

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



**SİLİNDİRİK BORU İÇERİSİNE YERLEŞTİRİLEN
YARIM ÇEMBER ŞEKLİ TÜRBLATÖRLERİN
ISI TRANSFERİ VE BASINÇ KAYBINA
ETKİSİNİN İNCELENMESİ
YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Enerji Sis. Müh. Uğurcan YARDIMCI
Anabilim Dalı. Enerji Sistemleri Mühendisliği
Programı. Enerji Planlaması ve Verimliliği
Danışman. Dr. Öğr. Üyesi Emre TURGUT**

TEMMUZ-2018

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

**SİLİNDİRİK BORU İÇERİSİNE YERLEŞTİRİLEN YARIM ÇEMBER ŞEKLİ
TÜRBÜLATÖRLERİN ISI TRANSFERİ VE BASINÇ KAYBINA ETKİSİNİN
İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Enerji Sis. Müh. Uğurcan YARDIMCI
(161135101)**

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih . 6 Ağustos 2018

Tezin Savunulduğu Tarih . 27 Temmuz 2018

Tez Danışmanı.

Dr. Öğr. Üyesi Emre TURGUT (F.Ü)

Diğer Jüri Üyeleri.

Dr. Öğr. Üyesi Aydın DİKİCİ (F.Ü)

Dr. Öğr. Üyesi Erdem IŞIK (M.Ü)

TEMMUZ-2018

ÖNSÖZ

Bu çalışmanın her aşamasında yanımda olan, değerli bilgilerini benden esirgemeyen, sorunlarımı sabırla dinleyen değerli hocam Dr. Öğr. Üyesi Emre TURGUT'a, özellikle regresyon analizi konusunda ve diğer konularda tezime yapmış olduğu kıymetli katkılarından dolayı Doç. Dr. Nevin ÇELİK hocama, deneyler sırasında yapmış olduğu katkılarından dolayı Arş. Gör. Sinan KAPAN hocama, her fırsatta bilgi paylaşımı yaptığım ve bu süreçte başını çok ağrıttığım sevgili dostum Arş. Gör. Volkan TUĞAN'a teşekkürlerimi sunarım.

Hayatımın her alanında yanımda olan aileme ve katkılarını benden esirgemeyen deneylerimi yaparken dahi yanımda olan sevgili dostlarım İnş Müh. Enes YETİŞİR'e ve Fethi Ahmet AYDIN'a teşekkürlerimi sunarım.

Her sıkıntıda kapılarına dayandığım, birlikte çok kıymetli vakitler geçirdiğim, yeri geldiğinde çok şey danıştığım ve öğrendiğim sevgili dostlarım Arif DAĞ ve Enerji Sis. Müh. Mücahit YİĞİT'e teşekkürlerimi sunarım.

Çocukluktan bugünlere kadar birlikte olduğum, üzüntülerimi ve sevinçlerimi paylaştığım, birçok anı biriktirdiğim ve bundan sonra da daha güzellerini biriktirmek istediğim beni her zaman destekleyen sevgili kuzenlerim Gürkan ESEN'e, Melih ESEN'e, Arş. Gör. Melike ESEN'e ve Dr. Şahika ESEN'e teşekkürlerimi sunarım. Maddi manevi her zaman arkamda olan dayılarım Fahri ESEN, Prof. Dr. Fikret ESEN'e ve amcam Yalçın YARDIMCI'ya da teşekkürlerimi sunarım.

Uğurcan YARDIMCI

ELAĞIĞ-2018

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ	II
İÇİNDEKİLER	III
ÖZET	V
ABSTRACT	VI
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	VII
TABLolar LİSTESİ.....	X
SEMBOLLER LİSTESİ.....	XI
1. GİRİŞ	1
1.1. Türbülatorlerin Literatürdeki Yeri	2
2. DENEYSEL ÇALIŞMA	8
2.1. Deney Setinin Tanıtımı	8
2.2. Veri Değerlendirmesi.....	12
2.2.1. Reynold Sayısı, Nusselt Sayısı ve Sürtünme Faktörü	12
2.2.2. Ekserji, Etkinlik, Entropi ve NTU Hesaplamaları.....	13
2.2.2. Taguchi, Gri İlişkisel Analizi ve ANOVA.....	14
3. ISI TRANSFERİ VE BASINÇ KAYBI ANALİZİ.....	17
3.1. Deney Sonuçlarının Birinci Kanuna Göre İncelenmesi.....	18
3.1.1. s1 İçin Isı Transferi Sonuçları	18
3.1.2. s2 İçin Isı Transferi Sonuçları	20
3.1.3. s3 İçin Isı Transferi Sonuçları	22
3.2. Tasarım Parametrelerinin Basınç Kaybına Olan Etkileri.....	24
3.2.1. s1 İçin Sürtünme Faktörü Sonuçları.....	25
3.2.2. s2 İçin Sürtünme Faktörü Sonuçları.....	27
3.2.3. s3 İçin Sürtünme Faktörü Sonuçları.....	29
4. DENEY SONUÇLARININ İKİNCİ KANUNA GÖRE İNCELENMESİ	32
4.1. Tasarım Parametrelerinin NS Üzerindeki Etkisi	32
4.1.1. s1 İçin NS Sonuçları	32
4.1.2. s2 İçin NS Sonuçları	34
4.1.3. s3 İçin NS Sonuçları	36
4.2. Ekserji Kayıp Oranı, Etkinlik ve NTU Değişimi	38
4.2.1. Durum 1 İçin Grafikler.....	39
4.2.2. Durum 2 İçin Grafikler	41

5.	TAGUCHİ, ANOVA VE GRİ İLİŞKİSEL ANALİZ SONUÇLARI	47
6.	REGRESYON ANALİZİ ve BELİRSİZLİK ANALİZİ	55
7.	SONUÇLAR ve DEĞERLENDİRME	71
	KAYNAKÇA	72
	ÖZGEÇMİŞ.....	76



ÖZET

Bu çalışmada, eş eksenli bir ısı değıştiricisinin iç borusuna yerleştirilen dairesel şerit şeklindeki türbülátörlerin ısı transferi ve basınç kaybına olan etkileri deneysel olarak incelenmiştir. Deneysel çalışmada; türbülátörlerin arasındaki mesafe, kalınlık, çap ve yerleşim düzenleri tasarım parametreleri olarak kullanılmıştır. Deneylerde Reynolds sayısı ise 19000-76800 arasında seçilmiştir.

Deneysel çalışmanın gerçekteştirilebilmesi için Taguchi Deneysel Tasarım yöntemi kullanılmıştır. Elde edilen sonuçlarla türbülátörlerin ısı transferine ve basınç kaybına olan etkileri ile etkinlik, entropi, boyutsuz ekserji ve NTU değeri de hesaplanmıştır. Bu analizlere ek olarak, tasarım parametrelerinin ısı transferi ve basınç düşüşü üzerindeki yüzde etkilerini belirleyebilmek adına ANOVA (Analysis of Variance) kullanılmıştır. Ayrıca Taguchi yöntemi ile optimum tasarım parametreleri hem ısı transferi sayısı hem de basınç kaybı için ayrı ayrı elde edilmiştir. Son olarak Gri İlişkisel Analiz yöntemi kullanılarak parametrelerin hem ısı transferi ve basınç kaybı üzerindeki etkileri birlikte dikkate alınarak çoklu performans karakteristikleri belirlenmiştir. Elde edilen değeri kullanılarak deneysel bağıntılar geliştirilmiştir.

Anahtar Kelimeler. Türbülátör, ısı değıştiricisi, ısı transferi, ekserji, Taguchi, Gri İlişkisel Analiz, ANOVA

ABSTRACT

Investigation of the Effect of Half-Circle Tubulators Placed in Cylindrical Pipe On Heat Transfer And Pressure Loss

In this study, the effects of turbulent circular tubulators placed in the inner tube of a coaxial heat exchanger on heat transfer and pressure loss were investigated experimentally. In the experimental study; distance between the tubulators, thickness, diameter and layouts are used as design parameters. Reynolds number was used between 19000-76800 in the experiments.

The Taguchi Experimental Design method is used to perform the experimental work. The effects of tubulators on heat transfer and pressure loss and efficiency, entropy, dimensionless exergy and NTU values were also calculated by the obtained results. In addition to these analyzes, ANOVA (Analysis of Variance) was used to determine the percentage influences of design parameters on heat transfer and pressure drop. In addition, optimum design parameters with Taguchi method are obtained separately for both heat transfer rate and pressure loss. Finally, by using the Gray Relational Analysis method, multiple performance characteristics were determined taking into consideration both parameters of heat transfer and the effects on pressure loss. Experimental relations were developed using the obtained values.

Keywords. Turbulator, heat exchanger, heat transfer, exergy, Taguchi, Grey Relational Analysis, ANOVA

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 2.1	Deney Setinin Gösterimi.....	8
Şekil 2.2	Kalınlık parametresinin gösterimi	9
Şekil 2.3	Çap parametresinin gösterimi	10
Şekil 2.4	Hatve değerlerinin gösterimi	10
Şekil 2.5	Durum parametresinin gösterimi	11
Şekil 3.1	Boş boru Nu sayılarının ampirik bağıntılarla kıyaslanması	18
Şekil 3.2	s1 – r1 – t3 olduğu kombinasyonda çap parametresinin Nu-Re değişimi	18
Şekil 3.3	s1- r1- d1 olduğu kombinasyonda kalınlık parametresinin Nu-Re değişimi	19
Şekil 3.4	s1- d1- t3 olduğu kombinasyonda hatvenin Nu-Re değişimi	20
Şekil 3.5	s2- r1- t3 olduğu kombinasyonda çap parametresinin Nu-Re değişimi	20
Şekil 3.6	s2- r1- d1 olduğu kombinasyonda kalınlık parametresinin Nu-Re değişimi	21
Şekil 3.7	s2- d1- t3 olduğu kombinasyonda hatvenin Nu-Re değişimi	22
Şekil 3.8	s3- r1- t3 olduğu kombinasyonda çap parametresinin Nu-Re değişimi	22
Şekil 3.9	s3- r1- d1 olduğu kombinasyonda kalınlık parametresinin Nu-Re değişimi	23
Şekil 3.10	s3- d1- t3 olduğu kombinasyonda hatvenin Nu-Re değişimi	24
Şekil 3.11	Boş boru sürtünme faktörü ve Blasius denklemiyle kıyaslanması	25
Şekil 3.12	s1- r1- t3 olduğu kombinasyonda çap parametresinin f-Re değişimi	25
Şekil 3.13	s1- r1- d1 olduğu kombinasyonda kalınlık parametresinin f-Re değişimi	26
Şekil 3.14	s1- d1- t3 olduğu kombinasyonda hatvenin f-Re değişimi	26
Şekil 3.15	s2- r1- t3 olduğu kombinasyonda çap parametresinin f-Re değişimi	27
Şekil 3.16	s2- r1- d1 olduğu kombinasyonda kalınlık parametresinin f-Re değişimi	28
Şekil 3.17	s2- d1- t3 olduğu kombinasyonda hatvenin f-Re değişimi	28
Şekil 3.18	s3- r1- t3 olduğu kombinasyonda çap parametresinin f-Re değişimi	29
Şekil 3.19	s3- r1- d1 olduğu kombinasyonda kalınlık parametresinin f-Re değişimi	30
Şekil 3.20	s3- d1- t3 olduğu kombinasyonda hatvenin f-Re değişimi	30
Şekil 4.1	s1- r1- t3 olduğu kombinasyonda çap parametresinin <i>NS</i> - Re değişimi	32
Şekil 4.2	s1- r1- d1 olduğu kombinasyonda kalınlık parametresinin <i>NS</i> - Re değişimi.....	33
Şekil 4.3	s1- d1- t3 olduğu kombinasyonda hatvenin <i>NS</i> - Re değişimi	34
Şekil 4.4	s2- r1- t3 olduğu kombinasyonda çap parametresinin <i>NS</i> - Re değişimi	35

Şekil 4.5	s2- r1- d1 olduğu kombinasyonda kalınlık parametresinin $NS - Re$ değişimi.....	35
Şekil 4.6	s2- d1- t3 olduğu kombinasyonda hatve $NS - Re$ değişimi	36
Şekil 4.7	s3- r1- t3 olduğu kombinasyonda çap parametresinin $NS - Re$ değişimi	37
Şekil 4.8	s3- r1- d1 olduğu kombinasyonda kalınlık parametresinin $NS - Re$ değişimi.....	37
Şekil 4.9	s3- d1- t3 olduğu kombinasyonda hatvenin $NS - Re$ değişimi	38
Şekil 4.10	s1- r1- t3 olduğu kombinasyonda çap parametresini $(E *, \varepsilon) - NTU$ değişimi.....	39
Şekil 4.11	s1- r1- d1 olduğu kombinasyonda kalınlık parametresinin $(E *, \varepsilon) - NTU$ değişimi.....	40
Şekil 4.12	s1- d1- t3 olduğu kombinasyonda hatvenin $(E *, \varepsilon) - NTU$ değişimi.....	41
Şekil 4.13	s2- r1- t3 olduğu kombinasyonda çap parametresinin $(E *, \varepsilon) - NTU$ değişimi.....	42
Şekil 4.14	s2- r1- d1 olduğu kombinasyonda kalınlık parametresinin $(E *, \varepsilon) - NTU$ değişimi.....	43
Şekil 4.15	s2- d1- t3 olduğu kombinasyonda hatvenin $(E *, \varepsilon) - NTU$ değişimi.....	43
Şekil 4.16	s3- r1- t3 olduğu kombinasyonda çap parametresinin $(E *, \varepsilon) - NTU$ değişimi.....	44
Şekil 4.17	s3- r1- d1 olduğu kombinasyonda kalınlık parametresinin $(E *, \varepsilon) - NTU$ değişimi.....	45
Şekil 4.18	s3- d1- t3 olduğu kombinasyonda hatvenin $(E *, \varepsilon) - NTU$ değişimi.....	46
Şekil 6.1	s1 için Nu sayısının ölçülen ve regresyon analizi ile tahmin edilen değerleri	56
Şekil 6.2	s2 için Nu sayısının ölçülen ve regresyon analizi ile tahmin edilen değerleri	57
Şekil 6.3	s3 için Nu sayısının ölçülen ve regresyon analizi ile tahmin edilen değerleri	57
Şekil 6.4	s1 için f değerlerinin ölçülen ve regresyon analizi ile tahmin edilen değerleri	59
Şekil 6.5	s2 için f değerlerinin ölçülen ve regresyon analizi ile tahmin edilen değerleri	59

Şekil 6.6	s3 için f değerlerinin ölçülen ve regresyon analizi ile tahmin edilen değerleri	60
Şekil 6.7	s1 için ε değerlerinin ölçülen ve regresyon analizi ile tahmin edilen değerleri	61
Şekil 6.8	s2 için ε değerlerinin ölçülen ve regresyon analizi ile tahmin edilen değerleri	61
Şekil 6.9	s3 için ε değerlerinin ölçülen ve regresyon analizi ile tahmin edilen değerleri	62
Şekil 6.10	s1 için E^* değerlerinin ölçülen ve regresyon analizi ile tahmin edilen değerleri	63
Şekil 6.11	s2 için E^* değerlerinin ölçülen ve regresyon analizi ile tahmin edilen değerleri	64
Şekil 6.12	s3 için E^* değerlerinin ölçülen ve regresyon analizi ile tahmin edilen değerleri	65
Şekil 6.13	s1 için NS değerlerinin ölçülen ve regresyon analizi ile tahmin edilen değerleri	66
Şekil 6.14	s2 için NS değerlerinin ölçülen ve regresyon analizi ile tahmin edilen değerleri	66
Şekil 6.15	s3 için NS değerlerinin ölçülen ve regresyon analizi ile tahmin edilen değerleri	67

TABLÖLAR LİSTESİ

Tablo 2.1 Parametrelerin boyutlu ve boyutsuz halleri	11
Tablo 5.1 Deneylerde kullanılan parametreler.....	47
Tablo 5.2 Yapılan deneylere ait ortogonal dizin.....	48
Tablo 5.3 Her bir deneydeki sürtünme faktörü için Parametreler ve S/N oranları	49
Tablo 5.4 Nusselt sayısı için ortalama S/N oranları	49
Tablo 5.5 Sürtünme faktörü f için ortalama S/N oranları	50
Tablo 5.6 Nusselt sayısı için doğrulama deneyleri sonuçları	50
Tablo 5.7 Sürtünme faktörü f için doğrulama deneyleri sonuçları	50
Tablo 5.8 Nu sayısı için Anova sonuçları.....	52
Tablo 5.9 f sayısı için Anova sonuçları	52
Tablo 5.10 Gri ilişki katsayısı ve gri ilişki derece eğrileri.....	52
Tablo 5.11 Ortalama gri ilişkisel derece değerleri ve parametreler.....	52

SEMBOLLER LİSTESİ

A_c	İç borunun kesit alanı, (m^2)
A_s	İç borunun yanal alanı, (m^2)
C_p	Özgül ısı, ($J\ kg^{-1}\ K^{-1}$)
C	Isıl Kapasite, (W)
d_i	İçteki borunun iç çapı çapı, (mm)
E^*	Ekserji kayıp oranı
f	sürtünme faktörü
h_{ort}	Ortalama ısı taşınım katsayısı, ($W\ m^{-2}\ K^{-1}$)
I	Tersinmezlik
k	Havanın ısı iletim katsayısı, ($W\ m^{-1}\ K^{-1}$)
LOSF	Logaritmik sıcaklık farkı, (K)
L	İç boru uzunluğu, (m)
Nu	Nusselt sayısı
N_s	Entropi üretim oranı
NTU	Isı geçiş birimi sayısı
Q_g	Giriş-çıkış arası ısı kazancı, (W)
Q_{mak}	Maksimum ısı kazancı, (W)
$P = \Delta P$	Basınç farkı, (Pa)
Pr	Prandtl sayısı
r	Hatve parametresi
t	Kalınlık parametresi
d	Çap parametresi
s	Durum parametresi
Re	Reynolds sayısı
$\dot{S}_{top}$	Toplam entropi, ($W\ K^{-1}$)
$\dot{S}_{top,tr}$	Türbülantörlü boruda entropi, ($W\ K^{-1}$)
$\dot{S}_{top,boş}$	Boş boruda entropi, ($W\ K^{-1}$)
$\dot{S}_{top,\Delta T}$	Sıcaklık farkından kaynaklanan entropi ($W\ K^{-1}$)
$\dot{S}_{top,\Delta p}$	Basınç farkından kaynaklanan 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_y	İçteki borunun yüzey sıcaklığı, (K)
T_0	Ortam sıcaklığı, (K)
U	Toplam ısı transfer katsayısı, ($W\ m^{-2}\ K^{-1}$)
V	Havanın ortalama hızı, ($m\ s^{-1}$)
$\dot{m}$	Havanın kütleli debisi, ($kg\ s^{-1}$)
ε	Etkinlik
μ	Dinamik viskozite, ($Pa\ s$)
ν	Havanın kinematik viskozitesi, ($kg\ s^{-1}$)
ρ	Havanın yoğunluğu, ($kg\ m^{-3}$)

1. GİRİŞ

Isı değiştiricileri, farklı sıcaklıklarda ve farklı akış alanlarına sahip akışkanlar arasındaki ısı geçişini sağlayan cihazlardır. Bu cihazlar birçok mühendislik uygulamasında yer alır. Kullanıldığı bazı alanlara; ısıtma ve soğutma tesisleri, kimya sanayisi, ilaç üretim tesisleri, tekstil işletmeleri, termik santraller ve iklimlendirme tesislerini örnek olarak verebiliriz. Bu cihazlarda enerjiyi daha verimli kullanmak için ısı transferi miktarını arttırmamız gerekmektedir.

Bu çalışmada, i içe iki borudan oluşan paralel akışlı bir ısı değiştiricisinin i borusuna dairesel şerit şeklindeki türbülatörler yerleştirilmiş ve bu türbülatörlerin ısı transferine olan etkisi deneysel olarak araştırılmıştır. Deneysel alışma Taguchi yöntemiyle tasarlanmıştır. Deneylerde, 3 farklı kalınlık, 3 farklı çap, 3 farklı adım mesafesi (hatve) ve türbülatörlerin konumlarının değiştirilmesiyle oluşturulan 3 farklı durum tasarım parametresi olarak kullanılmıştır. Tasarım parametrelerinin dışında deneylerde kullanılan diğer bir parametrede akışın hızı ile değişen Reynolds sayıdır. Reynolds sayısı 19000-76800 arasında değiştirilmiştir. Isı değiştiricisinde akışkan olarak hava kullanılmıştır. Çalışmanın ilk aşamasında deneylerden alınan sonuçlar kullanılarak ısı transferi ve basınç kayıp değerleri elde edilmiştir. İkinci aşamada ise 2.kanun analizi yapılmıştır. Sonuçlar boş boru deneyleri ve literatür ile kıyaslanarak türbülatörlerin incelediğimiz sonuçlar (ısı transferi, basınç kaybı, etkinlik, entropi, ekserji) zerindeki etkileri elde edilmiştir.

Bu alışma 6 bölümden oluşmaktadır. Bölüm 1’de literatür araştırmasına yer verilmiştir. Bölüm 2’de deney seti ve deneylerde kullandığımız türbülatörlerin anlatımı yapılmıştır bununla birlikte veri değerlendirmesine yer verilmiştir. Bölüm’3 te deney sonuçlarının birinci kanuna göre incelenmesine yer verilmiştir. Bölüm 4’te deney sonuçlarının ikinci kanun analizine göre incelenmesi yapılmıştır. Bölüm 5’de Taguchi analizine ve bu analizin sonuçlarına yer verilmiştir. Bölüm 6’da ise regresyon analizine ve belirsizlik analizine yer verilmiştir. Bölüm 7’de sonuçlardan bahsedilmiştir.

1.1. Türbülatorlerin Literatürdeki Yeri

Isı değiştiricilerinde ısı transferi miktarını arttırmak için birçok yöntem kullanılır. Bu yöntemlerden bir tanesi de ısı değiştiricilerin içerisinde bulunan borulara türbülatorler yerleştirmektir. Türbülatorler akışın türbülans miktarını arttırmaya yarayan elemanlardır.[1] Isı geçişi, akışın laminar veya türbülanslı olmasıyla yakından ilgilidir. Laminar bir akış içerisinde akışkan hareketi çok dzenlidir ve parçacıklar akış çizgileri boyunca hareket ederler. Türbülanslı akışta ise akışkan hareketi dzensizdir. Bu dzensiz durum enerji ve kütle geçişini artırır ve bundan dolayı ısı geçişi de artar.

Isı geçişini aktif yöntem ve pasif yöntem olarak iki grupta inceleyebiliriz. Aktif yöntemdeki ısı geçişi, sisteme dışarıdan bir enerji girişinin olduğu durumdur. Akışkanların karıştırmacılar kullanılarak karışdırılması, yüzeylerin döndürölmesi ve elektrostatik alanlar oluşturulması gibi durumlar bu yöntemde örnek olarak verilebilir. Pasif yöntemde ise sisteme dışarıdan herhangi bir enerji giriş olmamaktadır. Isı transferinin gerçekleştiği yüzey alanlarının artırılması ya da yüzeylerde oluşturulan pürüzlerle ısı transferini artırılması pasif yöntemde örnek olarak verilebilir. Bu tez çalışmasında; pasif yöntemle olan ısı geçişine dâhil edebileceğimiz dairesel şerit şeklindeki türbülatorleri inceleyeceğiz. Literatürde türbülatorlerle ilgili pek çok araştırma bulunmaktadır.

L. Zheng ve ark. [2], 2:1 en boy oranına sahip bir dikdörtgen kanalda küresel çukurların ısı transferine etkisini sayısal olarak incelemişlerdir. Bu inceleme sonucunda; ısı transferinin arttığını ve Reynolds arttıkça Nusselt sayısının arttığını görmüşlerdir. Bununla beraber çukur çapının artmasının ısı transferini arttırdığını tespit etmişlerdir.

M.S. Manjunath ve ark. [3], küresel türbülatorlerin dikdörtgen kanallardaki ısı transferine etkisini 3 boyutlu olarak CFD analizi ile incelenmişlerdir. Bu analiz sonucunda küresel türbülatorlerin önemli akış bozulmalarına neden olduğunu ortaya çıkarmışlardır. Aynı zamanda çapın artmasının Nusselt sayısını arttırdığını gözlemlemişlerdir.

P. Boguslaw Jasinski [4], küre şeklinde türbülatorlerin farklı çaplarda ve farklı hatvelerde sayısal olarak incelemesini yapmışlar, en büyük ısı transferi artışının en büyük çaplı kürede olduğunu gözlemlemişler ve çapların küçölmesiyle ısı transferinin azaldığını tespit etmişlerdir. Bununla beraber sürtünme faktöründeki en büyük artış, en büyük çaplı kürede gerçekleşmiştir. Kürelerin arasındaki mesafenin sürtünme direncinde fazla etkili olmadığını gözlemlemiştir.

P. Singh ve ark. [5], çubuk türbülatorlerin ve küresel çukurların farklı kombinasyonlarını denemiş ve incelemişler. Bu kombinasyonları 45° açılı çubuk ve çukurlar, V şeklinde çubuk ve çukurlar, M şeklinde çubuk ve çukurlar, W şeklinde çubuk ve çukur olarak tasarlamışlardır. Deneyler, 19500-69000 arasında değişen Reynolds sayıları için yapılmış ve en yüksek ısı transferi artışına sahip olan kombinasyonların 45° açılı çubuk-çukur ve V şeklinde çubuk-çukur olduğu sonucunu elde etmişlerdir. W-M şeklindeki çubuk ve çukur kombinasyonlarındaki ısı transferlerinin benzer olduğunu gözlemlemişler ve bu kombinasyonlardaki ısı transferi 45° açılı çubuk ve V şeklindeki çubuktan daha düşük olduğunu tespit etmişlerdir.

S. Pourahmad ve ark. [6], çeşitli açılarda zikzak şeklindeki türbülatorlerin düz boru içerisindeki deneysel analizlerini yapmışlar. Sonuç olarak Reynolds sayısının artmasıyla ve zikzak şerit açısının azalmasıyla ısı transferinin arttığını gözlemlemişlerdir. En yüksek NTU değerine 45° açılı zikzak türbülatorlerde ulaşmışlardır.

H. N. Jang ve ark. [7], çubuk ile tabandan yarım küre boyutundaki çukurların kombinasyonlarını ve çubuk ile tabandan yarım küre boyutundaki çıkıntıların kombinasyonlarını incelemişler ve çukurlu kombinasyonların ısı transferine etkisinin daha çok olduğunu belirlemişlerdir. Test ettikleri bütün çıkıntılı kombinasyonların çukurlu kombinasyonlardan daha düşük ısı transferi artışı gösterdiğini gözlemlemişlerdir.

G. Xie ve ark. [8], kare kanal içerisinde tabana yerleştirilen düz çubuk, akış yönünde hilal şeklinde iç içe geçmiş olarak yerleştirilen çubuklar ve akış yönünün tersine hilal şeklinde iç içe geçmiş olarak yerleştirilen çubuk şeklindeki türbülatorlerin sayısal analizini yapmışlar ve hilal şeklindeki çubukların kanaldaki ısı transferini daha fazla arttırdığı sonucuna ulaşmışlardır. Akış yönünde hilal şeklinde iç içe geçmiş olarak yerleştirilen çubukların düz çubuklara göre %21-38 arasında, akış yönünün tersine hilal şeklinde iç içe geçmiş olarak yerleştirilen çubukların ise düz çubuklara göre %16-41 arasında ısı transferini arttırdığı görülmüştür. Akış yönünde hilal şeklinde iç içe geçmiş olarak yerleştirilen çubukların düz çubuklara göre %15-39, akış yönünün tersine hilal şeklinde iç içe geçmiş olarak yerleştirilen çubukların ise %44-80 arasında daha fazla basınç düşüşüne sebep olduğunu belirtmişlerdir.

F. Zhang ve ark. [9], dikdörtgen kanal içerisine yerleştirdiği çukur ve tümsek kombinasyonlarını analiz etmişlerdir. Bu kombinasyonlar içerisinde en yüksek ısı

transferine sahip olanın, akış yönüne 90° açıda tabana yerleştirilmiş kanalın iki köşesini birleştiren tümsek ve bu tümseğe paralel olarak yerleştirilmiş 3 adet çukurdan oluşan kombinasyon olduğunu görmüşlerdir.

P. Kumar ve ark. [10], silindirik bir kanal içerisine dairesel tümsekler oluşturmuşlar ve bu tümsekler arasındaki mesafeyi değiştirerek incelemişler. Sonuç olarak çıkıntılı yüzeylerin Nusselt sayısını arttırdığını tespit etmişler ve en yüksek ısı transferini de en düşük hatvede gerçekleştirdiğini gözlemlemişlerdir.

A. Bisetto ve ark. [11], bir ısı eşanjöründe zikzak şeklinde türbülötörler kullanmışlar. Bu türbülötörleri hem deneysel hem de sayısal olarak analiz etmişler. Bu analizler sonucunda türbülötörlerin Nusselt sayısını arttırdığını ve sistemin veriminin %3 ile %10 arasında arttığını gözlemlemişlerdir.

Y. Rao ve ark. [12], dikdörtgen bir kanal içerisine dairesel çukurlar ve gözyaşı damlası şeklinde çukurlar açarak bu çukurları sayısal ve deneysel olarak analiz etmişlerdir. Analizlerini 8500-60000 Reynolds değerleri arasında gerçekleştirmişlerdir. Bu analizler sonucunda tam küresel çukurların ısı transferini 1,64-1,85 kat; gözyaşı damlası şeklindeki çukurların ise 2,0-2,2 kat arttırdığını görmüşlerdir.

J. Guo ve ark. [13], bir konik ve bir koniğin %25 inden oluşan konik parçasının akışa olan etkilerini araştırmışlardır. Bu incelemede konik şeklindeki türbülötörleri akış yönünde önce dar kısımları gelecek şekilde yerleştirmişlerdir. Konik parçalarını ise dairesel kanalının ortasından geçen bir çubuğun üstüne ve altına yerleştirmişlerdir. Ayrıca bu konik parçalarına çubuk üzerinde eğim açısı da eklemişlerdir. Bu geometriler ile elde ettikleri deneysel sonuçlarda konik türbülötörlerin konik parçası türbülötörlerden daha fazla ısı transferi artışına neden olduğunu gözlemlemişlerdir.

Y. Rao ve ark. [14], dairesel çukur ve silindir şeklindeki kanatçıkların çeşitli kombinasyonlarını incelemişlerdir. Yaptıkları incelemelerde 4 farklı çukur derinliği kullanmışlardır. Bu türbülötörlerin ısı transferi miktarını arttırdığını ve Reynolds arttıkça basınç kaybının ise azalttığını gözlemlemişlerdir.

K. Nanani ve ark. [15], akış içerisine yerleştirdikleri tel çubuk demetlerinin analizlerini yapmışlardır. Bu tel çubuklarını, akış ile aynı yönde üçgen şeklinde ve bir çubuk etrafına çeşitli sayılarda yerleştirerek deneysel tasarımlarını oluşturmuşlardır. Deneylerinde dördü, beşli ve sekizli tel demetlerini incelemiş ve deneylerin sonucunda tel

ubuk demetlerinin düz boruya göre ısı transferi miktarını önemli ölçüde arttırdığını gözlemlemişlerdir. Tel ubukların sayısı arttıkça ısı transferine olan etkilerinin de arttığını gözlemlemişlerdir.

H. A. Mohammed ve ark. [16], akış içerisine yerleştirdikleri eğimli çubuk şeklindeki trblatrleri incelemişlerdir. Bu türbülatörlerde parametre olarak 3 farklı eğim açısı, 3 farklı uzunluk ve 2 farklı konum kullanmışlardır. Yaptıkları deneylerde bu türbülatörlerin ısı transferini arttırdığını sonucuna ulaşmışlardır. Nusselt sayısında boş boruya göre %400'e kadar artış olduğu sonucuna varmışlardır.

A.W. Fan ve ark. [17], bir akış içerisine dairesel kesitli parçaları akış ile aynı yönde yerleştirmişlerdir. Yaptıkları nümerik analizde türbülatörler için 2 parametre belirlemişlerdir. Bunlar eğim açısı ve adım mesafesidir. Analizler sonucunda eğim açısının artması ve adım mesafesinin kısılmasının ısı transferi miktarını artırdığını bulmuşlardır. Bununla beraber akış direncinin de arttığını gözlemlemişlerdir.

A. Fan ve ark. [18], boru içerisine yerleştirdikleri eğimli konik türbülatörlerin ısı transferi üzerine olan etkisini nümerik olarak incelemişlerdir. Yaptıkları analizde parametre olarak eğim açısını ve türbülatörler arası mesafeyi kullanmışlardır. Analiz sonucunda Nusselt sayısının boş boru değerlerine göre maksimum 5 kat arttığını gözlemlemişlerdir.

P. Liu ve ark. [19], akış içerisine yerleştirdikleri konik trblatrleri deneysel olarak araştırmışlardır. İ borunun ortasında kalacak olan bir çubuğa konik parçaları yerleştirmişler ve yaptıkları analizlerde eğim açısını, kanatçık sayısını ve kanatçık demetleri arasındaki mesafeyi parametre olarak kullanmışlardır. Bu parametrelerin ısı transferini arttırdığını gözlemlemişlerdir.

S. Rashidi ve ark. [20], akış içerisine yerleştirdikleri türbülatörlerin nümerik analizlerini yapmışlardır. Bir dikdörtgen parçasını farklı oranlarda büküp akış yönüne dik şekilde konumlandırmışlardır. Yaptıkları analizlerde büküm oranlarını parametre olarak kullanmışlardır. Büküm oranlarının değişmesinin akışın çarptığı yüzeyinde değişmesine ve bir çeşit kalınlık parametresinin oluşmasına sebep olduğunu görmüşlerdir. Bu parametrenin dışında türbülatörler arası mesafeyi de parametre olarak kullanmışlardır. Büküm oranı akış içerisindeki türbülans miktarını önemli ölçüde arttırmıştır.

J. Liu ve ark. [21], yapmış oldukları analizde boru tabanına üçgen bir oyuk açmışlar ve bu oyukun türbülanslı akışa olan etkilerini incelemişlerdir. Bu analizlerde oyukun taban ile birleşen kısmını çeşitli açılarda yuvarlamışlar ve parametre olarak kullandıkları bu yuvarlama sayesinde düşük Reynold değerlerinde Nusselt sayısının %10 oranında arttığını gözlemlemişlerdir.

W. Yang ve ark. [22], yapmış oldukları deneyde bir akış kanalının alt ve üstüne dikdörtgen şeklinde türbülötörler yerleştirmişler. Bu türbülötörleri karşılıklı ve çapraz olacak şekilde iki farklı düzende yerleştirmişlerdir. Bu parametrenin haricinde türbülötörlerin arasındaki mesafeyi de değiştirmişlerdir. Analizleri sonucunda Reynolds arttıkça Nusselt sayısında artış ve sürtünme faktöründe de azalış olduğunu gözlemlemişlerdir.

H.E. Fawaz ve ark. [23], yapmış oldukları nümerik analizde dikdörtgen bir kanal içerisine V şeklinde türbülötörler yerleştirmişler. Analizlerinde türbülötörler arası mesafeyi ve türbülötörlerin yüksekliklerini parametre olarak seçmişlerdir.

K. Nanan ve ark. [24], yapmış oldukları deneylerde bir boru içerisine, borunun ortasına gelecek bir çubuğa dikdörtgen türbülötörler ve bükümlü şerit türbülötörler yerleştirip analizlerini yapmışlardır. Bu türbülötörleri yatay şekilde, bir yatay bir dikey şekilde ve artı işareti şeklinde çeşitli aralıklarla yerleştirmişlerdir. Parametre olarak kullandıkları yerleşim düzeni Nusselt sayısında boş boruya göre maksimum 10 katı kadar artış meydana getirdiğini gözlemlemişlerdir.

A. Acır ve ark. [25], güneşten aldığı ısı ile içerisine verilen havanın sıcaklığının artmasını sağlayan bir güneş kolektöründe, deneysel olarak ekserji ve enerji analizlerini yapmışlardır. Yapmış oldukları bu deneyde Gri İlişkisel Analiz yöntemini kullanmışlardır.

C. Muthusamy ve ark. [26], kullanmış oldukları tuzdan arınma sistemi deney setinin daha verimli hale gelmesi için sistemlerine türbülötörler eklemişlerdir. Bu türbülötörlerle birlikte sistemin ekserji ve enerji analizlerini yapmışlardır.

S. Chamoli ve ark. [27], bir boru içerisinde cidara komple temas eden yuvarlak disk şeklinde, üzerinde delikler olan türbülötörleri denemişlerdir. Deneysel tasarımı yaparken Taguchi metodunu kullanmışlardır. Bununla birlikte Grey analizi yöntemini kullanarak da çoklu performans karakteristiklerini belirlemişlerdir.

A. Z. Aghaie ve ark. [28], içerisinde hava geçen bir kanalın tabanına dört köşeli yamuk şeklinde sıralı engeller yerleştirmişlerdir. Bu engellere kanal içinden akan akışkana geçecek şekilde ısı akısı şartı vermişlerdir. Bu düzenin deneysel tasarımını yaparken Taguchi metodunu kullanmışlardır.

N. Çelik ve ark. [29], bir akış içerisinde yerleştirdikleri zikzak şeklindeki türbülatorleri denemişler ve bu deneylerde türbülatorlerin en yüksek noktaları arasındaki mesafeyi parametre olarak kullanmışlardır. Deneylerinde Taguchi yöntemini ve Gri İlişkisel Analiz yöntemini kullanmışlardır. Bu yöntemler ile optimum tasarım parametrelerini ve çoklu performans karakteristiklerini belirlemişlerdir.

E. Turgut ve ark. [30], bir ısı değiştiricisinde enjeksiyon tipli türbülatorler kullanmışlardır. Yaptıkları deneyleri Taguchi yöntemiyle tasarlamışlardır. Bununla birlikte çalışmalarında ANOVA ve Gri İlişkisel Analiz yöntemleriyle de Nu ve f değerlerini optimize etmişlerdir.

İ. Kurtbaş ve ark. [31], yapmış oldukları türbülator deneylerinde ekserji ve enerji analizlerini yapmışlardır. Analizlerinde türbülatorlerinin maksimum %96 ısı transferini arttırdığını gözlemlemişlerdir. Sonuçlarında NTU değerlerini de hesaplamışlar ve grafiklerinde kullanmışlardır.

S. Düzyol [35], çalışmasında 5 parametrelili ve 4 seviyeli ortogonal dizini kullanmıştır. Bu dizinin oluşturduğu tüm deneylerin toplamı 1024 yaparken taguchi metodunu kullanarak çalışmasında 16 deney yapmıştır.

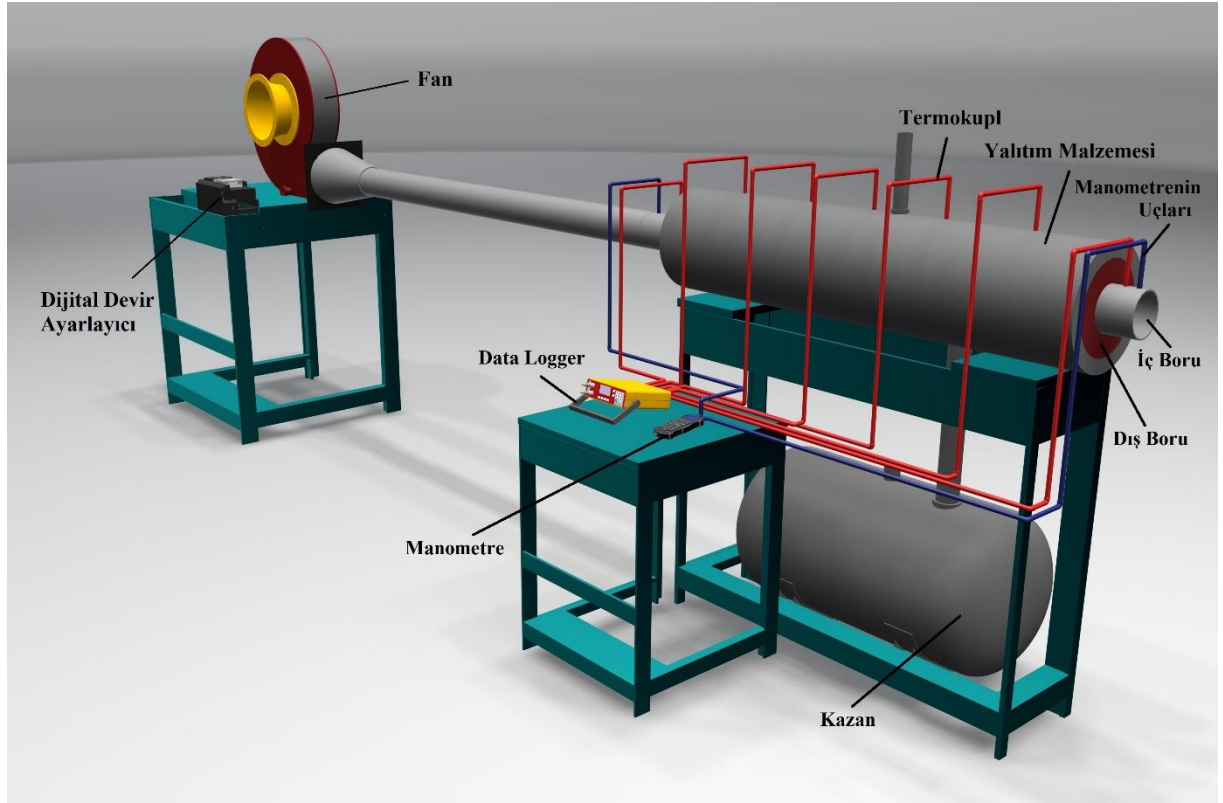
E. Şirin ve ark. [36], yapmış oldukları çalışmalarında Taguchi metodunu kullanmışlar ve bu metot hakkında şunları belirtmişlerdir. Taguchi metodu; deney sayısını azaltması, üretim ve test maliyetlerini düşürmesi sebebiyle mühendislik analizlerinde yaygın olarak kullanılmaktadır. Bununla birlikte optimum işleme koşullarının belirlenmesinde basit, verimli ve sistematik bir yaklaşım sunar.

İ. Uzun ve ark. [37], çalışmalarında parametrelerinin sayısına göre 162 deney yapmaları gerekmektedir taguchi metodunu kullanarak bu sayıyı 54 e düşürmüşler ve hem zamandan hem de maliyetten kar elde etmişlerdir.

2. DENEYSEL ÇALIŞMA

2.1. Deney Setinin Tanıtımı

Bu çalışmada kullanılan deney setinin 3 boyutlu görseli aşağıda verilmiştir.



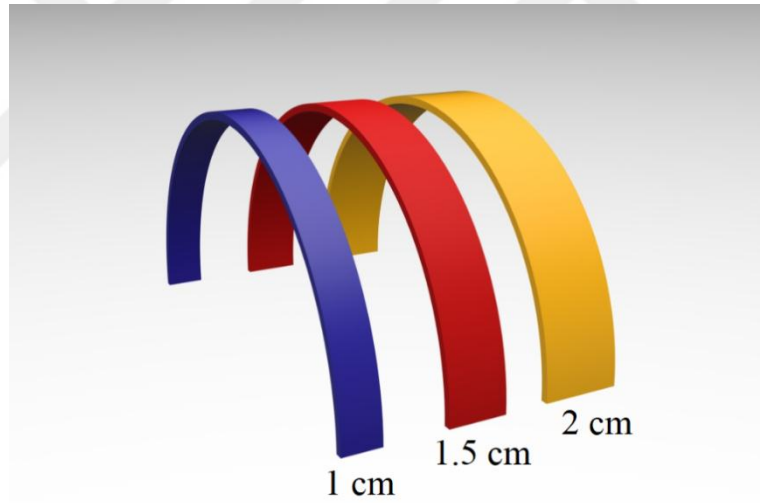
Şekil 2.1 Deney Setinin Gösterimi

Çift borulu eş eksenli ısı değıştiricisi olan deney setinde iç boru uzunluğu 90 cm, iç çapı 6 cm ve 0.1 cm et kalınlığında olan bakır borudan oluşmaktadır. Dış boru olarak adlandırdığımız boru ise iç borunun dış yüzeyini tamamen sarmakta ve içerisinde kazandan gelen su buharı bulunmaktadır. Su buharının dış boru içerisinde bulunmasının sebebi iç borunun cidarında sabit sıcaklık şartını sağlayabilmektir. Dış boru, uzunluğu 75 cm, çapı 25 cm ve et kalınlığı 1 mm olarak belirlenip galvanizli sacdan imal edilmiştir. Isı kaybını minimum seviyelerde tutmak için dış boruya 2 cm kalınlığında cam yünüden yalıtım yapılmıştır.

İçteki borudan geçen hava akımı fan tarafından sağlanmıştır. Fanın çeşitli hızlarda akış oluşturmaları dijital devir ayarlayıcı tarafından sağlanmıştır. Dış boru içerisindeki su

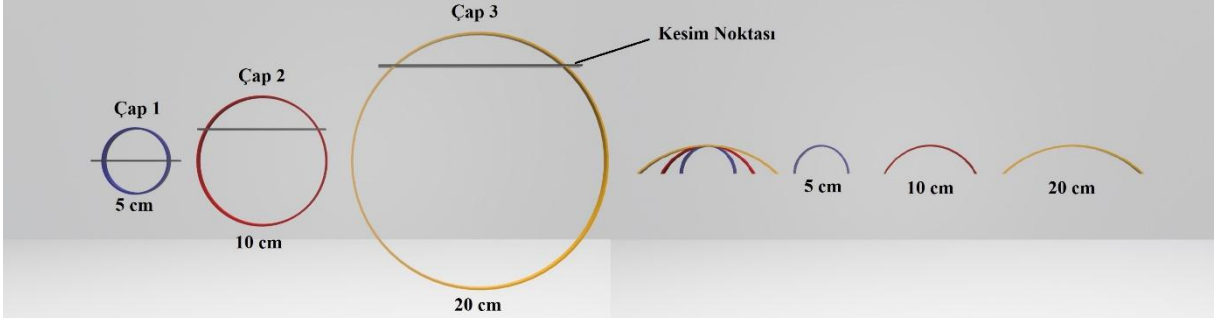
buharını sağlayan kazan 20 lt su kapasitesine sahip olup ve içerisine 1500 W'lık iki adet ısıtıcı yerleştirilmiştir. İ borunun cidarına sabit sıcaklık şartının sağlanıp sağlanmadığını kontrol etmek amacıyla eşit aralıklarla 5 adet ısıtıcı çift yerleştirilmiştir. Bu ısıtıcı çiftlerin haricinde akışın giriş ve çıkış sıcaklığını ölçmek için i borunun girişine ve çıkışına ısıtıcı çiftler yerleştirilmiştir. Deney sırasında meydana gelen basınç değişimlerini ölçmek için Greisingher 3161-07 marka, göstergeli dijital manometre kullanılmıştır.

Deneylerde kullanılan türbülatorleri dairesel şeritler olarak tabir edebiliriz. Bu şeritler çeşitli çaplardaki pvc borulardan kesilerek imal edilmiştir. Dairesel şeritler, i borunun ortasında yer alan 0.8mm çapında bir çubuğun üzerine çeşitli ölçülerde yerleştirilmiştir. Türbülatorlerde tasarım parametresi olarak kalınlık, çap, hatve ve durum kullanılmıştır. Reynolds sayısı ise 19000-76800 değerleri arasında kullanılmıştır. şekil 2.2'de görüldüğü gibi kalınlık parametresine ait değerler 1cm, 1.5cm ve 2 cm olarak seçilmiştir.



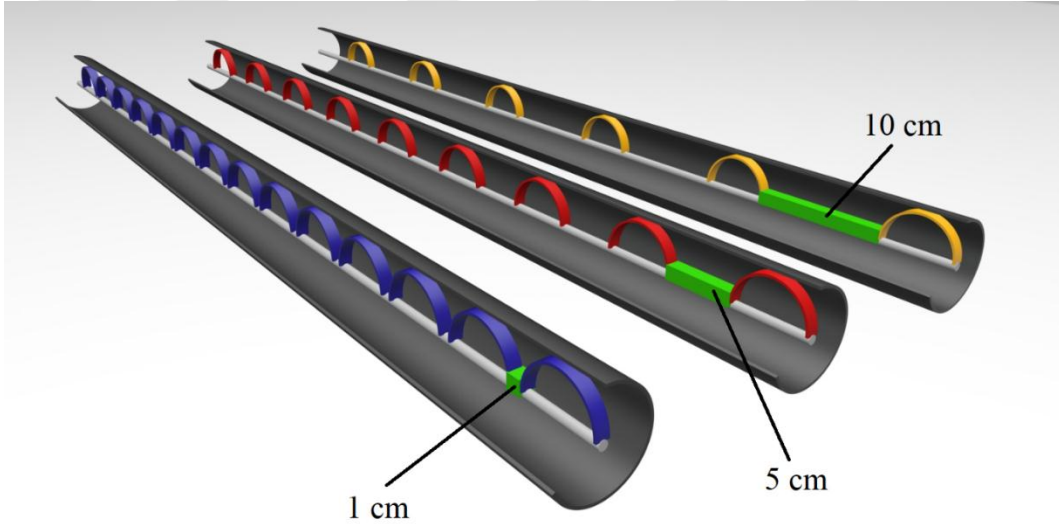
şekil 2.2 Kalınlık parametresinin gösterimi

ap değerleri ise 5 cm, 10 cm ve 20 cm olacak şekilde elde tasarlanmıştır. Kesilecek nokta çemberin en uç noktasından merkeze doğru 2.4 cm uzaklıkta olan çizgi ve merkeze paralel çizgilerin kesiştiği noktalardır. Bu durum şekil 2.3'de gösterilmiştir.



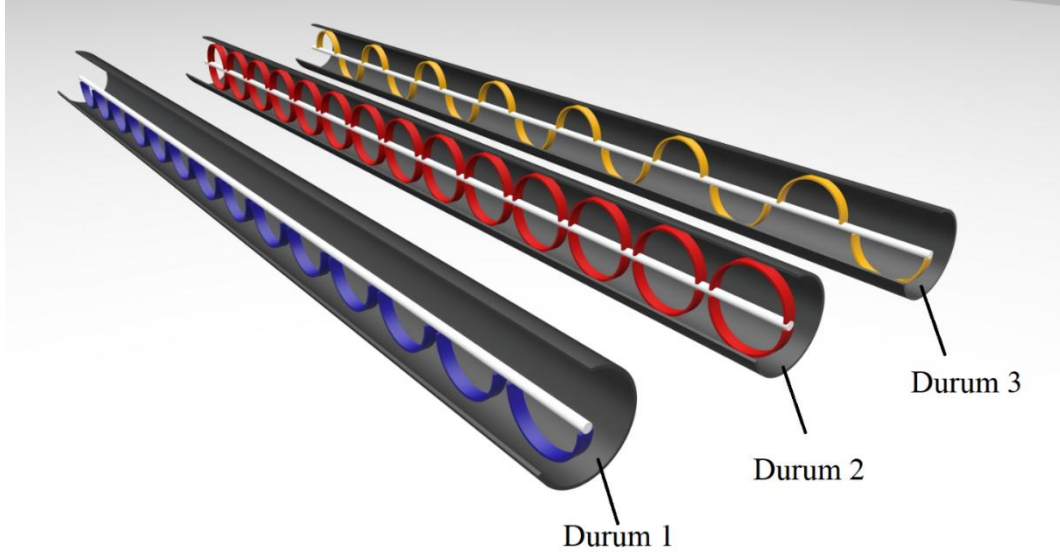
Şekil 2.3 Çap parametresinin gösterimi

Hatve olarak adlandırdığımız parametre ise her bir dairesel şeridin arasındaki mesafeyi anlatmaktadır. Deneylerde 1cm, 5cm ve 10 cm olmak üzere 3 farklı mesafe kullanılmıştır. Bu mesafelerin görseli Şekil 2.4’de verilmiştir.



Şekil 2.4 Hatve değerlerinin gösterimi

Son tasarım parametresi olan durum parametresini de 3 farklı dizilimden oluşmuştur. Bu dizilimler, ilk olarak tüm şeritlerin orta çubuğun altına yerleştirilmesi, ikinci olarak şeritleri çubuğun altına ve üstüne aynı noktalardan yerleştirilmesi, son olarak da şeritlerin çubuğun altına ve üstüne farklı noktalardan yerleştirilmesi şeklindedir. Bu parametrenin gösterimi Şekil 2.5’de verilmiştir.



Şekil 2.5 Durum parametresinin gösterimi

Tez içerisinde kullanılan bu parametrelerin kolay anlatılması için çeşitli kısaltmalar yapılmıştır. Bu kısaltmalar, kalınlık (t), hatve (r), durum (s) ve çap (d) şeklindedir. Bütün parametreler boyutsuz olması için boru iç çapına bölünmüştür. Boru iç çapının sembolü de (k) olarak belirlenmiştir. Parametrelerin boyutlu ve boyutsuz halleri Tablo 2.1’de verilmiştir.

Tablo 2.1 Parametrelerin boyutlu ve boyutsuz halleri

Parametre İsmi	Sembol	Boyutlu değer (cm)	Boyutsuz sembol	Boyutsuz değer
Kalınlık	t	1	t/k	0.167
		1.50		0.25
		2		0.334
Hatve	r	1	r/k	0.167
		5		0.834
		10		1.667
Çap	d	5	d/k	0.834
		10		1.667
		20		3.334
Durum	s	-	s	Durum 1
		-		Durum 2
		-		Durum 3

2.2 Veri Değerlendirmesi

2.2.1 Reynold Sayısı, Nusselt Sayısı ve Sürtünme Faktörü

Deneyleerde parametre olarak da kullandığımız Re sayısı, iç borunun içerisinde geçen hava hızının rüzgârgülü ile ölçülmesi sonucunda hesaplanmıştır:

$$Re = \frac{Vd_i}{\nu} \quad (1)$$

bu denklemde, ν havanın kinematik viskozitesi (giriş-çıkış sıcaklığının ortalamasına göre tablodan elde edilmiştir), V akışkanın hızı, d_i ise iç borunun çapını göstermektedir.

Isı transferi deney sonuçları için kullanılan grafiklerde Nu sayısı kullanılacaktır. Nu sayısı bulunurken;

$$Nu = \frac{h_{ort}d_i}{k} \quad (2)$$

formülü kullanılmıştır. Burada k havanın ısı iletim katsayısı, h_{ort} ise ısı taşınım katsayısıdır. Isı taşınım katsayısını bulurken öncelikle enerji dengesini yazmamız gerekir. Enerji dengesini yazarken iç boruya giren havanın giriş ve çıkış sıcaklık farkından kazandığı ısı enerjisini hesaplanır. Ardından bu enerjinin tamamının taşınım ile transfer edildiğini varsayıp ısı taşınım katsayısı hesaplanır. Bu enerji dengesini şu şekilde yazabiliriz:

$$Q_g = Q_t \quad (3)$$

$$(\rho V A_c) C_p (T_0 - T_i) = h_{ort} A_s LOSF \quad (4)$$

4 numaralı denklemde, ρ akışkan yoğunluğu, V akışkanın hızı, A_c iç borunun kesit alanı, C_p akışkanın özgül ısısı, T_i giriş sıcaklığı, T_0 çıkış sıcaklığı, h_{ort} ortalama ısı taşınım katsayısı, A_s iç borunun yanal alanı, $LOSF$ ise ortalama logaritmik sıcaklık farkını göstermektedir. Ortalama logaritmik sıcaklık farkı çıkış, giriş ve cidar sıcaklığı ile ilişkili olarak aşağıdaki gibi bulunur.

$$LOSF = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (5)$$

$$LOSF = \left(\frac{(T_y - T_i) - (T_y - T_0)}{\ln \frac{T_y - T_i}{T_y - T_0}} \right) \quad (6)$$

6 numaralı denklemde T_y ile göster cidar sıcaklığıdır. 4 numaralı denklemde h_{ort} yalnız bırakılıp, LOSF yerine de 6 numaralı denklem yazılırsa h_{ort} aşağıdaki bulunur.

$$h_{ort} = \frac{(\rho V \frac{\pi d^2}{4}) C_p (T_0 - T_i)}{(\pi d L) LOSF} \quad (7)$$

Dijital manometre yardımıyla ölçülen basınç farkı (Δp) Pa'a çevrildikten sonra Darcy eşitliğinde yerine koyulmuş ve boyutsuz sürtünme kayıp katsayısı bulunmuştur.

$$f = \frac{2 \Delta p d_i}{L \rho V^2} \quad (8)$$

2.2.2 Ekserji, Etkinlik, Entropi ve NTU Hesaplamaları

Bir ısı değiştiricisinde kayıplar genel olarak 3 farklı şekilde gerçekleşir. Bu kayıplar; sürtünmelerden kaynaklanan kayıplar, sıcaklık farkından dolayı olan kayıplar ve çevre ile ısı alış verişinden kaynaklanan kayıplardır. Çevre ile ısı alışverişinden olan kayıplar sistem yalıtımlı olduğu için ihmal edilmiştir. Denklemlerin çıkarılması literatürde mevcut olduğu için son halleri gösterilecektir [32].

Yüzey sıcaklığı sabit olan ısı değiştiricisinde entropi üretimi şu şekildedir.

$$\dot{S}_{top} = \dot{S}_{top,\Delta T} + \dot{S}_{top,\Delta p} \quad (9)$$

$$\dot{S}_{top} = Q_g \frac{\theta_0}{T_i T_0} + \frac{32 \dot{m}^3 f}{\rho^2 \pi^2 d^5} \frac{l}{T_w} \quad (10)$$

Denklem 9 da $\dot{S}_{top,\Delta T}$ sıcaklık farkından kaynaklanan entropiyi, $\dot{S}_{top,\Delta p}$ de sürtünmeden kaynaklanan entropiyi göstermektedir. Denklem 10 denklem 9'un açılımıdır.

İçerisinde türbülator bulunan borunun entropi üretiminin, türbülatorsüz borunun entropi üretimine oranı olan N_S , entropi üretim oranının hesaplanmasında kullanılan en önemli boyutsuz parametredir.

$$N_S = \frac{\dot{S}_{top,tr}}{\dot{S}_{top,bos}} \quad (11)$$

Ekserji sistemin yararlı iş potansiyelini göstermektedir [34]. Yararlı iş tersinir bir süreç sonucunda elde edilen maksimum iştir. Ekserji kaybı ise sistem içerisindeki entropi üretimi ile doğrudan ilişkilidir. Ekserji kaybı aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$I = T_0 (\dot{S}_{top}) \quad (12)$$

Bir ısı değiştiricisinde etkinlik şu şekilde yazılabilir.

$$\varepsilon = \frac{Q_g}{Q_{max}} \quad (13)$$

$$Q_g = \dot{m}C_p(T_0 - T_i) \quad (14)$$

$$Q_{maks} = \dot{m}C_p(T_y - T_i) \quad (15)$$

Denklem 14 de Q_g kazanılan ısı transferi miktarını, denklem 15 de Q_{maks} ise maksimum ısı transferi miktarını göstermektedir.

Denklem 12 denklem 14'e bölünürse boyutsuz ekserji kaybı ya da ekserji kayıp oranı değeri bulunmuş olur. Denklem 16 da E^* ekserji kayıp oranını göstermektedir.

$$E^* = \frac{I}{Q_g} \quad (16)$$

Isı değiştiricilerinde hesaplanması önemli olan bir diğer sayı da 'ısı geçiş birimi sayısı' olarak ifade edilen NTU ' dur.

$$NTU = \frac{A_s U}{C_{min}} \quad (17)$$

$$NTU = \frac{\text{Isı değiştiricisinin ısıl kapasitesi}}{\text{Akışın ısıl kapasitesi}} \quad (18)$$

Denklem 17 deki C_{min} değeri akışkanın ısıl kapasitesidir. Deneylerde tek akışkan kullanıldığı için şöyle ifade edilebilir ($C_{min} = \dot{m}C_p$).

2.2.2 Taguchi, Gri İlişkisel Analizi ve ANOVA

Bir çalışmanın Taguchi deneysel tasarım metodu ile analiz edilebilmesi için 3 aşamadan geçmesi gerekir. Bunlar; sistem tasarımı, parametre tasarımı ve toleras tasarımıdır. Sistem tasarımında, deneylerde kullanacağımız parametreler belirlenir. Bu sebeple ilk aşamadır. Bu çalışmada, tasarım parametreleri olarak Re sayısı, hatve, durum, kalınlık ve çap belirlenmiştir. Parametre tasarımı ise; hedef değerin karakteristiklerinin belirlendiği, optimum seviyelerin elde edilebilmesi için kontrol edilemeyen faktörlerin minimum seviyeye indirildiği ve parametrelerin hangi seviyelerinin deneysel tasarıma katılacağının tespit edildiği bölümdür. Bu bölümde, aynı zamanda deneysel tasarım konusunda sıkça karşımıza çıkacak olan iki kavram yer almaktadır. Ortogonal dizin ve S/N yani sinyal / gürültü oranı. Ortogonal tasarım ile yapılması gerekenden çok daha az sayıda

deneyle sonuca ulaşılabilir. S/N oranı ise süreçte meydana gelen değişkenliğin bir ölçüsü olarak adlandırılabilir. Son aşama ise tolerans tasarımıdır ve bu aşamda deneysel tasarım çalışması neticesinde istenilen sonuçlara ulaşamadığı durumda yapılacak olan çalışmadır. Elde edilen değerlerin hedef değerden sapması bulunur ve bu sapma değerlerin azaltılmasına çalışılır.

Taguchi yönteminde gerçekleştirilen çalışmanın hedef değerleri belirlenir. Bu çalışma için hedef değerler Nusselt sayısı ve sürtünme faktörüdür. Hedef değerler maksimum ya da minimum olabilir. Çalışmamızda Nusselt sayısı için maksimize, sürtünme faktörünü ise minimize etmektir.

Taguchi deneysel tasarım yönteminde, deneysel çalışma neticesinde elde edilen değerler ile istenilen değer arasındaki sapmanın bulunabilmesi için bir kayıp fonksiyonu kullanılır ve bu fonksiyon sinyal-gürültü oranına (S/N) dönüştürülür. Birkaç farklı S/N oranı mevcuttur; bu çalışmada kullanılan iki S/N oranı vardır. Bunlar; en küçük en iyi (LB: lower is better) ve en büyük en iyidir (HB: higher is better). Bütün çalışmalarda amaç ısı transferini artırmak olduğundan Nusselt sayısı için HB, kayıp anlamına gelen sürtünme faktörü için ise LB kullanılmıştır [32].

$$L_{HB} = \frac{1}{n_i} \sum_{i=1}^n \frac{1}{y_i^2} \quad (19)$$

$$L_{LB} = \frac{1}{n_i} \sum_{i=1}^n y_i^2 \quad (20)$$

Bu denklemlerde yer alan y_i elde edilen sonucu, n ise gerçekleştirilen deney sayısını göstermektedir.

S/N oranını ifade eden n_{ij} ifadesi; j . deneydeki i . karakteristik performansını belirtmektedir. S/N oranını veren ifade aşağıdadır.

$$\eta_{ij} = -10 \log(L_{ij}) \quad (21)$$

Literatürde Varyans Analizi olarak geçen ANOVA (Analysis of Variance), çalışmaların gerçekleştirilmesi için belirlenen parametrelerin hangilerinin sonuç (performans karakteristikleri; Nu , f) üzerinde istatistiksel olarak anlamlı olduğunu görmemizi sağlamaktadır. Hem S/N oranı hem de ANOVA sonuçları kullanılarak optimum tasarım parametreleri tespit edilir. Son aşama olarak da doğrulama deneyleri yapılarak çalışmanın geçerliliği test edilir.

$$S_m = \frac{(\sum n_i)^2}{j} \quad S_T = \sum n_i^2 - S_m \quad (22)$$

$$S_A = \frac{(\sum n_{Ai}^2)^2}{N} - S_m \quad S_E = S_T - \sum S_A \quad (23)$$

$$V_A = \frac{S_A}{f_A} \quad F_{A0} = \frac{V_A}{V_E} \quad (24)$$

Burada:

S_T :Toplam karelerinin toplamı

S_m :Ortalamaların karelerinin toplamı

S_A :A parametresinin karelerinin toplamıdır (bu çalışmada A, Reynolds sayısını göstermektedir)

S_E :hataların karelerinin toplamıdır

η_{ij} :ise her bir deneyin η değeridir

j :ortogonal dizindeki deney sayısıdır

η_{Ai} :A parametresinin i . seviyesinin toplamıdır

n :A parametresinin her bir seviyesinin tekrar sayısıdır

f_A :A parametresinin serbestlik derecesidir

V_A :A parametresinin varyansıdır.

Gri ilişki analiz yönteminde çoklu performans karakteristikleri araştırılır. Yani, yukarıda bahsedildiği gibi Taguchi metodu ile Nusselt ya da sürtünme faktörü için ayrı ayrı sonuçlara varılmaktaydı. Gri İlişkisel Analiz yönteminde ise; incelenen performans karakteristikleri beraber değerlendirilerek optimum parametre seviyeleri hesaplanır. Bu çalışma özelinde örnek verecek olursak; hem Nusselt sayısının en büyük hem de sürtünme faktörünün en küçük olduğu durumlar göz önüne alınarak optimizasyona gidilir.

$$r(x_0(k), x_i(k)) = \frac{\min_i \min_k |x_0(k) - x_i(k)| + \xi \max_i \max_k |x_0(k) - x_i(k)|}{|x_0(k) - x_i(k)| + \xi \max_i \max_k |x_0(k) - x_i(k)|} \quad (25)$$

yukarıdaki denklemde $x_i(k)$; k . performans karakteristiğinin i . deneyde olan ve ξ katsayısı $\xi \in [0, 1]$ olmak üzere normleştirilmiş değeridir. ξ değeri gerçek sistemin ihtiyacına göre belirlenmektedir. Gri ilişkiler değeri, gri ilişki katsayılarının ağırlıklı toplamlarıdır. Aşağıdaki gibi bulunur;

$$r(x_0, x_i) = \frac{1}{m} \sum_{k=1}^m r(x_0(k), x_i(k)) \quad (26)$$

burada m incelenen performans karakteristiklerinin sayısıdır.

3. ISI TRANSFERİ VE BASINÇ KAYBI ANALİZİ

Bu kısımda deneylerini yaptığımız türbülatorlerin ısı transferine ve sürtünme faktörüne olan etkileri gösterildi. Isı transferine olan etkileri görmek için tüm grafikler, Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi formatında gösterilmiştir. Sürtünme faktörüne olan etkileri görmek içinde grafikler f 'nin (sürtünme faktörünün) Reynolds sayısı ile değişimi formatında gösterilmiştir. Grafikler çizilirken 3 durum parametresi altında kalınlık, çap ve adım mesafesinin değişimleri incelenmiştir. Grafiklerde kıyas yapabilmek için boş boru değerlerine de yer verilmiştir. Toplamda 81 adet grafik olduğu için her parametrenin en yüksek Nusselt sayısına sahip olduğu grafiklere burada yer verilmiştir.

Türbülatorlü deney sonuçlarından önce boş boru deney sonuçları elde edilmiştir. Bu sonuçlar literatürde yer alan Dittus-Boelter [39], Gnielinski [40] ve Petukhov [41] tarafından geliştirilen bağıntılarla kıyaslanmıştır. Bu bağıntıların Pr ve Re sayısına bağlı olarak gösterimleri şu şekildedir:

Dittus-Boelter tarafından önerilen Nu bağıntısı:

$$Nu = 0.023Re^{0.8}Pr^{0.4} \quad [0.7 \leq Pr \leq 160 \text{ ve } Re > 10,000] \quad (27)$$

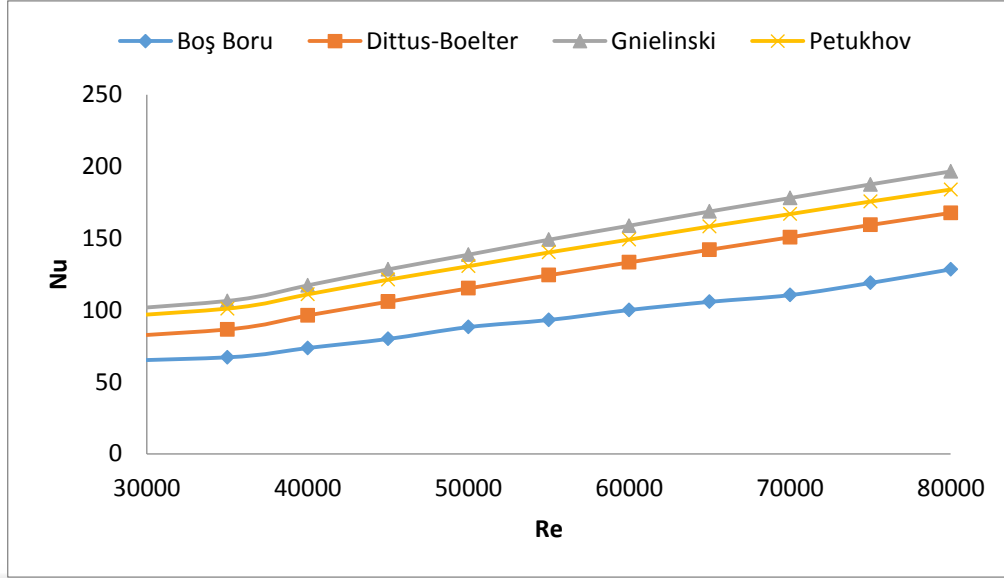
Gnielinski tarafından önerilen Nu bağıntısı:

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(Re-1000)Pr}{1+12.7\left(\frac{f}{8}\right)^{0.5}(Pr^{2/3}-1)} \quad [0.5 \leq Pr \leq 2000 \text{ ve } 3 * 10^3 < Re < 5 * 10^6] \quad (28)$$

Petukhov tarafından önerilen Nu bağıntısı:

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)RePr}{1.07+12.7\left(\frac{f}{8}\right)^{0.5}(Pr^{2/3}-1)} \quad [0.5 \leq Pr \leq 2000 \text{ ve } 10^4 < Re < 5 * 10^6] \quad (29)$$

Şekil 3.1'de bu bağıntılar ile deneysel boş boru sonuçlarının karşılaştırılması yapılmıştır. Deneysel sonuçlarda fazla bir sapma olmadığı özellikle pürüzsüz borularda kullanılan Dittus-Boelter bağıntısıyla %23 oranında sapma olduğu görülmüştür.

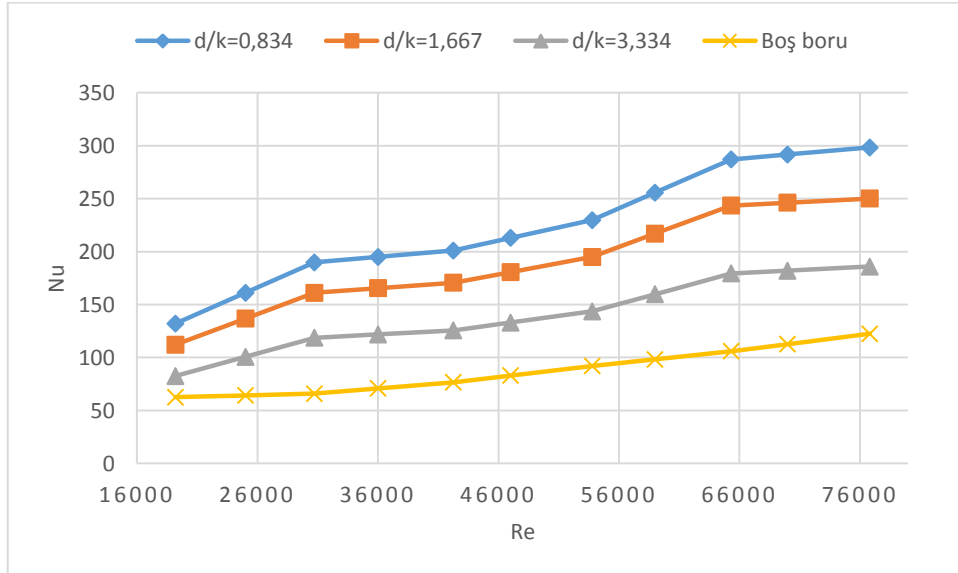


Şekil 3.1 Boş boru Nu sayılarının ampirik bağıntılarla kıyaslanması

3.1. Deney Sonuçlarının Birinci Kanuna Göre İncelenmesi

3.1.1. s1 İçin Isı Transferi Sonuçları

Yapılan deneylerde s1 içerisinde çap parametresi için ısı transferine en yüksek etkiyi gösteren kombinasyon, $r/k=0.167$ ve $t/k=0.334$ olduğu kombinasyondur. Bu durum şekil 3.2’de gösterilmiştir.

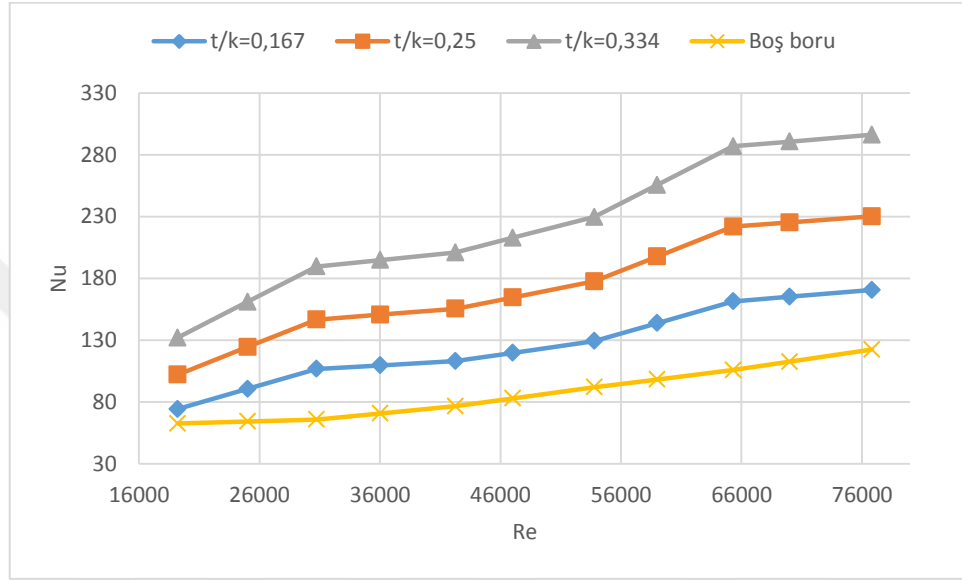


Şekil 3.2 s1 – r1 – t3 olduğu kombinasyonda çap parametresinin Nu-Re değişimi

Şekil 3.2’de görüldüğü gibi boş boruya göre en yüksek Nu sayısı artışı $d/k=0.834$ de meydana gelmiştir. $d/k=3.334$ boş boruya göre %40, $d/k=1.667$ boş boruya göre %85,

$d/k=0.834$ ise boş boruya göre %125 Nu sayısını arttırmıştır. Grafikte de görüldüğü gibi en küçük çap değeri ısı transferi miktarını daha çok arttırmıştır.

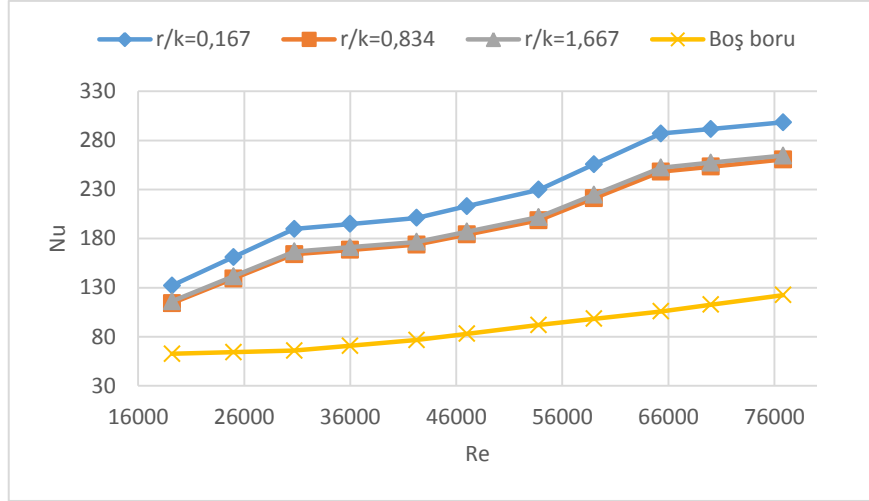
Yapılan deneylerde $s1$ içerisinde kalınlık parametresi için ısı transferine en yüksek etkiyi gösteren kombinasyon $r/k=0.167$ ve $d/k=0.834$ olduğu kombinasyondur. Bu durum şekil 3.3’de gösterilmiştir.



Şekil 3.3 $s1- r1- d1$ olduğu kombinasyonda kalınlık parametresinin Nu-Re değişimi

Şekil 3.3’de görüldüğü gibi boş boruya göre en yüksek Nu sayısı artışı $t/k=0.334$ de meydana gelmiştir. $t/k=0.167$ boş boruya göre %30, $t/k=0.25$ boş boruya göre %75, $t/k=0.334$ ise boş boruya göre %125 Nu sayısını arttırmıştır. Grafikte de görüldüğü gibi en büyük kalınlık değeri ısı transferi miktarını daha çok arttırmıştır.

Yapılan deneylerde $s1$ içerisinde hatve için ısı transferine en yüksek etkiyi gösteren kombinasyon $d/k=0.834$ ve $t/k=0.334$ olduğu kombinasyondur. Bu durum şekil 3.4’de gösterilmiştir.

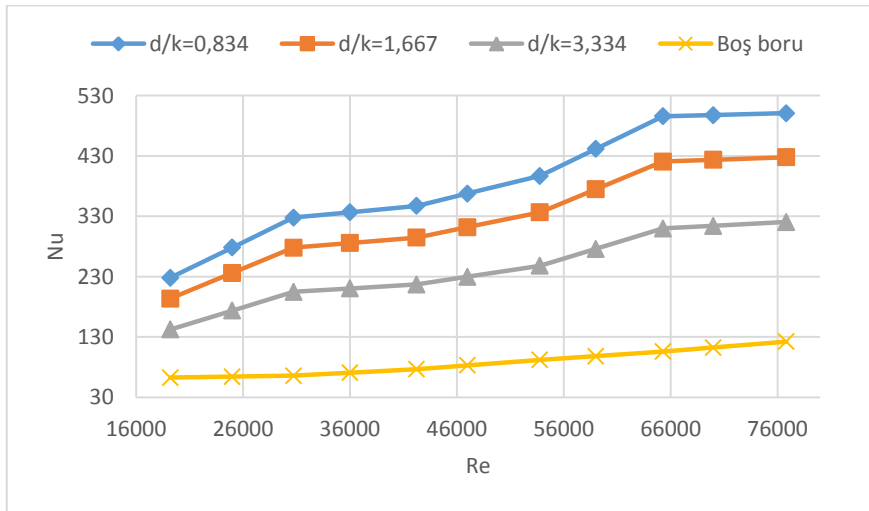


Şekil 3.4 s1- d1- t3 olduğu kombinasyonda hatvenin Nu-Re değişimi

Şekil 3.4’de görüldüğü gibi boş boruya göre en yüksek Nu sayısı artışı $r/k=0.167$ de meydana gelmiştir. $r/k=0.834$ ve $r/k=1.667$ deki Nu sayısındaki artış miktarı hemen hemen aynıdır ve boş boruya göre %100 artış sağlamıştır. $r/k=0.167$ de boş boruya göre %125 miktarında Nu sayısı artmıştır. Grafikte de görüldüğü gibi en küçük hatve değeri ısı transferi miktarını daha çok arttırmıştır.

3.1.2. s2 İçin Isı Transferi Sonuçları

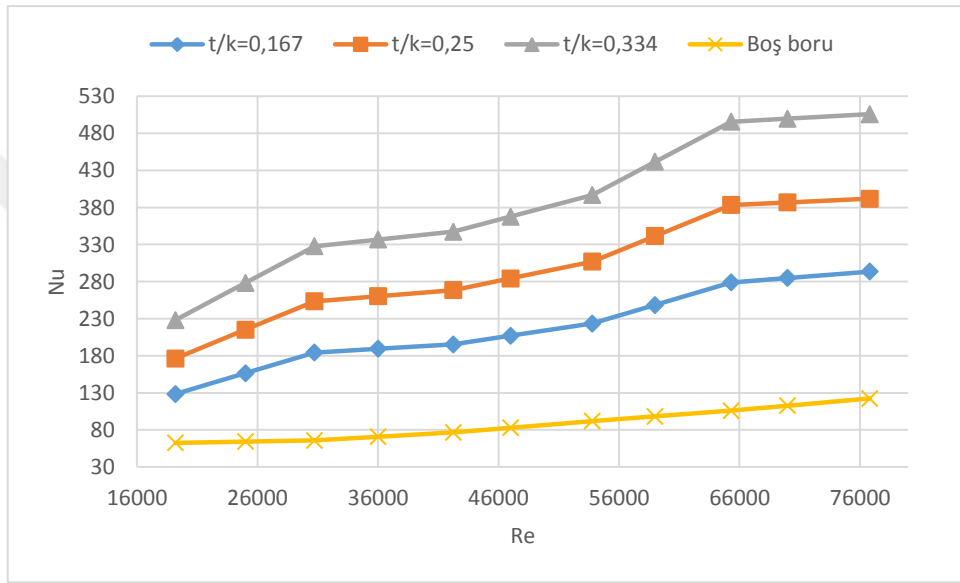
Yapılan deneylerde s2 içerisinde çap parametresi için ısı transferine en yüksek etkiyi gösteren kombinasyon $r/k=0.167$ ve $t/k=0.334$ olduğu kombinasyondur. Bu durum şekil 3.5’de gösterilmiştir.



Şekil 3.5 s2- r1- t3 olduğu kombinasyonda çap parametresinin Nu-Re değişimi

Şekil 3.5’de görüldüğü gibi boş boruya göre en yüksek Nu sayısı artışı $d/k=0.834$ de meydana gelmiştir. $d/k=3.334$ boş boruya göre % 145, $d/k=1.667$ boş boruya göre % 230, $d/k=0.834$ ise boş boruya göre % 295 Nu sayısını arttırmıştır. Grafikte de görüldüğü gibi en küçük çap değeri ısı transferi miktarını daha çok arttırmıştır.

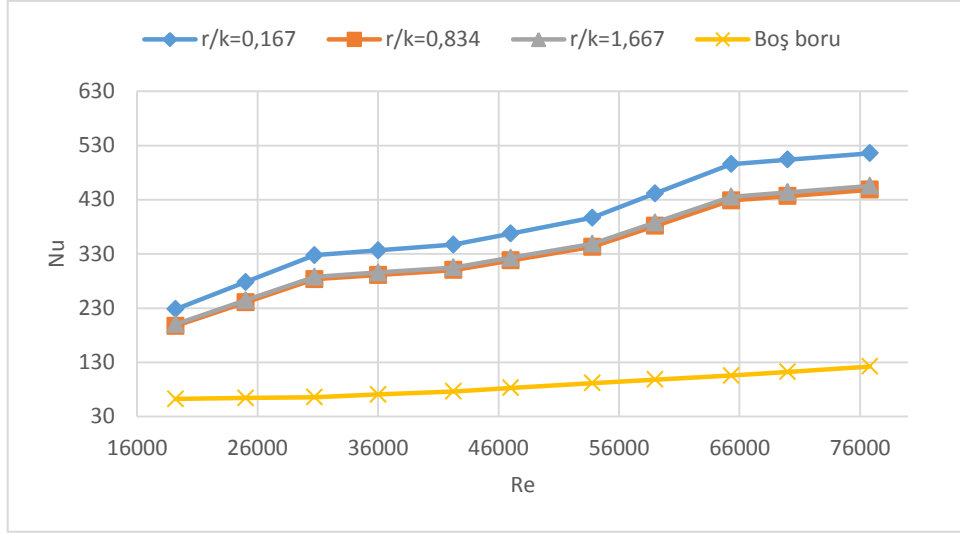
Yapılan deneylerde s2 içerisinde kalınlık parametresi için ısı transferine en yüksek etkiyi gösteren kombinasyon $r/k=0.167$ ve $d/k=0.834$ olduğu kombinasyondur. Bu durum şekil 3.6’da de gösterilmiştir.



Şekil 3.6 s2- r1- d1 olduğu kombinasyonda kalınlık parametresinin Nu-Re değişimi

Şekil 3.6’da görüldüğü gibi boş boruya göre en yüksek Nu sayısı artışı $t/k=0.334$ de meydana gelmiştir. $t/k=0.167$ boş boruya göre % 120, $t/k=0.25$ boş boruya göre % 205, $t/k=0.334$ ise boş boruya göre % 295 Nu sayısını arttırmıştır. Grafikte de görüldüğü gibi en büyük kalınlık değeri ısı transferi miktarını daha çok arttırmıştır.

Yapılan deneylerde s2 içerisinde hatve için ısı transferine en yüksek etkiyi gösteren kombinasyon $d/k=0.834$ ve $t/k=0.334$ olduğu kombinasyondur. Bu durum şekil 3.7’de gösterilmiştir.

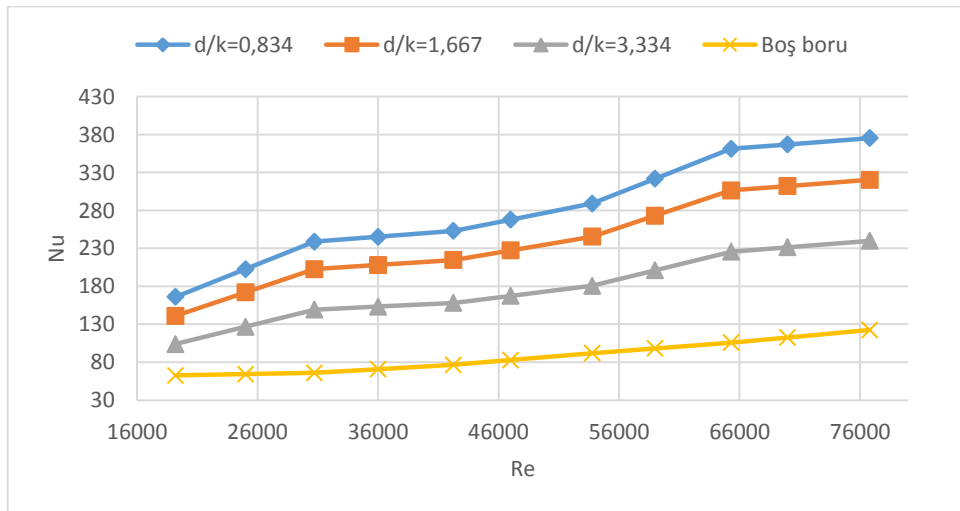


Şekil 3.7 s2- d1- t3 olduğu kombinasyonda hatvenin Nu-Re değişimi

Şekil 3.7’de görüldüğü gibi boş boruya göre en yüksek Nu sayısı artışı $r/k=0.167$ de meydana gelmiştir. $r/k=0.834$ ve $r/k=1.667$ deki Nu sayısındaki artış miktarı hemen hemen aynıdır ve boş boruya göre %245 artış sağlamıştır. $r/k=0.167$ de ise boş boruya göre %295 miktarında Nu sayısını arttırmıştır. Grafikte de görüldüğü gibi en küçük hatve değeri ısı transferi miktarını daha çok arttırmıştır.

3.1.3. s3 İçin Isı Transferi Sonuçları

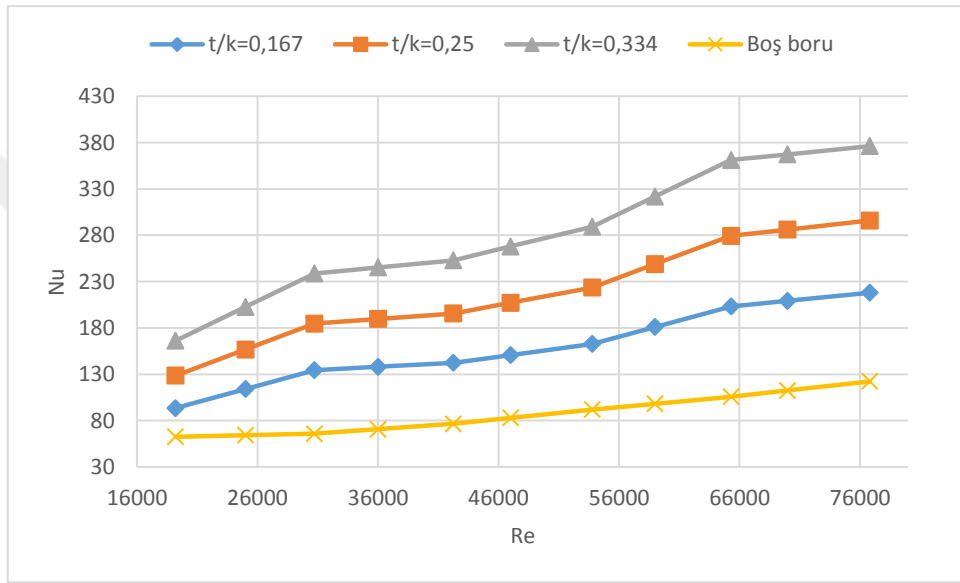
Yapılan deneylerde s3 içerisinde çap parametresi için ısı transferine en yüksek etkiyi gösteren kombinasyon $r/k=0.167$ ve $t/k=0.334$ olduğu kombinasyondur. Bu durum şekil 3.8’de gösterilmiştir.



Şekil 3.8 s3- r1- t3 olduğu kombinasyonda çap parametresinin Nu-Re değişimi

Şekil 3.8’de görüldüğü gibi boş boruya göre en yüksek Nu sayısı artışı $d/k=0.834$ de meydana gelmiştir. $d/k=3.334$ boş boruya göre % 80, $d/k=1.167$ boş boruya göre % 145, $d/k=0.834$ ise boş boruya göre % 185 Nu sayısını arttırmıştır. Grafikte de görüldüğü gibi en küçük çap değeri ısı transferi miktarını daha çok arttırmıştır.

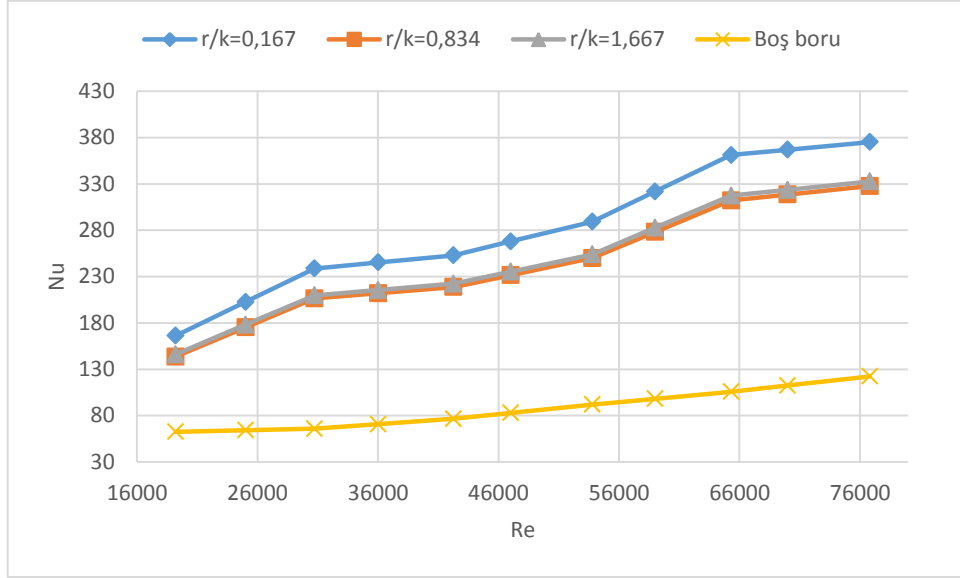
Yapılan deneylerde s3 içerisinde kalınlık parametresi için ısı transferine en yüksek etkiyi gösteren kombinasyon $r/k=0.167$ ve $d/k=0.834$ olduğu kombinasyondur. Bu durum şekil 3.9’da gösterilmiştir.



Şekil 3.9 s3- r1- d1 olduğu kombinasyonda kalınlık parametresinin Nu-Re değişimi

Şekil 3.9’da görüldüğü gibi boş boruya göre en yüksek Nu sayısı artışı $t/k=0.334$ de meydana gelmiştir. $t/k=0.167$ boş boruya göre % 60, $t/k=0.25$ boş boruya göre % 120, $t/k=0.334$ ise boş boruya göre % 185 Nu sayısını arttırmıştır. Grafikte de görüldüğü gibi en büyük kalınlık değeri ısı transferi miktarını daha çok arttırmıştır.

Yapılan deneylerde s3 içerisinde hatve için ısı transferine en yüksek etkiyi gösteren kombinasyon $d/k=0.834$ ve $t/k=0.334$ olduğu kombinasyondur. Bu durum şekil 3.10’da gösterilmiştir.



Şekil 3.10 s3- d1- t3 olduğu kombinasyonda hatvenin Nu-Re değişimi

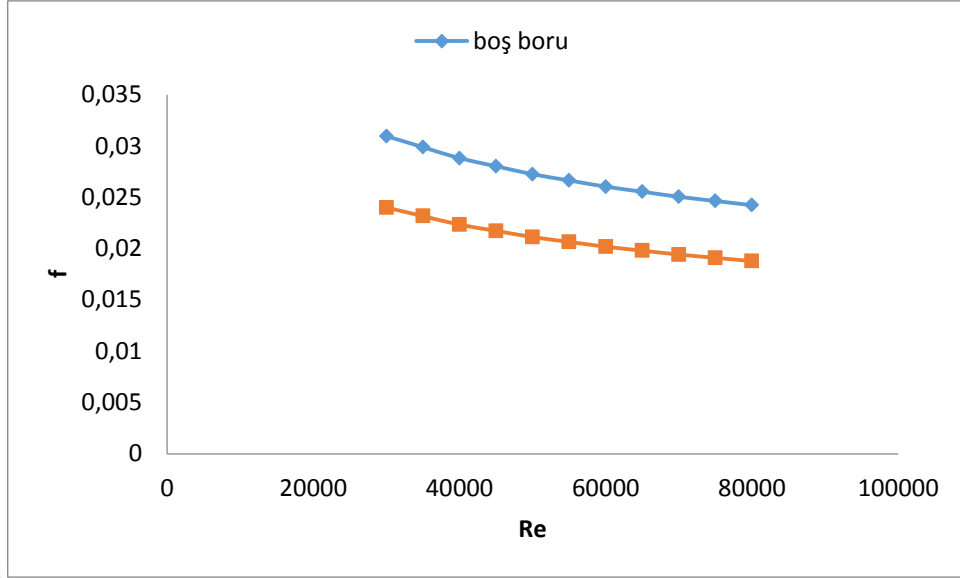
Şekil 3.10'da görüldüğü gibi boş boruya göre en yüksek Nu sayısı artışı $r/k=0.167$ de meydana gelmiştir. $r/k=0.834$ ve $r/k=1.667$ deki Nu sayısındaki artış miktarı hemen hemen aynıdır ve boş boruya göre %145 artış sağlamıştır. $r/k=0.167$ de ise boş boruya göre % 185 miktarında Nu sayısını arttırmıştır. Grafikte de görüldüğü gibi en küçük hatve değeri ısı transferi miktarını daha çok arttırmıştır.

3.2. Tasarım Parametrelerinin Basınç Kaybına Olan Etkileri

Bu bölümde basınç kaybına ait grafikler Reynold sayısındaki değişime göre verilecektir. Bölüm 3.1 deki Nu-Re grafiklerinde kullanılan deneylerin basınç düşüşüne olan etkilerini görmek için aynı deney dizilimlerinin sürtünme faktörü grafiklerine yer verilmiştir. Türbülantörli deney sonuçlarından önce boş boru deney sonuçlarını literatürde yer alan Blasius [42] denklemiyle kıyaslaması yapılmıştır. Blasius denklemi aşağıdaki şekildedir.

$$f = 0.316Re^{-0.25} \quad (30)$$

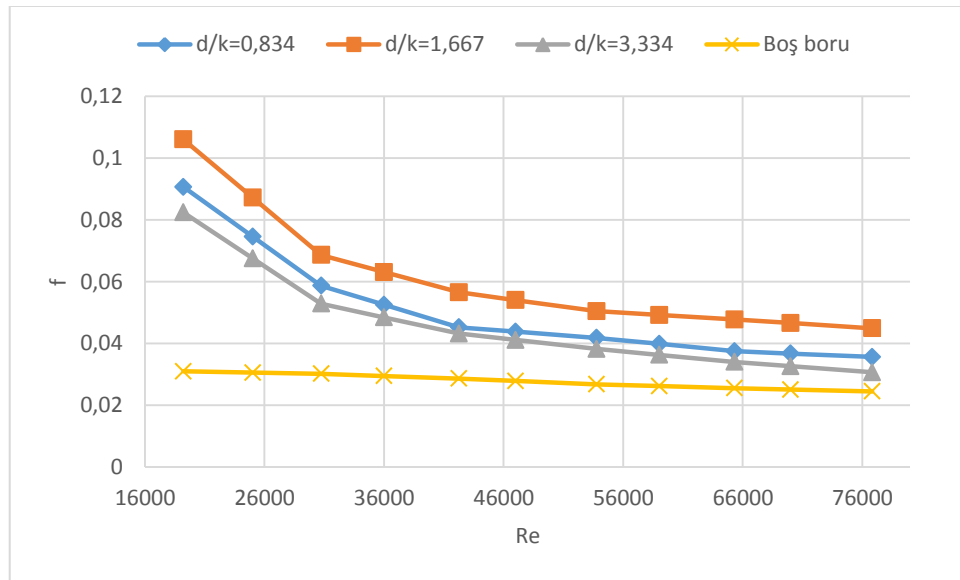
Şekil 3.11'de boş boru sürtünme faktörü ile Blasius denkleminin kıyaslanması yapılmıştır ve %28 sapma görülmüştür.



Şekil 3.11 Boş boru sürtünme faktörü ve Blasius denklemleriyle kıyaslanması

3.2.1. s1 İçin Sürtünme Faktörü Sonuçları

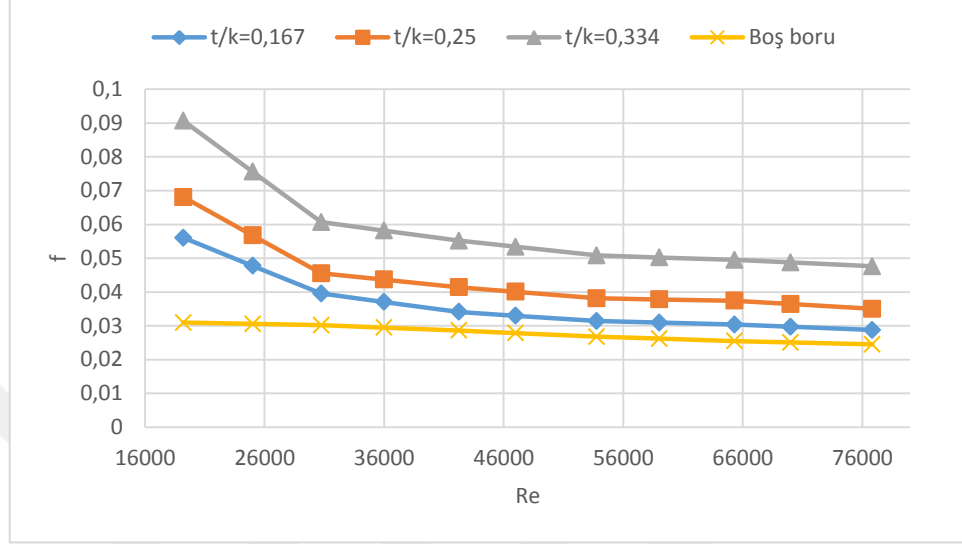
Yapılan deneylerde s1 içerisinde çap parametresi için ısı transferine en yüksek etkiyi gösteren kombinasyon $r/k=0.167$ ve $t/k=0.334$ olduğu kombinasyondur. Bu kombinasyonun sürtünme faktörüne olan etkisi şekil 3.12'de gösterilmiştir.



Şekil 3.12 s1- r1- t3 olduğu kombinasyonda çap parametresinin f-Re değişimi

Şekil 3.12'de görüldüğü gibi boş boruya göre en yüksek sürtünme faktörü artışı $d/k=1.667$ de meydana gelmiştir. En düşük sürtünme faktörü artışı ise $d/k=3.334$ de meydana gelmiştir.

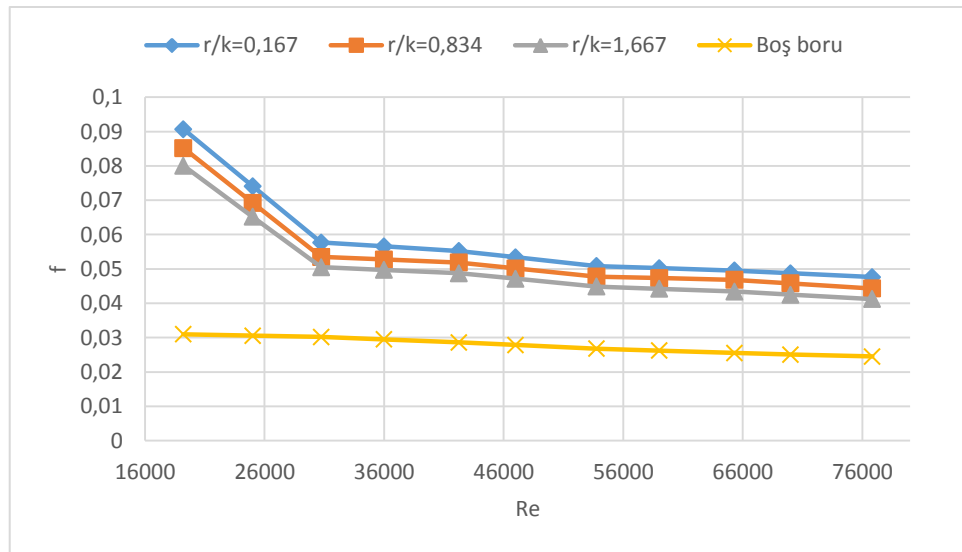
Yapılan deneylerde s1 içerisinde kalınlık parametresi için ısı transferine en yüksek etkiyi gösteren kombinasyon $r/k=0.167$ ve $d/k=0.834$ olduğu kombinasyondur. Bu kombinasyonun sürtünme faktörüne olan etkisi şekil 3.13’de gösterilmiştir.



Şekil 3.13 s1- r1- d1 olduğu kombinasyonda kalınlık parametresinin f-Re değişimi

Şekil 3.13’de görüldüğü gibi boş boruya göre en yüksek sürtünme faktörü artışı $t/k=0.334$ meydana gelmiştir. En düşük sürtünme faktörü artışı ise $t/k=0.167$ de meydana gelmiştir.

Yapılan deneylerde s1 içerisinde hatve için ısı transferine en yüksek etkiyi gösteren kombinasyon $d/k=0.834$ ve $t/k=0.334$ olduğu kombinasyondur. Bu kombinasyonun sürtünme faktörüne olan etkisi Şekil 3.14’de gösterilmiştir.

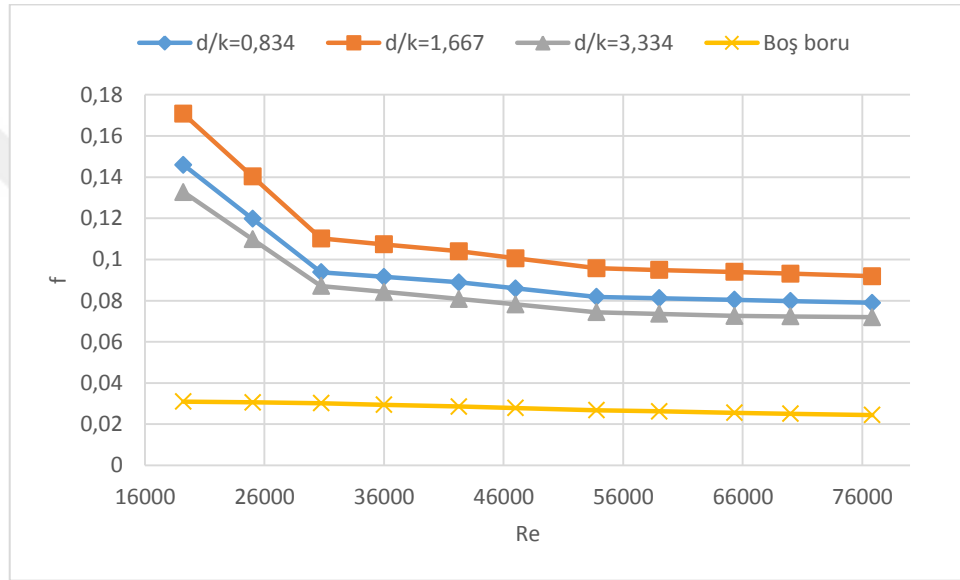


Şekil 3.14 s1- d1- t3 olduğu kombinasyonda hatvenin f-Re değişimi

Şekil 3.14’de görüldüğü gibi boş boruya göre en yüksek sürtünme faktörü artışı $r/k=0.167$ de meydana gelmiştir. En düşük sürtünme faktörü artışı ise $r/k=1.667$ de meydana gelmiştir.

3.2.2. s2 İçin Sürtünme Faktörü Sonuçları

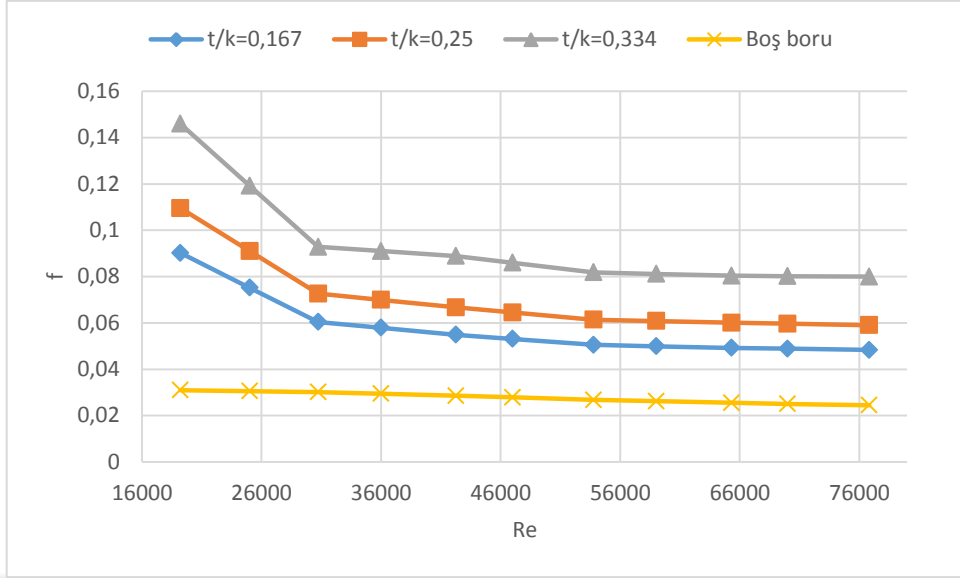
Yapılan deneylerde s2 içerisinde çap parametresi için ısı transferine en yüksek etkiyi gösteren kombinasyon $r/k=0.167$ ve $t/k=0.334$ olduğu kombinasyondur. Bu kombinasyonun sürtünme faktörüne olan etkisi şekil 3.15’de gösterilmiştir.



Şekil 3.15 s2- r1- t3 olduğu kombinasyonda çap parametresinin f-Re değişimi

Şekil 3.15’de görüldüğü gibi boş boruya göre en yüksek sürtünme faktörü artışı $d/k=1.667$ de meydana gelmiştir. En düşük sürtünme faktörü artışı ise $d/k=3.334$ de meydana gelmiştir.

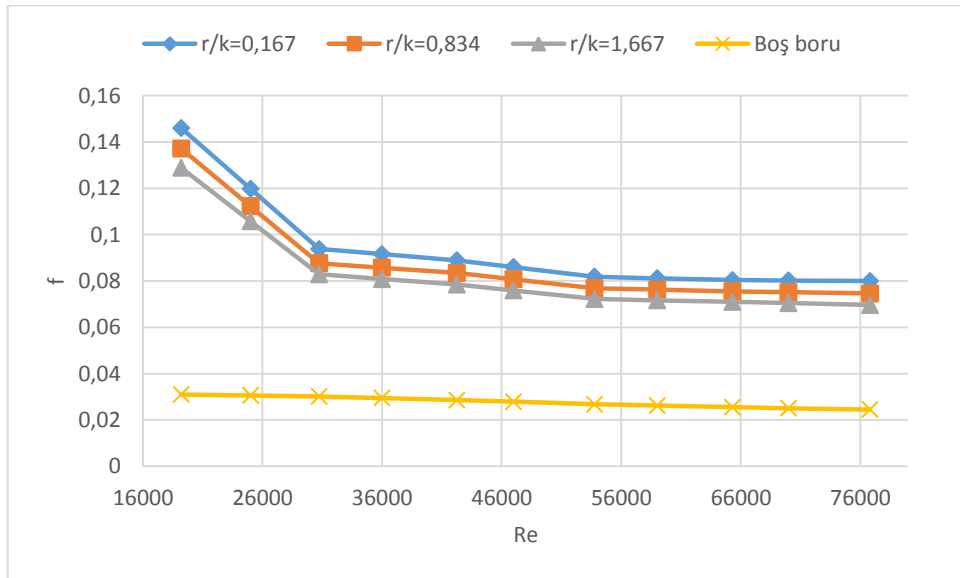
Yapılan deneylerde s2 içerisinde kalınlık parametresi için ısı transferine en yüksek etkiyi gösteren kombinasyon $r/k=0.167$ ve $d/k=0.834$ olduğu kombinasyondur. Bu kombinasyonun sürtünme faktörüne olan etkisi şekil 3.16’da gösterilmiştir.



Şekil 3.16 s2- r1- d1 olduğu kombinasyonda kalınlık parametresinin f-Re değişimi

Şekil 3.16’da görüldüğü gibi boş boruya göre en yüksek sürtünme faktörü artışı $t/k=0.334$ de meydana gelmiştir. En düşük sürtünme faktörü artışı ise $t/k=0.167$ de meydana gelmiştir.

Yapılan deneylerde s2 içerisinde hatve için ısı transferine en yüksek etkiyi gösteren kombinasyon $d/k=0.834$ ve $t/k=0.334$ olduğu kombinasyondur. Bu kombinasyonun sürtünme faktörüne olan etkisi şekil 3.17’de gösterilmiştir.

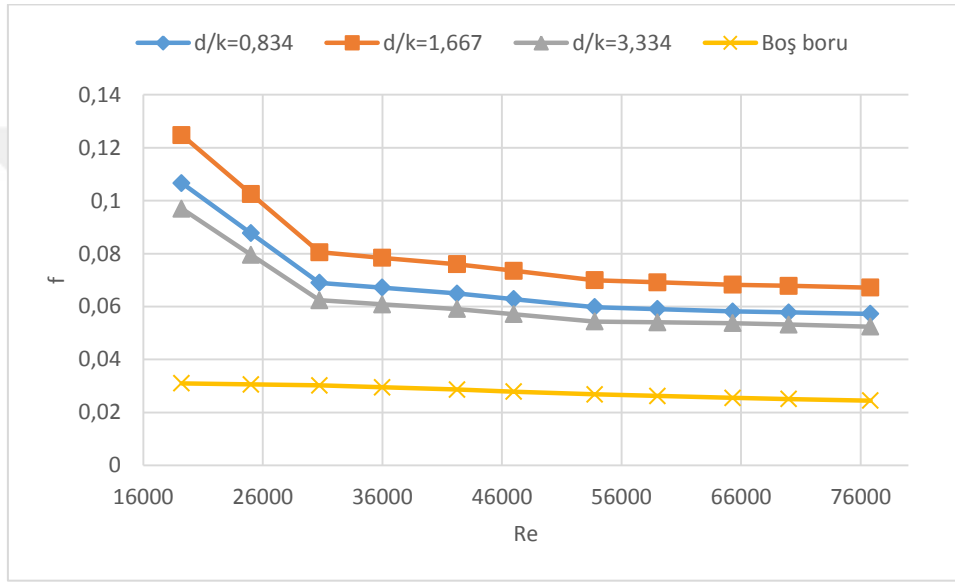


Şekil 3.17 s2- d1- t3 olduğu kombinasyonda hatvenin f-Re değişimi

Şekil 3.17’de görüldüğü gibi boş boruya göre en yüksek sürtünme faktörü artışı $r/k=0.167$ de meydana gelmiştir. En düşük sürtünme faktörü artışı ise $r/k=1.667$ de meydana gelmiştir.

3.2.3. s3 İçin Sürtünme Faktörü Sonuçları

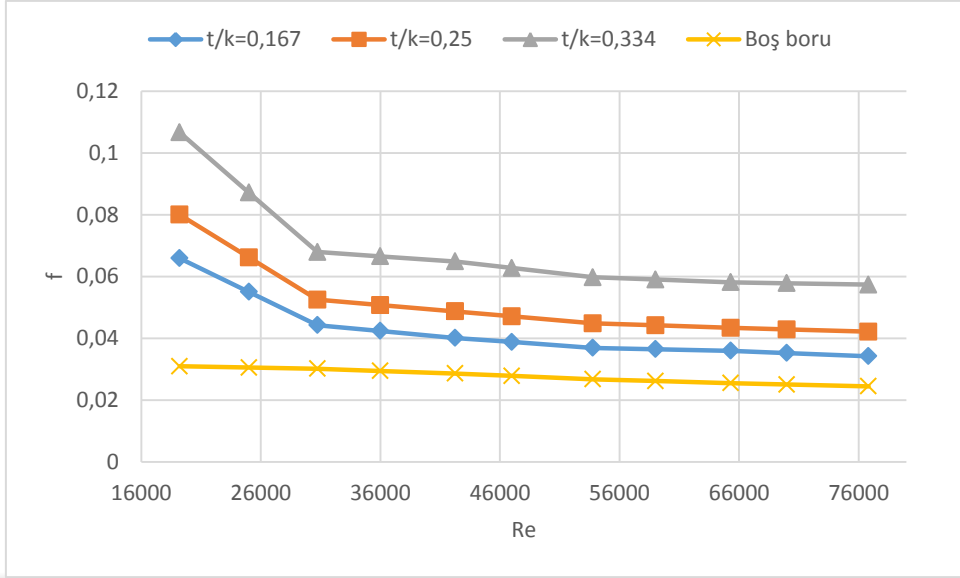
Yapılan deneylerde s3 içerisinde çap parametresi için ısı transferine en yüksek etkiyi gösteren kombinasyon $r/k=0.167$ ve $t/k=0.334$ olduğu kombinasyondur. Bu kombinasyonun sürtünme faktörüne olan etkisi şekil 3.18’de gösterilmiştir.



Şekil 3.18 s3- r1- t3 olduğu kombinasyonda çap parametresinin f-Re değişimi

Şekil 3.18’de görüldüğü gibi boş boruya göre en yüksek sürtünme faktörü artışı $d/k=1.667$ de meydana gelmiştir. En düşük sürtünme faktörü artışı ise $d/k=3.334$ de meydana gelmiştir.

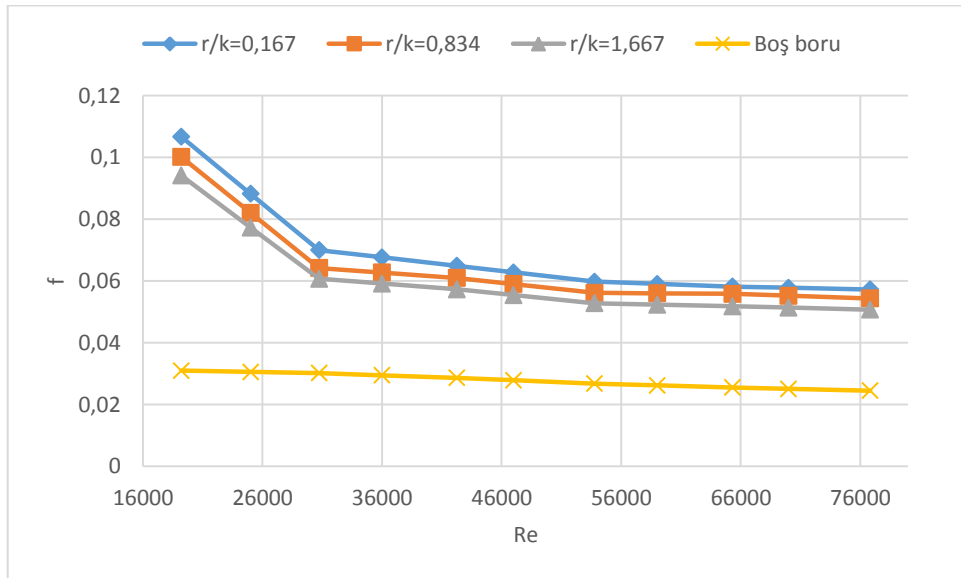
Yapılan deneylerde s3 içerisinde kalınlık parametresi için ısı transferine en yüksek etkiyi gösteren kombinasyon $r/k=0.167$ ve $d/k=0.834$ olduğu kombinasyondur. Bu kombinasyonun sürtünme faktörüne olan etkisi şekil 3.19’da gösterilmiştir.



Şekil 3.19 s3- r1- d1 olduğu kombinasyonda kalınlık parametresinin f-Re değişimi

Şekil 3.19’da görüldüğü gibi boş boruya göre en yüksek sürtünme faktörü artışı $t/k=0.334$ de meydana gelmiştir. En düşük sürtünme faktörü artışı ise $t/k=0.167$ de meydana gelmiştir.

Yapılan deneylerde s3 içerisinde hatve için ısı transferine en yüksek etkiyi gösteren kombinasyon $d/k=0.834$ ve $t/k=0.334$ olduğu kombinasyondur. Bu kombinasyonun sürtünme faktörüne olan etkisi şekil 3.20’de gösterilmiştir.



Şekil 3.20 s3- d1- t3 olduğu kombinasyonda hatvenin f-Re değişimi

Şekil 3.20’de görüldüğü gibi boş boruya göre en yüksek sürtünme faktörü artışı $r/k=0.167$ de meydana gelmiştir. En düşük sürtünme faktörü artışı ise $r/k=1.667$ de meydana gelmiştir.

Isı transferine parametrelerin oluşturdukları etkileri şöyle sıralayabiliriz:

Durum parametreleri içerisinde en yüksek ısı transferi artışına sebep olan parametre s2 dir. Bu parametrede ısı transferine etkilerini sıralayacak olursak ikinci olarak s3 ve son olarak da s1 ısı transferi miktarını daha iyi arttırmaktadır. Çap parametresini sıralayacak olursak ısı transferini en iyi arttıran %400 ile $d/k=0.834$ değeridir. Ardından %350 ile $d/k=1.667$ ve son olarak da %260 ile $d/k=3.334$ değeri gelmektedir. Kalınlık parametresinde ise en iyi etkiyi %410 ile $t/k=0.334$ vermektedir. Bu parametrede 2.olarak %320 $t/k=0.25$ değeri ve son olarak da %240 ile $t/k=0.167$ değeri gelmektedir. Son parametre olan hatvede ise ısı transferini artırma sıralaması ise şu şekildedir. $r/k=0.167$ %420 ile en iyi artırımı gerçekleştirmektedir. $r/k=0.834$ ve $r/k=1.667$ değerleri ise benzer miktarda %370 artırımı gerçekleştirmektedirler.

Sürtünme faktörü için parametrelerin oluşturdukları sonuçları ise şöyle sıralayabiliriz:

Durum parametreleri içerisinde en yüksek sürtünme faktörü artışına sebep olan durum s2 dir. Bu parametreyi sırasıyla s3 ve s1 takip etmektedir. Çap parametresini sıralayacak olursak en fazla sürtünme faktörü artışına sebep olan çap değeri %570 ile $d/k=1.667$ dir. Bu değeri sırasıyla %480 ile $d/k=0.834$ ve %440 ile $d/k=3.334$ değerleri takip etmektedir. Kalınlık parametresinde ise en fazla sürtünme faktörü artışına sebep olan kalınlık değeri %485 ile $t/k=0.334$ dür. Sırasıyla bu değeri %330 ile $t/k=0.25$ ve %300 ile $t/k=0.167$ değeri takip etmektedir. Son parametre olan hatvede ise sürtünme faktörü artışına en fazla sebep olan değeri %480 ile $r/k=0.167$ dir. Bu değeri sırasıyla %460 ile $r/k=0.834$ ve %430 ile $r/k=1.667$ takip etmektedir. Hatve değerlerinde aynı durum içerisinde çıkan sonuçlar birbirlerine oldukça yakındır.

4. DENEY SONUÇLARININ İKİNCİ KANUNA GÖRE İNCELENMESİ

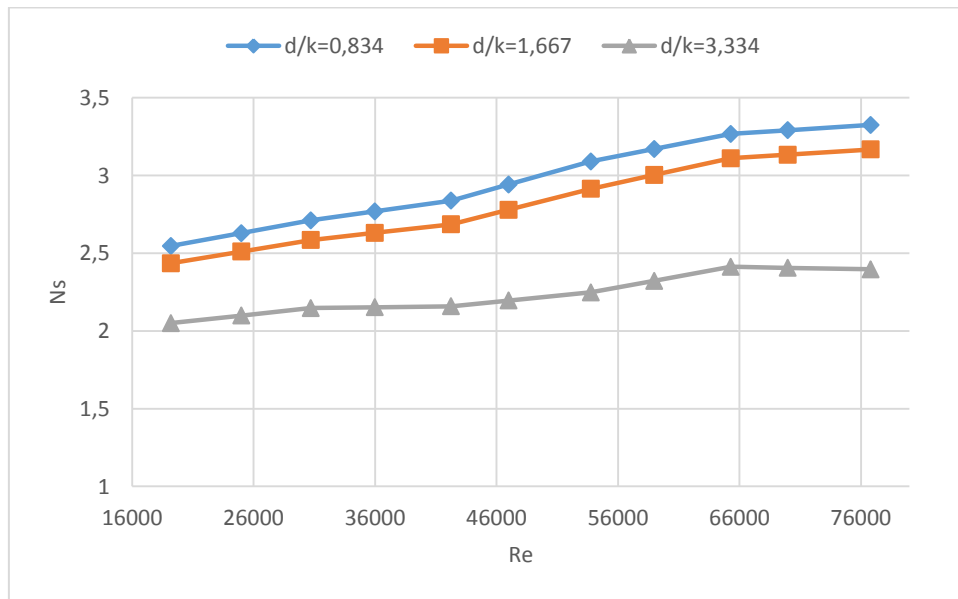
Bu kısımda deneylerini yaptığımız türbülatorlerin, bölüm 2 de verilen denklemler kullanılarak ikinci yasa açısından analizleri yapılmıştır. Bölüm 2 deki bağıntılar kullanılarak NTU, etkinlik (ϵ), ekserji kayıp oranı (E^*) ve boyutsuz entropi üretim oranı (N_S) değerleri hesaplanmıştır. Bu bölümde yer alan grafiklerin deney numaraları ile bölüm 3 de verdiğimiz grafiklerin deney numaraları aynı tutulmuştur. Boyutsuz entropi üretim oranının (N_S) Re sayısı ile değişiminin yer aldığı grafikler bir bölümde, etkinlik (ϵ) ve ekserji kayıp oranının (E^*) NTU ile değişiminin yer aldığı grafikler ise ayrı bir bölümde incelenmiştir.

4.1. Tasarım Parametrelerinin N_S Üzerindeki Etkisi

Boyutsuz entropi artım oranı, bölüm 2 de de verdiğimiz gibi türbülatorlü borunun entropi değerinin boş boru entropi değerine oranı ile elde edilmiştir.

4.1.1. s1 İçin N_S Sonuçları

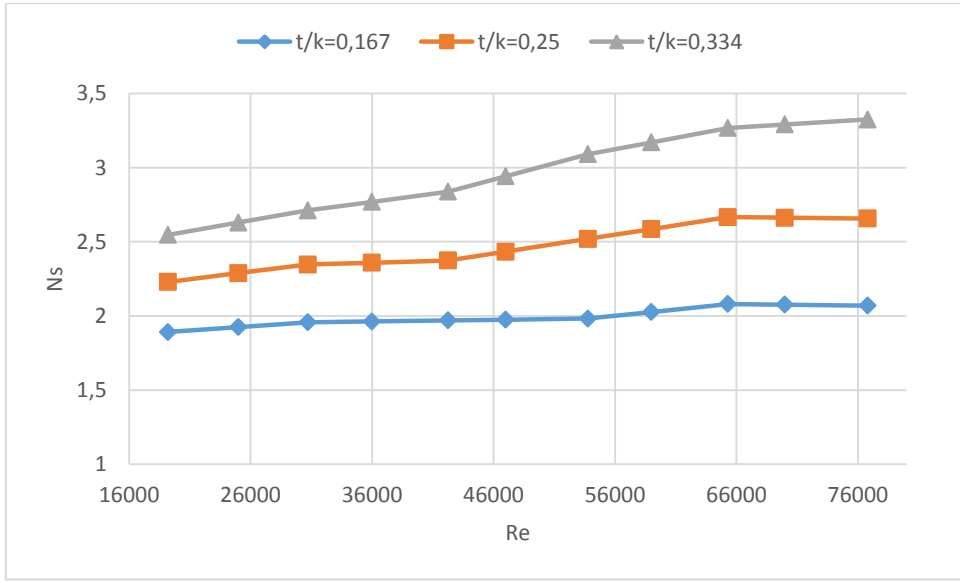
Yapılan deneyler içerisinde s1 içerisinde çap parametresi için ısı transferine en yüksek etkiyi gösteren kombinasyon, $r/k=0.167$ ve $t/k=0.334$ olduğu kombinasyondur. Bu deney numarasının $Nu - Re$ değişim grafiği Şekil 3.2’de gösterilmiştir. Şekil 3.2’de kullanılan kombinasyonun $N_S - Re$ değişimi ise Şekil 4.1’de gösterilmiştir.



Şekil 4.1 s1- r1- t3 olduğu kombinasyonda çap parametresinin $N_S - Re$ değişimi

Şekil 4.1’de görüldüğü gibi en yüksek N_S değeri $d/k=0.834$ de meydana gelmiştir. Grafikte de görüldüğü gibi çap arttıkça entropi üretim oranı azalmıştır. Çap parametresinin en yüksek ve en düşük değeri arasında 1.2 -1.35 kat fark bulunmaktadır.

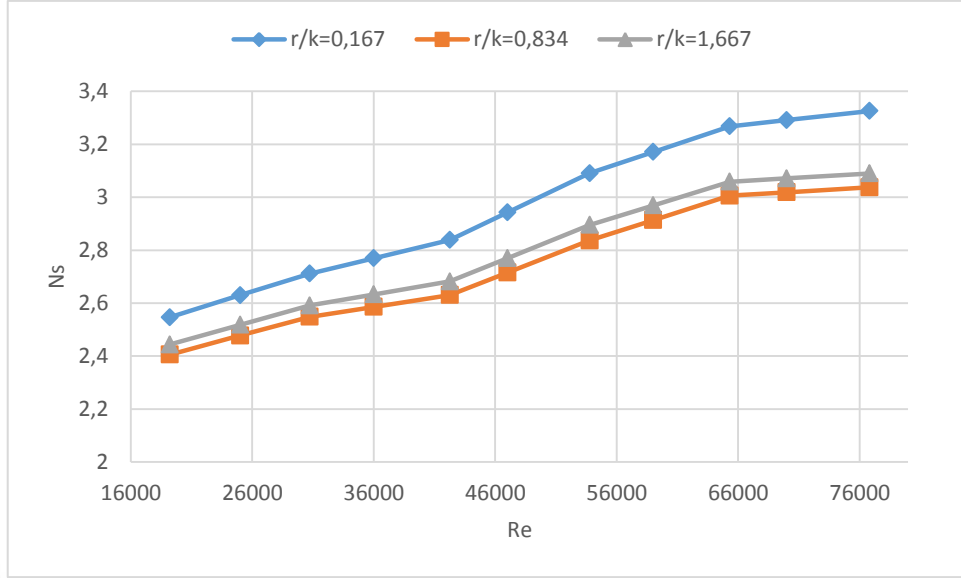
Yapılan deneylerde s_1 içerisinde kalınlık parametresi için ısı transferine en yüksek etkiyi gösteren kombinasyon $r/k=0.167$ ve $d/k=0.834$ olduğu kombinasyondur. Bu deney numarasının $Nu - Re$ değişim grafiği şekil 3.3’de gösterilmiştir. Şekil 3.3’de kullanılan kombinasyonun $N_S - Re$ değişimi ise şekil 4.2’de gösterilmiştir.



Şekil 4.2 s_1 - r_1 - d_1 olduğu kombinasyonda kalınlık parametresinin N_S - Re değişimi

Şekil 4.2’de görüldüğü gibi en yüksek N_S değeri $t/k=0.334$ de meydana gelmiştir. Grafikte de görüldüğü gibi kalınlık arttıkça entropi üretim oranı artmıştır. Kalınlık parametresinin en yüksek ve en düşük değeri arasında 1.35 -1.55 kat fark bulunmaktadır.

Yapılan deneyler sonucunda s_1 içerisinde hatve için ısı transferine en yüksek etkiyi gösteren kombinasyon $d/k=0.834$ ve $t/k=0.334$ olduğu kombinasyondur. Bu deney numarasının $Nu - Re$ değişim grafiği şekil 3.4’de gösterilmiştir. Şekil 3.4’de kullanılan kombinasyonun $N_S - Re$ değişimi ise şekil 4.3’de gösterilmiştir.

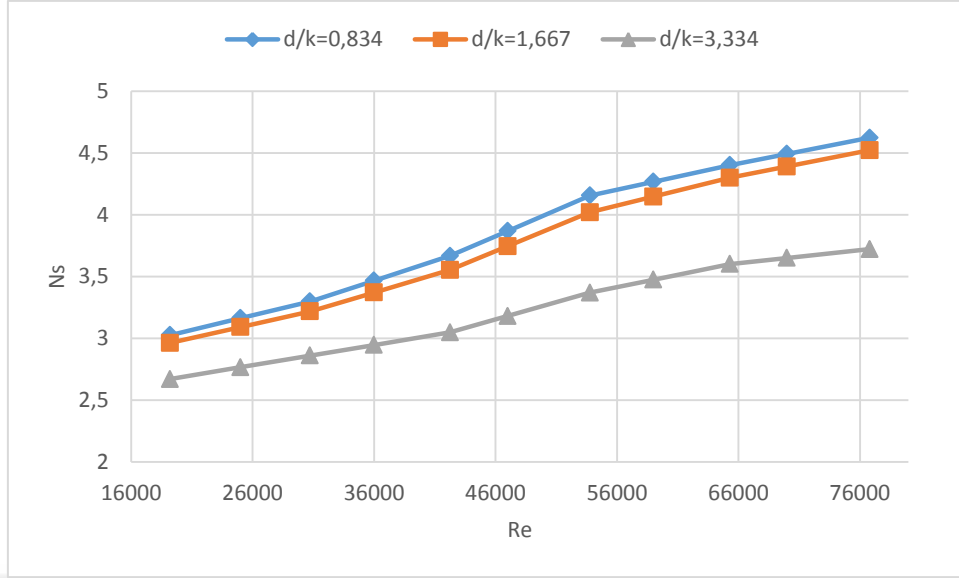


Şekil 4.3 s1- d1- t3 olduğu kombinasyonda hatvenin N_s - Re değişimi

Şekil 4.3’de görüldüğü gibi en yüksek N_s değeri $r/k=0.167$ de meydana gelmiştir. Grafikte de görüldüğü gibi $r/k=0.167$ değerini $r/k=1.667$ takip etmektedir. En az entropi üretim oranı ise $r/k=0.834$ de meydana gelmiştir. Hatvenin en yüksek ve en düşük değeri arasında 1.05 -1.1 kat fark bulunmaktadır.

4.1.2. s2 İçin N_s Sonuçları

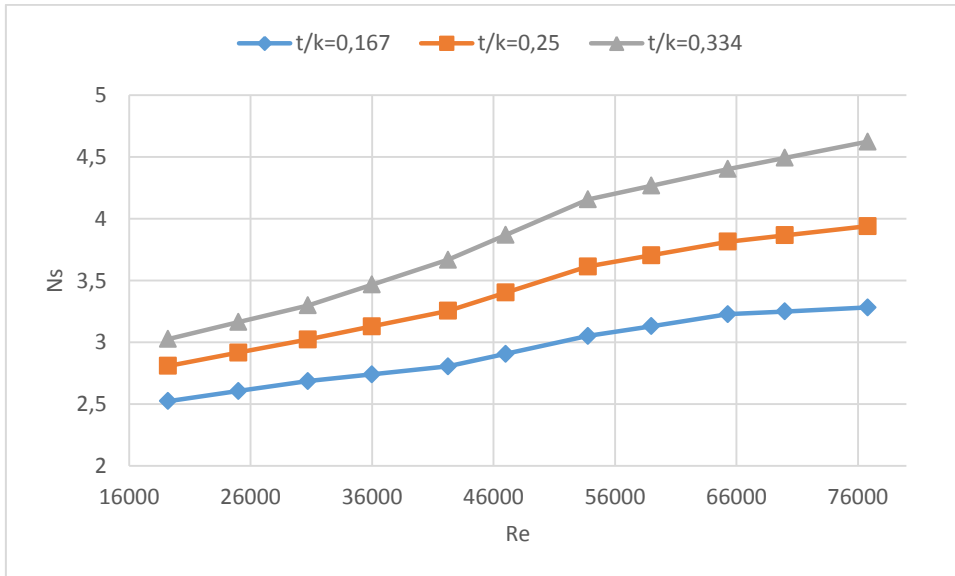
Yapılan deneyler sonucunda s2 içerisinde çap parametresi için ısı transferine en yüksek etkiyi gösteren kombinasyon $r/k=0.167$ ve $t/k=0.334$ olduğu kombinasyondur. Bu deney numarasının Nu – Re değişim grafiği şekil 3.5’de gösterilmiştir. Şekil 3.5’de kullanılan kombinasyonun N_s – Re değişimi ise şekil 4.4’de gösterilmiştir.



Şekil 4.4 s2- r1- t3 olduğu kombinasyonda çap parametresinin N_s - Re değişimi

Şekil 4.4’de görüldüğü gibi en yüksek N_s değeri $d/k=0.834$ de meydana gelmiştir. Grafikte de görüldüğü gibi çap arttıkça entropi üretim oranı azalmıştır. Çap parametresinin en yüksek ve en düşük değeri arasında 1.15 -1.25 kat fark bulunmaktadır.

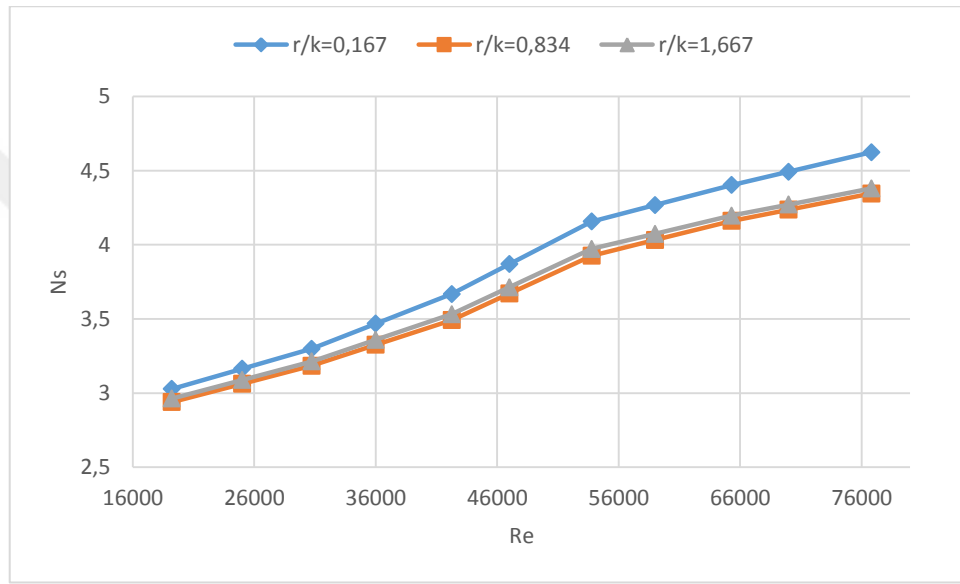
Yapılan deneyler sonucunda s2 içerisinde kalınlık parametresi için ısı transferine en yüksek etkiyi gösteren kombinasyon $r/k=0.167$ ve $d/k=0.834$ olduğu kombinasyondur. Bu deney numarasının Nu – Re değişim grafiği şekil 3.6’da gösterilmiştir. Şekil 3.6’da kullanılan kombinasyonun N_s – Re değişimi ise şekil 4.5’de gösterilmiştir.



Şekil 4.5 s2- r1- d1 olduğu kombinasyonda kalınlık parametresinin N_s - Re değişimi

Şekil 4.5’de görüldüğü gibi en yüksek N_S değeri $t/k=0.334$ de meydana gelmiştir. Grafikte de görüldüğü gibi kalınlık arttıkça entropi üretim oranı artmıştır. Kalınlık parametresinin en yüksek ve en düşük değeri arasında 1.20 -1.40 kat fark bulunmaktadır.

Yapılan deneyler sonucunda s2 içerisinde hatve için ısı transferine en yüksek etkiyi gösteren kombinasyon $d/k=0.834$ ve $t/k=0.334$ olduğu kombinasyondur. Bu deney numarasının $Nu - Re$ değişim grafiği şekil 3.7’de gösterilmiştir. Şekil 3.7’de kullanılan kombinasyonun $N_S - Re$ değişimi ise şekil 4.6’da gösterilmiştir.

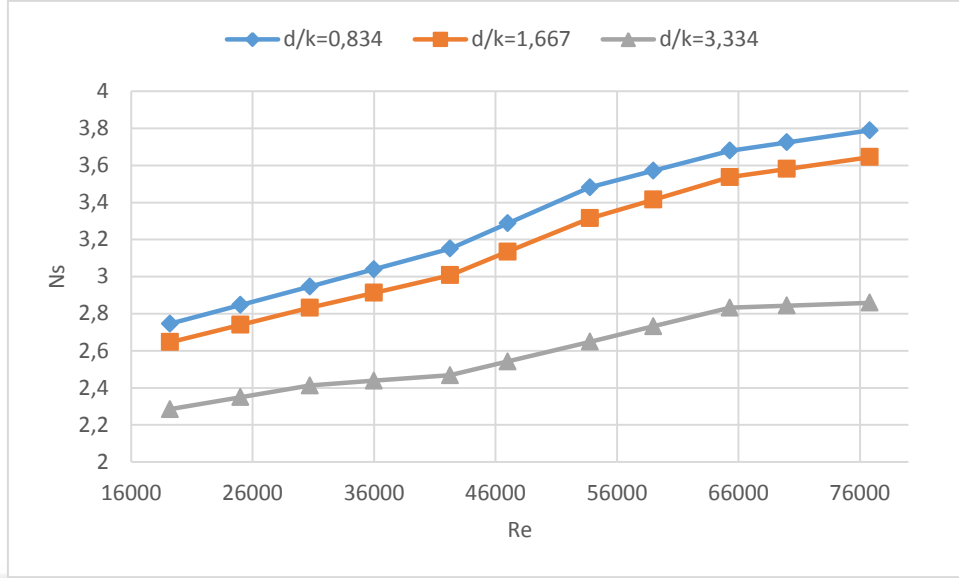


Şekil 4.6 s2- d1- t3 olduğu kombinasyonda hatve $N_S - Re$ değişimi

Şekil 4.6’da görüldüğü gibi en yüksek N_S değeri $r/k=0.167$ de meydana gelmiştir. Grafikte de görüldüğü gibi $r/k=0.167$ değerini $r/k=1.667$ değeri takip etmektedir. En az entropi üretim oranı ise $r/k=0.834$ de meydana gelmiştir. Hatvenin en yüksek ve en düşük değeri arasında 1.03 -1.08 kat fark bulunmaktadır.

4.1.3. s3 İçin N_S Sonuçları

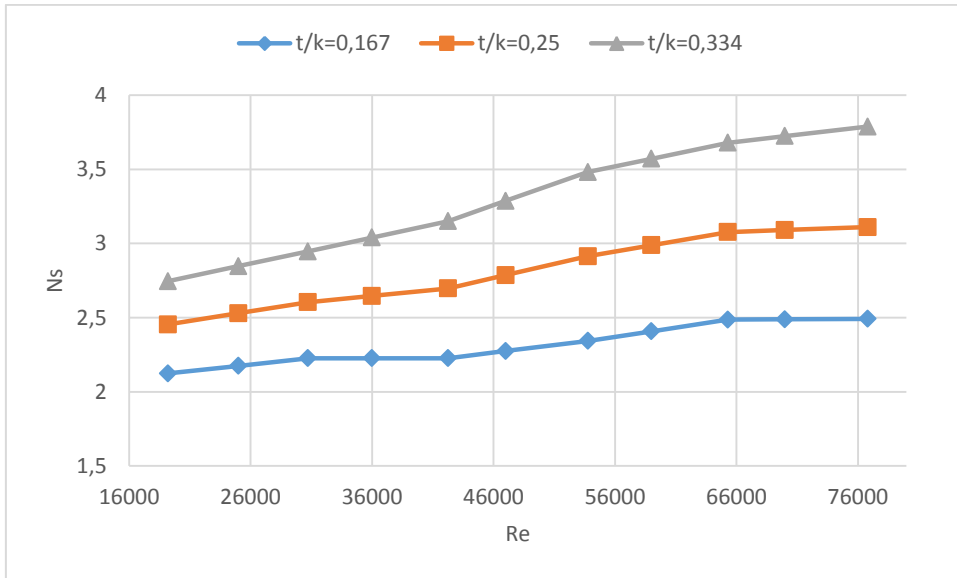
Yapılan deneyler sonucunda s3 içerisinde çap parametresi için ısı transferine en yüksek etkiyi gösteren kombinasyon $r/k=0.167$ ve $t/k=0.334$ olduğu kombinasyondur. Bu deney numarasının $Nu - Re$ değişim grafiği şekil 3.8’de gösterilmiştir. Şekil 3.8’de kullanılan kombinasyonun $N_S - Re$ değişimi ise şekil 4.7’de gösterilmiştir.



Şekil 4.7 s3- r1- t3 olduğu kombinasyonda çap parametresinin N_s - Re değişimi

Şekil 4.7’de görüldüğü gibi en yüksek N_s değeri $d/k=0.834$ de meydana gelmiştir. Grafikte de görüldüğü gibi çap arttıkça entropi üretim oranı azalmıştır. Çap parametresinin en yüksek ve en düşük değeri arasında 1.20 -1.30 kat fark bulunmaktadır.

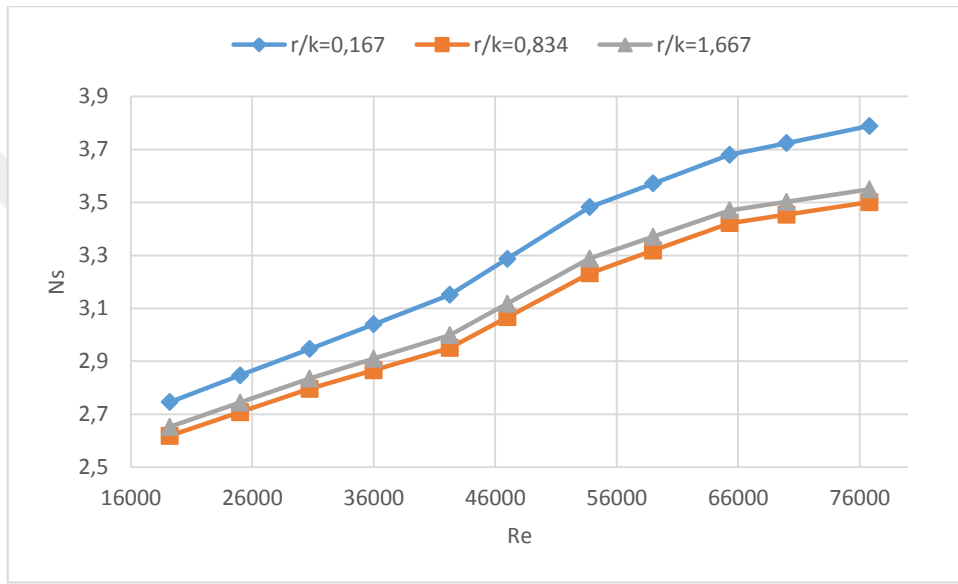
Yapılan deneyler sonucunda s3 içerisinde kalınlık parametresi için ısı transferine en yüksek etkiyi gösteren kombinasyon $r/k=0.167$ ve $d/k=0.834$ olduğu kombinasyondur. Bu deney numarasının Nu – Re değişim grafiği şekil 3.9’da gösterilmiştir. Şekil 3.9’da kullanılan kombinasyonun N_s – Re değişimi ise şekil 4.8’de gösterilmiştir.



Şekil 4.8 s3- r1- d1 olduğu kombinasyonda kalınlık parametresinin N_s - Re değişimi

Şekil 4.8’de görüldüğü gibi en yüksek N_S değeri $t/k=0.334$ de meydana gelmiştir. Grafikte de görüldüğü gibi kalınlık arttıkça entropi üretim oranı artmıştır. Kalınlık parametresinin en yüksek ve en düşük değeri arasında 1.30 -1.50 kat fark bulunmaktadır.

Yapılan deneyler sonucunda s3 içerisinde hatve için ısı transferine en yüksek etkiyi gösteren kombinasyon $d/k=0.834$ ve $t/k=0.334$ olduğu kombinasyondur. Bu deney numarasının $Nu - Re$ değişim grafiği şekil 3.10’da gösterilmiştir. Şekil 3.10’da kullanılan kombinasyonun $N_S - Re$ değişimi ise şekil 4.9’da gösterilmiştir.



Şekil 4.9 s3- d1- t3 olduğu kombinasyonda hatvenin $N_S - Re$ değişimi

Şekil 4.9’da görüldüğü gibi en yüksek N_S değeri $r/k=0.167$ de meydana gelmiştir. Grafikte de görüldüğü gibi $r/k=0.167$ değerini $r/k=1.667$ değeri takip etmektedir. En az entropi üretim oranı ise $r/k=0.834$ de meydana gelmiştir. Hatve parametresinin en yüksek ve en düşük değeri arasında 1.05 -1.08 kat fark bulunmaktadır.

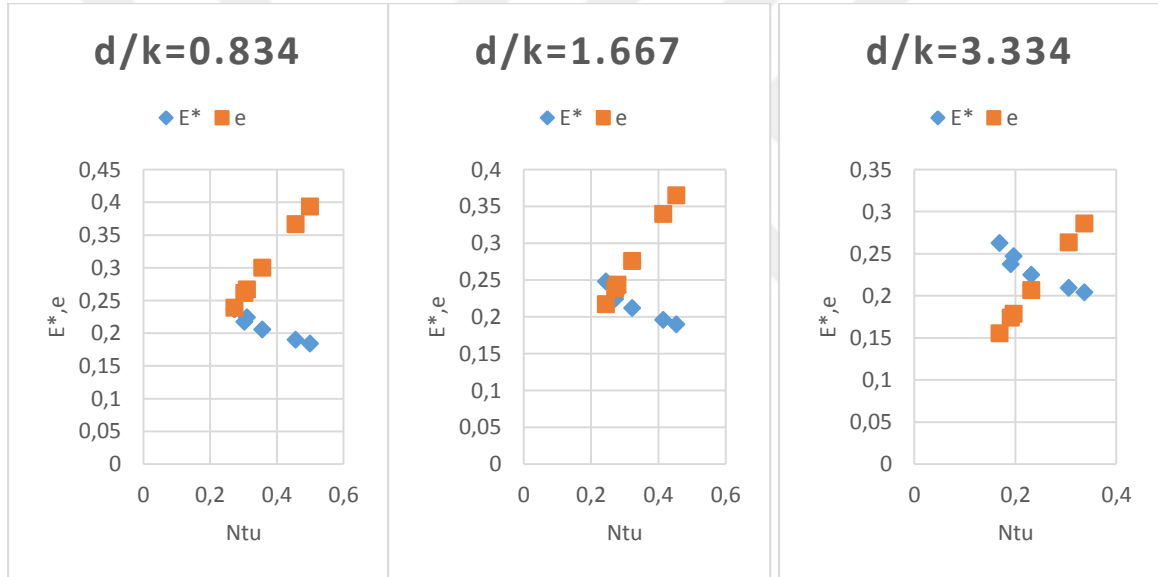
4.2. Ekserji Kayıp Oranı, Etkinlik ve NTU Değişimi

Ekserjiyi bir sisteminin belirli bir haldeki yararlı iş potansiyeli olarak tanımlayabiliriz. Yararlı iş potansiyelini sistemin maksimum yapabileceği iş olarak da açabiliriz. Entropi üretimi arttıkça ekserji azalacaktır. Bu azalan iş potansiyeli tersinmezlik veya ekserji yok oluşu olarak adlandırılır. Bölüm 2 verdiğimiz formüllerle ekserji kayıp oranının, tersinmezliğin giren ısı miktarına oranı ile bulunduğunu göstermiştik. Etkinliği ise gerçek ısı miktarının maksimum ısı miktarına oranı ile bulduğumu göstermiştik.

Bu bölümde kullanılan grafiklerde ekserji kayıp oranı, etkinlik ve NTU değerleri aynı grafik içerisinde verilmiştir. Grafiklerde NTU artmasıyla ekserji kayıp oranının azaldığı, etkinliğin ise arttığı görülmektedir. Grafiklerin çizildiği deney numaraları bölüm 3 deki deney numaraları ile aynı seçilmiştir.

4.2.1. Durum 1 İçin Grafikler

Yapılan deneyler sonucunda s1 içerisinde çap parametresi için ısı transferine en yüksek etkiyi gösteren kombinasyon, $r/k=0.167$ ve $t/k=0.334$ olduğu kombinasyondur. Bu deney numarasının $Nu - Re$ değişim grafiği şekil 3.2’de gösterilmiştir. Şekil 3.2’de kullanılan kombinasyonun $N_s - Re$ değişimi ise şekil 4.1’de gösterilmiştir. Şekil 4.10’da ise aynı deney numarasının $(E^*, \varepsilon) - NTU$ değişimi verilmiştir.

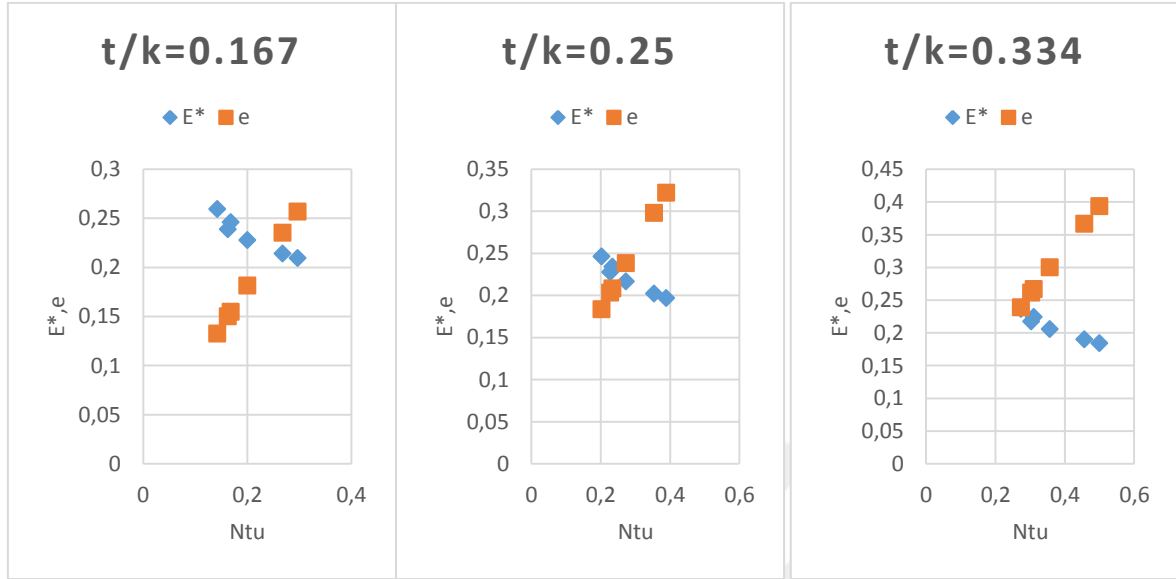


Şekil 4.10 s1- r1- t3 olduğu kombinasyonda çap parametresini $(E^*, \varepsilon) - NTU$ değişimi

Şekil 4.10’da görüldüğü gibi en yüksek etkinlik değeri $d/k=0.834$ de bulunmaktadır. $d/k=0.834$ ve $d/k=1.667$ de etkinlik değerleri birbirine yakındır. En az etkinlik değeri ise $d/k=3.334$ de bulunmaktadır. Ekserji kayıp oranlarına bakıldığında $d/k=0.834$, $d/k=1.667$ ve $d/k=3.334$ değerleri birbirine yakındır fakat en yüksek ekserji kayıp oranı $d/k=1.667$ de bulunmaktadır.

Yapılan deneyler sonucunda s1 içerisinde kalınlık parametresi için ısı transferine en yüksek etkiyi gösteren kombinasyon $r/k=0.167$ ve $d/k=0.834$ olduğu kombinasyondur. Bu deney numarasının $Nu - Re$ değişim grafiği şekil 3.3’de gösterilmiştir. Şekil 3.3’de

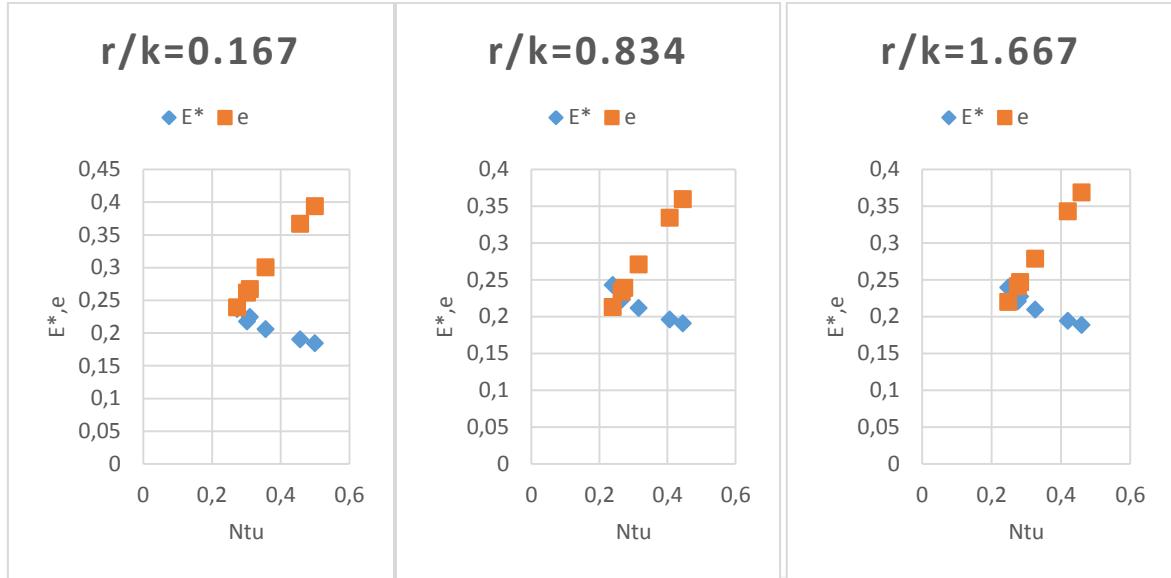
kullanılan kombinasyonun $N_S - Re$ değişimi ise şekil 4.2’de gösterilmiştir. Şekil 4.11’de ise aynı deney numarasının $(E^*, \varepsilon) - NTU$ değişimi verilmiştir.



Şekil 4.11 s1- r1- d1 olduğu kombinasyonda kalınlık parametresinin $(E^*, \varepsilon) - NTU$ değişimi

Şekil 4.11’de görüldüğü gibi kalınlık arttıkça etkinlik değeri artmıştır. En yüksek etkinlik değeri $t/k=0.334$ de bulunmaktadır. En az etkinlik değeri ise $t/k=0.167$ de bulunmaktadır. Ekserji kayıp oranlarına bakıldığında $t/k=0.167$, $t/k=0.25$ ve $t/k=0.334$ değerleri birbirine yakındır fakat en yüksek ekserji kayıp oranı $t/k=0.167$ de bulunmaktadır.

Yapılan deneyler sonucunda s1 içerisinde hatve için ısı transferine en yüksek etkiyi gösteren kombinasyon $d/k=0.834$ ve $t/k=0.334$ olduğu kombinasyondur. Bu deney numarasının $Nu - Re$ değişim grafiği şekil 3.4’de gösterilmiştir. Şekil 3.4’de kullanılan kombinasyonun $N_S - Re$ değişimi ise şekil 4.3’de gösterilmiştir. Şekil 4.12’de ise aynı deney numarasının $(E^*, \varepsilon) - NTU$ değişimi verilmiştir.

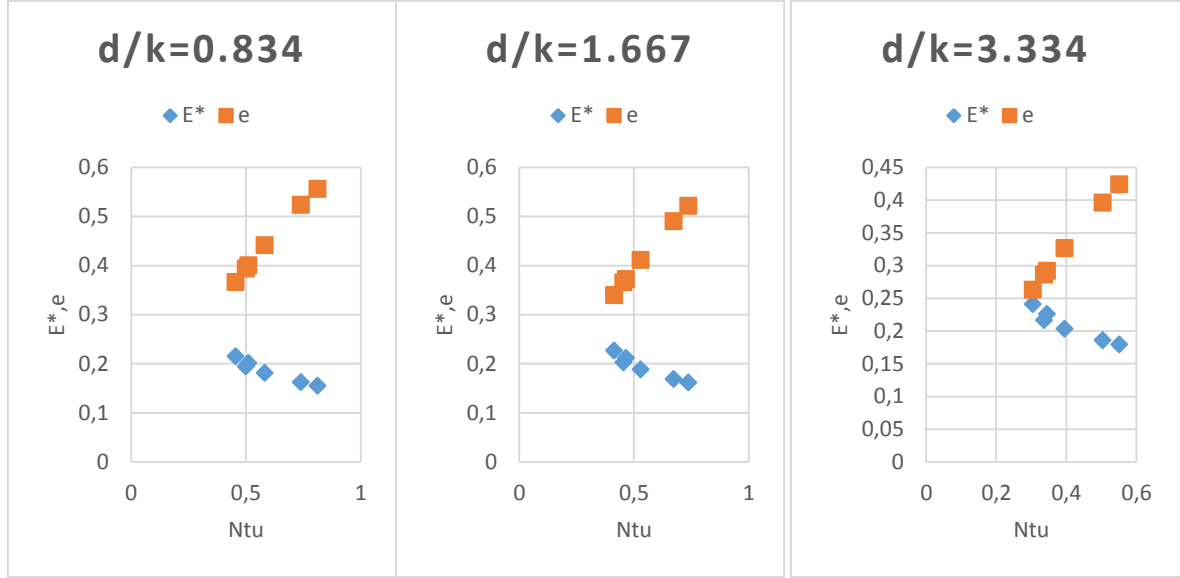


Şekil 4.12 s1- d1- t3 olduğu kombinasyonda hatvenin (E^* , ϵ) – NTU değişimi

Şekil 4.12’de görüldüğü gibi en yüksek etkinlik değeri $r/k=0.167$ de bulunmaktadır. $r/k=0.834$ ve $r/k=1.667$ numaralı hatve değerlerinin etkinlik değerleri birbirine yakındır. Ekserji kayıp oranlarına bakıldığında $r/k=0.167$, $r/k=0.834$ ve $r/k=1.667$ değerler birbirine yakındır fakat en yüksek ekserji kayıp oranı $r/k=0.834$ de bulunmaktadır.

4.2.2. Durum 2 İçin Grafikler

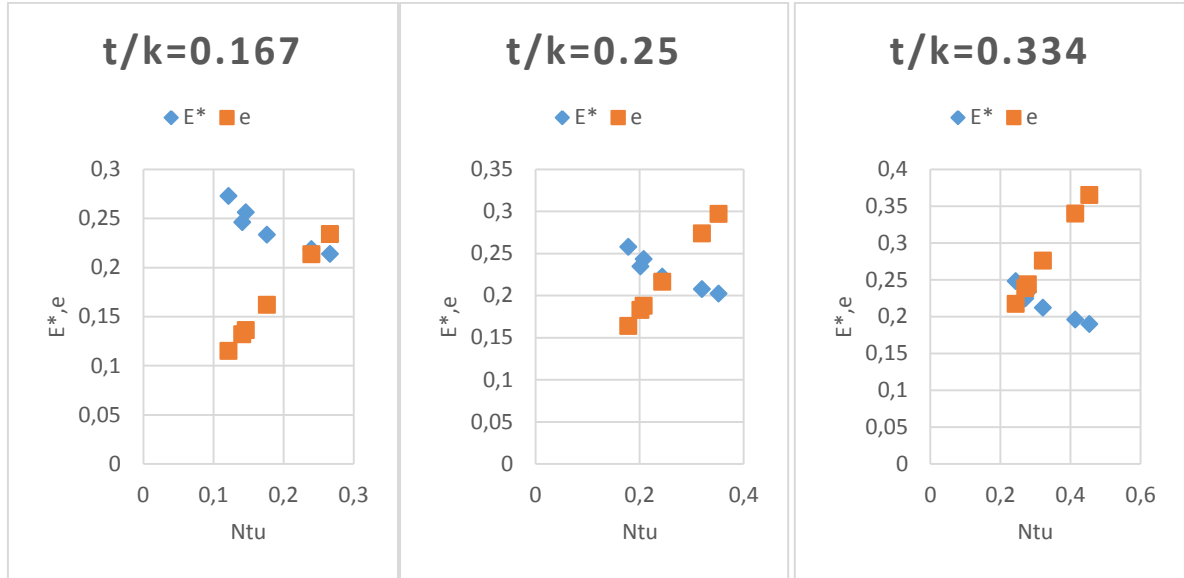
Yapılan deneyler sonucunda s2 içerisinde çap parametresi için ısı transferine en yüksek etkiyi gösteren kombinasyon $r/k=0.167$ ve $t/k=0.334$ olduğu kombinasyondur. Bu deney numarasının $Nu - Re$ değişim grafiği şekil 3.5’de gösterilmiştir. Şekil 3.5’de kullanılan kombinasyonun $N_S - Re$ değişimi ise şekil 4.4’de gösterilmiştir. Şekil 4.13’de ise aynı deney numarasının (E^* , ϵ) – NTU değişimi verilmiştir.



Şekil 4.13 s2- r1- t3 olduğu kombinasyonda çap parametresinin (E^* , ϵ) – NTU değişimi

Şekil 4.13’de görüldüğü gibi çap arttıkça etkinlik değeri azalmaktadır. En yüksek etkinlik değeri $d/k=0.834$ de bulunmaktadır. En az etkinlik değeri ise $d/k=3.334$ de bulunmaktadır. Ekserji kayıp oranlarına bakıldığında $d/k=0.834$, $d/k=1.667$ ve $d/k=3.334$ değerleri birbirine yakındır fakat en yüksek ekserji kayıp oranı $d/k=3.334$ de bulunmaktadır.

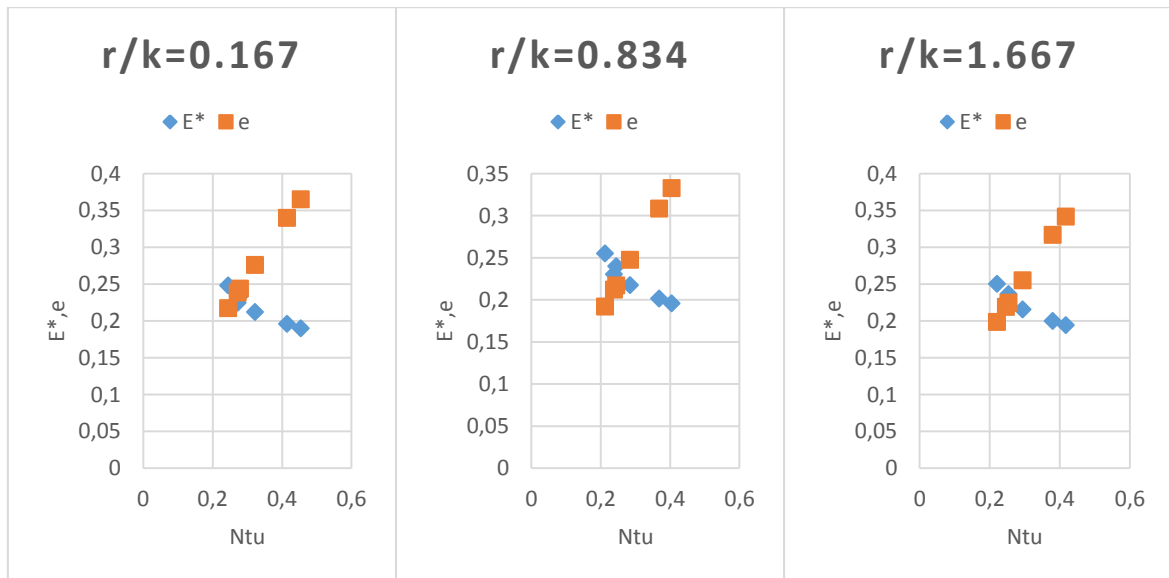
Yapılan deneyler sonucunda s2 içerisinde kalınlık parametresi için ısı transferine en yüksek etkiyi gösteren kombinasyon $r/k=0.167$ ve $d/k=0.834$ olduğu kombinasyondur. Bu deney numarasının $Nu - Re$ değişim grafiği şekil 3.6’da gösterilmiştir. Şekil 3.6’da kullanılan kombinasyonun $N_S - Re$ değişimi ise şekil 4.5’de gösterilmiştir. Şekil 4.14’de ise aynı deney numarasının (E^* , ϵ) – NTU değişimi verilmiştir.



Şekil 4.14 s2- r1- d1 olduğu kombinasyonda kalınlık parametresinin (E^* , ϵ)-NTU değişimi

Şekil 4.14’de görüldüğü gibi kalınlık arttıkça etkinlik değeri artmıştır. En yüksek etkinlik değeri $t/k=0.334$ de bulunmaktadır. En az etkinlik değeri ise $t/k=0.167$ de bulunmaktadır. Ekserji kayıp oranlarına bakıldığında $t/k=0.167$, $t/k=0.25$ ve $t/k=0.334$ değerleri birbirine yakındır fakat en yüksek ekserji kayıp oranı $t/k=0.167$ de bulunmaktadır.

Yapılan deneyler sonucunda s2 içerisinde hatve için ısı transferine en yüksek etkiyi gösteren kombinasyon $d/k=0.834$ ve $t/k=0.334$ olduğu kombinasyondur. Bu deney numarasının $Nu - Re$ değişim grafiği şekil 3.7’de gösterilmiştir. Şekil 3.7’de kullanılan kombinasyonun $N_s - Re$ değişimi ise şekil 4.6’da gösterilmiştir. Şekil 4.15’de ise aynı deney numarasının (E^* , ϵ) – NTU değişimi verilmiştir.

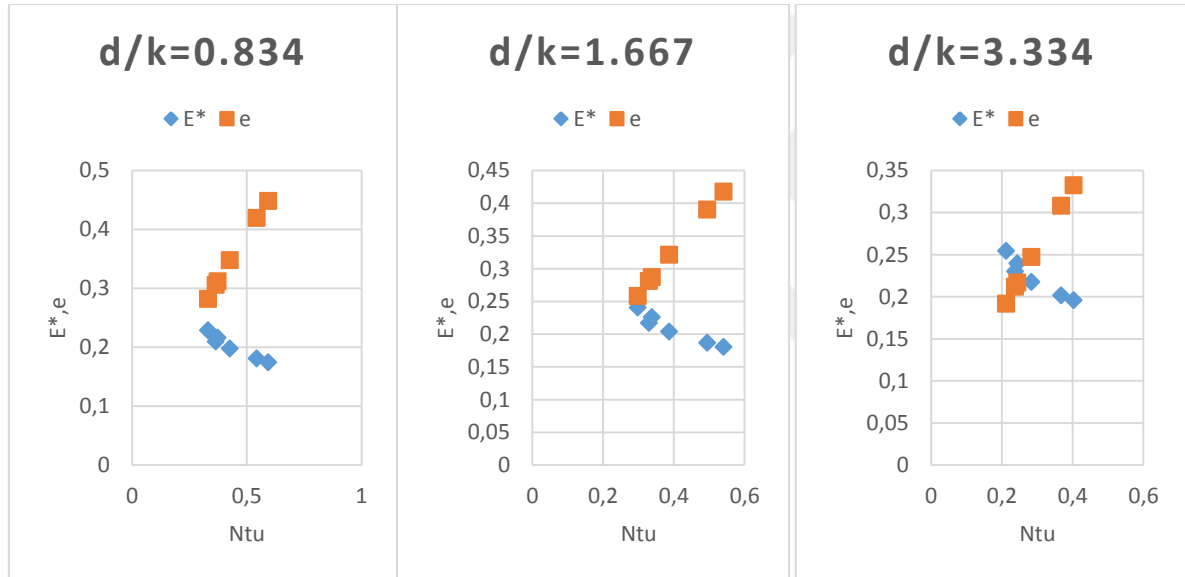


Şekil 4.15 s2- d1- t3 olduğu kombinasyonda hatvenin (E^* , ϵ) – NTU değişimi

Şekil 4.15’de görüldüğü gibi en yüksek etkinlik değeri $r/k=0.167$ de bulunmaktadır. $r/k=0.834$ ve $r/k=1.667$ etkinlik değerleri birbirine yakındır. Ekserji kayıp oranlarına bakıldığında $r/k=0.167$, $r/k=0.834$ ve $r/k=1.667$ değerleri birbirine yakındır.

4.2.3. Durum 3 İçin Grafikler

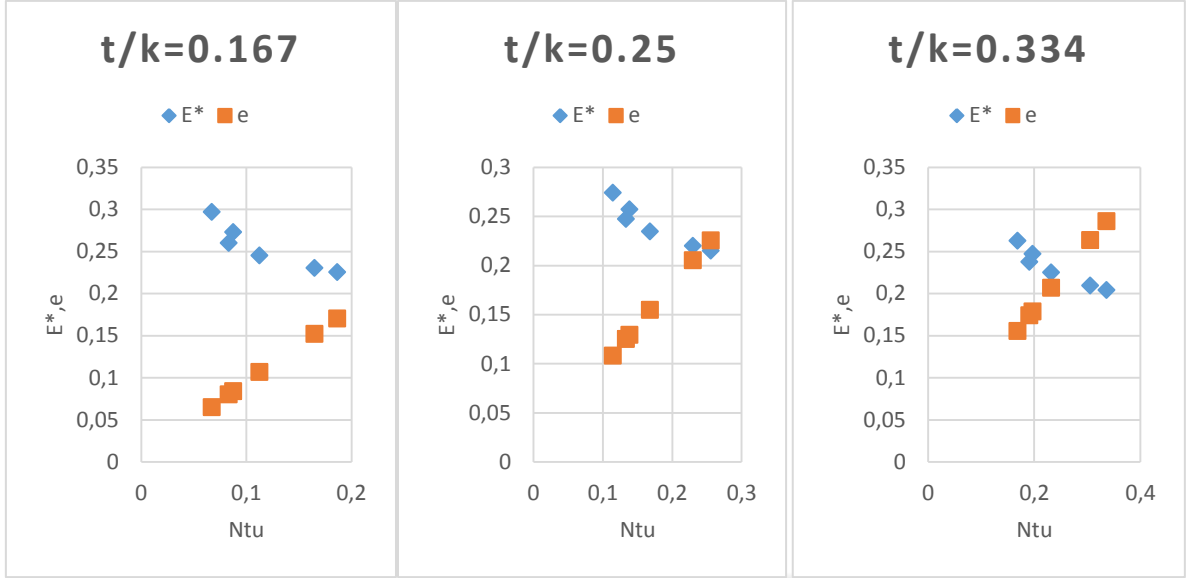
Yapılan deneyler sonucunda s3 içerisinde çap parametresi için ısı transferine en yüksek etkiyi gösteren kombinasyon $r/k=0.167$ ve $t/k=0.334$ olduğu kombinasyondur. Bu deney numarasının $Nu - Re$ değişim grafiği şekil 3.8’de gösterilmiştir. Şekil 3.8’de kullanılan kombinasyonun $N_s - Re$ değişimi ise şekil 4.7’de gösterilmiştir. Şekil 4.16’da ise aynı deney numarasının $(E^*, \varepsilon) - NTU$ değişimi verilmiştir.



Şekil 4.16 s3- r1- t3 olduğu kombinasyonda çap parametresinin $(E^*, \varepsilon) - NTU$ değişimi

Şekil 4.16’da görüldüğü gibi çap arttıkça etkinlik değeri azalmaktadır. En yüksek etkinlik değeri $d/k=0.834$ de bulunmaktadır. En az etkinlik değeri ise $d/k=3.334$ de bulunmaktadır. Ekserji kayıp oranlarına bakıldığında $d/k=0.834$, $d/k=1.667$ ve $d/k=3.334$ değerleri birbirine yakındır fakat en yüksek ekserji kayıp oranı $d/k=3.334$ de bulunmaktadır.

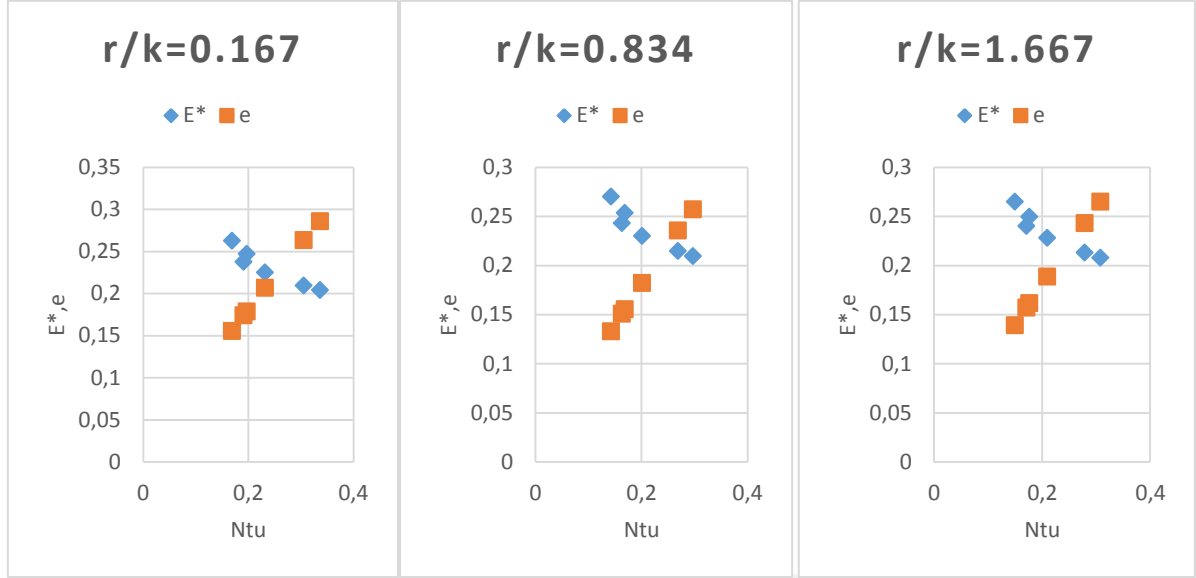
Yapılan deneyler sonucunda s3 içerisinde kalınlık parametresi için ısı transferine en yüksek etkiyi gösteren kombinasyon $r/k=0.167$ ve $d/k=0.834$ olduğu kombinasyondur. Bu deney numarasının $Nu - Re$ değişim grafiği şekil 3.9’da gösterilmiştir. Şekil 3.9’da kullanılan kombinasyonun $N_s - Re$ değişimi ise şekil 4.8’de gösterilmiştir. Şekil 4.17’de ise aynı deney numarasının $(E^*, \varepsilon) - NTU$ değişimi verilmiştir.



Şekil 4.17 s3- r1- d1 olduğu kombinasyonda kalınlık parametresinin (E^* , ϵ)-NTU değişimi

Şekil 4.17’de görüldüğü gibi kalınlık arttıkça etkinlik değeri artmıştır. En yüksek etkinlik değeri $t/k=0.334$ de bulunmaktadır. En az etkinlik değeri ise $t/k=0.167$ de bulunmaktadır. Ekserji kayıp oranlarına bakıldığında $t/k=0.167$, $t/k=0.25$ ve $t/k=0.334$ değerleri birbirine yakındır fakat en yüksek ekserji kayıp oranı $t/k=0.167$ de bulunmaktadır.

Yapılan deneyler sonucunda s3 içerisinde hatve için ısı transferine en yüksek etkiyi gösteren kombinasyon $d/k=0.834$ ve $t/k=0.334$ olduğu kombinasyondur. Bu deney numarasının $Nu - Re$ değişim grafiği şekil 3.10’da gösterilmiştir. Şekil 3.10’da kullanılan kombinasyonun $N_S - Re$ değişimi ise şekil 4.9’da gösterilmiştir. Şekil 4.18’de ise aynı deney numarasının (E^* , ϵ) – NTU değişimi verilmiştir.



Şekil 4.18 s3- d1- t3 olduğu kombinasyonda hatvenin (E^* , ϵ) – NTU değişimi

Şekil 4.18’de görüldüğü gibi en yüksek etkinlik değeri $r/k=0.167$ de bulunmaktadır. $r/k=0.834$ ve $r/k=1.667$ etkinlik değerleri birbirine yakındır. Ekserji kayıp oranlarına bakıldığında $r/k=0.167$, $r/k=0.834$ ve $r/k=1.667$ hatve değerleri birbirine yakındır.

5. TAGUCHİ, ANOVA VE GRİ İLİŞKİSEL ANALİZ SONUÇLARI

Bu tez çalışmasında “Taguchi Deneysel Tasarım Metodu” kullanılarak deneysel çalışma için gerekli olan altyapı oluşturulmuştur. Bu metot sayesinde deney sayısında önemli derecede azalma meydana gelmektedir. Bunun için ortogonal dizin adı verilen bir deney tasarımı elde edilerek gerekli deneyler yapılmıştır. Deney sayısında meydana gelen önemli derecede azalma sayesinde hem maliyetten hem de zamandan önemli ölçüde tasarruf sağlanmıştır.

Taguchi yöntemi, deneysel bir çalışmada, parametrelerinin bütün seviyeleri arasındaki en iyi kombinasyonu belirlemek için oldukça kullanışlıdır [33]. Tüm parametrelerin bütün seviyelerdeki kombinasyonlarını oluşturup deneylerini yapmak yerine Taguchi metodunu kullanıp daha az sayıda deney yapmak daha mantıklıdır. Ancak bu deneylerin doğruluğunun da kontrol edilmesi gerekmektedir ki tezin ilerleyen sayfalarında bu durum da açıklanacaktır.

Tez içerisinde daha öncede belirttiğimiz gibi deneylerde kullanılan parametreler; boyutsuz Reynolds sayısı (Re), boyutsuz kalınlık (t/k), boyutsuz hatve (r/k), boyutsuz çap (d/k) ve boyutsuz durumdan (s) oluşmaktadır. Reynolds sayısı 6, diğer parametreler ise 3 seviyeden oluşmaktadır. Deneylerde kullanılan parametreler ve seviyeleri Tablo 5.1’de gösterilmiştir.

Tablo 5.1 Deneylerde kullanılan parametreler

Seviyeler	Tasarım Parametreleri				
	Re (A)	t/k (B)	r/k (C)	d/k (D)	s (E)
1	19200	0.167	0.167	0.834	Durum 1
2	30700	0.25	0.834	1.667	Durum 2
3	42200	0.334	1.667	3.334	Durum 3
4	53700				
5	65300				
6	76800				

Bu parametrelerin bütün kombinasyonları ele alındığında tam faktöriyel deney tasarımına göre 486 adet deney yapılması gerekmektedir. Taguchi yöntemiyle 486 deney

yerine 18'li ortogonal dizin oluşturulmuş ve çalışma bu şekilde gerçekleştirilmiştir. Deneyler Tablo 5.2'de yer alan ortogonal dizine göre yapılmıştır.

Tablo 5.2 Yapılan deneylere ait ortogonal dizin

Re	t/k	r/k	d/k	s
1	1	1	1	1
1	2	2	2	2
1	3	3	3	3
2	2	2	1	1
2	3	3	2	2
2	1	1	3	3
3	3	1	1	2
3	1	2	2	3
3	2	3	3	1
4	2	3	1	3
4	3	1	2	1
4	1	2	3	2
5	1	3	1	2
5	2	1	2	3
5	3	2	3	1
6	3	2	1	3
6	1	3	2	1
6	2	1	3	2

İkinci bölümde açıklandığı şekilde S/N gürültü oranları hem Nusselt sayısı hem de sürtünme kayıp katsayısı için bulunmuştur. Elde edilen S/N değerleri Tablo 5.3'de verilmiştir.

Tablo 5.3 Her bir deneydeki sürtünme faktörü için Parametreler ve S/N oranları

Deney	Konrol Parametreleri					S/N Oranları	
	A	B	C	D	E	Nu	f
1	1	1	1	1	1	37,19103	25,0282
2	1	2	2	2	2	42,44266	18,38926
3	1	3	3	3	3	39,2318	21,35212
4	2	1	1	2	2	42,09443	28,60177
5	2	2	2	3	3	47,53107	21,1518
6	2	3	3	1	1	38,68554	29,16073
7	3	1	2	1	3	50,70099	21,02291
8	3	2	3	2	1	40,09923	27,11226
9	3	3	1	3	2	39,01496	29,5636
10	4	1	3	3	2	45,45063	28,04376
11	4	2	1	1	3	46,14094	24,5166
12	4	3	2	2	1	41,70448	27,29243
13	5	1	2	3	1	48,12834	25,48993
14	5	2	3	1	2	47,5722	24,08409
15	5	3	1	2	3	43,39075	25,73666
16	6	1	3	2	3	50,01396	24,38607
17	6	2	1	3	1	41,23459	29,15287
18	6	3	2	1	2	47,04408	24,4335

Tablo 5.4 Nusselt sayısı için ortalama S/N oranları

Kontrol Parametreleri	1.Seviye	2.Seviye	3.Seviye	4.Seviye	5.Seviye	6.Seviye
A	39,62183	42,77035	43,27173	44,43202	46,1	46,36*
B	45,60*	44,17012	41,51193			
C	41,51112	46,26*	43,50889			
D	44,56*	43,29092	43,4319			
E	41,17387	43,93649	46,17*			

Genel ortalama=43,76 dB *optimum seviye

Tablo 5.5 Sürtünme faktörü f için ortalama S/N oranları

Kontrol Parametreleri	1.Seviye	2.Seviye	3.Seviye	4.Seviye	5.Seviye	6.Seviye
A	21,75227	25,1	25,59	25,9	26,43	26,62*
B	25,5443	23,89541	26,46*			
C	27,22*	22,7909	25,88947			
D	24,76166	25,14221	25,99*			
E	27,26*	25,40846	23,22732			

Genel ortalama=25,30 dB *optimum seviye

Tablo 5.6 Nusselt sayısı için doğrulama deneyleri sonuçları

	Başlangıç Parametreleri	Optimum Parametreler	
		Tahmin	DeneySEL
Seviyeler	A1B1C2D1E2	A6B1C2D1E3	A6B1C2D1E3
Nusselt Sayısı	176,42	496,02	480,76
S/N oranı dB	44,93	53,91	53,64

Nusselt sayısı için S/N oran artışı=%3,2

Tablo 5.7 Sürtünme faktörü f için doğrulama deneyleri sonuçları

	Başlangıç Parametreleri	Optimum Parametreler	
		Tahmin	DeneySEL
Seviyeler	A3B1C3D1E1	A6B3C1D3E1	A6B3C1D3E1
f	0,039081294	0,024126815	0,0259417
S/N oranı dB	28,16062134	32,35	31,72

f için S/N oran artışı=%7

Tablo 5.8 Nu sayısı için Anova sonuçları

	Serbestlik derecesi	Kareler Toplamı	Varyans	F Değeri	% Dağılımı	Tablo F Değeri	95
Hız	5	93,11283097	18,6226	58,825394	31,026107	6,256056502	UYGUN
Çap	2	51,56977321	25,7849	81,449898	17,2660969	6,94427191	UYGUN
Durum	2	68,18132601	34,0907	107,68638	22,8969504	6,94427191	UYGUN
Hatve	2	5,765888026	2,88294	9,1067104	1,73985613	6,94427191	UYGUN
Kalınlık	2	75,1133866	37,5567	118,63495	25,2467258	6,94427191	UYGUN
F		0					
Hata	4	1,266294361	0,31657	0	1,82426364	0	
TOPLAM		295,0094992					

Tablo 5.9 f için Anova sonuçları

	Serbestlik Derecesi	Kareler Toplamı	Varyans	F Değeri	% Dağılımı	Tablo F Değeri	95
Hız	2	49,40938488	9,88188	35,021936	25,7662455	6,256056502	UYGUN
Çap	2	20,21525961	10,1076	35,822017	10,5488722	6,94427191	UYGUN
Durum	2	61,87270504	30,9364	109,6402	32,9111199	6,94427191	UYGUN
Hatve	2	4,761201024	2,3806	8,436984	2,25293655	6,94427191	UYGUN
Kalınlık	2	48,89749664	24,4487	86,647759	25,9458626	6,94427191	UYGUN
Hata	4	1,128650003	0,28216	0	2,57496326		
TOPLAM		186,2846972					

Nusselt sayısı için optimum değerler; A6B1C2D1E3 durumunda ortaya çıkmıştır. Bu durumun açıklaması $A \rightarrow Re=76800$, $B \rightarrow d/k=0.834$, $C \rightarrow s_2$, $D \rightarrow r/k=0.167$, $E \rightarrow t/k=0.334$ şeklindedir. Bu durum doğrulama deneylerinde teyit edilmiştir.

Sürtünme faktörü için optimum değerler; A6B3C1D3E1 durumunda ortaya çıkmıştır. Bu durumun açıklaması $A \rightarrow Re=76800$, $B \rightarrow d/k=3.334$, $C \rightarrow s_1$, $D \rightarrow r/k=1.667$, $E \rightarrow t/k=0.167$ şeklindedir. Bu durum doğrulama deneylerinde teyit edilmiştir.

Tablo 5.10 Gri ilişki katsayısı ve gri ilişki derece eğrileri

Deney	Parametreler					Gri İlişki Katsayısı		Gri İlişki Derece Sıralaması	Sıra
	A	B	C	D	E	Nu	f		
1	1	1	1	1	1	0,333333	0,711522	0,522427701	16
2	1	2	2	2	2	0,391314	0,333333	0,362323654	18
3	1	3	3	3	3	0,349864	0,553341	0,451602297	17
4	2	1	1	2	2	0,385506	0,956133	0,670819492	6
5	2	2	2	3	3	0,563322	0,485048	0,524184924	15
6	2	3	3	1	1	0,344885	0,970075	0,657479914	8
7	3	1	2	1	3	1	0,479102	0,739551151	2
8	3	2	3	2	1	0,358788	0,825166	0,591977148	12
9	3	3	1	3	2	0,347833	1	0,673916411	4
10	4	1	3	3	2	0,465104	0,88948	0,677291992	3
11	4	2	1	1	3	0,491284	0,661382	0,576333286	13
12	4	3	2	2	1	0,379461	0,837389	0,608425187	9
13	5	1	2	3	1	0,606097	0,720032	0,663064104	7
14	5	2	3	1	2	0,565985	0,636416	0,601200426	10
15	5	3	1	2	3	0,409417	0,735435	0,572425597	14
16	6	1	3	2	3	0,838361	0,653776	0,74606855	1
17	6	2	1	3	1	0,372759	0,969495	0,671126885	5
18	6	3	2	1	2	0,534431	0,656533	0,595481985	11

Tablo 5.11 Ortalama gri ilişkisel derece değerleri ve parametreler

Parametreler	Ortalama Gri İlişki Derece Değerleri					
	Level 1	Level 2	Level 3	Level 4	Level 5	Maks-Min
A	0,445451	0,617495	0,668482	0,620683	0,61223	0,22303
B	0,66987	0,554524	0,593222			0,115346
C	0,614508	0,582172	0,620937			0,038765
D	0,615412	0,592007	0,610198			0,023406
E	0,619083	0,596839	0,601694			0,022244

Elde edilen S/N oranlarına ait ortalama değerler hesaplanarak Nu ve f değerleri için Tablo 5.4 ve Tablo 5.5’de sunulmuştur. ortalama S/N değerlerini gösteren Tablolar yorumlandığında optimum tasarım parametreleri belirlenebilmektedir. Optimum parametreler en yüksek S/N oranında meydana gelmektedir. Buradaki amaç gürültü anlamına gelen N değerinin etkisinin en az olduğu durumu yani S/N değerinin en büyük

değerlerini dikkate almaktır. Bu hem Nusselt sayısı hem de sürtünme faktörü için geçerlidir. Bu durumda Nusselt sayısı için, parametrelerin A6B1C2D1E3 seviyelerini gösteren durumda, optimum ısı transferi elde edilmektedir. Aynı şekilde sürtünme faktörü için de ilgili Tablo incelendiğinde en büyük S/N oranı için optimum parametrelerin A6B3C1D3E1 seviyelerinde elde edildiği görülmektedir.

Ortogonal dizine göre yapılan ve hesaplanan deney sonuçlarının doğruluğunun test edilebilmesi için kontrol deneyleri yapılmıştır. Bu deneylerde; ortogonal dizinlerde bulunmayan deneyler yapılmış ve elde edilen sonuçlarla uygunluğu test edilmiştir. Test neticesinde Taguchi yönteminin bu deneysel çalışmaya uygun olduğu belirlenmiştir. Gerçekleştirilen test deneylerinden ikisi Tablo 5.6 ve Tablo 5.7’de Nu ve f için ayrı ayrı verilmiştir. Bu tablolar incelendiğinde; ortogonal dizinde olmayan başlangıç değer koşulları ile optimum veriler kıyaslanmıştır. Bu kıyaslama; deneylerden elde edilen optimum veriler ile hesaplanan optimum veriler arasında yapılmış. Böylelikle hem başlangıç koşul değerlerinin optimum değerlerden daha küçük olduğu teyit edilmiş, hem de gerçek değerler ile hesaplanan değerler arasındaki uyum otaya konmuştur.

Gerçekleştirilen ANOVA ile, deneylerden elde edilen veriler analiz edilerek parametrelerin incelenen sonuç üzerindeki (Nu ve f) yüzde etkileri ve analizin gerçekleştirilmesi sırasında olabilecek muhtemel hata oranları belirlenmiştir. Ayrıca, parametrelerin performans karakteristikleri olarak belirlenen Nu ve f üzerinde istatistiksel olarak anlamlı bir etkiye sahip olup olmadığının görülebilmesi amacıyla F test adı verilen analizin de yapılması gerekmektedir. Bu değer ilgili güven seviyesine ait olan tablo değerinden büyük olması, incelenen parametrenin performans karakteristiği üzerindeki etkisinin de fazla olduğu anlamına gelmektedir. Tablo değerinden küçük ise sonuç üzerinde anlamlı bir etkisinin olmadığı sonucuna varılmaktadır. İlgili ANOVA tabloları incelendiğinde bütün parametrelerin % 95 güven seviyesinde hem Nu hem de f üzerinde anlamlı bir etkiye sahip olduğu görülmektedir.

Nu ve f değerleri için bulunan ANOVA sonuçları Tablo 5.8 ve Tablo 5.9’da verilmiştir. Bu veriler incelendiğinde; Nusselt sayısı için, en etkisiz parametrenin yaklaşık %1.74 lük bir etkiyle hatve olduğu görülmektedir. En etkili parametre ise %31 gibi bir etki ile Reynolds sayısıdır. Eksenel uzunluk, durum ve kalınlık parametrelerinin etkileri ise sırasıyla %17.26, % 22.89 ve % 25.24 olarak gerçekleşmiştir. Gerçekleştirilen ANOVA ile hatanın Nusselt üzerindeki etkisinin yaklaşık olarak %1.82 olduğu görülmüştür. Aynı

şekilde sürtünme faktörü için de ilgili Tablo incelendiğinde; yine en etkisiz parametrenin %2.25 lik bir etkiyle hatve, en etkili parametrenin % 32.9 değeri ile durum parametresi olduğu belirlenmiştir. Reynolds sayısı ve kalınlık parametrelerinin yaklaşık olarak % 25 gibi bir değer ile neredeyse aynı etkiye sahip oldukları ve eksenel uzunluğun ise % 10'luk bir etkiye sahip olduğu sonucu elde edilmiştir.

Gri ilişkisel analiz yönteminde ise değerlendirilmek üzere seçilen sonuçlar (bu çalışmada Nu ve f seçilmiştir); Bölüm 2'de de anlatıldığı üzere, Taguchi metodunda olduğu gibi ayrı ayrı değil de birlikte değerlendirilmektedir. Yani ısı transferini en büyük sürtünme faktörünü ise en küçük yapacak olan parametre seviyeleri belirlenmiştir. Sonuçlar birlikte değerlendirildiğinde 1'e en yakın olan gri ilişki derecesi değerinde optimum parametre seviyeleri elde edilmektedir. Gri ilişki dereceleri Tablo 5.9'da gösterilmiştir. Optimum parametre seviyelerinin belirlenebilmesi için Tablo 5.9'daki veriler kullanılarak Tablo 5.10'daki ortalama gri ilişkisel derece verileri elde edilmiştir. Bu veriler içerisinde her bir parametre için en büyük değere sahip olan seviyede optimum koşullar gerçekleşmektedir. Yani ısı transferi ve sürtünme kaybı birlikte ele alındığında; A3B1C3D1E1 seviyelerinde optimum çoklu performans karakteristiği elde edilmiştir

6. REGRESYON ANALİZİ ve BELİRSİZLİK ANALİZİ

Regresyon Analizi

Bağımlı değişken ile bağımsız değişken arasında varlığı düşünülen ilişkinin önemi, yönü ve biçimi regresyon analizi ile ortaya konulmaktadır [38]. Deneylerini gerçekleştirdiğimiz çalışmanın sonuçları regresyon analizi ile incelenmiş ve deneysel sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Çalışmamızda bağımlı değişkenler Nusselt sayısı (Nu), basınç kaybı (f), etkinlik (ε), ekserji kayıp oranı (E^*) ve entropi üretim oranıdır (N_S). Bağımsız değişkenler ise Reynold sayısı (Re), boyutsuz kalınlık (t/k), boyutsuz adım mesafesi (w/k), boyutsuz çap (d/k) ve durumdur (s). Durum parametresini boyutsuz hale getirmediğimiz için yapmış olduğumuz analizler 3 durum için ayrı ayrı olarak gerçekleştirildi. Regresyon analizi Statistica 12 programının ‘Nonlinear Estimation’ bölümü kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Analizde elde etmek istediğimiz deneysel bağıntıların formatı aşağıdaki gibidir.

$$Nu = a_1 Re^{b_1} (d/k)^{c_1} (w/k)^{f_1} (t/k)^{g_1}$$

$$f = a_2 Re^{b_2} (d/k)^{c_2} (w/k)^{f_2} (t/k)^{g_2}$$

$$\varepsilon = a_3 Re^{b_3} (d/k)^{c_3} (w/k)^{f_3} (t/k)^{g_3}$$

$$E^* = a_4 Re^{b_4} (d/k)^{c_4} (w/k)^{f_4} (t/k)^{g_4}$$

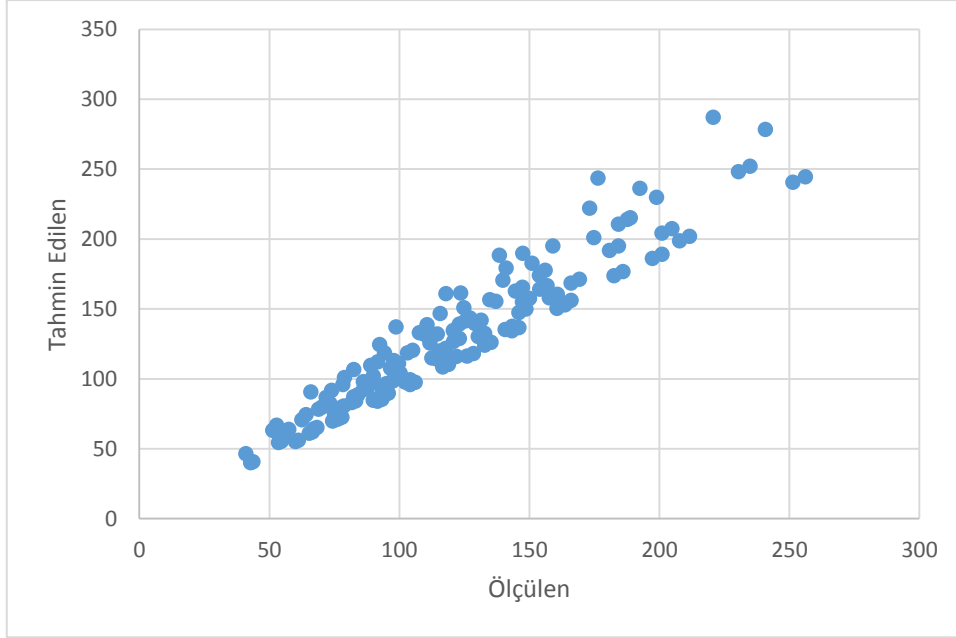
$$N_S = a_5 Re^{b_5} (d/k)^{c_5} (w/k)^{f_5} (t/k)^{g_5}$$

Program çalıştırıldıktan sonra Nusselt sayısının (Nu) s1 için denklemi şu şekildedir:

$$Nu = 1,452 Re^{0,535} (d/k)^{-0,323} (w/k)^{0,027} (t/k)^{0,837} \quad (31)$$

Burada görüldüğü gibi Nu sayısı için en etkili parametre kalınlıktır. Etkisi en düşük olan parametre ise çap parametresidir. Kalınlığı sırasıyla Re sayısı ve hatve takip etmektedir.

31 numaraları denklem yardımıyla elde edilen Nu sayısı ve deneylerde elde ettiğimiz Nu sayılarını karşılaştırılması şekil 6.1’de gösterilmiştir. Bu değerler dizisi arasında en yüksek sapma %23,09 iken en düşük sapma değeri de % 0,147 dir. Ortalama sapma ise %9,23 dür.



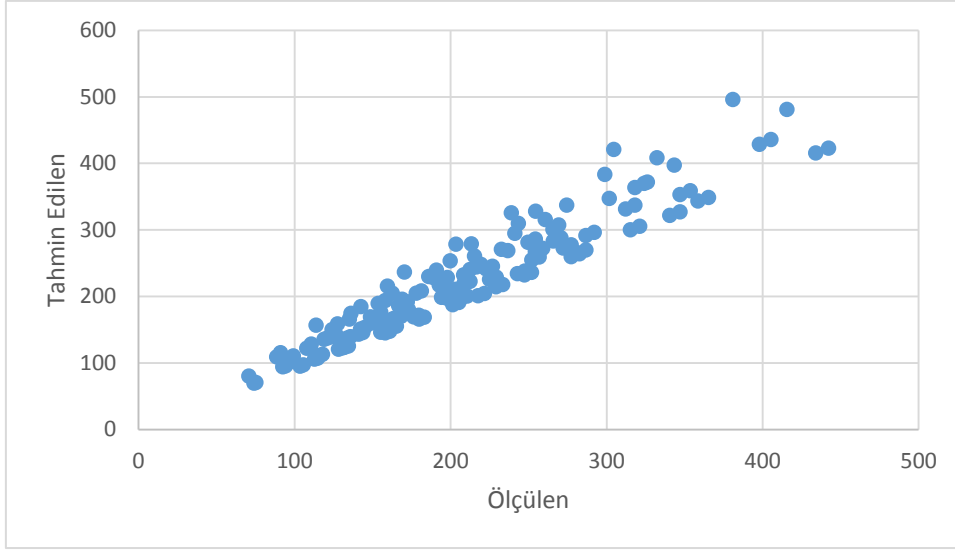
Şekil 6.1 s1 için Nu sayısının ölçülen ve regresyon analizi ile tahmin edilen değerleri

Program çalıştırdıktan sonra Nusselt sayısının (Nu) s2 için denklemi şu şekildedir:

$$Nu = 2,507 Re^{0,535} (d/k)^{-0,323} (w/k)^{0,027} (t/k)^{0,837} \quad (32)$$

s2 için oluşan denklem s1 ile neredeyse aynıdır. Yalnızca denklemin başında yer alan katsayı değişmiştir.

32 numaraları denklem yardımıyla elde edilen Nu sayısı ve deneylerde elde ettiğimiz Nu sayılarını karşılaştırılması şekil 6.2’de gösterilmiştir. Bu değerler dizisi arasında en yüksek sapma %27,943 iken en düşük sapma değeri de % 0,104 dir. Ortalama sapma ise %9,28 dir.



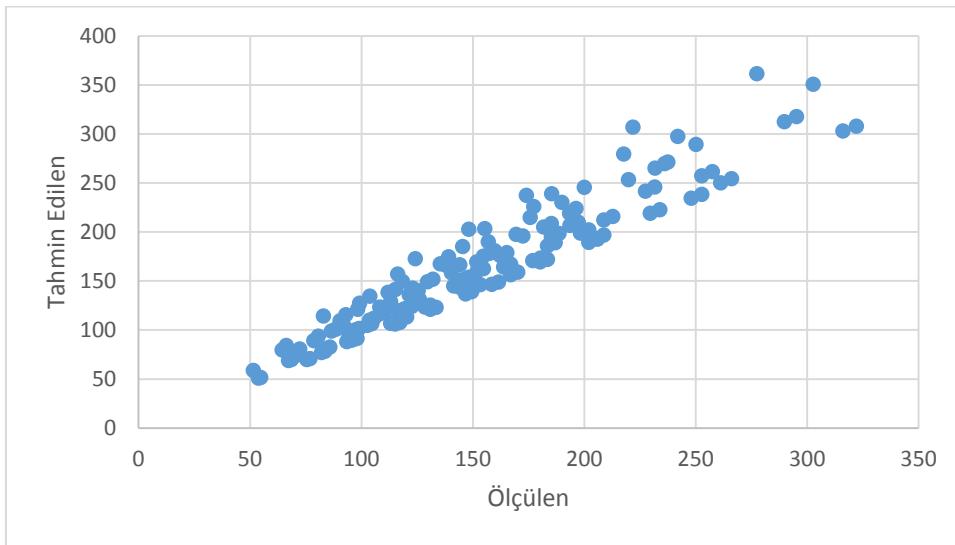
Şekil 6.2 s2 için Nu sayısının ölçülen ve regresyon analizi ile tahmin edilen değerleri

Program çalıştırıldıktan sonra Nusselt sayısının (Nu) s3 için denklemi şu şekildedir:

$$Nu = 1,826 Re^{0,535} (d/k)^{-0,323} (w/k)^{0,027} (t/k)^{0,837} \quad (33)$$

s3 için oluşan denklem s1 ve s2 ile neredeyse aynıdır. Yalnızca denklemin başında yer alan katsayı değişmiştir.

33 numaraları denklem yardımıyla elde edilen Nu sayısı ve deneylerde elde ettiğimiz Nu sayılarını karşılaştırılması şekil 6.3’de gösterilmiştir. Bu değerler dizisi arasında en yüksek sapma %27,59 iken en düşük sapma değeri de % 0,065 dir. Ortalama sapma ise %9,29 dur.



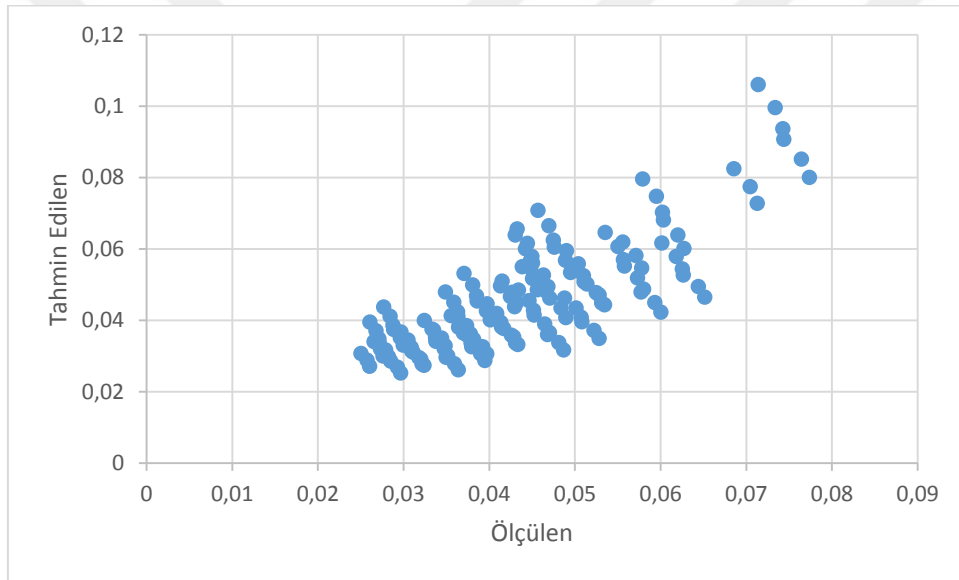
Şekil 6.3 s3 için Nu sayısının ölçülen ve regresyon analizi ile tahmin edilen değerleri

Program çalıştırıldıktan sonra sürtünme faktörünün (f) s1 için denklemi şu şekildedir:

$$f = 6,137 Re^{-0,365} (d/k)^{-0,059} (w/k)^{0,017} (t/k)^{0,723} \quad (34)$$

Burada görüldüğü gibi f için en etkili parametre kalınlıktır. Etkisi en düşük olan parametre ise Re sayısıdır. Kalınlığı sırasıyla hatve ve çap parametresi takip etmektedir.

34 numaraları denklem yardımıyla elde edilen f için ve deneylerde elde ettiğimiz f değerlerinin karşılaştırılması şekil 6.4'de gösterilmiştir. Bu değerler dizisi arasında en yüksek sapma %34,84 iken en düşük sapma değeri de % 0,404 dür. Ortalama sapma ise %14,4 dür.



Şekil 6.4 s1 için f değerlerinin ölçülen ve regresyon analizi ile tahmin edilen değerleri

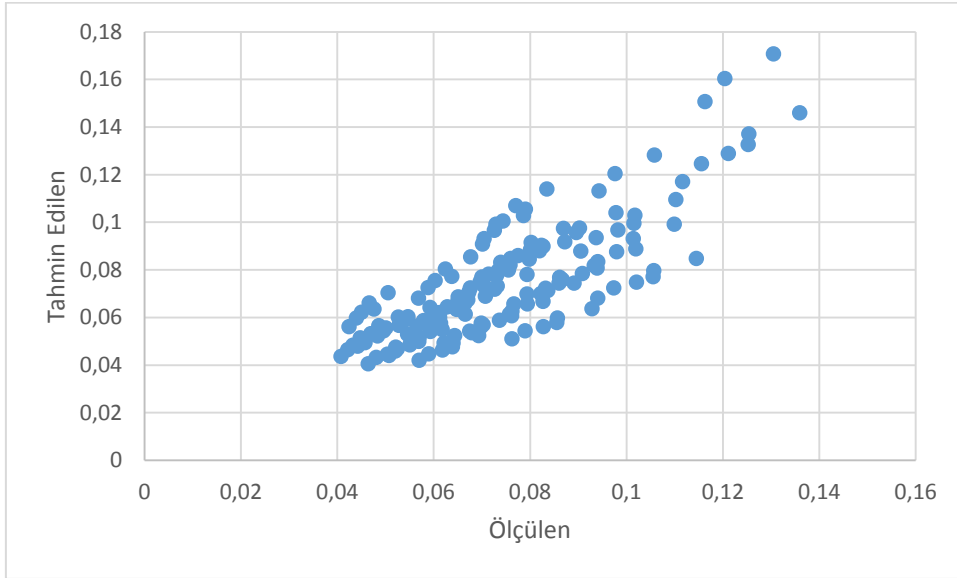
Program çalıştırıldıktan sonra sürtünme faktörünün (f) s2 için denklemi şu şekildedir:

$$f = 9,947 Re^{-0,365} (d/k)^{-0,059} (w/k)^{-0,05} (t/k)^{0,723} \quad (35)$$

Burada görüldüğü gibi f için en etkili parametre kalınlıktır. Etkisi en düşük olan parametre ise Re sayısıdır. Kalınlığı sırasıyla hatve ve çap parametresi takip etmektedir.

35 numaraları denklem yardımıyla elde edilen f için ve deneylerde elde ettiğimiz f değerlerinin karşılaştırılması şekil 6.5'de gösterilmiştir. Bu değerler dizisi arasında en

yüksek sapma %33,02 iken en düşük sapma değeri de % 0,214 dür. Ortalama sapma ise %13,52 dir.



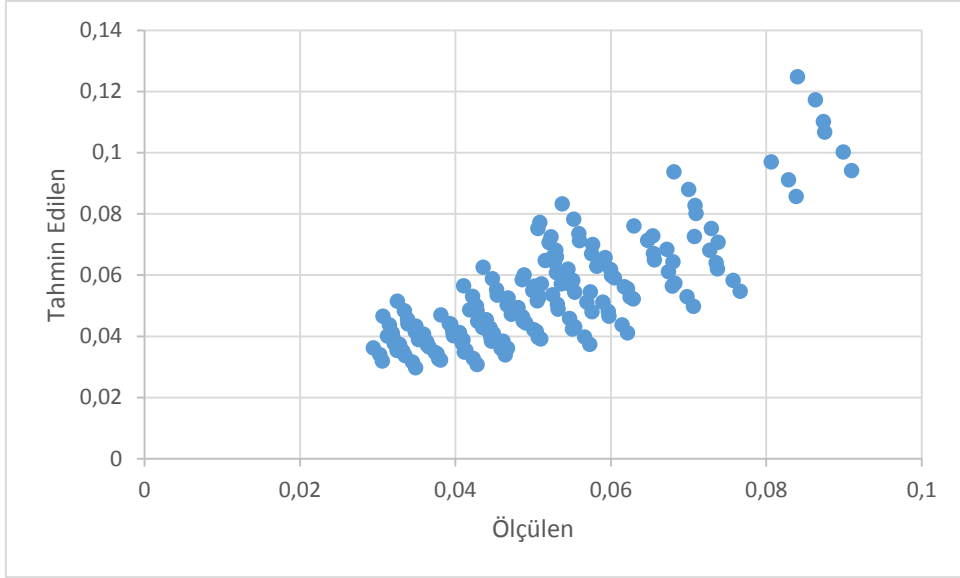
Şekil 6.5 s2 için f değerlerinin ölçülen ve regresyon analizi ile tahmin edilen değerleri

Program çalıştırıldıktan sonra basınç kaybının (f) s3 için denklemi şu şekildedir:

$$f = 7,219 Re^{-0,365} (d/k)^{-0,059} (w/k)^{0,017} (t/k)^{0,723} \quad (36)$$

Burada görüldüğü gibi f için en etkili parametre kalınlıktır. Etkisi en düşük olan parametre ise Re sayısıdır. Kalınlığı sırasıyla hatve ve çap parametresi takip etmektedir.

36 numaraları denklem yardımıyla elde edilen f için ve deneylerde elde ettiğimiz f değerlerinin karşılaştırılması şekil 6.6'da gösterilmiştir. Bu değerler dizisi arasında en yüksek sapma %35,43 iken en düşük sapma değeri de % 0,128 dir. Ortalama sapma ise %14,4 dür.



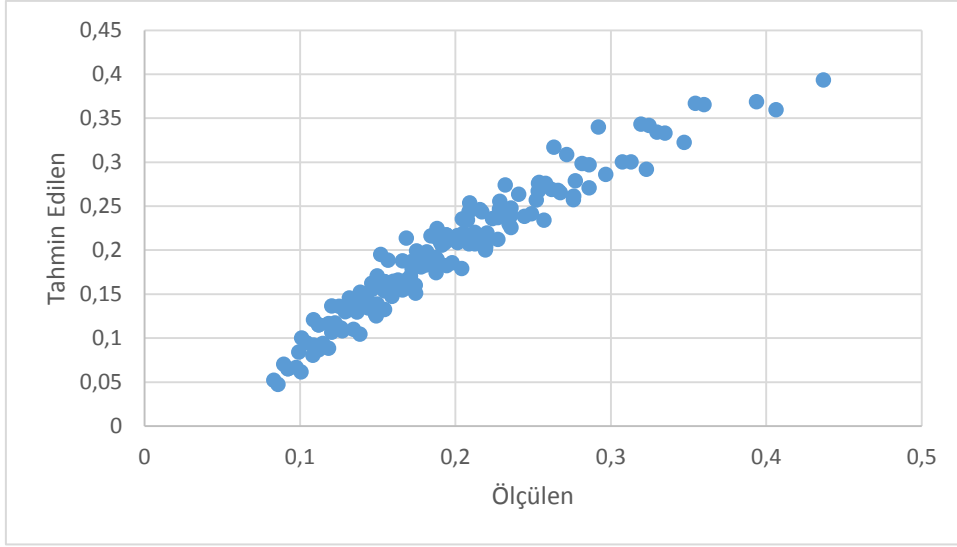
Şekil 6.6 s3 için f değerlerinin ölçülen ve regresyon analizi ile tahmin edilen değerleri

Program çalıştırıldıktan sonra etkinlik değerinin (ε) durum 1 için denklemi şu şekildedir:

$$\varepsilon = 73,654 Re^{-0,445} (d/k)^{-0,279} (w/k)^{-0,045} (t/k)^{0,793} \quad (37)$$

Burada görüldüğü gibi ε için en etkili parametre kalınlıktır. Etkisi en düşük olan parametre ise Re sayısıdır. Kalınlığı sırasıyla hatve ve çap parametresi takip etmektedir.

37 numaraları denklem yardımıyla elde edilen ε için ve deneylerde elde ettiğimiz ε değerlerinin karşılaştırılması şekil 6.7’de gösterilmiştir. Bu değerler dizisi arasında en yüksek sapma %45,33 iken en düşük sapma değeri de % 0,088 dir. Ortalama sapma ise %8,57 dir.



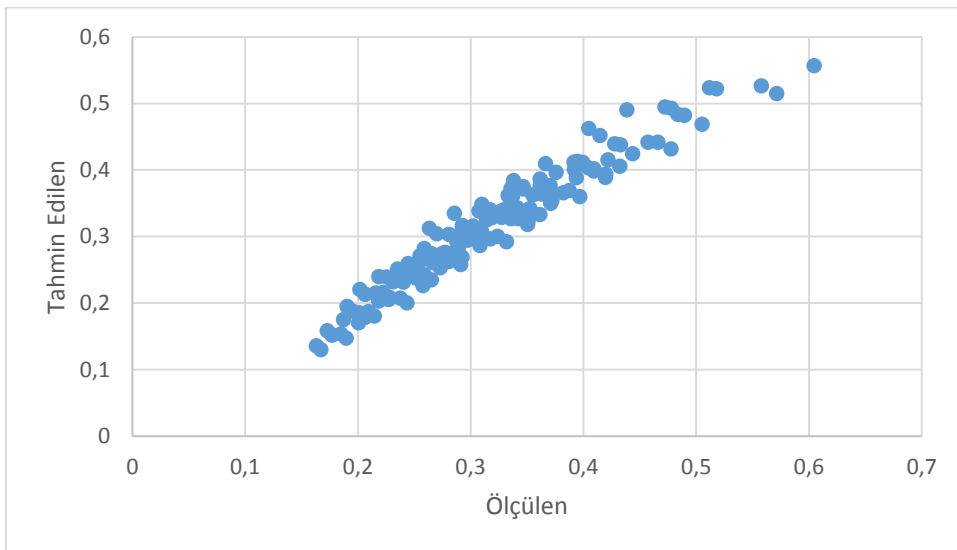
Şekil 6.7 s1 için ε değerlerinin ölçülen ve regresyon analizi ile tahmin edilen değerleri

Program çalıştırıldıktan sonra etkinlik değerinin (ε) s2 için denklemi şu şekildedir:

$$\varepsilon = 35,308 Re^{-0,354} (d/k)^{-0,223} (w/k)^{-0,035} (t/k)^{0,619} \quad (38)$$

Burada görüldüğü gibi ε için en etkili parametre kalınlıktır. Etkisi en düşük olan parametre ise Re sayısıdır. Kalınlığı sırasıyla hatve ve çap parametresi takip etmektedir.

38 numaralı denklem yardımıyla elde edilen ε için ve deneylerde elde ettiğimiz ε değerlerinin karşılaştırılması Şekil 6.8’de gösterilmiştir. Bu değerler dizisi arasında en yüksek sapma %17,91 iken en düşük sapma değeri de % 0,037 dir. Ortalama sapma ise %5,92 dir.



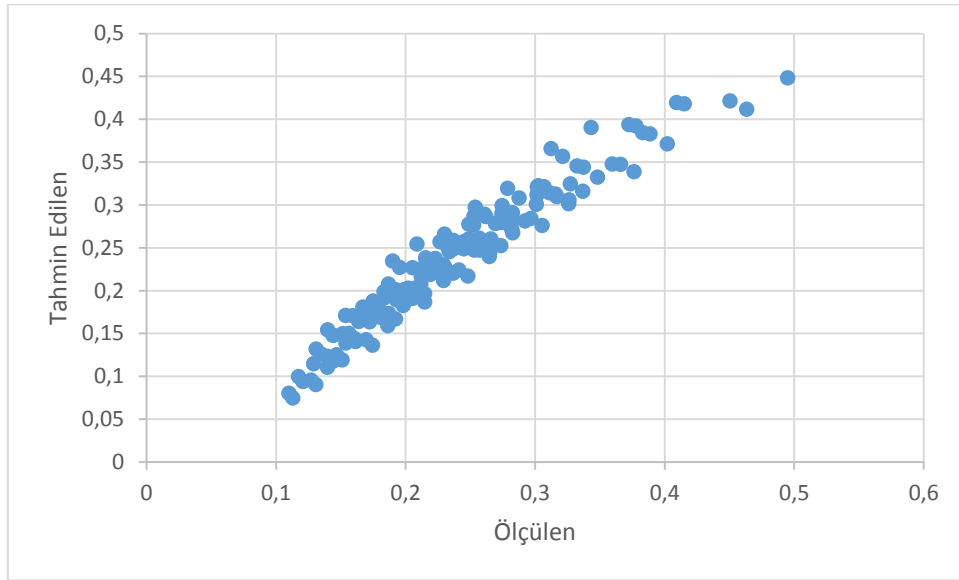
Şekil 6.8 s2 için ε değerlerinin ölçülen ve regresyon analizi ile tahmin edilen değerleri

Program çalıştırıldıktan sonra etkinlik değerinin (ε) s3 için denklemi şu şekildedir:

$$\varepsilon = 52,370 Re^{-0,405} (d/k)^{-0,254} (w/k)^{-0,041} (t/k)^{0,717} \quad (39)$$

Burada görüldüğü gibi ε için en etkili parametre kalınlıktır. Etkisi en düşük olan parametre ise Re sayısıdır. Kalınlığı sırasıyla hatve ve φ parametresi takip etmektedir.

39 numaralı denklem yardımıyla elde edilen ε için ve deneylerde elde ettiğimiz ε değerlerinin karşılaştırılması şekil 6.9'da gösterilmiştir. Bu değerler dizisi arasında en yüksek sapma %33,96 iken en düşük sapma değeri de % 0,161 dir. Ortalama sapma ise %7,27 dir.



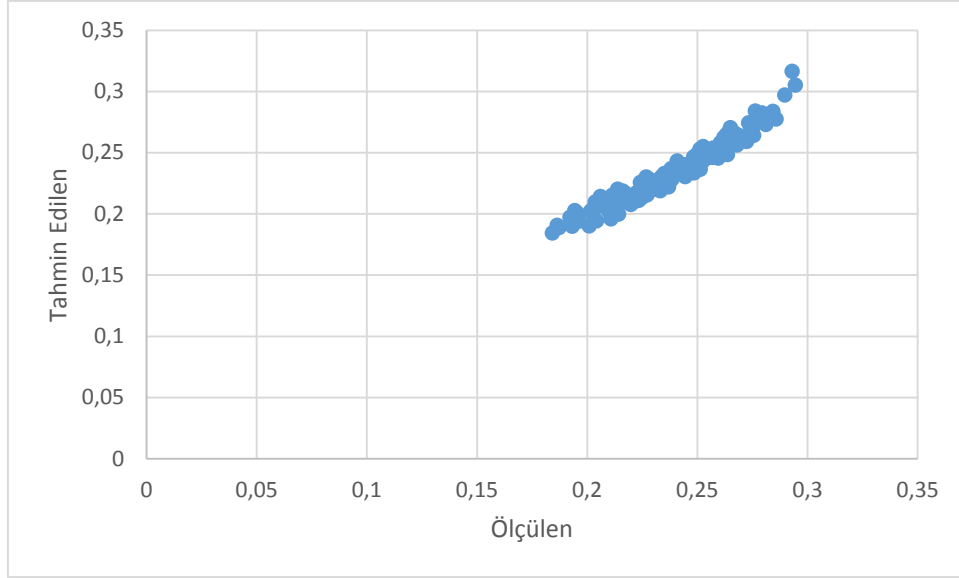
Şekil 6.9 s3 için ε değerlerinin ölçülen ve regresyon analizi ile tahmin edilen değerleri

Program çalıştırıldıktan sonra ekserji kayıp oranı (E^*) s1 için denklemi şu şekildedir:

$$E^* = 0,025 Re^{0,185} (d/k)^{0,069} (w/k)^{0,007} (t/k)^{-0,145} \quad (40)$$

Burada görüldüğü gibi E^* için en etkili parametre Re sayısıdır. Etkisi en düşük olan parametre ise kalınlıktır. Re sayısını sırasıyla φ parametresi ve hatve takip etmektedir.

40 numaralı denklem yardımıyla elde edilen E^* için ve deneylerde elde ettiğimiz E^* değerlerinin karşılaştırılması şekil 6.10'da gösterilmiştir. Bu değerler dizisi arasında en yüksek sapma %7,345 iken en düşük sapma değeri de % 0,028 dir. Ortalama sapma ise %2,96 dır.



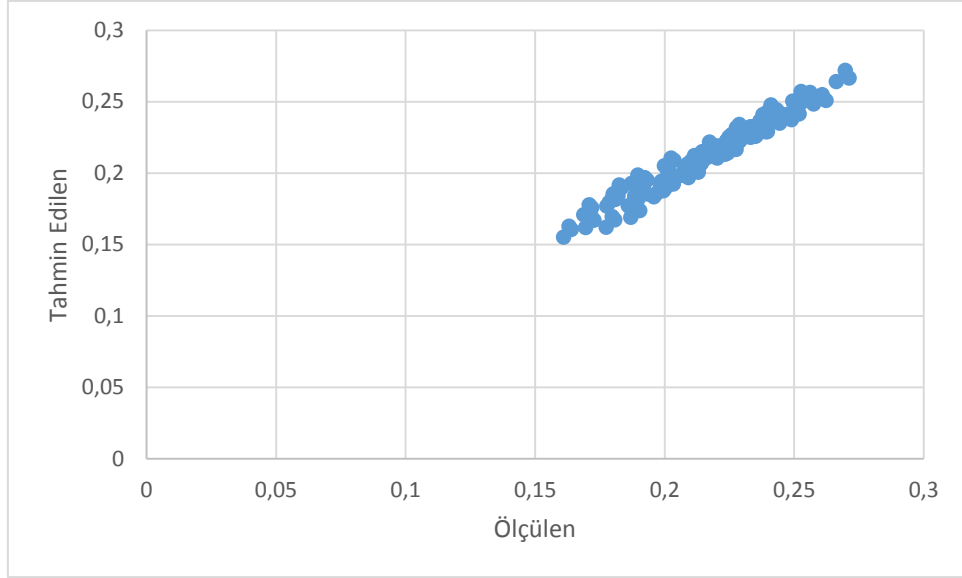
Şekil 6.10 s1 için E^* değerlerinin ölçülen ve regresyon analizi ile tahmin edilen değerleri

Program çalıştırıldıktan sonra ekserji kayıp oranı (E^*) s2 için denklemi şu şekildedir:

$$E^* = 0,018 Re^{0,207} (d/k)^{0,075} (w/k)^{0,008} (t/k)^{-0,162} \quad (41)$$

Burada görüldüğü gibi E^* için en etkili parametre Re sayısıdır. Etkisi en düşük olan parametre ise kalınlıktır. Re sayısını sırasıyla çap parametresi ve hatve takip etmektedir.

41 numaraları denklem yardımıyla elde edilen E^* için ve deneylerde elde ettiğimiz E^* değerlerinin karşılaştırılması şekil 6.11’de gösterilmiştir. Bu değerler dizisi arasında en yüksek sapma %9,68 iken en düşük sapma değeri de % 0,139 dir. Ortalama sapma ise %2,78 dir.



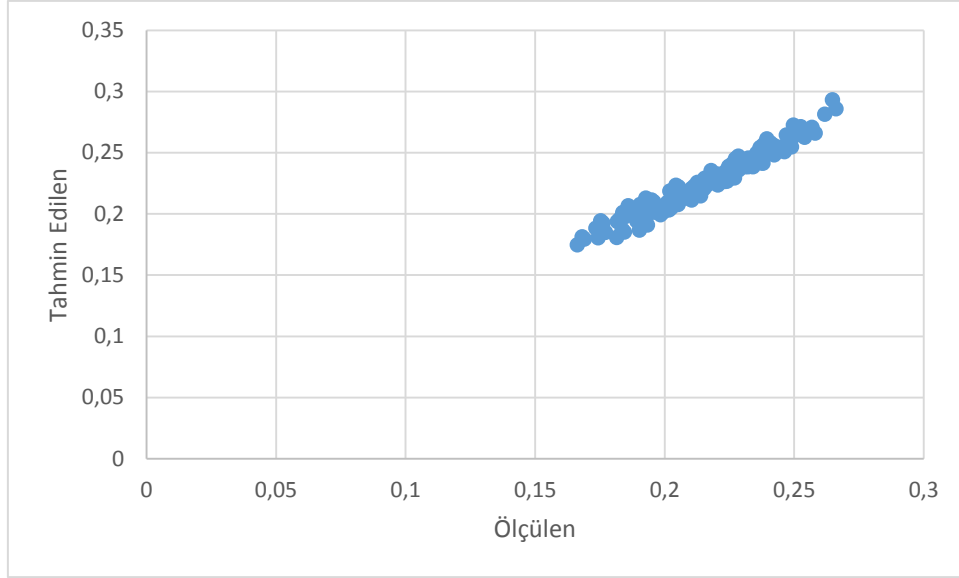
Şekil 6.11 s2 için E^* değerlerinin ölçülen ve regresyon analizi ile tahmin edilen değerleri

Program çalıştırıldıktan sonra ekserji kayıp oranı (E^*) s3 için denklemi şu şekildedir:

$$E^* = 0,023 Re^{0,187} (d/k)^{0,068} (w/k)^{0,007} (t/k)^{-0,145} \quad (42)$$

Burada görüldüğü gibi E^* için en etkili parametre Re sayısıdır. Etkisi en düşük olan parametre ise kalınlıktır. Re sayısını sırasıyla çap parametresi ve hatve takip etmektedir.

42 numaraları denklem yardımıyla elde edilen E^* için ve deneylerde elde ettiğimiz E^* değerlerinin karşılaştırılması şekil 6.12’de gösterilmiştir. Bu değerler dizisi arasında en yüksek sapma %9,894 iken en düşük sapma değeri de % 0,317 dir. Ortalama sapma ise %4,2 dir.



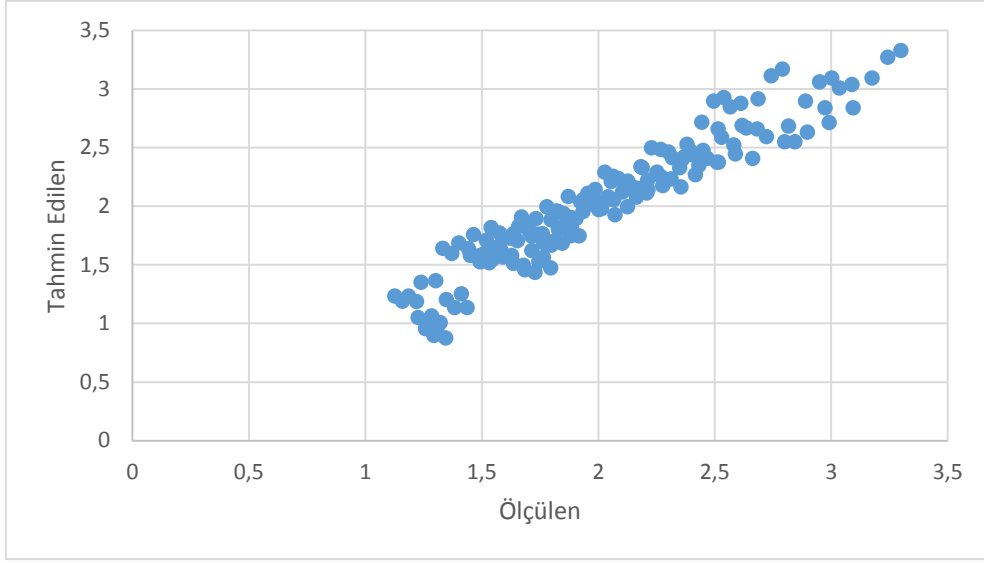
Şekil 6.12 s3 için E^* değerlerinin ölçülen ve regresyon analizi ile tahmin edilen değerleri

Program çalıştırıldıktan sonra entropi üretim oranı (N_S) s1 için denklemi şu şekildedir:

$$N_S = 1,929 Re^{0,107} (d/k)^{-0,242} (w/k)^{-0,041} (t/k)^{0,715} \quad (43)$$

Burada görüldüğü gibi N_S için en etkili parametre kalınlıktır. Etkisi en düşük olan parametre ise çaptır. Kalınlığı sırasıyla Re sayısı ve adım mesafesi ve takip etmektedir.

43 numaraları denklem yardımıyla elde edilen N_S için ve deneylerde elde ettiğimiz N_S değerlerinin karşılaştırılması şekil 6.13’de gösterilmiştir. Bu değerler dizisi arasında en yüksek sapma %35,08 iken en düşük sapma değeri de % 0,139 dur. Ortalama sapma ise %6,86 dır.



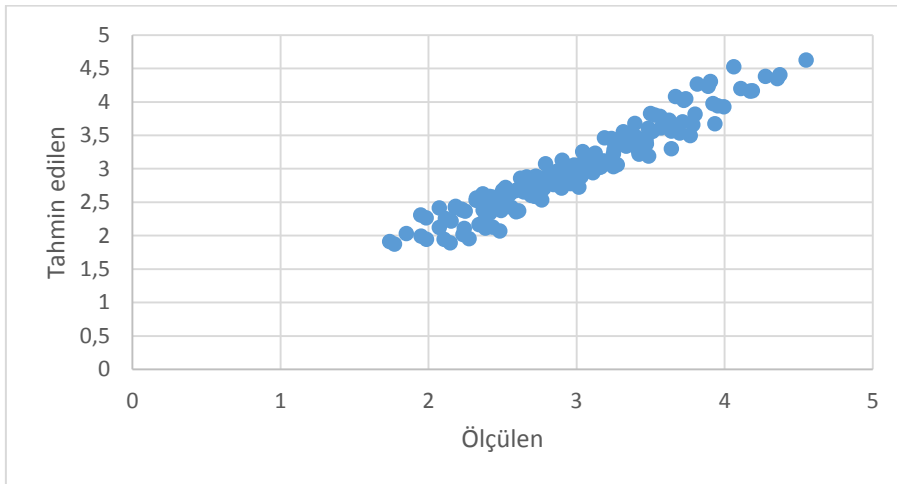
Şekil 6.13 s1 için N_S değerlerinin ölçülen ve regresyon analizi ile tahmin edilen değerleri

Program çalıştırıldıktan sonra entropi üretim oranı (N_S) s2 için denklemi şu şekildedir:

$$N_S = 0,465 Re^{0,243} (d/k)^{-0,164} (w/k)^{-0,027} (t/k)^{0,484} \quad (44)$$

Burada görüldüğü gibi N_S için en etkili parametre kalınlıktır. Etkisi en düşük olan parametre ise çaptır. Kalınlığı sırasıyla Re sayısı ve hatve takip etmektedir.

44 numaraları denklem yardımıyla elde edilen N_S için ve deneylerde elde ettiğimiz N_S değerlerinin karşılaştırılması Şekil 6.14’de gösterilmiştir. Bu değerler dizisi arasında en yüksek sapma %16,67 iken en düşük sapma değeri de % 0,026 dır. Ortalama sapma ise %4,74 dür.



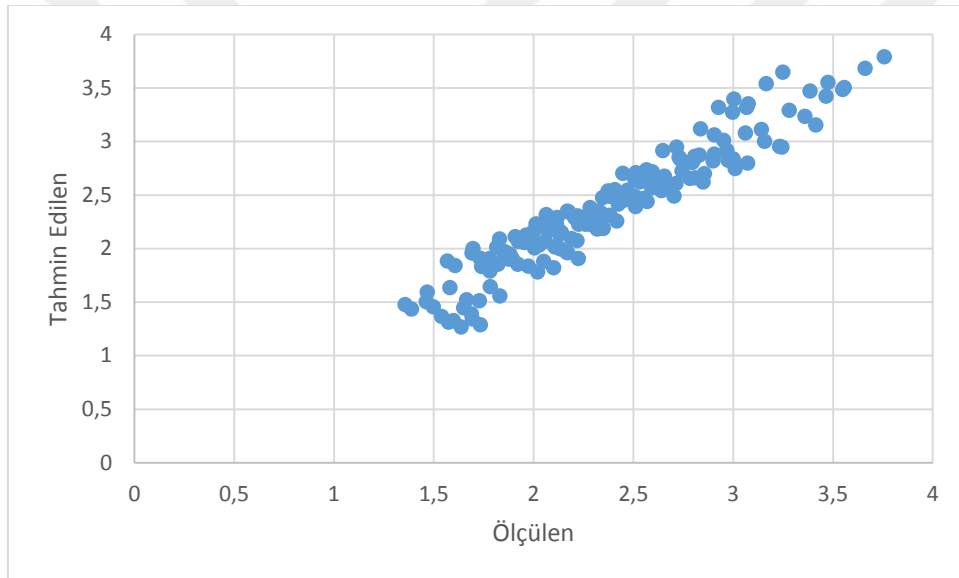
Şekil 6.14 s2 için N_S değerlerinin ölçülen ve regresyon analizi ile tahmin edilen değerleri

Program çalıştırıldıktan sonra entropi üretim oranı (N_S) s3 için denklemi şu şekildedir:

$$N_S = 1,107 Re^{0,160} (d/k)^{-0,21} (w/k)^{-0,034} (t/k)^{0,617} \quad (45)$$

Burada görüldüğü gibi N_S için en etkili parametre kalınlıktır. Etkisi en düşük olan parametre ise çaptır. Kalınlığı sırasıyla Re sayısı ve hatve takip etmektedir.

45 numaralı denklem yardımıyla elde edilen N_S için ve deneylerde elde ettiğimiz N_S değerlerinin karşılaştırılması şekil 6.15’de gösterilmiştir. Bu değerler dizisi arasında en yüksek sapma %25,86 iken en düşük sapma değeri de % 0,085 dir. Ortalama sapma ise %5,71dir.



Şekil 6.15 s3 için N_S değerlerinin ölçülen ve regresyon analizi ile tahmin edilen değerleri

Belirsizlik Analizi

Deneysel bulguların hata analizini bulmak için, Kline ve McClintock tarafından ‘Belirsizlik Analizi’ olarak adlandırılan yöntem kullanılmıştır [38]. Bu yöntemle göre, ölçülmesi istenen değere R , ve bu değer n adet bağımsız değişkene bağlı olduğunu varsayalım:

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

Her bir bağımsız değişkene ait hata oranları $w_1, w_2, w_3, \dots, w_n$ şeklinde olsun ve R büyüklüğünün hata oranı ise w_R olsun. Buna göre R ’nin toplam belirsizliği aşağıdaki gibi bulunur.

$$w_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_{x_1} \right) + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_{x_2} \right) + \left(\frac{\partial R}{\partial x_3} w_{x_3} \right) + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_{x_n} \right) \right]$$

Nusselt sayısının Kline ve McClintock'un yöntemine göre belirsizlik ifadesi aşağıdaki gibidir:

$$w_{Nu} = \left[\left(\frac{\partial Nu}{\partial \rho} w_{\rho} \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial c_p} w_{c_p} \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial k} w_k \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial L} w_L \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial d_i} w_{d_i} \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial V_{ort}} w_{V_{ort}} \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial T_g} w_{T_g} \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial T_{\zeta}} w_{T_{\zeta}} \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial T_y} w_{T_y} \right)^2 \right]^{1/2}$$

Sürtünme faktörünün Kline ve McClintock'un yöntemine göre belirsizlik ifadesi aşağıdaki gibidir:

$$w_f = \left[\left(\frac{\partial f}{\partial \rho} w_{\rho} \right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial V_{ort}} w_{V_{ort}} \right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial \Delta P} w_{\Delta P} \right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial L} w_L \right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial d_i} w_{d_i} \right)^2 \right]^{1/2}$$

Reynolds Sayısının Kline ve McClintock'un yöntemine göre belirsizlik ifadesi aşağıdaki gibidir:

$$w_{Re} = \left[\left(\frac{\partial Re}{\partial v} w_v \right)^2 + \left(\frac{\partial Re}{\partial V_{ort}} w_{V_{ort}} \right)^2 + \left(\frac{\partial Re}{\partial D_i} w_{D_i} \right)^2 \right]^{1/2}$$

Yukarıdaki belirsizlik ifadeleri için bağımsız değişkenlerin hata oranlarının belirlenmesi gerekmektedir. Bu hata oranları için önceki yapılan çalışmalarda kullanılan belirsizlik değerleri, ölçü aletlerinin firmalar tarafından verilen hata oranları ve belirlenmesi mümkün olmayan hata oranları için deneysel çalışmalardaki tecrübelerden faydalanılarak tahmini olarak belirlenmiştir. Bütün bunlar dikkate alınarak ortaya çıkabilecek belirsizlik değerleri şu şekildedir.

Sıcaklık Ölçümünde Ortaya Çıkabilecek Hatalar

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

Bu değerlerden faydalanılarak giriş sııcaklığında ortaya çıkabilecek belirsizlik aşağıdaki gibidir:

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

Bu değerlerden faydalanılarak çıkış sııcaklığında ortaya çıkabilecek belirsizlik aşağıdaki gibidir:

$$w_{Ta} = [(a1)^2 + (b1)^2 + (c1)^2 + (d1)^2 + (f1)^2]^{1/2}$$

Bu değerlerden faydalanılarak yüzey sııcaklığının ölçülmesinde ortaya çıkabilecek belirsizlik aşağıdaki gibidir:

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

Basınç Kaybı lmlerinde Ortaya ıkabilecek 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 değerlerden faydalanılarak basınç kaybının ölçülmesinde ortaya çıkabilecek belirsizlik aşağıdaki gibidir:

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

Hız lmlerinde Ortaya ıkabilecek Belirsizlikler

(a3) Rüzgar gl 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 aşağıdaki gibidir;

$$w_v = [(a3)^2 + (b3)^2 + (c3)^2]^{1/2}$$

7. SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME

Bu yüksek lisans tez çalışmasında; iç içe iki borudan oluşan eş eksenli bir ısı değiştiricisinin iç borusuna yerleştirilen yarım çember şeklinde imal edilmiş türbülatorlerin ısı transferi, basınç kaybı, ekserji kaybı ve etkinlik üzerine olan etkileri incelenmiştir. Deneysel çalışmada Taguchi deneysel tasarım metodu kullanılarak 18 deney gerçekleştirilmiş ve elde edilen verilere göre analizler gerçekleştirilerek hem ısı transferi hem de sürtünme faktörü için optimum parametreler belirlenmiştir. Daha sonra ANOVA adı da verilen varyans analizi ile tasarım parametrelerinin Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü üzerindeki yüzde etkileri bulunmuştur. Gri ilişkisel analiz yöntemi ile de ısı transferi ve sürtünme faktörü sonuçları birlikte değerlendirilerek hem ısı transferini maksimum hem de sürtünme faktörünü minimum yapacak şekilde çoklu performans karakteristikleri optimize edilmiştir.

- Re sayısı arttıkça Nu sayısı artmış, sürtünme faktörü azalmıştır
- Durum parametreleri içerisinde en yüksek Nu sayısı ve f artışına sebep olan parametre s_2 dir. Bu parametrede ikinci olarak s_3 ve son olarak da s_1 Nu sayısını ve sürtünme faktörünü daha çok arttırmıştır.
- Çap parametresini sıralayacak olursak ısı transferini en çok arttıran %400 ile $d/k=0.834$ değeridir. Ardından %350 ile $d/k=1.667$ ve son olarak da %260 ile $d/k=3.334$ değeri gelmektedir. En fazla sürtünme faktörü artışına sebep olan çap değeri ise %570 ile $d/k=1.667$ dir. Bu değeri sırasıyla %480 ile $d/k=0.834$ ve %440 ile $d/k=3.334$ değerleri takip etmiştir.
- Kalınlık parametresinde ise en çok etkiyi %410 ile $t/k=0.334$ vermektedir. Bu parametrede 2.olarak %320 $t/k=0.25$ değeri ve son olarak da %240 ile $t/k=0.167$ değeri gelmektedir. En fazla sürtünme faktörü artışına sebep olan kalınlık değeri %485 ile $t/k=0.334$ dür. Sırasıyla bu değeri %330 ile $t/k=0.25$ ve %300 ile $t/k=0.167$ değeri takip etmiştir.
- Hatvede ısı transferini arttırma sıralaması ise şu şekildedir. $r/k=0.167$ %420 ile en çok artırımı gerçekleştirmiştir. $r/k=0.834$ ve $r/k=1.667$ değerleri ise benzer miktarda %370 artırımı gerçekleştirmiştir. Sürtünme faktörü artışına en fazla sebep olan değeri %480 ile $r/k=0.167$ dir. Bu değeri sırasıyla %460 ile $r/k=0.834$ ve %430 ile $r/k=1.667$ takip etmiştir.

- Her şartta Re sayısı arttıkça entropi üretim oranı N_s artmıştır.
- Bütün durumlarda, etkinlik artan NTU ile artarken, ekserji kaybı zıt şekilde azalmıştır.
- Isı transferi için optimum parametre seviyeleri A6B1C2D1E3 da meydana gelmiştir. Sürtünme faktörü için ise A6B3C1D3E1 durumunda optimum sonuca ulaşıldığı görülmüştür.
- Çoklu performans karakteristiği olarak da adlandırılan Gri İlişkisel Analiz sonuçlarına göre; ısı transferini maksimum sürtünme faktörünü ise minimum yapan parametre seviyelerinin A3B1C3D1E1 durumunda olduğu görülmüştür.
- ANOVA tabloları incelendiğinde bütün parametrelerin % 95 güven seviyesinde hem N_u hem de f üzerinde anlamlı bir etkiye sahip olduğu görülmektedir.

KAYNAKÇA

- [1] **Incropera, F.P. and DeWitt, D. P.**, 2001. Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri, Mart Matbaacılık, İstanbul.
- [2] **Zheng, L., Xie, Y. And Zhang, D.**, 2017, Numerical investigation on heat transfer performance and flow characteristics in a rectangular air cooling channel ($AR = 2$) with ridged dimples, International Journal of Heat and Mass Transfer, 107, 403-417.
- [3] **Manjunath, M.S., Karanth, K.V. and Sharma, N.Y.**, 2017, Numerical analysis of the influence of spherical turbulence generators on heat transfer enhancement of flat plate solar air heater, Energy, 121,616-630.
- [4] **Jasinski P.T.**, 2017. Numerical study of thermo-hydraulic characteristics in a circular tube with ball turbulators. Part 3:Thermal performance analysis, International Journal of Heat and Mass Transfer, 107, 1138-1147.
- [5] **Singh P., Pandit J. and Ekkad S.V.**, 2017. Characterization of heat transfer enhancement and frictional losses in a two-pass square duct featuring unique combinations of rib turbulators and cylindrical dimples, International Journal of Heat and Mass Transfer, 160, 629-647
- [6] **Pourahmad, S. and Pesteei, S.M.**, 2016. Effectiveness-NTU analyses in a double tube heat exchanger equipped with wavy strip considering various angles, Energy Conversion and Management, 123, 462-469
- [7] **Jang, H.N., Park, J.S. and Kwak, J.S.**, 2018. Experimental study on heat transfer characteristics in a ribbed channel with dimples, semi-spherical protrusions, or oval protrusions, Applied Thermal Engineering, 131, 734-742
- [8] **Xie, G., Liu, X., Yan, H. and Qin, J.**, 2017. Turbulent flow characteristics and heat transfer enhancement in a square channel with various crescent ribs on one wall, International Journal of Heat and Mass Transfer, 115, 283-295
- [9] **Zhang, F., Wang, X. and Li, J.**, 2017 Flow and heat transfer characteristics in rectangular channels using combination of convex-dimples with grooves, Applied Thermal Engineering, 113, 926-936
- [10] **Kumar, P., Kumar, A., Chamoli, S. and Kumar, M.**, 2016. Experimental investigation of heat transfer enhancement and fluid flow characteristics in a protruded surface heat exchanger tube, Experimental Thermal and Fluid Science, 71, 42-51
- [11] **Bisetto, A., Col, D.D. and Schievano, M.**, 2015. Fire tube heat generators: Experimental analysis and modeling, Applied Thermal Engineering, 78, 236-247

- [12] **Rao, Y., Li, B. and Feng, Y.,** 2015. Heat transfer of turbulent flow over surfaces with spherical dimples and teardrop dimples, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 61, 201-209
- [13] **Guo, J., Yan, Y., Liu, W., Jiang, F. and Fan, A.,** 2013. Effects of upwind area of tube inserts on heat transfer and flow resistance characteristics of turbulent flow, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 48, 147-155
- [14] **Rao, Y., Wan, C. and Xu, Y.,** 2012. An experimental study of pressure loss and heat transfer in the pin fin-dimple channels with various dimple depths, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55, 6723-6733
- [15] **Nanan, K., Pimsarn, M., Jedsadaratanachai, W. and Eiamsa-ard, S.,** 2013. Heat transfer augmentation through the use of wire-rod bundles under constant wall heat flux condition, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 48, 133-140
- [16] **Mohammed, H.A., Hasan, H.A. and Wahid, M.A.,** 2013. Heat transfer enhancement of nanofluids in a double pipe heat exchanger with louvered strip inserts, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 40, 36-40
- [17] **Fan, A.W., Deng, J.J., Nakayama, A. and Liu, W.,** 2012. Parametric study on turbulent heat transfer and flow characteristics in a circular tube fitted with louvered strip inserts, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55, 5205-5213
- [18] **Fan, A., Deng, J., Guo, J. and Liu, W.,** 2011. A numerical study on thermo-hydraulic characteristics of turbulent flow in a circular tube fitted with conical strip inserts, *Applied Thermal Engineering*, 31, 2819-2828
- [19] **Liu, P., Zheng, N., Shan, F., Liu, Z. and Liu, W.,** 2018. An experimental and numerical study on the laminar heat transfer and flow characteristics of a circular tube fitted with multiple conical strips inserts, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 117, 691-709
- [20] **Rashidi, S., Akbarzadeh, M., Karimi, N. and Masoodi, R.,** 2018. Combined effects of nanofluid and transverse twisted-baffles on the flow structures, heat transfer and irreversibilities inside a square duct – A numerical study, *Applied Thermal Engineering*, 130, 135-148
- [21] **Liu, J., Hussain, S., Wang, L., Xie, G. and Sundén, B.,** 2017. Heat transfer and turbulent flow characteristics over pocket cavity in the junction part of an outlet guide vane in a gas turbine, *Applied Thermal Engineering*, 124, 831-843
- [22] **Yang, W., Xue, S., He, Y. and Li, W.,** 2017. Experimental study on the heat transfer characteristics of high blockage ribs channel, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 83, 248-259

- [23] **Fawaz, H.E., Badawy, M.T.S., Rabbo, M.F.A. and Elfeky, A.,** 2017. Numerical investigation of fully developed periodic turbulent flow in a square channel fitted with 45° in-line V-baffle turbulators pointing upstream, Alexandria Engineering Journal
- [24] **Nanan, K., Thianpong, C., Pimsarn, M., Chuwattanakul, V. and Eiamsa-ard, S.,** 2017. Flow and thermal mechanisms in a heat exchanger tube inserted with twisted cross-baffle turbulators, Applied Thermal Engineering, 114, 130-147
- [25] **Acir, A., Canlı, M.E., Ata, İ. and Çakıroğlu, R.,** 2017. Parametric optimization of energy and exergy analyses of a novel solar air heater with grey relational analysis, Applied Thermal Engineering, 122, 330-338
- [26] **Muthusamy, C. and Srithar, K.,** 2017. Energy saving potential in humidification-dehumidification desalination system, Energy, 118, 729-741
- [27] **Chamoli, S., Yu, P. and Kumar, A.,** 2016. Multi-response optimization of geometric and flow parameters in a heat exchanger tube with perforated disk inserts by Taguchi grey relational analysis, Applied Thermal Engineering, 103, 1339-1350
- [28] **Aghaie, A.Z., Rahimi, A.B. and Akbarzadeh, A.,** 2015. A general optimized geometry of angled ribs for enhancing the thermo-hydraulic behavior of a solar air heater channel e A Taguchi approach, Renewable Energy, 83, 47-54
- [29] **Çelik, N., Pusat, G., and Turgut, E.,** 2018. Application of Taguchi method and grey relational analysis on a turbulated heat exchanger, International Journal of Thermal Sciences, 124, 85-97
- [30] **Turgut, E., Çakmak, G. and Yıldız, C.,** 2012. Optimization of the concentric heat exchanger with injector turbulators by Taguchi method, Energy Conversion and Management, 53, 268-275
- [31] **Kurtbaş, İ., Durmuş, A., Eren, H. and Turgut, E.,** 2007. Effect of propeller type swirl generators on the entropy generation and efficiency of heat exchangers, International Journal of Thermal Sciences, 46, 300-307
- [32] **Kapan, S.,** 2016. Yay tipi bir türbülâtörün silindirik borularda ısı transferi ve basınç kaybına etkisi, Yüksek Lisans Tezi, F.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Elazığ
- [33] **Aytaç, A., İlivan M. ve Öztürk, U.,** 2016. Taguchi ve klasik deneysel yöntemlerinin karşılaştırılması: ince film kaplamalarının aşınma davranışı, Electronic Journal of Vocational Colleges, Aralık, 87-96
- [34] **Çengel, Y.,A., ve Boles, M.,A.,** 2008. Termodinamik, Nobel Matbaacılık, İstanbul
- [35] **Düzyol, S.,** 2016. Taguchi Deneysel Tasarım Metodu Kullanılarak Karadon (Zonguldak) Kömürünün Yağ Aglomerasyonu Davranışının İncelenmesi, Çukurova Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi, 31(2), 77-84

- [36] Şirin, E., Şirin, Ş., Turgut, Y. ve Korkut, İ., 2015. AISI D2 Soğuk İş Takım Çeliğinin Frezelenmesinde Yüzey Pürüzlülüğünün Taguchi Metodu İle Optimizasyonu, Düzce Üniversitesi Bilim ve Teknoloji Dergisi, 3, 132-144
- [37] Uçun, İ., Gökçe, B., Eken, M.S., Aslantaş, K., Büyüksağış S. ve Taşgetiren S., 2015. Elmas Kesici Diskler ile Doğal Taşların Kesilmesi İşleminde Optimum Kesme Parametrelerinin Taguchi Yöntemi ile Belirlenmesi, Afyon Kocatepe Üniversitesi Fen ve Mühendislik Bilimleri Dergisi, 15(2015) 035902, (6-16)
- [38] Kline S. J. and McClintock F. A., 1953, Describing uncertainties in single-sample experiments., Mech. Eng., 75 (1), 3-9.
- [39] Dittus F.W., and Boelter L.M.K., 1930, University of California Publications on Engineering 2, 433.
- [40] Gnielinski V., 1976, New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow. International Chemical Engineering 16, 359-368.
- [41] Petukhov B. S., and Roizen L. I., 1964, Generalized Relationships for Heat Transfer in a Turbulent Flow of a Gas in Tubes of Annular Section, High temperature (USSR) 2, 65-68.
- [42] Blasius H., 1908, The Boundary Layers in Fluids with Little Friction (in German), Z. Math . Phys. , 56, 1, 1-37.

ÖZGEÇMİŞ

Uğurcan YARDIMCI, 1994 yılında Elazığ'ın Merkez ilçesinde doğmuştur. İlköğretimini Ankara'nın Yenimahalle ilçesinde bulunan Atatürk İlköğretim Okulunda, Ortaöğretimini Elazığ'ın Merkez ilçesinde bulunan Evrenpaşa İlköğretim Okulunda, lise öğrenimini ise Elazığ'ın Merkez ilçesinde bulunan Hıdır Sever Lisesinde tamamlamıştır. 2012 yılında Fırat Üniversitesi Teknoloji Fakültesi Enerji Sistemleri Mühendisliği bölümünde lisans eğitime başlamış ve 2016 yılında mezun olmuştur. 2016 yılında Fırat Üniversitesi Teknoloji Fakültesi Enerji Sistemleri Mühendisliğinde yüksek lisans eğitime başlamış ve bu eğitimini halen sürdürmektedir.

