



**KAFES GEOMETRİDEKİ ISI
ALICILARIN ISI TRANSFERİ
PERFORMANSLARININ BELİRLENMESİ**

Kerim KONUKMAN

**Yüksek Lisans Tezi
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Enerji Bilim Dalı
Prof. Dr. Bayram ŞAHİN**

2017

Her Hakkı Saklıdır

**ATATÜRK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**KAFES GEOMETRİDEKİ ISI ALICILARIN ISI TRANSFERİ
PERFORMANSLARININ BELİRLENMESİ**

Kerim KONUKMAN

**MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
Enerji Bilim Dalı**

**ERZURUM
2017**

Her hakkı saklıdır



TEZ ONAY FORMU

**KAFES GEOMETRİDEKİ ISI ALICILARIN ISI TRANSFERİ PERFORMANSLARININ
BELİRLENMESİ**

Prof. Dr. Bayram ŞAHİN danışmanlığında, Kerim KONUKMAN tarafından hazırlanan bu çalışma, 23/08/2017 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Enerji Bilim Dalı'nda Yüksek Lisans tezi olarak **oybirliği / oy çokluğu (3./3.)** ile kabul edilmiştir.

Başkan: Prof. Dr. Bayram ŞAHİN

Üye : Yrd. Doç. Dr. Gökhan ÖMEROĞLU

Üye : Yrd. Doç. Dr. Eyüphan MANAY

İmza :

İmza :

İmza :

Yukarıdaki sonuç;

Enstitü Yönetim Kurulu'nun **14.09./2017** tarih ve ...**36**.../...**55**..... nolu kararı ile onaylanmıştır.

Prof. Dr. Cavit KAZAZ
Enstitü Müdürü

Not: Bu tezde kullanılan özgün ve başka kaynaklardan yapılan bildiriş, çizelge, şekil ve fotoğrafların kaynak olarak kullanımı, 5846 sayılı Fikir ve Sanat Eserleri Kanunundaki hükümlere tabidir.

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

KAFES GEOMETRİDEKİ ISI ALICILARIN ISI TRANSFERİ PERFORMANSLARININ BELİRLENMESİ

Kerim KONUKMAN

Atatürk Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Enerji Bilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Bayram ŞAHİN

Bu tez çalışmasında, içerisine kübik kafes yapıdaki elemanların yerleştirildiği ısı alıcıda zorlanmış taşınım ile ısı transferi ve basınç düşümü karakteristikleri deneysel olarak araştırılmıştır. Kararlı hal şartlarında gerçekleştirilen çalışmada, test yüzeyine alttan sabit ısı akısı uygulanmıştır. Çalışmada akış yönünde elemanlar arasındaki mesafe ($S_y=2.33, 3.2$ ve 4.5 cm), akışa dik yönde elemanlar arasındaki mesafe ($S_x=0.6, 1.25$ ve 2.33 cm), eleman yüksekliği ($H=2$ ve 4 cm) ve Reynolds sayısının ($4.000-20.000$) etkileri incelenmiştir. Hesaplamalarda havanın ortalama yığın sıcaklığına bağlı termofiziksel özellikleri kullanılmıştır. Kanal içerisine kübik elemanların yerleştirilmesinin ısı transferini önemli ölçüde artırdığı gözlemlenmiştir. Eleman yüksekliğinin artışı ısı transferini ve aynı zamanda basınç düşümünü artırmıştır. Ayrıca, eleman sayısının akış yönünde ve akışa dik yönde artması da ısı transferini boş kanala göre artırmıştır.

2017, 80 sayfa

Anahtar Kelimeler: Isı transferinin iyileştirilmesi, taşınım, kübik kafes yapıları ısı alıcılar

ABSTRACT

Master Thesis

DETERMINATION OF HEAT TRANSFER PERFORMANCE OF HEAT SINK HAVING CUBIC LATTICE STRUCTURE

Kerim KONUKMAN

Atatürk University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering
Department of Energy

Supervisor: Prof. Dr. Bayram ŞAHİN

In this thesis study, forced convective heat transfer and pressure drop characteristics in a heat sink on which cubic lattice structures are replaced have been investigated experimentally. In the study conducted under steady state conditions, constant heat flux has been applied from the bottom wall of the test surface. The temperature dependent properties of air have been used. The effects of the distance between the elements in streamwise ($S_y=2.33, 3.2$ and 4.5 cm), the distance between the elements in spanwise ($S_x=0.6, 1.25$ and 2.33 cm), element height ($H=2$ and 4 cm) and the Reynolds number ($4.000-20.000$) are investigated. The results show that placement of the cubic structures into the channel increases heat transfer remarkably. Increase of the element height causes both heat transfer and pressure drop to increase. Furthermore, the fact that the number of the elements in the streamwise and the spanwise direction enhances heat transfer much more than that of the smooth one.

2017, 80 pages

Keywords: heat transfer enhancement, convection, cubic lattice structures heat sink,

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans tez çalışmamın her aşamasında desteklerini esirgemen başta danışman hocam Sayın Prof. Dr. Bayram ŞAHİN hocama, Sayın Yrd. Doç. Dr. Eyüphan MANAY hocama ve hayatımın her anında bana destek olan eşim, ailem ve tüm arkadaşlarıma teşekkürlerimi borç bilirim.

Kerim KONUKMAN

Ağustos, 2017

İÇİNDEKİLER

ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ.....	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	viii
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	xiv
1. GİRİŞ.....	1
2. KURAMSAL TEMELLER.....	13
2.1. Isı Transferi için Genel Kavram ve Tanımlar.....	13
2.1.1. İletim ile ısı transferi.....	14
2.1.2. Taşınım ile ısı transferi.....	14
2.1.3. Işınım ile ısı transferi.....	15
2.2. Hidrodinamik (Hız) Sınır Tabaka.....	16
2.3. Isıl Sınır Tabaka.....	18
2.4. Sınır Tabaka Ayrılmaları.....	19
2.5. Sınır Tabakaların Önemi.....	20
2.6. Laminer ve Türbülanslı Akış.....	20
2.7. Isı Transferinin İyileşmesi.....	23
3. MATERYAL ve YÖNTEM.....	25
3.1. Deney Düzenliği.....	26
3.2. Test Bölgesi.....	27
3.3. Test Elemanları.....	30
3.4. Termoelemanlar ve Veri Toplama Sistemi.....	32
3.5. Deneyin Yapılışı.....	39
3.6. Deneysel Verilerin Karakteristik Hesaplamalarda Kullanılışı.....	39
3.7. Deneysel Belirsizlikler.....	43
4. ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA.....	44
4.1. Isı Geçişi ve Sürtünme Karakteristikleri.....	45
4.2. Isı Alıcıların Toplam Isı Transferi İyileştirmesi.....	70

5. SONUÇLAR.....	76
KAYNAKLAR	78
ÖZGEÇMİŞ	81



SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

ΔP	Basınç Düşümü (Pa)
A	Alan (m^2)
C	Boşluk Oranı
C_p	Havanın Sabit basınçtaki Özgül Isısı ($J/kg^\circ C$)
D_h	Kanal Hidrolik Çapı (m)
F	Şekil Faktörü
f	Toplam Sürtünme Katsayısı
h	Isı Taşınım Katsayısı ($W/m^2^\circ C$)
H	Kanat Yüksekliği (cm, mm)
I	Sisteme Verilen Akım (A)
k	Isı İletim Katsayısı ($W/m^\circ C$)
L	Levhanın uzunluğu (m)
L_t	Test Bölgesinin Uzunluğu (m)
\dot{m}	Kütleli Debi (kg/s)
Nu	Nusselt Sayısı
Pr	Prandtl Sayısı
q	Birim Uzunluk Başına Isı Transferi Miktarı (W/m)
Q	Isı Miktarı (W)
R	Direnç (Ω)
Re	Reynolds Sayısı
R_{th}	Termal Direnç ($^\circ C/W$)
S_x	Kanatlar Arası Mesafe (cm, mm)
S_y	Kanatlar Arası Mesafe (cm, mm)
t	Kanat Kalınlığı (cm, mm)
$T_{\check{c}}$	Çıkış Sıcaklığı ($^\circ C$)
T_g	Giriş Sıcaklığı ($^\circ C$)
T_m	Ortalama Akışkan Sıcaklığı ($^\circ C$)
T_y	Test Elemanı Yüzey Sıcaklığı ($^\circ C$)

U	Kanal İçindeki Kesit Ortalama Hızı (m/s)
V	Sisteme Verilen Gerilim (Volt)
W	Levhanın Genişliği (m)
μ	Akışkanın Dinamik Viskozitesi (kg/ms)
ν	Akışkanın Kinematik Viskozitesi (m ² /s)
ρ	Akışkanın Yoğunluğu (kg/m ³)
ϕ	Karşılama Açısı (°)

Alt İndisler:

ık	ıkış
gir	giriş
h	hidrodinamik kayıp
konv	konveksiyon
ort	ortalama
p	projeksiyon alanı
rad	radyasyon
s	yüzey
t	toplam alan
top	toplam
y	yüzey

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1. Elektronik cihazların bozulmasına etki eden temel faktörler.....	2
Şekil 1.2. Elektronik cihazların soğutulmasında kullanılan bazı ısı alıcı tipleri.....	3
Şekil 1.3. Elektronik cihazların soğutulmasında kullanılan bazı ısı alıcı tipleri devamı ..	4
Şekil 2.1. Dairesel borular için hidrodinamik sınır tabaka değişimi.....	17
Şekil 2.2. Düzlem levha üzerinde hız sınır tabakasının gelişimi	17
Şekil 2.3. Isıtılmış dairesel boruda ısı sınır tabaka değişimi	18
Şekil 2.4. Sabit sıcaklıktaki düz bir levha üzerinde ısı sınır tabakanın gelişimi.....	19
Şekil 2.5. Basınç gradyanının sınır tabaka profillerine olan etkisi	20
Şekil 2.6. Bir düz levha üzerinde hız sınır tabakanın gelişimi.....	21
Şekil 2.7. Sabit sıcaklıkta bir düz levha üzerinde akış için sınır tabaka kalınlığı δ ve yerel taşınım katsayısı h 'ın değişimi	22
Şekil 3.1. Deney düzeneğinin görünüşü	25
Şekil 3.2. Deney sisteminin şematik görünümü	27
Şekil 3.3. Isıtma ünitesinin şematik gösterimi	28
Şekil 3.4. Wattmetre	29
Şekil 3.5. Varyak	29
Şekil 3.6. Kafes geometrideki ısı alıcının görünüşü	30
Şekil 3.7. Deney düzeneği tasarım parametreleri	30
Şekil 3.8. Test elemanlarının levha üzerinde örnek dizilişi.....	31
Şekil 3.9. Test elemanlarının levha üzerinde şematik dizilişi.....	31
Şekil 3.10. Test elemanlarının levha üzerinde şematik dizilişi.....	32
Şekil 3.11. Termoelemanlar ve basınç tapalarının yerleşiminin şematik gösterimi	33
Şekil 3.12. Termoelemanların kaynak işlemine hazırlanışı	33
Şekil 3.13. Termoelemanların kalibrasyon eğrileri ve denklemleri.....	35
Şekil 3.14. Advantec HIOKI LR 8402-20 okuma kartı.....	36
Şekil 3.15. a) termal macun kullanılmaması durumunda birbirine temas eden yüzeyler arasında ısı akışı b) termal macun kullanılması durumunda birbirine temas eden yüzeyler arasında ısı akışı.....	37
Şekil 3.16. Termal macun	37

Şekil 3.17. Testo 480 Anemometre	38
Şekil 3.18. KIMO CP100 marka diferansiyel basınç transduseri	38
Şekil 4.1. Boş kanala ait Nusselt sayısının literatür ile karşılaştırılması	44
Şekil 4.2. Boş kanala ait sürtünme katsayısının literatür ile karşılaştırılması	45
Şekil 4.3. $S_x=2,33$ cm, $S_y=4,5$ cm aralık olması durumunda $C/H=2$ ve $C/H=0,5$ oranları için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi.....	45
Şekil 4.4. $S_x=2,33$ cm, $S_y=3,2$ cm aralık olması durumunda $C/H=2$ ve $C/H=0,5$ oranları için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi.....	46
Şekil 4.5. $S_x=2,33$ cm, $S_y=2,33$ cm aralık olması durumunda $C/H=2$ ve $C/H=0,5$ oranları için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi.....	46
Şekil 4.6. $S_x=1,25$ cm, $C/H=2$ oranı sabit olduğu zaman $S_y=4,5$ cm, $S_y=3,2$ cm ve $S_y=2,33$ cm aralıkları için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi	47
Şekil 4.7. $S_x=1,25$ cm, $C/H=0,5$ oranı sabit olduğu zaman $S_y=4,5$ cm, $S_y=3,2$ cm ve $S_y=2,33$ cm aralıkları için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi	47
Şekil 4.8. $S_x=2,33$ cm, $C/H=2$ oranı sabit olduğu zaman $S_y=4,5$ cm, $S_y=3,2$ cm ve $S_y=2,33$ cm aralıkları için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi	48
Şekil 4.9. $S_x=2,33$ cm, $C/H=0,5$ oranı sabit olduğu zaman $S_y=4,5$ cm, $S_y=3,2$ cm ve $S_y=2,33$ cm aralıkları için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi	48
Şekil 4.10. $S_y=3,2$ cm, $C/H=2$ oranı sabit olduğu zaman $S_x=2,33$ cm, $S_x=1,25$ cm ve $S_x=0,6$ cm aralıkları için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi	49
Şekil 4.11. $S_y=3,2$ cm, $C/H=0,5$ oranı sabit olduğu zaman $S_x=2,33$ cm, $S_x=1,25$ cm v e $S_x=0,6$ cm aralıkları için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi	50
Şekil 4.12. $S_y=2,33$ cm, $C/H=2$ oranı sabit olduğu zaman $S_x=2,33$ cm, $S_x=1,25$ cm ve $S_x=0,6$ cm aralıkları için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi	50

Şekil 4.13. $S_y=2,33$ cm, $C/H=0,5$ oranı sabit olduğu zaman $S_x=2,33$ cm, $S_x=1,25$ cm ve $S_x=0,6$ cm aralıkları için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi	51
Şekil 4.14. $S_x=2,33$ cm, $S_y=4,5$ cm aralık olması durumunda $C/H=2$ ve $C/H=0,5$ oranları için sürtünme faktörünün Reynolds sayısına bağlı değişimi	52
Şekil 4.15. $S_x=2,33$ cm, $S_y=3,2$ cm aralık olması durumunda $C/H=2$ ve $C/H=0,5$ oranları için sürtünme faktörünün Reynolds sayısına bağlı değişimi	52
Şekil 4.16. $S_x=2,33$ cm, $S_y=2,33$ cm aralık olması durumunda $C/H=2$ ve $C/H=0,5$ oranları için sürtünme faktörünün Reynolds sayısına bağlı değişimi	53
Şekil 4.17. $S_x=2,33$ cm, $C/H=2$ oranı sabit olduğu zaman $S_y=4,5$ cm, $S_y=3,2$ cm ve $S_y=2,33$ cm aralıkları için sürtünme faktörünün Reynolds sayısına bağlı değişimi	53
Şekil 4.18. $S_x=2,33$ cm, $C/H=0,5$ oranı sabit olduğu zaman $S_y=4,5$ cm, $S_y=3,2$ cm ve $S_y=2,33$ cm aralıkları için sürtünme faktörünün Reynolds sayısına bağlı değişimi	54
Şekil 4.19. $S_x=1,25$ cm, $C/H=2$ oranı sabit olduğu zaman $S_y=4,5$ cm, $S_y=3,2$ cm ve $S_y=2,33$ cm aralıkları için sürtünme faktörünün Reynolds sayısına bağlı değişimi	54
Şekil 4.20. $S_x=1,25$ cm, $C/H=0,5$ oranı sabit olduğu zaman $S_y=4,5$ cm, $S_y=3,2$ cm ve $S_y=2,33$ cm aralıkları için sürtünme faktörünün Reynolds sayısına bağlı değişimi	55
Şekil 4.21. $S_y=3,2$ cm, $C/H=2$ oranı sabit olduğu zaman $S_x=2,33$ cm $S_x=1,25$ cm ve $S_x=0,6$ cm aralıkları için sürtünme faktörünün Reynolds sayısına bağlı değişimi	56
Şekil 4.22. $S_y=3,2$ cm, $C/H=0,5$ oranı sabit olduğu zaman $S_x=2,33$ cm, $S_x=1,25$ cm ve $S_x=0,6$ cm aralıkları için sürtünme faktörünün Reynolds sayısına bağlı değişimi	56
Şekil 4.23. $S_y=2,33$ cm, $C/H=2$ oranı sabit olduğu zaman $S_x=2,33$ cm, $S_x=1,25$ cm ve $S_x=0,6$ cm aralıkları için sürtünme faktörünün Reynolds sayısına bağlı değişimi	57

- Şekil 4.24.** $S_y = 2,33$ cm, $C/H=0,5$ oranı sabit olduğu zaman $S_x = 2,33$ cm, $S_x = 1,25$ cm ve $S_x = 0,6$ cm aralıkları için sürtünme faktörünün Reynolds sayısına bağlı değişimi 57
- Şekil 4.25.** $S_x = 2,33$ cm, $S_y = 4,5$ cm aralık olması durumunda $C/H=2$ ve $C/H=0,5$ oranları için ΔP 'nin Reynolds sayısına bağlı değişimi 58
- Şekil 4.26.** $S_x = 2,33$ cm, $S_y = 3,2$ cm aralık olması durumunda $C/H=2$ ve $C/H=0,5$ oranları için ΔP 'nin Reynolds sayısına bağlı değişimi 59
- Şekil 4.27.** $S_x = 2,33$ cm, $S_y = 2,33$ cm aralık olması durumunda $C/H=2$ ve $C/H=0,5$ oranları için ΔP 'nin Reynolds sayısına bağlı değişimi 59
- Şekil 4.28.** $S_x = 2,33$ cm, $C/H=2$ oranı sabit olduğu zaman $S_y = 4,5$ cm, $S_y = 3,2$ cm ve $S_y = 2,33$ cm aralıkları için ΔP 'nin Reynolds sayısına bağlı değişimi 60
- Şekil 4.29.** $S_x = 2,33$ cm, $C/H=0,5$ oranı sabit olduğu zaman $S_y = 4,5$ cm, $S_y = 3,2$ cm ve $S_y = 2,33$ cm aralıkları için ΔP 'nin Reynolds sayısına bağlı değişimi 60
- Şekil 4.30.** $S_x = 1,25$ cm, $C/H=2$ oranı sabit olduğu zaman $S_y = 4,5$ cm, $S_y = 3,2$ cm ve $S_y = 2,33$ cm aralıkları için ΔP 'nin Reynolds sayısına bağlı değişimi 61
- Şekil 4.31.** $S_x = 1,25$ cm, $C/H=0,5$ oranı sabit olduğu zaman $S_y = 4,5$ cm, $S_y = 3,2$ cm ve $S_y = 2,33$ cm aralıkları için ΔP 'nin Reynolds sayısına bağlı değişimi 61
- Şekil 4.32.** $S_y = 3,2$ cm, $C/H=2$ oranı sabit olduğu zaman $S_x = 2,33$ cm, $S_x = 1,25$ cm ve $S_x = 0,6$ cm aralıkları için ΔP 'nin Reynolds sayısına bağlı değişimi 62
- Şekil 4.33.** $S_y = 3,2$ cm, $C/H=0,5$ oranı sabit olduğu zaman $S_x = 2,33$ cm, $S_x = 1,25$ cm ve $S_x = 0,6$ cm aralıkları için ΔP 'nin Reynolds sayısına bağlı değişimi 62
- Şekil 4.34.** $S_y = 2,33$ cm, $C/H=2$ oranı sabit olduğu zaman $S_x = 2,33$ cm, $S_x = 1,25$ cm ve $S_x = 0,6$ cm aralıkları için ΔP 'nin Reynolds sayısına bağlı değişimi 63
- Şekil 4.35.** $S_y = 2,33$ cm, $C/H=0,5$ oranı sabit olduğu zaman $S_x = 2,33$ cm, $S_x = 1,25$ cm ve $S_x = 0,6$ cm aralıkları için ΔP 'nin Reynolds sayısına bağlı değişimi 63
- Şekil 4.36.** $S_x = 2,33$ cm, $S_y = 4,5$ cm aralık olması durumunda $C/H=2$ ve $C/H=0,5$ oranları için ısı taşınım katsayısının (h) Reynolds sayısına bağlı değişimi . 64
- Şekil 4.37.** $S_x = 2,33$ cm, $S_y = 3,2$ cm aralık olması durumunda $C/H=2$ ve $C/H=0,5$ oranları için ısı taşınım katsayısının (h) Reynolds sayısına bağlı değişimi . 64
- Şekil 4.38.** $S_x = 2,33$ cm, $S_y = 2,33$ cm aralık olması durumunda $C/H=2$ ve $C/H=0,5$ oranları için ısı taşınım katsayısının (h) Reynolds sayısına bağlı değişimi . 65

Şekil 4.39. $S_x = 2,33$ cm, $C/H=2$ oranı sabit olduğu zaman $S_y = 4,5$ cm, $S_y = 3,2$ cm ve $S_y = 2,33$ cm aralıkları için ısı taşınım katsayısının (h) Reynolds sayısına bağlı değişimi	65
Şekil 4.40. $S_x = 2,33$ cm, $C/H=0,5$ oranı sabit olduğu zaman $S_y = 4,5$ cm, $S_y = 3,2$ cm ve $S_y = 2,33$ cm aralıkları için ısı taşınım katsayısının (h) Reynolds sayısına bağlı değişimi	66
Şekil 4.41. $S_x = 1,25$ cm, $C/H=2$ oranı sabit olduğu zaman $S_y = 4,5$ cm, $S_y = 3,2$ cm ve $S_y = 2,33$ cm aralıkları için ısı taşınım katsayısının (h) Reynolds sayısına bağlı değişimi	66
Şekil 4.42. $S_x = 1,25$ cm, $C/H=0,5$ oranı sabit olduğu zaman $S_y = 4,5$ cm, $S_y = 3,2$ cm ve $S_y = 2,33$ cm aralıkları için ısı taşınım katsayısının (h) Reynolds sayısına bağlı değişimi	67
Şekil 4.43. $S_y = 3,2$ cm, $C/H=2$ oranı sabit olduğu zaman $S_x = 2,33$ cm, $S_x = 1,25$ cm ve $S_x = 0,6$ cm aralıkları için ısı taşınım katsayısının (h) Reynolds sayısına bağlı değişimi	67
Şekil 4.44. $S_y = 3,2$ cm, $C/H=0,5$ oranı sabit olduğu zaman $S_x = 2,33$ cm, $S_x = 1,25$ cm ve $S_x = 0,6$ cm aralıkları için ısı taşınım katsayısının (h) Reynolds sayısına bağlı değişimi	68
Şekil 4.45. $S_y = 2,33$ cm, $C/H=2$ oranı sabit olduğu zaman $S_x = 2,33$ cm, $S_x = 1,25$ cm ve $S_x = 0,6$ cm aralıkları için ısı taşınım katsayısının (h) Reynolds sayısına bağlı değişimi	68
Şekil 4.46. $S_y = 2,33$ cm, $C/H=0,5$ oranı sabit olduğu zaman $S_x = 2,33$ cm, $S_x = 1,25$ cm ve $S_x = 0,6$ cm aralıkları için ısı taşınım katsayısının (h) Reynolds sayısına bağlı değişimi	69
Şekil 4.47. $S_x = 2,33$ cm, $S_y = 4,5$ cm olduğu zaman $C/H=0,5$ ve $C/H=2$ oranları için iyileştirme grafiği	70
Şekil 4.48. $S_x = 2,33$ cm, $S_y = 3,2$ cm olduğu zaman $C/H=0,5$ ve $C/H=2$ oranları için iyileştirme grafiği	70
Şekil 4.49. $S_x = 2,33$ cm, $S_y = 2,33$ cm olduğu zaman $C/H=0,5$ ve $C/H=2$ oranları için iyileştirme grafiği	71
Şekil 4.50. $S_x = 0,6$ cm, $C/H=0,5$ oranı sabit olduğu zaman $S_y = 4,5$ cm, $S_y = 3,2$ cm ve $S_y = 2,33$ cm aralıkları için iyileştirme grafiği	71

Şekil 4.51. $S_x = 1,25$ cm, $C/H=0,5$ oranı sabit olduğu zaman $S_y = 4,5$ cm, $S_y = 3,2$ cm ve $S_y = 2,33$ cm aralıkları için iyileştirme grafiği	72
Şekil 4.52. $S_x = 2,33$ cm, $C/H=0,5$ oranı sabit olduğu zaman $S_y = 4,5$ cm, $S_y = 3,2$ cm ve $S_y = 2,33$ cm aralıkları için iyileştirme grafiği	72
Şekil 4.53. $S_y = 2,33$ cm, $C/H=0,5$ oranı sabit olduğu zaman $S_x = 2,33$ cm, $S_x = 1,25$ cm ve $S_x = 0,6$ cm aralıkları için iyileştirme grafiği	73
Şekil 4.54. $S_y = 3,2$ cm, $C/H=0,5$ oranı sabit olduğu zaman $S_x = 2,33$ cm, $S_x = 1,25$ cm ve $S_x = 0,6$ cm aralıkları için iyileştirme grafiği	73
Şekil 4.55. $S_y = 2,33$ cm, $C/H=0,5$ oranı sabit olduğu zaman $S_x = 2,33$ cm, $S_x = 1,25$ cm ve $S_x = 0,6$ cm aralıkları için iyileştirme grafiği	74

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 2.1. Isı transferi iyileştirme tekniklerinin 1.tür sınıflandırılması.....23

Çizelge 2.2. Isı transferi iyileştirme tekniklerinin 2.tür sınıflandırılması.....24



1. GİRİŞ

Günümüzde dünya nüfusunun hızlı bir şekilde artışı, insanların daha konforlu bir yaşam isteğine bağlı olarak teknolojinin ve sanayinin çok hızlı bir şekilde gelişmesi, insanoğlunun enerjiye olan ihtiyacını giderek arttırmaktadır.

Dünyada enerji tüketiminin artması ve fosil kökenli enerji kaynaklarının hızla azalması, enerjinin; üretim, iletim, dağıtım ve kullanımının verimli ve ekonomik bir biçimde gerçekleştirilmesini zorunlu kılmaktadır.

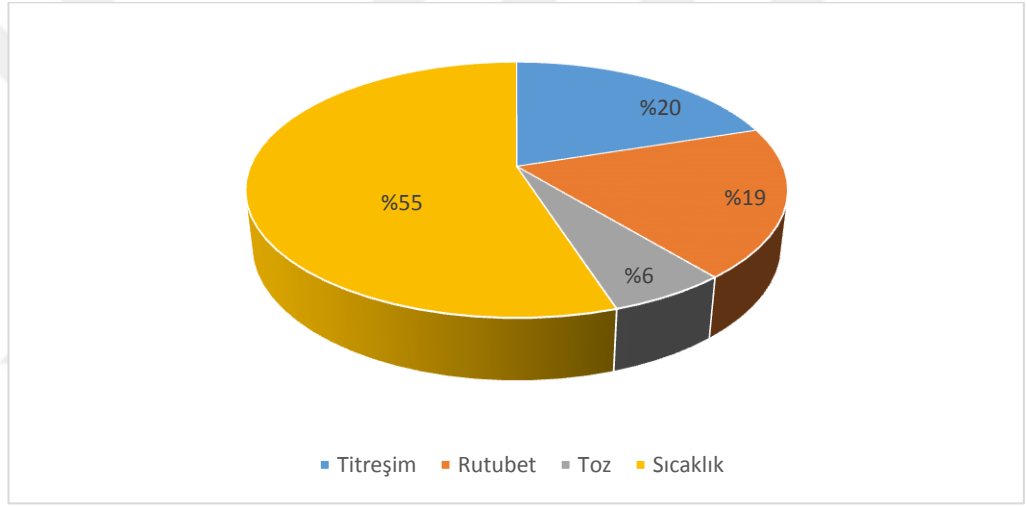
Bu zorunluluk enerjinin kullanımında etki ve verimi arttırmaya yönelik çalışmaların son yıllarda yoğunlaşmasına sebep olmuştur. Bilim insanları enerjinin daha etkili ve verimli bir şekilde kullanımını günümüzde alternatif bir enerji kaynağı olarak görmektedirler. Hatta yapılan çalışmalar sadece enerjiyi verimli kullanarak enerji tüketiminde yılda %30 civarı tasarruf edilebileceğini göstermektedir.

Isı enerjinin farklı bir şeklidir. Bu enerji şeklini elde etmek ve kullanımdaki verimliliği arttırmak için, farklı sıcaklıklardaki ortamlar arasında en ekonomik biçimde transfer etmek gerekir.

Özellikle bilgisayar ve elektronik teknolojisinde ısının sistemden uzaklaştırılması sıkça karşılaşılan ve sürekli geliştirilmesine ihtiyaç duyulan mühendislik problemleridir. Bu problemlerin başında elektronik malzemelerin soğutulması gelmektedir (Doğan 2007). Cep telefonları, bilgisayar ana kartları, uzay ve otomotiv araçları, kompakt ısı değiştiricilerin soğutulması, endüstriyel uygulamalara ve elektronik malzemelere verilecek örneklerden sadece bir kaçıdır.

Bilgisayar ve elektronik teknolojisi hızlı bir şekilde gelişmesine rağmen elektronik parçaların verimli bir biçimde çalışabilecekleri sıcaklık aralıkları bellidir. Dolayısıyla bu sıcaklık aralıklarını sağlamak için gerekli ısı transferi mekanizmalarına gereksinim

duyulmaktadır (Kılıç ve Yiğit 2014). Birçok sistemin olduğu gibi elektronik sistemlerin de performansını ve güvenli çalışmasını etkileyen önemli mekanizmalardan biri de sistem sıcaklığıdır. Bu sistem sıcaklığı herhangi bir yarı iletkene uygulandığı zaman cihazın belirlenen ömrü her 20°C'lik artışla yarı yarıya inmektedir. (Blackwell 2000; Kristiansen 2001)'in bildirisine göre elektronik cihazların bozulmasına etki eden faktörlerin en önemlisinin sıcaklık olduğu görülmektedir (Şekil 1.1). Sonuç olarak sistemden etkin bir şekilde ısıyı atmak, sistemin ömrünün daha uzun olabilmesi için oldukça önemlidir (Niceno *et al.* 2002).



Şekil 1.1. Elektronik cihazların bozulmasına etki eden temel faktörler

Herhangi bir elektrik akımı, yarı iletken veya pasif bir cihaz üzerinden geçtiğinde meydana gelen gücün bir kısmı ısı olarak çevreye atılır. Bu fazla ısı, elektronik cihazın zarar görmesine neden olur. Ayrıca bir yarı iletkenin içerisindeki serbest elektronların hareketlerinin artmasından dolayı sinyal sesinde yükselmeye neden olur (Subaşı 2010). Eğer elektronik cihazın tasarımı yapılırken termal şartlar göz önünde bulundurulmadan ısının etkin bir şekilde sistemden uzaklaşmasına izin verilmez ise, cihazın eklem (junction) sıcaklığı üreticinin belirlemiş olduğu azami güvenli çalışma sıcaklığını aşarak cihazın bozulmasına neden olacaktır (Remsburg 2001).

Yarı iletkenler de dahil tüm malzemelerin ömrü mutlak sıcaklıkla logaritmik olarak değişir. Bu değişim Arrhenius denklemiyle ifade edilir (Blackwell 2000).

$$L = A(\varepsilon^{b/T-1}) \quad (1.1)$$

Bu denklemde;

L= Beklenen Ömür

A= Malzeme Sabiti

b= Boltzman sabiti ile ilgili bir sabit

T= Mutlak sıcaklık

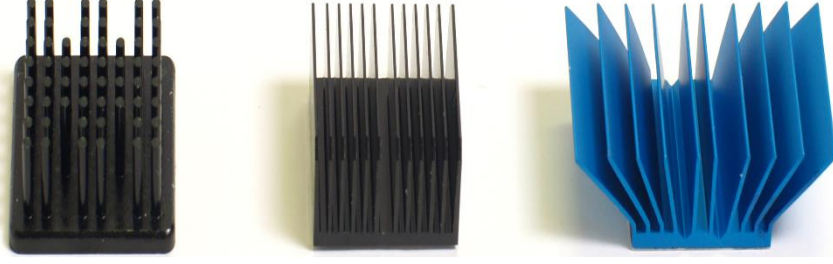
ε = Yayma Katsayısı

1W güçteki entegre devrelerin ısı akısı yaklaşık $0,3\text{W}/\text{cm}^2$ 'dir ve doğal taşınım ile soğutma yeterlidir. Doğal taşınım ile soğutmayı iyileştirmek için chip üzerinde (on-chip) çeşitli ısı alıcılar (Şekil 1.2) kullanılmıştır. Doğal taşınım da sistemden uzaklaştırılan ısı miktarının yetersiz olduğu durumlarda bir fan yardımıyla soğutucu havayı ısı alıcı içinden geçirerek soğutma yapılmıştır. Bu durumda konvektif ısı transfer katsayısının yaklaşık 10 katına kadar arttığı gözlemlenmiştir (McGlen *et al.* 2004).

Son yıllarda bilgisayar ve elektronik teknolojisindeki gelişmelere paralel olarak mikroelektronik cihazlardan uzaklaştırılması gereken ısı miktarı sürekli artmaktadır. Bu durum yeni ısı uzaklaştırıcı tiplerinin tasarımındaki rekabeti giderek arttırmaktadır.



Şekil 1.2. Elektronik cihazların soğutulmasında kullanılan bazı ısı alıcı tipleri



Şekil 1.3. Elektronik cihazların soğutulmasında kullanılan bazı ısı alıcı tipleri devamı

Bilgisayar ve elektronik teknolojisinde ortaya çıkan ısı problemlerinin aşılması ve geleneksel enerji kaynaklarının daha etkili ve verimli şekilde kullanması ancak ve ancak iyi bir ısı mühendisliği ile gerçekleştirilebilir. Bunun bir sonucu olarak ısı transferini iyileştirme amacıyla son yıllarda birçok araştırma yapılmış ve artan bir şekilde araştırmalar yapılmaya devam etmektedir. Literatürde kanatçık tasarımı ile ilgili birçok araştırma mevcuttur. Değişik geometri ve dizilişe sahip kanatçıklarla ilgili birçok öneri ve tasarımlar sunulmuş, bu tasarımların genel durumları hakkında bilgiler verilmiştir. Bu konu ile ilgili literatürde hali hazırda mevcut olan bazı çalışmalarla ilgili aşağıda kısaca bahsedilmiştir.

Hirota *et al.* (1997) yapılan deneysel çalışmada dikdörtgen kesitli boş kanalda türbülanslı akış durumunda zorlanmış taşınım ile ısı transferi incelenmiştir. Çalışma sonucu olarak elde edilen verilerle türbülanslı Prandtl sayısı, ortalama sıcaklık, türbülanslı sıcaklık yoğunluğu ve türbülanslı hız - türbülanslı sıcaklık arasındaki korelasyon katsayısı belirlenmiştir. Türbülanslı hız-türbülanslı sıcaklık arasında kurulan korelasyon katsayısının kanal duvarlarına yakın yerlerde sabit, kanal duvarlarından merkeze doğru uzaklaştığı yerlerde ise azaldığı gözlemlenmiştir.

Al-Jamal and Khashasneh (1998) yapılan deneysel çalışmada dik olarak yerleştirilmiş dikdörtgen kanal içerisinde sabit ısı akışı altında üçgen ve iğne kanatçıklı ısı alıcılar incelenmiştir. Reynolds sayısı aralığı olarak 100-1500 aralığında deneyler gerçekleştirilmiştir. Kanatçıkların ısı transfer değerleri Nusselt sayısı, Reynolds sayısı ve Prandtl sayısına göre değerlendirilmiştir. Sonuç olarak Reynolds sayısının

maksimum olması durumunda iğne kanatçıklı ısı alıcıların ısı transfer hızının üçgen kanatçıklı ısı alıcılara göre daha iyi olduğu gözlemlenmiştir.

Vollaro *et al.* (1999) yapılan deneysel çalışmada dikey olarak yerleştirilmiş bir ısı kanalında dikdörtgen kanatçıklara ait yüzeylerde doğal taşınım ile soğutmada optimum konfigürasyonu elde etmek amaçlanmıştır. Optimum kanatçık boşluğunun bağlı olduğu parametrelerin kanatçığın boyutlarına, kanatçık için seçilen malzemenin termal iletkenliğine, soğutmada kullanılan akışkanın termofiziksel özelliklerine ve kanatçıkların emiş katsayısına bağlı olduğu basitçe ifade edilmiştir. Kanatçığın iletkenliğindeki en etkili parametrenin ise akışkan yönüne dik olarak yerleştirilen kanatçık aralığının olduğu bildirilmiştir.

Prstic *et al.* (2000) yapılan teorik çalışmada bilgisayar ortamında CFD programı kullanılarak kanatçıkların termal performansına etki eden kanatçık uzunluğu, akışkan hızı ve kanalda bulunan açıklıklar incelenmiştir. Kanatçık sayısının artmasıyla beraber by-pass, yani kanal içerisindeki havanın bloke olmasındaki artış gözlemlenmiştir. Bu artışın, akışkan hızına bağlı olmadığı belirtilmiştir. Sonuç olarak akışkan hızı, kanatçık hacmi, by-pass boşluğu ve kanatçık yüksekliği için ideal değer belirlenmiştir.

Tanda (2001) yapılan deneysel çalışmada yatay olarak yerleştirilmiş dikdörtgen bir kanal içerisinde baklava dilimi şeklindeki ısı alıcılar düz ve şaşırtmalı olarak dizilerek incelenmiştir. Parametre olarak basınç kaybı, ısı transferi ve ısı alıcıların diziliminin, ısı transferi katsayısına etkisi incelenmiştir. Isı alıcıların sistemdeki dizilimleri değiştirilerek oluşan ısı transferi, Nusselt ve Reynolds sayısına bağlı olarak değerlendirilmiştir. Reynolds sayısı olarak 8000-30000 aralığında deneyler yapılmıştır. Sonuç olarak baklava dilimi şeklindeki ısı alıcıların boş kanal değerlerine göre ısı transfer hızını 4.4 kat arttırdığı sonucuna varılmıştır.

Zhang *et al.* (2002) yatay bir ısı kanalının alt ve yan yüzeylerinin ısıtılıp üst yüzeyinin ise soğutulması sonucu oluşan akış modelleri ve ısı transferi deneysel olarak incelenmiştir. Reynolds sayısı olarak 0, 1000, 2000, 3000, 4000 değerleri kullanılmıştır.

Değişen akış şartlarında ısı kanalının üst yüzeyinde oluşan sıcaklık dağılımı ve Nusselt sayısı değerleri ölçülmüştür. Kanalda oluşan akış modelleri ve ısı transferi ile ilgili değerlendirmeler yapılmıştır. Sonuç olarak vortekslerin, yani ters akıntıların oluşturduğu dönmenin oluşmaması için düşük Reynolds sayılarında çalışılması gerektiği vurgulanmıştır.

Sara (2003) yapılan deneysel çalışmada yatay olarak yerleştirilmiş dikdörtgen kesitli bir ısı kanalı içerisinde kare kesitli ısı alıcılar incelenmiştir. Reynolds sayısı olarak 10000-40000 aralığında çalışılmış ve kare kesitli ısı alıcılar akışkan yönüne dik olarak üç farklı şekilde ve şaşırtmalı dizilmiş, ayrıca ısı alıcıların yüksekliği de deneylerde değiştirilmiştir. Çalışma sonucunda taşınım ile olan ısı transferi ve sürtünme kayıpları bulunması hedeflenmiştir. Sonuç olarak düşük Reynolds sayılarında çalışılması gerektiği ve şaşırtmalı dizilimde düz dizilime oranla daha fazla ısı transferi ve sürtünme kayıpları olduğu tespit edilmiştir.

Tanda (2004) kaburga tipli ısı alıcıların ısı transferini iyileştirmek ve ısı değiştirici yüzeylerde türbülansı arttırmak için deneysel bir çalışma yapılmıştır. Reynolds sayısı olarak 5000-50000 aralığı seçilmiştir. Reynolds sayısının sürtünme katsayısına etkisi incelenmiştir. Sistemdeki ısıtılmış yüzeyin kararlı haldeki sıcaklık dağılımı video yardımıyla görüntülenmiştir. Türbülanslı akış durumunda çeşitli Reynolds sayılarında ısı transfer katsayısı belirlenmiştir. Isı transfer katsayısının ısı alıcının şekliyle alakalı olduğu tespit edilmiştir.

Yakut *et al.* (2005) yapılan deneysel çalışmada çift taraflı dizilen delta kanatçıklar incelenmiştir. Çalışmada delta kanatçıklarının hücum açısı olarak 30° , 60° , 90° ; kanatçık yüksekliği olarak 8 mm, 12 mm, 16 mm; akış yönünde kanatçık adımı olarak 25 mm, 50 mm, 75 mm ve Reynolds sayısı olarak 3690, 10493, 16906 değerleri kullanılmıştır. Kullanılan parametrelere göre optimizasyon yapılmıştır. Sonuç olarak Reynolds sayısının önemli bir parametre olduğu ve 3690 Reynolds sayısı, 8 mm kanatçık yüksekliği, 30° hücum açısı ve 25 mm kanatçık adımı durumunda ısı transferinin en etkili şekilde gerçekleştiği belirtilmiştir.

Demir (2006) yatay olarak yerleştirilmiş dikdörtgen kesitli bir kanal içerisine dizilen kare ve dairesel kesite sahip iğne tipli ısı alıcıların deliksiz ve yanal yüzeylerine delik açılmış tiplerinin ısı transfer ve sürtünme katsayıları deneysel olarak incelenmiştir. Reynolds sayısı olarak 13500, 27500, 42000 değerleri; açıklık oranı olarak (C / H) 0, 0,33, 1 değerleri ve kanatlar arası akış doğrultusundaki mesafe (S_y / D) 1,208, 1,524, 1,944 ve 3,4 olarak belirlenmiştir. Ortalama Nusselt sayısı ve sürtünme katsayısı için korelasyonlar geliştirilmiştir. Çalışmada Taguchi deney tasarım yöntemi kullanılmış ve L9 (3^3) ortogonal dizisi deney planı olarak seçilmiştir. Ortalama Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü değerleri sonuçlarına göre deneyler yorumlanmıştır. Sonuç olarak kare kesitli kanatların dairesel kesitli kanatlara göre ve delikli kanatların deliksiz kanatlara göre ısı transferinde daha iyi olduğu tespit edilmiştir. Kanat üzerindeki deliklerin sürtünme faktörüne olumlu fayda sağladığı gözlemlenmiştir.

Şahin and Kaymaz (2007) yatay olarak yerleştirilmiş dikdörtgen bir hava kanalına dizilen delikli ve deliksiz kanatlarla ilgili deneysel çalışma yapılmıştır. Çalışmanın temel parametreleri olarak termal direnç ve sürtünme faktörü olarak belirlenmiştir. Metod olarak Yanıt Yüzey Metodu (YYM) tercih edilmiştir. Sürtünme faktörünün ve termal direncin minimum seviyede olduğu durumlarda oluşan optimizasyon matematiksel olarak ifade edilmiştir. Delikli kanatçıkların deliksiz kanatçıklara göre termal direnç ve basınç düşümü karakteristiklerinin daha iyi olduğu sonucu bulunmuştur.

Şahin and Demir (2008) yatay olarak yerleştirilmiş dikdörtgen bir kanal içerisine tabandan 17 mm yükseklikte dairesel bir şekilde delinmiş dairesel kesite sahip ısı alıcılar deneysel olarak incelenmiştir. Reynolds sayısı olarak 13500, 27500, 42000 aralığında çalışma yapılmıştır. Açıklık oranı 0, 0,33, 1 ve kanatlar arasındaki akış yönünde mesafe 1,208, 1,524, 1,944, 3,4 olarak belirlenmiştir. Metod olarak Taguchi deney tasarım metodu kullanılmış ve L9 (3^3) ortogonal dizisi deney planı olarak seçilmiştir. Nusselt sayısının maksimum sürtünme faktörünün minimum olması ve her ikisine göre optimum bir değer belirlenmeye çalışılmıştır. Sonuç olarak yapılan optimizasyon sonucu Reynolds sayısının 42000, açıklık oranının 1 ve kanatlar

arasındaki akış yönünde dik mesafenin 51 mm olduğu durumu optimum değer olarak belirlenmiştir ve kanatlardaki dairesel deliklerin sürtünme faktörünü azalttığı ve ısı transferinde artışa neden olduğu tespit edilmiştir.

Naphon *et al.* (2009) yatay olarak yerleştirilmiş bir mikro kanal içerisine dizilen farklı mikro kanal geometrisine sahip ısı alıcıların sabit ısı akısı sınır şartında meydana gelen ısı transferi ve basınç düşümü karakteristikleri incelenmiştir. Reynolds sayısı 200-1000 aralığında ve ısı akısı olarak 1,8-5,4 kW/m² aralığında değişen koşullarda deneysel bir çalışma yapılmıştır. Mikro kanal ısı alıcılı geometrilerin ısı transferi ve basınç düşümü iyileştirilmesinde önemli bir etkisi olduğu tespit edilmiştir.

Subaşı (2010) yatay olarak yerleştirilmiş bir ısı kanalında güneş kolektörü, uydular, kompakt ısı değiştiriciler gibi çeşitli yerlerde kullanılması planlanan metalik bal peteği şeklindeki ısı alıcıların ısı transferi ve akım karakteristikleri belirlenmesi amacıyla deneysel olarak çalışılmıştır. Tasarım parametreleri olarak kanat yüksekliği 20 mm, 40 mm ve 60 mm; kanat kalınlığı 6 mm, 10 mm ve 15mm; akışa paralel yönde kanatlar arası mesafe 20 mm, 30 mm ve 40 mm; karşılama açısı olarak 0°, 15° ve 30° ve Reynolds sayısı için 8000, 16000 ve 25000 değerlerini belirlenmiştir. Metod olarak Yanıt Yüzey Metodunu (YYM) kullanılmıştır. Nusselt sayısı, termal direnç ve sürtünme faktörü için Yanıt Yüzey Metodu yardımıyla matematiksel modeller oluşturulmuştur. Termal direnç ve sürtünme faktörünün minimum yapılması hedeflenmiştir. Çalışma sonucunda metalik bal peteği şeklindeki ısı alıcıların ısı transferinde kayda değer olumlu etkileri olduğu tespit edilmiştir. Nusselt sayısına etki eden en önemli parametrenin Reynolds sayısı ve sürtünme faktörüne etki eden en önemli parametrenin ise ısı alıcıların yüksekliği olduğu belirlenmiştir.

Manay vd (2011) yatay olarak yerleştirilmiş ve dikdörtgen şeklindeki bir ısı kanalında kare şeklinde ve yüksekliği 6 cm olan delinmiş iğne kanatçıkların (türbülanslı taşınım şartlarında) ısı transferi deneysel olarak araştırılmıştır. Eşitliklerin çözümünde RNG tabanlı k-ε türbülans modeli ve SIMPLE algoritma kullanılmıştır. Kanatçıkların tabanına varyak yardımıyla 4000 W/m² sabit ısı akısı uygulanmıştır. Reynolds sayısı

olarak $Re=13500$, 27500 ve 42000 değerleri seçilmiştir. Akış yönünde iğne kanatçıkların arasındaki boşluk oranı $Sy/D=1,208$, $1,944$ ve düşey boşluk oranı $C/H=0$ ve 1 seçilmiş ve bu boşluk oranlarının ısı transferindeki etkileri incelenmiştir Akışkan olarak hava tercih edilmiş ve ışınım, iletim, diğer kayıplar ihmal edilmiştir. Sonuç olarak yapılan deneysel çalışmanın sayısal çözümleme ile uyum içerisinde olduğu tespit edilmiş, kanatçık sayısının az olmasının sürtünme faktr üzerinde olumlu etkileri olduğu bildirilmiştir.

Shaalán *et al.* (2012) dikdörtgen bir kanal içerisine yerleştirilen dikdörtgen kanatçık şeklindeki ısı alıcıların ısı transferindeki olumlu etkisini incelemek amacıyla sayısal ve deneysel çalışmalar yapılmıştır. Sayısal bölüm için ısı alıcısının çeşitli parametreleri ve akış alanı kullanılmıştır. Sayısal bölüm için akış; viskoz, zamandan bağımsız, üç boyutlu ve türbülanslı biçimde belirlenmiştir. Türbülans modeli olarak RNG tabanlı $k-\epsilon$ türbülans modeli kullanılmıştır. Deneysel bölümde dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcılar kullanılmış ve basınç farkı, termal direnç gibi parametreler incelenmiştir. Deney sonucunda en yüksek Reynolds sayısında ısı alıcı kanat yüksekliğinin 75 mm 'ye yükseldiğinde basınç düşümünün 110 Pa 'a düştüğü tespit edilmiştir. Termal verimliliğin Reynolds sayısı ve kanatçık yüksekliğinin artışıyla doğru orantılı olduğu belirlenmiştir. Kanatçık yüksekliği artışı yüzey alanında artışa sebep olduğu için Reynolds sayısı artışıyla soğumaya olan etkiyi arttırdığı tespit edilmiştir.

Bazarbashi (2013) yatay dikdörtgen bir kanal içerisine düz ve şaşırtmalı olarak dizilen S tipi kanatların taşınımına olan ısı transferi ve basınç düşümü deneysel olarak incelenmiştir. Metod olarak Yanıt Yüzey Metodu (YYM) kullanılmıştır. Nusselt sayısı ve sürtünme katsayısı için Merkezi Kompozit Tasarım Metodu (MKT) yardımıyla matematiksel modeller kurulmuştur. Parametre olarak kanat yüksekliği, akış yönünde kanatlar arası açıklık, kanat eğrilik yarıçapı ve Reynolds sayısı seçilmiştir. Yapılan deneysel çalışma sonucunda elde edilen Nusselt sayısı, sürtünme faktr sonuçlarının literatür ile uyum içerisinde olduğu tespit etmiştir. Yanıt Yüzey Metodunun Nusselt sayısı ve sürtünme faktörünün tahmininde kullanılabilecek alternatif bir yöntem olduğu belirlenmiştir. Ayrıca kanatlar arası mesafenin sürtünme katsayısı, Nusselt sayısı

üzerinde en etkili parametrelerin başında geldiği ve kanatlar arası mesafenin artışına bağlı olarak ısı transferinin azaldığı ve sürtünme faktörünün de azaldığı sonucuna varılmıştır.

Güreşçi (2014) rüzgar tüneline Taguchi $L_{18}(2^1*3^7)$ ortogonal deney planını kullanarak uyarlanan altıgen ve dikdörtgen şekle sahip ısı alıcıların ısı, akış karakteristikleri teorik olarak incelenmiştir. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizinde Ansys-Fluent Icepeak programı kullanılmıştır. Yapılan analizler sonucunda Nu-Re, f-Re, $N_{s,a}$ -R ve ısı kanatçıklar boyunca sıcaklık değişim grafikleri elde edilmiş, elde edilen sonuçlar deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Yapılan çalışma sonucu sonuçların deneysel çalışma ile uyum içerisinde olduğunu tespit edilmiştir.

Pandit *et al.* (2014) otomotiv sektörü uygulamalarında termoelektrik güç jeneratörlerinin performansını arttırmak amacıyla ısı transferini iyileştirmeye yönelik deneysel olarak çalışılmıştır. Dikdörtgen kanallarda ısı iletimi performansına kanatçık/kanal yüksekliği oranı ve kanatçığın geometrisinin etkisi incelenmiştir. Kanatçık/kanal yüksekliği oranını %15-50 arasında değiştirilmiş ve kanatçık şekli olarak da dairesel, dikdörtgen, üçgen ve elmas yapı şeklindeki kanatçık yapıları incelenmiştir. Yapılan çalışma sonucu kanatçık/kanal yüksekliği oranının 0,5 olduğu zaman ve elmas yapı şeklindeki kanatçıkların ısı transferinde en iyi performansı sağladığı belirlenmiştir. Kanala kıyasla kanatçık yüksekliği, kanatçığın şekli, kanatçığın diziliminin egzoz borusunun ısı eşanjörü tasarlanırken daha önemli parametreler olduğu kanaatine varılmıştır.

Pakrouh *et al.* (2015) ısı alıcıların çalışma süresini azami seviyeye çıkarmak amacıyla deneysel bir çalışma yapılmıştır. Metod olarak Taguchi metodu ve sayısal modeli birleştiren bir yaklaşım modeli kullanılmıştır. Isı emiciler ve taban alüminyum malzemeden üretilmiştir. Isı emicilerin sayısı, yüksekliği, kalınlığı ve taban kalınlığı parametreleri incelenmiştir. Sıcaklık olarak 50°C, 60°C, 70°C, 80°C, ısı emici sayısı olarak 25, 49, 100 adet ve kalınlık 2 mm, 4 mm olarak seçilmiştir. PCM ve TCE programlarında yapılan optimizasyon ve istatistiksel çalışma sonucu hacim yüzdeleri

arasında karmaşık bir ilişki olduğu bulunmuştur. Sonuç olarak 100 adet ısı emicinin bulunduğu 4 mm kalınlık ve 50°C'deki çalışmanın ısı transferinde en etkili kombinasyon olduğu tespit edilmiştir.

Eren and Çalışkan (2016) Taguchi deney tasarımında $L_{16} (4^2 \cdot 2^3)$ ortogonal deney tasarımında Varyans Analizi metodunu kullanılarak oluklu ısı alıcıların dikdörtgen kanalda ısı transferini artırma ve sürtünme faktörü üzerine etkisini incelemek üzere deneysel olarak çalışılmıştır. Isı alıcı tipi olarak silindirik oluklu ve üçgensel oluklu kanatçıklar seçilmiştir. Isı transferi ve basınç kaybı Nusselt sayıları ve sürtünme faktörü kullanılarak analiz edilmiştir. Deneysel çalışma sonucu sürtünme katsayısı ve termal performansı etkileyen en önemli parametrenin ısı alıcıların geometrisi olduğu tespit edilmiştir. Her iki ısı alıcı geometrilerinin tüm tasarımları için Reynolds sayısının artmasıyla Nusselt sayısının da arttığı belirlenmiştir.

Hafız Muhammed Ali and Adeel Arshad (2017) elektronik cihazların soğutulmasında kullanılmak üzere n-eicosane tabanlı silindirik ısı emiciler deneysel olarak incelenmiştir. n-eicosane taşınabilir elektronik cihazlardan salınan termal enerjiyi emmek için kullanılan bir malzemedir. Alüminyumdan üretilen ve 2 mm, 3 mm, 4mm yüksekliğe sahip ısı emicilerin termal performansı incelenmiştir. Sıcaklık aralığı olarak 40°C, 45°C, 50°C aralığı seçilmiştir. Isı emicilerin tabanı sabit hacim (%9) PCM (n-eicosane) ile doldurulmuştur. Yapılan deneysel çalışma sonucunda 3 mm yüksekliğe sahip ve tabanı PCM ile doldurulan ısı emici malzemenin cihazların sıcaklıklarını kontrol edilebilmesi için en iyi performansa sahip olduğu bulunmuştur.

Boyutsuz Nusselt sayısı projeksiyon alanına göre hesaplandığında, yüzey üzerine yerleştirilmiş elemanların hem ısı transfer alanını artırması hem de türbülans etkileri bir arada incelenir. Bu çalışmada yüzey üzerinde sınır tabakayı azaltıp, türbülansı arttırmak üzere kübik kafes geometride ısı alıcı elemanlar imal edilmiştir. Isı alıcıların ısı olarak yalıtılmış özelliğe sahip plastik malzemedен imal edilerek tercih edilen geometriden kaynaklanan ısı transferi yüzey alanı artış etkileri bertaraf edilerek sadece geometriden kaynaklanan akış ve türbülans etkilerinin ısı transferi basınç düşümüne etkilerinin

incelenmesi hedeflenmiştir. Böylelikle literatürde rutin olarak kullanılan yüksek ısı iletkenliğe sahip ancak maliyeti ve üretim zorluğundan kaynaklı kısıtlı geometrilerdeki alüminyum benzeri kanatçıkların yerine üç boyutlu yazıcılar kullanılarak basit olarak üretilen kompleks geometrilerde kanatçıkların kullanılabilirliği araştırılmıştır.



2. KURAMSAL TEMELLER

Günümüzde teknoloji ve termal sistemlerde yaşanan gelişmelere bağlı olarak yüksek performansa sahip termal sistemlere olan ihtiyaç artmaktadır. Bu talep de araştırmacıların ısı geçişi hakkında yaptıkları çalışmaları özellikle son yarım yüzyılda arttırmıştır.

2.1. Isı Transferi için Genel Kavram ve Tanımlar

Bir ortamda veya ortamlar arasında sıcaklık farkı varsa ısı transferi var demektir. Isı geçişi olayı fiziksel duruma bağlı olarak farklı mekanizmalarda incelenir. Bir katı veya durgun akışkan ortamda sıcaklık farkı varsa bu ortamdaki ısı geçişi iletim (kondüksiyon) ile ısı transferi olarak tanımlanır. Bir yüzey hareketi ile bir akışkan arasında sıcaklık farkı varsa bu iki ortam arasındaki ısı geçişine taşınım (konveksiyon) ile ısı transferi olarak tanımlanır. Sonlu sıcaklıkta bütün yüzeylerde elektromanyetik dalga şeklinde enerji yayılımı söz konusudur. Bu sebeple farklı sıcaklıklarda var olan ve birbiri arasında engelleyici herhangi bir ortam olmadan birbirini gören iki yüzey arasında meydana gelen ısı transferi ışınım (radyasyon) olarak tanımlanır.

Isı transferi üç farklı mekanizma şeklinde gerçekteşir.

1. İletim (kondüksiyon) ile ısı transferi
2. Taşınım (konveksiyon) ile ısı transferi
3. Işınım (radyasyon) ile ısı transferi

Bu üç ısı transfer mekanizmasının gerçekteşmesi için sıcaklık farkının mutlaka olması gerekir.

2.1.1. İletim ile ısı transferi

Parçacıklar arası etkileşim neticesinde bir maddenin daha yüksek enerjili parçacıklarından temas halinde olduğu daha düşük enerjili başka bir maddeye enerji aktarmasına iletim ile ısı transferi denir. İletim katılar, sıvılar ve gazlarda gerçekleşebilir. Gazlarda ve sıvılarda iletim ile ısı transferi, moleküllerin rastgele hareketleri sırasında birbirleri ile çarpışmaları veya yayılmaları sebebiyle meydana gelir. Katılarda ise, kafeslerdeki moleküllerin titreşimleri ve bunun yanında serbest haldeki elektronların enerji aktarımı sonucunda oluşur (Çengel ve Ghajar 2015) Isı iletimi Fourier yasası ile tanımlanır. Sabit kesit alanına sahip bir cismin tek boyutlu ve kararlı ısı iletimi denklemleri ile ifade edilir.

$$q = -kA_c \frac{dT}{dx} \quad (2.1)$$

Buna göre iletimle ısı transferi;

1. Malzeme kalınlığı
2. Malzemenin kesit alanı
3. Malzemenin ısı iletkenliği
4. Malzemenin iki tarafındaki sıcaklık farkı
5. Isı akışının süresine bağlıdır.

2.1.2. Taşınım ile ısı transferi

Katı bir yüzey ile onun temas halinde olduğu, hareketli sıvı veya gaz arasında enerji aktarılmasına taşınım ile ısı transferi denir. Taşınım ile ısı aktarımı akışkan hareketine bağlıdır. Akışkanın hareket hızı arttıkça, taşınım ile ısı aktarım hızı da artar. Eğer yığın akışkan hareketi ortadan kalkarsa, katı yüzey ile temas halinde olduğu akışkan arasındaki ısı transferi saf iletim ısı transferi mekanizması ile meydana gelir. Yığın

akışkan hareketi katı yüzeyle akışkan arasındaki ısı transferini arttıran bir durumdur, ancak ısı transfer hızlarının bulunmasını oldukça zorlaştırır.

Eğer akışkan, yüzeyin üzerinden herhangi bir dış kuvvet ile (örneğin fan, pompa veya rüzgar yardımıyla) harekete zorlanıyorsa, bu tür taşınım zorlanmış taşınım denir. Diğer durumlarda, eğer akışkan hareketi sadece sıcaklık değişiminin ortaya çıkardığı yoğunluk farkına bağlı olarak kaldırma kuvveti sebebiyle oluşuyorsa, bu tür taşınım da doğal (serbest) taşınım denir.

Taşınımın karmaşıklığına rağmen, taşınımdaki ısı transfer hızının sıcaklık farkıyla orantılı olduğu gözlenir ve Newton soğutma kanunu olarak ifade edilir (Çengel ve Ghajar 2015).

$$q_c = h_c A_s (T_y - T_c) \quad (2.2)$$

Taşınım ile ısı transferi aşağıdaki durumlara bağlıdır.

1. Taşınımın olduğu yüzey alanı
2. Yüzey sıcaklığı
3. Çevre sıcaklığı
4. Taşınım katsayısı

2.1.3. Işınım ile ısı transferi

Işınım, atom ve moleküllerin elektronik düzenlerindeki durumun değişimine bağlı olarak maddeden elektromanyetik dalgalar vasıtasıyla ortama yayılan enerjidir. İletim veya taşınım göre farkı ışınım ile ısı transferinin meydana gelmesi için bir madde ortamına gerek yoktur. Aslında, ışınım ile ısı transferi en hızlı ışık hızında olan durumdur ve boşlukta yavaşlamaz.

Işınım, hacimsel bir olgudur. Bütün katılar, sıvılar ve gazlar, ışınımı değişik oranlarda yayar, geçirir veya soğurur. Örneğin, metal, ağaç ve kayalar gibi ısı ışınımına karşı geçirgen olmayan malzemelerde iç bölgelerinden yayılan ışınım asla yüzeye ulaşmaz ve bu tarz cisimlerde genellikle yüzeyin birkaç mikron içerisinde soğurulduğundan dolayı, bu tür katılar için ışınım genellikle bir yüzey olayı olarak göz önüne alınır (Çengel ve Ghajar 2015).

Işınım ile ısı transferi aşağıdaki formülle ifade edilir.

$$Q = \epsilon A_s \sigma (T_y^4 - T_c^4) \quad (2.3)$$

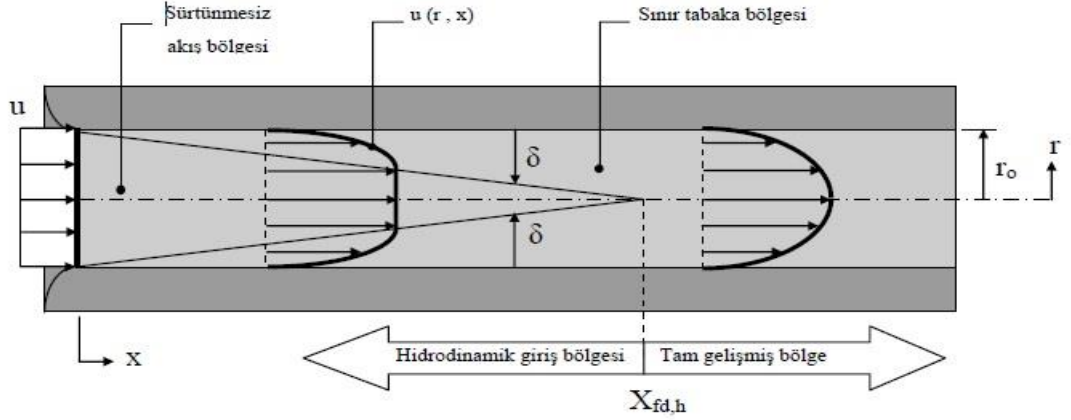
Işınım ile ısı transferi aşağıdaki durumlara bağlıdır.

1. Yayıma oranı
2. Yüzey alanı
3. Stefan-Boltzmann sabiti
4. Yüzey sıcaklığı
5. Çevre sıcaklığı

2.2. Hidrodinamik (Hız) Sınır Tabaka

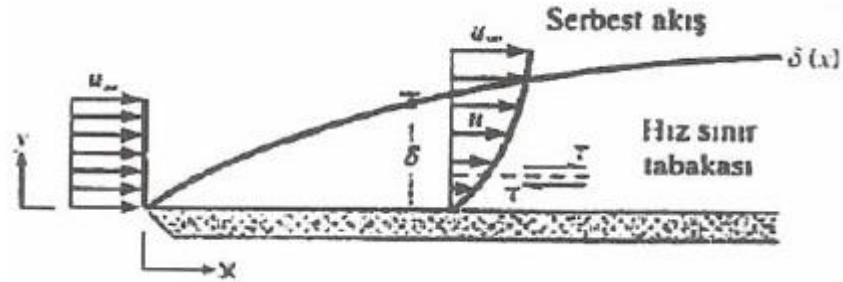
Şekil 2.1’de gösterildiği gibi r_0 yarıçaplı dairesel borudaki akışkan boruya sabit hızla giren herhangi bir laminer akışı ele alalım. Akışkan, boru yüzeyine temas ettiği zaman, sürtünme etkisi oluşur ve boru içerisinde yol aldıkça sınır tabaka durumu gelişir. Bu gelişme durumu akış bölgesinin gitgide küçülmesine sebep olur. Boru ekseninde ise sınır tabakalarının birleşmesiyle son bulur. Bu birleşme noktasından itibaren, sürtünme tüm kesit boyunca etkisini gösterir. Hız profili ise x ’e bağlı değişim göstermez. Bu noktadan sonra meydana gelen akış tam gelişmiş akış olarak ifade edilir. Başlangıçtan bu durumun oluştuğu noktaya kadar olan uzaklık hidrodinamik giriş uzunluğu $x_{f,d,h}$ olarak ifade edilir. Tam gelişmiş hız profili şekilde görüldüğü gibi laminer akış

durumunda paraboliktir. Türbülanslı akış durumunda ise radyal doğrultudaki türbülanslı karışım olması sebebiyle profil olarak daha düz durumdadır (Incropera and DeWitt 1996).



Şekil 2.1. Dairesel borular için hidrodinamik sınır tabaka değişimi

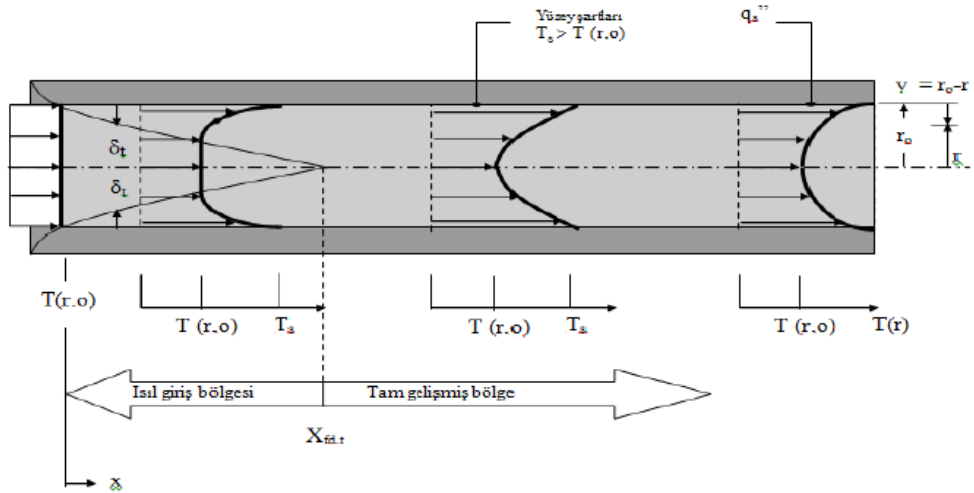
Hız sınır tabakasının ilerlemesi Şekil 2.2’te verilmiştir. Akışkan hızının paralel düzlemlerde yani akışkan hareketinin yavaşlaması akış yüzeyinde etkili olan kayma gerilmesinden τ meydana gelmektedir. Yüzeyde y uzaklığının artmasına bağlı olarak, akışkan hızının x bileşeni v , serbest akış değeri v_∞ ’a ulaşmaya kadar artmaya devam eder. δ büyüklüğü sınır tabaka kalınlığıdır. $v=0.99v_\infty$ değerine ulaştığı zaman y değeri olarak adlandırılır. Sınır tabaka hız profili, sınır tabaka içinde herhangi v hızının y ile değişimini ifade eder (Incropera and DeWitt 2001).



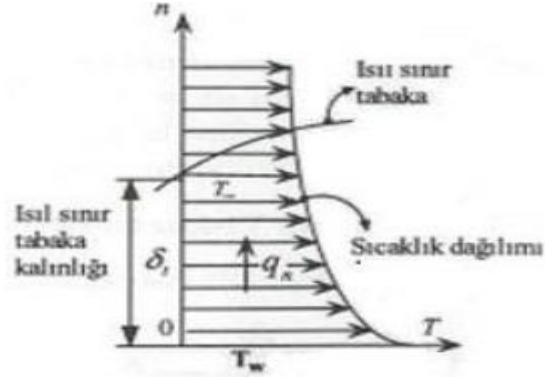
Şekil 2.2. Düzlem levha üzerinde hız sınır tabakasının gelişimi (Incropera ve DeWitt 2001)

2.3. Isıl Sınır Tabaka

Herhangi bir yüzey üzerinde akış olduğu zaman hız sınır tabakası gelişirken, eğer akışkan sıcaklığı yüzey sıcaklığından farklı sıcaklıkta ise ısıl sınır tabaka buna bağlı olarak gelişir. Şekil 2.3 boru içerisinde ve Şekil 2.4 herhangi bir düz levha üzerinde meydana gelen ısıl sınır tabakasının gelişimi verilmektedir. Levhanın giriş ucundaki sıcaklık profili düzgün bir dağılıma sahiptir ($T(y)=T_{\infty}$). Bu durumda akışkan parçacıkları levha ile etkileşime girerse, bu etkileşimin sonucu olarak levha ile eşit sıcaklığa sahip olur. Bu parçacıklar komşu akışkan tabakası ile enerji değişimine sahiptirler ve akışkan içerisinde sıcaklık gradyanlarına neden olur. Akışkanın sıcaklık dağılımları ile oluşturduğu bu bölge ısıl sınır tabakası olarak adlandırılır. Bu tabakanın kalınlığı δ , genel olarak $[(T_s-T) / (T_s- T_{\infty})]=0.99$ değerine sahiptir (y değeri). Giriş ucundan uzaklaşınca ısı geçişi serbest akışı daha büyük oranda etkiler. Bu durumda ısıl sınır tabakası da artar (Incropera ve DeWitt 2001).



Şekil 2.3. Isıtılmış dairesel boruda ısıl sınır tabaka değişimi



Şekil 2.4. Sabit sıcaklıktaki düz bir levha üzerinde ısıl sınır tabakanın gelişimi (Incropera ve DeWitt 2001)

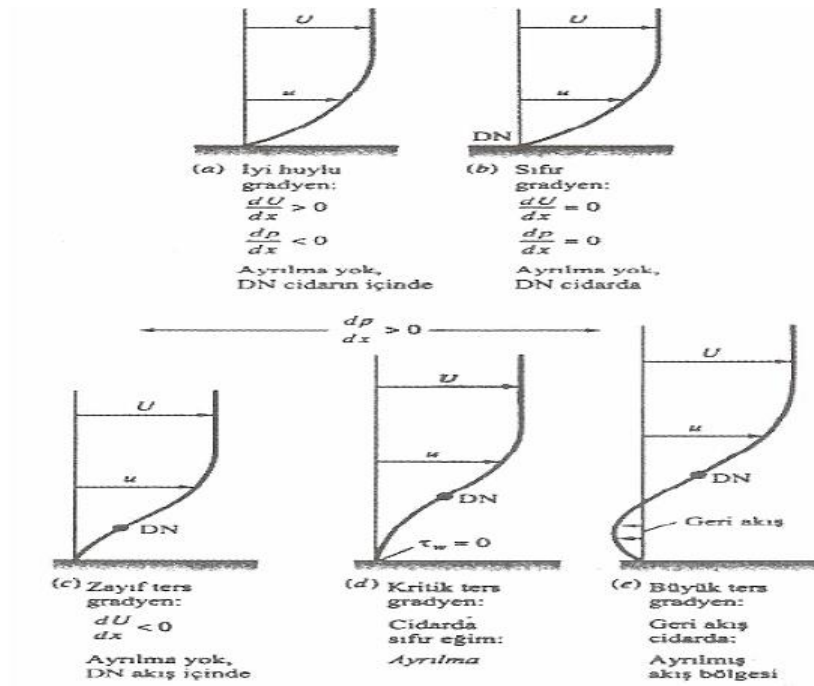
2.4. Sınır Tabaka Ayrılmalar

Artan bir ters basınç gradyanına karşı hareket etmekte olan herhangi bir sınır tabakası içinde cidar etrafında meydana gelen aşırı momentum kayıpları ayrılmalara neden olur. Ancak azalan basınç ise ayrılmalara neden olmaz. Basınç gradyanlarının sınır tabaka profili üzerine etkisi Şekil 2.5’de gösterilmiştir.

Şekil 2.5.a incelendiğinde profil içerisinde dönüm noktası olmadığı için ayrılma meydana gelmez. Bu tarz laminar profili olan akışlar türbülansa karşı oldukça dirençlidir.

Şekil 2.5.b de ise 0 basınç gradyanında dönüm noktası cidarın üstündedir. Bu durumda herhangi bir ayrılma gerçekleşmez.

Şekil 2.6.c’den e ye kadar ters gradyanda cidardan uzaklık ters gradyan şiddetine bağlı olarak artan dönüm noktası sınır tabakanın içerisinde meydana gelir. Bu durumda zayıf gradyan için akışta ayrılma meydana gelmez. Ancak türbülansa geçiş için hazır durumdadır.



Şekil 2.5. Basınç gradyanının sınır tabaka profillerine olan etkisi; (DN: dönüm noktası) (Demir 2006)

2.5. Sınır Tabakaların Önemi

Bir yüzey üzerinde akış meydana geldiği zaman hidrodinamik sınır tabaka buna bağlı olarak gelişir. Bu durum taşınım ile ilgili problemlerde büyük önem taşır. Hız sınır tabakası içinde, hız gradyanları ve kayma gerilmelerine sahiptir. Akışkanın sıcaklığı yüzey sıcaklığından farklı olması durumunda ısı sınır tabaka da buna bağlı olarak gelişir. Herhangi bir ısı sınır tabaka içerisinde sıcaklık gradyanı ve ısı aktarımı söz konusudur. Akışın olduğu durumlarda ise yüzeyde hız sınır tabakası ve sürtünme her zaman mevcuttur. Ancak, ısı sınır tabaka, dolayısıyla taşınım ile ısı transferi sadece yüzey ile serbest akışın sıcaklığının farklı olması durumunda geçerlidir.

2.6. Laminer ve Türbülanslı Akış

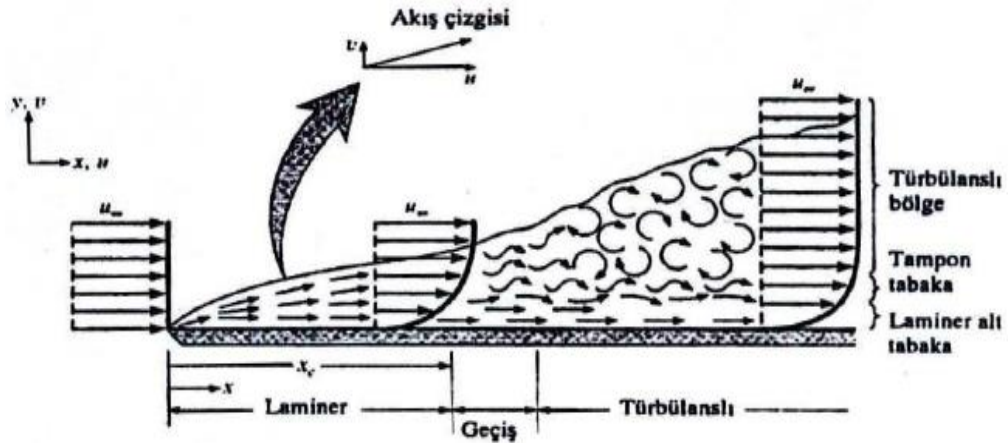
Taşınım problemlerinin çözümünde ilk incelenmesi gereken parametre sınır tabakanın laminer mi yoksa türbülanslı mı olduğunu belirlemektir. Akışkan ortamda hareket ederken laminer, geçiş veya türbülanslı akım rejimine sahiptir. Bu durumda yüzey

sürtünmesi ve taşınım ile ısı transferi akışın laminar veya türbülanslı olup olmamasına bağlıdır.

Laminer sınır tabakası olduğu durumlarda akışkanın hareketi düzgündür. Bu durumda parçacıklar akış çizgileri boyunca düz bir şekilde hareket ederler. Akışkanın hareketi x ve y yönlerindeki hız bileşenleri olarak tanımlanır. V hız bileşeni ise yüzeye dik yöndedir. Bu bileşen sınır tabakanın içinde enerji, momentum veya kütle geçişine çok önemli katkı sağlar. Yüzeye dik yönde akışkan hareketi, sınır tabakada x yönündeki gelişimin neticesi olarak karşımıza çıkar (Incropera ve DeWitt 2001).

Buna karşılık, akışın türbülanslı sınır tabakası içerisinde olması durumunda akış hareketi oldukça düzensizdir. Akışta ani hız değişimleri meydana gelir. Bu ani ve düzensiz değişimler enerji, momentum ve kütle geçişini artırır. Bunun sonucu olarak ise taşınımdan kaynaklanan geçiş hızı ve yüzey sürtünmesinde de artış meydana gelir. Bu ani ve düzensiz değişimlerin neticesinde akışkanın karışması türbülanslı sınır tabaka kalınlığını artırır. Sonuç olarak, sınır tabaka profilleri (hız, sıcaklık ve derişiklik) laminar akışa göre nispeten daha düzgün olur.

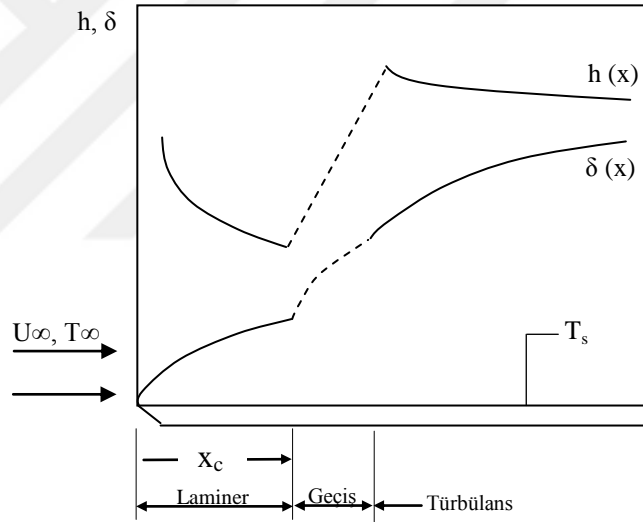
Herhangi bir düz levha yüzeyinde hız sınır tabakası gelişme gösterirken laminar, geçiş ve türbülanslı bölgeler Şekil 2.6'da gösterilmiştir.



Şekil 2.6. Bir düz levha üzerinde hız sınır tabakanın gelişimi (Incropera ve DeWitt 2001)

Akışkan, laminer akışın olduğu durumda, seçilen herhangi bir noktada hız vektörü zamana bağlı değişmez. Ancak türbülanslı akışta ise hız vektörü belirli bir değer arasında düzensiz değişimler gösterebilir.

Sınır tabakası başlangıçta laminerdir. Ancak giriş ucundan biraz ilerde ise küçük çalkalanmalar başlar. Bu çalkantılar şiddetlenerek türbülanslı akışa geçiş olur. Akışkan içerisinde çalkalanmalar geçiş bölgesinin içinde gelişmeye başlar. Sınır tabakanın sonunda ise tamamen türbülanslı akış haline gelir. Tam türbülanslı geçişte ise sınır tabaka kalınlığı, yüzeydeki kayma gerilmesi ve taşınım katsayısında önemli artışlar oluşur.



Şekil 2.7. Sabit sıcaklıkta bir düz levha üzerinde akış için sınır tabaka kalınlığı δ ve yerel taşınım katsayısı h 'in değişimi

Akışın laminer veya türbülanslı olup olmadığına Reynolds sayısının almış olduğu değere bakıp karar verilir. Reynolds sayısı ise atalet kuvvetleri/viskoz kuvvetleri oranı olarak ifade edilir. Düz bir levha üzerinde akış için Reynolds sayısı şu şekildedir.

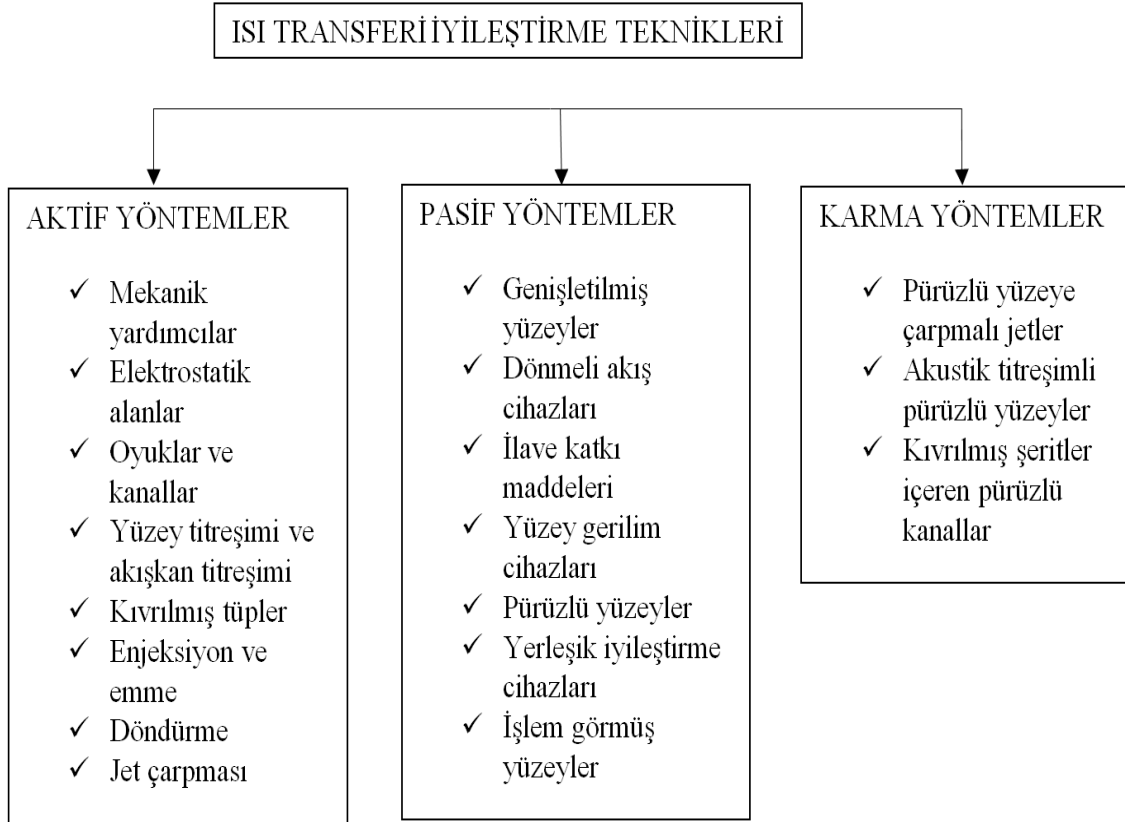
$$Re = \frac{\rho v_{\infty} x}{\mu} \quad (2.4)$$

İç akış sistemlerinde Reynolds sayısı 2300'den küçük ise laminer 2300-4000 arası ise geçiş bölgesi ve 4000 den büyük ise türbülanslı akış olarak kabul edilir.

2.7. Isı Transferinin İyileşmesi

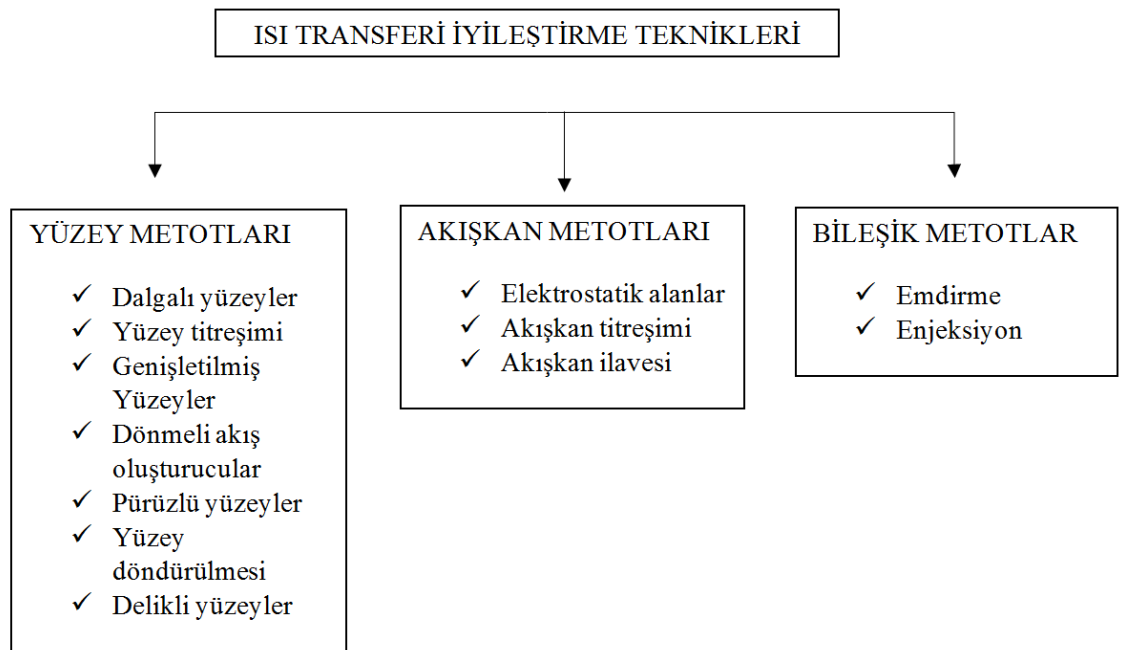
Isı transferini iyileştirmeye yönelik çalışmalar aktif, pasif ve karma yöntemler olmak üzere üç gruba ayrılır. Aktif yöntemler bir dış güç kaynağının kullanılmasını gerektiren yöntemler olarak tanımlanırken, pasif yöntemler ise dış güç kaynağına ihtiyaç duyulmayan yöntemler olarak tanımlanır. Karma yöntemlerde ise aktif veya pasif yöntemlerin her ikisinin veya daha fazlası birlikte kullanılan yöntemlerdir. Isı transferi iyileştirme tekniklerinin sınıflandırılması Çizelge 2.1'de özetlenmiştir.

Çizelge 2.1. Isı transferi iyileştirme tekniklerinin 1.tür sınıflandırılması



Isı transferi iyileştirilmesine ait diğer bir sınıflandırma yöntemi ise çizelge 2.2.'de özetlenmiştir. Bunların ilkinde ısı transferi iyileştirilmesi ısı değiştiricisinin yüzeyi sebep olur. Bu teknik yüzey teknikleri olarak ifade edilir. İkincisi ise iyileştirilmeye çalışılan akışkanın yol açtığı akışkan tekniğidir. Üçüncüsü ise bileşik metot olarak tanımlanan birinci ve ikinci etkinin birleşimidir.

Çizelge 2.2. Isı transferi iyileştirme tekniklerinin 2.tür sınıflandırılması



3. MATERYAL ve YÖNTEM

Bu bölümde ilk olarak deney düzeneği tanıtılacak ardından test bölgesi, test elemanları, deneyin yapılışı, deneysel verilerin karakteristik hesaplamalarda kullanılışı ve deneysel belirsizlikler hakkında bilgi verilecektir. Deneyler Atatürk Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Enerji Laboratuvarında bulunan deney düzeneğinde gerçekleştirilmiştir.



Şekil 3.1. Deney düzeneğinin görünüşü

3.1. Deney Düzenegi

Deney düzenegi dört bölümden oluşmaktadır. Bu bölümler;

1. Giriş bölgesi
2. Gelişme bölgesi
3. Test bölgesi
4. Çıkış bölgesi

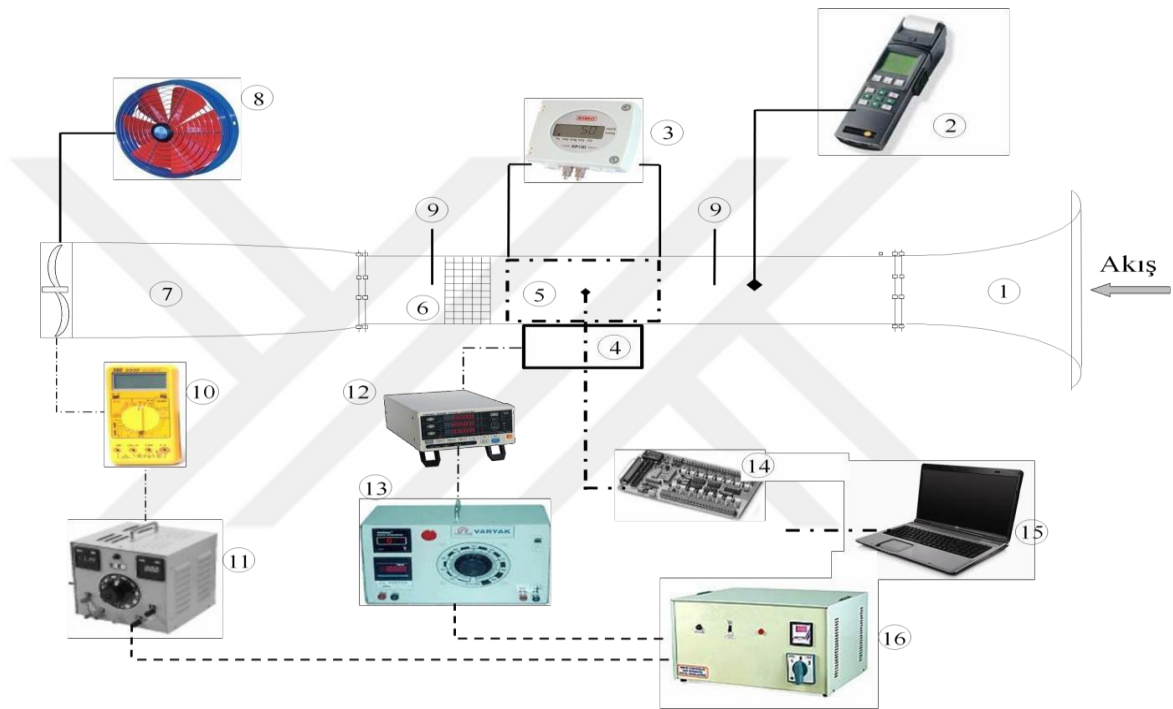
Deney düzeneginin fotoğrafı Şekil 3.1'de şematik resmi ise Şekil 3.2'de görülmektedir. Dikdörtgen kesit alanına sahip hava kanalı 20 mm kalınlığında MDF lam mobilyadan üretilmiş olup 110 mm genişliğinde ve 60 mm yüksekliğindedir. Bu durumda kanalın en-boy oranı 1.83:1 olup hidrolik yarıçapı $D_h=77.62$ mm'dir. Kanalın toplam boyu 2200 mm'dir. Kanal yatay yerleştirilmiş ve emme modunda çalışmaktadır.

Deney düzenegi ise aşağıdaki elemanlardan oluşmaktadır.

- Giriş
- Anemometre
- Diferansiyel basınç transduseri
- Isıtma ünitesi
- Test bölgesi
- Karıştırıcı
- Difüzör
- Fan
- Giriş-çıkış termoelemanları
- Multimetre
- Varyak
- Wattmetre
- Varyak
- DAQ (Data Acquisition) kartı

- Bilgisayar
- Gerilim regülatörü

Hava hızı, fanın giriş bölümüne bağlanan bir varyak vasıtasıyla gerilim değiştirilerek kontrol edilmektedir.

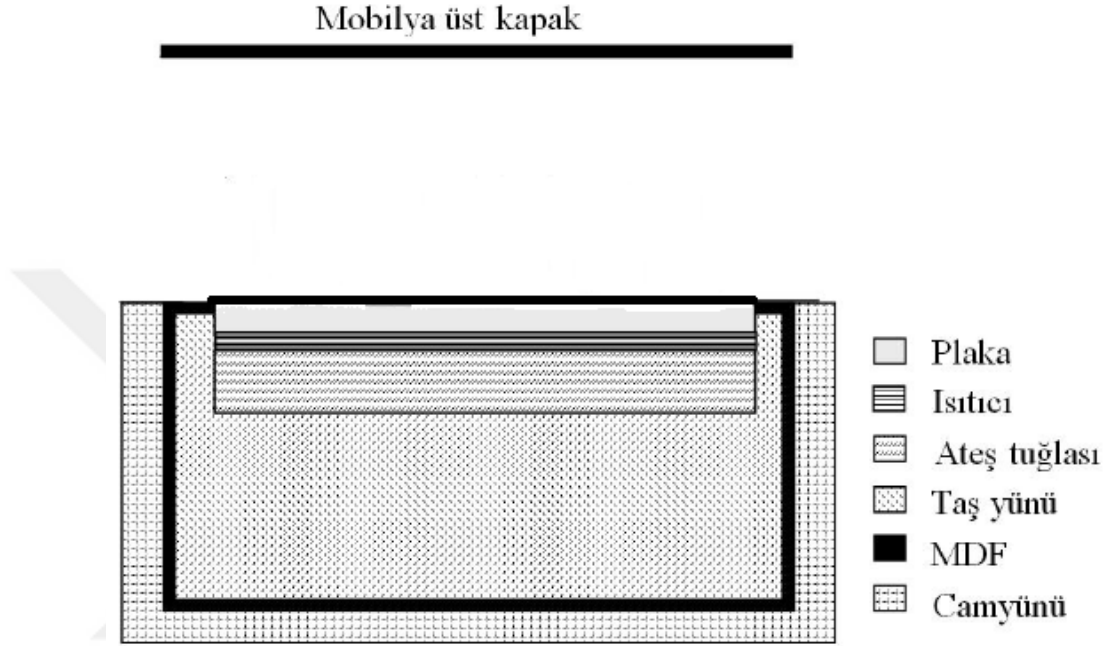


Şekil 3.2. Deney sisteminin şematik görünümü

3.2. Test Bölgesi

Test bölgesi 110x60 mm ebatlarında olup 240 mm uzunluğundadır. Test bölgesinden önce 1400 mm boşluk bırakılarak akışın hidrodinamik olarak tam gelişmiş hale gelmesi sağlanmıştır. Test bölgesinin dış yüzeyi cam yünü ile kaplanmıştır. Test bölgesinin altında MDF lam mobilya malzemesinden yapılan kutu içerisine taban plaka bölgesinin ortasına gelecek şekilde 30 mm kalınlığa sahip ateş tuğlası yerleştirilmiş, üniform bir ısı kaynağı oluşturabilmek amacıyla ateş tuğlasının üzerinde açılan uygun kanala 210x85 mm ebatına sahip 1000 W gücünde 220 V şehir şebekesiyle beslenen ısıtıcı yerleştirilmiştir.

Ateş tuğlasının altı ve yan kenarları ile kutu kenarı arasındaki boşluk 750⁰C sıcaklığa dayanan taş yünü ile diğer boşluklar ise cam yünü ile doldurulmuştur. Isıtma ünitesine ait şematik gösterim Şekil 3.3'te görülmektedir.



Şekil 3.3. ısıtma ünitesinin şematik gösterimi

Isıtıcıyı besleyen güç girişi GWINSTEK marka wattmetre (Şekil 3.4) ile onu kontrol eden bir varyak (Şekil 3.5) vasıtasıyla sağlanmıştır. Sabit ısı akısı termal sınır şartını sağlamak için sisteme sabit güç (30 W) verilmiştir.



Şekil 3.4. Wattmetre

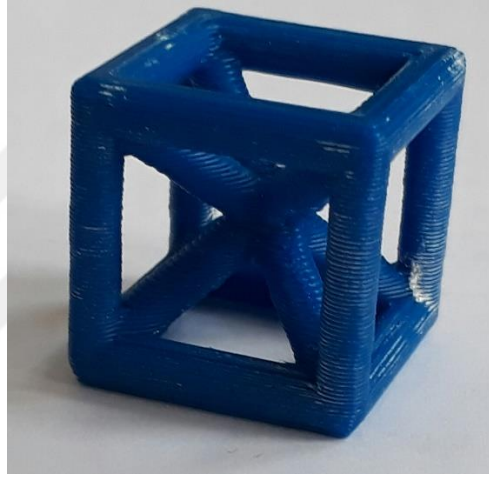


Şekil 3.5. Varyak

Ayrıca şehir şebekesindeki dalgalanmaların etkisini gidermek amacıyla sisteme voltaj düzenleyici bağlanmıştır. Test bölgesinin sonuna akış karıştırıcı engeller konmuş ve çıkış sıcaklıkları bu karıştırıcıdan sonra kanal kesiti ile aynı yüksekliğe sahip içlerine yağ doldurulmuş 6 mm çaplı 2 adet bakır boru içerisine yerleştirilen 2 adet termoeleman ile okunmuştur.

3.3. Test Elemanları

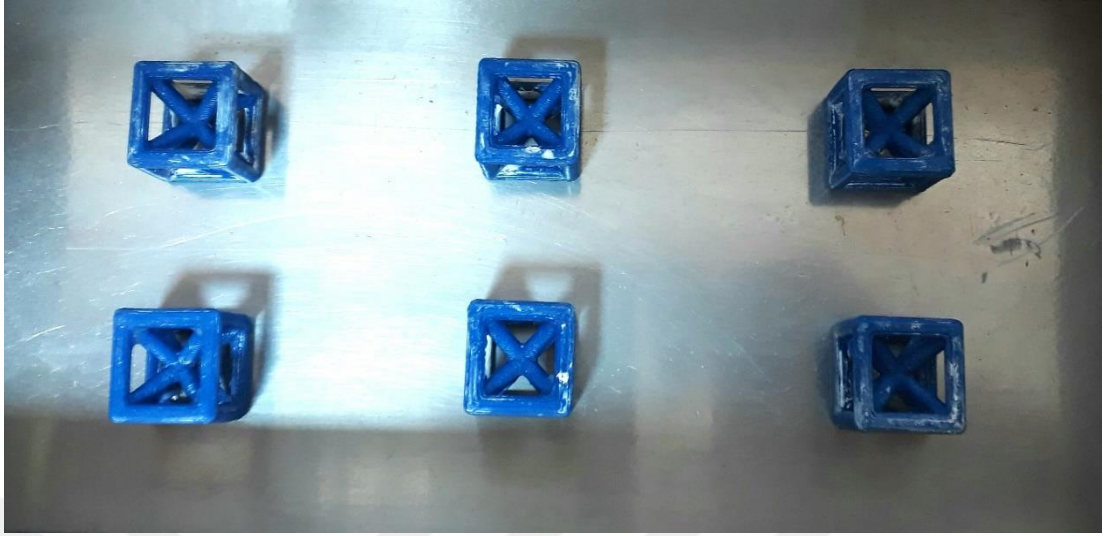
Test elemanı olarak 3-D yazıcı yardımıyla üretilmiş, hammaddesi plastik olan kafes geometrideki ısı alıcımızın şekli Şekil 3.6'da gösterilmiştir. Isı alıcı 20x20x20 mm ebatlarında olup et kalınlığı 3 mm'dir. Geometri belirlenirken test yüzeyi üzerinde akışı olabildiğince fazla rahatsız edip türbülans oluşturacağı düşünülerek bu geometri tercih edilmiştir.



Şekil 3.6. Kafes geometrideki ısı alıcının görünüşü

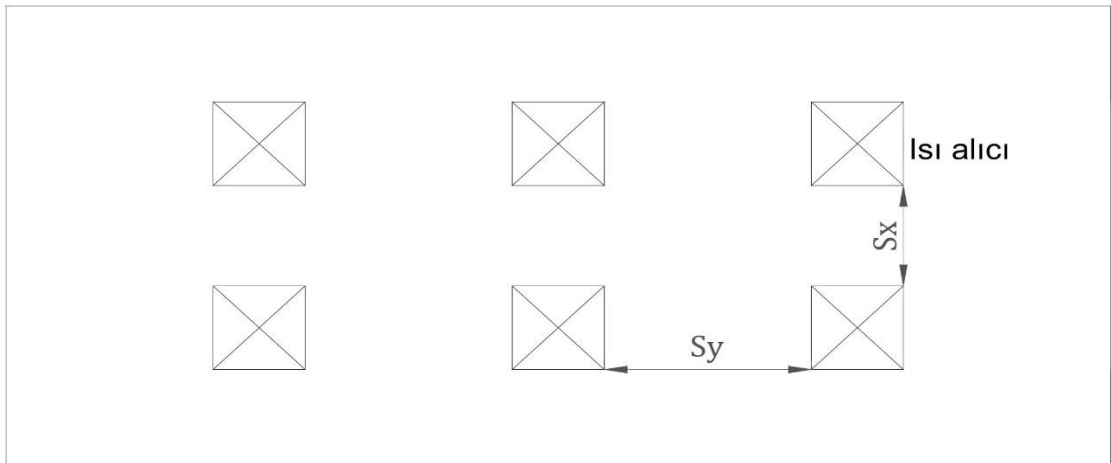
Deney düzeneği tasarım parametreleri	Değerler
Reynolds Sayısı (Re)	4000, 8000, 12000, 16000, 20000
Isı alıcı yüksekliği (H)	2 cm, 4 cm
Akış yönüne dik ısı alıcılar arası mesafe (S_x)	2,33 cm, 1,25 cm, 0,6 cm
Akış yönüne paralel ısı alıcılar arası mesafe (S_y)	4,5 cm, 3,2 cm, 2,33 cm

Şekil 3.7. Deney düzeneği tasarım parametreleri



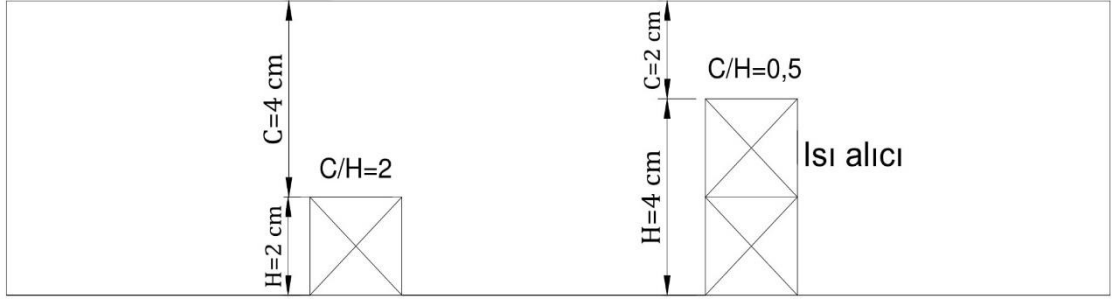
Şekil 3.8. Test elemanlarının levha üzerinde örnek dizilişi

Test bölgesinde levha üzerine dizilen ısı alıcılar arasındaki S_x ve S_y aralıkları Şekil 3.9'da gösterilmiştir.



Şekil 3.9. Test elemanlarının levha üzerinde şematik dizilişi (üst görünüş)

Test bölgesindeki ısı alıcılar tek sıra veya iki sıra şeklinde dizildiği zaman C/H oranları Şekil 3.10'da şematik olarak gösterilmiştir.

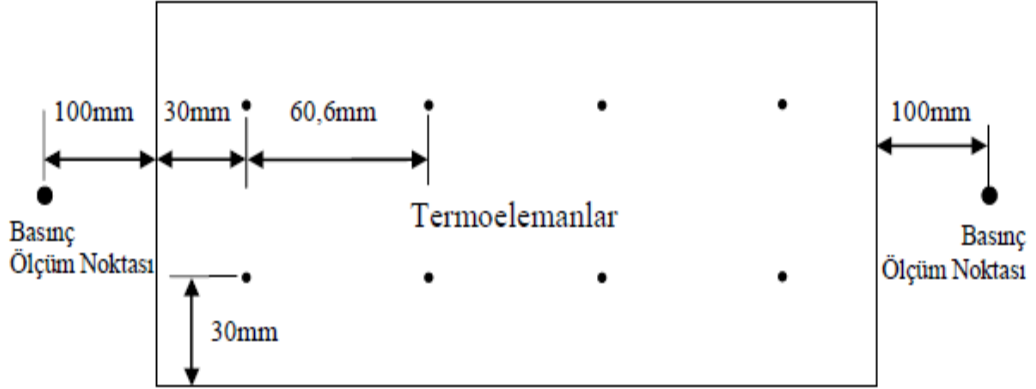


Şekil 3.10. Test elemanlarının levha üzerinde şematik dizilişi (yan görünüş)

3.4. Termoelemanlar ve Veri Toplama Sistemi

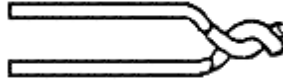
Teknolojinin ve sanayinin gelişimine bağlı olarak farklı yapılarda birden çok termoeleman bulunmaktadır. Çalışma şartlarımız ve ölçme süremiz dikkate alınarak 0,25 mm iç çapa ve 0,75 mm dış çapa sahip kimyasallara, yanmaya ve aşınmaya dayanıklı fiberglas kaplı T tipi (Bakır-Constantan) termoelemanlar tercih edilmiştir.

Levhadaki yüzey sıcaklıklarını belirlemek amacıyla yüzeye yayılmış 8 adet, havanın test bölgesine giriş sıcaklığını tespit etmek amacıyla hemen giriş kısmına yerleştirilmiş ve içlerine yağ doldurulmuş bakır boruların içerisine sabit bir şekilde 1 adet, havanın test bölgesinden çıkış sıcaklığını tespit etmek amacıyla test bölgesinin hemen çıkış kısmına yerleştirilmiş ve içlerine yağ doldurulmuş bakır boruların içerisine sabit bir şekilde 2 adet ve ortamın sıcaklığını tespit etmek amacıyla 1 adet olmak üzere toplam 12 adet termoeleman sisteme yerleştirilmiştir. Termoelemanların sistemdeki yerleşim yerleri Şekil 3.11'de gösterilmiştir.



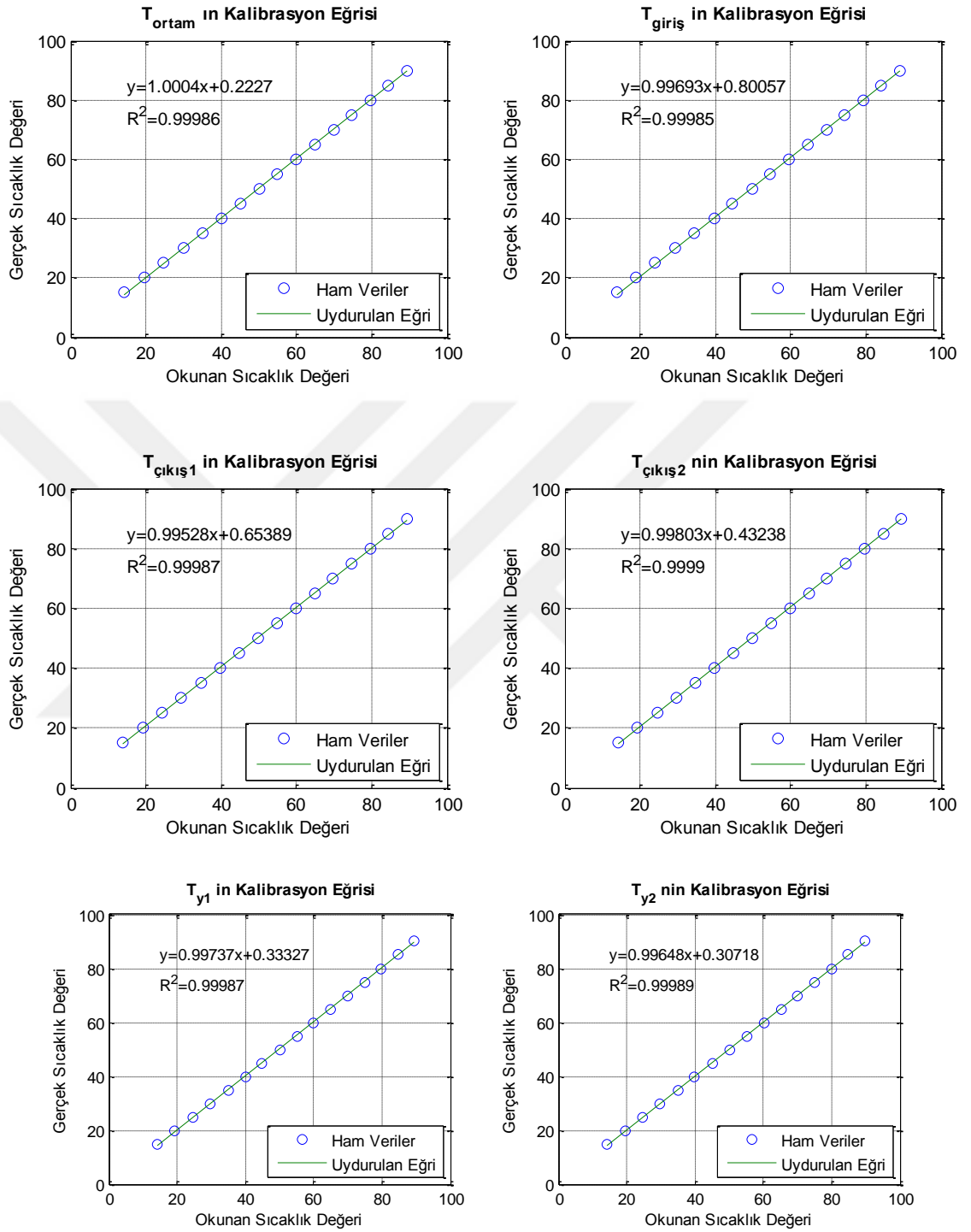
Şekil 3.11. Termoelemanlar ve basınç tapalarının yerleşiminin şematik gösterimi (Subaşı 2010)

Termoelemanlar iki ucun omik birleştirilmesi prensibine göre çalışmaktadır. İki ucun birleştirilmesi termoelemanın termoelektrik özelliğine zarar vermeden uçların birbirine kaynak edilmesiyle sağlanmıştır. Termoelemanların kaynak işlemine hazırlanış şekli Şekil 3.12’de gösterilmiştir.

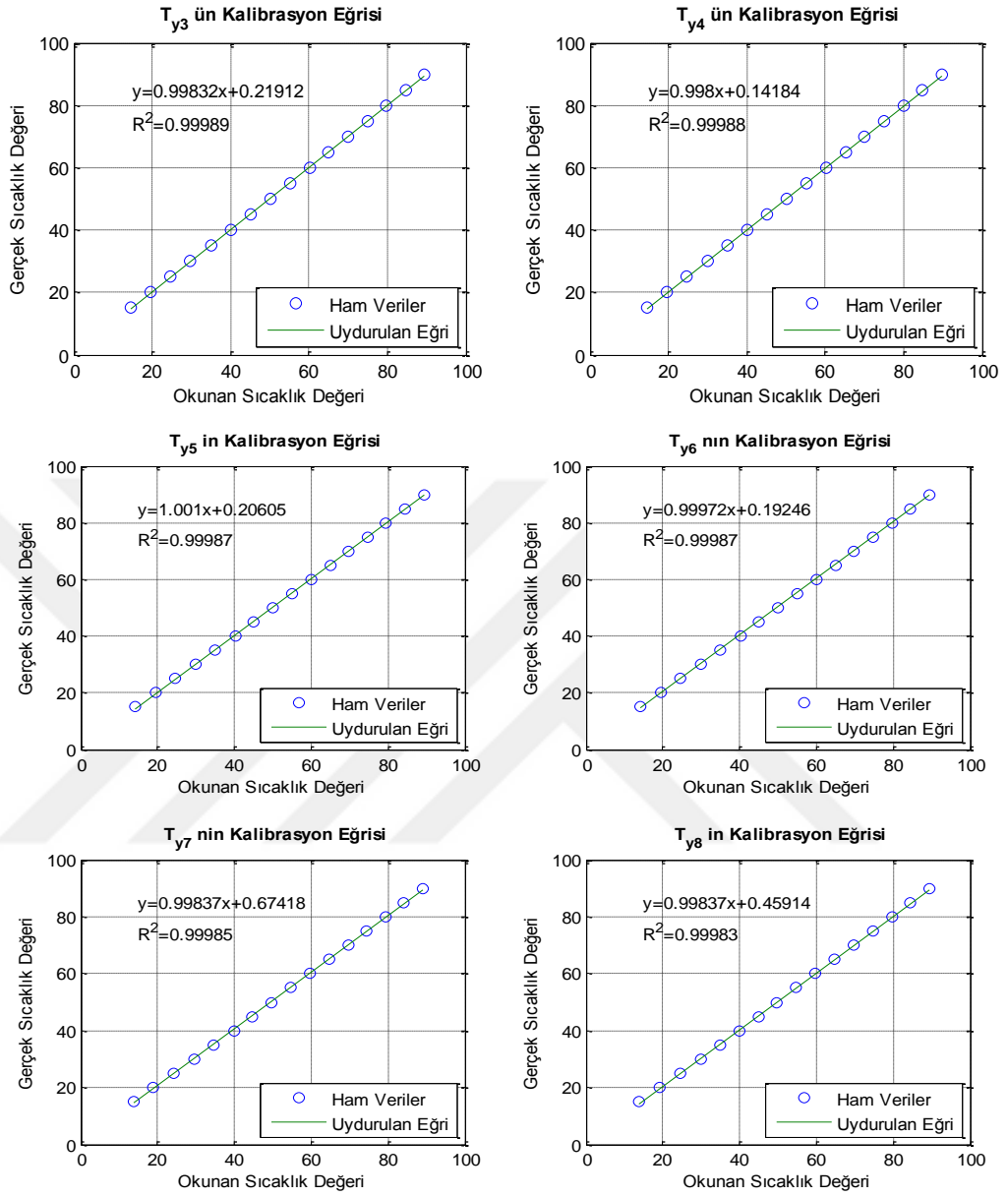


Şekil 3.12. Termoelemanların kaynak işlemine hazırlanışı (Subaşı 2010)

Kaynak işlemi tamamlandıktan sonra uç, elektriksel yalıtımın sağlanması amacıyla yüksek sıcaklığa dayanıklı silikon ile kaplama işlemi gerçekleştirilmiştir. Ortaya çıkacak termal direnci dikkate almak ve sağlıklı bir ölçüm alabilmek amacıyla termoelemanlar sisteme bağlanmadan önce PolyScience marka %0,1°C hata payına sahip, dijital göstergeli su banyosu kullanarak 15°C-90°C aralığında 5°C aralıklarla kalibre işlemi gerçekleştirilmiştir. Yapılan kalibrasyonda amaç en küçük kareler metodunu kullanarak yapılan eğri uydurma işlemidir. MATLAB programından yararlanarak eğri uydurma işlemi yapılmıştır. Termoelemanlar için bulunan kalibrasyon denklemleri, kalibrasyon eğrileri ve korelasyon katsayıları Şekil 3.13’de gösterilmiştir.



Şekil 3.13. (devam)



Şekil 3.13. Termoelemanların kalibrasyon eğrileri ve denklemleri (Subaşı 2010)

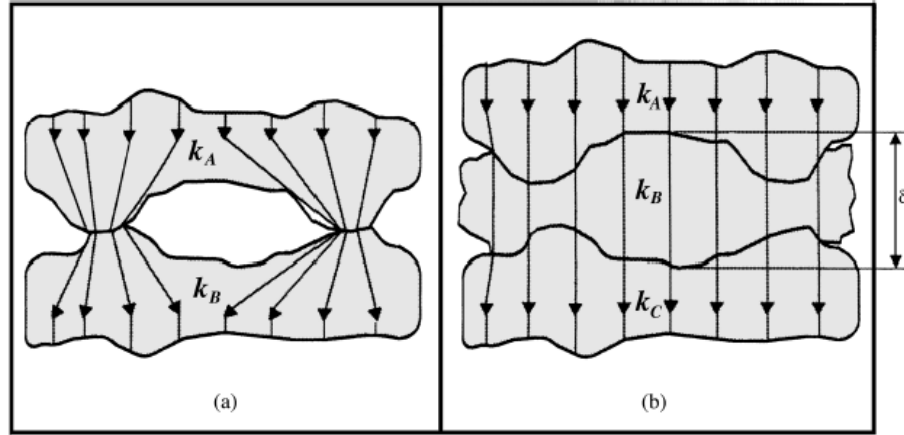
Termoelemanlardan toplanan veriler HIOKI LR 8402-20 marka veri okuma kartı vasıtasıyla bilgisayar ortamına aktarılmıştır. Okuma kartı Şekil 3.14’de gösterilmiştir.



Şekil 3.14. Advantec HIOKI LR 8402-20 okuma kartı

Termoelemanlardan elde edilen sıcaklık verileri deney düzeneği kararlı duruma gelince 1 dakikada sistemden 60 adet veri alınarak ortalaması nihai sıcaklık olarak kabul edilmiştir.

Test bölgesindeki alüminyum plaka hassas işlenmiş ve parlatılmış olmasına rağmen tamamen pürüzsüz değildir. Ayrıca ısı alıcılar alüminyum plaka üzerine yerleştirilirken yüzey ile ısı alıcı arasında boşluk kalma ihtimali vardır. Bu nedenle bu iki yüzey arasında temas direnci oluşacaktır. Oluşacak bu direnci önlemek için iki yüzey arasında termal macun kullanmak oldukça önemlidir. Termal macun kullanılması ve kullanılmaması durumunda ortaya çıkacak ısı akışı şematik gösterimi Şekil 3.15’de gösterilmiştir (Remsburg 2001). Yaptığımız deneysel çalışmada da oluşabilecek termal direnci önlemek için termal macun kullanılmıştır ve Şekil 3.16’da gösterilmiştir.



Şekil 3.15. a) termal macun kullanılmaması durumunda birbirine temas eden yüzeyler arasında ısı akışı b) termal macun kullanılması durumunda birbirine temas eden yüzeyler arasında ısı akışı



Şekil 3.16. Termal macun

Kanal içerisindeki hava hızı TESTO 480 marka cihaz yardımıyla bilgisayar ortamına aktarılmış ve çok fonksiyonlu ölçüm cihazının ortalama alma fonksiyonundan yararlanılarak okunmuştur. Hız ölçümleri TESTO 480 ölçüm cihazına bağlanan hot bulb adı verilen bir prob vasıtasıyla gerçekleştirilmiştir. Probu ucundaki küreciğin soğuma miktarıyla hız değerleri ölçülmüştür. Şekil 3.17’de cihazın şekli gösterilmiştir.



Şekil 3.17. Testo 480 Anemometre

Test bölgesine yerleştirilen ısı alıcıların sebep olduğu basınç farkları KIMO CP100 marka diferansiyel basınç transduseri yardımıyla ölçülmüştür. Ölçümler Pa biriminde olup cihazın ölçüm aralığı 0/+100 Pa'dır. Şekil 3.18'de KIMO CP100 marka diferansiyel basınç transduseri şekli gösterilmiştir.



Şekil 3.18. KIMO CP100 marka diferansiyel basınç transduseri

3.5. Deneyin Yapılışı

Deneyin yapılışında aşağıdaki basamaklar takip edilmiştir.

1. Taban plaka temizlenerek ısı iletiminin daha dengeli olmasını sağlamak için uçlarına termal macun sürülmüş olan kanatların yerleştirilmesi,
2. Deney planında, ilgili Reynolds sayısını sağlamak için gerekli olan hava akış hızının ayarlanması,
3. Sabit ısı akısı sınır şartlarını sağlamak için wattmetrenin istenilen güç değerine ayarlanarak ısıtıcının çalıştırılması,
4. Deney düzeneğinin 5 dakika aralıklarla kontrolü ve hız değişiminin takibi,
5. Yüzeiden okunan sıcaklık değerlerinde $\pm 0.2^{\circ}\text{C}$ 'den fazla değişim gözlenmeyecek kadar beklenmesi, bu süre dizilişe ve hıza göre 30-60 dakika civarındadır.
6. Sistemin termal kararlı hale geldikten sonra sıcaklık, basınç ve hız ölçümlerinin alınması,
7. Diğer deney için sistemin fan vasıtasıyla 15 dakika soğutulması,

3.6. Deneysel Verilerin Karakteristik Hesaplamalarda Kullanılışı

Akışkanın sabit basınçtaki özgül ısısı;

$$C_p = \left[9,82 + 810^{-4} \frac{(T_g + T_c)}{2} \right] 10^2 \quad J/kg^{\circ}C \quad (3.1)$$

Akışkanın dinamik viskozitesi;

$$\mu = \left[5 + 4,510^{-2} \frac{(T_g + T_c)}{2} \right] 10^{-6} \quad kg/ms \quad (3.2)$$

Akışkanın ısı iletim katsayısı;

$$k = \left[3,7 + 7,510^{-2} \frac{T_g + T_c}{2} \right] 10^{-3} \quad W/m^0C \quad (3.3)$$

Akışkanın yoğunluğu;

$$\rho = \left[-0,004666 \left(\frac{T_g + T_c}{2} - 250 \right) \right] + 1,3947 \quad kg/m^3 \quad (3.4)$$

a= kanalın (plakanın) eni= 0,11 m

b= kanalın yüksekliği = 0,06 m

L=plakanın uzunluğu = 0,54 m

Plakanın alanı;

$$A_s = aL \quad (3.5)$$

Kanalın hidrodinamik çapı;

$$A_c = ab \quad (3.6)$$

$$A_p = 2(a + b) \quad (3.7)$$

$$D_h = \frac{4A_c}{A_p} \quad (3.8)$$

Kararı durumda ısı alıcılardan transfer edilen ısı miktarı aşağıdaki şekilde ifade edilebilir;

$$Q_{top} = Q_{taş} + Q_{ış} + Q_{ilet} + Q_{kay} \quad (3.9)$$

burada;

$$\dot{Q}_{taş} = \dot{m}C_p(T_{\zeta} - T_g) = \frac{V^2}{R} = VI \quad (3.10)$$

Sistemin kararlı halde olması durumunda taşınım miktarı

$$Q_{taş} = h_{ort}A_s \left[T_{yort} - \left(\frac{T_{\zeta} + T_g}{2} \right) \right] \quad (3.11)$$

şeklindedir.

Yapılan bu deneysel çalışmada taban plakanın ve ısı alıcıların temizlenmiş, pürüzsüz olmaları ayrıca çalışılan sıcaklık aralığının çok yüksek olmaması sebebiyle ışınlama olacak ısı transferi miktarı verilen enerjinin %3-5'i civarındadır. Benzer çalışmalarda ışınlama olan ısı kayıpları ihmal edilmiştir (Jubran *et al.* 1996; Tahat *et al.* 2000; El-Sayed *et al.* 2002). Test bölgesinin izolasyonla yalıtım yapıldığı ve ısıtıcı elemanların bulunduğu bölgenin dış yüzey sıcaklığı ile çevre sıcaklığının birbirine yakın bir sıcaklığa sahip olmaları nedeniyle sistemde iletim yoluyla meydana gelen ısı kayıpları sisteme verilen enerjinin yanında ihmal edilebilir bir seviyededir.

İletim ve ışınlama meydana gelen ısı kayıplarını ihmal ettiğimiz zaman;

$$Q_{toplam} = Q_{taş}$$

eşitliği ortaya çıkar. Sisteme verilen ısı akım ve gerilimin çarpımından elde edilir. Watt olarak elde edilen değer kanal içerisinden geçen havanın aldığı ısıya eşit olur ($Q_{top}=VI$).

Bu durumda;

$$Q_{top} = Q_{taş} = \frac{V^2}{R} = VI \quad (3.12)$$

Performans istatistiği olarak Nusselt sayısı, sürtünme faktörü, ısı taşınım katsayısı, basınç düşümü dikkate alınmıştır. Reynolds sayısı, Nusselt sayısı, sürtünme faktörü, ısı taşınım katsayısı aşağıdaki formüllerle hesaplanmıştır.

Reynolds sayısı;

$$Re = \frac{\rho D_h V}{\mu} \quad (3.13)$$

Nusselt sayısı;

$$Nu = \frac{h D_h}{k} \quad (3.14)$$

Sürtünme faktörü;

$$f = \frac{\Delta P}{\left[\left(\frac{L_t}{D_h} \right) \rho \frac{U_{ort}^2}{2} \right]} \quad (3.15)$$

Bu denklemdede;

U_{ort} : kanal içerisinde ortalama akışkan hızı,

ΔP : test bölgesinin girişi ve çıkışı arasındaki basınç kaybıdır.

Isı taşınım katsayısı;

$$h = \frac{Q}{A_s \left[T_y - \frac{(T_g + T_c)}{2} \right]} \quad (3.16)$$

3.7. Deneysel Belirsizlikler

Deneysel çalışmaları etkileyen ve çalışmacının kontrol edebildiği veya kontrol edemediği parametreler sebebiyle çeşitli hatalar oluşmaktadır. Çalışmacı deneysel çalışmada azami özen gösterse bile sonuçlarda bir miktar sapmalar olur. Çalışmayı yapan kişi bulduğu sonuçların geçerli bir sonuç olduğunu bilmelidir. Bu sebeple deneysel çalışmalarda hata-güvenilirlik çizgilerini belirleyen hata analiz sonuçları literatürde oldukça önemi büyüktür. Bu deneysel çalışmada ortaya çıkan ölçülebilen veya hesaplanabilen parametrelere ait belirsizlik değerlerini bulabilmek için Kline ve McIntock (1953) tarafından ortaya konulan belirsizlik hesaplama yöntemi kullanılmıştır. Bu yöntem bulunan ve R olarak ifade edilen sonuçları kendisinin belirlenebilmesi için lazım olan değişkenlerin fonksiyonu cinsinden,

$$R=R(x_1,x_2,x_3,\dots\dots\dots x_n)$$

olarak ifade edilir. Bu sonuç değerlerine bağlı toplam belirsizlik;

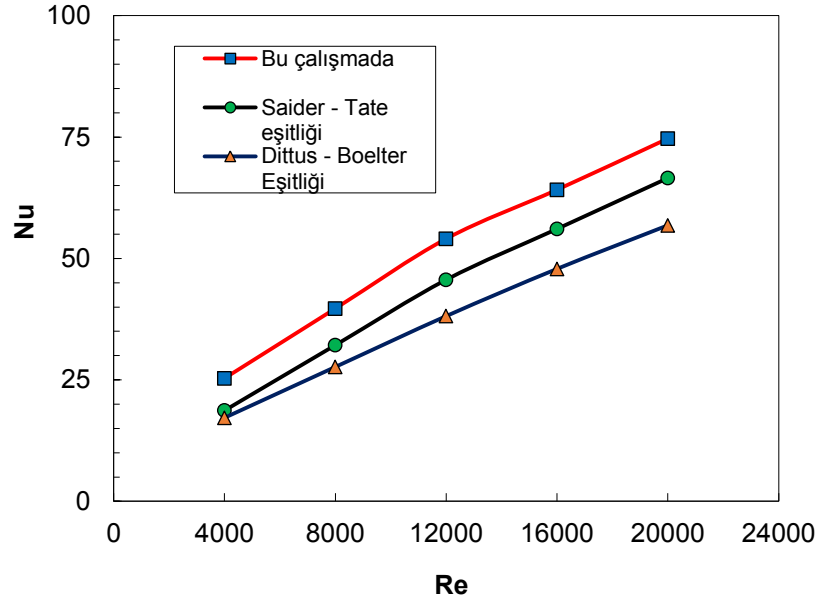
$$w_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.17)$$

şeklinde ifade edilir.

Yapılan bu deneysel çalışmada belirsizlik değerleri Nusselt sayısı için %7,6, Reynold sayısı için %4,1 ve sürtünme faktörü (f) için %17,1 olarak belirlenmiştir.

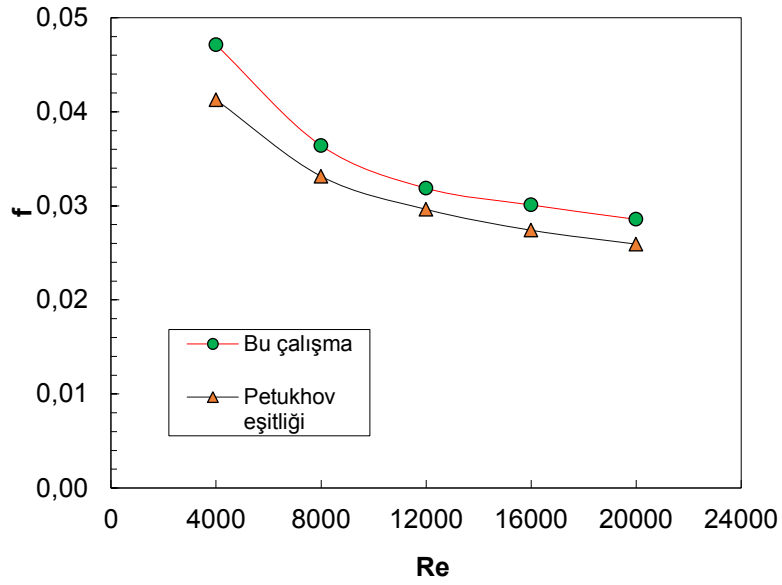
4. ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA

Deneylere başlamadan önce deney sisteminin doğrulamasını yapmak üzere düz levha üzerinde deneyler yapılmış ve literatürle karşılaştırılmıştır. Şekil 4.1 incelendiğinde boş kanal sonuçlarının Dittus-Bolter ve Sieder-Tate eşitlikleri ile uyumlu olduğu görülmektedir. Eğriler arasındaki farklar literatürde yer alan bu eşitliklere ait hata aralığı içerisinde yer almaktadır. Farkın deney sistemlerinin ve ölçüm cihazlarının hassasiyetinden kaynaklandığı düşünülmektedir.



Şekil 4.1. Boş kanala ait Nusselt sayısının literatür ile karşılaştırılması

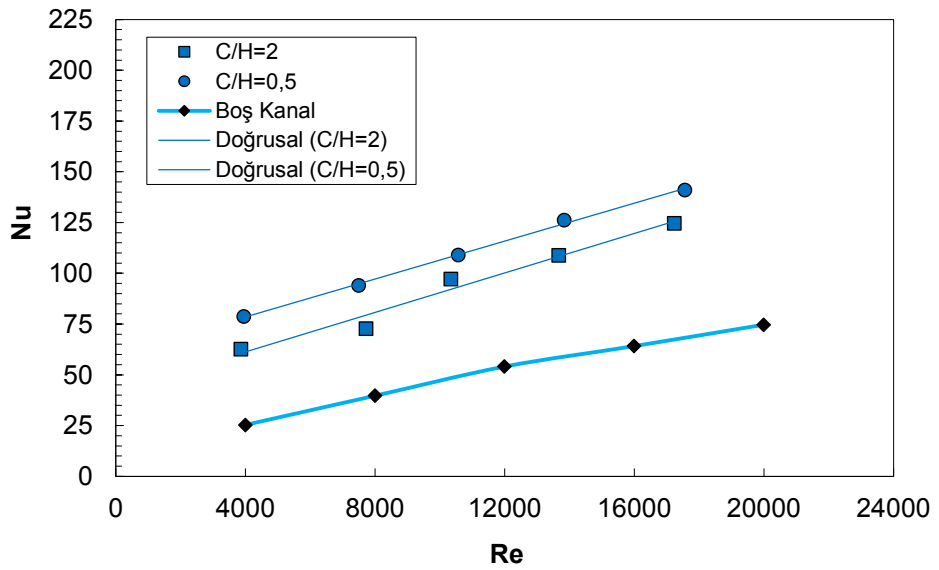
Aynı şekilde sürtünme faktörleri de literatürle karşılaştırılmıştır. Şekil 4.2 incelendiğinde boş kanal sonuçlarından elde edilen sürtünme faktörü eğrisinin Petukhov eşitliği ile uyum içerisinde olduğu görülmektedir.



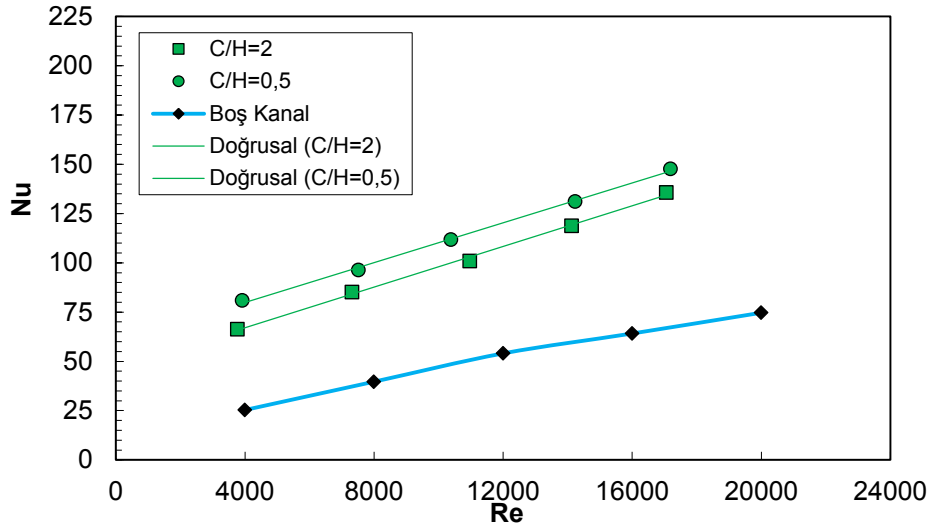
Şekil 4.2. Boş kanala ait sürtünme katsayısının literatür ile karşılaştırılması

4.1. Isı Geçişi ve Sürtünme Karakteristikleri

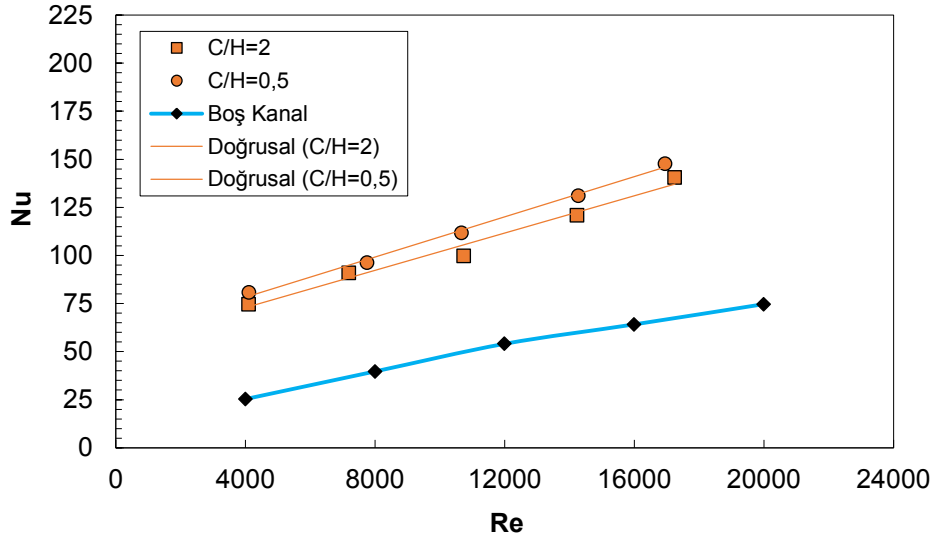
Nusselt Sayısı (Nu) – Reynolds Sayısı (Re) Grafikleri



Şekil 4.3. $S_x=2,33$ cm, $S_y=4,5$ cm aralık olması durumunda $C/H=2$ ve $C/H=0,5$ oranları için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi



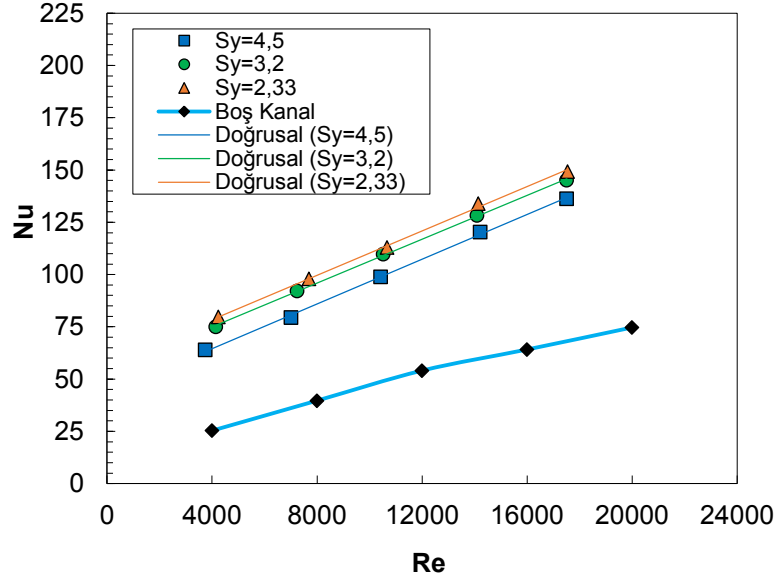
Şekil 4.4. $S_x=2,33$ cm, $S_y=3,2$ cm aralık olması durumunda $C/H=2$ ve $C/H=0,5$ oranları için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi



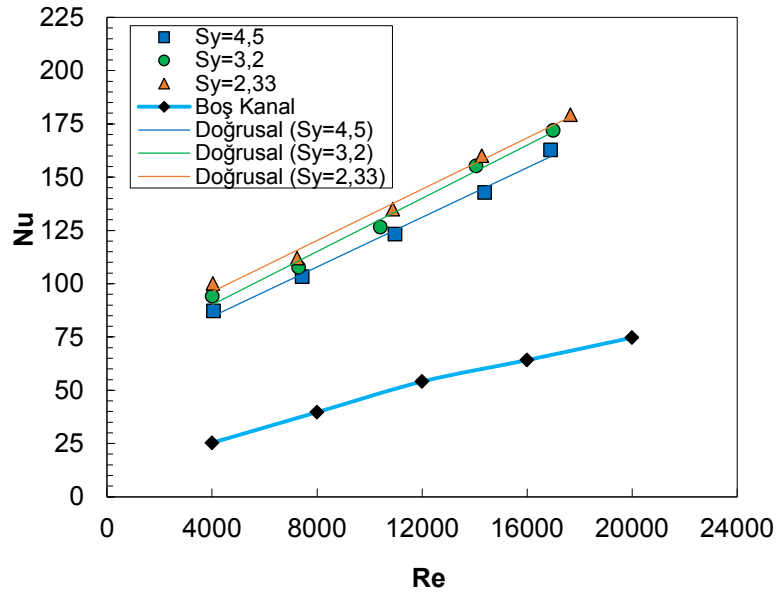
Şekil 4.5. $S_x=2,33$ cm, $S_y=2,33$ cm aralık olması durumunda $C/H=2$ ve $C/H=0,5$ oranları için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi

Şekil 4.3, Şekil 4.4, Şekil 4.5’de akışa dik yöndeki elemanlar arasındaki mesafenin sabit tutularak kanatlar üzerindeki boşluk miktarının (C) kanat yüksekliğine oranı (H) olan C/H oranının değişimi görülmektedir. Şekillerden de görüleceği gibi C/H oranı azaldıkça yani ısı alıcıların yüksekliği arttığında ısı transferinin de arttığı görülmektedir. Bunun en önemli nedeni kanat yüksekliği arttıkça kanat ucu ile kanal üst tablası

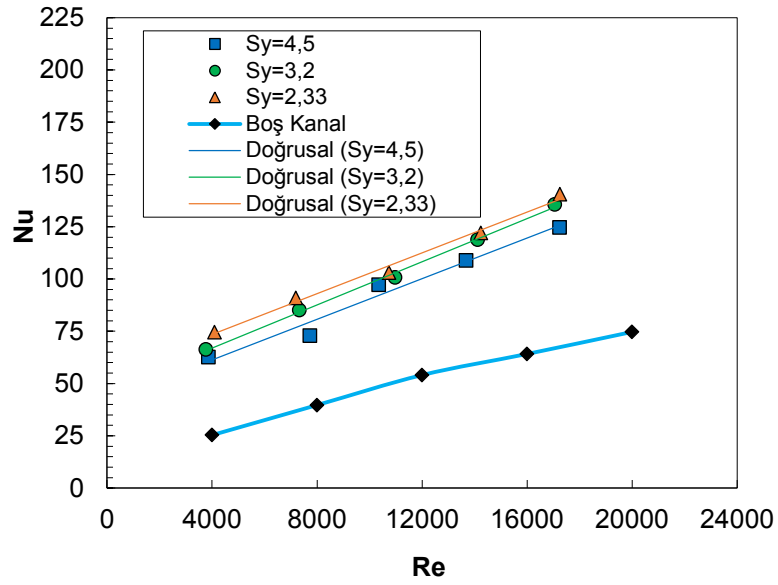
arasında kalan by-pass alanı azalacak ve akış daha fazla bloke olarak kübik kafes yapıdaki elemanlar içinden geçmeye zorlanacaktır. Bu ise levha üzerindeki akışın daha fazla karışmasına neden olacaktır.



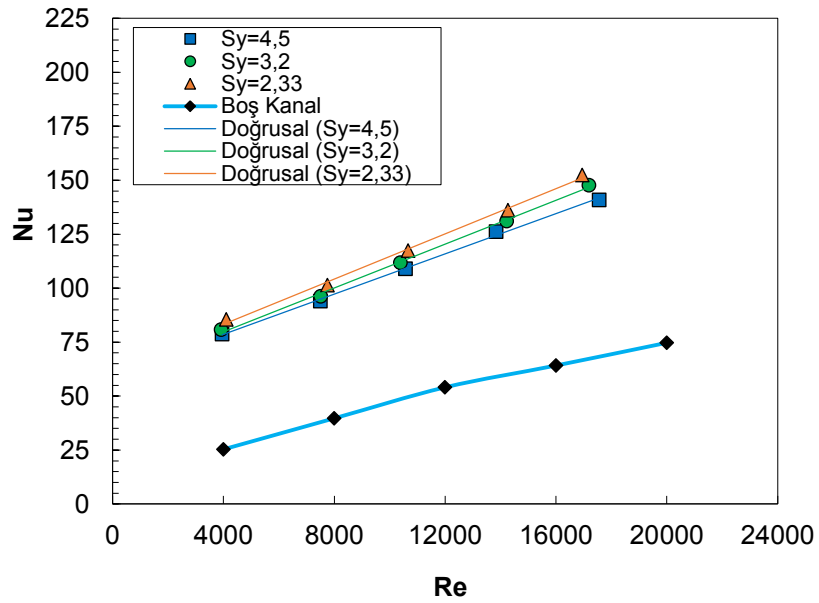
Şekil 4.6. $S_x=1,25$ cm, $C/H=2$ oranı sabit olduğu zaman $S_y=4,5$ cm, $S_y=3,2$ cm ve $S_y=2,33$ cm aralıkları için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi



Şekil 4.7. $S_x=1,25$ cm, $C/H=0,5$ oranı sabit olduğu zaman $S_y=4,5$ cm, $S_y=3,2$ cm ve $S_y=2,33$ cm aralıkları için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi



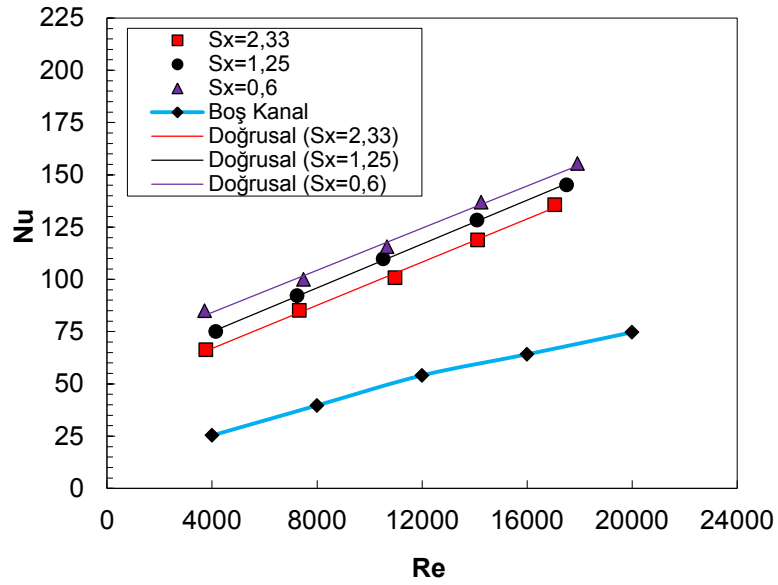
Şekil 4.8. $S_x=2,33$ cm, $C/H=2$ oranı sabit olduğu zaman $S_y=4,5$ cm, $S_y=3,2$ cm ve $S_y=2,33$ cm aralıkları için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi



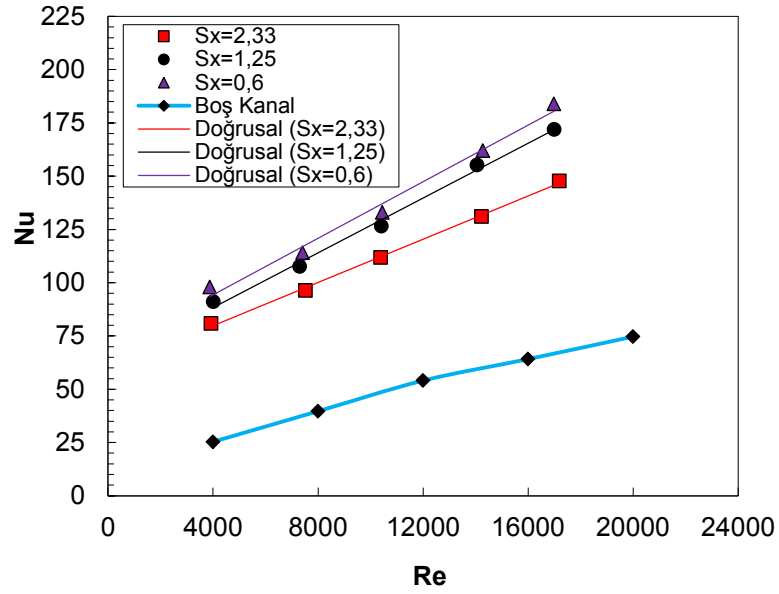
Şekil 4.9. $S_x=2,33$ cm, $C/H=0,5$ oranı sabit olduğu zaman $S_y=4,5$ cm, $S_y=3,2$ cm ve $S_y=2,33$ cm aralıkları için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi

Şekil 4.3, Şekil 4.4, Şekil 4.5’de akışa dik yöndeki elemanlar arasındaki mesafenin sabit tutularak kanatlar üzerindeki boşluk miktarının (C) kanat yüksekliğine oranı (H) olan

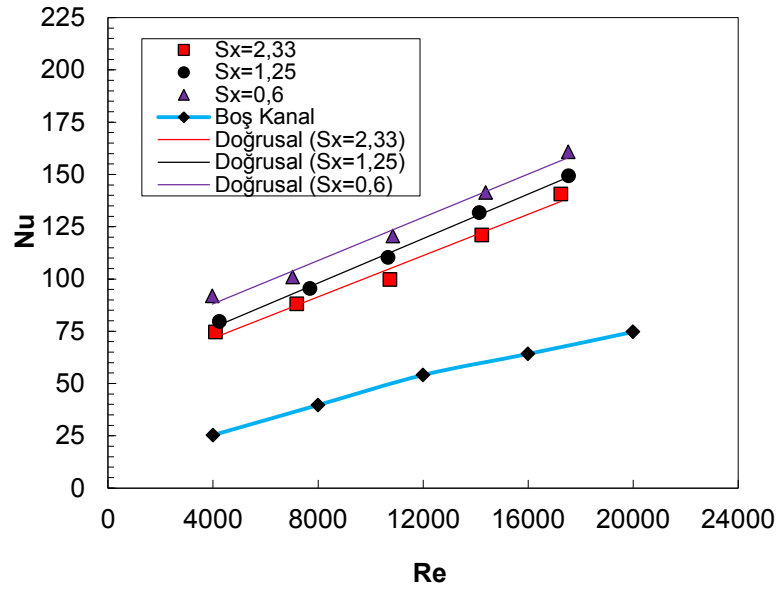
C/H oranının değişimi görülmektedir. Şekillerden de görüleceği gibi C/H oranı azaldıkça yani ısı alıcıların yüksekliği arttığında ısı transferinin de arttığı görülmektedir. Bunun en önemli nedeni kanat yüksekliği arttığı kanat ucu ile kanal üst tablası arasında kalan by-pass alanı azalacak ve akış daha fazla bloke olarak kübik kafes yapıdaki elemanlar içinden geçmeye zorlanacaktır. Bu ise levha üzerindeki akışın daha fazla karışmasına neden olacaktır.



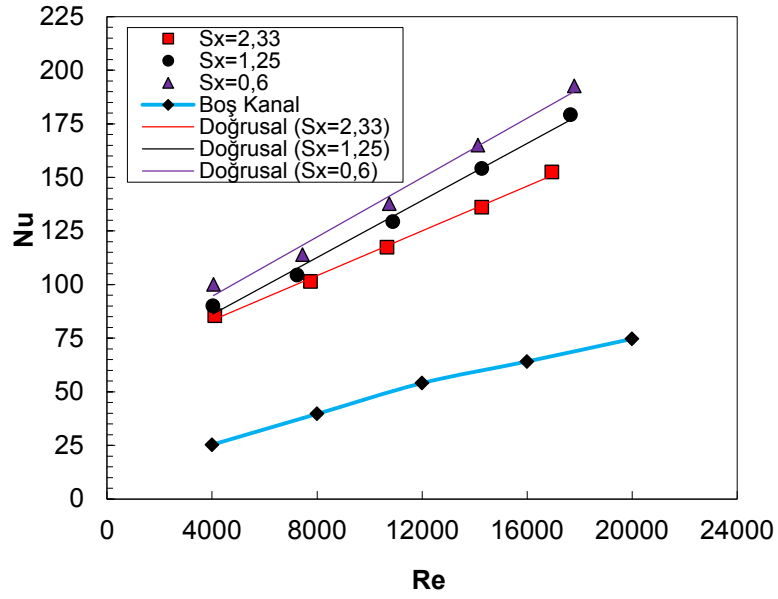
Şekil 4.10. $S_y=3,2$ cm, $C/H=2$ oranı sabit olduğu zaman $S_x=2,33$ cm, $S_x=1,25$ cm ve $S_x=0,6$ cm aralıkları için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi



Şekil 4.11. $S_y=3,2$ cm, $C/H=0,5$ oranı sabit olduğu zaman $S_x=2,33$ cm, $S_x=1,25$ cm ve $S_x=0,6$ cm aralıkları için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi



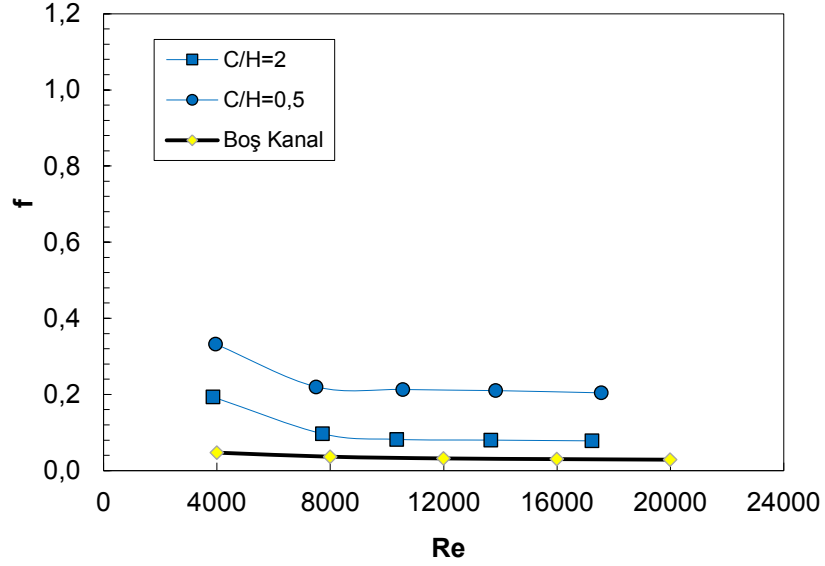
Şekil 4.12. $S_y=2,33$ cm, $C/H=2$ oranı sabit olduğu zaman $S_x=2,33$ cm, $S_x=1,25$ cm ve $S_x=0,6$ cm aralıkları için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi



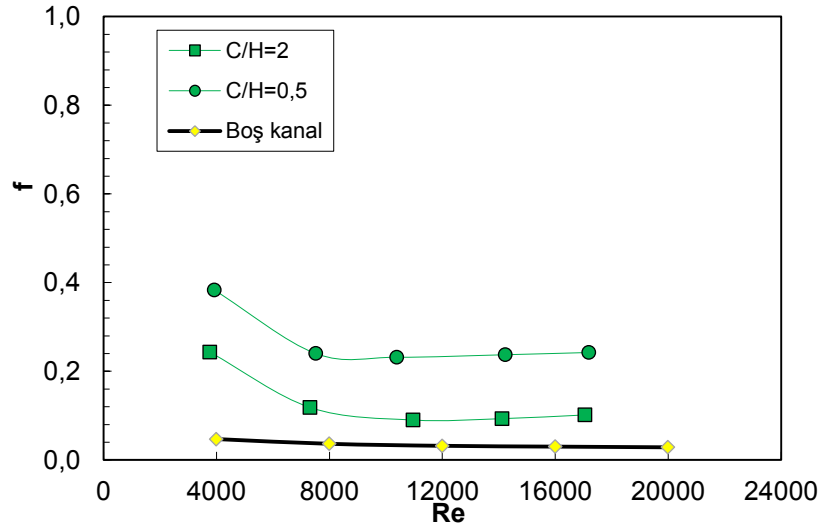
Şekil 4.13. $S_y=2,33$ cm, $C/H=0,5$ oranı sabit olduğu zaman $S_x=2,33$ cm, $S_x=1,25$ cm ve $S_x=0,6$ cm aralıkları için Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi

Şekil 4.10, Şekil 4.11, Şekil 4.12, Şekil 4.13'de S_x sayısının azalması ile yani akış yönüne dik olarak yerleştirilen ısı alıcı sayısının artmasıyla Nusselt sayısının arttığı yani ısı transferinin arttığı görülmektedir. Akış yönünde yerleştirilen eleman sayısının artması S_x mesafesinin azalmasıyla mümkündür. Şekil 4.10 ve Şekil 4.12 incelendiğinde S_y 'nin azalması yani akış yönüne paralel ısı alıcıların sayısının artmasıyla ısı transferinin arttığı görülmektedir.

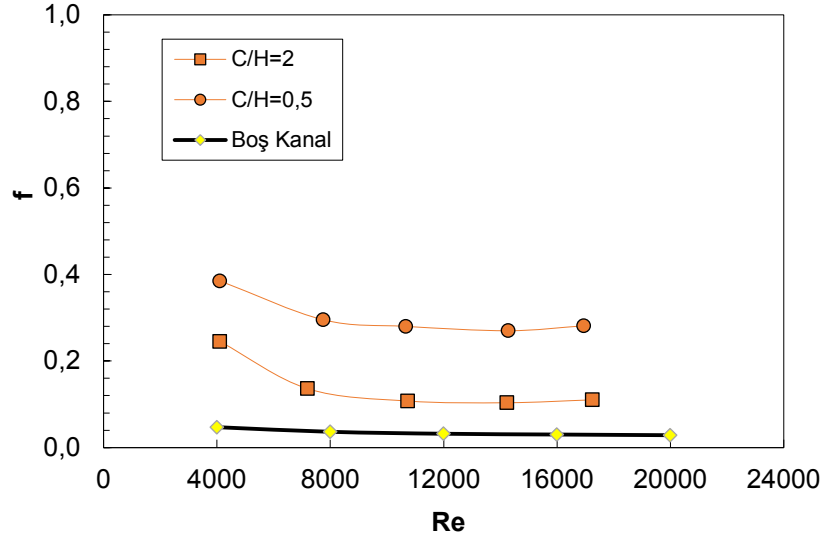
Sürtünme Faktörü (f) – Reynolds Sayısı (Re) Grafikleri



Şekil 4.14. $S_x=2,33$ cm, $S_y=4,5$ cm aralık olması durumunda $C/H=2$ ve $C/H=0,5$ oranları için sürtünme faktörünün Reynolds sayısına bağlı değişimi

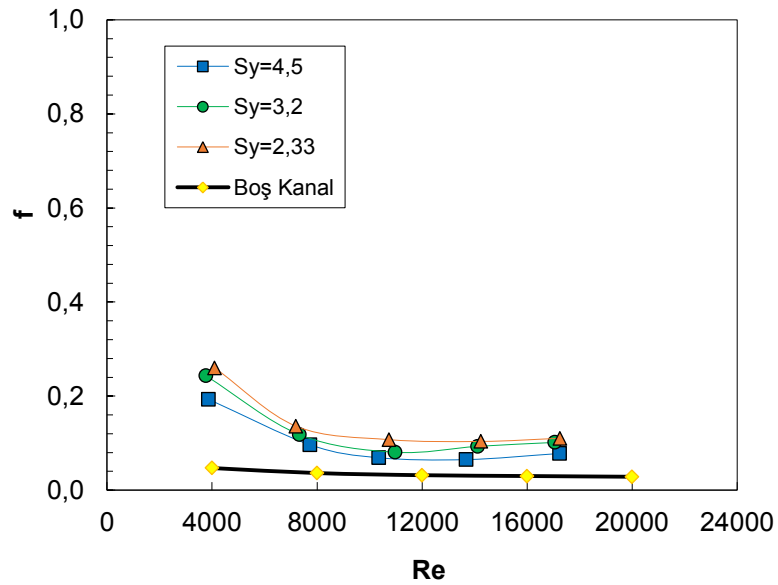


Şekil 4.15. $S_x=2,33$ cm, $S_y=3,2$ cm aralık olması durumunda $C/H=2$ ve $C/H=0,5$ oranları için sürtünme faktörünün Reynolds sayısına bağlı değişimi

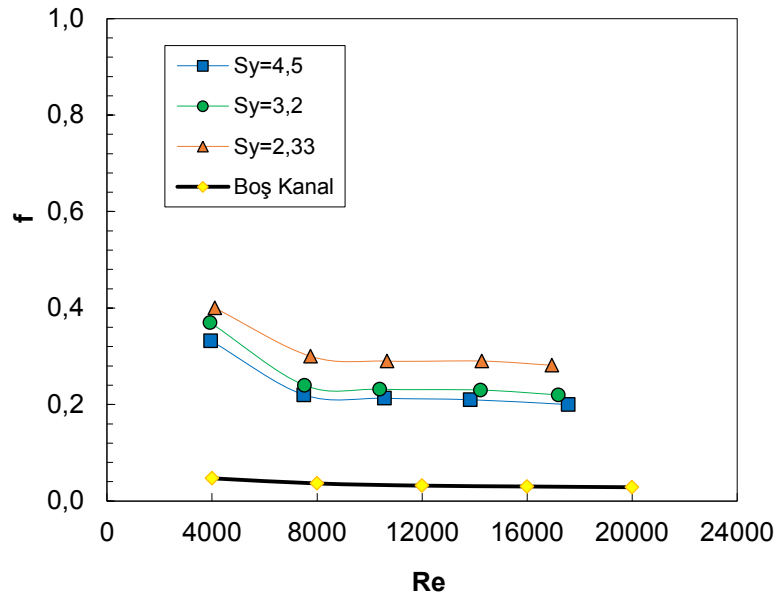


Şekil 4.16. $S_x=2,33$ cm, $S_y=2,33$ cm aralık olması durumunda $C/H=2$ ve $C/H=0,5$ oranları için sürütme faktörünün Reynolds sayısına bağlı değişimi

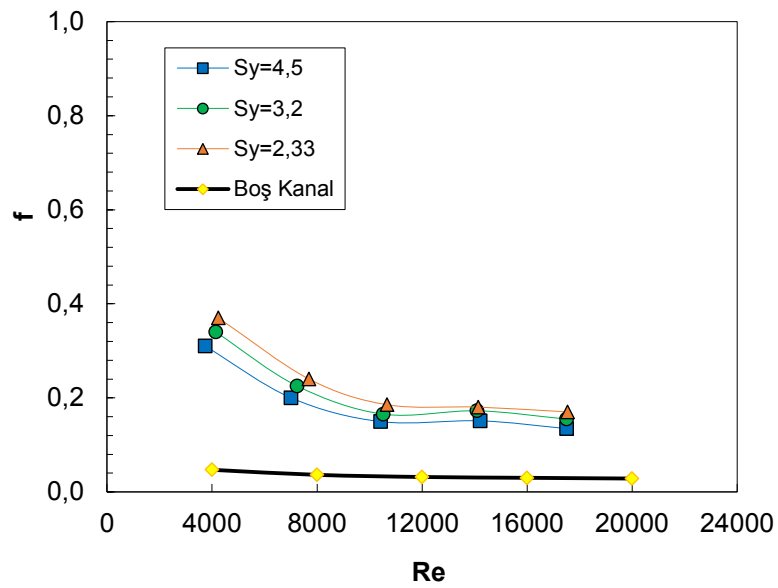
Şekil 4.14, Şekil 4.15, Şekil 4.16’da kanat yüksekliğinin artmasına karşılık gelen C/H oranı azaldıkça yani akışın test bölgesinde kanatlar üzerinden serbestçe akarak kaçacağı by-pass bölgesi azaldıkça beklenildiği gibi sürütme faktörünün de (f) arttığı görülmektedir.



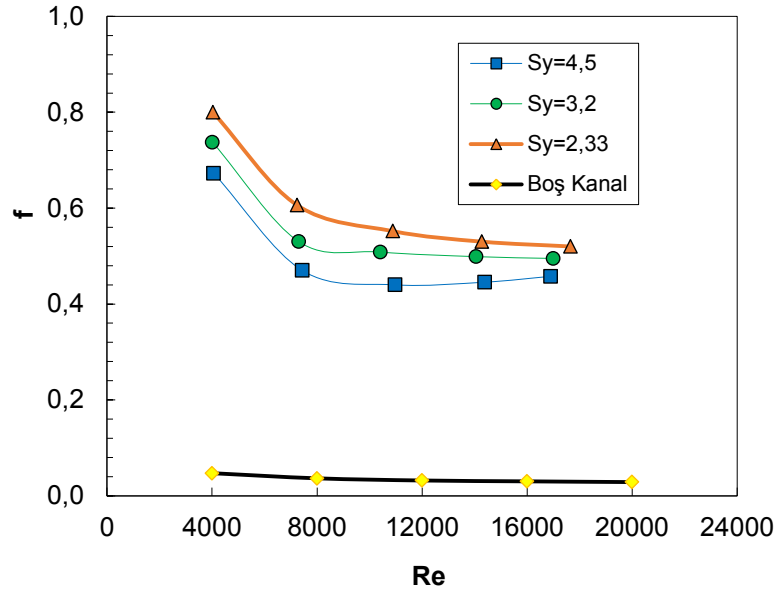
Şekil 4.17. $S_x=2,33$ cm, $C/H=2$ oranı sabit olduğu zaman $S_y=4,5$ cm, $S_y=3,2$ cm ve $S_y=2,33$ cm aralıkları için sürütme faktörünün Reynolds sayısına bağlı değişimi



Şekil 4.18. $S_x=2,33$ cm, $C/H=0,5$ oranı sabit olduğu zaman $S_y=4,5$ cm, $S_y=3,2$ cm ve $S_y=2,33$ cm aralıkları için sürütme faktörünün Reynolds sayısına bağlı değişimi

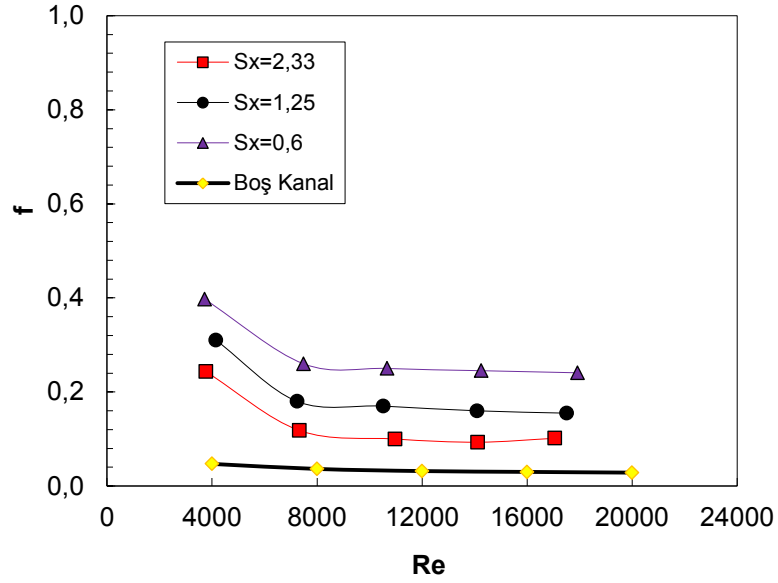


Şekil 4.19. $S_x=1,25$ cm, $C/H=2$ oranı sabit olduğu zaman $S_y=4,5$ cm, $S_y=3,2$ cm ve $S_y=2,33$ cm aralıkları için sürütme faktörünün Reynolds sayısına bağlı değişimi

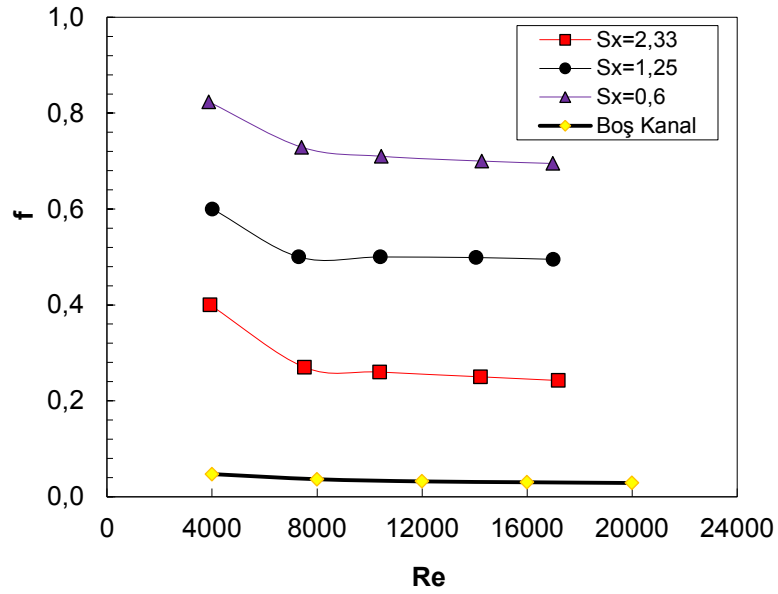


Şekil 4.20. $S_x = 1,25$ cm, $C/H=0,5$ oranı sabit olduğu zaman $S_y = 4,5$ cm, $S_y = 3,2$ cm ve $S_y = 2,33$ cm aralıkları için sürtünme faktörünün Reynolds sayısına bağlı değişimi

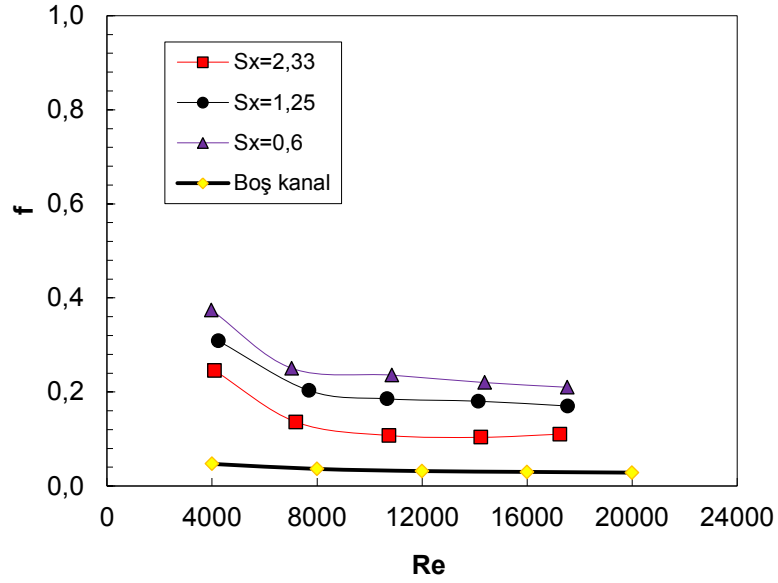
Şekil 4.17, Şekil 4.18, Şekil 4.19 ve Şekil 4.20 incelendiğinde S_y 'nin azalması yani akış yönüne paralel olarak yerleştirilen ısı alıcıların sayılarının artmasının sürtünme faktörünü artışına sebep olduğu görülmektedir. Bu sonuç beklenen bir sonuçtur. Çünkü S_y değerinin azalması yüzey üzerinde akışı rahatsız edecek daha fazla eleman olması anlamına gelmektedir. Ayrıca Şekil 4.18 ve Şekil 4.20 incelendiğinde, aşağıdaki grafiklerde detaylı olarak göreceğimiz gibi S_x sayısının azalması ile sürtünme faktörünün arttığı da yine bu grafiklerden görülmektedir.



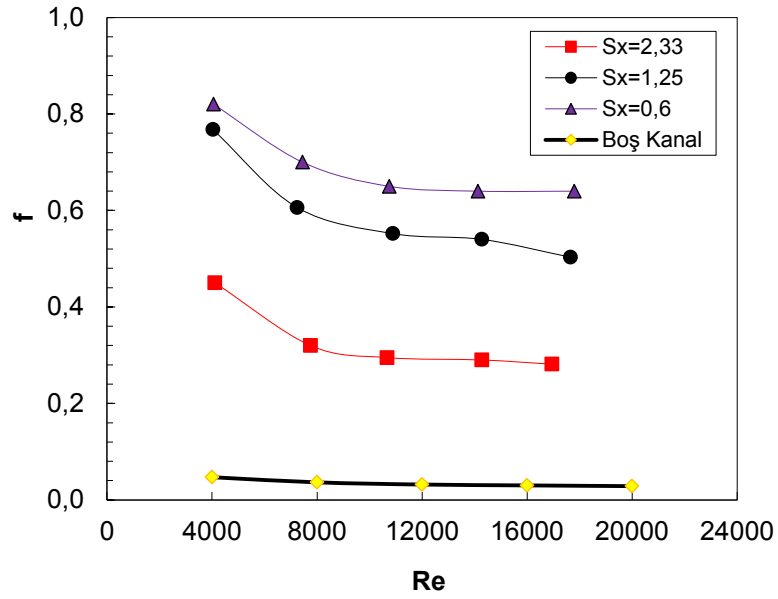
Şekil 4.21. $S_y = 3,2$ cm, $C/H = 2$ oranı sabit olduğu zaman $S_x = 2,33$ cm, $S_x = 1,25$ cm ve $S_x = 0,6$ cm aralıkları için sürtünme faktörünün Reynolds sayısına bağlı değişimi



Şekil 4.22. $S_y = 3,2$ cm, $C/H = 0,5$ oranı sabit olduğu zaman $S_x = 2,33$ cm, $S_x = 1,25$ cm ve $S_x = 0,6$ cm aralıkları için sürtünme faktörünün Reynolds sayısına bağlı değişimi



Şekil 4.23. $S_y = 2,33$ cm, $C/H=2$ oranı sabit olduğu zaman $S_x = 2,33$ cm, $S_x = 1,25$ cm ve $S_x = 0,6$ cm aralıkları için sürütme faktörünün Reynolds sayısına bağlı değişimi

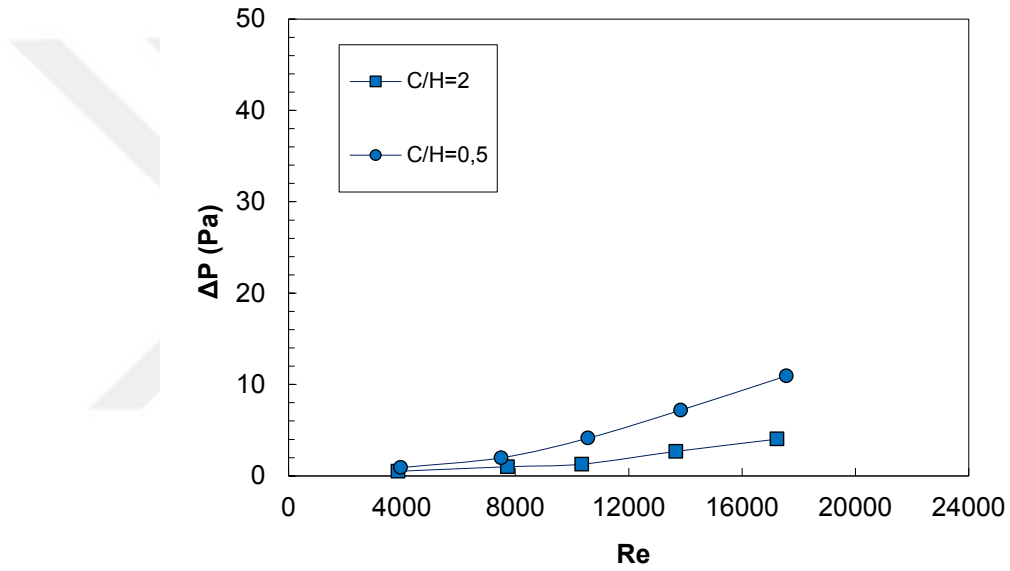


Şekil 4.24. $S_y = 2,33$ cm, $C/H=0,5$ oranı sabit olduğu zaman $S_x = 2,33$ cm, $S_x = 1,25$ cm ve $S_x = 0,6$ cm aralıkları için sürütme faktörünün Reynolds sayısına bağlı değişimi

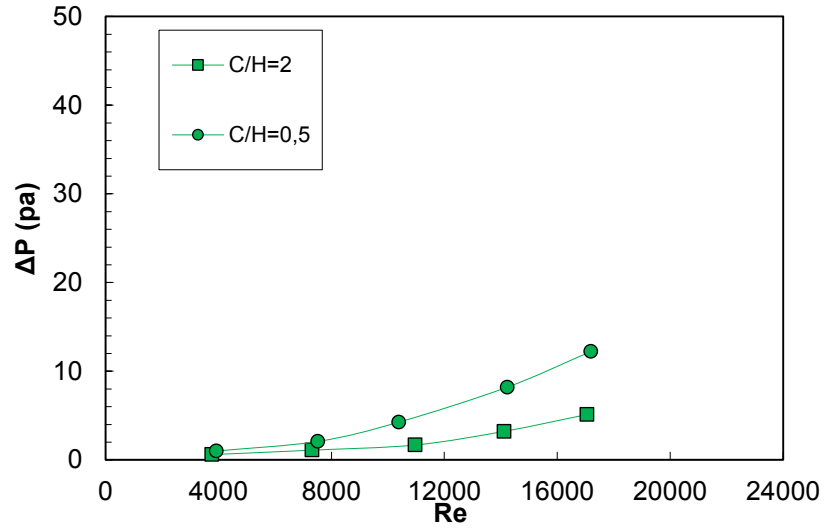
Şekil 4.21, Şekil 4.22, Şekil 4.23, Şekil 4.24 incelendiğinde S_x değerinin azalması yani akışa dik yöndeki eleman sayısının artması durumunda sürütme faktöründe çok önemli artışın olduğu görülmektedir. Yüzey üzerindeki eleman sayısını belirleyen S_y ve S_x

değerinin değişimi birlikte değerlendirildiğinde S_x değeri sürtünme faktörünü daha fazla etkilemektedir Bunun nedeni akışa dik yönde yerleştirilen eleman sayısının artması akış yönünde serbest akış pasajlarının azalmasına, akışın daha fazla bloke olmasına neden olmasındır. Öte yandan tüm grafikler bir arada incelendiğinde beklenildiği gibi Reynolds sayısının artışı ile sürtünme faktörü değeri azalmaktadır.

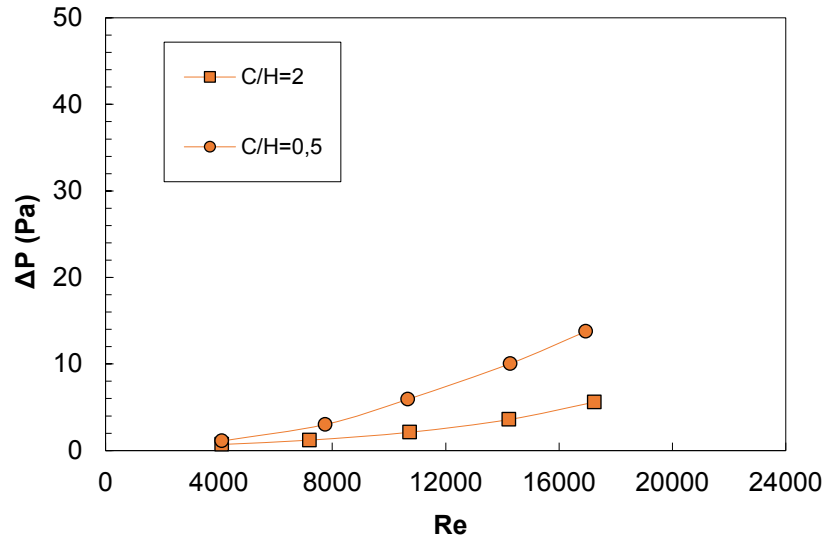
Basınç Farkı (ΔP) – Reynolds Sayısı (Re) Değişimi



Şekil 4.25. $S_x = 2,33$ cm, $S_y = 4,5$ cm aralık olması durumunda C/H=2 ve C/H=0,5 oranları için ΔP 'nin Reynolds sayısına bağlı değişimi

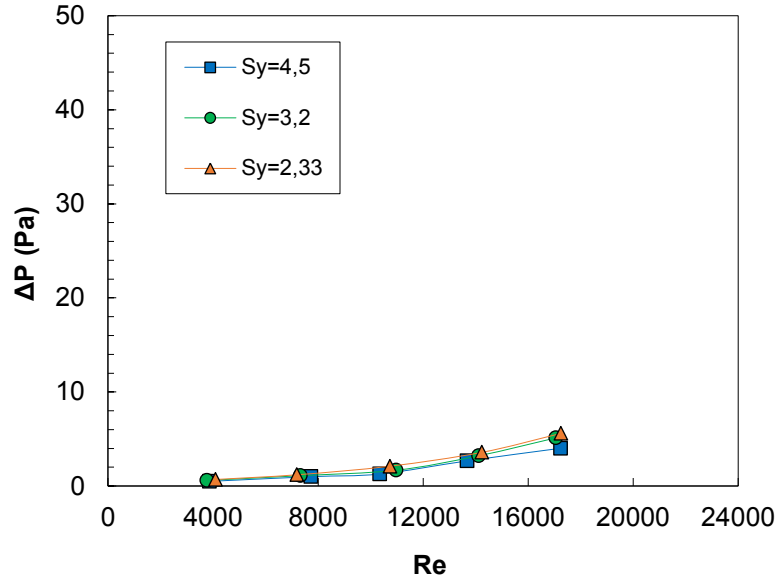


Şekil 4.26. $S_x = 2,33$ cm, $S_y = 3,2$ cm aralık olması durumunda $C/H=2$ ve $C/H=0,5$ oranları için ΔP 'nin Reynolds sayısına bağlı değişimi

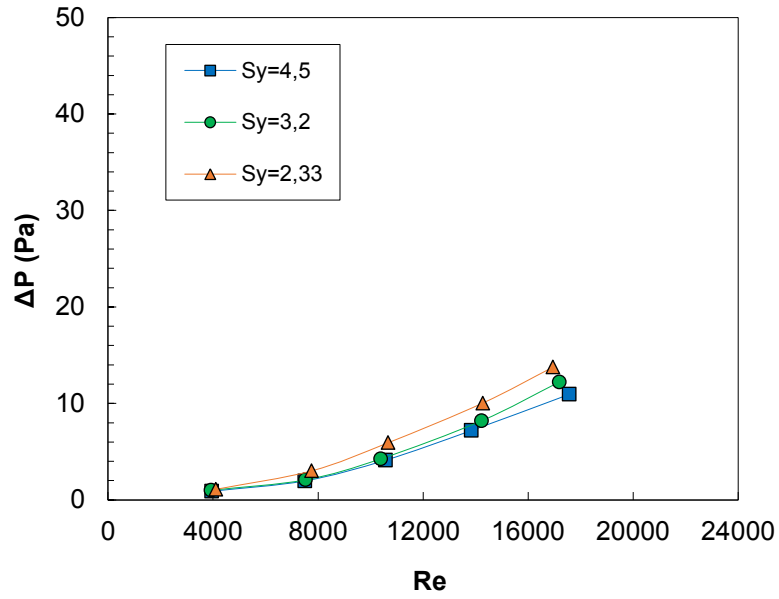


Şekil 4.27. $S_x = 2,33$ cm, $S_y = 2,33$ cm aralık olması durumunda $C/H=2$ ve $C/H=0,5$ oranları için ΔP 'nin Reynolds sayısına bağlı değişimi

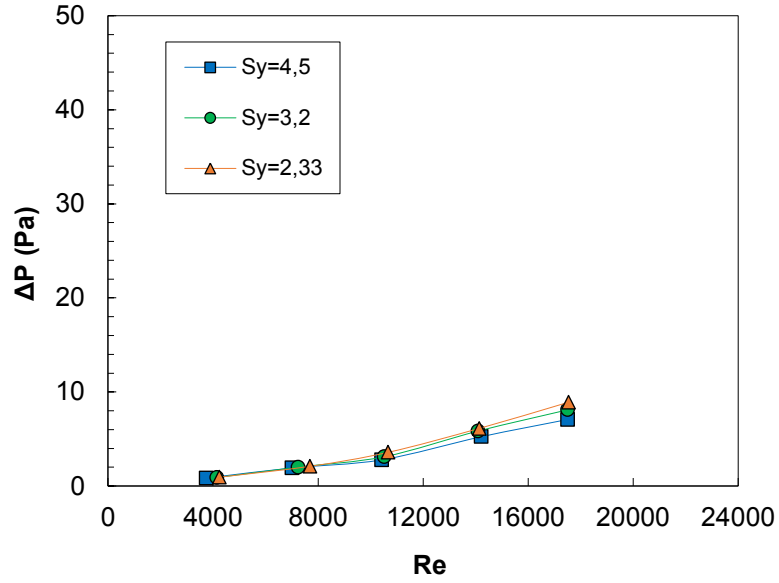
Şekil 4.25, Şekil 4.26, Şekil 4.27'de C/H oranı azaldıkça yani oluşan by-pass bölgesi azaldıkça başka deyişle ısı alıcıların yüksekliği arttıkça basınç farkının arttığı yani basınç kayıplarının arttığı görülmektedir.



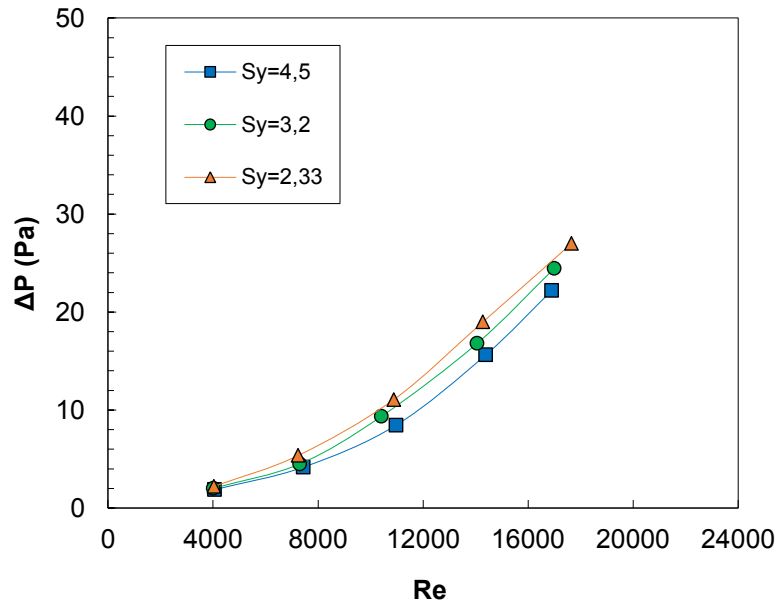
Şekil 4.28. $S_x = 2,33$ cm, $C/H=2$ oranı sabit olduğu zaman $S_y = 4,5$ cm, $S_y = 3,2$ cm ve $S_y = 2,33$ cm aralıkları için ΔP 'nin Reynolds sayısına bağlı değişimi



Şekil 4.29. $S_x = 2,33$ cm, $C/H=0,5$ oranı sabit olduğu zaman $S_y = 4,5$ cm, $S_y = 3,2$ cm ve $S_y = 2,33$ cm aralıkları için ΔP 'nin Reynolds sayısına bağlı değişimi

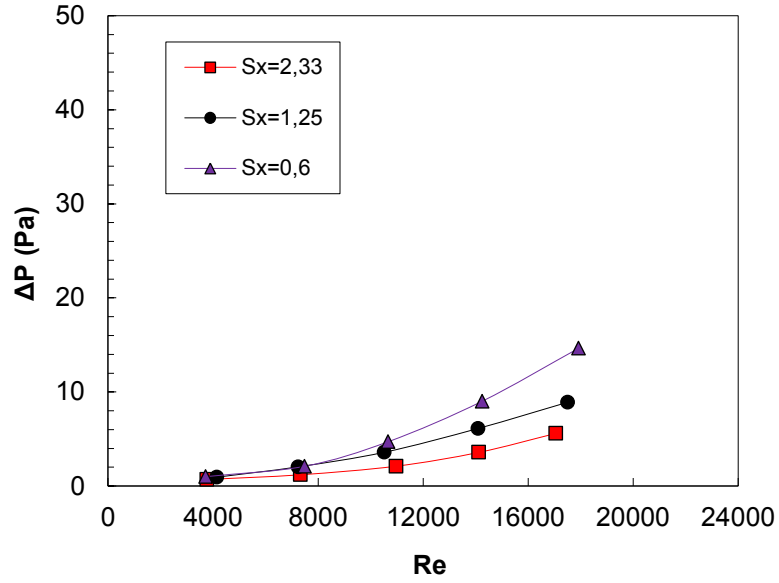


Şekil 4.30. $S_x = 1,25$ cm, $C/H=2$ oranı sabit olduğu zaman $S_y = 4,5$ cm, $S_y = 3,2$ cm ve $S_y = 2,33$ cm aralıkları için ΔP 'nin Reynolds sayısına bağlı değişimi

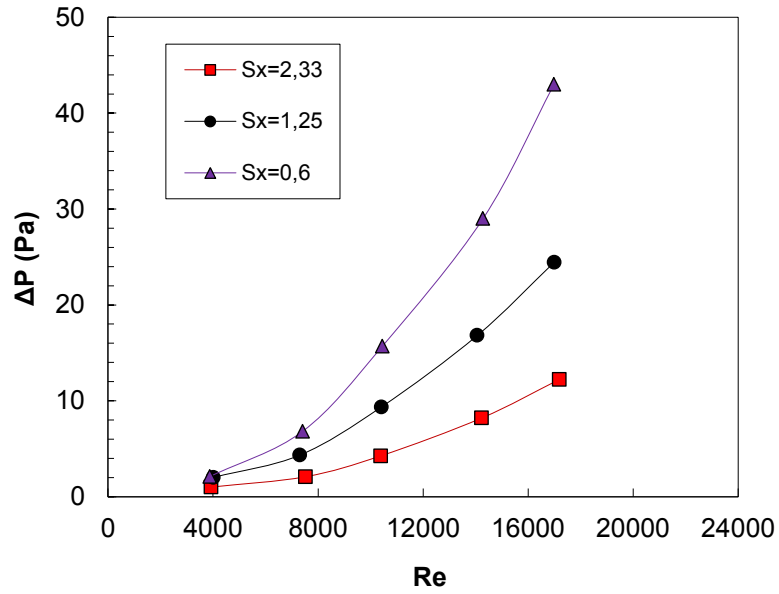


Şekil 4.31. $S_x = 1,25$ cm, $C/H=0,5$ oranı sabit olduğu zaman $S_y = 4,5$ cm, $S_y = 3,2$ cm ve $S_y = 2,33$ cm aralıkları için ΔP 'nin Reynolds sayısına bağlı değişimi

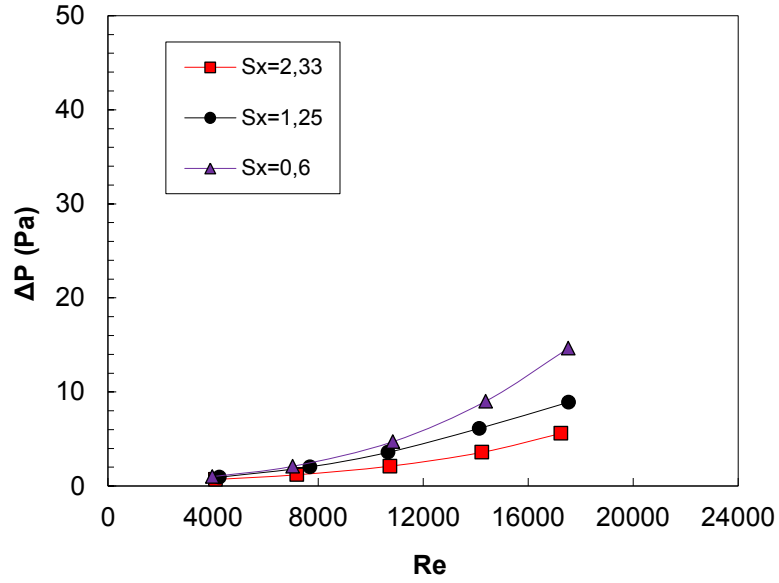
Şekil 4.28, Şekil 4.29, Şekil 4.30, Şekil 4.31 incelendiğinde S_x 'in azalması yani akış yönüne dik ısı alıcıların sayısının artması basınç farkına (kaybına) sebep olmaktadır. C/H oranının azalmasıyla birlikte de bu kayıp daha fazla olmaktadır.



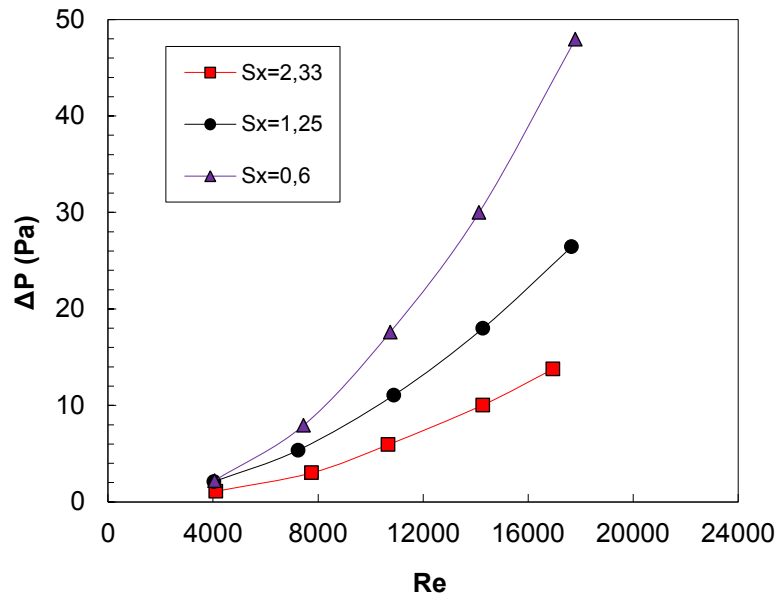
Şekil 4.32. $S_y = 3,2$ cm, $C/H=2$ oranı sabit olduğu zaman $S_x = 2,33$ cm, $S_x = 1,25$ cm ve $S_x = 0,6$ cm aralıkları için ΔP 'nin Reynolds sayısına bağlı değişimi



Şekil 4.33. $S_y = 3,2$ cm, $C/H=0,5$ oranı sabit olduğu zaman $S_x = 2,33$ cm, $S_x = 1,25$ cm ve $S_x = 0,6$ cm aralıkları için ΔP 'nin Reynolds sayısına bağlı değişimi



Şekil 4.34. $S_y = 2,33$ cm, $C/H=2$ oranı sabit olduğu zaman $S_x = 2,33$ cm, $S_x = 1,25$ cm ve $S_x = 0,6$ cm aralıkları için ΔP 'nin Reynolds sayısına bağlı değişimi

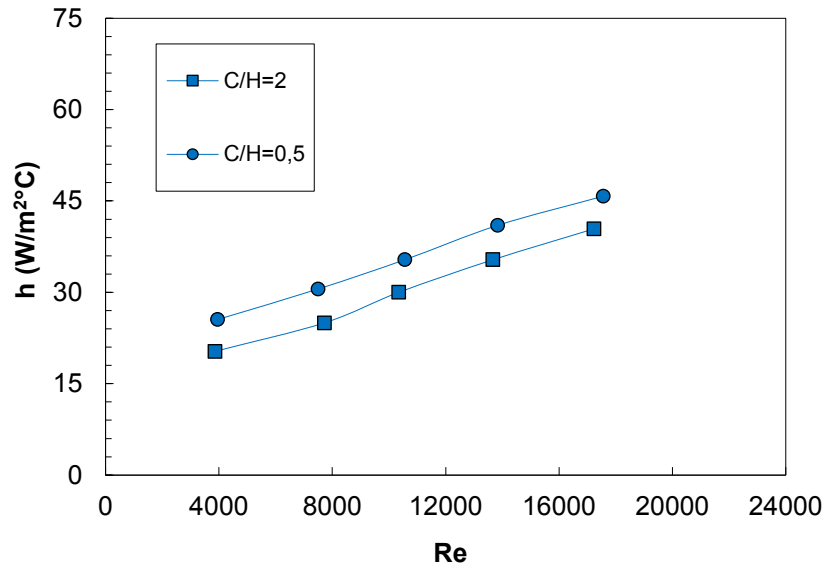


Şekil 4.35. $S_y = 2,33$ cm, $C/H=0,5$ oranı sabit olduğu zaman $S_x = 2,33$ cm, $S_x = 1,25$ cm ve $S_x = 0,6$ cm aralıkları için ΔP 'nin Reynolds sayısına bağlı değişimi

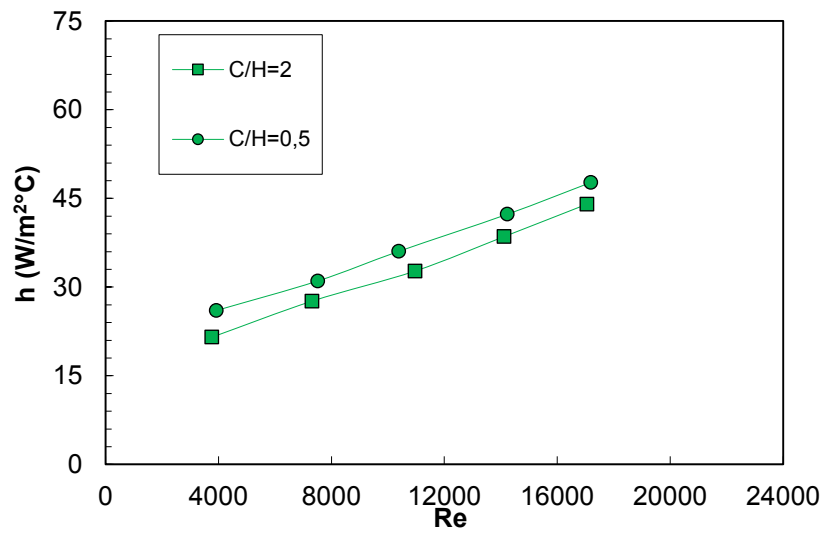
Şekil 4.32, Şekil 4.33, Şekil 4.34, Şekil 4.35 incelendiğinde S_y sayısının azalması yani akış yönüne paralel olarak yerleştirilen ısı alıcıların sayısının artmasıyla basınç farkının

(kayıbı) arttığı gözlemlenmiştir. Bu grafiklerde de ısı alıcıların yüksekliğinin basınç kaybına etki ettiği görülmektedir.

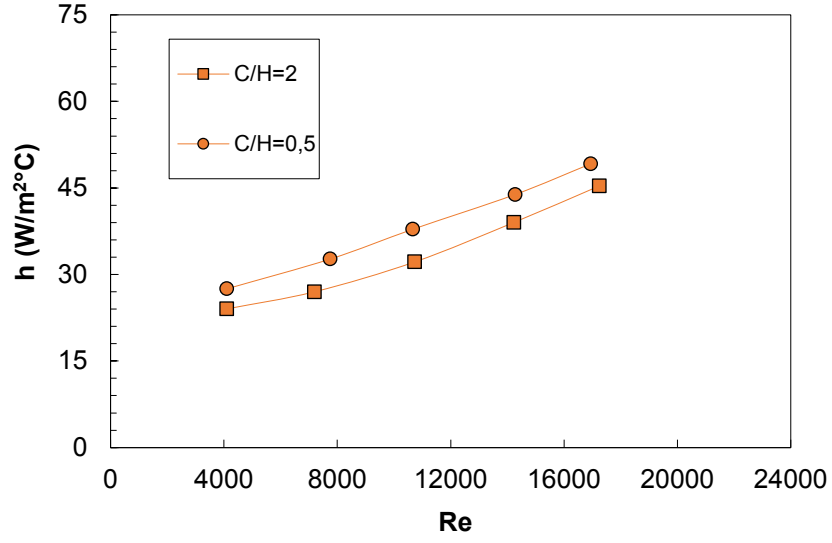
Isı Taşınım Katsayısı (h) – Reynolds Sayısı (Re) Değişimi



Şekil 4.36. $S_x = 2,33$ cm, $S_y = 4,5$ cm aralık olması durumunda $C/H=2$ ve $C/H=0,5$ oranları için ısı taşınım katsayısının (h) Reynolds sayısına bağlı değişimi

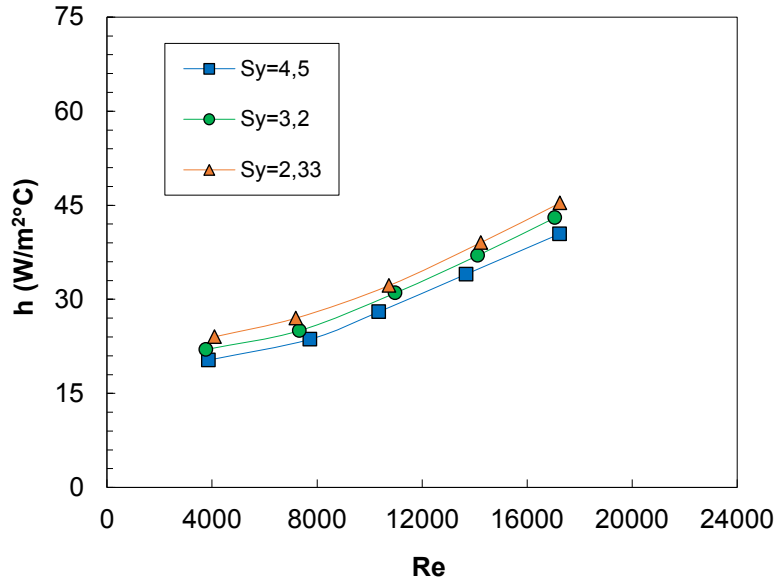


Şekil 4.37. $S_x = 2,33$ cm, $S_y = 3,2$ cm aralık olması durumunda $C/H=2$ ve $C/H=0,5$ oranları için ısı taşınım katsayısının (h) Reynolds sayısına bağlı değişimi

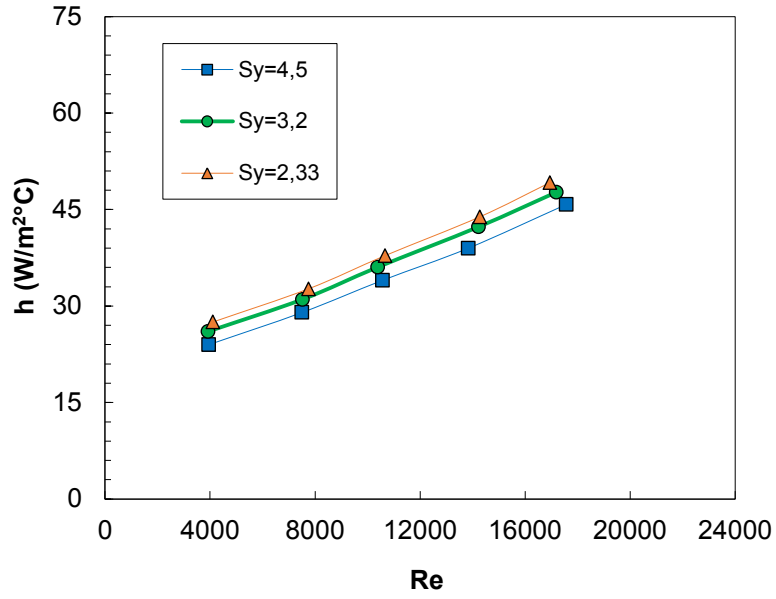


Şekil 4.38. $S_x = 2,33$ cm, $S_y = 2,33$ cm aralık olması durumunda $C/H=2$ ve $C/H=0,5$ oranları için ısı taşınım katsayısının (h) Reynolds sayısına bağlı değişimi

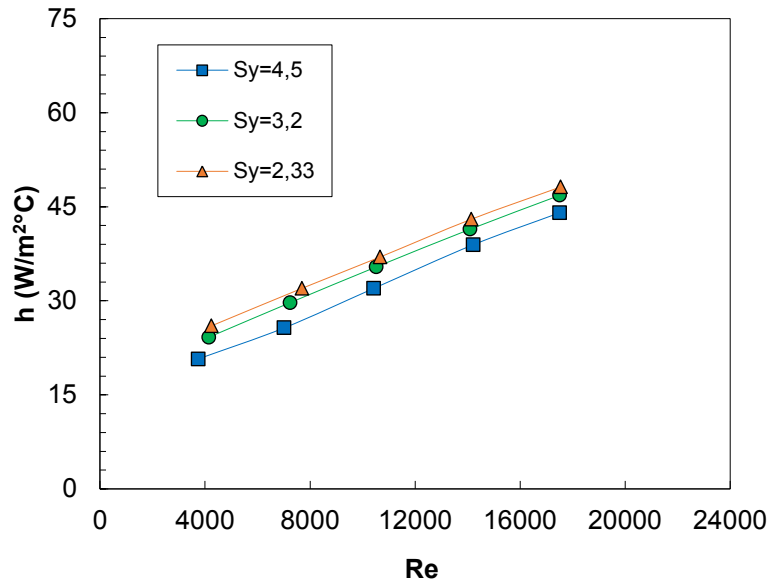
Şekil 4.36, Şekil 4.37, Şekil 4.38, Şekil 4.39 incelendiğinde ısı alıcıların yüksekliğinin artmasıyla ısı taşınım katsayısının da artış gösterdiği görülmektedir.



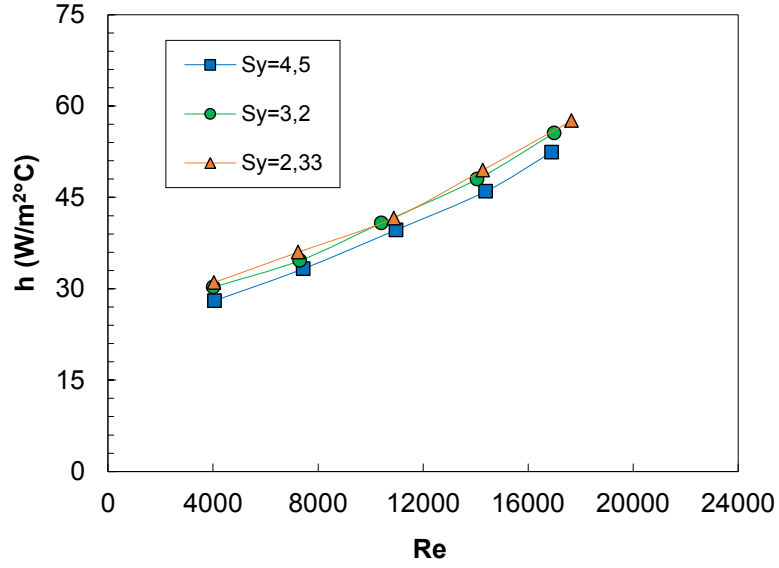
Şekil 4.39. $S_x = 2,33$ cm, $C/H=2$ oranı sabit olduğu zaman $S_y = 4,5$ cm, $S_y = 3,2$ cm ve $S_y = 2,33$ cm aralıkları için ısı taşınım katsayısının (h) Reynolds sayısına bağlı değişimi



Şekil 4.40. $S_x = 2,33$ cm, $C/H=0,5$ oranı sabit olduğu zaman $S_y = 4,5$ cm, $S_y = 3,2$ cm ve $S_y = 2,33$ cm aralıkları için ısı taşınım katsayısının (h) Reynolds sayısına bağlı değişimi

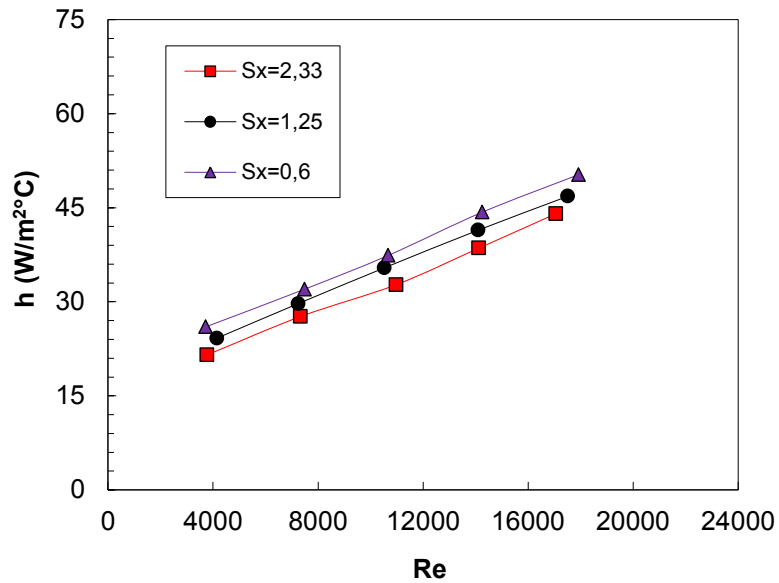


Şekil 4.41. $S_x = 1,25$ cm, $C/H=2$ oranı sabit olduğu zaman $S_y = 4,5$ cm, $S_y = 3,2$ cm ve $S_y = 2,33$ cm aralıkları için ısı taşınım katsayısının (h) Reynolds sayısına bağlı değişimi

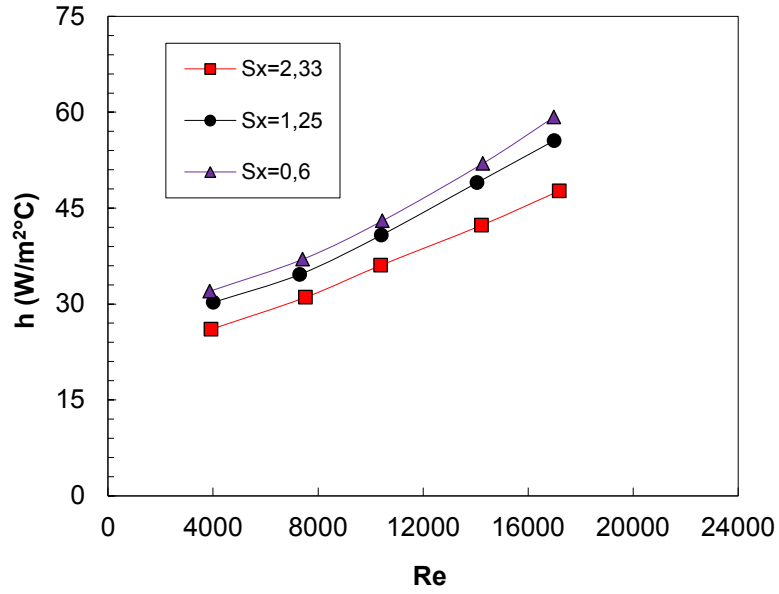


Şekil 4.42. $S_x = 1,25$ cm, $C/H=0,5$ oranı sabit olduğu zaman $S_y = 4,5$ cm, $S_y = 3,2$ cm ve $S_y = 2,33$ cm aralıkları için ısı taşınım katsayısının (h) Reynolds sayısına bağlı değişimi

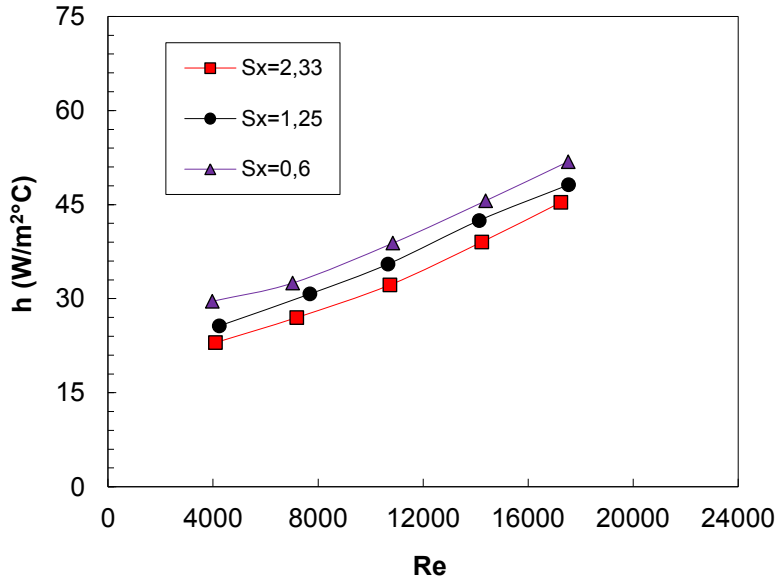
Şekil 4.39, Şekil 4.40, Şekil 4.41, Şekil 4.42 incelendiğinde S_x sayısının azalması yani akış yönüne dik olarak yerleştirilen ısı alıcı sayısının artması ısı taşınım katsayısında artışa sebep olduğu ve alıcı yüksekliğinin ısı taşınım katsayısı üzerinde olumlu etkisi olduğu gözlemlenmiştir.



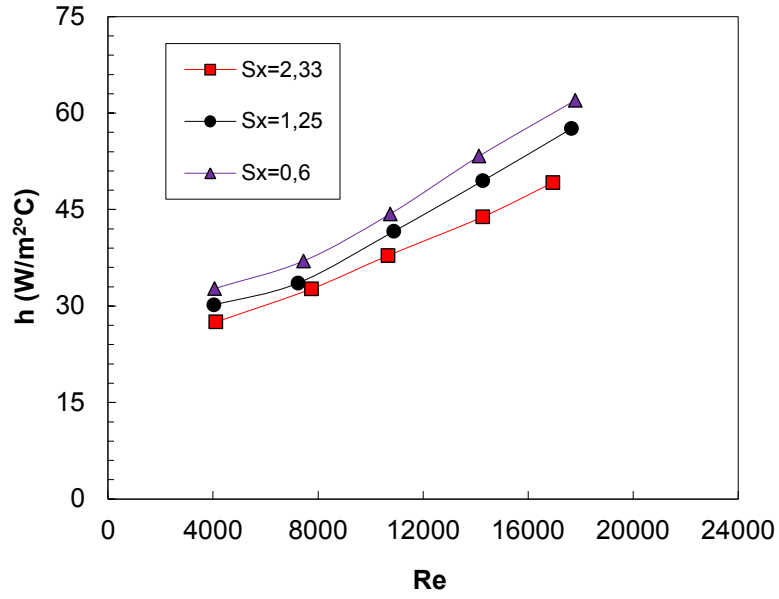
Şekil 4.43. $S_y = 3,2$ cm, $C/H=2$ oranı sabit olduğu zaman $S_x = 2,33$ cm, $S_x = 1,25$ cm ve $S_x = 0,6$ cm aralıkları için ısı taşınım katsayısının (h) Reynolds sayısına bağlı değişimi



Şekil 4.44. $S_y = 3,2$ cm, $C/H=0,5$ oranı sabit olduğu zaman $S_x = 2,33$ cm, $S_x = 1,25$ cm ve $S_x = 0,6$ cm aralıkları için ısı taşınım katsayısının (h) Reynolds sayısına bağlı değişimi



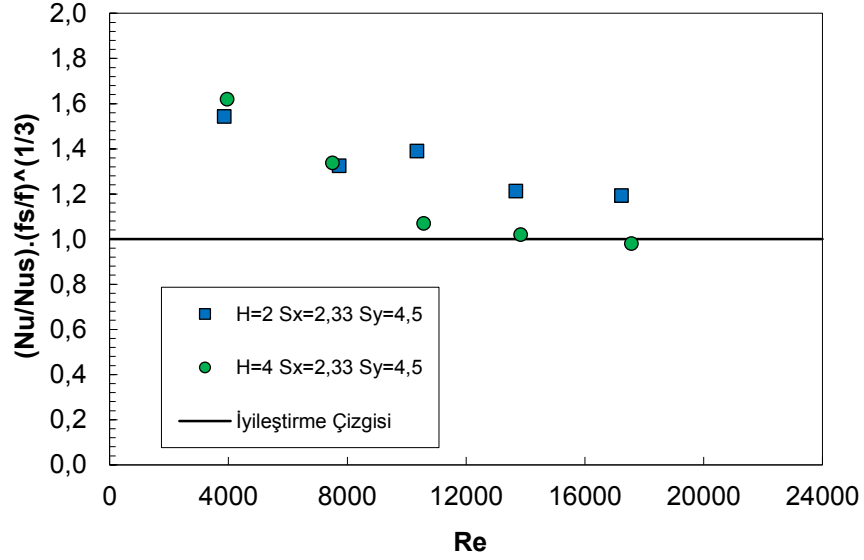
Şekil 4.45. $S_y = 2,33$ cm, $C/H=2$ oranı sabit olduğu zaman $S_x = 2,33$ cm, $S_x = 1,25$ cm ve $S_x = 0,6$ cm aralıkları için ısı taşınım katsayısının (h) Reynolds sayısına bağlı değişimi



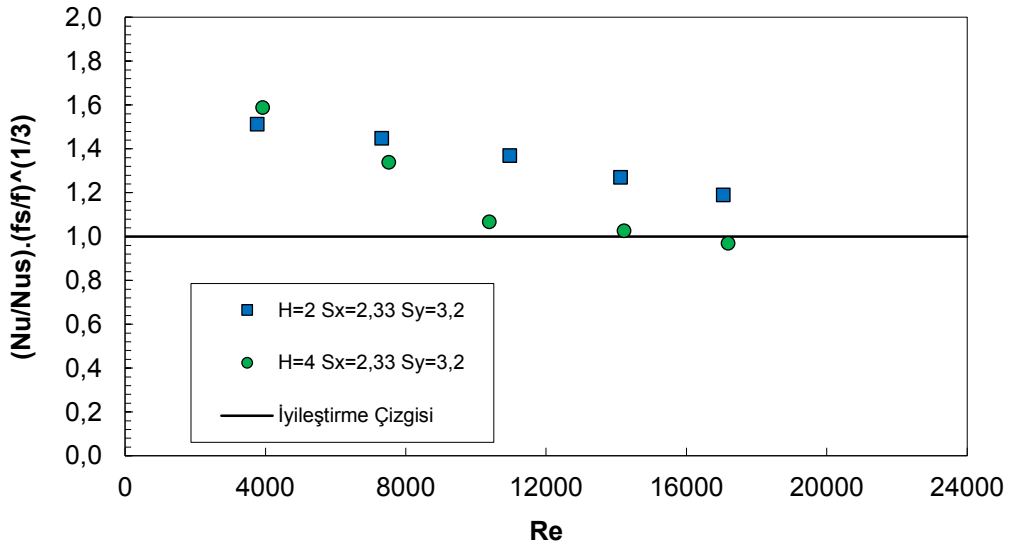
Şekil 4.46. $S_y = 2,33$ cm, $C/H=0,5$ oranı sabit olduğu zaman $S_x = 2,33$ cm, $S_x = 1,25$ cm ve $S_x = 0,6$ cm aralıkları için ısı taşınım katsayısının (h) Reynolds sayısına bağlı değişimi

Şekil 4.43, Şekil 4.44, Şekil 4.45, Şekil 4.46 incelendiğinde S_y sayısının azalması yani akış yönüne paralel olarak yerleştirilen ısı alıcı sayısının artması ısı taşınım katsayısında artışa sebep olduğu ve alıcı yüksekliğinin ısı taşınım katsayısı üzerinde olumlu etkisi olduğu gözlemlenmiştir.

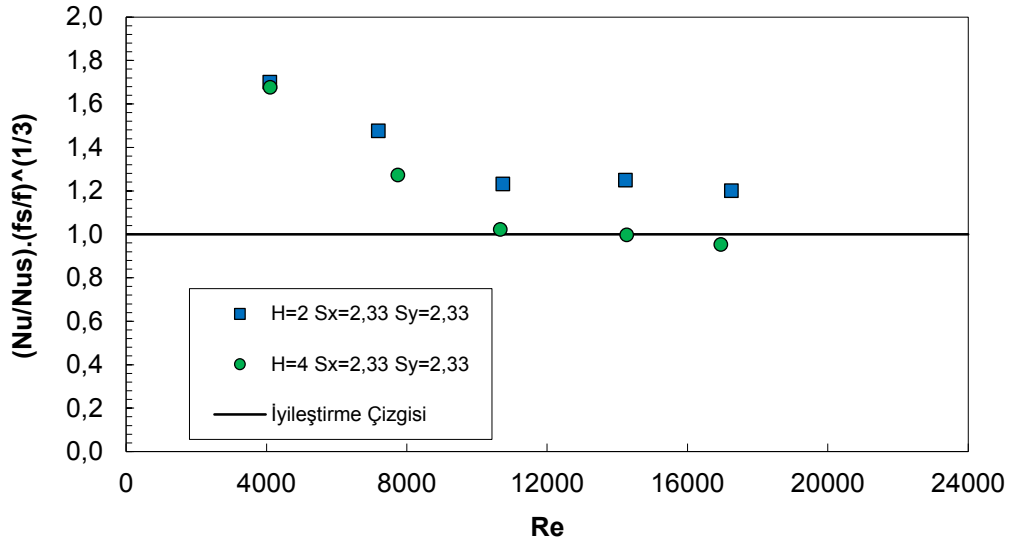
4.2. Isı Alıcıların Toplam Isı Transferi İyileştirmesi



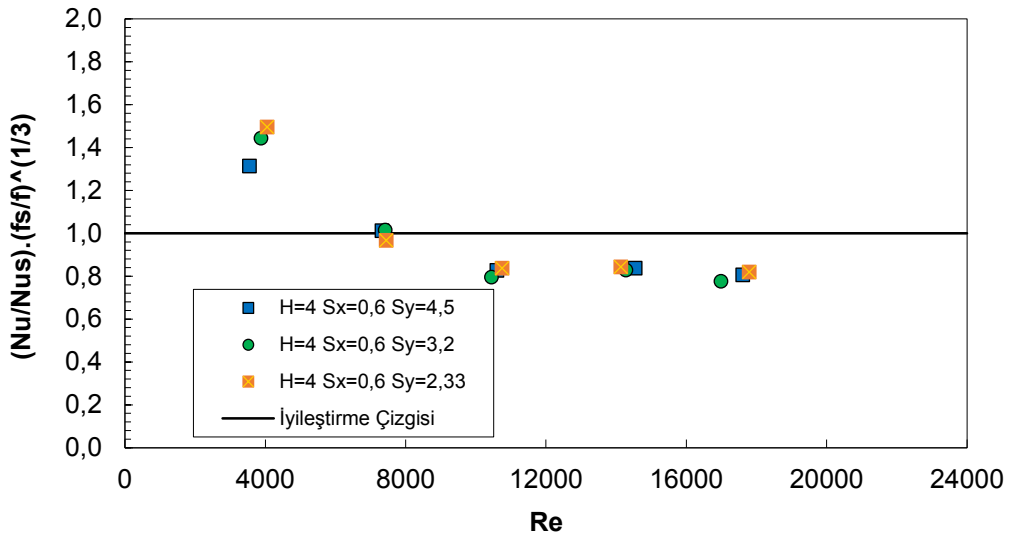
Şekil 4.47. $S_x = 2,33$ cm, $S_y = 4,5$ cm olduğu zaman $C/H = 0,5$ ve $C/H = 2$ oranları için iyileştirme grafiği



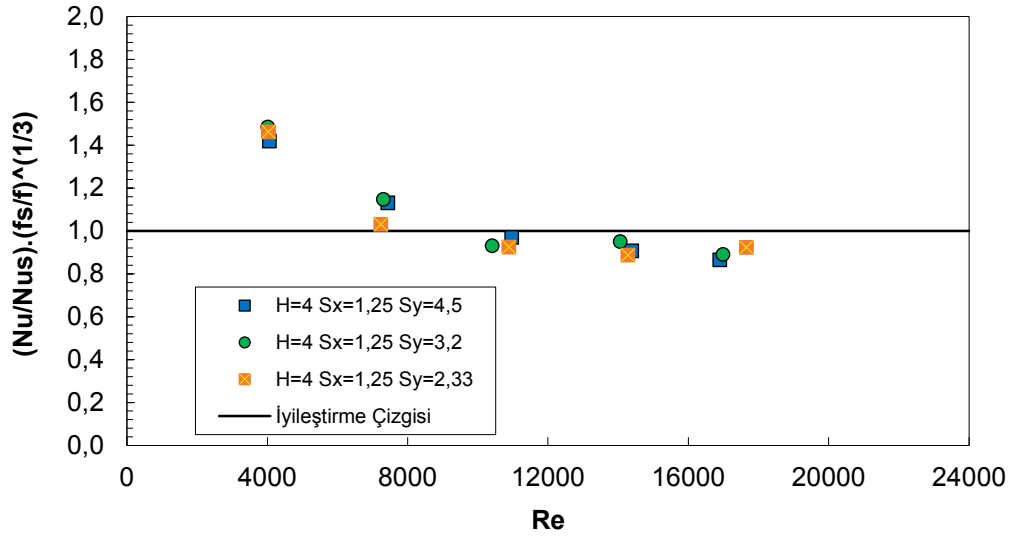
Şekil 4.48. $S_x = 2,33$ cm, $S_y = 3,2$ cm olduğu zaman $C/H = 0,5$ ve $C/H = 2$ oranları için iyileştirme grafiği



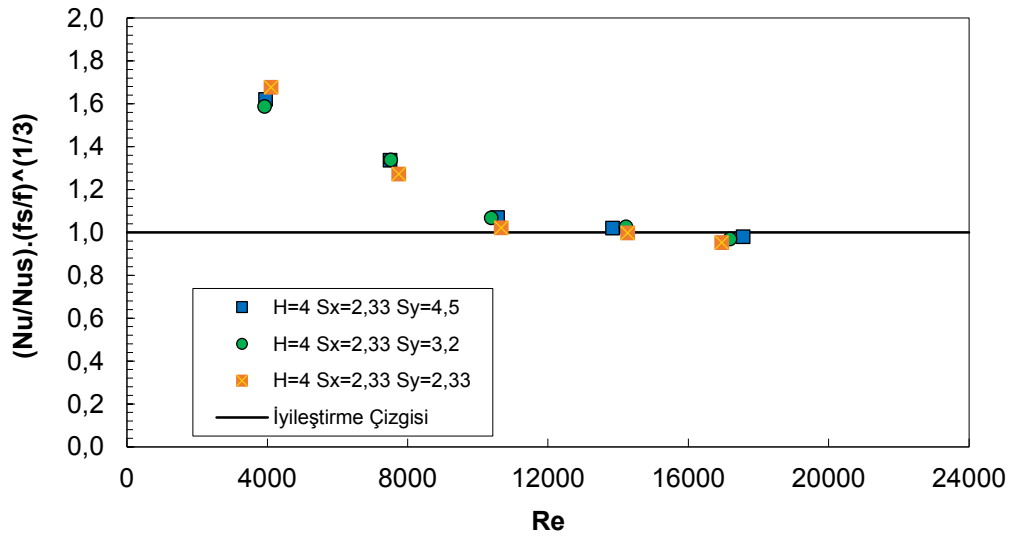
Şekil 4.49. $S_x = 2,33$ cm, $S_y = 2,33$ cm olduğu zaman $C/H=0,5$ ve $C/H=2$ oranları için iyileştirme grafiği



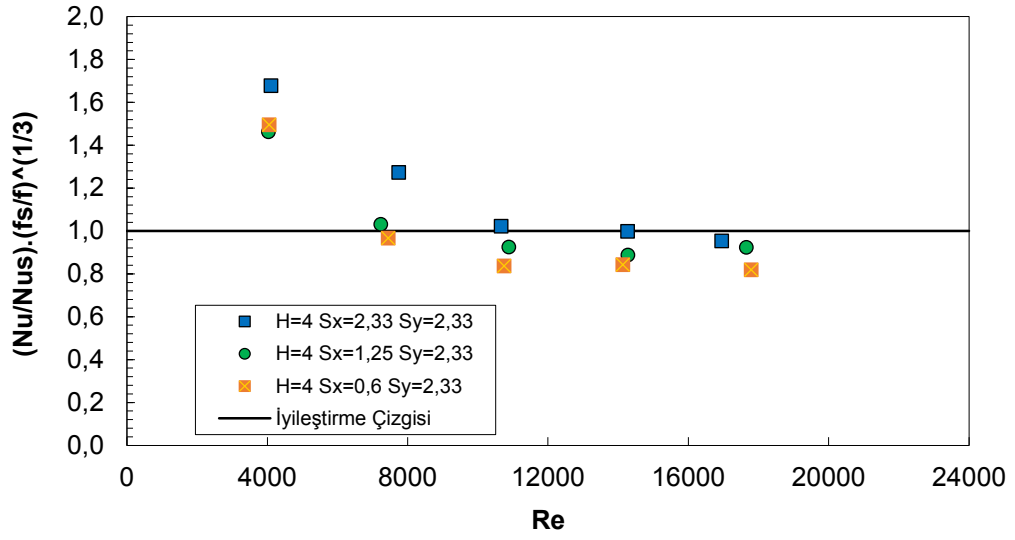
Şekil 4.50. $S_x = 0,6$ cm, $C/H=0,5$ oranı sabit olduğu zaman $S_y = 4,5$ cm, $S_y = 3,2$ cm ve $S_y = 2,33$ cm aralıkları için iyileştirme grafiği



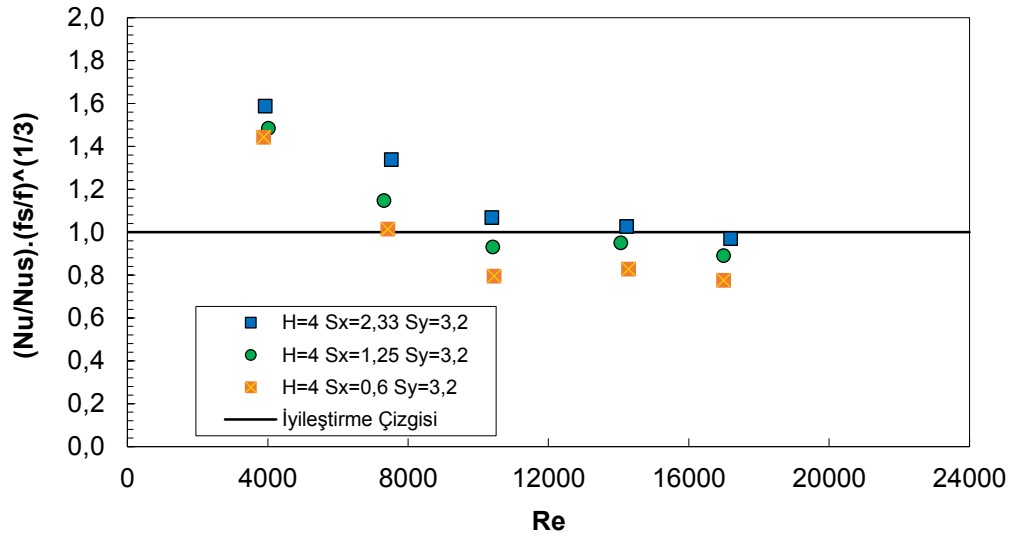
Şekil 4.51. $S_x = 1,25$ cm, $C/H=0,5$ oranı sabit olduğu zaman $S_y = 4,5$ cm, $S_y = 3,2$ cm ve $S_y = 2,33$ cm aralıkları için iyileştirme grafiği



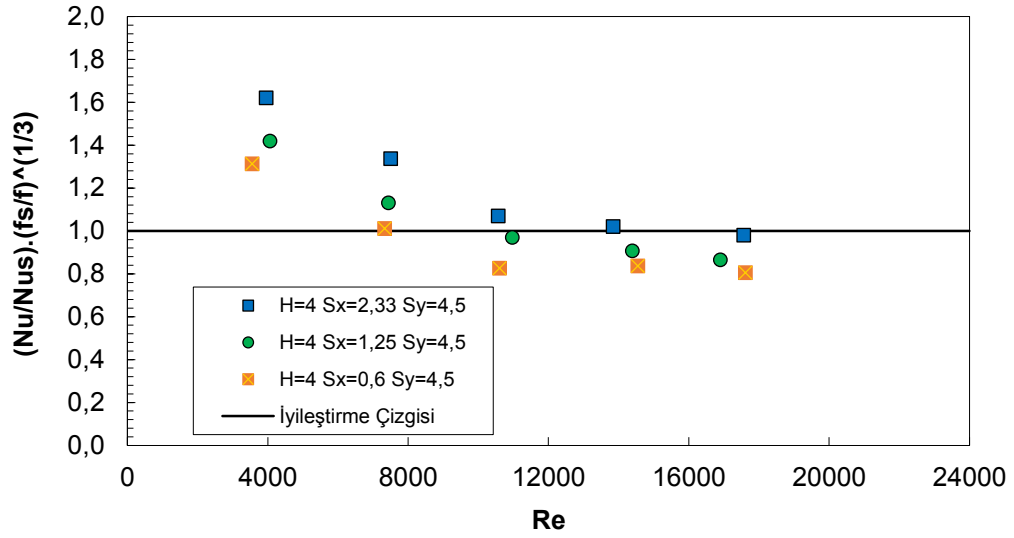
Şekil 4.52. $S_x = 2,33$ cm, $C/H=0,5$ oranı sabit olduğu zaman $S_y = 4,5$ cm, $S_y = 3,2$ cm ve $S_y = 2,33$ cm aralıkları için iyileştirme grafiği



Şekil 4.53. $S_y = 2,33$ cm, $C/H=0,5$ oranı sabit olduğu zaman $S_x = 2,33$ cm, $S_x = 1,25$ cm ve $S_x = 0,6$ cm aralıkları için iyileştirme grafiği



Şekil 4.54. $S_y = 3,2$ cm, $C/H=0,5$ oranı sabit olduğu zaman $S_x = 2,33$ cm, $S_x = 1,25$ cm ve $S_x = 0,6$ cm aralıkları için iyileştirme grafiği



Şekil 4.55. $S_y = 2,33$ cm, $C/H=0,5$ oranı sabit olduğu zaman $S_x = 2,33$ cm, $S_x = 1,25$ cm ve $S_x = 0,6$ cm aralıkları için iyileştirme grafiği

Yüzey üzerinde yapılan modifikasyonlarla ısı transferindeki artışla birlikte basınç düşümünün de arttığı görülmektedir. Sürtünme faktörü-Reynolds sayısı grafikleri ve Nusselt sayısı-Reynolds sayısı grafikleri incelendiğinde geometrik parametrelere bağlı olarak düz yüzeye göre Nusselt sayısındaki artışla birlikte sürtünme faktöründe de büyük artışlar meydana gelmiştir. Isı transferi iyileştirme çalışmalarında ısı transferi ve sürtünme faktörünün toplam etkilerini birlikte değerlendirmek önemlidir. Şekil 4.47, Şekil 4.48, Şekil 4.49, Şekil 4.50, Şekil 4.51, Şekil 4.52, Şekil 4.53, Şekil 4.54, Şekil 4.55'de düz yüzey üzerine yerleştirilen kafes yapıdaki kübik elemanların toplam ısı transferi iyileştirme veriminin Reynolds sayısı ile değişimi görülmektedir. Şekillerde ısı transferi iyileştirme veriminin 1'den büyük olduğu durumlarda ısı transferindeki iyileştirme oranının basınç düşümündeki artıştan daha büyük olduğu ve enerji kazanımının olduğuna dikkat etmek gerekir. Eleman yüksekliğinin artışı ile iyileştirme veriminin arttığı bununla birlikte özellikle Reynolds sayısının 15.000'den büyük olduğu durumlarda eleman yüksekliğinin artmasının ısı transferinin iyileştirilmesi anlamında avantajdan dezavantaja dönüştüğü görülmektedir (Şekil 4.47, Şekil 4.48, Şekil 4.49).

Elemanlar arası akış yönündeki mesafenin azalması ile ısı transferinin arttığı, bununla birlikte basınç düşümünün de arttığı daha önceki sonuçlarda irdelenmişti. Şekil 4.50,

Şekil 4.51, Şekil 4.52 incelendiğinde elamanlar arası mesafenin en düşük değerinde düşük Reynolds sayısı değerlerinde basınç düşümündeki etki baskın gelmekte ve iyileşme verimi 1 değerinin altına düşmektedir.

Elemanlar arası akış yönündeki mesafenin etkisi diğer seçilen parametrelere göre daha az etkili olmuş, bununla birlikte Reynolds sayısının 10000 değerinden sonra iyileşme verimi 1'in altına düşerek enerji verimliliği noktasında dezavantaj göstermiştir.



5. SONUÇLAR

Yapılan bu deneysel çalışmada sistemden ısı atılması gereken çeşitli sektörlerde kullanılması hedeflenen kafes geometrideki ısı alıcıların ısı transferi ve akış karakteristiklerinin belirlenmesi hedeflenmiştir. Tasarım parametreleri Reynolds sayısı, ısı alıcı yüksekliği, ısı alıcılar arası yatay (S_y) ve dikey (S_x) mesafe değişimleri belirlenmiştir. Reynolds sayısı 4000, 8000, 12000, 16000, 20000; ısı alıcı yüksekliği (H) 2 cm, 4 cm; ısı alıcıların akış yönünde birbiri arasındaki mesafe (S_y) 4,5 cm, 3,2 cm, 2,33 cm; ısı alıcıların akış yönüne dik birbiri arasındaki mesafe (S_x) 2,33 cm, 1,25 cm ve 0,6 cm olarak seçilmiştir. $5 \times 2 \times 3 \times 3 = 90$ adet deney yapılmıştır. Nusselt sayısının maksimum ve sürtünme faktörünün minimum yapılması hedeflenmiştir. Yapılan bu deneysel çalışmadan elde edilen sonuçlar aşağıda maddeler halinde sıralanmıştır.

- Deney sonuçları kafes geometrideki ısı alıcıların ısı transferi iyileştirmede kayda değer etkisinin olduğu göstermiştir.
- Boş kanal sonuçlarıyla karşılaştırma yapıldığı zaman Nusselt sayısındaki artış ısı alıcıların ısı transferine etkisinin olumlu yönde olduğunu göstermiştir.
- Nusselt sayısı, sürtünme faktörü, basınç farkı ve ısı taşınım katsayısına etki eden parametreler Reynolds sayısı, ısı alıcıların yüksekliği, akış yönüne dik birbiri arasındaki mesafe (S_x) ve ısı alıcıların akış yönüne birbiri arasındaki mesafe (S_y) şeklindedir.
- Sürtünme faktörü ve basınç kaybına etki eden en önemli parametrenin ısı alıcıların yüksekliğinin olduğu anlaşılmıştır.
- Kanat yüksekliğinin 2 cm olduğu durumda akışkan olarak kullanılan havanın büyük kısmının ısı alıcıların üzerindeki by-pass hattından ısı kanalını terk ettiği ve kanat yüksekliğinin 4 cm olduğu durumda ise daha düşük debiyle ısı alıcıların yüzeyinden ısı geçişi sağlandığı gözlemlenmiştir.
- Test bölgesine yerleştirilen ısı alıcılar boş kanal deney sonuçlarına göre sürtünme katsayısında artışa sebep olmuştur. Bu artış akışkanın kanal içerisinde hareket ettirmek için fazladan pompa gücüne ihtiyaç ortaya çıkarmıştır.

- Akış yönüne dik olarak yerleştirilmiş (S_x) ısı alıcıların akış yönüne yatay olarak yerleştirilmiş (S_y) ısı alıcılara göre ısı transferi, sürtünme katsayısı ve basınç kaybı üzerinde daha etkili parametre olduğu anlaşılmıştır.
- Kanat yüksekliği akışkanın yani havanın kanal içerisinde blokaj oranını doğrudan etkilemesi sebebiyle basınç düşümü üzerinde en etkili parametre olduğu anlaşılmıştır.
- Kanal içerisine yerleştirilen ısı alıcılar ısı taşınım katsayısında artışa sebep olduğu görülmüştür.
- Nusselt sayısındaki en yüksek artış boş kanal sonuçlarına göre %283 artış şeklinde H 'ın 4 cm olduğu S_x 'in 0,6 cm, S_y 'nin 2,33 cm ve Reynolds sayısının 20000 olduğu durumda gözlemlenmiştir.
- Nusselt sayısındaki en düşük artış boş kanal sonuçlarına göre %66 artış şeklinde H 'ın 2 cm olduğu S_x 'in 2,33 cm, S_y 'nin 4,5 cm ve Reynolds sayısının 4000 olduğu durumda gözlemlenmiştir.
- Sürtünme faktöründeki en yüksek artış boş kanal sonuçlarına göre %1582 artış şeklinde H 'ın 4 cm olduğu S_x 'in 0,6 cm, S_y 'nin 2,33 cm ve Reynolds sayısının 4000 olduğu durumda gözlemlenmiştir.
- Sürtünme faktöründeki en düşük artış boş kanal sonuçlarına göre %173 artış şeklinde katla H 'ın 2 cm olduğu S_x 'in 2,33 cm, S_y 'nin 4,5 cm ve Reynolds sayısının 20000 olduğu durumda gözlemlenmiştir.

KAYNAKLAR

- Akyol, U., 2004. Kanatlı yüzeylerde ısı transferinin iyileştirilmesi. Yüksek Lisans Tezi, Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Erzurum.
- Al-Jamal, K. and Khashashneh, H., 1998. Experimental investigation in heat transfer of triangular and pin fins arrays. *Heat and Mass Transfer* 34, 159-162.
- Anonim 2017. <http://www.google.com.kanatçıklar>.
- Bazarbashi, M., 2013. Dalgalı kanatçıklı ısı değiştiricinin yanıt yüzey metodu ile çok amaçlı optimizasyonu. Yüksek lisans Tezi, Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Erzurum.
- Blackwell, G.R., 2000. "Thermal Management" The Electronic Packaging Handbook. Boca Raton: CRC Press LLC.
- Çengel, Y. A., Ghajar, A. J., 2015. Isı ve Kütle Transferi. Palme Yayıncılık. (4. Baskı).
- Demir, A., 2006. Kanatlı bir ısı değiştiricisi için optimum dizayn parametrelerinin belirlenmesi. Yüksek lisans tezi, Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Erzurum.
- Doğan, M., 2007. Laminar karışık tasınım şartlarında akıma paralel kanatçıklar yerleştirilmiş kapalı kanallarda ısı transferinin sayısal ve deneysel incelenmesi. Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- El-Sayed, S.A., Mohamed, M. S., Abdel-latif, A. M. Abouda, A. E., 2002. Investigation of turbulent heat transfer and fluid flow in longitudinal rectangular-fin arrays of different geometries and shrouded fin array. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 26, 879-900.
- Eren, M., Caliskan, S., 2016. Effect of grooved pin-fins in a rectangular channel on heat transfer augmentation and friction factor using Taguchi method. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 102, 1108-1122.
- Güreşçi, K., 2014. Isı alıcıların kanal akışında ısı ve akış karakteristiklerinin sayısal olarak incelenmesi. Yüksek lisans Tezi, Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Erzurum.
- Hafız Muhammad Ali, Adeel Arshad, 2017. Experimental investigation of n-eicosane based circular pin-fin heat sinks for passive cooling of electronic devices. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 112, 649-661.
- Hirota, M. and Fujita, H., 1997. Turbulent heat in a square duct. *Int. J. Heat and Fluid Flow* 18, 170-180.
- Incropera, F. and DeWitt P.D., 1996, Introduction to heat transfer. John Wiley & Sons. Inc., (Third Edition).
- Incropera, F. ve DeWitt P.D., 2001. Isı ve Kütle geçişinin temelleri. Literatür Yayınları No:51, İstanbul.
- Jubran, B.A., Al-Salaymeh A.S., 1996. Heat transfer enhancement in electronic modules using ribs and "film-cooling-like" techniques. *Int. J. Heat and Fluid Flow* 17, 148-154.
- Kılıç, M. ve Yiğit, A., 2014, Isı Transferi, Aktüel Yayınevi, (1. Baskı).
- Kristiansen, H., 2001. "Thermal Management in Electronics", http://www.ppd.chalmers.se/edu/mpr235/mpr235_thermgmnt.pdf

- Manay, E., Şahin, B., Karagöz, Ş., 2011. Delikli kare kanatçıklardan taşınım ile ısı transferinin sayısal olarak incelenmesi. X. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, İzmir.
- McGlen, R.J., Jachuck, R., Lin, S., 2004. Integrated thermal management techniques for high power electronic devices. *Applied Thermal Engineering*, 24, 1143-1156.
- Naphon, P., Khonseur, O., 2009. Study on the convective heat transfer and pressure drop in the micro-channel heat sink. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 36, 39-44.
- Niceno, B., Dronkers, A. D. T., Hanjalic, K., 2002. Turbulent heat transfer from a multi-layered wall-mounted cube matrix: a large eddy simulation, *International Journal of Heat and Fluid Flow* 23, 2002, 173-185.
- Pakrouh, R., Hosseini, M.J., Ranjbar, A.A., Bahrampoury, R., 2015. A numerical method for PCM-based pin fin heat sinks optimization. *Energy Conversion and Management*, 103, 542-552.
- Pandit, J., Thomson, M., Ekkas, S. V., Huxtable, S. T., 2014. Effect of pin fin to channel ratio and pin fin geometry on heat transfer performance for flow in rectangular channel. *International Heat and Mass Transfer*, 77, 359-368.
- Prstic, S., Ivengar, M., Bar-Cohen, A., 2000. Bypass effect in high performance heat sinks. *Thermal Sciences*, 255-262.
- Remsburg, R., 2001. *Thermal design of electronic equipment*, Boca Raton: CRC Press LLC.
- Sahin, B., Demir, A., 2008. Performance analysis of a heat exchanger having perforated square fins. *Applied Thermal Engineering*, 28, 621-632.
- Sahin, B., Gültekin, G.G., Manay, E., Karagoz, S., 2013. Experimental investigation of heat transfer and pressure drop characteristics of Al₂O₃-water nanofluid. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 50, 21-28.
- Sara, O.N., 2003. Performance analysis of rectangular ducts with staggered square pin fins. *Energy Convers. Manage.*, 44/11, 1787-1803.
- Shalan, M. R., Saleh, M.A., Mesalhy, O., 2012. Thermo/fluid performance of a shielded heat sink. *International Journal of Thermal Sciences*, 60, 171-181.
- Subaşı A., 2010. Yanıt Yüzey Yöntemi Yardımıyla Isı Değiştirici Optimizasyonu. Yüksek Lisans tezi, Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Erzurum.
- Şahin, B., 2004. Daralan-geşişleyen geometride dizilmiş dikdörtgen kanatçıklı ısı değiştiricilerinde ısı ve akış karakteristiklerinin incelenmesi. Doktora Tezi, Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Erzurum.
- Şahin, B., Kaymaz, İ., 2007. Bir ısı değiştiricinin termal dirence göre optimum tasarım parametrelerinin yanıt yüzey yöntemi yardımıyla belirlenmesi. 16. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, Kayseri.
- Tahat, M., Kodah, Z.H., Jarrah, B.A., Probert, S.D., 2000. Heat transfers from pin-fin arrays experiencing forced convection. *Appl. Energ.*, 67/4, 419-442.
- Tanda, G., 2001. Heat transfer and pressure drop in a rectangular channel with diamond-shaped elements. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 44, 3529-3541.
- Tanda, G., 2004. Heat transfer in rectangular channels with transverse and V-shaped broken ribs. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47, 229-243.

- Yakut, K., Sahin, B., Celik, C., Alemdaroglu, N., Kurnuc, A., 2005. Effects of tapes with double-sided delta-winglets on heat and vortex characteristics. *Applied Energy*, 80 (1), 77-95.
- Zhang, H., Huang, X.Y., 2002. Flow patterns and heat transfer enhancement in low-Reynolds-Rayleigh-number channel flow. *Applied Thermal Engineering*, 22, 1277-1288.



ÖZGEÇMİŞ

1987 yılında Hassa/HATAY'da doğdu. İlköğretim eğitimini Hassa'da lise eğitimini Kırıkhan'da tamamladı. 2012 yılında Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'nden mezun oldu. 2010 yılından bu yana Erzurum Atatürk Üniversitesi'nde görev yapmaktadır.

