

T.C.
FIRAT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**SABİT YÜZEY SICAKLIĞINDAKİ BORU İÇERİSİNE
YERLEŞTİRİLEN VE EKSENİ ETRAFINDA SERBESTÇE
DÖNEBİLEN PERVANE TİPLİ TÜRBÜLATÖRLERİN ISI
DEĞİŞTİRİCİSİ PERFORMANSINA ETKİSİNİN
ARAŞTIRILMASI**

Emre TURGUT

114356

**T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ**

114356

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE EĞİTİMİ ANABİLİM DALI

ELAZIĞ
2001

**T.C.
FIRAT ÜNİVERSİTESİ**

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**SABİT YÜZEY SICAKLIĞINDAKİ BORU İÇERİSİNE
YERLEŞTİRİLEN VE EKSENİ ETRAFINDA SERBESTÇE
DÖNEBİLEN PERVANE TİPLİ TÜRBÜLATÖRLERİN ISI
DEĞİŞTİRİCİSİ PERFORMANSINA ETKİSİNİN
ARAŞTIRILMASI**

Emre TURGUT

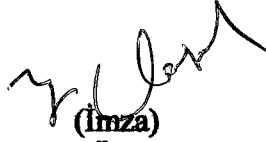
**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE EĞİTİMİ ANABİLİM DALI**

Bu Tez, 31.08.2021 Tarihinde, Aşağıda Belirtilen Jüri Tarafından
Oybirliği/Oyçokluğu İle Başarılı/Başarısız Olarak Değerlendirilmiştir.

(İmza)

Danışman

Yrd. Doç. Dr. Aydın DURMUŞ



(İmza)

Üye

Doç. Dr. Yasin VAROL



(İmza)

Üye

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

ÖZET**YÜKSEK LİSANS TEZİ****SABİT YÜZEY SICAKLIĞINDAKİ BORU İÇERİSİNE YERLEŞTİRİLEN VE
EKSENİ ETRAFINDA SERBESTÇE DÖNEBİLEN PERVANE TİPLİ
TÜRBÜLATÖRLERİN ISI DEĞİŞTİRİCİSİ PERFORMANSINA ETKİSİNİN
ARAŞTIRILMASI****Emre TURGUT****Fırat Üniversitesi****Fen Bilimleri Enstitüsü****Makine Eğitimi Anabilim Dalı****2001, Sayfa: 79**

Bu çalışmada, 10°, 20°, 40° kanat açlarına sahip ve 52 mm, 50 mm, 48 mm kanat çaplarında olan türbülâtörler, aynı eksenli iç içe iki borudan oluşan bir ısı değıştiricisinde iç boru içerisine 10 cm, 20 cm, 30 cm aralıklarla ve tek olarak yerleştirilerek dönmeli akış oluşturulmuştur. Oluşturulan bu dönmeli akışın ısı transferi ve basınç kayıpları üzerine olan etkisi incelenerek akış gözleme deneyleri yapılmıştır.

Deney düzeneğinde, iki boru arasındaki halka boşluğa buhar gönderilmekte ve çevre şartlarındaki hava iç boru içerisinden bir fan yardımıyla emilmektedir. İç boruya değışik çaplarda, açılarda ve aralıklarda yerleştirilen türbülâtörler ile havaya dönme etkisi verilmiştir.

Deneyler türbülâtör kanatlarının değışik çap, aç ve aralıklarında yapılmış ve bu sonuçlar birbirleriyle kıyaslanmıştır. İç boruya yerleştirilen türbülâtör sayısı arttıkça ısı transferinin de arttığı gözlenmiş fakat basınç kayıpları da artmıştır. Deneylerde Reynolds sayısı 8000 ile 16000 arasında seçilmiştir.

Çalışmamızda akış gözleme deneyleri de yapılmış ve görüntüler dijital kamera ile filme alınarak bilgisayar ortamına aktarılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Dönmeli akış, türbülâtörler, ısı değıştiricileri, türbülans üreticileri, ikincil akışlar

ABSTRACT**MASTER THESIS****THE INVESTIGATION OF EFFECT OF FANNER TYPE TURBULATORS
INSERTED IN A SMOOTH PIPE WHOSE WALL MAINTAINED AT
CONSTANT TEMPERATURE AND FREELY TURNING ABOUT THEIR
AXES ON HEAT EXCHANGER PERFORMANCE****Emre TURGUT****Firat University****Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Education****2001, Page: 79**

In this study, turbulators having 10°, 20°, 40° fanner angles and 52 mm, 50 mm, 48 mm fanner diameters are inserted in inner pipe of concentric heat exchanger between 10 cm, 20 cm, 30 cm spacing individually to form swirling flow. Making flow visualization experiments, the effect of swirling flow on heat transfer and pressure loss has been investigated.

In the experimental set-up, steam was seat between two rings gap and air at ambient conditions is sucked with the aid of a fan. Turbulators in various diameters, angles and spacing were inserted into pipe and swirling flow has been formed.

Experiments were carried out for various diameters, angles and spacings of fanner of turbulators and these results have been compared with each other. It is observed that as the number of turbulators are increased, heat transfer increases but pressure loss also increases. In the experiments Reynolds number were choose between 8000 and 16000.

Furthermore, flow visualization experiments were also made and images produced were recorded by a digital camera and transferred to the computer medium.

Key Words: Swirling flow, turbulators, heat exchangers, turbulence generators, secondary flows.

Anneme

Babama

Kardeşıme



ÖNSÖZ

Bu çalışma, değişen kanat çaplarında, kanat açılarında ve değişen aralıklarda yerleştirilen türbülatorlerin ısı değiştiricisi performansına etkisini araştırmak için yapılmış olan deneysel bir çalışmadır. Deneyler sonucunda türbülatorler nedeniyle oluşan dönmeli akışın ısı transferini artırdığı gözlenmiştir.

Yüksek lisans çalışmamın başlamasını sağlayan ve her konuda yardımlarını ve desteklerini gördüğüm tez danışmanım Sayın Yrd. Doç. Dr. Aydın DURMUŞ' a, Yrd. Doç. Dr. Mehmet ESEN' e, çalışmalarım süresince çok özverili yardım ve ilgisini esirgemeyen arkadaşım Arş. Gör. İrfan KURTBAŞ' a, Arş. Gör. Ahmet KOCA' ya ,Makine Eğitimi Bölümünde görev yapan diğer asistan arkadaşlarıma, akış gözleme deney görüntülerini filme alan babam Prof. Dr. Aydın TURGUT'a, bu görüntülerin bilgisayar ortamına aktarılmasında büyük yardımlarını gördüğüm Yrd. Doç. Dr. Haydar EREN' e ve Makine Mühendisliği Bölümü Teknisyenlerine teşekkür ederim.

Emre TURGUT
Makine Mühendisi

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	II
ABSTRACT	III
ÖNSÖZ	IV
İÇİNDEKİLER	V
ŞEKİLLER LİSTESİ	VII
TABLolar LİSTESİ	XI
SEMBOLLER LİSTESİ	XII

BÖLÜM I

GİRİŞ	1
--------------------	----------

BÖLÜM II

LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	6
------------------------------------	----------

BÖLÜM III

DENEY DÜZENİĞİNİN TANITILMASI	11
--	-----------

BÖLÜM IV

ÖLÇÜMLER	17
4.1. Sıcaklık Ölçümleri	17
4.2. Debi Ölçümü	17
4.3. Statik Basıncın Ölçülmesi	18
4.4. Deneysel Çalışmada Oluşabilecek Ölçüm Hataları	18

BÖLÜM V

. DENEYLERİN YAPILIŞI	20
5.1.Kontrol Deneyleri	20
5.1.1. Debi Kontrol Deneyleri	20

5.1.2. Isıl Çiftin Kalibrasyonu	20
5.1.3. Isı Kayıp Kalibrasyonu	21
5.2. Isı Transfer Deneyleri.....	21
5.3. Basınç Kaybı Tespiti	22

BÖLÜM VI

BULGULAR VE İRDELEME	27
6.1. Deneysel Sonuçların Değerlendirilmesi İçin Kullanılan Hesaplama Yöntemi	27
6.2. Bilgisayar Programlama	27
6.3. Isı Transfer Sonuçları	28
6.4. Basınç Kaybı	29
6.5. Etkinlik Analizi	30

BÖLÜM VII

SONUÇLAR VE ÖNERİLER	33
KAYNAKLAR	74

EK 1. HESAPLAMALAR

EK 2. BİLGİSAYAR PROGRAMI

ŞEKİLLER LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 3.1. Deney Seti	13
Şekil 3.2. Deney Düzeneginin Şematik Görünüşü	14
Şekil 3.3. Türbülâtörün Detay Resmi	15
Şekil 3.4a. 10° Kanat Açılı Türbülâtör	16
Şekil 3.4b. 20° Kanat Açılı Türbülâtör	16
Şekil 3.4c. 40° Kanat Açılı Türbülâtör	16
Şekil 5.1a. 10° Kanat Açılı Tek Türbülâtör	23
Şekil 5.1b. 10° Kanat Açılı 10 Cm Aralıklı Türbülâtör	23
Şekil 5.1c. 10° Kanat Açılı 20 Cm Aralıklı Türbülâtör	23
Şekil 5.1d. 10° Kanat Açılı 30 Cm Aralıklı Türbülâtör	23
Şekil 5.2a. 20° Kanat Açılı Tek Türbülâtör	24
Şekil 5.2b. 20° Kanat Açılı 20 Cm Aralıklı Türbülâtör	24
Şekil 5.2c. 20° Kanat Açılı 30 Cm Aralıklı Türbülâtör	24
Şekil 5.3a. 40° Kanat Açılı Tek Türbülâtör	25
Şekil 5.3b. 40° Kanat Açılı 20 Cm Aralıklı Türbülâtör	25
Şekil 5.3c. 40° Kanat Açılı 30 Cm Aralıklı Türbülâtör	25
Şekil 5.4. Türbülâtörlerin Boru İçerisine Yerleştirilme Düzeni	26
Şekil 6.1. 10° Açılı Ve $D_k/D_b=0,94$ İçin Nu-Re Değişimi	38
Şekil 6.2. 20° Açılı Ve $D_k/D_b=0,94$ İçin Nu-Re Değişimi	38
Şekil 6.3. 40° Açılı Ve $D_k/D_b=0,94$ İçin Nu-Re Değişimi	39
Şekil 6.4. 10° Açılı Ve $D_k/D_b=0,90$ İçin Nu-Re Değişimi	39
Şekil 6.5. 20° Açılı Ve $D_k/D_b=0,90$ İçin Nu-Re Değişimi	40
Şekil 6.6. 40° Açılı Ve $D_k/D_b=0,90$ İçin Nu-Re Değişimi	40
Şekil 6.7. 10° Açılı Ve $D_k/D_b=0,87$ İçin Nu-Re Değişimi	41
Şekil 6.8. 20° Açılı Ve $D_k/D_b=0,87$ İçin Nu-Re Değişimi	41
Şekil 6.9. 40° Açılı Ve $D_k/D_b=0,87$ İçin Nu-Re Değişimi	42
Şekil 6.10. 10cm Aralıklı Ve $D_k/D_b=0,94$ İçin Nu-Re Değişimi	42
Şekil 6.11. 20cm Aralıklı Ve $D_k/D_b=0,94$ İçin Nu-Re Değişimi	43

Şekil 6.12. 30cm Aralıklı Ve $D_k/D_b=0,94$ İçin Nu-Re Değişimi	43
Şekil 6.13. 10cm Aralıklı Ve $D_k/D_b=0,90$ İçin Nu-Re Değişimi	44
Şekil 6.14. 20cm Aralıklı Ve $D_k/D_b=0,90$ İçin Nu-Re Değişimi	44
Şekil 6.15. 30cm Aralıklı Ve $D_k/D_b=0,90$ İçin Nu-Re Değişimi	45
Şekil 6.16. 10cm Aralıklı Ve $D_k/D_b=0,87$ İçin Nu-Re Değişimi	45
Şekil 6.17. 20cm Aralıklı Ve $D_k/D_b=0,87$ İçin Nu-Re Değişimi	46
Şekil 6.18. 30cm Aralıklı Ve $D_k/D_b=0,87$ İçin Nu-Re Değişimi	46
Şekil 6.19. 10° Açılı Ve $D_k/D_b=0,94$ İçin f-Re Değişimi	47
Şekil 6.20. 20° Açılı Ve $D_k/D_b=0,94$ İçin f-Re Değişimi	47
Şekil 6.21. 40° Açılı Ve $D_k/D_b=0,94$ İçin f-Re Değişimi	48
Şekil 6.22. 10° Açılı Ve $D_k/D_b=0,90$ İçin f Re Değişimi	48
Şekil 6.23. 20° Açılı Ve $D_k/D_b=0,90$ İçin f-Re Değişimi	49
Şekil 6.24. 40° Açılı Ve $D_k/D_b=0,90$ İçin f-Re Değişimi	49
Şekil 6.25. 10° Açılı Ve $D_k/D_b=0,87$ İçin f-Re Değişimi	50
Şekil 6.26. 20° Açılı Ve $D_k/D_b=0,87$ İçin f Re Değişimi	50
Şekil 6.27. 40° Açılı Ve $D_k/D_b=0,87$ İçin f-Re Değişimi	51
Şekil 6.28. 10° Açılı Ve $D_k/D_b=0,94$ İçin Etkinlik-Re Değişimi	52
Şekil 6.29. 20° Açılı Ve $D_k/D_b=0,94$ İçin Etkinlik -Re Değişimi	52
Şekil 6.30. 40° Açılı Ve $D_k/D_b=0,94$ İçin Etkinlik-Re Değişimi	53
Şekil 6.31. 10° Açılı Ve $D_k/D_b=0,90$ İçin Etkinlik-Re Değişimi	53
Şekil 6.32. 20° Açılı Ve $D_k/D_b=0,90$ İçin Etkinlik -Re Değişimi	54
Şekil 6.33. 40° Açılı Ve $D_k/D_b=0,90$ İçin Etkinlik-Re Değişimi	54
Şekil 6.34. 10° Açılı Ve $D_k/D_b=0,94$ İçin Etkinlik-Re Değişimi	55
Şekil 6.35. 20° Açılı Ve $D_k/D_b=0,94$ İçin Etkinlik -Re Değişimi	55
Şekil 6.36. 40° Açılı Ve $D_k/D_b=0,94$ İçin Etkinlik-Re Değişimi	56
Şekil 6.37. 10° Açılı Ve 10 Cm Aralık İçin Nu-Re Değişimi	57
Şekil 6.38. 10° Açılı 20 Cm Aralık İçin Nu-Re Değişimi	57
Şekil 6.39. 10° Açılı Ve 30 Cm Aralık İçin Nu-Re Değişimi	58
Şekil 6.40. 10° Açılı Ve Tek Türbülator İçin Nu-Re Değişimi	58
Şekil 6.41. 20° Açılı Ve 10 Cm Aralık İçin Nu-Re Değişimi	59
Şekil 6.42. 20° Açılı 20 Cm Aralık İçin Nu-Re Değişimi	59

Şekil 6.43. 20° Aç ı Ve 30 Cm Aralık İçin Nu-Re Değ işimi	60
Şekil 6.44. 20° Aç ı Ve Tek T ürb ülat ö r İçin Nu-Re Değ işimi	60
Şekil 6.45. 40° Aç ı Ve 20 Cm Aralık İçin Nu-Re Değ işimi	61
Şekil 6.46. 40° Aç ı 30 Cm Aralık İçin Nu-Re Değ işimi	61
Şekil 6.47. 40° Aç ı Ve Tek T ürb ülat ö r İçin Nu-Re Değ işimi	62
Şekil 6.48. 40° Aç ı 10 Cm Aralık İçin Etkinlik-Re Değ işimi	63
Şekil 6.49. 40° Aç ı 20 Cm Aralık İçin Etkinlik-Re Değ işimi	63
Şekil 6.50. 40° Aç ı 30 Cm Aralık İçin Etkinlik-Re Değ işimi	64
Şekil 6.51. 40° Aç ı Ve Tek T ürb ülat ö r İçin Etkinlik-Re Değ işimi	64
Şekil 6.52. 10° Aç ı 10 Cm Aralık İçin Etkinlik- NTU Değ işimi	65
Şekil 6.53. 10° Aç ı 20 Cm Aralık İçin Etkinlik- NTU Değ işimi	65
Şekil 6.54. 10° Aç ı 30 Cm Aralık İçin Etkinlik- NTU Değ işimi	66
Şekil 6.55. 10° Aç ı Tek T ürb ülat ö r İçin Etkinlik- NTU Değ işimi	66
Şekil 6.56. 20° Aç ı 10 Cm Aralık İçin Etkinlik- NTU Değ işimi	67
Şekil 6.57. 20° Aç ı 20 Cm Aralık İçin Etkinlik- NTU Değ işimi	67
Şekil 6.58. 20° Aç ı 30 Cm Aralık İçin Etkinlik- NTU Değ işimi	68
Şekil 6.59. 20° Aç ı Tek T ürb ülat ö r İçin Etkinlik-NTU Değ işimi	68
Şekil 6.60. 10° Aç ı Ve $D_k/D_b=0,94$ İçin Etkinlik- NTU Değ işimi	69
Şekil 6.61. 20° Aç ı Ve $D_k/D_b=0,94$ İçin Etkinlik- NTU Değ işimi	69
Şekil 6.62. 40° Aç ı Ve $D_k/D_b=0,94$ İçin Etkinlik- NTU Değ işimi	70
Şekil 6.63. 10° Aç ı Ve $D_k/D_b=0,90$ İçin Etkinlik- NTU Değ işimi	70
Şekil 6.64. 20° Aç ı Ve $D_k/D_b=0,90$ İçin Etkinlik- NTU Değ işimi	71
Şekil 6.65. 40° Aç ı Ve $D_k/D_b=0,90$ İçin Etkinlik- NTU Değ işimi	71
Şekil 6.66. 10° Aç ı Ve $D_k/D_b=0,87$ İçin Etkinlik- NTU Değ işimi	72
Şekil 6.67. 20° Aç ı Ve $D_k/D_b=0,87$ İçin Etkinlik- NTU Değ işimi	72
Şekil 6.68. 40° Aç ı Ve $D_k/D_b=0,87$ İçin Etkinlik- NTU Değ işimi	73

TABLÖLAR LİSTESİ

	Sayfa
Tablo 7.1. Deneyler sonucunda elde edilen değerler	33



SEMBOLLER LİSTESİ

$A_{ısı}$	: Isıtma Yüzey Alanı (m^2)
A_{kesit}	: Deney borusunun kesit alanı (m^2)
C	: Havanın hızı (m/s)
C_{phava}	: Havanın sabit basınçtaki özgül ısısı (J/kg K)
h	: Havanın taşınım katsayısı ($W/m^2 K$)
k	: Havanın ısı iletim katsayısı ($W/m K$)
m_{hava}	: Havanın kütleli debisi (kg/s)
Q	: Isı değiştiricisinden saniyede alınan ısı (W)
Q_{mak}	: Isı değiştiricisinden saniyede alınabilecek maksimum ısı (W)
T_{hg}	: Havanın giriş sıcaklığı ($^{\circ}C$)
$T_{hç}$	: Havanın çıkış sıcaklığı ($^{\circ}C$)
U_m	: Ortalama ısı transfer katsayısı ($W/m^2 K$)
W	: Gerçek iş (J)
$W_{kayıp}$	: Kayıp iş (J)
W_{mak}	: Maksimum iş (J)
μ	: Dinamik viskozite (Pa s)
ρ	: Havanın yoğunluğu (kg/m^3)
γ	: Kinematik viskozite (m^2/s)
ΣE_g	: Sisteme giren toplam ekserji (J)
$\Sigma E_ç$	: Sistemden çıkan toplam ekserji (J)
ΔT_{log}	: Logaritmik sıcaklık farkı (K)
f	: Sürtünme kayıp katsayısı
θ	: Kanat açısı
E	: Etkinlik

İNDİSLER

b	: Boru
k	: Kanat
g	: Giren
$ç$	: Çıkan

w : Toplam
m : Ortalama
log : Logaritmik



1. GİRİŞ

Isı değiştiricileri, farklı sıcaklıklardaki akışkanlar arasında ısı değişimini sağlayan cihazlardır. Atık enerjilerin ısı değiştiricileri yardımıyla yararlı hale getirilmesinden dolayı da sanayinin hemen hemen her dalında kullanım alanına sahiptirler. Kullanım amacına göre çok farklı konstrüksiyonlarda bulunabilirler. Değişik tiplerde olan ısı değiştiricileri; konstrüksiyon özelliklerine, ısı transfer şekline, akışkanların faz değişimlerine, ısı transfer yüzey alanının ısı transfer hacmine oranına, akışkan sayısına, akışkanın akış şekli gibi özelliklerine göre sınıflandırılabilirler. Isı değiştiricilerinin en basit tipi borulu ısı değiştiricileridir. Bu ısı değiştiricileri genellikle iç içe iki borudan oluşur. Akışkanlardan biri içteki borudan akarken diğeri ise iki boru arasında bulunan halka (annular) boşluktan akar.

Çeşitli sistemlerde çok sıcak atık gazlar mevcuttur. Örneğin gemilerde ana makineden çıkan egzoz gazları dışarı atılmadan bir ekonomizerden geçirilerek yüksek basınçta kızgın buhar elde edilerek gerekli olan yerlerde kullanılır. Kirli gazlardan elde edilen enerjiyi kullanabilir hale geçirmede en önemli unsur, kullanılacak ısı değiştiricisinin etkinliğinin mümkün mertebe yüksek olmasını sağlamaktadır.

Çeşitli mekanik uygulamalarda türbülansın veya ısı transfer yüzeyinin artırılması ile ısı geçişi artırılabilir. Fakat toplam masraflardaki artışlar her zaman göz önüne alınmalıdır. O halde bir ısı değiştiricisinin etkinliği hakkında fikir yürütmeye, taşınan ısı akımının toplam masraflara olan oranı dikkate alınmalıdır.

Toplam masraflar, yatırım ve işletme masrafları olarak ikiye ayrılırlar. Yatırım masraflarının ana bölümü ısı değiştiricisinin yapımında kullanılan materyallerden oluşur. İşletme masrafları bir yandan bakım ve yürütme masraflarının, diğer yandan ise enerji için ödenen masrafları kapsar. Enerji bir taraftan pompalar ve benzeri mekanik aygıtlar için sarf

edilirken, diğ er taraftan da gerekli ısının üretiminde harcanır. Fakat mevcut üretilmiş atık ısıları kullanmak,  rneğ n fabrikaların baca gazları sıcaklığından maksimum seviyede faydalanabilmede pompalama ve mekanik aygıtlarda harcanan enerji ön plana çıkar. Bu nedenle ısı değiştircilerinde ısı transferinin artırılması yanında, basınç kayıplarının aşçı artmamasına dikkat edilmesi gerekir.

Bir ısı değiştircisinin performansının artırılması; ısı değiştircisinin çıkışında sıcak akışkan ile soğuk akışkan sıcaklıklarının mümkün olduğu kadar birbirine yaklaştırılması ile mümkündür. Sıcak ve soğuk akışkan sıcaklıkları ne kadar birbirine yakın olursa ısı değiştircisinin performansı o kadar iyidir. Fakat bu yaklaştırma sırasında basınç kayıpları da artacaktır. Basınç kayıplarının artması işletme masraflarını artıracaktır. Bu nedenle ısı değiştircileri dizaynında ısı transferinin artışı yanında işletme masraflarının da artışı göz önünde bulundurulmalıdır.

Isı taşımın katsayısının artması, akışın karıştırılması yani türbülansın arttırılması ile mümkündür. Isı geçişi türbülanslı akışta laminer akışa oranla daha fazla olmaktadır. Bunun nedeni, laminer akışta akışkan partiküllerinin birbirleri üzerinden katmanlar halinde akmasıdır. Bu da ısı geçişini olumsuz yönde etkilemektedir. Türbülanslı akışta ise katmanlar oluşmamakta ve akışkan partikülleri arasında ısı alışverişi artmaktadır.

Isı transferini iyileştirme teknikleri aktif ve pasif metotlar olarak sınıflandırılabilir. Isı transfer edilen akışkana ilave enerji verilerek ısı transferindeki iyileşmeyi sağlayan yöntem aktif, ilave enerji vermeden ısı transferindeki iyileşmeyi sağlayan yöntem ise pasif yöntem olarak adlandırılmaktadır.

Pasif yöntemin özellikleri şöyle özetlenebilir:

Isı transfer yüzeyinin işlenerek; yüzeyin kaplanması, yüzeyin değiştirilmesi ve kaba yüzeylerdeki pürüzlerden ayrı çıkıntılarının oluşturulması şeklindeki düzenlemelerin yapılmasıdır. Bu düzenlemelerin yapılmasıyla genellikle ısı transferinin artırılmasından çok

türbülansın artırılması amaçlanır. Büyütölmüş yüzeyler dediğimiz kanatlı yüzeyler hemen hemen bütün ısı değıştiricilerinde kullanılırlar.

Zorlanmış akışta, dönme veya ikincil akışları oluşturmak için; boru içerisine yerleştirilen parçalar, kangal şeklinde bükölmüş borular, girişe yerleştirilen giriş vorteks (girdap) üreticileri, bükölmüş bant parçaları, vida tipi döndürme parçaları, yüzey gerilim aletleri, kaynama ve yoğunlaşmada sıvı akışını yönlendirmek için açılmış yüzeyler veya yönlendirici kanatlardan oluşan yöntemler de pasif yöntemlere örnek teşkil ederler.

Aktif yöntemin özellikleri ise şöyle özetlenebilir:

Mekanik yardımcılarının kullanılması, yüzeyin döndürölmesi, mekanik araçlar yardımıyla akışın karıştirılması, yüksek veya düşük frekanslı yüzey titreşiminin oluşturulması, sıvı titreşiminin oluşturulması ve elektrostatik alanların oluşturulması aktif yöntemlere örnek verilebilir.

Isı transferini iyileştirici teknik kullanmakla ısı değıştiricisinin boyutlarının küçöltölmesi ve pompalama gücünün azaltılması arzulanır. Sıcak ve soğuk akışkanlar arasındaki işletme sıcaklık farkının azaltılması ve ısı transfer katsayısının iyileştirilmesi ile ısı değıştiricisinin etkinliği artırılmış olur ve bu sayede enerji tasarrufu sağlanır.

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

Türbülatorler, aşağıda vermiş olduğumuz sebeplerden dolayı ısı transferini arttırlar:

1. Isı transfer alanını artırırlar.
2. Akış ortamına rahatça yerleştirilerek sınır tabakanın parçalanmasını ve yeniden oluşmasını sağlarlar. .
3. Akım yolunu uzatırlar.
4. Akış ortamının türbülans şiddetini artırırlar.
5. Akım ortamında dönmeli ve ikincil akış oluştururlar.

Dönmeli akışlar; sarımlı teller, spiral kanatçıklar, bükülmüş şeritler, pervaneler gibi cisimlerin akış ortamına yerleştirilmesiyle oluşturulmaktadır. Borulardaki ısı transferini artırmak için yapılan çalışmalar ısı değıştiricisindeki yüksek performansın elde edilebilmesi için oldukça önemlidir. Bir boruda ısı transferi, boru cidarına yerleştirilmiş kuşak, kanat gibi çıkıntılar sayesinde artırılabilir. Bunlardan başka bakımı, sökülüp değıştirilmesi ve temizlenmesi kolay çeşitli tiplerde türbülatorler tak-söklü olarak kullanılabilirler.

Dönmeli akışı iki sınıfta toplayabiliriz. Bunlardan birincisi, sürekli dönmeli akış diye tarif ettiğimiz ve boru boyunca dönmeli akış üreticilerinin kullanılmasıdır. Diğeri ise, sadece boru girişinde dönmeli akış üreticilerinin kullanılması halidir.

Sürekli dönmeli akış üreticilerinde tüp içerisindeki akışkan hareketi genellikle bizim çizdiğimiz yol ile sınırlandırılmıştır. Bu metotta akışkana sürekli dönme etkisi verilmekte, fakat bunun yanında da basınç kayıpları da sürekli artmaktadır. Bu da pompalama gücünü ve işletme masraflarını artırmaktadır.

Diğeri metotta ise, akışkana sadece boruya girişinde dönme etkisi verilmekte ve daha sonra akışın boru içerisinde serbest olarak ilerlemesi ve gelişmesi sağlanmaktadır. Verilen dönme etkisinin şiddeti istenilen sönümlenme boyuna bağlı olmaktadır.

İç içe iki borudan oluşan bir ısı değıştiricisinin kullanıldığı bu çalışmada, iç boru içerisinden hava geçirilirken, iki boru arasındaki halka boşlukta ise doymuş buhar bulunmaktadır. İç boru içerisinden geçen havaya kendi eksenı etrafında serbestçe dönebilen pervane tipli türbülátörler yardımıyla dönme etkisi verilmiş ve böylece ısı transferinin artırılması amaçlanmıştır. Türbülátörler; tek, 10 cm, 20 cm, 30 cm aralıklarla ve 10°, 20°, 40° kanat açılarında yerleştirilerek akış gözleme deneyleri de yapılmıştır.

İmal edilen türbülátörlerin serbest olarak kendi eksenı etrafında dönebilmesi özelliğı sayesinde basınç kaybında aşırı artışların önüne geçilmiştir. Türbülátörlerin kendi etrafında serbestçe dönmesi, akışkana ek pompalama gücü ve dönme etkisi vermekte ve sınır tabakanın parçalanmasını sağlamaktadır. Türbülátörlerimizin akış önüne set şeklinde yerleştirilen türbülátörlerden üstünlüğü bu noktada kendini göstermektedir. Çünkü akış önüne set şeklinde konulan türbülátörlerde ısı transferindeki artışlar aşırı basınç kayıplarını da beraberinde getirmektedir.

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Bu çalışmada; çift borulu eş eksenli bir ısı değıştircisi kullanılmıştır. İç borunun içerisine kendi eksenini etrafında serbestçe dönebilen pervane tipli türbülátörler yerleştirilerek havanın akış ortamı bozulmuş, böylece ısı transferinde iyileştirilme sağlanmıştır. Türbülátör kullanımını iki ana sınıfta toplayabiliriz. Bunlardan birincisi sürekli türbülátörler olarak tarif ettiğimiz boru boyunca türbülans üreticileri kullanılması, diğeri ise boru girişinde türbülans üreticileri kullanılması halleridir. Bu çalışmada türbülátör deneyleri, 10°, 20°, 40° kanat açılarında, 10 cm, 20 cm, 30 cm aralıklarla ve boru girişine tek türbülátör yerleştirilerek yapılmıştır. Literatür araştırması, akışlara etki eden dış kuvvetler ve ısı geçiş şekline göre aşağıda verilen ana konu başlıklarında yapılmıştır.

- Silindirik borular içerisinde akış ve ısı transferi,
- Dönmeli akış (swirl flow)
- İkincil akış üreticileri
- Isı değıştircileri
- Eş eksenli halka aralıkta akış ve ısı transferi

Silindirik borular içerisindeki akış ve ısı transferi denklemleri, hemen hemen her akışkanlar mekaniği ve ısı transferi kitabında yer almaktadır. Türbülanslı akışta ısı transferi analizinin güç olmasından dolayı, araştırmacılar tarafından silindirik borular ve kanallar için birçok deneysel bağıntı elde edilmiştir. Akış için temel denklemler ve ısı transferi için bazı deneysel bağıntılar literatürde bulunabilir

Literatürde; dönmeli akışlarda akışın teorik ve deneysel incelenmesine geniş yer verilmektedir. Dönmeli akış üreticileri hakkında birçok araştırma mevcuttur. Bunlardan bazıları aşağıdadır;

Isı transferi üzerine türbülans üreticilerinin yararlı etkileri, ilk olarak 1921 yılında Royds tarafından ispatlanmıştır.

Karabay ve Ayhan, silindirik borular içerisine yerleştirilen konik halka yüzey elemanlarının ısı transferine etkilerini bir dizi deneylerle incelemişlerdir. K.T.Ü. Termodinamik Laboratuvarında yapılan araştırmalarda silindirik borular içerisinde türbülatorlerin kullanılması ile ısı transferinin % 80 civarında arttığı, bunun yanında basınç kayıplarının da arttığı sonucuna varılmıştır.

Junghan ve diğ., enerji tasarrufu sağlama maksadı ile boru içerisine yerleştirilen türbülatorlerle deneyler yapmışlardır. Araştırmacıların deneylerine göre fosil kökenli yakıt kullanılan kazanlarda ilave bir işletme masrafı yapmadan duman borusu içerisine yerleştirilen türbülatorler vasıtası ile suya geçen ısıнын arttığı gözlemlenmiştir. Buna karşılık baca çekişinde kötüleşme yani basınç kaybında artışlar olmuştur.

Zaherzadeh ve Jagadish, dönmeli akış üreticisi olarak kendi eksenini etrafında dönen palet karıştırıcılar kullanmışlardır. Araştırmacılar, iki disk arasına düz paletler yerleştirerek elde ettikleri çark şeklindeki dönmeli akış üreticilerini boru girişine yerleştirmişlerdir. Deney sonuçlarına göre dönmeli akış üreticisinin kullanılması ile ısı transferinin % 80 civarında arttığı gözlemlenmiştir.

Smithberg ve Landis, zorlanmış taşınım halinde boru içerisine yerleştirilmiş bükülmüş tip dönme üreticilerinin kullanılması ile ısı transferini ve sürtünme kayıplarını araştırmışlardır. Araştırmacılar, bükülmüş tip dönme üreticisi kullanılması ile akışın hız alanının helisel ve akışın çekirdeğinde girdap olduğunu tespit etmişlerdir. Bu oluşumların ısı transferini olumlu yönde etkilediğini gözlemlemişlerdir.

Narezhnyy ve Sudarev, dönmeli akış üreticisi olarak helisel şekilde bükülmüş türbülatorler kullanmışlardır. Araştırmacılar, türbülatorleri borunun tümüne yerleştirme yerine borunun girişine yerleştirmişlerdir. Bu şekilde akış başlangıçta döndürülmüş , daha sonra da bağımsız olarak gelişmesine izin verilmiştir. Böylelikle ısı transferinde artışın yanında basınç kayıplarının aşırı şekilde artmamasını sağlamışlardır.

Migay ve Golubev, boru içerisinde dönmeli akış üreticileri bulunması halinde ve giriş akışının türbülanslı olması durumunda ısı transferi ve sürtünme kayıplarını araştırmışlardır. Araştırmacılara göre dönmeli akışlarda ısı transferi artar fakat sürtünme katsayısı ısı

transferinden daha da büyük bir artış gösterir. Yani dönmeli akışlar ısı transferinin artmasına neden olurken, basınç kayıplarını da artırır.

Thorsen ve Landis, teorik olarak yeni bir analitik modelleme ile dönmeli akışta ısı transferini incelemişlerdir. Araştırmacılar, büyük sıcaklık değerlerinde türbülanslı, dönmeli akışta sürtünme ve ısı transferi için modelleme geliştirmişlerdir.

Durmuş, yaptığı araştırmada boru girişinde dönmeli akış oluşturan kanallar vasıtası ile boru içerisinden akan akışkana dönme etkisi vermiştir. Araştırmacıya göre; dönen kanallar vasıtası ile verilen bu dönme etkisi ısı transferinde artışa neden olmuş bu artışa karşılık basınç kayıplarının da arttığı tespit edilmiştir.

Arıcı ve Ayhan tarafından yapılan diğer bir çalışmada içten yapay dirençli borularda akış ve ısı transferinin araştırılması yapılmıştır. Yapay direnç olarak pratikte uygulama kolaylığı sağlanması bakımından helisel yay seçilmiştir. Yapılan çalışmada, ısı transferinin iyileştirme yöntemlerinden biri olan sınır tabakanın sürekli yenilenmesi yöntemi kullanılmıştır. Bu amaçla değişik helis adımı ve helis çaplarındaki türbülatorler kullanılmıştır. Deneyler türbülanslı akışta Reynolds sayısının 15000-50000 değerleri arasında yapılmıştır. Deneyler sonucunda ısı transfer katsayısında %60-400 kadar artış olmakla birlikte, basınç kaybında boş boruya oranla 20 kata varan artışlar olmuştur.

Durmuş, yüksek lisans çalışmasında boru girişine yerleştirdiği salyangoz tipindeki dönmeli akış üreticisiyle deneyler yapmıştır. Araştırmacı deneylerini türbülanslı akışta gerçekleştirmiş ve dönme etkisini sadece boru girişinde vermiştir. Boru içerisinden akışkan ilerledikçe kendiliğinden gelişmesi serbest bırakılmış, böylece basınç kayıplarında aşırı artmalar engellenmiştir. Akışkana dönme etkisi verildiğinde, ısı transferinde artışlar olduğu araştırmacı tarafından deneysel olarak tespit edilmiştir.

Çulcu, yaptığı yüksek lisans çalışmasında boru içerisine parçalı konik halka yüzeyli türbülatorler yerleştirmiştir. Araştırmacı akım ortamına ve boru boyunca yerleştirilen türbülatorlerin ısı transferini artırdığını bunun yanında basınç kayıplarında da aşırı artışlara neden olduğunu tespit etmiştir.

Yılmaz ve Ayhan, tarafından yapılan çalışmada daralan-genişleyen konik yüzeyli türbülatorlerin ısı transferi üzerine olan etkisi araştırılmıştır. Boru yüzeyi elektrikle ısıtılarak boru içinden akan havaya sabit ısı akısının geçişi sağlanmıştır. Deneyler sonucunda, boş boruya göre basınç kaybının 15 kat, Nusselt sayısının ise iki kat arttığı görülmüştür. Bu çalışmada Reynolds sayısı 18000-33000 arasında seçilmiştir.

Kuzay ve Scott, silindirik bir aralıkta hem dönen hem de duran iç silindir durumunda türbülanslı ısı transferi için deneysel çalışmalar yapmışlardır.

Murakami ve Kikuyama, eksenel olarak dönen bir boruya tam gelişmiş türbülanslı akışın verilmesi durumunda zamana göre hız bileşenlerini ve hidrolik kayıpları ölçmüşlerdir. Araştırmacılar, borunun dönmesinin türbülansı bastırdığını ve hidrolik kayıpları da azalttığını tespit etmişlerdir. Bu durumda eksenel hızın borunun dönme hızındaki artış ile laminar bir akış tipine yaklaştığını gözlemlemişlerdir.

Weigand ve Beer, türbülanslı akışta hidrodinamik olarak tam gelişmiş akışta eksenel etrafında dönen boruda olan ısı transferini incelemişlerdir. Araştırmalar sonucunda dönme hızının Nusselt sayısını etkilediği görülmüştür. Dönme hızının artması ile Nusselt sayısının büyük oranda arttığı tespit edilmiştir.

Yamada ve Imao, dönen bir boruya tam gelişmiş türbülanslı bir akış göndererek hız ve hidrolik kayıpları incelemişlerdir. Yapılan deneyler sonucunda; akışın girişte laminar olması durumunda borunun dönmesinin ters etki yaptığı ve hidrolik kayıpların artarak hız profiline türbülanslı akış hız profiline benzemeye başladığı görülmüştür. Giriş akışının türbülanslı olması durumunda ise, hız profiline girişten yeterince uzakta bile zorlanmış vorteks hızı profili göstermediği tespit edilmiştir.

Algifri ve diğ., dairesel bir boruda sönmölen türbülanslı akıştaki ısı transferini incelemişlerdir. Araştırmacılar bu çalışmalarında, girişte yer alan radyal kanatlar, kısa bükölmüş şeritler ve açısalyivler gibi farklı tipteki dönmöli akış üreticilerinde ısı transfer katsayılarının belirlenebilmesi için teorik olarak bir yaklaşım formölasyonu elde etmişlerdir.

Pedley , dönen bir boru içerisinde rijit olarak dönen laminar bir akışın kararlılığını incelemiştir. Yapmış olduğı deneyler sonucunda, Reynolds sayısının 83'den büyük olması

durumunda borunun dönmesinin akış üzerinde kararsızlığa sebep olduğunu tespit etmişlerdir. Ayrıca $Re < 2300$ bölgesinde, borunun dönme hızının artmasıyla birlikte akışın da yavaş yavaş türbülanslı duruma geçtiğini gözlemlemiştir.

Kikuyama ve diğ., eksenel olarak dönen bir boru içerisindeki akışı incelemiştir. Araştırmacılar, eksenel olarak dönen boruya bir akışkanın girmesi durumunda akışın dönen borudan bir teğetsel hız alacağını ve akış şekli ile hidrolik kayıpların borunun dönme hızı ile eksenel akış hızı oranına göre değişeceğini göstermişlerdir.

Oyakawa ve Izuru, yapmış oldukları çalışmada, ısı sınır tabakayı etkili bir şekilde parçalayan yeni bir metot olarak kanal içindeki iç akış vasıtasıyla ileri sürülen kanatlı çarktan meydana gelen hareketli türbülans üreticilerini denemiştir. Bu çalışmada ilk adım olarak akışı yönlendiren açılı düzlem şekilli kanatlı çark seçilmiştir. Isı transferini artıran bu metot ısı transferini kontrol eden araçlar olarak düşünülür. Isı transferinin, kanadın dönme miktarı oranında arttığının düşünülmesi nedeniyle kanat için hızlandırıcı kuvvetleri veya frenleme teknikleriyle kanatlı çarkın hareketinin kolaylıkla kontrol altına alınabilmesinden dolayı, sabit akış oranlarında tüpteki ısı transferinin kontrol edilmesine çalışılmıştır. Mevcut çalışmada kanadın çapını, genişliğini ve sarım açısını değiştirerek çeşitli kanatlı çarklar için yerel ısı transfer katsayıları ve tüp boyunca basınç dağılımları ölçülmüştür. Bundan başka yazarlar, kanadın ilavesi sayesinde basınç kayıplarının ve ortalama değeri alınmış ısı transfer katsayılarının kanat şekillerine göre nasıl etkilendiğini göstermişlerdir. Ayrıca optimum kanat biçimlerine ve basınç kayıplarını dikkate alarak ısı transferini artırmanın hesabını araştırmışlardır.

Yıldız çalışmasında, döner tip ısı değiştiricisindeki ısı transferi ve basınç kayıplarını incelemiştir. Dönel tipli ısı değiştiricisi olarak dört değişik karakterde imal edilmiş olan ısı değiştiricisi ele alınmıştır. Bu ısı değiştiricilerinin birinci tipi konsantrik iç içe iki borudan oluşmuştur. Diğer ısı eşanjörü 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 sistemlere göre soğuk su içeren iç borunun döndürülmesiyle ısı değiştiricisinin performansının iyileştiğini bulmuştur.

3. DENEY DÜZENEGİNİN TANITILMASI

Bu çalışmada kullandığımız deney düzeneği klasik eş eksenli iki borudan oluşan bir ısı değiştiricisidir (Şekil 3.1 ve 3.2).

Deney düzeneğinde bulunan iç boru bakırdan imal edilmiş olup, iç çapı 60 mm ve et kalınlığı 0,5 mm'dir. Isının daha iyi iletilebilmesi için bakır tercih edilmiştir. Bakır boru piyasadan levha halinde alınmış, yuvarlatılmış ve daha sonra oksijen kaynağı ile birleştirilerek boru haline getirilmiştir. Akışın bozulmaması için bakır borunun içi demirden yapılan bir malafa ile düzeltilmiştir. 1 mm et kalınlığı olan dış boru ise galvanizli sacdan imal edilmiştir. 900 mm uzunluğunda ve 210 mm çapındadır. Galvanizli sac, levha halinde alınıp yuvarlatıldıktan sonra birleştirilerek boru haline getirilmiştir. Daha sonra bakır boru, galvanizli sacdan imal edilen borunun içine yerleştirilmiştir. Galvanizli borunun da buhar kazanına monte edilmesiyle bir ısı değiştiricisi oluşturulmuştur.

Buhar kazanında üretilen doymuş kuru buhar, iç boru ile dış boru arasındaki halka boşluğa sürekli olarak gönderilmektedir. İç borunun dış yüzeyi buharla temas halindedir. Buhar daha sonra bir kanal vasıtasıyla dışarı atılmaktadır. Bu şekilde iç borunun dış yüzeyinde sabit sıcaklık şartları sağlanmaktadır. Dış boru içerisinde yoğunlaşan buhar ise bir kanalla tekrar kazana gönderilmektedir. Ayrıca galvanizli borunun alt tarafında yoğunlaşmış buharı tahliye etmek için vana yerleştirilmiştir.

Buhar kazanı ile halka boşluk arasına yerleştirilen vana yardımıyla halka boşluğa gönderilen buhar miktarı ayarlanabilmektedir. Ayrıca halka boşluk içerisinde 1 atm' den fazla basınç oluşmaması için buhar sürekli olarak atmosfere verilmektedir. Buhar kazanı içerisine yerleştirilen 1500 W gücündeki iki adet elektrikli ısıtıcı yardımıyla kazan içerisinden buhar elde edilmektedir. Kazanın su alma kapasitesi 50 lt' dir. İlk başta kazan içerisine 40 lt su koyulmuş, geriye kalan kısım doymuş kuru buhar için ayrılmıştır. Kazan kenarına yerleştirilen U borusu yardımıyla kazan içerisindeki su seviyesi

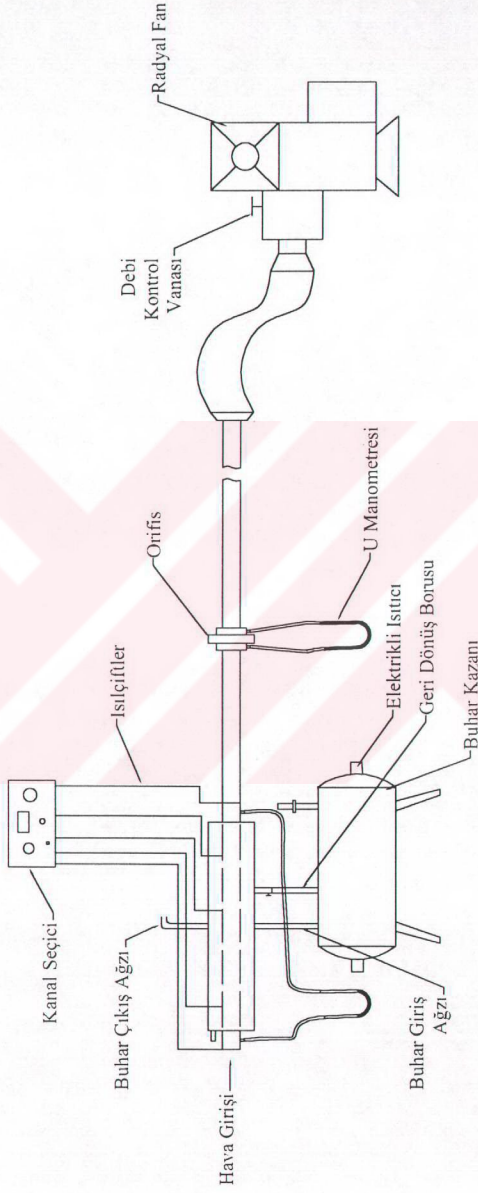
belirlenmiştir. Elde edilen buharın halka boşluğa gönderilmesi bir çelik çekme boru yardımıyla olmaktadır. Aynı şekilde halka boşluğun alt kısmına yerleştirilen çelik çekme boru ile yoğunlaşan doymuş su buharı tekrar deponun alt kısmına gönderilmiştir.

Deney düzeneğinde kullanılan türbülatorler kendi eksenini etrafında serbestçe dönebilen pervane tipli türbülatorlerdir. Pervane tipli türbülatorlerin kanatları galvanizli sacdan imal edilmiştir ve merkezine yerleştirilen çok ince uçlu pimlerle yataklanmıştır (Şekil 3.3 ve 3.4). Pervane kanatları 52 mm, 50 mm, 38 mm çaplarında ve 10 °, 20 °, 40 ° kanat açılarında imal edilmiştir. Bu türbülatorlerin imalatında akışın bozulmaması için birleştirme noktaları ve yataklanmasına özen gösterilmiştir.

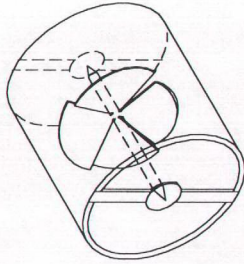
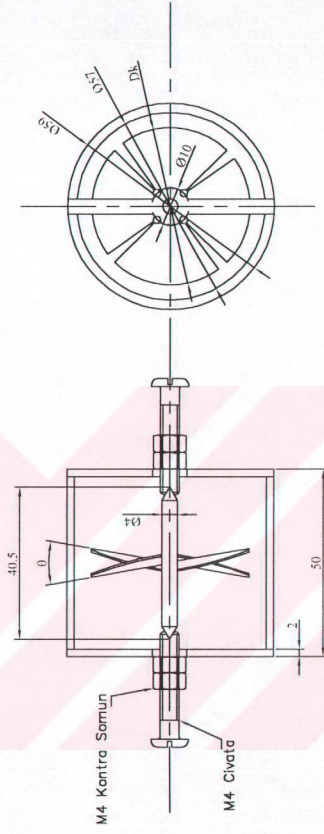




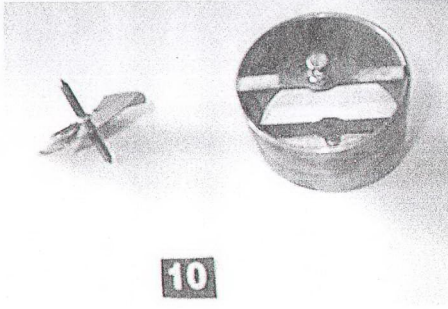
Şekil. 3.1. Deney Seti



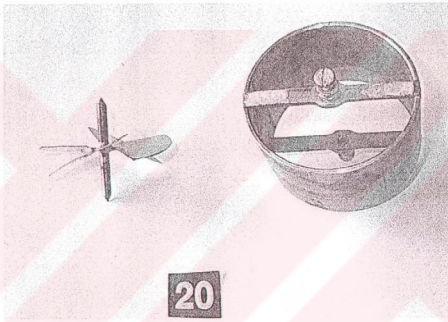
Şekil 3.2. Deney Düzenine Şematik Gözetim



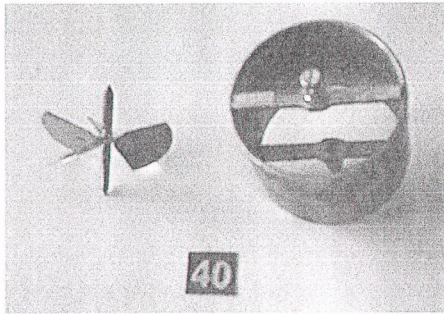
Şekil 3.3. Türbülatorün Detay Resmi



Şekil 3.4a. 10° kanat açılı türbülator



Şekil 3.4b. 20° kanat açılı türbülator



Şekil 3.4c. 40° kanat açılı türbülator

4. ÖLÇÜMLER

4.1. Sıcaklık Ölçümleri

Deneylerimizde sıcaklık ölçümleri ısı çiftleriyle (bakır-konstantan) yapılmıştır. Isıl çiftlerin uç noktaları nokta kaynağı ile birleştirilmiştir. Birleştirme noktası verniklenerek çevreye karşı izolasyonu sağlanmıştır . Bu ısı çiftlerin bakır uçları kanal seçiciye lehimlenmiştir. Diğer konstantan uçlar ise birleştirilmiş, birleştirme noktasından bir referans uç çıkarıldıktan sonra metal verniği ile çevreye karşı izole edilmiştir. Deney düzeneğimizde sıcaklık ölçmek için şu noktalara ısı çifti yerleştirilmiştir.

- 20 'şer cm aralıklarla iç bakır borunun yüzeyine,
- havanın ısı değiştiricisine giriş noktasına,
- havanın ısı değiştiricisinden çıkış noktasına,
- buhar kazanında ki buharın sıcaklığını ölçmek için kazanın üst kısmına,
- ortamın sıcaklığını ölçmek

için ortama serbest olarak bırakılmıştır.

Isıl çiftlerin kanal seçiciden ve konstantan birleştirme noktasından alınan referans uçları % 0,1 hassasiyetindeki mikrovoltmetre ölçüm cihazına bağlanmıştır. Ölçümlere başlamadan önce ölçüm cihazı ve ısı çiftler kalibre edilmiştir. Deney düzeneğinde kanal seçici olarak komitatör kullanılmıştır.

4.2 Debi Ölçümü

Deney düzeneğimizde ısıtılacak hava bir radyal fan tarafından sağlanmaktadır. Radyal fanın üzerinde bulunan vana yardımıyla debi değiştirilebilmektedir. Ortalama hız, vakumlanan havanın 60 mm çapındaki giriş bölgesinde beş farklı noktadan dijital rüzgar gülü ile tespit edilerek belirlenmiştir. Deney süresince debinin sabit kalmasını

sağlamak için orifise U manometresi bağlanmıştır. Böylece her deney aşaması belirlenen beş farklı debide yapılmıştır.

4.3. Statik Basıncın Ölçülmesi

Deney düzeneğimizde bakır borunun giriş ve çıkış noktalarına pürüz oluşturmayacak şekilde pirinçten yapılan basınç prizleri lehimlenmiştir. Bu prizlere takılan hortumlar şeffaf bir U manometresine bağlanmıştır. Böylece bakır boru boyunca oluşan basınç kaybı U manometresindeki değişimle cmSS olarak tespit edilmiştir.

4.4. Deneyisel Çalışmada Oluşabilecek Ölçüm Hataları

Deneyisel çalışmalarda bazı hataların oluşabileceğini göz önüne almamız gerekmektedir. Bu hatalar, cihazlardan kaynaklanan hatalar ve kişisel hatalar olmak üzere ikiye ayrılabilir. Cihazlardan kaynaklanan hatalar ölçüm cihazlarının kataloglarında verilmektedir. Kataloglardaki yer alan bu hata oranları dikkate alınırca cihazdan kaynaklanan hataların minimuma indirilmesi de mümkün olacaktır.

Isıl çiftler ve voltmetre hata oranları;

- Isıl çiftlerin hassasiyeti $\pm 0,1 \text{ }^{\circ}\text{C}$
- Bağlantı hataları $\pm 0,2 \text{ }^{\circ}\text{C}$
- Voltmetre hassasiyeti $\pm 0,2 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Kaynak ve montajdan kaynaklanan toplam hata oranının $\pm 0,52 \text{ }^{\circ}\text{C}$ olduğu kataloglardan belirlenmiştir [28]. Kişisel hatalar ise sıcaklık-debi okuma ve kalibrasyonda yapılan yanlış hesaplamalarla oluşabilir. Debi ölçümünde debi kontrolü sağlayan orifisten oluşabilecek kaçak doğru bir kalibrasyon ile en aza indirilebilir. Fakat kullanılan akışkanın hava olması nedeniyle, sıcaklık değişimi yoğunluğu da değiştireceğinden akışkanın hesaplanan kütsel debisinde bazı sapmalara neden olacaktır. Bunu gidermek için orifis kalibrasyonu çalışma sıcaklığımızın ortalama değerinde yapılmaktadır. Fiziksel boyutlardaki hata ise boru çapı, boru boyu birleştirme

noktaları ve pürüzlülük yüksekliğinden kaynaklanmaktadır. Bu hataların giderilmesi ve akışın gelişimine müsaade etmek için boru uzunluğu boru çapının en az 50 katı seçilmiştir. Böylece akışın tam gelişmesi sağlanmıştır. Lehimlenerek birleştirilen bakır borudaki pürüzlülük, lehim bölgesinin dövülmesiyle minimuma indirilmiştir. Bu hataların her birinin hata oranları % olarak çok düşük olmasına karşın, deneysel çalışmada temel teşkil eden Nu, Re, Pr gibi boyutsuz sayıların hesaplanmasında göz ardı edilemeyecek kadar büyük bir değere ulaşabilir. Bu hata oranlarının sıfıra indirilmesi imkansızdır. Bu nedenle bütün hata oranlarının minimuma düşürülmesine özen gösterilmesi gerekir.



5. DENEYLERİN YAPILIŞI

5.1 Kontrol Deneyleri

Deneylere başlamadan önce deney setinde bir dizi kalibrasyon ve kontrol deneyleri yapılmıştır. Bu deneylerden kısaca bahsedilecektir.

5.1.1 Debi Kontrol Deneyleri

Bir önceki bölümde bahsettiğimiz gibi deney setimizdeki kullandığımız havayı bir radyal fan tarafından emme yaparak sağladık. Radyal fan sabit devir sayısında dönerken, hava giriş noktasında bulunan bir panel yardımı ile fanın debisi değiştirilebilmektedir. Her bir debi için boru girişindeki beş farklı noktadaki hız değerlerinin ortalaması alınarak geçen debi miktarı belirlenmiştir. Deneyler esnasında orifise bağlı U manometresindeki su seviyesi sabit tutularak debiler sabitlenmiştir. Hava, radyal fanın emiş tarafına bağlanan hortum vasıtasıyla deney setinin çıkış kanalından emilmiştir. Deneylerimizin tamamı bu şekilde yapılmıştır. Isıtılacak havanın emilmesinin amacı; hem akışın tam gelişmesini hem de türbülansın sadece türbülatorlerden oluşmasını sağlamaktır. Eğer deneyler fanın basma tarafından yapılsaydı, türbülatorlere ek olarak basmadan kaynaklanan bir türbülans da oluşacağından deney sonuçları sağlıklı olmayacaktı. Bizim amacımız, türbülatorün ısı transferine ve basınç kaybına olan etkisini araştırmak olduğundan sadece türbülatorden oluşacak türbülansın sağlanması amaçlanmıştır.

5.1.2. Isıl Çiftin Kalibrasyonu

Isıl çift olarak 0,5 mm kalınlığında bakır-konstantan kullanılmıştır. Daha önce kalibrasyonu yapılmış bakır-konstantan çifti için elde edilen değerlere en küçük kareler yöntemiyle eğri uydurulmuş ve $T(C) = 25,695 T - 0,577 T^2$ denklemi elde edilmiştir. Isıl

çiftlerin uçlarının bağlanması ve izolasyonundan sonra buz üzerinde doğru ölçüm yapıp yapmadığı kontrol edilmiştir. Isıl çiftlerin kalibrasyonu bu şekilde yapılmıştır.

5.1.3. Isı Kayıp Kalibrasyonu

Cidardan çevreye kaçan ısı kontrolü iki şekilde yapılabilir. Bunlardan birincisi; buharın verdiği ısı ile havanın aldığı ısı arasındaki farkın bulunarak kayıp ısınin hesaplanmasıdır. Diğer ise, deney elemanlarının en dış yüzüne yerleştirilen ısıl çiftler yardımıyla sıcaklığın tespit edilip çevre sıcaklığı ile oluşacak olan taşınımın hesaplanabilmesi yöntemidir. Fakat bizi kayıp ısıdan ziyade türbülötörler yardımıyla kazandırılan ısı ilgilendirdiği için bu hesaplamaları yapmadık. Bizim çalışmamızda boru cidar sıcaklığı ile havanın giriş-çıkış sıcaklıklarının tespiti yeterli olmaktadır.

5.2. Isı Transfer Deneyleri

Türbülötör deneyleri yapılmadan önce boş boru deneyi yapılmıştır. Alınan sonuçlar ile literatürdeki sonuçlar karşılaştırılarak uygunluğu belirlenmiştir. Daha sonra türbülötörlü deneylere geçilmiştir.

Türbülötörlerin ısı transferi deneylerinden önce, 10°, 20°, 40° kanat açılarına sahip türbülötörlerin akış gözleme deneyleri yapılmıştır (Şekil 5.1-5.3). Önce tek türbülötör koyularak minimum ve maksimum akışkan debisinde akışkanın hareketi izlenmiştir. Akış gözleme deneylerimizin amacı; türbülansa uğrayan akışkanın sönümlenme noktasını tespit etmektir. Yapılan deneylerde, kanat açıları farklı olan bütün türbülötörlerin 75 cm 'lik boru boyunca karıştırma etkisini sürdürdüğü görülmüştür. 40° kanat açısına sahip türbülötörde 35 cm, 20° kanat açısına sahip türbülötörde 40 cm ve 10° kanat açısına sahip türbülötörde 50 cm sonra akışın sönümlenmeye başladığı, fakat türbülans etkisinin devam ettiği gözlenmiştir. Bu akış gözleme deneylerine dayanarak iki türbülötör arasındaki mesafe maksimum 30 cm tutulmuştur.

Isı transfer deneyleri beş farklı akışkan hızında dolayısıyla beş farklı debide yapılmıştır. İlk önce 10° kanat açısına sahip tek türbülötör, sonra türbülötörler arası

mesafe 30 cm, 20 cm, 10 cm olacak şekilde diğer türbülatorler yerleştirilip ısı transfer deneyleri yapılmıştır. Türbülatorlerin yerleştirilme şekli Şekil 5.4'de verilmiştir. Daha sonra kanat açıları 20° ve 40° olan türbülatorler aynı işlem sırasıyla deneylere tabi tutulmuştur. Belirlediğimiz beş farklı kütleli debiye bağlı olarak Reynolds sayımız 8000-16000 değerleri arasında değişmektedir. Deneylerimizden elde edilen sıcaklık farklarına bağlı olarak akışkanın kinematik viskozitesi, özgül ısı ve yoğunluğu da değişmiştir. Bu nedenle aynı debilerdeki Reynolds sayılarında küçük değişimler meydana gelmiştir. Bu Reynolds değişimleri grafiklerde de dikkate alınmıştır.

Deneylerde türbülatorlerin değiştirilmesi esnasında her deneye başlamadan önce rejime gelmesi için bir müddet beklenmiştir. Türbülatorlerin değiştirilmesinden sonra içerdeki durgun hava sıcaklığı ve bakır boru yüzey sıcaklığının sabit olması bize deney setinin rejime geldiğini göstermektedir.

5.3. Basınç Kaybı Tespiti

Deneylerimizde oluşacak basınç kaybı, boru uzunluğu, akışkan hızı ve pürüzlülük yüksekliğine ve türbülatorlerden kaynaklanır. Toplam basınç kaybı, bakır boru girişi ve çıkışına yerleştirilen pirizlerin U manometresine bağlanmasıyla ölçülmüştür. Ayrıca türbülator deneylerine başlamadan önce yapılan boş boru deney sonuçlarının basınç kaybı açısından da literatüre uygunluğu araştırılmıştır.



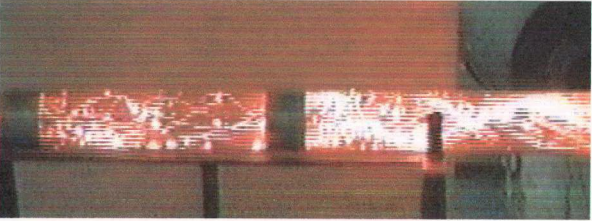
Şekil 5.1.a. 10° Kanat Açılı Tek Türbülator



Şekil 5.1.b. 10° Kanat Açılı 10 cm Aralıklı Türbülator



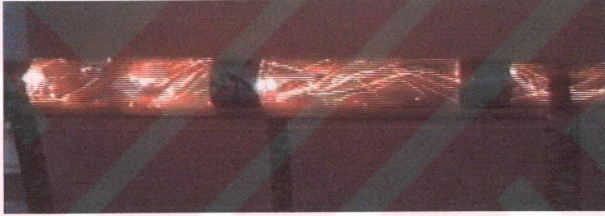
Şekil 5.1.c. 10° Kanat Açılı 20 cm Aralıklı Türbülator



Şekil 5.1.d. 10° Kanat Açılı 30 cm Aralıklı Türbülator



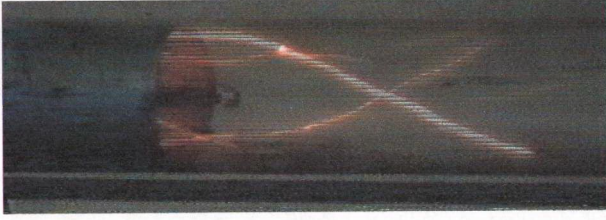
Şekil 5.2.a. 20° Kanat Açılı Tek Türbülötör



Şekil 5.2.b. 20° Kanat Açılı 20 cm Aralıklı Türbülötör



Şekil 5.2.c. 20° Kanat Açılı 30 cm Aralıklı Türbülötör



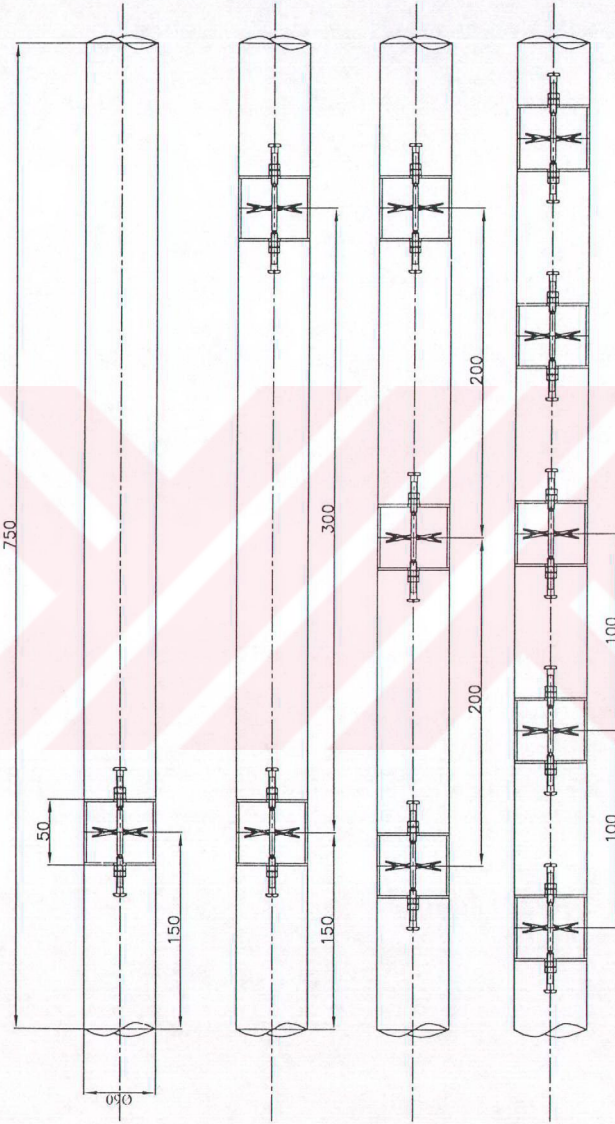
Şekil 5.3. a. 40° Kanat Açılı Tek Türlülatör



Şekil 5.3. b. 40° Kanat Açılı 20 cm Aralıklı Türlülatör



Şekil 5.3.c. 40° Kanat Açılı 30 cm Aralıklı Türlülatör



Şekil 5.4. Türbülötörlerin Boru İçerisine Yerleştirilme Düzeni (Ölçüler mm'dir)

6. BULGULAR VE İRDELEME

Bu kısımda deneysel sonuçların değerlendirilmesi için kullanılan hesaplama yönteminden bahsedilecektir. Ayrıca bulunan deneysel bağıntılar verilecek ve bu bağıntılar kendi aralarında karşılaştırılacaktır.

6.1. Deneysel Sonuçların Değerlendirilmesi İçin Kullanılan Hesaplama Yöntemi

Deney elemanında sıcaklık ölçümleri mikrovoltmetre cinsinden yapılmıştır. Bu değerler °C' ye çevrilerek hesaplamalarda kullanılmıştır. Yaptığımız deneylerde havanın kütlelesel debisi kg/s olarak ölçülerek tespit edilmiştir. Havanın;

- özgül ısısını ,
- yoğunluğunu ,
- ısı iletim katsayısını ,
- dinamik viskozitenin sıcaklığa bağlı değişimleri

literatürde verilen tablo değerlerinden en küçük kareler metodu uygulanarak bulunmuştur. Isı taşınım katsayıları birbirinden bağımsız olarak her türbülator için ayrı ayrı hesaplanmıştır. Boş boru için teorik hesaplama yöntemi olarak Dittus-Boelter eşitliği kullanılmıştır. İlgili hesaplama yöntemleri Ek 1'de sunulmuştur.

6.2. Bilgisayar Programlama

Program Fortran Programlama Dilinde yazılmıştır ve verilen eşitliklerle birlikte boyutsuz sayıları da hesaplamaktadır. Program çalıştırılmadan önce data (veri) kütüğü oluşturulmalıdır.

Oluşturulan kütükte;

• havanın kütleli debisi	$\dot{m}$ (kg/s),
• havanın giriş sıcaklığı	T_{hg} (°C),
• havanın çıkış sıcaklığı	T_{hc} (°C),
• bakır borunun cidar sıcaklığı	T_w (°C),
• çevre sıcaklığı	$T_{\text{çevre}}$ (°C),
• ısıtma yüzey alanı	$A_{\text{ısı}}$ (m ²),
• kesit alanı	A_{kesit} (m ²)

verilerinin bulunması gerekir.

Fortran Programlama Dilinde olan bu program Ek 2'de verilmiştir.

6.3. Isı Transfer Sonuçları

Yapılan deneyler sonucunda Nusselt sayısı, Reynolds sayısı, Prandtl sayısı, kanat açısı $\tan\theta$, kanat çap oranı D_k/D_b cinsinden elde edilmiştir. Elde edilen bu bağıntılar 10 cm, 20 cm, 30 cm, tek türbülator ve $(D_k/D_b) = 0,94$, $(D_k/D_b) = 0,90$, $(D_k/D_b) = 0,87$ değerleri için bulunmuştur. Yaptığımız deneylerde θ açısı 40° , 20° , 10° olarak seçilmiştir ($10 \leq \theta \leq 40$). Ayrıca kanat çapının boru çapına oranı $0,87 \leq D_k/D_b \leq 0,94$ arasındadır. Akışkan kütleli debisi 0,016 ile 0,01 (kg/s) arasındadır. Bulduğumuz bütün ampirik değerler $8000 < Re < 16000$ değerleri arasında geçerlidir. Kullandığımız akışkan hava olduğundan $Pr < 1$ 'dir.

Aşağıda verilen bağıntılar incelendiğinde kendi ekseni etrafında serbestçe dönebilen pervane tipli türbülatorlerin ısı transferi açısından çok iyi sonuçlar verdiği fakat basınç kayıplarını da artırdığı görülmüştür. Bilindiği gibi türbülatorlerde ısı transferinin artmasıyla birlikte basınç kayıpları da artmaktadır. Bu nedenle daima ısı transferi ve basınç kaybı açısından bir optimizasyona gidilmesi gerekmektedir. Deneyisel sonuçlara bakıldığında en dar açiya sahip ve en sık şekilde yerleştirilen türbülator düzeninde ısı transferi açısından en iyi

sonuçlar alınmış, fakat bununla beraber en yüksek basınç kayıpları da yine en dar açılı ve en sık şekilde yerleştirilen türbülötör düzeninde ortaya çıkmıştır.

Türbülötör deney sonuçlarının Nu-Re değişimi türbülötörler arası mesafe, türbülötör kanat açıları ve türbülötör kanat çaplarına göre Şekil 6.1-6.18 ve Şekil 6.37-6.47'de verilmiştir. Bu grafiklere en küçük kareler metodu uygulanarak aşağıdaki deneysel bağıntılar elde edilmiştir.

10 cm aralıklı türbülötör için ;

$$Nu = 0,1 Re^{0,77} (\tan\theta)^{-0,283} (D_k/D_b)^{1,4} Pr^{0,4} \quad (6.1)$$

20 cm aralıklı türbülötör için;

$$Nu = 0,0745 Re^{0,77} (\tan\theta)^{-0,238} (D_k/D_b)^{0,55} Pr^{0,4} \quad (6.2)$$

30 cm aralıklı türbülötör için;

$$Nu = 0,0734 Re^{0,77} (\tan\theta)^{-0,234} (D_k/D_b)^{0,4} Pr^{0,4} \quad (6.3)$$

Tek türbülötör için;

$$Nu = 0,0653 Re^{0,77} (\tan\theta)^{-0,1471} (D_k/D_b)^{1,2} Pr^{0,4} \quad (6.4)$$

6.4. Basınç Kaybı

Bakır boruya yerleştirilen U manometresinden her deney için alınan değerlerden basınç kayıp katsayısı (f) hesaplanmıştır. Bu değerlere göre elde edilen grafikler Şekil 6.19-27'de verilmiştir. Bu grafiklerde, oluşturulan eğrilere en küçük kareler metodu uygulanarak, basınç kayıp katsayısı (f) Reynolds sayısının, türbülötör kanat açısının ve türbülötör kanat çapının fonksiyonu olarak elde edilmiştir. Elde edilen bu ampirik bağıntılar aşağıda verilmiştir. Deneyler sonucunda görülmüştür ki, türbülötör kanat açısının artmasıyla basınç kaybı azalmıştır. Ayrıca türbülötör kanat çapının artmasıyla basınç kaybı da artış göstermiştir.

10 cm aralıklı türbülötör için;

$$f = 0,58 Re^{-0,05} (\tan\theta)^{-0,12} (D_k/D_b)^{2,376} \quad (6.5)$$

20 cm aralıklı türbülötör için;

$$f = 0,428 \text{ Re}^{-0,05} (\tan\theta)^{-0,20} (D_k/D_b)^{2,376} \quad (6.6)$$

30 cm aralıklı türbülötör için;

$$f = 0,326 \text{ Re}^{-0,05} (\tan\theta)^{-0,25} (D_k/D_b)^{2,376} \quad (6.7)$$

Tek türbülötör için;

$$f = 0,299 \text{ Re}^{-0,05} (\tan\theta)^{-0,12} (D_k/D_b)^{2,376} \quad (6.8)$$

6.5.EtkinlikAnalizi

Isı değıştiricisinin etkinliğinin hesabı için literatürlerde en sık rastlanan yöntem NTU yöntemidir. Deney seti etkinliğinin klasik ısı değıştiricisi etkinliği ile karşılaştırılabilmesi için hesaplamalarda bu yöntem kullanılmıştır.

Isı değıştiricilerinin etkinliği aldığımız ısınn alabileceğimiz maksimum ısıya oranı olarak tanımlanır.

$$E = \frac{Q}{Q_{\text{mak}}} \quad (6.11)$$

Alabildiğimiz ısı ise;

$$Q = \dot{m}_{\text{hava}} C_{p \text{ hava}} (T_{\text{hava çıkış}} - T_{\text{hava giriş}}) \quad (6.12)$$

Maksimum ısı ise çevre şartlarında ısı değıştiricisine giren havanın cıdar sıcaklığında değıştiriciyi terk etmesidir. Yani;

$$Q_{\text{mak}} = \dot{m}_{\text{hava}} C_{p \text{ hava}} (T_w - T_{\text{hava giriş}}) \quad (6.13)$$

Bu ısı değıştiricisi etkinliğini literatürlerde verilen bağıntılarla karşılaştırmak için literatürlerde en sık kullanılan ısı değıştiricisi etkinliği yöntemlerinden NTU yöntemi kullanılmıştır. Bu yöntemlerde;

$$NTU = \frac{A_{isi} U_m}{C_{min}} \quad (6.14)$$

olarak bulunur.

Bizim deney düzeneğimizde boru dış sıcaklığı sabit olduğundan ve havanın tek akışkan olmasından dolayı, minimum ve maksimum diye tanımlanabilecek ikinci bir akışkan olmadığından

$$C_{min} = \dot{m}_{hava} C_{p_{hava}} \quad (6.15)$$

seçilmiştir. Böylece bu formül;

$$NTU = A_{isi} \frac{U_m}{(\dot{m}_{hava} C_{p_{hava}})} \quad (6.16)$$

şeklini almıştır.

Deneyler sonucunda değişik kanat çaplarına, kanat açlarına ve türbülötör yerleştirme düzenine bağlı olarak ampirik bağıntılar elde edilmiştir (Şekil 6.28-6.36 ve Şekil 6.48-6.68).

Etkinlik-Reynolds arası ilişkide;

10 cm aralıklı türbülötör için;

$$E = 3,911 Re^{-0.2} (\tan\theta)^{-0.216} (D_k/D_b)^{3.5} Pr^{0.4} \quad (6.17)$$

20 cm aralıklı türbülötör için;

$$E = 3,555 Re^{-0.2} (\tan\theta)^{-0.19} (D_k/D_b)^{3.96} Pr^{0.4} \quad (6.18)$$

30 cm aralıklı türbülötör için;

$$E = 3,154 Re^{-0.2} (\tan\theta)^{-0.195} (D_k/D_b)^{4.132} Pr^{0.4} \quad (6.19)$$

Tek türbülötör için;

$$E = 3,022 Re^{-0.2} (\tan\theta)^{-0.154} (D_k/D_b)^{4.88} Pr^{0.4} \quad (6.20)$$

Etkinlik-NTU arasındaki ilişki;

10 cm aralıklı türbülator için;

$$E = 0,5 \text{ NTU}^{0,045} (\tan \theta)^{-0,216} (D_k/D_b)^{3,5} \quad (6.21)$$

20 cm aralıklı türbülator için;

$$E = 0,51 \text{ NTU}^{0,0281} (\tan \theta)^{-0,19} (D_k/D_b)^{3,95} \quad (6.22)$$

30 cm aralıklı türbülator için;

$$E = 0,45 \text{ NTU}^{0,015} (\tan \theta)^{-0,19} (D_k/D_b)^{4,132} \quad (6.23)$$

Tek türbülator için;

$$E = 0,4 \text{ NTU}^{0,0116} (\tan \theta)^{-0,15} (D_k/D_b)^{4,88} \quad (6.24)$$

7. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

04.06.2001 ve 28.06.2001 tarihleri arasında Fırat Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümü Termodinamik ve Isı Transferi Laboratuvarı'nda yapılan deneylerde aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir.

Yaptığımız deneylerde amacımız, dönmeli akış üreticileri kullanarak ısı transferini artırmaktır. Aşağıda verilen tablolar ve Şekil 6'da görüldüğü gibi kendi eksenı etrafında serbestçe dönebilen pervane tipli türbülátörler ısı transferinin iyileştirilmesi açısından çok iyi sonuçlar vermiş, bunun yanında basınç kayıplarında da artışa neden olmuştur.

Tablo 7.1. Deneyler sonucunda elde edilen artış miktarları*

Isı Transfer Artışı (Kat)	$\theta=10^\circ$				$\theta=20^\circ$				$\theta=40^\circ$			
	10 cm	20 cm	30 cm	Tek Tür.	10 cm	20 cm	30 cm	Tek Tür.	10 cm	20 cm	30 cm	Tek Tür.
$(D_k/D_b)=0,94$	3,62	2,82	2,6	1,93	2,96	2,39	1,98	1,72	2,33	1,94	1,8	1,53
$(D_k/D_b)=0,90$	3,38	2,76	2,58	1,79	2,76	2,23	1,91	1,61	2,17	1,88	1,81	1,38
$(D_k/D_b)=0,87$	3,27	2,7	2,52	1,76	2,7	2,2	1,85	1,58	2,11	1,85	1,62	1,34
Basınç Kaybı Artışı (Kat)	$\theta=10^\circ$				$\theta=20^\circ$				$\theta=40^\circ$			
	10 cm	20 cm	30 cm	Tek Tür.	10 cm	20 cm	30 cm	Tek Tür.	10 cm	20 cm	30 cm	Tek Tür.
$(D_k/D_b)=0,94$	8,25	7	5,75	4,24	7	6	4,5	3,5	5	4	3	2,25
$(D_k/D_b)=0,90$	7,88	6,9	5,49	4	6,7	5,76	4,32	3,36	4,8	3,84	2,88	2,16
$(D_k/D_b)=0,87$	6,88	5,84	4,78	3,55	5,85	5	3,75	2,92	4,17	3,34	2,51	1,88
Etkinlik Artışı (Kat)	$\theta=10^\circ$				$\theta=20^\circ$				$\theta=40^\circ$			
	10 cm	20 cm	30 cm	Tek Tür.	10 cm	20 cm	30 cm	Tek Tür.	10 cm	20 cm	30 cm	Tek Tür.
$(D_k/D_b)=0,94$	2,98	2,5	2,34	1,88	2,58	2,19	1,9	1,67	2,13	1,85	1,72	1,48
$(D_k/D_b)=0,90$	2,77	2,32	2,18	1,75	2,4	2,05	1,75	1,56	1,98	1,72	1,6	1,38
$(D_k/D_b)=0,87$	2,26	1,91	1,68	1,27	1,89	1,55	1,27	1,08	1,49	1,25	1,13	0,92

* Tablo 1'de verilen artış miktarları boş boru deney sonuçları ile kıyaslanmıştır.

Ekonomik bir ısı değıştiricisinde, birim yüzey başına yapılan ısı transferi maksimum ve enerji kaybı minimum olmalıdır. Bu tanımlamaya bakılarak geliştirdiğimiz türbülátörlerin ısı

transferi açısından çok iyi sonuçlar verdiği, fakat basınç kayıpları açısından bir optimizasyon gerektirdiği görülmektedir.

Yukarıdaki tablolardan görüldüğü gibi, türbülator kanat çapları ve türbülator kanat açılarının, ısı transferi, basınç kaybı ve etkinlik açısından önemli birer parametre olduğu belirlenmiştir. Türbülator kanat açısının değişimi ısı transferini önemli ölçüde değiştirmiştir (Şekil 6.10-6.18). Beklenen doğrultuda, türbülator kanat açısının düşmesiyle akışkanın dönme açısı azalmış, dolayısıyla akım yolu uzamıştır. Bilindiği gibi akım yolunun uzaması ısı transferini iyileştirici bir etkidir. Bizim deneylerimizde, kanat açısı 10° olan türbülatorlerin en iyi ısı transferi sonuçlarını vermesine karşın, kanat açısı 40° olan türbülatorler ısı transferi açısından daha düşük sonuçlar vermişlerdir. Deneyler sonucunda 20° kanat açısına sahip türbülatorlerin, 10° kanat açısına sahip türbülatorlere göre ısı transferini ortalama % 8; etkinliği % 13, 40° kanat açısına sahip türbülatorlerin ise 10° kanat açısına sahip türbülatorlere göre ısı transferini ortalama % 35 ve etkinliği % 28 düşürdüğü görülmüştür. Bu sonuçlardan anlaşıldığı gibi, azalan kanat açısıyla ısı transferi önemli miktarda artmaktadır.

Isı değiştiricilerinin dizaynında, işletme masrafları açısından basınç kaybı çok önemli bir parametredir. Bu nedenle bütün ısı değiştiricilerinde ısı kazanç ve işletme masrafları yönünden analiz yapılmalıdır. Yaptığımız deneylerde, kanat açısının değişimi basınç kaybı değişimini de önemli oranda etkilemiştir (Şekil 6.19-6.27). Türbülator kanat açısının azalması, dönme açısını eksene göre dikleştirip akım yolunu daha fazla uzatacağından ve ayrıca akış çizgilerini de sıklaştıracığı için ısı transferinde ve basınç kayıplarında daha fazla artışa neden olacaktır. Yaptığımız deneylerde de bu görülmektedir. Yukarıdaki tablodan görüleceği gibi kanat açısının değişimi basınç kaybını ortalama % 15-40 arasında etkilemektedir. Bu sonuçlara bakıldığında türbülator kanat açısı, basınç kaybı değişiminde çok büyük bir önem taşımaktadır.

Ayrıca yaptığımız deneylerde değişen türbülator kanat çapıyla ısı transferi, basınç kaybı ve etkinlik önemli ölçüde değişmektedir. (D_k/D_b) 'nin azalmasıyla ısı transferi, basınç kaybı ve etkinlik değerlerinde bir azalma görülmüştür (Şekil 6.37-6.47). (D_k/D_b) 0,94'den 0,90'a düştüğünde ısı transferi ve etkinlik ortalama % 7, basınç kaybı ise % 4,5 düşmüştür. (D_k/D_b) oranı 0,94'den 0,87'ye düştüğünde ısı transferi % 10, etkinlik % 24 ve basınç kaybı da % 16 azalmıştır. Bu değerlere bakıldığında kanat çapıyla ısı transferi, basınç kaybı ve etkinlik arasında bir optimizasyon yapılması gerektiği görülmektedir. Kanat çapının düşmesiyle

akışkanın kanatlara çarpma yüzeyi azalmakta, bu da sürüklenme kuvvetini azaltmaktadır. Bu nedenle kanat çapının düşmesiyle basınç kaybı, etkinlik ve dolayısıyla ısı transferi de düşmektedir.

Bölüm 5’de bahsedilen akış gözleme deneyleriyle (Şekil 5.1-5.3), en düşük kanat açısına sahip türbülatorün sönümlenme noktası tespit edilerek türbülatorler arası maksimum mesafe belirlenmiştir. Bu deneylere dayanarak türbülatorler arası maksimum mesafe 30 cm alınmıştır. Daha sonra 20 cm ve 10 cm aralıklarla da türbülatorler yerleştirilerek deneyler yapılmıştır. Böylece Bölüm 1’de bahsedilen sönümlenmeyen akış türü sağlanmıştır. Buna ek olarak tek türbülator yerleştirilerek sönümlenen akış türünde de deneyler yapılmıştır. Bu nedenle kanatlar arası mesafenin ısı transferi, basınç kaybı ve etkinlik üzerindeki etkisine ek olarak sönümlenen akış ve sönümlenmeyen akış cinsinden de değerlendirmeye alınması gerekir.

Şekil 6.1-6.9’da görüldüğü gibi kanatlar arası mesafenin azalmasıyla ısı transferi, basınç kaybı ve etkinlik önemli ölçüde artış göstermiştir. Isı transferinin artmasının nedeni, daha sık aralıklarla akışa dönme etkisi verilerek akım yolunun uzatılmasıdır. Daha sık aralıklarla dizilen türbülatorler akışkana daha fazla direnç oluşturacağından, basınç kaybında da artışlara neden olacaktır. Tablo 1’e bakıldığında 10 cm aralıklarla dizilen türbülatorlerin 20 cm aralıklarla dizilen türbülatorlere göre ısı transferini ortalama % 28, basınç kaybını ortalama % 17 ve etkinliği ortalama % 19 arttırdığı, 10 cm aralıklı türbülatorün 30 cm aralıklı türbülator’e göre ısı transferini ortalama % 39, basınç kaybını ortalama % 43 ve etkinliği ortalama % 27 arttırdığı görülmüştür. Yukarıda verilen değerler 10° kanat açısına sahip türbülatorlerden elde edilen değerlerdir. Kanat açısının değişimiyle yine kanatlar arası mesafenin etkisi de değişmektedir.

Akışkana verilen dönme etkisi ısı transferi, basınç kaybı ve etkinliği önemli ölçüde değiştirmiştir. Akış gözleme deneylerinden elde edilen görüntülere göre her ne kadar akışa verilen türbülans etkisi akım boyunca etkisini kaybetmese de belirli bir mesafeden sonra (kanat açısına bağlı) dönme açısı büyümekte ve akım yolu kısalmaktadır. Yaptığımız deneylerden literatüre uygun sonuçlar elde edilmiştir. Şekil 6.1-6.18’de görüldüğü gibi sönümlenmeyen akış türünde türbülatorler arası mesafeye (10, 20 ve 30 cm) bağlı olarak ısı transferi, basınç kaybı ve etkinlik değerleri önemli ölçüde değişmekte, sönümlenen dönmeli akış türünden (tek türbülator) elde edilen sonuçlar da bu değerlerden büyük farklılıklar göstermektedir. 40° kanat açısı için 30 cm aralıklarla dizilmiş türbülatorün, tek türbülator’e

oranla ısı transferini % 17, basınç kaybını % 33 ve etkinliği % 16 arttırdığı görülmektedir. 40° ve 30 cm aralık için ısı transferinin, basınç kaybının ve etkinliğin minimum olduğu dikkate alınırsa akışkana verilen sönümlenme etkisinin ne kadar önemli olduğu görülmektedir.

Yukarıda verilen deney sonuçlarından anlaşılabileceği gibi, deneylerimizde kullandığımız parametreler olan türbülantör kanat açısı, türbülantör kanat çapı ve türbülantörler arası mesafe dolayısıyla akışkana verilen sönümlenme etkisi, ısı transferi, basınç kaybı ve etkinliği önemli ölçüde değiştirmiştir. Bu veriler özetlenirse ;

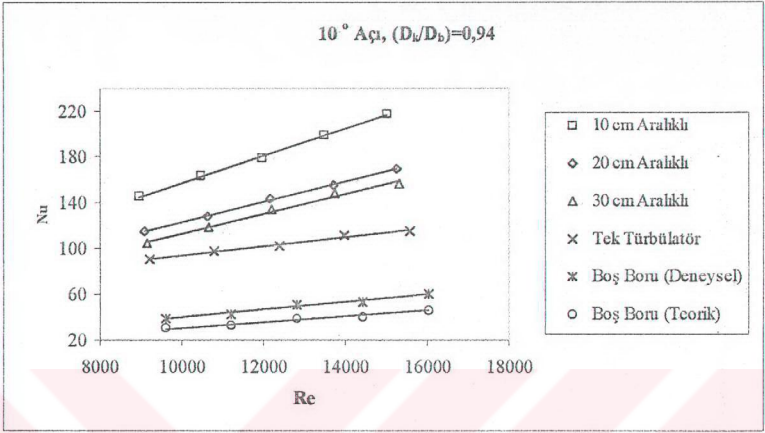
- Akışkanın sönümlenmemesi yani türbülantörler arası mesafe ısı transferi, basınç kaybı ve etkinlik üzerinde en önemli etkidir.
- Türbülantör kanat açısının değişimi ısı transferi, basınç kaybı ve etkinliği önemli ölçüde değiştirmekte ve ısı transferi ile basınç kaybı arasında bir optimizasyona gidilmesi gerektiğini göstermektedir.
- Türbülantör kanat çapının değişimi, türbülantörler arası mesafenin değişimi ve türbülantör kanat açısının değişimine göre daha az etki göstermesine rağmen göz ardı edilemeyecek kadar büyüktür.
- Sönümlenen akış türünde (tek türbülantörde) basınç kaybı minimum olmasına karşın ısı transferi ve etkinlikte en küçük mertebededir.
- Şekil 6.28-36'da verilen Etkinlik-Reynolds değişiminde görüldüğü gibi artan Reynolds değeriyle etkinlik azalmaktadır.
- Şekil 6.48-59'da verilen Etkinlik-NTU değişiminde 10 cm aralıklı, $(D_k/D_b)=0,94$ olan türbülantörde etkinlik en yüksek değere ulaşmıştır. Bu şekillere dayanarak türbülantörler arası mesafenin etkinlik için en önemli parametre olduğu söylenebilir.
- Sonuç olarak ürettiğimiz türbülantörler akış ortamına set olarak konulan hareketsiz türbülantörlerden basınç kaybı yönünden çok üstündür. Çünkü kanatların kendi eksenine etrafında serbestçe dönebilmesi basınç kayıplarındaki aşırı artışların önüne geçmektedir.

Deney düzeneğinde kullandığımız fanın gücünden dolayı $8000 < Re < 16000$ arasında seçilmiştir. Verilen bağlantılar ve grafikler bu değerler arasında geçerlidir. Bu değerler daha yüksek tutularak ve genişletilerek araştırma yapılmasında yarar vardır.

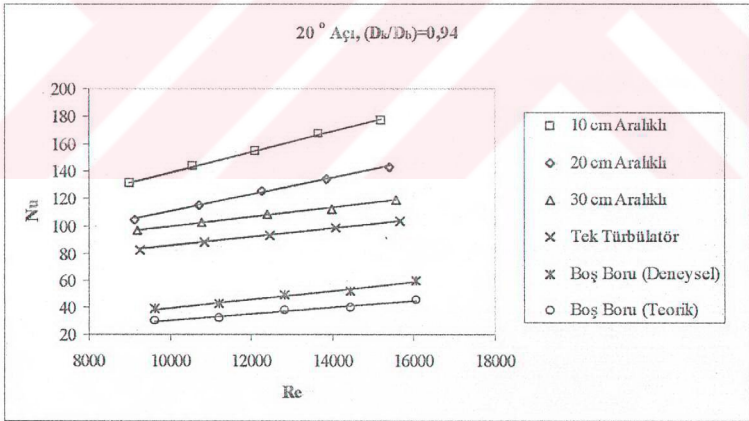
Türbülötör kanat açısının ısı transferi ve basınç kaybı açısından önemli bir parametre olduğu görülmektedir. Kanat açısının azalması ısı transferi ve basınç kaybını artıracaktır. Kanat açısı maksimum 45° tutulmalıdır. Bu açının üzerinde yapılan kanatlarda akışkana verilen dönme etkisi önemli ölçüde azalacaktır. Bu açının üzerine çıkılmaması tavsiye edilir. Kanat açısının 10°'nin altında yapılması ısı transferini artıracığı gibi aşırı basınç kaybına neden olacaktır. Bu da fan gücünün artmasını gerektirecektir. Bilindiği gibi işletme masrafları türbülötör dizaynında çok önemli bir parametredir. Günümüzde türbülötörler birçok kullanım alanına sahiptir. Özellikle otomotiv sektöründe karbürötör girişine yerleştirilen türbülötörlerle hava-yakıt karışımına dönme etkisi verilerek daha iyi yanma sağlamak ve aracın performansını artırmak üzerine pek çok çalışma yapılmaktadır.

Deneylerimizde kullandığımız türbülötörlerin kanat açıları 10°, 20° ve 40° seçilmiştir. Isı transferi, basınç kaybı ve işletme maliyetleri açısından bir optimizasyona gidilmesi durumunda bu aralık daha sık tutulabilir. Ayrıca kanat çapı $0,87 \leq (D_k/D_b) \leq 0,94$ aralığında seçilmiştir. Bu aralığın aşılması şartıyla daha sık aralık kullanılabilir.

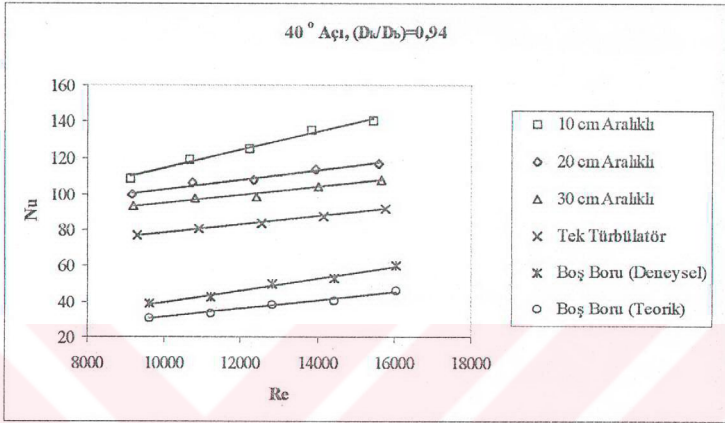
Bu konu üzerinde araştırma yapacak olanlar kanatlar arası mesafeyi sıklaştırarak çok daha sağlıklı sonuçlar elde edebileceklerdir. Daha sonraki çalışmalarımızda bu konuya yönelik araştırmalar devam edecektir.



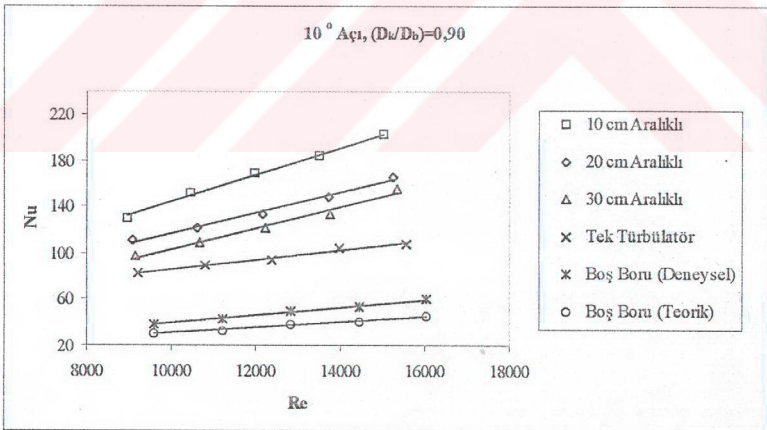
Şekil 6.1. 10° açılı ve $D_k/D_b=0,94$ için Nu-Re değişimi



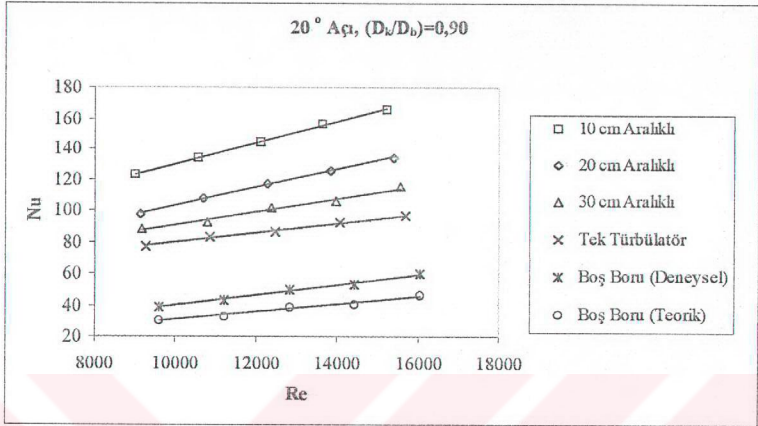
Şekil 6.2. 20° açılı ve $D_k/D_b=0,94$ için Nu-Re değişimi



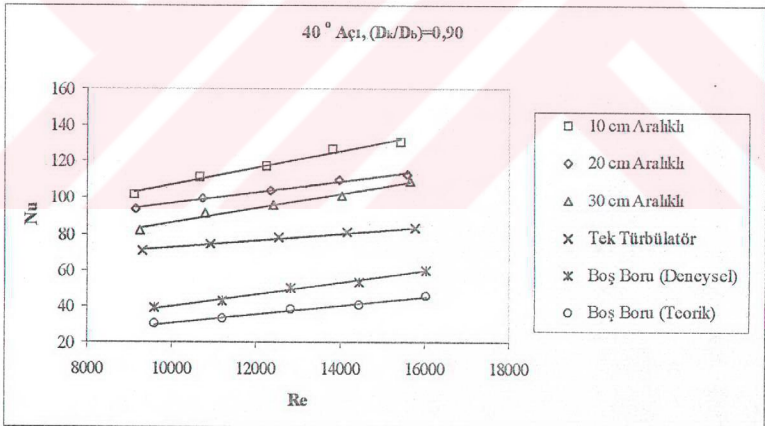
Şekil 6.3. 40° açılı ve $D_k/D_b=0,94$ için Nu-Re değişimi



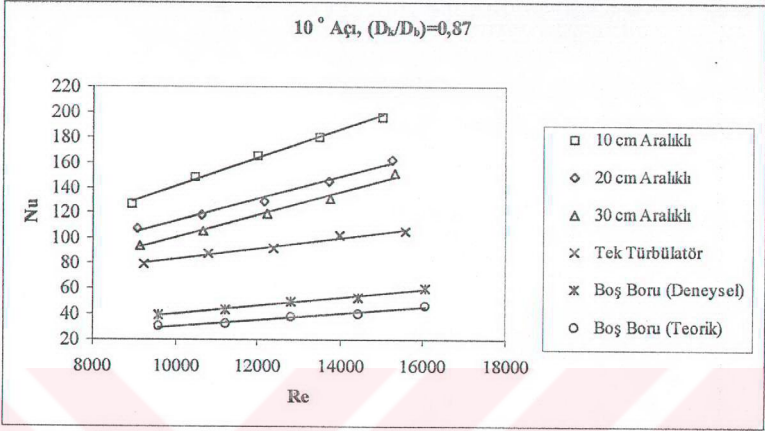
Şekil 6.4. 10° açılı ve $D_k/D_b=0,90$ için Nu-Re değişimi



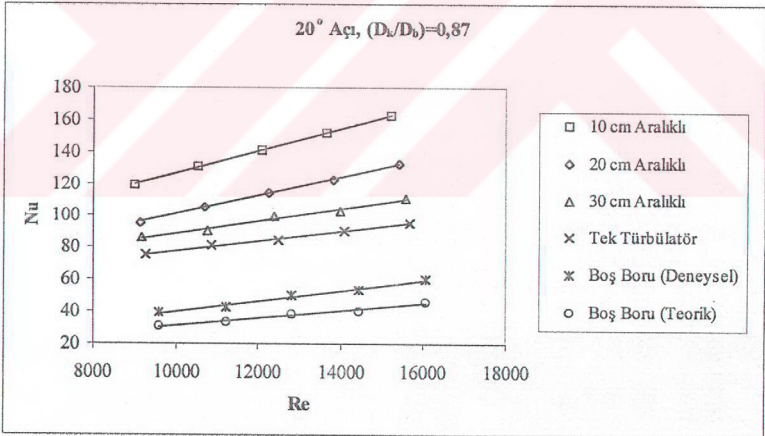
Şekil 6.5. 20° açı ve $D_k/D_b=0,90$ için Nu-Re değişimi



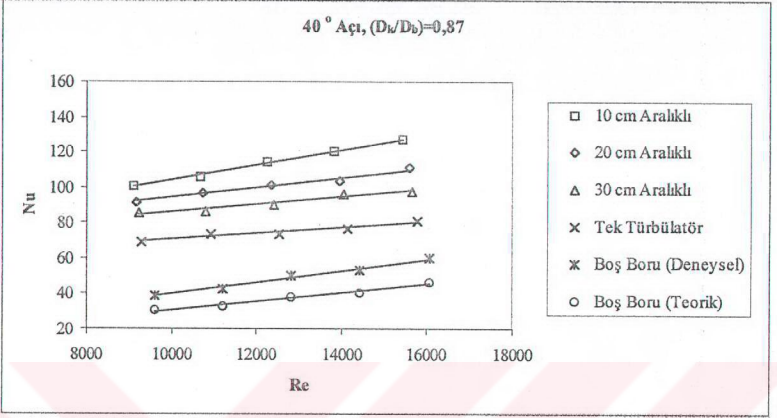
Şekil 6.6. 40° açı ve $D_k/D_b=0,90$ için Nu-Re değişimi



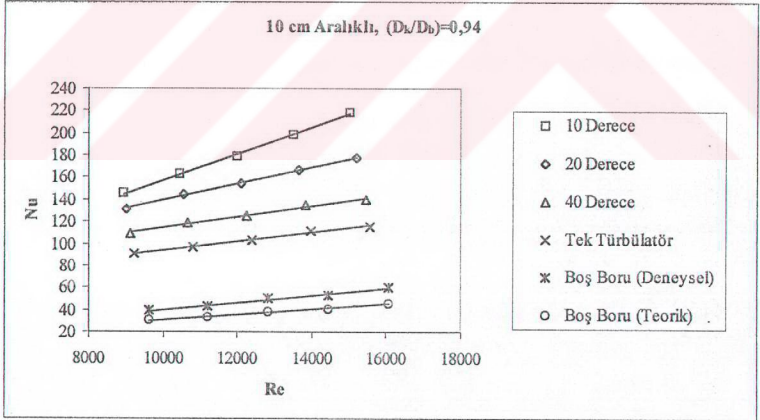
Şekil 6.7. 10° açı ve $D_k/D_b=0,87$ için Nu-Re değişimi



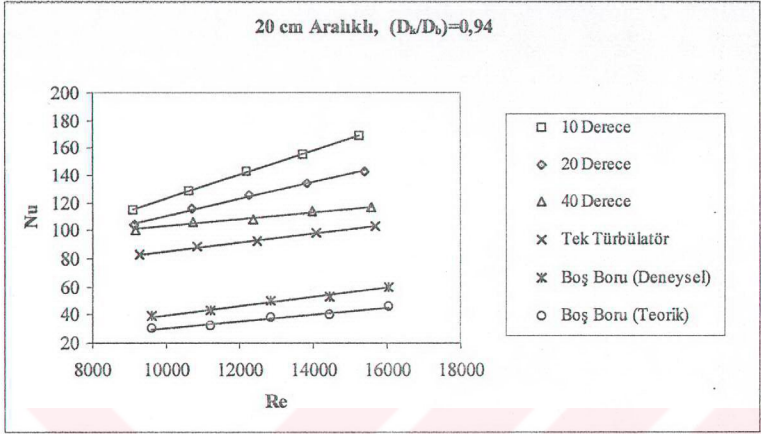
Şekil 6.8. 20° açı ve $D_k/D_b=0,87$ için Nu-Re değişimi



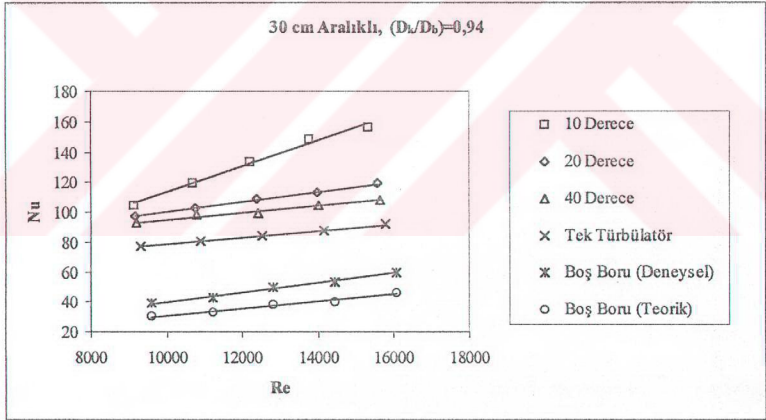
Şekil 6.9. 40° açılı ve $D_h/D_o=0,87$ için Nu-Re değişimi



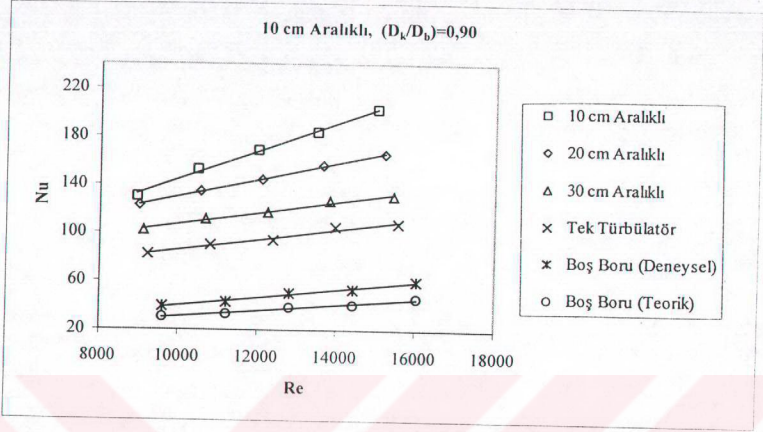
Şekil 6.10. 10cm aralıklı ve $D_h/D_o=0,94$ için Nu-Re değişimi



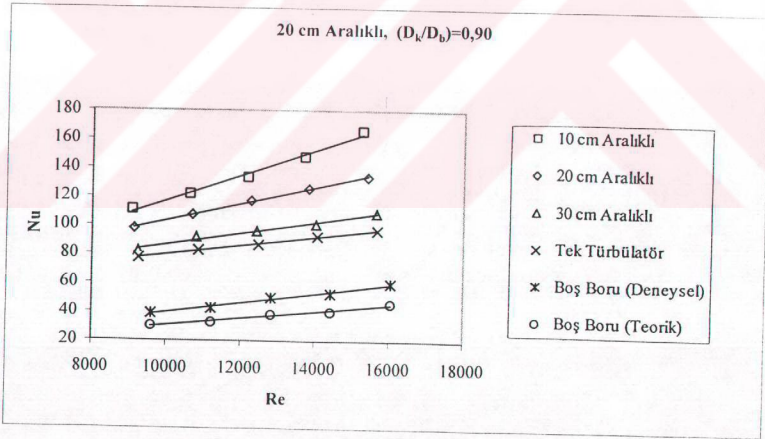
Şekil 6.11. 20cm aralıklı ve $D_k/D_b=0,94$ için Nu-Re değişimi



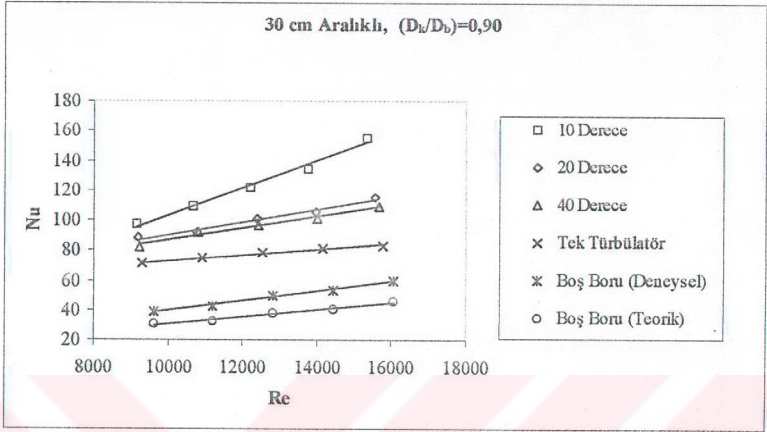
Şekil 6.12. 30cm aralıklı ve $D_k/D_b=0,94$ için Nu-Re değişimi



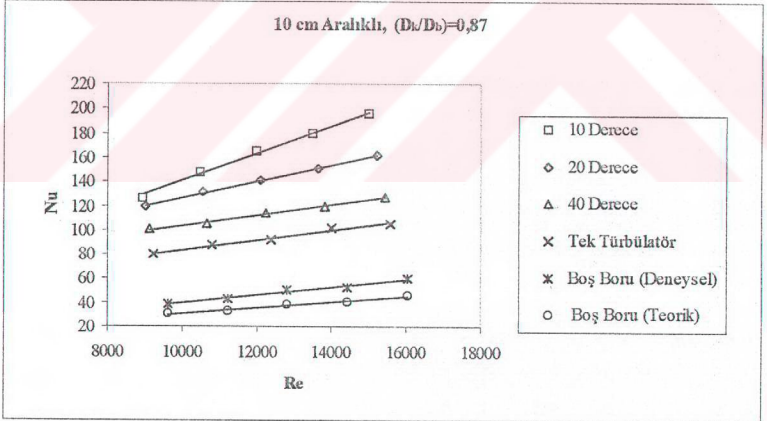
Şekil 6.13. 10cm aralıklı ve $D_k/D_b=0,90$ için Nu-Re değişimi



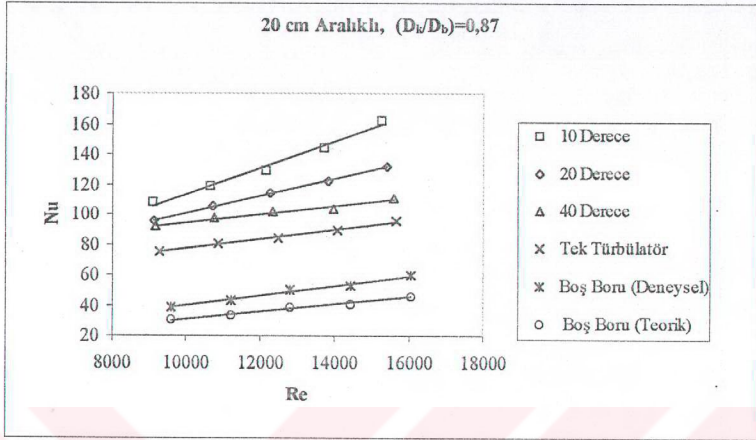
Şekil 6.14. 20cm aralıklı ve $D_k/D_b=0,90$ için Nu-Re değişimi



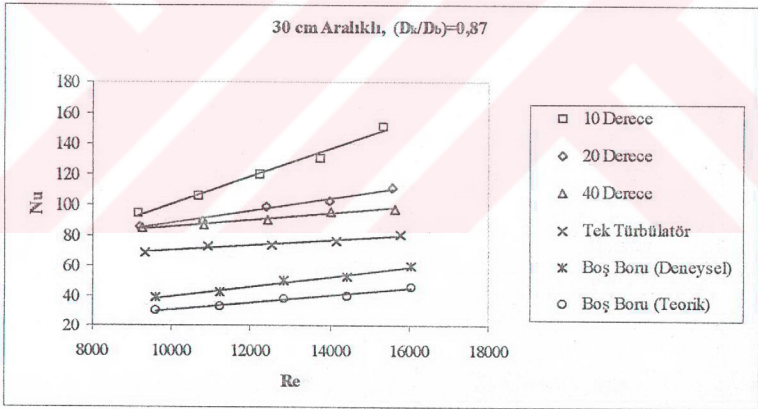
Şekil 6.15. 30cm aralıklı ve $D_k/D_b=0,90$ için Nu-Re değişimi



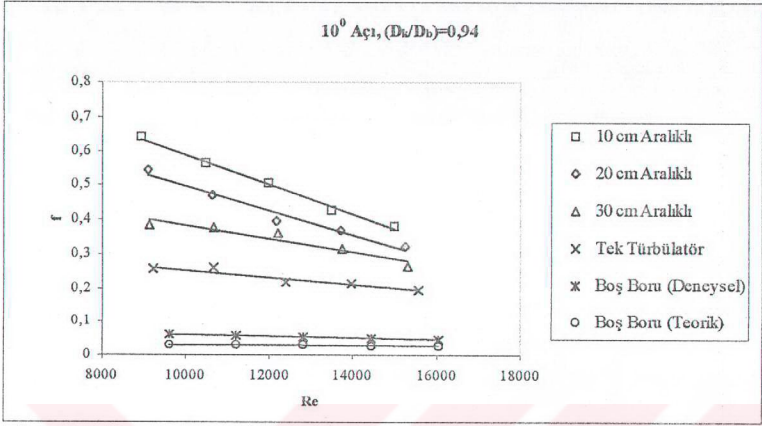
Şekil 6.16. 10cm aralıklı ve $D_k/D_b=0,87$ için Nu-Re değişimi



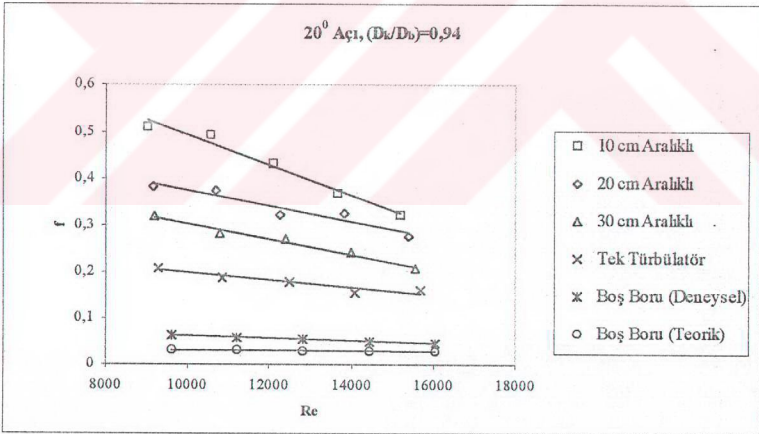
Şekil 6.17. 20cm aralıklı ve $D_h/D_b=0,87$ için Nu-Re değişimi



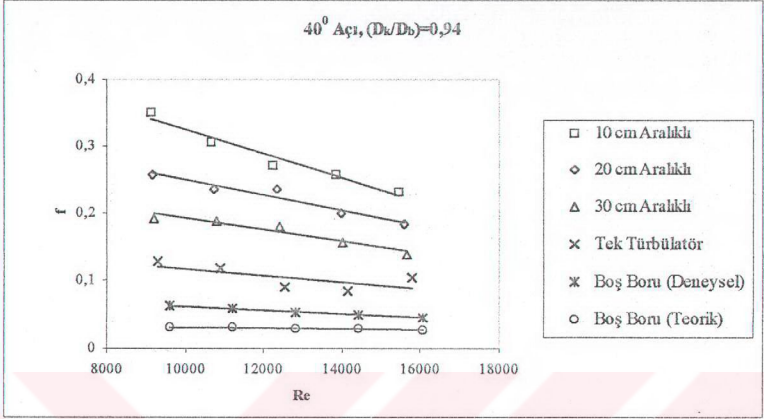
Şekil 6.18. 30cm aralıklı ve $D_h/D_b=0,87$ için Nu-Re değişimi



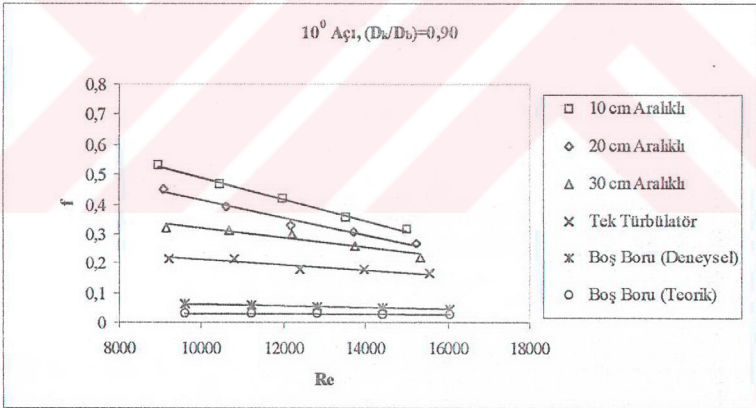
Şekil 6.19. 10° açılı ve $D_k/D_b=0,94$ için $f-Re$ değişimi



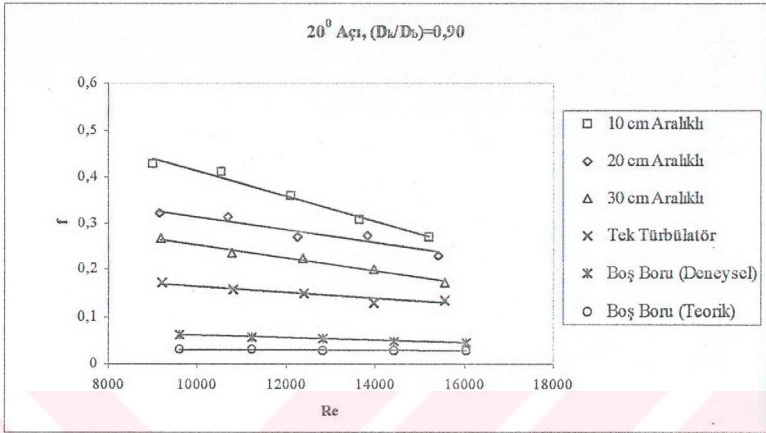
Şekil 6.20. 20° açılı ve $D_k/D_b=0,94$ için $f-Re$ değişimi



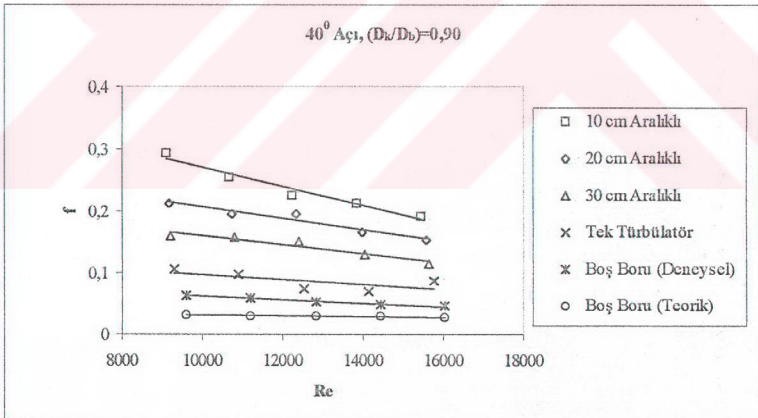
Şekil 6.21. 40° açı ve $D_k/D_b=0,94$ için f - Re değişimi



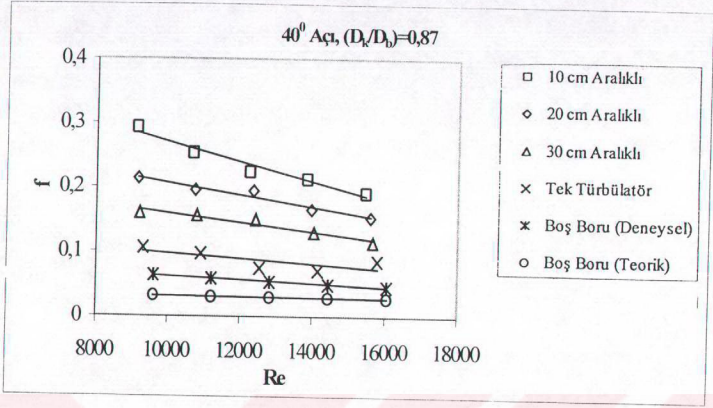
Şekil 6.22. 10° açı ve $D_k/D_b=0,90$ için f - Re değişimi



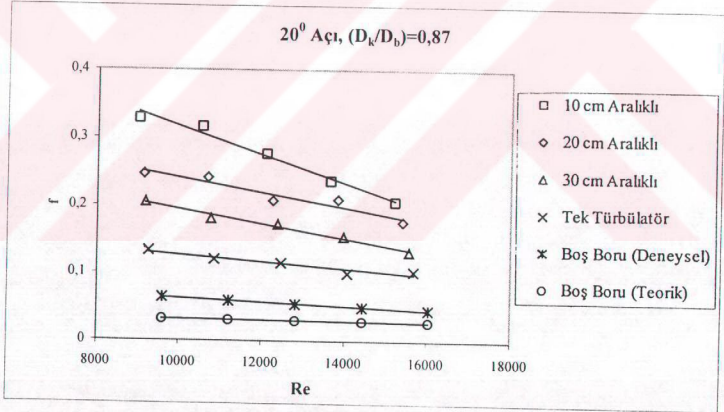
Şekil 6.23. 20° açı ve $D_k/D_b=0,90$ için f - Re değişimi



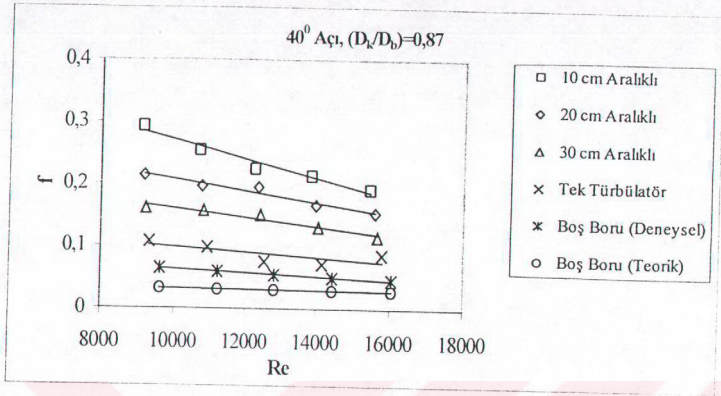
Şekil 6.24. 40° açı ve $D_k/D_b=0,90$ için f - Re değişimi



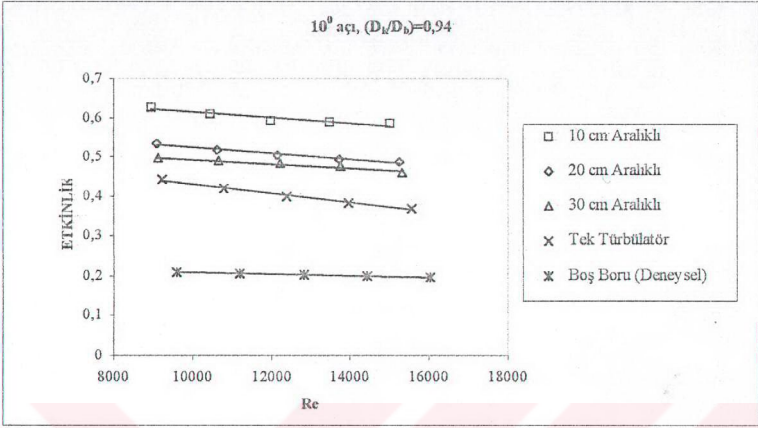
Şekil 6.25. 10° açı ve $D_k/D_b=0,87$ için f - Re değişimi



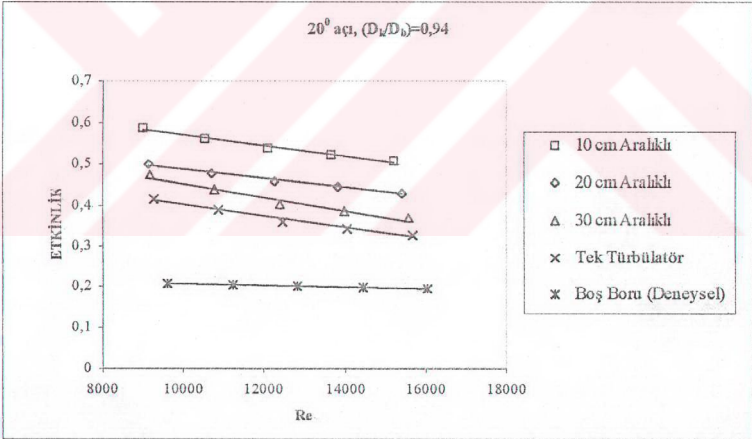
Şekil 6.26. 20° açı ve $D_k/D_b=0,87$ için f - Re değişimi



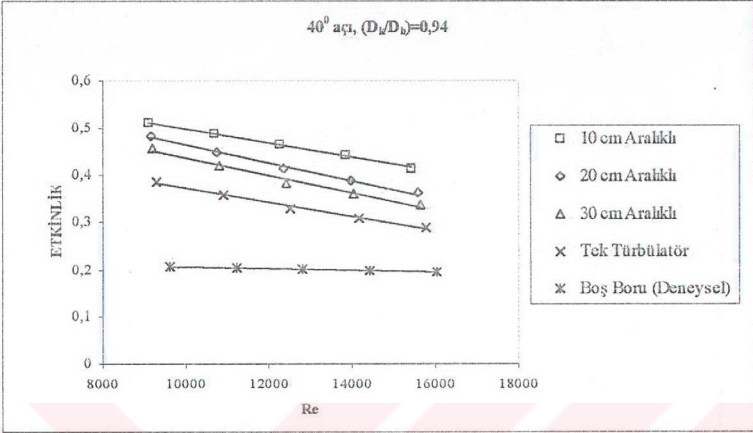
Şekil 6.27. 40° açık ve $D_k/D_b=0,87$ için f - Re değişimi



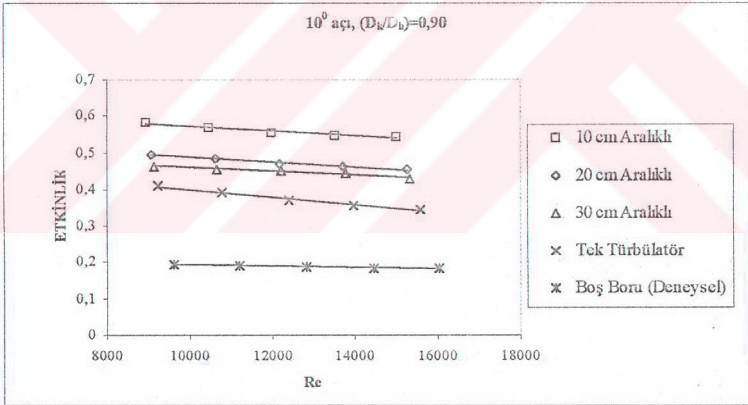
Şekil 6.28. 10° aç ve $D_t/D_b=0,94$ için Etkinlik-Re değişimi



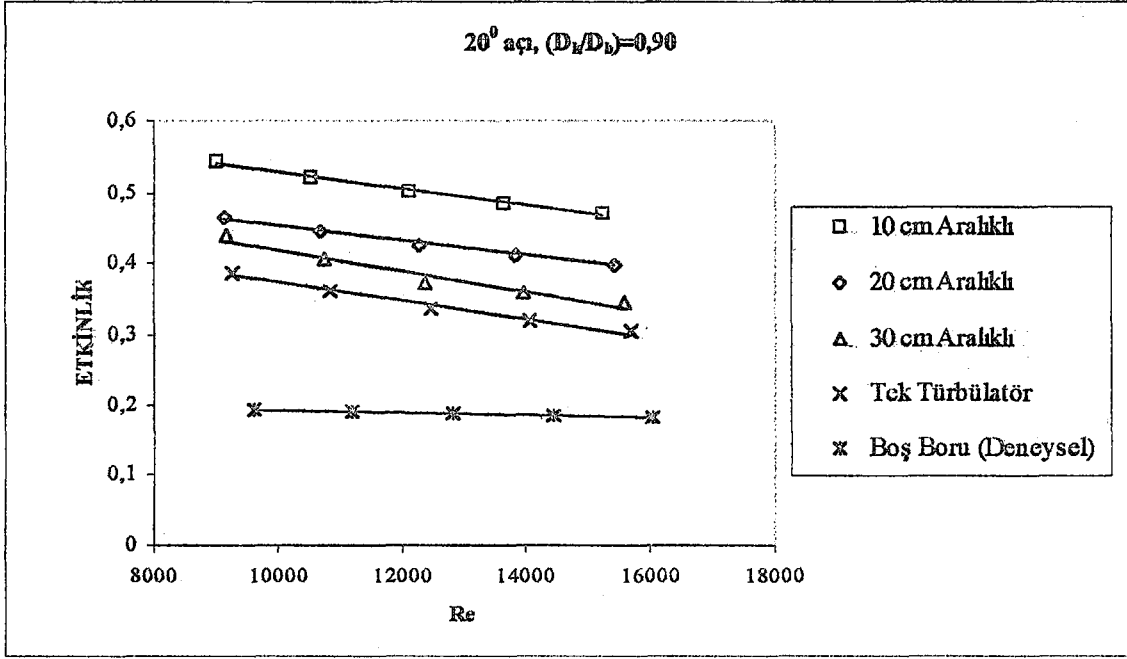
Şekil 6.29. 20° aç ve $D_t/D_b=0,94$ için Etkinlik -Re değişimi



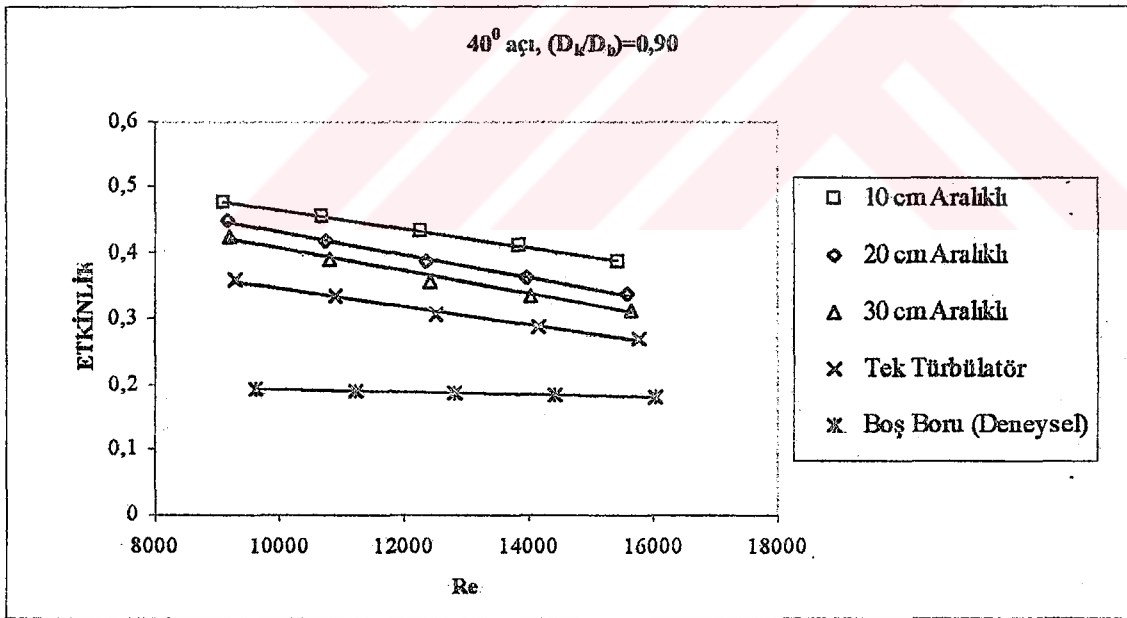
Şekil 6.30. 40° aç ve $D_k/D_b=0,94$ için Etkinlik-Re değişimi



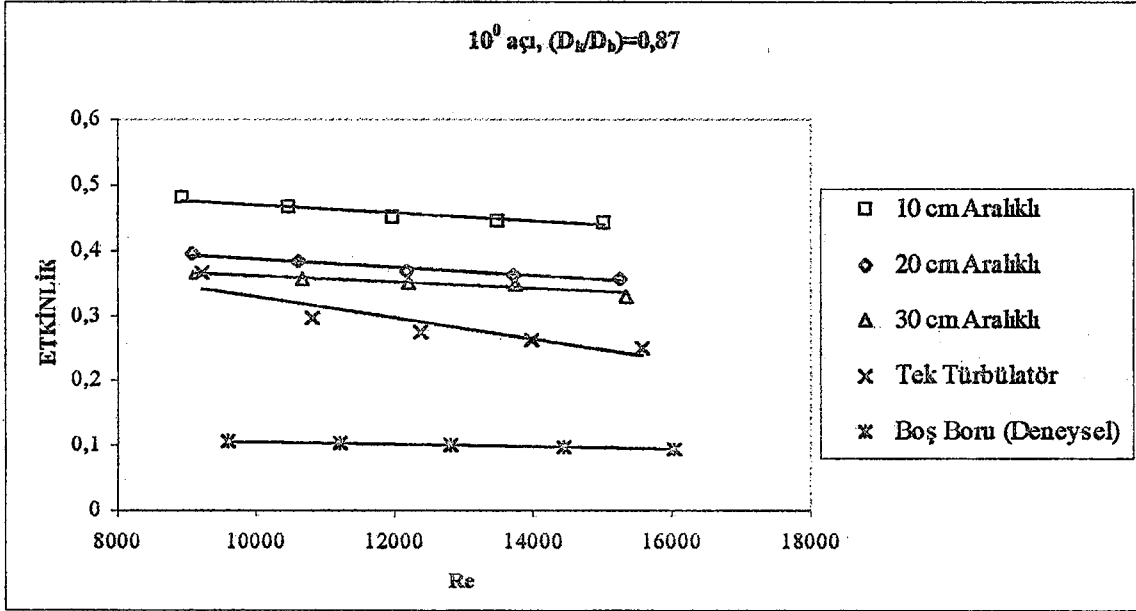
Şekil 6.31. 10° aç ve $D_k/D_b=0,90$ için Etkinlik-Re değişimi



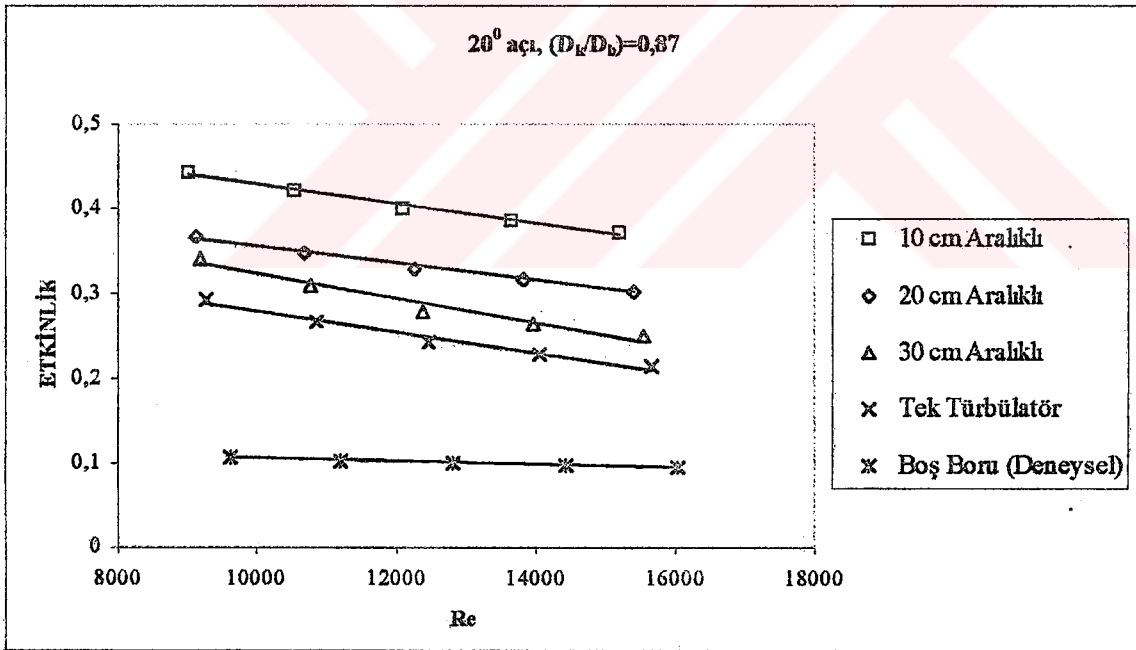
Şekil 6.32. 20° aç ve $D_k/D_b=0,90$ için Etkinlik -Re değişimi



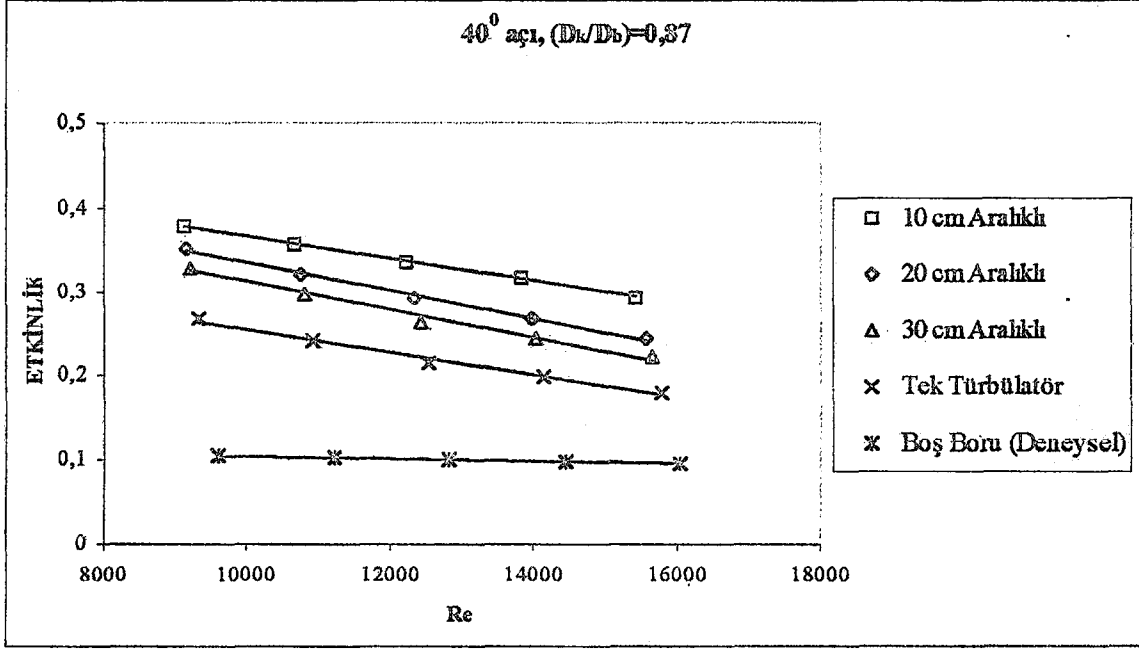
Şekil 6.33. 40° aç ve $D_k/D_b=0,90$ için Etkinlik -Re değişimi



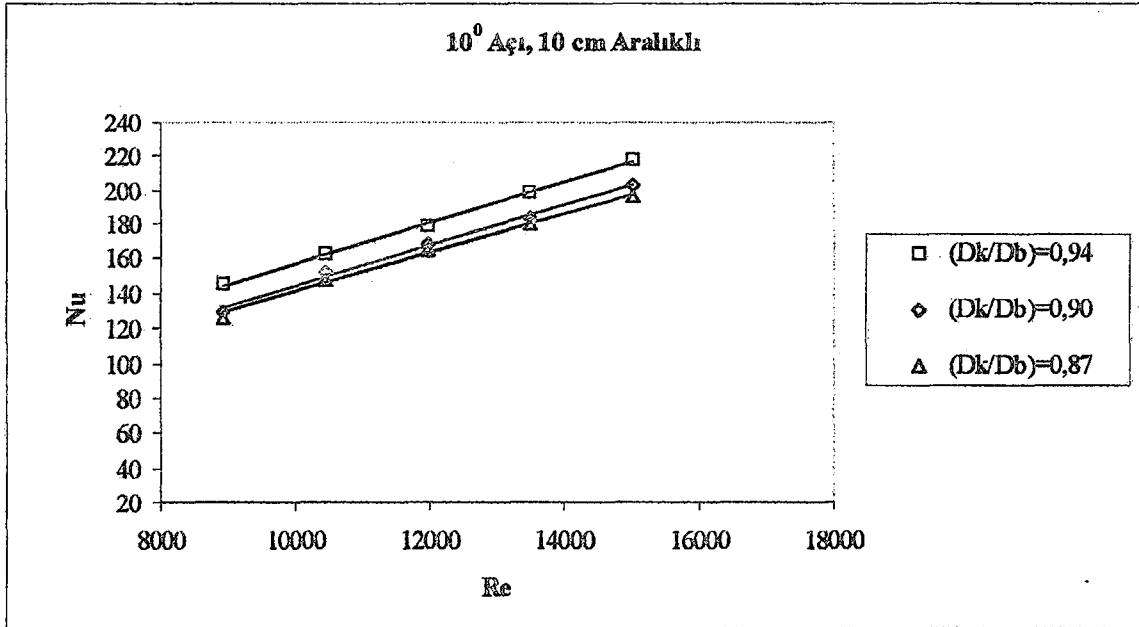
Şekil 6.34. 10° aç ve $D_E/D_b=0,94$ için Etkinlik-Re değişimi



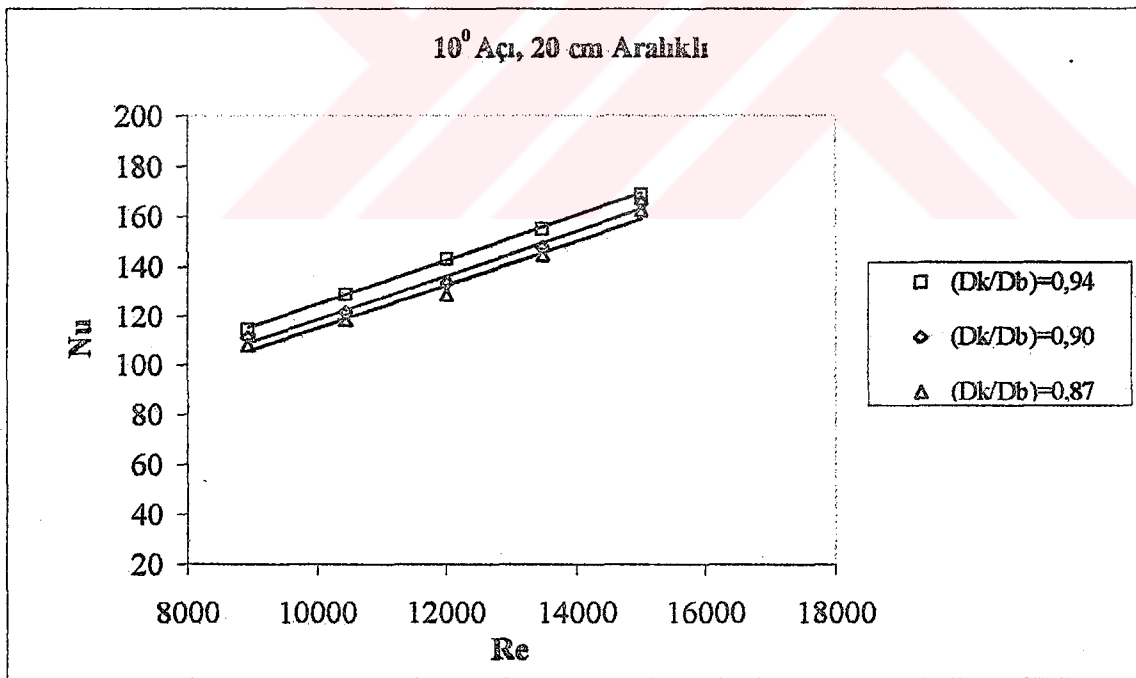
Şekil 6.35. 20° aç ve $D_E/D_b=0,94$ için Etkinlik -Re değişimi



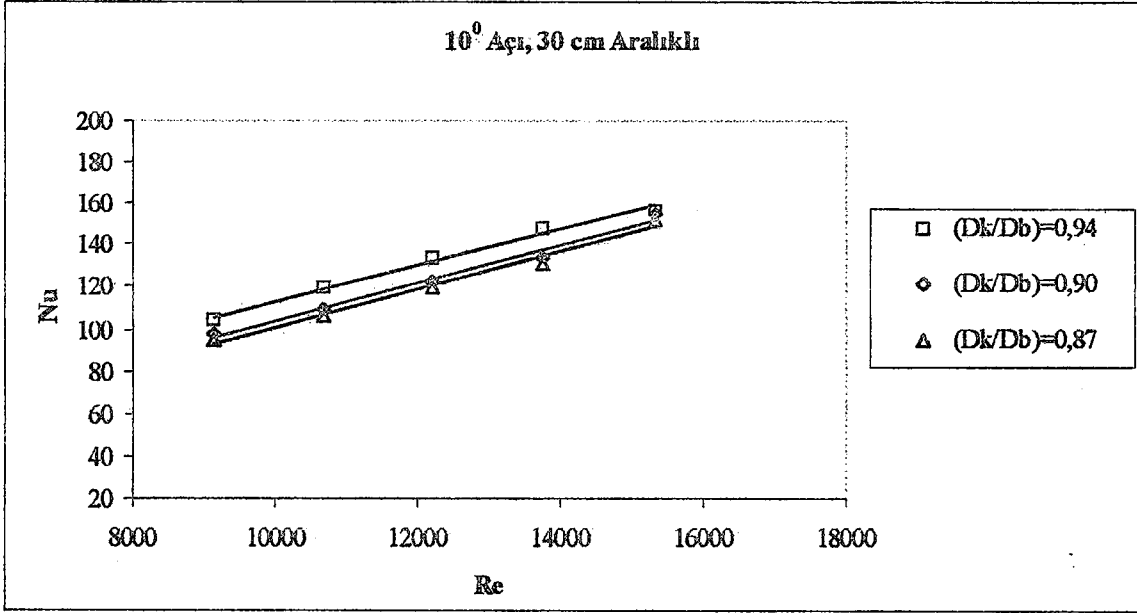
Şekil 6.36. 40° açılı ve $D_k/D_b=0,87$ için Etkinlik-Re değişimi



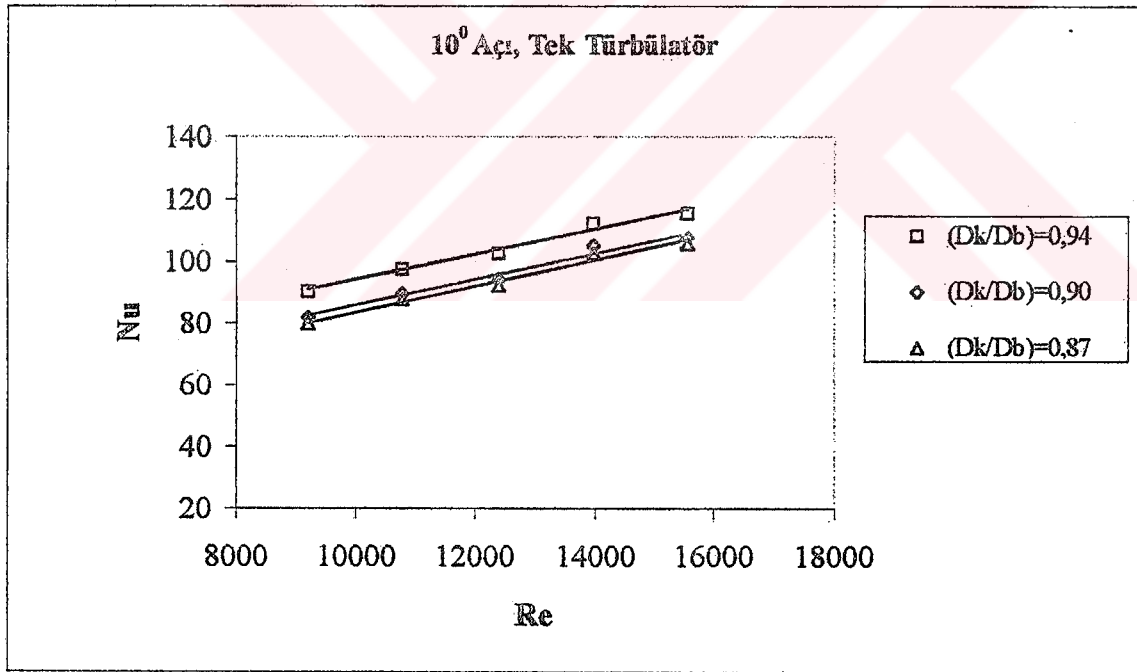
Şekil 6.37. 10° açı ve 10 cm aralık için Nu-Re değişimi



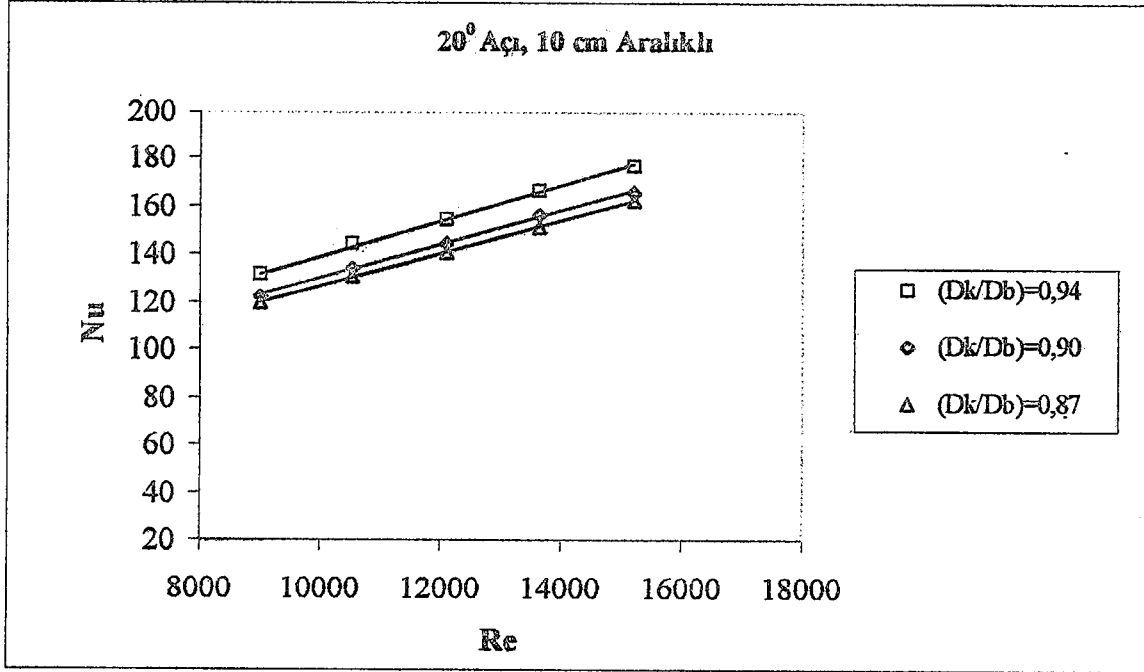
Şekil 6.38. 10° açı 20 cm aralık için Nu-Re değişimi



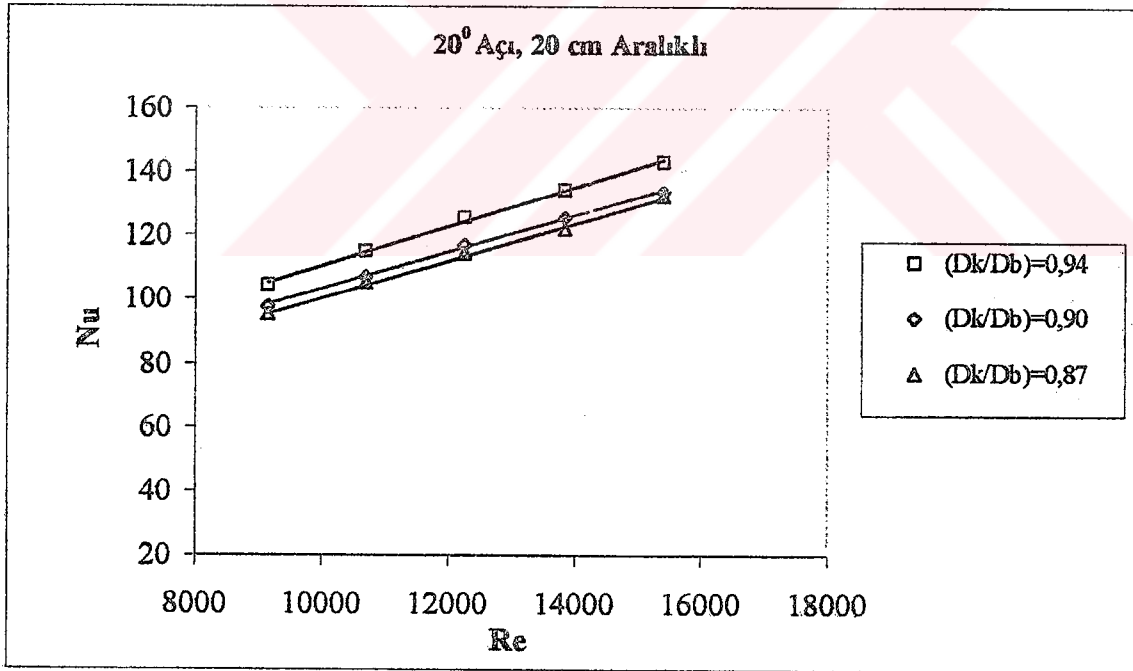
Şekil 6.39. 10° açılı ve 30 cm aralık için Nu-Re değişimi



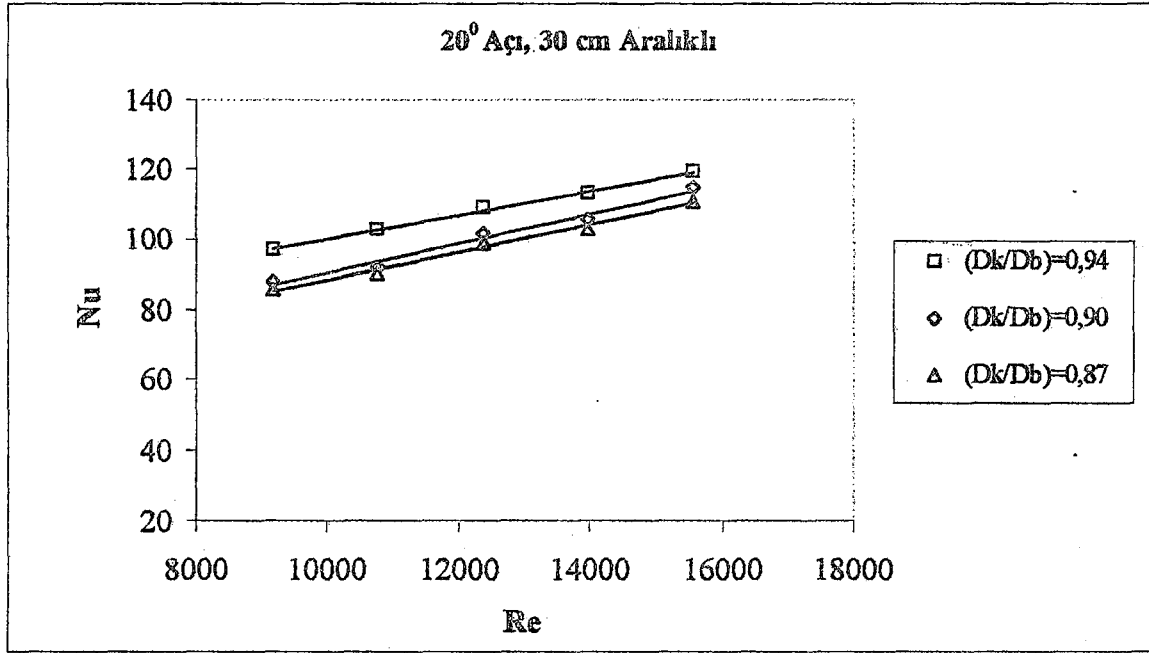
Şekil 6.40. 10° açılı ve tek türbülator için Nu-Re değişimi



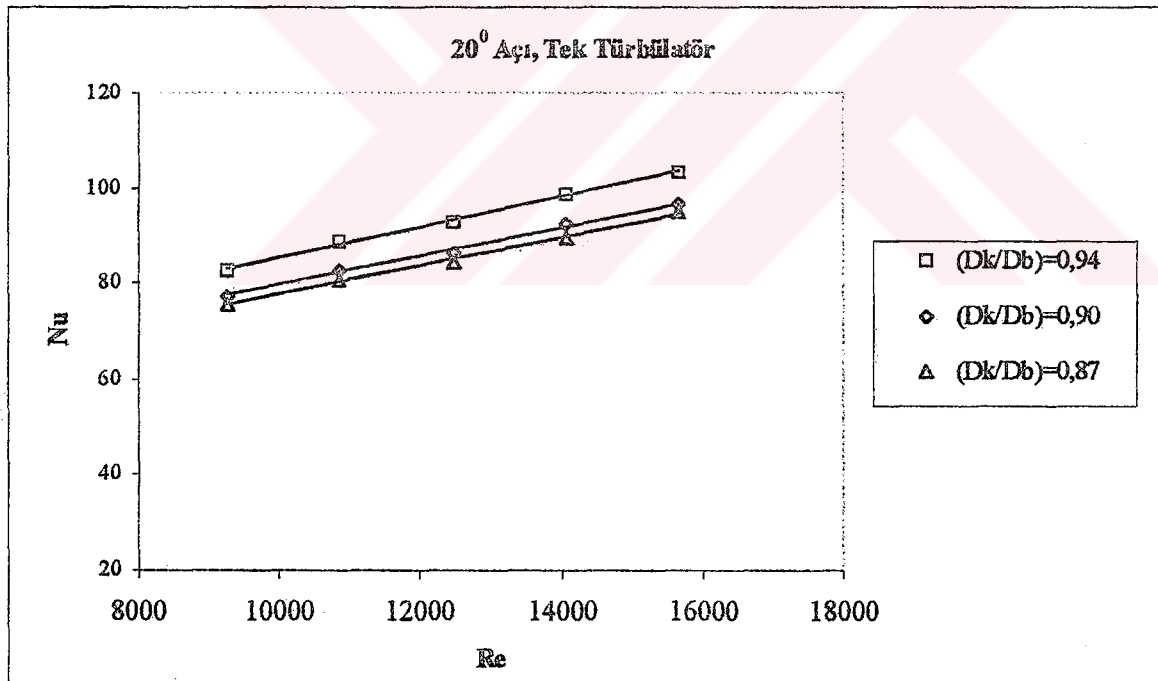
Şekil 6.41. 20° açı ve 10 cm aralık için Nu-Re değişimi



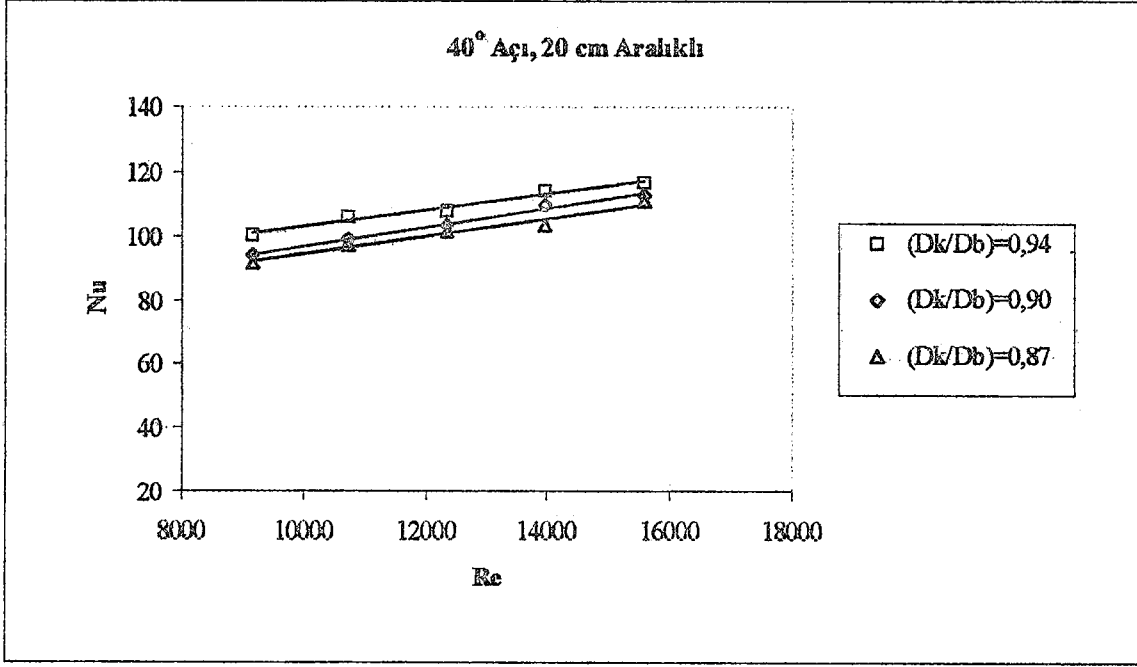
Şekil 6.42. 20° açı 20 cm aralık için Nu-Re değişimi



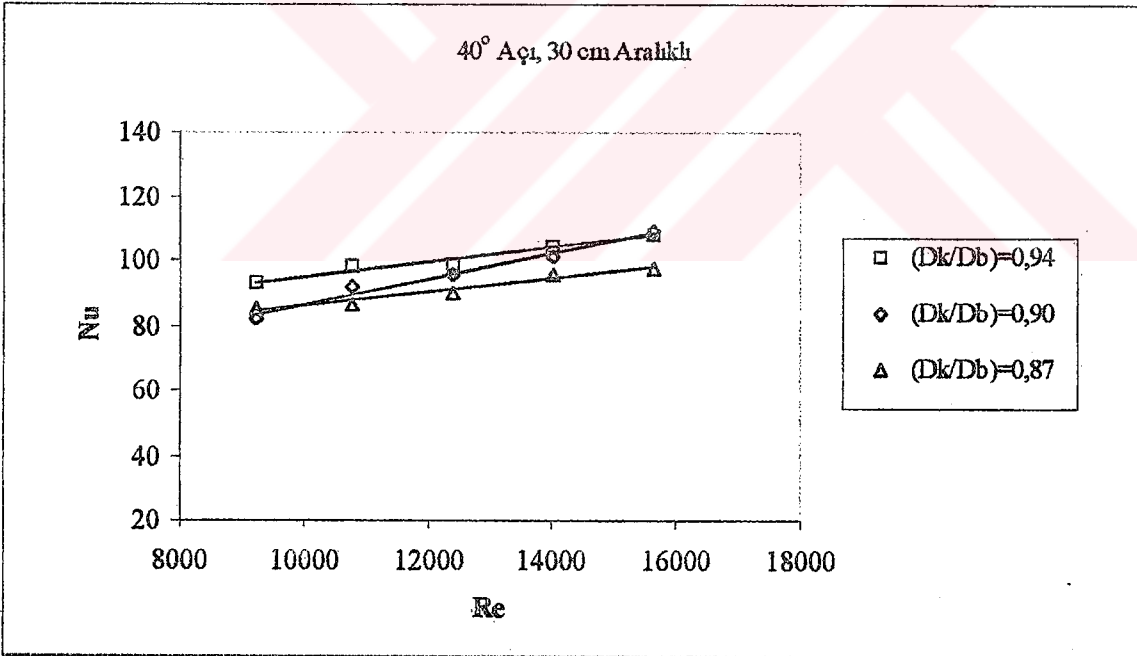
Şekil 6.43. 20° açı ve 30 cm aralık için Nu-Re değişimi



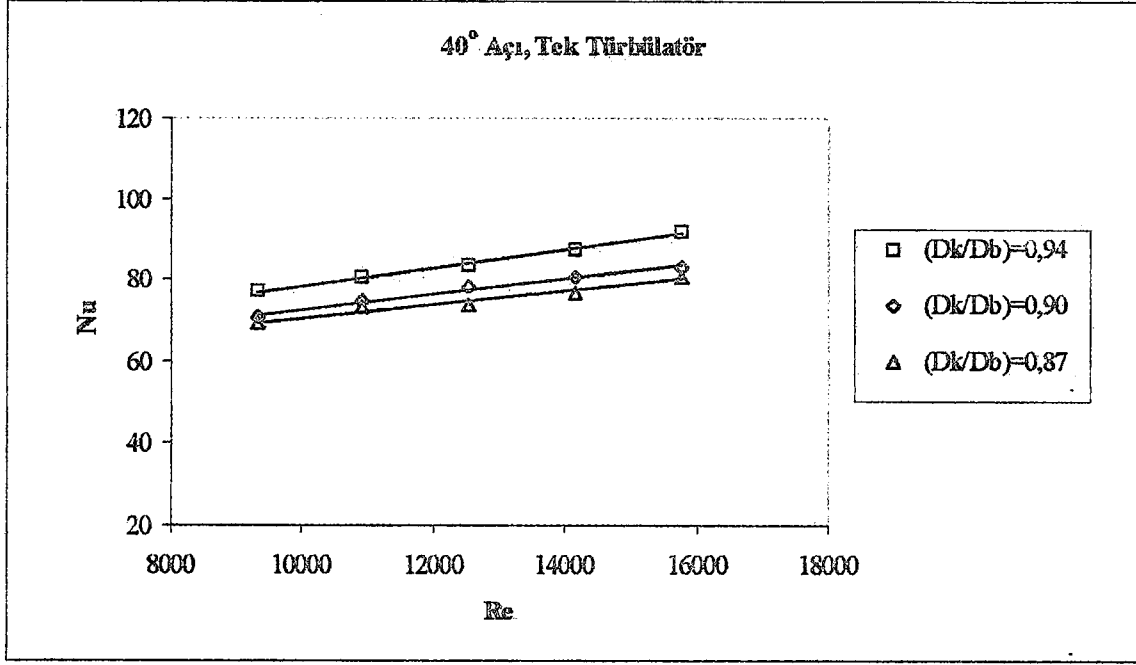
Şekil 6.44. 20° açı ve tek türbülör için Nu-Re değişimi



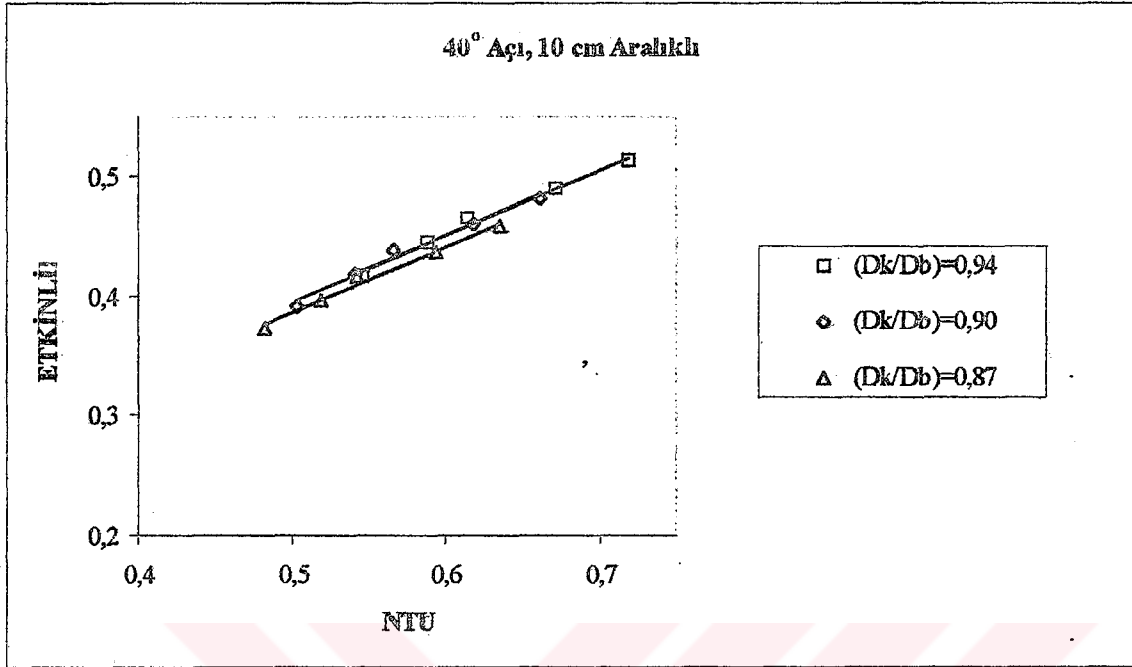
Şekil 6.45. 40° aç ve 20 cm aralık için Nu-Re değişimi



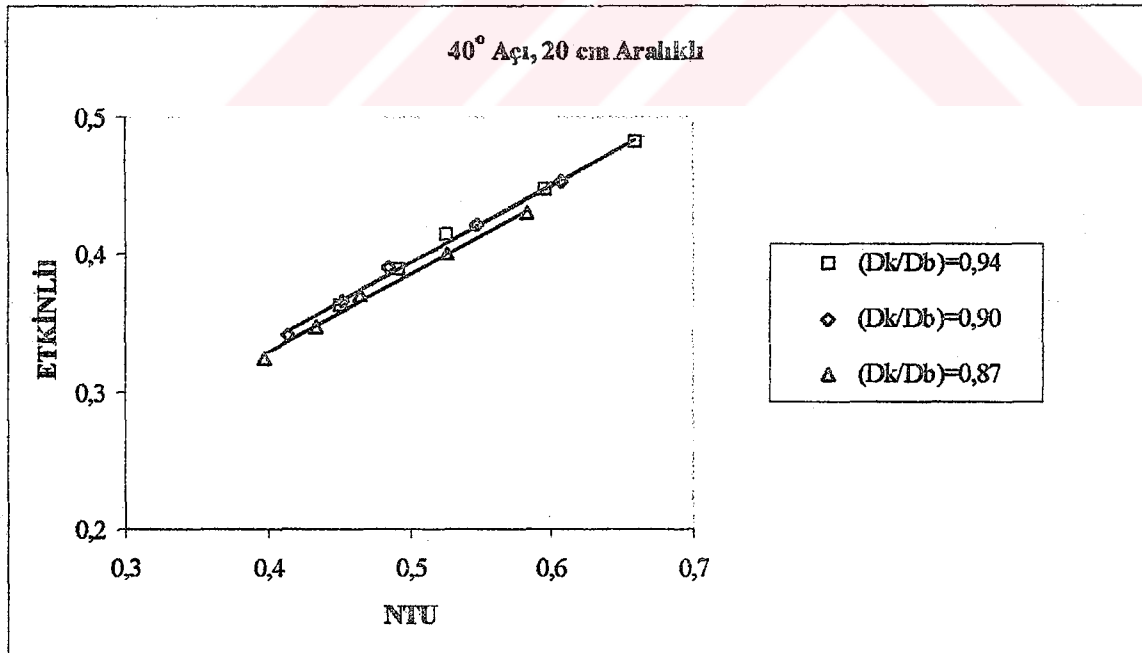
Şekil 6.46. 40° aç 30 cm aralık için Nu-Re değişimi



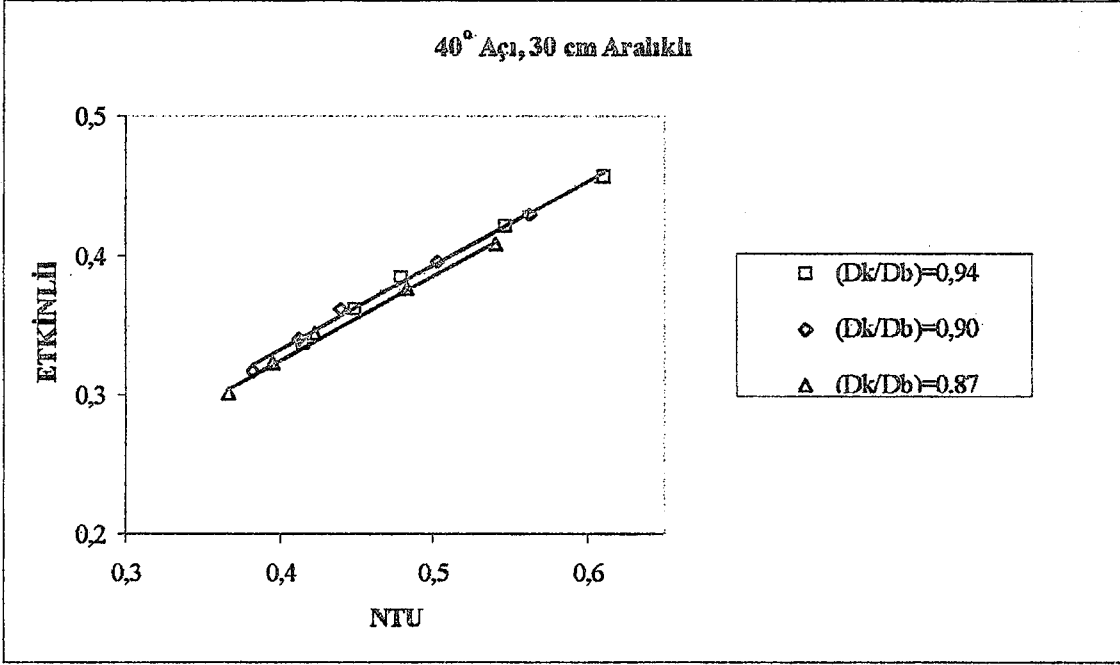
Şekil 6.47. 40° açılı ve tek türbülator için Nu-Re değişimi



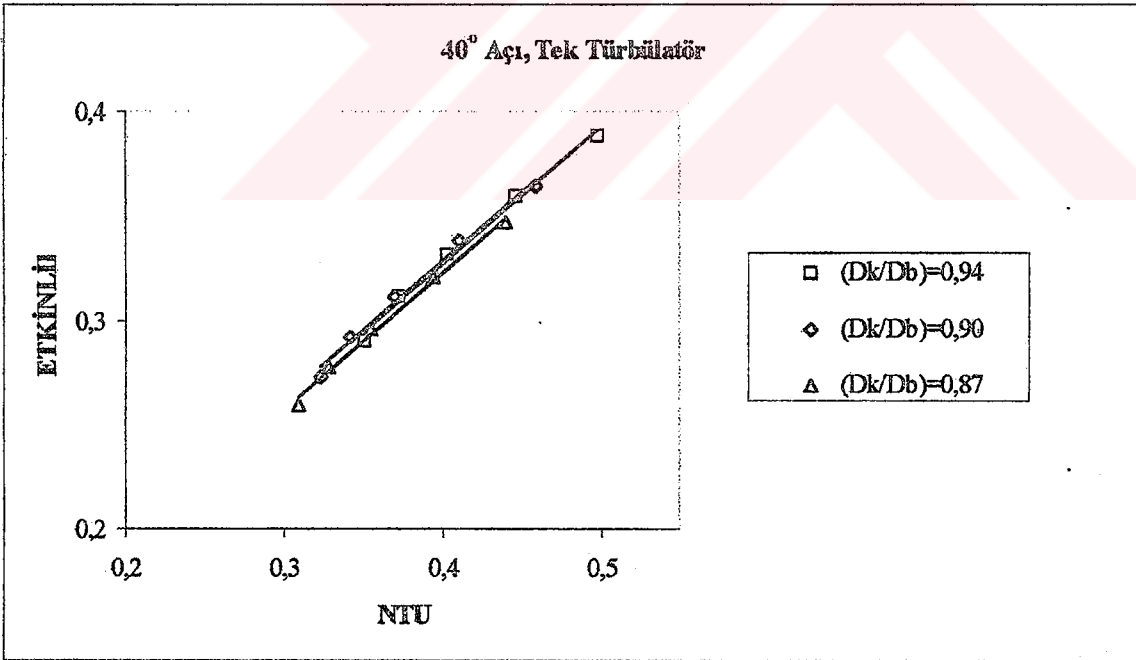
Şekil 6.48. 40° açı 10 cm aralık için Etkinlik-Re değişimi



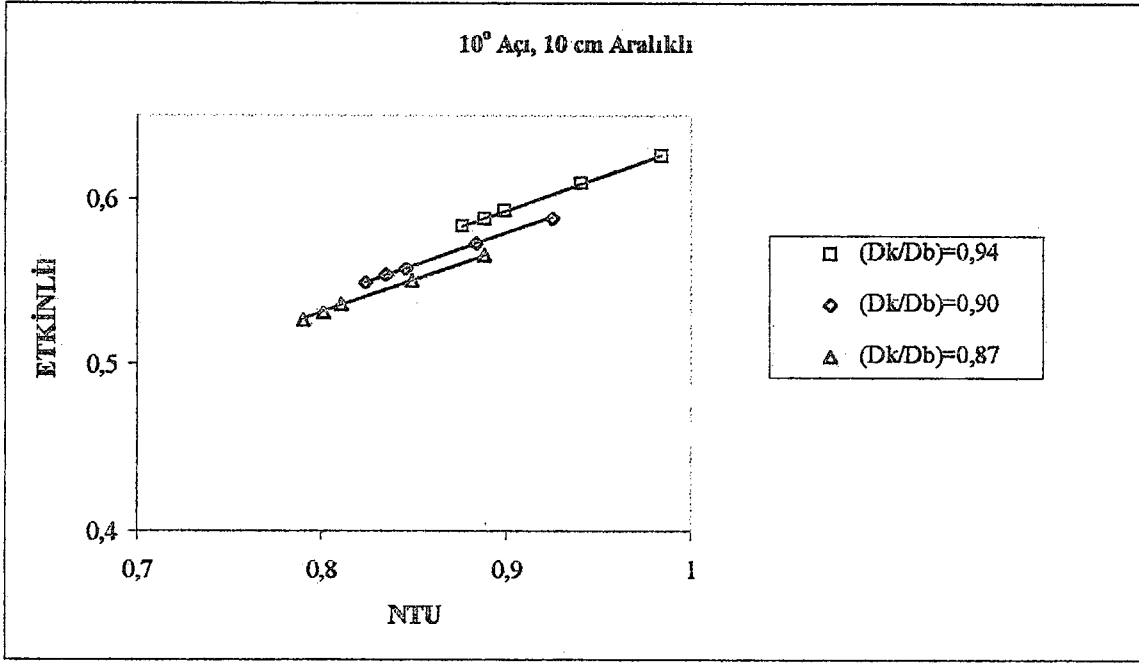
Şekil 6.49. 40° açı 20 cm aralık için Etkinlik-Re değişimi



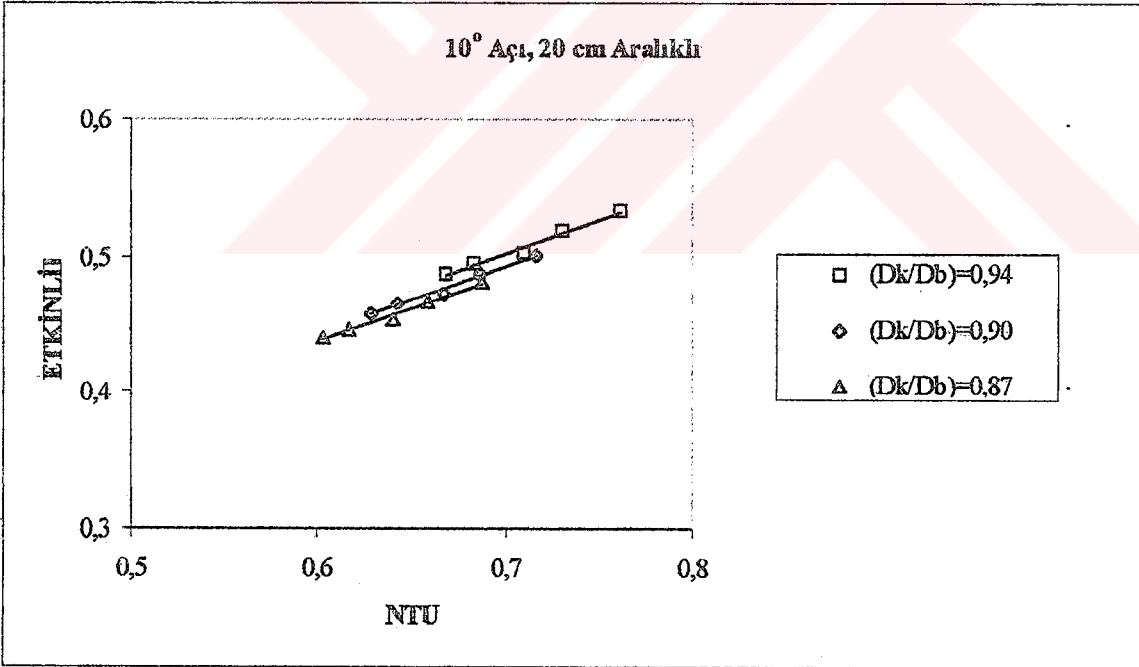
Şekil 6.50. 40° açı 30 cm aralık için Etkinlik-Re değişimi



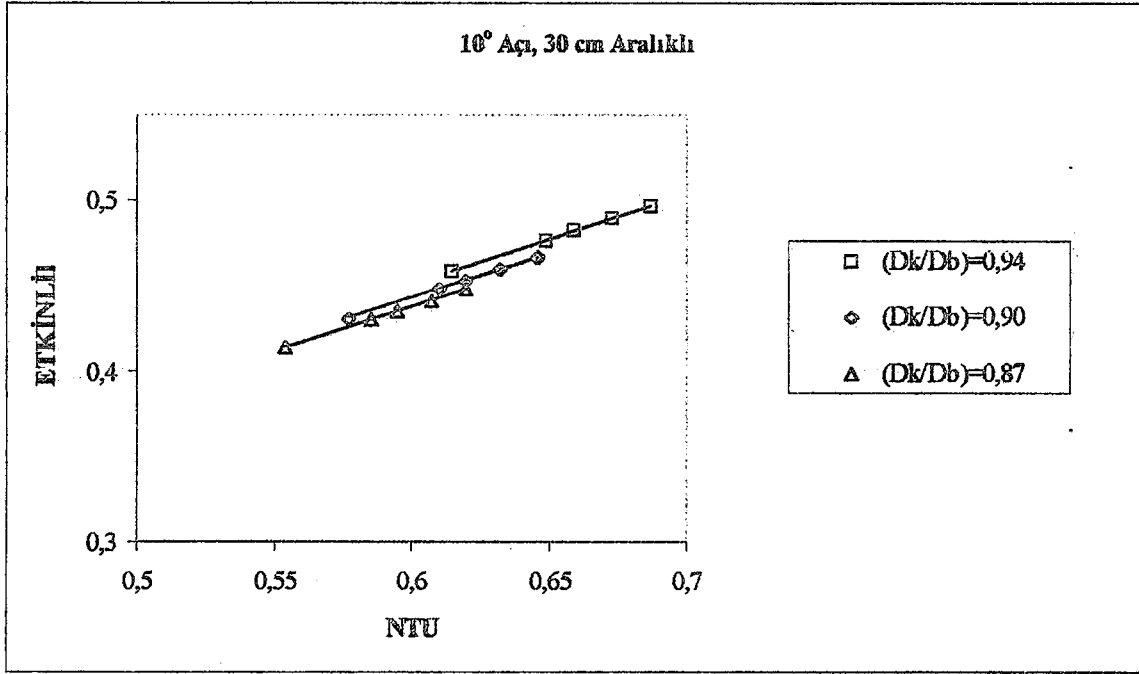
Şekil 6.51. 40° açı ve tek türbülator için Etkinlik-Re değişimi



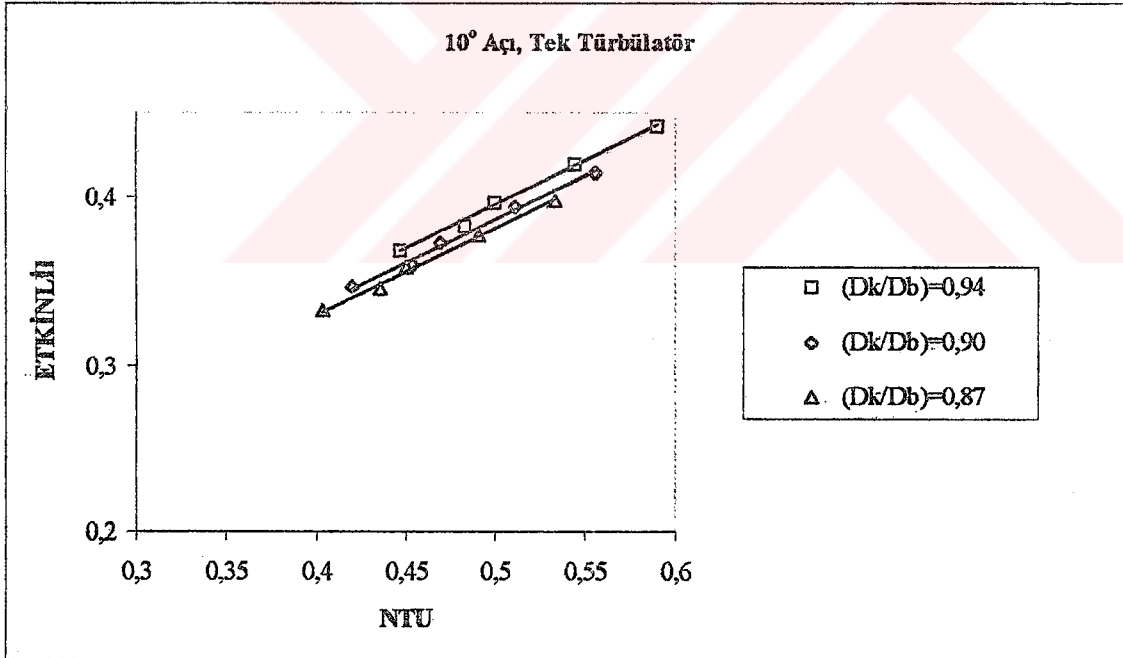
Şekil 6.52. 10° açı 10 cm aralık için Etkinlik-NTU değişimi



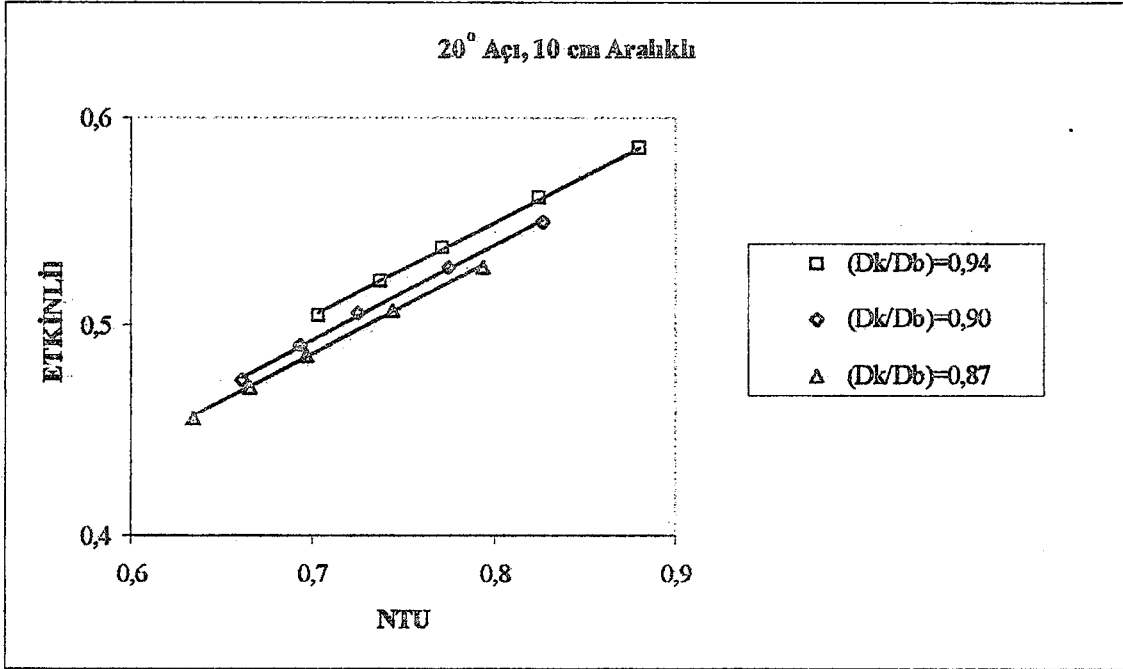
Şekil 6.53. 10° açı 20 cm aralık için Etkinlik-NTU değişimi



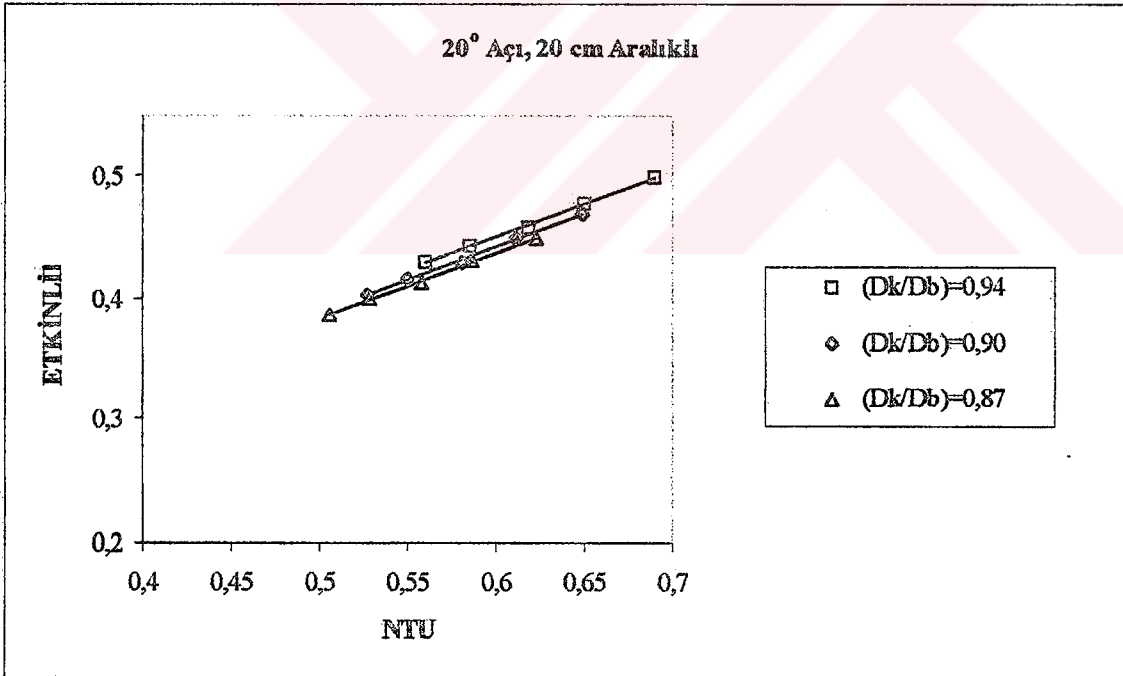
Şekil 6.54. 10° açı 30 cm aralık için Etkinlik-NTU değişimi



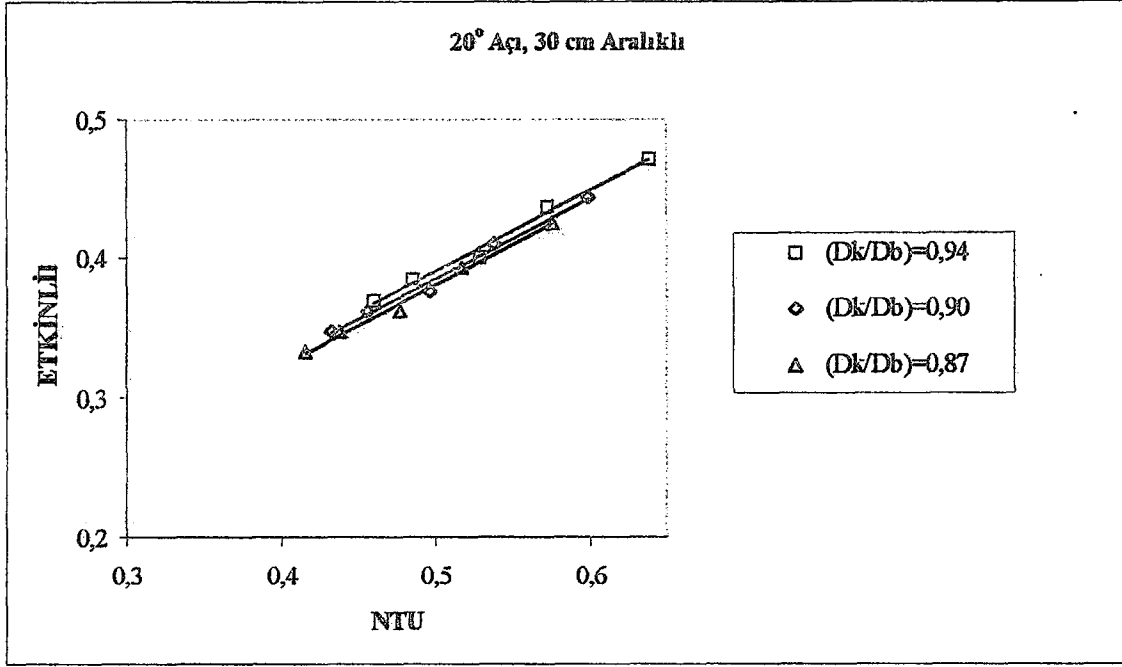
Şekil 6.55. 10° açı tek türbülator için Etkinlik-NTU değişimi



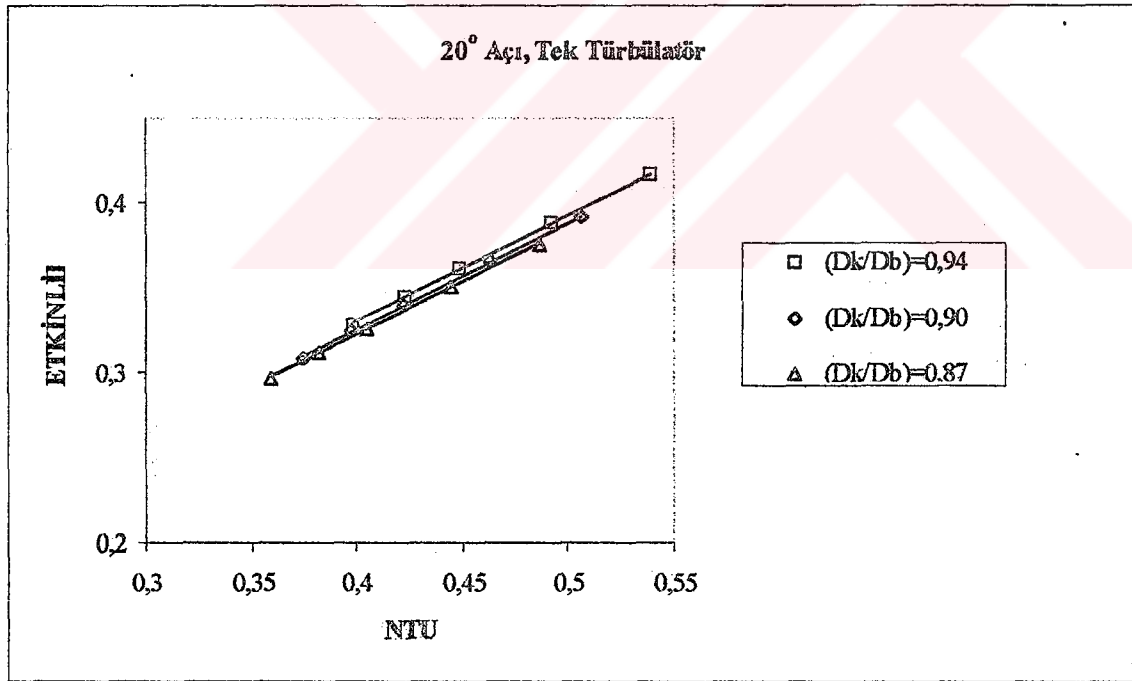
Şekil 6.56. 20° açı 10 cm aralık için Etkinlik-NTU değişimi



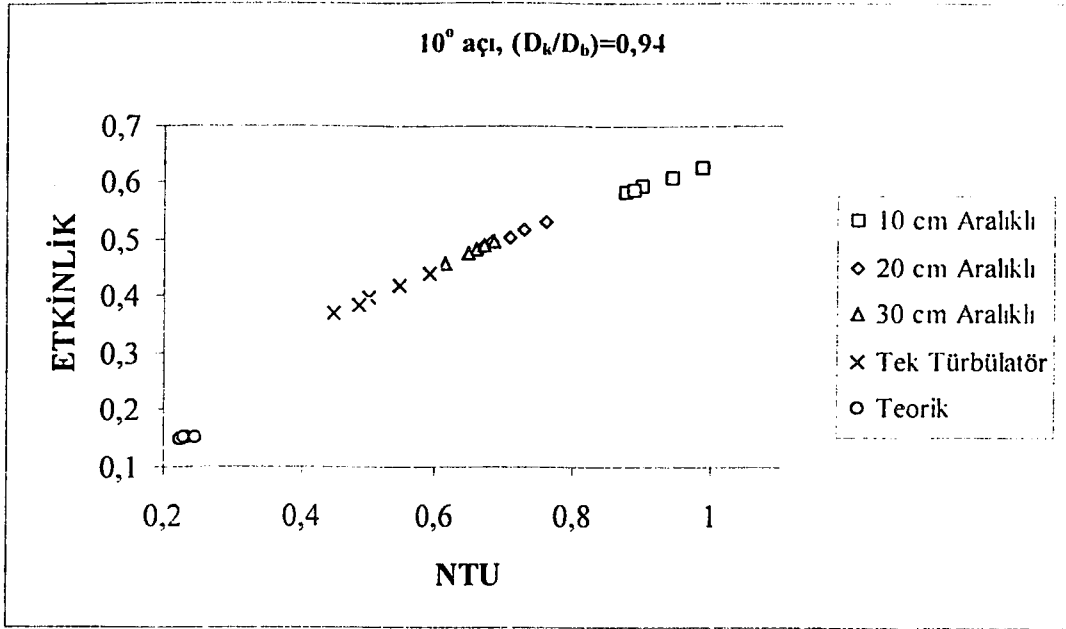
Şekil 6.57. 20° açı 20 cm aralık için Etkinlik-NTU değişimi



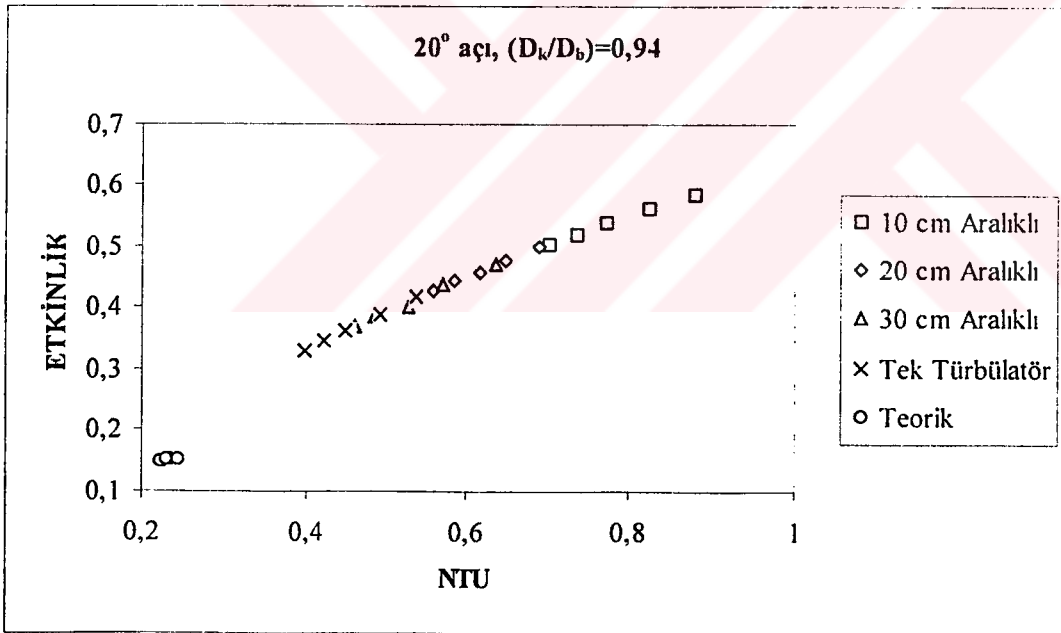
Şekil 6.58. 20° açı 30 cm aralık için Etkinlik-NTU değişimi



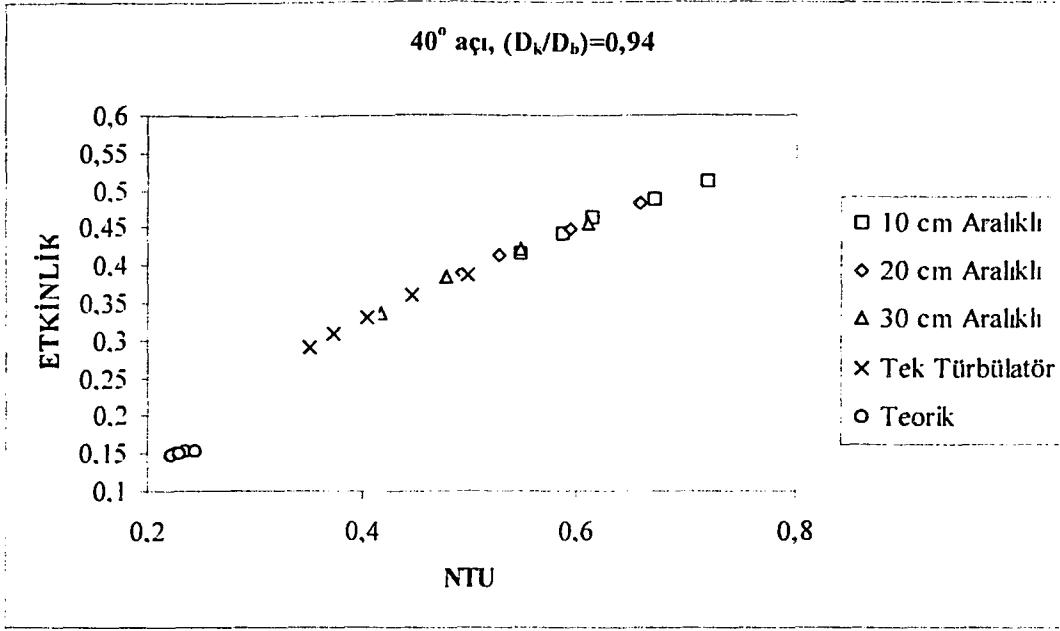
Şekil 6.59. 20° açı tek türbülator için Etkinlik-NTU değişimi



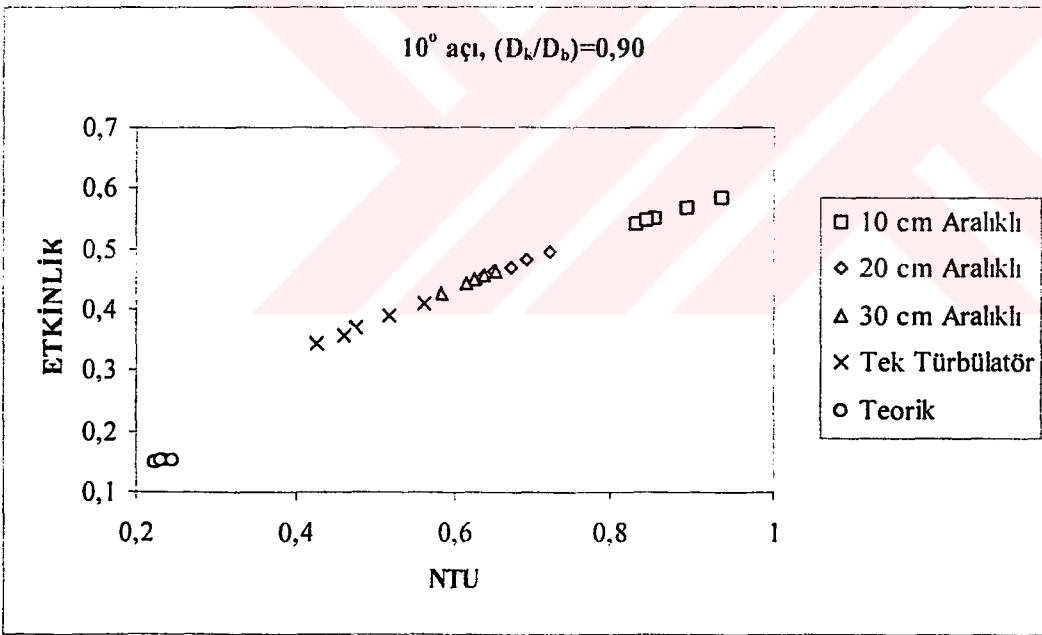
Şekil 6.60. 10° açı ve $D_k/D_b=0,94$ için Etkinlik-NTU değişimi



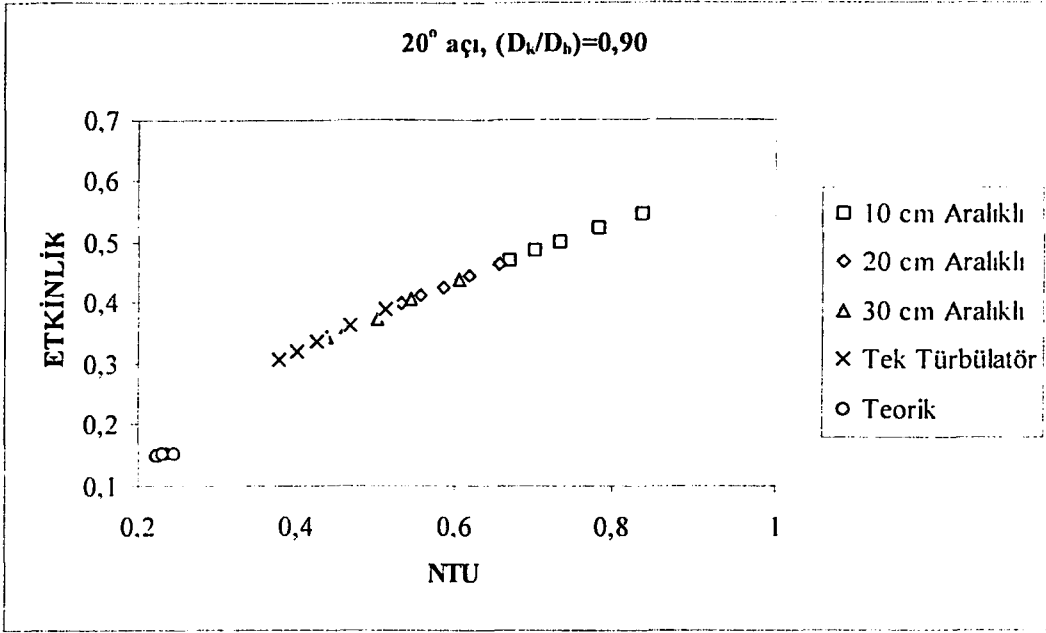
Şekil 6.61. 20° açı ve $D_k/D_b=0,94$ için Etkinlik-NTU değişimi



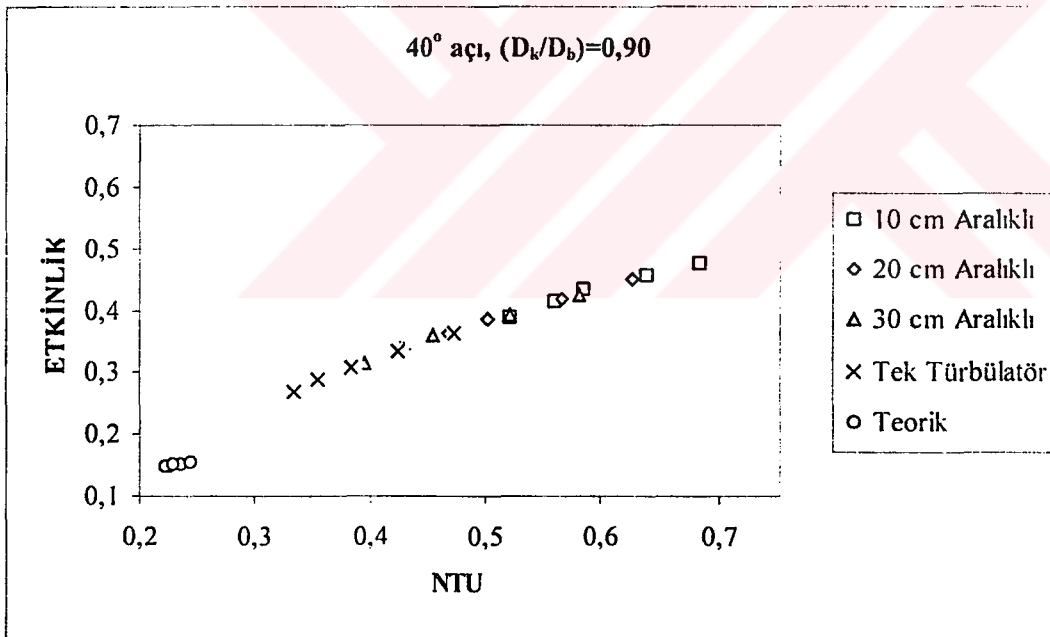
Şekil 6.62. 40° açt ve $D_k/D_b=0,94$ için Etkinlik-NTU değışimi



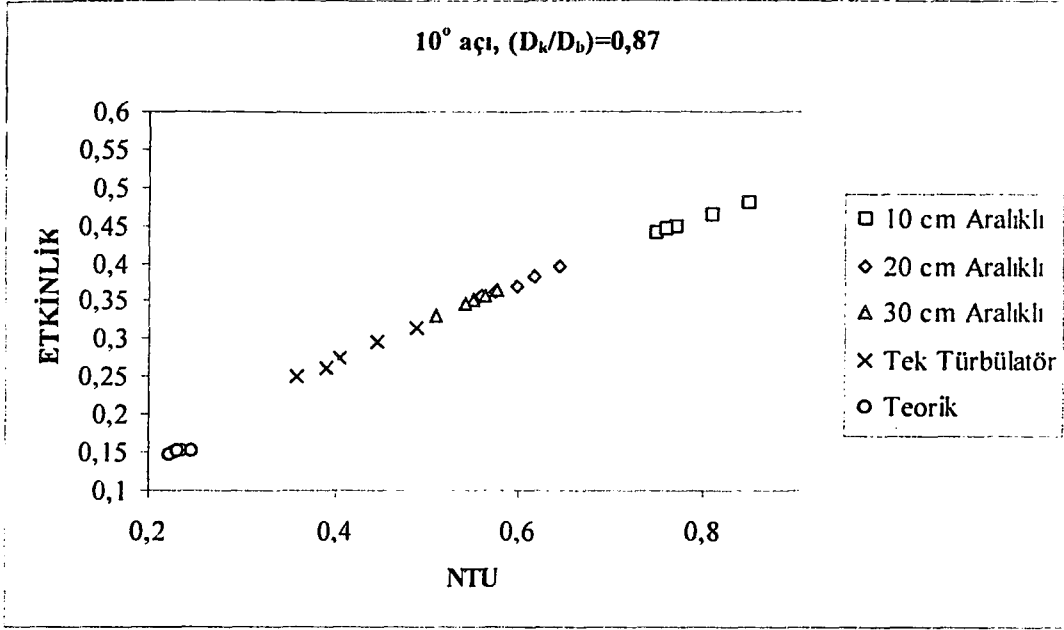
Şekil 6.63. 10° açt ve $D_k/D_b=0,90$ için Etkinlik-NTU değışimi



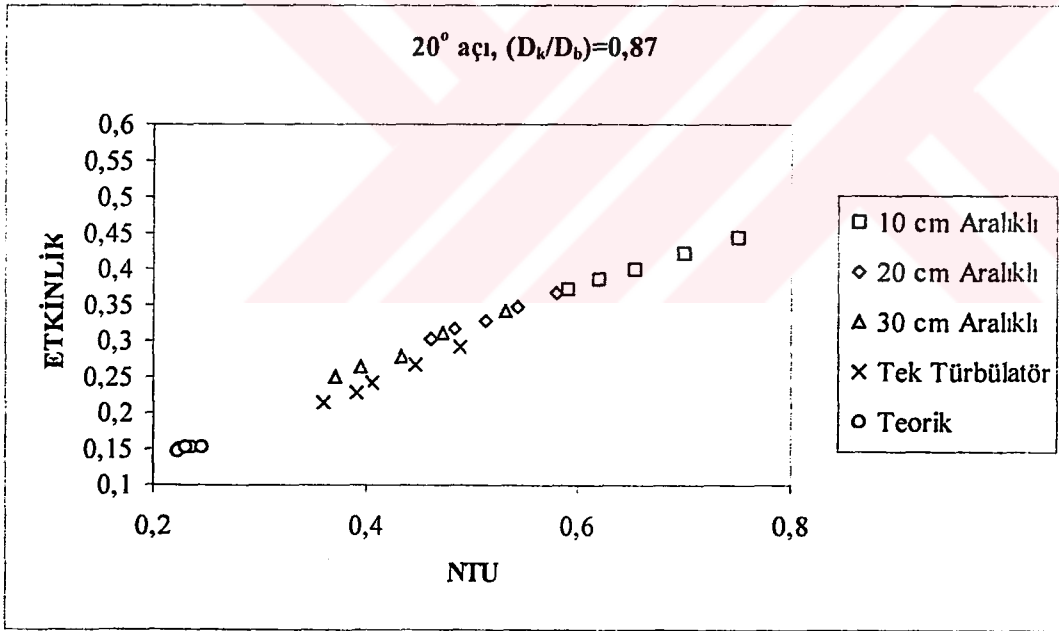
Şekil 6.64. 20° açı ve $D_k/D_b=0,90$ için Etkinlik-NTU değişimi



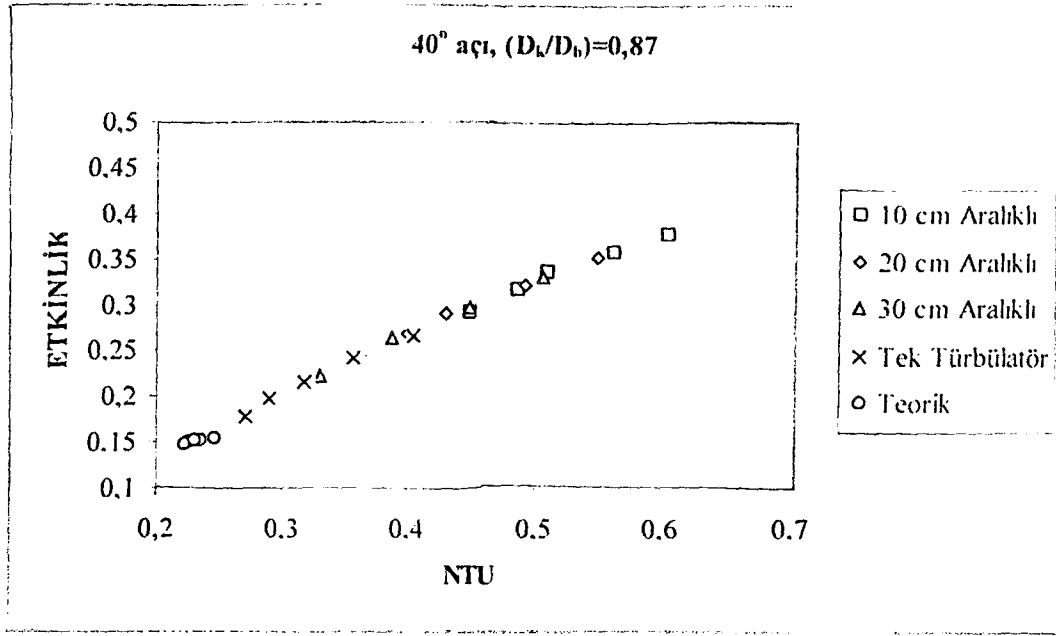
Şekil 6.65. 40° açı ve $D_k/D_b=0,90$ için Etkinlik-NTU değişimi



Şekil 6.66. 10° açı ve $D_k/D_b=0,87$ için Etkinlik-NTU değişimi



Şekil 6.67. 20° açı ve $D_k/D_b=0,87$ için Etkinlik-NTU değişimi



Şekil 6.68. 40° açısı ve $D_k/D_b=0,87$ için Etkinlik-NTU değişimi

KAYNAKLAR

Arıcı, E., Ayhan, T., Isı Değiştiricilerinde Boru İçerisine Yerleştirilen Yapay Helisel Yay Elemanlarının Isı Değiştiricisi Performansına Etkisi, Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi, Cilt 9 Sayı 2

Algifri, A.H., Bhardwaj, R.K., Rao, Y.V.N. Heat Transfer in Turbulent Decaying Swirl Flow in a Circular Pipe , Int.J. Heat Mass Transfer Vol.31 No.8 pp.1563-1568, 1988

Dağsöz, A.K., Isı Geçişi Transferi, Kavukluoğlu Matbaası, İstanbul, 1984

Cebeci, T., And Smith, A.M.O., Analysis Of Turbulent Boundary Layers, Academic, New York, 1974

Çulcu, B., Yeni Bir Tip Türbülatorün Isı Transferine ve Basınç Kayıplarına Olan Etkilerinin Araştırılması, Yüksek Lisans Tezi F.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Elazığ, 1998

Dağsöz, A.K., Isı Geçişi Transferi, Kavukluoğlu Matbaası, İstanbul, 1984

Durmuş, Dönmeli Akış İçeren Dönen Borulu Isı Değiştiricisinde Isı Transferi ve Akışın İncelenmesi, Doktora Tezi K.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Trabzon, 1993

Durmuş, A., Salyangoz Girişli Dönmeli Akış Üreticisinin Isı Değiştiricisi Performansına Etkisi, Yüksek Lisans Tezi, K.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Trabzon, 1994

Junghan, G.H., Bergles, A.E., Nirmalan, V., Ravigururajen, T., Investigation of Turbulators For Fire Tube Bilers, Transactions of The ASME, May, 107, 1985, 354-360

Kakaç, S., Isı İletimi , ODTÜ Mühendislik Fakültesi Yayınları, Yayın No: 52, Ankara, 1987

Kakaç, S., Shah, K.R., Aung, W., Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer, John Wiley & Sons, U.S.A., 1976

Karabay, H., Ayhan, T., Silindirik Boru İçerisine Yerleştirilen Daralan Genişleyen Konik Yüzeylerin Isı Transferine Etkisi, Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi, Cilt. 11, 4 Aralık, 1988, 39-43

Kuzay, T.M., Scott, C.J., Turbulent Heat Transfer Studies in Annulus With Inner Cylinder Rotation, Journal of Heat Transfer, February (1977) 12-19

Kikuyama, K., Murakami, M., Nishibori, K., Maeda, K., Flow in an Axially Rotating Pipe, Bulletin Of The JSME Vol.26, No.214, April 1983, 506-513

Murakami, M., Kikuyama, K., Turbulent Flow in Axially Rotating Pipes, ASME Journal of Engineering, Vol. 102, No:1, Mar. (1980), 97-103

Migay, V. K., Golubev, L.K., Friction And Heat Transfer in Turbulent Swirl Flow With a Variable Swirl Generator in A Pipe, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol 2 No:3, May (1970) 68-73

Narezhnyy, E.G., Sudarev, A.V., Local Heat Transfer in Air Flowing in Tubes With a Turbulence Prometer at The Inlet, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.3 No:2, March-April (1971) 62-66

Oyakawa, K., Izuru, S., Augmentation of Heat Transfer in a Tube with an Inlet Blade Wheel, Heat Transfer, Japanese Research, 23 (5), 1994

Özışık, M.N., Heat Transfer A Basic Apporocich, Mc Graw-Hill Book Co., New York, 1985

Pedley, T.L.J., On The Instability of Viscous Flow in a Rapidly Rotating Pipe, J. Fluid Mech. , No.35, 1969, 97-115

Royds , R., Heat Transmission by Radation, Conduction And Convection, First Edition, Constable and Company, London, pp.191-201, 1921

Smithberg, E., Landis, F., Friction And Forced Convection Heat Transfer Characteristics in Tubes With Twisted Tape Swirl Generators, Journal of Heat Transfer, February (1964) 39-49

Thorsen, R., Landis, F., Friction and Heat Transfer Characteristics in Turbulent Swirl Flow Subjected to Large Transverse Temperature Gradietns, Journal of Heat Transfer, February (1968) 87-97

Weigand, B., Beer, H., Fluid Flow And Heat Transfer in An Axially Rotating Pipe Subjected to External Convection, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.35 No:7, 1992 1803-1809

Yamada, Y., Imao, S., Swirling Flow in n Axially Rotating Pipe, Transactions of The Japan Society of Mechanical Engineers, Vol.46 No:409, Ser. B, 1980 97-115

Yıldız, C., Dönel Tipli Isı Değiştiricilerinin Performanslarının Araştırılması, Doktora Tezi, F.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Elazığ, 1990

Zaherzadeh, N.H., Jagadish, B.S., Heat Transfer in Decaying Swirl Flows, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 18, No: 7 (1975) 941-944

EK 1

HESAPLAMALAR

1. Kesit alanı:

$$A_{\text{kesit}} = (\pi D_{\text{iç}}) / 4 \quad (\text{m}^2)$$

2. Isıtma yüzey alanı:

$$A_{\text{kesit}} = \pi D_{\text{iç}} L \quad (\text{m}^2)$$

3. Havanın aldığı ısı:

$$Q_{\text{hava}} = \dot{m}_{\text{hava}} C_{p\text{hava}} (T_{\text{hç}} - T_{\text{hg}}) \quad (\text{W})$$

4 Isı taşınım katsayısının:

$$Q = h A_{\text{ısı}} \Delta T_{\text{log}} \quad (\text{W})$$

$$\Delta T_1 = T_{\text{cılar}} - T_{\text{hava giriş}}$$

$$\Delta T_2 = T_{\text{cılar}} - T_{\text{hava çıkış}}$$

$$\Delta T_{\text{log}} = (\Delta T_1 - \Delta T_2) / \ln (\Delta T_1 / \Delta T_2)$$

$$Q_{\text{taşınım}} = Q_{\text{hava}}$$

$$h A_{\text{ısı}} \Delta T_{\text{log}} = \dot{m}_{\text{hava}} C_{p\text{hava}} (T_{\text{hava çıkış}} - T_{\text{hava giriş}})$$

$$h = Q_{\text{hava}} / (A_{\text{ısı}} \Delta T_{\text{log}}) \quad (\text{W/m}^2 \text{ K})$$

5. Boru içinden akan havanın ortalama hızının:

$$C = \dot{m}_{\text{hava}} / (\rho A_{\text{kesit}})$$

6. Reynolds Sayısı:

$$Re = (\rho C D_{\text{iç}}) / \mu = (C D_{\text{iç}}) / \gamma$$

Havanın kinematik viskozitesi (γ), dinamik viskozitesi (μ) ve yoğunluk, $(T_{\text{hava çıkış}} + T_{\text{hava giriş}}) / 2$ ortalama sıcaklığı için tablodan bulunmuştur.

7. Nusselt sayısı:

$$Nu = h D_{iç} / k$$

Havanın ısı iletim katsayısı olan k ($T_{\text{hava çıkış}} + T_{\text{hava giriş}} / 2$ ortalama sıcaklığı için tablodan bulunmuştur.

8. Prandtl sayısı:

$$Pr = \mu C_{p\text{hava}} / k$$

9. Basınç kayıp katsayısı:

$$\Delta P = f (L / D) (\rho C^2 / 2) \quad (N / m^2)$$

10. Dittus-Boelter Eşitliği:

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4}$$

EK-2

```

DATA AISI, AKESIT, D, CP, TW/0.18378317, 3.3183E-3, 0.065, 1002., 98./
NNN=180
OPEN(UNIT=3, FILE='SONUC2.DAT')
OPEN(UNIT=2, FILE='SONUC1.DAT')
OPEN(UNIT=1, FILE='VERI.DAT')
WRITE(2, 200)
200 FORMAT(5X, 'HAVM', 7X, 'QHAVA', 7X, 'HAVNU', 7X, 'HAVRE',
+5X, 'HAVPR', /80('-'))
WRITE(3, 211)
211 FORMAT(5X, 'NTU', 9X, 'EPSI', /40('-'))
DO 1000 JJ=1, NNN
READ(1, *) HM, Thg, Thc
WRITE(*, *) JJ
C HAVANIN DEBISI
THM=(Thg+Thc)/2.
C m3/s OLARAK EMILEN HAVANIN Kg/s CINSINDEN KUTLESEL DEBI HESABI
HAVM=HM*HAVYOG(THM)
C HAVANIN ALDIGI ISI
QHAVA=HAVM*CP*(Thc-Thg)
C CIDAR ILE HAVA ARASI LOGORITMIK SICAKLIK FARKI
DLOGH=((TW-Thg)-(TW-Thc))/ALOG((TW-Thg)/(TW-Thc))
C HAVANIN NU SAYISI
ALFAH=QHAVA/(AISIDLOGH)
HAVNU=ALFAH*D/HAFLAM(THM)
C HAVANIN Re SAYISI
HACDEH=HM
HAVHIZ=HACDEH/AKESIT
HAVRE=HAVYOG(THM)*HAVHIZ*D/DINVIH(THM)
C HAVANIN PR SAYISI
HAVPR=DINVIH(THM)*CP/HAFLAM(THM)
C ETKINLIK HESABI
U=1./(1./ALFAH)
CH=HAVM*CP
ANTU=AISI*U/CH
C ETKINLIK=Q/Qmax
50 EPSI=CH*(Thc-Thg)/(CH*(TW-THG))
70 CONTINUE
WRITE(2, 220) HAVM, QHAVA, HAVNU, HAVRE, HAVPR
WRITE(3, 220) ANTU, EPSI
220 FORMAT(5F14.4)
1000 CONTINUE
CLOSE(UNIT=1)
CLOSE(UNIT=2)
CLOSE(UNIT=3)
STOP
END

```

```
C *****
C ----- ALT PROGRAMLAR -----
C *****

C HAVANIN YOGUNLUGU
  FUNCTION HAVYOG(T)
    HAVYOG=1.275174*EXP(-0.003061*T)
    RETURN
  END
C HAVANIN ISI ILETIM KATSAYISI
  FUNCTION HAVLAM(T)
    HAVLAM=0.024494*EXP(0.002495*T)
    RETURN
  END
C DINAMIK VIZKOZITESI
  FUNCTION DINVIH(T)
    DINVIH=0.000017*EXP(0.002279*T)
    RETURN
  END
```

ÖZGEÇMİŞ

Emre TURGUT; 1973 yılında Niğde’de doğdu. İlk, orta, lise ve yüksek öğrenimini Elazığ’da tamamladı. 1993 yılında Fırat Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü’nü kazandı. 1998 yılında mezun oldu. 1999 yılında Fırat Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümü’nde yüksek lisans öğrenimine başladı. 2000 yılında aynı bölüme araştırma görevlisi olarak atandı. Halen Fırat Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi’nde araştırma görevlisidir.



