



T.C.
KONYA TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

**BURULMUŞ DALGALI ŞERİT
ELEMENLARIN TÜRBÜLANSLI BORU
AKIŞLARINDA ISI TRANSFERİ VE
SÜRTÜNME FAKTÖRÜNE ETKİLERİNİN
ARAŞTIRILMASI**

Soner ÖRS

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Kasım-2019
KONYA
Her Hakkı Saklıdır

TEZ KABUL VE ONAYI

Soner ÖRS tarafından hazırlanan “Burulmuş Dalgalı Şerit Elemanların Türbülanslı Boru Akışlarında Isı Transferi ve Sürtünme Faktörüne Etkilerinin Araştırılması” adlı tez çalışması 15/11/2019 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Konya Teknik Üniversitesi Lisans Üstü Eğitim Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Jüri Üyeleri

Başkan

Dr. Öğr. Üyesi Selçuk DARICI

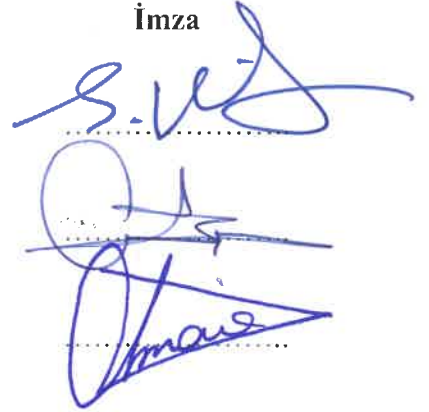
Danışman

Dr. Öğr. Üyesi Aziz Hakan ALTUN

Üye

Dr. Öğr. Üyesi Şükrü Ulaş ATMACA

İmza



Yukarıdaki sonucu onaylarım.



Prof. Dr. Hakan KARABÖFK
Enstitü Müdürü

TEZ BİLDİRİMİ

Bu tezdeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edildiğini ve tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

DECLARATION PAGE

I hereby declare that all information in this document has been obtained and presented in accordance with academic rules and ethical conduct. I also declare that, as required by these rules and conduct, I have fully cited and referenced all material and results that are not original to this work.

Soner Örs



ÖZET

YÜKSEK LİSANS TEZİ

BURULMUŞ DALGALI ŞERİT ELEMANLARIN TÜRBÜLANSLI BORU AKIŞLARINDA ISI TRANSFERİ VE SÜRTÜNME FAKTÖRÜNE ETKİLERİNİN ARAŞTIRILMASI

Soner ÖRS

Konya Teknik Üniversitesi
Lisansüstü Eğitim Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Aziz Hakan ALTUN

2019, 83 Sayfa

Jüri

Dr. Öğr. Üyesi Aziz Hakan ALTUN
Dr. Öğr. Üyesi Selçuk DARICI
Dr. Öğr. Üyesi Şükrü Ulaş ATMACA

Bu çalışmada, boru içi türbülanslı akışlarda test borusu boyunca, eksen merkez alınarak yerleştirilen dalgalı burulmuş şerit elemanların Reynolds sayısı 4892-21480 değerleri arasında ısı transferine ve basınç kayıplarına etkileri deneysel olarak incelenmiştir. Dairesel kesitli kanal eksenine yerleştirilerek dalgalı burulmuş şerit elemanların oluşturduğu türbülansın ısı transferine olumlu veya olumsuz etkileri gözlemlenmiştir. Yapılan deneysel çalışmadan elde edilen veriler; Nusselt Sayısı (Nu) ve sürtünme katsayısının (f), Reynolds Sayısına (Re) bağlı değişimleri ampirik bağıntı ve tablolar kullanılarak yorumlanmıştır. D/2 ve 3D/4 genişliğe, 4D ve 6D burulma oranlarına sahip dalgalı burulmuş şerit elemanların D/4, D/8 olmak üzere 2 farklı genliği ve burulmalar arası 3 farklı dalga sayıları için deneyler tekrarlanmıştır. Sonuç olarak, toplamda 24 adet burulmuş dalgalı şerit eleman kullanılarak yapılmış deneylerde en yüksek net iyileşme oranı $Re=5148$ değerinde B9 ($E=D/2$, $S=6D$, $a=D/4$, $z=3$) nolu burulmuş dalgalı şerit elemanda 1.31 olarak görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Boru içi türbülanslı akış, dalgalı burulmuş şerit eleman, ısı transferi arttırımı, sürtünme katsayısı

ABSTRACT

MS THESIS

INVESTIGATION OF THE EFFECTS OF WAVY TWISTED TAPES ON HEAT TRANSFER AND FRICTION FACTOR IN TURBULENT FLOWS PIPE

Soner ÖRS

Konya Technical University
Institute of Graduate Studies
Department of Mechanical Engineering

Advisor: Asst.Prof.Dr. Aziz Hakan ALTUN

2019, 83 Pages

Jury

Asst.Prof.Dr. Aziz Hakan ALTUN

Asst.Prof.Dr. Selçuk DARICI

Asst.Prof.Dr. Şükrü Ulaş ATMACA

In this study, the effects of wavy twisted tapes placed on the center of the pipe in the turbulent flows in the pipe, and the effects of Reynolds number 4892-21480 on heat transfer and pressure losses were investigated experimentally. The positive and negative effects of the surface formed by the wavy twisted tapes and the turbulence formed by this surface have been observed. The data obtained from the experimental study; Changes of Nusselt Number (Nu) and friction coefficient (f) due to Reynolds Number (Re) were interpreted using empirical relations and tables. The experiments were repeated for 2 different amplitudes of D/4, D/8 and 3 different wave numbers of wavy twisted tapes with D/2, 3D/4 width and 4D, 6D twisted ratios. As a result, the increase in heat transfer, pressure drop and net recovery were determined for 24 different tapes. As the results of experiments conducted by used of total 24 tapes, the highest net heat transfer improvement rate has been seen as rate of 1.31 in the tape of B9 ($E=D/2$, $S=6D$, $a=D/4$, $z=3$) at $Re = 5148$ value.

Keywords: Friction coefficient, heat transfer enhancement, in-pipe turbulent flow, wavy twisted tape

ÖNSÖZ

Çalışmalarım ve tüm yüksek lisans öğrenimim süresince, desteğini sürekli gördüğüm değerli danışmanım, *Dr. Öğr. Üyesi Aziz Hakan ALTUN*'a, her türlü konuda yardımlarını esirgemeyen *Dr. Öğr. Üyesi Şükrü Ulaş ATMACA*'ya teşekkürlerimi sunarım. Ayrıca deneylerde kullanılan bazı malzemelerin temini için yardımcı olan *Doç. Dr. Murat Dilmeç*'e teşekkürlerimi borç bilirim.

Bu süreçte desteklerini esirgemeyen, beni cesaretlendiren ve bana her zaman güvenen aileme ve arkadaşlarıma tüm kalbimle teşekkürlerimi sunarım.

Soner ÖRS
KONYA-2019

İÇİNDEKİLER

ÖZET	iv
ABSTRACT	v
ÖNSÖZ	vi
İÇİNDEKİLER	vii
SİMGELER VE KISALTMALAR	viii
1. GİRİŞ	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI	3
3. MATERYAL VE YÖNTEM	12
3.1. Boru İçi AkıŖlarda Zorlanmış TaŖınım	12
3.1.1. Ortalama sıcaklık ve hız	13
3.1.2. GiriŖ bölgesi ve ısıl gelişim bölgesi.....	14
3.1.3. Isıtıcı gücü	16
3.1.4. Basınç farkı ve sürtünme faktörü	16
3.2. Deney Düzenegi.....	17
3.3. Deneylerin YapılıŖı	25
3.4. Hesaplamalar	26
3.5. Belirsizlik Analizi.....	30
4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŖMA	32
4.1. BoŖ Boru Deney Sonuçları	32
4.2. Boru İçerisine Burulmuş Dalgalı Ŗerit Elemanlar YerleŖtirilerek Yapılan Deneyler	40
4.2.1. A1 grubu ile yapılan deneyler	40
4.2.2. A2 grubu ile yapılan deneyler	43
4.2.3. A3 grubu ile yapılan deneyler	46
4.2.4. A4 grubu ile yapılan deneyler	49
4.2.5. A5 grubu ile yapılan deneyler	51
4.2.6. A6 grubu ile yapılan deneyler	54
4.2.7. A7 grubu ile yapılan deneyler	56
4.2.8. A8 grubu ile yapılan deneyler	59
4.3. Deney Sonuçlarının KarŖılaŖtırılması	61
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	65
5.1 Sonuçlar	65
5.2 Öneriler	66
KAYNAKLAR	67
EKLER	70
ÖZGEÇMİŖ	83

SİMGELER VE KISALTMALAR

A: Alan (m^2)

C_p : Sabit basınçta özgül ısı ($kJ/kg^{\circ}C$)

D: Çap (m)

f: Sürtünme katsayısı ($Pa \ ms^2/kg$)

h: Isı taşınım katsayısı (W/m^2K)

I: Elektrik akımı (A)

K: Sabit

k: Isı iletkenlik katsayısı (W/mK)

L: Boru uzunluğu (m)

Nu: Nusselt sayısı

P: Isıtıcı gücü (W)

Pr: Prandtl sayısı

Q: Isı transferi (W)

q: Isı akısı (W/m^2)

\dot{q} : iç ısı üretimi (W/m^3)

R: Elektriksel direnç (Ω)

Re: Reynolds sayısı

T: Sıcaklık ($^{\circ}C$)

U: Akış hızı (m/s)

V: Voltaj (V)

\dot{V} : Hacimsel debi (m^3/s)

ρ : Yoğunluk (kg/m^3)

ν : Kinematik viskozite (m^2/s)

ΔP : Basınç farkı (Pa)

μ : Dinamik viskozite (kg/ms)

η : Net iyileşme oranı

E: Şerit elemanın eni (mm)

S: Şerit elemanın burulma oranı (mm)

a: Dalgadaki genlik (mm)

z: Burulma arası dalga sayısı

Alt İndisler

a: Açık

b: Yığık

f: Akışkan

fd: Tam gelişmiş

i: Boru iç yüzey

o: Boru dış yüzey

m: Ortalama

t: Toplam

w: Boru cidarında

x: Eksenel konum

∞ : Ortam

1: Giriş

2: Çıkış

Üst İndisler

' : Yalıtım dış yüzey

¯ : Ortalama

1. GİRİŞ

Isıtma ve/veya soğutma sistemlerinde kullanılan cihazların ısı transferi etkinliğini artırmak için alternatif yöntemler üzerinde birçok araştırmalar yapılmaktadır. Bu yöntemler aktif ve pasif olmak üzere ikiye ayrılmaktadır. Akışkana ilave enerji verilerek ısı transferindeki iyileştirmeyi sağlayan yöntem aktif, ilave enerji vermeden ısı transferindeki iyileştirmeyi sağlayan yöntem ise pasif yöntem denir. Bu ve birçok çalışmaya konu olan pasif yöntemler genellikle akışkanın transfer edildiği yüzey alanının genişletilmesi, ısı taşınım katsayısının artırılması veya akışkanın temas ettiği yüzeyin pürüzlülük değerinin yükseltilmesi ile ısı transferinin iyileştirilmesi için tercih edilen tekniktir.

Endüstride sıklıkla kullanılan çeşitli tip kazanlarda, ısı değiştiricilerinde, radyatörlerde, kimyasal proseslerde, geri dönüşüm sistemlerinde ve iklimlendirme sistemlerinde, üretimi oldukça basit ve sistemin çalışması esnasında harici güç tüketimine ihtiyaç duyulmaması nedeni ile pasif yöntem sıklıkla kullanılmaktadır. Bu yöntemde genellikle boru veya kanal içine farklı geometrilerde kanatçıklar, burulmuş şerit elemanlar ve halkalar gibi türbülatorler eklenerek ısı transferi etkisi artırılması hedeflenmiştir. Türbülatorler kanal içerisindeki yüzey alanını artırmakla birlikte boru cidarındaki laminer alt tabakayı inceltip akışta çalkantı oluşturarak türbülans etkisi meydana getirmekte ve akışkanın sistemden çıkış süresini uzatmaktadır. Dolayısıyla bu etkenler ısı taşınım katsayısını artırarak ısı transferinde iyileşme sağlamaktadır. Bu sayede ısı değiştiricilerinde yıllık enerji ve işletme maliyetlerini önemli ölçüde azaltmaktadır. Bu nedenle de araştırmacılar halen pasif teknikler üzerine deneysel ve sayısal çalışmalar yapmaya devam etmektedir. Yapılan çalışmalardan bazılarında teorik olarak da iyi sonuçlar elde edilmesine rağmen endüstriyel anlamda uygulanabilirliği zayıf kalabilmektedir. Bazı çalışmalarda ise optimizasyon ve ekonomik alt yapı sağlanamadığından dolayı hayata geçirilememiştir. Buna rağmen bilim adamları kanal içerisine yerleştirilen iç elemanların (kıvrılmış tel, lüle, helisel yay, halka, şerit, kanatçıklar vb.) ısı transferine doğrudan ve dolaylı olarak etkisini araştırmaya devam etmektedir.

Bu çalışmada, borularda hidrodinamik gelişmesini tamamlamış türbülanslı hava akışında boru içerisine aksenel şekilde konumlandırılan farklı genlik, genişlik, burulma oranları ve burulmalar arası dalga sayılarına sahip dalgalı burulmuş şerit elemanların ısı

transferi ve basınç kaybına etkileri deneysel olarak incelenmiştir. Deneyle, test borusunun elektrik ile ısıtılmasıyla sabit yüzey ısı akısında, Reynolds sayısı 4892 ila 21480 arasında gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar literatürdeki çalışmaları ile kıyaslanarak değerlendirmeler yapılmıştır.



2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Isıl sistemlerdeki gelişimlere paralel olarak ısı transferini iyileştirmeye yönelik çalışmalar geçmişten bu yana günümüzde de devam etmektedir. Son yıllarda ısı transferi konusunda yapılan bilimsel araştırmalar mevcut ısı transferi iyileştirme yöntemlerinin sürekli olarak gelişmesine neden olmuştur. Enerjinin daha etkili ve verimli kullanılmasına bugün için alternatif bir enerji kaynağı olarak yaklaşılmaktadır. Bu kapsamda endüstrinin her alanında kullanılan ısı değiştiricilerinde, ısı transferini iyileştirmeye yönelik yapılan çalışmalar sonucunda enerji ekonomisi açısından dikkate değer bir literatür oluşmuştur. Isı transferi iyileştirmesi, birçok araştırmacı tarafından sayısal ve deneysel olarak araştırılmış ve günümüzde de halen devam etmektedir.

Araştırmacılardan Liu ve Sakr (2013), makalelerinde burulmuş şerit elemanlar, sarılmış tel, girdap üreteçleri gibi ısı transferi arttırımında kullanılan pasif teknikler üzerine 2004 yılından beri yapılan deneysel ve sayısal çalışmaları incelemiş ve geniş bir literatür özeti vermiştir. İnceleme sonucunda burulmuş şerit elemanların laminer akışta türbülanslı akışa göre daha etkili olduğunu belirtmişlerdir. Yine türbülanslı bölgede farklı özellikteki burulmuş şerit elemanlar üzerine yapılan deneysel çalışmaları Hasanpour ve ark. (2014), makalelerinde incelemiş ve geniş bir literatür özeti vermiştir. Özellikle çalışmada bu teknik üzerine yapılan deneysel araştırmalar irdelenmiş ve burulmuş şeritlerde ısı performans oranı en yüksek olan tipleri belirlemişlerdir.

Bunların yanında Manglik ve Bergles (1993), yapmış oldukları çalışmada, ısıl-hidrolik aletlerin gelişimini ele alarak, izotermal borulara yerleştirilen burulmuş şerit elemanların ısı transferi ve basınç düşüşüne etkilerini araştırmışlardır. Çalışmada akışkan olarak su ve etil alkol kullanmışlardır.

Chang ve ark. (2005), çalışmalarında, tekli, ikili ve üçlü burulmuş şerit elemanların, 3 adet test borusu kullanarak, Reynolds sayısının 1500 ila 14000 değerleri arasında ısı transferi ve basınç düşüşü değişimlerini incelemişlerdir. Tekli, ikili ve üçlü burulmuş şerit elemanlar yerleştirilmiş borulardaki yerel Nusselt sayılarının, Dittus-Boelter eşitliğinden sırasıyla 1.5-2.3, 1.98-2.8 ve 2.86-3.76 katı olduğunu göstermişlerdir.

Tijing ve ark. (2006), zıt akışta ısı değiştiricisi üzerine yerleştirilen yıldız şeklindeki alüminyum parçanın ısı transferi ve basınç düşüşüne etkilerini incelemişlerdir. Çalışmalarını düz ve sargılı alüminyumlar üzerinde yapmış ve

karşılaştırmışlardır. Düz alüminyumların sargılılara göre daha iyi ısı transferi sağladığını tespit etmişlerdir.

Chang ve ark. (2007), yaptıkları deneysel çalışmada, düz boruya yerleştirilmiş tırtıklı burulmuş şerit elemanların, 5000 ila 25000 Re değerleri arasında yerel Nusselt sayısı ve sürtünme faktöründeki değişimlerini incelemişlerdir. Böylece, burulmuş şerit elemanlar yerleştirilmiş borudaki ısı performans oranının, düz borunun 1.25 ile 1.67 katı olduğunu göstermişlerdir.

Shaeri ve Yaghoubi (2009), bir plakanın üzerine kanatçık yerleştirmiş ve deneysel çalışmalarını bu şekilde gerçekleştirmişlerdir. Yapılan bu çalışmada kanatçıkların ısı transferine etkisini incelemişlerdir. Bu çalışmada, farklı Reynolds sayılarında çalışarak ölçüm yapmışlardır.

Bharadwaj ve ark. (2009), çalışmalarında akışkanı su olan spiral oluklu boru içerisine yerleştirilmiş burulmuş şerit elemanların ısı transferine ve basınç düşüşüne etkilerini incelemişlerdir. Deneplerinde kullandıkları şerit elemanları 3 farklı burulma oranında ($Y = 10.15, 7.95, 3.4$) ve burulmanın saat yönünde ve saat yönünün tersinde döndürülmesini dikkate alarak kıyaslamışlardır. Deney sonuçlarına göre ısı performans oranının laminer ve türbülanslı akış aralığında düz boruya göre arttığını göstermişlerdir.

Güneş (2009), çalışmasında boru içerisine yerleştirilen helisel sarılmış tellerin ısı transferi ve akış karakteristiklerine etkisini Reynolds sayısının 3514-27188 aralığında deneysel olarak araştırmıştır. Pimsiz boru deneylerinden elde edilen sonuçların literatürdeki sonuçlarla uyumlu olduğunu gözlemlemiştir. Boruya helisel tel yerleştirerek deneylerini gerçekleştirmiştir.

Eiamsa-Ard ve ark. (2010), yapmış oldukları çalışmada merkez kanattan ve alternatif eksenlerden (WT-A) oluşan burulmuş şerit elemanların boru içerisinde termohidrolik özellikler üzerine etkilerini incelemişlerdir. Çalışmalarında merkez kanatlı burulmuş şerit eleman (WT), alternatif eksenli burulmuş şerit eleman (T-A) ve tipik burulmuş şerit eleman (TT) olmak üzere 3 tip burulmuş şerit eleman kullanmışlardır. Kullandıkları tüm şerit elemanları $y/W=3$ burulma oranında ve üç farklı ($\beta = 43^\circ, 53^\circ$ ve 74°) hücum açısıyla üretmişlerdir. Akışkan olarak su kullandıkları deneyleri Reynolds sayısı 5200 ila 22000 aralığında gerçekleştirmişlerdir. Çalışmalarının sonucunda WT-A yerleştirilmiş borudaki ısı transfer hızının, WT, T-A ve boş boruya göre daha yüksek olduğunu göstermişlerdir. Ayrıca, ısı transfer hızının, hücum açısının artışı ile arttığını da göstermişlerdir. En yüksek ısı performans oranını, 5200 Reynolds sayısında (WT-A, $\beta=74^\circ$) şerit elemanı için 1.4 olarak elde etmişlerdir.

Bas ve Ozceyhan (2012), yaptıkları çalışmada burulmuş şerit elemanların, akış sürtünmesini ve ısı transferi davranışını deneysel olarak incelemişlerdir. Burulmuş şerit elemanları boru iç yüzeyinden ayrı olarak yerleştirmişlerdir. Burulma oranlarının ($y / D = 2, 2.5, 3, 3.5$ ve 4) ve boşluk oranlarının ($c / D = 0,0178$ ve $0,0357$) etkilerini, Reynolds sayısı 5132 ila 24.989 arasında incelemişlerdir. Ayrıca karşılaştırma yapmak için boşluk oranı $c/D=0$ etkilerini deneysel olarak da incelemişlerdir. Borunun dış yüzeyine sabit ısı akısı uyguladıkları çalışmada akışkan olarak hava kullanmışlardır. Düz borudan elde ettikleri sonuçları literatürdeki verilerle karşılaştırıp deney düzeneğinin doğruluğunu teyit etmişlerdir. En yüksek ısı performans oranını, 5183 Reynolds sayısında $c / D = 0.0178$ ve $y / D = 2$ için 1.756 olarak elde etmişlerdir. Sonuçlarda incelenen tüm burulmuş şerit elemanların en iyi çalışma rejiminin düşük Reynolds sayılarında olduğunu göstermişlerdir.

Chokphoemphun ve ark. (2015), yaptıkları çalışmada sabit yüzey akısına sahip dairesel bir boru içinde tek, çift, üçlü ve dördü burulmuş şerit elemanlar kullanılarak, ısı transferi ve basınç kaybı üzerinde deneysel bir araştırma yapmışlardır. 5300 ila 24000 Reynolds sayıları arasında çalışmışlardır. Ayrıca Nusselt sayısı, boş boru için $1,9-4,1$ kat aralığında iken, şerit eleman yerleştirilen boru için $1,15-2,12$ kat aralığında olduğunu göstermişlerdir. Deney sonucunda dördü burulmuş şerit elemanın maksimum ısı performans sağladığını göstermişlerdir.

Piriyarungrad ve ark. (2015), yaptıkları çalışmada burulmuş konik şerit elemanların, koniklik açısı ve burulma oranı, ısı transfer hızı, basınç düşüşü ve ısı performans faktörüne etkileri hakkında rapor tutmuşlardır. Deneylerini, 4 farklı konik açısında $\alpha = 0.0^\circ$ (tipik burulmuş şerit eleman), 0.3° , 0.6° ve 0.9° gerçekleştirmişlerdir. Konik burulmuş şerit elemanları her konik açıda $3.5, 4.0$ ve 4.5 'luk üç farklı burulma oranında burmuşlardır. Deneylerini, 6000 ila 20000 Reynolds sayıları arasında gerçekleştirmişlerdir. Boş boru deneylerini karşılaştırma için test etmişlerdir. Deneylerin sonucunda, daralma açısı ve burulma oranı azaldığında ısı transferi ve sürtünme kaybının arttığını göstermişlerdir. Artan koniklik açısı ve azalan burulma oranı ile ısı performans faktörünün artma eğiliminde olduğunu göstermişlerdir. Maksimum ısı performans faktörünü, konik açı $\alpha = 0.9^\circ$, burulma oranı 3.5 ve $Re=6000$ değerlerinde 1.05 olarak elde etmişlerdir.

Zhang ve ark. (2015), ısı transferi ve akış özelliklerini deneysel olarak araştırmışlardır. Deneylerinde 14 tip mikro kanat yapısı kullanmışlardır. Yükseklik,

genişlik, iki kanat arası mesafe ve kanat sayısına dikkat edilerek Nusselt sayısını ve sürtünme faktörünü hesaplamışlardır.

Zhu ve ark. (2016), yaptıkları çalışmada boş boru içine yerleştirdikleri dalgalı şerit elemanın ısı transferi karakteristiklerini sayısal olarak hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemi ile incelemiştir. Analizleri ısı giriş bölgesi için Reynolds sayısının 200 ile 2200 değerleri arasında ve sabit yüzey sıcaklığı sınır şartı altında gerçekleştirmişlerdir. Ayrıca dalgalı şerit elemanın neden olduğu çapraz akış yapısını da göstermişlerdir. Şerit elemanın ürettiği vortekslerin ısı transferi performansını arttırdığını gözlemlemiştir. Ayrıca çalışmalarında şerit elemanın genişliğinin ve dalga boyunun etkisini de incelemiştir. Dalgalı şerit elemanın, boş boru değerlerine göre ısı performans oranının % 120 ile % 178 arasında arttırdığını göstermişlerdir.

Bhuiya ve ark. (2016), yaptıkları çalışmada ısı eşanjör borusuna yerleştirilen delikli çift burulmuş şerit elemanların ısı transferi ve akışkan sürtünme özellikleri üzerine etkilerini araştırmışlardır. Dört farklı gözenekli ($R_p = \% 1.2, 4.6, 10.4$ ve 18.6) burulmuş şerit elemanları, test bölümünde karşı-girdaplı akış üreteçleri olarak kullanmışlardır. Deneylerini, üniform yüzey ısı akısı sınır şartı altında akışkan olarak hava kullanarak, Reynolds sayısı 7200 ile 50000 değerleri arasında türbülanslı akış rejiminde dairesel boruda gerçekleştirmişlerdir. Nusselt sayısının, sürtünme faktörünün ve ısı genleşme verimliliğinin % 1.2'lik gözeneklilik haricinde, gözenekliliğin azalmasıyla arttığını göstermişlerdir. Ayrıca şerit elemanlar yerleştirilen borunun ısı transfer oranının, sürtünme faktörünün artmasıyla önemli derecede arttığını ortaya çıkarmışlardır. Çalışmalarında ısı transfer oranını ve sürtünme faktörünü, sırasıyla % 80 ile % 290 ve boş boru değerlerine göre % 111 ile %335 daha yüksek olarak elde etmişlerdir. Ayrıca deney sonucunda, en yüksek ısı performans oranınının 1.44 olduğunu belirlemişlerdir.

Hasanpour ve ark. (2016), yaptıkları çalışmada, V-kesitli ve U-kesitli delikler içeren burulmuş şerit elemanlar yerleştirilmiş çift borulu bir ısı değiştiricisinde ısı transferini ve sürtünme faktörünü deneysel olarak incelemiştir. Çalışmalarını burulma oranı 3, 5 ve 7, delik çapı oranı 0.11 ve 0.33, kesimlerin genişlik ve derinlik oranı 0,3 ile 0,6 arasında ve Reynolds sayısı 5000 ve 15000 değerleri arasında gerçekleştirmişlerdir. Isı transferi ve basınç düşüşü ile ilgili parametrelerin sonuçlarının Nusselt sayısı ve sürtünme faktörünün kıyaslanmasında, burulmuş şerit elemanlar kullanılarak yapılan deneylerin boş boru deneylerinden performans olarak daha iyi olduğunu göstermişlerdir.

Tamna ve ark. (2016), yaptıkları deneysel çalışmada boru içindeki bir çift burulmuş şerit eleman üzerine yerleştirilen 30° açılı V şeklinde parçaların ısı transferine etkilerini araştırmışlardır. Akışkan olarak hava kullandıkları deneyleri sabit yüzey ısı akısında Reynolds sayısı 5300 ile 24000 değerleri arasında gerçekleştirmişlerdir. V şeklindeki parçaların oluşturduğu vortekslerin ısı transferi üzerine etkilerini tıkama oranına, adım oranına ve hücum açısına göre incelemişlerdir. Deneylelerden elde ettikleri sonuçları Nusselt sayısı ve sürtünme katsayısına göre açıklamışlardır. Buna göre ısı performans oranınının 1.09 ile 1.4 aralığında değiştiğini göstermişlerdir.

Vashistha ve ark. (2016), yaptıkları çalışmada girdap ve karşı-girdap yönelimlerinde düzenlenmiş, burulmuş çoklu şerit elemanlar yerleştirilmiş dairesel bir borunun ısı transferi ve akış özelliklerini araştırmayı amaçlamışlardır. Deneysel verileri 2.5, 3 ve 3.5 burulma oranlarına sahip tekli, ikili ve dördürlü burulmuş şerit elemanlar için gerçekleştirmiş ve Reynolds sayısı 4000 ile 14000 değerleri arasında çalışmışlardır. Isı transferindeki en önemli artışı, burulma oranı 2.5 olan burulmuş çoklu şerit elemanların kullanımında elde etmişlerdir. Isı transferindeki ve sürtünmedeki en büyük artış boş boru verilerinin sırasıyla 2.42 ve 6.96 katı olarak bulmuşlardır. Ayrıca Reynolds sayısı ve burulma oranı fonksiyonu olarak Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü arasındaki korelasyonları, farklı burulmuş şerit elemanların konfigürasyonları için geliştirmişlerdir.

Hasanpour ve ark. (2017), yaptıkları çalışmada burulmuş şerit elemanlar yerleştirilmiş bir ısı değiştiricinin ısı-ıhidrolik davranışını optimize etmeyi deneysel testlerle göstermişlerdir. V kesitli ve U kesitli delikler içeren burulmuş şerit elemanlar üzerinde yaptıkları deneylerin burulma oranı 3, 5 ve 7'dir. Ayrıca 5000 ve 15000 Reynolds sayıları arasında çalışmışlardır. Sonuçları, ısı performans faktörü için optimal durumları bulmak amacıyla çok amaçlı genetik algoritma kullanılarak optimize etmişlerdir. Sonuç olarak, V-kesit delikli burulmuş şerit eleman yerleştirilen borunun, maksimum ısı transfer hızına sahipken, minimum basınç düşüşüne sahip olduğunu göstermişlerdir.

Hong ve ark. (2017a), yaptıkları çalışmada spiral yivli bir boruya karşılıklı yerleştirilmiş büyük/küçük kombinasyonlarda çift bindirmeli burulmuş şerit elemanların ısı ve akışkan akış özelliklerini deneysel olarak incelemişlerdir. Araştırmalarında türbülanslı akışı göz önüne alıp Reynolds sayısı 8000-22000 arasında çalışmışlardır. Akışkan olarak hava kullanmışlardır ve bindirmeli burulma oranlarını 1.06, 1.56, 2.44 ve 3.22 olarak incelemişlerdir. Düz boru ve spiral yivli borunun ısı transferini ve akış özelliklerini deneysel olarak karşılaştırmışlardır. Şerit elman yerleştirilmiş deneyde ısı

transfer hızının, boş boru deneylerinden daha yüksek olduğunu fakat basınç düşüşünün de daha yüksek olduğunu göstermişlerdir.

Hong ve ark. (2017b), çalışmalarında boş boruya karşılıklı yerleştirilmiş büyük/küçük kombinasyonlarda çoklu bindirmeli burulmuş şerit elemanların türbülanslı akıştaki ısıl-hidrolik özelliklerini deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışmalarında şerit eleman sayısı 3 ve 5 arasında, bindirmeli burulma oranı 0.74 ve 2.97 arasında olup, Reynolds sayısı 5800 ile 19200 arasında çalışmışlardır. Sabit ısı akısı koşulları altında ısı transferi testleri ve izotermal koşullarda basınç düşüş deneyleri gerçekleştirmişlerdir ve akışkan olarak hava kullanmışlardır. Çoklu burulmuş şerit elemanların, Nusselt sayısını (Nu) ve sürtünme faktörünü (f), toplam ısı performans faktörünü, entropi üretimini ve geçişsiz dağılımını karşılaştırmışlardır. Şerit eleman sayısının artması ve burulma oranının azalması ile Nu ve fnin arttığını göstermişlerdir. Hem şerit eleman sayısının artması hem de bindirmeli burulma oranının azalmasının, ısı transferine bağlı olarak entropi üretiminin azalmasına ve sürtünme direncine bağlı entropi oluşumunun artmasına neden olduğunu göstermişlerdir.

Lim ve ark. (2017), yaptıkları çalışmada eş merkezli ısı eşanjörüne yerleştirilen burulmuş şerit elemanın laminar ters akış için ısı transferindeki artışını deneysel olarak incelemişlerdir. Burulmuş şerit elemanların performans değerlendirmesini, pompalama gücü oranı, akış direnci oranı, ısı performans oranı, Nusselt sayısı oranı, ısı oranı ve etkinlik oranı gibi çeşitli performans faktörlerine göre incelemişlerdir.

Man ve ark. (2017), yaptıkları çalışmada boru içine yerleştirilen saat yönünde ve saat yönünün tersine burulmuş şerit eleman (ACCT şerit) ve tipik burulmuş şerit eleman değişimi ile tek fazlı zorlamalı konvektif akış için çift borulu ısı değiştiricinin ısı transferi ve sürtünme özellikleri üzerine deneysel inceleme gerçekleştirmişlerdir. Farklı uzunluklarda bükülmüş şeritlerin ısı transferi artırımını üzerindeki etkilerini, 3000 ile 9000 arasındaki Reynolds sayısı ile, akışkan olarak su kullanılan bir boru aracılığıyla incelemişlerdir. Çift borulu ısı değiştiricisinde, sıcak suyu boru içerisinde soğutmuşlar ve soğuttukları suyu, iç boru ve dış boru arasında soğutma sıvısı olarak kullanmışlardır. Tam uzunluktaki ($L = 2400$ mm) ACCT şerit elemanların, tipik burulmuş şerit elemanlarından ısı transferi etkisinin daha iyi olduğunu deneysel olarak göstermişlerdir. Ayrıca Nusselt sayısı ve sürtünme faktörleri için ampirik korelasyonlar oluşturmuşlar ve % 8'lik bir sapma ile deneysel verilere uyacak şekilde bulmuşlardır.

Mashoofi ve ark. (2017), çalışmalarında basınç düşüşünü azaltmanın yollarını araştırmış ve ısı değiştiricisine yerleştirilen burulmuş şerit elemanların ısı performans

faktörlerini arttırmışlardır. Bu nedenle çalışmalarda basit burulmuş şerit eleman yerine çeşitli delik çaplarına sahip eksenel delikli burulmuş şerit elemanlar kullanmışlardır. Deney sonucunda, eksenel delikli burulmuş şerit eleman kullanımının basınç düşüşü ve ısı transferinde azalmaya sebep olduğunu göstermişlerdir. Ayrıca, sayısal sonuçları sunmak için bazı korelasyonları formüle etmişlerdir.

Saysroy ve Eiamsa-Ard (2017), yaptıkları çalışmada çok kanallı burulmuş şerit elemanlı boruların ısı ve akışkan davranışlarının sayısal analizini, sabit yüzey sıcaklığı koşulu altında araştırmışlardır. Çok kanallı burulmuş şeritleri, borularda periyodik olarak düzenlemişlerdir. Şeritlerin burulma oranı 2.0 ila 4.0 arasında, Reynolds sayısı 800-15000 arasında çalışmışlardır. Akışkan olarak su kullanmışlardır. Laminer akış için laminer modele sahip sonlu hacim yöntemi uygulanmışken, türbülanslı bir akış için RNG k- ϵ türbülans modeli uygulanmıştır. Sayısal sonuçlar, çok kanallı burulmuş şerit elemanların, akışkan karışımını geliştirmeye yardımcı olan ve borulardaki ısı transfer oranının, düz borudakilerle karşılaştırıldığında şerit elemanlarla güçlendiren çok-dönüştümlü akışları indüklediğini göstermişlerdir. $Re=2000$, çok kanallı burulmuş şerit eleman sayısı $N=2$ ve burulma oranı 2.5 olduğunda laminer akış için maksimum ısı performans faktörünün 7.28 olduğunu, $Re=5000$, çok kanallı burulmuş şerit eleman sayısı $N=2$ ve burulma oranı 3.0 olduğunda türbülanslı akış için maksimum ısı performans faktörünün 1.04 olduğunu göstermişlerdir.

Suri ve ark. (2017), yaptıkları çalışmada üzerinde çok sayıda kare delik açılan burulmuş şerit elemanın, ısı değiştirici boru içerisindeki nusselt sayısı ve sürtünme faktörü üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Kare delikli şerit elemanın Nusselt ve sürtünme faktörüne etkilerinin değişimini Reynolds sayısı 5000 ile 27000 arasında göstermişlerdir. Deneysel çalışmadaki Nusselt sayısı ve sürtünme faktöründeki maksimum artış düz borunun sırasıyla 6.96 ve 8.34 katı olarak gözlemlemişlerdir.

Saysroy ve ark. (2018), yaptıkları çalışmada boru içerisine yerleştirilen alternatif eksenli (ARC-TTs) dikdörtgen kesitli burulmuş şerit elemanların, uzunluk kesim oranlarının ($LR = L / w = 2.0, 2.4$ ve 2.8) ve genişlik kesim oranlarının ($WR = W / w = 0.7, 0.8$ ve 0.9) Reynolds sayısı 5000 ila 15000 arasında ısı transfer hızı, sürtünme faktörü ve ısı performans oranı üzerine etkilerini incelemişlerdir. Sonuç olarak, en iyi ısı performans oranını ARC-TT, $WR=0.9, LR=2.8$ özelliklerinde Reynolds sayısı 5000 değerinde 1.5 olarak hesaplamışlardır.

Hoshi ve ark. (2018), yaptıkları çalışmada boru içerisine yerleştirilen kare kesitli nozul ile birleştirilmiş helisel sarılmış şerit elemanın akış özelliklerine etkisini sabit ısı

akısında ve Reynolds sayısı 7000 ila 14500 arasında deneysel olarak incelemişlerdir. Kare nozülleri üç farklı adım oranında ($PR = 5.8, 7.7$ ve 11.6) helisel sarılmış şerit elemanlara yerleştirmişlerdir. Adım oranı $PR=5.8$ olan kare nozüllü helisel şerit elemanın kare nozül yerleştirilmeyen helisel şerit elemana göre Nusselt sayısı ve sürtünme faktöründe sırasıyla $\%33.8$ ve $\%21.4$ oranlarında daha yüksek değerler aldığını göstermişlerdir. Sonuç olarak, en yüksek ısı performans oranını adım oranı $PR=5.8$ için 1.351 olarak hesaplamışlardır.

Nakhchi ve Esfahani (2019), çalışmalarında boru içerisine yerleştirilen ikili V kesimli burulmuş şerit elemanların sade burulmuş şerit elemanlara göre etkilerini farklı kesim oranlarında ($b / c = 0.6, 1, 1.4, 1.8$) ve Reynolds sayısı 5000 ila 15000 arasında incelemişlerdir. Sonuç olarak en iyi ısı performans oranını $b / c = 1.8$ ve $y / w = 3$ değerlerindeki ikili V kesimli burulmuş şerit elemanda Reynolds sayısı 5000 değerinde 1.83 olarak hesaplamışlardır.

Feizabadi ve ark. (2019), yaptıkları deneysel çalışmada, U boru içerisine yerleştirdikleri burulmuş şerit elemanların hidrotermal özellikleri deneysel olarak incelemişlerdir. Kullandıkları şerit elemanların burulma oranı 2 ve 6 olarak tasarlanmış ve türbülanslı akış rejiminde Reynolds sayısı 3843 ila 11436 değerleri arasında deneylerini gerçekteştirmişlerdir. Elde ettikleri sonuçlara göre, sürtünme faktörü ve burulma oranının azalmasıyla Nusselt sayısında artan bir eğilim olduğunu göstermişlerdir. U boru içerisine yerleştirilen burulmuş şerit elemanların boş boruya göre karşılaştırılması yapıldığında, Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü için en yüksek artışların sırasıyla $\% 122.4$ ve $\% 78.4$ oranında olduğunu hesaplamışlardır.

Zhang ve ark. (2019a), yaptıkları çalışmada ısı eşanjör borusuna yerleştirdikleri, kendiliğinden dönebilen burulmuş şerit elemanları (SRTT) sabit burulmuş şerit elemanlar (STT) ile karşılaştırarak ısı transferi ve sürtünme faktörü üzerine etkilerini farklı burulma oranlarında ($Y = 2.2, 3, 4$ ve 6) Reynolds sayısı 12000 ila 45000 arasında incelemişlerdir. Sonuç olarak en iyi ısı performans oranını $Re=12000$ için $Y=2.2$ değerinde 1.03 olarak hesaplamışlardır

Zhang ve ark. (2019b), yaptıkları çalışmada, çift borulu ısı eşanjöründe kendiliğinden dönebilen burulmuş şerit elemanların altı farklı delme oranında ($\% 0, \% 1.16, \% 3.63, \% 6.46, \% 10.1$ ve $\% 14.49$) ısı transferi ve sürtünme katsayısına etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. Delikli kendiliğinden dönebilen burulmuş şerit elemanların, delikli sabit burulmuş şerit elemanlara göre daha yüksek ısı performans sağladığını göstermişlerdir. Ayrıca, delme oranlarındaki artışın da Nusselt sayısını ve

basınç düşüşünü arttırdığını gözlemlemişlerdir. Burulmuş şerit elemanlar, sabit durumdan dönmeye geçtiğinde, ısı performans faktörünün, % 0'lık delme oranı için diğer delme oranlarına göre sırasıyla 0.862'den 0.924, 0.987'den 1.025'e, 1.04'den 1.078'e, 1.084'den 1.101'e ve 1.042'den 1.055'e yükseldiğini gözlemlemişlerdir.



3. MATERYAL VE YÖNTEM

3.1. Boru İçi Akışlarda Zorlanmış Taşınım

Boru ve kanal terimleri, akış kesitleri için çoğu zaman birbirinin yerine kullanılır. Genellikle dairesel kesitleri, akışkan sıvı olduğu zaman boru ve dairesel olmayan kesitleri, akışkan gaz olduğu zaman kanal olarak adlandırılır. Küçük çaplı borulara ise genel olarak tüp denir (Holman, 2014).

Boru veya kanallar da sıvı veya gaz akışı, çoğunlukla ısıtma veya soğutma uygulamalarında kullanılır. Bu tür uygulamalarda istenen ısı transferini gerçekleştirmeye yetecek kadar uzun bir akış bölgesinde bir fan veya pompa vasıtasıyla akış sağlanır. Genellikle doğrudan basınç düşüşü ve ısı transfer hızıyla ilgili oldukları için, sürtünme faktörü ve taşınım katsayısının belirlenmesi istenir. Bu katsayılar daha sonra gerekli pompa, fan gücü ve boru uzunluğunun belirlenmesinde kullanılır.

Teorik sonuçlar sadece dairesel borularda tam gelişmiş laminer akış gibi birkaç basit durum için elde edilmektedir. Bu sebeple çoğu akışkan problemi için kapalı analitik çözümlerden çok, deneysel sonuçlara ve deneysel bağlantılara güvenilmektedir.

Çizelge 3.1. Borularda tam gelişmiş türbülanslı akışta Nusselt sayısı ve sürtünme katsayısı için eşitlikler (Holman, 2014).

	Denklem	Uygulama Şartları	Denklem No
Kays-Crawford	$Nu_D = 0.023 Re_D^{0.8} Pr^{0.5}$	$0.5 < Pr \leq 1$ $10^4 < Re_D < 5 \times 10^6$	(3.1)
Colburn	$Nu_D = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^{1/3}$	$0.5 \leq Pr \leq 3$ $10^4 < Re_D < 5 \times 10^6$	(3.2)
Gnielinski	$Nu_D = \frac{(f/8)(Re_D - 1000)Pr}{1 + 12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)}$	$0.5 \leq Pr \leq 2000$ $3000 < Re_D < 5 \times 10^6$	(3.3)
Webb	$Nu_D = \frac{(f/8)Re_D Pr}{1.07 + 9(f/8)^{1/2}(Pr - 1)Pr^{-1/4}}$	$0.5 < Pr \leq 100$ $10^4 \leq Re_D \leq 5 \times 10^6$	(3.4)
Prandtl	$Nu_D = \frac{(f/8)Re_D Pr}{1.07 + 8.7(f/8)^{1/2}(Pr - 1)}$	$Pr > 0.5$	(3.5)

Nusselt	$Nu_D = 0.023 Re_D^{0.786} Pr^{0.45}$	$Pr < 1$ $10^3 \leq Re_D \leq 10^6$	(3.6)
Dittus-Boelter	$Nu_D = 0.023 Re_D^{0.8} Pr^n$	$0.7 \leq Pr \leq 160$ $Re_D \geq 10000$ $n=0.4$ ısıtma, $n=0.3$ soğutma	(3.7)
Petukhov-Krillov	$Nu_D = \frac{(f/8) Re_D Pr}{1.07 + 12.7 (f/8)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)}$ $f = (0.7904 \ln Re_D - 1.64)^{-2}$	$0.5 < Pr \leq 2000$ $3000 \leq Re_D \leq 5 \times 10^6$	(3.8)
Moody	$f = 0.316 \times Re^{-0.2515}$	$Re_D < 2 \times 10^4$	(3.9)

Bir borudaki akışkanın hızı, kaymama şartı sebebiyle yüzeyden boru eksenine sıfırdan maksimuma kadar değişir. Sıkıştırılmaz akışta boru kesit alanı sabit ise değişmeyen bir ortalama hız ele alınır. Özgül kütle, sıcaklığa bağlı olarak değiştiği için, ısıtma ve soğutma uygulamalarında ortalama hız da değişebilir. Fakat ortalamada akışkan özellikleri ortalama bir sıcaklıkta hesaplanır ve sabitmiş gibi işlem yapılır.

3.1.1. Ortalama sıcaklık ve hız

Boru içinde akışkanın akış halinde dış yüzeyden ısıtılması durumunda, herhangi bir kesitteki sıcaklığı cidardan boru eksenine kadar minimuma, soğutulması durumunda ise maksimuma kadar değişir. Bu nedenle boru içi akışta ortalama bir sıcaklık ile çalışmak gerekmektedir. Bu sıcaklık, özgül ısı ve kütle debisi ile çarpıldığında boruda taşınan ısıl enerjiyi verir ve yığık sıcaklık olarak adlandırılır. Aynı zamanda akışkan özellikleri, giriş ve çıkıştaki yığık sıcaklıkların aritmetik ortalaması olan yığık sıcaklığa göre belirlenir. Buna göre;

$$\bar{T}_b = \frac{T_{b_1} + T_{b_2}}{2} \quad (3.10)$$

hesaplanır.

Bir borudaki akış, Reynolds sayısına göre laminar veya türbülanslıdır. Buna göre bir borudaki akışta $Re < 2300$ için laminar, $Re > 10000$ için türbülanslı ve $2300 < Re < 10000$ ise geçiş akışıdır (Çengel ve Cimbala, 2015). Reynolds sayısı,

$$Re = \frac{U_m D_i}{\nu} \quad (3.11)$$

ifadesinden hesaplanır.

3.1.2. Giriş bölgesi ve ısı gelişim bölgesi

Kaymama şartı sebebiyle boru yüzeyine temas eden akışkan parçacıkları tamamen durur. Yine sürtünme sonucu bu tabaka, bitişik tabakalardaki akışkan parçacıklarının gitgide yavaşlamalarına sebep olur. Bu hız azalmasını karşılamak ve boru içinde kütle debisini sabit tutmak için, borunun orta kısmında akışkan hızı artmak zorundadır.

İçerisinde akışkan viskozitesinin neden olduğu viskoz kayma kuvvetlerinin etkilerinin duyulduğu akış bölgesi, hız sınır tabakası olarak adlandırılır.

Sınır tabakanın kalınlığı, akış doğrultusunda sınır tabaka boru eksenine ulaşıncaya kadar artar ve daha sonra boruyu tamamen doldurur. Borunun girişinden itibaren, sınır tabakanın boru eksen çizgisiyle birleştiği noktaya kadar olan bölgeye hidrodinamik giriş bölgesi ve bu bölgenin uzunluğuna hidrodinamik giriş uzunluğu denir. Hız profiline geliştiği bölge olduğu için giriş bölgesindeki akış, hidrodinamik gelişen akıştır. Giriş bölgesinin ilerisinde hız profiline tam olarak geliştiği ve değişmeden kaldığı bölge, hidrodinamik tam gelişmiş bölge olarak adlandırılır. Hız profili, laminar akıştaki tam gelişmiş akış bölgesinde parabolik, türbülanslı akışta ise girdap hareketi ve radyal yönde daha kuvvetli karışma sebebi ile bir miktar daha basık veya doludur.

Yüzeyi farklı bir sıcaklıkta tutulan dairesel bir boruya üniform sıcaklıkta giren bir akışkan dikkate alınırsa yüzeyle temas halinde olan tabakadaki akışkan parçacıklarının yüzey sıcaklığında oldukları kabul edilir. Bu, boruda taşınım ısı transferini ve boru boyunca ve ısı sınır tabaka gelişimini başlatır. Sınır tabaka boru eksenine ulaşıncaya kadar, akış doğrultusunda sınır tabaka kalınlığı da büyür.

Üzerinde ısı sınır tabakanın geliştiği ve boru eksenine ulaştığı akış bölgesi ısı giriş bölgesi olarak adlandırılır ve bu bölgenin uzunluğu ısı giriş uzunluğu olarak

borular, genellikle her iki giriş bölgesinin uzunluğunun birkaç katıdır ve dolayısıyla borular içindeki akış, çoğunlukla borunun bütün uzunluğu için tam gelişmiş olarak kabul edilir. Bu yaklaşım uzun borulardaki ısı transfer hızı için uygun ve kısa olanlardaki için mantıklı sonuçlar verir (Çengel ve Cimbala, 2015).

Türbülanslı akışta hidrodinamik tam gelişmiş bölgenin uzunluğu eşitlik 3.12'den belirlenir (Çengel ve Cimbala, 2015):

$$10 \leq \left(\frac{X_{f,d,h}}{D} \right) \leq 60 \quad (3.12)$$

Türbülanslı akışta ısı giriş uzunluğu eşitlik 3.13'den belirlenir:

$$\left(\frac{X_{f,d,t}}{D} \right) = 10 \quad (3.13)$$

3.1.3. Isıtıcı gücü

Isı transferinde itici güç sıcaklık farkıdır. Sıcaklık farkından dolayı ısı, sıcaklığın fazla olduğu noktadan az olan noktaya doğru hareket eder. Bu tek yönlü ısı geçişi sistem dengeye girinceye kadar veya bu fark sabit tutularak sürekli olarak devam eder. Bu temel farkın oluşmasını sağlayacak çeşitli güç kaynakları kullanılabilir. Boru içi akışlarda bu fark, boru cidarından elektrikli ısıtıcı ile sağlandığı durumda ısıtıcı toplam gücü;

$$P = VI \quad (3.14)$$

hesaplanır.

3.1.4. Basınç farkı ve sürtünme faktörü

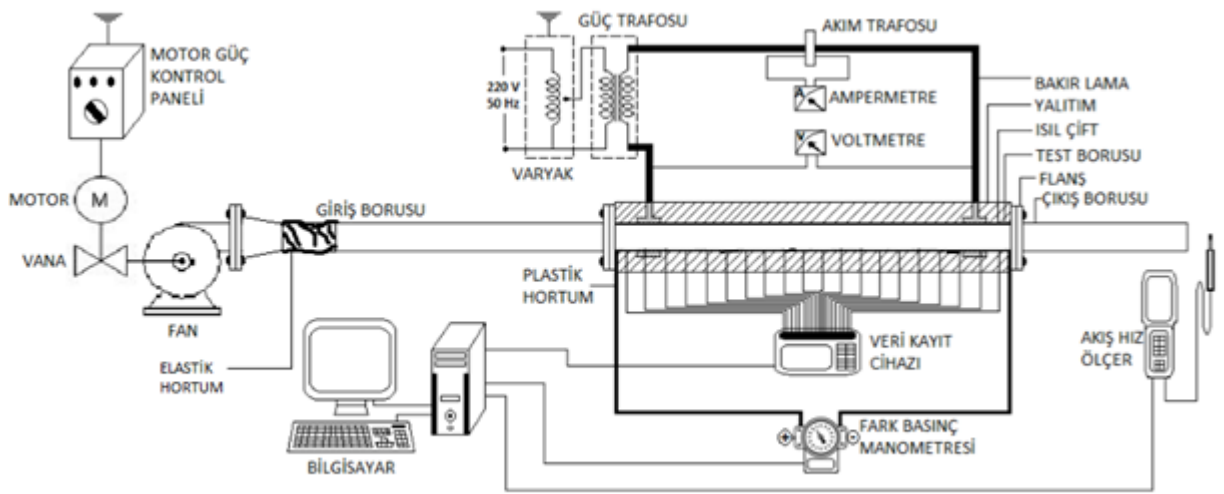
Boru veya kanal basınç kayıplarının belirlenmesi, pompa veya fan gücünü bulmayı sağlar ve sürtünme faktörünün bulunması önemlidir. Sürtünme faktörü eşitlik 3.15 kullanılarak bulunur (White, 2004);

$$f = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2} \rho (U_m)^2 \frac{L}{D}} \quad (3.15)$$

hesaplanır.

3.2. Deney Düzeneği

Bu çalışmada boru içine yerleştirilen farklı ebatlardaki burulmuş dalgalı şerit elemanların ısı transferine etkisini tespit etmek için kurulan ve kullanılan deney düzeneği Konya Teknik Üniversitesi Mühendislik ve Doğa Bilimleri Fakültesi Makine Mühendisliği Termodinamik Laboratuvarında bulunmaktadır. Deney düzeneği iç çapı (Di) 38,4 mm, et kalınlığı 1,9 mm ve malzemesi Krom-Nikel alaşım AISI 304 dikişsiz boru olan giriş, test ve çıkış borusundan oluşmaktadır. Deney düzeneği şematik olarak Şekil 3.3' de verilmiştir.



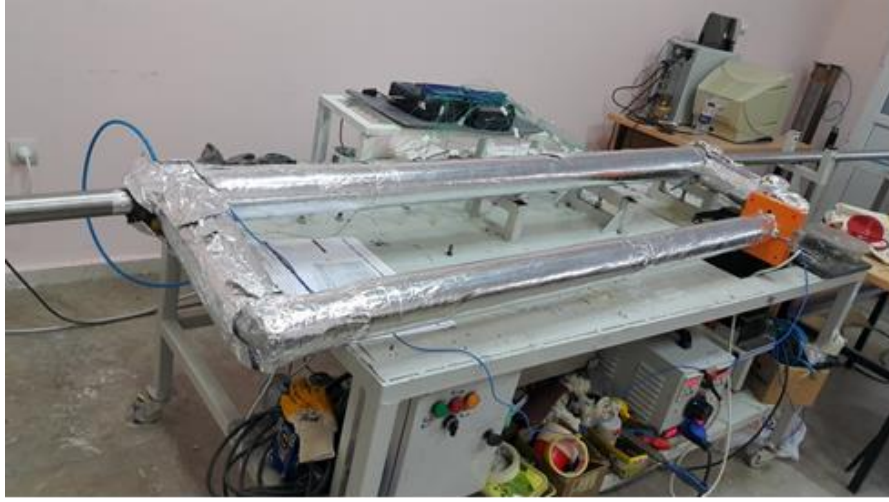
Şeki 3.3. Deney düzeneği

Giriş bölümü fan, klape, giriş borusu, giriş borusu ve fan arasında çapları denkleştirmek için redüksiyon ve bağlantı elemanlarından oluşmaktadır. Giriş borusu uzunluğu hidrodinamik olarak gelişmiş akış elde etmek için 40 çap olarak alınmıştır (Krall ve Sparrow, 1966). Fanın debisi Motor Güç Kontrol Panelinden ayarlanabilmekte ve düşük (1400 dev/dak) ve yüksek (2800 dev/dak) olmak üzere iki devri bulunmaktadır. Fan girişindeki klape vasıtasıyla hava giriş miktarı ayarlanabilmekte ve böylece farklı Reynolds sayılarında çalışma imkanı sağlanmaktadır. Fanda oluşan titreşimlerin deney borularına aktarılmasını önlemek için redüksiyon ile giriş borusu arasına elastik bir hortum yerleştirilmiştir. Ayrıca deney düzeneğinde borularda oluşabilecek test havası kaybını önlemek için de bağlantı elemanların arasına sızdırmazlık elemanı olarak conta yerleştirilmiştir. Giriş bölümüne ait resim Şekil 3.4'te verilmiştir.



Şekil 3.4. Deney düzeneği giriş bölümü

Test bölümü; ısıtma, boru ve ölçme sistemlerinden oluşmaktadır. Isıtma sistemi şehir şebekesinden beslenen ayarlanabilir bir varyak (ayarlı transformatör), test borusu ve test borusuna iki ucundan bağlantı yapabilmek için bakır lamalardan kombine edilmiştir. Varyak 2000 W kapasiteli olup 0-1000 A ve 0-2 V aralıklarında çalışabilmekte ve üzerinde voltmetre ve ampermetre bulunmaktadır. Bakır lamalar test borusunun iki ucuna dairesel bir şekilde sarılarak uygun yerlerinden cıvata ile sabitlenmiştir. Cıvata bağlantı yerlerine varyaktan verilen elektrik gücünün değerini ölçmek için kablo bağlantıları yapılmıştır. Ayrıca bakır lamalarda oluşabilecek ısı kaybını önlemek için 3 cm kalınlığında taş yünü ile izole edilmiştir. Böylece test borusu, elektrik enerjisi ile direkt ısıtılabilen ve deneyler sabit ısı akısında yapılabilmektedir. Test borusunun doğrudan ısıtılması için elektrik enerjisi test borusuna verilmektedir. Düşük voltaj yüksek amperli akım, en az direnç göstermesi için uygun kalınlıkta seçilen bakır lamalar ile test borusuna iletilmektedir.



Şekil 3.5. Deney düzeneği test bölümü

Test borusu bağlantı flanşları, şerit elemanları yerleştirebilmek için cıvata- somun takımları ve basınç ölçüm hortumlarından oluşmaktadır. Test borusu ısıl olarak gelişmiş akışı elde etmek için 45 çap (45*Di) uzunluğunda alınmıştır. Test borusu boyunca meydana gelen basınç kaybı ölçmek için delikler açılmıştır. Bu deliklere basınç prizleri yerleştirilerek dijital fark basınç manometresine bağlantısı yapılmıştır. Test borusuna şerit elemanları, borunun giriş ve çıkışında yan cidarlarından takılan cıvata ve somun takımları ile cidardan bağımsız ve tam eksene göre yerleştirilmiştir. Ayrıca giriş ve çıkış sıcaklıklarını ölçmek için kullanılan termokupllar borunun her iki ucunda açılan 2 mm lik deliklerden boru içine yerleştirilmiştir. Flanşların boruya bağlantısı boru dışından elektrik ark kaynağı ile yapılmış olup sızdırmazlık sağlamak için ayrıca kaynak yerlerine dıştan silikon çekilmiş ve iç çap düzgünlüğünü sağlamak için zımparalama işlemi gerçekleştirilmiştir. Test borusu yine ısı kaybının minimum olması için 3 cm kalınlığında taş yünü ile izole edilmiştir. Test bölümüne ait resim Şekil 3.5' te verilmiştir.



Şekil 3.6. Dijital Fark Basınç Manometresi

Ölçme sistemi 45 adet K tipi termokupl, veri toplayıcı (HIOKI LR 8402-20 marka ve modelinde) (Şekil 3.7), veri kaydı için taşınabilir bellek ve basınç farkı ölçme aletinden (KIMO MP100 marka ve modeli) (Şekil 3.6) oluşmaktadır.

Test borusu yüzey sıcaklıklarını belirlemek için aksel yönde 21 istasyon belirlenmiştir. Her istasyonda radyal yönde 90° aralıklı olmak üzere boru yüzeyine alüminyum bantlar ile 42 tane termokupl yerleştirilmiştir. Burada her istasyona 2 adet termokupl yerleştirmesinin amacı o kesitteki ortalama yüzey sıcaklığını belirlemek içindir. Ayrıca girişte meydana gelen akış ayrılması etkisini daha hassas olarak belirlemek için giriş kısmında istasyon aralıkları daha sıktır. Termokuplların yerleştirilme mesafeleri aşağıda Çizelge 3.1’ de gösterilmiştir. Havanın giriş, çıkış sıcaklıklarını ve yalıtım dış yüzeyi sıcaklığını ölçmek için bu noktalara yine alüminyum bantlarla termokupl yapıştırılmıştır. Test borusuna yerleştirilen toplam 45 adet termokupldan alınan değerlerin okunması için şekil 3.7 de gösterilen veri toplayıcısına bağlantıları yapılmıştır. Böylece her termokupldan gelen sıcaklık değeri 5 saniye aralıklarda kaydedilmiştir.



Şekil 3.7. Veri Toplayıcı ve Termokupllar

Çizelge 3.2. Termokuplların test borusu üzerindeki konumları

Termokupl çiftleri	Test borusu girişinden mesafe (x) m	Test borusu girişinden mesafenin boru iç çapına oranı (x/D)
T1	0,0500	1,3021
T2	0,0800	2,0833
T3	0,1100	2,8646
T4	0,1400	3,6458
T5	0,1700	4,4271
T6	0,2000	5,2083
T7	0,2500	6,5104
T8	0,3000	7,8125
T9	0,3500	9,1146
T10	0,4300	11,1979
T11	0,5100	13,2813
T12	0,5900	15,3646
T13	0,7010	18,2552
T14	0,8120	21,1458
T15	0,9230	24,0365
T16	1,0340	26,9271
T17	1,1450	29,8177
T18	1,2560	32,7083
T19	1,3670	35,5990
T20	1,4780	38,4896
T21	1,5850	41,2760

Çıkış bölümü de 26 çap uzunluğunda ve test borusuna bağlanabilen flanşlı borudan oluşmaktadır. Borudaki akış hızı, çıkış borusunun girişinden 10 çap uzaklıkta, 5 mm çapında yatayda bulunan delikten boru merkezine sıcak tel anemometresi yerleştirilerek belirlenmektedir. Böylelikle maksimum hız ölçülerek ortalama hıza geçiş

yapılmıştır. Hız ölçümü için Şekil 3.9 da gösterilen dijital hızölçer (TESTO 435 marka ve modelinde) kullanılmıştır. Çıkış bölümüne ait resim Şekil 3.8’ de verilmiştir.

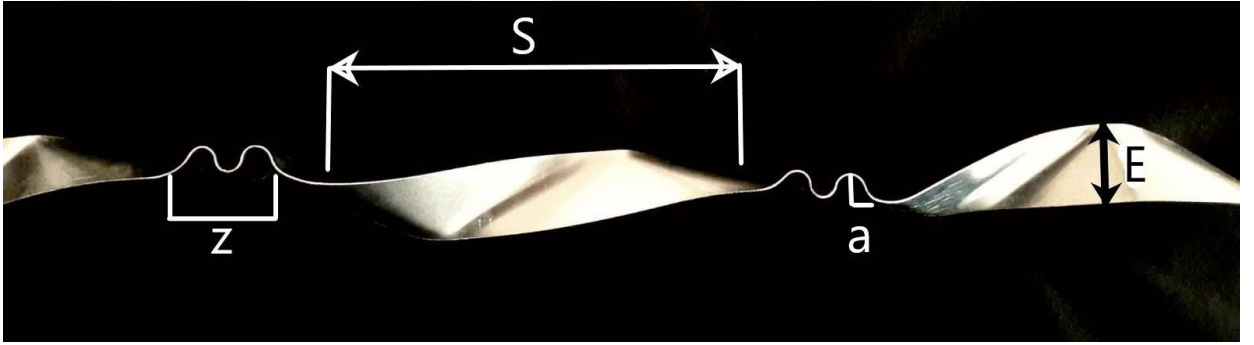


Şekil 3.8. Deney Tesisatı Çıkış Bölümü

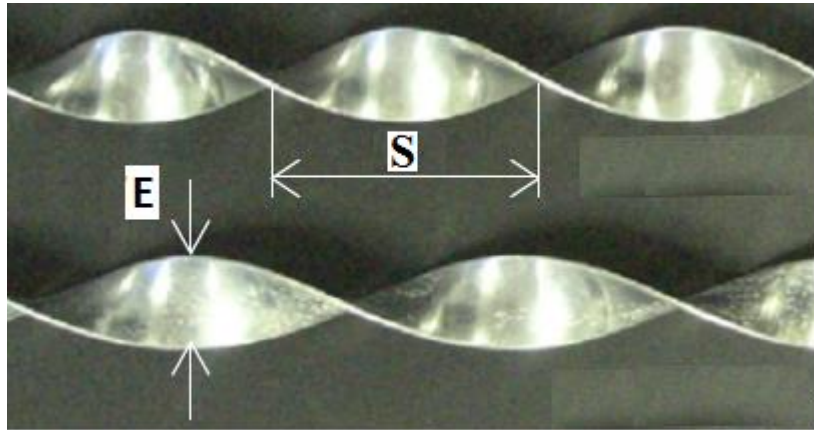


Şekil 3.9. Akış Hız Ölçer

Deneylerde kullanılan burulmuş şerit elemanlar 0,6 mm' lik alüminyum 1050 sacdan imal edilmiştir. Şerit elemanları 2 farklı genişlik ($E=3D/4$ ve $D/2$), 2 farklı burulma oranı ($S=4D$, $6D$), 2 farklı genlikte ($a=D/4$, $a=D/8$) ve her iki burma arasına 3 farklı dalga sayısında ($z= 1, 2$ ve 3) olmak üzere toplam 24 adet olarak özel imal edilmiştir. Ayrıca burulmuş dalgalı şerit elemanların burulmuş şerit elemanlara göre etkisini görmek için aynı genişlik ve burulma oranlarında 4 adet daha burulmuş şerit eleman imal edilmiştir. Burada en iyi ısı transferi oranı için burulma oranları ve genlik ile en değerleri sırasıyla Hasanpour ve ark. (2017) ve Gürdal (2017) de yapmış olduğu çalışmalar dikkate alınmıştır. Burulmuş dalgalı şerit elemanların geometrisi Şekil 3.10 da, burulmuş şerit elemanların geometrisi şekil 3.11 de, test borusuna yerleştirilmesi şekil 3.12 de ve geometrik boyutlara ait bilgiler Çizelge 3.3 'de verilmiştir.



Şekil 3.10. Dalgalı burulmuş şerit eleman geometrisi



Şekil 3.11. Burulmuş şerit eleman geometrisi

Çizelge 3.3. Burulmuş dalgalı şerit elemanların boyutlarına ait bilgiler

Şerit Elemanın Genişliği (E)	Şerit Elemanın Boyu (L) (mm)	Burulma Oranı (S)	Dalgalarındaki Genlik (a)	Burulma Arası Dalga Sayısı (z)	Şerit Elemanın Adı	Şerit Eleman Grubu
D/2	1680	4D	D/4	1	B1	A1
				2	B2	
				3	B3	
			D/8	1	B4	A2
				2	B5	
				3	B6	
		6D	D/4	1	B7	A3
				2	B8	
				3	B9	
			D/8	1	B10	A4
				2	B11	
				3	B12	
3D/4	1680	4D	D/4	1	B13	A5
				2	B14	
				3	B15	
			D/8	1	B16	A6
				2	B17	
				3	B18	
		6D	D/4	1	B19	A7
				2	B20	
				3	B21	
			D/8	1	B22	A8
				2	B23	
				3	B24	



Şekil 3.12. Test borusuna dalgalı burulmuş şerit elemanın yerleştirilmesi

3.3. Deneilerin Yapılışı

Deneiler türbölanslı akışta farklı Reynolds sayılarında boş boru ve 24 adet burulmuş dalgalı şerit elemanı için sabit ısı akısı sınır şartında gerçekleştirilmiştir. Deneilerde öncelikle çalışmak istenen Reynolds sayısı için kuru havanın oda sıcaklığındaki değerleri (Ek-4) esas alınarak havanın test borusundaki hızı hesaplanmıştır. Bu hızı elde etmek için fan girişindeki ayarlanabilir klape vasıtasıyla debi değiştirilerek çıkış borusu üzerindeki delikten akış hızı ölçülerek, ulaşmak istenen Reynolds sayısına en yakın değerde çalışma yapılmıştır. Deneiler burulmuş şerit elemanlı borular için 4892-21480 Reynolds sayıları arasında, boş boru için de 4547-39751 aralığında gerçekleştirilmiştir.

Test borusuna ayarlanabilir varyak yardımıyla sabit voltaj ve akımda elektrik gücü verilerek sabit ısı akısı oluşturulmuştur. Isıl gelişimin sağlanması için yaklaşık olarak 2 ila 3 saat arasında beklenmiştir. Isıl gelişim sağlandıktan sonra veri toplayıcı vasıtasıyla sıcaklık değerleri alınmıştır. Ayrıca test borusunun iki ucundaki ölçüm hortumlarına bağlanan dijital fark basınç manometresi ile basınç farkı ölçülmüştür.

3.4. Hesaplamalar

Deneylerde elde edilen sıcaklıklar, basınç farkı ve akış hızı kaydedilerek veri tablosu oluşturulmuştur. Oluşturulan tabloya göre Reynolds sayısı,

$$Re = \frac{U_m D_i}{\nu} \quad (3.16)$$

hesaplanmıştır. Burada kinematik viskozite Ek-4'te verilen havanın özellikleri tablosundan belirlenmiştir. Ortalama hız, U_m , çıkış borusu ekseninde ölçülen maksimum hızın, Prandtl'ın borulardaki tam gelişmiş türbülanslı akışlar için verdiği yedinci dereceden kök kanunu olan eşitlik 3.17'de yerine konulmasıyla hesaplanmıştır (Atılğan ve Gölcü, 1996).

$$\frac{U_m}{U_{max}} = 0,82 \quad (3.17)$$

Yalıtım dış yüzey sıcaklığı, boru içindeki havanın sıcaklığı ve ortamın sıcaklığı ölçülerek bu konumların sırasıyla ortalama sıcaklıkları eşitlik 3.18, 3.19 ve 3.20'den hesaplanmıştır.

$$\bar{T}' = \frac{T'_1 + T'_2}{2} \quad (3.18)$$

$$\bar{T}_\infty = \frac{T_{\infty_1} + T_{\infty_2}}{2} \quad (3.19)$$

$$\bar{T}_b = \frac{T_{b_1} + T_{b_2}}{2} \quad (3.20)$$

Boru içerisindeki havanın ortalama sıcaklığına göre kuru havanın fiziksel özellikleri gerekli tablodan okunmuştur. Okunan değerler eşitlikler de yerine konulmuştur.

Test borusunu ısıtmak için sarf edilen toplam güç (P_t), akım (I) ve gerilim (V) değerleri kullanılarak eşitlik 3.21'den hesaplanmıştır.

$$P_t = V I \quad (3.21)$$

Sistemden kaybolan ısı miktarı eşitlik 3.22,

$$Q' = 1,24 \pi D' L (\overline{T'} - T_\infty)^{4/3} \quad (3.22)$$

ile belirlenmiştir (Darıcı, 1998).

Buna göre net ısıtıcı gücü ise toplam ısıtıcı gücünden kaybolan ısı miktarının çıkarılmasıyla

$$P = P_t - Q' \quad (3.23)$$

hesaplanır.

Test borusu yüzeyindeki ısı akısı, q_w ,

$$q_w = \frac{P}{\pi D_i L} \quad (3.24)$$

İç ısı üretim miktarı, \dot{q} ,

$$\dot{q} = \frac{P}{2 \pi L (r_{w0}^2 - r_{wi}^2)} \quad (3.25)$$

Hacimsel debi, U_m ,

$$U_m = \frac{\dot{V}}{A_i} \quad (3.26)$$

eşitliklerinden hesaplanır.

Sürekli rejimde ısı iletimi aşağıdaki eşitliklerden,

$$\frac{\partial^2 T_w}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_w}{\partial r} + \frac{\dot{q}}{k_w} = 0 \quad (3.27)$$

$$\frac{d}{dr} \left(r \frac{dT_w}{dr} \right) + \frac{\dot{q}}{k_w} r = 0 \quad (3.28)$$

$$T_w(r) = c_1 \ln r + c_2 - \frac{\dot{q} r^2}{4k_w} \quad (3.29)$$

belirlenir.

Dışı yalıtılmış borunun içerisinde geçen akışkana göre sınır şartları aşağıdaki gibidir.

$$r = r_i \quad k_w \frac{dT_w}{dr} = h(T_w - T_f) \quad (3.30)$$

$$r = r_0 \quad \frac{dT_w}{dr} = 0 \quad (3.31)$$

$$c_1 = \frac{\dot{q}r_{w0}^2}{2k_w} \quad (3.32)$$

$$c_2 = \frac{\dot{q}r_{w0}^2}{2r_{wi}h} - \frac{\dot{q}r_{wi}}{2h} - \frac{\dot{q}r_{w0}^2}{2k_w} - \ln r_{wi} + \frac{\dot{q}r_{wi}^2}{4k_w} + T_f \quad (3.33)$$

Bu eşitliklere göre iç ve dış yüzey sıcaklık farkı eşitlik 3.34,

$$T_{w0} - T_{wi} = \frac{\dot{q}r_{w0}^2}{2k_w} \left(\ln \frac{r_{w0}}{r_{wi}} \right) + \frac{\dot{q}}{4k_w} (r_{wi}^2 - r_{w0}^2) \quad (3.34)$$

bulunur. İç yüzey sıcaklığı eşitlik 3.35 'dan hesaplanır.

$$T_{wi} = T_{w0} - \frac{\dot{q}r_{w0}^2}{2k_w} \left[\ln \left(\frac{r_{w0}}{r_{wi}} \right) - \frac{1}{2} \left(1 - \frac{r_{wi}^2}{r_{w0}^2} \right) \right] \quad (3.35)$$

Burada K faktörü,

$$K = \frac{(r_{w0})^2}{2k_w} \left[\ln \frac{r_{w0}}{r_{wi}} - \frac{1}{2} \left(1 - \frac{(r_{wi})^2}{(r_{w0})^2} \right) \right] \quad (3.36)$$

alınırsa, iç yüzey sıcaklığı,

$$T_{wi_x} = T_{wo_x} - K\dot{q} \quad (3.37)$$

haline gelir.

Test borusu içindeki havanın yığık sıcaklığı doğrusal olarak artar. Bu nedenle her x noktasındaki yığık sıcaklık eşitlik 3.38'dan tespit edilmektedir.

$$T_{b_x} = T_{b_i} + \frac{P(x/L)}{\rho C_p \dot{V}} \quad (3.38)$$

x noktasındaki taşınım katsayısı, h_x ,

$$h_x = \frac{q_w}{T_{w_{i_x}} - T_{b_x}} \quad (3.39)$$

x noktasındaki Nusselt sayısı, Nu_x ,

$$Nu_x = \frac{h_x D_i}{k} \quad (3.40)$$

hesaplanır.

Boru dış yüzey sıcaklığı $T_{w_{o_x}}$ ile ifade edilmektedir. $T_{w_{o_x}}$ ölçüm noktasındaki termokupl çiftinden ölçülen sıcaklıkların ortalaması alınarak eşitlik 3.41'den

$$T_{w_{o_x}} = \frac{T_{w_{o_xA}} + T_{w_{o_xB}}}{2} \quad (3.41)$$

bulunmuştur.

Sürtünme katsayısı, test borusunun iki ucundaki basınç ölçüm hortumları vasıtasıyla ölçülen basınç farkı (ΔP) ve hava debisi yardımıyla eşitlik 3.42 ile hesaplanmıştır.

$$f = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2} \rho U_m^2 \frac{L_p}{D}} \quad (3.42)$$

Burada U_m havanın ortalama hızını, L_p basınç ölçüm hortumlarının test borusunun iki ucundaki giriş delikleri arasındaki mesafeyi, ρ havanın yoğunluğunu ve D boru iç çapını temsil etmektedir. B1 şerit eleman için $Re=4974$ olmak üzere yapılan deneye ait örnek hesaplama Ek-5'te verilmiştir.

Kullanılan iç elemanların ısı transferi iyileştirmesini hesaplamak için sabit pompa gücünde boş boru ile karşılaştırma yapmak için eşitlik 3.43

$$\dot{V}_t \Delta P_t = \dot{V}_b \Delta P_b \quad (3.43)$$

şeklinde yazılabilir.

Burada V_t ve V_b sırasıyla akışkanın şerit elemanlı ve boş borudaki hacimsel debileridir. ΔP_t ve ΔP_b ise sırasıyla şerit elemanlı ve boş boruda oluşan basınç kaybıdır. Her iki durumda basınç düşümü için Darcy eşitliği kullanılırsa, eşitlik 3.43 aşağıdaki hale gelir:

$$f_t Re_t^3 = f_b Re_b^3 \quad (3.44)$$

Buradaki f_t ve f_b sırasıyla şerit elemanlı ve boş borudaki sürtünme katsayılarıdır. Dolayısıyla sabit pompa gücündeki ısı transferi iyileştirmesi eşitlik 3.44'deki gibi ifade edilebilir.

Şerit eleman yerleştirilmiş borunun net performansı boş boruya göre eşitlik 3.45 ile verilen performans kriterine göre değerlendirilir. Bu eşitlikte, Nu_t ve Nu_b sırasıyla şerit elemanlı ve boş borudaki ortalama Nusselt sayılarını göstermektedir (Güneş, 2009).

$$\eta = (Nu_t/Nu_b)(f_b/f_t)^{1/3} \quad (3.45)$$

3.5. Belirsizlik Analizi

DeneySEL bulguların hata analizi için belirsizlik analizi adı verilen yöntemde, sistemde ölçülmesi gereken büyüklük R , ve bu büyüklüğe etki eden n adet bağımsız değişkenler ise $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$ olsun. Bu durumda,

$$R = R(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad (3.46)$$

yazılabilir. Her bir bağımsız değişkene ait hata oranları $w_1, w_2, w_3, \dots, w_n$ ve R büyüklüğünün hata oranı w_R ise,

$$w_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.47)$$

ile ifade edilmektedir (Genceli, 1998).

B1 şerit elemanın kullanıldığı deneylerden $Re=4974$ değeri için belirsizlik analizi örnek olarak Ek-6'da sunulmuştur. Ek-6' da yer alan örnek için Reynolds

sayısındaki hata oranı %0.56, test borusu iç cidar sıcaklığı ile ortalama yığık sıcaklığın farkından hesaplanan hata oranı %4, net güçteki hata oranı %1.3, ısı akısındaki hata oranı %1.3, sürtünme katsayısındaki hata oranı %1.4, taşınım katsayısındaki hata oranı %4.2 ve Nusselt sayısındaki hata oranı %4.2 olarak hesaplanmıştır. Bu hatalar deney sırasında yapılan belirsizlik değerlerini ifade etmektedir.



4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA

Bu çalışmada, şerit elemanlara burulma ve dalga formu verildikten sonra boru içi türbülanslı akışta ısı transferi ve basınç düşüşüne etkileri deneysel olarak incelenmiş ve bu şerit elemanların ısıl iyileşmeleri hesaplanmıştır. İlk olarak boş boru için yapılan deney sonuçları literatürdeki eşitliklerle karşılaştırılmış ve sonuçların uyumlu olması halinde aynı ortam koşullarında şerit elemanlı boru içi akış deneylerine geçilmiştir.

Fan kapasitesine bağlı olarak boş boru için deneyler Reynolds sayısı 4547 ile 39751 aralığında, 24 şerit eleman için ise Reynolds sayısı 4892 ile 21480 aralığında deneyler tekrarlanmıştır.

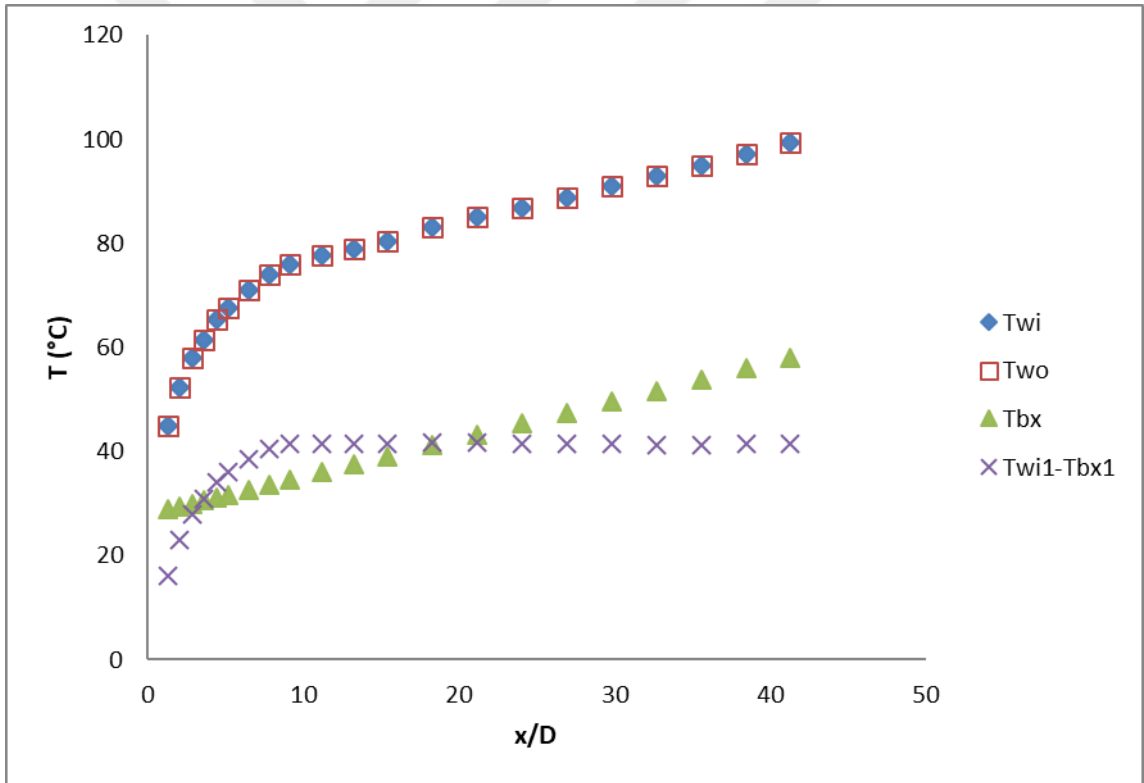
4.1. Boş Boru Deney Sonuçları

Boru içi akışta burulmuş dalgalı şerit elemanların ısı transferi, sürtünme katsayısı ve basınç kaybı üzerindeki etkisini incelemek amacıyla öncelikle boş boru ile deneyler gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlar literatürde mevcut ve yaygın olarak kullanılan eşitlik ve değerlendirmelerle mukayese edilmiştir.

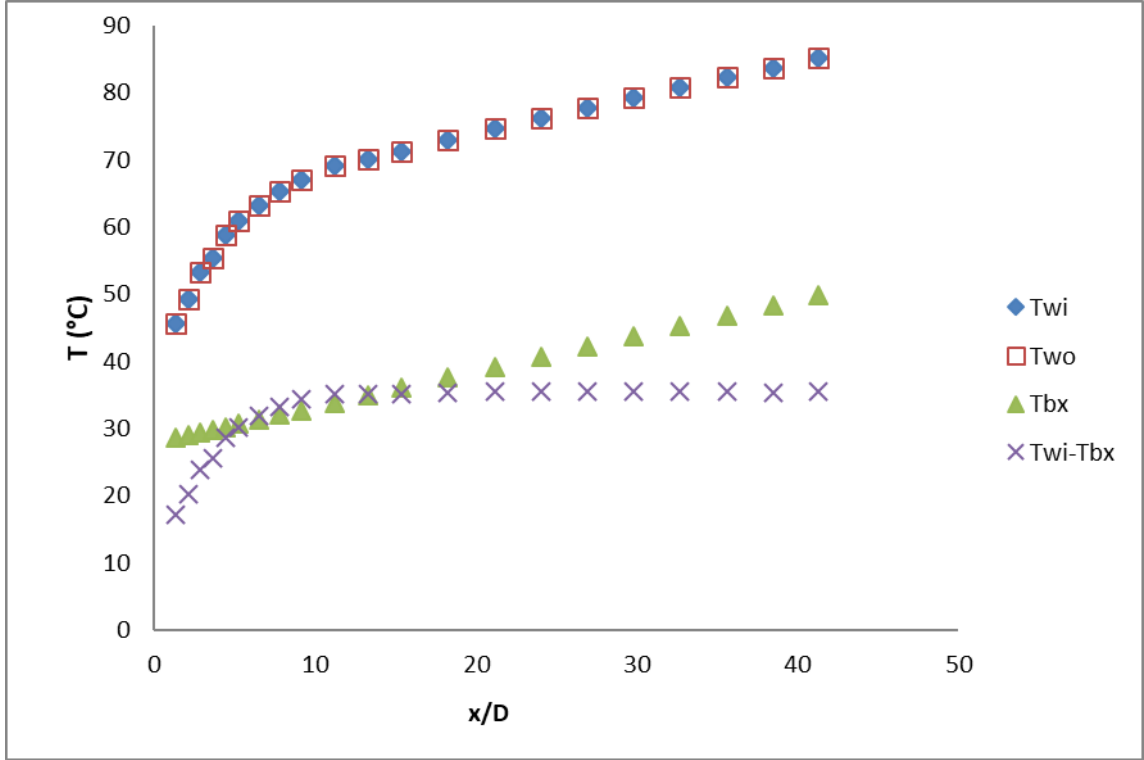
Şekil 4.1'den 4.10'a kadar, dış cidar sıcaklığı (T_{w_o}) ve akışkanın ortalama yığık sıcaklığın (T_{b_x}) farklı Re sayıları için test borusu boyunca değişimi gösterilmiştir. Bu şekillerde görüldüğü üzere tüm Reynolds sayısı değerlerinde boru boyunca sıcaklıklarda benzer değişim görülmektedir. Bakır-nikel alaşımlı baralar aracılığıyla test borusuna uygulanan elektrik gücünün homojen olarak dağılması ve test borusu dışına yapılan ısı yalıtımın düzgün olması sonucunda test borusu dış cidar sıcaklığı (T_{w_o}) boru girişinde yaklaşık 10D mesafeye kadar ani olarak artmakta, sonrasında ise doğrusal olarak artmaktadır. Aynı zamanda test borusu malzemesinin cidar kalınlığının düşük, cidarın ısı iletim katsayısının yüksek olması sebebiyle iç cidar sıcaklığı (T_{w_i}), dış cidar sıcaklığına çok yakın değerler aldığı görülmektedir. İç cidar sıcaklığının girişte ani artış göstermesinin sebebi ise sabit ısı akısında, ısı gelişme bölgesinde ısı taşınım katsayısının girişte büyük değerler alması ve ısı gelişim sağlandıktan sonra ise sabit kalması denebilir. Yüzeyde sabit ısı akısı olduğunda ısı taşınım katsayısı iç cidar sıcaklığı ve ortalama yığık sıcaklığın farkına bağlı olarak değişmektedir. Akışkanın ortalama yığık sıcaklığı (T_{b_x}) şekillerden de görüldüğü gibi doğrusal olarak artmaktadır. İç cidar sıcaklığı ile yığık sıcaklık farkı ise önce ani olarak artmış sonrasında ise sabit

kalmıştır. Ayrıca beklenildiği gibi gelişmiş bölgede cidar iç sıcaklığı ile yığık sıcaklık değişimleri birbirlerine paralel olarak artış göstermiştir.

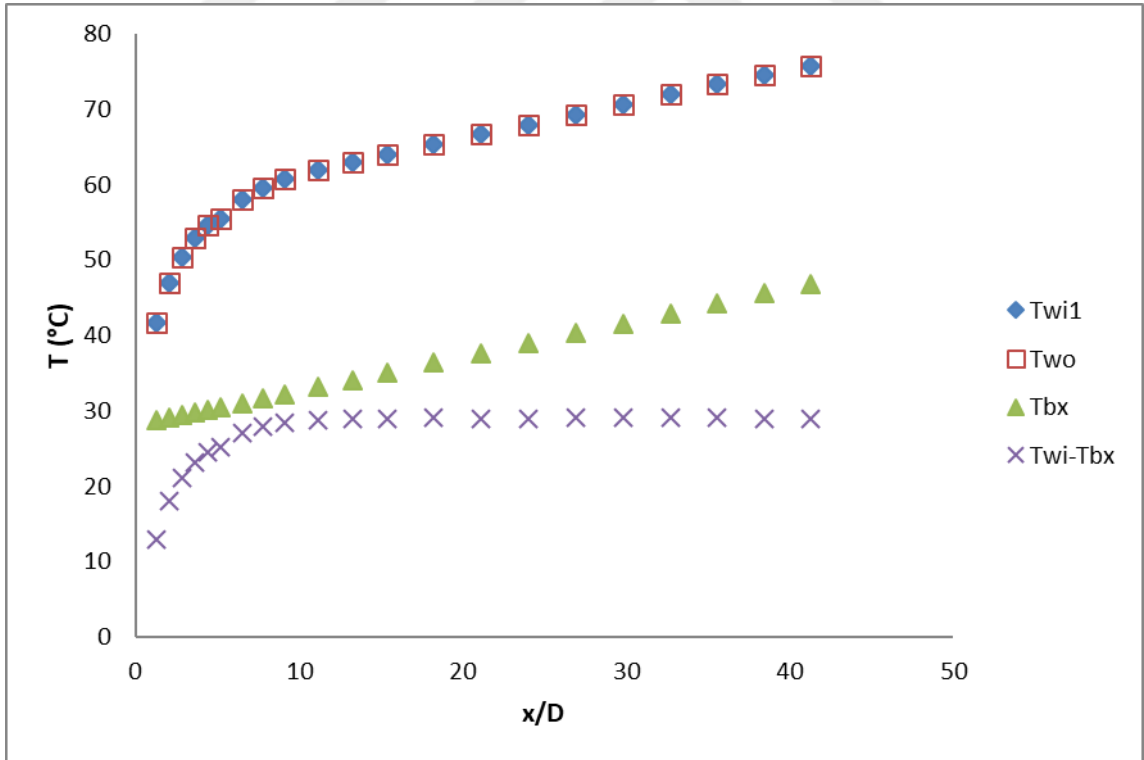
Test borusu boyunca farklı Reynolds sayılarındaki Nusselt değerlerinin değişimi de şekil 4.11’de gösterilmiştir. Bu şekilden çıkarılabilecek ilk sonuç Reynolds sayısı arttıkça Nusselt değerlerinin de artış gösterdiğiidir. Ayrıca farklı Reynolds sayıları için boru boyunca Nusselt sayısı değişiminin benzer özellik göstermesidir. Test borusu girişinde akışkan sıcaklığının düşük olması ve taşınım katsayısının yüksek değerler alması nedeni ile girişte Nusselt sayısı yüksek değerler aldığı görülmektedir. Akışkan sıcaklığının artması ile girişten ısıl gelişme bölgesinin sonuna kadar Nusselt değerlerinin hızlı bir şekilde düştüğü görülmektedir. Isıl gelişmenin sağlandığı yaklaşık $x/D=20$ çap mesafesinden sonra Nusselt değerlerinin yaklaşık sabit kaldığı görülmektedir.



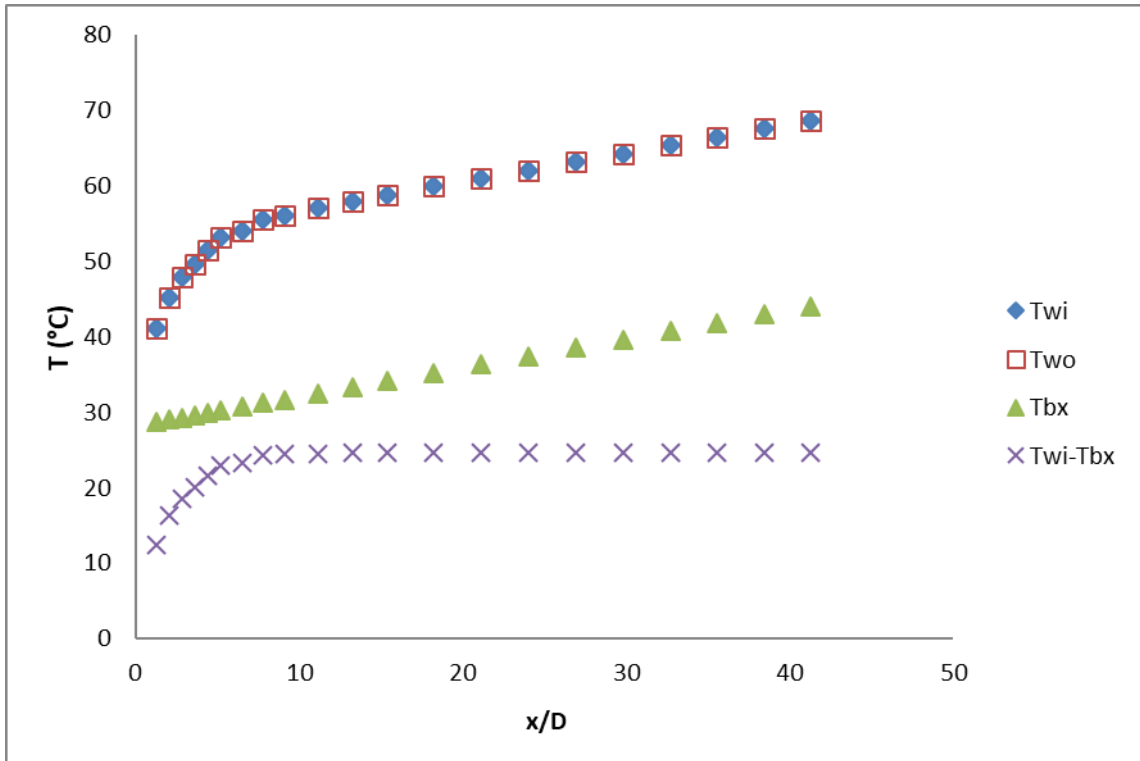
Şekil 4.1. Boş boru boyunca sıcaklık değişimi (Re=4547)



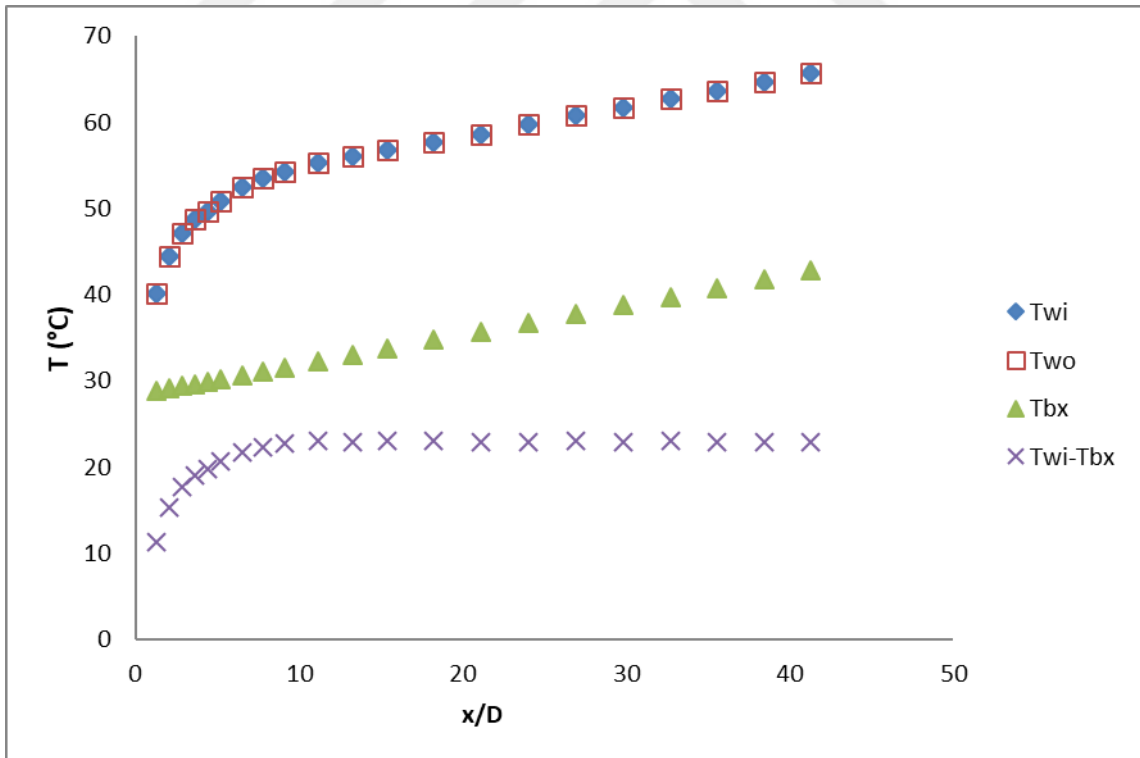
Şekil 4.2. Boş boru boyunca sıcaklık değişimi (Re=7335)



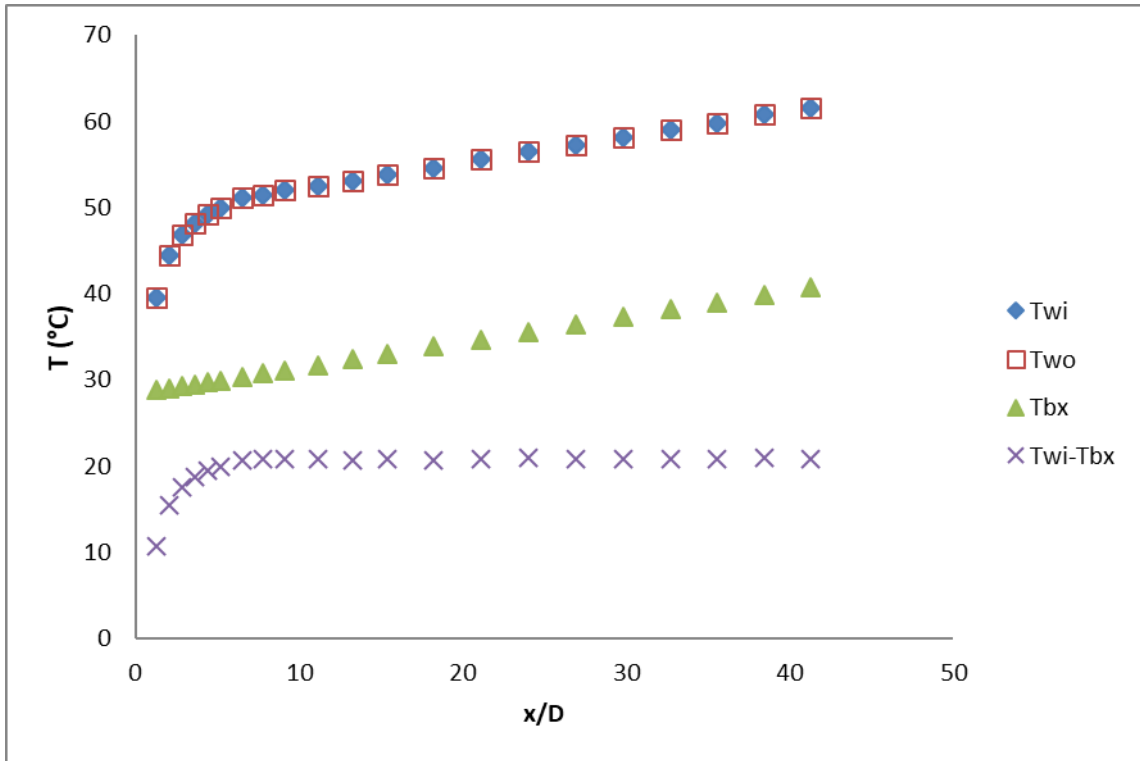
Şekil 4.3. Boş boru boyunca sıcaklık değişimi (Re=9978)



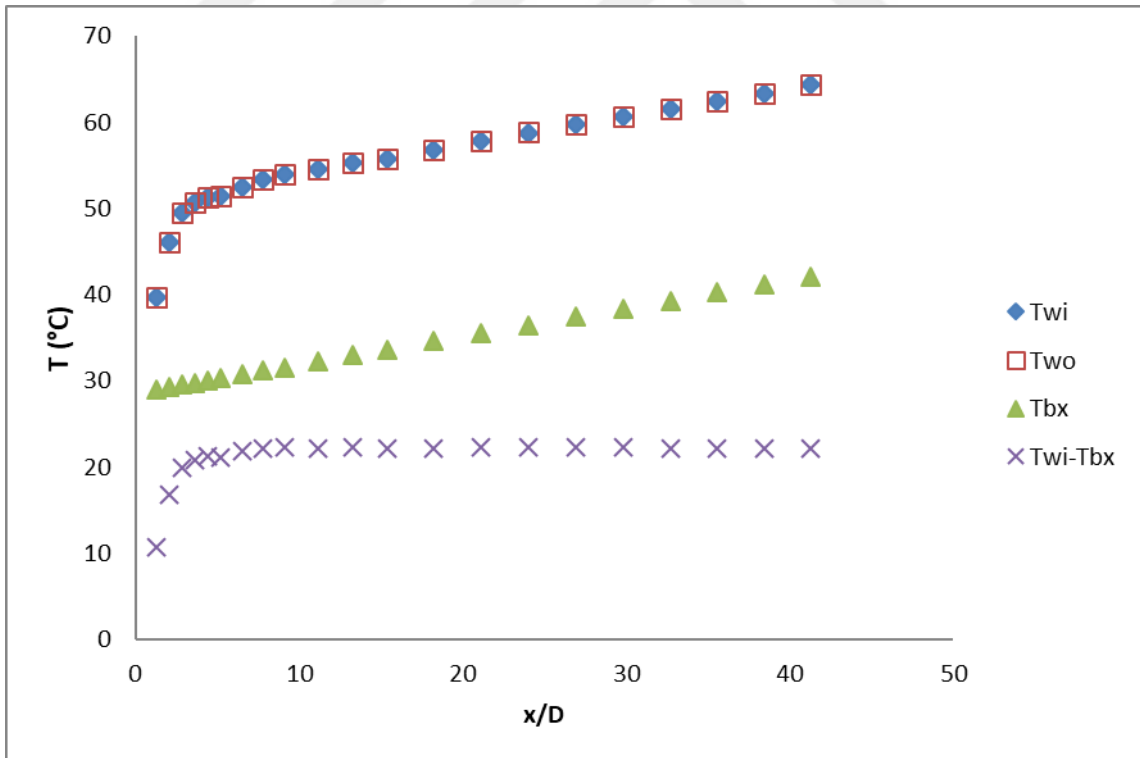
Şekil 4.4. Boş boru boyunca sıcaklık değişimi (Re=12788)



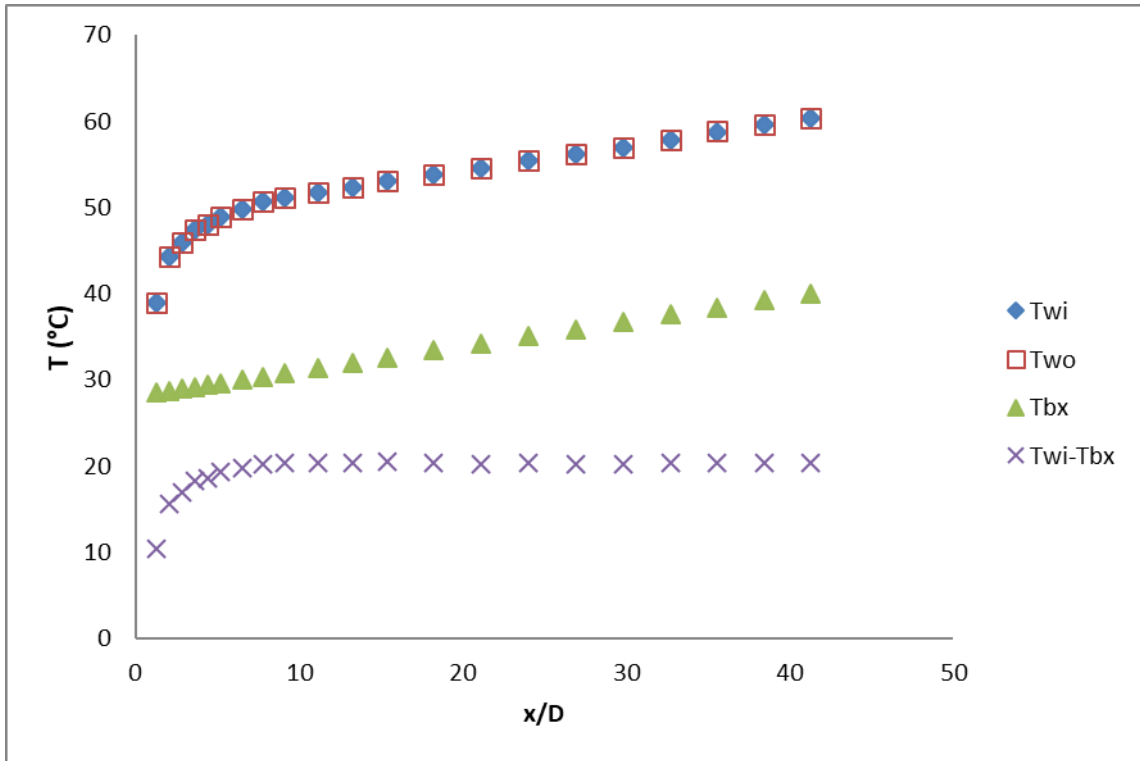
Şekil 4.5. Boş boru boyunca sıcaklık değişimi (Re=15303)



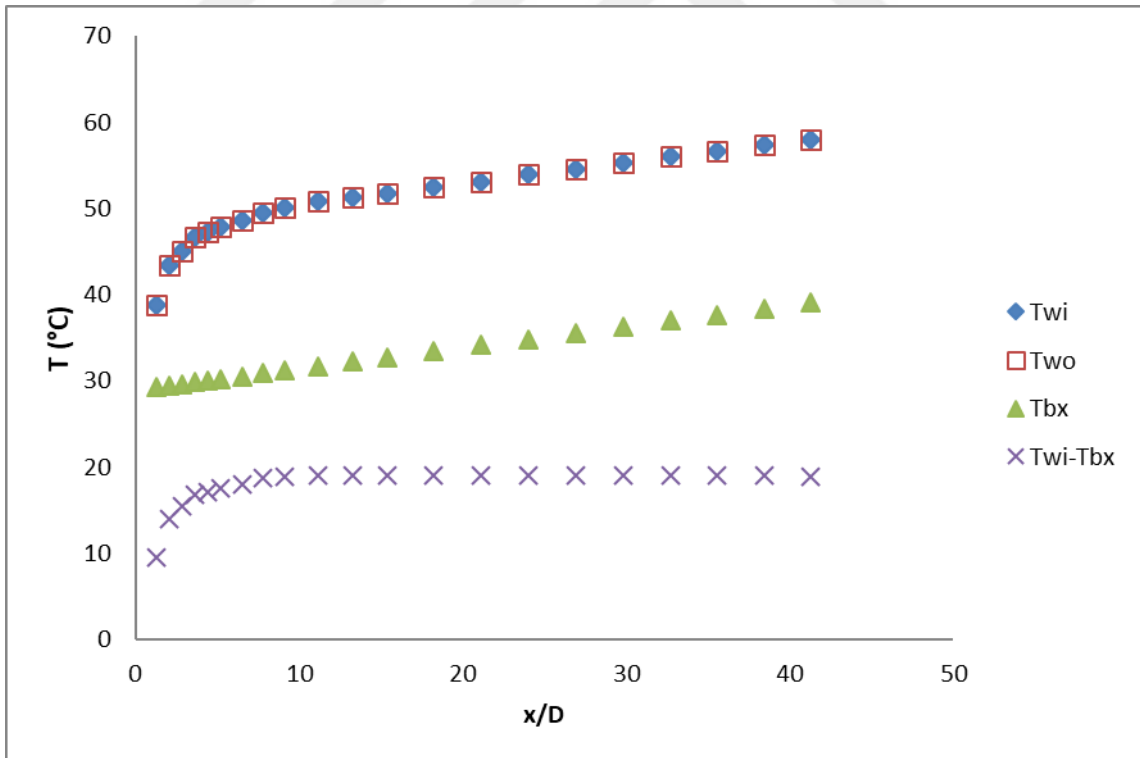
Şekil 4.6. Boş boru boyunca sıcaklık değişimi (Re=20417)



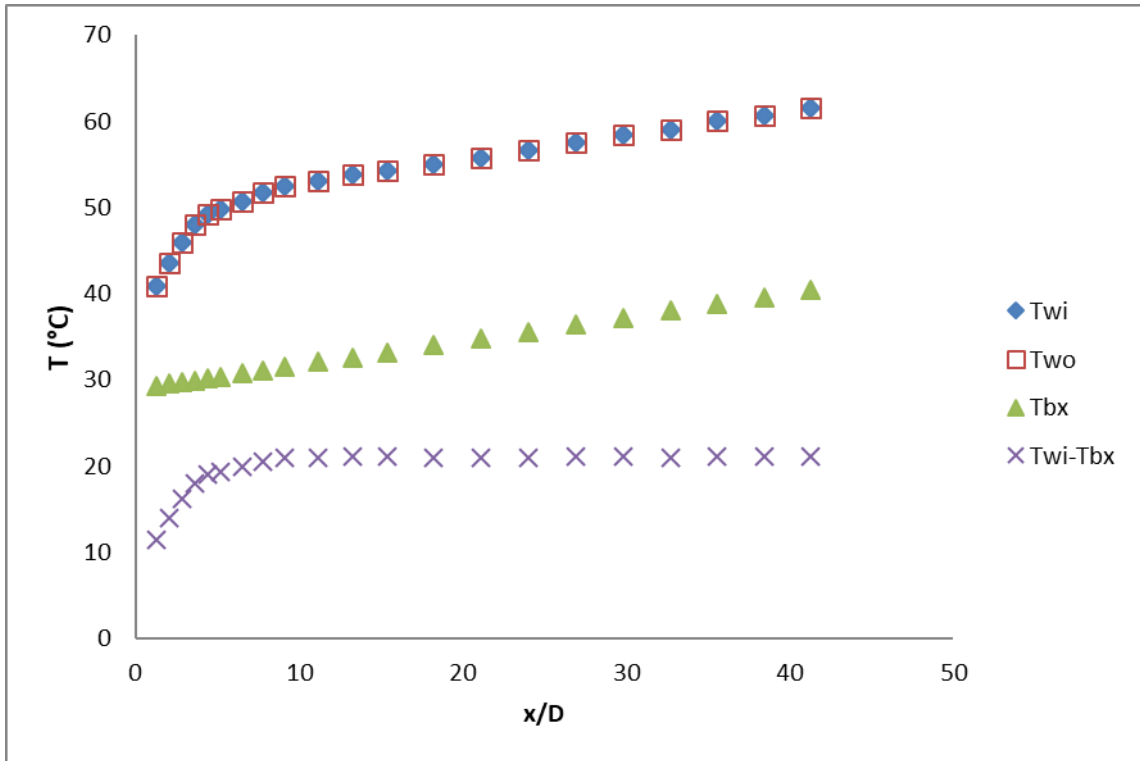
Şekil 4.7. Boş boru boyunca sıcaklık değişimi (Re=25810)



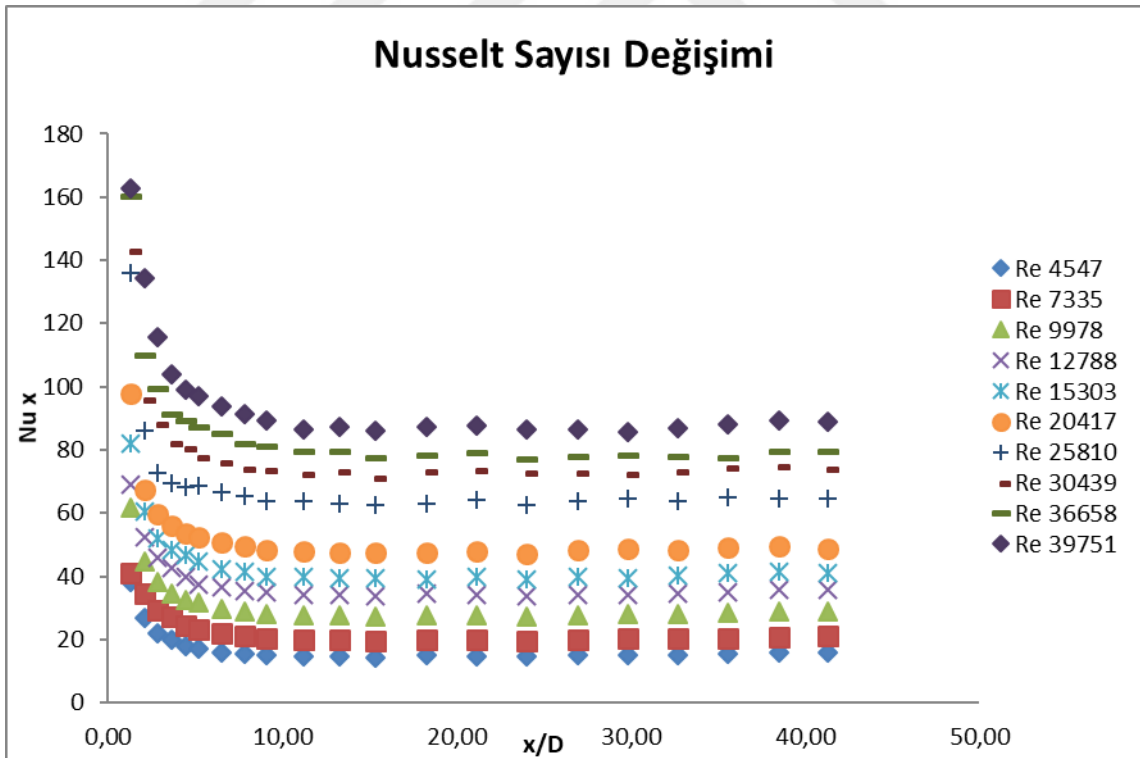
Şekil 4.8. Boş boru boyunca sıcaklık değişimi (Re=30439)



Şekil 4.9. Boş boru boyunca sıcaklık değişimi (Re=36658)

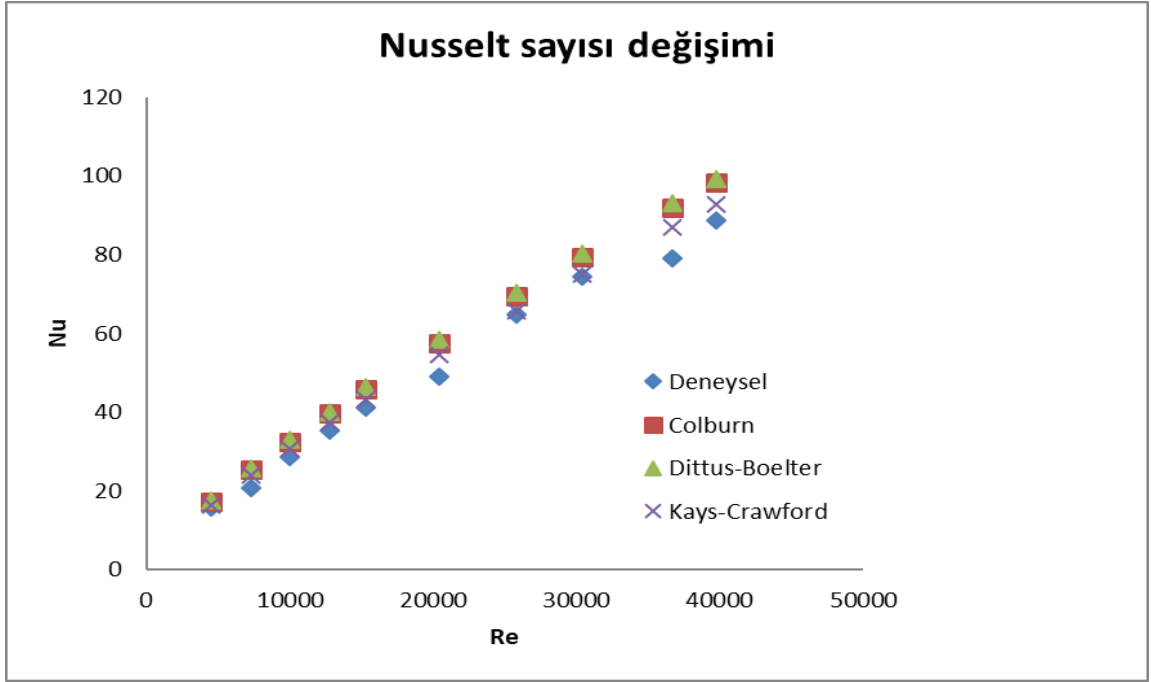


Şekil 4.10. Boş boru boyunca sıcaklık değişimi (Re=39751)

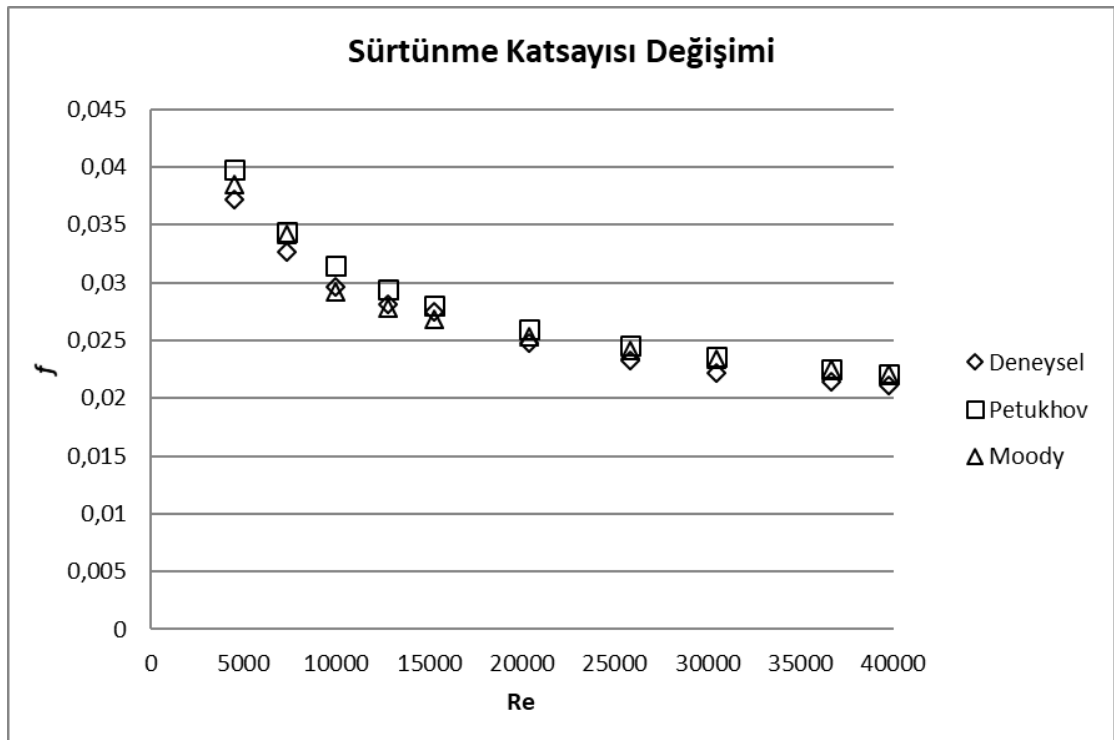


Şekil 4.11. Boş boru boyunca Nusselt sayısının değişimi

Şekil 4.12’de ise Nusselt değerlerinin Reynolds sayısına göre, Şekil 4.13’de ise sürtünme katsayısının Reynolds sayısına göre değişimleri literatürde verilen eşitliklerle karşılaştırılarak verilmiştir. Her iki şekil incelendiğinde elde edilen deneysel sonuçların literatürde verilen eşitliklerle hemen hemen uyum içinde olduğu görülmüştür.



Şekil 4.12. Boş boru için Reynolds sayısına göre Nusselt sayısının değişimi



Şekil 4.13. Boş boru için Reynolds sayısına göre sürtünme faktörünün değişimi

4.2. Boru İçerisine Burulmuş Dalgalı Şerit Elemanlar Yerleştirilerek Yapılan Deneyler

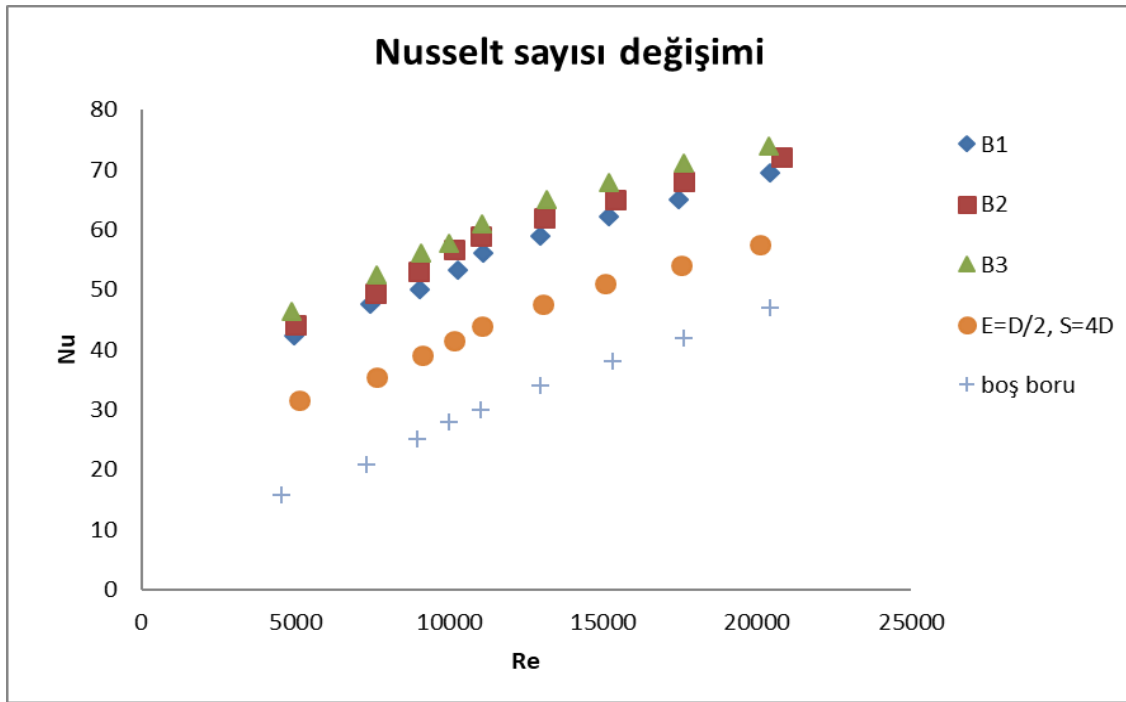
Burulmuş ve burulmuş dalgalı şerit elemanların boru içinde olduğu durumda yapılan deneyler boş boru deneylerine benzer şekilde elektrik gücü ve hava akış hızı değiştirilerek yapılmıştır. Deneylerde 8 farklı şerit eleman grubu kullanılmıştır. Şerit elemanlarla yapılan deneylerde de havanın boruya giriş sıcaklığı deney düzeneğinin bulunduğu ortamın sıcaklığına bağlı olarak değişmiştir. Aşağıda genişlik (E), genlik (a), burulma oranı (S) ve burulma arası dalga sayısı (z) parametrelerinin, ısı transferi ve basınç düşümüne etkisi her bir şerit eleman grubu için detaylı olarak verilmiştir. Buna göre deneylerden elde edilen sonuçlara göre her bir şerit elemanı için Nusselt sayısı, sürtünme katsayısı ve net iyileşme oranının Reynolds sayısına göre değişimleri Şekil 4.14' ten 4.37' e kadar grafikler halinde verilmiştir. Bu grafikler incelendiğinde çıkarılabilecek ilk sonuç genel olarak Nusselt sayısı, sürtünme katsayısı ve net iyileşme oranı sonuçlarının benzer eğilimler gösterdiğidir. Yine her bir şerit elemanı için verilen Nusselt sayısı değişimlerinin verildiği grafikler incelendiğinde Reynolds sayısı arttıkça Nusselt sayısının hemen hemen doğrusal olarak arttığı ve burulmuş dalgalı şerit elemanların boş boruya ve burulmuş şerit elemanlara göre daha büyük değerler aldığı görülmektedir.

Yine her bir şerit elemanı için sürtünme katsayısı değişimleri incelendiğinde, Reynolds sayısı arttıkça sürtünme katsayısı değerlerinin azaldığı ve burulmuş dalgalı şerit elemanların boş boru ve burulmuş şerit elemanlara göre daha büyük değerler aldığı bütün grafiklerde görülmektedir.

Son olarak yine her bir şerit eleman için net iyileşme oranı değişimleri incelendiğinde, Reynolds sayısı arttıkça net iyileşme oranı değerlerinin azaldığı bütün grafiklerde görülmektedir. Bu grafiklerde Net iyileşme oranının 1 değerinin altında olduğu durumlarda sürtünme katsayısındaki artışın Nusselt sayısındaki artışı yendiği ve bu nedenle net iyileşme sağlanamadığı söylenebilir.

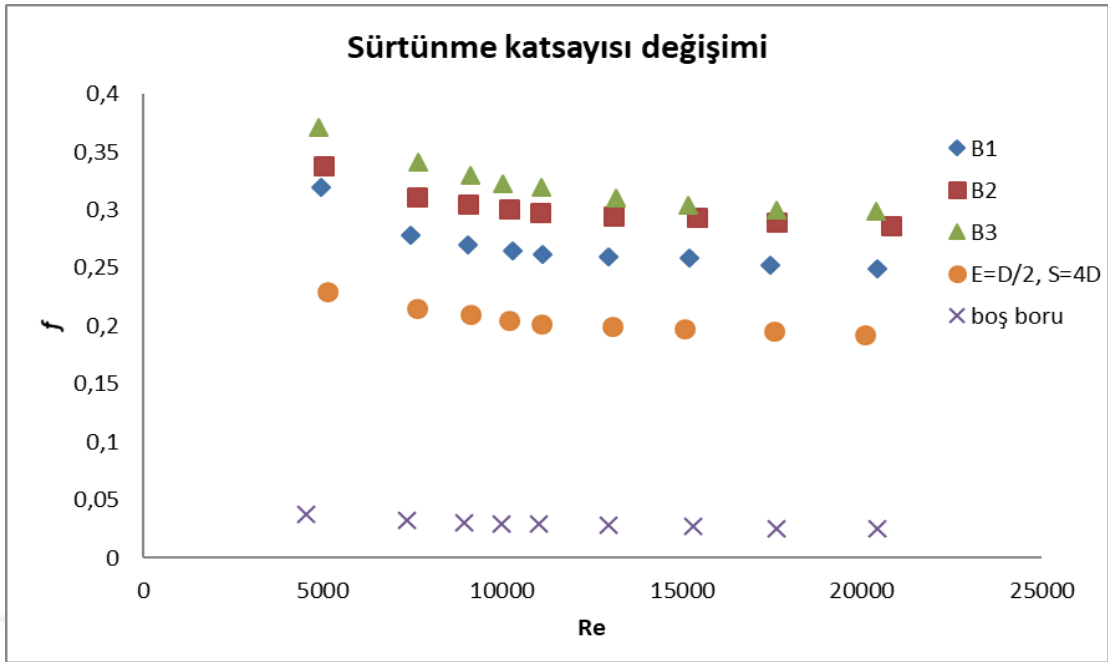
4.2.1. A1 grubu ile yapılan deneyler

A1 grubunda yer alan B1, B2 ve B3 nolu burulmuş dalgalı şerit elemanların kendi aralarında ve boş boru deney sonuçlarına göre karşılaştırılması Şekil 4.14, 4.15 ve 4.16' da yapılmıştır.



Şekil 4.14. A1 grubuna ait Nusselt sayılarının Reynolds sayısı ile değişimi.

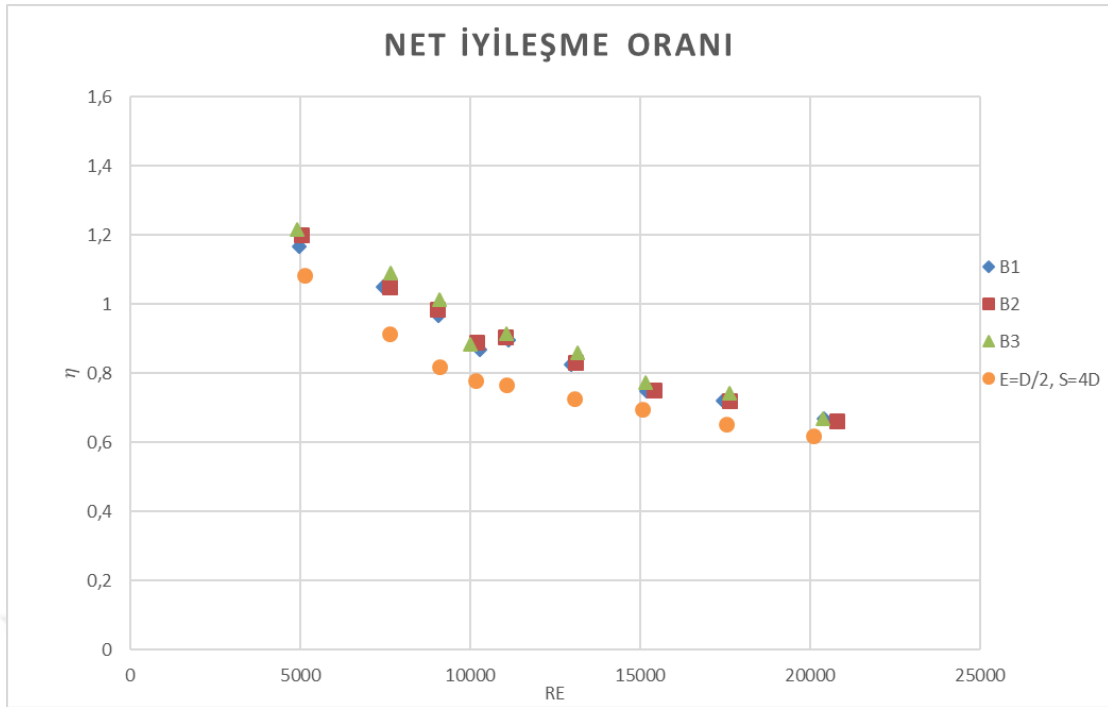
Şekil 4.14' ten görüldüğü üzere Reynolds sayısı arttıkça Nusselt değerleri artmaktadır. Ayrıca burulmuş dalgalı şerit elemanların Nusselt değerlerinin burulmuş şerit elemandan daha iyi olduğu da görülmektedir. A1 grubuna ait burulmuş dalgalı şerit eleman sonuçlarının birbirine çok yakın ve benzer eğilim gösterdiği görülmektedir. Yine de en iyi ısı transferi artışının B3 ($E=D/2$, $a=D/4$, $S=4D$, $z=3$) nolu 3 dalgalı burulmuş şerit elemanda olduğu görülmüştür. Bunun nedeni burulma arası dalga sayısının (z) diğerlerine göre fazla olduğundan kaynaklandığı düşünölmektedir. Bu dalgalar, akışı daha karmaşık hale getirerek ısı transferinin artmasına neden olmaktadır. Bu nedenle burulma arası dalga sayısı arttıkça ısı transferin de çok az arttığı görülmektedir.



Şekil 4.15. A1 grubuna ait sürtünme katsayılarının Reynolds sayısı ile değişimi.

Burulmuş dalgalı şerit elemanların boru içerisine yerleştirilmesi ısı transferini arttırdığı gibi sürtünme katsayısını da arttırmıştır. Şekil 4.15’ ten görüldüğü üzere Reynolds sayısı arttıkça sürtünme katsayısı değeri azalan bir eğilim göstermektedir. Sonuçların birbirine çok yakın ve benzer eğilim gösterdiği görülmektedir. Ayrıca burulmuş dalgalı şerit elemanların sürtünme katsayısı değerlerinin burulmuş şerit elemandan daha yüksek olduğu da görülmektedir. Yine bu grupta en yüksek sürtünme katsayısı değeri B3 nolu burulmuş dalgalı şerit elemanda görülmektedir.

Bu nedenle sonuçtaki net kazancı yani toplam net iyileşme oranını belirlemek için performans kriteri olarak Eşitlik 3.45’ teki net iyileşme oranı kullanılmıştır. Net iyileşme oranlarının Reynolds sayılarına göre değişimi Şekil 4.16’ da verilmiştir.

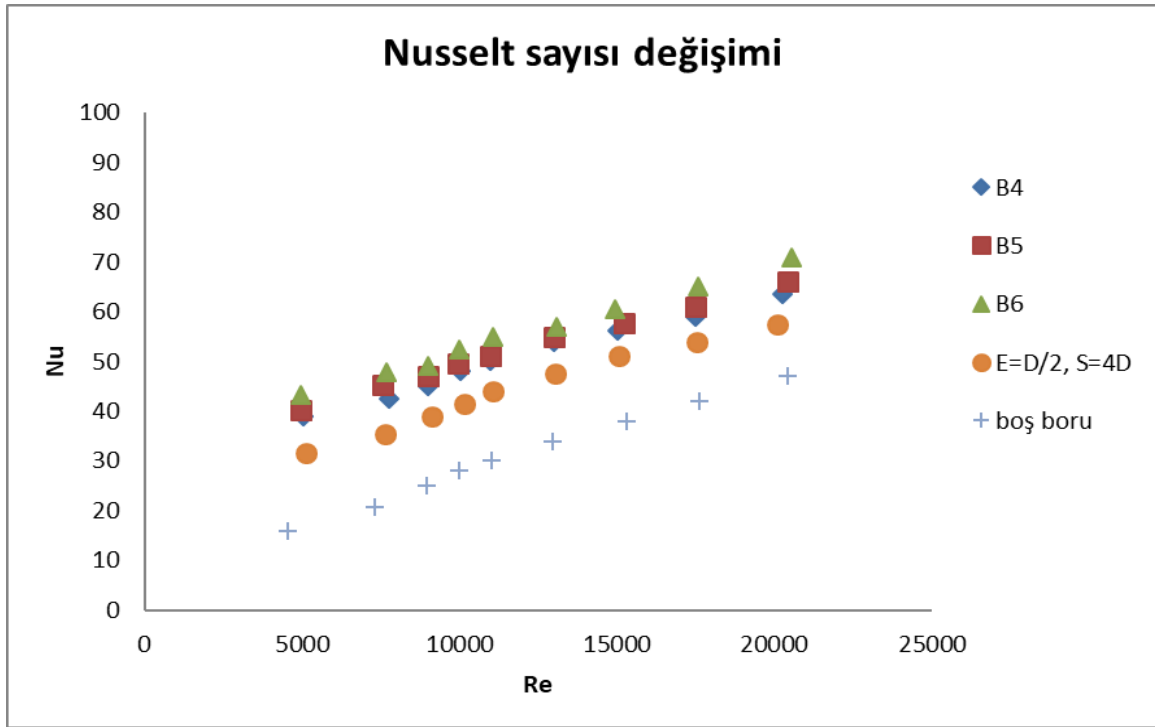


Şekil 4.16. A1 grubuna ait net iyileşme oranlarının Reynolds sayısı ile değişimi.

Şekil 4.16'da net iyileşme oranı değerlerinin birbirine çok yakın ve benzer eğilim gösterdiği görülmektedir. Net iyileşme oranı değerlerinin Reynolds sayısı arttıkça azaldığı görülmektedir. Ayrıca Reynolds sayısı yaklaşık 9000 değerinden sonra net iyileşme oranının 1 değerinin altına düştüğü de görülmektedir. Bu sonuçlara göre bu gruptaki burulmuş dalgalı şerit elemanlar için düşük Reynolds sayısı değerlerinde ($Re=5000-9000$) ısı transferi etkisinin daha baskın olduğu, büyük Reynolds değerlerinde ise sürtünme faktörünün daha etkili olduğu söylenebilir. Ayrıca burulmuş dalgalı şerit elemanların net iyileşme oranlarının burulmuş şerit elemandan daha iyi olduğu da görülmektedir. En yüksek net iyileşme oranı değeri $Re=4892$ değerinde B3 nolu burulmuş dalgalı şerit elemanda 1.21 olduğu görülmektedir.

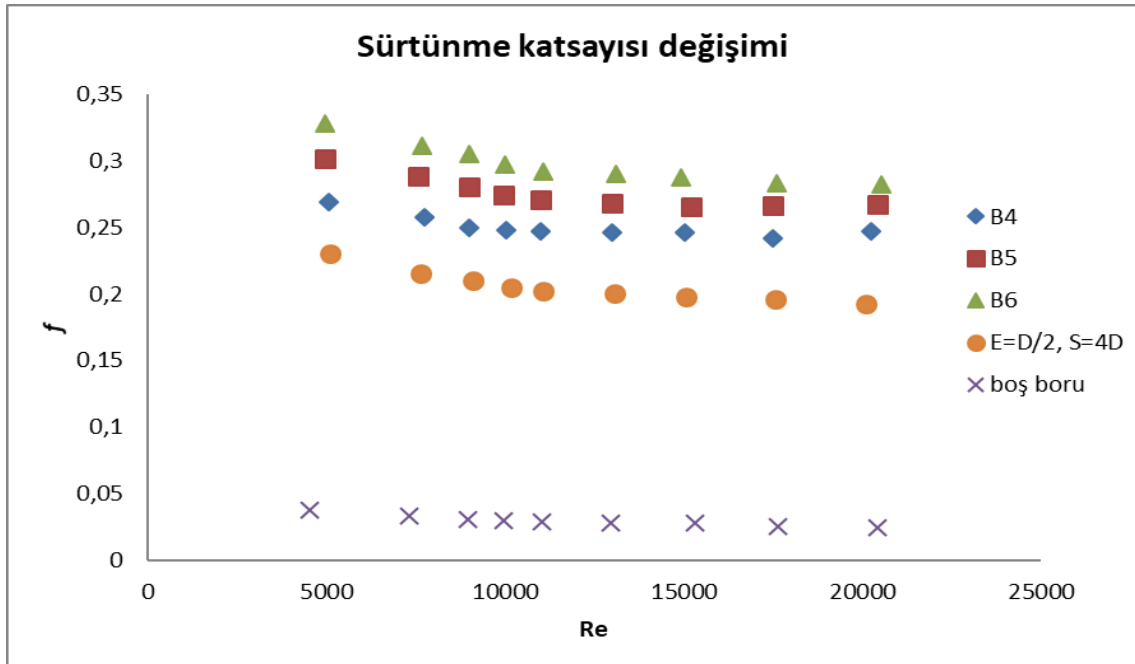
4.2.2. A2 grubu ile yapılan deneyler

A2 grubunda yer alan B4, B5 ve B6 nolu burulmuş dalgalı şerit elemanların kendi aralarında ve boş boru deney sonuçlarına göre karşılaştırılması Şekil 4.17, 4.18 ve 4.19' da yapılmıştır.



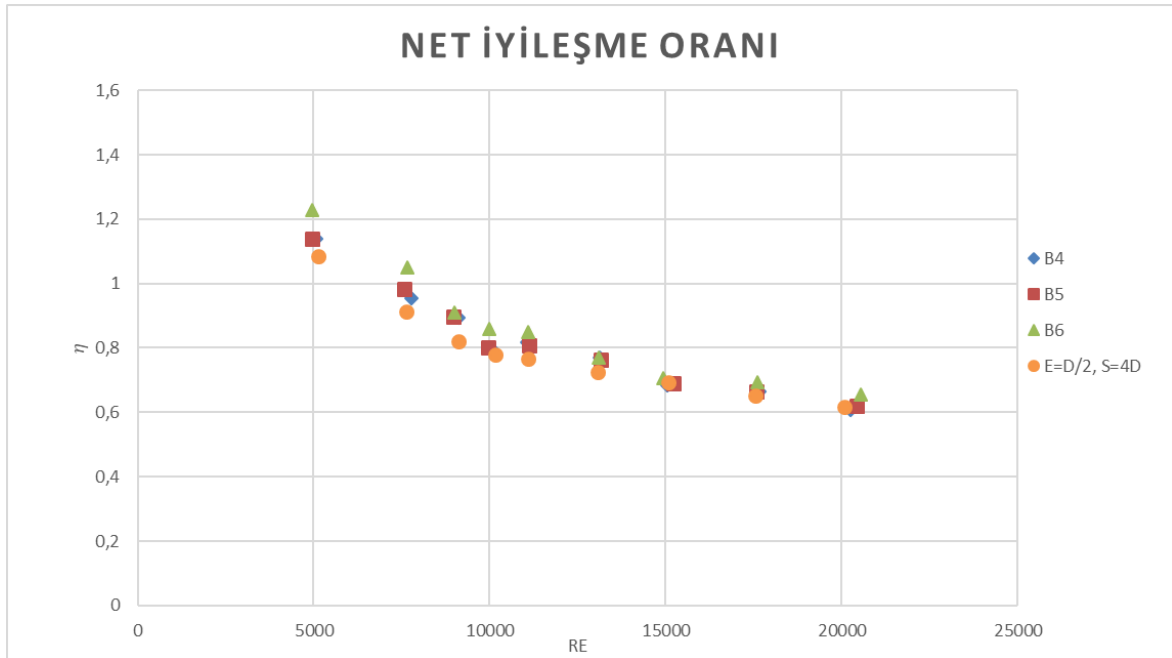
şekil 4.17. A2 grubuna ait Nusselt sayılarının Reynolds sayısı ile değişimi.

şekil 4.17' de A2 grubuna ait Nusselt sayılarının Reynolds sayısı ile değişimi gösterilmiştir. Ayrıca burulmuş dalgalı şerit elemanların Nusselt değerlerinin burulmuş şerit elemandan daha iyi olduğu da görülmektedir. A1 grubuna benzer şekilde ısı transferindeki en çok artış A2 grubunda B6 ($E=D/2$, $a=D/8$, $S=4D$, $z=3$) nolu burulmuş dalgalı şerit elemanda görülmüştür. Bunun nedeni burulma arası dalga sayısının (z) diğerlerine göre fazla olduğundan kaynaklandığı dşnlmektedir. A1 grubuyla kıyaslandığında tek farklı parametrenin genlik (a) değeri olduğu görülmektedir. Genlik değeri yüksek olan A1 grubundaki burulmuş dalgalı şerit elemanların A2 grubuna göre daha yüksek Nusselt değerleri aldığı söylenebilir.



Şekil 4.18. A2 grubuna ait sürtünme katsayılarının Reynolds sayısı ile değişimi.

Şekil 4.18’ de A2 grubuna ait sürtünme katsayılarının Reynolds sayısı ile değişimi verilmiştir. Ayrıca burulmuş dalgalı şerit elemanların sürtünme katsayısı değerlerinin burulmuş şerit elemandan daha yüksek olduğu da görülmektedir. Bu grupta en yüksek sürtünme katsayısı değeri B6 nolu burulmuş dalgalı şerit elemanda görülmektedir. Şekil 4.15 ile kıyaslanacak olursa sürtünme katsayısının, genlik değeri (a) yüksek olan A1 grubunda biraz daha yüksek değerlerde olduğu görülmektedir. Bu nedenle genlik değeri arttıkça sürtünme katsayısında az bir artış görülmektedir.

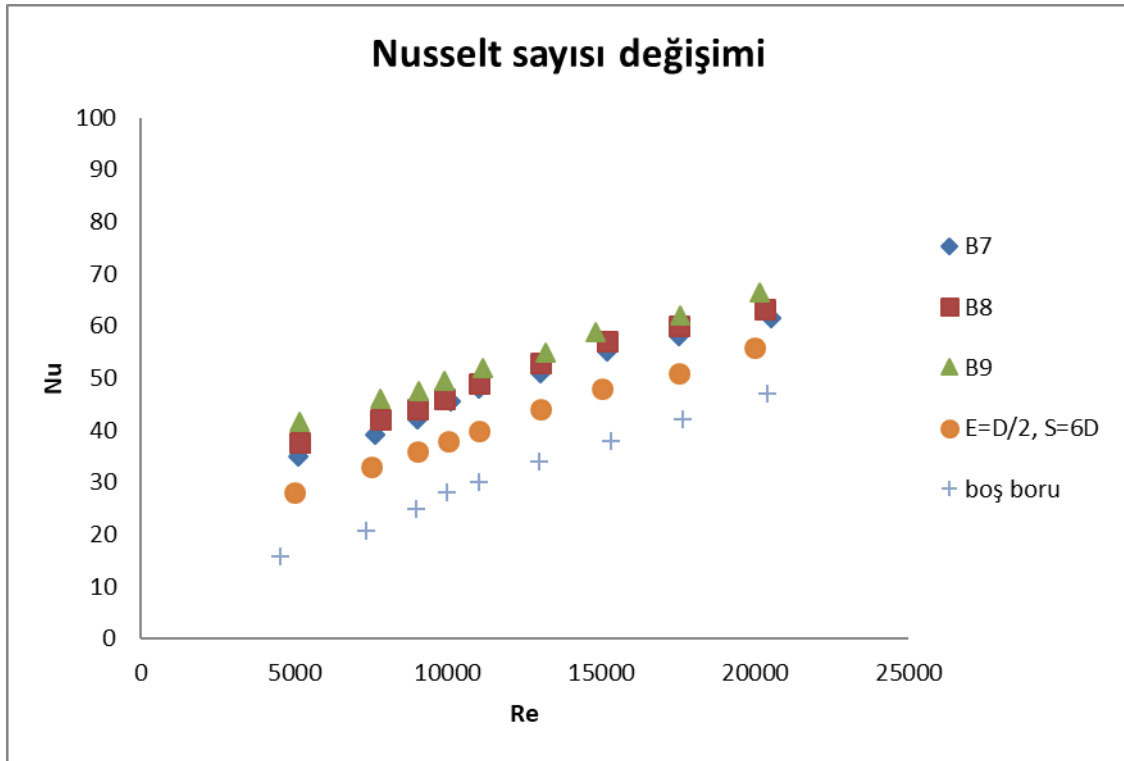


Şekil 4.19. A2 grubuna ait net iyileşme oranlarının Reynolds sayısı ile değişimi.

Şekil 4.19’da net iyileşme oranı değerlerinin birbirine çok yakın ve benzer eğilim gösterdiği görülmektedir. Şekil 4.16’ da olduğu gibi bu şekilde de net iyileşme oranı değerlerinin Reynolds sayısı 10000 değerine kadar ani olarak azalan sonrasında ise yavaş bir şekilde azalan eğilim gösterdiği görülmektedir. Yine Reynolds sayısı yaklaşık 7500 değerinden sonra net iyileşme oranının 1 değerinin altına düştüğü görülmektedir. Bu sonuçlara göre bu gruptaki burulmuş dalgalı şerit elemanlar için düşük Reynolds sayısı değerlerinde ($Re=5000-7500$) ısı transferi etkisinin daha baskın olduğu, büyük Reynolds değerlerinde ise sürtünme faktörünün daha etkili olduğu söylenebilir. En yüksek net iyileşme oranı değeri $Re=4961$ değerinde B6 nolu burulmuş dalgalı şerit elemanda 1.22 olduğu görülmektedir.

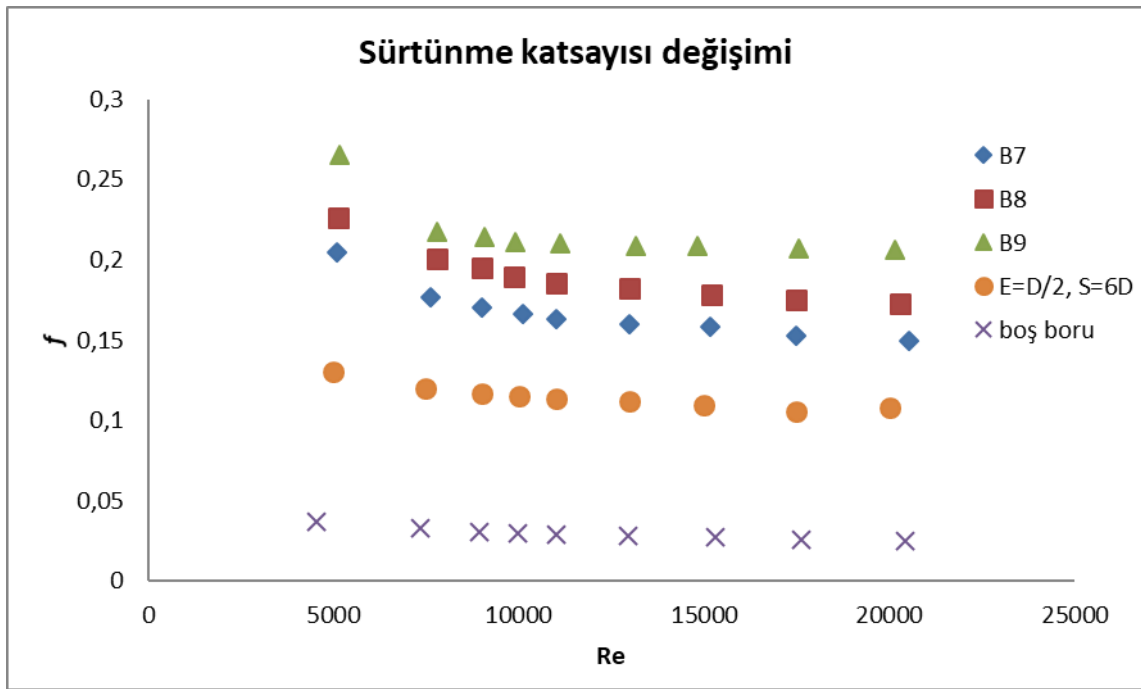
4.2.3. A3 grubu ile yapılan deneyler

A3 grubunda yer alan B7, B8 ve B9 nolu burulmuş dalgalı şerit elemanların kendi aralarında ve boş boru deney sonuçlarına göre karşılaştırılması Şekil 4.20, 4.21 ve 4.22’ de yapılmıştır.



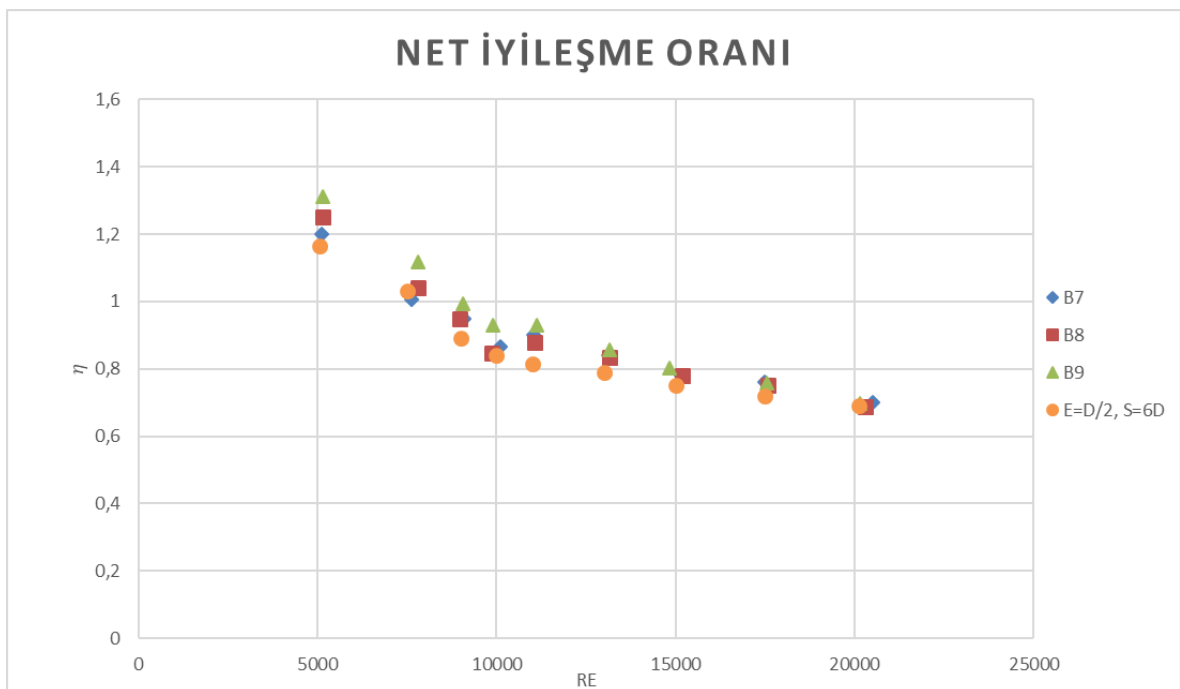
Şekil 4.20. A3 grubuna ait Nusselt sayılarının Reynolds sayısı ile değişimi.

Şekil 4.20' de görüldüğü üzere A3 grubuna ait şerit elemanlardan en iyi ısı transferi artışı B9 ($E=D/2$, $a=D/4$, $S=6D$, $z=3$) nolu burulmuş dalgalı şerit elemanda görülmüştür. Bunun nedeni burulma arası dalga sayısının (z) diğerlerine göre fazla olduğundan kaynaklandığı düşünülmektedir. A3 grubu A1 grubuyla kıyaslandığında tek farklı parametrenin burulma oranı (S) değeri olduğu görülmektedir. Şekil 4.14'deki Nusselt sayısı artışının Şekil 4.20'deki Nusselt sayısı artışından daha yüksek olduğu görülmektedir. Bu nedenle burulma oranının düşük olması, ısı transferinde daha önemli artışa neden olmaktadır.



Şekil 4.21. A3 grubuna ait sürtünme katsayılarının Reynolds sayısı ile değişimi.

Şekil 4.21' de A3 grubuna ait sürtünme katsayılarının Reynolds sayısı ile değişimi verilmiştir. Bu grupta en yüksek sürtünme katsayısı değeri B9 nolu burulmuş dalgali şerit elemanda görülmektedir. Şekil 4.15 ile kıyaslanacak olursa A1 grubundaki sürtünme katsayısındaki artış, A3 grubuna göre daha fazladır. Böylece burulma oranının sürtünme faktöründeki ve ısı transferindeki artışa etkisinin olduğu söylenebilir.

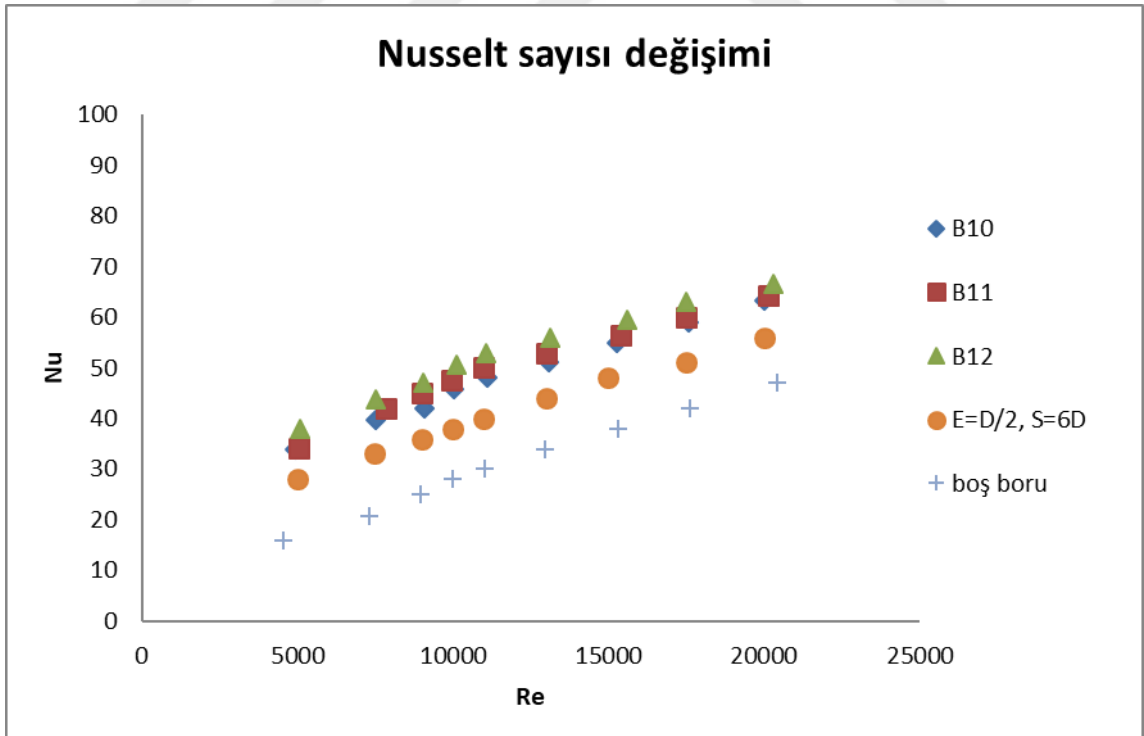


Şekil 4.22. A3 grubuna ait net iyileşme oranlarının Reynolds sayısı ile değişimi.

Şekil 4.22’de net iyileşme oranı değerlerinin birbirine çok yakın ve benzer eğilim gösterdiği görülmektedir. Diğer net iyileşme oranı grafiklerinde olduğu gibi bu şekilde de net iyileşme oranı değerlerinin Reynolds sayısı 10000 değerine kadar ani olarak azalan sonrasında ise yavaş bir şekilde azalan eğilim gösterdiği görülmektedir. Yine Reynolds sayısı yaklaşık 8000 değerinden sonra net iyileşme oranının 1 değerinin altına düştüğü görülmektedir. Bu sonuçlara göre bu gruptaki burulmuş dalgalı şerit elemanlar için düşük Reynolds sayısı değerlerinde ($Re=5000-8000$) ısı transferi etkisinin daha baskın olduğu, büyük Reynolds değerlerinde ise sürtünme faktörünün daha etkili olduğu söylenebilir. En yüksek net iyileşme oranı değeri $Re=5148$ değerinde B9 nolu burulmuş dalgalı şerit elemanda 1.31 olduğu görülmektedir.

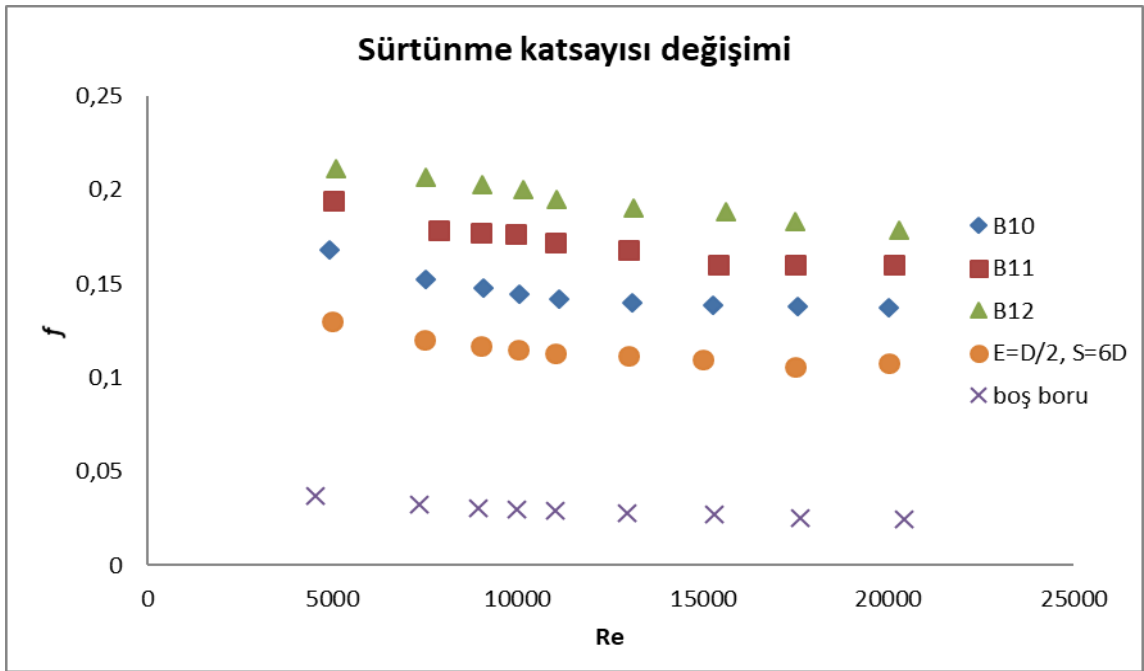
4.2.4. A4 grubu ile yapılan deneyler

A4 grubunda yer alan B10, B11 ve B12 nolu burulmuş dalgalı şerit elemanların kendi aralarında ve boş boru deney sonuçlarına göre karşılaştırılması Şekil 4.23, 4.24 ve 4.25’ de yapılmıştır.



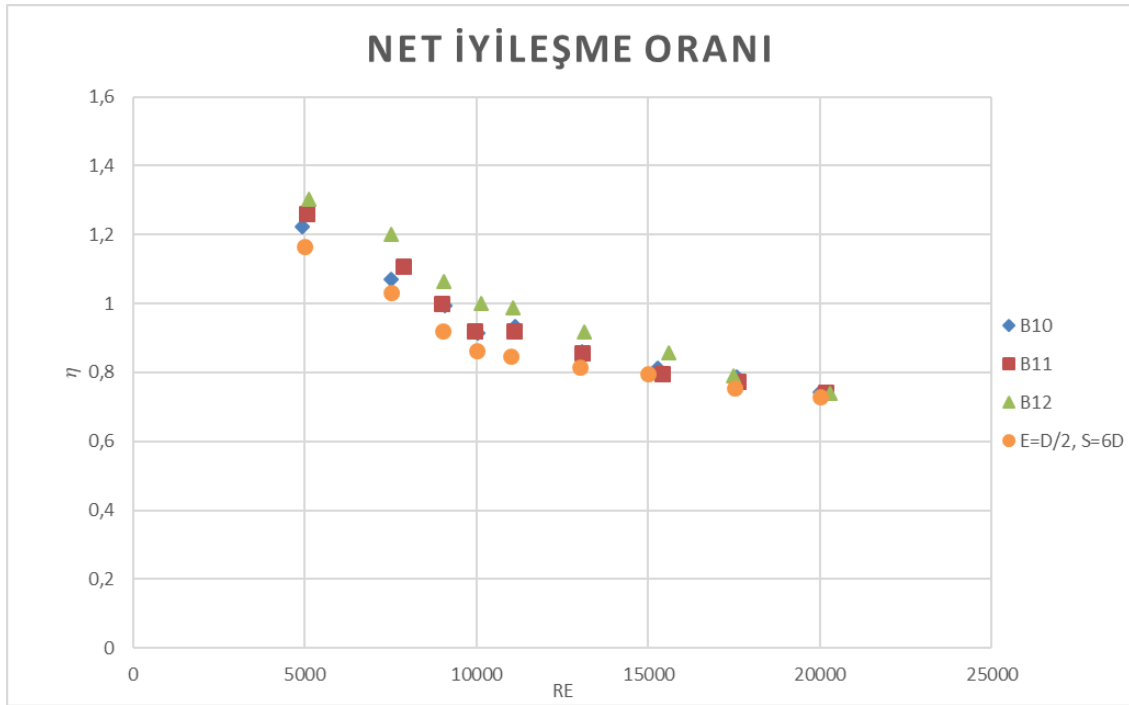
Şekil 4.23. A4 grubuna ait Nusselt sayılarının Reynolds sayısı ile değişimi.

Şekil 4.23' te görüldüğü üzere A4 grubuna ait şerit elemanlardan en iyi ısı transferi artışı B12 ($E=D/2$, $a=D/8$, $S=6D$, $z=3$) nolu burulmuş dalgalı şerit elemanda görülmüştür. Bunun nedeni burulma arası dalga sayısının (z) diğerlerine göre fazla olduğundan kaynaklandığı düşünülmektedir. A4 grubu A2 grubuyla kıyaslandığında tek farklı parametrenin burulma oranı (S) değeri olduğu görülmektedir. Şekil 4.17'deki Nusselt sayısı artışının Şekil 4.23'deki Nusselt sayısı artışından daha yüksek olduğu görülmektedir.



Şekil 4.24. A4 grubuna ait sürtünme katsayılarının Reynolds sayısı ile değişimi.

Şekil 4.24' de A4 grubuna ait sürtünme katsayılarının Reynolds sayısı ile değişimi verilmiştir. Bu grupta en yüksek sürtünme katsayısı değeri B12 nolu burulmuş dalgalı şerit elemanda görülmektedir. Şekil 4.18 ile kıyaslanacak olursa A2 grubundaki sürtünme katsayısındaki artış, A4 grubuna göre daha fazladır. Bunun nedeninin burulma oranının A2 grubunda daha düşük olmasından kaynaklandığı düşünülmektedir.

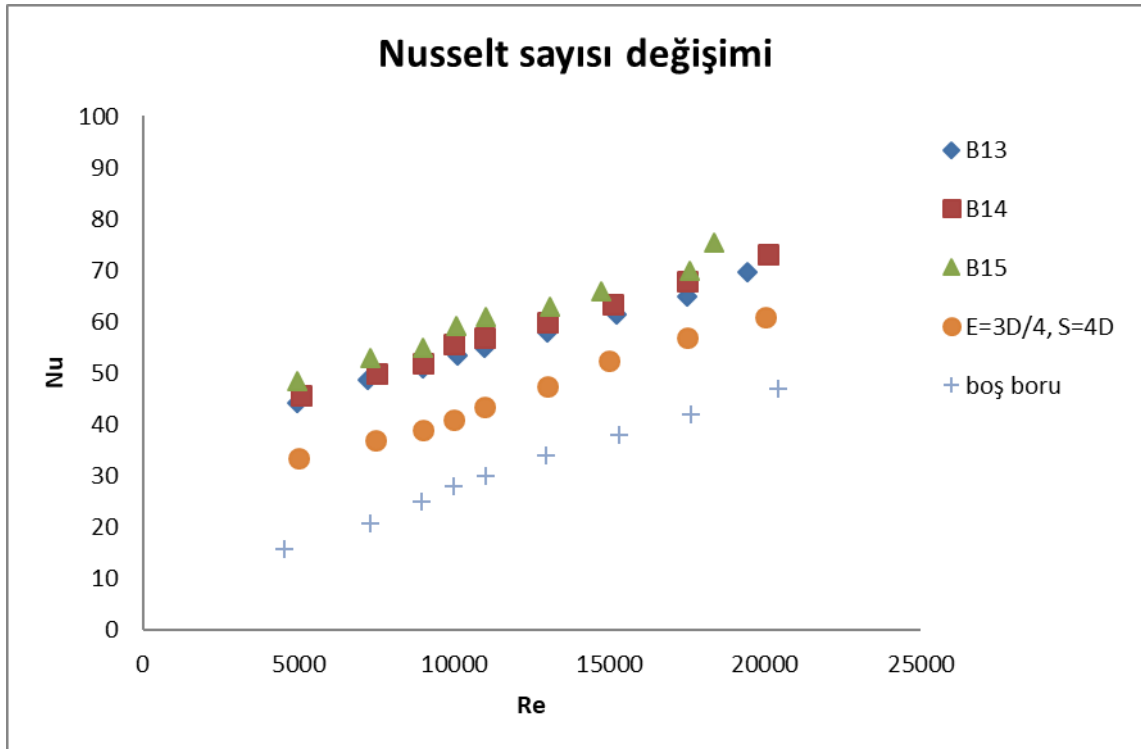


Şekil 4.25. A4 grubuna ait net iyileşme oranlarının Reynolds sayısı ile değişimi.

Şekil 4.25’de net iyileşme oranı değerlerinin birbirine çok yakın ve benzer eğilim gösterdiği görülmektedir. Diğer net iyileşme oranı grafiklerinde olduğu gibi bu şekilde de net iyileşme oranı değerlerinin Reynolds sayısı 10000 değerine kadar ani olarak azalan sonrasında ise yavaş bir şekilde azalan eğilim gösterdiği görülmektedir. Yine Reynolds sayısı yaklaşık 9000 değerinden sonra net iyileşme oranının 1 değerinin altına düştüğü görülmektedir. Bu sonuçlara göre bu gruptaki burulmuş dalgalı şerit elemanlar için düşük Reynolds sayısı değerlerinde ($Re=5000-9000$) ısı transferi etkisinin daha baskın olduğu, büyük Reynolds değerlerinde ise sürtünme faktörünün daha etkili olduğu söylenebilir. En yüksek net iyileşme oranı değeri $Re=5106$ değerinde B12 nolu burulmuş dalgalı şerit elemanda 1.30 olduğu görülmektedir.

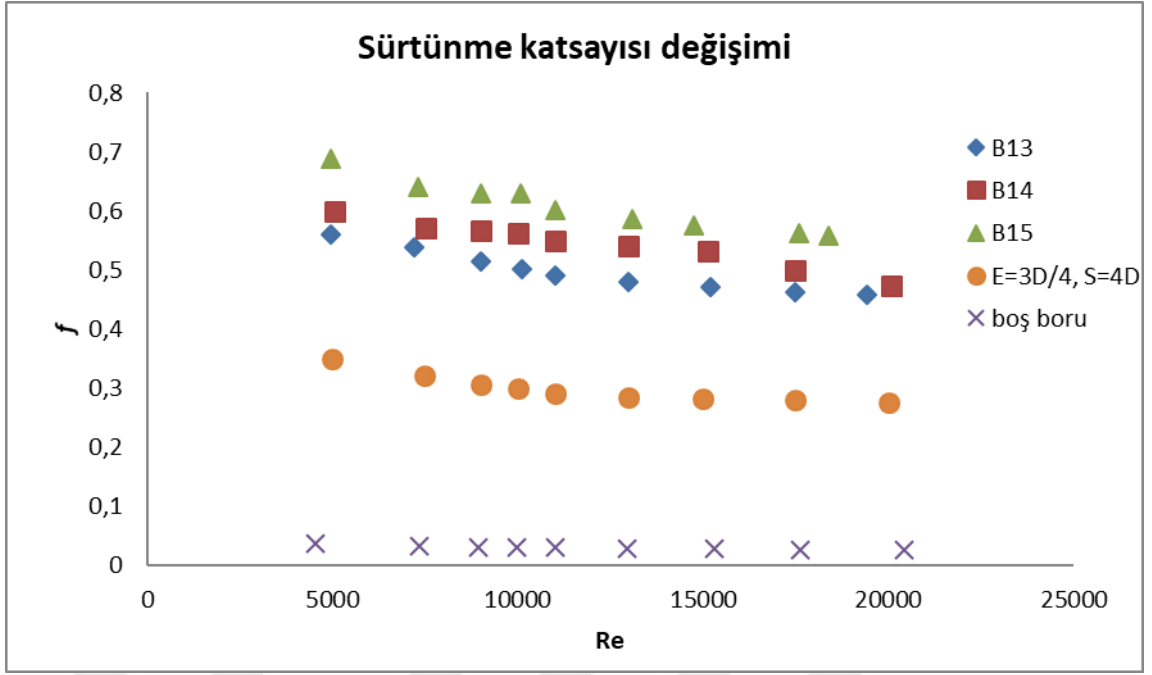
4.2.5. A5 grubu ile yapılan deneyler

A5 grubunda yer alan B13, B14 ve B15 nolu burulmuş dalgalı şerit elemanların kendi aralarında ve boş boru deney sonuçlarına göre karşılaştırılması Şekil 4.26, 4.27 ve 4.28’ de yapılmıştır.



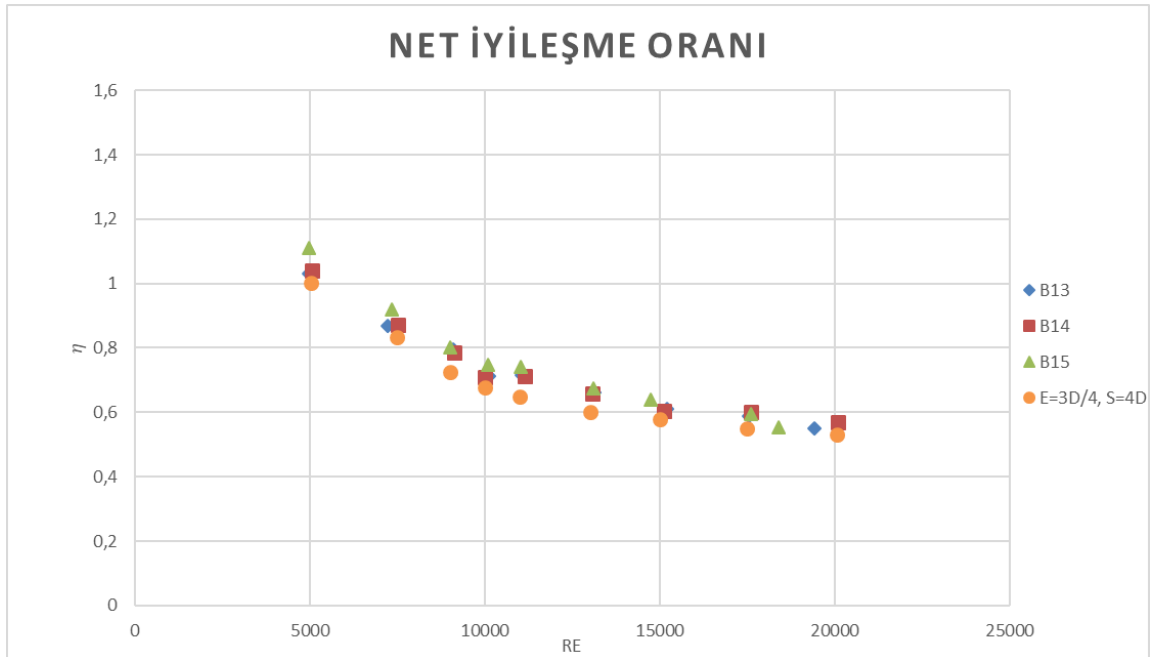
Şekil 4.26. A5 grubuna ait Nusselt sayılarının Reynolds sayısı ile değişimi.

Şekil 4.26'da görüldüğü üzere A5 grubuna ait şerit elemanlardan en iyi ısı transferi artışı B15 ($E=3D/4$, $a=D/4$, $S=4D$, $z=3$) nolu burulmuş dalgalı şerit elemanda görülmüştür. Bunun nedeni burulma arası dalga sayısının (z) diğerlerine göre fazla olduğundan kaynaklandığı düşünülmektedir. Tüm deney sonuçları içerisinde en yüksek ısı transferi artışı ve en yüksek sürtünme katsayısı B15'de görülmüştür. Bunun nedeni, genişlik (E), genlik (a) ve dalga sayısı (z) değerlerinin yüksek olup, burulma oranının (S) düşük olmasından kaynaklandığı düşünülmektedir.



Şekil 4.27. A5 grubuna ait sürtünme katsayılarının Reynolds sayısı ile değişimi.

Şekil 4.27' de A5 grubuna ait sürtünme katsayılarının Reynolds sayısı ile değişimi verilmiştir. Bu grupta en yüksek sürtünme katsayısı değeri B15 nolu burulmuş dalgalı şerit elemanda görülmektedir. A5 grubunun Nusselt değerlerinin diğer gruplara göre yüksek olmasına karşın, sürtünme katsayılarındaki yüksek değerler net iyileşme oranlarında düşüşe neden olmuştur.

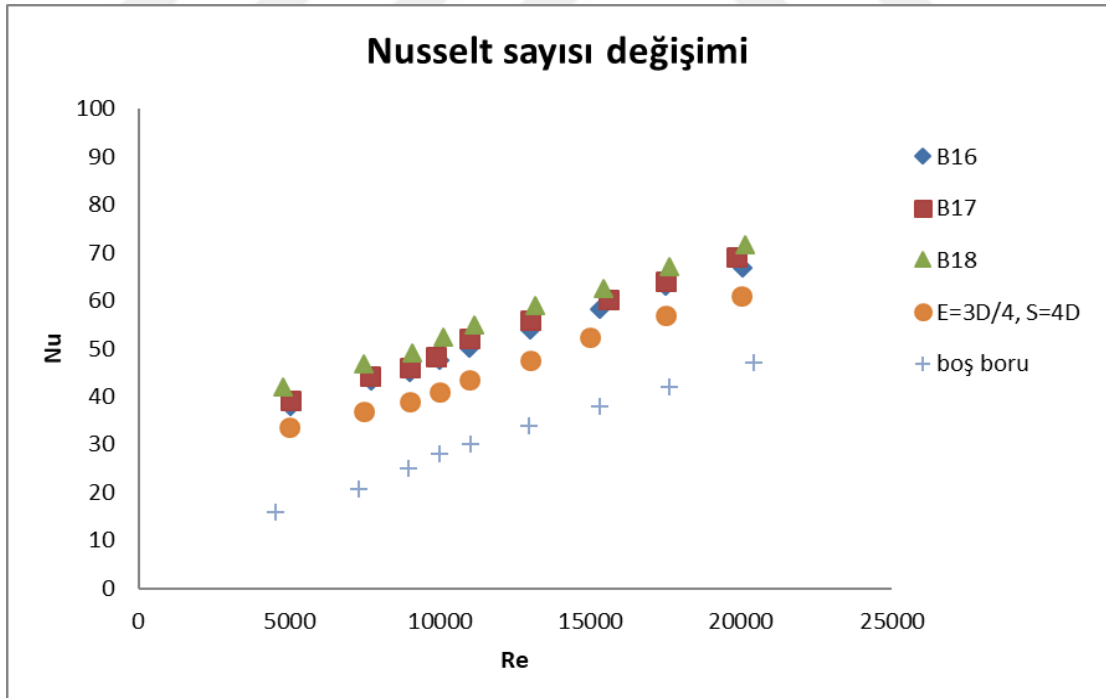


Şekil 4.28. A5 grubuna ait net iyileşme oranlarının Reynolds sayısı ile değişimi.

Şekil 4.28’de net iyileşme oranı değerlerinin birbirine çok yakın ve benzer eğilim gösterdiği görülmektedir. Diğer net iyileşme oranı grafiklerinde olduğu gibi bu şekilde de net iyileşme oranı değerlerinin Reynolds sayısı 10000 değerine kadar ani olarak azalan sonrasında ise yavaş bir şekilde azalan eğilim gösterdiği görülmektedir. Yine Reynolds sayısı yaklaşık 7000 değerinden sonra net iyileşme oranının 1 değerinin altına düştüğü görülmektedir. Bu sonuçlara göre bu gruptaki burulmuş dalgalı şerit elemanlar için düşük Reynolds sayısı değerlerinde ($Re=5000-7000$) ısı transferi etkisinin daha baskın olduğu, büyük Reynolds değerlerinde ise sürtünme faktörünün daha etkili olduğu söylenebilir. En yüksek net iyileşme oranı değeri $Re=4966$ değerinde B15 nolu burulmuş dalgalı şerit elemanda 1.11 olduğu görülmektedir.

4.2.6. A6 grubu ile yapılan deneyler

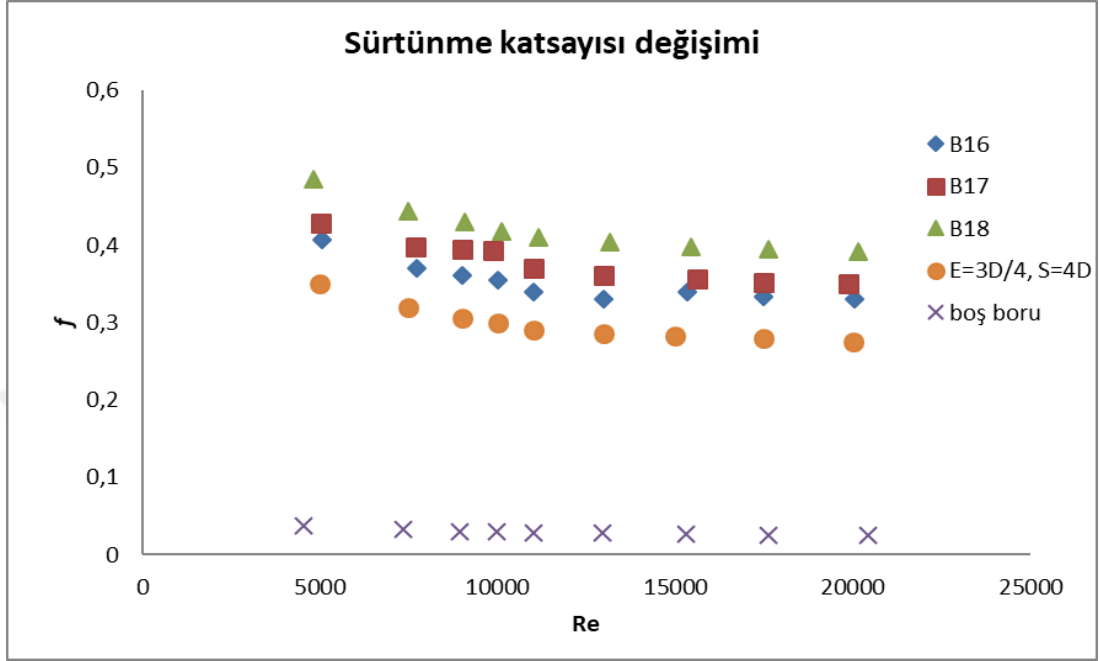
A6 grubunda yer alan B16, B17 ve B18 nolu burulmuş dalgalı şerit elemanların kendi aralarında ve boş boru deney sonuçlarına göre karşılaştırılması Şekil 4.29, 4.30 ve 4.31’ de yapılmıştır.



Şekil 4.29. A6 grubuna ait Nusselt sayılarının Reynolds sayısı ile değişimi.

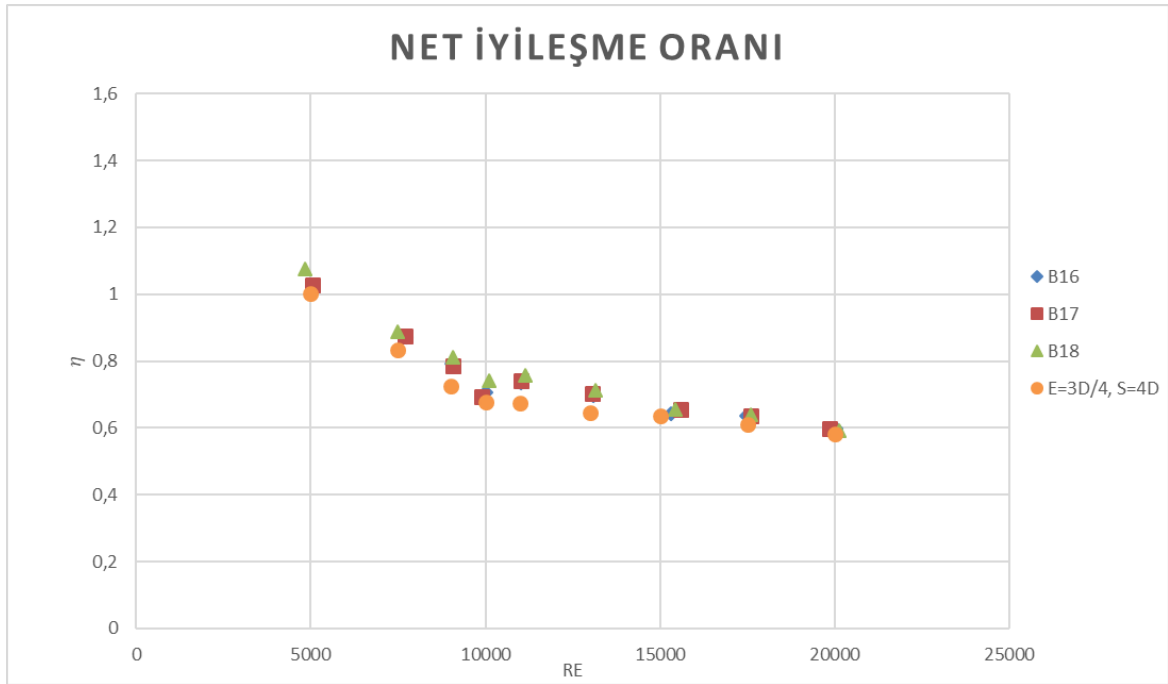
Şekil 4.29’ da görüldüğü gibi A6 grubuna ait şerit elemanlardan en iyi ısı transferi artışı B18 ($E=3D/4$, $a=D/8$, $S=4D$, $z=3$) nolu burulmuş dalgalı şerit elemanda görülmüştür.

Bunun nedeni burulma arası dalga sayısının (z) değerlerine göre fazla olduğundan kaynaklandığı düşünülmektedir. B15' e göre Nusselt değerleri daha düşük çıkmıştır. Bunun nedeni genlik (a) değerinin B15' e göre daha düşük olması denilebilir.



Şekil 4.30. A6 grubuna ait sürtünme katsayılarının Reynolds sayısı ile değişimi.

Şekil 4.30' da A6 grubuna ait sürtünme katsayılarının Reynolds sayısı ile değişimi verilmiştir. Bu grupta en yüksek sürtünme katsayısı değeri B18nolu burulmuş dalgalı şerit elemanında görülmektedir. Sürtünme katsayısı B15'e göre daha düşük çıkmıştır. Bunun sebebi de Nusselt değerinde olduğu gibi tek değişken parametre olan genlik (a) değerinden kaynaklandığı düşünülmektedir.

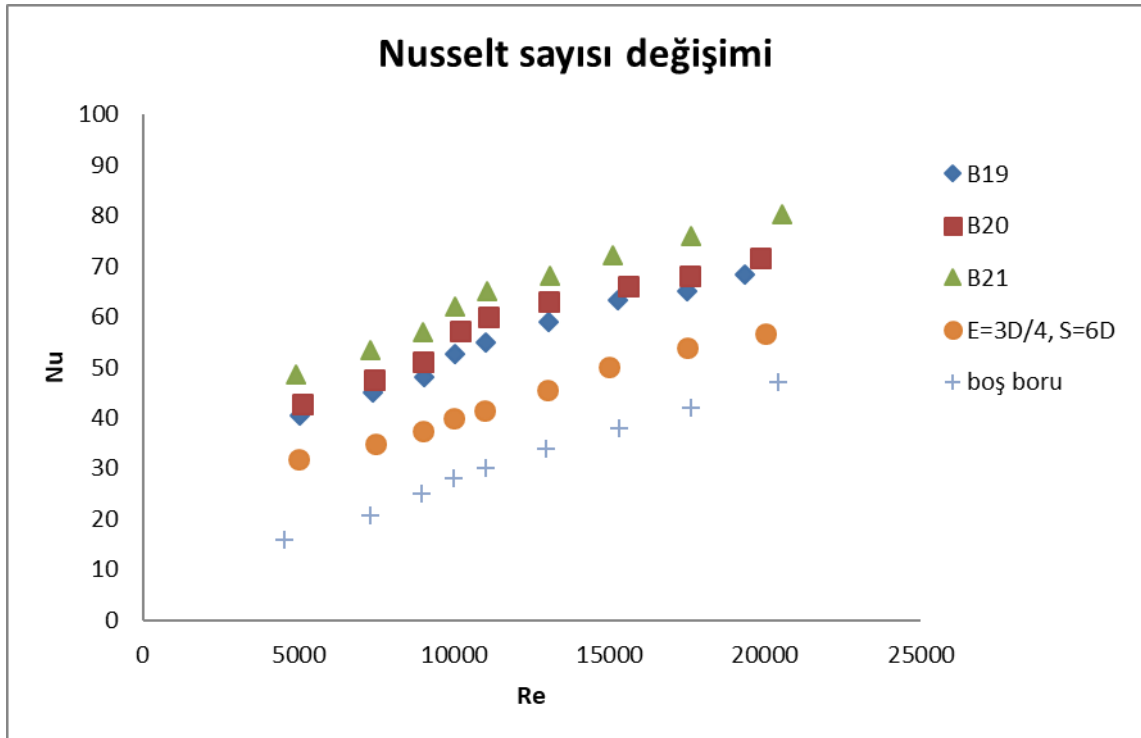


Şekil 4.31. A6 grubuna ait net iyileşme oranlarının Reynolds sayısı ile değişimi.

Şekil 4.31’de net iyileşme oranı değerlerinin birbirine çok yakın ve benzer eğilim gösterdiği görülmektedir. Diğer net iyileşme oranı grafiklerinde olduğu gibi bu şekilde de net iyileşme oranı değerlerinin Reynolds sayısı 10000 değerine kadar ani olarak azalan sonrasında ise yavaş bir şekilde azalan eğilim gösterdiği görülmektedir. Yine Reynolds sayısı yaklaşık 7000 değerinden sonra net iyileşme oranının 1 değerinin altına düştüğü görülmektedir. Bu sonuçlara göre bu gruptaki burulmuş dalgalı şerit elemanlar için düşük Reynolds sayısı değerlerinde ($Re=5000-7000$) ısı transferi etkisinin daha baskın olduğu, büyük Reynolds değerlerinde ise sürtünme faktörünün daha etkili olduğu söylenebilir. En yüksek net iyileşme oranı değeri $Re=4822$ değerinde B18 nolu burulmuş dalgalı şerit elemanda 1.07 olduğu görülmektedir.

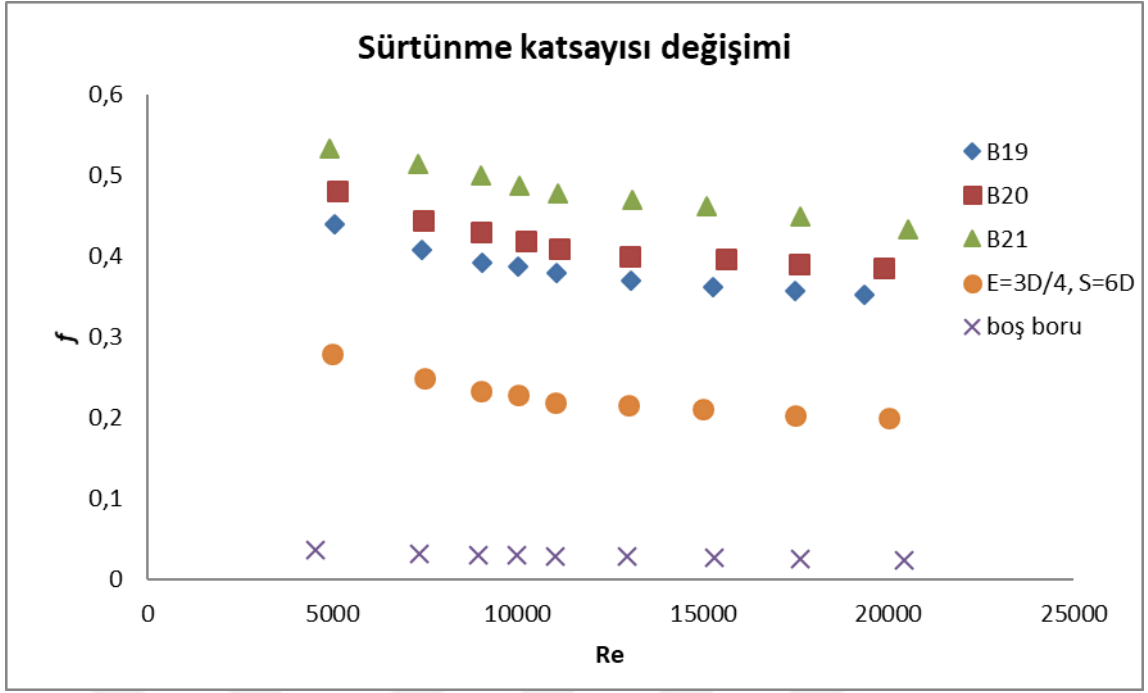
4.2.7. A7 grubu ile yapılan deneyler

A7 grubunda yer alan B19, B20 ve B21 nolu burulmuş dalgalı şerit elemanların kendi aralarında ve boş boru deney sonuçlarına göre karşılaştırılması Şekil 4.32, 4.33 ve 4.34’ de yapılmıştır.



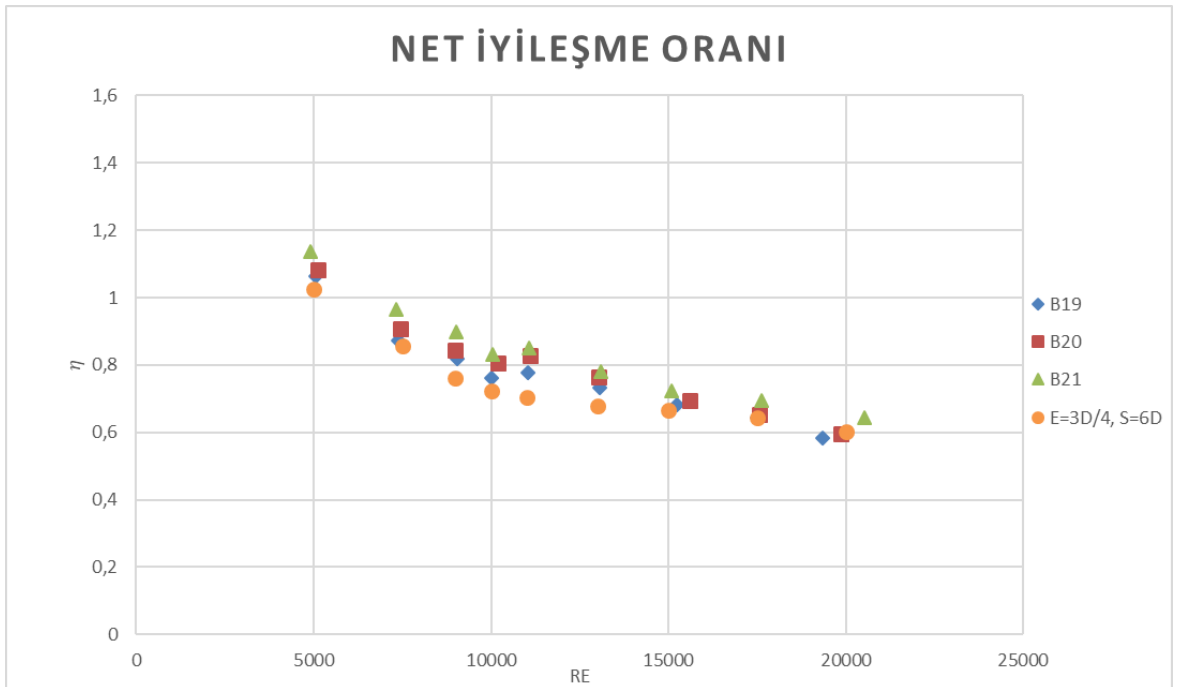
şekil 4.32. A7 grubuna ait Nusselt sayılarının Reynolds sayısı ile değişimi.

şekil 4.32' de görüldüğü gibi A7 grubuna ait şerit elemanlardan en iyi ısı transferi artışı B21 ($E=3D/4$, $a=D/4$, $S=6D$, $z=3$) nolu burulmuş dalgalı şerit elemanda görülmüştür. Bunun nedeni burulma arası dalga sayısının (z) değerlerine göre fazla olduğundan kaynaklandığı düşünölmektedir. B15' e göre Nusselt değerleri daha düşük çıkmıştır. Bunun nedeni burulma oranı (S) değerinin B15' e göre daha yüksek olması denilebilir.



Şekil 4.33. A7 grubuna ait sürtünme katsayılarının Reynolds sayısı ile değişimi.

Şekil 4.33' te A7 grubuna ait sürtünme katsayılarının Reynolds sayısı ile değişimi verilmiştir. Bu grupta en yüksek sürtünme katsayısı değeri B21 nolu burulmuş dalgalı şerit elemanında görülmektedir.

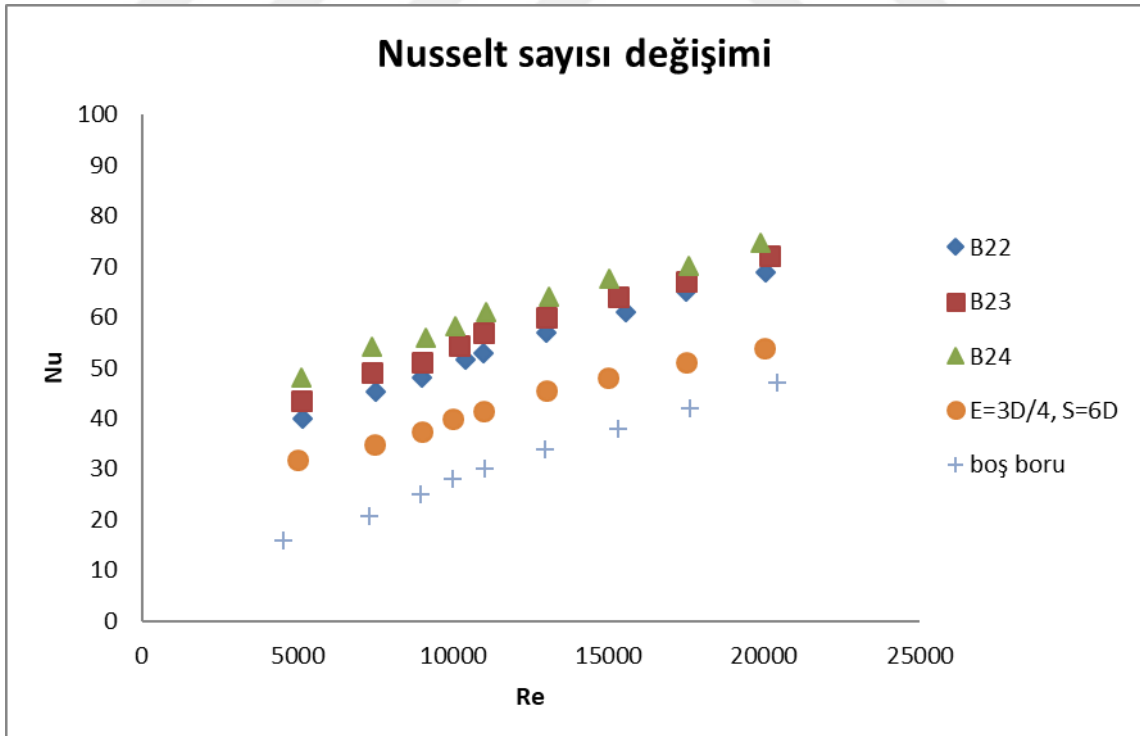


Şekil 4.34. A7 grubuna ait net iyileşme oranlarının Reynolds sayısı ile değişimi.

Şekil 4.34’de net iyileşme oranı değerlerinin birbirine çok yakın ve benzer eğilim gösterdiği görülmektedir. Diğer net iyileşme oranı grafiklerinde olduğu gibi bu şekilde de net iyileşme oranı değerlerinin Reynolds sayısı 10000 değerine kadar ani olarak azalan sonrasında ise yavaş bir şekilde azalan eğilim gösterdiği görülmektedir. Yine Reynolds sayısı yaklaşık 7500 değerinden sonra net iyileşme oranının 1 değerinin altına düştüğü görülmektedir. Bu sonuçlara göre bu gruptaki burulmuş dalgalı şerit elemanlar için düşük Reynolds sayısı değerlerinde ($Re=5000-7500$) ısı transferi etkisinin daha baskın olduğu, büyük Reynolds değerlerinde ise sürtünme faktörünün daha etkili olduğu söylenebilir. En yüksek net iyileşme oranı değeri $Re=4916$ değerinde B21 nolu burulmuş dalgalı şerit elemanda 1.14 olduğu görülmektedir.

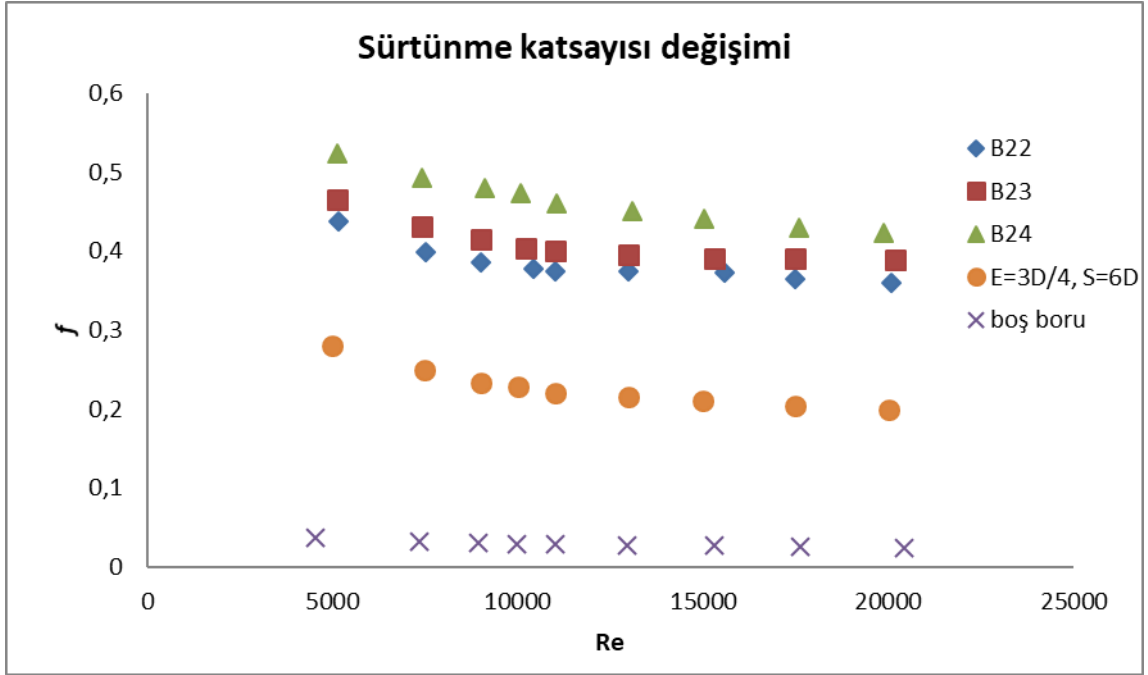
4.2.8. A8 grubu ile yapılan deneyler

A8 grubunda yer alan B22, B23 ve B24 nolu burulmuş dalgalı şerit elemanların kendi aralarında ve boş boru deney sonuçlarına göre karşılaştırılması Şekil 4.35, 4.36 ve 4.37’ de yapılmıştır.



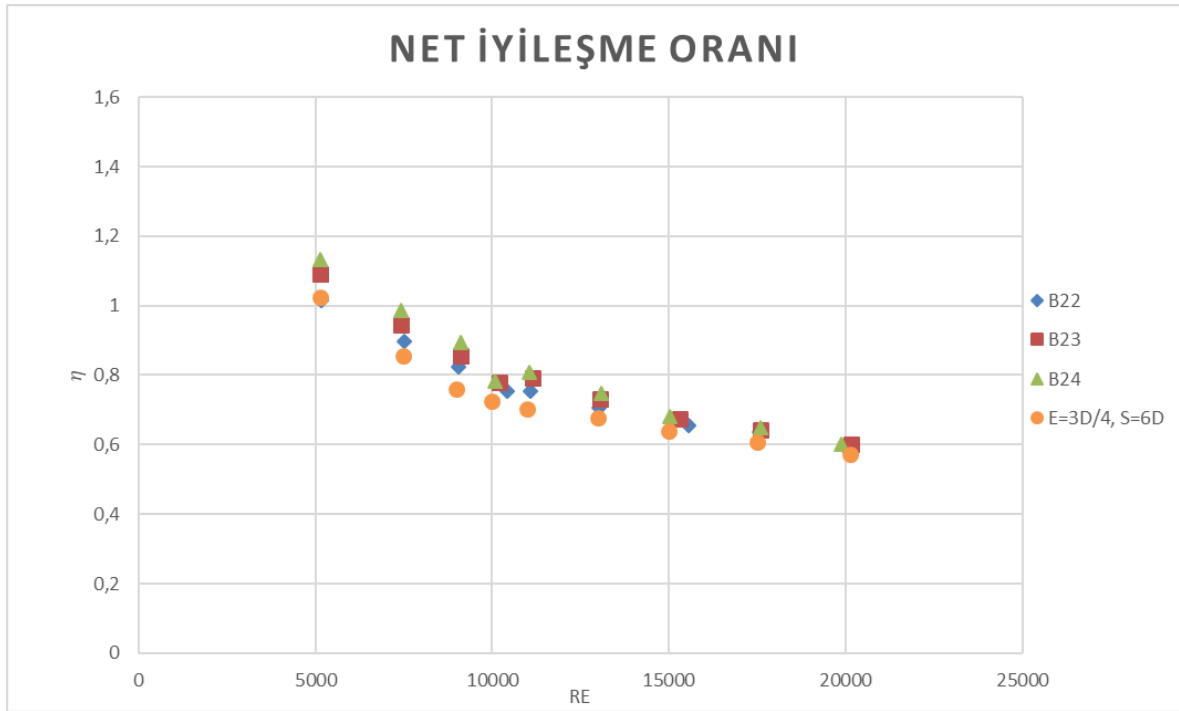
Şekil 4.35. A8 grubuna ait Nusselt sayılarının Reynolds sayısı ile değişimi.

Şekil 4.35' de görüldüğü gibi A8 grubuna ait şerit elemanlardan en iyi ısı transferi artışı B24 ($E=3D/4$, $a=D/8$, $S=6D$, $z=3$) nolu burulmuş dalgalı şerit elemanda görülmüştür. Bunun nedeni burulma arası dalga sayısının (z) diğerlerine göre fazla olduğundan kaynaklandığı düşünülmektedir.



Şekil 4.36. A8 grubuna ait sürtünme katsayılarının Reynolds sayısı ile değişimi.

Şekil 4.36' da A8 grubuna ait sürtünme katsayılarının Reynolds sayısı ile değişimi verilmiştir. Bu grupta en yüksek sürtünme katsayısı değeri B24 şerit elemanında görülmektedir. Sürtünme katsayısı B21'e göre daha düşük çıkmıştır.



Şekil 4.37. A8 grubuna ait net iyileşme oranlarının Reynolds sayısı ile değişimi.

Şekil 4.37’de net iyileşme oranı değerlerinin birbirine çok yakın ve benzer eğilim gösterdiği görülmektedir. Diğer net iyileşme oranı grafiklerinde olduğu gibi bu şekilde de net iyileşme oranı değerlerinin Reynolds sayısı 10000 değerine kadar ani olarak azalan sonrasında ise yavaş bir şekilde azalan eğilim gösterdiği görülmektedir. Yine Reynolds sayısı yaklaşık 7500 değerinden sonra net iyileşme oranının 1 değerinin altına düştüğü görülmektedir. Bu sonuçlara göre bu gruptaki burulmuş dalgalı şerit elemanlar için düşük Reynolds sayısı değerlerinde ($Re=5000-7500$) ısı transferi etkisinin daha baskın olduğu, büyük Reynolds değerlerinde ise sürtünme faktörünün daha etkili olduğu söylenebilir. En yüksek net iyileşme oranı değeri $Re=5138$ değerinde B24 nolu burulmuş dalgalı şerit elemanda 1.13 olduğu görülmektedir.

4.3. Deneysel Sonuçlarının Karşılaştırılması

Yapılan deneylerden elde edilen tüm bulgular birbiriyle ve literatürdeki benzer çalışmalar ile karşılaştırılarak yorumlanmıştır.

İlk olarak boş boru için yapılan deneyler farklı Reynolds (4547-39751) sayıları için zorlanmış akış ve sabit ısı akısı sınır şartlarında gerçekleştirilerek elde edilen bulgular Çizelge 4.1’de gösterilmiştir. Boş boru için sonuçlar incelendiğinde en yüksek ısı transferi Reynolds sayısının 39751 değerinde ve en yüksek sürtünme katsayısı

($f_s=0.0391$) Reynolds sayısının 4547 değerinde elde edilmiştir. Elde edilen bulgular Çizelge 4.1' de yer alan Petukhov-Krillov, Moody, Kays-Crawford, Colburn ve Dittus-Boelter' ın çalışmalarıyla karşılaştırılmış ve bu çalışmanın literatürle uyum içerisinde olduğu görülmüştür. Kıyaslamalar aynı Reynolds sayılarında Nusselt değerleri ve sürtünme katsayısı değerleri için yapılmıştır. Örneğin, Reynolds 4547 değerinde boş boru için yapılan çalışmada sürtünme katsayısı $f_s=0.0391$ iken Petukhov-Krillov için bu değer 0.0397, Moody için ise 0.0384 olduğu Çizelge 4.1' de görülmektedir. . Aynı şekilde Re 4547 değeri için boş boruda $Nu_{x_{ort}}$ 15.824 iken Dittus-Boelter' ın çalışmasında Nusselt sayısı, 17.514, Kays-Crawford' un çalışmasında 16.358 ve Colburn' un çalışmasında 17.316 olarak hesaplanmıştır.

Çizelge 4.1. Boş boruya ait deney bulguları ve literatürdeki bazı eşitliklerle karşılaştırılması

	Re	$Nu_{x_{ort}}$	Colburn	Dittus-Boelter	Kays-Crawford	ΔP (Pa)	f_s	Petukhov-Krillov	Moody
Boş Boru Deneyleri	4547	15.824	17.316	17.514	16.358	4	0.0391	0.0397	0.0384
	7335	20.730	25.389	25.680	23.986	9,5	0.0365	0.0344	0.0341
	9978	28.685	32.480	32.851	30.687	15	0.0317	0.0314	0.0291
	12788	35.433	39.615	40.067	37.429	23	0.0300	0.0294	0.0277
	15303	41.234	45.735	46.257	43.212	32	0.0292	0.0280	0.0267
	20417	49.127	57.601	58.258	54.423	55	0.0283	0.0260	0.0252
	25810	64.733	69.483	70.276	65.651	82	0.0265	0.0245	0.0241
	30439	74.409	79.287	80.192	74.915	110	0.0257	0.0235	0.0233
	36658	78.912	92.014	93.063	86.947	150	0.0247	0.0225	0.0224
	39751	88.681	98.158	99.278	92.744	180	0.0245	0.0221	0.0221

Çizelge 4.2' de burulmuş şerit elemanların belirli Reynolds aralığında net iyileşme oranları verilmiştir. Bu çizelgedeki en iyi en kötü net iyileşme oranı sırasıyla, $E=D/2$, $S=6D$ burulmuş şerit elemanında ve $E=3D/4$, $S=4D$ burulmuş şerit elemanında görülmüştür.

Çizelge 4.2. Burulmuş şerit elemanlara ait deney sonuçları

Burulmuş Şerit Eleman	Re	η
$E=D/2$, $S=4D$	5121-20091	1.084-0.617
$E=D/2$, $S=6D$	5068-20105	1.165-0.728
$E=3D/4$, $S=4D$	5043-20065	1.002-0.581
$E=3D/4$, $S=6D$	5130-20123	1.024-0.572

Çizelge 4.3' de Burulmuş dalgalı şerit elemanların belirli Reynolds aralığında net iyileşme oranları verilmiştir. Bu çizelgedeki en iyi en kötü net iyileşme oranı sırasıyla, B9 burulmuş dalgalı şerit elemanında ve B16 burulmuş dalgalı şerit elemanında görülmüştür.

Çizelge 4.3. Burulmuş dalgalı şerit elemanların deney bulguları

Şerit Elemanlar Grubu	Şerit Elemanın Adı	Re	η
A1	B1	4974-20408	1.168-0.666
	B2	5017-20806	1.202-0.663
	B3	4892-20374	1.216-0.667
A2	B4	5061-20253	1.140-0.608
	B5	4969-20413	1.138-0.620
	B6	4961-20538	1.227-0.655
A3	B7	5109-20511	1.199-0.699
	B8	5147-20294	1.251-0.686
	B9	5148-20147	1.311-0.697
A4	B10	4917-20006	1.222-0.742
	B11	5043-21480	1.260-0.740
	B12	5106-20296	1.302-0.737
A5	B13	4959-19428	1.031-0.548
	B14	5072-20089	1.040-0.569
	B15	4966-18380	1.108-0.554
A6	B16	5058-20043	1.013-0.599
	B17	5039-19864	1.027-0.599
	B18	4822-20143	1.074-0.592
A7	B19	5065-19358	1.064-0.583
	B20	5133-19864	1.082-0.595
	B21	4916-20538	1.137-0.643
A8	B22	5161-20071	1.016-0.586
	B23	5139-20176	1.089-0.601
	B24	5138-19871	1.132-0.601

Çizelge 4.4' de deneysel olarak yapılan çalışmanın, literatürdeki benzer çalışmalarla karşılaştırılması verilmiştir. Piriyarungrod ve ark. (2015), yaptıkları deneylerini, 4 farklı konik açısında $\alpha = 0.0^\circ, 0.3^\circ, 0.6^\circ$ ve 0.9° ve her konik açı için 3 farklı burulma oranında 3.5, 4.0 ve 4.5 gerçekleştirmişlerdir. Bas ve Ozceyhan (2012), çalışmalarında 5 farklı burulma oranında $y/D = 2, 2.5, 3, 3.5, 4$ ve 2 farklı boşluk oranında $c/D = 0,0178$ ve $0,0357$ gerçekleştirmişlerdir. Eiamsa-Ard ve ark. (2010), çalışmalarında (WT), (T-A) ve (TT) olmak üzere 3 tip burulmuş şerit eleman kullanmışlardır. Kullandıkları tüm şerit elemanları $y/W=3$ burulma oranında ve üç farklı ($\beta = 43^\circ, 53^\circ$ ve 74°) atak açısıyla üretmişlerdir.

Çizelge 4.4 incelendiğinde en iyi net iyileşme oranı Bas ve Ozceyhan (2012)'in Reynolds sayısı 5183 değerinde $c/D = 0.0178$ ve $y/D = 2$ için 1.756 olarak elde edilmiştir. En düşük net iyileşme oranı ise Piriyarungrod ve ark. (2015)'in konik açısı $\alpha = 0.0^\circ$, burulma oranı $y/W = 4.5$ ve $Re=6000$ değerinde 0.940 olarak elde edilmiştir. Yapılan deneysel çalışma sonuçlarının, literatürdeki yapılan benzer çalışma sonuçlarıyla uyum içerisinde olduğu gösterilmiştir.

Çizelge 4.4. Yapılan deneysel çalışmanın, literatürdeki yapılan benzer bazı çalışmalarla karşılaştırılması

Literatürdeki Bazı Çalışmalar	Şerit Elemanlar	Sonuçlar		
			Re	η
Deneysel	B9 (E=D/2, S=6D, a=D/4, z=3)	En iyi	5148-20147	1.311-0.697
	E=3D/4, S=4D	En kötü	5043-20065	1.002-0.581
Piriyarungrod ve ark. (2015)	T-TT, $y/W=3.5, \theta=0.9^\circ$	En iyi	6000-20000	1.051-0.998
	TT, $y/W=4.5, \theta=0^\circ$	En kötü	6000-20000	0.940-0.895
Bas ve Ozceyhan (2012)	$c/D=0.0178, y/D=2$	En iyi	5132-24989	1.756-1.398
	$c/D=0.0357, y/D=4$	En kötü	5132-24989	1.578-1.180
Eiamsa-Ard ve ark. (2010)	WT-A, $\beta=74^\circ$	En iyi	5200-22000	1.4-1.05
	TT, $y/W=3.0$	En kötü	5200-22000	1.21-0.95

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

5.1 Sonuçlar

Bu çalışmada türbülanslı akışta boru içerisine yerleştirilen burulmuş dalgalı şerit elemanların ısı transferi ve basınç düşüşüne etkileri Reynolds sayısı 4892-21480 aralığında deneysel olarak incelenmiştir. Deneyler farklı genişlik değerleri (E), genlik değerleri (a), dalga sayıları (z) ve burulma oranları (S) için gerçekleştirilmiş, ısı transferi ve akış karakteristiklerine etkileri gözlenmiştir. Deneyler ilk olarak boş test borusu için yapılmış ve bulgular literatürde yapılan benzer çalışmalar ile kıyaslanmış ve bu çalışmalar ile yakın sonuçların alındığı belirlenmiştir. Daha sonra test borusu içerisine burulmuş ve burulmuş dalgalı şerit elemanlar yerleştirilerek sabit ısı akısı, zorlanmış taşınım şartlarında ve belirtilen Re değerleri aralığında deneyler tekrarlanmıştır.

Bu tez çalışmasından elde edilen sonuçlar aşağıda verilmiştir;

- Yapılan boş boru deneylerinde, yerel Nusselt sayılarının ısıtılan deney borusu boyunca değişimlerinde, ısıtmanın başlangıcından itibaren Nusselt sayısı azalmakta ve yaklaşık 12D mesafesinden sonra hemen hemen sabit kalmaktadır. Bu durum, ısı olarak tam gelişmenin olduğunun göstergesidir.
- Boru içerisine yerleştirilen burulmuş dalgalı şerit elemanlar kıvrımlı yapısından dolayı boru içerisinde akışı engelleyici ve akışkanın yönünü değiştirici etki göstererek girdap ve çalkantı oluşturarak türbülansı arttırmaktadır. Bu durum ısı transferinde ve basınç kaybında artışa neden olmaktadır.
- Şerit elemanın genlik, genişlik değerleri ve dalga sayısının artması ve de burulma oranının azalması ile ısı transferinde artış yani Nusselt sayısında artış görülmüştür.
- Toplamda 24 adet burulmuş dalgalı şerit eleman kullanılarak yapılmış deneyler sonucunda ısı transferi ve sürtünme katsayısındaki en fazla artış B15 ($E=3D/4$, $S=4D$, $a=D/4$, $z=3$) nolu burulmuş dalgalı şerit elemanında görülmüştür. B15 deneyindeki ısı transferi, boş test borusuna kıyasla yaklaşık 3 kat artmıştır.

- En iyi net iyileşme oranı $Re = 5148$ değerinde A3 nolu grubun B9 ($E=D/2$, $S=6D$, $a=D/4$, $z=3$) nolu burulmuş dalgalı şerit elemanında $\eta=1.31$ olarak elde edilmiştir.
- En kötü net iyileşme oranı $Re = 5058$ değerinde A6 nolu grubun B16 ($E=3D/4$, $S=4D$, $a=D/8$, $z=1$) nolu burulmuş dalgalı şerit elemanında $\eta=1.013$ olarak elde edilmiştir.
- Bu tez çalışması sonucunda, endüstride yaygın olarak kullanılan ısı değiştiricilerindeki borular içerisine, ısı değiştiricisinin çalışma şartlarına göre düşük Reynolds sayılarında dalgalı burulmuş şerit elemanlar yerleştirilerek; ısı transferi iyileştirmesi sağlamanın mümkün olacağı gösterilmiştir.

5.2 Öneriler

- Aynı deney düzeneği ve deney şartları altında sadece farklı tip akışkan kullanılarak ısı transferindeki iyileşme incelenebilir.
- Yeni tip şerit elemanlar oluşturularak bunların ısı transferi ve akış karakteristiğine etkileri incelenebilir.
- İç eleman yüzeyi işlenerek ısı transfer yüzey alanı artırılabilir ve Nu sayısı artışı sağlanabilir.
- Fan kapasitesi artırılarak yüksek Reynolds sayılarında deneyler tekrarlanabilir.
- Laminer akış için deneyler tekrarlanabilir.

KAYNAKLAR

- Atılğan, M. ve Gölcü, M., 1996, Üniform Dairesel Kesitli Boru Akışlarında Kinetik Enerji ve Momentum Düzeltme Faktörlerinin Değişimi, *Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 2 (2), 109-116.
- Bas, H. ve Özceyhan, V., 2012, Heat transfer enhancement in a tube with twisted tape inserts placed separately from the tube wall, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 41, 51-58.
- Bharadwaj, P., Khondge, A. ve Date, A., 2009, Heat transfer and pressure drop in a spirally grooved tube with twisted tape insert, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52 (7-8), 1938-1944.
- Bhuiya, M., Azad, A., Chowdhury, M. ve Saha, M., 2016, Heat transfer augmentation in a circular tube with perforated double counter twisted tape inserts, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 74, 18-26.
- Chang, S. W., Yu, K.-W. ve Lu, M. H., 2005, Heat transfers in tubes fitted with single, twin, and triple twisted tapes, *Experimental Heat Transfer*, 18 (4), 279-294.
- Chang, S. W., Jan, Y. J. ve Liou, J. S., 2007, Turbulent heat transfer and pressure drop in tube fitted with serrated twisted tape, *International Journal of Thermal Sciences*, 46 (5), 506-518.
- Chokphoemphun, S., Pimsarn, M., Thianpong, C. ve Promvonge, P., 2015, Thermal performance of tubular heat exchanger with multiple twisted-tape inserts, *Chinese Journal of Chemical Engineering*, 23 (5), 755-762.
- Çengel, Y. ve Cimbala, J., M., 2015, Akışkanlar Mekaniği: Temelleri ve Uygulamaları (Üçüncü Baskıdan Çeviri), *Ankara*, Palme Yayıncılık, 350-362, 948.
- Darıcı, S., 1998, Borularda Akış Tıkanmasının Türbülanslı Isı Transferine Etkileri, Yüksek Lisans, *Selçuk Üniversitesi*, Konya, 13-15.
- Eiamsa-Ard, S., Wongcharee, K., Eiamsa-Ard, P. ve Thianpong, C., 2010, Thermohydraulic investigation of turbulent flow through a round tube equipped with twisted tapes consisting of centre wings and alternate-axes, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 34 (8), 1151-1161.
- Feizabadi, A., Khoshvaght-Aliabadi, M. ve Rahimi, A. B., 2019, Experimental evaluation of thermal performance and entropy generation inside a twisted U-tube equipped with twisted-tape inserts, *International Journal of Thermal Sciences*, 145, 106051.
- Genceli, O. F., 1998, Ölçme Tekniği, *İstanbul*, Birsen Yayınevi.
- Güneş, S., 2009, Çeşitli İç Elemanlar Yerleştirilmiş Bir Boruda Isı Geçişinin İncelenmesi, Doktora, *Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Kayseri, 4,58-59.
- Gürdal, M., 2017, Borularda Türbülanslı Akışta Sinüsoidal Ondüleli Şerit Elemanların Isı Transferi ve Akış Karakteristiklerine Etkileri, Yüksek Lisans, *Necmettin Erbakan Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Konya, 98-106.
- Hasanpour, A., Farhadi, M. ve Sedighi, K., 2014, A review study on twisted tape inserts on turbulent flow heat exchangers: The overall enhancement ratio criteria, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 55, 53-62.
- Hasanpour, A., Farhadi, M. ve Sedighi, K., 2016, Experimental heat transfer and pressure drop study on typical, perforated, V-cut and U-cut twisted tapes in a helically corrugated heat exchanger, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 71, 126-136.

- Hasanpour, A., Farhadi, M. ve Sedighi, K., 2017, Intensification of heat exchangers performance by modified and optimized twisted tapes, *Chemical Engineering and Processing-Process Intensification*, 120, 276-285.
- Holman, J. P., 2014, Isı Transferi (Onuncu Basımdan Çeviri), Ankara, Nobel Akademik Yayıncılık, p. 279-315.
- Hong, Y., Du, J. ve Wang, S., 2017a, Experimental heat transfer and flow characteristics in a spiral grooved tube with overlapped large/small twin twisted tapes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 106, 1178-1190.
- Hong, Y., Du, J. ve Wang, S., 2017b, Turbulent thermal, fluid flow and thermodynamic characteristics in a plain tube fitted with overlapped multiple twisted tapes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 115, 551-565.
- Hoshi, H. A., Ahmed, I. S. ve Abdulmunem, A. R., 2018, Effect of Using Combined Square Nozzle & winglet with Helical Tape on Thermal Characteristics in Tube Heat Exchanger, *Al-Khwarizmi Engineering Journal*, 14 (4), 64-71.
- Krall, K. ve Sparrow, E. M., 1966, Turbulent heat transfer in the separated, reattached, and redevelopment regions of a circular tube, *Journal of heat transfer*, 88 (1), 131-136.
- Lim, K. Y., Hung, Y. M. ve Tan, B. T., 2017, Performance evaluation of twisted-tape insert induced swirl flow in a laminar thermally developing heat exchanger, *Applied Thermal Engineering*, 121, 652-661.
- Liu, S. ve Sakr, M., 2013, A comprehensive review on passive heat transfer enhancements in pipe exchangers, *Renewable and sustainable energy reviews*, 19, 64-81.
- Man, C., Lv, X., Hu, J., Sun, P. ve Tang, Y., 2017, Experimental study on effect of heat transfer enhancement for single-phase forced convective flow with twisted tape inserts, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 106, 877-883.
- Manglik, R. M. ve Bergles, A. E., 1993, Heat transfer and pressure drop correlations for twisted-tape inserts in isothermal tubes: Part II—Transition and turbulent flows, *Journal of heat transfer*, 115 (4), 890-896.
- Mashoofi, N., Pourahmad, S. ve Pesteei, S., 2017, Study the effect of axially perforated twisted tapes on the thermal performance enhancement factor of a double tube heat exchanger, *Case studies in thermal engineering*, 10, 161-168.
- Nakhchi, M. ve Esfahani, J., 2019, Performance intensification of turbulent flow through heat exchanger tube using double V-cut twisted tape inserts, *Chemical Engineering and Processing-Process Intensification*, 141, 107533.
- Piriyarungrod, N., Eiamsa-Ard, S., Thianpong, C., Pimsarn, M. ve Nanan, K., 2015, Heat transfer enhancement by tapered twisted tape inserts, *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, 96, 62-71.
- Saysroy, A. ve Eiamsa-Ard, S., 2017, Enhancing convective heat transfer in laminar and turbulent flow regions using multi-channel twisted tape inserts, *International Journal of Thermal Sciences*, 121, 55-74.
- Saysroy, A., Changcharoen, W. ve Eiamsa-ard, S., 2018, Performance assessment of turbular heat exchanger tubes containing rectangular-cut twisted tapes with alternate axes, *Journal of Mechanical Science and Technology*, 32 (1), 433-445.
- Shaeri, M. ve Yaghoubi, M., 2009, Numerical analysis of turbulent convection heat transfer from an array of perforated fins, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 30 (2), 218-228.
- Suri, A. R. S., Kumar, A. ve Maithani, R., 2017, Effect of square wings in multiple square perforated twisted tapes on fluid flow and heat transfer of heat exchanger tube, *Case studies in thermal engineering*, 10, 28-43.

- Tamna, S., Kaewkohkiat, Y., Skullong, S. ve Promvonge, P., 2016, Heat transfer enhancement in tubular heat exchanger with double V-ribbed twisted-tapes, *Case studies in thermal engineering*, 7, 14-24.
- Tijing, L. D., Pak, B. C., Baek, B. J. ve Lee, D. H., 2006, A study on heat transfer enhancement using straight and twisted internal fin inserts, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 33 (6), 719-726.
- Vashistha, C., Patil, A. K. ve Kumar, M., 2016, Experimental investigation of heat transfer and pressure drop in a circular tube with multiple inserts, *Applied Thermal Engineering*, 96, 117-129.
- White, F. M., 2004, Akışkanlar Mekaniği (Dördüncü Baskıdan Çeviri), *İstanbul, Literatiür Yayıncılık*, 408-454.
- Zhang, J., Zhao, Y., Diao, Y. ve Zhang, Y., 2015, An experimental study on fluid flow and heat transfer in a multiport minichannel flat tube with micro-fin structures, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 84, 511-520.
- Zhang, S., Lu, L., Dong, C. ve Cha, S. H., 2019a, Performance evaluation of a double-pipe heat exchanger fitted with self-rotating twisted tapes, *Applied Thermal Engineering*, 158, 113770.
- Zhang, S., Lu, L., Dong, C. ve Cha, S. H., 2019b, Thermal characteristics of perforated self-rotating twisted tapes in a double-pipe heat exchanger, *Applied Thermal Engineering*, 114296.
- Zhu, X. W., Fu, Y. H. ve Zhao, J. Q., 2016, A novel wavy-tape insert configuration for pipe heat transfer augmentation, *Energy Conversion and Management*, 127, 140-148.

EKLER**EK-1 HIOKI LR 8402 – 20 Çok Amaçlı Datalogger**

Teknik Özellikler	
Kanal sayısı	Standart analog 30 kanallı
Ölçüm	Sıcaklık, nem, puls ölçümü, ve analog çıkışlı sensörleri algılayabilme
Kayıt hafızası	16 Mb
Hassasiyet	±%2 (Sıcaklık ölçümü için)
Ebatlar	272x182.4x66.5 mm
Çalışma sıcaklıkları	0-40 °C
Ağırlık	2.6 kg
Ekran	5.7 "
Giriş	Jack girişi olmadan 2 telli termokupl kablosu yardımıyla
Kayıt	Gerçek zamanlı
Ara yüz	Lan, usb, Cf, Fat 32, http, ftp
Modül sayısı	15 kanallı toplam 4 bağlayıcı blok
Gerilim girişi	10 mV-100 V
Termokupl Tipi	K

EK-2 KIMO Mp 100 Dijital Fark Manometresi

Teknik Özellikleri	
Basınç Ölçüm Aralığı	0/1000 Pa
Çalışma Sıcaklığı	0.....+50 C ⁰
Hassasiyet	±%1 (Fark basınç ölçümü için)
Saklama Sıcaklığı	-20.....+80 C ⁰
Ölçüm Yaptığı Birimler	kPa, inWg, mmHg, mBar, Psi, Bar
Boyutları	156,2x70,6x34,7
Çözünürlük	1 Pa
Ağırlık	190 g

EK-3 TESTO 435-4 Dijital Hız Ölçer

Teknik özellikler	
Ölçüm aralığı (K-tipi, NiCr-Ni)	: -200... +1370 °C
Ölçüm aralığı (NTC)	: -50... +150 °C
Ölçüm aralığı (testo nem sensörü, kapasitif)	: 0... +100 %RH
Ölçüm aralığı (pervane)	: 0... +60 m/sn
Ölçüm aralığı (T-tipi, Cu-CuNi)	: -200... +400 °C
Ölçüm aralığı (ısınan tel-hot wire)	: 0... +20 m/sn
Ölçüm aralığı (mutlak basınç probu)	: 0... +2000 hPa
Ölçüm aralığı (CO2-IAQ probu)	: 0... +10000 ppm CO2
Ölçüm aralığı (dahili fark basınç)	: 0... +25 hPa
Doğruluk (K-tipi, NiCr-Ni)	: ±0.3 °C (-60... +60 °C) ±(0.2 °C +0.3% ölç.değ.) (kalan aralık)
Doğruluk (NTC)	: ±0.2 °C(-25... +74.9 °C) ±0.4 °C (-50... -25.1 °C) ±0.4 °C (+75... +99.9 °C) ±0.5% ölç.değ. (kalan aralık)
Doğruluk (T-tipi, Cu-CuNi)	: ±0.3 °C (-60... +60 °C) ±(0.2 °C +0.3% ölç.değ.) (kalan aralık)
Doğruluk (dahili fark basınç)	: ±0.02 hPa (0... +2 hPa) 1% ölç.değ. (kalan aralık)
Çözünürlük (K-tipi, NiCr-Ni)	: 0.1 °C
Çözünürlük (NTC)	: 0.1 °C
Çözünürlük (testo nem sensörü, kapasitif)	: 0.1 %RH

EK-4 1 atm Basınçta Havanın Özellikleri (Çengel ve Cimbala, 2015)

TABLO A-9

1 atm basınçta havanın özellikleri

Sıcaklık $T, ^\circ\text{C}$	Yoğunluk $\rho, \text{kg/m}^3$	Özgül Isı c_p $\text{J/kg}\cdot\text{K}$	Isıl İletkenlik $k, \text{W/m}\cdot\text{K}$	Isıl Yayımlım (Difüzyon) Katsayısı $\alpha, \text{m}^2/\text{s}$	Dinamik Viskozite $\mu, \text{kg/m}\cdot\text{s}$	Kinematik Viskozite $\nu, \text{m}^2/\text{s}$	Prandtl Sayısı Pr
-150	2.866	983	0.01171	4.158×10^{-6}	8.636×10^{-6}	3.013×10^{-6}	0.7246
-100	2.038	966	0.01582	8.036×10^{-6}	1.189×10^{-6}	5.837×10^{-6}	0.7263
-50	1.582	999	0.01979	1.252×10^{-5}	1.474×10^{-5}	9.319×10^{-6}	0.7440
-40	1.514	1002	0.02057	1.356×10^{-5}	1.527×10^{-5}	1.008×10^{-5}	0.7436
-30	1.451	1004	0.02134	1.465×10^{-5}	1.579×10^{-5}	1.087×10^{-5}	0.7425
-20	1.394	1005	0.02211	1.578×10^{-5}	1.630×10^{-5}	1.169×10^{-5}	0.7408
-10	1.341	1006	0.02288	1.696×10^{-5}	1.680×10^{-5}	1.252×10^{-5}	0.7387
0	1.292	1006	0.02364	1.818×10^{-5}	1.729×10^{-5}	1.338×10^{-5}	0.7362
5	1.269	1006	0.02401	1.880×10^{-5}	1.754×10^{-5}	1.382×10^{-5}	0.7350
10	1.246	1006	0.02439	1.944×10^{-5}	1.778×10^{-5}	1.426×10^{-5}	0.7336
15	1.225	1007	0.02476	2.009×10^{-5}	1.802×10^{-5}	1.470×10^{-5}	0.7323
20	1.204	1007	0.02514	2.074×10^{-5}	1.825×10^{-5}	1.516×10^{-5}	0.7309
25	1.184	1007	0.02551	2.141×10^{-5}	1.849×10^{-5}	1.562×10^{-5}	0.7296
30	1.164	1007	0.02588	2.208×10^{-5}	1.872×10^{-5}	1.608×10^{-5}	0.7282
35	1.145	1007	0.02625	2.277×10^{-5}	1.895×10^{-5}	1.655×10^{-5}	0.7268
40	1.127	1007	0.02662	2.346×10^{-5}	1.918×10^{-5}	1.702×10^{-5}	0.7255
45	1.109	1007	0.02699	2.416×10^{-5}	1.941×10^{-5}	1.750×10^{-5}	0.7241
50	1.092	1007	0.02735	2.487×10^{-5}	1.963×10^{-5}	1.798×10^{-5}	0.7228
60	1.059	1007	0.02808	2.632×10^{-5}	2.008×10^{-5}	1.896×10^{-5}	0.7202
70	1.028	1007	0.02881	2.780×10^{-5}	2.052×10^{-5}	1.995×10^{-5}	0.7177
80	0.9994	1008	0.02953	2.931×10^{-5}	2.096×10^{-5}	2.097×10^{-5}	0.7154
90	0.9718	1008	0.03024	3.086×10^{-5}	2.139×10^{-5}	2.201×10^{-5}	0.7132
100	0.9458	1009	0.03095	3.243×10^{-5}	2.181×10^{-5}	2.306×10^{-5}	0.7111
120	0.8977	1011	0.03235	3.565×10^{-5}	2.264×10^{-5}	2.522×10^{-5}	0.7073
140	0.8542	1013	0.03374	3.898×10^{-5}	2.345×10^{-5}	2.745×10^{-5}	0.7041
160	0.8148	1016	0.03511	4.241×10^{-5}	2.420×10^{-5}	2.975×10^{-5}	0.7014
180	0.7788	1019	0.03646	4.593×10^{-5}	2.504×10^{-5}	3.212×10^{-5}	0.6992
200	0.7459	1023	0.03779	4.954×10^{-5}	2.577×10^{-5}	3.455×10^{-5}	0.6974
250	0.6746	1033	0.04104	5.890×10^{-5}	2.760×10^{-5}	4.091×10^{-5}	0.6946
300	0.6158	1044	0.04418	6.871×10^{-5}	2.934×10^{-5}	4.765×10^{-5}	0.6935
350	0.5664	1056	0.04721	7.892×10^{-5}	3.101×10^{-5}	5.475×10^{-5}	0.6937
400	0.5243	1069	0.05015	8.951×10^{-5}	3.261×10^{-5}	6.219×10^{-5}	0.6948
450	0.4880	1081	0.05298	1.004×10^{-4}	3.415×10^{-5}	6.997×10^{-5}	0.6965
500	0.4565	1093	0.05572	1.117×10^{-4}	3.563×10^{-5}	7.806×10^{-5}	0.6986
600	0.4042	1115	0.06093	1.352×10^{-4}	3.846×10^{-5}	9.515×10^{-5}	0.7037
700	0.3627	1135	0.06581	1.598×10^{-4}	4.111×10^{-5}	1.133×10^{-4}	0.7092
800	0.3289	1153	0.07037	1.855×10^{-4}	4.362×10^{-5}	1.326×10^{-4}	0.7149
900	0.3008	1169	0.07465	2.122×10^{-4}	4.600×10^{-5}	1.529×10^{-4}	0.7206
1000	0.2772	1184	0.07868	2.398×10^{-4}	4.826×10^{-5}	1.741×10^{-4}	0.7260
1500	0.1990	1234	0.09599	3.908×10^{-4}	5.817×10^{-5}	2.922×10^{-4}	0.7478
2000	0.1553	1264	0.11113	5.664×10^{-4}	6.630×10^{-5}	4.270×10^{-4}	0.7539

Not: İdeal gazlar için c_p , k , μ ve Pr basınçtan bağımsızdır. 1 atm'den farklı P (atm) basınçlarındaki ρ , ν ve α özellikleri; verilen sıcaklıktaki ρ değerleri P ile çarpılarak, ν ve α değerlerini ise P 'ye bölünerek hesaplanabilir.

Kaynak: Veriler S. A. Klein ve F. L. Alvarado tarafından geliştirilen EES yazılımından elde edilmiştir. Orijinal kaynaklar: Keenan, Chao, Keyes, Gas Tables, Wiley, 198; and Thermophysical Properties of Matter, Vol. 3: Thermal Conductivity, Y. S. Touloukian, P. E. Liley, S. C. Saxena, Vol. 11: Viscosity, Y. S. Touloukian, S. C. Saxena, and P. Hestermans, IFI/Plenum, NY, 1970, ISBN 0-306067020-8.

EK-5 B1 İçin Örnek Hesaplama

B1 şerit eleman yerleştirilmiş boru için yapılan deneylerden birine ait hesaplama:

$$Re = 5000$$

$$\bar{T}_b = 36,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\vartheta = 1,665 * 10^{-5} \text{ m}^2$$

$$5000 = \frac{U_m * 0,0384}{1,665 * 10^{-5}}$$

$$U_m = 2,17 \text{ m/s}$$

$$U_m = U_{max} * 0,82$$

$$U_{max} = 2,64 \text{ m/s}$$

Deneyde ölçülen $U_{max}=2,78 \text{ m/s}$ olduğu için $U_m=2,28 \text{ m/s}$ olur.

$$\bar{T}_b = \frac{69,6 + 24}{2} = 46,8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\bar{T}_b = 46,8 \text{ } ^\circ\text{C için,}$$

$$\rho = 1,1002 \text{ kg / m}^3$$

$$k_h = 0,0276 \text{ W / m } ^\circ\text{C}$$

$$\vartheta = 17,60 * 10^{-6} \text{ m}^2 / \text{s}$$

$$Pr = 0,710$$

$$Di = 0,0384 \text{ m}$$

$$Do = 0,042 \text{ m}$$

$$L = 1,68 \text{ m}$$

$$D' = 0,1022 \text{ m}$$

$$Re = \frac{2,28 * 0,0384}{1,76 * 10^{-5}}$$

$$Re = 4974$$

$$\bar{T}' = 36,25 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\bar{T}_{\infty} = 24 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$P_t = 0,91 * 215 = 195,65 \text{ W}$$

$$Q' = 1,24 * \pi * 0,1022 * 1,68 * (36,25 - 24)^{4/3} = 18,8877 \text{ W}$$

$$P_{net} = 195,65 - 18,88 = 176,76 \text{ W}$$

$$q_w = \frac{176,76}{\pi * 0,0384 * 1,68} = 872,16 \text{ W/m}^2$$

$$\dot{q} = \frac{176,76}{2 * \pi * (0,021^2 - 0,0192^2) * 1,68} = 207247,38 \text{ W/m}^3$$

$$2,28 = \frac{\dot{V}}{\frac{\pi * (0,0384)^2}{4}}$$

$$\dot{V} = 0,00264 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$K = \frac{(0,021)^2}{2 * 15} \left[\ln \frac{0,021}{0,0192} - \frac{1}{2} \left(1 - \frac{(0,0192)^2}{(0,021)^2} \right) \right] = 5,91 * 10^{-9}$$

$$T_{w_{o_1}} = 47,28 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{w_{i_1}} = 47,28 - (5,91 * 10^{-9}) * 207247,38$$

$$T_{w_{i_1}} = 47,28 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{b_x} = 24 + \frac{176,76 * (0,0500 / 1,68)}{1,1002 * 0,00264 * 1010,44}$$

$$T_{b_x} = 25,89 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$h_x = \frac{872,16}{47,28 - 25,89}$$

$$h_x = 40,78 \text{ W/m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$Nu_x = \frac{2 * 40,78 * 0,0192}{0,0276}$$

$$Nu_x = 56,8$$

$$\Delta P = 40 \text{ Pa}$$

$$f = \frac{40}{\frac{1}{2} * (1,1002) * (2,28)^2 * \left(\frac{1,68}{0,0384}\right)}$$

$$f = 0,32$$



EK-6 Belirsizlik Analizi

B1 şerit elemanın kullanıldığı deneylerden $Re=4974$ değeri için belirsizlik analizi örnek olarak ayrıntılı bir şekilde gösterilmiştir.

Sıcaklık ölçümleri: $\pm\%2$

Dijital fark basınç ölçümleri: $\pm\%1$

Akışkan hızı ölçümleri: $\pm \% 0.5$

Boyut ölçümleri: ± 0.1 mm

Elektrik akımı ölçümleri: $\pm \%1$

Voltaj farkı ölçümleri: $\pm\%1$

$Re= 4974$ $L= 1680$ mm $I= 215$ A $V= 0.91$ V $U_m=2.28$ m/s

$T_\infty = 24$ °C $D_o= 42.2$ mm $D_i= 38.4$ mm $D_{yo}=102.2$ mm $T_{wort}=98.96$ °C

$T_{wiort}= 98.93$ °C $T_{yo}= 36.25$ °C $T_{b(x)ort}= 44.6$ °C $k_w= 35$ W/m.°C

$k_h=0.0276$ W/m.°C $\dot{q} = 81111$ W/m³ $P_{net}= 176.76$ W $q_{aki}= 872.16$ W/m²

$K= 5.91 \times 10^{-9}$ $r_{wo}=0.0211$ m $r_{wi}=0.0192$ m $\Delta P= 40$ Pa

Cam yününden ortama doğal konveksiyon ile gerçekleşen ortalama sıcaklığının hesabında yapılabilecek hata oranı aşağıdaki bağıntı ile hesaplanır.

$$T_{ort} = \frac{T_{yo} + T_\infty}{2}$$

$$\frac{W_{T_{ort}}}{T_{ort}} = \left[\left(\frac{W_{T_{yo}}}{T_{yo} + T_\infty} \right)^2 + \left(\frac{W_{T_\infty}}{T_{yo} + T_\infty} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\frac{W_{T_{ort}}}{T_{ort}} = \left[\left(\frac{0.725}{36.25 + 24} \right)^2 + \left(\frac{0.48}{36.25 + 24} \right)^2 \right]^{1/2} \times 100 = \%1.44$$

Doğal taşınım ile ısı yalıtımından ortama geçen ısının taşınım katsayısının hesaplanmasında yapılan hata oranı aşağıdaki bağıntı ile hesaplanır.

$$h_{ortam} = \frac{q}{T_{wi} - T_b(x)}$$

$$\frac{W_{h_{ortam}}}{h_{ortam}} = \left[\left(\frac{W_q}{q} \right)^2 + \left(\frac{W_{T_b(x)}}{T_b(x) + T_{wi}} \right)^2 + \left(\frac{W_{T_{wi}}}{T_b(x) + T_{wi}} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\frac{W_{h_{ortam}}}{h_{ortam}} = \left[\left(\frac{17.44}{872.16} \right)^2 + \left(\frac{0.892}{44.6 + 98.93} \right)^2 + \left(\frac{1.9786}{44.6 + 98.93} \right)^2 \right]^{1/2} \times 100 = \%2.5$$

Isı yalıtımı dış cidar yüzey alanının hesaplanması sırasında yapılan hata oranı aşağıdaki bağıntı ile hesaplanır.

$$A_y = \pi D_{yo} L$$

$$\frac{W_{A_{yo}}}{A_{yo}} = \left[\left(\frac{W_L}{L} \right)^2 + \left(\frac{W_{D_{yo}}}{D_{yo}} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\frac{W_{A_{yo}}}{A_{yo}} = \left[\left(\frac{0.0001}{1.680} \right)^2 + \left(\frac{0.0001}{0.1022} \right)^2 \right]^{1/2} \times 100 = \%0.01$$

Test borusu dış cidar yüzey alanının hesaplanmasında ise ortaya çıkan hata miktarı aşağıdaki bağıntı ile hesaplanır.

$$A_o = \pi D_o L$$

$$\frac{W_{A_o}}{A_o} = \left[\left(\frac{W_L}{L} \right)^2 + \left(\frac{W_{D_o}}{D_o} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\frac{W_{A_{yo}}}{A_{yo}} = \left[\left(\frac{0.0001}{1.680} \right)^2 + \left(\frac{0.0001}{0.0422} \right)^2 \right]^{1/2} \times 100 = \%0.23$$

Isıl direncin hesaplanması sırasında oluşan hata oranı aşağıdaki bağıntı ile hesaplanır.

$$\frac{1}{kA} = F = \frac{1}{h_{ortam} A_y} + \frac{c}{k_y A_o}$$

$$\frac{W_F}{F} = \left[\frac{\left((W_{h_{ortam}}) \left(\frac{\partial F}{\partial h_{ortam}} \right) \right)^2 + \left((W_{A_{yo}}) \left(\frac{\partial F}{\partial A_{yo}} \right) \right)^2 + \left((W_{A_y}) \left(\frac{\partial F}{\partial A_y} \right) \right)^2}{F^2} \right]^{1/2}$$

$$\frac{W_F}{F} = \left(6.29 \times 10^{-4} + 1.739 \times 10^{-6} + 5.49 \times 10^{-7} \right)^{1/2} = 0.02512 \times 100 = \%2.5$$

Test borusu dış yüzeyinden çevreye geçen toplam ısı kaybının hesaplanmasında ortaya çıkan hata oranı aşağıdaki bağıntı ile hesaplanır.

$$Q_{kayıp} = \frac{T_{wox} - T_{\infty}}{F}$$

$$\frac{W_{Q_{kayıp}}}{Q_{kayıp}} = \left[\left(\frac{W_{T_{wox}}}{T_{wox} - T_{\infty}} \right)^2 + \left(\frac{W_{T_{\infty}}}{T_{wox} - T_{\infty}} \right)^2 + \left(\frac{W_F}{F} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\frac{W_{Q_{kayıp}}}{Q_{kayıp}} = \left[\left(\frac{1.9792}{98.96 - 24} \right)^2 + \left(\frac{0.48}{98.96 - 24} \right)^2 + (0.02512)^2 \right]^{1/2} \times 100 = \%3.7$$

Test borusuna uygulanan net elektriksel gücün hesaplanmasında ortaya çıkan hata oranı aşağıdaki bağıntı ile hesaplanır.

$$P_{net} = \Delta V \cdot I - Q_{kayıp}$$

$$\frac{W_{P_{net}}}{P_{net}} = \left[\frac{\left((W_{\Delta V} \cdot I) \right)^2 + \left(\Delta V \cdot W_I \right)^2 + \left(W_{Q_{kayıp}} \right)^2}{\left(\Delta V \cdot I - Q_{kayıp} \right)^2} \right]^{1/2}$$

$$\frac{W_{P_{net}}}{P_{net}} = \left[\frac{(0.01 \times 215)^2 + (0.01 \times 0.91)^2 + (0.6985)^2}{(0.91 \times 215 - 18.88)^2} \right]^{1/2} \times 100 = \%1.3$$

Test borusuna boru boyunca uygulanan ısı akısının hesaplanmasında ortaya çıkan hata oranı aşağıdaki bağıntı ile hesaplanır.

$$q = \frac{P_{net}}{\pi D_o L}$$

$$\frac{W_q}{q} = \left[\left(\frac{W_{P_{net}}}{P_{net}} \right)^2 + \left(\frac{W_{D_o}}{D_o} \right)^2 + \left(\frac{W_L}{L} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\frac{W_q}{q} = \left[(0.0127)^2 + \left(\frac{0.0001}{0.0422} \right)^2 + \left(\frac{0.0001}{1.68} \right)^2 \right]^{1/2} \times 100 = \%1.3$$

Test borusunda birim hacim başına üretilen ısının bulunmasında oluşan hata oranı aşağıdaki bağıntı ile hesaplanır.

$$\dot{q} = \frac{P_{net}}{\pi \left(\frac{D_o^2 - D^2}{4} \right) L}$$

$$\frac{W_{\dot{q}}}{\dot{q}} = \left[\left(\frac{W_{P_{net}}}{P_{net}} \right)^2 + \left(\frac{\pi L D_o W_{D_o}}{2} \right)^2 + \left(\frac{\pi L D W_D}{L} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\frac{W_{\dot{q}}}{\dot{q}} = \left[(0.0127)^2 + \left(\frac{\pi \times 1.68 \times 0.0422 \times 0.0001}{2} \right)^2 + \left(\frac{\pi \times 1.68 \times 0.0384 \times 0.0001}{1.68} \right)^2 \right]^{1/2} \times 100 = \%1.3$$

Test borusu iç yüzey sıcaklığı T_{wi} 'nin hesabında yapılan hata oranı aşağıdaki bağıntı ile hesaplanır.

$$T_{w_{ix}} = T_{w_{ox}} - K \cdot \dot{q}$$

$$K = \frac{r_{wo}^2}{2k_w} \left[\ln \left(\frac{r_{wo}}{r_{wi}} \right) - \frac{1}{2} \left(1 - \frac{r_{wi}^2}{r_{wo}^2} \right) \right]$$

$$\frac{W_{T_{w_{ix}}}}{T_{w_{ix}}} = \left[\left(\frac{W_{T_{w_{ox}}}}{T_{w_{ox}}} \right)^2 + \left(\frac{W_K}{K} \right)^2 + \left(\frac{W_{\dot{q}}}{\dot{q}} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\frac{W_{T_{w_{ix}}}}{T_{w_{ix}}} = \left[\left(\frac{1.9792}{98.96} \right)^2 + \left(\frac{0.00000001}{5.91 \times 10^{-9}} \right)^2 + (0.0127)^2 \right]^{1/2} \times 100 = \%2.3$$

Re sayısının hesabında ortaya çıkan hata oranı aşağıdaki bağıntı ile hesaplanır.

$$Re = \frac{U_m \cdot D}{\nu}$$

$$\frac{W_{Re}}{Re} = \left[\left(\frac{W_D}{D} \right)^2 + \left(\frac{W_{U_m}}{U_m} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\frac{W_{Re}}{Re} = \left[\left(\frac{0.0001}{0.0384} \right)^2 + \left(\frac{0.0114}{2.28} \right)^2 \right]^{1/2} \times 100 = \%0.56$$

Test borusu iç cidar sıcaklığı ve akışkanın ortalama yığık sıcaklığı arasındaki farkın hesaplanması sırasında yapılan hata oranı aşağıdaki bağıntı ile hesaplanır.

$$\Delta T = T_{wix} - T_b(x)$$

$$\frac{W_{\Delta T}}{\Delta T} = \left[\left(\frac{W_{T_{wix}}}{(T_{wix} - T_b(x))} \right)^2 + \left(\frac{W_{T_b(x)}}{(T_{wix} - T_b(x))} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\frac{W_{\Delta T}}{\Delta T} = \left[\left(\frac{1.9786}{98.93 - 44.6} \right)^2 + \left(\frac{0.892}{98.93 - 44.6} \right)^2 \right]^{1/2} \times 100 = \%4$$

Isı taşınım katsayısının hesabında ise yapılan hata oranı aşağıdaki bağıntı ile hesaplanır.

$$h(x) = \frac{q}{T_{wix} - T_b(x)}$$

$$\frac{W_{h(x)}}{h(x)} = \left[\left(\frac{W_q}{q} \right)^2 + \left(\frac{W_{\Delta T}}{\Delta T} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\frac{W_{h(x)}}{h(x)} = [(0.0129)^2 + (0.04)^2]^{1/2} \times 100 = \%4.2$$

Yerel Nusselt sayısının hesaplanmasında ortaya çıkan hata oranı aşağıdaki bağıntı ile hesaplanır.

$$Nu(x) = \frac{h(x)D}{k_h}$$

$$\frac{W_{Nu}}{Nu} = \left[\left(\frac{W_{h(x)}}{h(x)} \right)^2 + \left(\frac{W_D}{D} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\frac{W_{Nu}}{Nu} = \left[(0.042)^2 + \left(\frac{0.0001}{0.0384} \right)^2 \right]^{1/2} \times 100 = \%4.2$$

Sürtünme katsayısının hesaplanmasında ortaya çıkan hata oranı aşağıdaki bağıntı ile hesaplanır.

$$f = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2} \rho U_m^2 \frac{L_p}{D}}$$

$$\frac{W_f}{f} = \left[\left(\frac{W_{\Delta P}}{\Delta P} \right)^2 + \left(\frac{W_D}{D} \right)^2 + \left(\frac{W_L}{L} \right)^2 + \left(\frac{2W_{U_m}}{U_m} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\frac{W_f}{f} = \left[\left(\frac{0.4}{40} \right)^2 + \left(\frac{0.0001}{0.0384} \right)^2 + \left(\frac{0.0001}{1.68} \right)^2 + \left(\frac{2 \times 0.0114}{2.28} \right)^2 \right]^{1/2} \times 100 = \%1.4$$

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Soner Örs
Uyruğu : T.C.
Doğum Yeri ve Tarihi : Selçuklu – 12.07.1994

EĞİTİM

Derece	Adı, İlçe, İl	Bitirme Yılı
Lise	: Hazım Kulak Anadolu Lisesi, Merkez, Aksaray	2012
Üniversite	: Selçuk Üniversitesi, Selçuklu, Konya	2016
Yüksek Lisans	: Konya Teknik Üniversitesi, Selçuklu, Konya	2019

YABANCI DİLLER

İngilizce: Orta

BİLGİSAYAR PROGRAMLARI

Microsoft Office: İyi
Solidworks: İyi
Autocad: İyi