

T.C.
FIRAT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**İÇ İÇE BORULU ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNDE YAYLI
TÜRBÜLATÖRLERİN ISI TRANSFERİ VE BASINÇ
KAYBINA ETKİSİ**

Şeyba YILDIZ

Tez Yöneticisi
Yrd.Doç.Dr. Haydar EREN

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

ELAZIĞ, 2007

T.C.
FIRAT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

İÇ İÇE BORULU ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNDE YAYLI TÜRBÜLATÖRLERİN ISI TRANSFERİ VE BASINÇ KAYBINA ETKİSİ

Şeyba YILDIZ

Yüksek Lisans Tezi
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Bu tez, tarihinde aşağıda belirtilen jüri tarafından oybirliği /oyçokluğu ile başarılı / başarısız olarak değerlendirilmiştir.

Üye: Yrd. Doç. Dr. Haydar EREN (Danışman)

Üye: Prof.Dr. Cengiz YILDIZ

Üye: Doç.Dr. Aydın DURMUŞ

Bu tezin kabulü, Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun/...../..... tarih ve sayılı kararıyla onaylanmıştır.

TEŞEKKÜR

Tezin konu seçimi ve yürütülmesinde yardımlarını esirgemeyen başta danışman hocam Sayın Yrd. Doç. Dr. Haydar EREN' e TEF Makine Eğitimi Bölümünden Sayın Doç. Dr. Aydın DURMUŞ'a tezde büyük emekleri olan ve bana zorlandığım her konuda destek olan Sayın Dr. Nevin ÇELİK' e, değerli bilgilerini her zaman bizlerle paylaşan Sayın Dr. İrfan KURTBAŞ'a, deney düzeneğinin kurulmasında yardımcı olan başta üniversite atölye personeli ve Makine Mühendisliği Bölümü atölye personeline, Makina Mühendisliği Bölümünün imkanlarından her yönden faydalanmamı sağlayan Prof. Dr. Cengiz YILDIZ' a ve maddi, manevi sıkıntılarımda yanımda olan aileme sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Saygılarımla

Şeyba YILDIZ

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa No</u>
İÇİNDEKİLER.....	I
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	III
ÇİZELGELER (TABLOLAR) LİSTESİ.....	VII
EKLER LİSTESİ.....	VIII
SİMGELER LİSTESİ.....	XI
KISALTMALAR LİSTESİ.....	X
ÖZET.....	XI
ABSTRACT.....	XII
1. GİRİŞ.....	1
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI.....	2
3. DENEY DÜZENİĞİNİN TANITILMASI.....	7
4. HESAPLAMA YÖNTEMİ.....	10
4.1. Reynolds Sayısının Tespiti.....	10
4.2. Nusselt Sayısının Tespiti.....	10
4.3. Basınç ve Sürtünme Faktörünün Hesaplanması.....	12
4.4. Boş Boruda Kullanılan Ampirik Bağlıntılar.....	12
4.5 Ekserji Analizi Hesaplamaları.....	13
5. ISI TRANSFERİ VE BASINÇ KAYBINA AİT DENEY SONUÇLARI	16
5.1. Isı Değiştirgeci İçerisine Yerleştirilen Yayların Sayısının ve Yerleştirilme Şekillerinin Isı Transferi Üzerindeki Etkileri.....	16
5.2. Yay Çapının Isı Transferi Üzerindeki Etkisi.....	20
5.3. Isı Değiştirgeci İçerisine Yerleştirilen Yayların Sayısının ve Yerleştirilme Şekillerinin Basınç Kaybı Üzerindeki Etkileri.....	26
5.4. Yay Çapının Basınç Kaybı Üzerindeki Etkisi.....	29
5.3. Sürtünme Faktörü.....	35
6. EKSERJİ ANALİZİ SONUÇLARI.....	42
7. İSTATİSTİKSEL REGRESYON ve BELİRSİZLİK ANALİZİ.....	68
7.1. İstatistiksel Regresyon.....	68
7.2. Deneysel Hatalar ve Belirsizlik Analizi.....	73
7.2.1. Belirsizlik Analizinin Tanımı ve Önemi.....	73
7.2.2. Bu Çalışmada Hesaplanan Toplam Belirsizlik Değerleri.....	76
7.2.2.1 Nusselt Sayısı için Belirsizlik Formülasyonu.....	76
7.2.2.2. Sürtünme Faktörü için Belirsizlik Formülasyonu.....	77
7.2.2.3. Reynolds Sayısı için Belirsizlik Formülasyonu.....	78

7.2.3. Ölçülen Değerlerin Belirsizliklerinin Belirlenmesi.....	79
7.2.3.1. Sıcaklık Ölçümünde Ortaya Çıkabilecek Hatalar.....	79
7.2.3.2. Basınç Kaybı Ölçümlerinde Ortaya Çıkabilecek Hatalar.....	80
7.2.3.3. Debi Ölçümlerinde Ortaya Çıkabilecek Belirsizlikler.....	80
7.2.3.4. Diğer belirsizlikler.....	81
8. SONUÇLAR ve ÖNERİLER.....	83
KAYNAKLAR.....	85
ÖZGEÇMİŞ.....	88
EK- A.1	
EK-A.2	
EK-B	

ŞEKİLLER LİSTESİ

Sayfa No:

1) Şekil 3.1 Deney düzeneğinin şematik görünüşü.....	7
2) Şekil 3.2 Yayın bileziklere bağlantı resmi.....	8
3) Şekil 3.3 Türbülator olarak kullanılan yaylar.....	9
4) Şekil 5.1 D=7.2 mm paralel dizilişte Nu sayısının Re sayısına göre değişimi.....	16
5) Şekil 5.2 D=7.2 mm çapında 7° helisel dizilişte Nu sayısının Re sayısına.....	18
göre değişimi.	
6) Şekil 5.3 D=7.2 mm çapında 10° helisel dizilişte Nu sayısının Re sayısına.....	18
göre değişimi.	
7) Şekil 5.4 Farklı çaplardaki yayların 4'lü paralel dizilişinde Nu sayısının Re sayısına	
göre değişimi.....	20
8) Şekil 5.5 Farklı çaplardaki yayların 4'lü 7° helisel dizilişinde Nu sayısının Re sayısına	
göre değişimi.....	21
9) Şekil 5.6 Farklı çaplardaki yayların 4'lü 10° helisel dizilişinde Nu sayısının Re sayısına	
göre değişimi.....	21
10) Şekil 5.7 Farklı çaplardaki yayların 5'li paralel dizilişinde Nu sayısının Re sayısına	
göre değişimi.....	22
11) Şekil 5.8 Farklı çaplardaki yayların 5'li 7° helisel dizilişinde Nu sayısının Re sayısına	
göre değişimi.....	23
12) Şekil 5.9 Farklı çaplardaki yayların 5'li 10° helisel dizilişinde Nu sayısının Re sayısına	
göre değişimi.....	24
13) Şekil 5.10 Farklı çaplardaki yayların 6'lı paralel dizilişinde Nu sayısının Re sayısına	
göre değişimi.....	24
14) Şekil 5.11 Farklı çaplardaki yayların 6'lı 7° helisel dizilişinde Nu sayısının Re sayısına	
göre değişimi.....	25
15) Şekil 5.12 Farklı çaplardaki yayların 6'lı 10° helisel dizilişinde Nu sayısının Re sayısına	
göre değişimi.....	25
16) Şekil 5.13 D=7.2 mm çapında paralel dizilişte Basıncın Reynolds sayısına.....	26
göre değişimi26	
17) Şekil 5.14 D=7.2 mm çapında 7° açılı helis dizilişte Basıncın.....	27
18) Şekil 5.15 D=7.2 mm çapında 10° açılı helis dizilişte Basıncın Reynolds sayısına	
göre değişimi.....	28
19) Şekil 5.16 Farklı çaplardaki yayların 4'lü paralel dizilişinde basıncın Reynolds sayısına	
göre değişimi.....	30
20) Şekil 5.17 Farklı çaplardaki yayların 5'li paralel dizilişinde basıncın Reynolds sayısına	
göre değişimi.....	31

21) Şekil 5.18. Farklı çaplardaki yayların 6'lı paralel dizilişinde basıncın Reynolds sayısına göre değişimi.....	31
22) Şekil 5.19 Farklı çaplardaki yayların 4'lü 7° dizilişinde basıncın Reynolds sayısına göre değişimi.....	32
23) Şekil 5.20. Farklı çaplardaki yayların 5'li 7° dizilişinde basıncın Reynolds sayısına göre değişimi.....	32
24) Şekil 5.21. Farklı çaplardaki yayların 6'lı 7° dizilişinde basıncın Reynolds sayısına göre değişimi.....	33
25) Şekil 5.22 Farklı çaplardaki yayların 4'lü 10° dizilişinde basıncın Reynolds sayısına göre değişimi.....	34
26) Şekil 5.23 Farklı çaplardaki yayların 5'li 10° dizilişinde basıncın Reynolds sayısına göre değişimi.....	34
27) Şekil 5.24 Farklı çaplardaki yayların 6'li 10° dizilişinde basıncın Reynolds sayısına göre değişimi.....	35
28) Şekil 5.25 Farklı çaplardaki yayların 4'lü paralel dizilişinde f-Re sayısına göre değişimi.	36
29) Şekil 5.26 Farklı çaplardaki yayların 5'li paralel dizilişinde f-Re sayısına göre değişimi.	37
30) Şekil 5.27 Farklı çaplardaki yayların 6'lı paralel dizilişinde f-Re sayısına..... göre değişimi.	37
31) Şekil 5.28 Farklı çaplardaki yayların 4'lü 7° açılı helis dizilişinde f-Re sayısına göre değişimi.....	38
32) Şekil 5.29 Farklı çaplardaki yayların 5'li 7° açılı helis dizilişinde f'in Re sayısına göre değişimi.....	38
33) Şekil 5.30 Farklı çaplardaki yayların 6'lı 7° açılı helis dizilişinde f'in Re sayısına göre değişimi.....	39
34) Şekil 5.31 Farklı çaplardaki yayların 4'lü 10° açılı helis dizilişinde f'in Re sayısına göre değişimi.....	40
35) Şekil 5.32 Farklı çaplardaki yayların 5'li 10° açılı helis dizilişinde f'in Re sayısına göre değişimi.....	40
36) Şekil 5.33 Farklı çaplardaki yayların 6'lı 10° açılı helis dizilişinde f'in Re sayısına göre değişimi.....	41
37) Şekil 6.1 D=7.2 mm paralel diziliş Ns-Re değişimi.....	43
38) Şekil 6.2 D=9.5 mm paralel diziliş Ns-Re değişimi.....	43
39) Şekil 6.3 D=12 mm paralel diziliş Ns-Re değişimi.....	44
40) Şekil 6.4 D=13 mm paralel diziliş Ns-Re değişimi.....	44
41) Şekil 6.5 D=7.2 mm 7° açılı helisel diziliş Ns-Re değişimi.....	45

42) Şekil 6.6 D=9.5 mm 7° açılı helisel diziliş Ns-Re değişimi.....	46
43) Şekil 6.7 D=12 mm 7° açılı helisel diziliş Ns-Re değişimi.....	46
44) Şekil 6.8 D=13 mm 7° açılı helisel diziliş Ns-Re değişimi.....	47
45) Şekil 6.9 D=7.2 mm 10° açılı helisel diziliş Ns-Re değişimi.....	47
46) Şekil 6.10 D=9.5 mm 10° açılı helisel diziliş Ns-Re değişimi.....	48
47) Şekil 6.11 D=12 mm 10° açılı helisel diziliş Ns-Re değişimi.....	49
48) Şekil 6.12 D=13 mm 10° açılı helisel diziliş Ns-Re değişimi.....	49
49) Şekil 6.13 Farklı çaplardaki yayların 4'lü paralel dizilişinde Ns-Re değişimi.....	50
50) Şekil 6.14 Farklı çaplardaki yayların 5'li paralel dizilişinde Ns-Re değişimi.....	51
51) Şekil 6.15 Farklı çaplardaki yayların 6'lı paralel dizilişinde Ns-Re değişimi.....	51
52) Şekil 6.16 Farklı çaplardaki yayların 4'lü 7° açılı helis dizilişinde Ns-Re değişimi....	52
53) Şekil 6.17 Farklı çaplardaki yayların 5'li 7° açılı helis dizilişinde Ns-Re değişimi....	53
54) Şekil 6.18 Farklı çaplardaki yayların 6'lı 7° açılı helis dizilişinde Ns-Re değişimi....	53
55) Şekil 6.19 Farklı çaplardaki yayların 4'lü 10° açılı helis dizilişinde Ns-Re değişimi..	54
56) Şekil 6.20 Farklı çaplardaki yayların 5'li 10° açılı helis dizilişinde Ns-Re değişimi..	55
57) Şekil 6.21 Farklı çaplardaki yayların 6'lı 10° açılı helis dizilişinde Ns-Re değişimi..	55
58) Şekil 6.22. D=7.2 mm paralel dizilişli yay için etkinlik ve boyutsuz ekserjinin NTU ile değişimi.....	56
59) Şekil 6.23 D=9.5 mm paralel dizilişli yay için etkinlik ve boyutsuz ekserjinin NTU ile değişimi.....	57
60) Şekil 6.24 D=12 mm paralel dizilişli yay için etkinlik ve boyutsuz ekserjinin NTU ile değişimi.....	57
61) Şekil 6.25. D=13 mm paralel dizilişli yay için etkinlik ve boyutsuz ekserjinin NTU ile değişimi.....	58
62) Şekil 6.26 D=7.2 mm 7° helis açılı dizilişli yay için etkinlik ve boyutsuz ekserjinin NTU ile değişimi.....	58
63) Şekil 6.27 D=9.5 mm 7° helis açılı dizilişli yay için etkinlik ve boyutsuz ekserjinin NTU ile değişimi.....	60
64) Şekil 6.28 D=12 mm 7° helis açılı dizilişli yay için etkinlik ve boyutsuz ekserjinin NTU ile değişimi.....	60
65) Şekil 6.29 D=13 mm 7° helis açılı dizilişli yay için etkinlik ve boyutsuz ekserjinin NTU ile değişimi.....	61
66) Şekil 6.30 D=7.2 mm 10° helis açılı dizilişli yay için etkinlik ve boyutsuz ekserjinin NTU ile değişimi.....	62
67) Şekil 6.31 D=9.5 mm 10° helis açılı dizilişli yay için etkinlik ve boyutsuz ekserjinin NTU ile değişimi.....	63

68) Şekil 6.32. $D=12$ mm 10° helis açılı dizilişli yay için etkinlik ve boyutsuz ekserjinin NTU ile değişimi.....	63
69) Şekil 6.33. $D=13$ mm 10° helis açılı dizilişli yay için etkinlik ve boyutsuz ekserjinin NTU ile değişimi.....	64

TABLÖLER LİSTESİ

Sayfa No

1) Tablo 4.1. Debi değerleri ve Reynolds sayıları.....	10
2) Tablo 5.1. 4, 5 ve 6 sıra dizilişlerde Nu sayılarındaki ortalama yüzde artış.....	19
3) Tablo 5.2. 4, 5 ve 6 sıra dizilişlerde basınç kaybında (P/P_a) görülen artışlar.....	29
4) Tablo 6.1. NTU, Etkinlik (ϵ), Ekserji kayıp oranının (E^*) ortalama değerleri.....	65
5) Tablo 6.2. NTU, Etkinlik (ϵ), Ekserji kayıp oranının (E^*) boş borudaki ortalama değerlere göre ($NTU=0.35$, $\epsilon=0.30$, $E^*=0.21$) yüzde oranları.....	66
6) Tablo 7.1. Dizim sayısı ile değişen A_y/A_b oranları.....	68
7) Tablo 7.2 Regrasyon katsayı değerleri.....	69

EKLER LİSTESİ

EK- A.1. Isı Transferi Analizi

- 1) Şekil A.1. $D=9.5$ mm paralel dizilişte Nu sayısının Re sayısına göre değişimi
- 2) Şekil A.2. $D=9.5$ mm çapında 7° helisel dizilişte Nu sayısının Re sayısına göre değişimi
- 3) Şekil A.3. $D=9.5$ mm çapında 10° helisel dizilişte Nu sayısının Re sayısına göre değişimi
- 4) Şekil A.4. $D=12$ mm paralel dizilişte Nu sayısının Re sayısına göre değişimi
- 5) Şekil A.5. $D=12$ mm çapında 7° helisel dizilişte Nu sayısının Re sayısına göre değişimi
- 6) Şekil A.6. $D=12$ mm çapında 10° helisel dizilişte Nu sayısının Re sayısına göre değişimi
- 7) Şekil A.7. $D=13$ mm paralel dizilişte Nu sayısının Re sayısına göre değişimi
- 8) Şekil A.8. $D=13$ mm çapında 7° helisel dizilişte Nu sayısının Re sayısına göre değişimi
- 9) Şekil A.9. $D=13$ mm çapında 10° helisel dizilişte Nu sayısının Re sayısına göre değişimi

EK-A.2.Basınç Değişimi Analizi

- 10) Şekil A.10. $D=9.5$ mm çapında paralel dizilişte Basıncın Reynolds sayısına göre değişimi
- 11) Şekil A.11. $D=9.5$ mm çapında 7° açılı helis dizilişte Basıncın Reynolds sayısına göre değişimi
- 12) Şekil A.12. $D=9.5$ mm çapında 10° açılı helis dizilişte Basıncın Reynolds sayısına göre değişimi
- 13) Şekil A.13. $D=12$ mm çapında paralel dizilişte Basıncın Reynolds sayısına göre değişimi
- 14) Şekil A.14. $D=12$ mm çapında 7° açılı helis dizilişte Basıncın Reynolds sayısına göre değişimi
- 15) Şekil A.15. $D=12$ mm çapında 10° açılı helis dizilişte Basıncın Reynolds sayısına göre değişimi
- 16) Şekil A.16. $D=13$ mm çapında paralel dizilişte Basıncın Reynolds sayısına göre değişimi
- 17) Şekil A.17. $D=13$ mm çapında 7° açılı helis dizilişte Basıncın Reynolds sayısına göre değişimi
- 18) Şekil A.18. $D=13$ mm çapında 10° açılı helis dizilişte Basıncın Reynolds sayısına göre değişimi

EK-B. Deney Düzeneği Fotoğrafları

- 19) Resim B.1. Deney düzeneği yandan görünüş
- 20) Resim B.2. 6 sıralı helisel dizilişli yayların bileziklere bağlantısı
- 21) Resim B.3. Dört ayrı çaptaki yayın görünüşü

SİMGELER

A	İç borunun ısı transfer yüzey alanı, (m^2)
A_h	İç borunun kesit alanı, (m^2)
A_y	Yayın kesit alanı,(mm^2)
A_b	Boş borunun kesit alanı,(mm^2)
C_p	Özgül ısı, ($J\ kg^{-1}\ K^{-1}$)
C	Isıl Kapasite, (W)
D	Yay çapı, (mm)
D_H	Hidrolik çap, (m)
D_i	Boru iç çapı, (m)
E^*	Exerji kayıp oranı
h	Eğik manometre seviye farkı, (m)
h_m	Ortalama ısı taşınım katsayısı, ($W\ m^{-2}\ K^{-1}$)
k	Havanın ısı iletim katsayısı, ($W\ m^{-1}\ K^{-1}$)
$LOSF$	Logaritmik sıcaklık farkı, (K)
L	İç boru uzunluğu, (m)
N_u	Nusselt sayısı
N_s	Entropi üretim oranı
NTU	Isı geçiş birimi sayısı
Q_g	Giriş-çıkış arası ısı kazancı, (W)
Q_{LOSF}	Boru yüzeyinden taşınım ile elde edilen ısı kazancı, (W)
Q_{mak}	Maksimum ısı kazancı, (W)
q'	Birim uzunluk boyunca transfer edilen ısı, ($W\ m^{-1}$)
$P = \Delta P$	Basınç farkı, (Pa)
p	Basınç, (Pa)
Pr	Prandtl sayısı
r	Korelasyon katsayısı
R^+	Fonksiyonun bağımsız değeri
W_R^+	Toplam belirsizlik
Re	Reynolds sayısı
S_t	Stanton sayısı
$\dot{S}_{top}$	Toplam entropi, ($W\ K^{-1}$)
$\dot{S}_{top,tür}$	Türlüatörlü boruda entropi, ($W\ K^{-1}$)
$\dot{S}_{top,bosboru}$	Boş borudaki entropi, ($W\ K^{-1}$)

T	Sıcaklık, (K)
ΔT_1	Ortalama sıcaklık ve giriş sıcaklığı farkı, (K)
ΔT_2	Ortalama sıcaklık ve çıkış sıcaklığı farkı, (K)
T_w	İçteki borunun yüzey sıcaklığı, (K)
T_0	Ortam sıcaklığı, (K)
U	Toplam ısı transfer katsayısı, (W m ⁻² K ⁻¹)
V	Havanın ortalama hızı, (m s ⁻¹)
$\dot{V}$	Havanın hacimsel debisi (m s ⁻³)
$\dot{m}$	Havanın kütleli debisi, (kg s ⁻¹)
α	Manometre eğiklik açısı
ε	Etkinlik
μ	Dinamik viskozite, (Pa s)
θ	Yayın helis açısı
ν	Havanın kinematik viskozitesi, (kg s ⁻¹)
θ_0	Logaritmik sıcaklık farkı (LOSF), (K)
τ	Boyutsuz sıcaklık farkı
W	Islak çevre,(m)
ρ	Havanın yoğunluğu, (kg m ⁻³)

Kısaltmalar

Cu	Bakır
Cons	Konstantan
ç	Çıkış
g	Giriş
mak	Maksimum
Δp	Sürtünmeden kaynaklanan
ΔT	Sıcaklıktan kaynaklanan

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

İÇ İÇE BORULU ISI DEĞİŞTİRGEÇLERİNDE YAYLI TÜRBÜLATÖRLERİN ISI TRANSFERİ VE BASINÇ KAYBINA ETKİSİ

Şeyba YILDIZ

Fırat Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

2007, Sayfa: 88

Isı değıştiricileri endüstrinin en önemli cihazlarından biri olup; bunlar buharlaştırıcı, yoğunlaştırıcı, ısıtıcı, soğutucu v.b. adlarla kimya endüstrisi, termik santraller, soğutma, ısıtma ve iklimlendirme tesislerinin hemen her kademesinde değışik tip ve kapasitelerde görülebılır. Endüstride sık kullanılan bu cihazların - enerji tasarrufu sağlamak amacıyla- etkinlik analizini yapmak ve etkinliğini artırmak gerekir. Etkinliği artırmada en etkili metot ısı taşınım katsayısını artırmaktır.

Bu çalışmada, dış yüzeyi buhar ile ısıtılan, sabit cidar sıcaklığına sahip iç içe borulu bir ısı değıştiricisi içinde ısı transferini artırmak için farklı çapta yaylar kullanılmıştır. Kullanılan yaylar dizim sayısı ve dizim şeklinin değışimine göre incelenmiştir. Boru içerisinden geçen akışkan hava olup, deneyler $2500 \leq Re \leq 12000$ aralığında, 22 farklı debide yapılmıştır. Çalışmada ısı transferi, basınç kaybı ve ekserji analizi türbülantörlü (yaylar boru içinde) ve türbülantörsüz (boş boru) durumlar için hesaplanmış, karşılaştırmalar yapılmış ve deneysel bağıntılar elde edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Isı değıştirgeci, türbülantör, ısı transferi, exerji

ABSTRACT

Master Thesis

THE EFFECTS OF SPRING TURBULATORS IN THE ANNULAR HEAT EXCHANGERS ON THE HEAT TRANSFER AND PRESSURE LOSSES

Şeyba YILDIZ

Firat University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering

2007, Page: 88

Heat exchangers are one of the most important devices of industry and they can have various type and capacity ranges, and can be seen in chemical industry, thermal centrals, cooling, heating and ventilating processes calling as evaporator, condenser, heater, refrigerator etc. Efficiency analysis of these commonly used devices should be done and for energy saving, and hence their efficiencies should be made higher. The most efficient method for increasing the efficiency is to increase the heat transfer coefficient.

In present work, various size and number of springs are located through an annular pipe, of which outer surface is heated by steam vapor, in order to increase the heat transfer ratio. The location type of the springs, number of the springs and diameter of the springs are varied in the tests. The working fluid is air and Reynolds number of the air is varied from $2500 \leq Re \leq 12000$. Heat transfer, pressure loss, and exergy analysis for the pipe with turbulators (with springs) and without turbulators (without springs, empty pipe) are calculated. New empirical correlations are obtained and the results are compared to each other and literature.

Keywords: heat exchanger, turbulators, heat transfer, exergy

1. GİRİŞ

Isı değıştircileri, farklı sıcaklıktaki akışkanlar arasında ısı geçişı sağlayan sistemlerdir. Kullanım yeri ve amacına göre çok değışik şekillerde tasarlanabilirler. Isı değıştircileri, konstrüksiyon özelliklerine, ısı değışim şekline, akışkan akım şekline, ısı transferi yüzeyinin ısı transferi hacmine oranına, farklı akışkan sayısına, ısı transferi mekanizması gibi özelliklere göre sınıflandırılabilirler.

Konstrüksiyon özelliklerine göre şu şekilde sınıflandırılırlar: Borulu ısı değıştircileri (düz borulu, spiral borulu, gövde borulu), levhalı ısı değıştircileri (contalı levhalı, spiral levhalı, lamelli, ince film), kanatlı yüzeyli ısı değıştircileri (levhalı kanatlı, borulu kanatlı), rejeneratif ısı değıştircileri (sabit dolgu maddeli, döner dolgu maddeli, paket yataklı) .

Akış düzlemleri yönünden sınıflandırsak: Tek geçişli ısı değıştircileri (paralel akımlı, çapraz akımlı, ters akımlı), çok geçişli ısı değıştircileri (çapraz-ters, çapraz-paralel akımlı, çok geçişli gövde borulu) olarak sınıflandırabiliriz.

Isı değıştircilerinde amaç maksimum ısı çekebilmektir. Bu da ısı transferinin iyileştirilmesiyle mümkündür. Isı transferini iyileştirmek için kullanılan aktif veya pasif yöntemde amaç ısı taşınım katsayısını artırmaktır. Isı taşınım katsayısını artırmanın en iyi yolu türbülansın artırılmasıdır. Çünkü ısı geçişı türbülanslı akışta fazla, laminar akışta daha az olmaktadır. Laminar akışta ısı geçişinin azalmasının nedeni akışkan partiküllerinin katmanlar halinde birbiri üzerinden akması sonucu ısı geçişı olumsuz etkilenmektedir. Türbülanslı akışta ise türbülans sebebiyle katmanlar oluşmamakta ve akışkan parçacıkları arasındaki ısı geçişı artmaktadır. Bilindiğı gibi tam gelişmiş akışta oluşan sınır tabaka ve alt sınır tabaka içerisindeki hız dağılımı, akışkanın taşınım katsayısını önemli oranda değıştirmektedir. Türbülans düzeyi arttıkça ısı geçişı de artacaktır.

Isı geçiş katsayısının artması ısı geçiş yüzeylerinin yani boyutların küçülmesini sağlayacaktır. Isı değıştircinin boyutları küçülürse masrafları azalacak ve enerji tasarrufu sağlanacaktır.

Anlatılanların ışığında bu çalışmada iç içe borulu bir ısı değıştircisinde türbülanslı akış oluşturularak deneyler yapılmıştır. Türbülanslı akış oluşturmak için kullanılan türbülötörlerin ısı taşınım katsayısını ne oranda artırdığı, bu artışa karşı basınç ve sürtünme kaybı yapılan deneyler ışığında değeriendirilmiş ayrıca sistemin kullanılabilirlik ve etkinlik analizi yapılmıştır.

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 tarafından gözlenmiştir [1].

Smithberg ve Lendis [2], 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 [3], dönmeli akış üreticisi olarak eksen etrafında dönen palet karıştırıcılar kullanılmışlardır. Araştırmacılar, iki disk arasına düz paletler yerleştirilerek elde ettikleri çark şeklindeki dönmeli akış üreticilerini boru girişine yerleştirmişlerdir. Deney sonuçlarında, dönmeli akış üreticisinin kullanılması ile ısı transferinin % 80 civarında arttığı belirtilmiştir.

Silindirik boru içerisine yerleştirilen daralan-genişleyen konik yüzeylerin ısı transferine etkisi Yılmaz ve Ayhan tarafından incelenmiştir [4]. Yapılan deneylerde basınç kaybı boş boruya göre 15 kat arttığında, Nusselt sayısının da boş boruya göre yaklaşık iki kat arttığı gösterilmiştir.

Arıcı ve Ayhan [5], içten yapay dirençli borularda ısı transferini araştırmışlardır. Deneyler türbülanslı akışta Reynolds sayısının 15000-50000 değerleri arasında yapılmıştır. Deneyler sonucunda ısı transfer katsayısında %60'tan %400'e kadar artış olmakla birlikte, basınç kaybında boş boruya oranla %800'e varan artışlar meydana geldiği görülmüştür.

Algifri [6], farklı ısı değiştiricilerinde ısı geçişinin iyileşmesine etken olan dönmeli boru akışı üzerinde araştırma yapmış ve ısı transferinin artırılması konusunda iyi sonuçlar elde etmiştir .

Hirai [7], eksenli bir borudaki türbülanslı dönmeli bir akışta ısı ve momentum geçişini sayısal ve deneysel olarak incelemiştir.

Konik halka yüzeyli türbülatorlerle kazan verimlerinin artırılması için Demirtaş ve arkadaşları bazı araştırmalar yapmıştır [8]. Duman borularına türbülator yerleştirilerek, türbülatorün kazan verimine etkisini tespit edilmiştir. Sonuçta, türbülatorlü kazan veriminin, türbülatorsüz kazan verimine göre %12.5 daha yüksek olduğu görülmüştür.

Durmuş [9], boru girişinde dönmeli akış oluşturan salyangoz vasıtasıyla, boru içerisinden akan akışkana dönme etkisi vermiştir. Deney sonuçlarından ısı transferinde 1.5 kat artış sağlandığı, basınç kaybında ise bir kat artış olduğu izlenmiştir. İç boru girişine salyangoz tipli dönmeli akış üreticisi bağlandığında, ısı değiştiricisinde akışkanların aynı yönlü akması durumunda etkinliği % 80, zıt yönlü akması durumunda ise etkinliği % 85 arttığını tespit etmiştir.

Ekkad ve arkadaşları [10], 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.

Yıldız v.d. [11], 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 iyileştiğini 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.

Durmuş ve Kurtbaş [12], çalışmalarında çift borulu eş eksenli bir ısı değiştiricisi kullanmışlardır. İç borunun içerisine değişik ölçülerde çubuk kanatlı türbülatorler yerleştirilerek havanın akışı bozulmuş, böylece ısı transferinde iyileşme sağlanmıştır. Ekserji ve NTU analizi yapılarak sonuçlar boş boruyla karşılaştırılmıştır.

Ko ve Anand [13], dikdörtgen kanal içine yerleştirdikleri gözenekli kanatçıklarla ısı transferi artımında, türbülator kullanılmayan duruma göre %300 artış sağlamışlardır.

Durmuş ve arkadaşları [14], dönmeli akışta kanatçık tipindeki türbülatorleri kullanmışlardır. Türbülatorler 10°, 20° ve 40° kanat açılarında, 48, 50 ve 52 mm çapta imal edilmiştir. Deneyler 10000 ila 30000 Reynolds 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.

Durmuş bir başka çalışmasında [15], konik tip türbülator kullanarak ısı transferi değişimini gözlemlemiştir. Çalışmada, Re sayısının 15000-60000 gibi geniş bir aralığında türbülanslı akış şartlarında ısı transferi, basınç kaybı ve enerji analizleri yapılarak, türbülatorlu ve türbülatorsüz durumlar birbirleriyle kıyaslanmıştır.

Yakut [16], çalışmasında ısı transferi, basınç kayıpları ve akış titreşimleri üzerinde konik halka türbülatorlerin etkisini deneysel olarak incelemiştir. Sabit pompa gücünde ısı transferinin artış performansı incelenmiştir.

Yakut ve Şahin [17], bu çalışmalarında ısı değiştirgecinde ısı transferini artırmak için konik-halka türbülatorlerin akış titreşim karakteristiğine etkisini inceleyen bir çalışma yapmışlardır. Bu çalışmalarıyla Reynolds ve Nusselt sayısının arttırıldığı noktalarda ve türbülatorler arası mesafenin en kısa olduğu yerde ısı transferinin maksimum olduğunu gözlemlemişlerdir.

Neshumayev ve arkadaşları [18], deneysel çalışmalarında ısı transferini artırmak için, gaz ile ısıtılan kanallar içerisine çeşitli türbülatorler yerleştirme yöntemini kullanmışlardır. Etkili kanallar farklı tasarım uygulamaları için dikey ve yatay durumda kullanılmıştır. Bükümlü, düz ve ikisinin birleşimi şeklinde düzenlenen türbülatorler belirli dönme açıları ve mesafelerde kullanılmış ve türbülator etkisinin en fazla birleşik tasarlanan türbülatorde olduğu gösterilmiştir.

Kavak ve arkadaşları [19], ısı transferini artırmak için akışa dönme etkisi veren her sırasında dört delik bulunacak şekilde tasarlanmış elemanlar kullanmışlardır. Boru içerisine bu elemanlar düz ve zig-zag şekilde yerleştirilmiştir. Paralel ve çapraz akışta ve Reynolds sayısının 8500-17500 aralığında deneyler yapılmıştır. Akışa dönme etkisi kazandıran elemanların boş boruya göre %130 ısı transferi artımı sağladığı gözlemlenmiştir.

Tanda [20], ısı değiştirgeci yüzeyindeki türbülans ve ısı transfer taşınım katsayısını artırmak için tekrarlı kanatçık kullanmıştır ve sıvı kristal tekniği ile yerel taşınım katsayısını tespit etmiştir. 45° ve 60° açılarla yerleştirilen V şeklindeki kanatçıklar akışın doğrultusunu değiştirerek ters akışlar oluşturmuştur. Böylece, ısı geçişi ve basınç kaybı önemli oranda değişmiştir.

Yakut, Şahin ve arkadaşları [21], deneysel çalışmalarında farklı geometrilerde türbülatorler tasarlamışlardır. Dairesel boru içerisine yerleştirilen türbülatorler (90°,60°ve30°) kanat açılarında, (8, 12 ve 16 mm) kanat yüksekliğinde, (25, 50 ve 75 mm) mesafelerde birbirlerine bağlantılı bir şekilde imal edilmiştir. Reynolds sayıları (3690, 10493 ve 16906) olarak belirlenmiştir. Deneylerden elde edilen verilere göre en iyi ısı transferi artırımı Reynolds sayısının 16906 olduğu 75 mm mesafe, 8 mm yükseklik ve 60° açılı imal edilen türbülatorle elde edildiği görülmüştür.

Promvonge ve Eiamsa-ard [22,23], çalışmalarında ısı transferini artırmak için dairesel kesitli bir boru içerisine farklı tip konik (D-lüle, C-lüle) lüleler yerleştirmiş ve kullanılan akışkana girdap (dönme) etkisi vererek Nusselt sayısı, sürtünme faktörü ve performans artımlarını incelemişlerdir. Yapılan deneyler sonucunda konik lülelerin ısı transferini %206 , %278,%316 civarında artırdığını göstermişlerdir.

Promvonge ve Eiamsa-ard [24], çalışmalarında bu kez farklı tip bir lüle kullanarak (V-lüle) ısı transferi ve sürtünme kaybını deneysel ölçümlerle incelemişlerdir. Çalışmanın sonucunda kullanılan türbülatorün ısı transferini % 270 oranında artırdığını gözlemlemişler ve maksimum kazancında yani sistemin etkinliğinin 1.19 civarında arttığını tespit etmişlerdir.

Akansu [25], ısı transferi ve basınç kaybı analizinde belli mesafelerde yerleştirilen gözenekli tip türbülatorler kullanmıştır. Boru yüzeyine sabit ısı değişimi uygulanarak deneyler yapılmıştır. Reynolds sayısının 3000–45000 aralığında deneyler yapılmıştır. Kullanılan türbülatorün yüksekliği ve boru içindeki mesafesi değiştirilerek kullanılan türbülatorün etkinliği araştırılmıştır. Maksimum Nusselt sayısına, $H/D=0.2$ seçildiğinde ve $L/D=1$ alındığında ulaşıldığı gözlemlenmiştir.

Kavak [26], çalışmasında eş eksenli çift borulu bir ısı değiştirgecinin içerisine farklı mesafelerde, farklı çaplarda yerleştirilmiş yay şeklinde helisel teller kullanmıştır. Sıcak akışkan olarak hava soğuk akışkan olarak su kullanılmış ve akış şekli de paralel ve çapraz olarak değiştirilmiştir. Reynolds sayısının 6500-13000 aralığı kullanılmıştır. Nusselt sayısının; Reynolds sayısı, mesafe ve değişen çaplara bağlı olarak boş boruya göre 2.64 kat arttığı, sürtünme faktöründe aynı değişkenlerle 2.74 kat arttığı tespit edilmiştir. Ayrıca exerji kaybı da boş boruya göre 1.64 kat artmıştır.

Argunhan ve Yıldız [27], 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 Reynolds sayısının artışının etkin olduğu gözlenmiştir. Basınç kaybında da aynı etkenlere bağlı artışlar görülmüştür.

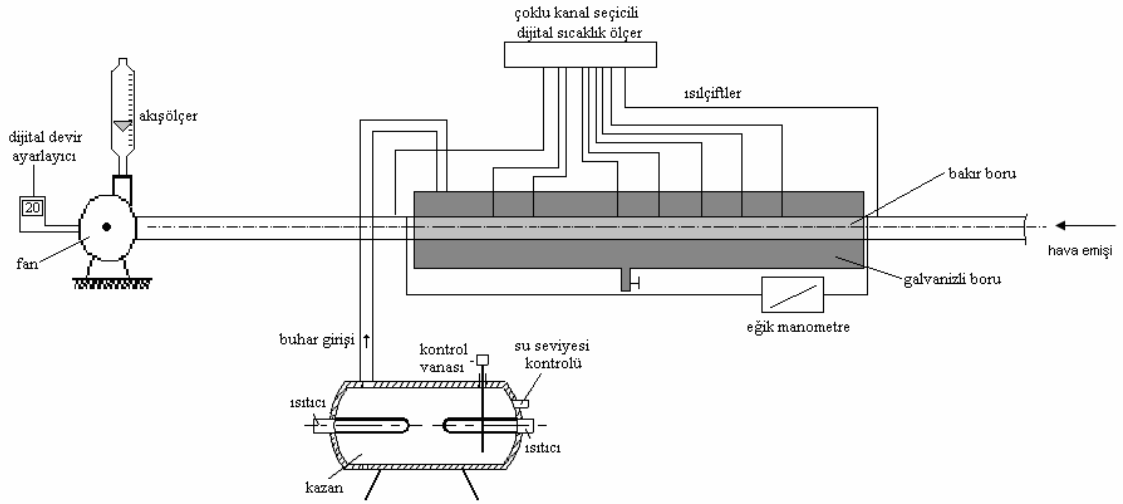
Gül ve Evin [28], ısı transferi ve sürtünme kayıplarını $30, 45$ ve 60° helis açılarında imal ettikleri helisel tip bir türbülatorle incelemişlerdir. $5000 \leq Re \leq 30000$ Reynolds sayılarında deneyler yapılmıştır. Bu çalışmada ısı transferindeki artışlara momentumun etkisi $0-8.6$ aralığında incelenmiştir. Momentum ve Reynolds sayısının artma oranlarına bağlı olarak ısı transferinde %20'lere varan artışlar sağladığı gözlenmiştir.

Kurtbaşı ve arkadaşları [29], kanatçık tip türbülatorün ikinci kanun analizini yaparak verimlilik, entropi oranı ve NTU oranlarını hesaplamışlardır. Re sayısının $10^4 \leq Re < 3.10^4$ aralığındaki değerlerde kanat açısı, türbulatorlerin 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.

Literatürde yapılmış türbulatorlü ısı değıştirgeci çalışmalarına bir ilave olarak bu çalışmada farklı çaplardaki yayların farklı sayı ve dizilişte boru içerisine yerleştirilmeleriyle oluşan türbulator etkisi deneysel olarak incelenmiştir. Çalışmada ısı transferi analizi Nusselt sayısı (Nu) cinsinden hesaplanarak sunulmuştur. Ayrıca basınç ölçümleri gerçekleştirilerek sürtünme faktörü (f) hesaplanmıştır. Son olarak sistemin ekserji analizi yapılmış, ikinci kanun verimliliği irdelenmiştir.

3. DENEY DÜZENEGİNİN TANITILMASI

Bu çalışmada Fırat Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü Akışkanlar Mekaniği Laboratuvarında kurulan türbülantörle deney düzeneği kullanılmıştır. Deney düzeneğinin şematik gösterilişi Şekil (3.1)' de verilmiştir. Ayrıca EK-B, Resim B1'de deney düzeneğinin fotoğrafı verilmiştir.



Şekil 3.1. Deney düzeneğinin şematik görünüşü

Deney düzeneği; buharın elde edilmesinde kullanılan bir kazan, iç içe boru şeklinde bir ısı değiştirgeci, boruya akımı gönderen bir fan ve fanın devir ayarlayıcısı, gönderilen akımın debisini ölçmede kullanılan bir akış ölçer, boru cidarında ve giriş-çıkıştaki sıcaklıkları ölçen çok kanallı dijital sıcaklık ölçer ve boru giriş çıkışındaki basınç farkını ölçen bir eğik manometreden oluşmaktadır.

İç içe borulu ısı değiştirgecinde içte 60 mm iç çapında, 62 mm dış çapında, 900 mm uzunluğunda pürüzsüz bakır bir boru mevcuttur. 62 mm x 1200 mm ebatlarında 1.0 mm kalınlığında galvanizli sac bükülerek dış boru imal edilmiştir. İç borudan emici fan ile sağlanan hava akımı geçerken, aradaki boşluktan bir buhar kazanından elde edilen su buharı geçmektedir. Yoğuşan su buharının tahliye edilmesi için dış borunun alt tarafına bir tahliye vanası bırakılmıştır. İçteki bakır borunun tüm cidarları boyunca su buharı sayesinde 100°C sabit sıcaklık sınır şartı sağlanmıştır. Cidarlardaki sıcaklıklar ile boru giriş ve çıkışındaki hava sıcaklıkları T tipi 0.5 mm teflon izoleli bakır-konstantan (Cu-Cons) ısı çiftleriyle ölçülmüştür.

Sıcaklık ölçümleri için 32 kanallı ELİMKO marka dijital tarayıcı kullanılmıştır. Boru giriş ve çıkışındaki basınç farkını ölçmek üzere ispirotolu eğik manometre kullanılmıştır.

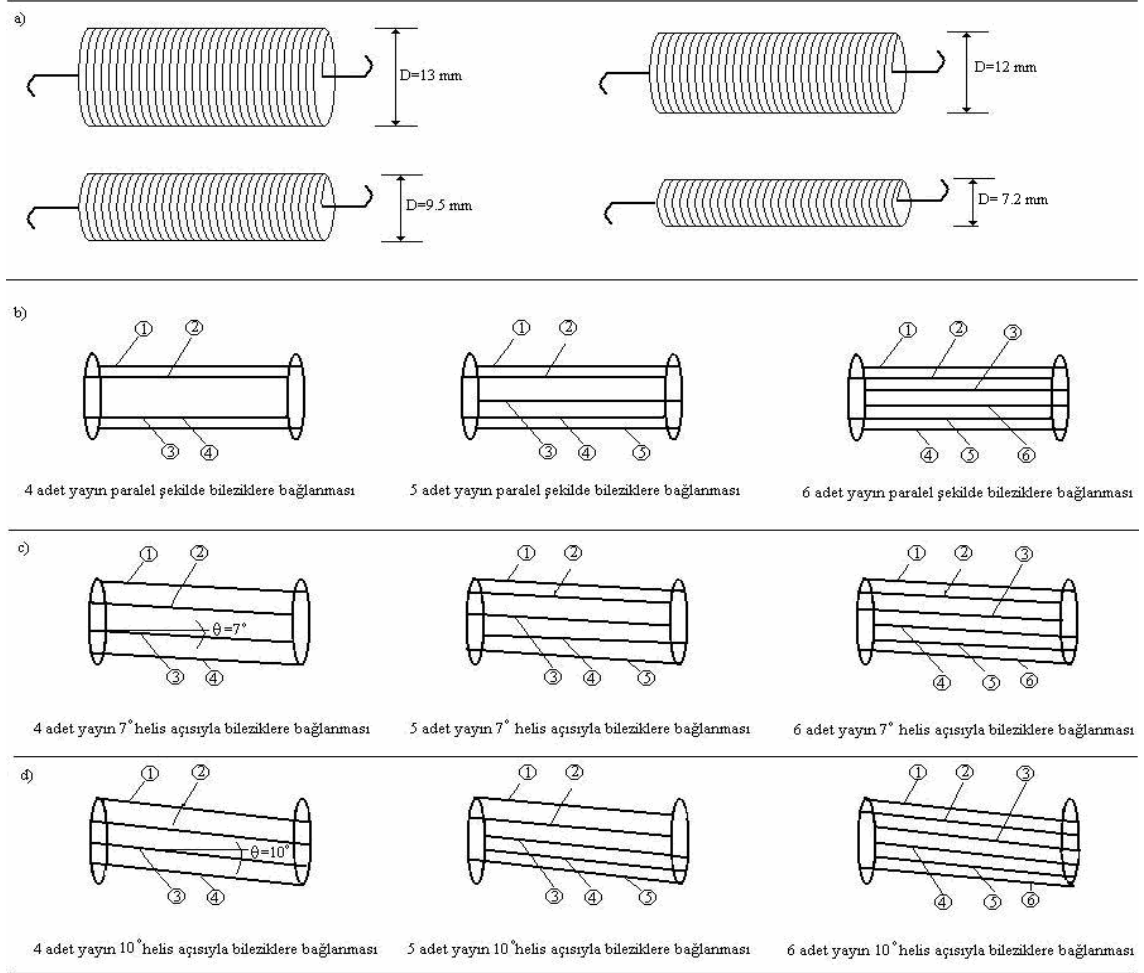
Sabit sıcaklık sağlamak üzere kullanılan buhar kazanı, içerisinde 1500 W kapasiteli iki adet ısıtıcı bulunan 1.5 mm kalınlığında galvanizli sacdan imal edilmiş kapalı bir kaptır. Suyun kaynatılmasıyla oluşan buhar ¼" lik boruyla ısı değiştirgecine gönderilmektedir.

Hava akımı sağlamak üzere kullanılan fan, 1.1 kW'lık AC motorla 1500 dev/dak hızda çalışmaktadır. Fanın devri EKAMAT A-2000 model dijital devir ayarlayıcı ile değiştirilmektedir. Fan çıkışına monte edilen bir akış ölçerle hava akımı sürekli ölçülerek debinin sabit tutulması sağlanmıştır. Akış ölçer DWYER marka 100-700 lt/dak ölçüm aralığına sahip bir rotametredir. Isı değiştirgecinin iç borusu girişinde tam gelişmiş türbülanslı akım elde etmek üzere 1500 mm uzunluğunda 60 mm iç çapında dökme demir boru kullanılmıştır.

İç içe borulu sistemlerde ısı transferini artırmanın en etkili yolu türbülátör kullanmaktır. Türbülátörlerin sökölüp takılabilir olması, pratik kullanım sağlamaktadır. Klasik tip iç içe iki borudan oluşan ısı değiştirgecinde içteki borunun iç kısmına çeşitli çap ve diziliş şekillerinde yayların monte edilmesiyle türbülátörler oluşturulmuştur. Deneylerde kullanılan 7.2, 9.5 12 ve 13 mm çaplarındaki yaylar 4, 5 ve 6 sıra halinde paralel şekilde ayrıca 7° ve 10° helis açılı şekillerde yerleştirilmiştir, böylece toplam 36 ayrı konfigürasyonda yerleşim yapılarak her bir konfigürasyonun ısı transferi etkisi incelenmiştir. Yayların bileziklere bağlantı şekli Şekil 3.2.'de verilmiştir. Şekil 3.3.'de yayların çapları ve deneylerde esas alınan diziliş şekilleri şematik olarak gösterilmiştir. Kıyas amacıyla deneyler ilk etapta boş boru içerisinde yapılmış ve boş boru deneylerinden alınan sonuçlar literatürde verilen bağıntılarla karşılaştırılmış, böylece test tekniğinin geçerliliği sağlanmıştır.



Şekil 3.2. Yayın bileziklere bağlantı resmi



Şekil 3.3. Türbülötör olarak kullanılan yaylar

- a) Türbülötör olarak kullanılan yay çapları b) Yayların bileziklere paralel şekilde bağlanması
c) Yayların bileziklere 7° helis açısıyla bağlanması d) Yayların bileziklere 10° helis açısıyla bağlanması

Deneyler sürekli rejim şartlarında yapılmıştır. Önce buhar kazanı çalıştırılarak suyun buharlaştırılması sağlanmıştır. Elde edilen buhar ısı değiştirgecinin annular boşluğundan geçerek içteki borunun dış yüzeyini sabit sıcaklığa getirmiştir. Tüm yüzeyde sabit sıcaklık şartının sağlanması için her bir deneyde buhar yaklaşık olarak 30 dakika süreyle gönderilmiştir. Yüzeyde ölçülen sıcaklıklar sabit hale gelince, fan çalıştırılmıştır. Fanın devir ayarlaması, arzu edilen Reynolds sayısı değerine göre rotametreden hacimsel debinin ayarlanması şeklinde yapılmıştır. Akım istenilen debide içteki borudan geçirilerek yüzeydeki sıcaklık değişimi izlenmiştir. Aynı zamanda boruya giriş ve çıkıştaki sıcaklıklar da ölçülmüştür. Boru giriş ve çıkışına yerleştirilen manometre bağlantısı ile akım gönderildiği sürece gerçekleşen basınç farkı ölçülmüştür.

4. HESAPLAMA YÖNTEMİ

4.1. Reynolds Sayısının Tespiti

Rotametreten ölçülen hacimsel hava debisi ($\dot{V}$) yardımıyla Reynolds sayısı tespit edilmiştir. Hesaplamalarda $D_H = (4A_h / W) = D_i$ olarak alınmıştır.

$$Re = \frac{4\dot{V}}{\pi D_i v} \quad (4.1)$$

Burada, v havanın kinematik viskozitesi, D_i içteki borunun iç çapıdır. Çalışmada $Re=2500-12000$ aralığında 22 farklı debide ölçümler yapılmıştır. Ölçümlerde temel alınan debi değerleri ve buna bağlı olarak hesaplanan Reynolds sayıları Tablo 1’de verilmiştir.

Tablo 4. 1. Hacimsel debi değerleri ve Reynolds sayıları

Deney No	Debi değeri (m^3 / sn)	Re sayısı	Deney No	Debi değeri (m^3 / sn)	Re sayısı
1	0.002	2537.861	12	0.00567	7277.492
2	0.00233	2963.857	13	0.006	7707.332
3	0.00267	3399.124	14	0.00633	8133.446
4	0.003	3819.24	15	0.00666	8564.445
5	0.00333	4242.818	16	0.007	9009.012
6	0.00367	4676.018	17	0.00733	9449.118
7	0.004	5104.801	18	0.00766	9890.635
8	0.00433	5536.477	19	0.008	10354.93
9	0.00467	5972.835	20	0.00833	10805.53
10	0.005	6403.599	21	0.00866	11230.55
11	0.00533	6837.38	22	0.009	11680.99

4.2. Nusselt Sayısının Tespiti

Ölçülen cidar sıcaklıkları ve akımın giriş-çıkış sıcaklıkları yardımıyla ortalama Nusselt sayıları hesaplanmıştır. Ortalama Nu sayısı için ısı değiştirgeçlerinde geçerli olan logaritmik sıcaklık farkı hesabı kullanılmıştır.

Cidarda ölçülen sıcaklıkların ortalaması (T_w) aritmetik ortalamadan bulunur:

$$T_w = \sum_{i=1}^7 \frac{T_i}{7} \quad (4.2)$$

Logaritmik sıcaklık farkı için, ortalama sıcaklık ile giriş sıcaklığının ve ortalama sıcaklık ile çıkış sıcaklığının arasındaki farkın (ΔT_1 , ΔT_2) bilinmesi gerekir. Buna göre:

$$\Delta T_1 = T_w - T_g$$

$$\Delta T_2 = T_w - T_{\zeta}$$

Böylece logaritmik sıcaklık farkı hesaplanır:

$$LOS F = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} \quad (4.3)$$

Logaritmik sıcaklık farkı elde edildikten sonra enerji bilânçosu ile ortalama ısı transfer katsayısı hesaplanır. Kazanılan ısının yüzey alanındaki sıcaklık farkından dolayı oluşan ısıya eşitlenmesiyle h_m bulunur:

$$Q_g = Q_{LOS F}$$

$$\dot{m} \times C_p \times (T_{\zeta} - T_g) = h_m \times A \times LOS F \quad (4.4)$$

daha açık bir şekilde yazılarak h_m çekilecek olursa;

$$h_m = \frac{(\dot{V} \cdot \rho) C_p (T_{\zeta} - T_g)}{(\pi D_i L) \cdot LOS F} \quad (4.5)$$

bulunur. Akışkan özellikleri (C_p , ρ , k) giriş ve çıkış sıcaklıklarının ortalaması esas alınarak tablolardan bulunur. Böylece Nusselt sayısı hesaplanabilir:

$$Nu = \frac{h_m D_i}{k} \quad (4.6)$$

4.3. Basınç ve Sürtünme Faktörünün Hesaplanması

Boru giriş ve çıkışına yerleştirilen eğik manometre ile basınç farkı ölçülmüştür. Eğik manometreden ölçülen değer (x) ve manometrenin eğiklik açısı ($\alpha=20^\circ$) dikkate alınarak manometrik seviye akabinde basınç farkı hesaplanmıştır.

$$h = x \sin \alpha$$

$$\Delta P = \rho_{ispirto} g h \quad (4.7)$$

Denklem (4.7) ile bulunan basınç farkı Darcy eşitliğinde yerine yazılarak sürtünme faktörü hesaplanmıştır:

$$\Delta P = f \frac{L}{D_i} \rho \frac{V^2}{2} \quad (4.8)$$

4.4. Boş Boruda Kullanılan Ampirik Bağıntılar

Kıyas amacıyla deneylerde türbülatorlerin yanı sıra bir de borunun türbülatorsüz hali dikkate alınmıştır. Borunun türbülatorsüz halinde de Denklem (4.6) ile Nu sayısı tespit edilmiş ve türbülatorlü Nu sayılarıyla kıyaslanmıştır. Yapılan boş boru hesaplamalarının geçerliliğini tespit etmek üzere literatürde kabul görmüş bir ampirik bağıntı [30] ile Nu sayısı hesaplanmıştır:

$$Nu = 0.023 \times (Re)^{0.8} \times (Pr)^{0.4} \quad (4.9)$$

Prandtl sayısı diğer termodinamik özelliklerde olduğu gibi akışkanın giriş ve çıkış sıcaklıklarının ortalamasına göre seçilir.

Deneylerde elde edilen sürtünme faktörü de Nu sayısı gibi ampirik bağıntılardaki sürtünme faktörü ile kıyaslanarak geçerliliği araştırılmıştır [30]:

$$f = 0.316 Re_{Di}^{-0.25} \quad (4.10)$$

$$Re_{Di} \leq 2 \times 10^4$$

4.5 Ekserji Analizi Hesaplamaları

Tipik bir ısı değıştirgecinde üç türlü kayıp oluşur. Bunlar; sıcaklık farkından kaynaklanan kayıp, akışkanın sürtünmesinden kaynaklanan kayıp ve çevre ile ısı transferinden kaynaklanan kayıp -ki bu sonuncu kayıp genelde ısı değıştirgeci yüzeyi izoleli olduğundan ihmal edilir. dx karakteristik uzunluğundaki bir termodinamik sistemde birinci ve ikinci kanun analizleri şöyle verilir:

$$\dot{m}dh = q'dx \quad (4.11)$$

$$\frac{d\dot{S}_{top}}{dx} = \dot{m} \frac{ds}{dx} - \frac{q'}{T + \Delta T} \geq 0 \quad (4.12)$$

$$\frac{d\dot{S}_{top}}{dx} = \dot{m} C_p \frac{\Delta T}{T^2} \frac{dT}{dx} + \frac{\dot{m}}{\rho T} \left(- \frac{dp}{dx} \right) \quad (4.13)$$

Denklem (4.14)' de yer alan terimlerin açılımı şöyledir [29]:

$$T(x) = T_w - \theta_0 \exp(-(4St / D)x)$$

$$\Delta T(x) = T_w - T(x) = \theta_0 \exp(-(4St / D)x) \quad (4.14)$$

$$St = h_m / \rho V C_p$$

$$\frac{dT}{dx} = (4St / D) \theta_0 \exp(-(4St / D)x)$$

Boru boyunca integre edildiğinde sabit yüzey sıcaklıklı ısı değıştirgecinin entropi üretim oranı şu hale gelir:

$$\dot{S}_{top} = Q_g \frac{\theta_0}{T_g T_\zeta} + \frac{32 \dot{m}^3 f}{\rho^2 \pi^2 D_i^5} \frac{L}{T_w} \quad (4.15)$$

Denklem (4.15)'in sağ tarafında yer alan birinci ve ikinci terimler sırasıyla sıcaklık farkından kaynaklanan entropi üretim oranını ve sürtünmeden kaynaklanan kayıp oranını göstermektedir. Denklem (4.15) bu durumda yeniden düzenlenerek şöyle yazılabilir:

$$\dot{S}_{top} = \dot{S}_{top,\Delta T} + \dot{S}_{top,\Delta p} \quad (4.16)$$

Bu kayıplar tersinmezliğin niceliği hakkında bilgi sağlar ve literatürde bu tür kayıpları minimize etmek için bir takım teknikler geliştirilmiştir [29]. Türbülantörlü borunun entropi üretiminin, türbülantörsüz borunun entropi üretimine oranlanmasıyla elde edilen N_s , entropi üretim oranının hesaplanmasında kullanılan en önemli boyutsuz parametredir.

$$N_s = \frac{\dot{S}_{top,tür}}{\dot{S}_{top,bosboru}} \quad (4.17)$$

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:

$$I = T_0 \left(\dot{S}_{top} \right) \quad (4.18)$$

Bir ısı değiştirgecindeki etkinlik şu halde yazılabilir:

$$\varepsilon = \frac{Q_g}{Q_{mak}} \quad (4.19)$$

Kazanılan ısı transferi miktarı ise şöyle yazılabilir:

$$Q_g = \dot{m}.C_p \left(T_{\zeta} - T_g \right) \quad (4.20)$$

Maksimum ısı transferi ise şu şekilde ifade edilir;

$$Q_{\max} = \dot{m}C_p(T_w - T_g) \quad (4.21)$$

Denklem (4.18)'deki her bir terim denklem (4.20)' ye bölünürse;

$$E^* = \frac{I}{Q_g} \quad (4.22)$$

Böylece ekserji kayıp oranı diye adlandırılan E^* değeri bulunmuş olur. Isı değiştirgeçlerinde hesaplanması gereken diğer bir önemli sayı “ısı geçiş birimi sayısı” olarak ifade edilen NTU’ dur. NTU aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$NTU = \frac{AU}{C} \quad (4.23)$$

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

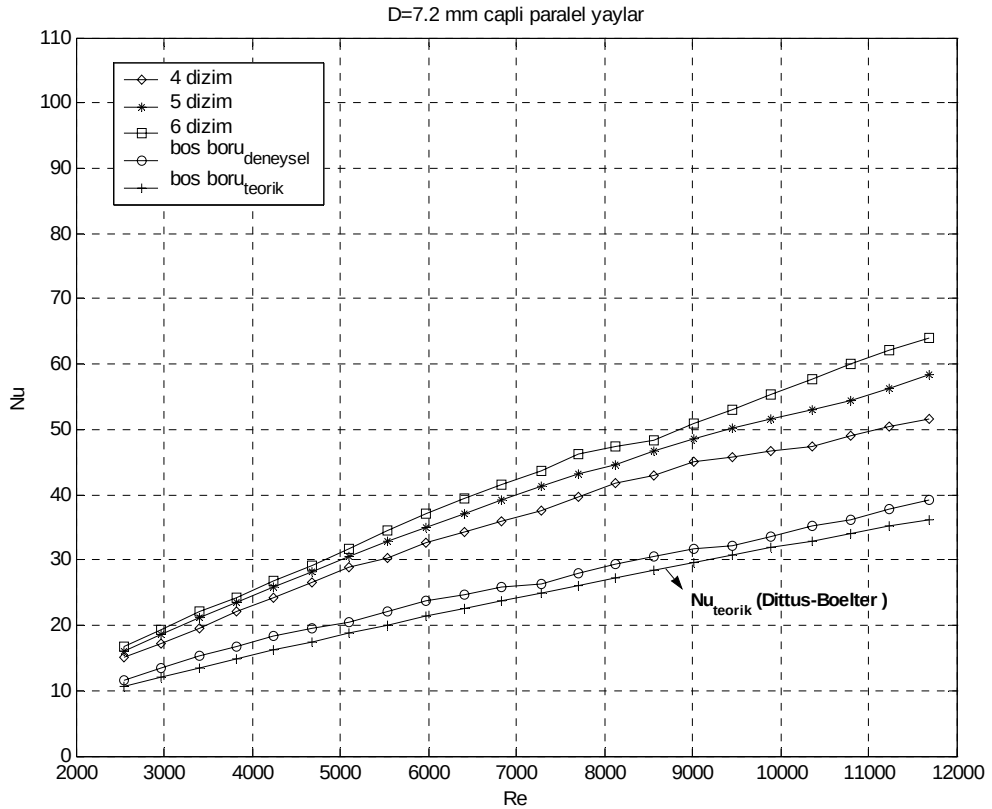
$$C = \dot{m}C_p$$

5. ISI TRANSFERİ VE BASINÇ KAYBINA AİT DENEY SONUÇLARI

Bu bölümde, elde edilen Nu sayısı ve f değerlerinin Reynolds sayısına (Re), yay çaplarına (D) ve yayların yerleşim şekillerine ve sayılarına göre değişimleri grafiklerle sunulmuştur.

5.1. Isı Değiştirgeci İçerisine Yerleştirilen Yayların Sayısının ve Yerleştirilme Şekillerinin Isı Transferi Üzerindeki Etkileri

Şekil (5.1)'de $D=7.2$ mm çapındaki yayların paralel şekilde 4, 5 ve 6 sıralı halde yerleştirilmesi durumunda Nu sayısının Re sayısına göre değişimi verilmiştir. Ayrıca boş boru halinde deneysel ve ampirik değişimler de grafik üzerinde kıyas amacıyla gösterilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi artan Re sayısı Nu sayısını da artırıcı etki yapmıştır. Ayrıca yayların sayısı arttıkça Nu sayısında artış gözlenmiştir. En yüksek Nu sayısı değerleri 6 sıra yay bulunması halinde ortaya çıkmıştır. Bunu sırasıyla 5 sıra yay, 4 sıra yay ve boş boru almaktadır.



Şekil 5.1. D=7.2 mm paralel dizilişte Nu sayısının Re sayısına göre değişimi

Boş boru ile yapılan deneysel çalışmanın sonuçlarıyla ampirik bağıntı sonuçları arasındaki değişim yaklaşık olarak %8.5 civarındadır. Bu farkın en önemli sebebi borudaki pürüzlülük faktörü ve fan motorunun titreşimidir. Her ne kadar bu iki faktörün etkileri minimize edilecek şekilde deney düzeneği tasarlandıysa da tamamen yok etmek mümkün olmamıştır. Bütün bu faktörlerin Nu sayısı ve f sürtünme faktörü üzerindeki etkileri son bölümde sunulan belirsizlik değeriyle verilmiştir.

Isı transferi analizinde boş boruya göre ne oranda artış olduğunu görmek amacıyla aşağıdaki formül kullanılarak yüzde artışlar bulunmuştur:

$$\% \text{ Artış} = \frac{\text{türbülantörli deney sonucu} - \text{boş boru deney sonucu}}{\text{boş boru deney sonucu}} \times 100$$

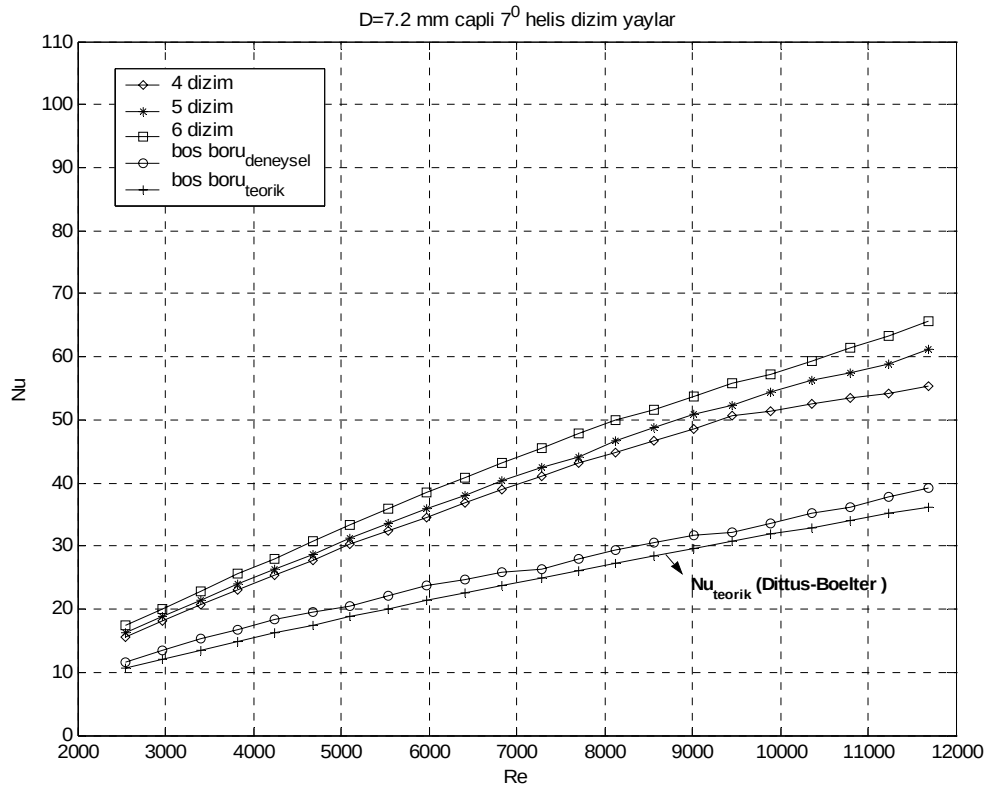
Bu formül 22 ayrı debide gerçekleştirilen deneylerin tüm sonuçlarına uygulanmış ve bulunan değerlerin ortalaması alınarak boş boruya göre türbülantörle yapılan deneylerdeki ortalama yüzde artışlar bulunmuştur.

Şekil (5.1)'de görüldüğü gibi, 7.2 mm çaplı paralel yay bulunması halinde Nu sayısındaki ortalama yüzde artışlar; 4 sıra yay olması halinde %36.73, 5 sıra olması halinde %48.39 ve son olarak 6 sıra yay bulunması halinde %56.16 oranındadır.

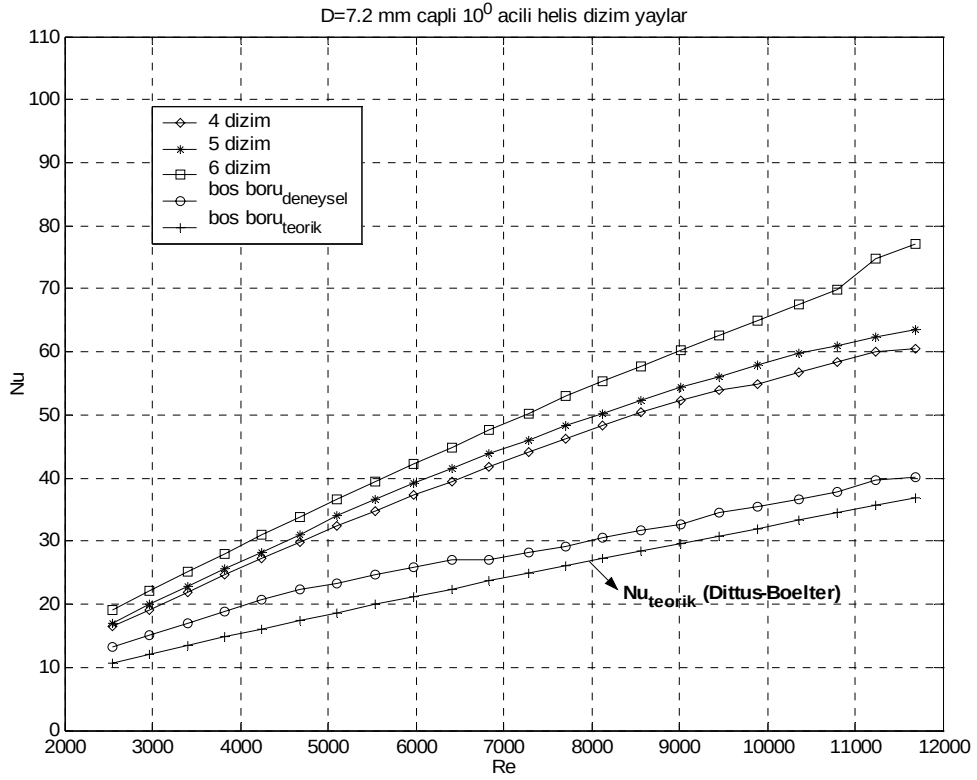
Şekil (5.2)'de 7.2 mm çaplı borunun 7° helis açısıyla 4, 5 ve 6 sıra halinde dizilişlerinde elde edilen Nu değerleri ve de boş boru halindeki Nu değerleri gösterilmiştir. Bu diziliş konfigürasyonunda Nu sayısındaki ortalama yüzde artışlar; 4 sıra yay dizilmesi durumunda %46.59, 5 ve 6 sıra olması hallerinde ise %53.24 ve %63.62 oranındadır.

Şekil (5.3)'de aynı yayın 10° helis açısıyla yerleştirilmesi durumunda 4, 5, 6 lı dizilişler ve boş boru Nu sayısı verilmiştir. Bu dizilimde görülen Nu sayısındaki ortalama yüzde artış oranları 4, 5 ve 6 sıralı dizilişte; %57.59, %64.52, %82.66'dır.

Şekil (5.1)-(5.3) arasındaki grafiklerin her birinde yay sayısının ısı transferi üzerindeki etkisi görülebileceği gibi, üçüne birlikte bakıldığında yay yerleşiminin etkisi de ortaya çıkacaktır. Sırasıyla en yüksekte en düşüğe göre sıralama tüm yay sayıları için 10° helis açısındaki diziliş, 7° helis açısındaki diziliş ve paralel diziliş olarak görülmektedir.



Şekil 5.2. D=7.2 mm çapında 7° helisel dizilişte Nu sayısının Re sayısına göre değişimi



Şekil 5.3. D=7.2 mm çapında 10° helisel dizilişte Nu sayısının Re sayısına göre değişimi

Burada okuma kolaylığı sağlanması açısından $D=7.2$ mm çaplı yayın 4, 5, 6 sıralı paralel, 7° ve 10° helisel diziliş şekilleri verilmiştir. 9.5, 12 ve 13 mm çaplı yayların şekilleri ise EK-A1’de verilmiştir. Bu grafiklerde de Nu sayısının her bir yay çapında 4, 5, 6 sıra dizilişinin boş boruya göre arttığı ve 10° helisel açısıyla yerleşimin 7° helisel açısına ve paralel yerleşime göre Nu sayısında belirli artışlara sebep olduğu görülmüştür. Bütün bu artışlar yüzde olarak hesaplanarak Tablo 2’de sunulmuştur.

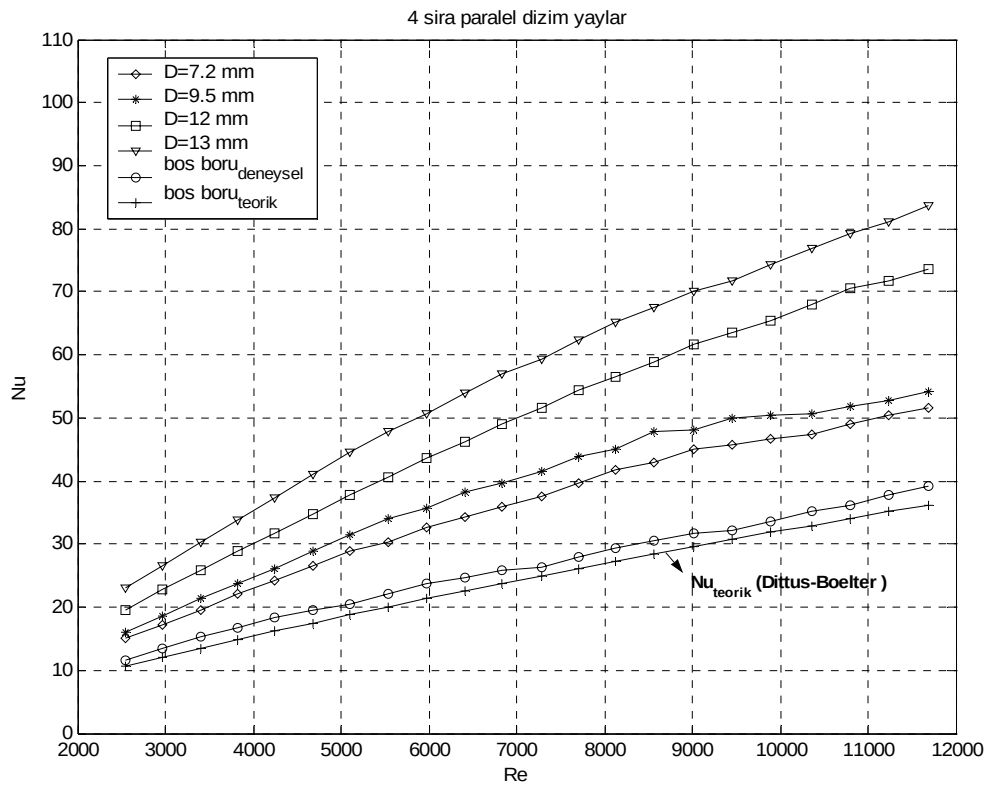
Tablo 5.1. 4, 5 ve 6 sıra dizilişlerde Nu sayılarındaki ortalama yüzde artış

4 sıralının boş boruya göre artış oranı	5 sıralının boş boruya göre artış oranı	6 sıralının boş boruya göre artış oranı
D=7.2 mm çaplı yay paralel diziliş		
%36.73	%48.39	%56.16
D=7.2 mm çaplı yay için 7° helisel diziliş		
%46.59	%53.24	%63.62
D=7.2 mm çaplı yay için 10° helisel diziliş		
%57.59	%64.52	%82.66
D=9.5 mm çaplı yay paralel diziliş		
%48.35	%64.96	%80.42
D=9.5 mm çaplı yay için 7° helisel diziliş		
%78.97	%86.99	%97.25
D=9.5 mm çaplı yay için 10° helisel diziliş		
%80.34	%90.55	%105.45
D=12 mm çaplı yay paralel diziliş		
%85.96	%95.38	%101.60
D=12 mm çaplı yay için 7° helisel diziliş		
%112.45	%122.04	%127.17
D=12 mm çaplı yay için 10° helisel diziliş		
%122.15	%132.78	%140.29
D=13 mm çaplı yay paralel diziliş		
%114.66	%119.84	%121.58
D=13 mm çaplı yay için 7° helisel diziliş		
%126.61	%132.65	%139.50
D=13 mm çaplı yay için 10° helisel diziliş		
%135.57	%144.1	%147.15

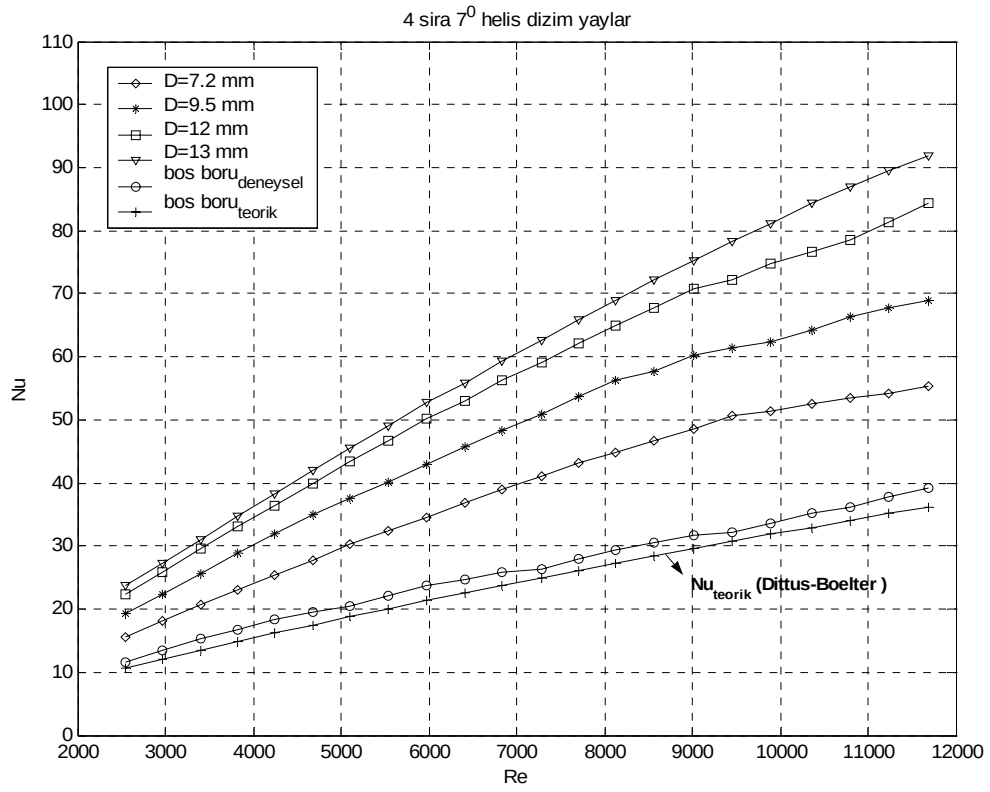
Şu ana kadar yerleşim şekillerine ve sayılarına göre tüm yay çapları ayrı ayrı ele alınarak Nu sayısının Re sayısına göre değişimi gösterilmiştir. Aşağıdaki bölümde ise yay çapının ısı transferine etkisi irdelenecektir.

5.2. Yay Çapının Isı Transferi Üzerindeki Etkisi

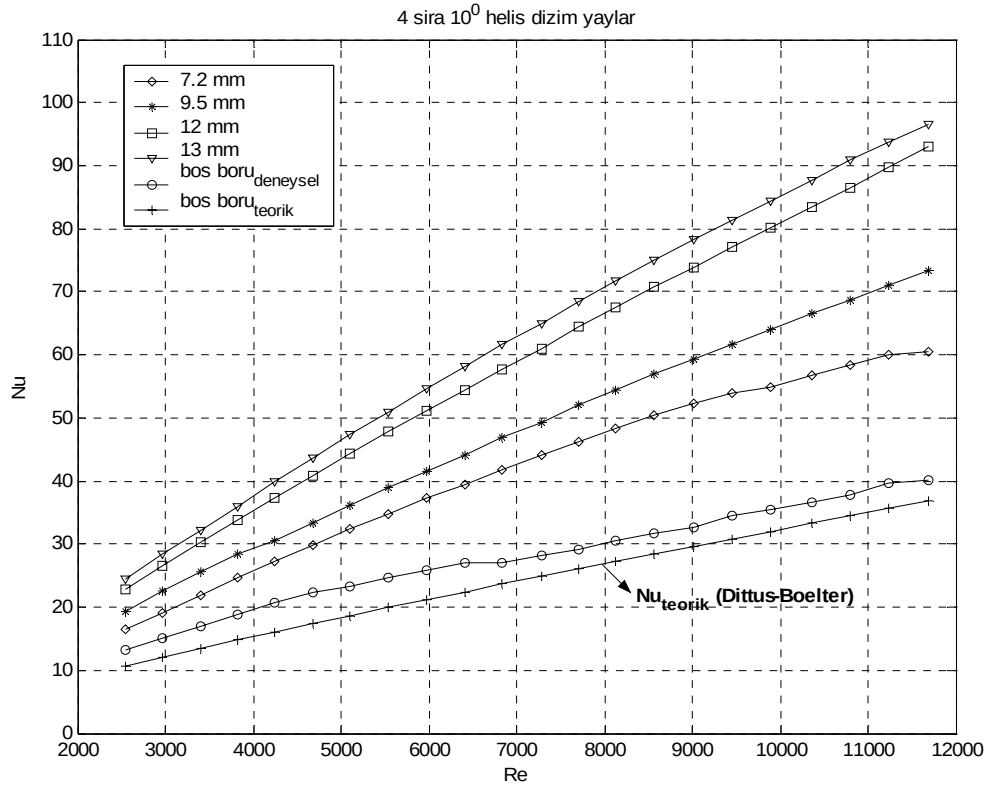
Yay çapının artırılması ile ısı transferi de artmıştır. En yüksek Nu sayısı değerleri yay çapının en yüksek olduğu $D=13$ mm de görülürken bunu sırasıyla $D=12$ mm, 9.5 mm ve son olarak 7.2 mm çaplı yaylar takip etmektedir.



Şekil 5.4. Farklı çaplardaki yayların 4'lü paralel dizilişinde Nu sayısının Re sayısına göre değişimi



Şekil 5.5. Farklı çaplardaki yayların 4'lü 7^0 helisel dizilişinde Nu sayısının Re sayısına göre değişimi

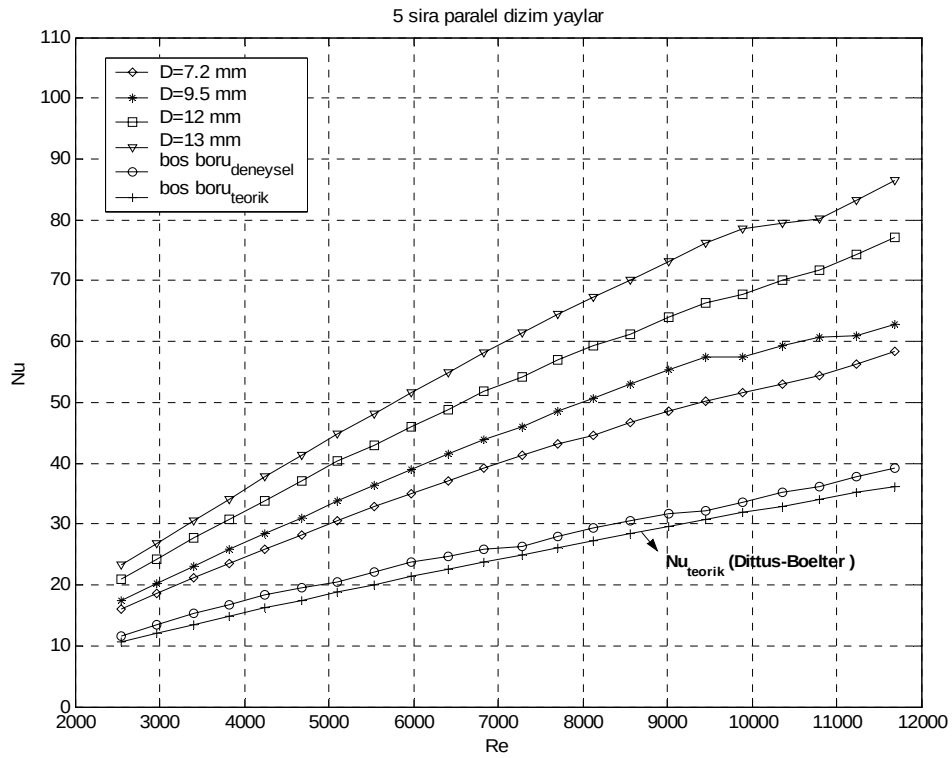


Şekil 5.6. Farklı çaplardaki yayların 4'lü 10^0 helisel dizilişinde Nu sayısının Re sayısına göre değişimi

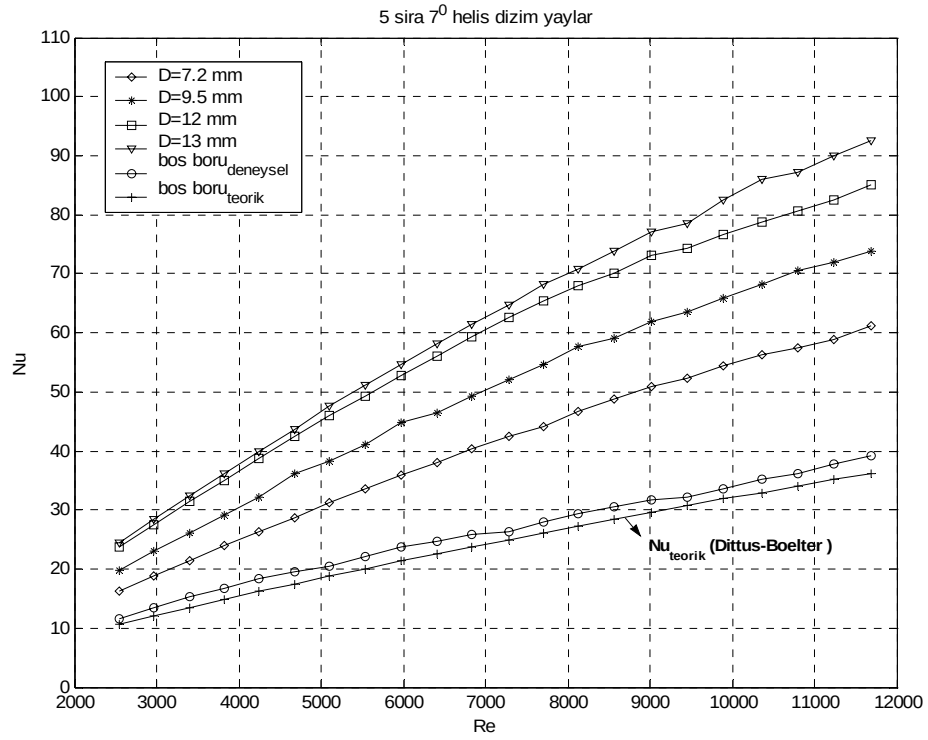
Şekil (5.4)'te yay çapının artırılması durumunda ısı transferinin artışı görülmektedir. 4 sıra paralel dizilişte Nusselt sayılarında görülen ortalama yüzde artışlar, yay çapının 7.2 mm olması durumunda %36.73, D=9.5 mm'de %48.35, D=12 mm'de %85.96 ve D=13mm'de %114.66 oranındadır.

Şekil (5.5)' te ise farklı çaplı yayların 4 sıra 7° helis diziminde Nusselt sayılarında görülen ortalama yüzde artışlar; yay çapının 7.2 mm olması durumunda %46.59 oranında, D=9.5 mm'de %78.97, D=12 mm'de %112.45 ve D=13 mm'de %126.61 oranındadır.

Şekil (5.6)' da 4 sıra 10° helis diziminde Nusselt sayılarında görülen ortalama yüzde artışlar; yay çapının 7.2 mm olması durumunda %57.59 oranında, D=9.5 mm'de %80.34, D=12 mm'de %122.15 ve D=13 mm'de %135.57 oranındadır.



Şekil 5.7. Farklı çaplardaki yayların 5'li paralel dizilişinde Nu sayısının Re sayısına göre değişimi



Şekil 5.8. Farklı çaplardaki yayların 5'li 7° helisel dizilişinde Nu sayısının Re sayısına göre değişimi

Şekil (5.7)' de 5 sıra paralel diziminde Nusselt sayılarında görülen ortalama yüzde artışlar; yay çapının 7.2 mm olması durumunda %48.39 oranında, D=9.5 mm'de %64.96, D=12 mm'de %95.38 ve D=13 mm'de %119.84 oranındadır.

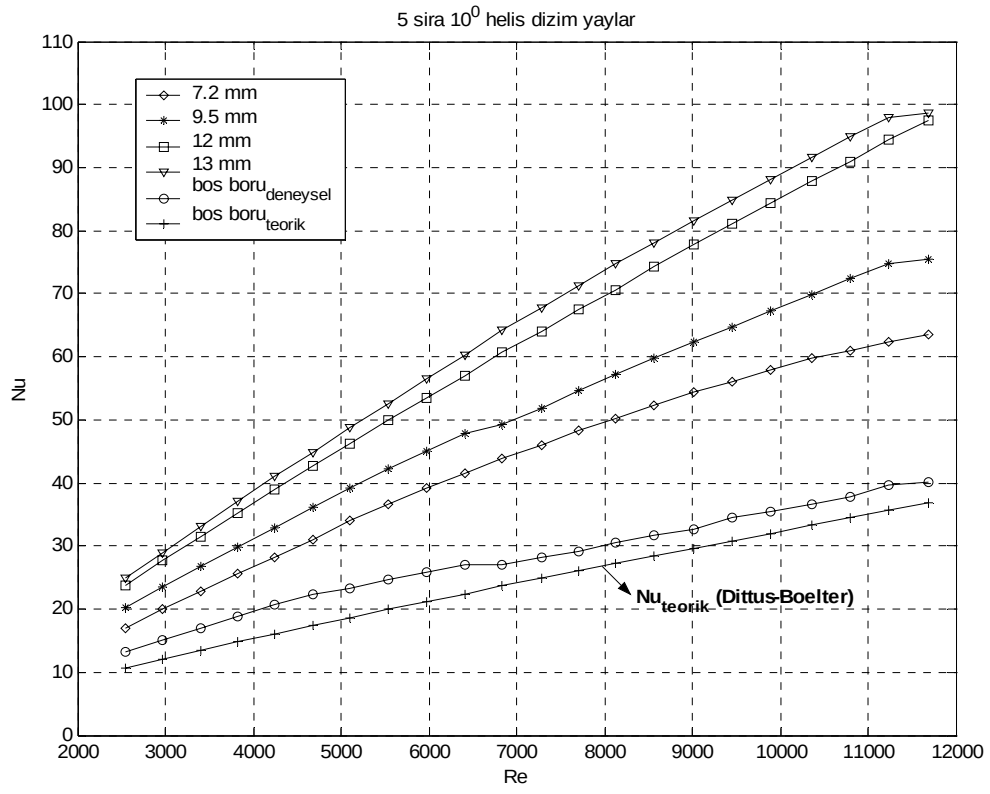
Şekil (5.8)' de farklı çaplı yayların 5 sıra 7° helis diziminde Nusselt sayılarında görülen ortalama yüzde artışlar; yay çapının 7.2 mm olması durumunda %53.24 oranında, D=9.5 mm de %86.99, D=12 mm'de %122.04 ve D=13 mm'de %132.65 oranındadır.

Şekil (5.9)' da 5 sıra 10° helis diziminde Nusselt sayılarında görülen ortalama yüzde artışlar ise; yay çapının 7.2 mm olması durumunda %64.52, D=9.5 mm'de %90.55, D=12 mm'de %132.78 ve D=13 mm'de %144.1 oranlarında olduğu görülmüştür.

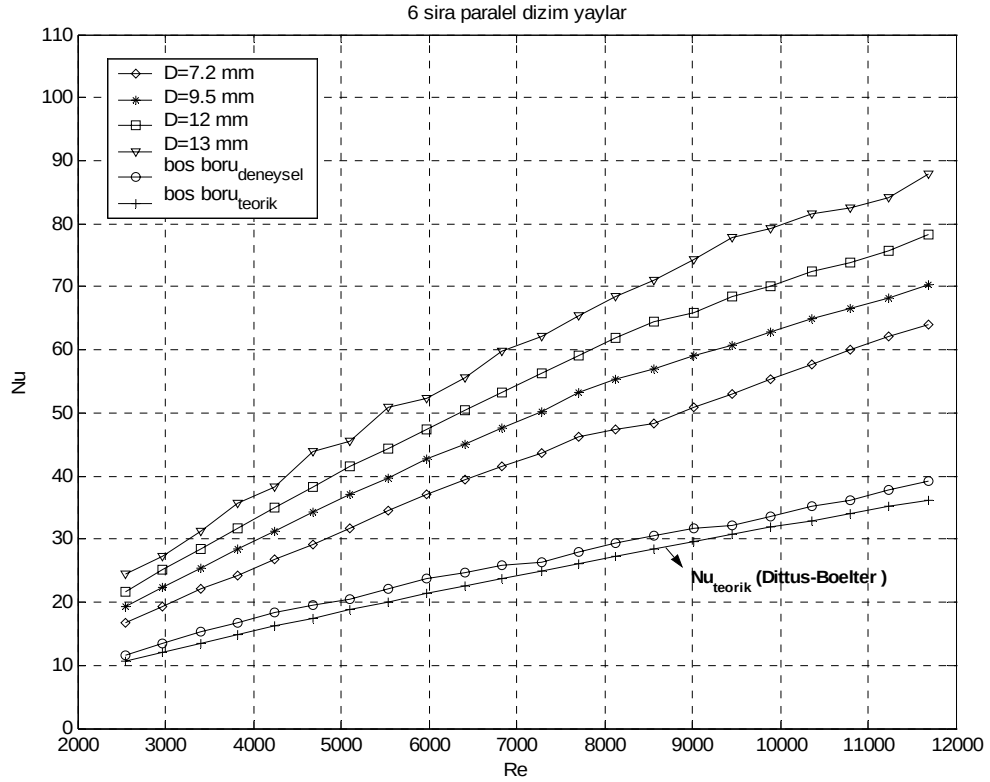
Şekil (5.10)' da 6 sıra paralel diziminde Nusselt sayılarında görülen ortalama yüzde artış; yay çapının 7.2 mm olması durumunda %56.16 oranında, D=9.5 mm'de %80.42, D=12 mm'de %101.60 ve D=13 mm'de %121.58 oranındadır.

Şekil (5.11)' de farklı çaplı yayların 6 sıra 7° helis diziminde Nusselt sayılarında görülen ortalama yüzde artışlar; yay çapının 7.2 mm olması durumunda %63.62 oranında, D=9.5 mm'de %97.25, D=12 mm'de %127.17 ve D=13 mm'de %139.50 oranındadır.

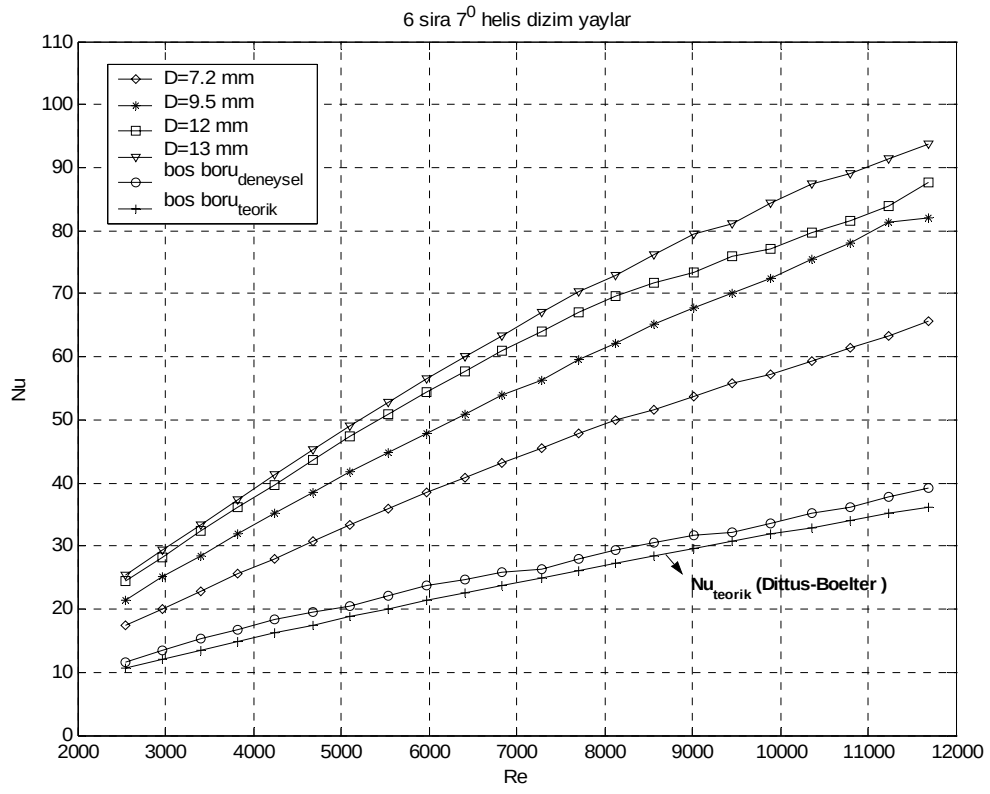
Şekil (5.12)' de 6 sıra 10° helis diziminde Nusselt sayılarında görülen ortalama yüzde artışlar; yay çapının 7.2 mm olması durumunda %82.66 oranında, D=9.5 mm'de %105.45, D=12 mm'de %140.29 ve D=13 mm'de %147.15 oranındadır.



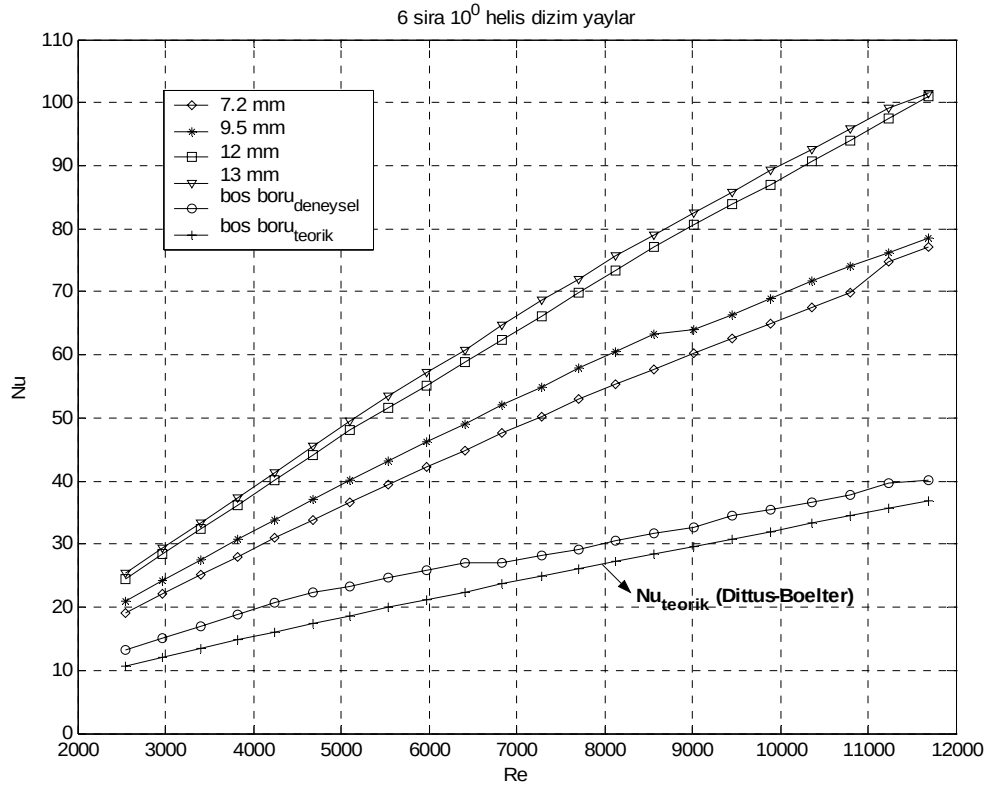
Şekil 5.9. Farklı çaplardaki yayların 5'li 10^0 helisel dizilişinde Nu sayısının Re sayısına göre değişimi



Şekil 5.10. Farklı çaplardaki yayların 6'lı paralel dizilişinde Nu sayısının Re sayısına göre değişimi



Şekil 5.11. Farklı çaplardaki yayların 6'lı 7^0 helisel dizilişinde Nu sayısının Re sayısına göre değişimi

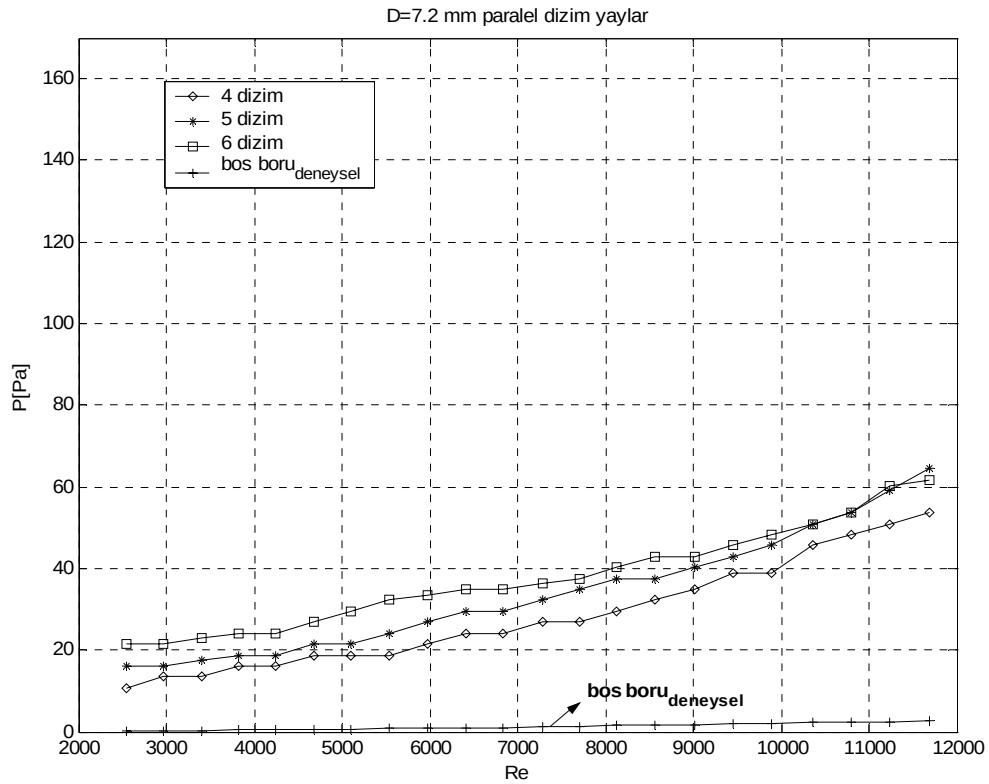


Şekil 5.12. Farklı çaplardaki yayların 6'lı 10^0 helisel dizilişinde Nu sayısının Re sayısına göre değişimi

Çizilen grafiklerin ısı transferi artırımındaki yüzdelere bakıldığında -boş boru deneyine göre- Nusselt sayısındaki ortalama yüzde artışın en düşük 7.2 mm çapında 4 sıra paralel dizim yayda (%36.73), en yüksek 13 mm 6 sıra dizim 10° helis yayda (%147.15) olduğu görülmektedir.

5.3. Isı Değiştirgeci İçerisine Yerleştirilen Yayların Sayısının ve Yerleştirilme Şekillerinin Basınç Kaybı Üzerindeki Etkileri

Şekil (5.13)'de $D=7.2$ mm çapındaki yayların paralel şekilde 4, 5 ve 6 sıralı halde yerleştirilmesi durumunda basınç kaybının ($P[Pa]$), Re sayısına göre değişimi verilmiştir. Ayrıca boş boru halinde deneysel ölçümler de grafik üzerinde kıyas amacıyla gösterilmiştir. Isı transferi analizinde görüldüğü gibi artan Re sayılarında, yayların sayısı arttıkça, yay çapları artırıldığında ve yay dizim şeklinde farklılıklar yapıldığında Nu sayısının arttığı görüldü. Isı transferi artımına neden olan bu sebepler sürtünme kayıplarının artmasına neden olduğu için basınç kayıplarını da dolaylı olarak artırmaktadır. En yüksek Nu sayısı değerlerinin 6 sıra yay bulunması halinde ortaya çıktığı gibi en yüksek basınç kaybı değerleri de bu dizilimde görülmektedir. Bunu sırasıyla 5 sıra yay, 4 sıra yay ve boş boru almaktadır.



Şekil 5.13. $D=7.2$ mm çapında paralel dizilişte Basıncın Reynolds sayısına göre değişimi

Basınç kaybı analizinde boş boruya göre artış oranlarını görmek için şu formül kullanılmıştır.

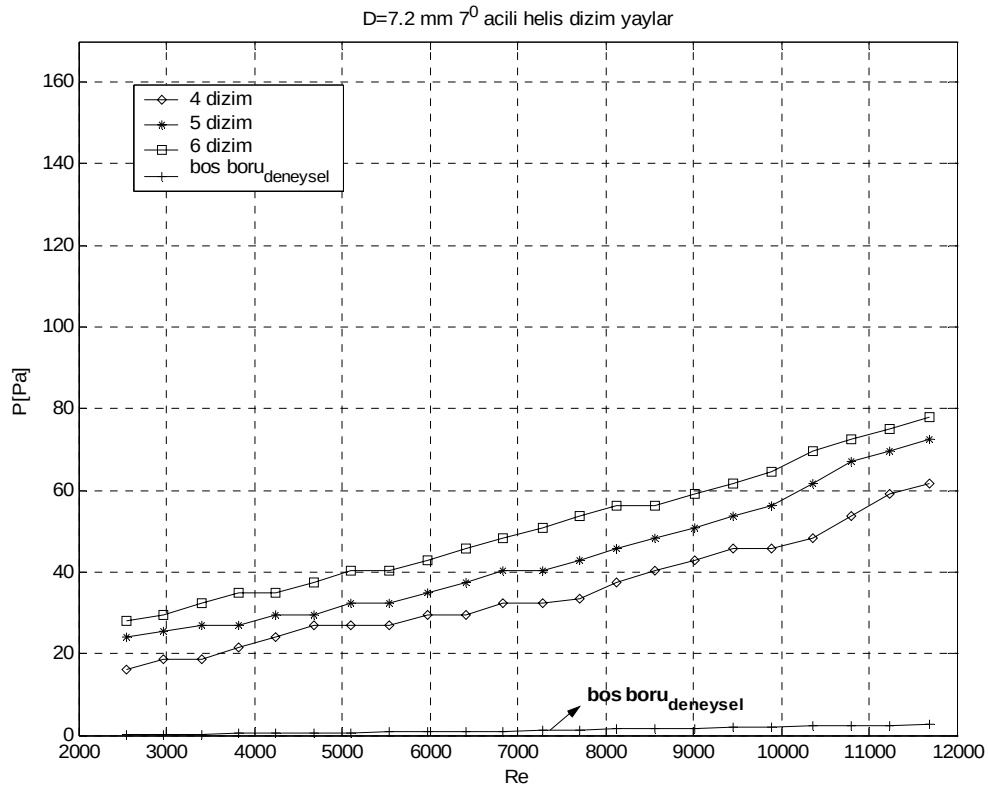
$$\text{Artış oranı} = [\text{Türbülantörlü basınç kaybı} - \text{Boş boru basınç kaybı}] / \text{Boş boru basınç kaybı}$$

Bu formül 22 deney sonucuna uygulanmış bulunan sonuçların ortalaması alınarak boş boruya göre basınç kaybında görülen ortalama artışlar bulunmuştur.

Şekil (5.13)'de görüldüğü gibi, 7.2 mm çaplı paralel dizimde basınç kaybında görülen artışlar; 4 sıra yay diziminde 26 kat, 5 sıra olması halinde 32 kat ve son olarak 6 sıra yay diziminde ise 39 kattır .

Şekil (5.14)'de $D=7.2$ mm çaplı borunun 7° helis açısıyla 4, 5 ve 6 sıra halinde dizilişlerinde elde edilen basınç kaybı değerleri ve boş boru halindeki basınç kaybı değerleri gösterilmiştir. Bu diziliş konfigürasyonunda basınç kaybında görülen artışlar, 4 sıra dizimde 35 kat 5 ve 6 sıra olması hallerinde ise sırasıyla 44 kat ve 53 kattır.

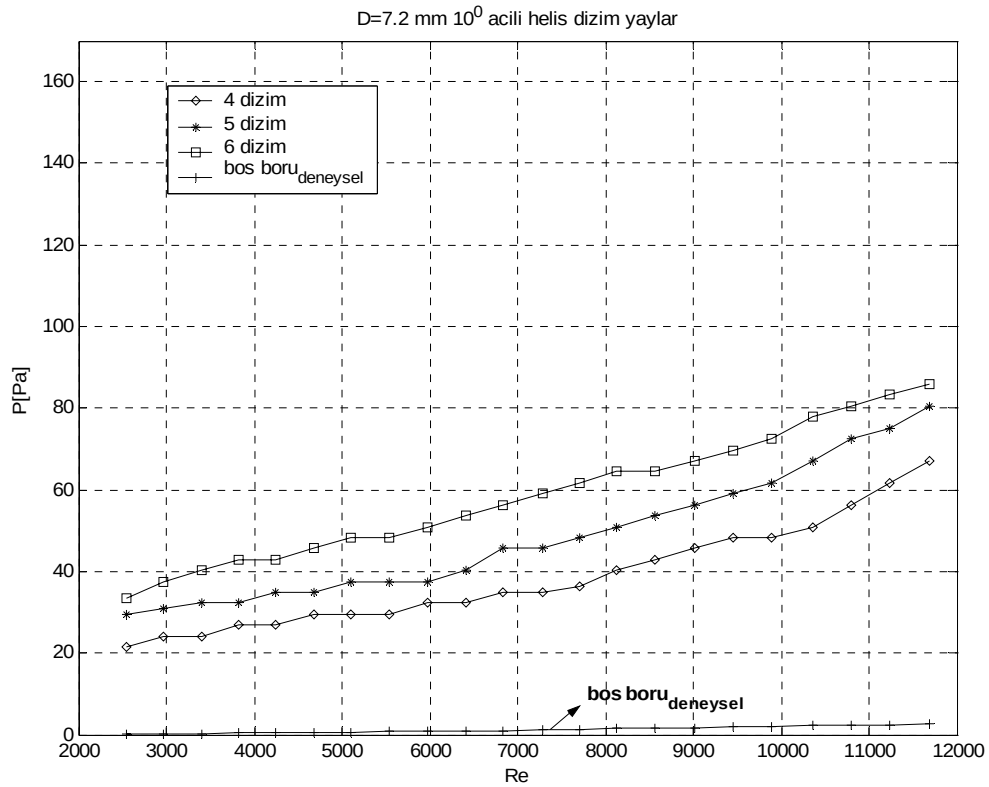
Şekil (5.15)'te aynı yayın 10° helis açısıyla yerleştirilmesi durumu göz önüne alınmıştır. Bu dizilişte basınç kaybında görülen artış oranları, 4, 5 ve 6 sıralı dizilişte sırasıyla; 40 kat, 51 kat ve 63 kattır.



Şekil 5.14. $D=7.2$ mm çapında 7° açılı helis dizilişte Basıncın Re sayısına göre değişimi

Şekil (5.12)-(5.14) arasındaki grafiklerin her birinde yay sayısının basınç kaybı üzerindeki etkisi görülebileceği gibi, üçüne birlikte bakıldığında yay yerleşiminin etkisi de ortaya çıkacaktır. Sırasıyla en yüksekten en düşüğe göre sıralama tüm yay sayıları için 10° helis açısındaki diziliş, 7° helis açısındaki diziliş ve paralel diziliş olarak görülmektedir. Örneğin 4 sıralı dizilişlerde, 10° helis açısındaki diziliş, paralel dizilişe göre %44.58 oranında basınç kaybı artışına sebep olmuştur. 7° helis açısındaki diziliş ise paralele göre %28.98 oranında artışla sonuçlanmıştır. 5 sıra dizilişte bu değerler, %51.42,%33.57, iken 6 sıra dizilişte %58.65, %35.49 dur.

Burada okuma kolaylığı sağlanması açısından $D=7.2$ mm çaplı yayın 4, 5, 6 sıralı paralel, 7° ve 10° helisel dizilişleri verilmiştir. 9.5 mm 12 mm ve 13 mm çaplı yayların grafikleri ise EK-A2’de verilmiştir. Bu grafiklerde de basınç kaybının, her bir yay çapında 4, 5 ,6 sıra dizilişte boş boruya göre arttığı ve 10° helisel açısıyla yerleşimin 7° helisel açısına ve paralel yerleşime göre basınç kaybında belirli artışlara sebep olduğu görülmüştür. Bütün bu artışlar hesaplanarak Tablo 3 ’te sunulmuştur.



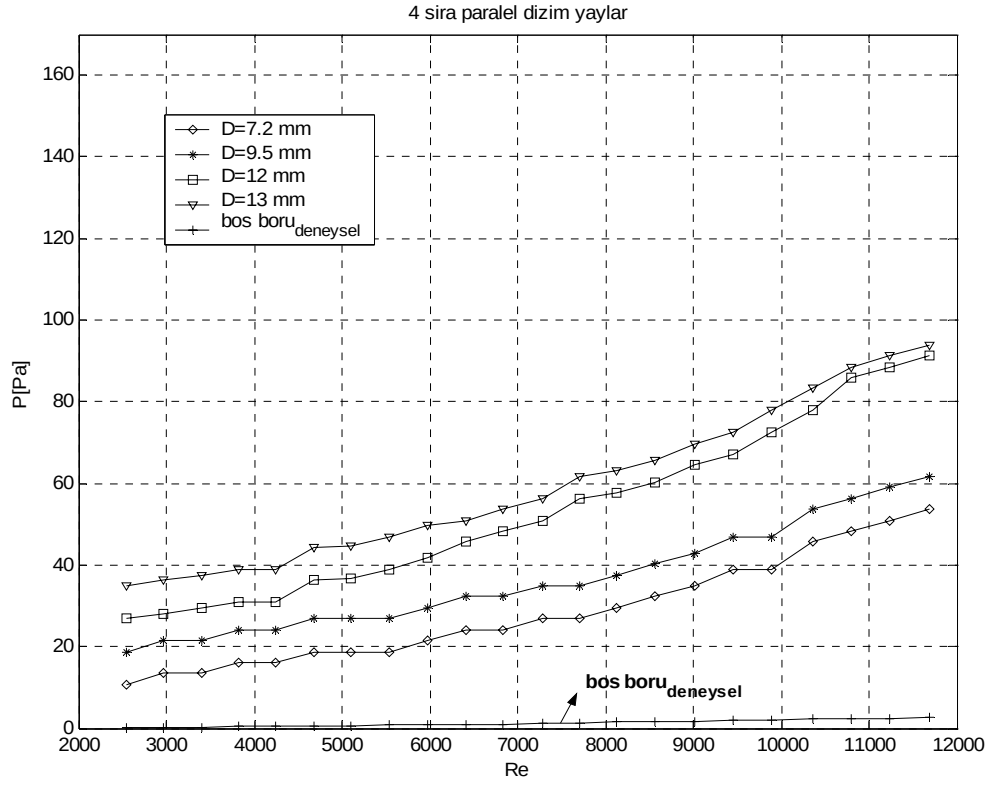
Şekil 5.15. $D=7.2$ mm çapında 10° açılı helis dizilişte basıncın Reynolds sayısına göre değişimi

Tablo 5.2. 4, 5 ve 6 sıra dizilişlerde basınç kaybında ($P[Pa]$) görülen artışlar

4 sıralının boş boruya göre artış oranı	5 sıralının boş boruya göre artış oranı	6 sıralının boş boruya göre artış oranı
D=7.2 mm çaplı yay paralel diziliş		
26 kat	32 kat	39 kat
D=7.2 mm çaplı yay için 7° helisel diziliş		
34.7 kat	44.3 kat	53.1 kat
D=7.2 mm çaplı yay için 10° helisel diziliş		
40.1 kat	51.3 kat	63.4 kat
D=9.5 mm çaplı yay paralel diziliş		
36.9 kat	49.5 kat	56.6 kat
D=9.5 mm çaplı yay için 7° helisel diziliş		
40.5 kat	52.7 kat	56.6 kat
D=9.5 mm çaplı yay için 10° helisel diziliş		
44.5 kat	59.7 kat	63.9 kat
D=12 mm çaplı yay paralel diziliş		
52.5 kat	62.8 kat	81.1 kat
D=12 mm çaplı yay için 7° helisel diziliş		
58.4 kat	69.7 kat	88.9 kat
D=12 mm çaplı yay için 10° helisel diziliş		
66.6 kat	77.4 kat	99.7 kat
D=13 mm çaplı yay paralel diziliş		
62.3 kat	72.7 kat	92 kat
D=13 mm çaplı yay için 7° helisel diziliş		
68.8 kat	89.7 kat	101.6 kat
D=13 mm çaplı yay için 10° helisel diziliş		
77.3 kat	97.9 kat	114.5 kat

5.4. Yay Çapının Basınç Kaybı Üzerindeki Etkisi

Yay çapını artırdığımız zaman ısı transferinin arttığını görmüştük. Isı transferi artarken sürtünme kayıplarının artmasıyla basınç kaybı da artmaktadır. Yapılan tüm deneylerde istisnasız bu artış gözlenmiştir. En yüksek basınç kaybı değerleri yay çapının en yüksek olduğu D=13 mm de görülürken bunu sırasıyla D=12, 9.5 ve son olarak 7.2 mm çaplı yaylar takip etmektedir.



Şekil 5.16. Farklı çaplardaki yayların 4'lü paralel dizilişinde basıncın Reynolds sayısına göre değişimi

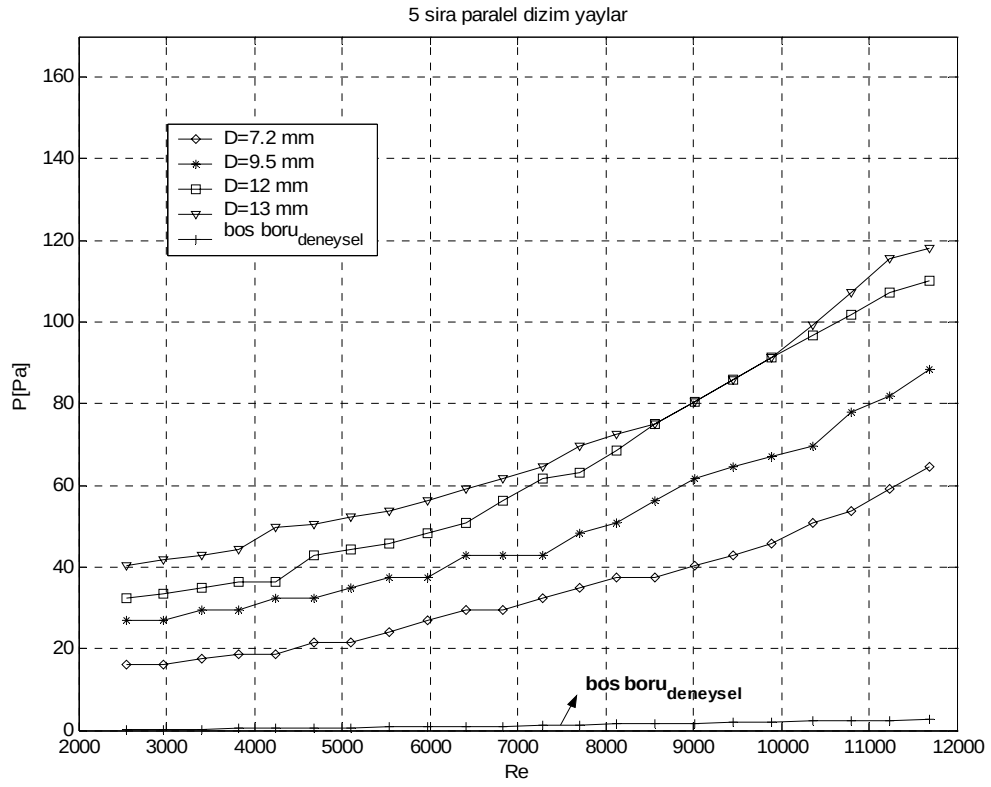
Şekil (5.16)'da 4 sıra paralel dizilişte yay çapının artırılması durumunda basınç kaybında görülen artışlar, yay çapının 7.2 mm olması durumunda 26 kat, D=9.5 mm'de 36.9 kat, D=12 mm'de 52.5 kat ve D=13 mm'de 62.3 kattır.

Şekil (5.17)'de 5 sıra paralel diziminde basınç kaybındaki artışlar; yay çapının 7.2 mm olması durumunda 32 kat artış olurken, D=9.5 mm'de 49.5 kat, D=12 mm'de 62.8 kat ve D=13 mm'de 72.7 kattır.

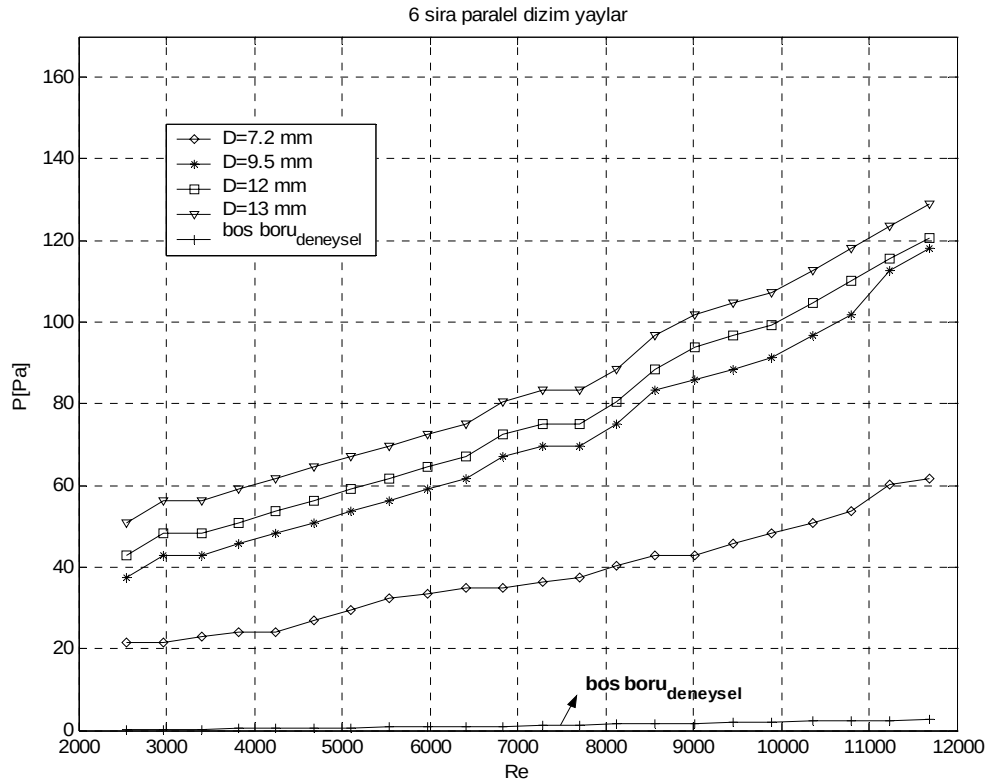
Şekil (5.18)'de farklı çaplı yayların 6 sıra paralel diziminde basınç kaybındaki artışlar; yay çapının 7.2 mm olması durumunda 39 kat, D=9.5 mm'de 56.6 kat, D=12 mm'de 81.1 kat ve D=13 mm'de 92 kattır.

Şekil (5.19)'da farklı çaplı yayların 4 sıra 7° helis diziminde basınç kaybındaki artışlar; yay çapının 7.2 mm olması durumunda 34.7 kat, D=9.5 mm'de 40.5 kat, D=12 mm'de 58.4 kat ve D=13 mm'de 68.8 kattır.

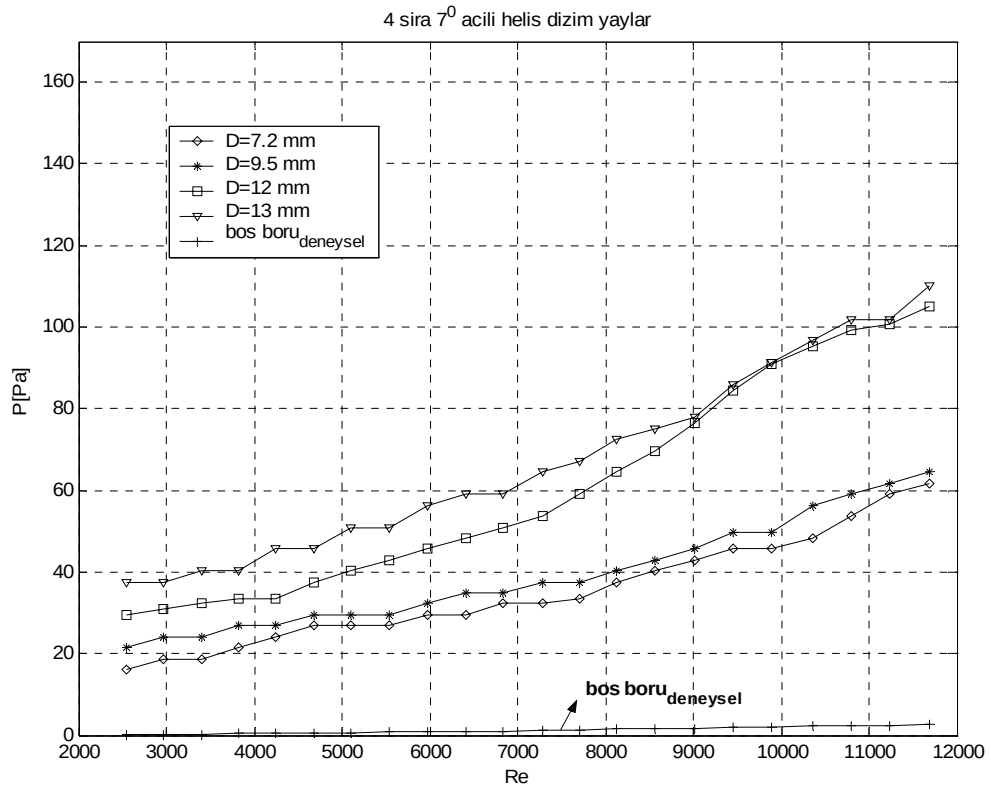
Şekil (5.20)'de farklı çaplı yayların 5 sıra 7° helis diziminde basınç kaybındaki artışlar; yay çapının 7.2 mm olması durumunda 44.3 kat, D=9.5 mm de 52.7 kat, D=12 mm'de 69.7 kat ve D=13 mm'de 89.7 kattır.



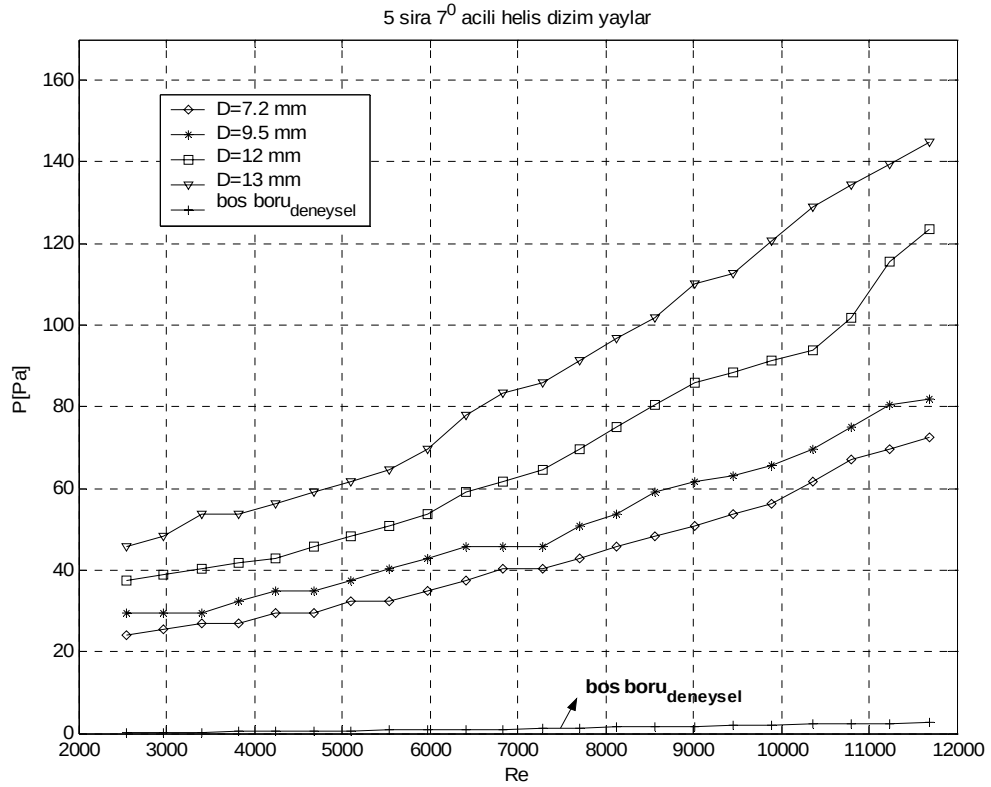
Şekil 5.17. Farklı çaplardaki yayların 5'li paralel dizilişinde basıncın Reynolds sayısına göre değişimi



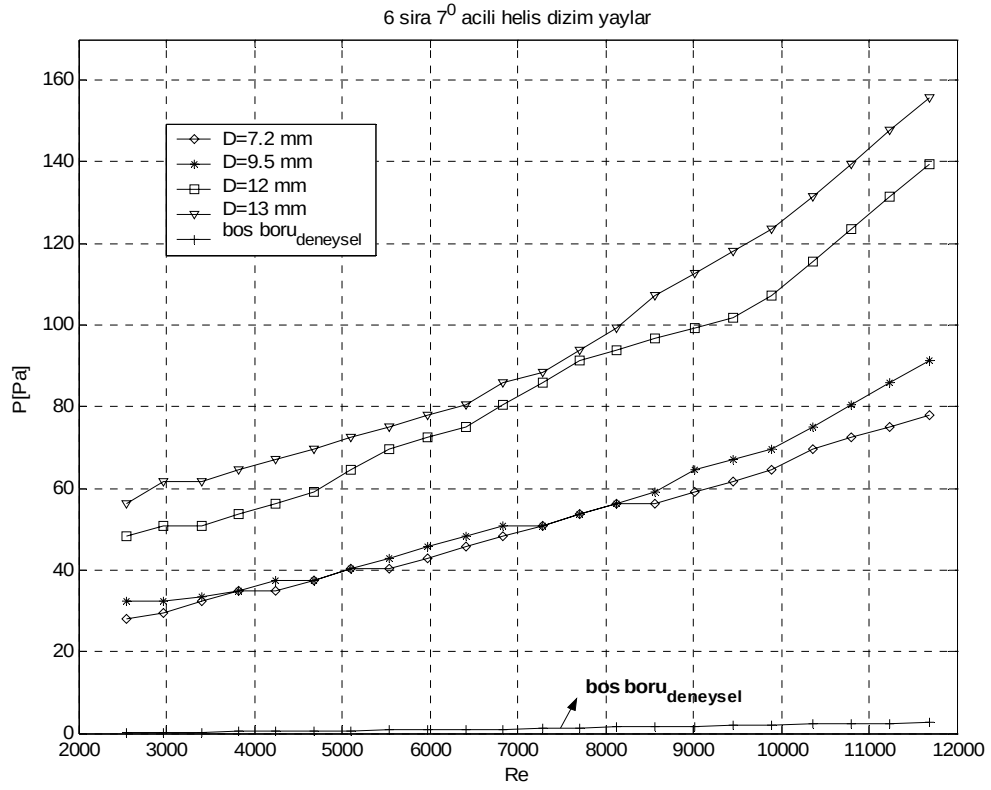
Şekil 5.18. Farklı çaplardaki yayların 6'lı paralel dizilişinde basıncın Reynolds sayısına göre değişimi



Şekil 5.19. Farklı çaplardaki yayların 4'ü 7° dizilişinde basıncın Reynolds sayısına göre değişimi



Şekil 5.20. Farklı çaplardaki yayların 5'li 7° dizilişinde basıncın Reynolds sayısına göre değişimi



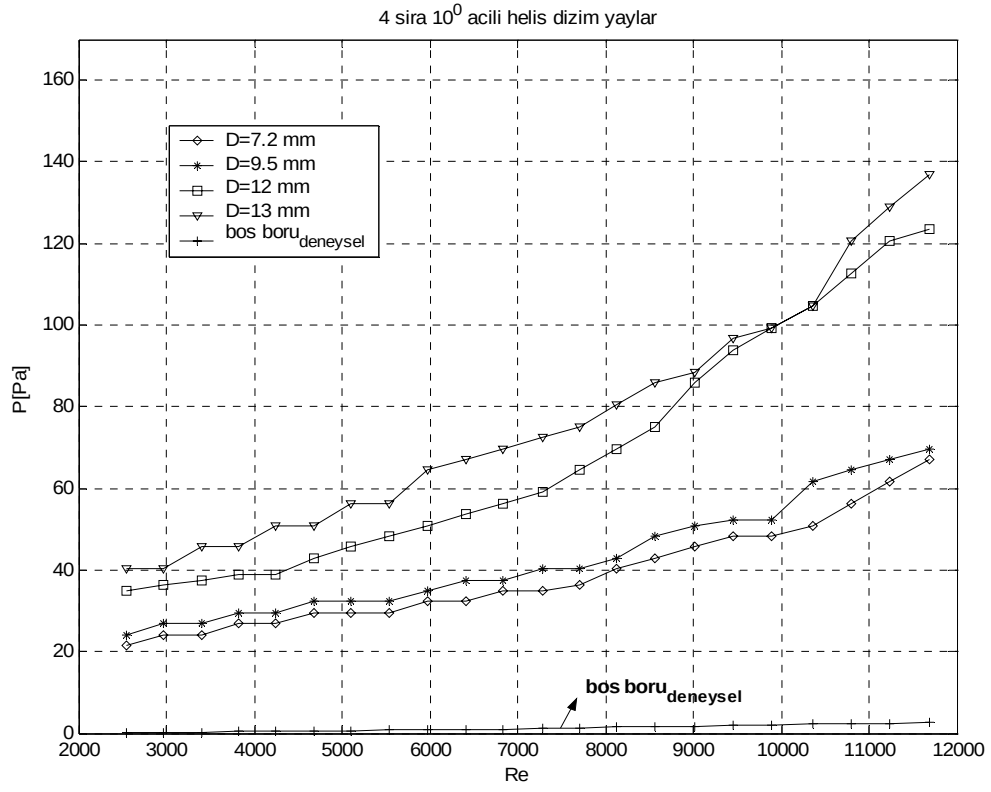
Şekil 5.21. Farklı çaplardaki yayların 6'lı 7° dizilişinde basıncın Reynolds sayısına göre değişimi

Şekil (5.21) farklı çaplı yayların 6 sıra 7° helis diziminde basınç kaybındaki artışlar; yay çapının 7.2 mm olması durumunda 53.1 kat, $D=9.5$ mm'de 56.6 kat, $D=12$ mm'de 88.9 kat ve $D=13$ mm'de 101.6 kat artış görülmüştür.

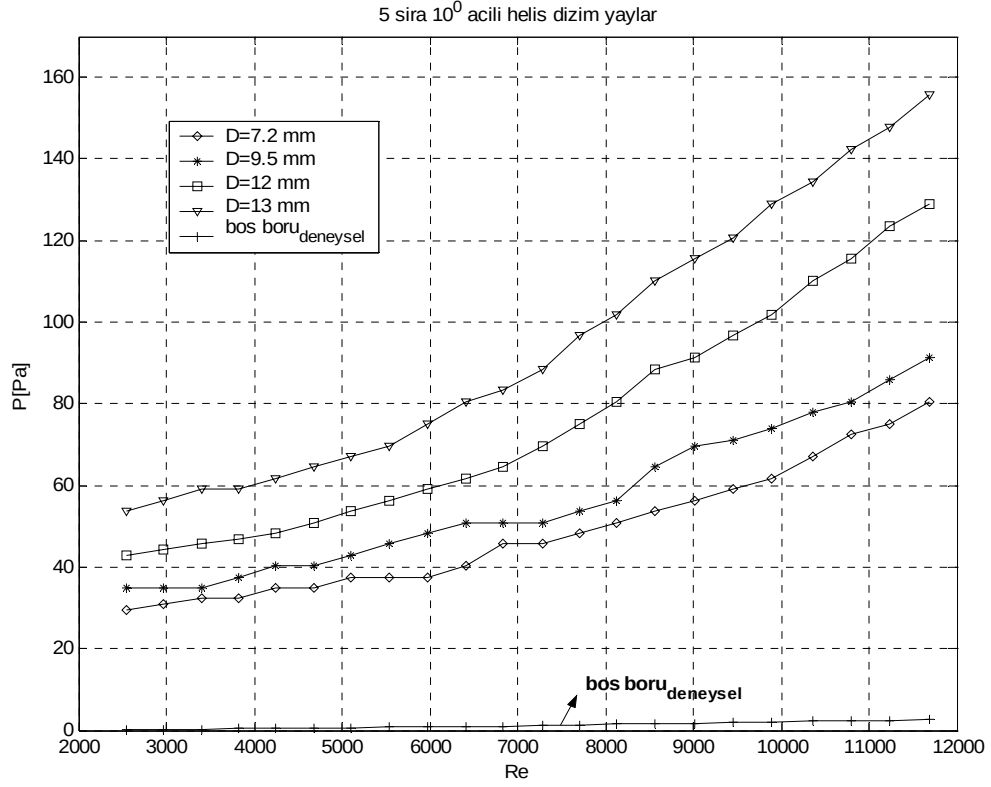
Şekil (5.22)'de 4 sıra 10° helis diziminde basınç kaybındaki artışlar; yay çapının 7.2 mm olması durumunda 40.1 kat, $D=9.5$ mm'de 44.5 kat, $D=12$ mm'de 66.6 kat ve $D=13$ mm'de 77.3 kattır.

Şekil (5.23)'de 5 sıra 10° helis diziminde basınç kaybındaki artışlar; yay çapının 7.2 mm olması durumunda 51.3 kat, $D=9.5$ mm'de 59.7 kat, $D=12$ mm'de 77.4 kat ve $D=13$ mm'de 97.9 kattır.

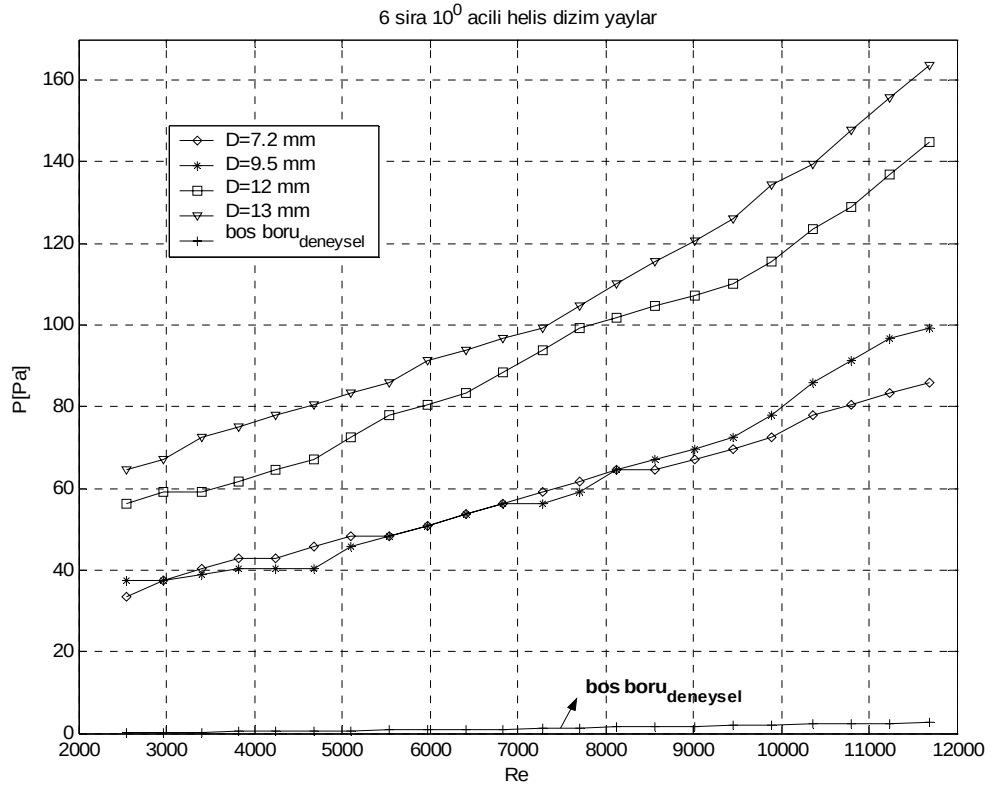
Şekil (5.24)'de 6 sıra 10° helis diziminde basınç kaybındaki artışlar; yay çapının 7.2 mm olması durumunda 63.4 kat, $D=9.5$ mm'de 63.9 kat, $D=12$ mm'de 99.7 kat ve $D=13$ mm'de 114.5 kattır.



Şekil 5.22. Farklı çaplardaki yayların 4'lü 10^0 dizilişinde basıncın Reynolds sayısına göre değişimi



Şekil 5.23. Farklı çaplardaki yayların 5'li 10^0 dizilişinde basıncın Reynolds sayısına göre değişimi



Şekil 5.24. Farklı çaplardaki yayların 6'lı 10° dizilişinde basıncın Reynolds sayısına göre değişimi

Çizilen grafiklerin basınç kaybı değişimlerine bakıldığında -boş boruya göre- en düşük basınç kaybının 7.2 mm çapında 4 sıra paralel dizim yayda (26 kat), en yüksek basınç kaybı artırımının ise 13 mm 6 sıra dizim 10° helis yayda (114.5 kat) olduğu görülmektedir.

5.5. Sürtünme Faktörü

Isı transferini artırmak için kullanılan türbülötörler akış ortamında direnç oluşturduğundan sürtünme katsayısını boş boruya göre artırmış ve basınç kaybı grafiklerinde de görüldüğü gibi boru içerisindeki direnç fazlaştıkça basınç kaybı boş boruya göre artmıştır. Bu bölümde, sürtünme faktöründeki değişim Şekil 5.25-Şekil 5.33 arasındaki grafiklerde incelenmiştir. Sürtünme faktöründeki en büyük artışın 13 mm 10° 6 sıra helis dizim yayda olduğu görülmüştür.

Sürtünme faktörü analizinde teorik boş boruya göre artış oranlarını görmek için şu formül kullanılmıştır.

$$\text{Artış oranı} = [\text{Türbülötörlü sürtünme faktörü} - \text{Teorik boş boru}] / \text{Teorik boş boru}$$

Bu formül 22 deney sonucuna uygulanmış bulunan sonuçların ortalaması alınarak teorik boş boruya göre sürtünme faktöründe görülen ortalama artışlar bulunmuştur.

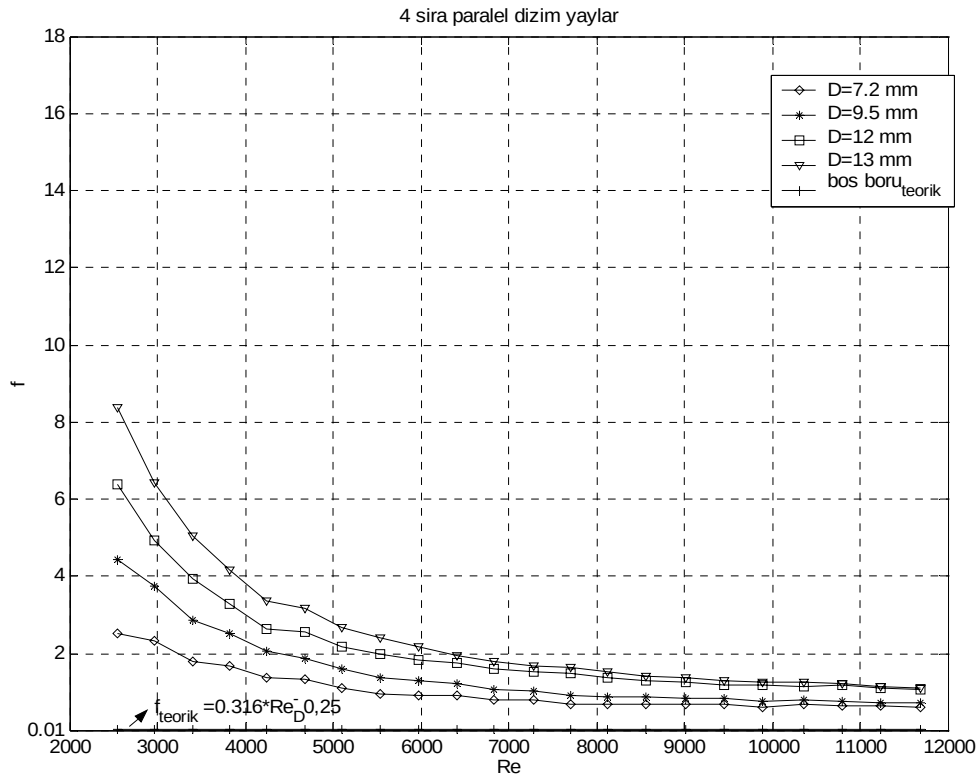
Şekil (5.25)' de 4 sıra paralel dizim yayda artışlar şöyle sıralanabilir: 7.2 mm yayda 27.4 kat, 9.5 mm yayda 39 kat, 12 ve 13 mm yayda ise sırasıyla 56 ve 68.6 kattır.

Şekil (5.26)' da 5 sıra paralel dizim yayda artışlar şöyle sıralanabilir: 7.2 mm yayda 33.8 kat, 9.5 mm yayda 52.7 kat, 12 ve 13 mm yayda ise sırasıyla 67.2 ve 78.4 kattır, olduğu bulunmuştur.

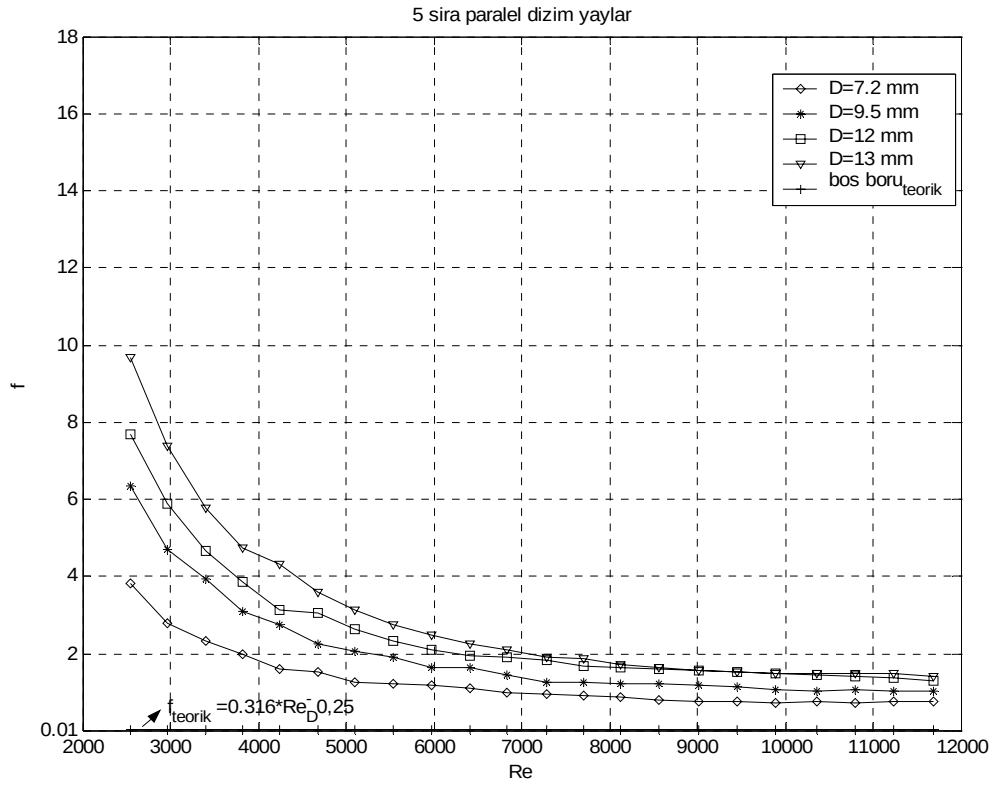
Şekil (5.27)' de 6 sıra paralel dizim yayda artışlar şöyle sıralanabilir: 7.2 mm yayda 41.6 kat, 9.5 mm yayda 78 kat, 12 ve 13 mm yayda ise sırasıyla 88.3 ve 99.2 kat olduğu bulunmuştur.

Şekil (5.28)' de 4 sıra 7° açılı helis dizim artışlar şöyle sıralanabilir: 7.2 mm yayda 36.7 kat, 9.5 mm yayda 43.3 kat, 12 ve 13 mm yayda ise sırasıyla 63.6 ve 74.3 kat olduğu bulunmuştur.

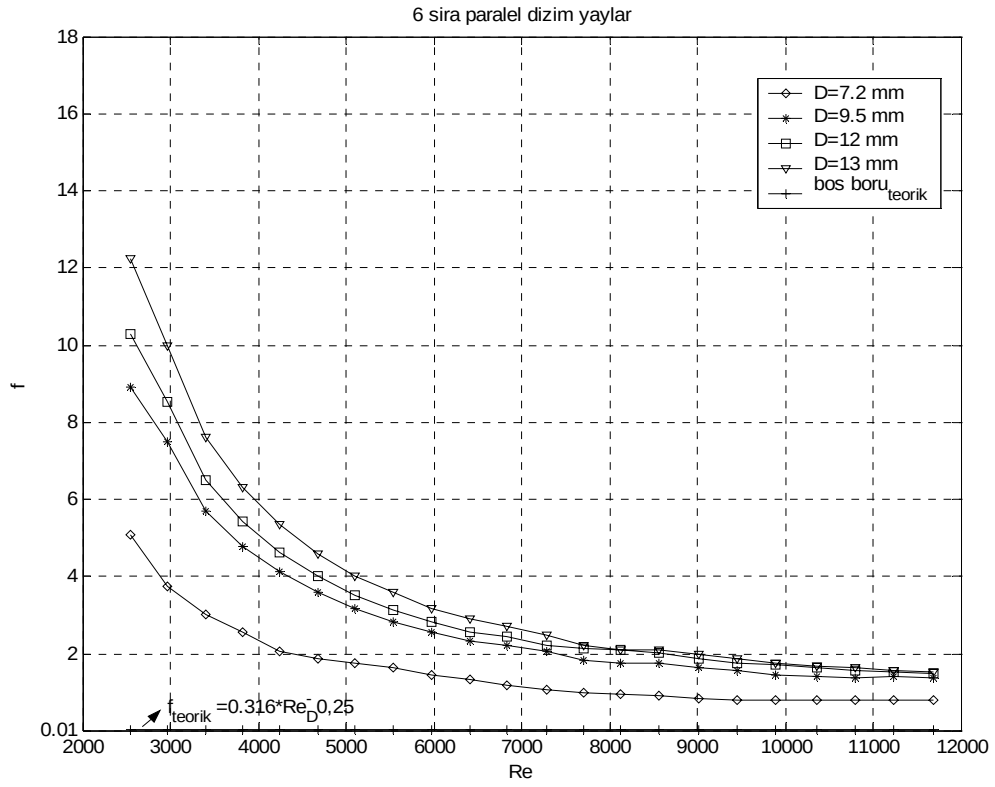
Şekil (5.29)' da 5 sıra 7° açılı helis dizim yayda görülen artışlar; 7.2 mm yayda 47 kat, 9.5 mm yayda 56 kat, 12 ve 13 mm yayda ise sırasıyla 75 ve 96.4 kattır.



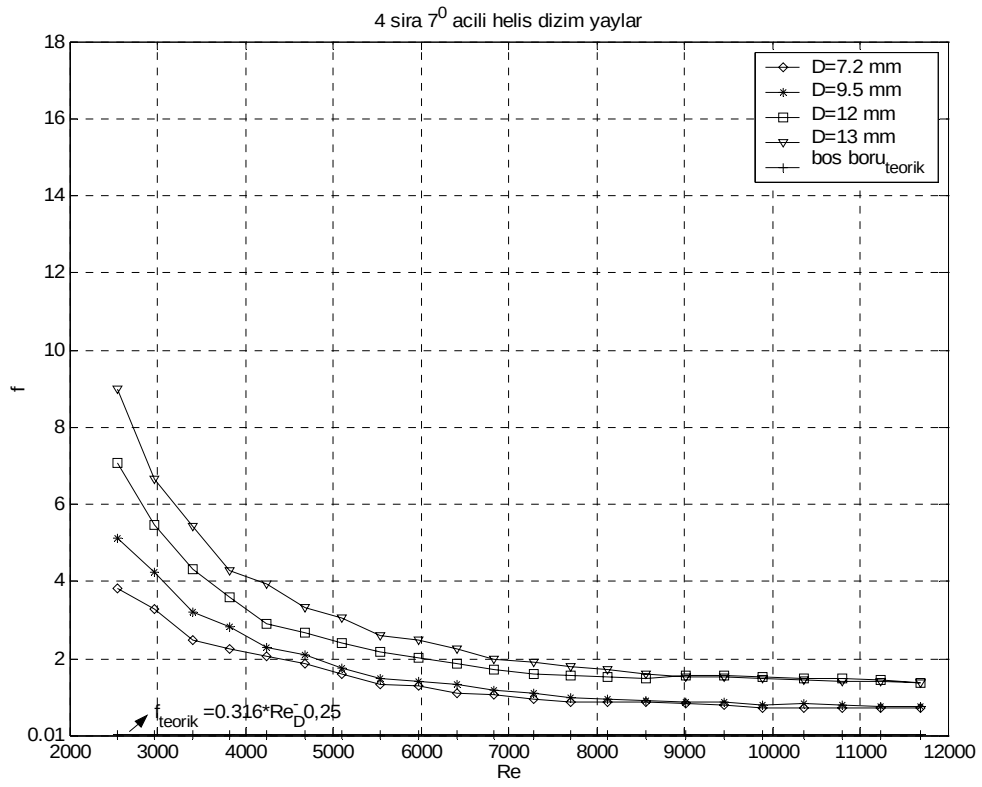
Şekil 5.25. Farklı çaplardaki yayların 4'lü paralel dizilişinde f 'in Re sayısına göre değişimi



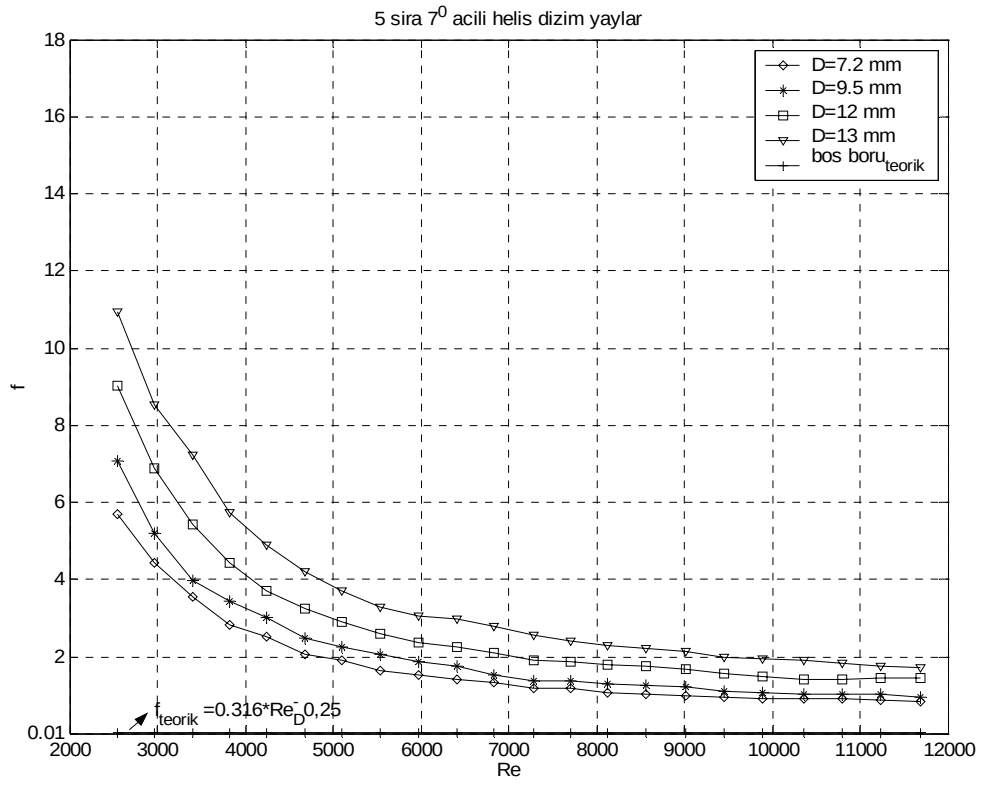
Şekil 5.26. Farklı çaplardaki yayların 5’li paralel dizilişinde f ’in Re sayısına göre değişimi



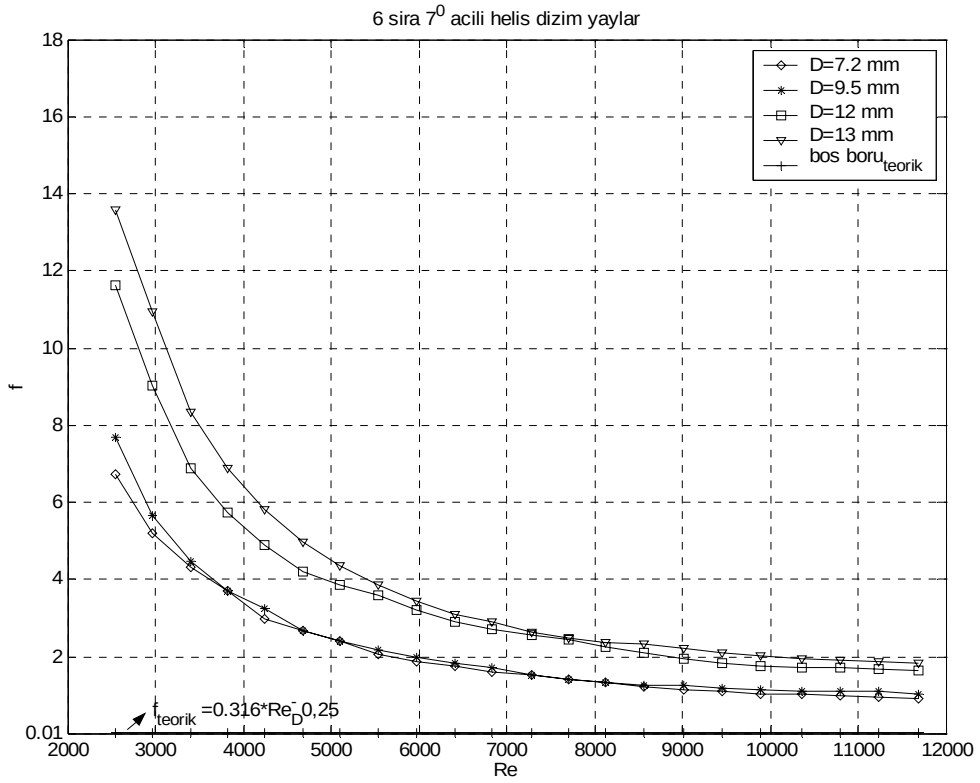
Şekil 5.27. Farklı çaplardaki yayların 6’lı paralel dizilişinde f ’in Re sayısına göre değişimi



Şekil 5.28. Farklı çaplardaki yayların 4'lü 7° açılı helis dizilişinde f 'in Re sayısına göre değişimi



Şekil 5.29. Farklı çaplardaki yayların 5'li 7° açılı helis dizilişinde f 'in Re sayısına göre değişimi



Şekil 5.30 Farklı çaplardaki yayların 6'lı 7° açılı helis dizilişinde f 'in Re sayısına göre değişimi

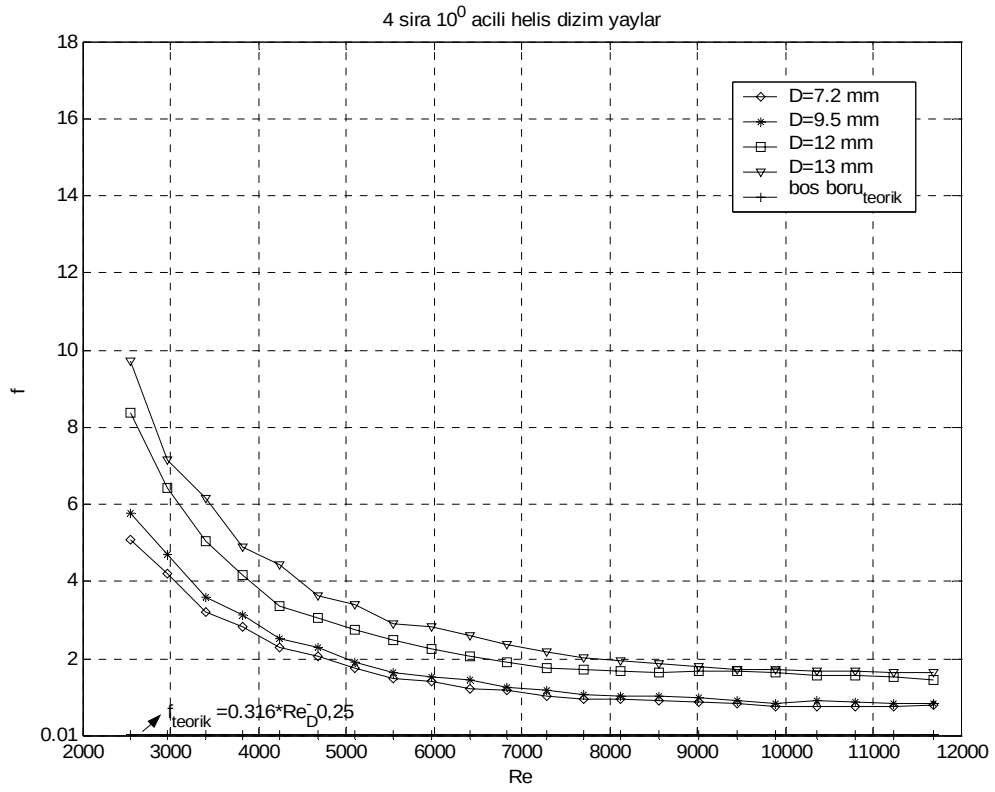
Şekil (5.30)' da 6 sıra 7° açılı helis dizim yayda artışlar şöyle sıralanabilir: 7.2 mm yayda 67.8 kat, 9.5 mm yayda 68.7 kat, 12 ve 13 mm yayda ise sırasıyla 107.9 ve 124 kattır.

Şekil (5.31)' de 4 sıra 10° açılı helis dizim yayda artışlar şöyle sıralanabilir: 7.2 mm yayda 42.6 kat, 9.5 mm yayda 47.5 kat, 12 ve 13 mm yayda ise sırasıyla 71.7 ve 83.9 kattır.

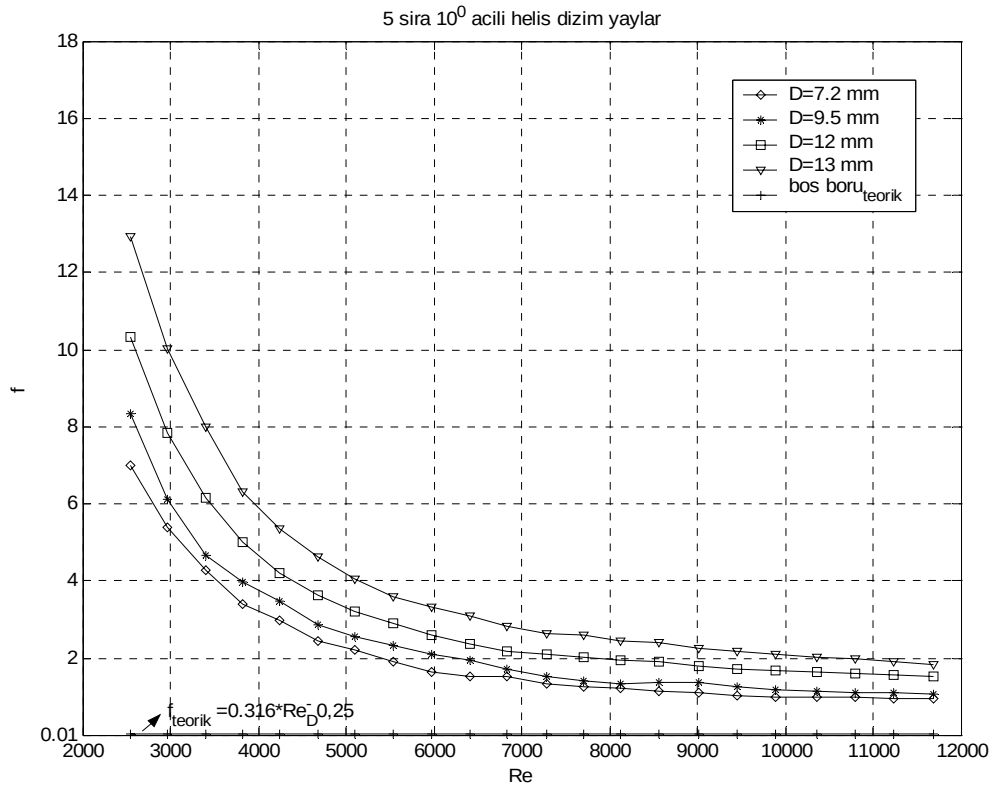
Şekil (5.32)' de 5 sıra 10° açılı helis dizim yayda artışlar; 7.2 mm yayda 54.6 kat, 9.5 mm yayda 64 kat, 12 ve 13 mm yayda ise sırasıyla 83.6 ve 106 kattır.

Şekil (5.33)' de 6 sıra 10° açılı helis dizim yayda artışlar; 7.2 mm yayda 67.8 kat, 9.5 mm yayda 68.7 kat, 12 ve 13 mm yayda ise sırasıyla 107.9 ve 124 kattır.

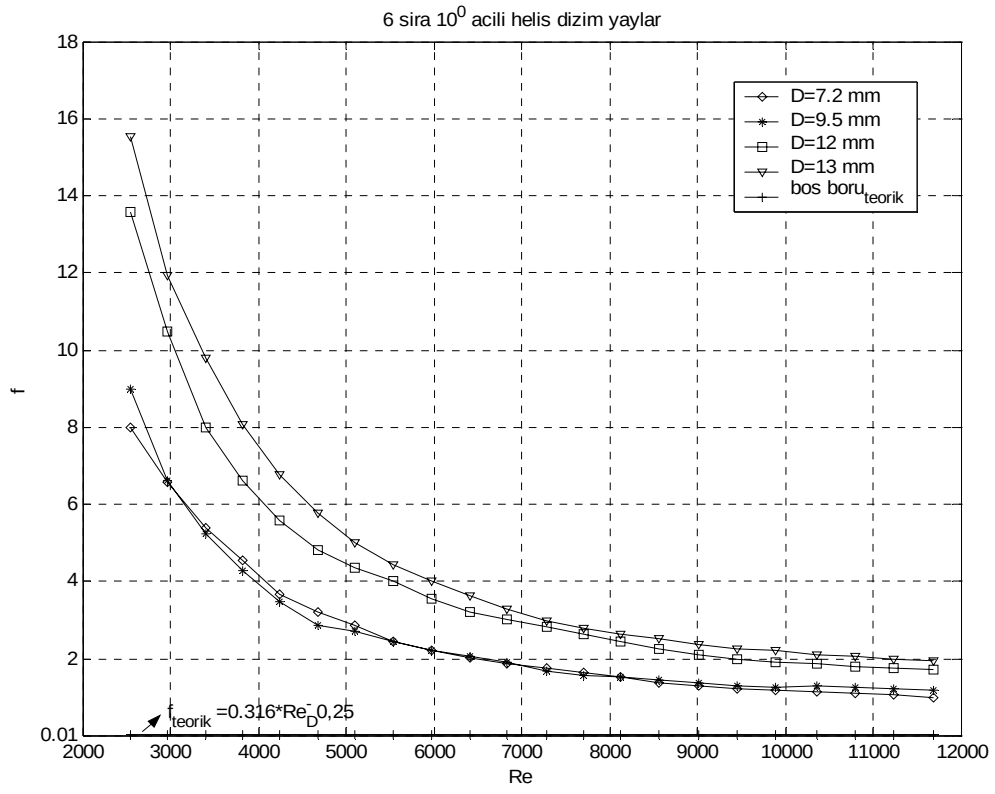
Grafiklerde ve verilen oranlarda görüldüğü gibi en fazla sürtünme kaybı artışı 13 mm 6 sıra 10° açılı helis dizim yayda 124 kat, en düşük artış ise 7.2 mm 4 sıra paralel dizim yayda 27.4 kat görülmektedir.



Şekil 5.31. Farklı çaplardaki yayların 4'ü 10° açılı helis dizilişinde f 'in Re sayısına göre değişimi



Şekil 5.32. Farklı çaplardaki yayların 5'li 10° açılı helis dizilişinde f 'in Re sayısına göre değişimi



Şekil 5.33. Farklı çaplardaki yayların 6'lı 10° açılı helis dizilişinde f' 'in Re sayısına göre değişimi

6. EKSERJİ ANALİZİ SONUÇLARI

Bu bölümde sistemin ikinci kanun analizi yapılarak boyutsuz entropi üretim oranı (N_s), ekserji kayıp oranı (E^*), etkinlik (ϵ), ve NTU değişimleri incelenmiştir.

Şekil (6.1)-(6.21) arasında sistemde türbülator kullanılması halinde oluşan toplam entropinin, boş boruda oluşan toplam entropiye olan oranı ele alınarak, entropi üretim oranı (N_s) incelenmiştir. Bilindiği gibi entropi moleküler düzensizlik olarak ifade edilir. Moleküler düzensizlik arttıkça sistemin entropisi daha büyük bir değer alır. Bizim incelediğimiz sistem ayrı bir sistemdir ve hal değişiminden kaynaklanan moleküler düzensizlik söz konusudur. Bu sistemde ısı geçişiyle gerçekleşen hal değişimleri entropi üretimine sebep olmaktadır. Entropi üretimindeki artışın incelenmesi ise tersinmezliğe ulaşmanın bir ölçüsüdür. Bizim sistemimizde hareket halinde bir akışkan (hava) kullanılmakta ve sistemde ısı transferi gerçekleşmektedir. Bu sebepten dolayı entropi üretimine en fazla neden olan etkenler sürtünme ve sonlu sıcaklık farkında ısı geçiştir. Kolaylıkla anlaşılacağı gibi ısı transferinin artması ve sürtünme kaybında görülen artışlar entropi üretimini artıracaktır. Aşağıdaki grafiklerde de bu artışlar, ısı değiştirgeci içerisine yerleştirilen yayların sayısının, yerleştirilme şekillerinin ve yay çaplarının değişimine göre incelenmiştir. Grafikler için yüzde oranlar tespit edilmiştir.

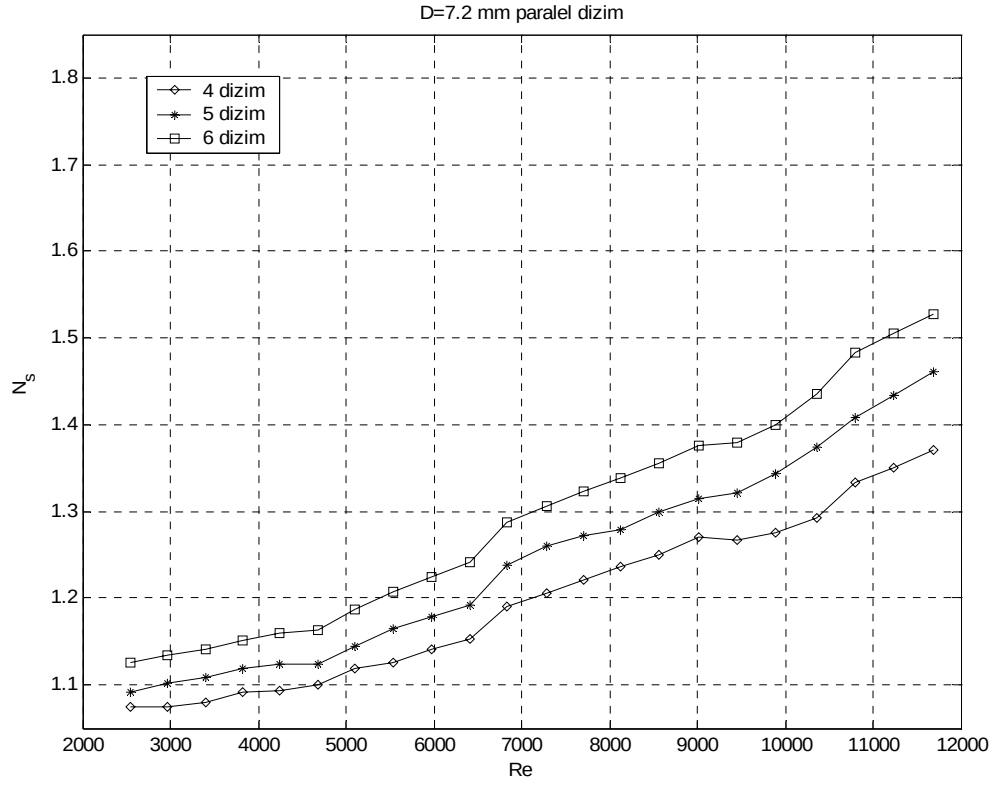
Şekil (6.1)-(6.12) arasında yerleştirilen yayların sayısının, yerleştirilme şekillerinin etkisi, Şekil (6.13)-(6.21) arasında da yay çaplarının değişiminin birbirlerine göre durumu incelenmiştir.

N_s ' deki yüzde artış oranları bulunurken 4, 5 ve 6' lı dizilimler arasındaki yüzde farklar, $(((4' \text{ lü dizilim} - 5' \text{ lü dizilim}) / 4' \text{ lü dizilim}) \times 100)$ formülüyle bulunmuş ve bu formül farklı dizilim ve farklı yay çaplarına uygulanmıştır. Tüm deney sonucunda bulunan yüzdelerin ortalaması alınarak N_s ' deki yüzde artış bulunmuştur.

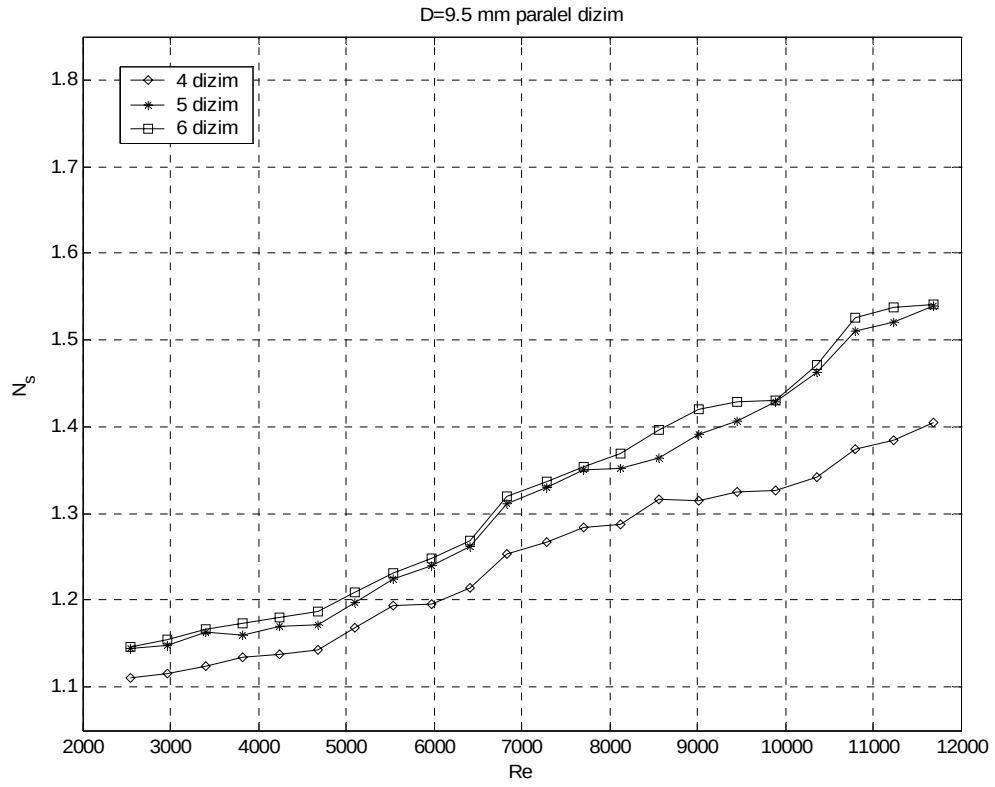
7.2 mm' lik yayda, 4 sıra paralel dizilime göre N_s ' deki artış; 5 sıra paralel dizilimde %3.84, 6 sıra paralel dizilimde ise %7.94'dür. 6 sıra paralel dizimin 5 sıra paralel dizime göre artış oranı ise %3.94'tür (Şekil 6.1).

9.5 mm' lik yayda, 4 sıra paralel dizime göre N_s ' deki artış; 5 sıra paralel dizimde %5.1, 6 sıra paralel dizilimde ise %5.96'dır. 6 sıra paralel dizimin 5 sıra paralel dizime göre artış oranı ise %0.85'tir (Şekil 6.2).

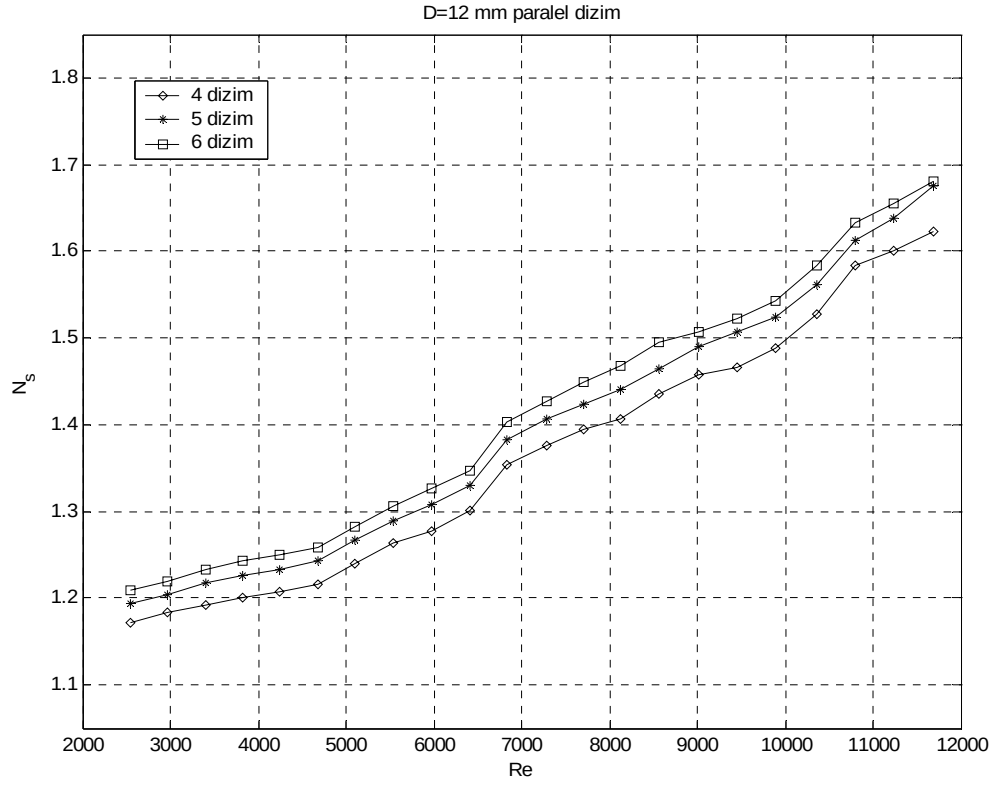
12 mm paralel dizim yayda, 4 sıra paralel dizilime göre N_s ' deki artış; 5 sıra paralel dizilimde %2.24, 6 sıra paralel dizilimde ise %3.58'dir. 6 sıra paralel dizimin 5 sıra paralel dizime göre artış oranı ise %1.31'dir (Şekil 6.3).



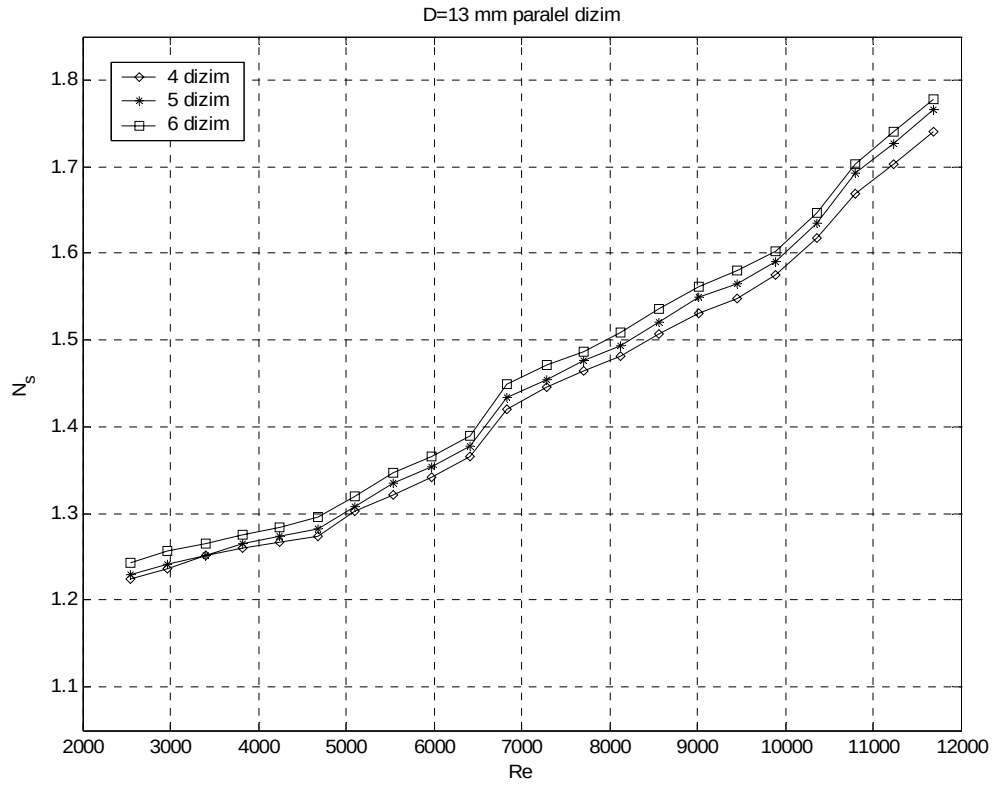
Şekil 6.1.D=7.2 mm paralel diziliş N_s - Re değişimi



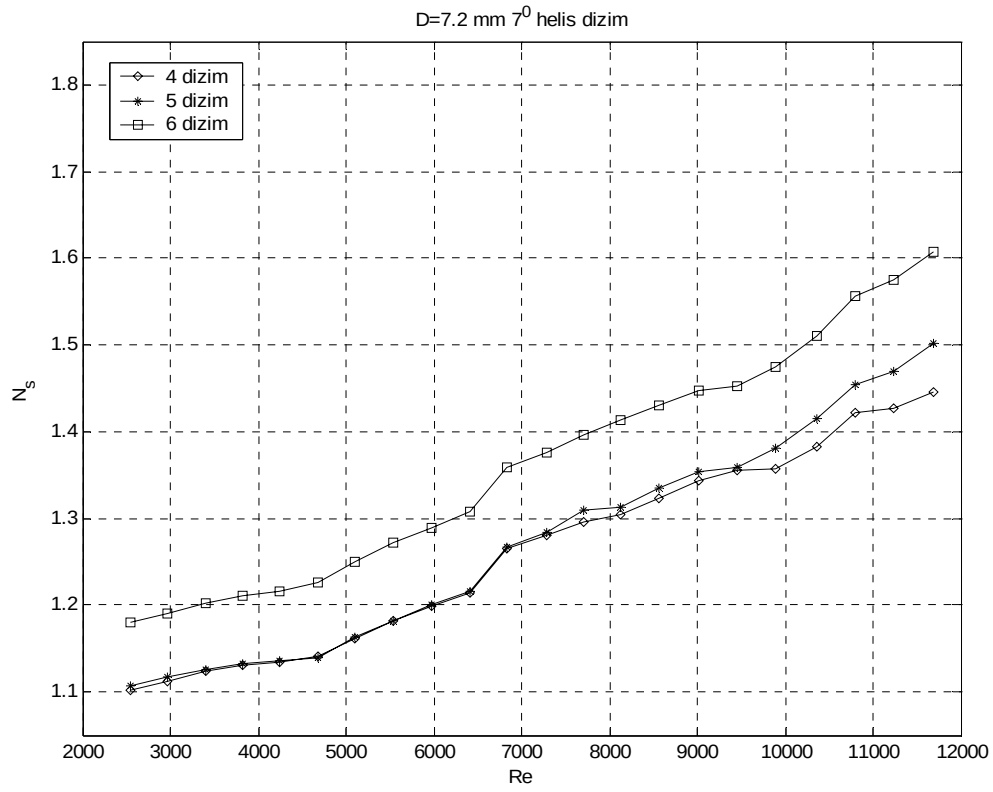
Şekil 6.2. D=9.5 mm paralel diziliş N_s - Re değişimi



Şekil 6.3. D=12 mm paralel diziliş N_s - Re değişimi



Şekil 6.4. D=13 mm paralel diziliş N_s - Re değişimi



Şekil 6.5. D=7.2 mm 7° açılı helisel diziliş Ns-Re değişimi

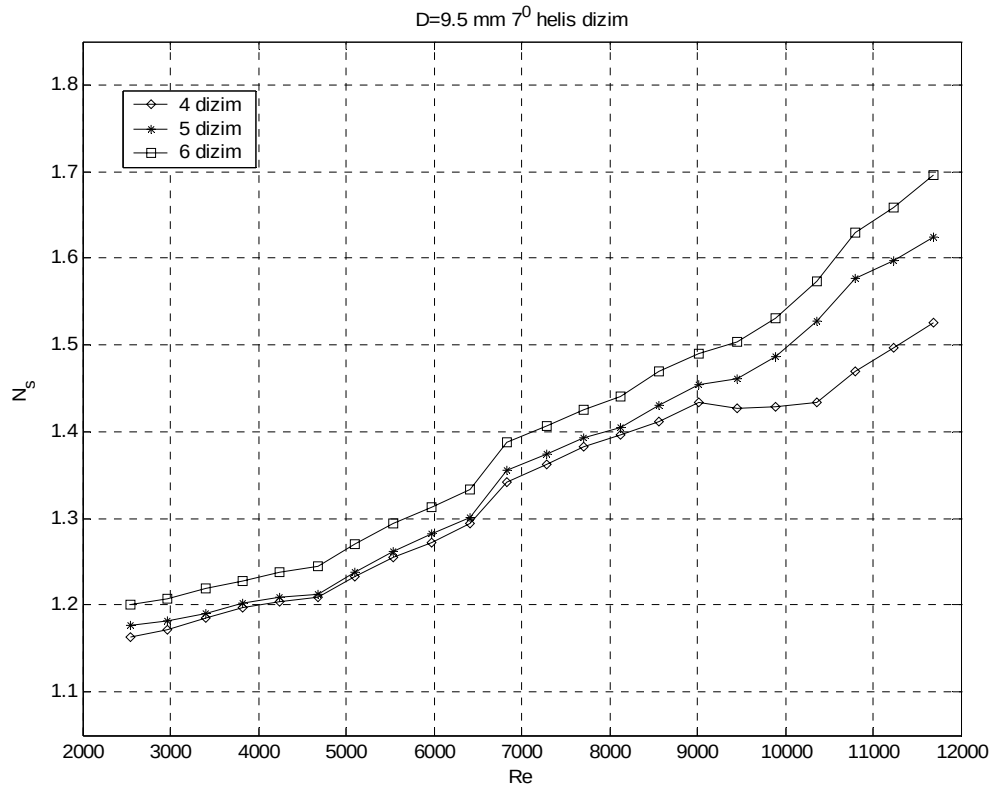
13 mm paralel dizim yayda, 4 sıra paralel dizilime göre Ns’ deki artış; 5 sıra paralel dizilimde %0.84, 6 sıra paralel dizilimde ise %1.75’tir. 6 sıra paralel dizimin 5 sıra paralel dizime göre artış oranı ise %0.91’dir (Şekil 6.4).

7.2 mm 7° açılı helisel yayda, 4 sıra helis dizilime göre Ns’ deki artış; 5 sıra helisel dizilimde %0.85, 6 sıra helisel dizilimde ise %8’dir. 6 sıra helisel dizimin 5 sıra helisel dizime göre artış oranı ise %7.1’dir (Şekil 6.5).

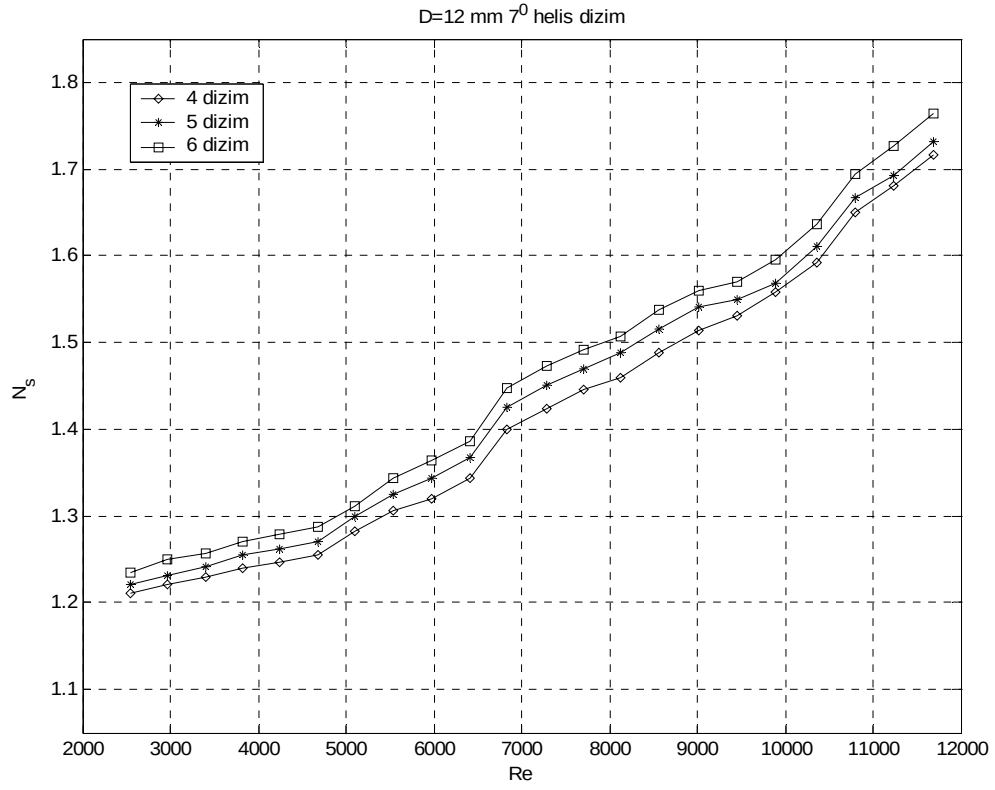
9.5 mm 7° açılı helisel yayda, 4 sıra helis dizilime göre Ns’ deki artış; 5 sıra helisel dizilimde %2.1, 6 sıra paralel dizilimde ise %4.79’dur. 6 sıra helisel dizimin 5 sıra helisel dizime göre artış oranı ise %2.66’dır (Şekil 6.6).

12 mm 7° açılı helisel yayda, 4 sıra helis dizilime göre Ns’ deki artış; 5 sıra helisel dizilimde %1.33, 6 sıra helisel dizilimde ise %2.79’dur. 6 sıra helisel dizimin 5 sıra helisel dizime göre artış oranı ise %1.44’tür (Şekil 6.7).

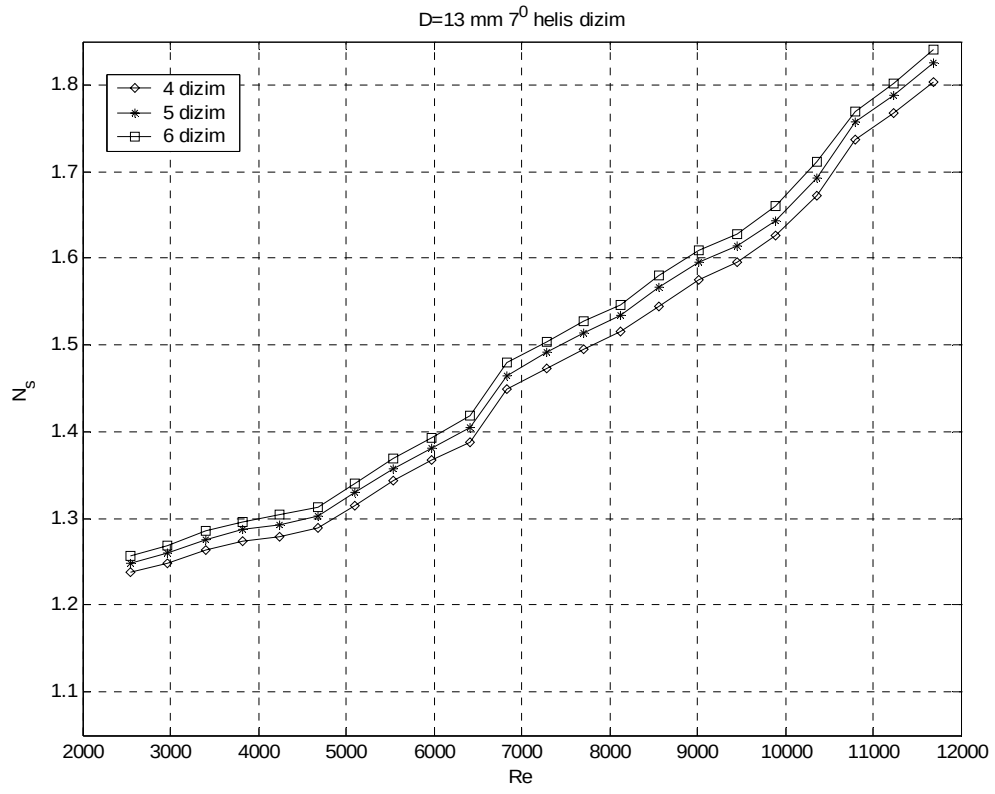
13 mm 7° açılı helisel yayda, 4 sıra helis dizilime göre Ns’ deki artış; 5 sıra helisel dizilimde %1.13, 6 sıra helisel dizilimde ise %1.97’dir. 6 sıra helisel dizimin 5 sıra helisel dizime göre artış oranı ise %0.84’tür (Şekil 6.8).



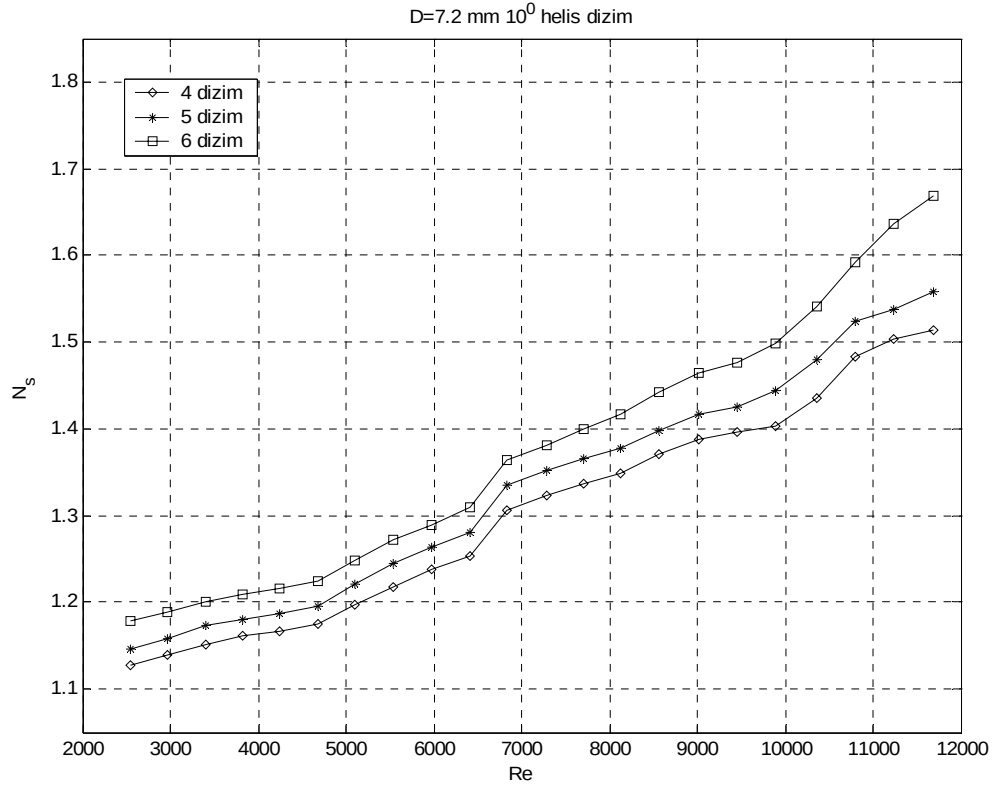
Şekil 6.6. D=9.5 mm 7° açılı helisel diziliş Ns-Re değişimi



Şekil 6.7. D=12 mm 7° açılı helisel diziliş Ns-Re değişimi



Şekil 6.8. D=13 mm 7° açılı helisel diziliş Ns-Re değişimi



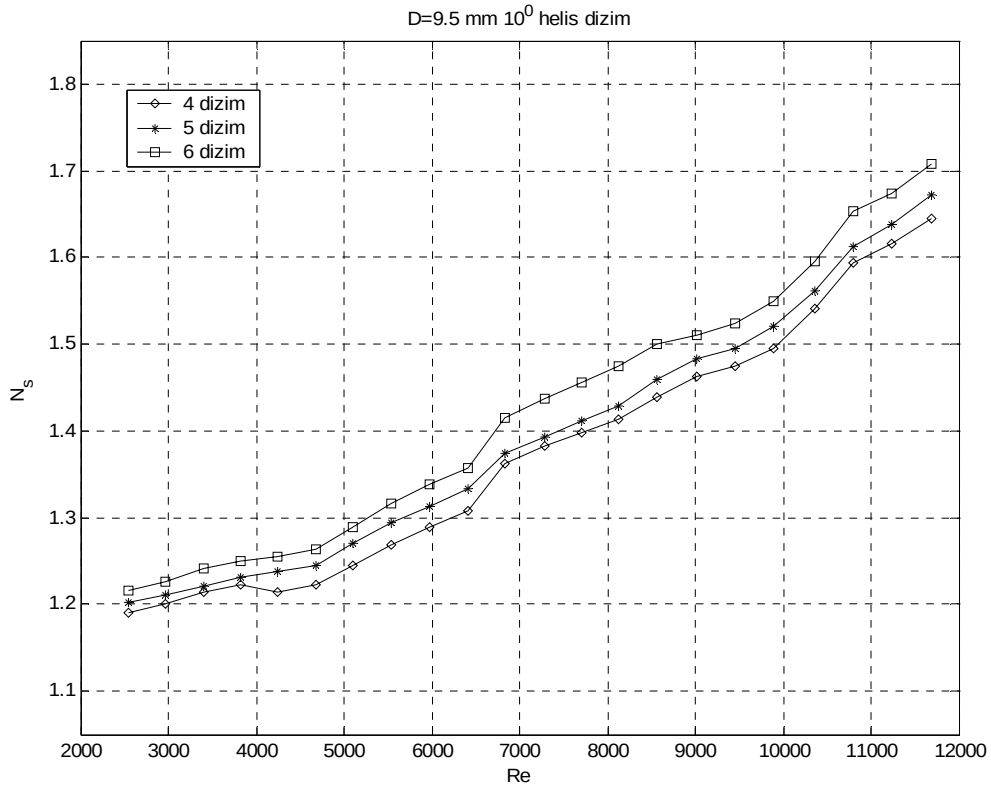
Şekil 6.9. D=7.2 mm 10° açılı helisel diziliş Ns-Re değişimi

7.2 mm 10° açılı helisel yayda, 4 sıra helisel dizilime göre N_s ' deki artış; 5 sıra helisel dizilimde %2.15, 6 sıra helisel dizilimde ise %5.38'dir. 6 sıra helisel dizimin 5 sıra helisel dizime göre artış oranı ise %3.16'dır (Şekil 6.9)

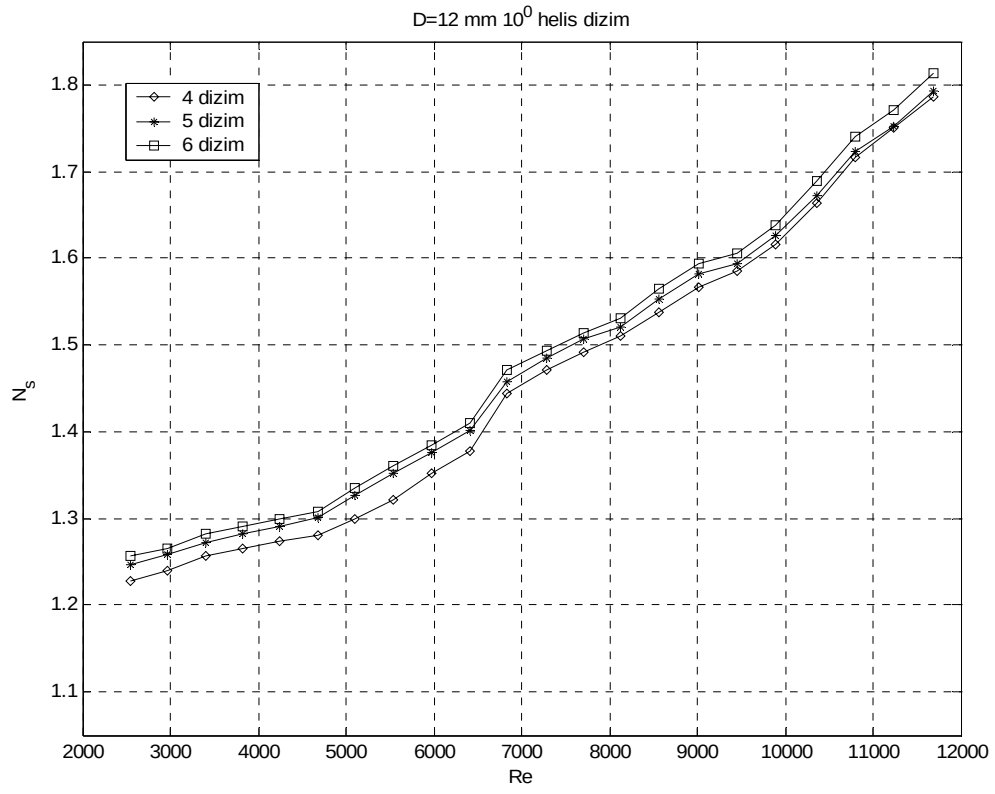
9.5 mm 10° açılı helisel yay da, 4 sıra helisel dizilime göre N_s ' deki artış; 5 sıra helisel dizilimde %1.36, 6 sıra helisel dizilimde ise %3.45'dir. 6 sıra helisel dizimin 5 sıra helisel dizime göre artış oranı ise %2.07'dir (Şekil 6.10).

12 mm 10° açılı helisel yayda, 4 sıra helisel dizilime göre N_s ' deki artış; 5 sıra helisel dizilimde %1.11, 6 sıra helisel dizilimde ise %1.86'dır. 6 sıra paralel dizimin 5 sıra helisel dizime göre artış oranı ise %0.75'dir (Şekil 6.11).

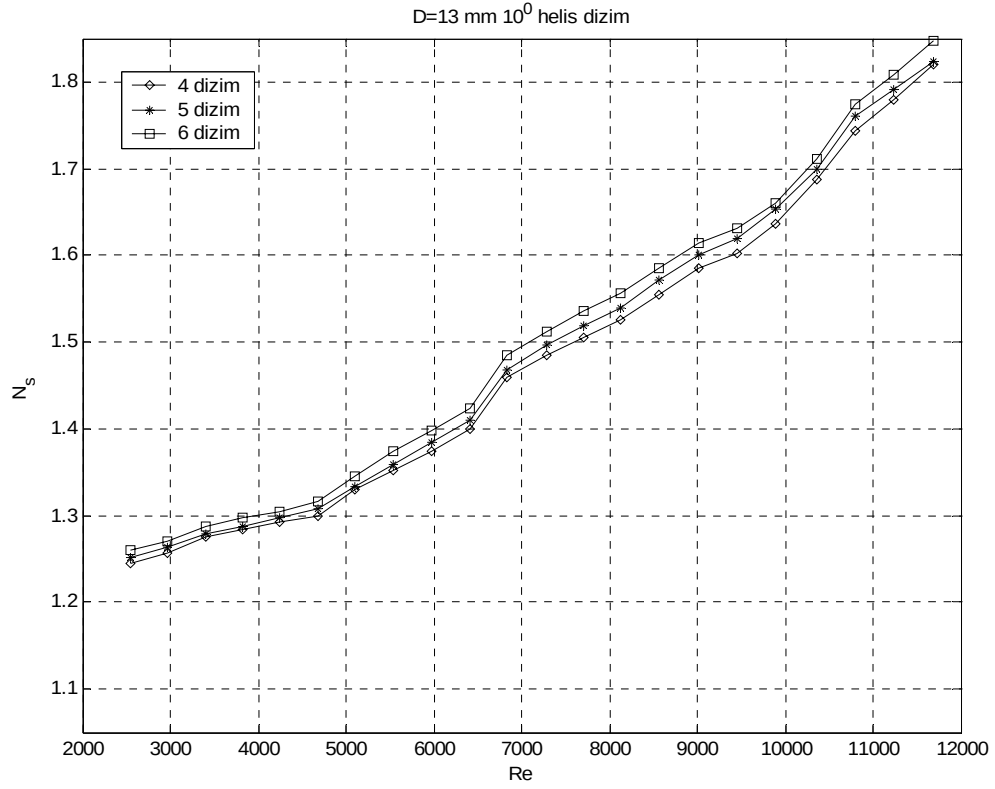
13 mm 10° açılı helisel yayda, 4 sıra helisel dizilime göre N_s ' deki artış; 5 sıra helisel dizilimde %0.68, 6 sıra helisel dizilimde ise %1.55'dir, 6 sıra helisel dizimin 5 sıra helisel dizime göre artış oranı ise %0.86'dır (Şekil 6.12).



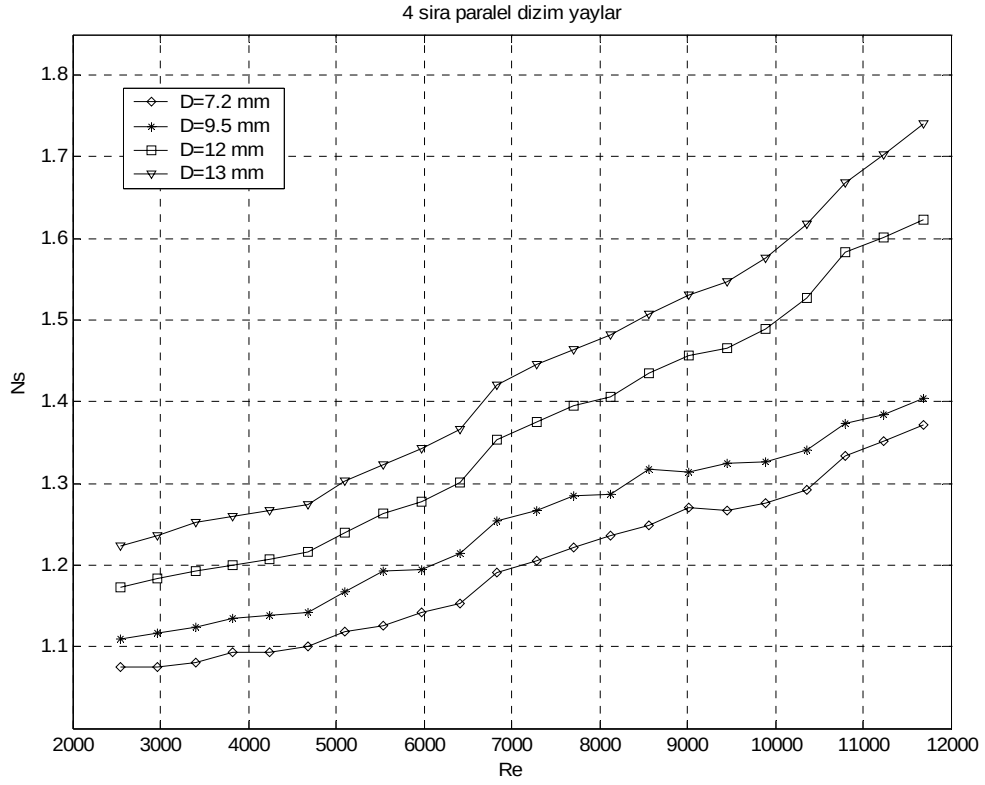
Şekil 6.10. D=9.5 mm 10° açılı helisel diziliş N_s -Re değişimi



Şekil 6.11. D=12 mm 10^0 açılı helisel diziliş N_s -Re değişimi



Şekil 6.12. D=13 mm 10^0 açılı helisel diziliş N_s -Re değişimi



Şekil 6.13. Farklı çaplardaki yayların 4'lü paralel dizilişinde Ns-Re değişimi

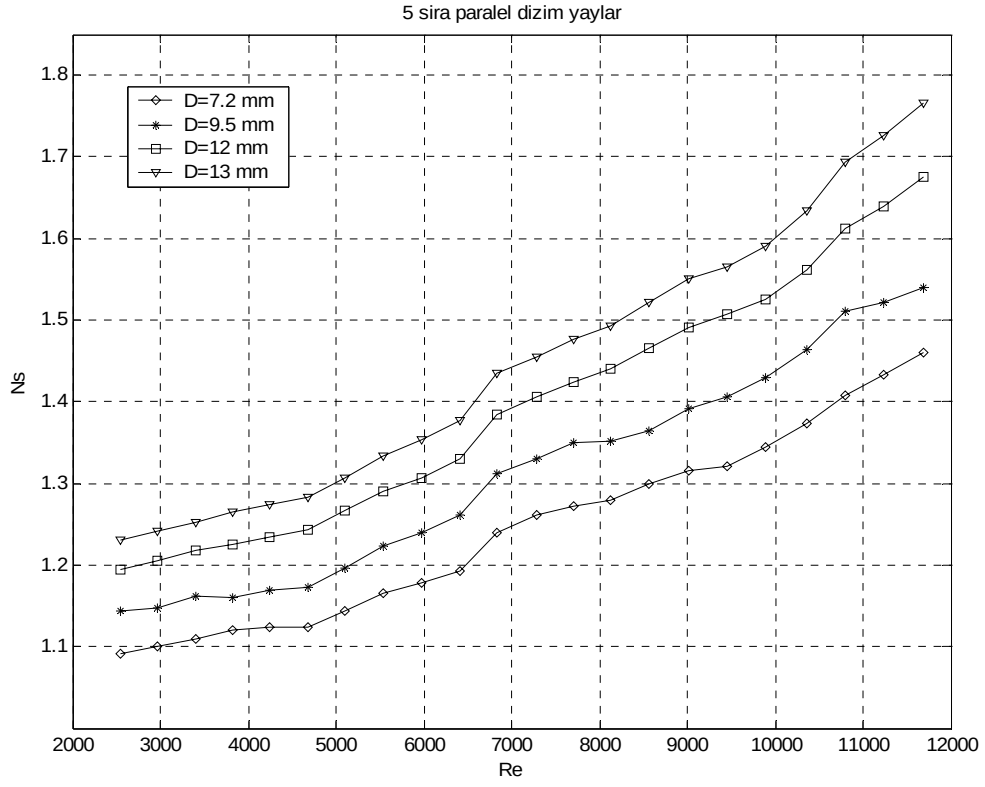
Şekil (6.13)-(6.21)'de görüldüğü gibi en düşük Ns oranları 7.2 mm çaplı yayda elde edilmektedir. Bu nedenle Ns' deki artış oranları 7.2 mm çaplı yay referans alınarak verilecektir.

4 sıra paralel dizimde Ns' deki artış oranı; 9.5 mm'lik yayda %4.19, 12 mm'lik yayda %13.64, 13 mm'lik yayda ise %19.64'dür (Şekil 6.13).

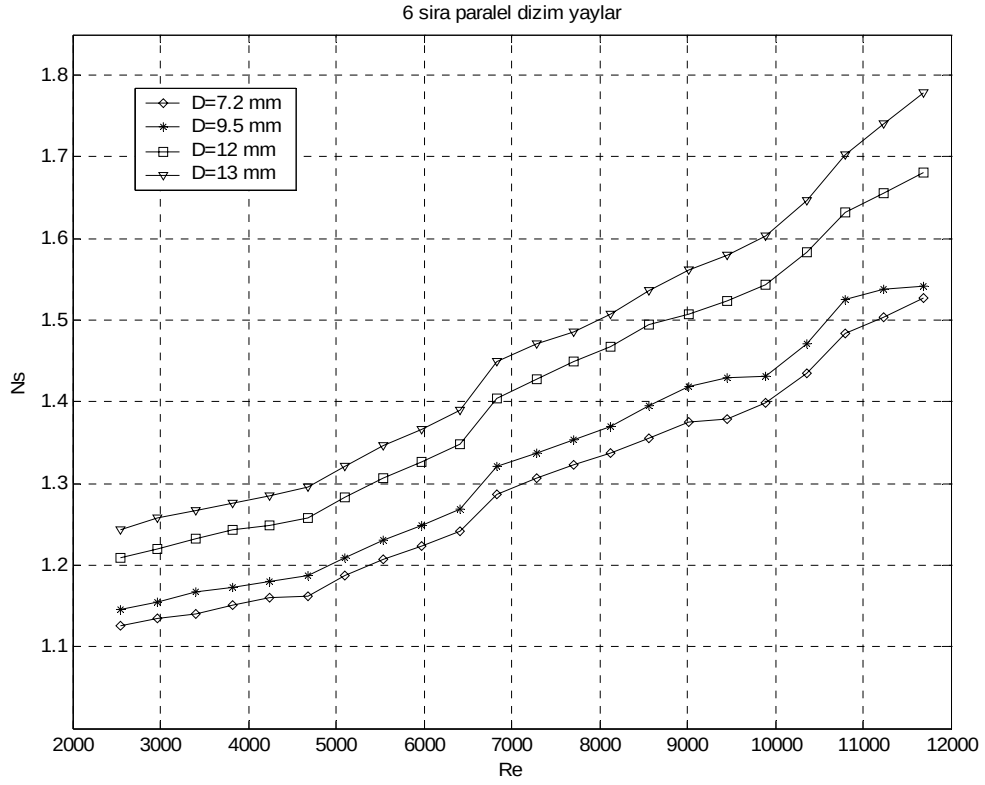
5 sıra paralel dizimde Ns' deki artış oranı; 9.5 mm'lik yayda %5.39, 12 mm'lik yayda %11.86, 13 mm'lik yayda ise %16.11'dir (Şekil 6.14).

6 sıra paralel dizimde Ns' deki artış oranı; 9.5 mm'lik yayda %2.26, 12 mm'lik yayda %9.03, 13 mm'lik yayda ise %12.71'dir (Şekil 6.15).

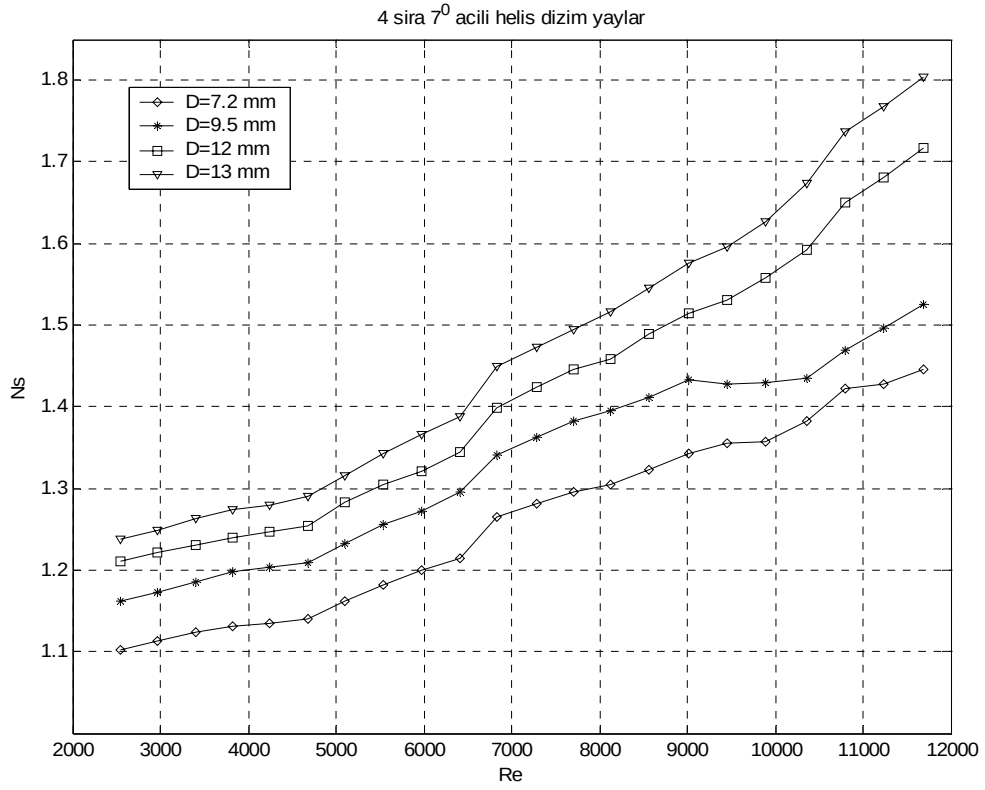
Şekil (6.13)-(6.15) arasındaki paralel dizim grafiklerine bakıldığında, yay çapını ve dizim sayısını artırdığımızda Ns artmaktadır. En düşük Ns oranı 7.2 mm 4 sıra paralel dizimde görülürken, en yüksek artış 13 mm 6 sıra paralel dizimde görülmektedir. 7.2 mm 4 sıra paralel dizime göre, 13 mm 6 sıra paralel dizimde görülen artış %21.69 oranındadır.



Şekil 6.14. Farklı çaplardaki yayların 5'li paralel dizilişinde Ns-Re değişimi



Şekil 6.15. Farklı çaplardaki yayların 6'lı paralel dizilişinde Ns-Re değişimi



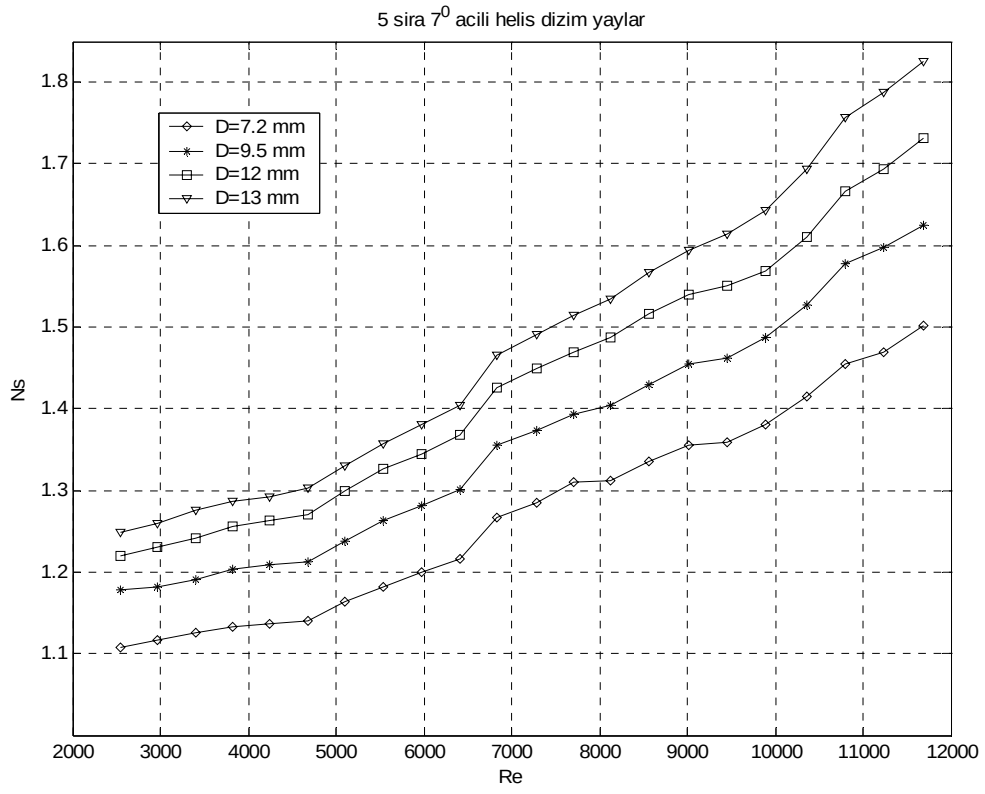
Şekil 6.16. Farklı çaplardaki yayların 4'lü 7°açılı helis dizilişinde Ns-Re değişimi

4 sıra 7° açılı helis dizilişinde 7.2 mm çaplı yaya göre Ns' deki artış oranı; 9.5 mm'lik yayda %5.74, 12 mm'lik yayda %12.09, 13 mm'lik yayda ise %16.13'tür (Şekil 6.16).

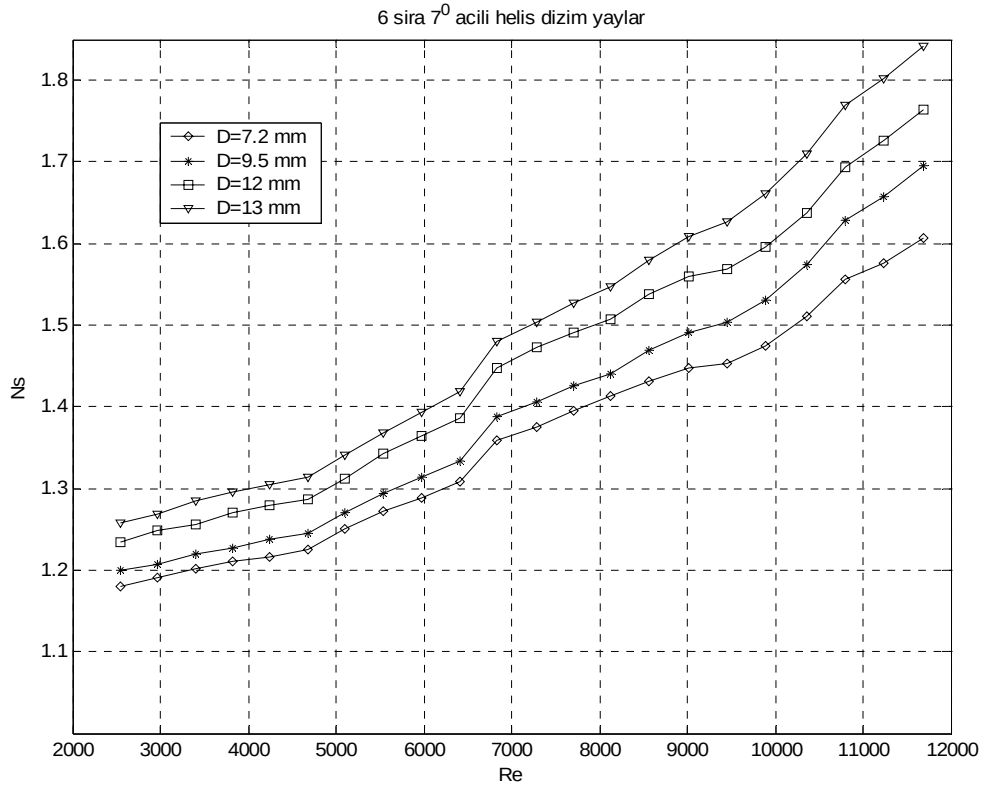
5 sıra 7° açılı helis dizilişinde Ns' deki artış oranı; 9.5 mm'lik yayda %7.02, 12 mm'lik yayda %12.61, 13 mm'lik yayda ise %16.43'tür (Şekil 6.17).

6 sıra 7° açılı helis dizilişinde Ns' deki artış oranı; 9.5 mm'lik yayda %2.61, 12 mm'lik yayda %6.67, 13 mm'lik yayda ise %9.64'tür (Şekil 6.18).

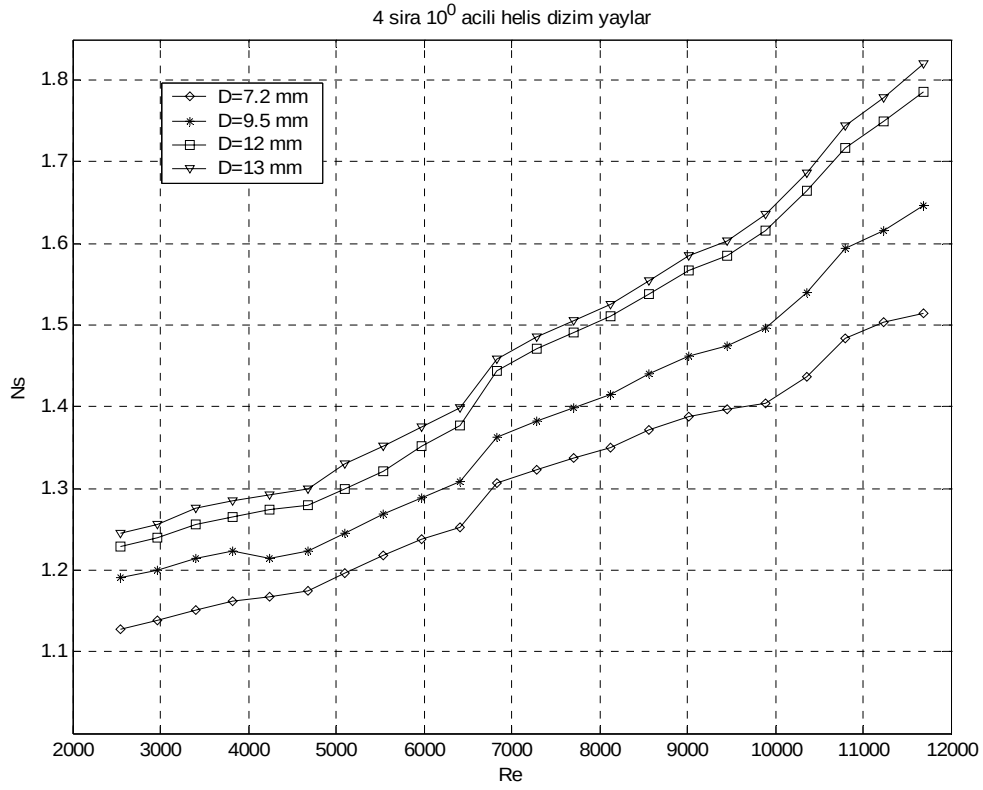
Şekil (6.16)-(6.18) arasındaki 7° açılı helis dizim grafiklerine bakıldığında da yay çapının ve dizim sayısının artırılmasının Ns'i artırdığı görülmektedir. En düşük Ns oranı 7.2 mm 4 sıra 7° açılı helis dizimde görülürken, en yüksek artış 13 mm 6 sıra 7° açılı helis dizimde görülmektedir. 7.2 mm 4 sıra 7° açılı helis dizime göre, 13 mm 6 sıra 7° açılı helis dizimde görülen artış %18.43 oranındadır.



Şekil 6.17. Farklı çaplardaki yayların 5'li 7°açılı helis dizilişinde Ns-Re değişimi



Şekil 6.18. Farklı çaplardaki yayların 6'lı 7°açılı helis dizilişinde Ns-Re değişimi



Şekil 6.19. Farklı çaplardaki yayların 4'lü 10° açılı helis dizilişinde Ns-Re değişimi

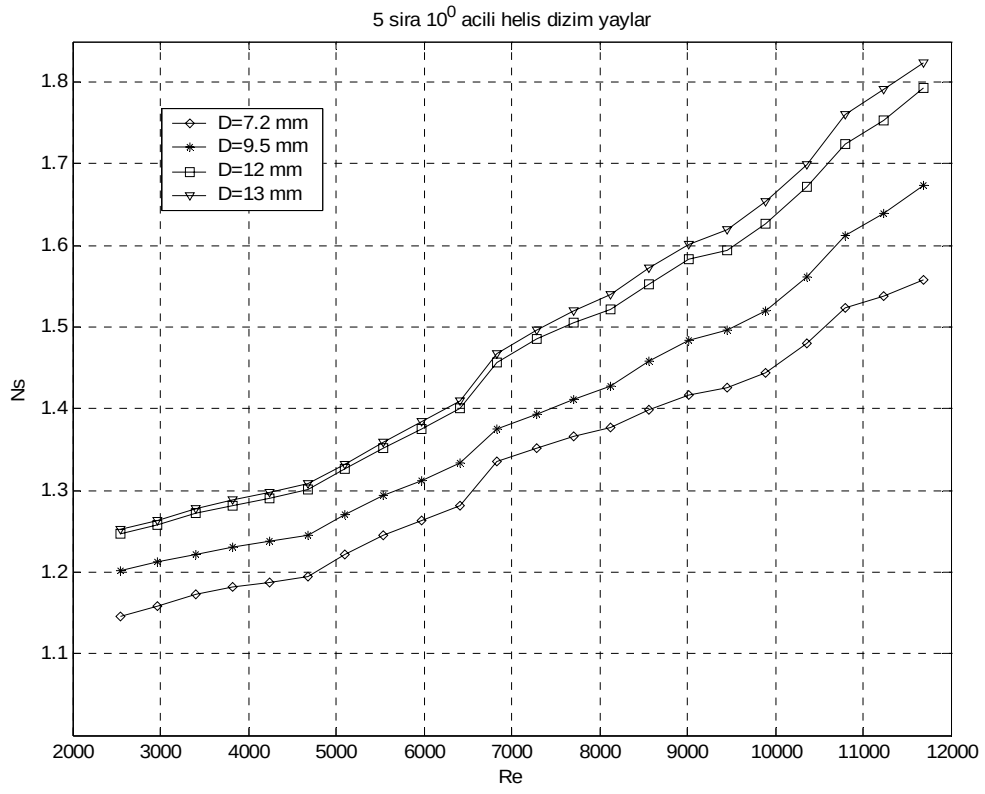
4 sıra 10° açılı helis dizilişinde 7.2 mm çaplı yaya göre Ns' deki artış oranı; 9.5 mm'lik yayda %5.36, 12 mm'lik yayda %11.59, 13 mm'lik yayda ise %13.19'dur (Şekil 6.19).

5 sıra 10° açılı helis dizilişinde Ns' deki artış oranı; 9.5 mm'lik yayda %7.34, 12 mm'lik yayda %10.43, 13 mm'lik yayda ise %11.55'tir (Şekil 6.20).

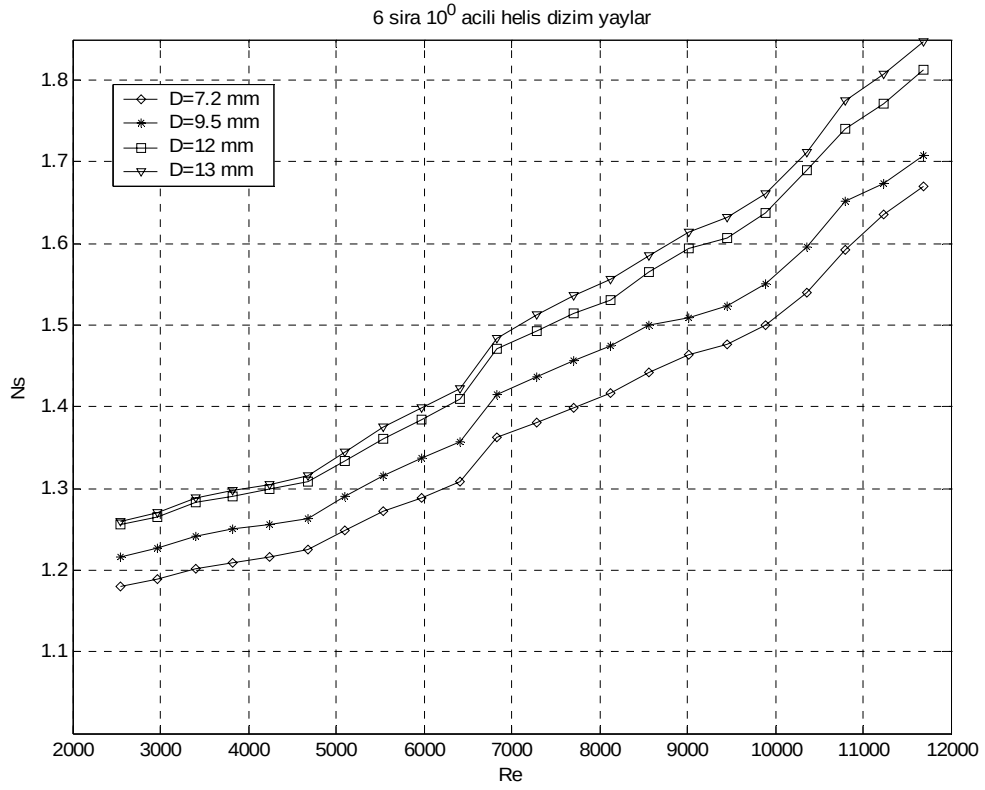
6 sıra 10° açılı helis dizilişinde Ns' deki artış oranı; 9.5 mm'lik yayda %3.43, 12 mm'lik yayda %7.84, 13 mm'lik yayda ise %9.05'tir (Şekil 6.21).

Şekil (6.19)-(6.21) arasındaki 10° açılı helis dizim grafiklerine bakıldığında da yay çapının ve dizim sayısının artırılmasının Ns'i artırdığı görülmektedir. En düşük Ns oranı 7.2 mm 4 sıra 10° açılı helis dizimde görülürken, en yüksek artış 13 mm 6 sıra 10° açılı helis dizimde görülmektedir. 7.2 mm 4 sıra 7° açılı helis dizime göre, 13 mm 6 sıra 10° açılı helis dizimde görülen artış %14.94 oranındadır.

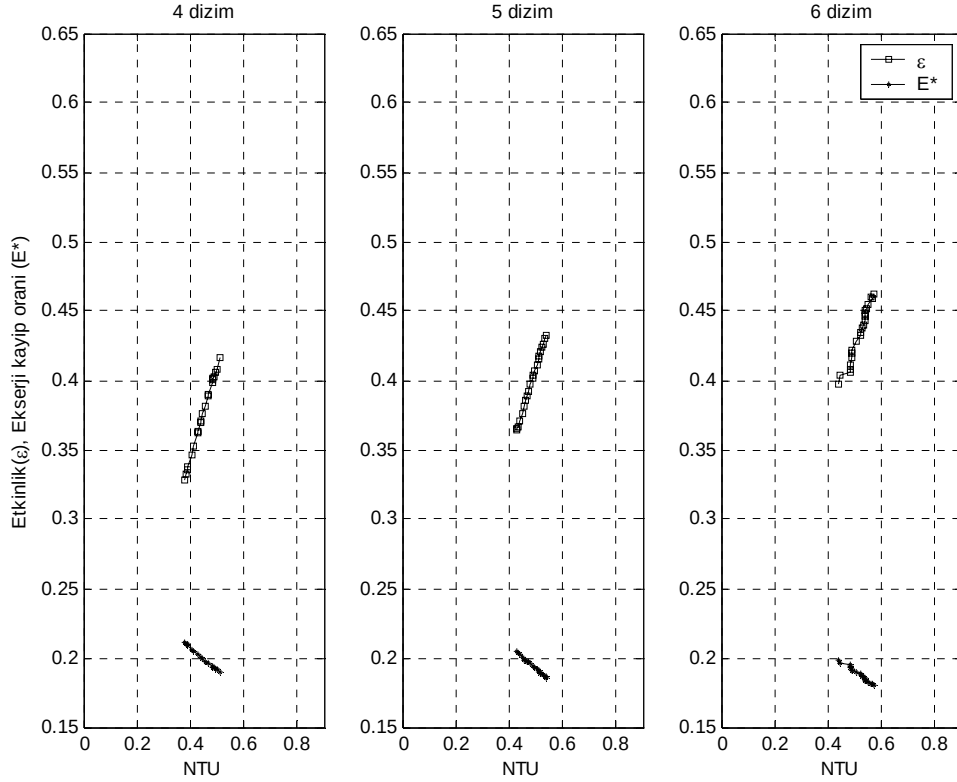
Ns grafiklerinin tümü dikkate alındığında, ısı transferinin ve basınç kaybının en yüksek görüldüğü 13 mm 10° açılı 6 sıra helis dizim yay için entropi üretim oranı (Ns) en yüksektir (ortalama 1.5). En düşük entropi üretim oranı da yine ısı transferi ve basınç kaybının en düşük olduğu 7.2 mm 4 sıra paralel dizim yayda görülmektedir (ortalama 1.19). 7.2 mm 4 sıra paralel dizim yaya göre, 13 mm 10° açılı 6 sıra helis dizim yayda Ns' deki artış %25.4 'tür.



Şekil 6.20. Farklı çaplardaki yayların 5'li 10° açılı helis dizilişinde Ns-Re değişimi



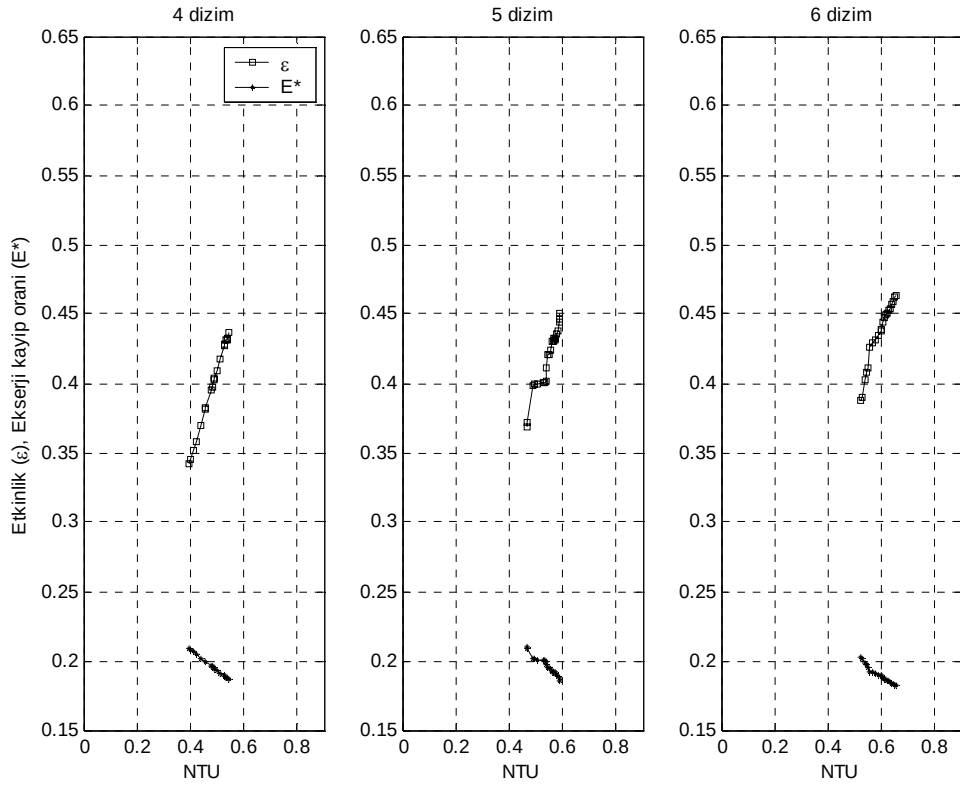
Şekil 6.21. Farklı çaplardaki yayların 6'lı 10° açılı helis dizilişinde Ns-Re değişimi



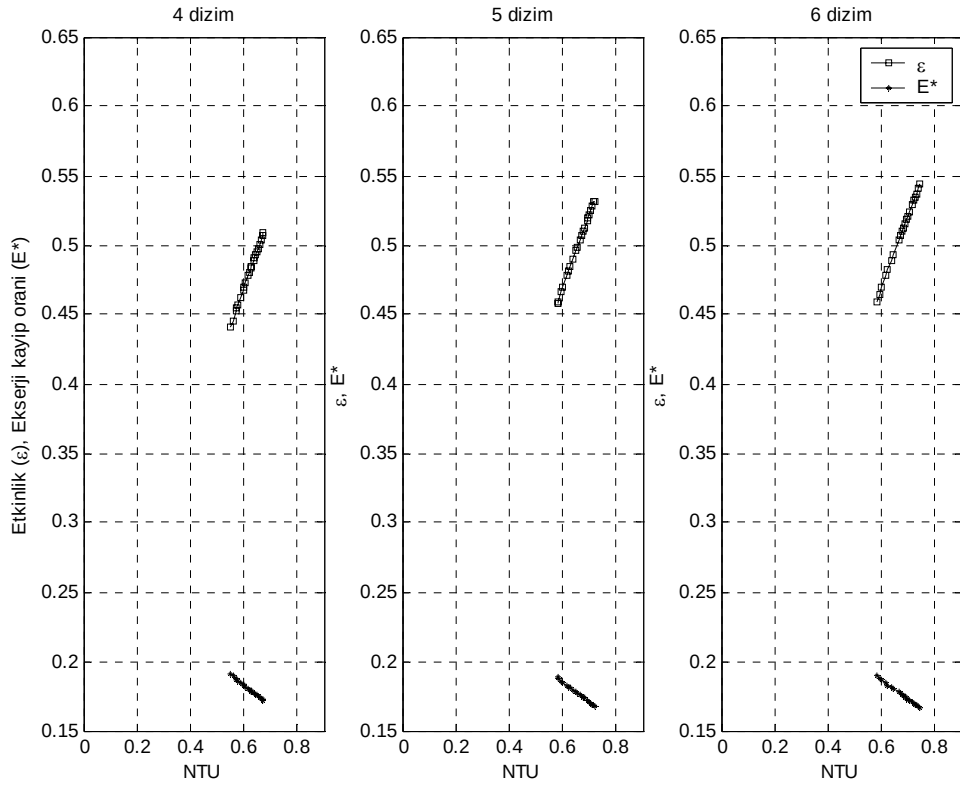
Şekil 6.22. D=7.2 mm paralel dizilişli yay için etkinlik ve boyutsuz ekserjinin NTU ile değişimi

Şekil (6.22)-(6.33) arasında yay çapının, dizim şeklinin artırılması ve yerleşim şeklinin değiştirilmesi durumunda NTU artışına karşılık, Etkinlik (ϵ) oranındaki artış ve Ekserji kayıp oranındaki (E^*) azalmalar grafiksel olarak verilmiştir. Grafikler üzerinde yorum yapılırken, bütün değerlerin ortalaması alınmış ve boş borunun ortalama değerlerinden de yararlanarak kıyas yapılmıştır.

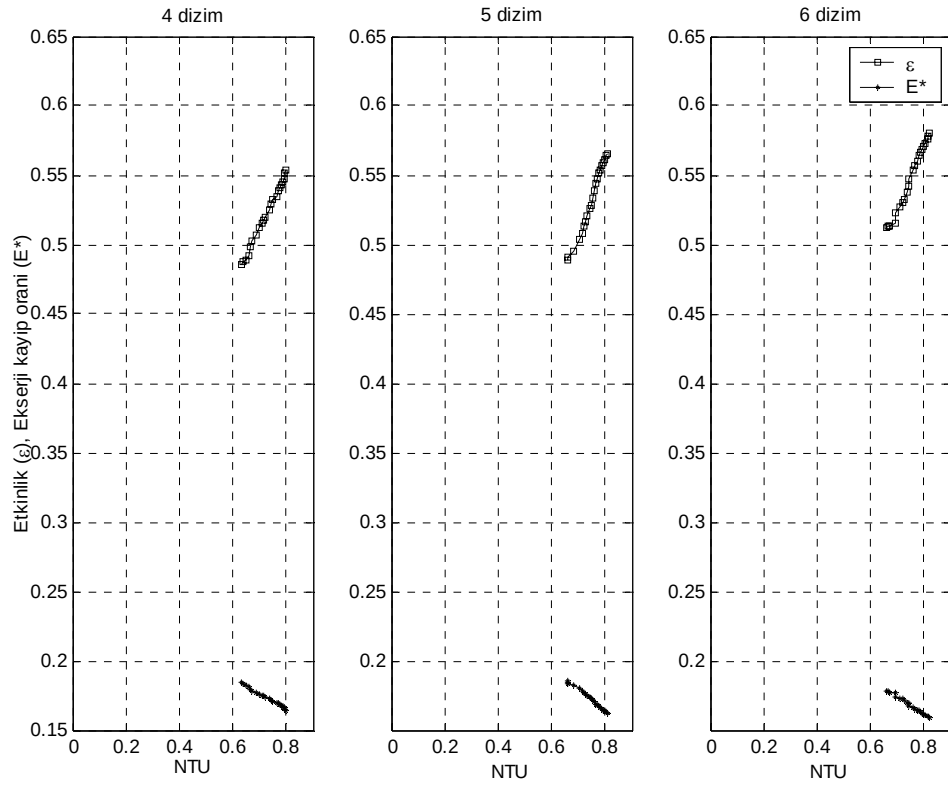
Şekil (6.22)'de görüldüğü gibi, 7.2 mm 4 sıra paralel dizimde NTU değeri ortalama olarak 0.45 iken, 5 sıra dizimde bu değer 0.48, 6 sıra dizimde ise 0.52 dir. Sistemin Etkinliği (ϵ), 4 sıra dizilişte ortalama 0.38, 5 sıra dizimde 0.40, 6 sıra dizimde ise 0.43 civarındadır. Ekserji kayıp oranı ise 4 sıra dizimde ortalama 0.199, 5 sıra dizimde 0.195, 6 sıra dizilişte ise 0.188 dir. Boş boruda ise değerler ortalama NTU 0.35, (ϵ) 0.30 ve E^* 0.21 dir (Boş boru değerleri bütün yorumlarda kullanılacaktır). Boş boruya göre 4 sıra dizimde NTU artışı %28.6, 5 sıra dizimde %37.1, 6 sıra dizilişte ise %48.6 oranındadır. Boş boruya göre Etkinlik (ϵ) teki artışlar ise; 4 sıra dizimde %26.7, 5 sıra dizimde %33.3, 6 sıra dizimde %43.3 oranındadır. Ekserji kayıp oranındaki azalma ise boş boruya göre şöyle sıralanabilir; 4 sıra dizilişte %5.52, 5 sıra dizilişte %7.69, 6 sıra dizilişte ise %11.7.



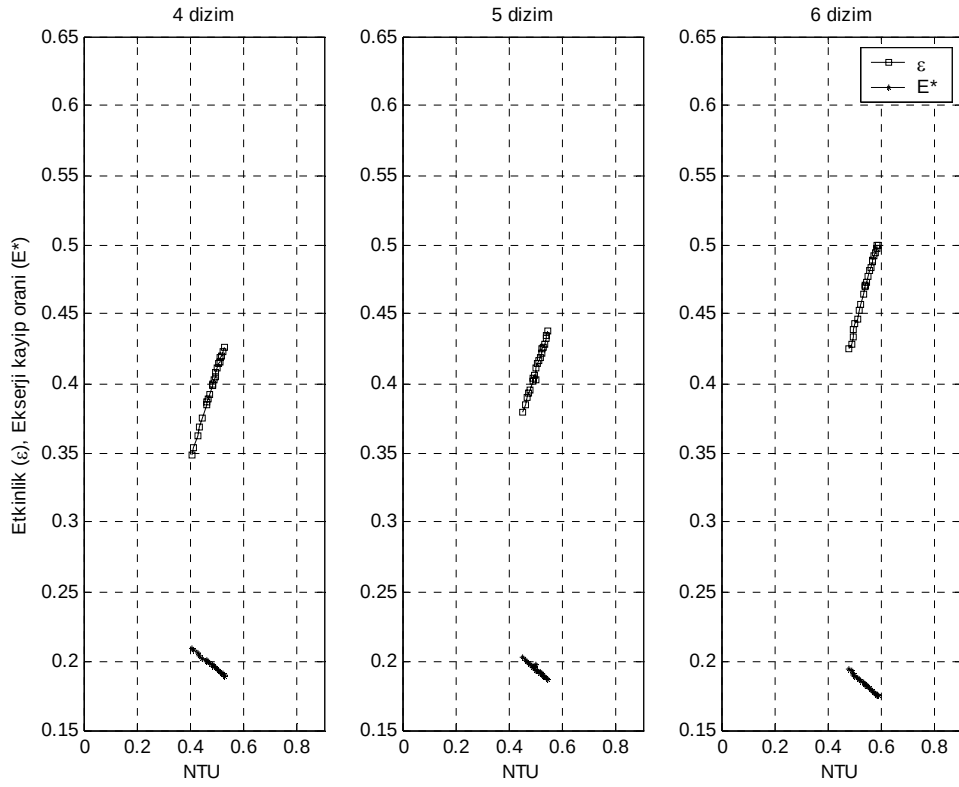
Şekil 6.23. $D=9.5$ mm paralel dizilişli yay için etkinlik ve boyutsuz ekserjinin NTU ile değişimi



Şekil 6.24. $D=12$ mm paralel dizilişli yay için etkinlik ve boyutsuz ekserjinin NTU ile değişimi



Şekil 6.25. $D=13$ mm paralel dizilişli yay için etkinlik ve boyutsuz ekserjinin NTU ile değişimi



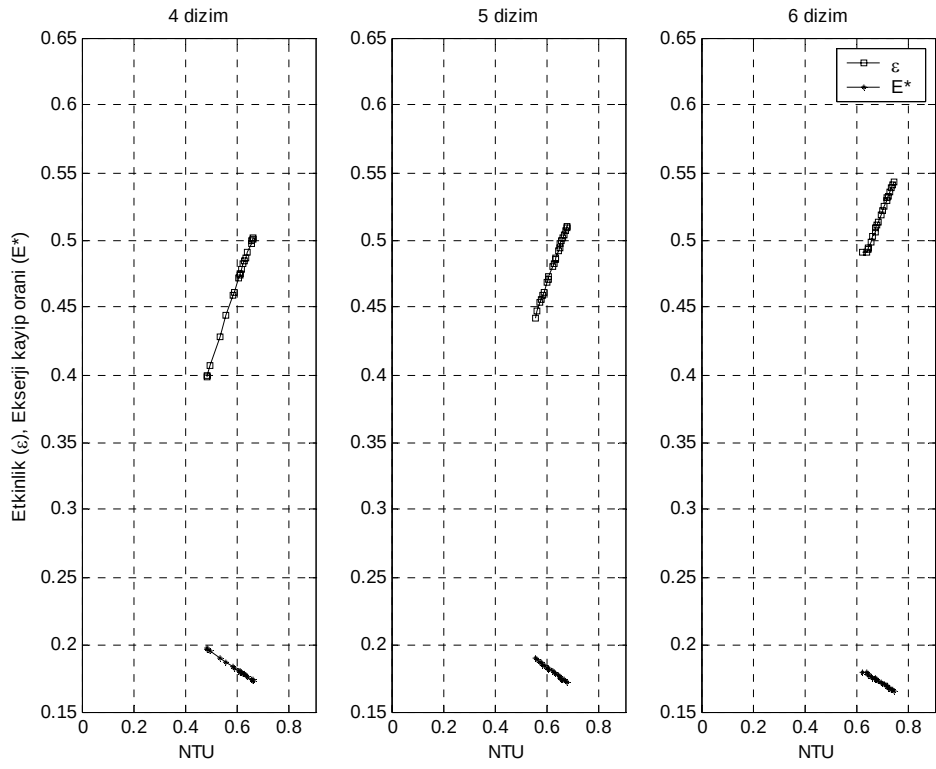
Şekil 6.26. $D=7.2$ mm 7° helis açılı dizilişli yay için etkinlik ve boyutsuz ekserjinin NTU ile değişimi

Şekil (6.23)' te görüleceği gibi; 9.5 mm 4 sıra paralel dizimde NTU değeri ortalama olarak 0.49 iken, 5 sıra dizimde bu değer 0.54, 6 sıra dizimde ise 0.60 dır. Sistemin Etkinliği (ϵ), 4 sıra dizilişte ortalama 0.40, 5 sıra dizimde 0.42, 6 sıra dizimde ise 0.44 civarındadır. Ekserji kayıp oranı ise 4 sıra dizimde ortalama 0.195, 5 sıra dizimde 0.194, 6 sıra dizilişte ise 0.189 dur. Boş boruya göre 4 sıra dizimde NTU artışı %40, 5 sıra dizimde %54.3, 6 sıra dizilişte ise %71.4 oranındadır. Boş boruya göre Etkinlik (ϵ) teki artışlar ise; 4 sıra dizimde %33.3, 5 sıra dizimde %40, 6 sıra dizimde %46.7 oranındadır. Ekserji kayıp oranındaki azalma ise boş boruya göre şöyle sıralanabilir; 4 sıra dizilişte %7.69, 5 sıra dizilişte %8.25, 6 sıra dizilişte ise %11.11.

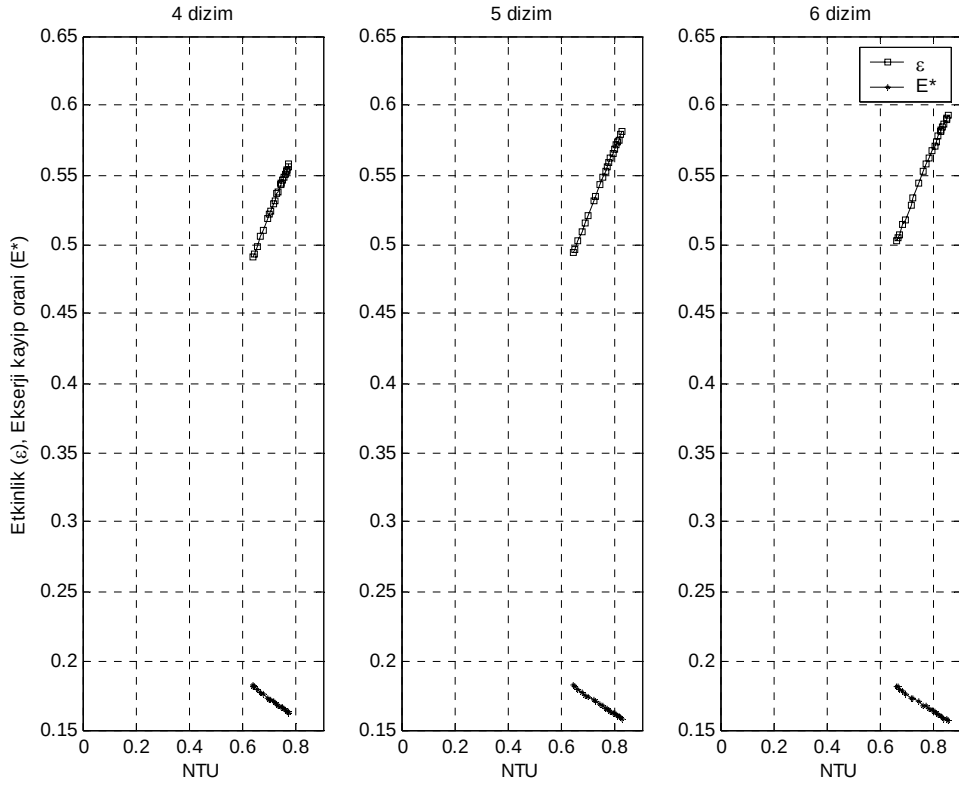
Şekil (6.24)' te görüleceği gibi; 12 mm 4 sıra paralel dizimde NTU değeri ortalama olarak 0.62 iken, 5 sıra dizimde 0.65, 6 sıra dizimde ise 0.68 dir. Sistemin Etkinliği (ϵ), 4 sıra dizilişte ortalama 0.48, 5 sıra dizimde 0.50, 6 sıra dizimde ise 0.51 civarındadır. Ekserji kayıp oranı ise 4 sıra dizimde ortalama 0.180, 5 sıra dizimde 0.177, 6 sıra dizilişte ise 0.176 dır. Boş boruya göre 4 sıra dizimde NTU artışı %77.1, 5 sıra dizimde %85.7, 6 sıra dizilişte ise %94.3 oranındadır. Boş boruya göre Etkinlik (ϵ) teki artışlar ise; 4 sıra dizimde %60, 5 sıra dizimde %66.7, 6 sıra dizimde %70 oranındadır. Ekserji kayıp oranındaki azalma ise boş boruya göre şöyle sıralanabilir; 4 sıra dizilişte %16.7, 5 sıra dizilişte %18.7, 6 sıra dizilişte ise %19.3.

Şekil (6.25)' te görüleceği gibi; 13 mm 4 sıra paralel dizimde NTU değeri ortalama olarak 0.72 iken, 5 sıra dizimde bu değer 0.74, 6 sıra dizimde ise 0.75 dir. Sistemin Etkinliği (ϵ), 4 sıra dizilişte ortalama 0.52, 5 sıra dizimde 0.53, 6 sıra dizimde ise 0.55 civarındadır. Ekserji kayıp oranı ise 4 sıra dizimde ortalama 0.174, 5 sıra dizimde 0.173, 6 sıra dizilişte ise 0.168 dir. Boş boruya göre 4 sıra dizimde NTU artışı %105.71, 5 sıra dizimde %114.43, 6 sıra dizilişte ise %114.29 oranındadır. Boş boruya göre Etkinlik (ϵ) teki artışlar ise; 4 sıra dizimde %73.3, 5 sıra dizimde %76.6, 6 sıra dizimde 83.3 oranındadır. Ekserji kayıp oranındaki azalma ise boş boruya göre şöyle sıralanabilir; 4 sıra dizilişte %20.7, 5 sıra dizilişte %21.4, 6 sıra dizilişte ise %25.

Şekil (6.26)' da görüleceği gibi; 7.2 mm 7° açılı 4 sıra helis dizimde NTU değeri ortalama olarak 0.48 iken, 5 sıra dizimde bu değer 0.55, 6 sıra dizimde ise 0.54 dür. Sistemin Etkinliği (ϵ), 4 sıra dizilişte ortalama 0.40, 5 sıra dizimde 0.43, 6 sıra dizimde ise 0.47 civarındadır. Ekserji kayıp oranı ise 4 sıra dizimde ortalama 0.197, 5 sıra dizimde 0.190, 6 sıra dizilişte ise 0.183 dür. Boş boruya göre 4 sıra dizimde NTU artışı %37.1, 5 sıra dizimde %57.1, 6 sıra dizilişte ise %54.3 oranındadır. Boş boruya göre Etkinlik (ϵ) teki artışlar ise; 4 sıra dizimde %33.3, 5 sıra dizimde %43.3, 6 sıra dizimde %56.7 oranındadır. Ekserji kayıp oranındaki azalma ise boş boruya göre şöyle sıralanabilir; 4 sıra dizilişte %6.6, 5 sıra dizilişte %10.5, 6 sıra dizilişte ise %14.8.



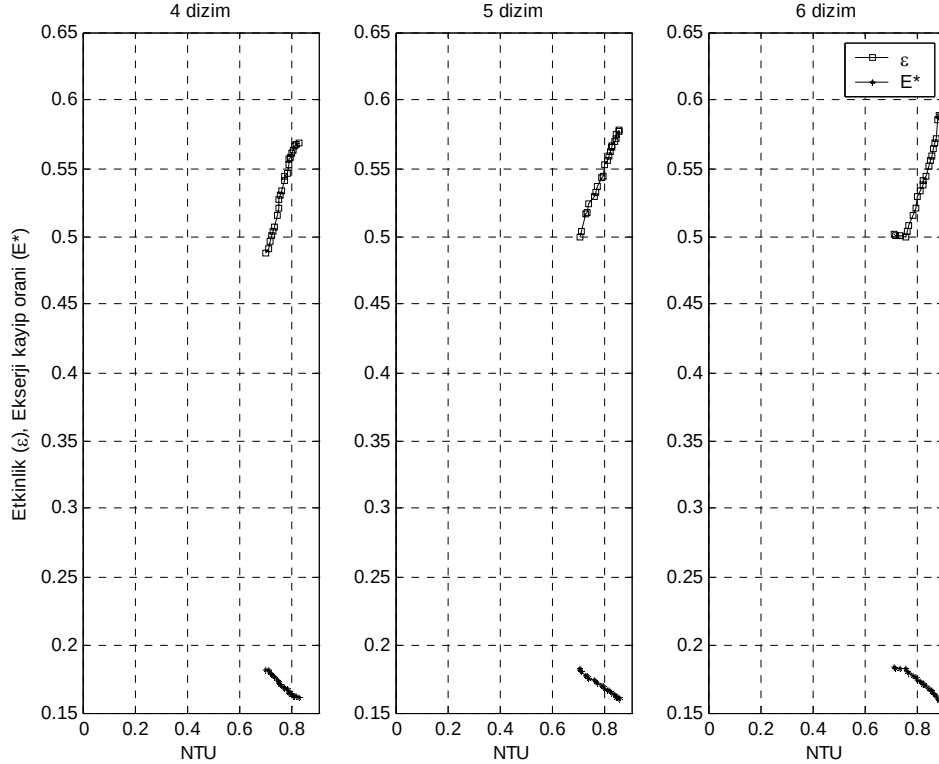
Şekil 6.27. D=9.5 mm 7° helis açılı dizilişli yay için etkinlik ve boyutsuz ekserjinin NTU ile değişimi



Şekil 6.28. D=12 mm 7° helis açılı dizilişli yay için etkinlik ve boyutsuz ekserjinin NTU ile değişimi

Şekil (6.27)'de 9.5 mm 7° açılı 4 sıra helis dizimde ortalama NTU değerinin 0.60 olduğu görülmektedir. 5 sıra dizimde bu değer 0.62, 6 sıra dizimde ise 0.66 dır. Sistemin Etkinliği (ϵ), 4 sıra dizilişte ortalama 0.47, 5 sıra dizimde 0.48, 6 sıra dizimde ise 0.52 civarındadır. Ekserji kayıp oranı ise 4 sıra dizimde ortalama 0.182, 5 sıra dizimde 0.179, 6 sıra dizilişte ise 0.172 dir. Boş boruya göre 4 sıra dizimde NTU artışı %71.4, 5 sıra dizimde %77.1, 6 sıra dizilişte ise %97.1 oranındadır. Boş boruya göre Etkinlik (ϵ) teki artışlar ise; 4 sıra dizimde %56.7, 5 sıra dizimde %60, 6 sıra dizimde %73.3 oranındadır. Ekserji kayıp oranındaki azalma ise boş boruya göre şöyle sıralanabilir; 4 sıra dizilişte %15.4, 5 sıra dizilişte %17.3, 6 sıra dizilişte ise %22.1.

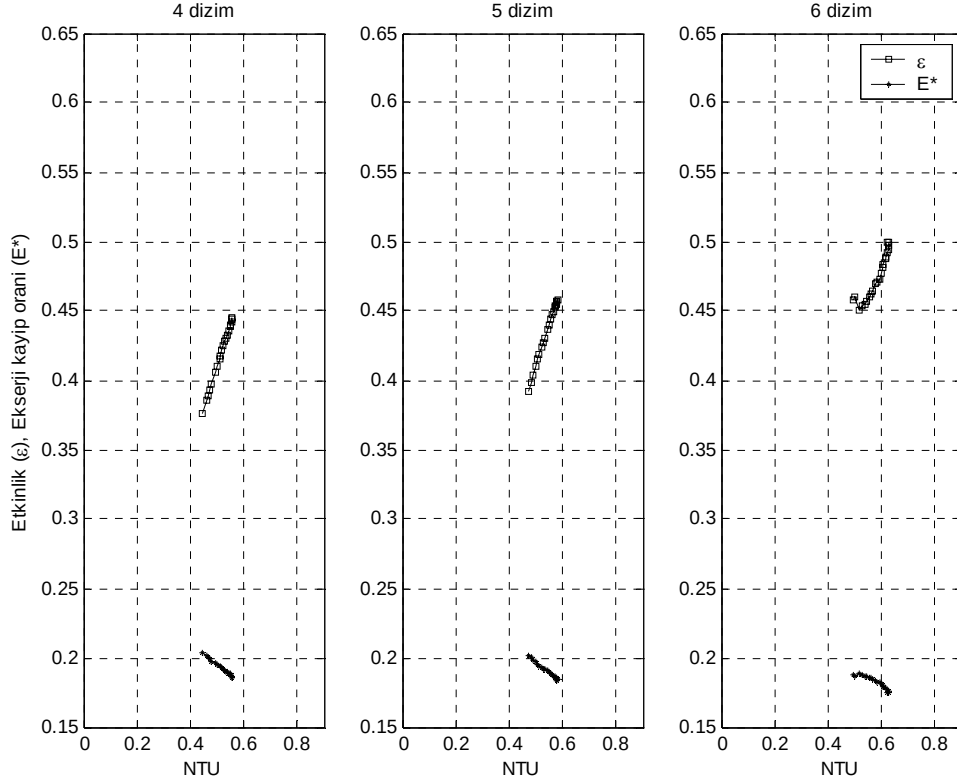
Şekil (6.28)'de 12 mm 7° açılı 4 sıra helis dizimde ortalama NTU değerinin 0.71 olduğu görülürken, 5 sıra dizimde bu değer 0.75, 6 sıra dizimde ise 0.77 dir. Sistemin Etkinliği (ϵ), 4 sıra dizilişte ortalama 0.53, 5 sıra dizimde 0.55, 6 sıra dizimde ise 0.56 civarındadır. Ekserji kayıp oranı ise 4 sıra dizimde ortalama 0.171, 5 sıra dizimde 0.168, 6 sıra dizilişte ise 0.167 dir. Boş boruya göre 4 sıra dizimde NTU artışı %102.86, 5 sıra dizimde %114.29, 6 sıra dizilişte ise %120 oranındadır. Boş boruya göre Etkinlik (ϵ) teki artışlar ise; 4 sıra dizimde %76.7, 5 sıra dizimde %83.3, 6 sıra dizimde %86.6 oranındadır. Ekserji kayıp oranındaki azalma ise boş boruya göre şöyle sıralanabilir; 4 sıra dizilişte %22.8, 5 sıra dizilişte %25, 6 sıra dizilişte ise %25.8.



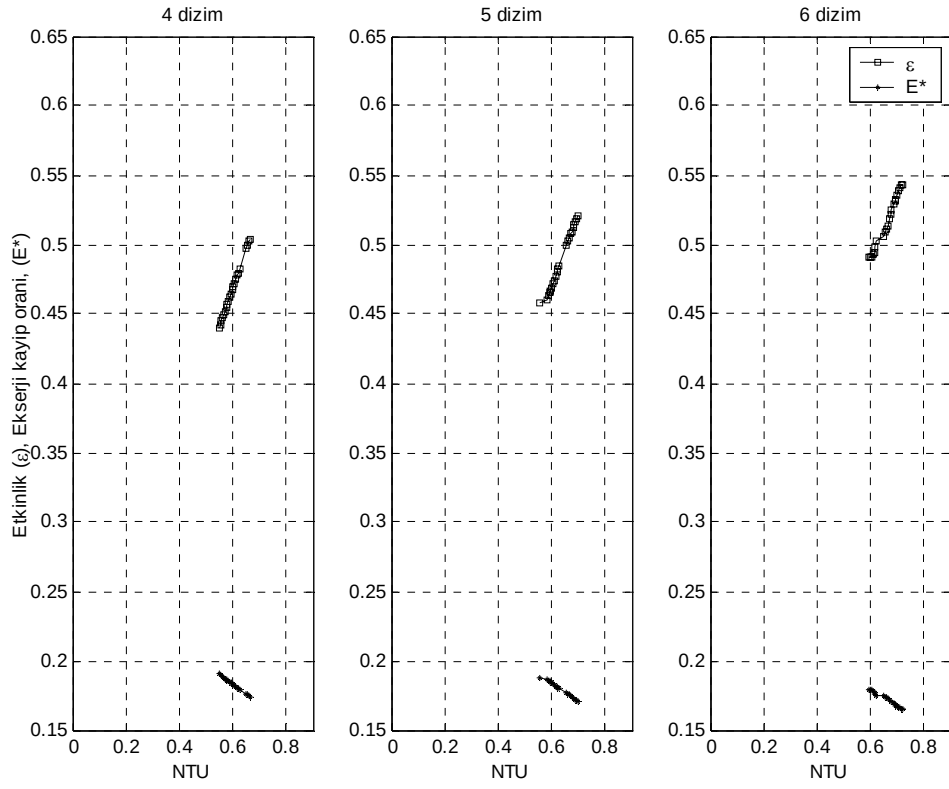
Şekil 6.29. D=13 mm 7° helis açılı dizilişli yay için etkinlik ve boyutsuz ekserjinin NTU ile değişimi

Şekil (6.29)' da 13 mm 7° açılı 4 sıra helis dizimde ortalama NTU değerinin 0.76 olduğu görülmektedir. 5 sıra dizimde bu değer 0.79, 6 sıra dizimde ise 0.81 dir. Sistemin Etkinliği (ϵ), 4 sıra dizilişte ortalama 0.55, 5 sıra dizimde bu oran 0.57, 6 sıra dizimde ise 0.58 civarındadır. Ekserji kayıp oranı ise 4 sıra dizimde ortalama 0.167, 5 sıra dizimde 0.166, 6 sıra dizilişte ise 0.164 dür. Boş boruya göre 4 sıra dizimde NTU artışı %117.14, 5 sıra dizimde %125.71, 6 sıra dizilişte ise %131.43 oranındadır. Boş boruya göre Etkinlik (ϵ) teki artışlar ise; 4 sıra dizimde %83.3, 5 sıra dizimde %90, 6 sıra dizimde %93.3 oranındadır. Ekserji kayıp oranındaki azalma ise boş boruya göre şöyle sıralanabilir; 4 sıra dizilişte %25.7, 5 sıra dizilişte %26.5, 6 sıra dizilişte ise %28.1.

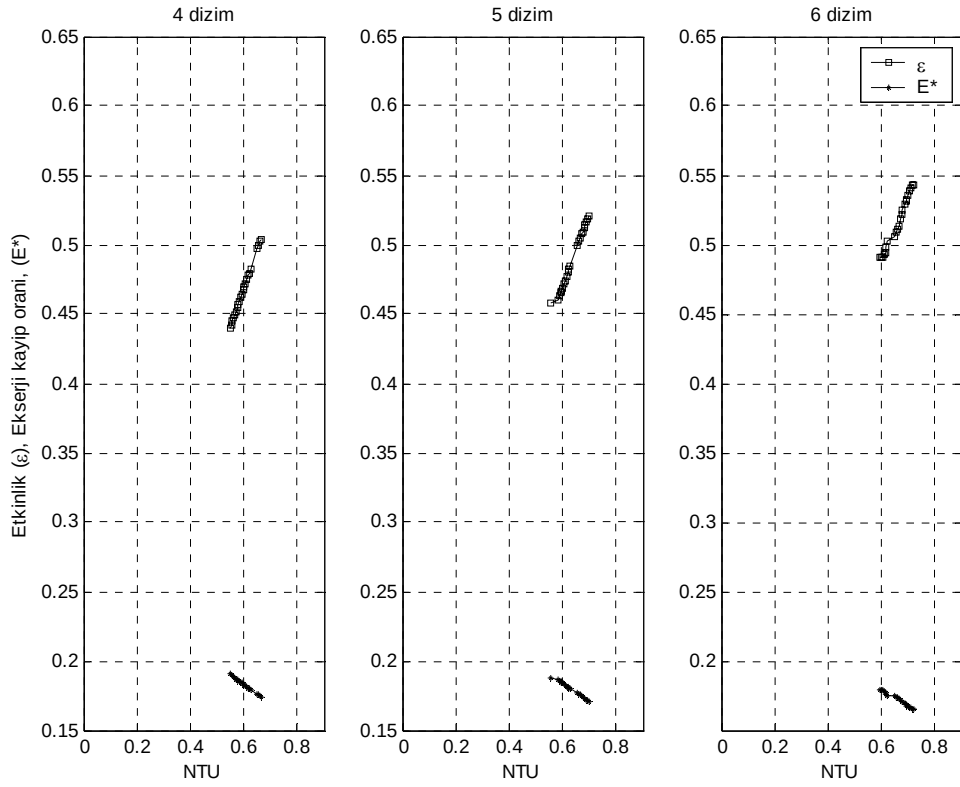
Şekil (6.30)' da 7.2 mm 10° helis açılı 4 sıra dizimde ortalama NTU değerinin 0.52 olduğu görülmektedir. 5 sıra dizimde bu değer 0.56, 6 sıra dizimde ise 0.58 dir. Sistemin Etkinliği (ϵ), 4 sıra dizilişte ortalama 0.42, 5 sıra dizimde 0.44, 6 sıra dizimde ise 0.47 civarındadır. Ekserji kayıp oranı ise 4 sıra dizimde ortalama 0.193, 5 sıra dizimde 0.190, 6 sıra dizilişte ise 0.182 dir. Boş boruya göre 4 sıra dizimde NTU artışı %48.6, 5 sıra dizimde %60, 6 sıra dizilişte ise %65.7 oranındadır. Boş boruya göre Etkinlik (ϵ) teki artışlar ise; 4 sıra dizimde %40, 5 sıra dizimde %46.7, 6 sıra dizimde %56.7 oranındadır. Ekserji kayıp oranındaki azalma ise boş boruya göre şöyle sıralanabilir; %8.8, %10.55, %15.4.



Şekil 6.30. D=7.2 mm 10° helis açılı dizilişli yay için etkinlik ve boyutsuz ekserjinin NTU ile değişimi



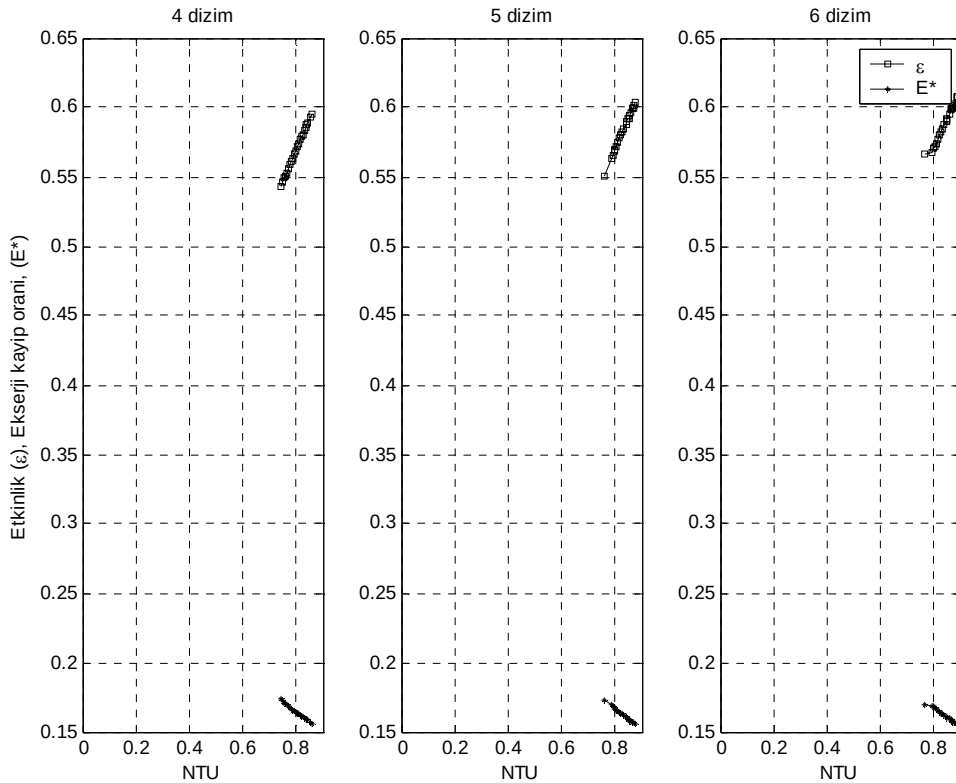
Şekil 6.31. $D=9.5$ mm 10° helis açılı dizilişli yay için etkinlik ve boyutsuz ekserjinin NTU ile değişimi



Şekil 6.32. $D=12$ mm 10° helis açılı dizilişli yay için etkinlik ve boyutsuz ekserjinin NTU ile değişimi

Şekil (6.31)' de 9.5 mm 10° açılı 4 sıra helis dizimde ortalama NTU değerinin 0.61 olduğu görülmektedir. 5 sıra dizimde bu değer 0.64, 6 sıra dizimde ise 0.69 dur. Sistemin Etkinliği (ϵ), 4 sıra dizilişte ortalama 0.48, 5 sıra dizimde 0.49, 6 sıra dizimde ise 0.53 civarındadır. Ekserji kayıp oranı ise 4 sıra dizimde ortalama 0.181, 5 sıra dizimde 0.178, 6 sıra dizilişte ise 0.171 dir. Boş boruya göre 4 sıra dizimde NTU artışı %71.45, 5 sıra dizimde %82.9, 6 sıra dizilişte ise %88.6 oranındadır. Boş boruya göre Etkinlik (ϵ) teki artışlar ise; 4 sıra dizimde %56.7, 5 sıra dizimde %63.3, 6 sıra dizimde %73.4 oranındadır. Ekserji kayıp oranındaki azalma ise boş boruya göre şöyle sıralanabilir; 4 sıra dizilişte %14.8, 5 sıra dizilişte %17.4, 6 sıra dizilişte ise %22.2.

Şekil (6.32)' de 12 mm 10° helis açılı 4 sıra dizimde ortalama NTU değerinin 0.75 olduğu görülmektedir. 5 sıra dizimde bu değer 0.79, 6 sıra dizimde ise 0.82 dir. Sistemin Etkinliği (ϵ), 4 sıra dizilişte ortalama 0.55, 5 sıra dizimde bu oran 0.57, 6 sıra dizimde ise 0.58 civarındadır. Ekserji kayıp oranı ise 4 sıra dizimde ortalama 0.169, 5 sıra dizimde 0.166, 6 sıra dizilişte ise 0.164 dür. Boş boruya göre 4 sıra dizimde NTU artışı %114.3, 5 sıra dizimde %125.7, 6 sıra dizilişte ise %134.3 oranındadır. Boş boruya göre Etkinlik (ϵ) teki artışlar ise; 4 sıra dizimde %83.3, 5 sıra dizimde %90, 6 sıra dizimde %93.3 oranındadır. Ekserji kayıp oranındaki azalma ise boş boruya göre şöyle sıralanabilir; %24.3, %26.5, %28.1.



Şekil 6.33. D=13 mm 10° helis açılı dizilişli yay için etkinlik ve boyutsuz ekserjinin NTU ile değişimi

Şekil (6.33)' de 13 mm 10° açılı 4 sıra helis dizimde NTU değerinin 0.80 olduğu görülmektedir. 5 sıra dizimde bu değer 0.83, 6 sıra dizimde ise 0.84'dür. Sistemin Etkinliği (ϵ), 4 sıra dizilişte ortalama 0.57, 5 sıra dizimde bu oran 0.58, 6 sıra dizimde ise 0.59 civarındadır. Ekserji kayıp oranı ise 4 sıra dizimde ortalama 0.165, 5 sıra dizimde 0.163, 6 sıra dizilişte ise 0.162'dir. Boş boruya göre 4 sıra dizimde NTU artışı %128.6, 5 sıra dizimde %137, 6 sıra dizilişte ise %140 oranındadır. Boş boruya göre Etkinlik (ϵ) teki artışlar ise; 4 sıra dizimde %90, 5 sıra dizimde %93.3, 6 sıra dizimde %96.7 oranındadır. Ekserji kayıp oranındaki azalma ise boş boruya göre şöyle sıralanabilir; 4 sıra dizilişte %27.3, 5 sıra dizilişte %28.8, 6 sıra dizilişte ise %29.6.

NTU, Etkinlik (ϵ), Ekserji kayıp oranı (E^*) değerleri daha düzenli bir görünüm sağlaması amacıyla tablo halinde düzenlenmiştir. NTU, Etkinlik (ϵ), Ekserji kayıp oranının (E^*) ortalama değerleri Tablo 4' de, ortalama değerlerin boş boruya göre değişimleri ise Tablo 5' de verilmiştir.

Tablo 6.1. NTU, Etkinlik (ϵ), Ekserji kayıp oranının (E^*) ortalama değerleri

NTU		Etkinlik (ϵ)	Ekserji kayıp oranı (E^*)
7.2 mm paralel dizim yay			
4 sıra dizim	0.45	0.38	0.199
5 sıra dizim	0.48	0.40	0.195
6 sıra dizim	0.52	0.43	0.188
7.2 mm 7° açılı helis dizim yay			
4 sıra dizim	0.48	0.40	0.197
5 sıra dizim	0.55	0.43	0.190
6 sıra dizim	0.54	0.47	0.183
7.2 mm 10° açılı helis dizim yay			
4 sıra dizim	0.52	0.42	0.193
5 sıra dizim	0.56	0.44	0.190
6 sıra dizim	0.58	0.47	0.182
9.5 mm paralel dizim yay			
4 sıra dizim	0.49	0.40	0.195
5 sıra dizim	0.54	0.42	0.194
6 sıra dizim	0.60	0.44	0.189
9.5 mm 7° açılı helis dizim yay			
4 sıra dizim	0.60	0.47	0.182
5 sıra dizim	0.62	0.48	0.179
6 sıra dizim	0.66	0.52	0.172
9.5 mm 10° açılı helis dizim yay			
4 sıra dizim	0.61	0.48	0.181
5 sıra dizim	0.64	0.49	0.178
6 sıra dizim	0.69	0.53	0.171
12 mm paralel dizim yay			
4 sıra dizim	0.62	0.48	0.180
5 sıra dizim	0.65	0.50	0.177
6 sıra dizim	0.68	0.51	0.176

12 mm 7° açılı helis dizim yay			
4 sıra dizim	0.71	0.53	0.171
5 sıra dizim	0.75	0.55	0.168
6 sıra dizim	0.77	0.56	0.167
12 mm 10° açılı helis dizim yay			
4 sıra dizim	0.75	0.55	0.169
5 sıra dizim	0.79	0.57	0.166
6 sıra dizim	0.82	0.58	0.164
13 mm paralel dizim yay			
4 sıra dizim	0.72	0.52	0.174
5 sıra dizim	0.74	0.53	0.173
6 sıra dizim	0.75	0.55	0.168
13 mm 7° açılı helis dizim yay			
4 sıra dizim	0.76	0.55	0.167
5 sıra dizim	0.79	0.57	0.166
6 sıra dizim	0.81	0.58	0.164
13 mm 10° açılı helis dizim yay			
4 sıra dizim	0.80	0.57	0.165
5 sıra dizim	0.83	0.58	0.163
6 sıra dizim	0.84	0.59	0.162

Tablo 6.2. NTU,Etkinlik (ϵ),Ekserji kayıp oranının (E^*) boş borudaki ortalama değerlere göre (NTU=0.35, ϵ =0.30, E^* =0.21) yüzde oranları

NTU		Etkinlik (ϵ)	Ekserji kayıp oranı (E^*)
7.2 mm paralel dizim yay			
4 sıra dizim	% 28.6	% 26.7	% 5.52
5 sıra dizim	% 37.1	% 33.3	% 7.69
6 sıra dizim	% 48.6	% 43.3	% 11.7
7.2 mm 7° açılı helis dizim yay			
4 sıra dizim	% 37.1	% 33.3	% 6.6
5 sıra dizim	% 57.1	% 43.3	% 10.5
6 sıra dizim	% 54.3	% 56.7	% 14.8
7.2 mm 10° açılı helis dizim yay			
4 sıra dizim	% 48.6	% 40	% 8.8
5 sıra dizim	% 60	% 46.7	% 10.55
6 sıra dizim	% 65.7	% 56.8	% 15.4
9.5 mm paralel dizim yay			
4 sıra dizim	% 40	% 33.3	% 7.69
5 sıra dizim	% 54.3	% 40	% 8.25
6 sıra dizim	% 71.4	% 46.7	% 11.11
9.5 mm 7° açılı helis dizim yay			
4 sıra dizim	% 71.4	% 56.7	% 15.4
5 sıra dizim	% 77.1	% 60	% 17.3
6 sıra dizim	% 97.1	% 73.3	% 22.1
9.5 mm 10° açılı helis dizim yay			
4 sıra dizim	% 71.45	% 56.75	% 14.8
5 sıra dizim	% 82.9	% 63.3	% 17.4
6 sıra dizim	% 88.6	% 73.4	% 22.2
12 mm paralel dizim yay			
4 sıra dizim	% 77.1	% 60	% 16.7
5 sıra dizim	% 85.7	% 66.7	% 18.7
6 sıra dizim	% 94.3	% 70	% 19.3

12 mm 7° açılı helis dizim yay			
4 sıra dizim	% 102.86	% 76.7	% 22.8
5 sıra dizim	% 114.29	% 83.3	% 25
6 sıra dizim	% 120	% 86.6	% 25.8
12 mm 10° açılı helis dizim yay			
4 sıra dizim	% 114.3	% 83.3	% 24.3
5 sıra dizim	% 125.7	% 90	% 26.5
6 sıra dizim	% 134.3	% 93.3	% 28.1
13 mm paralel dizim yay			
4 sıra dizim	% 105.71	% 73.3	% 20.7
5 sıra dizim	% 111.43	% 76.6	% 21.4
6 sıra dizim	% 114.29	% 83.3	% 25
13 mm 7° açılı helis dizim yay			
4 sıra dizim	% 117.14	% 83.3	% 25.7
5 sıra dizim	% 125.71	% 90	% 26.5
6 sıra dizim	% 131.43	% 93.3	% 28.1
13 mm 10° açılı helis dizim yay			
4 sıra dizim	% 128.6	% 90	% 27.3
5 sıra dizim	% 137	% 93.3	% 28.8
6 sıra dizim	% 140	% 96.7	% 29.6

7. İSTATİSTİKSEL REGRESYON ve BELİRSİZLİK ANALİZİ

7.1. İstatistiksel Regresyon

Yapılan deneysel çalışmanın sonuçları regresyon metodu ile incelenerek, yay tipi türbülatorlerin varlığıyla birlikte Nusselt sayısında (Nu), etkinlik değerinde (ϵ), boyutsuz ekserji kayıp oranında (E^*), entropi üretim oranında (Ns) ve sürtünme faktöründe (f) ortaya çıkan özelliklerin bağlı parametrelerle değişimi incelenmiştir. Söz konusu özellikler (Nu, ϵ , E^* , Ns, f) Reynolds sayısı (Re), yay çapı ve sayısı, ayrıca yayın boru içerisindeki yerleşimine bağlı olarak değişiklik göstermektedir. Yay çapının ve sayısının etkisi ampirik bağıntılarda verilirken, yay çaplarının değişiminin yarattığı türbülator etkisiyle birlikte yayın boru içerisinde 4, 5 ve 6 adet olması durumları da bu değişimde etkili olmuştur. Bu iki etki birlikte ele alınarak yayların boru içerisinde kesit alanları ile yaysız durumdaki kesit alanları arasındaki fark değişken parametre olarak seçilmiştir. Çıkan fark değeri boyutsuzlaştırmak amacıyla boş borunun kesit alanına bölünmüştür.

$$\frac{A_y}{A_b} = \frac{A_b - n \cdot A_{yay}}{A_b} \quad (7.1)$$

burada, A_b boş borunun toplam kesit alanıdır ($A_b=2827.43 \text{ mm}^2$), A_{yay} ise $D=7.2, 9.5, 12$ ve 13 mm çaplarındaki her bir yay tipinin içi dolu bir çubuk kabulüyle hesaplanan kesit alanlarıdır. ' n ' ise boş boru içerisine yerleştirilen yay sayısıdır ($n=4, 5, 6$).

Çalışmada kullanılan farklı yay çapları ve dizim sayısına göre hesaplanan kesit alanları Tablo 6'da sunulmuştur.

Tablo 7.1. Dizim sayısı ile değişen A_y/A_b oranları

Yay çapları	Yayların dizim sayıları (n)	A_y/A_b
D=7.2 mm	4	0.94
	5	0.92
	6	0.91
D=9.5 mm	4	0.89
	5	0.87
	6	0.84
D=12mm	4	0.83
	5	0.79
	6	0.75
D=13 mm	4	0.81
	5	0.76
	6	0.71

Elde edilen bağımlı değişkenleri etkileyen diğer bir önemli parametre ise yayların boru içerisindeki yerleştirilme şeklidir (Şekil 3.3.b-d.). Yaylar boru içerisinde paralel, 7° helis açısı ve 10° helis açısı olacak şekilde eğimli halde yerleştirilmişlerdir. Açının etkisi $\tan \theta$ ile verilmiştir. Paralel yerleşimde $\theta=0^\circ$ olduğundan, bağıntıda açı etkisi ‘ $1+\tan \theta$ ’ şeklinde verilmiştir. Böylece elde edilen önemli bağımlı değişkenler ve bu değişkenleri etkileyen parametreler şu ampirik bağıntılarla ifade edilmiştir:

$$Nu = a_1 Re^{b_1} Pr^{0.4} (A_y / A_b)^{c_1} (1 + \tan \theta)^{d_1} \quad (Pr = 0.71) \quad (7.2)$$

$$\varepsilon = a_2 NTU^{b_2} Pr^{0.4} (A_y / A_b)^{c_2} (1 + \tan \theta)^{d_2} \quad (Pr=0.71) \quad (7.3)$$

$$E^* = a_3 NTU^{b_3} Pr^{0.4} (A_y / A_b)^{c_3} (1 + \tan \theta)^{d_3} \quad (Pr=0.71) \quad (7.4)$$

$$Ns = a_4 Re^{b_4} Pr^{0.4} (A_y / A_b)^{c_4} (1 + \tan \theta)^{d_4} \quad (Pr = 0.71) \quad (7.5)$$

$$f = a_5 Re^{b_5} (A_y / A_b)^{c_5} (1 + \tan \theta)^{d_5} \quad (7.6)$$

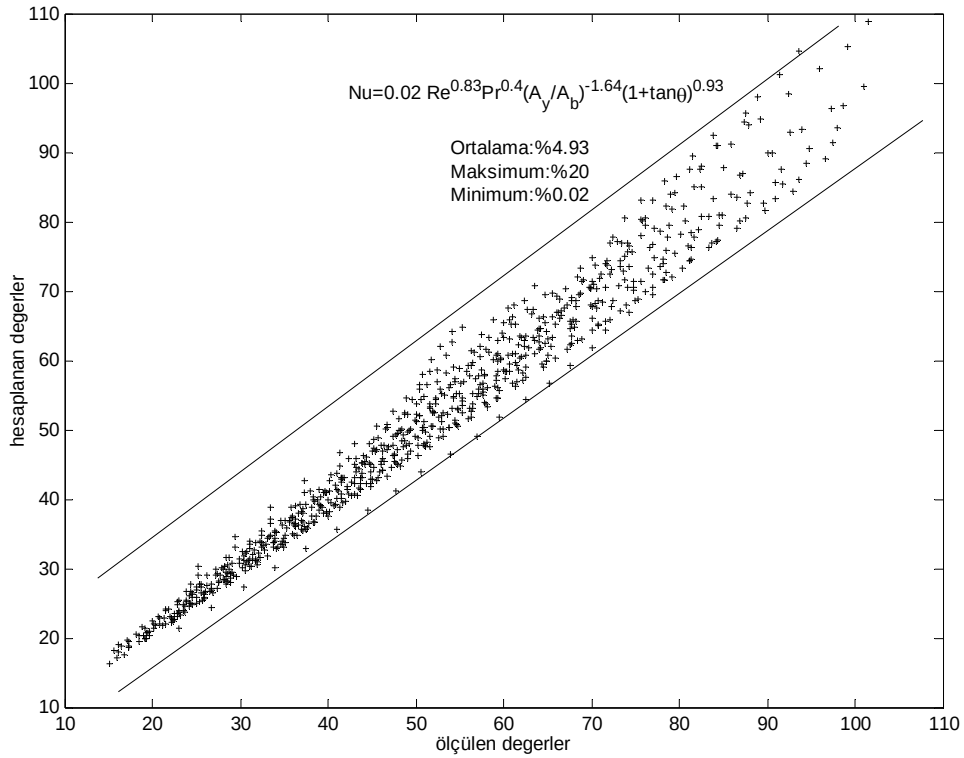
Regresyon analizi STATISTICA 5.0 programında “Lineer Olmayan Tahmin” modu kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Bulunan katsayılar regresyon katsayısı değerleriyle birlikte Tablo 7’ de verilmiştir.

Tablo 7.2. Regresyon katsayı değerleri

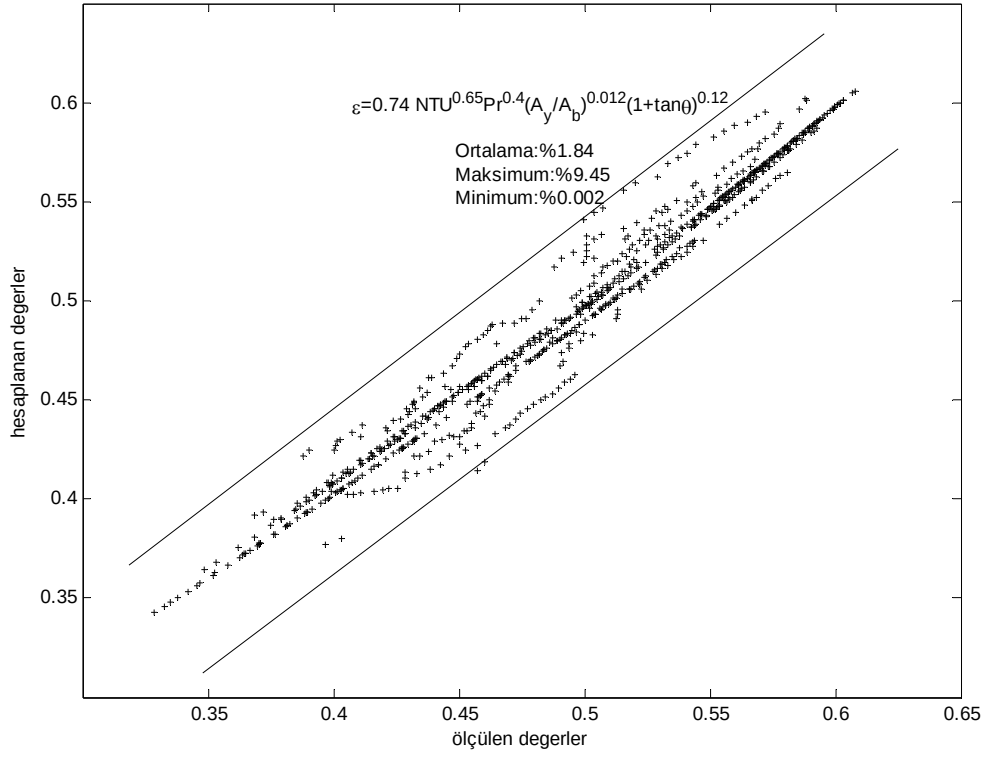
Nu (Re, A_y/A_b, θ)	ε(NTU, A_y/A_b, θ)	E^*(NTU, A_y/A_b, θ)	Ns(Re, A_y/A_b, θ)	f(Re, A_y/A_b, θ)
$a_1=0.023$	$a_2=0.74$	$a_3=0.165$	$a_4=0.163$	$a_5=210767$
$b_1=0.83$	$b_2=0.65$	$b_3=-0.4$	$b_4=0.242$	$b_5=-1.4$
$c_1=-1.64$	$c_2=0.012$	$c_3=-0.17$	$c_4=-0.585$	$c_5=-3.26$
$d_1=0.93$	$d_2=0.121$	$d_3=0.02$	$d_4=0.36$	$d_5=1.82$
$R^2=0.98$	$R^2=0.98$	$R^2=0.96$	$R^2=0.95$	$R^2=0.98$

Nu sayısı için elde edilen korelasyon değerlerinde Re sayısına bağımlılığının $b_1=0.83$ gibi bir katsayıyla bulunması grafiklerde görülen artan Re sayısı ile birlikte artan Nu sayısı eğilimini matematiksel ifadeyle teyit etmektedir. Aynı şekilde artan Re ile birlikte Ns değerlerinin arttığı daha önce grafiklerde görülmüştü. Burada çıkan $b_4=0.242$ değeri Re sayısının Ns üzerindeki etkisinin Nu sayısı üzerindeki etkisi kadar kuvvetli olmadığını gösteriyor. Öte yandan sürtünme faktörünün Re sayısı ile ters orantısı burada da ortaya çıkmıştır ($b_5=-1.40$). Yay yerleşim şeklinin etkisi tüm değerlerde arttırıcı yönde olmuştur. Paralel yerleşimden 7° ve 10° yerleşime gidildiğinde $(1+\tan \theta)$ değeri artmış dolayısıyla yerleşimdeki bu değişiklik tüm ele alınan parametreleri doğrudan arttırmıştır. En önemli artış Nu sayısında ve sürtünme faktöründe (f) gözlenmiştir ($d_1=0.93$ ve $d_5=1.81$).

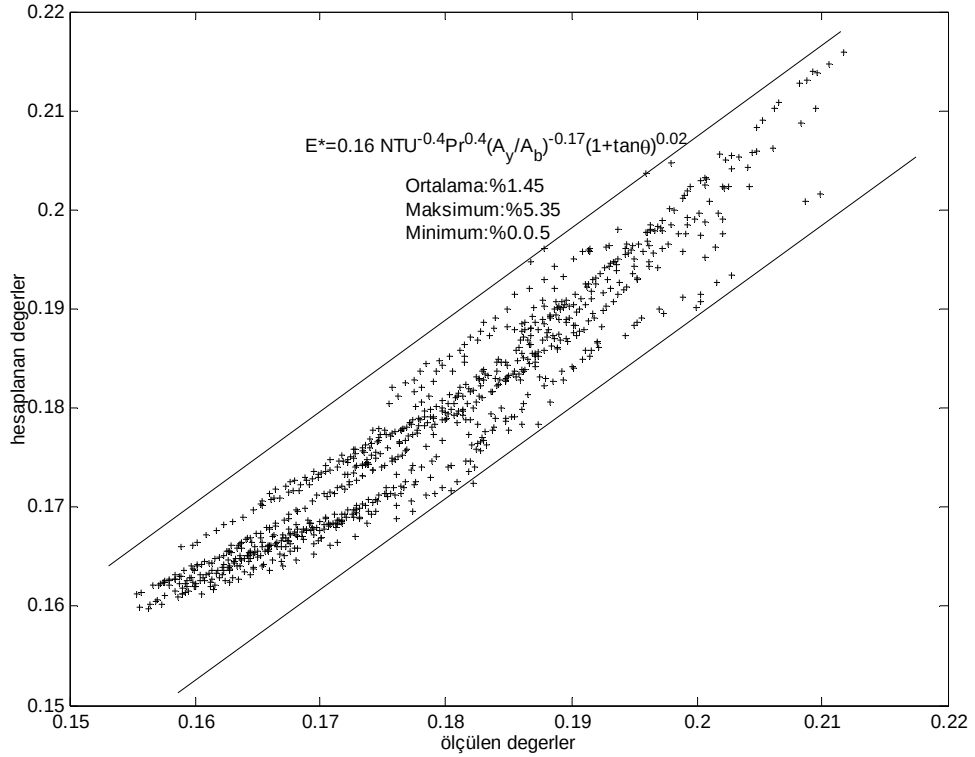
Elde edilen korelasyon katsayılarının geçerliliği regresyon katsayılarına (R) ve gerçek (gözlenen veya ölçülen) değer ile tahmin edilen (hesaplanan) değer arasındaki yaklaşıma bağlıdır. Regresyon katsayıları literatürce kabul edilen sınırların çok üzerinde çıkmıştır. En küçük regresyon katsayısı 0.95 oranında (Ns bağıntısı için) çıkmıştır ki, bu değer ileriki çalışmalarda katsayılar modifiye edilerek arttırılabilir. Gerçek ile tahmini değerler arasındaki uyum durumları ise Şekil (7.1)-(7.5) arasındaki grafiklerde verilmiştir. Grafiklerin üzerinde denklemlerin son hali ile birlikte ortalama, maksimum ve minimum sapma değerleri verilmiştir.



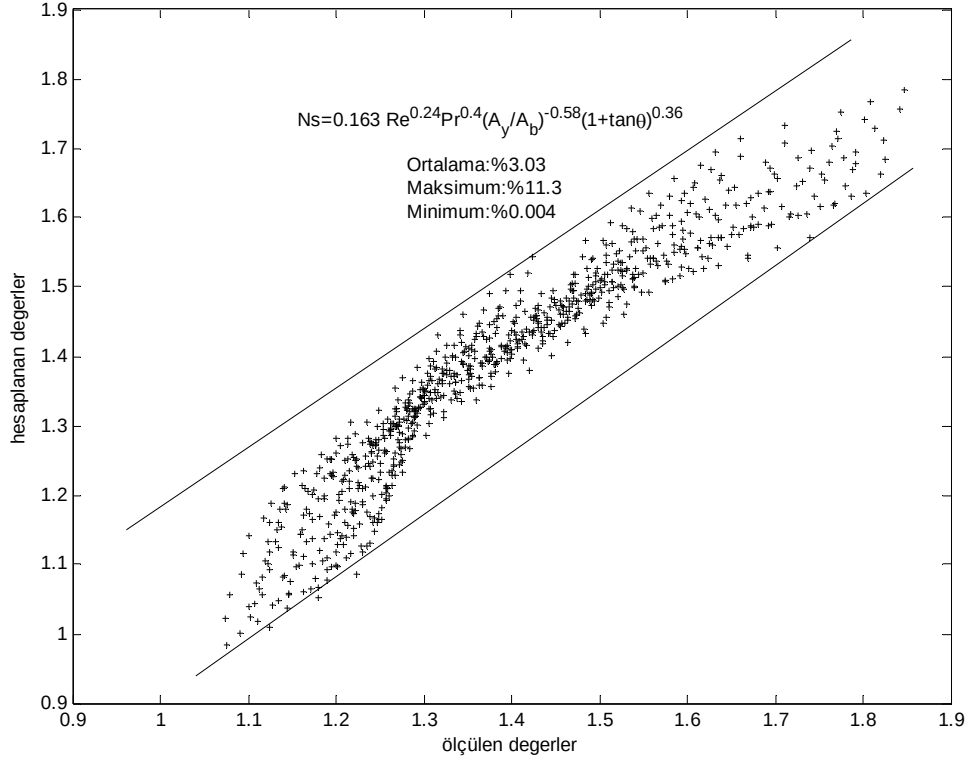
Şekil 7.1. Nu sayısı bağıntısı için ölçülen değerlerle hesaplanan değerler arasındaki değişim



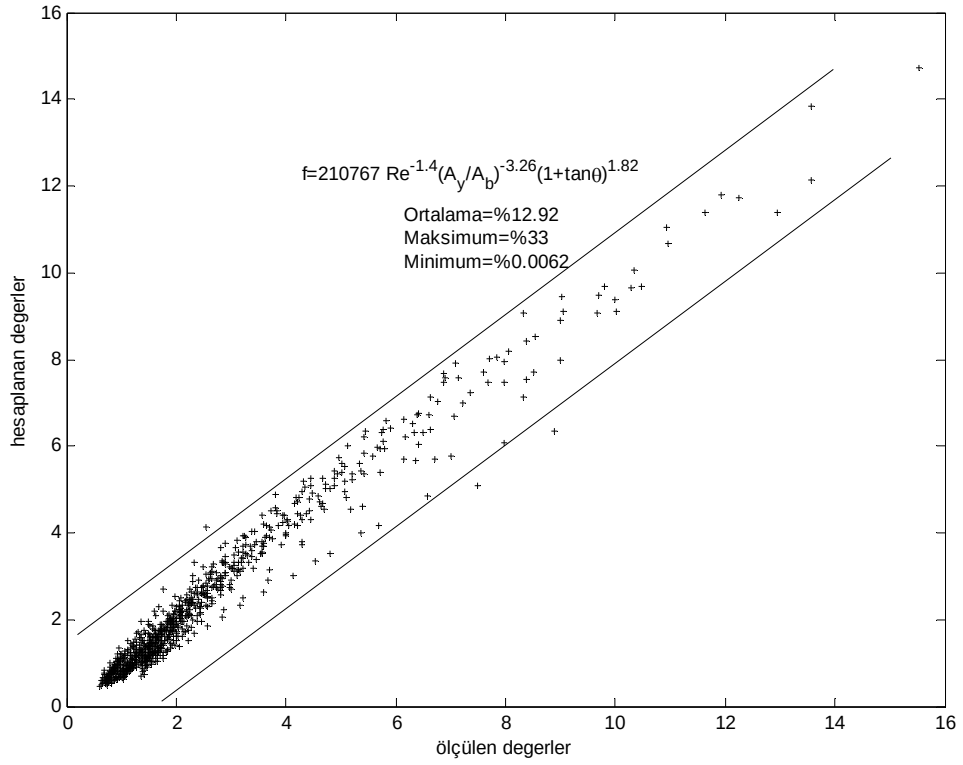
Şekil 7.2. Etkinlik (ϵ) bağıntısı için ölçülen değerlerle hesaplanan değerler arasındaki değişim



Şekil 7.3. Ekserji kaybı oranı (E^*) bağıntısı için ölçülen değerlerle hesaplanan değerler arasındaki değişim



Şekil 7.4. Entropi üretimi (Ns) bağıntısı için ölçülen değerlerle hesaplanan değerler arasındaki değişim



Şekil 7.5. Sürtünme faktörü (f) bağıntısı için ölçülen değerlerle hesaplanan değerler arasındaki değişim

Yaylı türbülatorlerin ele alındığı bu çalışmada, bundan önceki bölümlerde boş borunun Nu sayısı değerleri Dittus-Boelter bağıntısıyla verilen teorik Nu sayısı değerleriyle grafik bazında kıyaslanmıştır. Hatırlanacağı üzere Nu sayısı Dittus-Boelter'e göre;

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4}$$

şeklinde verilmiştir. STATISTICA programı kullanılarak bu çalışmada yapılan boş boru deneylerinin Nu sayısı bağıntıları elde edilmiş ve grafiklerde çıkan yakınlık bağıntılarında da gözlenmiştir. Şöyle ki; Pr sayısı etkisi sabit kabul edildiğinde Nu sayısının parametrik değerlere göre değişimi;

$$Nu = 0.036 Re^{0.76} Pr^{0.4} \quad (R=0.99) \quad (7.7)$$

şeklinde bulunmaktadır. Benzer şekilde hidrolik pürüzsüz bir boru için sürtünme faktörü literatürden seçilen

$$f = 0.316 Re^{-0.25}$$

bağıntısına yakın olarak bu çalışmada

$$f = 0.546 Re^{-0.3} \quad (R=0.99) \quad (7.8)$$

bağıntısı elde edilmiştir. Ayrıca regresyon katsayıları %99 civarında çıkmıştır –ki bu da literatürde kabul edilebilir en üst sınırdadır.

7.2. Deneysel Hatalar ve Belirsizlik Analizi

7.2.1. Belirsizlik Analizinin Tanımı ve Önemi

Gerçek hayatta neredeyse tüm mühendisler testlerden ve deneylerden elde edilen verilerle şu veya bu şekilde uğraşmak zorunda kalırlar. Bir veri elde etmek durumunda olabilirler, bir datayı bir tasarım için kullanmayı deniyor olabilirler, ya da dataları kendi hesaplamalarını ve teorilerini test etmek için kullanıyor olabilirler. Durum ne olursa olsun mühendis ya da araştırmacı verilerin doğruluğu konusunda emin olmak ister. Ya, kendi

verilerinin doğruluğunu kanıtlamak veya diğer verilerle kendi verilerinin uyumunu görmek ihtiyacı duyabilir.

DeneySEL verilerin doğruluğunun tespiti “Belirsizlik Tahmini”, “Belirsizlik Aralığı” veya sadece “Belirsizlik” şeklinde adlandırılır. Belirsizliği bulmak üzere kullanılan teknik “Belirsizlik Analizi” olarak adlandırılır. Belirsizlik analiziyle ilgili en açıklayıcı bilgiler Kline ve McClintock [31] ve Holman [32] tarafından yapılmıştır.

Belirsizlik aralığının ölçümlerle simetrik bir bağı vardır; bu aralık genellikle deney yapanın gerçek değerin %95 doğrulukla içinde bulunduğu aralık olarak tanımlanır. Belirsizlik aralığı birkaç yolla gösterilir. Bir deneye ait veriler listelendiği zaman “±” işareti ile belirsizlik aralığı belirlenebilir, örneğin U hızı $20 \pm 1 \text{ m/s}$ ise, belirsizlik 1 m/s’ dir. Bazen de w() simgesi ile parantez içerisine belirsizliği hesaplanan özellik yazılarak belirsizlik değeri ifade edilir; örneğin “w(U) = 1 m/s” ifadesi U hızının belirsizliğinin 1 m/s olduğunu gösterir. Son olarak belirsizlik yüzde olarak ifade edilir; örneğin “hız ölçümünde %5 belirsizlik var” ifadesi $w(U)/U = 0.05$ anlamına gelir [32].

Genelde belirsizlik analizi iki kısma ayrılır; (1) temel ölçümlerdeki belirsizlik, (2) bu ölçümlerden elde edilen sonucun belirsizliği. Temel ölçüm belirsizliği başka bir şeyden türetilmeyen belirsizliktir. Yani voltmetreden okunan gerilim, termometreden ölçülen sıcaklık gibi. Temel ölçümün belirsizlik aralığını tespit etmek için bazı bilgiler gerekir, şöyle ki:

(a) **Dijital çözünürlük, skaladaki bölüntü sayısı:** Eğer skala üzerindeki son bölüntüyü hassas olarak okuyamıyorsanız belirsizlik en küçük bölüntü genişliğinin yarısı kadardır.

(b) **İmalatçı bilgileri kalibrasyon bilgileri:** Bazen bir ölçüm çok anlamlı (mesela virgülden sonra altı rakamlı), ancak çok belirsiz olabilir (mesela %15 hatalı olabilir). Böyle durumda katalogu iyi okumak, imalatçı firmanın öngördüğü belirsizliği görmek veya kalibrasyon değerlerini kontrol etmek gerekir.

(c) **Aynı ölçümü tekrarlamak:** Bazen bir cihazın ölçüm değeri zamanla değişiklik gösterebilir, elektrik arızaları, süreksizlik, ortam şartlarının değişmesi gibi. Bu durumda birkaç kez ölçüm alınır ve değerlerin standart sapması hesaplanır.

(d) **Aynı niceliği bağımsız ölçümlerle kıyaslamak:** Bazen iki bağımsız cihaz aynı ölçümü yapmak üzere kullanılabilir (örneğin hava debisini hem rotametre hem de bir orifismetre ile ölçebilirsiniz). Belirsizlik, aradaki farktan daha küçük olduğu sürece ölçümler arasındaki fark belirsizlikleri belirlemede bir rehber olabilir.

(e) **Diğer faktörler:** ölçüm şeklinin geçerliliği konusunda ölçümü yapan araştırmacı ölçümün doğruluk değerini etkileyen dış faktörleri biliyorsa bunları da toplam belirsizliğe eklemelidir. Bir cihazı çalışma aralığı dışında kullanmak, elverişsiz çevre şartları altında çalışmak, elektrik kesintileri v.s faktörler dikkate alınmalıdır.

Belirsizliği Sonuç Olarak Tespit Etmek

Genelde deneysel veri sonuca ulaşmak için elde edilir. Elde edilen veriler ile sonuç arasındaki ilişki her zaman bir matematiksel fonksiyon olarak verilebilir. Herhangi bir P sonucunun n değişkene bağlı olduğunu varsayalım:

$$P = P(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad (7.9)$$

bu değişkenlerden her birinin kendi belirsizliği olsun; örneğin x_1 'in belirsizliği w_{x_1} olsun. Bu durumda deney yapanların aralarında vardığı yaygın anlaşmaya göre P 'nin toplam belirsizliği tüm etkilerin karekök ortalaması olarak hesaplanır [32].

$$w_P = \left[\left(\frac{\partial P}{\partial x_1} w_{x_1} \right)^2 + \left(\frac{\partial P}{\partial x_2} w_{x_2} \right)^2 + \left(\frac{\partial P}{\partial x_3} w_{x_3} \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial P}{\partial x_n} w_{x_n} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (7.10)$$

Bu hesaplama olası olmayan tüm değişkenlerin aynı anda maksimum hataya sahip olmaları kabulüne karşı gelen çeşitli $w(x_i)$ belirsizliklerinin basitçe birbirlerine eklenmeleri işlemine göre istatistiksel açıdan çok daha olasıdır. Tüm ilgili $w(x_i)$ belirsizliklerinin doğru olarak belirlenmesinin ve bildirilmesinin deney yapan kişinin sorumluluğunda olduğuna dikkate edilmelidir.

Eğer R büyüklüğü diğer değişkenlerin bir basit kuvvet yasası ifadesi ise, örneğin $P = \text{sabit } x_1^n x_2^n x_3^n \dots$, ise bu durumda denklem (7.8)'daki türevler P ile ve geçerli kuvvet yasası üssü ile doğru orantılı ve o değişkenle de ters orantılıdır.

Eğer $P = \text{sabit } x_1^n x_2^n x_3^n \dots$, ise buradan:

$$\frac{\partial P}{\partial x_1} = \frac{n_1 P}{x_1}, \frac{\partial P}{\partial x_2} = \frac{n_2 P}{x_2}, \frac{\partial P}{\partial x_3} = \frac{n_3 P}{x_3}, \dots \quad (7.9)$$

elde edilir. Bu durumda denklem (7.9)'dan:

$$\frac{w_P}{P} = \left[\left(n_1 \frac{w_{x1}}{x_1} \right)^2 + \left(n_2 \frac{w_{x2}}{x_2} \right)^2 + \left(n_3 \frac{w_{x3}}{x_3} \right)^2 + \dots \right]^{1/2} \quad (7.10)$$

elde edilir.

Bu bilgiler ışığında; yapılan deneysel çalışmanın belirsizlik analizi için evvela belirsizlik kaynağı olan parametreler ve bu parametrelerin belirsizlik oranlarını gözden geçirmekte fayda vardır.

7.2.2. Bu Çalışmada Hesaplanan Toplam Belirsizlik Değerleri

Bu çalışmada ana hatlarıyla sıcaklık, basınç kaybı ve hacimsel debi ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Bu ölçümlerden elde edilen değerlerle Nusselt sayısı (Nu), sürtünme faktörü (f), ve Reynolds sayısı (Re) hesaplanmıştır. Hesaplanan bu değerler için belirsizlik değerleri hesaplanırken Kline ve McClintock tarafından belirlenen yöntem esas alınmış, ayrıca Asan ve Namlı tarafından [33] gerçekleştirilen benzer tip bir sabit sıcaklıkla ısıtılmış ısı değiştirgeci sisteminin belirsizlik analizi çalışması referans alınmıştır. Buna göre toplam belirsizlik değerleri aşağıda verildiği gibidir.

7.2.2.1 Nusselt Sayısı için Belirsizlik Formülasyonu

Nusselt sayısı Bölüm 4'de detaylarıyla verilen hesaplama yöntemi sonucunda:

$$Nu = \frac{\rho \dot{V} C_p}{k \pi L} \ln \left(\frac{T_w - T_g}{T_w - T_c} \right) \quad (7.11)$$

şeklinde hesaplanmıştır. Nusselt sayısı için belirsizlik ifadesi;

$$w_{Nu} = \left[\left(\frac{\partial Nu}{\partial \rho} w_{\rho} \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial C_p} w_{C_p} \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial k} w_k \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial L} w_L \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial \dot{V}} w_{\dot{V}} \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial T_g} w_{T_g} \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial T_{\zeta}} w_{T_{\zeta}} \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial T_w} w_{T_w} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (7.12)$$

şeklinde bulunur. Denklem (7.12)'deki türev ifadesi (7.11) bağıntısı yardımıyla bulunarak yerine yazılırsa

$$w_{Nu} = \left[\left(\frac{\dot{V} C_p}{k \pi L} \ln \left(\frac{T_w - T_g}{T_w - T_{\zeta}} \right) w_{\rho} \right)^2 + \left(\frac{\rho \dot{V}}{k \pi L} \ln \left(\frac{T_w - T_g}{T_w - T_{\zeta}} \right) w_{C_p} \right)^2 + \left(-\frac{\rho \dot{V} C_p}{k^2 \pi L} \ln \left(\frac{T_w - T_g}{T_w - T_{\zeta}} \right) w_k \right)^2 + \left(-\frac{\rho \dot{V} C_p}{k \pi L^2} \ln \left(\frac{T_w - T_g}{T_w - T_{\zeta}} \right) w_L \right)^2 + \left(\frac{\rho C_p}{k \pi L} \ln \left(\frac{T_w - T_g}{T_w - T_{\zeta}} \right) w_{\dot{V}} \right)^2 + \left(-\frac{\rho \dot{V} C_p}{k \pi L (T_w - T_g)} w_{T_g} \right)^2 + \left(\frac{\rho \dot{V} C_p}{k \pi L (T_w - T_{\zeta})} w_{T_{\zeta}} \right)^2 + \left(\frac{\rho \dot{V} C_p}{k \pi L (T_w - T_{\zeta}) (T_w - T_g)} w_{T_w} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (7.13)$$

ifadesi elde edilir. Denklem (7.13) denklem (7.11)'e bölündüğünde Nusselt sayısı için toplam belirsizlik bulunur:

$$\frac{w_{Nu}}{Nu} = \left[\left(\frac{w_{\rho}}{\rho} \right)^2 + \left(\frac{w_{C_p}}{C_p} \right)^2 + \left(\frac{w_k}{k} \right)^2 + \left(\frac{w_L}{L} \right)^2 + \left(\frac{w_{\dot{V}}}{\dot{V}} \right)^2 + \left[\frac{w_{T_g}}{(T_w - T_g) \ln \left(\frac{T_w - T_g}{T_w - T_{\zeta}} \right)} \right]^2 + \left[\frac{w_{T_{\zeta}}}{(T_w - T_{\zeta}) \ln \left(\frac{T_w - T_g}{T_w - T_{\zeta}} \right)} \right]^2 + \left[\frac{(T_{\zeta} - T_g) w_{T_w}}{(T_w - T_{\zeta}) (T_w - T_g) \ln \left(\frac{T_w - T_g}{T_w - T_{\zeta}} \right)} \right]^2 \right]^{1/2} \quad (7.14)$$

Elde edilen bu son denklekte ölçülen veriler yerine koyularak Nusselt sayısı için toplam belirsizlik bulunmuş olur.

7.2.2.2. Sürtünme Faktörü için Belirsizlik Formülasyonu

Sürtünme faktörü Bölüm 4’de şöyle bulunmuştur:

$$\Delta P = f \frac{L}{D_i} \rho \frac{V^2}{2}$$

Ölçülen değerler cinsinden yeniden düzenlenerek yazıldığında:

$$f = \Delta P \frac{L}{D_i} \rho \frac{(4\dot{V} / \pi D_i^2)^2}{2}$$

$$f = \frac{\Delta P D_i^5 \pi^2}{8 \rho L \dot{V}^2} \quad (7.15)$$

şekline gelir. Sürtünme faktörü için belirsizlik ifadesi:

$$w_f = \left[\left(\frac{\partial f}{\partial \rho} w_\rho \right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial D_i} w_{D_i} \right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial L} w_L \right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial \dot{V}} w_{\dot{V}} \right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial \Delta P} w_{\Delta P} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (7.16)$$

şeklinde belirlenir. (7.16) eşitliğindeki türev ifadeleri (7.15)’den bulunarak yerine yazılırsa:

$$w_f = \left[\left(-\frac{\Delta P D_i^5 \pi^2}{\rho^2 8 L \dot{V}^2} w_\rho \right)^2 + \left(\frac{5 \Delta P D_i^4 \pi^2}{8 \rho L \dot{V}^2} w_{D_i} \right)^2 + \left(-\frac{\Delta P D_i^5 \pi^2}{8 \rho L^2 \dot{V}^2} w_L \right)^2 + \left(-\frac{2 \Delta P D_i^5 \pi^2}{8 \rho L \dot{V}^3} w_{\dot{V}} \right)^2 + \left(\frac{D_i^5 \pi^2}{8 \rho L \dot{V}^2} w_{\Delta P} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (7.17)$$

Elde edilen bu ifade f ifadesine (Denklem (7.15)) bölünürse f için belirsizlik bulunur:

$$\frac{w_f}{f} = \left[\left(\frac{w_\rho}{\rho} \right)^2 + 25 \left(\frac{w_{D_i}}{D_i} \right)^2 + \left(\frac{w_L}{L} \right)^2 + 4 \left(\frac{w_{\dot{V}}}{\dot{V}} \right)^2 + \left(\frac{w_{\Delta P}}{\Delta P} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (7.18)$$

7.2.2.3. Reynolds Sayısı için Belirsizlik Formülasyonu

Reynolds sayısı Bölüm 4’de verildiği gibi hacimsel debiye ve iç boru çapına göre hesaplanmıştır.

$$Re = \frac{4\dot{V}}{\pi D_i \nu} \quad (7.19)$$

Belirsizlik değeri ise şöyle bulunur:

$$w_{Re} = \left[\left(\frac{\partial Re}{\partial \nu} w_\nu \right)^2 + \left(\frac{\partial Re}{\partial D_i} w_{D_i} \right)^2 + \left(\frac{\partial Re}{\partial \dot{V}} w_{\dot{V}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (7.20)$$

$$w_{Re} = \left[\left(-\frac{4\dot{V}}{\pi \nu^2 D_i} w_\nu \right)^2 + \left(-\frac{4\dot{V}}{\pi \nu D_i^2} w_{D_i} \right)^2 + \left(\frac{4\dot{V}}{\pi \nu D_i} w_{\dot{V}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (7.21)$$

$$\frac{w_{Re}}{Re} = \left[\left(\frac{w_\nu}{\nu} \right)^2 + \left(\frac{w_{D_i}}{D_i} \right)^2 + \left(\frac{w_{\dot{V}}}{\dot{V}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (7.22)$$

7.2.3. Ölçülen Değerlerin Belirsizliklerinin Belirlenmesi

Yukarıda elde edilen (7.14), (7.18) ve (7.22) bağıntılarıyla verilen belirsizlik ifadelerinde ölçülen değerler olarak ifade edilen her bir bağımsız değişken için belirsizliklerin belirlenmesi gerekmektedir. Sözü edilen belirsizlikler için çeşitli kaynaklarda benzer ölçümlerdeki belirsizliklerin esas alınması yanında, yukarıda da belirtildiği gibi ölçü aletlerinin

üretici firmaları tarafından önerilen belirsizlik değerleri de dikkate alınmıştır. Bunun yanında belirlenmesi zor veya mümkün olmayan hatalar, deneysel tecrübelerden tahmini olarak belirlenmiştir [33]. Bütün bunların göz önüne alınması ile her bir değişken için ortaya çıkabilecek belirsizlik değerleri şu şekilde belirlenebilir:

7.2.3.1. Sıcaklık Ölçümünde Ortaya Çıkabilecek Hatalar

- (a1) Isıl çiftlerden kaynaklanan belirsizlik; $\pm 0.5 \text{ }^{\circ}\text{C} \equiv \pm \% 0.5$
- (b1) Referans sıcaklıktan (buz banyosundan) kaynaklanan belirsizlik; $\pm 1 \text{ }^{\circ}\text{C} \equiv \pm \% 1$
- (c1) Dijital kanal seçiciden kaynaklanan belirsizlik; $\pm 0.3 \text{ }^{\circ}\text{C} \equiv \pm \% 0.3$
- (d1) Bağlantı elemanları ve noktalarından kaynaklanan belirsizlik; $\pm 0.1 \text{ }^{\circ}\text{C} \equiv \pm \% 0.1$
- (e1) Giriş sıcaklığının ölçülmesinde yapılabilecek belirsizlik; $\pm 0.5 \text{ }^{\circ}\text{C} \equiv \pm \% 0.5$
- (f1) Çıkış sıcaklığının ölçülmesinde yapılabilecek belirsizlik; $\pm 2-3 \text{ }^{\circ}\text{C} \equiv \pm \% 2-3$
- (g1) Yüzey sıcaklığının ölçülmesinde yapılabilecek belirsizlik; $\pm 0.5-1 \text{ }^{\circ}\text{C} \equiv \pm \% 0.5-1$

bu hata değerlerinden (e1), (f1) ve (g1) belirsizlikleri, ayrı ayrı olmak üzere (a1), (b1), (c1) ve (d1) belirsizliklerinden de etkilenmektedir [33]. Buna göre giriş sıcaklığının ölçülmesinde ortaya çıkabilecek toplam belirsizlik;

$$w_{Tag} = \left[(a1)^2 + (b1)^2 + (c1)^2 + (d1)^2 + (e1)^2 \right]^{1/2} \quad (7.23)$$

şeklinde bulunabilir. Çıkış sıcaklığında ortaya çıkabilecek toplam belirsizlik;

$$w_{Ta\check{c}} = \left[(a1)^2 + (b1)^2 + (c1)^2 + (d1)^2 + (f1)^2 \right]^{1/2} \quad (7.24)$$

şeklinde bulunabilir. Yüzey sıcaklığının ölçülmesinde ortaya çıkabilecek toplam belirsizlik ise;

$$w_{Tw} = \left[(a1)^2 + (b1)^2 + (c1)^2 + (d1)^2 + (g1)^2 \right]^{1/2} \quad (7.25)$$

şeklinde bulunabilir.

7.2.3.2. Basınç Kaybı Ölçümlerinde Ortaya Çıkabilecek Hatalar

(a2) Manometrenin okunmasında ortaya çıkabilecek belirsizlik ; $\pm\% 2-3$

(b2) Sistem kaçaklarıyla ilgili belirsizlik; $\pm 0.5-1$

(c2) Sıcaklık farklarından kaynaklanan belirsizlik; $\pm 0.5-1$

Bu belirsizlikler, basınç kaybının ölçülmesinde ortaya çıkabilecek toplam belirsizlik olarak aşağıdaki gibi bulunur:

$$w_{\Delta P} = \left[(a2)^2 + (b2)^2 + (c2)^2 \right]^{1/2} \quad (7.26)$$

7.2.3.3. Debi Ölçümlerinde Ortaya Çıkabilecek Belirsizlikler

(a3) Rotometre okuma belirsizliği; $\pm 1-1.5$

(b3) Sistem kaçaklarıyla ilgili belirsizlik; $\pm\% 2-3$

(c3) Sıcaklık farklılıklarından kaynaklanan belirsizlik; $\pm 0.5-1$

Bu belirsizliklerden de debi ölçümünde ortaya çıkabilecek toplam belirsizlik;

$$w_v = \left[(a3)^2 + (b3)^2 + (c3)^2 \right]^{1/2} \quad (7.27)$$

şeklinde belirlenebilir.

7.2.3.4. Diğer Belirsizlikler

(a4) Boru çapında eksen boyunca meydana gelebilecek farklılıklardan kaynaklanan belirsizlik;

$$w_{Di} = \pm 0.05-0.1 \text{ mm} \equiv \pm\% 1$$

(b4) boru boyundaki farklılıklardan kaynaklanan belirsizlik;

$$w_L = \pm 10 \text{ mm} \equiv \pm \% 1.5$$

(c4) fiziksel özelliklerin tablo değerlerinin okunmasında ortaya çıkabilecek belirsizlik;

$$w_\rho = w_k = w_{Cp} = w_\nu = \pm 0.1-0.2$$

(7.23), (7.24), (7.25), (7.26) ve (7.27) eşitliklerinden elde edilen belirsizlik değerleri ile (a4), (b4), (c4) belirsizliklerinin ilgili (7.14), (7.18), (7.22) eşitliklerinde yerlerine yazılması ile Nu sayısı, sürtünme faktörü ve Reynolds sayısı için toplam belirsizlikler belirlenmiş olur [33].

Şekil (3.1).’de şematik resmi görülen ısı değiştirgeci içerisine yay yerleştirilmesiyle oluşturulan türbülatorlerin Nusselt sayısı sürtünme faktörü ve Reynolds sayısı için elde edilen toplam belirsizlik değerleri sırasıyla $\pm \%15.5$, $\pm \%17.05$ ve $\pm \%3.06$ olarak bulunmuştur.

8. SONUÇLAR ve ÖNERİLER

İçerisine yay yerleştirilen ısı değıştirgeçlerinin incelendiğı bu çalışmada yayların türbülâtör etkisi deneysel olarak incelenmiştir. Bu çalışmada farklı çaplardaki yayların, çeşitli sayı ve diziliş şekillerinin ısı transferi (Nu sayısı), basınç kaybı (ΔP), sürtünme faktörü (f), entropi üretim oranı (Ns), ekserji kayıp oranı (E^*) ve etkinlik üzerindeki etkisi (ϵ), başta Reynolds sayısına ve ısı geçiş birim sayısına bağılı olarak hesaplanmıştır. Çalışmada elde edilen başlıca sonuçlar şöyledir:

- Dört farklı yay çapının kullanıldığı çalışmada yay çapının artmasıyla birlikte ısı transferinin arttığı buna bağılı olarak basınç kayıplarında da artış görüldüğü gözlenmiştir. Yay çapının arttırılması ısı transfer yüzey alanını arttırdığından ısı transferinde artış gözlenmiştir.
- Yayların sayısının arttırılmasının da ısı transferi ve basınç kaybı üzerinde artış yaptığı gözlenmiştir. En yüksek ısı transferi 6 sıralı dizilişlerde elde edilirken en düşük ısı transferi ve buna bağılı olarak basınç kaybı da 4 sıralı dizilişte elde edilmiştir.
- Yayların birbirine paralel ve açılı yerleştirilmeleri ısı transfer miktarını etkileyen faktörlerden biridir. 10° helis açısıyla yerleştirilen yaylarda ısı transferi daha yüksek gözlenirken, paralel dizilişte en düşük çıktığı görülmüştür.
- Bütün deney sonuçları dikkate alındığında en yüksek Nu sayısı değeri 6 adet, 13 mm çaptaki yayın 10° helis açısıyla dizilmesi durumunda ortaya çıkmıştır. Söz konusu durumda; ortalama Nu sayısı 63.16 gibi bir değere haiz iken, yay çapının 7.2 mm, yay sayısının 4 ve diziliş şeklinin paralel olduğu sistemde ortalama Nu sayısı 33.44 gibi bir değere sahiptir. Ortalama Nu sayısının maksimum değerde görüldüğü sistem içerisinde yay bulunmayan boş boru durumuna göre kıyaslandığında % 132.04 oranında artış olduğu, öte yandan en düşük ortalamaların elde edildiğı sistemin boş boruya göre %26.52 oranında artış gösterdiği gözlenmiştir.
- Artan ısı transferiyle birlikte basınç kayıpları da artış göstermiştir. 13 mm çapındaki 6 adet yayın 10° açıyla yerleştirilmesi durumunda boş boruya nazaran 71.3 kat basınç kaybı artışı görülmüştür. Bu konuda çalışan araştırmacıların basınç kaybını minimize edecek bir optimizasyon çalışması yaparak sistemi optimize etmeleri önerilmektedir.
- İkinci kanun analizin ele alındığı bu çalışmada, entropi üretim oranının 13 mm çapta 6 adet yayın 10° helis açısında dizilmesi durumunda 1.55 çıktığı, 7.2 mm çaplı 4 adet yayın paralel dizilişinde ise 1.19 çıktığı görülmüştür.

- NTU oranının 13 mm çapta 6 adet yayın 10° helis açısında dizilmesi durumundaki değeri 0.84 iken etkinlik değeri (ϵ) aynı durum için 0.59 değerindedir. 7.2 mm çaplı 4 adet paralel dizilişli yay durumu için $NTU=0.48$ ve $\epsilon=0.38$ 'dir. Öte yandan boş boru için $NTU=0.34$, $\epsilon=0.29$ değerindedir. Bu durumda boş boruya göre ilk durumda NTU değerinde %147 etkinlik değerinde %103.4 artış görülürken, ikinci durumda NTU için %41.17, etkinlik için %31.03 civarında artış görülmüştür.
- Ekserji kayıp oranı olarak adlandırılan E^* değeri tersinmezliğin sisteme giren ısıya oranıdır. Boş boru durumunda $E^*=0.21$ oranında çıkmıştır. Sisteme yayların takılmasıyla birlikte giren ısı artmış böylece E^* değeri düşmüştür. En düşük ekserji kayıp oranı $E^*=0.16$ şeklinde 13 mm çapta 6 adet yayın 10° helis açısında dizilmesi durumunda hesaplanmıştır. Bu da boş boruya göre %24 azalma demektir. Öte yandan bu oranın 7.2 mm çapta 4 adet yayın paralel dizilmesi durumunda $E^*=0.19$ olarak hesaplanmıştır ve boş boruya göre %9.52 oranında azalma tespit edilmiştir.
- Yay kullanılması durumundaki türbülatorün literatürde kullanılan diğer tip türbülatorle kıyaslanması durumunda bu çalışmanın literatürdeki değerlere yakın çıktığı görülmüştür. Kavak [26]'a göre yaylı bir türbülatorde Reynolds sayısı, mesafe ve değişen çaplara bağlı olarak boş boruya göre ısı transferinde 2.64 kat artış göstermiş, basınç kaybında 2.74 kat artış ekserji kaybı ise boş boruya göre 1.64 kat artış göstermiştir. Bu çalışmada Nu sayısında 2.32 kat artış, basınç kaybında 3.7 kat, ekserji kaybında ise 1.7 kat civarında bir artış görülmüştür.

KAYNAKLAR

- [1] Royds R., “Heat Transmission by Radiation, Conduction and Convection”, *First Edition, Constable and Company*, London, 191-201, 1921.
- [2] Smithberg E. and Landis F., “Friction and Forced Convection Heat Transfer Characteristics in Tubes with Twisted Tape Swirl Generators”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 39-49, 1964.
- [3] Zaharzadeh N. H. and Jagadish B. S., “Heat Trans in Decaying Swirl Flows”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 18, 941-944, 1975.
- [4] Yılmaz, T. ve Ayhan, T., “Birbirleriyle Bağlantılı Daralan -Genişleyen Kanallarda Isı Transferi”, *Isı Bilimi ve Tekniği 4. Ulusal Kongresi*, 133-149, 1983.
- [5] Arıcı, E., ve Ayhan, T., “Isı Eşanjörlerinde Boru İçerisine Yerleştirilen Yapay Helisel Yay Elemanlarının Isı Eşanjörü Performanslarına Etkisi”, *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 9 (2), 1987.
- [6] Algifri A.H., Bhardwaj R.K. and Rao Y.V.N., “Heat Transfer in Turbulent Decaying Swirl Flow in a Circular Pipe”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 31, 8, 1563-1568, 1988.
- [7] Hirai S., Takagi T. and Higashiya T., “Numerical Prediction of Flow Characteristics and Retardation of Mixing in a Turbulent Swirling Flow”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 32 (1), 121-130, 1989.
- [8] Demirtaş C., Durmuş A, Ayhan T., ve Karabay H. “Konik Halka Yüzeyle Türbülötörlerin Kazan Verimine Etkileri”, *Akdeniz Üniv. 7. Müh Haftası*, 25-28 Mayıs, 1992.
- [9] Durmuş A., “Dönmeli Akış İçeren Dönen Borulu Isı Değiştiricisinde Isı Transferi ve Akışın İncelenmesi”, *Doktora Tezi*, K.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Trabzon, 1993.
- [10] Ekkad S.V. and Han, J.C., “Detailed Heat Transfer Distributions in Two-Pass Square Channels with Rib Turbulators”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 40, 2525–2537, 1997.

- [11] Yıldız C., Bicer Y. and Pehlivan, D., “Effect of Twisted Strips on Heat Transfer and Pressure Drop in Heat Exchangers”, *Energy Conversion and Management*, 39, 331–336, 1998.
- [12] Durmuş, A. ve Kurtbaş İ., “Değişik Konstrüksiyonlarda Yerleştirilen Çubuk Kanatlı Türbülötörlerde NTU Analizi ve Ekserji Kaybı”, *IV. Mühendislik-Mimarlık Sempozyumu*, Balıkesir Üniversitesi, Balıkesir, 353-362, 11-13 Eylül 2002.
- [13] Kok H., and Anand NK., “Use of Porous Baffles to Enhance Heat Transfers in a Rectangular Channel”, *International Journal Heat and Mass Transfer*, 46, 4191-4199, 2003.
- [14] Durmuş A., Kurtbaş İ., Gülçimen F. and Turgut, E., “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, 2004.
- [15] Durmuş A., “Heat Transfer and Exergy Loss in Cut out Conical Turbulators” *Energy Conversion and Management*, 45, 785–796, 2004.
- [16] Yakut K., Şahin B., and Canbazoğlu S., “Performance and Flow-Induced Vibration Characteristics for Conical-Ring Turbulators”, *Applied Energy*, 79, 65-67, 2004.
- [17] Yakut K. and Şahin B., “Flow-Induced Vibration Analysis of Conical Rings Used of Heat Transfer Enhancement in Heat Exchanger”, *Applied Energy*, 78, 273-288, 2004.
- [18] Neshumayev D., Ots A., Laid J. and Tiikma T. “Experimental Investigation of Various Turbulator Inserts in Gas-Heated Channels”, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 28, 877-886, 2004.
- [19] Akpınar K.E., Bicer Y., Yıldız C., and Pehlivan D., “Heat Transfer Enhancements in a Concentric Double Pipe Exchanger Equipped with Swirl Elements”, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 31(6), 857-858, 2004.
- [20] Tanda G., “Heat Transfer in Rectangular Channels with Transverse and V-Shaped Broken Ribs”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47, 229-243, 2004.

- [21] Yakut K., Şahin B., Çelik C., Alemdaroğlu N., and Kurnuc A., “Effects of Tapes with Delta- Winglets on Heat and Vortex Characteristic”, *Applied Energy*, 80, 75-95, 2005.
- [22] Promvonge P. and Eiamsa-ard,S., “Heat Transfer Enhancement in a Tube With Combined Conical-Nozzle Inserts and Swirl Generator”, *Energy Conversion and Management*, 47, 2867-2882, 2006.
- [23] Promvonge P. and Eiamsa-ard S., “Heat Transfer and Turbulent Flow Friction in a Circular Tube Fitted with Conical-Nozzle Turbulators”, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 34, 72-82, 2007.
- [24] Promvonge P. and Eiamsa-ard S., “Experimental Investigation of Heat Transfer and Friction Characteristics in a Circular Tube Fitted with V-Nozzle Turbulators”, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 33, 591-600, 2006.
- [25] Akansu Orhan S., “Heat Transfer and Pressure Drops for Porous-Ring Turbulators in a Circular Pipe”, *Applied Energy*, 83, 280-298, 2006.
- [26] Akpınar K.E., “Evaluation of Heat Transfer and Exergy Loss in A Concentric Double Pipe Exchanger Equipped with Helical Wires”, *Energy Conversion and Management*”, 47, 3473-3486, 2006.
- [27] Argunhan Z. ve Yıldız C., “Dairesel Kesitli Bir Borunun Girişine Yerleştirilen Delikli Sabit Kanatçıklı Dönme Üreticinin Isı Geçişi ve Basınç Düşüşüne Etkileri”, *Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 12 (2), 217-223, 2006.
- [28] Gül H. and Evin D., “Heat Transfer Enhancement in Circular Tubes Using Helical Swirl Generator Insert at the Entrance”, *International Journal of Thermal Sciences (article in press, doi:10.1016/j.ijthermalsci.2006.12.010)*, 2007.
- [29] Kurtbaş, İ., Durmuş, A., Eren, H. and Turgut E., “Effect of Propeller Type Swirl Generators on the Entropy Generation and Efficiency of Heat Exchangers”, *International Journal of Thermal Sciences*, 46, 300–307, 2007.

[30] Inopera DeWitt, *Isı ve K tle Geişinin Temelleri*, D rd nc  Basımdan eviri, ev. Taner Derbentli v.d.), Literat r Yayıncılık, İstanbul, 2001.

[31] Holmann J.P., *Experimental Methods for Engineers*, 5th edition Mc-Graw Hill Company, New York, 1989.

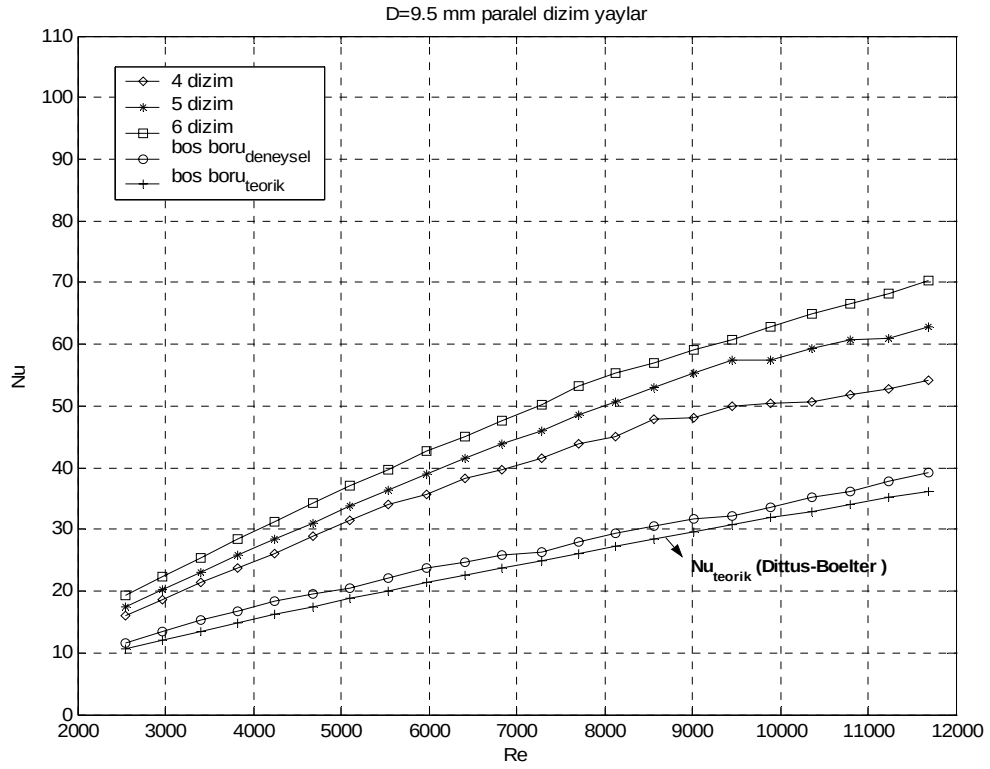
[32] S.J. Kline and F.A. McClintock, Describing Uncertainties in Single-Sample Experiments, *Mechanical Engineering*, 75, 3-8, 1953.

[33] Asan, H. ve Namlı L., “Deneysel Isı Transferi ve Basınç Kaybı alışmalarında Belirsizlik Analizi”, *ULIBTK’97, 11. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi*, Edirne, 369-378, 17-19 Eyl l 1997.

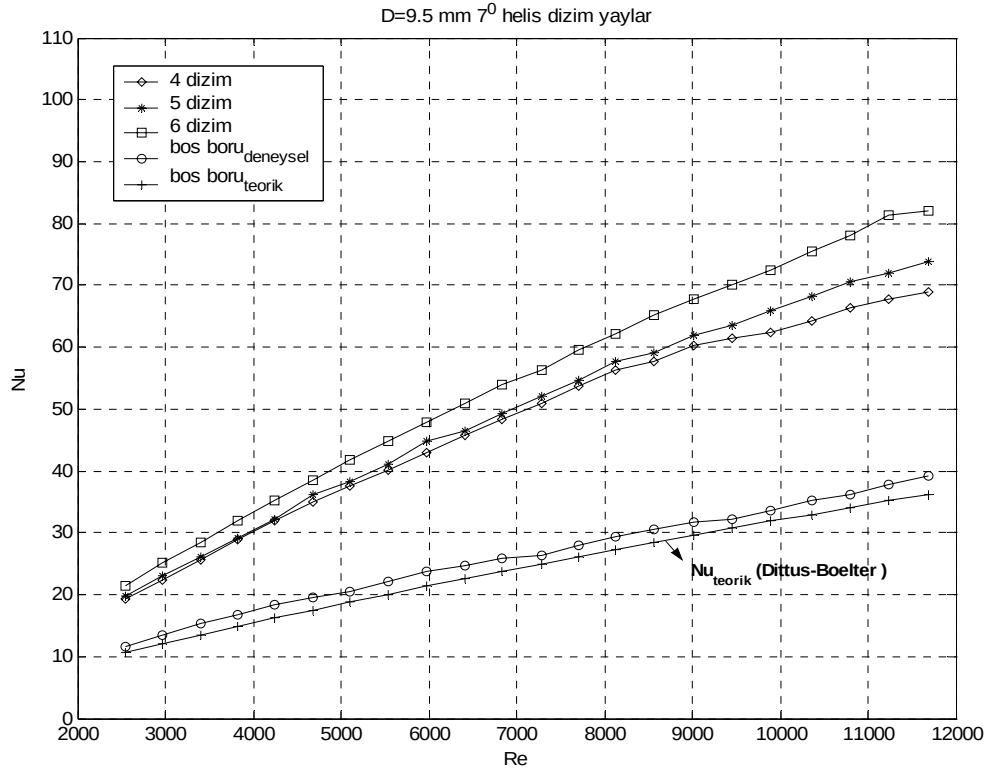
ÖZGEÇMİŞ

Şeyba YILDIZ, 22.08.1980 tarihinde Elazığ'da doğdu. İlk, orta ve lise eğitimini Elazığ'da tamamladı. 1999 yılında Fırat Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünü kazandı. 2004 yılında aynı bölümden mezun oldu. Aynı yıl Fırat Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek lisans yapmaya başladı. Şeyba YILDIZ, İngilizce bilmektedir.

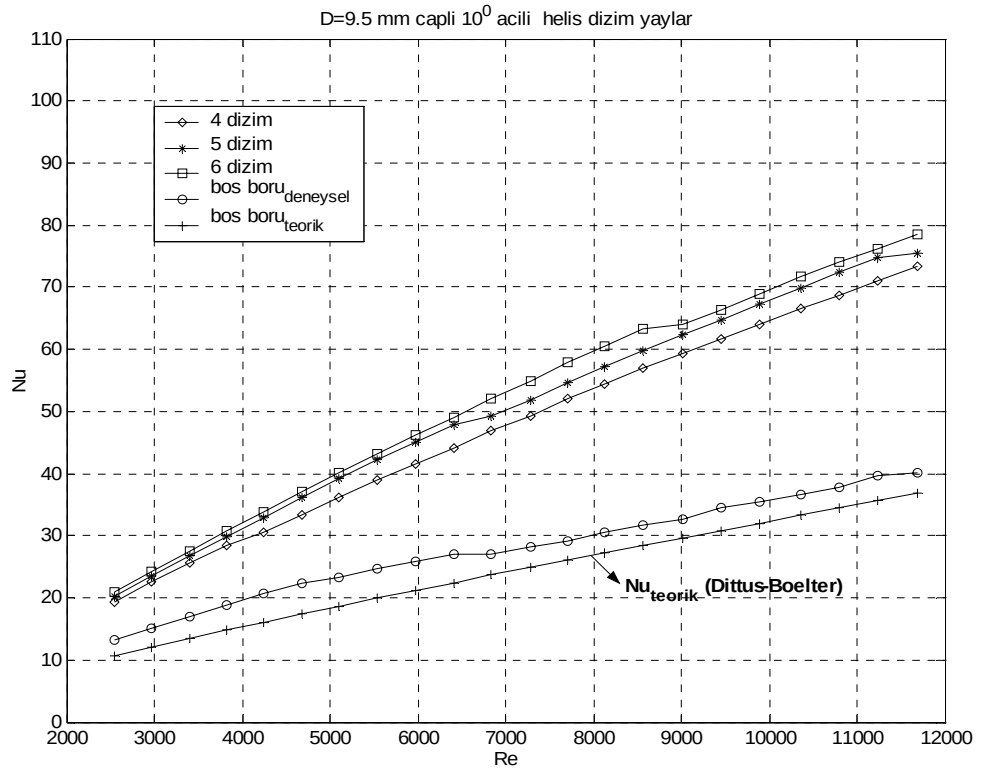
EK- A.1. Isı Transferi Analizi



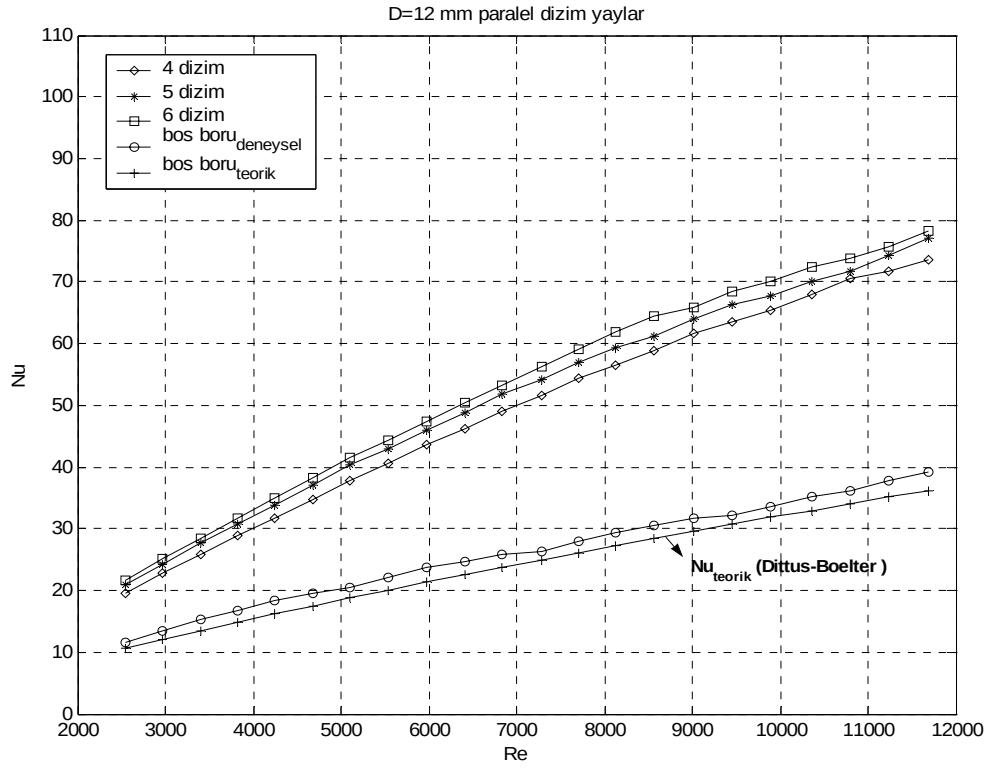
Şekil A.1. D=9.5 mm paralel dizilişte Nu sayısının Re sayısına göre değişimi



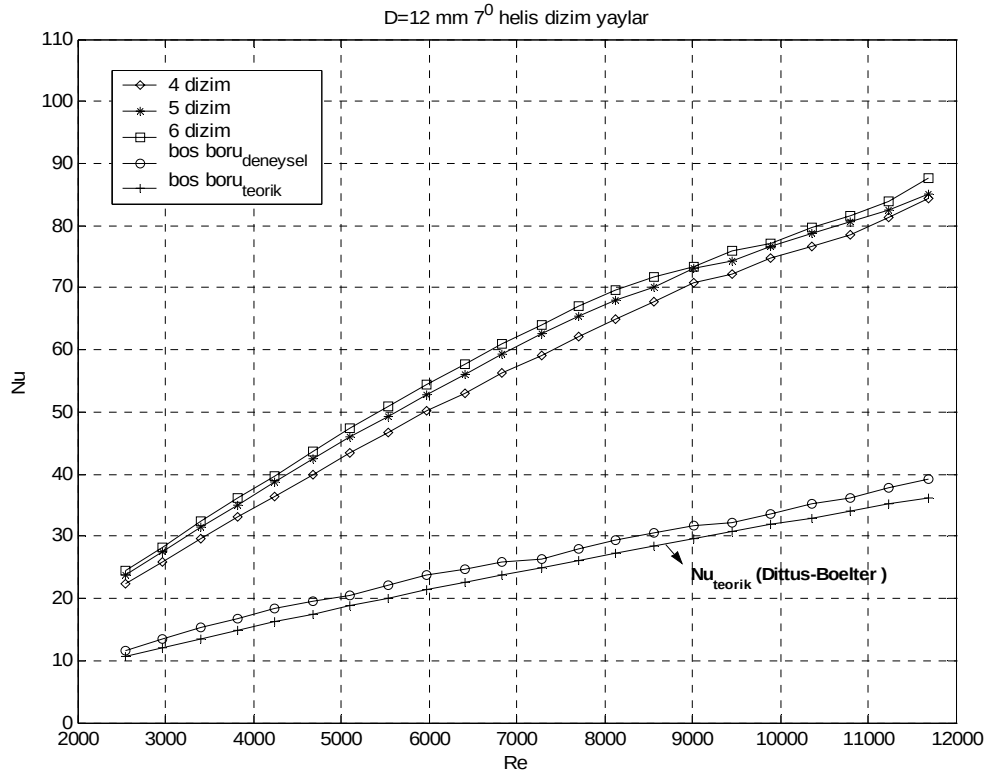
Şekil A.2. D=9.5 mm çapında 7° helisel dizilişte Nu sayısının Re sayısına göre değişimi



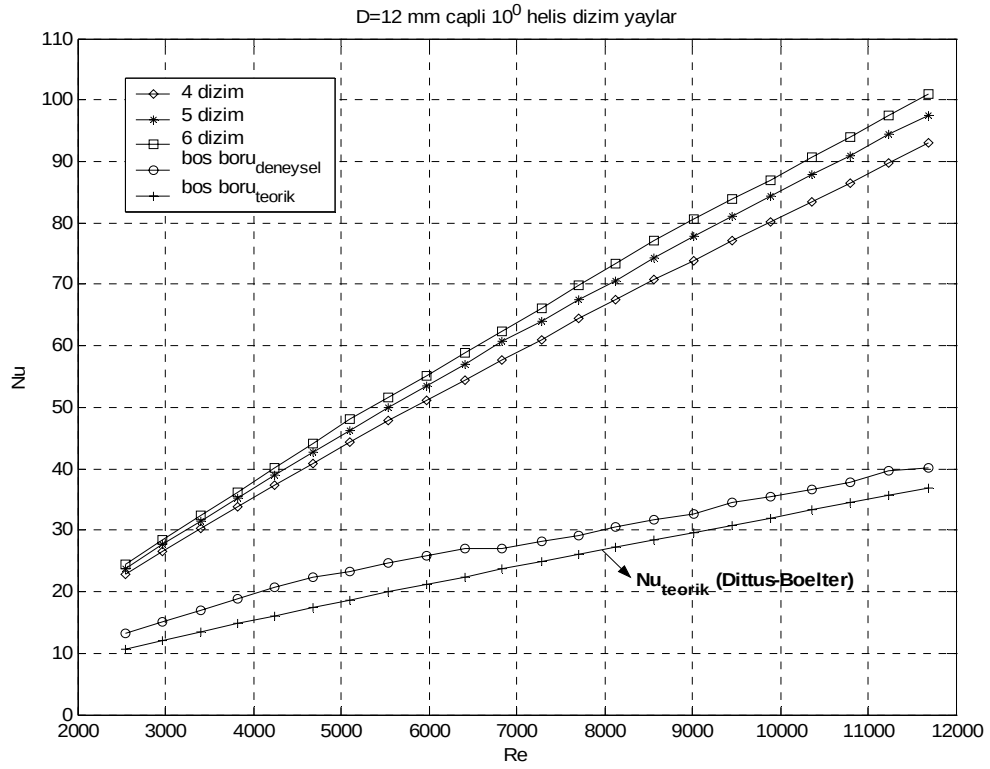
Şekil A.3. D=9.5 mm çapında 10^0 helisel dizilişte Nu sayısının Re sayısına göre değişimi



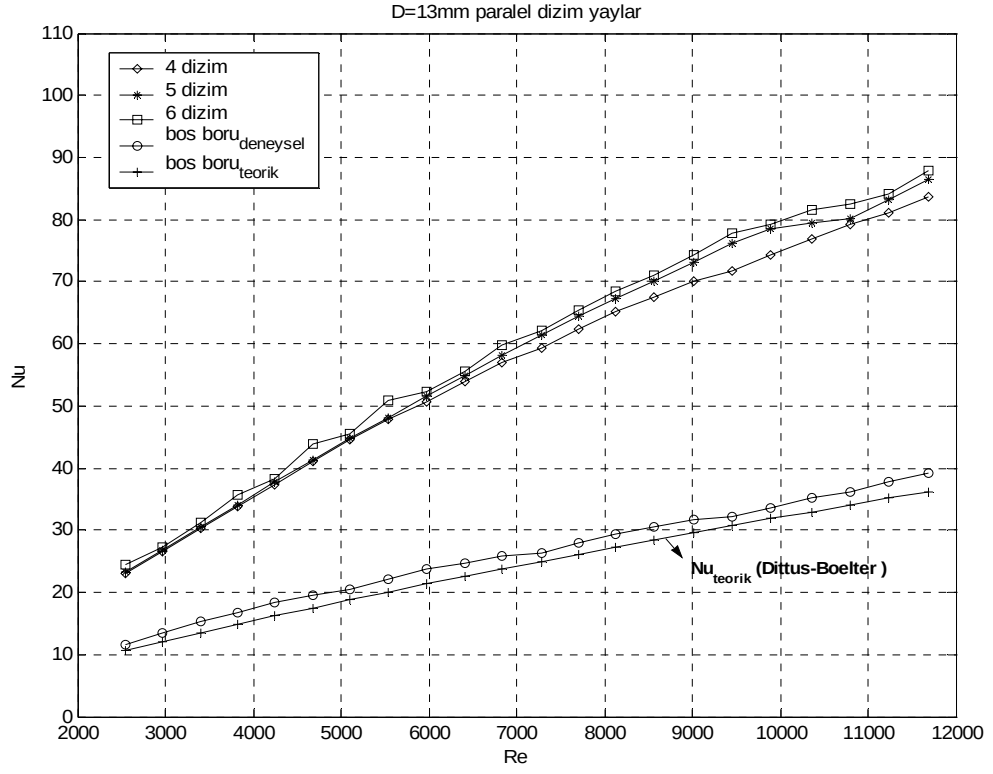
Şekil A.4. D=12 mm paralel dizilişte Nu sayısının Re sayısına göre değişimi



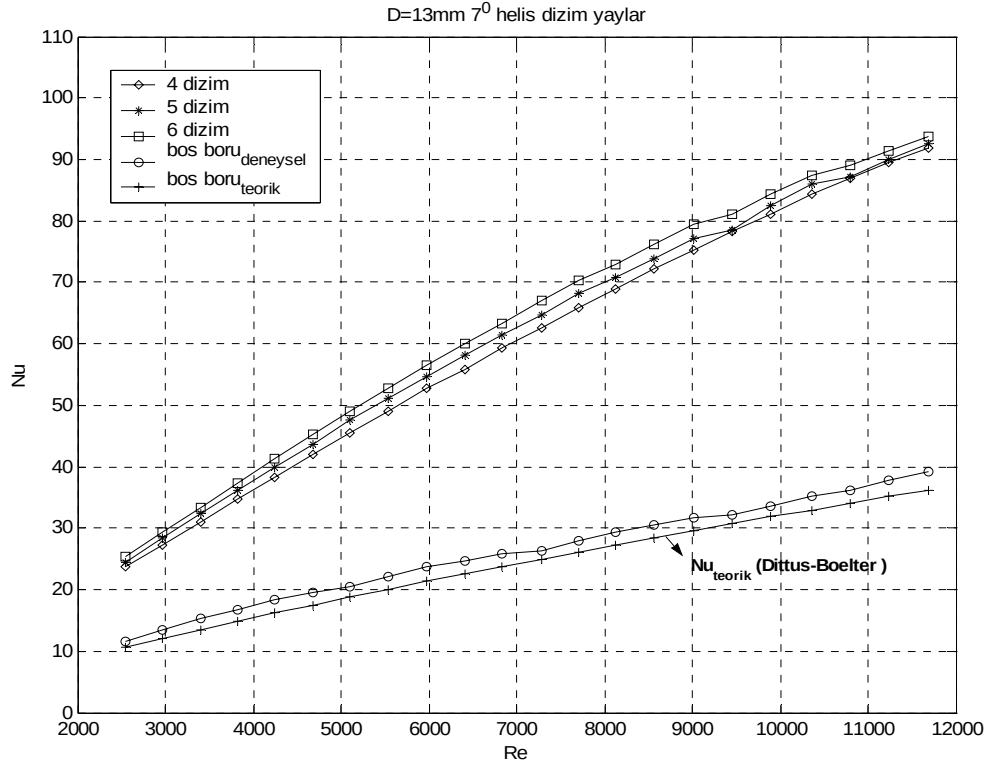
Şekil A.5. D=12 mm çapında 7° helisel dizilişte Nu sayısının Re sayısına göre değişimi



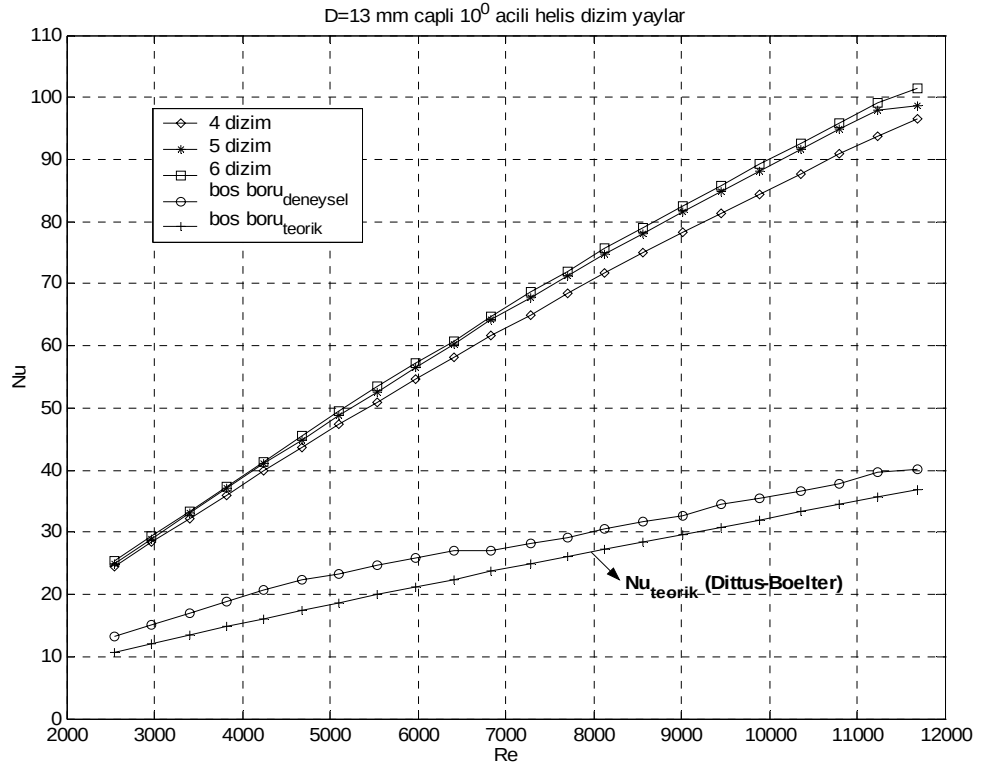
Şekil A.6. D=12 mm çapında 10° helisel dizilişte Nu sayısının Re sayısına göre değişimi



Şekil A.7. D=13 mm paralel dizilişte Nu sayısının Re sayısına göre değişimi

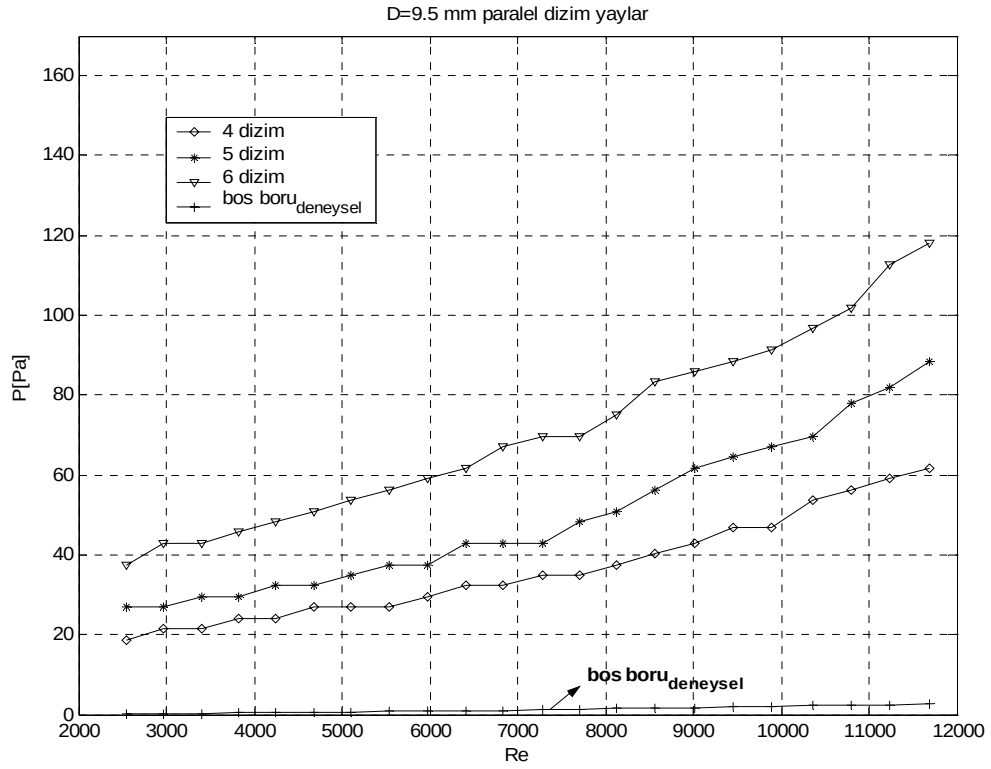


Şekil A.8. D=13 mm çapında 7° helisel dizilişte Nu sayısının Re sayısına göre değişimi

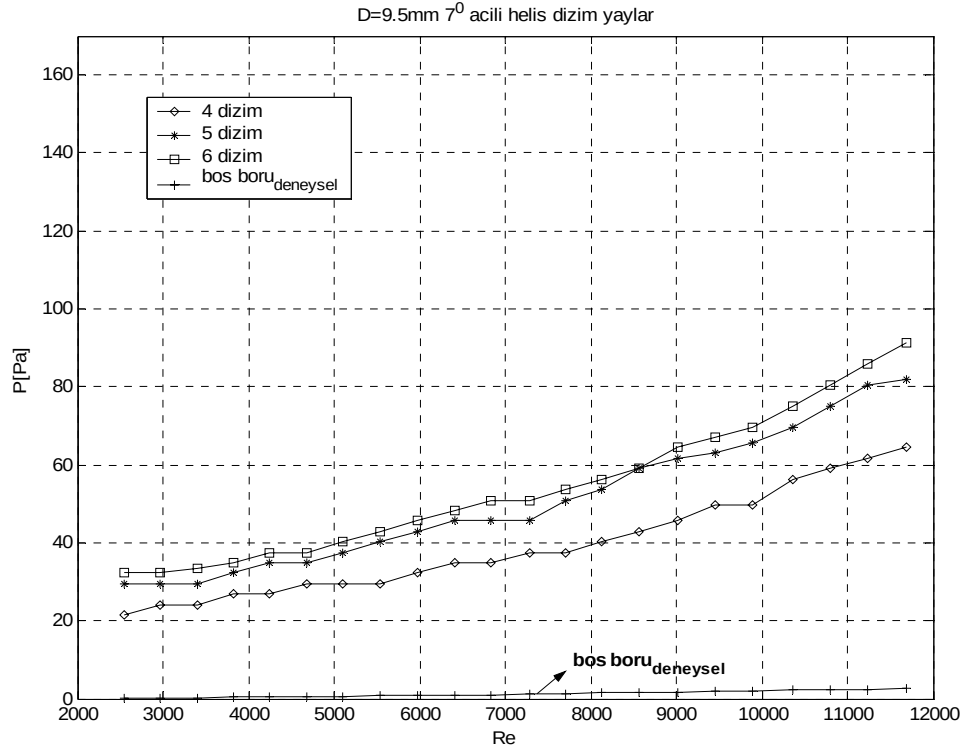


Şekil A.9. $D=13 \text{ mm}$ çapında 10° helisel dizilişte Nu sayısının Re sayısına göre değişimi

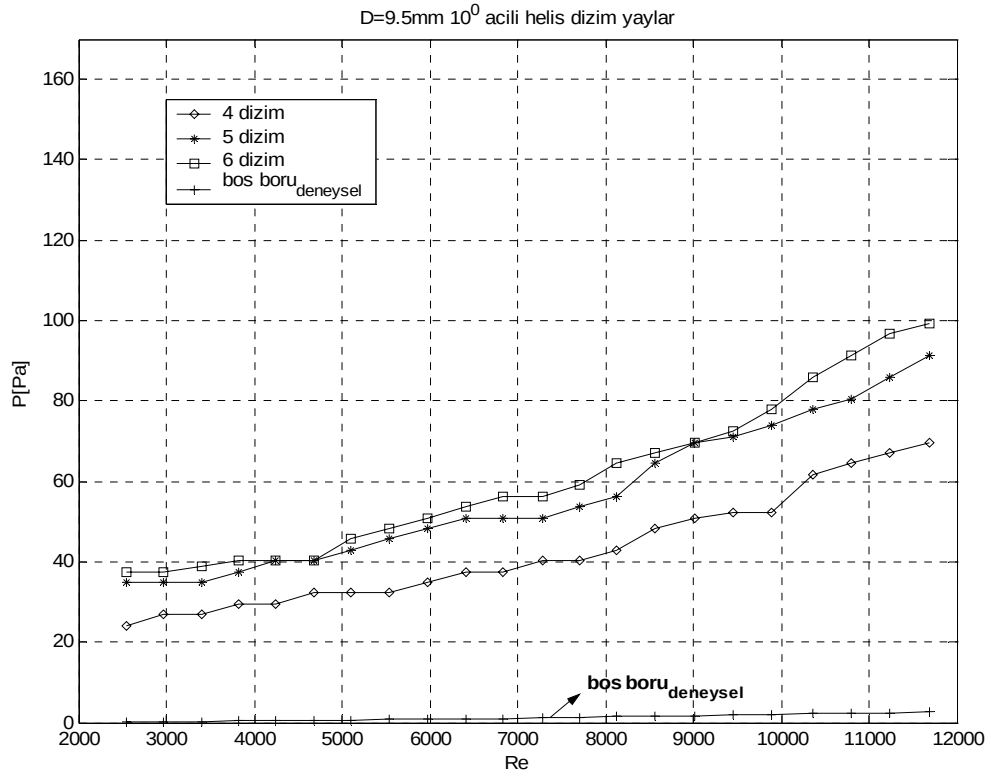
EK-A.2. Basıncı Değişimi Analizi



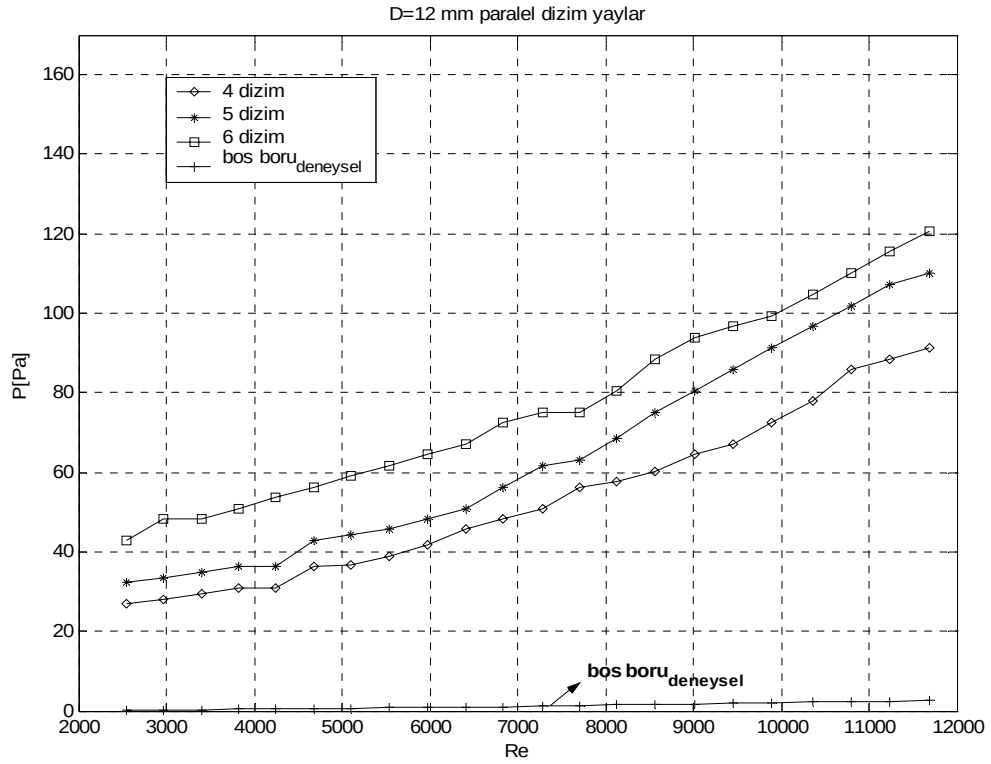
Şekil A.10. D=9.5 mm çapında paralel dizilişte Basıncın Reynolds sayısına göre değişimi



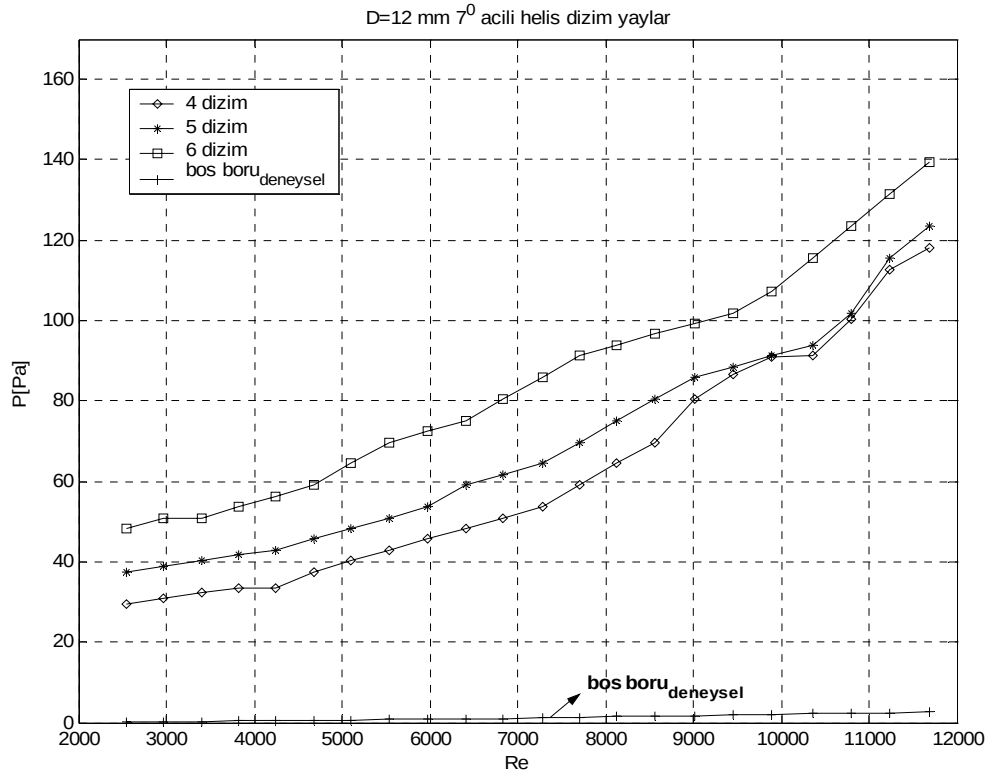
Şekil A.11. D=9.5 mm çapında 7° açılı helis dizilişte Basıncın Reynolds sayısına göre değişimi



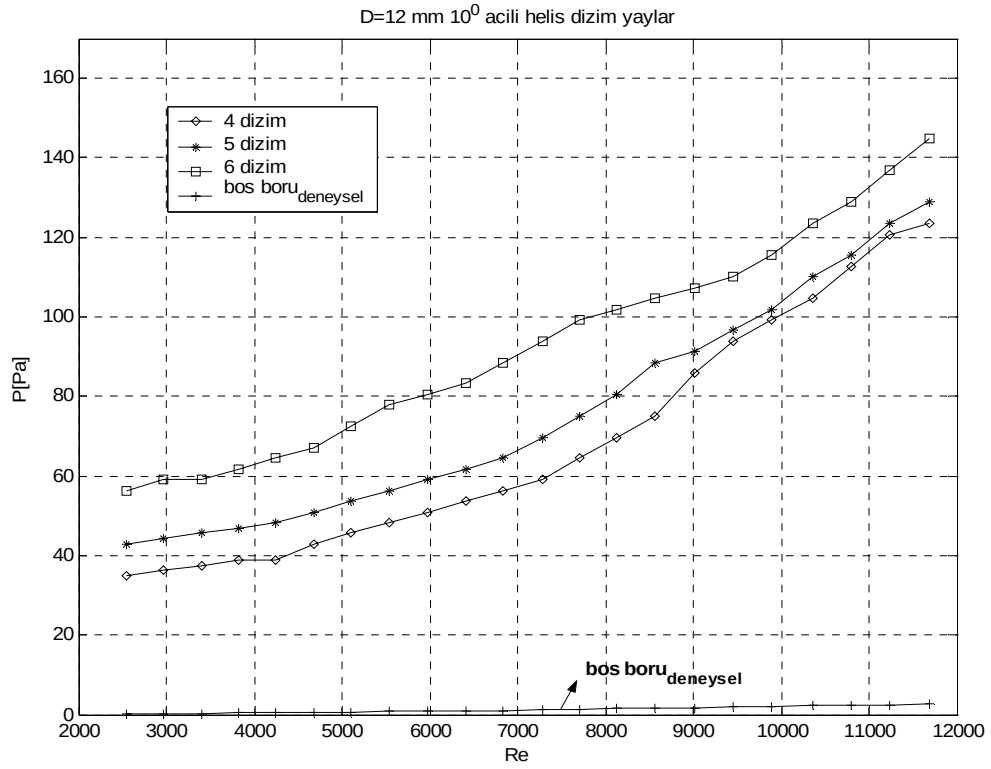
Şekil A.12. $D=9.5\text{ mm}$ çapında 10° açılı helis dizilişte Basıncın Reynolds sayısına göre değişimi



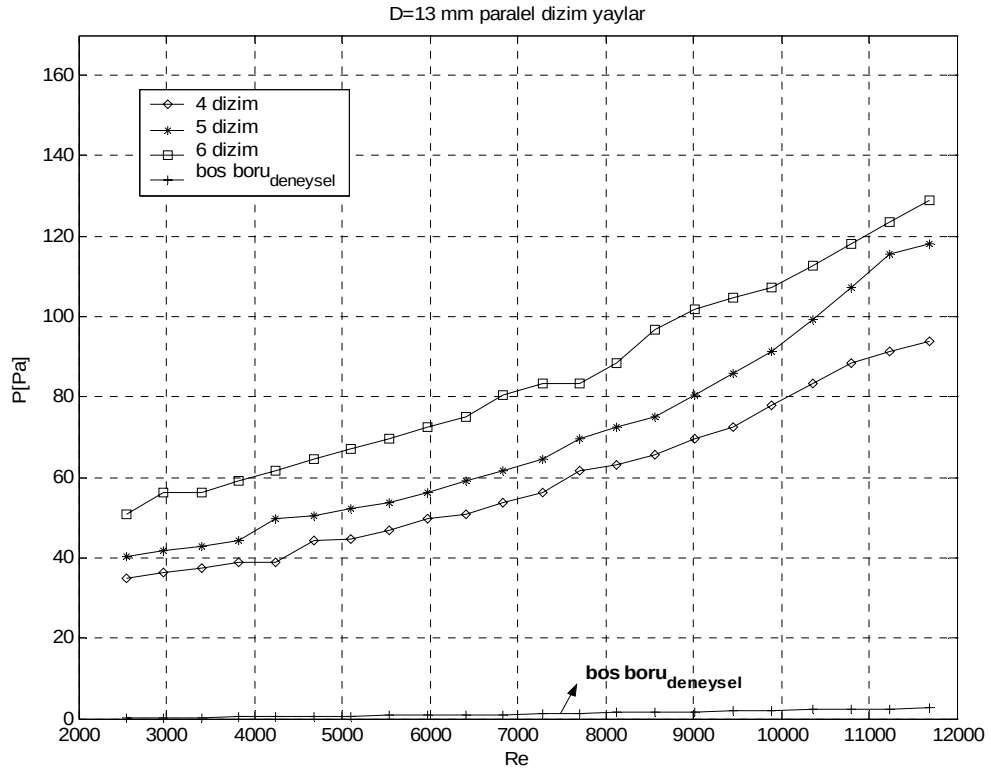
Şekil A.13. $D=12\text{ mm}$ çapında paralel dizilişte Basıncın Reynolds sayısına göre değişimi



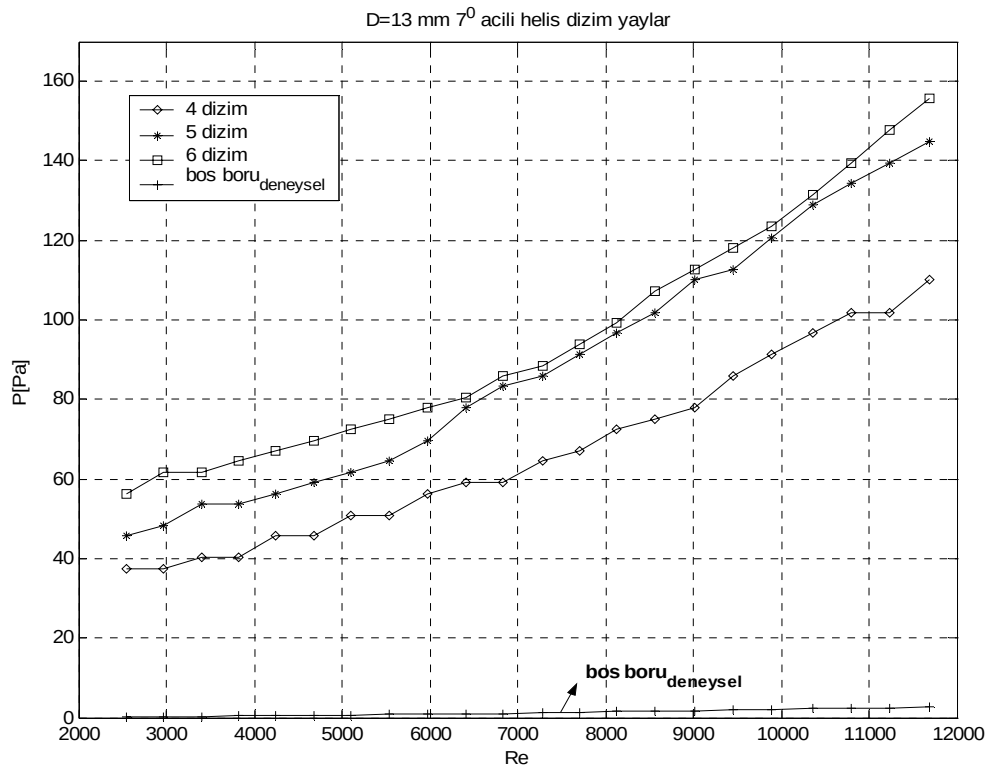
Şekil A.14. D=12 mm çapında 7° açılı helis dizilişte Basıncın Reynolds sayısına göre değişimi



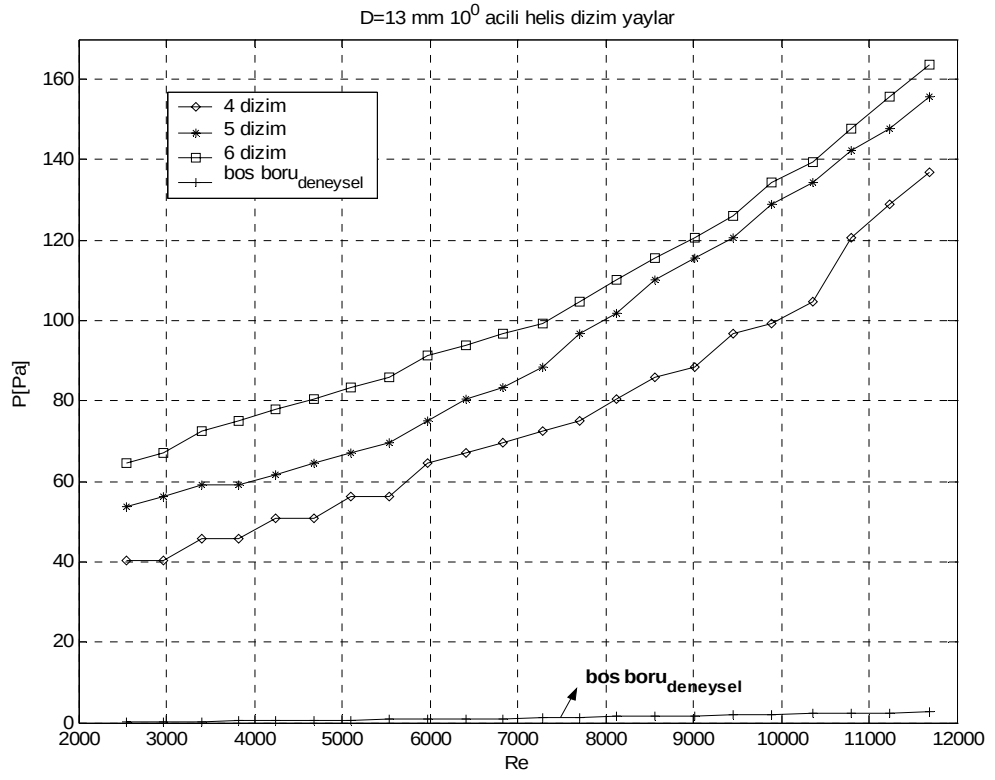
Şekil A.15. D=12 mm çapında 10° açılı helis dizilişte Basıncın Reynolds sayısına göre değişimi



Şekil A.16. D=13 mm çapında paralel dizilişte Basıncın Reynolds sayısına göre değişimi



Şekil A.17. D=13 mm çapında 7° açılı helis dizilişte Basıncın Reynolds sayısına göre değişimi



Şekil A.18. $D=13 \text{ mm}$ çapında 10^0 açılı helis dizilişte Basıncın Reynolds sayısına göre değişimi