

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

**ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNDE KONİK ŞEKLİ TÜRBLATÖRLERİN ISI
TRANSFERİ VE BASINÇ KAYBINA ETKİSİNİN ARAŞTIRILMASI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Enerji Sis. Müh. Şaban BAYKARA

Anabilim Dalı: Enerji Sistemleri Mühendisliği

Programı: Enerji Planlaması ve Verimliliği

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Emre TURGUT

TEMMUZ-2019

T.C
FIRAT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNDE KONİK ŞEKLİLİ TÜRBÜLATÖRLERİN ISI
TRANSFERİ VE BASINÇ KAYBINA ETKİSİNİN ARAŞTIRILMASI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Enerji Sis. Müh. Şaban BAYKARA

(161135102)

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih: 09.07.2019

Tezin Savunulduğu Tarih: 08.08.2019

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.)

AĞUSTOS-2019

ÖNSÖZ

Bu tez çalışmasının belirlenmesinde ve yürütülmesinde ve sabırla her türlü konuda bana yardımcı olan değerli hocam Dr. Öğr. Üyesi Emre TURGUT'a, deney çalışmalarımnda yardımcı olan Arş. Gör. Sinan KAPAN hocama, her ihtiyacım olduğu zaman başını ağrıttığım büyük yardımlarını aldığım arkadaşım Yük. Enerji Sis. Müh. Uğurcan YARDIMCI'ya, sıkıntılarımı dinleyip bana yol gösteren abim dediğim Kimyager Ömer NOYAN'a ve maddi ve manevi yardımlarını esirgemeyip sabırla beni destekleyen aileme teşekkürlerimi sunarım.

Şaban BAYKARA
ELAZIĞ -2019

İÇİNDEKİLER

Sayfa No

ÖNSÖZ	II
İÇİNDEKİLER.....	III
ÖZET	V
ABSTRACT	VI
ŞEKİLLER LİSTESİ	VII
TABLolar LİSTESİ	XI
SEMBOLLER LİSTESİ	XII
1. GİRİŞ.....	1
1.1. Türbülatorlerle İlgili Literatür Araştırması.....	2
2. DENEYSEL ÇALIŞMA.....	8
2.1. Deney Düzenekinin Tanıtımı.....	8
2.2. Veri Hesaplama Yöntemi	11
2.3. Taguchi, Gri Analizi ve ANOVA.....	14
3. ISI TRANSFERİ VE BASINÇ KAYBI ANALİZİ.....	17
3.1. Deney Sonuçlarının Birinci Kanuna Göre İncelenmesi	18
3.1.1. Tip Parametresi İçin Isı Transferi Sonuçları.....	18
3.1.2. Çap Parametresi İçin Isı Transferi Sonuçları.....	21
3.1.3. Adım Parametresi İçin Isı Transferi Sonuçları	23
3.2. Tasarım Parametrelerinin Basınç Kaybına Olan Etkileri	26
3.2.1. Tip Parametresi İçin Sürtünme Faktörü Sonuçları	26
3.2.2. Çap Parametresi İçin Sürtünme Faktörü Sonuçları	29
3.2.3. Adım Parametresi İçin Sürtünme Faktörü Sonuçları.....	32
4. DENEY SONUÇLARININ İKİNCİ KANUN ANALİZİNE GÖRE İNCELENMESİ.....	35
4.1. Tasarım Parametrelerinin N_s Üzerindeki Etkisi	35
4.1.1. Tip Parametresi İçin N_s Sonuçları	35
4.1.2. Çap Parametresi İçin N_s Sonuçları	38
4.1.3. Adım Parametresi İçin N_s Sonuçları.....	40
4.2. Etkinlik, Ekserji Kayıp Oranı ve NTU Değişimi	42
4.2.1. Tip Parametresi İçin Grafikler	43

4.2.2.	Çap Parametresi İçin Grafikler	46
4.2.3.	Adım Parametresi İçin Grafikler	49
4.3.	Isıl Performans Faktörü	52
4.3.1.	Tip Parametresi İçin Isıl Performans Sonuçları.....	52
4.3.2.	Çap Parametresi İçin Isıl Performans Sonuçları.....	52
4.3.3.	Adım Parametresi İçin Isıl Performans Sonuçları	53
5.	TAGUCHİ, ANOVA VE GRİ İLİŞKİSEL ANALİZ SONUÇLARI	54
6.	SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME	59
	KAYNAKLAR.....	61
	ÖZGEÇMİŞ	65

ÖZET

Bu tez çalışmasında eş eksenli bir ısı değıştiricisinin iç borusuna yerleştirilen konik tipli türbülátörlerin ısı transferi ve basınç kaybı üzerindeki etkileri deneysel olarak incelenmiştir. Deneylerde kullanılan tasarım parametreleri; çap, konik tipi ve adım sayısıdır. Deneyler Reynolds sayısının 18000-37000 aralığında gerçekleştirilmiştir.

Taguchi Deneysel Tasarım metodu kullanılarak elde edilen sonuçlarla türbülátörlerin ısı transferi ve basınç kaybı üzerindeki etkileri incelenerek, entropi, etkinlik, NTU, boyutsuz ekserji değeri ve ısı performans faktörü hesaplanmıştır. Ayrıca deneylerde kullandığımız tasarım parametrelerinin basınç düşüşü ve ısı transferindeki etkilerini yüzde olarak belirleyebilmek için ANOVA (Analysis of Variance) kullanılmıştır. Taguchi metoduyla parametrelerin optimum seviyeleri hem ısı transferi hem de basınç kaybı için elde edilmiştir. Çoklu performans karakteristiklerini belirlemek üzere Gri İlişkisel Analiz yöntemiyle parametrelerin ısı transferi ve basınç kaybı üzerindeki tesirleri birlikte belirlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Isı Değiştiricileri, Türbülátör, Isı Transferi, Ekserji

ABSTRACT

Investigation of the Effect of Conical Type Turbulators in a Heat Exchanger on Heat Transfer and Pressure Loss

In this thesis, the effects of conical type turbulators placed on the inner pipe of a coaxial heat exchanger on heat transfer and pressure loss were investigated experimentally. The design parameters used in the experiments were diameter, conical type and number of steps. The experiments were carried out in the range of 18000-37000 of the Reynold number.

By using Taguchi Experimental Design method, the effects of turbulators on heat transfer and pressure loss were examined and entropy, efficiency, NTU, dimensionless exergy values and thermal performance factor were calculated. In addition, ANOVA (Analysis of Variance) was used to determine the effects of the design parameters used in the experiments on pressure drop and heat transfer as a percentage. Optimum levels of the parameters were obtained with Taguchi method for both heat transfer and pressure loss. In order to determine multiple performance characteristics, the effects of the parameters on heat transfer and pressure loss were determined by Gray Relational Analysis method.

Keywords: Heat Exchangers, Turbulator, Heat Transfer, Exergy

ŞEKİLLER LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Şekil 2.1 Deney düzeneğinin gösterimi.....	8
Şekil 2.2 t1 şeklindeki konik türbülatorler	9
Şekil 2.3 t2 şeklindeki konik türbülatorler	10
Şekil 2.4 t3 şeklindeki konik türbülatorler	10
Şekil 3.1 Boş boru Nu değerlerinin ampirik bağıntılarla kıyaslanması	18
Şekil 3.2 a1 ve $g/d=0.117$ olduğu kombinasyonda tip parametresinin Nu-Re değişimi	18
Şekil 3.3 a2 ve $g/d=0.117$ olduğu kombinasyonda tip parametresinin Nu-Re değişimi	19
Şekil 3.4 a3 ve $g/d=0.117$ olduğu kombinasyonda tip parametresinin Nu-Re değişimi	19
Şekil 3.5 $g/d=0.167$ ve a1 olduğu kombinasyonda tip parametresinin Nu-Re değişimi	20
Şekil 3.6 $g/d=0.2$ ve a1 olduğu kombinasyonda tip parametresinin Nu-Re değişimi	20
Şekil 3.7 t1 ve a1 olduğu kombinasyonda çap parametresinin Nu-Re değişimi	21
Şekil 3.8 t1 ve a2 olduğu kombinasyonda çap parametresinin Nu-Re değişimi	21
Şekil 3.9 t1 ve a3 olduğu kombinasyonda çap parametresinin Nu-Re değişimi	22
Şekil 3.10 t2 ve a1 olduğu kombinasyonda çap parametresinin Nu-Re değişimi	22
Şekil 3.11 t3 ve a1 olduğu kombinasyonda çap parametresinin Nu-Re değişimi	23
Şekil 3.12 t1 ve $g/d=0.117$ olduğu kombinasyonda adım parametresinin Nu-Re değişimi	23
Şekil 3.13 t1 ve $g/d=0.167$ olduğu kombinasyonda adım parametresinin Nu-Re değişimi	24
Şekil 3.14 t1 ve $g/d=0.2$ olduğu kombinasyonda adım parametresinin Nu-Re değişimi	24
Şekil 3.15 t2 ve $g/d=0.117$ olduğu kombinasyonda adım parametresinin Nu-Re değişimi	25
Şekil 3.16 t3 ve $g/d=0.117$ olduğu kombinasyonda adım parametresinin Nu-Re değişimi	25
Şekil 3.17 Blasius denklemiyle boş boru sürtünme faktörünün kıyaslanması	26
Şekil 3.18 a1 ve $g/d=0.117$ olduğu kombinasyonda tip parametresinin f-Re değişimi	27

Şekil 3.19	a2 ve $g/d=0.117$ olduğu kombinasyonda tip parametresinin $f-Re$ değişimi ...	27
Şekil 3.20	a3 ve $g/d=0.117$ olduğu kombinasyonda tip parametresinin $f-Re$ değişimi ...	28
Şekil 3.21	a1 ve $g/d=0.167$ olduğu kombinasyonda tip parametresinin $f-Re$ değişimi ...	28
Şekil 3.22	a1 ve $g/d=0.2$ olduğu kombinasyonda tip parametresinin $f-Re$ değişimi	29
Şekil 3.23	t1 ve a1 olduğu kombinasyonda çap parametresinin $f-Re$ değişimi	29
Şekil 3.24	t1 ve a2 olduğu kombinasyonda çap parametresinin $f-Re$ değişimi	30
Şekil 3.25	t1 ve a3 olduğu kombinasyonda çap parametresinin $f-Re$ değişimi	30
Şekil 3.26	t2 ve a1 olduğu kombinasyonda çap parametresinin $f-Re$ değişimi	31
Şekil 3.27	t3 ve a1 olduğu kombinasyonda çap parametresinin $f-Re$ değişimi	31
Şekil 3.28	t1 ve $g/d=0.117$ olduğu kombinasyonda adım parametresinin $f-Re$ değişimi	32
Şekil 3.29	t1 ve $g/d=0.167$ olduğu kombinasyonda adım parametresinin $f-Re$ değişimi	32
Şekil 3.30	t1 ve $g/d=0.2$ olduğu kombinasyonda adım parametresinin $f-Re$ değişimi	33
Şekil 3.31	t2 ve $g/d=0.117$ olduğu kombinasyonda adım parametresinin $f-Re$ değişimi	33
Şekil 3.32	t3 ve $g/d=0.117$ olduğu kombinasyonda adım parametresinin $f-Re$ değişimi	34
Şekil 4.1	a1 ve $g/d=0.117$ olduğu kombinasyonda tip parametresinin N_S-Re değişimi	35
Şekil 4.2	a2 ve $g/d=0.117$ olduğu kombinasyonda tip parametresinin N_S-Re değişimi	36
Şekil 4.3	a3 ve $g/d=0.117$ olduğu kombinasyonda tip parametresinin N_S-Re değişimi..	36
Şekil 4.4	a1 ve $g/d=0.167$ olduğu kombinasyonda tip parametresinin N_S-Re değişimi..	37
Şekil 4.5	a1 ve $g/d=0.2$ olduğu kombinasyonda tip parametresinin N_S-Re değişimi.....	37
Şekil 4.6	t1 ve a1 olduğu kombinasyonda çap parametresinin N_S-Re değişimi	38
Şekil 4.7	t1 ve a2 olduğu kombinasyonda çap parametresinin N_S-Re değişimi	38
Şekil 4.8	t1 ve a3 olduğu kombinasyonda çap parametresinin N_S-Re değişimi	39
Şekil 4.9	t2 ve a1 olduğu kombinasyonda çap parametresinin N_S-Re değişimi	39
Şekil 4.10	t3 ve a1 olduğu kombinasyonda çap parametresinin N_S-Re değişimi	40
Şekil 4.11	t1 ve $g/d=0.117$ olduğu kombinasyonda adım parametresinin N_S-Re değişimi	40

Şekil 4.12	t1 ve g/d=0.167 olduğu kombinasyonda adım parametresinin N_S -Re değişimi	41
Şekil 4.13	t1 ve g/d=0.2 olduğu kombinasyonda adım parametresinin N_S -Re değişimi	41
Şekil 4.14	t2 ve g/d=0.117 olduğu kombinasyonda adım parametresinin N_S -Re değişimi	42
Şekil 4.15	t3 ve g/d=0.117 olduğu kombinasyonda adım parametresinin N_S -Re değişimi	42
Şekil 4.16	a1 ve g/d=0.117 olduğu kombinasyonda tip parametresinin $(E^*, \varepsilon) - NTU$ değişimi	43
Şekil 4.17	a2 ve g/d=0.117 olduğu kombinasyonda tip parametresinin $(E^*, \varepsilon) - NTU$ değişimi	44
Şekil 4.18	a3 ve g/d=0.117 olduğu kombinasyonda tip parametresinin $(E^*, \varepsilon) - NTU$ değişimi	44
Şekil 4.19	a1 ve g/d=0.167 olduğu kombinasyonda tip parametresinin $(E^*, \varepsilon) - NTU$ değişimi	45
Şekil 4.20	a1 ve g/d=0.2 olduğu kombinasyonda tip parametresinin $(E^*, \varepsilon) - NTU$ değişimi	45
Şekil 4.21	t1 ve a1 olduğu kombinasyonda çap parametresinin $(E^*, \varepsilon) - NTU$ değişimi	46
Şekil 4.22	t1 ve a2 olduğu kombinasyonda çap parametresinin $(E^*, \varepsilon) - NTU$ değişimi	47
Şekil 4.23	t1 ve a3 olduğu kombinasyonda çap parametresinin $(E^*, \varepsilon) - NTU$ değişimi	47
Şekil 4.24	t2 ve a1 olduğu kombinasyonda çap parametresinin $(E^*, \varepsilon) - NTU$ değişimi	48
Şekil 4.25	t3 ve a1 olduğu kombinasyonda çap parametresinin $(E^*, \varepsilon) - NTU$ değişimi	48
Şekil 4.26	t1 ve g/d=0.117 olduğu kombinasyonda adım parametresinin $(E^*, \varepsilon) - NTU$ değişimi	49
Şekil 4.27	t1 ve g/d=0.167 olduğu kombinasyonda adım parametresinin $(E^*, \varepsilon) - NTU$ değişimi	50
Şekil 4.28	t1 ve g/d=0.2 olduğu kombinasyonda adım parametresinin $(E^*, \varepsilon) - NTU$ değişimi	50
Şekil 4.29	t2 ve g/d=0.117 olduğu kombinasyonda adım parametresinin $(E^*, \varepsilon) - NTU$ değişimi	51

Şekil 4.30 t_3 ve $g/d=0.117$ olduğu kombinasyonda adım parametresinin $(E^*, \varepsilon) - NTU$ değişimi	51
Şekil 4.31 Tip parametresinin η -Re değişimi.....	52
Şekil 4.32 Çap parametresinin η -Re değişimi.....	53
Şekil 4.33 Adım parametresinin η -Re değişimi	53



TABLÖLER LİSTESİ

Tablo 2.1 Boyutlu ve boyutsuz parametre değerleri	11
Tablo 5.1 Deneylerde kullanılan parametreler.....	54
Tablo 5.2 Yapılan deneylerin ortogonal dizini	55
Tablo 5.3 Her bir deneydeki Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü için S/N oranları	55
Tablo 5.4 Nusselt sayısı için ortalama S/N oranları	56
Tablo 5.5 Sürtünme faktörü f için ortalama S/N oranları	56
Tablo 5.6 Nu sayısı için ANOVA sonuçları	56
Tablo 5.7 f için ANOVA sonuçları.....	56
Tablo 5.8 Gri ilişki katsayısı ve gri ilişki derece eğrileri.....	57
Tablo 5.9 Ortalama gri ilişkisel derece değerleri ve parametreler.....	57

SEMBOLLER LİSTESİ

A_c	: İç borunun kesit alanı, (m^2)
A_y	: İç borunun yanal alanı, (m^2)
a	: Adım parametresi
C_p	: Özgül ısı, ($J\ kg^{-1}\ K^{-1}$)
C	: Isıl kapasite, (W)
d	: Boru iç çapı, (mm)
E^*	: Ekserji kayıp oranı
f	: Sürtünme faktörü
g	: Ağız çap parametresi
h_{ort}	: Ortalama ısı taşınım katsayısı, ($W\ m^{-2}\ K^{-1}$)
I	: Tersinmezlik
k	: Havanın ısı iletim katsayısı, ($W\ m^{-1}\ K^{-1}$)
$LOS F$	: 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
Re	: Reynolds sayısı
t	: Konik tip parametresi
T	: Sıcaklık, (T)
$\dot{S}_{top}$	: 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, ($W\ K^{-1}$)
ΔT_1	: Ortalama sıcaklık ve giriş sıcaklığı farkı, (K)
ΔT_2	: Ortalama sıcaklık ve çıkış sıcaklığı farkı, (K)
T_w	: İçteki borunun cidar 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
ν	: Havanın kinematik viskozitesi, ($m^2\ s^{-1}$)
ρ	: Havanın yoğunluğu, ($kg\ m^{-3}$)
η	: Isıl performans faktörü
T_o	: Ortam sıcaklığı, (K)
θ_0	: Yüzey ve akışkan arasındaki sıcaklık farkı, (K)
f_t	: Türbülantörlü borudaki sürtünme faktörü
f_o	: Boş borudaki sürtünme faktörü

1. GİRİŞ

Enerji, günümüzde ülkelerin genel ihtiyaç sıralamasında üst sıralarda yer almaktadır. İnsanoğlu bu ihtiyacın karşılanabilmesi için birçok kaynak kullanmaktadır. Bunlar; güneş, rüzgar, su, jeotermal, kömür, doğalgaz vb. şeklinde çoğaltılarak sıralanabilir. Enerji ihtiyacı artan nüfus ve ihtiyaçlar ile birlikte artış göstermiştir. Bu ihtiyaçların karşılanabilmesi için birçok sistem tasarlanmıştır. Bununla birlikte fosil kökenli enerji kaynaklarının azalması neticesinde bu kaynakların daha verimli kullanılması ihtiyacı ortaya çıkmıştır. Ülkemizde de zamanın ilerlemesi ile hem sanayide hem de günlük yaşamda enerji ihtiyacı büyük artış göstermiştir. Enerji kaynakları bakımından dışa bağımlılığı olan ülkemizde hem yenilenebilir enerji kaynaklarına yönelme hem de mevcut enerji kaynaklarının daha verimli kullanılması gerçeği ortaya çıkmıştır.

Isı değiştiricileri, farklı sıcaklık değerlerindeki akışkanlar arasında ısı transferi sağlayan sistemlerdir. Enerji üretim tesislerinde, konutlarda ve sanayide birçok kullanım alanına sahip olan ısı değiştiricileri, kullanıldıkları sistemlere göre özel olarak tasarlanırlar. Isı değiştirici seçiminde birçok faktör etkilidir. Bunlar; akışkan sayısı, akış yapısı, yapısal özellikler, ısı transfer mekanizması olarak sıralanabilir. Isı transferini artırmak için birçok aktif ve pasif yöntem geliştirilmiştir. Bu yöntemlerde gaye, ısı taşınım katsayısını artırmaktır. Aktif yöntemlere; yüzeyin titreştirilmesi, akışkan titreşimi, mekanik elemanlar, elektrostatik alan örnek verilebilir. Pasif yöntemlere; yüzey kaplaması, artırılmış yüzey, sargılı tüpler ve türbülötörler örnek verilebilir. Türbülötörler akış esnasında oluşan ve ısı transferini olumsuz etkileyen sınır tabakayı parçalayarak ısı transferini artırma ve akış ortamının türbülans şiddetini artırarak ısı transferine katkı sağlama gibi nedenlerle ısı taşınım katsayısını artırır. Bunun yanında türbülötör kullanmak basınç kayıplarına neden olmakta ve fazladan pompalama masrafları ortaya çıkmaktadır.

Bu çalışmada iç içe borulu eş eksenli bir ısı değiştiricisinde konik türbülötörler kullanılmıştır. Yapılan deneyler sonucunda hem ısı transferinin yüksek hem de basınç kaybının düşük olmasını sağlayan parametreler ve bu parametrelere ait seviyeler belirlenmiştir. Bunun yanında deneylerden elde edilen veriler ile ısı transferi, basınç kaybı,

entropi üretimi, etkinlik ve ekserji analizleri yapılmıştır. Isı değıştircisinin ısıl performans faktörü hesaplanarak elde edilen sonuçların literatürle olan uygunluğu araştırılmıştır.

1.1. Türbülatorlerle İlgili Literatür Araştırması

Literatürde türbülatorler üzerine birçok deneysel ve sayısal çalışma bulunmaktadır. Bunlardan bazıları aşağıda verilmiştir.

Türbülans üreticilerin ısı transferi üzerindeki faydaları ilk olarak Royds tarafından 1921 yılında ispatlanmıştır [1].

Sheikholeslami ve arkadaşları yaptıkları çalışmada, delikli konik halka türbülatorlerinin çift borulu bir ısı değıştircisinde hidrotermal davranışları üzerindeki etkilerini incelemiştir. Reynolds sayısı, adım, açık alan oranı (toplam delik alanlarının türbülator alanına oranı) ve konik açısı gibi değışkenler kullanılarak yapılan deneylerde bu faktörlerin Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü üzerindeki değışimlerini ele almışlardır. Sonuç olarak açık alan oranı, adım ve Reynolds sayısı artırılmasıyla sürtünme faktörünün azaldığını ve adım, açık alan oranının artırılmasıyla Nusselt sayısı artarken Reynolds sayısının artmasıyla arttığını vurgulamışlardır [2].

Jedsadaratanachai ve arkadaşları yaptıkları çalışmada, boru içerisine 45° açığa sahip V şeklinde yönlendiriciler ekleyerek akış ve ısı transferi analizini sayısal olarak incelemiştir. Reynolds sayısı 100 ile 2000 arasında değışen değışerlerde deneylerde kullanmışlardır. Kullanılan yönlendiricilerin akış sırasında girdap oluşturduğunu ve bu girdabın da ısı transferini artırdığını ifade etmişlerdir [3].

Fan ve arkadaşları çalışmalarında, boru içerisine yerleştirilen konik şerit türbülatorlerinin ısı transferi ve basınç düşüşü üzerine etkilerini sayısal olarak incelemiştir. Ayrıca konik şerit türbülator ile donatılmış tüpte türbülanslı akışın termo-hidrolik performansını, akış direncini ve ısı transfer hızını simülasyon yoluyla incelemiştir. Hesaplanan sonuçlarda sürtünme faktörünün yaklaşık 10 kat arttığı ve Nusselt sayısının yaklaşık 5 kat arttığı sonucuna varmışlardır [4].

Khoshvaght-Aliabadi ve arkadaşları çalışmalarında, bakır-su karşımı nanoakışkan kullanılan ısı eşanjöründe türbülator kullanımının ısı transferini artırmadaki etkisini deneysel olarak incelemiştir. Türbülator kullanımının özellikle yüksek Reynolds sayılarında önemli performan şartışı sağladığını vurgulamışlardır [5].

Saraç ve Bali yaptıkları çalışmada, yatay bir boruda girdaplı akışların ısı transferi ve basınç düşüşü üzerindeki etkilerini deneysel olarak ele almışlardır. Bunun için pervane tip geometriye sahip girdap üretici kullanmışlardır. Girdap üretici boru içerisinde 3 farklı konumda incelenmiştir. Değişken olarak; Reynolds sayısı, kanat açısı ve kanat sayısı kullanılarak, Nusselt sayısının % 18.1’den % 163’e kadar arttığını ortaya koymuşlardır [6].

Sharma ve arkadaşları çalışmalarında, dikdörtgen bir kanal içerisine yerleştirilen prizmatik kaburga tip parçaların ısı transferi üzerindeki etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. Kare türbülatorlerin her iki tarafından inceltilerek prizmatik şekil almasını sağlamışlardır. Bu prizmatik türbülatorlerin kare türbülatorlere göre Nusselt sayısını yaklaşık olarak % 25.15 artırdığı ve sürtünme faktörünü yaklaşık olarak % 54.65 oranında azalttığını vurgulamışlardır [7].

Yakut ve arkadaşları yaptıkları çalışmada, delta tipli kanatçıkların sürtünme faktörü, Nusselt sayısı, basınç dalgalanma genliği ve girdap oluşum frekansı üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Parametre olarak; 3 farklı açı, 3 farklı kanatçık yüksekliği, 3 farklı kanatçık adımı ve Reynolds sayısını kullanmışlardır. Sonuç olarak ısı transfer hızını etkileyen en önemli faktörün Reynolds sayısının olduğunu ve sürtünme faktörünü etkileyen en önemli faktörün kanatçık yüksekliği olduğunu ve basınç dalgalanma genliği ve girdap oluşum frekansını etkileyen en önemli faktörün Reynolds sayısı olduğunu ortaya koymuşlardır [8].

Paurahmah ve arkadaşları çalışmalarında, çift borulu bir ısı değiştiricisinde bükümlü bant şeklindeki türbülatorlerin etkinlik-NTU üzerindeki etkilerini araştırmışlardır. 1 mm kalınlığında galvanizli sacdan imal edilen ve 45°, 60°, 90°, 120° ve 150° açılar verilen bükümlü türbülatorlerin farklı Reynolds sayılarında deneylerini incelemişlerdir. Sonuç olarak Reynolds sayısının artması ve türbülator açısının azalması ile etkinliğin arttığı sonucuna ulaşmışlardır. Türbülator kullanmanın etkinlik değerini % 26-71 oranında artırdığı ve en büyük etkinlik değerinin 45° açıda olduğunu ortaya koymuşlardır [9].

Bellos ve arkadaşları yaptıkları çalışmada, parabolik güneş kolektörlerinde termal verimlilik üzerine geniş kapsamlı araştırma yapmışlardır. Türbülator kullanmanın ve nanoakışkanların termal verimlilikte ana yöntemler olduğunu ifade etmişlerdir. Nanoakışkan ve iç kanatçık kullanımının sırasıyla % 0.76 ve % 1.1 termal verimlilik

sağladığı ve bunların kombinasyonu ile % 1.54 termal verimlilik sağladığını vurgulamışlardır [10].

Eyüboğlu ele aldığı çalışmada, konik türbülatorlerin silindir borular içerisindeki etkilerini incelemiştir. Dört farklı Reynolds sayısında ve 11 farklı türbülator konumu için yapılan deneylerde türbülator kullanımının akış düzenini bozduğu ve türbülator boyutunun büyütülmesi ile akış ortamında daha fazla girdap oluşması sebebi ile ısı transferini artırdığını ve türbülator boylarının küçültüldüğünde basınç kayıplarının azaldığını tespit etmişlerdir [11].

Karabay ve Ayhan ele aldıkları çalışmada, silindirik borular içerisine konulan konik halka geometrisine sahip elemanların ısı transferine etkilerini incelemiştir. Yapılan deneylerde boru içerisine yerleştirilen türbülatorlarla ısı transferinin % 80 civarında arttığını buna karşılık basınç kayıplarında da artış olduğunu gözlemlemişlerdir [12].

Çulcu, boru içerisine yerleştirilen konik halka tipli elemanların akım ortamına etkilerini incelemiştir. Türbülator kullanımının ısı transferini artırdığı ve basınç kaybında da artışa neden olduğunu belirlemiştir [13].

Yılmaz ve Ayhan ele aldıkları çalışmada, konik yüzeyli daralıp-genişleyen türbülatorlerin etkisini incelemiştir. Yüzeyde sabit ısı akısı şartı sağlanmıştır. Boş boruya oranla Nusselt sayısının 2 kat, basınç kaybının ise 15 kat arttığını sonucunu elde etmişlerdir [14].

Durmuş yaptığı çalışmada, konik tipe sahip türbülator kullanımının etkilerini incelemiştir. Re değerinin 15000-60000 değiştiği türbülanslı akışta ısı transferi, ekserji analizi ve basınç kayıplarını türbülatorsüz ve türbülatorlü şartlarda kıyaslamıştır [15].

Promvonge ve Eiamsa-ard çalışmalarında, dairesel kesitli boru içerisine farklı konik lüleler yerleştirilerek ısı transferini artırmak istemişlerdir. Yapılan deneyler neticesinde konik elemanların ısı transferini % 316'ya kadar artırdığını görmüşlerdir [16,17].

Küçük ve arkadaşları yaptıkları çalışmada, boru içerisine konulan beş tane konik tipli türbülatorün etkilerini türbülanslı akış şartında incelemiştir. Yapılan çalışmalar sonucunda ısı transferinde % 75 artış olduğunu gözlemlemişlerdir [18].

Kumbhar ve Sane inceledikleri çalışmada, dairesel boru içerisine konik yay tip türbülator yerleştirilerek ısı transferi, sürtünme katsayısı ve verimlilik karakteristiklerini

incelemişlerdir. Konik şeklinde yaylar ve boru boyunca yaylar olmak üzere iki tip türbülator kullanmışlardır. Deneysel sonuçlara göre boru boyunca yerleştirilen yayların konik tip yaylara göre ısı transferini daha fazla artırdığı sonucuna varmışlardır [19].

İbek çalışmasında, ısı transferini artırmak için yarıklı ve yarıksız konik elemanlar kullanarak Reynolds sayısının 3000 ile 10000 arasında değişen değerlerinde deneyler yapmıştır. 165 mm ve 330 mm adımlara sahip yarıklı ve yarıksız elemanları paralel ve zıt akışlar için inceleyen araştırmacı bu işlemin termodinamik açıdan avantajlı olup olmadığını anlayabilmek için de entropi üretim hesabı yapmıştır [20].

Ghadirijaferbeigloo ve arkadaşları yaptıkları çalışmada, parabolik güneş kolektörlerinin termal verimliliğini artırmak üzere panjurlu bükülmüş şeritleri sayısal olarak incelemişlerdir. Sonuç olarak Nusselt sayısı maksimum % 150 ve sürtünme faktörü maksimum % 210 artış gösterdiğini ifade etmişlerdir [21].

Mwesigye ve arkadaşları çalışmalarında, parabolik güneş kolektörlerinin verimliliğini artırmak için bükülmüş şerit kullanmışlardır. Sonuç olarak düz boruya kıyasla ısı transfer performansında % 169 ve termal verimde % 10'a kadar artış olduğu sonucunu elde etmişlerdir [22].

Chiu ve Jang çalışmalarında, ters akışlı bir ısı değiştiricisi içerisine yerleştirilen elemanların termal-hidrolik etkilerini sayısal ve deneysel olarak incelemişlerdir. Deneylerde düz, delikli ve 3 farklı bükülme açılı plakalar kullanmışlardır. Deneyler 3 ile 18 m/s değerleri arasında değişen giriş hızlarında uygulanmıştır. Sonuç olarak boş boruya kıyasla düz plakaların ısı transfer katsayısını ve basınç düşüşünü sırasıyla %7-16 ve %100-170 oranında artırdığını, delikli plakaların ise ısı transfer katsayısını ve basınç düşüşünü sırasıyla %13-28 ve %140-220 oranında artırdığını, bükülmüş plakaların ise ısı transfer katsayısını ve basınç düşüşünü sırasıyla %13-61 ve %150-370 oranında artırdığını vurgulamışlardır [23].

Chamoli çalışmasında, dikdörtgen bir kanalda V şeklinde delikli türbülator için optimum tasarım parametreleri belirlemek üzere deneysel çalışma yapmıştır. Yapılan çalışmalar neticesinde ısı transferi yönünden en etkili parametrenin % 79 ile Reynolds sayısı olduğu sonucunu elde etmiştir [24].

Singh ve arkadaşları yaptıkları çalışmada, iki geçişli bir kare kanalda kaburga tip türbülatorler ile silindirik çukurların ısı transferi ve sürtünme faktörü üzerindeki etkilerini

incelemişlerdir. Deneylerde 4 farklı türbülator (45° açılı, M, V ve W) tipi kullanan araştırmacılar her bir türbülator için 3 farklı konfigürasyon şekli uygulamışlardır. Sonuç olarak 45° açılı ve V tipi bileşik konfigürasyonlar için en yüksek ısı transferi ve termal-hidrolik performans sağladığını ortaya koymuşlardır [25].

Sheikholeslami ve arkadaşları çalışmalarında, çift borulu bir ısı değiştiricisinde delikli sarmal türbülatorların ısı transferi üzerindeki etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. Sonuç olarak Reynolds sayısının artmasıyla ısı transferinin arttığını ve termal performansın azaldığını söylemişlerdir [26].

Kurtbaş ve arkadaşları çalışmalarında, çift borulu bir ısı değiştiricisinin iç borusuna yerleştirilen pervane tip türbülatorların ısı transferi, entropi üretim hızı ve ekserji kayıp oranı üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Deneylerde 3 farklı kanat açısı (10° , 20° , 30°), pervane çapı (48, 50, 52 mm) ve 10000-30000 arasında değişen Reynolds sayısını parametre olarak kullanmışlardır. Türbülatorlar iç boruya farklı mesafelerde yerleştirilmiş ve girdap akışının maksimum bozulma mesafesini 30 cm olarak bulmuşlardır. Sonuç olarak Nusselt sayısının ve ekserji kayıp oranının sırasıyla 98'den 354'e ve 0.04'den 0.2'ye arttığını söylemişlerdir. Ayrıca ısı eşanjörünün verimliliği 0.17 ile 0.72 arasında değiştiğini vurgulamışlardır [27].

Bartwal ve arkadaşları ele aldıkları çalışmada, ısı transferini artırmak için bir ısı değiştiricisinde dairesel tel örgülü elemanların etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. Deneylerde parametre olarak; tel örgü yapısı (4, 9, 16), adım oranı (iki halka arası mesafenin halka iç çapına oranı) ve 5000-40000 arasında değişen Reynolds sayısı kullanmışlardır. Deneyler sonucunda maksimum ısı transfer artışı adım oranı ve tel örgü yapısı için sırasıyla 2 ve 16 değerleri için bulunurken, maksimum termal geliştirme faktörü (TEF) için adım oranı ve tel örgü yapısı değerleri sırasıyla 3 ve 9 olduğunu ortaya koymuşlardır. Ayrıca Nusselt sayısı için de düz boruya kıyasla % 226-354 arasında artış olduğunu ve sürtünme faktöründeki artışın da düz boruya kıyasla % 108-185 arasında olduğunu belirtmişlerdir [28].

Eiamsa-ard ve Promvonge, elmas şeklindeki türbülatorların tam gelişmiş türbülanslı akış şartında ısı transferi ve sürtünme faktörü üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Yapılan deneylerde 3500-16500 arasında değişen değerlerde Reynold sayısı, 15° , 30° , 45° olmak üzere 3 farklı koni açısı ve 3 farklı kuyruk uzunluğu oranı (kuyruk kısmının uzunluğunun

baş kısım uzunluğa oranı) parametre olarak incelenmiştir. Sonuç olarak ısı transfer hızının, Reynold sayısı ve koni açısının artması ile arttığını fakat kuyruk uzunluğu oranının artması ile azaldığını söylemişlerdir. 45° açılı türbülator için, ısı transfer artışının kuyruk uzunluğu oranı 1 için % 67, kuyruk uzunluğu oranı 1.5 için % 57 ve kuyruk uzunluğu oranı 2 için % 46 oranında olduğunu söylemişlerdir [29].

Wang ve arkadaşları çalışmalarında, tipik bir türbin kanadı içindeki soğutma kanalı için ısı transferini artırmak ve basınç kaybını azaltmak üzere sayısal bir çalışma yapmışlardır. Tek geçişli bir kare kanalda, dalgalı kaburga tip yapıya sahip elemanların etkilerini sayısal olarak incelemişlerdir. Deneylerde kullanılan parametreler; kaburga yüksekliği, kaburga daire yarıçapı, kaburga açısı ve kaburga kalınlığıdır. Deneyler 10000-40000 arasında değişen Reynolds değerlerinde yapılmıştır. Sonuç olarak, kaburga yüksekliğinin, kaburga daire yarıçapının ve kaburga açısının ısı transferi ve kanal akışı üzerinde büyük etkiye sahip olduğunu, kaburga kalınlığının nispeten daha az olduğunu söylemişlerdir. Artan kaburga yüksekliği ve geniş kaburga daire yarıçapına sahip dalgalı kaburgalar, ısı transferini artırmada daha iyi performans sağladığını ortaya koymuşlardır [30].

2. DENEYSEL ÇALIŞMA

2.1. Deney Düzenekinin Tanıtımı

Çalışmalarda kullanılan deney seti Şekil 2.1’de verilmiştir.



Şekil 2.1 Deney düzeneğinin gösterimi

Deney düzeneğinde eş eksenli bir ısı değıştiricisi kullanılmıştır. Çift borulu olan ısı değıştiricisinin iç borusu 90 cm uzunluğunda ve 6 cm çapında olan bakır borudur. Dış borunun uzunluğu 75 cm, 25 cm çapında galvanizli sacdan yapılmıştır. Yalıtım için dış borunun yüzeyi 2 cm kalınlığa sahip cam yünü ile kaplanmıştır. Dış boru ile iç boru arasında kazan tarafından sağlanan su buharı geçmektedir. Böylece içteki borunun dış yüzeyi sabit sıcaklık şartı sağlanmış olmaktadır. Su buharını elde etmek için kullanılan kazan 20 lt su kapasiteli olup içerisinde 2 adet 1500 W değeriinde ısıtıcı bulunmaktadır. İç boru içerisinden geçen hava, bir fan tarafından sağlanmıştır. Fanın farklı hız değeriinde akış göndermesi bir invertör ile sağlanmıştır.

İç borunun cidarlarında sabit sıcaklık şartı sağlanmasını gözlemlemek üzere, eşit aralıklarla 5 tane ısıl çift koyulmuştur. Ayrıca iç borunun giriş ve çıkışına akışkanın giriş ve çıkış sıcaklık değerlerini ölçmek için 2 adet ısıl çift yerleştirilmiştir. Deneylerde basınç değerlerini ölçmek üzere Greisingher 3161-07 marka, göstergeli dijital manometre ile ölçümler yapılmıştır.

Deneyisel çalışmada konik tip türbülatorler kullanılmıştır. Bu türbülatorler 2 mm kalınlığında ve 5 cm genişliğinde demir bir plaka üzerine takılarak deneylerde kullanılmıştır. Adım sayısı, konik tipi ve konik ağız çapı deneylerde tasarım parametresi olarak ele alınmıştır. Konik tipi olarak 3 farklı ağız şekli kullanılmıştır. Çap olarak ise 7 mm, 10 mm, 12 mm olmak üzere 3 farklı ağız çapı kullanılmıştır. Adım sayısı olarak 1, 2 ve 3 adet türbülator belirli aralıklarla yerleştirilmiştir. Ayrıca türbülator malzemesi paslanmaya ve ısıya dayanıklı olarak seçilmiştir. Şekil 2.2’de t1 şeklindeki türbülatorler gösterilmiştir.



Şekil 2.2 t1 şeklindeki konik türbülatorler

Şekil 2.3’de t2 şeklindeki türbülatorler ve Şekil 2.4’de t3 şeklindeki türbülatorler gösterilmiştir.



Şekil 2.3 t2 şeklindeki konik türbülatorler



Şekil 2.4 t3 şeklindeki konik türbülatorler

Deneylerde kullanılan Reynolds değerleri 18000-37000 arasında seçilmiştir. Tez içerisinde kullanım kolaylığı açısından çeşitli kısaltmalar yapılmıştır. Bunlar; adım sayısı

(a), ağız çapı (g) ve konik tipi (t), boru iç çapı (d) şeklindedir. Bu parametreleri boyutsuz hale getirmek üzere boru iç çapına bölünmüştür. Tablo 2.1’de bu değerler gösterilmiştir.

Tablo 2.1. Boyutlu ve boyutsuz parametre değerleri

Parametre adı	Sembol	Boyutlu değer (cm)	Boyutsuz sembol	Boyutsuz değer
Ağız çapı	g	0.7	g/d	0.117
		1		0.167
		1.2		0.2
Adım sayısı	a	-	a	a1
		-		a2
		-		a3
Konik tipi	t	-	t	t1
		-		t2
		-		t3

2.2. Veri Hesaplama Yöntemi

Fan tarafından sağlanan hava hızı rüzgârgülü ile ölçülmüştür. Bu sayede Re sayısı hesaplanmıştır:

$$Re = \frac{vd}{\nu} \quad (2.1)$$

Eşitlik (2.1)’de, ν havanın giriş ve çıkış sıcaklığının ortalama değerinde seçilen kinematik viskozitesi, d iç boru çapı ve V ise akışkan hızıdır.

Nu sayısı için;

$$Nu = \frac{h_{ort}d}{k} \quad (2.2)$$

eşitliği kullanılmıştır. Nu sayısı grafiklerde ısı transferi için kullanılacaktır. Burada k havanın ısı iletim katsayısı ve h_{ort} ise ortalama ısı taşınım katsayısıdır. Enerji dengesi eşitliği yazılarak ortalama ısı taşınım katsayısını bulabiliriz. Boru cidarında taşınım ile aktarılan ısı, akışkanın giriş ve çıkış sıcaklık farkından dolayı olan ısı geçişine eşit alınır. Böylece ısıl denge:

$$Q_g = Q_{taş} \quad (2.3)$$

$$(\rho V A_c) C_p (T_o - T_i) = h_{ort} A_y LOSF \quad (2.4)$$

yazılabilir. Bu denklemde, V akışkan hızı, ρ akışkan yoğunluğu, A_c iç boru kesit alanı, C_p akışkanın özgül ısısı, T_o çıkış sıcaklığı, T_i giriş sıcaklığı, A_y iç borunun yanal yüzey alanı olarak gösterilmektedir. Ayrıca sabit sıcaklık sınır şartı bulunan dairesel boruda taşınım ile olan ısı transferi, logaritmik ortalama sıcaklık farkı (LOSF) hesaplanarak elde edilir. LOSF, çıkış sıcaklığı ve giriş sıcaklığının duvar sıcaklığı ile farkları alınarak aşağıdaki gibi bulunabilir.

$$LOSF = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} = \left(\frac{(T_w - T_i) - (T_w - T_o)}{\ln \left(\frac{T_w - T_i}{T_w - T_o} \right)} \right) \quad (2.5)$$

Burada T_w ile gösterilen cidar sıcaklığıdır. LOSF değeri denklem (2.4) de yerine yazılıp, h_{ort} yalnız bırakılırsa:

$$h_{ort} = \frac{\left(\rho V \frac{\pi d^2}{4} \right) C_p (T_o - T_i)}{(\pi d L) LOSF} \quad (2.6)$$

bulunur. Dijital manometre ile ölçülen basınç farkı (Δp) Pa'a çevrilerek Darcy eşitliğinde yerine koyulmuş ve boyutsuz sürtünme katsayısı elde edilmiştir.

$$f = \frac{2(\Delta p)d}{L\rho V^2} \quad (2.7)$$

Isı değiştiricisinde genel olarak 3 farklı kayıp olmaktadır. Bunlar; sıcaklık farklılığından kaynaklanan kayıplar, sürtünmeden kaynaklanan kayıplar ve sistem ile çevre arasındaki ısı alışverişinden ötürü kaynaklanan kayıplardır. Isı değiştiricimizin yüzeyi yalıtımlı olduğundan çevreyle ısı alışverişinden kaynaklanan kayıplar ihmal edilmiştir. Denklemlerin türetimi literatürde mevcut bulunduğu için dolayı son halleriyle gösterilecektir [31].

Sabit yüzey sıcaklığı olan ısı değiştiricisinin entropi üretimi oranı aşağıdaki gibidir:

$$\dot{s}_{top} = Q_g \frac{\theta_o}{T_i T_o} + \frac{32 \dot{m}^3 f}{\rho^2 \pi^2 d^5} \frac{L}{T_w} \quad (2.8)$$

denklemin sağ tarafında bulunan ilk terim sıcaklık farkından kaynaklanan entropiyi, ikinci terim ise sürtünmeden dolayı kaynaklanan entropi üretim oranını göstermektedir. Denklem (2.8) düzenlenerek aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\dot{s}_{top} = \dot{s}_{top, \Delta T} + \dot{s}_{top, \Delta p} \quad (2.9)$$

Yukarıda belirtilen kayıplar tersinmezliklerin niceliği hakkında bilgi sağlamaktadır. Literatürde bu tür kayıpların minimize etmek üzere bazı çalışmalar yapılmıştır [32, 33].

Türbülantörlü boruda üretilen entropinin, türbülantör kullanılmayan boruda üretilen entropiye oranı olan N_s , entropi üretim oranı değeriinin bulunmasında kullanılan en önemli boyutsuz parametredir.

$$N_s = \frac{\dot{s}_{top,tr}}{\dot{s}_{top,bos}} \quad (2.10)$$

Bir sistemin faydalı iş potansiyeli ekserji olarak adlandırılır [34]. Faydalı iş tersinir süreç neticesinde elde edilen maksimum iştir. Ekserji kaybı, ısı değıştiricisindeki entropi üretimi ile direkt ilişkilidir. Ekserji kaybı şu şekilde yazılabilir.

$$I = T_o(\dot{s}_{top}) \quad (2.11)$$

Bir ısı değıştiricisinin etkinliğı aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\varepsilon = \frac{Q_g}{Q_{max}} \quad (2.12)$$

Kazanılan ısı transfer miktarı:

$$Q_g = \dot{m}C_p(T_o - T_i) \quad (2.13)$$

şeklinde yazılabilir. Maksimum ısı transfer miktarı Q_{maks} ise aşağıdaki eşitlikte gösterilmektedir.

$$Q_{maks} = \dot{m}C_p(T_w - T_i) \quad (2.14)$$

Denklem (2.11)'deki terimler denklem (2.13)'e bölünür ise ekserji kayıp oranı ya da boyutsuz ekserji kaybı diye adlandırılan E^* değeri bulunur.

$$E^* = \frac{I}{Q_g} \quad (2.15)$$

Hesaplanması gereken diğeri önemli değeri ise 'ısı geçiş birimi sayısı' diye adlandırılan NTU dur.

$$NTU = \frac{UA_s}{C_{min}} \quad (2.16)$$

Başka bir deyişle; $NTU = \text{Isı değiştiricisinin ısıl kapasitesi} / \text{Akışın ısıl kapasitesi}$ 'dir. C_{min} ise akışkanın ısıl kapasitesidir ve deneylerde tek akışkan kullanıldığı için řu şekilde ifade edilebilir ($C_{min} = \dot{m}C_p$).

Son olarak ısıl performans faktörü ise sabit pompalama gücü altında boş boruya göre ısı transferindeki artışın, boş boruya göre basınç kaybındaki artışa oranı olarak aşağıda verilmiştir.

$$\eta = \left(\frac{Nu_t}{Nu_0} \right) \left(\frac{f_t}{f_0} \right)^{-1/3} \quad (2.17)$$

Burada t indisi türbülantörlü durumu, 0 indisi ise boş boruyu temsil etmektedir.

2.3. Taguchi, Gri Analizi ve ANOVA

Deneylerin tespiti için Taguchi deneysel tasarım yöntemi kullanılmıştır. Bu yöntem 3 ana aşamadan oluşmaktadır. Bu aşamalar; sistem tasarımı, parametre tasarımı ve tolerans tasarımıdır. Sistem tasarımı denilen ilk aşamada deneylerde kullanılacak parametreler belirlenir. Bu çalışmada belirlenen tasarım parametreleri; Re sayısı, adım sayısı, konik tipi ve konik ağız çapıdır. İkinci aşama olan parametre tasarımında ise; hedefin işlevsel karakteristiklerini veya ana fonksiyonlarını optimum seviyelere getirecek ve kontrol edilemeyen faktörleri minimum düzeye indirildiği ve deneysel tasarıma hangi parametre seviyelerinin katılacağıının belirlendiği bölümdür [35]. Bu kısımda; deneysel tasarımda oldukça sık karşılaşılaacağımız iki kavram yer almaktadır. Ortogonal dizin ve S/N denilen sinyal / gürültü oranıdır. Ortogonal tasarım yöntemi ile deneyler çok daha az sayılara indirilerek sonuca ulaşılmaktadır. S/N oranı süreç değişkenliğinin bir ölçüsü olarak isimlendirilebilir. Son aşama olarak tolerans tasarımında ise parametre çalışmaları neticesinde istenilen değere ulaşamadığı durumda yapılacak çalışmadır. Bu durumda elde edilen değerlerden faydalanarak hedef değerdan uzaklaşması bulunur ve bu sapmalar azaltılmaya çalışılır [31].

Taguchi yöntemi ile gerçekleştirilen çalışmanın hedeflenen değerleri belirlenir. Bu çalışmada hedeflenen değeri Nu sayısı ve sürtünme faktörüdür. Hedeflenen değerler minimum veya maksimum olabilir. Bu çalışmada amaç Nusselt sayısı için en büyük ve sürtünme faktörü için en küçük değerlere ulaşmaktır. Belirtildiği üzere Taguchi tasarım yönteminde, deneysel çalışma neticesinde bulunan değerler ile istenilen değeri arasındaki sapma değerinin hesaplanabilmesi için bir kayıp fonksiyonu kullanılır ve bu kayıp

fonksiyonu sinyal / gürültü oranına (S/N) dönüştürülmüştür. Farklı S/N oranları bulunmaktadır. Bu çalışmada kullanılan S/N oranları, en büyük en iyi (HB: higger is better) ve en küçük en iyidir (LB: lower is better). Bu çalışmada amaç ısı transferi artırmak olmasından dolayı Nusselt sayısı için HB, kayıp demek olan sürtünme faktörü için LB seçilmiştir [36].

$$L_{HB} = \frac{1}{n_i} \sum_{i=1}^n \frac{1}{y_i^2} \quad (2.18)$$

$$L_{LB} = \frac{1}{n_i} \sum_{i=1}^n y_i^2 \quad (2.19)$$

Bu denklemde yer alan y_i sonuç değeri, n ise yapılan deney sayısını göstermektedir. S/N oranını gösteren n_{ij} ifadesi; j . deneydeki i . karakteristik performansını göstermektedir ve aşağıdaki şekildedir.

$$\eta_{ij} = -10 \log(L_{ij}) \quad (2.20)$$

Değişkenlerin analiz yöntemi diye adlandırılan ANOVA (Analysis of Variance), belirlenen parametrelerin istatistik olarak sonuç üzerinde hangi oranda etkili olduğunu anlamamızı sağlar. ANOVA sonuçları ve S/N oranı tasarım parametrelerinin optimum bileşimini belirlemede kullanılır. Son aşamada doğrulama deneyleri yapılarak uygulamanın doğruluğu test edilir.

$$S_m = \frac{(\sum n_i)^2}{j} \quad S_T = \sum n_i^2 - S_m \quad (2.21)$$

$$S_A = \frac{(\sum n_{Ai}^2)^2}{N} - S_m \quad S_E = S_T - \sum S_A \quad (2.22)$$

$$V_A = \frac{S_A}{f_A} \quad F_{A0} = \frac{V_A}{V_E} \quad (2.23)$$

Burada:

S_T :Toplam değişimlerin karelerinin toplamı

S_m :Ortalamaların karelerinin toplamı

S_A :A parametresinin karelerinin toplamı (bu çalışmada A, Reynold sayısını göstermektedir)

S_E :Hataların karelerinin toplamı

η_{ij} :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 analizi yönteminde çoklu performans karakteristikler incelenir. Yukarıda bahsedildiği üzere Taguchi yöntemi ile belirlenen Nusselt veya sürtünme faktörü sonuçları ayrı ayrı incelenmekteydi. Fakat Gri İlişkisel Analizi yöntemi ile incelenen performans karakteristikleri birlikte değerlendirilerek en uygun parametre seviyeleri belirlenir. Bu çalışma üzerinden örneklendirecek olursak; sürtünme faktörünün en küçük Nusselt sayısının ise en büyük olduğu durumlar göz önünde tutularak optimizasyona gidilir.

$$r(x_0(k), x_i(k)) = \frac{\min_i \min_k |x_0(k) - x_i(k)| + \xi \max_i \max_k |x_0(k) - x_i(k)|}{|x_0(k) - x_i(k)| + \xi \max_i \max_k |x_0(k) - x_i(k)|} \quad (2.24)$$

bu denklemde, $x_i(k)$; k . performans karakteristiğinin i . deneyde ve ξ katsayısı $\xi \in [0, 1]$ olmak üzere normalleştirilmiş değeridir. ξ değeri gerçek sistemin ihtiyaçlarına göre belirlenmektedir. Gri ilişkiler değeri, gri ilişkisel katsayılarının ağırlıklı toplamıdır. Aşağıda verildiği üzere bulunur;

$$r(x_0, x_i) = \frac{1}{m} \sum_{k=1}^m r(x_0(k), x_i(k)) \quad (2.25)$$

burada m , incelenen performans karakteristiklerinin sayısıdır.

3. ISI TRANSFERİ VE BASINÇ KAYBI ANALİZİ

Bu bölümde deneyleri yapılan türbülantörlerin ısı transferi ve sürtünme faktörü üzerindeki etkileri gösterilmiştir. Isı transferi üzerindeki etkileri görmek için grafikler Nusselt sayısının Reynolds sayısıyla değişimi şeklinde verilmiştir. Sürtünme faktörü üzerindeki etkileri görmek için f 'nin (sürtünme faktörünün) Reynolds değeri ile değişimi şeklinde gösterilmiştir. Grafiklerde çap, tip ve adım sayısı olmak üzere bu üç parametrenin etkileri gösterilmiştir. Kıyas yapabilmek için grafiklerde boş boru değerleri de yer almıştır.

Türbülantör kullanılan deney sonuçlarından önce boş boru için deney sonuçları bulundu. Bu değerler literatürde yer alan Petukhov [37], Dittus-Boelter [38] ve Gnielinski [39] tarafından geliştirilen bağıntılarla kıyas edilmiştir. Pr ve Re sayısının Nu değeri ile bağıntılı olarak gösterimi aşağıda verilmiştir.

Petukhov tarafından önerilmekte olan Nu bağıntısı:

$$\frac{(-)^R}{8(-)^{(Pr^{2/3}-1)}} [0.5 \leq Pr \leq 2000 \text{ ve}] \quad (3.1)$$

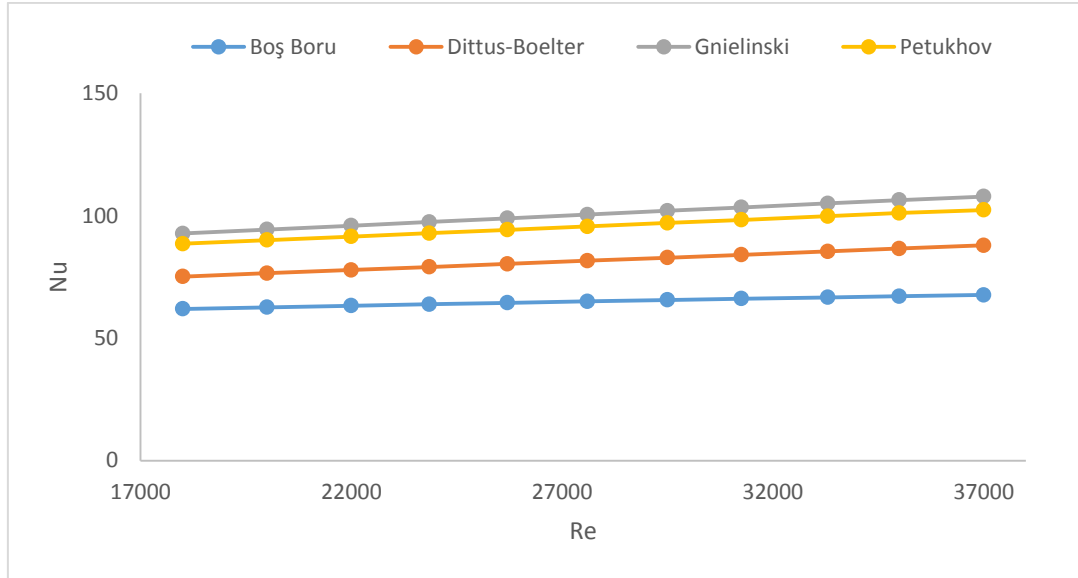
Dittus-Boelter tarafından önerilen Nu bağıntısı:

$$[0.7 \quad \text{ve} \quad 000] \quad (3.2)$$

Gnielinski tarafından önerilmekte olan Nu bağıntısı:

$$\frac{(\frac{f}{8})(Re)}{7(-)^{(Pr^{2/3})}} [0.5 \quad \text{ve} \quad] \quad (3.3)$$

Bu bağıntıların boş boru deney sonuçları ile karşılaştırılması Şekil 3.1'de yapılmıştır. Deneysel değerlerde fazla bir sapma olmadığı genellikle pürüzsüz borularda sık kullanılan Dittus-Boelter eşitliğiyle %23 oranında bir sapma olduğu görülmüştür.

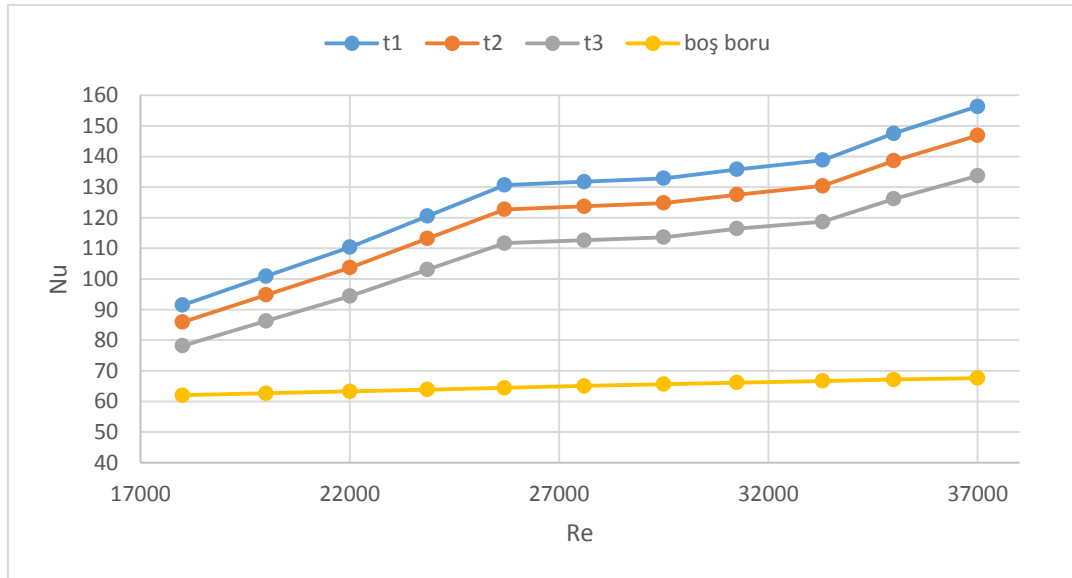


Şekil 3.1 Boş boru Nu değerlerinin ampirik bağıntılarla kıyaslanması

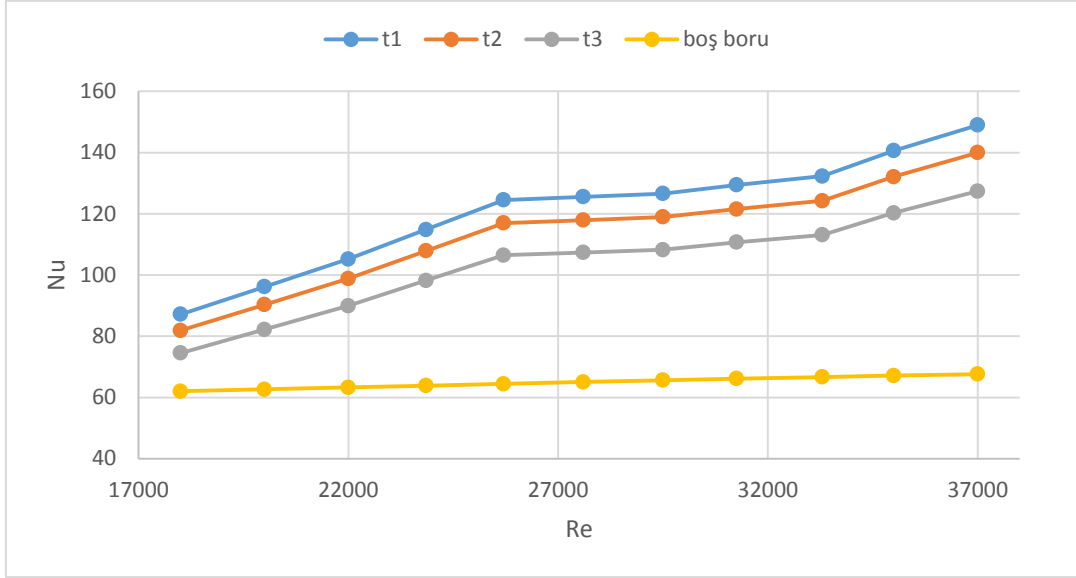
3.1. Deney Sonuçlarının Birinci Kanuna Göre İncelenmesi

3.1.1. Tip Parametresi İçin Isı Transferi Sonuçları

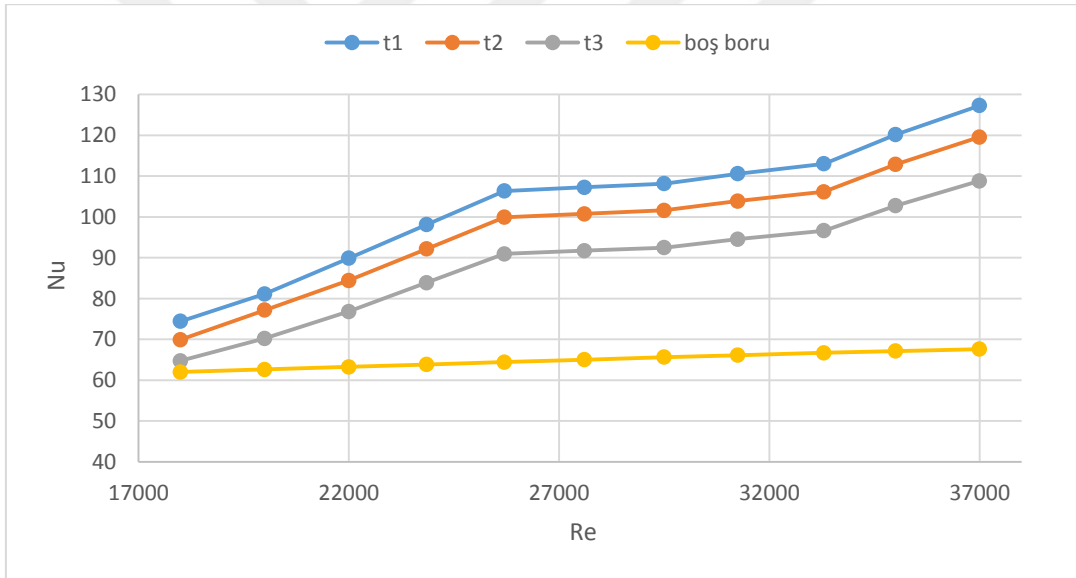
Yapılan deneyler neticesinde tip parametresi için ısı transferine en yüksek etkiyi gösteren kombinasyon, a_1 ve $g/d=0.117$ olduğu kombinasyondur. Şekil 3.2’de bu durum gösterilmiştir.



Şekil 3.2 a_1 ve $g/d=0.117$ olduğu kombinasyonda tip parametresinin Nu-Re değişimi

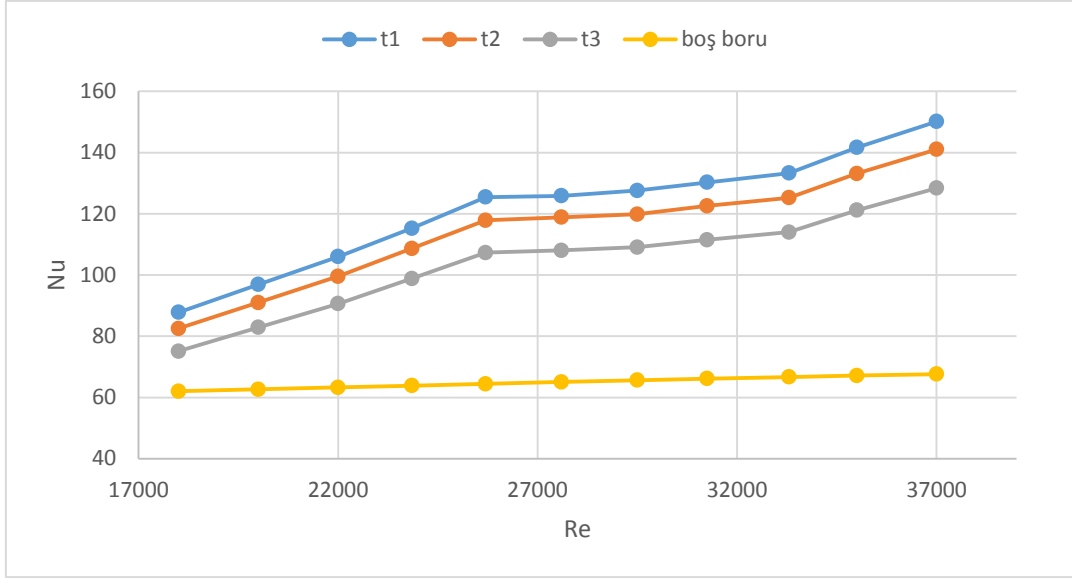


Şekil 3.3 a2 ve $g/d=0.117$ olduğu kombinasyonda tip parametresinin Nu-Re değişimi

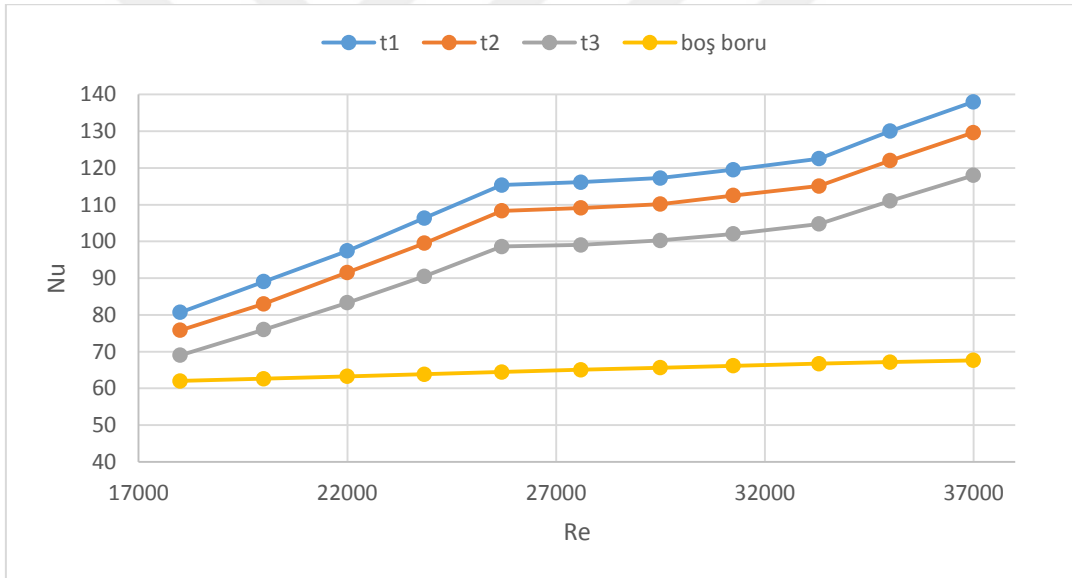


Şekil 3.4 a3 ve $g/d=0.117$ olduğu kombinasyonda tip parametresinin Nu-Re değişimi

Yukarıdaki 3 grafikten görüleceği üzere adım parametresinin yani adım sayısının artmasıyla birlikte Nu sayısı azalmıştır. En yüksek Nu artışı %131 ile t1 parametresinin olduğu a1 ve $g/d=0.117$ kombinasyondur. En düşük Nu artışı %61 ile t3 parametresinin a3 ve $g/d=0.117$ olduğu kombinasyonda görülmüştür.



Şekil 3.5 $g/d=0.167$ ve $a1$ olduğu kombinasyonda tip parametresinin Nu-Re değişimi

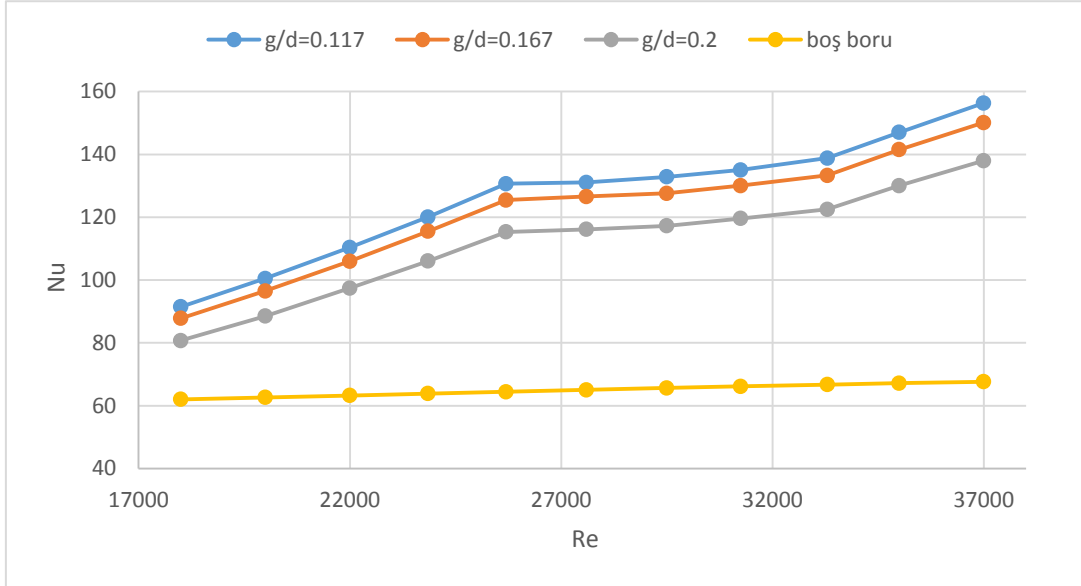


Şekil 3.6 $g/d=0.2$ ve $a1$ olduğu kombinasyonda tip parametresinin Nu-Re değişimi

Şekil 3.2, Şekil 3.5 ve Şekil 3.6'dan görüleceği üzere g parametresinin artmasıyla birlikte Nu sayısı azalmıştır. Yani ağız çapının artması ısı transferinde azalmaya neden olmuştur. En yüksek Nu değeri %131 ile $t1$ parametresinin $g/d=0.117$ ve $a1$ olduğu kombinasyondur. Bunu %122 ile $g/d=0.167$ ve $a1$ kombinasyonu ve %104 ile $g/d=0.2$ ve $a1$ kombinasyonu takip etmiştir. Grafiklerden görüleceği üzere tip parametreleri içinde en yüksek Nu artışını $t1$ parametresi sağlamıştır. En az Nu artışı ise $t3$ parametresinde görülmüştür.

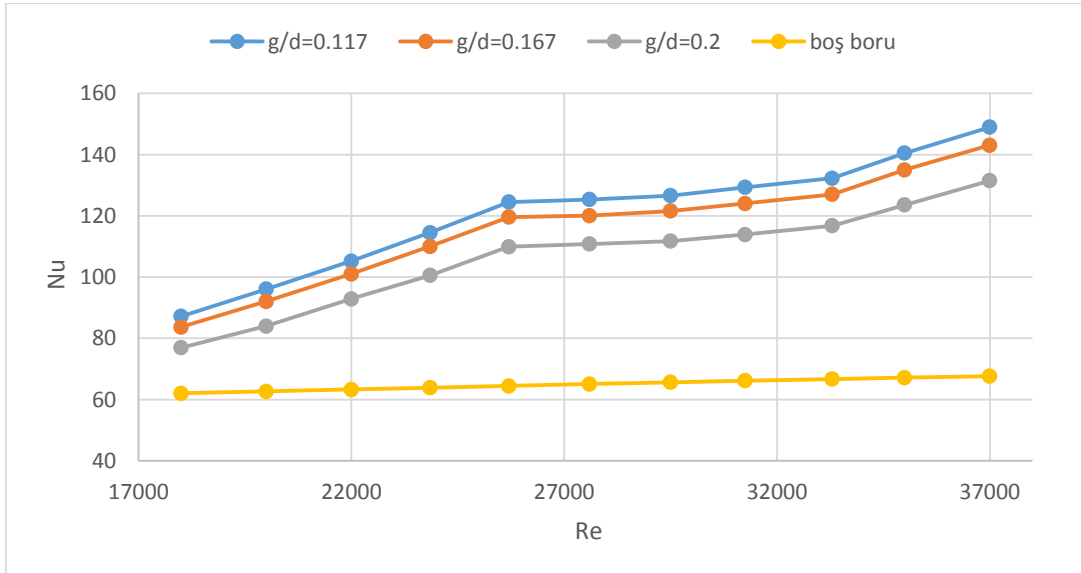
3.1.2. Çap Parametresi İçin Isı Transferi Sonuçları

Yapılan deneyler neticesinde çap parametresi için ısı transferi üzerinde en fazla etkiyi gösteren kombinasyon t_1 ve a_1 olduğu kombinasyondur. Bu durum Şekil 3.7’de gösterilmiştir.



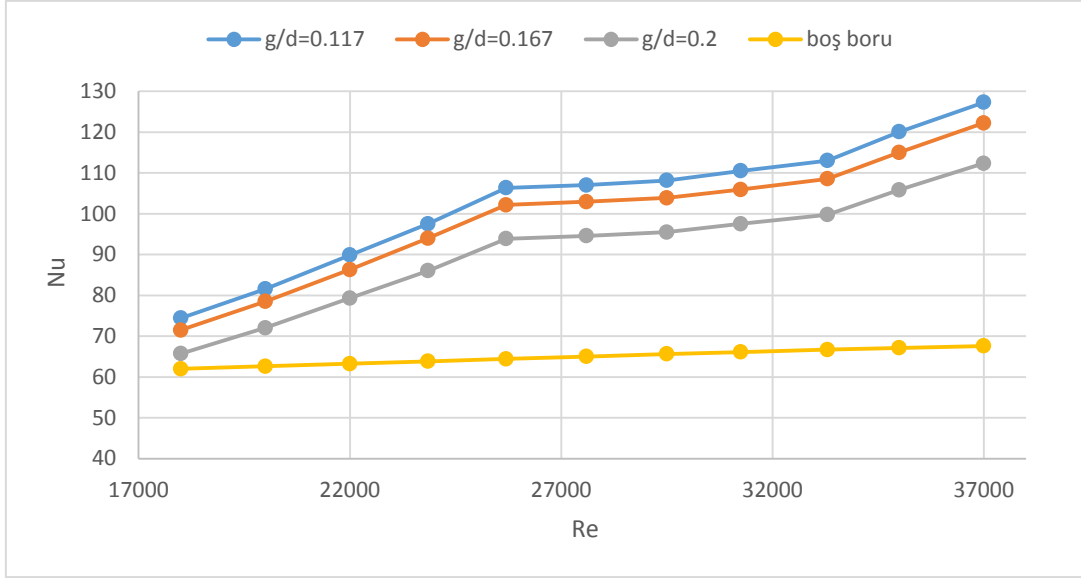
Şekil 3.7 t_1 ve a_1 olduğu kombinasyonda çap parametresinin Nu-Re değişimi

Şekil 3.7’de en yüksek Nu artışı %131 ile $g/d=0.117$ değerinde gerçekleşmiştir.



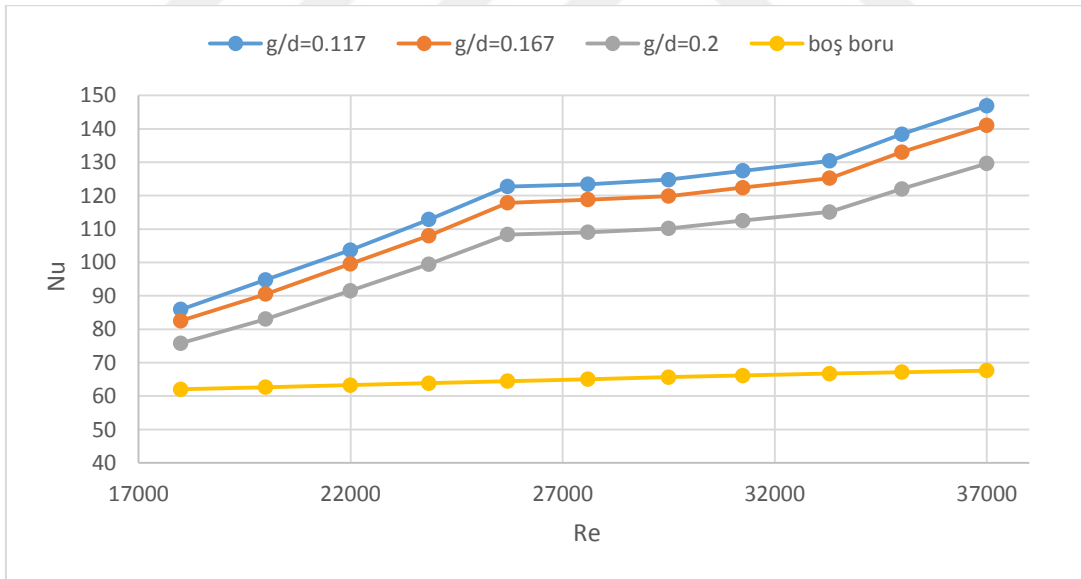
Şekil 3.8 t_1 ve a_2 olduğu kombinasyonda çap parametresinin Nu-Re değişimi

Şekil 3.8’de görüldüğü gibi en yüksek Nu artışı %120 değeri ile $g/d=0.117$ olduğu durumdadır.



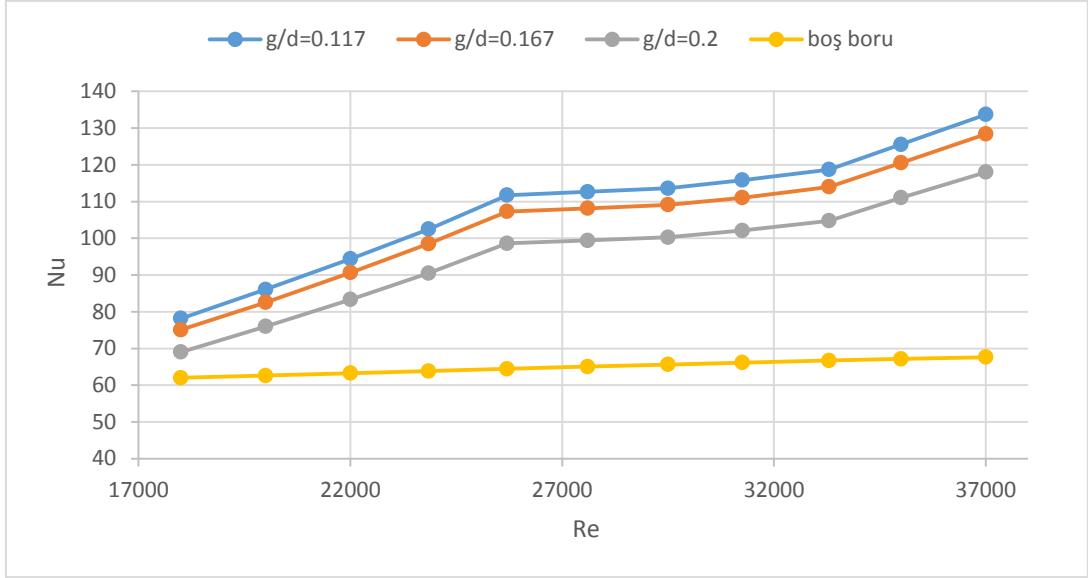
Şekil 3.9 t_1 ve a_3 olduğu kombinasyonda çap parametresinin Nu-Re değişimi

Şekil 3.7, Şekil 3.8 ve Şekil 3.9'dan görüleceği üzere adım parametresinin artmasıyla birlikte Nu sayısında azalma görülmüştür. En yüksek Nu artışı $g/d=0.117$ değerinde olurken en düşük Nu artışı $g/d=0.2$ değerinde görülmektedir.



Şekil 3.10 t_2 ve a_1 olduğu kombinasyonda çap parametresinin Nu-Re değişimi

Şekil 3.10'da görüldüğü gibi en yüksek ısı transferi artışı %117 ile $g/d=0.117$ olduğu durumdadır.

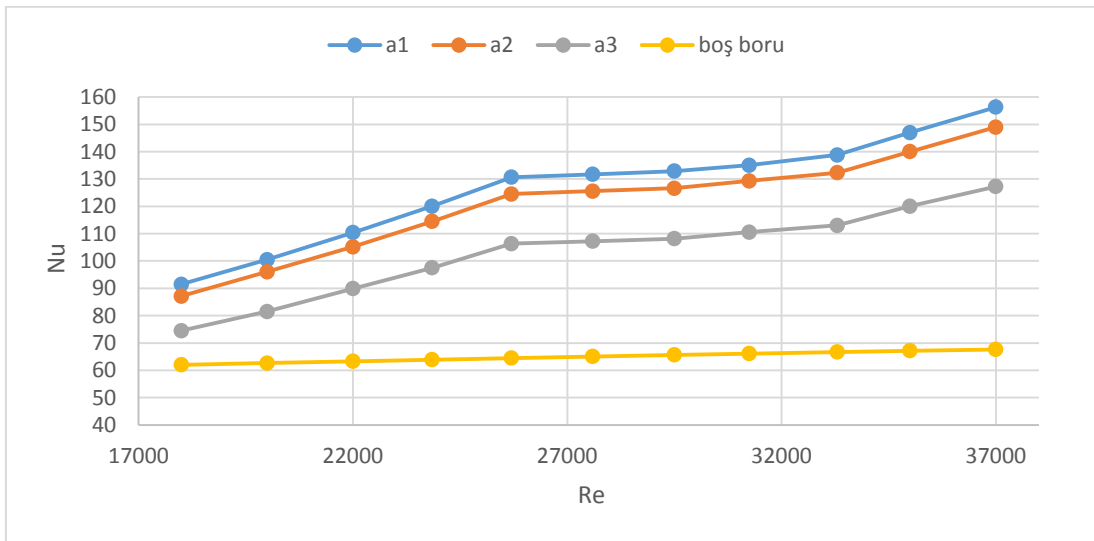


Şekil 3.11 t_3 ve a_1 olduğu kombinasyonda çap parametresinin Nu-Re değişimi

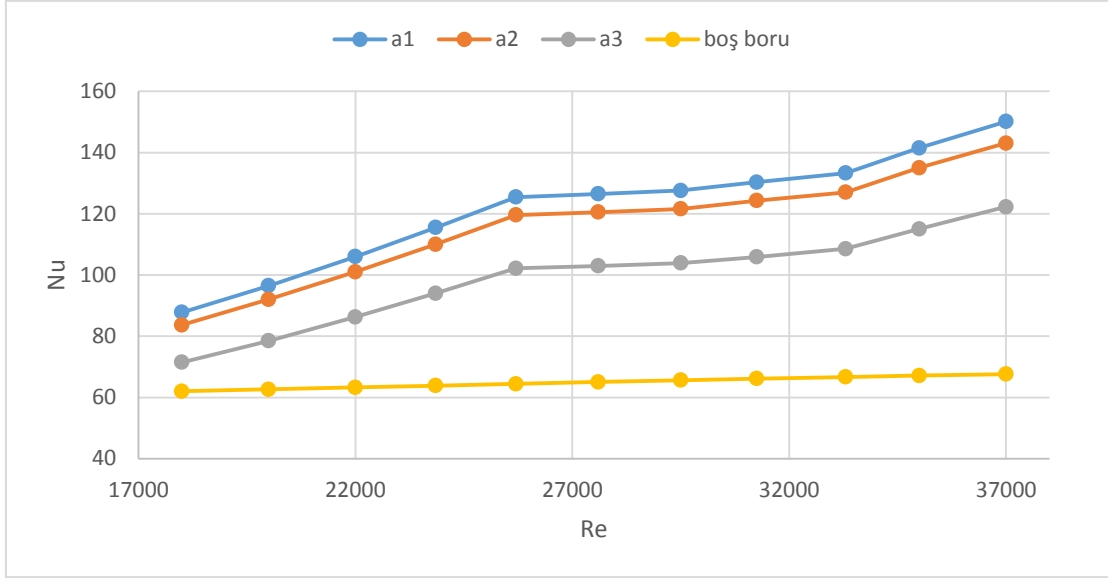
Şekil 3.7, Şekil 3.10 ve Şekil 3.11'dan görüleceği üzere çap parametreleri için t_1 en yüksek ısı transferi artışı sağlarken t_3 parametresi en düşük ısı transferi artışına neden olmuştur. Çap parametresi için en yüksek ısı transfer artışı t_1 ve a_1 kombinasyonu olduğu görülmüştür.

3.1.3. Adım Parametresi İçin Isı Transferi Sonuçları

Yapılan deneyler neticesinde adım parametresi için ısı transferine en fazla artış sağlayan kombinasyon t_1 ve $g/d=0.117$ olduğu kombinasyondur. Bu durum Şekil 3.12'de gösterilmiştir.

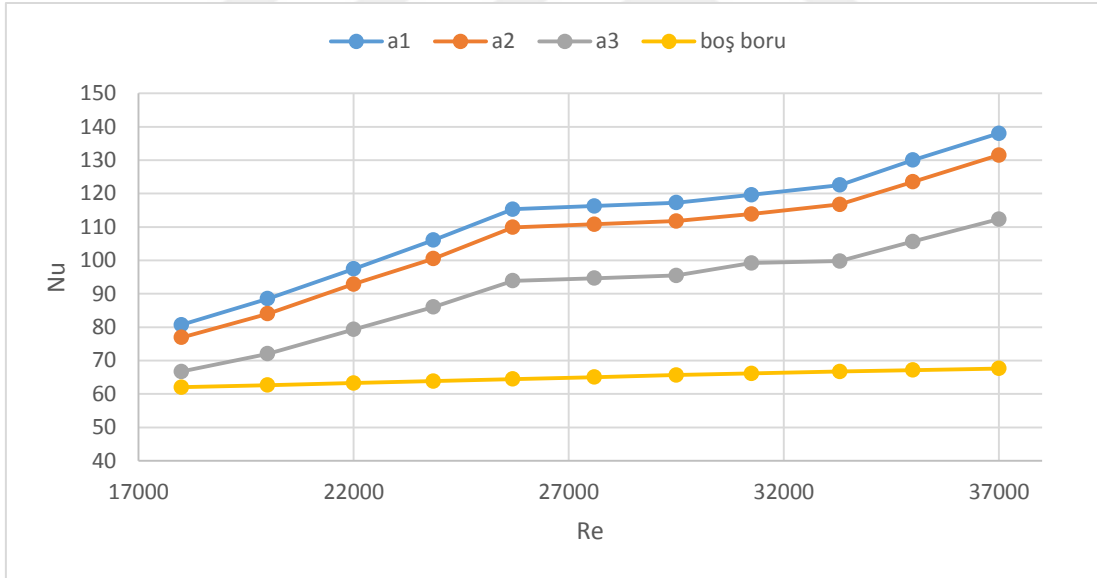


Şekil 3.12 t_1 ve $g/d=0.117$ olduğu kombinasyonda adım parametresinin Nu-Re değişimi



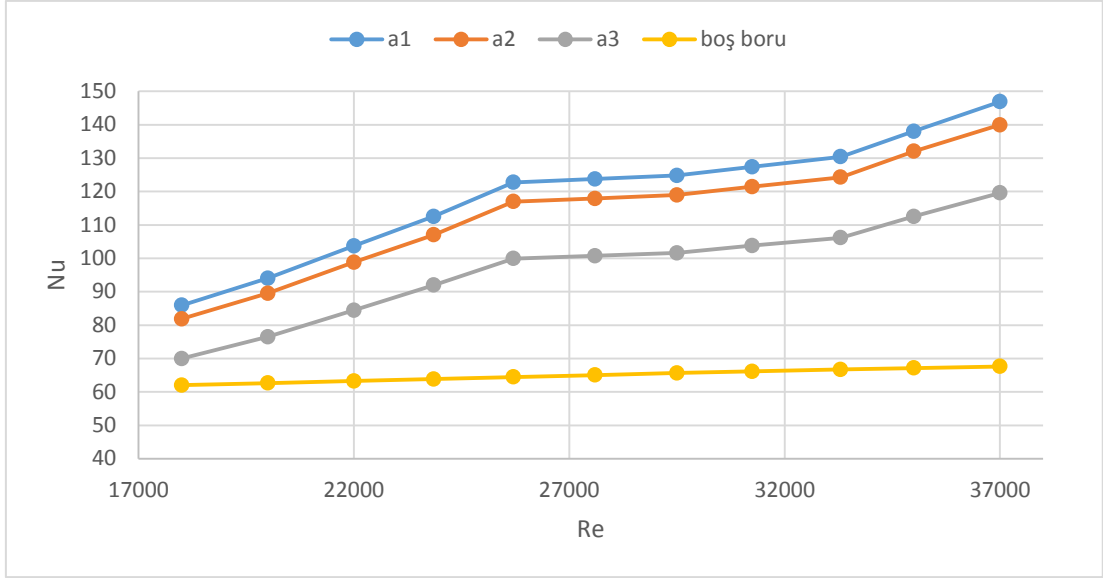
Şekil 3.13 t_1 ve $g/d=0.167$ olduğu kombinasyonda adım parametresinin Nu-Re değişimi

Şekil 3.12’de en yüksek ısı transfer artışı %131 iken Şekil 3.13’de bu değer %122 olduğu görülmektedir.



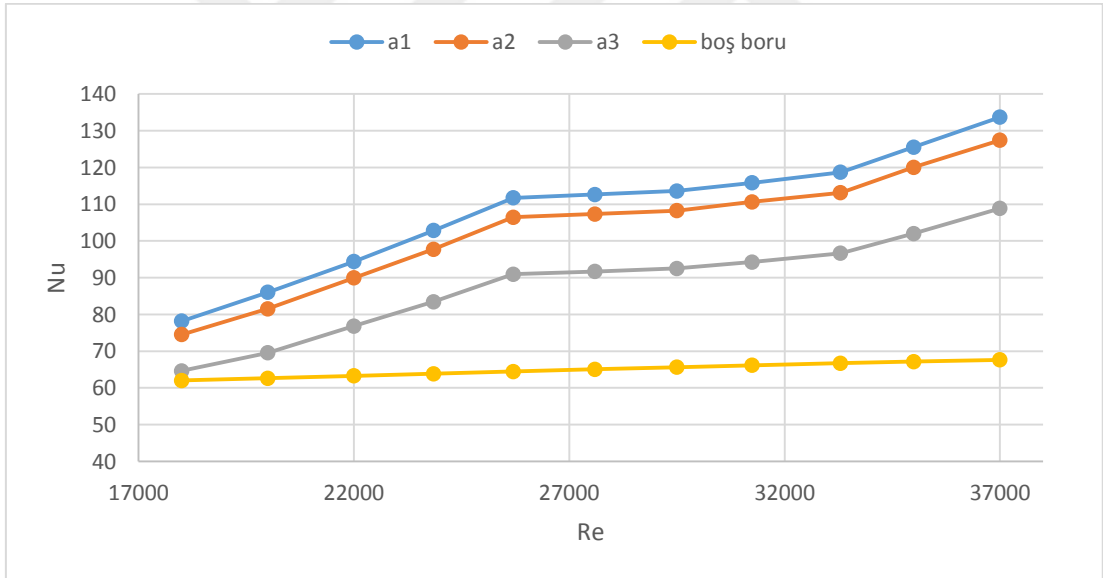
Şekil 3.14 t_1 ve $g/d=0.2$ olduğu kombinasyonda adım parametresinin Nu-Re değişimi

Şekil 3.14’de maksimum ısı transfer artışı %104 olduğu görülmüştür. Şekil 3.12, Şekil 3.13 ve Şekil 3.14’den görüleceği üzere çap parametresinin artmasıyla birlikte ısı transferi artışında azalma görülmüştür.



Şekil 3.15 t_2 ve $g/d=0.117$ olduğu kombinasyonda adım parametresinin Nu-Re değişimi

Şekil 3.15’de maksimum ısı transfer artışı %117 olduğu görülmektedir.



Şekil 3.16 t_3 ve $g/d=0.117$ olduğu kombinasyonda adım parametresinin Nu-Re değişimi

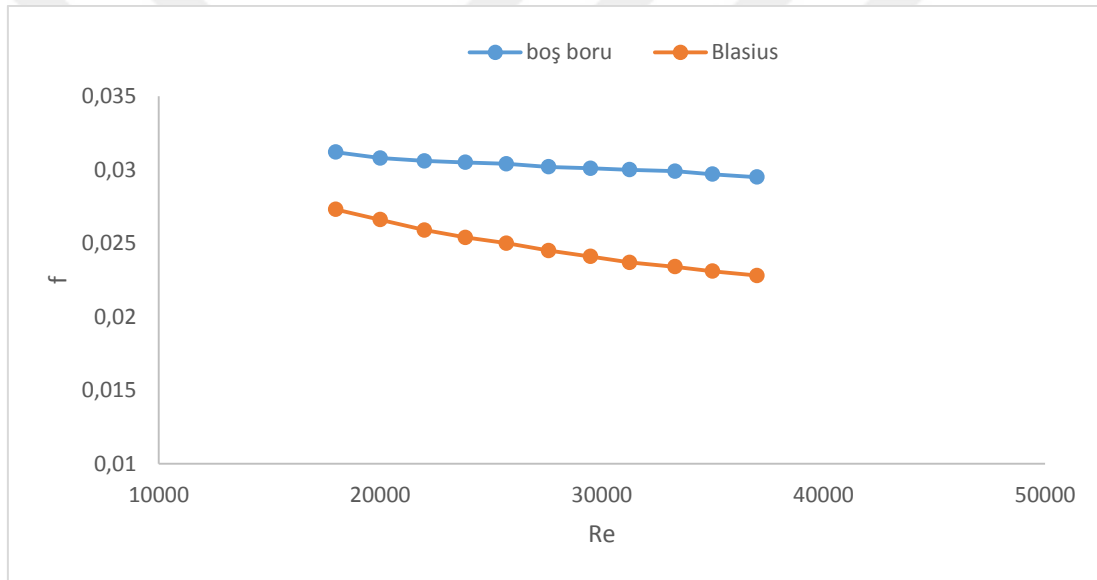
Şekil 3.16’da en fazla ısı transfer artışı %98 ile a1 parametresinde görülmektedir. Şekil 3.12, Şekil 3.15 ve Şekil 3.16’dan görüleceği üzere adım parametresi için en yüksek ısı transfer artışını t_1 parametresi sağlarken en düşük ısı transfer artışını t_3 parametresi sağlamakta olduğu ortaya çıkmıştır.

3.2. Tasarım Parametrelerinin Basınç Kaybına Olan Etkileri

Bu kısımda basınç kaybı değerlerinin Reynolds sayısındaki değişime göre grafikleri yer almaktadır. Bölüm 3.1’de verilen Nu-Re grafikleri ile aynı dizilime sahip deneylere yer verilerek sürtünme faktörü etkileri incelenmiştir. Türbülator kullanılan deney sonuçlarından önce boş borunun deney sonuçları literatürde bulunan Blasius [40] eşitliğiyle kıyaslanmıştır. Blasius eşitliği aşağıda verilmiştir.

$$f = 0.316Re^{-0.25} \quad (3.4)$$

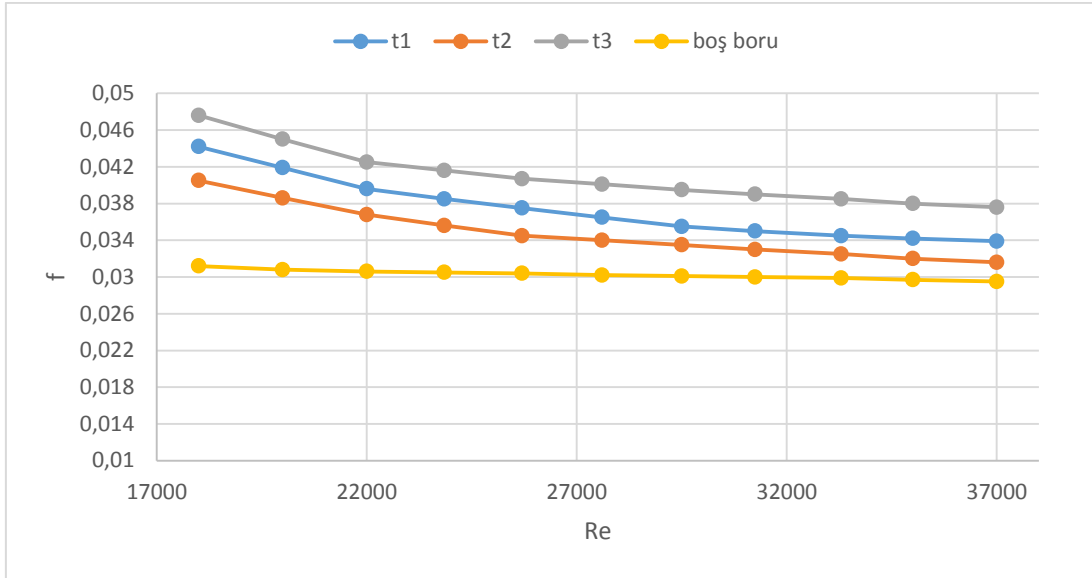
Şekil 3.17’de Blasius eşitliği ile boş boru sürtünme faktörü kıyası yapılmıştır ve %28 sapma görülmüştür.



Şekil 3.17 Blasius denklemleriyle boş boru sürtünme faktörünün kıyaslanması

3.2.1. Tip Parametresi İçin Sürtünme Faktörü Sonuçları

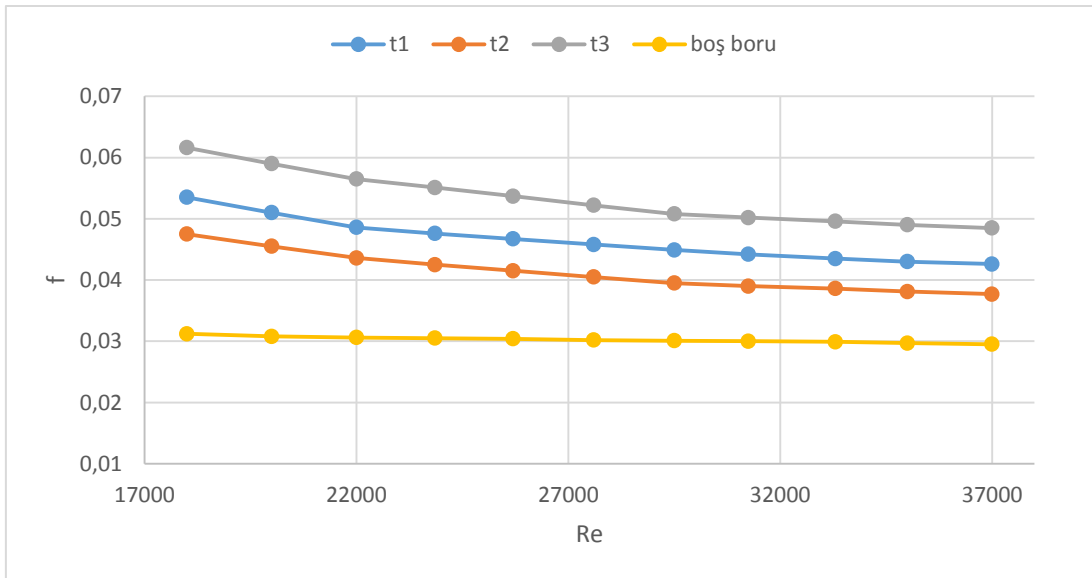
Yapılan deneyler neticesinde tip parametresi için ısı transferine en yüksek etkiyi gösteren kombinasyon a1 ve g/d=0.117 olduğu kombinasyondur. Bu kombinasyonun sürtünme faktörüne üzerindeki etkisi Şekil 3.18’de gösterilmiştir.



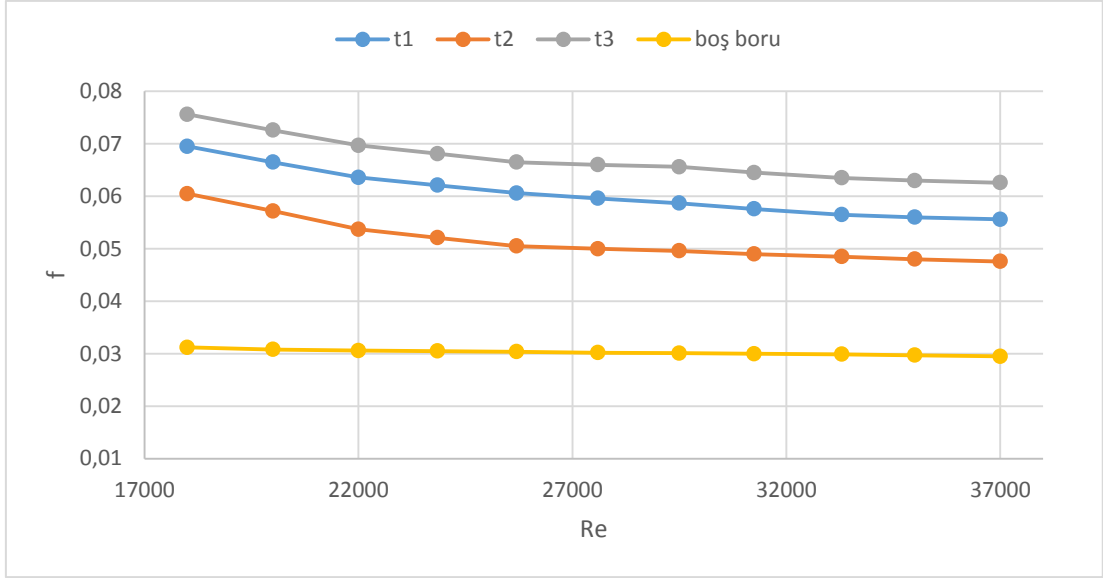
Şekil 3.18 a1 ve $g/d=0.117$ olduğu kombinasyonda tip parametresinin f -Re değişimi

Şekil 3.18’de görüldüğü üzere en fazla sürtünme faktörü artışı t3 parametresinde ortaya çıkmıştır. En az sürtünme faktörü artışı ise t2 parametresinde meydana gelmiştir.

Şekil 3.19’de adım parametresinin artmasıyla sürtünme faktöründe artış meydana gelmiştir. En fazla sürtünme faktörü artışı t3 parametresinde olurken en az sürtünme faktörü artışı t2 parametresinde meydana gelmiştir.

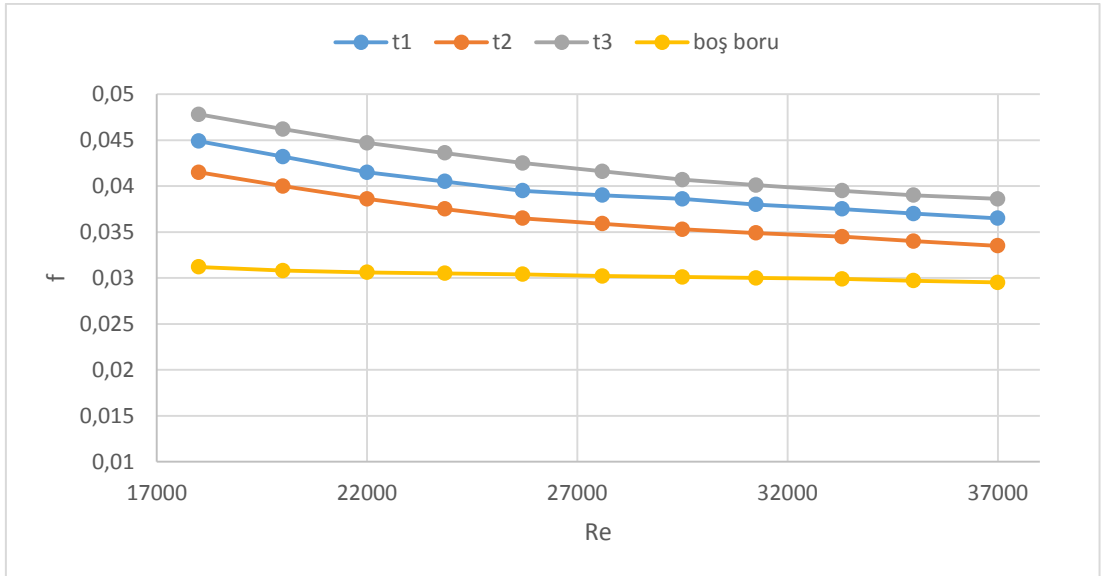


Şekil 3.19 a2 ve $g/d=0.117$ olduğu kombinasyonda tip parametresinin f -Re değişimi

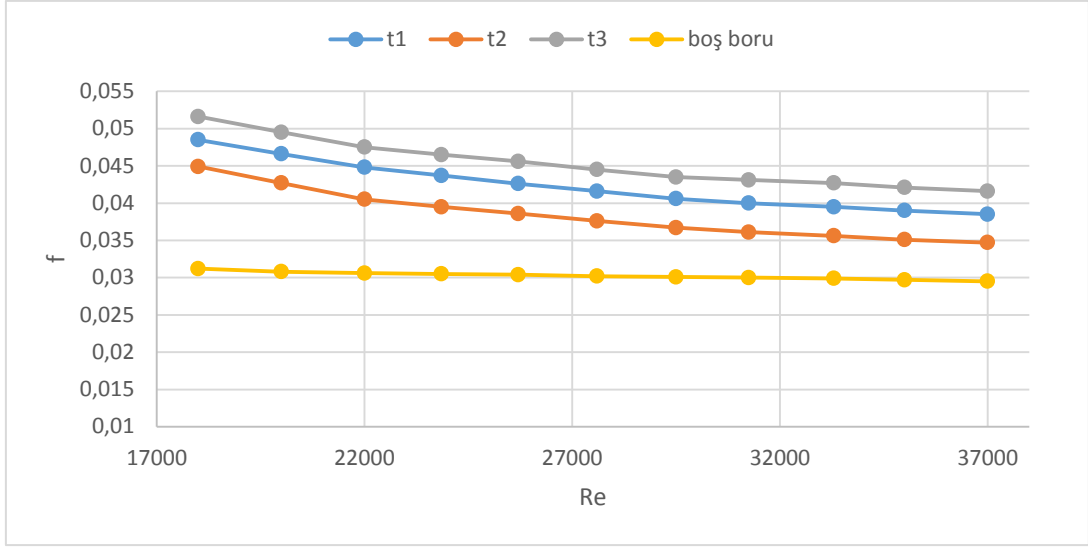


Şekil 3.20 a3 ve $g/d=0.117$ olduğu kombinasyonda tip parametresinin f -Re değişimi

Şekil 3.18, Şekil 3.19 ve Şekil 3.20’de görüleceği üzere adım parametresinin artmasıyla birlikte sürtünme faktöründe artış meydana gelmiştir. Türbülator sayısının artmasıyla birlikte sürtünme faktörünün artması beklenen bir durumdur. En fazla sürtünme faktörü artışı t3 parametresinde %142 ile a3 ve $g/d=0.117$ kombinasyonun da olurken en az sürtünme faktörü artışı t2 parametresinde %27 ile a1 ve $g/d=0.117$ kombinasyonunda meydana gelmektedir.



Şekil 3.21 a1 ve $g/d=0.167$ olduğu kombinasyonda tip parametresinin f -Re değişimi

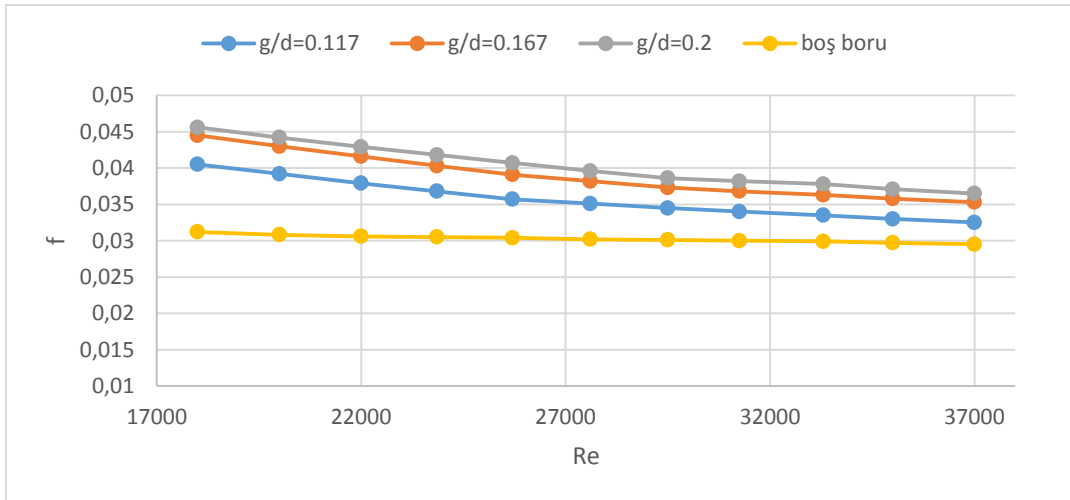


Şekil 3.22 a1 ve $g/d=0.2$ olduğu kombinasyonda tip parametresinin f -Re değişimi

Şekil 3.18, Şekil 3.21 ve Şekil 3.22’den görüleceği üzere çap parametresinin artmasıyla birlikte sürtünme faktöründe de artış meydana gelmiştir. En fazla sürtünme faktörü artışı t3 parametresinde %65 ile a1 ve $g/d=0.2$ kombinasyonunda olurken en düşük sürtünme faktörü artışı t2 parametresinde %27 ile a1 ve $g/d=0.167$ kombinasyonunda meydana gelmiştir.

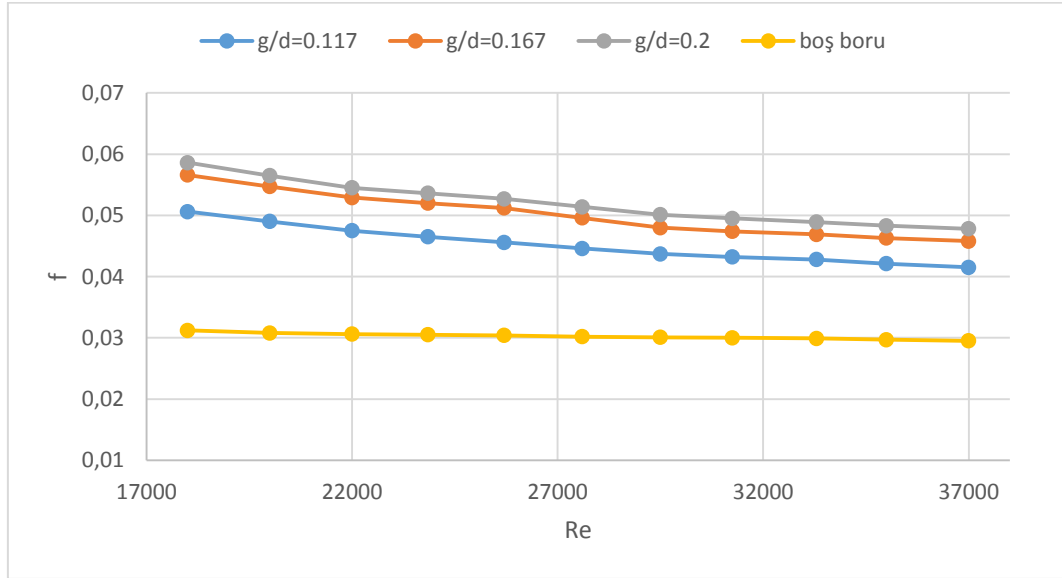
3.2.2. Çap Parametresi İçin Sürtünme Faktörü Sonuçları

Yapılan deneyler neticesinde çap parametresi için ısı transferine en fazla etkiyi gösteren kombinasyon t1 ve a1 olduğu kombinasyondur. Bu kombinasyonun sürtünme faktörü üzerindeki etkisi Şekil 3.23’de gösterilmiştir.

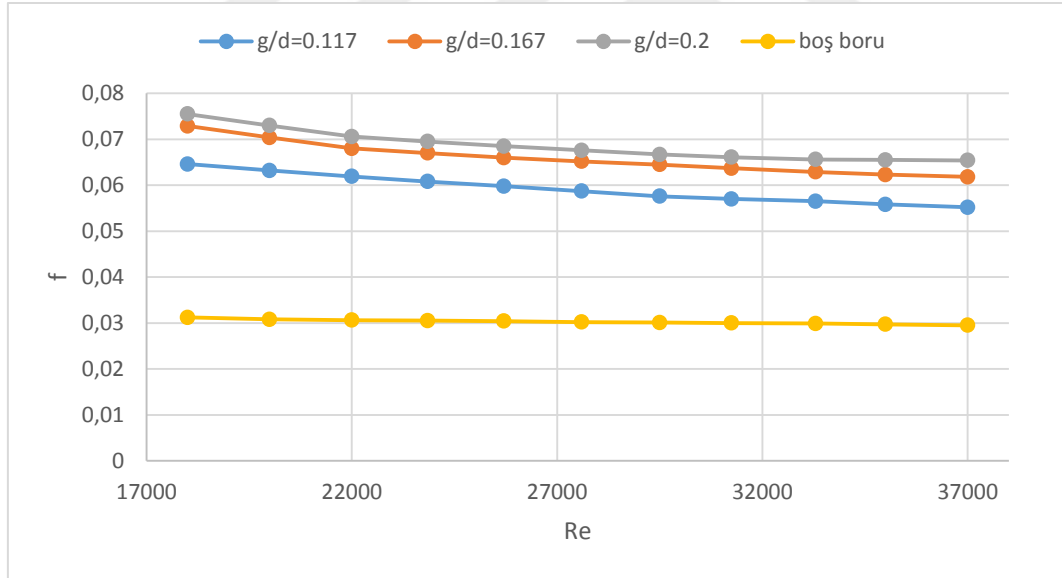


Şekil 3.23 t1 ve a1 olduğu kombinasyonda çap parametresinin f -Re değişimi

Şekil 3.21’de en fazla sürtünme faktörü artışı $g/d=0.2$ değerinde olurken en az sürtünme faktörü artışı $g/d=0.117$ değerinde olmaktadır.

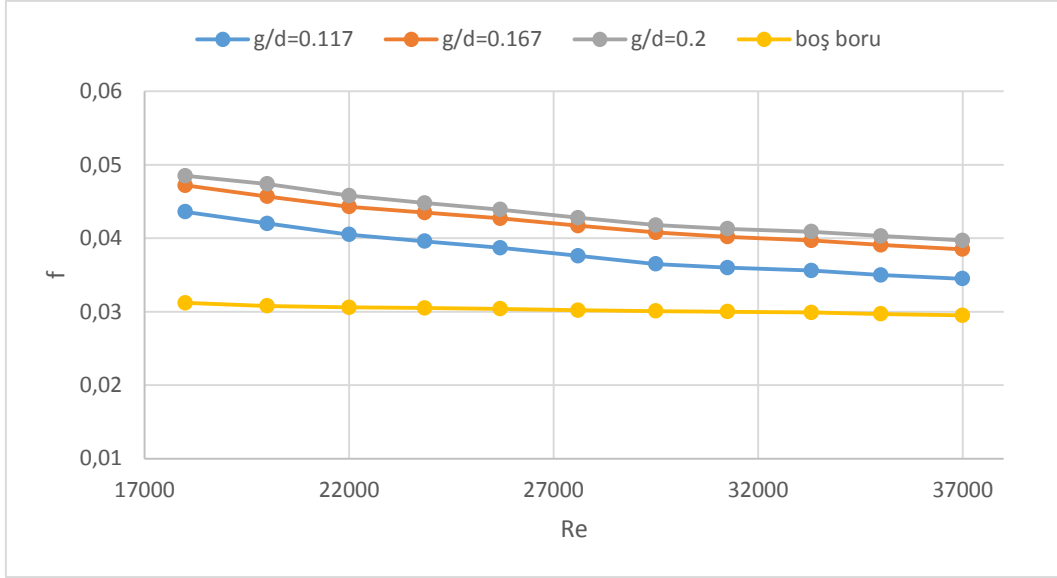


Şekil 3.24 t_1 ve a_2 olduğu kombinasyonda çap parametresinin f -Re değişimi

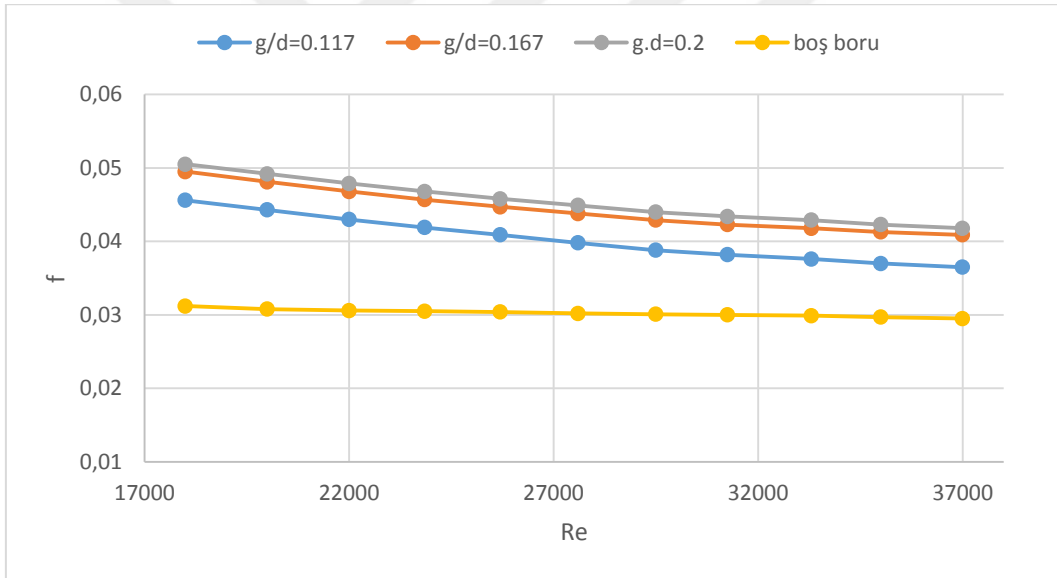


Şekil 3.25 t_1 ve a_3 olduğu kombinasyonda çap parametresinin f -Re değişimi

Şekil 3.23, Şekil 3.24 ve Şekil 3.25’den görüleceği üzere adım parametresinin artması sürtünme faktöründe artışa neden olmuştur. En fazla sürtünme faktörü artışı çap parametresinin $g/d=0.2$ değerinde olurken en az sürtünme faktörü artışı çap parametresinin $g/d=0.117$ değerinde olmaktadır.



Şekil 3.26 t2 ve a1 olduğu kombinasyonda çap parametresinin f-Re değişimi

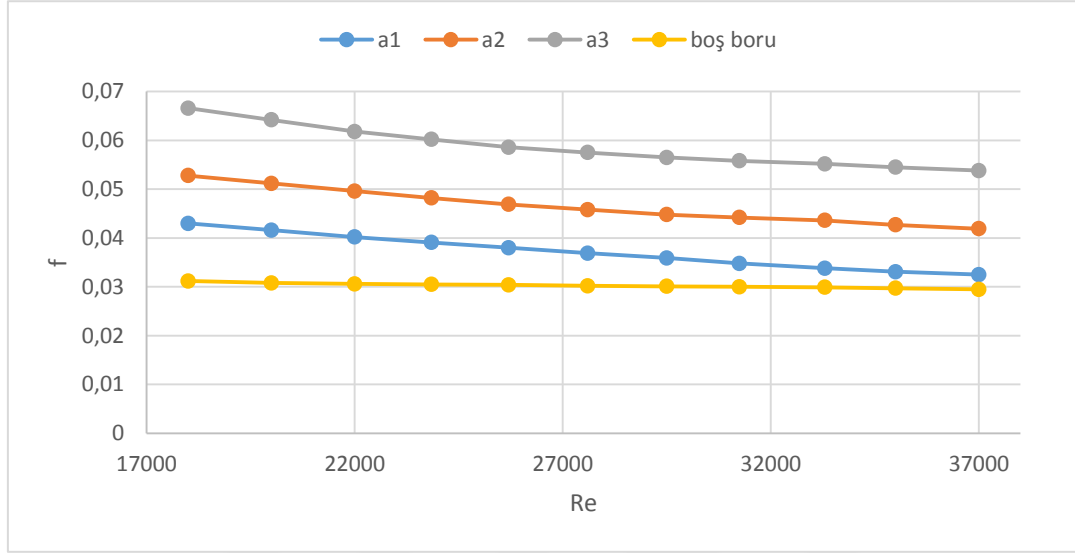


Şekil 3.27 t3 ve a1 olduğu kombinasyonda çap parametresinin f-Re değişimi

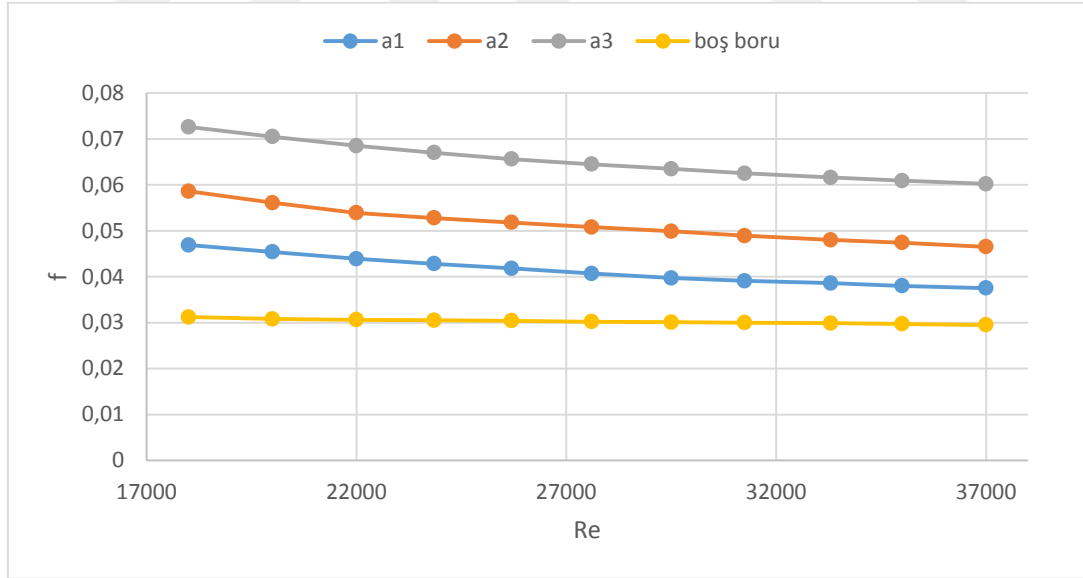
Şekil 3.23, Şekil 3.26 ve Şekil 3.27’den görüleceği üzere tip parametresinin değişmesi ile sürtünme faktörü üzerindeki değişim gösterilmiştir. En fazla sürtünme faktörü artışı en büyük çap değerinde olurken, çap değerinin azalmasıyla birlikte sürtünme faktörü değerinde de azalma görülmüştür.

3.2.3. Adım Parametresi İçin Sürtünme Faktörü Sonuçları

Yapılan deneyler neticesinde adım parametresi için ısı transferine en fazla artış sağlayan kombinasyon t_1 ve $g/d=0.117$ olduğu kombinasyondur. Bu kombinasyonun sürtünme faktörü üzerindeki etkisi Şekil 3.28’da gösterilmiştir.

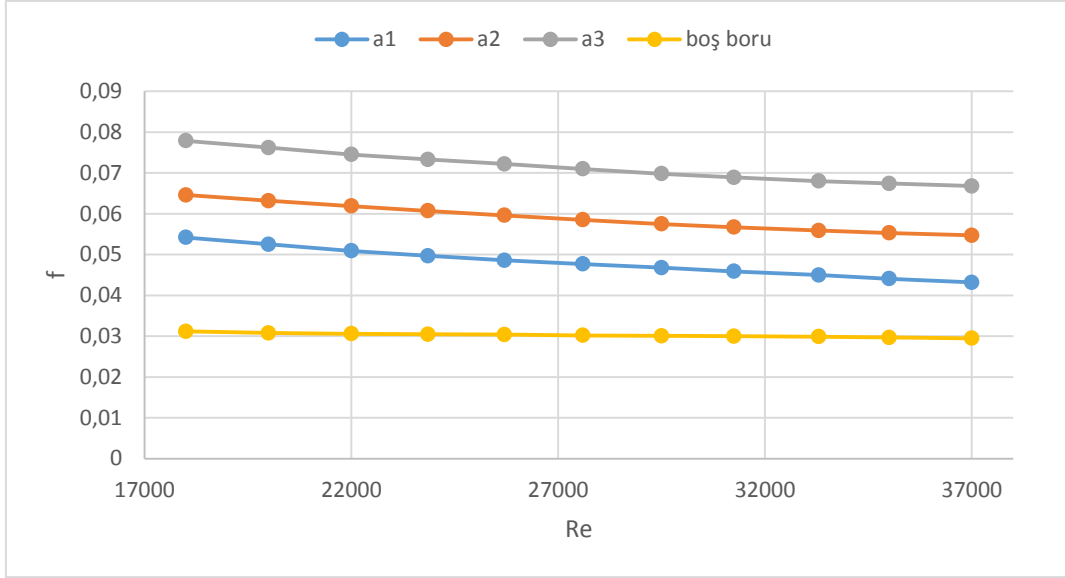


Şekil 3.28 t_1 ve $g/d=0.117$ olduğu kombinasyonda adım parametresinin f - Re değişimi



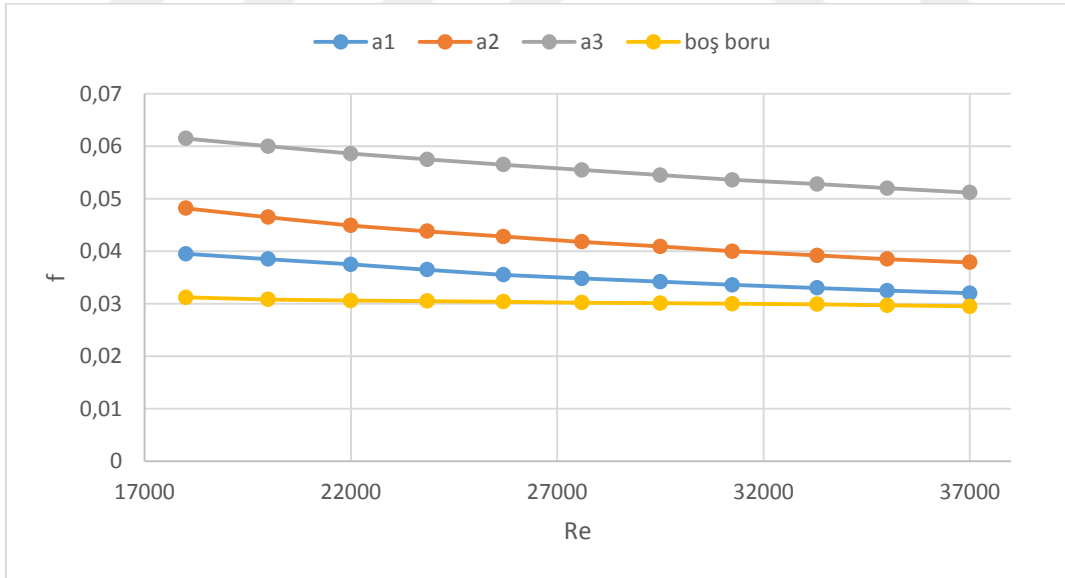
Şekil 3.29 t_1 ve $g/d=0.167$ olduğu kombinasyonda adım parametresinin f - Re değişimi

Şekil 3.29’de görüldüğü gibi en fazla sürtünme faktörü artışı a_3 parametresinde meydana gelirken en az sürtünme faktörü artışı a_1 parametresinde meydana gelmiştir.

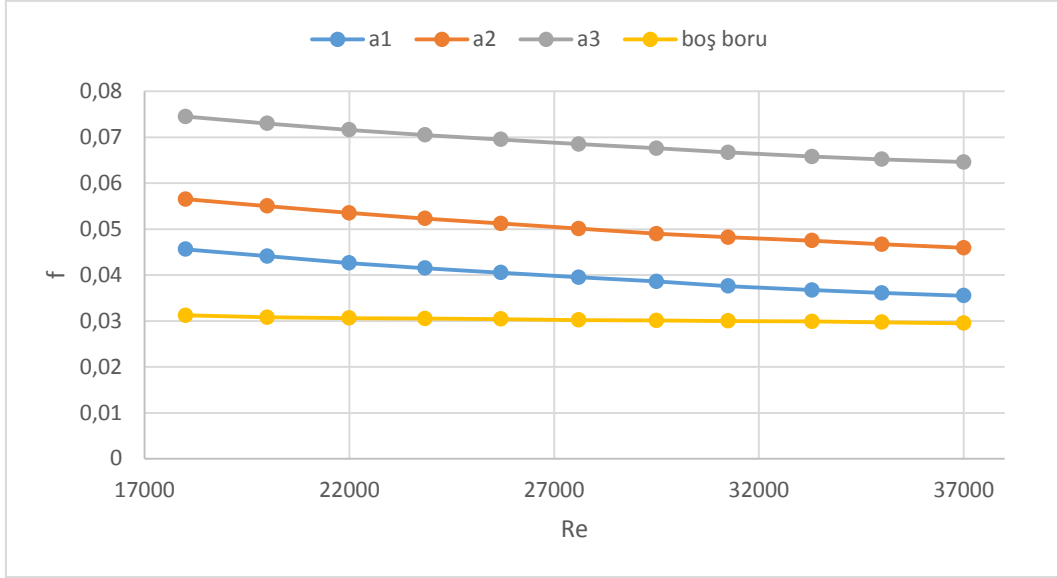


Şekil 3.30 t1 ve g/d=0.2 olduğu kombinasyonda adım parametresinin f-Re değişimi

Şekil 3.28, Şekil 3.29 ve Şekil 3.30'den görüleceği üzere çap parametresinin artmasıyla birlikte sürtünme faktörü de artış göstermiştir. En fazla sürtünme faktörü artışı a3 parametresinde %149 ile t1 ve g/d=0.2 kombinasyonunda olurken en az sürtünme faktörü artışı a1 parametresinde %11 ile t1 ve g/d=0.117 kombinasyonunda meydana gelmiştir.



Şekil 3.31 t2 ve g/d=0.117 olduğu kombinasyonda adım parametresinin f-Re değişimi



Şekil 3.32 t_3 ve $g/d=0.117$ olduğu kombinasyonda adım parametresinin f - Re değişimi

Şekil 3.28, Şekil 3.31 ve Şekil 3.32’de tip parametresinin değişmesiyle sürtünme faktöründeki değişimler verilmiştir. En fazla sürtünme faktörü artışı a_3 parametresinde %138 ile t_3 ve $g/d=0.117$ kombinasyonunda olurken en az sürtünme faktörü artışı a_1 parametresinde %10 ile t_2 ve $g/d=0.117$ kombinasyonunda meydana gelmiştir.

Sonuç olarak ısı transferi için parametrelerin neden oldukları etkileri şöyle sıralayabiliriz:

Parametrelerin en yüksek ısı transferi kombinasyonlarını karşılaştırdığımızda; tip parametreleri içinde en fazla ısı transfer artışına neden olan parametre %131 ile t_1 ikinci olarak %117 ile t_2 ve son olarak %98 ile t_3 ve parametresidir. Çap parametrelerini sıralamak gerekirse en fazla artış %131 ile $g/d=0.117$ ikinci olarak %122 ile $g/d=0.167$ ve son olarak %104 ile $g/d=0.2$ değeridir. Adım parametreleri için en iyi artışı %131 ile a_1 ikinci olarak %120 ile a_2 ve üçüncü olarak da %88 ile a_3 parametresi sağlamıştır.

Sürtünme faktörüne parametrelerin neden oldukları sonuçları şöyle sıralayabiliriz:

Tip parametreleri içerisinde en fazla sürtünme faktörü artışına neden olan %142 ile t_3 ikinci olarak %122 ile t_1 ve son olarak %94 ile t_2 parametresidir. Çap parametreleri için en fazla sürtünme faktörü artışına neden olan %141 ile $g/d=0.2$ daha sonra %133 ile $g/d=0.167$ ve son olarak %107 ile $g/d=0.117$ gelmektedir. Adım parametrelerini sıralamak gerekirse en fazla artış %149 ile a_3 ikinci olarak %107 ile a_2 ve üçüncü olarak %73 ile a_1 takip etmektedir.

4. DENEY SONUÇLARININ İKİNCİ KANUN ANALİZİNE GÖRE İNCELENMESİ

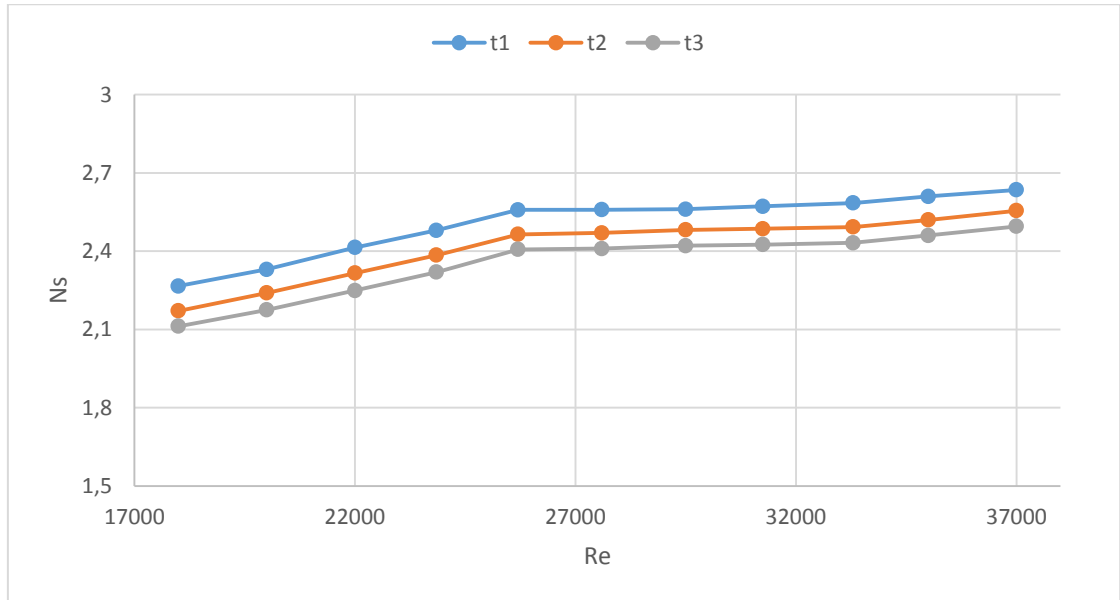
Bu bölümde deneyleri yapılan türbülatorlerin, Bölüm 2’de kullanılan denklemler ile ikinci kanun açısından analizleri yapılmıştır. Bölüm 2’deki denklemler kullanılarak etkinlik (ϵ), NTU, ekserji kayıp oranı (E^*) ve entropi üretim oranı (N_S) değerleri bulunmuştur. Bu bölümde verilen grafiklerin deney numaraları ile Bölüm 3’de verilen grafiklerin deney numaraları aynı şekilde verilmiştir.

4.1. Tasarım Parametrelerinin N_S Üzerindeki Etkisi

Boyutsuz entropi üretim oranı (N_S) ile Re sayısının değişiminin yer aldığı grafiklere burada yer verilmiştir. N_S , Bölüm 2’de verdiğimiz üzere türbülatorlü borunun entropi değeri ile boş boru entropi değerinin oranı şeklinde hesaplanmıştır.

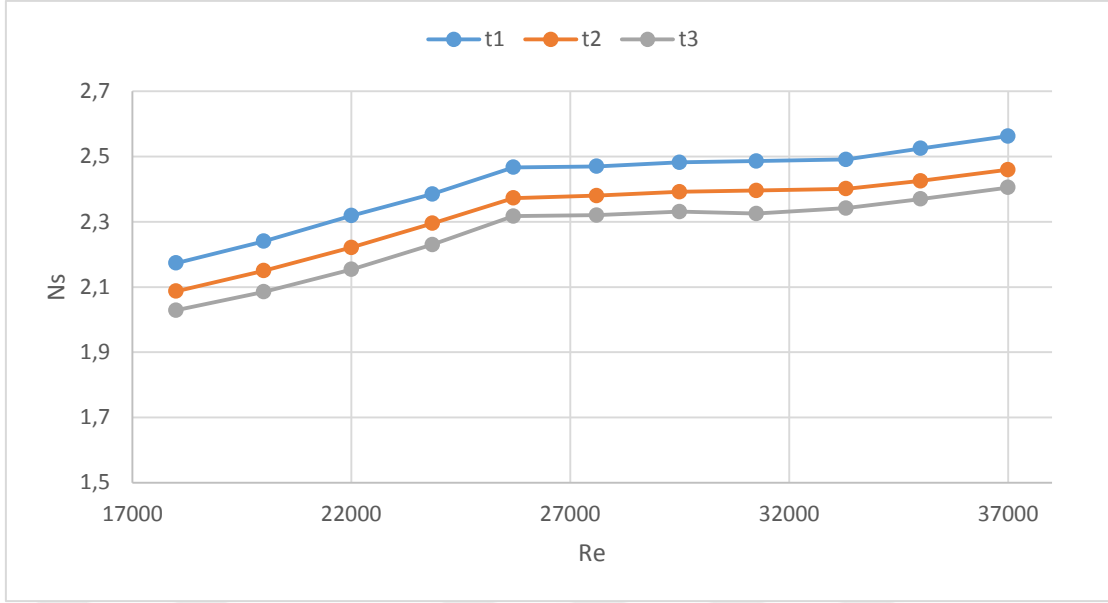
4.1.1. Tip Parametresi İçin N_S Sonuçları

Yapılan deneyler neticesinde tip parametresi içinde ısı transferine en fazla katkı sağlayan kombinasyon a1 ve $g/d=0.117$ olduğu kombinasyondur. Bu kombinasyonun N_S -Re değişimi Şekil 4.1’de verilmiştir.

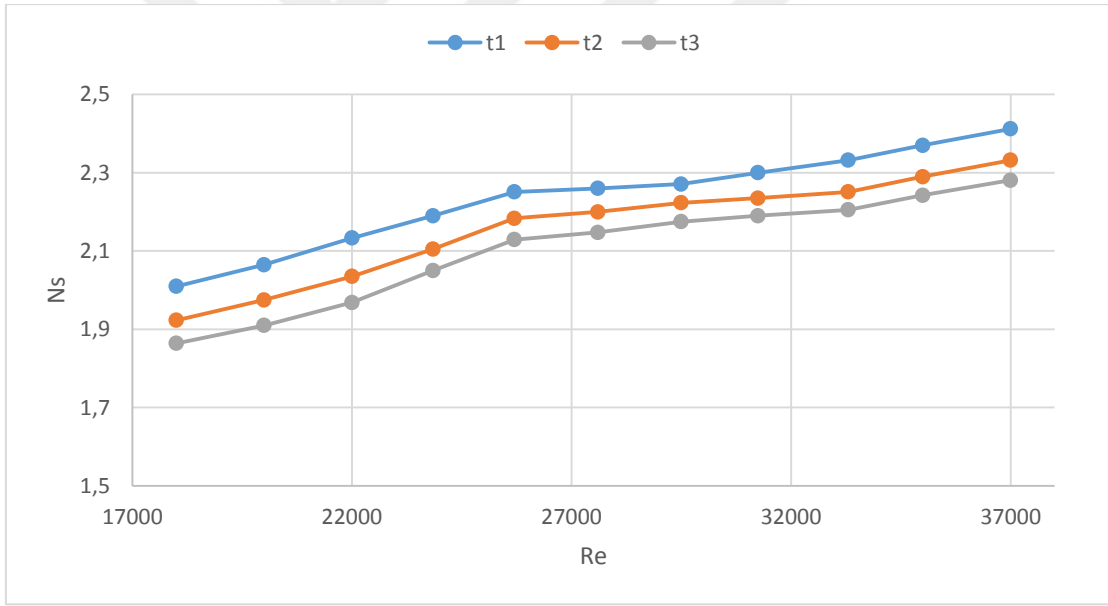


Şekil 4.1 a1 ve $g/d=0.117$ olduğu kombinasyonda tip parametresinin N_S -Re değişimi

Grafikte görüldüğü gibi en yüksek N_S değeri t1’de meydana gelmektedir.

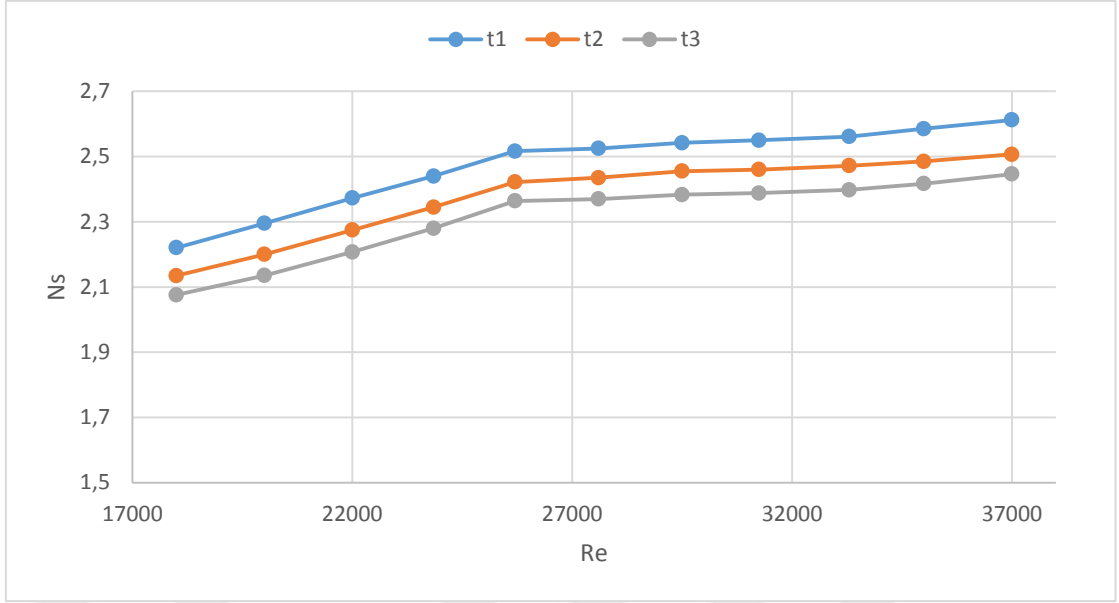


Şekil 4.2 a2 ve $g/d=0.117$ olduğu kombinasyonda tip parametresinin N_s -Re değişimi

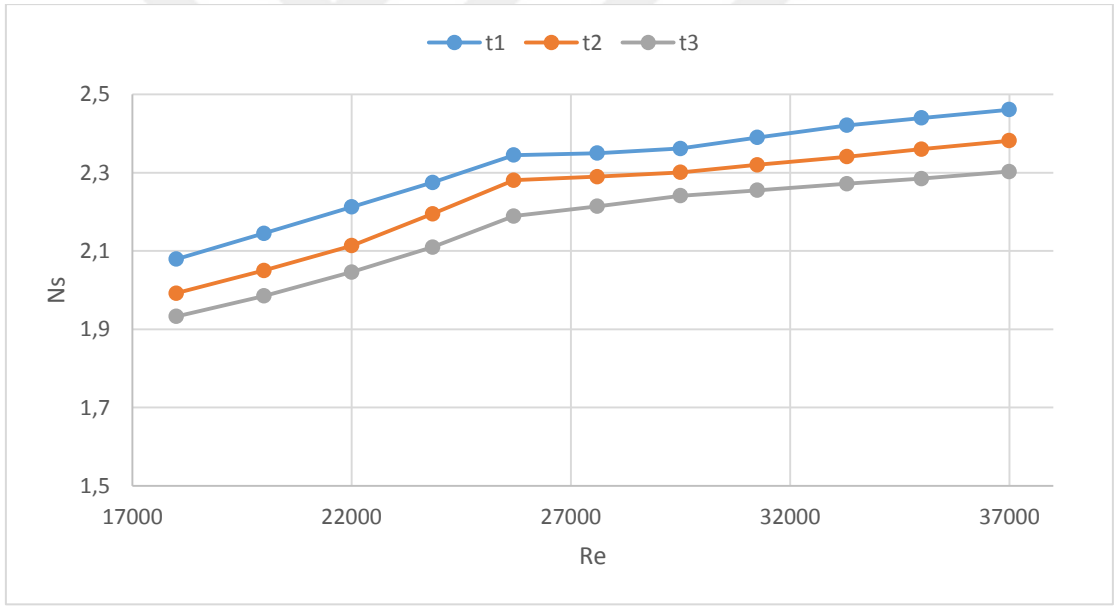


Şekil 4.3 a3 ve $g/d=0.117$ olduğu kombinasyonda tip parametresinin N_s -Re değişimi

Şekil 4.1, Şekil 4.2 ve Şekil 4.3'den görüleceği gibi adım sayısının artması ile birlikte entropi üretim oranı azalmıştır. En yüksek entropi üretim oranı t1 parametresinde meydana gelirken en düşük entropi üretim oranı t3 parametresinde meydana gelmekte ve t1 ile t3 parametresi arasında %5-%8'lik bir artış farkı görülmektedir.



Şekil 4.4 a_1 ve $g/d=0.167$ olduğu kombinasyonda tip parametresinin N_s -Re değişimi

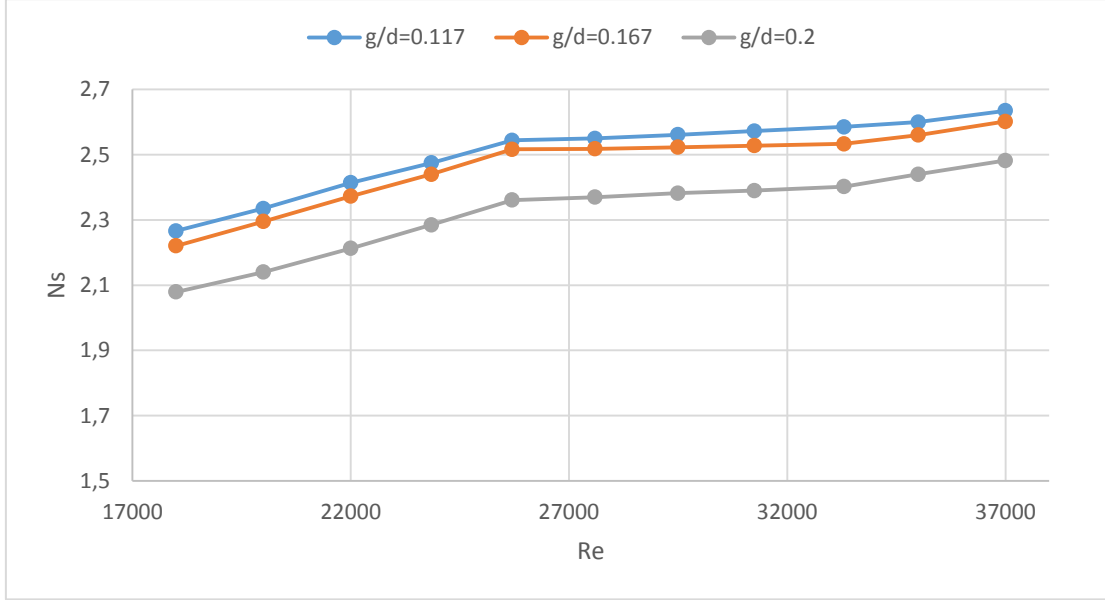


Şekil 4.5 a_1 ve $g/d=0.2$ olduğu kombinasyonda tip parametresinin N_s -Re değişimi

Şekil 4.1, Şekil 4.4 ve Şekil 4.5’den görüleceği üzere çap parametresinin artmasıyla birlikte entropi üretim oranı azalmıştır. En yüksek entropi üretim oranı t1 parametresinde meydana gelirken ikinci olarak t2 ve son olarak da t3 parametresinde meydana gelmiştir.

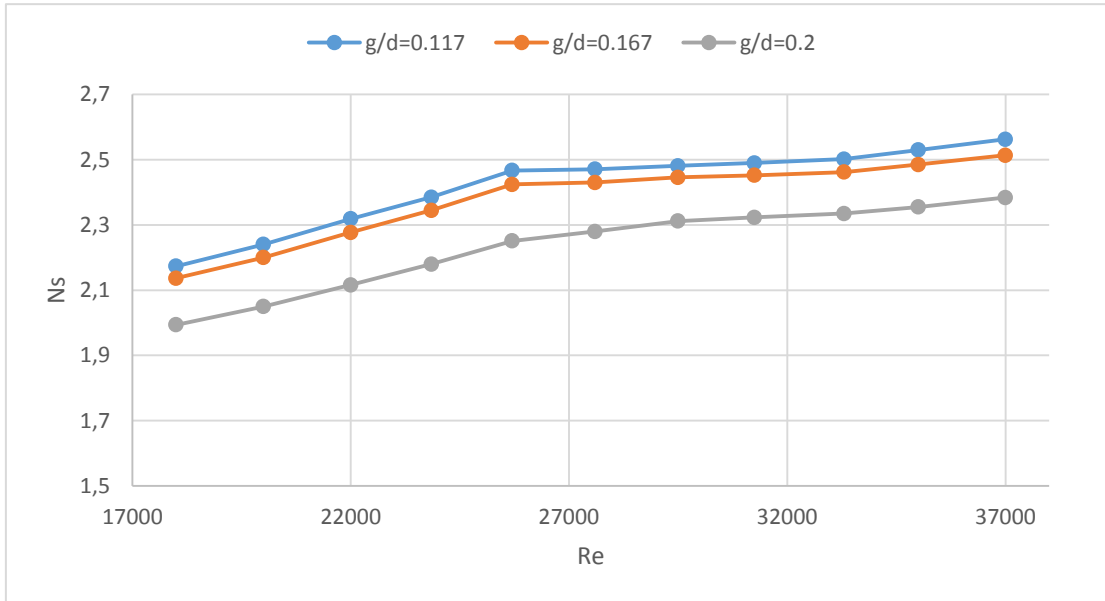
4.1.2. Çap Parametresi İçin N_S Sonuçları

Yapılan deneyler neticesinde çap parametresi için ısı transferini en fazla artıran kombinasyon t_1 ve a_1 olduğu kombinasyondur. Bu kombinasyonun N_S -Re değişimi Şekil 4.6'da verilmiştir.

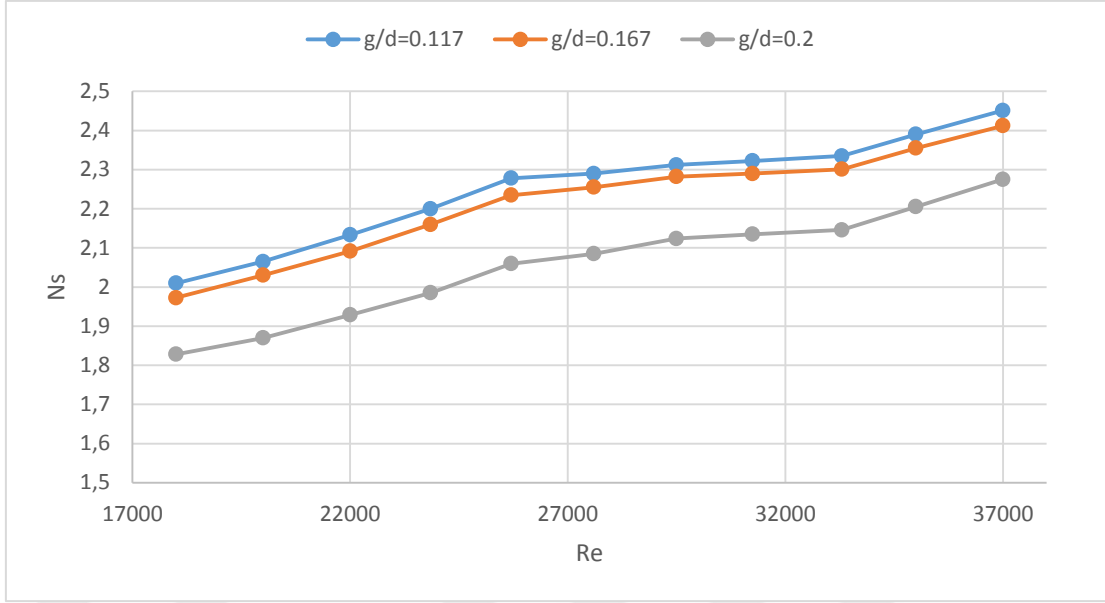


Şekil 4.6 t_1 ve a_1 olduğu kombinasyonda çap parametresinin N_S -Re değişimi

Grafikten görüldüğü gibi en yüksek entropi üretim oranı $g/d=0.117$ olurken en düşük entropi üretim oranı $g/d=0.2$ değerinde meydana gelmiştir.

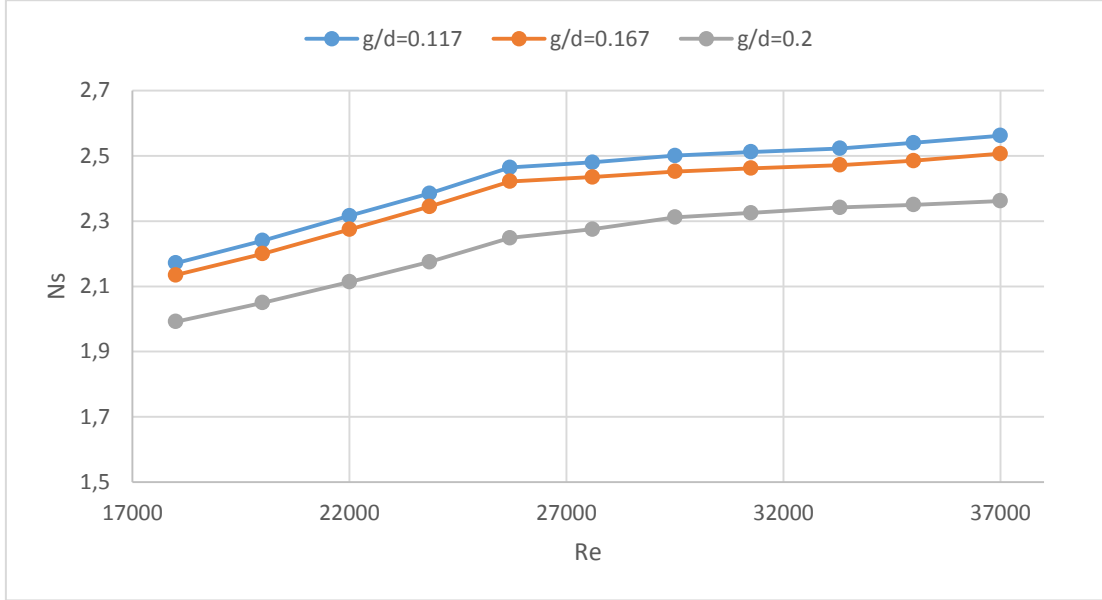


Şekil 4.7 t_1 ve a_2 olduğu kombinasyonda çap parametresinin N_S -Re değişimi

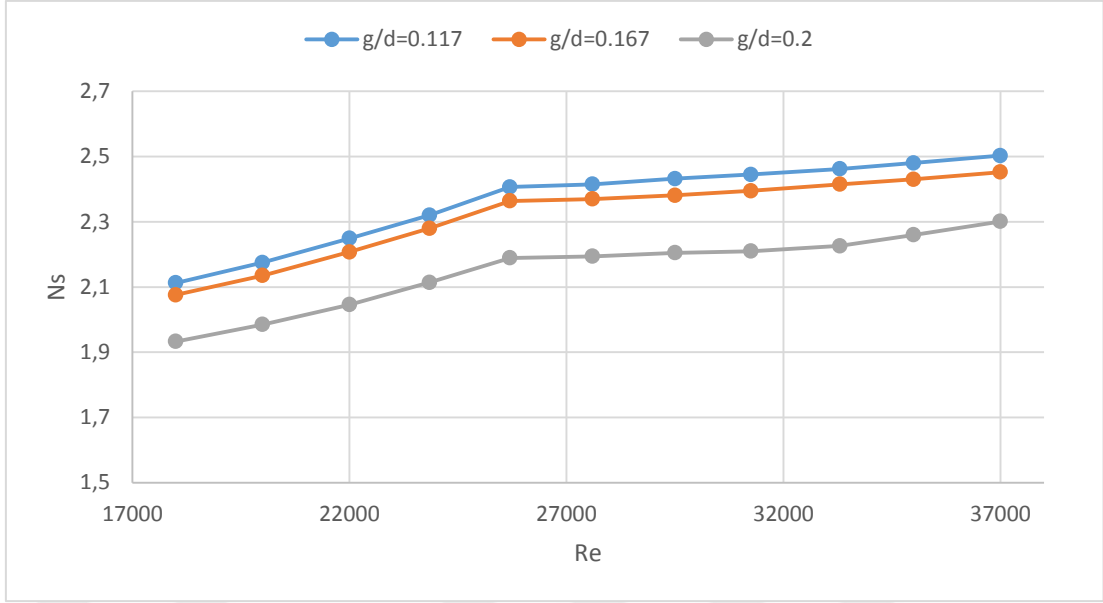


Şekil 4.8 t_1 ve a_3 olduğu kombinasyonda çap parametresinin N_s -Re değişimi

Şekil 4.6, Şekil 4.7 ve Şekil 4.8’de görüldüğü gibi adım sayısının artmasıyla birlikte entropi üretim oranı azalmıştır. En yüksek entropi üretim oranı en büyük çap değerinde olurken azalan çap değeriyle birlikte N_s de azalmıştır.



Şekil 4.9 t_2 ve a_1 olduğu kombinasyonda çap parametresinin N_s -Re değişimi

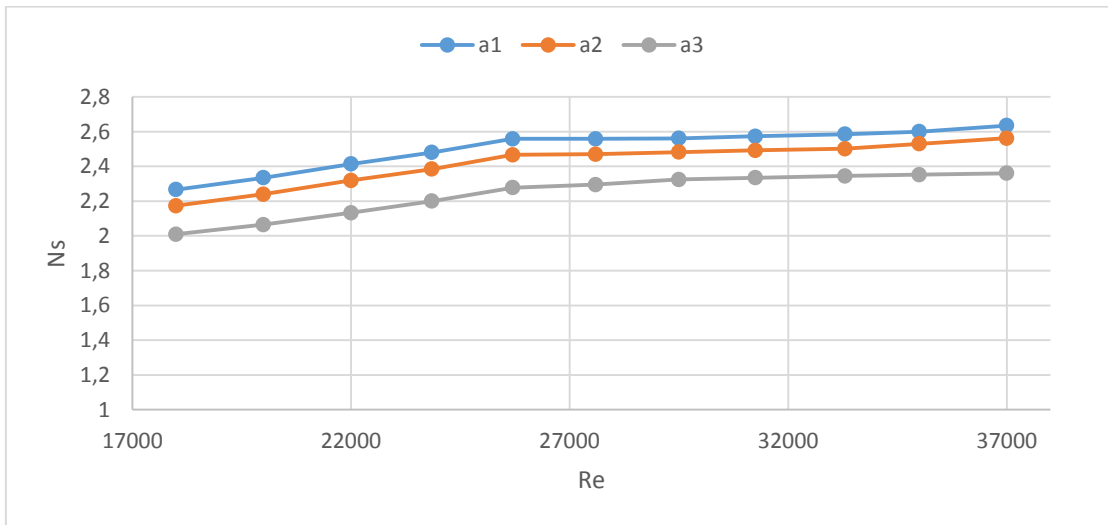


Şekil 4.10 t3 ve a1 olduğu kombinasyonda çap parametresinin N_s -Re değişimi

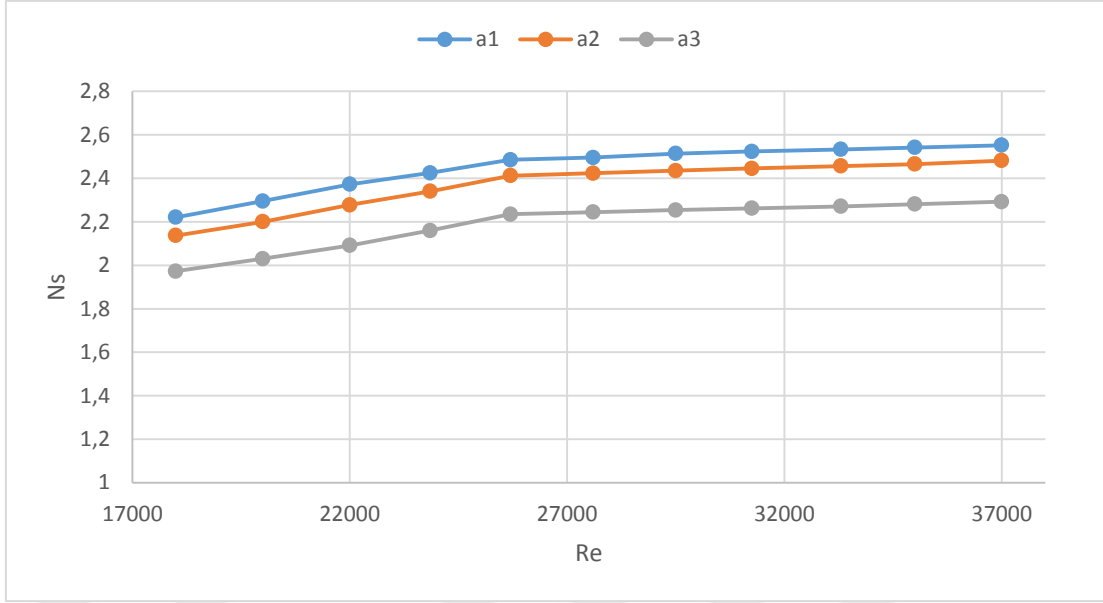
Şekil 4.6, Şekil 4.9 ve Şekil 4.10'dan görüleceği üzere tip parametresinin değişmesiyle birlikte entropi üretim oranı da değişmiştir. En fazla entropi üretim oranı artışı $g/d=0.117$ değerinin t1 ve a1 kombinasyonunda meydana gelirken en az entropi üretim oranı artışı $g/d=0.2$ değerinin t3 ve a1 kombinasyonunda meydana gelmiştir.

4.1.3. Adım Parametresi İçin N_s Sonuçları

Yapılan deneyler neticesinde adım parametresi için en fazla ısı transferi artışı t1 ve $g/d=0.117$ olduğu kombinasyonda gerçekleşmiştir. Bu kombinasyonun N_s -Re değişimi Şekil 4.11'de verilmiştir.

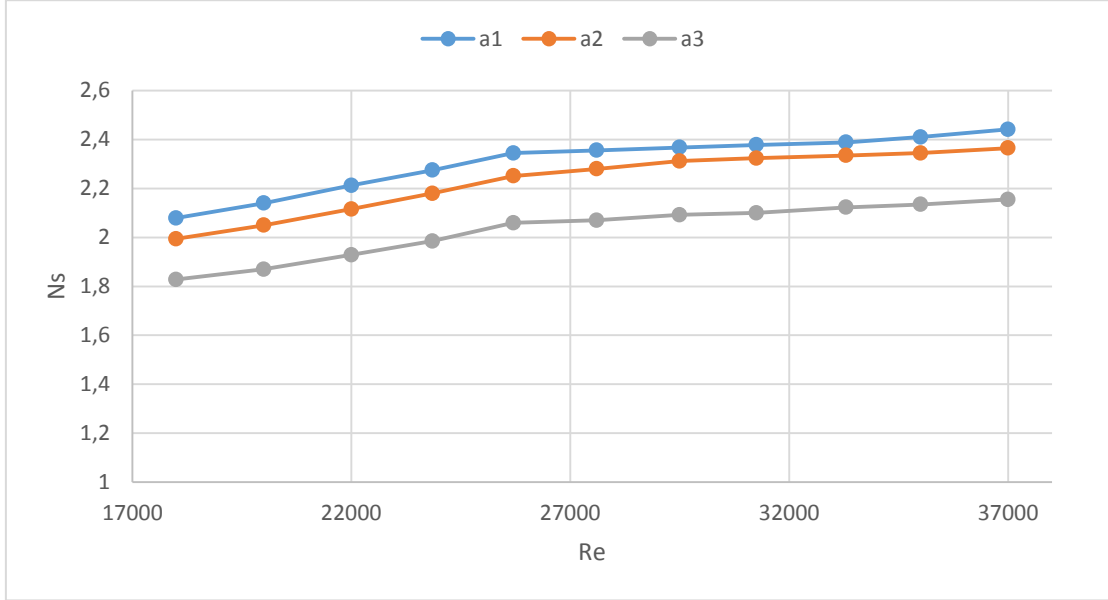


Şekil 4.11 t1 ve $g/d=0.117$ olduğu kombinasyonda adım parametresinin N_s -Re değişimi



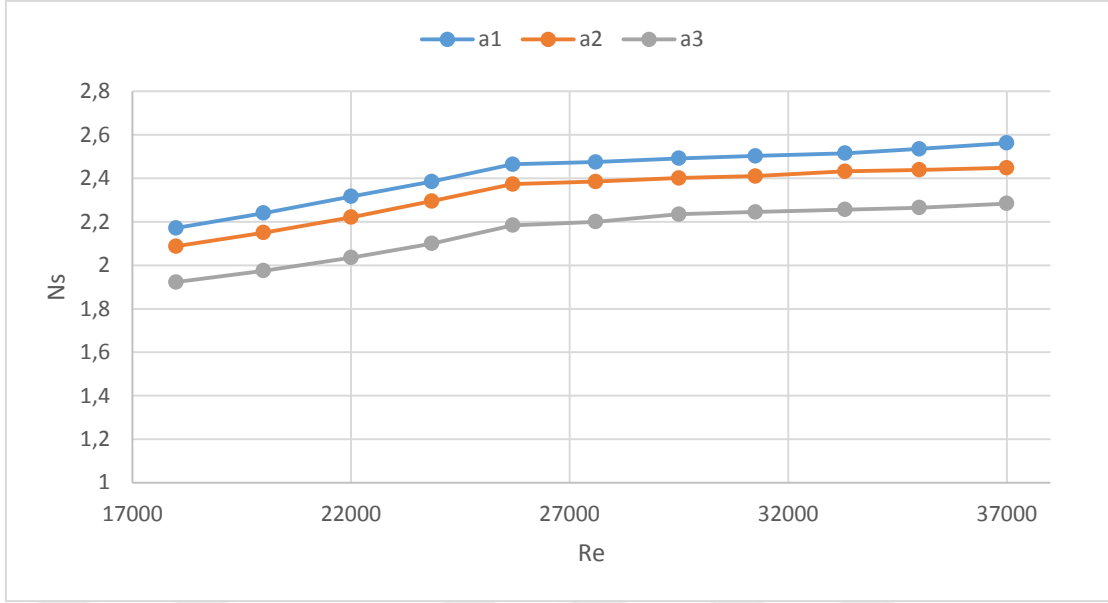
Şekil 4.12 t_1 ve $g/d=0.167$ olduğu kombinasyonda adım parametresinin N_s -Re değişimi

Şekil 4.12’de görüldüğü gibi çap parametresinin artmasıyla birlikte N_s değeri azalmıştır. En fazla entropi üretim oranı artışı a1 parametresinde meydana gelirken en az entropi üretim oranı artışı a3 parametresinde gerçekleşmiştir.

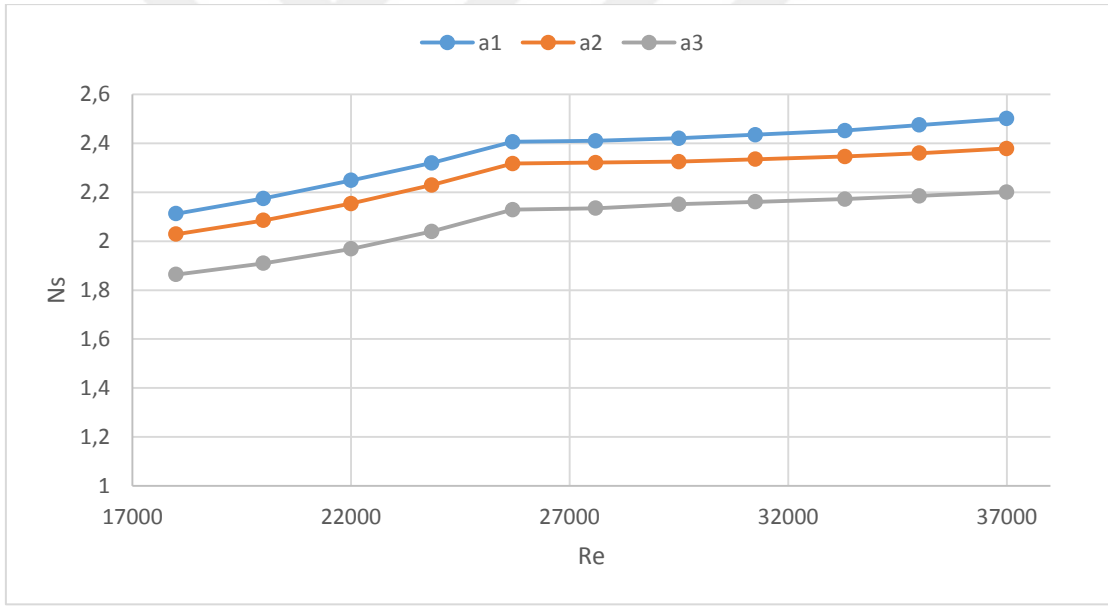


Şekil 4.13 t_1 ve $g/d=0.2$ olduğu kombinasyonda adım parametresinin N_s -Re değişimi

Şekil 4.11, Şekil 4.12 ve Şekil 4.13’den görüleceği üzere çap parametresinin artmasıyla birlikte entropi üretim oranı azalmıştır. En yüksek N_s artışı a1 parametresinin t_1 ve $g/d=0.117$ kombinasyonunda olduğu görülmüştür.



Şekil 4.14 t2 ve g/d=0.117 olduğu kombinasyonda adım parametresinin N_s -Re değişimi



Şekil 4.15 t3 ve g/d=0.117 olduğu kombinasyonda adım parametresinin N_s -Re değişimi

Şekil 4.11, Şekil 4.14 ve Şekil 4.15'te görüleceği üzere tip parametresinin değişmesiyle birlikte entropi üretim oranı değişmiştir. En fazla N_s artışı t1'de olurken daha sonra t2 ve en az N_s artışı t3'de meydana gelmiştir.

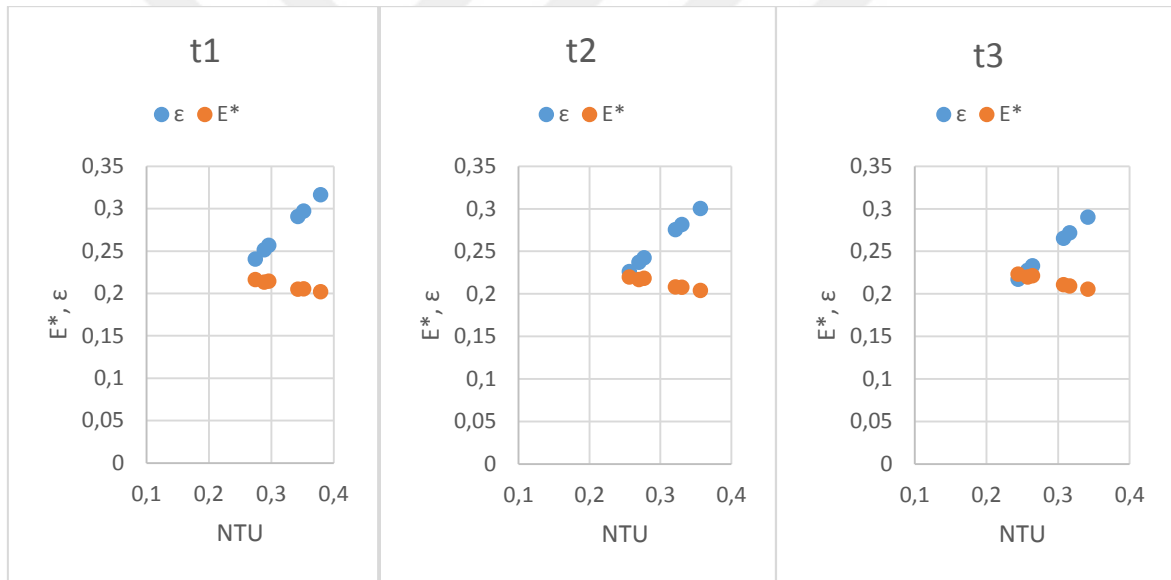
4.2. Etkinlik, Ekserji Kayıp Oranı ve NTU Değişimi

Ekserjiyi sistemin belirli bir durumundaki faydalı iş potansiyeli olarak tanımlayabiliriz. Faydalı iş potansiyelini sistemin yapabileceği maksimum iş olarak da ifade edebiliriz.

Entropi üretimi arttıkça sistemin kullanılabilirliği yani ekserji azalacaktır. Azalan iş potansiyeli ekserji yok oluşu ya da tersinmezlik olarak adlandırılır. Bölüm 2’de verilen formüllerle tersinmezliğin giren ısı değerine oranı ile ekserji kayıp oranının bulunduğunu göstermiştik. Etkinlik ise gerçek ısı miktarının en fazla ısı miktarına oranı olarak bulunduğunu söylemiştik. Burada kullanılan grafiklerde NTU, ekserji kayıp oranı ve etkinlik değerleri aynı grafik de verilmiştir. Burada verilen grafiklerin deney numaraları Bölüm 3’de verilen deney numaraları ile aynı şekilde seçilmiştir.

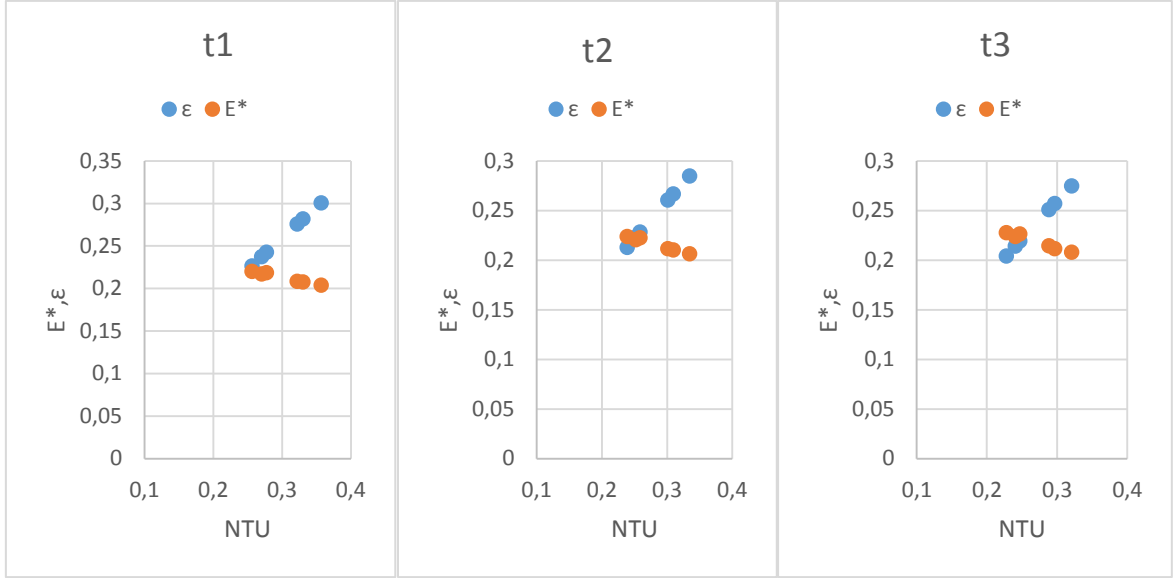
4.2.1. Tip Parametresi İçin Grafikler

Yapılan deneyler neticesinde tip parametresi için ısı transferine en fazla etkiyi sağlayan kombinasyon, a1 ve g/d=0.117 olduğu kombinasyondur. Şekil 4.16’da bu kombinasyonun $(E^*, \epsilon) - NTU$ değişimi gösterilmiştir.



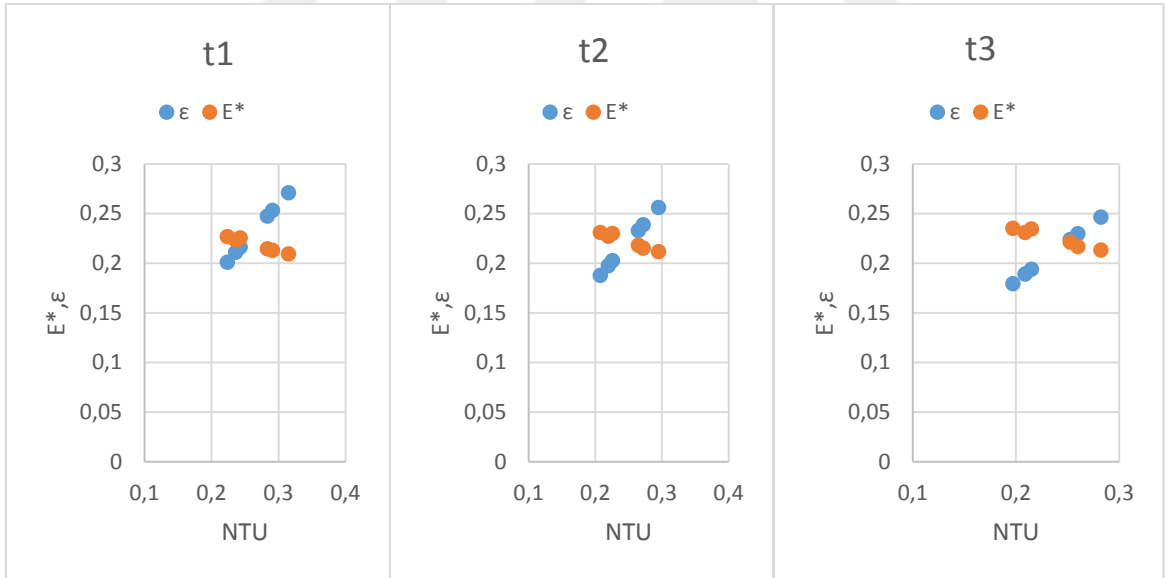
Şekil 4.16 a1 ve g/d=0.117 olduğu kombinasyonda tip parametresinin $(E^*, \epsilon) - NTU$ değişimi

Şekil 4.16’da görüldüğü gibi etkinlik değerleri birbirine yakındır. En yüksek etkinlik değeri t1 parametresinde görülmekte olup en düşük etkinlik değeri ise t3 de görülmektedir. Ekserji kayıp oranlarına bakıldığında değerler birbirine yakındır. En yüksek ekserji kayıp oranı t3 parametresinde olurken en düşük t1 parametresinde meydana gelmektedir.



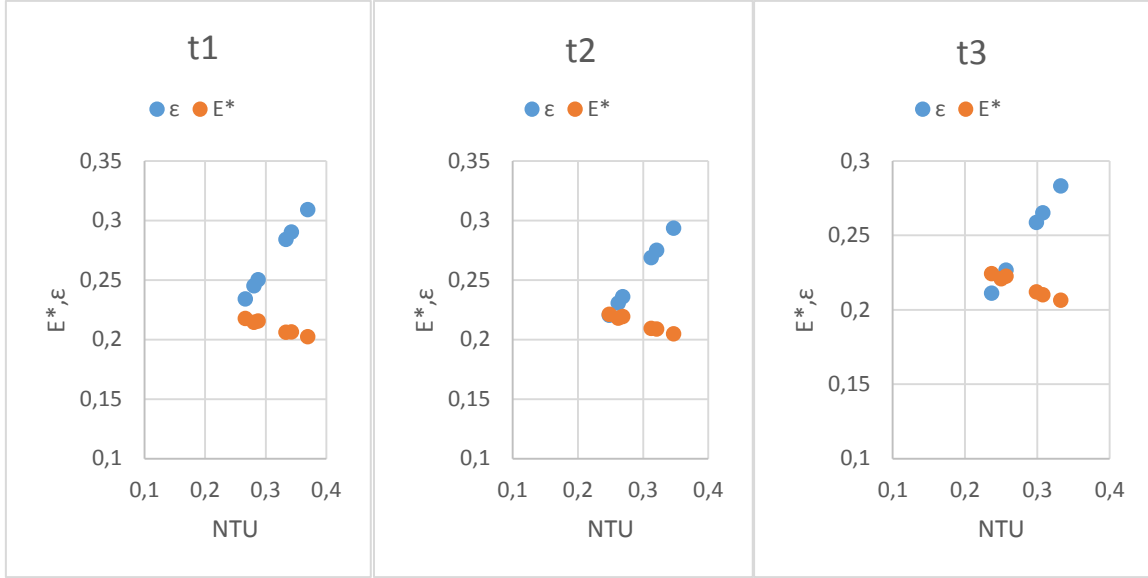
Şekil 4.17 a2 ve $g/d=0.117$ olduğu kombinasyonda tip parametresinin (E^*, ϵ) – NTU değişimi

Şekil 4.17’de görüldüğü gibi en yüksek etkinlik değeri t1 parametresinde olurken en düşük etkinlik değeri t3 parametresinde görülmektedir.



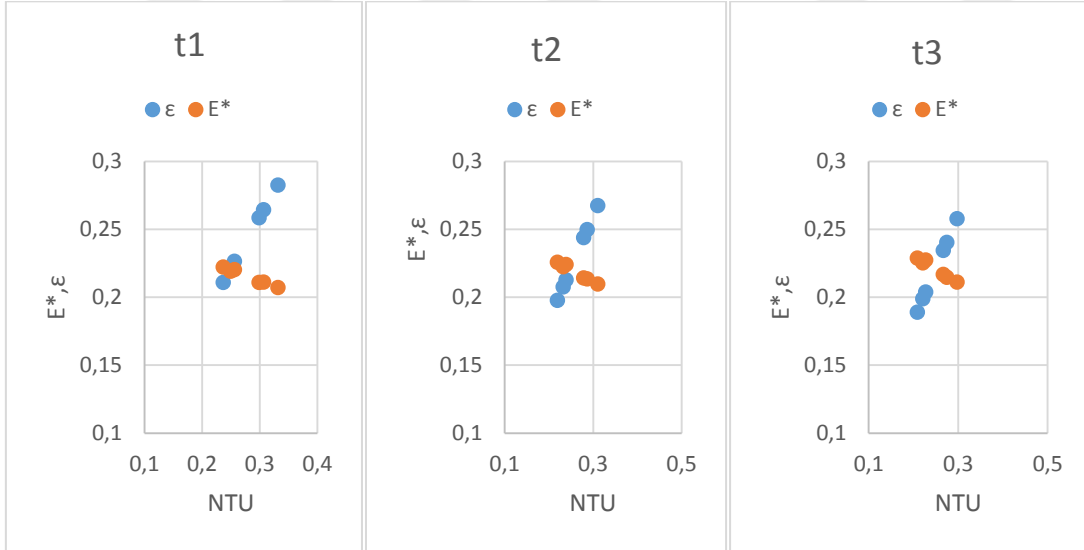
Şekil 4.18 a3 ve $g/d=0.117$ olduğu kombinasyonda tip parametresinin (E^*, ϵ) – NTU değişimi

Şekil 4.16, Şekil 4.17 ve Şekil 4.18’den görüleceği üzere adım parametresinin artmasıyla birlikte etkinlik değeri azalmaktadır. Ekserji kayıp oranı ise adım parametresinin artmasıyla birlikte artmıştır. En yüksek etkinlik değeri t1 parametresinde oluşmaktadır.



Şekil 4.19 a1 ve $g/d=0.167$ olduğu kombinasyonda tip parametresinin (E^*, ϵ) – NTU değişimi

Şekil 4.19’da görüldüğü gibi etkinlik değerleri birbirine yakın olup en yüksek etkinlik değeri t1 parametresinde olurken en düşük etkinlik değeri t3 parametresinde oluşmuştur. Ekserji kayıp oranlarında ise en yüksek değeri t3 parametresi alırken en düşük değer t1 parametresinde görülmüştür.

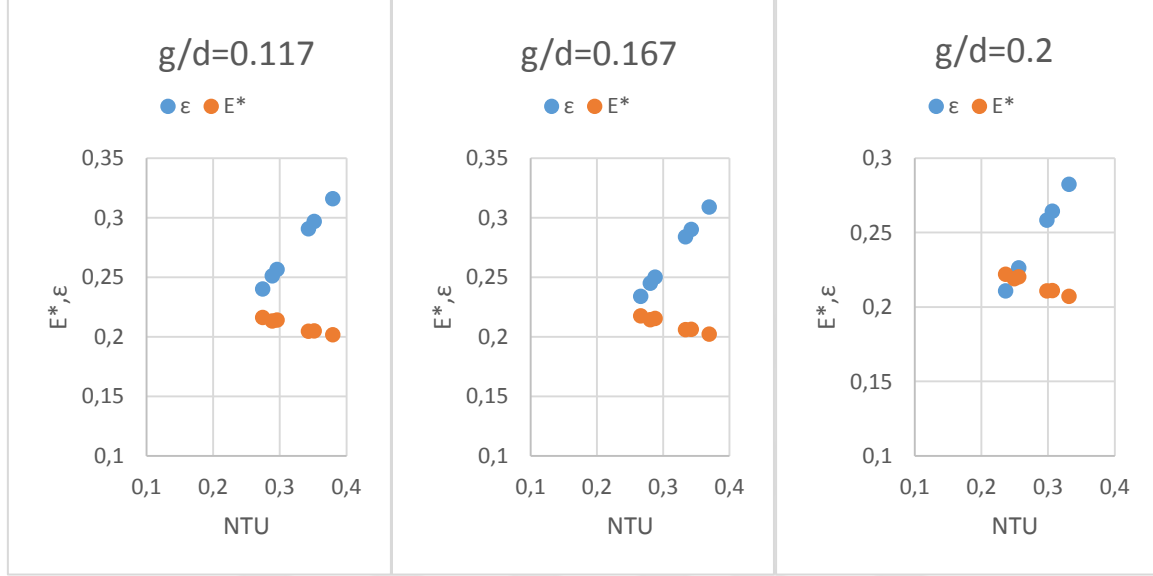


Şekil 4.20 a1 ve $g/d=0.2$ olduğu kombinasyonda tip parametresinin (E^*, ϵ) – NTU değişimi

Şekil 4.16, Şekil 4.19 ve Şekil 4.20’den görüleceği üzere çap parametresinin artmasıyla birlikte etkinlik değeri azalmıştır. Ekserji kayıp oranı ise çap parametresinin artmasıyla birlikte artış göstermiştir. En yüksek etkinlik değeri t1 parametresinde olurken en düşük etkinlik değeri t3 parametresinde elde edilmiştir.

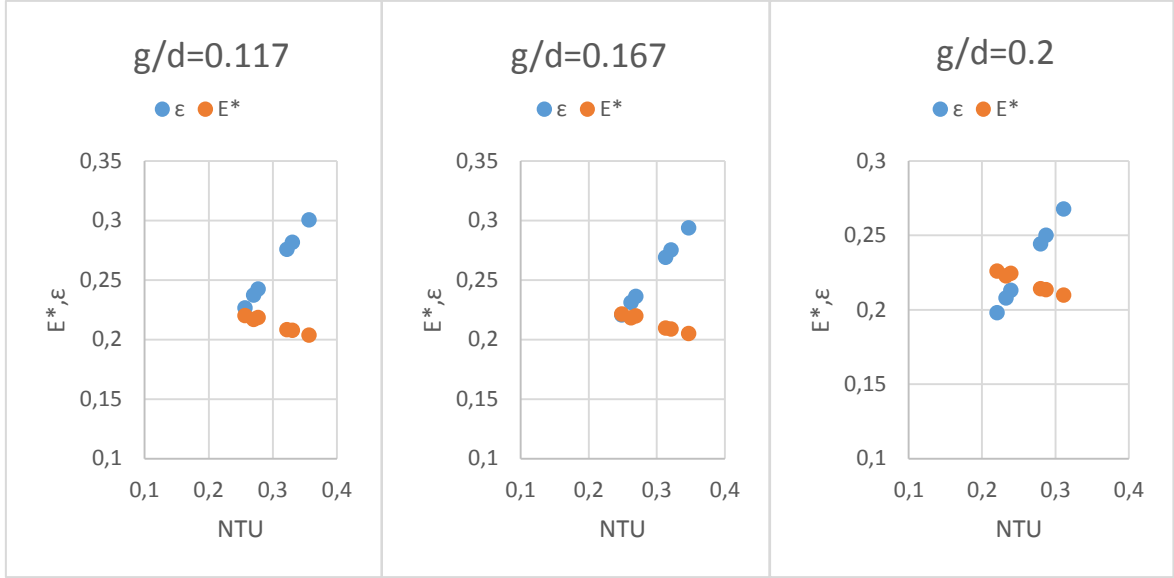
4.2.2. Çap Parametresi İçin Grafikler

Yapılan deneyler neticesinde çap parametresi için ısı transferini en fazla artıran kombinasyon t_1 ve a_1 kombinasyonudur. Şekil 4.21’de bu kombinasyonun $(E^*, \varepsilon) - NTU$ değişimi gösterilmiştir.

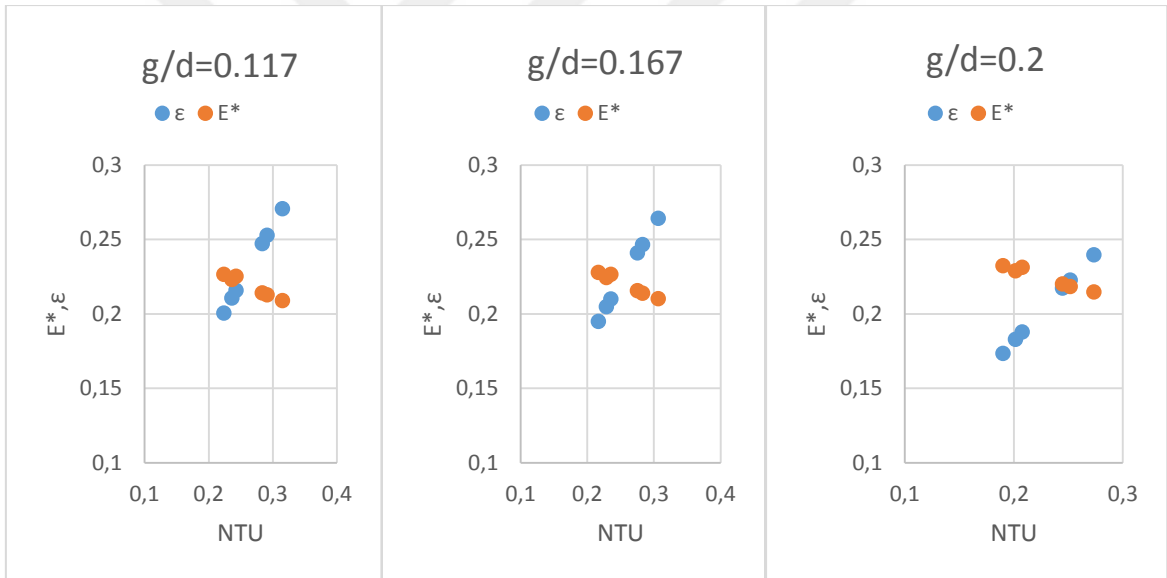


Şekil 4.21 t_1 ve a_1 olduğu kombinasyonda çap parametresinin $(E^*, \varepsilon) - NTU$ değişimi

Şekil 4.21’de görüldüğü gibi etkinlik değerleri birbirine yakındır. En büyük etkinlik değeri $g/d=0.117$ de görülmekte olup en küçük etkinlik değeri ise $g/d=0.2$ de görülmüştür. Ekserji kayıp oranlarında ise en büyük değer $g/d=0.2$ de olurken en küçük değer $g/d=0.117$ de oluşmaktadır.

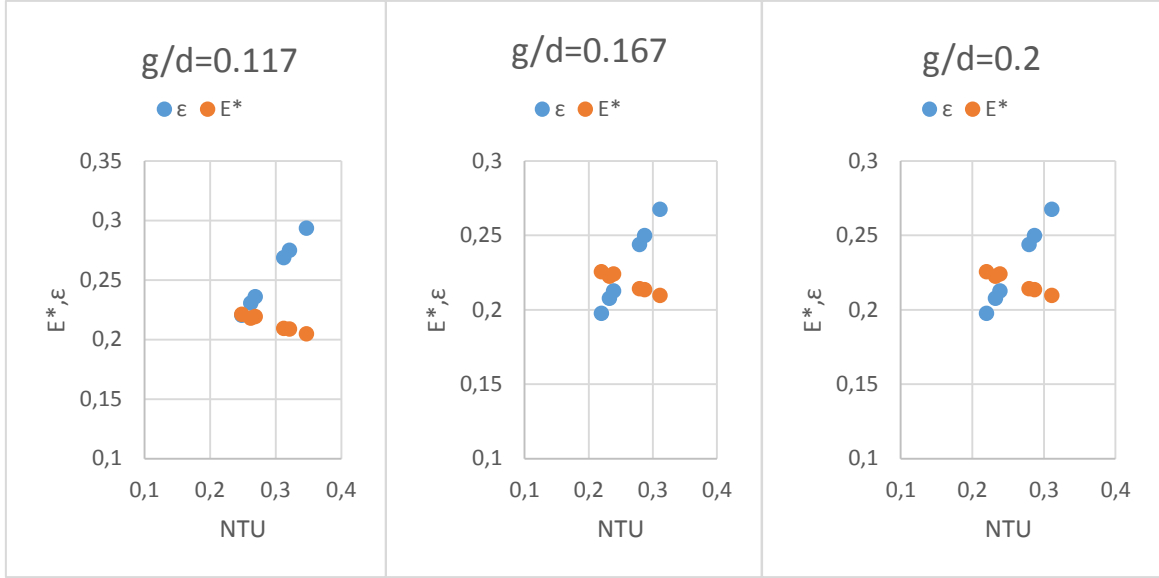


Şekil 4.22 t1 ve a2 olduğu kombinasyonda çap parametresinin (E^*, ϵ) – NTU değişimi

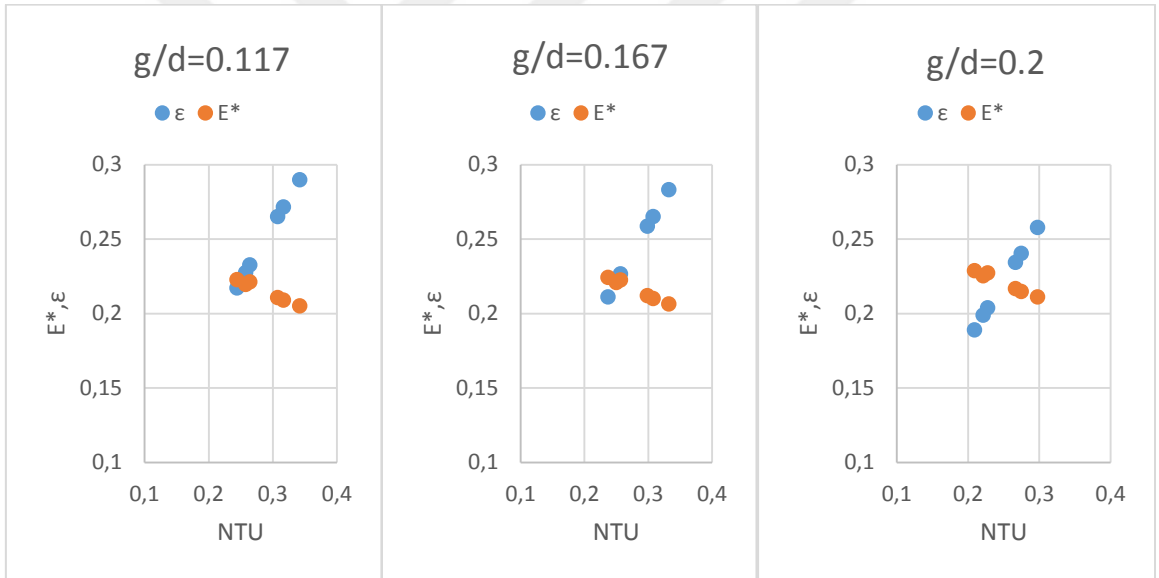


Şekil 4.23 t1 ve a3 olduğu kombinasyonda çap parametresinin (E^*, ϵ) – NTU değişimi

Şekil 4.21, Şekil 4.22 ve Şekil 4.23’den görüleceği gibi adım parametresinin artmasıyla birlikte etkinlik değeri azalmıştır. En yüksek etkinlik değeri $g/d=0.117$ de görülmekte olup en düşük etkinlik değeri $g/d=0.2$ de görülmüştür. Yine adım sayısının artmasıyla ekserji kayıp oranı da artış göstermiştir. En büyük ekserji kayıp oranı $g/d=0.2$ değerinde olurken en düşük ekserji kayıp oranı $g/d=0.117$ değerinde olmuştur.



Şekil 4.24 t2 ve a1 olduğu kombinasyonda çap parametresinin (E^*, ϵ) – NTU değişimi

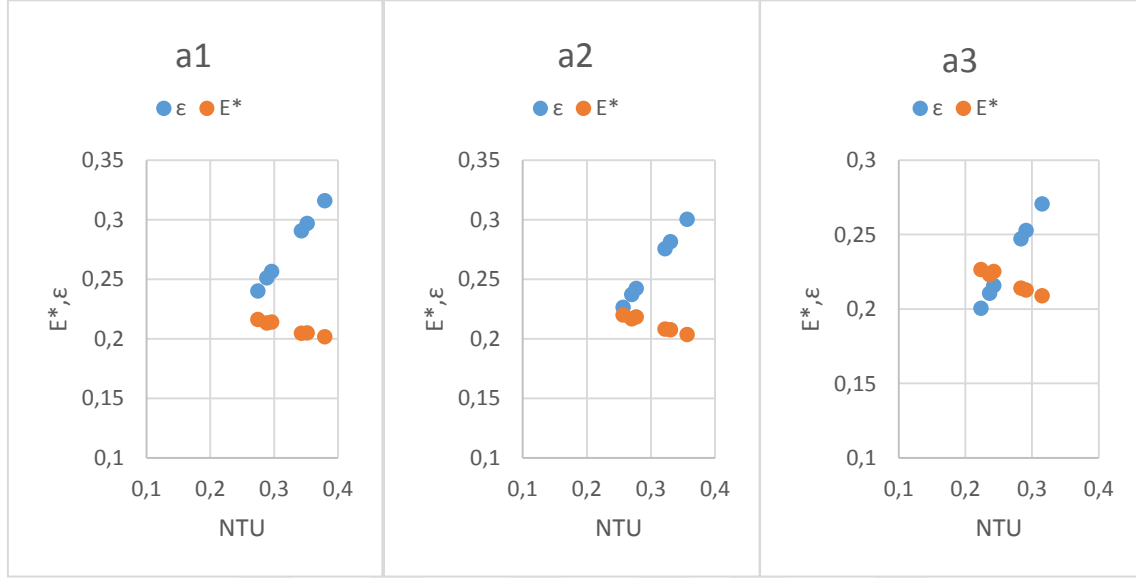


Şekil 4.25 t3 ve a1 olduğu kombinasyonda çap parametresinin (E^*, ϵ) – NTU değişimi

Şekil 4.21, Şekil 4.24 ve Şekil 4.25’de tip parametresinin değişmesiyle birlikte çap parametresi üzerinde etkinlik ve ekserji kayıp oranı değişimi grafikleri yer almıştır. En yüksek etkinlik değeri $g/d=0.117$ parametresinin a1 ve t1 kombinasyonunda olurken en düşük etkinlik değeri $g/d=0.2$ parametresinin a1 ve t3 kombinasyonunda olmuştur. En yüksek ekserji kayıp oranı $g/d=0.2$ değerinin t3 ve a1 kombinasyonunda olurken en düşük ekserji kayıp oranı $g/d=0.117$ değerinin t1 ve a1 kombinasyonunda olduğu görülmüştür.

4.2.3. Adım Parametresi İçin Grafikler

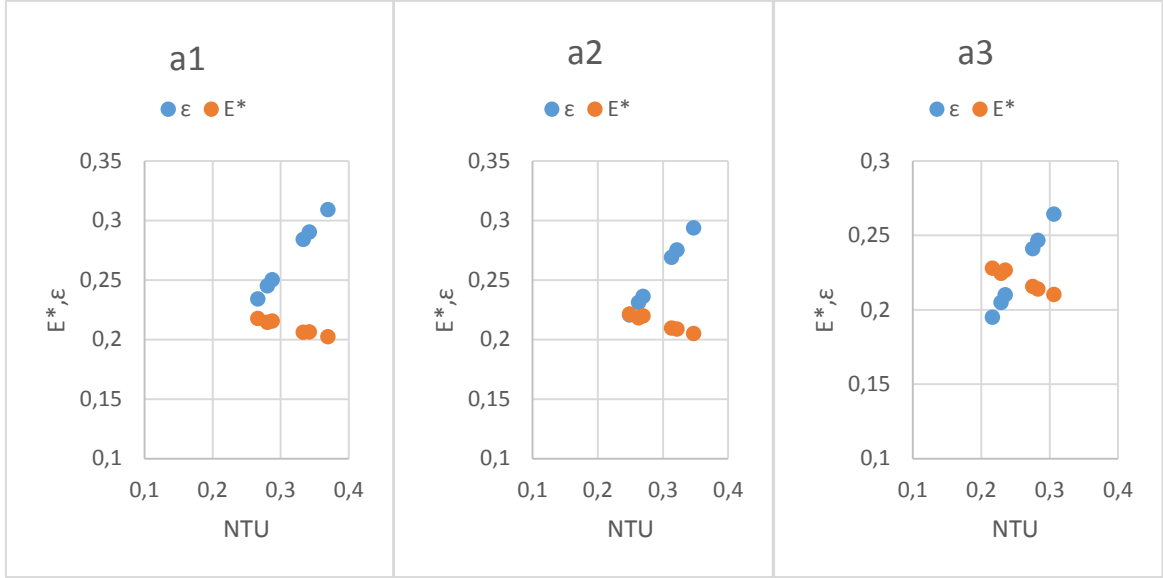
Yapılan deneyler neticesinde adım parametresi için ısı transferine en fazla etki eden kombinasyon t_1 ve $g/d=0.117$ kombinasyonudur. Bu kombinasyonun $(E^*, \varepsilon) - NTU$ değişimi Şekil 4.26’da gösterilmiştir.



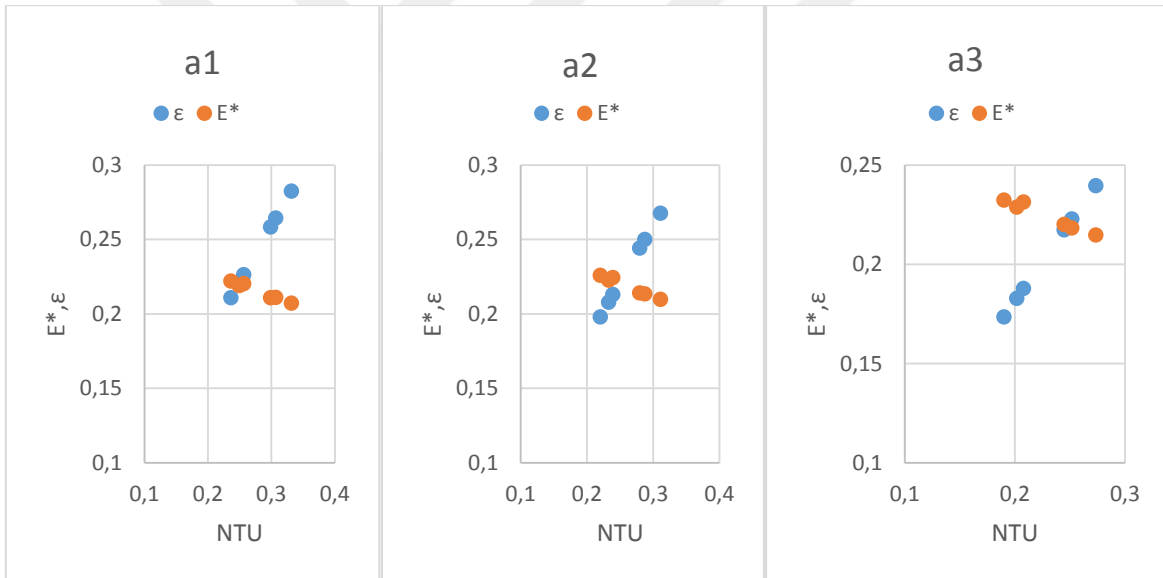
Şekil 4.26 t_1 ve $g/d=0.117$ olduğu kombinasyonda adım parametresinin $(E^*, \varepsilon) - NTU$ değişimi

Şekil 4.26’da görüldüğü gibi en yüksek etkinlik değeri a1 parametresinde olurken en düşük etkinlik değeri a3 parametresinde elde edilmiştir. Yine en yüksek ekserji kayıp oranı a3 parametresinde olurken en düşük a1 parametresinde meydana gelmiştir.

Şekil 4.27’de çap parametresinin artmasıyla birlikte etkinlik değeri azalmaktadır. Yine çapın artmasıyla birlikte ekserji kayıp oranı da artmıştır. En yüksek etkinlik değeri a1 parametresinde olurken en düşük a3 parametresinde meydana gelmiştir. Ekserji kayıp oranı değerleri birbirine yakındır.

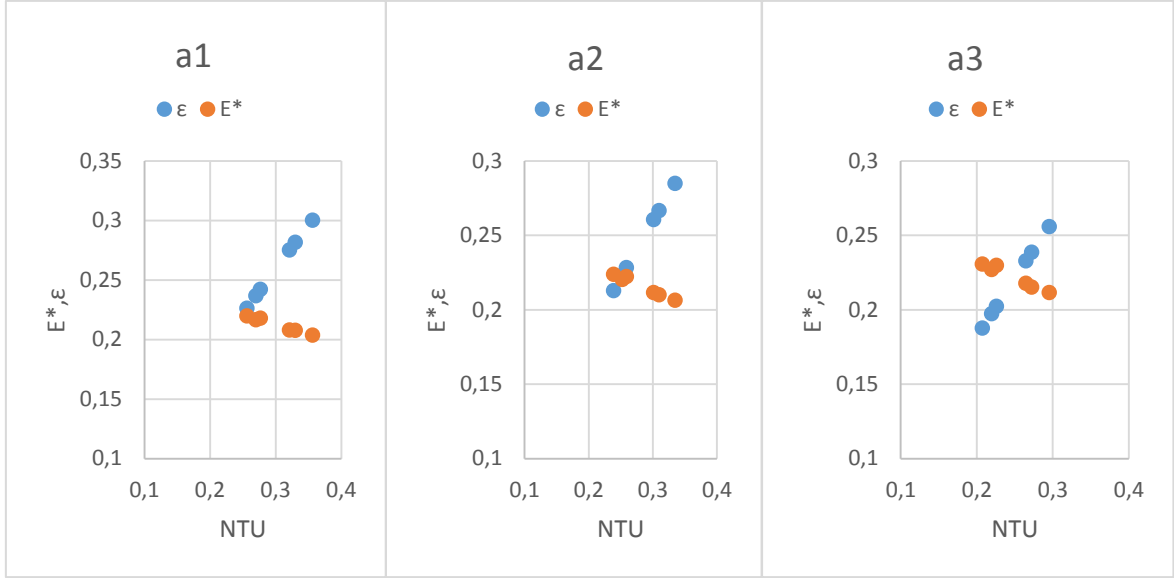


Şekil 4.27 t_1 ve $g/d=0.167$ olduğu kombinasyonda adım parametresinin (E^* , ϵ) – NTU değişimi

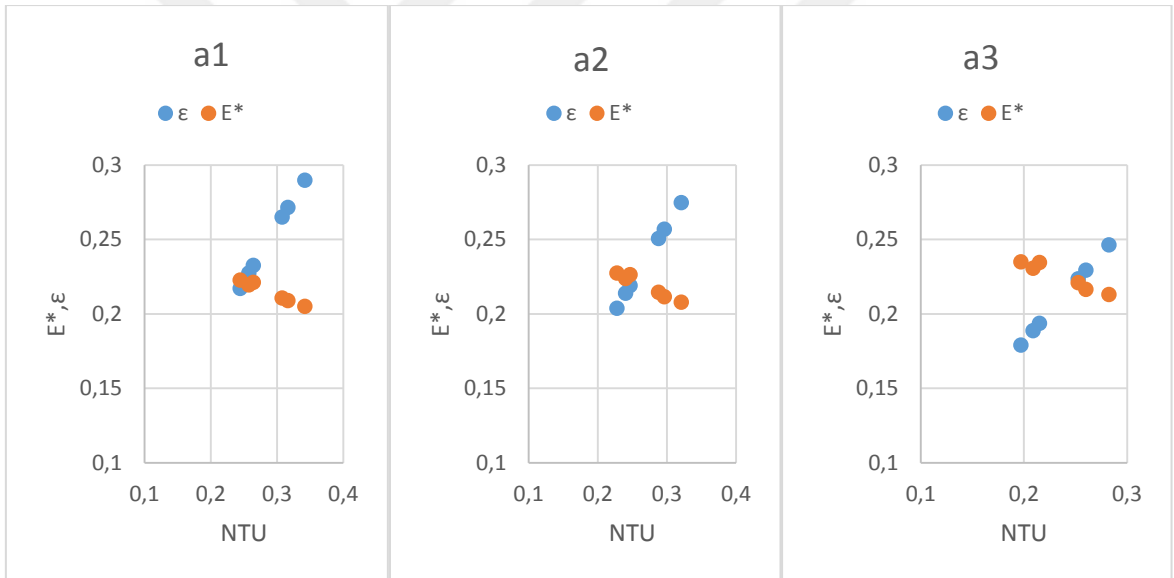


Şekil 4.28 t_1 ve $g/d=0.2$ olduğu kombinasyonda adım parametresinin (E^* , ϵ) – NTU değişimi

Şekil 4.26, Şekil 4.27 ve Şekil 4.28’den görüleceği üzere çap parametresinin artmasıyla birlikte etkinlik değeri azalmıştır. Çap parametresinin artması ekserji kayıp oranı değerini de artırmıştır. En yüksek etkinlik değeri a1 parametresinde olurken en düşük etkinlik değeri a3 parametresinde elde edilmiştir.



Şekil 4.29 t2 ve g/d=0.117 olduğu kombinasyonda adım parametresinin (E^*, ϵ) – NTU değişimi



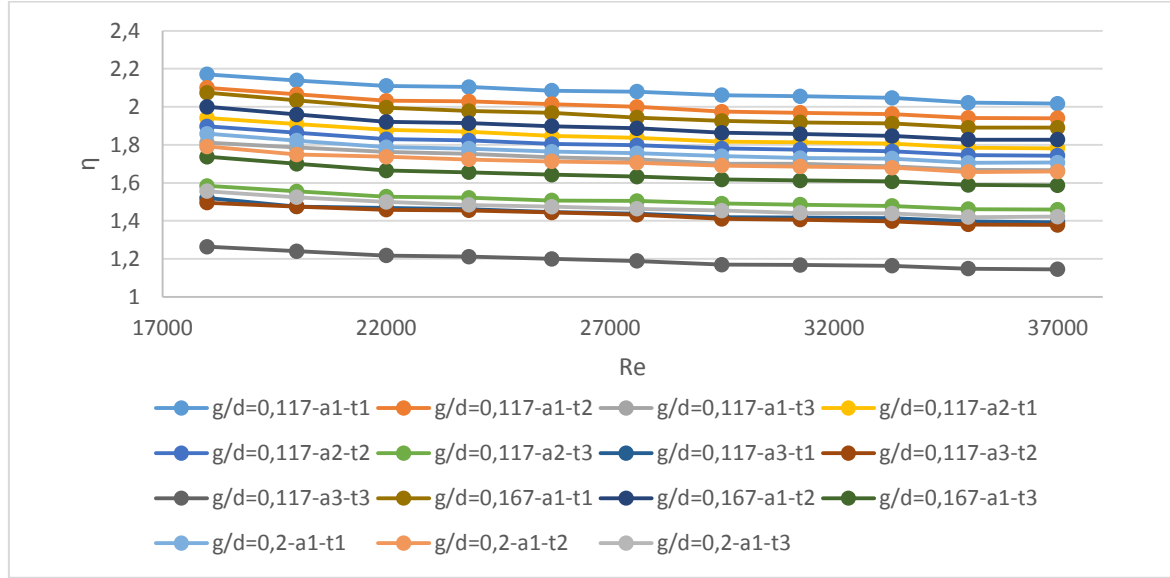
Şekil 4.30 t3 ve g/d=0.117 olduğu kombinasyonda adım parametresinin (E^*, ϵ) – NTU değişimi

Şekil 4.26, Şekil 4.29 ve Şekil 4.30'da görüldüğü gibi tip parametresinin değişmesi ile etkinlik ve ekserji kayıp oranları değişmiştir. En yüksek etkinlik değeri a1 parametresinin t1 ve g/d=0.117 kombinasyonunda olurken en düşük etkinlik değeri a3 parametresinin t3 ve g/d=0.117 kombinasyonunda olmuştur. Yine en yüksek ekserji kayıp oranı a3 parametresinin t3 ve g/d=0.117 kombinasyonunda olurken ve en düşük ekserji kayıp oranı ise a1 parametresinin t1 ve g/d=0.117 kombinasyonunda elde edilmiştir.

4.3. Isıl Performans Faktörü

Isıl performans faktörü, boş boruya göre ısı transfer artışının boş boruya göre basınç kaybındaki artışa oranı şeklinde ifade edilmiştir. Bu bölümde yer alan grafikler Bölüm 3’de verilen grafiklerle aynı kombinasyon dizilimine sahiptir.

4.3.1. Tip Parametresi İçin Isıl Performans Sonuçları

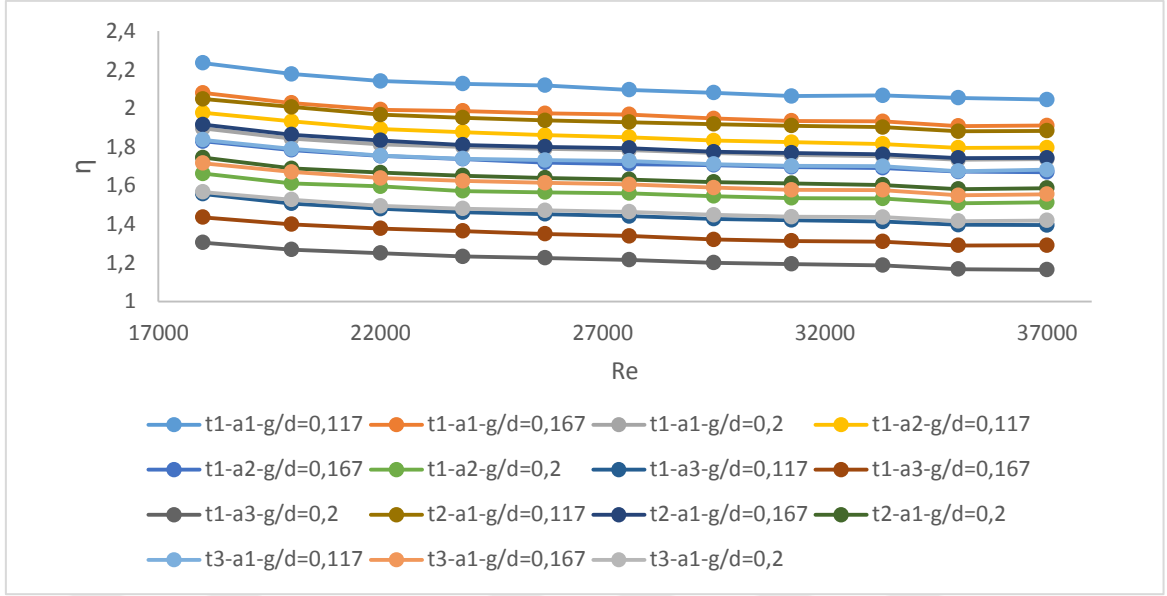


Şekil 4.31 Tip parametresinin η -Re değişimi

Grafikten görüleceği üzere tüm kombinasyonlarda en yüksek ısıl performans değeri t1 parametresinde görülmektedir. Bunu sırasıyla t2 ve t3 takip etmektedir. Adım sayısının artmasıyla birlikte ısıl performans değerleri azalmaktadır. Yine çap değerinin artmasıyla birlikte ısıl performans değerleri azalış göstermiştir. En yüksek ısıl performans değeri g/d=0,117-a1-t1 kombinasyonunda görülmektedir.

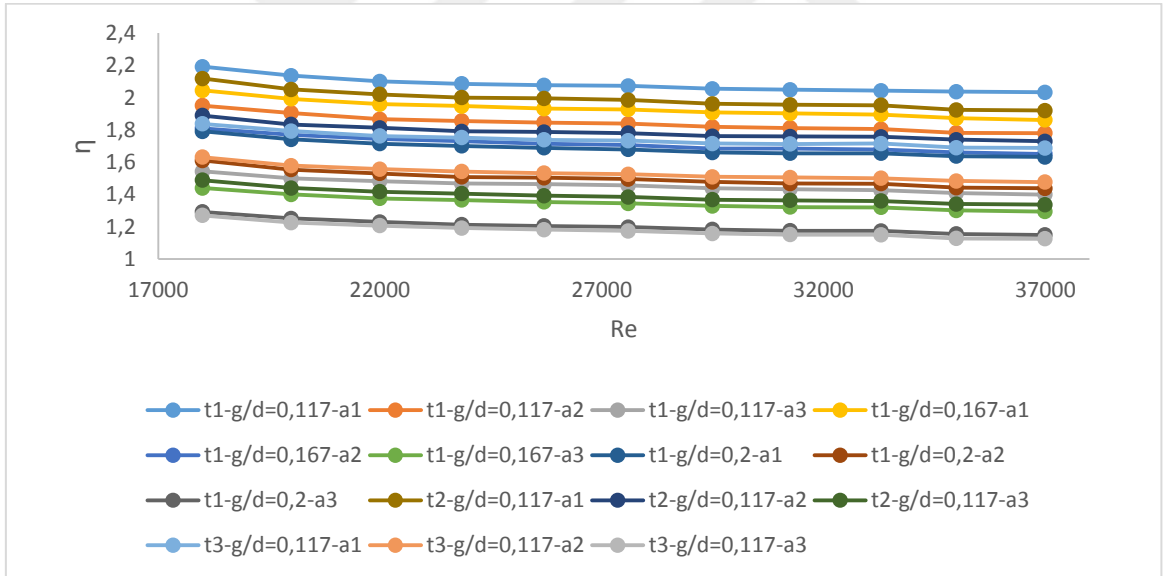
4.3.2. Çap Parametresi İçin Isıl Performans Sonuçları

Şekil 4.32’den görüleceği üzere tüm kombinasyonlarda en yüksek ısıl performans değeri g/d=0,117 parametresinde görülmektedir. Bunu sırasıyla g/d=0,167 ve g/d=0,2 takip etmektedir. Adım sayısının artmasıyla birlikte ısıl performans değeri azalma göstermiştir. Tip parametresinin etkisine baktığımızda en yüksekten en aşağı sırasıyla t1,t2 ve t3 olmuştur.



Şekil 4.32 Çap parametresinin η -Re değişimi

4.3.3. Adım Parametresi İçin Isıl Performans Sonuçları



Şekil 4.33 Adım parametresinin η -Re değişimi

Şekil 4.33'den görüleceği üzere tüm kombinasyonlarda en yüksek ısıl performans değeri a1 parametresinde meydana gelmektedir. Bunu sırasıyla a2 ve a3 takip etmektedir. Çap parametresinin artmasıyla birlikte ısıl performans değerinde azalma meydana gelmiştir. En yüksek ısıl performans değeri t1-g/d=0,117-a1 kombinasyonunda meydana gelmiştir.

5. TAGUCHİ, ANOVA VE GRİ İLİŞKİSEL ANALİZ SONUÇLARI

Bu çalışmada “Taguchi Deneysel Tasarım Yöntemi” kullanılarak deney sayısında önemli miktarda azalma meydana gelmiştir. Bu yöntemde ortogonal dizin adında bir deney tasarımı elde edilmesiyle ihtiyaç duyulan deneyler yapılmıştır. Deney sayısının azalmasıyla maliyetten ve zamandan büyük ölçüde tasarruf elde edilmiştir.

Taguchi yöntemi ile yapılan deneysel bir çalışmada, parametrelerin bütün seviyeleri arasındaki kombinasyonlarda, en iyiyi belirlemek için oldukça kullanışlıdır [41]. Bütün parametrelerin tüm seviyelerdeki kombinasyonlarını oluşturarak deneyleri yapmak yerine Taguchi yöntemi kullanılarak az sayıda deney yapmak daha akıllıca olmaktadır. Fakat bu deneylerin doğruluğu da kontrol edilmesi lazımdır ki çalışmanın ilerleyen sayfalarında bu durum da açıklanacaktır.

Tezin önceki bölümlerinde belirtildiği gibi deneylerde kullanılan parametreler; boyutsuz Reynolds değeri (Re), boyutsuz tip (t), boyutsuz çap (g/d) ve boyutsuz adım sayısı (a) oluşmaktadır. Deneylerde kullandığımız parametreler ve seviyeleri Tablo 5.1’de verilmiştir.

Tablo 5.1. Deneylerde kullanılan parametreler

Seviyeler	Tasarım Parametreleri			
	Re (A)	t (B)	g/d (C)	a (D)
1	18000	t1	0,117	a1
2	22000	t2	0,167	a2
3	25700	t3	0,2	a3
4	29500			
5	33000			
6	37000			

Parametrelerin tüm kombinasyonları düşünüldüğünde tam faktöriyel deney tasarımına göre 162 adet deney yapılması lazımdır. Taguchi metoduyla 162 deneye karşılık 18’lik ortogonal dizin oluşturularak çalışma bu şekilde yapılmıştır. Deneyler Tablo 5.2’de verilen ortogonal dizine göre gerçekleştirilmiştir.

Tablo 5.2. Yapılan deneylerin ortogonal dizini

Re	t	g/d	a
1	1	1	1
1	2	2	2
1	3	3	3
2	1	1	2
2	2	2	3
2	3	3	1
3	1	2	1
3	2	3	2
3	3	1	3
4	1	3	3
4	2	1	1
4	3	2	2
5	1	2	3
5	2	3	1
5	3	1	2
6	1	3	2
6	2	1	3
6	3	2	1

Tablo 5.3’de Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü için hesaplanan S/N gürültü oranları yer almaktadır.

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

Deney	Kontrol Parametreleri				S/N Oranları	
	A	B	C	D	Nu	f
1	1	1	1	1	39,35365	33,39172
2	1	2	2	2	37,88672	30,51567
3	1	3	3	3	34,89107	24,15217
4	2	1	1	2	40,53069	30,11691
5	2	2	2	3	38,30893	26,37518
6	2	3	3	1	38,19421	29,897
7	3	1	2	1	41,50682	29,62972
8	3	2	3	2	40,5914	29,01993
9	3	3	1	3	39,32699	24,61245
10	4	1	3	3	39,74922	26,93575
11	4	2	1	1	42,06448	34,89455
12	4	3	2	2	40,04845	26,91647
13	5	1	2	3	40,85027	26,05541
14	5	2	3	1	41,12779	33,43241
15	5	3	1	2	41,02564	29,37042
16	6	1	3	2	42,33407	27,9588
17	6	2	1	3	41,08814	27,74432
18	6	3	2	1	42,6804	30,45757

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	37,38	39,01	40,48	40,62	41,00	42,03*
B	40,72*	40,18	39,36			
C	40,56*	40,21	39,48			
D	40,82*	40,40	39,04			

Genel ortalama=40,09 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	29,35	28,80	27,75	29,58	29,62*	28,72
B	29,01	30,33*	27,57			
C	30,02*	28,33	28,57			
D	31,95*	28,98	25,98			

Genel ortalama=28,97 dB *optimum seviye

Tablo 5.6 Nu sayısı için ANOVA sonuçları

	Serbestlik Derecesi	Kareler Toplamı	Varyans	F Değeri	%Dağılımı	Tablo F Değeri	95
Hız	5	40,69011377	8,138023	45,49358	64,69171	4,387374187	UYGUN
Tip	2	5,621069005	2,810535	15,71159	8,556001	5,14325285	UYGUN
Çap	2	3,667965939	1,833983	10,25242	5,381046	5,14325285	UYGUN
Adım	2	10,46347697	5,231738	29,24673	16,4278	5,14325285	UYGUN
Hata	6	1,073297223	0,178883	0	4,94345	0	
TOPLAM		61,51592291					

Tablo 5.7 f için ANOVA sonuçları

	Serbestlik Derecesi	Kareler Toplamı	Varyans	F Değeri	%Dağılımı	Tablo F Değeri	95
Hız	5	7,54357922	1,508716	3,343408	3,519078	4,387374187	UYGUN DEĞİL
Tip	2	22,91419448	11,4571	25,38964	14,6503	5,14325285	UYGUN
Çap	2	10,11216358	5,056082	11,20459	6,129664	5,14325285	UYGUN
Adım	2	106,9699854	53,48499	118,5261	70,59521	5,14325285	UYGUN
Hata	6	2,707505413	0,451251	0	5,105755	0	
TOPLAM		150,2474281					

Nu sayısı için optimum değerler A6B1C1D1 durumunda meydana gelmiştir. Bu değerlerin açıklaması A→Re=37000, B→t1, C→g/d=0,117, D→a1 şeklindedir. Sürtünme faktörüne baktığımızda optimum değerler; A5B2C1D1 durumunda ortaya çıkmıştır. Bu değerlerin açıklaması A→Re=33000, B→t2, C→g/d=0,117, D→a1 şeklindedir.

Tablo 5.8 Gri ilişki katsayısı ve gri ilişki derece eğrileri

Deney	Parametreler				Gri İlişki Katsayısı		Gri İlişki Derece Sıralaması	Sıra
	A	B	C	D	Nu	f		
1	1	1	1	1	0,481985	0,866142	0,674063278	5
2	1	2	2	2	0,411079	0,650888	0,530983431	11
3	1	3	3	3	0,333333	0,333333	0,333333333	18
4	2	1	1	2	0,574532	0,625	0,599766227	8
5	2	2	2	3	0,42813	0,423077	0,42560364	16
6	2	3	3	1	0,423275	0,611111	0,517193057	12
7	3	1	2	1	0,700829	0,594595	0,647711796	6
8	3	2	3	2	0,580704	0,558376	0,569539866	9
9	3	3	1	3	0,480351	0,350318	0,41533465	17
10	4	1	3	3	0,508273	0,44898	0,478626132	15
11	4	2	1	1	0,812203	1	0,906101649	1
12	4	3	2	2	0,531076	0,448065	0,489570727	14
13	5	1	2	3	0,609122	0,408922	0,509021988	13
14	5	2	3	1	0,643964	0,869565	0,756764763	3
15	5	3	1	2	0,630554	0,578947	0,604750796	7
16	6	1	3	2	0,88337	0,5	0,69168488	4
17	6	2	1	3	0,638674	0,488889	0,563781293	10
18	6	3	2	1	1	0,647059	0,823529412	2

Tablo 5.9 Ortalama gri ilişkisel derece değerleri ve parametreler

Parametreler	Ortalama Gri İlişki Derece Değerleri						
	1. seviye	2. seviye	3. seviye	4. seviye	5. seviye	6 seviye	Max-Min
A	0,512793	0,514188	0,544195	0,624766	0,623513	0,692999	0,18020518
B	0,600146	0,625462	0,530619				0,09484378
C	0,6273	0,57107	0,557857				0,06944264
D	0,720894	0,581049	0,454284				0,26661049

Hesaplanan S/N oranları ile ortalama S/N oranları bulunup, Tablo 5.4 ve Tablo 5.5’de verilmiştir. Ortalama S/N oranlarını gösteren tablolara incelendiğinde optimum tasarım parametreleri bulunabilmektedir. En yüksek S/N oranında optimum parametreler meydana gelmektedir. Buradaki hedef, gürültü anlamına gelen N ifadesinin etkisinin en düşük olduğu değeri dolayısıyla S/N değerinin en yüksek değerlerini dikkate almaktır. Bu durumda parametrelerin A6B1C1D1 seviyelerini gösteren durum Nusselt sayısı için optimum değerlerdir. Sürtünme faktörü için de ilgili tabloya bakıldığında optimum parametrelerin A5B2C1D1 seviyelerinde olduğu görülmektedir.

ANOVA ile, deneylerden elde edilen verilerin analiz edilmesiyle parametrelerin Nu ve f üzerindeki yüzde etkileri ve analizin uygulanması sırasında ortaya çıkabilecek muhtemel hata oranları belirlenmiştir. Ayrıca, parametrelerin Nu ve f üzerinde istatistiksel olarak anlamlı bir sonuca sahip olup olmadığının belirlenebilmesi amacıyla F test diye adlandırılan analizinde yapılması lazımdır. Bu değerin, ilgili güven seviyesine ait olan tablo değerinden fazla olması, belirlenen parametrenin performans karakteristiği üzerindeki etkisinin de fazla olması anlamına gelmektedir. Tablo değerinden küçük olması durumunda sonuç üzerinde anlamlı bir etkisinin olmadığı anlaşılmaktadır.

Tablo 5.6 ve Tablo 5.7’de Nu ve f değerleri için bulunan ANOVA sonuçları verilmiştir. Bu verilere bakıldığında; Nu sayısı için, en etkili parametrenin %64,69 ile Reynolds sayısı olduğu, en etkisiz parametrenin ise %5,38 ile çap olduğu görülmektedir. Uygulanan ANOVA ile hatanın Nu üzerindeki etkisinin yaklaşık %4,94 olduğu görülmüştür. Sürtünme faktörü için Tablo 5.7 incelendiğinde; en etkili parametrenin %70,59 ile adım, en etkisiz parametrenin ise %3,51 ile Reynolds sayısı olduğu görülmüştür. Ayrıca hız parametresinin sürtünme faktörü üzerinde anlamlı bir etkisinin olmadığı görülmüştür.

Gri ilişkisel analiz yöntemi ile Bölüm 2’de anlatıldığı gibi parametrelerin Nu ve f üzerindeki etkileri birlikte incelenmiştir. Yani ısı transferi için en büyük sürtünme faktörü için ise en küçük olacak şekilde parametre seviyeleri belirlenmiştir. Sonuçlar birlikte incelendiğinde 1’e en yakın gri ilişki derecesi değerinde optimum parametre seviyeleri bulunmaktadır. Gri ilişki dereceleri Tablo 5.8’de verilmiştir. Optimum parametre seviyelerinin bulunabilmesi için Tablo 5.8’deki veriler kullanılarak Tablo 5.9’daki ortalama gri ilişkisel derece verileri bulunmuştur. Tablo 5.9’daki veriler yardımı ile her bir parametrenin en büyük değere sahip seviyesinde optimum koşullar bulunmaktadır. Isı transferi ve sürtünme kaybı birlikte incelendiğinde; A6B2C1D1 seviyelerinde optimum çoklu performans karakteristiği sonucu elde edilmiştir. Bu değerlerin açıklaması $A \rightarrow Re=37000$, $B \rightarrow t_2$, $C \rightarrow g/d=0,117$, $D \rightarrow a_1$ şeklindedir.

6. SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME

Bu yüksek lisans tez çalışmasında; çift borulu bir ısı değiştiricisi içine yerleştirilen konik şekilli türbülatorlerin ısı transferi, basınç kaybı, etkinlik, ekserji kaybı ve ısı performans üzerindeki etkileri incelenmiştir. Taguchi deneysel tasarım yöntemi ile elde edilen veriler ile analizler yapılarak sürtünme faktörü ve ısı transferi için optimum parametreler bulunmuştur. Daha sonra tasarım parametrelerinin Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü üzerindeki yüzde etkilerini bulmak için ANOVA yöntemi kullanılmıştır. Gri İlişkisel Analiz metoduyla ısı transferi için maksimum, sürtünme faktörü için minimum olacak şekilde çoklu performans karakteristiklerinin optimum seviyeleri bulunmuştur.

- Re değeri arttıkça Nu sayısı artmış, sürtünme faktörü azalmıştır.
- Tip parametreleri içerisinde en yüksek ısı transfer artışı %131 ile tip1 daha sonra %117 ile tip2 ve son olarak %98 ile tip3 parametresi olmuştur. Sürtünme faktörüne baktığımızda artış oranlarının %142 ile tip3 daha sonra %122 ile tip1 ve son olarak %94 ile tip2 değerlerinde elde edildiği görülmüştür.
- Çap parametreleri için artış oranlarının %131 ile $g/d=0.117$, %122 ile $g/d=0.167$ ve son olarak da %104 ile $g/d=0.2$ değerlerinde meydana gelmiştir. Sürtünme faktörü ele alındığında ise artış oranları; %141 ile $g/d=0.2$, %133 ile $g/d=0.167$ değeri ve son olarak da %107 ile $g/d=0.117$ değerlerinde elde edilmiştir.
- Adım parametreleri içerisinde ısı transferini en fazla arttıran %131 ile adım1 değeridir. Bu değeri sırasıyla %120 ile adım2 ve %88 ile adım3 takip etmiştir. Sürtünme faktörü üzerindeki etkiler sıralandığında en yüksek artışa neden olan %149 ile adım3 olurken 2. olarak %107 ile adım2 ve son olarak da %73 ile adım1 olmuştur.
- Her durumda Re sayısı arttıkça entropi üretim oranı N_s artmıştır.
- Bütün durumlarda artan NTU değeriyle birlikte etkinlik artarken ekserji kaybı zıt şekilde azalmıştır.
- Bütün durumlarda Re değeri arttıkça ısı performans faktörü azalmıştır. Ayrıca adım sayısının ve çap değerinin artması ısı performans değerini azaltmıştır.

- Isı transferi yönünden optimum parametre seviyeleri A6B1C1D1 de meydana gelmiştir. Sürtünme faktörü yönünden ise A5B2C1D1 durumunda optimum seviyelere ulaşılmıştır.
- Gri İlişkisel Analiz yöntemi ile çoklu performans karakteristiği incelendiğinde; ısı transferi için maksimum sürtünme faktörü için minimum olan parametre seviyeleri A6B2C1D1 durumunda meydana gelmiştir.



KAYNAKLAR

- [1] **Royds, R.**, 1921. Heat transmission by radiation, conduction and convection, First Edition, Constable and Company, London, 191-201.
- [2] **Sheikholeslami, M., Ganji, D. D., Gorji-Bandpy, M.**, 2016. Experimental and numerical analysis for effects of using conical ring on turbulent flow and heat transfer in a double pipe air to water heat exchanger, *Applied Thermal Engineering*, 100, 805–819.
- [3] **Jedsadaratanachai, W., Jayranaiwachira, N., Promvong, P.**, 2015. 3D numerical study on flow structure and heat transfer in a circular tube with V-baffles, *Chinese Journal of Chemical Engineering*, 23, 342–349.
- [4] **Fan, A., Deng, J., Guo, J., 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.
- [5] **Khoshvaght-Aliabadi, M., Akbari, M.H., Hormozi, F.**, 2016. An empirical study on vortex-generator insert fitted in tubular heat exchangers with dilute Cu–water nanofluid flow, *Chinese Journal of Chemical Engineering*, 24, 728–736.
- [6] **Saraç, B.A., Bali, T.**, 2007. An experimental study on heat transfer and pressure drop characteristics of decaying swirl flow through a circular pipe with a vortex generator, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 32, 158–165.
- [7] **Sharma, N., Tariq, A., Mishra, Manish.**, 2018. Detailed heat transfer and fluid flow investigation in a rectangular duct with truncated prismatic ribs, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 96, 383–396.
- [8] **Yakut, K., Şahin, B., Çelik, C., Alemdaroğlu, N., Kurnuc, A.**, 2005. Effects of tapes with double-sided delta-winglets on heat and vortex characteristics, *Applied Energy*, 80, 77–95.
- [9] **Pourahmad, Saman., 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.
- [10] **Bellos, E., Tzivanidis, C., Tsimpoukis, D.**, 2018. Enhancing the performance of parabolic trough collectors using nanofluids and turbulators, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 91, 358–375.
- [11] **Eyüboğlu, S.**, 1993. Silindirik boru içerisine yerleştirilen konik yüzey elemanların akım ortamına etkilerinin deneysel olarak incelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, K.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Trabzon.
- [12] **Karabay, H., Ayhan, T.**, 1988. Silindirik boru içerisine yerleştirilen daralan genişleyen konik yüzeylerin ısı transferine etkisi, *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 11, 39-43.

- [13] **Çulcu, B.**, 1998. Yeni bir tip türbülâtörün ısı transferi ve basınç kayıplarına olan etkilerinin araştırılması, Yüksek Lisans Tezi, F.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Elazığ.
- [14] **Yılmaz, T., Ayhan T.**, 1983. Birbiriyle bağlantılı daralan-genişleyen kanallarda ısı transferi, Isı Bilimi ve Tekniği 4. Ulusal Kongresi, 133-149.
- [15] **Durmuş, A.**, 2004. Heat transfer and exergy loss in cut out conical turbulators, Energy Conversion and Management, 45, 785-796.
- [16] **Promvonge, P., Eiamsa-ard, S.**, 2006. Heat transfer enhancement in a tube with combined conical-nozzle insert and swirl generator, Energy Conversion and Management, 47, 2867-2882.
- [17] **Promvonge, P., Eiamsa-ard, S.**, 2007. Heat transfer and turbulent flow friction in a circular tube fitted with conical-nozzle turbulators, International Communications in Heat and Mass Transfer, 34, 72-82.
- [18] **Küçük, H., Bali, T., Ayhan, T.**, 2000. Boru girişine yerleştirilen konik yüzey halkalı türbülâtörlerin ısı transferi ve sürtünme faktörüne etkilerinin deneysel incelenmesi, ULIBTK, 741-745.
- [19] **Kumbhar, D.G., Sane, N.K.**, 2010. Heat transfer behavior in a tube with conical wire coil inserts, National Journal of Bharati Vidyapeeth Universty, pg.no 49-53.
- [20] **İbek, M.**, 2006. Isı eşanjörlerine yerleştirilen yarıklı konik elemanların ısı transferi ve basınç düşümü üzerindeki etkisinin deneysel olarak incelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, D.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Diyarbakır.
- [21] **Ghadirjaferbeigloo, Sh., Zamzamian, A.H., Yaghoubi, M.**, 2014. 3-D Numerical Simulation of Heat Transfer and Turbulent Flow in a Receiver Tube of Solar Parabolic Trough Concentrator with Louvered Twisted-Tape Inserts, Energy Procedia, 49, 373-380.
- [22] **Mwesigye, A., Bello-Ochende, T., Meyer, J.P.**, 2016. Heat transfer and entropy generation in a parabolic trough receiver with wall-detached twisted tape inserts, International Journal of Thermal Sciences, 99, 238-257.
- [23] **Chiu, Y.-W., Jang, J.-Y.**, 2009. 3D Numerical and experimental analysis for thermal-hydraulic characteristics of air flow inside a circular tube with different tube inserts, Applied Thermal Engineering, 29, 250-258.
- [24] **Chamoli, S.**, 2015. A taguchi approach for optimization of flow and geometrical parameters in a rectangular channel roughened with V down perforated baffles, Case Studies in Thermal Engineering, 5, 59-69.
- [25] **Singh, P., Pandit, J., 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, 106, 629-647.

- [26] **Sheikholeslami, M., Gorji-Bandpy, M., Ganji, D.D.**, 2016. Effect of discontinuous helical turbulators on heat transfer characteristics of double pipe water to air heat exchanger, *Energy Conversion and Management*, 118, 75-87.
- [27] **Kurtbaşı, İ., Durmuş, A., Eren, H., Turgut, E.**, 2007. Effect of propeller type swirl generators on the entropy generation and efficiency of heat exchangers, *International Journal of Thermal Sciences*, 46, 200-307.
- [28] **Bartwal, A., Gautam, A., Kumar, M., Mangrulkar, C.K., Chamoli, S.**, 2018. Thermal performance intensification of a circular heat exchanger tube integrated with compound circular ring-metal wire net inserts, *Chemical Engineering & Processing: Process Intensification*, 124, 50-70.
- [29] **Eiamsa-ard, S., Promvonge, P.**, 2010. Thermal characterization of turbulent tube flows over diamond-shaped elements in tandem, *International Journal of Thermal Sciences*, 49, 1051-1062.
- [30] **Wang, L., Wang, S., Wen, F., Zhou, X., Wang, Z.**, 2018. Effects of continuous wavy ribs on heat transfer and cooling air flow in a square single-pass channel of turbine blade, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 121, 514-533.
- [31] **Kapan, S.**, 2016. Yay tipi bir türbülâtörün silindirik borularda ısı transferi ve basınç kaybına etkisi, Yüksek Lisans Tezi, F.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Elazığ.
- [32] **H. Eren, N. Çelik, İ. Kurtbaşı and Ş. Yıldız**, “Exergy analysis of coil-spring turbulators inserted in the horizontal concentric tubes”, *Transactions of ASME, Journal of Heat Transfer*, Vol.132 (10), pp.1-10, 2010.
- [33] **Kurtbaşı, İ., Durmuş, A., Eren, H. and Turgut E.**, “Effect of Propeller Type Swirl Generators on the Entropy Generation and Efficiency of Heat Exchangers”, *International Journal of Thermal Sciences*, 46, 300–307, 2007.
- [34] **Çengel, Y.A., ve Boles, M.,A.**, 2008. Termodinamik, Nobel Matbaacılık, İstanbul.
- [35] **Bendell A.,Disney J.,Pridmore W.A.**, Taguchi Methods:Applications in World Industry, Springer -Verlag,Berlin, 1989.
- [36] **Yardımcı, U.**, 2018. Silindirik boru içerisine yerleştirilen yarım çember şekilli türbülâtörlerin ısı transferi ve basınç kaybına etkisinin incelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, F.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Elazığ.
- [37] **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.
- [38] **Dittus F.W., and Boelter L.M.K.**, 1930, University of California Publications on Engineering 2, 433.
- [39] **Gnielinski V.**, 1976, New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow. *International Chemical Engineering* 16, 359-368.
- [40] **Blasius H.**, 1908, The Boundary Layers in Fluids with Little Friction (in German), *Z. Math . Phys.* , 56, 1, 1-37.

- [41] 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.



ÖZGEÇMİŞ

Şaban BAYKARA, 1993 yılında Nevşehir'in Acıgöl ilçesinde doğmuştur. İlk ve orta eğitimini İstanbul'un Sultanbeyli ilçesinde bulunan Yunus Emre İlköğretim Okulunda, lise eğitimini ise İstanbul'un Sultanbeyli ilçesinde bulunan Sultanbeyli Anadolu Lisesinde tamamlamıştır. 2012 yılında Fırat Üniversitesi Teknoloji Fakültesi Enerji Sistemleri Mühendisliği bölümünde lisans eğitimine başlamış ve 2016 yılında mezun olmuştur. 2016 yılında Fırat Üniversitesi Teknoloji Fakültesi Enerji Sistemleri Mühendisliğinde yüksek lisans eğitimine başlamış ve bu eğitimini halen sürdürmektedir.

