I

**EGE ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**( YÜKSEK LİSANS TEZİ )**

# GÖVDE-BORU TİPİ ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNİN BİLGİSAYAR DESTEKLİ TASARIMI

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı
Bilim Dalı Kodu: 625.05.00
**Sunuş Tarihi: 16.04.2006**

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Necdet ÖZBALTA

Bornova-İZMİR

**Sayın Suzan TEKİN (BESTEL) tarafından YÜKSEK LİSANS tezi olarak sunulan "Gövde-Boru Tipi Isı Değiştiricilerinin Bilgisayar Destekli Tasarımı" başlıklı bu çalışma E.Ü. Lisansüstü Eğitim ve Öğretim Yönetmeliği ile E.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Eğitim ve Öğretim Yönergesi'nin ilgili hükümleri uyarınca tarafımızdan değerlendirilerek savunmaya değer bulunmuş ve 16.04.2006 tarihinde yapılan tez savunma sınavında aday oybirliği ile başarılı bulunmuştur.**

**Jüri Üyeleri: İmza**

**Jüri Başkanı : Prof. Dr. Necdet ÖZBALTA .....**

**Raportör Üye: Prof. Dr. Ali GÜNGÖR .....**

**Üye :Yrd. Doç. Dr. Gülden GÖKÇEN .....**

# ÖZET

## SIVIDAN SIVIYA GÖVDE-BORU TİPİ ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNİN BİLGİSAYAR DESTEKLİ TASARIMI

Suzan TEKİN ( BESTEL )
Yüksek Lisans Tezi, Makina Mühendisliği Bölümü

Tez Yöneticisi: Prof. Dr. Necdet ÖZBALTA
OCAK 2006, Sayfa: 202

Ülkemizde ısı değiştiricileri çoğunlukla tasarım gerçekleştirebilen bilgisayar programları ile değil, tecrübeye dayanarak imal edilmektedir. Uygulamalarda, küçük kapasiteli bir ısı değiştiricisinin kullanılması endüstriyel bir sistemin çalışma verimini fazlasıyla düşüreceği gibi, gerekenden daha büyük bir ısı değiştiricisinin kullanımı da ilk yatırım maliyetlerini arttıracaktır.

Bu çalışmada öncelikle ısı değiştiricileri ile ilgili genel bilgiler verilmiş, daha sonra tüm deneysel ve matematiksel uygulamalar gövde-boru tipi ısı değiştiricileri için yapılmıştır. Uygulamaların başında; basit bir ısı değiştiricisi imal edilmiş ve bu ısı değiştiricisinin performans analizini yapmak için bir dizi deney gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlar, uygun matematiksel denklikleri kapsayan bilgisayar tasarım programı sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Bilgisayar tasarımı yapılırken Delphi 7.0 programlama dili esas alınmıştır. Gövde-boru tipi ısı değiştiricisinin tasarımı için; boyut, fiziksel özellikler ve ısıl sonuçlar olmak üzere üç ana konuda deneysel

çalışmalarla doğruluğu ispatlanmış bir bilgisayar tasarım programı elde edilmiştir. Tasarım programı sonucları ile deney sonuçları karşılaştırılmış ve çizelge oluşturulmuştur.Bu çizelgedeki değerler arasında; sıcak akışkan çıkış sıcaklığında en yüksek %3.11 sapma görülmüştür. Daha sonra ε-Ntu yöntemi ile deney değerleri kullanılarak çıkış sıcaklığı tahminlemeleri yapılmış ve bu değerlerle , program ve deney sonuçları da ayrıca bir çizelge de karşılaştırılmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** Isı değiştiricisi, Gövde-boru tipi ısı değiştiricileri, Optimum bilgisayar tasarım, Isıl hesaplar

# ABSTRACT

## COMPUTER AIDED OPTIMIZATION OF A SHELL-AND-TUBE TYPE LIQUID TO LIQUID HEAT EXCHANGER

(BESTEL) TEKİN, Suzan

MSc in Mechanical Engineering, Mechanical Engineering Department

Supervisor: Prof. Dr. Necdet ÖZBALTA

April 2006, Pages:162

In our country , heat exchangers mostly are designed with test not with computer programming. In applications; the yield of industrial systems is decreased when used heat exchanger that is small capacity. And the cost of first investment is increased when used heat exchanger that is high capacity.

This project is consist of general data about heat exchangers and all experimental, mathematical determination for tube and shell heat exchangers. İt was produced simple tube and shell heat exchanger. This exchanger was tested with water . The results of tests are compared with computer programming. The Delphi 7.0 was used when softwared computer programming. This programming was confirmed with results of tests for optimum design and dimensions , physical peculiarites and heat determinations.

**Key words:** Heat exchanger, Tube and shell heat exchanger, optimum programming for heat exchanger, heat determinations

## TEŞEKKÜR

Çalışmalarım sırasında katkılarından ve yönlendirmelerinden yararlandığım, her zaman yardım ve desteklerini bulduğum tez danışmanım Sayın Prof. Dr. Necdet ÖZBALTA'ya, teşekkürü bir borç bilirim.

Bu çalışmada, sistemin imalatı ve denemesi aşamasında katkılarını esirgemeyen Başaran KAZAN Sanayi Şirket Sahibi İdris BOZKURT'a ve iş arkadaşım Tansu KURUN'a çok teşekkür ederim.

Çalışmalarımın her aşamasında bana destek olan çok değerli eşim Erkan BESTEL'e ve annem Yıldız TEKİN 'e, her şeye uyum göstererek huzur içinde çalışmama izin veren 9 aylık oğlum Batuhan BESTEL'e , programlama konusunda bilgilerini benimle paylaşan Mahmut ELAGÖZ'e gönülden teşekkür ederim.

# İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET ..... III

ABSTRACT ..... V

TEŞEKKÜR ..... VI

İÇİNDEKİLER ..... VII

ŞEKİLLER DİZİNİ ..... XIV

ÇİZELGELER DİZİNİ ..... XXIII

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ ..... XXVI

1. GİRİŞ ..... 1

1.1 AMAÇ ..... 7

1.2 KAPSAM ..... 7

2. ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ ..... 9

2.1 Genel Kavramlar ..... 9

# İÇİNDEKİLER ( devam )

Sayfa

2.2 Kullanım Alanları ..... 10

2.3 Isı Değiştiricilerin Sınıflandırılması ..... 10

2.3.1 Isı Transferi Sürecine Göre Sınıflandırma ..... 10

2.3.1.a Doğrudan Temaslı Isı Değiştiricileri ..... 11

2.3.1.b Dolaylı Temaslı Isı Değiştiricileri ..... 11

2.3.2.Yüzey Yoğunluğuna Göre Sınıflandırma ..... 20

2.3.3. Akışkan Sayısına Göre Sınıflandırma ..... 24

2.3.4. Konstrüksiyonuna Göre Sınıflandırma ..... 24

2.3.4.1. Borulu Isı Değiştiricileri ..... 25

2.3.4.2. Plakalı (Levhalı) Isı Değiştiricileri ..... 27

2.3.4.3. Genişletilmiş Yüzeyli (Kanatlı) Isı Değiştiricileri ..... 34

2.3.4.4. Rejeneratif Isı Değiştiricileri ..... 37

2.3.5. Akış Şekline Göre Sınıflandırma ..... 41

# İÇİNDEKİLER ( devam )

Sayfa

2.3.5.1 Tek Geçişli Isı Değiştiricileri ..... 42

2.3.5.2 Çok Geçişli Isı Değiştiricileri..... 46

2.3.6. Isı Transferi Mekanizmasına Göre Sınıflandırma..... 49

3. GÖVDE BORULU ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ ..... 51

3.1. Giriş..... 51

3.2 Gövde Şekilleri..... 53

3.3 Gövde Borulu Isı Değiştiricilerinde Kullanılan Akış Şekilleri ..... 59

3.4 Gövde Borulu Isı Değiştiricisi Elemanları ..... 61

3.4.1 Gövde ..... 61

3.4.2 Borular veya Boru Demeti ..... 61

3.4.3 Boru Aynası ..... 67

3.4.4 Arka Kafa ..... 68

3.4.5 Yönlendirici Perdeler ..... 68

## İÇİNDEKİLER ( devam )

Sayfa

3.4.6. Bölücü Perdeler ..... 73

3.4.7 Ön Kafa ..... 73

3.4.8 Bağlantı Ağızları ..... 73

3.4.9 Contalar ..... 74

3.4.10 Flanşlar ..... 74

3.4.11 Ayaklar ..... 74

3.5 Konstrüksiyon Malzemeleri ..... 75

3.5.1 Demir ve Çelik ..... 75

3.5.2 Plastik ..... 75

3.5.3 Seramik ( Silikat ) ..... 76

3.6 Isı Değiştiricilerinde Kirlenme ..... 77

3.7 Isı Değiştiricilerinde Akım Belirleme ..... 77

3.8 Isı Değiştiricilerinde Seçim Kriterleri ..... 78

## İÇİNDEKİLER ( devam )

Sayfa

3.9 Korozyon Ve Önlenmesi ..... 80

4. ISIL HESAPLAR VE TASARIM ..... 83

4.1 Isıl Hesaplar ..... 83

4.2 Tasarım ..... 95

5. GÖVDE BORU TİPİ ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ TASARIM PROGRAMI 96

5.1. Bilgisayar Programının Tanıtımı ..... 96

5.2.Bilgisayar Programının Akış Diyagramı ..... 103

6. DENEY DÜZENEĞİ VE DENEYSEL ÇALIŞMALAR ..... 111

6.1 Deney Düzeneğinin Tanıtılması ..... 111

6.2 Deney Düzeneğinin Çalışma Şekli ..... 126

6.3 Deneysel Çalışmalar ..... 127

6.4 Deneysel Çalışmanın Bilgisayar Programı sonucu ile karşılaştırılması 127

7. ε – NTU YÖNTEMİ İLE TAHMİNLEME ..... 137

## İÇİNDEKİLER ( devam )

Sayfa

7.1 ε – NTU Yöntemi ..... 137

7.2 ε – NTU Yöntemi İle Deney Sonuçlarının Karşılaştırılması ..... 139

8. SONUÇ VE ÖNERİLER ..... 152

9. KAYNAKLAR ..... 154

10. EKLER ..... 161

EK-1 Doymuş suyun Fiziksel Özellikleri ..... 161

EK-2 Gövde Borulu Isı değiştiricilerinin fiziksel ölçüleri-1 ..... 162

EK3 Gövde Borulu Isı değiştiricilerinin fiziksel ölçüleri-2 ..... 163

EK-4 Bell Yöntemi boyutsuz ısıl çarpanı , $j_{hb}$ ..... 164

EK-5 Fn Boru düzeltme katsayısı ..... 165

EK-6 Şaşırtma levhası ile (TS 346-TS 416 )borular arasındaki boşluk , b. 166

EK-7 Şaşırtma levhası ile gövde arasındaki boşluk , r ..... 167

EK-8 FL ara düzeltme katsayısı, $\beta_L$ ..... 168

## İÇİNDEKİLER ( devam )

Sayfa

EK-9 Kirlilik faktörü, $R_{f1}$ ,$R_{f2}$ ..... 169

EK-10 Bazı metallerin fiziksel özellikleri..... 170

EK-11 Bazı metallerin fiziksel özellikleri..... 171

EK-12 Bell Yöntemi boyutsuz basınç düşümü çarpanı , $j_{f,b}$ ..... 172

EK-13 Pencere alanının , toplam alana oranı , Ra ..... 173

EK-14 Kirli ısı değiştiricideki basınç düşümünün , temiz ısı değiştiricideki basınç düşümüne oranı , $k_{bd}$……174

EK-15 Leff/Deff ısı değiştiricisi boy-gövde oranı……..……...175

EK-16 Bir gövde, iki boru geçişli paralel/ters akımlı ısı değiştiricisi etkinliği, ε……...……..……...176

11. ÖZGEÇMİŞ……..177

# ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil Sayfa

2.1 Sprey ve tepsi tipi yoğuşturucu prensip şemaları ..... 12

2.2 Doğal ve zorlanmış soğutma kuleleri ..... 12

2.3 Dolaylı temaslı ısı değiştiricisi örnekleri ..... 13

2.4 Akışkan yataklı ısı değiştiricisi ..... 14

2.5 Sabit dolgu maddeli rejeneratörde akımın şematik gösterilişi ..... 16

2.6 Çeşitli sabit dolgu maddeleri geometrileri ..... 16

2.7 Döner dolgu maddeli rejeneratörler ..... 17

2.8 Depolamalı tip ısı değiştiricisi ..... 18

2.9 Sıvı veya gaz fosil yakacak yakan düşey tip ısıtıcı şemaları ..... 18

2.10 Ceketli, serpantinli ve düz kanatlı karıştırıcılı kap ..... 19

2.11 Kompakt ısı değiştiricileri ..... 21

2.12 Çift boru prensip şeması ..... 26

# ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

Şekil Sayfa

2.13 Spiral ısı değiştirici tipleri ..... 26

2.14 Gövde borulu ısı değiştiricisi ..... 27

2.15 Levhalı ısı değiştiricilerinde muhtelif levha şekilleri..... 28

2.16 Contalı Levhalı ısı değiştiricisi ..... 29

2.17 Contalı Levhalı ısı değiştiricisi montajı ve akışlar..... 30

2.18 Spiral Levhalı ısı değiştiricisi genel görünüşü ..... 31

2.19 Lamelli Levhalı ısı değiştiricisi kesit görünüşü ..... 33

2.20 İnce Film ısı değiştiricisi kesit görünüşü ..... 34

2.21 Levhalı Kanatlı ısı değiştiricisi prensibi ..... 36

2.22 Levhalı Kanatlı ısı değiştiricilerinde kullanılan bazı kanat tipleri 36

2.23 Ljungström tipi Rejeneratif hava ısıtıcısı..... 38

2.24 Döner jeneratör tipleri..... 38

# ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

Şekil Sayfa

2.25 Sabit dolgu maddeli ikiz bir rejeneratör ..... 39

2.26 Paket yataklı rejeneratör ..... 40

2.27 Paralel akımlı ısı değiştirici sıcaklık dağılımları ..... 42

2.28 Ters akımlı ısı değiştirici sıcaklık dağılımları ..... 43

2.29 Akışkanların ikisinin de karışmadığı levha tipi ısı değiştirici, Akışkanlardan birinin karışıp diğerinin karışmadığı kanatlı boru 44

2.30 Akışkanların ikisinin de karışmadığı çapraz akımlı ısı değiştiricisinde giriş ve çıkıştaki sıcaklık dağılımları ..... 45

2.31 Paralel, ters ve çapraz akışların karşılaştırılması ..... 45

2.32 Isı değiştiricilerindeki akış yolları ..... 47

2.33 Çok geçişli çapraz ters akımlı düzenleme, Çok geçişli çapraz paralel akımlı düzenleme ..... 48

2.34 N paralel levha geçişli düzenlemeler ..... 48

3.1 Gövde borulu ısı değiştiricisi ..... 52

# ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)


Şekil Sayfa

3.2 Tipik borulu bazı ısı değiştirici konstrüksiyonları ..... 57

3.3 Yaygın olarak pratikte kullanılan akış şekilleri ..... 60

3.4 Boru demeti düzenlemeleri ..... 64

3.5 Boruların boru aynasına tespiti ..... 65

3.6 Gövde ile Boru demeti arasındaki boşluk ..... 67

3.7 Perdeli gövde borulu ısı değiştiricisinde akış durumu ..... 69

3.8 Isı değiştiricilerinde perde şekilleri ..... 71

3.9 Dilimli perdeler ve akış şekilleri ..... 72

3.10 Çubuk tipi şaşırtma ve destek elemanları ..... 72

3.11 Isı değiştiricisi bölücü perde görünümü ..... 73

5.1 Tasarım programı genel görüntü ..... 97

5.2 Tasarım programı sıcak akışkan tablo giriş sayfası ..... 98

# ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

Şekil Sayfa

5.3 Tasarım programı soğuk akışkan tablo giriş sayfası ..... 98

5.4 Tasarım programı ısı değiştiricisi özellikleri giriş sayfası ..... 99

5.5 Tasarım programı veri giriş sayfası..... 101

5.6 Tasarım programı ısı analiz sayfası..... 101

5.5.1 Tasarım programı hata görüntüsü ..... 102

5.5.2 Tasarım programı hata görüntüsü ..... 102

5.7 Tasarım programı genel bölümler..... 103

5.8 Tasarım programı detay bölümleri..... 104

6.1 Sistemin şematik görüntüsü ..... 112

6.2 Boruların aynalara tespiti ..... 113

6.3 Şaşırtma levhalarının yerleştirilmesi..... 114

6.4 Boru boylarının ayarlanması ..... 114

# ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

Şekil Sayfa

6.5 Isı değiştiricisi iç aksamın genel görünümü ..... 115

6.6 İç aksamın gövdeye yerleşmiş görünümü ..... 115

6.7 Gövde yan görünümü ..... 116

6.8 Gövde ön görünümü ..... 116

6.9 Besleme kazanları ..... 117

6.10 Giriş çıkış tesisat görünümü-1 ..... 117

6.11 Giriş çıkış tesisat görünümü-2 ..... 118

6.12 Yalıtım operasyonu-1 ..... 118

6.13 Yalıtım operasyonu-2 ..... 119

6.14 Isı değiştiricisi genel görünüm-1 ..... 119

6.15 Isı değiştiricisi genel görünüm-2 ..... 120

6.16 Isı değiştiricisi genel görünüm-3 ..... 121

# ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

Şekil Sayfa

6.17 Sirkülasyon pompaları ..... 121

6.18 4.5 kw resistans ..... 122

6.19 Sıcak akışkan besleme kazanı ..... 122

6.20 Termostat ..... 123

6.21 Soğuk akışkan besleme kazanı ..... 123

6.22 Termometre ..... 124

6.23 Sayac ..... 124

6.24 Gösterge panosu ..... 125

6.25.1 Deney-1 sonucunun görünümü ..... 128

6.25.2 Program-1 sonucunun görünümü ..... 128

6.26.1 Deney-2 sonucunun görünümü ..... 130

6.26.2 Program-2 sonucunun görünümü ..... 130

# ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

Şekil Sayfa

6.27.1 Deney-3 sonucunun görünümü ..... 131

6.27.2 Program-3 sonucunun görünümü ..... 131

6.28.1 Deney-4 sonucunun görünümü ..... 132

6.28.2 Program-4 sonucunun görünümü ..... 133

6.29.1 Deney-5 sonucunun görünümü ..... 134

6.29.2 Program-5 sonucunun görünümü ..... 134

6.30 Beş deney için, soğuk suyun çıkış sıcaklığının zamana bağlı değişimi ..... 135

6.31 Beş deney için, sıcak suyun çıkış sıcaklığının program sonucları ile karşılaştırılması ..... 136

7.1 0,66 kg/s debinin, diğer debilere düşümündeki ε-NTU değişimi ... 143

7.2 0,3 kg/s debinin, diğer debilere arttırılışındaki ε-NTU değişimi .... 148

# ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

Şekil Sayfa

7.2 Sıcak akışkan çıkış sıcaklıklarının karşılaştırılması ..... ..151

# ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge Sayfa

2.1 Çeşitli ısı değiştiricileri için β yüzey alanı yoğunluğu ..... 22

2.2 Konstrüksiyon özelliğine göre ısı değiştiricilerin sınıflandırılması .... 24

2.3 Akış şekillerine göre ısı değiştiricilerin sınıflandırılması ..... . 41

3.1 TEMA tarafından hazırlanan standart gövde tipleri ve ön ile arka kafalar..... . 55

3.2 TEMA tarafından hazırlanan gövde borulu ısı değiştirici tipleri ..... . 58

3.3 Gövde Çapları ..... . 61

3.4 Gövde anma çaplarına göre gövdelerin et kalınlıkları ..... . 62

3.5 Bakır boruların et kalınlıkları..... . 63

3.6 Çelik boruların et kalınlıkları ..... . 63

3.7 Boru eksenleri arasındaki mesafeler ..... . 66

3.8 Boru geçiş sayısına göre C ve n katsayıları ..... . 66

3.9 Çelik ve Bakır borular için boru aynası kalınlığı..... . 68

# ÇİZELGELER DİZİNİ (devam)

Çizelge Sayfa

3.10 Pencere bölümü boru sayısı ..... 69

3.11 Enine perdelerle gövde arasında bırakılacak boşluk miktarları .... 70

3.12 Isı değiştiricisi yapımında kullanılan malzeme ve ilgili standartlar76

4.1 $F_1$ boru dış çap düzeltme katsayısı ..... 87

4.2 $F_2$ boru geçiş sayısı düzeltme katsayısı ..... 88

7.1 ε, etkenliğin hesaplanması - 1 ..... 139

7.2 ε, etkenliğin hesaplanması - 2 ..... 140

7.3 ε, etkenliğin hesaplanması - 3 ..... 141

7.4 ε, etkenliğin hesaplanması - 4 ..... 142

7.5 ε, etkenliğin hesaplanması - 1 ..... 144

7.6 ε, etkenliğin hesaplanması - 2 ..... 145

7.7 ε, etkenliğin hesaplanması - 3 ..... 146

# ÇİZELGELER DİZİNİ (devam)

Çizelge Sayfa

7.8 ε, etkenliğin hesaplanması - 4 ..... 147

7.9 Beş deneyin tahmini sıcak akışkan çıkış sıcaklıkları ..... 149

## SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

| Simgeler | Açıklamalar |
|---|---|
| $\mu$ | Dinamik viskozite (Pa.s) |
| $\beta$ | Yüzey alanı yoğunluğu ($m^2/m^3$) |
| $d_0$ | Boru dış çapı (mm) |
| $d_h$ | Boru hidrolik eşdeğer çapı (mm) |
| $A_h$ | Sıcak Akışkan tarafı ısı geçiş alanı ($m^2$) |
| $A_c$ | Soğuk Akışkan tarafı ısı geçiş alanı ($m^2$) |
| $V_{top}$ | Toplam hacim ($m^3$) |
| $V_h$ | Sıcak Akışkan tarafı hacim ($m^3$) |
| $V_c$ | Soğuk Akışkan tarafı hacim ($m^3$) |
| L | Boru boyu (m) |
| $D_{demet}$ | Boru demeti çapı (mm) |
| $n_b$ | Boru sayısı (adet) |
| C | Boru düzenleme katsayısı |
| n | Boru düzenleme katsayısı |
| $\Delta t_h$ | Sıcak akışkanın aritmetik ortalama sıcaklığı ($^0C$) |
| $t_{1g}$ | Sıcak akışkanın giriş sıcaklığı ($^0C$) |
| $t_{1ç}$ | Sıcak akışkanın çıkış sıcaklığı ($^0C$) |
| $\Delta t_c$ | Soğuk akışkanın aritmetik ortalama sıcaklığı ($^0C$) |

## SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam)

| Simgeler | Açıklamalar |
|---|---|
| $t_{2g}$ | Soğuk akışkanın giriş sıcaklığı ($^0$C) |
| $t_{2ç}$ | Soğuk akışkanın çıkış sıcaklığı ($^0$C) |
| Q | Isı kapasitesi (W) |
| $m_1$ | Sıcak akışkanın debisi (kg/s) |
| $c_{p1}$ | Sıcak akışkanın özgül ısısı (J/kg. $^0$C) |
| $m_2$ | Soğuk akışkanın debisi (kg/s) |
| $c_{p2}$ | Soğuk akışkanın özgül ısısı (J/kg. $^0$C) |
| $\Delta t_{mz}$ | Logaritmik sıcaklık farkı ($^0$C) |
| R | Kapasite oranı |
| P | Etkenlik |
| F | Logaritmik sıcaklık farkı düzeltme katsayısı |
| $\Delta t_m$ | Düzeltilmiş logaritmik sıcaklık farkı ($^0$C) |
| $n_1$ | Bir geçişteki gerekli boru sayısı (Adet) |
| $w_2$ | Soğuk akışkanın hızı (m/s) |
| $\rho_2$ | Soğuk akışkanın yoğunluğu (kg/m$^3$) |
| $d_i$ | Boru iç çapı (m) |
| $n_t$ | Toplam boru sayısı (Adet) |
| $n_h$ | Boru geçiş sayısı (Adet) |
| $t_1$ | Boru eksenleri arası mesafe (mm) |
| A | Isıtma yüzeyi (m$^2$) |

## SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam)

| Simgeler | Açıklamalar |
|---|---|
| K | Toplam ısı katsayısı ($W/m^2.{}^0C$) |
| $A_1$ | 1 m boru boyu için ısıtma yüzeyi ($m^2$) |
| Re | Reynolds sayısı |
| Pr | Prandtl sayısı |
| Nu | Nusselt sayısı |
| $h_i$ | Boru içindeki ısı taşınım katsayısı ($W/m^2.{}^0C$) |
| $d_e$ | Eşdeğer çap (mm) |
| $A_s$ | Serbest geçiş kesiti ($m^2$) |
| $D_{gi}$ | Gövde iç çapı (m) |
| e | Şaşırtma levhaları arasındaki mesafe (mm) |
| $w_g$ | Gövde tarafı hızı (m/s) |
| $v$ | Kinematik viskozite ($m^2/s$) |
| $j_{h,b}$ | Bell yöntemi boyutsuz ısıl çarpanı |
| $h_o$ | Boru demetine dik akışta ısı taşınım katsayısı ($W/m^2.{}^0C$) |
| $k_1$ | Sıcak akışkanın ısı iletim katsayısı ($W/m.{}^0C$) |
| $n_{dik}$ | Akışa dik boru sayısı (Adet) |
| $h_n$ | Şaşırtma levhalarının net yüksekliği (mm) |
| $h_k$ | Şaşırtma levhalarının kesme yüksekliği (mm) |
| $t_d$ | Boru eksenleri arası dik mesafe (mm) |
| Fn | Boru sayısı düzeltme katsayısı |

## SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam)

| Simgeler | Açıklamalar |
|---|---|
| $n_p$ | Bir penceredeki boru sayısı (Adet) |
| Fw | Pencere düzeltme katsayısı |
| $A_b$ | Boru demeti ile gövde iç çapı arasındaki aralık alanı ($m^2$) |
| $n_s$ | Ard arda kullanılan sızdırmazlık elemanı sayısı (Adet) |
| Fb | Kısa devre düzeltme katsayısı |
| $A_{tb}$ | Şaşırtma levhası ile borular arasındaki toplam aralık ($m^2$) |
| $A_{sb}$ | Şaşırtma levhası ile gövde iç çapı arasındaki aralık ($m^2$) |
| $\beta_L$ | Düzeltme ara katsayısı |
| b | Şaşırtma levhası ile borular arasındaki boşluk (mm) |
| $\alpha_ş$ | Şaşırtma levhası kesim açısı |
| r | Şaşırtma levhası ile gövde arasındaki boşluk (mm) |
| $A_L$ | Toplam kaçak aralığı alanı ($m^2$) |
| FL | Kaçak akımı düzeltme katsayısı |
| $h_g$ | Gövde tarafı ısı taşınım katsayısı ($W/m^2.{}^0C$) |
| $R_{f1}$ | Boru içindeki kirlilik faktörü ($m^2.{}^0C/W$) |
| $R_{f2}$ | Boru dışındaki kirlilik faktörü ($m^2.{}^0C/W$) |
| $k_b$ | Boru malzemesine göre ısı iletim katsayısı ($W/m.{}^0C$) |
| $K_d$ | Boru dış yüzeyine göre ısı taşınım katsayısı ($W/m^2.{}^0C$) |
| $\Delta p_{ideal,dik}$ | Borulara dik ideal akışta basınç kaybı (Pa) |
| $\Delta p_{dik}$ | Borulara dik akışta basınç kaybı (Pa) |

## SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam)

| Simgeler | Açıklamalar |
|---|---|
| $j_{f,b}$ | Bell yöntemi basınç düşümü çarpanı |
| Ra | Pencere alanının , toplam alana oranı |
| $A_w$ | Net akış alanı ($m^2$) |
| $w_p$ | Pencere kısmındaki hız (m/s) |
| $w_z$ | Geometrik ortalama hız (m/s) |
| $n_{pv}$ | Pencere kısmındaki boru sıra sayısı (Adet) |
| $\Delta p_w$ | Pencere kısmındaki akıştaki basınç kaybı (Pa) |
| $\Delta p_g$ | Gövdenin uç kısımlarındaki basınç kaybı (Pa) |
| $\Delta p_{g,bell}$ | Bell yöntemine göre gövde tarafı toplam basınç kaybı (Pa) |
| $k_{bd}$ | Kirli hal basınç düşümünün temiz hal basınç düşümüne oranı |
| $\Delta p_{gövde}$ | Gövde tarafı toplam basınç kaybı (Pa) |
| P | Pompa gücü (W) |
| $\eta_{pompa}$ | Pompanın verimi |
| $\varepsilon$ | Etkenlik |
| NTU | Geçiş birim sayısı |
| $C_1$ | Sıcak akışkan ısıl kapasite debisi |
| $C_2$ | Soğuk akışkan ısıl kapasite debisi |
| C | Isıl kapasite debi oranı |

**Sayın Suzan TEKİN (BESTEL) tarafından YÜKSEK LİSANS tezi olarak sunulan "Gövde-Boru Tipi Isı Değiştiricilerinin Bilgisayar Destekli Tasarımı" başlıklı bu çalışma E.Ü. Lisansüstü Eğitim ve Öğretim Yönetmeliği ile E.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Eğitim ve Öğretim Yönergesi'nin ilgili hükümleri uyarınca tarafımızdan değerlendirilerek savunmaya değer bulunmuş ve ..../...../.2006 tarihinde yapılan tez savunma sınavında aday oybirliği ile başarılı bulunmuştur.**

**Jüri Üyeleri:** **İmza**

**Jüri Başkanı : Prof. Dr. Necdet ÖZBALTA** .....

**Raportör Üye: Prof. Dr. Ali GÜNGÖR** .....

**Üye : Doç. Dr. Gülden GÖKÇEN** .....

# 1. GİRİŞ

Isı değiştiricisi, fiziksel olarak birbirinden ayrılmış, en az iki akışkan arasında ısı iletimi sağlamak için tasarımlanmış cihazdır. (TSE, 1996)

Isı değiştiricileri güç üretimi, taşıt araçları, ısı depolamasında, üretim endüstrisi, elektronik, gıda ve kimya sanayi, proses, çevre mühendisliği, iklimlendirme, enerji üretimi, soğutma ve uzay uygulamaları gibi çok geniş kullanım alanlarına sahiptir.

Pratikte çok değişik tiplerde bulunabilen ısı değiştiricileri, ısı transferi sürecine, yüzey yoğunluğuna, geometriye, akış şekline, akış sayısına ve ısı transferi mekanizmasına göre sınıflandırılabilir. Isı değiştiricileri, hareketli ve hareketsiz elemanlardan oluşurlar. Hareketli elemanlar, fan, sirkülasyon pompası gibi parçalar, hareketsiz elemanlar ise manifoldlar, tanklar, sızdırmazlık elemanları, giriş çıkış memeleri gibi parçalardır. Bu sınıflandırılma ve ısı değiştiricileri yapı elemanları ile ilgili açıklamalar ayrıntılı olarak açıklanmıştır.

Genellikle ısı veren ve ısı alan akışkanlar sürekli akarlar. Isı değişimi bu akış sırasında olur. Isı veren akışkanın sıcaklığı düşerken, ısı alan akışkanın sıcaklığı yükselir. Çoğunlukla ısı değiştiricilerinde akışkanlar, birbirleriyle karıştırılmadan ısı geçişinin doğrudan yapıldığı genelde metal malzeme olan katı bir yüzey ile birbirlerinden ayrılırlar. Bu tip ısı değiştiricileri yüzeyli veya reküperatif olarak adlandırılır. Dolgu maddeli veya rejeneratif olarak adlandırılan diğer tip ısı değiştiricilerinde, ısı geçişi doğrudan olmayıp, ısı önce sıcak akışkan tarafından döner veya sabit bir dolgu maddesine verilerek depo edilir. Daha sonra bu dolgu maddesindeki ısı soğuk akışkana verilir. Genel olarak reküperatif ısı değiştiricilerindeki incelemeler zamandan bağımsız

olmasına rağmen, rejeneratif ısı değiştiricilerinde incelemeler zamana bağlıdır (Genceli, 1999) .

Eğer bir boru içinden geçen akışkanın sıcaklığı, boru dışındaki çevre sıcaklığından farklı ise boru cidarından bir ısı transferi olacaktır. Isının akış miktarı borunun içindeki akışkan ile dışındaki atmosfer arasındaki sıcaklık farkına bağlıdır. Borunun dışındaki akışkanın içindeki akışkandan daha sıcak ise, bu durumda borunun dışından içine doğru bir ısı akışı olacaktır. Borunun dışındaki akışkandan boru cidarına ısı taşınımla, boru cidarından borunun içindeki akışkana ise iletimle transfer edilmektedir. Eğer akışkanların birbirleri ile karışma eğilimi yoksa aralarındaki katı yüzey kaldırılabilir. Bu türlere doğrudan temaslı ısı değiştiricileri de denir(Praas,1978).

Isı değiştiricisinde eğer buharlaşma ve yoğunlaşma gibi faz değişimi yoksa duyulur ısı değiştiricileri, içinde faz değişimi varsa gizli ısı değiştiricileri denir.

Bir enerji şekli olan ısının da eldesi ve kullanımdaki verimliliğinin yanında farklı sıcaklıklardaki ortamlar arasında en ekonomik biçimde transfer edilmesi gerekmektedir. Amaç; ısı değiştiricilerinin boyutlarını küçülterek verimini arttırmak, küçük sıcaklık farklarında çalıştırmak veya pompa gücünü azaltmaktır (Bergles,1999).

Çok geniş bir uygulama alanı olan ısı değiştiricilerinin doğru hesaplanmaları ve imal edilmeleri özellikle büyük ısı yüklerinde önemli ekonomi sağlar. Isı değiştiricileri ısı transferi bilgisini uygulama alanıdır. Bu bilginin ışığında, kayıpları az, yüksek etkenlikte değiştirici imali hedeflenir. Ancak bu gayeye ulaşırken uygun malzeme seçimi işletme masrafları, gürültü, sistemin kararlılığı gibi diğer bazı faktörleri de hesaba katarak en elverişli çözüm bulunmalıdır (Onat,1979).

Bir iletkenin yüzeyi büyüdükçe, ısı daha çabuk iletilir. Bir küçük boru demeti, bir tek boru yüzeyinden daha çok yüzeye sahiptir. Bu tür ısı değiştiricilerde, bir tek büyük borudan ziyade bir demet küçük boru kullanılır. Bu da ısı transfer yüzeyini arttırır. Isı değiştirici boruları ya düz ya da kanatçıklı (fine) olarak kullanılır. Kanatçıkların kesit alanları değişken olabilir. Diğer taraftan kanatçıklar yüzey malzemesi ile aynı veya farklı olabilir. Farklı olması halinde sıkı geçme, kaynak, lehim veya buna benzer usullerle yüzeye tespit edilir. Bu durumda ısıl temasın tam olması bilhassa önemlidir. Kanatçıklı boru kullanmanın amacı; ısı transfer yüzeyinin arttırılmasıdır (Praas,1978).

Syed, Tupholme, Wood, Heggs'in yapmış olduğu çalışmada, finli çift borulu ısı değiştiricisinin gövde tarafındaki laminer, zorlamalı konveksiyon problemini ele almışlardır. Fin boruların ısı transfer karakteristiğini ve hidrolik performans üzerine etkisini incelemişlerdir. Sistemin momentum enerji denklemlerini sonlu farklar metodunu esas alan bir numerik algoritmayla çözmüşlerdir. Isı transfer oranındaki yükselmelerle ısı değiştiricisinin performansını ve optimum tasarım parametrelerini belirlemişlerdir (Syed , 1997).

Chang ve Wang tarafından yapılan çalışmada, louver şeklinde fin geometrisi için büyük miktarda bir tüp demeti yardımıyla genel bir ısı transferi bağıntısını geliştirilmiştir. Bu tüp demeti, louver açısı, tüp genişliği, louver uzunluğu, louver hatvesi, fin uzunluğu ve fin hatvesi gibi farklı geometrik parametrelere sahiptir (Chang ,1997).

Şaşırtma levhaları esasen geliştirilen ısı transfer performansında borular üzerinde çapraz akışa neden olmak ve boruları desteklemek için gövde-boru ısı değiştiricilerinde kullanılır. Bu ısı değiştiricilerinde, gövde tarafı akış ilki boru demeti boyunca akışkan akışları gibi yaklaşık olarak sinüzoidal tüm akış deseni olan ve ikincisi ısı değiştiricilerinin yapısı için zorunlu olan açıklıklar boyunca farklı kayıpların etkisi gibi iki

nedenden dolayı karmaşıklaştırılır. Şaşırtma levhaları aralığında bir değişiklik hem $180^0$ saptırma yapılan akış içindeki yolu hem de herhangi bir bölmedeki borulara dair tanımlanan tam çapraz akış derecesini etkileyecektir. Bu gibi akışkan akışındaki boşluğa ilişkin alternatifler hem ısı transferi hem de basınç düşüm karakteristiklerini etkiler. Gövde-boru ısı değişticilerinin tasarımı için yayınlanan metotların genel amacı ortalama gövde tarafı ısı transfer katsayısı ve basınç düşümü kabul etmektedir. Artan bir şaşırtma levhası aralığı hem kaçak akış oranının azalmasından dolayı hem de şaşırtma levhası açıklığı boyunca daha yüksek akış hızından dolayı tüm şaşırtma levhası bölmelerinde ısı transfer katsayılarını arttırabilir. Tek bir borudaki ısı transfer katsayısı dağılımı şaşırtma levhası aralığı tarafından biraz etkilenir. Uzun bir şaşırtma levhası aralığı için basınç düşüm katsayısı kısa bir şaşırtma levhası aralığındakinden daha yüksektir (Li ve Kotte, 1998 ).

Avval ve Damangır, mevcut tüm gövde-boru ısı değiştiricileri için conta parçası miktarı ve optimum şaşırtma levhası aralığını hesaplamada kullanılan bir optimizasyon programı sunmuşlardır. Esasen şaşırtma levhaları, borular üzerinde zıt akış yapan gövde-boru tipi ısı değiştiricilerinde ısı transfer performansını arttırmak için kullanılırlar (Aval ve Damangır , 1995).

Gövde-boru ısı değiştiricisi optimizasyonunun bir özelliği de optimum şaşırtma levhası aralığını seçmektir. Daha evvelden şaşırtma levhaları arasındaki boşluğun gövde çapının minimum % 20'si ile maksimum gövde çapına eşit aralıkta değişebileceği önerilmiştir(Aval ve Damangır , 1995).

Reppich ve Zagermann, bölünmüş şaşırtma levhalı ısı değiştiricileri için yeni bir tasarım metodunu incelemişlerdir. Ekonomik bakımdan gövde-boru ısı değiştiricilerinin optimizasyonu bir çok endüstrideki bu ısı değiştiricisi tipinin piyasadaki şimdiki ve gelecek payı

nedeniyle önem kazanır. Geliştirilen bilgisayar destekli tasarım metodu, ısı değiştiricilerinin işlem dataları, ekonomik şartları ve geometrik parametreleri arasındaki karşılıklı etkileşim göstermek için kabul edilir. Böylece bu yeni tasarım kavramı ile tek fazlı ısı transfer uygulamalarında ekonomik bakımdan optimum teknik çözüm bulmak mümkün olmuştur. (Reppich ve Zagermann, 1995)

Buzek ve Podkanski, ısı değiştiricileri uygulamasının toplam maliyetlerinin küçültülmesini incelediler. Gövde-boru ısı değiştiricileri kimyasal süreçlerde genellikle tüm sistemin maliyetine karar veren ısı transfer maliyetleri ve aşırı sıklıkla kullanılan cihazlar arasındadır.(Buzek ve Podkanski, 1996)

Li ve Kotte, boruların şaşırtma levhalarını tamamen doldurduğu tipteki gövde-boru ısı değiştiricileri gövde tarafı basınç düşümü ve yerel ısı transferini farklı şaşırtma levhası boşlukları için araştırmışlardır. Tam gelişmiş bir şaşırtma levhası bölmesindeki her bir boru yüzeyi üzerinde yerel ısı transfer katsayılarının dağılışlarına kütle transfer ölçümlerinin ortalaması ile karar verilmiş ve modellenmiştir (Li ve Kotte , 1998 ).

Gövde-boru ısı değiştiricilerinin optimizasyonu yerel ve ortalama gövde tarafı ısı transfer katsayıları için güvenilir bir bilgi ister. Bölünmüş silindirik gövde tarafındaki ısı transferi birkaç geometrik faktör tarafından azaltılabilir, bunlar; gövde çapı, şaşırtma levhası açıklığı, şaşırtma levhası aralığı, boru çapı, adımı, kaçak yollar veya açıklıklar düzenlemesidir. Mekaniksel montaj nedenlerinden dolayı istenilen açıklıklar şaşırtma levhaları ve borular arasındaki, şaşırtma levhaları ve gövde arasındaki kaçak akışlara müsaade eder. Bu nedenle, kaçaklar ısı transfer katsayısı, basınç düşümü ve boru demetindeki hızı azaltır.

Gövde-boru ısı değiştiricileri nispeten onların basit yapısı, çok yüksek sıcaklık ve basınç oranlarındaki gazlı ve akışkan ortam için çok

amaçlı uygulama imkanları nedeniyle enerji ve kimya-işlem mühendisliği tesislerinde çok sık kullanılan cihazlardır. Akış ve gövde tarafı geçiş transferi son derece karmaşıktır. Bunlar şaşırtma levhası-boru ve şaşırtma levhası-gövde açıklıkları, şaşırtma levhası kesimi, şaşırtma levhası boşluğu, şaşırtma levhası tipi, boru düzenlemesi, adım oranı, boru boyu gibi geometrik karakteristikler tarafından etkilenir.

Bu çalışmada ise; günümüz uygulamalarında yaygın olarak kullanılan gövde-boru tipi ısı değiştiricileri için gerekli bağıntılar ve metodlar kullanılarak bilgisayar tasarımı yapılacaktır. Ayrıca bu program, kurulacak deney düzeneğinde elde edilecek sonuçlarla karşılaştırılarak programın güvenirliği sağlanacaktır.

## 1.1. AMAÇ

Bu çalışmada amaç, ısı değiştiricilerinin genel tanımlanması ve kullanım alanı en yaygın gövde-boru tipi ısı değiştiricilerinin tasarlanması ve tasarım sorunlarının azaltılması için Delphi 7.0 programlama dili ile uygun programın geliştirilmesidir.

## 1.2. KAPSAM

Isı değiştiricileri genel olarak tanıtıldıktan sonra kullanım alanlarından bahsedilmiştir. Isı değiştiricilerin detaylı olarak sınıflandırılması yapıldıktan sonra bu sınıflardaki ısı değiştiricileri anlatılmıştır. Gövde boru tipi ısı değiştiricilerinin yapısal elemanları özetlendikten sonra ısıl hesaplar ve tasarım yapılmıştır. Yapılan tasarıma göre imal edilmiş deney düzeneğinin açıklanması ardından gerçekleştirilen deney sonuçları yazılmıştır. Bu deney sonuçlarının bilgisayar programı ile karşılaştırılması ve bu programın doğruluk kapasitesi ortaya konmuştur.Ayrıca ε-Ntu yöntemiyle elde edilen sonuçlar da tasarım programı ve deney düzeneği ile karşılaştırılmıştır. Bu çalışma bitişinde elde edilen sonuçlara ve önerilere son bölümde yer verilmiştir.

# 2. ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ

## 2.1. GENEL KAVRAMLAR

Isı enerjisini bir ortamdan diğer bir ortama iletmek amacıyla gerçekleştirilen sistemlere ısı değiştiricisi adı verilir.

İçerisinde iki akışkanın birbiri ile doğrudan temas ettiği ısı değiştiricileri genel olarak "direkt ısı değiştiricileri" diye adlandırılır. Bunlarda gerekli ısı transfer yüzeyi, sıvı damlacıklarının ayrıt düzlemleri veya sıvı filmleri vs. ile sağlanır. İçerisindeki iki akışkanın birbirinden, ısının transferini sağlayan bir bölme cidarı ile ayrıldığı ısı değiştiricileri ise "indirekt ısı değiştiricileri"olarak tamamlanır. Ara cidara ısıtma veya soğutma yüzeyi adı verilir.

Isı değiştiricinin tipi: görevlerine göre; ısıtıcı, soğutucu, buharlaştırıcı, yoğuşturucu, aşırı ısıtıcı, ekonomizer, hiter ve reküperatör olabilir. Isı değiştiricinin çalışma şekline göre, ısı veren ve ısı alan akışkanlar aynı akış kanalından birbiri ardı sıra akıyorsa, rejeneratör olarak adlandırılır.

Bir tesiste prosesin gerektirdiği şartları yerine getirmek için, ısı değiştiricisi tasarımında, özel talepler uygulanmaktadır. Bundan dolayı birçok ısı değiştirici tipi geliştirilmiştir.

## 2.2. KULLANIM ALANLARI

Uygulamada geniş bir kullanım alanına sahip olan ısı değiştiricilerinin, otomobil radyatörlerinden, soğutma kulelerine kadar birçok çeşidi vardır. Bu nedenle endüstrideki uygulamalarda büyük rol oynar. Bilhassa ısıtma-soğutma tesisleri, kuvvet makinaları, termik santraller, kimya tesisleri, petrol rafinerileri ve makine ile kimya mühendisliğinin ortak uygulama alanı olan ısıl işlem tekniğinde çok önemli yer tutar.

## 2.3. ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNİN SINIFLANDIRILMASI

Isı değiştiricileri aşağıdaki gibi sınıflandırılabilir (Genceli,1999);

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

### 2.3.1. Isı Transferi Sürecine Göre Sınıflandırma :

Isı transferi sürecine göre; ısı değiştiricileri aşağıdaki gibi sınıflandırılabilir ;

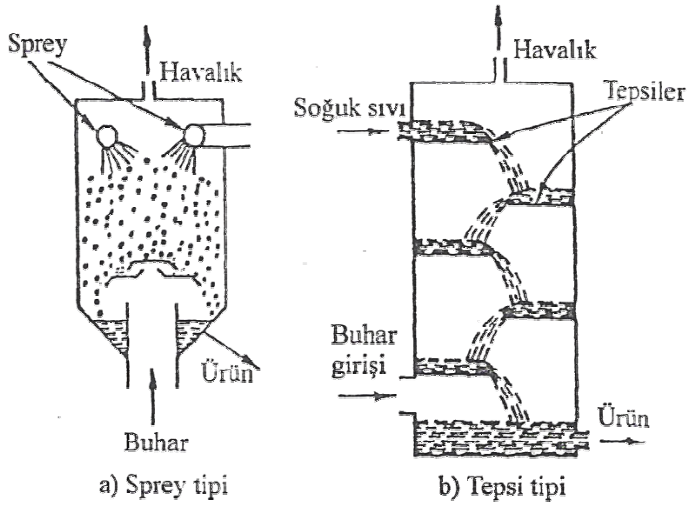
### 2.3.1.a. Doğrudan Temaslı Isı Değiştiricileri :

Akışkanların karıştırılamaz olduğu durumlarda ısı alışverişi iki akışkanın doğrudan teması ile sağlanır. Genellikle akışkanlardan biri gaz diğeri de buharlaşma basıncı düşük olan sıvıdır. Isı alışverişinden sonra iki akışkan birbirinden kendiliğinden ayrılır. Buna en iyi örnek su soğutma kuleleridir. Su soğutma kulesinde sıcak su damlalar halinde veya ıslak dolgu maddesi üzerinden yerçekimi etkisi ile düşerken veya akarken atmosferik hava ile soğutulur. Bir diğer örnekte içine su püskürtülerek su buharının yoğuşturulduğu jet veya sprey yoğuşturuculardır.

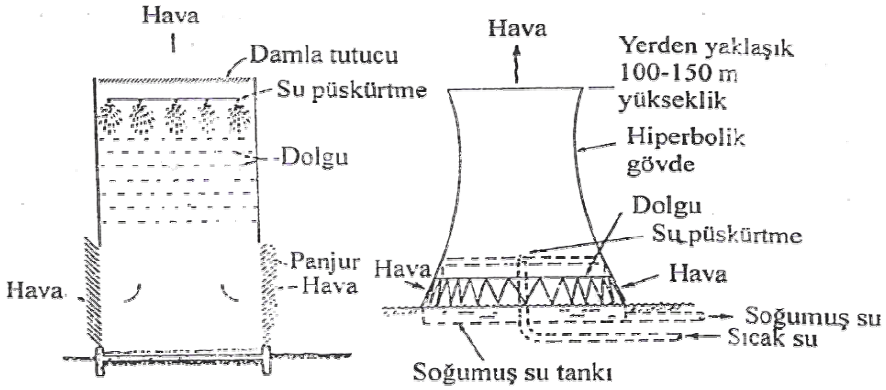
Su buharının kullanıldığı endüstriyel tesislerde, buhar akışının düzenlenmesinde kullanılan buhar akümülatörleri de doğrudan temaslı birer ısı değiştiricisi olarak göz önüne alınabilir. Burada buhar akümülatörü dolarken buhar yoğuşarak ısısını suya verir ve akümülatörün basıncını arttırır, boşalırken ise basınç azalır ve su buharlaşarak sisteme buhar sağlar (Genceli , 1999).

### 2.3.1.b. Dolaylı Temaslı Isı Değiştiricileri :

Bu tip ısı değiştiricilerinde farklı sıcaklıklardaki iki akışkan ince cidarlı bir boru veya levha yüzeyleri ile birbirinden ayrılır. İki akışkan, ısı değiştiricisi içinde birbirlerine karışmadan hareket ederler.




**Şekil 2.1** Sprey ve tepsi tipi yoğuşturucu prensip şemaları (Genceli ,1999)



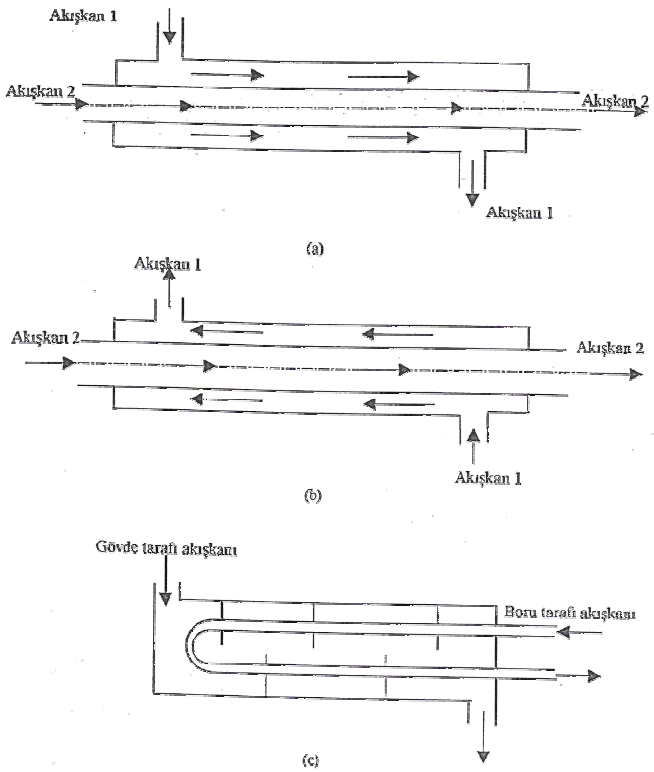

a)Dolgu maddeli doğal çekişli soğutma kulesi

b)Hiperbolik gövdeli doğal çekişli soğutma kulesi

**Şekil 2.2** Doğal ve zorlanmış soğutma kuleleri (Genceli 1999)

Beş grupta incelenebilir;

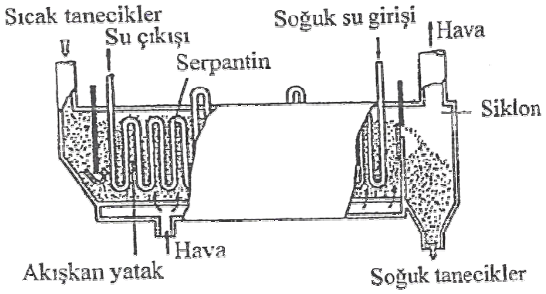
**1. Doğrudan geçişli:** Akışı sağlayan hareketli eleman yoktur. Reküperatör olarak da adlandırılan bu tip ısı değiştiricilerinde, akışkanlar ısının üzerinden akmasını sağlayan ince bir duvarla ayrılmıştır. Akışkanlar aynı anda akar, ancak aralarındaki ince duvar sayesinde karışmazlar. Borulu ısı değiştiricileri, çift borulu, gövde borulu ve levhalı ısı değiştiricileri bu tipe örnektir.




**Şekil 2.3** Dolaylı temaslı ısı değiştiricisi örnekleri: (a)Çift borulu paralel akışlı ısı değiştiricisi (b)Çift borulu ters akışlı ısı değiştiricisi (c)Gövde borulu ısı değiştiricisi (Genceli 1999)

**2. Akışkan yataklı:** Akışkan yataklı ısı değiştiricisinde akışkanlaşma olayından faydanılmıştır. Akışkanlaşma olayı, tanecikli bir ortam içinden gaz veya sıvı geçirildiğinde görülür.

Isı enerjisi, akışkan ve ince şekilde bölünmüş 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 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 arttırılabilir. Hareketli tanecikler ısı transferini iyileştirir ve yatak içinde sabit bir sıcaklık dağılımını sağlar. Bu cins ısı değiştiricileri kurutmada, karıştırmada, absorpsiyonlu sistemlerde ve reaktör mühendisliğinde kullanılır. Şekil 2.4'te akışkan yataklı ısı değiştiricisi yeralmaktadır.

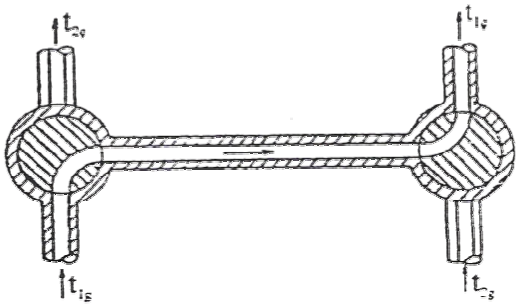



**Şekil 2.4** Akışkan yataklı ısı değiştiricisi (London, 1990)

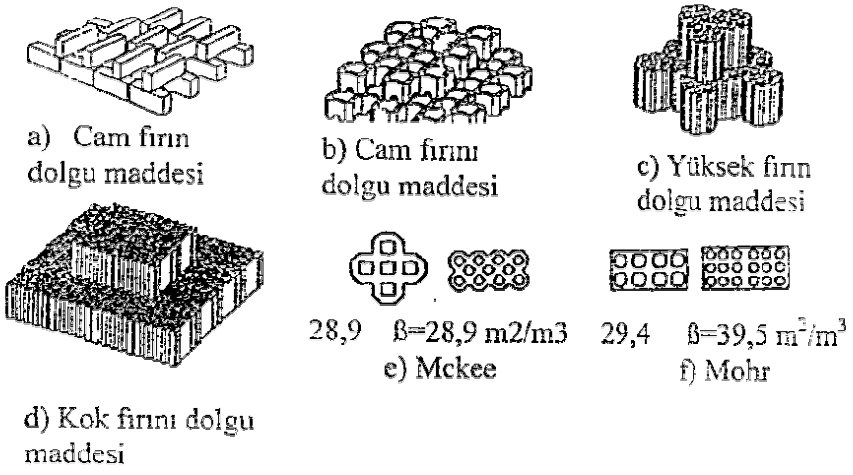
**3. Depolamalı:** Rejeneratör veya rejeneratif olarak da adlandırılan bu tiplerde, önce sıcak akışkan belirli bir süre dolgu maddesinin yüzeyleri üzerinden geçirilerek alınır. Dolgu maddesinde biriken ısı, daha sonra üzerinden soğuk akışkan geçirilerek alınır. Bu tipte her iki akışkan aynı akış kanalını sırayla değişmeli kullanmaktadır. Cam fabrikalarında, buhar kazanlarında, iklimlendirme tesisatlarında, ısının geri kazanılması için ısı tekerleği kullanılır. Avantaj olarak**;** kompaktlık çok büyük değerlere çıkabilmesi, sistemin kendini temizleme özelliği, ilk yatırım maliyetinin düşük olması gösterilebilir. Dezavantajları ise; akışkanların birbirine etki etmediği durumlarda kullanılması, sadece gaz akışkanlar için kullanılması ve sıcak-soğuk akışkanlar arasında bir miktar kaçağın her zaman gerçekleşmesi olarak sıralanabilir (Karaali, 2002).

Akışkan gaz olarak kullanma amacına göre genellikle çürük gazlar , baca gazları , azot , hava ve benzeri gazlar sözkonusudur. Isıyı depolama ve ısı transferi yönünden kanal malzemelerinin seçimi ve geometrileri çok önemlidir. Rejeneratörler çalışma şekline göre iki grupta incelenebilir ;

**a. Sabit dolgu maddeli rejeneratörler:** Periyodik çalıştıklarından bir işlemde birkaç tanesine ihtiyaç vardır. Kompakt olan veya olmayan şeklinde iki tiptir. Kompakt tipler havanın ayrıştırılmasında, kompakt olmayan tipler ise yüksek ısı fırınlarında kullanılır. Kompakt sabit dolgu maddeleri çelik, bakır bilyelerden, kuartz çakıllarından yapılır. Şekil 2.5'te verilen örnekte klapeler döndürülerek sıcak-soğuk akışkan geçişi gerçekleştirilir. (Karaali, 2002).



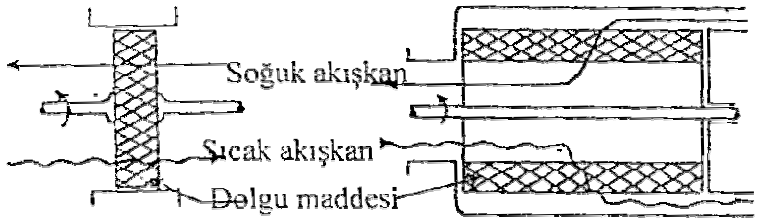
**Şekil 2.5** Sabit dolgu maddeli rejeneratörde akımın şematik gösterilişi (Karaali , 2002)




**Şekil 2.6** Çeşitli sabit dolgu maddeleri geometrileri (Karaali , 2002)

**b. Döner dolgu maddeli rejeneratörler:** Bu tipler disk ve silindir olmak üzere ikiye ayrılabilir. Basınç kaybı en az olan ve kaçakları minimumda tutan geometriler tercih edilir. Döner dolgu maddeli tiplerin en büyük sakıncası gaz kaçaklarıdır. Bunu önlemek için sızdırmazlık halkası kullanılmalıdır. Bu tipler iklimlendirme tesislerinde kullanılır

(Genceli , 1999). Döner dolgu maddeli tiplerin sabit tiplere üstünlüğü sürekli çalışmasıdır. Eğer korozif ortamda çalışılacaksa dolgu maddesi seramik seçilmelidir (London, 1990).

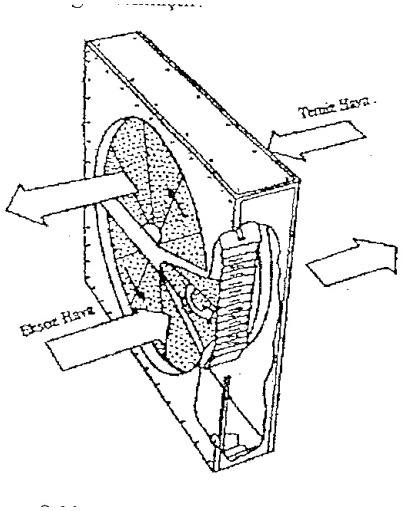



a) Disk tipi b) Silindir tipi

**Şekil 2.7** Döner dolgu maddeli rejeneratörler ( Shah, 1981)

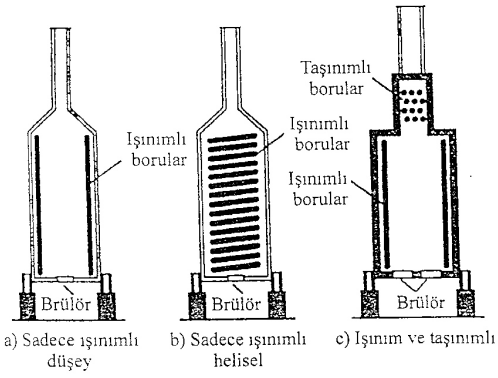
Döner tip rejeneratörlere örnek olarak Ljungstörm hava ısıtıcıları verilebilir. Bunlar kazanlardan çıkan dumanların ısısını kazan yanma havasını ısıtmak için kullanılır. Döner rejeneratörlerin çalışmaları, bir rotor üzerinde takılan ve muhtelif geometrilerde dizilen sacların önce sıcak gaz ile ısıtılmaları ve sonra soğuk gaz ile temas ederek aldığı ısıyı geri vermeleri esasına dayanır ( Varol ve Yılmaz, 1997).

Kömür yakıtlı büyük buhar güç santrallerinde havanın ön ısıtılmasında, gaz türbinlerinde, yüksek fırınlarda, cam fabrikalarında uygulama alanları bulunmaktadır. Buna ait bir örnek Şekil 2.8'de gösterilmiştir.



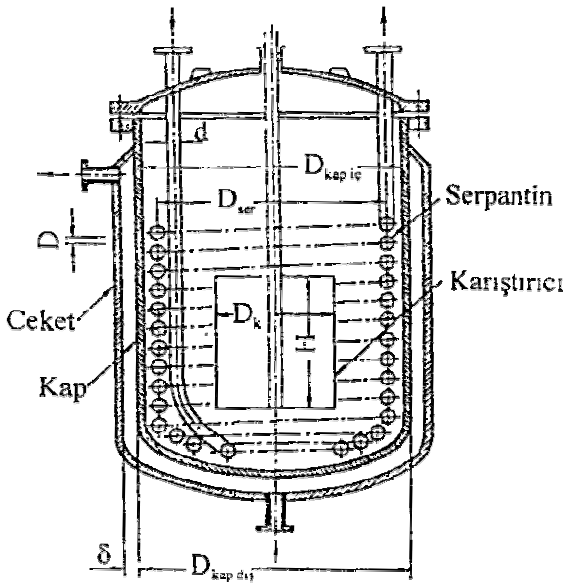

**Şekil 2.8** Depolamalı tip ısı değiştiricisi (Balbay, 2001)

**4. Ateşlemeli :** Isı enerjisi, alev ışınımı ve taşınımı ile transfer edilir. Örneğin fırın ve kazanlarda, yakıt ocakta yakılırken önemli miktarda ısı alevden ve sıcak gazların taşınımı ile boru içindeki suya iletilir. Yüksek sıcaklıkta çalışan dolgu maddeli rejeneratörler, buhar kazanları ve kızdırıcıları, piroliz ocakları buna örnektir. Şekil 2.9 'da ateşlemeli tiplere iyi örnektir.




**Şekil 2.9** Sıvı veya gaz fosil yakacak yakan düşey tip ısıtıcı şemaları (Karaali, 2002)

**5. Karıştırmalı kaplar:** Karışımların sıcaklık dengesini sağlayacak, sıvıların ısıtılması ya da soğutulması, reaksiyonları hızlandırmak, süspansiyon (Katı parçacıkların veya gazların) için kullanılır. Kap içindeki akışkan dış yüzeyindeki ceket ya da kap içindeki serpantinlerle ısıtılır ya da soğutulur. Ceket tipi kaplar en çok iki silindirin iç içe konmasıyla elde edilir. Karıştırıcılı bir kap Şekil 2.10'da gösterilmiştir. Akışkanların viskozitesi küçükse disk, eğimli kanat, pervane tipi karıştırıcılar yüksek devirde kullanılır. Viskositesi orta büyüklükte olan ($1<\mu\leq10$Pa.s) akışkanlarda düşük devirde düz kanatlı tip karıştırıcılar kullanılır. Nispeten yüksek viskoziteli ($1<\mu\leq100$Pa.s) akışkanlarda çapa tipi karıştırıcı düşük devirde kullanılır. Çok vizkos ($10<\mu\leq1000$Pa.s) akışkanlarda ise helisel tip karıştırıcı düşük devirde kullanılır. Isı gücünün fazla olması için kap içine ısıtıcı serpantin yerleştirilir ( Genceli , 1999 ).



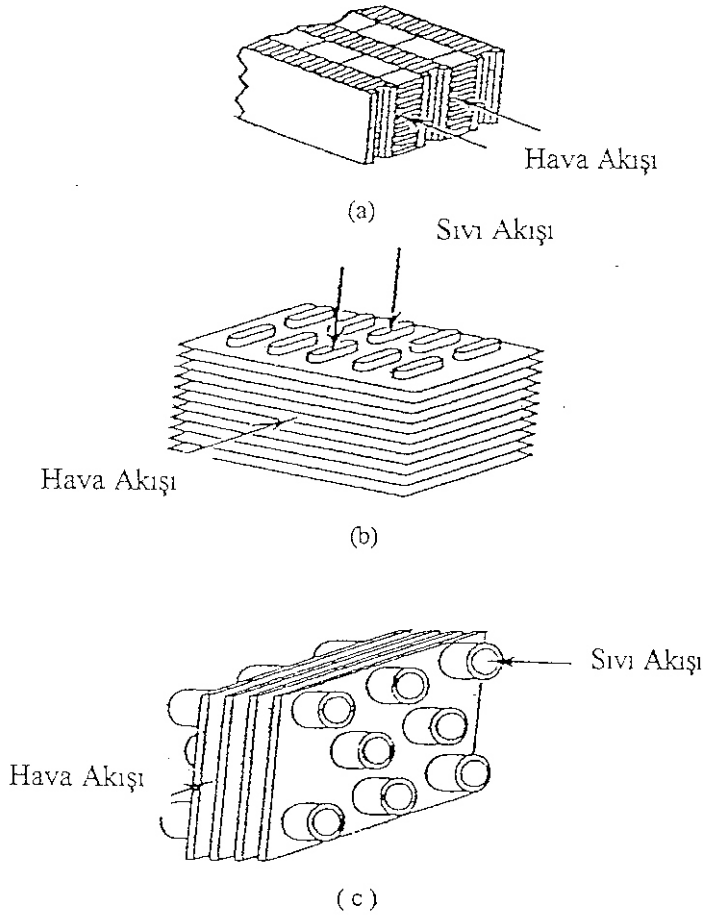

**Şekil 2.10** Ceketli, serpantinli ve düz kanatlı karıştırıcılı kap (Genceli , 1999)

### 2.3.2.Yüzey Yoğunluğuna Göre Sınıflandırma :

Yüzey yoğunluk derecesine göre ikiye ayrılır; kompakt ve kompakt olmayan . Bu sınıflandırma için (Karaali,2002) ;

β = ısı geçişi yüzeyi ($m^2$)/ısı değiştirici hacmi ($m^3$).....(2.1) (Karaali,2002)

şeklinde yüzey alanı yoğunluğu büyüklüğü tanımlanır. Buna göre β>700 $m^2/m^3$ ise bu ısı değiştiricisi kompakt, β≤700 $m^2/m^3$ olanlarda kompakt olmayan olarak tanımlanır. Pratikte karşılaşılan çeşitli ısı değiştiricilerine ait β yüzey alanı değişim aralık değerleri Çizelge 2.1'de verilmiştir. Kompakt ısı değiştiricilerinde genelde ısı transfer yüzeyinin en az bir tarafında gaz fazındaki akışkanın aktığı uygulamalarda kullanılırlar. Genellikle gaz akışkanlarda ısı taşınım katsayısı sıvılara göre daha küçüktür. Bu yüzden bir tarafında gaz, diğer tarafında sıvı bulunan ısı değiştiricilerinde, özellikle gaz tarafındaki yüzeyi arttırmak gerekir. Yüzeyin veya diğer bir anlamda ısı değiştiricisinin kompaktlığının arttırılması, çeşitli şekillerdeki kanatların ilave edilmesi ile yapılabilir. Levhalı-kanatlı, borulu-kanatlı ve rejeneratif 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 arasına sıkıştırılmıştır. Bu tip ısı değiştiricileri Şekil 2.11'de gösterilmiştir (Kays Ve London , 1984 ).




**Şekil 2.11** Kompakt ısı değiştiricileri : (a) Levhalı-kanatlı

(b) Yassı borulu-kanatlı (c) Borulu-kanatlı (Balbay,2001)

Çeşitli ısı değiştiricileri için β yüzey alanı yoğunluğu hesabı aşağıda verilmiştir ;

Gövde borulu ; $\beta = (A_h+A_c)/V_{top}$..... (2.2) (Karaali,2002)

**Çizelge 2.1** Çeşitli ısı değiştiricileri için β yüzey alanı yoğunluğu aralığı (Balbay,2001)

| **Isı Değiştirici Tipi** | **$d_0$ veya $d_h$ (mm)** | **β ($m^2/m^3$)** |
|---|---|---|
| Çıplak borulu gövde-borulu tip | 7-50 | 70-500 |
| Levha tipi | 15-30 | 110-210 |
| Kanatlı tipler | 0,6-15 | 110-6000 |
| Otomobil radyatörleri | 2,5-6 | 600-1300 |
| Soğutma tekniği ısı değiştirici tipleri | 1,5-4 | 800-2200 |
| Dolgu maddeli ısı değiştirici tipleri | 0,2-2 | 1600-16000 |
| Gaz türbini döner rejeneratörü | 0,5-1 | 3000-7000 |
| İnsan akciğeri | 0,19 | 17500 |

Düzlem ve genişletilmiş yüzeyli ısı değiştiriciler;

$\beta = A_h/V_h$ ya da $A_c/V_c$ .....(2.3) (Karaali,2002)

$\beta = A_h/V_h$ ya da $A_c/V_c$ .....(2.4) (Karaali,2002)

Burada ; $A_c$ = Soğuk akışkan tarafı ısı geçiş alanı ($m^2$)

$A_h$ = Sıcak akışkan tarafı ısı geçiş alanı ($m^2$)

$V_c$ = Soğuk akışkan tarafındaki hacim ($m^3$)

$V_h$ = Sıcak akışkan tarafındaki hacim ($m^3$)

$V_{top}$ = Toplam hacim ($m^3$)

Çizelge 2.1'e göre , ısı değiştiricisinin geometrik büyüklükler ile β kompaktlığı arasında yaklaşık bir bağıntı bulmak mümkündür.

Gövde borulu ısı değiştiricilerinde ;

$\beta \approx [2(\pi dL)]/[(x_1 d)(x_2 d)L] \approx (2\pi)/(x_1 x_2 d)$ ..... (2.5) (Karaali,2002)

Levha , kanatlı yüzeyli veya rejeneratör tipi ısı değiştiricilerinde;

$\beta \approx (4\sigma)/d_h$ ..... (2.6) (Karaali,2002)

eşitlikleri yazılabilir.

Bu tip ısı değiştiriciler düşük kütleli ve hacimli olmalarına rağmen yüksek performans gösterdiklerinden enerji tesislerinde ve taşımacılık endüstrisinde geniş uygulama alanı bulmuştur. Bunun yanı sıra soğutma, iklimlendirme ve kuru soğutma kulelerinde de kullanılır Genceli , 1999).

Akışkanlardan en az birinin gaz olması, yüzeyi kirleten, korozif olan akışkanların kullanılamaması ve akışta meydana gelen aşırı yük kayıplarını yenebilmek için ilave pompalama gücünün gerekmesi, kompakt ısı değiştiricilerinin sakıncaları olarak söylenebilir (Kakaç , 1996 ; Genceli , 1999).

### 2.3.3. Akışkan Sayısına Göre Sınıflandırma :

Akışkan sayısına göre ısı değiştiricileri iki, üç ve çok akışkanlı olarak sınıflandırılabilirler. Çoğunlukla ısı değiştiricileri iki akışkanlıdır. Üç akışkanlı ısı değiştiricileri kriyojenide geniş uygulama alanı bulduğu gibi hava ayırma sistemleri, saflaştırma, hidrojenin sıvılaştırılması, amonyak sentezi gibi kimyasal ve proses endüstrilerinde de kullanılırlar. Üç ve çok bileşenli ısı değiştiricilerinin tasarımı matematiksel açıdan oldukça karmaşıktır (Kakaç , 1996).

### 2.3.4. Konstrüksiyonuna Göre Sınıflandırma :

Konstrüksiyonuna göre sınıflandırmayı Çizelge 2.2'de olduğu gibi dört ana grupta toplayabiliriz.

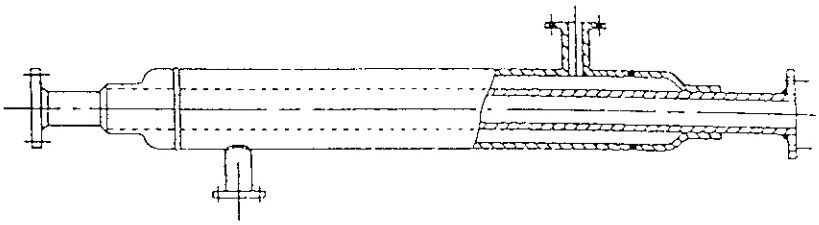
**Çizelge 2.2** Konstrüksiyon özelliğine göre ısı değiştiricilerin sınıflandırılması

| **a) Borulu** | **b) Plakalı** | **c)Genişletilmiş yüzeyli (kanatlı)** | **d) Rejeneratif** |
|---|---|---|---|
| -Düz borulu<br>-Spiral borulu<br>-Gövde borulu | -Contalı<br>-Spiralli<br>-Lamelli<br>-İnce film | -Levhalı kanatlı<br>-Borulu kanatlı | -Döner<br>-Disk<br>-Paket yataklı |

### 2.3.4.1. Borulu Isı Değiştiricileri :

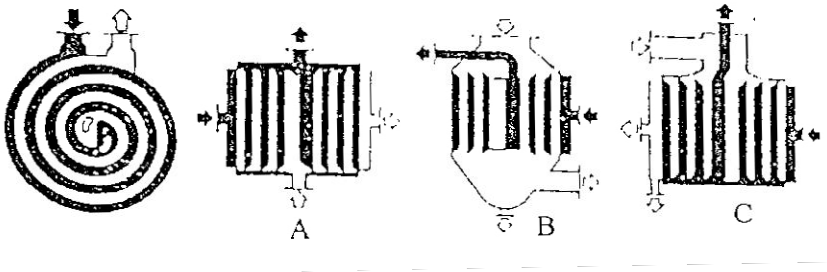
Genellikle borular dairesel kesitlidir. Ancak bazı özel uygulamalarda kesitler; dikdörtgen veya eliptiktir. Borulu ısı değiştiricileri boru boyu, çapı ve düzenlemesi isteğe göre yapılabildiği için tasarımı oldukça kolaydır. Özellikle dairesel kesitli borular yüksek basınçlara dayanıklıdır. Üç grupta inceleyebiliriz (Karaali, 2002);

**a) Düz borulu ısı değiştiricileri :** Bu değiştirici tipinde genellikle aynı eksenli iç içe iki boru vardır. Akışkanlardan biri içteki borudan akarken, diğer akışkan iki boru arasındaki boşluktan zıt yönde akar. Çift borulu ısı değiştiricileri, basınç düşümünü ve ortalama sıcaklık farkı gereksinimini karşılamak için çeşitli paralel ve seri şekillerde düzenlenebilir. Önemli kullanım alanı düşük ısı transferi alanlarının gerektiği (50 $m^2$'ye kadar) proses akışkanlarının ısıtılması ve soğutulmasıdır. Teorik analizleri basit ve temizlenmeleri kolaydır. Bu tip ısı değiştiricileri 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 (Balbay, 2001)



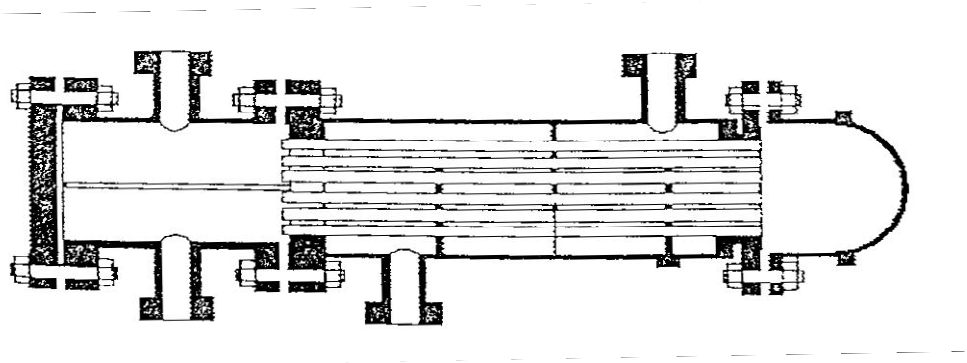

**Şekil 2.12** Çift boru prensip şeması (Karaali, 2002)

**b) Spiral borulu ısı değiştiricileri :** Bir veya daha fazla boru spiral olarak sarılır ve gövde içine yerleştirilir. Yapımı basit ve ucuzdur. Dezavantajı, bakımın zor olmasıdır. Isı transfer katsayıları düz borulara göre daha yüksektir. Isıl genleşmeden kaynaklanan gerilme sorunu yoktur. Depo çapının 1/30'u boru çapı olarak seçilir ve helis adımı boru çapının iki katı alınırsa en uygun konstrüksiyon seçilmiş olur. Depo tarafındaki debi ve akışkan hızı küçük olduğu için bu taraftaki ısıl kapasite de küçüktür. Soğutma sistemlerinde, havuz ve depolarda sıcaklık kontrolünde kullanılır (Dağsöz, 1983)




**Şekil 2.13** Spiral ısı değiştirici tipleri (Dağsöz, 1983)

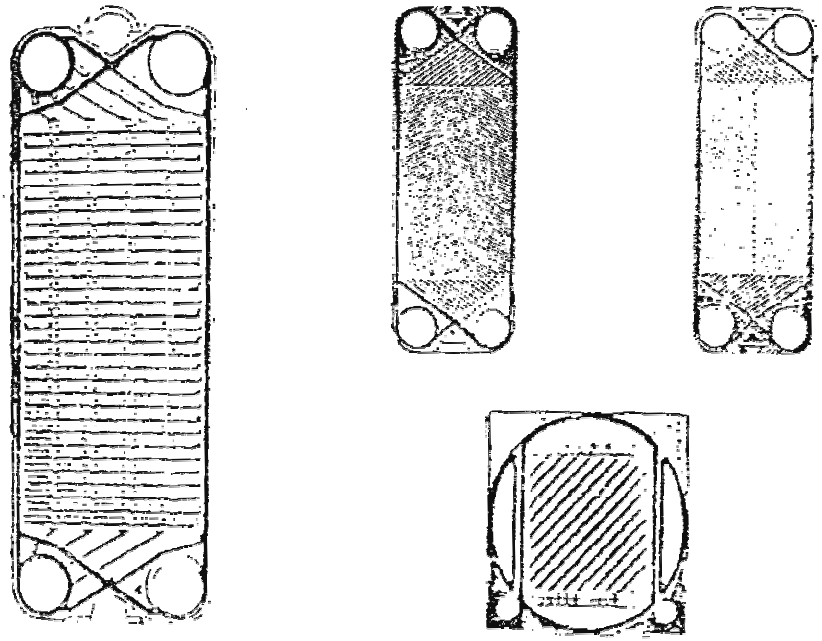
**c) Gövde borulu ısı değiştiricileri :** Silindirik bir gövde ile bunun içindeki paralel borulardan meydana gelir. Akışkanlardan biri boruların içinden, diğer akışkan ise gövde içinden akar. Ana elemanları; borular, gövde, boruların tespit edildiği ön ve arka aynalar ile gövde içindeki akışı yönlendiren perdelerdir. Petrol rafinelerinde, termik santrallerde, kimya endüstrisinde, nükleer santrallerde, güç santrallerinde ön ısıtıcı olarak kullanılır (Balbay, 2001).



**Şekil 2.14** Gövde borulu ısı değiştiricisi (Balbay, 2001)

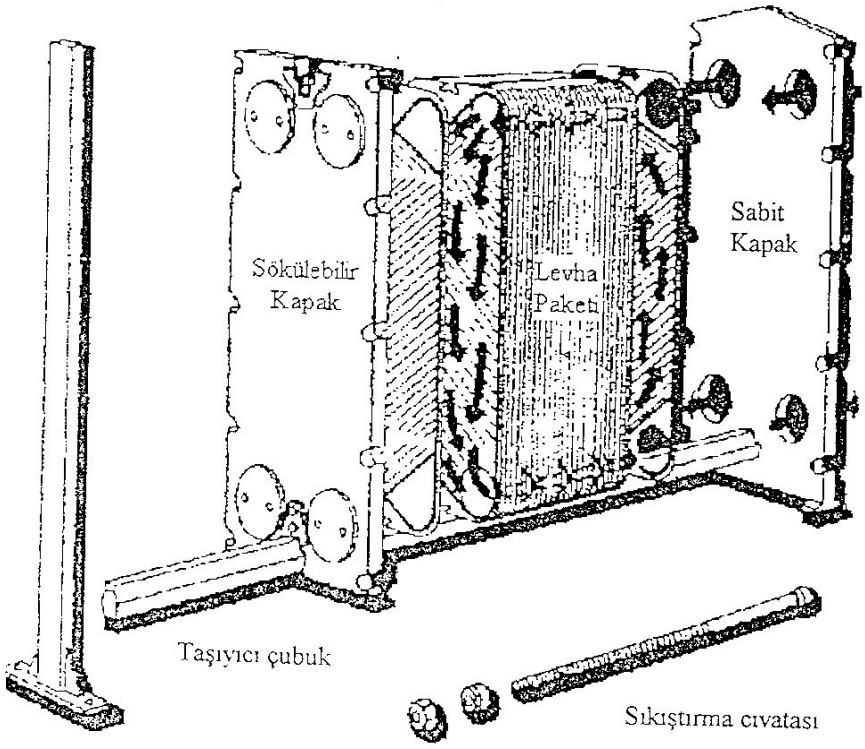
### 2.3.4.2. Plakalı (Levhalı) Isı Değiştiricileri :

Bu tipler genellikle ince metal plakalardan yapılır. Plakalar düz, sıralı, oluklu veya pürüzsüz olabilirler. Çok yüksek sıcaklık ve basınç farklarında kullanılamazlar. Akışkanlar, yassı levhalarla birbirinden ayrılır. Isı geçişi bu levhalardan olur. Her çeşit gaz, sıvı bileşimi veya iki fazlı akışlarda kullanılırlar. Dört grupta incelenebilir ( Karaali, 2002);



**Şekil 2.15** Levhalı ısı değiştiricilerinde muhtelif levha şekilleri(Balbay, 2001)

**a) Contalı-Plakalı Isı Değiştiricileri :** İnce plakalar üstte ve altta iki taşıyıcı çubuğa tutturulmuştur. Isı değiştiricisi, dikdörtgensel ince metal plakaların bir araya gelmesiyle oluşur. Akışkanları ayıran oluklu ya da dalgalı şekildeki ince levhalardan bir paket yapılarak elde edilir. Metal levhalar arasında contalar vardır. İstenildiği kadar levha ilave edilerek yüzey arttırılabilir. Levhalar arası boşluklardan akışkanlar akar. Isı transferi bütün levha yüzeyi boyunca olur. Levha kalınlığı 0,5-1,2 mm , levhalar arasındaki boşluk ise 5-6 mm conta ile sağlanır. Levha malzemesi olarak karbonlu çelik, alüminyum, bakır ve alaşımları, paslanmaz çelik, nikel ve molibden alaşımları kullanılabilir. Bu tipe ait bir örnek Şekil 2.16'da yeralmaktadır. ( Karaali, 2002)



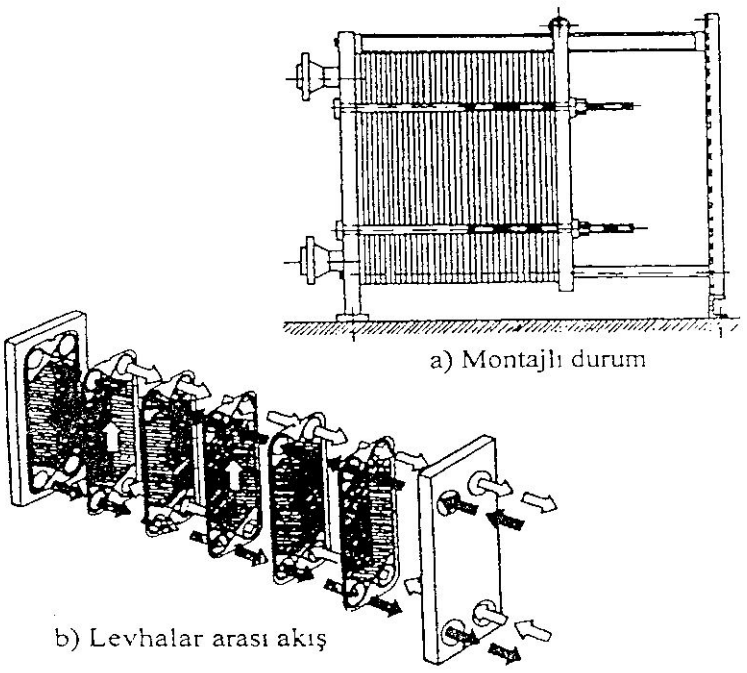

**Şekil 2.16** Contalı Levhalı ısı değiştiricisi (Balbay, 2001)

Bu tip ısı değiştiricilerin avantajları şunlardır; parçalar rahatlıkla ayrılabilir, bu yüzden temizliği ve bakımı oldukça kolaydır. Değişik kullanım amaçlarına göre ısı transferi yüzeyi değiştirilebilir ve düzenlenebilir. Isıl işlem düzenliliğinin önemli olduğu durumlarda, strelizasyon, pastörize etme ve pişirme gibi çeşitli uygulamalarda rahatlıkla kullanılabilir. Ayrıca akışkan hacmi küçük olduğundan pahalı akışkanların kullanıldığı işlemlerde tercih edilir.

Dezavantajları ise conta malzemesinin dayanımı, korozyon gibi nedenlerden ötürü en fazla 275 $^{0}$C ve 2000 kPa 'a kadar kullanılabilmeleridir. Ayrıca 150 $^{o}$C'den sonra pahalı malzemeler

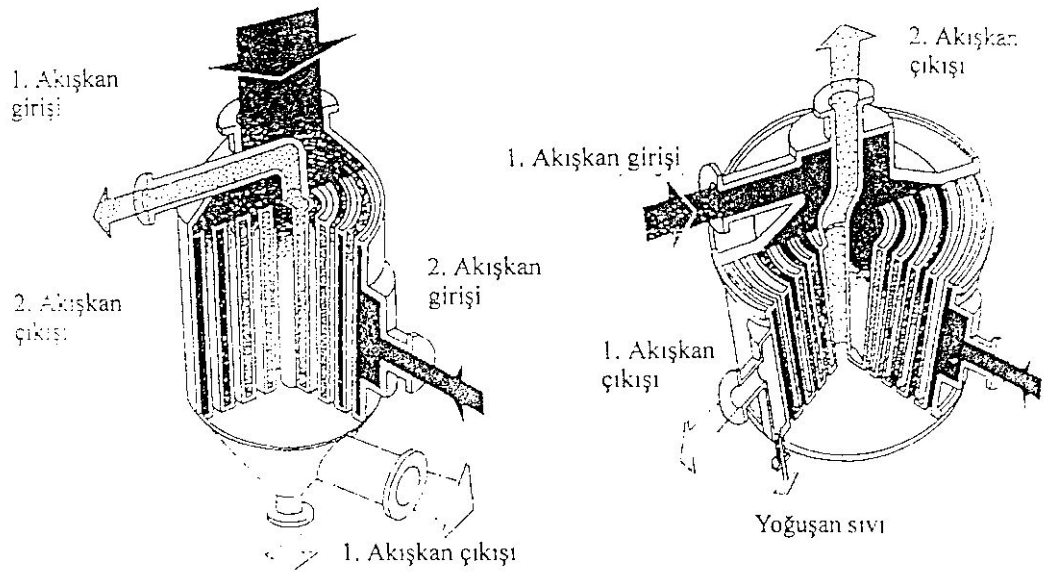
kullanılmasının gereksinimi maliyeti büyük ölçüde arttırmakta ve conta ömürlerinin sınırlı olması ve sızıntıların saptanmasının zorluğu diğer dezavantajlardır (Balbay, 2001) .

Levha ısı değiştiricileri daha çok süt, makyaj, besin, kağıt endüstrilerinde ve evsel kullanımda (kombi cihazında) kullanılır. Bunların dışında kimya endüstrilerinde ve petrol rafinelerinde gövde borulu ısı değiştiricilerle rekabet halindedir.




**Şekil 2.17** Contalı Levhalı ısı değiştiricisi montajı ve akışlar (Heat Atlas , 1993)

**b) Spiral-Plakalı Isı Değiştiricileri :** Bu tipler uzunluğu 150-180 mm arasında olan iki ince metal levhanın spiral şeklinde sarılması ile elde edilir. Levhaların iki tarafı contalı kapaklar ile kapatılırken levhalar arasına düzgün aralık için saplamalar konur. Paralel veya ters yönde birbirine göre akan akışkanlardan ısı transferi bu plakalardan olur. Maksimum ısıtma yüzeyi 200 $m^2$ ve levhalar arası uzaklık 5-25 mm değerleri arasındadır. Isı geçişini iyileştirmek için levhalar üzerine oluklar yapılabilir. Temizlenmeleri kolay olduğundan kağıt fabrikalarında, kimyasal tesislerinde kullanılır (Karaali, 2002)..



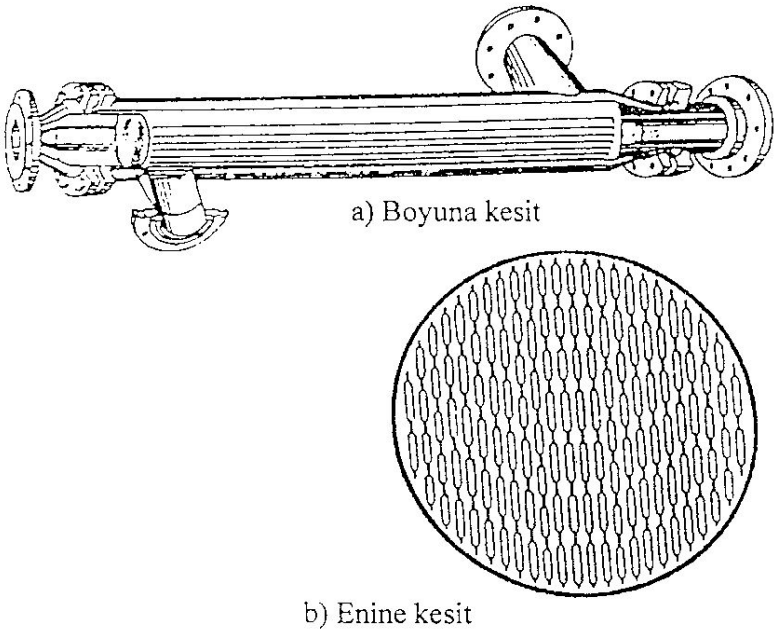

**Şekil 2.18** Spiral Levhalı ısı değiştiricisi genel görünüşü (Karaali, 2002)

Avantajları; bir geçiş kanalının kirlenme oranı, gövde-borulu ünitelere göre daha az olduğundan bu tip ısı değiştiricilerde viskozitesi yüksek akışkanların ve kirli suların kullanılması mümkündür. Ayrıca tortu yapan viskoz akışkanlarda da kullanılır. Tek geçişli olduklarından temizlenmesi oldukça basittir. Çelik veya alaşımlı spiral ısı değiştiricilerinin bakım masrafları gövde-borulu ısı değiştiricilerine göre daha ucuz olmasından dolayı bu tip ısı değiştiricilerle rekabet edilebilir (Balbay, 2001) .

Dezavantajları ise; maksimum hacim ve büyük ünitelerde maksimum çalışma basıncı 1000 kPa ile sınırlıdır. Sıkıştırılmış asbest contalarda maksimum çalışma sıcaklığı 500 $^{0}$C'ye kadardır. Konstrüksiyon şekline göre onarım zorlukları vardır (Balbay, 2001) .

**c) Lamelli-Plakalı Isı Değiştiricileri :** Bu tipler gövde içine yassılaştırılmış borulardan yapılmış bir demetin yerleştirilmesi ile elde edilir. Bu borulara lamel adı verilir. Genellikle nokta veya elektrik dikiş kaynağı ile birbirine tutturulur. Gövde içinde ayrıca perdeler bulunmaz. Akışkanlar birbirine göre ters veya paralel akabilir. Hidrolik çap küçük olduğundan büyük ısı taşınım katsayıları elde edilebilir (Balbay, 2001) .

Teflon conta kullanıldığında maksimum 200 $^{0}$C , asbest conta kullanıldığında 500 $^{0}$C sıcaklık değerlerine ve 20 bar basınca kadar çıkılabilir. En çok meyve, kağıt, besin ve kimya endüstrilerinde uygulama alanı bulmaktadır (Balbay, 2001) .

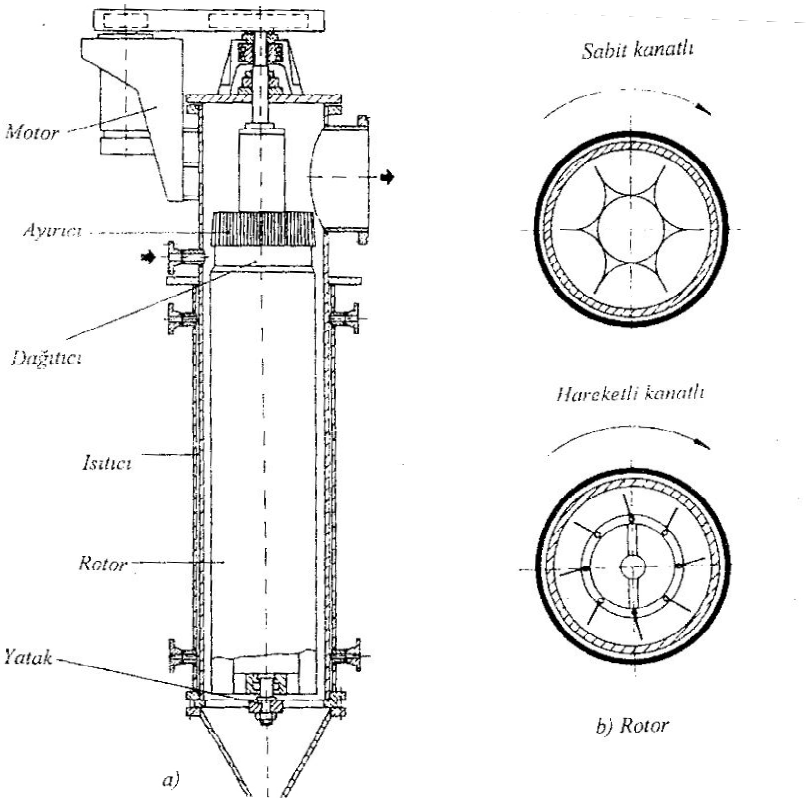



**Şekil 2.19** Lamelli Levhalı ısı değiştiricisi kesit görünüşü (Karaali, 2002)

**d) İnce Film Isı Değiştiricileri :** Çok yüksek viskoziteli ve sıcaklığa duyarlı maddelerin ısıtılmasında ve soğutulmasında önemli uygulama alanı bulur (Karaali, 2002).

Değiştirici içinde yüksek sıcaklığa duyarlı maddelerin kısa kalış süresi ve büyük ısı taşınım katsayısına sahip olmaları nedeniyle, pratikte çoğu zaman bu ısı değiştiricileri buharlaştırıcı olarak kullanılır.

Şekil 2.20'da bu tip ısı değiştiricilere bir örnek yeralmaktadır. Bu tipler 15 m yükseklik, 2 m çap değerlerine kadar imal edilebilir.




**Şekil 2.20** İnce Film ısı değiştiricisi kesit görünüşü (Genceli, 1999)

### 2.3.4.3. Genişletilmiş Yüzeyli (Kanatlı) Isı Değiştiricileri :

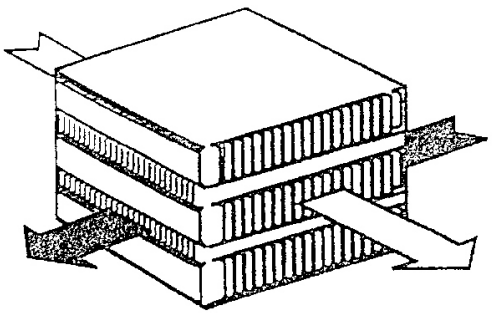
Isı değiştiricilerinde ısı transfer katsayısı düşük, gaz veya sıvılar kullanıldığında ısı transfer yüzeyinin arttırılması ihtiyacı duyulur. Düşük yoğunlukta akışkanlar kullanıldığı zaman ise basınç düşümünden kaynaklanan zorluklar nedeniyle akış yüzeyinin arttırılması ihtiyacı duyulacaktır. Bu sebepler hem ısı transfer yüzey alanını hem de akış alanını arttıracak bir düzenlemenin ne şekilde olacağı sorununu ortaya

çıkarır. Ana ısı transfer yüzeyinde (boru veya levha) kanatların veya diğer ilave çıkıntıların ısı transfer yüzeyini artırmak amacıyla kullanıldığı ısı değiştiricileridir. Gaz tarafındaki ısı transfer katsayısı, sıvı tarafındakinden daha düşük olduğu için kanatlı ısı transfer yüzeyleri genelde gaz tarafında kullanılır. (Balbay, 2001) .

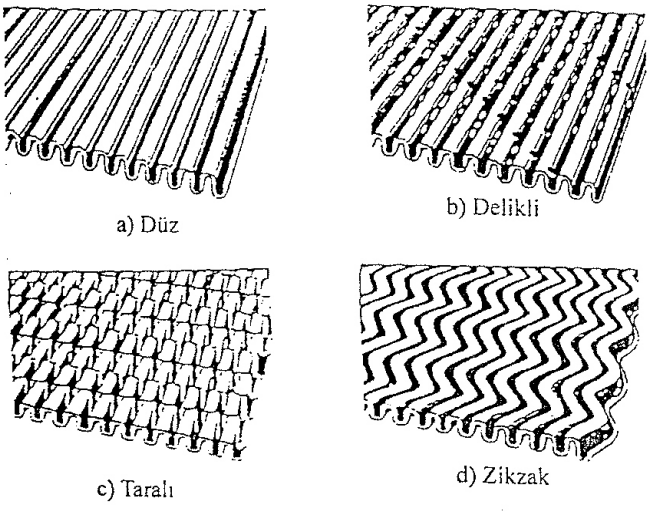
Diğer tiplerde β yüzey alan yoğunluğu en fazla 300 $m^2/m^3$ civarında ve ısıl etkenlikler %60'tan küçük olduğundan bunun arttırılması için kanatlar eklenir. Küçük hacim ve kütlede yüksek verim elde edilir; maliyet düşürülür. Kanatların ısı taşınım katsayısı küçük olan tarafa konması; basınç kaybına yol açar. Bunu gidermek için en uygun kanat profilleri araştırılıp, hesaplanmalıdır. Levhalı kanatlı ve borulu kanatlı olarak iki şekilde incelenebilir (Dağsöz, 1983).

**a. Levhalı Kanatlı Isı Değiştiricileri:** Bu tiplerde akış, oluklu kanatlar arasına sıkıştırılmış olan yassı levhalarla ayrılmıştır. Genelde düşük sıcaklık tesislerinde akışkanlar arası sıcaklık farkının (1 $^0$C 'den 5 $^0$C'ye kadar) düşük olduğu yerlerde kullanılır. Sahip oldukları akışa göre çeşitli şekillerde (paralel, ters veya çapraz akış) düzenlenebilir. Bu değiştiriciler orta seviyeli (700 kPa'a kadar) basınçlarda kullanılır. Sıcaklık sınırı ise imalat tipine ve kullanılan malzemeye göre değişir. Bununla birlikte yaklaşık 800 $^0$C 'ye kadar kullanılır. Isı değiştiricisinin yüzey alanı yoğunluğu 5900 $m^2/m^3$ değerine kadar ulaşabilir. Fakat yüzey yoğunlukları 2000 $m^2/m^3$ 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 arasına mekanik olarak preslenerek, lehimlenerek veya kaynak ile tutturulur. Kanat tipleri: düz kanat, düz-delikli kanat, testere dişli kanat, dalgalı

kanat şeklinde olabilir. Kanatlı levha ısı değiştircilerinin uygulama yeri bulduğu alanlar, gaz ve buhar türbinleri, otomobil, kamyon, uçak motorları soğutma sistemleri, ısı pompaları, soğutma makineleri, klima tesisleri, elektronik devrelerin soğutulması, nükleer santraller ve kimya endüstrisidir (Balbay, 2001) .



**Şekil 2.21** Levhalı Kanatlı ısı değiştiricisi prensibi (Karaali, 2002)



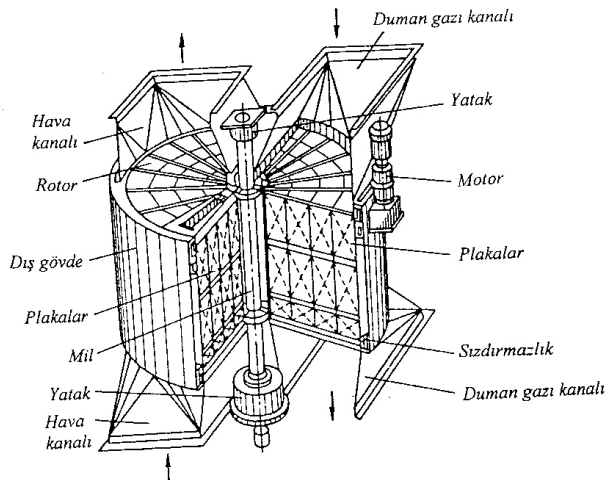

**Şekil 2.22** Levhalı Kanatlı ısı değiştiricilerinde kullanılan bazı kanat tipleri (Shah , 1981 ; Genceli , 1999)

**b. Borulu Kanatlı Isı Değiştiricileri:** Genellikle sıvı-gaz akışkanlı ısı değiştiricilerinde kullanılır. Kanatlar gaz akışkan tarafına konur. Boru içinden genelde sıvının basıncı daha yüksek olduğundan sıvı akıtılır. Boru dışından ise gaz akıtılır. Bu yüzden kanatlar borunun dışına konur. Ancak borunun içinden geçen akışkanın ısı taşınım katsayısının düşük olduğu özel durumlarda da hem boru içine hem de boru dışına kanatlar konur. Konum tarzı genellikle eksenel dir. Ancak bazı durumlarda dik, çaprazlama veya helisel olarak da yapılabilir. Boru içine kanatlar daha çok evaporatörler ve kondenserlerde konur. Kanatlar boru üzerine lehim, kaynak, sıkı geçme gibi yöntemlerle tutturulur. Isı değiştiricisinin kullanılabilme sıcaklığı bu tutturma şekline de bağlıdır. β yüzey alan yoğunluğu maksimum 3300 $m^2/m^3$ değerine ulaşabilir. Bu tipler; taşıtlarda, güç santrallerinde, iklimlendirme ve soğutma tesisatlarında kullanılırlar (Shah, 1981; Genceli , 1999)

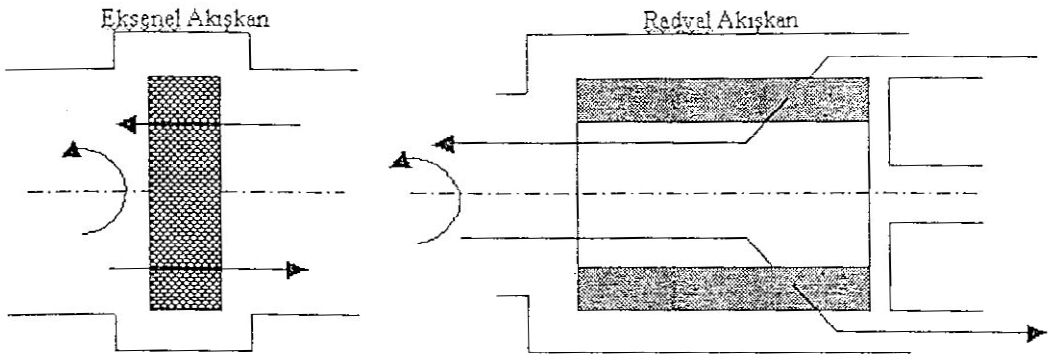
### 2.3.4.4. Rejeneratif Isı Değiştiricileri :

Ljungström hava ısıtıcısı olarak adlandırılan hava ısıtıcıları da bu gruptandır. Bu ısı değiştiricilerinde ısı önce sıcak akışkan tarafından bir ortamda depo edilir, daha sonra da soğuk akışkana verilir. Isı geçişi dolaylıdır. Üç grupta incelenebilir (Varol ve Yılmaz, 1997);

**a. Döner dolgu maddeli :** Disk ve silindir (kasnak) tipi olmak üzere iki grupta toplanabilir. Disk tipi rejeneratörlerde, ısı transfer yüzeyi disk şeklindedir ve akış eksenel yöndedir. Kasnak tipi rejeneratörlerde ise dolgu maddesi içi boş silindir şeklinde olup, akış radyal yöndedir. Gaz türbinleri ve taşıtlarda kullanılabilirler (Balbay, 2001)



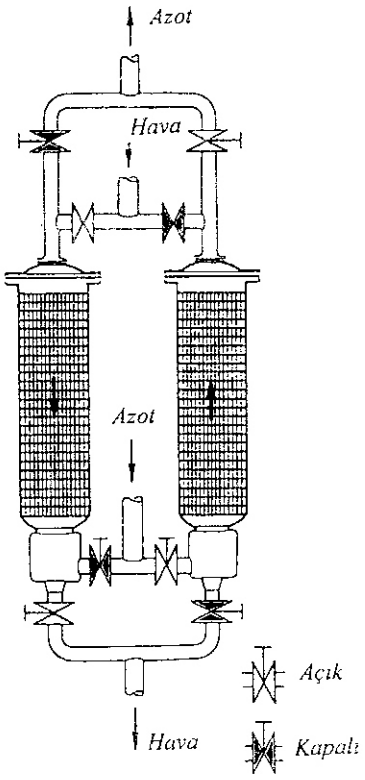

**Şekil 2.23** Ljungström tipi rejeneratif hava ısıtıcısı (Genceli, 1999)




**Şekil 2.24** Döner jeneratör tipleri , (a) Disk tipi (b) Silindir tipi (Balbay, 2001)

**b. Sabit dolgu maddeli :** Bu tipte gaz akış yönü sabit dolgu maddesine ve sabit dolgu maddesinden başka yöne saptırılır. Sürekli bir çalışma sağlamak için aynı tipten en az iki rejeneratöre gerek vardır. Bir

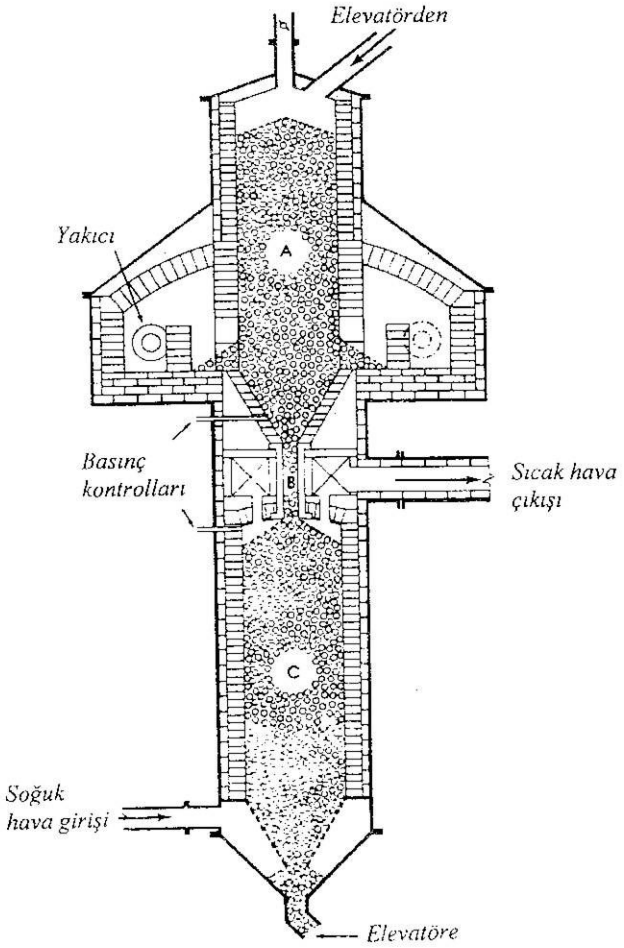
çok yerde üç veya dört rejeneratör aynı anda kullanılır. Yüksek fırınlarda, cam fabrikalarında ve düşük sıcaklık işletmelerinde havanın ayrılmasında kullanılır (Balbay, 2001).




**Şekil 2.25** Sabit dolgu maddeli ikiz bir rejeneratör (Genceli, 1999)

**c. Paket yataklı:** Sürekli çalışan dolgu maddeli ısı değiştiricilerinden biridir. Küresel, silindirik veya herhangi bir şekilli tanecikli parçacıklar bir silindir gövdesine yerleştirilir. Sıcak gazlar tanecikler arasından geçerken bu tanecikleri ısıtır. Isıtılmak istenen soğuk

gazla temas ettirilir. Paket yataklı rejeneratörlerin konstrüksiyonları çok basit olmasına rağmen , basınç kayıpları fazladır (Balbay, 2001).




**Şekil 2.26** Paket yataklı rejeneratör (Genceli, 1999)

### 2.3.5. Akış Şekline Göre Sınıflandırma :

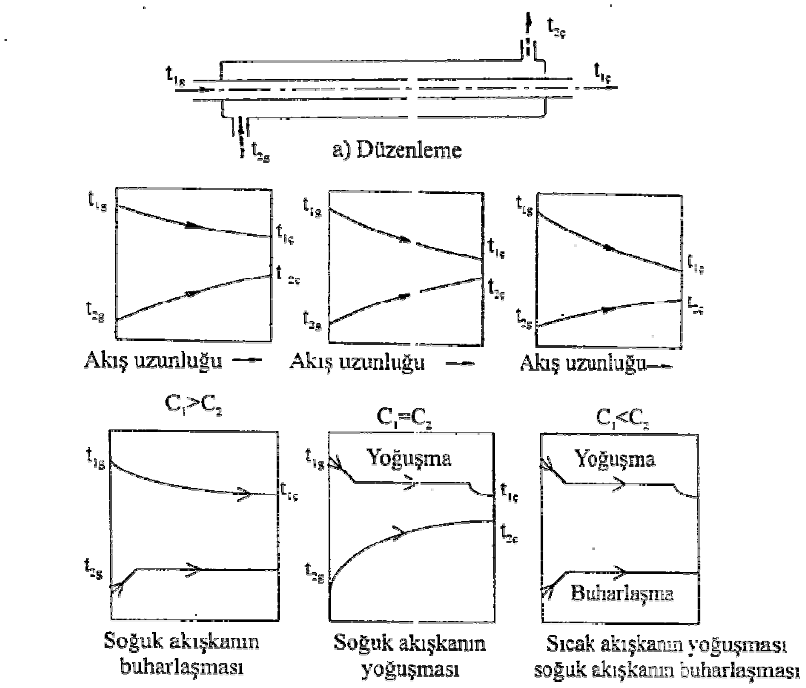
Isı değiştiricilerinde akışkan akışının değişik şekillerde düzenlemesi; etkenliğe, logaritmik sıcaklık farkına ve ısıl gerilmelere çok etki eder. İki çeşit akış şekli söz konusudur. Bunlar; tek geçişli ve çok geçişli akıştır. Tek geçişli akışta iki akışkan yalnız bir kere geçiş yaparken, çok geçişli akışta iki akışkan birbiri ile birkaç defa geçişir. Buna göre Çizelge 2,3'te genel sınıflandırma yapılmıştır (Balbay, 2001).

**Çizelge 2.3** Akış şekillerine göre ısı değiştiricilerin sınıflandırılması (Balbay, 2001).

| Tek Geçişli | Çok geçişli |
|---|---|
| -Paralel akışlı<br>-Ters akışlı<br>-Çapraz akışlı | -Kanatlı (Çapraz ters akışlı-Çapraz paralel akışlı)<br>-Levhalı<br>-Gövde Borulu : (a) Paralel ters kovan akışkanların karıştığı<br>(b) Ayrık akışlı |

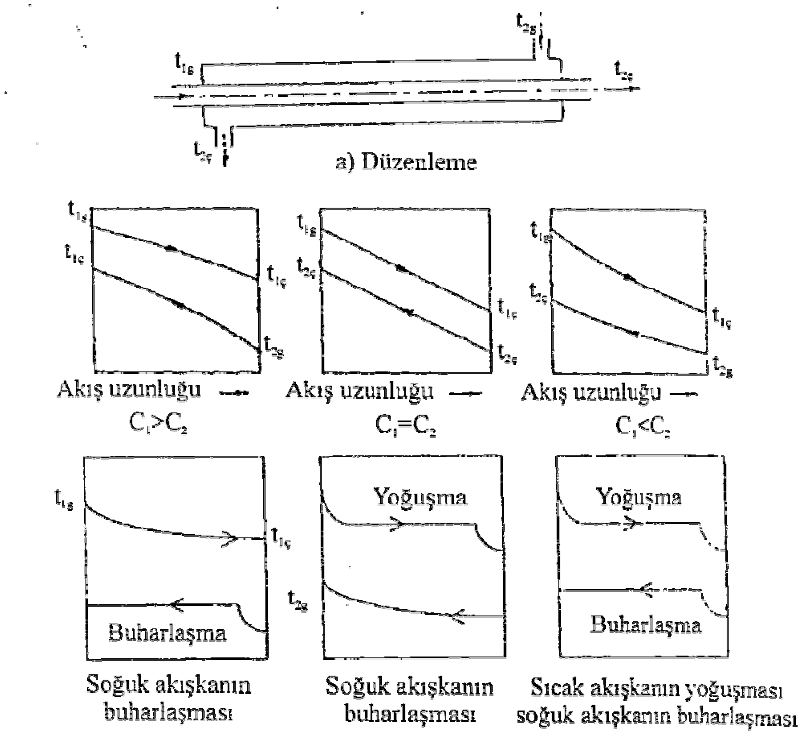
### 2.3.5.1 Tek Geçişli Isı Değiştiricileri:

**a. Paralel akışlı:** Bu tiplerde her iki akışkan da birbirine paralel olarak aynı yönde akar. Şekil 2.27'de akışkanlara ait ısıl kapasiteleri (C=mc) birbirlerine küçük, eşit ve büyük olması veya akışın tek fazlı veya iki fazlı oluşuna göre değiştirici boyunca akışkanların sıcaklık dağılımları verilmiştir. Bunlarda sıcaklık farkı minimum olduğundan verimleri düşüktür. Uygun boru düzenleri seçilerek geniş bir debi aralığında verim hemen hemen sabit tutulabileceği için bu tip ısı değiştiriciler buharlaştırma işlemlerinde kullanılır. Ayrıca boru duvarında sıcaklık dağılımı düzenli olmasından dolayı hassas boru malzemeli ısı değiştiricilerinde tercih edilir. Isıl gerilmelerin istenmediği durumlarda kullanılması uygundur (Balbay, 2001).



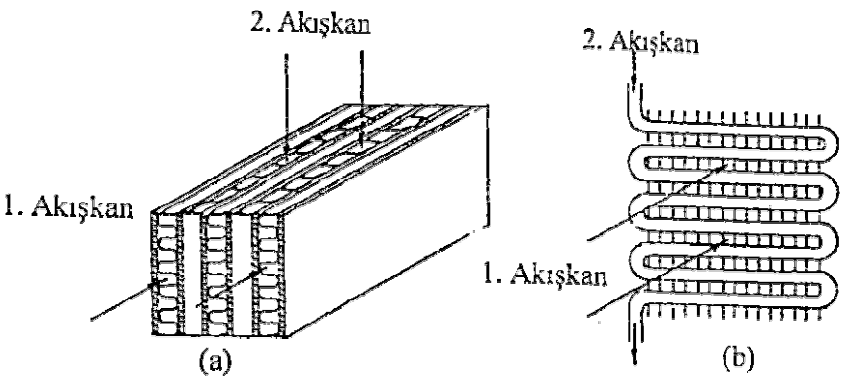

**Şekil 2.27** Paralel akımlı ısı değiştirici sıcaklık dağılımları (Genceli, 1999)

**b. Ters akışlı :** Akışkanlar birbirine paralel ancak zıt yönlerde aktığı için bu tiplerin en büyük avantajı mevcut sıcaklık farkının en yüksek verimle kullanılabilmesidir. Şekil 2.28'de akışkanların ısıl kapasitesi ve faz durumuna göre ısı değiştirici boyunca sıcaklıklardaki değişmeler verilmiştir. Burada küçük çaplı bir boru, daha küçük çaplı bir boru içerisine yerleştirilmiştir. Akışkanlardan biri içteki borunun içinden diğeri ise boru aralıklarından akar. Uygulamada gövde olarak adlandırılan borunun içine çok sayıda küçük çaplı boru yerleştirilir. Boru sayısı artacak olursa çeşitli imalat zorlukları ile karşılaşılır. Ters akışlı ısı değiştiricilerinde ortalama logaritmik sıcaklık farkı, diğer bütün akış düzenlemelerinden daha büyüktür. Diğer ısı değiştiricilerine göre daha kompakt bir yapıya sahiptir (Balbay, 2001).



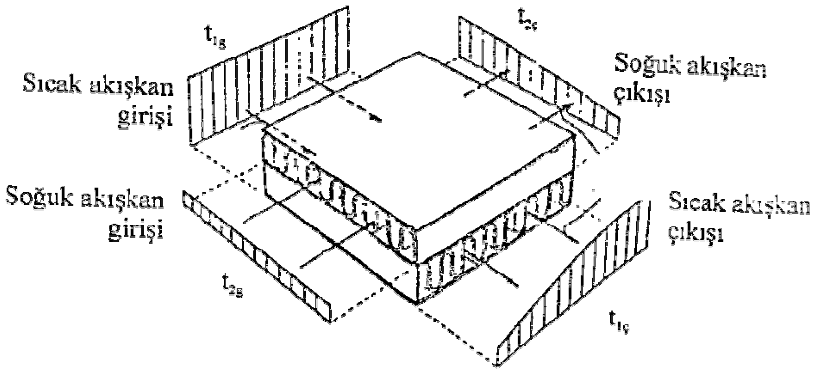

**Şekil 2.28** Ters akımlı ısı değiştirici sıcaklık dağılımları (Genceli, 1999)

**c. Çapraz akışlı:** Her iki akışkan değiştiricide birbirine dik olarak akarlar. Akışkanlar kanatlar veya şaşırtma levhaları yardımı ile değiştirici içinde ilerlerken kendi kendisi ile karışabilir ya da karışmayabilir. Bu tipte akışkanın sıcaklık dağılımı iki boyutlu olup, verim paralel akışlılardan daha iyi, ters akışlılardan daha kötüdür. Avantajı, imalatı kolaydır. Bu yüzden pratikte kompakt ısı değiştiricilerinin çoğunluğu çapraz akışlı yapılır. Şekil 2.29'da akışkanların ikisi karışmamakta, Şekil2.30'da ise boru içindeki akışkanın karıştığı kanatlar arasındaki akışkanın karışmadığı kanatlı serpantinli bir ısı değiştirici örneği verilmiştir (Balbay, 2001).



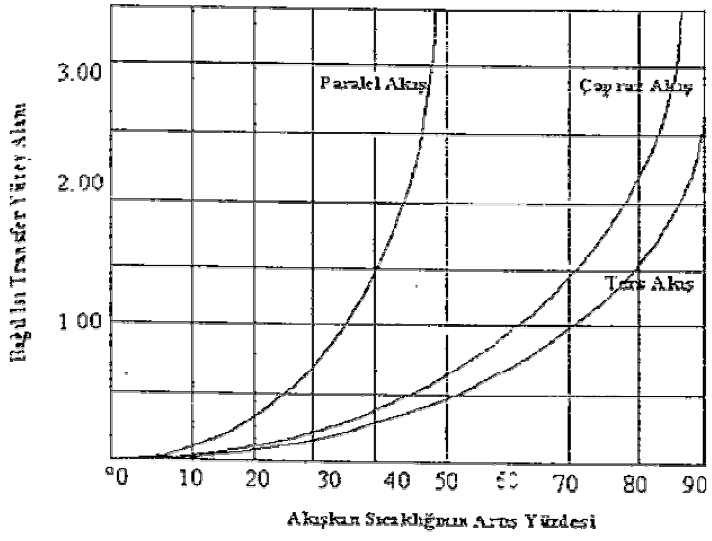

**Şekil 2.29** (a) Akışkanların ikisinin de karışmadığı levha tipi ısı değiştirici

(b) Akışkanlardan birinin karışıp diğerinin karışmadığı kanatlı boru tipi ısı değiştirici (Shah. , 1981)




**Şekil 2.30** Akışkanların ikisinin de karışmadığı çapraz akımlı ısı değiştiricisinde giriş ve çıkıştaki sıcaklık dağılımları (Genceli, 1999)

Paralel, ters ve çapraz akış durumları için akışkanın sıcaklık artışının ısı transferi yüzey alanı ile değişimi Şekil 2.31'de verilmiştir (Fraas ve Özışık , 1965).




**Şekil 2.31** Paralel , ters ve çapraz akışların karşılaştırılması (Genceli, 1999)

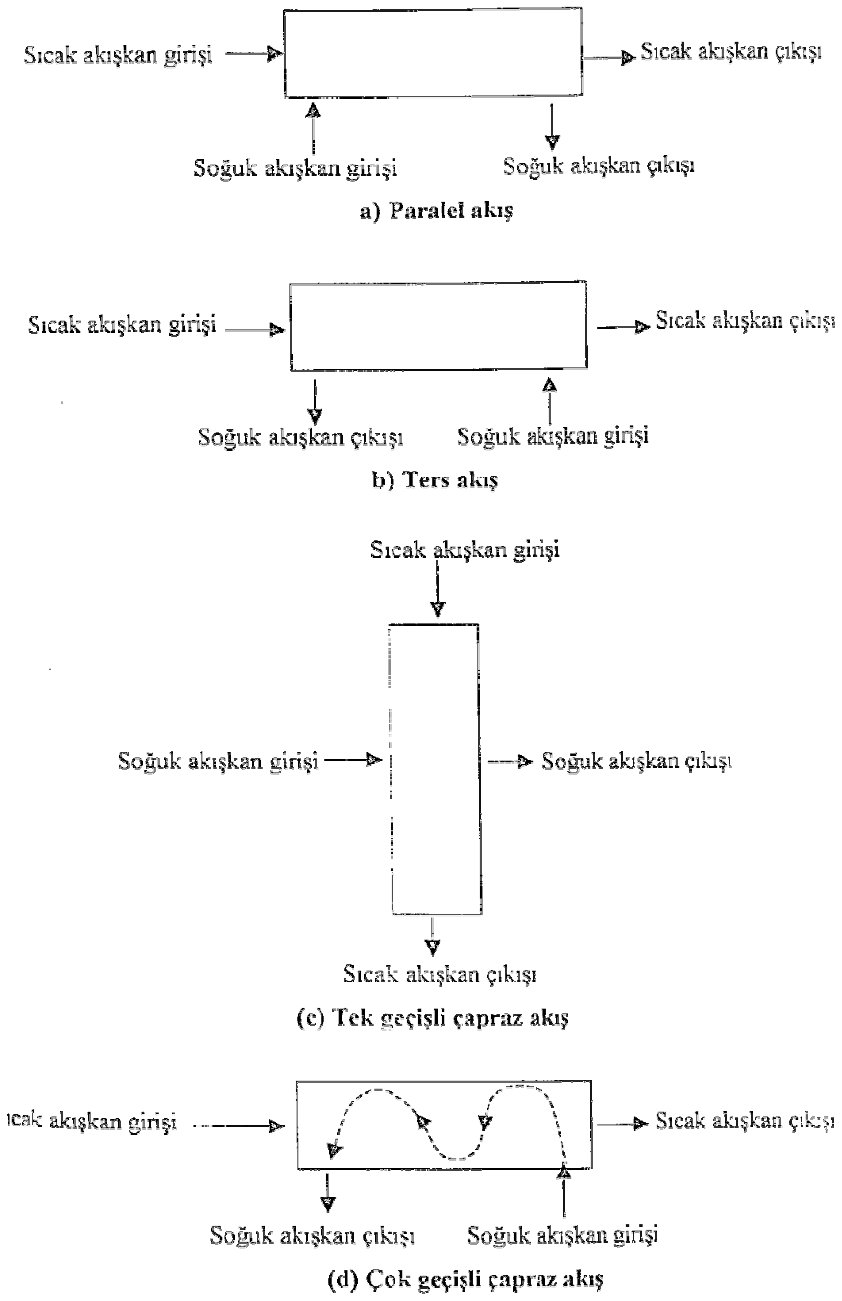
### 2.3.5.2 Çok Geçişli Isı Değiştiricileri :

Önceki bölümde incelenen ısı değiştiricisinin üç esas tek geçiş işlemi, ısı değiştiricisi içinde değişik şekillerde ardı ardına seri halde düzenlenerek çok geçişli tipler elde edilebilir. Bu Şekil 2.32'de gösterilmiştir. Çok geçişli ısı değiştiricilerin en büyük üstünlüğü ısı değiştiricisi etkenliğini arttırmaktır. Çok geçişli ısı değiştiricileri kanatlı yüzeylerde, gövde-boru tiplerinde ve levhalı tiplerde değişik düzenlemelerde imal edilebilir (Balbay, 2001).

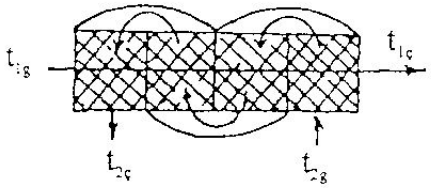
**a. Çapraz ters ve çapraz paralel akışlı:** İki veya daha fazla çapraz geçiş arka arkaya ters veya paralel akışlı olarak seri halde bağlanır. Ortalama logaritmik sıcaklık farkı ve değiştirici etkenliği geçiş sayısına ve geçişte akışkanların karışmasına bağlıdır. Geçiş sayısı arttıkça tek geçişli ters akışa yaklaşabilir. Bu düzenlemeler kanatlı yüzeyli tiplerde tercih edilir. Bunlara ait prensip şeması Şekil 2.33'de verilmiştir (Balbay, 2001)

**b. N Paralel levha geçişli:** Levhaların çeşitli şekillerde düzenlenmesi ile muhtelif çok geçişli akışlar elde edilir. Bunun için conta yeri değiştirilerek bu düzenleme yapılabilir. Bu düzenlemeye ait şemalar Şekil 2.34'te yeralmaktadır (Balbay, 2001)

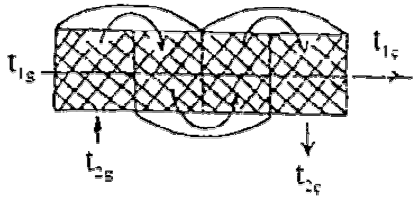
**c. Gövde-borulu akışlı:** Gövde akışkanının karıştığı, paralel-ters akışlı düzenleme, gövde borulu ısı değiştiricilerinde en çok kullanılan tiptir. Sistemde borular bir uçlarından tespit edildiğinden ısıl gerilmeler çok azdır. Gövde akışkanın sıcaklığı sabittir. Bu yüzden boru içindeki akışkanın yönü değişse bile ısı değiştiricisi etkenliği aynı kalır. Diğer çeşidi olan gövde akışkanı karışmış, ayrık akışlı düzenlemede ise boyuna perdeler kullanılır ve tek bir çıkış ağzı vardır (Balbay, 2001)




**Şekil 2.32** Isı değiştiricilerindeki akış yolları (Balbay, 2001)



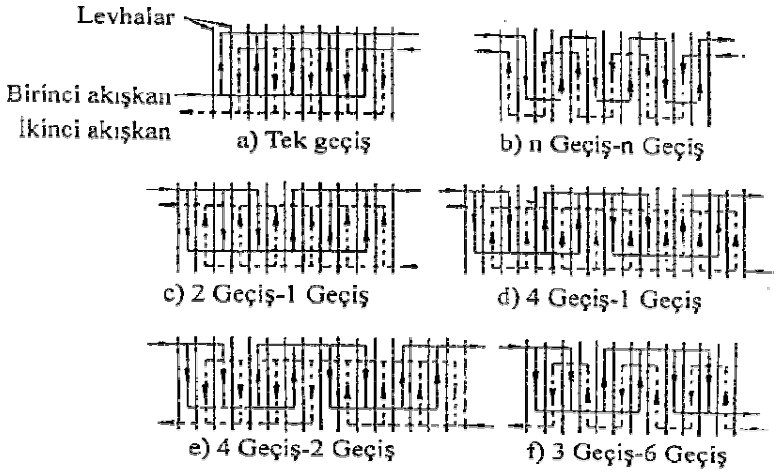
**(a)**



**(b)**

**Şekil 2.33 (a)** Çok geçişli çapraz ters akımlı düzenleme

**(b)** Çok geçişli çapraz paralel akımlı düzenleme (Genceli, 1999)




**Şekil 2.34** N paralel levha geçişli düzenlemeler (Genceli, 1999)

### 2.3.6. Isı Transferi Mekanizmasına Göre Sınıflandırma :

Bu sınıflandırma ısı değişimindeki akışkanların hangi fazda olduğuna göre yapılır. Akışkanlar tek fazda ( sıvı veya gaz) olabildiği gibi çift fazda da (kaynamakta) olabilirler. Buna göre (Balbay, 2001);

**a) İki tarafta tek fazlı ısı taşınımı olan:** Pratikte rastlanan ısı değiştiricilerin büyük bir bölümünde, her iki akışkan ısı değiştiricisine girdikleri fazda terk eder. Bu ısı değiştiricilerinin iki tarafındaki ısı taşınımı zorlanmış veya doğal olabilir. Otomobil radyatörleri, salon ısıtıcıları, buhar kazanları ekonomizerleri ve hava ısıtıcıları, kompresör iç soğutucuları, rejeneratörler, yapı soğutucuları örnek olarak verilebilir.

**b) Bir tarafta tek fazlı, diğer tarafta iki fazlı ısı taşınımı olan:** Bir tarafta tek fazlı akışkan varken, diğer tarafta kaynamakta veya yoğuşmakta olan iki fazlı bir akış vardır. Örnek olarak termik santrallerin yoğuşturucuları, soğutma sistemlerinin yoğuşturucu ve buharlaştırıcıları sayılabilir.

**c) İki tarafta iki fazlı ısı taşınımı olan:** Isı değiştiricisinin bir tarafında buharlaşma, diğer tarafında yoğuşma vardır. Bu tip ısı değiştiriciler; hidrokarbonların arıtılmasında ve buharın yoğuşturulmasında kullanılır.

**d)Taşınım ve ışınımı bir arada olan:** Örnek olarak yüksek sıcaklıkta çalışan sabit dolgu maddeli rejeneratörler ile buhar kazanları kızdırıcıları sayılabilir (Genceli, 1999).

# 3. GÖVDE BORULU ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ

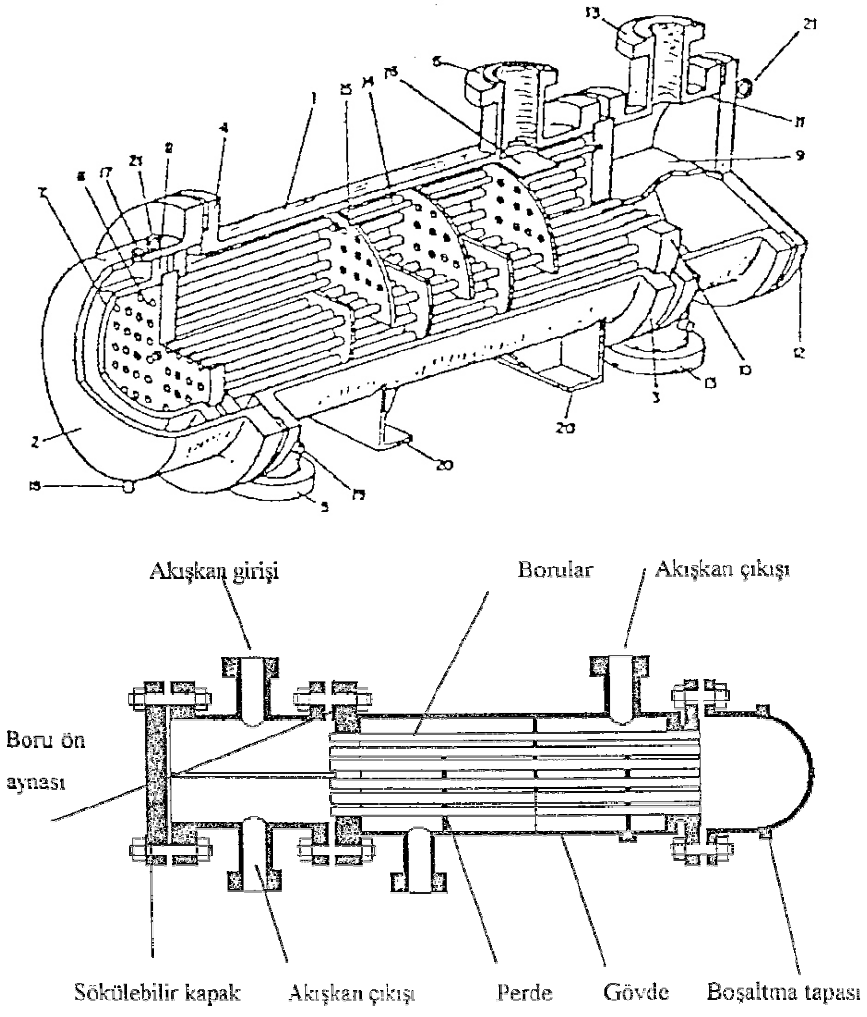
## 3.1. Giriş

Gövde borulu ısı değiştiricileri; endüstride yaygın bir kullanıma sahiptir.

Bu ısı değiştiricileri, dairesel boruların silindirik bir gövde içerisine paralel şekilde yerleştirilmesiyle oluşturulan yapılardır. Akışkanlardan biri boruların içinden, diğeri ise gövde içinden akar. Termik ve nükleer santrallerde yoğuşturucu olarak, besleme suyu ısıtıcılarında, proses endüstrisinde, petrol rafinelerinde iklimlendirme ve soğutma sistemlerinde gövde borulu ısı değiştiricileri kullanılmaktadır (Balbay, 2001).

Gövde borulu ısı değiştiricileri hacim ve ağırlıklarına göre büyük ısı transferi yüzeyi sağlarlar ve kolayca temizlenebilme özelliği vardır. Kayıba neden olan boru ve contalar kolay bir şekilde değiştirilir veya tamiri yapılabilir. Yüksek basınçlar için tasarlanabilirler. Servis gereksinimleri için bir esnekliğe, tasarımlarının ve konstrüksiyonlarının üçgen veya kare yerleşimli bir şekilde yapılmasını sağlayan tasarım yöntemlerine ve imalat elverişliliğine sahiptirler. Gövde borulu ısı değiştiriciler her türlü servis ihtiyacı için mekaniksel özellikleri vardır (Balbay, 2001).

Şekil 3.1'de gövde borulu ısı değiştiricisi ve prensip şeması görülmektedir. Bu tipi oluşturan ana elemanlar; borular (boru demeti), gövde (kovan), perdeler (şaşırtma levhaları) ve boru aynalarıdır.




**Şekil 3.1** Gövde borulu ısı değiştiricisi (Balbay, 2001)

Yapılacak bir tasarımda kullanılacak akışkanlar belli olacağından tasarımcı ancak bu akışkanların hızlarını değiştirmek suretiyle ısı değiştiricisinin toplam ısı transfer katsayısını arttırabilir veya azaltabilir. Isı taşıyan ve ısı transferi olayında görülen akışkanın hızı ise pompa, kompresör veya vantilatör vasıtasıyla arttırılır. Isı transferi süreci boru içinden akan akışkanla, boru dışında akan akışkan arasında gerçekleşir. Zorlanmış akışkan hızı, tahrik elemanının gücü ve akışkan debisi ile sınırlıdır. Akış esnasında sürtünmenin sebep olduğu enerji kaybı akış hızının karesi ile orantılı olduğu için akış hızı genellikle sınırlı seçilir. Şayet akış hızı küçük seçilecek olursa ısı değiştiricinin boyutları buna bağlı olarak artar. Diğer taraftan akış hızı, akışkan taneciklerinin birbirlerine olan etkisini de tayin eder. Düşük hızlarda laminar akım hüküm süreceğinden moleküller arasındaki karşılıklı etki, viskozite kuvvetinden ibaret olacaktır. Yani akım çizgileri birbirlerini kesmez. Laminer akışta sınır tabaka daha kalındır. Bu yüzden ısı transferi daha yavaştır. Buna karşılık türbülanslı akışta sınır tabaka daha ince, ısı transferi daha hızlıdır. Zorlanmış akışlarda ısı transferi iletim, taşıma ve ışıma ile meydana gelir. Sıvılar için ışıma ile ısı transferi ihmal edilirse de gazlarla kanal yüzeyleri arasında meydana gelen ısı alışverişi özellikle 500 $^{0}$C‘nin üstündeki sıcaklıklarda kesinlikle ihmal edilemez. Bu yüzden gövde borulu ısı değiştiricilerinde kullanılan akışkanlarda türbülanslı akış oluşturulmak istenir. Bunu sağlamak için gövde tarafına perdeler yerleştirilir. Fakat perdeler direnç oluşturduklarından basınç düşmesi meydana gelir (Balbay, 2001).

## 3.2 Gövde Şekilleri

Gövde borulu ısı değiştiricilerinin çeşitli ön kafa, arka kafa ve gövde tipleri borulu ısı değiştiricileri imalatçı firmaları birliği TEMA

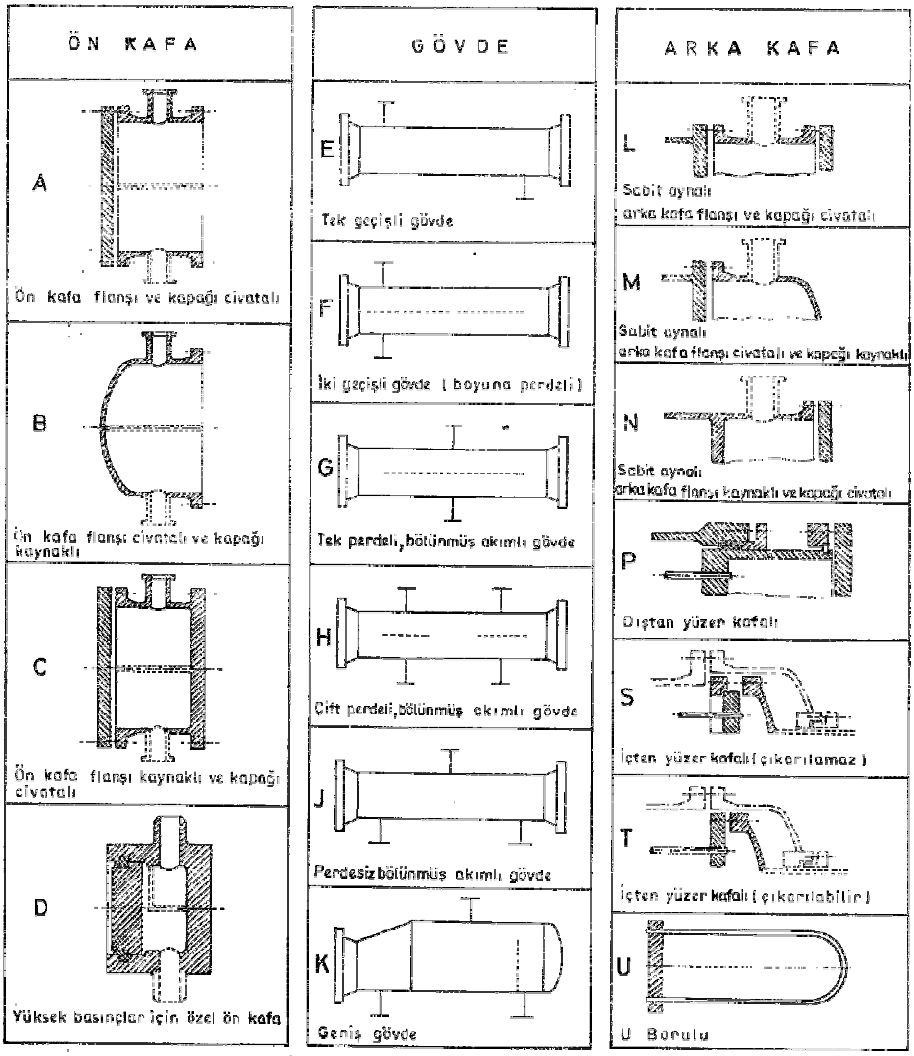
(Tubular Exchanger Manufacturers Association) tarafından Çizelge3.1'deki gibi standartlaştırılmıştır (Balbay, 2001).

E tipi gövdeler, ucuzlukları ve basitlikleri nedeniyle çok kullanılırlar. Bu tipte akışkan gövdeye bir taraftan girip, diğer taraftan çıkmaktadır, yani gövde tarafı tek geçişlidir. Borular ise tek veya çok geçişli olabilir ve enine perdeler ile tutturulabilir. Bu gövde tipi tek fazlı gövde akışkanı uygulamalarında oldukça yaygındır. Tek geçişli boru ile ideal ters akış elde edilebilir. Etkin sıcaklık farkını ve buna bağlı olarak ısı değiştiricisi etkinliğini arttırmak için iki boru geçişli ve ters akışlı düzene sahip bir ısı değiştiricisi gerekir. Bu ise boyuna perdeli olan F tipi ısı değiştiricisinin kullanımı ile sağlanır. Ancak tipinin basınç düşümü E tipine göre daha fazla olmaktadır (Kakaç , 1996 ).

F tipi gövde, boyuna bir perdeye sahiptir. Gövdenin iki tarafından geçiş ilkesini sağlar. Bu şekilde tasarımın temel nedeni ters akım düzenlemesini sağlamaktır. Boyuna perde; işlem ve bakım problemlerini meydana getirir (Balbay, 2001).

X tipi gövdeler çapraz akımlı düzenlemeleri sağlar. Gövde içinde şaşırtma elemanları yoktur. Borular arasına destekler konularak titreşimin etkisi azaltılır. Bu gövde tipi, gövde tarafında küçük basınç kaybının istendiği yerlerde kullanılır ve özellikle kanatlı borular ile gazların soğutulmasında kullanma alanı bulur (Balbay, 2001).

**Çizelge 3.1** TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association ) tarafından hazırlanan standart gövde tipleri ve ön ile arka kafalar (Genceli, 1999)

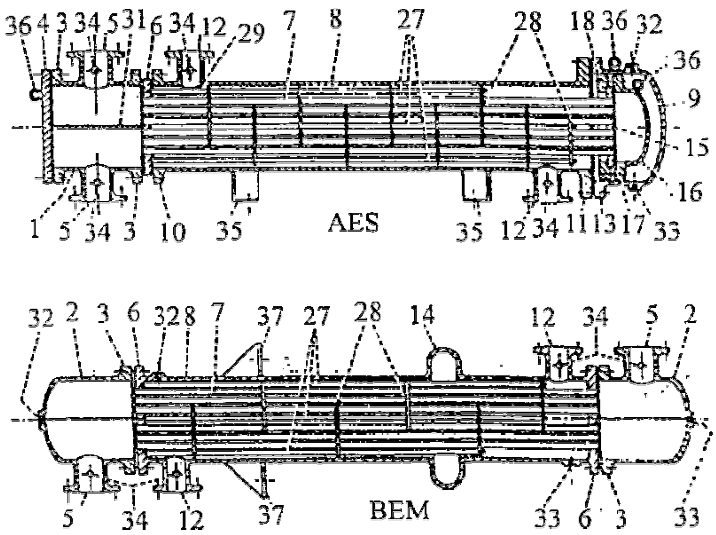


Gövde içindeki akışı bölmek için, değişik uygulama yerlerinde G, H, J tipleri kullanılır. G tipinde, gövde içindeki yatay bir perde akışı ikiye ayırır (Balbay, 2001).

Akışkanın gövdeye giriş ve çıkışı, gövde ortasında birbirine göre $180^0$ olarak yerleştirilir. Gövde tarafındaki akışta G tipi, E tipi ile aynı yük kaybını verir. Fakat G tipi, E tipinden daha fazla bir ortalama logaritmik sıcaklık farkı sağladığından ısı değiştiricisi etkenliği daha iyidir (Balbay, 2001).

K tipi gövdeler ise buharlaştırıcı olarak kullanılır. Boru demeti gövdenin alt kısmında ve gövdenin hacimce yaklaşık %60 kadarını kaplar. Bunlar çoğunlukla havuz tipi kaynatıcılar olarak uygulama alanı bulurlar. Buharlaştırılmak istenen sıvı, boruları tamamen kaplar. Buhar ise boruların bulunmadığı üst kısımda toplanır (Balbay, 2001).

Gerek gövdenin gerekse de boruların çap ve sayıların tespitinde, bunlar içinde akan akışkan hızları önemli olmaktadır. Hızın büyük olması ısı geçiş katsayısını arttırarak, daha kompakt ısı değiştiricisi konstrüksiyonuna imkan sağlarken, basınç kayıplarının ve bunun sonucu pompa veya vantilatör gücünün büyümesine sebep olurlar. Diğer taraftan kirlenmeyi önler, fakat titreşim ve erozyon oluşturabilirler (Balbay, 2001).




1- Sabit kafa-kanal
2- Sabit kafa-başlık
3- Sabit kafa, flanşlı-kanal veya başlık
4- Kanal kapağı
5- Sabit kafa girişi
6- Sabit boru aynası
7- Borular
8- Gövde
9- Gövde kapağı
10- Gövde flanşı-sabit ön taraf
11- Gövde flanşı-arka taraf
12- Gövde girişi
13- Gövde kapağı flanşı
14- Genleşme bağlantısı
15- Kayar boru aynası
16- Kayar kafa kapağı
17- Kayar kafa flanşı
18- Kayar kafa arka tertibatı
19- Segman
20- Arka flanş
21- Kayar kafa kapağı-dış
22- Kayar boru aynası gömleği
23- Salmastra kutusu flanşı
24- Salmastra
25- Salmastra baskı halkası
26- Fener halkası
27- Bağlama çubukları ve boşluklar
28- Şaşırtma veya destek levhaları
29- Giriş şaşırtma levhası
30- Boyuna şaşırtma levhası
31- Bölme
32- Havalık bağlantısı
33- Boşaltma bağlantısı
34- Ölçme aleti bağlantısı
35- Destek
36- Kaldırma halkası
37- Destek
38- Savak
39- Sıvı seviyesi bağlantısı

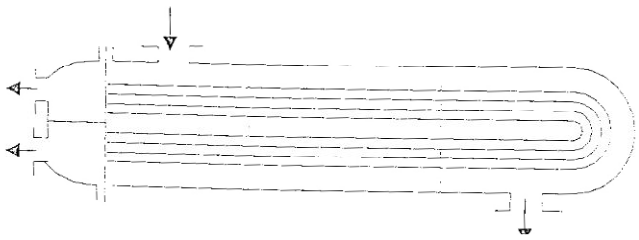
**Şekil 3.2** Tipik borulu bazı ısı değiştirici konstrüksiyonları (Karaali, 2002)

**Çizelge 3.2** TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association ) tarafından hazırlanan gövde borulu ısı değiştirici tipleri (İtalik yazılan tipler nadiren kullanılır) (Genceli, 1999)

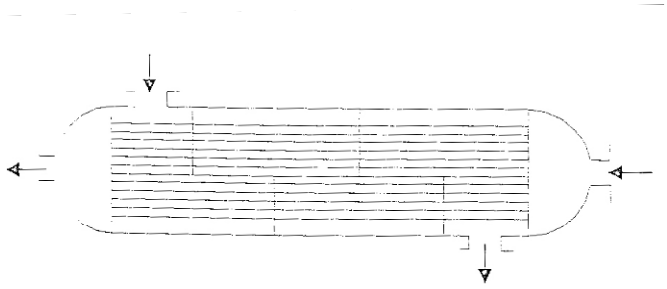
| | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| AEL | AEM | *AEN* | AEP | AES | AET | AEU | AEW |
| AFL | AFM | *AFN* | AFP | AFS | AFT | AFU | AFW |
| AGL | AGM | *AGN* | AGP | AGS | AGT | AGU | AGW |
| AHL | AHM | *AHN* | AHP | AHA | AHT | AHU | AHW |
| AJL | AJM | *AJN* | AJP | AJA | AJT | AJU | AJW |
| AKL | AKM | *AKN* | | AKS | AKT | AKU | |
| AXL | AXM | *AXN* | AXP | AXS | AXT | AXU | AXW |
| BEL | BEM | *BEN* | BEP | BES | BET | BEU | BEW |
| BFL | BFM | *BFN* | BFP | BFS | BFT | BFU | BFW |
| BGL | BGM | *BGN* | BGP | BGS | BGT | BGU | BGW |
| BHL | BHM | *BHN* | BHP | BHS | BHT | BHU | BHW |
| BJL | BJM | *BJN* | BJP | BJS | BJT | BJU | BJW |
| BKL | BKM | *BKN* | | BKS | BKT | BKU | |
| BXL | BXM | *BXN* | BXP | BXS | BXT | BXU | BXW |
| | | | CEP | CES | CET | CEU | CEW |
| | | | CFP | CFS | CFT | CEU | CEW |
| | | | CGP | CGS | CGT | CGU | CGW |
| | | | CHP | CHS | CHT | CHU | CHW |
| | | | CJP | CJS | CJT | CJU | CJW |
| | | | CKP | CKS | CKT | CKU | CKW |
| | | | CXP | CXS | CXT | CXU | CXW |
| *NEL* | *NEM* | NEN | *NEP* | *NES* | *NET* | NEU | *NEW* |
| *NFL* | *NFM* | NFN | *NFP* | *NFS* | *NFT* | NGU | *NFW* |
| *NGL* | *NGM* | NGN | *NGP* | *NGS* | *NGT* | NGU | *NGW* |
| *NJL* | *NJM* | NJN | *NJP* | *NJS* | *NJT* | NJU | *NJW* |
| *NKL* | *NKM* | NKN | | *NKS* | NKT | NKU | |
| DED | | | | DES | DET | DEU | |
| DFD | | | | DFS | DFT | DFU | |
| DGD | | | | DGS | DGT | DGU | |
| DHD | | | | DHS | DHT | DHU | |
| DJD | | | | DJS | DJT | DJU | |
| DKD | | | | *DKS* | DKT | DKU | |
| DXD | | | | DXS | DXS | DXU | |

## 3.3 Gövde Borulu Isı Değiştiricilerinde Kullanılan Akış Şekilleri

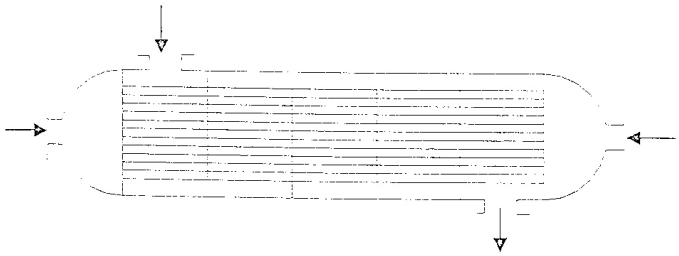
Akış şeklinin seçilmesi, ısı geçiş matrisi içindeki boruların yerleştirilmesi ve desteklenmesinin nasıl olacağına bağlıdır. Boru demetinden olan akış ve ısı geçişi dağılımı sürekli olduğundan, borular arasında uniform bir yerleştirme sağlamak gerekir. Bunun için değişik yerleştirilme biçimleri gerçekleştirilmiştir. Yaygın olan akış çeşitleri Şekil 3.3'te gösterilmiştir.



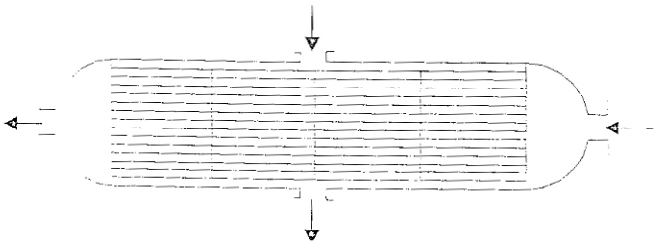
( a ) Tek boru ve tek gövde geçişli , ters akışlı , tam perdeli ısı değiştiricisi tipi



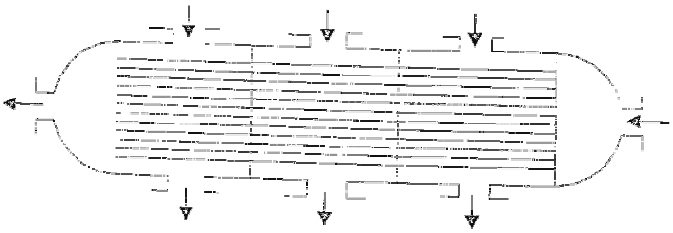
( b ) Tek boru ve tek gövde geçişli , ters akışlı , kesik perdeli ısı değiştiricisi tipi



( c ) Tek boru geçişli, tek çapraz gövde geçişli , ters akışlı , tam perdeli ısı değiştiricisi tipi



( d ) Tek boru geçişli, tek çapraz gövde geçişli , ters akışlı , tam perdeli gövdeden çok giriş ve çıkış bağlantılı ısı değiştiricisi tipi



(e ) Tek eksenel gövde geçişli , u borulu , delikli halka perdeli ısı değiştiricisi tipi

**Şekil 3.3** Yaygın olarak pratikte kullanılan akış şekilleri (Balbay, 2001)

## 3.4. Gövde Borulu Isı Değiştiricisi Elemanları

Gövde borulu ısı değiştiricileri çeşitli elemanlardan oluşmaktadır. Bunlar aşağıda ayrı ayrı ele alınmıştır ;

**3.4.1. Gövde:** Boru demetini çevreleyen silindirik cekettir. Gövde, levhalar silindir şeklinde kıvrılıp kaynakla birleştirmek suretiyle, dökülerek veya çelik borudan yapılabilir. Çizelge 3.3.'te uygulanan gövde çapları, gövde anma çapları ile gösterilmiştir. Gövde anma çapları ile bu çaplara karşılık gelen gövde et kalınlıkları Çizelge 3.4.'te verilmiştir.

**Çizelge 3.3** Gövde Çapları (Türk Standartları Enstitüsü, 1996)

| **Gövde Anma Çapı** | 150 | 200 | 250 | 300 | 350 | 400 | 500 | 600 | 700 | 800 | 900 | 1000 | 1100 | 1200 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| **Gövde Dış Çapı** | 168 | 219 | 273 | 324 | 355 | 406 | 508 | 600 | 700 | 800 | 900 | 1000 | 1100 | 1200 |
| **NOT :** 600 mm'den itibaren anma çapları gövde dış çapına eşittir. Ölçüler mm'dir. | | | | | | | | | | | | | | |

**3.4.2. Borular veya Boru Demeti:** Borular; gövde borulu ısı değiştiricisinin temel elemanlarıdır. Genellikle; düşük karbonlu çelik, düşük alaşım çeliği, bakır, alüminyum, titanyum v.b. malzemelerden imal edilirler. Boru demeti; içerisinden sıcak veya soğuk ortam geçen, uçları boru aynasına takılmış borular topluluğudur. Kullanılan boru çapları 10 mm ile 57 mm arasında değişir. Kompakt ve ucuz ısı değiştiricilerinde 16 ile 25 mm arasında boru çapları tercih edilirken, kirli akışkanların

**Çizelge 3.4** Gövde anma çaplarına göre gövdelerin et kalınlıkları (Türk Standartları Enstitüsü, 1996)

| Gövde Anma Çapı | Et Kalınlığı (min) | | |
|---|---|---|---|
| | Dökme Demir | Kütle ve Kalite Çeliği | Paslanmaz Çelik |
| 150 | 10 | 5 | 3 |
| 200 | 10 | 6 | 3 |
| 250 | 10 | 6 | 3 |
| 300 | 13 | 6 | 3 |
| 350 | 13 | 6 | 3 |
| 400 | 13 | 6 | 3 |
| 500 | 13 | 8 | 3 |
| 600 | 16 | 8 | 5 |
| 700 | 16 | 10 | 5 |
| 800 | 16 | 10 | 6 |
| 900 | 19 | 10 | 6 |
| 1000 | 19 | 10 | 6 |
| 1100 | 22 | 11 | 6 |
| 1200 | 22 | 11 | 6 |

**NOT :** Kütle ve Kalite Çeliği : Sade Karbonlu Çelik . Et kalınlığı değerlerine korozyon payı eklenmiştir.

kullanıldığı durumlarda temizleme kolaylığı sağlaması açısından büyük çaplı borular tercih edilir. Boru et kalınlığı, boru içindeki akışkanın basıncına göre ve korozyon payı düşünülerek seçilir. Çizelge 3.5. ve Çizelge 3.6'te boru çaplarına göre standart et kalınlıkları mm olarak verilmiştir (Türk Standartları Enstitüsü, 1996).

**Çizelge 3.5** Bakır boruların et kalınlıkları (Türk Standartları Enstitüsü, 1996)

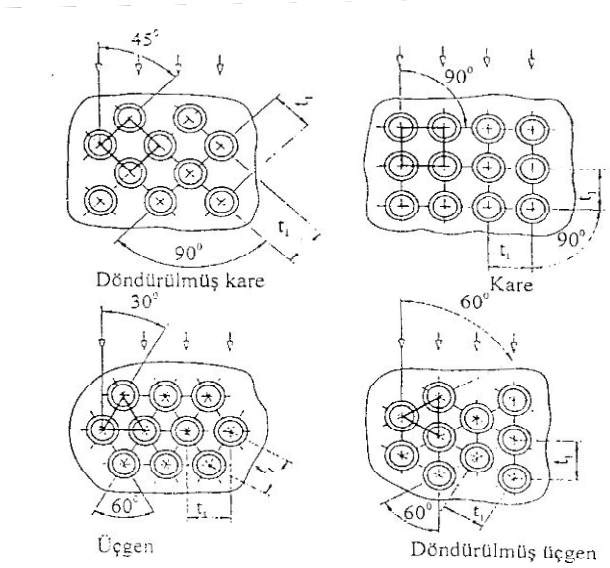
| **Boru Dış Çapı** | 10 | 12 | 14 | 15 | 16 | 18 | 19 | 20 | 23 | 25 | 28 | 32 | 40 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| **Et Kalınlığı (min)** | 0.8 | 1.0 | 1.0 | 1.0 | 1.0 | 1.0 | 1.0 | 1.0 | 1.5 | 2.0 | 2.0 | 2.5 | 3.0 |

**Çizelge 3.6** Çelik boruların et kalınlıkları (Türk Standartları Enstitüsü, 1996)

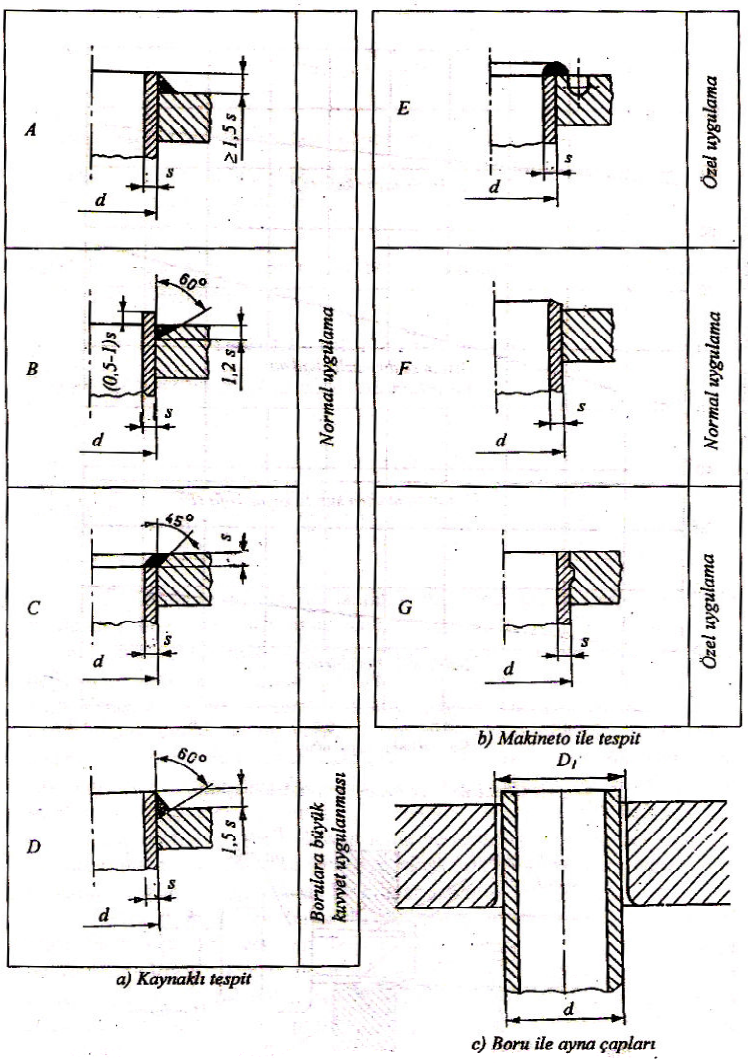
| **Boru Dış Çapı** | 10 | 12 | 14 | 16 | 18 | 20 | 22 | 25 | 30 | 38 | 44.5 | 57 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| **Et Kalınlığı (min)** | 1.6 | 1.8 | 1.8 | 1.8 | 1.8 | 2 | 2 | 2 | 2.6 | 3.2 | 3.2 | 3.6 |

Eğer borular kıvrılmamış ve uçları ayrı ayrı iki aynaya takılmış ise “ I Tipi Boru Demeti “ , borular U şeklinde kıvrılarak uçları yalnız bir aynaya takılmışsa “ U Tipi Boru Demeti “ olarak adlandırılır. Boru demetindeki boruların anma uzunlukları, toleranslarıyla birlikte 500, 750, 1250, 1500, 2000, 2500, 3000, 3500, 4000, 4500, 5000, 6000 veya 8000 mm olmalıdır.

Boru demeti; Şekil 3.4’te görüldüğü gibi; eşkenar üçgen, kare veya döndürülmüş üçgen ve kare şekillerinde yapılabilir. Üçgen ve döndürülmüş kare düzenlemeleri, kare düzenlemeye göre daha büyük ısı geçiş katsayıları vermesine karşılık, bunlardaki basınç kayıpları biraz daha büyüktür. Kare ve döndürülmüş düzenlemeler, özellikle kirletici akışkanlar için uygundur. Çünkü bu tip düzenlemede boru demeti rahatlıkla temizlenebilir. Her tip düzenlemede boru eksenleri arasındaki uzaklığın boru dış çapının 1.25 katı seçilmesi önerilir(Kakaç , 1999)




**Şekil 3.4** Boru demeti düzenlemeleri (Geceli, 1999)




**Şekil 3.5** Boruların boru aynasına tespiti (Geceli, 1999)

Şekil 3.5.'de boruların, boru aynasına tespit şekilleri ve buna göre de Çizelge 3.7.'de göre eksenler arası mesafeler verilmiştir (Türk Standartları Enstitüsü, 1996).

Boruların oluşturduğu demetin çapı; boruların sayısına, boru geçiş sayısına ve aradaki boşluğa bağlıdır. C ve n katsayıları, boru düzenleme şekillerine bağlı olarak Çizelge 3.8. 'de verilmiştir.

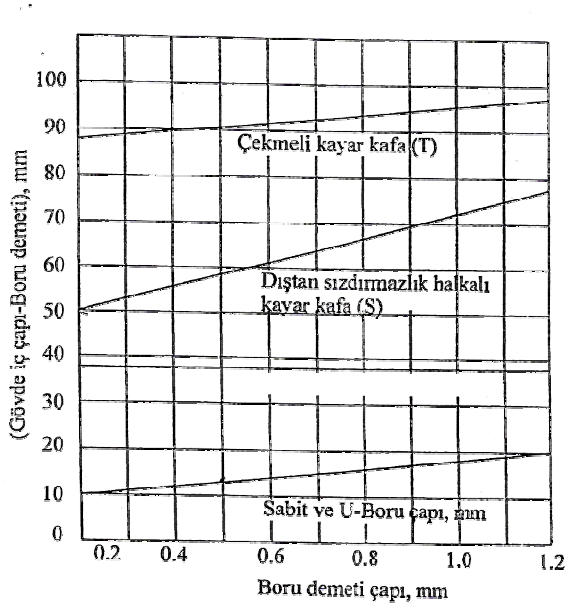
**Çizelge 3.7** Boru eksenleri arasındaki mesafeler (Türk Standartları Enstitüsü, 1996)

| Boru Dış Çapı d (mm) | Boruların Aynaya Bağlantı Şekilleri (bkz. Şekil .2.6) | | |
|---|---|---|---|
| | A,B,C | A,B,C,D,F,G | D,E |
| 10 | 13,5 | 13,5 | - |
| 12 | 15,5 | 15,5 | 20 |
| 14 | 18 | 19 | 23 |
| 16 | 20 | 21 | 25 |
| 18 | 23 | 24 | 27 |
| 20 | 25 | 26 | 29 |
| 22 | 27 | 29 | 32 |
| 25 | 30 | 32 | 35 |
| 30 | 36 | 38 | 40 |
| 38 | 45 | 47 | 48 |
| 44,5 | 53 | 55 | 54,5 |
| 57 | 68 | 71 | 69 |

**Çizelge 3.8** Boru geçiş sayısına göre C ve n katsayıları (Genceli,1999)

| **Geçiş Sayısı** | **1** | | **2** | | **4** | | **6** | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| **Düzenleme** | **Üçgen** | **Kare** | **Üçgen** | **Kare** | **Üçgen** | **Kare** | **Üçgen** | **Kare** |
| **C** | 0.319 | 0.215 | 0.249 | 0.156 | 0.175 | 0.158 | 0.0743 | 0.0402 |
| **n** | 2.142 | 2.207 | 2.207 | 2.291 | 2.285 | 2.263 | 2.499 | 2.617 |

Boru demeti çapı bulunduktan sonra, gövde ile bu boru demeti arasında bırakılması gereken boşluk göz önüne alınarak, gövde çapı belirlenebilir. Boru demeti ile gövde arasındaki boşluk Şekil 3.6'da verilmiştir.




**Şekil 3.6** Gövde ile Boru demeti arasındaki boşluk (Genceli,1999)

Boruların ön ve arka aynalara tespitinde kaynak işlemi veya makineto işlemi kullanılır. Sızdırmazlığın önemli olduğu yerlerde borular aynaya kaynatılır (Türk Standartları Enstitüsü, 1996).

**3.4.3.Boru Aynası:** Boru aynaları genellikle gövde malzemesinden imal edilmektedir. Çizelge 3.9.'da kullanılan boruların dış çapına göre aynanın minimum et kalınlığı verilmiştir.

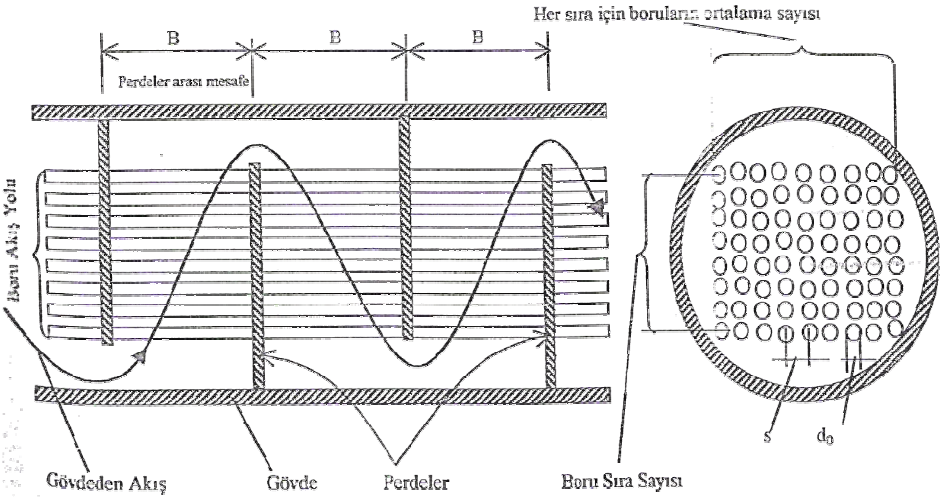
**Çizelge 3.9** Çelik ve Bakır borular için boru aynası kalınlığı (Türk Standartları Enstitüsü, 1996)

| **Ayna Kalınlığı (min)** | 10 | 12 | 12 | 12 | 13 | 15 | 15 | 15 | 15 | 15 | 19 | 19 | 19 | 23 | 26 | 26 | 30 | 30 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| **Boru Dış Çapı** | 10 | 12 | 14 | 15 | 16 | 18 | 19 | 20 | 22 | 23 | 25 | 28 | 30 | 32 | 38 | 40 | 44.5 | 57 |

**3.4.4. Arka Kafa:** Dış çapları gövde dış çapına eşittir. Gövde ile aynı malzeme kullanıldıysa, kafanın et kalınlığı; en az gövdenin et kalınlığına eşit olmalıdır.

**3.4.5. Yönlendirici Perdeler:** Isı değiştiricilerinde kullanılan perdelerin iki görevi vardır. Bunlardan birincisi ve en önemlisi; boruları destekleyerek yapısal rijitliği korumak, borulardaki titreşimi ve eğilmeyi engellemektir. Diğer görevi ise, boru demetine dik olarak akışın yönünü değiştirerek ( Şekil 3.7.) ısı transfer katsayısını artırmaktır.

Perdeler iki grupta, levhalı ve çubuklu olmak üzere incelenebilir. Bu elemanlar tasarlanırken; akışta oluşturduğu gürültü titreşim basınç kayıplarında yarattığı artma ve ısı geçişindeki iyileştirme, akış kesitini %15 ile %45 arasında keserler. Ancak fazla basınç kaybı olmaması için ve iyi bir ısı geçiş katsayısı için %20-25 civarında bir değer seçilir.




**Şekil 3.7** Perdeli gövde borulu ısı değiştiricisinde akış durumu (Balbay, 2001)

**Çizelge 3.10** %25 kesilmiş şaşırtma levhaları için ,pencere bölümü boru sayısı , $n_p$;

| **Gövde Anma Çapı** | 150 | 200 | 250 | 300 | 350 | 400 | 500 | 600 | 700 | 800 | 900 | 1000 | 1100 | 1200 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| **$n_p$** | 3 | 7 | 9 | 9 | 19 | 22 | 36 | 48 | 87 | 107 | 132 | 190 | 216 | 254 |

Perdeler belli bir değerin üstüne çıkarsa akış kısa devre yapar. Elemanlar arası mesafe gövde çapının 0,2 ile 1,0 katı arasında olmasına rağmen genellikle ideali 0,3 ile 0,5 arasında bir değerdir. Şaşırtma levhası çapı ve tolerans miktarları ve kalınlıkları Ek.1.de verilmiştir. ((Türk Standartları Enstitüsü, 1996, 1975 : Genceli , 1999 )

Akıntı yönü yukarıdan aşağıya değiştirildiğinde, perdeler ısı değiştiricisinin tam olarak boşaltılabilmesine imkan vermelidir. Enine perdeler ile gövde arasında belli bir boşluk bırakılmalıdır. TSE tarafından önerilen bu boşluk miktarları Çizelge 3.11.'da gösterilmiştir.

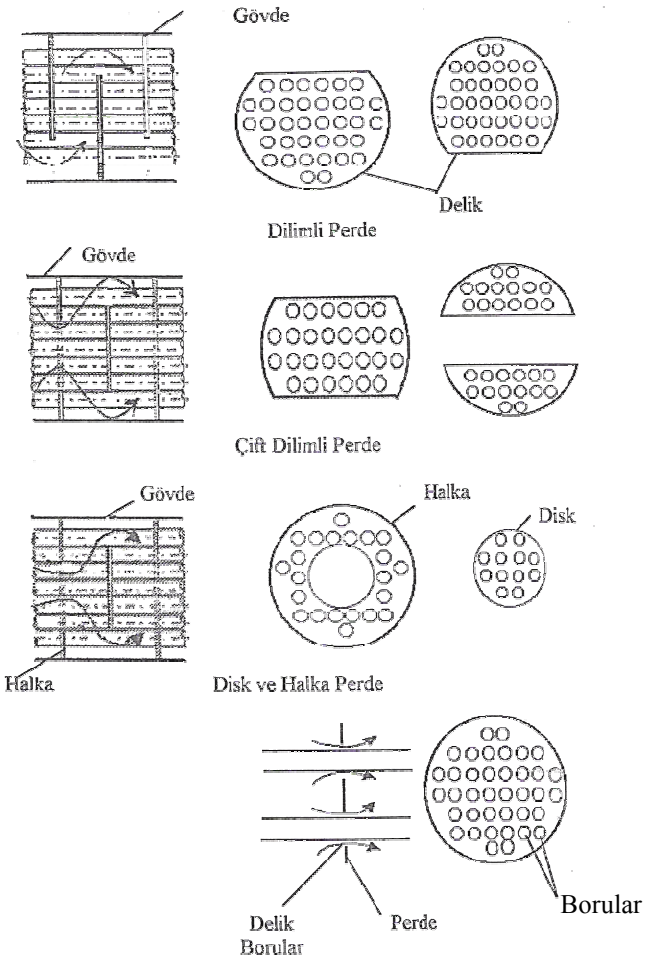
**Çizelge 3.11** Enine perdelerle gövde arasında bırakılacak boşluk miktarları (Türk Standartları Enstitüsü, 1996)

| **Gövde Anma Çapı** | 150 | 200 | 250 | 300 | 350 | 400 | 500 | 600 | 700 | 800 | 900 | 1000 | 1100 | 1200 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| **Boşluk , mm (sıvılar için)** | 2 | | | | | | 3 | 4 | 5 | | | | 6 | |

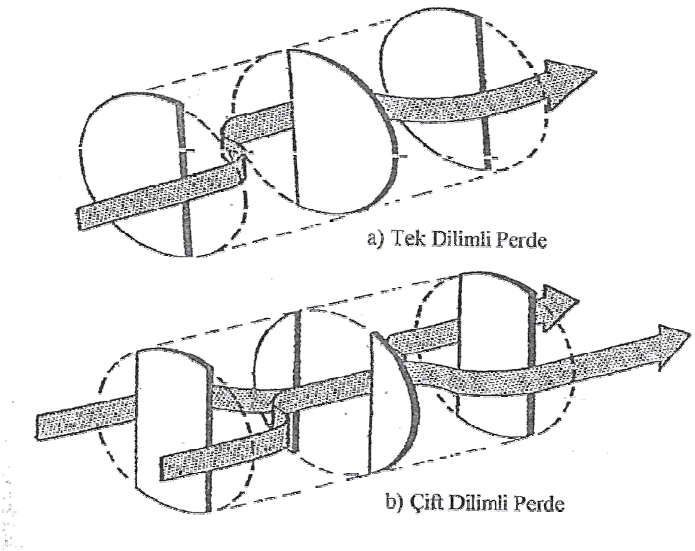
Şekil 3.9'da gösterilen, levha tipi perdelerden tek ve çift dilimli perdeler en çok kullanılan yapılardır.

Şekil 3.10.'da gösterilen çubuk ve ızgara tipi perdeler, çubuk sıralarından veya şerit şeklindeki desteklerden oluşurlar. Burada akış gerçekte boylamasına olmakta ve basınç düşümü çok azdır.

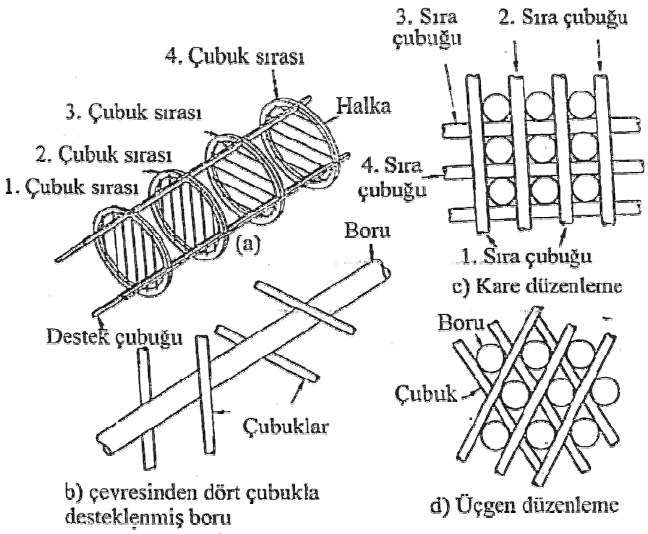
Perdeler arası mesafeler çok az olduğundan boruların titreşim tehlikesi hemen hemen engellenmiştir. Bu konstrüksiyonlar etkin bir şekilde düşey yoğuşturucularda ve kazanlarda kullanılabilir (Kakaç, 1996) .




**Şekil 3.8** Isı değiştiricilerinde perde şekilleri (Balbay, 2001)

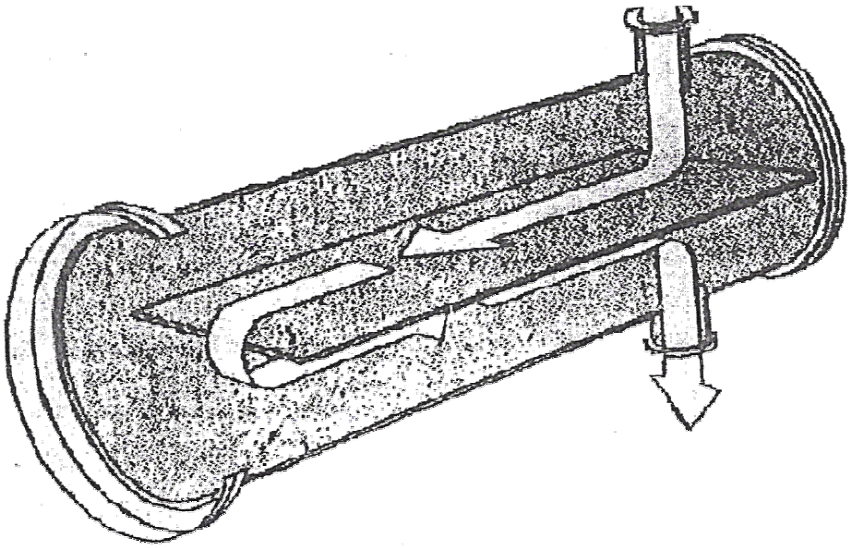



**Şekil 3.9** Dilimli perdeler ve akış şekilleri (Balbay, 2001)




**Şekil 3.10** Çubuk tipi şaşırtma ve destek elemanları (Genceli, 1999)

**3.4.6. Bölücü Perdeler:** Şekil 3.11.'de gösterilen bölücü perde kalınlığı; alaşımlı çelik kullanıldığında 10 mm alınır. Bölücü perde malzemesi olarak karbonlu çelik kullanılıyor ise kalınlığı; ön kafa çapı 500 mm ve daha küçük çaplarda 10 mm, 500 mm'den büyük çaplarda 13 mm kabul edilir (Türk Standartları Enstitüsü, 1996).



Şekil 3.11 Isı değiştiricisi bölücü perde görünümü (Karaali, 2002).

**3.4.7. Ön Kafa :** Ön kafalar, döküm veya kaynaklı olmalıdır. Tek veya çok parçalı olabilir. Çok parçalı olması halinde bağlantılar, cıvata ile yapılmalıdır. Ön kafaların dış çapları, gövde dış çapına eşit olmalı ve kalınlığı; gövde kalınlığı ile basınca göre hesap edilmiş kalınlık değerlerinden büyük olmalıdır.

**3.4.8. Bağlantı Ağızları:** Isı değiştiricisi üzerindeki tüm bağlantı ağızları; sistemin taşınması ve montajı sırasında ani zorlanmalara dayanabilecek sağlamlıkta olmalıdır. Isı yükünü de kaldırabilmelilerdir.

Bağlantı ağızları, gövde, ön ve arka kafa ile kaynaklı veya tek parça halinde yapılır. Kaynaklı bağlantılar, dövme yoluyla veya çelik sacları kaynak etmek suretiyle yapılmalıdır. Isı değiştiricisinin en alçak ve en yüksek noktalarına konulan boşaltma ve havalık bağlantıları için en az 20 mm nominal çaplı borular kullanılır (Türk Standartları Enstitüsü, 1996).

**3.4.9. Contalar:** 160 N/cm$^2$ 'den büyük basınçlarda metal kılıflı veya yumuşak metalden imal edilmiş contalar kullanılır. Daha düşük basınç değerleri için sıkıştırılmış asbest, doğal veya sentetik kauçuk veya benzeri özelliklerde malzeme kullanılır. Halka şeklindeki contaların genişlikleri, anma çapı 600 mm'ye kadar olan gövdelerde 10 mm'den, daha büyük çaplarda ise, 13 mm'den küçük olmamalıdır. Faturasız flanşlardaki contalar, flanşların birleşme yüzeylerini tam olarak kaplamalıdır (Türk Standartları Enstitüsü, 1996).

**3.4.10. Flanşlar:** Isı değiştiricilerin gövde, ön ve arka kafalarındaki bağlantı flanşları, TS816 ya , bağlantı ağızlarındaki flanşları ise; TS810, TS811, TS812, TS813, TS814, TS815, TS816, TS817 veya TS818'e uygun olmalıdır (Türk Standartları Enstitüsü, 1996).

**3.4.11. Ayaklar:** Isı değiştiricilerin gövdelerinde, gerilmeleri ve bel vermeleri önleyecek ayaklar bulunmalıdır. Yatay ısı değiştiricilerdeki ayakların oturma yerlerinde, en az iki cıvata deliği bulunmalıdır. Ayaklardaki bu delikler, ısı değiştiricisinin genleşmesine imkan verecek şekilde açılmış olmalıdır (Türk Standartları Enstitüsü, 1996).

## 3.5. Konstrüksiyon Malzemeleri :

Diğer basınçlı kaplarda olduğu gibi, ısı değiştiricileri konstrüksiyonunda; yumuşak çelik, alaşımlı çelikler, diğer alaşımlar, bazı mukavemetli plastikler, seramikler veya özel maksatlar için de grafit gibi malzemeler kullanılır. Bu malzemelerin seçiminde korozif, sıcak, basınçlı, asitli veya bazik ortam çalışma koşullarına dayanıklılığın yanı sıra, özellikle metal malzemelerde imalat kolaylığı (bilhassa kaynak kabiliyeti), ısı iletim katsayısı, yoğunluk, ısı yayılım katsayısı gibi fiziksel özellikler, pratikte standart çap ve boyutlarda elde edilebilme ve fiyat gibi etkenler göz önünde tutulmalıdır. (Genceli ,1999) Çizelge 3.12'de kullanılan malzemeler özetlenmiştir.

**3.5.1. Demir ve Çelik:** Yumuşak (düşük karbonlu) çelikler, mühendislik uygulamalarında en çok kullanılan malzemelerdir. Ucuz olmaları, piyasada standart boyutlarda ve şekillerde yaygın olarak bulunması, kolayca işlenebilmesi ve kaynak yapılabilmeleri, iyi bir çekme gerilimine sahip olmaları en büyük üstünlükleridir. Buna karşılık yumuşak çelikler, korozyona karşı dayanıksızdır. Çeliğin korozyona dayanıklılığını ve çekme gerilmesini arttırabilmek için çeşitli elementlerin ilavesi ile alaşımlı çelikler imal edilir (Genceli ,1999).

**3.5.2. Plastik:** Polyvinil klorit (PVC) ve polietilen gibi sıcaklıkla yumuşamayan plastikler ve polyester ile epoksi reçineleri gibi sert termosetting malzemeler bu gruptadır. Bu malzemeler, kanal ve boru tesisatlarının, valflerin ve fittinglerin imalatında, özellikle korozyona maruz kapların yüzeylerinin kaplanmasında kullanılabilmektedir. Metal malzemelere göre mekanik özellikleri daha küçüktür. Cam veya karbon

lifleri ile güçlendirilmiş termosetting plastikler, yumuşak çeliğin mukavemet değerlerine ulaşabilmektedir. Yanıcı olmaları nedeniyle sakıncalıdırlar. Solventleri absorbe edip şiştikleri ve yumuşadıkları için, metallere göre organik solventlere karşı dayanıklı değillerdir (Genceli,1999).

**3.5.3. Seramik ( Silikat ):** Bu malzeme yüksek sıcaklığa dayanıklı olmakla beraber kırılgan malzemelerdir. Metal olmayan elementlerin birleşmesinden meydana gelen seramiklerden refrakter malzemesi, yüksek sıcaklıkta çalışan rejeneratif ısı değiştiricilerinde, reaktörlerde ve fosil yakan ısıtıcılar ile buhar kazanlarında uygulama alanı bulur (Genceli,1999).

**Çizelge 3.12** Isı değiştiricisi yapımında kullanılan malzeme ve ilgili standartlar (Türk Standartları Enstitüsü, 1996)

| Parçanın Adı | Yapıldığı Malzeme ve İlgili Standart |
|---|---|
| Ayna, Gövde, Ön Kafa Arka Kafa, Yüzer Kafa Ayaklar | Çelik Levha: Çekme dayanımı en az 37-$kg_f/mm^2$ Dökme Demir:TS 519, TS 526, TS 551, TS 552 |
| Gövde, Borular, Ön Kafa Arka Kafa, Bağlantı Ağızları | TS 302, TS 436, TS 381, TS 416, TS 380 TS 443, TS 417 |
| Perdeler, Boru Destekleri Bağlantı Ağızları | Çelik Levha : Çekme dayanımı en az 37-$kg_f/mm^2$ |
| Flanşlar | TS 810, TS 811, TS 812, TS 813, TS 814, 815 TS 816, TS 817, TS 818 |
| Civatalar | TS 1021 |
| Bağlantı Çubukları | Çelik Çubuk: Çekme dayanımı en az 370 $N/mm^2$ |

### 3.6. Isı Değiştiricilerinde Kirlenme :

Kirlenme zamana bağlı olmasına rağmen bazı ısı değiştiricileri düzenli ve kısa sürelerle temizlik gerektirdiği halde; bazıları çok daha uzun sürede temizlik gerektirir. Kirlenme ısı transferinin gerçekleştiği yüzeyde meydana gelir (Karaali, 2002).

Kirlenme miktarı yüzeyin kirlenme direncine, temizlik faktörüne ve yüzey pürüzlülük yüzdesine bağlıdır. Kirlenme direnci ısı transfer katsayısını düşürür. Bu kirlenme direnci değerinin önceden saptanması veya teorik hesabı çok güçtür. Temizlik faktörü; ısı değiştiricisi kirli iken sahip olduğu ısı transfer katsayının, temizken sahip olduğu ısı transfer katsayısına oranıdır.

Temizlik için çeşitli yöntemler kullanılabilir. Sürekli temizlik; bunlardan biridir ama uygulama alanı fazla değildir. Bu yöntemde; fırça ya da sünger toplarla ısı değiştiricisi temizlenir. Diğer bir temizlik şekli; basınçlı su, basınçlı buhar, fırça ya da su tabancası kullanılarak yapılan mekanik yöntemdir. Kimyasal temizlik maddesi ile yapılan temizlikte ise ulaşılamayan köşe ve bölgelere rahatlıkla ulaşılır. Ancak kimyasal maddenin aşındırıcı özelliği olmamalıdır.

### 3.7. Isı Değiştiricilerinde Akım Belirleme :

Tasarım yapılırken, akışkanın gövdeden ve borulardan geçişine önceden karar verilmelidir. Aşağıdaki sıraya uyulmalıdır;

**1.**Yüksek basınçlı akışkan kullanılacaksa, borulardan geçmelidir. Boruların çapları küçük olduğundan yüksek basınçlara daha dayanıklıdırlar.

**2.** Aşındırıcı bir akışkan kullanılacaksa, borulardan geçmelidir. Boru kanalları ve kanal kapakları genellikle alaşımla kaplanmış düşük karbonla yapılabilir.

**3.** Borulardaki kirlenme, gövdeye göre çok daha ciddi boyutlarda olur. Mekaniksel temizleme gerektiğinde, boru iç tarafı daha kolay temizlenir.

**4.** Isı transfer katsayısı, gövde tarafında daha düşük oluşur. Borulara yüzey artırımı kabul edilir bir mühendislik uygulamasıdır.

### 3.8. Isı Değiştiricilerinde Seçim Kriterleri :

1.Isı değiştiricisi işlem gereksinimlerini yerine getirmelidir.

2.Isı değiştiricisi fabrika şartlarına uyumlu olmalıdır. Fabrika şartları başlatma, kapatma, normal işlem, acil, bakım ve sıcaklık farklılıklarıyla ısıl gerilimleri içerir. Isı değiştiricisi korozyona dayanıklı olmalıdır.

Isı değiştirgecinin seçiminde aşağıdaki hususlar göz önüne alınır;

Akışkan hızının artması taşınımla ısı transferini iyileştirir, buna karşılık yük kayıplarını arttırır. Bu husus göz önünde tutularak genellikle sıvılar için 0,5-6 m/s, gazlar için 3-10 m/s hızları arasında alınır(Balbay,

2001) Bazen erezyon, titreşim, akış stabilitesi ve gürültü gibi nedenlerle de hız sınırlanır.

Yüzeylerdeki kirlilik ısı transferine ve sürtünmeye etkisi bakımından hesaba katılmalıdır. Bu faktörler değiştirgeç boyutlarının tayininde büyük rol oynar. Örneğin; kirlilik fazla ise ısı akıları düşük tutularak aşırı sıcaklık artmaları önlenir. Boru çapları da fazla kirlilik halinde geniş tutulmak zorundadır. Aksi halde kesit daralması olur. Kirlilik tabakasını kimyasal yolla çözmek için asit eriyikleri kullanıldığında malzemeyi ona göre (örneğin paslanmaz çelik) seçmek gerekir.

Isı değiştirgeçlerinin imalatında ısı transferi ve akışkanın hareketi için gerekli pompalama gücü daima birlikte göz önünde tutulmalıdır. Yüksek yoğunluklu akışkanlarda pompalama gücü ısı debisinin yanında önemsiz mertebelerde olmakla beraber alçak yoğunluklarda durum böyle değildir, hatta bazı ısı makinalarında 4 veya 10 defa daha büyüktür.

Hız arttırılınca ısı akışı aşağı yukarı hızla orantılı olarak artar. Halbuki sarf edilen güç, hızın en az karesi ile orantılı olacak şekilde büyür. Yük kaybının azaltılması için hız düşürülür. Ancak hız düşürülünce yüzeyi büyütmek gerekir, bu ise tekrar yük kaybının artmasına yol açar. Gaz kullanılan değiştirgeçlerde sıvılara göre ısı transferi daha kötü olduğundan yüzeyler çok büyür. Gaz-gaz değiştirgeçleri, sıvı-sıvı değiştirgeçlerine göre aynı ısı debisi ve pompalama gücü için takriben 10 kat daha büyük alan gerektirir. Bu nedenle gaz akışlı değiştirgeçleri küçük yapma çareleri araştırılmıştır.

Değiştirgeci küçültmek için bir başka yolda ısı akısını yüksek tutma çareleri aramaktır. Boru çapları küçük seçilerek ve çapraz sıralı yapılarak ısı akısının arttırılması sağlanabilir.

Isı transferini iyileştirmek için bir yol da yüzeyi kesik parçalı yaparak sınır tabakadan kalınlaşmasını önlemektir. Kanatlı yüzeyler bu şartı kendiliğinden gerçeklerler. Yalnız yüzeyin parçalı yapılmasının yük kaybını arttıracağını unutmamak gerekir.

Borular içerisinde türbülans doğurucu parçalar koyarak da ısı transferi iyileştirilebilir. Bu halde yük kaybının artacağı doğrudur.

Isı transferini iyileştirmek için yukarıda bahsedilenlerden de anlaşılacağı gibi bir ısı değiştirgecinin seçiminde yalnız yatırım değil, işletme masrafları da göz önüne alınmalıdır. Minimum masrafı bulmak için yatırım işletme masrafları ile dengelemek şarttır.

### 3.9. Korozyon Ve Önlenmesi :

Atık geri kazanım sistemlerinin tasarımında göz önüne alınması gerekli hususlardan birisi borularda düşük sıcaklık bölgesinde oluşan korozyondur. Cihaz içinde herhangi bir noktadaki boru sıcaklığı, yaklaşık olarak o noktada borunun her iki tarafındaki akışkan sıcaklığının ortalamasıdır. Burada her iki taraftaki ısı taşınım katsayılarının aynı mertebede olduğu var sayılmıştır. Tecrübeler göstermiştir ki korozyona karşı en iyi önlem çalışma sınırları içinde ısıtıcının hiçbir noktasında boru sıcaklığının çiğ noktası sıcaklığının altındaki bir sıcaklığa düşmeyeceği bir eşanjör tasarımı gerçekleştirmektedir.

Korozyonun önlenmesinde başka bir yöntem ise ters akımlı eşanjör yerine aynı yönlü paralel akımlı eşanjör kullanmaktır. Böylece soğuk akışkan girişte en sıcak akışkanla karşılaşacak, boru cidar sıcaklıkları yükselecektir. Ancak akışkanlar arasındaki sıcaklık farkı düşecek ve bu sebeple ısıtıcı kapasitesinde bir düşüş olacaktır.

Korozyonu azaltmanın diğer bir yolu ise korozyona karşı dayanıklı malzeme kullanmaktır. Özel alaşımlı çelik veya alüminyum kullanılarak gaz sıcaklıklarını daha fazla düşürmek mümkün olabilir. Ancak bu durumda yatırım maliyeti artmaktadır. Bu nedenle verilen sıcaklık değerlerinin altında çalışmak için özel alaşımlı çelikler veya paslanmaz çelik kullanılmaktadır.

Isıtıcının ömrünü artırmak yönünden eğer korozyon önlenemiyorsa kalın malzeme kullanmak başka bir çözüm olarak gerçekleştirilebilir.

# 4. ISIL HESAPLAR VE TASARIM

Gövde boru tipi ısı değiştiricilerinin tasarımı yapılırken iki temel aşama vardır. Bunlar;

**a) Isıl değerlendirme aşaması:** İmal edilecek veya imal edilmiş bir ısı değiştiricisinin ısı transfer değerleri ve basınç düşüm performansı hesaplanır. Bu hesapların yapılabilmesi için ele alınan kriterler; ısı değiştiricisinin yapısı, akış düzenlemesi ve boyutlar, sıcak ve soğuk akışkana ait debi, sıcaklık ve kirlilik faktörleridir. Burada ısı transfer kapasiteleri ve gerçekleşecek basınç düşümleri bulunur.

**b) Fiziksel boyutlandırma aşaması:** Isıl değerlendirme aşamasında elde edilen veriler baz alınarak, izin verilen sınırlar içinde kalmak şartıyla, kullanılacak malzeme tipine göre ısı değiştiricisinin fiziksel boyutları hesaplanır. Isıl analiz sonunda gerçekleştirilen bu aşama ile mekanik tasarım da yapılmış olur.

## 4.1. Isıl Hesaplar :

Özellikle şaşırtma levhalarına sahip gövde boru tipi ısı değiştiricilerinde; gövde tarafındaki akışın karmaşıklığı nedeniyle, gövde bölümü ısı geçiş analizi ayrı bir kısım olarak ele alınmıştır. Buradaki akış, bazı bölgelerde boruların eksenine paralel, bazı bölgelerde ise boruların eksenine dik olarak gerçekleşir. Akışkanın bazı yerlerde kısa devre yapması ve bazı yerlerde ise kaçakların olması nedeniyle, ideal

akış biçiminde bozulmalar olabilir. Bu sebeple, gövde tarafındaki ısı taşınım katsayısının ve basınç düşümünün net bir şekilde belirlenmesi zorlaşır. Bu konuda ilk araştırmalardan olan Kern yönteminde, kaçak ve kısa devre akımlarını göze almadan, ideal akış bağıntıları kullanılır. İkinci akış modeli olan Bell yöntemi ise; kaçak ve kısa devre akımlarını içeren bağıntıları önerir.

Boru tarafındaki basınç kaybı hesaplanırken tasarım probleminde tüm boyutlar bilinmediği için Bell yöntemini kullanmak çok zordur. Çünkü bu yöntemde bütün boyutların bilinmesi gereklidir. Bu nedenle tasarım probleminin bu aşamasında Kern metodu kullanılmalıdır.

Gövde tarafındaki basınç düşümü için laminar bölgede Re<2300 iken Kern metodunu kullanmak doğru sonuç vermez. Bell yöntemi ise laminar bölgede de geçerli olduğu ve basınç kaybını çok detaylı incelediği için kullanılması uygundur. Bu aşamada da Bell yöntemi kullanılmalı ve elde edilen yaklaşık boyutlar esas alınarak ısıl değerler gözden geçirilmelidir (Güraras, 2002)

Buna göre ısı değiştiricisi sıcak ve soğuk akışkanına ait giriş-çıkış sıcaklıkları , debileri ve diğer gerekli veriler bilindiği takdirde ısıl hesap aşağıdaki açıklandığı şekilde adım adım yapılır. Sıcak ve soğuk akışkanın giriş çıkış sıcaklıklarının ortalamasına göre fiziksel özellikleri EK.1 ‘den alınabilir.

$\Delta t_h=(t_{1g}+t_{1ç})/2$ ve $\Delta t_c=(t_{2g}+t_{2ç})/2$ .....(4.1) (Genceli,1999)

Isı kapasite; $Q = \dot{m}_1.c_{p1}.(t_{1g}-t_{1ç})$ ..... (4.2) (Genceli,1999)

Soğuk akışkan debisi; $\dot{m}_2 = Q/ c_{p2}.(t_{2ç}-t_{2g})$ ..... (4.3) (Genceli,1999)

(Karşıt akış)Logaritmik sıcaklık farkı; $\Delta t_{mz} = (\Delta t_1-\Delta t_2)/\ln (\Delta t_1/\Delta t_2)$ .....(4.4)(Genceli,1999)

$\Delta t_1 = t_{1g}-t_{2ç}$ ..... (4.5) (Genceli,1999)

$\Delta t_2 = t_{1ç}-t_{2g}$ ..... (4.6) (Genceli,1999)

Kapasite oranı; $R = (t_{1g}-t_{1ç})/(t_{2ç}-t_{2g})$..... (4.7) (Genceli,1999)

Etkenlik; $P = (t_{2ç}-t_{2g})/(t_{1g}-t_{2g})$..... (4.8) (Genceli,1999)

Iki gecis düzeltme katsayısı; $$F = \frac{\sqrt{R^2+1}}{R-1}\frac{\ln\left(\frac{1-P}{1-PR}\right)}{\ln\left(\frac{2-P(R+1)-\sqrt{R^2+1}}{2-P(R+1)+\sqrt{R^2+1}}\right)} \quad (4.9)$$

(Genceli,1999)

Tek gecis düzeltme katsayısı; $$F = \frac{1}{R-1}\frac{\ln\left(\frac{1-PR}{1-P}\right)}{\ln\left(1+(1/R)\ln(1-RP)\right)}$$ .....(4.10)(Genceli,1999)

Logaritmik sıcaklık farkı ; $\Delta t_m = F.\Delta t_{mz}$ .....(4.11) (Genceli,1999)

Borular için $d_i$ ve $d_o$ ile bir değer kabul edilir. Akış hızı $w_2$, için borularda sıvı akışkanların hızları en yüksek 2,5 m/s, malzemeye göre de bakır için en yüksek 2 m/s, çelik için en yüksek 4 m/s, paslanmaz çelik için en yüksek 5 m/s seçilebilir (Genceli,1999). Bu değerlere göre;

Bir geçişteki gerekli boru sayısı; $n_1 = \dot{m}_2 / (w_2.\rho_2.\pi.(d_i^2/4))$ .....(4.12)(Genceli,1999)

$n_h$ boru geçişi için ; $n_t = n_h . n_1$.....(4.13) (Genceli,1999)

Boru eksenleri arası mesafe ; $t_1 = 1,25 . d_o$.....(4.14) (Genceli,1999)

$n_h$ boru geçişi ve boru eksenleri arası mesafe $t_1$ değerlerine göre; C ve n değerleri Çizelge 3.9'dan elde edilir.

Boru demeti çapı ; $D_{demet} = d_o . (n_t/C)^{1/n}$ .....(4.15) (Genceli,1999)

Bu değere göre EK.2 ve EK.3 'ten; gövde çapı, gövde iç çapı, boru sayısı ve 1 m boru boyu için ısıtma yüzeyi $m^2/m$ değerleri alınır.

Standartlara uygun olarak seçilen bu ısı değiştiricinin fiziksel boyutları baz alınarak, gerekli ısıtma yüzeyine göre toplam boyu hesaplanabilir.

Toplam ısı katsayısı K; sıvıdan sıvıya ısı iletimi sağlayan gövde boru tipi ısı değiştiricilerinde 150-1200 $W/m^2\ ^OC$ arasında bir değer seçilir (Genceli,1999);

Isıtma yüzeyi ; $A = Q/ ( K.\Delta t_m)$.....(4.16) (Genceli,1999)

1m boru boyundaki ısıtma yüzeyine göre $A_1$ için, boru boyları L;

$L = A/A_1$.....(4.17) (Genceli,1999)

Bu boy degerinin , govde dis capina gore standartlara uygunlugu $L_{eff}$ degeri ile bulunur ;

$L_{eff} = A.F_1.F_2.$.....(4.18) (Genceli,1999)

$F_1$ ve $F_2$ duzeltme katsayilari Cizelge 4.1 ve 4.2 ’de yeralmaktadir.

**Çizelge 4.1** $F_1$ boru dış çap düzeltme katsayısı

| **Boru Dis Capi (mm)** | **Boru merkezleri arasi uzaklik** | **Yerlesim Bicimi** | **$F_1$** |
|---|---|---|---|
| 16 | 23.8 | Ucgen | 1.00 |
| 16 | 23.8 | Kare | 1.16 |
| 20 | 25.4 | Ucgen | 1.14 |
| 20 | 25.4 | Kare | 1.31 |
| 25 | 31.8 | Ucgen | 1.34 |
| 25 | 31.8 | Kare | 1.54 |

**Çizelge 4.2** $F_2$ boru geçiş sayısı düzeltme katsayısı

| **Govde Ic capi (mm)** | **Boru Gecis Sayisi** | | | |
|---|---|---|---|---|
| | **2** | **4** | **6** | **8** |
| **0-305** | 1.2 | 1.4 | 1.80 | - |
| **337-438** | 1.06 | 1.18 | 1.25 | 1.5 |
| **489-591** | 1.04 | 1.14 | 1.19 | 1.35 |
| **635-838** | 1.03 | 1.12 | 1.16 | 1.20 |
| **889-1143** | 1.02 | 1.08 | 1.12 | 1.16 |
| **1219-1524** | 1.02 | 1.05 | 1.08 | 1.12 |
| **1524-** | 1.01 | 1.03 | 1.04 | 1.06 |

$L_{eff}/D_{gövde} \leq 3$ ise gövde boyu, çapına göre kısadır. Giriş çıkışlarda yüksek basınç kayıpları oluşur.

$L_{eff}/D_{govde} \geq 15$ ise gövde boyu, çapına göre uzundur. İmalatı, bakımı ve taşınabilirliği zordur. EK.15'te $L_{eff}$ boyun, gövde dış çapına oranlanmasına ait grafik yeralmaktadır.

Seçilen ısı değiştiricisi boru sayısına göre, akışkan hızı tekrar hesaplanır;

$$w_2 = \dot{m}_2 / (n_1.\rho_2.\pi.(d_i^2/4)) \quad \text{.....(4.19) (Genceli,1999)}$$

Başlangıçta kabul edilen değer ile 4.19 denkleminden elde edilen değer arasında en fazla %10 fark kabul edilecektir. Bu değerin dışındaki durumlarda hesaplama yeni bir değerle tekrarlanmalıdır.

Bulunan akışkan hızına göre, boru içindeki Reynolds sayısı;

$Re = (w_2.d_i)/(\mu_2/\rho_2)$ .....(4.20) (Genceli,1999)

Re <2300 ise ;

$Nu = 3,66+ [0,0668.(d_i/L).Re.Pr]/[1+0,04[(d_i/L).Re.Pr]^{2/3}]$.....(4.21)

(Güraras, 2002)

$10^4$>Re>2300 ise ; $f = (1,58.\ln Re - 3,28)^{-2}$ ;

Nu = [(f/2).(Re -1000).Pr]/ [1+12,7.(f/2)1/2.(Pr2/3-1)].....(4.22)

(Güraras, 2002)

$5.10^6$>Re>$10^4$ ise ; $f = (1,58.\ln Re - 3,28)^{-2}$ ;

$Nu = [(f/2).Re.Pr]/ [1,07+12,7.(f/2)^{1/2}.(Pr^{2/3}-1)]$.....(4.23)

(Güraras, 2002)

Boru içindeki ısı taşınım katsayısı; $h_i= (Nu.k_2)/d_i$ .....(4.24)

(Genceli,1999)

Boru bölümünün ısı taşınım katsayısı bulunduktan sonra gövde bölümünün ısı taşınım katsayısı bulunur.

Serbest geçiş kesiti hesaplanabilmesi için e, şaşırtma levhalar arası mesafe bir değer kabul edilir. Bu değer; gövde çapının 1/5'inden büyük olmalıdır.

$A_s = [(t_1-d_o).e.D_{gi}]/t_1$.....(4.25) (Genceli,1999)

Gövde tarafındaki akışkan hızı; $w_g = \dot{m}_1/(\rho_1.A_s)$ .....(4.26) (Genceli,1999)

Gövde tarafında boru dış çapına göre tanımlanmış Reynolds Sayısı;
$Re = (w_g.d_o)/v$.....(4.27) (Genceli,1999)

Boru eksenleri arası mesafe; $t_1 = 1{,}25 \; . \; d_o$ ve üçgen-kare diziliş tercihine göre Bell yöntemi boyutsuz ısıl çarpanı $j_{h,b}$; EK.4'ten bulunur.

Nusselt Sayısı ; $Nu = j_{h,b} .Re.Pr^{1/3}.(\mu_{\Delta th}/ \mu_{\Delta tm})^{0,14}$.....(4.28) (Genceli,1999)

Gövde tarafındaki ideal boru demetine dik akışta ısı taşınım katsayısı;
$h_o= (Nu.k_1)/d_o$.....(4.29) (Genceli,1999)

Boru sayısı düzeltme katsayısı, Fn bulmak için;
Boru eksenleri arasındaki dik uzaklık; $t_d= t_1.\sin 60^o$ .....(4.30)

(Genceli,1999)

Şaşırtma levhası kesme yüksekliği; $h_k$ =%kesme oranı . $D_{gi}$.....(4.31)

(Genceli,1999)

Şaşırtma levhalarının net yüksekliği; $h_n = D_{gi} - (2.h_k)$ .....(4.32)

(Genceli,1999)

Akışa dik boru sayısı; $n_{dik} = h_n/t_d$ .....(4.33) (Genceli,1999)

Re<2000 ise Fn = 1 .....(4.34) (Genceli,1999)

Re≥2000 ise Fn; $n_{dik}$ değerine göre EK.5'ten bulunur.

Bir penceredeki boru sayısı $n_p$; Çizelge 3.11'den bulunur.

Pencere düzeltme katsayısı; $Fw = 1-[2.n_p/n_t]+ 0,524[2.n_p/n_t]^{0,32}$ .....(4.35)

(Genceli,1999)

Boru demeti ile gövde iç çapı arasındaki aralık alanı;

$A_b=(D_{gi}-D_{demet}).e.10^6$.....(4.36) (Genceli,1999)

Ard arda kullanılan sızdırmazlık elemanı $n_s$=1,2,3 vb. bir değer alınır.

Re<100 ise α =1,5 ve Re>100 ise α=1,35 olarak kabul edilir.....(4.37)
(Genceli,1999)

$n_s \leq n_{dik}/2$ için , Kısa devre düzeltme katsayısı;

$Fb = \exp[-\alpha(A_b/A_s)(1-\sqrt[3]{(2n_s/n_{dik})})]$.....(4.38) (Genceli,1999)

Şaşırtma levhası ile borular arasındaki boşluk; b , EK.6'dan elde edilir.

Şaşırtma levhası ile borular arasındaki toplam aralık;
$A_{tb}= \pi.do.b.( n_t - n_p).10^{-6}$ .....(4.39) (Genceli,1999)

Şaşırtma levhası kesim açısı $\cos(\alpha_ş /2)= (h_n/2)/(D_{gi}/2)$.....(4.40)

(Genceli,1999)

Şaşırtma levhası ile gövde arasındaki boşluk r; EK.6'ten elde edilir.

Şaşırtma levhası ile gövde iç çapı arasındaki aralık;
$A_{sb}=\pi.D_{demet}.r.[(360-\alpha_ş)/360].10^{-6}$ .....(4.41) (Genceli,1999)

Toplam kaçak aralığı alanı; $A_L=A_{tb}+A_{sb}$ .....(4.42) (Genceli,1999)

Ara katsayısı $\beta_L$; EK.8'den elde edilir.

Kaçak akımı düzeltme katsayısı; $FL = 1- \beta_L.[(A_{tb}+2A_{sb})/ A_L)]$.....(4.43)

(Genceli,1999)

Gövde tarafındaki ısı taşınım katsayısı; $h_g = h_o.Fn.Fw.Fb.FL$.....(4.44)

(Genceli,1999)

Borunun iç ve dış tarafındaki kirlilik faktörleri $R_{f1}$ ,$R_{f2}$ , EK.9'dan alınır.

Kulanılan malzemeye göre ısı iletim katsayısı k; EK.10 ve EK.11'den elde edilir.

Boru dış yüzeyine göre tanımlanmış ısı taşınım katsayısı;

$$\left(\frac{1}{Kd}\right)=\left(\frac{do}{hi.di}\right)+\left(\frac{Rf\,1.do}{di}\right)+\left(\frac{\ln\left(do/di\right)}{2.\pi Lk}\right).\pi.L.do.10^{-3}+Rf\,2+\left(\frac{1}{ho}\right)$$

.....(4.45) (Genceli,1999)

Başlangıçta kabul edilen K değer ile 4.45 denkleminden elde edilen değer arasında en fazla %10 fark kabul edilecektir. Bu değerin dışındaki durumlarda hesaplama yeni bir değerle tekrarlanmalıdır.

Isıl hesaplarda diğer önemli bir hesap ise basınç kaybı hesaplarıdır. Borulara dik ideal akış halindeki basınç kaybı, boru dış çapına göre Reynolds Sayısı için ve boru yerleştirme şekline göre; $j_{f,b}$, Bell yönteminde boyutsuz çarpan EK.12'den bulunur. Bu değere göre;

$\Delta p_{ideal,dik} = 8.\, j_{f,b}\, .n_{dik}.(\, \rho_{1.} w_g^{\,2}\, /2).(\mu_{\Delta th}/\, \mu_{\Delta tm})$.....(4.46) (Genceli,1999)

Re<100 ise $\alpha$ =5 ve Re>100 ise $\alpha$=4 ve daha önce bulunan $A_b$, $A_s$ ile kullanılan sızdırmazlık eleman sayısı $n_s$ değerlerine göre; denklem 4.38 kullanılarak, kısa devre düzeltme katsayısı $Fb^1$ bulunur.

$A_L/A_s$ değerine göre $\beta_L^{\,1}$ katsayısı EK.8'den bulunur. Buna göre; kaçak akımı düzeltme katsayısı; $FL^1$, denklem 4.43 kullanılarak hesaplanır.

Borulara dik akışta basınç kaybı ; $\Delta p_{dik} = \Delta p_{ideal,dik} .Fb^{1}.FL^{1}$ .....(4.47)

(Genceli,1999)

$h_k$ / $D_{gi}$ değerine göre EK.13'den pencere alanının, toplam alana oranı Ra bulunur.

Net akış alanı ; $A_w = (\pi D_{gi}^2 /4).Ra - n_p. (\pi d_o^2 /4)$ .....(4.48) (Genceli,1999)

Pencere kısmındaki hız; $w_p = \dot{m_g}/(\rho_1.A_w)$.....(4.49) (Genceli,1999)

Geometrik ortalama hız; $w_z = w_p.w_g$ .....(4.50) (Genceli,1999)

Pencere bölgesindeki boru sıra sayısı; $n_{pv} = h_k/t_d$ .....(4.51) (Genceli,1999)

Penceredeki akıştaki basınç kaybı; $\Delta p_w = FL^{1}.(2+0,6n_{wv}) .( \rho_1.w_z^2 /2)$ .....(4.52) (Genceli,1999)

Gövdenin uç kısımlarındaki basınç kaybı;

$\Delta p_g = \Delta p_{ideal,dik} [(n_{wv}+n_{dik})/n_{dik}].Fb^{1}$.....(4.53) (Genceli,1999)

Bell yöntemine göre gövde tarafındaki toplam basınç kaybı;

$\Delta p_{g,bell} = 2.\Delta p_p + [(L/e)-1].\Delta p_{dik}+(L/e).\Delta p_p$.....(4.54) (Genceli,1999)

Bu değer temiz ısı değiştiricideki basınç düşümüdür. EK.14'ten yararlanılarak, akış özelliğine göre, kirlilik faktörü değeri ve $D_G$/e değeri

için, kirli haldeki basınş düşümünün, temiz haldeki basınç düşümüne oranı $k_{bd}$ bulunur. Buna göre;

$\Delta p_{gövde} = \Delta p_{g,bell} . k_{bd}$ .....(4.55) (Genceli,1999)

Basınç kayıpları bulunduktan sonra, bu akışkanı sistem içinde hareket ettirebilmek için gerekli pompa gücü;

$P = \dot{m}.\Sigma\Delta p /( \rho .\eta_{pompa})$ .....(4.56) (Genceli,1999)

**4.2.Tasarım :**

Tasarım sürecinde, ısı değiştiricisinin tipi ve tasarım parametreleri kabul edilir. Bu değerlere göre tasarım gerçekleştirilir. Isıl hesaplar ve her iki akış için de basınç düşümleri hesaplanır. Sonuçlar kabul edilebilir sınırlar içindeyse, yapılan ilk tasarım problemin çözümüdür.

Bu aşama ardından aynalar, borular, gövde, ayaklar gibi elemanların mekanik tasarımı yapılır.

Toplam optimum tasarım, genelde ilk yatırım maliyetleri olan malzeme, imalat, test, sevkiyat ve montaj maliyetleri ile işletme ve bakım maliyetlerinden oluşan bir toplam maliyet temelinde performans ihtiyaçlarını karşılayan ısı değiştiricisinin tasarlanmasıdır. Bu çalışmada mekanik bölümünün optimizasyonu yapılacaktır.

# 5. GÖVDE BORU TİPİ ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ TASARIM PROGRAMI

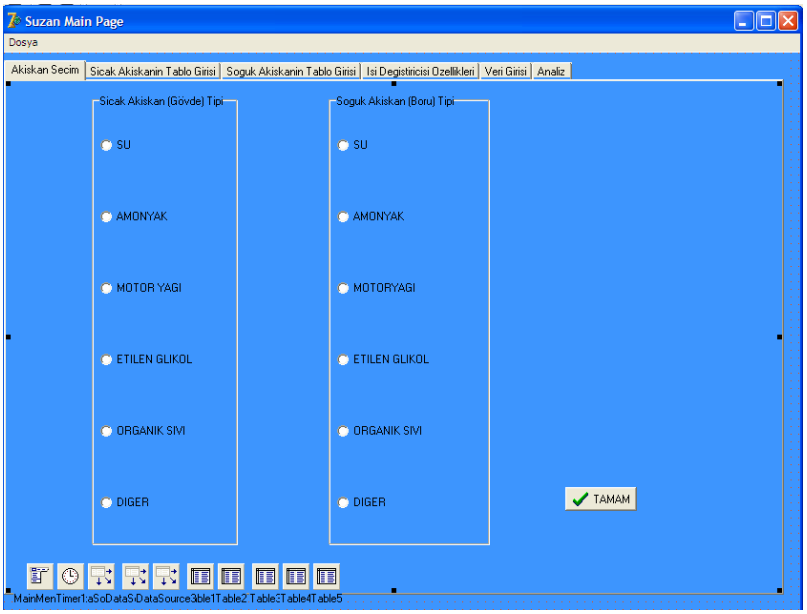
Programlama dili olarak bu çalışmada; Delphi 7.0 kullanılmıştır. Anlaşılabilirlik ve kullanılabilirlik açısından çok rahat olan bu programlama dili, ana bir form altında çalışmaktadır. Aşağıda çeşitli akışkanlar arasında ısı transferi yapan, ön kafa B tipi, gövde E tipi, U veya I borulu, 16, 19, 25 mm dış çaplı, üçgen, kare $60^o$ diziliş yapılan ve %25 perde kesim açısı olan St37, CrNi, bakır, pirinç malzemeden imal edilen ısı değiştiricileri için tasarlanmış bilgisayar programı yer almaktadır;

## 5.1. Bilgisayar Programının Tanıtımı

Bilgisayar programı 6 ana sayfadan oluşmaktadır. Açılış sayfasında sıcak ve soğuk akışkan için akışkan tipleri seçilir. İkinci ve üçüncü sayfa; varolan akışkan tipleri haricindeki özel akışkan tipi tercihlerinde kullanıcıya tablo girişi olanağı sağlar. Dördüncü sayfada ise ısı değiştiricisinin özellikleri belirlenir. Beşinci sayfada; söz konusu prosese ait veri girişleri yapılır. Altıncı sayfada; sonuçlar yer almaktadır.

Görüntü olarak Şekil 5.1'deki gibi olan açılış sayfasında; sıcak ve soğuk akışkan tipi olarak; su, amonyak, motor yağı, etilen glikol, organik sıvı ya da diğer tip seçilebilir. Tercihler işaretlendikten sonra ,tamam ikonuna basıldığında eğer diğer akışkan tipi seçildiyse otomatik olarak

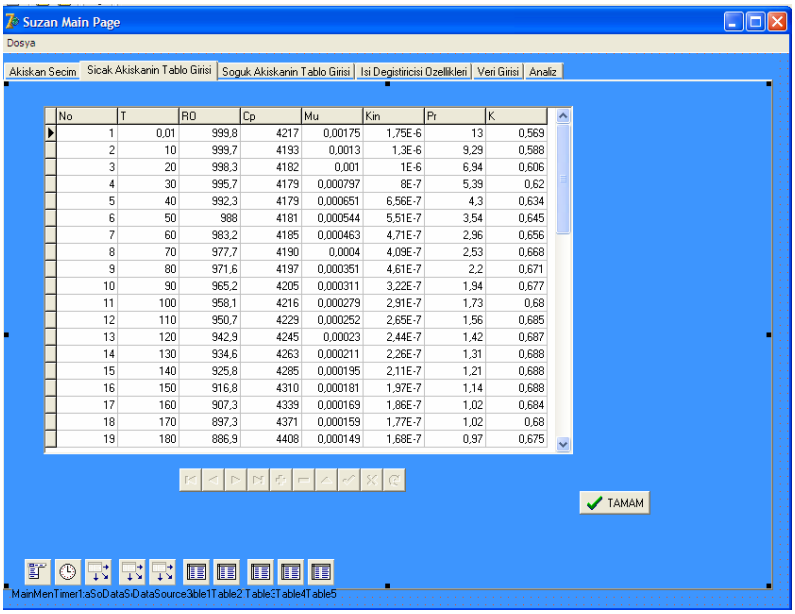
ikinci ve üçüncü sayfa aktif olur ve tablo girişi istenir. Bu tablo; akışkanın sıcaklığa göre fiziksel özelliklerinin değişim tablosudur.




**Şekil 5.1** Tasarım programı açılış sayfası

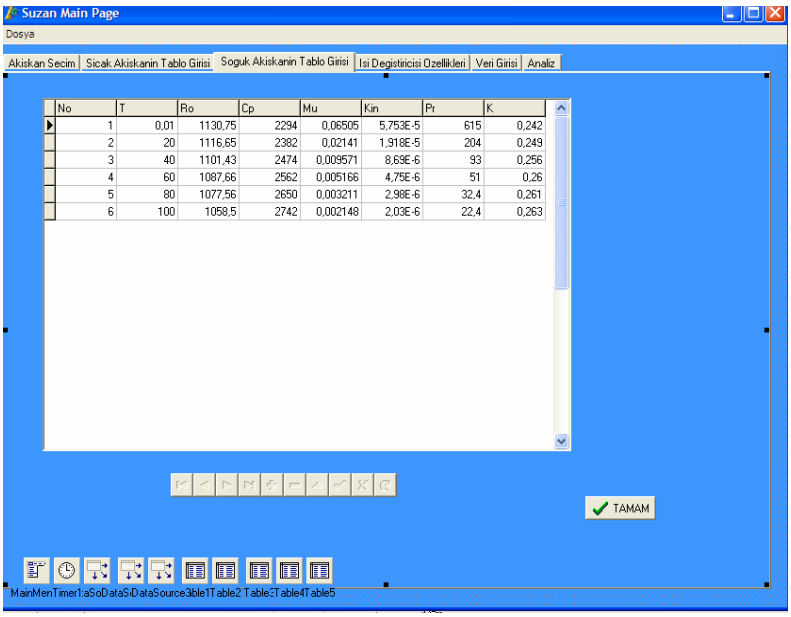
Görüntü olarak Şekil 5.2'deki gibi olan ikinci sayfada; sıcak akışkan tipinin tablo girişi yapılır. Tamam ikonuna basıldığında, girilen tablo değerleri geçerlilik kazanır ve tüm işlemler bu tablodan alınan değerlerle yapılır.

Görüntü olarak Şekil 5.3'deki gibi olan üçüncü sayfada; soğuk akışkan tipinin tablo girişi yapılır. Tamam ikonuna basıldığında, girilen tablo değerleri geçerlilik kazanır ve tüm işlemler bu tablodan alınan değerlerle yapılır.



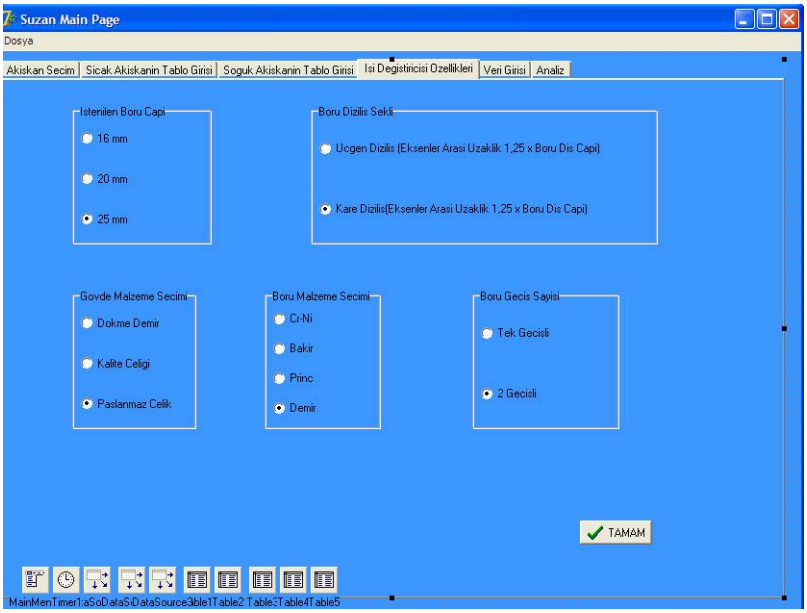

| No | T | RO | Cp | Mu | Kin | Pr | K |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | 0,01 | 999,8 | 4217 | 0,00175 | 1,75E-6 | 13 | 0,569 |
| 2 | 10 | 999,7 | 4193 | 0,0013 | 1,3E-6 | 9,29 | 0,588 |
| 3 | 20 | 998,3 | 4182 | 0,001 | 1E-6 | 6,94 | 0,606 |
| 4 | 30 | 995,7 | 4179 | 0,000797 | 8E-7 | 5,39 | 0,62 |
| 5 | 40 | 992,3 | 4179 | 0,000651 | 6,56E-7 | 4,3 | 0,634 |
| 6 | 50 | 988 | 4181 | 0,000544 | 5,51E-7 | 3,54 | 0,645 |
| 7 | 60 | 983,2 | 4185 | 0,000463 | 4,71E-7 | 2,96 | 0,656 |
| 8 | 70 | 977,7 | 4190 | 0,0004 | 4,09E-7 | 2,53 | 0,668 |
| 9 | 80 | 971,6 | 4197 | 0,000351 | 4,61E-7 | 2,2 | 0,671 |
| 10 | 90 | 965,2 | 4205 | 0,000311 | 3,22E-7 | 1,94 | 0,677 |
| 11 | 100 | 958,1 | 4216 | 0,000279 | 2,91E-7 | 1,73 | 0,68 |
| 12 | 110 | 950,7 | 4229 | 0,000252 | 2,65E-7 | 1,56 | 0,685 |
| 13 | 120 | 942,9 | 4245 | 0,00023 | 2,44E-7 | 1,42 | 0,687 |
| 14 | 130 | 934,6 | 4263 | 0,000211 | 2,26E-7 | 1,31 | 0,688 |
| 15 | 140 | 925,8 | 4285 | 0,000195 | 2,11E-7 | 1,21 | 0,688 |
| 16 | 150 | 916,8 | 4310 | 0,000181 | 1,97E-7 | 1,14 | 0,688 |
| 17 | 160 | 907,3 | 4339 | 0,000169 | 1,86E-7 | 1,02 | 0,684 |
| 18 | 170 | 897,3 | 4371 | 0,000159 | 1,77E-7 | 1,02 | 0,68 |
| 19 | 180 | 886,9 | 4408 | 0,000149 | 1,68E-7 | 0,97 | 0,675 |

**Şekil 5.2** Tasarım programı sıcak akışkan tablo giriş sayfası




| No | T | Ro | Cp | Mu | Kin | Pr | K |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | 0,01 | 1130,75 | 2294 | 0,06505 | 5,753E-5 | 615 | 0,242 |
| 2 | 20 | 1116,65 | 2382 | 0,02141 | 1,918E-5 | 204 | 0,249 |
| 3 | 40 | 1101,43 | 2474 | 0,009571 | 8,69E-6 | 93 | 0,256 |
| 4 | 60 | 1087,66 | 2562 | 0,005166 | 4,75E-6 | 51 | 0,26 |
| 5 | 80 | 1077,56 | 2650 | 0,003211 | 2,98E-6 | 32,4 | 0,261 |
| 6 | 100 | 1058,5 | 2742 | 0,002148 | 2,03E-6 | 22,4 | 0,263 |

**Şekil 5.3** Tasarım programı soğuk akışkan tablo giriş sayfası




**Şekil 5.4** Tasarım programı ısı değiştiricisi özellikleri giriş sayfası

Görüntü olarak Şekil 5.4'deki gibi olan dördüncü sayfasının ilk bölümünde boru çapı için; 16, 20 ve 25 mm değerlerinden biri tercih edilir. İkinci bölümde: boru diziliş şekli için üçgen ve kare olmak üzere iki tercih yer almaktadır. Üçüncü ve dördüncü bölümde; gövde ve borular için malzeme tercihleri yapılır. Beşinci bölümde ise boru geçiş sayısı tek veya iki geçişli olarak tercih edilebilir. Tamam ikonuna basıldığında, Sekil 5.5'te görülen veri girişi sayfası aktif olur. Bu sayfada; sıcak ve soğuk akışkanın giriş sıcaklıkları ve debileri girildikten sonra, sıcak akışkanın soğutulmak istenen sıcaklık değeri veya soğuk akışkanın ısıtılmak istenen sıcaklık değeri girilir. Çalıştır ikonuna basıldığında tasarım programı, analiz sayfasına geçer (Şekil 5.6) ve girilen değerlere göre, uygulaması yapılabilecek ısı değiştiricilerin fiziksel özellikleri ve prosesin ısıl sonuçları listelenir. Bu sonuçların standartlara uygunluğu ayrı bir pencerede detay bilgi olarak kullanıcıya sunulur.

Girilen değerler aşağıda listelendiği gibi; uygulamada karşılaşılamıyacak değerlere sahipse program Şekil 5.5.1 ve Şekil 5.5.2'deki gibi hata verir.

Girilen sınır koşulları;

1- Sıcak akışkanın giriş sıcaklığı, soğuk akışkanın giriş sıcaklığından küçük olamaz.

2- Sıcak akışkanın giriş sıcaklığı, çıkış sıcaklığından küçük olamaz.

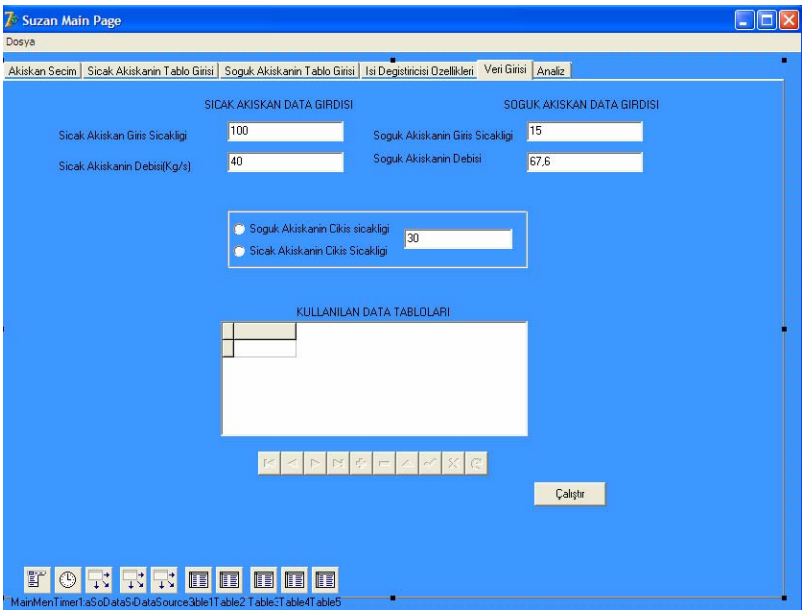
3- Soğuk akışkanın giriş sıcaklığı, çıkış sıcaklığından büyük olamaz.

4- Sıcak akışkanın çıkış sıcaklığı, soğuk akışkanın giriş sıcaklığından küçük olamaz.

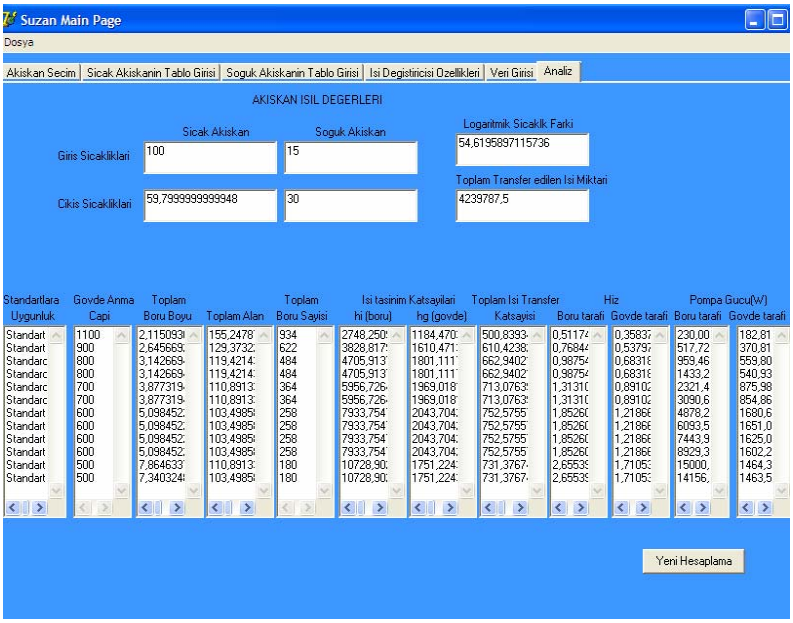
5- Soğuk akışkanın çıkış sıcaklığı, sıcak akışkanın giriş sıcaklığından büyük olamaz.

6- Sıcak akışkan giriş sıcaklığı, akışkan tipine ait tablodaki en yüksek sıcaklık değerinden büyük olamaz.

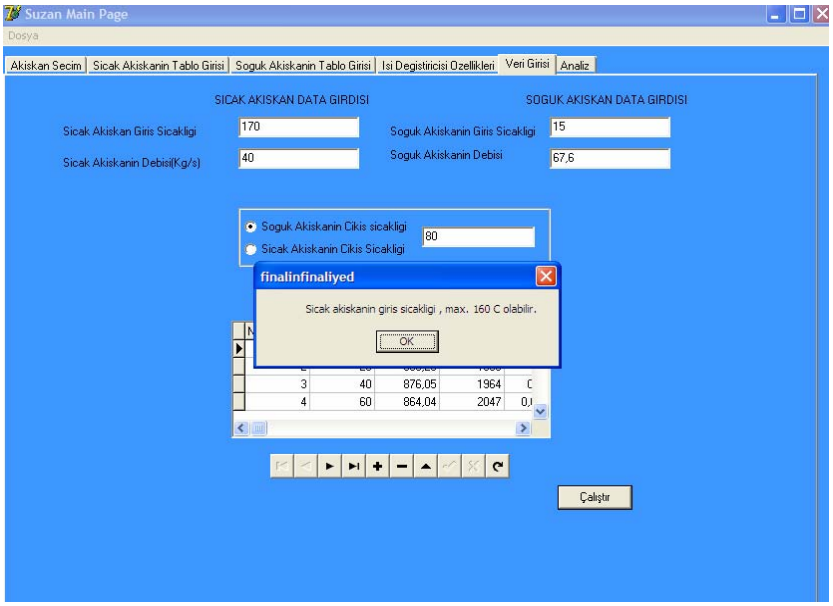
Ayrıca bu sayfada, sıcak veya soğuk akışkanın çıkış sıcaklığı tercihi için bir buton koyulmuştur. Proseste ulaşılması planlanan ısıtma veya soğutma sıcaklık değeri bu butonu seçtikten sonra veri olarak girilir. Tasarım programı çalıştırıldığında tercih edilen akışkanlara göre kullanılan data tabloları, ayrı bir pencerede, hesaplama hangi konumda hangi tablodan hangi değeri kullanıyorsa gösterilmektedir.



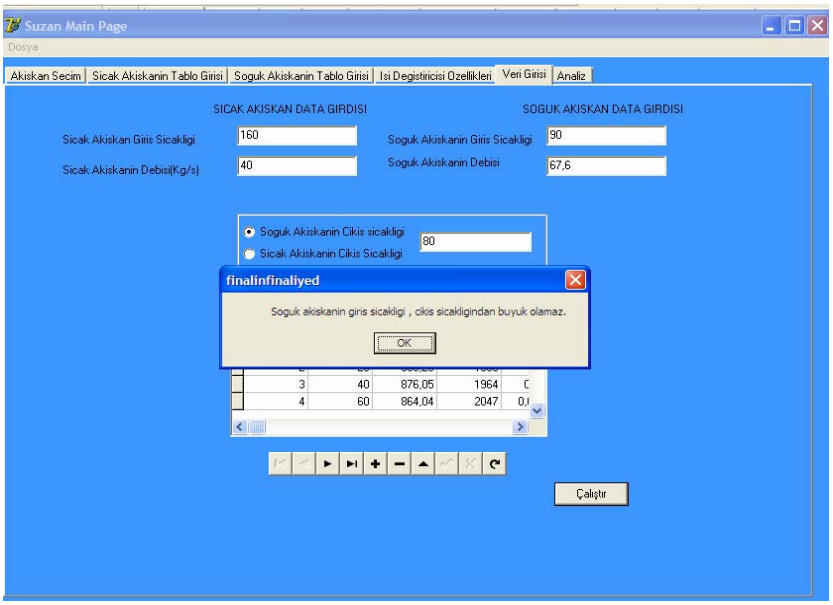

**Şekil 5.5** Tasarım programı veri giriş sayfası




**Şekil 5.6** Tasarım programı analiz sayfası




**Şekil 5.5.1** Tasarım programı hata görüntüsü




**Şekil 5.5.2** Tasarım programı hata görüntüsü

## 5.2. Bilgisayar Programının Akış Diyagramı:

Şekil 5.7'de programın ana bölümleri listelenmiştir.

- Sıcak ve soğuk akışkanın çıkış sıcaklıklarının, Q ve Δtlm değerlerinin bulunması

-Tek veya iki geçişin tercihi

-Boru tarafı hızın 0.1-2.5 m/s aralığında kabulu ile girilen debi değerine göre boru adetlerinin ve $D_{demet}$ değerlerinin bulunması

-$D_{demet}$ değerlerinin tablo değerleri ile eşleştirilmesi

-Her hız aralığı için 200-1350 arasında K toplam ısı transfer katsayısının kabul edilmesi

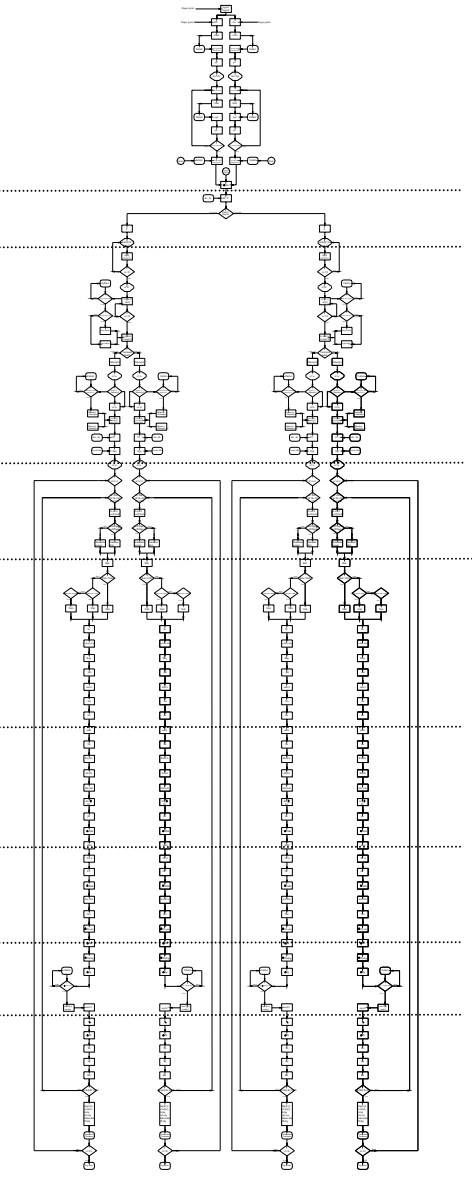
-Boru tarafı Re, Nu ve $h_i$ hesaplanması

-Gövde tarafı Re , Nu ve $h_o$ hesaplanması

-Basınç kayıplarının hesaplanması

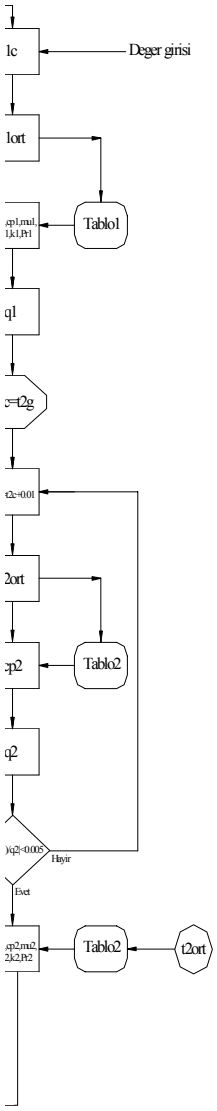
-K değerinin hesaplanması ve Kabul değeri ile karşılaştırılması

-Sonuçların kaydı ve yazdırılması

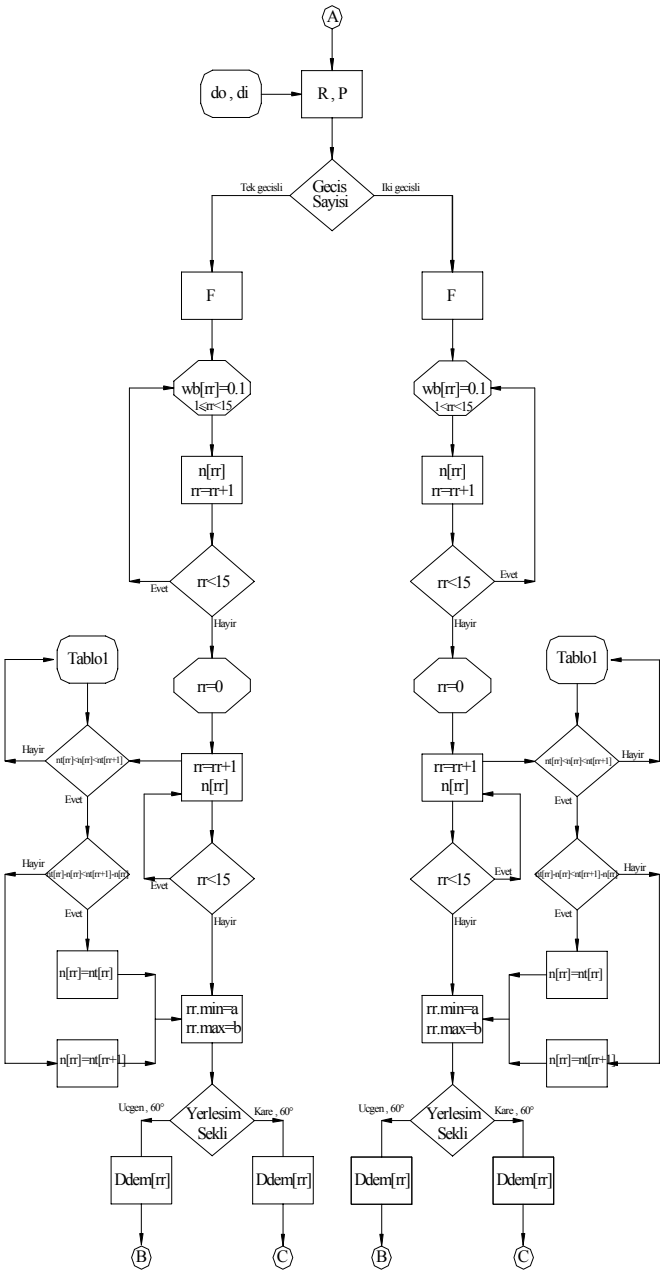


**Şekil 5.7** Tasarım programı genel bölümler

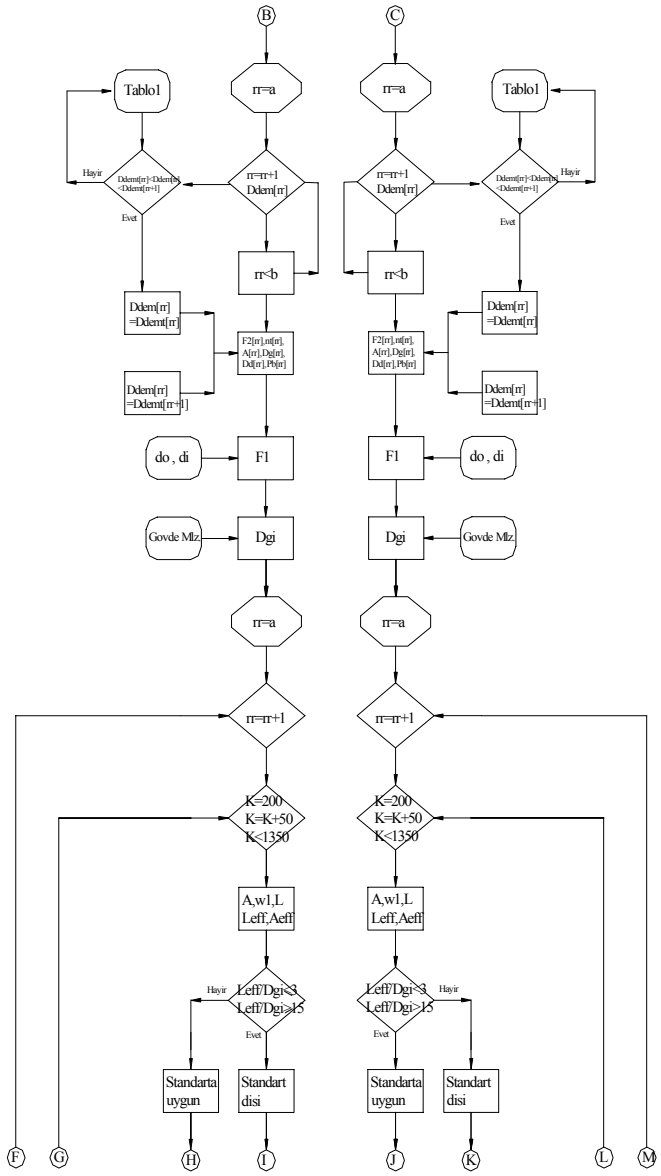
Şekil 5.8'de ise her bölümünün detaylı görüntüsü verilmiştir.



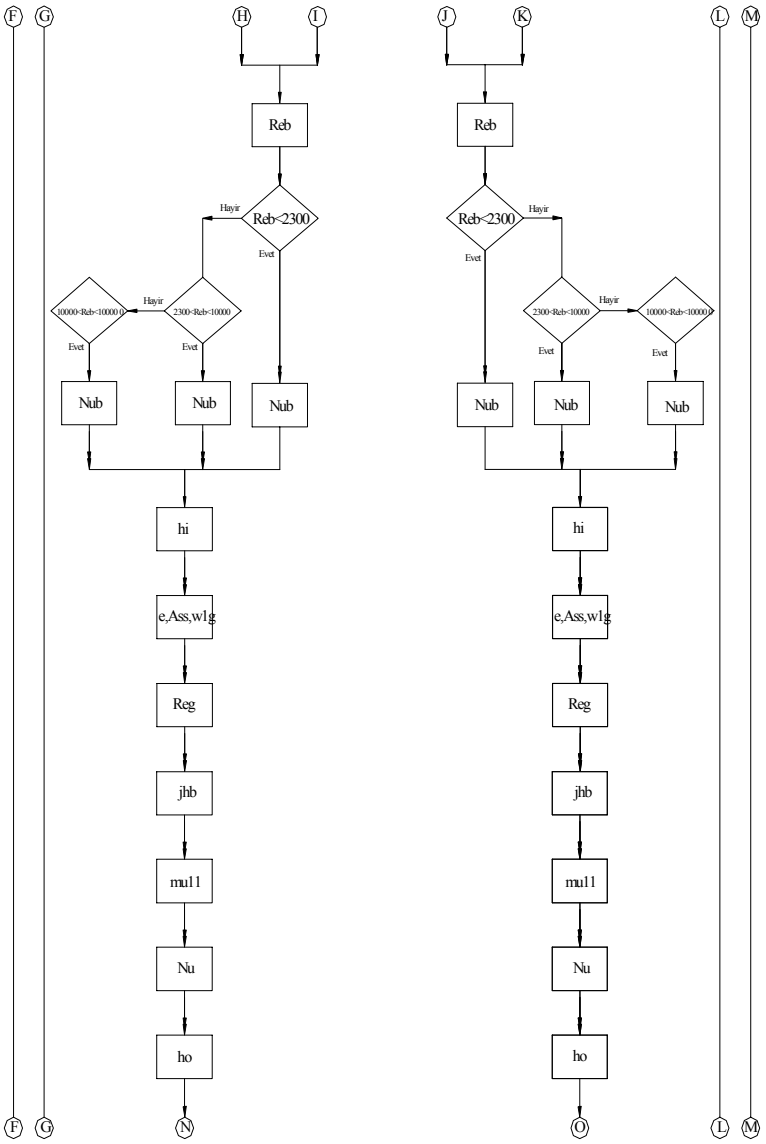

**Şekil 5.8** Tasarım programı detay bölümleri



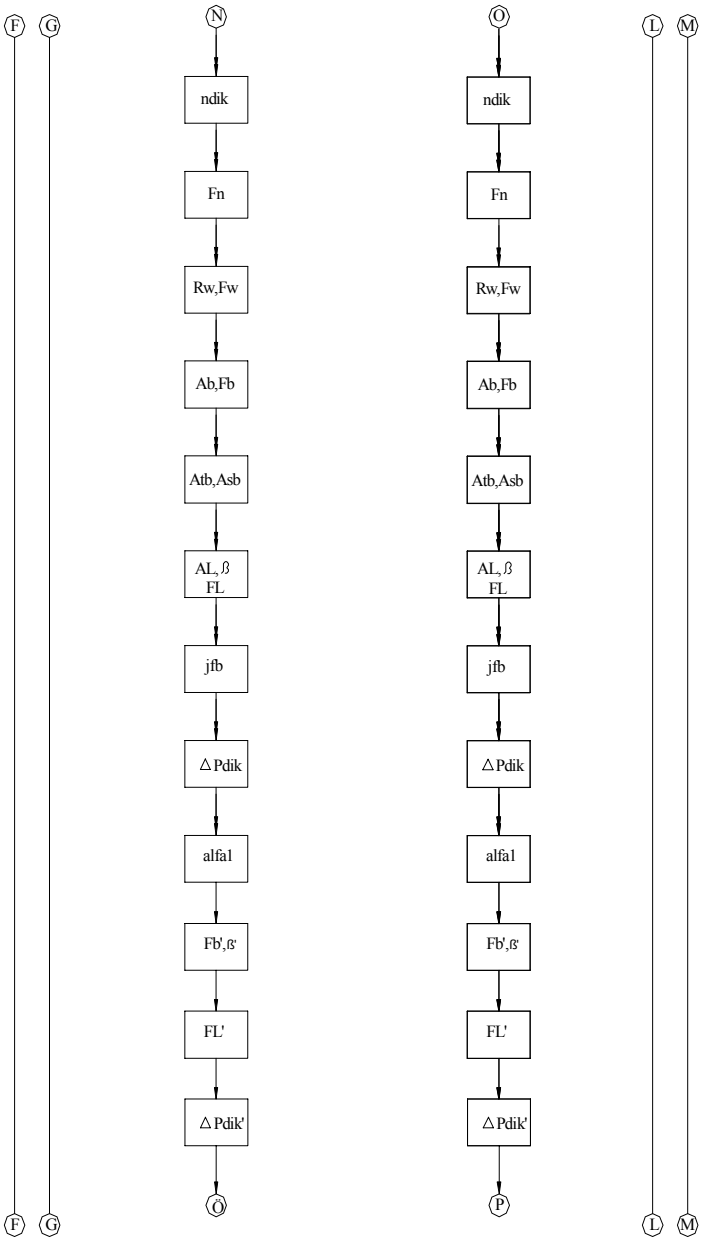

**Şekil 5. 8** Tasarım programı detay bölümleri-devamı



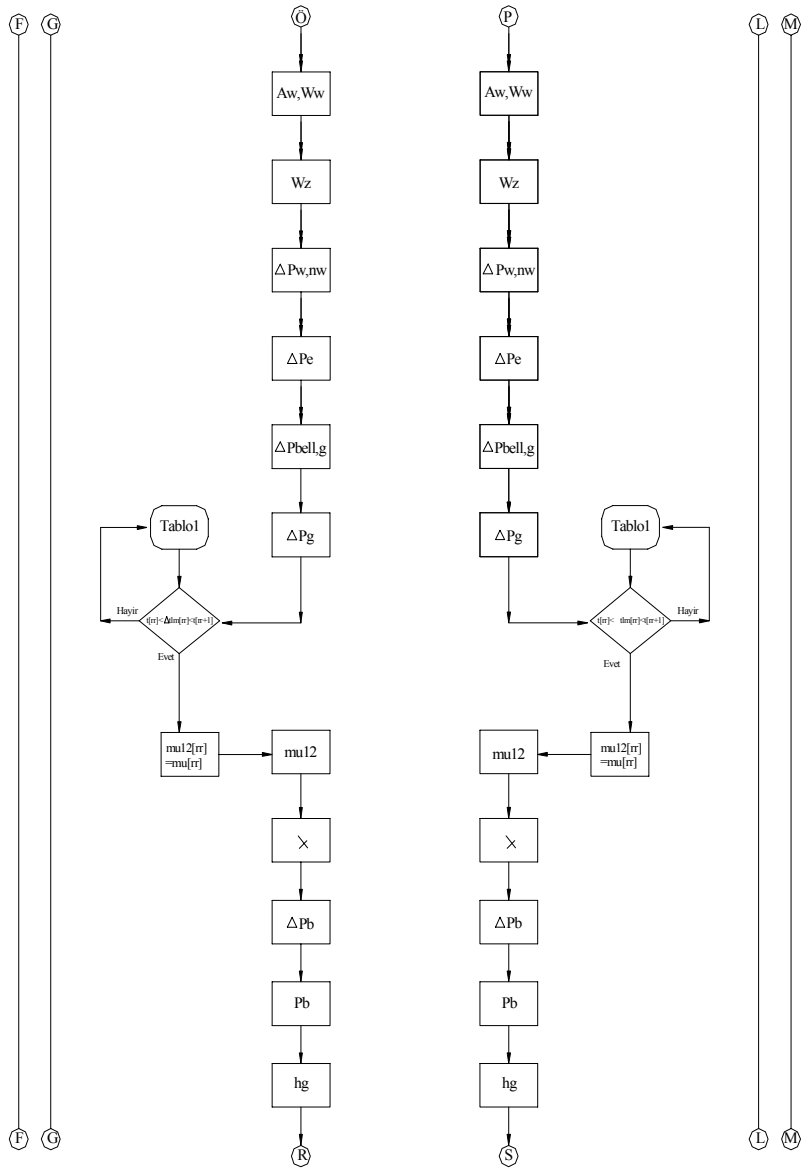

**Şekil 5. 8** Tasarım programı detay bölümlerı-devamı



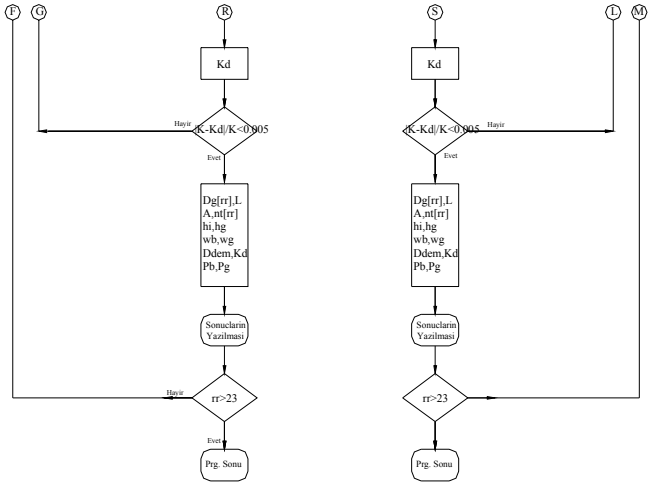

**Şekil 5. 8** Tasarım programı detay bölümlerı-devamı




**Şekil 5. 8** Tasarım programı detay bölümlerı-devamı




**Şekil 5. 8** Tasarım programı detay bölümleri-devamı




**Şekil 5. 8** Tasarım programı detay bölümlerı-devamı

# 6. DENEY DÜZENEĞİ VE DENEYSEL ÇALIŞMALAR

## 6.1. Deney Düzeneğinin Tanıtılması :

Bu çalışmada laboratuvar ölçekli, türbulans akışlı gövde boru tipi ısı değiştiricisi imal edilmiştir.

Bilgisayar programıyla sonuçların destekleneceği bu deney düzeneğinde aşağıdaki elemanlar kullanılmıştır ;

1-Isı değiştiricisi

2- Pompa

3- Isıtıcı

4- Sıcak akışkan besleme kazanı

5- Termostat

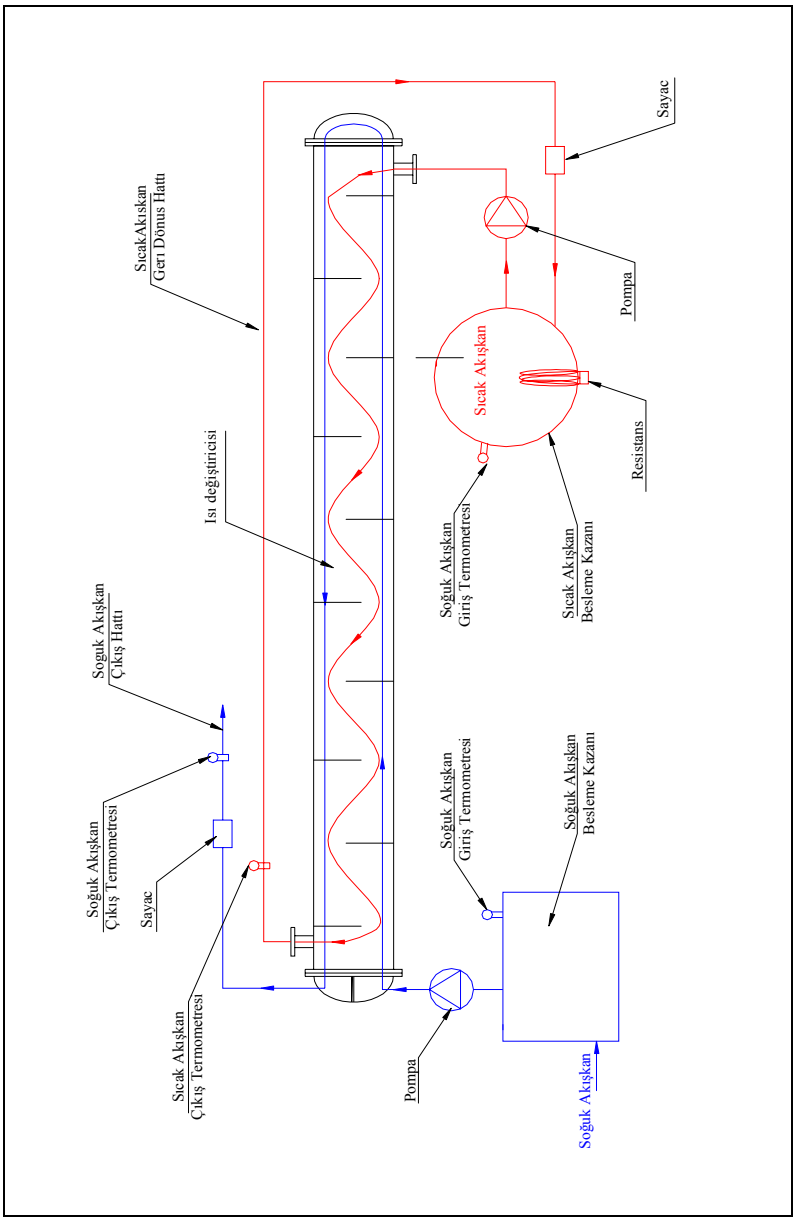
6- Soğuk akışkan besleme kazanı

7-Termometre

8-Debi ölçer

9- Gösterge panosu

Sistemin şematik görüntüsü Şekil 6.1'de yeralmaktadır. Kırmızı renkteki hatlar sıcak suyun dolaştığı hat olup, ısı değiştiricisinin gövde bölümünden geçmektedir. Mavi hat ise soğuk suyun geçtiği hattır. Bu hattaki soğuk su, ısı değiştiricisinin boru bölümünden geçmektedir. Her iki hattaki suyun debisi vanalarla ayarlanmaktadır.




**Şekil 6. 1** Sistemin şematik görüntüsü

Sistemin elemanları detaylı olarak aşağıda anlatılmıştır;

**1-Isı değiştiricisi :** Bu deneysel çalışmada ısı transferini sağlayan ısı değiştiricisi yarım ay ayaklar üzerine oturtulmuştur. Isı değiştiricisi gövde boru tipi olup, tek geçişlidir. Gövde veya borular St37 malzemeden imal edilmiş olup, tüm giriş çıkışlar 1" flanş bağlantılıdır. Sıvı sirkülasyonları pompa ile sağlanmıştır. Sıcak veya soğuk akışkanın giriş çıkış hatlarına termometre ve debimetre bağlanmıştır. Tüm sisteme yalıtım yapılmıştır.

Gövde DN200 anma çaplı olup, borular 25 mm çapında 26 sıra ve $60^0$ üçgen diziliş ile aynalara sabitlenmiştir. Aynalara borular yerleştirildikten sonra, şaşırtma levhaları üst ve alt olacak şekilde borulara geçirilmiş ve mesafeleri ayarlanmıştır.

**Şekil 6.2** Boruların aynalara tespiti

**Şekil 6.3** Şaşırtma levhaların yerleştirilmesi

Şaşırma levhaları da yerleştirildikten sonra, ikinci ayna, gövde uzunluğuna göre yerleştirilmiştir. Boru boyları uygun şekilde kısaltılarak montaja hazır hale getirilmiştir.

**Şekil 6.4** Boru boylarının ayarlanması

**Şekil 6.5** Isı değiştiricisi iç aksamın genel görünümü

Bu işlemden sonra iç aksamın gövdeye yerleşimi gerçekleştirilmiş ve diğer tarafın aynası gövdeye tam oturacak şekilde yerleştirilmiştir. Borular da aynaya tekrar geçirilmiş ve kaynak işlemi yapılmıştır.

**Şekil 6.6** İç aksamın gövdeye yerleşmiş görünümü

Isı değiştiricisinin ön ve arka kafaları ile giriş çıkış bağlantıları ve ayakları gövdeye montaj edilmiştir.

**Şekil 6.7** Gövde yan görünümü

**Şekil 6.8** Gövde ön görünümü

Sıcak ve soğuk akışkanın besleme kazanları da imal edildikten sonra uygun şekilde yerleştirilmiş ve ara tesisatları yapılmıştır. Tesisatlara debimetreler, pompalar, termometreler montaj edilmiştir.

**Şekil 6.9** Besleme kazanları

**Şekil 6.10** Giriş Çıkış tesisat görünümü-1

**Şekil 6.11** Giriş Çıkış tesisat görünümü-2

Tüm montaj işlemi bittikten sonra yalıtım malzemesi kaplama işlemi gerçekleştirilmiştir.

**Şekil 6.12** Yalıtım operasyonu-1

**Şekil 6.13** Yalıtım operasyonu-2

Malzeme kaplandıktan sonra tüm bölgelere alüminyum bant sarılmıştır. Kalan kısımlar da metalik boya ile boyanmıştır.

**Şekil 6.14** Isı değiştiricisi genel görünüm-1

**Şekil 6.15** Isı değiştiricisi genel görünüm-2

**Şekil 6.16** Isı değiştiricisi genel görünüm-3

**2- Pompa:** 1" giriş çıkışlı, 40 lt/dak debili, 0,37 kw gücünde sirkülasyon pompaları kullanılmıştır. Pompalardan biri soğuk akışkanı besleme kazanından alıp, ısı değiştiricinin borularına basarken, diğeri sıcak akışkanı besleme kazanından alıp, ısı değiştiricisinin gövde bölümüne basmaktadır.

**Şekil 6.17** Sirkülasyon pompaları

**3- Isıtıcı :** 4.5 kw gücünde ve sıcak akışkan besleme kazanına alt merkezden montajlı resistans monte edilmiştir.

**Şekil 6.18** Isıtıcı (4.5 kw )

**4- Sıcak Akışkan Besleme Kazanı :** 400 mm çapında, 400 mm yüksekliğinde, 3 ayaklı, 1 " giriş çıkışlı, 3 mm St37 malzemeden imal edilmiştir.

**Şekil 6.19** Sıcak akışkan besleme kazanı

**5- Termostat :** Sıcak akışkan besleme kazanına ½" manşonla montajlı, 90 $^{0}$C üst sınırlı termostat kullanılmıştır.

**Şekil 6.20** Termostat

**6- Soğuk Akışkan Besleme Kazanı :** 300x300x300 mm ebatlarında 3 mm St37 malzemeden, 3 ayaklı, 1" giriş çıkışlı olarak imal edilmiştir.

**Şekil 6.21** Soğuk akışkan besleme kazanı

**7-Termometre:** 0-100 $^{0}$C arasında sıcaklık gösteren termometreler besleme kazanlarının giriş çıkışlarına montaj edilmiştir.

**Şekil 6.22** Termometre

**8-Debi Ölçer:** 1-40 lt/dak kapasiteli iki adet sayac kullanılmıştır. Bunlar ısı değiştiricisinin çıkışlarına bağlanmıştır.

**Şekil 6.23** Sayac

**9-Gösterge Panosu:** Üzerinde dört adet termometre dijital göstergesi, pompaların acma-kapama düğmeleri, resistans acma-kapama düğmesi ve ana şalterin bulunduğu bir gösterge panosu kullanılmıştır. Şekil 6.24'te genel görünümü yeralmaktadır.

**Şekil 6.24** Gösterge panosu

## 6.2. Deney Düzeneğinin Çalışma Şekli :

Bu deney düzeneğinde sıcak akışkan, besleme kazanında ısıtıcı ile ısıtılır ve termostatta ayarlanan sıcaklığa gelindiğinde ısıtıcı otomatik olarak devreden çıkar. Sıcak akışkan sirkülasyon pompası sayesinde ısı değiştiricisinin gövde bölümüne aktarılır. Buradan geçtikten sonra besleme kazanına dönüş tesisatındaki debimetreden geçip, kazana dolar. Soğuk akışkan ise, besleme kazanından sirkülasyon pompası ile ısı değiştiricisinin boru demetine basılır. Borulardan geçerken ısı transferi gerçekleşir ve sıcaklığı değişmiş soğuk akışkan geri dönüş hattındaki debimetreden geçip, kazana gelerek devresini tamamlar.

Bu çalışmada akışkan olarak hem gövde hem boru tarafında su kullanılmıştır. Bunun için tüm tesisatlara, ısı değiştiricisine ve besleme kazanlarına su doldurulmuş ve vanalar kapatılmıştır. Sıcak su besleme kazanındaki resistans devreye alınmış ve termostat $90^0$C'ye ayarlanmıştır. Sıcak su ısındıktan sonra termostat atmıştır ve resistans durmuştur. Sıcak su hazır olunca vanalar açılmıştır. Besleme kazanlarının çıkışlarındaki termometrelerdeki sıcaklık değerleri kaydedilmiştir. Ve sirkülasyon pompaları çalıştırılmıştır. Sistem kararlı hale gelinceye kadar beklenmiştir. Besleme kazanlarına giriş hatlarındaki debimetrelerden akışkan debileri ve çıkış sıcaklıkları kayıda alınmıştır. Bu işlem 0,3 kg/s, 0,4 kg/s, 0,5 kg/s, 0,6 kg/s ve 0,66 kg/s debilerde tekrarlanmıştır.

### 6.3. Deneysel Çalışmalar :

Bu deney düzeneğinde sıcak su, besleme kazanında resistans ile ısıtılmış ve $90^0$C'ye ayarlı termostat, sıcaklığa geldiğinde resistansı otomatik olarak devreden çıkarmıştır. Sıcak su sirkülasyon pompası sayesinde ısı değiştiricisinin gövde bölümüne aktarılmıştır. Buradan geçtikten sonra besleme kazanına dönüş tesisatındaki debimetreden geçip, kazana dolmuştur. Soğuk su ise, besleme kazanından sirkülasyon pompası ile ısı değiştiricisinin boru demetine basılmıştır. Borulardan geçerken ısı transferi gerçekleşti ve sıcaklığı değişmiş soğuk su geri dönüş hattındaki debimetreden geçip, kazana gelerek devresini tamamlamıştır.

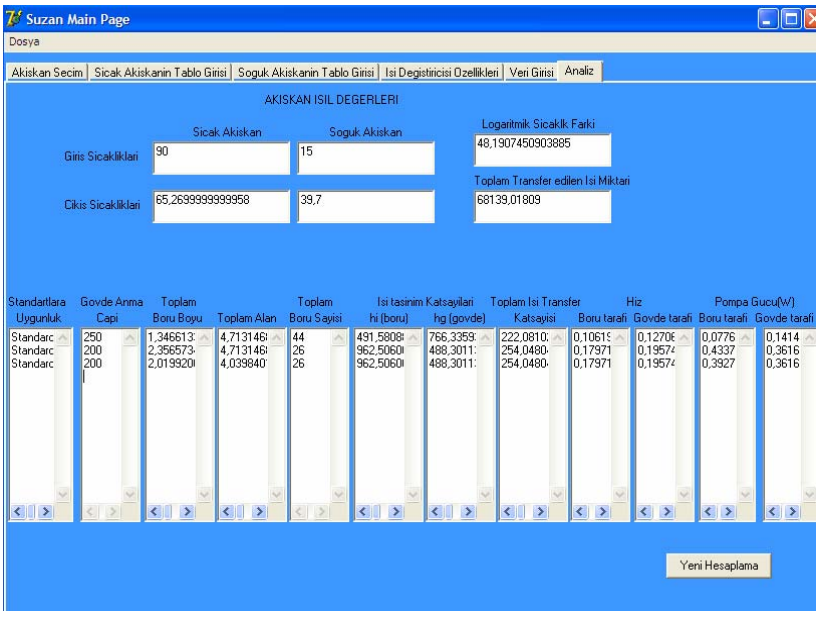
Tüm bu aşamalar 5 ayrı sıcak su debisi için yapıldı. Bu 5 deneyde kayda alınan değerler program ile karşılaştırıldı.

### 6.4. Deneysel Çalışmaların Bilgisayar Programı sonuçları ile karşılaştırılması :

Birinci deneyde sıcak su vanası tam açılarak 0,66 kg/s debi değerinde çalışma yapılmıştır. Şekil 6.25.1'de görüldüğü gibi , giriş sıcaklıkları $90^0$C ve $15^0$C iken çıkış sıcaklıkları sırasıyla $63{,}3^0$C ve $39{,}7^0$C elde edilmiştir. Bu değerlere göre Şekil 6.25.2'de de görüldüğü gibi ısı değiştiricisi ebatları DN200, toplam boru sayısı 26, geçiş sayısı 2, boru boyu 2,3565 m bulunmuştur. Sıcak su çıkış sıcaklığı ise 65,27 $^0$C hesaplanmıştır. Bu çalışma için imal edilen deney düzeneği değerleri ise DN200, toplam boru sayısı 26, geçiş sayısı 2, boru boyu 2,35 m'dir.

Buna göre program sonucu gerçeğe çok yakındır.Hesaplama sonucunda imal edilen ısı değiştiricisi standartlara uygun çıkmıştır.

**Şekil 6.25.1** Deney-1 sonucunun görünümü

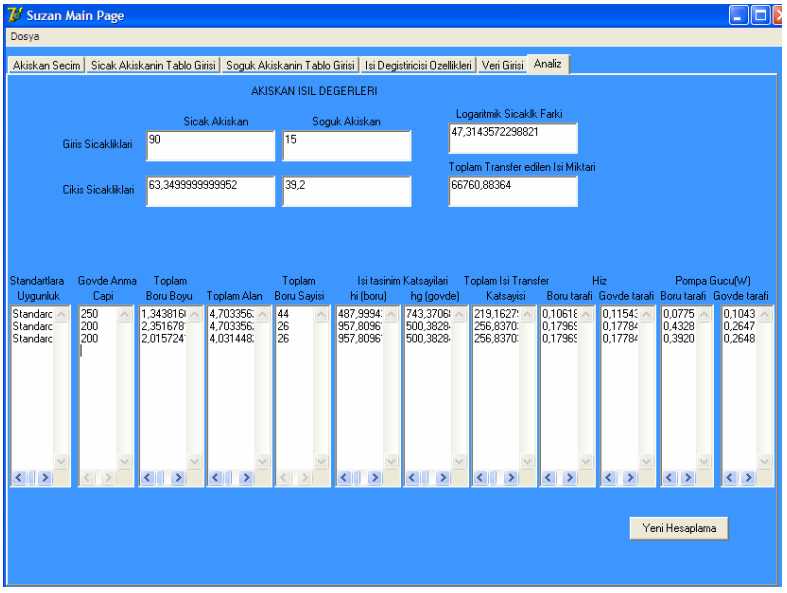



**Şekil 6.25.2** Program-1 sonucunun görünümü

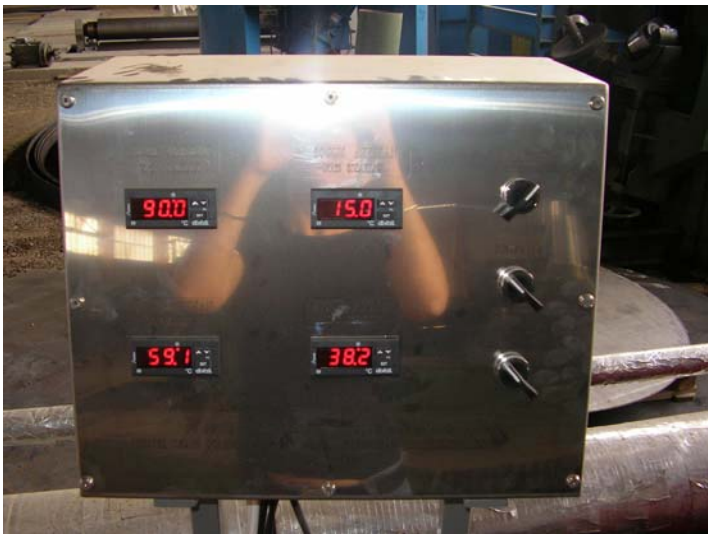
İkinci deneyde sıcak su vanası 0,6 kg/s debi değerine ayarlanmıştır. Şekil 6.26.1'de görüldüğü gibi, giriş sıcaklıkları $90^0$C ve $15^0$C iken çıkış sıcaklıkları sırasıyla $62,1^0$C ve $39,2^0$C elde edilmiştir. Bu değerlere göre Şekil 6.26.2'de de görüldüğü gibi ısı değiştiricisi ebatları DN200, toplam boru sayısı 26, geçiş sayısı 2, boru boyu 2,3516 m bulunmuştur. Bu çalışma için imal edilen deney düzeneği değerleri ise DN200, toplam boru sayısı 26, geçiş sayısı 2, boru boyu 2,35 m'dir. Sıcak su çıkış sıcaklığı ise 63,34 $^0$C hesaplanmıştır. Buna göre program sonucu gerçeğe çok yakındır. Hesaplama sonucunda imal edilen ısı değiştiricisi standartlara uygun çıkmıştır.

Üçüncü deneyde sıcak su vanası 0,5 kg/s debi değerine ayarlanmıştır. Şekil 6.27.1'de görüldüğü gibi, giriş sıcaklıkları $90^0$C ve $15^0$C iken çıkış sıcaklıkları sırasıyla $59.1^0$C ve $38,2^0$C elde edilmiştir. Bu değerlere göre Şekil 6.27.2'de de görüldüğü gibi ısı değiştiricisi ebatları DN200, toplam boru sayısı 26, geçiş sayısı 2, boru boyu 2,3509 m bulunmuştur. Bu çalışma için imal edilen deney düzeneği değerleri ise DN200, toplam boru sayısı 26, geçiş sayısı 2, boru boyu 2,35 m'dir. Sıcak su çıkış sıcaklığı ise 59,32 $^0$C hesaplanmıştır. Buna göre program sonucu gerçeğe çok yakındır. Hesaplama sonucunda imal edilen ısı değiştiricisi standartlara uygun çıkmıştır.

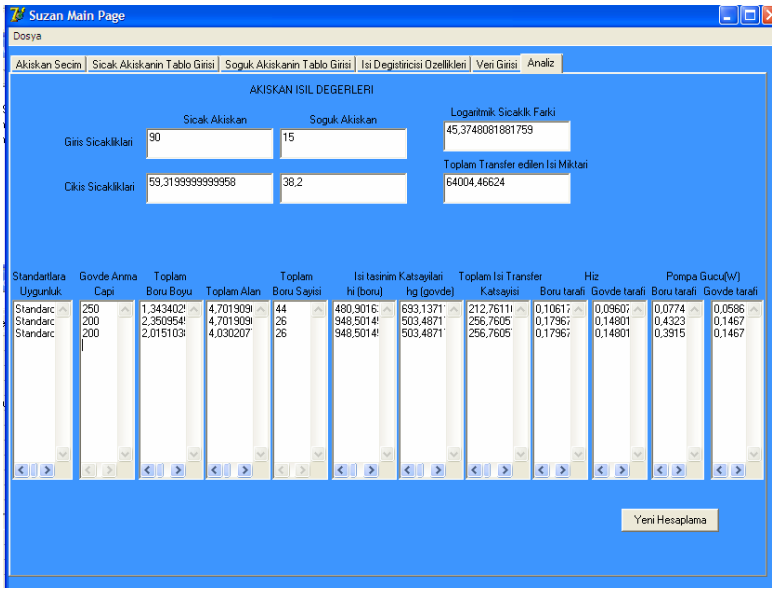
**Şekil 6.26.1** Deney-2 sonucunun görünümü




**Şekil 6.26.2** Program-2 sonucunun görünümü

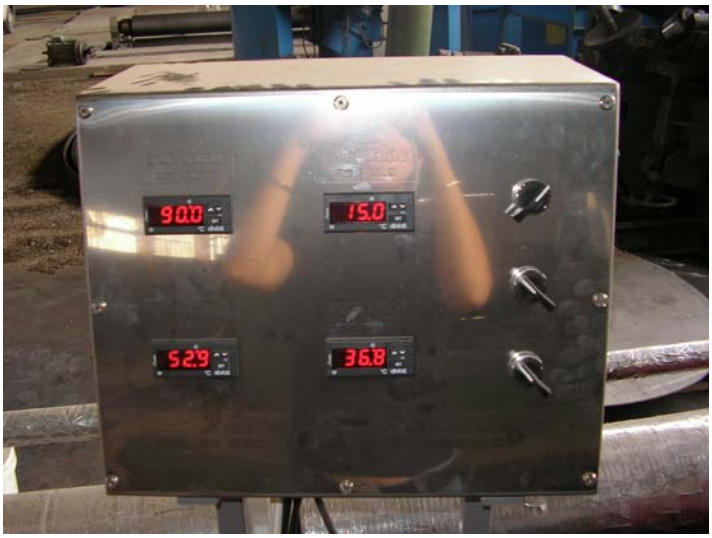



**Şekil 6.27.1** Deney-3 sonucunun görünümü

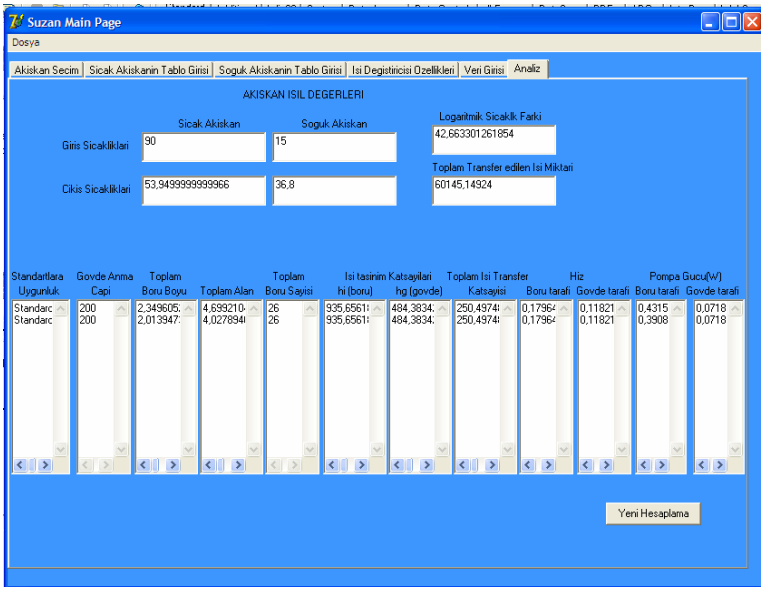



**Şekil 6.27.2** Program-3 sonucunun görünümü

Dördüncü deneyde sıcak su vanası 0,4 kg/s debi değerine ayarlanmıştır. Şekil 6.28.1'de görüldüğü gibi , giriş sıcaklıkları $90^0$C ve $15^0$C iken çıkış sıcaklıkları sırasıyla $52,9^0$C ve $36,8^0$C elde edilmiştir. Bu değerlere göre Şekil 6.28.2'de de görüldüğü gibi ısı değiştiricisi ebatları DN200, toplam boru sayısı 26, geçiş sayısı 2, boru boyu 2,3496 m bulunmuştur. Bu çalışma için imal edilen deney düzeneği değerleri ise DN200, toplam boru sayısı 26, geçiş sayısı 2, boru boyu 2,35 m'dir. Sıcak su çıkış sıcaklığı ise 53,95 $^0$C hesaplanmıştır. Buna göre program sonucu gerçeğe çok yakındır. Hesaplama sonucunda imal edilen ısı değiştiricisi standartlara uygun çıkmıştır.

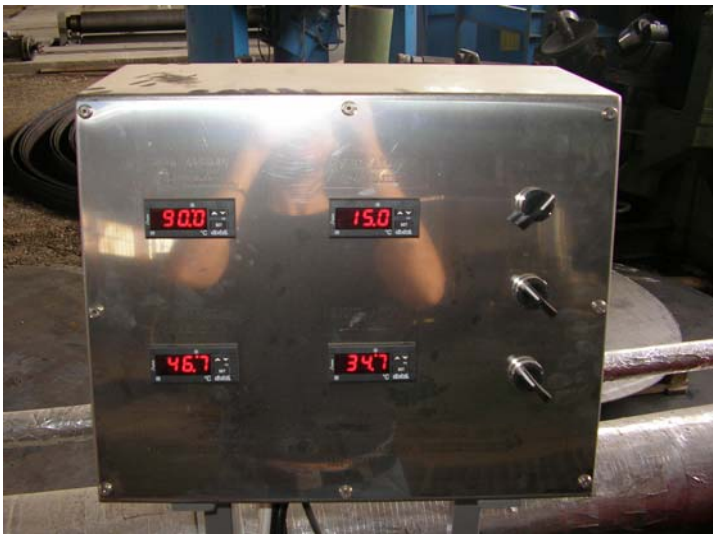



**Şekil 6.28.1** Deney-4 sonucunun görünümü

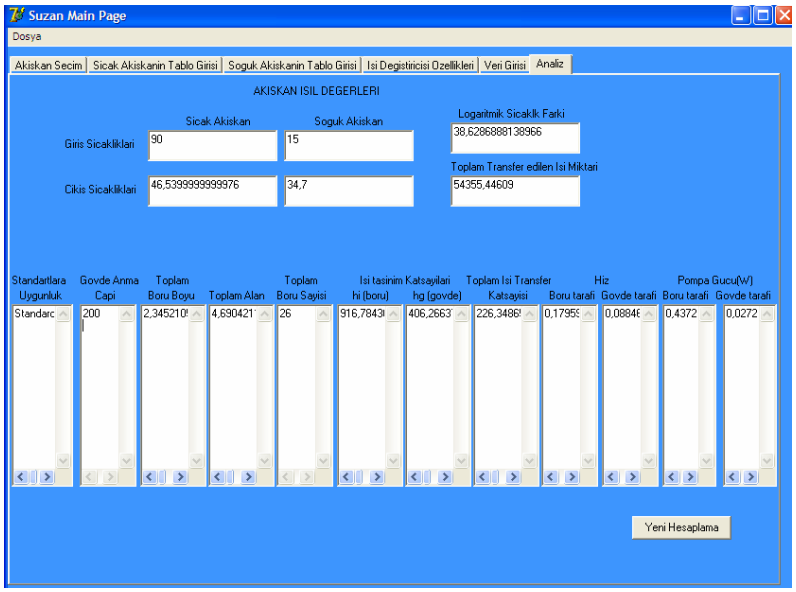



**Şekil 6.28.2** Program-4 sonucunun görünümü

Beşinci deneyde sıcak su vanası 0,3 kg/s debi değerine ayarlanmıştır. Şekil 6.29.1'de görüldüğü gibi , giriş sıcaklıkları $90^0$C ve $15^0$C iken çıkış sıcaklıkları sırasıyla $46,7^0$C ve $34,7^0$C elde edilmiştir. Bu değerlere göre Şekil 6.29.2'de de görüldüğü gibi ısı değiştiricisi ebatları DN200, toplam boru sayısı 26, geçiş sayısı 2, boru boyu 2,3452 m bulunmuştur. Bu çalışma için imal edilen deney düzeneği değerleri ise DN200, toplam boru sayısı 26, geçiş sayısı 2, boru boyu 2,35 m'dir. Sıcak su çıkış sıcaklığı ise 46,54 $^0$C hesaplanmıştır.Buna göre program sonucu gerçeğe çok yakındır. Hesaplama sonucunda imal edilen ısı değiştiricisi standartlara uygun çıkmıştır.

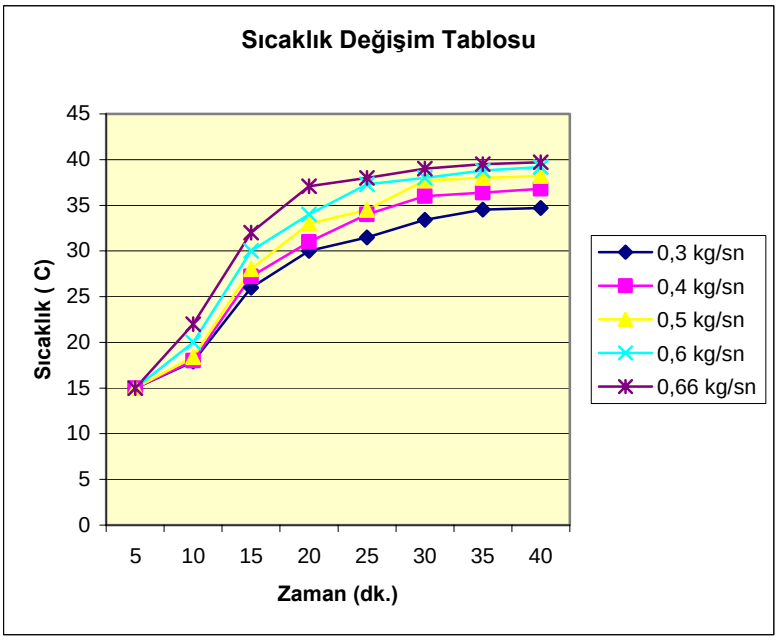



**Şekil 6.29.1** Deney-5 sonucunun görünümü




**Şekil 6.29.2** Program-5 sonucunun görünümü

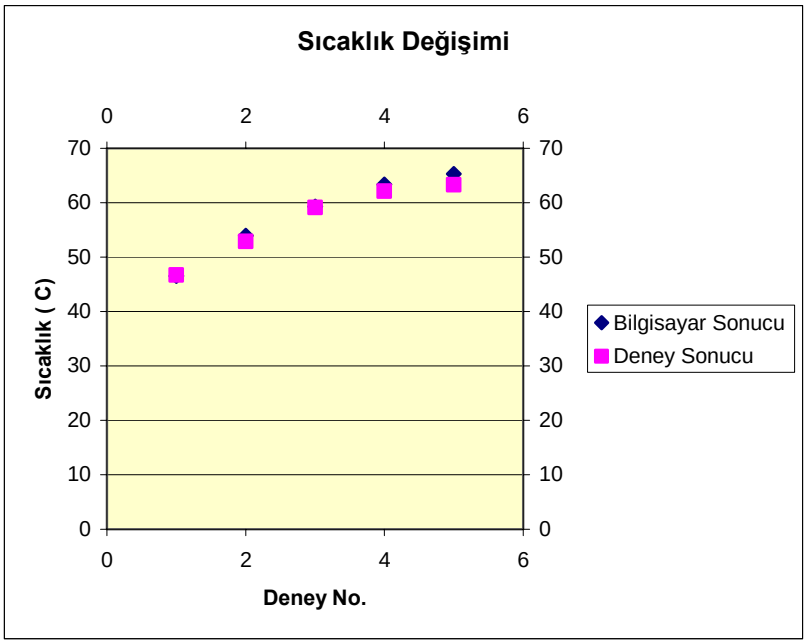
Bu sonuçların grafiksel olarak analizi Şekil 6.30'da görülmektedir. Bu çizelgede, yapılan 5 deney için zamana bağlı soğuk akışkanın çıkış sıcaklık değişimleri vardır. Her deneyde sıcak akışkan debi miktarı değişmektedir.




**Şekil 6.30** Beş deney için, soğuk suyun çıkış sıcaklığının zamana bağlı değişimi

Yapılan bu beş deneyin analizi; tasarlanmış bilgisayar programı ile karşılaştırılarak Şekil 6.31'da yer alan grafik elde edilmiştir.

Bu çizelgedeki değerler arasında; sıcak akışkan çıkış sıcaklığı için en yüksek %3.11 oynama vardır.




**Şekil 6.31** Beş deney için ,sıcak suyun çıkış sıcaklığının program sonuçları ile karşılaştırılması

# 7. ε-NTU YÖNTEMİ İLE TAHMİNLEME

## 7.1. ε-NTU Yöntemi :

ε-NTU yöntemi ile ısı değiştiricileri problemlerinde , akışkanların çıkış sıcaklıkları bilinmiyorsa , giriş sıcaklıkları , debileri ve kullanılacak ısı değiştiricisinin bazı özelliklerinden yararlanılarak çıkış sıcaklıkları için tahminleme yapılabilir. Bunun için aşağıdaki işlem sırasına göre ;

$\dot{m}_1$, $c_{p1}$, $\dot{m}_2$, $c_{p2}$, logaritmik sıcaklık farkı $\Delta t_m$ , ısı değiştiricisinin alanı A , toplam ısı transfer katsayısı K bilindiği varsayılarak ;

Isıl kapasite debileri $C_1$, $C_2$ ;

$C_1 = \dot{m}_1.c_{p1}$ ..... (7.1) (Genceli,1999)

$C_2 = \dot{m}_2.c_{p2}$ ..... (7.2) (Genceli,1999)

$C_1 < C_2$ ise $C_1 = C_{min}$ , $C_2 = C_{max}$ ..... (7.3) (Genceli,1999)

$C_2 < C_1$ ise $C_2 = C_{min}$ $C_1 = C_{max}$ ..... (7.4) (Genceli,1999)

Isıl kapasite debileri oranı C ;

$C = C_{min} / C_{max}$ ..... (7.5) (Genceli,1999)

Geçiş birim sayısı NTU ;

$NTU = K.A / C_{min}$ ..... (7.6) (Genceli,1999)

$U.A. \Delta t_m = \dot{m}_1.c_{p1}.(t_{1g}-t_{1ç})$ ..... (7.7) (Genceli,1999)

7.7 bağıntısı ile U.A çarpım değeri bulunur. Bu U.A değeri; debi değiştiği zaman akışkanın hızı da değişeceğinden aynı oranda değişecektir.

$Nu = 0{,}023.Re^{0,8}.Pr^{0,3}$ .....(7.8) (Genceli,1999)

7.8 bağıntısına göre, hızın (0,8) kuvveti ile orantılı olarak taşınım katsayısında değişim olacaktır. Değişen debi değeri $m_{1\text{-}1}$ için elde edilecek $(U.A)_d$ değeri;

$(U.A)_d = U.A.\ (\dot{m}_{1\text{-}1}./\ \dot{m}_1)^{0,8}$ .....(7.9) (Genceli,1999)

Bu yeni $(U.A)_d$ değerine göre $NTU_d$ değeri ise ;

$NTU_d = (U.A)_d\ /\ (\dot{m}_{1\text{-}1}.c_{p1})$ .....(7.10) (Genceli,1999)

$C_{d2} = (\dot{m}_1.c_{p1}).(t_{1g}\text{-}t_{1ç})\ /\ (t_{2ç}\text{-}t_{2g})$ .....(7.11) (Genceli,1999)

$C_d = (\dot{m}_{1\text{-}1}.c_{p1})\ /\ C_{d2}$ .....(7.12) (Genceli,1999)

Bulunan $C_d$ ve $NTU_d$ değerine göre Ek.16'dan ε değeri elde edilir. Bu ε değerine göre sıcak akışkan çıkış sıcaklığı $t_{1ç}$ tahminlemesi ;

$\varepsilon = (t_{1g}\text{-}t_{1ç})\ /\ (t_{1g}\text{-}t_{2g})$ .....(7.13) (Genceli,1999)

ile yapılır.

## 7.2. ε-NTU Yöntemi İle Deney Değerlerinin Karşılaştırılması:

Yapılan birinci deney temel tasarım kabul edildiğinde , sıcak akışkan debisinin 0,66 kg/s'den 0,6 kg/s değerine düşürüldüğünde; ε değerinin hesaplanması Çizelge7.1'de gösterilmiştir.

**Çizelge 7.1** ε, Etkenliğin hesaplanması-1

| **Isı değiştiricisinin özellikleri:** $A = 4,7\ m^2$ | |
|---|---|
| **Deney Koşulları:**<br>$\dot{m}_1 = 0,66$ kg/s<br>$c_{p1} = 4195,34$ kj/kg. $^0C$<br>$t_{1g} = 90\ ^0C$<br>$t_{1ç} = 65,27\ ^0C$ | **Deney Koşulları:**<br>$\dot{m}_2 = 0,66$ kg/s<br>$c_{p2} = 4179,79$ kj/kg. $^0C$<br>$t_{2g} = 15\ ^0C$<br>$t_{2ç} = 39,7\ ^0C$ |
| $\Delta t_m = 48,19\ ^0C$ | |
| $C_1 = 2768,92$ W/ $^0C = C_{max}$ | $C_2 = 2758,66$ W/ $^0C = C_{min}$ |
| $C = C_{min} / C_{max} = 0,9964$ | |
| $NTU = K.A / C_{min} = 0,4259$ | |
| $U.A = \dot{m}_1.c_{p1}.(t_{1g}-t_{1ç}) / \Delta t_m = 1418,846$ W/ $^0C$ | |
| $\dot{m}_{1-1} = 0,6$ kg/s değerine düşürüldüğünde;<br>$(U.A)_d = U.A. (\dot{m}_{1-1}./ \dot{m}_1)^{0,8} = 1314,68$ W/ $^0C$ | |
| $NTU_d = (U.A)_d / (\dot{m}_{1-1}.c_{p1}) = 0,474$ | |
| $C_{d2} = (\dot{m}_1.c_{p1}).(t_{1g}-t_{1ç}) / (t_{2ç}-t_{2g}) = 2772,28$ W/ $^0C$ | |
| $C_d = (\dot{m}_{1-1}.c_{p1}) / C_{d2} = 0,908$ | |
| $C_d$ ve $NTU_d$ değerlerine göre ε =%34 | |

Sıcak akışkan debisinin 0,66 kg/s'den 0,5 kg/s değerine düşürüldüğünde; ε değerinin hesaplanması Çizelge7.2'de gösterilmiştir.

**Çizelge 7.2** ε, Etkenliğin hesaplanması-2

<table>
<tr><td colspan="2">Isı değiştiricisinin özellikleri:<br>$A = 4,7\ m^2$</td></tr>
<tr><td>Deney Koşulları:<br>$\dot{m}_1 = 0,66$ kg/s<br>$c_{p1} = 4195,34$ kj/kg. $^0C$<br>$t_{1g} = 90\ ^0C$<br>$t_{1ç} = 65,27\ ^0C$</td><td>Deney Koşulları:<br>$\dot{m}_2 = 0,66$ kg/s<br>$c_{p2} = 4179,79$ kj/kg. $^0C$<br>$t_{2g} = 15\ ^0C$<br>$t_{2ç} = 39,7\ ^0C$</td></tr>
<tr><td colspan="2">$\Delta t_m = 48,19\ ^0C$</td></tr>
<tr><td>$C_1 = 2768,92$ W/ $^0C = C_{max}$</td><td>$C_2 = 2758,66$ W/ $^0C = C_{min}$</td></tr>
<tr><td colspan="2">$C = C_{min} / C_{max} = 0,9964$</td></tr>
<tr><td colspan="2">$NTU = K.A / C_{min} = 0,4259$</td></tr>
<tr><td colspan="2">$U.A = \dot{m}_1.c_{p1}.(t_{1g}-t_{1ç}) / \Delta t_m = 1418,846$ W/ $^0C$</td></tr>
<tr><td colspan="2">$\dot{m}_{1-1} = 0,5$ kg/s değerine düşürüldüğünde;<br>$(U.A)_d = U.A.\ (\dot{m}_{1-1}./\ \dot{m}_1)^{0,8} = 1136,25$ W/ $^0C$</td></tr>
<tr><td colspan="2">$NTU_d = (U.A)_d\ /\ (\dot{m}_{1-1}.c_{p1}) = 0,5416$</td></tr>
<tr><td colspan="2">$C_{d2} = (\dot{m}_1.c_{p1}).(t_{1g}-t_{1ç}) / (t_{2ç}-t_{2g}) = 2772,28$ W/ $^0C$</td></tr>
<tr><td colspan="2">$C_d = (\dot{m}_{1-1}.c_{p1}) / C_{d2} = 0,7566$</td></tr>
<tr><td colspan="2">$C_d$ ve $NTU_d$ değerlerine göre ε =%35</td></tr>
</table>

Sıcak akışkan debisinin 0,66 kg/s'den 0,4 kg/s değerine düşürüldüğünde; ε değerinin hesaplanması Çizelge7.3'de gösterilmiştir.

**Çizelge 7.3** ε, Etkenliğin hesaplanması-3

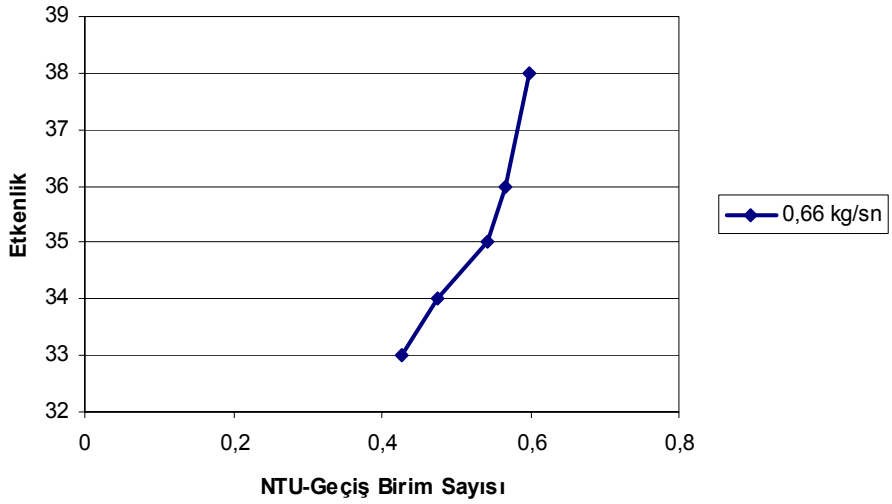
| **Isı değiştiricisinin özellikleri:**<br>$A = 4,7\ m^2$ | |
|---|---|
| **Deney Koşulları:**<br>$\dot{m}_1 = 0,66$ kg/s<br>$c_{p1} = 4195,34$ kj/kg. $^0C$<br>$t_{1g} = 90\ ^0C$<br>$t_{1ç} = 65,27\ ^0C$ | **Deney Koşulları:**<br>$\dot{m}_2 = 0,66$ kg/s<br>$c_{p2} = 4179,79$ kj/kg. $^0C$<br>$t_{2g} = 15\ ^0C$<br>$t_{2ç} = 39,7\ ^0C$ |
| $\Delta t_m = 48,19\ ^0C$ | |
| $C_1 = 2768,92$ W/ $^0C = C_{max}$ | $C_2 = 2758,66$ W/ $^0C = C_{min}$ |
| $C = C_{min} / C_{max} = 0,9964$ | |
| $NTU = K.A / C_{min} = 0,4259$ | |
| $U.A = \dot{m}_1.c_{p1}.(t_{1g}-t_{1ç}) / \Delta t_m = 1418,846$ W/ $^0C$ | |
| $\dot{m}_{1-1} = 0,4$ kg/s değerine düşürüldüğünde;<br>$(U.A)_d = U.A.\ (\dot{m}_{1-1}./\ \dot{m}_1)^{0,8} = 950,492$ W/ $^0C$ | |
| $NTU_d = (U.A)_d\ /\ (\dot{m}_{1-1}.c_{p1}) = 0,566$ | |
| $C_{d2} = (\dot{m}_1.c_{p1}).(t_{1g}-t_{1ç}) / (t_{2ç}-t_{2g}) = 2772,28$ W/ $^0C$ | |
| $C_d = (\dot{m}_{1-1}.c_{p1}) / C_{d2} = 0,605$ | |
| $C_d$ ve $NTU_d$ değerlerine göre ε =%36 | |

Sıcak akışkan debisinin 0,66 kg/s'den 0,3 kg/s değerine düşürüldüğünde; ε değerinin hesaplanması Çizelge7.4'de gösterilmiştir.

**Çizelge 7.4** ε, Etkenliğin hesaplanması-4

<table>
<tr><td colspan="2">Isı değiştiricisinin özellikleri:<br>$A = 4,7\ m^2$</td></tr>
<tr><td>Deney Koşulları:<br>$\dot{m}_1 = 0,66$ kg/s<br>$c_{p1} = 4195,34$ kj/kg. $^0C$<br>$t_{1g} = 90\ ^0C$<br>$t_{1ç} = 65,27\ ^0C$</td><td>Deney Koşulları:<br>$\dot{m}_2 = 0,66$ kg/s<br>$c_{p2} = 4179,79$ kj/kg. $^0C$<br>$t_{2g} = 15\ ^0C$<br>$t_{2ç} = 39,7\ ^0C$</td></tr>
<tr><td colspan="2">$\Delta t_m = 48,19\ ^0C$</td></tr>
<tr><td>$C_1 = 2768,92$ W/ $^0C = C_{max}$</td><td>$C_2 = 2758,66$ W/ $^0C = C_{min}$</td></tr>
<tr><td colspan="2">$C = C_{min} / C_{max} = 0,9964$</td></tr>
<tr><td colspan="2">$NTU = K.A / C_{min} = 0,4259$</td></tr>
<tr><td colspan="2">$U.A = \dot{m}_1.c_{p1}.(t_{1g}-t_{1ç}) / \Delta t_m = 1418,846$ W/ $^0C$</td></tr>
<tr><td colspan="2">$\dot{m}_{1-1} = 0,3$ kg/s değerine düşürüldüğünde;<br>$(U.A)_d = U.A.\ (\dot{m}_{1-1}./\ \dot{m}_1)^{0,8} = 755,0882$ W/ $^0C$</td></tr>
<tr><td colspan="2">$NTU_d = (U.A)_d\ /\ (\dot{m}_{1-1}.c_{p1}) = 0,599$</td></tr>
<tr><td colspan="2">$C_{d2} = (\dot{m}_1.c_{p1}).(t_{1g}-t_{1ç}) / (t_{2ç}-t_{2g}) = 2772,28$ W/ $^0C$</td></tr>
<tr><td colspan="2">$C_d = (\dot{m}_{1-1}.c_{p1}) / C_{d2} = 0,4539$</td></tr>
<tr><td colspan="2">$C_d$ ve $NTU_d$ değerlerine göre $\varepsilon = \%38$</td></tr>
</table>

Bu sonuçlara göre ε-NTU değişimi Şekil 7.1'de yeralmaktadır.




**Şekil 7. 1** 0,66 kg/sn debinin , diğer debilere düşümündeki ε-NTU değişimi

Yapılan beşinci deney temel tasarım kabul edildiğinde , sıcak akışkan debisinin 0,3 kg/s'den 0,4 kg/s değerine arttırıldığında; ε değerinin hesaplanması Çizelge7.5'de gösterilmiştir.

**Çizelge 7.5** ε, Etkenliğin hesaplanması-1

<table>
<tr><td colspan="2">Isı değiştiricisinin özellikleri:<br>$A = 4,7\ m^2$</td></tr>
<tr><td>Deney Koşulları:<br>$\dot{m}_1 = 0,3$ kg/s<br>$c_{p1} = 4189,135$ kj/kg. $^0C$<br>$t_{1g} = 90\ ^0C$<br>$t_{1ç} = 46,54\ ^0C$</td><td>Deney Koşulları:<br>$\dot{m}_2 = 0,66$ kg/s<br>$c_{p2} = 4180,545$ kj/kg. $^0C$<br>$t_{2g} = 15\ ^0C$<br>$t_{2ç} = 34,7\ ^0C$</td></tr>
<tr><td colspan="2">$\Delta t_m = 38,62\ ^0C$</td></tr>
<tr><td>$C_1 = 1256,74$ W/ $^0C = C_{min}$</td><td>$C_2 = 2759,15$ W/ $^0C = C_{max}$</td></tr>
<tr><td colspan="2">$C = C_{min} / C_{max} = 0,4554$</td></tr>
<tr><td colspan="2">$NTU = K.A / C_{min} = 0,9349$</td></tr>
<tr><td colspan="2">$U.A = \dot{m}_1.c_{p1}.(t_{1g}-t_{1ç}) / \Delta t_m = 1413,92$ W/ $^0C$</td></tr>
<tr><td colspan="2">$\dot{m}_{1-1} = 0,4$ kg/s değerine arttırıldığında;<br>$(U.A)_d = U.A.\ (\dot{m}_{1-1}./\ \dot{m}_1)^{0,8} = 1779,819$ W/ $^0C$</td></tr>
<tr><td colspan="2">$NTU_d = (U.A)_d\ /\ (\dot{m}_{1-1}.c_{p1}) = 1,062$</td></tr>
<tr><td colspan="2">$C_{d2} = (\dot{m}_1.c_{p1}).(t_{1g}-t_{1ç}) / (t_{2ç}-t_{2g}) = 2772,484$ W/ $^0C$</td></tr>
<tr><td colspan="2">$C_d = (\dot{m}_{1-1}.c_{p1}) / C_{d2} = 0,4532$</td></tr>
<tr><td colspan="2">$C_d$ ve $NTU_d$ değerlerine göre ε =%56</td></tr>
</table>

Sıcak akışkan debisinin 0,3 kg/s'den 0,5 kg/s değerine arttırıldığında; ε değerinin hesaplanması Çizelge7.6'da gösterilmiştir.

**Çizelge 7.6** ε, Etkenliğin hesaplanması-2

<table>
<tr><td colspan="2">Isı değiştiricisinin özellikleri:<br>A = 4,7 $m^2$</td></tr>
<tr><td>Deney Koşulları:<br>$\dot{m}_1$ = 0,3 kg/s<br>$c_{p1}$ = 4189,135 kj/kg. $^0$C<br>$t_{1g}$ = 90 $^0$C<br>$t_{1ç}$ = 46,54 $^0$C</td><td>Deney Koşulları:<br>$\dot{m}_2$ = 0,66 kg/s<br>$c_{p2}$ = 4180,545 kj/kg. $^0$C<br>$t_{2g}$ = 15 $^0$C<br>$t_{2ç}$ = 34,7 $^0$C</td></tr>
<tr><td colspan="2">$\Delta t_m$ = 38,62 $^0$C</td></tr>
<tr><td>$C_1$ =1256,74 W/ $^0$C = $C_{min}$</td><td>$C_2$ =2759,15 W/ $^0$C = $C_{max}$</td></tr>
<tr><td colspan="2">C = $C_{min}$ / $C_{max}$ =0,4554</td></tr>
<tr><td colspan="2">NTU = K.A / $C_{min}$ =0,9349</td></tr>
<tr><td colspan="2">U.A = $\dot{m}_1.c_{p1}.(t_{1g}-t_{1ç})$ / $\Delta t_m$ = 1413, 92 W/ $^0$C</td></tr>
<tr><td colspan="2">$\dot{m}_{1-1}$ = 0,5 kg/s değerine arttırıldığında;<br>$(U.A)_d$ = U.A. $(\dot{m}_{1-1}./\ \dot{m}_1)^{0,8}$ = 2127,66 W/ $^0$C</td></tr>
<tr><td colspan="2">$NTU_d$ = $(U.A)_d$ / $(\dot{m}_{1-1}.c_{p1})$ = 1,0158</td></tr>
<tr><td colspan="2">$C_{d2}$ = $(\dot{m}_1.c_{p1}).(t_{1g}-t_{1ç})$ / $(t_{2ç}-t_{2g})$ = 2772,484 W/ $^0$C</td></tr>
<tr><td colspan="2">$C_d$ = $(\dot{m}_{1-1}.c_{p1})$ / $C_{d2}$ = 0,7554</td></tr>
<tr><td colspan="2">$C_d$ ve $NTU_d$ değerlerine göre ε =%50</td></tr>
</table>

Sıcak akışkan debisinin 0,3 kg/s'den 0,6 kg/s değerine arttırıldığında; ε değerinin hesaplanması Çizelge7.7'de gösterilmiştir.

**Çizelge 7.7** ε, Etkenliğin hesaplanması-3

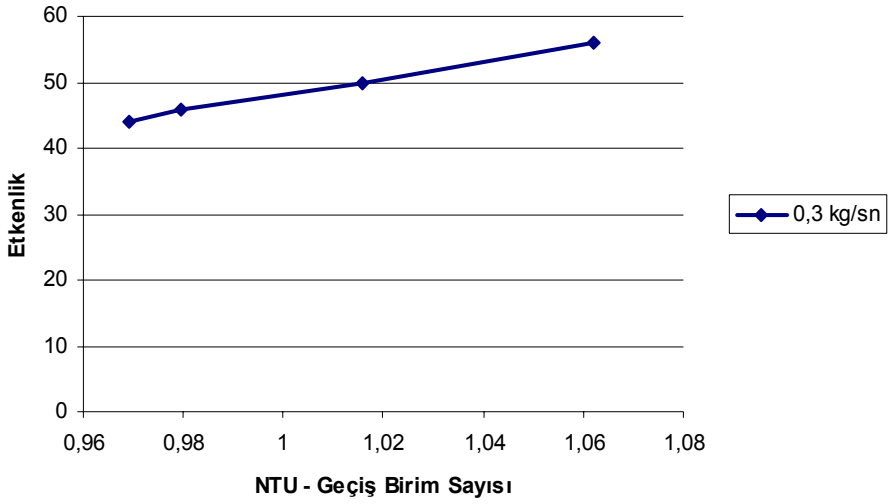
| **Isı değiştiricisinin özellikleri:**<br>$A = 4,7\ m^2$ | |
|---|---|
| **Deney Koşulları:**<br>$\dot{m}_1 = 0,3$ kg/s<br>$c_{p1} = 4189,135$ kj/kg. $^0C$<br>$t_{1g} = 90\ ^0C$<br>$t_{1ç} = 46,54\ ^0C$ | **Deney Koşulları:**<br>$\dot{m}_2 = 0,66$ kg/s<br>$c_{p2} = 4180,545$ kj/kg. $^0C$<br>$t_{2g} = 15\ ^0C$<br>$t_{2ç} = 34,7\ ^0C$ |
| $\Delta t_m = 38,62\ ^0C$ | |
| $C_1 = 1256,74$ W/ $^0C = C_{min}$ | $C_2 = 2759,15$ W/ $^0C = C_{max}$ |
| $C = C_{min} / C_{max} = 0,4554$ | |
| $NTU = K.A / C_{min} = 0,9349$ | |
| $U.A = \dot{m}_1.c_{p1}.(t_{1g}-t_{1ç}) / \Delta t_m = 1413,92$ W/ $^0C$ | |
| $\dot{m}_{1-1} = 0,6$ kg/s değerine arttırıldığında;<br>$(U.A)_d = U.A.\ (\dot{m}_{1-1}./\ \dot{m}_1)^{0,8} = 2461,77$ W/ $^0C$ | |
| $NTU_d = (U.A)_d\ /\ (\dot{m}_{1-1}.c_{p1}) = 0,9794$ | |
| $C_{d2} = (\dot{m}_1.c_{p1}).(t_{1g}-t_{1ç}) / (t_{2ç}-t_{2g}) = 2772,484$ W/ $^0C$ | |
| $C_d = (\dot{m}_{1-1}.c_{p1}) / C_{d2} = 0,9065$ | |
| $C_d$ ve $NTU_d$ değerlerine göre ε =%46 | |

Sıcak akışkan debisinin 0,3 kg/s'den 0,66 kg/s değerine arttırıldığında; ε değerinin hesaplanması Çizelge7.8'de gösterilmiştir.

**Çizelge 7.8** ε, Etkenliğin hesaplanması-4

| **Isı değiştiricisinin özellikleri:**<br>$A = 4,7\ m^2$ $K = 250\ W/m^2.{}^0C$ | |
|---|---|
| **Deney Koşulları:**<br>$\dot{m}_1 = 0,3$ kg/s<br>$c_{p1} = 4189,135$ kj/kg. $^0C$<br>$t_{1g} = 90\ ^0C$<br>$t_{1ç} = 46,54\ ^0C$ | **Deney Koşulları:**<br>$\dot{m}_2 = 0,66$ kg/s<br>$c_{p2} = 4180,545$ kj/kg. $^0C$<br>$t_{2g} = 15\ ^0C$<br>$t_{2ç} = 34,7\ ^0C$ |
| $\Delta t_m = 38,62\ ^0C$ | |
| $C_1 = 1256,74\ W/^0C = C_{min}$ | $C_2 = 2759,15\ W/^0C = C_{max}$ |
| $C = C_{min} / C_{max} = 0,4554$ | |
| $NTU = K.A / C_{min} = 0,9349$ | |
| $U.A = \dot{m}_1.c_{p1}.(t_{1g}-t_{1ç}) / \Delta t_m = 1413,92\ W/^0C$ | |
| $\dot{m}_{1-1} = 0,66$ kg/s değerine arttırıldığında;<br>$(U.A)_d = U.A.\ (\dot{m}_{1-1}./\ \dot{m}_1)^{0,8} = 2656,825\ W/^0C$ | |
| $NTU_d = (U.A)_d\ /\ (\dot{m}_{1-1}.c_{p1}) = 0,9609$ | |
| $C_{d2} = (\dot{m}_1.c_{p1}).(t_{1g}-t_{1ç}) / (t_{2ç}-t_{2g}) = 2772,484\ W/^0C$ | |
| $C_d = (\dot{m}_{1-1}.c_{p1}) / C_{d2} = 0,9972$ | |
| $C_d$ ve $NTU_d$ değerlerine göre ε =%44 | |

Bu sonuçlara göre ε-NTU değişimi Şekil 7.2'de yeralmaktadır.




**Şekil 7. 2** 0,3 kg/sn debinin , diğer debilere düşümündeki ε-NTU değişimi

Yapılan beş değişik sıcak akışkan debisi için deneylerde, her birinin etkenliğine göre tahmini sıcak akışkan çıkış sıcaklıkları (Çizelge7.9) ile program ve deney sonucunda elde edilen çıkış sıcaklıklarının karşılaştırıldığı grafik Şekil 7.3'te yeralmaktadır. Burada elde edilen verilere göre en yüksek sapma % 8,39 değerindedir.

**Çizelge 7.9** Beş deneyin tahmini sıcak akışkan çıkış sıcaklıkları

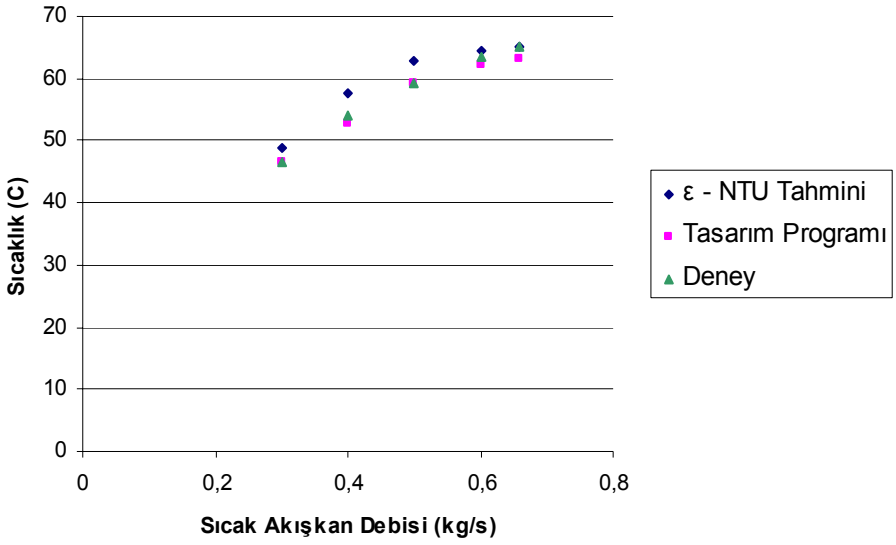
| **Isı değiştiricisinin özellikleri:** $A = 4,7\ m^2$ | |
|---|---|
| **Deney Koşulları:**<br>$\dot{m}_1 = 0,3$ kg/s<br>$c_{p1} = 4189,135$ kj/kg. $^0C$<br>$t_{1g} = 90\ ^0C$<br>$t_{1ç} = 46,54\ ^0C$ | **Deney Koşulları:**<br>$\dot{m}_2 = 0,66$ kg/s<br>$c_{p2} = 4180,545$ kj/kg. $^0C$<br>$t_{2g} = 15\ ^0C$<br>$t_{2ç} = 34,7\ ^0C$ |
| $C_1 = 1256,74$ W/ $^0C = C_{min}$ | $C_2 = 2759,15$ W/ $^0C = C_{max}$ |
| $C = C_{min} / C_{max} = 0,4554$ | |
| $NTU = K.A / C_{min} = 0,9349$ | |
| $C_d$ ve $NTU_d$ değerlerine göre $\varepsilon$ =%55 | |
| $\varepsilon = (t_{1g}-t_{1ç}) / (t_{1g}-t_{2g})$ $\quad t_{1ç} = 48,75\ ^0C$ | |
| **Isı değiştiricisinin özellikleri:** $A = 4,7\ m^2$ | |
| **Deney Koşulları:**<br>$\dot{m}_1 = 0,4$ kg/s<br>$c_{p1} = 4191,3825$ kj/kg. $^0C$<br>$t_{1g} = 90\ ^0C$<br>$t_{1ç} = 53,95\ ^0C$ | **Deney Koşulları:**<br>$\dot{m}_2 = 0,66$ kg/s<br>$c_{p2} = 4180,23$ kj/kg. $^0C$<br>$t_{2g} = 15\ ^0C$<br>$t_{2ç} = 36,8\ ^0C$ |
| $C_1 = 1676,553$ W/ $^0C = C_{min}$ | $C_2 = 2758,9518$ W/ $^0C = C_{max}$ |
| $C = C_{min} / C_{max} = 0,6076$ | |
| $NTU = K.A / C_{min} = 0,7$ | |
| $C_d$ ve $NTU_d$ değerlerine göre $\varepsilon$ =%43 | |
| $\varepsilon = (t_{1g}-t_{1ç}) / (t_{1g}-t_{2g})$ $\quad t_{1ç} = 57,75\ ^0C$ | |

**Çizelge 7.9** Beş deneyin tahmini sıcak akışkan çıkış sıcaklıkları-devam

| **Isı değiştiricisinin özellikleri:** $A = 4,7\ m^2$ | |
|---|---|
| **Deney Koşulları:**<br>$\dot{m}_1 = 0,5$ kg/s<br>$c_{p1} = 4193,262$ kj/kg. $^0C$<br>$t_{1g} = 90\ ^0C$<br>$t_{1ç} = 59,32\ ^0C$ | **Deney Koşulları:**<br>$\dot{m}_2 = 0,66$ kg/s<br>$c_{p2} = 4180,02$ kj/kg. $^0C$<br>$t_{2g} = 15\ ^0C$<br>$t_{2ç} = 39,7\ ^0C$ |
| $C_1 = 2096,631$ W/ $^0C = C_{min}$ | $C_2 = 2758,81$ W/ $^0C = C_{max}$ |
| $C = C_{min} / C_{max} = 0,7599$ | |
| $NTU = K.A / C_{min} = 0,56$ | |
| $C_d$ ve $NTU_d$ değerlerine göre $\varepsilon = \%36$ | |
| $\varepsilon = (t_{1g}-t_{1ç}) / (t_{1g}-t_{2g})$ $\quad t_{1ç} = 63\ ^0C$ | |
| **Isı değiştiricisinin özellikleri:** $A = 4,7\ m^2$ | |
| **Deney Koşulları:**<br>$\dot{m}_1 = 0,6$ kg/s<br>$c_{p1} = 4194,6725$ kj/kg. $^0C$<br>$t_{1g} = 90\ ^0C$<br>$t_{1ç} = 63,35\ ^0C$ | **Deney Koşulları:**<br>$\dot{m}_2 = 0,66$ kg/s<br>$c_{p2} = 4179,87$ kj/kg. $^0C$<br>$t_{2g} = 15\ ^0C$<br>$t_{2ç} = 39,2\ ^0C$ |
| $C_1 = 2516,8$ W/ $^0C = C_{min}$ | $C_2 = 2758,71$ W/ $^0C = C_{max}$ |
| $C = C_{min} / C_{max} = 0,91$ | |
| $NTU = K.A / C_{min} = 0,4668$ | |
| $C_d$ ve $NTU_d$ değerlerine göre $\varepsilon = \%34$ | |
| $\varepsilon = (t_{1g}-t_{1ç}) / (t_{1g}-t_{2g})$ $\quad t_{1ç} = 64,5\ ^0C$ | |

**Çizelge 7.9** Beş deneyin tahmini sıcak akışkan çıkış sıcaklıkları-devam

| **Isı değiştiricisinin özellikleri:** $A = 4,7\ m^2$ | |
|---|---|
| **Deney Koşulları:**<br>$\dot{m}_1 = 0,66$ kg/s<br>$c_{p1} = 4195,3445$ kj/kg. $^0C$<br>$t_{1g} = 90\ ^0C$<br>$t_{1ç} = 65,27\ ^0C$ | **Deney Koşulları:**<br>$\dot{m}_2 = 0,66$ kg/s<br>$c_{p2} = 4179,795$ kj/kg. $^0C$<br>$t_{2g} = 15\ ^0C$<br>$t_{2ç} = 39,7\ ^0C$ |
| $C_1 = 2768,92$ W/ $^0C = C_{max}$ | $C_2 = 2758,66$ W/ $^0C = C_{min}$ |
| $C = C_{min} / C_{max} = 0,9964$ | |
| $NTU = K.A / C_{min} = 0,4259$ | |
| $C_d$ ve $NTU_d$ değerlerine göre $\varepsilon = \%33$ | |
| $\varepsilon = (t_{1g}-t_{1ç}) / (t_{1g}-t_{2g})$ $\quad t_{1ç} = 65,25\ ^0C$ | |




**Şekil 7. 3** Sıcak akışkan çıkış sıcaklıklarının karşılaştırılması

# 8.SONUÇ VE ÖNERİLER

Tasarım programında elde edilen değerler, tablo ve grafik değerlerinin girdisindeki rakam yuvarlamalarından dolayı küçük bir miktar değişik çıkmaktadır. Ama bu hesaplardaki değer sapmaları, sistemi değerlendirmek adına bir rol oynamamaktadır.

Bu program; bir çok kabullerle ideal değerleri bulmaktadır;

1- Akış: ters akış olarak kabul edilmiştir. Çünkü logaritmik sıcaklık farkının büyümesiyle, gerekli ısıtma yüzeyi değeri düşer. Daha sonra geçiş sayısına göre F düzeltme katsayısı hesaplanarak gerçeğe yakın logaritmik sıcaklık farkına ulaşılmıştır.

2- Boy: boru boyu belirtilen sınırlar içerisinde tutulmaya çalışılmıştır. Çünkü boru boyunun uzun tutulması ve de bununla birlikte geçiş sayısının artması, basınç kaybını arttırır.

3- Boru Çapı: Aynı $D_{demet}$ değerine sahip bir ısı değiştiricisine yerleştirilen boru çapı değeri arttığında, boru boyu da artar. Boyun artması ile şaşırtma levhalarının sayısı da artar. Isıtma yüzeyi ve basınç kaybı artar. Burada boru çapı tercihi kullanıcıya bırakılmıştır..

4- Gövde çapı: Gövde çapı büyüdüğünde, toplam boru sayısı da artar. Isı değiştiricinin iki tarafındaki akışkanın hızı artmak zorunda kalır. Hız artınca Reynolds ve Nusselt sayısı ve ısı taşınım katsayısı da artar. Bu da ısıtma yüzeyini küçültür.

5- Boru yerleşim düzeni: Boru yerleşim düzeni; Nusselt sayısını ve taşınım katsayısını etkiler. En az ısıtma yüzeyi için üçgen yerleşim tercih edilir. Tasarım programında yerleşim şekli için ayrıca buton koyulmuştur.

Programda kullanılan değerler; gövde çapları, toplam boru sayıları, boru çapları, et kalınlıkları,borular arası mesafe, şaşırtma levhası sayısı vb. gibi tüm fiziksel ölçüler standartlara uygun şekilde tanımlanmıştır. Akışkan özelliklerine ait yoğunluk, dinamik viskozite, prandtl sayısı kirlilik katsayısı vb. tüm datalar, çeşitli akışkanlar için tanımlanmıştır. Isı değiştiricisi tasarımında, bu akışkanlar haricindeki başka bir akışkan kullanılabilmesi için program, veri girişine açık şekilde yazılmıştır.

Optimum ısı değiştiricisini sadece boyutlandırma ile seçmek yeterli değildir. Bu programda girdi değerlerine karşılık bazı durumlarda birden fazla ısı değiştiricisi sonucu çıkmaktadır. Birden fazla tercih şansı olan durumlarda maliyet analizi de göz önünde bulundurulmalıdır.

ε-NTU yöntemi kullanılması, deney düzeneği ve bilgisayar programının sonuçlarının birbiriyle karşılaştırması dışında ikinci bir karşılaştırma ve sistemi daha iyi analiz etme olanağı sağlamaktadır. ε-NTU yöntemiyle tahminlenen değerlerle , deney düzeneğinde elde edilen değerler ve bilgisayar programı sonuçları arasında %9'u aşmayan sapmalar görülmüştür.

Bu tarz hesaplama yöntemleri için bilgisayar programı yazılırken, veri alınması gereken tablo ve grafik değerleri ve kapasitelerine göre, programlama dili seçilmelidir. Bu çalışmada ilk program yazılımı Visual Basic 6.0 seçilmişti. Fakat bu program dili akışkan sayısı ve tercih edilecek koşulların sayısı arttıkça veri elde etme olanakları daha zorlanmıştır. Bu program dili yerine, Delphi 7.0 programlama dili tercih edilmiştir. Delphi 7.0'da 'database' olarak adlandırılan veritabanı sistemi ile, ayrı ayrı girilen tüm tablo ve grafik değerleri istenildiğinde rahatlıkla çağrılıp, içinden veri alınabilmektedir.

# KAYNAKLAR DİZİNİ

**Ahçıoğlu, E.,** 2002, Isı değiştirici tasarım ve Analiz, Uludağ Üniversitesi, Makina Mühendisliği Bölümü, Bursa

**Aval, M.S. and Damangir, E.,** 1995, General Correlation for Determining Optimum Baffle Spacing for All Types of Shell and Tube Exchangers, International Journal Heat and Mass Transfer, 2501-2506 s.

**Balbay, A.,** 2001, Gövde Borulu Isı Değiştiricilerinin Bilgisayar Destekli Tasarımı, Elazığ, 5 s.

**Bergles, A.E.,** 1999, The Imprative to Enhance Heat Transfer Proceeding of The NATO Advanced Study on Heat Transfer Enhancment of Heat Exchangers, Çeşme-İzmir, Türkiye, 13-29 s.

**Buzek, J. And Podkanski, J.,** 1996, Minimazition of Total Costs of Application of Heat Exchangers, Chemical Engineering and Processing, 35, 181-186

**Chang, Yu-Juei, Wang, Chi-Chuan,** 1997, Generalized Heat Transfer Correlation for Louver Fin Geometry, International Journal Heat and Mass Transfer, 533-544 s.

## KAYNAKLAR (devam)

**Dağsöz, A. K.,** 1983, Isı Değiştiricileri., İ.T.Ü. Yayını, İstanbul, 158 s,

**Dağsöz, A. K.,** 1989, Isı Geçişi, Kipaş Yayınları, İstanbul,

**Engin, Tahsin.,** 1995, Sıvıdan sıvıya gövde borulu bir ısı değiştiricinin bilgisayar yardımı ile optimizasyonu, Zonguldak Karaelmas Üni.

**Fraas, P. And Özışık, M. N.,** 1965, Heat Exchanger Design, John Wiley, New York, 386

**Genceli, O. F.,** 1995, Ölçme Tekniği., Birsen Yayınları, İstanbul

**Genceli, O. F.,**1999, Isı Değiştiricileri., Birsen Yayınları, İstanbul, 424 s.

**Güraras, Özbilen,** 2002, Boru-gövde tipi tek fazlı ısı eşanjörlerinin bilgisayar yardımıyla tasarımı, Atatürk Üni.

**Hewitt, G., Shires, G. L., Bott, T. R.** 1994, Process Heat Transfer CRC Pres LLC, 1027, New York

## KAYNAKLAR (devam)

**Incropera, F. P. And Dewitt, P. D.,** 1996 Introduction to Heat Transfer John Wiley & Sons. Inc. (Third Edition)

**Kakaç, S.,** 1999 Introduction to Heat Transfer Enhancement. Proceeding of The NATO Advanced Study on Heat Transfer Enhancement of Heat Exchangers, Çeşme İzmir, Turkey, May 25 June 5, 1998. Klawer Academic Publisgers, Printedin Netherlands, 1-11,

**Kakaç S. And Hongtan Liu** , 1999, Heat Exchangers Selection Rating and Thermal Design, Coral Gables, Florida, 278-299 s

**Kakaç S.,** 1996 a, Heat Exchanger Design Course, Fundamentals and applications, Presented at ITU. Faculty of Mechanical Engineering, İstanbul, 1.

**Kakaç S.,** 1996 b, Heat Exchanger Design Course, Fundamentals and applications, Presented at ITU. Faculty of Mechanical Engineering, İstanbul, 3.

**Karali, Rabi,** 2002, Isı değiştiricilerinin bilgisayar destekli optimizasyonu. Mustafa Kemal Üni.

## KAYNAKLAR (devam)

**Kays W.M. and London , A.L.,** 1984, Compact Heat Exchangers, Mc Graw-Hill Book ompany, New York , 336 s.

**Li., H. And Kottke, V.,** 1998 a, Effect of baffle spacing on pressure drop and local heat transfer in shell and tube heat exchangers for staggered tube arrangement. Int. J. Heat Mass Transfer. 41, 10, 1303-1311

**Li., H. And Kottke, V.,** 1998 b, Effect of baffle spacing on pressure drop and local heat transfer in shell and tube heat exchangers for staggered tube arrangement. Experimental Thermal and Fluid Science. 16,342-348

**Liu, M. S. Dong, Q. W. Wang, D. B. Ling, X.,** 1999, Numerical Simulation of Thermal Stres in Tube Sheet of Heat Transfer Equipment. International Journal of Perssure Vessels and Piping, 76,671-675

**London , A.L., Kays, W.M., Bernard , D.,** 1990, Compact Heat Exchangers. USA , 210 s.

**Onat, K.,** 1979,Isı Değiştiricileri Ders Notları , İ.T.Ü.

## KAYNAKLAR (devam)

**Palen, J. W.,** 1974, Heat Exchanger Sourcebook**,** McGraw-Hill, New York

**Praas, Arthur P.,** 1978, Heat Exchanger Design, McGraw-Hill, New York

**Karaali, R.**, 2002, Isı değiştiricilerinin Bilgisayar Destekli Tasarımı, Antakya

**Reppich , M. And Zagermann , S. ,** 1995, A New Design Method for segmentaly Baffled Heat Exchanger, Computers Chemical Engineering , 19 , 137-142 s.

**Shah, Ronesh K.,** Fundamentals of Heat Exchanger Design, New York 646-671 s

**Shah, R. K., A.D.,Metzger, D.E..,** 1981, Compact Heat Exchangers, Hemisphere publishing, USA ,355 s.

**Shah, R. K. Subbaro, E. C. Mashelkar, R. A.** 1998, Heat Transfer Equipment Design. Hemisphere Publishing Corporation. 797, USA

## KAYNAKLAR (devam)

**Syed, K.S., Tupholme G.E. , and Wood ,A.S.,** 1997, Laminer Forced Convection on the Shell-Side of a Finned Double-Pipe Heat Exchanger , International Journal Heat and Mass Transfer.

**Taşbaşı, Murat G.,** Visual Basic 6.0, Beta Yayınları, Eylül 2000, İstanbul

**Türk Standartları Enstitüsü,** Isı Eşanjörleri, TS ENU 1148-1996 ANKARA

**Türk Standartları Enstitüsü,** Eşanjörler, TS 1996, NİSAN 1975 ANKARA

**Varol, A. ve Varol, Y.,** 1991 Gövde borulu ısı değiştiricilerinin optimum boyutlandırılması. Atatürk Üni. Yayını, Yayın No: 708, Erzurum, 538 s.

**Varol, Y. ve Yılmaz,** 1997, Döner Rejeneratörlerle Havalandırma Tesislerinde Enerji Tasarrufu , Yalıtım 97 Sempozyumu , Elazığ , 155-161 s.

**Webb, D. R.,** 1998, Multicomponent condensation in a shell and tube condenser-a comprehensive dataset. Experimental Thermal and Fluid Science. 16, 366-379

# EKLER

## EK-1 Doymuş suyun Fiziksel Özellikleri

| T | P | ρ | $c_p$ | β | λ | η | V | a | Pr | σ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| °C | $10^{-2}$bar | kg/m³ | kJ/kgK | $10^{-3}$/K | $10^{-3}$/mK | $10^{-6}$kg/ms | $10^{-6}$m²/s | $10^{-6}$m²/s | - | $10^{-3}$N/m |
| 0,01 | 0,6112 | 999,8 | 4,217 | 0,0855 | 0,569 | 1750 | 1,75 | 1,35 | 13,0 | 75,60 |
| 10 | 1,2271 | 999,7 | 4,193 | 0,0821 | 0,587 | 1300 | 1,30 | 1,40 | 9,29 | 74,24 |
| 20 | 2,2368 | 998,3 | 4,182 | 0,2066 | 0,603 | 1000 | 1,00 | 1,44 | 6,94 | 72,78 |
| 30 | 4,2417 | 995,7 | 4,179 | 0,3056 | 0,618 | 797 | 0,800 | 1,48 | 5,39 | 71,23 |
| 40 | 7,3749 | 992,3 | 4,179 | 0,3890 | 0,632 | 651 | 0,656 | 1,53 | 4,30 | 69,61 |
| 50 | 12,334 | 988,0 | 4,181 | 0,4624 | 0,643 | 544 | 0,551 | 1,56 | 3,54 | 67,61 |
| 60 | 19,919 | 983,2 | 4,185 | 0,5288 | 0,654 | 463 | 0,471 | 1,59 | 2,96 | 66,19 |
| 70 | 31,161 | 977,7 | 4,190 | 0,5900 | 0,662 | 400 | 0,409 | 1,62 | 2,53 | 64,40 |
| 80 | 47,359 | 971,6 | 4,197 | 0,6473 | 0,670 | 351 | 0,461 | 1,64 | 2,20 | 62,57 |
| 90 | 70,108 | 965,2 | 4,205 | 0,7019 | 0,676 | 311 | 0,322 | 1,66 | 1,94 | 60,69 |
| 100 | 101,32 | 958,1 | 4,216 | 0,7547 | 0,681 | 279 | 0,291 | 1,68 | 1,73 | 58,78 |
| 110 | 143,26 | 950,7 | 4,229 | 0,8590 | 0,684 | 252 | 0,265 | 1,70 | 1,56 | 56,83 |
| 120 | 198,54 | 942,9 | 4,245 | 0,9121 | 0,687 | 230 | 0,244 | 1,72 | 1,42 | 54,85 |
| 130 | 270,12 | 934,6 | 4,263 | 0,9667 | 0,688 | 211 | 0,226 | 1,73 | 1,31 | 52,83 |
| 140 | 361,36 | 925,8 | 4,285 | 1,024 | 0,688 | 195 | 0,211 | 1,74 | 1,21 | 50,79 |
| 150 | 475,97 | 916,8 | 4,310 | 1,084 | 0,687 | 181 | 0,197 | 1,74 | 1,14 | 48,70 |
| 160 | 618,04 | 907,3 | 4,339 | 1,148 | 0,684 | 169 | 0,186 | 1,74 | 1,02 | 44,44 |
| 170 | 792,02 | 897,3 | 4,371 | 1,148 | 0,681 | 159 | 0,177 | 1,74 | 1,02 | 44,44 |
| 180 | 1000,2 | 886,9 | 4,408 | 1,216 | 0,677 | 149 | 0,168 | 1,73 | 0,970 | 42,26 |
| 190 | 1255,2 | 876,0 | 4,449 | 1,291 | 0,671 | 141 | 0,161 | 1,72 | 0,935 | 40,05 |
| 200 | 1555,1 | 864,7 | 4,497 | 1,372 | 0,665 | 134 | 0,155 | 1,71 | 0,904 | 37,81 |
| 210 | 1908,0 | 852,8 | 4,551 | 1,462 | 0,657 | 127 | 0,149 | 1,69 | 0,881 | 35,53 |
| 220 | 2320,1 | 840,3 | 4,614 | 1,563 | 0,648 | 122 | 0,145 | 1,67 | 0,864 | 33,23 |
| 230 | 2797,9 | 827,3 | 4,686 | 1,676 | 0,639 | 116 | 0,140 | 1,64 | 0,853 | 30,90 |
| 240 | 3348,0 | 813,6 | 4,770 | 1,806 | 0,628 | 11 | 0,136 | 1,61 | 0,846 | 28,56 |
| 250 | 3977,6 | 799,2 | 4,869 | 1,955 | 0,618 | 107 | 0,134 | 1,59 | 0,842 | 26,19 |
| 260 | 4694,0 | 783,9 | 4,986 | 2,130 | 0,603 | 103 | 0,131 | 1,54 | 0,848 | 23,82 |
| 270 | 5505,1 | 767,8 | 5,126 | 2,338 | 0,590 | 99,4 | 0,129 | 1,50 | 0,860 | 21,44 |
| 280 | 6419,1 | 750,5 | 5,296 | 2,589 | 0,575 | 96,1 | 0,128 | 1,45 | 0,883 | 19,07 |
| 290 | 7444,8 | 732,1 | 5,507 | 2,900 | 0,558 | 93,0 | 0,127 | 1,39 | 0,916 | 16,71 |
| 300 | 8591,7 | 712,2 | 5,773 | 3,293 | 0,541 | 90,1 | 0,127 | 1,33 | 0,952 | 14,39 |
| 320 | 11290 | 666,9 | 6,586 | 4,510 | 0,508 | 83,0 | 0,124 | 1,16 | 1,07 | 9,89 |
| 340 | 14608 | 610,3 | 8,270 | 7,167 | 0,460 | 75,4 | 0,124 | 0,819 | 1,85 | 5,71 |
| 360 | 18674 | 528,3 | 14,99 | 19,280 | 0,399 | 65,3 | 0,124 | 0,620 | 2,38 | 2,03 |
| 374,2 | 22120 | 315,5 | ∞ | ∞ | 0,238 | 45,0 | 0,143 | 0 | ∞ | 0 |

## EK-2. Gövde Borulu Isı değiştiricilerinin fiziksel ölçüleri-1

*Boru dış çapı : 25 mm ; Üçgen düzenleme, Eksenler arası = 32 mm (DIN 28 184 Part 1)*

| Gövde anma çapı, *mm* | Boru sayısı | Geçiş sayısı | *1 m* boru boyu için ısıtma yüzeyi $m^2$ /*m* | Boruları çevreleyen daire çapı, *mm* |
|---|---|---|---|---|
| 150 | 14 | 2 | 1,1 | 143,2 |
| 200 | 26 | 2 | 2,0 | 191,0 |
| 250 | 44 | 2 | 3,5 | 247,7 |
| 300 | 66 | 2 | 5,2 | 298,0 |
| 350 | 76 | 2 | 6,0 | 316,3 |
| 400 | 106 | 2 | 8,3 | 372,5 |
| 500 | 180 | 2 | 14,1 | 478,3 |
| 600 | 258 | 2 | 20,3 | 575,5 |
| 700 | 364 | 2 | 28,6 | 672,0 |
| 800 | 484 | 2 | 38,0 | 771,0 |
| 900 | 622 | 2 | 48,9 | 868,0 |
| 1000 | 776 | 2 | 61,0 | 966,0 |
| 1100 | 934 | 2 | 73,4 | 1058 |
| 1200 | 1124 | 2 | 88,3 | 1159 |

*Boru dış çapı : 25 mm ; Üçgen düzenleme, Eksenler arası = 32 mm (DIN 28 184 Part 1)*

| Gövde anma çapı, *mm* | Boru sayısı | Geçiş sayısı | *1 m* boru boyu için ısıtma yüzeyi $m^2$ /*m* | Boruları çevreleyen daire çapı, *mm* |
|---|---|---|---|---|
| 350 | 68 | 4 | 5,3 | 325,0 |
| 400 | 88 | 4 | 6,9 | 368,6 |
| 500 | 164 | 4 | 12,9 | 481,5 |
| 600 | 232 | 8 | 18,2 | 573,0 |
| 700 | 324 | 8 | 25,4 | 666,0 |
| 800 | 432 | 8 | 33,9 | 772,0 |
| 900 | 556 | 8 | 43,7 | 866,0 |
| 1000 | 712 | 8 | 55,9 | 966,0 |
| 1100 | 860 | 8 | 67,5 | 1055 |
| 1200 | 1048 | 8 | 82,3 | 1160 |

*Boru dış çapı : 20 mm ; Üçgen düzenleme, Eksenler arası = 25 mm (DIN 28 184 Part 4)*

| Gövde anma çapı, *mm* | Boru sayısı | Geçiş sayısı | *1 m* boru boyu için ısıtma yüzeyi $m^2$ /*m* | Boruları çevreleyen daire çapı, *mm* |
|---|---|---|---|---|
| 150 | 26 | 2 | 1,6 | 151,0 |
| 200 | 48 | 2 | 3,0 | 199,3 |
| 250 | 76 | 2 | 4,7 | 284,4 |
| 300 | 92 | 4 | 5,7 | 297,8 |
| 350 | 100 | 8 | 6,2 | 328,8 |
| 400 | 140 | 8 | 8,7 | 373,3 |
| 500 | 256 | 8 | 1,6 | 485,5 |
| 600 | 376 | 8 | 23,6 | 537,7 |
| 700 | 532 | 8 | 33,4 | 671,2 |
| 800 | 724 | 8 | 45,4 | 769,6 |
| 900 | 936 | 8 | 58,8 | 868,5 |
| 1000 | 1196 | 8 | 75,4 | 969,9 |
| 1100 | 1436 | 8 | 90,2 | 1059,7 |
| 1200 | 1736 | 8 | 109 | 1162,9 |

# EK-3. Gövde Borulu Isı değiştiricilerinin fiziksel ölçüleri-2

*Boru dış çapı : 16 mm ; Üçgen düzenleme, Eksenler arası = 20 mm (DIN 28 184 Part 1)*

| Gövde anma çapı, *mm* | Boru sayısı | Geçiş sayısı | *1 m* boru boyu için ısıtma yüzeyi $m^2/m$ | Boruları çevreleyen daire çapı, *mm* |
|---|---|---|---|---|
| 150 | 36 | 2 | 1,8 | 147,4 |
| 200 | 60 | 4 | 3,0 | 198,0 |
| 250 | 96 | 4 | 4,8 | 252,6 |
| 300 | 128 | 8 | 6,4 | 299,6 |
| 350 | 164 | 8 | 8,2 | 330,8 |
| 400 | 228 | 8 | 11,4 | 377,5 |
| 500 | 404 | 8 | 20,3 | 485 |

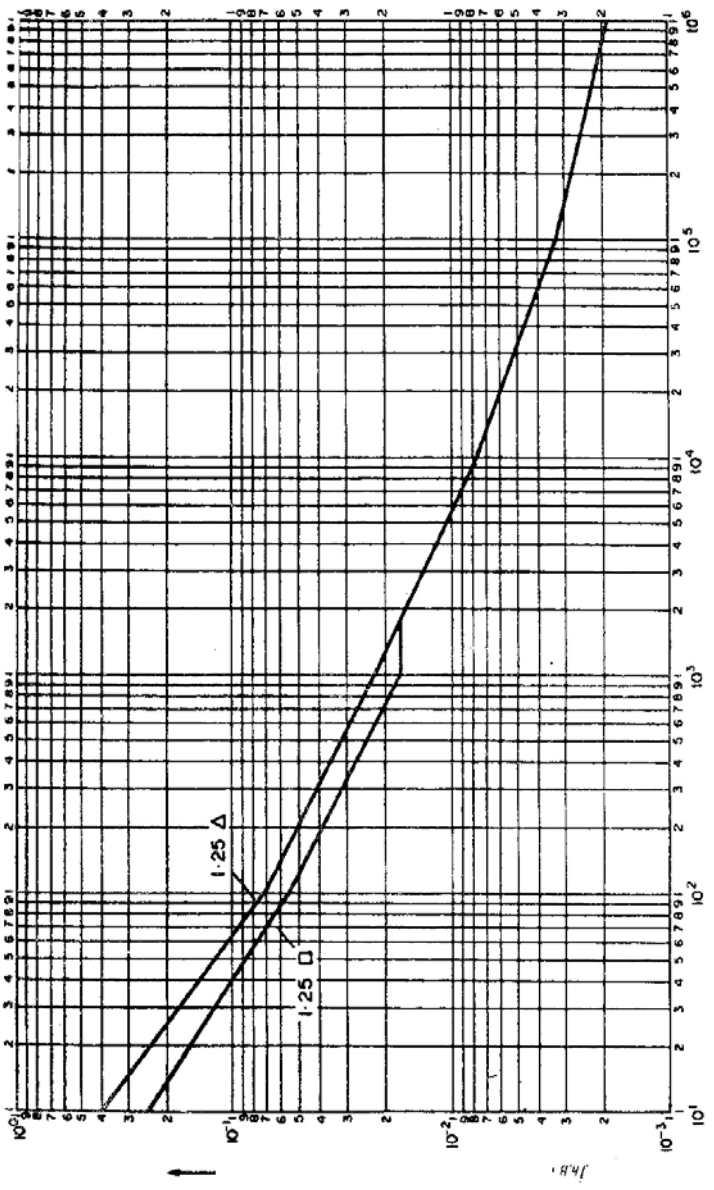
*Boru dış çapı : 25 mm ; Üçgen düzenleme, Eksenler arası = 32 mm (DIN 28 190)*

| Gövde anma çapı, *mm* | Boru sayısı | Geçiş sayısı | *1 m* boru boyu için ısıtma yüzeyi $m^2/m$ | Boruları çevreleyen daire çapı, *mm* |
|---|---|---|---|---|
| 200 | 18 | 2 | 1,41 | 167,7 |
| 250 | 28 | 2 | 2,20 | 211,3 |
| 300 | 40 | 2 | 3,14 | 255,5 |
| 350 | 52 | 2 | 4,08 | 288,2 |
| 400 | 70 | 2 | 5,50 | 328 |
| 500 | 128 | 2 | 10,1 | 434,7 |

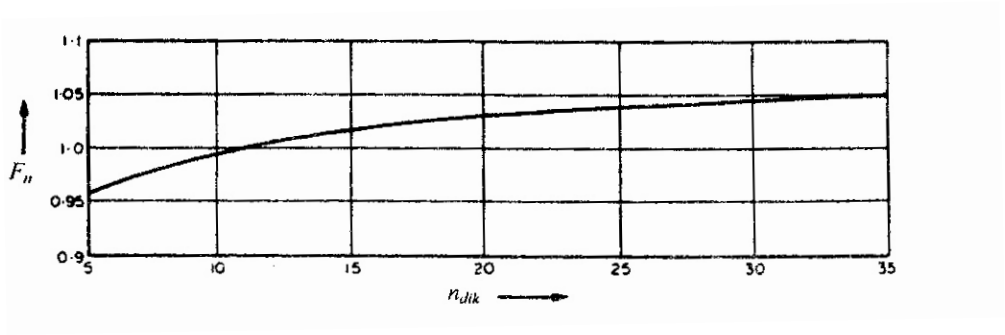
*Boru dış çapı : 25 mm ; Kare düzenleme, Eksenler arası = 32 mm (DIN 28 191)*

| Gövde anma çapı, *mm* | Boru sayısı | Geçiş sayısı | *1 m* boru boyu için ısıtma yüzeyi $m^2/m$ | Boruları çevreleyen daire çapı, *mm* |
|---|---|---|---|---|
| 150 | 19 | 2 | 0,785 | 125,6 |
| 200 | 18 | 2 | 1,41 | 167,7 |
| 250 | 32 | 2 | 2,51 | 226,8 |
| 300 | 46 | 2 | 3,61 | 268,2 |
| 350 | 42 | 4 | 3,3 | 292,8 |
| 400 | 70 | 4 | 5,5 | 349,3 |
| 500 | 122 | 4 | 9,58 | 450,0 |
| 600 | 172 | 8 | 13,5 | 539,4 |
| 700 | 248 | 8 | 19,5 | 639,0 |
| 800 | 344 | 8 | 27,0 | 738,9 |
| 900 | 432 | 8 | 33,9 | 827,4 |
| 1000 | 560 | 8 | 44,0 | 931,8 |
| 1100 | 688 | 8 | 54,0 | 1025,2 |
| 1200 | 840 | 8 | 66,0 | 1125,4 |

**EK-4. Bell Yöntemi boyutsuz ısıl çarpanı , $j_{hb}$;**



**EK-5. Fn Boru düzeltme katsayısı**



**EK-6. Şaşırtma levhası ile (TS 346-TS 416 )borular arasındaki boşluk , b;**

| Boru Dış Çapı d | Delik Çapı $d_1$ | Delik Çapı Toleransı |
|---|---|---|
| 10 | 10,25 | ± 0,05 |
| 12 | 12,25 | |
| 14 | 14,25 | |
| 16 | 16,25 | |
| 18 | 18,25 | |
| 20 | 20,25 | |
| 22 | 22,25 | |
| 25 | 25,25 | |
| 30 | 30,25 | |
| 38 | 38,33 | ± 0,07 |

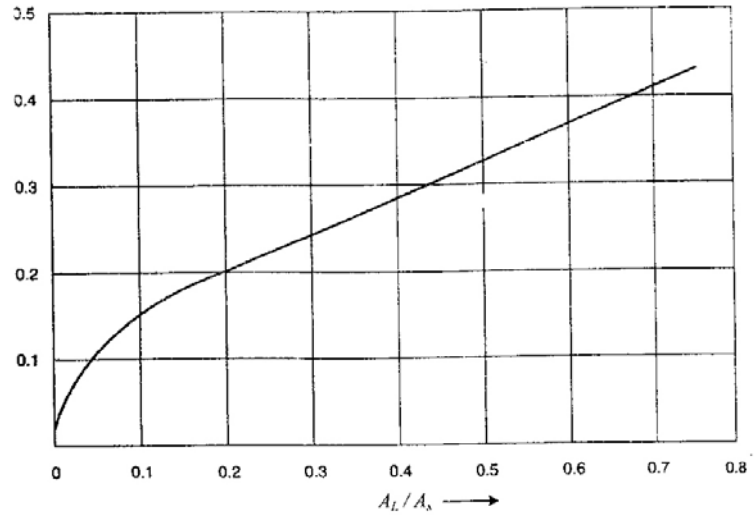
**EK-7. Şaşırtma levhası ile gövde arasındaki boşluk , r;**

Ölçüler mm dir.

| Gövde Anma Çapı | Perde veya Destek Levhası Çapı | Tolerans |
|---|---|---|
| 150 | D[1] — 3 mm | + 0<br>— 1 |
| 200 | | |
| 250 | | |
| 300 | | |
| 350 | | |
| 400 | | |
| 500 | | |
| 600 | | |
| 700 | D — 4 mm | + 0<br>— 1 |
| 900 | | |
| 800 | D — 5 mm | + 0<br>— 1 |
| 1000 | | |
| 1100 | D — 5,5 mm | + 0<br>— 1,5 |
| 1200 | | |

[1] D = Gövde iç çapı

**EK-8. FL ara düzeltme katsayısı, $\beta_L$;**



## EK-9. Kirlilik faktörü, $R_{f1}$ ,$R_{f2}$;

| Isıtıcı ortam sıcaklığı<br>Su sıcaklığı | 115°C değerine kadar<br>50°C değerinden az | | 115 ila 205°C arası<br>50°C değerinden çok | |
|---|---|---|---|---|
| Su hızı *(m/s)* | 1'den az | 1'den çok | 1'den az | 1'den çok |
| Deniz suyu | 0,0001 | 0,0001 | 0,0002 | 0,0002 |
| Arıtılmış su | 0,0001 | 0,0001 | 0,0001 | 0,0001 |
| Kazan besleme suyu | 0,0002 | 0,0001 | 0,0002 | 0,0002 |
| Motor soğutması | 0,0002 | 0,0002 | 0,0002 | 0,0002 |
| Şehir veya kuyu suyu | 0,0002 | 0,0002 | 0,0004 | 0,0004 |
| Büyük göl suyu | 0,0002 | 0,0002 | 0,0004 | 0,0004 |
| Soğutma kuleleri suyu | | | | |
| İşlem yapılmış | 0,0002 | 0,0002 | 0,0004 | 0,0004 |
| İşlem yapılmamış | 0,0006 | 0,0006 | 0,0010 | 0,0008 |
| Kazan blöf suyu | 0,0004 | 0,0004 | 0,0004 | 0,0004 |
| Kaba su | 0,0004 | 0,0002 | 0,0006 | 0,0004 |
| Nehir suyu | | | | |
| En az | 0,0004 | 0,0002 | 0,0006 | 0,0004 |
| Büyük nehir | 0,0006 | 0,0004 | 0,0008 | 0,0006 |
| Çamurlu su | 0,0006 | 0,0004 | 0,0008 | 0,0006 |
| Sert su | 0,0006 | 0,0006 | 0,0010 | 0,0010 |
| Temiz sirkülasyon yağı | | | 0,0002 | |
| Makine veya transformatör yağı | | | 0,0002 | |
| Bitkisel yağlar | | | 0,0006 | |
| Soğutma yağı | | | 0,0008 | |
| Fuel oil | | | 0,0010 | |
| Organik buharlar | | | 0,0001 | |
| Su buharı (yağ yok) | | | 0,0001 | |
| Alkol buharları | | | 0,0001 | |
| Su buharı (yağ var) | | | 0,0002 | |
| Soğutucu akışkan buharları | | | 0,0004 | |
| Hava | | | 0,0004 | |
| Yüksek fırın gazı | | | 0,0002 | |
| Diesel egzoz gazı | | | 0,0002 | |
| Organik sıvılar | | | 0,0020 | |
| Soğutucu akışkan sıvısı | | | 0,0002 | |
| Soğutucu akışkan, salamura | | | 0,0002 | |

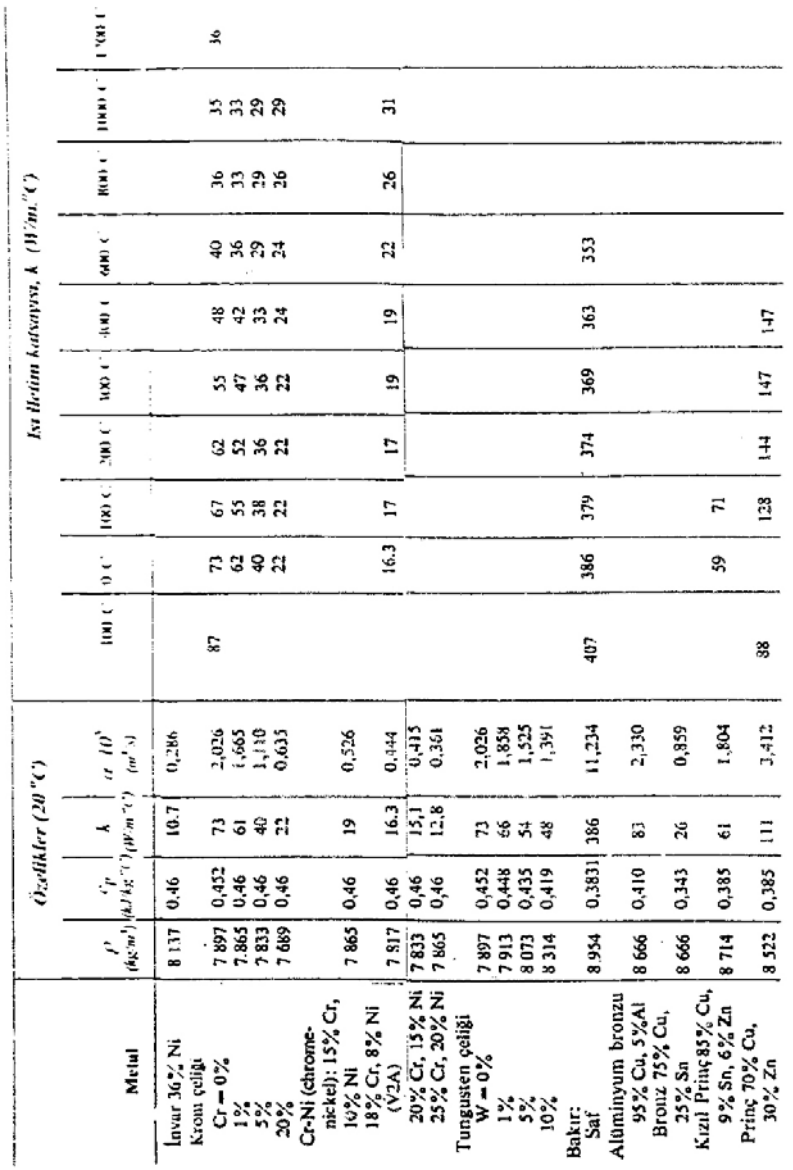
**Tablo 4.2 Bazı katı-katı malzemeler arasındaki temas direnci [1].**

| **Malzemeler** | $R_t$ *($m^2.°C/W$)* |
|---|---|
| Alüminyum-alüminyum, indiyum folye dolgulu *(100 $kN/m^2$)* | $0,07\times10^{-4}$ |
| Paslanmaz-paslanmaz, indiyum folye dolgulu *(3500 $kN/m^2$)* | $0,04\times10^{-4}$ |
| Alüminyum-alüminyum, metal (Pb) kaplama | $(0,01\text{-}0,1)\times10^{-4}$ |
| Alüminyum-alüminyum, Dow Corning 340 grease *(100 $kN/m^2$)* | $0,07\times10^{-4}$ |
| Paslanmaz-paslanmaz, Dow Corning 340 grease *(3500 $kN/m^2$)* | $0,04\times10^{-4}$ |
| Pirinç-pirinç, *15 $\mu m$* kalay lehimli | $(0,025\text{-}0,14)\times10^{-4}$ |

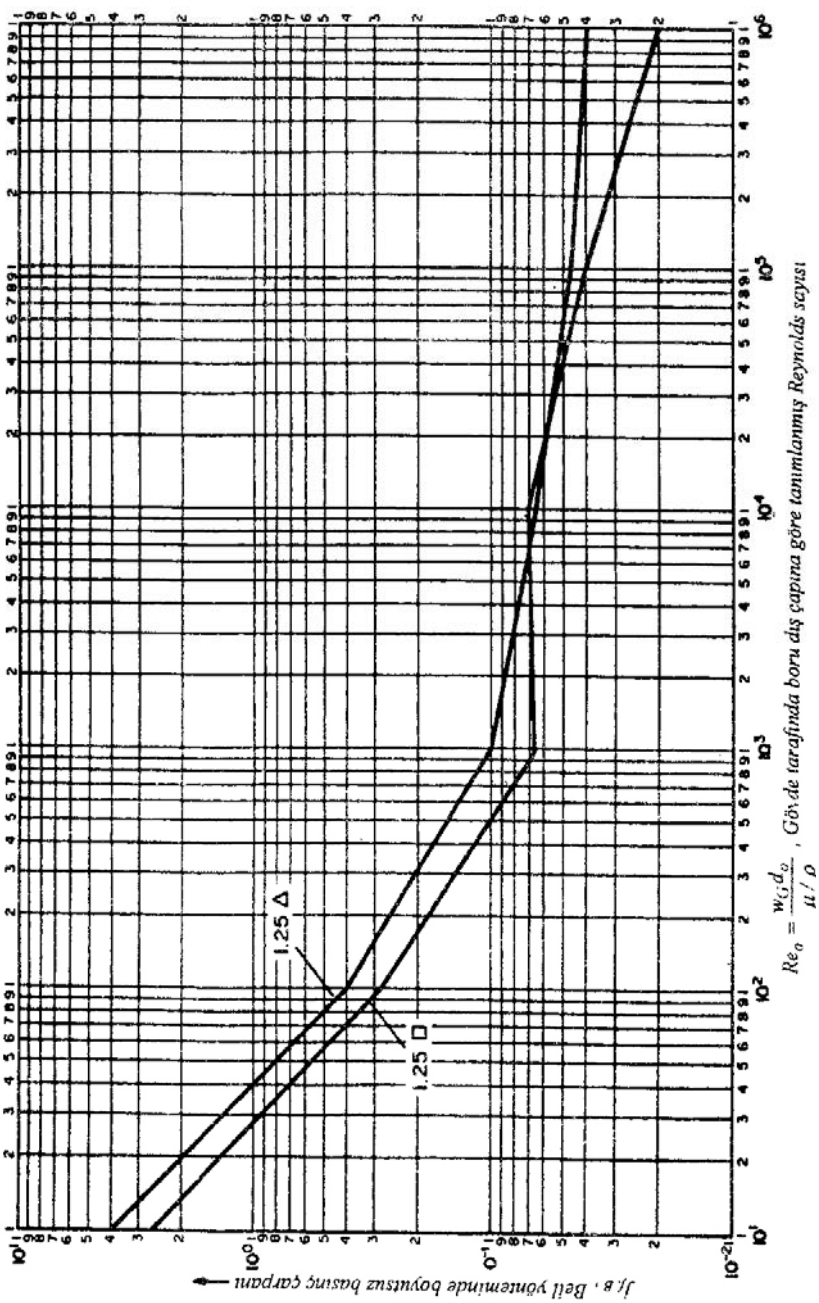
**EK-10. Bazı metallerin fiziksel özellikleri;**

| Metal | Özellikler (20 °C) | | | | Isı iletim katsayısı, k (W/m.°C) | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | ρ (kg/m³) | $c_p$ (kJ/kg.°C) | k (W/m.°C) | $\alpha$, $10^6$ (m²/s) | −100 C | 0 C | 100 C | 200 C | 300 C | 400 C | 600 C | 800 C | 1000 C | 1200 C |
| Alüminyum: | | | | | | | | | | | | | | |
| Saf | 2 707 | 0,896 | 204 | 8,418 | 215 | 202 | 206 | 215 | 228 | 249 | | | | |
| Al-Cu (Duralumin) | | | | | | | | | | | | | | |
| 94-96% Al, 3-5% Cu | 2 787 | 0,883 | 164 | 6,676 | 126 | 159 | 182 | 194 | | | | | | |
| Al-Si (Silumin, | | | | | | | | | | | | | | |
| 86,5% Al, 1% Cu | 2 659 | 0,867 | 137 | 5,933 | 119 | 137 | 144 | 152 | 161 | | | | | |
| Al-Si (Alusil) 78-80% Al, 20-22% Si | 2 627 | 0,854 | 161 | 7,172 | 144 | 157 | 168 | 175 | 178 | | | | | |
| Al-Mg-Si 97% Al, 1% Mg, 1% Si, 1% Mn | 2 707 | 0,892 | 177 | 7,311 | | 175 | 189 | 204 | | | | | | |
| Kurşun | 11 373 | 0,130 | 35 | 2,343 | 36,9 | 35,1 | 33,4 | 31,5 | 29,8 | | | | | |
| Demir: | | | | | | | | | | | | | | |
| Saf | 7 897 | 0,452 | 73 | 2,034 | 87 | 73 | 67 | 62 | 55 | 48 | 40 | 36 | 35 | 36 |
| Dövme demir ,0,5%C | 7 849 | 0,46 | 59 | 1,626 | | 59 | 57 | 52 | 48 | 45 | 36 | 33 | 33 | 33 |
| Çelik | | | | | | | | | | | | | | |
| (C max ≈ 1,5%): | | | | | | | | | | | | | | |
| Karbon çeliği | | | | | | | | | | | | | | |
| C ≈ 0,5% | 7 833 | 0,465 | 54 | 1,474 | | 55 | 52 | 48 | 45 | 42 | 35 | 31 | 29 | 31 |
| 1,0% | 7 801 | 0,473 | 43 | 1,172 | | 43 | 43 | 42 | 40 | 36 | 33 | 29 | 28 | 29 |
| 1,5% | 7 753 | 0,486 | 36 | 0,970 | | 36 | 36 | 36 | 35 | 33 | 31 | 28 | 28 | 29 |
| Nikel çeliği | | | | | | | | | | | | | | |
| Ni ≈ 0% | 7 897 | 0,452 | 73 | 2,026 | | | | | | | | | | |
| 20% | 7 933 | 0,46 | 19 | 0,526 | | | | | | | | | | |
| 40% | 8 169 | 0,46 | 10 | 0,279 | | | | | | | | | | |
| 80% | 8 618 | 0,46 | 35 | 0,872 | | | | | | | | | | |

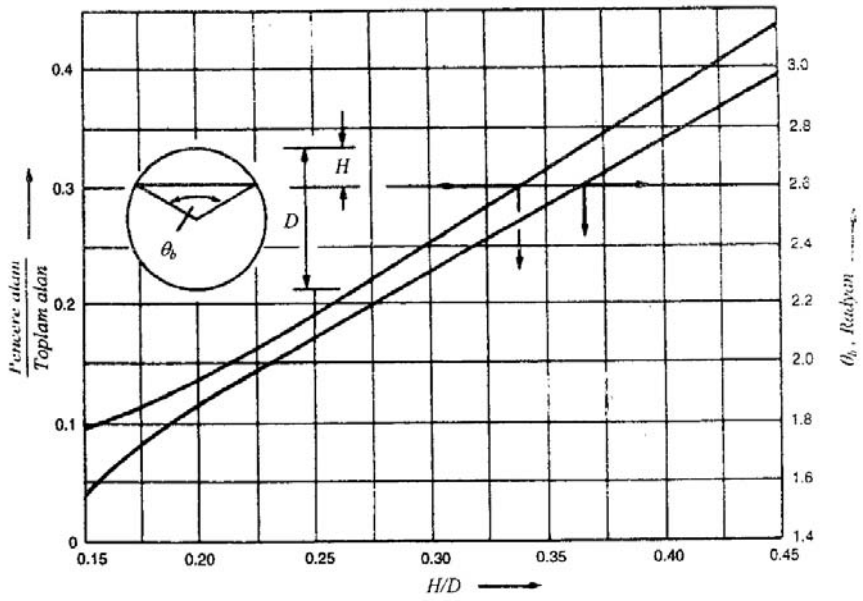
**EK-11. Bazı metallerin fiziksel özellikleri;**



**EK-12. Bell Yöntemi boyutsuz basınç düşümü çarpanı , $j_{f,b}$;**



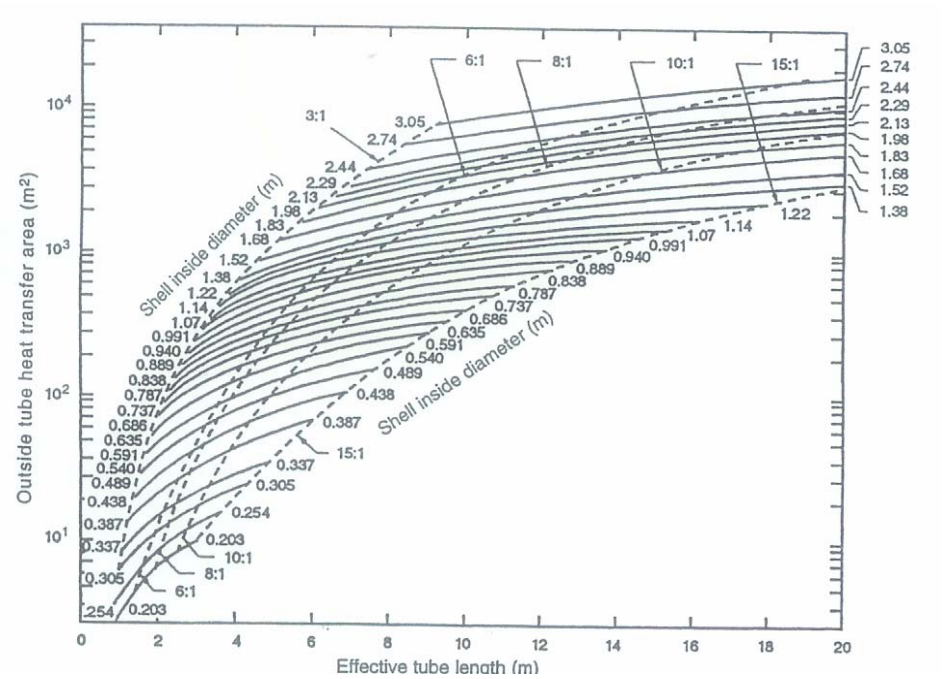
**EK-13. Pencere alanının , toplam alana oranı , Ra;**



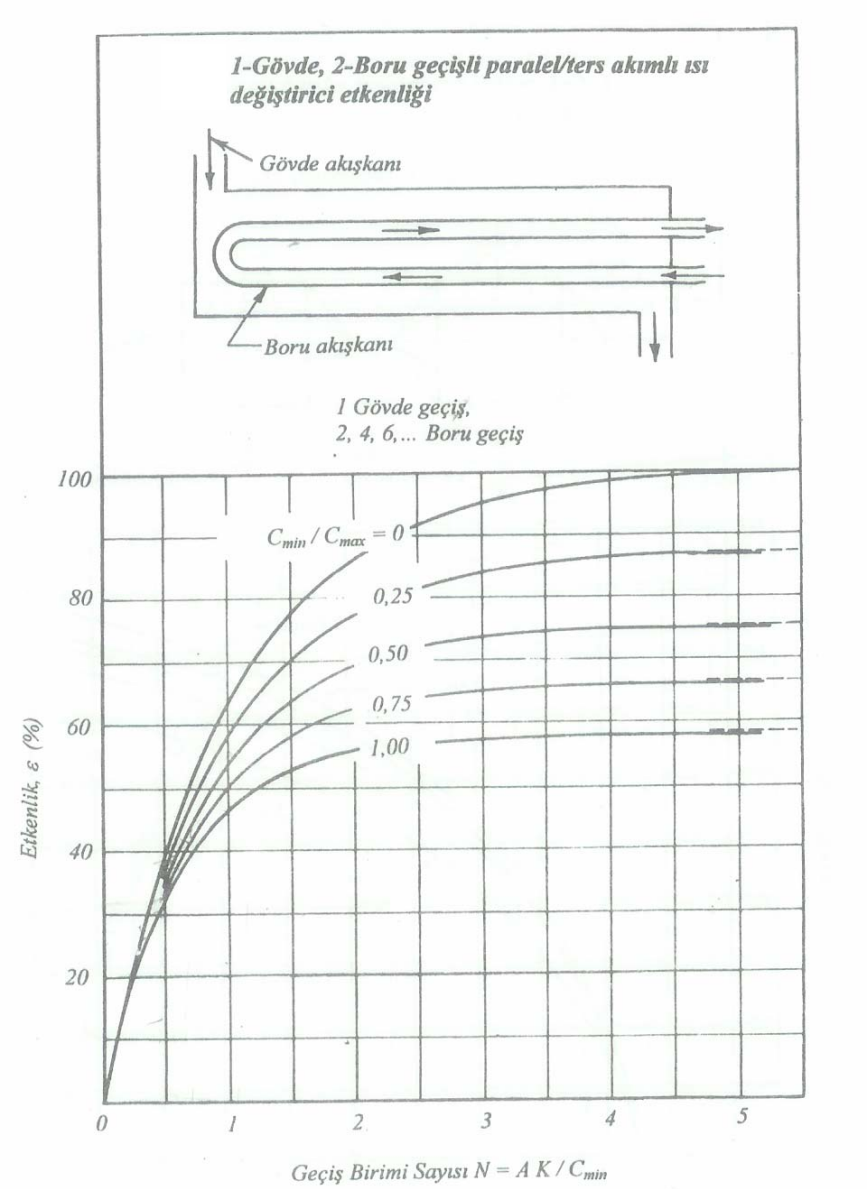
## EK-14. Kirli ısı değiştiricideki basınç düşümünün , temiz ısı değiştiricideki basınç düşümüne oranı , $k_{bd}$;

| $R_f$ ,Kirlilik faktörü $m^2$. °C/W | Gövde çapı / şaşırtma levhaları arasındaki mesafe | | |
|---|---|---|---|
| | 1,0 | 2,0 | 5,0 |
| *Laminer Akış* | | | |
| $1,7\times10^{-4}$ | 1,06 | 1,20 | 1,28 |
| $5,0\times10^{-4}$ | 1,19 | 1,44 | 1,55 |
| $10\times10^{-4}$ | 1,32 | 1,99 | 2,38 |
| *Türbülanslı Akış* | | | |
| $1,7\times10^{-4}$ | 1,12 | 1,38 | 1,55 |
| $5,0\times10^{-4}$ | 1,37 | 2,31 | 2,96 |
| $10\times10^{-4}$ | 1,64 | 3,44 | 4,77 |

**EK-15. $L_{eff}/D_{gövde}$ ısı değiştiricisi boy ve gövde oran grafiği;**



**EK-16. Bir gövde , iki boru geçişli paralel/ters akımlı ısı değiştiricisi etkinliği, ε;**



# ÖZGEÇMİŞ

1977 yılında İzmir'de doğdu. İlk ve orta öğrenimini İzmir'de, lisans öğrenimini 1995-2000 yılları arasında E.Ü. Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü'nde sürdürdü. Yüksek lisans eğitimine 2002 yılında başladı.Şu anda özel bir şirkette Proje İmalat Şefi ve CE Sorumlusu olarak çalışmaktadır. Evlidir.