

**EGE ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**(YÜKSEK LİSANS TEZİ)**

**KANATLI DAİRESEL BORULARDA ISI TRANSFER  
ETKİNLİĞİNİN İNCELENMESİ**

**Erhan KIRTEPE**

**Tez Danışmanı: Prof. Dr. Necdet ÖZBALTA**

**Makina Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Bilim Dalı Kodu : 625.05.00.**

**Sunuş Tarihi : 26.11.2014**

**Bornova-İZMİR**

**2014**



Erhan KIRTEPE tarafından yüksek lisans tezi olarak sunulan “KANATLI DAİRESEL BORULARDA ISI TRANSFER ETKİNLİĞİNİN İNCELENMESİ” başlıklı bu çalışma E.Ü. Lisansüstü Eğitim ve Öğretim Yönetmeliği ile E.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Eğitim ve Öğretim Yönergesi'nin ilgili hükümleri uyarınca tarafımızdan değerlendirilerek savunmaya değer bulunmuş ve 26/11/2014 tarihinde yapılan tez savunma sınavında aday oybirliği/oyçokluğu ile başarılı bulunmuştur.

**Jüri Üyeleri:**

**İmza**

<b>Jüri Başkanı</b>	<b>: Prof. Dr. Necdet ÖZBALTA</b>	.....
<b>Raportör Üye</b>	<b>: Prof. Dr. Ali GÜNGÖR</b>	.....
<b>Üye</b>	<b>: Yrd. Doç. Dr. Abdullah YILDIZ</b>	.....



# EGE ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

## ETİK KURALLARA UYGUNLUK BEYANI

E.Ü. Lisansüstü Eğitim ve Öğretim Yönetmeliğinin ilgili hükümleri uyarınca Yüksek Lisans Tezi olarak sunduğum “KANATLI DAİRESEL BORULARDA ISI TRANSFER ETKİNLİĞİNİN İNCELENMESİ” başlıklı bu tezin kendi çalışmam olduğunu, sunduğum tüm sonuç, doküman, bilgi ve belgeleri bizzat ve bu tez çalışması kapsamında elde ettiğimi, bu tez çalışmasıyla elde edilmeyen bütün bilgi ve yorumlara atıf yaptığımı ve bunları kaynaklar listesinde usulüne uygun olarak verdiğimi, tez çalışması ve yazımı sırasında patent ve telif haklarını ihlal edici bir davranışımın olmadığını, bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya diğer bir üniversitede başka bir tez çalışması içinde sunmadığımı, bu tezin planlanmasından yazımına kadar bütün safhalarda bilimsel etik kurallarına uygun olarak davrandığımı ve aksinin ortaya çıkması durumunda her türlü yasal sonucu kabul edeceğimi beyan ederim.

26/11/2014

Arş. Gör. Erhan KIRTEPE



**ÖZET**  
**KANATLI DAİRESEL BORULARDA ISI TRANSFER**  
**ETKİNLİĞİNİN İNCELENMESİ**

KIRTEPE, Erhan

Yüksek Lisans Tezi, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Necdet ÖZBALTA

Kasım 2014, 111 sayfa

Bu tez çalışmasında L ayaklı spiral kanatlı borulu ısı değiştiricinin ısı transfer performansı deneysel olarak incelenmiştir. Yapılan deneysel çalışmada akışkan olarak hava ve su kullanılmıştır. Isı değiştiricideki boru demeti üzerinden çapraz akışta 4500 ila 23000 aralığında Reynolds sayısına sahip çevre hava, borular içerisinde ise  $3,83 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$  sabit debide ve farklı sıcaklıklarda (40 °C, 50 °C, 60 °C ve 70 °C) su geçirilmiştir. Belirtilen şartlarda deneyler gerçekleştirilmiş ve ısı değiştiricinin hava tarafına ait ısı taşınım katsayısının bulunması için sıcaklık etkinliği-geçiş birimi sayısı (P-NTU) yöntemi kullanılmıştır. Deneysel sonuçlara göre havanın Reynolds sayısındaki değişimin hava tarafına ait ısı taşınım katsayısına, Nusselt sayısına, Colburn ve sürtünme faktörüne olan etkileri incelenmiştir. Elde edilen deneysel verilere dayanılarak Colburn ve sürtünme faktörünü veren bağıntılar türetilmiştir. Önerilen bağıntıdan elde edilen sonuçlar ile deneysel sonuçlar ve literatürdeki Colburn ve sürtünme faktörünü veren bağıntılar karşılaştırılmıştır.

**Anahtar sözcükler:** Isı değiştirici, kanatlı boru, spiral kanat, ısı transferi, ısı transfer performansı





**ABSTRACT**  
**INVESTIGATION OF THE HEAT TRANSFER**  
**EFFECTIVENESS OF FINNED CIRCULAR TUBES**

KIRTEPE, Erhan

MSc in Civil Eng.

Supervisor: Prof. Dr. Necdet ÖZBALTA

November 2014, 111 pages

In this thesis, thermal performance of heat exchanger L-footed spiral finned tube type was investigated experimentally. The fluid which studied experimental have been done on air and water at the same time. The cross-flow of air passed over the tube bundle of heat exchanger at Reynolds number between 4500 to 23000 and the hot water inters the heat exchanger at constant volume flow rate  $3,83 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$  with different temperatures (40 °C, 50 °C, 60 °C and 70 °C). To determine the convection heat transfer coefficient of air, temperature effectiveness number of transfer unit (P-NTU) method was performed in all experiment. According to the experimental results, the change in the Reynolds number of air were investigated with the air-side heat transfer coefficient, Nusselt number, Colburn and its effects on friction factor. The Colburn and friction factor correlations are derived based on the obtained experimental data. The results have obtain from correlation, experimental, Colburn and expression for the friction factor are compared in the literature.

**Keywords:** Heat exchanger, finned tube, spiral fin, heat transfer, thermal performance



**TEŞEKKÜR**

Yüksek lisans eğitimim boyunca bilgi ve tecrübesini benden esirgemeyen, tez çalışmam süresince de her aşamada yanımda olan ve beni hiç yalnız bırakmayan değerli hocam Prof. Dr. Necdet ÖZBALTA' ya sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Tez çalışmam sırasında yardımlarını ve manevi desteklerini hiç esirmeyen değerli arkadaşlarım Dr. Mustafa JABER, Arş. Gör. Dr. Mehmet ERKEK, Arş. Gör. Erdoğan POLAT ve Mak. Müh. Özer ÖĞÜÇLÜ'ye çok teşekkür ederim.

Erhan KIRTEPE

26/11/2014



## İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET .....	vii
ABSTRACT .....	ix
TEŞEKKÜR .....	xi
ŞEKİLLER DİZİNİ .....	xv
ÇİZELGELER DİZİNİ .....	xviii
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ .....	xix
1. GİRİŞ .....	1
2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR .....	3
3. ISI DEĞİŞTİRİCİLER .....	25
3.1 Yapısal Özelliklerine Göre Sınıflama .....	27
3.1.1 Borulu ısı değiştiricileri .....	27
3.1.2 Levhalı ısı değiştiricileri .....	29
3.1.3 Kanatlı yüzeyli ısı değiştiricileri .....	31
3.1.4 Rejeneratif ısı değiştiricileri .....	34
4. GENİŞLETİLMİŞ YÜZEYLERDEN ISI TRANSFERİ .....	36
4.1 Dikdörtgen Profilli Dairesel Kanat .....	36
4.1.1 Adyabatik uçlu dikdörtgen profilli dairesel kanat analizi .....	39
4.1.2 Dairesel kanatlarda kanat veriminin genel formülü .....	41
4.2 Sıcaklık Etkinliği-Geçiş Birimi Sayısı Yöntemi .....	42
4.3 Isı Taşınım Katsayısının Bulunması .....	44
5. DENEYSEL ÇALIŞMA VE ÖLÇÜM CİHAZLARI .....	52
5.1 Deneysel Çalışma .....	52
5.2 Deney Düzenegi .....	52
5.2.1 Fan .....	53
5.2.2 Fan hız kontrol cihazı .....	53
5.2.3 Hava kanalı .....	54
5.2.4 Isı değiştirici .....	54

## İÇİNDEKİLER (devam)

	Sayfa
5.2.5 Spiral kanatlı borular .....	55
5.2.6 Su pompası .....	56
5.2.7 Sıcak su tankı.....	57
5.2.8 Elektrik panosu .....	58
5.2.9 Sıcaklık kontrol ünitesi (PID).....	59
5.2.10 Veri toplama ünitesi (Data Logger).....	59
5.2.11 Fark basınç ölçer.....	60
5.2.12 Debimetre .....	61
5.2.13 Sıcaklık ölçerler.....	61
5.2.14. Hava hız Ölçer.....	62
5.3 Hata Analizi.....	64
5.3.1 Su tarafından olan ısı geçişi için belirsizlik hesabı.....	65
5.3.2 Hava tarafından olan ısı geçişi için belirsizlik hesabı .....	66
5.3.3 Ortalama ısı geçişi için belirsizlik hesabı .....	67
5.3.4 Su tarafına ait Reynolds sayısı için belirsizlik hesabı .....	67
5.3.5 Hava tarafına ait Reynolds sayısı için belirsizlik hesabı .....	68
5.3.6 Su tarafına ait ısı taşınım katsayısı için belirsizlik hesabı .....	69
5.3.7 Toplam ısı geçiş katsayısı için belirsizlik hesabı.....	70
5.3.8 Hava tarafına ait ısı taşınım katsayısı için belirsizlik hesabı .....	71
5.3.9 Colburn faktörü için belirsizlik hesabı .....	73
5.3.10 Sürtünme faktörü için belirsizlik hesabı .....	73
5.3.11 Ölçülen değerlerin belirsizliklerinin belirlenmesi .....	74
6. DENEYSEL VERİLERİN DEĞERLENDİRİLMESİ VE BULGULAR .....	78
7. SONUÇ VE ÖNERİLER .....	104
KAYNAKLAR DİZİNİ .....	106

## ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
3.1 Çift borulu bir ısı değıştiricide farklı akış rejimleri ve ilgili sıcaklık profilleri (a) Paralel akış (b) Ters akış (Çengel, 2011).....	27
3.2 Gövde borulu ısı değıştiricilerinde çok geçişli düzenlemeler (a) Bir gövde geçişli ve iki boru geçişli (b) İki gövde geçişli ve dört boru geçişli (Çengel, 2011).....	28
3.3 Spiral levhalı ısı değıştirici genel görünümü (a) Bir kanalda spiral, diğesinde aksenal akış (b) Yoğuşturucu olarak kullanılan spiral levhalı ısı değıştirici (Genceli, 1999) .....	30
3.4 Lamelli ısı değıştiricisi (a) Boyuna kesit (b) Enine kesit (Genceli, 1999).....	31
3.5 Levhalı kanatlı ısı değıştirici prensibi (Genceli, 1999).....	32
3.6 Bireysel boru dışına konulan boru eksenine dik (veya helisel) bazı kanat şekilleri (Genceli, 1999) .....	33
3.7 Boru iç yüzeyindeki kanatlar (Genceli, 1999).....	34
3.8 Sabit dolgu maddeli rejeneratörde akımın şematik gösteriliş (Genceli, 1999).....	35
4.1 Dikdörtgen profilli dairesel kanat (Polat, 2006) .....	36
4.2 L ayaklı spiral kanatlı borunun şematik resmi (Pongsoi et al., 2013).....	46
4.3 Bir spiral kanadın profil alanı (Pongsoi et al., 2012a) .....	48
4.4 Kaydırılmış sıralı boru demeti .....	50
5.1 Deney düzeneğinin şematik resmi .....	52
5.2 Fan hız kontrol cihazı .....	53
5.3 Hava kanalı .....	54
5.4 Isı değıştirici .....	55
5.5 Isı değıştiricinin şematik resmi .....	55
5.6 L ayaklı spiral kanatlı borunun şematik resmi.....	56
5.7 Su pompası .....	56
5.8 Sıcak su tankı.....	58
5.9 Elektrik panosu .....	58

## ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
5.10: Sıcaklık Kontrol Ünitesi (PID).....	59
5.11 Veri toplama ünitesi (Data Logger).....	60
5.12 Fark basınç ölçer.....	60
5.13 Debimetre .....	61
5.14 Sıcaklık ölçerler.....	62
5.15 Log Chebyshev kuralına göre dikdörtgen kanalda ölçüm yerleri (Burgess et al., 2004).....	63
6.1 Isı değiştiricide hava ve su tarafından olan ısı geçişi .....	78
6.2 Isı değiştirici girişindeki hava hızına göre ortalama ısı geçişi.....	81
6.3 Isı değiştirici girişindeki hava hızına göre hava tarafında meydana gelen basınç düşümü.....	82
6.4 Isı değiştirici girişindeki hava hızına göre hava tarafına ait ısı taşınım katsayıları .....	85
6.5 Isı değiştirici girişindeki hava hızına göre kanat verim değerleri.....	86
6.6 Havanın sıcaklık etkinliğinin ısı değiştirici girişindeki hava hızına göre değişimi .....	87
6.7 Suyun sıcaklık etkinliğinin ısı değiştirici girişindeki hava hızına göre değişimi .....	88
6.8 Isı değiştirici etkinlik değerinin ısı değiştirici girişindeki hava hızına göre değişimi .....	89
6.9 Hava tarafına ait Nusselt sayısının havanın Reynolds sayısına göre değişimi .....	91
6.10 Hava tarafına ait Colburn faktörünün havanın Reynolds sayısına göre değişimi.....	93
6.11 Sürtünme faktörünün havanın Reynolds sayısına göre değişimi.....	94
6.12 40 °C su giriş sıcaklığındaki hava tarafına ait Colburn faktörünün havanın Reynolds sayısına göre değişimi .....	95
6.13 50 °C su giriş sıcaklığındaki hava tarafına ait Colburn faktörünün havanın Reynolds sayısına göre değişimi.....	96



**ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)**

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
6.14 60 °C su giriş sıcaklığındaki hava tarafına ait Colburn faktörünün havanın Reynolds sayısına göre değişimi.....	96
6.15 70 °C su giriş sıcaklığındaki hava tarafına ait Colburn faktörünün havanın Reynolds sayısına göre değişimi.....	97
6.16 40 °C su giriş sıcaklığındaki sürtünme faktörünün havanın Reynolds sayısına göre değişimi.....	97
6.17 50 °C su giriş sıcaklığındaki sürtünme faktörünün havanın Reynolds sayısına göre değişimi.....	98
6.18 60 °C su giriş sıcaklığındaki sürtünme faktörünün havanın Reynolds sayısına göre değişimi.....	98
6.19 70 °C su giriş sıcaklığındaki sürtünme faktörünün havanın Reynolds sayısına göre değişimi.....	99
6.20 Colburn faktörünü veren önerilen bağıntı ile literatürdeki Colburn faktörünü veren bağıntıların karşılaştırılması.....	102
6.21 Sürtünme faktörünü veren önerilen bağıntı ile literatürdeki sürtünme faktörünü veren bağıntıların karşılaştırılması.....	103

**ÇİZELGELER DİZİNİ**

<u>Çizelge</u>	<u>Sayfa</u>
5.1 Log Chebyshev kuralına göre farklı nokta sayısına bağlı olarak dikdörtgen kanal içi ölçüm yerleri (Burgess et al., 2004) .....	63
5.2 Hata analizi sonuçları .....	77
6.1 Literatürde verilen benzer kanat tipleri ile ilgili Colburn faktörünü veren bağıntılar .....	101
6.2 Literatürde verilen benzer kanat tipleri ile ilgili sürtünme faktörünü veren bağıntılar .....	103

## SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
$A_o$	Toplam ısı geçiş yüzey alanı, $m^2$
$A_i$	Toplam boru içi yüzey alanı, $m^2$
$A_b$	Borum asal yüzey alanı, $m^2$
$A_f$	Kanat toplam yüzey alanı, $m^2$
$A_{min}$	Minimum akış alanı, $m^2$
$A_p$	Kanat profil alanı, $m^2$
$C$	Isıl kapasite debisi, W/K
$c_{P,h}$	Havanın özgül ısısı, J/kg K
$c_{P,s}$	Suyun özgül ısısı, J/kg K
$d_i$	Boru iç çapı, m
$d_c$	Kanat ayak dış çapı, m
$d_f$	Kanat dış çapı, m
$d_o$	Boru dış çapı, m
$f$	Sürtünme faktörü
$f_p$	Kanat hatvesi, m
$f_t$	Kanat kalınlığı, m
$h_i$	Su tarafına ait ısı taşınım katsayısı, $W/m^2K$
$h_o$	Hava tarafına ait ısı taşınım katsayısı, $W/m^2K$
$j$	Colburn faktörü

## SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ (Devam)

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
$k_f$	Kanat ısı iletim katsayısı W/mK
$k_s$	Suyun ısı iletim katsayısı W/mK
$k_t$	Borunun ısı iletim katsayısı W/mK
$L$	Boru uzunluğu, m
$\dot{m}_s$	Suyun kütle debisi, kg/s
$\dot{m}_h$	Havanın kütle debisi, kg/s
$N_T$	Boru demetindeki çapraz yöndeki boru sayısı
$N_L$	Boru demetindeki eksenel yöndeki boru sayısı
$Nu_i$	Suyun Nusselt sayısı
NTU	Geçiş birimi sayısı
P	Sıcaklık etkinliği
$Pr_s$	Suyun Prandtl sayısı
$Pr_h$	Havanın Prandtl sayısı
$Q_h$	Hava tarafından olan ısı geçişi, W
$Q_s$	Su tarafından olan ısı geçişi, W
$Q_{ort}$	Ortalama ısı geçişi, W
R	Isıl kapasite debileri oranı
$Re_s$	Su tarafına ait Reynolds sayısı
$Re_h$	Hava tarafına ait Reynolds sayısı

**SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ (Devam)**

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
$r_f$	Kanat dış yarıçapı, m
$r_o$	Boru dış yarıçapı, m
$T_{h,g}$	Havanın giriş sıcaklığı, K
$T_{h,ç}$	Havanın çıkış sıcaklığı, K
$T_{s,g}$	Suyun giriş sıcaklığı, K
$T_{s,ç}$	Suyun çıkış sıcaklığı, K
$U_o$	Toplam ısı geçiş katsayısı, W/m <sup>2</sup> K
$V_i$	Akışkanın boru içerisine giriş hızı, m/s
$V_{h,maks}$	Havanın ısı değiştiricideki maksimum hızı, m/s
$\dot{V}_s$	Suyun hacimsel debisi, m <sup>3</sup> /s
$\dot{V}_h$	Havanın hacimsel debisi, m <sup>3</sup> /s
$\Delta T_h$	Havanın sıcaklık farkı, K
$\rho_h$	Havanın yoğunluğu, kg/m <sup>3</sup>
$\rho_s$	Suyun yoğunluğu, kg/m <sup>3</sup>
$\mu_h$	Havanın dinamik viskozitesi, kg/m · s
$\mu_s$	Suyun dinamik viskozitesi, kg/m · s
$\mu_y$	Boru yüzey sıcaklığındaki suyun dinamik viskozitesi, kg/ms
$\nu_h$	Havanın kinematik vizkozitesi, m <sup>2</sup> /s
$\nu_s$	Suyun kinematik vizkozitesi, m <sup>2</sup> /s

**SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ (Devam)**

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
$\eta_o$	Toplam yüzey verimi
$\eta$	Kanat verimi

## 1. GİRİŞ

Dünyada var olan canlıların yaşamını sürdürebilmesine olanak tanımak ve gelecek nesillere yaşanır bir dünya bırakmak, insanın temel ihtiyaçlarından biri haline gelmiş olan enerjinin, gerek eldesinde gerekse tüm sektörlerde enerji talebinin karşılanmasında çevresel etkilerin dikkate alınmasına ve verimli kullanılmasına bağlıdır. Bu nedenle artan dünya nüfusu karşısında var olan enerji kaynaklarının sınırlı olması nedeniyle enerjinin verimli kullanılmasına yönelik çalışmalar büyük önem kazanmıştır.

Dünyada kullanılan enerjinin büyük bölümü fosil kaynaklıdır. Enerji tüketiminin gerek endüstrileşme gerekse nüfus artışıyla sürekli yükselmesi yenilenebilir enerji kaynakları arama çalışmalarını hızlandırırken bir taraftan da kullanılan enerjiden maksimum miktarda tasarruf etme gerekliliğini ortaya çıkarmıştır. Araştırılmakta olan yenilenebilir enerji kaynakları arasında rüzgar, güneş ve dalga enerjisi bilim dünyasının başlıca araştırma konuları arasında yer almaktadır.

Isıtma, soğutma, iklimlendirme tesisleri, termik santraller v.b. endüstrinin birçok alanında enerji yoğun bir şekilde kullanılmaktadır. Enerjinin bu şekilde fazla tüketildiği yerlerde enerjinin ekonomik kullanımı açısından alınabilecek önlemler bulunmaktadır. Bunlardan biriside atık ısının geri kazanılmasıdır. Bu amaç doğrultusunda endüstrinin birçok alanında farklı iki akışkan ile çalışan ısı değiştiriciler kullanılmaktadır. Bu ısı değiştiriciler sayesinde enerjiden önemli miktarda tasarruf edilebilir.

Endüstride kullanılan ısı değiştiriciler birçok farklı tipte bulunmaktadır. Bunlar arasında akışkanların birbirine karışmadan ısı geçişinin sağlandığı kanatlı-borulu tip ısı değiştiriciler yaygın olarak kullanılmaktadır. Kullanım yerinin koşullarına göre farklı tipte kanatlara sahip kanatlı-borulu ısı değiştiriciler imal edilmektedir. Bu tip ısı değiştiricilerde kullanılan farklı kanat tiplerinden maksimum ısı transferinin elde edebilme konusu uzun yıllardır araştırılmakta ve bu araştırmalar günümüzde de devam etmektedir.

Bu tez çalışması kapsamında L ayaklı spiral kanatlı-borulu ısı değiştiricinin ısı analizleri yapılmıştır. Kullanılan ısı değiştirici 400 mm genişliğinde, 262,5 mm yüksekliğinde ve 262 mm uzunluğundadır. Isı değiştirici içerisinde 16 adet kanatlı boru kullanılmıştır. Boruların malzemesi karbon ęelik olup iç ve dış ęapları sırasıyla 16,1 ve 21,3 mm'dir. Borular etrafına sarılmış L ayaklı spiral kanatların malzemesi boru malzemesi ile aynı olup kanat dış ęapı, kanat ayak dış ęapı, kanat kalınlığı ve hatve mesafesi sırasıyla 45,3; 22,3; 0,5 ve 3,3 mm'dir. Deneyler esnasında borular üzerinde ęapraz akışta ęevre hava, borular içerisinden ise sabit debide ve farklı sıcaklıklarda su geğirilmıştir. Yapılan deney sonuçları lęm cihazları ve veri toplama nitesi sayesinde bilgisayar ekranından okunmuştur. Elde edilen sonuçlar sayesinde sistemin ısı performansını belirlenmiştir.



## 2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR

Yeh vd. (1997) çalışmalarında zorlanmış taşınım koşulunda uzunlamasına 4 farklı kanat tipi için optimum kanat aralıklarını teorik olarak belirlemişlerdir. Kanat tipleri dikdörtgen, konveks (dış bükey) çokgen, üçgensel ve konkav (iç bükey) çokgendir. Genel olarak kanat profil fonksiyonu ve uzunlamasına kanat için sürekli rejimde bir boyutlu ısı geçişi denklemi yazılmıştır. Bu denklemde kanadın fiziksel özelliklerinin ve kanat taban sıcaklığının sabit olduğu varsayılmıştır. Her bir kanat tipi için adyabatik uç varsayımı yapılarak tek bir kanattan elden edilen ısı geçişi denklemi yazılmıştır. Sonrasında her bir kanat tipi için kanat aralıklarından olan ısı geçişi de dikkate alınarak toplam ısı geçiş denklemi yazılmıştır. Kanat aralıklarından olan ısı geçişinin de dikkate alındığı denklem toplam hacmin, kanat uzunluğunun, kanat kalınlığının ve kanat hatvesinin fonksiyonudur. Toplam hacim sabit tutularak denklem sadece kanat hatvesine bağlı hale getirilip, kanat hatvesine göre türev alınarak sıfıra eşitlenmiş ve optimum kanat uzunluğu ile kanat hatvesi belirlenmiştir. Her bir kanat tipi için boyutsuz ısı geçiş denklemi Biot sayısının, kanat uzunluğu, kanat kalınlığı ve toplam hacmin fonksiyonu olarak yazılıyor. Her bir kanat tipinin verim ve etkinliği belirlenmiştir. Her bir kanat için Biot sayısının  $10^{-4}$  ile  $10^{-2}$  arasında değişen değerleri, boyutsuz ısı geçişine bağlı olarak grafikler halinde çizilmiştir.

Kundu ve Das (1997) bu çalışmalarında dikdörtgen ve eşkenar üçgen dizilişine sahip kanatlı-borunun, kanat optimizasyonunu teorik olarak yapmışlardır. Maksimum ısı geçişi kanat hatvesine, kanat kalınlığına ve uygun kanat hacmine bağlıdır. Optimizasyon klasik bir metot olan Newton – Raphson yöntemi ile yapılmıştır. Kanat üzerindeki sıcaklık gradyeni ihmal edilmiş ve sürekli rejimde ısı geçişi olduğu varsayılmıştır. Işınım ile olan ısı geçişi ihmal edilebilecek kadar küçük düzeyde olduğundan, sadece kanat içinden iletimle olan ısı geçişi göz önüne alınmıştır. Kanadın ısı iletim katsayısı, ısı taşınım katsayısı ve çevre akışkanın sıcaklıkları sabit kabul edilmiştir. Kanattan olan ısı geçişinin boyutsuz diferansiyel denklemi, boyutsuz sıcaklık, Biot sayısı, boyutsuz radyal koordinat, boyutsuz kanat kalınlığı ve yarı çap oranı cinsinden yazılmıştır. Yazılan boyutsuz diferansiyel denklem, boyutsuz sınır şartları uygulanarak

çözölmüş, sıcaklık dağılım ve ısı geçiş denklemleri elde edilmiştir. Elde edilen ısı geçiş denklemi verilen Biot sayısı ve boyutsuz kanat hacmi için boyutsuz kanat kalınlığının fonksiyonu olarak yazılmıştır. Denklem boyutsuz kanat kalınlığına göre türevi alınmış fakat ortaya çıkan denklem lineer ve homojen olmayan bir denklem olduğu görölmüştür. Bu durumda denklemin çözümlü için iterasyonla ilgili çözümlenme yapmak gereği duyulmuş ve denklem çözümlünde Newton-Raphson yöntemi kullanılmıştır. Denklem iterasyon yapılarak farklı hacim ve Biot sayıları için çözümlüştür. Kare ve üçgen şekilde sıralanmış borular için boyutsuz ısı geçişi belirli Biot sayısına, farklı boyutsuz kanat hacmine ve kanat kalınlığına bağlı olarak grafikler halinde çizilmiştir. Boyutsuz ısı geçişi denklemi yeniden düzenlenerek Biot sayısının, boyutsuz kanat uzunluğunun fonksiyonu olarak yazılmış ve kanat uzunluğuna göre türevi alınarak aynı prosedür uygulanmıştır. Aynı şekilde boyutsuz ısı geçişi belirli Biot sayısına, farklı boyutsuz kanat hacmine ve kanat uzunluğuna bağlı olarak grafikler halinde çizilmiştir. Belirlenen Biot sayıları 0,1 ve 0,01'dir. Boyutsuz kanat hacmi ise 0,1 ila 2,5 arasında değerler almaktadır.

Yan ve Sheen (2000) çalışmalarında levhalı, dalgalı ve bölmeli kanatlı olmak üzere 3 farklı kanat geometrisine sahip ısı değiştiricinin deneysel olarak incelemesini yapmışlardır. Deneyde kullanılan kanatlı borular kaydırılmış sıralı dizilişle sahiptirler. Akışa dik borular arası mesafe 25,4 mm ve akış yönündeki borular arası mesafede 19,05 mm'de sabit tutulmuştur. Her bir kanat tipi için boru sıra sayısı 1 ila 4 arasında değiştirilerek deneyler gerçekleştirilmiştir. Deney kullanılan havayı dış ortamdaki çekmek için 3,73 kW gücünde fan kullanılmıştır. Isı değiştiricisinin gövde kısmı dikdörtgen biçiminde ve boyutları 60x40 cm'dir. Gövdenin yüzeyinden dış ortama olan ısı transferini minimize etmek için 2 cm kalınlığında cam yünü kullanılmıştır. Deney boyunca borunun içinden 60 °C sıcaklığında ve 10 litre/dak sabit hacimsel debide su geçmekte, borunun dışından ise hava geçmektedir. Çalışmada basınç düşümleri Kays ve London'un önerdiği basınç düşümü formülü ile hesaplanmıştır. Çalışmanın sonuç kısmında sürtünme faktörü ve Colburn faktörünün Reynolds sayısı ile nasıl değiştirdiği, havanın girişteki hızının basınç düşümüne ve ısı taşınım katsayısına olan etkisi, fan gücünün değiştirilmesinin ısı taşınım katsayısını nasıl etkilediği araştırılmıştır.

Havanın aynı giriş hızına sahip olmasına rağmen boru sıra sayısının arttırılmasının basınç düşümünü arttırdığı belirtilmiştir.

Kayataş (2003) tez çalışmasında iç içe eş eksenli çift borulu ısı değiştiricisine yerleştirilen farklı kanat yapılarının ısı geçişine etkisini sayısal olarak incelemiştir. Isı değiştiricisinde kullanılan kanat tipleri kare, üçgen ve ters üçgendir. Kanatlı yapının kanatsız yapıya olan farkını görmek için kanatsız borulu ısı değiştiricisinin de sayısal olarak incelemesi yapılmıştır. Analizler esnasında paralel ve ters akış uygulayarak değişen akış tipinin de ısı geçişine etkisi incelenmiştir. Modelleme için hesaplamalı akışkanlar mekaniği programı olan olan FLUENT, grid oluşturulmasında ise Gambit programı kullanılmıştır. Analizlerde kullanılan ısı değiştiricisi alüminyum malzemeden yapılmış olup boyu 1 m ve yarıçapı ise 0,025 m'dir. İç kısımdaki boruya monte edilen tüm kanatların ebatları 0,005x0,005 m'dir. Yapılan tüm analizlerde iç borudan 3 m/s hıza sahip 600 K değerindeki sıcak hava, dış borudan ise 1 m/s hıza sahip 300 K değerindeki soğuk hava geçirilmiştir. Analiz sonunda çıkış kısmındaki sıcaklık ve hız dağılımları detaylı bir şekilde incelenmiş ve farklı tipteki kanatların ısı geçişine olan etkisi belirlenmiştir.

Mon and Gross (2004) bu çalışmalarında kaydırılmış sıralı ve düzgün sıralı dizilişe sahip dört sıralı dairesel kanatlı boru demetlerinin kanatlar arası mesafe değişimlerinin ısı transferi ve basınç düşümü üzerine etkisini üç boyutlu sayısal olarak incelemişlerdir. Bunlara ek olarak sonuç kısmında sayısal olarak elde edilen sonuçlar var olan bağıntılarla karşılaştırılmıştır. Çalışmada FLUENT programı kullanılmıştır. Analiz esnasında boru demetleri üzerinden geçen kuru havanın boru demetlerine giriş sıcaklığı 308,15 K olarak sabit tutulmuştur. Havanın hızının x yönde olduğu, y ve z yönlerindeki hızının ise sıfır olarak kabul edildiği ve türbülans yoğunluğunun %1 olduğu belirtilmiştir. Boru yüzey sıcaklığının ise 283,15 K olarak sabit olduğu kabul edilmiştir. Tüm simülasyonlarda Reynolds sayısı  $8,6 \times 10^3$  ile  $4,3 \times 10^4$  arasında değiştirilmiştir. Maksimum ısı geçişi kanatlar arası mesafeye, kanat kalınlığına, boru diziliş şekline ve boru sıra sayısına bağlıdır. Yapılan analizlerde boru çapları, kanat kalınlıkları, havanın giriş sıcaklığı ve boru yüzey sıcaklığı sabit tutulmuştur. Bunların yanı sıra kanat çapı, kanat yüksekliği, kanatlar arası mesafe, boru diziliş şekilleri ve borular arası mesafe değiştirilerek bu değişikliklerin ısı geçişine etkisi

gözlemlenmiştir. Sonuç kısmında her iki tip diziliş içinde kanatlar arası mesafe değiştirilerek (1,6 mm; 2 mm; 4 mm) kanatlar arasındaki hız ve sıcaklık dağılımların gözlemlenmiştir. Kanat aralığının basınç düşümü üzerine etkisi de gözlemlenmiş ve kanatlar arası mesafenin kanat uzunluğuna oranının basınç düşümüne göre grafikleri incelenmiştir. Çalışmada düzgün sıralı dizilişe sahip boru demetlerinin kaydırılmış sıralı dizilişe sahip boru demetlerine göre ortalama ısı geçiş katsayısının daha düşük olduğu gözlemlenmiştir. Isı geçişi ve basınç düşümü için kanatlar arası mesafenin, kanat uzunluğuna oranına  $(s/h)$  karşı Reynolds sayısını içeren grafikler çizilmiştir. Kaydırılmış sıralı dizilişte ısı geçiş katsayısı  $s/h$  oranı 0,32 olana kadar artmış sonra sabit kalmıştır. Düzgün Sıralı dizilişte ise ısı geçiş katsayısının,  $s/h$  oranının 0,32 ile 0,8 arasında olduğu durumlarda arttığı görülmüştür. Basınç düşümü ise her iki boru yerleşiminde de  $s/h$  oranı arttıkça azalmaktadır. Kaydırılmış sıralı dizilişte yüksek Reynolds sayıları yüksek basınç düşümlerine neden olmaktadır. Çalışmanın sonunda sayısal olarak hesaplanan ısı geçişi ve basınç düşümü sonuçları literatürde yer alan deneysel bağıntılarla karşılaştırılmıştır.

Wongwises ve Chokeman (2005) çalışmalarında dalgalı ve zikzaklı kanatlı borulu ısı değiştiricisinin deneysel olarak araştırmasını yapmışlardır. Isı değiştiricisinde borunun dış çapı 9,53 mm, akışa dik yöndeki borular arası mesafe 25,4 mm ve akışa paralel yöndeki borular arası mesafe 19,05 mm olarak sabit tutulmuştur. Kanat kalınlıkları 0,115 mm ve 0,250 mm olarak alınmıştır. Boru sıra sayısı 2, 4 ve 6 olarak değiştirilerek deneyler gerçekleştirilmiştir. Isı değiştiricisinde kanatlar alüminyum ve borular ise bakır olarak alınmıştır. Borunun içinden su, borunun dış kısmında ise akışkan olarak hava geçirilmiştir. Deneylerde suyun giriş sıcaklığı 55 ila 65 °C arasında, suyun küle debisi 0,167 ila 0,233 kg/s arasında ve havanın giriş hızı da 1 ila 6 m/s arasında kontrol altında tutulmaktadır. Çalışmada aynı kanat kalınlığına sahip ısı değiştiricilerinin boru sıra sayısının ve kanat adımının değişmesi sonucu hava tarafının ısı geçişine ve sürtünme faktörüne etkisi araştırılmıştır. Sonuç kısmında kanat hatvesinin değiştirilmesinin Colburn faktörü üzerinde önemli bir etkisinin olmadığı, Reynolds sayısının 2500' ten büyük olduğu durumlarda kanat hatvesini arttırmanın sürtünme faktörünü arttırdığı bulunmuştur. Aynı zamanda Reynolds

sayısının 4000'den az olduğu durumlarda boru sıra sayısının arttırılmasının Colburn ve sürtünme faktörünü azalttığı belirtilmiştir.

Erek vd. (2005) çalışmalarında düz kanatlı ve borulu ısı değiştiricisinde değişik kanat geometrilerinin basınç düşümü ve ısı geçişi üzerine sayısal olarak araştırmasını yapmışlardır. Çalışmada yapılan analizlerde FLUENT programı kullanılmıştır. Simetrik durumdan dolayı modellemede kanadın 10'da birlik bölümü incelenmiştir. Tüm modellemelerde alt yüzeyden 1500 K sıcaklığında baca gazı girdiği ve kütle debisinin  $1,904 \times 10^{-5}$  kg/s olduğu kabul edilmiştir. Borunun içinden ise 343 K sıcaklığında su geçtiği kabul edilmiştir. Kanat ve borunun bakırdan olduğu varsayılmıştır. Bakırın fiziksel özellikleri sabit, baca gazının özellikleri ise sıcaklığın fonksiyonu olarak ele alınmıştır. Akışın kararlı, sıkıştırılmaz ve laminer olduğu belirtilmiştir. Borunun içinden geçen su tarafına ait ısı taşınım katsayısı, tam gelişmiş bölgede türbülanslı model için Gnielinski bağıntısı kullanılarak belirlenmiştir. Sonuçlarda kanatlar arası mesafenin basınç düşümüne olan etkisinin oldukça fazla olduğu görülmüştür. Önemli sonuçlardan diğer bir tanesi ise kanatlı ısı değiştiricinin oval olmasının ısı geçişini arttırırken basınç düşümünü azaltmasıdır.

Nuntaphan et al. (2005) çapraz akışlı spiral kanatlı borulu ısı değiştirici üzerine deneysel çalışma yapmışlardır. Deneysel çalışmada oda sıcaklığındaki hava boruların üzerinden çapraz olarak akarken, boruların içinden ise 8 L/dak sabit hacimsel debide sıcak su akmaktadır. Suyun borulara giriş sıcaklığı 65 °C'de sabit tutulmaktadır. Borular üzerinden akan hava 0,1 ila 0,5 kg/s arasında kütle debisi ile 1,5 kW gücündeki radyal fanın sağlanmaktadır. Yapılan deneyler esnasında boru çapları, kanat yüksekliği, kanatlar arası mesafe, boru diziliş şekilleri, akışa dik yöndeki boru sıra sayısı ve borular arası mesafeler değiştirilmiş ve değişen parametrelerin ısı değiştiricinin ısı performansına etkileri araştırılmıştır. Sonuç kısmında yapılan analizler boru diziliş şekline göre iki farklı kategori altında incelenmiştir. Birinci kategori düzgün sıralı boru demetleri için yapılan analizlerdir. Düzgün sıralı boru demetinin yapılan ilk incelemesinde kanat aralıkları, kanat kalınlığı ve kanat yüksekliği sabit tutulup boru çapları değiştirilmiştir. Değişen boru çaplarının 0,5 ila 2 m/s arasında değişen hava hızlarında ısı taşınım katsayısı ve basınç düşümüne olan etkisi incelenmiştir. Beklendiği gibi boru çaplarının artması ile birlikte basınç düşümünde de artış

görülmüştür. Fakat boru çapının azalması ile birlikte ısı taşınım katsayısında artış olduğu görülmüştür. Bu olay boru çapının artması ile birlikte boru arkasında kalan ve etkin olmayan alanın artması ile açıklanmaktadır. Bu etkin olmayan alan özellikle düzgün sıralı boru demetlerinde karşımıza çıkmaktadır. Boru çapının büyümesiyle beraber boru arkasında kalan alanda olan sirkülasyon, ısı taşınım katsayısını düşürmesinin yanında basınç düşümünü de arttırmaktadır. Düzgün sıralı boru demetleri için yapılan diğer bir analizde boru çapları, borular arasındaki mesafe, kanatlar arası mesafe ve kanat kalınlıkları sabit tutulmuş buna karşın kanat yükseklikleri değiştirilmiştir. Değişen kanat yüksekliklerinin 0,5 ila 2 m/s arasında değişen hava hızları etkisinde ısı taşınım katsayısı ve basınç düşümünü nasıl etkilediği araştırılmıştır. Yapılan analizler sonucu kanat yüksekliğinin artmasının basınç düşümü ve ısı taşınım katsayısını azalttığı görülmüştür. Düzgün sıralı boru demetleri için yapılan diğer bir analizde ise kanat aralıkları ve borular arası mesafenin değişiminin ısı taşınım katsayısı ve basınç düşümü üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Borular arasındaki mesafe büyük ise kanatlar arası mesafenin basınç düşümü üzerindeki etkisinin oldukça azaldığı görülmüştür. Borular arasındaki mesafe büyük ise kanatlar arası mesafenin azalmasının ise basınç düşümünü arttırmadığı görülmüştür. Buna karşın borular arası mesafe küçük ise kanatlar arası mesafenin azaltılmasının basınç düşümünü arttırdığı görülmüştür. Ayrıca borular arası mesafe küçük ise kanatlar arası mesafenin artmasının ısı taşınım katsayısını arttırdığı da görülmüştür. İkinci kategori olan kaydırılmış sıralı boru dizilişinde ilk olarak boru çapındaki değişimin etkisi incelenmiştir. Benzer şekilde düzgün sıralı dizilişte olduğu gibi boru çapının artması ile basınç düşümünde artma, ısı taşınım katsayısında ise azalma görülmektedir. İkinci olarak kaydırılmış sıralı dizilişe sahip boru demetlerinde kanat yüksekliğinin ısı taşınım katsayısı ve basınç düşümüne etkisi araştırılmıştır. 10 mm olan kanat yüksekliğinin 15 mm olan kanat yüksekliğine nazaran ısı taşınım katsayısının yüksek olduğu belirtilmiştir. 10 ve 15 mm kanat uzunlukları için basınç düşümü ise hemen hemen aynıdır. Aynı kanat uzunluğunda düzgün sıralı diziliş şekline nazaran kaydırılmış sıralı dizilişe sahip boru demetlerinde altı kat daha fazla basınç düşümü meydana gelmektedir. Bunun anlamı basınç düşümünün oluşmasındaki en önemli katkıyı sağlayan etken boru diziliş şeklidir. Son olarak kaydırılmış sıralı diziliş şekline sahip boru demetinde incelenen etken kanat aralığı ve borular arası akışa dik yöndeki mesafenin ısı geçişi ve basınç

düşümüne etkisidir. Borular arasındaki düşük mesafede ( $S_T = 50$  mm) kanat aralıklarının ısı taşınım katsayısına etkisi ihmal edilebilir düzeydedir. Fakat borular arası akışa dik yöndeki mesafe yüksek ( $S_T = 84$  mm) ise kanat aralığının azalması ile ısı taşınım katsayısı azalmaktadır. Buna karşın kanat aralığının azalması ile basınç düşümü ise artmaktadır. Bu çalışmada mühendislik hesaplarını kolaylaştırabilmek için lineer regresyon tekniği kullanılarak düzgün sıralı ve kaydırılmış sıralı dizilişe sahip spiral kanatlı boru demetleri için Colburn ve sürtünme faktörünü veren bağıntılar elde edilmiştir. Bu bağıntılar ve literatürdeki diğer bağıntılar var olan deney sonuçları ile karşılaştırılmıştır.

Polat (2006) tez çalışmasında farklı tipte kanatların üç farklı sınır şartına göre bir boyutlu analitik analizini yapmıştır. Analizleri yapılan kanat tipleri dikdörtgen kesitli düz, dairesel ve silindirik iğne kanatlardır. Yapılan analitik çözümlerlerde sıcaklık dağılımını, ısı geçişini, verimi ve etkinliği veren formüller elde edilmiştir. Diğer bir analitik hesaplamada ise belirli ısı geçişine göre minimum ağırlıkta olacak şekilde kanatların optimum boyutlarını veren formüller çıkarılmıştır. Çıkarılan bu formüller bilgisayar ortamına aktarılarak Visual Basic programında analizler gerçekleştirilmiştir. Sonuç kısmında ise her bir kanat tipinin optimum boyutlarını belirlemede nelerin etkili olduğunun araştırması yapılmıştır.

Kawaguchi et al. (2006) bu çalışmalarında dairesel oluklu kanatlı boru demetleri ile spiral kanatlı boru demetlerinin ısı transfer karakteristikleri deneysel olarak incelemişlerdir. Maksimum ısı geçişi kanatlar arası mesafeye, kanat kalınlığına, boru dizilişine, boru sıra sayısına ve borular arası mesafeye bağlıdır. Deneyler esnasında boru çapı, boru diziliş şekli, kanat kalınlığı, kanatlar arası mesafe sabit tutulmuştur. Bunun yanı sıra kanat çapı, kanat yüksekliği, borular arası mesafe ve kanat tipi değiştirilerek bu değişikliklerin ısı geçişine olan etkisi gözlenmiştir. Çalışmada üç tip dairesel oluklu kanatlı boru demeti incelenmiştir. Bunlardan iki tanesinin kanat yüksekliği 9 mm ve 13 mm olarak farklı seçilmiştir. Diğer kalan bir tanenin kanat yüksekliği 9 mm olsa da oluk kısmının boyu farklı seçilerek ısı transferine etkisi gözlenmiştir. Spiral kanatlı iki tip boru kullanılmıştır. Bu iki tip borunun farkı da 9 ve 6,3 mm olan kanat yükseklikleridir. Boru demetinde çapraz yöndeki boru sayısı 5, eksenel yöndeki boru sayısı ise 3 ila 6 arasında alınmıştır. Deneyler esnasında boru içinden 0,075 kg/s ve 60 °C

sıcaklığında sıcak su dışından ise soğuk hava geçirilmiştir. Havanın debisi 0,14 ila 0,80 kg/s arasında değiştirilmiştir. Helisel kanatlı boru demetlerinin içinde bulunduğu kanal 200 mm genişliğinde, 200 mm yüksekliğinde ve 320 mm uzunluğundadır. Dairesel oluklu kanatlı boru demetlerinin içinde bulunduğu kanal 200 mm genişliğinde, 292,5 mm yüksekliğinde ve 410 mm uzunluğundadır. Sonuç kısmında farklı kanat uzunluğuna sahip kanatların Nusselt sayısının Reynolds sayısına göre değişimi incelenmiştir. Borular arasındaki havanın hız değeri spiral kanatlı borularda 6,5 ila 39 m/s ve dairesele oluklu kanatlı borularda ise 5 ila 30 m/s arasındadır. Her iki tip kanatlı boru içinde çapraz yöndeki ve aksel yöndeki borular arasındaki mesafeler değiştirilerek Reynolds sayısının Nusselt sayısına göre değişimi incelenmiştir. Her iki tip kanatlı boru içinde sıra sayısı 3 ila 6 arası değiştirilerek Reynolds sayısının Nusselt sayısına göre değişimi incelenmiştir. Çalışma sonunda tahmini olarak Nusselt sayısını veren bir denklem belirlenmiştir. Bu denklem kanat çapına, kanat uzunluğuna, kanat arası mesafeye, hacim içerisindeki eş değer çapa ve boru sıra sayısına bağlıdır. Çalışma kapsamında belirtilen denklem daha önce spiral kanatlı borular için literatürde verilmiş denklemlerle karşılaştırılmıştır.

Demir (2006) tez çalışmasında 15 mm x 15 mm kare kesitli ve 15 mm çaplı dairesele kesite sahip kanatların ısı geçişi ve sürtünme karakteristiklerini deneysel olarak incelemiştir. Kanatlar 50, 75 ve 100 mm olmak üzere üç farklı uzunlukta alınmıştır. Kanatların akışa dik yöndeki kanat sayısı 7 ve kanatlar arası mesafe 18,125 mm olarak sabit tutulmuş fakat akış yönünde ise kanatlar arası mesafe değiştirilerek deneyler gerçekleştirilmiştir. Her bir kanat geometrisi için kanatlar delinerek oluşan jet benzeri akışın etkileri de incelenmiştir. Çalışmada seçilen Reynolds sayısı kanal hidrolik çapına ve ortalama hız değerine bağlı olarak 13500 ila 42000 arasında hesaplanmıştır. Kanatların dip kısmına bir ısıtıcı ile 200 W değerinde sabit ısı akısı verilmiştir. Çalışma sonucunda Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü için genel bağıntılar çıkarılmış, Taguchi Metodu ile optimizasyon çalışması yapılmıştır. Her bir farklı durum için Nusselt sayısının performans istatistiğini gösteren ve sürtünme faktörünün Reynolds sayısının göre değişimini veren grafikler çizilmiştir.

Şahin vd. (2007) çalışmalarında düz kanatlı borulu ısı değiştiricisinde kanat açısı değiştirilerek elde edilen 7 farklı durumun ısı geçişi ve basınç düşümü



üzerine etkisini 3 boyutlu sayısal olarak incelemişlerdir. Analizi yapabilmek için FLUENT, modeli çizmek ve meshleme yapabilmek için GAMBİT programı kullanılmıştır. Tüm analizlerde alt yüzeyden 1500 K sıcaklığında baca gazı girdiği ve kütle debisinin  $1,904 \times 10^{-5}$  kg/s olduğu kabul edilmiştir. Borunun içinden ise 343 K sıcaklığında su geçtiği kabul edilmiştir. Su ile boru iç yüzeyi arasındaki ısı taşınım katsayısı Gnielinski bağıntısı ile zorlanmış türbülanslı akış koşulunda hesaplanmıştır. Bunlara ek olarak akışın kararlı ve laminer, baca gazının sıkıştırılmaz ve termofiziksel özelliklerinin sabit, kanat ve borunun bakırdan ve bakırın termofiziksel özelliklerinin sabit olduğu kabul edilmiştir. Düşey kanat açısı 5, 10, 15, 20, 25, 30° olacak biçimde değiştirilerek analizler gerçekleştirilmiştir. Sonuç olarak düşey kanat açısını arttırmanın ısı geçişini arttıracağını fakat bununla birlikte basınç düşümünde de önemli miktarda artışa neden olacağı belirtilmiştir.

Yakar (2007) tez çalışmasında delinmiş kanatlı, kanatlı boru tipi ısı değiştiricisinde, dairesel kanat üzerinde oluşan sınır tabakayı bozarak meydana gelen durumun ısı geçişi ve basınç düşümüne etkisini deneysel olarak incelemiştir. En uygun açısız delik yerleşim konumunun akış şekline, geometriye ve çalışma koşullarına göre ne olduğu araştırılmıştır. Çalışmada kullanılan kanatlı boru, 900 mm boyunda, 29 mm dış çapında ve 2 mm et kalınlığında dikişsiz galvanizli su borusudur. Kanat çapı, 87 mm ve kanat kalınlığı, 0,5 mm olarak sabit tutulmuş, buna karşılık kanatlar arası mesafe, beş farklı büyüklükte (4, 8, 10, 12, 15 mm) değiştirilerek deneyler gerçekleştirilmiştir. Çalışmada her bir kanat üzerine aynı çapta delikler açılmış ve birbirlerini, seçilen aynı açı altında takip edecek şekilde ısıtıcı boru üzerine yerleştirilmişlerdir. Kanat üzerinde oluşan sınır tabakayı bozmak için açılan deliklerin, deliksiz duruma göre farkını görebilmek amacıyla deliksiz kanatlı ısıtıcı uygulamalarına da çalışma içerisinde yer verilmiştir. Kanat üzerinde açılan deliklerin en uygun açısız yerleşim yerinin tespit edilebilmesi için çalışmada altı farklı açısız konumda (0, 15, 30, 45, 60, 90°) delikler delinmiştir. Ayrıca çalışmada, boru içinden akan su ile boru yüzeyinden akan havanın birbirlerine göre akış yönlerinin etkilerini belirleyebilmek için, birbirlerine göre ters ve paralel akış durumlarına ait koşullar ve havanın hareketinin, emme ya da basma şeklinde olmasına ait durumlarda deneysel çalışma içerisinde incelenmiştir. Deneylerde ısıtıcı akışkan suyun debisi 1,1

kg/s'de sabit tutulurken, ısıtılan akışkan havanın debisi 0,04; 0,06; 0,08 kg/s değerlerinde değiştirilmiştir. Su sıcaklıkları 40 ila 70 °C arasında değiştirilerek deneyler gerçekleştirilmiştir. Çalışmada toplamda 945 deney yapılmış ve her bir değişen durum için sonuçlar analiz edilerek grafikler halinde verilmiştir.

Ömeroğlu (2007) tez çalışmasında silindirik, altıgen ve kare kanatlı borulu çapraz akışlı ısı değiştiricisinde değişen parametrelerin ısı geçişine ve akışa olan etkisini deneysel olarak incelemiştir. Yapılan çalışmada boru içerisinden sabit debi (0,00124 kg/s) ve sıcaklığa (18 °C) sahip su, borunun dış kısmından ise değişik debi (0,026; 0,034; 0,040; 0,046; 0,052; 0,054 kg/s) ve sıcaklıklarda (50, 75, 90 °C) hava geçirilmiştir. Isı değiştiricinin hava tarafındaki ısı performansının hesaplanmasında  $\epsilon$ -NTU yöntemi kullanılmıştır. Yapılan deneyler sonucu altıgen kanat yapısına sahip ısı değiştiricisinin daha yüksek performansa sahip olduğu görülmüştür. Farklı geometriler için ısı geçiş ve basınç düşümünün etkileri Reynolds sayısının fonksiyonu olarak incelenmiş ve bunlarla ilgili grafiklere yer verilmiştir.

Kurtul (2007) tez çalışmasında içerisinden akışkan olarak hava geçirilen uzunlamasına kanat yapısındaki kare kesitli eğrisel kanalda gerçekleşen ısı geçişini sayısal olarak incelemiştir. Sayısal ısı geçişinin hesabı için Fluent programı kullanılmıştır. Yapılan analizlerde akışkan olarak kullanılan havanın hidrodinamik olarak tam gelişmiş, ısısal olarak ise gelişmekte olduğu ve kanal yüzeyinin 313 K sabit sıcaklıkta olduğu kabul edilmiştir. Kanatlı yapının kanatsız yapıya göre farkını görebilmek amacıyla ilk olarak kanatsız yapının hesaplamaları yapılmıştır. Bu hesaplamalar yapılırken Reynolds sayısı 250 ila 2200 arasında değişen değerlerde alınmıştır. Daha sonra kanal içerisine bir tane uzunlamasına kanat ilave edilmiş ve kanat yüksekliği 6,25 mm, 12,5 mm, 18,75 mm ve 25 mm olarak değiştirilerek değişik Reynolds sayılarında analizler yapılmıştır. Ayrıca kanat sayısı birer arttırılarak aynı yükseklik değerleri için ve farklı Reynolds sayılarında analizler gerçekleştirilip kanat sayısındaki artışın ısı geçişine olan etkisi incelenmiştir. Kanat sayısı 1, 2, 3 ve 4 alınarak analizler yapılmış, Fluent programından elde edilen sonuçlar ile literatürde mevcut olan sonuçlar karşılaştırılarak yapılan analizlerin doğruluğuna bakılmıştır. Fluent programında Reynolds sayısına bağlı olarak elde edilen kanal içerisindeki, giriş ve çıkışındaki

hız vektörleri, kanal içerisindeki sıcaklık ve basınç dağılımları incelenmiş ve bunlara ait sonuçlar verilmiştir.

Şirin (2008) tez çalışmasında etrafında kanat bulunan 130 cm uzunluğunda ve 90 mm çapında alüminyum bir boru üzerinde zorlanmış taşınım ile meydana gelen ısı geçişini deneysel olarak incelemiştir. Borunun ısıtılmasında varyak kullanılmış ve boruya değişik ısı akıları (35-40-45-50-55-60-65-70 W) verilmiştir. Boru üzerine gönderilen havanın hızı 0,5 m/s'den 5 m/s'ye kadar 0,5 m/s arttırılarak değiştirilmiştir. Çalışmada ölçüm hatalarından kaynaklanan sorun nedeniyle toplamda yapılan 400 deney içerisinde 120 deneyin sonuçları kullanılmıştır. Belirtilen ısı akıları için farklı Reynolds sayılarında, ısı geçişi, Nusselt sayısı, ısı taşınım katsayısı, kanat etkenliği, kanat verimi ve toplam yüzey verimi hesaplanmıştır.

Lee et al. (2009) evlerdeki soğutucuların buharlaştırıcılarında kullanılan spiral kanatlı borulu ısı değiştiricilerin hava tarafındaki ısı transfer karakteristiği üzerine deneysel çalışma yapmışlardır. Deney düzeneği sabit sıcaklıktaki ve nemdeki hava olan bir psikometrik oda içine konulmuştur. Boru içerisinde etilen glikol-su karışımı soğutucu akışkan olarak geçirilmiştir. Çözeltideki etilen glikol ve su karışım oranları eşit alınmıştır. Bu karışım sabit sıcaklıkta tutulmuştur. Isı değiştiricide bulunan borular arasındaki mesafe boru demetine aksel ve çapraz yönde 30 mm'dir. Spiral tip dairesel kanadın kalınlığı ve çapı sırasıyla 0,2 ve 24,5 mm, borunun dış çapı ise 8 mm'dir. Kanat ve boru malzemesi olarak alüminyum kullanılmıştır. Deneyler esnasında kanat adım mesafesi, boru demetine aksel yöndeki boru sıra sayısı ve boru diziliş şekilleri değiştirilmiştir. Yapılan bu değişikliklerin hava tarafındaki ısı geçişini ne ölçüde etkilediği araştırılmıştır. Deneyler esnasında havanın giriş sıcaklığı ve bağıl nemi, soğutucunun akışkanın giriş sıcaklığı ve kütle debisi sabit tutulmuştur. Deneyler esnasında havanın giriş hızı 0,4 ila 1,3 m/s, kanat hatvesi 5 ila 12 mm, boru sıra sayısı ise 1 ila 5 arasında değiştirilmiştir. Isı değiştiricideki kanat diziliş şekilleri düzgün sıralı ve kaydırılmış sıralı olarak iki farklı şekilde uygulanmıştır. Yapılan deneysel çalışma sonunda 2 sıra sayısına sahip spiral düzgün sıralı kanatlı borulu ısı değiştiricinin kanat hatvesinin değişiminin Colburn faktörü üzerinde önemli ölçüde etkili olduğu görülmüştür. Belirtilen durumda tüm Reynolds sayılarında yapılan analizlerde kanat hatvesi 5; 7,5; 10; 12,5 mm ölçülerinde değiştirilerek artarken

Colburn faktörü de %29,3 oranında artmıştır. Benzer şekilde 2 sıra sayısına sahip kaydırılmış sıralı olarak yerleştirilmiş spiral kanatlı borulu ısı değiştiricinin kanat hatvesinin 5 mm'den 12 mm'ye arttırılmasının Colburn faktörünü %27,3 oranında arttırdığı görülmüştür. Yapılan analizlerde Reynolds sayısı 400 ve 850 olduğu durumda kaydırılmış sıralı olarak yerleştirilmiş kanatların Colburn faktörü bakımından düzgün sıralı yerleştirilmiş kanatlara nazaran sırasıyla ortalama %11,05 ve %7,3 oranında daha yüksek olduğu görülmüştür. Çalışmada boru sıra sayısının artmasının Colburn faktörü üzerindeki etkisi de araştırılmıştır. Kanat hatvesi 10 mm alınarak yapılan araştırmada boru sırası 1'den 5 kadar artmasıyla Colburn faktörünün %23 oranında azaldığı görülmüştür. Boru sıra sayısının 4'ten yukarı artmasının ise Colburn faktörü üzerinde önemli bir etkisinin olmadığı belirtilmiştir. Kanat hatvesi 12,5 mm alınarak yapılan çalışmada benzer sonuçlar vermiştir. Benzer şekilde spiral kanatlı borulu ısı değiştiricinin kaydırılmış sıralı olarak düzenlenmesinin Colburn faktörü üzerine etkisine bakılmıştır. Kanat hatvesi 10 mm alınarak yapılan analizde boru sıra sayısının 1'den 5'e kadar artmasıyla Colburn faktörünün %33 oranında azaldığı görülmüştür. Fakat boruların kaydırılmış sıralı olarak yerleştirildiği ısı değiştiricide aksel yöndeki boru sıra sayısı 4'ten yukarı artarken Colburn faktörü üzerindeki etkisinin halen var olduğu görülmüştür. Sonuç kısmında kanat yerleşim şeklinin Colburn faktörü üzerindeki etkisi de incelenmiştir. Boru sıra sayısı 2 ve 5 arasında değişen kaydırılmış sıralı yerleşime sahip ısı değiştiricinin, düzgün sıralı yerleşime sahip ısı değiştiriciye göre sırasıyla %28,45 ve %14,86 oranında Colburn faktörünün daha büyük olduğu belirtilmiştir. Genellikle kanat hatvesinin 7,5 mm'den büyük olduğu durumlarda kaydırılmış sıralı olarak dizilmiş kanatlara sahip ısı değiştiricilerin düzgün sıralı olarak dizilmiş kanatlara sahip ısı değiştiricilere göre daha iyi ısı geçişi sağladığı ifade edilmiştir. Fakat küçük kanat hatvesinde ise kanat diziliş şeklinin ısı geçişine olan etkisi ihmal edilebilir düzeydedir. Çalışmanın sonunda boru sıra sayısı 1 ila 5, kanat hatvesi 5 ila 12,5 mm ve Reynolds sayısı 340 ila 1050 arasında değişen, kaydırılmış sıralı ve düzgün sıralı kanat dizilişine sahip spiral tip dairesel kanatlı ısı değiştiricilerde geçerli olan Colburn faktörünü veren bağıntılara yer verilmiştir.

Srisawad and Wongwises (2009) bu çalışmalarında helisel sarılı kanatlı borulu ısı değiştiricinin ısı geçiş özelliklerini deneysel olarak incelemişlerdir. Deneysel esnasında borular içerisinde sıcak su, boru dışında ise çevre hava

akışkan olarak kullanılmıştır. Isı değiştiricinin gövde kısmı çelik olup içerisinde helisel sarılmış bakırdan kanatlı boru vardır. Boru etrafına sarılmış spiral kanatlar alüminyum malzemedendir olup kalınlığı 0,5 mm ve çapı 28,25 mm'dir. Spiral boru hava akışına dik yönde 4 sıra olarak sarılmış, hava akışına paralel yönde ise 7 sıradan oluşmaktadır. Helisel borunun iç ve dış çapları sırasıyla 8,6 mm ve 9,4 mm'dir. Boru üzerinde bir metreye düşen kanat sayısı 500, kanat hatvesi 2 mm'dir. Deneyler esnasında suyun giriş sıcaklığı 40 °C ila 50 °C ve kütleli debisi 0,2 ila 0,4 kg/s, havanın kütleli debisi 0,04 ila 0,13 kg/s arasında değiştirilmiştir. Yapılan çalışma sonucunda havanın giriş sıcaklığı sabit tutulup suyun giriş sıcaklığı, kütle debisi ve havanın kütle debisinin değişiminin ısı geçişi üzerine olan etkisi araştırılmıştır.

Deveci (2009) tez çalışmasında gövde-boru tipi bir ısı değiştirgecinin deneysel olarak incelemesini yapmıştır. Deneysel olarak incelenen ısı değiştirici U-borulu ve şaşırtma levhalıdır. Deneyde kullanılan ısı değiştirgecinde iç çapı 9 mm ve dış çapı 12 mm olan, içinden sıcak su geçen 32 adet boru vardır. Isı değiştirgecinin soğuk su bulunan gövde kısmının uzunluğu 420 mm, gövde iç çapı ise 230 mm'dir. Deneyler esnasında boru tarafından giren sıcak su 24-57 °C, gövde tarafından giren soğuk su ise 18-51°C sıcaklık aralığında alınmıştır. Deneyler esnasında boru içinden geçen sıcak suyun debisi 0,775 kg/s; 0,86 kg/s; 1,035 kg/s değerlerinde sabit tutulmuş, soğuk suyun debisi ise 0,645 kg/s; 0,73 kg/s; 0,88 kg/s değerlerinde değiştirilmiştir. Analitik yöntem olarak Bell-Delaware, Kern Metodları ve  $\epsilon$ -NTU yöntemini kullanarak elde edilen sonuçlar deneysel sonuçlarla karşılaştırılmak suretiyle ısı değiştirgecinin ısıli performansı değerlendirilmiştir. Yapılan analizler sonucu ısı değiştirgecinin ısıli performans değerinin % 14-22 arasında bir değere sahip olduğu görülmüştür.

Naess (2010) bu çalışmasında kesikli spiral kanat kullanılan 10 farklı boru demetinin ısı geçişi ve basınç düşümü performansını deneysel olarak incelemiştir. Deneysel çalışmada boru demetleri üzerinden akışkan olarak sıcak hava, borular içerisinden ise soğutucu akışkan olarak şebeke suyu veya su-glikol karışımı kullanılmıştır. Tüm deneylerde havanın boru demetlerine giriş sıcaklığı elektrikli ısıtıcı ile yaklaşık olarak 100 °C'de sabit tutulmuştur. Boru demetleri kaydırılmış sıralı dizilişe göre hava akışına paralel yönde 8, hava akışına dik yönde 4 sıra olmak üzere toplam 32 borudan oluşmaktadır. L ayaklı kesikli spiral kanatlar borular etrafına sarılmış, kanat ve boru malzemesi olarak karbonlu çelik

kullanılmıştır. Tüm boru demetlerinde kanat kalınlıkları, boru boyları sabit alınmış buna karşın boru çapları, borular arasındaki yatay ve dikey yöndeki mesafe, kanatlar arası mesafe ve kanat uzunlukları değiştirilerek deneyler gerçekleştirilmiştir. Sonuç kısmında hava akışına dik yöndeki borular arası mesafenin borular arası diyagonal uzaklığa oranının 1'den büyük olması durumunda ısı geçiş katsayısını önemli ölçüde düşürdüğü belirtilmiştir. Kanat hatvesinin artırılmasının ısı geçiş katsayısını düşürdüğü, kanat uzunluğunun arttırmanın ise ısı geçiş katsayısını arttırdığı belirtilmiştir.  $S_T < S_D$  olduğu durumda borular arası mesafenin artmasının basınç düşümü üzerine etkisinin çok küçük olduğu, fakat  $S_T > S_D$  olduğu durumda ise basınç düşümünü azalttığı belirtilmiştir. Kanat hatvesini arttırmanın Euler sayısını azalttığı, buna karşın kanat uzunluğunu arttırmanın ise Euler sayısı üzerinde bir etkisi olmadığı vurgulanmıştır. Çalışma sonunda kesikli spiral kanatlar için Nusselts sayısını ve Euler sayısını veren bağıntılar verilmiştir.

Çorak (2010) tez çalışmasında kanatlı boru tipi ısı değiştiricisinin sayısal modellemesini yaparak, ısı performans açısından en uygun kanat geometrisinin incelemesini yapmıştır. Çalışmada kullanılan kanatlı boru 1,234 cm iç, 6,27 cm dış çapa ve 1,5 m uzunluğa sahiptir. Isı değiştiricisinin tam silindirik ve simetrik olması nedeniyle, modelleme iki boyutlu aksel simetrik olarak GAMBIT programında çizilmiş ve tüm modellerde hem taşınım hem de iletimin olduğu bileşik ısı transferi çözümü uygulanarak analizler FLUENT programında gerçekleştirilmiştir. Analizlerde iç borudan 0,2 m/s hıza sahip 368 K sıcaklığında su, kanatlı dış taraftan ise 2 ila 7 m/s aralığında değişen hızlarda 481 K sıcaklığında hava akmaktadır. İlk başta ısı değiştiricisinin kanatsız yapısının ısı geçişine etkisi incelenmiştir. Kanatlı borulu ısı değiştiricisinin hesabında kanat kalınlığı 0,001; 0,002; 0,003; 0,004; 0,005; 0,006 m olmak üzere 6 farklı değerde seçilmiştir. Her bir kanat kalınlığına göre kanat yüksekliği de 0,006; 0,012 ve 0,018 m değerlerinde değiştirilerek ters ve paralel akış için analizler gerçekleştirilmiştir. İlk aşamada yapılan 36 farklı analiz sonucunda en iyi ısı geçişinin sağlandığı 0,006 m kanat kalınlığına ve 0,018 m kanat uzunluğuna sahip ters akışlı kanat yapısının olduğu belirlenmiştir. En iyi ısı geçişinin sağlandığı kanat yapısı belirlendikten sonra ikinci aşamada kanat aralıkları 0,020; 0,015; 0,014; 0,013 m değerlerinde değiştirilerek ters ve paralel akış modeli için 8 adet analiz yapılmıştır. Yapılan analizler sonucunda en iyi ısı geçişini sağlayan

kanatlar arası mesafenin 0,013 m ters akış olduğu görülmüştür. Üçüncü aşamada ise bulunan optimum kanat parametreleri kullanılıp kanatlar 45, 60, 75, 90, 105, 120 ve 135° değerlerinde açılarla eğilerek yine ters ve paralel akış için 12 farklı analiz yapılmıştır. Tüm bu yapılan analizler neticesinde en iyi ısı geçişinin sağlandığı kanat yapısı 0,006 m kanat kalınlığına, 0,018 m kanat uzunluğuna, 0,013 m kanatlar arası mesafeye ve 90° kanat açısına sahip ters akışlı yapının olduğu görülmüştür. Bulunan optimum kanat değerleri ve açısı alınarak hava giriş sıcaklığı 2 ila 7 m/s arasındaki hızlarda değiştirilerek ters ve paralel akış için 12 farklı analiz yapılmıştır. Bütün yapılan analizlerde hava tarafının basınç düşümleri de hesaplanarak sonuçlar grafikler halinde sunulmuştur.

Pongsoi et al. (2011) deneysel çalışmalarında yüksek Reynolds sayılarındaki (4000-13000) spiral dalgalı yapıdaki kanatlı borulu ısı değiştiricide kanat hatvesinin ve kanat malzemesinin hava tarafındaki ısıl performansına etkisini araştırmışlardır. Yapılan çalışmada kanat tarafında akışkan olarak hava, boru içerisinde ise akışkan olarak sıcak su geçirilmiştir. Deneyler esnasında havanın giriş sıcaklığı sabit tutulurken suyun kütle debisi değiştirilmiştir. Isı değiştiricide kullanılan borular bakırdan olup iç ve dış çapları sırasıyla 13,5 mm ve 16,35 mm, boyları ise 320 mm'dir. Kanat çapı 34,8 mm ve kalınlığı 0,4 mm'dir. Borular hava akışına paralel yönde 35 mm aralıkla 2 sıra, hava akışına dik yönde ise 39 mm aralıkla 9 sıra olacak şekilde dizilmiştir. Kanat malzemesi bakır ve alüminyum olacak şekilde iki farklı biçimde seçilmiştir. İki farklı kanat tipi için kanat hatveleri 3,2; 4,2 ve 6,2 mm değerlerinde değiştirilerek yapılan deneyler sonucunda kanat hatvesinin Colburn faktörü üzerindeki etkisinin çok küçük olduğu belirtilmiştir. Bu sonucun yapılan benzer çalışmalarla ters düşmesinin nedeni bu çalışmada yapılan deneylerdeki Reynolds sayısının 4000 ila 13000 arasında yüksek değerlerde olmasından kaynaklandığı söylenmiştir. Kanat hatvesinin sürtünme faktörüne olan etkisine bakıldığında 3,2 ve 4,2 mm kanat hatvesi arasında sürtünme faktörü bakımından önemli bir farklılık yoktur. Ancak kanat hatvesi 6,2 mm olarak alındığında sürtünme faktörü üzerinde belirgin bir etki yapmaktadır. 6,2 mm kanat hatvesi için sürtünme faktörü 3,2 ve 4,2 mm kanat hatvesi için bulunan sürtünme faktörüne göre daha büyüktür. Kanat malzemesinin hava tarafındaki ısı geçişine etkisi de incelenmiştir. Benzer deneysel koşullarda kanat malzemesinin değişimin Colburn ve sürtünme faktörü üzerinde önemli bir etkisinin olmadığı görülmüştür. Buna karşın kanat veriminin

bakır kanadın alüminyum kanada göre yüksek olduğu belirtilmiştir. Bunlara ek olarak farklı kanat malzemesi kullanımının ısı geçişine etkisi incelenmiş ve bakır kanat kullanılması halinde ısı geçişinin alüminyum kanat kullanımına göre çok az bir farkla fazla olduğu görülmüştür. Bunun nedenin kanat verimleri arasındaki farklılıktan kaynaklandığı belirtilmiştir.

Karabulut (2011) tez çalışmasında plaka tipi ısı değiştiricilerinde levha yüzeylerine yerleştirilen kanatların ısı geçişine etkilerini FLUENT paket programını kullanarak incelemiştir. Isı değiştiricinin üst kanalından 300 K sıcaklığında soğuk hava, alt kanalından ise 600 K sıcaklığında sıcak hava akışkan olarak geçirilmiştir. Kanatlı yapının kanatsız yapıya göre farkını belirleyebilmek amacıyla ilk olarak kanatsız yapının analizi yapılarak hız ve sıcaklık dağılımı incelenmiştir. Daha sonra aynı sınır koşulları kullanılmış fakat kanat açıları ve kanat boyutları değiştirilerek oluşturulan farklı kanat geometrilerin hız ve sıcaklığı nasıl etkilediği incelenmiştir. İlk olarak iki boyutlu ve sonrasında da üç boyutlu modelleme için farklı kanat geometrileri göz önüne alınarak analizler gerçekleştirilmiştir. Çalışmada farklı kanat aralıklarının, yüksekliklerinin ve kanatçık diziliş şekillerinin de hız ve sıcaklığa olan etkisi incelenmiştir.

Pongsoi et al. (2012a) bu çalışmalarında yüksek Reynolds sayılarındaki (3500-13000) hava akışına maruz kalmış L ayaklı spiral kanatlı borulu ısı değiştiricinin hava tarafındaki performansını deneysel olarak incelemiştir. İncelenen ısı değiştiricide akışkanların hareketlerinin birbirlerine göre durumları üç kategoriye ayrılmıştır. Bunlar paralel çapraz akışlı, karşıt çapraz akışlı ve çok geçişli çapraz akışlıdır. Isı değiştiricinin bu üç durumu içinde analizler gerçekleştirilmiştir. Isı değiştiricide akışkan olarak borular üzerinden çapraz olarak dış ortam havası, borular içerisinden ise sıcak su geçirilmiştir. Isı değiştiricideki borular bakırdan yapılmış olup bakır ve alüminyum olmak üzere iki tip kanat kullanılmıştır. Yapılan analizlerde bakır ve alüminyum kanatlı iki tip boru demeti içinde boru iç çapları 13,5 mm, boru dış çapları 16,35 mm, kanat ayak dış çapı 16,85 mm, kanat hatvesi 3,25 mm, kanat kalınlığı 0,25 mm, hava akışına paralel yöndeki borular arası mesafe 35 mm ve hava akışına dik yöndeki boru sıra sayısı 9 olarak alınmıştır. Her iki tip kanatlı boru demeti için ise hava akışına dik yöndeki borular arası mesafe 39 ile 40 mm, ısı değiştirici giriş kesit alanı 320x350 mm ile 340x360 mm ve hava akışına paralel yöndeki boru sıra



sayısı 2, 3 ve 4 olarak alınıp deneyler gerçekleştirilmiştir. Yapılan deneylerde kanat dış çapı, bakır kanatlı boru demetinde 30,5 mm, alüminyum kanatlı boru demetinde ise 35 mm'dir. Isı değiştirici 0,43x0,48 m kesitinde çelik plakadan imal edilmiş bir rüzgar tünelinin içerisine yerleştirilmiştir. Tünel 16 mm kalınlığındaki yalıtım malzemesi ile kaplanmıştır. Hava kanalı içerisine hız ayarı yapılabilir (invertörlü) 2,2 kW'lık aksiyel bir fan ile hava gönderilmektedir. Isı değiştiricinin giriş ve çıkışındaki havanın sıcaklığını ölçmek için T tipi termokupl kullanılmıştır. Isı değiştiricideki basınç düşümü dijital bir manometre ile ölçülmüştür. Borular içerisinden 0,2 ile 0,233 L/dak debilerinde sirkülasyonu yapılan sıcak su, 18 kW değerinde elektrikli ısıtıcı ile bir tank içinde ısıtılmıştır. Sıcak suyun ısı değiştiriciye giriş sıcaklığı 50 ila 70 °C, havanın ısı değiştiriciye giriş hızı da 2 ila 6 m/s arasında değiştirilerek deneyler gerçekleştirilmiştir. Deneyler esnasında sıcak suyun debisi ve sıcaklığı sabit tutulmuş, buna karşın havanın giriş hızı değiştirilmiştir. Analizler yapılırken ısı değiştiricide oluşan ısı geçişi kararlı duruma geldiği anda ölçümler alınmıştır. Isı değiştiricinin ısı taşınım katsayısını belirlemek için  $\epsilon - NTU$  yöntemi kullanılmıştır. Sonuç kısmında dış çapı 30,5 mm olan bakır kanatlı boru demeti için hava akışına paralel yöndeki boru sıra sayısının Colburn ve sürtünme faktörü üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Boru sıra sayısı 2, 3 ve 4 olarak değiştirilerek analizler gerçekleştirilmiştir. Yapılan deney sonuçları göstermiştir ki Reynolds sayısının artırılması Colburn ve sürtünme faktörünü azaltmaktadır. Bunun yanı sıra hava akışına paralel yöndeki boru sıra sayısının artırılmasını Colburn ve sürtünme faktörünün üzerinde önemli bir etkisinin olmadığı gözlemlenmiştir. Ayrıca Reynolds sayısının 2000'nin üzerinde olduğu durumlarda hava akışına paralel yöndeki boru sıra sayısının hava tarafındaki performansa etkisi azalmaktadır. Boru sıra sayısı ve Reynolds sayısının Colburn ve sürtünme faktörü üzerine olan etkisi alüminyum kanat tipi içinde incelenmiş ve bakır kanat tipinde oluşan sonuçların aynısı bulunmuştur. Bulunan sonuçlar aynı şartlar altındaki dairesel kanat tipi ile karşılaştırılmış ve bu kanat tipinde de benzer sonuçlara rastlanmıştır. Hava akışına paralel yöndeki boru sıra sayısının basınç düşümü üzerine olan etkisi de incelenmiştir. Boru sıra sayısının artmasının basınç düşümünü arttırdığı belirtilmiştir. Ayrıca ısı değiştiriciye giriş hızının artırılması da basınç düşümünü arttırmaktadır. Bunun dışında aynı boru sıra sayısına sahip ısı değiştiricide kanat çapının artırılmasının basınç düşümünü arttırdığı bulunmuştur. Her iki tip kanat içinde boru sıra

sayısının arttırılmasının ısı değiştirici verimi üzerine etkisine bakılmış ve önemli bir etki bulunamamıştır. Boru sıra sayısının ısı değiştirici etkenliği üzerindeki etkisine bakılmış ve bu sayının arttırılmasının ısı değiştirici etkenliğini arttırdığı görölmüştür. Isı değiştiricide ortalama ısı transfer oranının boru sıra sayısıyla beraber arttığı belirtilmiştir. Sonuç kısmının en sonunda da aynı koşullar altındaki benzer kanat tiplerine sahip ısı değiştiriciler ile bu çalışmada incelenen L ayaklı spiral kanat tipinin karşılaştırması sayısal olarak yapılmıştır.

Pongsoi et. al. (2012b) bu çalışmalarında yüksek Reynolds sayılarındaki (3000-13000) spiral dalgalı yapıdaki kanatlı borulu ısı değiştiricinin deneysel olarak incelemesini yapmışlardır. Deneyler esnasında boru demetleri üzerinden akan değişik hava debilerine karşın borular içerisinden akan suyun sıcaklığı ve debisi sabit tutulmuştur. Isı değiştiricide i çapı 13,5 mm ve dış çapı 16,35 mm olan bakır borular kullanılmıştır. Kanat malzemesi bakır ve alüminyum olmak üzere iki farklı tipte seçilmiştir. Kanat apı 35 mm, kanat kalınlı 0,5 mm, kanat hatvesi 6,3 mm olarak her iki tip kanat malzemesi içinde sabit tutulmaktadır. Isı değiştiricide borular arası akışa dik yöndeki ve paralel yöndeki mesafeler sırasıyla 40 ve 35 mm'dir. Deneyler esnasında akışa dik yöndeki boru sıra sayısı 9 olarak sabit tutulmuş, akışa paralel yöndeki boru sıra sayısı bakır kanat için 3 ve 4, alüminyum kanat için ise 2, 3, 4 ve 5 olarak değiştirilmiştir. Yapılan analizler sürekli rejim koşulunda gerçekleştirilmiştir. Hava tarafındaki ısı taşınım katsayısını hesaplamak için  $\epsilon$ -NTU yöntemi kullanılmıştır. Etkinlik katsayısı akışkanların birbirine paralel ve karşıt akma durumlarına göre 2, 3, 4 ve 5 sıra sayısına sahip boru demetleri için verilmiştir. Hava tarafındaki ısı taşınım katsayısı hesaplandıktan sonra hava tarafındaki ısı geçişini karakterize eden boyutsuz Colburn faktörü hesaplanmıştır. Kays and London tarafından önerilen sürtünme faktörü kullanılmıştır. Deneyler ANSIAASHRAE standardına göre gerçekleştirilmiştir. Deney sonuçlarında da Colburn ve sürtünme faktörünün Reynolds sayısına göre değişimi grafik halinde verilmektedir. Reynolds sayısı hesaplanırken borunun dış çapı esas alınmıştır. Analiz sonuçlarına bakıldığında beklenildiği gibi Colburn faktörü ve sürtünme faktörü azalırken Reynolds sayısı artmaktadır. Colburn faktörü ve sürtünme faktörünün Reynolds sayısına göre değişimini veren grafik ile yüksek Reynolds sayılarında (3000-13000) hava akışına paralel yönde boru sıra sayısının artmasının Colburn faktörü üzerinde önemli bir

etkisinin olmadığı görülmüştür. Benzer şekilde yüksek Reynolds sayılarında hava akışına paralel yöndeki boru sıra sayısının sürtünme faktörü üzerinde de bir etkisinin olmadığı görülmüştür. Briggs ve Young tarafından dairesel kanatlı borulu ısı değiştiriciler için önerilen bağıntı ile elde edilen deneysel sonuçlar karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırılmanın yapılmasının sebebi ise dairesel kanatların spiral kanatlara benzer olmasıdır. Yapılan karşılaştırma sonucunda dairesel kanatlar için elde edilen Colburn faktörü ile çalışmada spiral kanatlar için elde edilen Colburn faktörü arasında büyük benzerlik olduğu görülmüştür. Bunlara ek olarak kanat malzemesinin değiştirilmesinin de Colburn faktörü ve sürtünme faktörü üzerinde önemli bir etkisi olmadığı görülmüştür. İki farklı kanat tipi içinde Reynolds sayısına karşı kanat veriminin değişimini veren grafik çizilmiştir. Grafikte boru sıra sayısının değişiminin kanat verimine olan etkisine de her iki kanat tipi içinde bakılmıştır. Grafiklere bakıldığında hava akışına paralel yöndeki boru sıra sayısının kanat verimi üzerinde önemli bir etkisinin olmadığı görülmektedir. Bunun sebebi ise kanat veriminin sadece kanadın boyutları, şekli ve malzemesine bağlı olmasıdır. Fakat grafiğe bakıldığında bakır kanadın alüminyum kanattan daha yüksek kanat verimine sahip olduğu açıkça görülmektedir. Bu da bakırın alüminyumdan daha yüksek ısı iletim katsayısına sahip olması ile açıklanmaktadır. Her iki kanat tipi için de ısı geçişinin, hava hızına bağlı değişimini gösteren grafiğe bakıldığında aynı hava hızı için bakır kanatların alüminyum kanatlara nazaran bir miktar daha yüksek ısı geçişi sağladığı görülmüştür. Bu durum bakır kanatların kanat veriminin daha yüksek olması ile açıklanmaktadır. Ayrıca aynı grafikten benzer hava hızı için boru sıra sayısının artırılmasının ısı geçişi üzerinde çok önemli etkisinin olduğu görülmektedir. Boru sıra sayısının artırılmasının basınç düşümü üzerindeki etkileri de grafikte gösterilmiştir. Bu grafiğe bakıldığında hava giriş hızının artması ile Reynolds sayısının arttığı buna bağlı olarak da basınç düşümünün arttığı görülmüştür. Grafik incelendiğinde boru sıra sayısının artması ile basınç düşümünün de arttığı görülmüştür. Bu da boru sıra sayısının artmasının akış önündeki engelleri arttırması ile açıklanmaktadır. Deneysel sonuçlara bakılarak spiral dalgalı yapıdaki kanatlı borulu ısı değiştiricinin ısı geçiş katsayısını belirleyebilmek için Colburn faktörünü veren bir bağıntı önerilmiştir. Ayrıca sonuçlar yardımıyla sürtünme faktörünü de veren bir bağıntıda önerilmiştir. Bu

bağıntuların yüksek Reynolds sayılarına sahip hava akışlı ısı değiştirici tasarımında kullanılabilmesi belirtilmiştir.

Pongsoi et al. (2012c) çalışmalarında çapraz akışlı spiral kanatlı borulu ısı değiştiricinin kanat hatvesinin deneysel olarak optimizasyonunu yapmışlardır. Deneysel çalışmada akışa paralel yönde 2 sıra, akışa dik yönde ise 9 sıradan oluşan boru demeti kullanılmıştır. Çalışmada kullanılan boruların iç çapı 13,5 mm, dış çapları ise 16,35 mm'dir. Spiral kanatların çapı 34,8 mm, kalınlıkları ise 0,4 mm'dir. Belirtilen değerler sabit tutulurken kanat adımı 2,4; 3,2; 4,2; 6,2 ve 6,5 mm değerlerinde değiştirilerek deneyler gerçekleştirilmiştir. Kanat adımının 2,4 ile 6,5 mm aralığında seçilmesinin sebebi ise üretimden kaynaklanan kısıtlamadır. Boruların içerisinden 55 ila 70 °C arasında değişen sıcak su, boru demetinin dışından ise 31.5 °C' de hava geçirilmiştir. Suyun kütleli debisi 0,2 ila 0,233 kg/s arasındadır. Havanın ısı değiştiriciye giriş hızı ise 2 ila 7 m/s arasında değiştirilerek deneyler gerçekleştirilmiştir. Deneyler esnasında hava 2,2 kW gücündeki fan ile sisteme gönderilmektedir. Boru çapı, kanat çapı, kanat kalınlığı, boru sıra sayısı, havanın giriş sıcaklığı deneyler esnasında sabit tutulmuş, havanın giriş hızı, suyun kütle debisi, suyun giriş sıcaklığı ve kanat hatvesi değiştirilerek optimum kanat aralığı belirlenmeye çalışılmıştır. Deney sonuçlarında havanın ısı değiştiriciye giriş hızının artması ile akışkanlar arasındaki ısı geçişinin ve havanın basınç düşümünün artış gösterdiği görülmüştür. Yapılan analizler sonucunda kanat adımının 3,2; 4,2; 6,2 ve 6,5 olarak değiştirilmesinin ısı geçişine etkisinin çok küçük olduğu görülmüştür. Buna karşın 2,4 mm kanat hatvesi uygulandığında ise aynı fan hızında diğer kanat hatvelerine göre ısı geçiş katsayısının %11-15 arasında daha düşük çıktığı görülmüştür. Yapılan analizler sonucu beklendiği gibi hava hızının artmasıyla hava da oluşacak basınç düşümü artmaktadır. Kanat hatvesinin artması ise basınç düşümünü azaltmaktadır. Buna karşın yüksek kanat adımlarında (4,2; 6,2 ve 6,5 mm) basınç düşümleri arasında bir fark görülmemektedir. Kanat hatvesinin optimizasyonu için 3 tane performans ölçütü tanımlanmıştır. Bunlar, ısı değiştirici performans ölçütü, sistem performans ölçütü ve boyutsuz sistem performans ölçütüdür. Isı değiştirici performans ölçütü ısı geçişinin basınç düşümüne oranı şeklinde tanımlanmıştır. Kanat hatvesinin ısı değiştirici performans ölçütü üzerindeki etkisi sırasıyla, farklı su giriş sıcaklığı ve su debisine göre incelenmiştir. Yapılan bu inceleme sonucunda ısı değiştirici

performans ölçütüne bakılarak, kanat hatvesinin 4,2 mm'ye kadar arttırılması ile birlikte arttığı fakat kanat hatvesinin 4,2 mm'den yukarıya arttırılması ile azalmaya başladığı ifade edilmiştir. Tüm hava hız giriş değerleri için kanat adımının 4,2 mm olması ısı değiştirici performans ölçütünü maksimum yapmaktadır. İkinci performans ölçütü olarak sistem performans ölçütü tanımlanmıştır. Bu ölçüt ısı değiştirici ile birlikte fanı da kapsamaktadır. Yapılan analizler sonucu sistem performans ölçütünün 2,4; 3,2 ve 4,2 mm kanat hatvelerinde değişmediği fakat 6,2 ve 6,5 mm kanat hatvelerine göre çok yüksek olduğu görülmüştür. Son olarak da boyutsuz sistem performans ölçütü tanımlanmıştır. Bu ölçüt sistem performans ölçütünün değiştirilmiş halidir ve ısı geçişinin fan gücüne bölümü ile ifade edilir. Boyutsuz sistem performans ölçütü düşük fan güçlerinde daha yüksektir. Buna ek olarak tüm fan güçlerinde kanat hatvesinin artmasıyla boyutsuz sistem performans ölçütü düşmektedir. Yapılan tüm deney ve analizler sonucunda kanat hatvelerinin performans ölçütlerine göre etkileri incelenip optimum kanat hatvesi 4,2 mm olarak bulunmuştur.

Pongsoi et al. (2013) bu deneysel çalışmalarında yüksek Reynolds sayılarındaki L ayaklı spiral kanatlı-borulu ısı değiştiricinin kanat hatvesinin değiştirilmesinin ısı transfer performansı ve sürtünme karakteristiği üzerindeki etkisini araştırmışlardır. Deneysel çalışmada hava ve sıcak su akışkan olarak kullanılmıştır. Boruların içerisinden su, boru demeti dışından ise çapraz akışlı hava geçirilmiştir. Deneyler esnasında suyun debisi ve sıcaklığı sabit tutulurken hava debisi değiştirilmiştir. Isı değiştiricide kullanılan borular bakırdan olup kanatlar ise alüminyumdur. L ayaklı spiral kanatlı borulu ısı değiştiricide boru iç ve dış çapları, kanat çapı, borular arası mesafe, kanat kalınlığı ve boru sıra sayısı sabit tutulmuş buna karşın kanat hatvesi değiştirilerek deneyler gerçekleştirilmiştir. Deneyler esnasında havanın kuru termometre sıcaklığı 31,5 °C'dir. Havanın hızı 2 ila 8 m/s ve Reynolds sayısı ise 4000 ila 15000 arasında, suyun sıcaklığı 55 ila 70 °C ve debisi ise 0,2 ila 0,233 kg/s arasında değiştirilerek deneyler gerçekleştirilmiştir. Deneysel veriler ile yapılan ilk analiz su ve hava arasındaki enerji dengesidir. Bu dengeye bakıldığında bağıl hatanın %5'ten daha küçük olduğu görülmektedir. Buna ek olarak kanat verimi ve ısı değiştirici etkinliğinin sırasıyla 0,87 ila 0,94 ve 0,14 ila 0,36 arasında olduğu görülmüştür. Deneyler esnasında kanat hatvesi 2,4; 3,2 ve 4,2 mm olarak değiştirilmiştir.

Sonuçlar göstermiştir ki ortalama ısı geçişi, hava tarafı ısı taşınım katsayısı ve basınç düşümü hava giriş hızı arttıkça artmıştır. Kanat hatvesi değişiminin ısı geçişine etkisi de incelenmiş, 2,4 ve 3,2 mm kanat hatveleri için 4,2 mm kanat hatvesine göre sırasıyla %37 ve %26 ısı geçişini arttırdığı görülmüştür. Bunun nedeni ise kanat hatvesinin küçülmesinin ısı geçiş yüzey alanını arttırması ve böylece ısı geçişinin artmasıdır. Fakat kanat hatvesinin hava tarafındaki ısı taşınım katsayısı üzerinde kayda değer bir etkisinin olmadığı deney sonuçlarında görülmüştür. Kanat hatvesinin basınç düşümü üzerine etkisine bakıldığında ise kanat hatvesinin 4,2 mm'den 2,4 mm'ye düşmesiyle basınç düşümünün %38 oranında arttığı görülmüştür. Basınç düşümünün sebebi ise kanat hatvesindeki azalmayla akış alanındaki engellerin artmasıdır. Deney sonuçlarına bakıldığında kanat hatve değerlerinin tümü için Reynolds sayısı artarken Colburn faktörü ve sürtünme faktörünün azaldığı görülmüştür. Sonuçlar göstermiştir ki kanat hatvesinin Colburn faktörü üzerindeki etkileri ihmal edilebilir düzeydedir. Reynolds sayısı 6000'nin üzerinde olduğu zamanlarda kanat hatvesinin sürtünme faktörü üzerinde önemli ölçüde etkili olduğu görülmektedir. Kanat hatvesi arttıkça sürtünme faktörünün arttığı görülmüştür. Fakat Reynolds sayısı 6000'den az ise kanat hatvesinin sürtünme faktörü üzerindeki etkisinin ortadan kalktığı belirtilmiştir.

### 3. ISI DEĞİŞTİRİCİLER

Sıcaklıkları farklı olan ve katı bir cidar ile birbirlerine karışmaları engellenen iki akışkan arasında ısı geçişini sağlayan cihazlara ısı değiştirici ismi verilmektedir. Isı değiştiriciler, hacim ısıtmasında, havalandırma sistemlerinde, iklimlendirme tesislerinde, atık ısının geri kazanılmasında, büyük fabrikalardaki kimyasal işlem ve güç üretiminde vb. daha birçok çeşitli uygulama alanlarında yaygın olarak kullanılmaktadır (Incropera ve DeWitt, 2006; Çengel, 2011).

Isı değiştiricilerde aranan başlıca özellik maliyet ve hacim açısından minimum, ısı geçişi açısından ise maksimum olmasıdır. Bu amaç doğrultusunda uzun zamandır yapılan çalışmalar farklı tipte ısı değiştiricilerin ortaya çıkmasına sebep olmuştur. Genceli (1999) ısı değiştiricilerini aşağıdaki şekilde sınıflandırmıştır;

1. Isı değişim şekline göre sınıflama
  - a. Akışkanların doğrudan temaslı olduğu ısı değiştiricileri
  - b. Akışkanlar arasında doğrudan temasın olmadığı ısı değiştiricileri
2. Isı geçişi yüzeyinin ısı geçişi hacmine oranına göre (kompaktlık) sınıflandırma
  - a. Kompakt olmayan ısı değiştiricileri
  - b. Kompakt ısı değiştiricileri
3. Akışkan sayısına göre sınıflama
  - a. İki akışkanlı
  - b. Üç akışkanlı
  - c. n adet akışkanlı
4. Isı geçiş mekanizmasına göre sınıflama
  - a. İki tarafta da tek fazlı akış
  - b. Bir tarafta tek fazlı, diğer tarafta çift fazlı akış
  - c. İki tarafta da çift fazlı akış
  - d. Taşınım ve ışınlama ile beraber ısı geçişi
5. Yapısal özelliklerine göre sınıflama
  - a. Borulu ısı değiştiricileri

- i. Düz borulu ısı değiştiricileri
  - ii. Spiral borulu ısı değiştiricileri
  - iii. Gövde borulu ısı değiştiricileri
    - 1. Levha tipi şaşırtma
    - 2. Çubuk tipi şaşırtma
  - b. Levhalı ısı değiştiricileri
    - i. Contalı levhalı ısı değiştiricileri
    - ii. Spiral levhalı ısı değiştiricileri
    - iii. Lamelli ısı değiştiricileri
  - c. Kanatlı yüzeyli ısı değiştiricileri
    - i. Levhalı kanatlı ısı değiştiricileri
    - ii. Borulu kanatlı ısı değiştiricileri
  - d. Rejeneratif ısı değiştiricileri
    - i. Sabit dolgu maddeli rejeneratörler
    - ii. Döner dolgu maddeli rejeneratörler
      - 1. Disk tipi
      - 2. Silindir tipi
  - e. Karıştırmalı kaplar
6. Akış düzenlemesine göre sınıflandırma
- a. Tek geçişli ısı değiştiricileri
    - i. Paralel akışlı ısı değiştiricileri
    - ii. Ters akışlı ısı değiştiricileri
    - iii. Çapraz akışlı ısı değiştiricileri
  - b. Çok geçişli ısı değiştiricileri
    - i. Çapraz-ters ve çapraz-paralel akışlı ısı değiştiricileri
    - ii. Çok geçişli gövde-borulu ısı değiştiricileri
    - iii. n adet paralel levhalı geçişli ısı değiştiricileri

Yukarıda birçok bakımdan sınıflandırması yapılan ısı değiştiriciler genellikle akış ve yapısal özelliklerine göre sınıflandırılırlar. Çalışma kapsamında özelikle yapısal özelliklerine göre sınıflandırılan ısı değiştiricileri için açıklamalarda bulunulacaktır.



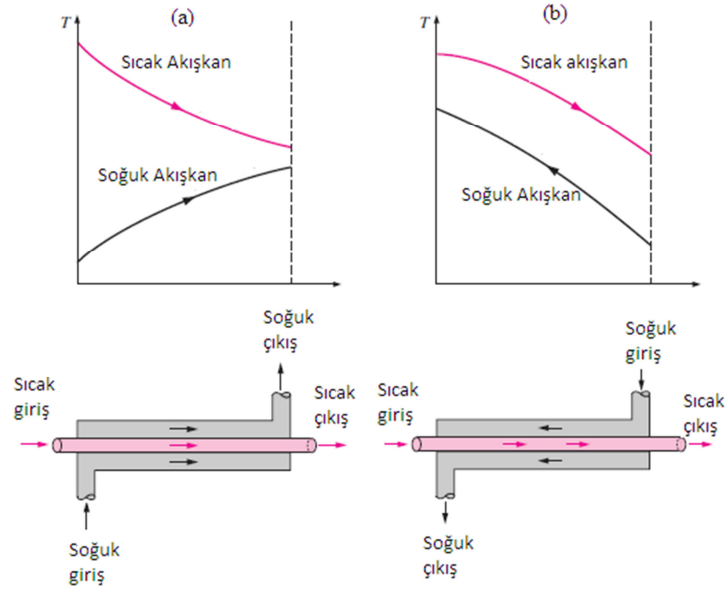
### 3.1 Yapısal Özelliklerine Göre Sınıflama

#### 3.1.1 Borulu ısı değıştircileri

Borulu ısı değıştircilerde genellikle eliptik, dikdörtgen ve dairesel kesitli borular kullanılır. Tasarım aşamasında boru çapının, boyunun ve düzenlemesinin kolaylıkla değıştirilebilmesi ve yüksek basınçlara dayanabilmeleri nedeniyle bu tip ısı değıştircilerin kullanımı yaygındır (Genceli, 1999).

##### 3.1.1.1 Düz borulu ısı değıştircileri

Düz borulu ısı değıştircilerinde pratikte en basit olan eş eksenli farklı çaplara sahip iç içe borulu ısı değıştircidir. Isı değıştircinin içteki borusundan akışkanların biri akarken, içteki boru ile dış borunun arasındaki halkasal bölgeden de diğerk akışkan akar. Akışkanların akış yönleri aynı ise paralel akışlı, yönleri birbirine ters ise ters akışlı ısı değıştirci olarak isimlendirilirler.



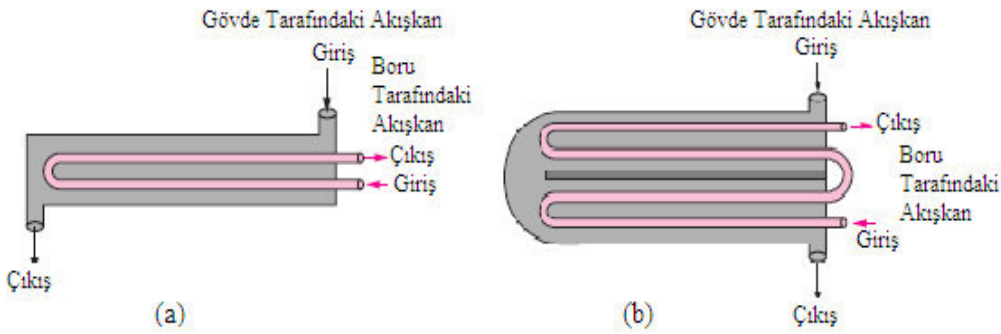
Şekil 3.1 Çift borulu bir ısı değıştircide farklı akış rejimleri ve ilgili sıcaklık profilleri (a) Paralel akış (b) Ters akış (Çengel, 2011)

### 3.1.1.2 Spiral borulu ısı değiştiricileri

Spiral borulu ısı değiştiriciler bir gövde içine yerleştirilmiş spiral borulardan oluşur ve soğutma sisteminde kullanılan yoğuşturucu ve buharlaştırıcı tasarımımda kullanılırlar. Spiral borulu ısı değiştiricilerinde bulunan bir spiral borunun ısı geçiş katsayısı bir düz boruya kıyasla daha büyüktür. Bu tip ısı değiştiricileri temizlemek neredeyse imkansız olduğu için kirletici olmayan akışkanlara daha uygundurlar (Kakaç ve Liu, 1998).

### 3.1.1.3 Gövde borulu ısı değiştiricileri

Bu tip ısı değiştiriciler bir gövde ve gövdenin içine yerleştirilen boru demetinden oluşur. Gövde kısmından akışkanlardan biri geçerken boruların içinden ise diğer akışkan geçirmek suretiyle akışkanlar arasında ısı geçişi sağlanmaktadır. Endüstriyel uygulamalarda sıkça kullanılan bir ısı değiştirici tipidir. Bu tip ısı değiştiricilerde gövde tarafındaki akışkana ait ısı taşınım katsayısını arttırmak için yapılan uygulamalardan biri gövde tarafına şaşırtma levhaları koyarak türbölansı arttırmaktır. Aşağıdaki şekilde çok geçişli düzenlenmiş olan ısı değiştiriciler şematik olarak gösterilmektedir.



Şekil 3.2 Gövde borulu ısı değiştiricilerinde çok geçişli düzenlemeler (a) Bir gövde geçişli ve iki boru geçişli (b) İki gövde geçişli ve dört boru geçişli (Çengel, 2011)

### **3.1.2 Levhalı ısı değiştiricileri**

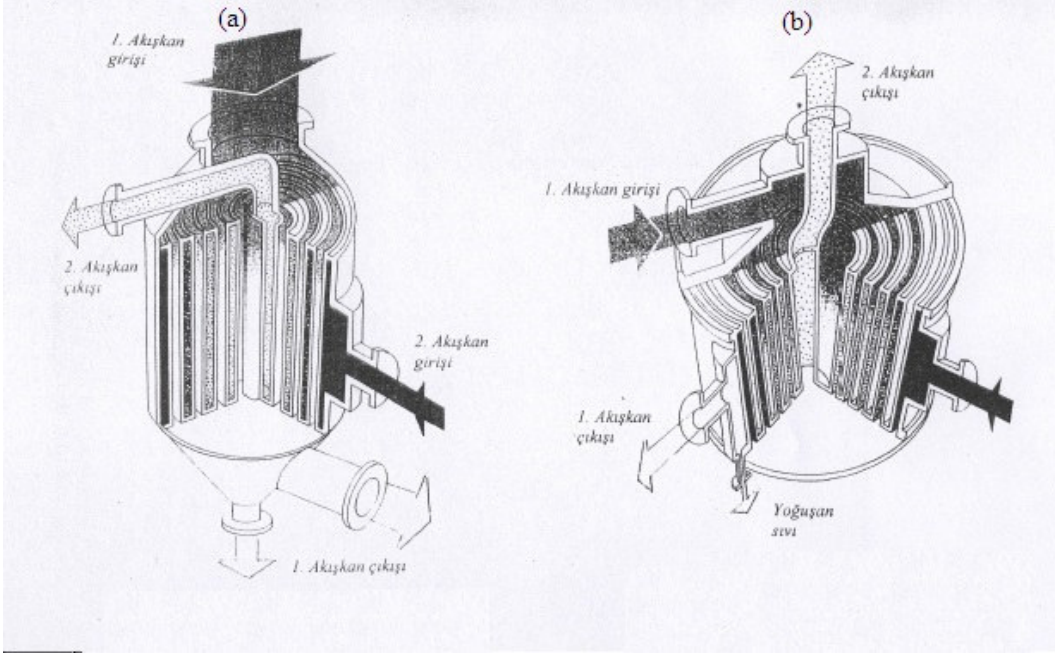
Bu tip ısı değiştiriciler düz ya da dalgalı olan ince metal levhalardan imal edilirler. Contalı levhalı, spiral levhalı ve lamelli olmak üzere üç guruba ayrılırlar (Genceli, 1999).

#### **3.1.2.1 Contalı levhalı ısı değiştiricileri**

Contalı levhalı ısı değiştiriciler, aynı ve farklı akışkanların levhalar sayesinde birbirine karışmadan aralarında ısı geçişi yapabilmelerini sağlayan aygıtlardır. Levhalar üzerinde bulunan conta sayesinde akışkanların birbirine karışması ve dışarıya sızması engellenir. Bakım ve temizliğinin kolay olması, yeni levhalar eklenerek ısı değiştirici kapasitesinin arttırılabilmesi, ısı geçiş etkinliğinin yüksek olması gibi avantajlarından dolayı endüstride birçok alanda kullanılmaktadır (Genceli, 1999).

#### **3.1.2.2 Spiral levhalı ısı değiştiricileri**

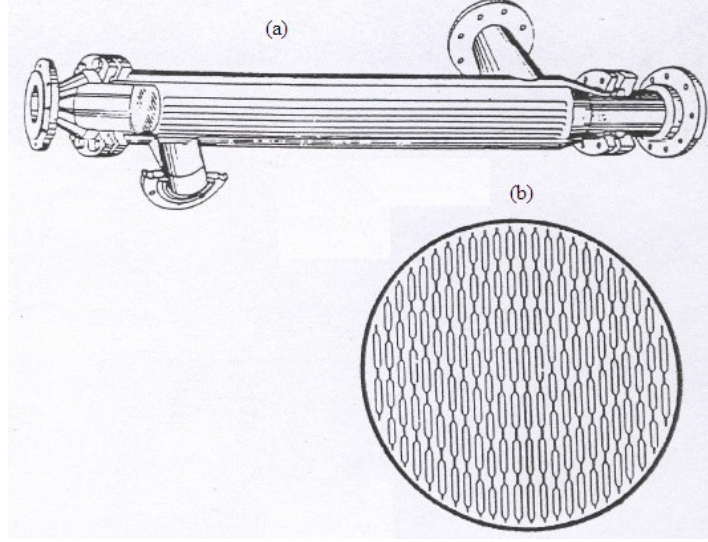
Spiral levhalı ısı değiştiriciler iki uzun paralel levhanın spiral şekilde sarılması ile yapılır. İki levha arasına konulan saplamalar ile levhalar arasında düzgün bir boşluk sağlanır. Levhaların iki tarafı da contalı kapaklar ile kapatılıp sızdırmazlık sağlanabilir. Akışkanlar birbirlerine göre ters veya paralel şekilde levhalar arasından geçirilebilirler. Bu tip ısı değiştiricilerin temizlenmesinin kolay olması, gövde borulu ve levhalı contalı ısı değiştiricilerine göre basınç kaybının az olması başlıca avantajları arasında gösterilebilir. Conta malzemesi yüzünden maksimum 10 bar basınca ve 500 °C sıcaklığa kadar çıkabilmeleri ve tamirinin zor olması da bu tip ısı değiştiricilerin dezavantajlarıdır. Bu tip ısı değiştiriciler özellikle kağıt ve selüloz endüstrisinde kullanılmaktadır (Genceli, 1999).



Şekil 3.3 Spiral levhalı ısı değiştiricisi genel görünümü (a) Bir kanalda spiral, diğeri aksel akış (b) Yoğuşturucu olarak kullanılan spiral levhalı ısı değiştiricisi (Genceli, 1999)

### 3.1.2.3 Lamelli ısı değiştiricileri

Lamelli ısı değiştiriciler gövde içine yassılatılmış borulardan oluşan boru demetlerinin konulması ile imal edilen aygıtlardır. Yassılatılmış borulara lamel adı verilmektedir. Yassılatılmış lamelli borular içinden akışkanlardan biri akarken, diğeri akışkan lamellerin arasından akar. Bu tip ısı değiştiricilerde gövde içinde şaşırtma levhaları bulunmaz, akışkanlar ters ve paralel olmak üzere farklı biçimlerde sistemden geçirilebilirler. Bu tip ısı değiştiricilerin avantajı hidrolik çapın küçük olması sayesinde yüksek ısı taşınım katsayılarının elde edilebilmesidir. Lamelli ısı değiştiriciler teflon conta kullanıldığında maksimum 200 °C, asbest conta kullanıldığında ise maksimum 500 °C ve 30 bar basınca kadar olan çalışma koşullarında kullanılabilirler. Bu tip ısı değiştiriciler kağıt, besin ve kimya endüstrilerinde kullanılmaktadır (Genceli, 1999).



Şekil 3.4 Lamelli ısı değiştiricisi (a) Boyuna kesit (b) Enine kesit (Genceli, 1999)

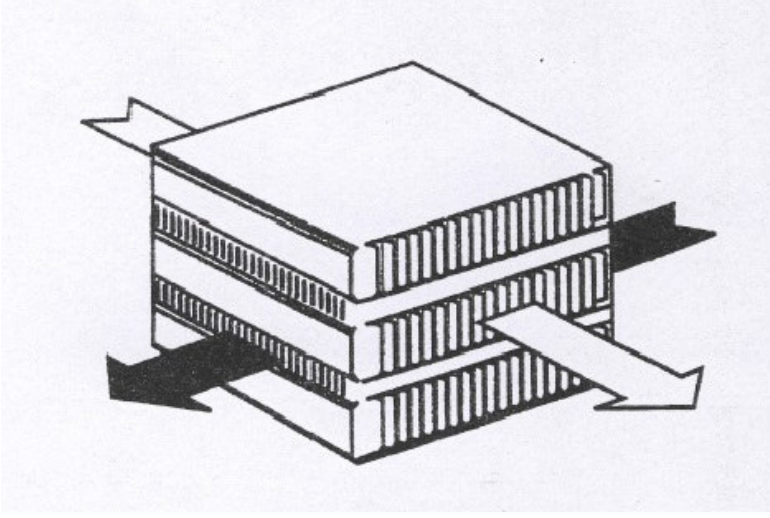
### 3.1.3 Kanatlı yüzeyli ısı değiştiricileri

Isı değiştiricilerde kanat kullanılarak ısı transfer alanı artırılır ve böylece ısı transferinde artış sağlanmış olur. Isı değiştiricilerinde gaz tarafındaki ısı taşınım katsayısının sıvı tarafındaki ısı taşınım katsayısına göre daha küçük olduğu bilinen bir olgudur. Bu nedenle kanatlar gaz tarafına yerleştirilir ve bu bölgedeki ısı transfer alanı artırılır. Gazdan gaz ve sıvı-gaz ısı değiştiricilerinde kanatlar yaygın olarak kullanılmaktadır. İki tip kanatlı yüzeyli ısı değiştiriciler yaygın olarak kullanılmaktadır. Bunlar levhalı kanatlı ısı değiştiriciler ve borulu kanatlı ısı değiştiricilerdir (Genceli, 1999; Kakaç ve Liu, 1998).

#### 3.1.3.1 Levhalı kanatlı ısı değiştiricileri

Paralel levhalar arasında mekanik olarak monte edilen kanatlı tip ısı değiştiricileridir. Bu tip ısı değiştiricilerde iki akışkanında gaz olduğu durumlarda her iki tarafa da kanat konularak ısı transfer yüzeyi artırılır. Gaz ve sıvı akışkanın kullanıldığı durumlarda ise genellikle sadece gaz tarafına kanat konur. Levhalı kanatlar sayesinde ısı değiştiricinin rijitliği artırılabilen ve yüksek basınçlarda çalışması sağlanabilmektedir. Pratikte farklı geometrilere sahip levhalı kanatlar mevcuttur. Levhalı kanatlı tip ısı değiştiricilerin ise en yaygın olarak kullanıldığı

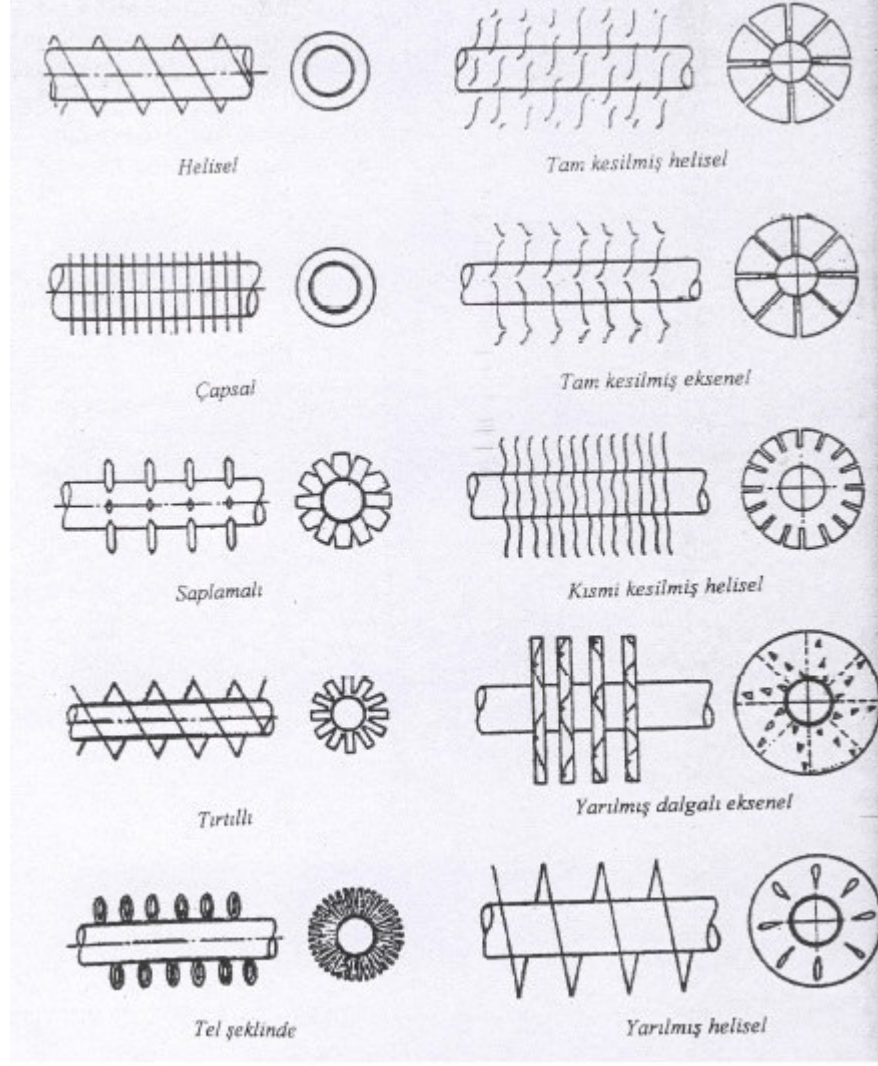
yerler, gaz ve buhar türbinleri, ısı pompaları, taşıtların ve elektronik devrelerin soğutma sistemleridir (Genceli, 1999).



Şekil 3.5 Levhalı kanatlı ısı değıştirci prensibi (Genceli, 1999)

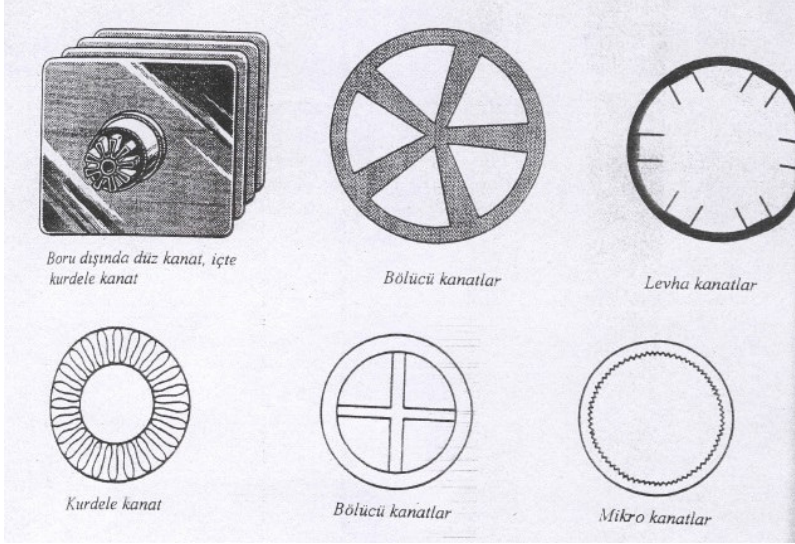
### 3.1.3.2 Borulu kanatlı ısı değıştircileri

Sıvıların basıncının gazların basıncından daha yüksek olduğu bilinen bir olgudur. Bu nedenle sıvı akışkanların mukavemet açısından da değerlendirildiğinde boruların içinden geçirilmesinin daha uygun olduğu görölmektedir. Boru içerisinden sıvı dışından ise gaz geçirilen ısı değıştirci sistemlerinde kanatlar, gazların ısı taşınım katsayısının düşük olması nedeniyle borunun dış tarafına konur. Pratikte dairesel veya oval kesitli borular üzerinde değışik geometrilere sahip kanatların konulmasıyla oluşturulmuş ısı değıştirci sistemleriyle çokça karşılaşılmaktadır. Aşağıda değışik kanat geometrisine sahip borulu kanatlı ısı değıştircileri görölmektedir (Genceli, 1999);



Şekil 3.6 Bireysel boru dışına konulan boru eksenine dik (veya helisel) bazı kanat şekilleri  
(Genceli, 1999)

Boru içinden geçen akışkanın ısı taşınım katsayısının düşük olduğu durumlarda ısı transferini arttırmak adına boru içine de kanat eklenebilir. Eğer borunun iki tarafında akan akışkanların ikisinin de ısı taşınım katsayısı küçük ise borunun hem içine hem de dışına kanat eklenebilir. Bu sayede ısı performansın artırılması sağlanmaktadır (Genceli, 1999).



Şekil 3.7 Boru iç yüzeyindeki kanatlar (Genceli, 1999)

### 3.1.4 Rejeneratif ısı değıştiricileri

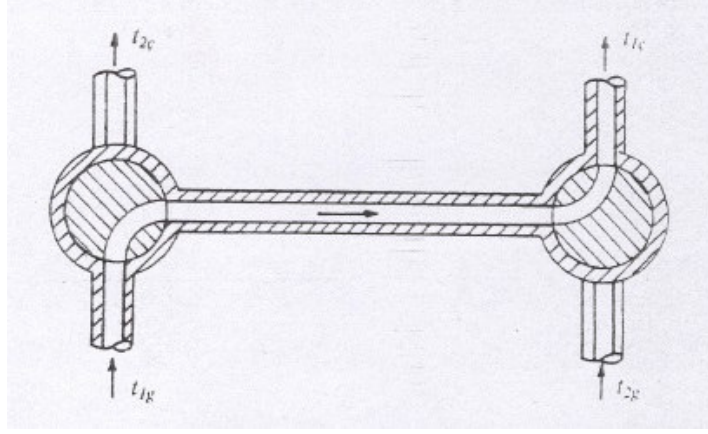
Rejeneratif tip ısı değıştiricilerinde sıcak akışkan tarafından ısı önce bir ortama depo edilir, bu ısı istenildiği zaman ortamdan alınıp soğuk akışkana aktarılır. Bu tip ısı değıştiricilerinin başlıca olumlu özellikleri arasında ilk yatırım maliyetlerinin diğer tipteki ısı değıştiricilere göre az olması ve sistemin kendi kendini temizleme özelliğinin olması gösterilebilir. Sistemde sadece gaz akışkanların kullanılabilir olması ve akışkanlar arasında bir miktar ısı kaçığının olması da rejeneratif tip ısı değıştiricilerin olumsuz özellikleri arasında gösterilmektedir (Genceli, 1999).

#### 3.1.4.1 Sabit dolgu maddeli rejeneratörler

Bu tip bir rejeneratörün çalışma prensibi aşağıdaki şekilde görülmektedir. Isı depolanacağı zaman dolgu maddesinin içinden sıcak akışkan geçirilir ve dolgu maddesine ısı depolanır. Isı geri alımında ise dolgu maddesinin içinden soğuk akışkan geçirilir ve ısı, dolgu maddesinden akışkana aktarılır. Sistemin sürekli



çalışması için aynı tipten iki jeneratöre ihtiyaç vardır, bir çok işletmede ise üç veya dört jeneratör bir arada kullanılmaktadır(Genceli, 1999).



Şekil 3.8 Sabit dolgu maddeli rejeneratörde akımın şematik gösterilişi (Genceli, 1999)

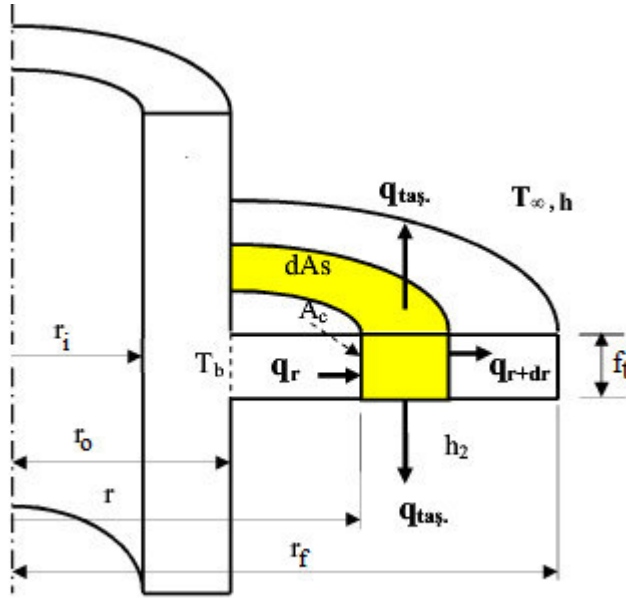
### 3.1.4.2 Döner dolgu maddeli rejeneratörler

Bu tip rejeneratörlerde gazların birbirine karışmaması için çeşitli önlemler alınsa da bunun önüne geçilememektedir. Bu bakımdan döner dolgu maddeli tip rejeneratörlerin dezantavajı olsa da sabit dolgu maddeli rejeneratörlere nazaran sürekli çalışması tercih edilme sebeplerinden birisidir. Döner dolgu maddeli rejeneratörler genellikle gaz türbinleri, buhar kazanları ve iklimlendirme tesislerinde kullanılmaktadır. Disk ve silindir tip olmak üzere iki gruba ayrılmaktadır (Genceli, 1999).

## 4. GENİŞLETİLMİŞ YÜZEYLERDEN ISI TRANSFERİ

### 4.1 Dikdörtgen Profilli Dairesel Kanat

Kanatlarda ısı geçişi gerçekte 2 boyutludur. Fakat çözümleme yapılırken ısı geçişinin bir boyutlu ve yarıçap doğrultusunda olduğu kabul edilir. Diğer yönlerdeki ( $\emptyset$  ve  $z$ ) ısı geçişi ihmal edilebilir. Ayrıca kanatlardan olan ısı geçişi incelenirken, kanat malzemesinin ve ısı iletim katsayısının her yönde aynı olduğu, sistemde zamana bağlı hiçbir değişimin olmadığı, kanat yüzeyinin her noktasında taşınım ile ısı geçişinin ve ısı taşınım katsayısının aynı ve sabit olduğu, kanat içinde ısı üretiminin ve kanat yüzeyinden ışınlama ile ısı geçişinin olmadığı kabul edilmektedir (Incropera ve DeWitt, 2006; Kraus et.al, 2001).



Şekil 4.1 Dikdörtgen profilli dairesel kanat (Polat, 2006)

Şekil 4.1’de dikdörtgen profilli dairesel kanada ait kesit görülmektedir. Bu şekilde gösterilen  $dA_s$  yüzey alanına sahip diferansiyel elemanda enerji korunumu uygulanarak;

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Kontrol hacmine} \\ \text{iletimle giren ısı enerjisi} \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{l} \text{Kontrol hacminden taşınım} \\ \text{ve iletimle çıkan ısı enerjisi} \end{array} \right\}$$

$$q_r = q_{r+dr} + dq_{\text{taşınım}} \quad (4.1)$$

denklemini elde edilir.

Fourier yasasından  $q_r$ , 4.2 numaralı denklemde olduğu gibi yazılır.

$$q_r = -kA_c \frac{dT}{dr} \quad (4.2)$$

$A_c$  = Dairesel kanadın kesit alanıdır.

$r + dr$ 'deki ısı iletimi;

$$q_{r+dr} = q_r + \frac{d(q_r)}{dr} dr \quad (4.3)$$

Taşınımınla geçen ısı geçişi;

$$dq_{taşınım} = h(dA_s)(T(r) - T_\infty) \quad (4.4)$$

$$dA_s = 2 \times 2\pi r dr = 4\pi r dr \quad (4.5)$$

olarak verilmektedir.

4.3 ve 4.4 numaralı denklemler 4.1 numaralı denklemdeki yerlerine yazılırsa;

$$q_r = q_r + \frac{d(q_r)}{dr} dr + h(dA_s)(T(r) - T_\infty) \quad (4.6)$$

elde edilir.

$$\frac{d(q_r)}{dr} dr + h(dA_s)(T(r) - T_\infty) = 0 \quad (4.7)$$

4.2 numaralı denklem 4.7 numaralı denklemde yerine yazılırsa

$$\frac{d(-kA_c \frac{dT}{dr})}{dr} dr + h(dA_s)(T(r) - T_\infty) = 0 \quad (4.8)$$

elde edilir.

$$\frac{d}{dr} \left( -k2\pi r f_t \frac{dT}{dr} \right) dr + h4\pi r dr (T(r) - T_\infty) = 0 \quad (4.9)$$

4.9 numaralı denklemde  $-2\pi k f_t$  sabiti integral dışına çıkartılır ve denklemin her tarafı bu sabite bölünürse

$$\frac{d}{dr} \left( r \frac{dT}{dr} \right) - \frac{2rh}{kf_t} (T(r) - T_\infty) = 0 \quad (4.10)$$

elde edilir. 4.10 numaralı denklem düzenlenirse aşağıdaki şekilde yazılır.

$$r \frac{d^2T}{dr^2} + \frac{dT}{dr} - \frac{2rh}{kf_t} (T(r) - T_\infty) = 0 \quad (4.11)$$

$(T(r) - T_\infty)$  sıcaklık farkını  $\theta$  gibi bir değere eşitlenip, 4.11 numaralı denklem değişken dönüşümü ile daha da basitleştirilebilir.

$$\theta(r) = T(r) - T_\infty \quad (4.12)$$

4.12 numaralı denklemde  $T_\infty$  değeri sabit olduğundan;

$$\frac{d\theta(r)}{dr} = \frac{dT}{dr} \quad (4.13)$$

$$\frac{d^2\theta(r)}{dr^2} = \frac{d^2T}{dr^2} \quad (4.14)$$

yazılabilir. Bu durumlara göre 4.11 numaralı denklem yeniden düzenlenirse;

$$\frac{d^2\theta(r)}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{d\theta(r)}{dr} - m^2\theta(r) = 0 \quad (4.15)$$

elde edilir. 4.15 numaralı denklemde belirtilen  $m$  değeri;

$$m = \sqrt{\frac{2h}{kf_t}} \quad (4.16)$$

4.15 numaralı denklem değişken katsayılı, ikinci mertebeden diferansiyel denklem olduğundan “sıfıncı mertebeden değiştirilmiş Bessel denklemi” olarak adlandırılır. Bu diferansiyel denklemin genel çözümü olan sıcaklık dağılımı denklemi (Kraus et.al, 2001);

$$\theta(r) = c_1 I_0(mr) + c_2 K_0(mr) \quad (4.17)$$

olmaktadır.

17 numaralı denklemdeki  $I_0$  ve  $K_0$  sırasıyla Birinci ve ikinci türden değiştirilmiş sıfıncı mertebeden Bessel fonksiyonlarıdır. Bu denklemdeki  $c_1$  ve  $c_2$  sabitlerinin bulunabilmesi için uygun sınır koşullarının tanımlanması gerekmektedir. Bu şartlardan biri kanat tabanındaki sıcaklıktır. İkinci sınır koşulu

kanadın uç kısmında tanımlanması gerekir. Kanat uç kısmında tanımlanabilecek sınır koşullarından birisi kanat ucunun adyabatik olmasıdır.

#### 4.1.1 Adyabatik uçlu dikdörtgen profilli dairesel kanat analizi

Kanat tabanındaki ( $r = r_o$ ) sıcaklığın yüzey sıcaklığına ( $T_b$ ) eşit olmasıdır.

$$\theta(r_o) = \theta_b = T_b - T_\infty \quad (4.18)$$

4.18 numaralı denklem 4.17 numaralı denklemde yerine yazılarak aşağıdaki denklem elde edilir.

$$\theta_b = c_1 I_0(mr_o) + c_2 K_0(mr_o) \quad (4.19)$$

Adyabatik uçlu dikdörtgen profilli dairesel kanat için kanat ucundaki sınır şartına uygun olarak  $r = r_f$  ve  $T(r) = T(r_f)$  olarak tanımlanırsa

$$\left. \frac{d\theta(r)}{dr} \right|_{r=r_f} = 0 \quad (4.21)$$

elde edilir. Bu sınır şartlarını 4.17 numaralı denklemde yerine yazılarak

$$0 = c_1 I_1(mr_f) - c_2 K_1(mr_f) \quad (4.22)$$

elde edilir. 4.22 numaralı denklemdeki  $I_1$  ve  $K_1$  sırasıyla Birinci ve ikinci türden birinci merteben düzeltilmiş bessel fonksiyonlarıdır. 4.19 ve 4.22 numaralı denklemlerden  $c_1$  ve  $c_2$  sabitleri elde edilir.

$$c_1 = \frac{\theta_b K_1(mr_f)}{[K_0(mr_o)I_1(mr_f) + K_1(mr_f)I_0(mr_o)]} \quad (4.23)$$

$$c_2 = \frac{\theta_b I_1(mr_f)}{[K_0(mr_o)I_1(mr_f) + K_1(mr_f)I_0(mr_o)]} \quad (4.24)$$

4.23 ve 4.24 numaralı denklemler ile gösterilen  $c_1$  ve  $c_2$  integral sabitleri kanat içinde sıcaklık dağılımını veren denklemde yerine yazılır ve gerekli düzenlemeler yapılırsa değişken kesit alanlı,  $k$  sabit ısı iletim katsayılı dikdörtgen

kesitli dairesel bir kanattan, sürekli rejimde ve bir boyutlu, adyabatik uç varsayımına göre sıcaklık dağılımını veren aşağıdaki denklem elde edilir.

$$\frac{\theta(r)}{\theta_b} = \left[ \frac{K_1(mr_f)I_0(mr) + I_1(mr_f)K_0(mr)}{K_0(mr_o)I_1(mr_f) + K_1(mr_f)I_0(mr_o)} \right] \quad (4.25)$$

Kanat yüzeyinden etrafındaki akışkana olan toplam ısı geçişi, enerjinin korunum ilkesine göre kanat tabanından kanada giren ısıya eşittir. Bu durumda kanat tabanında Fourier yasasını uygulayarak kanattan toplam ısı geçişi aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$q_{kanat} = -kA_c \left. \frac{d\theta(r)}{dr} \right|_{r=r_o} \quad (4.26)$$

Kanat içinde sıcaklık dağılımını veren denklemden  $\frac{d\theta(r)}{dr}$  hesaplanır ve 4.26 numaralı denklemde yerine yazılırsa

$$q_{kanat} = 2\pi k r_o f_t \theta_b m \left[ \frac{I_1(mr_f)K_1(mr_o) - K_1(mr_f)I_1(mr_o)}{K_0(mr_o)I_1(mr_f) + K_1(mr_f)I_0(mr_o)} \right] \quad (4.27)$$

elde edilir. Bu denklem değişken kesit alanlı, sabit ısı iletim katsayılı, sürekli rejimde ve bir boyutlu, adyabatik uç varsayımına göre dikdörtgen kesitli dairesel bir kanattan ısı geçişini veren denklemdir.

Kanat verimi kanattan geçen ısının maksimum ısı geçişine oranıdır.

$$\eta_f = \frac{q_{kanat}}{q_{kanat,maksimum}} \quad (4.28)$$

Kanattan maksimum ısı geçişi, tüm kanadın taban sıcaklığında olduğu varsayımına dayanır.

$$q_{kanat,maksimum} = hA_s (T_b - T_\infty) \quad (4.29)$$

$$A_s = 2\pi(r_f^2 - r_o^2) \quad (4.30)$$

$$q_{kanat,maksimum} = h2\pi(r_f^2 - r_o^2)\theta_b \quad (4.31)$$

4.31 ve 4.27 numaralı denklemler 4.28 numaralı denklemde yerine yazılır ve gerekli düzenlemeler yapılırsa, adyabatik uç varsayımına göre dikdörtgen kesitli dairesel bir kanat verimi aşağıdaki gibi gösterilir

$$\eta_{kanat} = \frac{2r_o}{m(r_f^2 - r_o^2)} \left[ \frac{I_1(mr_f)K_1(mr_o) - K_1(mr_f)I_1(mr_o)}{K_0(mr_o)I_1(mr_f) + K_1(mr_f)I_0(mr_o)} \right] \quad (4.32)$$

#### 4.1.2 Dairesel kanatlarda kanat veriminin genel formülü

Adyabatik uç varsayımına göre dikdörtgen kesitli dairesel bir kanat verimi aşağıdaki gibi olduğu yukarıdaki bölümde gösterilmiştir.

$$\eta_{kanat} = \frac{2r_o}{m(r_f^2 - r_o^2)} \left[ \frac{I_1(mr_f)K_1(mr_o) - K_1(mr_f)I_1(mr_o)}{K_0(mr_o)I_1(mr_f) + K_1(mr_f)I_0(mr_o)} \right] \quad (4.33)$$

Yukarıdaki formülde gösterilen kanat verimi farklı dairesel profilli kanatlar için kullanılamamaktadır. Fakat 4.33 numaralı denklem yarıçap oranı cinsinden uyarlanarak ifade edilebilir. Bunun için  $\rho$  ve  $\emptyset$  gibi iki parametre tanımlanmıştır (Kraus et. al, 2001; Pongsoi et al., 2012a).

$$\rho = \frac{r_o}{r_f} \quad (4.34)$$

$$\emptyset = (r_f - r_o)^{3/2} \left( \frac{2h}{kA_p} \right)^{1/2} \quad (4.35)$$

Burada  $A_p$ , kanat profil alanıdır.

$$A_p = f_t(r_f - r_o) \quad (4.36)$$

Denklem 4.33'teki Bessel fonksiyonları içindeki terimler aşağıdaki biçimde ifade edilebilir.

$$mr_f = r_f \left( \frac{2h}{kf_t} \right)^{1/2} = r_f \left( \frac{2h(r_f - r_o)}{kA_p} \right)^{1/2} = r_f(r_f - r_o)^{1/2} \left( \frac{2h}{kA_p} \right)^{1/2} \quad (4.37)$$

$$mr_o = r_o \left( \frac{2h}{kf_t} \right)^{1/2} = r_o \left( \frac{2h(r_f - r_o)}{kA_p} \right)^{1/2} = r_o(r_f - r_o)^{1/2} \left( \frac{2h}{kA_p} \right)^{1/2} \quad (4.38)$$

4.37 ve 4.38 numaralı denklemlerin pay ve paydaları  $(r_f - r_o)$  ile çarpılarak  $mr_f$  ve  $mr_o$  terimleri,  $\emptyset$  parametresi ile ifade edilebilir.

$$mr_f = r_f(r_f - r_o)^{1/2} \left( \frac{2h}{kA_p} \right)^{1/2} = \frac{r_f(r_f - r_o)^{3/2} \left( \frac{2h}{kA_p} \right)^{1/2}}{r_f - r_o} = \frac{r_f \emptyset}{r_f - r_o} \quad (4.39)$$

$$mr_o = r_o(r_f - r_o)^{1/2} \left( \frac{2h}{kA_p} \right)^{1/2} = \frac{r_o(r_f - r_o)^{3/2} \left( \frac{2h}{kA_p} \right)^{1/2}}{r_f - r_o} = \frac{r_o \emptyset}{r_f - r_o} \quad (4.40)$$

4.39 ve 4.40 numaralı denklemleri daha basit biçimde yazabilmek için iki tane yarıçap fonksiyonu tanımlanabilir.

$$R_f = \frac{r_f}{r_f - r_o} = \frac{1}{1 - r_o/r_f} = \frac{1}{1 - \rho} \quad (4.41)$$

$$R_o = \frac{r_o}{r_f - r_o} = \frac{\frac{r_o}{r_f}}{1 - r_o/r_f} = \frac{\rho}{1 - \rho} \quad (4.42)$$

4.39 ve 4.40 numaralı denklemler yarıçap fonksiyonları cinsinden düzenlenir ve yazılırsa

$$mr_f = \frac{1}{1 - \rho} \emptyset = R_f \emptyset \quad (4.43)$$

$$mr_o = \frac{\rho}{1 - \rho} \emptyset = R_o \emptyset \quad (4.44)$$

elde edilir.

Adyabatik uç varsayımına göre dikdörtgen kesitli dairesel bir kanat verimi  $\rho$  ve  $\emptyset$  cinsinden yazılırsa,

$$\eta_{kanat} = \frac{2\rho}{\emptyset(1+\rho)} \left[ \frac{I_1(\emptyset R_f) K_1(\emptyset R_o) - K_1(\emptyset R_f) I_1(\emptyset R_o)}{K_0(\emptyset R_o) I_1(\emptyset R_f) + K_1(\emptyset R_f) I_0(\emptyset R_o)} \right] \quad (4.45)$$

elde edilir.

## 4.2 Sıcaklık Etkinliği-Geçiş Birimi Sayısı Yöntemi

Bu yöntemde sıcak akışkandan soğuk akışkana olan ısı geçişi;

$$Q = P_1 C_1 \Delta T_{maks} = P_2 C_2 \Delta T_{maks} \quad (4.46)$$

eşitliği ile tanımlanır (Shah and Sekulic, 2003). Burada P, akışkan sıcaklık etkinliği,  $C = \dot{m}c_p$ , ısıl kapasite debisidir. 1 ve 2 alt indisleri de akışkanları (sıcak veya soğuk olmasına bakılmaksızın) belirtmektedir.



Her akışkan için sıcaklık etkinliği, incelenen akışkanın sıcaklık değişiminin, ısı değiştiricideki maksimum sıcaklık farkına oranına eşittir. Dolayısıyla 1 ve 2 nolu akışkanların sıcaklık etkinlikleri;

$$P_1 = \frac{T_{1,\zeta} - T_{1,g}}{T_{2,g} - T_{1,g}} = \frac{T_{1,\zeta} - T_{1,g}}{\Delta T_{maks}} \quad (4.47)$$

$$P_2 = \frac{T_{2,g} - T_{2,\zeta}}{T_{2,g} - T_{1,g}} = \frac{T_{2,g} - T_{2,\zeta}}{\Delta T_{maks}} \quad (4.48)$$

olarak verilir.

Geçiş birimi sayısı (NTU), her akışkan için ayrı ayrı tanımlanan boyutsuz bir parametredir (Denklem 4.49 ve Denklem 4.50).

$$NTU_1 = \frac{UA}{(\dot{m}_1 c_{p1})} = \frac{UA}{C_1} \quad (4.49)$$

$$NTU_2 = \frac{UA}{(\dot{m}_2 c_{p2})} = \frac{UA}{C_2} \quad (4.50)$$

Isıl kapasite debilerinin oranı (R), her akışkan için ayrı ayrı tanımlanan boyutsuz parametredir. Bu boyutsuz parametreler aşağıda tanımlanmıştır.

$$R_1 = \frac{\dot{m}_1 c_{p1}}{\dot{m}_2 c_{p2}} = \frac{C_1}{C_2} \quad (4.51)$$

$$R_2 = \frac{\dot{m}_2 c_{p2}}{\dot{m}_1 c_{p1}} = \frac{C_2}{C_1} \quad (4.52)$$

İki akışkana ait ısı kapasite debilerinin oranları arasında

$$R_1 R_2 = 1 \quad (4.53)$$

bağıntısı geçerlidir.

$R_1$  ve  $R_2$  değerleri 0 ile  $\infty$  arasında değişir. Sıfır olması saf buharın yoğuşmasına, sonsuz olması saf sıvının buharlaşmasına karşı gelir.

Akışkanların sıcaklık etkinlikleri ve ısı kapasite debilerinin oranları arasında aşağıdaki bağıntılar geçerlidir.

$$P_1 = P_2 R_2 \quad (4.54)$$

$$P_2 = P_1 R_1 \quad (4.55)$$

Bu parametreler arasındaki ilişki, ısı değiştiricide tüm çalışma aralığını ( $0 \leq R \leq \infty$ ) kapsayacak şekilde verilmiştir.

$$P_1 = \emptyset(NTU_1, R_1, Akış duzenlemesi) \quad (4.56)$$

$$P_2 = \emptyset(NTU_2, R_2, Akış duzenlemesi) \quad (4.57)$$

Bu bağıntılarda yer alan 1 ve 2 alt indisleri sadece akışkanları tanımlar, akışkanın sıcak veya soğuk,  $C_{min}$  veya  $C_{max}$  olması onemli değildir.

Çapraz akışlı, akışkan 1'in karıştığı, akışkan 2'nin karışmadığı ısı değiştiricide akışkan 1 için sıcaklık etkinliği (Shah and Sekulic, 2003)

$$P_1 = 1 - \exp\left[-\frac{1 - \exp(-R_1 NTU_1)}{R_1}\right] \quad (4.58)$$

geçiş birimi sayısı da

$$NTU_1 = \frac{1}{R_1} \ln\left[\frac{1}{1 + R_1 \ln(1 - P_1)}\right] \quad (4.59)$$

olarak verilir.

### 4.3 Isı Taşınım Katsayısının Bulunması

Tez alışmasında L ayaklı spiral kanatlı boru demeti uzerinden geçen havanın ısı taşınım katsayısının bulunması için 4.2 numaralı bölümde anlatılan sıcaklık etkinliği-geçiş birimi sayısı yöntemi kullanılmıştır. Deneyle, borular uzerinden çapraz akışta geçen havanın hızı ve borular içerisinden geçen suyun sıcaklığı değiştirilerek gerçekleştirilmiştir. Yapılan analizler esnasında dış ortam sıcaklığındaki havanın Reynolds sayısı 4500 ila 23000 arasında değiştirilmiştir. Borular içerisinden geçen suyun debisi ise 2,3 L/dak değerinde sabit tutulmuş, sıcaklığı ise 40 C, 50 C, 60 C ve 70 C olarak değiştirilerek deneyler gerçekleştirilmiştir.

Deney sonuçlarına göre ilk olarak akışkanlar arasındaki ortalama ısı geçişi bulunmuştur. Bunun için hava ve su tarafından olan ısı geçişleri bulunarak aritmetik ortalaması alınmıştır. Hava ve su tarafından olan ısı geçişi bulunurken, havanın giriş ve çıkış sıcaklığları J tipi termokupl ile llmştir. Suyun giriş ve

çıkış sıcaklığı PT-100, debisi ise elektromanyetik bir debimetre ile ölçülmüştür. Bu ölçülen değerler veri toplama ünitesi sayesinde bilgisayar ekranında görülmektedir. Havanın debisi ise hava hız ölçüm probu ile havanın hızı ölçüldükten sonra  $\rho_h V_h A_{hava,kanal}$  formülü ile hesaplanmıştır. Burada  $\rho_h$  havanın yoğunluğu,  $V_h$  havanın hızı,  $A_{hava,kanal}$  ise havanın hızının ölçüldüğü kanalın kesit alanıdır.

Hava tarafına olan ısı geçişi;

$$Q_h = \dot{m}_h c_{p,h} \Delta T_h \quad (4.60)$$

$$Q_h = \text{Hava tarafına olan ısı geçişi} \quad (\text{W})$$

$$\dot{m}_h = \text{Havanın kütle debisi} \quad (\text{kg/s})$$

$$c_{p,h} = \text{Havanın özgül ısısı} \quad (\text{J/kg K})$$

$$\Delta T_h = \text{Havanın çıkış ve giriş sıcaklıkları farkı} \quad (\text{K})$$

Su tarafından ısı geçişi;

$$Q_s = \dot{m}_s c_{p,s} \Delta T_s \quad (4.61)$$

$$Q_s = \text{Su tarafından ısı geçişi} \quad (\text{W})$$

$$\dot{m}_s = \text{Suyun kütle debisi} \quad (\text{kg/s})$$

$$c_{p,s} = \text{Suyun özgül ısısı} \quad (\text{J/kg K})$$

$$\Delta T_s = \text{Suyun giriş ve çıkış sıcaklıkları farkı} \quad (\text{K})$$

Ortalama ısı geçişi;

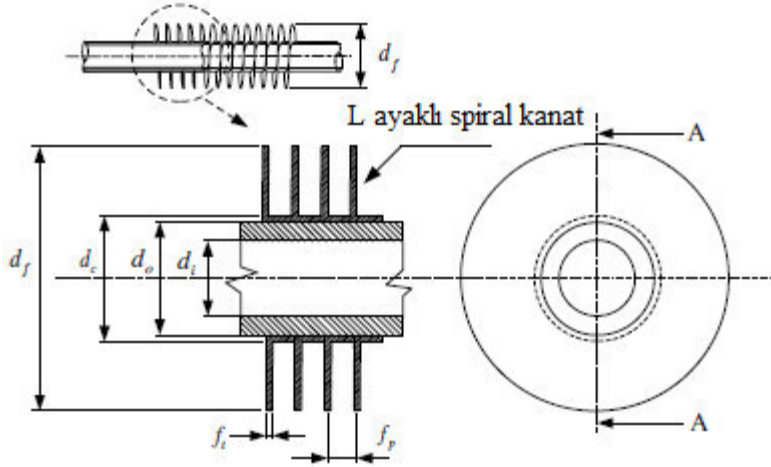
$$Q_{ort} = \frac{|Q_h| + |Q_s|}{2} \quad (4.62)$$

4.2 numaralı bölümde sıcaklık etkinliği-geçiş birimi sayısı yöntemi anlatılmış ve hava tarafına ait geçiş birimi sayısının formülü 4.59 numaralı denklem ile gösterilmiştir. Bu çalışmada incelenen L ayaklı spiral kanatlı borulu ısı değiştiricinin ısı taşınım katsayısının bulunması içinde sıcaklık etkinliği-geçiş birimi sayısı yöntemi kullanılmıştır.

4.59 numaralı denklemden bulunan  $NTU_1$  değeri 4.49 numaralı denklemde yerine yazılırsa UA değeri elde edilir. Elde edilen UA değeri L ayaklı spiral kanatlı borulu ısı değiştirici için toplam ısı kayıp katsayısını veren 4.63 numaralı denklemde yerine yazılır ve ısı taşınım katsayısı hesaplanır.

$$\frac{1}{U_o A_o} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(d_o/d_i)}{2\pi k_t L} + \frac{\ln(d_c/d_o)}{2\pi k_f L} + \frac{1}{\eta_o h_o A_o} \quad (4.63)$$

4.63 numaralı denklemde belirtilen L ayaklı spiral kanatlı boruya ait uzunluk parametreleri Şekil 4.2’de gösterilmiştir.



Şekil 4.2 L ayaklı spiral kanatlı borunun şematik resmi (Pongsoi et al., 2013)

Su tarafındaki ısı taşınım katsayısı Sieder and Tate tarafından önerilen bağıntı ile hesaplanmıştır (Incropera ve DeWitt, 2006).

$$h_i = \frac{k_s}{d_i} 1,86 \left( \frac{Re_i Pr_s d_i}{L} \right)^{1/3} \left( \frac{\mu}{\mu_y} \right)^{0,14} \quad (4.64)$$

$$Nu_i = \frac{h_i d_i}{k_s} \quad (4.65)$$

ise;

$$h_i = \frac{Nu_i k_s}{d_i} \quad (4.66)$$

$d_i$ = Boru iç çapı

$k_s$  = Boru içerisindeki akışkanın ısı iletim kat sayısı

$$Re_{di} = \frac{\rho_s V_s d_i}{\mu_s} \quad (4.67)$$

$\rho_s$  = Boru içerisindeki akışkanın yoğunluğu

$V_s$  = Akışkanın boru içerisine giriş hızı

$d_i$  = borunun iç çapı

$\mu_s$  = Borunun içinden akan akışkanın dinamik viskozitesi

Toplam yüzey verimi;

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A_o} (1 - \eta) \quad (4.68)$$

$\eta_o$  = Toplam yüzey verimi

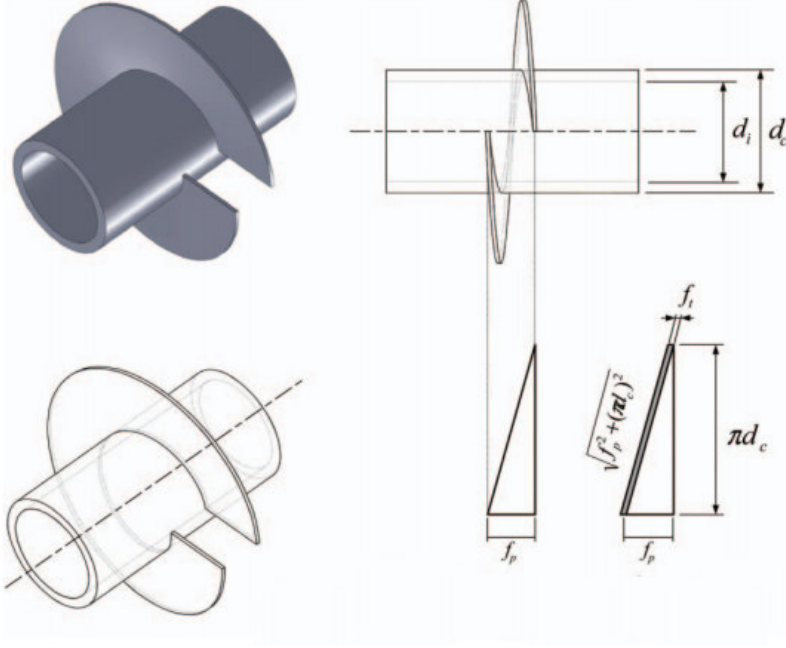
$A_f$  = Kanat toplam yüzey alanı

$A_b$  = boru asal yüzey alanı

$\eta$  = Kanat verimi

$$A_b = N_T N_L \left[ \pi d_c L - \left( \sqrt{f_p^2 + (\pi d_c)^2} \right) \times f_t \left( \frac{L}{f_p} \right) \right] \quad (4.69)$$

Kanatsız olan boru yüzey alanının bulunabilmesi için verilen denklem 4.28'deki  $\left( \left( \sqrt{f_p^2 + (\pi d_c)^2} \right) \times f_t \right)$  değeri şekil 4.3'tende görüldüğü üzere bir spiral kanadın profil alanıdır.



Şekil 4.3 Bir spiral kanadın profil alanı (Pongsoi et al., 2012a)

$$A_f = N_T N_L \left( \frac{L}{f_p} \right) [0.5\pi d_f^2 - 0.5\pi d_c^2 + \pi d_f f_t] \quad (4.70)$$

$$A_o = A_b + A_f \quad (4.71)$$

$A_o$  = Toplam ısı transfer yüzey alanı

$N_T$  = Boru demetine çapraz yöndeki boru sayısı

$N_L$  = Boru demetine aksenal yöndeki boru sayısı

Kanat veriminin bulunması için Gardner tarafından önerilen formül kullanılmıştır.

$$\eta = \frac{2\psi}{\phi(1+\psi)} \frac{I_1(\phi R_f)K_1(\phi R_o) - I_1(\phi R_o)K_1(\phi R_f)}{I_0(\phi R_o)K_1(\phi R_f) + I_1(\phi R_f)K_0(\phi R_o)} \quad (4.72)$$

$$\phi = (r_f - r_o)^{3/2} \left( \frac{2h_o}{k_f A_p} \right)^{1/2} \quad (4.73)$$

$A_p$  kanat kesit alanı şu şekilde hesaplanır;

$$A_p = f_t (r_f - r_o) \quad (4.74)$$

$R_f$  ve  $R_o$  yarı çapların oranı cinsinden;

$$R_f = \frac{1}{1-\psi} \quad (4.75)$$

$$R_o = \frac{\psi}{1-\psi} \quad (4.76)$$

şeklinde yazılır.

Boyutsuz  $\psi$  sayısı;

$$\psi = \frac{r_o}{r_f} \quad (4.77)$$

Yukarıda verilen denklemler yardımıyla hava tarafındaki ısı taşınım katsayısı ( $h_o$ ) hesaplanır. Hava tarafından olan ısı taşınım katsayısı hesaplandıktan sonra 4.78 numaralı denklem ile hava tarafına ait Colburn faktörü hesaplanır.

$$j = \frac{h_o}{\rho_h V_{h,maks} C_{P_h}} (Pr_h)^{2/3} \quad (4.78)$$

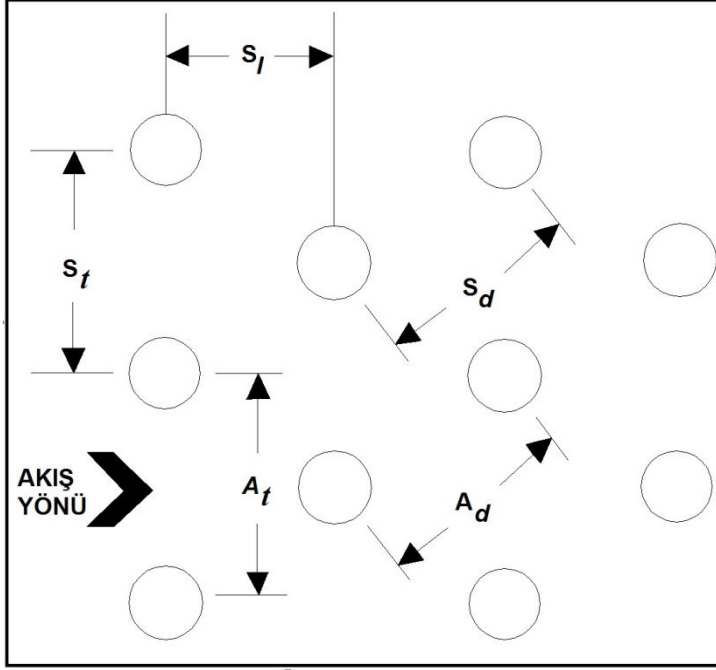
Sürtünme faktörü Pongsoi et al. (2012c) tarafından önerilen bağıntı kullanılarak hesaplanmıştır.

$$f = \frac{A_{min} \rho_m}{A_o} \left[ \frac{2\Delta P}{G_c^2} \right] \quad (4.79)$$

Burada  $\rho_m$  havanın giriş ve çıkış yoğunluğunun aritmetik ortalamasıdır.

$$G_c = \frac{\dot{m}_h}{A_{min}} \quad (4.80)$$

Kaydırılmış sıralı boru demetinde  $A_t$  kesitinden geçen akışkan sonraki sırada borunun etrafını sararak  $2A_d$  kesitinden geçer. Minimum akış kesit alanı,  $A_t$  veya  $2A_d$ 'de meydana gelir (Hewitt et. al.) (Şekil 4.4).



Şekil 4.4 Kaydırılmış sıralı boru demeti

$$A_d = N_T L \left[ S_d - d_c - \frac{2f_t h}{f_p} \right] \quad (4.81)$$

$$A_t = N_T L \left[ S_t - d_c - \frac{2f_t h}{f_p} \right] \quad (4.82)$$

Eğer akış  $A_t < 2A_d$  alanından geçerse yani;

$$S_t < 2S_d - d_c - \frac{2f_t h}{f_p} \quad (4.83)$$

olduğu durumda minimum akış kesit alanı  $A_t$ 'de meydana gelir. Böylece

$$A_{min} = N_T L \left[ S_t - d_c - \frac{2f_t h}{f_p} \right] \quad (4.84)$$

olur.

Eğer akış  $A_t > 2A_d$  alanından geçerse yani;

$$S_t > 2S_d - d_c - \frac{2f_t h}{f_p} \quad (4.85)$$

olduğu durumda minimum akış kesit alanı  $2A_d$ 'de meydana gelir. Böylece



$$A_{min} = 2N_T L \left[ S_d - d_c - \frac{2f_t h}{f_p} \right] \quad (4.86)$$

olur.

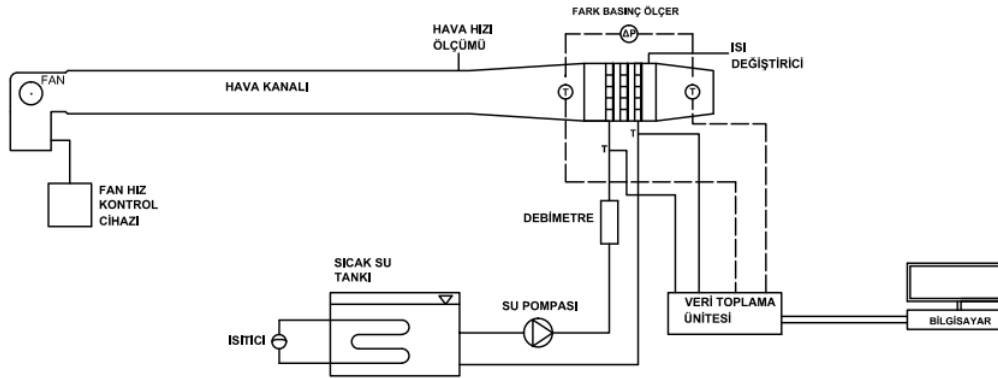
## 5. DENEYSEL ÇALIŞMA VE ÖLÇÜM CİHAZLARI

### 5.1 Deneysel Çalışma

Isı değiştiriciler endüstride birçok alanda yaygın olarak kullanılmaktadırlar. En yaygın kullanıma sahip olanlar ise kanatlı-borulu ısı değiştiricilerdir. Bu tip ısı değiştiricilerde, değişik tasarımlar geliştirilerek en fazla ısı geçişinin sağlanması konusu birçok bilimsel çalışmanın yapılmasına yol açmıştır. Yapılan bilimsel çalışmalarda kanat yapısı, kalınlığı, uzunluğu, kanat hatvesi, kanat şekilleri, boru demetlerindeki borular arası mesafe ve boru diziliş şekilleri gibi birçok parametre değiştirilerek bu değişikliklerin ısı geçişi üzerindeki etkileri gözlemlenmiştir. Yapılan analizler sonucu maksimum ısı geçişini veren ısı değiştirici tipleri tespit edilmeye çalışılmıştır. Bu tez çalışmasında da L ayaklı spiral kanatlı-borulu ısı değiştiricisinin ısı analizleri deneysel olarak yapılmıştır. Yapılan deneyler Ege Üniversitesi Makine Mühendisliği bölümünde gerçekleştirilmiştir.

### 5.2 Deney Düzeneliği

Çalışmada kullanılan deney düzeneliğinin şematik resmi Şekil 5.1'de görölmektedir.



Şekil 5.1 Deney düzeneliğinin şematik resmi

Deney düzeneği fan, hava kanalı, fan hız ayar ünitesi, ısı değiştirici, sıcak su tankı, su pompası, elektrik panosu, sıcaklık kontrol sistemi (PID), veri toplama ünitesi, hız ve sıcaklık ölçüm cihazlarından oluşmaktadır. Yapılan deneylerde boru demetleri üzerinden çapraz akışta ortam sıcaklığındaki hava, borular içerisinden ise sıcak su geçirilmiştir. Deneyler, hava hızı ve su giriş sıcaklığı değiştirilerek gerçekleştirilmiştir. Belirtilen bu şartlar altında yapılan deneylerle sistemin ısı performansını incelenmiştir. Deney düzeneği elemanları ve ölçüm aletlerinin teknik özellikleri aşağıda belirtilmektedir.

### 5.2.1 Fan

Deney düzeneğinde 3 kW motor gücüne sahip tek emişli radyal fan kullanılmıştır. Fan yardımı ile dış ortam sıcaklığındaki hava çekilip, hava kanalları vasıtasıyla ısı değiştiriciye gönderilmektedir.

### 5.2.2 Fan hız kontrol cihazı

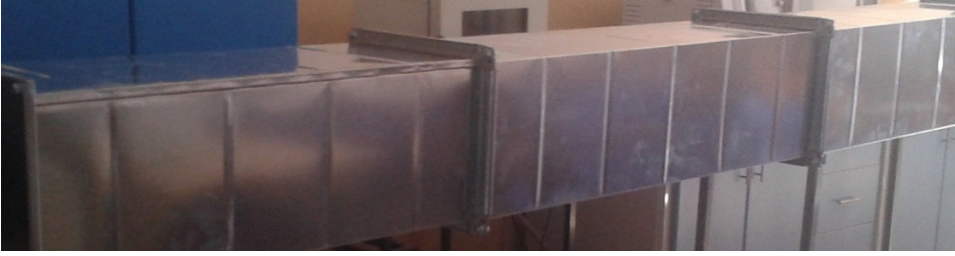
Fan hızı 0,1 ila 400 Hz çıkış frekans aralığında çalışan bir fan hız kontrol cihazı yardımıyla kontrol edilmiştir. 0,01 Hz frekans ayar çözünürlüğüne sahip olan bu cihaz ile istenilen hızlardaki havanın ısı değiştiriciye gönderilmesi sağlanmıştır. şekil 5.2'de fan hız kontrol cihazına ait resim görülmektedir.



şekil 5.2 Fan hız kontrol cihazı

### 5.2.3 Hava kanalı

Akış kesiti  $262 \times 300 \text{ mm}^2$  olan hava kanallarının ikisi 1 m, biri 80 cm'dir. Ayrıca bir genişleme kanalı sayesinde fan çıkışından alınan hava ısı değiştiriciye gönderilmektedir. Fan ile kanal içerisine gönderilen havanın hızı, genişleme kanalına girmeden önce ölçülmektedir. Hava hızı ölçüm noktasında türbülanslı akışın hidrodinamik olarak tam gelişmiş olması için fan çıkışından sonraki kanalın hidrolik çapın 10 katı olması gerekmektedir (Çengel, 2011; Incropera and DeWitt, 2006). Hava kanallarının boyu, bu koşul dikkate alınarak belirlenmiştir (Şekil 5.3).



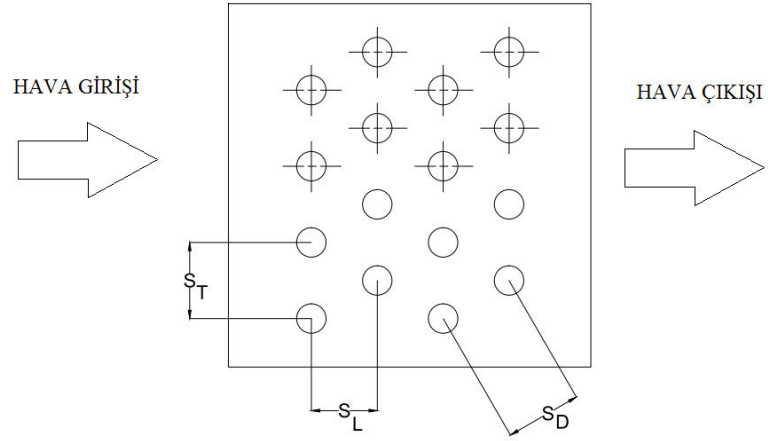
Şekil 5.3 Hava kanalı

### 5.2.4 Isı değiştirici

Isı değiştiricide hava, borular içindeki suya göre çapraz akışta geçirilmiştir. Borular kaydırılmış sıralı olarak yerleştirilmiştir. 262,5 mm yüksekliğine, 400 mm genişliğine ve 262 mm uzunluğuna sahip ısı değiştiricide hava akışına paralel ( $N_L$ ) ve hava akışına dik yönde ( $N_T$ ) olacak şekilde dörder sıra halinde dizilmiş toplam 16 borudan oluşan spiral kanatlı-boru demeti bulunmaktadır (Şekil 5.4). Isı değiştiricideki borular hava akışına paralel yönde ( $S_L$ ) 47,63 mm, hava akışına dik yönde ( $S_T$ ) 55 mm aralıklı ve borular arasındaki diyagonal uzaklık ( $S_D$ ) 55 mm olmak üzere eşkenar üçgen oluşturacak şekilde dizilmişlerdir (Şekil 5.5). Isı değiştiricinin dış çevreye olan ısı transferini engelleyebilmek için etrafı kaya yünü ile kaplanmıştır.



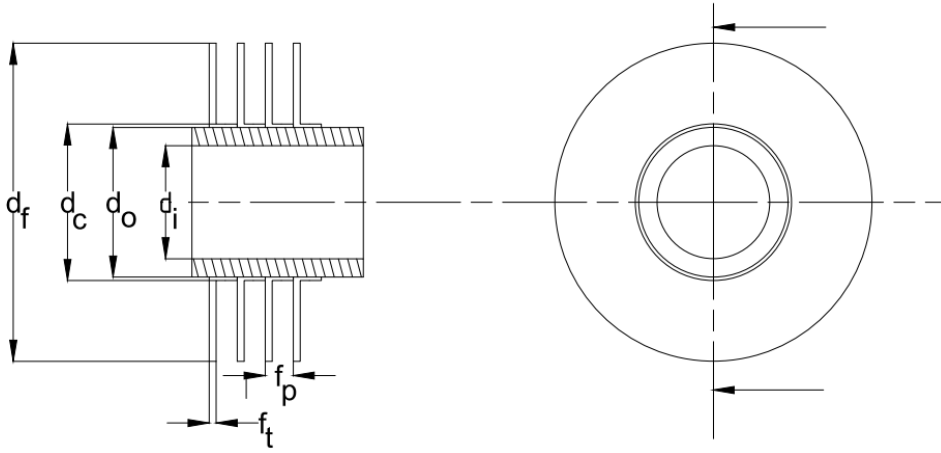
Şekil 5.4 Isı değiştirici



Şekil 5.5 Isı değiştiricinin şematik resmi

### 5.2.5 Spiral kanatlı borular

Isı değiştiricideki boruların ve kanatların malzemesi olarak karbon çeliği kullanılmıştır. Şekil 5.6'da görüldüğü üzere boruların iç çapı ( $d_i$ ) 16,1 mm, dış çapı ( $d_o$ ) ise 21,3 mm'dir. Borular etrafına sarılmış L ayaklı spiral kanatların çapı ( $d_f$ ) 45,3 mm ve kalınlığı ( $f_t$ ) ise 0,5 mm'dir. Kanat hatve mesafesi ( $f_p$ ) 3,3 mm ve kanat ayağı dış çapı ( $d_c$ ) 22,3 mm'dir.



Şekil 5.6 L ayaklı spiral kanatlı borunun şematik resmi

### 5.2.6 Su pompası

Soğutucu akışkan olarak kullanılan şebeke suyu Wilo marka su pompası ile su deposundan alınıp ısı değiştirici kutusundaki borular içerisine gönderilmektedir. Su pompası, üzerine takılı bir invertör yardımıyla farklı devirlerde ayarlanarak farklı debilerdeki suyun borular içerisinden geçmesine olanak sağlanmaktadır (Şekil 5.7).



Şekil 5.7 Su pompası

### 5.2.7 Sıcak su tankı

Deney düzeneğinde yer alan sıcak su tankı Şekil 5.8’de görülmektedir. Bu tank ısı değiştiricideki borular içerisinde sirkülasyonu yapılacak olan sıcak suyun sağlanması amacıyla kullanılmaktadır. Çelik sacdan yapılmış olan bu sıcak su tankının çap ve yüksekliği sırasıyla 0,32 m ve 0,47 m’dir. Tank içerisindeki suyun ısıtılabilmesi için tank içerisine üç adet 3 kW’lık elektrikli ısıtıcı yerleştirilmiştir. Bu elektrikli ısıtıcılar için ısıtma tankının yan yüzeyinin üç farklı yerinden 0,032 m çapında delik açılmış ve bu deliklere manşon vasıtasıyla yerleştirilmişlerdir. Suyun istenilen sıcaklıklara ısıtılması işlemi bu elektrikli ısıtıcılar ile sağlanmaktadır.

Sıcak su tankının yan yüzeyinin üst kısmında 0,02 m çapında sıcak su çıkış kanalı vardır. Bu kanalın tankın üst kısmında bulunmasının nedeni tank içerisinde ısıtılmış su kütlelerinin tankın her zaman üst kısmında toplanmasıdır. Bu sayede ısı değiştiriciye daima sabit sıcaklıkta sıcak su gönderilebilmektedir.

Sıcak su tankının içerisini temizleyebilmek için silindirik yüzeyinin alt kısmına 0,02 m çapında delik açılarak bir kapak ile kapatılmıştır. Sıcak su tankının alt kısmında soğuk su girişi, üst kısmında ise manometre, vana ve emniyet vanası yer almaktadır. Isı değiştiriciye gönderilen suyun basıncı, üst kısımda bulunan manometreden okunabilmektedir. Sıcak su tankının içerisinde meydana gelen basıncı düşürmek için ise tankın üst kısmına 8 litrelik bir genişleme tankı konulmuştur.

Sıcak su tankından çevreye olabilecek ısı kaybını önlemek için tankın dış yüzeyine 0,01 m kalınlığında elastomerik kauçuk köpük sarılarak yalıtım yapılmıştır. Yalıtım malzemesinin üzeri ise ince alüminyum folyo ile kapatılmıştır.



Şekil 5.8 Sıcak su tankı

### 5.2.8 Elektrik panosu

Şekil 5.9’da görülen elektrik panosu içerisinde elektrik hattı paneline ait elemanların hepsi monte edilmiştir. Bu pano içerisinde bulunan sistemleri muhafaza etmekte ve kontrol sistemlerinin bir arada bulunmasını sağlamaktadır. Pano içerisinde sıcaklık kontrol ünitesi, çok kanallı tarayıcı ve debimetre için 24 V’luk güç kaynağı bulunmaktadır.



Şekil 5.9 Elektrik panosu



### 5.2.9 Sıcaklık kontrol ünitesi (PID)

Deney sırasında ısıtma tankından ısı değiştiriciye gönderilen suyun sıcaklığının belirli değerlere ayarlanması ve belirli sınırlar içerisinde kontrol edilmesi amacıyla sıcaklık kontrol sistemi (PID) kullanılmaktadır (Şekil 5.10).



Şekil 5.10: Sıcaklık Kontrol Ünitesi (PID)

### 5.2.10 Veri toplama ünitesi (Data Logger)

Deney düzeneğinde verilerin toplanması ve bilgisayara kaydedilmesi amacıyla iki adet 32 kanallı veri kaydedici (ELİMKO E-680) kullanılmıştır. Bu iki veri kaydedici bir birleştirici cihaz (RS485-RS232 dönüştürücü) ile bilgisayara bağlanmış olup, deney düzeneği üzerinde çeşitli konumlarda yerleştirilmiş olan termo elemanlardan alınan sıcaklık ölçüm verilerinin bilgisayara kaydedilmesini sağlamaktadır. Söz konusu veri toplama sistemi Şekil 5.11'de gösterilmiştir.



Şekil 5.11 Veri toplama ünitesi (Data Logger)

### 5.2.11 Fark basınç ölçer

Spiral kanatlı borular üzerinden akan havanın basınç düşümünü ölçmek için 0 ila 500 pascal ölçüm aralığına sahip bir fark basınç göstergesi kullanılmıştır. Bu gösterge  $\pm\%2$  doğrulukla  $-5$  ila  $60^{\circ}\text{C}$  çalışma aralığına sahiptir (Şekil 5.12).



Şekil 5.12 Fark basınç ölçer

### 5.2.12 Debimetre

Su pompası yardımıyla su deposundan alınıp ısı değiştiriciye gönderilen suyun debisini ölçmek için kobold marka elektromanyetik bir debimetre kullanılmıştır (şekil 5.13). Sistemde kullanılan bu debimetre sayesinde farklı kademeli sirkülasyon pompasından ısı değiştiriciye gönderilen suyun her kademedeki debisi llebilmektedir. Bu elektromanyetik debi ölçer (4-20 mA analog ıkışlı, 24 VDC ile çalışan), kanaldan su geçtikçe oluşan akış değerine göre çektiği akımı değiştirerek debi değerini elektrik akımı cinsinden lebilmemizi sağlar. Debi ler Elimko marka veri toplama ünitesine bağlıdır.



şekil 5.13 Debimetre

### 5.2.13 Sıcaklık lerler

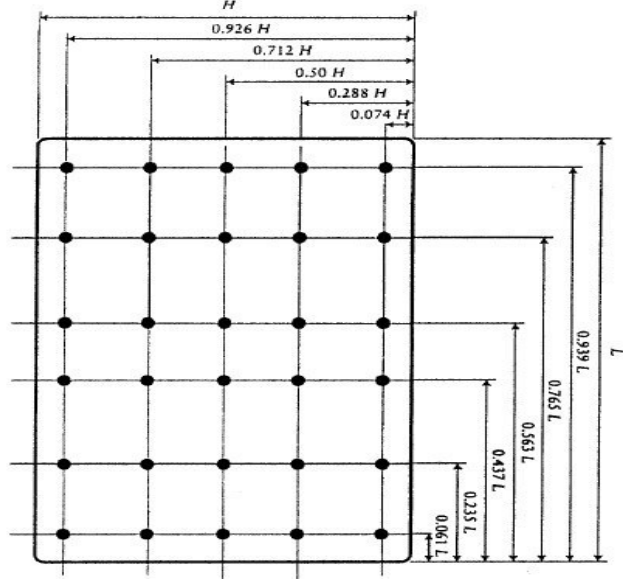
Havanın ısı değiştiriciye giriş sıcaklığını ölçmek için 3 adet, çıkış sıcaklığını ölçmek için ise 6 adet -200 ila +800 C aralığında ölçüm alınabilmesine olanak sağlayan ve  $\pm 0,5$  C ölçüm hassasiyetine sahip J tipi termokupl kullanılmıştır. Suyun ısı değiştiriciye giriş ve çıkış sıcaklığını ölçmek için ise ısı değiştiricinin su giriş ve çıkış kısmında birer adet  $\pm 0,01$  C ölçüm hassasiyetine sahip PT-100 kullanılmıştır (şekil 5.14).



Şekil 5.14 Sıcaklık ölçerler

#### 5.2.14. Hava hız Ölçer

Fan yardımıyla dış ortamdan çekilip ısı değiştiriciye gönderilen havanın kanal içindeki hızını ölçmek için teleskobik hava hız ölçüm sensörü kullanılmıştır. Bu sensörün çalışma aralığı 0 ila 10 m/s hava hızı ve -20 ila 70 °C sıcaklıkları arasındadır. Sensörün sıcaklık ve hız ölçümündeki doğruluğu sırasıyla  $\pm 0,5$  °C ve  $\pm 0,03$  m/s' dir. Fan çıkışından sonra kanaldan geçen havanın hızının ölçülebilmesi için hidrodinamik olarak tam gelişmiş bölgede olması gerekmektedir. Bu nedenle fanın çıkışından sonra havanın geçtiği kanal hidrolik çapının 10 katı uzunluğunda imal edilmiş ve hız ölçümü kanalın çıkış kısmında yapılmıştır (Çengel, 2011; Incropera and DeWitt, 2006). Hava hızı ölçümünde dikdörtgen kanallarda kullanılan Log Chebyshev yöntemi kullanılmıştır (Burgess et al., 2004). Bu yöntemle göre kanal içerisinde minimum 25 noktadan ölçüm alınmalı ve noktalar arasındaki mesafenin 15,24 cm'yi geçmemesi gerekmektedir. Kanal içerisindeki hız ölçüm noktaları belirlenirken kanal boyutlarına göre kaç noktadan ölçüm alınacağı önceden belirlenmeli ve Çizelge 5.1'de gösterilen kanal içerisindeki nokta sayısına göre verilmiş katsayıları kullanarak ölçüm noktalarının konumları hesaplanmalıdır. Şekil 5.15'de kanal içerisindeki hız ölçüm noktalarının nasıl belirlenmesi gerektiği örnek olarak gösterilmiştir.



Şekil 5.15 Log Chebyshev kuralına göre dikdörtgen kanalda ölçüm yerleri (Burgess et al., 2004)

Çizelge 5.1 Log Chebyshev kuralına göre farklı nokta sayısına bağlı olarak dikdörtgen kanal içi ölçüm yerleri (Burgess et al., 2004)

Kanalın dik yönündeki ölçüm nokta sayısı	Ölçüm Noktalarının Kanalın Duvarından Olan Uzaklıklarının Belirlenmesi İçin Kullanılacak Katsayılar									
	5	0,074	0,288	0,500	0,712	0,926	-	-	-	-
6	0,061	0,235	0,437	0,563	0,765	0,939	-	-	-	-
8	0,046	0,175	0,342	0,400	0,600	0,658	0,825	0,954	-	-
10	0,037	0,141	0,263	0,338	0,456	0,544	0,662	0,737	0,859	0,963

### 5.3 Hata Analizi

Dünya’da gelişen teknoloji sayesinde incelenmesi gereken bir olay için pahalı sistemler kurulup, süreci etkileyen parametrelerin etkilerinin belirlenmesi amacıyla çok sayıda deneysel çalışma yapmak yerine, aynı koşul ve şartların oluşturulabildiği simülasyon programı ile sayısal olarak bu analizleri gerçekleştirmek günümüzde mümkün olmaktadır. Sayısal çalışmalardan elde edilen sonuçlar gerçeğe çok yakın olmasına rağmen bu çalışmaların sonuçlarının deneysel çalışmalarla desteklenmesi gerekliliği geçerliliğini halen korumaktadır. Deneysel çalışmalardan elde edilen sonuçlar kesin sonuçları yansıtmamaktadır. Bunun sebebi ise deneysel çalışmadaki ölçüm hatalarından kaynaklanmaktadır. Yapılan bu hata miktarının belirlenmesi ise deneysel çalışma sonunda elde ettiğimiz sonuçların ne ölçüde doğru olduğunu belirlememizde bize yol gösterici olacaktır.

Deney sonuçlarının doğruluğunu etkileyebilecek hatalar iki farklı şekilde karşımıza çıkmaktadır. Bunlardan ilki deneyi yapan kişiden kaynaklanan hatalar, ikincisi ise deney düzeneğinin ve ölçüm araçlarının yapısından kaynaklanan hatalardır. Deneyi yapan kişiden kaynaklanan hatalar kişiden kişiye göre değişir ve bu konuda daha bilgili bir kişi tarafından deneyler yapılarak veya deneyi yapan kişiye eğitim verilerek bu hata türü giderilebilir. Fakat deney düzeneği ve ölçüm araçlarının yapısından kaynaklanan hataların ortadan kaldırılması ise her zaman mümkün olamamaktadır. Bu hataları üç ayrı grupta toplayabiliriz. İlk olarak deneyde kullanılan araçların imalatı sırasında yapılan hataları söyleyebiliriz. İkinci olarak söylenebilecek hata türü ise ölçüm sonucunda aynı büyüklüğe sahip değerlerin tekrar okunması sırasında ortaya çıkabilecek sabit hatadır. Üçüncü ve son olarak söylenebilecek hata türü ise deney düzeneğindeki araç ve gereçlerin elektronik salınımlarından ve sürtünme etkilerinden kaynaklanan rastgele hatalardır.

Hata analizi sonuçların yorumlanması aşamasında yol gösterici olabileceği gibi ölçüm araçlarının ve metodunun seçiminde de etkili olacaktır. Bu sayede uygun ölçüm araçları ve metotları kullanılarak deneysel sonuçların belirsizliği minimum seviyeye indirilecektir. Hata analizi ile ölçülen değerlerden hangisinin

toplam hata miktarına en fazla etki ettiği belirlenebilecek ve bu ölçümler için önlem alınarak deneysel sonuçların belirsizliği bu şekilde de azaltılabilecektir.

$x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$  bağımsız değişkenlerine bağlı bir R değerinin ölçülmesi anında hatalar nedeniyle ortaya çıkan  $W_R$  belirsizliği 5.1 numaralı denklemde gösterildiği şekilde hesaplanabilir; (Akpınar 2005; Gürlek 2012; Coblenz 2009, Holman 2001)

$$W_R = \left[ \left( \frac{\partial R}{\partial x_1} W_{x_1} \right)^2 + \left( \frac{\partial R}{\partial x_2} W_{x_2} \right)^2 + \dots + \left( \frac{\partial R}{\partial x_n} W_{x_n} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (5.1)$$

5.1 numaralı denklemdeki  $W_{x_1}, W_{x_2}$  ve  $W_{x_n}$  bağımsız değişkenlerin belirsizliğidir. Bu denklemde bulunan türev ifadeleri bulunarak yerlerine yazılır ve R değerine bölünürse, R değeri için toplam belirsizlik 5.2 numaralı denklemde gösterildiği gibi bulunur.

$$\frac{W_R}{R} = \left[ \left( \frac{W_{x_1}}{x_1} \right)^2 + \left( \frac{W_{x_2}}{x_2} \right)^2 + \dots + \left( \frac{W_{x_n}}{x_n} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (5.2)$$

### 5.3.1 Su tarafından olan ısı geçişi için belirsizlik hesabı

Su tarafından olan ısı geçişi,

$$Q_s = \dot{m}_s C_{P_s} (T_{s,g} - T_{s,\zeta}) \quad (5.3)$$

denklemini ile hesaplanır. Bu denklem yeniden düzenlenirse

$$Q_s = \rho_s \dot{V}_s C_{P_s} (T_{s,g} - T_{s,\zeta}) \quad (5.4)$$

elde edilir.

Denklem 5.4'de görüldüğü üzere su tarafından olan ısı geçişi, ölçülen değerlerin fonksiyonu  $Q_s = f(\rho_s, \dot{V}_s, C_{P_s}, T_{s,g}, T_{s,\zeta})$  olarak yazılabilir. Su tarafından olan ısı geçişi için belirsizlik ifadesi 5.5 numaralı denklemdeki gibi olmaktadır.

$$\begin{aligned}
& W_{Q_s} \\
&= \left[ \left( \frac{\partial Q_s}{\partial \rho_s} W_{\rho_s} \right)^2 + \left( \frac{\partial Q_s}{\partial \dot{V}_s} W_{\dot{V}_s} \right)^2 + \left( \frac{\partial Q_s}{\partial C_{P_s}} W_{C_{P_s}} \right)^2 + \left( \frac{\partial Q_s}{\partial T_{s,g}} W_{T_{s,g}} \right)^2 \right. \\
&\quad \left. + \left( \frac{\partial Q_s}{\partial T_{s,\zeta}} W_{T_{s,\zeta}} \right)^2 \right]^{1/2} \tag{5.5}
\end{aligned}$$

5.5 numaralı denklemde türev ifadeleri bulunduktan sonra eşitliğin her iki tarafı  $Q_s$  değerine bölünürse

$$\frac{W_{Q_s}}{Q_s} = \left[ \left( \frac{W_{\rho_s}}{\rho_s} \right)^2 + \left( \frac{W_{\dot{V}_s}}{\dot{V}_s} \right)^2 + \left( \frac{W_{C_{P_s}}}{C_{P_s}} \right)^2 + \left( \frac{W_{T_{s,g}}}{T_{s,g}} \right)^2 + \left( \frac{W_{T_{s,\zeta}}}{T_{s,\zeta}} \right)^2 \right]^{1/2} \tag{5.6}$$

elde edilir. Bu denklem su tarafına ait ısı geçişi için yüzdesel belirsizliği verir.

### 5.3.2 Hava tarafından olan ısı geçişi için belirsizlik hesabı

Hava tarafından olan ısı geçişi,

$$Q_h = \dot{m}_h C_{P_h} (T_{h,\zeta} - T_{h,g}) \tag{5.7}$$

denklemini ile hesaplanır. Bu denklem yeniden düzenlenirse

$$Q_h = \rho_h \dot{V}_h C_{P_h} (T_{h,\zeta} - T_{h,g}) \tag{5.8}$$

elde edilir.

Denklem 5.8'de görüldüğü üzere hava tarafından olan ısı geçişi, ölçülen değerlerin fonksiyonu  $Q_h = f(\rho_h, \dot{V}_h, C_{P_h}, T_{h,\zeta}, T_{h,g})$  olarak yazılabilir. Hava tarafından olan ısı geçişi için belirsizlik ifadesi 5.9 numaralı denklemdeki gibi olmaktadır.

$$\begin{aligned}
& W_{Q_h} \\
&= \left[ \left( \frac{\partial Q_h}{\partial \rho_h} W_{\rho_h} \right)^2 + \left( \frac{\partial Q_h}{\partial \dot{V}_h} W_{\dot{V}_h} \right)^2 + \left( \frac{\partial Q_h}{\partial C_{P_h}} W_{C_{P_h}} \right)^2 + \left( \frac{\partial Q_h}{\partial T_{h,g}} W_{T_{h,g}} \right)^2 \right. \\
&\quad \left. + \left( \frac{\partial Q_h}{\partial T_{h,\zeta}} W_{T_{h,\zeta}} \right)^2 \right]^{1/2} \tag{5.9}
\end{aligned}$$



5.9 numaralı denklemde türev ifadeleri bulunduktan sonra eşitliğin her iki tarafı  $Q_h$  değerine bölünürse

$$\frac{W_{Q_h}}{Q_h} = \left[ \left( \frac{W_{\rho_h}}{\rho_h} \right)^2 + \left( \frac{W_{\dot{V}_h}}{\dot{V}_h} \right)^2 + \left( \frac{W_{C_{P_h}}}{C_{P_h}} \right)^2 + \left( \frac{W_{T_{h,g}}}{T_{h,g}} \right)^2 + \left( \frac{W_{T_{h,\zeta}}}{T_{h,\zeta}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (5.10)$$

elde edilir. Bu denklem hava tarafından olan ısı geçişi için yüzdesel belirsizliği verir.

### 5.3.3 Ortalama ısı geçişi için belirsizlik hesabı

Akışkanlar arasındaki ortalama ısı geçişi 5.11 numaralı denklemden hesaplanmaktadır.

$$Q_{ort} = \frac{Q_h + Q_s}{2} \quad (5.11)$$

Denklem 5.11'de görüldüğü üzere akışkanlar arasındaki ortalama ısı geçişi, ölçülen değerlerin fonksiyonu  $Q_{ort} = f(Q_h, Q_s)$  olarak yazılabilir. Ortalama ısı geçişi için belirsizlik ifadesi 5.12 numaralı denklemdeki gibi olmaktadır.

$$W_{Q_{ort}} = \left[ \left( \frac{\partial Q_{ort}}{\partial Q_h} W_{Q_h} \right)^2 + \left( \frac{\partial Q_{ort}}{\partial Q_s} W_{Q_s} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (5.12)$$

5.12 numaralı denklemde türev ifadeleri bulunursa ortalama ısı geçişi için belirsizlik ifadesini veren denklem aşağıdaki gibi olur.

$$W_{Q_{ort}} = \left[ \left( \frac{W_{Q_h}}{2} \right)^2 + \left( \frac{W_{Q_s}}{2} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (5.13)$$

### 5.3.4 Su tarafına ait Reynolds sayısı için belirsizlik hesabı

Su tarafına ait Reynolds sayısı,

$$Re_s = \frac{\rho_s V_s d_i}{\mu_s} \quad (5.14)$$

denklemini ile hesaplanır. Bu denklem yeniden düzenlenirse

$$Re_s = \frac{\rho_s V_s d_i}{\mu_s} = \frac{V_s d_i}{\nu_s} = \frac{\dot{V}_s d_i}{A_i \nu_s} = \frac{\dot{V}_s d_i}{\frac{\pi d_i^2}{4} \nu_s} = \frac{4 \dot{V}_s d_i}{\pi d_i^2 \nu_s} = \frac{4 \dot{V}_s}{\pi d_i \nu_s} = \frac{4 \dot{V}_s}{v_s \pi d_i} \quad (5.15)$$

elde edilir.

Denklem 5.15'de görüldüğü üzere su tarafına ait Reynolds sayısı, ölçülen değerlerin fonksiyonu  $Re_s = f(v_s, d_i, \dot{V}_s)$  olarak yazılabilir. Su tarafına ait Reynolds sayısı için belirsizlik ifadesi 5.16 numaralı denklemdeki gibi olmaktadır.

$$W_{Re_s} = \left[ \left( \frac{\partial Re_s}{\partial v_s} W_{v_s} \right)^2 + \left( \frac{\partial Re_s}{\partial d_i} W_{d_i} \right)^2 + \left( \frac{\partial Re_s}{\partial \dot{V}_s} W_{\dot{V}_s} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (5.16)$$

5.16 numaralı denklemde türev ifadeleri bulunduktan sonra eşitliğin her iki tarafı  $Re_s$  sayısına bölünürse

$$\frac{W_{Re_s}}{Re_s} = \left[ \left( -\frac{W_{v_s}}{v_s} \right)^2 + \left( -\frac{W_{d_i}}{d_i} \right)^2 + \left( \frac{W_{\dot{V}_s}}{\dot{V}_s} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (5.17)$$

elde edilir. Bu denklem su tarafına ait Reynolds sayısı için yüzdesel belirsizliği verir.

### 5.3.5 Hava tarafına ait Reynolds sayısı için belirsizlik hesabı

Hava tarafına ait Reynolds sayısı,

$$Re_h = \frac{\rho_h V_{h,maks} d_c}{\mu_h} \quad (5.18)$$

denklemini ile hesaplanır. Bu denklem yeniden düzenlenirse

$$Re_h = \frac{\rho_h V_{h,maks} d_c}{\mu_h} = \frac{V_{h,maks} d_c}{\nu_h} \quad (5.19)$$

elde edilir.

Denklem 5.19'danda görüldüğü üzere hava tarafına ait Reynolds sayısı, ölçülen değerlerin fonksiyonu  $Re_h = f(V_{h,maks}, d_c, \nu_h)$  olarak yazılabilir. Hava tarafına ait Reynolds sayısı için belirsizlik ifadesi 5.20 numaralı denklemdeki gibi olmaktadır.

$$W_{Re_h} = \left[ \left( \frac{\partial Re_h}{\partial v_h} W_{v_h} \right)^2 + \left( \frac{\partial Re_h}{\partial d_c} W_{d_c} \right)^2 + \left( \frac{\partial Re_h}{\partial v_{h,maks}} W_{v_{h,maks}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (5.20)$$

5.20 numaralı denklemde türev ifadeleri bulunduktan sonra eşitliğin her iki tarafı  $Re_h$  sayısına bölünürse

$$\frac{W_{Re_h}}{Re_h} = \left[ \left( -\frac{W_{v_h}}{v_h} \right)^2 + \left( \frac{W_{d_c}}{d_c} \right)^2 + \left( \frac{W_{v_{h,maks}}}{v_{h,maks}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (5.21)$$

elde edilir. Bu denklem hava tarafına ait Reynolds sayısı için yüzdesel belirsizliği verir.

### 5.3.6 Su tarafına ait ısı taşınım katsayısı için belirsizlik hesabı

Su tarafına ait ısı taşınım katsayısı,

$$h_i = \frac{k_s}{d_i} 1,86 \left( \frac{Re_s Pr_s d_i}{L} \right)^{1/3} \left( \frac{\mu_s}{\mu_y} \right)^{0,14} \quad (5.22)$$

denklemi ile hesaplanır. Bu denklem yeniden düzenlenirse

$$h_i = 1,86 k_s Re_s^{1/3} Pr_s^{1/3} d_i^{-2/3} L^{-1/3} \mu_s^{0,14} \mu_y^{-0,14} \quad (5.23)$$

elde edilir.

Denklem 5.23'de görüldüğü üzere su tarafına ait ısı taşınım katsayısı, ölçülen değerlerin fonksiyonu  $h_i = f(k_s, d_i, Re_s, Pr_s, L, \mu_s, \mu_y)$  olarak yazılabilir. Su tarafına ait ısı taşınım katsayısı için belirsizlik ifadesi 5.24 numaralı denklemdeki gibi olmaktadır.

$$W_{h_i} = \left[ \left( \frac{\partial h_i}{\partial k_s} W_{k_s} \right)^2 + \left( \frac{\partial h_i}{\partial d_i} W_{d_i} \right)^2 + \left( \frac{\partial h_i}{\partial Re_s} W_{Re_s} \right)^2 + \left( \frac{\partial h_i}{\partial Pr_s} W_{Pr_s} \right)^2 + \left( \frac{\partial h_i}{\partial L} W_L \right)^2 + \left( \frac{\partial h_i}{\partial \mu_s} W_{\mu_s} \right)^2 + \left( \frac{\partial h_i}{\partial \mu_y} W_{\mu_y} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (5.24)$$

5.24 numaralı denklemdeki türev ifadeleri bulunursa

$$\begin{aligned}
W_{h_i} = & \left[ (1,86 Re_s^{1/3} Pr_s^{1/3} d_i^{-2/3} L^{-1/3} \mu_s^{0,14} \mu_y^{-0,14} W_{k_s})^2 + \right. \\
& \left(1,86 \left(-\frac{2}{3}\right) k_s Re_s^{1/3} Pr_s^{1/3} d_i^{-5/3} L^{-1/3} \mu_s^{0,14} \mu_y^{-0,14} W_{d_i}\right)^2 + \\
& \left(1,86 \left(\frac{1}{3}\right) k_s Re_s^{-2/3} Pr_s^{1/3} d_i^{-2/3} L^{-1/3} \mu_s^{0,14} \mu_y^{-0,14} W_{Re_s}\right)^2 + \\
& \left(1,86 \left(\frac{1}{3}\right) k_s Re_s^{1/3} Pr_s^{-2/3} d_i^{-2/3} L^{-1/3} \mu_s^{0,14} \mu_y^{-0,14} W_{Pr_s}\right)^2 + \\
& \left(1,86 \left(-\frac{1}{3}\right) k_s Re_s^{1/3} Pr_s^{1/3} d_i^{-2/3} L^{-4/3} \mu_s^{0,14} \mu_y^{-0,14} W_L\right)^2 + (1,86 \times \\
& (0,14) k_s Re_s^{1/3} Pr_s^{1/3} d_i^{-2/3} L^{-1/3} \mu_s^{-0,86} \mu_y^{-0,14} W_{\mu_s})^2 + \\
& \left. \left(1,86 \times (-0,14) k_s Re_s^{1/3} Pr_s^{1/3} d_i^{-2/3} L^{-1/3} \mu_s^{0,14} \mu_y^{-1,14} W_{\mu_y}\right)^2 \right]^{1/2} \quad (5.25)
\end{aligned}$$

elde edilir.

5.25 numaralı denklemde eşitliğin her iki tarafı  $h_i$  sayısına bölünürse

$$\begin{aligned}
\frac{W_{h_i}}{h_i} = & \left[ \left(\frac{W_{k_s}}{k_s}\right)^2 + \left(\left(-\frac{2}{3}\right) \frac{W_{d_i}}{d_i}\right)^2 + \left(\left(\frac{1}{3}\right) \frac{W_{Re_s}}{Re_s}\right)^2 + \left(\left(\frac{1}{3}\right) \frac{W_{Pr_s}}{Pr_s}\right)^2 + \left(\left(-\frac{1}{3}\right) \frac{W_L}{L}\right)^2 + \right. \\
& \left. \left(0,14 \frac{W_{\mu_s}}{\mu_s}\right)^2 + \left(-0,14 \frac{W_{\mu_y}}{\mu_y}\right)^2 \right]^{1/2} \quad (5.26)
\end{aligned}$$

elde edilir. Bu denklem su tarafına ait ısı taşınım katsayısı için yüzdesel belirsizliği verir.

### 5.3.7 Toplam ısı geçiş katsayısı için belirsizlik hesabı

Toplam ısı geçiş katsayısı,

$$U_o = \rho_s \dot{V}_s C_{P_s} A_o^{-1} \ln \left[ 1 + \frac{T_{s,g} - T_{s,\zeta}}{T_{h,\zeta} - T_{h,g}} \ln \left( \frac{T_{s,g} - T_{h,\zeta}}{T_{s,g} - T_{h,g}} \right) \right]^{-1} \quad (5.27)$$

denklemini ile hesaplanır.

Denklem 5.27'de görüldüğü üzere toplam ısı geçiş katsayısı, ölçülen değerlerin fonksiyonu  $U_o = f(\rho_s, \dot{V}_s, C_{P_s}, A_o, T_{s,g}, T_{s,\varphi}, T_{h,g}, T_{h,\varphi})$  olarak yazılabilir. Toplam ısı geçiş katsayısı için belirsizlik ifadesi 5.28 numaralı denklemdeki gibi olmaktadır.

$$W_{U_o} = \left[ \left( \frac{\partial U_o}{\partial \rho_s} W_{\rho_s} \right)^2 + \left( \frac{\partial U_o}{\partial \dot{V}_s} W_{\dot{V}_s} \right)^2 + \left( \frac{\partial U_o}{\partial C_{P_s}} W_{C_{P_s}} \right)^2 + \left( \frac{\partial U_o}{\partial A_o} W_{A_o} \right)^2 + \left( \frac{\partial U_o}{\partial T_{s,g}} W_{T_{s,g}} \right)^2 + \left( \frac{\partial U_o}{\partial T_{s,\varphi}} W_{T_{s,\varphi}} \right)^2 + \left( \frac{\partial U_o}{\partial T_{h,g}} W_{T_{h,g}} \right)^2 + \left( \frac{\partial U_o}{\partial T_{h,\varphi}} W_{T_{h,\varphi}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (5.28)$$

5.28 numaralı denklemde türev ifadeleri bulunduktan sonra eşitliğin her iki tarafı  $U_o$  sayısına bölünürse

$$\begin{aligned} \frac{W_{U_o}}{U_o} = & \left[ \left( \frac{W_{\rho_s}}{\rho_s} \right)^2 + \left( \frac{W_{\dot{V}_s}}{\dot{V}_s} \right)^2 + \left( \frac{W_{C_{P_s}}}{C_{P_s}} \right)^2 + \left( -\frac{W_{A_o}}{A_o} \right)^2 + \left( -\left[ \frac{1}{(T_{h,\varphi} - T_{h,g})} \ln \left( \frac{T_{s,g} - T_{h,\varphi}}{T_{s,g} - T_{h,g}} \right) + \right. \right. \right. \\ & \left. \left. \left( \frac{(T_{s,g} - T_{s,\varphi})}{(T_{s,g} - T_{h,g})(T_{s,g} - T_{h,\varphi})} \right) \right] W_{T_{s,g}} \right)^2 + \left( \left( \frac{1}{(T_{h,\varphi} - T_{h,g})} \ln \left( \frac{T_{s,g} - T_{h,\varphi}}{T_{s,g} - T_{h,g}} \right) W_{T_{s,\varphi}} \right)^2 + \right. \\ & \left. \left( -\left[ \left( \frac{T_{s,g} - T_{s,\varphi}}{(T_{h,\varphi} - T_{h,g})} \right) \left[ \left( \frac{1}{(T_{h,\varphi} - T_{h,g})} \ln \left( \frac{T_{s,g} - T_{h,\varphi}}{T_{s,g} - T_{h,g}} \right) + \left( \frac{1}{(T_{s,g} - T_{h,g})} \right) \right] \right] W_{T_{h,g}} \right)^2 + \right. \\ & \left. \left( -\left[ \left( \frac{T_{s,\varphi} - T_{s,g}}{(T_{h,\varphi} - T_{h,g})} \right) \left[ \left( \frac{1}{(T_{h,\varphi} - T_{h,g})} \ln \left( \frac{T_{s,g} - T_{h,\varphi}}{T_{s,g} - T_{h,g}} \right) + \left( \frac{1}{(T_{s,g} - T_{h,\varphi})} \right) \right] \right] W_{T_{h,\varphi}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (5.29) \end{aligned}$$

elde edilir. Bu denklem toplam ısı geçiş katsayısı için yüzdesel belirsizliği verir.

### 5.3.8 Hava tarafına ait ısı taşınım katsayısı için belirsizlik hesabı

Hava tarafına ait ısı taşınım katsayısı,

$$h_o = \left\{ \frac{\eta_o}{U_o} - \frac{\eta_o A_o}{h_i A_i} - \frac{\eta_o A_o \ln(d_o/d_i)}{2\pi k_t L} - \frac{\eta_o A_o \ln(d_c/d_o)}{2\pi k_f L} \right\}^{-1} \quad (5.30)$$

denklemini ile hesaplanır.

Denklem 5.30'danda görüldüğü üzere hava tarafına ait ısı taşınım katsayısı, ölçülen değerlerin fonksiyonu  $h_o = f(\eta_o, U_o, A_o, d_o, d_i, h_i, A_i, k_t, L, d_c, k_f)$  olarak yazılabilir. Hava tarafına ait ısı taşınım katsayısı için belirsizlik ifadesi 5.31 numaralı denklemdeki gibi olmaktadır.

$$W_{h_o} = \left[ \left( \frac{\partial h_o}{\partial \eta_o} W_{\eta_o} \right)^2 + \left( \frac{\partial h_o}{\partial U_o} W_{U_o} \right)^2 + \left( \frac{\partial h_o}{\partial A_o} W_{A_o} \right)^2 + \left( \frac{\partial h_o}{\partial d_o} W_{d_o} \right)^2 + \left( \frac{\partial h_o}{\partial d_i} W_{d_i} \right)^2 + \left( \frac{\partial h_o}{\partial h_i} W_{h_i} \right)^2 + \left( \frac{\partial h_o}{\partial A_i} W_{A_i} \right)^2 + \left( \frac{\partial h_o}{\partial k_t} W_{k_t} \right)^2 + \left( \frac{\partial h_o}{\partial L} W_L \right)^2 + \left( \frac{\partial h_o}{\partial d_c} W_{d_c} \right)^2 + \left( \frac{\partial h_o}{\partial k_f} W_{k_f} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (5.31)$$

5.31 numaralı denklemde türev ifadeleri bulunduktan sonra eşitliğin her iki tarafı  $h_o$  sayısına bölünürse

$$\begin{aligned} \frac{W_{h_o}}{h_o} = & \left( - \left\{ \frac{\eta_o}{U} - \frac{\eta_o A_o}{h_i A_i} - \frac{\eta_o A_o \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2\pi k_t L} - \frac{\eta_o A_o \ln\left(\frac{d_c}{d_o}\right)}{2\pi k_f L} \right\}^{-1} \right) \times \left[ \left( - \frac{\eta_o}{U^2} W_U \right)^2 + \right. \\ & \left( \frac{1}{U} W_{\eta_o} \right)^2 + \left( - \frac{A_o}{h_i A_i} W_{\eta_o} \right)^2 + \left( - \frac{\eta_o}{h_i A_i} W_{A_o} \right)^2 + \left( \frac{\eta_o A_o}{h_i^2 A_i} W_{h_i} \right)^2 + \left( \frac{\eta_o A_o}{h_i A_i^2} W_{A_i} \right)^2 + \\ & \left( - \frac{A_o \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2\pi k_t L} W_{\eta_o} \right)^2 + \left( - \frac{\eta_o \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2\pi k_t L} W_{A_o} \right)^2 + \left( - \frac{\eta_o A_o \left(\frac{1}{d_o}\right)}{2\pi k_t L} W_{d_o} \right)^2 + \\ & \left( \frac{\eta_o A_o \left(\frac{1}{d_i}\right)}{2\pi k_t L} W_{d_i} \right)^2 + \left( \frac{\eta_o A_o \ln(d_o/d_i)}{2\pi k_t^2 L} W_{k_t} \right)^2 + \left( \frac{\eta_o A_o \ln(d_o/d_i)}{2\pi k_t L^2} W_L \right)^2 + \\ & \left( - \frac{A_o \ln(d_c/d_o)}{2\pi k_f L} W_{\eta_o} \right)^2 + \left( - \frac{\eta_o \ln(d_c/d_o)}{2\pi k_f L} W_{A_o} \right)^2 + \left( - \frac{\eta_o A_o \left(\frac{1}{d_c}\right)}{2\pi k_f L} W_{d_c} \right)^2 + \\ & \left. \left( \frac{\eta_o A_o \left(\frac{1}{d_o}\right)}{2\pi k_f L} W_{d_o} \right)^2 + \left( \frac{\eta_o A_o \ln(d_c/d_o)}{2\pi k_f^2 L} W_{k_f} \right)^2 + \left( \frac{\eta_o A_o \ln(d_c/d_o)}{2\pi k_f L^2} W_L \right)^2 \right]^{1/2} \quad (5.32) \end{aligned}$$

elde edilir. Bu denklem hava tarafına ait ısı taşınım katsayısı için yüzdesel belirsizliği verir.

### 5.3.9 Colburn faktörü için belirsizlik hesabı

Colburn faktörü,

$$j = \frac{h_o}{\rho_h V_{h,maks} C_{P_h}} (Pr_h)^{2/3} \quad (5.33)$$

denklemi ile hesaplanır.

Denklem 5.33'de görüldüğü üzere Colburn faktörü, ölçülen değerlerin fonksiyonu  $j = f(h_o, \rho_h, V_{h,maks}, C_{P_h}, Pr_h)$  olarak yazılabilir. Colburn faktörü için belirsizlik ifadesi 5.34 numaralı denklemdeki gibi olmaktadır.

$$W_j = \left[ \left( \frac{\partial j}{\partial h_o} W_{h_o} \right)^2 + \left( \frac{\partial j}{\partial \rho_h} W_{\rho_h} \right)^2 + \left( \frac{\partial j}{\partial V_{h,maks}} W_{V_{h,maks}} \right)^2 + \left( \frac{\partial j}{\partial C_{P_h}} W_{C_{P_h}} \right)^2 + \left( \frac{\partial j}{\partial Pr_h} W_{Pr_h} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (5.34)$$

5.34 numaralı denklemde türev ifadeleri bulunduktan sonra eşitliğin her iki tarafı  $j$  değerine bölünürse

$$\frac{W_j}{j} = \left[ \left( \frac{W_{h_o}}{h_o} \right)^2 + \left( -\frac{W_{\rho_h}}{\rho_h} \right)^2 + \left( -\frac{W_{V_{h,maks}}}{V_{h,maks}} \right)^2 + \left( -\frac{W_{C_{P_h}}}{C_{P_h}} \right)^2 + \left( \frac{2}{3} \times \frac{W_{Pr_h}}{Pr_h} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (5.35)$$

elde edilir. Bu denklem Colburn faktörü için yüzdesel belirsizliği verir.

### 5.3.10 Sürtünme faktörü için belirsizlik hesabı

Sürtünme faktörü,

$$f = \frac{A_{min} \rho_m}{A_o} \left[ \frac{2\Delta P}{\left( \frac{\dot{m}_h}{A_{min}} \right)^2} \right] \quad (5.36)$$

denklemi ile hesaplanır. Bu denklem yeniden düzenlenirse

$$f = \frac{2A_{min}^3 \rho_m \Delta P}{A_o (\rho_h \dot{V}_h)^2} \quad (5.37)$$

elde edilir.

Denklem 5.37'de görüldüğü üzere sürtünme faktörü, ölçülen değerlerin fonksiyonu  $f = f(A_{min}, \rho_m, \Delta P, A_o, \rho_h, \dot{V}_h)$  olarak yazılabilir. Sürtünme faktörü için belirsizlik ifadesi 5.38 numaralı denklemdeki gibi olmaktadır.

$$W_f = \left[ \left( \frac{\partial f}{\partial A_{min}} W_{A_{min}} \right)^2 + \left( \frac{\partial f}{\partial \rho_m} W_{\rho_m} \right)^2 + \left( \frac{\partial f}{\partial \Delta P} W_{\Delta P} \right)^2 + \left( \frac{\partial f}{\partial A_o} W_{A_o} \right)^2 + \left( \frac{\partial f}{\partial \rho_h} W_{\rho_h} \right)^2 + \left( \frac{\partial f}{\partial \dot{V}_h} W_{\dot{V}_h} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (5.38)$$

5.38 numaralı denklemde türev ifadeleri bulunduktan sonra eşitliğin her iki tarafı  $f$  değerine bölünürse

$$\frac{W_f}{f} = \left[ \left( \frac{3W_{A_{min}}}{A_{min}} \right)^2 + \left( \frac{W_{\rho_m}}{\rho_m} \right)^2 + \left( \frac{W_{\Delta P}}{\Delta P} \right)^2 + \left( -\frac{W_{A_o}}{A_o} \right)^2 + \left( -2 \frac{W_{\rho_h}}{\rho_h} \right)^2 + \left( -2 \frac{W_{\dot{V}_h}}{\dot{V}_h} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (5.39)$$

elde edilir. Bu denklem sürtünme faktörü için yüzdesel belirsizliği verir.

### 5.3.11 Ölçülen değerlerin belirsizliklerinin belirlenmesi

5.6, 5.10, 5.13, 5.17, 5.21, 5.26, 5.29, 5.32, 5.35 ve 5.39 numaralı denklemlerde ölçülen değerler cinsinden yazılan bağımsız değişkenlerin belirsizliklerinin belirlenmesi için literatürde var olan benzer ölçümlerdeki belirsizliklerin esas alınması yanında ölçüm aletlerini üreten firmaların ölçüm aletleri için belirttiği belirsizlik değerleri de dikkate alınmıştır. Aşağıda her bir değişken için belirsizliklerin nasıl bulunacağı belirtilmiştir. (Akpınar 2005; Asan ve Namlı 1997; Gürlek 2012; Turgut 2007)



### 5.3.11.1 Sıcaklık ölçümünde ortaya çıkabilecek hatalar

- (a1) Termoeleman çiftlerden kaynaklanan belirsizlik ;  $\pm\%0,5$
- (a2) Referans sıcaklıktan kaynaklanan belirsizlik;  $\pm\%0,1$
- (a3) Dijital multimetreden kaynaklanan belirsizlik;  $\pm\%0,3$
- (a4) Bağlantı eleman ve noktalarından kaynaklanan belirsizlik;  $\pm\%0,1$
- (a5) Havanın giriş sıcaklığının ölçülmesinde yapılabilecek belirsizlik;  $\pm\%0,5$
- (a6) Havanın çıkış sıcaklığının ölçülmesinde yapılabilecek belirsizlik;  $\pm\%0,5$
- (a7) Suyun giriş sıcaklığının ölçülmesinde yapılabilecek belirsizlik;  $\pm\%0,01$
- (a8) Suyun çıkış sıcaklığının ölçülmesinde yapılabilecek belirsizlik;  $\pm\%0,01$

(a1), (a2), (a3) ve (a4) belirsizlikleri, (a5), (a6), (a7) ve (a8) belirsizlik değerlerini ayrı ayrı olarak etkilemektedir. Havanın giriş sıcaklığının ölçülmesindeki toplam belirsizlik 5.40 numaralı denklemde gösterildiği şekilde bulunur.

$$\frac{W_{T_{h,g}}}{T_{h,g}} = [(a1)^2 + (a2)^2 + (a3)^2 + (a4)^2 + (a5)^2]^{1/2} \quad (5.40)$$

Havanın çıkış sıcaklığının ölçülmesindeki toplam belirsizlik 5.41 numaralı denklemde gösterildiği şekilde bulunur.

$$\frac{W_{T_{h,\zeta}}}{T_{h,\zeta}} = [(a1)^2 + (a2)^2 + (a3)^2 + (a4)^2 + (a6)^2]^{1/2} \quad (5.41)$$

Suyun giriş sıcaklığının ölçülmesindeki toplam belirsizlik 5.42 numaralı denklemde gösterildiği şekilde bulunur.

$$\frac{W_{T_{s,g}}}{T_{s,g}} = [(a1)^2 + (a2)^2 + (a3)^2 + (a4)^2 + (a7)^2]^{1/2} \quad (5.42)$$

Suyun çıkış sıcaklığının ölçülmesindeki toplam belirsizlik ise 5.43 numaralı denklemde gösterildiği şekilde bulunur.

$$\frac{W_{T_{s,\xi}}}{T_{s,\xi}} = [(a1)^2 + (a2)^2 + (a3)^2 + (a4)^2 + (a8)^2]^{1/2} \quad (5.43)$$

### 5.3.11.2 Basınç kaybı ölçümünde ortaya çıkabilecek hatalar

(b1) Manometrenin okunmasında ortaya çıkabilecek belirsizlik;  $\pm\%2$

(b2) Sistemin kaçaklarıyla ilgili belirsizlik;  $\pm\%0,5$  ile  $\%1$

(b3) Sıcaklık farklarından kaynaklanan belirsizlik;  $\pm\%0,5$  ile  $\%1$

Basınç kaybındaki belirsizlik bu belirsizliklerin hesaba katılmasıyla 5.44 numaralı denklemde gösterildiği şekilde bulunur.

$$\frac{W_{\Delta P}}{\Delta P} = [(b1)^2 + (b2)^2 + (b3)^2]^{1/2} \quad (5.44)$$

### 5.3.11.3 Debi ölçümünde ortaya çıkabilecek hatalar

(c1) Debi ölçülmesinde ortaya çıkabilecek belirsizlik;  $\pm\%0,03$  ve  $\pm\%0,002$

(c2) Sistemin kaçaklarıyla ilgili belirsizlik;  $\pm\%0,5$  ile  $\%1$

(c3) Sıcaklık farklarından kaynaklanan belirsizlik;  $\pm\%0,5$

Debi ölçümündeki belirsizlik bu belirsizliklerin hesaba katılmasıyla 5.45 numaralı denklemde gösterildiği şekilde bulunur.

$$\frac{W_{\dot{V}}}{\dot{V}} = [(c1)^2 + (c2)^2 + (c3)^2]^{1/2} \quad (5.45)$$

### 5.3.11.4 Diğer belirsizlikler

(d1) Boru çapında eksen boyunca meydana gelebilecek farklılıklarından kaynaklanan belirsizlik;  $\frac{W_D}{D} = \pm\%1$

(d2) Boru boyundaki farklılıklardan kaynaklanan belirsizlik;  $\frac{W_L}{L} = \pm\%1,5$

(d3) Fiziksel değerlerin tablo değerlerinin okunmasında ortaya çıkabilecek belirsizlik;  $\frac{W_\rho}{\rho} = \frac{W_k}{k} = \frac{W_{Cp}}{Cp} = \frac{W_v}{v} = \pm\%0,1$

Deneyisel çalışmada hesaplanan değerler için yapılan belirsizlik hesaplamaları sonucu 5.2 numaralı çizelgede gösterilmiştir.

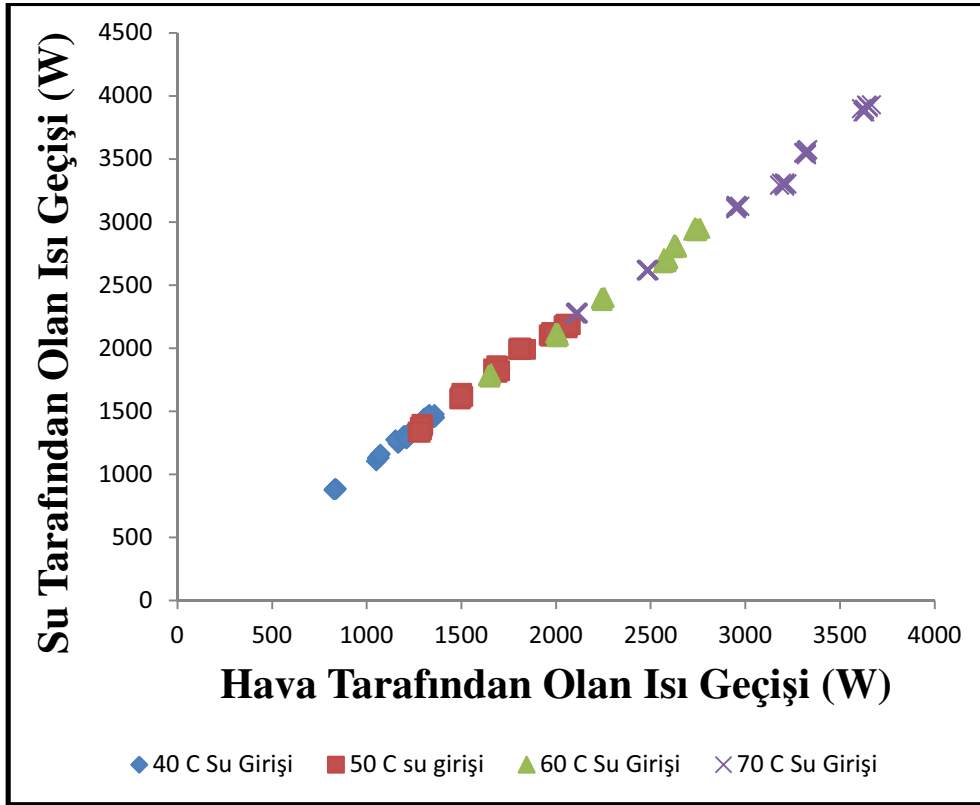
Çizelge 5.2 Hata analizi sonuçları

Hesaplanan Değerler	Belirsizlik Değeri ( $\pm\%$ )
Hava tarafına ait ısı geçişi ( $Q_h$ )	2,5
Su tarafına ait ısı geçişi ( $Q_s$ )	1,114
Akışkanlar arasındaki ortalama ısı geçişi ( $Q_{ort}$ )	1,368
Havanın tarafına ait Reynolds sayısı ( $Re_h$ )	3,873
Suyun tarafına ait Reynolds sayısı ( $Re_s$ )	1,229
Toplam ısı geçiş katsayısı ( $U_o$ )	3,301
Su tarafına ait ısı taşınım katsayısı ( $h_i$ )	0,935
Hava tarafına ait ısı taşınım katsayısı ( $h_o$ )	5,406
Colburn faktörü ( $j$ )	6,575
Sürtünme faktörü ( $f$ )	10,64

## 6. DENEYSEL VERİLERİN DEĞERLENDİRİLMESİ VE BULGULAR

Yapılan deneysel çalışmanın sonuçlarına ve bu sonuçların yorumlanmasına bu bölümde değinilecektir. Deneyler esnasında ısı değıştiriciye giren hava hızı altı (1,5 m/s; 2,51 m/s; 3,45 m/s; 4,41 m/s; 5,28 m/s; 7,13 m/s) ve su sıcaklığı dört (40 °C; 50 °C; 60 °C; 70 °C) farklı şekilde değıştirilmiş, su debisi ise  $3,83 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ 'de sabit tutulmuştur. Her bir deneyden sekiz farklı ölçüm alınmış ve şekillerde tüm ölçüm değerlerinden elde edilen sonuçlar gösterilmiştir. Fakat yorumlama yapılırken her bir deneyden alınan sekiz farklı ölçümden elde edilen sonuçların ortalaması alınarak değerlendirme yapılmıştır.

L ayaklı spiral kanatlı borulu ısı değıştiricinin ısıl performansının belirlenmesi için yapılan deneylerde, çalışma akışkanı hava ve su arasındaki enerji dengesi ile ilgili veriler değerlendirilmiştir. Bu amaçla her iki akışkan arasındaki ısı geçişi hesaplanmıştır.  $(|Q_a - Q_w|/Q_{ort})$  olarak hesaplanan bağıl yanlış %10'dan daha azdır (Şekil6.1).



Şekil 6.1 Isı değıştiricide hava ve su tarafından olan ısı geçişi

Şekil 6.2'de havanın hızına göre ortalama ısı geçişi gösterilmiştir. Grafikten de anlaşılacağı üzere ısı değiştiriciye giren havanın hızının artması akışkanlar arasındaki ortalama ısı geçişini arttırmaktadır.

40 °C'deki su giriş sıcaklığı için ısı değiştiriciye giren havanın hızlarına (1,5 m/s; 2,51 m/s; 3,45 m/s; 4,41 m/s; 5,28 m/s; 7,13 m/s) göre akışkanlar arasındaki ortalama ısı geçişi sırasıyla 859,114 W; 1098,806 W; 1214,825 W; 1258,5 W; 1386,900 W; 1396,375 W'tır. Isı değiştiriciye giren hava hızının 1,5 m/s'den 2,51 m/s'ye çıkması %27,9; 2,51 m/s'den 3,45 m/s'ye çıkması %10,6; 3,45 m/s'den 4,41 m/s'ye çıkması %3,6; 4,41 m/s'den 5,28 m/s'ye çıkması %10,2; 5,28 m/s'den 7,13 m/s'ye çıkması ise %0,68 oranında akışkanlar arasındaki ortalama ısı geçişini arttırmaktadır.

50 °C'deki su giriş sıcaklığı için ısı değiştiriciye giren havanın hızlarına (1,5 m/s; 2,51 m/s; 3,45 m/s; 4,41 m/s; 5,28 m/s; 7,13 m/s) göre akışkanlar arasındaki ortalama ısı geçişi sırasıyla 1327,656 W ; 1556,419 W; 1759,550 W; 1904,363 W; 2041,375 W; 2119,800 W'tır. Isı değiştiriciye giren hava hızının 1,5 m/s'den 2,51 m/s'ye çıkması %17,23; 2,51 m/s'den 3,45 m/s'ye çıkması %13,05; 3,45 m/s'den 4,41 m/s'ye çıkması %8,23; 4,41 m/s'den 5,28 m/s'ye çıkması %7,19; 5,28 m/s'den 7,13 m/s'ye çıkması ise %3,84 oranında akışkanlar arasındaki ortalama ısı geçişini arttırmaktadır.

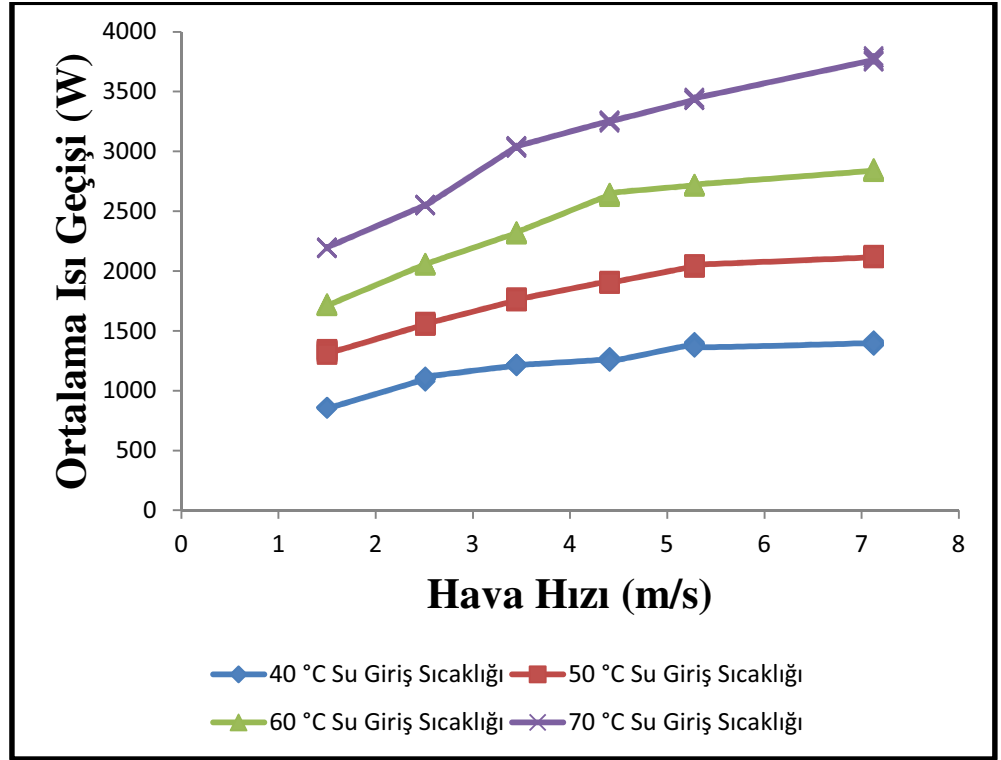
60 °C'deki su giriş sıcaklığı için ısı değiştiriciye giren havanın hızlarına (1,5 m/s; 2,51 m/s; 3,45 m/s; 4,41 m/s; 5,28 m/s; 7,13 m/s) göre akışkanlar arasındaki ortalama ısı geçişi sırasıyla 1717,169 W ; 2056,975 W; 2318,644 W; 2639,475 W; 2718,694 W; 2841,938 W'tır. Isı değiştiriciye giren hava hızının 1,5 m/s'den 2,51 m/s'ye çıkması %19,79; 2,51 m/s'den 3,45 m/s'ye çıkması %12,72; 3,45 m/s'den 4,41 m/s'ye çıkması %13,84; 4,41 m/s'den 5,28 m/s'ye çıkması %3; 5,28 m/s'den 7,13 m/s'ye çıkması ise %4,53 oranında akışkanlar arasındaki ortalama ısı geçişini arttırmaktadır.

70 °C'deki su giriş sıcaklığı için ısı değiştiriciye giren havanın hızlarına (1,5 m/s; 2,51 m/s; 3,45 m/s; 4,41 m/s; 5,28 m/s; 7,13 m/s) göre akışkanlar arasındaki ortalama ısı geçişi sırasıyla 2194,238 W; 2551,663 W ; 3038,656 W; 3251,681 W; 3436,481 W; 3770,938 W'tır. Isı değiştiriciye giren hava hızının 1,5 m/s'den 2,51 m/s'ye çıkması %16,29; 2,51 m/s'den 3,45 m/s'ye çıkması %19,09;

3,45 m/s'den 4,41 m/s'ye çıkması %7,01; 4,41 m/s'den 5,28 m/s'ye çıkması %5,68; 5,28 m/s'den 7,13 m/s'ye çıkması ise %9,73 oranında akışkanlar arasındaki ortalama ısı geçişini arttırmaktadır.

Srisawad and Wongwises (2009) helisel sarılı kanatlı borulu ısı değiştiricide, 0,04 ila 0,13 kg/s arasında değişen hava ve 0,20 ila 0,40 kg/s arasında değişen su kütle debileri ile yaptıkları deneysel çalışmalarında akışkanlar arasındaki ortalama ısı geçişinin 750 W ila 2600 W arasında değiştiğini göstermişlerdir. Pongsoi et al. (2011) sürekli spiral kanatlı ısı değiştiricide, yüksek Reynolds sayılarında (4000-13000), 2 ila 6 m/s arasında değişen hava hızları ve 0,2 kg/s su kütle debisi ile yaptıkları deneylerde farklı kanat malzemeleri (alüminyum, bakır) ve farklı hatve mesafeleri (3,2; 4,2 ve 6,2 mm) için akışkanlar arasındaki ortalama ısı geçişinin 2800 W ila 7000 W arasında olduğunu belirtmişlerdir. Pongsoi et al. (2012a) L ayaklı spiral kanatlı borulu ısı değiştiricide, yüksek Reynolds sayılarında (3500-13000), 2 ila 6 m/s arasında değişen hava hızları ve 0,2 kg/s su kütle debisi ile yaptıkları deneylerde, farklı kanat malzemeleri (alüminyum, bakır) ve farklı hava akışına paralel yöndeki boru sıra sayıları (2, 3 ve 4) için akışkanlar arasındaki ortalama ısı geçişini 3500 W ila 10000 W arasında değiştiğini göstermişlerdir. Pongsoi et al. (2012b) sürekli spiral kanatlı borulu ısı değiştiricide, yüksek Reynolds sayılarında (3000-13000), 2 ila 6 m/s arasında değişen hava hızları ve 0,2 kg/s su kütle debisi ile yaptıkları deneylerde farklı kanat malzemeleri (alüminyum, bakır) ve farklı hava akışına paralel yöndeki boru sıra sayıları (2, 3, 4 ve 5) için akışkanlar arasındaki ortalama ısı geçişini 2500 W ila 7500 W arasında değiştiğini göstermişlerdir. Pongsoi et al. (2012c) sürekli spiral kanatlı borulu ısı değiştiricide 2 ila 6 m/s arasında değişen hava hızları, 0,233 kg/s sabit su debisi ve farklı hatve mesafeleri (2,4; 3,2; 4,2; 6,2 ve 6,5 mm ) ile yaptıkları deneyler sonucunda akışkanlar arasındaki ortalama ısı geçişini 2800 W ila 7750 W arasında bulmuşlardır. Pongsoi et al. (2013) 2 ila 8 m/s arasında değişen hava hızları, 0,2 kg/s su kütle debisi ile L ayaklı spiral kanatlı borulu ısı değiştirici için yaptıkları deneylerde farklı hatve mesafeleri (2,5; 3,2 ve 4,2 mm) için akışkanlar arasındaki ortalama ısı geçişini 3000 W ila 6500 W arasında değiştiğini belirtmişlerdir. Tüm bu çalışmalarda hava hızına göre veya hava kütle debisinin artışına göre ortalama ısı geçişi artmaktadır. Bu durum

yapılan bu tez çalışması kapsamındaki deney sonuçları ile benzerlik göstermektedir.

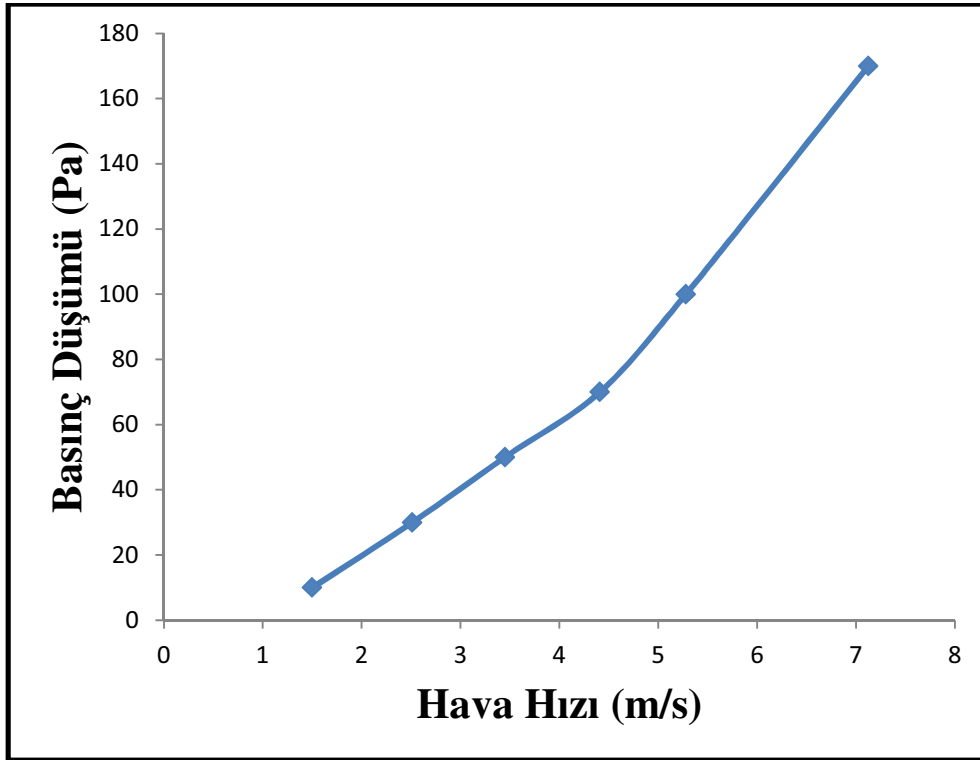


Şekil 6.2 Isı değiştirici girişindeki hava hızına göre ortalama ısı geçişi

Şekil 6.3'de ısı değiştiriciye giren hava hızının ısı değiştiricide hava tarafında meydana gelen basınç düşümüne etkisi görülmektedir. Isı değiştiriciye giren havanın hızı arttıkça, ısı değiştiricide hava tarafında meydana gelen basınç düşümü artmaktadır. Isı değiştiriciye giren havanın hızlarına (1,5 m/s; 2,51 m/s; 3,45 m/s; 4,41 m/s; 5,28 m/s; 7,13 m/s) göre ısı değiştiricide hava tarafında meydana gelen basınç düşümü sırasıyla 10 Pa; 30 Pa; 50 Pa; 70 Pa; 100 Pa; 170 Pa'dır. Isı değiştiriciye giren hava hızının 1,5 m/s'den 2,51 m/s'ye çıkması %200; 2,51 m/s'den 3,45 m/s'ye çıkması %66,6; 3,45 m/s'den 4,41 m/s'ye çıkması %40; 4,41 m/s'den 5,28 m/s'ye çıkması %42,86; 5,28 m/s'den 7,13 m/s'ye çıkması ise %70 oranında ısı değiştiricide hava tarafındaki basınç düşümünü artırmaktadır.

Yan ve Sheen (2000) 0,6 ila 2,9 m/s arasında değişen hava hızları için ısı değiştiricideki basınç düşümünü 5 ila 100 Pa, Nuntaphan et al. (2005) 0,1 ila 0,5 kg/s hava kütle debisi aralığında yaptığı deneysel çalışmada ısı değiştiricide değişen boru çapları, kanat geometrisi ve boru diziliş şekilleri için ısı

değiştiricideki basınç dūřümünü 2 ila 50 Pa, Pongsoi et al. (2012c) sūrekli spiral form kanatlı borulu ısı değiştiricide 2 ila 6 m/s arasında değişen hava hızları ve farklı hatve mesafeleri (2,4; 3,2; 4,2; 6,2 ve 6,5 mm ) ile yaptıkları deneyler sonucunda ısı değiştiricideki basınç dūřümünü 25 ila 200 Pa, Pongsoi et al. (2012b) sūrekli spiral yapıdaki kanatlı borulu ısı değiştiricide, yüksek Reynolds sayıları (3000-13000), 2 ila 6 m/s arasında değişen hava hızları, farklı kanat malzemeleri (alūminyum, bakır) ve farklı hava akışına paralel yōndeki boru sıra sayıları (2, 3, 4 ve 5) ile yaptıkları deneyler sonucunda ısı değiştiricideki basınç dūřümünü 25 ila 190 Pa, Pongsoi et al. (2013) 2 ila 8 m/s arasında değişen hava hızları ile L ayaklı spiral kanatlı borulu ısı değiştirici iēin yaptıkları deneylerde farklı hatve mesafeleri (2,5; 3,2 ve 4,2 mm) iēin yaptıkları deneyler sonucunda ısı değiştiricideki basınç dūřümünü 25 ila 170 Pa arasında değiştiğini belirtmişlerdir. Tūm bu ēalıřmalarda hava hızına gōre veya hava kūtle debisinin artışına gōre ısı değiştiricideki basınç dūřümü artmaktadır.



şekil 6.3 Isı değiştirici girişindeki hava hızına gōre hava tarafında meydana gelen basınç dūřümü

şekil 6.4'de ısı değiştiriciye giren hava hızının ısı değiştiricide hava tarafına ait ısı taşınım katsayısı üzerine etkisi gōrūlmektedir. Isı değiştiriciye giren



havanın hızı arttıkça ısı değiştiricideki hava tarafına ait ısı taşınım katsayısı artmaktadır.

40 °C'deki su giriş sıcaklığı için ısı değiştiriciye giren havanın hızlarına (1,5 m/s; 2,51 m/s; 3,45 m/s; 4,41 m/s; 5,28 m/s; 7,13 m/s) göre ısı taşınım katsayıları sırasıyla 14,728 W/m<sup>2</sup>K; 17,409 W/m<sup>2</sup>K; 22,491 W/m<sup>2</sup>K; 25,049 W/m<sup>2</sup>K; 26,966 W/m<sup>2</sup>K; 30,865 W/m<sup>2</sup>K'dir. Isı değiştiriciye giren hava hızının 1,5 m/s'den 2,51 m/s'ye çıkması %18,2; 2,51 m/s'den 3,45 m/s'ye çıkması %29,19; 3,45 m/s'den 4,41 m/s'ye çıkması %11,37; 4,41 m/s'den 5,28 m/s'ye çıkması %7,65; 5,28 m/s'den 7,13 m/s'ye çıkması ise %14,46 oranında ısı değiştiricideki hava tarafına ait ısı taşınım katsayısını arttırmaktadır.

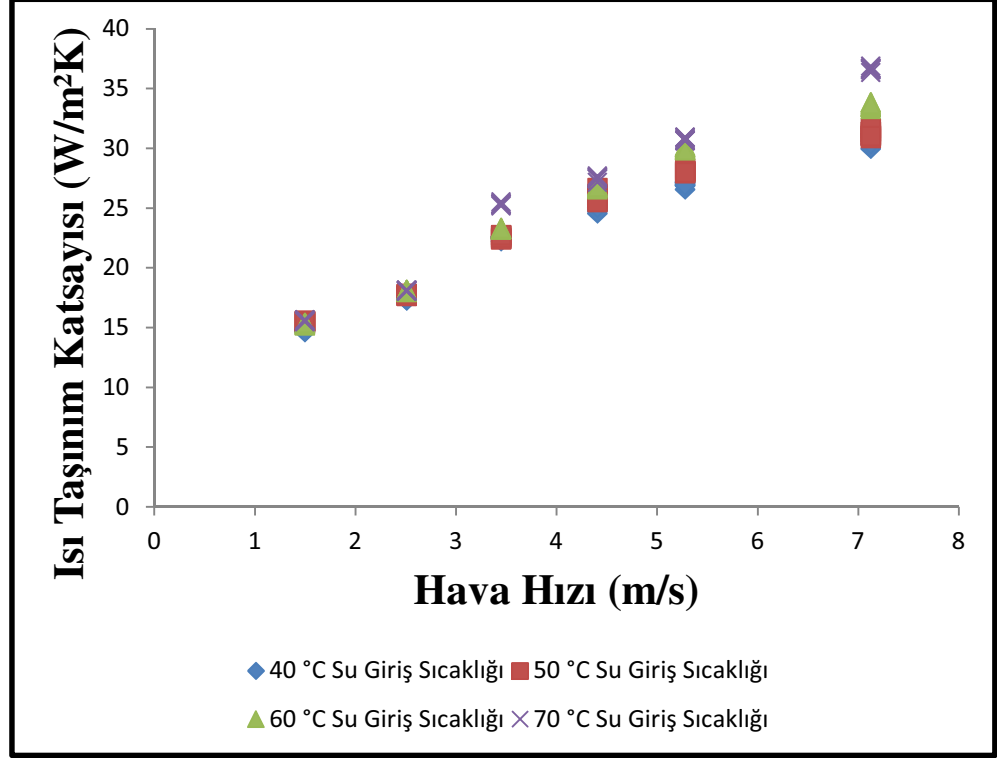
50 °C'deki su giriş sıcaklığı için ısı değiştiriciye giren havanın hızlarına (1,5 m/s; 2,51 m/s; 3,45 m/s; 4,41 m/s; 5,28 m/s; 7,13 m/s) göre ısı taşınım katsayıları sırasıyla 15,484 W/m<sup>2</sup>K; 17,710 W/m<sup>2</sup>K; 22,548 W/m<sup>2</sup>K; 25,948 W/m<sup>2</sup>K; 28,053 W/m<sup>2</sup>K; 31,185 W/m<sup>2</sup>K'dir. Isı değiştiriciye giren hava hızının 1,5 m/s'den 2,51 m/s'ye çıkması %14,38; 2,51 m/s'den 3,45 m/s'ye çıkması %27,32; 3,45 m/s'den 4,41 m/s'ye çıkması %15,08; 4,41 m/s'den 5,28 m/s'ye çıkması %8,11; 5,28 m/s'den 7,13 m/s'ye çıkması ise %11,17 oranında ısı değiştiricideki hava tarafına ait ısı taşınım katsayısını arttırmaktadır.

60 °C'deki su giriş sıcaklığı için ısı değiştiriciye giren havanın hızlarına (1,5 m/s; 2,51 m/s; 3,45 m/s; 4,41 m/s; 5,28 m/s; 7,13 m/s) göre ısı taşınım katsayıları sırasıyla 15,287 W/m<sup>2</sup>K; 18,068 W/m<sup>2</sup>K; 23,248 W/m<sup>2</sup>K; 26,732 W/m<sup>2</sup>K; 29,997 W/m<sup>2</sup>K; 33,570 W/m<sup>2</sup>K'dir. Isı değiştiriciye giren hava hızının 1,5 m/s'den 2,51 m/s'ye çıkması %18,2; 2,51 m/s'den 3,45 m/s'ye çıkması %28,67; 3,45 m/s'den 4,41 m/s'ye çıkması %14,98; 4,41 m/s'den 5,28 m/s'ye çıkması %12,21; 5,28 m/s'den 7,13 m/s'ye çıkması ise %11,91 oranında ısı değiştiricideki hava tarafına ait ısı taşınım katsayısını arttırmaktadır.

70 °C'deki su giriş sıcaklığı için ısı değiştiriciye giren havanın hızlarına (1,5 m/s; 2,51 m/s; 3,45 m/s; 4,41 m/s; 5,28 m/s; 7,13 m/s) göre ısı taşınım katsayıları sırasıyla 15,573 W/m<sup>2</sup>K; 18,069 W/m<sup>2</sup>K; 25,323 W/m<sup>2</sup>K; 27,478 W/m<sup>2</sup>K; 30,756 W/m<sup>2</sup>K; 36,621 W/m<sup>2</sup>K'dir. Isı değiştiriciye giren hava hızının 1,5 m/s'den 2,51 m/s'ye çıkması %16,03; 2,51 m/s'den 3,45 m/s'ye çıkması %40,15; 3,45 m/s'den 4,41 m/s'ye çıkması %8,51; 4,41 m/s'den 5,28 m/s'ye

çıkması %11,93; 5,28 m/s'den 7,13 m/s'ye çıkması ise %19,07 oranında ısı değiştiricideki hava tarafına ait ısı taşınım katsayısını arttırmaktadır.

Yan ve Sheen (2000) üç farklı kanat geometrisine sahip ısı değiştirici ile 0,6 ila 2,9 m/s arasında değişen hava kütle debisi, 0,16 kg/s kütle debisine sahip su ve 60 °C sabit su giriş sıcaklığı için farklı hatve mesafeleri (1,4; 1,69 ve 2 mm) ve hava akışına paralel yöndeki farklı boru sıra sayıları (1, 2, 3 ve 4) ile yaptıkları deneyler sonucunda ısı değiştiricide hava tarafına ait ısı taşınım katsayısının 50 ila 220 W/m<sup>2</sup>K arasında değiştiğini belirtmişlerdir. Nuntaphan et al. (2005) sürekli spiral yapıdaki kanatlı borulu ısı değiştiricide 0,1 ila 0,5 kg/s hava kütle debisi aralığında, 0,13 kg/s sabit kütle debisi su ve 65 °C sabit su giriş sıcaklığı için yaptığı deneysel çalışmada ısı değiştiricide değişen boru çapları, kanat geometrisi ve boru diziliş şekilleri için ısı değiştiricideki hava tarafına ait ısı taşınım katsayısının 7 ila 75 W/m<sup>2</sup>K arasında değiştiğini göstermişlerdir. Srisawad and Wongwises (2009) helisel sarı kanatlı borulu ısı değiştiricide, 0,04 ila 0,13 kg/s arasında değişen hava ve 0,20 ila 0,40 kg/s arasında değişen su kütle debileri ile yaptıkları deneysel çalışmalarında ısı değiştiricideki hava tarafına ait ısı taşınım katsayısının 7 ila 18 kW/m<sup>2</sup>K arasında değiştiğini göstermişlerdir. Pongsoi et al. (2012c) sürekli spiral yapıdaki kanatlı borulu ısı değiştiricide 2 ila 6 m/s arasında değişen hava hızları, 0,233 kg/s sabit su debisi ve 70 °C sabit su giriş sıcaklığı için farklı hatve mesafeleri (2,4; 3,2; 4,2; 6,2 ve 6,5 mm ) ile yaptıkları deneyler sonucunda ısı değiştiricide hava tarafına ait ısı taşınım katsayısının 50 ila 135 W/m<sup>2</sup>K arasında değiştiğini göstermişlerdir. Pongsoi et al. (2013), 2 ila 8 m/s arasında değişen hava hızları, 0,2 kg/s su kütle debisi ile L ayaklı spiral kanatlı borulu ısı değiştirici için yaptıkları deneylerde farklı hatve mesafeleri (2,5; 3,2 ve 4,2 mm) için ısı değiştiricideki hava tarafına ait ısı taşınım katsayısının 45 ila 95 W/m<sup>2</sup>K arasında değiştiğini göstermişlerdir. Tüm bu çalışmalarda hava hızına göre veya hava kütle debisinin artışına göre ısı değiştiricideki hava tarafına ait ısı taşınım katsayısı artmaktadır.

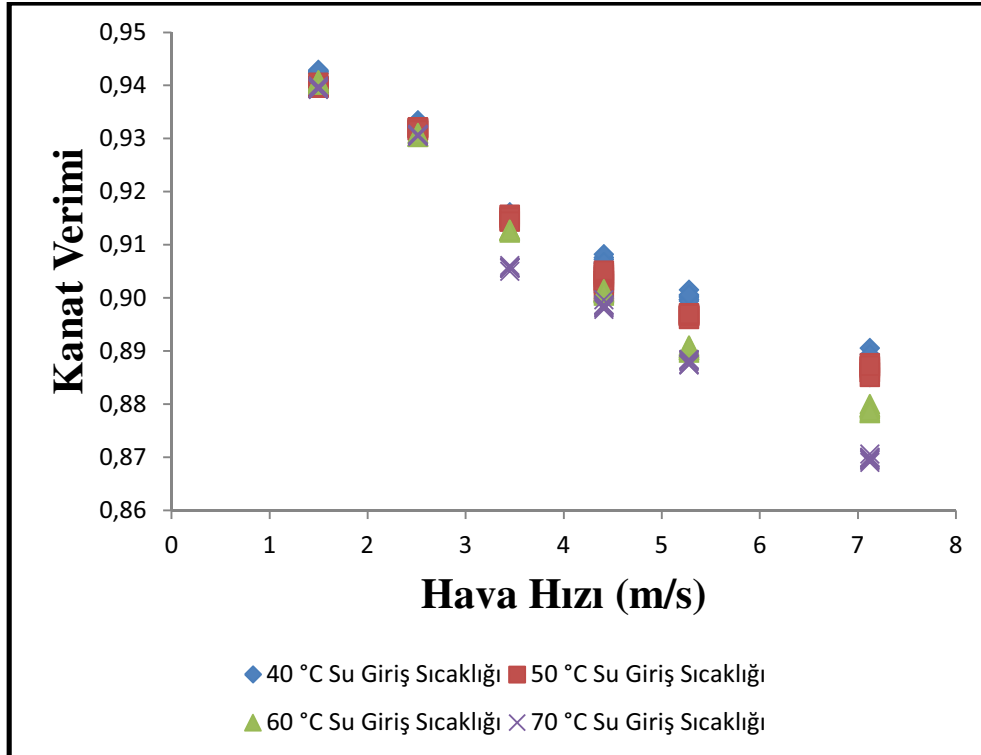


Şekil 6.4 Isı değiştirici girişindeki hava hızına göre hava tarafına ait ısı taşıyım katsayıları

Şekil 6.5’de ısı değiştiriciye giren hava hızının kanat verimi üzerine olan etkisi görölmektedir. Isı değiştiriciye giren havanın hızı arttıkça kanat verimi azalmaktadır. 40 °C’deki su giriş sıcaklığı için ısı değiştiriciye giren havanın hızlarına (1,5 m/s; 2,51 m/s; 3,45 m/s; 4,41 m/s; 5,28 m/s; 7,13 m/s) göre kanat verim değerleri sırasıyla 0,9426; 0,9329; 0,9152; 0,9065; 0,9002; 0,8872’dir. 50 °C’deki su giriş sıcaklığı için ısı değiştiriciye giren havanın hızlarına (1,5 m/s; 2,51 m/s; 3,45 m/s; 4,41 m/s; 5,28 m/s; 7,13 m/s) göre kanat verim değerleri sırasıyla 0,9398; 0,9318; 0,9150; 0,9036; 0,8967; 0,8866’dır. 60 °C’deki su giriş sıcaklığı için ısı değiştiriciye giren havanın hızlarına (1,5 m/s; 2,51 m/s; 3,45 m/s; 4,41 m/s; 5,28 m/s; 7,13 m/s) göre kanat verim değerleri sırasıyla 0,9405; 0,9306; 0,9126; 0,9010; 0,8904; 0,8791’dir. 70 °C’deki su giriş sıcaklığı için ise ısı değiştiriciye giren havanın hızlarına (1,5 m/s; 2,51 m/s; 3,45 m/s; 4,41 m/s; 5,28 m/s; 7,13 m/s) göre kanat verim değerleri sırasıyla 0,9395; 0,9306; 0,9056; 0,8985; 0,8880; 0,8697’dir.

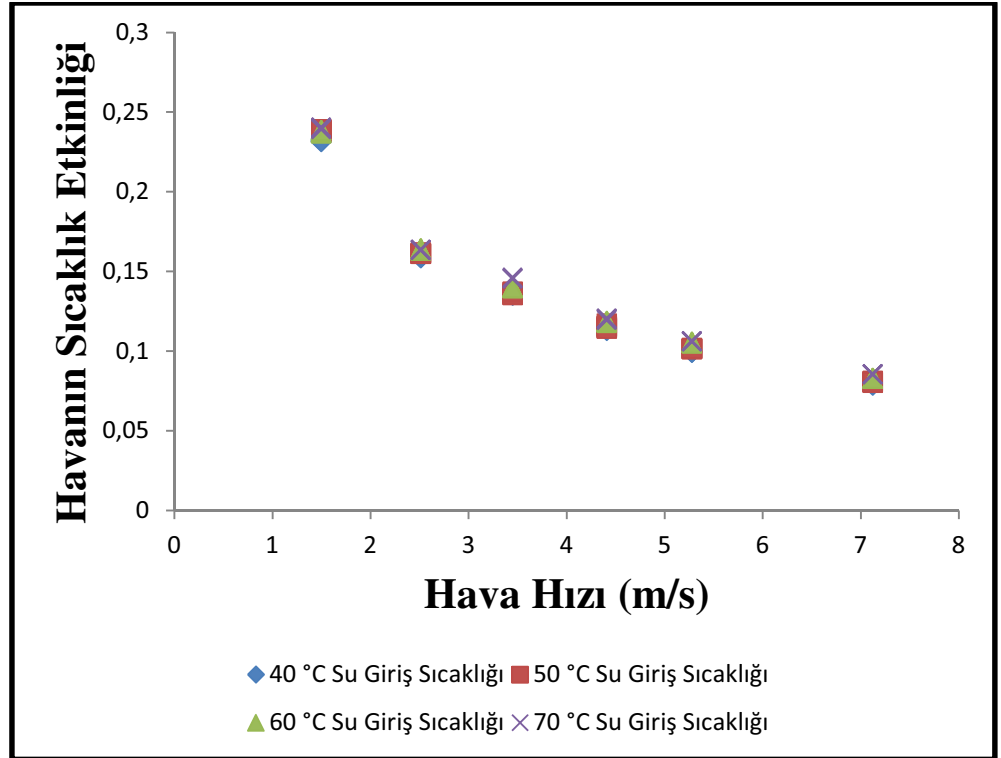
Pongsoi et al. (2011) sürekli spiral yapıdaki kanatlı borulu ısı değiştiricide, yüksek Reynolds sayılarında (4000-13000), 2 ila 6 m/s arasında değişen hava

hızları, 0,2 kg/s su kütle debisi ve 60 °C sabit su giriş sıcaklığı ile yaptıkları deneylerde farklı kanat malzemeleri (alüminyum, bakır) ve farklı hatve mesafeleri (3,2; 4,2 ve 6,2 mm) için kanat verim değerinin 0,9700 ila 0,8800 arasında değiştiğini göstermişlerdir. Pongsoi et al. (2012b) sürekli spiral yapıdaki kanatlı borulu ısı değiştiricide, yüksek Reynolds sayılarında (3000-13000), 2 ila 6 m/s arasında değişen hava hızları, 0,2 kg/s su kütle debisi ve 60 °C sabit su giriş sıcaklığı ile yaptıkları deneylerde farklı kanat malzemeleri (alüminyum, bakır) ve hava akışına paralel yöndeki farklı boru sıra sayıları (2, 3, 4 ve 5) için kanat verim değerinin 0,9750 ila 0,9000 arasında değiştiğini göstermişlerdir. Pongsoi et al. (2013) 2 ila 8 m/s arasında değişen hava hızları, 0,2 kg/s su kütle debisi ile L ayaklı spiral kanatlı borulu ısı değiştirici için yaptıkları deneylerde farklı hatve mesafeleri (2,5; 3,2 ve 4,2 mm) için kanat verim değerinin 0,9400 ila 0,8700 arasında değiştiğini göstermişlerdir. Yapılan bu çalışmalarda ısı değiştiriciye giren hava hızı arttıkça kanat verimi azalmaktadır.



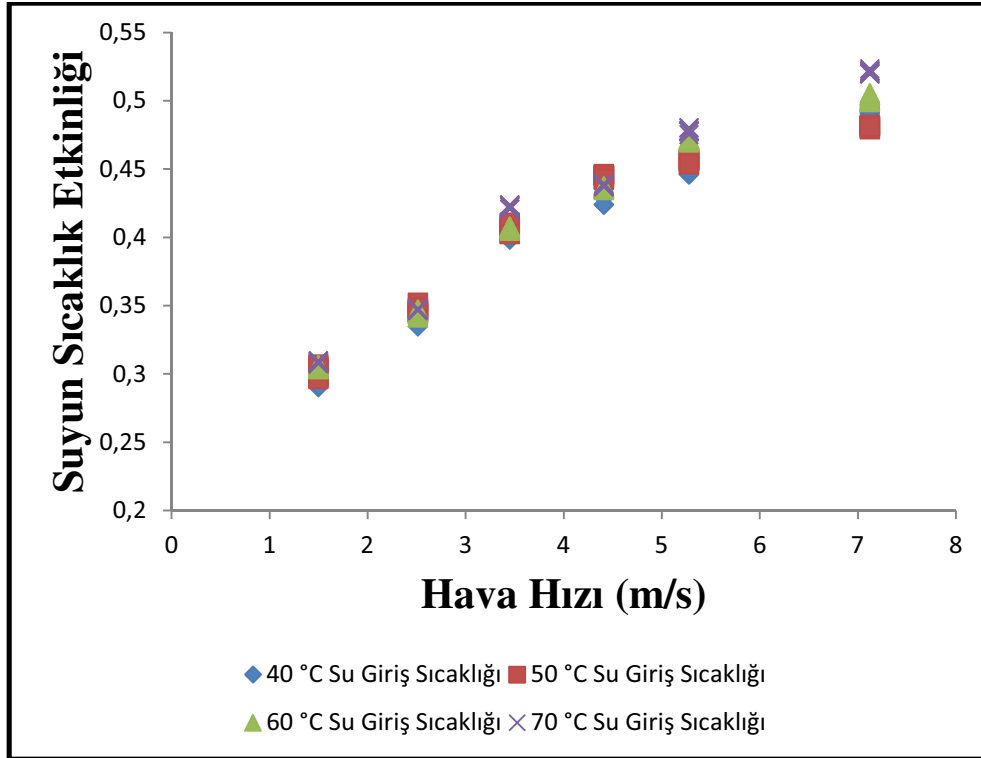
Şekil 6.5 Isı değiştirici girişindeki hava hızına göre kanat verim değerleri

Şekil 6.6'da ısı değiştiriciye giren hava hızının, havanın sıcaklık etkinliği üzerine olan etkisi görölmektedir. Isı değiştiriciye giren havanın hızı arttıkça havanın sıcaklık etkinliği azalmaktadır. 40 °C'deki su giriş sıcaklığı için ısı değiştiriciye giren havanın hızlarına (1,5 m/s; 2,51 m/s; 3,45 m/s; 4,41 m/s; 5,28 m/s; 7,13 m/s) göre havanın sıcaklık etkinliği değerleri sırasıyla 0,2323; 0,1591; 0,1365; 0,1143; 0,0997; 0,0796'dır. 50 °C'deki su giriş sıcaklığı için ısı değiştiriciye giren havanın hızlarına (1,5 m/s; 2,51 m/s; 3,45 m/s; 4,41 m/s; 5,28 m/s; 7,13 m/s) göre havanın sıcaklık etkinliği değerleri sırasıyla 0,2386; 0,1614; 0,1362; 0,1154; 0,1017; 0,0809'dur. 60 °C'deki su giriş sıcaklığı için ısı değiştiriciye giren havanın hızlarına (1,5 m/s; 2,51 m/s; 3,45 m/s; 4,41 m/s; 5,28 m/s; 7,13 m/s) göre havanın sıcaklık etkinliği değerleri sırasıyla 0,2377; 0,1639; 0,1399; 0,1184; 0,1054; 0,0830'dur. 70 °C'deki su giriş sıcaklığı için ise ısı değiştiriciye giren havanın hızlarına (1,5 m/s; 2,51 m/s; 3,45 m/s; 4,41 m/s; 5,28 m/s; 7,13 m/s) göre havanın sıcaklık etkinliği değerleri sırasıyla 0,2400; 0,1636; 0,1458; 0,1203; 0,1063; 0,0857'dir.



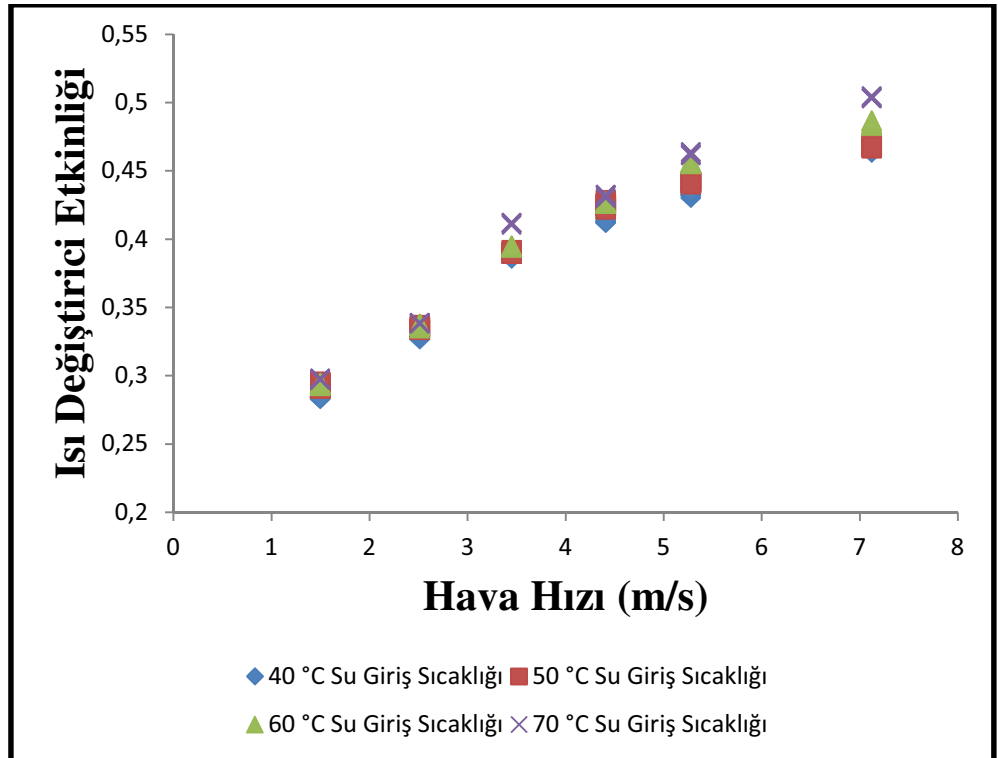
Şekil 6.6 Havanın sıcaklık etkinliğinin ısı değiştirici girişindeki hava hızına göre değişimi

Şekil 6.7’de ısı değıştiriciye giren hava hızının suyun sıcaklık etkinliği üzerine olan etkisi görölmektedir. Isı değıştiriciye giren havanın hızı arttıkça suyun sıcaklık etkinliği artmaktadır. 40 °C’deki su giriş sıcaklığı için ısı değıştiriciye giren havanın hızlarına (1,5 m/s; 2,51 m/s; 3,45 m/s; 4,41 m/s; 5,28 m/s; 7,13 m/s) göre suyun sıcaklık etkinliği değeri sırasıyla 0,2921; 0,3404; 0,4020; 0,4294; 0,4505; 0,4917’dir. 50 °C’deki su giriş sıcaklığı için ısı değıştiriciye giren havanın hızlarına (1,5 m/s; 2,51 m/s; 3,45 m/s; 4,41 m/s; 5,28 m/s; 7,13 m/s) göre suyun sıcaklık etkinliği değeri sırasıyla 0,3018; 0,3471; 0,4065; 0,4450; 0,4562; 0,4811’dir. 60 °C’deki su giriş sıcaklığı için ısı değıştiriciye giren havanın hızlarına (1,5 m/s; 2,51 m/s; 3,45 m/s; 4,41 m/s; 5,28 m/s; 7,13 m/s) göre suyun sıcaklık etkinliği değeri sırasıyla 0,3050; 0,3449; 0,4069; 0,4360; 0,4709; 0,5020’dir. 70 °C’deki su giriş sıcaklığı için ise ısı değıştiriciye giren havanın hızlarına (1,5 m/s; 2,51 m/s; 3,45 m/s; 4,41 m/s; 5,28 m/s; 7,13 m/s) göre suyun sıcaklık etkinliği değeri sırasıyla 0,3088; 0,3473; 0,4225; 0,4381; 0,4781; 0,5213’tir.



Şekil 6.7 Suyun sıcaklık etkinliğinin ısı değıştirici girişindeki hava hızına göre değışimi

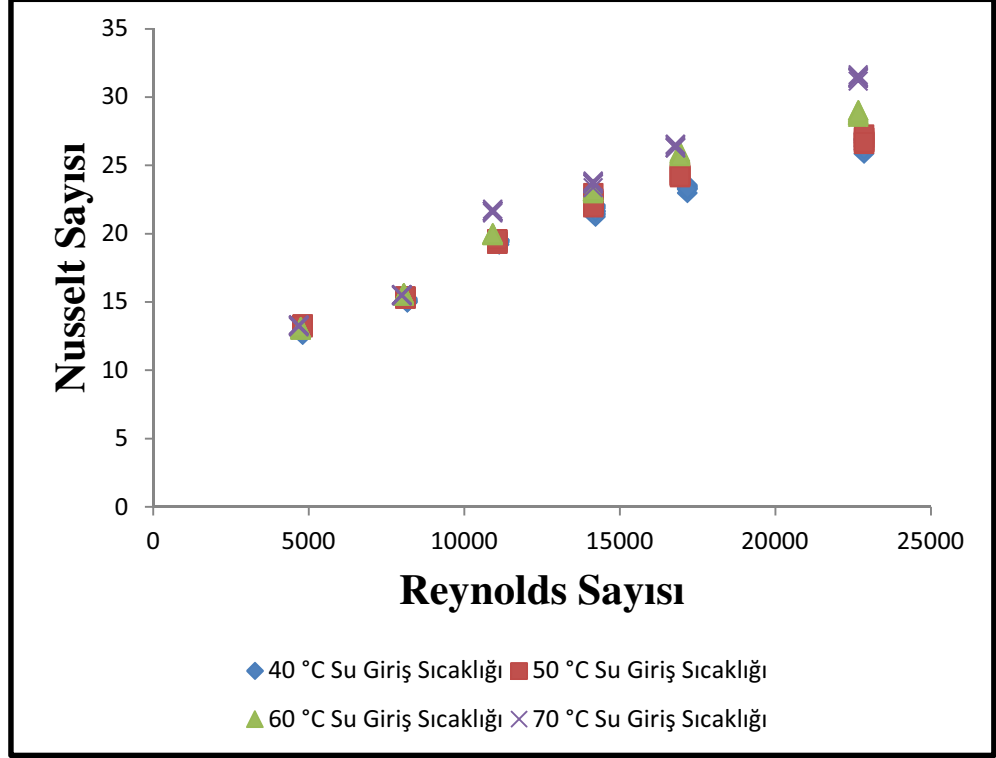
Şekil 6.8’de ısı değiştiriciye giren hava hızının ısı değiştirici etkinliği üzerine olan etkisi görülmektedir. Isı değiştiriciye giren havanın hızı arttıkça ısı değiştirici etkinliği artmaktadır. 40 °C’deki su giriş sıcaklığı için ısı değiştiriciye giren havanın hızlarına (1,5 m/s; 2,51 m/s; 3,45 m/s; 4,41 m/s; 5,28 m/s; 7,13 m/s) göre ısı değiştirici etkinliği değerleri sırasıyla 0,2840; 0,3298; 0,3874; 0,4143; 0,4336 ve 0,4686’dır. 50 °C’deki su giriş sıcaklığı için ısı değiştiriciye giren havanın hızlarına (1,5 m/s; 2,51 m/s; 3,45 m/s; 4,41 m/s; 5,28 m/s; 7,13 m/s) göre ısı değiştirici etkinliği değerleri sırasıyla 0,2931; 0,3347; 0,3900; 0,4248; 0,4415 ve 0,4677’dir. 60 °C’deki su giriş sıcaklığı için ısı değiştiriciye giren havanın hızlarına (1,5 m/s; 2,51 m/s; 3,45 m/s; 4,41 m/s; 5,28 m/s; 7,13 m/s) göre ısı değiştirici etkinliği değerleri sırasıyla 0,2935; 0,3367; 0,3945; 0,4265; 0,4558 ve 0,4851’dir. 70 °C’deki su giriş sıcaklığı için ise ısı değiştiriciye giren havanın hızlarına (1,5 m/s; 2,51 m/s; 3,45 m/s; 4,41 m/s; 5,28 m/s; 7,13 m/s) göre ısı değiştirici etkinliği değerleri sırasıyla 0,2975; 0,3384; 0,4113; 0,4318; 0,4624 ve 0,5037’dir. Pongsoi et al. (2013) 2 ila 8 m/s arasında değişen hava hızları, 0,2 kg/s su kütle debisi ile L ayaklı spiral kanatlı borulu ısı değiştirici için yaptıkları deneylerde farklı hatve mesafeleri (2,5; 3,2 ve 4,2 mm) için ısı değiştirici etkinliğinin 0,14 ila 0,36 arasında değiştiğini göstermişlerdir.



Şekil 6.8 Isı değiştirici etkinlik değerinin ısı değiştirici girişindeki hava hızına göre değişimi

Şekil 6.9'da Reynolds sayısının Nusselt sayısı üzerine olan etkisi görülmektedir. Reynolds sayısı arttıkça Nusselt sayısı artmaktadır. 40 °C'deki su giriş sıcaklığı için Reynolds sayılarına (4813; 8176; 11131; 14228; 17178; 22863) göre Nusselt sayısı değerleri sırasıyla 12,691; 15,100; 19,440; 21,667; 23,344 ve 26,637'dir. 50 °C'deki su giriş sıcaklığı için Reynolds sayılarına (4813; 8108; 11070; 14151; 16942; 22863) göre Nusselt sayısı değerleri sırasıyla 13,280; 15,307; 19,414; 22,341; 24,247 ve 26,851'dir. 60 °C'deki su giriş sıcaklığı için Reynolds sayılarına (4747; 8064; 10918; 14151; 16942; 22670) göre Nusselt sayısı değerleri sırasıyla 13,061; 15,557; 19,940; 23,106; 25,828 ve 28,793'tür. 70 °C'deki su giriş sıcaklığı için Reynolds sayılarına (4681; 7996; 10918; 14151; 16800; 22670) göre Nusselt sayısı değerleri sırasıyla 13,255; 15,497; 21,636; 23,659; 26,379 ve 31,410'dur. Kawaguchi et al. (2006), hava akışına paralel yönde 6 sıradan oluşan boru demetleri ile yaptıkları deneyler sonucunda Reynolds sayısının 5000 ila 50000 arasındaki değerleri için sırasıyla dairesel oluklu ve spiral kanatlı boru demetleri için Nusselt sayısının 60 ila 350 ve 60 ila 280 arasında değiştiğini belirtmişlerdir. Yapılan bu çalışmada boru demetleri üzerinden geçen akışkanın Reynolds sayısı arttıkça Nusselt sayısı da artmaktadır. Bu durum yapılan bu tez çalışması kapsamındaki deney sonuçları ile benzerlik göstermektedir.

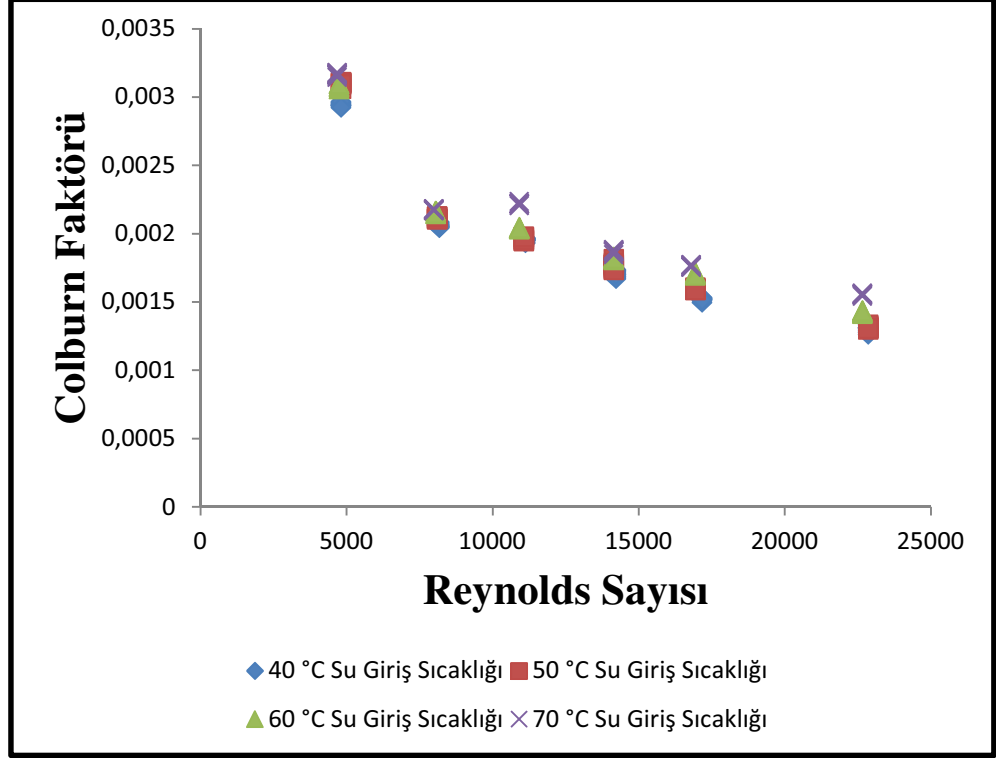




Şekil 6.9 Hava tarafına ait Nusselt sayısının havanın Reynolds sayısına göre değişimi

Şekil 6.10'da Reynolds sayısının Colburn faktörü üzerine olan etkisi görülmektedir. Reynolds sayısı arttıkça Colburn faktörü azalmaktadır. 40 °C'deki su giriş sıcaklığı için Reynolds sayılarına (4813; 8176; 11131; 14228; 17178; 22863) göre Colburn faktörü değerleri sırasıyla 0,002945; 0,002060; 0,001955; 0,001703; 0,001519 ve 0,001299'dur. 50 °C'deki su giriş sıcaklığı için Reynolds sayılarına (4813; 8108; 11070; 14151; 16942; 22863) göre Colburn faktörü değerleri sırasıyla 0,003096; 0,002114; 0,001960; 0,001765; 0,001593 ve 0,001313'tür. 60 °C'deki su giriş sıcaklığı için Reynolds sayılarına (4747; 8064; 10918; 14151; 16942; 22670) göre Colburn faktörü değerleri sırasıyla 0,003079; 0,002156; 0,002038; 0,001818; 0,001704 ve 0,001425'dir. 70 °C'deki su giriş sıcaklığı için Reynolds sayılarına (4681; 7996; 10918; 14151; 16800; 22670) göre Colburn faktörü değerleri sırasıyla 0,003164; 0,002175; 0,002218; 0,001869; 0,001762 ve 0,001555'dir. Yan ve Sheen (2000) üç farklı kanat geometrisine sahip ısı değiştirici ile yaptıkları deneysel çalışmalarına Reynolds sayısının 300 ila 4000 arasındaki değerleri için Colburn faktörünün 0,012 ila 0,1 arasında değiştiğini belirtmişlerdir. Srisawad and Wongwises (2009) helisel sarı kanatlı borulu ısı değiştirici ile yaptıkları deneyler sonucunda Reynolds sayısının 5000 ila 30000 arasındaki değerleri için Colburn faktörünün 0,006 ila 0,018 arasında

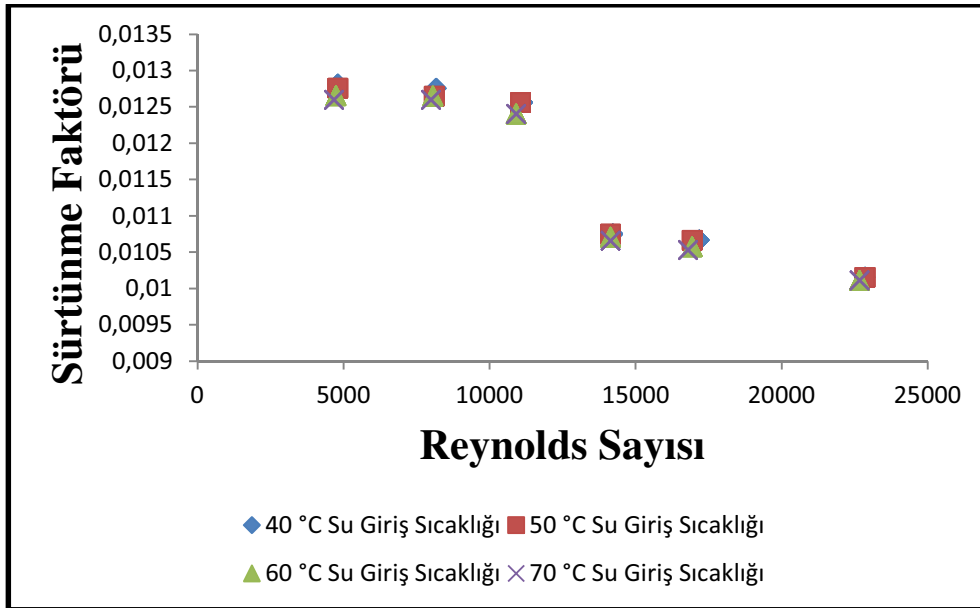
değiştirdiğini göstermişlerdir. Lee et al. (2010) spiral kanatlı borulu ısı değiştirici ile yaptıkları deneyler sonucunda Reynolds sayısının 350 ila 950 arasındaki değerleri için Colburn faktörünün 0,014 ila 0,040 arasında değiştiğini belirtmişlerdir. Pongsoi et al. (2011) sürekli spiral yapıdaki kanatlı borulu ısı değiştiricide, yüksek Reynolds sayılarında (4000-13000), 2 ila 6 m/s arasında değişen hava hızları ve 0,2 kg/s su kütle debisi ile yaptıkları deneylerde farklı kanat malzemeleri (alüminyum, bakır) ve farklı hatve mesafeleri (3,2; 4,2 ve 6,2 mm) için Colburn faktörünün 0,006 ila 0,02 arasında olduğunu belirtmişlerdir. Pongsoi et al. (2012a) L ayaklı spiral kanatlı borulu ısı değiştiricide, yüksek Reynolds sayılarında (3500-13000), 2 ila 6 m/s arasında değişen hava hızları ve 0,2 kg/s su kütle debisi ile yaptıkları deneylerde, farklı kanat malzemeleri (alüminyum, bakır) ve farklı hava akışına paralel yöndeki boru sıra sayıları (2, 3 ve 4) için Colburn faktörünün 0,006 ila 0,015 arasında olduğunu belirtmişlerdir. Pongsoi et al. (2012b) sürekli spiral yapıdaki kanatlı borulu ısı değiştiricide, yüksek Reynolds sayılarında (3000-13000), 2 ila 6 m/s arasında değişen hava hızları ve 0,2 kg/s su kütle debisi ile yaptıkları deneylerde farklı kanat malzemeleri (alüminyum, bakır) ve hava akışına paralel yöndeki farklı boru sıra sayıları (2, 3, 4 ve 5) için Colburn faktörünün 0,006 ila 0,015 arasında değiştiğini göstermişlerdir. Pongsoi et al. (2013) 2 ila 8 m/s arasında değişen hava hızları, 0,2 kg/s su kütle debisi ve 55 °C sabit su giriş sıcaklığı ile L ayaklı spiral kanatlı borulu ısı değiştirici için yaptıkları deneylerde farklı hatve mesafeleri (2,5; 3,2 ve 4,2 mm) ve 4000 ila 15000 arasında değişen Reynolds sayıları için Colburn faktörünün 0,004 ila 0,008 arasında değiştiğini belirtmişlerdir. Yapılan bu çalışmalarda boru demetleri üzerinden geçen akışkanın Reynolds sayısı arttıkça Colburn faktörü azalmaktadır. Bu durum yapılan bu tez çalışması kapsamındaki deney sonuçları ile benzerlik göstermektedir.



Şekil 6.10 Hava tarafına ait Colburn faktörünün havanın Reynolds sayısına göre değişimi

Şekil 6.11’de Reynolds sayısının sürtünme faktörü üzerine olan etkisi görülmektedir. Reynolds sayısı arttıkça sürtünme faktörü azalmaktadır. 40 °C’deki su giriş sıcaklığı için Reynolds sayılarına (4813; 8176; 11131; 14228; 17178; 22863) göre sürtünme faktörü değerleri sırasıyla 0,012814; 0,012755; 0,012562; 0,010750; 0,010664 ve 0,010155’dir. 50 °C’deki su giriş sıcaklığı için Reynolds sayılarına (4813; 8108; 11070; 14151; 16942; 22863) göre sürtünme faktörü değerleri sırasıyla 0,012760; 0,012649; 0,012562; 0,010750; 0,010664 ve 0,010155’dir. 60 °C’deki su giriş sıcaklığı için Reynolds sayılarına (4747; 8064; 10918; 14151; 16942; 22670) göre sürtünme faktörü değerleri sırasıyla 0,012653; 0,012649; 0,012404; 0,010705; 0,010575 ve 0,010112’dir. 70 °C’deki su giriş sıcaklığı için Reynolds sayılarına (4681; 7996; 10918; 14151; 16800; 22670) göre sürtünme faktörü değerleri sırasıyla 0,012599; 0,012596; 0,012404; 0,010660; 0,010530 ve 0,010112’dir. Yan ve Sheen (2000) üç farklı kanat geometrisine sahip ısı değiştirici ile yaptıkları deneysel çalışmalarına Reynolds sayısının 300 ila 4000 arasındaki değerleri için sürtünme faktörünün 0,015 ila 0,15 arasında değiştiğini belirtmişlerdir. Pongsoi et al. (2011) sürekli spiral yapıdaki kanatlı borulu ısı değiştiricide, yüksek Reynolds sayılarında (4000-13000), 2 ila 6 m/s arasında değişen hava hızları ve 0,2 kg/s su kütle debisi ile yaptıkları deneylerde

farklı kanat malzemeleri (alüminyum, bakır) ve farklı hatve mesafeleri (3,2; 4,2 ve 6,2 mm) için sürtünme faktörünün 0,04 ila 0,09 arasında olduğunu belirtmişlerdir. Pongsoi et al. (2012b) sürekli spiral yapıdaki kanatlı borulu ısı değiştiricide, yüksek Reynolds sayılarında (3000-13000), 2 ila 6 m/s arasında değişen hava hızları ve 0,2 kg/s su kütle debisi ile yaptıkları deneylerde farklı kanat malzemeleri (alüminyum, bakır) ve farklı hava akışına paralel yöndeki boru sıra sayıları (2, 3, 4 ve 5) için sürtünme faktörünün 0,04 ila 0,09 arasında değiştiğini göstermişlerdir. Pongsoi et al. (2012a) L ayaklı spiral kanatlı borulu ısı değiştiricide, yüksek Reynolds sayılarında (3500-13000), 2 ila 6 m/s arasında değişen hava hızları ve 0,2 kg/s su kütle debisi ile yaptıkları deneylerde, farklı kanat malzemeleri (alüminyum, bakır) ve farklı hava akışına paralel yöndeki boru sıra sayıları (2, 3 ve 4) için sürtünme faktörünün 0,015 ila 0,05 arasında olduğunu belirtmişlerdir. Pongsoi et al. (2013) 2 ila 8 m/s arasında değişen hava hızları, 0,2 kg/s su kütle debisi ve 55 °C sabit su giriş sıcaklığı ile L ayaklı spiral kanatlı borulu ısı değiştirici için yaptıkları deneylerde farklı hatve mesafeleri (2,5; 3,2 ve 4,2 mm) ve 4000 ila 15000 arasında değişen Reynolds sayıları için sürtünme faktörünün 0,02 ila 0,05 arasında değiştiğini belirtmişlerdir. Yapılan bu çalışmalarda boru demetleri üzerinden geçen akışkanın Reynolds sayısı arttıkça sürtünme faktörü azalmaktadır.



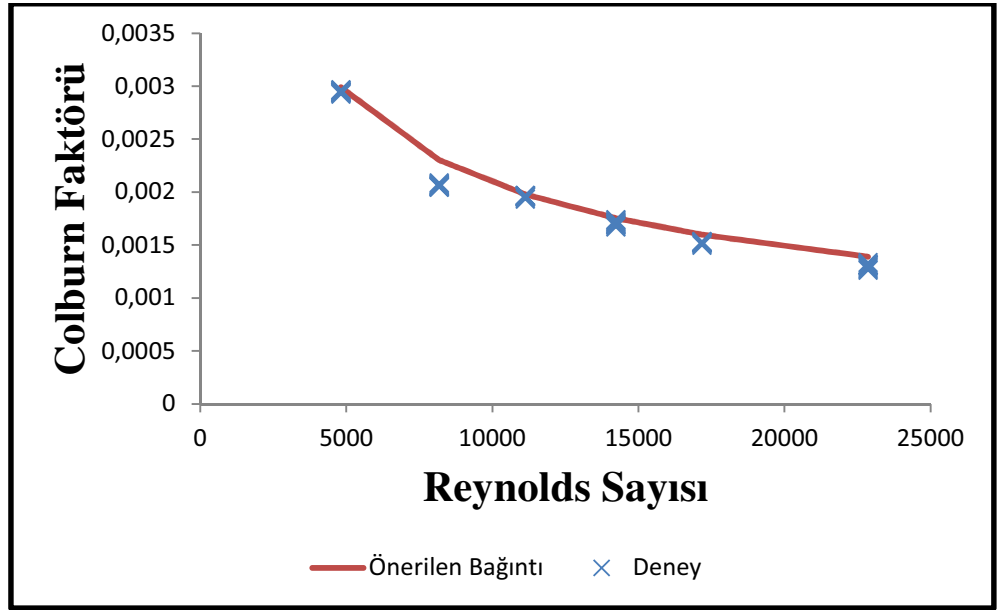
Şekil 6.11 Sürtünme faktörünün havanın Reynolds sayısına göre değişimi

Yapılan deneyler sonucunda elde edilen bulgulara dayanarak Colburn faktörünün ve sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimini veren bağıntılar türetilmiştir.

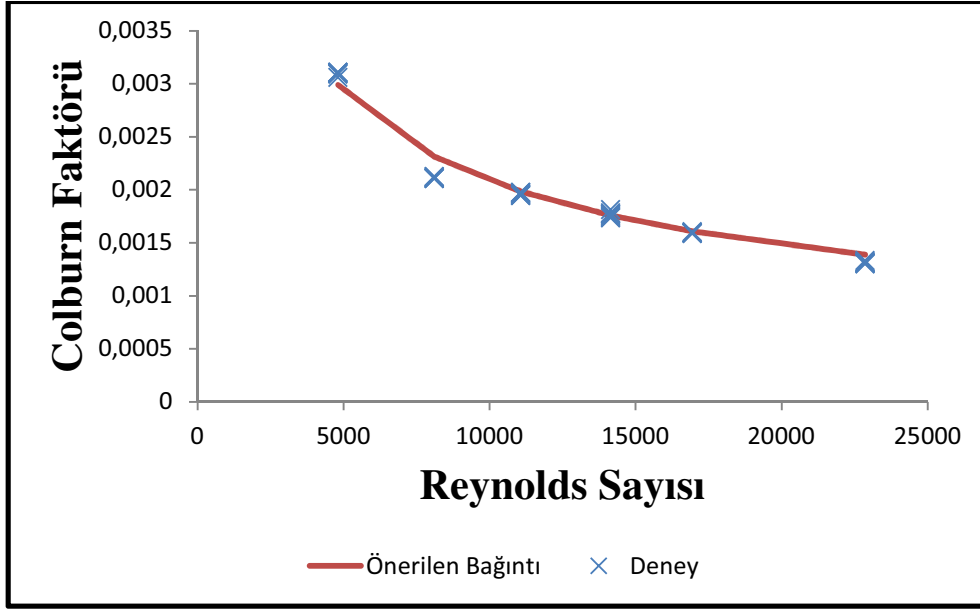
$$j = 0,1941Re_h^{-0,4922} \quad (6.1)$$

$$f = 0,04974Re_h^{-0,1565} \quad (6.2)$$

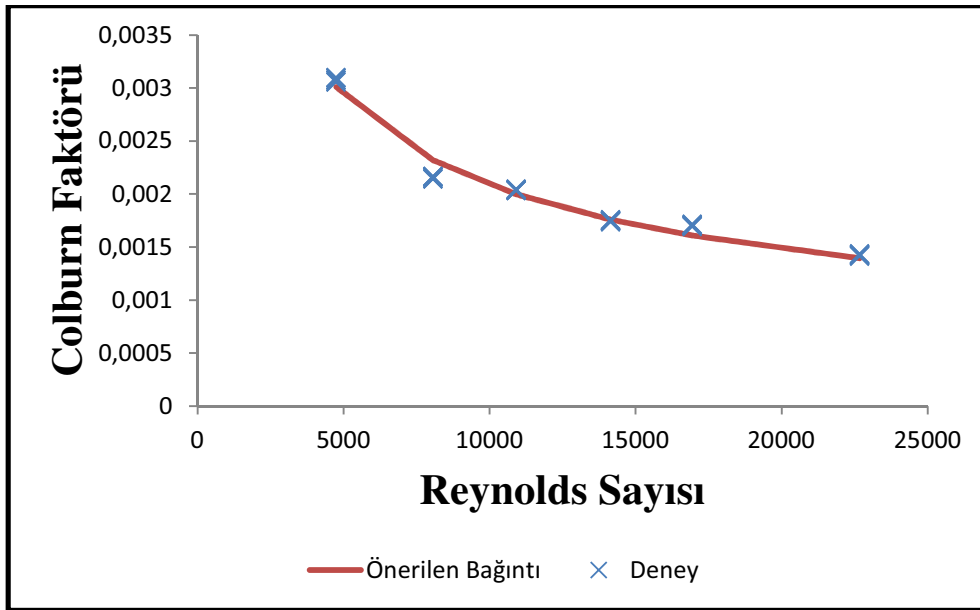
Şekil 6.12 ile Şekil 6.15 arasındaki şekillerde her bir su giriş sıcaklığındaki deneysel sonuçlardan elde edilen Colburn faktörü ile önerilen bağıntıdan elde edilen Colburn faktörlerinin Reynolds sayısına göre değişimi gösterilmiştir. Deneysel çalışma ile önerilen bağıntıdan elde edilen Colburn faktörü arasındaki en fazla fark %12'dir.



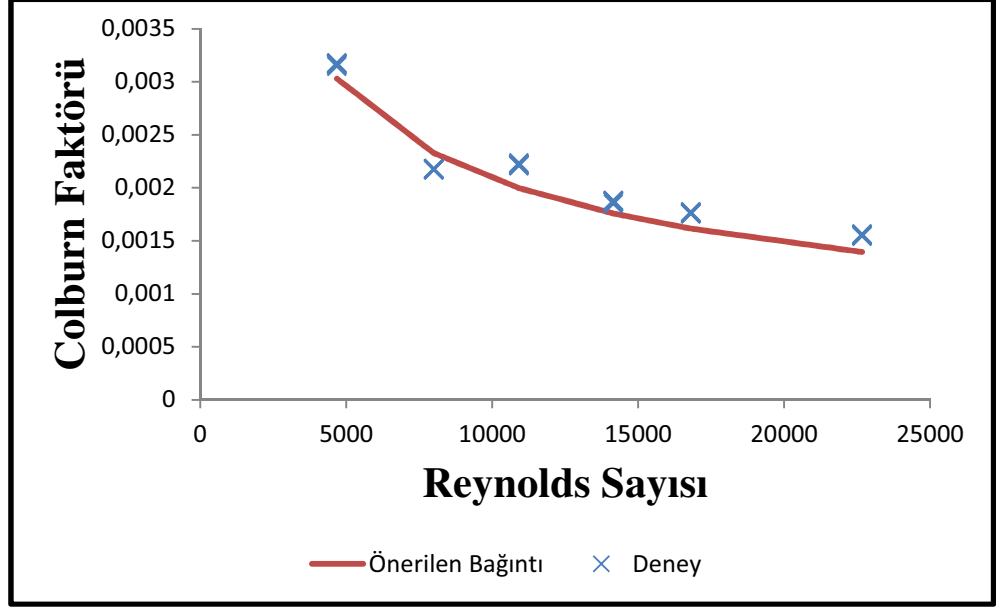
Şekil 6.12 40 °C su giriş sıcaklığındaki hava tarafına ait Colburn faktörünün havanın Reynolds sayısına göre değişimi



Şekil 6.13 50 °C su giriş sıcaklığındaki hava tarafına ait Colburn faktörünün havanın Reynolds sayısına göre değişimi

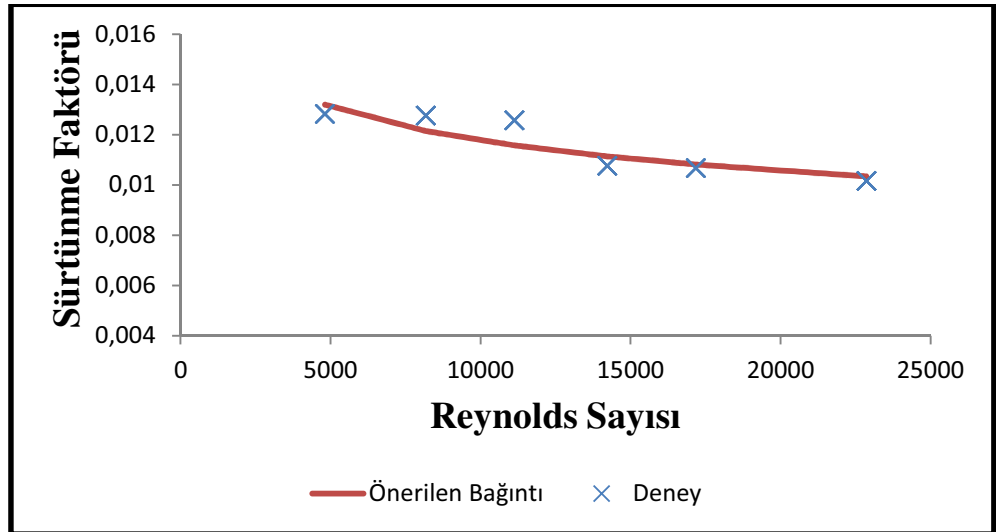


Şekil 6.14 60 °C su giriş sıcaklığındaki hava tarafına ait Colburn faktörünün havanın Reynolds sayısına göre değişimi

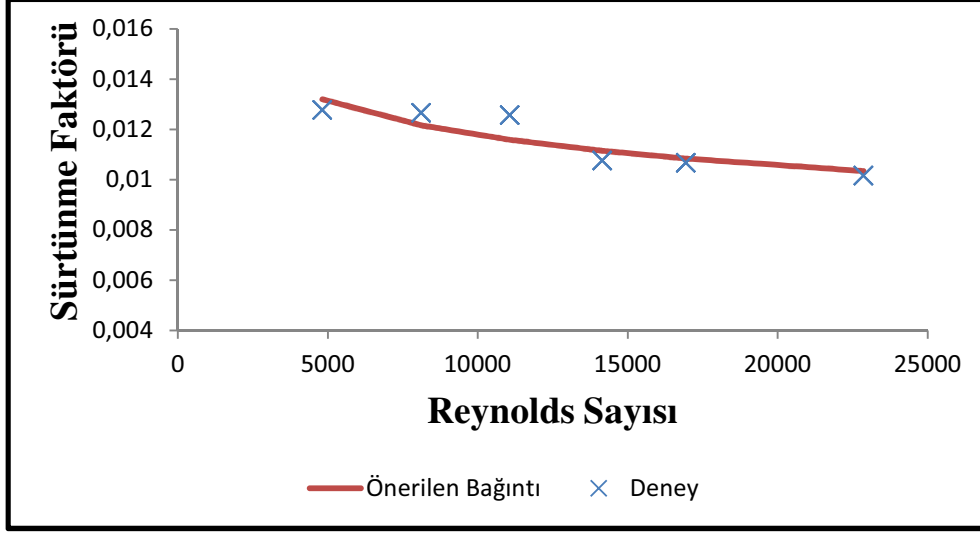


Şekil 6.15 70 °C su giriş sıcaklığındaki hava tarafına ait Colburn faktörünün havanın Reynolds sayısına göre değişimi

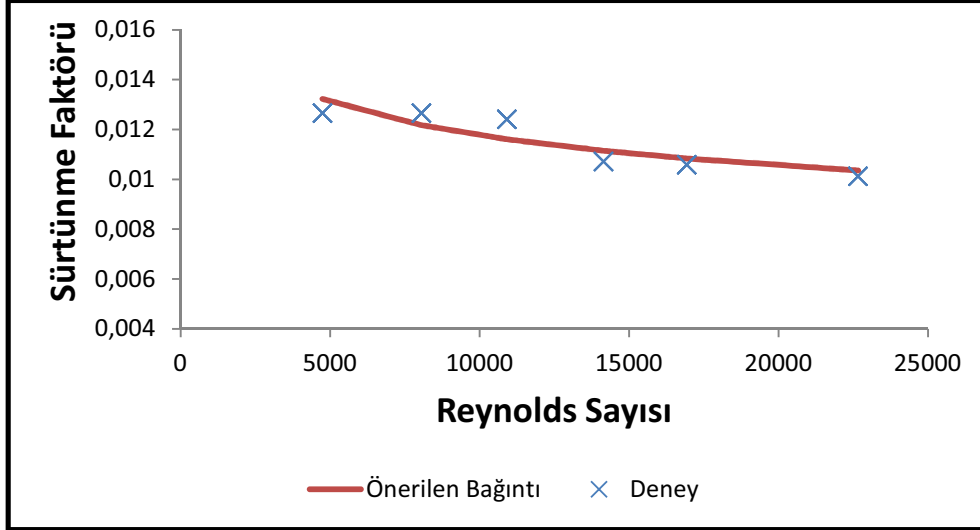
Şekil 6.16 ile Şekil 6.19 arasındaki şekillerde her bir su giriş sıcaklığındaki deneysel sonuçlardan elde edilen sürtünme faktörü ile önerilen bağıntıdan elde edilen sürtünme faktörlerinin Reynolds sayısına göre değişimi gösterilmiştir. Deneysel çalışma ile önerilen bağıntıdan elde edilen sürtünme faktörü arasındaki en fazla fark %8'dir.



Şekil 6.16 40 °C su giriş sıcaklığındaki sürtünme faktörünün havanın Reynolds sayısına göre değişimi

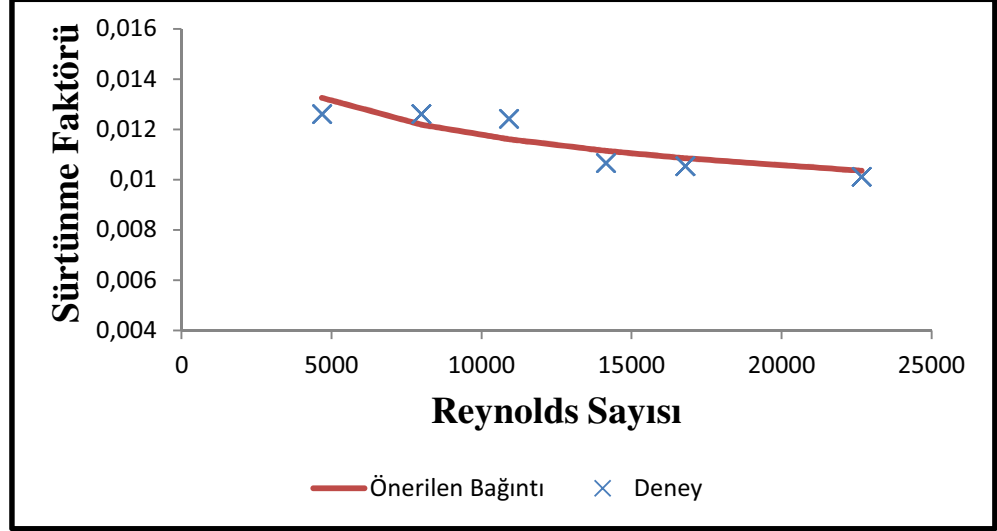


Şekil 6.17 50 °C su giriş sıcaklığındaki sürtünme faktörünün havanın Reynolds sayısına göre değişimi



Şekil 6.18 60 °C su giriş sıcaklığındaki sürtünme faktörünün havanın Reynolds sayısına göre değişimi





Şekil 6.19 70 °C su giriş sıcaklığındaki sürtünme faktörünün havanın Reynolds sayısına göre değişimi

Literatürde farklı kanat tipleri için Colburn faktörünü veren bağıntılar önerilmiştir. Briggs and Young kaydırılmış sıralı dizilişe sahip dairesel kanatlı boru demeti için 6.3 numaralı denklemdeki Colburn faktörünü veren bağıntıyı önermiştir (Pongsoi et al., 2012a).

$$j = 0,134Re_h^{-0,319} \left[ \frac{(f_p - f_t)}{\left(\frac{d_f - d_c}{2}\right)} \right]^{0,2} \left[ \frac{(f_p - f_t)}{f_t} \right]^{0,11} \quad (6.3)$$

Wang and Chang kaydırılmış sıralı dizilişe sahip düz kanatlı boru demeti için 6.4 numaralı denklemdeki Colburn faktörünü veren bağıntıyı önermiştir (Pongsoi et al., 2012a).

$$\frac{j_{N_{row}}}{j_4} = 0,991 \left[ 2,24Re_h^{-0,092} \left( \frac{N_{row}}{4} \right)^{-0,031} \right]^{0,607(4 - N_{row})} \quad (6.4)$$

$$j_4 = 0,14Re_h^{-0,328} \left[ \frac{S_T}{S_L} \right]^{-0,502} \left[ \frac{f_p}{d_c} \right]^{0,0312} ; N_{row} = 4 \quad (6.5)$$

Pongsoi et al. (2012b) kaydırılmış sıralı dizilişe sahip sürekli spiral yapıdaki kanatlı boru demeti için 6.6 numaralı denklemdeki Colburn faktörünü veren bağıntıyı önermiştir.

$$j = 0,4132Re_h^{-0,4287} \quad (6.6)$$

Pongsoi et al. (2013) kaydırılmış sıralı dizilişe sahip L ayaklı spiral kanatlı boru demeti için 6.7 numaralı denklemdeki Colburn faktörünü veren bağıntıyı önermiştir.

$$j = 0,2150Re_h^{-0,4059} \quad (6.7)$$

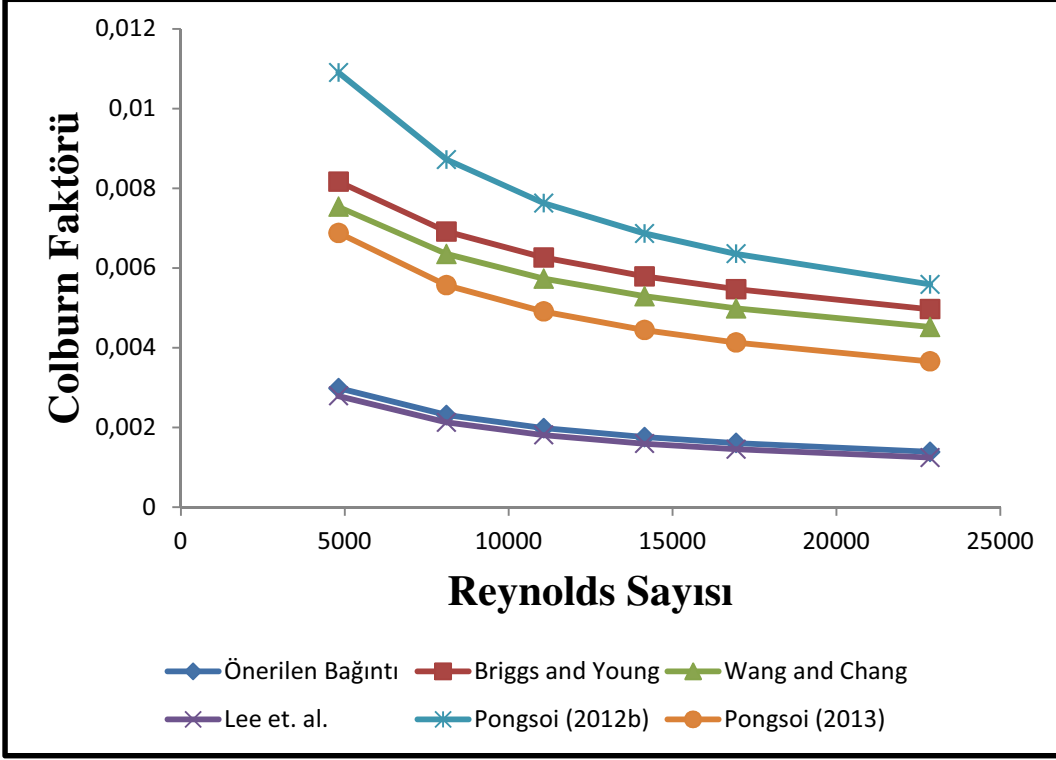
Lee et. al. kaydırılmış sıralı dizilişe spiral kanatlı boru demeti için 6.8 numaralı denklemdeki Colburn faktörünü veren bağıntıyı önermiştir (Pongsoi et al., 2014).

$$j = 1,1184Re_{dh}^{-0,5183} \left[ \frac{f_p}{d_h} \right]^{0,7147} (N_{row})^{-0,1684} \quad (6.8)$$

Yukarıda belirtilen ve farklı kanat tipleri için Colburn faktörünü veren bağıntılar ile tez kapsamında yapılan deneyler sonucunda elde edilen bulgulara dayanarak türetilmiş Colburn faktörünü veren bağıntının karşılaştırılması Şekil 6.20'de gösterilmektedir.

Çizelge 6.1 Literatürde verilen benzer kanat tipleri ile ilgili Colburn faktörünü veren bağıntılar

Briggs and Young	Kaydırılmış sıralı	Dairesel kanatlı boru demeti	$j = 0,134Re_h^{-0,319} \left[ \frac{(f_p - f_t)}{\left(\frac{d_f - d_c}{2}\right)} \right]^{0,2} \left[ \frac{(f_p - f_t)}{f_t} \right]^{0,11}$
Wang and Chang	Kaydırılmış sıralı	Düz Kanatlı Boru demeti	$\frac{j_{N_{row}}}{j_4} = 0,991 \left[ 2,24Re_h^{-0,092} \left(\frac{N_{row}}{4}\right)^{-0,031} \right]^{0,607(4-N_{row})}$ $j_4 = 0,14Re_h^{-0,328} \left[\frac{S_T}{S_L}\right]^{-0,502} \left[\frac{f_p}{d_c}\right]^{0,0312} ; N_{row} = 4$
Pongsoi et al.(2012b)	Kaydırılmış sıralı	Sürekli spiral yapıdaki kanatlı boru demeti	$j = 0,4132Re_h^{-0,4287}$
Pongsoi et al. (2013)	Kaydırılmış sıralı	L ayaklı spiral kanatlı boru demeti	$j = 0,2150Re_h^{-0,4059}$
Lee et. al.	Kaydırılmış sıralı	Spiral kanatlı boru demeti	$j = 1,1184Re_{dh}^{-0,5183} \left[\frac{f_p}{d_h}\right]^{0,7147} (N_{row})^{-0,1684}$



Şekil 6.20 Colburn faktörünü veren önerilen bağıntı ile literatürdeki Colburn faktörünü veren bağıntıların karşılaştırılması

Literatürde farklı kanat tipleri için sürtünme faktörünü veren bağıntılar önerilmiştir. Wang et. al. kaydırılmış sıralı dizilişe sahip düz kanatlı boru demeti için 6.9 numaralı denklemdeki sürtünme faktörünü veren bağıntıyı önermiştir (Pongsoi et al., 2012a).

$$f = 1,039Re_h^{-0,418} \left[ \frac{f_t}{d_c} \right]^{-0,104} N_{row}^{-0,0935} \left[ \frac{f_p}{d_c} \right]^{-0,197} \quad (6.9)$$

Pongsoi et al. (2012b) kaydırılmış sıralı dizilişe sahip sürekli spiral yapıdaki kanatlı boru demeti için 6.10 numaralı denklemdeki sürtünme faktörünü veren bağıntıyı önermiştir.

$$f = 0,3775Re_{do}^{-0,1485} \left[ \frac{f_p}{d_o} \right]^{0,4321} \quad (6.10)$$

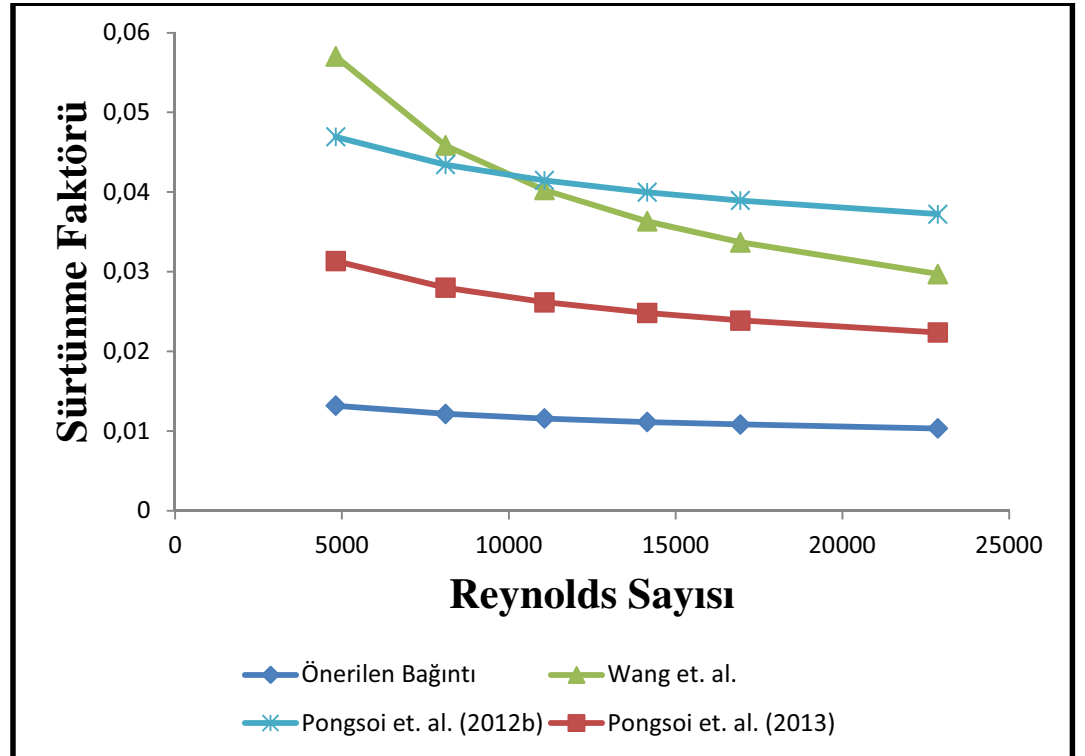
Pongsoi et al. (2013) kaydırılmış sıralı dizilişe sahip L ayaklı spiral kanatlı boru demeti için 6.11 numaralı denklemdeki sürtünme faktörünü veren bağıntıyı önermiştir.

$$f = 0,4852Re_h^{-0,2156} \left[ \frac{f_p}{d_c} \right]^{0,4771} \quad (6.11)$$

Yukarıda belirtilen ve farklı kanat tipleri için sürtünme faktörünü veren bağıntılar ile tez kapsamında yapılan deneyler sonucunda elde edilen bulgulara dayanarak türetilmiş sürtünme faktörünü veren bağıntının karşılaştırılması Şekil 6.21’de gösterilmektedir.

Çizelge 6.2 Literatürde verilen benzer kanat tipleri ile ilgili sürtünme faktörünü veren bağıntılar

Wang et. al.	Kaydırılmış sıralı	Düz kanatlı boru demeti	$f = 1,039Re_h^{-0,418} \left[ \frac{f_t}{d_c} \right]^{-0,104} N_{row}^{-0,0935} \left[ \frac{f_p}{d_c} \right]^{-0,197}$
Pongsoi et al. (2012b)	Kaydırılmış sıralı	Sürekli spiral yapıdaki kanatlı boru demeti	$f = 0,3775Re_{do}^{-0,1485} \left[ \frac{f_p}{d_o} \right]^{0,4321}$
Pongsoi et al. (2013)	Kaydırılmış sıralı	L ayaklı spiral kanatlı boru demeti	$f = 0,4852Re_h^{-0,2156} \left[ \frac{f_p}{d_c} \right]^{0,4771}$



Şekil 6.21 Sürtünme faktörünü veren önerilen bağıntı ile literatürdeki sürtünme faktörünü veren bağıntıların karşılaştırılması

## 7. SONUÇ VE ÖNERİLER

Endüstrinin birçok yerinde kullanılan ve genellikle akışkan olarak gaz ve sıvıların kullandığı ısı değiştiricilerde iki akışkan arasındaki ısı geçişinin en fazla yapılması konusu birçok bilimsel çalışma yapılmasına yol açmıştır. Bu kapsamda ısı değiştiricilerde yapısal düzenlemelerle ısı geçişinin arttırılmasına yönelik çalışmalar öne çıkmaktadır. Yapılan bu tez çalışmasında da L ayaklı spiral kanatlı borunun ısı analizleri gerçekleştirilmiştir.

Yapılan deneylerde boru demeti üzerinden farklı hızlarda çevre hava, borular içerisinden ise sabit debide ve farklı giriş sıcaklıklarında su geçirilmiştir. Yapılan deneyler sonucunda sıcaklık etkinliği-geçiş birimi sayısı (P-NTU) yöntemi kullanılarak deney sonuçlarının analizleri gerçekleştirilmiştir. Yapılan tüm hesaplamalar içinde hata analizi yapılmıştır.

Deney sonuçlarına bakıldığında iki akışkan arasındaki ısı geçişindeki bağıl hata miktarının en fazla %10 olduğu görülmektedir. Bununla beraber deneysel sonuçlar neticesinde çıkarılan grafiklere bakıldığında havanın hızının artması ile ortalama ısı geçişinin arttığı görülmüştür. Hava hızının artmasının basınç düşümünü, hava tarafına ait ısı taşınım katsayısını, suyun sıcaklık etkinliğini ve ısı değiştirici etkinliğini arttırırken kanat verimini ve havanın sıcaklık etkinliğini azaltmaktadır.

Isı değiştiriciye giren havanın Reynolds sayısının artması ile Nusselt sayısının arttığı Colburn ve sürtünme faktörünün azaldığı belirlenmiştir. Elde edilen deneysel sonuçlar ile Reynolds sayısına bağlı olarak Colburn ve sürtünme faktörünü veren bağıntılar türetilmiştir. Deneysel sonuçlar ile Colburn faktörünü veren bağıntı arasındaki en fazla farkın %12, sürtünme faktörünü veren bağıntı ile arasındaki farkın ise en fazla %8 olduğu görülmüştür.

Yapılan çalışma kapsamı dışında, farklı geometrilere sahip L ayaklı spiral kanatlı borulu ısı değiştiricilerin ısı analizleri gerçekleştirilerek en fazla ısı geçişini sağlayacak ısı değiştirici geometrileri belirlenmeye çalışılabilir. Bu çalışmalarda ısı değiştiricideki kanatlı boruların boru iç çapı, boru dış çapı, kanat çapı, kanatlar arası mesafe, kanat kalınlığı, borular arası mesafe, boru sıra sayıları,

boru ve kanat malzemeleri değiştirilebilir. Farklı biçimlerde kanatlar tasarlanabilir ve bu kanatlar kullanılarak imal edilecek ısı değiştiricilerin analizleri gerçekleştirilebilir. Ayrıca ısı değiştiricilerde farklı akışkanlarda kullanılarak bu akışkanların ısı geçişi üzerine etkileri incelenebilir.

## KAYNAKLAR DİZİNİ

**Akpınar, E.K.**, 2005, Deneysel çalışmalardaki hata analizine bir örnek: Kurutma deneylerindeki hata analizi Mühendis ve Makina, 540:41-48s.

**Asan, H. ve Namlı, L.**, 1997, Deneysel ısı transferi ve basınç kaybı çalışmalarında belirsizlik analizi, 11. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi Bildiriler Kitabı, 1:369–378s.

**Burgess, W.A, Ellenbecker, M.J. and Treitman, R.D.**, 2004, Ventilation for control of the work environment, John Willey & Sons, Inc. USA, 424p.

**Coblentz, L. C.**, 2009, Uncertainty Analysis of Heat Exchanger, Msc Thesis, Mechanical Engineering in the Faculty of Engineering at the Rand Africaans University, 123p.

**Çengel, Y.A.**, 2011, Isı ve Kütle Transferi, (Çev. V. Tanyıldızı, İ. Dağtekin), İzmir Güven Kitapevi, İzmir, 879s.

**Çorak, A.**, 2010, Kanatçıklı Isı Değiştiricilerinin Isıl Performanslarının Sayısal Olarak İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 82s.

**Demir, A.**, 2006, Kanatlı Bir Isı Değiştiricisi İçin Optimum Dizayn Parametrelerinin Belirlenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 111s.

**Deveci, İ.**, 2009, U-Borulu Gövde-Boru Tipi Bir Isı Değiştirgecinin Deneysel Olarak İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 87s.



**KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)**

- Erek, A., Özerdem, B., Bilir, L. ve İlken, Z.,** 2005, Effect of geometrical parameters on heat transfer and pressure drop characteristics of plate fin and tube heat exchangers, Applied Thermal Engineering, 25:2421–2431pp.
- Genceli, O. F.,** 1999, Isı değiştiricileri, Birsen yayınevi, İstanbul, 424s.
- Gürlek, G.,** 2012, Farklı geometrilerdeki boru içi türbülatorlerin ısı-hidrolik performansa olan etkilerinin deneysel ve sayısal olarak incelenmesi, Doktora Tezi, Ege Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 154s.
- Hewitt, G. F., Shires, G. L., and Bott, T. R.,** 1994, Process Heat Transfer, Boca Raton : CRC Press : Begell House, 1042p.
- Holman, J. P.,** 2001, Experimental Methods for Engineers, McGrawHill, Newyork, 672p.
- Incropera, F.P., and De Witt, D.P.,** 2006, Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri, (Çev. T. Derbentli, O. Genceli, A. Güngör, A. Hepbaşlı, Z. İlken, N. Özbalta, F. Özgüç, C. Parmaksızoğlu ve Y. Uralcan), Literatür Yayıncılık, İstanbul, 947s.
- Kakaç, S. and Liu, H.,** 1998, Heat exchangers: selection, rating and thermal design, CRC Press, 432p.
- Karabulut, Ö.O.,** 2011, Kanatçıklı Yüzeylerde Isı Aktarımının Üç Boyutlu Sayısal Olarak İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Cumhuriyet Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 139s.

**KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)**

- Kayataş, N.**, 2003, İç İçe Borulu Isı Değiştiricisinde Isı Transferinin İyileştirilmesinin Nümerik Olarak İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 93s.
- Kraus, A. D., Aziz, A., and Welty, J.**, 2001, Extended Surface Heat Transfer, John Wiley & Sons, New York, 1105p.
- Kundu, B. and Das, P. K.**, 1997, Optimum dimensions of plate fins for fin-tube heat exchangers, Int. J. Heat and Fluid Flow, 18:530-537pp.
- Kurtul, Ö.**, 2007, İçerisine Boylamasına Kanatçıklar Yerleştirilmiş Kare Kesitli Eğrisel Bir Kanal İçerisinde Laminar Akış ve Isı Transferinin Sayısal Olarak Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 241s.
- Kawaguchi, K., Okui, K., Asai, T. and Hasegawa, Y.**, 2006, The Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of the Finned Tube Banks in Forced Convection (Effects of Fin Height on Heat Transfer Characteristics), Inc. Heat Trans Asian Res, 35(3): 194–208pp.
- Lee, M., Taehyung, K. and Kim Y.**, 2009, Air-side heat transfer characteristics of spiral-type circular fin-tube heat exchangers, International Journal of Refrigeration, 33:313–320pp.
- Mon, M.S. and Gross, U.**, 2004, Numerical study of fin-spacing effects in annular-finned tube heat exchangers, International Journal of Heat and Mass Transfer 47:1953–1964pp.

**KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)**

- Naess, E.**, 2010, Experimental investigation of heat transfer and pressure drop in serrated-fin tube bundles with staggered tube layouts, *Applied Thermal Engineering*, 30:1531–1537pp.
- Nuntaphan, A., Kiatsiriroat, T. and Wang C.C.**, 2005, Air side performance at low Reynolds number of cross-flow heat exchanger using crimped spiral fins, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 32:151–165pp.
- Ömeroğlu, G.**, 2007, Farklı Tipte Kanatçıkların Çapraz Akışlı Isı Değiştiricisinde Deneysel Olarak İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 56s.
- Polat, Y.**, 2006, Değişik Kanat Profilli Isıtıcı ve Soğutucu Elemanlarda Yüzeyden Olan Isı Transferinin Sayısal Analizi ve Modellemesi, Yüksek Lisans Tezi, İnönü Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 103s.
- Pongsoi, P., Pikulkajorn, S., Wang, C.C. and Wongwises, S.**, 2011, Effect of fin pitches on the air-side performance of crimped spiral fin-and-tube heat exchangers with a multipass parallel and counter cross-flow configuration, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54:2234–2240pp.
- Pongsoi, P., Pikulkajorn, S. and Wongwises, S.**, 2012a, Experimental study on the air-side performance of a multipass parallel and counter cross-flow L-footed spiral fin-and-tube heat exchanger, *Heat transfer engineering*, 33(15):1251–1263pp.

**KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)**

- Pongsoi, P., Pikulkajorn, S., Wang, C.C. and Wongwises, S.,** 2012b, Effect of number of tube rows on the air-side performance of crimped spiral fin-and-tube heat exchanger with a multipass parallel and counter cross-flow configuration, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55:1403–1411pp.
- Pongsoi, P., Pikulkajorn, S. and Wongwises, S.,** 2012c, Effect of fin pitches on the optimum heat transfer performance of crimped spiral fin-and-tube heat exchangers, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55:6555–6566pp.
- Pongsoi, P., Promoppatum, P., Pikulkajorn, S. and Wongwises, S.,** 2013, Effect of fin pitches on the air-side performance of L-footed spiral fin-and-tube heat exchangers, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 59:75–82pp.
- Pongsoi, P., Pikulkajorn, S. and Wongwises, S.,** 2014, Heat transfer and flow characteristics of spiral fin-and-tube heat exchangers: A review, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 79:417–431pp.
- Shah, R. K. and Sekulic, D. P.,** 2003, *Fundamentals of Heat Exchanger Design*, John Wiley & Sons, Canada, 941p.
- Srisawad, K. and Wongwises, S.,** 2009, Heat transfer characteristics of a new helically coiled crimped spiral finned tube heat exchanger, *Heat Mass Transfer*, 45:381–391pp.

**KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)**

- Şahin, H.M., Dal, A.R. ve Baysal, E.,** 2007, 3-D Numerical study on the correlation between variable inclined fin angles and thermal behavior in plate fin-tube heat exchanger, *Applied Thermal Engineering*, 27:1806–1816pp.
- Şirin, S.,** 2008, Farklı Hızlarda ve Isı Akılarında Kanatlı Yüzeylerde Isı Transferinin Deneysel Olarak İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Selçuk Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 67s.
- Turgut, E.,** 2007, Dönen Boru İçerisinde Basınç Kaybı ve Isı Transferinin İncelenmesi Akışın Gözlenmesi , Doktora Tezi, Fırat Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Eğitimi Anabilim Dalı, 124s.
- Wongwises, S. and Chokeman, Y.,** 2005, Effect of fin pitch and number of tube rows on the air side performance of herringbone wavy fin and tube heat exchangers, *Energy Conversion and Management*, 46:2216–2231pp.
- Yakar, G.,** 2007, Delinmiş Kanatlı Boru Kanat Tipi Isı Değiştiricilerinde Yaratılan Türbülansın Isı Transfer ve Basınç Düşümüne Etkisi, Doktora Tezi, Pamukkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 208s.
- Yan, W. and Sheen, P.J.,** 2000, Heat transfer and friction characteristics of fin-and-tube heat exchangers, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 43:1651-1659pp.
- Yeh, R.H., Law, S.P. and Chang, M.,** 1997, Optimum spacing of longitudinal convective fin arrays, *Journal of Marine Science and Technology*, 5:47-53pp.