

**T.C.  
HİTİT ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**KONVEKS VE KONKAV DİRENÇLERİN ISI  
TRANSFERİNE ETKİSİNİN ZORLANMIŞ  
KONVEKSİYON ŞARTLARINDA İNCELENMESİ**

**Ash KARAKAŞ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ  
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**DANIŞMAN  
Doç. Dr. İrfan KURTBAŞ**

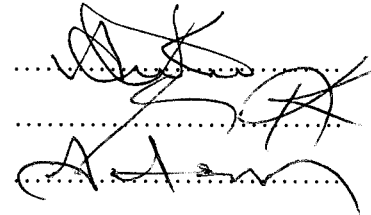
**NİSAN 2012  
ÇORUM**

Aslı KARAKAŞ tarafından hazırlanan “Konveks ve Konkav Dirençlerin Isı Transferine Etkisinin Zorlanmış Konveksiyon Şartlarında İncelenmesi” adlı tez çalışması .../.../... tarihinde aşağıdaki jüri üyeleri tarafından oy birliği ile Hitit Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Ali KILIÇARSLAN

Doç. Dr. İrfan KURTBAŞ

Yrd. Doç. Dr. Abdurrahman ASAN



Hitit Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu’nun ..... tarih ve ..... sayılı kararı ile Aslı KARAKAŞ’ın Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda Yüksek Lisans derecesi alması onanmıştır.

Prof. Dr. Ali KILIÇARSLAN  
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

**TEZ BEYANI**

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, ayrıca tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yaptığımı beyan ederim.

Aslı KARAKAŞ



# KONVEKS VE KONKAV DİRENÇLERİN ISI TRANSFERİNE ETKİSİNİN ZORLANMIŞ KONVEKSİYON ŞARTLARINDA İNCELENMESİ

Aslı KARAKAŞ

HİTİT ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Nisan 2012

## ÖZET

Isı transferini artırma yöntemlerinden biri, ısı transfer katsayısını artırmaktır. Isı transfer katsayısı, aktif ve/veya pasif yöntemlerle artırılabilir. Farklı konstrüksiyonlarda imal edilen kanatçıklar, ısı transfer yüzey alanını artırmasının yanında sınır tabakayı parçalayarak pasif yöntemle ısı transferinde artış sağlar.

Bu çalışmada dikdörtgen bir kanal içerisine yerleştirilen akışa konkav ve konveks dirençlerin ısı transferine, basınç kaybına ve sistemdeki ekserji kaybına etkisi deneysel olarak incelenmiştir. Bağımsız parametre olarak Reynolds sayısı, direnç sayısı, direnç yüksekliği, direnç çapı ve direnç açısı seçilmiştir. Her bir bağımsız parametrenin Nusselt sayısı, sürtünme katsayısı ve tersinmezlik gibi bağımlı parametreler üzerindeki etkisi incelenmiştir. Reynolds sayısı 2514-13111 arasında seçilmiş ve buna bağlı olarak türbülanslı akış şartlarında deneyler yapılmıştır. Deneylerde sabit ısı akısı uygulanmıştır. Yapılan deneylerde ısı transferi ve basınç kaybı üzerindeki en önemli parametrenin Reynolds sayısı olduğu, bununla birlikte direnç sayısı, direnç yüksekliği, direnç çapı ve direnç açısı ile ısı transferinin doğru orantılı olduğu görülmüştür.

**Anahtar Kelimeler:** Isı değiştiricisi, Konveks-Konkav direnç, Kanal akışı

**INVESTIGATION OF THE EFFECT OF CONVEX AND CONCAVE  
RESISTANCES ON THE HEAT TRASFER UNDER FORCED  
CONVECTION**

Aslı KARAKAŞ

HİTİT UNIVERSITY  
GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES  
April 2012

**ASBTRACT**

One of the methods for increasing heat transfer is to increase the heat transfer coefficient. The heat transfer coefficient can be increased by active and/or passive methods. In addition to increasing the heat transfer surface area, the fins that are produced by using different constructions also increase the passive method heat transfer by breaking the boundary layer.

The effects of convex and concave resistances that are placed to the opposite to the direction of the flow in a rectangular channel on the heat transfer, pressure loss and exergy loss are experimentally investigated. As a independent parameter, Reynolds number, the number of resistance, the height of resistance, the diameter of resistance and the angle of resistance were selected. The effect of each dependent parameter on Nusselt number, friction coefficient and irreversibility were observed. Reynolds number is selected between 2514-13111 and the experiments were conducted to the selected Reynolds number in turbulent flow conditions. Heat flux is kept constant during the experiments. In the experiments carried out in this study, it was observed that the most important parameter related to the heat transfer and pressure loss is Reynolds number. In addition to this, it was also seen that the number of resistance, the height of resistance, the diameter of resistance and the angle of resistance are directly related to the heat transfer.

**Keywords:** Heat exchanger, Convex-Concav resistances, Channel flow

## TEŞEKKÜR

Tezin her aşamasında yardımlarını esirgemeyen ve alıŐmalarım boyunca bana destek olan tez danıŐmanım Doç. Dr. İrfan KURTBAŞ'a, deneylerin yapılmasında yardımlarda bulunan kardeŐim Mustafa CİVELEK'e, çalıŐmalarım için gereken maddi desteği sağlayan Hitit Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Birimine ve maddi manevi sıkıntılarında yanımda olan aileme sonsuz teŐekkürlerimi sunarım.

Bütün bu teŐekkürlerin de ötesinde, hayatımın her döneminde ve her aşamasında yanımda olduğunu ve olacağını hissettiren ve çalıŐmalarımın her aşamasında yanımda olan biricik destekçim sevgili eŐim Serkan KARAKAŞ'a Őükran duygularımı sunarım.

**İÇİNDEKİLER**

	<b>Sayfa</b>
ÖZET .....	iv
ABSTRACT .....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER.....	vii
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	x
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xi
RESİMLER DİZİNİ.....	xvi
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xvii
1. GİRİŞ.....	1
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI.....	5
3. KURUMSAL TEMELLER.....	20
3.1. Isı Transferi İçin Genel Kavram ve Tanımlar .....	20
3.1.1. İletim ile ısı transferi .....	20
3.1.2. Taşınım ile ısı transferi .....	21
3.1.3. Işınım ile ısı transferi .....	21
3.2. Hidrodinamik (Hız) Sınır Tabaka .....	22
3.3. Isıl Sınır Tabaka .....	23
3.4. Laminer ve Türbülanslı Akış .....	24
3.5. Isı Transferinin İyileşmesi .....	25
4. MATERYAL ve YÖNTEM .....	27
4.1. Deney Düzeneği .....	27
4.2. Ölçümler .....	32

4.2.1. Sıcaklık ölçümleri .....	32
4.2.2. Debi ölçümü.....	33
4.2.3. Basınç kayıplarının ölçülmesi.....	34
4.3. Deneylerin Yapılışı.....	35
4.3.1. Isı transfer deneyleri.....	35
4.3.2. Basınç kaybı deneyleri.....	38
4.4. Deneysel Verilerin Hesaplamalarda Kullanılması.....	39
4.4.1. Bulgular .....	39
4.4.1.1. Isı transferi.....	39
4.4.1.2. Ekserji analizi .....	40
4.4.2. Hata analizi .....	44
4.4.3. Regresyon analizi.....	47
4.4.4. Gauss-Siedel iterasyon yöntemi .....	48
4.4.5. Korelasyon katsayısı .....	51
4.4.6. Deneysel Çalışmanın Geçerliliği .....	53
5. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA .....	54
5.1. Yerel Isı Taşınım Katsayısı .....	54
5.2. Ortalama Nusselt Sayısı .....	57
5.3. Sürtünme Faktörünün Etkisi .....	63
5.4. Reynold Sayısının Nusselt Sayısı Üzerindeki Etkisi .....	69
5.5. Direnç Çapının, Direnç Sayısının, Direnç Açısının ve Direnç Yüksekliğinin Nusselt Sayısı Üzerindeki Etkisi.....	73
5.6. Reynold Sayısının Sürtünme Katsayısı Üzerindeki Etkisi .....	77



**Sayfa**

5.7. Direnç Açısı, Direnç Çapı, Direnç Sayısı ve Direnç Yüksekliğinin Sürtünme Katsayısı Üzerindeki Etkisi.....	78
5.8. Ekserji Kaybı .....	80
5.9. Etkinlik .....	90
6. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	94
7. KAYNAKLAR.....	95
ÖZGEÇMİŞ.....	99

## ÇİZELGELER DİZİNİ

<b>Çizelge</b>	<b>Sayfa</b>
Çizelge 4.1. Deneyleerde kullanılan taban plakasındaki kanatların özellikleri.....	36
Çizelge 4.2. Deneyleerde kullanılan taban plakasındaki kanatların özellikleri.....	37
Çizelge 4.3. Deneyleerde kullanılan taban plakasındaki kanatların özellikleri.....	38
Çizelge 4.4. Veriler için belirsizlik oranları.....	45
Çizelge 4.5. Korelasyon değerleri.....	52

## ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil	Sayfa
Şekil 1.1. Genişletilmiş Yüzeyler: Kanatçık örnekleri.....	5
Şekil 3.1. Düzlem levha üzerinde hız sınır tabakasının gelişimi.....	22
Şekil 3.2. Sabit sıcaklıktaki düz levha üzerinde ısı sınır tabakanın gelişimi.....	23
Şekil 3.3. Düz bir levha üzerinde hız sınır tabakanın gelişimi .....	25
Şekil 4.1. Deney düzeneğinin şematik gösterimi.....	28
Şekil 4.2. Isıtma ünitesi ve kanatların kesit resmi.....	30
Şekil 4.3.a D=52 mm, H=8 cm, $\theta=90^\circ$ olan 3 sıra dirençli plaka.....	30
Şekil 4.3.b D=52 mm, H=8 cm, $\theta=45^\circ$ olan 3 sıra dirençli plaka.....	31
Şekil 4.4. Isıtıcı (1000W-220V).....	32
Şekil 4.5. Hesaplanan Nusselt değerleri ile tahmini değerlerin karşılaştırılması.....	49
Şekil 4.6. Hesaplanan Sürtünme değerleri ile tahmini değerlerin karşılaştırılması ..	50
Şekil 4.7. Hesaplanan Ekserji kaybı değerleri ile tahmini değerlerin Karşılaştırılması.....	50
Şekil 4.8. Hesaplanan Etkinlik değerleri ile tahmini değerlerin karşılaştırılması.....	51
Şekil 4.9. Boş kanal için yapılan deneylerin sonuçlarının karşılaştırılması.....	53
Şekil 5.1. $\theta=90^\circ$ , D=0.45mm ve n=3 için direnç yüksekliğinin yerel ısı taşınım katsayısına .....	54
Şekil 5.2. $\theta=90^\circ$ , n=3 ve h=0.07mm için direnç açısının yerel ısı taşınım katsayısına etkisi.....	55
Şekil 5.3. $\theta=90^\circ$ , D=0.45mm ve h=0.07mm için direnç sayısının yerel ısı taşınım katsayısı etkisi.....	56
Şekil 5.4. D=0.45mm, n=3 ve h=0.07mm için direnç açısının yerel ısı taşınım katsayısına etkisi.....	56
Şekil 5.5. Farklı direnç açıları için D=0.45mm ve n=3 durumunda direnç yüksekliğinin ortalama Nusselt sayısına etkisi.....	57

<b>Şekil</b>	<b>Sayfa</b>
Şekil 5.6. Farklı direnç açıları için $n=3$ ve $h=0.07$ durumunda direnç çapının ortalama Nusselt sayısına etkisi.....	58
Şekil 5.7. Farklı direnç açıları için $D=0.45\text{mm}$ ve $h=0.07$ durumunda direnç sayısının ortalama Nusselt sayısına etkisi.....	59
Şekil 5.8. Farklı direnç açıları ve farklı direnç yükseklikleri için $D=0.45\text{mm}$ durumunda direnç sayısının ortalama Nusselt sayısına etkisi.....	60
Şekil 5.9. Farklı direnç açıları ve farklı direnç yükseklikleri için $n=3$ durumunda direnç çapının ortalama Nusselt sayısına etkisi.....	60
Şekil 5.10. Farklı direnç çapları ve farklı direnç yükseklikleri için $n=3$ durumunda direnç açısının ortalama Nusselt sayısına etkisi.....	61
Şekil 5.11. Farklı direnç çapları ve farklı direnç yükseklikleri için $\theta=90^\circ$ durumunda direnç sayısının ortalama Nusselt sayısına etkisi.....	62
Şekil 5.12. Farklı direnç sayıları ve farklı direnç yükseklikleri için $D=0.45\text{mm}$ durumunda direnç açısının ortalama Nusselt sayısına etkisi.....	62
Şekil 5.13. Farklı direnç sayıları ve farklı direnç yükseklikleri için $n=3$ durumunda direnç açısının ortalama Nusselt sayısına etkisi.....	63
Şekil 5.14. Farklı direnç açıları için $D=0.45\text{mm}$ ve $n=3$ durumunda direnç yüksekliğinin sürtünme faktörüne etkisi.....	64
Şekil 5.15. Farklı direnç açıları için $n=3$ ve $h=0.07$ durumunda direnç çapının sürtünme faktörüne etkisi.....	65
Şekil 5.16. Farklı direnç açıları için $D=0.45\text{mm}$ ve $h=0.07$ durumunda direnç sayısının sürtünme faktörüne etkisi.....	65
Şekil 5.17. Farklı direnç açıları ve farklı direnç yükseklikleri için $D=0.45\text{mm}$ durumunda direnç sayısının sürtünme faktörüne etkisi.....	66
Şekil 5.18. Farklı direnç açıları ve farklı direnç yükseklikleri için $n=3$ durumunda direnç çapının sürtünme faktörüne etkisi.....	67
Şekil 5.19. Farklı direnç çapları ve farklı direnç yükseklikleri için $n=3$ durumunda direnç açısının sürtünme faktörüne etkisi.....	67
Şekil 5.20. Farklı direnç çapları ve farklı direnç yükseklikleri için $\theta=90^\circ$ durumunda direnç sayısının sürtünme faktörüne etkisi.....	68

<b>Şekil</b>	<b>Sayfa</b>
Şekil 5.21. Farklı direnç sayıları ve farklı direnç yükseklikleri için $D=0.45\text{mm}$ durumunda direnç açısının sürtünme faktörüne etkisi.....	68
Şekil 5.22. Farklı direnç sayıları ve farklı direnç yükseklikleri için $n=3$ durumunda direnç açısının sürtünme faktörüne etkisi.....	69
Şekil 5.23. $n=4$ ve $h=0.05$ için Nusselt sayısının direnç çapı, direnç açısı ve Reynold sayısına göre değişimi.....	70
Şekil 5.24. $D=0.3$ ve $h=0.05$ için Nusselt sayısının direnç sayısı, direnç açısı ve Reynold sayısına göre değişimi.....	70
Şekil 5.25. $D=0.3$ ve $n=4$ için Nusselt sayısının direnç yüksekliği, direnç açısı ve Reynold sayısına göre değişimi.....	71
Şekil 5.26. $\theta=2.05$ ve $h=0.05$ için Nusselt sayısının direnç sayısı, direnç çapı ve Reynold sayısına göre değişimi.....	72
Şekil 5.27. $\theta=2.05$ ve $n=4$ için Nusselt sayısının direnç yüksekliği, direnç çapı ve Reynold sayısına göre değişimi.....	72
Şekil 5.28. $\theta=2.05$ ve $D=0.3$ için Nusselt sayısının direnç yüksekliği, direnç sayısı ve Reynold sayısına göre değişimi.....	73
Şekil.5.29.a $n=4$ ve $h=0.05$ için Nusselt sayısının direnç açısı, direnç çapı ve Reynold sayısına göre değişimi.....	74
Şekil 5.29.b $h=0.05$ ve $D=0.3$ için Nusselt sayısının direnç açısı, direnç sayısı ve Reynold sayısına göre değişimi.....	74
Şekil 5.29.c $n=4$ ve $D=0.3$ için Nusselt sayısının direnç yüksekliği, direnç açısı ve Reynold sayısına göre değişimi.....	75
Şekil 5.30. a $n=4$ ve $h=0.05$ için Nusselt sayısının direnç çapı, direnç açısı ve Reynold sayısına göre değişimi.....	76
Şekil 5.30.b $n=4$ ve $D=0.3$ için Nusselt sayısının direnç yüksekliği, direnç açısı ve Reynold sayısına göre değişimi.....	76
Şekil 5.31. $h=0.05$ ve $D=0.3$ için sürtünme katsayısının direnç açısı, direnç sayısı ve Reynold sayısına göre değişimi.....	77
Şekil 5.32. $h=0.05$ ve $n=4$ için sürtünme katsayısının direnç açısı, direnç çapı ve Reynold sayısına göre değişimi.....	78

<b>Şekil</b>	<b>Sayfa</b>
Şekil 5.33. $n=4$ ve $D=0.3$ için sürtünme katsayısının direnç açısı, direnç yüksekliği ve Reynold sayısına göre değişimi.....	79
Şekil 5.34. $h=0.05$ ve $D=0.3$ için sürtünme katsayısının direnç açısı, direnç sayısı ve Reynold sayısına göre değişimi.....	79
Şekil 5.35. $h=0.05$ ve $n=4$ için sürtünme katsayısının direnç açısı, direnç çapı ve Reynold sayısına göre değişimi.....	80
Şekil 5.36. $h=0.05$ ve $n=4$ için direnç açısı, direnç çapı ve Reynolds sayısının ekserji kaybına etkisi.....	81
Şekil 5.37. $h=0.05$ ve $D=0.3$ için direnç açısı, direnç sayısı ve Reynolds sayısının ekserji kaybına etkisi.....	82
Şekil 5.38. $D=0.3$ ve $n=4$ için direnç açısı, direnç yüksekliği ve Reynolds sayısının ekserji kaybına etkisi.....	82
Şekil 5.39. $D=0.3$ ve $n=4$ için direnç açısı, direnç yüksekliği ve Reynolds sayısının ekserji kaybına etkisi.....	83
Şekil 5.40. $h=0.05$ ve $n=4$ için direnç açısı, direnç çapı ve Reynolds sayısının ekserji kaybına etkisi.....	84
Şekil 5.41. $D=0.3$ ve $h=0.05$ için direnç açısı, direnç sayısı ve Reynolds sayısının ekserji kaybına etkisi.....	84
Şekil 5.42. $D=0.3$ ve $n=4$ için direnç açısı, direnç yüksekliği ve Reynolds sayısının ekserji kaybına etkisi.....	85
Şekil 5.43. $\theta=2.05$ ve $n=4$ için direnç çapı, direnç yüksekliği ve Reynolds sayısının ekserji kaybına etkisi.....	85
Şekil 5.44. $D=0.45$ , $n=3$ ve $h=0.07$ için direnç açısının ve NTU'nun boyutsuz ekserji kaybı üzerindeki etkisi.....	86
Şekil 5.45. $\Theta=90$ , $D=0.45$ ve $n=3$ için direnç yüksekliğinin ve NTU'nun boyutsuz ekserji kaybı üzerindeki etkisi.....	87
Şekil 5.46. $\Theta=90$ , $D=0.45$ ve $h=0.07$ için direnç sayısının ve NTU'nun boyutsuz ekserji kaybı üzerindeki etkisi.....	87
Şekil 5.47. $\Theta=90$ , $n=3$ ve $h=0.07$ için direnç çapının ve NTU'nun boyutsuz ekserji kaybı üzerindeki etkisi.....	88

<b>Şekil</b>	<b>Sayfa</b>
Şekil 5.48. $D=0.45$ , $n=3$ ve $h=0.07$ için direnç açısının ve Reynolds sayısının boyutsuz ekserji kaybı üzerindeki etkisi.....	88
Şekil 5.49. $D=0.45$ , $n=3$ ve $\theta=90$ için direnç yüksekliğinin ve Reynolds sayısının boyutsuz ekserji kaybı üzerindeki etkisi.....	89
Şekil 5.50. $D=0.45$ , $\theta=90$ ve $h=0.07$ için direnç sayısının ve Reynolds sayısının boyutsuz ekserji kaybı üzerindeki etkisi.....	89
Şekil 5.51. $\theta=90$ , $n=3$ ve $h=0.07$ için direnç çapının ve Reynolds sayısının boyutsuz ekserji kaybı üzerindeki etkisi.....	90
Şekil 5.52. $h=0.05$ ve $n=4$ için direnç çapı, direnç açısı ve Reynolds sayısının etkinliğe etkisi.....	91
Şekil 5.53. $D=0.3$ ve $h=0.05$ için direnç açısı, direnç sayısı ve Reynolds sayısının etkinliğe etkisi.....	91
Şekil 5.54. $D=0.3$ ve $n=4$ için direnç açısı, direnç yüksekliği ve Reynolds sayısının etkinliğe etkisi.....	92
Şekil 5.55. $h=0.05$ ve $n=4$ için direnç çapı, direnç açısı ve Reynolds sayısının etkinliğe etkisi.....	93
Şekil 5.56. $h=0.05$ ve $n=4$ için direnç çapı, direnç açısı ve Reynolds sayısının etkinliğe etkisi.....	93

**RESİMLER DİZİNİ**

<b>Resim</b>	<b>Sayfa</b>
Resim 4.1. Deney sisteminin fotoğrafı.....	29
Resim 4.2 Dört sıra kanatçıklı levhaların fotoğrafı.....	31
Resim 4.3 Isıtıcının fotoğrafı.....	33
Resim 4.4 Debi ölçerin fotoğrafı.....	34
Resim 4.5 Basınç ölçerin fotoğrafı.....	34



## SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış bazı simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

<b>Simgeler</b>	<b>Açıklama</b>
$Re$	Reynolds sayısı
$\dot{I}$	Tersinmezlik
$\dot{S}_{gen}$	Entropi üretim oranı (W/K)
$\varepsilon$	Etkinlik
$Q_g$	Kazanılan ısı (kJ)
$Q_{max}$	Toplam ısı (kJ)
$\dot{m}$	Kütleli debi (kg/s)
$C_p$	Sabit basınçta özgül ısı (kJ/kgK)
$T_o$	Akışkanın çıkış sıcaklığı (K)
$T_i$	Akışkanın giriş sıcaklığı (K)
$T_w$	Çevre sıcaklığı (K)
$Nu$	Nusselt sayısı
$D_H$	Kanal çapı (m)
$A_a$	Isı transfer yüzey alanı (m <sup>2</sup> )
$\rho$	Akışkan yoğunluğu (kg/m <sup>3</sup> )
$f$	Sürtünme faktörü
$L$	Kanal uzunluğu (m)
$h$	Isı transfer katsayısı (W/m <sup>2</sup> /K)

## 1. GİRİŞ

Günümüzde ülkelerin gelişmişlik düzeylerini belirleyen en önemli etkenlerden birisi, enerjinin yeterli, zamanında, kaliteli, temiz, güvenilir ve ekonomik bir şekilde tüketiciye sunulmasıdır. Hem halkın günlük yaşantısındaki önemi hemde sanayideki önemi nedeniyle enerjiye olan talep sürekli olarak artmaktadır. Buna karşın kısıtlı olan enerji kaynakları ise hızlı bir şekilde azalmaktadır. Bu arz-talep dengesinin sağlanabilmesi ve korunabilmesi için enerji kaynak çeşitliliğinin sağlanması, konveksiyonel enerji kaynaklarının yanında yenilenebilir enerji kaynaklarının da kullanılması gerekmektedir.

Enerji kaynaklarının sürekli azalmasına karşın enerjiye olan ihtiyaç artmakta, bu da enerjinin birim fiyatını yükseltmektedir. Ülkemiz çeşitli enerji kaynaklarına sahip olmakla birlikte enerjiye olan ihtiyaç karşısında toplam enerjinin yarısından fazlasını ithal etmektedir. Bu durum ise enerjiyi daha ekonomik bir şekilde kullanmayı gerektirmektedir. Bu da iki şekilde mümkündür. Birincisi kişisel olarak enerji kaynaklarının kısıtlılığının bilincinde bir tüketici olmak, ikincisi ise farklı alanlarda kullanılan ve enerji tüketen her türlü donanımın daha verimli ve ekonomik çalışması için mühendislik çalışmaları yapmak ki; bu mühendislerin vazifesidir.

Mühendislik uygulamalarının en önemli ve en çok karşılaşılan problemlerinden olan enerji verimliliğinin artırılması için yapılan işlemlerden birisi, farklı sıcaklıklardaki iki ve daha fazla akışkan arasındaki ısı geçişidir. Bu geçişin yapıldığı cihazlar genelde “ısı değiştiricisi” olarak adlandırılmakta olup; enerjinin daha verimli kullanılması amacıyla geliştirilmiştir. Bu cihazlar sayesinde enerji maliyetini düşüren üretici, aynı miktarlardaki ürün ve hizmetleri daha az enerji veya aynı miktar enerji ile daha çok ürün ve hizmet üreterek, ulusal ve uluslararası alanda rekabet gücünü arttıracaktır. Bu da enerjinin geri kazanım metodlarının geliştirilmesiyle mümkündür. Özellikle endüstriyel ve kalorifer kazanlarında ısı transferinin, dolayısıyla kazan veriminin artırılması için ısı geçişinde iyileştirme metodları geliştirilmiştir.

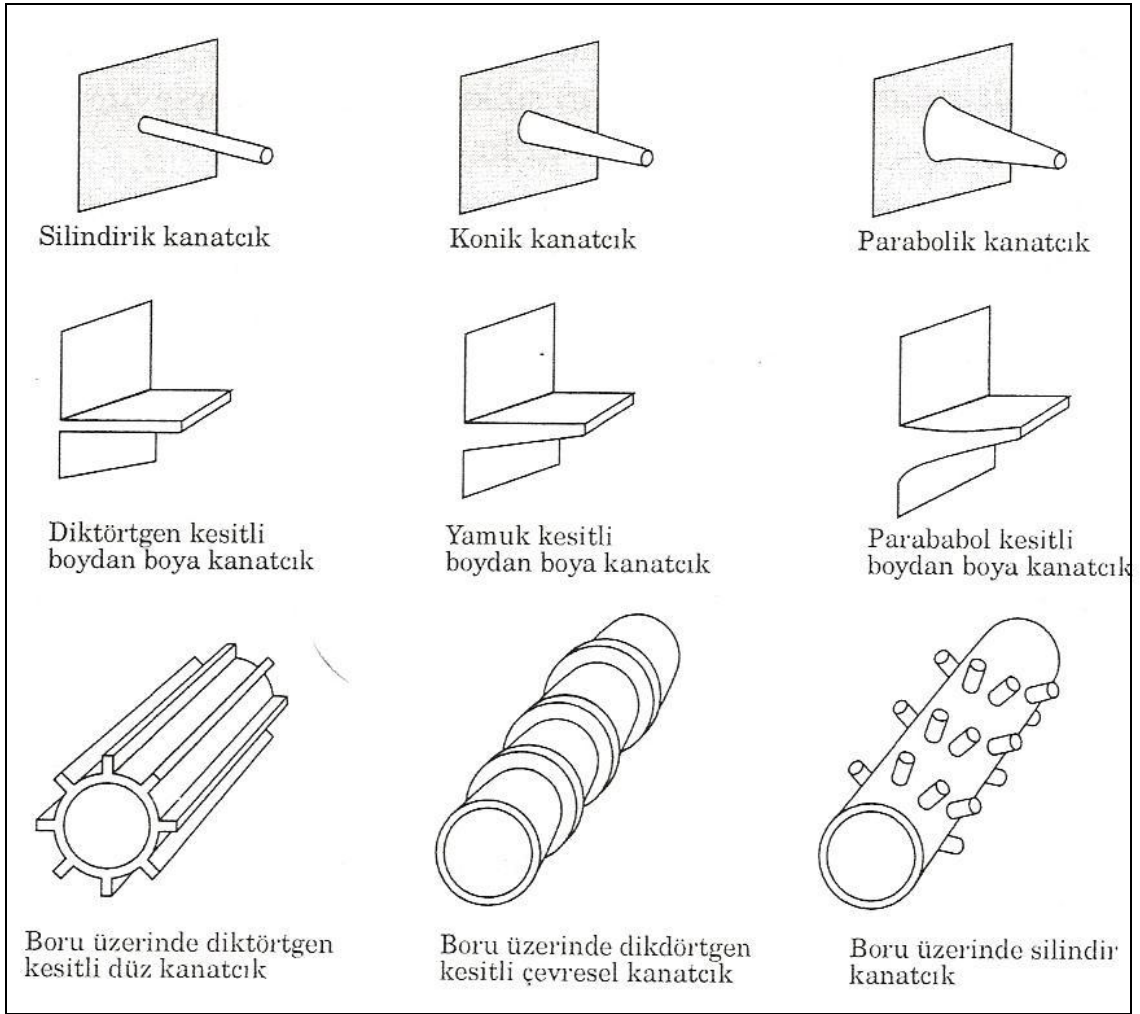
Isı transferi şu yöntemlerle iyileştirilebilir;

- a) Sınır tabaka kalınlığını azaltma: Sınır tabaka kalınlığı ısı transferi yüzeyine tümsekler yerleştirilerek azaltılabilir. Bu tümsekler akımın akışını bozar ve kalın sınır tabaka oluşmaz. Alternatif olarak borunun içinde akan akışkana dönel bir hareket verilerek sınır tabaka kalınlığı azaltılabilir.
- b) Yüzey alanını artırma: Yüzey alanı, kanat ekleme vs. gibi çeşitli yöntemlerle artırılabilir.
- c) Türbülansı artırma: Türbülans, iç ve dış yüzeylere suni pürüzlülük yerleştirilerek, türbülans promotör olarak boruların içine özel şekilli araçlar yerleştirilerek artırılabilir.

Isı geçişindeki iyileşme; verilen bir ısı yükü için, ısı değiştirici hacminin azaltılması, düşük pompalama gücü, sıcak ve soğuk akışkanlar arasında düşük sıcaklık farklarının elde edilmesi sebebiyle istenir. Bu sebeple birçok teknik geliştirilmiştir. Bu teknikler iki ana gruba ayrılır. Bunlar aktif ve pasif tekniklerdir. Pasif iyileştirme yöntemlerinde akışkana dışarıdan bir enerji verilmeksizin sistem içerisindeki geometrik değişikliklerle ısı transferi iyileştirilir. Aktif yöntemlerde ise ısı aktarılan akışkana ek bir enerji verilerek ısı transferinde artış sağlanır. Isı transfer artış yöntemleri şu şekilde sınıflandırılabilir.

**Pasif teknikler:**

- \*İşlem görmüş yüzeyler
- \*Pürüzlü yüzeyler
- \*Genişletilmiş yüzeyler
- \*Dönmeli akış cihazları
- \*İlave katkı maddeleri



**Şekil 1.1.** Genişletilmiş yüzeyler: Kanatçık örnekleri

**Aktif teknikler:**

- \*Yüzey titreşimi ve akış titreşimi
- \*Elektrostatik alanlar
- \*Akışkan titreşimi
- \*Enjeksiyon ve emme
- \*Jet çarpma
- \*Mekanik yardımcılar

Değişik ısı geçişi teknikleri, ısı transfer katsayısını artırdıkları gibi sürtünme faktörünün de artırır. Bu yüzden iyileştirme uygulandığında aynı kütleli debiyi elde etmek için pompalama gücü artırılmalıdır.

Isı transferini iyileştirici teknik kullanmakla ısı değiştiricisinin boyutlarının küçültülmesi ve pompalama gücünün azaltılması hedeflenir. Sıcak ve soğuk akışkanlar arasındaki işletme sıcaklık farkının azaltılması ve ısı transfer katsayısının iyileştirilmesiyle ısı değiştiricisinin etkinliği artırılmış olur ve böylece enerji tasarrufu sağlanır.

Ancak bütün bunların yanında değişik iyileştirme tekniklerinin kullanılması ile ısı transfer katsayısında sağlanan artış, beraberinde sürtünme kayıplarının da artışına neden olmaktadır. Basınç kaybı artışları da işletme masraflarının artışı anlamına geleceğinden, bu gibi çalışmalarda mutlaka bir optimizasyona gidilmesi gerekmektedir.

Isı değiştiriciler, ısıtma ve hava soğutmalı sistemler, türbin kanatlarının soğutulması gibi birçok alanda dönmeli akış, yüksek türbülans, dönme ve karışma etkileri içerdiği için ısı geçişini artırmaktadır. Dönmeli akış elde etmek için son yıllarda çeşitli geometride türbülator kullanımı oldukça yaygınlaşmıştır. Türbülatorlerden elde edilen sonuçların yıllık enerji maliyetlerinin düşürülmesi açısından ciddi boyutlarda olması hem mühendisleri hem de imalatçıları yeni türbülator modelleri arayışı içerisine itmiştir. Böylece bu alandaki çalışmalar hız kazanmış ve en uygun türbülator geometrisi ve malzemesi için gerek deneysel gerek sayısal birçok çalışmalar yapılmıştır.

Bu çalışmada, pürüzsüz olması ve sürtünme kayıplarının en aza indirgenmesi için fiberglass malzemedan imal edilmiş dikdörtgen bir kanal kullanılmıştır. Kanal içerisinden çevre şartlarındaki hava bir fan yardımıyla emilmektedir. Fanın emdiği havaya, kanalın alt kısmına yerleştirilen plakalardaki kanatlar yardımıyla dönme etkisi verilmiş ve böylece ısı transferinin artırılması amaçlanmıştır. 52, 30 ve 18 mm çaplarındaki ikişer mm lik et kalınlığına sahip borulardan elde edilen kanatlar; 3, 5 ve 8 er cm lik yüksekliklerde kesilerek, plaka üzerine 6, 8 ve 10 arlı gruplar halinde sabit aralıklarla yerleştirilmiştir. Bu kanatların plakalar üzerine yerleştirilmesi işleminde beş ayrı şekilde yapılmıştır. Optimum değerlerin bulunabilmesi için böyle bir yöntem izlenmiştir.

## 2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Literatürde, dönmeli akışlarda ve türbülatorlerde akışın teorik ve deneysel incelenmesine geniş yer verilmektedir. Türbülator ve dönmeli akış üreticileri hakkında birçok araştırma mevcuttur. Bunlardan bazıları şunlardır; ısı geçişi üzerine türbülans üreticilerinin yararlı etkileri, ilk olarak Royds (1921) tarafından gözlenmiştir.

Smithberg ve Lendis (1964), bükümlü tip dönme üreticisi kullanılması ile akışın hız alanının helisel ve akışın çekirdeğinde girdap olduğunu tespit etmişlerdir. Böyle bir oluşumun ısı transferini olumlu etkilediğini gözlemişlerdir.

Zaharzadeh ve Jagadish (1975), dönmeli akış üreticisi olarak ekseni etrafında dönen palet karıştırıcılar kullanmışlardır. Araştırmacılar, iki disk arasına düz paletler yerleştirerek elde ettikleri çark şeklindeki dönmeli akış üreticilerini boru girişine yerleştirmişlerdir. Deney sonuçlarında, dönmeli akış üreticisinin kullanılması ile ısı transferinin % 80 civarında arttığı belirtilmiştir.

Leung et al. (1985), düşey bir taban yüzeye yatay ve düşey olmak üzere dikdörtgensel kanatların yerleştirildiği sistemde kanatlar arası optimum uzaklığı incelemişlerdir. Kullanılan kanatlar 60 mm yüksekliğinde, 3 mm kalınlığında, 250 mm uzunluğunda ve alüminyumdan yapılmıştır. Kanatların yerleştirildiği taban yüzey 190 mm x250 mm ebatlarındadır. Akım yönü x ve y koordinatlarında yukarıya doğru, düşey kanat düzenlemesine paralel yönde seçilmiştir. Taban yüzeyi 40 ve 80°C sıcaklıklarında tutulmuştur. Maksimum ısı transfer hızı veren kanatlar arası mesafe belirlenmiştir. Bunlardan birincisi türbülanslı bölge için 38 mm olup ikincisi laminer bölgede olmak üzere 21 mm'dir. Birincisinde yüksek ısı transfer hızı sağlanmıştır. Yatay düzenleme ile düşey düzenleme mukayese edildiğinde, düşey düzenlemede daha fazla ısı transfer hızı görülmüştür.

Leung et al. (1985) düşey bir taban yüzeye düşey ve yatay şekilde dikdörtgensel kanatlar yerleştirilen sistemde kanatlar arası optimum mesafeyi incelemişlerdir. Bu kanatlar 250 mm uzunluğunda, 3 mm kalınlığında, 60 mm yüksekliğinde ve alüminyumdan yapılmıştır. Kanatların yerleştirildiği taban alanı 190 mm x 250 mm dir. Akım yönü düşey kanat düzenlemesine paralel yönde yukarıya doğru seçilmiştir. Taban yüzey sıcaklığı ise 40 ve 80°C de tutulmuştur ve maksimum ısı transfer hızını veren iki kanat arası mesafe gözlemlenmiştir. Bunlardan ilki laminer bölgede olup 21 mm'dir. İkincisi ise türbülanslı bölgede olup 38 mm'dir. Düşey düzlem ve yatay düzlem karşılaştırıldığında düşey düzlemde ısı transfer hızının daha yüksek olduğu görülmüştür.

Leung et al. (1988) tarafından yılında yapılan araştırmada yatay bir yüzey üzerine yerleştirilmiş dikdörtgensel kanatların kullanıldığı sistemde, doğal konveksiyon ortamında, optimum kanat uzunluğu incelenmiştir. Bu kanatların yüksekliği 60 mm ve kalınlığı 3mm'dir. Taban yüzey sıcaklıkları ise 20 ve 40°C'ta sabit tutulmuştur. Kanatlar arası mesafenin 10 ile 50 mm arasında değiştirildiğinde optimum kanat uzunluğunun 247 mm ile 319 mm arasında olduğu bulunmuştur.

Champan et al. (1994) düşük hava akış şartlarında alüminyumdan yapılmış, düzlem kanat, elipsel çubuk kanat ve dikdörtgensel çubuk kanatlı ısı uzaklaştırıcıları kullanarak akış yan geçişi ve termal direnç gibi ana performans faktörlerini incelemişlerdir. Bu faktörler; kanat boyunca kondüksiyon, malzeme iletkenliği, etkili yüzey alanı, basınç düşüşü ve sınır tabaka oluşumu gibi faktörleri içermektedir. Dikdörtgensel çubuk kanat elipsel kanata göre karşılaştırıldığında hemen hemen aynı termal dirence sahip oldukları halde dikdörtgensel kanatlarda hava geçişi %40 daha fazla olmuştur. Bundan dolayı elipsel kanatların ısı transferini artırdığı kaydedilmiştir. Bu artışın sebebi ise elipsel kanatların vortex akışını azaltması ve sınır tabaka etkilerini düşürmesinden dolayıdır. Düzlem kanat ile dikdörtgensel kanat karşılaştırıldığında ise aynı akış yan geçişini (bypass) vermektedir. Düzlem kanatların daha iyi performans vermeleri önceden dikkate alınmayan yeni bir performans faktörü ortaya çıkarmaktadır. Yüksek hava hızlarında ve yüksek ısı akılarında kanat boyunca kondüksiyon önemli olmaktadır.

Fossa ve Tagliafico (1995), suya ilave edilen polimerin ısı değiştiricilerinde sürtünme kayıpları ve ısı transferine etkilerini araştırmışlardır. Çalışmalarda tek geçişli karşıt akımlı düz boru tipinde bir ısı değiştiricisi kullanılmıştır. Deneyle, farklı boyutlardaki düz, kanatlı ve oluklu borular üzerinde gerçekleştirilmiştir. Deneyle sonucunda polimerlerin kullanımının genel olarak iyi sonuç vermediği grlmştir.

Fiebig (1995), delta tipi üçgen kanatçıklarla (delta-wing), dikdörtgen geometrili kanatçıkların (winglet) ısı transferine etkilerini araştırmak için bir deneysel çalışma yapmıştır. Değişik kanat tipli vorteks reteleri ile hidrolik ve termal şartların dikkate alındığı çalışmada vortekslerin kritik Reynoldss sayısına etkisinin azaltıcı yönde olduğu tespit edilmiştir. Boyuna vortekslerin enine vortekslere göre ısı transferini daha fazla iyileştirdiğini ve winglet tipi kanatların diğer kanat tiplerine göre aynı ısı transferi iyileşmesine ve daha az basınc düşümüne neden olduğunu belirlenmiştir.

Ekkad ve ark. (1997), emici kanallara sahip çift geçişli pürüzsüz dikdörtgen bir kanalda ısı taşınım katsayısını detaylı olarak araştırmışlardır. Kanal yüzeyine emici kanalları olan kanatçıklar yerleştirmişlerdir. 60° ve 90° açılardaki kanatçıklara paralel, düz -V- ve ters -V-şeklinde monte etmişlerdir. Böylece ısı geçişin boş boruya göre %20-%25 arttırmışlardır.

Rocha et al. (1997) bir iki sıralı boruların silindirik eliptik kesitlerinde ve düzlem kanatçıklı ısı değiştiricilerinde deneysel olarak belirlenen ısı transfer katsayılarını kullanarak iki boyutlu ısı transferi analizi ile ilgili bir çalışma yapmışlardır. ısı değiştiricisi için kanat üzerinde ve serbest akış bölgesinde sıcaklık dağılımı ve de kanat verimi Reynoldss sayısının bir fonksiyonu olarak belirlendi. Borular ve ısı değiştiricileri için eliptik kesitte kanat verim için yapılan sayısal çözümler daha önceki çalışmalarda silindirik kesit için yapılan sonuçlarla karşılaştırılmış ve eliptik kesitte kanat veriminin %18 daha iyi olduğu kaydedilmiştir.



Yıldız ve ark. (1998), tarafından döner tip ısı değiştiricisinin ısı geçişi ve basınç kayıplarına etkisi araştırılmıştır. Bu ısı değiştiricilerden birincisi konsantirik iç içe iki borudan oluşmuştur. Diğer ısı değiştirici ise iç borunun dış yüzeyine açılan değişik hatveleri içeren borulardan ibarettir. Deney esnasında sıcak akışkan, iç borunun dış yüzeyinden soğuk akışkan ise iç borunun içinden gönderilmiştir. Araştırmacı, duran sitemlere göre soğuk su içeren iç borunun döndürülmesiyle ısı değiştirgecinin performansının iyileşiğini belirlemiştir. Çalışmada, düz bir plaka üzerinde yarım daire şeklinde farklı aralıklarla kanatlar kesilmiştir. Üç farklı çapta kesilen kanatlar farklı açılarda farklı akım ortamına yerleştirilmiştir. Böylece akım ortamına yerleştirilen yarım daire şeklindeki kanatların ısı geçişi ve basınç kaybına etkisi araştırılmıştır. Ayrıca kanatlar arası mesafe, kanat çapı ve açısının değişimin Nusselt sayısına ve sürtünme katsayısına etkisi belirlenmiştir.

Kılıçarslan ve Saraç (1998), sabit basınç düşümünde, kanallardaki ısı transferinin iyileştirilmesini deneysel olarak araştırılmışlardır. Çalışmada silindirik ve üçgen yapısındaki iki çeşit kanatçık geometrisi kullanılmıştır. Çalışmada optimum kanatçığın bulunması amaçlanmıştır. Araştırmalar hem laminer hem de türbülanslı akıtsa, Reynoldss sayısının 250–7000 aralığında gerçekteşirilmiştir. Sabit duvar sıcaklığı sınır şartı kullanılmıştır.

Meinders ve Hanjalic (1999), cidara yerleştirilmiş küp şeklindeki kanatların dizilişinde türbülanslı akış şartlarında ısı transferi ve vorteks yapısını incelemek için deneysel bir çalışma yapmıştır akışın, küpün üstünde ve akış koridorlarında yumuşak bir bozulmaya uğrarken, küpe en yakın noktalarda göze çarpan vorteks yapılarına sahip olduğunu (türbülans yoğunluğunun yüksek seviyelerde olduğu durumlar hariç) bildirmişlerdir. Akış yönündeki keskin kenarlı üst yüzeyler ve yan yüzeylerdeki akış ayrılmalarının bu yüzeylerde akış resirkülasyonlarına ve sonradan da tekrar birleşmelere neden olduğunu belirlenmiştir. Akış kararsızlıklarının ise küpün yan yüzeylerinde vorteks kopmalarına sebep olduğunu vurgulamışlardır. Belirli akış ayrılma ve birleşmelerinde tespit edilen yerel akış yapılarının lokal ısı transferi katsayısı dağılımında kayda değer değişimlere neden olduğunu, küpün üst ve yan yüzeylerinde büyük gradientlerin oluştuğunu vurgulamışlardır.

Ekkad ve ark. (2001), iç girdap yayıcı içeren ve içermeyen ayırım noktalarına sahip düz ve konik özellikli gaz türbin kanal türü için ısı geçiş ölçümleri sunulmuştur. Konik kanallardan ve düz kanallardan elde edilen ısı geçiş sonuçları karşılaştırılmıştır. Sonuçlar göstermektedir ki; pürüzsüz kanal içerisindeki ısı geçişi, akışkanın hızına bağlı olarak ilk etapta artmakta, daha sonra ise konik genişlemeden dolayı azalmaktadır. Konik kanalların tümündeki akış ile dönüş noktalarındaki akış karşılaştırıldığında, ısı geçiş miktarında gözle görülebilir yüksek bir artış sağlanmıştır.

Sara ve ark. (2001), düz yüzeyli bir kanal içerisine dikdörtgen kesitli bloklar yerleştirilerek, ısı transferini araştırmışlardır. Çalışmada, ısı transferindeki iyileşme Reynoldss sayısının, blokların akış yönündeki yerleşiminin ve blok sayısının fonksiyonu olarak bulunmuştur. Çalışma sonucunda, ısı transferinin bloklar arasındaki boşluğa, blokların pozisyonuna ve dizilisine göre artırılabilirliği veya azaltılabilirliği bulunmuştur. Belirli bir basınç düşümünde, bloksuz duruma göre en iyi ısı transferi artışı, blokların akışa paralel ve birbirlerine göre rastgele dizilisinde elde edilmiştir.

Wang ve ark. (2001), kare kesitli bir kanaldaki radyan yöndeki sıcaklık dağılımını düzgünleştirmek ve ısı transferini iyileştirmek için sayısal ve deneysel çalışmalar yapmışlardır. İyileştirme için kanal içerisine ince tel elemanlar yerleştirilmiştir. Sürtünme katsayısı ve Nusselt sayısı için sayısal çalışmalar Reynoldss 200–1200 aralığında yapılmıştır. Hem deneysel hem de sayısal çalışmalar neticesinde ince tellerin konvektif ısı transferini iyileştirdiği ve Nusekmanlı / Nusekmansız olarak tarif edilen performans değerlendirme kriterinin 3–8 arasında değiştiği görülmüştür. Bu, basınç kaybındaki az bir artışla ısı transferinin iyileştirilebileceği anlamına gelmektedir.

Alam ve Ghoshdastidar (2002), içerisine kanatçık yerleştirilmiş bir borudaki ısı transferini sayısal olarak 4 farklı kanatçık kullanarak incelemişlerdir. Akış düzgün ve laminer olup, boruya sabit ısı akışı uygulanmıştır. İncelemede sonlu farklar metodu kullanılmıştır. Isı iletim katsayısının ve viskozitesinin sıcaklıkla değişimi dikkate

alınmıştır. Boru içerisindeki akış için momentum ve enerji denklemleri, boru cidarında kanatçık 6 bulunması ve bulunmaması için çözülmüştür. Yapılan çalışma sonucunda iç kanatçıklarla karşılaştırıldığında önemli ısı transferi iyileştirmesi sağlandığı görülmüştür.

Ujhidy ve ark. (2003), kıvrımlı bir kanaldaki akışkanın akışını deneysel olarak çalışmışlardır. Araştırmacılar, sabitlenmiş helisel elementli bir tüpteki ikincil akışların varlığını kanıtlamışlardır. Araştırmacılara göre, çift helisel akışta belirli mesafeler için alt akışlar görülmektedir. Lazer tekniği kullanılarak akış gözlemi yapılmıştır. Bu çalışmada, akışın mikro yapıları üzerine yeni bulgular eklenmiştir. Deneysel laminar akış şartlarında helisel kanatçıklar yerleştirilen tüpte ve bükülmüş tüpteki akış davranışları belirlenmiştir.

Won ve ark. (2003), açılı olarak yerleştirilen türbülantör bir kanaldaki akış yapısını ve yerel Nu sayısının değişimini incelemişlerdir. Deneysel çalışmada, iki karşılıklı yüzey üzerine paralel olacak şekilde  $45^\circ$  açılı türbülantörler yerleştirilmiştir. Araştırmacılara göre, anlık akış gözleme ve modifiye edilmiş akış yapısı: (i) Re sayısındaki artmayla küçük vorteks üreticilerinin sayılarının artması akış yapısını değiştirir. (ii) Kanalın alt ve üst yüzeylerinde karşılıklı doğrultularda meydana gelen akış hareketi kanal içerisinde güçlü ikincil akışların gelişmesine neden olmaktadır. Elde edilen verilere göre kanatçık eklenmiş kanal yüzeyi üzerinde yerel Nu sayısı önemli oranda artmaktadır.

Tanda (2004), V şeklinde kesilmiş kanatçıkların ters ve düz yerleştirilmiş dikdörtgen bir kanaldaki ısı transferi üzerine etkilerini incelemiştir. Araştırmacıya göre tekrarlı olarak yerleştirilen türbülantörlerin ısı transferi üzerindeki etkisi taşınım katsayılarını ve türbülans etkilerini artırmaktadır. Bu çalışma literatürde az kullanılan bir tekniği içermesinden dolayı önemlidir. Araştırmacı, tekrarlı olarak yerleştirilen kanatçıkların üniform ısı akışlı bir yüzey üzerindeki ısı transferine etkisini sıvı kristal tekniğiyle belirlemiştir. Kanatçık açıları  $45^\circ$  ve  $60^\circ$  olacak şekilde seçilmiştir. Yerel ve ortalama ısı transfer katsayısı belirlenmiştir.

Yakut ve Şahin (2004), ısı transferini artırmak için bir kanal içerisine bükülmüş tel türbülatorleri yerleştirilerek vorteks karakteristiklerinin etkilerini incelemişlerdir. Araştırmacılar, bu çalışmada tasarlanan vorteks üreticilerinin akış ve akustik ilişkilerini ve ayrıca entropi üretimi ve vorteks karakteristikleri arasındaki ilişkileri incelemişlerdir. Elde edilen verilere göre eğimler arttığında vorteks frekansı azalmakta ve eğimli tel türbülatorlerin oluşturduğu basınç salınımlarının maksimum değeri en küçük eğimde meydana gelmektedir. Türbülatorlerin ısı transferi ve sürtünme katsayısı üzerindeki etkileri Re sayısının geniş bir aralığında incelenmiştir. Elde edilen verilere göre tasarlanan türbülatorler Re sayısının 13000 değerinde termodinamiksel olarak avantajlıdır.

Durmuş ve ark. (2004), dönmeli akışta kanatçık tipindeki turbulatorleri kullanmışlardır. Türbülatorler  $10^\circ$ ,  $20^\circ$  ve  $40^\circ$  kanat açılarında, 48, 50 ve 52 mm çapta imal edilmiştir. Deneyler 10000 ila 30000 Reynoldss aralığında on farklı debide yapılmıştır. Yapılan deneyler sonucunda boş boruya göre 2 ila 4 kat arası ısı transferi artışı sağlanırken, basınç kayıplarında 8.5 kat artma tespit edilmiştir.

Karwaa ve ark. (2005), dikdörtgen kanalların duvarlarının birine katı veya delikli engel yerleştirilmesinin ısı transferi ve sürtünme katsayısına etkilerini deneysel olarak incelenmişlerdir. Çalışma Reynoldss sayısının 2850–11500 aralığı için yapılmıştır. Engel konulmuş duvar ısıtılmış diğer üç duvar yalıtılmıştır. Eşit pompalama gücü dikkate alındığında ısı transferi iyileştirmesi bakımından en fazla açık alan oranına sahip geometri en iyisi olarak bulunmuştur.

Kobus and Oshio (2005) iğne kanatçıklı bir ısı alıcısının termal performansı ile ilgili hem teorik hem de deneysel çalışma yapmışlardır. Deneysel veriler ve teorik model değerlendirilerek, kanat çapı, kanat uzunluğu, kanat boşlukları gibi farklı parametrelerin termal rezistans üzerine etkileri incelenmiştir. Yapılan çalışmada, verilen bir kanat boşluğunda, kanatçıklı ısı alıcısının termal performansının zayıf bir fonksiyonu olduğu, kanat uzunluğu arttıkça iyileştiği sonucuna varılmıştır. Ayrıca belirlenen optimum kanat boşluğu 1.8 cm olarak kaydedilmiştir.

Argunhan ve Yıldız (2006), iç içe borulu ısı değiştirgecinde 60 mm çapındaki iç borunun girişine 55° kanat açısına sahip ve kanatlarında birer, ikişer, üçer ve dörder adet dairesel delikler bulunan dönme üreticileri yerleştirerek, dönme üreticilerinin ısı transferi ve basınç kaybına etkisini incelemişlerdir. Isı değiştirgecindeki ısı transferinin %83'lere kadar iyileştirilebilmiştir. Bu iyileştirmede kanatlardaki delik sayısının artması ve Reynoldss sayısının artmasının etkin olduğu gözlenmiştir. Basınç kaybında da aynı etkenlere bağlı artışlar görölmüştür.

Kurtbaş ve ark. (2007), kanatçık tip türbülatorün ikinci kanun analizini yaparak verimlilik, entropi oranı ve NTU oranlarını hesaplamışlardır. Re sayısının  $104 < Re < 3104$  aralığındaki değerlerde kanat açısı, türbülatorlerin yerleştirilme mesafesi ve kanat çapına bağlı olarak Nusselt sayısının 95 ila 354 ve ekserji kayıp oranının  $E^* = 0.04$  ila 0.2 arasında değiştiğini göstermişlerdir.

Hosseini ve ark. (2007), üç farklı tüp demetinin, yağ soğutmalı ve su gövde borulu ısı değiştiricisi için kovan taraftaki ısı transfer katsayısını ve basınç düşüşünü belirlemişlerdir. Elde edilen verileri deneysel verilerle karşılaştırmışlardır. Deneylemlerle tüp demeti için aynı geometri, konfigürasyon, direnç sayısı ve uzunluğu kullanılırken; gövde içerisinde üç farklı tip boru kullanılmıştır. şaşırtmalı ve mikro yapılı kanatçık içeren tüplerin belirli Re sayılarının altında performansı önemsiz oranda artırdığı görölmüştür. Ancak yüksek Re sayılarında performans artmaktadır.

Tandiroğlu (2007), direnç yerleştirilmiş dairesel bir borudaki türbölanslı akış için akış geometri parametrelerinin geçici rejimde entropi üretimi üzerindeki etkisini araştırmıştır. Araştırmacı, deneyler boyunca çap oranını, direnç yerleştirme açısını, direnç kesit alanı oranını, dirençler arası mesafe oranını parametrik olarak değiştirmiştir. Dokuz farklı direnç parametresinin pürüzsüz boru üzerindeki etkilerini test etmiştir. Araştırmacı, ayrıca boru iç çap oranını, direnç yerleştirme açısını da incelemiştir. Sabit ısı akısı şartlarında ele alınan bu çalışmada entropi üretiminin akış geometri parametresiyle ilişkisi belirlenmiştir. Çalışma akışkanı olarak hava kullanılmıştır. Verilen bağımsız parametreler için dokuz adet deneysel bağıntı türetilmiştir.

Nasiruddin ve Siddiqui (2007), tek bir direnç kullanarak bir ısı değiştiricisindeki etkinliği iyileştirmeyi amaçlamışlardır. Bu çalışmada, kanat boyutlarının ve yerleştirilme şekillerinin ısı transfer artımı üzerindeki etkisi detaylı olarak tartışılmıştır. Dirençler üç farklı şekilde yerleştirilmiştir. Deneysel sonuçlara göre direnç yüksekliğinin artmasıyla Nu sayısı da önemli oranda artmaktadır. Ancak basınç kayıplarında da önemli artışlar olmaktadır. Eğimli dirençlerde ise kanat-eğim açısıyla, Nu sayısındaki artış hemen hemen bağımsızdır. Maksimum ve ortalama Nu sayısı dirençsiz akışa göre sırasıyla %20-70 daha fazladır. Verilen bir direnç geometrisi için Nu sayısındaki artış iki kattan daha fazladır. Elde edilen verilere göre iki dirençli boru akışı durumunda %82 oranında artış olmaktadır. Araştırmacılara göre ısı değiştiricisindeki en önemli ısı transferi artış oranı akışa doğru eğimli dirençlerle elde edilmektedir.

Nasr ve Shafeghat (2008), helisel dirençli bir ısı değiştiricisindeki dizayn algoritmaları için akışkan akışının analizini yapmışlardır. Araştırmacılar, helisel dirençleri farklı düzlemlerle segment ve helisel dirençlerin karşılaştırmasını yapmışlardır. Daha sonra türetilmiş basınç kaybı ilişkisini ve dizayn algoritmasını kullanarak laminer ve türbölanslı akış şartları için gerekli denklemleri türetmişlerdir. Bu denklemler ısı transferi yüzey alanı, ısı transfer katsayısı ve basınç kayıplarını içermektedir.

Chang ve ark. (2008), V şeklindeki kanatların dikdörtgen kanaldaki akışkan akışında ısı transferi ve basınç kaybına etkisini incelemişlerdir. Araştırmacılar, V şekilli kanatçıkların ısı transfer artım parametresini belirlemişlerdir. Araştırmacılar, Re sayısının 1000-30000 değerleri arasında ters ve düz akış için dikdörtgen bir kanal içerisindeki V şeklindeki kanatçıkların ısı transferi ve basınç kaybı üzerindeki etkisini araştırmışlardır. Elde edilen verilere göre ileri ve geri akış durumu için tasarlanan sistem laminer akış şartlarında 6.8 kata kadar artmaktadır. Isı transferi, basınç kaybı ve ısıl performans faktörü tasarlanan sistemde önemli bir değişime uğramışlardır. Türbölanslı akış için Re sayısı artarken ısıl performans katsayısı azalır. Araştırmacılara göre, bu çalışma için elde edilen ısı transferi ve sürtünme katsayısı bağıntıları dizayn uygulamaları için tercih edilmelidir.

Lei ve ark. (2008), helisel dirençli bir ısı değiştiricinin dizaynını ve optimizasyonunu yapmışlardır. Tek helisel dirençli bir ısı değiştiricisinin hidrodinamiği ve ısı transfer karakteristiği hem deneysel hem de sayısal olarak çalışılmıştır. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği metodu kullanılarak ısı değiştirici dizayn edilmiştir. Tek segmentli dirençli, tek helisel dirençli ve iki helisel dirençli üç farklı ısı değiştiricisinin performansı karşılaştırılmıştır. Deneylede, tüp tarafında soğuk su ve kovan tarafında sıcak yağ çapraz olarak akıtılmıştır. Ayrıca toplam ısı transfer katsayısı hesaplanarak kovan tarafının ısı transfer katsayısı Wilson çizim tekniğiyle belirlenmiştir. Deneysel sonuçlarda helisel dirençli ısı değiştiricisinin ısı transfer katsayısı segment dirençli ısı değiştiricinin ısı transfer katsayısından daha yüksektir. Bununla birlikte çift helisel dirençli ısı değiştiricinin ısı transfer katsayısı en iyi performansa sahiptir.

Zhang ve ark. (2009), boru demetli bir ısı değiştiricisi içinde helisel ve segment tipli dirençlerin deneysel karşılaştırmalarını yapmışlardır. Helisel dirençlerin, helis açısı  $20^{\circ}$ ,  $30^{\circ}$ ,  $40^{\circ}$  ve  $50^{\circ}$  olarak çevirmişlerdir. Çalışma akışkanı olarak su ve yağ kullanılmıştır. Araştırmacılar, deneysel sonuçlardan aynı kütleli debi oranında helisel dirençli ısı değiştiricisinin ısı transfer katsayısını, segment dirençli ısı değiştiricisinininkinden daha düşük olduğunu belirlemişlerdir. Ayrıca ısı transfer katsayısı ve birim uzunluktaki basınç düşüşünün helisel debiye göre değişiminin karşılaştırmasında helisel dirençli ısı değiştiricisinin segment dirençli ısı değiştiricisi üzerinde önemli bir avantaja sahip olduğunu görmüşlerdir. Ayrıca  $30^{\circ}$  helis açılı ısı değiştiricisinin performansı  $20^{\circ}$  ninkinden,  $40^{\circ}$  helis açılı ısı değiştiricisinin performansı  $50^{\circ}$  ninkinden daha iyi olduğunu belirlemişlerdir. Araştırmacılara göre  $40^{\circ}$  helis açılı ısı değiştiricisinin performansı en yüksektir.

Karwa ve Maheshwari (2009), farklı oranlarda imal edilmiş olan yarım ve tam engelleyicili asimetrik olarak ısıtılmış bir kanaldaki ısı transferi ve sürtünmeyi incelemişlerdir. Tam engelleyicilerin alan oranı %46.8, yarım engelleyicilerin alan oranı %26 olarak seçilmiştir. Bu çalışmada Re sayısı 2700-11150 arasında değiştirilmiştir. Engelleyici yerleştirilen plaka üniform olarak ısıtılmıştır. Engelleyici yerleştirilen plaka üniform olarak ısıtılmıştır. Böylece sistem bir havalı güneş

konvektörüne benzetilerek uygun sınır şartları oluşturulmuştur. Araştırmacılar, deneysel sonuçlarda tam engelleyicili akış için Nu sayısının pürüzsüz kanal akışına göre %79-169 oranında arttığını belirlemişlerdir. Bu oran yarım engelleyiciler için %130-274 olarak değişmektedir. Bunun yanında sürtünme katsayısı tam engelleyicilerde pürüzsüz kanala göre 8.02 kat, yarım engelleyicilere ise 17.5 kat fazla olduğu görülmüştür. Araştırmacılara göre, yarım engelli ısı değiştiricileri tam engelli ısı değiştiricilere göre hem ısıl yönden, hem de hidrodinamik yönden daha iyidir.

Gajusingh ve ark. (2009), aşağı doğru akan bir kanaldaki dikdörtgen engellerin etkisini araştırmışlardır. Deneysel olarak elde edilen bu çalışmada kare bir kanal içerisindeki dikdörtgen engellerin etkileri araştırılmıştır. İki boyutlu hız alanının ölçümü için PIV yöntemi kullanılmıştır. Ölçümler tam gelişmiş türbülanslı akımda ve iki farklı Re sayısında yapılmıştır. Elde edilen verilere göre bir direncin yerleştirilmesinden dolayı akış yapısındaki değişim aynı şartlar altında bir tane direncin olması durumunda akış yapısındaki karşılaştırma ile ölçülebilir. Türbülans hızları iki yada üç kat artmakta iken enerji üretimi ve yayılımı daha fazla artmaktadır. Deneysel sonuçlarda türbülansın en önemli artımı direncin tam üst bölgesinde yaklaşık iki kat olurken bu tabakanın kalınlığı üç kat artmaktadır.

Ho ve ark. (2009), çift geçişli düzlem yüzeyli bir havalı güneş kolektörü içerisine kanatçıklar yerleştirerek performans üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Asıl amaç havalı güneş kolektörünün ısı transfer etkinliğini artırmaktır. Hem deneysel hem de teorik etkinlik ilişkileri belirlenmiştir. Deneysel verilerle teorik verilerin birbirine uyumlu olduğu görülmüştür. Araştırmacılara göre, plakanın altına üstüne kanatçık yerleştirilmiş çift geçişli güneş kolektörünün etkinliği önemli oranda artmaktadır. Ayrıca toplayıcı üzerine yerleştirilen kanatçıkların yerleştirilme şekli ve oranı ısı transfer etkinliğini önemli oranda değiştirmektedir.

Eiamsa-ard ve Promvonge (2009), akış kanalı içerisindeki yivli kanatçıkları incelemişlerdir. Üniform ısı akış sınır şartlarında dikdörtgen bir kanaldaki ısı transferi ve sürtünme karakteristiklerinin deneysel incelemesi yapılmıştır.



Deneysel olarak yivli kanatçık düzenlemesi dikdörtgen kanatçık ve üçgen yivler incelenmiştir. Ayrıca  $Re$  sayısının 3000-10000 arasında kanal yüksekliğinin, kanatçık yüksekliğinin etkisi belirlenmiştir. Ayrıca bu çalışmada ısı artma indeksi incelenmiş ve literatüre paralel olarak sonuçlar elde edilmiştir.

Eiamsa-ard (2010), çoklu vorteks üreticili türbülanslı kanal akışındaki ısı ve basınç kaybı karakteristiklerini belirlemiştir. Araştırmacı, dikdörtgen bir kanal içerisine çoklu olarak yerleştirdiği helisel vorteks üreticilerinin ısı transferi ve basınç kaybı üzerindeki etkisini deneysel olarak araştırmıştır. Deneyler iki helis tipindeki ve üç farklı helis oranında yapılmıştır.  $Re$  sayısı 2700-9000 arasında değiştirilirken,  $Pr$  sayısı yaklaşık 0,7 de sabit olduğu varsayılmıştır. Tasarlanan vorteks üreticilerinin ısı transferi %10.3-69 oranında artırdığı gözlenmiştir. Ayrıca dönme açısı ne kadar azalır ise ısı transferinin ve basınç kaybının o kadar arttığı belirlenmiştir. Yapılan çalışma için ampirik formüller türetilerek optimum değerler tartışılmıştır.

Promvonge ve ark. (2010), bu çalışmada eksenel vorteks üreticili üçgen kanatlarla monte edilmiş bir kanaldaki ısı transferindeki artışı incelemişlerdir. Sabit ısı akışlı bir kanal boyunca türbülanslı akış için vorteks üreticilerinin taşınım ile ısı transferi ve sürtünme kayıpları üzerine etkisi deneysel olarak incelenmiştir. Araştırmacılar, kanal içerisinde ters akışlar oluşturabilmek için kanal yüzeyine dik kanatçıklar yerleştirmişlerdir. Kanatçıklar hem düzgün hem de şaşırtmalı olarak düzenlenmiştir. Ayrıca üç farklı kanat açısı test edilmiştir.  $Re$  sayısı 5000-22000 aralığında deneyler yapılmıştır. Deneysel sonuçlara göre, kanal içerisine kanatçıkların yerleştirilmesi ısı transferini önemli oranda artırmıştır. Hem  $Nu$  sayısı hem de sürtünme katsayısı; kanat sayısı, geometrisi ve yerleştirme şekline bağlı olarak artmıştır. Aynı deney şartları altında paralel yerleştirilmiş kanatçıkların ısı transferi ve basınç kaybı üzerindeki etkisi, şaşırtmalı yerleştirilen kanatçıklarından fazla olarak elde edilmiştir.

Saha (2010), axial oluk pürüzlülüğü ve eğimli dişleri bulunan ve bulunmayan kıvrımlı-bantları olan dikdörtgen ve kare kanallar boyunca türbülanslı akışın termohidroliğini incelemiştir.  $10000 < Re < 100000$  değerindeyken, dikdörtgen ve kare

kanallar boyunca türbülanslı akışın ısı transferi ve basınç kaybı özelliklerini deneysel olarak incelenmiştir. Dairesel kanalları da kullanılmıştır. Araştırmacı, axial olukların, eğimli dişleri olan kıvrımlı bantlarla birleşmesinin, bunların eğimli dişleri olmayan axial oluklarla birleşmesinden daha iyi olduğunu buldu. Isı transferi ve basınç kaybı ölçümleri ayrı test bölümlerinde yapıldı. Isı transferi testleri, elektrikle ısıtılmış paslanmaz çelik kanallarda yapılmıştır. Basınç kaybı testleri ise akrilik kanallarda yapılmıştır. Akış sürtünmesi ve ısıl özellikler; kanal açısı, oluk açısı, oluk eğimi, kıvrım oranı, boşluk oranı, uzunluk, kıvrımlı-bantın diş yatay uzunluğu ve diş açısı, Reynoldss sayısı ve Prandtl sayısı ile değişmektedir. Sürtünme faktörü ve Nusselt sayısı için bağıntılar geliştirilmiştir. İncelenen geometrinin performansı değerlendirildi. Araştırmacı, eğer kıvrımlı banlar düzenli boşluğa sahipse, eğimli dişlere sahip kıvrımlı bantın axial oluklarla birleşmeyi eğimli dişlere sahip olmayan kıvrımlı bantın axial oluklardan %50 daha iyi yaptığını; ancak, kıvrımlı bantlar kısa-uzunlukta ve tam uzunlukta, ilerlemenin çok az olduğunu bulmuştur.

Ochende ve ark. (2010), çok-ölçekli çubuk-kanatlı yapıları incelemiştir. Çalışmada, çubuk-kanatlı iki diziliş düzeninin belirlenmesinde Constructal teorisi kullanılmıştır, böylece toplam ısı transfer oranı minimize edilmiştir. Kanatlara etki eden ısı transferi, uniform ve izotermal bir akışla gerçekleştirilen laminar zorlanmış taşınım elde edilir. Optimizasyon, kanat malzemelerinin sabitlenmiş toplam hacmine bağlıdır. Optimize edilen yapının boyutları, kanata çapraz taşınım kanatlar boyunca dengeli iletimin sonucudur. Son akış yapısı, akış yapısı boyunca uniform olmadan yayılan birçok ölçeğe sahiptir. En iyi yapılandırma üzerinde Reynoldss sayısı ve ısıl iletkenlik oranının etkisi üzerinde sayısal sonuçlar anlatıldı. Araştırmacılar, ölçekli analize dayanan sonuçların, sayısal analize dayanan sonuçlarla iyi uyduğu bulunmuşlardır. Sonuçlar, kanat çapları ve yükseklikleri uniform olmadığı zaman, en iyi akış yapısının gerçekleştiğini göstermektedir.

Chang ve ark. (2010), yüzey çukurlukları olan altıgen kanallarda ısı transferi ve basınç kaybını incelemiştir. Pürüzsüz ve çukurlu duvarları olan dört altıgen kanal için Nusselt sayısı dağılımları ve basınç kaybı katsayılarının ölçümleri, Reynoldss sayısı 900-30000 arasındaki değerlerde alınarak, konkav-konkav, konvex-konvex ve

konkav-konvex yapılarına sahip üç çukurlu duvar takımının ısı performansları karşılaştırmalı incelemelerle yapıldı. Deneysel verileri seçilmiş bir takıma, Nusselt sayısı dağılımındaki çukur yapısı ve Reynoldss sayısının etkisi incelendi.  $(Nu/Nu_{\infty})/(f/f_{\infty})^{1/3}$  olarak tayin edilen ısı performans faktörüne sahip pürüzsüz-duvar referansı boyunca Nusselt sayısı ve basınç kaybı katsayısının nispi artışları incelendi. Araştırmacılar, ortalama Nusselt sayısı ve basınç kaybı katsayısı bağıntılarını, kontrol parametresi olarak Reynoldss sayısı kullanılarak, her bir altıgen kanal için ayrı ayrı elde ettiler.

Chang ve ark. (2010), ölçekli-pürüzlü çubuk-kanatlı kanallarda ısı transferi ve basınç kaybını incelemişlerdir. Reynoldss sayısı 1000-30000 arasındaki değerlerde alınalar, iki farklı çubuk eğim-çap oranına sahip iki tane ölçekli-pürüzlü çubuk-kanatlı kanallarda ısı transferi ve basınç kaybı özellikleri hem ileri hem de geri akışlar için karşılaştırıldı. HTE aletlerinden toplanan önceki sonuçlarla, ısı transfer verilerinin, basınç kaybı ölçümlerinin ve ısı performans faktörlerinin karşılaştırılması yapıldı. Mevcut HTE ölçümleri için hem ısı transfer oranları hem de basınç kaybı katsayılarında kayda değer artışlar göstermektedir. Ölçekli ve çubuk-kanatlı HTE ölçümleri, Reynoldss sayısı 1000-30000 arasındaki değerlerde alınarak pürüzlü-duvar boruda geliş akış referansının ısı transferi üzerinde 22 katlık bir artış olduğu gözlenmiştir. Araştırmacılar, tasarım uygulamaları yardımıyla, ileri ve geri akışlı ölçekli-pürüzlü çubuk-kanatlı iki kanal için ısı transferi ve basınç kaybının deneysel bağıntılarını türetmişlerdir.

Nagarajan ve ark. (2010), sağ ve sol eklerle yerine konulmuş bir mikro-kanatlı boru boyunca türbülanslı akışın ısı transferi ve sürtünme faktörü özellikleri üzerine çalışmışlardır. 7.44, 8.27 ve 11.7 büküm oranlarında tamamen kıvrımlı bant ve sağa ve sola bükülmüş kıvrımlı bantlar ile donatılmış mikro-kanatlı mikro-kanatlı tüpün ısı transferi ve basınç kaybı özellikleri deneysel olarak incelenmiştir. Deneysel veriler, düz tüp verilerinde elde edilenlerle karşılaştırıldı. Sağ ve sol kıvrılmış ekler için ısı transferi katsayısı artışı, kıvrım oranı verilen tamamen bükülmüş kıvrımlı bantlardaki eklerden daha yüksektir. Araştırmacılar, Nusselt sayısı, Reynoldss sayısı, sürtünme bağıntısı ve kıvrım oranı için deneysel ilişki hem kıvrımlı-bant ilaveleri

için hem de sağ ve sol ilaveler için oluşturdular ve sırasıyla Nussalt sayısı için %3.6 %2.5 ve sürtünme faktörü için %7 ve %85 olan deneysel verilere uygun olduğunu bulmuşlardır. Performans değerlendirme analizi yapıldı ve maksimum performans oranı sağ-sol kıvrımlı bant ilaveleri için elde edildi.

Bu çalışmada dikdörtgen bir kanal içerisine yerleştirilen akışa konkav ve konveks dirençlerin ısı transferine, basınç kaybına ve sistemdeki ekserji kaybına etkisi deneysel olarak incelenmiştir. Bağımsız parametre olarak Reynolds sayısı, direnç sayısı, direnç yüksekliği, direnç çapı ve direnç açısı seçilmiştir. Her bir bağımsız parametrenin Nusselt sayısı, sürtünme katsayısı ve tersinmezlik gibi bağımlı parametreler üzerindeki etkisi incelenmiştir. Reynolds sayısı 2514-13111 arasında seçilmiş ve buna bağlı olarak türbülanslı akış şartlarında deneyler yapılmıştır. Deneylerde sabit ısı akısı uygulanmıştır.

### **3. KURUMSAL TEMELLER**

#### **3.1. Isı Transferi İçin Genel Kavram ve Tanımlar**

Günümüzde endüstrinin hızla gelişmesinden dolayı yüksek performansa sahip termal sistemlere olan ihtiyaçta artmaktadır. Bu talep araştırmacıların ısı geçişinin artırılması için yapılan çalışmaları hızlandırmıştır.

Isı transferi üç farklı mekanizma şeklinde gerçekleşir;

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

Bu üç ısı transferinin meydana gelmesi için mutlaka sıcaklık farkının olması gerekir. Sıcaklık farkından dolayı oluşan enerji türüne ısı transferi denir. Sıcaklık farkının olduğu her durumda ısı transferi mutlaka gerçekleşir. Durgun halde bulunan akışkan veya katı ortamda sıcaklık farkı var ise, burada gerçekleşen ısı transferine, iletim ile ısı transferi denir. Eğer, bir yüzey ile hareket halindeki bir akışkanın sıcaklıkları farkından dolayı, ısı transferi gerçekleşiyorsa buna taşınım ile ısı transferi denir. Farklı sıcaklıklara sahip iki yüzey arasında, birbirlerini görmeye engel bir ortam yoksa belli sıcaklığa sahip tüm yüzeyler elektromanyetik dalgalar şeklinde enerji yaydıklarından dolayı ısı transferi meydana gelir. Buna ise ışınım ile ısı transferi denir. Kanatlar kullanılarak hava ısı değiştiricisi yapımı ve analizi yapılırken bu üç ısı transferi mekanizması göz önünde bulundurulur.

##### **3.1.1.İletim ile ısı transferi**

Termodinamiğin 2. Kanununa göre ısı, yüksek sıcaklıkta bulunan bir bölgeden düşük sıcaklıktaki bir bölgeye doğru akar. Sabit kesit alanına sahip bir cisimden bir boyutlu, kararlı ısı iletimi aşağıdaki denklemle ifade edilir ve Fourier yasası olarak adlandırılır.

$$q = -kA \frac{dT}{dx} \quad (3.1)$$

Buna göre iletim yoluyla ısı miktarı;

1. Sıcaklık gradyanı ( $\frac{dT}{dx}$ )
  2. Kesit alanı (A)
  3. Malzemenin ısı iletkenliği (k)
- gibi faktörlere bağlıdır.

### 3.1.2. Taşınım ile ısı transferi

Taşınım ısı transferi; doğal ve zorlanmış taşınım olarak iki kısma ayrılır. Doğal taşınım; akışkan içindeki sıcaklık değişimlerinin meydana getirdiği yoğunluk farklarından kaynaklanan kaldırma kuvvetleri sonucu oluşan ısı transferidir. Zorlanmış taşınım ise akışın bir dış etki ile oluştuğu (pompa, fan, atmosferik rüzgâr) ısı transfer şeklidir. Newton'un Soğutma Yasası olarak bilinen, sıcak bir nesneden soğuk akışkana olan ısı transferi şu şekilde ifade edilmektedir:

$$q = hA_s(T_s - T_m) \quad (3.2)$$

Burada h ısı taşınım katsayısını,  $A_s$  yüzey alanını,  $T_s$  yüzey sıcaklığını ve  $T_m$  akışkan sıcaklığını ifade etmektedir. Akış yönündeki katı cismin boyu, şekli gibi bir takım fiziksel özellikleri ve cinsi, akışkanın tipi ve çalışma sıcaklığı gibi termofiziksel özelliklerine bağlı olarak konveksiyon katsayısı h değişmektedir.

### 3.1.3. Işınım ile ısı transferi

Sonlu sıcaklıktaki malzemeler tarafından elektromanyetik dalgalarla iletilen enerjidir. İletim ve taşınım ile ısı transfer edilirken bir madde ortamına gerek duyulur, ışınım ile ısı transferinin meydana gelmesi için ise bir madde ortamına gerek yoktur. Sonlu sıcaklıktaki her bir cisim ya da nesne radyasyon yaydığı gibi aynı zamanda bu cisim ya da nesnelere çevrelerindeki radyasyon yayan cisimlerin yaydığı bu

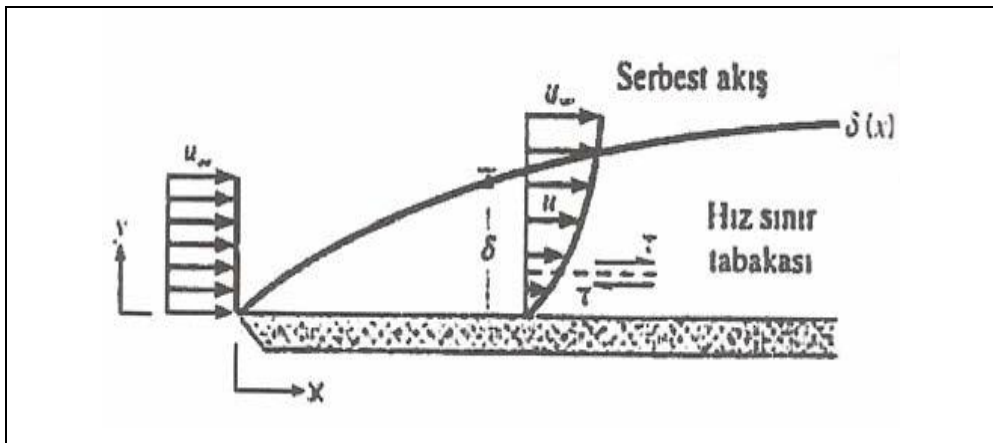
radyasyonlar için alıcı konumundadır. Bu olay radyasyonun soğurulması olarak bilinir. Bu nedenle radyasyonun etkisinden bahsedilirken aşağıdaki eşitlikle verilen bir yüzey ve çevresi arasındaki net radyasyon ısı değişim miktarını dikkate almak gerekmektedir;

$$Q = \varepsilon A_s \sigma (T_y^4 - T_c^4) \quad (3.3)$$

Burada  $\varepsilon$  yüzey yayılımını,  $A_s$  yüzey alanını,  $\sigma$  stefon-boltzmann sabitini,  $T_y$  ara yüzey sıcaklığını ve  $T_c$  bulk sıcaklığını ifade etmektedir.

### 3.2. Hidrodinamik (Hız) Sınır Tabaka

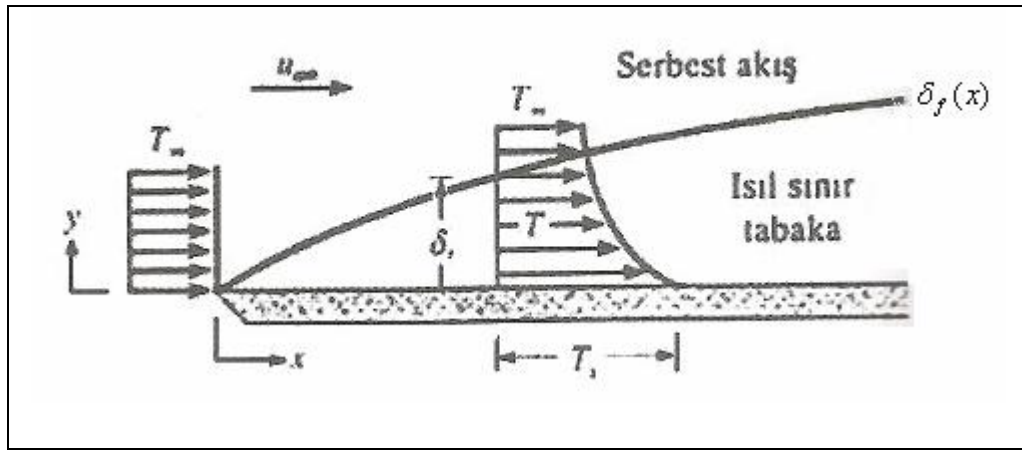
Hız sınır tabakanın gelişiminin gösterildiği Şekil 3.1.'de akışkan hızına paralel düzlemlerde akışkan hareketinin bu yavaşlaması yüzeyde etkili olan kayma gerilmesi  $\tau$  ile ilgilidir. Yüzeyden  $y$  uzaklığının artışıyla akışkan hızının  $x$  bileşeni  $u$ , serbest akış değeri  $\infty$   $u$ 'a ulaşmaya kadar artar.  $\delta$  büyüklüğü sınır tabaka kalınlığı olarak adlandırılır ve genellikle  $u = 0.99u$  değerine ulaşıldığı  $y$  değeri olarak tanımlanır. Sınır tabaka hız profili, sınır tabaka içinde  $u$  hızının  $y$  ile değişimini gösterir (Incropera and DeWitt 2001).



Şekil 3.1. Düzlem levha üzerinde hız sınır tabakasının gelişimi (Incropera ve Witt 2001)

### 3.3. Isıl Sınır Tabaka

Tam gelişmiş sıcaklık profilinin  $T(r,x)$  biçimi, sabit yüzey sıcaklığı veya ısı akısı sınır koşuluna göre değişir. Bununla birlikte her iki yüzey koşulu için, akışkanın sıcaklığı boru boyunca artar. Eğer  $Pr > 1$  ise, hidrodinamik sınır tabaka termal sınır tabakadan çok daha hızlı bir şekilde geliştiği,  $Pr < 1$  ise tersinin olacağı görülür. Boru/kanal girişinde ısı sınır tabaka kalınlığı sıfır olduğundan,  $x=0$ 'da taşınım katsayısı çok büyüktür. Ancak ısı sınır tabaka gelişirken, ısı transfer katsayısı ( $h$ ), tam gelişmiş koşullardaki sabit değerine ulaşana kadar hızla azalır.



**Şekil 3.2.** Sabit sıcaklıktaki düz levha üzerinde ısı sınır tabakanın gelişimi  
(Incropera and DeWitt 2001)

Şekil 3.2.'de düz bir levha üzerinde ısı sınır tabakanın gelişimi gösterilmiştir. Levha giriş ucunda sıcaklık profili düzgün dağılımlı  $T(y) = T_{\infty}$  dur. Bununla birlikte akışkan parçacıkları levha ile temas ettiklerinde levha ile aynı sıcaklığa ulaşır. Bu parçacıkların komşu akışkan tabakası ile enerji değişimi akışkan içinde sıcaklık gradyanlarının oluşumuna neden olur. Akışkanın sıcaklık gradyanlarının oluştuğu bu bölge ısı sınır tabakadır ve bu tabakanın kalınlığı  $\delta$  t, genellikle  $[(T_s - T)/(T_s - T_{\infty})] = 0.99$  oranını sağlayan  $y$  değeri olarak tanımlanır. Giriş ucundan uzaklaştıkça ısı geçişi serbest akışı daha fazla etkiler ve ısı sınır tabaka büyür (Incropera and Dewitt 2001).



### 3.4. Laminer ve Türbülanslı Akış

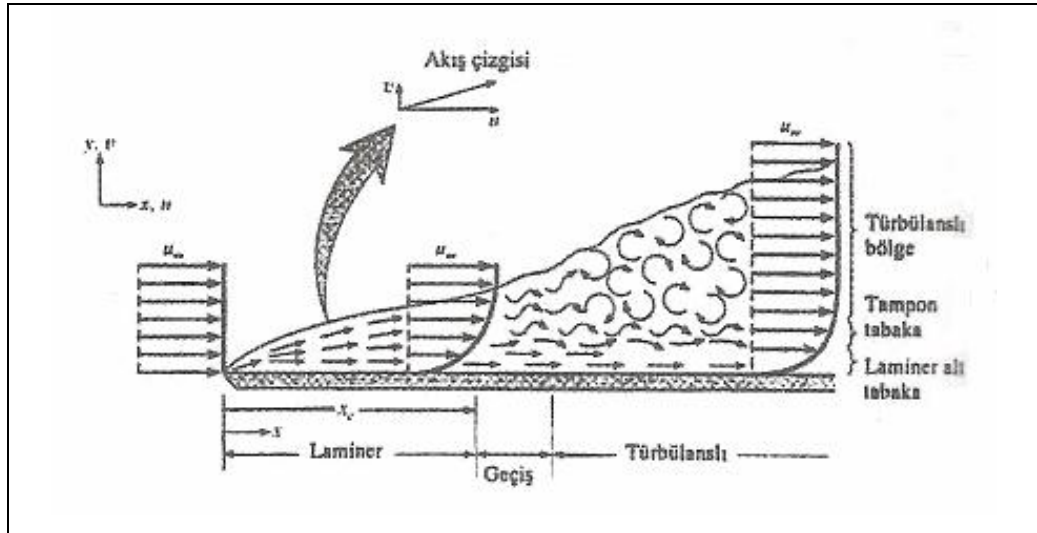
Taşıyım problemlerinin çözümünde ilk incelenmesi gereken parametre akışın tabakanın laminer veya türbülanslı olduğunu belirlemektir. Herhangi bir ortamda akan akış laminer, geçiş veya türbülanslı akım rejimlerinde bulunur.

Akışın laminer olduğu durumda akışkan hareketi çok düzenlidir ve parçacıklar akış çizgileri boyunca hareket ederler. Akışkanın hareketi bir akış çizgisi boyunca  $x$  ve  $y$  doğrultularındaki hız bileşenleri ile tanımlanır.  $v$  hız bileşeni yüzeye dik yönde olan bileşendir ve bu bileşen sınır tabakada momentum, enerji veya kütle geçişine önemli etkilerde bulunur. Yüzeye dik yönde akışkan hareketi, sınır tabakanın  $x$  yönündeki gelişiminin bir sonucudur.

Akışın türbülanslı sınır tabaka içinde olduğu durumda akış çok düzensizdir. Akış içinde ani hız değişimleri meydana gelir. Bu ani ve düzensiz değişimler momentum, enerji ve kütle geçişini artırmakta ve bunun sonucu olarak taşınım geçiş hızı ve yüzey sürtünmesi de artmaktadır. Akışkanın karışması türbülanslı sınır tabaka kalınlığını artırır. Sınır tabaka profilleri (hız, sıcaklık ve derişiklik) laminer akışa oranla daha düzdür.

Şekil 3.3'de düz bir levha üzerinde hız sınır tabaka gelişirken laminer, geçiş ve türbülanslı bölgeler görülmektedir. Akışın laminer olduğu durumda incelenen herhangi bir noktada hız vektörü zamanla değişmemekte, türbülanslı akışta ise hız vektörü belirli bir değer etrafında düzensiz değişmeler göstermektedir (Incropera and Dewitt 2001).

Başlangıçta sınır tabaka laminardır. Giriş ucundan biraz ötede ise küçük çalkantılar başlar. Bu çalkantılar giderek şiddetlenir ve türbülanslı akışa geçiş olur. Tam türbülanslı bölge içerisinde akışkan üç boyutlu gelişigüzel hareketler yapar. Türbülansa geçişte sınır tabaka kalınlığı, yüzey kayma gerilmesi ve taşıyım katsayısında önemli artışlar meydana gelir.



**Şekil 3.3.** Düz bir levha üzerinde hız sınır tabakanın gelişimi (Incropera ve Dewitt 2001)

Akışın laminar veya türbülanslı olmasına Reynolds sayısının almış olduğu değerler ile karar verilir. Reynolds sayısı atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlere oranı olarak tanımlanır ve düz bir levha üzerinde akış için şu şekilde ifade edilir;

$$Re_x = \frac{\rho u_\infty x}{\mu} \quad (3.4)$$

Reynolds sayısı  $10^5$  ile  $3 \times 10^6$  arasında değerler alıp, kritik değer yani laminardan türbülansa geçiş değeri  $5 \times 10^5$  olarak alınmaktadır. İç akış sistemlerinde Reynolds sayısı 2300'den küçük ise akış laminar olarak kabul edilmekte, 2300'den sonra türbülansa geçiş başlamakta ve daha büyük değerlerde türbülanslı akış oluşmaktadır.

### 3.5. Isı Transferinin İyileşmesi

Taşımla ısı transferinde, transfer edilen ısı miktarı akışkanın taşınım katsayısına, ısı transfer yüzey alanına ve yüzeyle akışkan arasındaki sıcaklık farkına eşittir.

$$q = hA\Delta T \quad (3.2)$$

Akışkanın ısı taşınım katsayısı, akışkan geometrisine, akışkanın termofiziksel özelliklerine ve akışın rejimi gibi parametrelere bağlıdır. Mühendislik uygulamalarında ısı transferinin artırılması amaçlanırsa, taşınım katsayısı ve ısı transfer yüzey alanının optimum değerlerinin sağlanması gerekir. Bu amaçla akış ortamında türbülans üreticileri yada genişletilmiş yüzeyler kullanılır.

Daha önce bahsedildiği gibi akışkanın viskoz özelliklerinden dolayı ısıtma yüzeyinde bir sınır tabaka meydana gelir. Bu sınır tabaka basınç kayıplarını artırdığı gibi yüzeydeki ısı geçişini de azaltmaktadır. Bu olumsuz durumu ortadan kaldırmak için akış ortamına sınır tabakanın oluşmasını engelleyici dirençler yerleştirilir. Böylece akış ortamında sınır tabaka oluşumu ya engellenir ya da periyodik olarak parçalanarak ısı taşınım katsayısı artırılır. Bununla birlikte yüzeye yerleştirilen dirençler yardımıyla sınır tabaka oluşumu engellendiği gibi yüzeyde genişletilmiş alan oluşturulur. Bu dirençler ısı transfer yüzey alanını artırdığı gibi ortamdaki akışkanın karışmasını ve akışkanın akım ortamında daha fazla yol alarak çıkış sıcaklığının artmasına neden olmaktadır. Denklem 2.2’de görüldüğü gibi akışka çıkış sıcaklığının artması sıcaklık farkının artmasına neden olmaktadır. Bu durum ısı transferinin artmasıyla sonuçlanmaktadır.

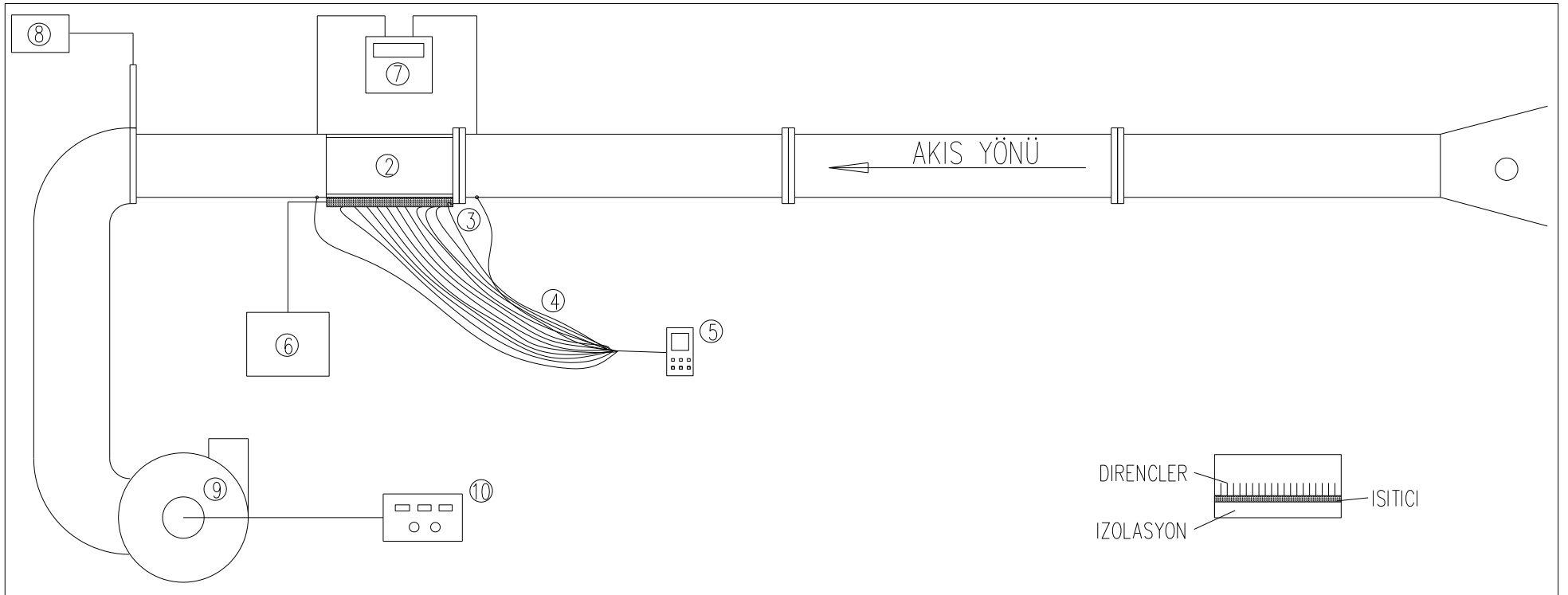
## 4. MATERYAL VE YÖNTEM

Bu bölümde, öncelikle deney düzeneği tanıtılacak ardından deneysel yöntem ve verilerin değerlendirilmesi hakkında bilgi verilecektir. Deneyler Hitit Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü Laboratuvarında gerçekleştirilmiştir. Deneysel çalışmada kullanılan materyal ve veri elde etme yöntemi detaylı olarak aşağıda sunulmuştur.

### 4.1. Deney Düzeneği

Yapılan deneysel çalışmada deney düzeneği akış kanalı, kontrol ve ölçüm ünitesi ve radyal fan dan oluşmaktadır (Şekil 4.1). Akış kanalı 8 mm kalınlığında şeffaf fleksglassdan imal edilmiştir (Resim 4.1). Akış kanalının toplam boyu 4 m'dir. Kanalın 0.4 m'lik kısmı dirençlerin yerleştirildiği test bölümü, 3.6 m'lik kısmı ise akışın tam gelişimini sağlamak için bırakılan akışkan giriş bölümüdür. Giriş ve test bölümü iç ölçüleri 140x100 mm'dir. Buna bağlı olarak kanal genişlik-yükseklik oranı 1.4'tür ve eşdeğer çap ( $D_h$ ) 116.66 mm'dir.

Test bölümü 0.4 m uzunluğunda, 0.16 m genişliğinde plaka tipi bir ısıtıcı ile ısıtılmıştır. Isıtıcı toplam gücü 1000 W'dır. 0.2 mm kalınlığında paslanmaz çelikten imal edilen ısıtıcı içerisine mümkün olabilecek sıklıkta ısıtıcı rezistans sarılmıştır. Böylece ısı akısının homojen dağılması sağlanmıştır (Şekil 4.2). Isıtıcı plaka DC güç kaynağı yardımıyla ısıtılmıştır. Isıtıcı güç kaynağı olarak NETES marka DC PS-360 3D kullanılmıştır.



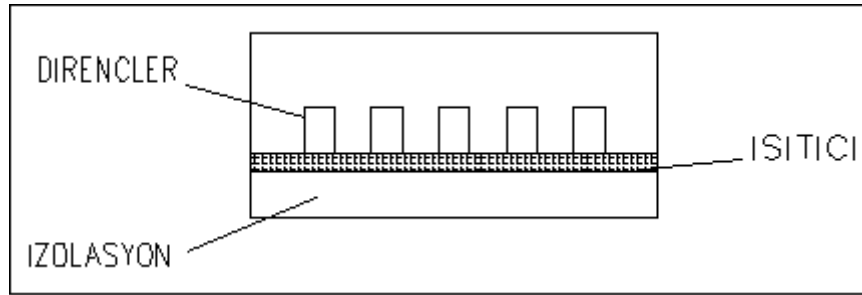
Şekil 4.1. Deneş düzeneğinin Şematik gösterim

1. giriş,
2. test bölgesi,
3. ısıtma ünitesi,
4. ısıl çiftler (thermocouple),
5. termometre,
6. güç kaynağı,
7. basınçölçer,
8. dijital akımölçer,
9. fan,
10. inverter.

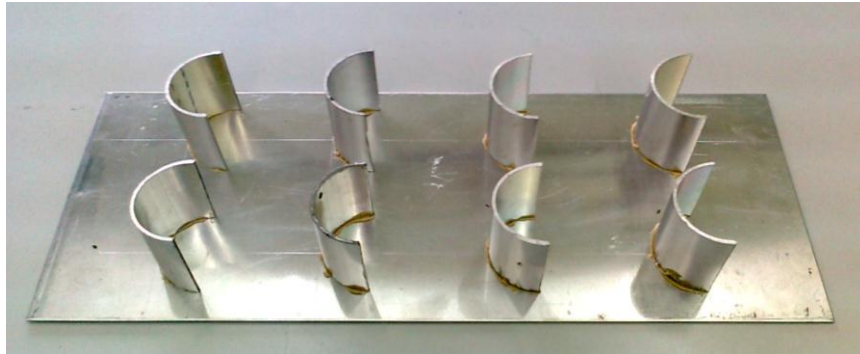


**Resim 4.1** Deney sisteminin fotoğrafı

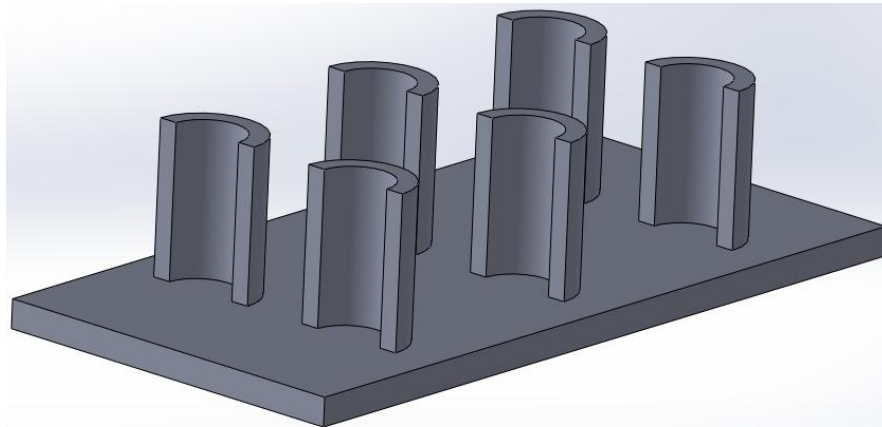
Kanal çıkışına 1.1 kW'lık güce sahip 500 m<sup>3</sup>/h debili bir radyal fan yerleştirilmiştir. Akış kanalında basmadan kaynaklanacak türbülans oluşumunu engellemek için emme yoluyla hava akışı sağlanmıştır. Fan devri VACON marka frekans konvektörü yardımıyla değiştirilmiştir. VACON 10 AC frekans konvektörü fan motoruna bağlanmış ve motor devri değiştirilerek akış kanalından emilen hava debisi ayarlanmıştır. Böylece Reynolds sayısının ısı transferi üzerindeki etkisi belirlenmiştir.



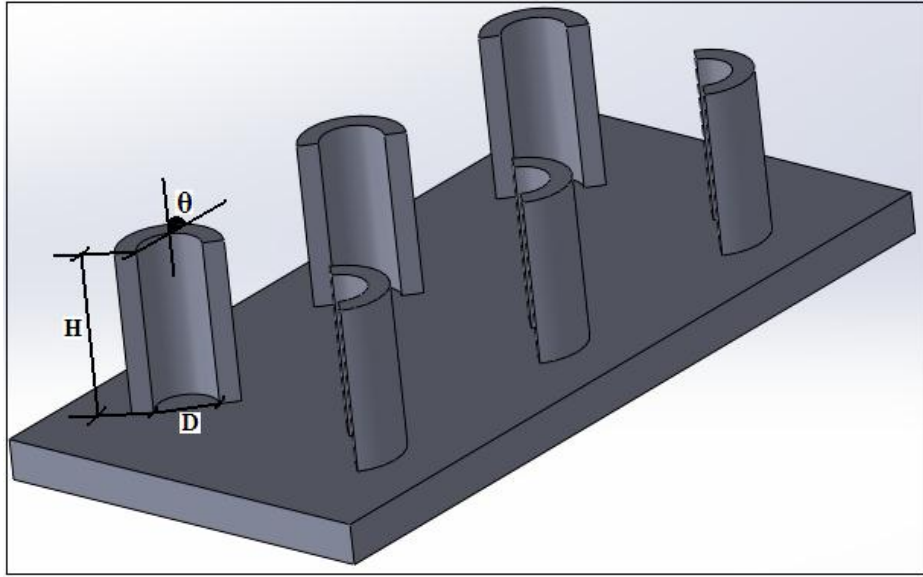
**Şekil 4.2** Isıtma ünitesi ve kanatların kesit resmi



**Resim 4.2** Dört sıra kanatçıklı levhaların fotoğrafı



**Şekil 4.3** D=52 mm, H=8 cm,  $\theta=90^\circ$  olan 3 sıra dirençli plaka



**Şekil 4.4**  $D=52$  mm,  $H=8$  cm,  $\theta=45^\circ$  olan 3 sıra dirençli plaka

Akış kanalına yerleştirilen dirençler 2 mm kalınlığa sahip, 0.4 m uzunluğunda ve 0.16 m genişliğindeki AL 1050 alüminyum plakalar üzerine monte edilmiştir. Dirençlerin plaka üzerine monte edilmesinde temas yüzey alanı maksimum tutulmuş ve yapıştırıcının ısıl direnç oluşturmasına özen gösterilmiştir. Bu amaçla dirençler köşelerden plaka üzerine yapıştırılmış ve yapıştırıcının akışı bozmamasına özen gösterilmiştir. Toplam 135 adet plaka üzerine değişik çap, açı, kalınlık ve yükseklikte dirençler monte edilmiştir. Direnç çapları 18, 32 ve 50 mm ve yarım ayarlı şekildedir. Bu dirençler Şekil 4.3-4.4’de gösterildiği gibi eksen üzerinde  $180^\circ$  dönecek şekilde 5 farklı açıda monte edilmiştir. Ayrıca bu dirençler yükseklikleri 30, 50 ve 80 mm olacak şekilde monte edilmiştir. Bir diğer parametre olarak da direnç sayısı belirlenmiştir. Dirençler test bölümünde 3, 4 ve 5 sıralı olarak yerleştirilmiştir. Böylece dirençler arasındaki mesafenin etkisi de incelenmiştir. Farklı açılara sahip dirençlerin et kalınlıkları da 1.8, 2.0 ve 2.2 mm’dir (Resim 4.2).

Test bölümünün giriş ve çıkışına yerleştirilen basınç prizleri yardımıyla test bölümünde oluşan basınç kayıpları ölçülmüştür.

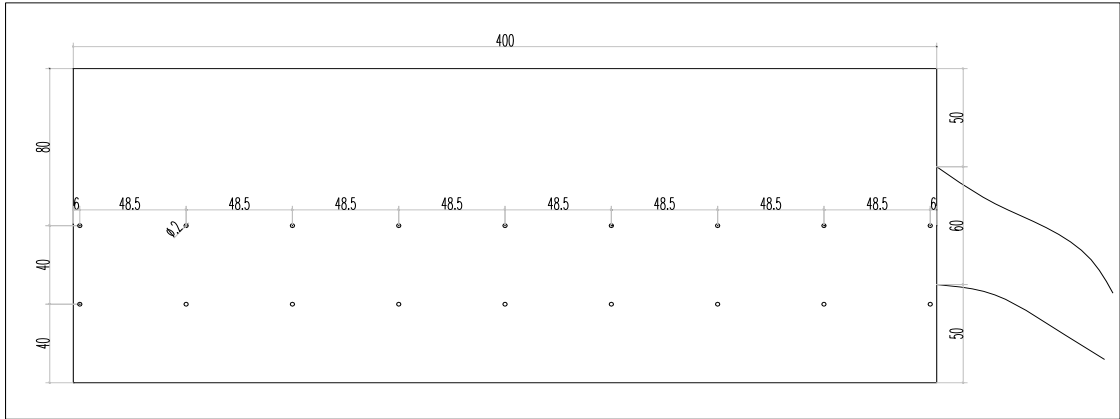


## 4.2. Ölçümler

### 4.2.1. Sıcaklık ölçümleri

Deneylelerdeki sıcaklık ölçümleri K tipi ısı çiftleri yardımıyla yapılmıştır. Isıl çiftlerin bir ucu nokta kaynağı ile birleştirilerek ölçüm noktalarına yerleştirilirken, diğer ucu veri toplayıcıya bağlanmıştır. Deney düzeneğinde sıcaklık ölçmek için şu noktalara ısı çiftleri yerleştirilmiştir.

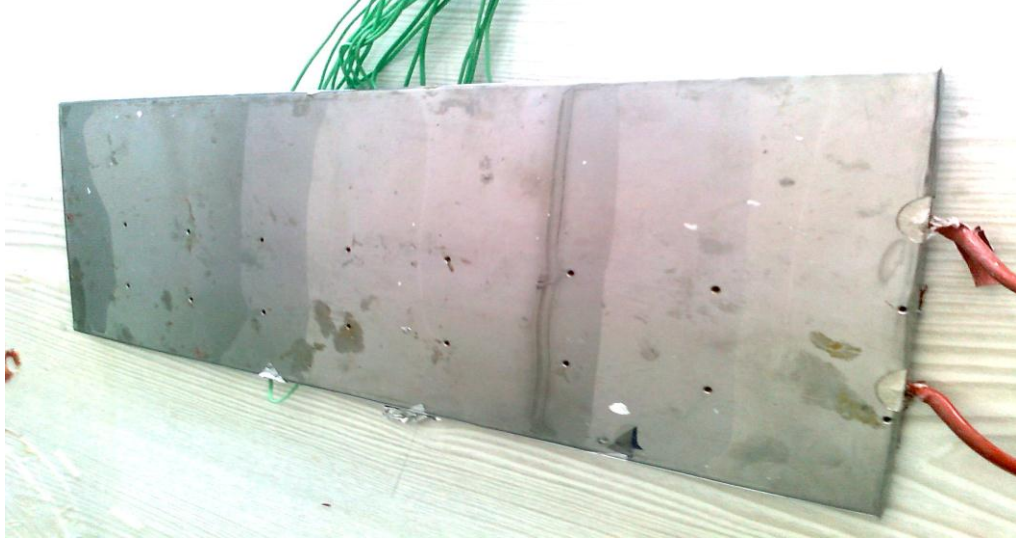
- 48,5 mm aralıklarla ısıtıcının yüzeyine,
- Havanın test bölgesine giriş noktasına,
- Havanın test bölgesinden çıkış noktasına,
- Ortam sıcaklığını ölçmek için ortama serbest olarak bırakılmıştır.



**Şekil 4.4.** Isıtıcı (1000W-220V)

Plaka üzerinden sıcaklık ölçümü yapılırken plaka ortasına ve dirençlerin eksenine gelecek şekilde iki farklı sırada sıcaklık ölçümü yapılmıştır. Böylece dirençlerin etkisiyle, iletim yoluyla yerel ısı transferi katsayısı belirlenmiştir. Bununla birlikte plaka yüzeyinden sıcaklık ölçümü yapılırken ısı çiftlerinin ısıtıcı ile plaka arasında boşluk oluşturacağı göz önüne alınarak özel bir ısıtıcı tasarlanmıştır. Bu amaçla ısıtıcı plakanın üretici firmasına Şekil 4.4'de verilen ölçülerde delikli bir ısıtıcı yaptırılmıştır. Bunun resmi ise Resim 4.3'te gösterilmiştir. Böylece ısıtıcı

deliklerinden geçirilen ısıtıcı çiftler, doğrudan alüminyum plaka yüzeyinden ölçüm yapılmıştır. Isıtıcı ile alüminyum plaka arasında temas direncini minimize etmek için yüzey boyunca kelepçeler yardımıyla her iki plaka sıkıştırılmıştır.



**Resim 4.3** Isıtıcının fotoğrafı

#### **4.2.2. Debi ölçümleri**

Debi ölçümleri, test bölgesi ile fan arasına yerleştirilen debimetre yardımıyla yapılmıştır. Radyal fan devri AC frekans konvektörü yardımıyla değiştirilerek akış kanalında farklı debiler sağlanmıştır. Test bölgesi sonuna özel bir ventury tipi akış bölgesi yerleştirilmiştir. Bu bölgede uygun noktaya Resim 4.4'te gösterilen KIMO marka LV 107 akış ölçer monte edilmiştir. Bu akış ölçerlerin akış kesit çapı 70 mm olduğu için ventury kanalında minimum kesit 70 mm olacak şekilde imal edilmiş ve akış ölçer bu noktaya yerleştirilmiştir. Akış ölçerden hem  $m^3/s$  cinsinden hem de  $m/s$  cinsinden hava hızı ölçülebilmektedir. Buradan okunan debi değeri yardımıyla test bölümünden geçen akışkan hızı ve dolayısıyla Reynolds sayısı belirlemiştir.



**Resim 4.4** Debi ölçerin fotoğrafı

#### 4.2.3. Basınç kayıplarının ölçülmesi

Test bölümünde oluşacak basınç kayıplarını ölçmek için test bölümünün giriş ve çıkışına basınç prizleri yerleştirilmiştir. Bu prizler yardımıyla statik basınç ölçümleri yapılacağından bunların akış kanalına dik ve pürüzsüz bir şekilde yerleştirilmesine özen gösterilmiştir. Basınç prizleri ile basınç ölçer arasında şeffaf hortum yerleştirilmiştir. Resim 4.5'te gösterilen ALMEMO marka FDA 612-SR model basınç ölçerler kullanılarak ALMEMO 2690 veri toplayıcıda basınç kayıpları okunmuştur. Basınç ölçer  $\pm 1000$  mbar'a kadar basınç ölçümü yapabilmektedir. Okunan basınç kayıpları yardımıyla akış kanalındaki sürtünme katsayısı hesaplanmıştır.



**Resim 4.5** Basınç ölçerin fotoğrafı

### 4.3. Deneylerin Yapılışı

#### 4.3.1. Isı transfer deneyleri

Isıtıcı yüzeyinde homojen ısı dağılımını paslanmaz çelikten oluşan iletim yoluyla ısı kaybını belirlemek için bazı testler yapılmıştır. Kaplama plakasının alt ve üst noktalarında ve farklı bölgelere ısı çift monte edilerek farklı ısı akısı değerlerinde sıcaklık ölçümleri yapılmıştır. Böylece hem iletim yoluyla ısı kaybı hem de ısı akısının homojenliği konusunda inceleme yapılmıştır. Elde edilen verilerde plaka yüzeyinde ısı dağılımının homojen olduğu ve iletim yoluyla ısı kaybının yaklaşık %1 civarında olduğu görülmüştür.

İkinci olarak deneyler yapılırken önce boş kanal için ısı ve basınç kayıpları deneyleri yapılmıştır. Boş boru deneyinden elde edilen veriler ile teorik değerler karşılaştırılarak deney düzeneğinin uygunluğu belirlenmiştir. Buna göre ilk olarak kanatsız plaka için elde edilen ortalama Nusselt sayıları, Dittus Boelter;

$$\overline{Nu}_{\infty} = 0.023 \cdot Re_{Dh}^{4/5} Pr^{0.4} \quad (4.1)$$

ve Gnielinski;

$$\overline{Nu}_{\infty} = \frac{(C_{f\infty}/8)(Re_{Dh} - 1000)Pr}{1 + 12.7\sqrt{C_{f\infty}/8}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (4.2)$$

denklemlerinden elde edilen ortalama Nusselt sayılarıyla karşılaştırılmıştır. Buna göre boş boru deneyleri için elde edilen ortalama Nusselt sayıları Gnielinski eşitliğine göre maksimum %9.45 farklı olmaktadır. Buradan yapılan deney düzeneğinin bu hata oranı içerisinde kabul edilebileceği ve uygun olduğu görülmektedir.

Deneylerde kullanılan taban plakalarına monte edilen kanatların özellikleri Çizelge 4.1-4.1 ve 4.3'te gösterilmektedir.

**Çizelge 4.1.** Deneylerde kullanılan taban plakasındaki kanatların özellikleri

plaka no	kanat açısı	kanat çapı	kanat dizilişi	kanat yüksekliği	plaka no	kanat açısı	kanat çapı	kanat dizilişi	kanat yüksekliği
1	+45°	52 mm	3 sıra	8 mm	28	+90°	52 mm	3 sıra	8 mm
2	+45°	52 mm	3 sıra	5 mm	29	+90°	52 mm	3 sıra	5 mm
3	+45°	52 mm	3 sıra	3 mm	30	+90°	52 mm	3 sıra	3 mm
4	+45°	52 mm	4 sıra	8 mm	31	+90°	52 mm	4 sıra	8 mm
5	+45°	52 mm	4 sıra	5 mm	32	+90°	52 mm	4 sıra	5 mm
6	+45°	52 mm	4 sıra	3 mm	33	+90°	52 mm	4 sıra	3 mm
7	+45°	52 mm	5 sıra	8 mm	34	+90°	52 mm	5 sıra	8 mm
8	+45°	52 mm	5 sıra	5 mm	35	+90°	52 mm	5 sıra	5 mm
9	+45°	52 mm	5 sıra	3 mm	36	+90°	52 mm	5 sıra	3 mm
10	+45°	30 mm	3 sıra	8 mm	37	+90°	30 mm	3 sıra	8 mm
11	+45°	30 mm	3 sıra	5 mm	38	+90°	30 mm	3 sıra	5 mm
12	+45°	30 mm	3 sıra	3 mm	39	+90°	30 mm	3 sıra	3 mm
13	+45°	30 mm	4 sıra	8 mm	40	+90°	30 mm	4 sıra	8 mm
14	+45°	30 mm	4 sıra	5 mm	41	+90°	30 mm	4 sıra	5 mm
15	+45°	30 mm	4 sıra	3 mm	42	+90°	30 mm	4 sıra	3 mm
16	+45°	30 mm	5 sıra	8 mm	43	+90°	30 mm	5 sıra	8 mm
17	+45°	30 mm	5 sıra	5 mm	44	+90°	30 mm	5 sıra	5 mm
18	+45°	30 mm	5 sıra	3 mm	45	+90°	30 mm	5 sıra	3 mm
19	+45°	18 mm	3 sıra	8 mm	46	+90°	18 mm	3 sıra	8 mm
20	+45°	18 mm	3 sıra	5 mm	47	+90°	18 mm	3 sıra	5 mm
21	+45°	18 mm	3 sıra	3 mm	48	+90°	18 mm	3 sıra	3 mm
22	+45°	18 mm	4 sıra	8 mm	49	+90°	18 mm	4 sıra	8 mm
23	+45°	18 mm	4 sıra	5 mm	50	+90°	18 mm	4 sıra	5 mm
24	+45°	18 mm	4 sıra	3 mm	51	+90°	18 mm	4 sıra	3 mm
25	+45°	18 mm	5 sıra	8 mm	52	+90°	18 mm	5 sıra	8 mm
26	+45°	18 mm	5 sıra	5 mm	53	+90°	18 mm	5 sıra	5 mm
27	+45°	18 mm	5 sıra	3 mm	54	+90°	18 mm	5 sıra	3 mm

**Çizelge 4.2.** Deneylerde kullanılan taban plakasındaki kanatların özellikleri

plaka no	kanat açısı	kanat çapı	kanat dizilişi	kanat yüksekliği	plaka no	kanat açısı	kanat çapı	kanat dizilişi	kanat yüksekliği
55	-45°	52 mm	3 sıra	8 mm	82	-90°	52 mm	3 sıra	8 mm
56	-45°	52 mm	3 sıra	5 mm	83	-90°	52 mm	3 sıra	5 mm
57	-45°	52 mm	3 sıra	3 mm	84	-90°	52 mm	3 sıra	3 mm
58	-45°	52 mm	4 sıra	8 mm	85	-90°	52 mm	4 sıra	8 mm
59	-45°	52 mm	4 sıra	5 mm	86	-90°	52 mm	4 sıra	5 mm
60	-45°	52 mm	4 sıra	3 mm	87	-90°	52 mm	4 sıra	3 mm
61	-45°	52 mm	5 sıra	8 mm	88	-90°	52 mm	5 sıra	8 mm
62	-45°	52 mm	5 sıra	5 mm	89	-90°	52 mm	5 sıra	5 mm
63	-45°	52 mm	5 sıra	3 mm	90	-90°	52 mm	5 sıra	3 mm
64	-45°	30 mm	3 sıra	8 mm	91	-90°	30 mm	3 sıra	8 mm
65	-45°	30 mm	3 sıra	5 mm	92	-90°	30 mm	3 sıra	5 mm
66	-45°	30 mm	3 sıra	3 mm	93	-90°	30 mm	3 sıra	3 mm
67	-45°	30 mm	4 sıra	8 mm	94	-90°	30 mm	4 sıra	8 mm
68	-45°	30 mm	4 sıra	5 mm	95	-90°	30 mm	4 sıra	5 mm
69	-45°	30 mm	4 sıra	3 mm	96	-90°	30 mm	4 sıra	3 mm
70	-45°	30 mm	5 sıra	8 mm	97	-90°	30 mm	5 sıra	8 mm
71	-45°	30 mm	5 sıra	5 mm	98	-90°	30 mm	5 sıra	5 mm
72	-45°	30 mm	5 sıra	3 mm	99	-90°	30 mm	5 sıra	3 mm
73	-45°	18 mm	3 sıra	8 mm	100	-90°	18 mm	3 sıra	8 mm
74	-45°	18 mm	3 sıra	5 mm	101	-90°	18 mm	3 sıra	5 mm
75	-45°	18 mm	3 sıra	3 mm	102	-90°	18 mm	3 sıra	3 mm
76	-45°	18 mm	4 sıra	8 mm	103	-90°	18 mm	4 sıra	8 mm
77	-45°	18 mm	4 sıra	5 mm	104	-90°	18 mm	4 sıra	5 mm
78	-45°	18 mm	4 sıra	3 mm	105	-90°	18 mm	4 sıra	3 mm
79	-45°	18 mm	5 sıra	8 mm	106	-90°	18 mm	5 sıra	8 mm
80	-45°	18 mm	5 sıra	5 mm	107	-90°	18 mm	5 sıra	5 mm
81	-45°	18 mm	5 sıra	3 mm	108	-90°	18 mm	5 sıra	3 mm

**Çizelge 4.3.** Deneylerde kullanılan taban plakasındaki kanatların özellikleri

plaka no	kanat açısı	kanat çapı	kanat dizilişi	kanat yüksekliği
109	0°	52 mm	3 sıra	8 mm
110	0°	52 mm	3 sıra	5 mm
111	0°	52 mm	3 sıra	3 mm
112	0°	52 mm	4 sıra	8 mm
113	0°	52 mm	4 sıra	5 mm
114	0°	52 mm	4 sıra	3 mm
115	0°	52 mm	5 sıra	8 mm
116	0°	52 mm	5 sıra	5 mm
117	0°	52 mm	5 sıra	3 mm
118	0°	30 mm	3 sıra	8 mm
119	0°	30 mm	3 sıra	5 mm
120	0°	30 mm	3 sıra	3 mm
121	0°	30 mm	4 sıra	8 mm
122	0°	30 mm	4 sıra	5 mm
123	0°	30 mm	4 sıra	3 mm
124	0°	30 mm	5 sıra	8 mm
125	0°	30 mm	5 sıra	5 mm
126	0°	30 mm	5 sıra	3 mm
127	0°	18 mm	3 sıra	8 mm
128	0°	18 mm	3 sıra	5 mm
129	0°	18 mm	3 sıra	3 mm
130	0°	18 mm	4 sıra	8 mm
131	0°	18 mm	4 sıra	5 mm
132	0°	18 mm	4 sıra	3 mm
133	0°	18 mm	5 sıra	8 mm
134	0°	18 mm	5 sıra	5 mm
135	0°	18 mm	5 sıra	3 mm

#### 4.3.2. Basınç kaybı deneyleri

Deneyler boyunca oluşan basınç kayıpları, kanal uzunluğundan, akışkanın hızından, kanaldaki pürüzlülükten ve taban plakasına yerleştirilen kanatlardan kaynaklanmıştır. Toplam basınç kaybı, test bölgesinin giriş ve çıkış kısmına yerleştirilen basınç prizlerinin basınçölçere bağlanmasıyla ölçülmüştür. Basınç kayıpları için boş boru deneylerinde elde edilen veriler kullanılarak;

$$\Delta P = f \frac{L}{D_H} \frac{\rho V^2}{2} \quad (4.3)$$

eşitliği yardımıyla teorik değerlerle uygunluğu incelenmiştir. Türbülanslı akış şartlarında  $Re \geq 2300$  yapılan deneylerde pürüzsüz borular için;

$$f = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} \quad (4.4)$$

eşitliğiyle karşılaştırılmıştır. Elde edilen değerler, teorik değerlerle %20 oranında farklı olduğu görülmüştür.

#### 4.4. Deneysel Verilerin Hesaplamalarda Kullanılması

##### 4.4.1 Bulgular

###### 4.4.1.1 Isı transferi

Değişkenler hesaplanırken yoğunluk, özgül ısı, viskozite gibi değerler, havanın giriş-çıkış sıcaklıklarının aritmetik ortalamasına göre alınmıştır. Her bir türbülator deneyinde farklı giriş ve çıkış sıcaklık farkı olduğu için aynı kütesel debilerde Reynolds sayısında küçük değişimler meydana gelmiştir. Bu değişimler grafiklerde de dikkate alınmıştır. Reynolds sayısı atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlere oranı olarak tanımlanır.

$$Re = \frac{\rho V D_h}{\mu} \quad (4.5)$$

Nusselt sayısı, yüzeydeki boyutsuz sıcaklık gradyanına eşittir ve yüzeyde oluşan taşınım ile ısı geçişinin bir ölçüsünü verir.

$$Nu = \frac{h D_h}{k_i} \quad (4.6)$$

Deneysel akışkan olarak hava kullanıldığından, bağıntılarda her ortalama sıcaklıktaki Prandtl sayısı birden küçüktür. Prandtl sayısı; moleküler difüzyonun ısı difüzyona oranıdır.

$$Pr = \frac{\mu C_p}{k} \quad (4.7)$$



burada  $D_h$  eşdeğer (hidrolik) çaptır ve;

$$D_h = \frac{4A_a}{P} \quad (4.8)$$

şeklinde tanımlanır. Havanın ortalama taşınım katsayısı;

$$h = \frac{Q}{A_a \Delta T} \quad (4.9)$$

Burada  $Q = V.I$  eşitliğinden elde edilir. Burada  $V=18$  Volt için ısıtıcı 0.37 Amper akım çekmektedir. Sistem çevreye karşı izole edilmesine karşın hem çevreye hem de plaka kalınlığı boyunca iletim yoluyla ısı kaybı olmaktadır. İletim ve ışınım yoluyla ortalama ısı kaybı 0.62 Watt olmaktadır. Debi ise aşağıdaki formülle hesaplanır;

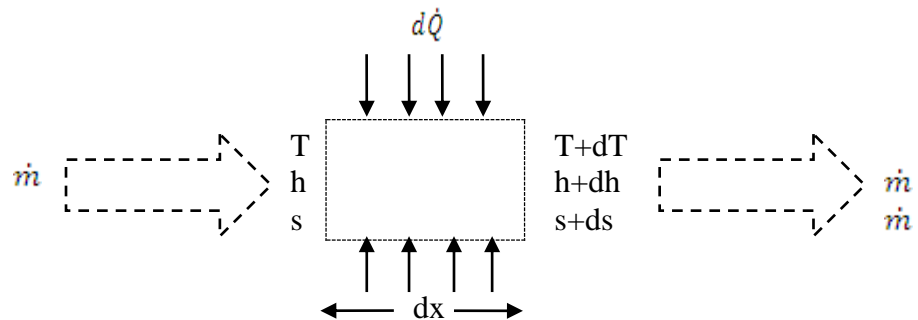
$$\dot{m} = \rho A_h V \quad (4.10)$$

Basınç kaybı ve sürtünme faktörü ise aşağıdaki formülle hesaplanır;

$$f = \frac{2\Delta P D_H}{\rho V^2 L} \quad (4.11)$$

#### 4.4.1.2 Ekserji analizi

Tipik bir ısı değiştirgecinde üç türlü kayıp oluşur. Bunlar; sıcaklık farkından, akışkanın sürtünmesinden ve çevre ile ısı transferinden kaynaklanan kayıp ki bu sonuncu kayıp genelde ısı değiştirgeci yüzeyi izoleli olduğundan ihmal edilir.



Şekilde görülen bir kontrol hacmi dikkate alınır, dx uzunluğu boyunca enerji dengesi;

$$d\dot{Q} = h_m D dx \Delta T = \pi \frac{D^2}{4} \rho V C_p dT_m \quad (4.12)$$

şeklinde yazılır. İkinci kanun dikkate alınır, entropi üretim oranı;

$$d\dot{S}_{gen} = \dot{m} \frac{ds}{dx} - \frac{q}{T + \Delta T} \geq 0 \quad (4.13)$$

yazılır. Burada,  $\dot{S}_{gen}$  birim uzunluktaki entropi üretim oranıdır. Denklem 4.12'i integral etmek için  $dQ/dx=sabit$ ,  $\Delta T=sabit$ ,  $dT_m/dx=sabit$  ve cidar ile akışkan sıcaklığının lineer değiştiği kabulü yapılırsa, herhangi bir x noktasındaki yerel sıcaklık;

$$T(x) = T_i + 4St \frac{\Delta T}{D} x \quad (4.14)$$

bağıntısından elde edilir. Cidar sıcaklığının ise  $T_w(x)=T(x)+\Delta T$  olduğu kabul edilirse, Şekilde verilen kontrol hacim için entropi dengesi;

$$d\dot{S}_{gen} = \dot{m} ds - \frac{d\dot{Q}}{T + \Delta T} \geq 0 \quad (4.15)$$

şeklinde yazılabilir. Akışkan ideal gaz kabul edilirse,  $dh = c_p dT$ ,  $Tds = dh - vdp$  ve

$d\dot{Q} = \dot{m} dh$  termodinamik bağıntıları kullanılırsa, denklem 4.15 aşağıdaki gibi yazılabilir;

$$\begin{aligned} d\dot{S}_{gen} &= \dot{m} \left( c_p \frac{dT}{T} - \frac{v}{T} dp \right) - \dot{m} c_p \frac{dT}{T + \Delta T} \\ &= \dot{m} c_p dT \left( \frac{1}{T} - \frac{1}{T + \Delta T} \right) - \dot{m} \frac{v}{T} dp \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\frac{d\dot{S}_{gen}}{dx} &= \dot{m}c_p \frac{dT}{dx} \frac{\Delta T}{T(T + \Delta T)} + \frac{\dot{m}}{\rho T} \left( -\frac{dp}{dx} \right) \\
&= \dot{m}c_p \frac{dT}{dx} \frac{\Delta T}{T^2(1 + \tau)} + \frac{\dot{m}}{\rho T} \left( -\frac{dp}{dx} \right)
\end{aligned} \tag{4.16}$$

Denklem 4.16'te sağ taraftaki birinci ve ikinci terimler sırasıyla, sonlu sıcaklık farkına bağlı olarak ısı transferinden dolayı meydana gelen entropi üretimini ve sürtünmeden dolayı meydana gelen entropi üretimini göstermektedir. Denklem 4.16'te,  $\tau \ll 1$  olduğu için ihmal edilir ve boru boyunca integre edilirse ve denklem 4.14, denklem 4.16'te yerine yazılırsa, aşağıdaki eşitlik elde edilir;

$$\frac{d\dot{S}_{gen}}{dx} = \dot{m}c_p 4St \frac{\Delta T^2}{D} \frac{1}{[T_i + 4St(\Delta T/D)x]^2} + \frac{\dot{m}}{\rho[T_i + 4St(\Delta T/D)x]} \left( -\frac{dp}{dx} \right) \tag{4.17}$$

Kanal uzunluğu tek başına integre edildiğinde;

$$\dot{S}_{gen} = \dot{m}c_p \Delta T \frac{4St(\Delta T/D)L}{T_i^2 [1 + 4St(\Delta T/T_i)(L/D)]} + \frac{\dot{m}Vf}{2St\Delta T} \ln \left( 1 + 4St \frac{\Delta T L}{T_i D} \right)$$

veya

$$\begin{aligned}
\dot{S}_{gen} &= \frac{\dot{Q}_t \Delta T}{T_i^2} \frac{1}{[1 + (T_o - T_i)/T_i]} + \frac{2\dot{m}fu_m^2 L \ln[1 + (T_o - T_i)/T_i]}{T_i D (T_o - T_i)/T_i} \\
&= \frac{\dot{Q}_t \Delta T}{T_i^2} \frac{1}{1 + (\Delta T_m/T_i)} + \frac{32\dot{m}fL \ln[1 + (\Delta T_m/T_i)]}{\rho^2 \pi^2 T_i D^5 \Delta T_m/T_i}
\end{aligned} \tag{4.18}$$

$$\dot{S}_{gen} = \dot{S}_{gen,\Delta T} + \dot{S}_{gen,\Delta P} \tag{4.19}$$

Bu kayıplar tersinmezliğin niceliği hakkında bilgi sağlar ve literatürde bu tür kayıpları minimize etmek için bir takım teknikler geliştirilmiştir. Türbülantörlü borunun entropi üretiminin, türbülantörsüz borunun entropi üretimine oranlanmasıyla elde edilen  $N_s$ , entropi üretim oranının hesaplanmasında kullanılan en önemli boyutsuz parametredir.

Bu çalışmada sıcaklık farkından ve sürtünmeden kaynaklanan ekserji kayıpları dikkate alınmıştır. Ekserji kaybı ısı değiştirgecindeki entropi üretiminin tersinmezliğiyle doğrudan ilişkilidir. Başka bir deyişle ekserji, tersinir bir süreç sonucunda çevre ile denge sağlandığı takdirde teorik olarak elde edilen maksimum iş miktarıdır. Bu açıklamaya göre ekserji kaybı için aşağıdaki ifadeler yazılabilir:

$$\dot{I} = T_e (\dot{S}_{gen.}) \quad (4.20)$$

Bir ısı değiştirgecindeki etkinlik şu halde yazılabilir:

$$\varepsilon = \frac{Q_g}{Q_{max}} \quad (4.21)$$

Kazanılan ısı transferi miktarı ise şöyle yazılabilir:

$$Q_g = \dot{m}C_p(T_o - T_i) \quad (4.22)$$

Maksimum ısı transferi ise şu şekilde ifade edilir;

$$Q_{max} = \dot{m}C_p(T_w - T_c) \quad (4.23)$$

Isı değiştirgeçlerinde hesaplanması gereken diğer bir önemli sayı “ısı geçiş birimi sayısı” olarak ifade edilen NTU’ dur. NTU aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$NTU = \frac{AU}{C} = \frac{\text{ısı değiştiricisinin ısı kapasitesi}}{\text{akışın ısı kapasitesi}} \quad (4.24)$$

Bir başka deyişle;  $NTU = \text{ısı değiştirgecinin ısı kapasitesi} / \text{Akışın ısı kapasitesi}$ ’ dir. Burada C akışkanın ısı kapasitesidir ve deneyimizde tek akışkan (hava) kullanıldığı için şöyle gösterilir:

$$C = \dot{m}C_p \quad (4.25)$$

#### 4.4.2 Hata analizi

Deneylemlerden elde edilen veriler kullanılırken analiz yapılmaktadır. Deney yapım sürecinde deneyi yapan kişi ne kadar tecrübeli olursa olsun, yine de deney bulgularında bazı hatalar görülebilmektedir. Deneysel hatalar genel olarak üç grupta toplanır. Birincisi, dikkatsizlik ve tecrübesizlikten kaynaklanan hatalardır. Yanlış sistem tasarımı ve ölçme aleti seçimi bu tür hatalara neden olmaktadır. İkincisi ise sabit veya sistematik bir şekilde sürekli devam eden hatalar olup, tekrar edilen okumalarda görülmektedir. Diğer hatalar ise rastgele hatalar olup, bunlar deneyde kullanılan elemanların değişiminden, deneyi yapanların dikkatsizliklerinden ve elektrik geriliminin değişmesi sonucu oluşan hatalardır.

Çalışmanın deneysel aşamasında, sistemde kullanılan cihaz ve ekipmanlardan, debi ve sıcaklık ölçümlerinde kullanılan debimetre ve ısı çiftlerinin kalibrasyon hatalarından dolayı yanlış hesaplama yapılabilmektedir. Bu hatalar, cihazların imalatından, bağlantı yerlerinden ve cihazları kullanan kişilerin kullanım hatasından oluşabilmektedir. Cihaz ve ölçüm aletlerinin hatalarını ölçebilmek için hata analizi yönteminde hesaplanması istenilen büyüklük  $R$  ve bu büyüklüğe etki eden  $n$  adet bağımsız değişkenlerde  $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$  ise;

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

$R$  değeri yukarıdaki gibi yazılabilir.  $W_R$ ,  $R$  büyüklüğünün hata miktarı ve her bir bağımsız değişkene ait hata oranları  $w_1, w_2, w_3, \dots, w_n$  ise;

$$W_R = \pm \left[ \left( \frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left( \frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left( \frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.26)$$

şeklinde ifade edilmektedir. Eşitlik 4.26 kullanılarak deneylerin yapım aşamasında meydana gelen hata oranı hesaplamasına örnek teşkil edecek bir hesaplama detaylı olarak verilmiştir.

Isıl çiftlerin kalibrasyonundan ve ölçüm cihazlarının hassasiyetinden dolayı hatalar oluşmaktadır. Deneysel verilerin sıcaklık okumalarında  $\pm 0,2$  °C seviyesinde olduğu tespit edilmiştir. Debi ölçümlerindeki hatalar, kullanılan debimetrenin hassasiyetinden, ölçüm esnasında yapılan yanlışlıklardan ve sistemde oluşabilecek kaçaklardan oluşmaktadır.

**Çizelge 4.4.** Veriler için belirsizlik oranları

PARAMETRE	BELİRSİZLİK ORANLARI
Debi ( $\dot{m}$ )	% 2,7
Alan ( $A_h$ )	% 0,1
Hidrolik çap ( $D_H$ )	% 0,7
Taşıma katsayısı ( $h$ )	% 5,4
Basınç kaybı ( $\Delta P$ )	% 0,1
Reynoldss sayısı ( $Re$ )	% 6,1
Nusselt sayısı ( $Nu$ )	% 6,2
Sürtünme faktörü ( $f$ )	% 6,1
Ekserji kaybı ( $\dot{S}_{gen}$ )	% 6,1

Fiziksel boyutlarda oluşabilecek hatalar ise boru boyu, çapı ve tablolardan okunan termofiziksel değerlerin hatalarından kaynaklanmaktadır. Bu hatalar deneysel verileri etkilediği için, deneysel çalışmada kullanılan boyutsuz sayıları etkilemektedir. Reynolds sayısının 2514 – 13111 aralığında yapılan deneylerdeki parametrelerin mutlak hata değerleri için Çizelge 4.4’de gösterilmiştir. Bu hatalar incelendiğinde hata oranları yaklaşık  $\pm 4,5$  oranında olduğu görülmektedir. Çizelgede verilmiş olan değerler aşağıdaki formüller kullanılarak bulunmuştur.

Sıcaklık farkının hesaplamasında oluşan hata oranı,

$$\Delta T = T_1 - T_2 \quad (4.27)$$

$$\frac{w_{\Delta T}}{\Delta T} = \left[ \left( \frac{w_{T_1}}{T_1} \right)^2 + \left( \frac{w_{T_2}}{T_2} \right)^2 \right]^{1/2}$$

Yüzey alanı hesaplanmasında yapılan hata miktarı,

$$A_a = P \times L \quad (4.28)$$

$$\frac{w_{A_a}}{A_a} = \left[ \left( \frac{w_P}{P} \right)^2 + \left( \frac{w_L}{L} \right)^2 \right]^{1/2}$$

Taşınım katsayısının hesaplanmasında yapılan hata miktarı,

$$h = \frac{Q}{A_a \Delta T} \quad (4.29)$$

$$\frac{w_h}{h} = \left[ \left( \frac{w_Q}{Q} \right)^2 + \left( \frac{w_{A_a}}{A_a} \right)^2 + \left( \frac{w_{\Delta T}}{\Delta T} \right)^2 \right]^{1/2}$$

Hidrolik çapında hesaplanmasında yapılan hata miktarı,

$$D_h = \frac{4A_a}{P} \quad (4.30)$$

$$\frac{w_{D_h}}{D_h} = \left[ \left( \frac{w_{A_a}}{A_a} \right)^2 + \left( \frac{w_P}{P} \right)^2 \right]^{1/2}$$

Nusselt sayısının hesaplanmasında yapılan hata miktarı,

$$Nu = \frac{h D_h}{k_i} \quad (4.31)$$

$$\frac{w_{Nu}}{Nu} = \left[ \left( \frac{w_h}{h} \right)^2 + \left( \frac{w_{D_h}}{D_h} \right)^2 + \left( \frac{w_{k_i}}{k_i} \right)^2 \right]^{1/2}$$

Reynoldss sayısının hesaplanmasında yapılan hata miktarı,

$$Re = \frac{U D_h}{\vartheta} \quad (4.32)$$

$$\frac{w_{Re}}{Re} = \left[ \left( \frac{w_U}{U} \right)^2 + \left( \frac{w_{D_h}}{D_h} \right)^2 + \left( \frac{w_{\vartheta}}{\vartheta} \right)^2 \right]^{1/2}$$

Basınç düşüşü hesaplanmasında yapılan hata miktarı,

$$\Delta P = \rho g h \quad (4.33)$$

$$\frac{w_P}{P} = \left[ \left( \frac{w_\rho}{\rho} \right)^2 + \left( \frac{w_g}{g} \right)^2 + \left( \frac{w_h}{h} \right)^2 \right]^{1/2}$$

Darcy sürtünme faktörünün hesaplanmasında yapılan hata miktarı,

$$f = \frac{-\Delta P (D_h / L)}{\rho U^2 / 2} \quad (4.34)$$

$$\frac{w_f}{f} = \left[ \left( \frac{w_{\Delta P}}{\Delta P} \right)^2 + \left( \frac{w_{D_h}}{D_h} \right)^2 + \left( \frac{w_L}{L} \right)^2 + \left( \frac{w_\rho}{\rho} \right)^2 + \left( \frac{w_U}{U} \right)^2 \right]^{1/2}$$

#### 4.4.3 Regrasyon analizi

Regrasyon analizi, iki ya da daha çok değişken arasındaki ilişkiyi ölçmek için kullanılan analiz metodudur. Eğer tek bir değişken kullanılarak analiz yapılıyorsa buna tek değişkenli regrasyon, birden çok değişken kullanılıyorsa çok değişkenli regrasyon analizi olarak isimlendirilir. Regrasyon analizi ile değişkenler arasındaki ilişkinin varlığı, eğer ilişki var ise bunun gücü hakkında bilgi edilebilir.

Çoklu regrasyonun amacı, bir bağımlı ve birkaç bağımsız değişken arasında bir bağıntı elde etmektir. Çoklu regrasyonu görmek için aşağıda Nusselt sayısı için bir örnek yapılmıştır.

$$\log(Nu) = \log A_0 * \log [(Re/2300)^{A_1}] * \log [(1 + \sin\theta)^{A_2}] * \log [D^{A_3}] * \log [N^{A_4}] * \log [H^{A_5}]$$

$$\log(Nu) = \log A_0 * A_1 \log (Re/2300) * A_2 \log(1 + \sin\theta) * A_3 \log D * A_4 \log N * A_5 \log H$$

Daha sonra lineer regrasyonda bilinmeyenleri elde etmek için matrix katsayıları ve eşitlik vektörleri oluşturulmuştur.



$$Y_i = A_0 + A_1 X_{i,1} + A_2 X_{i,2} + A_3 X_{i,3} + A_4 X_{i,4} + A_5 X_{i,5} \quad (4.35)$$

Burada  $X_1$  ve  $X_2$  bağımsız değişkenlerin değerleridir.  $A$  katsayıları bir matrix formuna dönüştürülmesiyle elde edilmiştir. Bu matrixler gausse seidal yöntemiyle iterasyon edilerek Nusselt sayısı, Sürtünme, Ekserji kaybı ve Etkinlik değerleri için hesaplanmıştır ve sırasıyla aşağıdaki denklemler elde edilmiştir.

$$Nu = 50,967(Re/2300)^{0,62} (1 + \sin\theta)^{-0,0483} D^{0,263} N^{0,225} H^{0,24}$$

$$f = 2,887(Re/2300)^{-1,569} (1 + \sin\theta)^{-0,066} D^{0,27} N^{0,252} H^{0,386}$$

$$i = 0,001Re^{1,731} (1 + \sin\theta)^{-0,181} (D + 457,416)^{-117,735} N^{0,134} (H + 21,16)^{232,3}$$

$$\varepsilon = 0,0027Re^{0,62} (1 + \sin\theta)^{-0,048} D^{0,263} N^{0,225} H^{0,24}$$

#### 4.4.4 Gauss-Siedel iterasyon yöntemi

En çok kullanılan iteratif yöntemdir. 3'e 3'lük bir denlem sistemini örnek olarak alalım. Eğer köşegen elemanlarının hepsi sıfırdan farklıysa, birinci denklemden  $x_1$ , ikinciden  $x_2$  ve üçüncüden  $x_3$  çözülerek,

$$x_1 = \frac{b_1 - a_{12}x_2 - a_{13}x_3}{a_{11}} \quad (4.36)$$

$$x_2 = \frac{b_2 - a_{21}x_1 - a_{23}x_3}{a_{22}} \quad (4.37)$$

$$x_3 = \frac{b_3 - a_{31}x_1 - a_{32}x_2}{a_{33}} \quad (4.38)$$

elde edilir.  $n$  değişken için Gauss- Seidel formülü;

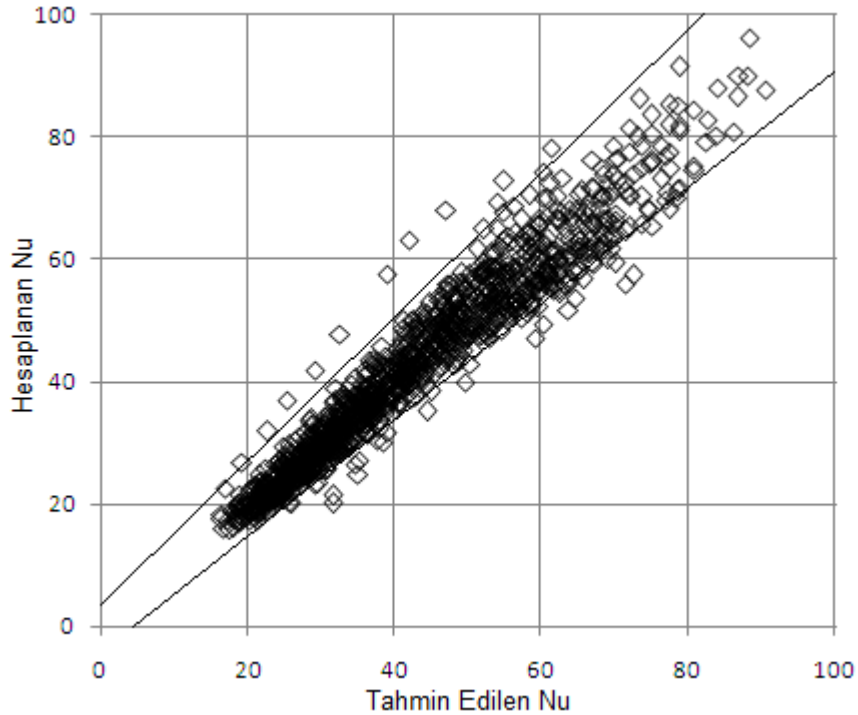
$$x_i^{k+1} = \frac{b_i}{a_{ii}} - \sum_{j=1}^{i-1} \frac{a_{ij}}{a_{ii}} x_j^{k+1} - \sum_{j=i+1}^n \frac{a_{ij}}{a_{ii}} x_j^k \quad (4.39)$$

$x$ 'ler için tahminlerde bulunarak çözüm sürecine başlanır. İlk tahminde bulunmanın kolay yolu tüm değerleri sıfır seçmektir. Sıfırlar 4.36 denkleminde yerine konularak  $x_1 = b_1/a_{11}$  bulunur. Daha sonra yeni bulunan  $x_1$ 'in bu yeni değeri ve  $x_3$ 'ün sıfır olan ilk tahmin değeri 4.37 denkleminde kullanılarak  $x_2$  için yeni bir değer hesaplanabilir. Bu iki yeni değer 4.39 denkleminde yerine konularak  $x_3$  için yeni bir tahmin değeri elde edilmiş olur. En sonunda tekrar ilk denkleme dönülerek bütün işlemler, çözüm gerçek değerlere yakınsayınca kadar tekrarlanır. Yakınsama

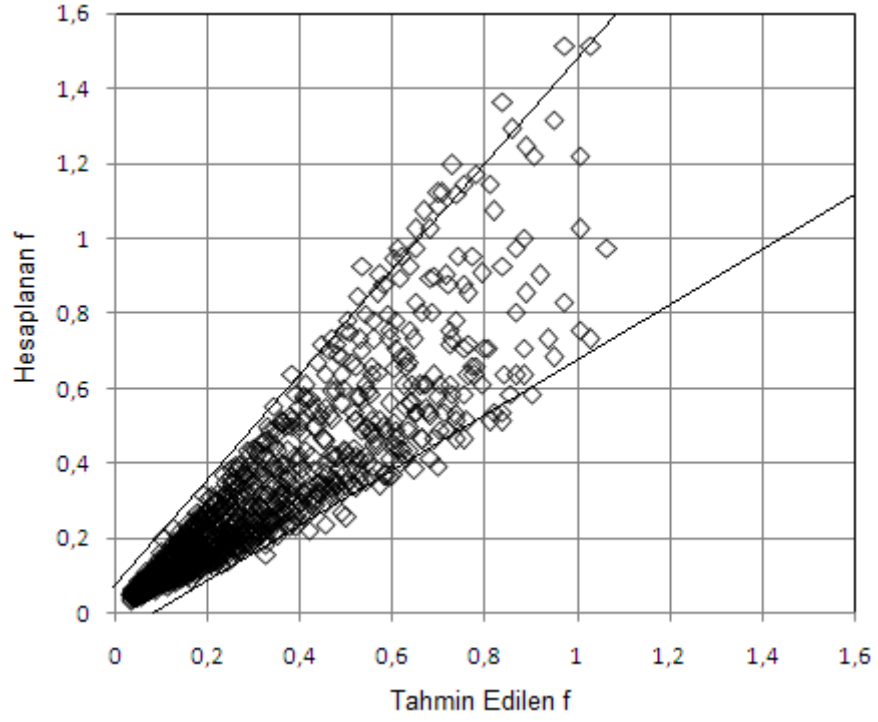
koşulu  $|a_{ii}| \geq \sum_{\substack{j=1 \\ j \neq i}}^n |a_{ij}|$  ve yakınsama denklem 4.38 de verildiği gibidir.

$$|\epsilon_{ii}| = \left| \frac{x_i^i - x_i^{j-1}}{x_i^j} \right| \%100 < \epsilon_s \quad (4.40)$$

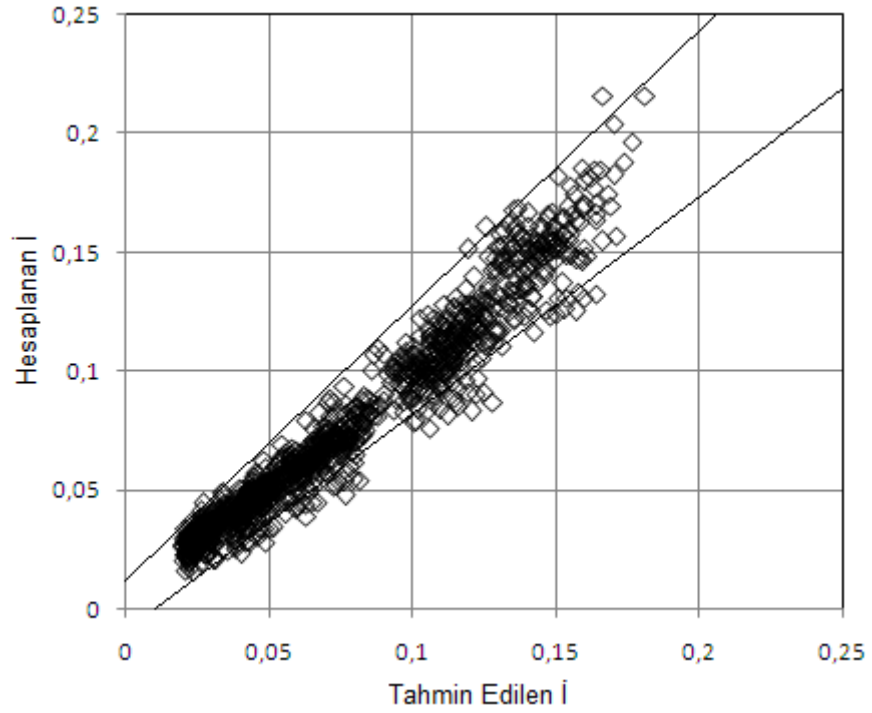
kriteri kullanılarak bütün  $i$ 'ler için kontrol edilebilir. Bilinmeyenlerin hepsi birden bu kriteri aynı anda sağlayana kadar tekrarlamaya devam edilir. Burada  $j$  ve  $j-1$  şimdiki ve bir önceki iterasyonlardır.



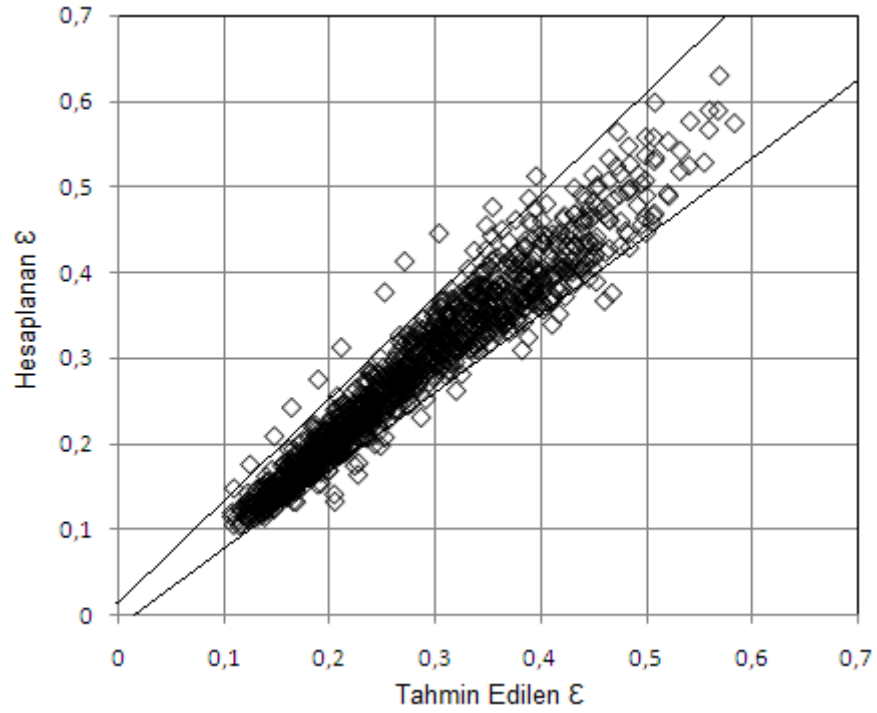
Şekil 4.5 Hesaplanan Nusselt değerleri ile tahmini değerlerin karşılaştırılması



Şekil 4.6 Hesaplanan Sürtünme değerleri ile tahmini değerlerin karşılaştırılması



Şekil 4.7 Hesaplanan Ekserji kaybı değerleri ile tahmini değerlerin karşılaştırılması



Şekil 4.8 Hesaplanan Etkinlik değerleri ile tahmini değerlerin karşılaştırılması

#### 4.4.5 Korelasyon katsayısı

x ve y gibi iki değişken arasında, uygun bir korelasyon eğrisi en küçük kareler yöntemi kullanılarak bulunur. Elde edilen korelasyon eğrisinin deney bulgularıyla ne kadar iyi bir uyum sağladığı, r korelasyon katsayısı ile belirlenir. Bu katsayı;

$$r = \left[ 1 - \frac{\sigma_{y,x}^2}{\sigma_y^2} \right]^{1/2} \quad (4.41)$$

eşitliği ile tanımlanır. Burada

$$\sigma_y = \left[ \frac{\sum_{i=1}^n (y_i - y_m)^2}{n - 1} \right]^{1/2}, \quad \sigma_{y,x} = \left[ \frac{\sum_{i=1}^n (y_i - y_{ic})^2}{n - 2} \right]^{1/2} \quad (4.42)$$

şeklinde, y değişkeninin standart sapmalarıdır. Bağıntılardaki  $y_i$ , y değişkeninin gerçek değeri iken  $y_{ic}$  ise aynı x değerindeki korelasyon denkleminde hesaplanmış değerlerdir.

Korelasyon katsayısı bire ne kadar yakınsa kullanılan eşitlik, deneysel bulgu noktaları ile o kadar uyum sağlamıştır. Günümüzde geliştirilmiş paket programlar ile bilgisayarlar yardımıyla hem korelasyon eğrileri hem de korelasyon katsayıları kolaylıkla bulunabilmektedir.

Yapılan bu deneysel çalışmada da korelasyon katsayıları Nusselt sayısı, Sürtünme, Ekserji kaybı ve Etkinlik değerleri için hesaplanmıştır ve sırasıyla 0.968, 0.906, 0.96 ve 0.97 bulunmuştur. Aşağıda bu değerlerin nasıl hesaplandığına dair bir örneği Nusselt sayısı için hesaplayarak gösterilmiştir.

$y_i$  = Nusselt sayısı değerleri

$$y_m = \frac{\sum y_i}{n} = \frac{51405,84}{1215} = 42,31 \quad (4.43)$$

Çizelge 4.5. Korelasyon değerleri

$i$	$y_i$	$(y_i - y_m)^2$	$y_{ic}$	$(y_i - y_{ic})^2$
1	75,19939	1081,712	80,88643	32,34243
2	70,63878	802,5197	72,18119	2,379026
3	66,15424	568,548	67,14935	0,990229
...	...	...	...	...
...	...	...	...	...
...	...	...	...	...
1213	29,54742	162,8835	25,69422	14,84712
1214	24,6576	311,6074	21,67051	8,92267
1215	20,34333	482,5345	19,01019	1,777276
	51405,84	314198,1	51508,32	19924,82

Çizelge 4.5 yardımıyla;

$$\sigma_y = \left[ \frac{314198,1}{1215 - 1} \right]^{1/2} , \quad \sigma_{y,x} = \left[ \frac{19924,82}{1215 - 2} \right]^{1/2}$$

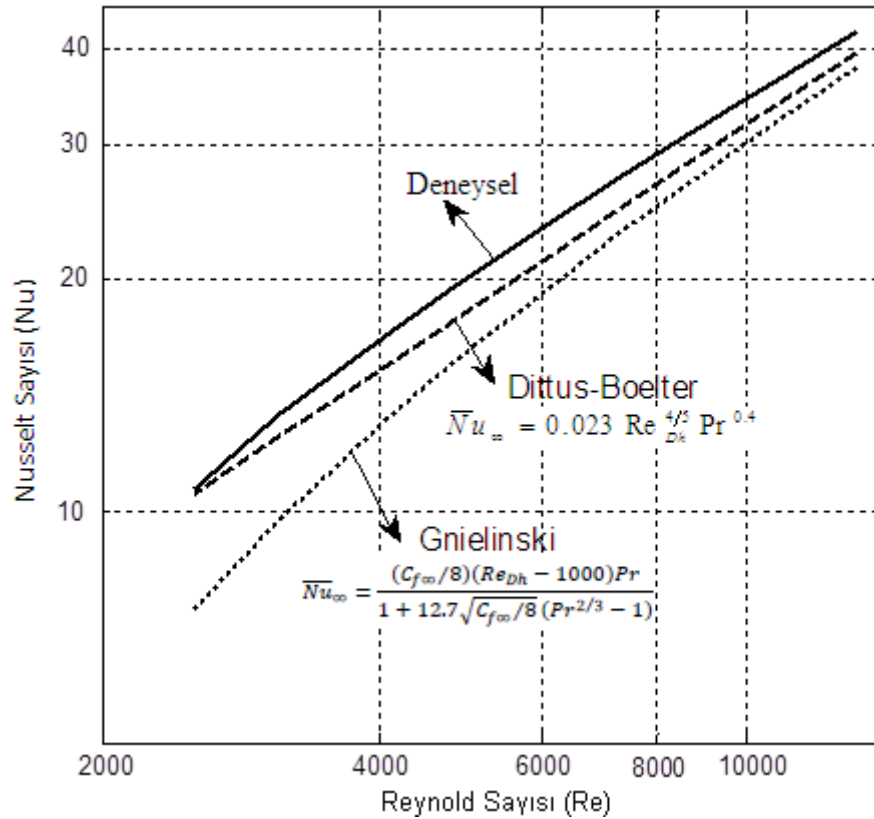
ve sonuçta korelasyon katsayısı;

$$r = \left[ 1 - \left( \frac{4,053}{16,088} \right)^2 \right]^{1/2} = 0,968$$

elde edilir.

#### 4.4.6 Deneysel Çalışmanın Geçerliliği

Yapılan deneysel çalışmanın geçerliliğini belirlemek için ilk olarak boş (direncsiz) kanal deneyleri yapılmıştır. Verilen Reynolds sayıları için yapılan deneylerden elde edilen ortalama Nusselt sayıları, literatürde verilen Dittus-Boelter (4.1) ve Gnielinski (4.2) eşitliklerinden elde edilen değerlerden karşılaştırılmıştır. Şekil 4.9'da görüldüğü gibi boş kanal için elde edilen ortalama Nusselt sayıları Gnielinski eşitliğine göre maksimum % 9 hata ile elde edilmiştir.



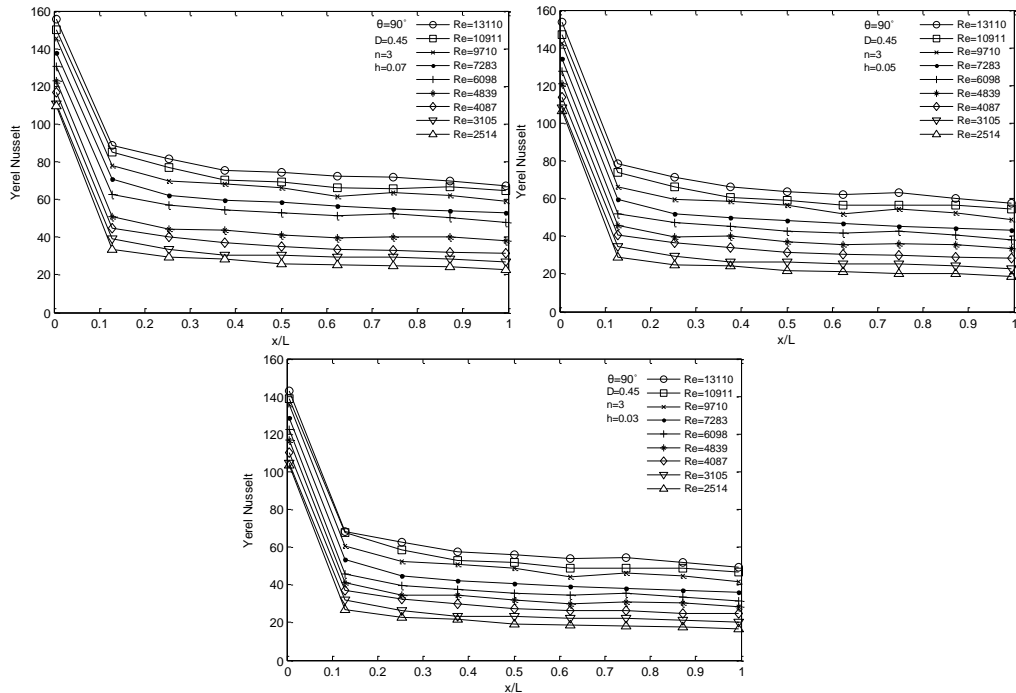
Şekil 4.9 Boş kanal için yapılan deneylerin sonuçlarının karşılaştırılması

## 5. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA

Bu bölümde, ısı transferi ve basınç kayıpları için yapılan deneylerin sonuçları Nusselt sayısı, sürtünme katsayısı, etkinlik ve ekserji kaybı cinsinden verilmekte ve tartışılmaktadır.

### 5.1 Yerel Isı Taşınım Katsayısı

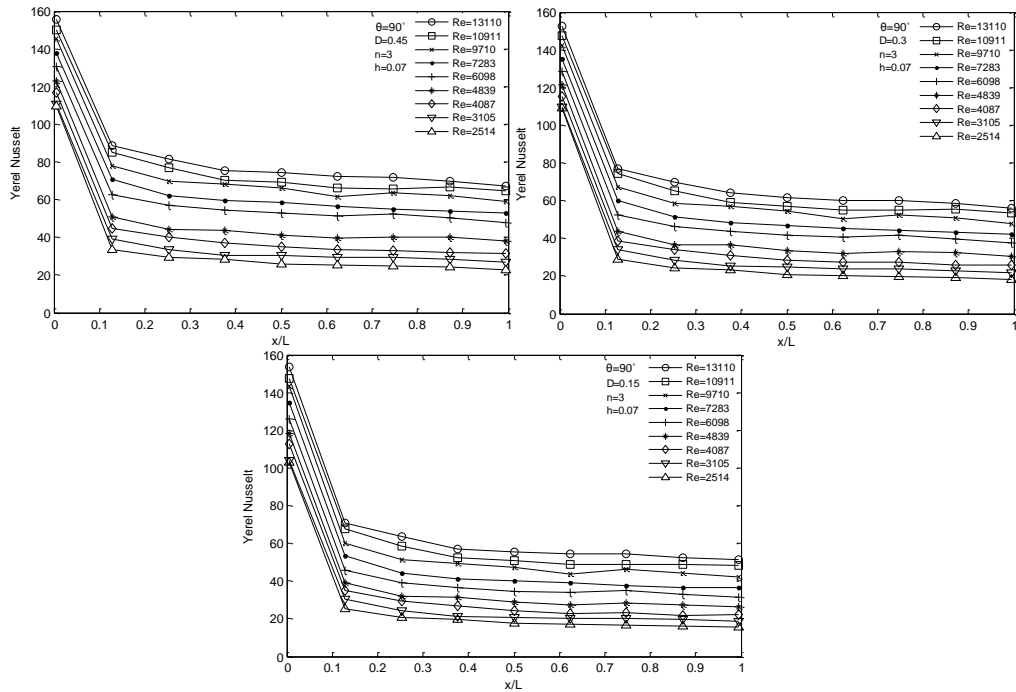
Şekil 5.1'de  $\theta=90^\circ$ ,  $D=0.45\text{mm}$  ve  $n=3$  direnç yüksekliğinin yerel ısı taşınım katsayısı üzerindeki etkisi verilmektedir. Görüldüğü gibi test bölgesine girişte yerel ısı taşınım katsayısı maksimum iken, test bölgesi boyunca non-linear olarak azalmaktadır. Test bölümü girişinde dirençlerin bir etkisi olmadığından her bir Reynolds sayısı değeri için yerel ısı taşınım katsayısı yaklaşık aynı olmaktadır ve maksimum değerdedir. Daha sonra hızlı bir şekilde azalmaktadır. Görüldüğü gibi Reynolds sayısı arttıkça yerel ısı taşınım katsayısı artmaktadır. Deneylerde ısı transferi üzerindeki en etkin parametrenin Reynolds sayısı olduğu görülmüştür.



Şekil 5.1.  $\theta=90^\circ$ ,  $D=0.45\text{mm}$  ve  $n=3$  için direnç yüksekliğinin yerel ısı taşınım katsayısına etkisi

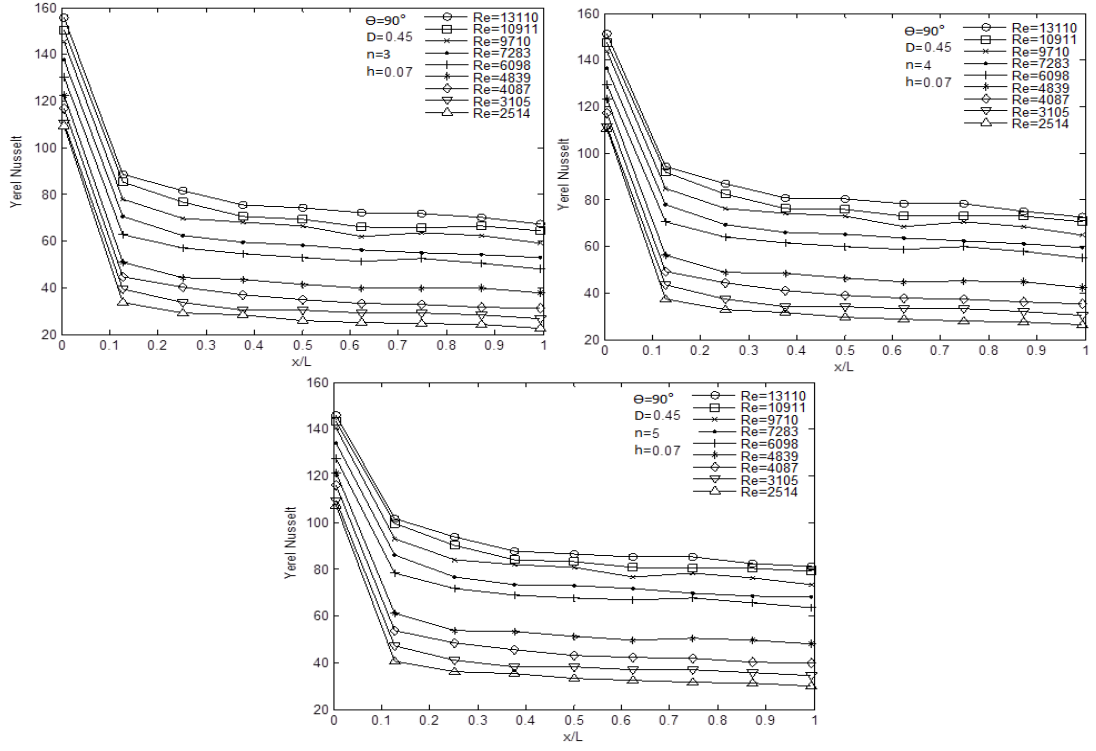
Şekil 5.1'den de görüldüğü gibi test bölümünün girişinden uzaklaştıkça yerel ısı taşınım katsayısı azalmakta ve direnç yüksekliğine bağlı olarak farklı değerler almaktadır. Ayrıca direnç yüksekliği ile yerel ısı taşınım katsayısı arasında doğru orantı olduğu görülmektedir. Yani direnç yüksekliği arttıkça yerel ısı taşınım katsayısı bağıl olarak artmaktadır.

Şekil 5.2'de direnç çapının, Şekil 5.3'de direnç sayısının ve Şekil 5.4'de direnç açısının yerel ısı taşınım katsayısı üzerindeki etkisi verilmektedir. Direnç çapı ve sayısı arttıkça yerel ısı taşınım katsayısının arttığı görülmektedir. Direnç açısının ise akışa karşı sürüklenme alanı arttıkça yerel ısı transfer katsayısının arttığı görülmektedir.

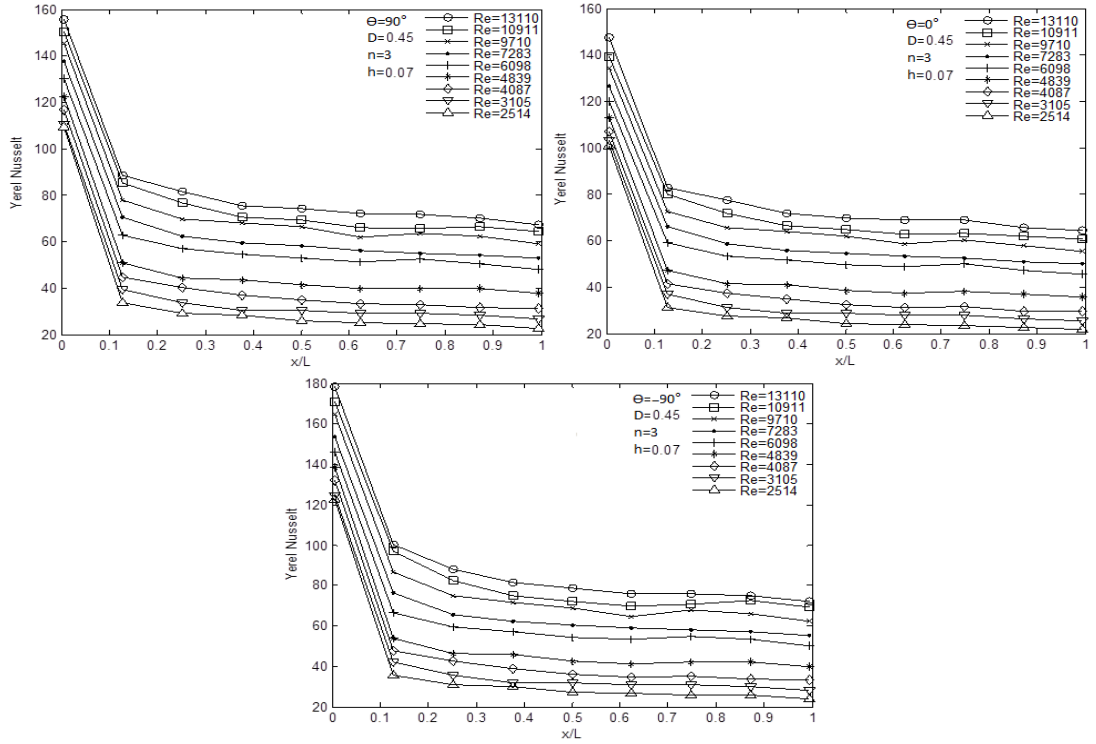


Şekil 5.2.  $\theta=90^\circ$ ,  $n=3$  ve  $h=0.07$ mm için direnç açısının yerel ısı taşınım katsayısına etkisi





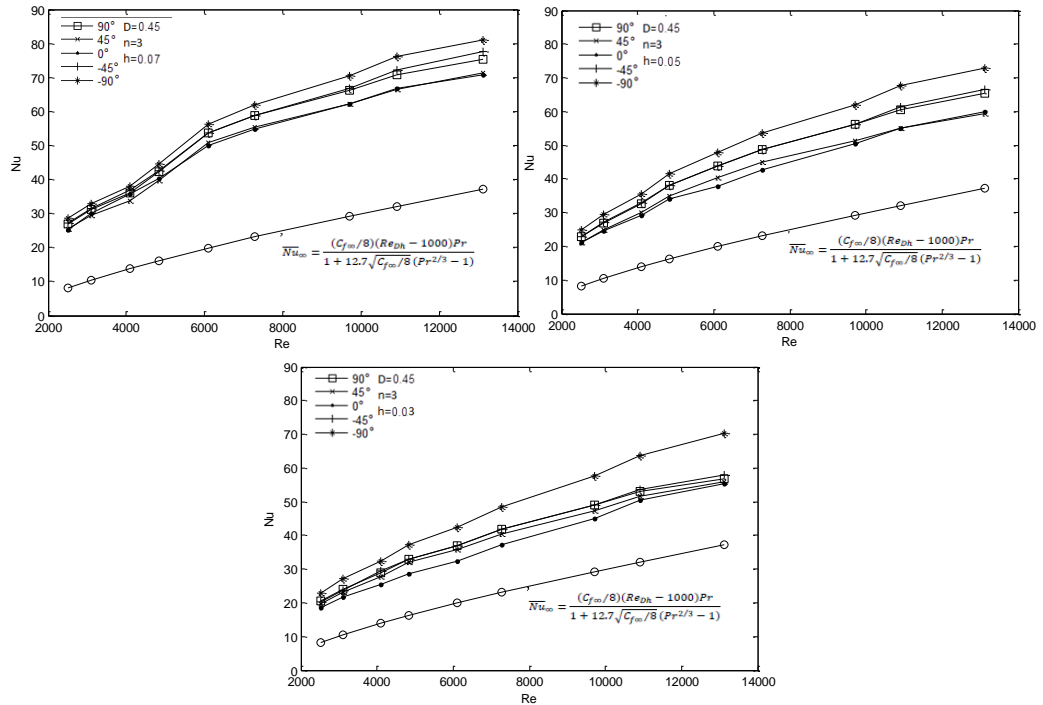
Şekil 5.3.  $\theta=90^\circ$ ,  $D=0.45\text{mm}$  ve  $h=0.07\text{mm}$  için direnç sayısının yerel ısı taşınım katsayısı etkisi



Şekil 5.4.  $D=0.45\text{mm}$ ,  $n=3$  ve  $h=0.07\text{mm}$  için direnç açısının yerel ısı taşınım katsayısına etkisi

## 5.2 Ortalama Nusselt Sayısı

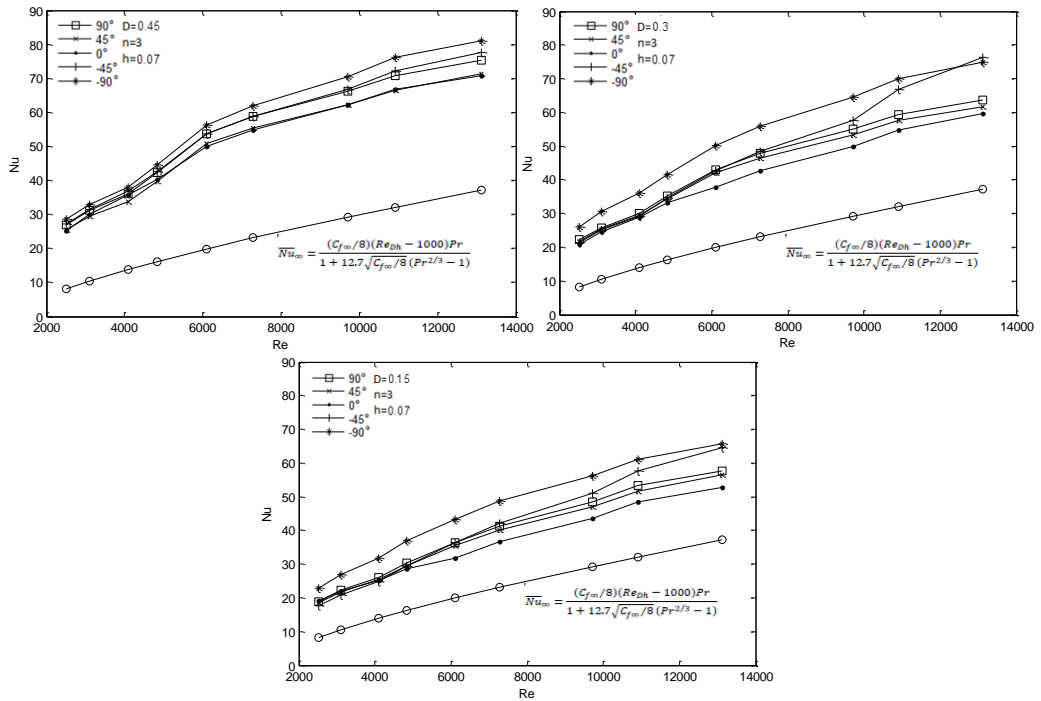
Yapılan deneysel çalışmada Reynolds sayısı yaklaşık olarak 2500-13000 aralığında değişmektedir. Buna bağlı olarak akış rejimi türbülanslıdır. Yapılan boş boru deneylerinde ortalama Nusselt sayısı, Reynolds sayısı 13100 için yaklaşık 40; minimum Reynolds sayısında 2514 için yaklaşık 10.26'dır. Akış ortamına yerleştirilen dirençler yardımıyla Reynolds sayısının 13100 değerinde ortalama Nusselt sayısı 96 değerine kadar artmaktadır.



**Şekil 5.5.** Farklı direnç açıları için D=0.45mm ve n=3 durumunda direnç yüksekliğinin ortalama Nusselt sayısına etkisi

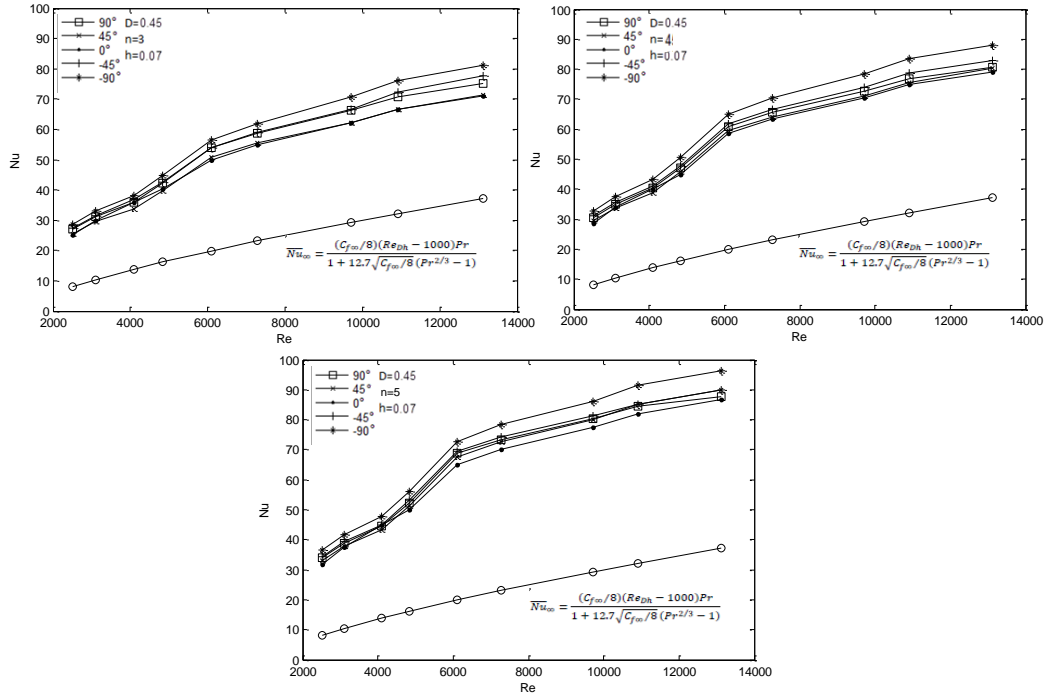
Şekil 5.5'de farklı direnç açıları için direnç yüksekliğinin etkisi verilmektedir. Görüldüğü gibi direnç açısının -90° değerinde ortalama Nusselt sayısı en büyük değere sahiptir. Direnç sayısının -45° değeri için ortalama Nusselt sayısının ikinci en büyük değeri elde edilmiştir. Direnç açısının 0° değerinde ise en küçük ısı transferi sağlanmıştır. Buradan direnç konumunun akışa konveks yada konkav olmasının ısı transferini önemli oranda etkilediğini görüyoruz. Ayrıca akışa karşı sürüklenme alanının artması ısı transferinin de artmasına neden olmuştur. Akışa karşı maksimum

sürüklenme alanı  $-90^\circ$  ve  $90^\circ$  açılarında olmaktadır. Ancak  $90^\circ$  direncin akışa konveks olduğunu,  $-90^\circ$  ise direncin akışa konkav olduğunu göstermektedir. Direncin konkav şekli konveks şekline göre ısı transferini daha fazla artırmaktadır. Yani  $\theta=90^\circ$  için  $D=0.45$ ,  $n=3$  ve  $h=0.07$  durumunda maksimum ortalama Nusselt sayısı 75 olurken; aynı şartlarda  $\theta=-90^\circ$  için maksimum ortalama Nusselt sayısı 91 olmaktadır. Bununla birlikte konveks durumda yani  $\theta=-45^\circ$  konumunda direncin akışa karşı sürüklenme alanı  $\theta=90^\circ$ 'a göre daha az olmasına rağmen ısı transferi daha fazladır. Bunun nedeni konveks konumda direnç akışa karşı daha keskin bir engel oluşturmakta ve akışın daha zor yönleneşine neden olmaktadır. Direnç açısı değışse bile akışı, akış kanalı boyunca daha net bir şekilde yönlendirerek akım yolunu uzatmaktadır. Böylece akışkan çıkış sıcaklığı nispeten daha yüksek olmaktadır. Bu da doğal olarak ısı transferinin artmasıyla sonuçlanmaktadır.



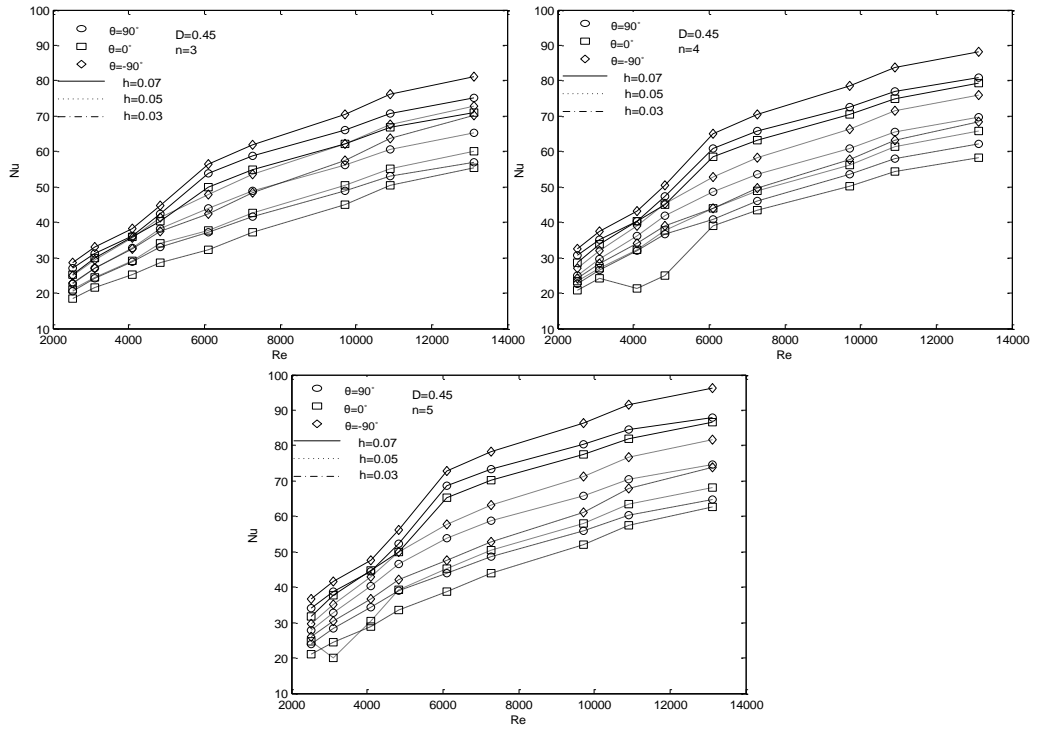
**Şekil 5.6.** Farklı direnç açıları için  $n=3$  ve  $h=0.07$  durumunda direnç çapının ortalama Nusselt sayısına etkisi

Şekil 5.6'da direnç çapının ortalama Nusselt sayısı üzerindeki etkisi görülmektedir.  $n=3$  ve  $h=0.07\text{mm}$  için direnç çapı  $D=0.45$  durumunda ortalama Nusselt sayısı boş boruya göre yaklaşık 2.4 kat artarken,  $D=0,3$  için 1.9 kat ve  $D=0.15$  için 1.6 kat artmaktadır.

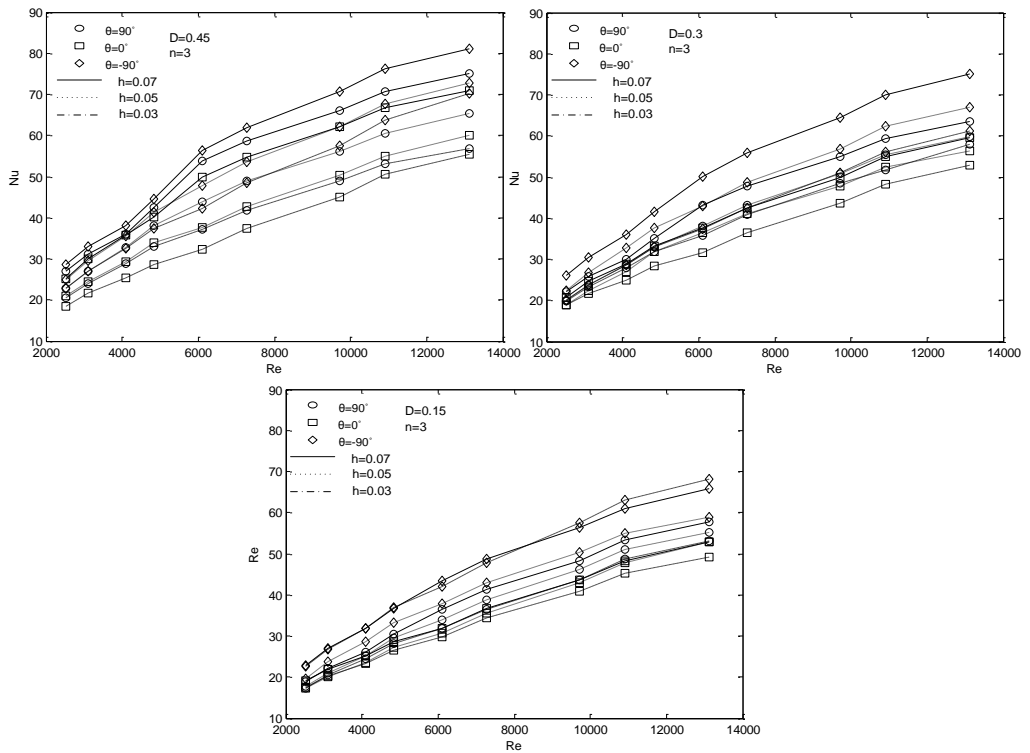


Şekil 5.7. Farklı direnç açıları için  $D=0.45\text{mm}$  ve  $h=0.07$  durumunda direnç sayısının ortalama Nusselt sayısına etkisi

Şekil 5.7'de ise direnç sayısının ısı transferi üzerindeki etkisini vermektedir. Görüldüğü gibi verilen direnç çapı ve direnç yüksekliğinde  $n=3$  için ortalama Nusselt sayısı boş boruya göre yaklaşık 2.4 kat artarken,  $n=4$  olduğunda ortalama 2.7 kat ve  $n=5$  olduğunda ise ortalama 3 kat artmaktadır. Burada bir diğer dikkat edilmesi gereken durum ise ortalama Nusselt sayısının, Reynolds sayısının yaklaşık 5000 değerine kadar farklı değişim hızına sahip olduğu görülmektedir. Yani ortalama Nusselt sayısının, Reynolds sayısının yaklaşık 5000 değerine kadar farklı hızda değiştiğini 5000 değerinden sonra ise daha farklı bir hızda değiştiğini görüyoruz. Bu durum akışın türbülansa geçiş durumuna bağlanmaktadır. Görüldüğü gibi Reynolds sayısının, yaklaşık 5000'den büyük olması durumunda ortalama Nusselt sayısının değişim hızı teorik boş boru eğrileriyle paralel fakat daha büyük değerdedir.

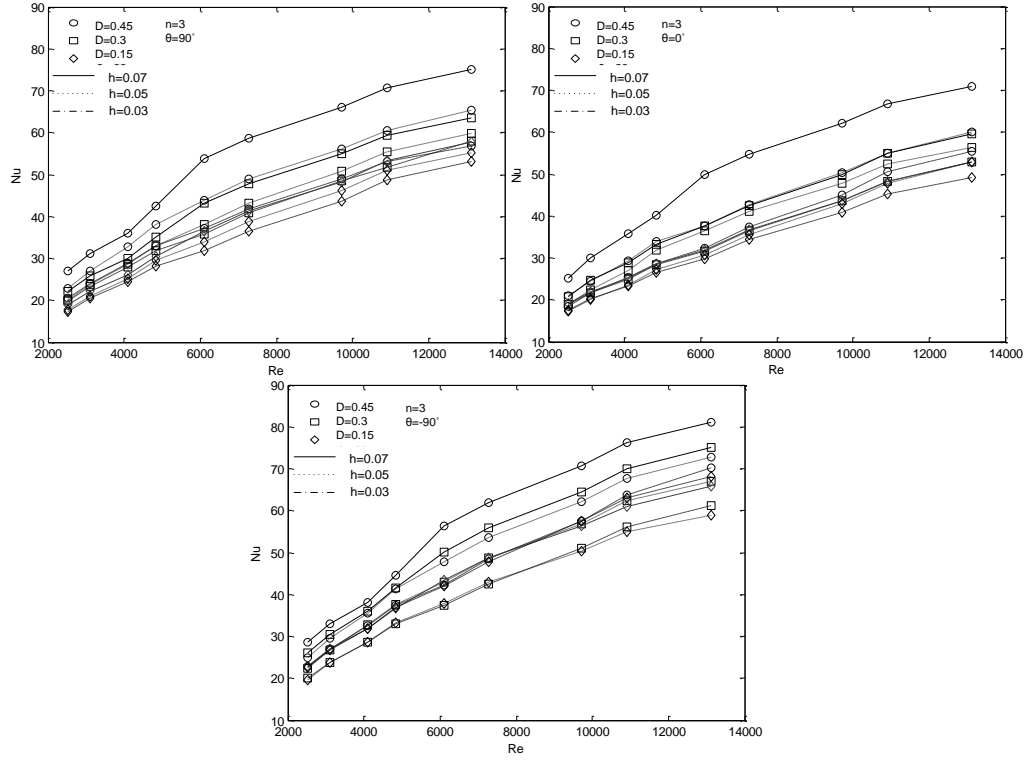


**Şekil 5.8.** Farklı direnç açıları ve farklı direnç yükseklikleri için  $D=0.45\text{mm}$  durumunda direnç sayısının ortalama Nusselt sayısına etkisi



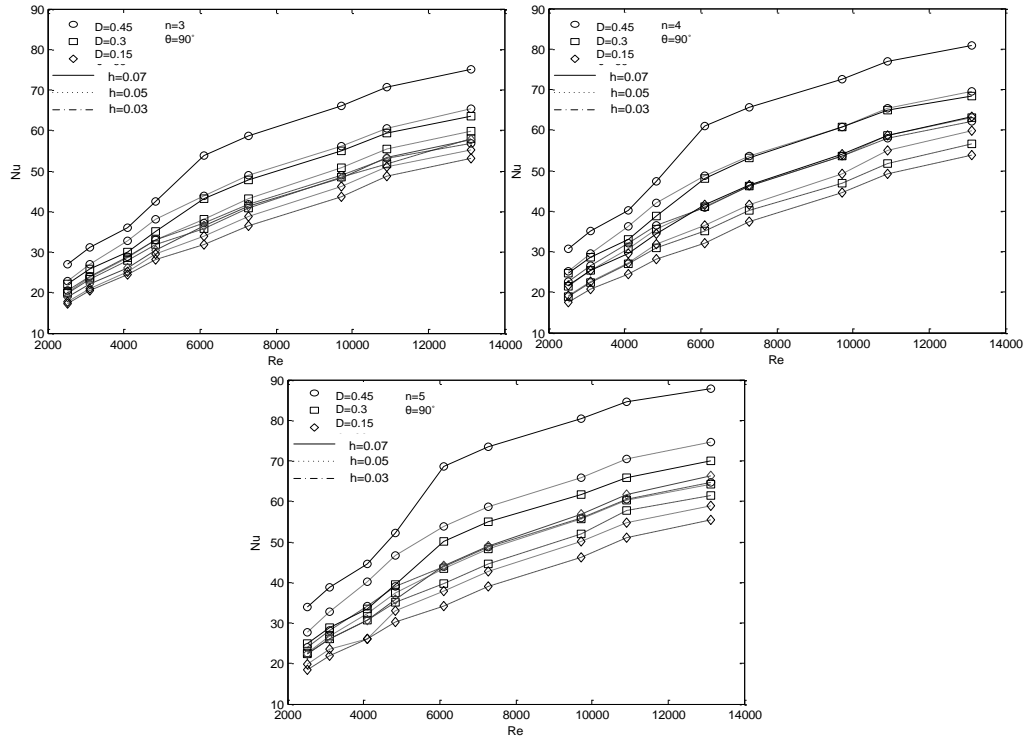
**Şekil 5.9.** Farklı direnç açıları ve farklı direnç yükseklikleri için  $n=3$  durumunda direnç çapının ortalama Nusselt sayısına etkisi

Şekil 5.8, 5.9 ve 5.10'da verilen direnç açısında ortalama Nusselt sayısının direnç çapı, direnç yüksekliği ve direnç sayısına bağlı olarak değişimi karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Ortalama Nusselt sayısı için yukarıda verilen değişim oranları burada da farklı değerlerde geçerlidir.

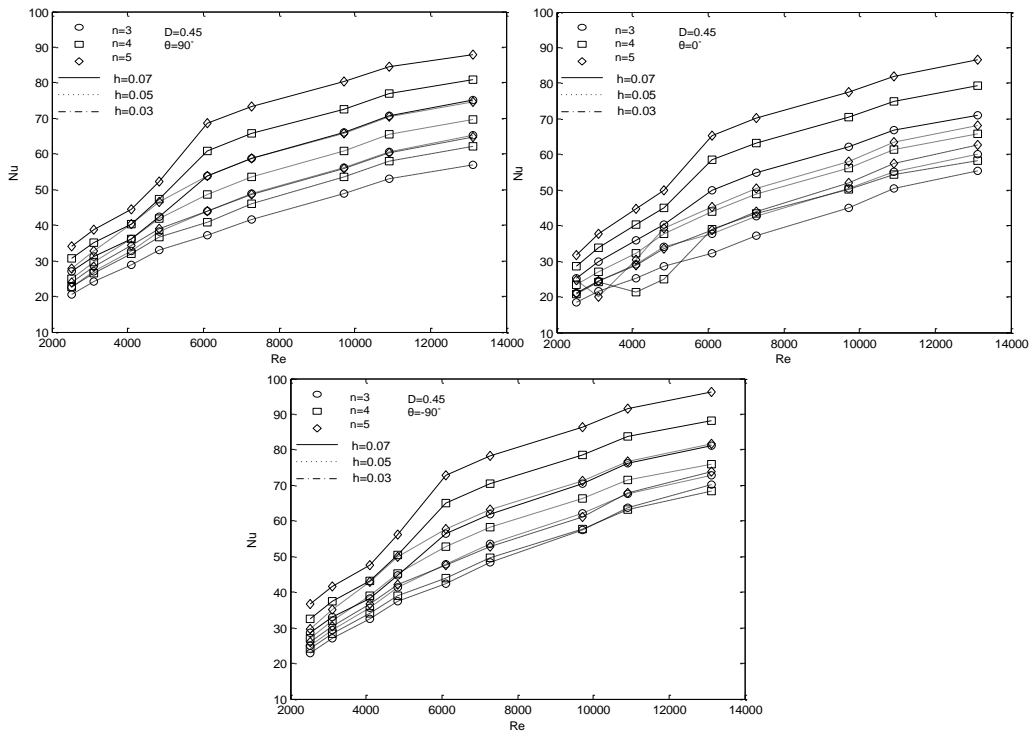


**Şekil 5.10.** Farklı direnç çapları ve farklı direnç yükseklikleri için  $n=3$  durumunda direnç açısının ortalama Nusselt sayısına etkisi

Şekil 5.11 verilen direnç çapının, Şekil 5.12 ise verilen direnç sayısının ortalama Nusselt sayısı üzerindeki etkisini göstermektedir. Görüldüğü gibi direnç açısının  $90^\circ$  değerinde direnç çapının etkisi daha belirgindir. Bu durum direnç sayısı için de geçerlidir (Şekil 5.12).

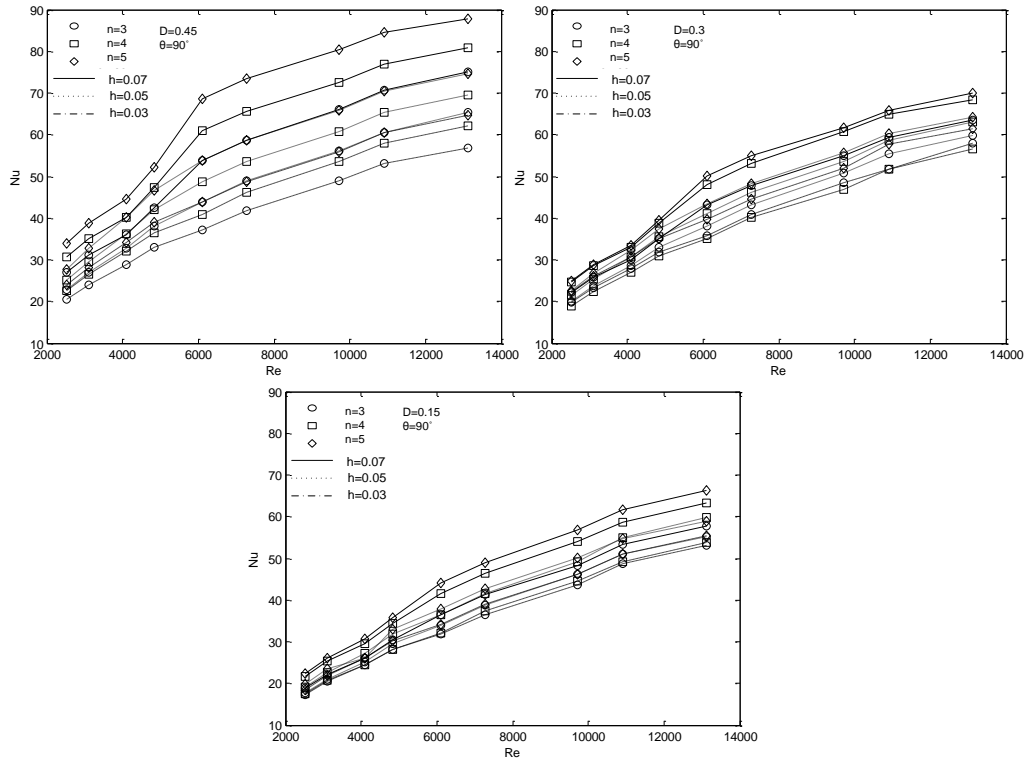


Şekil 5.11. Farklı direnç çapları ve farklı direnç yükseklikleri için  $\theta=90^\circ$  durumunda direnç sayısının ortalama Nusselt sayısına etkisi



Şekil 5.12. Farklı direnç sayıları ve farklı direnç yükseklikleri için  $D=0.45$ mm durumunda direnç açısının ortalama Nusselt sayısına etkisi

Şekil 5.13 sabit direnç açısında direnç çapının, direnç sayısının ve direnç yüksekliğinin etkisini göstermektedir. Buradan da görüleceği gibi maksimum direnç çapında ve maksimum direnç yüksekliğinde direnç çapının direnç sayısı üzerindeki etkisi daha fazladır. Direnç çapı azaldıkça direnç sayısının ortalama Nusselt sayısı üzerindeki etkisi de azalmaktadır.



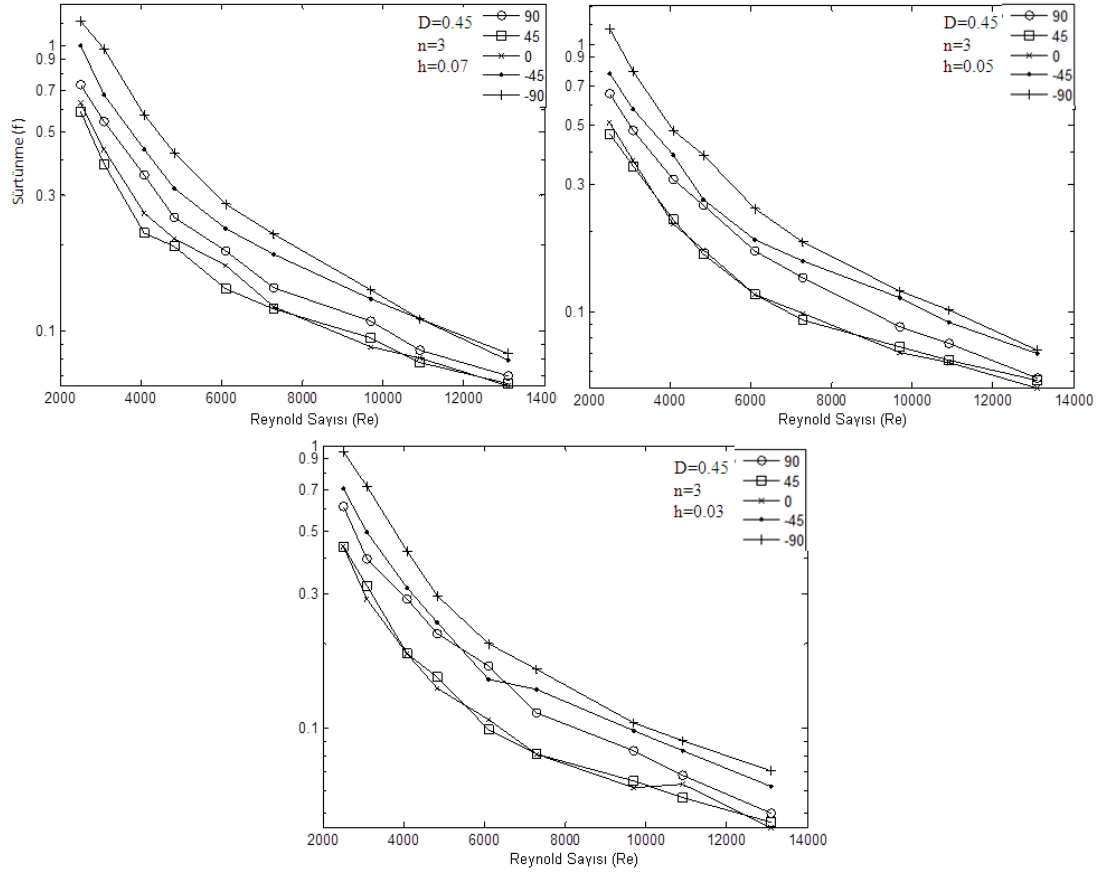
Şekil 5.13. Farklı direnç sayıları ve farklı direnç yükseklikleri için  $n=3$  durumunda direnç açısının ortalama Nusselt sayısına etkisi

### 5.3 Sürtünme Faktörünün Etkisi

Bilindiği gibi pasif yöntemle ısı transferinin artırılmasında akım ortamına yerleştirilen dirençler ya akım yolunu uzatarak yada ısıtma yüzey alanını artırarak veya da her ikisini uygulayarak ısı transferini artırır. Akım ortamına yerleştirilen bu dirençler, ayrıca akışkanın akmasına bir engel oluşturacağından, basınç kayıplarını da artıracaktır. Bu nedenle bu tür sistemlerde verilen pompa gücünde veya verilen ısı transfer yüzey alanında optimum parametreler belirlenmelidir.

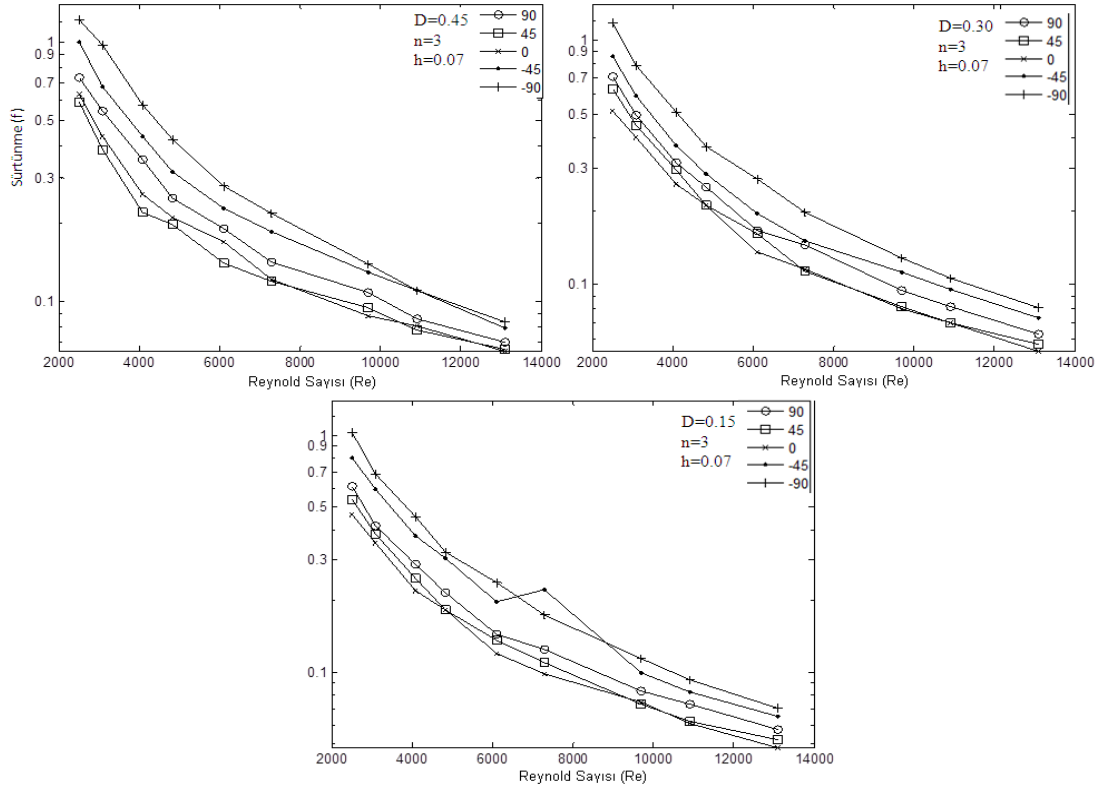


Şekil 5.14-5.22 arasında bağımsız parametrelerin sürtünme katsayısı üzerindeki etkisini göstermektedir. Yapılan deneysel çalışmada direnç açısının, direnç çapının, direnç sayısının ve direnç yüksekliğinin Reynolds sayısına bağlı olarak boş boru deneylerine göre sürtünme katsayısını 1.1 ila 34 kat arasında artırdığı görülmüştür.

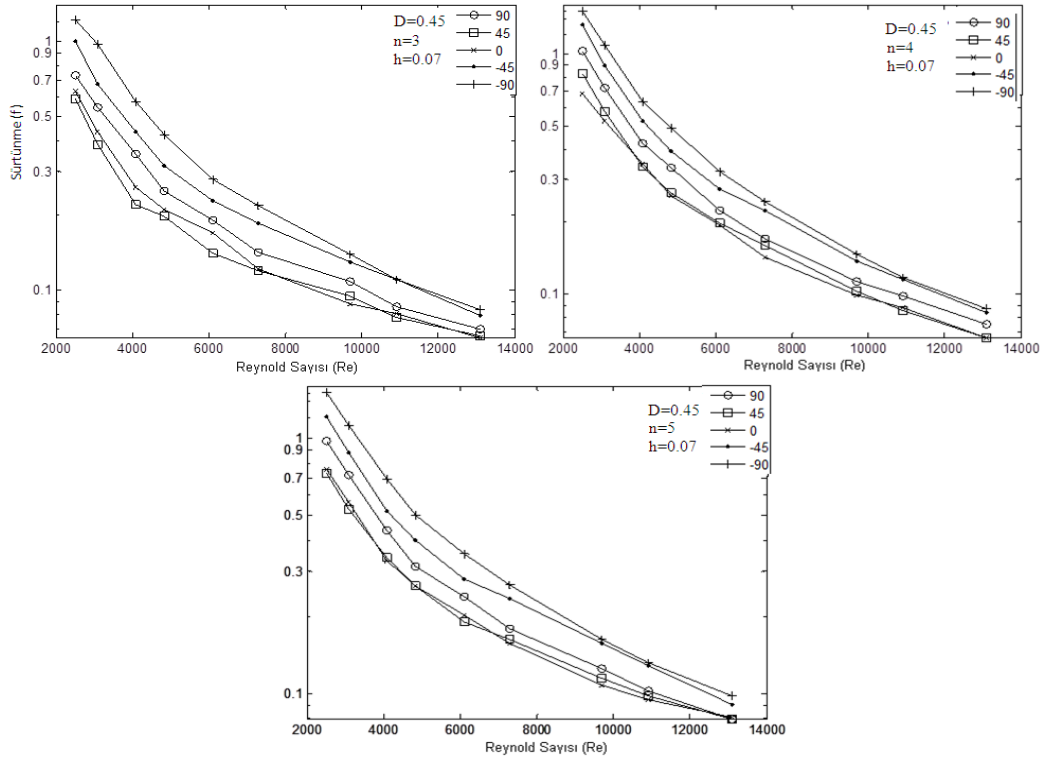


**Şekil 5.14.** Farklı direnç açıları için D=0.45mm ve n=3 durumunda direnç yüksekliğinin sürtünme faktörüne etkisi

Şekil 5.14'ün ilk grafiğinde görüldüğü gibi D=0.45, n=3 ve h=0.07 için sürtünme katsayısı boş boruya göre,  $\theta=90^\circ$  için maksimum 2 kat artarken;  $\theta=0^\circ$  için maksimum 14 kat artmaktadır. h=0.05 olduğunda maksimum sürtünme katsayısı artışı 25 kat; minimumda ise 1.7 kat boş boruya göre artmaktadır. h=0.03 olduğunda ise maksimum artış 21 kat; minimum artış ise 1.5 kat olmaktadır. Buna göre ısı transferine paralel olarak basınç kayıpları da direnç yüksekliğiyle doğru orantılıdır.

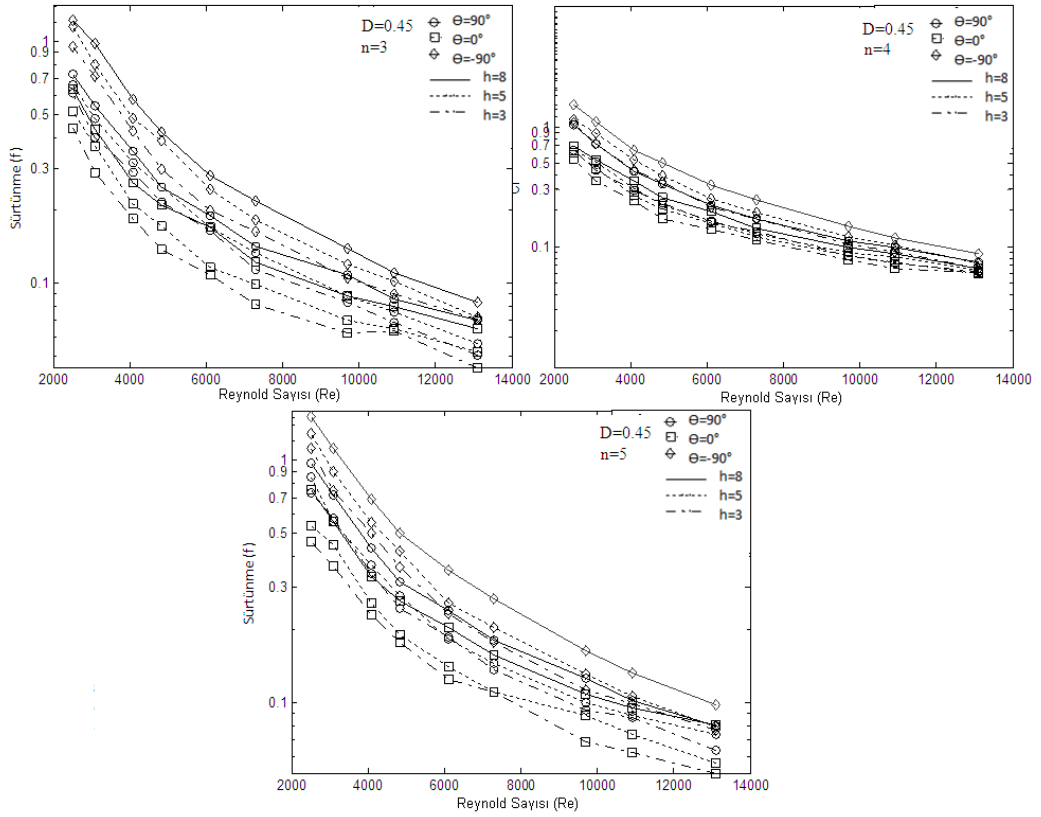


Şekil 5.15. Farklı direnç açıları için  $n=3$  ve  $h=0.07$  durumunda direnç çapının sürtünme faktörüne etkisi



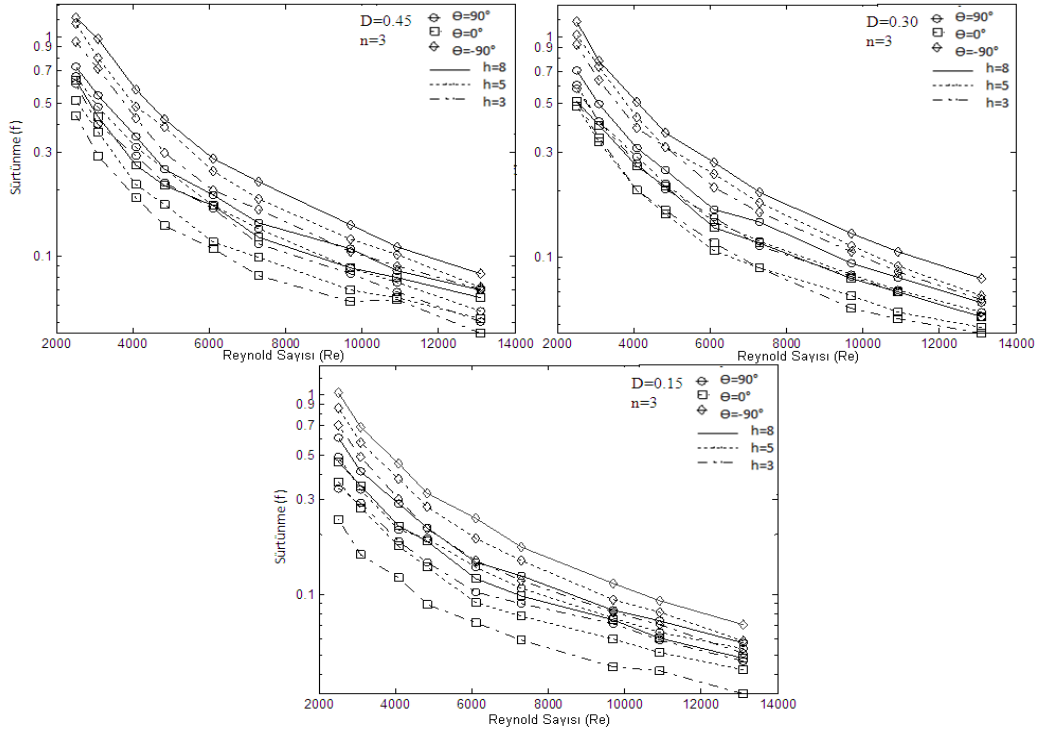
Şekil 5.16. Farklı direnç açıları için  $D=0.45$  mm ve  $h=0.07$  durumunda direnç sayısının sürtünme faktörüne etkisi

Şekil 5.15'te direnç çapının sürtünme katsayısı üzerindeki etkisini, Şekil 5.16'da ise direnç sayısının sürtünme katsayısı üzerindeki etkisi verilmiştir. Buna göre her iki parametrede de kanat açısının  $45^\circ$  değerinde minimum basınç kaybı,  $-90^\circ$  değerinde ise maksimum basınç kaybı meydana gelmektedir. Değişim oranları aynı olmasına rağmen her bir parametrenin etkisi farklı değerdedir.

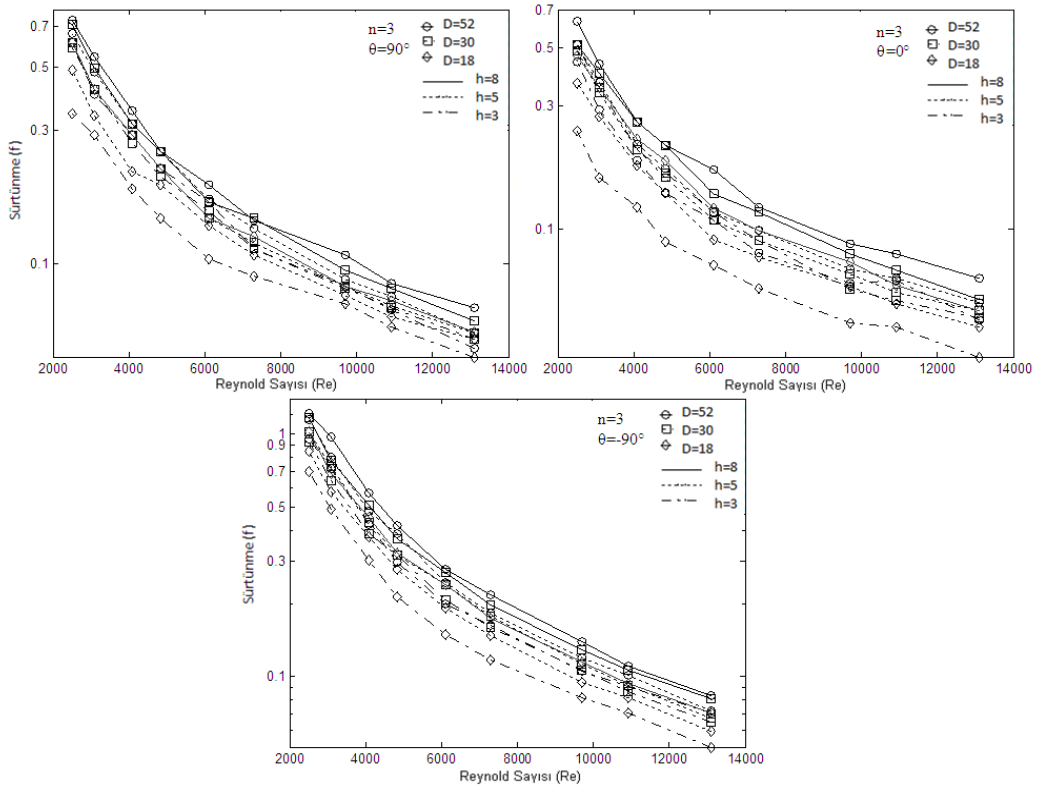


**Şekil 5.17.** Farklı direnç açıları ve farklı direnç yükseklikleri için  $D=0.45\text{mm}$  durumunda direnç sayısının sürtünme faktörüne etkisi

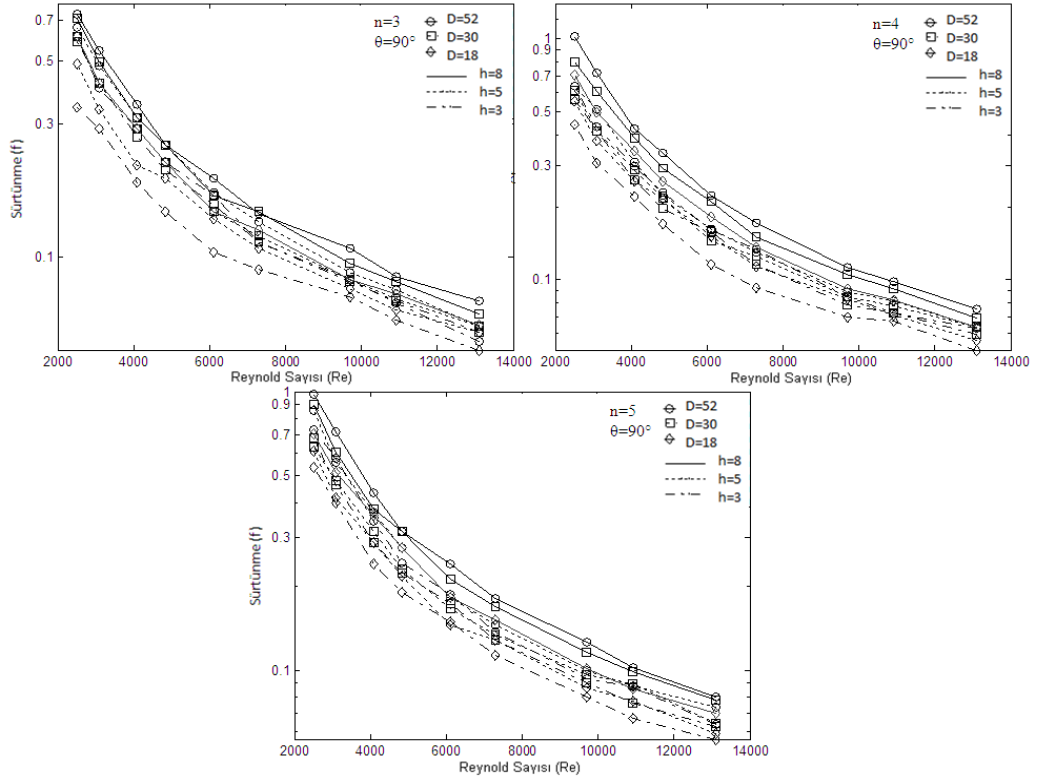
Şekil 5.17'de verilen direnç çapı için direnç açısının, direnç sayısı ve direnç yüksekliğinin sürtünme katsayısı üzerindeki etkisi verilmiştir. Görüldüğü gibi direncin konveks yerleştirilmesi durumunda ( $\theta=-90^\circ$ ) maksimum ısı transferine paralel olarak maksimum basınç kaybı meydana gelmektedir. Bununla birlikte direnç yüksekliği arttıkça direnç açısının sürtünme katsayısı üzerindeki etkisi daha belirgin olmaktadır. Buna karşı direnç yüksekliğinin etkisi yaklaşık eşit olmaktadır. Aynı durumun direnç çapı ve direnç sayısı için de geçerli olduğu görülmektedir (Şekil 5.18-5.22).



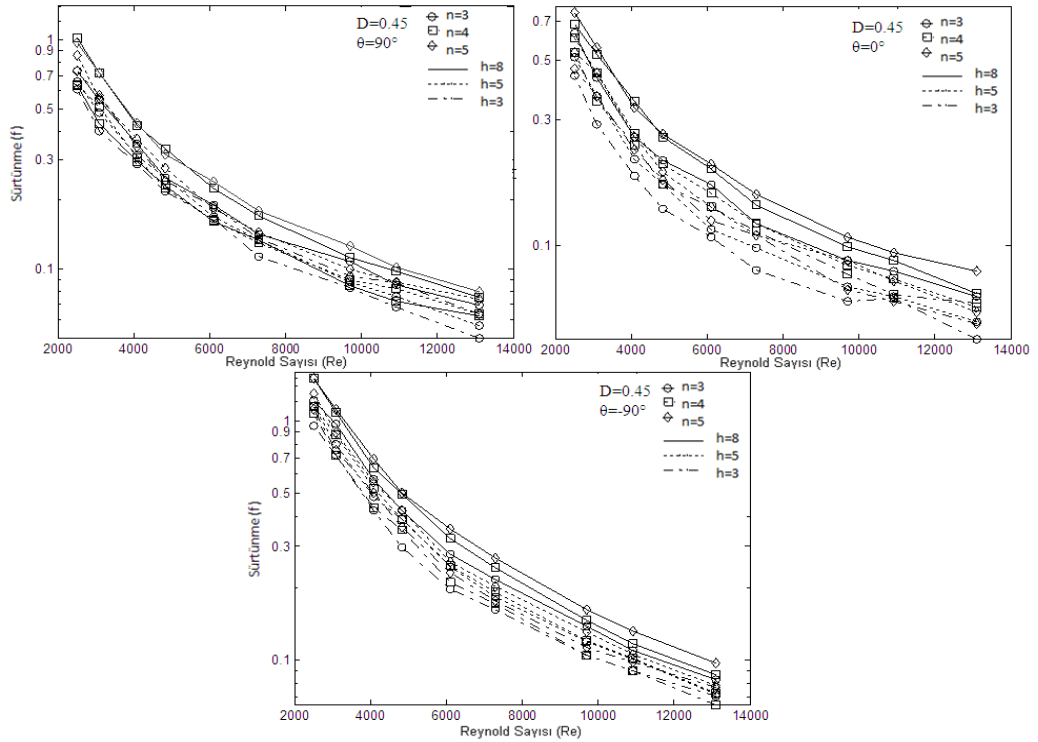
Şekil 5.18. Farklı direnç açıları ve farklı direnç yükseklikleri için  $n=3$  durumunda direnç çapının sürtünme faktörüne etkisi



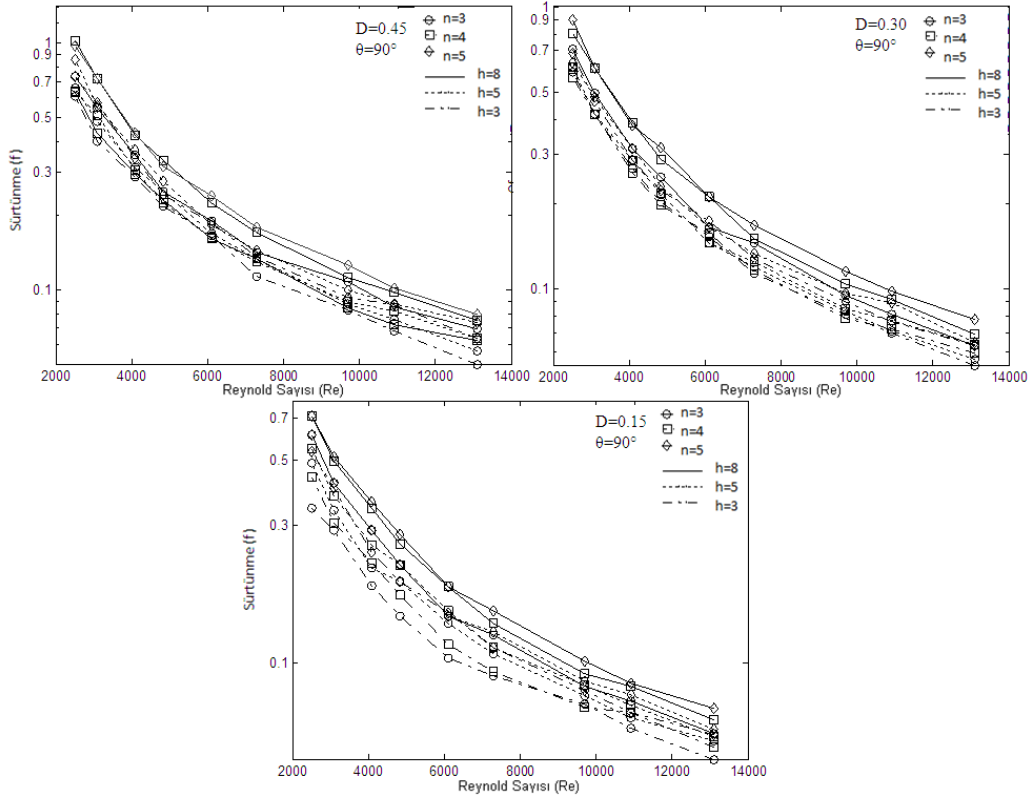
Şekil 5.19. Farklı direnç çapları ve farklı direnç yükseklikleri için  $n=3$  durumunda direnç açısının sürtünme faktörüne etkisi



Şekil 5.20. Farklı direnç çapları ve farklı direnç yükseklikleri için  $\theta=90^\circ$  durumunda direnç sayısının sürtünme faktörüne etkisi



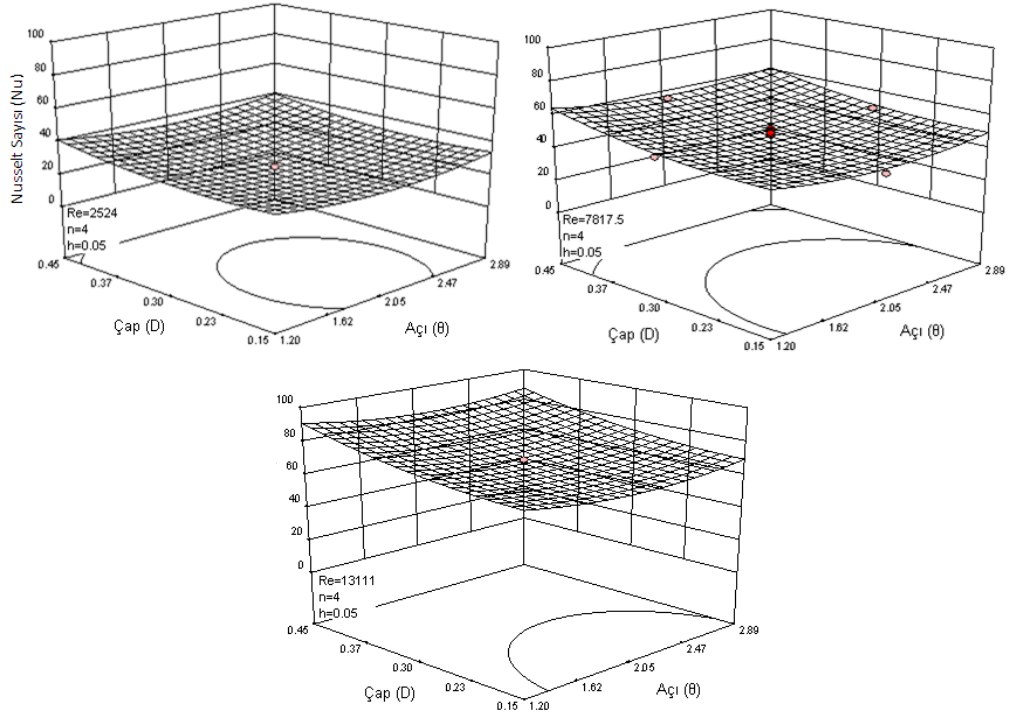
Şekil 5.21. direnç sayıları ve farklı direnç yükseklikleri için  $D=0.45$ mm durumunda direnç açısının sürtünme faktörüne etkisi



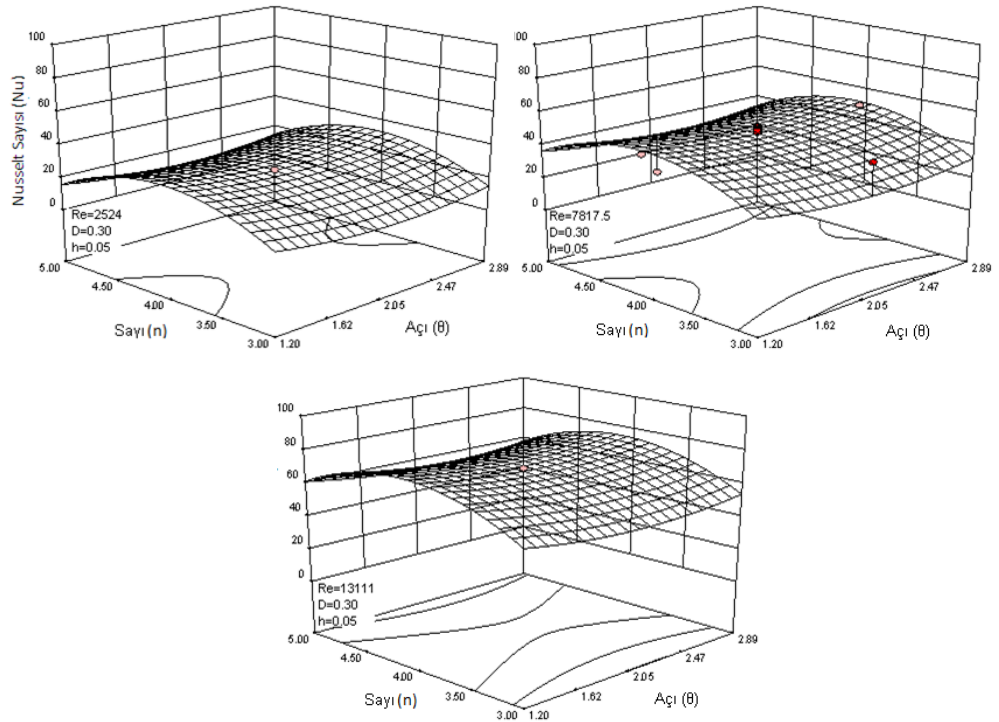
**Şekil 5.22.** Farklı direnç sayıları ve farklı direnç yükseklikleri için  $n=3$  durumunda direnç açısının sürtünme faktörüne etkisi

#### 5.4 Reynolds Sayısının Nusselt Sayısı Üzerindeki Etkisi

Yapılan deneysel çalışmada ısı transferi üzerindeki en etkin parametrenin Reynolds sayısı olduğu görülmüştür. Şekil 5.23'de  $n=4$  ve  $h=0.05$  için Nusselt sayısının direnç çapı, direnç açısı ve Reynolds sayısına göre değişimi verilmiştir. Görüldüğü gibi  $Re=2524$  için Nusselt sayısı ortalama 36,  $Re=7817$  için Nusselt sayısı yaklaşık 50 ve  $Re=13100$  için Nusselt sayısı yaklaşık 75 değerlerindedir. Ayrıca Reynolds sayısı arttıkça direnç açısının Nusselt sayısı üzerindeki etkisi çok azken, direnç çapının etkisi artmaktadır.



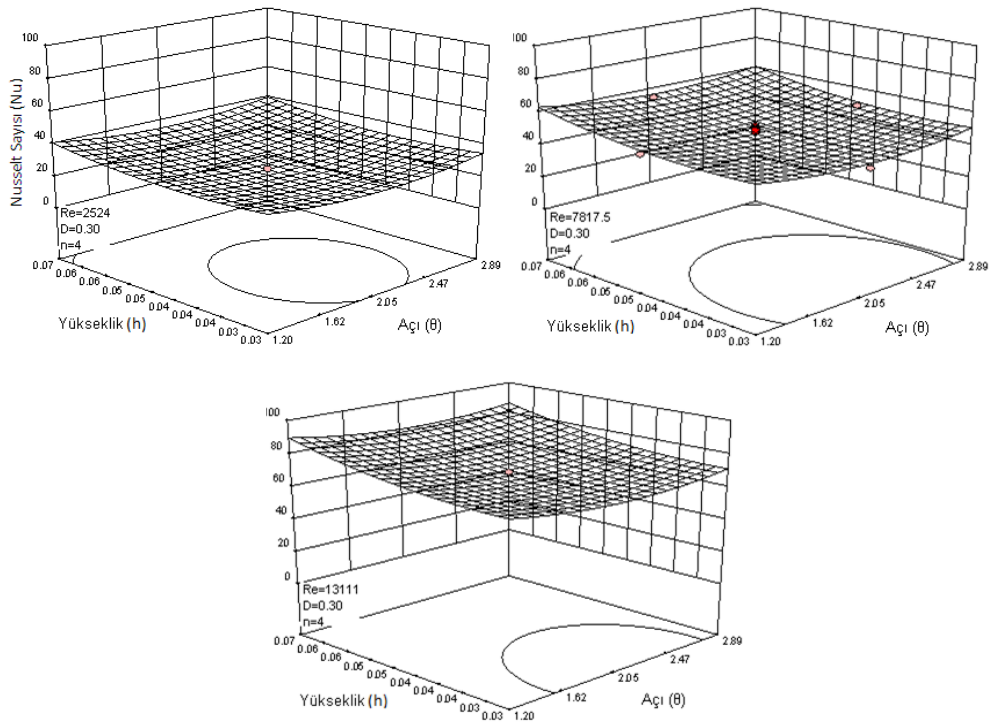
**Şekil 5.23.**  $n=4$  ve  $h=0.05$  için Nusselt sayısının direnç çapı, direnç açısı ve Reynolds sayısına göre değişimi



**Şekil 5.24.**  $D=0.3$  ve  $h=0.05$  için Nusselt sayısının direnç sayısı, direnç açısı ve Reynolds sayısına göre değişimi

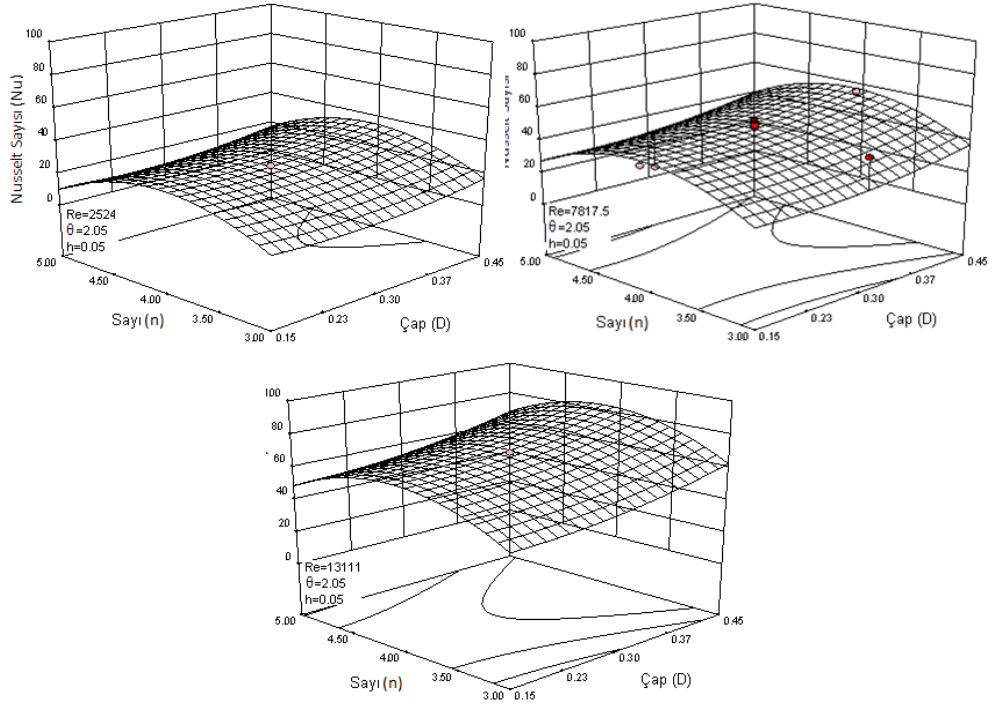
Şekil 5.24’de  $D=0.3$  ve  $h=0.05$  için direnç açısının, direnç sayısının ve Reynolds sayısının Nusselt sayısı üzerindeki etkisi verilmiştir. Buna göre yine en etkin parametrenin Reynolds sayısı olduğu, direnç açısının etkisinin azaldığı direnç sayısının ise bir maksimuma sahip olduğu görülmektedir.

Şekil 5.25’de  $D=0.3$  ve  $n=4$  için direnç yüksekliğinin, direnç açısının ve Reynolds sayısının etkisi verilmiştir. Görüldüğü gibi burada da Şekil 5.23’e paralel değişimler elde edilmiştir. Ayrıca direnç çapı, direnç sayısı, Reynolds sayısı ve direnç çapı, direnç yüksekliği ve Reynolds sayısının ortalama Nusselt sayısı üzerindeki etkisi Şekil 5.26 ve 5.27’de görülmektedir. Buna göre Reynolds sayısına bağlı olarak direnç yüksekliğinin Nusselt sayısı üzerindeki etkisi de artmaktadır.

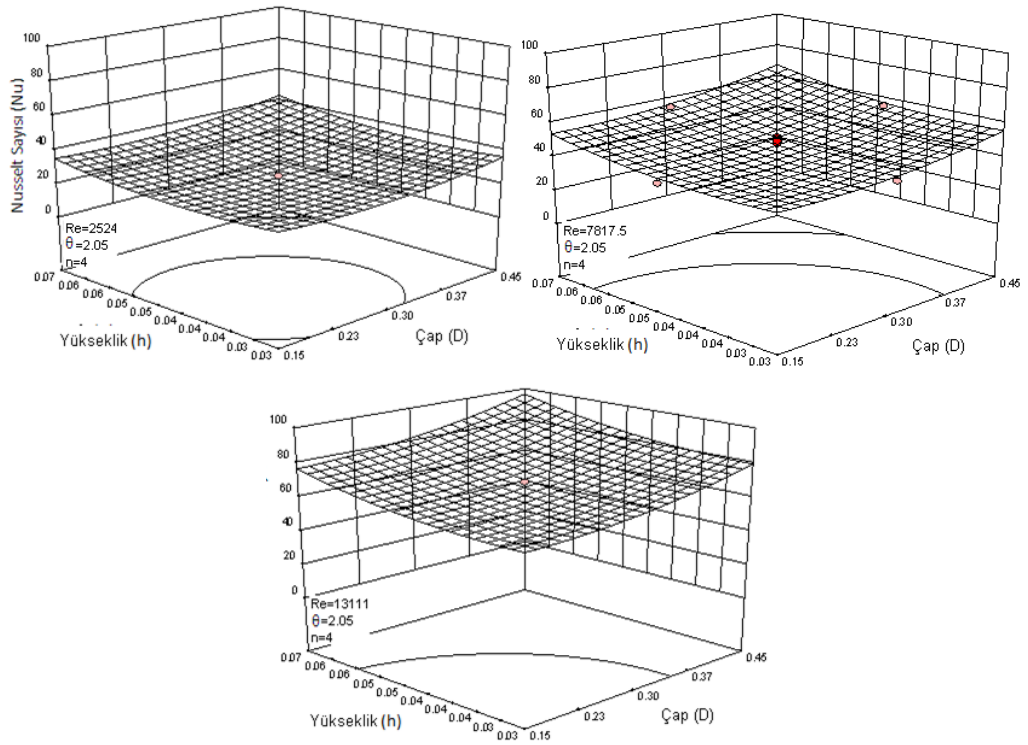


**Şekil 5.25.**  $D=0.3$  ve  $n=4$  için Nusselt sayısının direnç yüksekliği, direnç açısı ve Reynolds sayısına göre değişimi



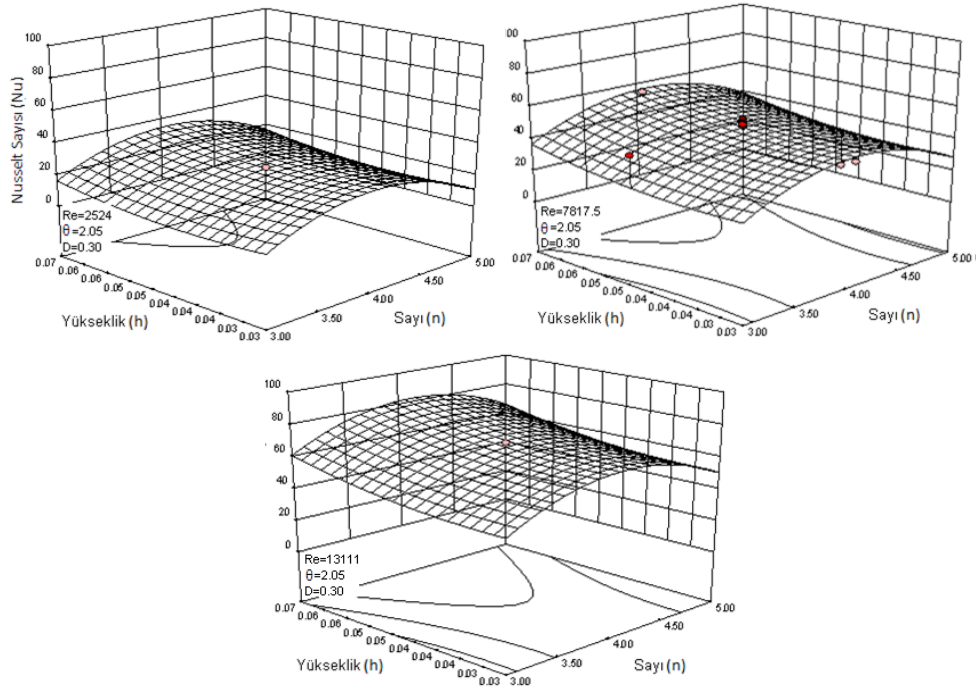


**Şekil 5.26.**  $\theta=2.05$  ve  $h=0.05$  için Nusselt sayısının direnç sayısı, direnç çapı ve Reynolds sayısına göre değişimi



**Şekil 5.27.**  $\theta=2.05$  ve  $n=4$  için Nusselt sayısının direnç yüksekliği, direnç çapı ve Reynolds sayısına göre değişimi

Şekil 5.28 direnç yüksekliği ve direnç sayısı ile Reynolds sayısının etkisini göstermektedir. Görüldüğü gibi Reynolds sayısı arttıkça direnç yüksekliğinin etkisi artmakta ve direnç sayısı daima bir optimum değere sahip olmaktadır.

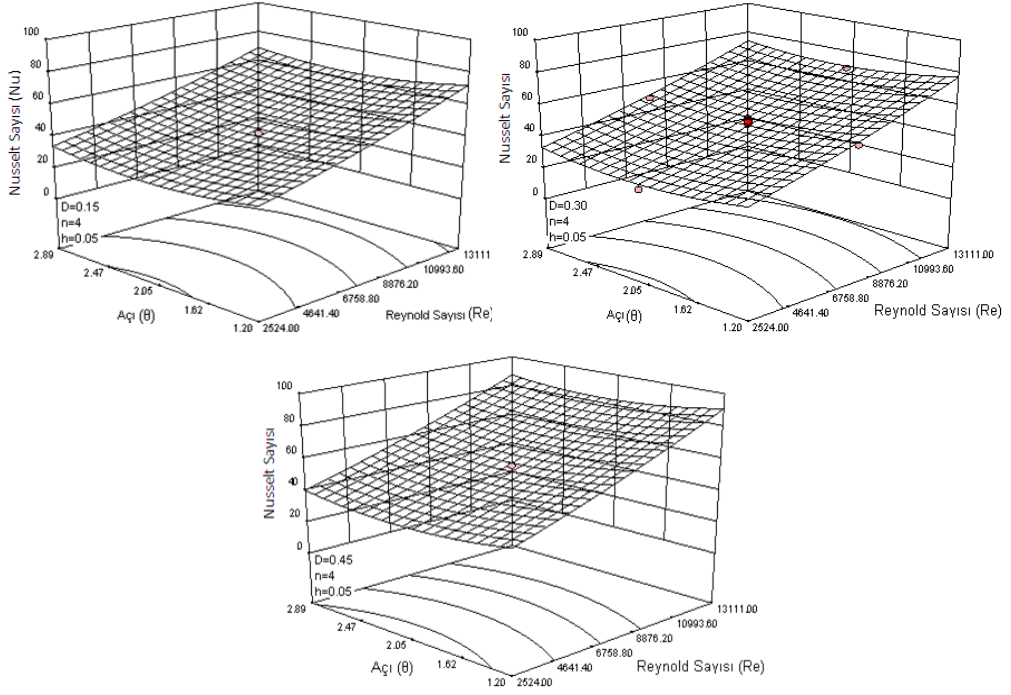


Şekil 5.28.  $\theta=2.05$  ve  $D=0.3$  için Nusselt sayısının direnç yüksekliği, direnç sayısı ve Reynolds sayısına göre değişimi

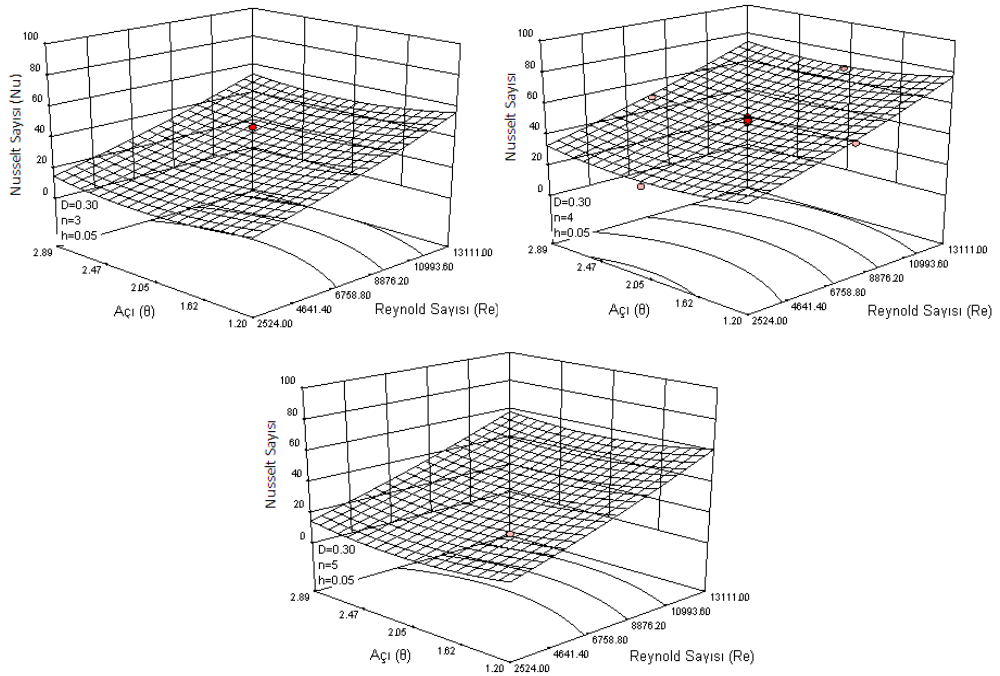
### 5.5. Direnç Çapının, Direnç Sayısının, Direnç Açısının ve Direnç Yüksekliğinin Nusselt Sayısı Üzerindeki Etkisi

Şekil 5.29'da görüldüğü gibi direnç çapı arttıkça ısı transferi artmaktadır. Ayrıca düşük Reynolds sayılarında çapın etkisi az olurken, Reynolds sayısı arttıkça direnç çapının etkisi de artmaktadır. Bununla birlikte direnç çapının değişimi direnç açısının Nusselt sayısı üzerindeki etkisini önemsiz oranda etkilemektedir (Şekil 5.29.a).

Benzer olarak direnç sayısı arttıkça Nusselt sayısı artmaktadır. Direnç çapının aksine direnç sayısı Reynolds sayısının bütün değerlerinde yaklaşık aynı etkiye sahiptir. Boyutsuz  $D=0.3$  ve boyutsuz  $h=0.05$  durumunda Reynolds sayısının bütün değerleri için direnç açısının minimum değerleri sağlanmaktadır (Şekil 5.29.b).

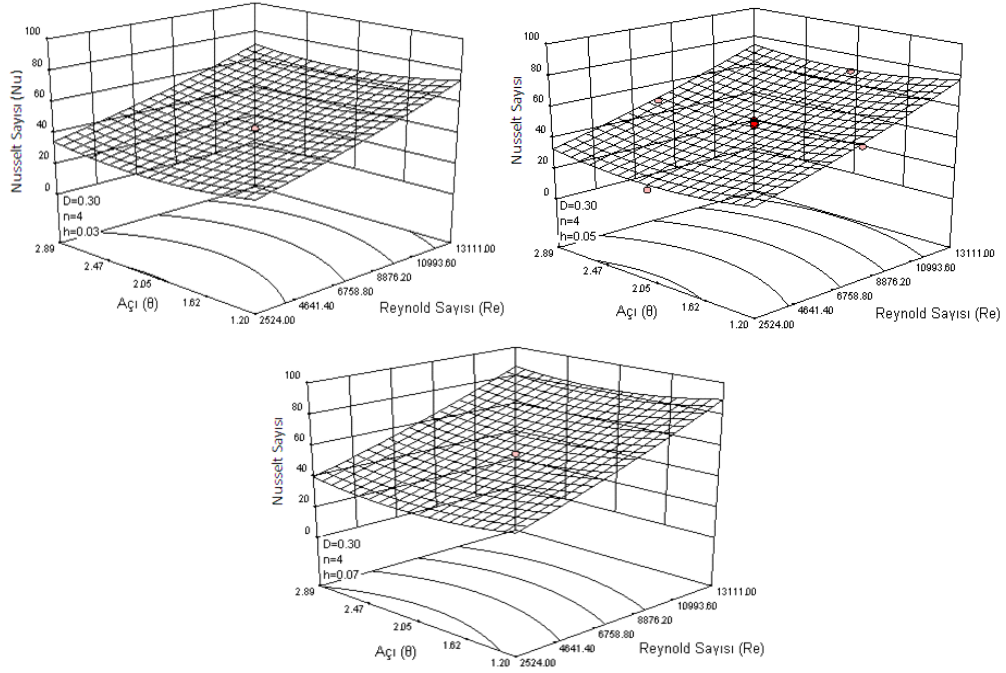


**Şekil.5.29.a**  $n=4$  ve  $h=0.05$  için Nusselt sayısının direnç açısı, direnç çapı ve Reynolds sayısına göre değişimi



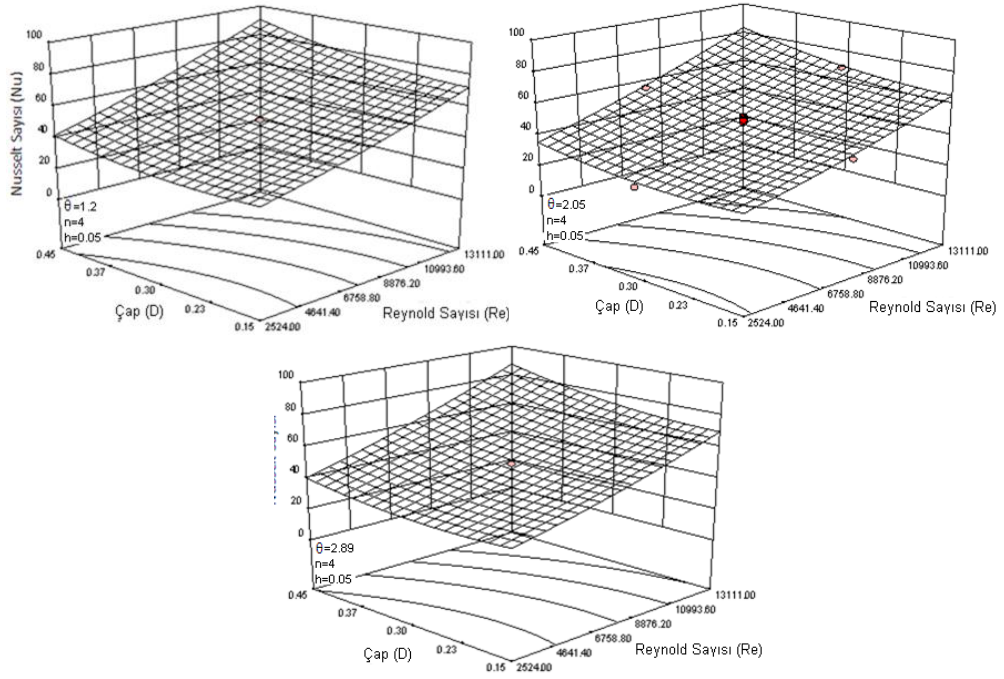
**Şekil 5.29.b**  $h=0.05$  ve  $D=0.3$  için Nusselt sayısının direnç açısı, direnç sayısı ve Reynolds sayısına göre değişimi

Direnç yüksekliği ile ortalama Nusselt arasında doğru orantı görülmektedir. Maksimum direnç yüksekliğinde Reynolds sayısının etkisi daha fazla olmaktadır (Şekil 5.29.c).

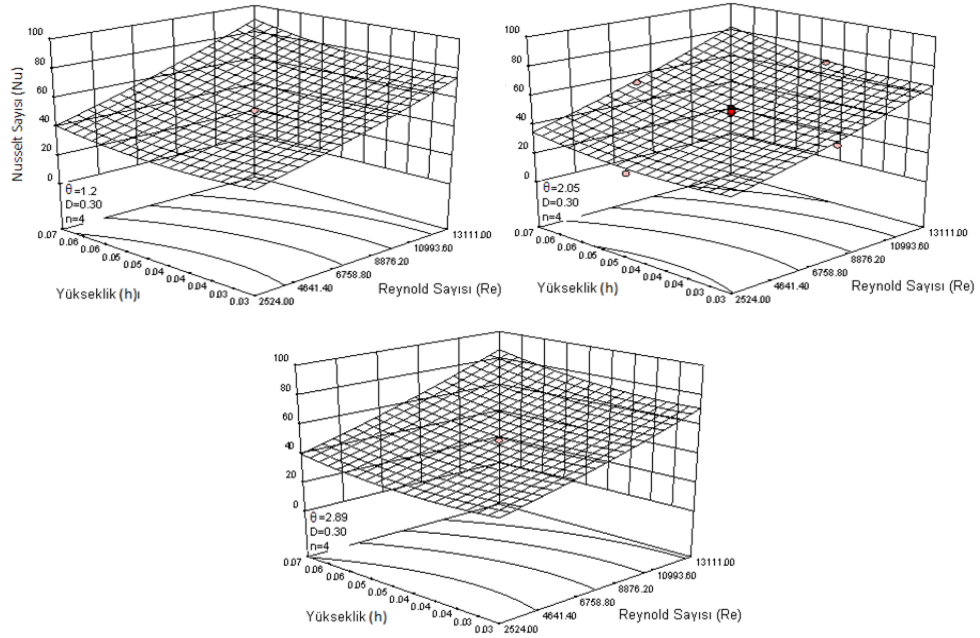


**Şekil 5.29.c**  $n=4$  ve  $D=0.3$  için Nusselt sayısının direnç yüksekliği, direnç açısı ve Reynolds sayısına göre değişimi

Direnç açısı, akış kanalındaki akışkanın sürüklenme alanıyla ilişkili olduğu için akışa karşı yüzey alanı arttıkça ısı transferi de artmaktadır (Şekil 5.30.a). Şekil 5.30.b'de ise  $D=0.3$  ve  $n=4$  için direnç açısının, direnç yüksekliğinin ve Reynolds sayısının Nusselt sayısı üzerindeki etkisi verilmiştir. Görüldüğü gibi direnç yüksekliğinin Nusselt sayısı üzerindeki etkisi yüksek Reynolds sayılarında daha fazladır. Ayrıca direnç açısı arttıkça ortalama Nusselt sayısı da artmaktadır. Buna karşın direnç yüksekliğinin etkisi ortalama Nusselt sayısı üzerindeki direnç açısına bağlı olarak önemsiz oranda değişmektedir.



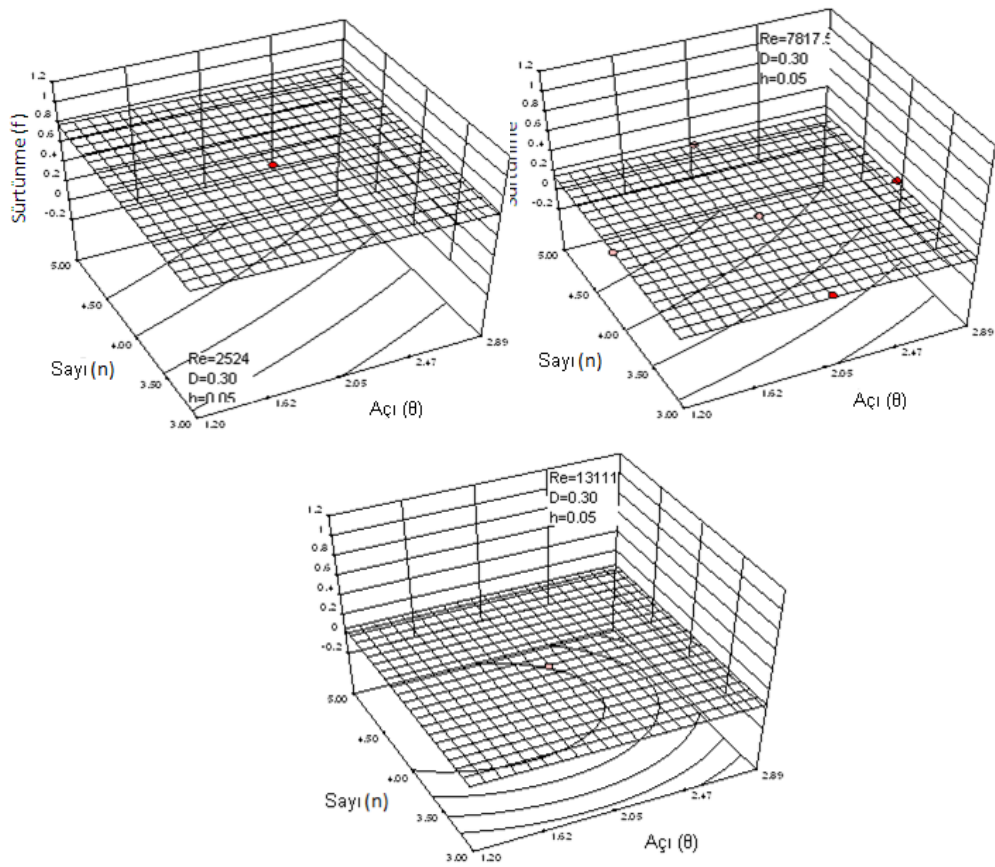
**Şekil 5.30. a**  $n=4$  ve  $h=0.05$  için Nusselt sayısının direnç çapı, direnç açısı ve Reynolds sayısına göre değişimi



**Şekil 5.30.b**  $n=4$  ve  $D=0.3$  için Nusselt sayısının direnç yüksekliği, direnç açısı ve Reynolds sayısına göre değişimi

## 5.6. Reynolds Sayısının Sürtünme Katsayısı Üzerindeki Etkisi

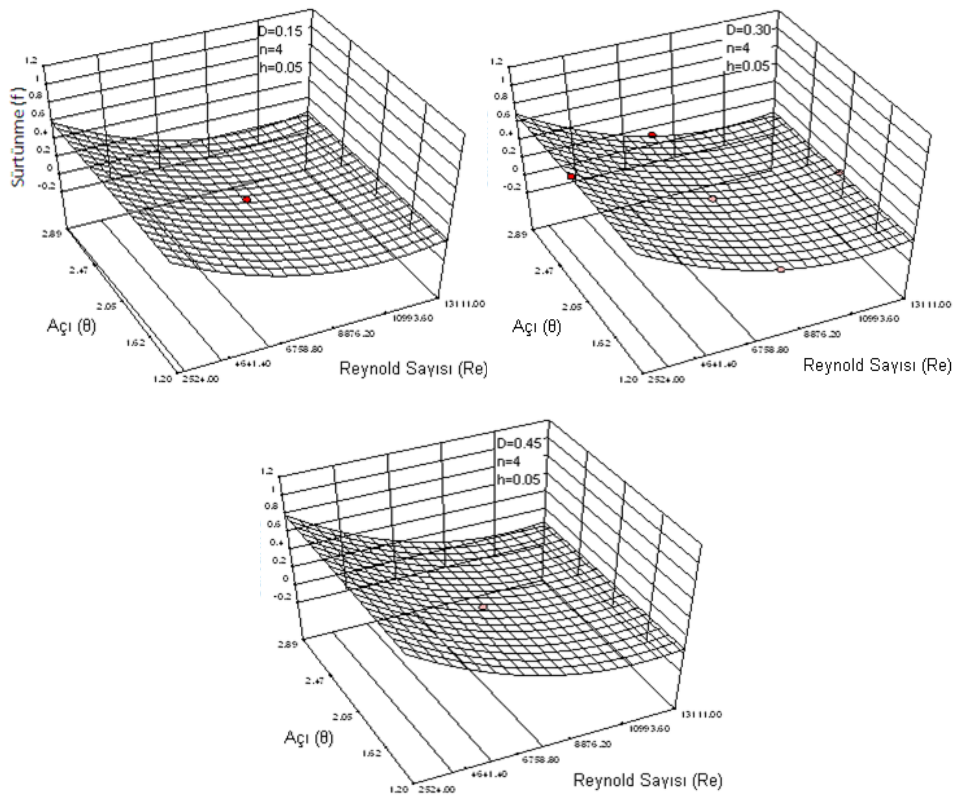
Şekil 5.31’de görüldüğü gibi sürtünme katsayısı üzerindeki en önemli parametre Reynolds sayısıdır. Reynolds sayısı arttıkça sürtünme katsayısı azalmaktadır. Düşük Reynolds sayılarında direnç açısı ve direnç sayısının sürtünme katsayısı üzerindeki etkisi yok denecek kadar azken Reynolds sayısı arttıkça bu etki daha da azalmaktadır.



Şekil 5.31.  $h=0.05$  ve  $D=0.3$  için sürtünme katsayısının direnç açısı, direnç sayısı ve Reynolds sayısına göre değişimi

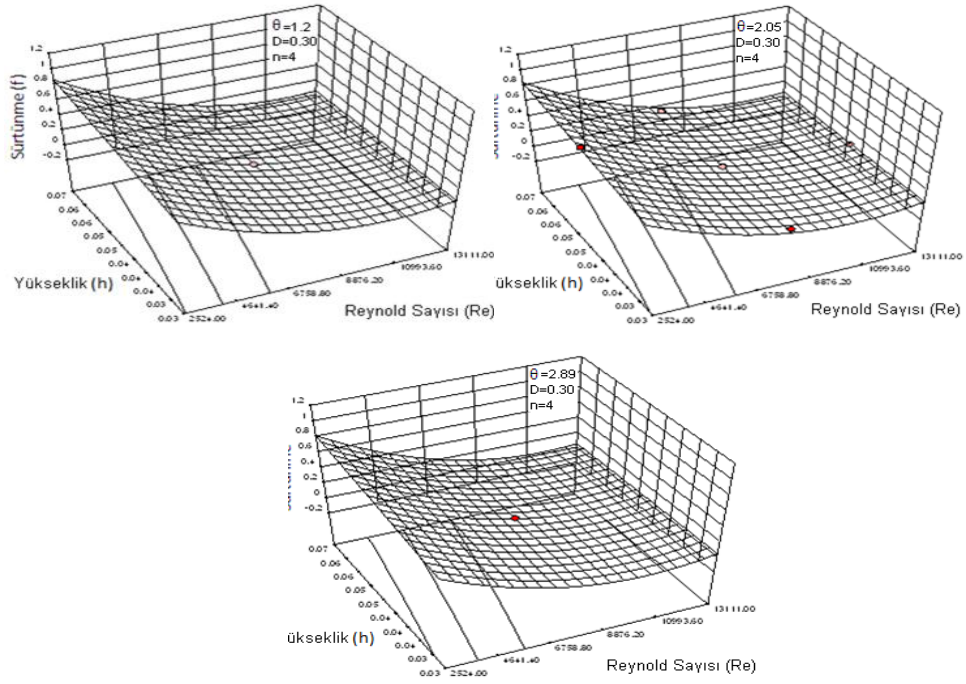
### 5.7. Direnç Açısı, Direnç Çapı, Direnç Sayısı ve Direnç Yüksekliğinin Sürtünme Katsayısı Üzerindeki Etkisi

Şekil 5.32’de görüldüğü gibi sürtünme katsayısı üzerindeki en önemli parametre Reynolds sayısıdır. Bununla birlikte direnç çapı arttıkça sürtünme katsayısı da artmaktadır. Düşük Reynolds sayılarında direnç açısının sürtünme katsayısı üzerindeki etkisinin daha fazla olduğu görülmektedir.

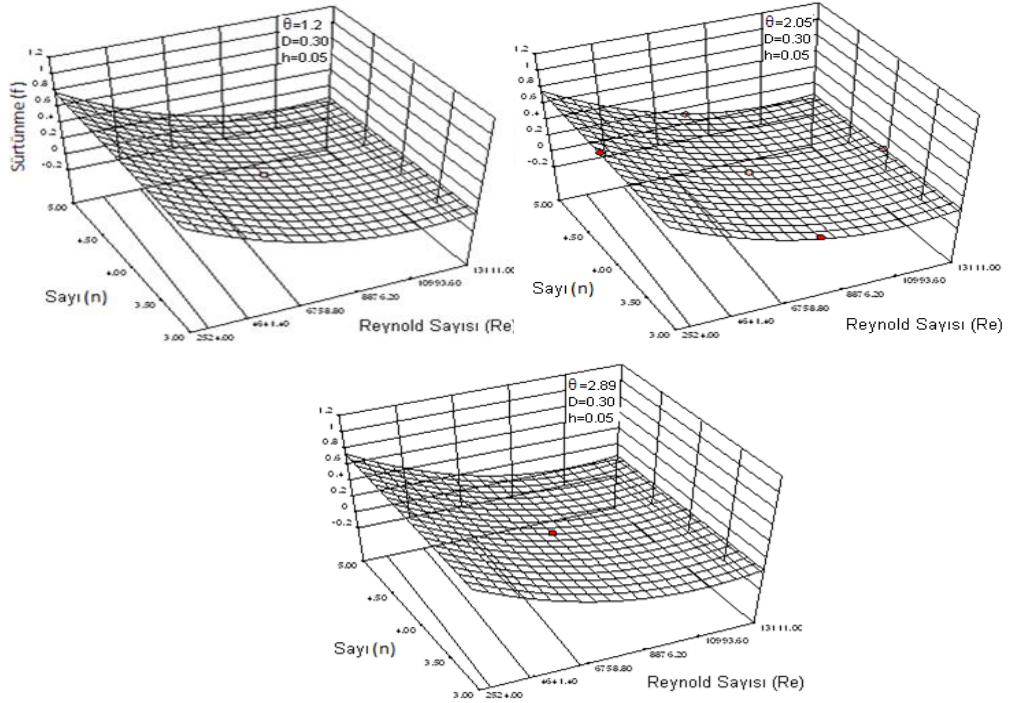


**Şekil 5.32.**  $h=0.05$  ve  $n=4$  için sürtünme katsayısının direnç açısı, direnç çapı ve Reynolds sayısına göre değişimi

Sürtünme katsayısı üzerindeki en önemli ikinci parametre de direnç yüksekliğidir. Şekil 5.33’de görüldüğü gibi direnç yüksekliği arttıkça sürtünme katsayısı artmaktadır. Bu artış düşük Reynolds sayılarında daha fazla düşük Reynolds sayılarında daha azdır.



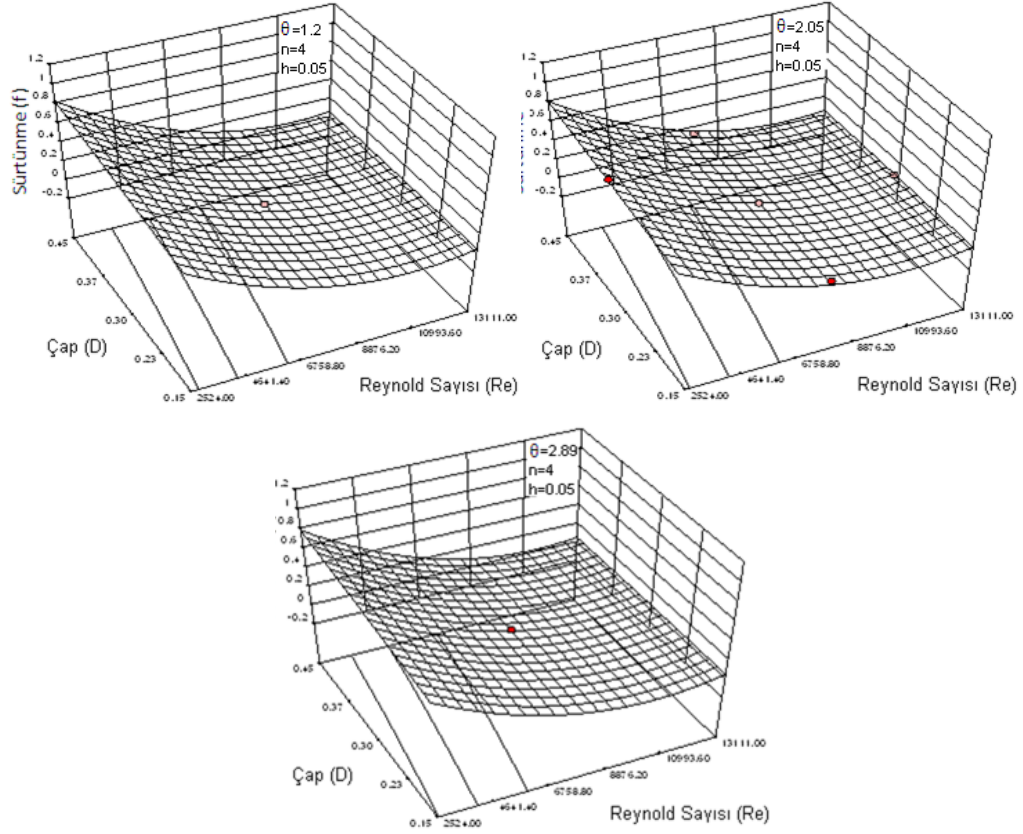
Şekil 5.33.  $n=4$  ve  $D=0.3$  için sürtünme katsayısının direnç açısı, direnç yüksekliği ve Reynolds sayısına göre değişimi



Şekil 5.34.  $h=0.05$  ve  $D=0.3$  için sürtünme katsayısının direnç açısı, direnç sayısı ve Reynolds sayısına göre değişimi



Şekil 5.34'de görüldüğü gibi direnç sayısı arttıkça sürtünme katsayısı da artmaktadır. Bu durum direnç çapı için de aynı şekilde görülmektedir (Şekil 5.35).

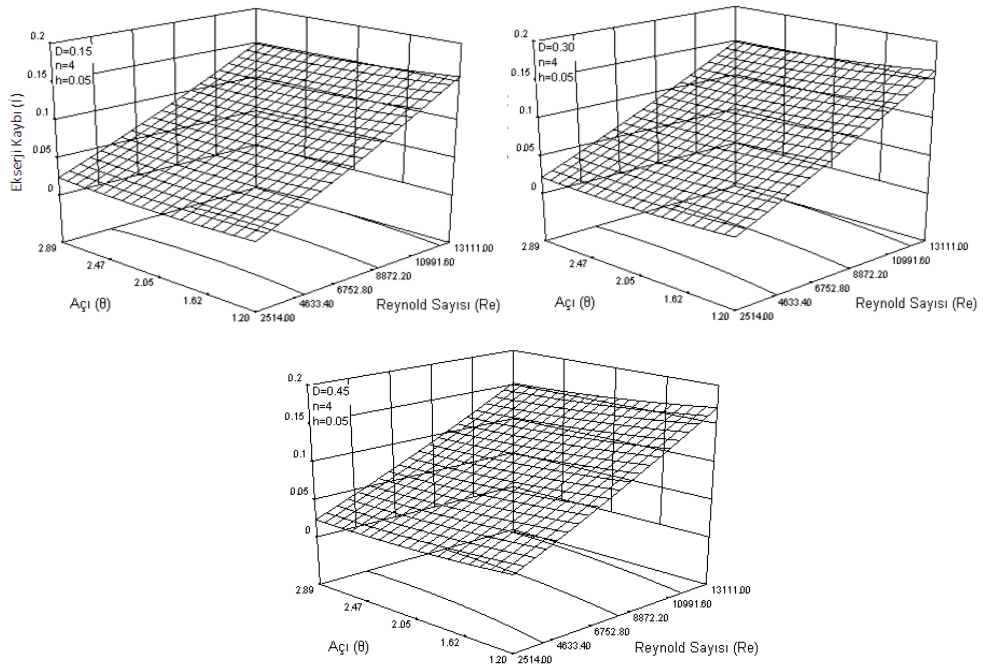


**Şekil 5.35.**  $h=0.05$  ve  $n=4$  için sürtünme katsayısının direnç açısı, direnç çapı ve Reynolds sayısına göre değişimi

## 5.8. Ekserji Kaybı

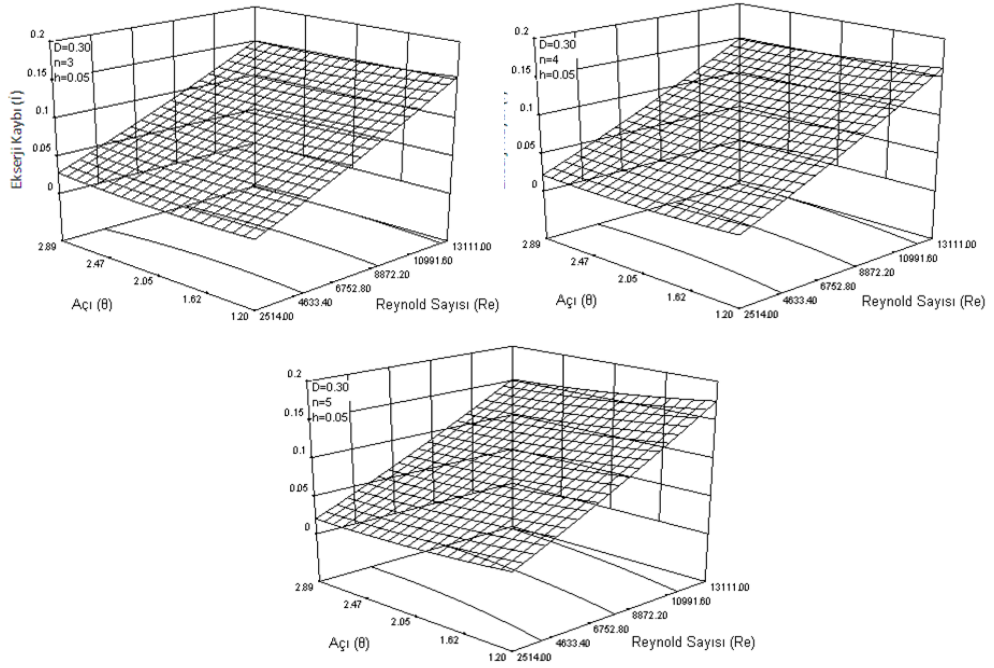
Tipik bir ısı değiştiricisinde üç farklı yolla ekserji kaybı meydana gelmektedir. Bunlardan birincisi sonlu sıcaklık farkından dolayı oluşan ekserji kayıpları, ikincisi sürtünme kayıplarından oluşan ekserji kayıpları, üçüncüsü ise çevre ile ısı değişiminden oluşan ekserji kayıplarıdır. Isı değiştiricileri genelde çevreye karşı izole edilebildiklerinden üçüncü tür ekserji kayıpları ihmal edilebilir düzeydedir. Sürekli açık bir sistem için sistemde oluşan toplam ekserji kaybı sistemdeki entropi üretimi ile çevre sıcaklığının mutlak değerinin çarpımına eşittir. Sasa için toplam entropi üretimi sistemdeki ısı geçişi ve sürtünmelerden dolayı oluşan entropi

üretimlerinin toplamlarına eşittir. Toplam entropi kaybının ekserji kaybına dönüştürülmüş şekli sistemdeki toplam tersinmezlikleri göstermektedir. Bu nedenle kaybolan ekserji sistemdeki tersinmezliklerle doğrudan ilişkilidir. Yani sistemdeki ısı transferinin basınç kaybının artması sonlu sıcaklık farkı ve basınç kayıplarından dolayı oluşacak olan entropi üretimini ve dolayısıyla ekserji kaybını da artıracaktır.

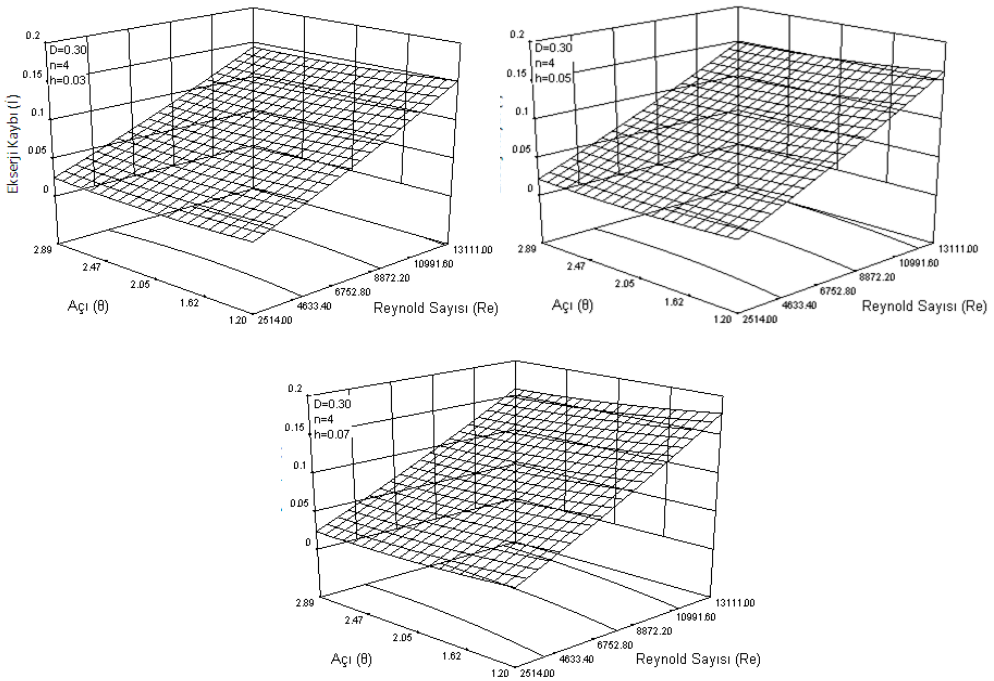


**Şekil 5.36.**  $h=0.05$  ve  $n=4$  için direnç açısı, direnç çapı ve Reynolds sayısının ekserji kaybına etkisi

Şekil 5.36'da  $n=4$  ve  $h=0.05$  için Reynolds sayısının, direnç çapının ve direnç açısının etkisi görülmektedir. Görüldüğü gibi ısı transferinde en önemli parametre Reynolds sayısı iken ekserji kaybında da en önemli parametre Reynolds sayısıdır. Reynolds arttıkça sistemdeki tersinmezlikler de artmaktadır. Ayrıca direnç çapının ve direnç açısının artması ısı transferi basınçta bir artışla sonuçlandığından ekserji kaybında da bir artışa neden olmaktadır. Ayrıca direnç çapının artması direnç açısının tersinmezlik üzerindeki etkisini de artırmaktadır. Bu durum Şekil 5.37'de direnç sayısının tersinmezlik üzerindeki etkisinde de net olarak görülmektedir. Direnç yüksekliğinin etkisi ise direnç çapı ve direnç sayısına tersinmezlik üzerinde daha fazladır (Şekil 5.38).

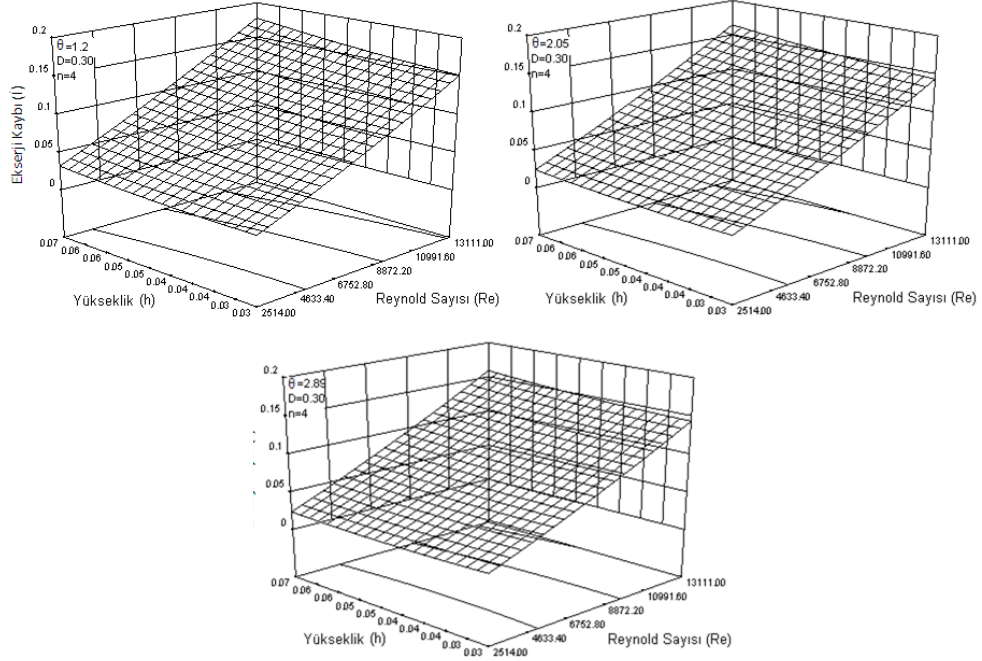


**Şekil 5.37.**  $h=0.05$  ve  $D=0.3$  için direnç açısı, direnç sayısı ve Reynolds sayısının ekserji kaybına etkisi



**Şekil 5.38.**  $D=0.3$  ve  $n=4$  için direnç açısı, direnç yüksekliği ve Reynolds sayısının ekserji kaybına etkisi

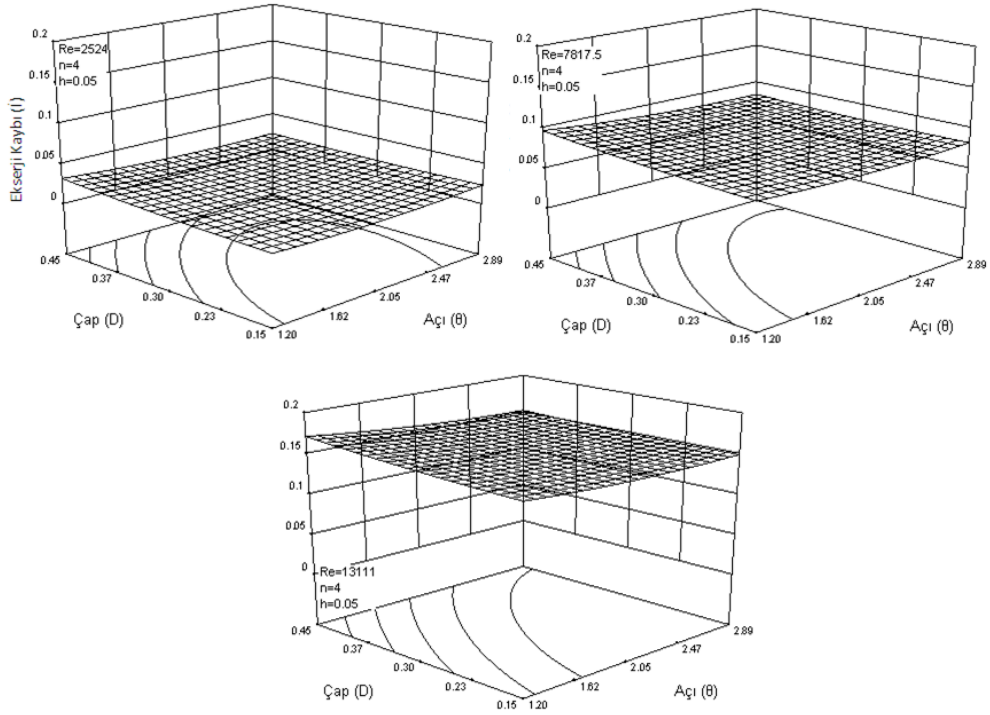
Şekil 5.39'da  $n=4$  ve  $D=0.3$  için direnç açısının, direnç yüksekliğinin ve Reynolds sayısının etkisi görülmektedir. Buna göre  $\Theta=1.2$  için direnç yüksekliğinin etkisi tersinmezlik üzerinde daha fazladır. Aynı şekilde direnç yüksekliği arttıkça sistemdeki ısı kazancı ve basınç kaybı arttığından tersinmezlik de artmaktadır.



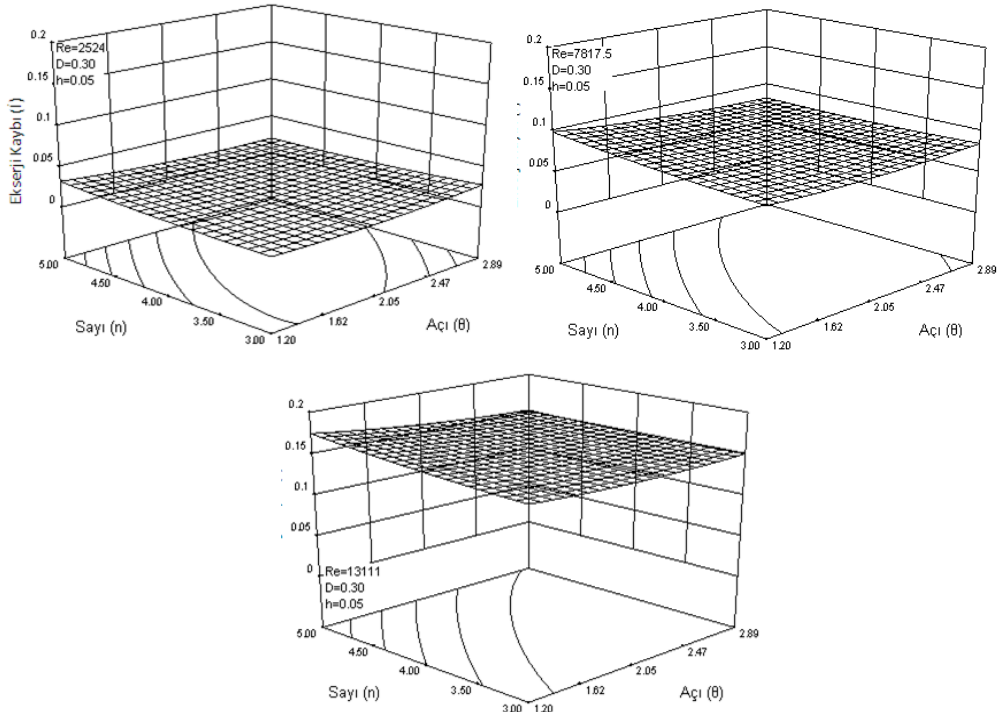
**Şekil 5.39.**  $D=0.3$  ve  $n=4$  için direnç açısı, direnç yüksekliği ve Reynolds sayısının ekserji kaybına etkisi

Sistemdeki tersinmezlik üzerindeki en önemli parametrenin Reynolds sayısı olduğu görülmektedir. Reynolds sayısının 2500-7800 değerleri arasında sistemdeki tersinmezlik yaklaşık 3 kat artmaktadır. Aynı durum Reynolds 7800-13111 değerleri arasında yaklaşık olarak görülmektedir (Şekil 5.40).

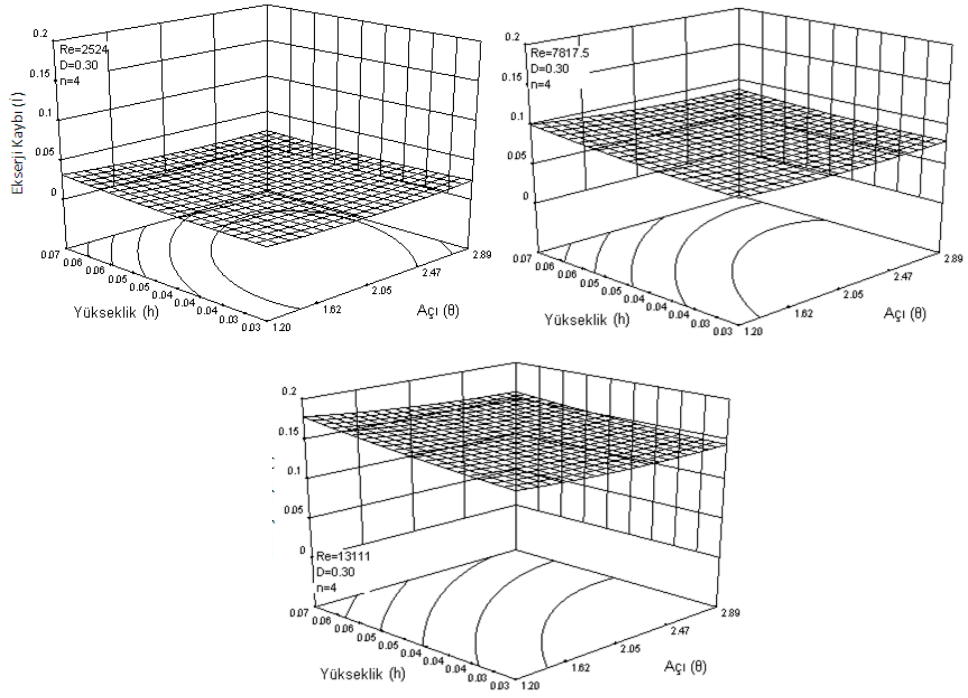
Şekil 5.41'de görüldüğü gibi düşük Reynolds sayılarında direnç açısı ve direnç sayısının tersinmezlik üzerindeki etkisi önemsiz oranda olurken Reynolds sayısı arttıkça direnç açısının etkisi de artmaktadır. Ancak direnç açısının yüksek direnç açılarında etkisiz, düşük direnç sayılarında daha etkili olduğu görülmektedir. Benzer durum direnç yüksekliği için de aynen görülmektedir (Şekil 5.42).



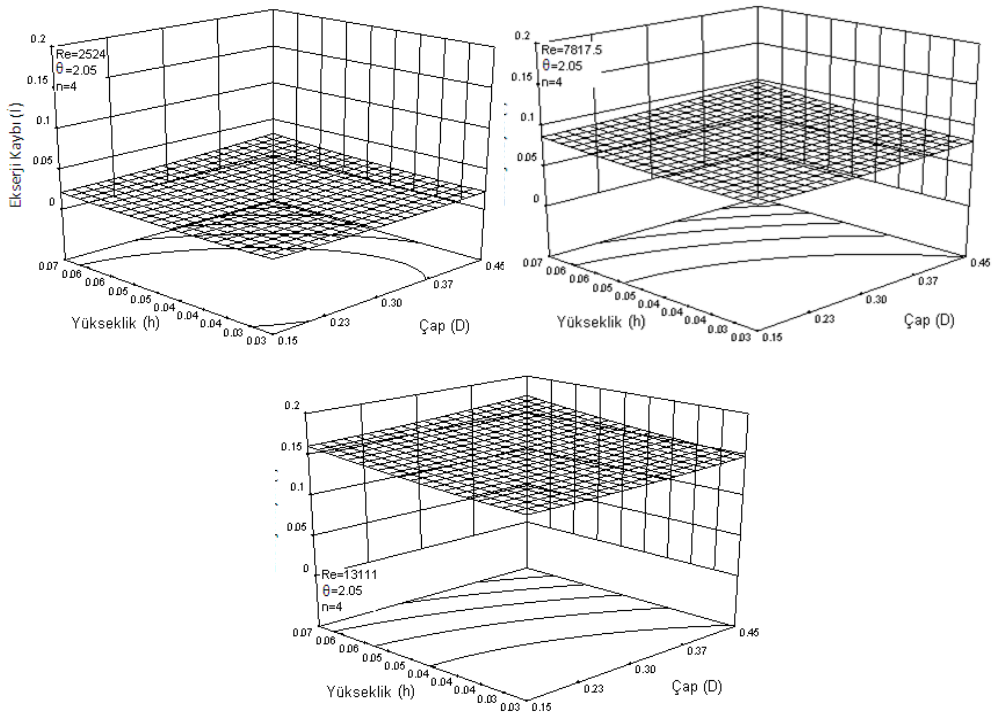
**Şekil 5.40.**  $h=0.05$  ve  $n=4$  için direnç açısı, direnç çapı ve Reynolds sayısının ekserji kaybına etkisi



**Şekil 5.41.**  $D=0.30$  ve  $h=0.05$  için direnç açısı, direnç sayısı ve Reynolds sayısının ekserji kaybına etkisi



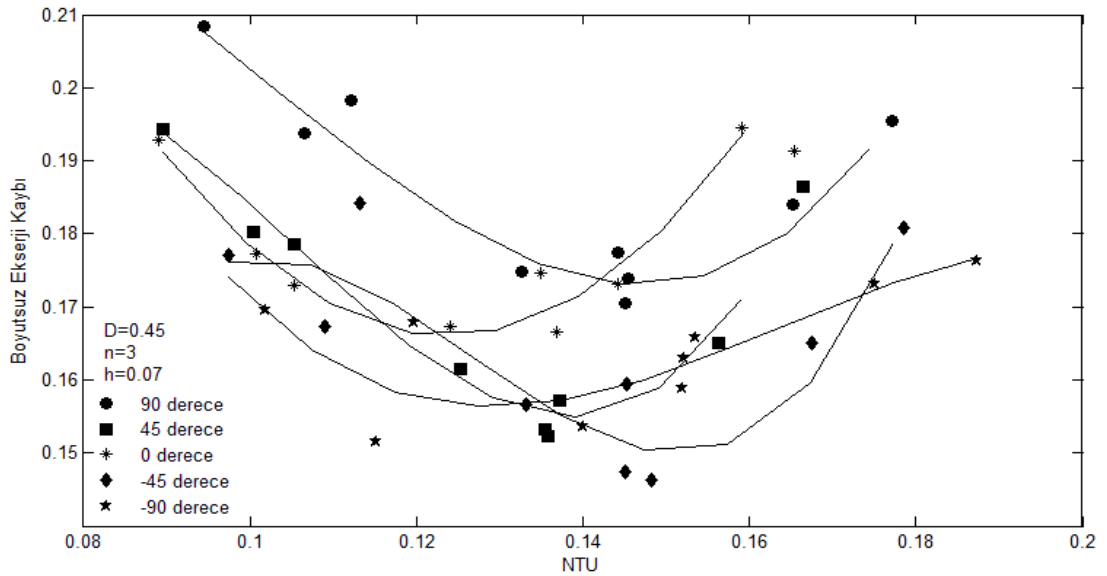
**Şekil 5.42.**  $D=0.3$  ve  $n=4$  için direnç açısı, direnç yüksekliği ve Reynolds sayısının ekserji kaybına etkisi



**Şekil 5.43.**  $\theta=2.05$  ve  $n=4$  için direnç çapı, direnç yüksekliği ve Reynolds sayısının ekserji kaybına etkisi

Şekil 5.43’de  $\Theta=2.05$  ve  $n=4$  için Reynolds sayısının, direnç yüksekliğinin ve direnç çapının etkisi görülmektedir. Düşük Reynolds sayılarında direnç yüksekliği ve direnç çapının tersinmezlik üzerindeki etkisi ihmal edilebilecek kadar düşük iken, Reynolds arttıkça hem direnç yüksekliğinin hem de direnç çapının etkisi artmaktadır. Ancak bu artış direnç çapında daha az olurken direnç yüksekliğinde 1.2 kata kadar görülmektedir.

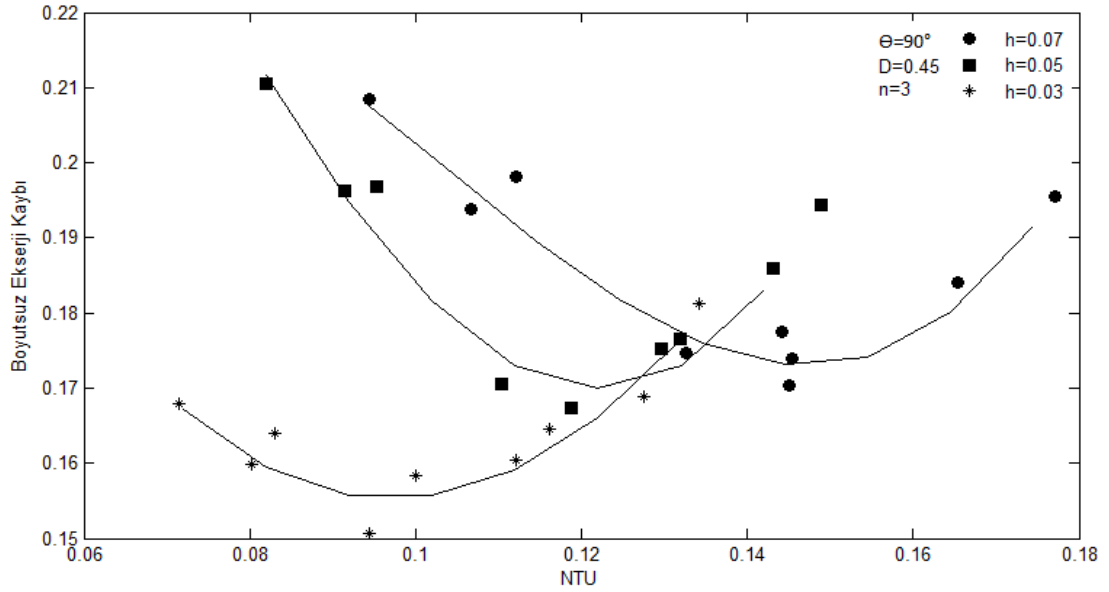
Şekil 5.44’de boyutsuz ekserji kaybının NTU ile değişimi verilmektedir.  $D=0.45$ ,  $n=3$  ve  $h=0.07$  için direnç açısının boyutsuz ekserji kaybı üzerindeki etkisi görülmektedir. NTU bize sistemdeki toplam ısı transfer katsayısının bir ölçüsünü vermektedir. Yani ısı kazancı arttıkça sistemdeki toplam ısı transfer katsayısı da artmıştır. Görüldüğü gibi direnç çapı arttıkça ısı transferi artmakta ve boyutsuz ekserji kaybının minimum değerleri yüksek NTU değerlerinde elde edilmektedir. Bununla birlikte düşük direnç açısında boyutsuz ekserji kaybının minimum değeri düşük NTU değerlerinde elde edilmektedir.



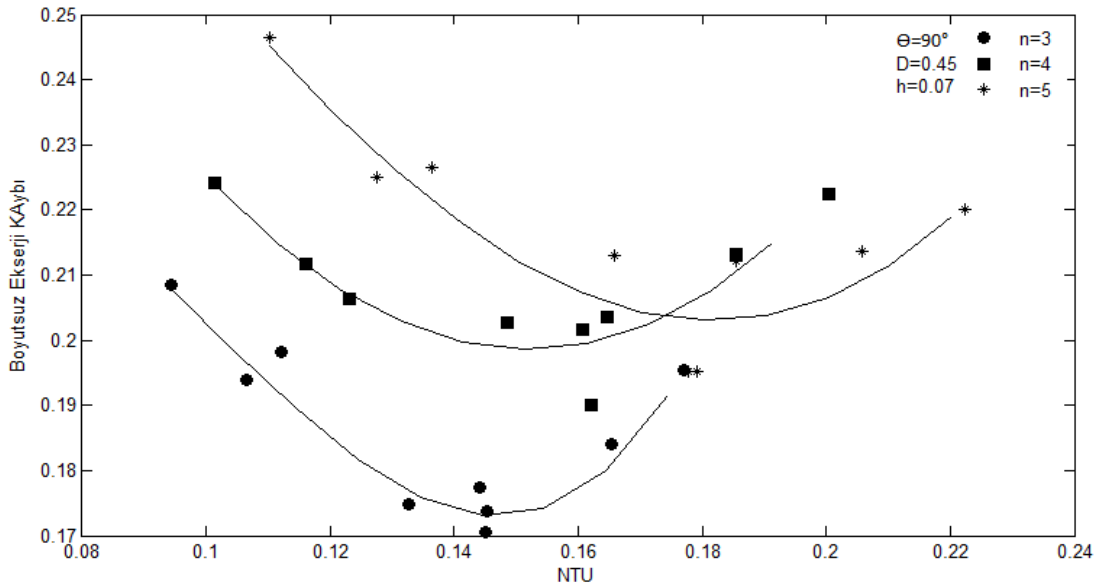
**Şekil 5.44.**  $D=0.45$ ,  $n=3$  ve  $h=0.07$  için direnç açısının ve NTU'nun boyutsuz ekserji kaybı üzerindeki etkisi

Şekil 5.45’de  $\Theta=90$ ,  $D=0.45$  ve  $n=3$  için direnç yüksekliğinin boyutsuz ekserji kaybı üzerindeki etkisi görülmektedir. Bilindiği gibi direnç yüksekliği arttıkça ısı transferi ve basınç kaybı da artmaktadır. Buna bağlı olarak  $h=0.03$  için ısı transferi ve basınç

kaybı daha düşük ve dolayısıyla ekserji kaybı daha azdır. Direnç yüksekliği arttıkça boyutsuz ekserji kaybı da bağıl olarak artmaktadır.  $h=0.03$  için minimum ekserji kaybı NTU'nun yaklaşık 0.1 değerinde elde edilirken,  $h=0.05$  için NTU'nun 0.12 değerinde ve  $h=0.07$  için NTU'nun 0.15 değerinde görülmektedir. Bu eğrilere dayanarak sistem için optimum parametreler de elde edilmektedir.



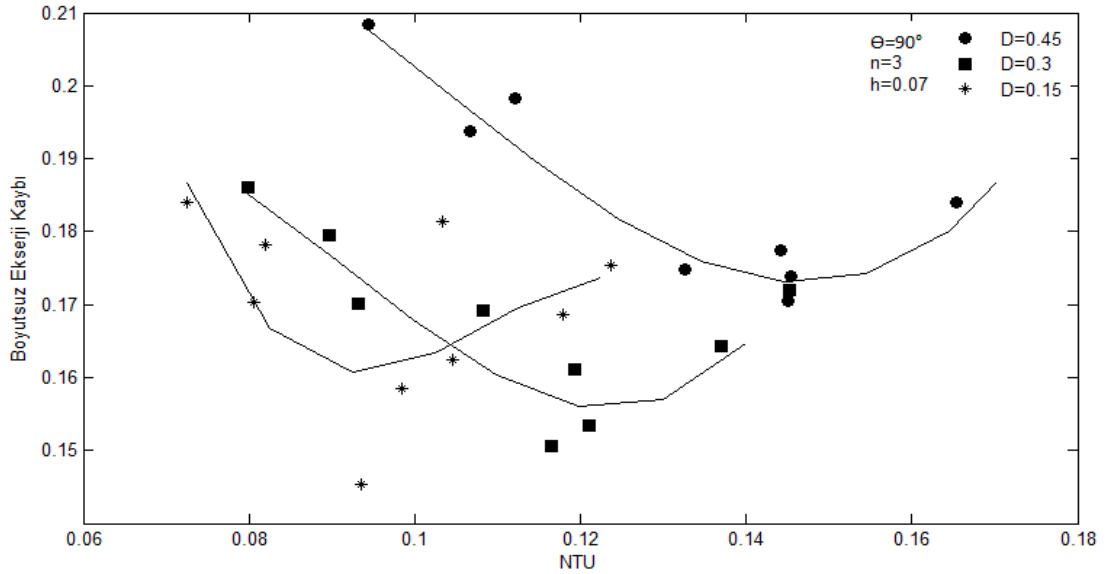
**Şekil 5.45.**  $\Theta=90$ ,  $D=0.45$  ve  $n=3$  için direnç yüksekliğinin ve NTU'nun boyutsuz ekserji kaybı üzerindeki etkisi



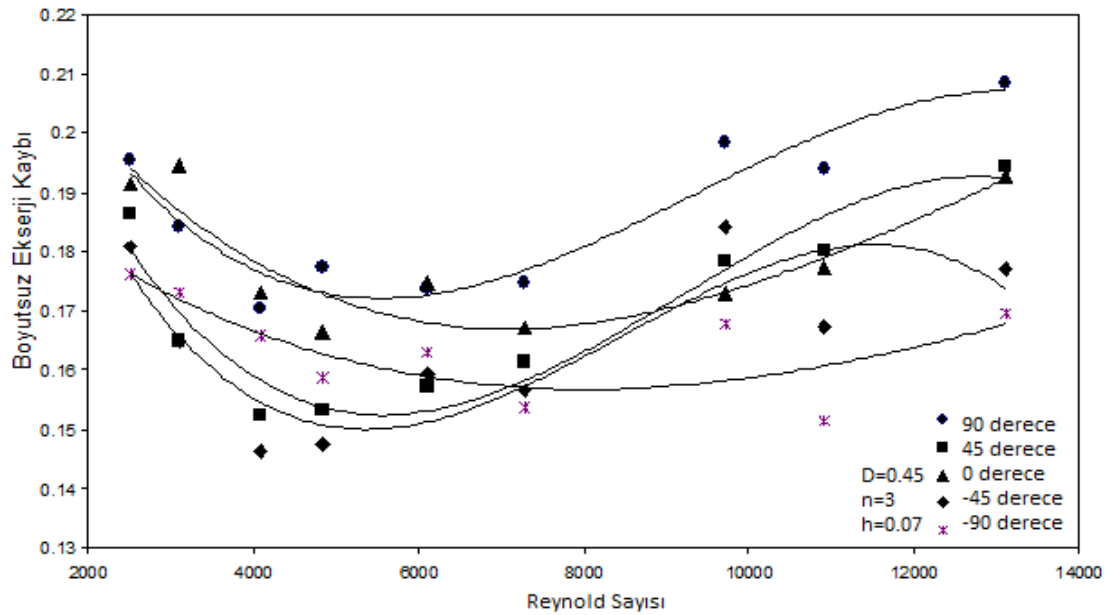
**Şekil 5.46.**  $\Theta=90$ ,  $D=0.45$  ve  $h=0.07$  için direnç sayısının ve NTU'nun boyutsuz ekserji kaybı üzerindeki etkisi



Benzer olarak  $\Theta=90$ ,  $D=0.45$  ve  $h=0.07$  için direnç sayısının boyutsuz ekserji kaybı üzerindeki etkisi Şekil 5.46'da verilmektedir. Görüldüğü gibi  $n=4$  ve  $n=5$  için minimum boyutsuz ekserji kaybı değerleri yaklaşık eşit olsa da  $n=4$  için NTU'nun yaklaşık 0.15;  $n=5$  için NTU'nun yaklaşık 0.18 değerinde minimum boyutsuz ekserji kaybı elde edilmektedir. Benzer burum direnç çapı için de Şekil 5.47'de aynen görülmektedir.

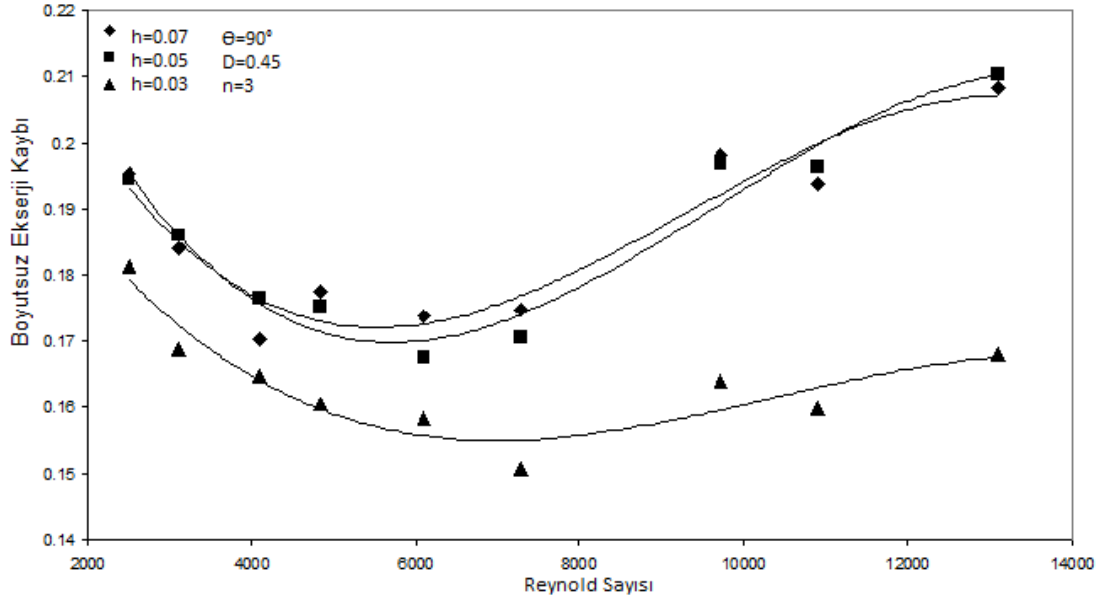


Şekil 5.47.  $\Theta=90$ ,  $n=3$  ve  $h=0.07$  için direnç çapının ve NTU'nun boyutsuz ekserji kaybı üzerindeki etkisi

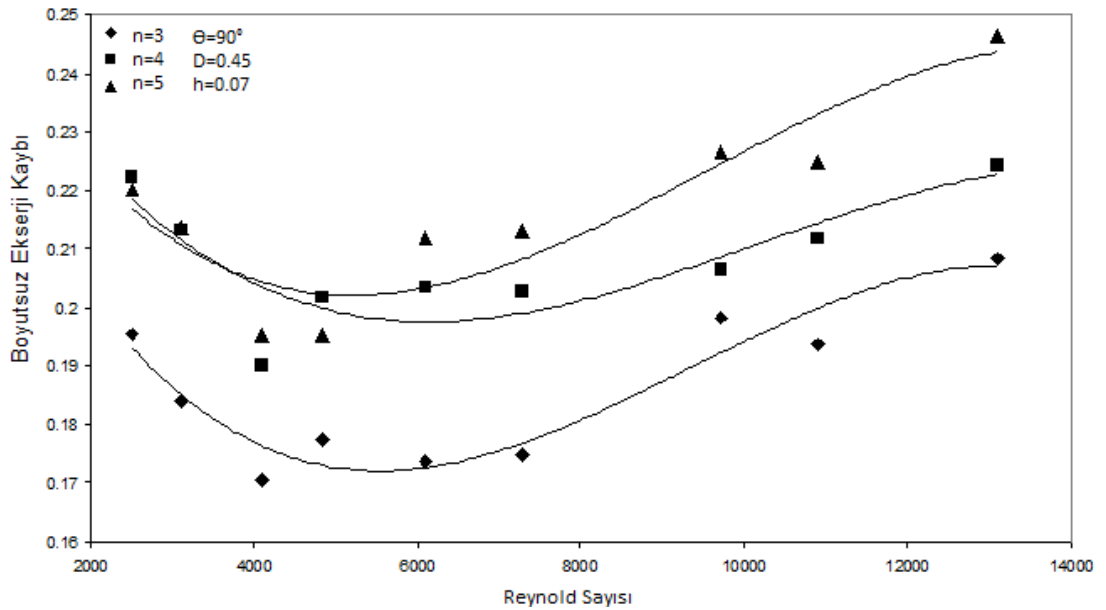


Şekil 5.48.  $D=0.45$ ,  $n=3$  ve  $h=0.07$  için direnç açısının ve Reynolds sayısının boyutsuz ekserji kaybı üzerindeki etkisi

Boyutsuz ekserji kaybının Reynolds sayısına göre değişimi Şekil 5.48’de verilmektedir. Böylece NTU için elde edilen minimum boyutsuz ekserji kaybı değerlerinin Reynolds sayısı için karşılığı görülmektedir. Bu pompa gücü ve dolayısıyla işletme maliyeti için de uygun çalışma aralığının göstergesidir.

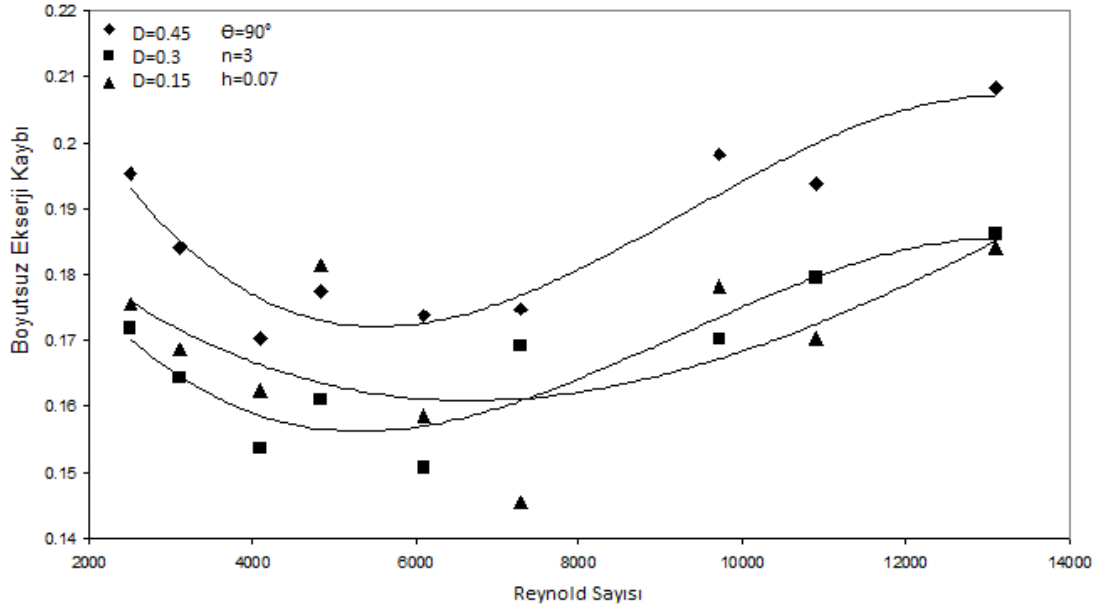


Şekil 5.49.  $D=0.45$ ,  $n=3$  ve  $\theta=90$  için direnç yüksekliğinin ve Reynolds sayısının boyutsuz ekserji kaybı üzerindeki etkisi



Şekil 5.50.  $D=0.45$ ,  $\theta=90$  ve  $h=0.07$  için direnç sayısının ve Reynolds sayısının boyutsuz ekserji kaybı üzerindeki etkisi

Şekil 5.49-5.51 'de görüldüğü gibi bütün bağımsız parametreler için minimum boyutsuz ekserji kaybı değerleri yaklaşık aynı Reynolds aralığında elde edilmektedir. Buna karşın yapılan deneylerde Reynolds sayısı arttıkça ısı kazancından dolayı oluşan ekserji kaybının, basınç düşüşünden dolayı oluşan ekserji kaybından fazla olduğu görülmektedir.



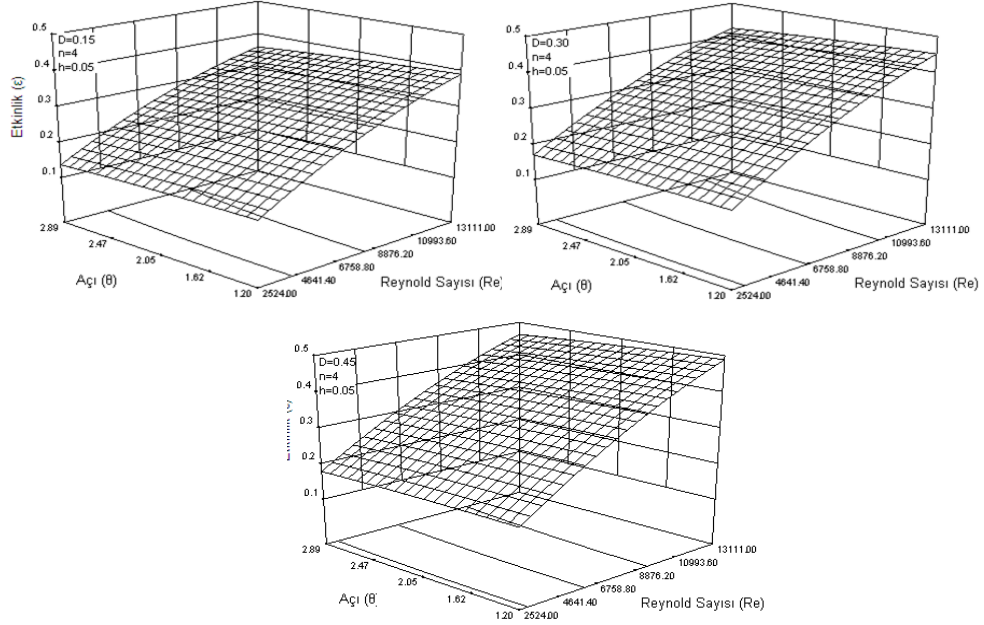
Şekil 5.51.  $\theta=90^\circ$ ,  $n=3$  ve  $h=0.07$  için direnç çapının ve Reynolds sayısının boyutsuz ekserji kaybı üzerindeki etkisi

## 5.9 Etkinlik

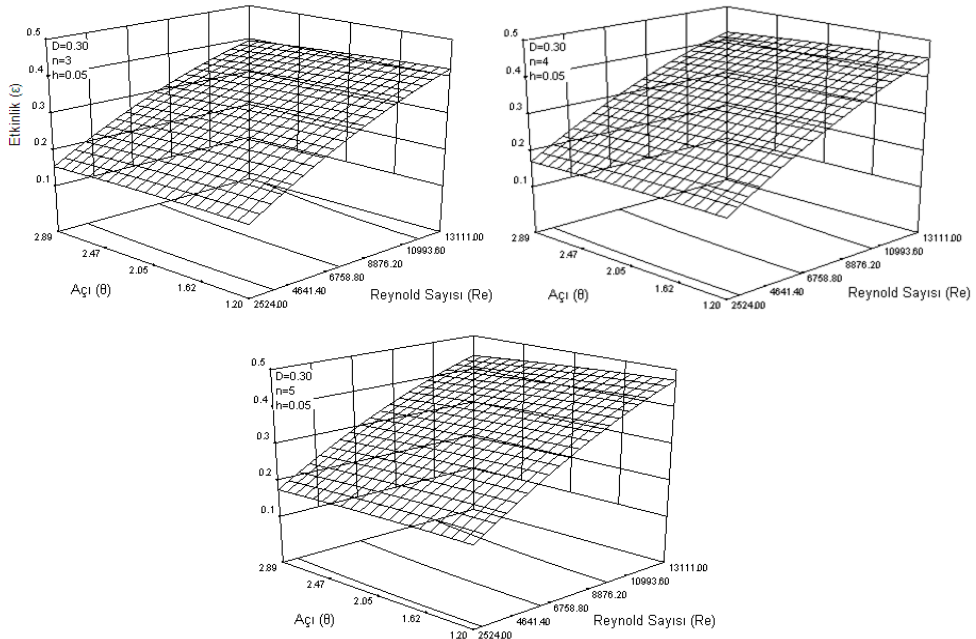
Tasarlanan sistemde etkinlik elde edilen ısıнын, elde edilen maksimum ısıya oranı olarak tanımlanmaktadır. Bu tanıma göre kazanılan ısı arttıkça sistemin etkinliği de artacaktır. 4.15 denkleminde verilen eşitliğe göre kazanılan ısı ile akışkan kütleli debisi doğru orantılıdır. Kütleli debi ise akışkanın ortalama hızı ile doğru orantılıdır. Buradan akışkan hızının artması akış kesitinde kütleli debinin ve Reynolds sayısının artması anlamına gelmektedir. Buradan Reynolds sayısı arttıkça sistemin etkinliğinin artacağı görülmektedir.

Şekil 5.52'de görüldüğü gibi Reynolds sayısı 2500'den 13000 değerine arttığında etkinlik 3 kata kadar artmaktadır. Buradan etkinlik üzerindeki en önemli

parametrenin Reynolds sayısı olduğu söylenebilir. Bununla birlikte direnç çapı ve direnç açısı etkinlik ile doğru orantılıdır. Ancak Reynolds sayısına göre bağıl olarak etkinlik üzerindeki etkileri daha azdır. Aynı durum direnç sayısı için de geçerlidir (Şekil 5.53).

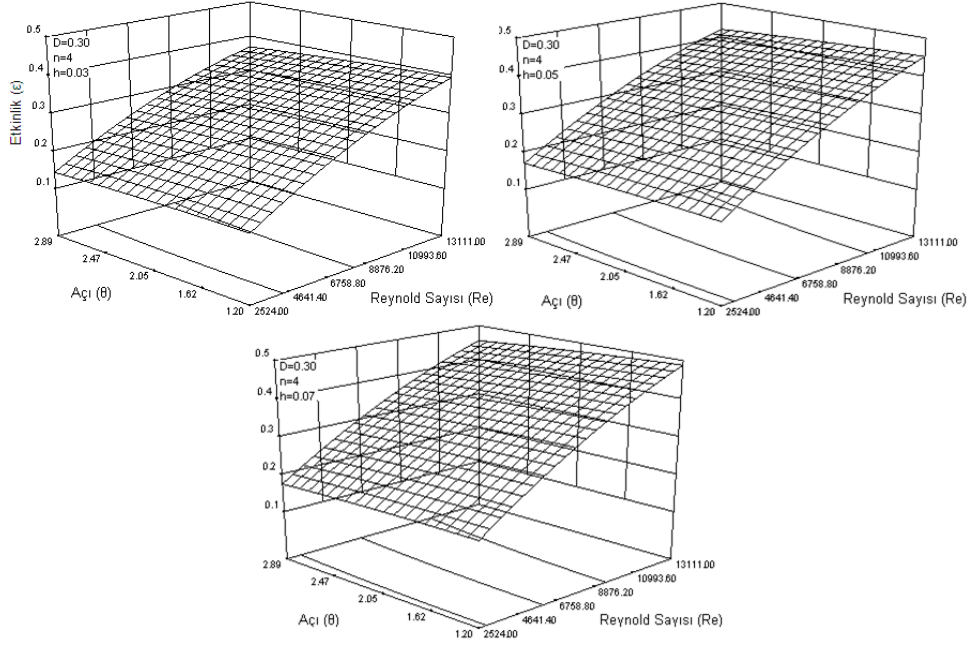


Şekil 5.52.  $h=0.05$  ve  $n=4$  için direnç çapı, direnç açısı ve Reynolds sayısının etkinliğe etkisi



Şekil 5.53.  $D=0.3$  ve  $h=0.05$  için direnç açısı, direnç sayısı ve Reynolds sayısının etkinliğe etkisi

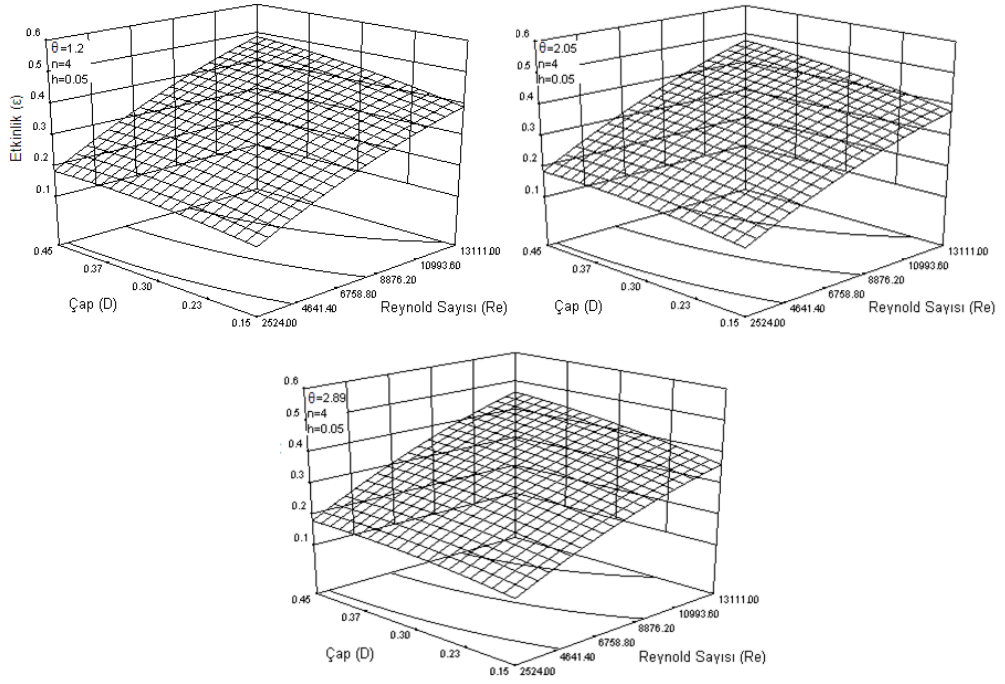
Şekil 5.54’de ise Reynolds sayısı ve direnç açısına ek olarak direnç yüksekliğinin etkisi verilmektedir. Direnç yüksekliğinin artması akış kanalındaki genişletilmiş yüzeylerin artmasına ve akışın test bölgesi boyunca daha iyi karışmasına neden olacağından ısı transferi ve dolayısıyla etkinlik artmaktadır.



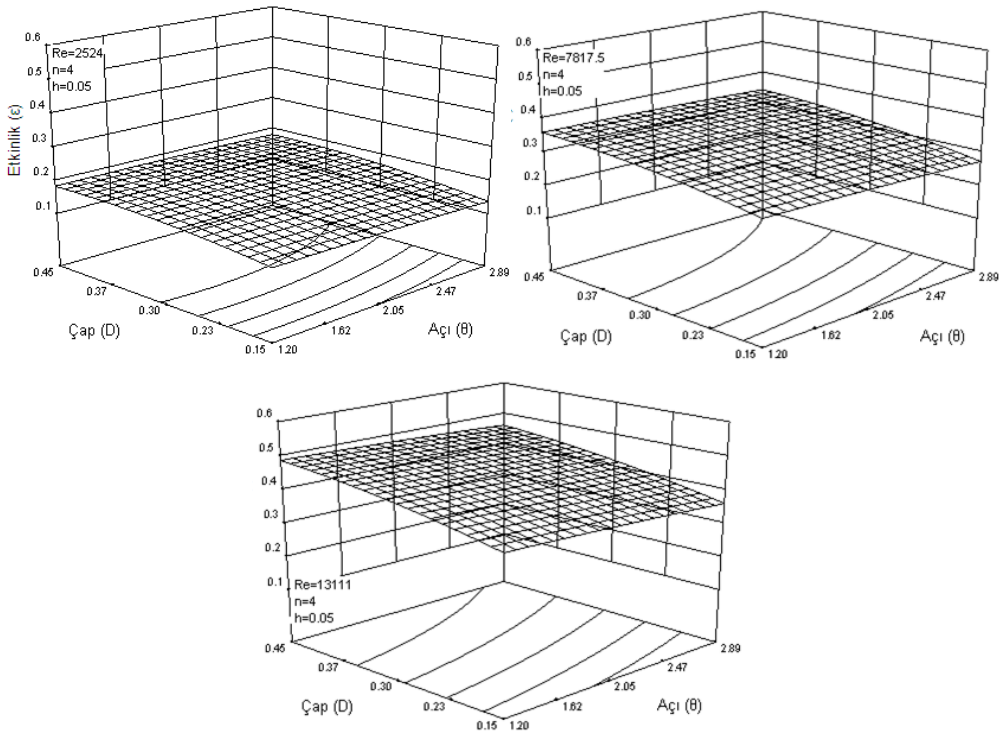
**Şekil 5.54.** D=0.3 ve n=4 için direnç açısı, direnç yüksekliği ve Reynolds sayısının etkinliğe etkisi

Şekil 5.55’de direnç açısının etkinlik üzerindeki katkısı görülmektedir. Görüldüğü gibi düşük Reynolds sayılarında direnç açısının etkinlik üzerindeki katkısı yüksek Reynolds sayılarına göre daha azdır. Bu durum direnç çapı için de benzer olarak görülmektedir.

Şekil 5.56’da Reynolds sayısının etkinlik üzerindeki katkısı daha net olarak görülmektedir. Reynolds sayısının 2500’den 7800’e çıkması durumunda etkinliğin ortalama 2 kat, 13111’e çıkması durumunda etkinliğin ortalama 2.5 kat arttığı görülmektedir.



Şekil 5.55.  $h=0.05$  ve  $n=4$  için direnç çapı, direnç açısı ve Reynolds sayısının etkinliğe etkisi



Şekil 5.56.  $h=0.05$  ve  $n=4$  için direnç çapı, direnç açısı ve Reynolds sayısının etkinliğe etkisi

## 6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada dikdörtgen bir kanal içerisine yerleştirilen akışa konkav ve konveks dirençlerin ısı transferine, basınç kaybına ve sistemdeki ekserji kaybına etkisi deneysel olarak incelenmiştir. Bağımsız parametre olarak Reynolds sayısı, direnç sayısı, direnç yüksekliği, direnç çapı ve direnç açısı seçilmiştir. Her bir bağımsız parametrenin Nusselt sayısı, sürtünme katsayısı ve tersinmezlik gibi bağımlı parametreler üzerindeki etkisi incelenmiştir. Reynolds sayısı 2514-13111 arasında seçilmiş ve buna bağlı olarak türbülanslı akış şartlarında deneyler yapılmıştır. Deneysel verilerde sabit ısı akısı uygulanmıştır. Deneysel verilere dayanarak aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir.

1. Isı transferi ve basınç kaybı üzerindeki en önemli parametre Reynolds sayısıdır. Hem ısı transferi hem de basınç kaybı Reynolds sayısı ile doğru orantılı olarak değişmektedir. Reynolds sayısına bağlı olarak ısı transferi boş boruya göre 1.4-2.8 kat arasında artmaktadır. bununla birlikte sürtünme katsayısı 1.1-34 kat arasında artmaktadır.
2. Direnç çapı arttıkça Nusselt sayısı da artmaktadır. Direnç çapının ısı transferini 1.61-3.42 kat artırdığı, buna karşın sürtünme katsayısını 2.42-33.83 kat arasında artırmaktadır.
3. Direnç sayısı ile hem ısı transferi hem de basınç kaybı arasında doğru orantı vardır. Direnç sayısına bağlı olarak ısı transferi 1.92-3.42 kat, sürtünme katsayısı ise 2.82-33.83 arasında artmaktadır.
4. Direnç açısı ile hem ısı transferi hem de basınç kaybı arasında doğru orantı vardır. Direnç sayısına bağlı olarak ısı transferi 2.05-3.42 kat, sürtünme katsayısı ise 2.7-33.83 arasında artmaktadır.
5. Direnç yüksekliği çapının ısı transferini 1.75-1.81 kat artırdığı, buna karşın sürtünme katsayısını 2.61-33.83 kat arasında artırmaktadır.

## KAYNAKLAR

- Alam I., Ghoshdastidar P.S., 2002, A Study of Heat Transfer Effectiveness of Circular Tubes with Internal Longitudinal Fins having Tapered Lateral Profiles, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 45, 1371-1376.
- Argunhan Z. ve Yıldız C., 2006, “Dairesel Kesitli Bir Borunun Girişine Yerleştirilen Delikli Sabit Kanatçıklı Dönme Üreticinin Isı Geçişi ve Basınç Düşüşüne Etkileri”, *Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 12 (2), 217-223.
- Bello-Ochende T., Meyer J.P., Bejan A., 2010, Constructal multi-scale pin-fins, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53, 2773–2779.
- Chang S.W., Arthur W.L., 2010, Endwall heat transfer and pressure drop in scale-roughened pin-fin channels, *International Journal of Thermal Sciences* 49, 702–713.
- Chang S.W., Chiang K.F., Chou T.C., 2010, Heat transfer and pressure drop in hexagonal ducts with surface dimples, *Experimental Thermal and Fluid Science*, S0894-1777.
- Chang S.W., Liou T.M., Chiang K.F., Hong G.F., 2008, Heat transfer and pressure drop in rectangular channel with compound roughness of V-shaped ribs and deepened scales, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 51, 457–468.
- Chapman C.L., Lee S., Schmidt B.L., 1994, Thermal Performance of An Elliptical Pin Fin Heat Sink, *Proceedings of 10 IEEE Semiconductor Thermal Measurement and Management Symposium*, San Jose, CA.
- Durmuş A., Kurtbaş İ., Gülçimen F. and Turgut E., 2004, “Investigation of the Effect of Co-Axis Free Rotating Propeller-Type Turbulators on the Performance of Heat Exchanger”, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 31 (1), 133-142.
- Eiamsa-ard S., 2010, Study on thermal and fluid flow characteristics in turbulent channel flows with multiple twisted tape vortex generators, *International Communications in Heat and Mass Transfer*.
- Eiamsa-ard S., Promvong P., 2009, Thermal characteristics of turbulent rib-grooved channel flows, *International Journal of Heat and Mass transfer*, 36, 705-711.
- Ekkad S.V. and Han J.C., 1997, “Detailed Heat Transfer Distributions in Two-Pass Square Channels with Rib Turbulators”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 40, 2525–2537.



- Ekkad S.V., 2000, Pamula G., Shantiniketanam M., Detailed Heat Transfer Measurements inside Straight and Tapered Two-Pass Channels with Rib Turbulators, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 22, 155-163.
- Fiebig M., 1995, Embedded vortices in internal flow: heat transfer and pressure loss enhancement. *Int. J. Heat and Fluid Flow*, 16, 376-388.
- Fossa M. 1995, Tagliafico L.A., Experimental Heat Transfer of Drag-Reducing Polymer Solutions in Enhanced Surface Heat Exchangers, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 10, 221-228.
- Gajusingh S.T., Shaikh N., Siddiqui K., 2009, Influence of a rectangular baffle on the downstream flow structure, *Experimental Thermal and Fluid Science*, In pres.
- Ho C.D., Yeh H.M., Cheng T.W., Chen T.C., Wang R.C., 2009, The influences of recycle on performance of baffled double-pass flat-plate solar air heaters with internal fins attached, *Applied Energy*, 86, 1470–1478.
- Hosseini R., Hosseini-Ghaffar A., Soltani M., 2007, Experimental determination of shell side heat transfer coefficient and pressure drop for an oil cooler shell-and-tube heat exchanger with three different tube bundles, *Applied Thermal Engineering*, 27, 1001–1008.
- Karwa R., Maheshwari B.K., 2009, Heat transfer and friction in an asymmetrically heated rectangular duct with half and fully perforated baffles at different pitches, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 36, 264–268.
- Karwaa R. 2005, Maheshwarib B.K., Karwa N., Experimental Study of Heat Transfer Enhancement in an Asymmetrically Heated Rectangular Duct with Perforated Baffles, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 32, 275–284.
- Kılıçaslan A., Saraç H., 1998, Enhancement of Heat Transfer in Compact Heat Exchanger by Different Type of Rib with Holographic Interferometry, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 17, 339-346.
- Kobus C.J., Oshio T., 2005, Development of a theoretical model for predicting the Thermal performance characteristics of a vertical pin-fin array heat sink under Combined forced and natural convection with impinging flow. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 48, 1053-1063.
- Kurtbaş İ., Durmuş A., Eren H. and Turgut E., 2007, “Effect of Propeller Type Swirl Generators on the Entropy Generation and Efficiency of Heat Exchangers”, *International Journal of Thermal Sciences*, 46, 300–307.

- Lei Y.G., He Y.L., Chu P, Li R, 2008, Design and optimization of heat exchangers with helical baffles, *Chemical Engineering Science*, 63, 4386 – 4395.
- Leung C.W., Kang H.J., Probert S.D., 1997, Horizontal simulated printed-circuit board assembly in fully-developed laminar-flow convection. *Applied Energy*, 56/1, 71-91.
- Leung C.W., Probert S.D., 1988, Heat –Exchanger Design:Optimal Length of An Array ofUniformly-Spaced Vertical Rectangular Fins Protruding Upwards from a Horizontal Base, *Applied Energy*, 30, 29-35.
- Leung C.W., Probert S.D., Shilston M.J., 1986, Heat transfer performance of vertical rectangular fins protruding from rectangular bases: Effect of fin Alength. *Applied Energy*, 22, 313-318.
- Meinders E.R., Hanjalic K., 1999, Vortex structure and heat transfer in turbulent flow over a wall-mounted matrix of cubes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 20, 255-267.
- Nagarajan P.K., Yagna M., Sivashanmugam P., 2010, Studies on heat transfer and friction factor characteristics of turbulent flow through a micro-finned tube fitted with lefteright inserts, *Applied Thermal Engineering xxx*, 1-7.
- Nasiruddin, Siddiqui M.H.K., 2007, Heat transfer augmentation in a heat exchanger tube using a baffle, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 28, 318–328.
- Nasr M.R.J., Shafeghat A., 2008, Fluid flow analysis and extension of rapid design algorithm for helical baffle heat exchangers, *Applied Thermal Engineering*, 28, 1324–1332.
- Promvong P., Chompookham T., Kwankaomeng S., Thianpong C., 2010, Enhanced heat transfer in a triangular ribbed channel with longitudinal, *Energy Conversion and Management*, 51, 1242-1249.
- Rocha L.A.O., Saboya F.E.M., Vargas J.V.C., 1997, A comparative study of elliptical and circular sections in one- and two-row tubes and plate fin heat exchangers.*Int.J.Heat and Fluid Flow*,18,247-252.
- Royds R., 1921, “Heat Transmission by Radiation, Conduction and Convection”, First Edition, Constable and Company, London, 191-201.
- Sara O.N. 2001, Pekdemir T., Yapıcı S., Yılmaz M., Enhancement of Heat Transfer from a Flat Surface in a Channel Flow by Attachment of Rectengular Blocks, *International Journal of Energy Research*, 25, 563-576.

- Smithberg E. and Landis F., 1964, "Friction and Forced Convection Heat Transfer Characteristics in Tubes with Twisted Tape Swirl Generators", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 39-49.
- Sujoy K.S., 2010, Thermohydraulics of turbulent flow through rectangular and square ducts with axial corrugation roughness and twisted-tapes with and without oblique teeth, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 34, 744–752.
- Tanda G., 2004, Heat transfer in rectangular channels with transverse and V-shaped ribs, *International Journal of Heat and Mass transfer*, 47, 229-243.
- Tandiroglu A., 2007, Effect of flow geometry parameters on transient entropy generation for turbulent flow in circular tube with baffle inserts, *Energy Conversion and Management*, 48, 898–906.
- Ujhidy A., Nemeth J., Szepvolgyi J., 2003, Fluid flow in tubes with helical elements, *Chemical Engineering and Processing*, 42, 1–7.
- Wang S. 2001, Guo Z.Y., Li Z.X., Heat Transfer Enhancement by Using Metallic Filament Insert in Channel Flow, *Int. J. of Heat & Mass Transfer*, 44, 1373–1378.
- Won S.Y., Mahmood G.I., Ligrani P.M., 2003, Flow structure and Nusselt number variations in a channel with angled crossed-rib turbulators, *International Journal of Heat and Mass transfer*, 46, 3153-3166.
- Yakut K., Sahin B., 2004, The Effect of vortex characteristics on performance of coiled wire turbulators used for heat transfer augmentation, *Applied Thermal Engineering*, 24, 2427-2438.
- Yıldız C., Bicer Y. and Pehlivan D., 1998, "Effect of Twisted Strips on Heat Transfer and Pressure Drop in Heat Exchangers", *Energy Conversion and Management*, 39, 331–336.
- Zaharzadeh N. H. and Jagadish B. S., 1975, "Heat Trans in Decaying Swirl Flows", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 18, 941-944.
- Zhang J.F., Li B., Huang W.J., Lei Y.G., He Y.L., Tao W.Q., 2009, Experimental performance comparison of shell-side heat transfer for shell-and-tube heat exchangers with middle-overlapped helical baffles and segmental baffles, *Chemical Engineering Science*, 64, 1643 – 1653.

**ÖZGEÇMİŞ****Kişisel Bilgiler**

Soyadı, Adı : KARAKAŞ, Aslı  
Uyruğu : T.C.  
Doğum tarihi ve yeri : 02.09.1987 - Çorum  
Medeni hali : Evli  
Telefon : -  
e-mail : -

**Eğitim**

<b>Derece</b>	<b>Eğitim Birimi</b>	<b>Mezuniyet tarihi</b>
Lisans	Gazi Üni. Çorum Müh. Fak./ Makina Mühendisliği Bölümü	2009
Lise	Çorum Fatih Lisesi	2005

**İş Deneyimi**

<b>Yıl</b>	<b>Yer</b>	<b>Görev</b>
2010-	Artı Mühendislik	Proje Mühendisi

**Yabancı Dil**

-

**Yayımlar**

-