

KANATLI BORULARDA ISI TRANSFERİNİN  
İNCELENMESİ

Makine Müh. Mehtap DOĞDAŞ

F.B.E Makine Müh. Anabilim Dalı Isı Proses Programında  
Hazırlanan

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı: Prof. Dr. İsmail TEKE

Prof. Dr. Galip Temir

*[Signature]*

Doç. Dr. Tamer Yılmaz

*[Signature]*

İSTANBUL, 2004

# İÇİNDEKİLER

Sayfa

SİMGE LİSTESİ .....	iii
ŞEKİL LİSTESİ .....	v
ÇİZELGE LİSTESİ .....	viii
ÖNSÖZ.....	ix
ÖZET .....	x
ABSTRACT .....	xi
1. GİRİŞ.....	1
2. ISI DEĞİŞTİRİCİLERİN TANIMI VE SINIFLANDIRILMASI .....	2
2.1 Isı Değiştiricilerin Tanımı ve Genel Sınıflandırılması .....	2
2.2 Isı Değiştiricilerinin Sınıflandırılması .....	2
2.3 Kompakt (Kanatlı Yüzeyle) Isı Değiştiricileri .....	7
2.3.1 Tipler ve Tanımlar .....	8
2.3.1.1 Plaka Kanatlı Isı Değiştiricileri .....	9
2.3.1.2 Borulu Kanatlı Isı Değiştiricileri .....	9
2.4 Isı Değiştirici Seçimi .....	10
2.4.1 Isı Değiştirici Tipini Seçerken Dikkate Alınması Gereken Faktörler .....	11
2.4.1.1 Konstrüksiyon malzemeleri .....	11
2.4.1.2 Basınç ve sıcaklık .....	12
2.4.1.3 Performans parametreleri.....	13
2.4.1.4 Kirlenme Eğilimleri .....	14
2.4.1.5 Muayene, Temizleme Tamir ve İlave.....	14
2.4.1.6 Akışkanların Tipleri ve Fazları.....	16
2.4.1.7 Isı Değiştiricinin Boyutu.....	18
2.4.1.8 Bulunabilirlik.....	18
2.4.1.9 Ekonomik Faktörler .....	18
2.5 İlk Seçim.....	19
2.6 Kanatlı Boruların Kullanıldığı Yerler ve Çeşitli Yüzeyle Arttırma Konstrüksiyonları .....	22
2.6.1 Isı Değiştiricilerinde Kullanılan Kanatları Çeşitleri Nelerdir.....	22
2.6.2 Kanatlı borulu ısı değiştirici yüzeylelerin geometrisi .....	22
3. KANATLI BORU DEMETLERİNDEN ISI TRANSFERİ .....	28
3.1 Kanatlı Borulu Isı Değiştiricilerinde Kanat Verimi.....	28
3.1.1 Kanat Verimi Hesabı .....	30
3.1.2 Karakteristik Boyutsuz Değere Bağlı Olarak Çeşitli Kanat Tipleri İçin Kanat Etkinliği .....	30
3.2 Kanatlı Borulu Isı Değiştiricilerinde Kullanılan Bazı Parametreler.....	34

4.	LİTERATÜR ÇALIŞMALARI.....	39
4.1	Çeşitli Araştırmacıların, Kanatlı Borular ve Kanatlı Boru Demetlerinde Isı Transferi ve Basınç Düşüşü Hakkında Elde Ettikleri Sonuçlar.....	39
4.1.1	Kanatlı borular ve kanatlı boru demetlerinde ısı transferine etki eden parametreler	39
4.1.2	Isı transferi ve basınç düşümü bağıntılarının karşılaştırılması .....	39
4.2	Araştırmacıların vardıkları ortak sonuçların grafiklerle gösterilmesi .....	55
4.3	Kullanılan bağıntıların sayısal karşılaştırması ve grafik analizi.....	65
	SONUÇLAR VE ÖNERİLER .....	71
	KAYNAKLAR.....	73
	ÖZGEÇMİŞ.....	76



## SİMGE LİSTESİ

$A_{min}$	Minimum akış kesiti
$A_{fy}$	Kanat levhasının yüzey alanı
$A_{ön}$	Isı değiştiricinin ön yüzey kesiti
$A_i$	Isı değiştiricinin boru iç yüzey alanı,
$A_{pm}$	Ortalama boru çapındaki boru ısı geçiş alanı,
$A_{t0}$	Boru dış yüzey alanı,
$A_{t0}$	Toplam dış ısı geçiş alanı,
$A_{fr}$	Ön Alan
$A_d$	Toplam dış yüzey alanı
$A_{td}$	Boru dış yüzey alanı
$A_0$	Kanatsız boru alanı
$A_f$	Kanat Alanı
$A_{min}$	Minimum Akış Alan
$A$	Hava tarafındaki toplam alan
$A_{go}$	Boru demetinde hiç kanat bulunmaması durumunda oluşacak toplam ısı geçiş alanı
$A_{fy}$	Kanat levhasının yüzey alanı ( $m^2$ )
$A_T$	Toplam yüzey ( $m^2$ )
$d_o$	Boru dış çapı (m)
$d_i$	Boru iç çapı (m)
$d$	Boru çapı (m)
$D$	Kanat çapı (m)
$D_h$	Hidrolik çap (m)
$F_d$	Kanat Çapı
$F_h$	Kanat Yüksekliği
$G_{maks}$	Havanın minimum kesitteki kütle hızı
$h$	Isı taşınım katsayısı ( $kcal/m^2h^{\circ}C$ )
$J$	Colbourn faktörü
$k_k$	Kanat ısı iletim katsayısı ( $kcal/m^2h^{\circ}C$ )
$k$	Isı iletim katsayısı ( $kcal/m^2h^{\circ}C$ )
$K$	Toplam ısı transfer katsayısı ( $kcal/m^2h^{\circ}C$ )
$L_b$	Isı değiştiricinin toplam uzunluğu (m)
$L_k$	Isı değiştiricinin kanatlı bölümünün uzunluğu (m)
$L$	Isı değiştiricinin toplam boru uzunluğu (m)
$m$	Kanat parametresi
$M_h$	Hava debisi
$n_k$	Kanat Sayısı,
$n_T$	Hava akışına dik yöndeki boru sayısı
$n_L$	Hava akışına paralel yöndeki boru sayısı
$Q$	Isı miktarı ( $kcal/h$ )
$r_e$	Eşdeğer kanat yarıçapı (m)
$R_b$	Boru geçişlerini sağlayan dirseğin yarıçapıdır
$Re_1$	Akış yönündeki boru sıra aralığına göre Reynolds sayısı
$s_k$	1 cm' deki kanat sayısı
$S$	İki kanat arası mesafe (m)
$S_T$	Hava akışına dik yöndeki borular arası mesafe (m)
$S_L$	Hava akışına paralel yöndeki borular arası mesafe (m)
$t$	Kanat kalınlığı (m)
$t_c$	Gömlek kalınlığı
$t_k$	Kanat kalınlığı (m)

$t_f$	Kanat kalınlığı (m)
$V$	Hava hızı (m)
$W$	Kanat genişliği (m)
$L_b$	Isı değiştiricinin toplam uzunluğu
$L_k$	Isı değiştiricinin kanatlı bölümünün uzunluğu
$L$	Isı değiştiricinin toplam boru uzunluğu
$n_T$	Hava akışına dik yöndeki boru sayısı
$U_{maks}$	Minimum akış kesitindeki hava hızı

### *Yunan Sembolleri*

$\nu$	Kinematik viskozite ( $m^2/s$ )
$\rho$	Yoğunluk ( $kg/m^3$ )
$\rho_m$	Sıvı ve Buhar Fazlarının Ortalama Yoğunluğu ( $kg/m^3$ )
$\epsilon$	Etkinlik
$\eta$	Verim
$\epsilon$	Kanatlı borunun toplam yüzeyi/kanatsız boru yüzeyi
$\Delta_p$	Basınç düşümü (mmss)
$\Phi$	Kanat etkinliği
$\Delta T_m$	Ortalama Logaritmik Sıcaklık Farkı ( $^{\circ}C, K$ )
$\epsilon$	Sürtünme Faktörü
$\sigma$	Ön Alanın Minimum Akış Alanına Oranı

### *Alt İndisler*

$f$	Kanat
$F$	Kirlilik Koşullarında
$c$	Sıcak Akışkan
$h$	Soğuk Akışkan
$l$	Hava akışına paralel yön
$t$	Hava akışına dik yön

## ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2.1 Isı değiştiricilerin sınıflandırılması .....	3
Şekil 2.2 Çeşitli yüzey arttırma konstrüksiyonları .....	25
Şekil 2.3 Silindirik kanatlı boru tiplerinin değişik imalat tarzları gösterilmektedir.....	26
Şekil 3.1 Kanat verimi .....	28
Şekil 3.2 Üçgen dizilişli ısı değiştiricilerinde levha kanadın parçalanması .....	29
Şekil 3.3 Değişik tipte düz kanatların kanat etkinliği eğrileri .....	31
Şekil 3.4 Değişik tipte pimli kanatların kanat etkinliği eğrileri .....	32
Şekil 3.5 Sabit kalınlıktaki dairesel kanat .....	33
Şekil 3.6 Sabit kalınlıktaki dairesel kanat için kanat etkinliği eğrileri.....	34
Şekil 3.7 Üçgen kesitli dairesel kanatlar için kanat etkinliği eğrileri.....	34
Şekil 3.8 Boru-kanat kesiti .....	35
Şekil 3.9 Levha kanadın geometrik özellikleri.....	36
Şekil 3.10 Kanat kesiti.....	37
Şekil 4.1 Düz levha kanatlı boru demetinde Colbourn-Re ve sürtünme faktörü-Re değişimi. 40	
Şekil 4.2 Silindirik kanatlı boru demetinde ısı transferi.....	41
Şekil 4.3 Silindirik kanatlı boru demetinde ısı transferi.....	41
Şekil 4.4 Silindirik kanatlı boru demetinde ısı transferi.....	42
Şekil 4.5 Silindirik kanatlı boru demetinde ısı transferi.....	42
Şekil 4.6 Kanatlı boruların ana boyutları ile karesel ve üçgen dizilişleri.....	43
Şekil 4.7 Üçgen dizilmiş kanatlı boru demetlerinde ısı transferi ( $20 < Re < 1,4 \cdot 10^6$ ) .....	46
Şekil 4.8 Üçgen dizilmiş kanatlı boru demetlerinde basınç düşüşü ( $20 < Re < 1,2 \cdot 10^6$ ) .....	47
Şekil 4.9 Çeşitli kanat montaj konstrüksiyonları.....	48
Şekil 4.10 Kanat kalınlığının ısı transferine etkisi .....	56
Şekil 4.11 Kanat yüksekliğinin ısı transferine etkisi .....	57
Şekil 4.12 Kanatlar arası mesafenin ısı transferine etkisi.....	57
Şekil 4.13 Kanat yüksekliğinin ısı transferine etkisi .....	58
Şekil 4.14 Kanatlar arası mesafenin ısı transferine etkisi.....	58
Şekil 4.15 Hava akışına dik yöndeki borular arası mesafenin ısı transferine etkisi .....	59
Şekil 4.16 Hava akışına dik yöndeki borular arası mesafenin ısı transferine etkisi .....	59
Şekil 4.17 Kanat kalınlığının ısı transferine etkisi .....	60
Şekil 4.18 Kanat yüksekliğinin ısı transferine etkisi .....	61
Şekil 4.19 Kanatlar arası mesafenin ısı transferine etkisi.....	61
Şekil 4.20 Hava akışına dik yöndeki borular arası mesafenin ısı transferine etkisi .....	61
Şekil 4.21 Kanat kalınlığının sürtünme basınç kaybına etkisi .....	63
Şekil 4.22 Kanat yüksekliğinin sürtünme basınç kaybına etkisi .....	64
Şekil 4.23 Kanatlar arası mesafenin sürtünme basınç kaybına etkisi.....	64
Şekil 4.24 Hava akışına dik yöndeki borular arası mesafenin sürtünme basınç kaynına etkisi.....	65
Şekil 4.25 Kanat aralıklarının sınır tabaka kalınlığına etkileri.....	71

## ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 2.1 Çeşitli Isı Değiştiricilerinin Muayene, Temizleme, Tamir ve İlave Bakımından Uygunluk Dereceleri Alfa Laval.....	15
Çizelge 2.2 Çeşitli uygulamalar için uygun ısı değiştirici tipinin seçimine ait bazı genel noktalar Alfa Laval .....	16
Çizelge 2.2 Devamı Çeşitli uygulamalar için uygun ısı değiştirici tipinin seçimine ait bazı genel noktalar Alfa Laval.....	
Çizelge 2.3 Isı Değiştirici Seçim Kriterleri Butterworth, (2000), Kakaç, (1996). ....	20
Çizelge 4.1 Farklı bağıntılar için Reynolds sayılarının karşılaştırılması .....	52
Çizelge 4.1 Devamı Farklı bağıntılar için Reynolds sayılarının karşılaştırılması .....	53
Çizelge 4.2 Isı transferi bağıntılarının karşılaştırılması .....	53
Çizelge 4.3 Basınç düşüşü bağıntılarının karşılaştırılması .....	54
Çizelge 4.4 Seçilen değerler (CF-7.0-5/8J) .....	56
Çizelge 4.5 Seçilen değerler (CF-8.7/8J).....	60
Çizelge 4.6 Seçilen değerler (CF-9.05-3/4J) .....	63
Çizelge 4.7 Seçilen değerler .....	65

## ÖNSÖZ

Isı geçiş katsayısı, ısı geçişinin iyileştirilmesinde önemli bir faktör olup farklı sıcaklık ve alanlarda değişik formlarda bulunur. Uygulamada ısı geçiş katsayısı çeşitli yollarla arttırılabilir. Bunun için ısı geçişi olan yüzeyin arttırılması yoluna gidilir. Boru demetlerinde bu amaç için kanatlar kullanılır.

Bu konuyu bana vererek, çalışmamı yöneten ve çalışmalarım sırasında her türlü ilgi ve yardımını esirgemeyen Sayın Prof. Dr İsmail Teke' ye, kaynak araştırmalarım sırasında yardımlarını gördüğüm Sayın Dr. Hasan Hüseyin Erdem' e teşekkür etmeyi borç bilirim.



## ÖZET

Bu çalışmada önce kanatlı borulu ısı değiştiricilerin mekanik özellikleri, çalışma karakteristikleri, avantajları, performans limitleri, korozyon ve bakım gibi kanatlı borulu ısı değiştiriciler hakkında genel bilgileri verilmiştir. Aynı konuda bir çok araştırmacının değişik şartlarda yapmış olduğu çalışmalar vardır, fakat bunları bir araya getirerek değerlendirmek de oldukça önemlidir. Kanatlı boru demetlerinde her araştırmacı kendi özel şartları için sonuçlar bulmuş ve bazıları diğer bir kaçının sonuçları ile karşılaştırılarak yorumlanmıştır. Burada kanatlı borulu ısı değiştiriciler için günümüze kadar yapılmış çalışmalardan elde edilen ısı transfer ve basınç düşümü bağıntıları analiz edildi ve bu bağıntılarda ısı değiştiriciye ilk girişteki hızlar sabit olmak koşuluyla kendi aralarında karşılaştırıldı, kullanılan parametrelere bilgisayar ortamında sayısal değer verilmesiyle elde edilen sonuçlar grafikler halinde sunuldu. Kullanılan parametreler farklı olduğu için karşılaştırmalar aynı cinsten olmuyor, bu nedenle eşdeğer hale getirilmeye çalışıldı.

Kanatlı borulu ısı değiştiricilerinde taşınım ısı transfer katsayısı ısı değiştiricinin geometrisine ve Reynolds sayısına bağlıdır. Reynolds sayısı artarken ısı transfer katsayısı artar. Kanat aralığı azalırken ısı transfer katsayısı azalmaktadır. Kanatlı borulu ısı değiştiricilerinde ısı geçişi, kanat türü, kanadın yüksekliği, kanat aralığı ve kalınlığı, boru çapları ve boru dizilişleri, boruların enlemesine ve boylamasına aralıkları gibi çok parametreye bağlıdır. Bu parametrelerden bazılarının ısı taşınım katsayısı üzerindeki etkisi grafiklerle gösterilmiştir.

Sürtünme katsayısı da ısı değiştiricinin geometrisine ve Reynolds sayısına bağlıdır. Reynolds sayısı ve kanat aralığı artarken sürtünme katsayısı azalmaktadır.

**Anahtar Kelime:** Kanatlı borulu ısı değiştiriciler, ısı transfer katsayısı ve sürtünme faktörü.

## **ABSTRACT**

In this thesis, general informations about mechanical specifications, working characteristics, advantages, performance limits, corozion and maintenance of finned tube heat exchangers are given. There are many different researchers who worked on different conditions in the same subject., For the finned tubes every researcher found some results related with his own conditions and some of them interpreted the results of the others. In this thesis, the heat transfer and pressure decrease results of the other researchers are analized. Input speeds are fixed and on the computer conditions the parameters are analized numerically. The results have been attached with the graphics. Heat transfer rate is determined by the combination of parametres such as heat transfer coefficient, area and temperature difference as a driving force. For most practical usage heat transfer rate is liked to be increased. One of the ways of increasing heat transfer rate is to extend, the area through which heat is transfered. In the bomdles, fins are used for this purpose.

Heat transfer coefficients of finned tube heat exchangers are depended on the heat exchangers geometry and Reynolds number. While Reynolds number increases, the heat transfer coefficient decreases. As the fin spacing, which was the variable parameter in the experiments, decreases, heat transfer coefficient decreases, too.

The friction coefficients of finned tube heat exchangers is also depended on the heat exchangers geometry and Reynolds number. In the same way, friction coefficient decreases, when Reynolds number and fin spacing increases.

**Keywords:** Finned tube heat exchangers ,heat tranfer coefficient and friction factor

## 1. GİRİŞ

Isı geçişinin uygulama sahalarından olan ısıtma, soğutma, klima ve kurutma tesislerinde ısı değiştiricileri yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu tesislerde kullanılmakta olan ısı değiştiricilerinin tiplerine göre ısı geçişinin en iyi şekilde gerçekleştirilebilmesi için çalışmalar yapılmıştır ve yapılmaya devam edilmektedir. Kanatlı boru demetleri bu çalışmalara bir örnektir.

Borularda ısı geçişinin meydana geldiği yüzeyin artırılması için çeşitli konstrüksiyonlar düşünülebilir. Boru yüzeyine pimler konulabilir. Akla en uygun yüzey arttırma işlemi olarak borularda kanatlı yüzey arttırması gelmektedir. Bunun sebebi hem yapım kolaylığı, hem de meydana gelen akış modelinin deneysel olarak tespiti ve yorumunun yapılabilmesi için kolaylık sağlaması bakımından kullanımı çok yaygındır.

Kanatlı boru kullanılması ile, ısı alması veya vermesi gereken akışkanın daha çok yüzeye temas etmesi sağlanarak daha fazla ısı taşınım gerçekleştirilmektedir. Kanatların kalınlığı, sıklığı ve montaj şekli oluşan ısı taşınım miktarına önemli ölçüde etki ettiği görülmüştür. Bu yapılan araştırmaların deneysel sonuçlarında elde edilen verilere göre, denklemlerde bahsedilen büyüklüklerin öneminin büyük olduğu ve neticeye olan etkisinin fazla olduğu tespit edilir. Borular arasındaki enine ve boyuna adımların ısı geçişine olan etkinliği de önemlidir.

Yapılan kaynak taramasında görüldüğü gibi, araştırmacılar deneylerden elde ettikleri az miktardaki sonuçları bir program ile ancak kısıtlı bir bölge içinde geçerli olan bir denkleme oturtmuşlardır.

Kanat malzemesinin ısı iletim katsayısı, kanat boyunca sıcaklık dağılımını etkiler ve bundan ısı geçişi de etkilenir. İdeal olarak, kanat dibinde ucuna kadar sıcaklık değişiminin en az olması için, kanat malzemesi yüksek bir ısı iletim katsayısına sahip olmalıdır.

## 2. ISI DEĞİŞTİRİCİLERİN TANIMI VE SINIFLANDIRILMASI

### 2.1 Isı Değiştiricilerin Tanımı ve Genel Sınıflandırılması

Isı değiştirici farklı sıcaklıktaki iki veya daha fazla akışkan arasında ısı enerjisi akışını sağlayan elemandır.

Akışkanlar ile doğrudan temasta olan ve ısı geçişini iletim yoluyla sağlayan yüzeye, “ısı geçiş yüzeyi” veya “doğrudan yüzey” adı verilir. Isı geçiş yüzeyini genişletilmesi gerektiği durumlarda, doğrudan yüzey üzerine doğrudan olmayan yüzeyler eklenerek toplam ısı geçiş yüzeyi büyütülür.

Isı değiştiricileri; transfer prosesine yüzey kompaktlığına, konstrüksiyon geometrisine, akış düzenlemesine, akışkan sayısına, ısı transfer mekanizmaları ve uygulama alanlarına göre sınıflandırabiliriz.

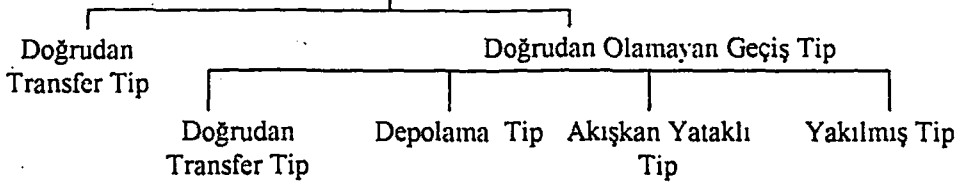
Ayrıca ısı değiştiricileri gövde borulu(shell and tube) ve kanatlı borulu(compact) ısı değiştiricileri olmak üzere iki ana kategoriye ayrılır. Gazdan gaz kompakt ısı değiştiricileri temel çeşitleri plakalı kanatlı, borulu kanatlı, kompakt rejeneratörler ve reküperatörlerin(polimer film içeren ve laminar akışta) bütün asal yüzeyleridir. Sıvıdan sıvıya veya sıvıdan gaz değişiminin olduğu kompakt ısı değiştiricileri ise contalı, kaynaklı ve çerçeveli plaka, kaynaklı istif edilmiş plaka, spiral plaka, vb plakalı ısı değiştiricileridir.

### 2.2 Isı Değiştiricilerinin Sınıflandırılması

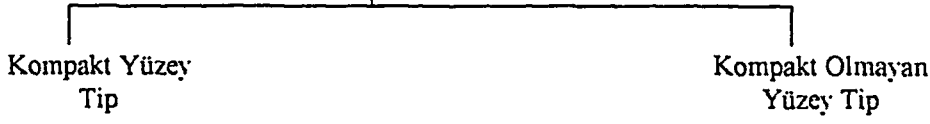
- Konstrüksiyon geometrisine
- Geçiş şekline
- Yüzey yoğunluğuna
- Yapının geometrisine
- Akış düzenlemesine
- Akışkan sayısına
- Isı geçiş mekanizmasına

bağlı olarak sınıflandırılır.

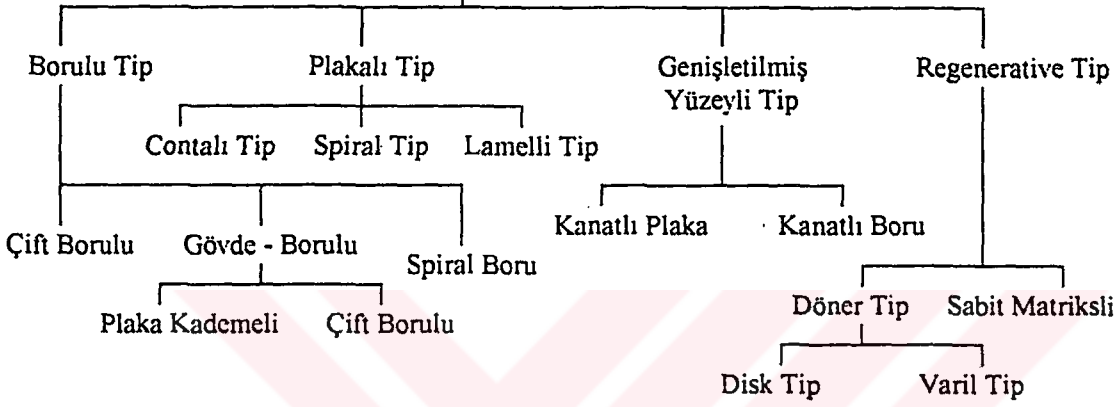
### Geçiş Şekline Göre Sınıflandırma 3



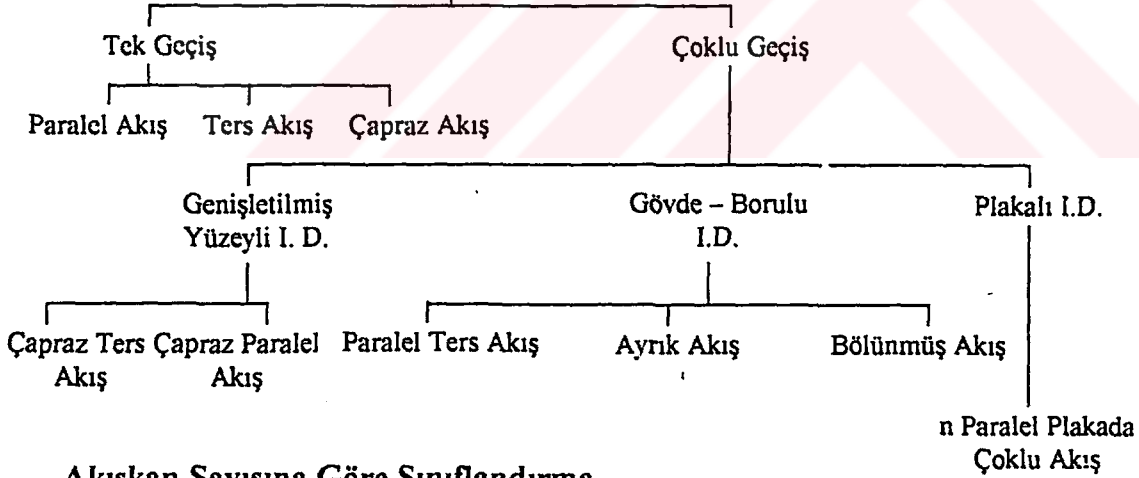
### Yüzey Yoğunluğuna Göre Sınıflandırma



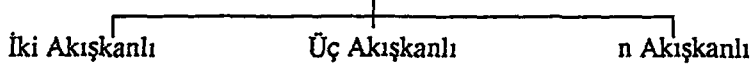
### Yapının Geometresine Göre Sınıflandırma



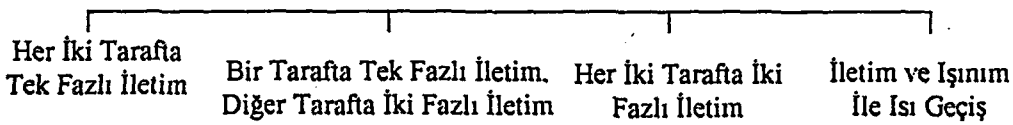
### AkışDüzenlemesine Göre Sınıflandırma



### Akışkan Sayısına Göre Sınıflandırma



### Isı Geçiş Mekanizmasına Göre Sınıflandırma



Şekil 2.1 Isı değiştiricilerin sınıflandırılması

### Isı Geçiş Şekline Göre Sınıflama

1. Akışkanların doğrudan temasta olduğu ısı değiştiricileri : Bu tip ısı değiştiricilerin içinde farklı sıcaklıklardaki akışkanlar veya bir akışkan ile katı maddeler birbirleriyle doğrudan doğruya karıştırılır veya temasa geçirilir. Endüstriyel işlemler sonucu ortaya çıkan ısının atılması için pratikte çok kullanılan soğutma kuleleri bu tip ısı değiştirilerine iyi bir örnektir.
2. Akışkanlar arası doğrudan temasın olmadığı ısı değiştiricileri : Bu tiplerde ısı, önce sıcak akışkandan iki akışkanı ayıran bir yüzeye veya kütleye geçer. Daha sonra bu ısı bu yüzeyden veya kütleden soğuk akışkana iletilir.

### Yüzey Yoğunluğuna Göre Sınıflama

Bu sınıflama için ısı değiştiricilerinde  $\beta$  şeklinde yüzey alan yoğunluğu adı verilen bir büyüklük tanımlanır.

$$\beta = \text{Isı geçiş yüzeyi (m}^2\text{)} / \text{Isı değiştirici hacmi (m}^3\text{)}$$

Bu tanıma göre literatürde  $\beta > 700 \text{ m}^2/\text{m}^3$  olan ısı değiştiricileri kompakt,  $\beta < 700 \text{ m}^2/\text{m}^3$  olan ısı değiştiricileri kompakt olmayan ısı değiştiriciler olarak göz önüne alınır. Kompakt ısı değiştiricileri ağırlıktan, hacimden kazanç sağladığı ve daha esnek bir projelendirmeye olanak sağladığı için kompakt olmayan ısı değiştiricilerine göre tercih edilir. Buna karşılık akışkanlardan en az birinin gaz olması, yüzeyi kirleten, korozif olan akışkanların kullanılamaması ve akış esnasında oluşan aşırı yük kayıplarını yenebilmek için ilave vantilatör veya pompa gücüne ihtiyaç duyulması bu tip ısı değiştiricilerinin başlıca sakıncalarıdır.

### Farklı Akışkan Sayısına Göre Sınıflama

Pratikte birçok uygulamada, ısı değiştiricilerinde genellikle iki akışkan arasındaki ısı geçişi göz önüne alınır. Bununla birlikte az da olsa bazı kimyasal işlemlerde, soğutma tekniğinde, havanın ayrıştırılmasında, hidrojenin saflaştırılması ve sıvılaştırılması gibi olaylarda üç akışkanlı ısı değiştiricileri ile karşılaşılabilir.

### Isı Geçiş Mekanizmasına Göre Sınıflama

1. İki tarafta da tek fazlı akış : Isı değiştiricilerinin iki tarafındaki tek fazlı akışkanlardaki ısı taşınımı bir pompa veya vantilatör ile tahrik edilen zorlanmış yada yoğunluk farkınıdoğurduğu doğal olarak olabilir. Oda ısıtıcıları, buhar kazanları ekonomizörleri ve hava ısıtıcıları, taşıt radyatörleri ve hava soğutmalı ısı değiştiricileri önemli uygulamalarıdır.
2. Bir tarafta tek fazlı diğer tarafta tek fazlı akış : Bu ısı değiştiricilerinin tek taraflarında zorlanmış veya tek fazlı akış varken, diğer tarafta kaynamakta veya yoğuşmakta olan iki fazlı akış vardır. Bunlara ait örnekler, termik santrallerin yoğuşturucuları, soğutma sistemlerinin yoğuşturucusu veya buharlaştırıcısı ile buhar kazanları sayılabilir.
3. İki tarafta da çift fazlı akış : Bir taraflarında buharlaşma ve diğer taraflarında yoğuşma işlemi olan ısı değiştiricileridir. Bunlar hidrakerbonların distilasyonlarında, yüksek basınçlı buhar kullanılarak alçak basınçlı buhar elde edilmesi için kullanılır.
4. Taşınım veya Işınım ile Isı geçişi : Özellikle bir tarafında yüksek sıcaklıkta gaz olan ısı değiştiricilerinde taşınım ve işınım ile ısı geçişi bir arada görülür. Yüksek sıcaklıkta dolgu maddeli rejeneratörler, fosil yakacak yakan ısıtıcılar, buhar kazanları ve bunların kızdırıcıları ile piroliz ocakları bu tip ısı değiştiricilerine örnektir.

### Akış Düzenlemesine Göre Sınıflandırma

1. Tek geçişli ısı değiştiricileri : İki akışkanın ısı değiştirici içinde birbirine göre sadece bir kere karşılaştığı tiplerdir. Paralel, ters ve çapraz akımlı olmak üzere üç grupta incelenebilir.
  - Paralel akımlı ısı değiştiricileri : Bu düzenlemede ısı değiştirici içindeki iki akışkan değiştiricinin aynı ucundan girip, birbirlerine paralel olarak akarlar ve ısı değiştiricinin diğer ucundan çıkarlar. Isı değiştirici boyunca akışkan sıcaklığının değişimi tek boyutludur. Isı değiştiricinin ısı geçişi olan cidar sıcaklığı fazla değişmediğinden ısı gerilmelerin istenmediği yerlerde tercih edilir.
  - Ters akımlı ısı değiştiricileri : Bu tipte akışkanlar ısı değiştirici içinde

birbirlerine göre aksenel olarak paralel, fakat ters yönde akarlar. Ters akımlı ısı değiştiricilerinde, değiştiricideki ortalama sıcaklık farkı ve etkenlik, diğer bütün akış düzenlemelerine göre daha büyüktür. Bu üstünlüğünden dolayı bu tip ısı değiştiricileri pratikte tercih edilir. Fakat ısı geçişi olan malzeme sıcaklığının ısı değiştirici boyunca fazla değişmesi, bunun sonucu ısıl gerilmelerin artması ve imalattaki konstrüksiyon güçlükleri sebebiyle bu düzenleme bazen tercih edilmeyebilir.

- Çapraz akımlı ısı değiştiricileri : Bu düzenlemede ısı değiştirici içindeki akışkanlar birbirlerine dik olarak akarlar. Yapılan konstrüksiyona göre, kanatlar veya şaşırtmalı levhalar yardımıyla, akışkanlar değiştirici içinde ilerlerken kendi kendileri karşılaşabilir veya karşılaşmayabilir. Akışkan değiştirici içinde borular içinde akıyorsa ve bitişk kanal içindeki akışkan ile karışmıyorsa, bu akışkana karışmayan adı verilir. Ters durumda ise karışan akışkan adı verilir.

## 2. Çok geçişli ısı değiştiricileri :

- Çapraz-ters ve çapraz-paralel akımlı düzenlemeler : Bu düzenlemeler genellikle kanatlı yüzeyli ısı değiştiricilerinde tercih edilir. İki veya daha fazla sayıda çapraz geçiş arka arkaya ters veya paralel akımlı olarak seri halde bağlanır. Yüksek sıcaklıklardaki uygulamalarda, ısı değiştiricilerinde ısıl gerilmeler malzemeler açısından, sıcaklığın fazla olduğu bölgelerde sıcağa dayanıklı pahalı malzemeler, diğer bölgelerde ise ucuz malzemeler kullanılarak imalat masrafları azaltılabilir.
- Çok geçişli gövde borulu ısı değiştiricileri : Gövde akışkanının karıştırıldığı, paralel-ters, bölünmüş akımlı, ayrık akımlı düzenlemeler pratikte en çok kullanılan tiplerdir. Bu düzenlemeler TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association) boru sayısı arttığıda sistemin etkinliği, iki akışkanında karıştığı çapraz akımlı ısı değiştiricisine yaklaşmaktadır. Bir gövde içinde tek sayıda boru geçiş düzenlemelerinin etkinliği, çift sayıdaki düzenlemelere karşı biraz daha iyi olmasına rağmen imalat güçlükleri ve ısıl gerilmeler sebebiyle pratikte fazla tercih edilmez.
- N paralel levha geçişli düzenlemeler : Levha tipi ısı değiştiricilerinde,

levhaların çeşitli şekilde düzenlenmesi ile çok geçişli aamlar elde edilebilir.

Konstrüksiyon geometrisine göre 4 temel sınıfa ayrılırlar.

- a) Borulu ısı değiştircileri
- b) Plakalı ısı değiştircileri
- c) Genişletilmiş yüzeyli ısı değiştircileri
- d) Rejeneratif ısı değiştircileri

Borulu ısı değiştircileri esas olarak borulardan yapılırlar. Bir akışkan borunun içinden akarken, diğer akışkan borunun dışından akar. Boru apı boru sayısı, boru uzunluğu, boru adımı ve boru düzenlemesi değiştirilebilir. Bu nedenle borusal ısı değiştircilerinin dizaynında oldukça esneklik vardır. Borusal ısı değiştircileri; çift borulu, gövde borulu ve spiral borulu ısı değiştircilerinden oluşmaktadır.

Plakalı ısı değiştircileri, akış kanallarını oluşturan ince plakalardan yapılırlar. Bunlar gaz,sıvı veya iki-fazlı akımların herhangi bir kombinasyonu için ısı transfer elde etmek amacıyla kullanılırlar. Contalı-plakalı, spiral-plakalı ve lamelli tiplerinden oluşmaktadır.

Genişletilmiş yüzeyli ısı değiştircileri, ısı transfer alanının arttırmak amacıyla esas ısı transfer yüzeyi (borsal veya plakalı) üzerinde kanatçıklar veya ilaveler bulunan ısı değiştircileridir. Gaz tarafındaki ısı taşınım katsayısı, sıvı tarafındaki ısı taşınım katsayısından çok düşük olduğundan, kanatçıklar gaz tarafında kullanılır. En yaygın tipleri plakalı-kanatlı ve borulu kanatlı ısı değiştircileridir.

Rejeneratif ısı değiştircileri, periyodik akışlı ısı değiştircileridir. Bu ısı değiştircilerine “Rejeneratörler” de denilmektedir. Rejeneratrlerde, ısı önce sıcak akışkan tarafından bir ortamda depo edilir, daha sonra soğuk akışkana verilir. Isı geçişi dolaylıdır

### **2.3 Kompakt (Kanatlı Yüzeyli) Isı Değiştircileri**

Bir ısı değiştirci iki veya daha fazla akışkan, bir katı yüzey ve bir akışkan arasında, katı partiküller ve bir akışkan arasında i ısı enerjisinin transferi, iç dağılımı ve dış ısı olmaksızın içteki ısı teması sağlayan aygıtlardır. Akışkanlar tek veya çift fazlı olabilir. Bazı ısı değiştircilerinde akışkanlar transfer olan ısıyla direkt temastadır. Bazı akışkanlarda ise,

akışkanlar arasındaki ısı transferi ayrılmış bir duvar boyunca meydana gelir. Pek çok ısı değiştiricilerinde, akışkanlar bir ısı transferi yüzeyi ile ayrılmıştır ve birbirleriyle karışmazlar. Bu tip ısı değiştiricilerine direkt transfer tipli veya basitçe reküperatör denir.

Eğer akışkanlardan en az biri gaz ise yüzey alan yoğunluğu  $700\text{m}^2/\text{m}^3$  ( $213\text{ft}^2/\text{ft}^3$ ) üzerinde olan ısı değiştiricileri kompakt ısı değiştiriciler denir. Eğer yüzey alan yoğunluğu  $3000\text{m}^2/\text{m}^3$  üzerinde ise bu laminar akışta bir ısı değiştiriciyi ve eğer yüzey alan yoğunluğu  $10000\text{m}^2/\text{m}^3$  üzerinde ise bir mikro-ısı değiştiriciyi ifade eder. Tipik bir, sanayide kullanılan gövde-borulu ısı değiştiricide yüzey alan yoğunluğu  $100\text{m}^2/\text{m}^3$  den daha azdır ve boruları düzdür. Plaka kanatlı, borulu kanatlı ve döner rejeneratörler kompakt ısı değiştiricilerinin birer örneğidir ve akışkanlardan en az biri gazdır. Contalı ve kaynaklı plakalı ısı değiştiricileri de kompakt ısı değiştiricilerinin birer çeşididir.

Kompakt ısı değiştiricileri genellikle ince metal plakalarda imal edilirler. Genel proses uygulamalarında gövde borulu ısı değiştiricilerinde sağlanan  $50-100\text{m}^2/\text{m}^3$  olan kompaktlık oranından yaklaşık 10 kez daha fazla geniş bir ısı transfer alanı yoğunluğuna sahiptirler. Kompakt sıvı-iki fazlı akış yüzeylerinde kompaktlık oranı  $700\text{m}^2/\text{m}^3$  tür.

### 2.3.1 Tipler ve Tanımlar

Kompakt ısı değiştiricileri için önemli dizayn ve çalışma şartları

1. Akışkanlardan en az biri gaz veya ısı taşınım katsayısı düşük özel bir sıvı olmalı.
2. Akışkanlar temiz olmalı ve küçük hidrolik çap yüzünden korozif olmamalı.
3. Akışkanın basınç kaybı dizaynda en az ısı transfer oranı kadar önemlidir.
4. Kanatların borulara mekanik genişletme, sert lehimleme gibi yöntemlerle birleştirilmesi yüzünden gövde borulu ile karşılaştırıldığında çalışma basınçları ve sıcaklıkları sınırlandırılmıştır.
5. Bu konuda gelişme sağlayabilmesi, maliyet ve üretim araştırmalarını desteklemek için geniş bir Pazar potansiyeline sahip olmalıdır.
6. Yüksek derecede kompakt yüzeylerin kullanımı ile gazdan sıvıya ısı değiştiricilerinde meydana gelen dizaynda geniş bir ön alan ve kısa akış uzunluğuna sahiptir (kompakt ısı değiştiricilerin dizaynda küçük akış kesitlerinin çok sayıda olması üniform bir akış dağılımının sağlanması bakımından önemlidir).

### 2.3.1.1 Plaka Kanatlı Isı Değiştiricileri

Prensip şeması şekilde verilen ısı değiştiricilerinde kanatlar, paralel levhalar halindeki yzeyler arasına mekanik olarak preslenerek, lehimlenerek veya kaynak edilerek tespit edilir. İki tarafında da gaz akışkan bulunan ısı değiştiricilerinde ısı geçiş yzeyinin iki tarafına da kanat, gaz ve sıvı ile çalışan ısı değiştiricilerinde ise genellikle sadece gaz tarafına kanat konulur. Isı değiştiricinin rijidliğini arttırması ve yksek basınçlarda çalışmasını sağlayabilmesi bakımından plakalı kanatların önemli fonksiyonları vardır.

Plakalı ısı değiştiricilerin konstrktif özellikleri olarak, kullanma basıncı ortalama 7 bar(bazı özel gayeler için 80 bar değeri olabilir), maksimum kullanma sıcaklığı (kanatların tespit şekline bağlı olarak) 800°C,  $\beta$  yzey alan yoğunluğu (kompaktlık) maksimum 5900m<sup>2</sup>/m<sup>3</sup> (ortalama 2000 m<sup>2</sup>/m<sup>3</sup>) değerleri verilebilir. Gaz ve buhar ttrbinleri, otomobil, kamyon, uçak motorları soğutma sistemleri, ısı pompaları, soğutma ve iklimlendirme tesisleri, elektronik devrelerin soğutma devreleri ile enerji geri kazanım sistemleri plakalı ısı değiştiricilerin uygulama alanı bulduğu alanlardır.

Avantajları:

- Son derece kompaktır.
- 12'ye kadar (normal olarak 7) çok akıma sahip olabilir.
- Yksek etkinliğe sahiptir. Etkinlik, 0.98'e kadar çıkabilir.
- Çapraz-akışlı veya karşıt-akışlı akış konfigürasyonuna sahip olabilir.
- Düşük ağırlığa sahiptir.
- Kullanılan kanatlar ısı değiştiricinin rijitliğini arttırır ve yksek basınçlarda çalışmasını sağlar
- Çoklu akım kullanılabilir

Dezavantajları:

- Sadece temiz akışkanlar ile kullanılır.

### 2.3.1.2 Borulu Kanatlı Isı Değiştiricileri

Bir tarafında gaz, diğer tarafında sıvı akan ısı değiştiricilerinde, sıvı tarafındaki ısı taşınım katsayısı daha yksektir. Bu nedenle çoğunlukla sıvı akışkan tarafı kanat gerektirmez. Diğer

taraftan mukavemet bakımından uygun geometri silindir olduğundan, ısı değiştiricilerde yüksek basınçlı akışkan (genellikle de sıvı akışkan tarafındaki basınç, gaz tarafındaki basınçtan daha yüksektir bu nedenle sıvı akışkan) boru içinden akıtılır. Bu yüzden pratikte dairesel veya oval kesitli boru dışındaki kanatlı yüzeyler ile daha çok karşılaşılır. Bu tip ısı değiştiriciler sanayide ve atık ısı geri kazanımında yaygın olarak kullanılırlar. Bu gibi ısı değiştiricilerinin dizaynında, çapraz akışta akış dağılımı ve yerel ısı transferi arasında dağılımına dikkat etmek gerekir.

Borulu kanatlı ısı değiştiricilerine diğer bir örnek, gaz türbinlerinde kullanılan sıcak gazlar ile yakma havasının ısıtıldığı reküparatörlerdir. Bunlarda yüksek basınçlı gazlar boruların içinden, hava ise boruların dışından akar. Yüksek basınçlı gazın küçük çaplı borulara gönderilmesinde karşılaşılan güçlükleri yenmek için borular gruplar halinde beslenir. Alçak basıncın bulunduğu hava tarafındaki hızlar küçük olduğundan ve ısı taşınım katsayısı, iç tarafa göre küçük olduğundan, bu kısma eksenel kanatlar ilave edilir.

Kanatlar boru ile imal edilebildiği gibi, sonradan boru üzerine cidarlarına döküm, kaynak, lehim veya sıkı geçme tekniği ile tespit edilebilir. Isı değiştiricinin kullanılabilme sıcaklığı bu tespit şekline bağlıdır.  $\beta$  yüzey alan yoğunluğu (kompaktlık)  $3300\text{m}^2/\text{m}^3$  kadar ulaşabilir. Bu tiplerin uygulama alanları olarak güç santralleri, pervaneli soğutma grupları, taşıt araçları, iklimlendirme ve soğutma tesisatları sayılabilir.

Dezavantajları:

Kanatların oluşturduğu ilave basınç kayıpları göz önüne alınmalıdır.

## 2.4 Isı Değiştirici Seçimi

Isı değiştirici tipinin seçiminde kullanılacak temel ilke, benzer proses koşullarında çalışan ısı değiştiricisine en yakın ısı değiştirici tipinin seçimidir. Eğer bu tür çalışma koşulları mevcut değil ise; konstrüksiyon malzemeleri, basınç ve sıcaklık, performans parametreleri (sıcaklık programı, debiler, basınç düşümleri), kirlenme eğilimleri, muayene, temizleme, ilave ve tamir, akışkanların tipleri ve fazları, ısı değiştiricinin boyutu, bulunabilirlik ve ekonomik faktörler gibi çeşitli faktörler göz önüne alınarak ısı değiştirici seçimi yapılmalıdır.

Isı değiştirici tipinin seçiminde temel kural, deneyime dayanarak, benzer fonksiyonları yerine getiren ve benzer proses koşullarında çalışan ısı değiştirici tipini seçmektir. Bu nedenle ısı değiştirici tipinin seçimini yapacak mühendisin deneyimi çok önemlidir. Deneyimle beraber tam bir araştırma yapıldıktan sonra eğer benzer proses koşullarında çalışan ısı değiştiriciler

var ise bu tip ısı değiştiricinin kullanımına karar verilir. Eğer benzer proses koşullarında çalışan ısı değiştirici yok ise, çeşitli faktörler dikkate alınarak ısı değiştirici seçimi yapılır. Isı değiştiricilerin çalışma şartları genel sınırlar içinde değiştiğinden, yapılış ve çalışma yetenekleri değişik istekler göre belirlendiğinden, ısı değiştirici seçiminde dikkate alınacak faktörlerin tümü özel uygulamalara bağlıdır ve bu nedenle genel kurallar verilemez.

#### **2.4.1 Isı Değiştirici Tipini Seçerken Dikkate Alınması Gereken Faktörler**

Bu kısımda ısı değiştirici tipini seçerken dikkate alınması gereken faktörler ayrıntılı olarak incelenecektir.

##### **2.4.1.1 Konstrüksiyon malzemeleri**

Isı değiştirici için kullanılabilen çok çeşitli konstrüksiyon malzemesi seçeneği vardır. Bunlardan bazıları artan maliyet sırasına göre aşağıda verilmiştir.

- a) elik
- b) Paslanmaz elik
- c) Titanyum
- d) Zirkonyum
- e) Nikel alaşımları
- f) TFE ve PVDF plastikleri
- g) Grafit
- h) Kolumbiyum
- i) Tantalyum
- j) Alüminyum,
- k) Bakır

Isı değiştirici için malzeme, ekonomi ve performansın birlikte en iyi olması temeline bağlı olarak seçilir. Orijinal cihaz maliyeti, cihazın beklenen ömrü ve bakım maliyetlerine karşın dengelenmelidir. Korozyon dikkate alındığında, kısa süreli prosesler hariç olmak üzere, yumuşak elik ısı değiştiricilerinden kaçınılmalıdır. Atmosfer ve çözeltilerin korozif etkilerinin düşük olduğu çoğu sistemlerde 316 paslanmaz elik tarafından ekstra korunma,

normal maliyetle sağlanabilir. 316 paslanmaz çelik ısı değiştiricileri artan ömür ve azalan bakım dolayısıyla ilk maliyetinin daha fazlasını karşılar. Daha korozif uygulamalarda, malzeme seçimi çok önemli olur. Bazı malzeme seçimleri kolay ve açıktır ve genellikle deneyime dayanan tercihi gösterirler. Bu durumda, korozyon tabloları malzeme seçiminde yardımcı olabilir. Gerçek koşullara ait özellikler için bunlar da yeterli olmaz ise ısı değiştirici malzemesi seçimi için kimyasal firmaların hazırladığı kılavuz ölçütler kullanılabilir.

Borulu ısı değiştiricileri korozyona dirençli olan herhangi bir malzemeden imal edilebilir. Kompakt ısı değiştiricilerinin(contalı plakalı, spiral ve lamelli ısı değiştiricileri) imalatı ise preslenebilen(plakalı) veya kaynak edilebilen(spiral ve lamelli) malzemeler ile sınırlıdır

Aynı ısı görevleri için borusal ısı değiştiriciler normal olarak kompakt tiplerden daha fazla malzeme gerektirirler. Kaynaklı ısı değiştiricileri( borulu, spiral ve lamelli) plakalı ısı değiştiricilerinden imalat bakımından daha çok işçilik gerektirir, fakat plakalı ısı değiştiricilerinin imalatı için büyük yatırım gerekir. Bağlı olarak pahalı konstrüksiyon malzemesi gerektiği zaman, kompakt tipler için özellikler plakalı ısı değiştiricileri için olan ilk maliyetler, borulu tipler için olan maliyetlerden oldukça yüksektir. Kompakt tiplerin birim alanı başına maliyeti borulu tiplerden daha yüksektir, fakat artan verim ve bunun sonucunda oluşan daha küçük alan gereksinimi, bu maliyetten daha fazlasını karşılayabilir

#### **2.4.1.2 Basınç ve sıcaklık**

Borulu ısı değiştiricileri, pratikte kullanılan hemen hemen her basınç ve sıcaklığa göre dizayn edilirler. Ekstrem durumlarda, malzeme kalınlığı ile ilişkili imalat problemleri ve bitmiş ünitenin ağırlığı bakımından sınırlamalar olabilir.

Kompakt ısı değiştiricileri, kesit alanında ani değişim olmayan ince malzemelerden imal edilirler. İnce malzemelerin kullanılması, bu tiplerin çalışma basınç ve sıcaklıklarını sınırlar; fakat mekanik arızaya yol açan titreşim, yorulma ve ısı etkileri yoktur.

Çoğu ısı değiştirici tipleri sadece düşük basınçlarda kullanılabilir ve basıncın çok yüksek olduğu özel uygulamalarda bu tipler hemen seçimin dışına atılabilir. Yine çoğu ısı değiştirici tipleri sadece sınırlı sıcaklık aralığında çalışabilir ve bu kural çoğu tiplerin seçilmemesini gerektirir. Eğer çalışma basıncı 30 bar'ın altında ve çalışma sıcaklığı 200°C'nin altında ise daima plakalı-tip ısı değiştiriciler, özellikle contalı- plakalı tip ısı değiştiriciye öncelik verilmelidir. Daha yüksek basınç ve sıcaklıklarda ise gövde borulu ısı değiştirici, kaynaklı plakalı ısı değiştirici ve çift borulu ısı değiştirici arasında tercih yapılmalıdır. Küçük

kapasiteli, yüksek basınçlı uygulamalar için özellikle çift borulu ısı değiştirici uygun olabilir.

### 2.4.1.3 Performans parametreleri

Performans parametreleri; akıřkan giriř ve çıkıř sıcaklıkları, debiler ve basınç dūřümü gibi parametrelerden oluřmaktadır. Deęiřtirilecek ısı miktarı, akıřkan giriř ve çıkıř sıcaklıkları ve mūsaade edilen basınç dūřümü(veya pompa gūcū) oęunlukla genel proses optimizasyonunun sonucu olarak belirlenir. Seçilen herhangi bir ısı deęiřtirici bu gereksinimleri karřılama kapasitesinde olmalıdır Hewitt, (1998).

Debi: Debi, ısı değiştirici tipinin seçimini etkileyen önemli bir parametredir. Debinin sınırlanmasını etkileyen parametreler, kanal akış alanı ve mūsaade edilen basınç dūřümüdür. Basınç dūřümünün 20 kPa olduğu durumda, ticari olarak mevcut olan bazı ısı değiştiriciler için sınırlayıcı hacimsel sıvı debi değerleri aşağıda verilmiştir Walker, (1990).

Borulu ısı değiştiricileri: Sınırsız

Plakalı ısı değiştiricileri: 2000 m<sup>3</sup>/h

Spiral ısı değiştiricileri

1.tip (her iki tarafta spiral akış): 400 m<sup>3</sup>/h

2.tip (bir tarafta çapraz akış): 8000 m<sup>3</sup>/h

Lamelli ısı değiştiricileri : 4000 m<sup>3</sup>/h

Suyun dışındaki diğer akışkanlar veya farklı basınç dūřümleri için, hacimsel debi bu değerlerden oldukça farklılık gösterir.

Basınç Dūřümü : Basınç dūřümü, ısı deęiřtirici dizaynında önemlidir ve ısı transferi için ödenen bedeldir. Basınç dūřümü sınırlamaları, ekonomik (pompalama maliyetleri) nedenler ve proses sınırlamaları tarafından belirlenir. Ekonomik dizayn için, herhangi belirlenen basınç dūřümü sınırlamalarına tamamiyle uyulmalıdır Alfa Laval. Proses dizayn edici tarafından, ısı deęiřtirici için basınç dūřümü belirlenirken dikkat gösterilmelidir. Basınç dūřümünün, dizaynın ekonomisi üzerinde kuvvetli etkisi olduęundan, dizayn edici tarafından belirlenen basınç dūřümü sorgulamadan kabul edilmesi gereken deęer olarak dūřünülmemelidir Hewitt, (1998).

Verimsiz basınç dūřümünden kaçınılmalıdır; giriř, çıkıř ve dirsek dōnūř kayıpları minimize edilmelidir.

**Sıcaklık Geçişi:** Isı değiştiricisinde sıcaklık geçişinin olması, ısı değiştiricinin tipinin seçiminde dikkate alınması gereken diğer bir faktördür. Soğuk akışkanın ısı değiştiriciden çıkış sıcaklığı, sıcak akışkanın çıkış sıcaklığından fazla ise, bu ısı değiştiricide “sıcaklık geçişi” vardır. Eğer sıcaklık geçişi var ise karşıt akışlı ısı değiştiricileri kullanmak gereklidir

#### 2.4.1.4 Kirlenme Eğilimleri

Kirlenme, sıvıların içinde bulunabilen katı cisimler ve kireçlenme ısı değiştirici seçiminde dikkate alınması gereken önemli faktörlerdir. Bir akışkanın belirli bir yüzey tipine göre kirlenme karakteristiklerine etki eden faktörler şunlardır Walker, G. (1990).

**Akışkanın hızı:** Isı değiştirici kanal sitemindeki en dūřük hız, en önemli etkendir.

- a) Akışkan hızının kayma kuvveti, türbülans ve laminer-tabaka kalınlığına etkisi
- b) Yüzey civarındaki kalma süresi
- c) Kanallardaki hız veya akım dağılımı: Tüm kanal bölümlerinde iyi bir hız veya akım dağılımı olmalıdır. Eğer birden fazla kanal var ise çeşitli kanallar arasındaki akım dağılımının da iyi olması gerekir

Diğer tip ısı değiştiricilerinin kirlenme faktörleri gövde borulu ısı değiştiricilerine göre daha azdır. Kirli bir akışkanın gereklerinin en iyi karşılandığı ısı değiştirici tipi spiral plakalı ısı değiştiricisidir. Plakalı ve lamelli ısı değiştiricileri de kanallarda ve kanal aralarında iyi bir akım dağılımı olduğundan ve akımın tümünün türbülanslı olmasından dolayı kirli akışkanlara iyi uyum sağlar. Süspansiyon halinde elyaf içeren sıvılar için genellikle spiral plakalı ısı değiştiricileri en uygun ısı değiştirici tipidir.

#### 2.4.1.5 Muayene, Temizleme Tamir ve İlave

Proses akımlarının karakteristikleri, temizleme(mekanik veya kimyasal) ve ünitenin tümünün veya bir kısmının periyodik değiştirilmesi için gereksinimleri karşılayacak şekilde dikkatlice incelenmelidir. Eğer gövde borulu ısı değiştiricisindeki boru demeti, temizleme veya değiştirilme için sökülecek ise, yeterli yer hacmi mevcut olmalı ve gerekli cihazların ısı değiştiricisine girişi ve çıkışı göz önüne alınmalıdır. Eğer proses koşullarının değişimleri olası ise, modifikasyon kolaylığı ayrıca önemli bir faktör olabilir

Göz önüne alınması gereken diğer bir faktör, arıza sonucu akışkanların birbirine karışması ve/veya sızıntı yapmasıdır. Çok zehirleyici ve tutuşabilir akışkanlar için, arıza çok fazla önemli olabilir ve bu, ısı değiştirici tipini seçmeye karar verirken genellikle önemli faktör

olabilir. Lamelli ve spiral ısı değiştiriciler akışkanların birbirine karışma olasılığını minimize ederler. Zehirli akışkanların kullanılacağı yerlerde, dış bağlantılara özel dikkat gösterilmelidir, nk bu bağlantılıların yüksek bütünlük sağlaması gerekir.

Aşağıdaki tabloda çeşitli ısı değiştiricilerinin muayene, temizleme, tamir ve ilave bakımından uygunluk dereceleri karşılaştırılmalı olarak gösterilmiştir Walker, G. (1990).

Çizelge 2.1 eşitli Isı Değiştiricilerinin Muayene, Temizleme, Tamir ve İlave Bakımından Uygunluk Dereceleri Alfa Laval

	PLAKALI	SPİRAL	LAMELİ	BORULU
Bir tarafta	İ	KE	KE	KE
İki tarafta	İ	KE-İMKSZ	ZYF	KE-İMKSZ
Bir tarafta	KE	İ-KE	İ	İ
İki tarafta	KE	İ-KE	İ	İ
Bir tarafta	İ	İ-ZYF	KE	KE
İki tarafta	İ	KE-İMKSZ	İMKSZ	KE-İMKSZ
Bir tarafta	İ	İ	KE	KE
İki tarafta	İ	İ	KE	KE-İMKSZ
Bir tarafta	İ	İ	KE	KE
İki tarafta	İ	İ	KE	KE-ZYF
Bir tarafta	İ	KE-ZYF	KE	KE
İki tarafta	İ	KE-İMKSZ	İMKSZ	KE-İMKSZ
İlave	İ	İMKSZ	İMKSZ	İMKSZ
Tamir	İ	ZYF	ZYF	KE

İ: Çok iyi, KE: Kabul edilebilir, ZYF: Zayıf, İMKSZ: İmkansız

#### 2.4.1.6 Akışkanların Tipleri ve Fazları

Burada önemli olan, akışkan ve konstrüksiyon malzemeleri arasındaki uyumdur. Eğer akışkanların korozyon karakteristikleri özellikle önemli ise, grafit, cam ve teflon gibi korozyon direnci yüksek ısı değiştiricilerini tercih etmek düşünülmelidir. Bu ısı değiştiricilerinin basınç, sıcaklık ve kapasite sınırlamaları olduğu için yüksek korozyon karakteristikleri nedeniyle bu ısı değiştiricileri seçerken bu sınırlamalara dikkat etmek gereklidir. Örneğin contalı plakalı ısı değiştiricilerinde, akışkanla uyum sağlayacak conta malzemesi bulmak mümkün olmayabilir. Eğer uygun conta ve plaka malzemeleri var ise ayrıca contalı-plakalı tip ısı değiştiricilerini de kullanmak düşünülebilir.

Seçilen ısı değiştiricisinin konstrüksiyon malzemeleri akışkanla aşırı korozyon oluşturmamalıdır. Kirlenmeye olan eğilim oldukça dikkatli bir şekilde değerlendirilmeli ve ısı değiştiricisi kirlenmeyi dikkate alarak, gerekli süre çalışabilecek kapasitede olacak şekilde seçilmelidir. Isı değiştiricisi, akışkan basınç ve sıcaklık farkları (ısı gerilmeler) nedeniyle oluşacak gerilmelere dayanacak şekilde dizayn ve imal edilme kapasitesinde olmalıdır. Aşağıdaki tabloda çeşitli uygulamalar için uygun ısı değiştirici tipinin seçimine ait bazı genel noktalar özet olarak verilmiştir Alfa Laval,(2000).

Çizelge 2.2 Çeşitli uygulamalar için uygun ısı değiştirici tipinin seçimine ait bazı genel noktalar Alfa Laval, (2000)

Isı Transfer Görevi	Düşünceler
Viskoz olmayan bir sıvı ile viskoz olmayan diğer bir sıvı halinde	En düşük yüzey gerektiren değiştiriciler PID' dir. Korozif sıvılar halinde asbest contalı bir PID veya SID yahut LID tipleri kullanılabilir. Çok yüksek hacimsel akım debileri, basınç veya sıcaklıklar halinde gövde borulu tipleri kullanılır.
Viskoz olmayan bir sıvı ile buhar halinde	Karbon çeliği veya bakır alaşımı uygunsa gövde borulu tip ekonomik olabilir. Eğer paslanmaz çelik veya yüksek alaşım malzemeler gerekli ise bir SID veya LID kullanınız. Sağlık veya elle temizleme sebeplerinden dolayı bir PID kullanınız.
Viskoz bir sıvı ile su veya buhar halinde	Bir gövde borulu tip kullanıldığında genellikle ilk masraflar azdır, fakat çoğu zaman diğer sebeplerden dolayı bir PID veya

	SID ' nin daha ekonomik olduğu düşünülebilir.
Viskoz bir sıvı ile diğer bir viskoz sıvı halinde	PID' ler en verimli tiptir; özellikle Newtonien olmayan sıvılar halinde. Viskozite çok büyük ise (100000cSt) bir SID kullanınız.
Isıya karşı hassas sıvılar halinde	Bu durumda bir PID ihtiyaçları en iyi şekilde karşılar. Fakat uzun bir durma süresi söz konusu ise bir SID en iyi çözümdür.
Havanın ısıtılması veya soğutulması hali	Genellikle havaya açık taraflı basit ısı değiştiricileri kullanılır. Kanatlı borular takılabilir.
Gaz (hava) ile gaz (hava) hali	Çoğu zaman en iyi çözüm bir LID' dir. Bir taraftaki basınç düşüşü diğer taraftakine göre çok fazla olduğu hallerde kanatlı borulu bir gövde borulu tip ısı değiştirici ikinci veya daha iyi bir alternatiftir.
Dondurma uygulamalarında gaz yoğuşumu	Çok düşük sıcaklıklar için genellikle yığma plakalı bir SID veya LID en iyi çözümü verirler. Sağlık açısında ince alüminyum kullanılabilir.
Buhar yoğuşumu	Eğer karbonlu çelik kullanılabilirse gövde borulu tip tercih edilmelidir. Paslanmaz çelik veya yüksek bir alaşım gerekli ise bu durumda çapraz akımlı bir SID veya LID en iyi çözümü verirler. Temizleme ve sağlık sebeplerinde dolayı kutu tipi bir PID kullanılabilir.
Gaz-buhar karışımı yoğuşumu	Bilhassa bu durumlar için yapılmış SID' lerin belirli tiplerini kullanınız.
Damıtma, buharlaşma ve sıvı gazını alma tesisleri için ısı değiştiricileri	Damıtma kuleleri için modern ısı değiştiricileri çok uygundur. Kaynatıcılar için bir SID, LID veya zorlanmış sirkülasyonlu PID düşünülebilir. Normal ısıtma ve soğutma için bir PID en iyi seçimdir, alternatif olarak bir SID kullanılabilir.
Soğutma suyu	Kapalı bir devrede soğutma suyu en iyi şekilde paslanmaz çelik PID veya titan plakalar veya hava soğutucuları ile soğutulur.
Yüksek sıcaklıktaki uygulamalar	Özel sipariş ısı değiştiricileri seri ısı çevrimi haiz bazı yüksek sıcaklıktaki uygulamalar için KBTID' ler uygundur.

#### **2.4.1.7 Isı Değiştiricinin Boyutu**

Isı değiştiricinin boyutu ile ilgili temel , “seçilen ısı değiştiricinin boyutu, çok sayıda paralel üniteye sahip olmayacak şekilde gereksinim duyulan görevi karşılayacak uygun boyutta olmalıdır” şeklinde ifade edilebilir. Çünkü çok sayıda paralel ünitenin kullanılması durumunda akış dağılım problemleri oluşma olasılığı olduğu gibi pahalı boru hattı ve vanaların kullanılması gerekebilir.

Yukarıda belirtilen prensiplerin yanında, eğer ısı değiştiricinin kullanılacağı yerde “yer” problemi var ise, ilave montaj maliyetleri oluşturmasına rağmen, çeşitli ısı değiştiricilerini paralel bağlayarak, bu maksimum boyut sınırlaması probleminin üstesinden gelmek daima mümkündür. Boru donanımının yanında ekstra maliyetler oluşturmasının yanında, çoklu ünitenin kullanımı bazen paralel üniteler arasında akış dağılım problemlerine yol açabilir.

#### **2.4.1.8 Bulunabilirlik**

Isı değiştiricinin seçiminde önemli bir parametredir. Özel ısı değiştiricilerini sağlayabilecek firma sayısı azdır, teslim süreleri uzundur ve bu ısı değiştiricileri uzmanlar tarafından tamir edilmelidir. Bu nedenle, eğer özel dizayn gerektirecek bir ısı değiştiricisi seçilecek ise, bu ısı değiştiricinin dizayn ve imalatı için gerekli süre dikkate alınmalıdır. Bu durum, genellikle standart dizaynlara sahip olan ısı değiştiricinin seçilmesini zorunlu kılabilir. Bu nedenle ilk seçimde bulunabilirlik faktörü dikkatli bir şekilde göz önünde tutulmalıdır.

#### **2.4.1.9 Ekonomik Faktörler**

Eğer yukarıdaki maddelerde belirtilen gereksinimleri, çeşitli tip ısı değiştiricileri karşılıyorsa, son seçim ekonomi temelinde olmalıdır. Isı değiştirici tipinin seçiminde maliyet çok önemli bir faktördür. Isı değiştiricilerinin toplam maliyeti, montaj, yatırım ve işletme maliyetlerinden oluşmaktadır. En düşük yatırım maliyetine sahip olan ısı değiştirici serviste ciddi problemler oluşturabilir ve işletme maliyeti çok yüksek olabilir. Her bir durum ayrı ayrı irdelenmelidir. Sabit basınç düşümü için esas faktör, yatırım maliyeti olacaktır. Fakat dizayn parametrelerinin seçiminde geniş bir aralık olduğu durumda, pompa maliyeti ile yatırım maliyeti arasında bir ilişki olduğuna dikkat edilmeli ve bu durum kesinlikle gözden kaçırılmamalıdır. Ayrıca montaj maliyetleri de çok önemli olabilir Hewitt, (1998). Karar verilmeden önce kesinlikle ısı değiştirici tipi ve maliyet alternatiflerini göz önüne almak gerekli olabilir.

## 2.5 İlk Seçim

İlk seçim daha öncede bahsettiğimiz gibi çalışma basıncı ve sıcaklığı, akışkan-malzeme uyumu, kirlenme, bulunabilirlik vs gibi kriterler dikkate alınarak uygun olmayan ısı değiştiricilerin belirlenip bunların reddedilmesi anlamına gelir. Bu kriterleri dikkate alarak seçim yaparken, ısı değiştiricilerin avantajları ve dezavantajları ile ilgili bilgiler, dikkatli bir şekilde incelenmelidir. İlk seçimde dikkate alınması gereken genel ilkeler şu şekilde özetlenebilir Butterworth, (2000), Kakaç, (1996).

- a) Borular ve silindirler, plakalarda daha yüksek basınçlara dayanabilirler.
- b) Basınç sınırlamaları yaklaşık 30 barın üstündeki ve vakumdaki uygulamalar için plakalı ısı değiştiricilerinin seçilmemesini gerektirir.
- c) 200°C nin üstündeki sıcaklıklarda, conta malzemesi sınırlaması nedeniyle plakalı ısı değiştiricileri kullanılamaz.
- d) Kirlenme ve temizleme açısından plakalı kanatlı ısı değiştiricilerinin kullanılmaması gerekebilir.
- e) Düşük basınç sınırları, gövde borulu ve hava soğutmalı ısı değiştiricileri (boru tarafı) hariç çoğu ısı değiştirici tiplerinin seçimin dışına atılmasını gerektirir.
- f) Eğer ısı değiştirici birden fazla malzemedan imal edilebiliyorsa, ekstrem sıcaklıklar ve korozif akışkanlarla uyum sağlayabilecek metali bulmak mümkün olmaktadır.
- g) Çok özel ısı değiştiricileri sağlayabilecek firma sayısı azdır, teslim süreleri uzundur ve bu ısı değiştiricileri uzmanlar tarafından tamir edilmelidir. Bu nedenle ilk seçimde bulunabilirlik faktörü dikkatli bir şekilde göz önünde tutulmalıdır.

Isı değiştiricinin ilk seçiminde kullanılacak kriterler. Tablo[] de verilmiştir. Bu tabloda ısı değiştirici tipleri, dayanabilecekleri maksimum basınç ve sıcaklık, tek bir ünite için yüzey alanı ve ısı değiştiricilerin kompaktlığı, bakım kolaylığı, korozyon riski, sızıntı riski vs özellikleri verilmiştir. Bu tablo en yaygın kullanılan ısı değiştirici tipleri içermektedir. Tablo incelendiğinde en az "1" muhtemelen de "1 den fazla" ısı değiştirici tiplerinin özel bir uygulama için uygun olduğu ortaya çıkar. Yukarıdaki kriterler dikkate alınıp ilk seçim yapılırken tereddüt oluşması durumunda, bu ısı değiştirici seçime dahil edilmeli ve son seçim kriterleri kullanılarak değerlendirme yapılmalıdır.

Çizelge 2.3 Isı Değiştirici Seçim Kriterleri Butterworth, (2000), Kakaç, (1996).

Kriter	Isı Değiştirici Tipi							
	HSID	PID	SID	LID	PKID	ÇBID	GID	GBID
Basınç (bar)	350(1)	30	20	35(10)	25(13)	350(14)	6	350(17)
Sıcaklık(°C)	600	(-40)- (200) 5	400	220 (10)	(-260)- (650)	(-200)-(600)	180	(-200)- (600)
Tek bir ünite için tipik yüzey alanı(m <sup>2</sup> )	5-350(2)	1-1200	0.5- 350	1-1000	1230	0.25-200	-16	10- 1000
Kompaktlık	*(3)	****	****	**	*****	*	***	*
Mekanik tehimleme	**	*****	****	**	*	***	*	***
Kimyasal temizleme	**	****	****	***	**	***	*****	***
Maliyet/m <sup>2</sup>	**	**** (6)	*** (8)	** (12)	*****	**	*	**
Bakım kolaylığı	**	*****	****	***	*	***	*	**
Korozyon riski	***	****	****	****	***	****	*****	**
Kirlenme riski	** (4)	*****	****	***	**	***	***	**
Kirlenme etkisi	*	****	****	****	**	*	***	**
Sızıntı riski	**	*(7)	*(9)	**	****	*** (15)	*	** (18)
Montajdan sonra görev değişikliği	**	****	*	*	***	*	***	*
Sıcaklık değişikliği	*	****	****	***	*****	***	***	**
Viskoz akış	*	****	****	**	*****	**	****	*(19)

Çizelge 2.3 Devamı Isı Değiştirici Seçim Kriterleri Butterworth, (2000), Kakaç, (1996)  
Saunders, (1988).

Isıya duyarlı akışkanlar	**	****	****	**	***	**	***	*
Katı akışı	*	**	****	**	*	***	*	*
Gazlar	****	*	***	***	****	****	***	****
Faz değişimi	****	*	****	***	****	****	***	****
Çok akışkanlı değişim	***	***	*	**	*****	*	***	**

\*: çok zayıf, \*\*: zayıf, \*\*\*: uygun, \*\*\*\*: iyi, \*\*\*\*\*: çok iyi

#### Yukarıdaki Tabloda Kullanılan Notlar:

- (1): Tipik üst sınır fakat daha yüksek basınçlar için dizayn mümkün
- (2): Paket tip demetler. Eğer kullanım yerinde inşa edilirse daha büyük boyutlar mümkün
- (3): Sıkça boru raflarının üzerine veya yakınlıklarına monte edilir.
- (4): Dış taraftaki kirlenme hava akışını azaltabilir
- (5): Sıkıştırılmış asbest fiberli contalar için 260°C
- (6): Düşük bağıl maliyet demir dışı malzemelere uygulanır
- (7): Plaka kenarları kaynakla kaplanabilir ancak bu durumda sökülme çok zor olur
- (8): Tüm metaller için
- (9): Bakınız (7)
- (10): Çap:300mm
- (11): Çap:1000mm
- (12): Yalnızca demir dışı metaller için geçerli

- (13): Kesit alanına bağılı olarak 80 bar'a kadar mevcut
- (14): Tipik üst sınır fakat daha yüksek basınçlar için dizayn mümkün
- (15): Eğer tümü kaynaklı ise
- (16): Gövde borulu tip: 1,6-1650m<sup>2</sup>
- Kübik ve dikdörtgen tip: 0,65-153 m<sup>2</sup>
- Multiblok tip: 0,22-240 m<sup>2</sup>
- Kartuş tip: 0,16-18,6 m<sup>2</sup>
- (17): Tipik üst sınır fakat çapa bağılı olarak daha yüksek basınçlar mümkün
- (18): TEMA tiplerine bağılıdır
- (19): Gövde tarafında ısıtılan viskoz akışkanlara uygulanır.

## 2.6 Kanatlı Boruların Kullanıldığı Yerler ve Çeşitli Yüzey Arttırma Konstrüksiyonları

### 2.6.1 Isı Değiştiricilerinde Kullanılan Kanatları Çeşitleri Nelerdir

Akışkanlara, çalışma şartlarına, belirli kanatların mevcudiyetine ve geçmiş tecrübelerle bağılı olarak kullanılan kanatların pek çok çeşidi vardır. Bunları iki ana kategoriye ayırabiliriz.

1. Boyuna Kanatlar : Bunlar düz spiral ve kanallı tip şeklinde olabilirler. Bunların bazıları sınır tabakayı kırmak ve ısı transferini arttırmak için kesikli yapılabılırler.
2. Enine Kanatlar : Bunlar radyal, helisel veya spiral şeklinde olabilirler. Bazı yeni çeşitleri, yoğunlaşma katsayısını arttırmak için uç kısımlarında saw-tooth cuts'lara sahiptirler.

Genellikle, enine kanatlar karşı akışta kullanılırken, boyuna kanatlar aksenel akışta kullanılır. Bununla beraber bazı çalışmalarda (Obermeir ve Schaber, 1979) gövde içindeki aksenel akışta, gövde içinde enine kanatlara sahip boruların daha büyük ısı transferi ve daha düşük basınç kaybı verdiklerini elde ettiler.

### 2.6.2 Kanatlı borulu ısı değiştirici yüzeylerin geometrisi

Düz kanat tipindeki(levha kanatlı yüzeyler) yüzeyler bilhassa ısı değiştiricideki akışkanlardan ikisi de gaz olduğu hallerde çok kullanışlıdır. Bu durumda arttırılmış olan yüzey her iki akışkan tarafından etkili bir şekilde kullanılabilir. Düz kanatların imali ile çok büyük yüzey

yoğunluğu (birim hacim başına ısı değiştirme alanı) elde etmek mümkündür. Ayrıca, her iki taraf birbirinden ayrı olarak dizayn edilebileceğinden ve her iki tarafın akışkanı için en uygun tipi seçme imkanı olduğundan, dizaynerin amacına göre çeşitli ısı değiştirici dizaynı yapması da mümkündür.

Dairesel boru tipi için ise, bu pek mümkün değildir. Örneğin, borulara dik akan akışkan için yüzey seçildiği zaman, diğer akışkana ait geometride otomatik olarak tespit edilmiş olmaktadır.

Bunlardan yekpare kanat tipinin özelliği, uzun yuvarlak boruların performansına benzer performansa ve kesintisiz uzun akış kanallarına sahip olmasıdır. Kanal uzunluğunun, hem ısı değiştirme, hem de sürtünme performansında belirli bir etkisi mevcut olup, kanal uzunluğunun, hidrolik çapa oranı ( $L/D_h$ ) yüzey şekillerinin yanında gösterilmiştir. Burada  $L$  uzunluğu, bütün ısı değiştiricinin uzunluğundan ziyade, kesintisiz olan kanadın akış yönündeki uzunluğunu göstermektedir. Isı değiştiricideki gerçek uzunluk uç uca yerleştirilmiş bir çok kanadın uzunluklarının toplamıdır.

Üçgen kesitli kanalların ise iki ayrı akış kanalına sahip olarak imal edilebildiklerine dikkat edilmelidir. Bu suretle dizayner sıcak ve soğuk tarafların ortak kanat boyutlarını değiştirmeden akış alanları oranını değiştirebilir.

Kesik kıvrık kanatların başlıca özelliği kanatların belli aralıklarla kesilmiş ve akışkanı belirli bir yönde yönlendirebilecek şekilde kıvrılmış olmasıdır. Kıvrıntının gayesi sınır tabakasını bozmak ve bu suretle aynı akış şartlarında düz yüzeyli kanatlarla elde edilmesine imkan olmayacak kadar büyük ısı iletim kondüktansı elde etmektir. Genel kaide olarak, kıvrılma daha sık olursa ısı kondüktansı da daha büyük olur. Ancak bu kıvrırma, sürtünme faktörünü de artırır.

Kesik kanatlar prensip itibarıyla kesik kıvrık kanatların aynı olup, yegane farkları kanatların, kıvrıntısız olarak akış istikametinde layında bulunmalarıdır. Kesik kanat şeklini kullanmak suretiyle, akış istikametindeki uzunluğu çok kısa olan kanatlar kullanmak ve böylece kısa mesafede gayet yüksek ısı iletim kondüktansı elde etmek imkanı vardır. Kesik kanatlı yüzeylere ait, bilhassa sürtünmeye ait bilgilerdeki belirsizlik, diğer tipteki yüzeylere oranla daha büyüktür. Bunun nedeni kanadın ön tarafının kalınlığının ve biçiminin performansı oldukça değiştirmesidir. Bu tipteki kanatlar genellikle tezgahlarda kesme işlemi ile imal edilirler.

Dalgalı kanatlara sahip yüzeylerin performansı kesik ve kesik kıvrık kanatlarda olduğu gibi yüksektir. Kanatların akış yönünü değiştirmesi tıpkı aralıklı- kesitli kanatlara benzer şekilde, sınır tabakasının ayrışmasına ve ısı iletim kondüktansının büyümesine neden olur.

Düz kanat sisteminin diğer bir örneği olan iğne kanatlarda yüzey tabakasının kalınlığını çok azaltmak suretiyle yüksek ısı kondüktansı elde edilmesi düşünülmüştür. Çapı oldukça küçük tellerde imal edilen iğne kanatlardaki akış uzunluğu gerçekten çok küçüktür. İğne kanatların bir özelliği de çok yüksek sürtünme faktörüne neden olmalarıdır. Bu husus, esas itibariyle, iğnelerin arkasında sınır tabakasının ayrışmasında dolayı iğnenin ön ve arka tarafı arasındaki basınç farkına atfedilmesidir.

Isı değiştiricilerin dizaynındaki son görüşlere göre, ısı iletim kondüktansında ki çok büyük artmadan ötürü kazanç, sürtünme kaybının artışı nedeniyle olan kaybı telafi etmektedir.

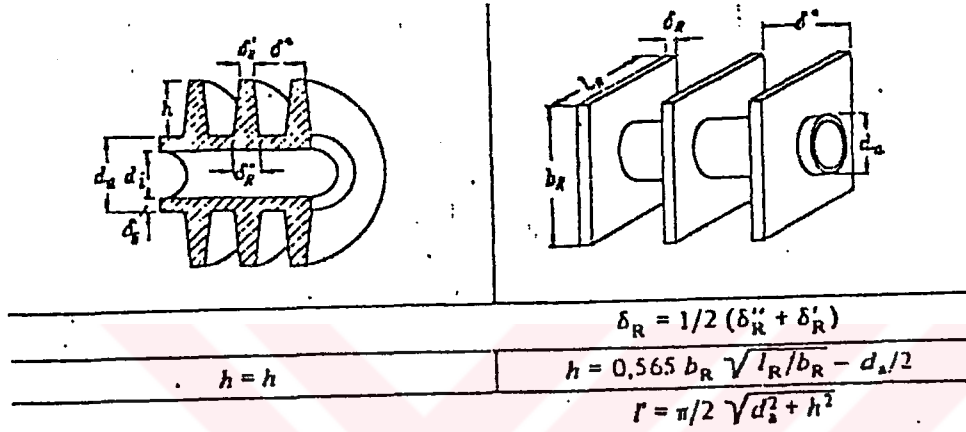
Kanatlardaki delikler yine sınır tabakasının ayrışmasına neden olurlar. Bu yüzeye ait sürtünme faktörü de oldukça küçüktür. Ancak bu tip yüzeylere ait bilginin mevcut olmaması nedeniyle genel sonuçlar çıkarılamamaktadır.

Isı geçişinin uygulama sahalarından olan ısıtma, soğutma, klima ve kurutma tesislerinde ısı değiştiricileri yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu tesislerde kullanılmakta olan ısı değiştiricilerinin tiplerine göre ısı geçişinin en iyi şekilde gerçekleşebilmesi için çalışmalar yapılmıştır ve yapılaya devam edilmektedir.

Daha önceden de bahsettiğimiz gibi, ısı geçişinin meydana geldiği yüzeyi arttırarak daha fazla ısı geçişinin oluşması için çeşitli konstrüksiyonları düşünülebilir (Şekil ). Bu işlem için kanatlı boruların seçilmesinin sebebi de yine daha önceden bahsettiğimiz gibi akım modelinin rahatça tespit edilebilmesi ve ölçümlerin kolay yapılabilmesi için olduğunu söylemiştik. Kanatlı boru kullanılması ile, ısı alması veya vermesi gereken akışkanın daha çok yüzeye temas etmesi sağlanarak daha fazla ısı taşınımı gerçekleşmektedir

Isı geçişini arttırmak için kullanılan kanatların şekli, kalınlıkları, yükseklikleri, boru diziliş şekilleri, borular arası dik ve yatay aralıklar gibi geometrik değişkenler kanat verimine etki eden önemli faktörlerdir. Genelde kanat şekilleri helezoni ve düzdür, boru dizilişleri kare yada üçgendir. Hava akışı ise kanat boyunca yada kanat boyuna dik yönde sağlanmaktadır. Kanat boyunca olan akışta yerçekiminin etkisi daha fazladır.

Yapılan kaynak taramasında da görüldüğü gibi, araştırmacılar deneylerden elde ettikleri az miktardaki sonuçları bir program ile ancak bir bölge içinde geçerli olan bir denkleme oturtmuşlardır.

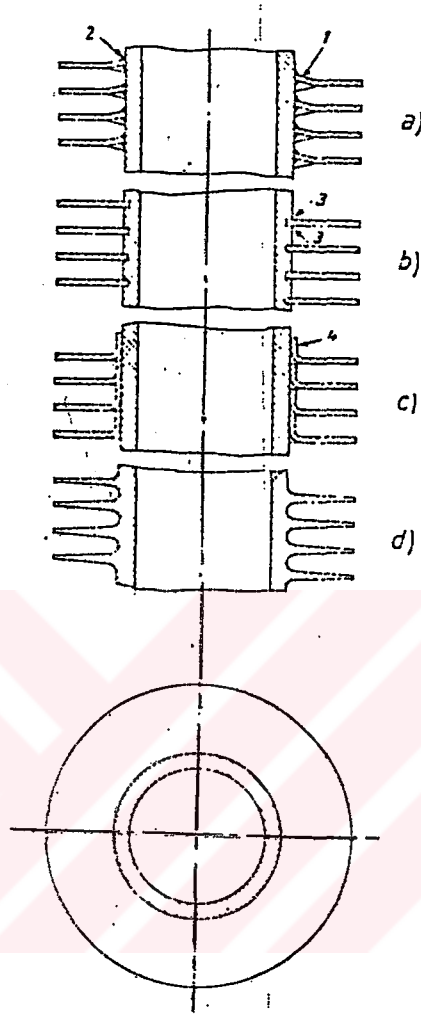


Şekil 2.2 Çeşitli yüzey arttırma konstrüksiyonları

Disk veya spiral şeklinde yapılan kanatlar boru etrafına değişik montaj tekniklerinde kolayca yerleştirilebilir. Böylece kısa zamanda ısı değiştiricisinin yapımı gerçekleştirilmiş olur. Bu yüzden pimle, kare veya altıgen kanatla yüzey arttırma yoluna gitmek yapım kolaylığı meydana getirir ve zaman kaybını doğurur. Spiral şeklinde bir kanat torna tezgahlarında çok rahat bir şekilde montaj edilebilir.

**Silindirik Kanatlı Borular:**

Çeşitli kanatlı yüzeyler arasında büyük basınç farklarına dayandıkları ve diğerlerine nazaran daha kolay imal edildikleri için öncelikle silindirik kanatlı boruları göz önüne almak gerekir



Şekil 2.3 Silindirik kanatlı boru tiplerinin değişik imalat tarzları gösterilmektedir.

- a) Boru etrafına çelik kanat sarılması : Boru ile çelik kanat arasındaki ısı geçişini arttırabilmek amacıyla, imalattan sonra galvanizleme işlemi uygulanır.
- b) Boru etrafına açılan yiv içine spiral halde kanat sarımı : Bu imalat şekli malzeme seçiminde büyük serbestlik sağlamaktadır. Eğer boru ve kanatlar ayrı malzemeden seçilirse bu iki malzemenin birleştikleri bölgelerde korozyon oluşturmamalarına dikkat edilmelidir.

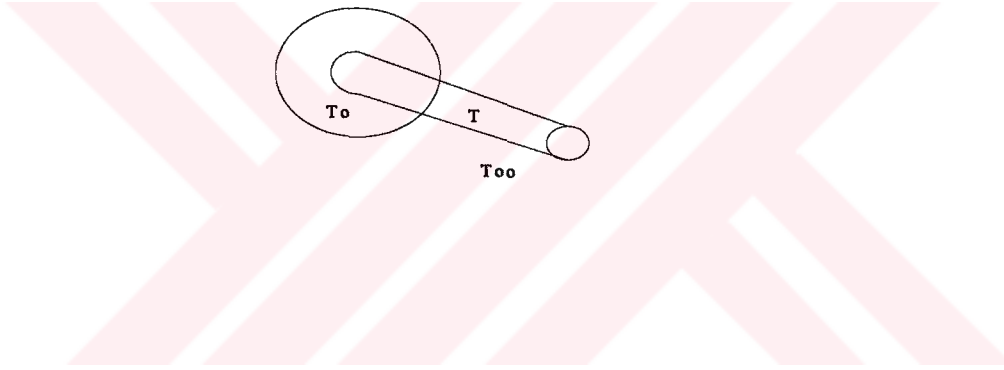
- c) Silindirik kanatların önceden uygun şekilde kıvrılarak boru üzerine yerleştirilmeleri hali.
- d) Döküm yada ekstrüzyon yolu ile imal edilen kanatlı borular : Isıl iletkenlik ve malzemenin istenilen şekilde işlenebilmesi bakımından en çok tercih edilen kanatlı boru tipidir.



### 3. KANATLI BORU DEMETLERİNDEN ISI TRANSFERİ

#### 3.1 Kanatlı Borulu Isı Değiştiricilerinde Kanat Verimi

Gaz akışkanların ısı taşınım katsayıları düşük olduğundan, birim hacimdeki ısı geçişini arttırmak için genişletilmiş yüzeyler kullanılır. Genişletilmiş yüzeyli ısı değiştiricilerinde ısı geçişi, kanat yüzeyi ile akışkan arasında taşınım, kanat ile bağlı bulunduğu dip kısımda ise iletimle gerçekleşir. Kanat ile ortam arasında oluşan ısı geçişinden dolayı, kanat yüzeyi üzerinde sıcaklık dipten başlayarak giderek azalmaktadır. Bu yüzden, gerçek durumda oluşan ısı geçişinin kanat üzerinde sıcaklık düşüşü olmaması durumunda oluşacak ısı geçişine oranı kanat verimi olarak tanımlanmıştır.



Şekil 3.1 Kanat verimi

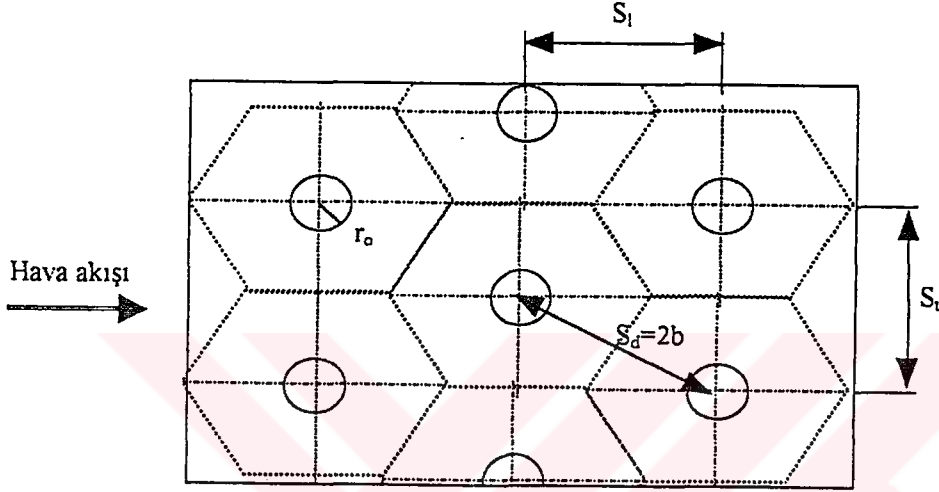
Kanat yüksekliği arttıkça kanat içindeki sıcaklıkta azalacağından, kanat verimi de düşer.

$$\eta_k = \frac{\int A_k \alpha (T - T_\infty) dA_k}{\alpha A_k (T_0 - T_\infty)} \quad (3.2)$$

(3.2) eşitliği kullanılarak herhangi bir geometriye sahip bir kanat için, kanat verimi hesaplanabilir.

Schmidt, kare ve üçgen boru geçiş düzenine sahip levha kanatlarda borular arasındaki

simetri çizgilerinin, kanat yüzeylerinde adyabatik çizgiler oluşturduğunu kabul etmiştir. Bu adyabatik çizgiler boyunca levha kanatlarını parçalamıştır. Adyabatik çizgiler, kare diziliş durumunda dikdörtgen ve üçgen diziliş durumunda altıgen kanat parçası oluşturmaktadır. Bu parçalar için eşdeğer kanat yarıçapı ve kanat verimi tanımlanmıştır. Şekil 3.2’ de üçgen dizilişli levha kanatlarda adyabatik çizgiler ve altıgen kanat parçaları görülmektedir.



Şekil 3.2 Üçgen dizilişli ısı değiştiricilerinde levha kanadın parçalanması

Schmidth, kanat verim

$$\eta_f = \tanh(mr_e\Phi) \quad (3.3)$$

$$r_e / r_o = 1.27 \times \psi \times (B-0.3)^{0.5} \quad (3.4)$$

olarak tanımlanır. (3.3) ve (3.4) eşitliklerinde kullanılan sayılar,

$$\psi = M / r_o$$

$$M = S_t / 2$$

$$B = b / M$$

$$b = S_d / 2 \quad (3.5)$$

olarak tanımlanır.(3.6) eşitliğinde kullanılan kanat parametresi, m,

(3.6) eşitliğinde kullanılan  $S_d$ , borular arasındaki çapraz doğrultudaki mesafe olup,

$$S_d = (M^2 + S_l^2)^{0.5} \quad (3.7)$$

(3.7) eşitliği ile tanımlanır. (3.3) eşitliğinde kullanılan kanat geometrisi katsayısı,  $\Phi$ ,

$$\Phi = (r_e/r_o - 1)(1 + 0.35 \ln r_e/r_o) \quad (3.8)$$

olarak tanımlanır.

Literatürdeki birçok çalışmada kanat verimi, düz kanatlar için hesaplanmıştır. Farklı geometrilere sahip kanatların kullanıldığı durumlarda, literatürde kullanılan düz kanat değerlerinin kullanılması tavsiye edilmemektedir. Böyle durumlarda kanat verimi, sonlu elemanlar yöntemi (FEM) kullanılarak yapılan ısı transferi analiziyle elde edilebilir.

### 3.1.1 Kanat Verimi Hesabı

Schmidt, düz levha kanatların verimini,

$$\eta_f = \frac{\tanh(mr_e\Phi)}{mr_e\Phi} \quad (3.9)$$

eşitliği ile tanımlanır. Yukarıda verilen (3.9) eşitliğinde

olarak tanımlanır. (3.9) eşitliğinde verilen  $m$ ,  $r_e$ ,  $\phi$  değerleri aşağıda verilen (3.10), (3.11) ve (3.12) eşitlikleri kullanılarak hesaplanır.

$$m = (2h_d/k_k t_k)^{0.5} \quad (3.13)$$

$$r_e = 0,635 S_T (S_d/S_T - 0,3)^{0,5} \quad (3.14)$$

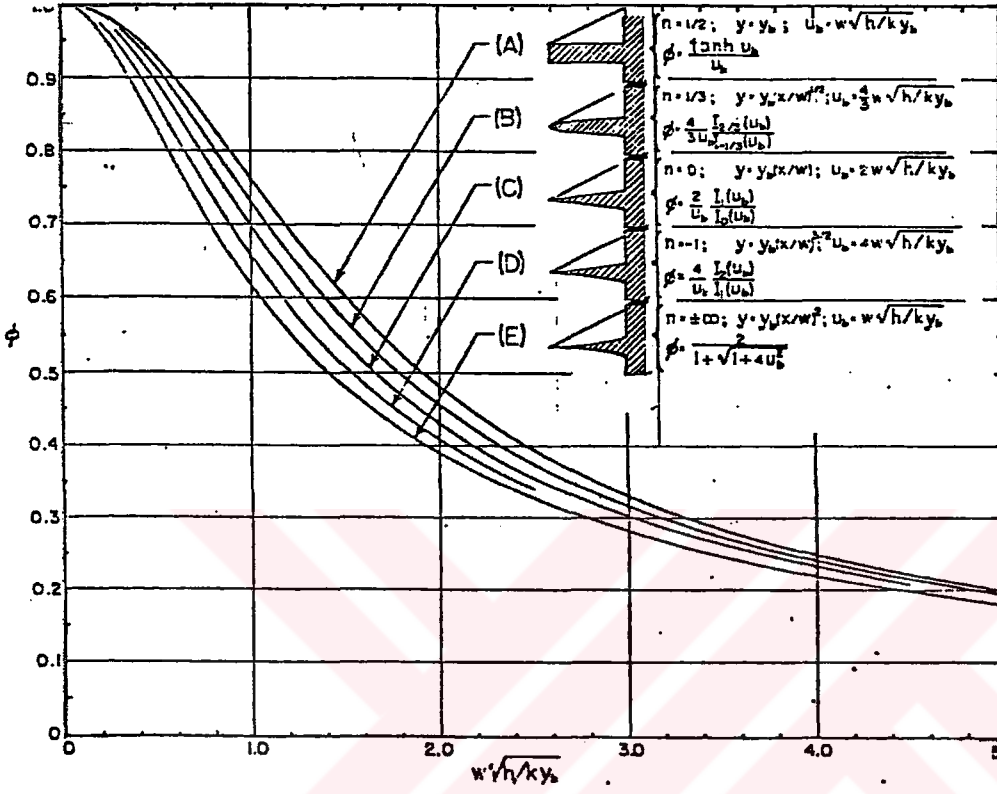
$$\Phi = (2r_e/d_o - 1)(1 + 0.35 \ln 2r_e/d_o) \quad (3.15)$$

### 3.1.2 Karakteristik Boyutsuz Değere Bağlı Olarak Çeşitli Kanat Tipleri İçin Kanat Etkinliği

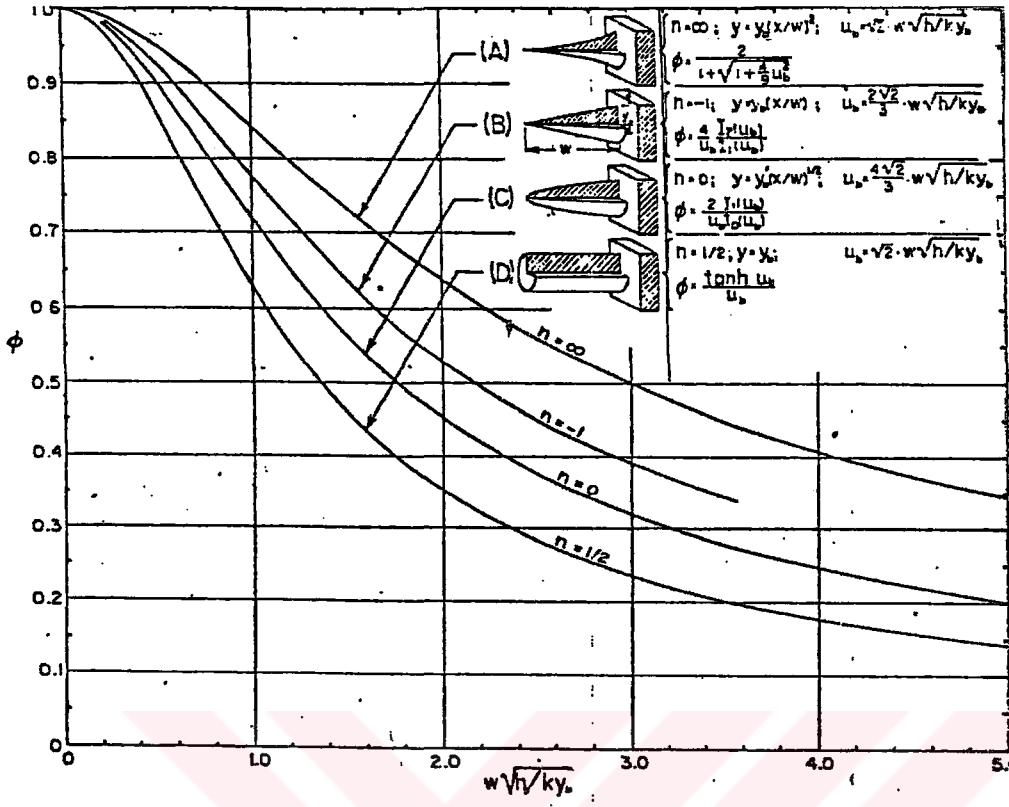
Kanat kullanımını bir yüzeyden ısı geçişini arttırmak için etkin yüzey alanını arttırmayı amaçlar. Bununla birlikte, kanadın kendisi orijinal yüzeyden ısı geçişine bir iletim direnci gösterir. Bu nedenle, kanat kullanımının ısı geçişini mutlaka arttıracığı önceden söylenemez. Bu husus kanat etkinliği,  $\epsilon_k$  kanatlı halde geçen ısının kanatsız halde geçen ısıya oranı olarak tanımlanır.

$$\epsilon_k = q_k / k A_k \theta$$

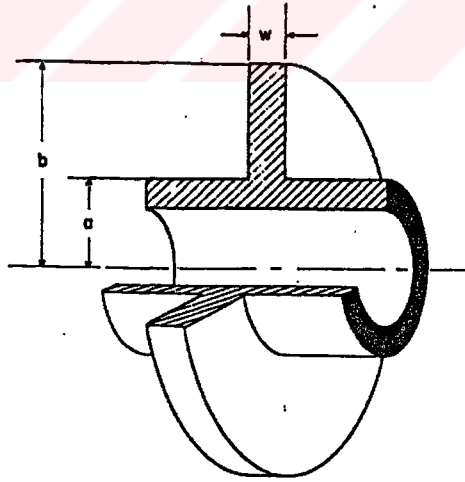
Bazı araştırmacılar kanat etkinliğini belirleyebilmek amacıyla çalışmalar yapmışlar ve elde ettikleri sonuçları diyagramlar halinde ifade etmişlerdir. Aşağıdaki şekillerde bu sonuçlarda bazıları verilmektedir.



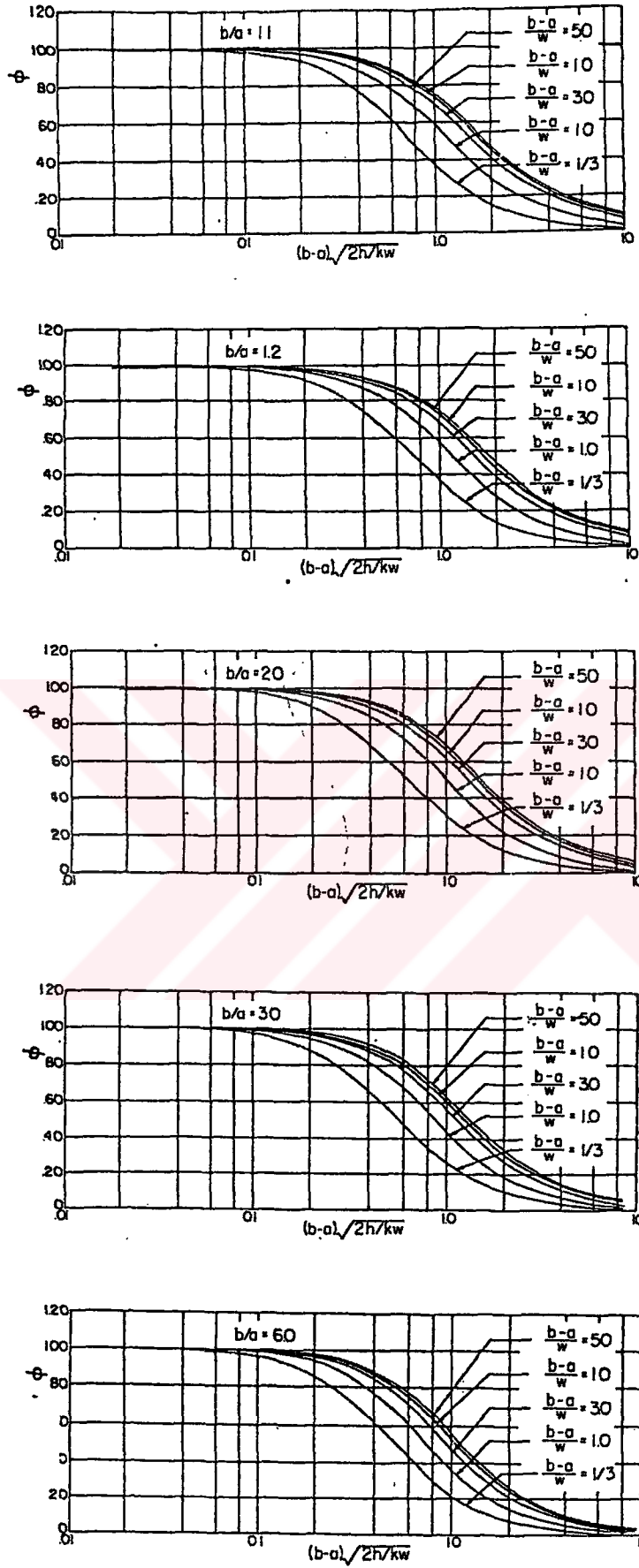
şekil 3.3 Değişik tipte düz kanatların kanat etkinliği eğrileri



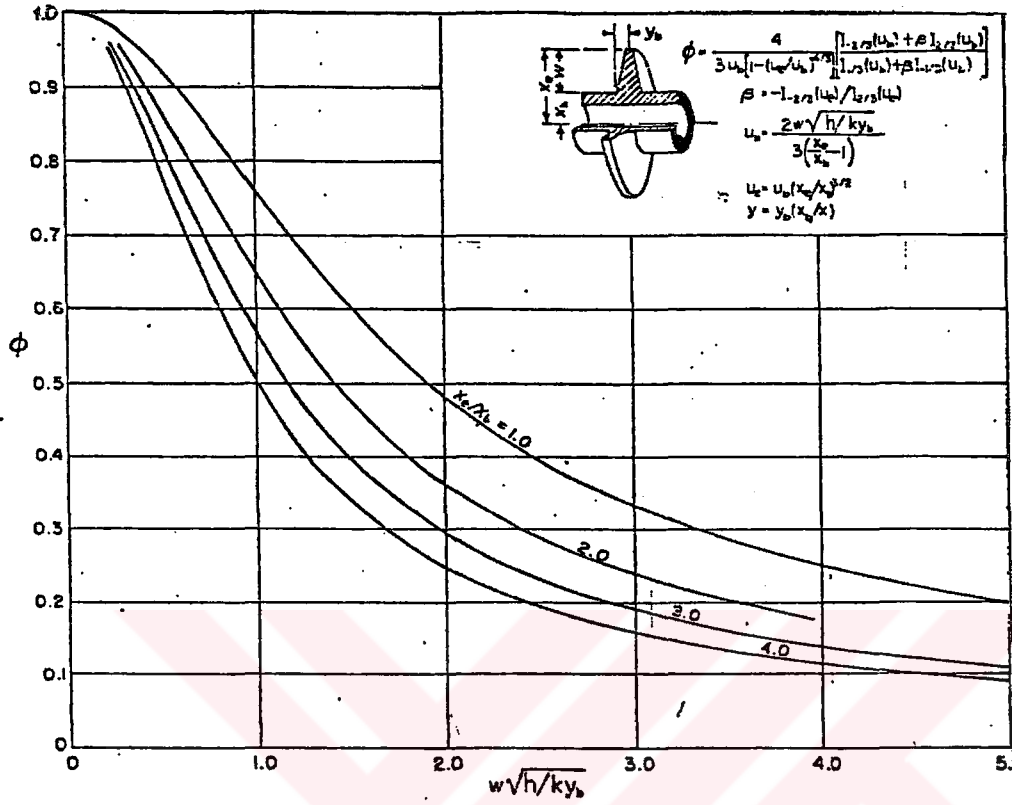
Şekil 3.4 Değişik tipte pimli kanatların kanat etkinliği eğrileri



Şekil 3.5 Sabit kalınlıktaki dairesel kanat



Şekil 3.6 Sabit kalınlıktaki dairesel kanat için kanat etkinliği eğrileri

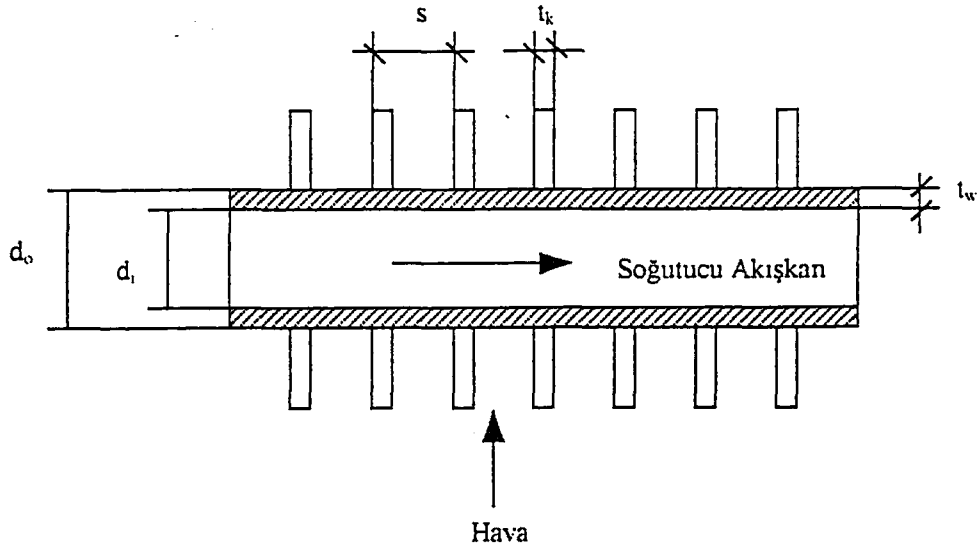


Şekil 3.7 Üçgen kesitli dairesel kanatlar için kanat etkinliği eğrileri

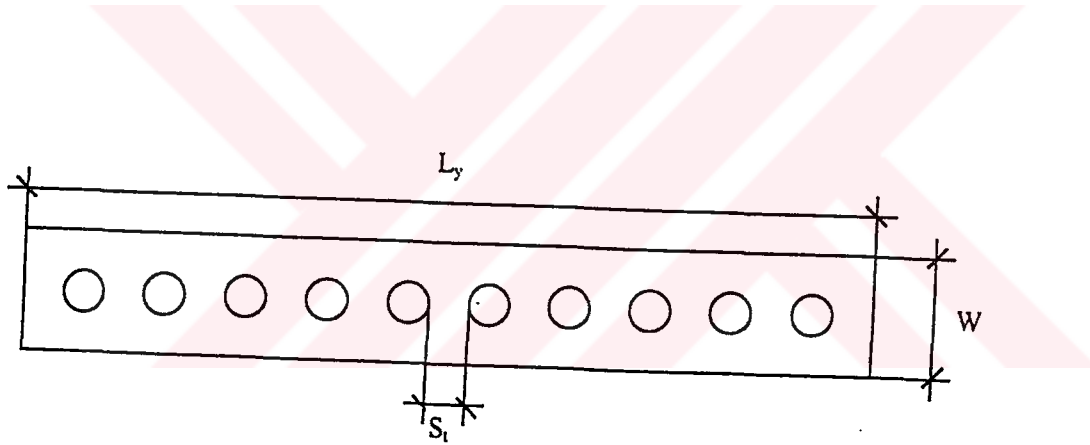
### 3.2 Kanatlı Borulu Isı Değiştiricilerinde Kullanılan Bazı Parametreler

Bu bölümde, toplam ısı geçiş katsayısının hesaplanması için kullanılan bazı eşitlikler verilmektedir. Verilen bu eşitliklerin kullanılabilmesi için, ısı geçiş alanları ve bazı karakteristik büyüklüklerin hesaplanması Şekil(3.8) ve Şekil(3.9)'de verilen geometrik büyüklükler kullanılarak, toplam ısı geçiş katsayısı elde edilir.

Levha kanatlı borulu ısı tip ısı değiştiricinin geometrik büyüklüklerinde bazıları aşağıda verilmiştir.



Şekil 3.8 Boru-kanat kesiti



Şekil 3.9 Levha kanadın geometrik özellikleri

$$d_o = d_{to} + 2t_c \quad (3.16)$$

$$A_0 = n_T n_L \pi d_o L_k \quad (3.17)$$

$$A_{T0} = n_T n_L \pi d_o (1 - t_f s_f) L_k \quad (3.18)$$

$$A_f = 2(n_T s_T n_L s_L - \pi(d_o^2/4)n_T n_L) L_k s_f \quad (3.19)$$

$$A_{\min} = n_T (S_T - d_o) (1 - t_f s_f) L_k \quad (3.20)$$

$$A_0 = A_{T0} + A_f \quad (3.21)$$

$$\varepsilon = A_0 / A_{T0} \quad (3.22)$$

Şekil 3.9 Levha kanadın geometrik özellikleri

$$d_o = d_{to} + 2t_c \quad (3.16)$$

$$A_0 = n_T n_L \pi d_o L_k \quad (3.17)$$

$$A_{T0} = n_T n_L \pi d_o (1 - t_f s_f) L_k \quad (3.18)$$

$$A_f = 2(n_T s_T n_L s_L - \pi(d_o^2/4)n_T n_L) L_k s_F \quad (3.19)$$

$$A_{min} = n_T (S_T - d_o) (1 - t_f s_f) L_k \quad (3.20)$$

$$A_0 = A_{T0} + A_f \quad (3.21)$$

$$\varepsilon = A_0 / A_{T0} \quad (3.22)$$

$$\varepsilon = A_{T0} + A_f / A_{T0} \quad (3.23)$$

$$A_{fr} = n_T s_T L_k \quad (3.24)$$

$$\sigma = A_{min} / A_{fr} \quad (3.25)$$

$$F_d = 2(s_T s_L / \pi)^{1/2} \quad (3.26)$$

$$F_h = 1/2(F_d - d_o) \quad (3.27)$$

$$D_h = 4n_L s_L A_{min} / A_0 \quad (3.28)$$

$$n_k = s_k \times L_k \quad (3.29)$$

eşitliği kullanılarak bulunur. Isı değiştiricinin toplam boru uzunluğu (L) ise,

$$L = n \times [L_b - 2 \times (R_b + d_o/2) + 2 \times (2 \times \pi \times R_b / 4)] \quad (3.30)$$

eşitliği kullanılarak hesaplanmaktadır. Tek sıralı levha kanatlı borulu ısı değiştiricilerinde,

$$R_b = S_T/2 \quad (3.31)$$

olarak verilmektedir.

Buna göre ;

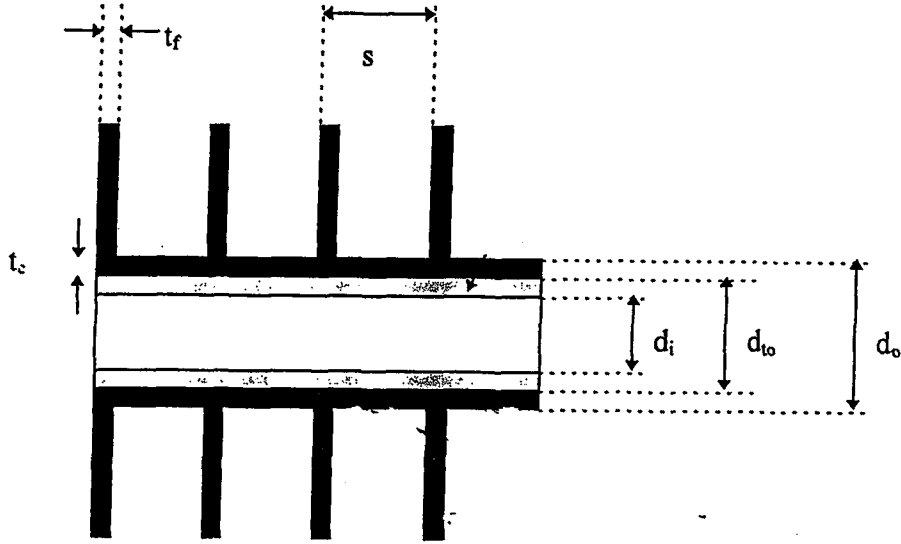
$$A_{\text{ö}} = L_b \times L_y \quad (3.32)$$

$$A_{min} = n_T (S_T - d_o) (1 - t_f s_f) L_k \quad (3.33)$$

$$A_i = \pi \times d_i \times L \quad (3.34)$$

$$A_{pm} = \pi \times d_m \times L \quad (3.35)$$

$$A_{t0} = \pi \times d_o \times [L - (n \times n_k \times t_k)] \quad (3.36)$$



Şekil 3.10 Kanat kesiti

Şekle bakarak şu denklemler yazılabilir.

İçteki akışkandan boru yüzeyine ısı transferi:

$$Q = \alpha_i * A_i * (T_i - T_j) \quad (3.39)$$

Boru düz duvar gibi ele alınırsa:

$$Q = \lambda_b / X_b * A_m * (T_1 - T_0) \quad (3.40)$$

$$A_m = (A_d - A_i) / (\ln (A_d - A_i)) \quad (3.41)$$

Boru dış yüzeyinden akışkana olan ısı transferi:

$$Q = \alpha (A_0 + A_k * \eta_k) * (T_0 - T_\infty) \quad (3.42)$$

Yazılan üç transfer miktarı birbirine eşittir ilkesinden hareket ederek sıcaklıklar aynı tarafta yalnız bırakılarak taraf tarafa toplama işlemi yapılırsa,

$$Q = (T_i - T_\infty) / 1 / (\alpha_i * A_i) + X_b (\lambda_b * A_m) + 1 / \alpha (A_0 + \eta_k * A_k) \quad (3.43)$$

$$Q = K_D * A_T * (T_i - T_\infty) \quad (3.44)$$

Olup bu iki denklem birbirine eşitlenip, gerekli düzenlemeler sonunda

$A_T = A_0 + A_k$  yazılır ise;

$$K_D = 1 / ((A_T / A_i * \alpha_i) + (A_T * X_b / A_m * \lambda_b) + ((1 - \eta_k) / \alpha (A_0 / A_k + \eta_k)) + 1 / \alpha) \quad (3.45)$$

Gerek iç yüzey ve gerekse kanatlar üzerinde zamanla meydana gelen kirlenmeler ısı transferine direnç gösterecektir. Bunun için bu dirençleri de toplam ısı transfer katsayısında göstermek gerekir. Buna göre;

$$K_D = 1 / \left( (A_T / A_i \cdot \alpha_i) + (A_T \cdot R_i / A_i) + (A_T \cdot X_B / A_m \cdot \lambda_b) + ((1 - \eta_k) / \alpha) \cdot (A_0 / A_k + \eta_k) \right) + 1 / \alpha + R_d \quad (3.46)$$

Kirlenme dirençleri küçük olabilir. Ancak içteki kirlenme direnci  $A_T / A_i$  ile çarpıldığında oldukça büyür ve ısı transferi üzerinde etkili olur.

Bu denklemde paydadaki terimler sırasıyla;

1.terim ; içteki akışkan konveksiyon direnci ;

2.terim ; iç yüzey kirlenme direnci ;

3.terim ; borunun ısı direnci ;

4.terim ; kanatların ısı direnci ;

5.terim ; dıştaki akışkanın konveksiyon direnci ;

6.terim ; dış yüzey kirlenme direnci ;

$\eta_k$  ; kanat verimini gösterir.

## 4. LİTERATÜR ÇALIŞMALARI

### 4.1 Çeşitli Araştırmacıların, Kanatlı Borular ve Kanatlı Boru Demetlerinde Isı Transferi ve Basınç Düşüşü Hakkında Elde Ettikleri Sonuçlar

#### 4.1.1 Kanatlı borular ve kanatlı boru demetlerinde ısı transferine etki eden parametreler

Kanatlı borulardan oluşmuş bir ısı değiştiricinin değişik geometrilerinin ve değişik parametrelerinin ısı transferine olan etkisi çeşitli araştırmacıların ilgisini çekmiştir. Isı değiştiricilerin tasarımı ve geliştirilmesi için ısı transferi ve basınç kayıplarının bilinmesi gerekmektedir. Kanatlı borulardan oluşmuş ısı değiştiricilerinin kanatlı yüzey tarafına ısı taşınım katsayıları boruların diziliş şekillerine, hatvelerine, boru çapına, kanatların hatveleri ve yüksekliklerine bağlıdır.

Boyutsuz sayılar cinsinden ısı transferi ve basınç düşüşü terimleri yine boyutsuz Reynolds sayısına bağlı olarak ifade edilmek istendiğinde, deneysel sonuçların bilindiği de göz önüne alınarak, ısı transferi ve basınç düşüşüne etki eden geometrik parametreleri bulunduran boyutsuz düzeltme terimlerinin kullanılması gerekmektedir.

Isı transferi için

$$Nu = Nu (Re, Pr, h/d, t/d, n/d, S_T/d, S_L/d, Z)$$

Basınç düşüşü için

$$f = (Re, h/d, t/d, n/d, S_T/d, S_L/d, Z) \text{ ifadeleri yazılabilir.}$$

#### 4.1.2 Isı transferi ve basınç düşümü bağıntılarının karşılaştırılması

Önceden de belirtildiği gibi ısı taşınım katsayıları, yüzey geometrisine, akışkanın özelliklerine, akış şartlarına bağlı karmaşık fonksiyonlardır. Bazı geometriler dışında deneysel çalışmalar sonucunda belirlenir, boyutsuz parametrelere bağlı grafiklerle ifade edilirler.

W.M.Kays ve A.L.London, (1992) değişik geometrilerdeki kanatlı boru demetleri ile deneyler yaparak, Colbourn faktörü ve sürtünme faktörünün Reynolds sayısına göre değişimini grafikler halinde elde etmişlerdir. Şekil (4.1)' de Kays ve London' ın, (1992) yaptığı deneyler sonucunda düz levha kanatlı borulu ısı değiştiricilerine ait bir örnek verilmiştir. Şekil (4.1)' de verilen örnekte,

Boru dış çapı: 1.02 cm

Akışa dik boru adımı : 3.15 cm

Kanat kalınlığı : 0.033 cm

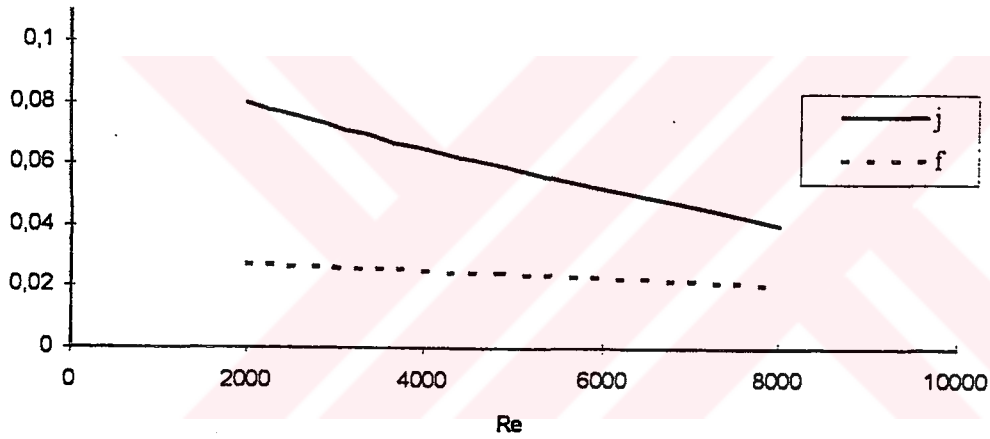
Kanat alanı/Toplam alan : 0.839 cm

Hava geçişi hidrolik çapı . 0.3633 cm

Serbest geçiş alanı/ön yüz alanı : 0.534 cm

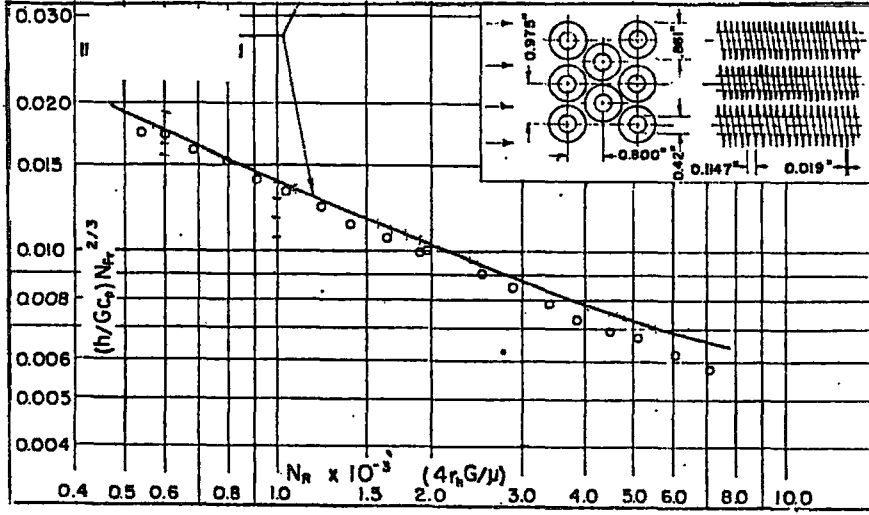
Isı geçiş alanı/Toplam hacim : 587 m<sup>2</sup>/m<sup>3</sup>

olarak seçilmiştir.

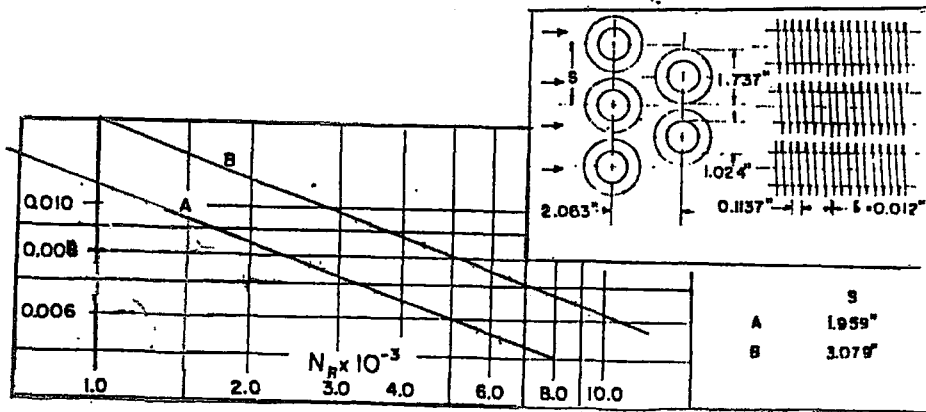


Şekil 4.1 Düz levha kanatlı boru demetinde Colbourn-Re ve sürtünme faktörü-Re değişimi.

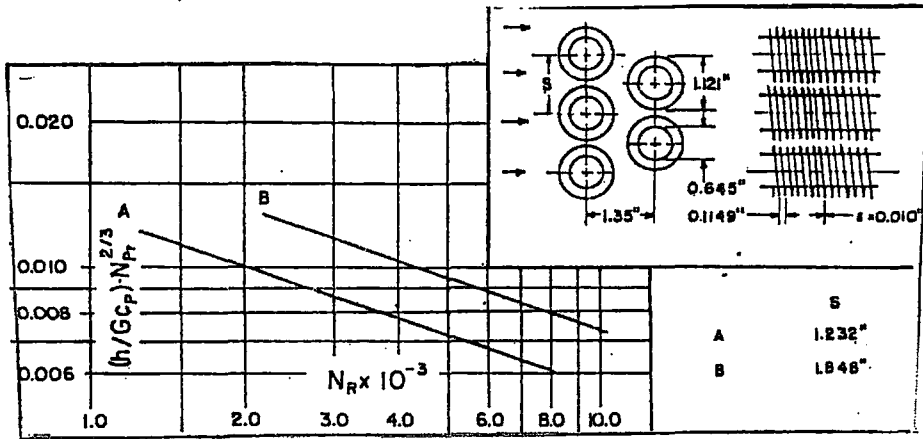
Aşağıdaki şekillerde Kays-London'ın[7] yaptıkları çeşitli deneylerin sonuçları bulunmaktadır.



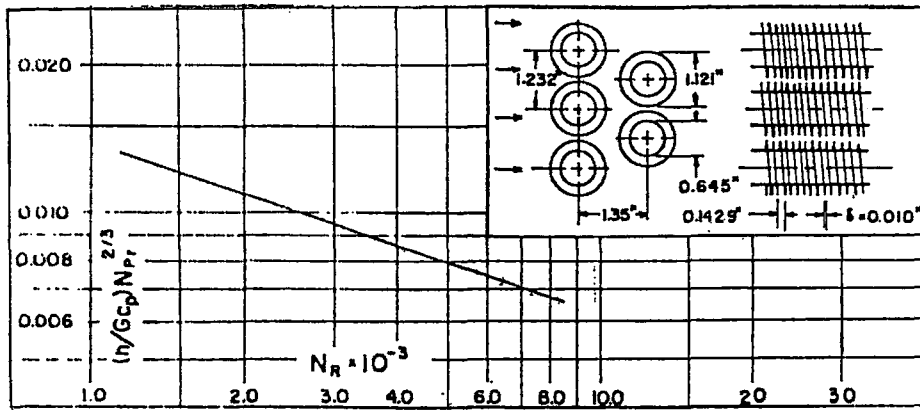
Şekil 4.2 Silindirik kanatlı boru demetinde ısı transferi



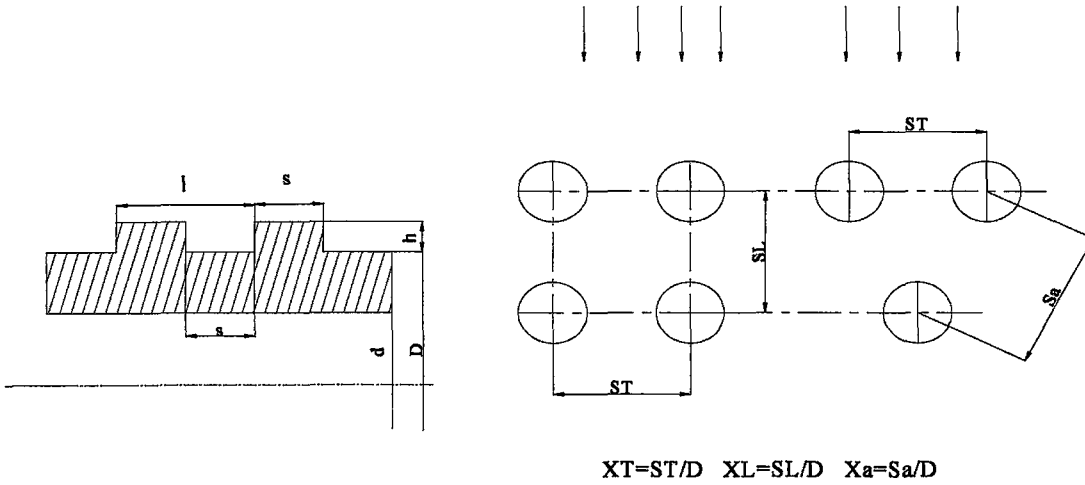
Şekil 4.3 Silindirik kanatlı boru demetinde ısı transferi



Şekil 4.4 Silindirik kanatlı boru demetinde ısı transferi



Şekil 4.5 Silindirik kanatlı boru demetinde ısı transferi



Şekil 4.6 Kanatlı boruların ana boyutları ile karesel ve üçgen dizilişleri

Rich, (1995) yaptığı çalışmalarda, ısı geçişi ve basınç kaybının düz levha kanatlı borulu ısı değiştiricilerindeki kanat aralığının değişmesi ile ilişkisini deneysel olarak araştırmıştır. Rich çalışmalarında, kanat adımı 8.33 ile 1.20 kanat/cm arasında değişen ısı değiştirici numunelerinde kullanmıştır. Bütün numunelerde kanatlar düz ve 0.15mm kalınlığındaydı. Boru ve kanat malzemesi olarak bakır kullanmış, temas direncine minimize temek ve iyi bir ısıl bağlantı sağlamak için dikkatlice kalayla lehimlemiş. Reynolds sayısı hidrolik çapa ve minimum akıştaki kütle hızına bağlı olarak ifade edilmiştir. Rich'in bağıntısında

$Re_1 = G \cdot X_1 / \mu$  ve  $X_1$  borular arasındaki boyuna aralıktır.

Deneyler sonucunda, aynı kütle hızı için ısı taşınım katsayısının kanat aralığından bağımsız olduğunu aşağıda verilen (4.14) eşitliğinde göstermiştir.

$$J = 0.195 \times Re_1^{-0.35} \quad (4.14)$$

Rich[18], kanat adımı 5.55 ile 1.20 kanat/cm arasında değişen ısı değiştirici numuneleri ile yaptığı deneylerde hava debisinin sabit olduğu durumda, sürtünme faktörünün kanat aralığında bağımsız olduğunu ortaya koymuştur. Bunun için

$$f = 1.70 \times Re_1^{-0.5} \quad (4.15)$$

Yukarda verilen (4.15) eşitliğinde,

olarak tanımlanır.

Aynı kütle hızında, düz boru ısı transfer katsayısı kanatlı boru ısı transfer katsayısından %40 daha büyüktür.

Kayansayan, (1996) yaptığı çalışmalarda dış yüzey geometrisindeki değişimlerin, levha kanatlı borulu ısı değiştiricilerinin performansına etkisini incelemiştir. Değişik geometrilere sahip 10 adet palaka kanatlı borulu ısı değiştirici ile,  $100 < Re < 30000$  aralığında, açık tip rüzgar tüneli kullanarak kontrollü deneyler yapmıştır. Deneyler sırasında kullanılan bütün ısı değiştiricilerinin boru sıra sayısı sabit olup 4 adettir ve üçgen dizilişe sahiptir. Deneyler sırasında boru sıra sayısı haricindeki, boru çapı, ısı değiştirici yüksekliği, ısı değiştirici derinliği, borular arası mesafe, kanat sayısı, her sıradaki boru sayısı ve kanat aralığı değiştirilmiştir. Yapılan deneyler sonucunda  $500 < Re < 30000$  ve  $11.2 < \epsilon < 23.5$  aralığında aşağıda verilen (4.16) eşitliği elde etmiştir.

$$J : 0.15 \times Re^{-0.28} \times \epsilon^{-0.362} \quad (4.16)$$

(4.16) eşitliğinde kullanılan Re sayısı, minimum akış kesitindeki maksimum hıza ve boru gömleği çapına göre hesaplanır. Boru gömleği, boruları dıştan çevreleyen iki kanat arasını dolduracak genişlikte ve kanat kalınlığındaki parçadır. Akış, kanatlar arasındaki boru gömleği üzerinde gerçekleşir.

$$Re: G_m \times d_{to} / \mu_b \quad (4.17)$$

$$U_{maks} = M_h / A_{min} \quad (4.18)$$

$$G_{maks} = \rho_h \times u_{maks} \quad (4.19)$$

$$d_{to} = d_o + 2 \times t_c \quad (4.20)$$

olarak tanımlanır.

(4.16) eşitliğinde kullanılan ısı değiştirici kanat faktörü ise,  $\epsilon$ , (4.21) eşitliğinde kullanılarak elde edilir.

$$\epsilon = A_d / A_{td} \quad (4.21)$$

yukarıda verilen (4.21) eşitliğinde,

olarak tanımlanır.

(4.16) eşitliğinde kullanılan Colbourn faktörü,  $j$ , aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$J = Nu / Re \times Pr^{-1/3} \quad (4.22)$$

$$Pr = \mu_h \times C_{ph} / k \quad (4.23)$$

$$Nu = h_d \times d_{to} / k \quad (4.24)$$

VDI-Schmidth, (1993) yaptığı çalışmalarda, boru sıra sayısı 4'ten büyük, üçgen dizilişli, kanatlı borulu ısı değiştiricileri için,  $1000 < Re < 100000$  aralığında,

$$Nu = 0.38 \times Re^{0.6} \times Pr^{1/3} \times (A_d/A_{go})^{-0.15} \quad (4.25)$$

ve düz diziliş için,

$$Nu = 0.22 \times Re^{0.6} \times Pr^{1/3} \times (A_d/A_{go})^{-0.15} \quad (4.26)$$

(4.25) ve (4.26) eşitliklerini vermiştir. Yukarıdaki (4.25) ve (4.26) eşitliklerinde,

olarak tanımlanır.

Verilen bağıntılar  $5 < A_d/A_{go} < 30$  aralığında geçerlidir. Burada Reynolds sayısı boru dış çapına ve minimum kesitteki kütle hızına göre hesaplanmıştır.

Gray ve Webb, (1986) yaptığı çalışmalarda, literatürde levha kanatlı ısı değiştiricileri için yapılmış çalışmaları inceleyip derlemişlerdir. Yapılan bu çalışma ile Mc Quiston, (1978) tarafında verilen eşitliğe benzer bir eşitlik ortaya çıkmıştır. Bu eşitlikte Colbourn faktörü,  $n_1 < 4$  olan ısı değiştiricileri için bir düzeltme faktörü ile çarpılmaktadır. Bu denklemlerde Reynolds, boru dış çapı ve minimum kesitteki kütle hızına göre hesaplanmıştır.

$$J_4 = 0.14 \times Re^{-0.328} \times (S_T/S_L)^{-0.502} \times (s/d_o)^{0.0312} \quad (4.27)$$

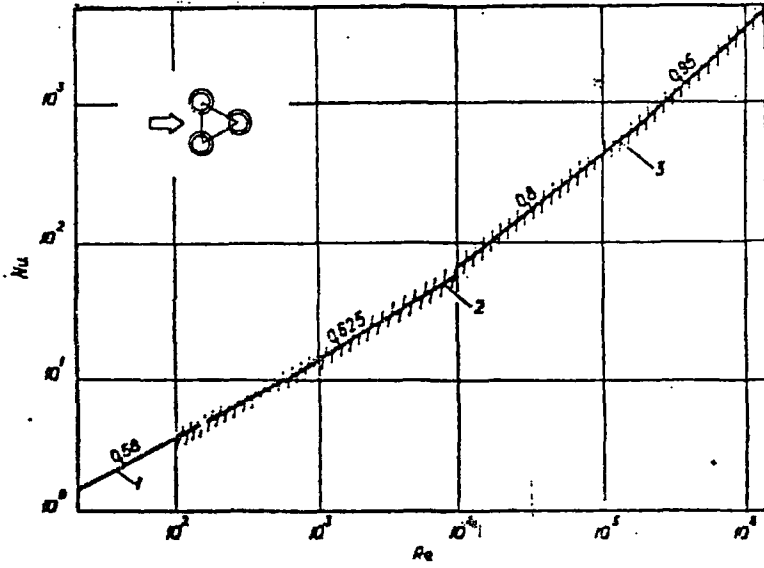
$$J_n = J_4 \times 0.991 \times [2.24 \times Re^{-0.092} \times (n_1 / 4)^{-0.031}]^{0.607(4-n_1)} \quad (4.28)$$

Yukarıda verilen (4.27) ve (4.28) eşitliklerinde,

olarak tanımlanır.

Bu denklem  $500 < Re < 24700$ ,  $1.97 < XT/D < 2.55$ ,  $1.97 < XL/D < 2.58$ ,  $0.08 < s/d_o < 0.64$ ,  $1 < N_r < 8$  için geçerlidir.

A.Zukauskas' ın, (1992) kanatlı boru demetleri hakkında elde ettiği sonuçlar aşağıda sunulmaktadır.



Şekil 4.7 Üçgen dizilmiş kanatlı boru demetlerinde ısı transferi ( $20 < Re < 1,4 \cdot 10^6$ )

a)  $Re = 20-5 \cdot 10^2$

$$Nu = 0,245 \cdot Re^{0,58} \quad (4.29)$$

b)  $Re = 5 \cdot 10^2-10^4$

$$Nu = 0,4 \cdot Re^{0,58} \cdot \varepsilon^{-0,375} \quad (4.30)$$

c)  $Re = 10^4-2 \cdot 10^5$

$$Nu = 0,043 \cdot (a/b)^{0,2} \cdot (s/d)^{0,18} \cdot (h/d)^{-0,14} \cdot Re^{0,8} \quad (4.31)$$

d)  $Re > 2 \cdot 10^5$

$$Nu = 0,0069 \cdot (a/b)^{0,2} \cdot (s/d)^{0,18} \cdot (h/d)^{-0,14} \cdot Re^{0,95} \quad (4.32)$$

Elde edilen sonuçlar  $a = 2,17-4,13$  cm,  $b = 1,27-2,14$  cm,  $(s/d) = 0,125-0,28$ ,  $(h/d) = 0,125-0,59$  değerleri için geçerlidir.

Düz dizilmiş kanatlı boru demetleri için:

$$Nu = 0,266 \cdot Re^{0,625} \cdot \varepsilon^{-0,375} \quad (4.33)$$

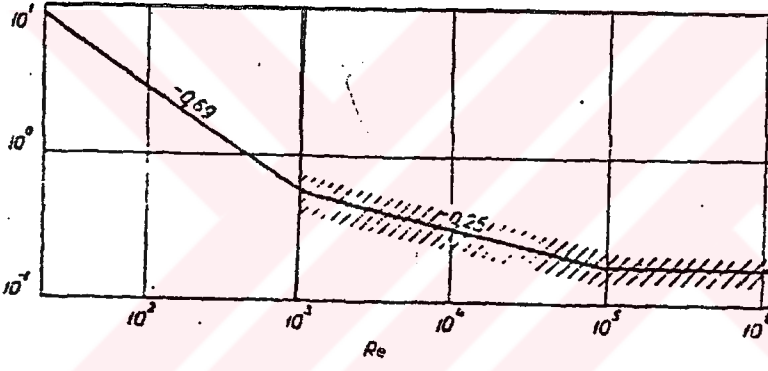
ifadesi verilmektedir.

Burada  $Re = 5 \cdot 10^3$  ve  $\varepsilon = 5-12$  değerlerindedir.  $\varepsilon$  borunun tüm yüzeyinin kanatsız boru

Yapılan çalışmada Laminar-Türbülanslı akış rejiminde Reynolds sayısının üs'sü olan "m" değerinin  $Re = 20-5.10^2$  için 0.58, sübkritik akış rejiminde  $Re = 5.10^2-10^4$  için 0.625, türbülanslı akış rejiminin sağlandığı  $Re = 10^4-2.10^5$  değeri içinde 0.8 olduğu belirlenmektedir.  $Re > 2.10^5$  değerinde tamamen türbülanslı akış rejimi sağlanmakta ve  $m=0,95$  değeri kullanılmaktadır.

A.Zukauskas, (1992) kanatlı boru demetlerinde ısı transferi olayını incelerken benzer bir yaklaşımla basınç düşüşü hakkında da çalışmalar yapmıştır.

Şekilde (4.8)'de üçgen dizilmiş kanatlı boru demetleri için basınç düşüşü değerleri görülmektedir.



Şekil 4.8 Üçgen dizilmiş kanatlı boru demetlerinde basınç düşüşü ( $20 < Re < 1,2.10^6$ )

a.  $Re = 20-10^3$

$$f = 67,6.\varepsilon^{0,5}.Z.C_z.a^{0,55}.b^{-0,5} \quad (4.34)$$

$$\varepsilon = 9-12, \quad a=2\text{cm}, \quad b=1,73 \text{ cm}$$

b.  $Re = 10^3-10^5$

$$f = 67,6.\varepsilon^{0,5}.Z.C_z.a^{0,55}.b^{-0,5} \quad (4.35)$$

c.  $Re = 10^5-1,4.10^6$

$$f = 0,18.\varepsilon^{0,5}.Z.C_z.a^{0,55}.b^{-0,5} \quad (4.36)$$

ve  $a = 1,6-4,13$  cm,  $b = 1,2-2,35$  cm,  $\varepsilon = 1,9-16,3$  aralığında geçerlidir. Yukarıdaki denklemler üçgen dizilmiş kanatlı boru demetleri için verilmektedir.

Düz dizilmiş kanatlı boru demetleri için;

$Re = 10^3-10^5$  için

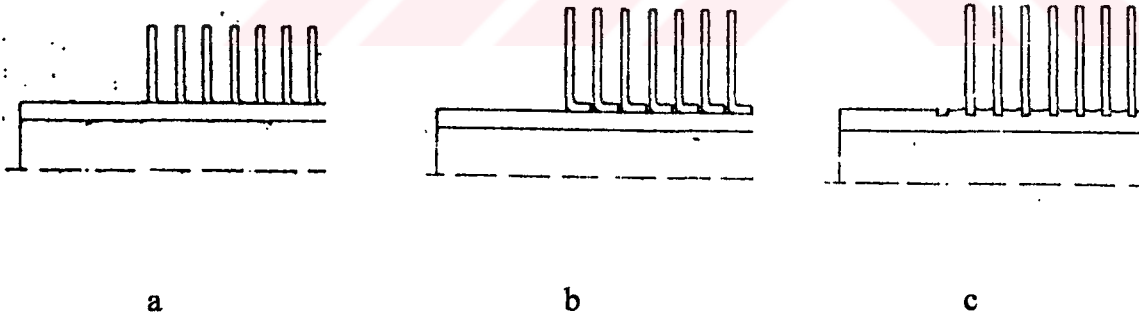
$$f = 0,068 \cdot \varepsilon^{0,5} \cdot Z \cdot C_z \cdot ((a-1)/(b-1))^{-0,4} \quad (4.37)$$

$a = 2,83-3,13$  cm,  $b = 1,2-2,35$  cm,  $\varepsilon = 1,9-16,3$  aralığında verilmektedir.

Kanatlı boruların montajı şekliinden dolayı ısı geçiş ifadesi değişmektedir. Bunun araştırmasını Schmöle firması yapmıştır. Belirli bazı konstrüksiyonlar için ısı geçişi ifadesi şöyle yazılabilir.

$$Nu \cdot Pr^{-1/3} = C \cdot Re^m \cdot f_a \quad (4.38)$$

Burada  $f_a$  kanat montaj şekline göre değişmektedir.  $f_a$  değeri 0,85-1 arasında değişmektedir. Şekil (4.9)'de değişik montaj konstrüksiyonları görülmektedir. (a) şeklindeki konstrüksiyon için  $f_a=1$ , (b) şeklindeki konstrüksiyon için  $f_a=0,55$ , (c) şeklindeki bir konstrüksiyon için  $f_a=1$  alınmaktadır.



Şekil 4.9 Çeşitli kanat montaj konstrüksiyonları

Bu bilgilerin ışığı altında ısı geçişi ifadesine  $f_a$  faktörü de koyabiliriz (eğer konstrüksiyon biliniyorsa). Fakat alınan deney neticelerinde bu belli olmadığı için bir alınabilir. Bu kabul ile

Briggs ve Young'ın, (1988) yaptığı 4 deney verisi ile A.K.Dağsöz'ün, (1994) 23 deney verisi ile aşağıdaki genel ifade bulunmuştur.

$$Nu \cdot Pr^{1/3} = 0,424 \cdot Re^{0,669} \cdot (1-1/X_L)^{0,632} \cdot (h/D)^{0,005} \cdot (S/h)^{0,322} \cdot (\delta/S)^{0,117} \cdot (X_T/X_L)^{-0,21} \cdot (X_T/X_A)^{0,239}$$

(4.39)

Bu eşitlik Reynolds un  $10^4 < Re < 10^5$  aralığında geçerli olup  $\pm\%10$  nun altında bir sapma değeri vermiştir. Bu ifadeye göre bulunan değerler diğer araştırmacıların buldukları değerler ile uyum sağlamıştır.

Yine Prof. Dr. Alpin Kemal Dağsöz ve Feridun Özgüç, (1994) 28 deney verisi ile eşkenar üçgen diziliş için,  $1000 < Re < 50000$  aralığında  $\pm\%10$  sapma olmak üzere,

$$\text{Nu} \cdot \text{Pr}^{1/3} = 0,174 \cdot \text{Re}^{0,634} \cdot (X_T/X_L)^{2,56} \cdot (h/D)^{0,044} \cdot (\delta/h)^{0,170} \cdot (\delta/S)^{0,0224} \quad (4.40)$$

Veya

$$\text{Nu} \cdot \text{Pr}^{1/3} = 0,161 \cdot \text{Re}^{0,656} \cdot (X_T/X_L)^{1,130} \cdot (h/d)^{0,023} \cdot (\delta/d)^{0,130} \quad (4.41)$$

Yine Prof. Dr Alpin Kemal Dağsöz'ün, (1994) daha önceki çalışmalarından elde ettiği 17 deney verisi ile kanatlı boru demetlerinde basınç düşüşü katsayısı için aşağıdaki genel ifade bulunmuştur.

$$f = 19,697 \cdot \text{Re}^{-0,2977} \cdot (ST-D/ST)^{-0,9935} \cdot (XT/XL)^{0,485} \cdot (XT/XA)^{0,258} \cdot (h/D)^{0,59} \cdot (S/h)^{0,055} \cdot (\delta/S)^{0,285} \quad (4.42)$$

Bu eşitlik  $25000 < Re < 60000$  aralığında  $\pm\%10$  nun altında bir sapma değeri vermiştir. Bu ifadeye göre bulunan değerler K.K.Robinson ve D.E.Briggs' in, (1990) yaptığı deney sonuçları ile uyumaktadır.

Formüllerdeki bağımsız değişkenlerin anlamı limitlere göre bazı ifadelerin çıkarılması düşünülür.

Isı geçişi için bulunan ifadede  $(h/D)$  bağımsız değişkeni ihmal edilerek yeni bir formül arandığında yine verilen Reynolds sayısı aralığında  $\%10$  nun altında hata ile aşağıdaki eşitlik elde edilir.

$$\text{Nu} \cdot \text{Pr}^{1/3} = 0,419 \cdot \text{Re}^{0,6689} \cdot (1-1/X_L)^{0,638} \cdot (S/h)^{0,319} \cdot (\delta/S)^{0,113} \cdot (X_T/X_L)^{-0,211} \cdot (X_T/X_A)^{0,238} \quad (4.43)$$

Yine bu eşitlikleri  $(X_T/X_A)$  bağımsız değişkeni ihmal edilerek yeni bir formül arandığında aynı Reynolds sayısı aralığının alt ve üst sınırlarında sapma miktarı artmakta ve  $\%13$  değerine ulaşmaktadır.

$$\text{Nu} \cdot \text{Pr}^{1/3} = 0,409 \cdot \text{Re}^{0,6689} \cdot (1-1/X_L)^{0,634} \cdot (S/h)^{0,306} \cdot (\delta/S)^{0,116} \cdot (X_T/X_L)^{-0,037} \quad (4.44)$$

Yine  $(XT/XL)$  bağımsız değişkenin etkisinin az olduğu ve yine diğer değişkenlerin yanında

limitinin az olduğu görülmektedir. Buna göre aşağıdaki ifade aynı Reynolds aralığında %4 gibi bir maksimum sapma değeri ile verilebilir.

$$Nu \cdot Pr^{1/3} = 0,387 \cdot Re^{0,6689} \cdot (1-1/X_L)^{0,613} \cdot (S/h)^{0,296} \cdot (\delta/S)^{0,11} \quad (4.45)$$

Aynı işlemler anlam limitlerine göre bulunan basınç düşüş katsayısı eşitliği için yapıldığında aşağıdaki sonuçlar elde edilir.

Basınç düşüşü eşitliğindeki (S/h) in etkisi diğerlerine göre daha az olduğundan ilk önce o ihmal edilirse Reynolds  $10000 < Re < 70000$  aralığında, %10 nun altında sapma değeri veren

$$f = 17,958 \cdot Re_D^{-0,1297} \cdot ((S_T-D)/S_T)^{-0,929} \cdot (X_T/X_L)^{0,445} \cdot (X_T/X_A)^{0,292} \cdot (h/D)^{0,543} \cdot (\delta/S)^{0,27} \quad (4.46)$$

eşitliği elde edilir. Yine bu eşitliklerdeki (X\_T/X\_A) bağımsız değişkeninin etkisinin diğer değişkenlere göre daha az ve anlam limitinin düşük olduğu görülür. Bunu ihmal ile,

$$f = 18,196 \cdot Re_D^{-0,297} \cdot ((S_T-D)/S_T)^{-0,903} \cdot (X_T/X_L)^{0,692} \cdot (h/D)^{0,564} \cdot (\delta/S)^{0,273} \quad (4.47)$$

eşitliği elde edilir ki, bu eşitliğin aynı Reynolds sayısı aralığındaki sapma miktarı %13,9 a ulaşmaktadır.

J.Wampola, (1995) ısı geçişi ve basınç düşüşü için iki değişik ifade vermiştir.

Isı geçişi için,

$$Nu_{De} \cdot Pr^{-1/3} = 0,281 \cdot Re_{De}^{0,57} \cdot (S_T-D/D)^{-0,2} \cdot (S_T-D/h+1)^{-0,2} \quad (4.48)$$

$$Nu_D \cdot Pr^{-1/3} = 0,48 \cdot Re_D^{0,6} \cdot (S_T-D/D_e)^{-0,4} \cdot (S_T-D/h+1)^{-0,2} \quad (4.49)$$

ifadelerini önermiştir.

Basınç düşüşü için,

$$f = 1,463 \cdot Re_{De}^{-0,245} \cdot (S_T-D/D)^{-0,9} \cdot (S_T-D/h+1)^{0,7} \cdot (De/D)^{0,9} \quad (4.50)$$

$$f = 1,55 \cdot Re_D^{-0,245} \cdot (S_T-D/De)^{-0,4} \cdot (S_T-D/h+1)^{0,7} \quad (4.51)$$

J.Wampola' nın, 1995 bulduğu eşitliklerin ısı geçişi olanların birincisinin sapma miktarı +%20, ikincisinin ise +%20,-%10, basınç düşüşü için olanların birincisinin sapma miktarı ±%20, ikincisinin ise ±%12 olmaktadır. Formüllerdeki De eşdeğer hidrolik çaptır.

D.J.Ward ve E.H.Young, (1993) yaptığı çalışmalarda ısı geçişi ifadesi olarak

$$Nu = A.(Re)^b.(Pr)^{1/3}.(Po/D)^c.(Do/5)^d.(s/t)^e \quad (4.52)$$

eşitliğini kabul ederek b,c,d,e üslerini en küçük kareler metodu ile bulmuşlardır.

$$Nu .Pr^{1/3} = 0,364. Re^{0,68} . ((D+2h)/D)^{0,45} . (t/(D+2h))^{0,30} \quad (4.53)$$

Bu ifadeye göre ısı iletim katsayısı,

$$ho = 0,364.k.Vm^{0,68} .t^{0,68} .(Pr)^{1/3} .(l/D)^{0,77} .t^{0,3} .Do^{0,15} / \mu^{0,68} \quad (4.54)$$

olarak elde edilir. Vm: Minimum serbest kesitteki hızdır. Re sayısı çıplak boru çapına göre alınmıştır. Ward ve Young' ın, (1993) önerdiği eşitliğin sapma miktarı +%20, -%13' dir. Ortalama ayrılma ise ±%7 olmaktadır.

D.E.Briggs ve E.H. Young , (1988) genel olarak tüçgen diziliş için,

$$Nu = 0,134 x Re^{0,681} x Pr^{1/3} x (S/l)^{0,2} x (S/t)^{0,1134} \quad (4.55)$$

Bu denklem  $1100 < Re < 18000$ ,  $0.13 < s-t/h < 0.63$ ,  $1.01 < s-t/t < 6.62$ ,  $0.09 < h/do < 0.69$ ,  $0.011 < t/do < 0.15$ ,  $1.54 < XT/do < 8.23$ ,  $11.1 < do < 40.9$  ve  $N_f$  246 ile 768 kanat/cm için geçerlidir. Bu denklemin standart sapması %5.1'dir. bununla beraber Briggs ve Young sürtünme faktörü içinde bir bağıntı elde etmeye çalıştılar fakat başarılı olamadılar. Sürtünme faktörü bağıntısının standart sapması ±%40 idi. Bu yüzden daha sonraki çalışmada K.K.Robinson ve D.E.Briggs, (1990) kanatlı boru demetlerinde basınç düşüşü için aşağıdaki eşitliği önerdiler..

$$f = 18,93. Red^{-0,316} . (ST/D)^{-0,927} . (ST/SL)^{0,525} \quad (4.56)$$

Bu eşitliğin standart hatası %7.8 olmaktadır. Bu denklem  $2000 < Re < 50000$ ,

$0.15 < s-t/h < 0.19$ ,  $3.75 < s-t/t < 6.03$ ,  $0.35 < h/do < 0.56$ ,  $0.011 < t/do < 0.025$ ,  $1.86 < XT/do < 4.60$ ,  $18.6 < do < 40.9$  ve  $N_f$  311 ile 431 kanat/cm için geçerlidir.

Yukarıdaki (4.55) ve(4.56) denklemlerinde boru hatvesi XT' nin ısı transferi üzerinde hiçbir etkisi yok iken, basınç kaybı üzerinde büyük bir etkisi vardır. Basınç kaybı, boru hatvesinin artması ile azalır.

Gianolio, (1991) boru sıra sayısı 1-6 arasında değişen borulardan havanın emilmesi ve fanla gönderilmesi durumunda ısı taşınım katsayılarını incelemiş ve havanın emilmesi halinde 6 sıra sayılı borularda ısı taşınım katsayılarının daha önce Briggs ve Young, (1988) tarafında elde edilmiş olan bağıntılara tamamen uyduğunu göstererek bu bağıntıyı,

$$Nu = 0,134. Red^{0,681}. Pr^{1/3} (S/l)^{0,2}. (S/t)^{0,1134}. (1+V_{max}/nb^2) \quad (4.57)$$

Yine bu deneysel çalışmada sıra sayısı 6'dan daha küçük olan borularda elde edilen ısı taşınım katsayılarının Briggs ve Young, (1988) bağıntısıyla verilen ısı taşınım katsayısından daha küçük olduğu ve farkın boru sıra sayısı azaldıkça büyüdüğünü bulunmuştur. Gianoli, (1991) havanın fanla gönderilmesi halinde boru sıra sayısı 2 ile 6 arasında olan borularda ısı taşınım katsayıları için

$$Nu = 0,287. Red^{0,7}. Pr^{1/3} (S/l)^{0,37}. (S/t)^{-0,25}. (1+V_{max}/nb^2). (nb/6)^{-0,136} \quad (4.58)$$

bağıntısını, boru sıra sayısı 1 ile 6 arasında olan borularda ısı taşınım katsayısı için

$$Nu = 0,271. Red^{0,685}. Pr^{1/3}. (At/A)^{-0,311}. (nr/6)^{-0,138} \quad (4.59)$$

Bağıntısını vermiştir. Bu çalışmada ısıtma halinde boru sıra sayısının sürtünme faktörünü etkilemediği görülmüştür.

Mc Ouiston, (1978) boru sıra sayısı 4 olan plaka kanatlı ısı değiştiricileri için Rich'in ve Kays-London, (1992) bağıntılarından da faydalanarak şu eşitlikleri vermiştir.

$$j = 0,0014 + 0,2618. Re_d^{-0,4}. (A/A_T)^{-0,15} \quad (4.60)$$

bu eşitlikte

$$Re_d = G.d_o/\mu \quad (4.61)$$

Çizelge 4.1 Farklı bağıntılar için Reynolds sayılarının karşılaştırılması

Araştırmacı	Boyut	Re	Çalışma Aralığı
Kayansayan	do	$Re_{do,max} = W_{max}.do/\mu$	$500 < Re_{do,maks} < 3.10^4$
Schmidt	do	$Re_{do,max} = W_{max,T.p}.do/\mu$	$1000 < Re_{do,T} < 1.10^3$
Rich	sl	$Re_{do,max} = W_{max}.Sl/\mu$	$4000 < Re_{sl} < 27000$
McQuiston	do	$Re_{do,max} = W_{max}.do/\mu$	-
Dağsöz ve Özgüç	do	$Re_{do,max} = W_{max}.do/\mu$	$1000 < Re_{do,maks} < 5.10^4$

Çizelge 4.1 Devamı Farklı bağıntılar için Reynolds sayılarının karşılaştırılması

Zukauskas	do	$Re_{do,max} = W_{max} \cdot T \cdot \rho \cdot do / \mu$	-
Gray-Webb	do	$Re_{do,max} = W_{max} \cdot do / \mu$	$500 < Re < 24700$
Alpin Kemal Dağsöz	do	$Re_{do,max} = W_{max} \cdot do / \mu$	$1000 < Re < 50000$
Briggs ve Young	do	$Re_{do,max} = W_{max} \cdot do / \mu$	-

Çizelge 4.2 Isı transferi bağıntılarının karşılaştırılması

Araştırmacı	Bağıntı	Açıklama
Kayansayan	$Nu = 0,15 \cdot Re^{-0,28} \cdot \varepsilon^{-0,362} \cdot Pr^{1/3}$	Boru sıra sayısı 4 adettir ve üçgen dizilişe sahiptir. $11,2 < \varepsilon < 23,5$ aralığında geçerlidir.
VDI-Schmidth	$Nu = 0,38 \times Re_{do}^{0,6} \times Pr^{1/3} \times (Ad/Ago)^{-0,15}$ $Nu = 0,22 \times Re_{do}^{0,6} \times Pr^{1/3} \times (Ad/Ago)^{-0,15}$	Birinci eşitlik üçgen diziliş için, ikinci eşitlik düz diziliş için geçerlidir. Boru sıra sayısı 4'den büyüktür. $5 < Ad/Ago < 30$ aralığında geçerlidir.
Alpin Kemal Dağsöz- Feridun Özgüç	$Nu = 0,174 \cdot Re_{do}^{0,634} \cdot (XT/XL)^{2,56} \cdot (h/D)^{0,044} \cdot (\delta/h)^{0,170} \cdot (\delta/S)^{0,0224} \cdot Pr^{1/3}$ $Nu = 0,161 \cdot Re_{do}^{0,656} \cdot (XT/XL)^{1,130} \cdot (h/d)^{0,023} \cdot (\delta/d)^{0,130} \cdot Pr^{1/3}$	Bu bağıntılar eşkenar üçgen diziliş için geçerlidir. $1000 < Re < 50000$ aralığında $\pm 10\%$ sapma gösterir.

Çizelge 4.2 Devamı Isı transferi bağıntılarının karşılaştırılması

D.E.Briggs- E.H.Young	$Nu=0,134.Re_{d0}^{0,681}.Pr^{1/3}.(S/l)^{0,2}.(S/t)^{0,1134}$	0.13<s-t/h<0.63, 1.01<s-t/t<6.62, 0.09<h/do<0.69, 0.011<t/do<0.15, 1.54<XT/do<8.23, 11.1<do<40.9 ve Nf 246 ile 768 kanat/cm için geçerlidir.
Rich	$Nu =0.195 \times Re_l^{-0.35} Pr^{1/3}$	Bu çalışmada kanat adımı 8.33 ile 1.20 kanat/cm arasındadır. Bütün numunelerde kanatlar düz ve 0.15mm kalınlığındaydı
Mc Quiston	$Nu=(0,0014+0,2618.Re_{d0}^{-0,4}.(A/A_T)^{-0,15})Pr^{1/3}$	Boru sıra sayısı 4 adet olan plaka kanatlı ısı değiştiricileri için önerir.

Çizelge 4.3 Basınç düşüşü bağıntılarının karşılaştırılması

Araştırmacı	Bağıntı	Açıklama
Kayansayan	$f= 1.70 \times Re_l^{-0.5}$	Kanat adımı 5.55 ile 1.20 kanat/cm
A.Zukauskas	a) $f=67,6.\epsilon^{0,5}.Z.C_z.a^{0,55}.b^{-0,5}$ b) $f=67,6.\epsilon^{0,5}.Z.C_z.a^{0,55}.b^{-0,5}$ c) $f=0,18.\epsilon^{0,5}.Z.C_z.a^{0,55}.b^{-0,5}$ d) $f =0,068.\epsilon^{0,5}.Z.C_z.((a-1)/(b-1))-0,4$	a) $Re =20-10^3$ ve $\epsilon =9-12$ , a=2,b=1,73 b) $Re=10^3-10^5$ ve f=67,6.ε0,5.Z.CZ.a0,55.b-0,5 c) $Re =10^5-1,4.10^6$ ve a =1,6-4,13, b=1,2-2,35, ε=1,9-16,3 ar

Çizelge 4.3 Devamı Basınç düşüşü bağıntılarının karşılaştırılması

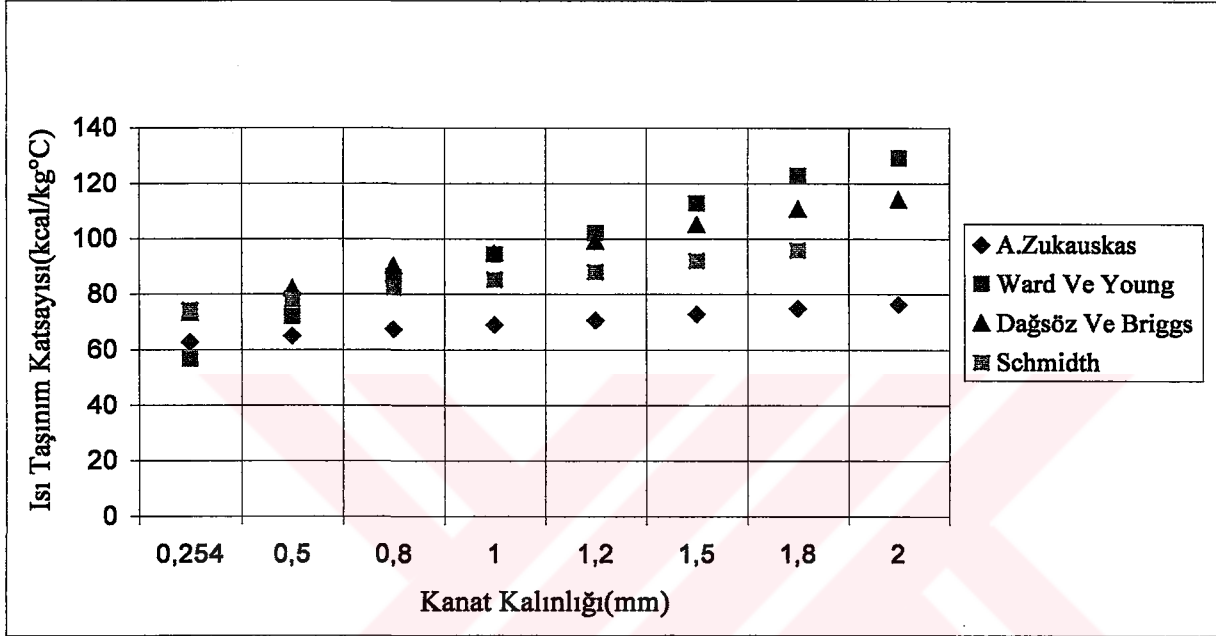
		d)Re =103-105 , düz diziliş ve a =2,83-3,13, b=1,2-2,35, ε=1,9-16,3 aralığında verilmektedir
Alpin Kemal Dağsöz	$f= 19,697 \cdot Re_{d0}^{0,2977} \cdot (S_T D/S_T)^{0,9935} \cdot (X_T/X_L)^{0,485} \cdot (X_T/X_A)^{0,258} \cdot (h/D)^{0,59} \cdot (S/h)^{0,055} \cdot (\delta/S)^{0,285}$	Bu eşitlik 25000<Re<60000 aralığında ±%10 nun altında bir sapma değeri vermiştir.
J.Wampola	$f=1,463 \cdot Re_{De}^{-0,245} \cdot (S_T-D/D)^{-0,9} \cdot (S_T-D/h+1)^{0,7} \cdot (De/D)^{0,9}$ $f=1,55 \cdot Re_D^{-0,245} \cdot (S_T-D/De)^{-0,4} \cdot (S_T-D/h+1)^{0,7}$	Birinci eşitliğin sapma miktarı ±%20, ikincisinin ise ±%12. Formüllerdeki De eşdeğer hidrolik çaptır.
K.K.Robinson- D.E.Briggs	$f=18,93 \cdot Re_{d0}^{0,316} \cdot (S_T/D)^{0,927} \cdot (S_T/S_L)^{0,525}$	Bu eşitliğin standart hatası %7.8 olmaktadır. Bu denklem 2000<Re<50000, 0.15<s-t/h<0.19, 3.75<s-t/t<6.03, 0.35<h/do<0.56, 0.011<t/do<0.025, 1.86<XT/do<4.60, 18.6<do<40.9 ve Nf 311 ile 431 kanat/cm için geçerlidir.

#### 4.2 Araştırmacıların vardıkları ortak sonuçların grafiklerle gösterilmesi

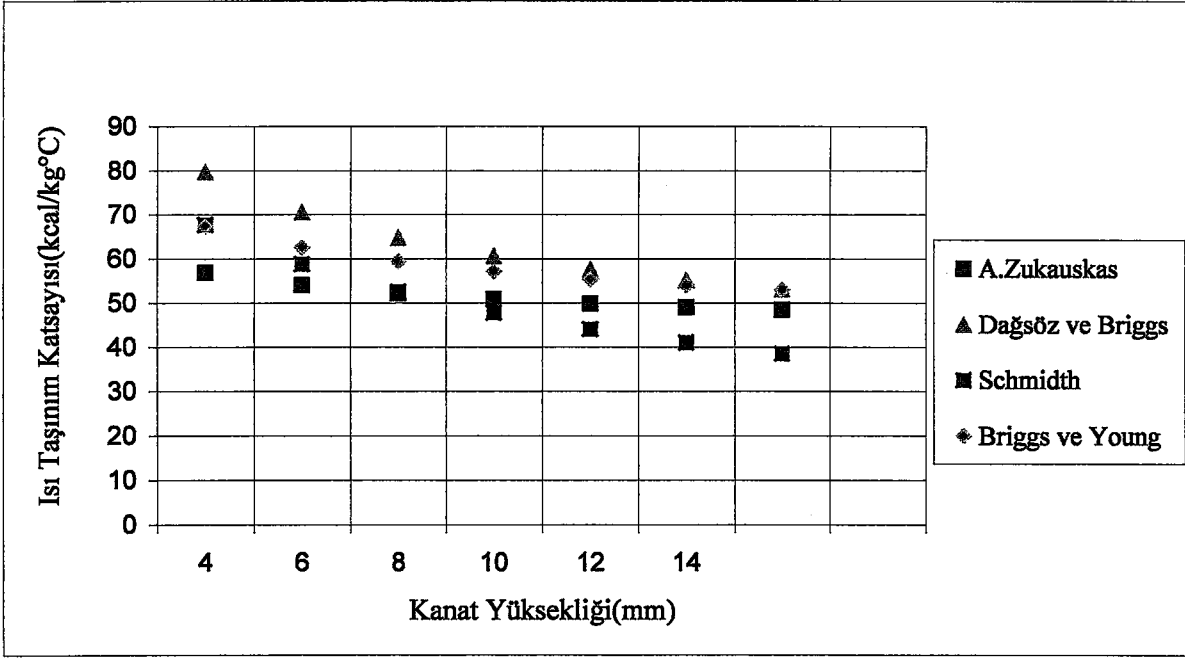
Literatür araştırması sonucunda araştırmacıların ortaya koydukları ortak sonuçlar, Kays ve London'ın, (1992) deneylerinde kullandıkları numunelerin özellikleri kullanılarak aşağıdaki grafikler ile gösterilmiştir.

Çizelge 4.4 Seçilen değerler (CF-7.0-5/8J)

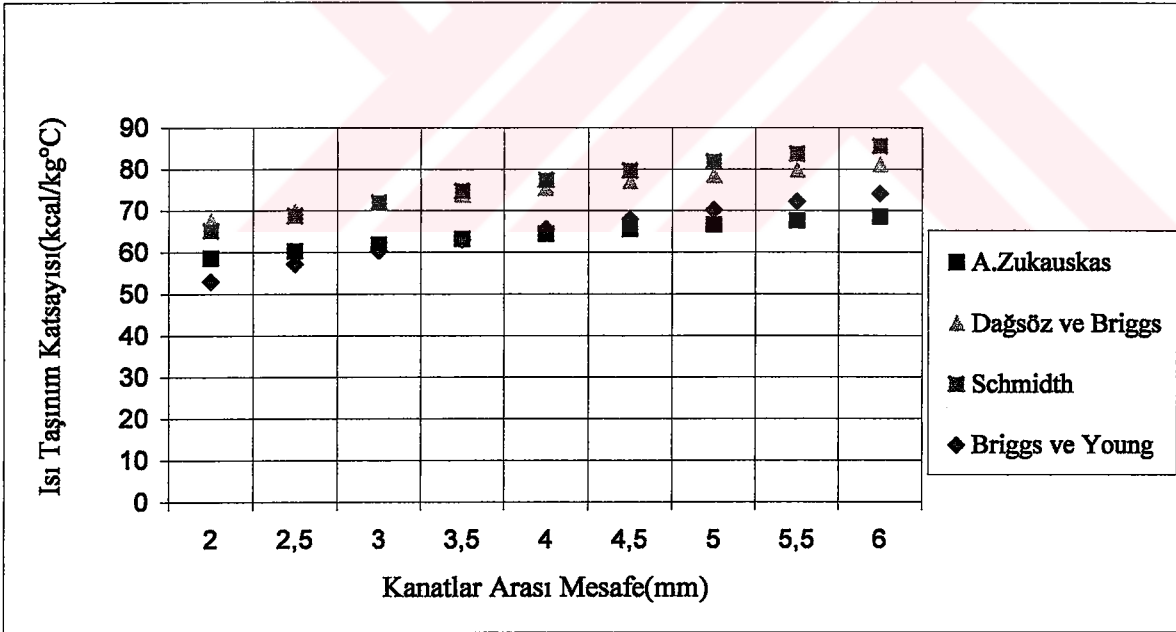
t(m)	s(m)	h(m)	dd(m)	di(m)	L(m)	St(m)	Sl(m)
0,254	3,38	6,05	16,4	14,4	1	39,2	34,3



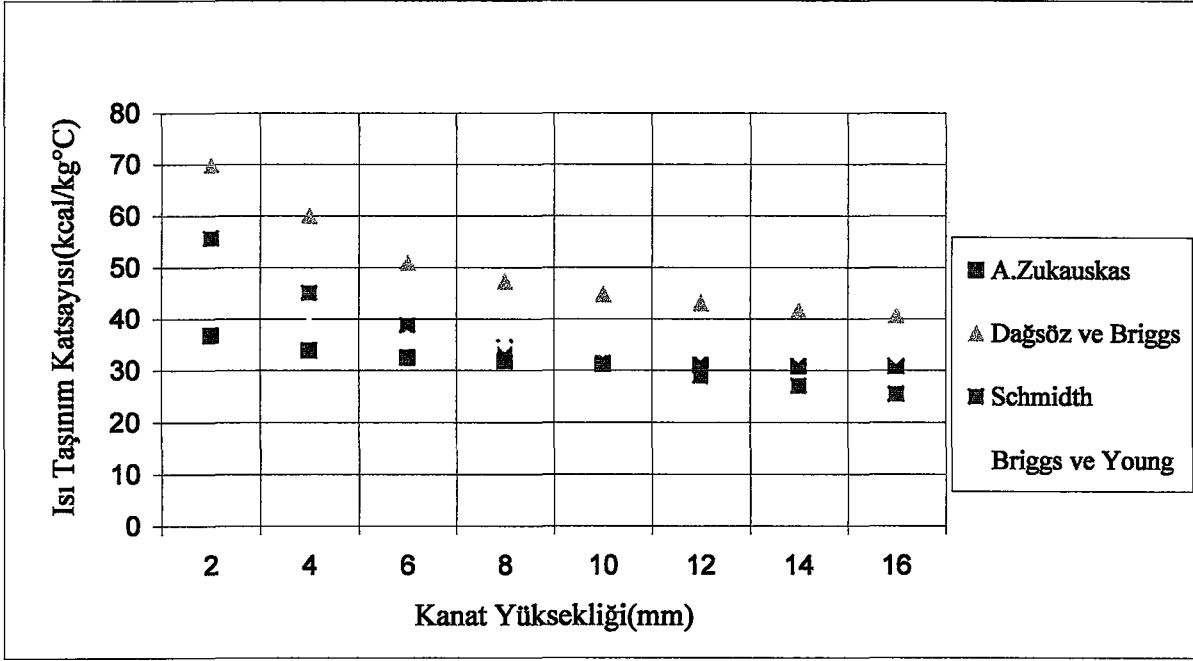
Şekil 4.10 Kanat kalınlığının ısı transferine etkisi



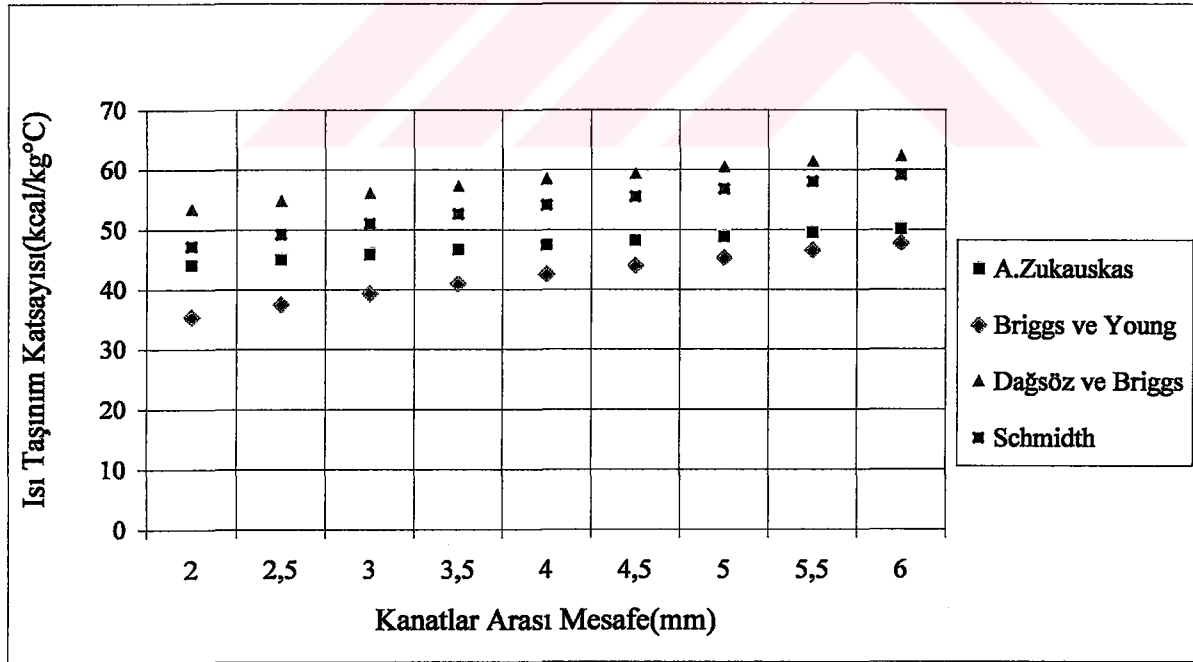
Şekil 4.11 Kanat yüksekliğinin ısı transferine etkisi



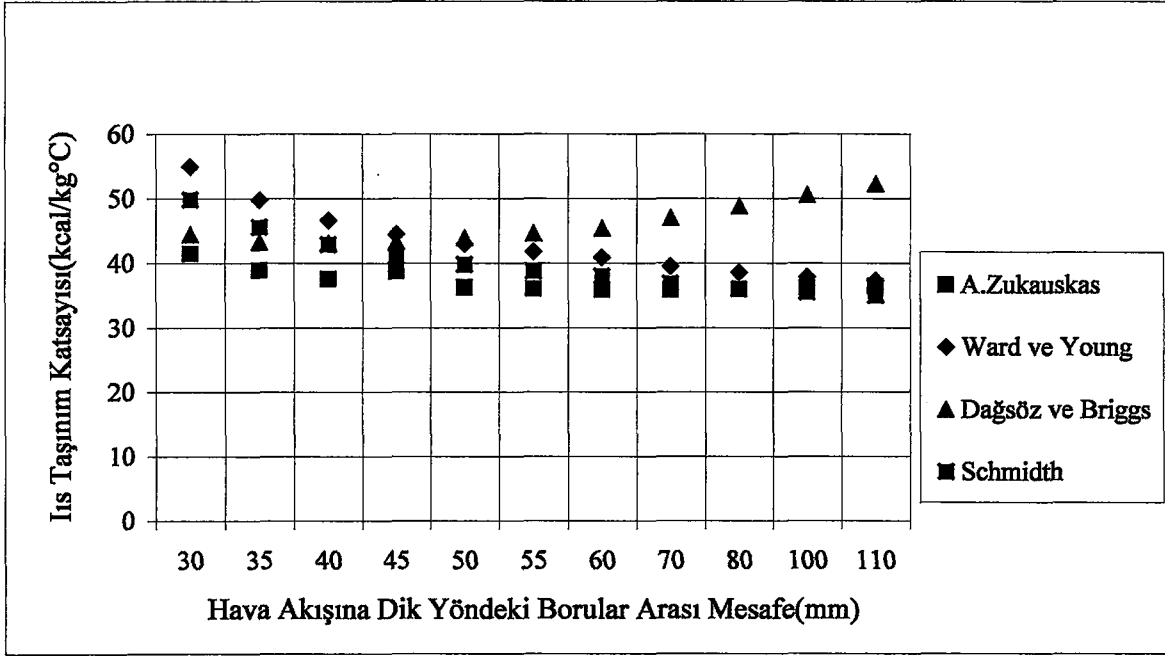
Şekil 4.12 Kanatlar arası mesafenin ısı transferine etkisi



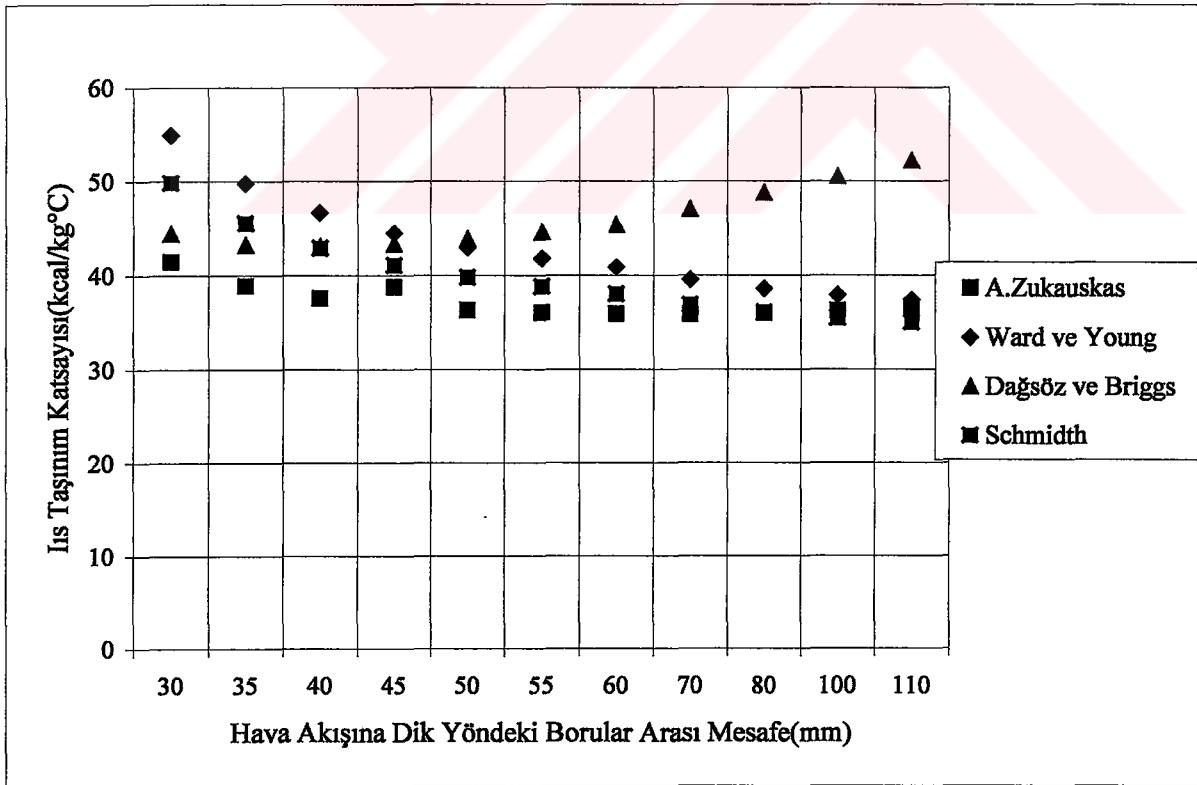
Şekil 4.13 Kanat yüksekliğinin ısı transferine etkisi



Şekil 4.14 Kanatlar arası mesafenin ısı transferine etkisi



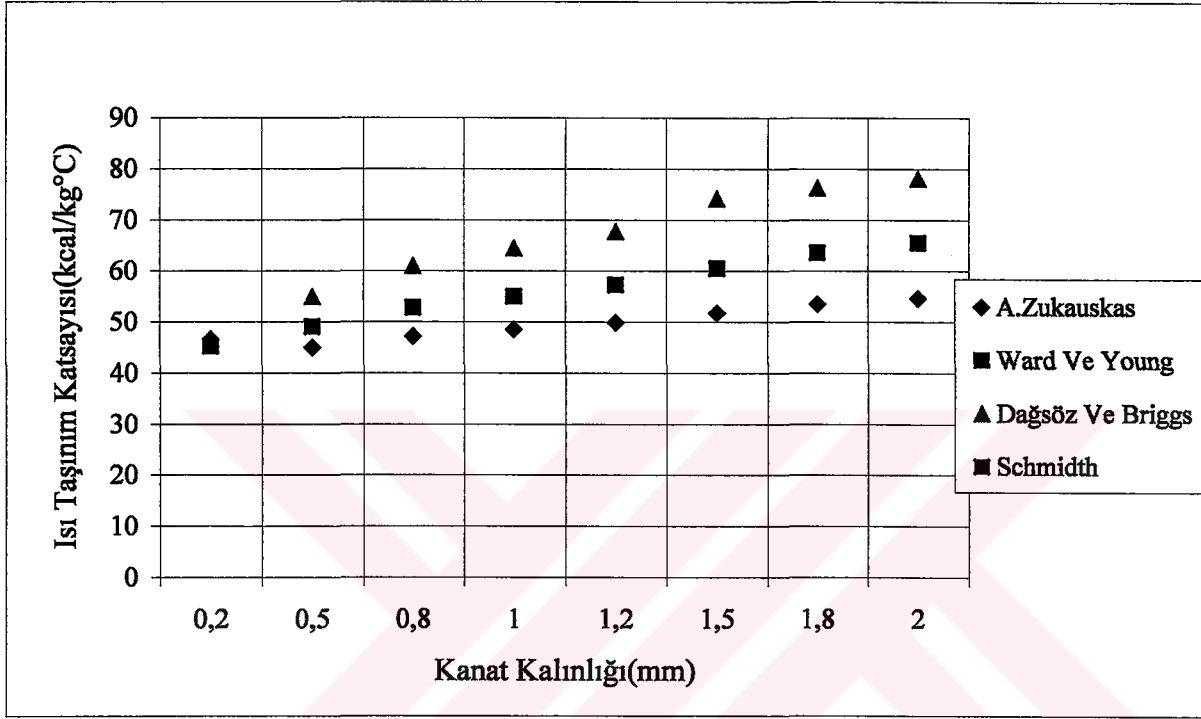
Şekil 4.15 Hava akışına dik yöndeki borular arası mesafenin ısı transferine etkisi



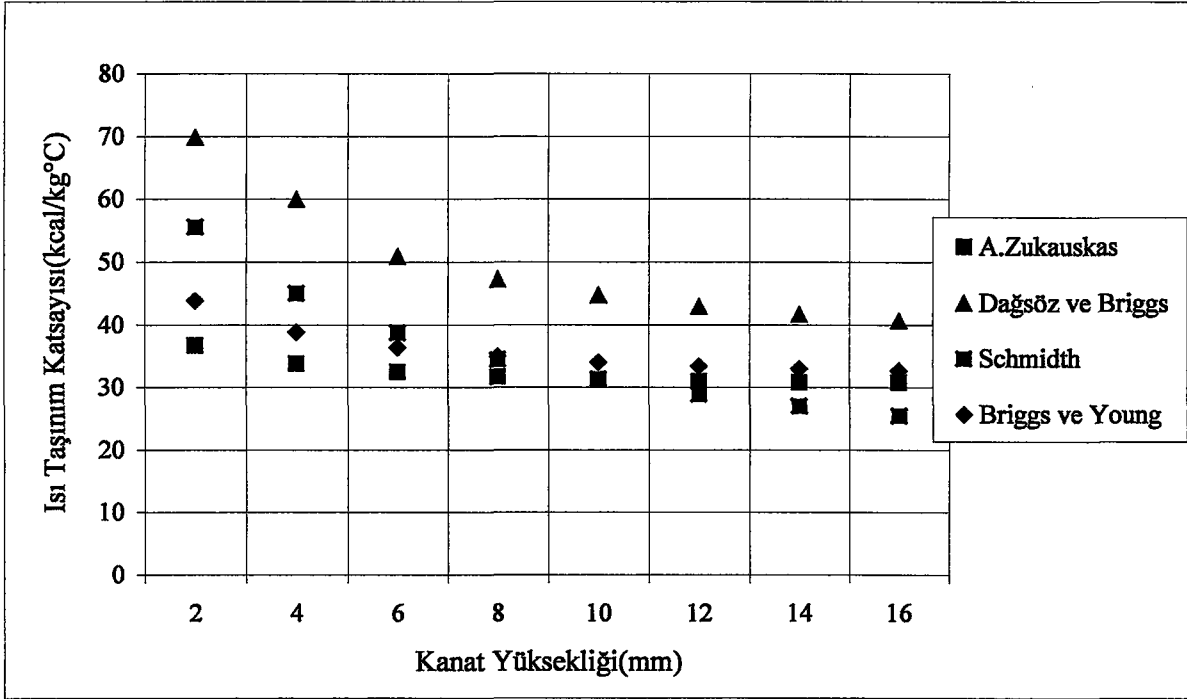
Şekil 4.16 Hava akışına dik yöndeki borular arası mesafenin ısı transferine etkisi

Çizelge 4.5 Seçilen değerler (CF-8.7/8J)

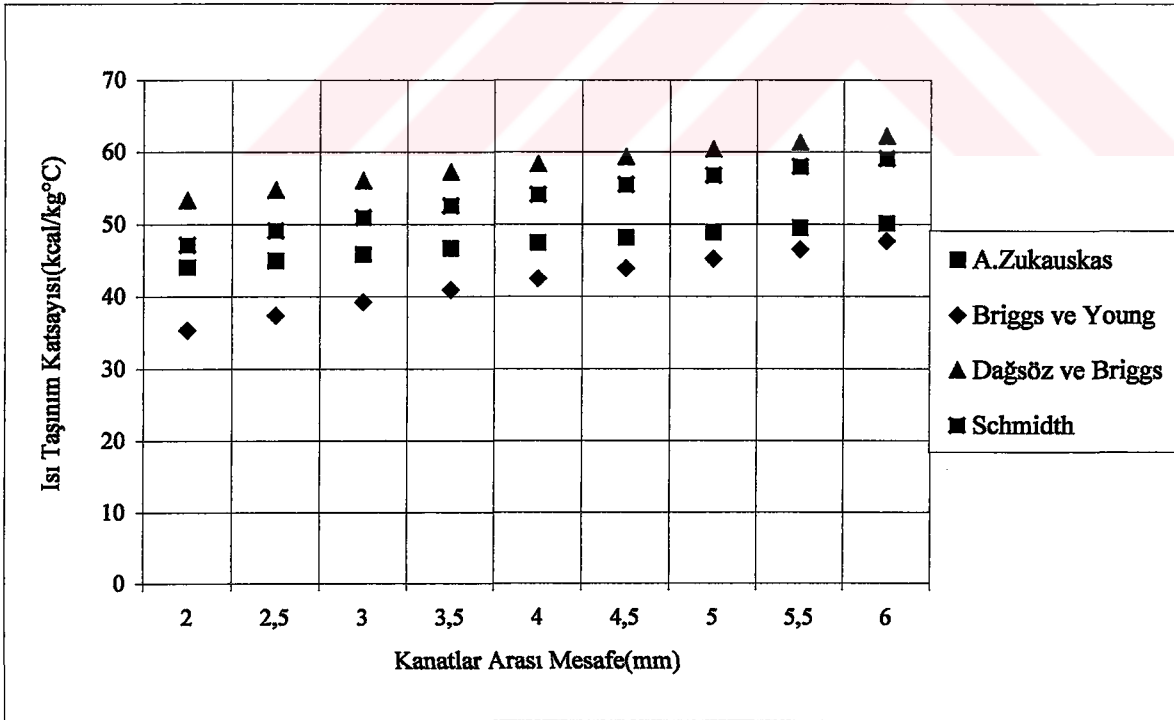
t(m)	s(m)	h(m)	dd(m)	di(m)	L(m)	St(m)	Sl(m)
0,48	6	5,6	10,66	8,66	1	60	55



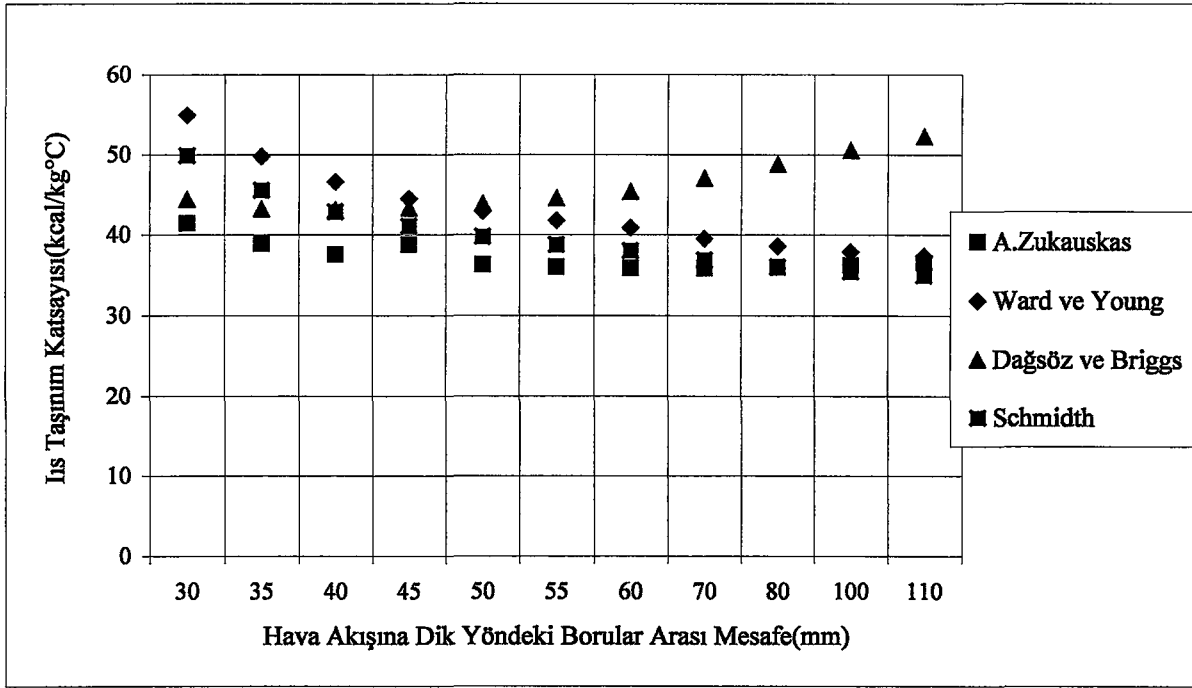
Şekil 4.17 Kanat kalınlığının ısı transferine etkisi



Şekil 4.18 Kanat yüksekliğinin ısı transferine etkisi



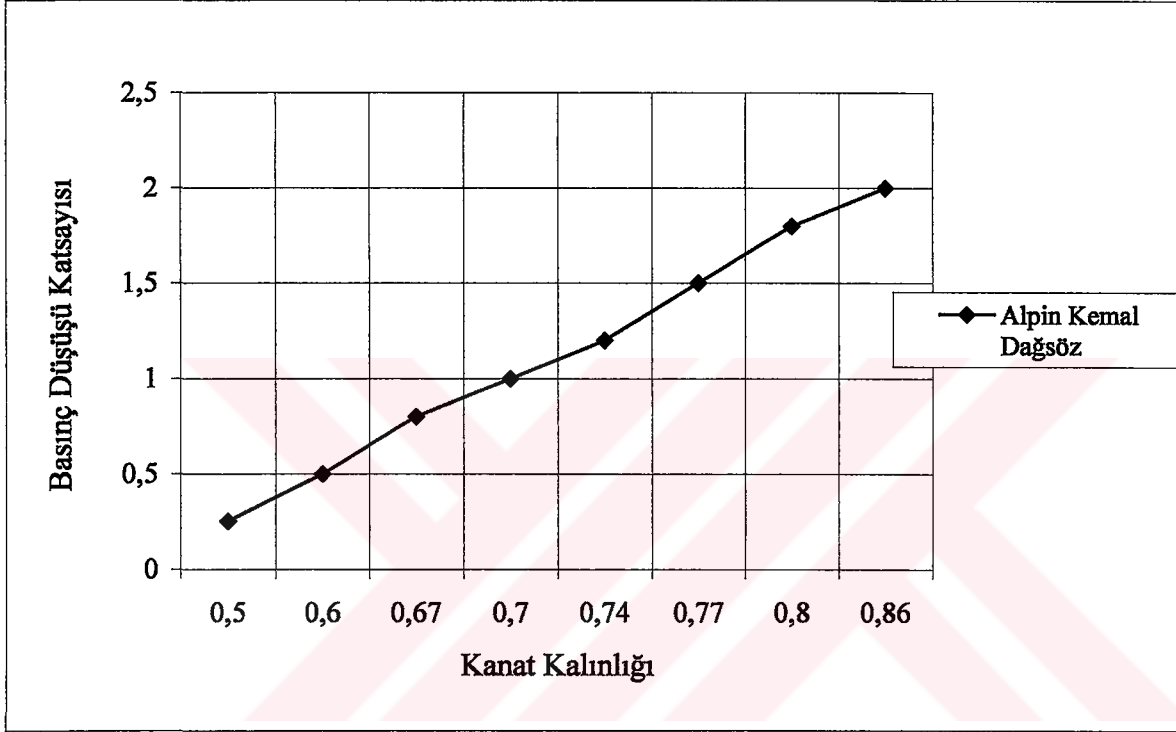
Şekil 4.19 Kanatlar arası mesafenin ısı transferine etkisi



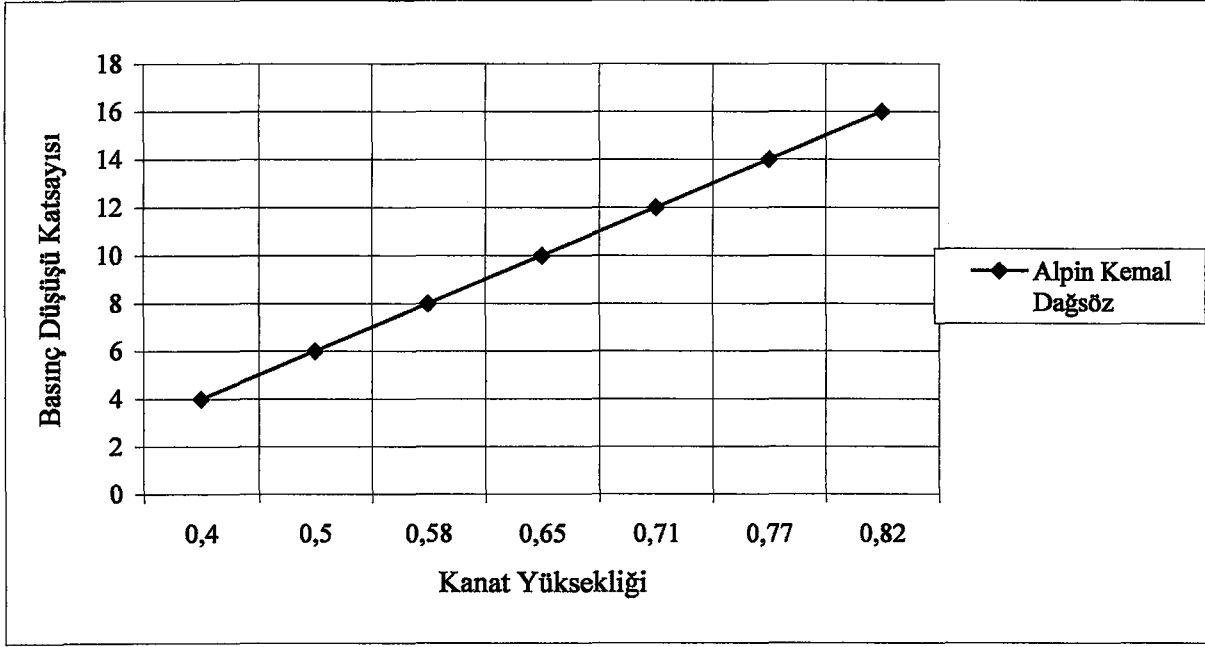
Şekil 4.20 Hava akışına dik yöndeki borular arası mesafenin ısı transferine etkisi

Çizelge 4.6 Seçilen değerler (CF-9.05-3/4J)

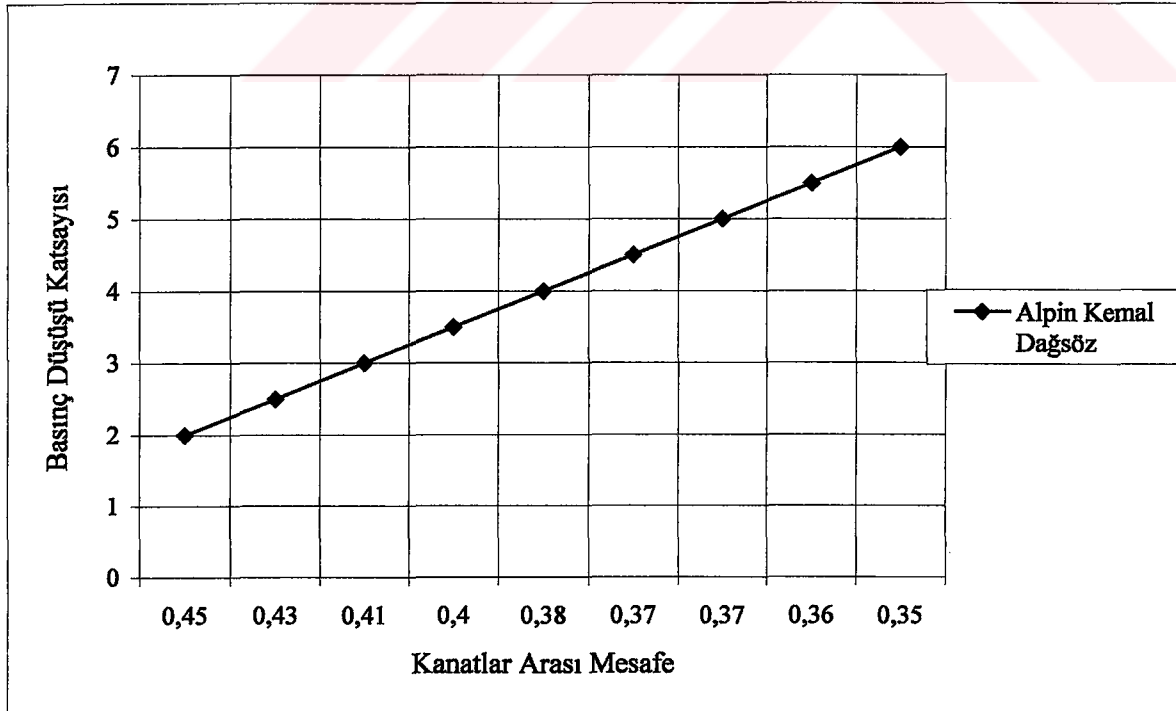
t(m)	s(m)	h(m)	dd(m)	di(m)	L(m)	St(m)	Sl(m)
0,254	3,38	6,05	16,4	14,4	1	39,2	34,3



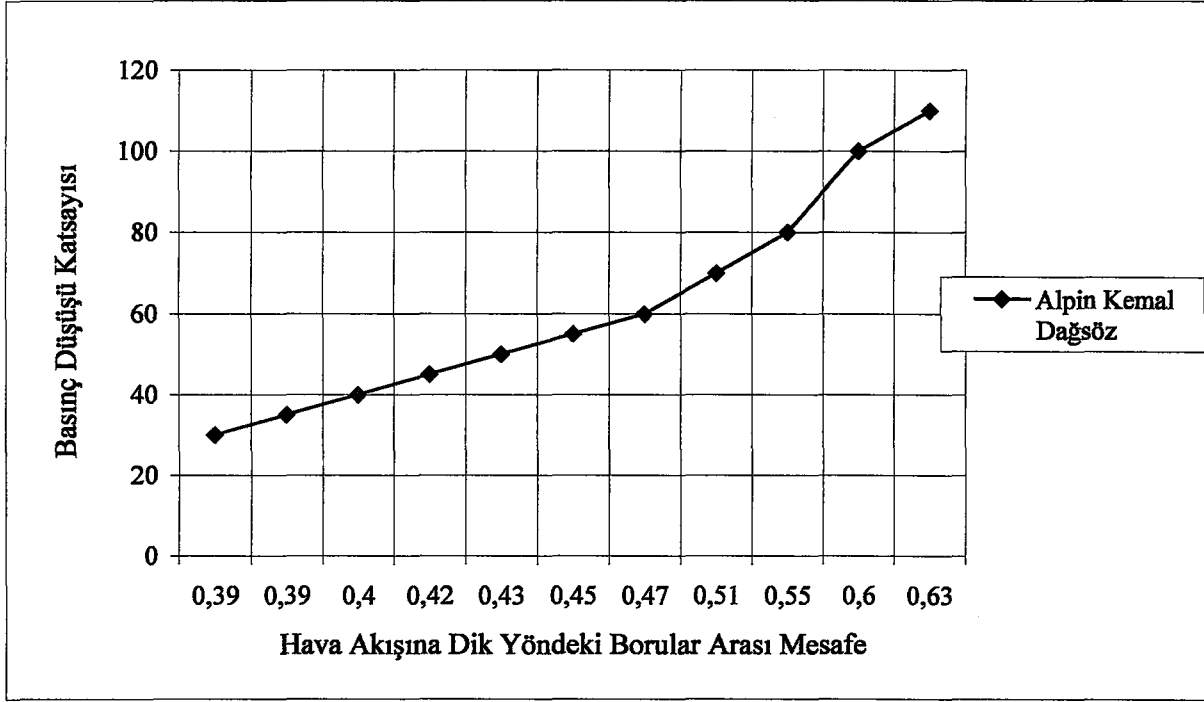
Şekil 4.21 Kanat kalınlığının sürtünme basınç kaybına etkisi



Şekil 4.22 Kanat yüksekliğinin sürtünme basınç kaybına etkisi



Şekil 4.23 Kanatlar arası mesafenin sürtünme basınç kaybına etkisi



Şekil 4.24 Hava akışına dik yöndeki borular arası mesafenin sürtünme basınç kaynağına etkisi

### 4.3 Kullanılan bağıntıların sayısal karşılaştırması ve grafik analizi

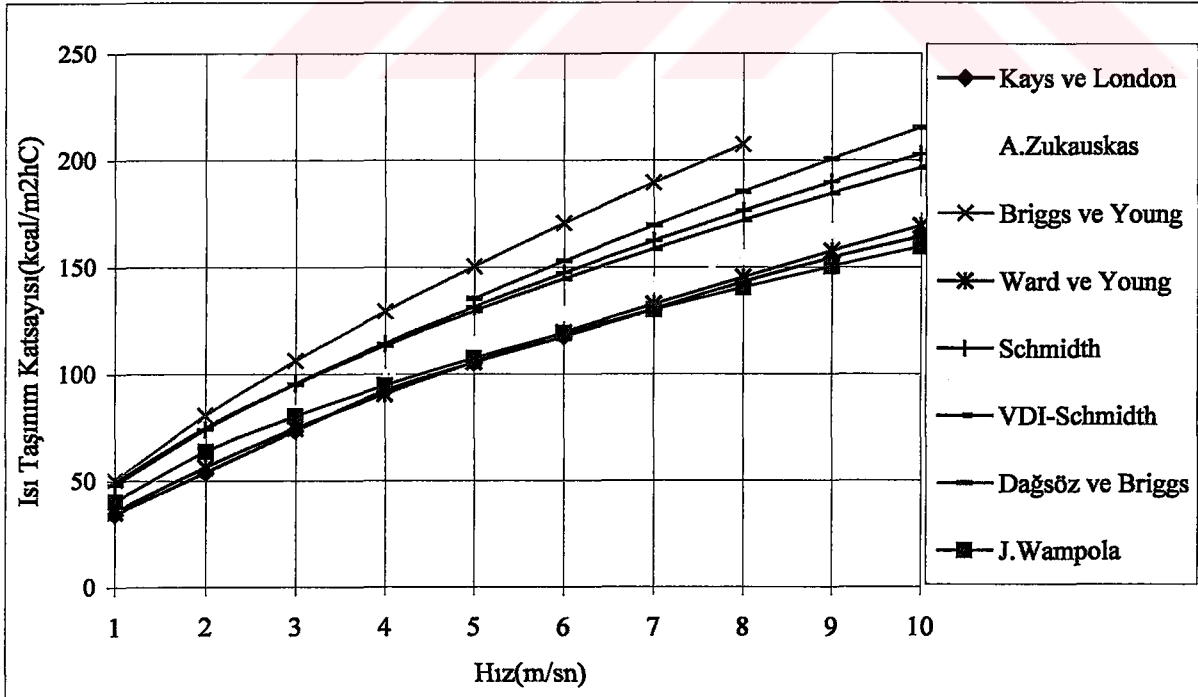
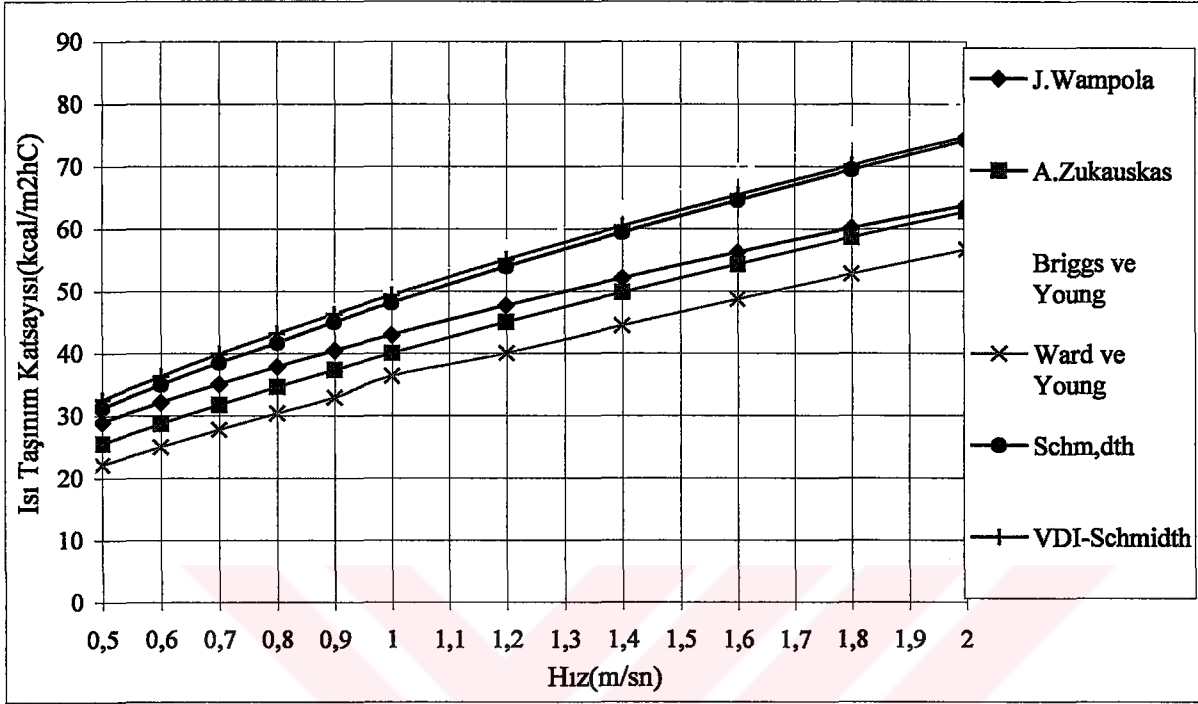
Kays ve London, yapmış olduğu çeşitli deneyler sonucunda elde etmiş olduğu verileri grafikler haline dönüştürmüş ve bunları yayınlamıştır. Bu bölümde çeşitli araştırmacıların elde etmiş olduğu korelasyonlar, Eklerde de grafikleri verilmiş olan Dairesel Kanatlı Boru, yüzey CF-7.0-5/8J için çizildi ve çıkan sonuçlar ile karşılaştırıldı. Karşılaştırma yöntemi; kanatlı borulu ısı değiştiricilerinde kullanılan bağıntılara uygulamalarda en çok kullanılan akışkan olan su için seçilen bir sıcaklıktaki özellikleri kullanarak ısı taşınım katsayısı ve sürtünme basınç kaybının hesaplanması.

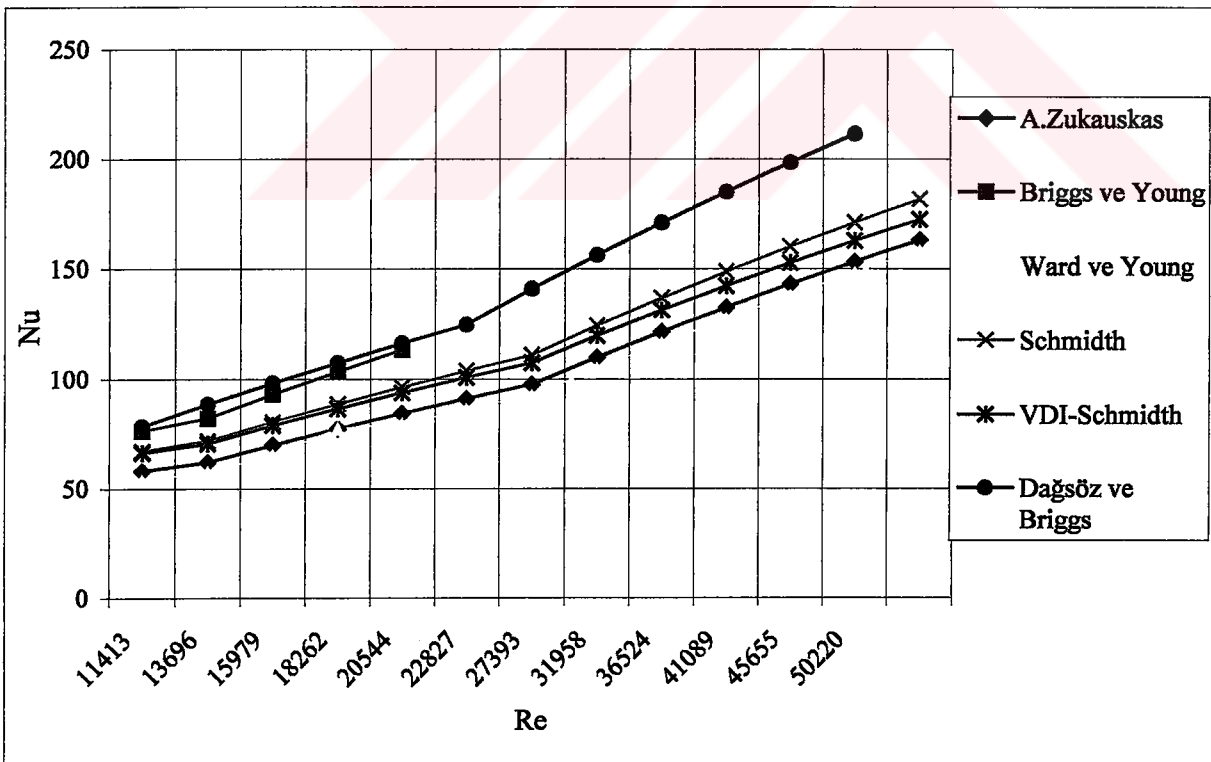
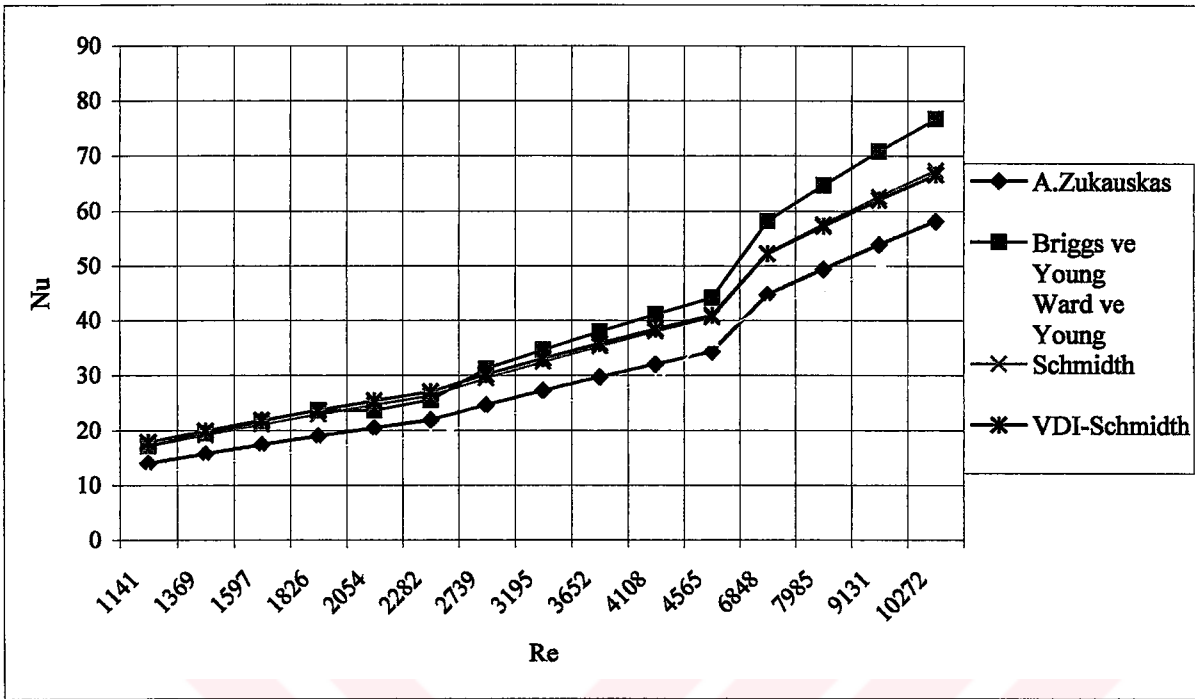
Burada boruların içinden geçen akışkan olarak su, boruların dışından geçen akışkan olarak hava seçildi.

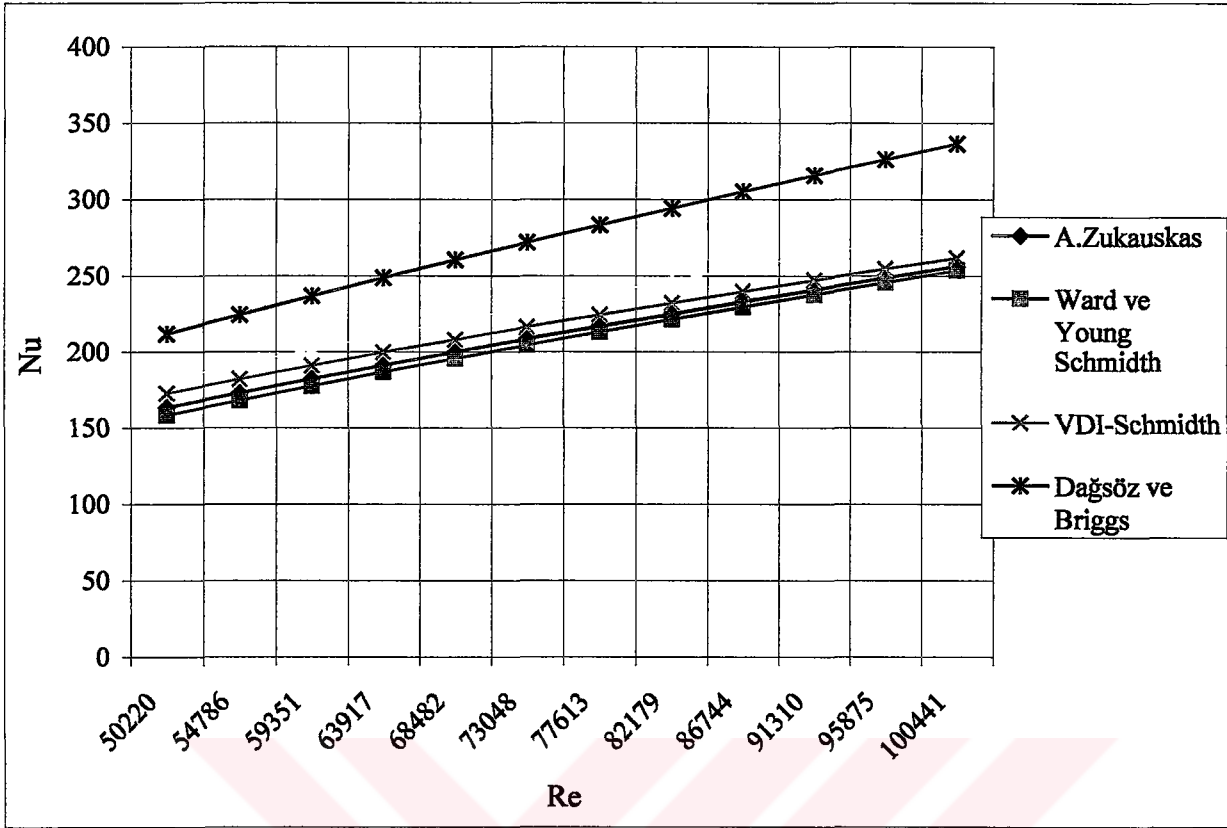
Çizelge 4.7 Seçilen değerler

Akışkan	Sıcaklık(°C)	Viskozite (m <sup>2</sup> /s)	Isı İletim Katsayısı (W/mK)	Yoğunluk(kg/m <sup>3</sup> )	Prandtl
Su	80	353.10 <sup>-9</sup>	0,671	970,87	2,14
Hava	45	16.10 <sup>-6</sup>	0,03	1	0,7

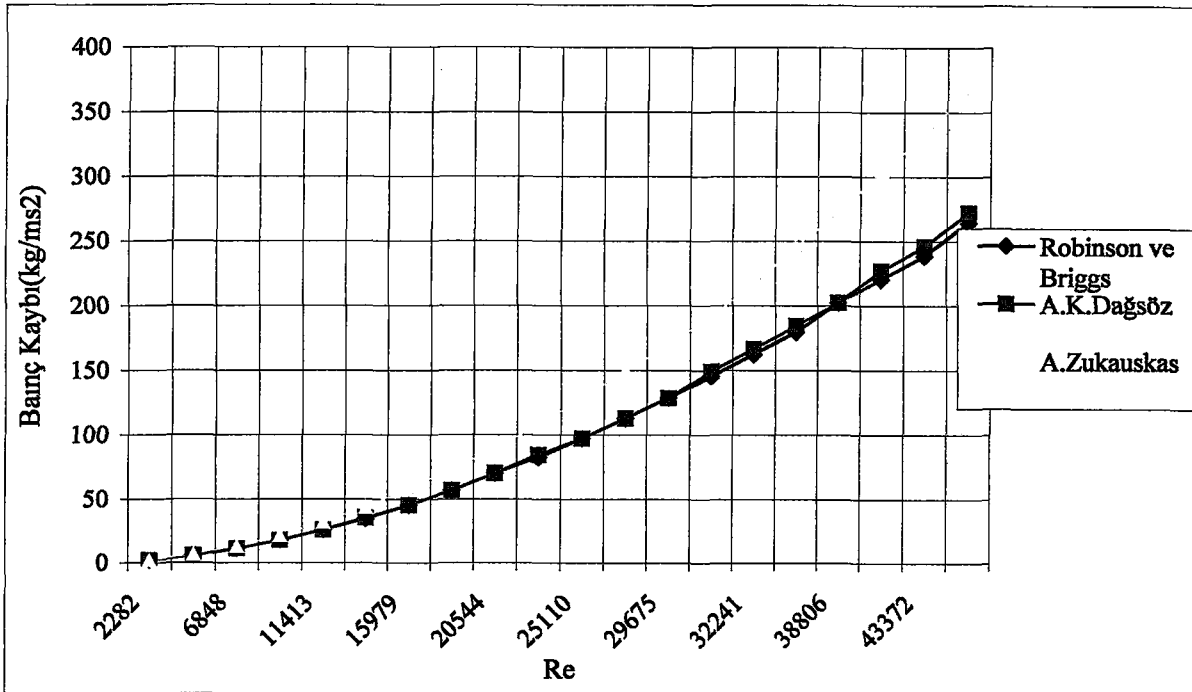
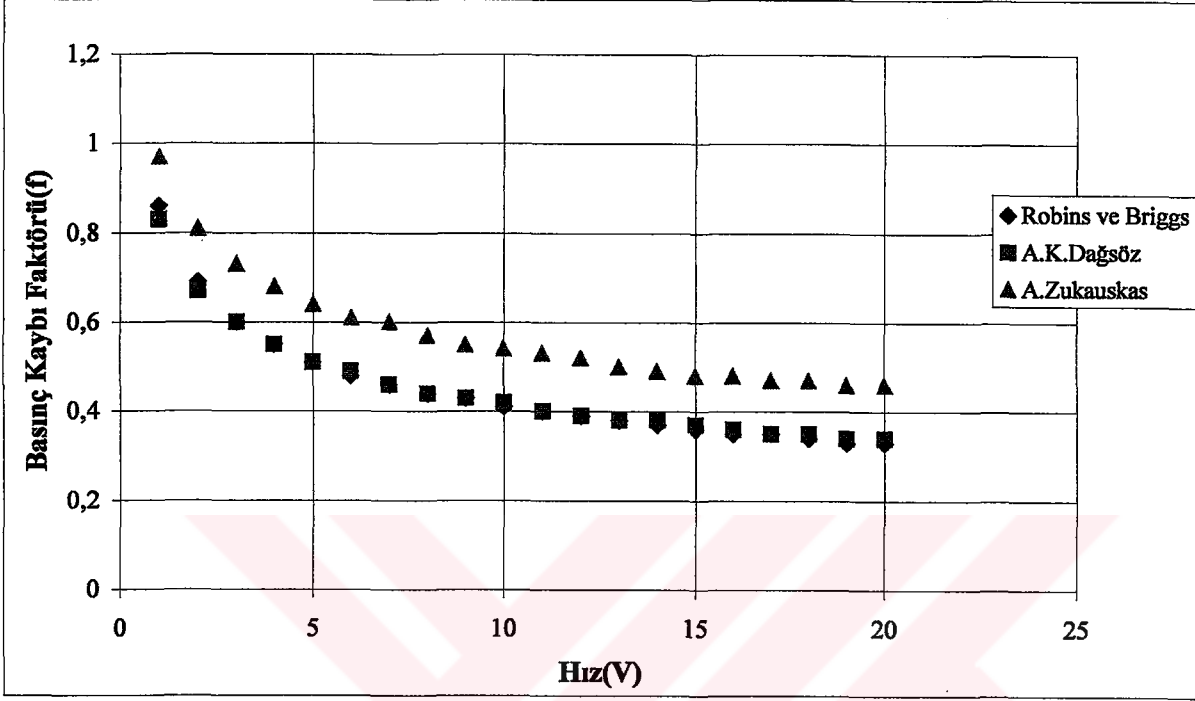
Bu değerler literatürde bulunan bağıntılara yerleştirilirse ısı transferi için elde edilen sayısal değerler aşağıda grafikler halinde gösterilmiştir.







Bu değerleri literatürde bulunan sürtünme basınç kaybı bağıntularına da yerleştirilirse, sürtünme basınç kaybı için için elde edilen sayısal değerler aşağıda grafikler halinde gösterilmiştir.



Bu grafiklerden çıkan sonuçlara göre  $1000 < Re < 10000$  aralığında Schmidh, (1993) , A.Zukauskas, (1992), Ward ve Young (1993), Brigss ve Young, (1988) ve Dağsöz'ün, (1994) korelasyonları Kays ve London'ın, (1992) grafikleri ile  $\pm\%30$  aralığında kalmaktadır ve bu nedenle güvenle kullanılabilirler.

Isı değiştiriciye giriş hızı arttıkça sürtünme basınç kaybı da artmaktadır. Robinson-Briggs, (1990) ve Alpin Kemal Dağsöz'ün, (1994) korelasyonlarının birbirleriyle uyum içinde olduğu görülür.



## SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Kanatlı boru demetlerinde enine hatvenin artması ile ısı taşınım katsayısı artmaktadır. Boyuna hatve küçüldüğünde  $X_L < 1$  için  $X_L$ 'nin artması ile ısı transferi azalmakta,  $X_L > 1$  için  $X_L$ 'nin artması ile ısı transferi artmaktadır.

Kanatlar arası açıklığın artması ısı taşınım katsayısını arttırmaktadır. Çünkü kanatlar arasındaki açıklık azaldığında akışkanın o bölgede oluşturduğu sınır tabaka kalınlığı artar. Buda ısı taşınım katsayısını azaltır.

Benzer şekilde kanat yüksekliğinin artması ısı taşınım katsayısının azaltmaktadır. Diğer taraftan kanat kalınlığı arttıkça ısı taşınım katsayısı artmaktadır. Burada aynı sebep geçerlidir. Oluşan sınır tabaka kalınlığı (h) kanat yüksekliği arttıkça büyür.

Farklı araştırmacıların deneysel çalışmalarının sonucunda bulunan korelasyonlar arasında şöyle bir ilişki olduğu ortaya çıktı.  $1000 < Re < 10000$  aralığında,  $10000 < Re < 50000$  ve  $50000 < Re < 100000$  aralıklarında çizilen Re-Nu grafiklerine göre Ward ve Young, (1993) A.Zukauskas, (1992) , Schmidh, (1993) ifadeleri birbirlerine çok yakın bulundu. Bu korelasyonlar rahatlıkla kullanılabilir. Yine Briggs ve Young, (1988)'in korelasyonu  $1100 < Re < 18000$  aralığında diğer korelasyonlarla uyumludur.

Basınç düşüşü hakkında ise şunlar söylenebilir; kanatlı boru demetinin enine adımının artması basınç düşüşünü artırmaktadır, boyuna adımın artması ise basınç düşüşünü azaltmaktadır. Kanat kalınlığı( $\delta$ ) ve kanat yüksekliği arttıkça basınç düşüşü artmaktadır. S kanat açıklığı artması ile basınç düşüşü azaltmaktadır.



Şekil 4.25 Kanat aralıklarının sınır tabaka kalınlığına etkileri

Sürtünme basınç kaybı faktörü içinde şunlar söylenebilir, Robinson ve Briggs, (1990) ve Alpin Kemal Dağsöz'ün, (1994) korelasyonları birbirleri ile uyum içinde olduğu görülür.



**KAYNAKLAR**

Alfa Laval AB, Isı El Kitabı, Çeviren: Yelman GAZİMİHAL, Makine Mühendisleri Odası, Yayın No: 74, 103-119.

Briggs, D.E., Young, E.H., Convection Heat Transfer and Pressure Drop of Air Flowing-Cross Triangular Pitch Banks of Finned Tubes. Chemical Engineering Progress. Symposium Series. No:41., pp.1-10.

Butterworth Dave, Heat Exchangers Selection. AEA TECHNOLOGY Engineering Software, HTFS, 2000.

Dağsöz, A.K., (1994). Isı Geçişi.

Genceli, O.F., (1999). Isı Değiştiricileri, Birsen Yayınevi, İstanbul, 1-80.

Gray, D.L., and Webb, R.L., "Heat Transfer and Friction Correlation for Finned Tube Heat Exchangers Having Plain Fins," 8<sup>th</sup> ASME Int Heat Transfer Conference, San Francisco, 1986.

Hewitt, G.F., Shires, G.L. and Bott, T.R. Process Heat Transfer.

Incropera, F. and DeWitt, D., Introduction to Heat Transfer, John Wiley&Sons, Singapore, 1990

Kakaç, S.(1996). Heat Exchangers Design Course, Presented at Faculty of Engineering, Kasetsart University, Bangkok-Thailand, December 17-19.

Kayansayan, N., "A Theoretical and Experimental Study of a Domestic Refrigerator Evaporator," MS. Thesis, İstanbul Technical University, 1996.

Kays, W.M., London, A.L., Compact Heat Exchangers, McGraw-Hill, Singapore, 1992.

Larowski, A. And Taylor, M.A., Systematic procedure for selection of heat exchangers. Practical Applications of Heat Transfer, Conference Publications 1982-4, 37.

Leopold, R.E., (2000). Evaluation and Selection of Heat Exchangers. Vulcanium Corporation, Northbrook, Illinois.

McQuiston, F.C., "Correlation of Heat, Mass and Momentum Transport Coefficients for Plate Fin-Tube Heat Transfer Surfaces with Staggered Tubes," ASHRAE Transactions Vol.84, part1, pp.294-309, 1978.

Özkan, E., (1984). Kanatlı Boru Demetleri. İ.T.Ü. Lisans Üstü Tezi. Yöneten: Dağsöz, A.K.

Rich, D.G., "The Effect of Fin Spacing on the Heat Transfer and Friction Performance of Multi Row, Smooth Plate Fin and Tube Heat Exchangers," ASHRAE Transactions, Vol.79, part 2, pp.137-145, 1973.

Robinson, K.K., Briggs, D.E., Pressure Drop of Air Flowing-Cross Triangular Pitch Banks of Finned Tubes. Chemical Engineering Progress. Symposium Series. No:64., pp.177-184.

Saunders, E.A.D. (1988). "Heat Exchangers-Selection, Design&Costruction", Longman&Scientific Technical, 1-160.

VDI Heat Atlas, Association of German Engineers, VDI, Düsseldorf, 1993.

Walker, G. (1990). *Industria*

Ward, D.J., Young, E.H., Heat Transfer and Pressure Drop of Air Forced Convection Across Triangular Pitch Banks of Finned Tubes. *Chemical Engineering Progress. Symposium Series. No:29.*, pp.37-44.

Zukauskas, A., *Air Cooler Heat Exchangers*; Advanced Study Institute on Heat Exchangers.



## EK 1 ISI DEĞİŞTİRİCİ GEOMETRİK ÖZELLİKLERİ

Geometrik Özellikler	
Boru Dış Çapı, (m)	0,0164
Boru İç Çapı, (m)	0,0144
Akışa Dik Borular Arası Mesafe, St, (m)	0,0313
Akışa Dik Yöndeki Boru Sayısı, n1	4
Boru Malzemesi	Bakır
Isı Değiştirici Ön Yüzey Kesiti, A <sub>ön</sub> , (m <sup>2</sup> )	0,125
Kanat Malzemesi	Bakır
Kanat Kalınlığı, tk, (m)	0,000254
Toplam Kanat Sayısı, nk	275
Toplam Isı Geçiş Alanı, At, (m <sup>2</sup> )	0,28
Minimum Akış Alanı, Amin, (m <sup>2</sup> )	0,056
Min.Akış Alanı/Toplam Isı Geçiş Alanı	0,83

**ÖZGEÇMİŞ**

Doğum tarihi	28.04.1978	
Doğum yeri	İstanbul	
Lise	1992-1995	General Ali Rıza Ersin Lisesi
Lisans	1997-2001	Yıldız Üniversitesi Mühendislik Fak. Makine Mühendisliği Bölümü
Yüksek Lisans	2002-2004	Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Müh. Anabilim Dalı, Isı Proses Programı

**Çalıştığı kurum(lar)**

2001-2002	Polikim A.Ş.
2004-Devam ediyor	Avitaş A.Ş.

