Kays ve London’un [5] sonuçlarından alınabilir.

4.3 ISI DEĞİŞTİRİCİSİ ÇÖZÜMLEMESİ: ORTALAMA LOGARİTMİK SICAKLIK FARKI NIN KULLANILMASI

Bir ısı değiştiricisinin tasarımı veya performansının belirlenebilmesi için, ısı değiştiricisindeki toplamı geçişi ile akışkan giriş ve çıkış sıcaklıkları, toplamı geçiş katsayısı ve ısı geçişi toplam yüzey alanı arasında bir bağıntı bulmak gereklidir. Şekil 4.10 göz önüne alınarak, sıcak ve soğuk akışkanlarda toplam enerji dengesi nin yazılması ile iki bağıntı elde edilebilir. Sıcak ve soğuk akışkanlar arasındaki toplam

ısı geçişi q ise ve ısı değiştirici den evre ortama bir ısı kaybı yoksa, potansiyel ve kinetik enerjilerin göz ardı edilmesi durumunda, enerjinin korunumu, Denklem 4.13,

$$\dot{E}_g + \dot{E}_o - \dot{E}_b = \frac{dE_{st}}{dt} \equiv \dot{E}_{st} \quad (4.13)$$

$$q = \dot{m}_h (i_{h,i} - i_{h,o}) \quad (4.14a)$$

ve

$$q = \dot{m}_c (i_{c,o} - i_{c,i}) \quad (4.15a)$$

bağıntılarını verir. Bu bağıntılarda i akışkan entalpisini gösterirken, h ve c indisleri, sıcak ve soğuk akışkanları, i ve o indisleri ise giriş ve çıkış koşullarını belirtir. Akışkanlarda bir faz değişimi yoksa ve özgül ısılar sabit kabul edilebilirse, bu eşitlik yerine

$$q = \dot{m}_h c_{p,h} (T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (4.14b)$$

ve

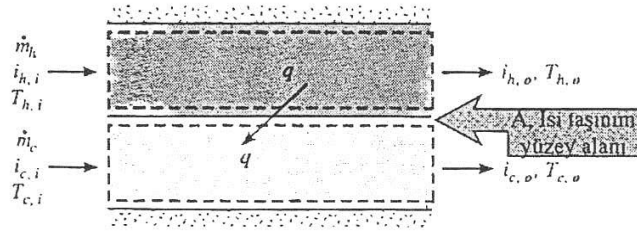
$$q = \dot{m}_c c_{p,c} (T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (4.15b)$$

yazılabilir. Buradaki sıcaklıklar, belirli konumlardaki ortalama akışkan sıcaklıklarını göstermektedirler. Dikkat edilirse, Denklem 4.14 ve 4.15 ısı değiştiricisinin türünden bağımsızdır.

Đđer bir yararlı bağıntı, sıcak ve soğuk akışkanlar arasındaki

$$\Delta T \equiv T_h - T_c \quad (4.16)$$

sıcaklık farkı ile toplam ısı geçiş q arasında bir ilişki kurularak elde edilebilir. Böyle bir bağıntı, Newton'un soğuma yasasında, ısı taşıma katsayısı h yerine toplamı,



Şekil 4.10 İki Akışkanlı Bir Isı Değiştiricisinde, Sıcak ve Soğuk Akışkanlar İçin Toplam Enerji Dengesi [6]

geçiş katsayısı U yu yazarak bulunabilir. Bu durumda, ΔT ısı değiştiricisi içinde değiştiğinden, bu bağıntıyı,

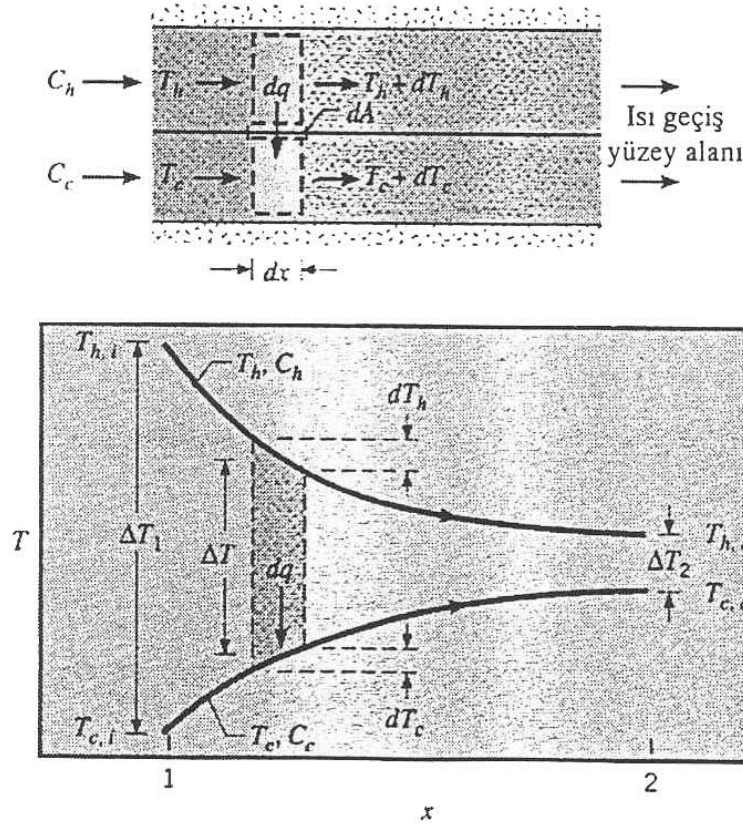
$$q = UA\Delta T_m \quad (4.17)$$

biçiminde yazmak gerekir. Burada ΔT_m uygun bir ortalama sıcaklık farkı anlamındadır. Bir ısı değiştiricisinin çözümlemesinde, Denklem 4.17, Denklem 4.14 ve 4.15 ile birlikte kullanılabilir. Ancak, bu işlemi yapmadan önce, ΔT_m akışkan sıcaklıkları cinsinden elde edilmelidir. Bu durumda ilk olarak paralel akışlı bir ısı değiştiricisi göz önüne alınmalıdır.

4.3.1 Paralel Akışlı Isı Değiştiricisi

Paralel akışlı bir ısı değiştiricisi içindeki sıcak ve soğuk akışkanların sıcaklık dağılımları, Şekil 4.11’de gösterildiği gibidir. Başlangıçta ΔT sıcaklık farkı büyüktür, fakat x arttıkça bu fark hızla azalır ve asimptotik olarak sıfıra ulaşır. Böyle bir ısı değiştiricisinde, soğuk akışkanın çıkış sıcaklığının hiçbir zaman sıcak akışkan sıcaklığından daha fazla olmayacağını, burada belirtmekte yarar vardır. Şekil 4.11’de 1 ve 2 indisleri, ısı değiştiricisinin iki zıt ucunu belirlemektedir. Bu gösterim diğer bütün ısı değiştiricilerinde de kullanılacaktır. Paralel akışlı ısı değiştiricileri için $T_{h,i} = T_{h,1}$, $T_{h,o} = T_{h,2}$, $T_{c,i} = T_{c,1}$ ve $T_{c,o} = T_{c,2}$ olmaktadır.

Sıcak ve soğuk akışkanlardaki diferansiyel hacim elemanlarına enerji korunumunun uygulaması ile ΔT_m ifadesi elde edilebilir. Şekil 4.11’de görüldüğü gibi, her bir elemanın uzunluğu dx ve ısı geçiş yüzey alanı dA değerlerindedir. Enerji korunumu ve daha sonraki çözümlemeler için aşağıdaki kabuller yapılmıştır.



Şekil 4.11 Paralel Akışlı Bir Isı Değiştiricisinde Sıcaklık Dağılımları [6]

1. Isı değiştiricisi çevreye karşı ısı olarak yalıtılmış olup, ısı geçişi sadece sıcak ve soğuk akışkanlar arasında olmaktadır.
2. Borular boyunca aksenal ısı iletimini göz ardı edilmektedir.
3. Potansiyel ve kinetik enerji değişimleri göz ardı edilmektedir.
4. Akışkanların özgül ısıları sabittir.
5. Toplam ısı geçiş katsayısı sabittir.

Gerçekte ısı değiştiricisi içindeki sıcaklık değişimi nedeniyle, özgül ısı değişecektir. Ayrıca akış koşulları ile akışkan özelliklerinin değişimi nedeniyle de toplam ısı geçiş katsayısı bir ölçüde değişecektir. Ancak, birçok ısı değiştiricisi uygulamasında bu değişimler önemsizdir ve $c_{p,c}$, $c_{p,h}$ ve U için ortalama değerler almak oldukça doğru sonuçlar verir.

Şekil 4.11'deki her bir diferansiyel elemanın için enerji dengesi ayrı ayrı yazılırsa,

$$dq = -\dot{m} c_{p,h} dT_h \equiv -C_h dT_h \quad (4.18)$$

ve

$$dq = \dot{m} c_{p,c} dT_c \equiv C_c dT_c \quad (4.19)$$

eşitlikleri elde edilebilir. Bu eşitliklerde C_h ve C_c sırasıyla sıcak ve soğuk akışkanların ısı kapasite debilerini göstermektedir. Denklem 4.14b ve 4.15b'de verilen birinci yasa bağıntılarını elde edebilmek için, yukarıdaki denklemlerin ısı değiştiricisi boyunca integrali alınabilir. dA yüzey alanından geçen ısı,

$$dq = U \Delta T dA \quad (4.20)$$

olarak da yazılabilir. Burada $\Delta T = T_h - T_c$, sıcak ve soğuk akışkan arasındaki yerel sıcaklık farkıdır. Denklem 4.20'yi entegre edebilmek için, Denklem 4.18 ve 4.19, diferansiyel biçimde yazılmış Denklem 4.16'ya taşınarak,

$$d(\Delta T) = dT_h - dT_c \quad (4.21)$$

ve

$$d(\Delta T) = -dq \left(\frac{1}{C_h} + \frac{1}{C_c} \right) \quad (4.22)$$

şeklinde yazılabilir. Denklem 4.12'deki dq değeri bu son eşitliğe taşınıp, ısı değiştiricisi boyunca integrali alınırsa,

$$\int_1^2 \frac{d(\Delta T)}{\Delta T} = -U \left(\frac{1}{C_h} + \frac{1}{C_c} \right) \int_1^2 dA \quad (4.23)$$

veya

$$\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right) = UA\left(\frac{1}{C_h} + \frac{1}{C_c}\right) \quad (4.24)$$

elde edilir.

Denkle m 4. 14b ve 4. 15b’ den C_h ve C_c değ erleri çek ilip Denkle m 4. 24’ e taş ınırsa,

$$\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right) = -UA\left(\frac{T_{h,i} - T_{h,o}}{q} + \frac{T_{c,o} - T_{c,i}}{q}\right) \quad (4.25)$$

$$\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right) = -UA[(T_{h,i} - T_{c,i}) - (T_{h,o} - T_{c,o})] \quad (4.26)$$

bul unur. Ş ekil 4. 11’ deki paralel akış lı ısı değ iş tircisi iç in $\Delta T_1 = (T_{h,i} - T_{c,i})$ ve $\Delta T_2 = (T_{h,o} - T_{c,o})$ tanı mları kullanılırsa,

$$q = UA\left(\frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2/\Delta T_1)}\right) \quad (4.27)$$

sonucuna ulaş ılır. Bu sonuç, Denkle m 4. 17 ile karşı laşt ırılırsa, uygun ortalama sıcaklık fark ı iç in ΔT_{lm} ortalama logarit mık sıcaklık fark ı tanı m yapılabilir. Bu durumda,

$$q = UA\Delta T_{lm} \quad (4.28)$$

elde edilir. Bu bağ ı ntıda,

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2/\Delta T_1)} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1/\Delta T_2)} \quad (4.29)$$

bi ç i m inde tanı mlanmı ş tır.

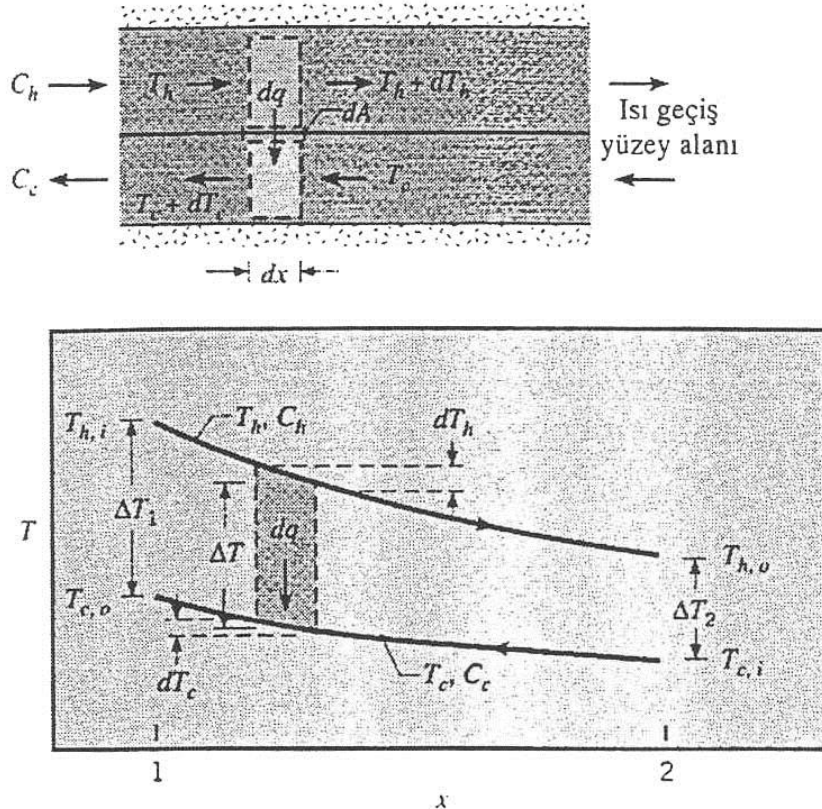
Paralel akışlı ısı değıştircileri için

$$\begin{bmatrix} \Delta T_1 \equiv T_{h,1} - T_{c,1} = T_{h,i} - T_{c,i} \\ \Delta T_2 \equiv T_{h,2} - T_{c,2} = T_{h,o} - T_{c,o} \end{bmatrix} \quad (4.30)$$

oldukları unutulmamalıdır.

4.3.2 Ters Akışlı Isı Değıştircisi

Ters akışlı bir ısı değıştircisi içindeki sıcak ve soğuk akışkanların sıcaklık dağılımları, Şekil 4.12' de gösterildiği gibidir. Paralel akışlı ısı değıştircisinin aksine, bu düzenlemede, ısı değıştircisi boyunca sıcaklık farkı ve buna bağlı olarak ısı geçişi yaklaşık eşittir. Bu nedenle, x değışimine göre verilen $\Delta T = T_h - T_c$ sıcaklık farkı, ters akışlı düzenlemede hiçbir yerde, paralel akışlı ısı değıştircinin giriş bölümündeki kadar büyük değildir. Dikkat edilirse, bu düzenlemede soğuk akışkanın çıkış sıcaklığı, sıcak akışkanın çıkış sıcaklığından daha fazla olabilir.



Şekil 4.12 Ters Akışlı Bir Isı Değıştircisinde Sıcaklık Dağılımları [6]

Denkle m 4. 14b ve 4. 15b herhangi bir ısı değıştircisi ne uygulanabildi ğinden, ters akışlı düzenlemede de kullanılabilir. Ayrıca, Bölüm 4. 3. l’de yapılan çözüml e neye benzer olarak, Denkle m 4. 28 ve 4. 29 bu düzenleme iç in de kullanılabilir. Bununla beraber, ters akışlı ısı değıştircilerini n uç noktaları ndaki sıcaklık farkları,

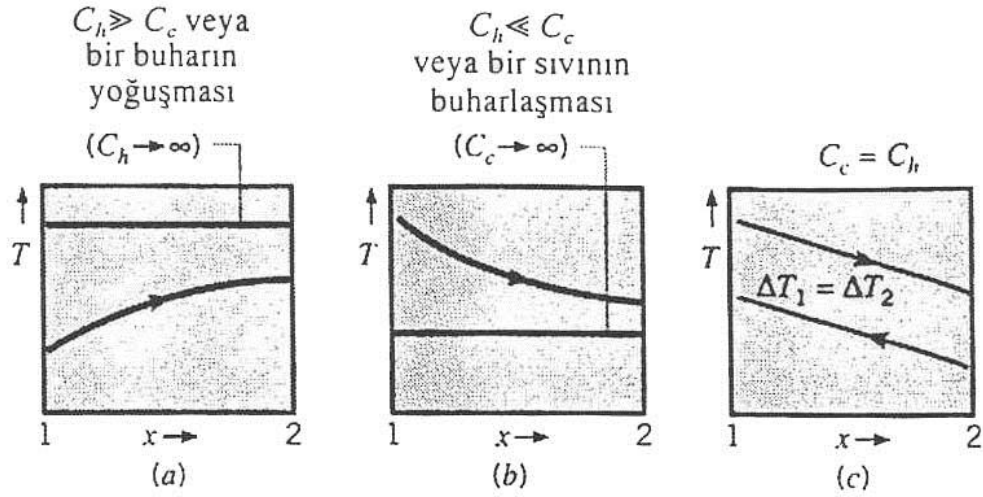
$$\begin{bmatrix} \Delta T_1 \equiv T_{h,1} - T_{c,1} = T_{h,i} - T_{c,o} \\ \Delta T_2 \equiv T_{h,2} - T_{c,2} = T_{h,o} - T_{c,i} \end{bmatrix} \quad (4.31)$$

bi ç i m inde tanı mlanmalıdır. Dikkat edilirse, aynı giriş ve çıkış sıcaklıkları iç in, ters akışlı düzenlemede ortalama logarit mık sıcaklık farkı, paralel akışlı düzenlemeden daha büyüktür, $\Delta T_{m,ters} > \Delta T_{m,paralel}$. Bu nedenle, aynı U toplaması geçiş katsayısı ve belirli bir ısı geçişi q iç in, ters akışlı ısı değıştircisini n ısı geçiş alanı, paralel akışlı ısı değıştircisinden daha küçüktür. Ayrıca, ters akışlı düzenlemede soğuk akışkanın ısı değıştircisinden çıkış sıcaklığı, $T_{c,o}$ sıcak akışkanın çıkış sıcaklığından $T_{h,o}$ daha fazla olabilir, oysa bu durum paralel akışlı ısı değıştircilerinde hiçbir zaman olamaz.

4.3.3 Özel Çalışma Koşulları

Burada ısı değıştircilerini n çalışabileceği bazı özel koşullardan söz etmek yararlı olabilir. Şekil 4. 13’de, $C_h = \dot{m}_h c_{p,h}$ sıcak akışkan ısıl kapasite debisini n, $C_c = \dot{m}_c c_{p,c}$ soğuk akışkan ısıl kapasite debisinden çok büyük olması durumunda, ısı değıştircisi iç i ndeki sıcaklık dağılı mları görülmektedir. Bu durumda sıcak akışkanın sıcaklığı, ısı değıştircisi boyunca yaklaşık olarak sabit kalırken, soğuk akışkanın sıcaklığı artmaktadır. Aynı durum, sıcak akışkanın yoğunlaşma halinde de görülr. Yoğuşma işle m i, sabit sıcaklıkta olur ve uygulamada, $C_h \rightarrow \infty$ alınabilir. Bu işle m i n tersi olarak, bir buharlaştırıcıda veya bir buhar kazanında (Şekil 4. 13b), soğuk akışkan bir faz değışi m e uğrar ve sıcaklığı yaklaşık olarak sabit kalır ($C_c \rightarrow \infty$). Faz değışi m i ol m asına rağmen, eğer $C_h \ll C_c$ ise aynı duruml a karşılaşılr.

Dikkat edilirse, yoğunlaşma veya buharlaşma halinde ısı geçişi Denkle m 4. 14a veya 4. 15a ile hesaplanabilir. Üçüncü bir özel durum (Şekil 4. 13c), ısıl kapasitelerin birbirine eşit oldu ğ u ters akışlı ısı değıştircisini belirtmektedir. ($C_h = C_c$). Bu durumda, $\Delta T_1 = \Delta T_2 = \Delta T_m$ olduğundan ΔT sıcaklık farkı sabittir.



Şekil 4.13 Isı Değiştiricisi Özel Çalışma Koşulları (a) $C_h \gg C_c$ veya Bir Buharın Yoğuşması (b) Bir Sıvının Buharlaşması veya $C_h \ll C_c$ (c) Isıl Kapasite Debilerinin Eşit Olduğu Ters Akışlı Isı Değiştiricisi ($C_h = C_c$) [6]

4.3.4 Çok Geçişli ve Çapraz Akışlı Isı Değiştiricileri

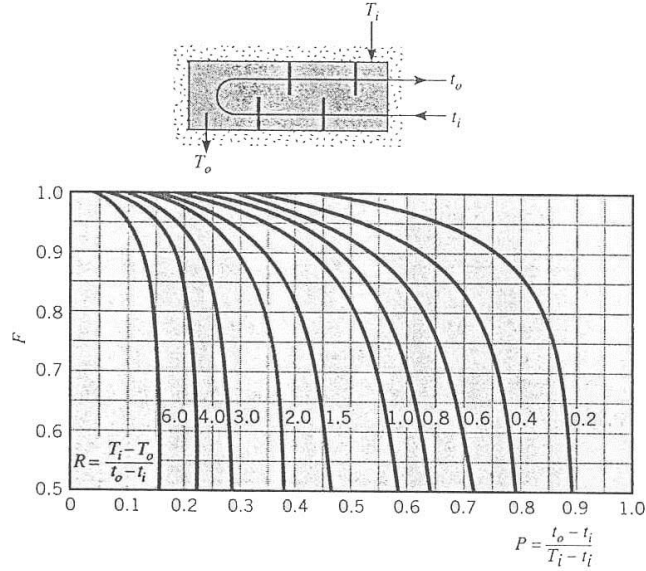
Her ne kadar çok geçişli ve ters akışlı ısı değiştiricilerindeki akışlar çok karmaşık olsa da, ortalama logaritmik sıcaklık farkında,

$$\Delta T_m = F \Delta T_{mCF} \quad (4.32)$$

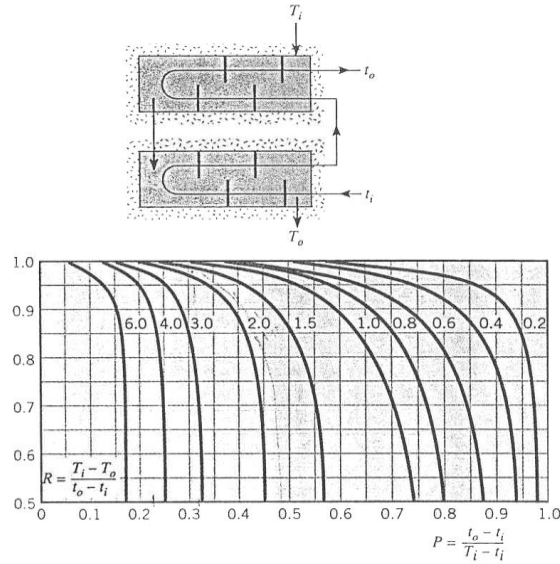
biçiminde bir düzeltme yapılırsa, Denklem 4.14, 4.15, 4.28 ve 4.29, bu tür ısı değiştiricileri için de kullanılabilir [14]. Buradaki ΔT_m ortalama logaritmik sıcaklık farkı, ısı değiştiricisini ters akışlı kabul ederek hesaplanan ΔT_{mCF} ile söz konusu akış düzenini belirleyen bir F düzeltme katsayısının çarpımından bulunur. Bu nedenle, Denklem 4.31'den $\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,o}$ ve $\Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,i}$ yazılabilir.

Birçok gövde borulu ve çapraz akışlı ısı değiştiricisi için F düzeltme katsayısına ilişkin matematik ifadeler çeşitli araştırmacılar tarafından verilmiş [1, 14, 15] ve bu sonuçlar grafik olarak çizilmiştir. Çok karşılaşılan bazı ısı değiştiricisi düzenlemelerine ilişkin sonuçlar, Şekil 4.14 ile 4.17 arasında görülmektedir. Bu şekillerde (T, t) notasyonu akışkan sıcaklıklarını göstermekte olup, t değişkeni her zaman boru içindeki akışkan sıcaklığı için kullanılmıştır. Buradaki gösterime göre, sıcak veya soğuk akışkanın gövde veya boru içinden akmasının bir önemi yoktur. Isı değiştiricisi içinde, eğer akışkanlardan birinin sıcaklık değişimi göz ardı edilebilecek düzeyde ya da P veya R sıfır ise, Şekil 4.14'den 4.15'e kadar olan

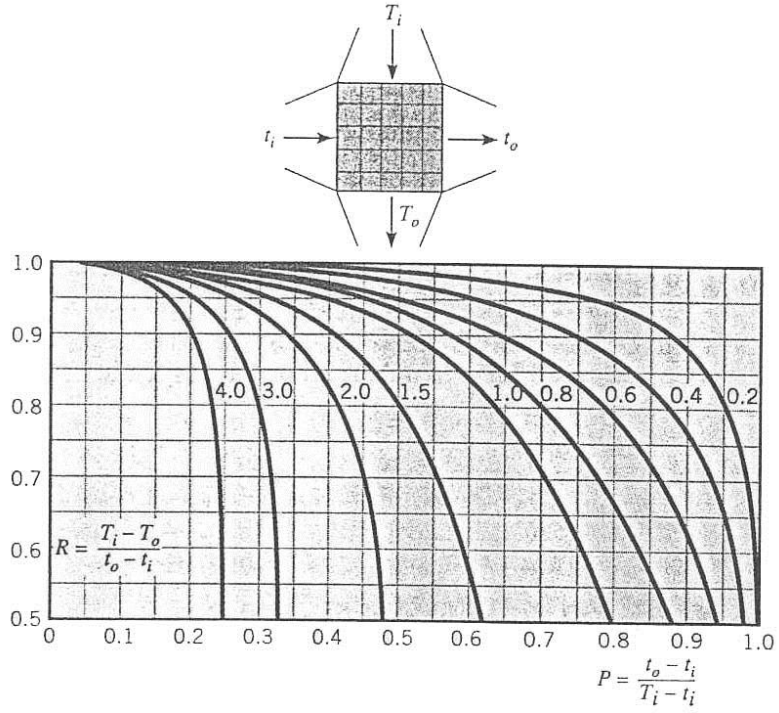
grafiklerde belirtilmesi gereken önemli bir husus $F=1$ olduğudur. Bu durumda ısı değiştiricisinin davranışı, ısı değiştiricisinin düzenlenmesinden bağımsızdır. Eğer akışkanlardan birinde faz değişimi varsa (buharlaşma veya yoğunlaşma), bu durum gerçekleşir.



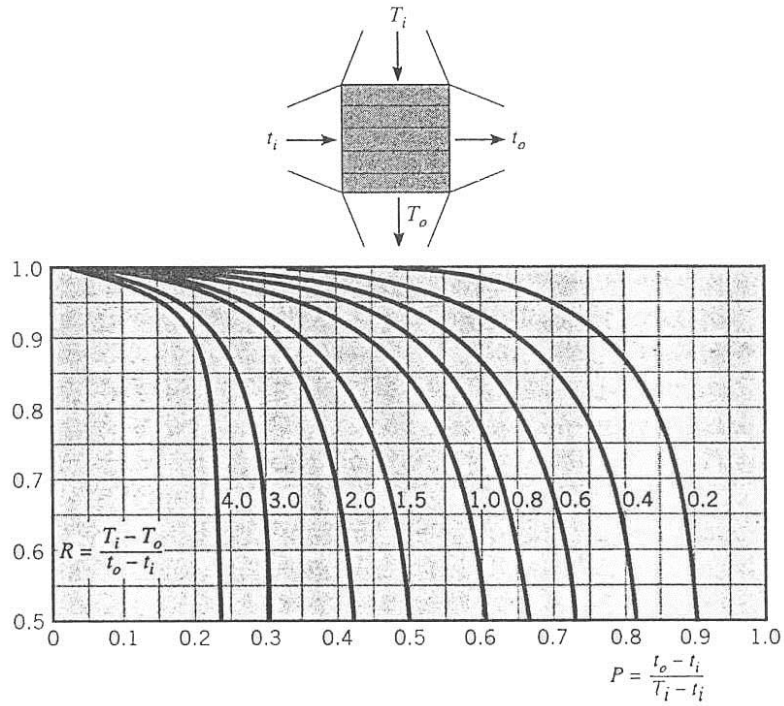
Şekil 4.14 Cövde- Borulu Bir Isı Değiştiricisinde, Bir Cövde Geçiş ve İki nin Katları (İki, Dört, vb.) Boru Geçişinin Olması Durumunda Düzeltme Katsayısı [6]



Şekil 4.15 Cövde- Borulu Bir Isı Değiştiricisinde, İki Cövde Geçiş ve Dördün Katları (Dört, Sekiz, vb.) Boru Geçişinin Olması Durumunda Düzeltme Katsayısı [6]



Şekil 4.16 Her İki Akışkan ın da Karışmadığı, Tek- Geçişli, Çapraz- Akışlı Bir Isı Değiştiricisi n de Düzeltme Katsayısı [6]



Şekil 4.17 Bir Akışkan ın Karıştığı, Diğer Akışkan ın Karışmadığı, Tek- Geçişli, Çapraz- Akışlı Bir Isı Değiştiricisi n de Düzeltme Katsayısı [6]

4.4 ISI DEĞİŞTİRİCİSİ ÇÖZÜMLENMESİ: ETKENLİK NTU YÖNTEMİ

Bir ısı değiştiricisinde akışkan giriş ve çıkış sıcaklıklarının bilinmeleri veya Denklem 4.14b ile 4.15b enerji korunum denklemlerinden kolayca hesaplanabilmesi durumunda, ısı değiştiricisinin çözümlenebilirliğinde, ortalama logaritmik sıcaklık farkı (LMFD) yöntemi çok kolaylık sağlar. Bu durumda ısı değiştiricisi için ΔT_m değeri kolayca belirlenebilir. Bununla birlikte, bir ısı değiştiricisinde akışkanların sadece giriş sıcaklıkları belli ise, LMFD yöntemini kullanmak için deneysel yola gitmek gerekir. Bu gibi durumlarda, etkenlik NTU yöntemi adı verilen farklı bir yöntemin kullanılması daha uygundur.

4.4.1 Tanımlar

Bir ısı değiştiricisi için etkenlik tanımlamı yapmadan önce, bu ısı değiştiricisi için q_{max} , olabilecek en fazla ısı geçişi tayin edilmelidir. Bu ısı geçişi, q_{max} , ilke olarak, sonsuz uzunluktaki ters akışlı bir ısı değiştiricisinde (Şekil 4.12) gerçekleşen ısı geçişi olarak alınır. Böyle bir ısı değiştiricisinde, akışlardan biri, $(T_{h,i} - T_{c,i})$ mümkün olabilen en yüksek sıcaklık farkını gerçekleştirecektir. Bu noktayı açıklayabilmek için, $C_c < C_h$ durumu göz önüne alınırsa, bu durumu için Denklem 4.18 ve 4.19'dan $|dT_c| > |dT_h|$ olacaktır. Soğuk akışkanda daha büyük bir sıcaklık değişimi gerçekleşecektir ve $L \rightarrow \infty$ olduğunda, sıcak akışkanın giriş sıcaklığına kadar ısınabilecektir ($T_{c,o} = T_{h,i}$). Bu nedenle, Denklem 4.15b'den,

$$C_c < C_h : q_{max} = C_c (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (4.33)$$

yazılabilir. Benzer olarak, eğer $C_h < C_c$ ise, sıcak akışkanda daha büyük bir sıcaklık değişimi gerçekleşecektir ve soğuk akışkanın giriş sıcaklığına kadar soğuyabilecektir ($T_{h,o} = T_{c,i}$). Bu durumda da Denklem 4.14b'den,

$$C_h < C_c : q_{max} = C_h (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (4.34)$$

yazılabilir. Buraya kadar olan açıklamalardan, genel bir sonuç olarak,

$$q_{max} = C_{min} (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (4.35)$$

verilebilir. Burada, C_{min} ısı kapasite debisi, C_c veya C_h değerlerinden hangisi küçükse o değere eşit olarak alınır. Denklem 4.35’de, sıcak ve soğuk akışkan giriş sıcaklıklarının konulması, ısı değiştiricisinde olabilecek en yüksek ısı geçişi sağlar. Kısa bir inceleme ile olabilecek en yüksek ısı geçişinin $C_{max} (T_{h,i} - T_{c,i})$ çarpımına eşit olamayacağı hemen anlaşılır. Daha büyük ısı kapasite debisi olan akışkan, olabilecek en yüksek sıcaklık farkını gerçekleştirseydi, enerjinin korunumu, $C_c (T_{c,o} - T_{c,i}) = (T_{h,i} - T_{h,o})$, diğer akışkanın daha büyük sıcaklık değişiminden geçmesini gerektirirdi. Örnek olarak, eğer $C_{max} = C_c$ ise $T_{c,o}$ sıcaklığının $T_{h,i}$ sıcaklığına eşit olduğu öne sürülürse, $(T_{h,i} - T_{h,o}) = (C_c / C_h) (T_{h,i} - T_{c,i})$ olur ki bu durumda $(T_{h,i} - T_{h,o}) > (T_{h,i} - T_{c,i})$ olmalıdır. Bu açıkça olanaksızdır.

Bu açıklamalardan sonra, ısı değiştiricisinde gerçek ısı geçişinin, olabilecek en yüksek ısı geçişine oranı, ϵ etkinlik olarak tanımlanabilir:

$$\epsilon \equiv \frac{q}{q_{max.}} \quad (4.36)$$

Denklem 4.14b, 4.15b ve 4.35 yardımıyla,

$$\epsilon \equiv \frac{C_h (T_{h,i} - T_{h,o})}{C_{min} (T_{h,i} - T_{c,i})} \quad (4.37)$$

veya

$$\epsilon \equiv \frac{C_c (T_{c,o} - T_{c,i})}{C_{min} (T_{h,i} - T_{c,i})} \quad (4.38)$$

eşitlikleri yazılabilir. Etkinlik boyutsuz bir büyüklük olup, $0 \leq \epsilon \leq 1$ arasında değişmek zorundadır. Etkinlik, ϵ ile sıcak ve soğuk akışkanlarının ısı değiştiricisine giriş ve çıkış sıcaklıkları, $T_{h,i}$ ve $T_{c,i}$ biliniyorsa, ısı değiştiricisindeki gerçek ısı geçişi aşağıdaki bağlantıdan hemen bulunabilir. Bu bakımdan etkinliktanım yararlıdır:

$$q = \epsilon C_{min} (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (4.39)$$

Herhangi bir ısı değıştiricisi için

$$\varepsilon \equiv f\left(NTU, \frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right) \quad (4.40)$$

bağıntısı yazılabilir [5]. Bu bağıntıda $C_{\min}/C_{\max}$ oranı, sıcak ve soğuk akışkanlarının ısı kapasite debilerine bağlı olarak C_c/C_h veya C_h/C_c değerlerini alabilmektedir. NTU (Number of Transfer Unit) ile gösterilen, geçiş birimi sayısı, ısı değıştiricilerinin çözümlemesinde yaygın olarak kullanılmaktadır.

$$NTU \equiv \frac{UA}{C_{\min.}} \quad (4.41)$$

biçiminde tanımlanan boyutsuz bir parametredir.

4.4.2 Etkenlik-NTU Bağıntıları

Denkle m 4. 40 ile verilen etkenlik-NTU bağıntısını daha belirgin bir biçimde ifade edebilmek için $C_{\min} = C_h$ olan paralel akışlı bir ısı değıştiricisi göz önüne alınır. Bu durumda, Denkle m 4. 37’den

$$\varepsilon \equiv \frac{(T_{h,i} - T_{h,o})}{(T_{h,i} - T_{c,i})} \quad (4.42)$$

ve Denkle m 4. 14b ile 4. 15b yardımıyla,

$$\frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{\dot{m}_h c_{p,h}}{\dot{m}_c c_{p,c}} = \frac{T_{c,o} - T_{c,i}}{T_{h,i} - T_{h,o}} \quad (4.43)$$

yazılabilir. Denkle m 4. 24 göz önüne alınırsa,

$$\ln\left(\frac{T_{h,o} - T_{c,o}}{T_{h,i} - T_{c,i}}\right) = -\frac{UA}{C_{\min}}\left(1 + \frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right) \quad (4.44)$$

yazılabilir veya Denkle m 4. 41’ü kullanarak,

$$\frac{T_{h,o} - T_{c,o}}{T_{h,i} - T_{c,i}} = \exp \left[-NTU \left(1 + \frac{C_{min}}{C_{max}} \right) \right] \quad (4.45)$$

elde edilir. Bu ifadenin sol tarafı yeni den düzenlenirse,

$$\frac{T_{h,o} - T_{c,o}}{T_{h,i} - T_{c,i}} = \frac{T_{h,o} - T_{h,i} + T_{h,i} - T_{c,o}}{T_{h,i} - T_{c,i}} \quad (4.46)$$

olur ve Denklem 4.43' den $T_{c,o}$ çekilip burada yerine konursa,

$$\frac{T_{h,o} - T_{c,o}}{T_{h,i} - T_{c,i}} = \frac{(T_{h,o} - T_{h,i}) + (T_{h,i} - T_{c,i}) - (C_{min}/C_{max})(T_{h,i} - T_{h,o})}{T_{h,i} - T_{c,i}} \quad (4.47)$$

bulunur. Denklem 4.42 ile verilen etkinlik tanımını kullanarak,

$$\frac{T_{h,o} - T_{c,o}}{T_{h,i} - T_{c,i}} = -\varepsilon + 1 - \left(\frac{C_{min}}{C_{max}} \right) \varepsilon = 1 - \varepsilon \left(1 + \frac{C_{min}}{C_{max}} \right) \quad (4.48)$$

elde edilir. Yukarıdaki bağıntı, Denklem 4.45' ya taşınıp, paralel akışlı ısı değiştiricisi için etkinlik ε çözülürse,

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp \{ -NTU [1 + (C_{min}/C_{max})] \}}{1 + (C_{min}/C_{max})} \quad (4.49a)$$

sonucu bulunur. $C_{min} = C_c$ için de aynı sonuç bulunduğu için, minimum akışkan ısıl kapasite debisinin, sıcak veya soğuk akışkandan hangisine ait olmasına bakılmaksızın, Denklem 4.49a bağıntısı, herhangi bir paralel akışlı ısı değiştiricisine uygulanabilir.

Değişik ısı değiştiricisi türleri için benzer bağıntılar çıkarılmış olup, $C_r \equiv C_{min}/C_{max}$ ısıl kapasite debilerinin oranı olmak üzere bunlar tablo 4.3' de özetlenmiştir [5]. Denklem 4.52'nin çıkarılışında, toplam NTU $NTU = n(NTU)_1$ olacak biçimde, aynı düzenlemenin gövde geçişleri arasında eşit olarak dağıtılmıştır.

Tablo 4.3 Isı Değiştiricilerinde Etklilik Bağlılıları [5]

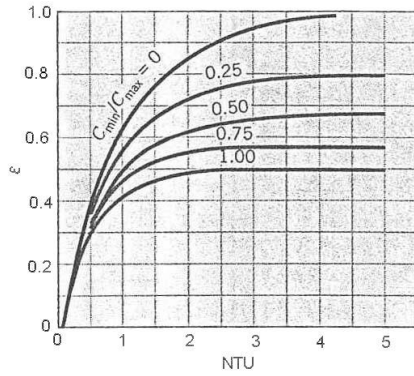
Akış Düzenlenmesi	Bağıntı	
Eş eksenli iç içeli boru		
Paralel akış	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + C_r)]}{1 + C_r}$	(4.49a)
Ters akış	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C_r)]}{1 - C_r \exp[-NTU(1 - C_r)]}, (C_r < 1)$ $\varepsilon = \frac{NTU}{1 + NTU}, (C_r = 1)$	(4.50a)
Gövde borulu		
Bir gövde geçiş (2, 4 ... boru geçiş)	$\varepsilon_1 = 2 \left(1 + C_r + (1 + C_r^2)^{1/2} \right)^{-1} \times \frac{1 + \exp \left[-NTU(1 + C_r^2)^{1/2} \right]}{1 - \exp \left[-NTU(1 + C_r^2)^{1/2} \right]}$	(4.51a)
n Gövde geçiş (2n, 4n ... boru geçiş)	$\varepsilon = \left[\left(\frac{1 - \varepsilon_1 C_r}{1 - \varepsilon_1} \right)^n - 1 \right] \left[\left(\frac{1 - \varepsilon_1 C_r}{1 - \varepsilon_1} \right)^n - C_r \right]^{-1}$	(4.52a)
Çapraz akış (tek geçiş)		
İki akışkanda karışmıyor	$\varepsilon = 1 - \exp \left[\left(\frac{1}{C_r} \right) (NTU)^{0.22} \{ \exp[-C_r(NTU)^{0.78}] - 1 \} \right]$	(4.53)
C_{max} (karışıyor), C_{min} (karışmıyor)	$\varepsilon = \left(\frac{1}{C_r} \right) (1 - \exp \{ -C_r [1 - \exp(-NTU)] \})$	(4.54a)
C_{min} (karışıyor), C_{max} (karışmıyor)	$\varepsilon = 1 - \exp \{ -C_r^{-1} [1 - \exp[-C_r(NTU)]] \}$	(4.55a)
Tüm sıvı değiştiricileri ($C_r = 0$)	$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU)$	(4.56a)

Bu durumda, bu bağıntı ile ε_1 kullanıldığında, Denklem 4.51a'daki NTU yerine $(NTU)/n$ alınır. Dikkat edilirse, buhar kazanlarında veya yoğunlaştırucularda olduğu gibi, $C_r=0$ ise, bütün düzenlemeler için ε eşitliği, Denklem 4.56a'da verilmiştir. Bu nedenle, bu özel durumu için ısı değiştiricinin davranışı, akış düzenlemelerinden bağımsızdır. İki akışkanın da karışmadığı çapraz akışlı ısı değiştiricileri için Denklem 4.53 sadece $C_r=1$ için doğrudur. Bununla beraber, bu bağıntı $0 < C_r \leq 1$ değerleri için oldukça doğru sonuçlar verir. $C_r=0$ için Denklem 4.56a kullanılmalıdır.

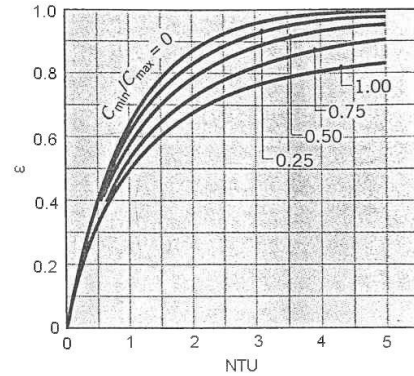
Isı değiştiricilerinin tasarımı hesaplarında, ε -NTU bağıntısı,

$$NTU = f\left(\varepsilon, \frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right) \quad (4.57)$$

biçiminde yazmak daha kullanışlıdır. Çeşitli ısı değiştiricilerinde NTU bağıntıları, ε ve C_r değerlerinin fonksiyonu olarak, Tablo 4.4'de verilmiştir. Dikkat edilirse, Denklem 4.53'den yararlanarak, NTU'yu doğrudan ε ve C_r değerlerinin fonksiyonu olarak yazmak olanaksızdır. Ayrıca Denklem 4.52b, c'yi Denklem 4.51b, c ile birlikte kullanırken bir gövde başına NTU hesaplanır. Tüm ısı değiştiricisi için NTU değeri, bir gövde geçişi için bulunan sonucun n ile çarpımıyla bulunur.



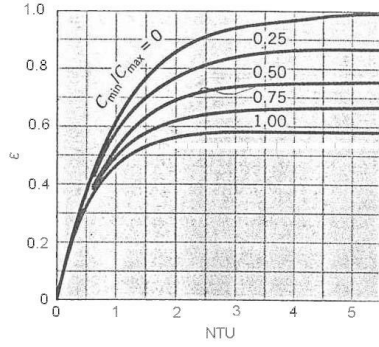
Şekil 4.18 Paralel Akışlı Isı Değiştiricisi H kenliği
(Denklem 4.49) [6]



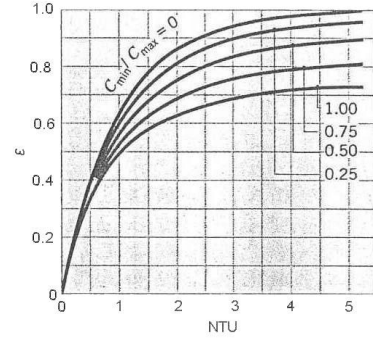
Şekil 4.19 Ters Akışlı Isı Değiştiricisi H kenliği
(Denklem 4.50) [6]

Tablo 4.4 Isı Değiştiricilerinde NTU Bağlılıkları [5]

Akış Dizenlenmesi	Bağıntı	
Eş eksenli iç içeli boru		
Paralel akış	$NTU = -\frac{\ln[1 - \varepsilon(1 + C_r)]}{1 + C_r}$	(4.49b)
Ters akış	$NTU = \frac{1}{C_r - 1} \ln\left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon C_r - 1}\right), (C_r < 1)$ $NTU = \frac{\varepsilon}{1 - \varepsilon}, (C_r = 1)$	(4.50b)
Gövde borulu		
Bir gövde geçiş (2, 4, ... boru geçiş)	$NTU = -(1 + C_r^2)^{-1/2} \ln\left(\frac{E - 1}{E + 1}\right)$ $E = \frac{2/\varepsilon_1 - (1 + C_r)}{(1 + C_r^2)^{1/2}}$	(4.51b) (4.51c)
n Gövde geçiş (2n, 4n, ... boru geçiş)	Denklemler 4.51b ve 4.51c ile birlikte $\varepsilon_1 = \frac{F - 1}{F - C_r}, \varepsilon_1 = \left(\frac{\varepsilon C_r - 1}{\varepsilon - 1}\right)^{1/n}$	(4.52b, c)
Çapraz akış (tek geçiş)		
C _{max} (karışıyor), C _{min} (karışmıyor)	$NTU = -\ln\left[1 + \left(\frac{1}{C_r}\right) \ln(1 - \varepsilon C_r)\right]$	(4.54b)
C _{min} (karışıyor), C _{max} (karışmıyor)	$NTU = -\left(\frac{1}{C_r}\right) \ln[C_r \ln(1 - \varepsilon) + 1]$	(4.55b)
Tüm sıvı değiştiricileri (C_r = 0)	$NTU = -\ln(1 - \varepsilon)$	(4.56b)

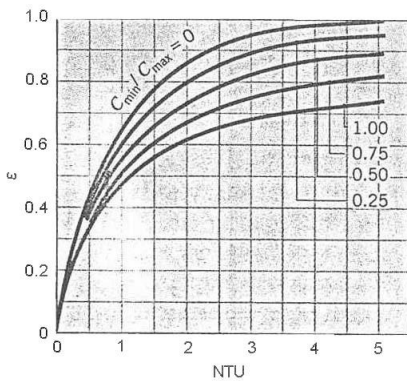


Şekil 4.20 Bir Gövde, İkinin Herhangi Bir Katı Olan Boru Geçişli (İki, Dört, ...) Gövde-Borulu Isı Değiştiricisi Etkenliği (Denkle m4.51) [6]

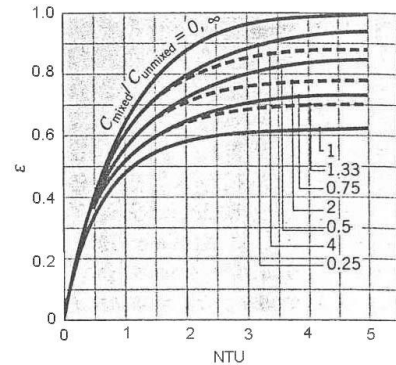


Şekil 4.21 Bir Gövde, Dördün Herhangi Bir Katı Olan Boru Geçişli (Dört, Sekiz, ...) Gövde-Borulu Isı Değiştiricisi Etkenliği (Denkle m4.52 de $n=2$ alınacaktır) [6]

Yukarıda verilen bağıntılar, Şekil 4.18 ile 4.23 arasında grafiksel olarak verilmiştir. Şekil 4.23’de dolu çizgiler C_{min} karışmış, C_{max} karışmamış akışkan çifti için verilirken, kesikli çizgiler C_{min} karışmamış, C_{max} karışmış akışkan çifti için verilmiştir. Dikkat edilirse, $Q=0$ için Denkle m4.56a’ dan hesaplanan etkenlik değerleri, bütün ısı değiştiricilerinde aynıdır. Ayrıca, eğer $NTU \leq 0.25$ ise, Q değerinin büyüklüğüne bakılmaksızın, bütün ısı değiştiricilerinde etkenlik yaklaşık olarak aynıdır ve ϵ değeri yine Denkle m4.56a’ dan hesaplanabilir. Daha genel olarak, $Q > 0$ ve $NTU \geq 0.25$ içi nters akışlı ısı değiştiricilerinin, en etkin ısı değiştiricileri oldukları belirtilebilir. Herhangi bir ısı değiştiricisinde, en yüksek ve en düşük etkenlikler, sırasıyla $Q=0$ ile $Q=1$ değerlerine karşı gelmektedir.



Şekil 4.22 Her İki Akışkanın da Karıştığı, Çapraz Akışlı, Tek Geçişli Isı Değiştiricisi Etkenliği (Denkle m4.53) [6]



Şekil 4.23 Bir Akışkanın Karıştığı, Diğer Akışkanın Karışmadığı, Çapraz Akışlı, Tek Geçişli Isı Değiştiricisi Etkenliği (Denkle m4.54, 4.55) [6]

4.5 ISI DEĞİŞTİRİCİSİ HESABI NIN METODOLOJİSİ

Bir ısı değıştircisinin çözümlenmesini yapabilmek için biri LMTD ortalama logaritmik sıcaklık farkı yöntemi, diğeri NTU geçiş birimi sayısı yaklaşımı olmak üzere iki yöntem geliştirilmiştir. Herhangi bir problemin çözümünde, aynı sonuçları veren bu iki yöntemden biri kullanılabilir. Bununla beraber, problemin verilerine bağlı olarak, NTU yaklaşımı ile çözüme ulaşmak daha kolay olabilir.

Daha açık olarak, sıcak ve soğuk akışkanların giriş ve çıkış sıcaklıklarının bilinmesi, Denklem 4.28 ve 4.29'da LMTD yönteminin kullanılmasını kolaylaştırır, çünkü ΔT_m kolayca hesaplanabilir. Bu sıcaklıkların bilindiği problemler, ısı değıştircisi tasarımı problemleri olarak sınıflandırılırlar. Genellikle bu problemlerde, sıcak ve soğuk akışkanların giriş sıcaklıkları ile debilerinin bilinmesinin yanı sıra, sıcak veya soğuk akışkanlardan birinin istenen sıcaklığı da bilinir. Daha sonra, tasarım probleminde, uygun bir ısı değıştircisi türü seçilir ve istenen çıkış sıcaklığını sağlayacak ısı geçiş yüzey alanı ve böylece ısı değıştircisinin büyüklüğü belirlenir. Örnekle olarak, bir uygulama için $\dot{m}_c$, $\dot{m}_h$, $T_{c,i}$ ve $T_{h,i}$ değerleri verilmiş olsun ve bu uygulamada istenen $T_{c,o}$ çıkış sıcaklığını sağlayacak bir ısı değıştircisinin belirlenmesi amaçlansın. Denklem 4.15b ve 4.14b, enerjinin korunumu bağıntılarından, q ısı geçiş ve $T_{h,o}$ sıcak akışkanın çıkış sıcaklığı ile Denklem 4.29'dan ΔT_m ortalama logaritmik sıcaklık farkı hesaplanabilir. Denklem 4.28 ile verilen ısı geçiş bağıntısı kullanarak, A ısı geçiş yüzey alanı kolayca bulunabilir. Doğal olarak, NTU yöntemi de kullanılabilir. Önce etkenlik ε ve (C_{min}/C_{max}) oranı hesaplanır ve daha sonra NTU değeri bulunur. Isı geçiş yüzey alanı A uygun bir diyagram veya bağıntı kullanarak belirlenir.

Isı değıştircilerinin çözümlenmeleri sırasında bazen, ısı değıştircisinin türü, boyutları, akışkanların debileri ve giriş sıcaklıkları belirli dir, çıkış sıcaklıkları ile ısı geçişinin bulunması amaçlanır. Problem bu şekilde verildiğinde performans hesabı olarak nitelendirilebilir. Her ne kadar böyle bir problem LMTD ortalama logaritmik sıcaklık farkı yöntemiyle hesaplanabilse de, işlemlerin deneğe yanılma gerektirmesi nedeniyle çözümü uzun zaman alır. Örnekle olarak, soğuk akışkanın çıkış sıcaklığı $T_{c,o}$ için bir tahmin yapılır, Denklem 4.15b ile 4.14b kullanılarak q ısı geçiş ve $T_{h,o}$ sıcak akışkanın çıkış sıcaklığı bulunabilir. Daha sonra Denklem 4.15b ve 4.28 kullanılarak,

$T_{c,o}$ için yapılan iltihahminin doğruluğu kontrol edilir. Bazen tek bir tahminle sonuca ulaşılabilir de, çoğunlukla doğru sonuç için tekrarlama gerekir.

NTU yöntemi kullanıldığı zaman, tekrarlama gerekliliği azalır. Isı değiştiricisinin türü boyutları ve akışkanların debileri belli ise, NTU ve (C_{min}/C_{max}) oranı hesaplanabilir ve daha sonra, uygun diyagram veya denklem kullanılarak ϵ belirlenebilir. Denklem 4.35'den q_{max} değeri hesaplanabildiğinden, $q = \epsilon q_{max}$ eşitliğinden, gerçek ısı geçişi kolayca bulunabilir. Denklem 4.14b ve 4.15'in yardımıyla, her iki akışkanın çıkış sıcaklıkları belirlenebilir.

4.6 KOMPACT ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ

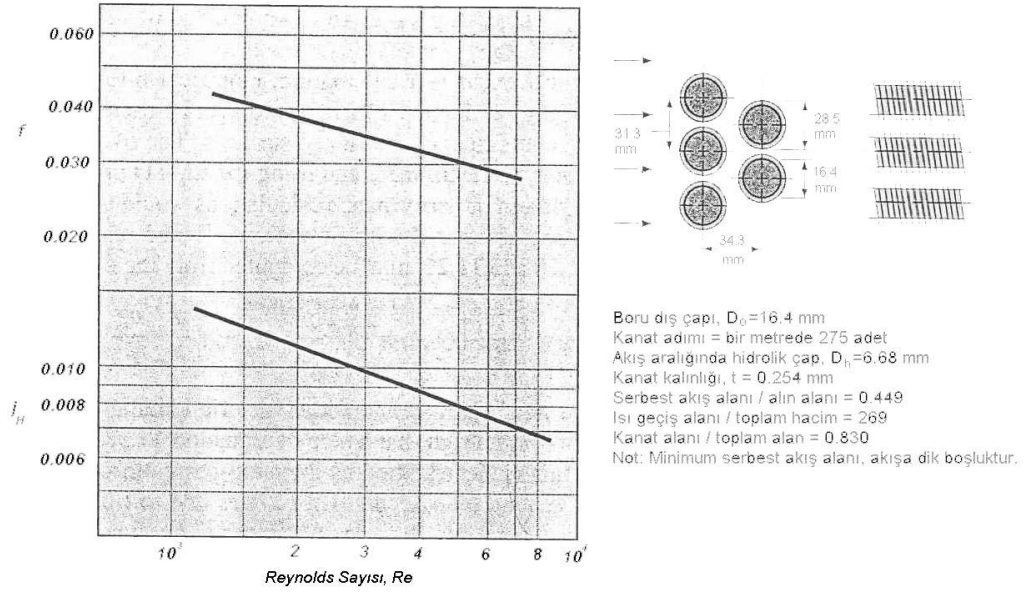
Bölüm 4.1'de açıklandığı gibi, kompakt ısı değiştiricileri, akışkanlarından en az birisi gaz olan ve tipik olarak birim hacimde büyük bir ısı geçiş yüzey alanı olan ısı değiştiricileridir. Bu değiştiricilerin çok değişik boru ve levha düzenlemeleri göz önüne alınabilir ve aralarındaki farklılıklar daha çok kanatların tasarımlarından ve yerleştirmelerinden ortaya çıkar. Birçok düzenleme için ısı geçiş ve akış özellikleri belirlenmiş ve bunlar şekil 4.24 ve 4.25'de gösterilene benzer grafiklerle verilmiştir. Isı geçişi sonuçları, $J_H = St \cdot Re^{2/3}$ Colburn faktörü ile Reynolds sayısının ilişkilendirilmesi şeklinde verilmiştir. Burada hem Stanton sayısı ($St = h/Gc_p$) hem de Reynolds sayısı ($Re = GD_h/\mu$),

$$G \equiv \rho \cdot V_{max} = \frac{\rho V A_{fr}}{A_{ff}} = \frac{\dot{m}}{\sigma A_{fr}}$$

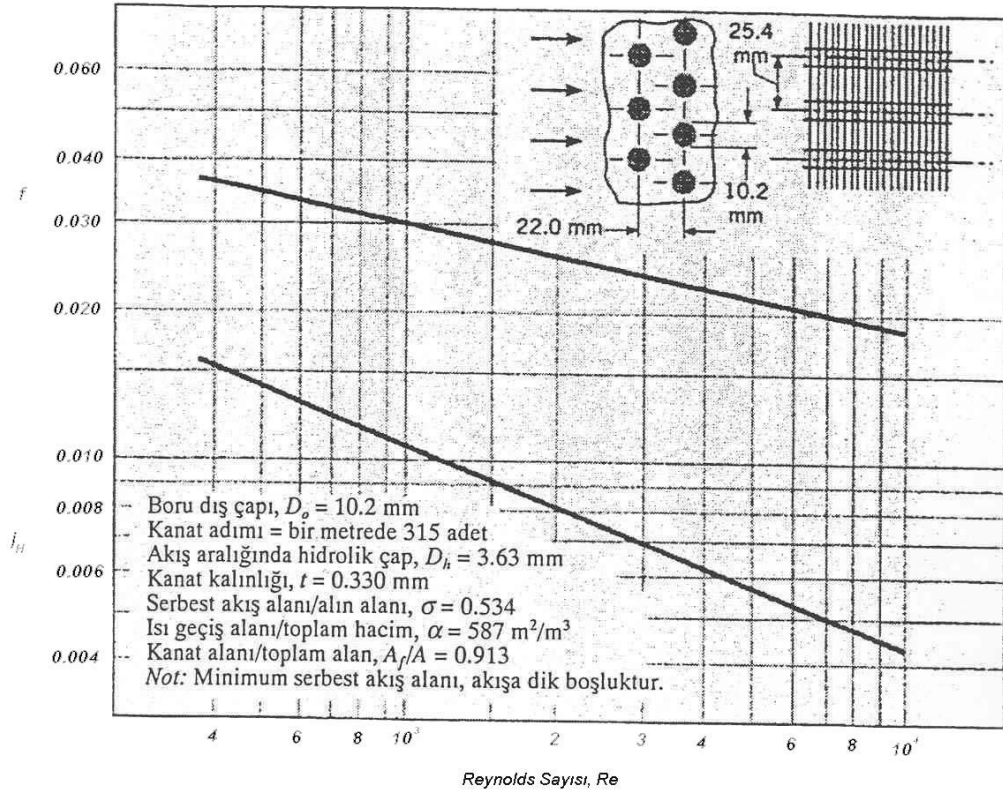
(4.57)

biçiminde tanımlanan maksimum kütle hızı dayalı olarak verilmiştir. Bu tanımda σ büyüklüğü kanatlar arasındaki minimum serbest akış alanının A_{ff} (akış doğrultusuna dik kesit alanı), ısı değiştiricisinin ön alın alanına A_f oranıdır. α , D_h (hidrolik çap), α (ısı geçiş yüzey alanının toplam yüzey alanına oranı) ve diğer geometrik parametreler, kompakt ısı değiştiricilerinin her bir düzenlemesi için çizelgelerle verilmiştir. A_f/A oranı, Denklem 4.8 ile verilen toplam yüzey etkinliğini η_0 hesaplayabilmek için kullanılır. Bir tasarım hesabında, ısı geçişi için toplam yüzey alanı bulunduğundan sonra, gerekli ısı değiştiricisi hacmini bulmak için α değeri

kullanılır. Bir performans hesabında da, ısı değiştiricisinin hacmi bilindiğinde, yüzey alanını bulmak için yine α değerlerinden yararlanılır.



Şekil 4.24 Kays London'da [5] CF-7.0-5/8J Yüzeyi Olarak Tanımlanan, Dairesel Kanatlı-Dairesel Borulu Bir Isı Değiştiricisi İçin Isı Geçiş ve Sürtünme Katsayıları [6]



Şekil 4.25 Kays London'da [5] 8.0-3/8T Yüzeyi Olarak Tanımlanan, Dairesel Kanatlı-Dairesel Borulu Bir Isı Değiştiricisi İçin Isı Geçiş ve Sürtünme Katsayısı [6]

Kompakt bir ısı değiştiricisinin hesabında, öncelikle kanatlı yüzeylerdeki ortalama ısı taşıma katsayısının bulunması için Şekil 4.24 ve 4.25 gibi grafiklerle sunulan deneysel sonuçlar kullanılır. Daha sonra toplam ısı geçiş katsayısı hesaplanır ve LMTD ortalama logaritmik sıcaklık farkı veya ϵ -NTU etkinlik geçiş birimi sayısı yöntemleri kullanılarak, bu ısı değiştiricisinin tasarımı veya performans hesapları yapılır.

Şekil 4.24 ve 4.25’de gösterilenlere benzer, kanatlı boru demetlerine dik akıştaki basınç kaybı,

$$\Delta p = \frac{G^2 v_i}{2} \left[\left(1 + \sigma^2 \right) \left(\frac{v_o}{v_i} - 1 \right) + f \frac{A}{A_{ff}} \frac{v_m}{v_i} \right] \quad (4.58)$$

bağıntısından hesaplanabilir. Bu bağıntıda v_i ve v_o akışkanın ısı değiştiricisine giriş ve çıkıştaki özgül hacimleri olup, $v_m = (v_i + v_o)/2$ anlamındadır. Denklem 4.46’nın sağ tarafındaki ilk terim akışkan ısı değiştiricisini geçerken hızlanma ve yavaşlama etkilerini gösterirken, ikinci terim akışkan sürtünmesini gösterir. Belirli bir gövde konstrüksiyonu için sürtünme katsayısı, Şekil 4.24 ve 4.25’de görüldüğü gibi, Reynolds sayısının bir fonksiyonu olarak bilinir. Vt toplam ısı değiştiricisi hacmi olmak üzere, belirlenmiş bir ısı değiştiricisi büyüklüğü için alan oranı $(A/A_f) = (\alpha V \sigma A_r)$ bağıntısından bulunabilir.

Kays ve London’un [5] klasik çalışması, yassı borulu (Şekil 4.5a) ve levhalı-kanatlı (Şekil 4.5d, e) çok sayıdaki kompakt ısı değiştiricisi gövdeleri ile diğer dairesel kesitli boru düzenlemelerine (Şekil 4.5b, c) ilişkin Colburn j ve sürtünme katsayılarını içermektedir. Bu konuda diğer önemli bilgiler, Kaynak 3, 4, 16 ve 17’den elde edilebilir.

BÖLÜM 5 TEORİK HESAPLAR VE DENEYLER

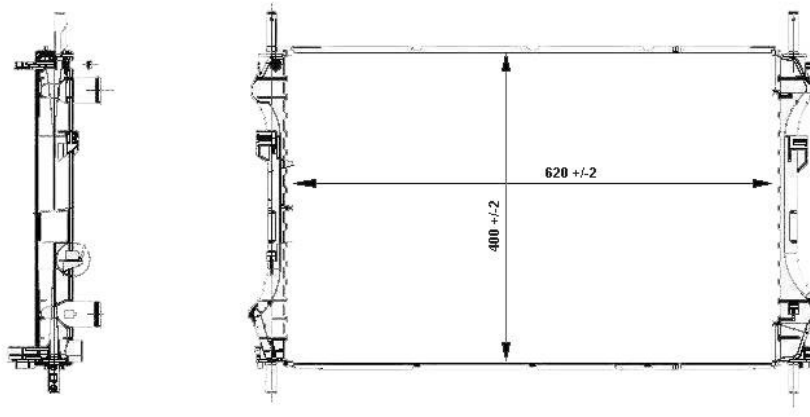
5.1 TEORİK HESAPLAR

Bu bölümde, bir araç radyatörünün ısı performans testinin nasıl yapılabileceği üzerinde durulmuş olup, NTU yöntemi kullanılarak da performans testi sonrası elde edilen değerlerin sağlanması yapılmıştır.

Isı değiştiricilerinin dizaynında ısı transferi testleri her zaman büyük önem taşımıştır. Dizayn sırasında yapılacak olan testler ileride karşılaşılabilecek olan sorunların bir ön uyarı olmakta ve ısı değiştiricisinin dizayn sırasında iyileştirmeler yapılmasına imkanlar sağlamaktadır. Yeni bir dizayn oluşturulması veya mevcut olan dizaynın geliştirilmesiinden sonra mutlaka ısı değiştiricisinin test edilmesi gerekmektedir.

Çoğu ısı performans testleri araç üzerinde yapılmayıp aracı simüle edebilecek şekilde hazırlanmış olan hava tünellerinde yapılmaktadır. Bu hava tünelleri aracın normal çalışma koşullarını yansıtacak şekilde dizayn edilmişlerdir. Performans testleri sırasında uygulanacak olan test prosedürü imalatçı firma tarafından belirlenmektedir. Ancak ısı transferi performans testinin yapılmasında kullanılan hava tüneli mevcut değilse, üretici firmalar kendi belirledikleri şartnamelere göre araç testleri yapmak suretiyle radyatörü test etmektedirler. Bölüm 5.1'in ilerleyen kısımlarında test sırasında kullanılan araç radyatörünün boyutsal özellikleri ve bölüm 5.3.1'de ise test sırasında elde edilen sonuçlar tablo halinde verilmiştir. Tablo ile verilen radyatöre giren ve çıkan soğutucu akışkan ve havanın giriş-çıkış sıcaklık değerleri test sırasında elde edilmiştir. Bölüm 5.3.2'de NTU yöntemi kullanılarak giriş sıcaklıkları belli olan soğutucu akışkan ve havanın çıkış sıcaklıkları hesaplanacaktır. İleriki bölümlerde, test verileri ile hesaplanan sonuçları karşılaştırılarak aralarındaki farkların sebepleri üzerinde de durulacaktır.

Test edilecek olan radyatörün boyutsal ölçüleri şekil 5.1'de verilmiştir.



Şekil 5.1 Test Radyatörü Teknik Resmî.

Şekil 5.1’de boyutsal özellikleri verilen radyatörün basit matematik formleri yardımıyla ;

1- Serbest akış alanı / alın alanı , σ

2- Kanat alanı / toplam alan , A_f/A

3- Soğutucu akışkan tarafındaki ısı transfer alanı / hava tarafındaki ısı transfer alanı ,
 $A_{sıvı}/A_{hava}$

4- Kanat verimleri

hesaplanabilir.

Kanat veriminin hesaplanmasında aşağıdaki formler kullanılır; w , L , ve t kalınlığındaki kanat için

$$\eta_c = \frac{\tanh(mL_c)}{mL_c} \quad (5.1)$$

$$m = \sqrt{\frac{hP}{kA_c}} \quad (5.2a)$$

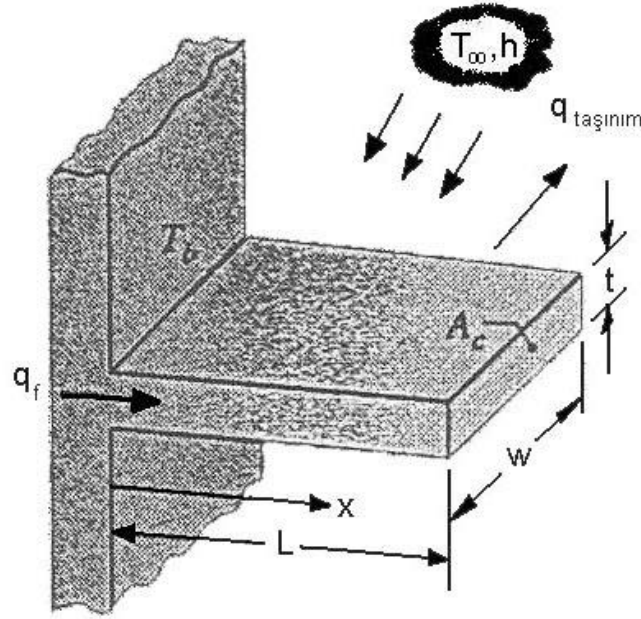
$$L_c = L + \frac{t}{2} \quad (5.2b)$$

$$A_c = wt \quad (5.2c)$$

$$A_f = 2wL_C \quad (5.2d)$$

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A} (1 - \eta_f) \quad (5.3)$$

Şekil 5.2’de bir kanat örneği verilmiştir. Değişik kanat yapılarının verimlerinin hesaplanabilmesi için kaynak 6’da verilen tablolar kullanılabilir.



Şekil 5.2 Sabit Kesitli Düz Dikdörtgen Kanat.

5-İç hidrolik çap, D_{hi} ,

$$D_{hi} = 4 \text{ Alan} / \text{Islak Çevre}$$

6- Akış aralığında hidrolik çap, $D_{hdış}$,

$$D_{hdış} = 4 \text{ Akış Hacmi} / \text{Toplam Isı Geçiş Alanı}$$

hesaplanır.

5.2 DENEYLER

Araç radyatörünün test edilmesi için kullanılan test düzeneği araç üzerini simüle edecek şekilde hazırlanmıştır. Hazırlanmış olan test düzeneği bilgisayar yardımıyla kontrol edilmektedir.

Test sırasında kontrol edilebilen değerler sırasıyla;

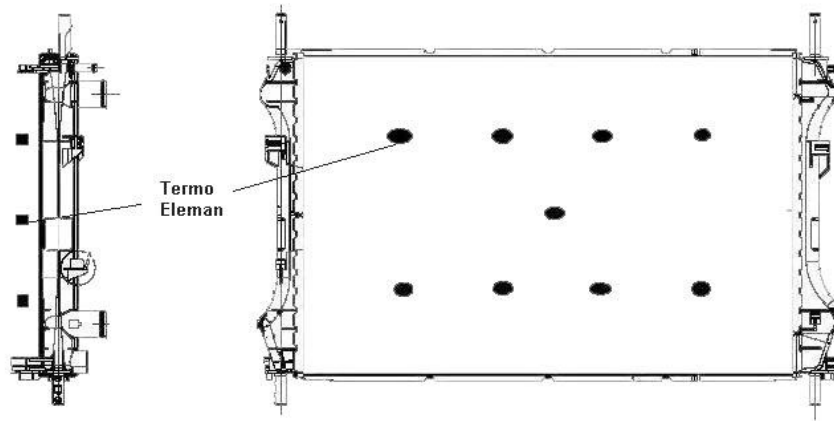
1- Hava debisi

2- Hava sıcaklığı

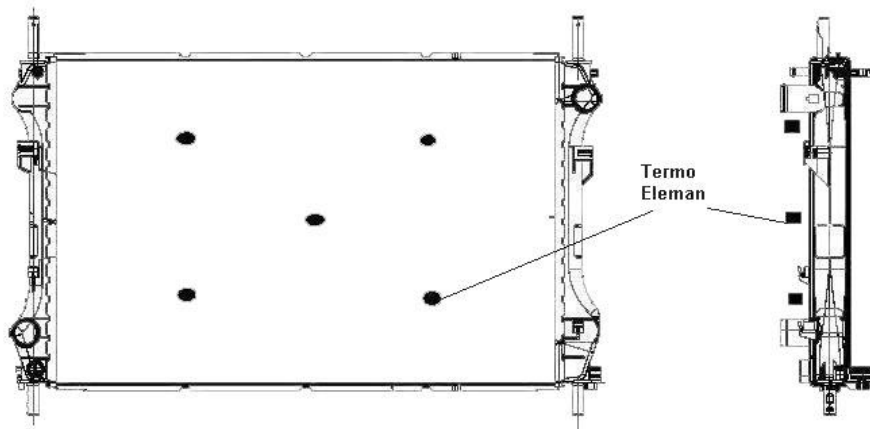
3- Soğut ucu akışkan debisi

4- Soğut ucu akışkan sıcaklığı'dır.

Test sırasında hava giriş sıcaklığı radyatörün ön tarafından 1 c muzaklıkta bulunan 9 adet termo eleman yardımıyla ölçülmektedir. Ölçülen sıcaklıkların ortalaması alınarak radyatör hava giriş sıcaklığı saptanmaktadır (Şekil 5.3). Aynı şekilde radyatörün arka kısmında ve radyatöre 1 c muzaklıkta bulunan 5 adet termo eleman yardımıyla da radyatör hava çıkış sıcaklıkları ölçülür ve bu 5 noktadan ölçülen değerlerin ortalaması alınarak radyatör hava çıkış sıcaklığı belirlenir (Şekil 5.4).

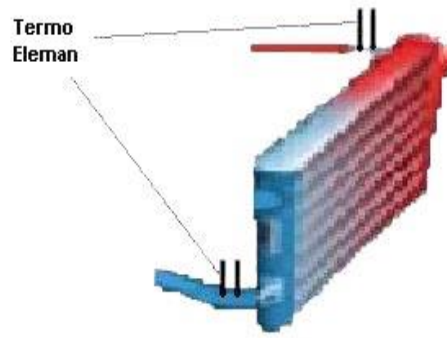


Şekil 5.3 Radyatör önündeki sıcaklık ölçme noktaları



Şekil 5.4 Radyatör arkasındaki sıcaklık ölçme noktaları

Radyatöre giren soğutucu akışkanın sıcaklığı, radyatör girişinden 5 cm ve 6 cm uzaklıkta bulunan 2 adet termoeleman yardımıyla ölçülür. Bu termoelemanlar yardımıyla elde edilen değerlerin ortalamaları alınarak radyatöre giren soğutucu akışkanın sıcaklığı belirlenir. Radyatörden çıkan soğutucu akışkanın çıkış sıcaklığı ise, giriş sıcaklığında olduğu gibi radyatör çıkışından 5 cm ve 6 cm uzaklıkta 2 adet termoeleman yardımıyla ölçülür. 5 cm ve 6 cm'den ölçülen bu değerlerin ortalaması alınarak radyatörden çıkan soğutucu akışkanın sıcaklığı belirlenir (Şekil 5.5). Test verileri bölüm 5.4'te tablo halinde verilmiştir.



Şekil 5.5 Radyatör giriş ve çıkışındaki soğutucu akışkan sıcaklığının ölçme noktaları

5.3 SAYISAL ÖRNEK

5.3.1 Veriler

Tablo 5.1 Test 1, Test 2, Test 3 Verileri

Test Parametreleri	Birim	Test 1	Test 2	Test 3
Soğutucu Akışkan Hızı	L/ m	59,7	89,90	119,90
Hava Hızı	m/s	4,99	5,00	5,01
Ortalama Hava Giriş Sıcaklığı	°C	24,87	24,73	24,89
Ortalama Hava Çıkış Sıcaklığı	°C	53,11	55,65	56,82
Hava Giriş Çıkış Sıcaklık Farkı	°C	28,23	30,92	31,94
Ortalama Soğutucu Akışkan Giriş Sıcaklığı	°C	79,99	80,03	80,00
Ortalama Soğutucu Akışkan Çıkış Sıcaklığı	°C	69,47	72,59	74,23
Soğutucu Akışkan Giriş Çıkış Sıcaklık Farkı	°C	10,52	7,44	5,77
Soğutucu Akışkan Debisi	kg/ dak	60,70	91,20	121,6
Hava Debisi	kg/saat	5365	5384	5393
Glikol Oranı	%	35	35	35

Tablo 5.2 Test 4, Test 5, Test 6 Verileri

Test Parametreleri	Birim	Test 4	Test 5	Test 6
Soğutucu Akışkan Hızı	L/ m	119,90	90,00	59,90
Hava Hızı	m/s	10,00	10,00	10,02
Ortalama Hava Giriş Sıcaklığı	°C	25,01	24,84	24,97
Ortalama Hava Çıkış Sıcaklığı	°C	48,22	46,75	44,68
Hava Giriş Çıkış Sıcaklık Farkı	°C	23,22	21,91	19,70
Ortalama Soğutucu Akışkan Giriş Sıcaklığı	°C	79,99	79,90	80,11
Ortalama Soğutucu Akışkan Çıkış Sıcaklığı	°C	71,66	69,28	65,65
Soğutucu Akışkan Giriş Çıkış Sıcaklık Farkı	°C	8,33	10,63	14,46
Soğutucu Akışkan Debisi	kg/dak	121,70	91,50	60,90
Hava Debisi	kg/saat	10755	10762	10744
Glikol Gram	%	35	35	35

Tablo 5.3 Test 7, Test 8, Test 9 Verileri

Test Parametreleri	Birim	Test 7	Test 8	Test 9
Soğutucu Akışkan Hızı	L/ m	119,30	149,90	90,60
Hava Hızı	m/s	14,952	15,01	15,08
Ortalama Hava Giriş Sıcaklığı	°C	24,65	25,02	25,05
Ortalama Hava Çıkış Sıcaklığı	°C	43,60	44,72	42,73
Hava Giriş Çıkış Sıcaklık Farkı	°C	18,96	19,69	17,68
Ortalama Soğutucu Akışkan Giriş Sıcaklığı	°C	79,67	80,00	79,91
Ortalama Soğutucu Akışkan Çıkış Sıcaklığı	°C	69,52	71,70	67,30
Soğutucu Akışkan Giriş Çıkış Sıcaklık Farkı	°C	10,15	8,30	12,61
Soğutucu Akışkan Debisi	kg/dak	121,20	152,10	92,10
Hava Debisi	kg/saat	16080	16144	16223
Glikol Gram	%	35	35	35

5.3.2 Hesaplamalar

Bu bölümde, yukarıdaki bölümlerde verilen test verileri kullanılarak radyatöre giren soğutucu akışkan ve havanın giriş ve çıkış sıcaklık farkları NTU(Number of transfer units) yöntemi kullanılarak hesaplanacaktır. Elde edilen hesaplamalar sonuçları ekte verilecek olup, test verileri ile karşılaştırılması ve karşılaştırma sonrası ortaya çıkacak olan farkların sebepleri üzerinde bölüm 6’da durulacaktır.

Bölüm 5.1’deki formler yardımıyla hesaplanan değerler sırasıyla;

Boru içi hidrolik çap, $D_{iç} = 2.472 \text{ mm}$

Boru dışı hidrolik çap, $D_{hdş} = 2.0292 \text{ mm}$

Serbest Akış Alanı / Alın Alanı $= \sigma = 0.6376$

Kanat Alanı / Toplam Alan $= A_f / A = 0.85$

Kanat verimi $= \eta_k = 0.97$

A_{su} ve A_{hava} sırasıyla su ve hava tarafındaki toplam yüzey alanları olmak üzere,

$$\text{Su tarafı yüzey alanı} / \text{Hava tarafı yüzey alanı} = \frac{A_{su}}{A_{hava}} = 0.1466$$

Yukarıda verilen radyatörün boyutsal özellikleri kullanılarak, soğutucu akışkan ve havanın giriş-çıkış sıcaklıkları arasındaki farklar hesaplanacaktır.

Hava tarafındaki ısı taşınım katsayısı aşağıdaki formler yardımıyla hesaplanır;

Ancak burada öncelikli olarak dikkat edilmesi gereken husus, hava tarafındaki 5.6 eşitliğindeki Nusselt sayısı hesaplanmasında kullanılan j faktörüdür. Her bir ısı değiştiricisi için farklı olup test edilen radyatöre uygun $Re-j$ eğrisi tayin edildikten sonra elde edilen grafiğten okunan a değeri formülde yerine konularak Nusselt sayısı hesaplanmaktadır. Kaynak 5’de çeşitli ısı değiştiricileri için $Re-j$ grafikleri verilmiştir. Hesaplamalarda kullanılacak olan ısı değiştiricisinin boyutsal özelliklerine benzer bir ısı değiştiricisi tablolardan seçilmek suretiyle, seçilen ısı değiştiricisinin $Re-j$ grafiği hesaplamalarda kullanılabilir.

Bu çalışmada sırasında, Nusselt sayısını hesaplanmasında kullanılan $Re-j$ grafiği test edilen radyatöre özgü olup, elde edilen test verileri ışığında çizilmiştir.

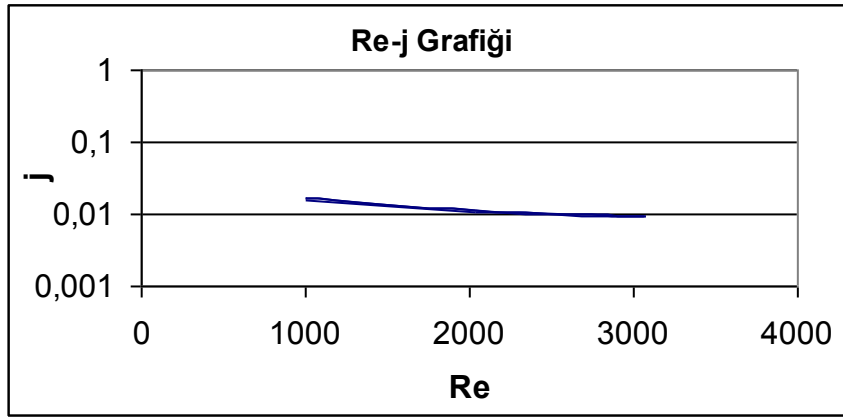
Hava tarafındaki ısı taşınım katsayısını hesaplayabilmek için öncelikli olarak kütlelesel hız,

$$G = \frac{\dot{m}}{\sigma A_{fr}} \quad (5.4)$$

formülü ile bulunarak [6], Reynolds sayısı,

$$Re = \frac{GD_h}{\mu} \quad (5.5)$$

ile hesaplanır.



Şekil 5.6 Re-j Grafiği

Isı taşıma katsayısı,

$$h = j \frac{G C_p}{Pr^{2/3}} \quad (5.6)$$

yardımıyla hesaplanır. [6]

Hava tarafı ısı kapasite debisi ise,

$$C_{hava} = \dot{m}_{hava} c_{hava} \quad (5.7)$$

formülü ile hesaplanır.

Soğutucu akışkan tarafındaki ısı taşıma katsayısı olan h değerini hesaplanması,

Öncelikli olarak Reynolds sayısı,

$$Re = \frac{4 \dot{m}}{\pi D \mu} \quad (5.8)$$

formülü ile bulunarak, Nusselt sayısı,

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (5.9)$$

yardımıyla hesaplanır [6] ve ısı taşıma katsayısı,

$$h = Nu \frac{k}{D} \quad (5.10)$$

formülü ile hesaplanır. Hava tarafı ısı kapasite debisi ise,

$$C_{su} = m_{su} c_{su} \quad (5.11)$$

for mül ü yard ıyla hesaplanır.

Hava ve soğutucu akışkan taraflarının ısı taşıma katsayıları hesaplandıktan sonra bütün sistemin ısı taşıma katsayısı olan U değeri aşağıdaki formüle göre hesaplanmalıdır.

Burada kirliliğin ci dar ısıl iletim direnci nin göz ard ı edilmesi ve boru iç yüzeyi nin kanatsız olması (η_u) göz önüne alınd ığında, soğukt araftaki (hava tarafı) yüzeye göre toplam ısı geçi ş katsayısı [6],

$$\frac{1}{U_h} = \frac{1}{h_{su} \left(\frac{A_{su}}{A_{hava}} \right)} + \frac{1}{h_{hava} \eta_{hava}} \quad (5.12)$$

for mül ü yard ıyla hesaplanır [6].

Toplam ısı taşıma katsayı hesaplandıktan sonra;

$$NTU = \frac{U_{hava} A_{hava}}{C_{min.}} \quad (5.13)$$

değeri hesaplanır. Yukarıdaki değerlerinde bulunmasıyla aşağıdaki formülde yerine konul mak suretiyle ısı değıştirici si etkenli ği olan ε değeri (her iki akışkan ın karışmad ığı çapraz akışlı ısı değıştirici si) hesaplanır [6];

$$\varepsilon = 1 - \exp \left[\left(\frac{1}{C_r} \right) (NTU)^{0.22} \{ \exp [- C_r (NTU)^{0.78}] - 1 \} \right] \quad (5.14)$$

Ol uşabilecek en yüksek ısı geçi ş i,

$$q_{max} = C_{min.} (T_{g,su} - T_{g,hava}) \quad (5.15)$$

bul unur. Buradan yukarıda formül ile hesaplanan ısı değıştirici si etkenli ği de,

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{max.}} \quad (5.16)$$

ol duğundan,

$$q = \varepsilon q_{\max} . \quad (5.17)$$

bulunur.

$$q = q_{su} = q_{hava} \quad \text{olduğundan dolayı da,} \quad (5.18)$$

Soğutucu akışkan tarafı için;

$$q_{su} = C_{su}(\Delta T_{su}) \quad \text{ise;} \quad (5.19a)$$

$$\Delta T_{su} = \frac{q_{su}}{C_{su}} \quad (5.20a)$$

bulunur.

Hava tarafı içinde benzer formler kullanılarak;

$$q_{hava} = C_{hava}(\Delta T_{hava}) \quad \text{ise,} \quad (5.19b)$$

$$\Delta T_{hava} = \frac{q_{hava}}{C_{hava}} \quad (5.20b)$$

bulunur.

Yukarıdaki hesap yöntemi ışığı altında, test verilerine göre ΔT sıcaklık farkları hesaplanan sonuçları eklerde her test için tablo şeklinde verilmiştir. Bu hesaplamalar sırasında 9 ayrı test verisi kullanılmıştır. Burada öneme vurgulanmak istenen diğer bir husus ise, test radyatörüne özgü olan $Re-j$ grafiği ilk üç test verisi kullanılarak elde edilmiştir. Elde edilen bu grafik yardımıyla da geri kalan altı adet testin giriş verileri kullanılarak test sonrasında elde edilen değerler hesaplanmaya çalışılmıştır.

BÖLÜM 6 SONUÇLAR

Taşıtlarda kullanılan soğutma sisteminin temel amacı; motorun bütün çalışması hız ve koşulları altında en verimli çalışması sıcaklığında kalmasını sağlamaktır.

Soğutma sistemi, hava-yakıt karışımının yanma odasında yanması sonucunda oluşan ısınn %30-35'ini dışarı atacak şekilde dizayn edilmiştir. Bu ısınn dışarı atılmasında en büyük görevi üstlenen soğutma sistemi elemanı radyatördür.

Radyatör dizaynının en son aşamasında, radyatörün fonksiyonunu tamolarak yerine getirip getireceğini belirlenebilmesi için bazı testlerin yapılması gerekmektedir. Bu testlerin en önemlilerinden birisi de ısıl performans testi dir. Bu çalışması sırasında bir araç radyatörünün ısıl performans testi yapılmış olup, test sonuçları eklerde verilmiştir.

Testler sırasında kontrol edilebilen değerler;

- Hava debisi (Taşıt Hızı)
- Hava giriş sıcaklığı (İklim Koşulları)
- Soğutucu akışkan debisi
- Soğutucu akışkan giriş sıcaklığıdır.

Testler sonrasında elde edilen değerler ise;

- Hava çıkış sıcaklığı
- Soğutucu akışkan çıkış sıcaklığıdır.

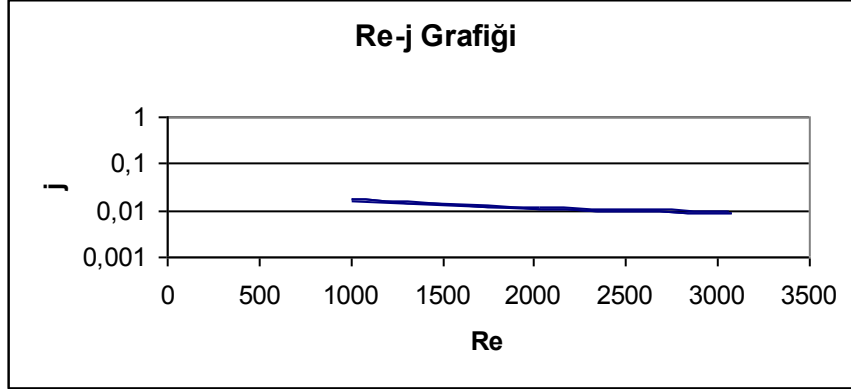
Testler sırasında kontrol edilebilen değerler kullanılarak NTU yöntemi yardımıyla testler sonrasında elde edilen değerler hesaplanmaya çalışılmıştır.

Teorik hesaplarda,

Akışkan özelliklerinin sıcaklık ile değişimleri ihmal edilmiş olup, ortalama sıcaklık değerlerine göre alınmıştır.

Radyatörden diğer motor elemanlarına olan ısı iletimini ve çevre olan ışıtmı minimize edilmiştir.

Buna karşılık ele alınan taşıt radyatörü için şekil 6.1’de verilen $Re_{hava}-j$ grafiği ile bulunan hava tarafındaki ısı taşıma katsayısı ile bu etkiler bir miktar göz önüne alınmıştır.



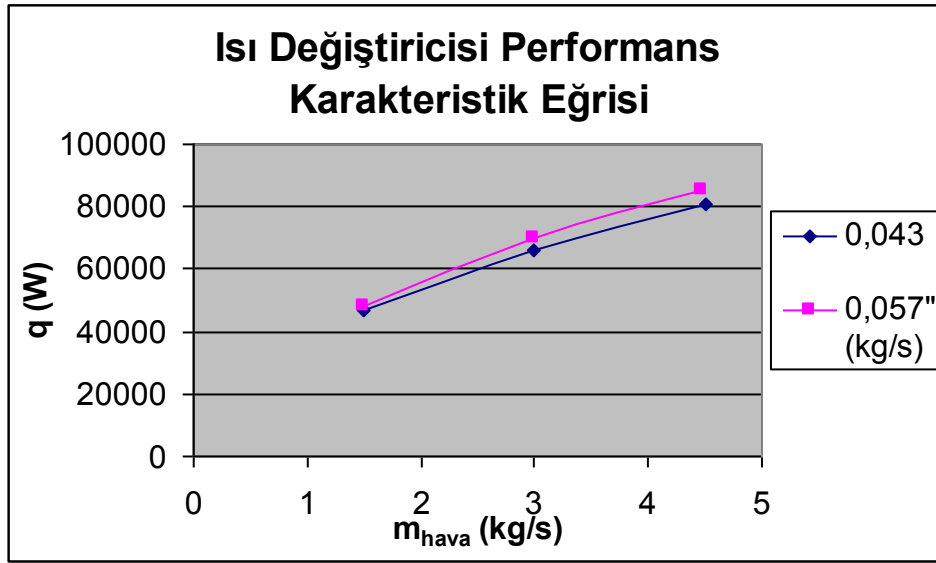
Şekil 6.1 Re-j Grafiği

Ekte verilen test sonuçları göstermektedir ki; test sonrası elde edilen değerler ile hesaplama sonrası elde edilen değerler arasındaki fark göz ardı edilebilecek kadar küçüktür.

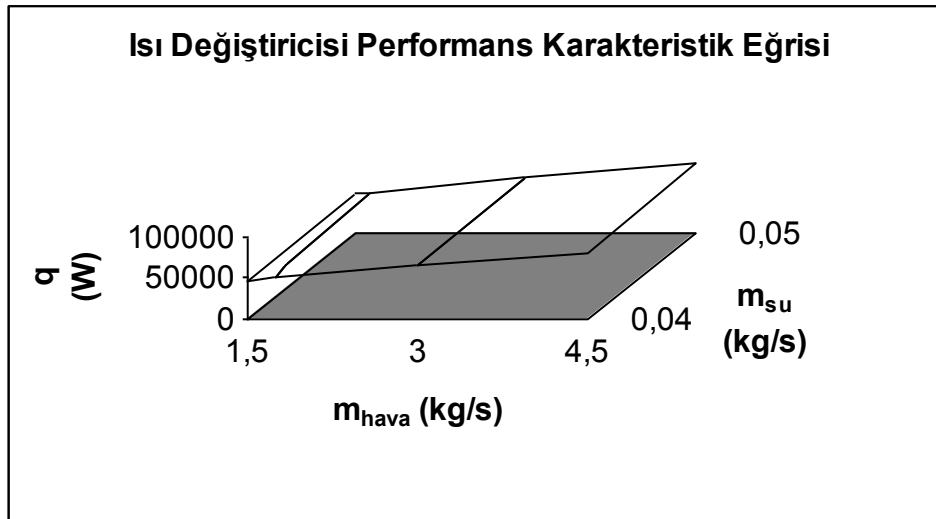
Şekil 6.2a, b’de verilen 0.043 kg/s ve 0.057 kg/s soğutucu akışkan debileri için ısı değiştiricisi performans karakteristik eğrileri aşağıda verilen test sonrası elde edilen veriler yardımıyla çizilmiştir Tablo 6.1.

Tablo 6.1 Test Verileri

$T_{Su, giriş} / T_{Su, çıkış} (^{\circ}C)$	$T_{hava, giriş} / T_{hava, çıkış} (^{\circ}C)$	$q (W)$	$\dot{m}_h (kg/s)$	$\dot{m}_{su} (kg/s)$
80 / 76	25 / 56	46720	1,5	0,043
80 / 70	25 / 47	66280	3	0,043
80 / 67	25 / 43	80756	4,5	0,043
80 / 74	25 / 57	48357	1,5	0,057
80 / 72	25 / 48	70061	3	0,057
80 / 70	25 / 44	85533	4,5	0,057



Şekil 6.2a Isı değıştiricisi Performans Eğrisi



Şekil 6.2b Isı değıştiricisi Performans Eğrisi

Sonuç olarak;

- Seçilen radyatör için bu radyatöre özgü ($Re_{hava}-j$) grafiği bulunmuştur.
- Ele alınan radyatör için performans karakteristik eğrileri verilmiştir.

KAYNAKLAR

- [1] **Standards of the TUBULAR Exchnage Manufactures Association. G h ed,** 1978. Tubular Exchanger Manufactures Association, New York
- [2] **Chenoweth, J M, and M Impagliazzo, Eds.,** 1981. Fouling in Heat Exchange Equipment, American Society of Mechanical Engineers Symposium Volume HTD-17, AS ME, New York
- [3] **Kakaç, S, A E Bergles, and E Mayinger, Eds.,** 1981. Heat Exchangers, Hemisphere Publishing New York
- [4] **Kakaç, S, R K Shah, and A E Bergles, Eds.,** 1981. Low Reynolds Number Flow Heat Exchangers, Hemisphere Publishing, New York
- [5] **Kays, WM, A L London,** 1984. Compact Heat Exchangers, 3 b, Mc Graw-Hill, New York
- [6] **Frank P. Incropera, David P. De Witt,** 1996. Fundamental of Heat and Mass Transfer, John Wiley and Sons, Inc..
- [7] **KAKAÇ, S,** 1996. Heat Exchanger Design Course. Fundamentals and Applications, Presented at ITU Faculty of Mechanical Engineering İstanbul, Glt 1.
- [8] **GENCELİ, O E,** 1983. Isı Eşanjörleri Ders Notları, UÜ Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü.
- [9] **FRAAS, A P. and ÖZİŞİK, N P.,** 1965. Heat Exchanger Design, John Wiley and Sons, Inc., USA
- [10] **OĞULATA, R T ve KÜÇÜK, A,** Temmuz 1997. Levhalı ve Döner Tip Isı Değiştirgeçlerini Karşılaştırılması. Mühendis ve Makine 450, 47-53.
- [11] **WALKER, G,** 1990. Industrial Heat Exchangers. Hemisphere Publishing Corporation
- [12] **YILMAZ, T,** Eylül-Ekim 1996. Yapılarda Isıtma Soğutma Uygulamalarında Enerji Geri Kazanma Sistemleri ve Enerji Ekonomisi. Tesisat Mühendisliği 33, 41-50.
- [13] **DANIEL J. BOSH, JOHN D REAL,** February. Heavy Truck Cooling Systems, Society of Automotive Engineers, Inc..

- [14] **Bowman, R A, AC Mieller, and W M Nagle**, 1990. "Mean Temperature Difference in Design," Trans. ASME, 62, 283.
- [15] **Jacob, M**, 1952. Heat Transfer, C 2, Wiley, New York
- [16] **Shah, R K, C E McDonald and C P Howard Eds.**, 1980. Compact Heat Exchangers, American Society of Mechanical Engineers Symposium Volume HTD-10, ASME, New York
- [17] **Webb, R L**, 1983. "Compact Heat Exchangers," in E U Schlünder, Ed., Heat Exchanger Design Handbook, Section 3.9, Hemisphere Publishing New York

EK A

Test 1 Sonuçları

Tablo A1 Veriler

Boru içi hidrolik çap, $D_{\text{ç}}$	2.472	mm
Boru dışı hidrolik çap, $D_{\text{dış}}$	2.03	mm
Toplam yüzey etkinliği, η_f	0.97	
Alın alanı, A_{r}	0.248	m ²
Hava tarafı yüzey alanı, A_{hava}	7.84	m ²
Su tarafı yüzey alanı / Hava tarafı yüzey alanı	$\frac{A_{\text{su}}}{A_{\text{hava}}}$	0.1466
Serbest akış alanı / Alın alanı	σ	0.6376
Kanat alanı / Toplam alan	$\frac{A_f}{A}$	0.85
Hava Tarafı		
Radyatör hava giriş sıcaklığı, $T_{\text{giriş}}$	24.87	°C
Radyatör hava giriş sıcaklığı, $T_{\text{çıkış}}$	53.11	°C
$(T_{\text{giriş}} + T_{\text{çıkış}})/2$	38.99	°C
Kütleli Debi, $\dot{m}$	1.4902	kg/s
Su Tarafı		
Radyatör su giriş sıcaklığı, $T_{\text{giriş}}$	79.99	°C
Radyatör su giriş sıcaklığı, $T_{\text{çıkış}}$	69.47	°C
$(T_{\text{giriş}} + T_{\text{çıkış}})/2$	74.73	°C
Kütleli Debi, $\dot{m}$	0.038	kg/s

Tablo A2 Tablo Verileri

Hava Tarafı		
Isıl kapasite, c_p	1007.49	J/kgK
Prandl sayısı, Pr	0.7053	
Kinematik Viskosite, μ	190×10^{-7}	Ns/m^2
α sabiti	0.016	
Su Tarafı		
Isıl kapasite, c_p	4193.3	J/kgK
Prandl sayısı, Pr	2.357	
Kinematik Viskosite, μ	0.000375	Ns/m^2
Isı taşıma katsayısı, k	0.668	W/mK

Tablo A3 Hesaplamalar

Hava Tarafı			Eşitlik
Kütle hızı, G	9.4242	$\text{kg}/\text{s m}^2$	(5.4)
Reynolds sayısı, Re	1004.9		(5.5)
Isı taşıma katsayısı, h_{hava}	191.72	$\text{W}/\text{m}^2 \text{K}$	(5.6)
Isıl kapasite debisi, C_{hava}	1501.3	W/K	(5.7)
Su Tarafı			
Reynolds sayısı, Re	5816		(5.8)
Nusselt sayısı, Nu	33.3		(5.9)
Isı taşıma katsayısı, h_u	8998.5	$\text{W}/\text{m}^2 \text{K}$	(5.10)
Isıl kapasite debisi, C_{su}	4242.1	W/K	(5.11)

Toplam ısı geçiş katsayısı, U	162.9	$\text{W}/\text{m}^2 \text{K}$	(5.12)
NTU	0.851		(5.13)
Etklilik, ϵ	0.518		(5.14)
En yüksek ısı geçişi, q_{max}	82754.6	W	(5.15)
Isı geçişi, q	42920	W	(5.17)

Tablo A4 Sonuçlar

Hesaplanan			Öçülen			
ΔT_{hava}	28.53	$^{\circ}\text{C}$	ΔT_{hava}	28.24	$^{\circ}\text{C}$	(5.20b)
ΔT_{su}	10.11	$^{\circ}\text{C}$	ΔT_{su}	10.52	$^{\circ}\text{C}$	(5.20a)

EK B

Test 2 Sonuçları

Tablo B1 Veriler

Boru içi hidrolik çap, $D_{\text{ç}}$	2.472	mm
Boru dışı hidrolik çap, $D_{\text{dış}}$	2.03	mm
Toplam yüzey etkinliği, η	0.97	
Alın alanı, A_{r}	0.248	m ²
Hava tarafı yüzey alanı, A_{hava}	7.84	m ²
Su tarafı yüzey alanı / Hava tarafı yüzey alanı	$\frac{A_{\text{su}}}{A_{\text{hava}}}$	0.1466
Serbest akış alanı / Alın alanı	σ	0.6376
Kanat alanı / Toplam alan	$\frac{A_{\text{f}}}{A}$	0.85
Hava Tarafı		
Radyatör hava giriş sıcaklığı, $T_{\text{giriş}}$	24.73	°C
Radyatör hava giriş sıcaklığı, $T_{\text{çıkış}}$	55.65	°C
$(T_{\text{giriş}} + T_{\text{çıkış}})/2$	40.19	°C
Kütleli Debi, $\dot{m}$	1.495	kg/s
Su Tarafı		
Radyatör su giriş sıcaklığı, $T_{\text{giriş}}$	80.03	°C
Radyatör su giriş sıcaklığı, $T_{\text{çıkış}}$	72.59	°C
$(T_{\text{giriş}} + T_{\text{çıkış}})/2$	76.31	°C
Kütleli Debi, $\dot{m}$	0.0434	kg/s

Tablo B2 Tablo Verileri

Hava Tarafı		
Isıl kapasite, c_p	1007.53	J/kgK
Prandl sayısı, Pr	0.705	
Kinematik Viskosite, μ	190×10^{-7}	Ns/m^2
α sabiti	0.0167	
Su Tarafı		
Isıl kapasite, c_p	4194.5	J/kgK
Prandl sayısı, Pr	2.307	
Kinematik Viskosite, μ	0.000368	Ns/m^2
Isı taşıma katsayısı, k	0.668	W/mK

Tablo B3 Hesaplamalar

Hava Tarafı			Eşitlik
Kütle hızı, G	9.4577	kg/s m^2	(5.4)
Reynolds sayısı, Re	1005.49		(5.5)
Isı taşıma katsayısı, h_{hava}	200.87	W m^2 K	(5.6)
Isıl kapasite debisi, C_{hava}	1506.7	W K	(5.7)
Su Tarafı			
Reynolds sayısı, Re	8914.8		(5.8)
Nusselt sayısı, Nu	46.45		(5.9)
Isı taşıma katsayısı, h_u	12554.1	W m^2 K	(5.10)
Isıl kapasite debisi, C_{su}	6375.7	W K	(5.11)

Toplam ısı geçiş katsayısı, U	176.1	W m^2 K	(5.12)
NTU	0.916		(5.13)
Etklilik, ϵ	0.560		(5.14)
En yüksek ısı geçişi, q_{max}	83324	W	(5.15)
Isı geçişi, q	46720	W	(5.17)

Tablo B4 Sonuçlar

Hesaplanan			Öçülen			
ΔT_{hava}	31.01	$^{\circ}\text{C}$	ΔT_{hava}	30.92	$^{\circ}\text{C}$	(5.20b)
ΔT_{su}	7.32	$^{\circ}\text{C}$	ΔT_{su}	7.44	$^{\circ}\text{C}$	(5.20a)

EK C

Test 3 Sonuçları

Tablo C 1 Veriler

Boru içi hidrolik çap, $D_{\text{ç}}$	2.472	mm
Boru dışı hidrolik çap, $D_{\text{dış}}$	2.03	mm
Toplam yüzey etkenliği, η	0.97	
Alın alanı, A_r	0.248	m ²
Hava tarafı yüzey alanı, A_{hava}	7.84	m ²
Su tarafı yüzey alanı / Hava tarafı yüzey alanı	$\frac{A_{\text{su}}}{A_{\text{hava}}}$	0.1466
Serbest akış alanı / Alın alanı	σ	0.6376
Kanat alanı / Toplam alan	$\frac{A_f}{A}$	0.85
Hava Tarafı		
Radyatör hava giriş sıcaklığı, $T_{\text{giriş}}$	24.89	°C
Radyatör hava giriş sıcaklığı, $T_{\text{çıkış}}$	56.82	°C
$(T_{\text{giriş}} + T_{\text{çıkış}})/2$	40.85	°C
Kütleli Debi, $\dot{m}$	1.498	kg/s
Su Tarafı		
Radyatör su giriş sıcaklığı, $T_{\text{giriş}}$	80.00	°C
Radyatör su giriş sıcaklığı, $T_{\text{çıkış}}$	74.23	°C
$(T_{\text{giriş}} + T_{\text{çıkış}})/2$	77.11	°C
Kütleli Debi, $\dot{m}$	0.0579	kg/s

Tablo C2 Tablo Verileri

Hava Tarafı		
Isıl kapasite, c_p	1007.56	J/kgK
Prandl sayısı, Pr	0.705	
Kinematik Viskosite, μ	191×10^{-7}	Ns/m^2
α sabiti	0.017	
Su Tarafı		
Isıl kapasite, c_p	4195	J/kgK
Prandl sayısı, Pr	2.29	
Kinematik Viskosite, μ	0.000389	Ns/m^2
Isı taşıma katsayısı, k	0.668	W/mK

Tablo C3 Hesaplamalar

Hava Tarafı			Eşitlik
Kütle hızı, G	9.4738	kg/s m^2	(5.4)
Reynolds sayısı, Re	1005.5		(5.5)
Isı taşıma katsayısı, h_{hava}	204.85	$\text{W/m}^2 \text{K}$	(5.6)
Isıl kapasite debisi, C_{hava}	1509.3	W/K	(5.7)
Su Tarafı			
Reynolds sayısı, Re	11232		(5.8)
Nusselt sayısı, Nu	55.72		(5.9)
Isı taşıma katsayısı, h_u	15057.9	$\text{W/m}^2 \text{K}$	(5.10)
Isıl kapasite debisi, C_{su}	8501.8	W/K	(5.11)

Toplam ısı geçiş katsayısı, U	182.2	$\text{W/m}^2 \text{K}$	(5.12)
NTU	0.946		(5.13)
Etklilik, ϵ	0.581		(5.14)
En yüksek ısı geçişi, q_{max}	83181	W	(5.15)
Isı geçişi, q	48357	W	(5.17)

Tablo C4 Sonuçlar

Hesaplanan			Öçülen			
ΔT_{hava}	32.03	$^{\circ}\text{C}$	ΔT_{hava}	31.93	$^{\circ}\text{C}$	(5.20b)
ΔT_{su}	5.68	$^{\circ}\text{C}$	ΔT_{su}	5.77	$^{\circ}\text{C}$	(5.20a)

EK D

Test 4 Sonuçları

Tablo D1 Veriler

Boru içi hidrolik çap, $D_{\text{ç}}$	2.472	mm
Boru dışı hidrolik çap, $D_{\text{dış}}$	2.03	mm
Toplam yüzey etkinliği, η	0.97	
Alın alanı, A_r	0.248	m ²
Hava tarafı yüzey alanı, A_{hava}	7.84	m ²
Su tarafı yüzey alanı / Hava tarafı yüzey alanı	$\frac{A_{\text{su}}}{A_{\text{hava}}}$	0.1466
Serbest akış alanı / Alın alanı	σ	0.6376
Kanat alanı / Toplam alan	$\frac{A_f}{A}$	0.85
Hava Tarafı		
Radyatör hava giriş sıcaklığı, $T_{\text{giriş}}$	25.01	°C
Radyatör hava giriş sıcaklığı, $T_{\text{çıkış}}$	48.22	°C
$(T_{\text{giriş}} + T_{\text{çıkış}})/2$	36.61	°C
Kütleli Debi, $\dot{m}$	2.987	kg/s
Su Tarafı		
Radyatör su giriş sıcaklığı, $T_{\text{giriş}}$	79.99	°C
Radyatör su giriş sıcaklığı, $T_{\text{çıkış}}$	71.66	°C
$(T_{\text{giriş}} + T_{\text{çıkış}})/2$	75.82	°C
Kütleli Debi, $\dot{m}$	0.0579	kg/s

Tablo D2 Tablo Verileri

Hava Tarafı		
Isıl kapasite, c_p	1007.39	J/kgK
Prandl sayısı, Pr	0.705	
Kinematik Viskosite, μ	189×10^{-7}	Ns/m^2
α sabiti	0.0114	
Su Tarafı		
Isıl kapasite, c_p	4194.1	J/kgK
Prandl sayısı, Pr	2.322	
Kinematik Viskosite, μ	0.00037	Ns/m^2
Isı taşıma katsayısı, k	0.668	W/mK

Tablo D3 Hesaplamalar

Hava Tarafı			Eşitlik
Kütle hızı, G	18.893	kg/s m^2	(5.4)
Reynolds sayısı, Re	2026.75		(5.5)
Isı taşıma katsayısı, h_{hava}	273.75	W m^2 K	(5.6)
Isıl kapasite debisi, C_{hava}	3009.5	W K	(5.7)
Su Tarafı			
Reynolds sayısı, Re	11821		(5.8)
Nusselt sayısı, Nu	58.38		(5.9)
Isı taşıma katsayısı, h_u	15775.9	W m^2 K	(5.10)
Isıl kapasite debisi, C_{su}	5807.1	W K	(5.11)

Toplam ısı geçiş katsayısı, U	238.1	W m^2 K	(5.12)
NTU	0.62		(5.13)
Etklilik, ϵ	0.423		(5.14)
En yüksek ısı geçişi, q_{max}	165466	W	(5.15)
Isı geçişi, q	70061	W	(5.17)

Tablo D4 Sonuçlar

Hesaplanan			Öçülen			
ΔT_{hava}	23.27	$^{\circ}\text{C}$	ΔT_{hava}	23.21	$^{\circ}\text{C}$	(5.20b)
ΔT_{su}	8.23	$^{\circ}\text{C}$	ΔT_{su}	8.33	$^{\circ}\text{C}$	(5.20a)

EK E

Test 5 Sonuçları

Tablo E 1 Veriler

Boru içi hidrolik çap, $D_{\text{ç}}$	2.472	mm
Boru dışı hidrolik çap, $D_{\text{dış}}$	2.03	mm
Toplam yüzey etkinliği, η	0.97	
Alın alanı, A_{r}	0.248	m ²
Hava tarafı yüzey alanı, A_{hava}	7.84	m ²
Su tarafı yüzey alanı / Hava tarafı yüzey alanı	$\frac{A_{\text{su}}}{A_{\text{hava}}}$	0.1466
Serbest akış alanı / Alın alanı	σ	0.6376
Kanat alanı / Toplam alan	$\frac{A_{\text{f}}}{A}$	0.85
Hava Tarafı		
Radyatör hava giriş sıcaklığı, $T_{\text{giriş}}$	24.84	°C
Radyatör hava çıkış sıcaklığı, $T_{\text{çıkış}}$	46.75	°C
$(T_{\text{giriş}} + T_{\text{çıkış}})/2$	35.79	°C
Kütleli Debi, $\dot{m}$	2.989	kg/s
Su Tarafı		
Radyatör su giriş sıcaklığı, $T_{\text{giriş}}$	79.90	°C
Radyatör su çıkış sıcaklığı, $T_{\text{çıkış}}$	69.28	°C
$(T_{\text{giriş}} + T_{\text{çıkış}})/2$	74.59	°C
Kütleli Debi, $\dot{m}$	0.0435	kg/s

Tablo E 2 Tablo Verileri

Hava Tarafı		
Isıl kapasite, c_p	1007.35	J/kgK
Prandl sayısı, Pr	0.705	
Kinematik Viskosite, μ	189×10^{-7}	Ns/m^2
α sabiti	0.0112	
Su Tarafı		
Isıl kapasite, c_p	4193.1	J/kgK
Prandl sayısı, Pr	2.362	
Kinematik Viskosite, μ	0.000376	Ns/m^2
Isı taşıma katsayısı, k	0.668	W/mK

Tablo E 3 Hesaplamalar

Hava Tarafı			Eşitlik
Kütle hızı, G	18.9	kg/s m^2	(5.4)
Reynolds sayısı, Re	2032		(5.5)
Isı taşıma katsayısı, h_{hava}	269.08	W m^2 K	(5.6)
Isıl kapasite debisi, C_{hava}	3011.4	W K	(5.7)
Su Tarafı			
Reynolds sayısı, Re	8747.7		(5.8)
Nusselt sayısı, Nu	46.19		(5.9)
Isı taşıma katsayısı, h_u	12484.6	W m^2 K	(5.10)
Isıl kapasite debisi, C_{su}	6394.6	W K	(5.11)

Toplam ısı geçiş katsayısı, U	228.4	W m^2 K	(5.12)
NTU	0.594		(5.13)
Etklilik, ϵ	0.399		(5.14)
En yüksek ısı geçişi, q_{max}	165809	W	(5.15)
Isı geçişi, q	66280	W	(5.17)

Tablo E 4 Sonuçlar

Hesaplanan			Öçülen			
ΔT_{hava}	22.01	$^{\circ}\text{C}$	ΔT_{hava}	22.91	$^{\circ}\text{C}$	(5.20b)
ΔT_{su}	10.36	$^{\circ}\text{C}$	ΔT_{su}	10.62	$^{\circ}\text{C}$	(5.20a)

EK F

Test 6 Sonuçları

Tablo F.1 Veriler

Boru içi hidrolik çap, $D_{\text{ç}}$	2.472	mm
Boru dışı hidrolik çap, $D_{\text{dış}}$	2.03	mm
Toplam yüzey etkinliği, η	0.97	
Alın alanı, A_r	0.248	m ²
Hava tarafı yüzey alanı, A_{hava}	7.84	m ²
Su tarafı yüzey alanı / Hava tarafı yüzey alanı	$\frac{A_{\text{su}}}{A_{\text{hava}}}$	0.1466
Serbest akış alanı / Alın alanı	σ	0.6376
Kanat alanı / Toplam alan	$\frac{A_f}{A}$	0.85
Hava Tarafı		
Radyatör hava giriş sıcaklığı, $T_{\text{giriş}}$	24.97	°C
Radyatör hava giriş sıcaklığı, $T_{\text{çıkış}}$	44.68	°C
$(T_{\text{giriş}} + T_{\text{çıkış}})/2$	34.82	°C
Kütleli Debi, $\dot{m}$	2.9927	kg/s
Su Tarafı		
Radyatör su giriş sıcaklığı, $T_{\text{giriş}}$	80.11	°C
Radyatör su giriş sıcaklığı, $T_{\text{çıkış}}$	65.65	°C
$(T_{\text{giriş}} + T_{\text{çıkış}})/2$	72.88	°C
Kütleli Debi, $\dot{m}$	0.029	kg/s

Tablo E.2 Tablo Verileri

Hava Tarafı		
Isıl kapasite, c_p	1007.31	J/kgK
Prandl sayısı, Pr	0.7058	
Kinematik Viskosite, μ	188×10^{-7}	Ns/m^2
α sabiti	0.011	
Su Tarafı		
Isıl kapasite, c_p	4191.8	J/kgK
Prandl sayısı, Pr	2.417	
Kinematik Viskosite, μ	0.000384	Ns/m^2
Isı taşıma katsayısı, k	0.668	W/mK

Tablo E.3 Hesaplamalar

Hava Tarafı			Eşitlik
Kütle hızı, G	18.92	$\text{kg}/\text{s m}^2$	(5.4)
Reynolds sayısı, Re	2039.2		(5.5)
Isı taşıma katsayısı, h_{hava}	264.53	$\text{W}/\text{m}^2 \text{K}$	(5.6)
Isıl kapasite debisi, C_{hava}	3014.6	W/K	(5.7)
Su Tarafı			
Reynolds sayısı, Re	5697.8		(5.8)
Nusselt sayısı, Nu	33.08		(5.9)
Isı taşıma katsayısı, h_u	8939.9	$\text{W}/\text{m}^2 \text{K}$	(5.10)
Isıl kapasite debisi, C_{su}	4254.7	W/K	(5.11)

Toplam ısı geçiş katsayısı, U	214.5	$\text{W}/\text{m}^2 \text{K}$	(5.12)
NTU	0.558		(5.13)
Etklilik, ϵ	0.362		(5.14)
En yüksek ısı geçişi, q_{max}	166229	W	(5.15)
Isı geçişi, q	60181	W	(5.17)

Tablo E.4 Sonuçlar

Hesaplanan			Öçülen			
ΔT_{hava}	19.96	$^{\circ}\text{C}$	ΔT_{hava}	19.71	$^{\circ}\text{C}$	(5.20b)
ΔT_{su}	14.14	$^{\circ}\text{C}$	ΔT_{su}	14.46	$^{\circ}\text{C}$	(5.20a)

EK G

Test 7 Sonuçları

Tablo G1 Veriler

Boru içi hidrolik çap, $D_{\text{ç}}$	2.472	mm
Boru dışı hidrolik çap, $D_{\text{dış}}$	2.03	mm
Toplam yüzey etkinliği, η	0.97	
Alın alanı, A_r	0.248	m ²
Hava tarafı yüzey alanı, A_{hava}	7.84	m ²
Su tarafı yüzey alanı / Hava tarafı yüzey alanı	$\frac{A_{\text{su}}}{A_{\text{hava}}}$	0.1466
Serbest akış alanı / Alın alanı	σ	0.6376
Kanat alanı / Toplam alan	$\frac{A_f}{A}$	0.85
Hava Tarafı		
Radyatör hava giriş sıcaklığı, $T_{\text{giriş}}$	24.65	°C
Radyatör hava giriş sıcaklığı, $T_{\text{çıkış}}$	43.60	°C
$(T_{\text{giriş}} + T_{\text{çıkış}})/2$	34.12	°C
Kütleli Debi, $\dot{m}$	4.466	kg/s
Su Tarafı		
Radyatör su giriş sıcaklığı, $T_{\text{giriş}}$	79.67	°C
Radyatör su giriş sıcaklığı, $T_{\text{çıkış}}$	69.52	°C
$(T_{\text{giriş}} + T_{\text{çıkış}})/2$	74.59	°C
Kütleli Debi, $\dot{m}$	0.0577	kg/s

Tablo G2 Tablo Verileri

Hava Tarafı		
Isıl kapasite, c_p	1007.29	J/kgK
Prandl sayısı, Pr	0.705	
Kinematik Viskosite, μ	188×10^{-7}	Ns/m^2
α sabiti	0.00925	
Su Tarafı		
Isıl kapasite, c_p	4193.1	J/kgK
Prandl sayısı, Pr	2.362	
Kinematik Viskosite, μ	0.000376	Ns/m^2
Isı taşıma katsayısı, k	0.668	W/mK

Tablo G3 Hesaplamalar

Hava Tarafı			Eşitlik
Kütle hızı, G	28.247	$\text{kg}/\text{s m}^2$	(5.4)
Reynolds sayısı, Re	3048.7		(5.5)
Isı taşıma katsayısı, h_{hava}	331.95	$\text{W}/\text{m}^2 \text{K}$	(5.6)
Isıl kapasite debisi, C_{hava}	4499.1	W/K	(5.7)
Su Tarafı			
Reynolds sayısı, Re	11587		(5.8)
Nusselt sayısı, Nu	58.84		(5.9)
Isı taşıma katsayısı, h_{su}	15630.8	$\text{W}/\text{m}^2 \text{K}$	(5.10)
Isıl kapasite debisi, C_{su}	8470.2	W/K	(5.11)

Toplam ısı geçiş katsayısı, U	282.3	$\text{W}/\text{m}^2 \text{K}$	(5.12)
NTU	0.491		(5.13)
Etklilik, ϵ	0.345		(5.14)
En yüksek ısı geçişi, q_{max}	247544	W	(5.15)
Isı geçişi, q	85533	W	(5.17)

Tablo G4 Sonuçlar

Hesaplanan			Öçülen			
ΔT_{hava}	19.01	$^{\circ}\text{C}$	ΔT_{hava}	18.95	$^{\circ}\text{C}$	(5.20b)
ΔT_{su}	10.09	$^{\circ}\text{C}$	ΔT_{su}	10.15	$^{\circ}\text{C}$	(5.20a)

EK H

Test 8 Sonuçları

Tablo H1 Veriler

Boru içi hidrolik çap, $D_{\text{ç}}$	2.472	mm
Boru dışı hidrolik çap, $D_{\text{dış}}$	2.03	mm
Toplam yüzey etkinliği, η	0.97	
Alın alanı, A_{r}	0.248	m ²
Hava tarafı yüzey alanı, A_{hava}	7.84	m ²
Su tarafı yüzey alanı / Hava tarafı yüzey alanı	$\frac{A_{\text{su}}}{A_{\text{hava}}}$	0.1466
Serbest akış alanı / Alın alanı	σ	0.6376
Kanat alanı / Toplam alan	$\frac{A_{\text{f}}}{A}$	0.85
Hava Tarafı		
Radyatör hava giriş sıcaklığı, $T_{\text{giriş}}$	25.02	°C
Radyatör hava giriş sıcaklığı, $T_{\text{çıkış}}$	44.72	°C
$(T_{\text{giriş}} + T_{\text{çıkış}})/2$	34.87	°C
Kütleli Debi, $\dot{m}$	4.484	kg/s
Su Tarafı		
Radyatör su giriş sıcaklığı, $T_{\text{giriş}}$	80.00	°C
Radyatör su giriş sıcaklığı, $T_{\text{çıkış}}$	71.85	°C
$(T_{\text{giriş}} + T_{\text{çıkış}})/2$	75.85	°C
Kütleli Debi, $\dot{m}$	0.0724	kg/s

Tablo H2 Tablo Verileri

Hava Tarafı		
Isıl kapasite, c_p	1007.32	J/kgK
Prandl sayısı, Pr	0.7058	
Kinematik Viskosite, μ	188×10^{-7}	Ns/m^2
α sabiti	0.00922	
Su Tarafı		
Isıl kapasite, c_p	4194.2	J/kgK
Prandl sayısı, Pr	2.322	
Kinematik Viskosite, μ	0.00037	Ns/m^2
Isı taşıma katsayısı, k	0.668	W/mK

Tablo H3 Hesaplamalar

Hava Tarafı			Eşitlik
Kütle hızı, G	28.36	$\text{kg}/\text{s m}^2$	(5.4)
Reynolds sayısı, Re	3055.27		(5.5)
Isı taşıma katsayısı, h_{hava}	322.24	$\text{W}/\text{m}^2 \text{K}$	(5.6)
Isıl kapasite debisi, C_{hava}	4517.27	W/K	(5.7)
Su Tarafı			
Reynolds sayısı, Re	14779		(5.8)
Nusselt sayısı, Nu	69.78		(5.9)
Isı taşıma katsayısı, h_u	18859.1	$\text{W}/\text{m}^2 \text{K}$	(5.10)
Isıl kapasite debisi, C_{su}	10632	W/K	(5.11)

Toplam ısı geçiş katsayısı, U	288.6	$\text{W}/\text{m}^2 \text{K}$	(5.12)
NTU	0.501		(5.13)
Etklilik, ϵ	0.358		(5.14)
En yüksek ısı geçişi, q_{max}	248359	W	(5.15)
Isı geçişi, q	88997	W	(5.17)

Tablo H4 Sonuçlar

Hesaplanan			Öçülen			
ΔT_{hava}	19.70	$^{\circ}\text{C}$	ΔT_{hava}	19.70	$^{\circ}\text{C}$	(5.20b)
ΔT_{su}	8.37	$^{\circ}\text{C}$	ΔT_{su}	8.30	$^{\circ}\text{C}$	(5.20a)

EK I

Test 9 Sonuçları

Tablo I.1 Veriler

Boru içi hidrolik çap, $D_{\text{ç}}$	2.472	mm
Boru dışı hidrolik çap, $D_{\text{dış}}$	2.03	mm
Toplam yüzey etkenliği, η	0.97	
Alın alanı, A_{r}	0.248	m ²
Hava tarafı yüzey alanı, A_{hava}	7.84	m ²
Su tarafı yüzey alanı / Hava tarafı yüzey alanı	$\frac{A_{\text{su}}}{A_{\text{hava}}}$	0.1466
Serbest akış alanı / Alın alanı	σ	0.6376
Kanat alanı / Toplam alan	$\frac{A_{\text{f}}}{A}$	0.85
Hava Tarafı		
Radyatör hava giriş sıcaklığı, $T_{\text{giriş}}$	25.05	°C
Radyatör hava giriş sıcaklığı, $T_{\text{çıkış}}$	42.73	°C
$(T_{\text{giriş}} + T_{\text{çıkış}})/2$	33.89	°C
Kütleli Debi, $\dot{m}$	4.506	kg/s
Su Tarafı		
Radyatör su giriş sıcaklığı, $T_{\text{giriş}}$	79.91	°C
Radyatör su giriş sıcaklığı, $T_{\text{çıkış}}$	67.30	°C
$(T_{\text{giriş}} + T_{\text{çıkış}})/2$	73.60	°C
Kütleli Debi, $\dot{m}$	0.0438	kg/s

Tablo I.2 Tablo Verileri

Hava Tarafı		
Isıl kapasite, c_p	1007.28	J/kgK
Prandl sayısı, Pr	0.706	
Kinematik Viskosite, μ	188×10^{-7}	Ns/m^2
α sabiti	0.0092	
Su Tarafı		
Isıl kapasite, c_p	4192.4	J/kgK
Prandl sayısı, Pr	2.393	
Kinematik Viskosite, μ	0.000381	Ns/m^2
Isı taşıma katsayısı, k	0.668	W/mK

Tablo I.3 Hesaplamalar

Hava Tarafı			Eşitlik
Kütle hızı, G	28.498	kg/s m^2	(5.4)
Reynolds sayısı, Re	3077.79		(5.5)
Isı taşıma katsayısı, h_{hava}	333.08	$\text{W/m}^2 \text{K}$	(5.6)
Isıl kapasite debisi, C_{hava}	4539.2	W/K	(5.7)
Su Tarafı			
Reynolds sayısı, Re	8695.6		(5.8)
Nusselt sayısı, Nu	46.21		(5.9)
Isı taşıma katsayısı, h_{su}	12489	$\text{W/m}^2 \text{K}$	(5.10)
Isıl kapasite debisi, C_{su}	6435.3	W/K	(5.11)

Toplam ısı geçiş katsayısı, U	274.6	$\text{W/m}^2 \text{K}$	(5.12)
NTU	0.474		(5.13)
Etklilik, ϵ	0.324		(5.14)
En yüksek ısı geçişi, q_{max}	249020	W	(5.15)
Isı geçişi, q	80756	W	(5.17)

Tablo I.4 Sonuçlar

Hesaplanan			Öçülen			
ΔT_{hava}	17.79	$^{\circ}\text{C}$	ΔT_{hava}	17.68	$^{\circ}\text{C}$	(5.20b)
ΔT_{su}	12.54	$^{\circ}\text{C}$	ΔT_{su}	12.61	$^{\circ}\text{C}$	(5.20a)

ÖZGEÇMİŞ

Melih METİN 1977 yılında İzmit'te doğdu. Lise öğretini 1995 yılında Kocaeli Anadolu Teknik Lisesi'nde tamamladıktan sonra aynı yıl Yıldız Teknik Üniversitesi, Makine Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü'ne girdi. Birinci sınıfı Yıldız Teknik Üniversitesi'nde okuduktan sonra İstanbul Teknik Üniversitesi, Makine Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü'ne yatay geçiş yaptı ve 1999 yılında mezun oldu. Aynı yıl İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Enerji Programı'na girdi. Halen burada lisans eğitimi ne devam etmektedir.

