



T.C.
KONYA TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

**BORULARDA AKIŞ YÖNÜNDE DİKDÖRTGEN KESİTLİ
KANATÇIKLAR AÇILAN BURULMUŞ ŞERİT
ELEMENLARIN TÜRBÜLANSLI AKIŞTA ISI
TRANSFERİNE ETKİLERİ**

Ali Elmi FARAH

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Ocak-2022
KONYA
Her Hakkı Saklıdır

TEZ KABUL VE ONAYI

Ali Elmi FARAH tarafından hazırlanan “**BORULARDA AKIŞ YÖNÜNDE DİKDÖRTGEN KESİTLİ KANATÇIKLAR AÇILAN BURULMUŞ ŞERİT ELEMANLARIN TÜRBÜLANSLI AKIŞTA ISI TRANSFERİNE ETKİLERİ.**” adlı tez çalışması 27/01/2022 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oy birliği / oy çokluğu ile Konya Teknik Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Jüri Üyeleri

Başkan

Prof. Dr. Saim KOÇAK

Danışman

Dr. Öğr. Üyesi Aziz Hakan ALTUN

Üye

Dr. Öğr. Üyesi Şükrü Ulaş ATMACA

İmza

.....

.....

.....

Yukarıdaki sonucu onaylarım.

Prof. Dr. Saadettin Erhan KESEN
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.

İmza

Ali Elmi FARAH

Tarih:27.01.2022

ÖZET

YÜKSEK LİSANS TEZİ

BORULARDA AKIŞ YÖNÜNDE DİKDÖRTGEN KESİTLİ KANATÇIKLAR AÇILAN BURULMUŞ ŞERİT ELEMANLARIN TÜRBÜLANSLI AKIŞTA ISI TRANSFERİNE ETKİLERİ

Ali Elmi FARAH

Konya Teknik Üniversitesi
Lisansüstü Eğitim Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Aziz Hakan ALTUN

2022, 90 Sayfa

Jüri

Dr. Öğr. Üyesi Aziz Hakan ALTUN
Dr. Öğr. Üyesi Şükrü Ulaş ATMACA
Prof. Dr. Saim KOÇAK

Bu çalışmada, boru içi türbülanslı akışta, test borusu boyunca yerleştirilmiş dikdörtgen kanatçıklar açılmış burulmuş şerit elemanların ısı transferi ve akış karakteristiği üzerindeki etkisi Reynolds sayısı 4000-20000 aralığı için deneysel olarak araştırılmıştır. Tüm deneyler zorlanmış taşınım ve sabit ısı akısı çalışma koşulları altında gerçekleştirilmiştir. Deneyler, üç farklı kanatçık genişliği (1,5, 3 ve 5 mm) ve üç farklı kanatçık açısı ($\beta=5^\circ$, 10° ve 15°) olmak üzere 9 farklı kanatçıklı burulmuş ve tipik burulmuş şerit eleman için için tekrarlanmıştır. Deneysel çalışmadan elde edilen veriler; Reynolds sayısına göre (Re) Nusselt sayısı (Nu) ve sürtünme faktörü (f) değişimleri ampirik bağlantılar ve tablolar kullanılarak yorumlanmıştır. Elde edilen sonuçlara göre kanatçıklı burulmuş şerit elemanlar tipik burulmuş şerit eleman ile karşılaştırıldığında hem Nusselt sayısında hem de sürtünme faktöründe artışa yol açtığı görülmüştür. Sonuç olarak tüm Reynolds sayıları için boş boru, burulmuş ve kanatçıklı şerit elemanların deney sonuçları kıyaslandığında; en yüksek ısı performans değerlerin $\beta=5^\circ$ açılı ve kanatçık genişliği 1.5 mm olan burulmuş şerit elemanı yerleştirilmiş boru için elde edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Sürtünme faktörü, ısı transferi iyileştirme, boru içi türbülanslı akış, dikdörtgen kanatçıklı burulmuş şerit eleman

ABSTRACT

MS THESIS

THE EFFECTS OF WINGLET TWISTED TAPES ON HEAT TRANSFER IN TURBULENT FLOW PIPES

Ali Elmi FARAH

Konya Technical University
Institute of Graduate Studies
Department of Mechanical Engineering

Advisor: Asst.Prof.Dr. Aziz Hakan ALTUN
2021, 90 Pages

Jury

Dr. Öğr. Üyesi Aziz Hakan ALTUN
Dr. Öğr. Üyesi Şükrü Ulaş ATMACA
Prof. Dr. Saim KOÇAK

In this study, effect of twisted tape elements that were located throughout the test pipe with rectangular fins on heat transfer and flow characteristics for 4000-20000 Reynolds number interval was investigated experimentally, with turbulent flow in pipe. All the experiments were conducted under forced convection and constant heat flux boundary conditions. Tests were repeated for 9 different finned twisted, i.e., three different fin widths (1.5, 3 and 5 mm) and three different fin angles ($\beta=5^\circ$, 10° and 15°) and typical twisted tape elements. The data from the experimental measurements; Nusselt number (Nu) and friction factor (f) changing according to the Reynolds number (Re) were evaluated by means of empirical correlations and tables. According to the obtained results, it is seen that twisted tape elements with rectangular fins increase both the Nusselt number and the friction factor comparing to the typical twisted tape. As a conclusion, the highest thermal performance result is obtained by means of the rectangular finned twisted tape element that has $\beta=5^\circ$ fin angle and 1.5 mm fin width, according to the comparison between plain pipe, typical twisted tape inserted pipe, and rectangular finned twisted tape inserted pipe.

Keywords: Friction factor, heat transfer enhancement, turbulent flow in pipe, twisted tape with rectangular fin

ÖNSÖZ

Çalışmalarım ve tüm yüksek lisans öğrenimim süresince, desteğini sürekli gördüğüm değerli danışmanım, *Dr. Öğr. Üyesi Aziz Hakan ALTUN*'a, deneylerin gerçekleştirmemden tez yazımına kadar her türlü konuda yardımlarını esirgemeyen *Dr. Öğr. Üyesi Sercan Doğan*'a teşekkürlerimi sunarım.

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

Ali Elmi FARAH
KONYA-2022



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 Akışlarda Zorlanmış Taşınım İle Isı Transferi.....	12
3.1.1. Hidrodinamik Ve Isıl Gelişme Bölgesi.....	12
3.2. Deney Düzeni.....	15
3.3. Deneyin Yapılışı	23
3.4. Hesaplamalar	23
3.5. Belirsizlik Analizi	28
4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA.....	30
4.1. Boş Bir Boru İçin Deney Sonuçları	30
4.2. Tipik ve Kanatçıklı Burulmuş Şerit Elemanlar.....	37
4.2.1. Burulmuş Şerit Eleman İçin Deney Sonuçları	38
4.2.2. Kanatçıklı Burulmuş Şerit Elemanlar İçin Deney Sonuçları	41
4.2.2.1. Genişlik 1.5 mm ve üç farklı açıda ($\beta=5^\circ$, 10° ve 15°) kanatçık açılmış burulmuş şerit eleman.....	41
4.2.2.2. Genişlik 3 mm ve üç farklı açıda ($\beta=5^\circ$, 10° ve 15°) kanatçık açılmış burulmuş şerit eleman.....	49
4.2.2.3. Genişlik 5 mm ve üç farklı açıda ($\beta=5^\circ$, 10° ve 15°) kanatçık açılmış burulmuş şerit eleman.....	57
4.3. Deneysel Sonuçların Karşılaştırılması.....	65
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	74
5.1 Sonuçlar	74
5.2 Öneriler	75
KAYNAKLAR	76
EKLER	80

SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler

A: Alan (m^2)

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

D: Çap (m)

f: Sürtünme katsayısı

h: Isı taşınım katsayısı (W/m^2K)

I: Elektrik akımı (A)

K: Sabit (Eşitlik 3.32)

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 : Isıl hidrolik performans

β : Çentikli açısı ($^{\circ}$)

y: Şerit elemanın burulma uzunluğu (mm)

W : Şerit elemanın burulma genişliği (mm)

y/W : Şerit elemanın burulma oranı

l : Şerit elemanın çentikli uzunluğu (mm)

w : Şerit elemanın çentikli genişliği (mm)

l/w : Şerit elemanın çentikli oranı

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

Isı transfer arttırıcı yüzeyleri birçok mühendislik uygulamasında yaygın olarak kullanılmaktadır. Isı değiştiriciler, klimalar, kimyasal reaktörler ve soğutma sistemleri bunların bir örneğidir. Bu sistemlerde ve özellikle de ısı eşanjörlerinde Isı transferini arttırmak üzere ekipmanın boyutunu ve maliyetini en aza indirmek için çeşitli yöntemler araştırılmıştır. Bu yöntemler aktif ve pasif yöntemler olarak sınıflandırılır. Aktif yöntemde mutlaka harici güç kullanırken, pasif yöntemde herhangi bir harici güç kullanılmamaktadır. Pasif yöntemler, burulmuş şerit elemanların üretim sürecinin basit olması ve mevcut bir ısı eşanjöründe kolayca kullanılabilmesi nedeniyle aktif yöntemlere kıyasla tercih edilmektedir. Isı transferini arttırma yöntemleri genellikle ısı transferinin etkili yüzey alanını artırarak veya cihazın içinde akan akışkanda türbülans oluşturarak gerçekleşmektedir. Pürüzlü yüzeyler veya genişletilmiş yüzeyler, etkili yüzey alanını arttırmak için kullanılırken, ilave ekler, kanatçıklar, türbülatorler gibi ekipmanlarda türbülans oluşturmak için kullanılır.

Pasif teknikler genellikle akışkanın transfer edildiği yüzey alanının genişletilmesi, ısı taşınım katsayısının arttırılması veya akışkanın temas ettiği yüzeyin pürüzlülük değerinin yükseltilmesi ile ısı transferinin iyileştirilmesi için tercih edilen tekniklerdendir. Isı değiştiricileri tasarımında pasif teknik olarak sınıflandırılan boru ya da kanal içine yerleşik iç elemanlar konumlandırma, sıklıkla tercih edilen bir metottur. Yerleşik iç eleman olarak türbülator kullanımı, endüstriyel alanlarda da ısı değiştirici dizaynında kullanılmaktadır. Türbülatorler kanal içerisindeki yüzey alanını arttırmakla 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. Özellikle endüstriyel tip çeşitli kazan, kalorifer ve radyatorlerde ısı veriminin artırılması amacıyla türbülatorler kullanımı yaygın olarak karşımıza çıkmaktadır. Isı değiştiricilerinde türbülator kullanımı yıllık enerji ve işletme maliyetlerini önemli ölçüde azalttığından hem endüstride hem de akademik çalışmalarda üzerine ağırlık verilen bir konu haline gelmiştir. Dolayısıyla uygun türbülator tasarımları ile enerji kaynaklarının verimli ve efektif kullanımı hedeflenmektedir.

Birçok akademisyen, az pompalama gücü ile maksimum ısı transferini sağlamak için çeşitli türbülator şekilleri ve malzemeleri üzerinde çalışmaktadır. Bazı deneysel ve sayısal

araştırmalar teorik olarak iyi sonuçlar vermesine rağmen, endüstriyel uygulanabilirlikleri sınırlı olabilir. Yukarıda bahsedilen araştırmalar bazı durumlarda optimizasyon ve ekonomik altyapı eksikliği nedeniyle gerçekleştirilememiştir. Buna rağmen halen bilim adamları i elemanlarının (kıvrılmış tel, lüle, helisel yay, halka, şerit, kanatçıklar vb.) ısı transferi üzerindeki doğrudan ve dolaylı etkilerini araştıyorlar.

Bu çalışmada, borularda hidrodinamik gelişmesini tamamlamış türbülanslı hava akışında boru içerisine konumlandırılan burulmuş şerit elemanlara akış yönünde açılan dikdörtgen kesitli kanatçıkların ısı transferi ve basınç kaybına etkileri deneysel olarak incelenmiştir. Deneyle, cidarları direnç olarak kullanılan test borusunun elektrik ile ısıtılmasıyla sabit yüzey ısı akısında, çeşitli Reynolds sayısının 4000 ila 20000 arasında gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar literatürdeki çalışmalar ile kıyaslanarak değerlendirmeler yapılmıştır.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Boru ve kanal akışlarında ısı transferini iyileştirmek için literatürde birçok araştırma yapılmıştır ve yapılmaya devam etmektedir. Isı transferi üzerine yapılan bilimsel çalışmalar, son yıllarda mevcut ısı transferi iyileştirme teknolojilerinin sürekli olarak geliştirilmesiyle sonuçlanmıştır. Alternatif bir enerji kaynağı olarak enerji artık daha etkin ve verimli bir şekilde ele alınmaktadır. Bu doğrultuda endüstrinin çeşitli bölümlerinde kullanılan ısı değiştiricilerde ısı transferini artırmaya yönelik araştırmalar enerji ekonomisi açısından dikkate değer bir literatür ortaya çıkarmıştır. Birçok bilim adamı ısı taşınımını sayısal ve deneysel olarak incelemiştir ve araştırmalar günümüzde de devam etmektedir.

Bu araştırmalardan ilk olarak geçmiş çalışmaları irdeleyen Liu ve Sakr (2013), makalelerinde burulmuş şerit elemanlar, sarılmış tel ve girdap üreteçleri gibi ısı transferi artırımında kullanılan pasif teknikler üzerine 2004 yılından beri yapılan deneysel ve sayısal çalışmaları incelemiştir. İnceleme sonucunda burulmuş şerit elemanların laminer akışta türbülanslı akışa göre daha etkili olduğunu belirtmişlerdir. Bunun yanında boru yüzeyleri dalgalı hale getirmek gibi farklı formlar verilmesi (ribs) ve yine boru içine konik lüle ve konik halka gibi iç elemanlar yerleştirilmesi pasif tekniklerin türbülanslı akışta daha etkili olduğunu belirtmişlerdir. Bunun yanında Hasanpour ve ark. (2014) çalışmalarında endüstriyel uygulamalarda ısı transferi artırma yöntemi olarak çok tercih edilen ve pasif yöntem olan burulmuş şerit elemanların (twisted tape) etkilerini araştıran makaleleri derlemiştir. Özellikle çalışmada bu teknik üzerine yapılan deneysel araştırmalar irdelenmiş ve burulmuş şeritlerde en verimli olan türün seçilmesi gerektiğini vurgulamışlardır. Yine Maradiya ve ark. (2018), boru içi akışlarda ısı performansını arttırmak için kullanılan pasif cihazların etkisini araştıran çalışmaları derlemiştir. Burulmuş şerit elemanlarından çeşitli iç elemanlarına kadar geniş bir literatürü incelediği çalışmalarında çeşitli durumlar için sonuçları irdelenmiştir.

Bu derleme çalışmalarının yanında Manglik ve Bergles (1993), yapmış oldukları çalışmada, sabit yüzey sıcaklığı şartlarındaki borulara yerleştirilen burulmuş şerit elemanların ısı transferi ve basınç düşüşüne etkilerini araştırmışlardır. Akışkan olarak su ve etil alkol kullandıkları çalışmada burulmuş şerit elemanların türbülanslı akışlarda ısı transferi katsayısı ve basınç düşüşündeki artışın, şerit elemandan kaynaklı girdap (vorteks) hareketi ve akış tıkanmasına bağlı olarak yüksek hızlı akıştan çok etkilendiğini belirtmişlerdir.

Wang ve Sunden (2002) akışkan olarak su kullandıkları çalışmalarında laminar ve türbülanslı akışta boru içine yerleştirilen burulmuş şerit elemanları ve belirli bir şekli olan tel bobinlerin ısı ve akış karakteristiğine etkilerini incelemişlerdir. Sonuçlarda basınç kaybı dikkate alınmadığında burulmuş şerit elemanların performansın daha etkili olduğunu, ancak basınç kaybı dikkate alındığında ise tel bobinlerin daha etkili olduğunu göstermişlerdir.

Promvonge ve Eiamsa-ard (2007) yapmış oldukları çalışmada boru içine yerleştirdikleri konik halkaların içinden geçirdikleri farklı burulma oranlarındaki burulmuş şerit elemanların ısı transferine etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. Deneysel olarak sabit ısı akısında Reynolds sayısının 6000 ile 26000 aralığı için gerçekleştirmişlerdir. Deneysel sonuçlarda burulmuş şerit elemanı yerleştirilmiş konik halkalı boruların konik halkalı borulara göre Nu sayısının %4 ile 10, ısı veriminin ise %4 ile 8 arasında iyileşme sağladığını göstermişlerdir.

Promvonge (2008) boru içi türbülanslı akışlarda, burulmuş şerit elemanın üzerine sarılan tellerin ısı transferi ve sürtünme karakteristiklerini etkilerini sabit ısı akısı sınır şartlarında deneysel olarak araştırmıştır. Burulma oranı iki farklı olan şerit elemanların üzerine farklı hatve oranlarında sarılan tellerin ısı transferi ve sürtünme karakteristiklerine etkilerini Reynolds sayısının 3000 ile 18000 aralığı için incelemişlerdir. Sonuçlarda küçük hatve ve burulma oranlı üzeri tel sarılı burulmuş şerit elemanların ısı transferi performansların büyük hatve ve burulma oranlılara göre daha iyi olduğunu belirlemişlerdir. Ayrıca sonuçlarda inceledikleri üzeri sarılmış burulmuş şerit elemanlarında ısı performans değerlendirmesini de göstermişlerdir.

Eiamsa-ard ve ark. (2009), yapmış oldukları çalışmada borularda türbülanslı akışta farklı uzunluktaki burulmuş şerit elemanların ısı transferi, sürtünme faktörünü ve ısı performansına etkilerini farklı Reynolds sayıları için deneysel olarak araştırmışlardır. Sonuçlarda kısa uzunluktaki şerit elemanların ısı transferi, sürtünme faktörü ve ısı performansların tam boyda göre daha düşük değerler aldığını göstermişlerdir.

Murugesan ve ark. (2009), boru içi akışlarda Reynolds sayısı 2000 ile 12000 aralığı için kenarları trapez formunda kesik burulmuş şerit elemanların ısı transferi ve sürtünme

faktörü etkilerini deneysel olarak araştırmışlardır. Düz boru için elde ettikleri sonuçları literatürdeki korelasyonlarla kıyaslayarak test düzeneğinin doğruluğunu kontrol etmişlerdir. Elde ettikleri verilerden kenarları trapez şeklinde kesik burulmuş şerit elemanların ısı transferi oranında ve sürtünme faktöründe önemli ölçüde artış olduğunu göstermişlerdir.

Eiamsa-Ard ve ark. (2010, a), akışkan olarak su kullandıkları çalışmada kenarları delta kanatçıklı burulmuş şerit elemanların borularda ısı transferi, akış sürtünmesi ve ısı performans faktörü özellikleri üzerine deneysel olarak araştırma yapmışlardır. Eğik delta-çentikli burulmuş şerit eleman (O-DWT) ve düz delta-çentikli burulmuş şerit elemanları (S-DWT) üç burulma oranı ($y/w = 3, 4$ ve 5) ve çentik kesme oraları ($DR = d/w = 0,11; 0,21$ ve $0,32$) için Reynolds sayısı 3000 ila 27000 aralığında deneyleri tekrarlamışlardır. Sonuçlarda inceledikleri burulmuş şerit elemanların Nusselt sayısı, sürtünme katsayısındaki artışları ve ısı performans değerlerini grafikler halinde göstermişlerdir.

Eiamsa-ard ve ark. (2010, b) yapmış oldukları çalışmada, boru içi türbülanslı akışlarda merkezinde delta kanatçıklar açılan burulmuş şerit elemanlarda kanatçık açılarının ve bu şerit elemanların çapraz eksenli olması durumundaki ısı transferi ve sürtünme faktörüne etkilerini farklı Reynolds sayıları için incelemişlerdir. Çalışma sonucunda delta kanatçıklı ve çapraz eksenli delta kanatçıklı burulmuş şerit elemanlarını klasik burulmuş şerit elemanı ile kıyaslamışlardır. Ayrıca Nusselt sayısı, sürtünme faktörü ve ısı performans katsayıları için deneysel korelasyonlar da elde etmişlerdir.

Eiamsa-ard ve ark. (2010, c), kenarları tırtıklı olarak kesilmiş burulmuş şerit elemanların laminer ve türbülanslı boru akışlarında sürtünme faktörü, ısı transferi ve ısı performans özellikleri üzerindeki etkilerini araştırmışlardır. Sabit burulma oranında ($y / W = 3.0$), üç farklı genişlik ($DR = d / W = 0.11, 0.22$ ve 0.33) ve genişlik oranları ($WR = w / W = 0,11, 0,22$ ve $0,33$) olmak üzere toplam dokuz farklı kenarları tırtıklı burulmuş şerit elemanları için deneyleri gerçekleştirmişlerdir. Ayrıca, karşılaştırma için tipik bir burulmuş şerit eleman içinde deneyleri tekrarlamışlardır. Sabit ısı akısı şartlarında ve akışkan olarak su kullandıkları deneyleri Reynolds sayısı 1000 ila 20.000 aralığında gerçekleştirmişlerdir. Sonuçlarda kenarları tırtıklı şerit elemanların, türbülanslı ve laminer akışta ısı transferi arttırımında Nusselt sayısının sırasıyla 2.6 ve 12.8 kat daha fazla olduğunu göstermişlerdir. Bunun yanında maksimum ısı performansın türbülanslı rejimde 1.29, laminer rejimde de 4.88 olduğunu bulmuşlardır.

Shabanian ve ark. (2011), çalışmalarında hava soğutmalı ısı değiştiricilerinde boru içine yerleştirdikleri kelebek, klasik ve çentikli olmak üzere üç tip şerit elemanın ısı transferi, sürtünme faktörü ve ısı performans etkilerini sayısal olarak (CFD) incelemişlerdir. Geniş Reynolds sayısı aralıklarında inceledikleri çalışmada burulma oranının azalması ile burulmuş ve çentikli burulmuş şerit elemanlarında ısı transferinde azaldığını göstermişlerdir. Ayrıca CFD ile türbülans yoğunluğu vasıtasıyla elde edilen sonuçları açıklamaya çalışmışlardır. Elde edilen verilerin oldukça uyumlu olduğunu göstermişlerdir.

Wongcharee ve Eiamsa-ard (2011, a), 830 ile 1990 arasında değişen Reynolds sayısı için saat yönünde ve saat yönünün tersine burulmuş şerit elemalar (TA) ile donatılmış dairesel boruların termohidrolik özelliklerini araştırmışlardır. Deneylerde, üç farklı burulma oranına sahip ($y/W=3, 4$ ve 5) burulmuş şerit elemanları suyun ısı akısı şartlarında borulara ayrı ayrı yerleştirmişlerdir. Düz boru ve burulmuş şerit eleman (TT) ile yerleştirilmiş boruda karşılaştırma için test etmişlerdir.

Wongcharee ve Eiamsa-Ard (2011, b), alternatif eksenli ve üçgen, dikdörtgen ve yamuk çentikli burulmuş şerit elemanlara ısı transferini araştırmışlardır. Buruluş şerit elemaların yerine kullanılan eksenler (alternatif eksenler) ve kanatların ısı transferi, akış sürtünmesini ve ısı performans özellikleri üzerindeki etkileri araştırmışlardır. Deneyleri $0,1, 0,2$ ve $0,3$ 'lük üç ayrı çentik akoru oranında (d/W) ve sabit burulma oranına ($y/W=4.0$) sahip şerit eleman kullanılarak gerçekleştirmişlerdir. Sonuçlarda maksimum ısı performans faktörün $1,42$ olarak $d/W=0,3$ burulmuş şerit elemanında Reynolds sayısı 5500 değerinde elde edildiğini göstermişlerdir. Isı transfer oranını ve sürtünme faktörünü ise sırasıyla düz boruya göre $2,84$ ve $8,02$ katına çıktığını belirtmişlerdir.

Thianpong ve ark. (2012), 500 ve 20.500 arasındaki Reynolds sayısı için paralel kanatlı (PTT), delikli burulmuş şerit elemanların boru içi türbülanslı akıştaki ısı transferi ve basınç kaybı üzerine deneysel bir araştırma yapmışlardır. PTT'nin tasarımında cidara yakın bölgelerde sınır tabakada akış düzenini bozarak türbülans etkisini arttırmayı ve şerit elemanların merkezine delik açarak basınç kaybını azaltmayı hedeflemişlerdir. İncelenen parametrelerde delik çap oranı; $d/W = 0,11; 0,33$ ve $0,55$ ve kanat genişlik oranı; $w/W = 0,11; 0,22$ ve $0,33$ olarak belirlemişlerdir. Sonuçlarda düz boruya göre ısı transferi oranının PTT

burulmuş şerit elemanlarında %208, burulmuş şerit elemanlarında da %190 arttığını belirtmişlerdir.

Bhuiya ve ark. (2012), boru içine yerleştirdikleri dairesel bir çubuk etrafına sardıkları helisel şerit elemanların türbülanslı akışta ısı transferi performansı değerlendirmesi üzerine çalışmışlardır. Çelikten imal edilen helisel şerit elemanlar farklı helis açıları için 22.000'den 51.000'e kadar olan Reynolds sayılarında deneyleri tekrarlamışlardır. Sonuçlarda Nusselt sayısının sürtünme faktörü verimliliğine göre 4.5, 3.45 ve 3.0 kat daha fazla olduğunu göstermişlerdir. Ayrıca inceledikleri helisel şerit elemanların ısı transferi ve sürtünme faktörü için yeni korelasyonlar elde etmişlerdir.

Bhuiya ve ark. (2013), dört farklı gözeneklilik içeren $R_p = 1,6; 4,5; 8,9$ ve %14,7'lik delikli burulmuş şerit elemanlar yerleştirilmiş bir boruda Nusselt sayısı, sürtünme faktörü ve termal performans faktörü üzerine deneysel bir araştırma yapmışlardır. Deneyleri sabit cidar ısı akısı sınır koşulu altında ve 7.200 ila 49.800 arasında değişen Reynolds sayısında gerçekleştirmişlerdir. İnceledikleri burulmuş şerit elemanların düz boruya göre termal performans faktörün %59 daha fazla olduğunu göstermişlerdir.

Piriyarungrad ve ark. (2015), borularda konik burulmuş şerit elemanlarla ısı transferi artışını geliştirmişlerdir. Konik burulmuş şerit elemanların konik açıları ve burulma oranlarının ısı transferi, basınç düşüşü ve ısı performans faktörü üzerine etkilerini araştırmışlardır. Deneyleri burulmuş şerit eleman, $0,3^\circ$, $0,6^\circ$ ve $0,9^\circ$ olan 4 farklı konik açılardaki konik burulmuş şerit elemanların üç farklı burulma oranları için gerçekleştirmişlerdir. Yine deneyleri türbülanslı akış sistemi altında Reynolds sayısı 6000 ile 20000 arasında gerçekleştirmişlerdir. Elde ettikleri sonuçları düz boru ile kıyaslamışlar ve konik açısı azaldıkça ısı transferi ve sürtünme kaybının arttığını göstermişlerdir.

Man ve Ark. (2016), çalışmalarında boru içi akışlarda yeni bir çeşit burulmuş şerit elemanın ısı transferi ve sürtünme faktörü üzerine etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. Araştırmada farklı uzunluklarda dört adet burulmuş şerit eleman (2400, 1800, 1200 ve 600 mm) kullanmışlardır. Sonuçlarda bu dört burulmuş şerit elemanın Nusselt sayısı ve sürtünme faktörünün düz boru göre daha yüksek olduğunu ortaya çıkarmışlardır.

Suri ve ark. (2017), kare kanatlı burulmuş şerit elemanlar ile perfore edilmiş çok sayıda kare ile donatılmış burulmuş şerit elemanların Nusselt sayısı ve sürtünme faktörüne etkisi üzerinde deneysel çalışma yapmışlardır. Deneysel çalışmada kullanılan burulmuş şerit elemanların geometrik parametreleri olarak kanat genişlik oranı, perforasyon genişlik oranı, burulma oranı ve burulmuş şerit eleman sayılarını dikkate almışlardır. Çoklu kare delikli burulmuş şerit elemanların etkisini Reynolds sayısı 5000'den 27.000'e kadar değişen aralıklar için araştırmışlardır.

Hoshi ve ark. (2018), 7000 ila 14500 arasında değişen Reynolds sayısında türbülanslı hava akımı için ısı transferinde sabit bir ısı akısı şartındaki boruya yerleştirilmiş sarmal şerit elemanın birleştirilmiş kare nozülün ısı transferi ve sürtünme faktörüne etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Üç farklı kare nozüle ($N = 3, 4$ ve 5) göre kare nozül için üç farklı adım oranı ($PR = 5.8, 7.7$ ve 11.6) ve sarmal şerit eleman için sabit adım oranlarını kullanmışlardır. Sonuçlarda Nusselt sayısının ve sürtünme faktörünün $PR = 5.8$ adım oranı için tek başına nozula göre sırasıyla %33.8 ve % 21.4 daha yüksek olduğu göstermişlerdir. Çentikli kombinasyonlarda maksimum termal performans değerin $PR = 5.8$ için yaklaşık 1.351 olduğunu belirtmişlerdir.

Köşker ve Yılmaz (2018), bir boruda kavis kesitli burulmuş şerit elemanların ANSYS FLUENT v18'i kullanarak ısı transferi artırma üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Üç eğri oranına (1.761, 2.252 ve 3.271) ve iki burulma oranına (3 ve 4) sahip altı çeşit kesici ucun etkisini Reynolds sayısının yaklaşık 5800 ila 31000 arasında incelemişlerdir. Isı transferi, sürtünme faktörü ve performans değerlendirme kriterleri (PEC) sonuçları pürüzsüz boru ile karşılaştırmışlardır. Kavis kesitli burulmuş şerit elemanların ısı transferi ve basınç düşüşünün düz boruya göre daha yüksek olduğunu göstermişlerdir. Nusselt sayısı ve sürtünme faktörün sırasıyla %31 ila 89 ve %122 ila 206 arasında olduğunu belirtmişlerdir. En iyi PEC, maksimum eğri ve minimum burulma oranı için 5848 Reynolds sayısında 1.305 olarak hesaplamışlardır.

Saysroy ve ark. (2018), çalışmalarında borularda dikdörtgen kesikli burulmuş şerit elemanların (ARC-TT) ısı transferi etkisinin sayısal sonuçları açıklamışlardır. Kesim oranının ($LR = L / w = 2.0, 2.4$ ve 2.8) ve genişliğinin etkisinin ($WR = W / w = 0.7, 0.8$ ve 0.9) sürtünme faktörü ve ısıl performans üzerine özelliklerini sunmuşlardır. Klasik bir burulmuş şerit eleman içeren borunun sonuçları da karşılaştırma için rapor etmişlerdir. ARC-TT'lerin

kullanımının klasik burulmuş şerit elemana göre daha düzensiz bir akışa neden olduğu görmüşlerdir. Sayısal sonuçlarda ısı performans faktörü ters eğilim gösterirken, ısı aktarımı ve sürtünme kaybının, kesim uzunluğu oranı (LR) ve kesim oranı (WR) arttıkça azaldığını göstermişlerdir.

Tusar ve ark. (2019), boru içine yerleştirilmiş burulmuş şerit elemanların burulma oranının ısı transferi ve akış performansına etkisini ANSYS FLUENT paket programını kullanarak sayısal olarak incelemişlerdir. 300 Kelvin'de ve Reynolds sayısı 3642 ila 21857 arasında değişen, 8000 W / m²'lik sabit duvar ısı akısına sahip bir boruda hava akımı araştırması yapmışlardır. Gneilski ve Petukhob modellerine karşı geçerli olan bu model, burulma oranı 3.46 ve 7.6 olan şerit elemanların Nusselt sayısı, sürtünme faktörü ve borunun ısı performans faktörü üzerindeki etkisini sonuçlarda göstermişlerdir.

Göksu ve Yılmaz (2019), boru içerisinde ilave parça kullanımı, taşınım ısı geçişi katsayısını arttırmak için hidrolik kayıp zafiyeti pahasına kullanılan tekniklerden bildirmişlerdir. Ek geometri ve akış koşullarının güçlü bir fonksiyonu olan bu karşılıklı etkiyi genel sistem performansını iyileştirmek için ayrıntılı olarak analiz etmişlerdir. Çalışma da Isıtma / soğutma bileşeninin kompaktlığının önemli olduğu soğutma uygulamalarında yaygın olarak kullanılan düz bir boruda (13 mm çapında ve 1200 mm uzunluğunda) burulmuş şerit eleman ara parçasının termo-hidrolik özelliklerini sayısal olarak araştırmışlardır. Sonuçların doğrulanması için düz boruda Dittus-Boelter ampirik denklemi ile karşılaştırdılar ve değerlerin uyumlu olduğunu göstermişlerdir. Sonuçlarda burulmuş şerit elemanların belirtilen çalışma koşullarında, düz boruya göre sürtünme faktörünü ve Nusselt sayısını arttırdığını göstermişlerdir. Performans değerlendirme kriterlerinde maksimum artış, en düşük Reynolds sayısında ve burulma oranının da elde etmişlerdir.

Hamzah ve Al-Farhany (2019), bir boru içerisinde yarı uzunlukta yerleştirdikleri farklı burulmuş şerit elemanların ısı transferi ve akış karakteristiklerini sabit duvar sıcaklığı sınır şartında sayısal incelemişlerdir. Sayısal çözümleme Reynolds sayısı 1500-7000 arasında ve burulmuş şerit elemanların oranı $y/w = 2, 3.3$ ve 5 için gerçekleştirmişlerdir. Sonuçlarda burulmuş şerit elemanlı borularda, ortalama çıkış sıcaklığı, ısı transfer katsayısı, Nusselt sayısı, sürtünme faktörü ve güç kayıpların düz boruya göre sırasıyla % 64, 65, 28, 14.1, ve 31'e oranlarında arttığını göstermişlerdir. Ortalama çıkış akışkan sıcaklığı, tüm durumlar için

düşük Reynolds sayısı 1500'de maksimum 305 K-322 K ve daha sonra artan Reynolds sayısı ile azaldığını göstermişlerdir.

Wijayanta ve ark. (2019), çalışmalarında, kenarları kare kesilmiş burulmuş şerit elemanın (STT) bir borudaki türbülanslı tek fazlı akıştaki termal hidrolik performansını değerlendirmek için sayısal bir simülasyon yapmışlardır. Karşılaştırma için burulmuş şerit elemanı da (CTT) incelemişlerdir. Reynolds sayısı burulma oranı $y / W = 2.7, 4.5$ ve 6.5 için $8000-18.000$ aralığındadır. Sayısal sonuçlar, düz boruya (PT) kıyasla, burulma oranları $2.7, 4.5$ ve 6.5 olan STT'li borularda Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü değerlerinde sırasıyla % $45.4-80.7$ ve $2.0-3.3$ kat artış gösterdiğini, ek olarak $1,23$ en yüksek termal performans elde ettiklerini göstermişlerdir.

Ruengpayungsak ve ark. (2019), burulmuş şerit elemanları, ısı transferini arttırmak için bir boru içerisindeki akışta girdap üretici olarak kullanılmıştır. Isı eşanjörlerinin termal performansını iyileştirmek için çeşitli modifiye burulmuş şerit elemanları araştırmışlardır. Çeşitli serbest boşluk oranlarına ($s / w = 2.0, 2.5, 3.0, 3.5$ ve 4.0) ve kenar-genişlik oranlarına ($t / W = 0.1$) sahip, değiştirilmiş kesici uçlara sahip dikdörtgen kesilmiş burulmuş şerit elemanların (RC-TT) borulardaki, Isı transferi ve basınç kayıpları üzerine etkilerini incelemişlerdir. Bu çalışmada kullanılan RC-TT, 1.2 mm sabit kalınlığa, 60 mm genişliğe, 2000 mm uzunluğa ve burulma oranına (y / W) 3.0 sahiptir. Deneylerde akışkan olarak hava kullanılarak, $10.000 \leq Re \leq 20.000$ olan Reynolds sayısında gerçekleştirmişlerdir. Her durumda, Nusselt sayısı Reynolds sayısı ile artış eğilimindeyken, sürtünme faktörü ve termal performans tersi bir eğilimde olduğunu belirtmişlerdir.

Nakhchi ve ark. (2020), farklı kesim oranlarına sahip çift kesimli burulmuş şerit elemanlar (DCTT) ile donatılmış bir ısı eşanjörü borusundan akışkanın ısı transfer özelliklerini ve sürtünme faktörlerini araştırmak için deneysel bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Dikdörtgen kesimler 0.25 ile 0.90 arasında değişen oran değerlerine sahiptir. Bu çalışma türbülanslı akış rejiminde ($5000 \leq Re \leq 15.000$) yürütülmüş ve çalışma akışkanı olarak su seçilmiştir. Girdap akışları nedeniyle, DCTT'ler boru duvarı ve çekirdek bölgeleri arasında daha fazla sıvı karışımına yol açtığını, bu da ısı eşanjör boruları içindeki ısı transferi üzerinde önemli etkilere sahip olduğunu belirtmişlerdir. Nu, f ve türbülanslı akış rejimleri altında tasarım parametrelerinin fonksiyonları olarak tahmin etmek için deneysel verilere dayalı üç korelasyon geliştirmişlerdir.

Dağdevir ve ark. (2021), türbülanslı akış koşulları altında çeşitli burulmuş şerit eleman boru içinde yerleştirilen konfigürasyonları kullanılarak deneysel ısı transferi geliştirme araştırması gerçekleştirmişlerdir. Test borunun dış duvarına sabit ısı akısı uygulanmışlardır. Çalışma akışkan su olarak seçmişlerdir. Sonuçlar, burulmuş şerit elemanların kullanılmasının, boş boruya kıyasla ısı performansının artmasına neden olduğunu göstermektedir. DTTE'ler PTTE'lerden daha fazla ısı transfer performansı vaat ederken, PTTE'ler DTTE'lerden daha az sürtünme kaybı cezası verir. Ek olarak, çalışmada, burulmuş şerit elemanın kenarındaki veya ortasındaki delikler / çukurlar hakkında ısı transferi ve hidrolik performans açısından karşılaştırmalı bir değerlendirme göstermişlerdir.

Dağdevir ve Ozceyhan (2021), ısı eşanjörünün performansını arttırmak için akan etilen glikol (EG) ve su (W) karışımları, farklı burulmuş şerit elemanların ısı eşanjörü borusundaki ısı transferi ve akış karakteristikleri üzerindeki etkileri deneysel olarak araştırmışlardır. Burulmuş şerit elemanların ve borunun malzemesi paslanmaz çelik olarak seçmişlerdir. Deneyleri sabit cidar ısı akısı sınır koşulu altında ve 5217 ile 22754 arasında değişen Reynold sayısı gerçekleştirmişlerdir. Hem boş boru hem de tipik burulmuş şerit eleman boru içinde yerleştirilen deneyler literatürle doğrulanmışlardır. Sonuçlar, burulmuş şerit eleman uçlarının kullanılmasının ısı transfer performansını arttırdığını göstermişlerdir.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

3.1. Boru İçi Akışlarda Zorlanmış Taşınım İle Isı Transferi

Boru veya kanallarda bulunan akışkanlar ısıtma veya soğutma uygulamalarında sıklıkla kullanılır. Bu tür uygulamalarda akış, istenen ısı transferini sağlayabilmek için akış bölgesinde bir fan ya da pompa vasıtasıyla sağlanır. Sürtünme faktörü ve konveksiyon (taşınım) katsayısının belirlenmesine özellikle dikkat edilir, çünkü bunlar genellikle doğrudan basınç kaybı ve ısı transfer hızı ile ilgilidir.

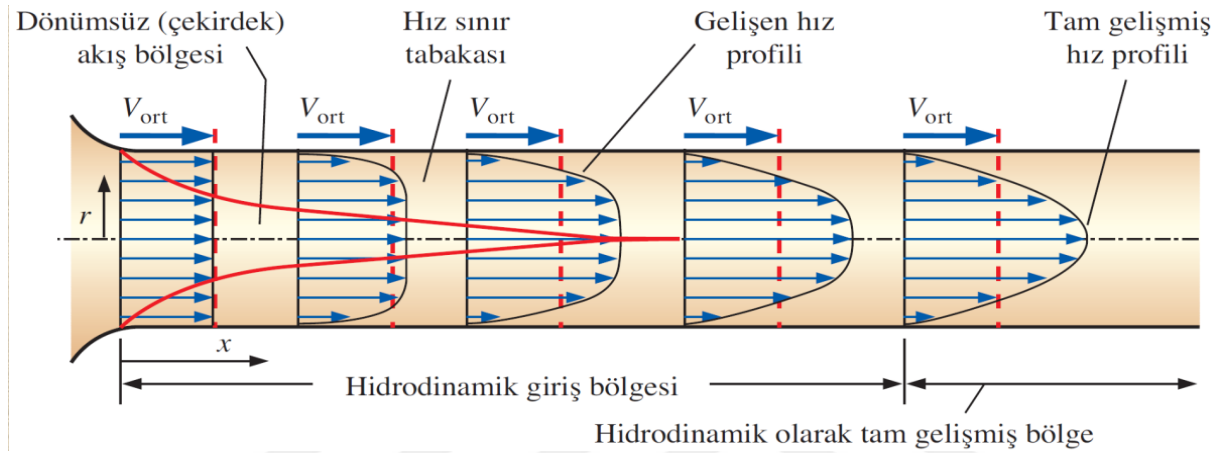
Boru veya kanal içi akışlar dış akışa nazaran akışkan yüzey tarafından sınırlandırıldığı için sınır tabaka gelişimi de sınırlandırılmıştır. Ayrıca dış akışta akış laminardan türbülansa geçerek gelişimine devam ederken iç akışta akış ya laminar olarak ya da türbülanslı olarak gelişmektedir. Yani, iç akışta akış ilk önce bir giriş (gelişme) bölgesinde gelişmesini tamamlamakta, sonrada tam gelişmiş olarak ilerlemektedir. Bu nedenle iç akışları giriş ve tam gelişmiş bölgede ayrı ayrı gerekmektedir. Bu durum hem hidrodinamik (hız) hemde ısı transferi açısından geçerlidir.

3.1.1. Hidrodinamik Ve Isıl Gelişme Bölgesi

Kaymama şartı sebebiyle boru yüzeyine temas eden tabakadaki akışkan parçacıkları tamamen durur. Yine viskozitesinin doğurduğu viskoz kayma kuvvetlerinin etkilerinin sonucu bitişik tabakalardaki akışkan parçacıkları gitgide yavaşlamalarına sebep olur. Bu hız azalmasını karşılamak ve boru içinde kütle debisini sabit tutmak için, borunun orta kısmında akışkan hızı artmak zorunda kalır. Sonuçta sınır tabakanın kalınlığı, akış doğrultusunda 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.

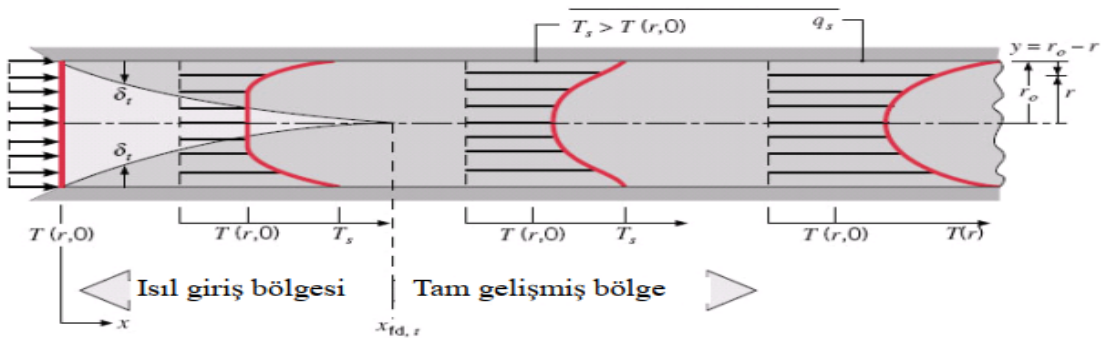
Hız profilinin geliştiği bölge olduğu için giriş bölgesindeki akışa hidrodinamik gelişen akış denir. Giriş bölgesinin ilerisinde hız profilinin tam olarak geliştiği ve değişmeden kaldığı bölge, hidrodinamik tam gelişmiş bölge olarak adlandırılır (Şekil 3.1) (Çengel ve Ghajar, 2015).

Yüzeyi farklı bir sıcaklıkta tutulan bir boruya üniform sıcaklıkta giren bir akış dikkate alınırsa yüzeyle temas halinde olan tabakadaki akışkan parçacıklarının yüzey sıcaklığında oldukları kabul edilir. Bu, boruda taşınım ısı transferini ve boru boyunca ve ısıl sınır tabaka gelişimini başlatır. Sınır tabaka, akış doğrultusunda boru eksenine ulaşıncaya kadar kalınlığı büyür. Şekil 3.2 de gösterildiği gibi ısıl sınır tabakanın geliştiği ve boru eksenine ulaştığı bölgeye ısıl giriş bölgesi ve uzunluğuna da ısıl giriş uzunluğu olarak adlandırılır.



Şekil 3.1. Boruda hız sınır tabakasının gelişimi

Isıl giriş bölgesinin ilerisinde boyutsuz sıcaklık profiline değişmeden kaldığı bölgeye ısıl tam gelişmiş bölge denir. Akışın hem hidrokinematik hem de ısıl olarak gelişmiş olduğu bölge de, tam gelişmiş akış olarak adlandırılır (Çengel ve Ghajar, 2015).



Şekil 3.2. Isıl sınır tabakası gelişimi

Türbülanslı akışta hidrokinematik gelişme bölgesinin uzunluğu Reynolds sayısından bağımsızdır ve yaklaşım olarak eşitlik 3.1'den belirlenebilir (Bergman ve ark. , 2011):

$$10 \leq \left(\frac{X_{fd,h}}{D} \right) \leq 60 \quad (3.1)$$

Türbülanslı akışta ısıl gelişme bölgesinin uzunluğuda Prandtl sayısından bağımsızdır ve eşitlik 3.2'den belirlenebilir (Incropera ve ark. , 1996):

$$\left(\frac{X_{fd,h}}{D} \right) = 10 \quad (3.2)$$

Tam gelişmiş bölge için literatürde yapılan çalışmalar sonucunda hem sürtünme faktörü hem de ısı transferi katsayıları ile ilgili bir çok korelasyonlar bulunmaktadır. Tablo 3.1'de de tam gelişmiş türbülanslı akış koşullarında uygulama şartlarına göre çeşitli korelasyonlar verilmiştir.

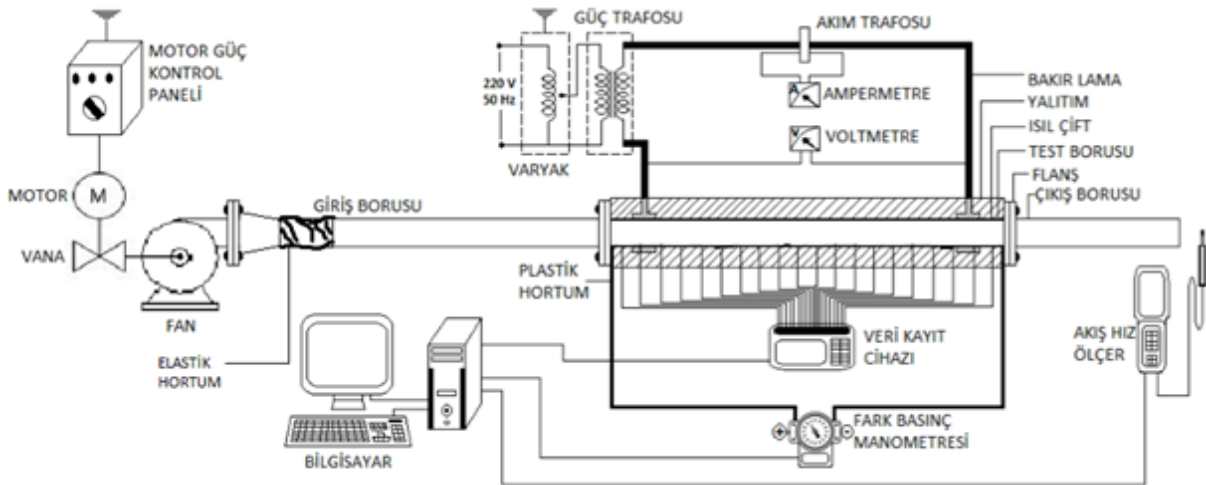
Tablo 3.1. Borularda tam gelişmiş türbülanslı akışta Nusselt sayısı için eş-ilişkiler

	Denklem	Uygulama Şartları	Denklem No
Kays-Crawford	$Nu_D = 0.023 Re_D^{0.8} Pr^{0.5}$	$0.5 < Pr \leq 1$ $10^4 < Re_D < 5 \times 10^6$	(3.3)
Colburn	$Nu_D = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^{1/3}$	$0.5 \leq Pr \leq 3$ $10^4 < Re_D < 5 \times 10^6$	(3.4)
Gnielinski	$Nu_D = \frac{(f/8)(Re_D - 1000)Pr}{1 + 12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)}$	$0.5 \leq Pr \leq 2000$ $3000 < Re_D < 5 \times 10^6$	(3.5)
Webb	$Nu_D = \frac{(f/8)Re_D Pr}{1.07 + 9(f/8)^{1/2}(Pr - 1)Pr^{-1/4}}$	$0.5 < Pr \leq 100$ $10^4 \leq Re_D \leq 5 \times 10^6$	(3.6)
Prandtl	$Nu_D = \frac{(f/8)Re_D Pr}{1.07 + 8.7(f/8)^{1/2}(Pr - 1)}$	$Pr > 0.5$	(3.7)
Nusselt	$Nu_D = 0.023 Re_D^{0.786} Pr^{0.45}$	$Pr < 1$ $10^3 \leq Re_D \leq 10^6$	(3.8)
Petukhov-Krillov	$Nu_D = \frac{(f/8)Re_D Pr}{1.07 + 12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)}$	$0.5 < Pr \leq 2000$ $10^4 \leq Re_D \leq 5 \times 10^6$	(3.9)

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	(3.10)
Sieder-Tate	$Nu_D = 0.027 Re_D^{4/5} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14}$	$0.7 \leq Pr \leq 16700$ $Re_D \geq 10000$	(3.11)

3.2. Deney Düzenegi

Bu çalışmada boru içine yerleştirilen farklı ebatlardaki kanatçıklı burulmuş şerit elemanların ısı transferine etkisini tespit etmek için kullanılan deney düzenegi Konya Teknik Üniversitesi Mühendislik ve Doğa Bilimleri Fakültesi Makine Mühendisliği Termodinamik Laboratuvarında bulunmaktadır. Deney düzenegi iç çapı (D_i) 18 mm ve et kalınlığı 1 mm dikişsiz çelik borulardan oluşan giriş, test ve çıkış borusu kısımlarından oluşmaktadır. Deney düzenegi şematik olarak Şekil 3.3' de verilmiştir.



Şekil 3.3. Deney düzenegi

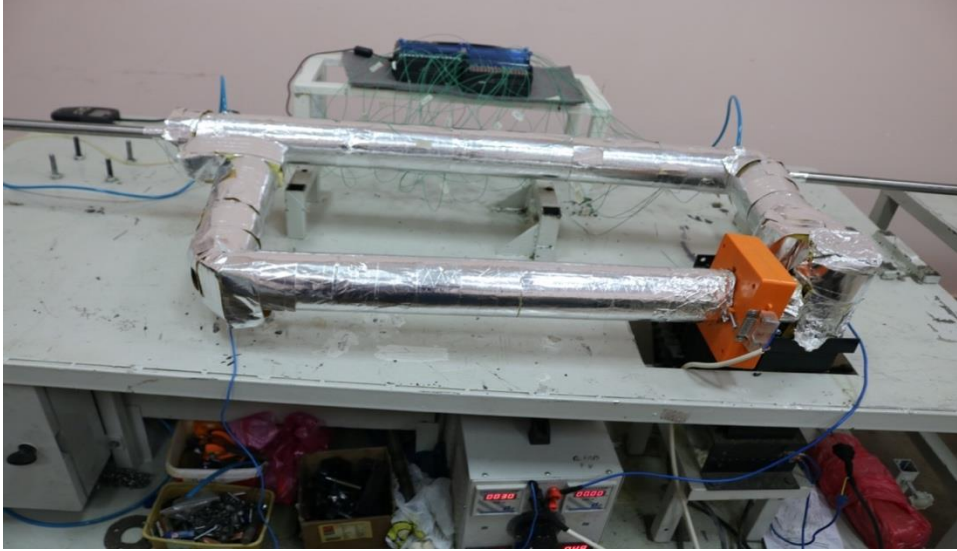
Giriş bölümü fan, klape, giriş borusu, giriş borusu ve fan arasında çapları denkleştirmek için redüksiyon ve bağlantı elemanlarından oluşmaktadır. Giriş borusu uzunluğu hidrodinamik olarak gelişmiş akış elde etmek için 40 çap olarak alınmıştır (Krall ve Sparrow, 1966). Fanın devri düşük (1400 dev/dk) ve yüksek (2800 dev/dk) olmak üzere Motor Güç Kontrol Panelinden ayarlanabilmektedir. Fan girişindeki klape vasıtasıyla hava giriş miktarı (debi) ayarlanabilmekte ve böylece farklı Reynolds sayılarında çalışma imkânı

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 yerleştirilmiştir. Giriş bölümüne ait resim Şekil 3.4'te verilmiştir.



Şekil 3.4. Deney düzeneği giriş bölümü

Test borusu ısıtma ve çeşitli ölçme sistemlerinden oluşmaktadır. Isıtma sistemi şehir şebekesinden beslenen ayarlanabilir bir varyak (ayarlı transformatör) 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 olabildiğince önlemek için 3 cm kalınlığında taş yünü ile izole edilmiştir. Böylece test borusu, elektrik enerjisi ile direkt ısıtılabilmekte 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

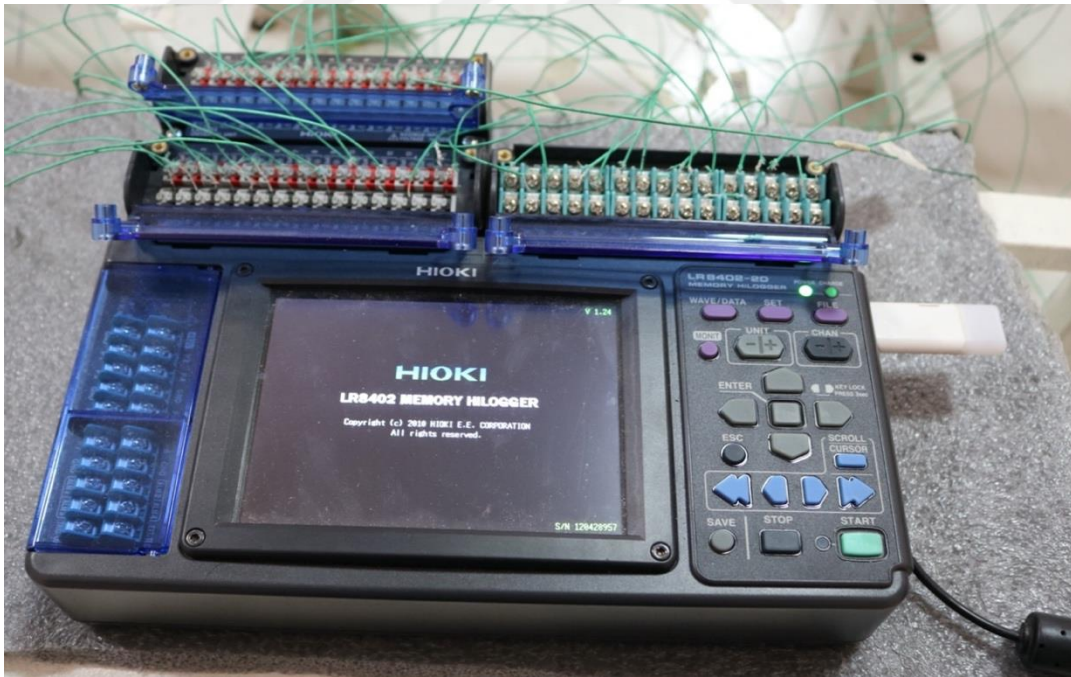
Test borusu ısıl olarak gelişmiş akışı elde etmek için 50 çap (50*Di) uzunluğundadır. Test borusu boyunca meydana gelen basınç kaybı ölçmek için giriş ve çıkışta uygun yerlere basınç prizleri yerleştirilerek dijital fark basınç manometresine bağlantısı yapılmıştır. Test borusuna şerit elemanları, başlangıç ve bitiş kısımların ortasına bağlanan teller vasıtası ile borunun giriş ve çıkışında yan cidarlarından açılan deliklerden cidardan bağımsız ve tam eksene göre yerleştirilmiştir. Ayrıca giriş ve çıkış sıcaklıklarını ölçmek için kullanılan termokupllar borunun her iki ucuna 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 fark basınç ölçer 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 3.2’ 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 10 saniye aralıklarda kaydedilecektir.



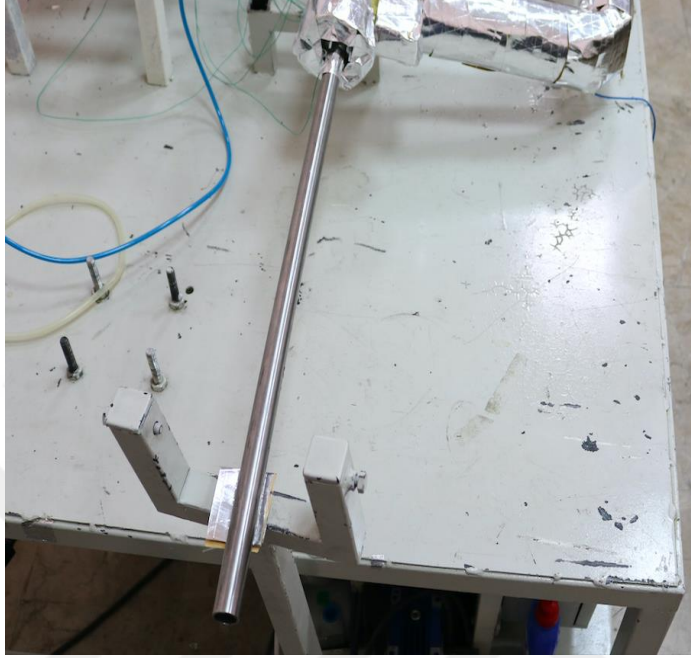
Şekil 3.7. Veri Toplayıcı ve Termokupllar

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	0,0250	1,3889
T2	0,0400	2,2222
T3	0,0550	3,0556
T4	0,0700	3,8889
T5	0,0850	4,7222
T6	0,1000	5,5556
T7	0,1250	6,9444
T8	0,1500	8,3333
T9	0,1750	9,7222
T10	0,2150	11,9444
T11	0,2550	14,1667
T12	0,2950	16,3889
T13	0,3505	19,4722
T14	0,4060	22,5556
T15	0,4615	25,6389
T16	0,5170	28,7222
T17	0,5725	31,8056
T18	0,6280	34,8889
T19	0,6835	37,9722
T20	0,7390	41,0556
T21	0,8400	46,6667

Çıkış bölümü de 33 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 yapılacaktır. Hız ölçümü için Şekil 3.9 da gösterilen dijital hızölçer (TESTO 435 marka ve modelinde) kullanılacaktır. Çıkış bölümüne ait resim Şekil 3.8’ de verilmiştir.

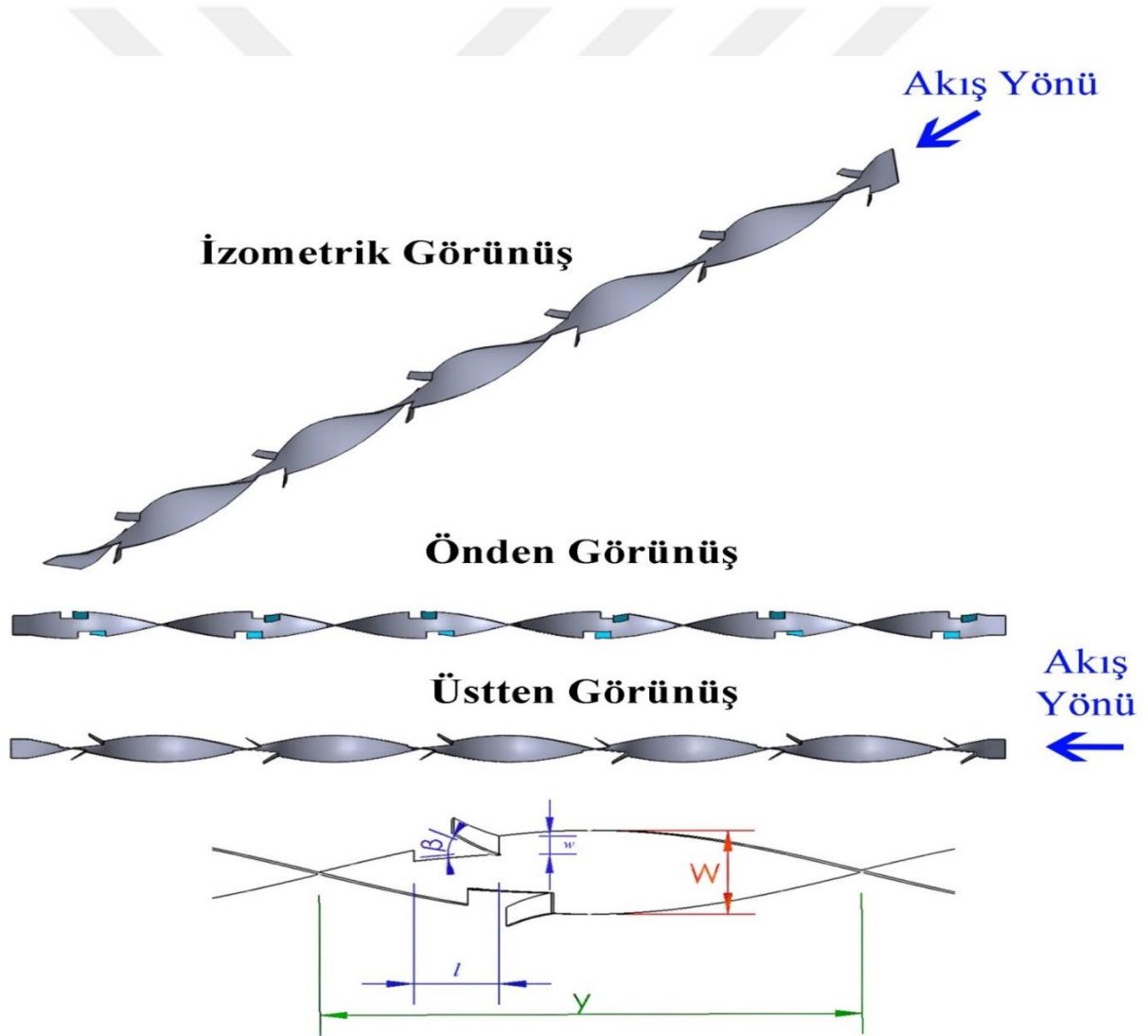


Şekil 3.8. Deney Tesisatı Çıkış Bölümü



Şekil 3.9. Akış Hız Ölçer

Isı transferi etkileri araştırılacak olan akış yönünde dikdörtgen kesitli kanatçıklı burulmuş şerit elemanların tasarımları, geometrileri ve görünüşleri şekil 10 da verilmiştir. Buna göre şerit elemanların genişliği, (W), test borusu çapından 1 mm az olacak şekilde 17 mm, burulma oranı da (y/W) bütün elemanlar için aynı olacak şekilde 4 olarak alınmıştır. Şekil 3.10 da gösterildiği gibi akış boyunca şerit elemanlara $l=12.5$ mm kanatçık uzunluğunda, kanatçık uzunluğu $l=12.5$ mm 3 farklı kanatçık genişliği ($w=1.5, 3$ ve 5 mm), 3 farklı kanatçık açısında ($\beta=5^\circ, 10^\circ$ ve 15°) ve bir adet klasik olmak üzere toplam 10 adet burulmuş şerit eleman imal edilmiştir. Ayrıca burulmuş şerit elemanlar alüminyum sacdan imal edilmiştir. Klasik ve kanatçıklı burulmuş şerit elemanların geometrisi şekil 3.10 da, imal edilmiş hali şekil 3.11'de ve geometrik boyutları hakkında bilgi Çizelge 3.3'te verilmiştir.



Şekil 3.10. Kanatçıklı burulmuş şerit elemanların geometrileri



Şekil 3.11. Klasik ve kanatçıklı burulmuş şerit elemanlar

Çizelge 3.3. Çalışma parametreleri aralığı.

<i>Test borusu boyutları</i>		
Test boru uzunluğu, L	900 mm	
Boru iç çapı, D_i	18 mm	
Boru dış çapı, D_o	20 mm	
Boru kalınlığı, t	2 mm	
Test boru malzemesi	Krom-nikel alaşımı AISI 304L	
<i>Burulmuş şerit eleman geometrilerinin deney şartları ve boyutu</i>		
<i>Özellikler</i>	<i>Burulmuş şerit elemanı (BŞE)</i>	<i>Kanatçıklı burulmuş şerit elemanı (KBŞE)</i>
Reynolds sayısı, Re	4000 –18000	4000 –18000
Burulma uzunluğu, y	68 mm	68 mm

Şerit elemanın genişliği, W	17 mm	17 mm
Burulma oranı, y/W	4 mm	4 mm
Şerit elemanın kalınlığı, δ	0,8 mm	0,8 mm
Hücum açısı, β	--	5 °, 10 °, ve 15 °
Kanatçık genişliği, w	--	1,5, 3 ve 5 mm
Kanatçık uzunluğu, l	--	12,5 mm
Şerit elemanın malzemesi	Alüminyum	Alüminyum

3.3. Deneyin Yapılışı

Deneyler türbülanslı akışta farklı Reynolds sayılarında boş boru ve 10 adet kanatçıklı burulmuş şerit elemanı için sabit ısı akısı sınır şartında gerçekleştirilmiştir. Deneylerde öncelikle çalışmak istenen Reynolds sayısı için kuru havanın oda sıcaklığındaki değerleri esas alınarak havanın test borusundaki hızı hesaplanmıştır. Fan girişindeki ayarlanabilir klape vasıtasıyla debi değiştirilerek bu hız yaklaşık olarak elde edilmiştir. Deneyler boş boru için yaklaşık Reynolds sayısı 4000-20000 aralığında, burulmuş şerit elemanlı borular için de 4000-18000 aralığında gerçekleştirilmiştir.

Test borusuna ayarlanabilir varyak yardımıyla sabit voltaj ve akımda elektrik gücü verilerek sabit ısı akısı oluşturulmuştur. Sistem kararlı rejime ulaştıktan sonra veri toplayıcı vasıtasıyla sıcaklık değerleri alınmış ve 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 oluşturulur. Oluşturulan tabloya göre Reynolds sayısı eşitlik 3.12'ye göre hesaplanır.

$$Re = \frac{U_m D_i}{\nu} \quad (3.12)$$

Burada kinematik viskozite havanın özellik tablosundan belirlenir. Ortalama hız, U_m , Prandtl'in borulardaki tam gelişmiş türbülanslı akışlar için eşitlik 3.13'a göre belirlenir (Atılğan ve Gölcü, 1996).

$$\frac{U_m}{U_{max}} = 0.82 \quad (3.13)$$

Yalıtım dış yüzey sıcaklığı, ortam sıcaklığı ve boru içindeki havanın ortalama yığık sıcaklıkları sırasıyla eşitlik 3.14, 3.15 ve 3.16'dan hesaplanır.

$$\bar{T}' = \frac{T'_{11} + T'_{12}}{2} \quad (3.14)$$

$$\bar{T}_{\infty} = \frac{T_{\infty 1} + T_{\infty 2}}{2} \quad (3.15)$$

$$\bar{T}_b = \frac{T_{b1} + T_{b2}}{2} \quad (3.16)$$

Boru içerisindeki havanın ortalama yığık sıcaklığına göre kuru havanın fiziksel özellikleri gerekli tablodan okunacak ve değerler eşitlikler de yerine konulur.

Test borusunu ısıtmak için sarf edilen toplam güç (P_t), akım (I) ve gerilim (V) değerleri kullanılarak eşitlik 3.17'den hesaplanır.

$$P_t = VI \quad (3.17)$$

Sistemden kaybolan ısı miktarı eşitlik 3.18, ile belirlenir (Darıcı, 1998).

$$Q' = 1,24 \pi D' L (\bar{T}' - T_{\infty})^{4/3} \quad (3.18)$$

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

$$P = P_t - Q' \quad (3.19)$$

Test borusu yüzeyindeki ısı akısı eşitlik 3.20,

$$q_w = \frac{P}{2\pi r_{wi} L} \quad (3.20)$$

iç ısı üretim miktarı eşitlik 3.21,

$$\dot{q} = \frac{P}{2\pi L (r_{w0}^2 - r_{wi}^2)} \quad (3.21)$$

ve hacimsel debi eşitlik 3.22'den hesaplanır.

$$U_m = \frac{\dot{V}}{A_i} \quad (3.22)$$

Sürekli rejimde bir boyutlu ve iç ısı üretimi olan bir boruda sıcaklık dağılımı, eşitlik 3.23'den ve 3.33'e kadar nasıl belirlendiği gösterilmiştir.

$$\frac{\partial^2 T_w}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_w}{\partial r} + \frac{\dot{q}}{k_w} = 0 \quad (3.23)$$

$$\frac{d}{dr} \left(r \frac{dT_w}{dr} \right) + \frac{\dot{q}}{k_w} r = 0 \quad (3.24)$$

$$T_w(r) = c_1 \ln r + c_2 - \frac{\dot{q} r^2}{4k_w} \quad (3.25)$$

Dışı yalıtılmış borunun içerisinden geçen akışkana göre sınır şartları eşitlik 3.26 ve 3.27'den bulunur.

$$r = r_i \quad k_w \frac{dT_w}{dr} = h(T_w - T_f) \quad (3.26)$$

$$r = r_0 \quad \frac{dT_w}{dr} = 0 \quad (3.27)$$

$$c_1 = \frac{\dot{q}r_{w0}^2}{2k_w} \quad (3.28)$$

$$c_2 = \frac{\dot{q}r_{w0}^2}{2r_{wi}h} - \frac{\dot{q}r_{wi}}{2h} - \frac{\dot{q}r_{w0}^2}{2k_w} - \ln r_{wi} + \frac{\dot{q}r_{wi}^2}{4k_w} + T_f \quad (3.29)$$

Bu eşitliklere göre iç ve dış yüzey sıcaklık farkı eşitlik 3.30'dan bulunur.

$$T_{w0} - T_{wi} = \frac{\dot{q}r_{w0}^2}{2k_w} \left(\ln \frac{r_{w0}}{r_{wi}} \right) + \frac{\dot{q}}{4k_w} (r_{wi}^2 - r_{w0}^2) \quad (3.30)$$

Buna göre iç yüzey sıcaklığı eşitlik 3.31 'haline gelir.

$$T_{wi} = T_{w0} - \frac{\dot{q}r_{w0}^2}{2k_w} \left[\ln \left(\frac{r_{w0}}{r_{wi}} \right) - \frac{1}{2} \left(1 - \frac{r_{wi}^2}{r_{w0}^2} \right) \right] \quad (3.31)$$

Burada K faktörü (eşitlik 3.32),

$$K = \frac{(r_{w0})^2}{2k_w} \left[\ln \frac{r_{w0}}{r_{wi}} - \frac{1}{2} \left(1 - \frac{(r_{wi})^2}{(r_{w0})^2} \right) \right] \quad (3.32)$$

alınırsa, son olarak iç yüzey sıcaklığı eşitlik 3.33 haline gelir.

$$T_{wi_x} = T_{w0_x} - K\dot{q} \quad (3.33)$$

Test borusu içindeki havanın yığık sıcaklığı doğrusal olarak artar. Bu nedenle her x noktasındaki yığık sıcaklık eşitlik 3.34'dan bulunur.

$$T_{bx} = T_{bi} + \frac{P(x/L)}{\rho C_p \dot{V}} \quad (3.34)$$

x noktasındaki taşınım katsayısı eşitlik 3.35,

$$h_x = \frac{q_w}{T_{w_{ix}} - T_{bx}} \quad (3.35)$$

x noktasındaki Nusselt sayısı, Nu_x eşitlik 3.36 dan hesaplanır.

$$Nu_x = \frac{2 h_x r_{wi}}{k} \quad (3.36)$$

Boru dış yüzey sıcaklığı $T_{w_{ox}}$ ile ifade edilmektedir. $T_{w_{ox}}$ ölçüm noktasındaki termokupl çiftinden ölçülen sıcaklıkların ortalaması alınarak eşitlik 3.37'den bulunur.

$$T_{w_{ox}} = \frac{T_{w_{oxA}} + T_{w_{oxB}}}{2} \quad (3.37)$$

Sürtünme katsayısı, test borusunun iki ucundaki basınç ölçüm hortumları vasıtasıyla ölçülen basınç farkı (ΔP) ve hava debisi yardımıyla eşitlik 3.38'den belirlenir.

$$f = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2} \rho U_m^2 \frac{L_p}{D}} \quad (3.38)$$

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.

Kullanılan iç elemanların ısı transferi iyileştirme hesabı sabit fan gücünde boş boru ile karşılaştırma yaparak eşitlik 3.39'teki gibi yazılarak başlanabilir.

$$\dot{V}_t \Delta P_t = \dot{V}_b \Delta P_b \quad (3.39)$$

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 kaybı için Darcy eşitliği kullanılırsa, eşitlik 3.40 aşağıdaki hale gelir:

$$f_t Re_t^3 = f_b Re_b^3 \quad (3.40)$$

Buradaki f_t ve f_b sırasıyla şerit elemanlı ve boş borudaki sürtünme katsayılarıdır. Dolayısıyla sabit fan gücündeki ısı transferi iyileştirmesi eşitlik 3.41'deki gibi ifade edilebilir.

Şerit eleman yerleştirilmiş borunun net performansı boş boruya göre eşitlik 3.41 ile verilen performans kriterine göre değerlendirilebilir. Bu eşitlikte, Nu_t ve Nu_b sırasıyla şerit elemanlı ve boş borudaki ortalama Nusselt sayılarını göstermektedir (Güneş, 2009).

$$\eta = (Nu_t/Nu_b)(f_b/f_t)^{1/3} \quad (3.41)$$

3.5. Belirsizlik Analizi

Tez çalışmasında yapılan ölçümlerin ve bu ölçümlere bağlı olarak hesaplanan sonuçların sistematik ve rastgele hatalardan dolayı bir belirsizliği bulunmaktadır. Bu belirsizliğin yaklaşık olarak belirlenmesi gerekmektedir. Bu amaçla, gerçekleştirilen çalışmadan elde edilen Re , Nu ve f sonuçlarında biriken belirsizlik değerleri aşağıda açıklanan yol ile hesaplanmıştır.

Ölçülen veya hesaplanan herhangi bir büyüklük “ R ” için, $R = f(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n)$ olarak yazılabilir. Burada bağımsız değişkenler $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$ olarak alındığında bu değişkenlere ait belirsizlik değerleri $w_{x_1}, w_{x_2}, w_{x_3}, \dots, w_{x_n}$ şeklinde ifade edilebilir. Böyle bir durumda, “ R ” için biriken belirsizlik değeri w_R ile gösterilebilir ve aşağıdaki gibi hesaplanır (Genceli, 1998):

$$w_R = \sqrt{\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_{x_1}\right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_{x_2}\right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_3} w_{x_3}\right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_{x_n}\right)^2} \quad (3.42)$$

Aşağıda Re sayısı için örnek bir ifade yazılmıştır.

$$w_{Re} = \sqrt{\left(\frac{\partial Re}{\partial D_i} w_{D_i}\right)^2 + \left(\frac{\partial Re}{\partial U_m} w_{U_m}\right)^2 + \left(\frac{\partial Re}{\partial \nu} w_{\nu}\right)^2} \quad (3.43)$$

$$w_{Re} = \sqrt{\left(\frac{U_m}{\nu} w_{D_i}\right)^2 + \left(\frac{D_i}{\nu} w_{U_m}\right)^2 + \left(-\frac{D_i U_m}{\nu^2} w_{\nu}\right)^2} \quad (3.44)$$

Ölçümler sırasında kullanılan donanıma yönelik olarak aşağıdaki belirsizlik/hata değerlerinin olduğu kabul edilmiştir:

- Sıcaklık ölçümleri- ± 0.2 °C
- Basınç ölçümleri – ± 1 Pa
- Hız ölçümleri – $\pm (0.03 + \%4)$ m/s
- Boyut ölçümleri- ± 1 mm
- Akım ölçümleri- ± 0.01 A
- Voltaj ölçümleri- ± 0.01 V
- Korelasyon ölçümleri- $\pm \%1$ (tablolardan okunan viskozite veya iletkenlik gibi değerler)

Hesaplanan belirsizlik değerleri derlendikten sonra sırasıyla Re, Nu ve f için asgari ve azami belirsizlik değerleri $\%4.3-4.82$, $\%11.37-14.07$ ve $\%7.38-8.81$ olarak bulunmuştur. EK-6'da $Re=4285$ değeri için örnek belirsizlik hesaplaması değerleri verilmiştir.

4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA

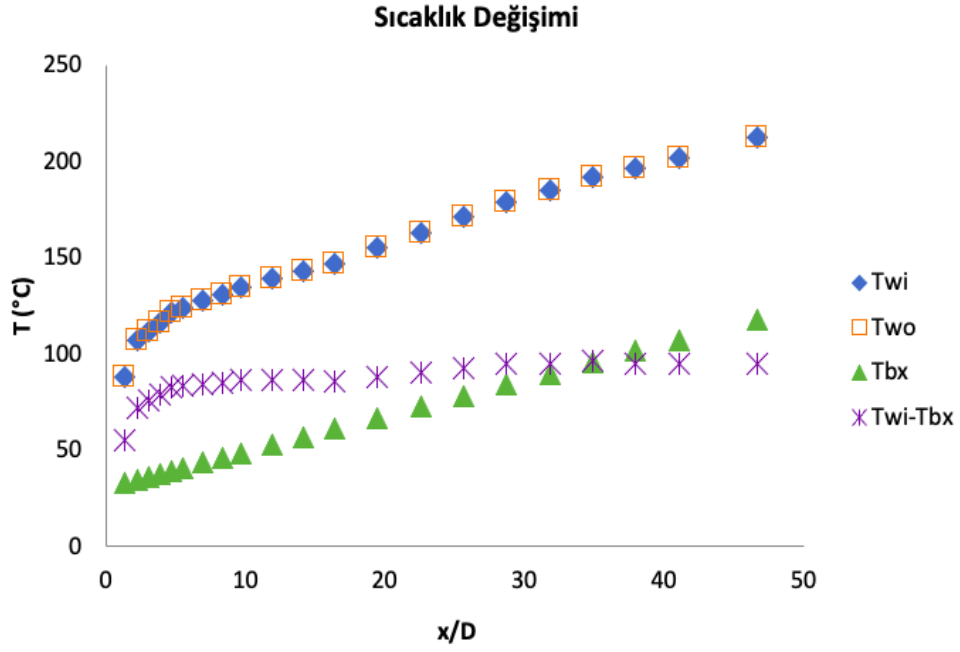
Bu çalışmada, türbülanslı akışta boş boru ve içine yerleştirilen burulmuş ve kenarlarına kanatçık açılmış burulmuş şerit elemanların ısı transferi ve sürtünme faktörlerine etkileri deneysel olarak araştırılmıştır. Öncelikli olarak, deney sistemin doğruluğu için boş boru için deneyler yapılmış ve elde edilen sonuçların literatürdeki çalışmalarla uyumlu gösterilmiştir. Daha sonra, benzer çevre koşulları altında burulmuş ve kanatçıklı burulmuş şerit elemanlar yerleştirilerek deneyler tekrarlanmıştır. Çalışmalar, fan kapasitesine bağlı olarak, boş boru için Reynolds sayısının 4000 - 20000 aralığında ve 10 farklı tipteki şerit eleman için ise Reynolds sayısının 4000 - 18000 aralığında yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar aşağıda grafik ve tablolar halinde karşılaştırılarak yorumlanmıştır.

4.1. Boş Bir Boru İçin Deney Sonuçları

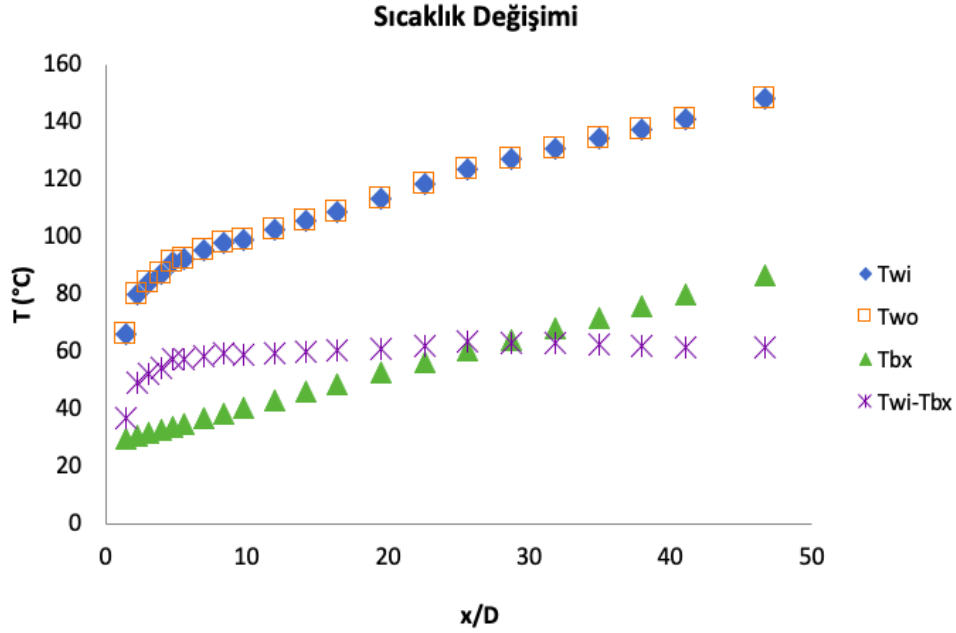
Burulmuş ve kanatçıklı burulmuş şerit elemanların boru içine yerleştirilmesiyle ısı transferi ve sürtünme faktörüne etkisini araştırmak ve deneysel sistemden alınan verileri doğrulamak için ilk olarak boş bir boru ile incelemeler yapılmıştır. Literatürdeki uygun ampirik ifadelerle hesaplanan ve boş bir boru için elde edilen sonuçlar Reynolds sayısının 4000 – 20000 aralığında karşılaştırılmıştır.

Şekil 4.1 - 4.9 arasında, farklı Re sayıları için test borusu boyunca dış duvar sıcaklığı (T_{w_o}), iç duvar sıcaklığı (T_{w_i}), akışkanın ortalama yığık sıcaklığı (T_{b_x}) ve iç duvar ile akışkanın yığık sıcaklığı arasındaki farkın değişimleri verilmiştir. Borunun test bölgesindeki dış duvar sıcaklığı, boruya giriş bölgesinde eğrisel bir değişim gösterirken, boruya verilen elektrik gücünün çeperlerdeki dağılımı ve boru dışındaki yalıtıma bağlı olarak doğrusal bir artış göstermiştir. Test borusunun ince cidar kalınlığı ve boru malzemesinin ısı iletim katsayısının yüksek olması nedeniyle, iç duvar sıcaklığının dış duvar sıcaklığına çok yakın olduğu grafiklerde görülmektedir. Isıl gelişim bölgesinde ısı taşınım katsayısı girişte daha büyük değerler aldığı için iç duvar sıcaklığının değişimi başlangıçta dik bir eğri şeklinde artmıştır. Ancak, akışın ısıl gelişmesi tamamlandıktan sonra iç duvar sıcaklığının değişim eğrisi yataya paralel yönde ilerlemiştir. Isı taşınım katsayısı, yüzeyde sabit bir ısı akışı olduğunda, iç duvar sıcaklığı ile akışın yığık sıcaklığı arasındaki farka bağlı olarak değişmektedir. Grafiklerde görüldüğü gibi, akışın yığık sıcaklığı (T_{b_x}) doğrusal olarak yükselmektedir. İç duvar ile akışın yığık sıcaklığı farkı başlangıçtan itibaren eğrisel olarak yükselmiştir ve $x/D=5$ noktasından sonra neredeyse sabit kalmıştır. Ayrıca, gelişmiş bölgede

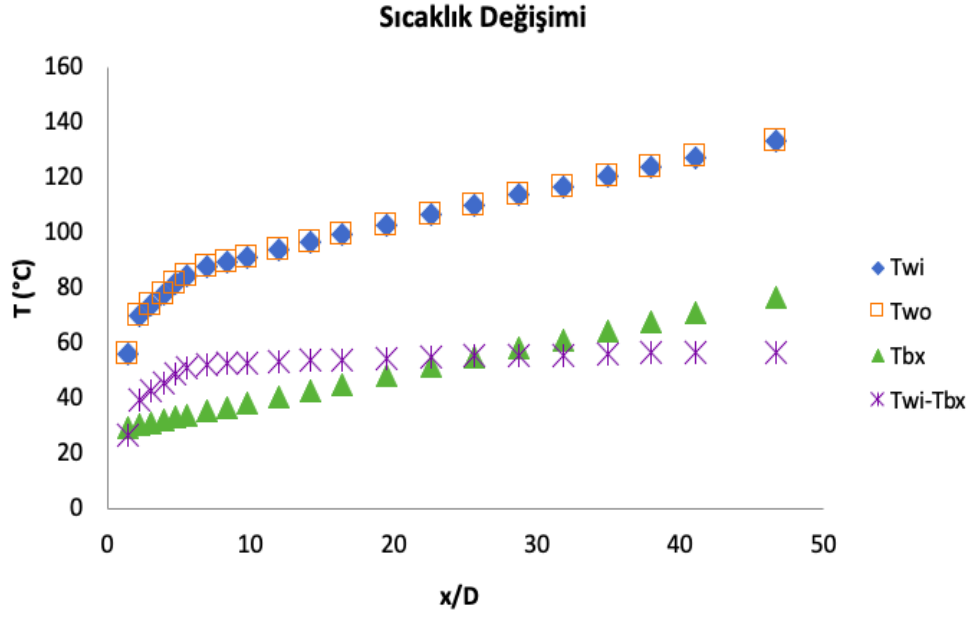
iç duvar sıcaklığı ve akışın yığık sıcaklığı değişimleri beklendiği gibi paralel olarak yükselmiştir.



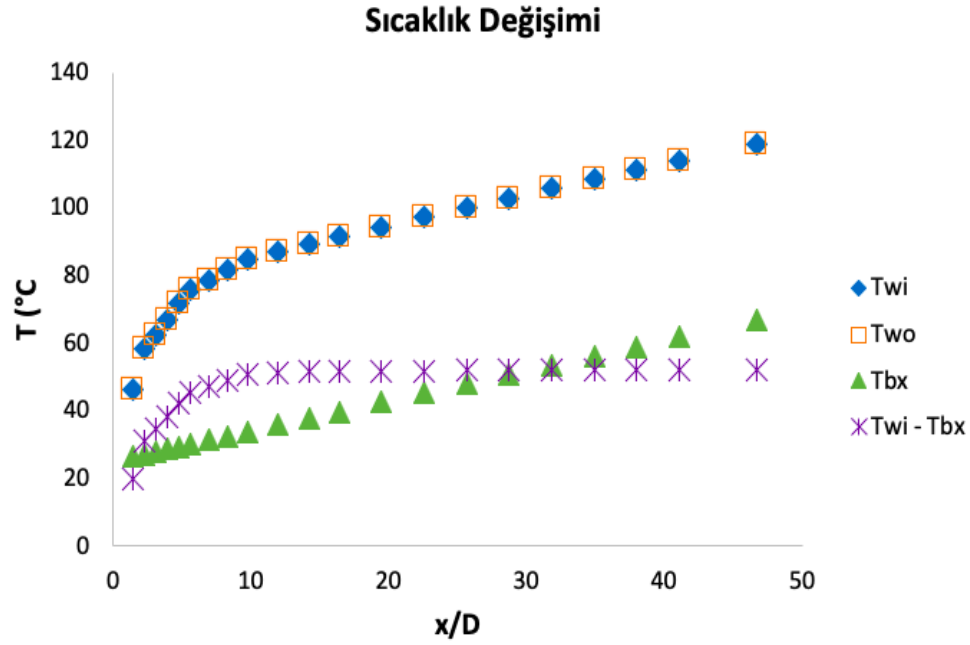
Şekil 4.1. Boş boru boyunca sıcaklık değişimi (Re=3913)



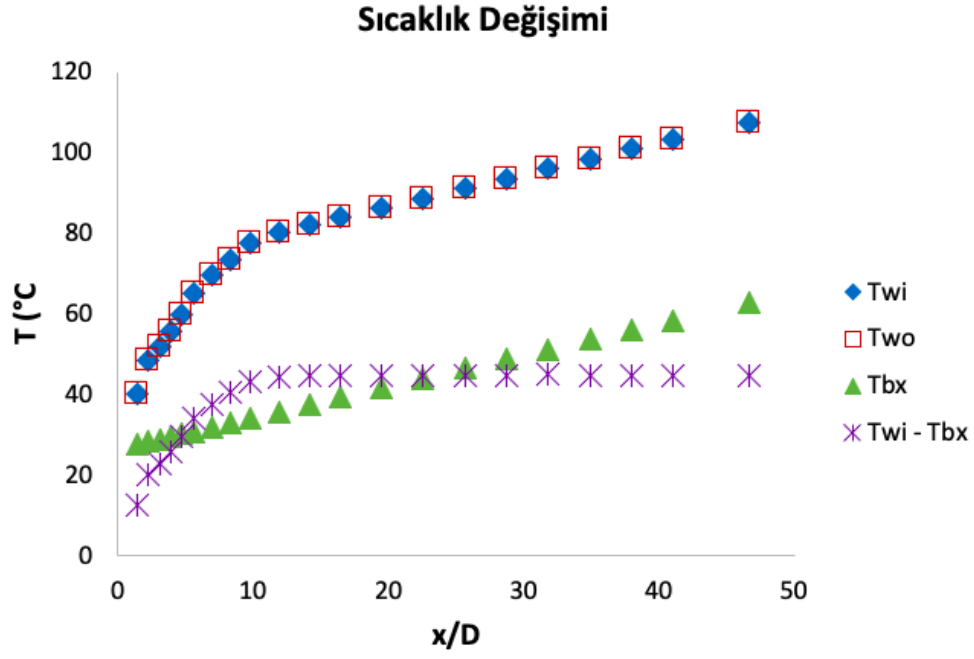
Şekil 4.2. Boş boru boyunca sıcaklık değişimi (Re=5856)



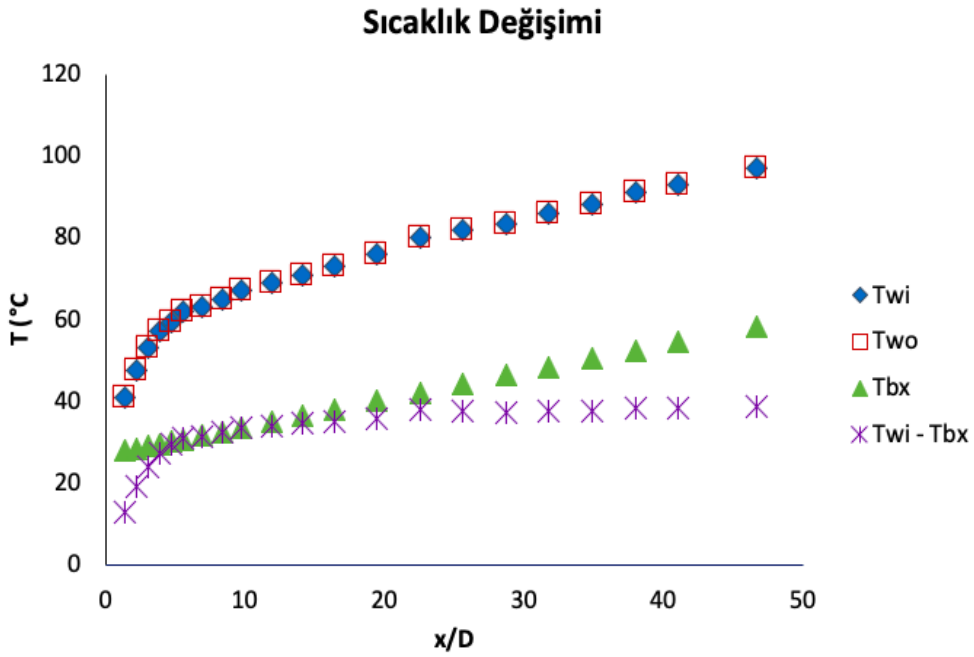
Şekil 4.3. Boş boru boyunca sıcaklık değişimi (Re=7805)



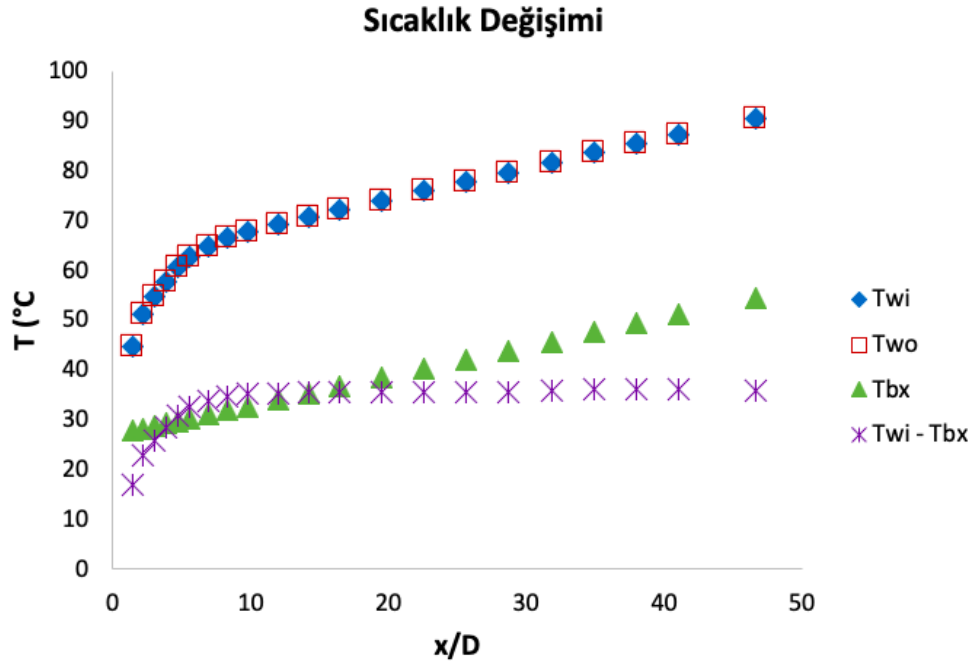
Şekil 4.4. Boş boru boyunca sıcaklık değişimi (Re=9829)



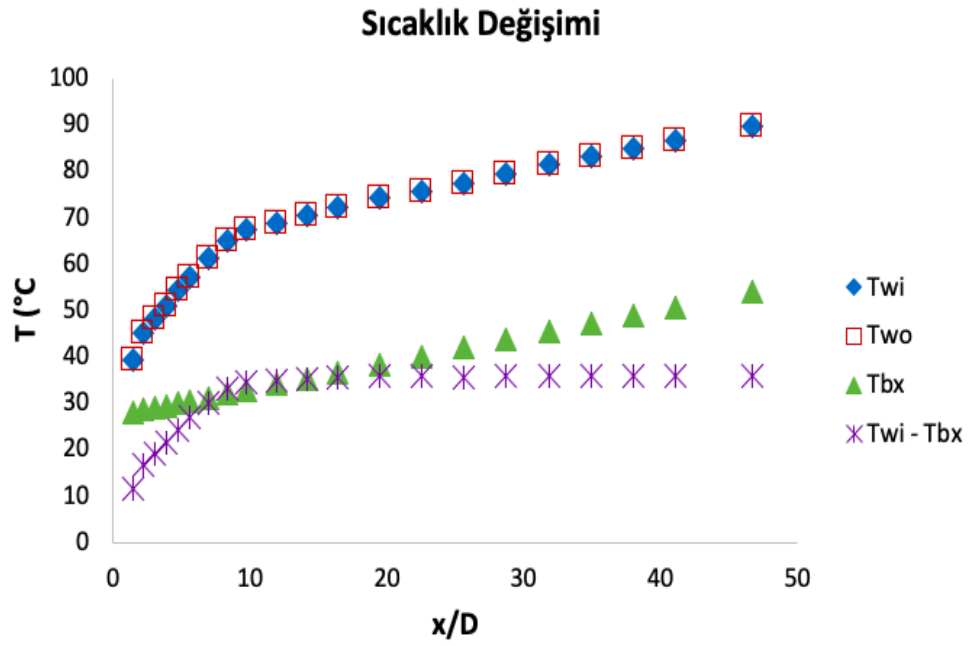
Şekil 4.5. Boş boru boyunca sıcaklık değişimi (Re=11801)



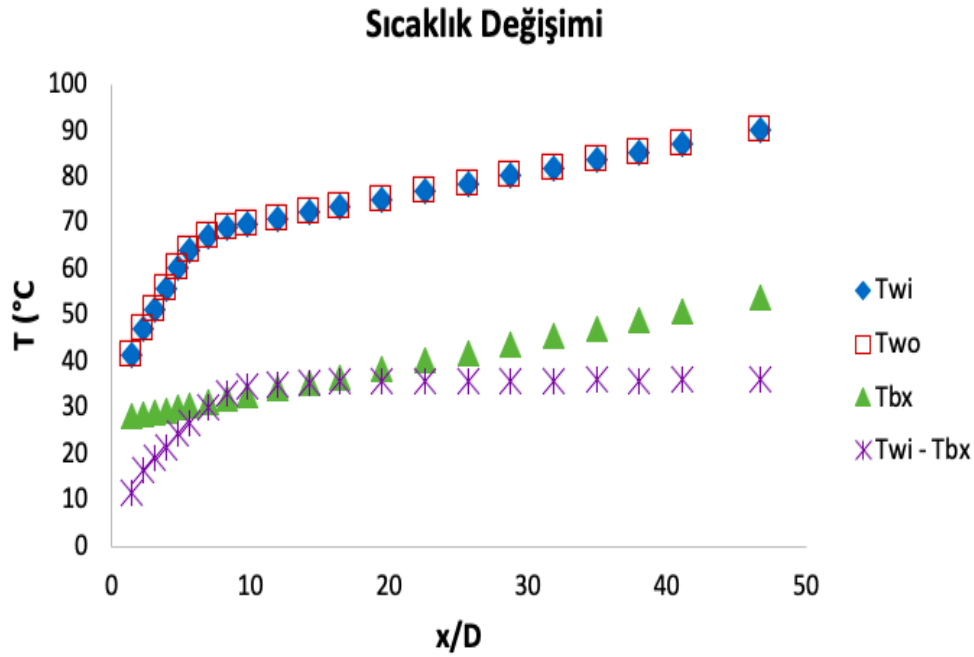
Şekil 4.6. Boş boru boyunca sıcaklık değişimi (Re=13493)



Şekil 4.7. Boş boru boyunca sıcaklık değişimi (Re=15823)



Şekil 4.8. Boş boru boyunca sıcaklık değişimi (Re=17825)

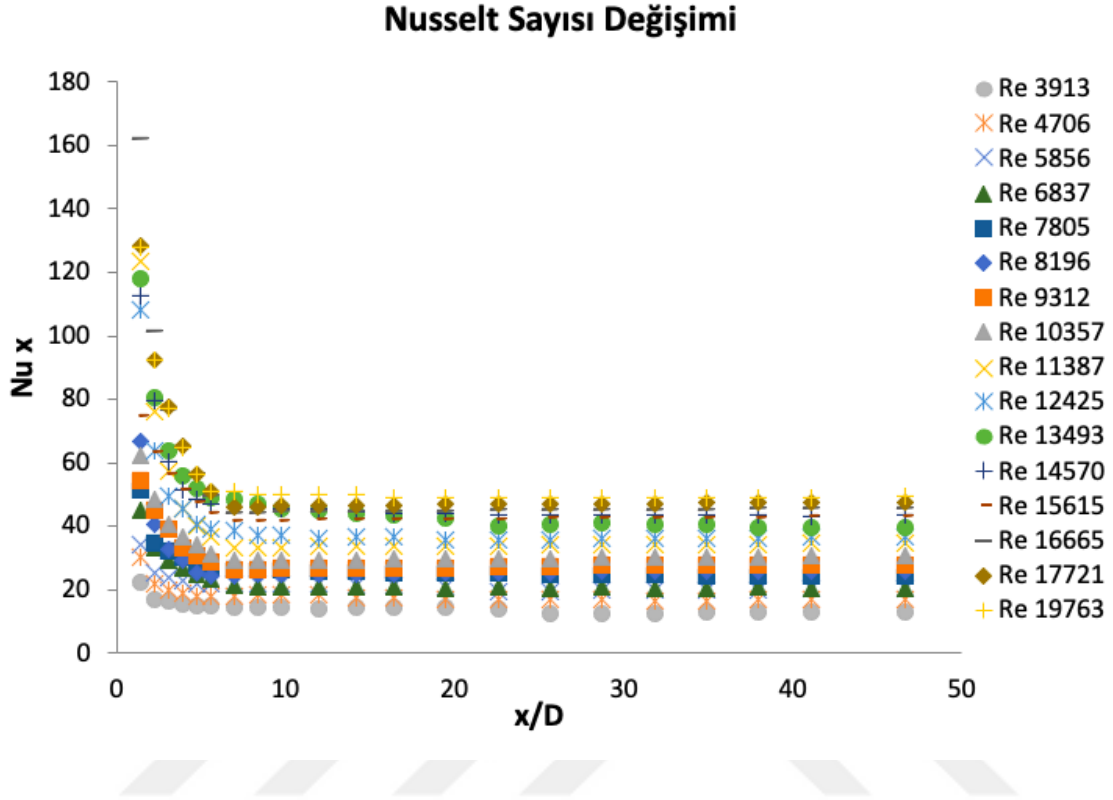


Şekil 4.9. Boş boru boyunca sıcaklık değişimi (Re= 19763)

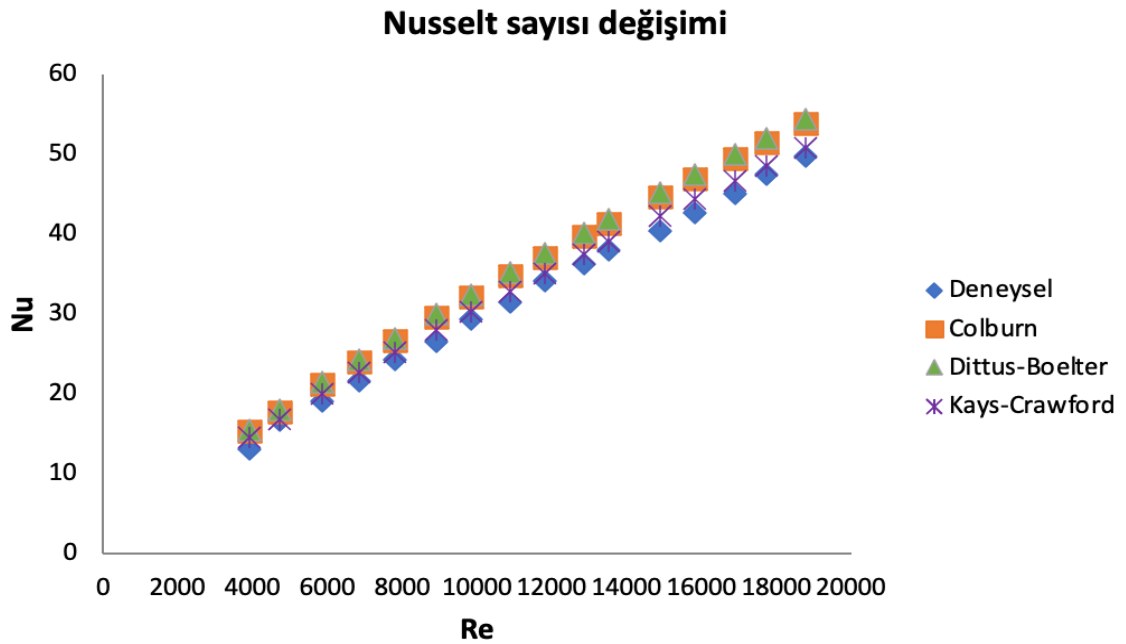
Şekil 4.10' da verilen grafik test borusu boyunca farklı Reynolds sayıları için Nusselt sayılarındaki değişimleri göstermektedir. Grafikteki değerlere göre, Reynolds sayısı arttığında Nusselt değerlerinin de arttığı gözlemlenmiştir. Ayrıca, Nusselt sayısının boru boyunca değişimi, farklı Reynolds sayılarında benzer bir eğilim göstermiştir. Test borusunun girişindeki akışkanın sıcaklığının düşük olması ve taşınım katsayısının yüksek olması nedeniyle giriş bölgesinde Nusselt sayısı değerleri borunun diğer bölgelerine göre daha yüksektir. Akışkan sıcaklığındaki artışa bağlı olarak, Nusselt değerleri, girişten ısıl gelişme bölgesinin sonuna kadar eğrisel olarak hızlı bir şekilde azalmıştır. Ancak, Nusselt değerleri grafikte de görüldüğü gibi ısıl gelişimin gerçekleştiği $x/D=10$ noktasını geçtikten sonra neredeyse sabit kalmıştır.

Şekil 4.11' de Reynolds sayısının 3913 – 19763 aralığı için Nusselt sayısının değişimi literatürdeki ampirik denklemlere göre hesaplanan değerlerle kıyaslanmıştır. Özellikle, tablo 3.1'de Kays-Crawford tarafından elde edilen denkleme göre hesaplanan sonuçlar ile boş boru için yapılan deneysel sonuçlar birbirleriyle çok uyumlu çıkmıştır. Diğer ampirik ifadelerle elde edilen sonuçlarda yapılan deneysel çalışmadaki sonuçlar çok benzerdir. Ayrıca, literatürdeki ampirik denklemler kullanılarak, Reynolds sayısının bir fonksiyonu olan sürtünme faktöründeki değişimler hesaplanarak Şekil 4.12' de ki grafik ile verilmiştir. Elde edilen deneysel sonuçların, her iki ampirik ifade sonuçları ile çok uyumlu olduğu tespit

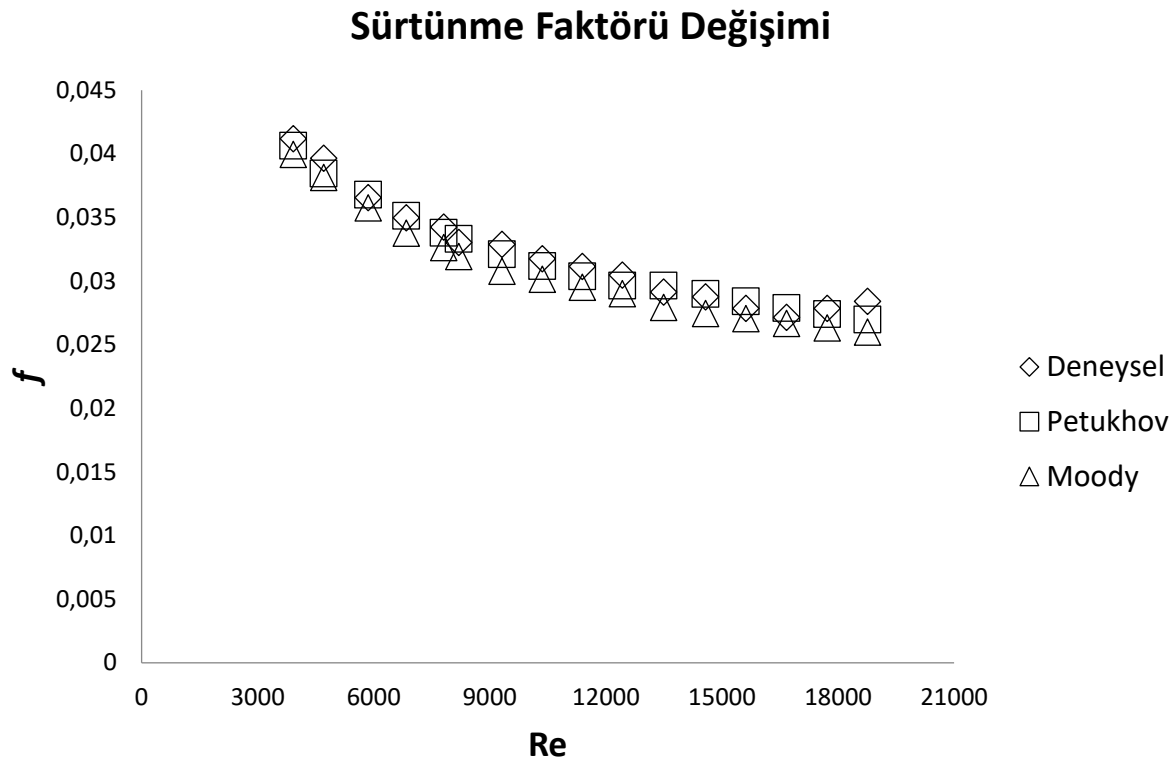
edilmiştir. Böylece, yapılan deney sonuçları, literatürdeki diğer sonuçlarla doğrulanarak bir sonraki deneysel çalışma aşamalarına geçilmiştir.



Şekil 4.10. Boş boru boyunca Nusselt sayılarının değişimi



Şekil 4.11. Boş boru için Reynolds sayısına göre Nusselt sayısının değişimi



Şekil 4.12. Boş boru için Reynolds sayısına göre sürtünme faktörünün değişimi

4.2. Tipik ve Kanatçıklı Burulmuş Şerit Elemanlar

Düz bir boru içinde meydana gelen ısı transferinin artırılması amacıyla öncelikle belirli bir burulma oranında burulmuş şerit elemanlar yerleştirilmiştir. Daha sonra, burulmuş şerit elemanlar üzerine farklı boyutlarda ve üç farklı açıda kanatçıklar açılıp boru içine monte edilerek deneysel çalışmalar yapılmıştır. Boru içine yerleştirilen burulmuş ve kanatçık açılmış şerit elemanlar, sınır tabaka bölgesindeki akış yapısını bozarak sınır tabakanın sürekli yenilenmesini sağlamıştır. Aynı zamanda boru içindeki akışın türbülans seviyesi ve hız çalkantılarının artmasına bağlı olarak akış karışımı da artmıştır. Böylece, boru cidarı ve ana akış bölgesi arasındaki ısı taşınım katsayısı yüksek oranda arttırılmıştır. Artan taşınım katsayısına bağlı olarak Nusselt sayısında ve dolayısıyla ısı transferinde de önemli ölçüde artışlar meydana gelmiştir. Isı transferindeki kayda değer bir artış olmasının yanı sıra, şerit elemanların akışa bir engel teşkil etmesi sebebiyle boru içindeki basınç kaybını da arttırmıştır. Bu durumda, ısı transferi ve basınç kaybın etkisinin beraber incelenerek en iyi çalışma noktasının tespit edilmesi gerekmektedir. Bu yüzden, deneysel çalışma sonuçlarına bağlı olarak Nusselt sayısı, sürtünme faktörü ve ısı performans değerlerinin Reynolds sayılarına

bağlı olarak değişimleri, burulmuş ve kanatçıklı burulmuş şerit elemanlar için grafiklerle karşılaştırılarak yorumlanmıştır.

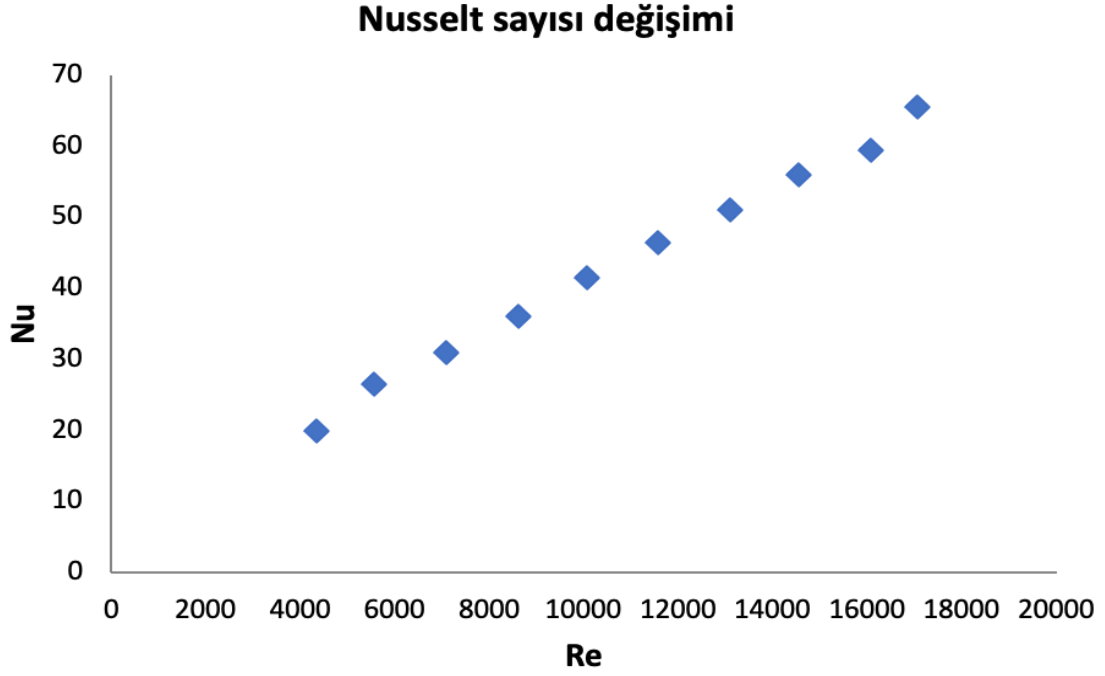
4.2.1. Burulmuş Şerit Eleman İçin Deney Sonuçları

Çalışmada kullanılan burulmuş şerit elemanlar için burulma oranı (y/W) ve şerit eleman genişliği (W) sırasıyla 4,0 ve 17 mm olarak alınmıştır. Bir adet tipik burulmuş şerit eleman boru içine yerleştirilerek yapılan deneylerde Reynolds sayısı 4000 ile 18000 arasında değiştirilerek farklı elektrik gücüne göre testler yapılmıştır. Elde edilen deney sonuçlarına göre; Reynolds sayısı ile Nusselt sayısının boru boyunca ve ortalama değerlerinin değişimleri, sürtünme katsayısının değişimi ve ısı performansının değişimleri Şekil 4.13 – 4.16 arasında verilmiştir.

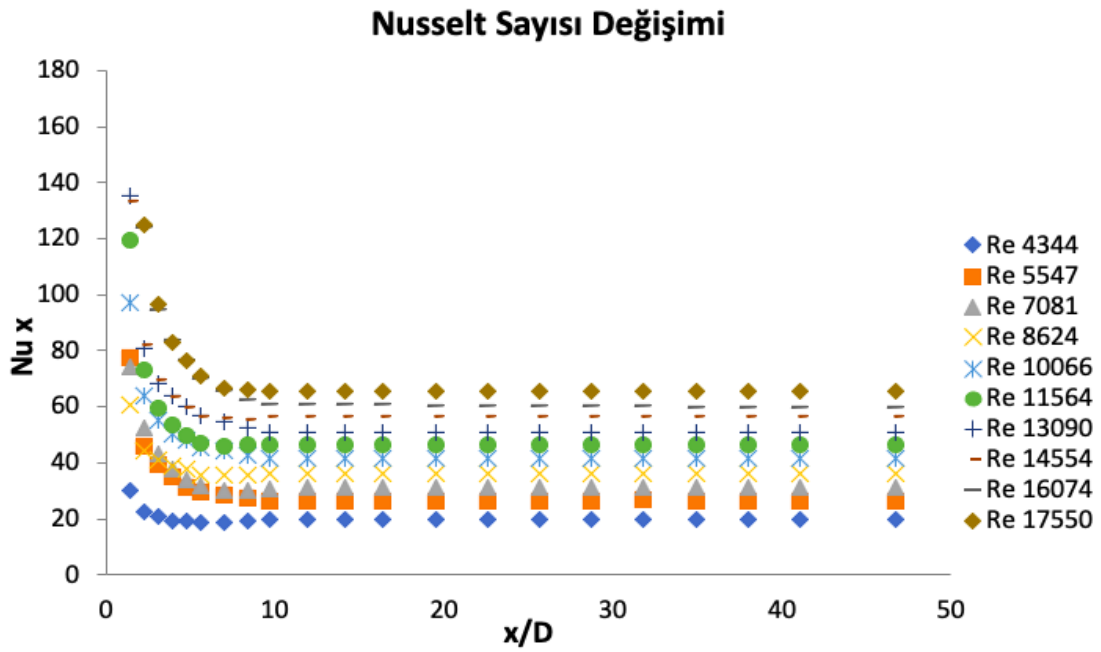
Şekil 4.13' te verilen ortalama Nusselt sayısı değerlerinin artan Reynolds sayısı ile artış gösterdiği görülmektedir. Artış eğiliminin artan Reynolds sayısı ile düzgün bir eğimle devam ettiği belirlenmiştir. Şekil 4.14' te test borusu boyunca farklı Reynolds sayılarına karşılık gelen yerel Nusselt sayılarının değişimi sunulmuştur. Tüm Reynolds sayılarında akışın gelişmeye başladığı giriş bölgesinde akış ilerledikçe Nusselt sayılarının çok bir azalma eğilimi gösterdiği belirlenmiştir. Ancak, yaklaşık $x/D=6.95$ noktasından itibaren akışın gelişmesine bağlı olarak Nusselt sayısı değişimlerinin tüm Reynolds sayılarında sabit bir eğimde ilerlediği görülmüştür. En yüksek Nusselt sayısı değerleri beklendiği gibi $Re=17550$ değeri için elde edilmiştir. Nusselt sayısı değerleri 19 ile 70 arasında bir değişim göstermiştir.

Şekil 4.15' te sürtünme faktörü değerlerinin Reynolds sayılarına göre değişimleri grafik olarak verilmiştir. Sürtünme faktörü değerleri, Reynolds sayısının artmasına karşılık azalma eğilimi göstermiştir. Ancak, sürtünme faktörü değerlerinin azalan eğilimi $Re=11564$ değerine kadar daha fazla olurken, daha yüksek Reynolds sayılarında daha düşük bir açıyla azalmaya devam etmiştir.

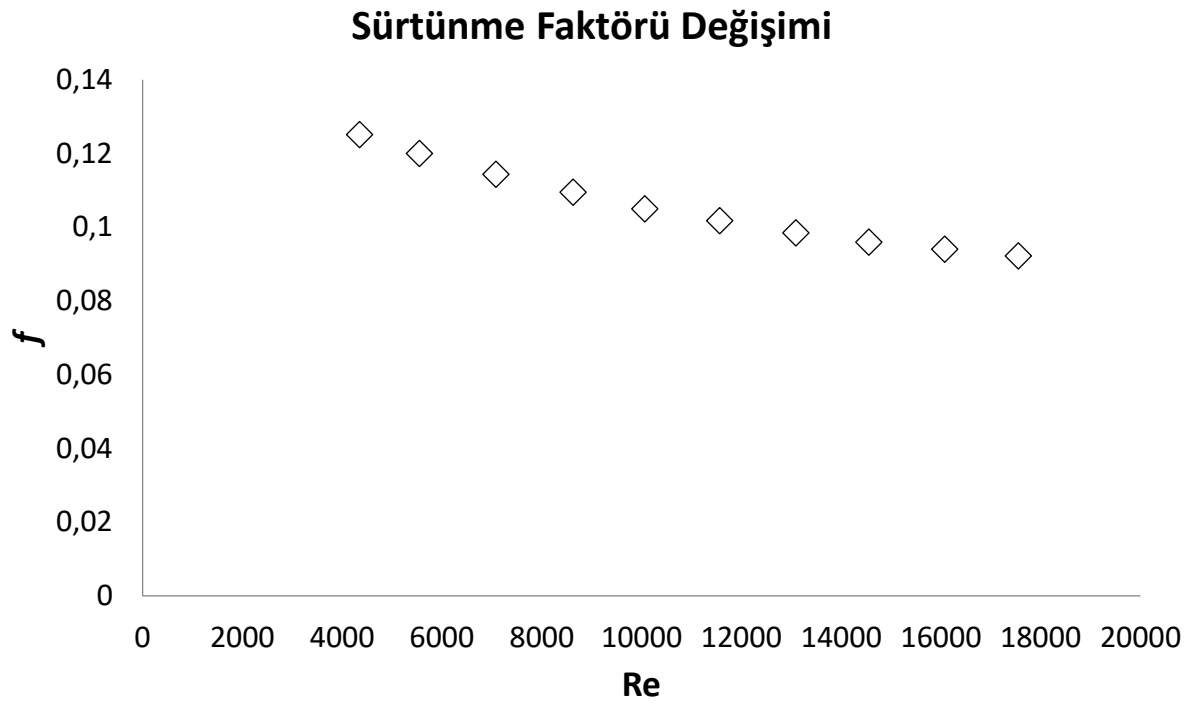
Şekil 4.16' da ısı transferi ve sürtünme faktörünün beraber değerlendirildiği ısı performansının Reynolds sayısına göre değişimleri verilmiştir. Isı performans değerleri artan Reynolds sayısı ile bir azalma göstermiştir. Boş boru değerleri ile kıyaslandığında, $Re=7081$ değerinden daha yüksek Reynolds sayılarında burulmuş şerit eleman için hesaplanan ısı performans değerleri sürtünme faktörün yüksek olması sebebiyle daha düşük elde edilmiştir.



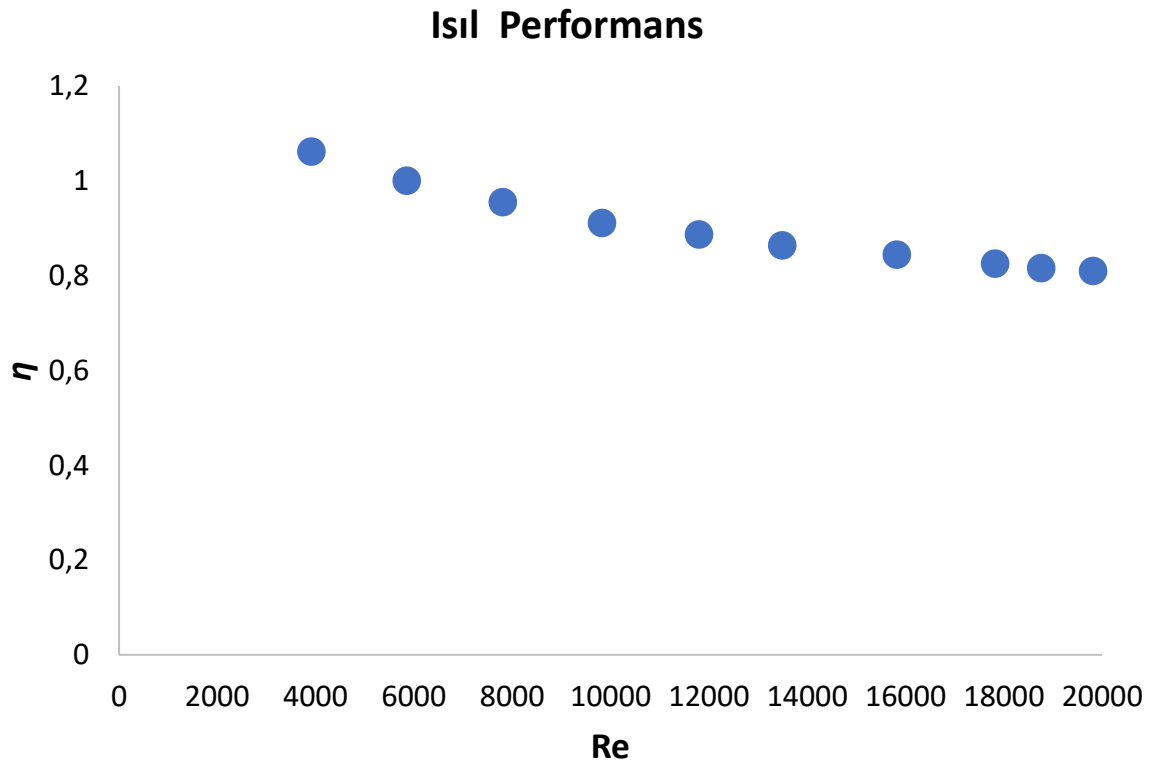
Şekil 4.13. Tipik burulmuş şerit elemanlar için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



Şekil 4.14. Tipik burulmuş şerit eleman yerleştirilmiş boru boyunca Nusselt sayılarının değişimi



Şekil 4.15. Tipik burulmuş şerit eleman için sürtünme faktörü değerlerinin ile Reynolds sayısı değişimi.



Şekil 4.16. Tipik burulmuş şerit eleman boru için Reynolds sayısı ile ısı performansının değişimi

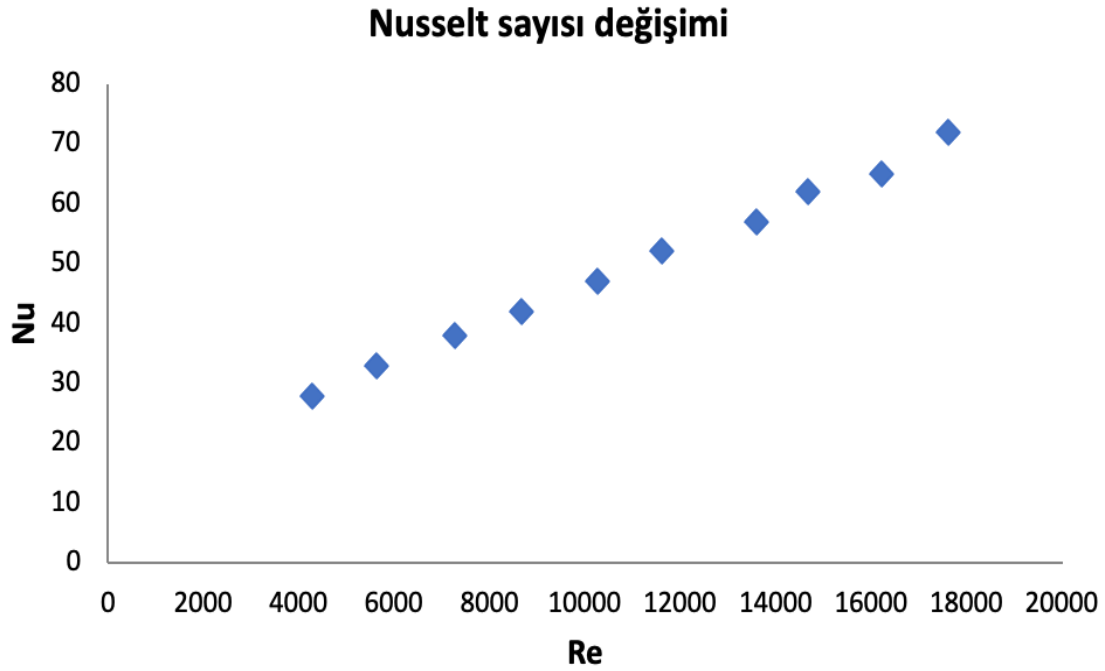
4.2.2. Kanatçıklı Burulmuş Şerit Elemanlar İçin Deney Sonuçları

Deneylerde, burulmuş şerit eleman üzerine 3 farklı genişliğe sahip ve her eleman için 3 farklı açıda (β) kanatçıklar açılan 9 farklı şerit eleman kullanılmıştır. Burulmuş ve kanatçıklı 9 farklı şerit eleman test borusu içine yerleştirilerek ısı transferi ve basınç kaybı performansları incelenmiştir. Deneyler, şerit elemanlar üzerine 1.5, 3 ve 5 mm genişlikte açılan kanatçıkların 3 farklı açısı için yapılmıştır. Her bir genişlik için açılan kanatçıkların açısı $\beta=5^\circ$, 10° ve 15° olarak değiştirilmiştir. Elde edilen sonuçlar tek genişlik değerinin 3 farklı açısı için sırasıyla yorumlanmıştır.

4.2.2.1. Genişlik 1.5 mm ve üç farklı açıda ($\beta=5^\circ$, 10° ve 15°) kanatçık açılmış burulmuş şerit eleman

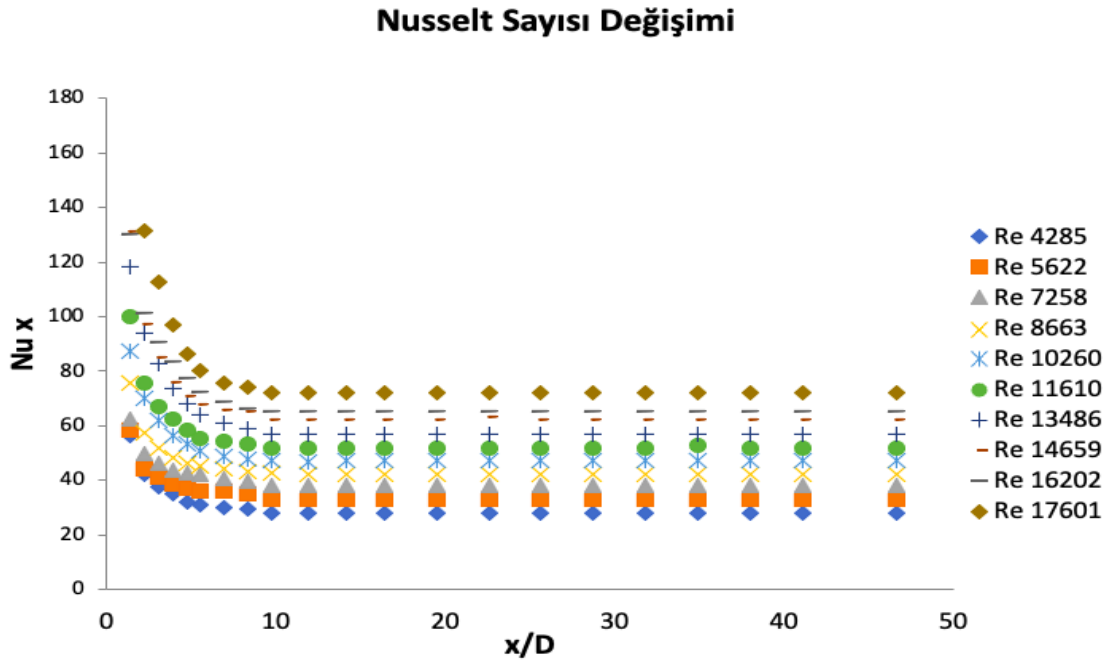
DeneySEL çalışmalarından elde edilen sonuçlar her bir genişlik değeri için 3 başlıkta incelenmiştir. Genişlik değerinin farklı açılar için elde edilen boru boyunca Nusselt sayıları, ortalama Nusselt sayıları, sürtünme faktörleri ve bu değerlere bağlı olarak hesaplanan ısı performans değerlerinin Reynolds sayısı ile değişimleri grafik olarak sunulmuştur. Bu bölümde 1.5 mm genişlik değeri için dikdörtgen şekilde açılmış kanatçıkların $\beta=5^\circ$, 10° ve 15° açılarına ait performans değişimleri sırasıyla verilmiştir.

Şekil 4.17 ile Şekil 4.28 arasında, 1.5 mm genişlik ile tasarlanan şerit elemanların $\beta=5^\circ$, 10° ve 15° açıları için elde edilen ortalama Nusselt sayısı, boru boyunca Nusselt sayısı, sürtünme katsayısı ve ısı performans sonuçlarının değişimleri sırasıyla verilmiştir. Şekil 4.17, Şekil 4.21 ve Şekil 4.25'te görülen ortalama Nusselt sayıları artan Reynolds sayısı ile artmıştır. Isı transferini artırmak amacıyla farklı genişlik ve açı değerlerinde açılan dikdörtgen şekilli kanatçıklı burulmuş şerit elemanlar için elde edilen Nusselt sayısı değerleri, burulmuş ve içi boş boruya ait sonuçlardan daha yüksek olduğu görülmektedir. Ayrıca, açı değerlerindeki artışla birlikte Nusselt sayısı değerlerinde de artış olmuştur. Boş boruya kıyasla, tüm açı değerleri için Nusselt sayılarında artış miktarı artan Reynolds sayısı ile daha da fazla olmuştur. Bunlara ilaveten, 1.5 mm genişlikteki tüm açı değerleri için elde edilen değerler burulmuş şerit elemana ait değerlerden daha yüksek olduğu görülmektedir.



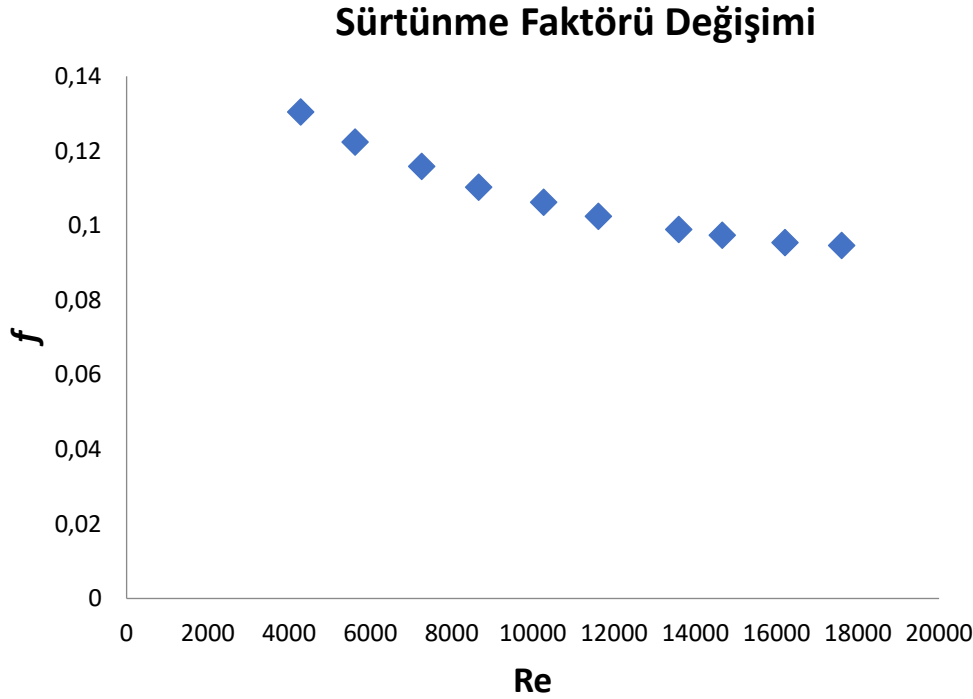
Şekil 4.17. Ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi (1.5 mm genişlik ve $\beta=5^\circ$ açılı şerit eleman)

Şekil 4.18, Şekil 4.22 ve Şekil 4.26'da verilen Nusselt sayılarının boru boyunca elde edilen sonuçlara ait eğrinin değişimleri, 1.5 mm genişlik için $\beta=5^\circ$, 10° ve 15° açılarının hepsinde birbirine benzer eğilim göstermiştir. Tüm durumlarda, borunun girişinde yüksek olan değerler yaklaşık $x/D=11$ mesafesinden sonra boru boyunca sabit kalmıştır. Ayrıca, grafikte tüm Reynolds sayıları için elde edilen Nusselt sayısı değişimleri de karşılaştırılmalı olarak sunulmuştur. Boru boyunca Nusselt sayısı değişimleri de daha büyük Reynolds sayıları için daha yüksek hesaplanmıştır. Bunlara ilaveten artan Reynolds sayısı için Nusselt sayıları arasındaki artış miktarı da oransal olarak daha fazladır. En fazla artış miktarı $Re=16202$ değeri ile $Re=17601$ değerleri arasında olmuştur.



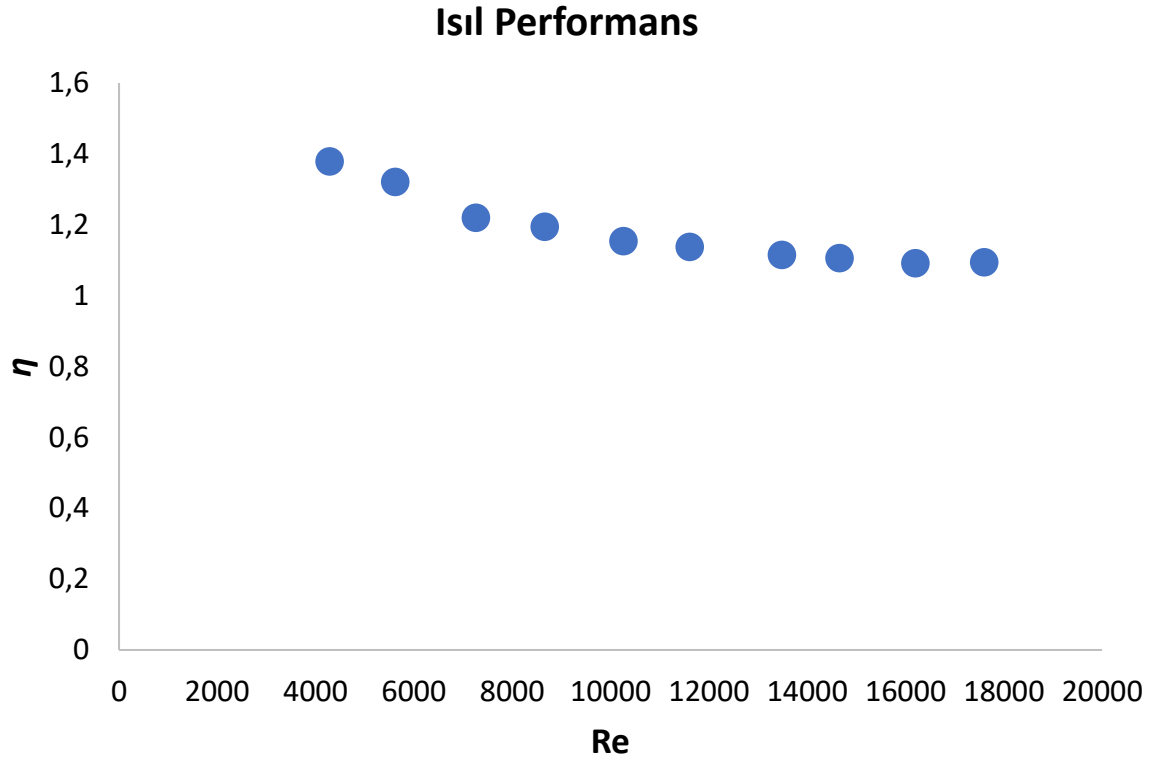
Şekil 4.18. Boru boyunca Nusselt sayılarının değişimi (1.5 mm genişlik ve $\beta=5^\circ$ açılı şerit eleman)

Şekil 4.19, Şekil 4.23 ve Şekil 4.27' de, 1.5 mm genişlik için $\beta=5^\circ$, 10° ve 15° açılara ait sürtünme faktörlerin değişimleri farklı Reynolds sayıları için verilmiştir. Tüm durumlar incelendiğinde; boş boruya kıyasla her açı değeri için elde edilen sürtünme faktörleri çok yüksek mertebelerde hesaplanmıştır. Bu durum beklendiği gibi, boru içine yerleştirilen şerit elemanın, sürtünme faktöründe artan yüzey temasından ve akışın zorlanmasından dolayı artışlara sebep olmasından kaynaklanmıştır. Özellikle, en düşük açı olan $\beta=5^\circ$ için elde edilen değerler burulmuş şerit eleman için hesaplanan sonuçlara çok yakın elde edilmiştir. Ancak, 1.5 mm genişlik için artan açı değerleri ile sürtünme faktöründe artışlar meydana gelmiştir. En düşük açı değerine kıyasla, $\beta=10^\circ$ ve $\beta=15^\circ$ açı değerlerinde sırasıyla %15 ve %30 mertebelerinde artışlar meydana gelmiştir. Reynolds sayısı arttıkça artan açılara ait sürtünme faktöründeki değişimlerde azalmalar olmuştur. Farklı açı değerleri için en yüksek değişim değeri en düşük Reynolds sayısında meydana gelirken artan Reynolds sayısı ile açı artışına bağlı olarak artan sürtünme faktöründeki artış oranında azalma olmuştur. Reynolds sayılarının en yüksek iki değeri 16202 ve 17601 değerleri için sürtünme faktörlerinin eğimi birbirine çok yakındır. Dolayısıyla Reynolds sayısı arttıkça sürtünme faktörü eğrilerinin eğimi eksene paralel olarak değişim göstermiştir.

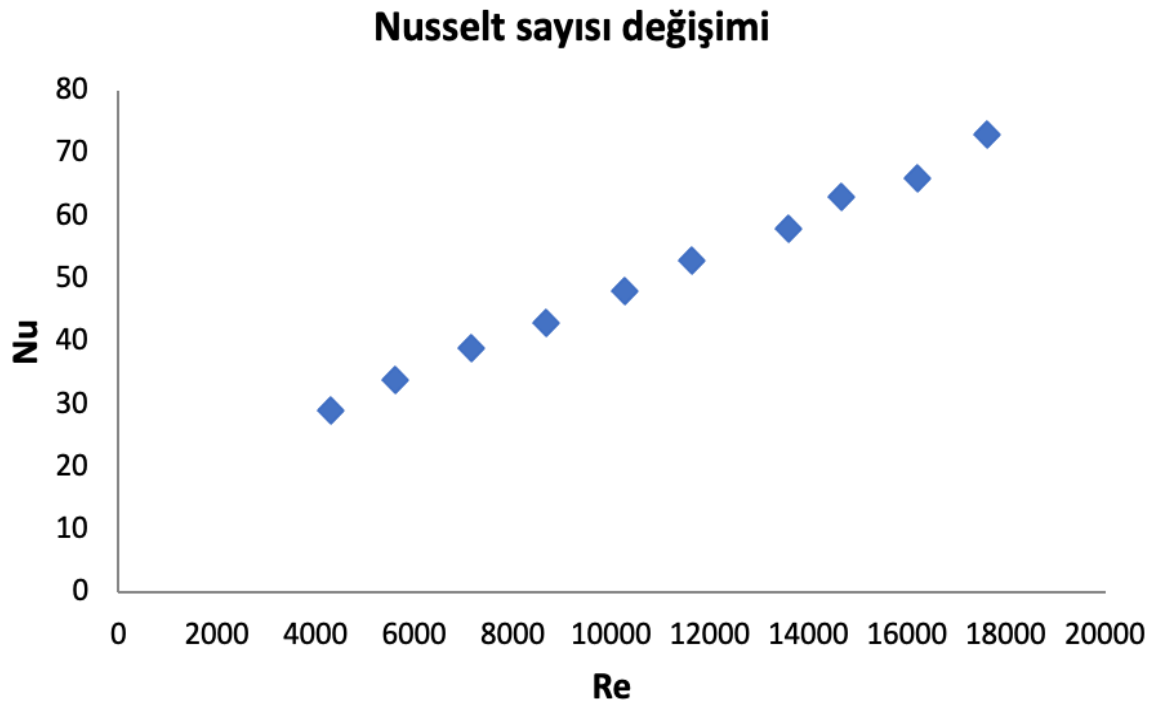


Şekil 4.19. Sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi (1.5 mm genişlik ve $\beta=5^\circ$ açılı şerit eleman)

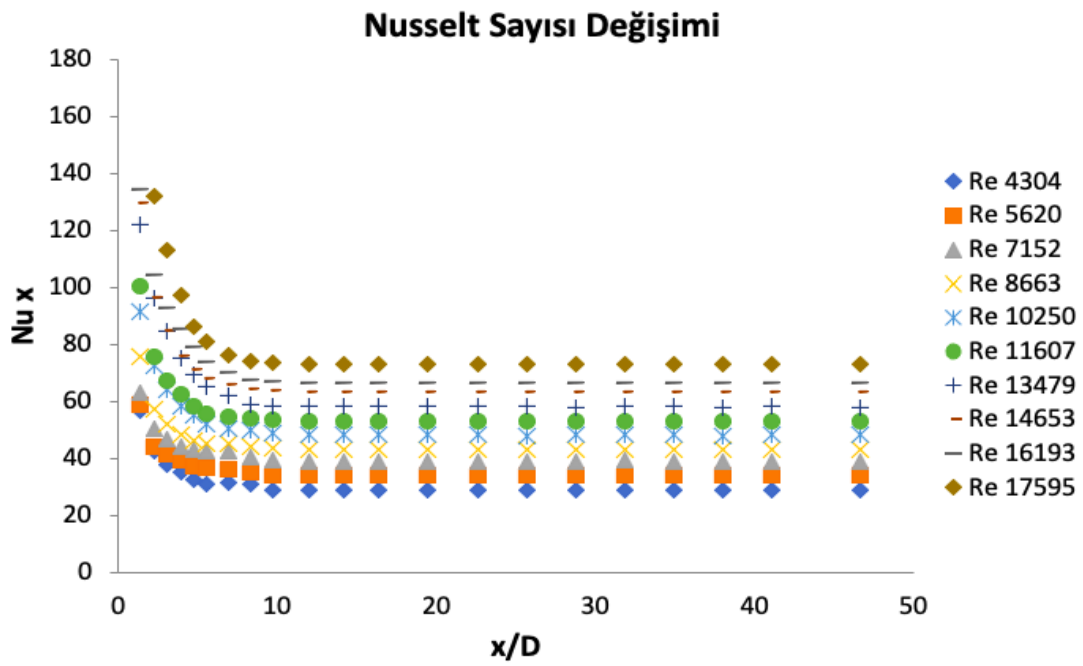
Şekil 4.20, Şekil 4.24 ve Şekil 4.28’de, 1.5 mm genişlik için $\beta=5^\circ$, 10° ve 15° açılılarına ait sürtünme faktörü ve ısı transferinin değişimlerine bağlı olarak elde edilen ısı performans sonuçları Reynolds sayısına bağlı olarak verilmiştir. Isıl performans değerleri, ısı transferindeki değişimin yanı sıra basınç kaybındaki değişime de bağlı olduğu için en iyi performansın tespit edilmesinde önemli bir performans kriteridir. Aynı genişlik değeri için farklı açılara ait sonuçlar incelendiğinde; açı değerinin artışına bağlı olarak ısı performans değerlerinde azalma olmuştur. Bu durum, daha önce bahsedilen sürtünme katsayılarındaki artışın Nusselt sayılarında artış oranından daha fazla olmasından kaynaklanmaktadır. Boş boruya kıyasla, ısı performans değerleri 1.5 mm genişlik değerinin farklı açılarında tüm Reynolds sayıları için %20 ile %40 oranında artış göstermiştir. En yüksek artış değeri en düşük Reynolds sayısı için elde edilirken, Reynolds sayılarındaki artışa bağlı olarak ısı performans değerlerindeki artış oranlarında azalma meydana gelmiştir. Bu durum, gerçek çalışma şartları için tercih edilen Reynolds sayısı aralığının uygun olduğunun da göstergesidir. Daha yüksek Reynolds sayılarında sürtünme faktörleri ve Nusselt sayılarındaki değişimden ötürü ısı performans değerlerindeki artışın düşeceğini göstermiştir.



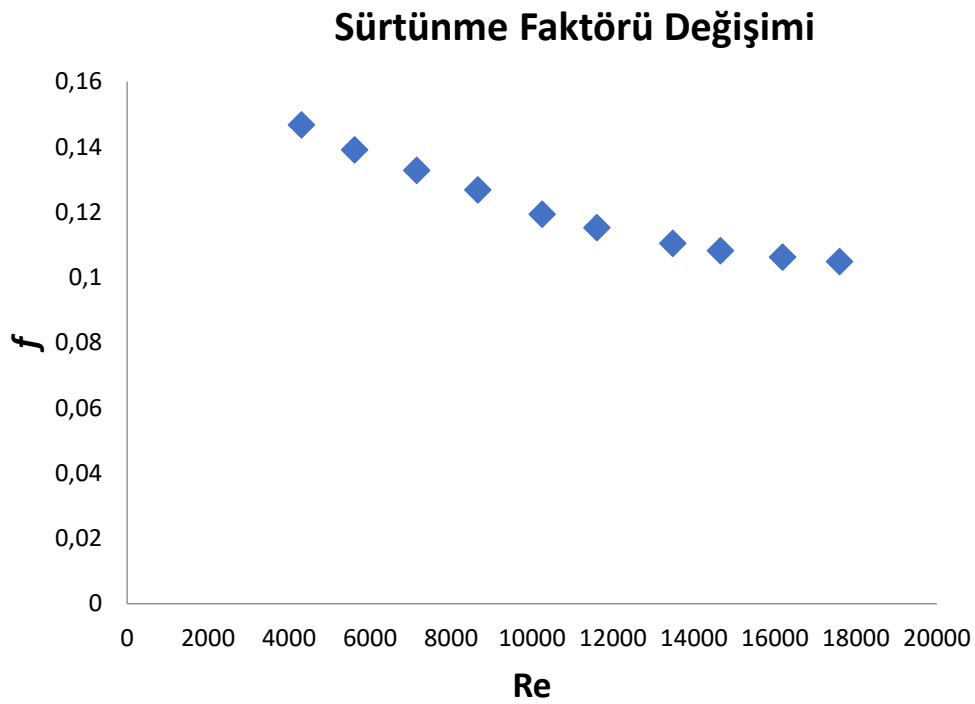
Şekil 4.20. Isıl performans ile Reynolds sayısının değişimi (1.5 mm genişlik ve $\beta=5^\circ$ açılı şerit eleman)



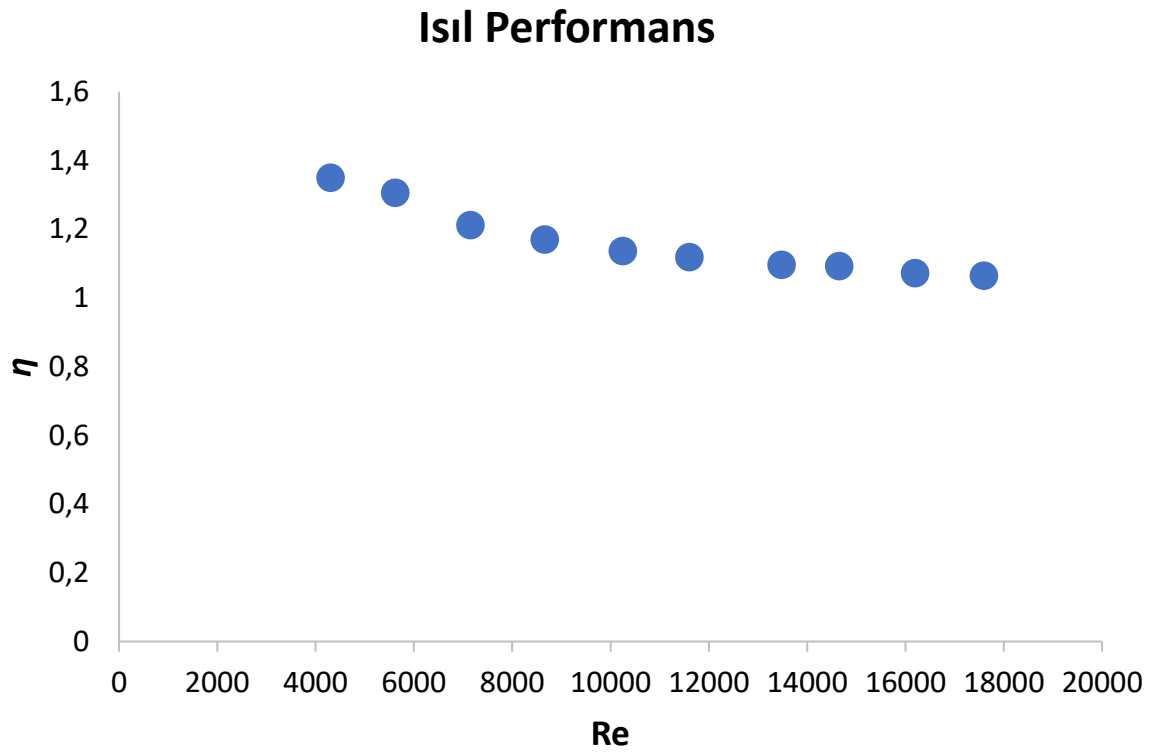
Şekil 4.21. Ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi (1.5 mm genişlik ve $\beta=10^\circ$ açılı şerit eleman)



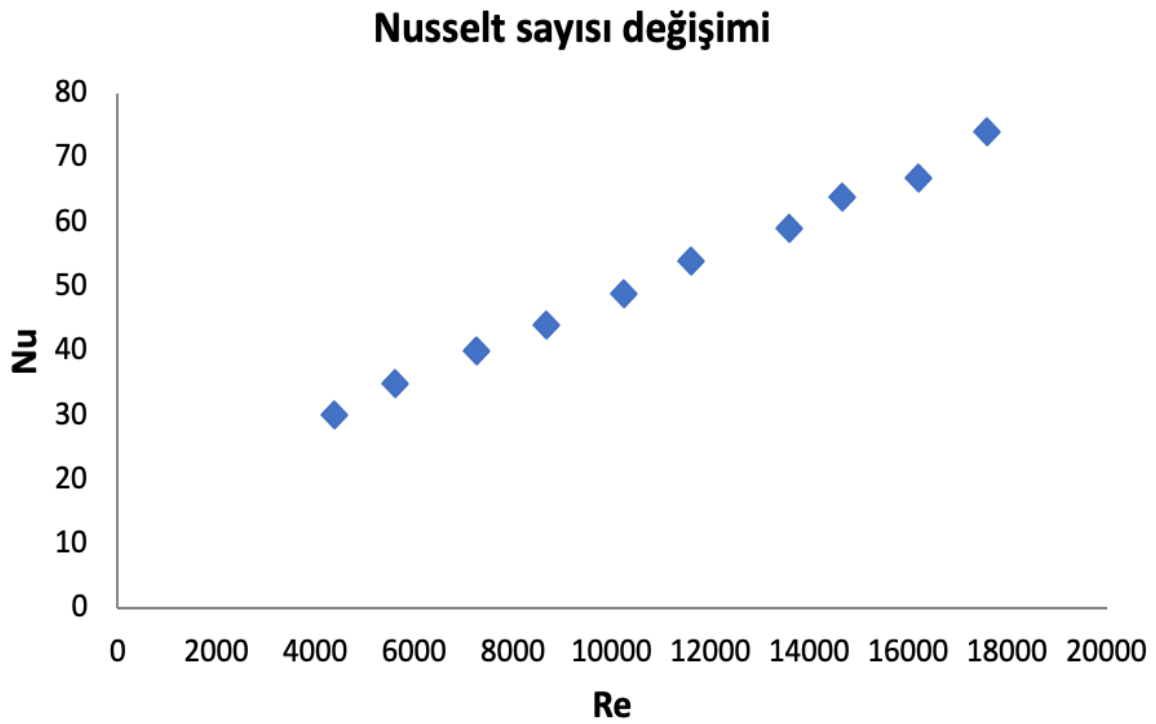
Şekil 4.22 Boru boyunca Nusselt sayılarının değişimi (1.5 mm genişlik ve $\beta=10^\circ$ açılı şerit eleman)



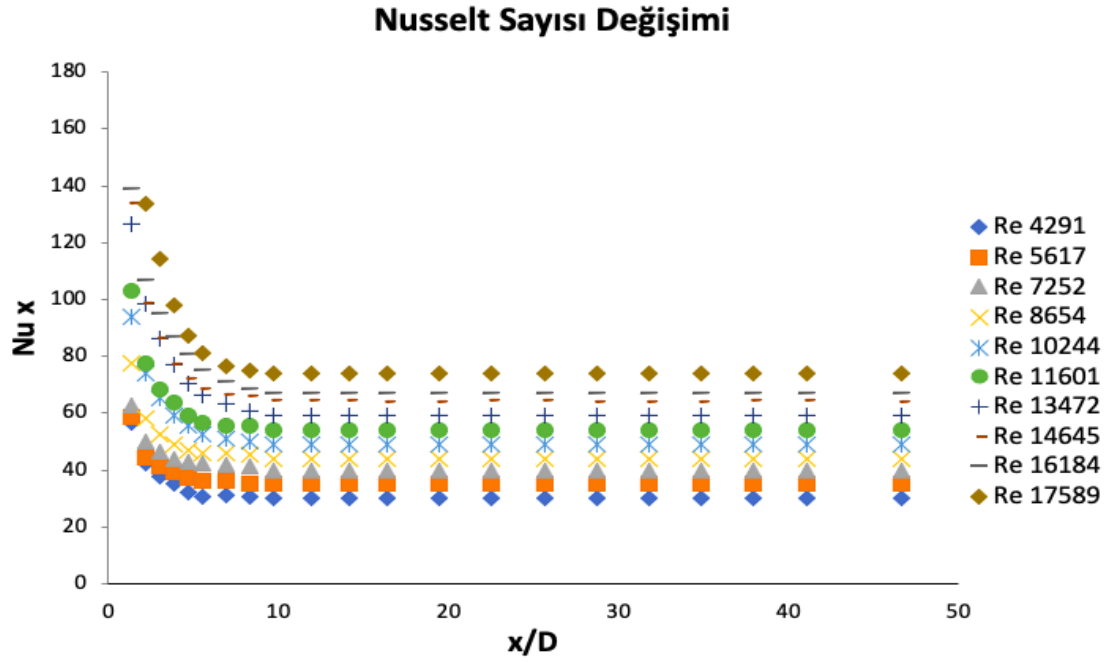
Şekil 4.23. Sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi (1.5 mm genişlik ve $\beta=10^\circ$ açılı şerit eleman)



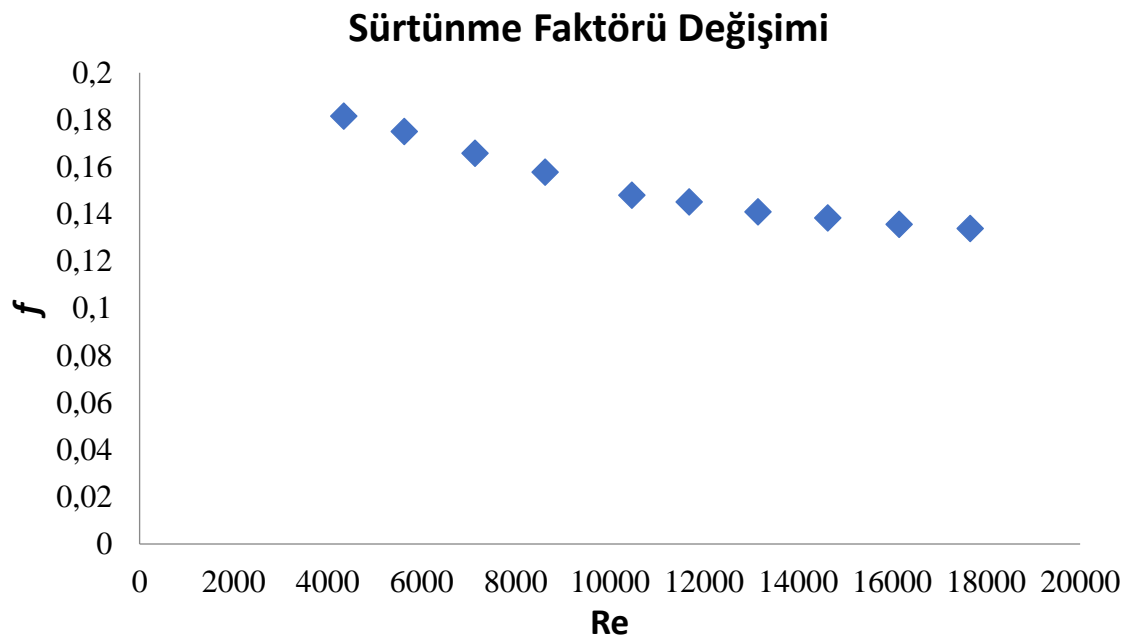
Şekil 4.24. Isıl performans ile Reynolds sayısının değişimi (1.5 mm genişlik ve $\beta=10^\circ$ açılı şerit eleman)



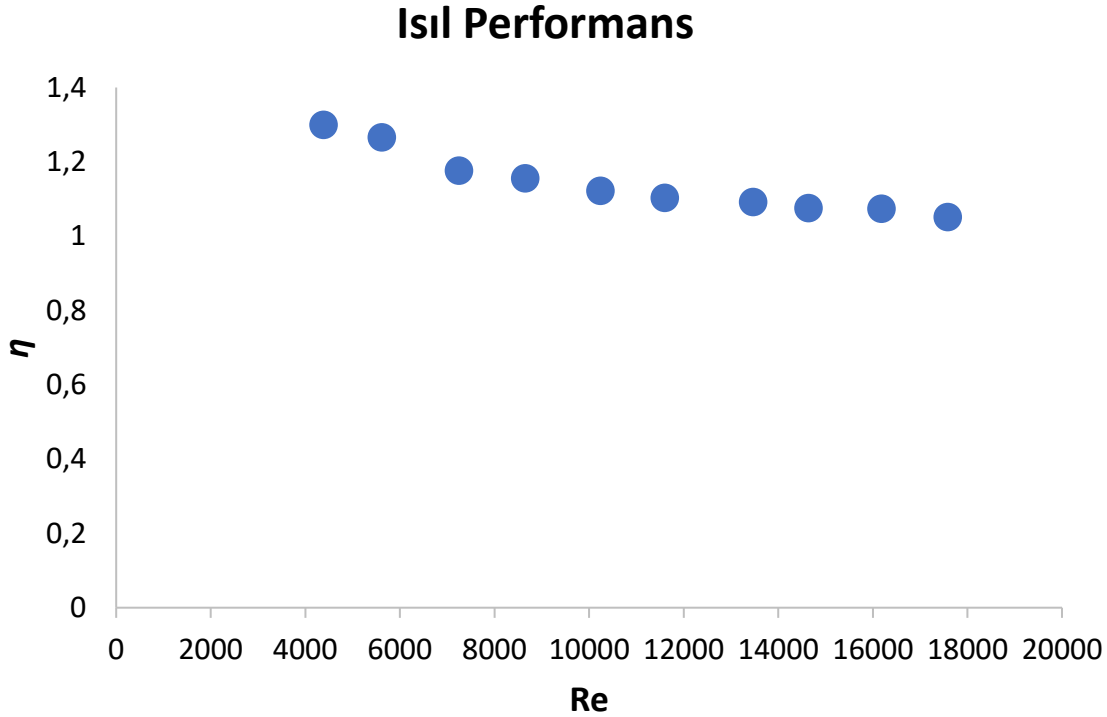
Şekil 4.25. Ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi (1.5 mm genişlik ve $\beta=15^\circ$ açılı şerit eleman)



Şekil 4.26. Boru boyunca Nusselt sayılarının değişimi (1.5 mm genişlik ve $\beta=15^\circ$ açılı şerit eleman)



Şekil 4.27. Sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi (1.5 mm genişlik ve $\beta=15^\circ$ açılı şerit eleman)

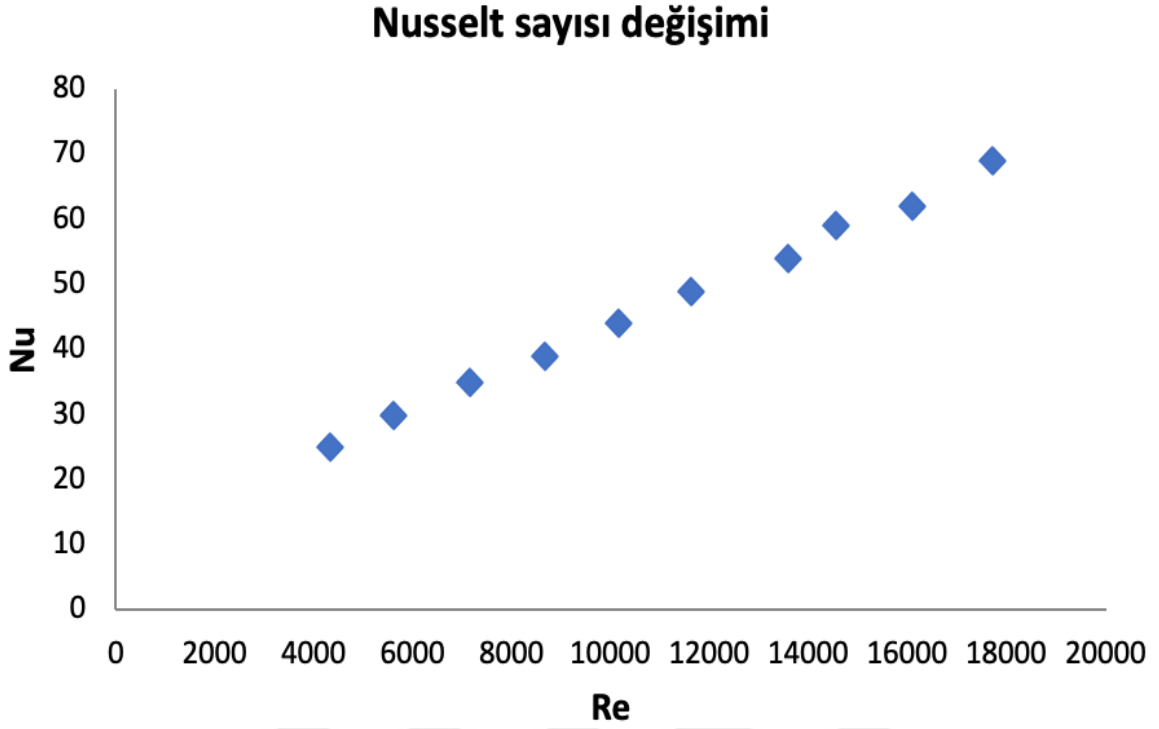


Şekil 4.28. Isıl performans ile Reynolds sayısının değişimi (1.5 mm genişlik ve $\beta=15^\circ$ açılı şerit eleman)

4.2.2.2. Genişlik 3 mm ve üç farklı açıda ($\beta=5^\circ$, 10° ve 15°) kanatçık açılmış burulmuş şerit eleman

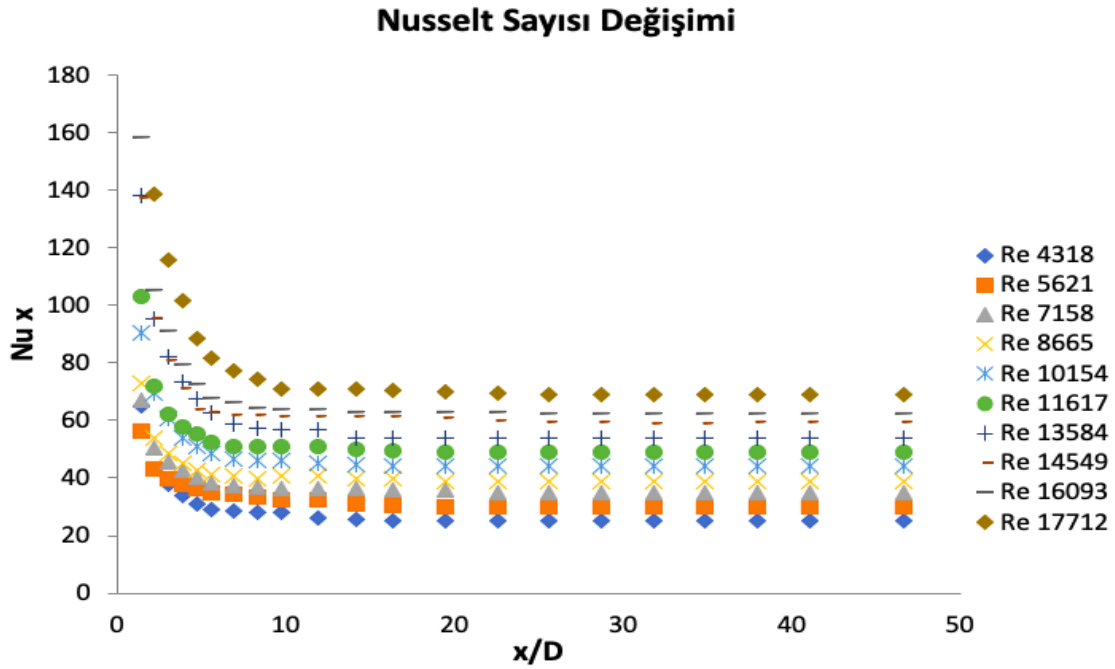
Genişlik değerinin 3 mm olduğu ve $\beta=5^\circ$, 10° ve 15° açıda açılan kanatçıklar için deneysel çalışmalardan elde edilen sonuçlar Şekil 4.29 ile Şekil 4.40 arasında verilmiştir. Elde edilen deneysel sonuçlardan; ortalama Nusselt sayıları, boru boyunca Nusselt sayıları, sürtünme katsayısı ve ısı performans değerlerinin Reynolds sayısına göre değişimleri hesaplanmıştır. Üç farklı açı değeri için sonuçları karşılaştırmalı olarak yorumlanmıştır.

Şekil 4.29, Şekil 4.33 ve Şekil 4.37’de görülen ortalama Nusselt sayıları tüm durumlarda olduğu gibi Reynolds sayısı ile artış göstermiştir. En yüksek ve en düşük Nusselt sayıları 25 ve 70 civarında hesaplanmıştır. Ortalama Nusselt sayısı değerleri 1.5 mm genişlikte tasarlanan kanatçıklı burulmuş şerit eleman sonuçlarından biraz daha düşük olarak hesaplanmıştır. 3 mm genişlikteki kanatçıklı burulmuş şerit elemanlar için elde edilen tüm Nusselt sayısı değerleri boş boru ve burulmuş şerit eleman sonuçlarına kıyasla daha yüksek hesaplanmıştır. En yüksek ve en düşük ortalama Nusselt sayısı değerleri boş boru sonuçlarından yaklaşık %40 ile %25 oranında daha fazla olmuştur.



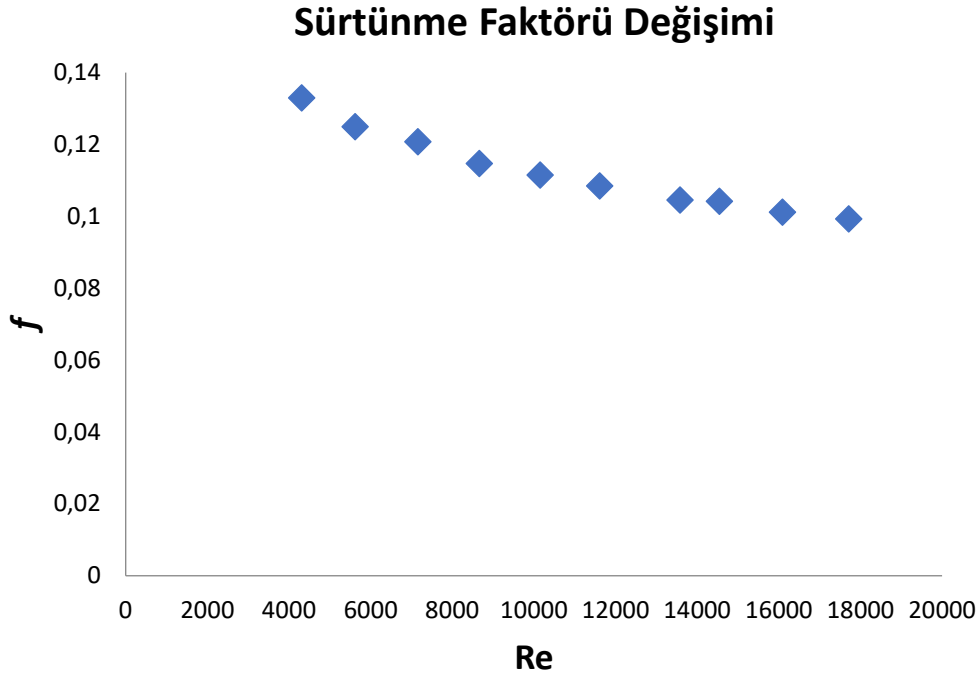
şekil 4.29. Ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi (3 mm genişlik ve $\beta=5^\circ$ açılı şerit eleman)

şekil 4.30, şekil 4.34 ve şekil 4.38’de boru boyunca Nusselt sayılarının değişimleri 3 mm genişlik ve $\beta=5^\circ$, 10° ve 15° açıları için sırasıyla verilmiştir. Tüm aç değerleri için yerel Nusselt sayısı değerleri Reynolds sayısındaki artışla beraber artma göstermiştir. Boru girişinde daha yüksek değerlerde olan Nusselt sayıları akış boru içinde ilerledikçe dūřme eğiliminde olmuştur. Dięer genişlik değerlerine ait sonuçlarda olduğu gibi tüm aç değerleri için $x/D=11$ mesafesinden sonra Nusselt sayılarındaki değişimler sabit olarak kalmıştır.



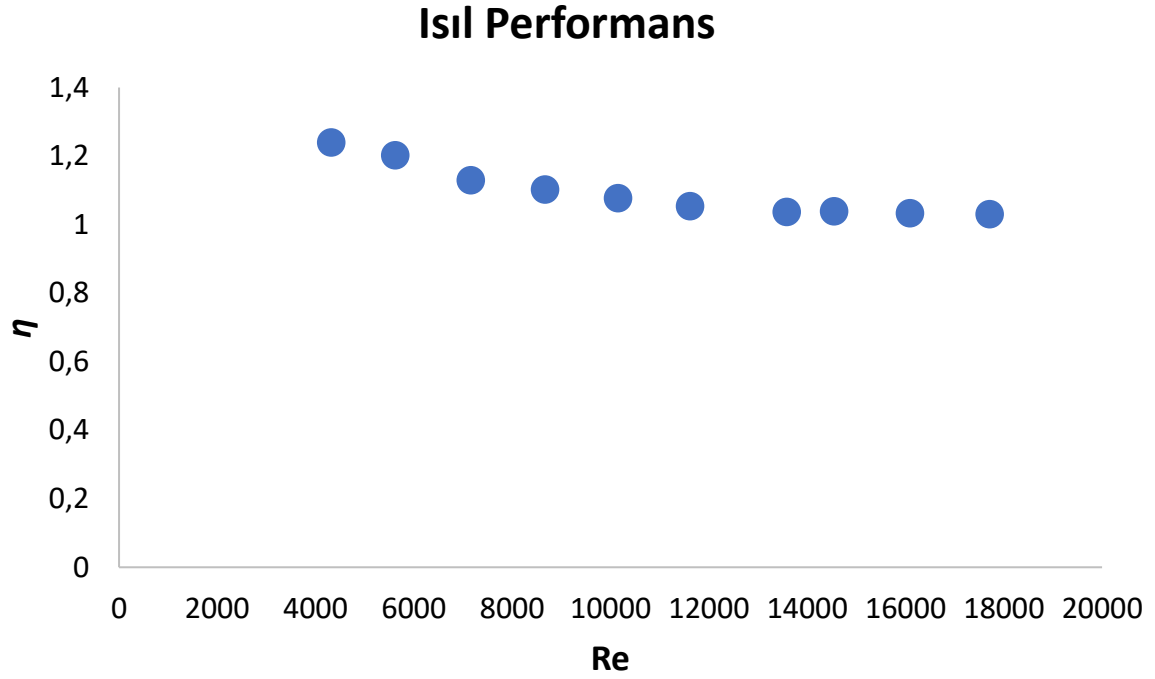
Şekil 4.30. Boru boyunca Nusselt sayılarının değişimi (3 mm genişlik ve $\beta=5^\circ$ açılı şerit eleman)

Şekil 4.31, Şekil 4.35 ve Şekil 4.39' da, artan Reynolds sayılarına karşılık sürtünme faktörlerinin değişimleri 3 mm genişlik ve $\beta=5^\circ$, 10° ve 15° açıları sunulmuştur. Sürtünme faktörü değerleri genel olarak aynı genişlik değeri için artan kanatçık açısı değeri ile artış göstermiştir. En düşük açı $\beta=5^\circ$ 'ye göre 10° ve 15° açı değerlerindeki artış oranı sırasıyla ile %15 ve %30 civarında olmuştur. Bu durum açı değerlerindeki artışın ısı transferini artırmasının yanı sıra yüksek oranda basınç kaybına da sebep olduğu sonucunu ortaya çıkarmıştır. En düşük açı değeri $\beta=5^\circ$ için elde edilen sonuçlar; burulmuş şerit eleman ve 1.5 mm kanatçık genişliğindeki $\beta=5^\circ$ sonuçlarına çok yakın hesaplanmıştır. Kanatçık genişliğinin 1.5 mm olduğu ve $\beta=5^\circ$ ve 10° açı değerleri için elde edilen sürtünme faktörleri değerleri, tüm Reynolds sayılarında 3 mm genişlikteki kanatçıklı burulmuş şerit eleman sonuçlarından düşük çıkmıştır. Ancak, 3 mm genişlik ve $\beta=15^\circ$ açılı kanatçıklı elemana ait sürtünme faktörleri yaklaşık $Re=10000$ değerinden sonra 1.5 mm ve $\beta=15^\circ$ açı için elde edilen değerlerden daha düşük hesaplanmıştır.

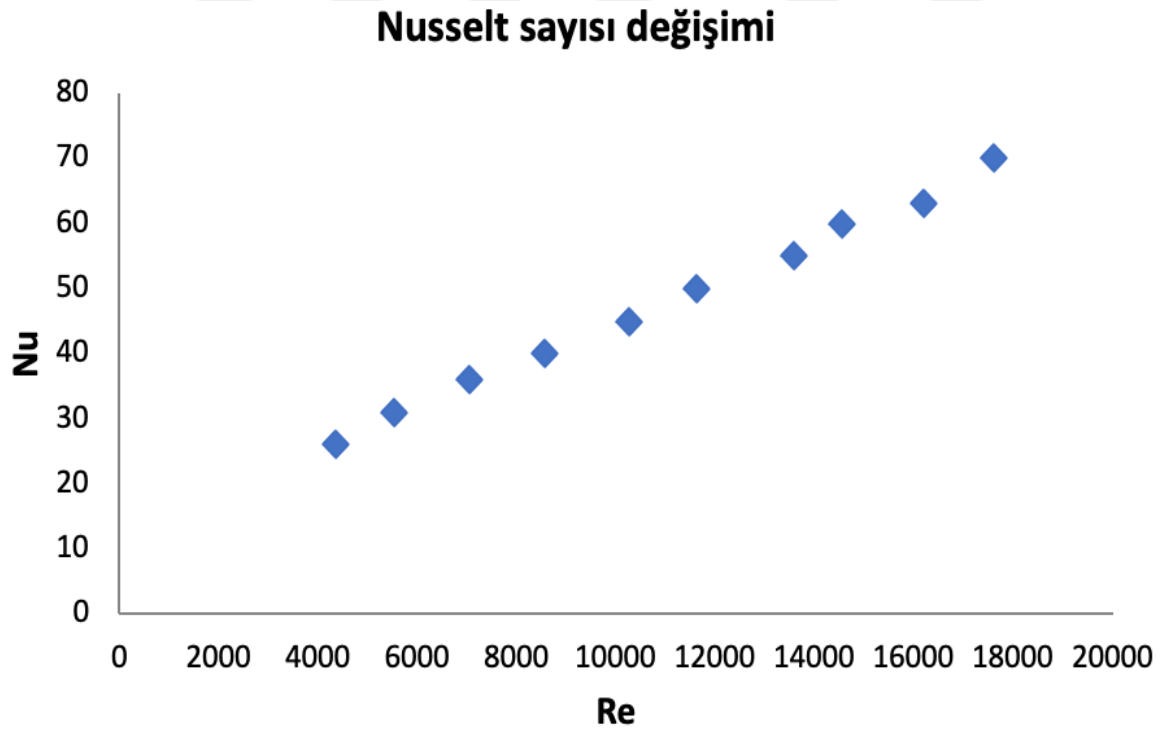


Şekil 4.31. Sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi (3 mm genişlik ve $\beta=5^\circ$ açılı şerit eleman)

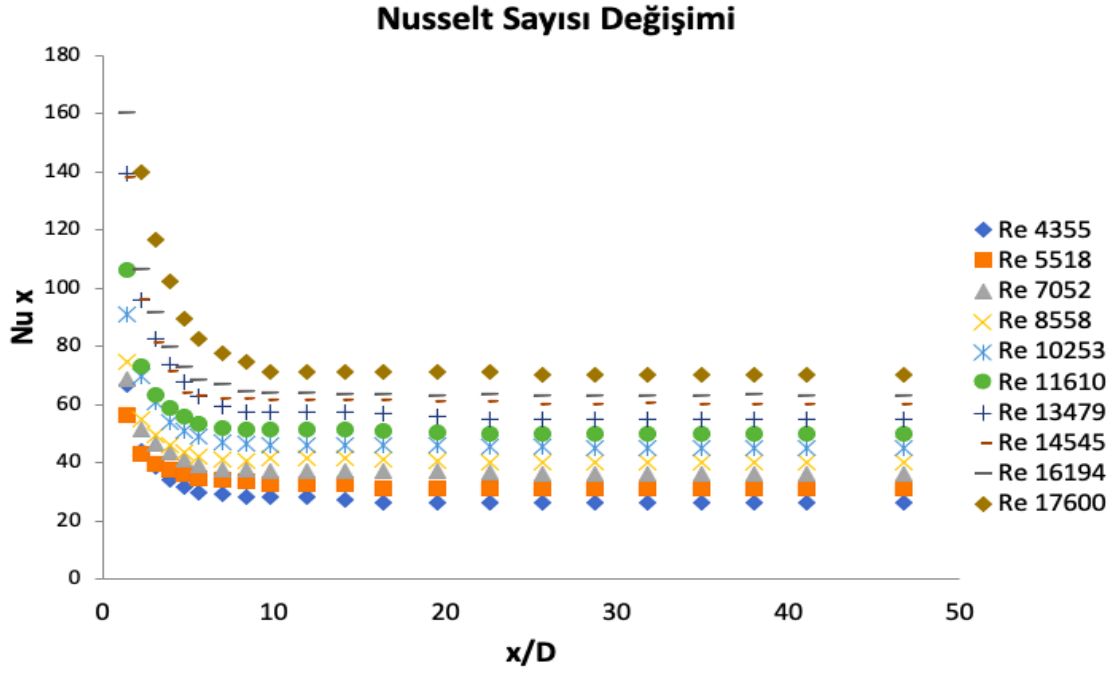
Şekil 4.32, Şekil 4.36 ve Şekil 4.40'ta, 3 mm genişlikte ve $\beta=5^\circ$, 10° ve 15° açılarında kanatçık açılan burulmuş şerit elemanların deney sonuçlarından hesaplanan ısı performans sonuçları Reynolds sayısına bağlı olarak sunulmuştur. Isıl performans değişimleri 3 mm genişlik değerinin farklı açılı durumları için incelendiğinde; elde edilen tüm sonuçlar boş boru ve burulmuş şerit elemana göre daha yüksek olarak hesaplanmıştır. Düşük Reynolds sayılarında kanatçık açıları arttıkça ısı performans değerlerinde azalma olduğu görülmüştür. Ancak, hesaplanan değerler artan Reynolds sayıları ile tüm açılı durumlarında birbirine yakın olarak elde edilmiştir. Ayrıca, 3 mm genişlik ve $\beta=5^\circ$, 10° ve 15° açılı kanatçık açılmış şerit elemanların ısı performans sonuçları 5 mm genişlikteki kanatçık açılmış şerit elemanlara ait sonuçlardan daha yüksek elde edilmiştir. Ancak, 1,5 mm kanatçık açılmış burulmuş şerit elemana ait sonuçlar her iki durumda da daha yüksek hesaplanmıştır. Genel olarak hesaplanan ısı performans değerleri incelendiğinde; boş boruya kıyasla farklı açılı durumları için %15 ile %21 oranında daha yüksek değerler elde edilmiştir.



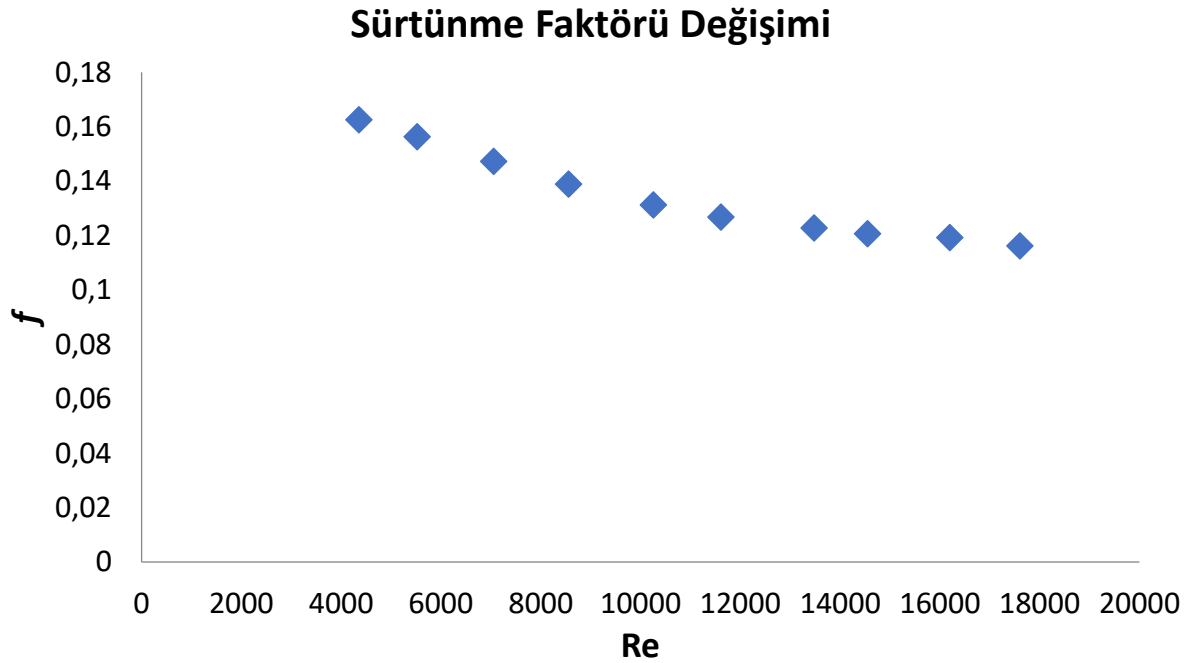
Şekil 4.32. Isıl performans ile Reynolds sayısının değişimi (3 mm genişlik ve $\beta=5^\circ$ açılı şerit eleman)



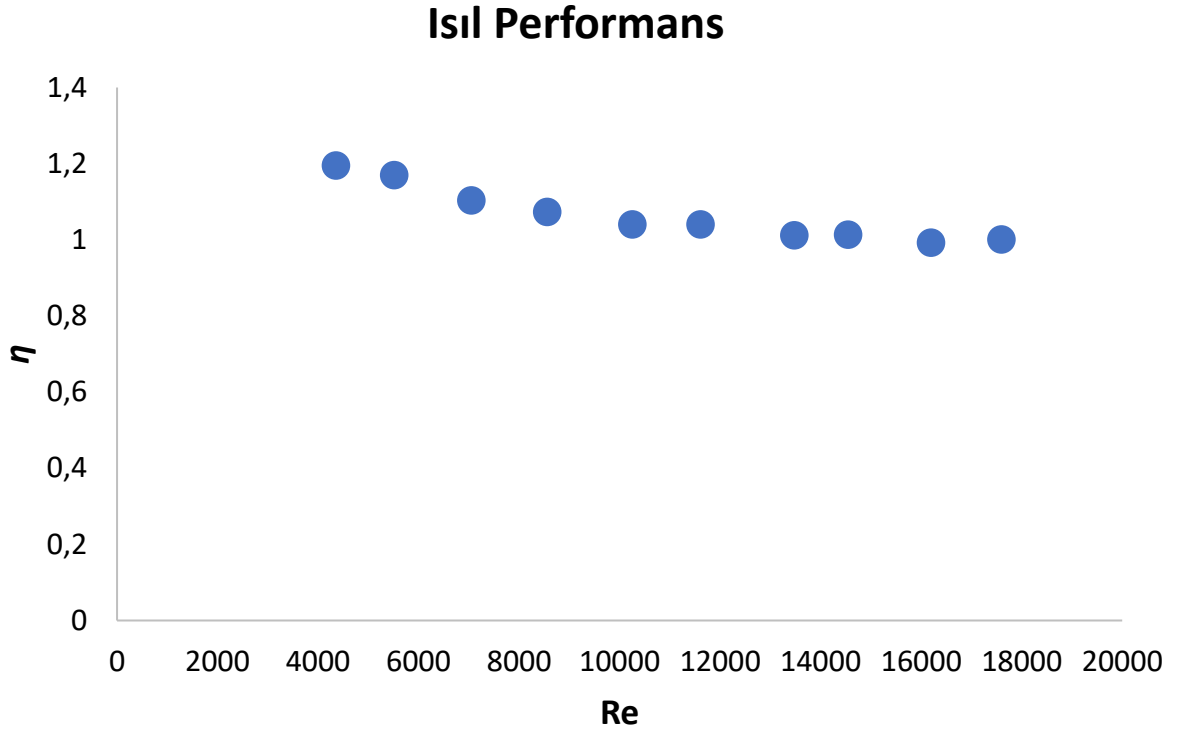
Şekil 4.33. Ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi (3 mm genişlik ve $\beta=10^\circ$ açılı şerit eleman)



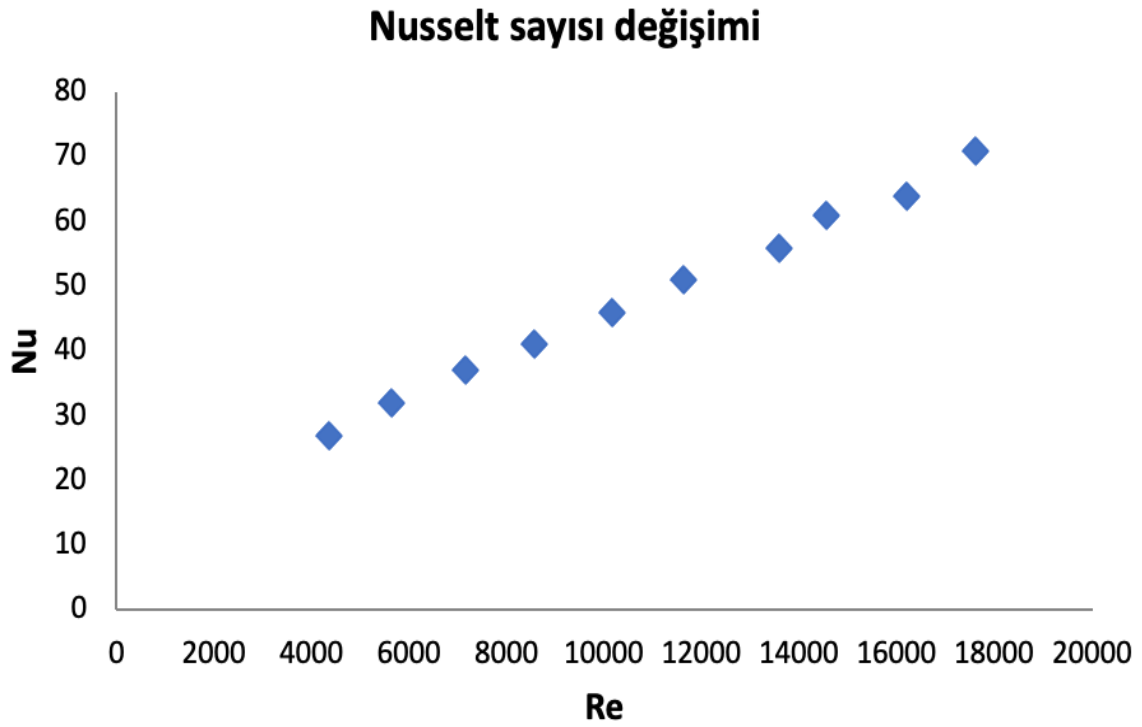
Şekil 4.34. Boru boyunca Nusselt sayılarının değişimi (3 mm genişlik ve $\beta=10^\circ$ açılı şerit eleman)



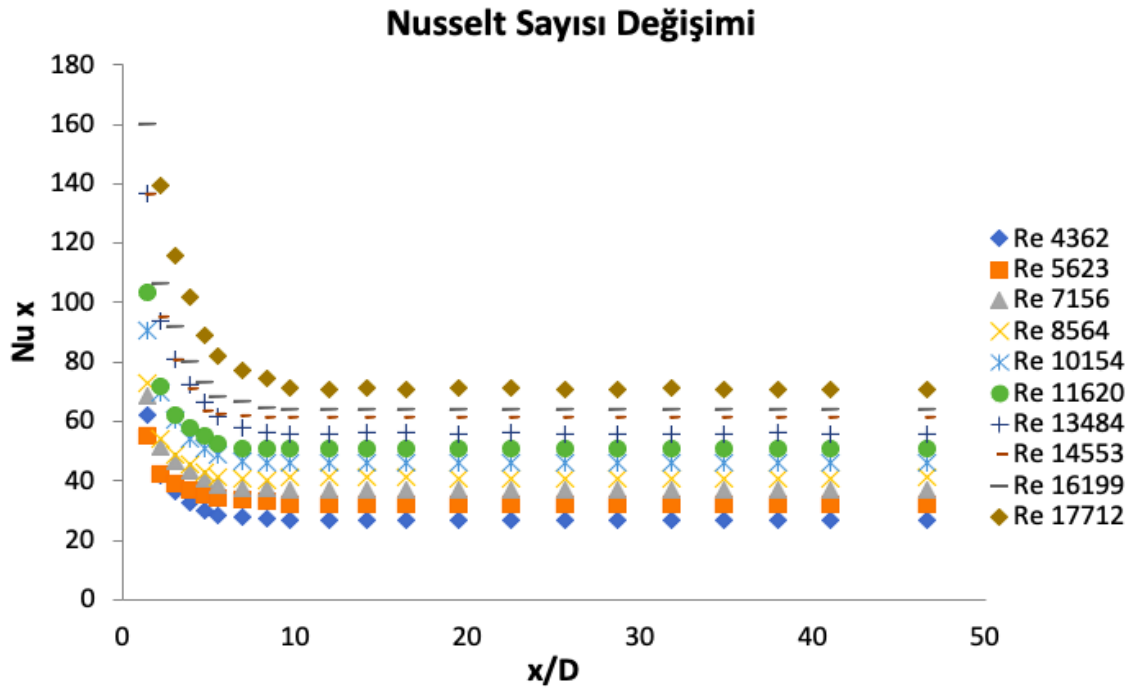
Şekil 4.35. Sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi (3 mm genişlik ve $\beta=10^\circ$ açılı şerit eleman)



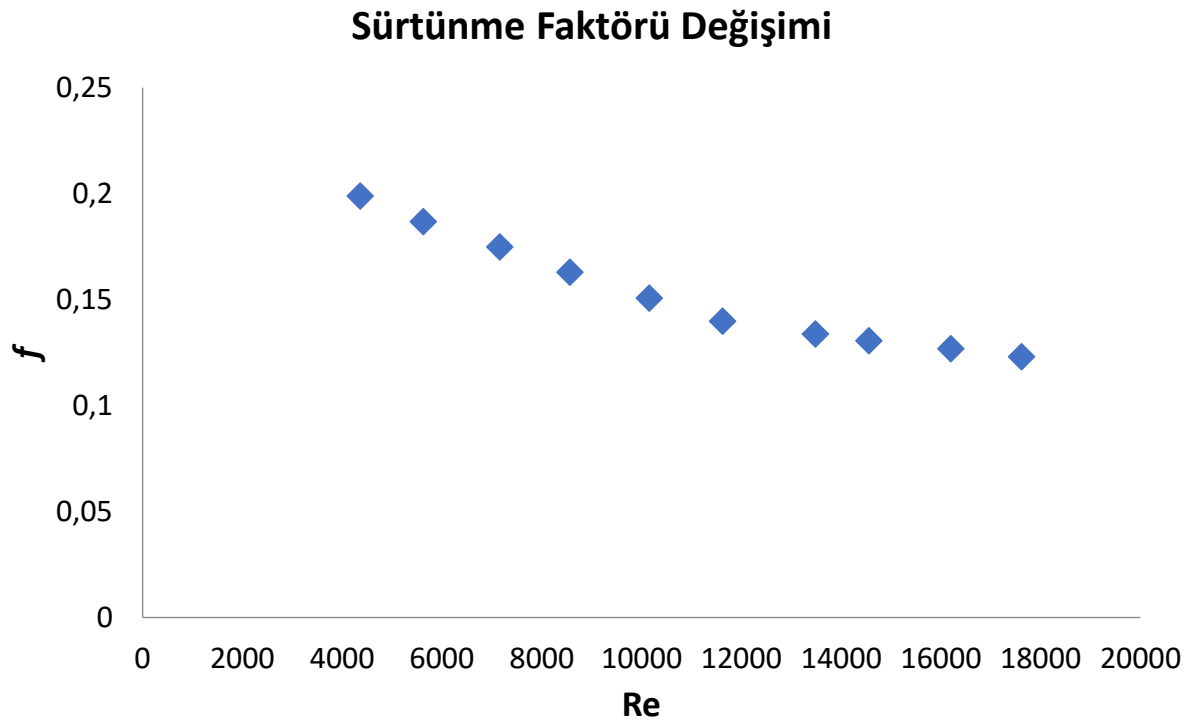
Şekil 4.36. Isıl performans ile Reynolds sayısının değişimi (3 mm genişlik ve $\beta=10^\circ$ açılı şerit eleman)



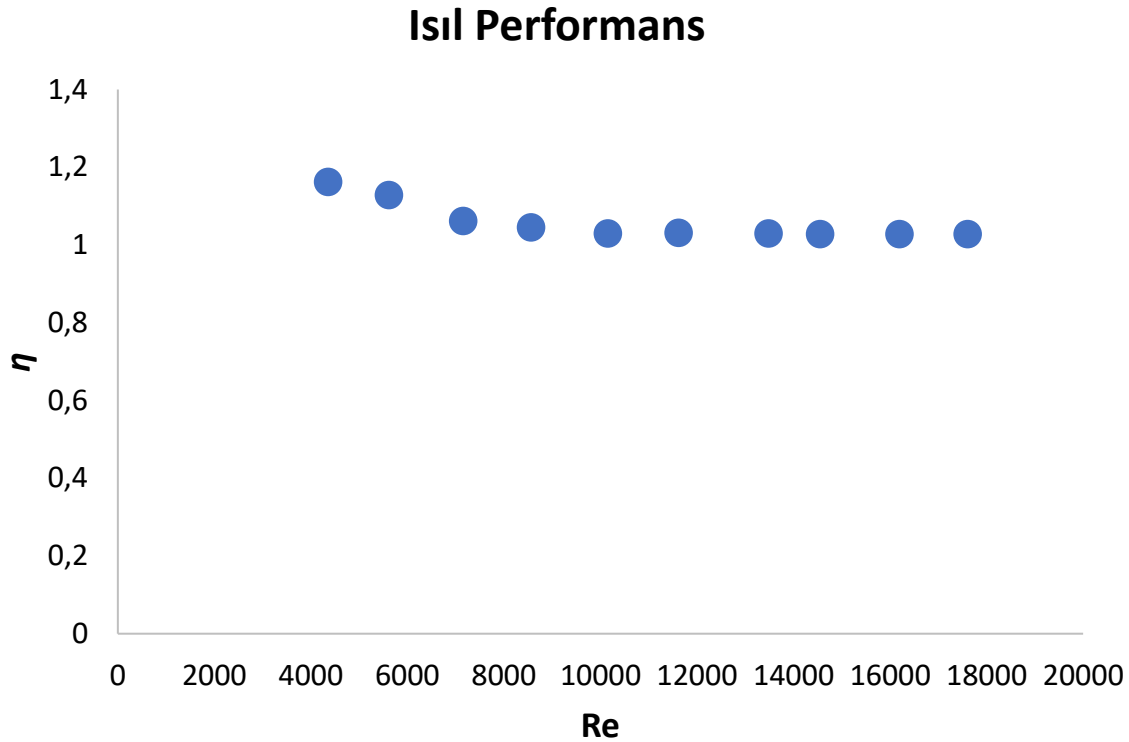
Şekil 4.37. Ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi (3 mm genişlik ve $\beta=15^\circ$ açılı şerit eleman)



Şekil 4.38. Boru boyunca Nusselt sayılarının değişimi (3 mm genişlik ve $\beta=15^\circ$ açılı şerit eleman)



Şekil 4.39. Sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi (3 mm genişlik ve $\beta=15^\circ$ açılı şerit eleman)

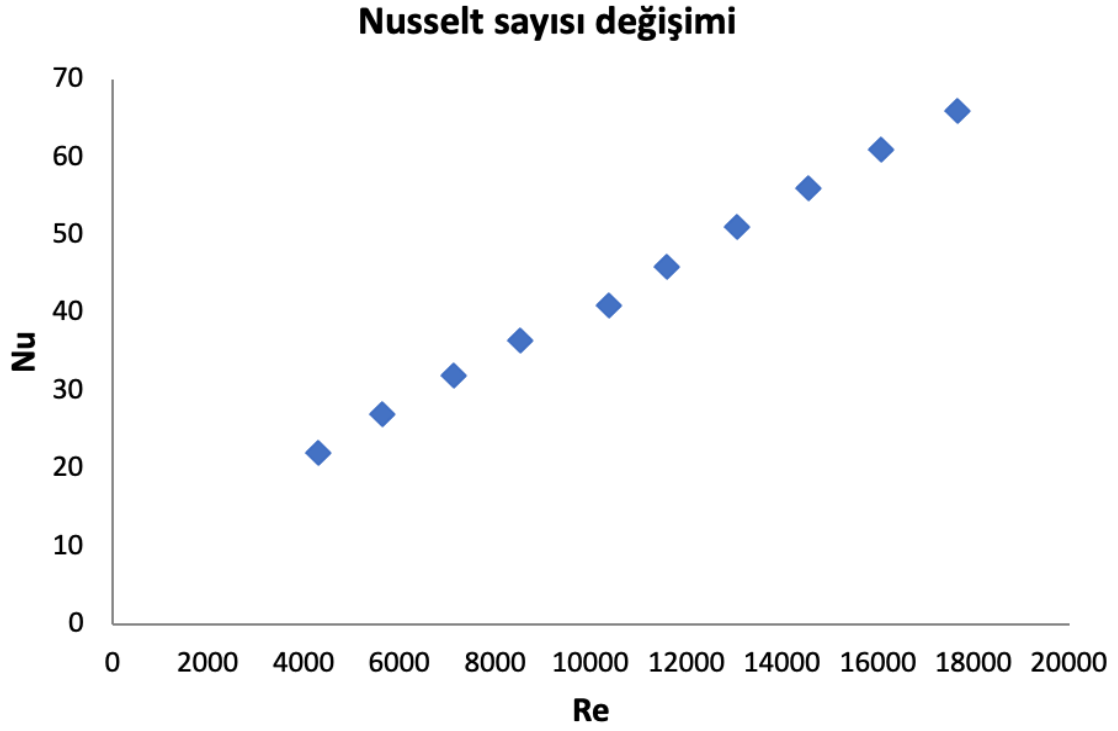


Şekil 4.40. Isıl performans ile Reynolds sayısının değişimi (3 mm genişlik ve $\beta=15^\circ$ açılı şerit eleman)

4.2.2.3. Genişlik 5 mm ve üç farklı açıda ($\beta=5^\circ$, 10° ve 15°) kanatçık açılmış burulmuş şerit eleman

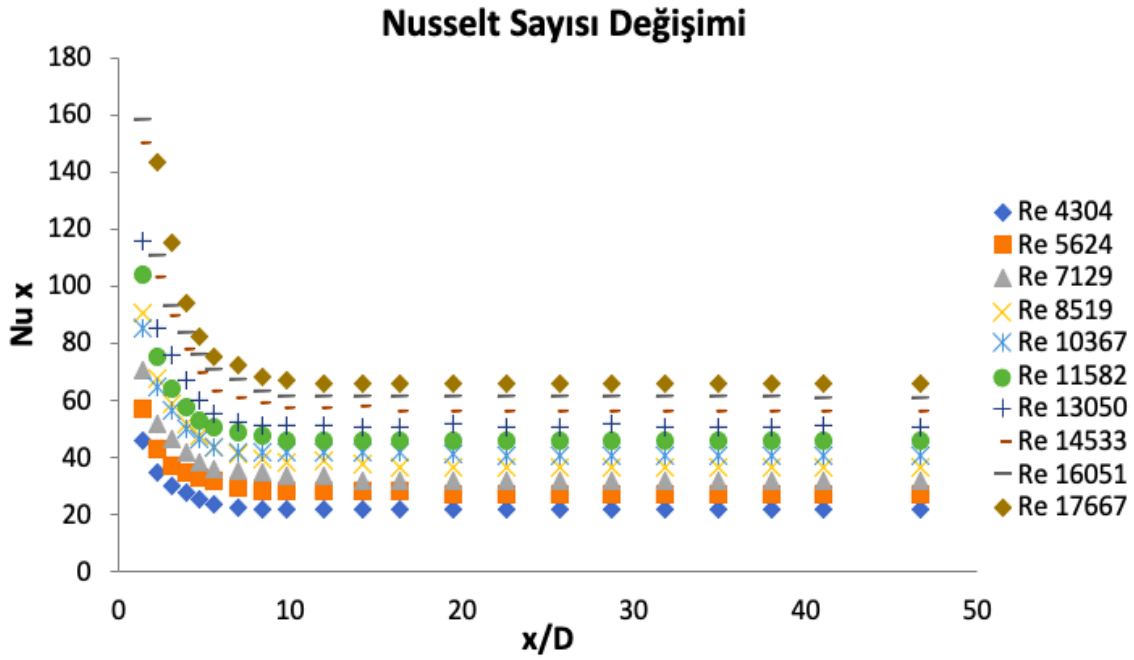
Kanatçık genişliğinin 5 mm ve açılarının $\beta=5^\circ$, 10° ve 15° olarak ayarlandığı burulmuş şerit elemanlar için yapılan deneysel sonuçları Şekil 4.41 ile Şekil 4.53 arasında verilmiştir. Üç farklı açı değeri için, ortalama Nusselt sayıları, boru boyunca Nusselt sayıları, sürtünme katsayısı ve ısı performans değerlerinin Reynolds sayısına göre değişimleri karşılaştırmalı olarak sunulmuştur.

Şekil 4.41, Şekil 4.45 ve Şekil 4.49'da ortalama Nusselt sayılarının değişimleri üç farklı açı değeri için farklı Reynolds sayıları için verilmiştir. Artan Reynolds sayıları için artış gösteren Nusselt sayısı değerleri, en yüksek $\beta=15^\circ$ açı değeri için elde edilmiştir. En yüksek ve en düşük Nusselt sayısı değerleri $\beta=15^\circ$ için 24 ve 69 civarında hesaplanmıştır. Genişlik değerinin 5 mm olduğu kanatçık açılmış şerit elemanlar için 1.5 mm ve 3 mm genişlik değerlerine kıyasla Nusselt sayısı değerleri tüm açılarda en düşük olarak hesaplanmıştır. Ancak, buna karşın boş boru sonuçlarına göre Nusselt sayısı değerleri en düşük ve en yüksek Reynolds sayılarında %27 ile %40 arasında daha fazla elde edilmiştir.



şekil 4.41. Ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi (5 mm genişlik ve $\beta=5^\circ$ açılı şerit eleman)

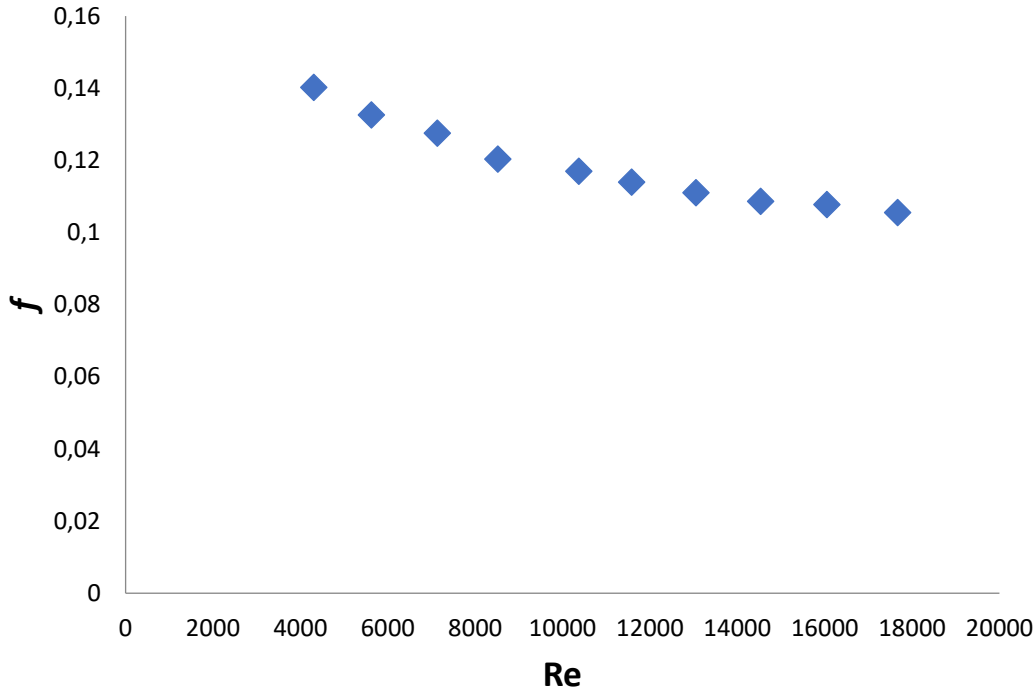
şekil 4.42, şekil 4.46 ve şekil 4.50’de boru boyunca Nusselt sayılarının değişimleri 5 mm kanatçık genişliği ve $\beta=5^\circ$, 10° ve 15° açılı için sırasıyla verilmiştir. Tüm kanatçıklı burulmuş şerit elemanlarına ait sonuçlarda da görüldüğü gibi boru girişindeki Nusselt sayısı değerleri en yüksek olarak hesaplanırken boru içinde akış ilerledikçe sabit değerler almıştır. En yüksek Reynolds sayısı için yerel Nusselt sayısı değerleri giriş bölgesinde 142 iken boru boyunca 67 civarında sabit olarak devam etmiştir.



Şekil 4.42. Boru boyunca Nusselt sayılarının değişimi (5 mm genişlik ve $\beta=5^\circ$ açılı şerit eleman)

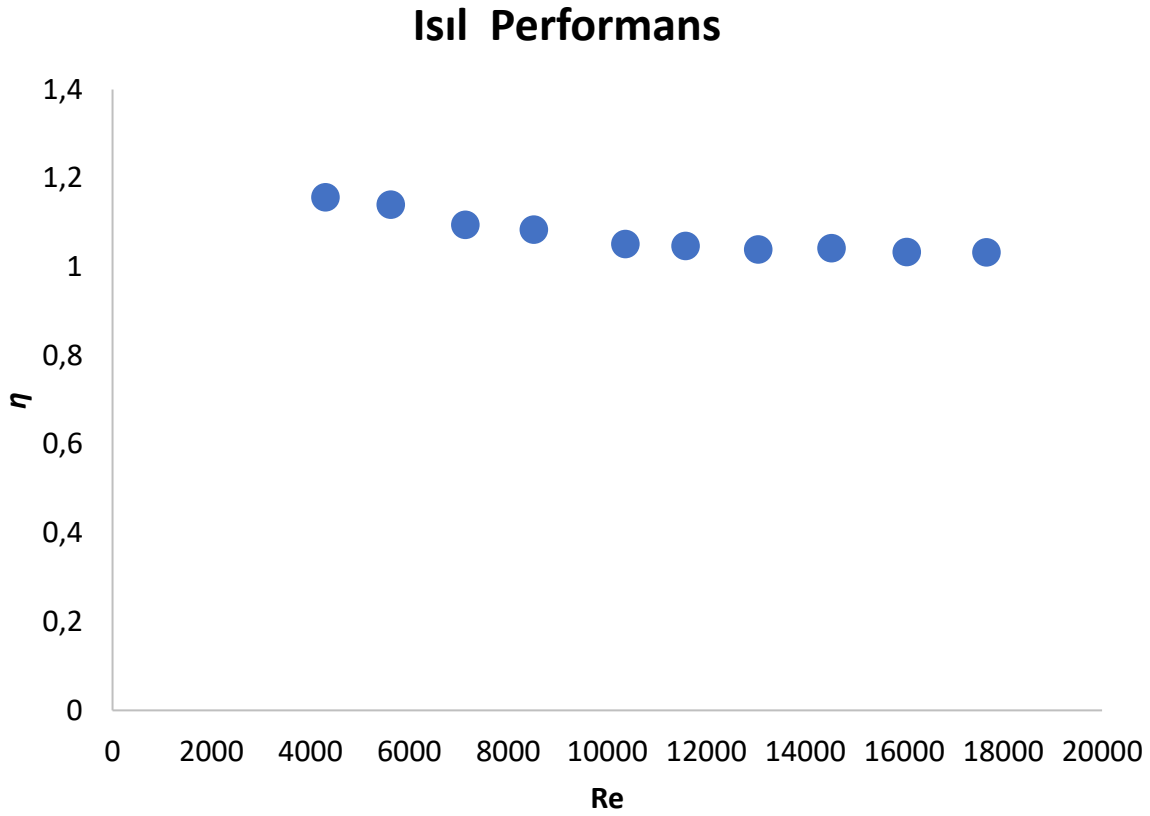
Şekil 4.43, Şekil 4.47 ve Şekil 4.51’de, 5 mm kanatçık genişliği ve $\beta=5^\circ, 10^\circ, 15^\circ$ açılı değerleri için sürtünme faktörlerinin Reynolds sayıları ile değişimleri verilmiştir. Sürtünme faktörleri artan Reynolds sayısına göre kayda değer şekilde azalma göstermiştir. Ancak, beklendiği gibi boş boruya kıyasla boru içine yerleştirilen şerit elemanlar için sürtünme faktörleri arasında çok büyük farklar meydana gelmiştir. Şerit elemanların boru içinde engel teşkil etmesi sebebiyle ve artan yüzey alanında dolayı sürtünme faktörleri boş ve burulmuş şerit elemanlara göre daha fazla hesaplanmıştır. Isı transferi miktarı şerit elemanlar için yüksek değerlerde olsa da sürtünme faktörlerinin de yüksek olması pompalama gücünü kayda değer şekilde artıracığı için bu durumun göz önüne alınarak optimum bir tasarıma karar verilmesi gereklidir. Özellikle, 5 mm genişlik ve $\beta=15^\circ$ değeri için boş boruya kıyasla sürtünme katsayı değerinde %80’ e yakın artış olduğu görülmüştür.

Sürtünme Faktörü Değişimi

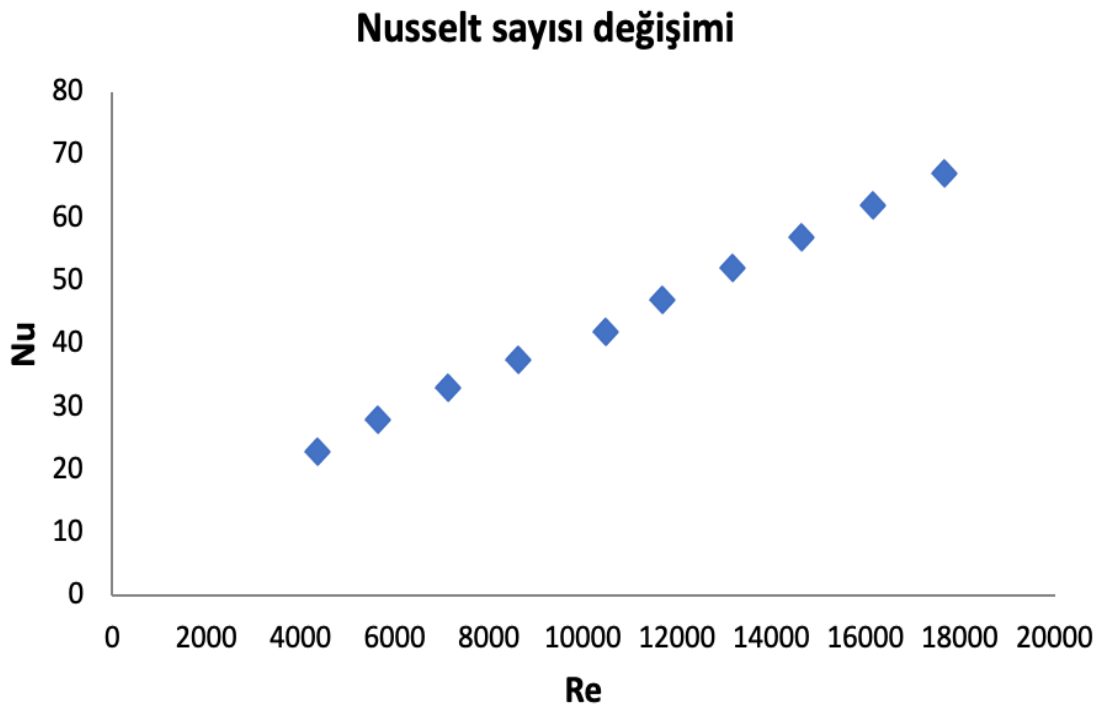


Şekil 4.43. Sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi (5 mm genişlik ve $\beta=5^\circ$ açılı şerit eleman)

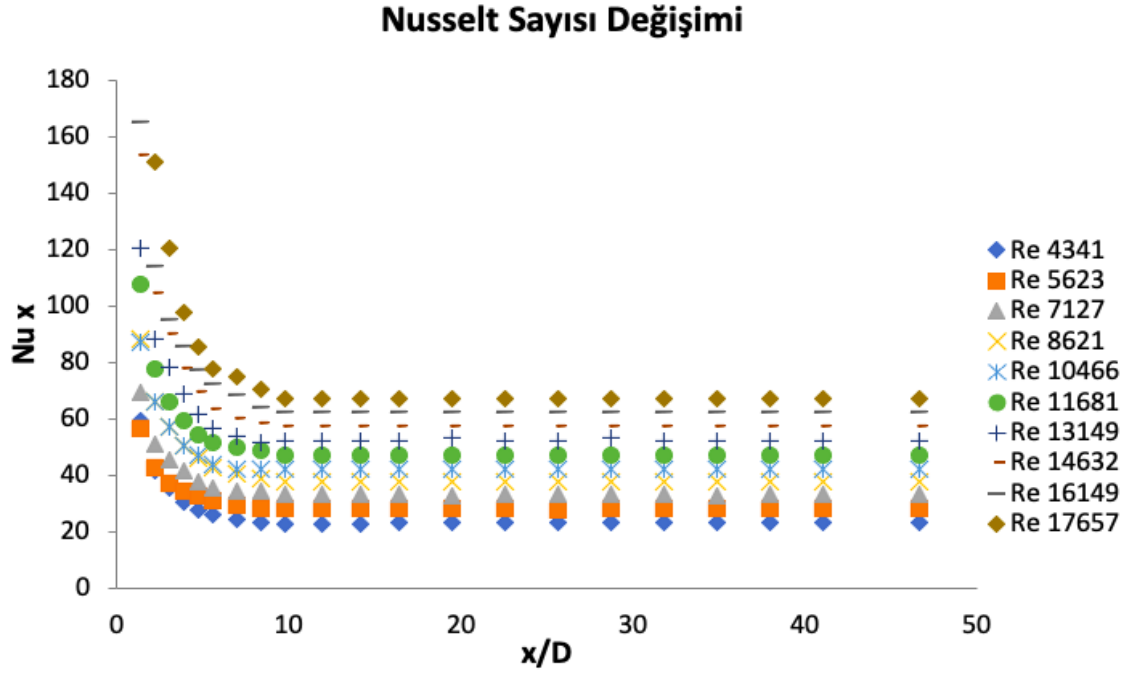
Şekil 4.44, Şekil 4.48 ve Şekil 4.52’de, genişliğin 5 mm ve kanatçık açılarının $\beta=5^\circ$, 10° ve 15° olduğu burulmuş şerit elemanlara ait ısıl performans sonuçları Reynolds sayısının artışına bağlı olarak verilmiştir. Isıl performans sonuçları 5 mm genişlik değerinin $\beta=5^\circ$, 10° ve 15° açıları için incelendiğinde; tüm durumlarda boş boruya göre daha yüksek değerler elde edilmiştir. Düşük Reynolds sayılarında $\beta=5^\circ$ açılı durum için elde edilen sonuçlar daha yüksek değerlerde hesaplanmıştır. Ancak, Reynolds sayısının yaklaşık 16000 değerinden sonra üç farklı açı için bulunan sonuçlar birbirine çok yakın çıkmıştır. Ayrıca, 1.5 mm ve 3 mm genişlik değerinin tüm açılı durumlarına kıyasla, 5 mm genişlik değeri için hesaplanan değerler daha küçüktür. Bu durum artan genişlik değeri için sürtünme faktöründeki yüksek orandaki artıştan kaynaklanmıştır. Sonuç olarak, ısıl-hidrolik performans değerleri boş boruya kıyasla farklı açı durumları için %3 ile %18 oranında değişmiştir. Ancak, farklı genişlik değerlerine göre en az artış miktarı, 5 mm genişlikte açılan kanatçıklı burulmuş şerit elemanlarda elde edilmiştir.



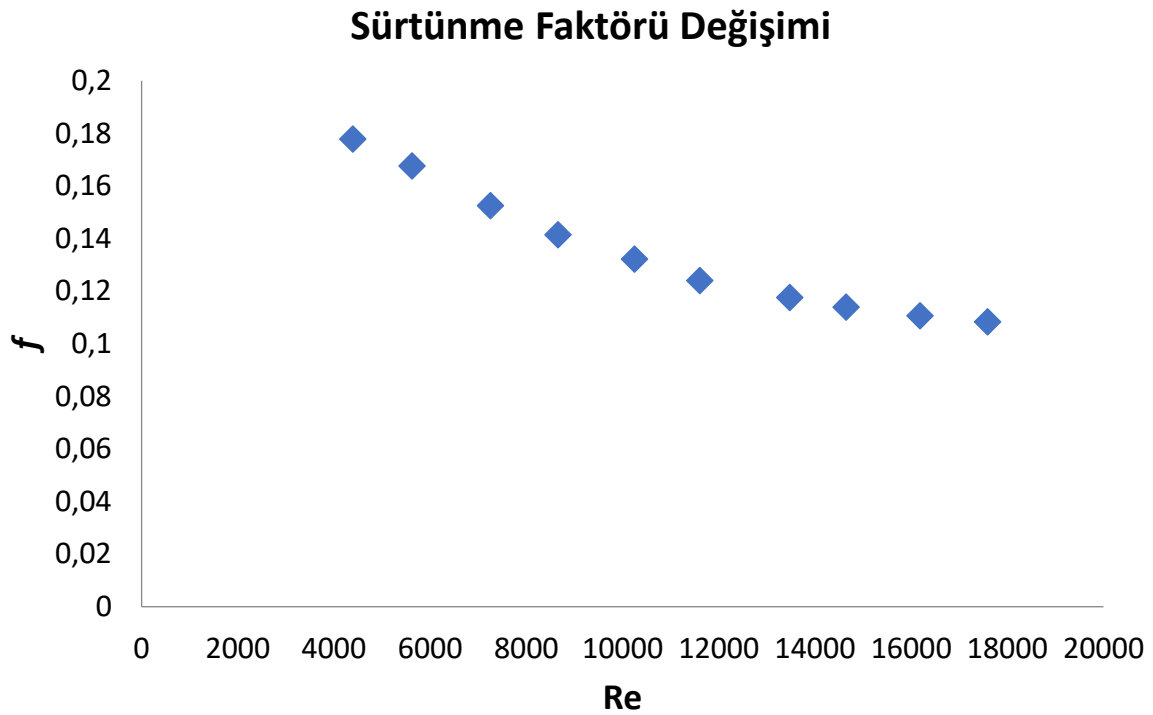
Şekil 4.44. Isıl performans ile Reynolds sayısının değişimi (5 mm genişlik ve $\beta=5^\circ$ açılı şerit eleman)



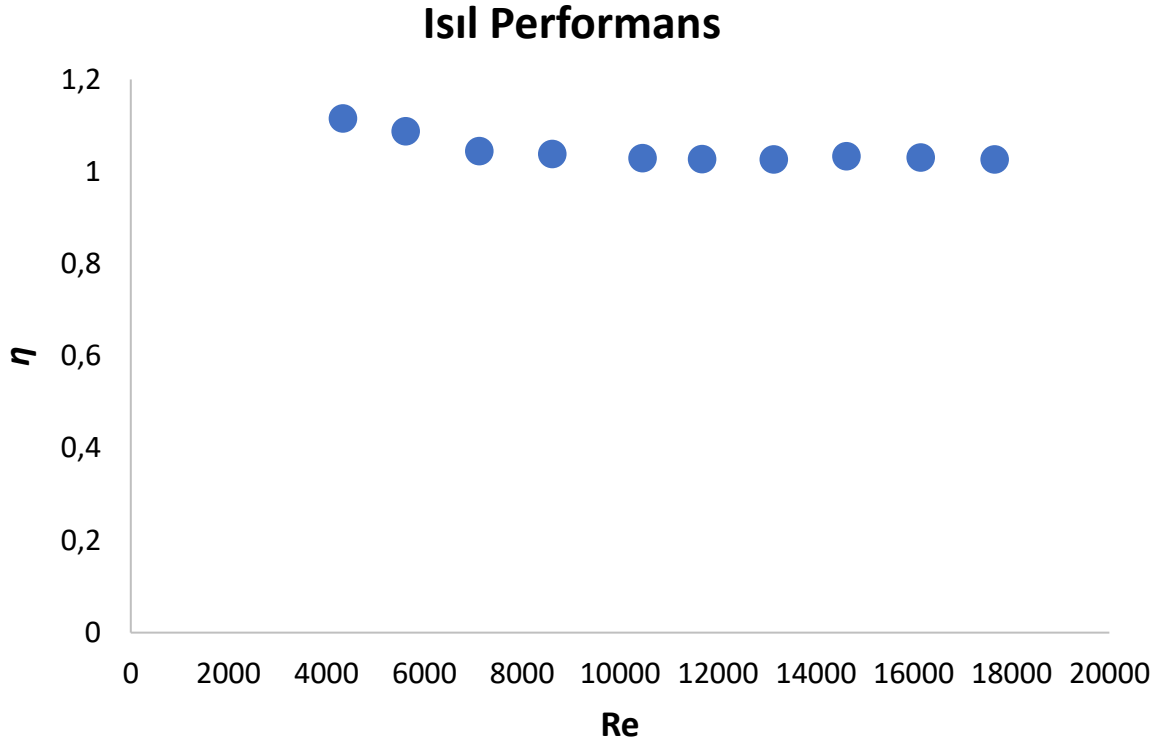
Şekil 4.45. Ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi (5 mm genişlik ve $\beta=10^\circ$ açılı şerit eleman)



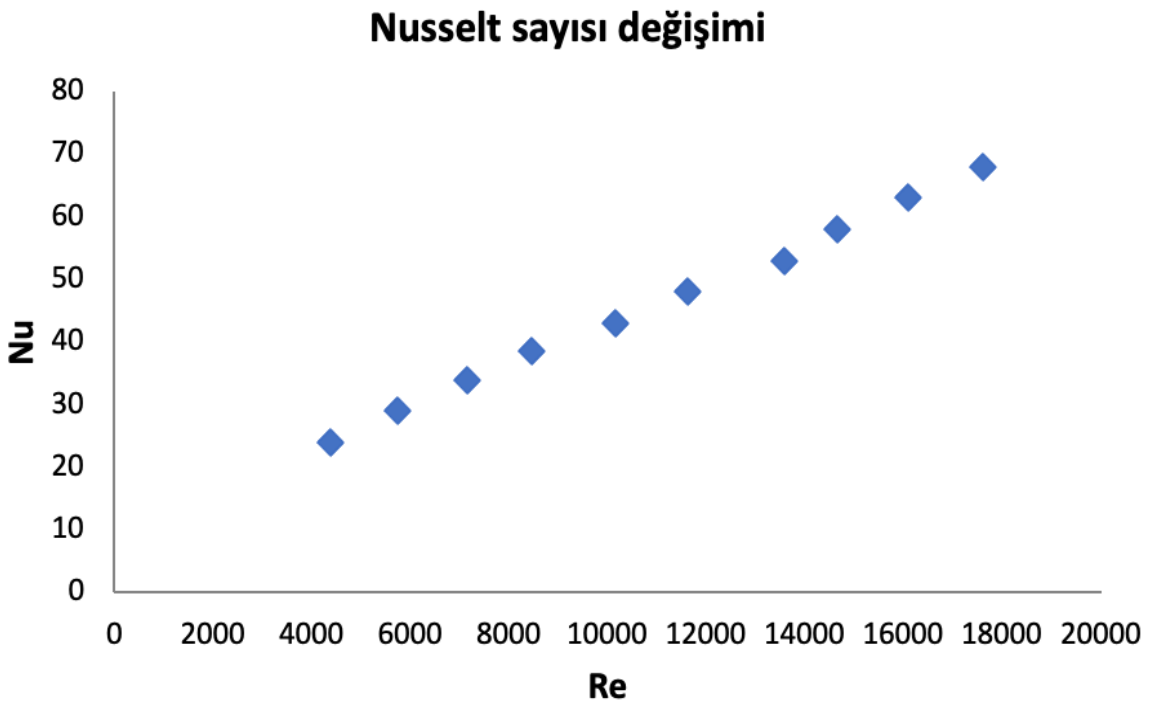
Şekil 4.46. Boru boyunca Nusselt sayılarının değişimi (5 mm genişlik ve $\beta=10^\circ$ açılı şerit eleman)



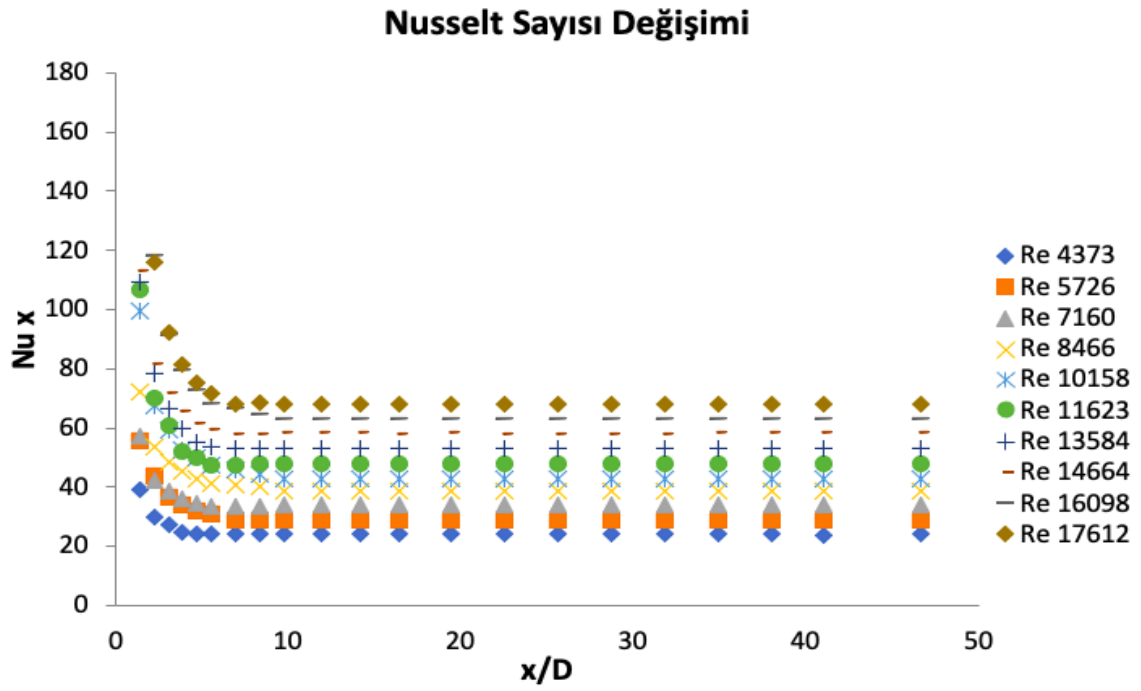
Şekil 4.47. Sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi (5 mm genişlik ve $\beta=10^\circ$ açılı şerit eleman)



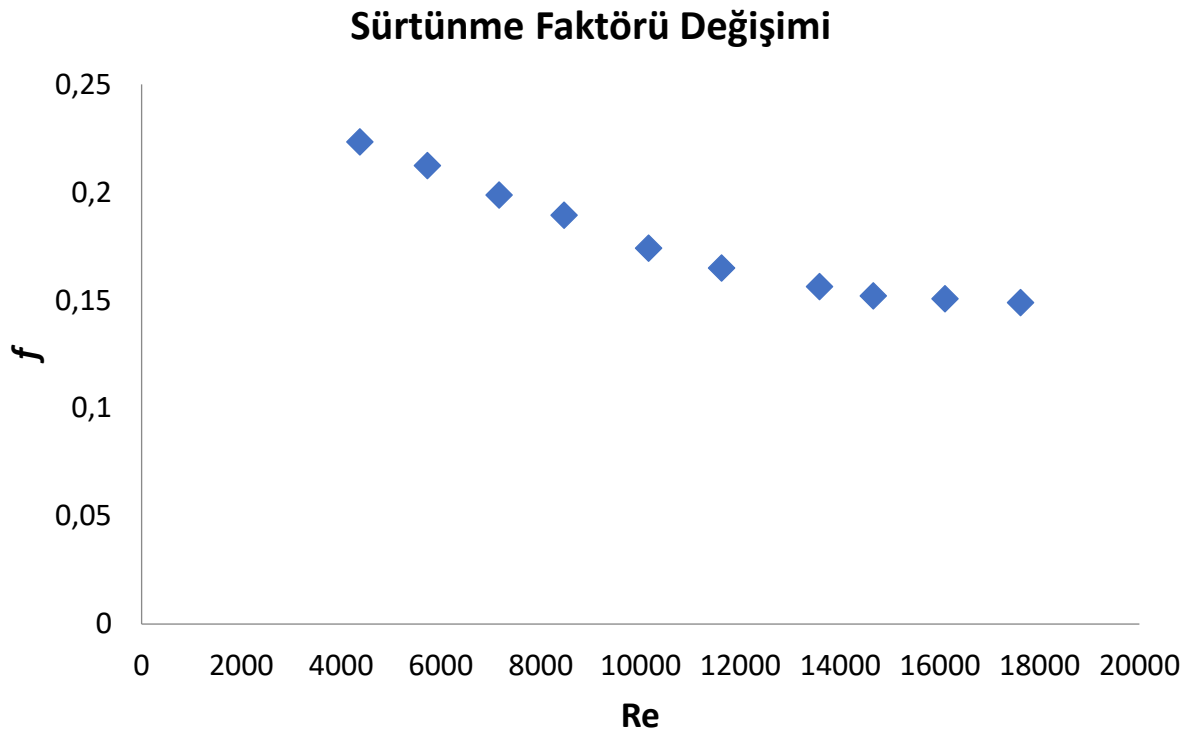
Şekil 4.48. Isıl performans ile Reynolds sayısının değişimi (5 mm genişlik ve $\beta=10^\circ$ açılı şerit eleman)



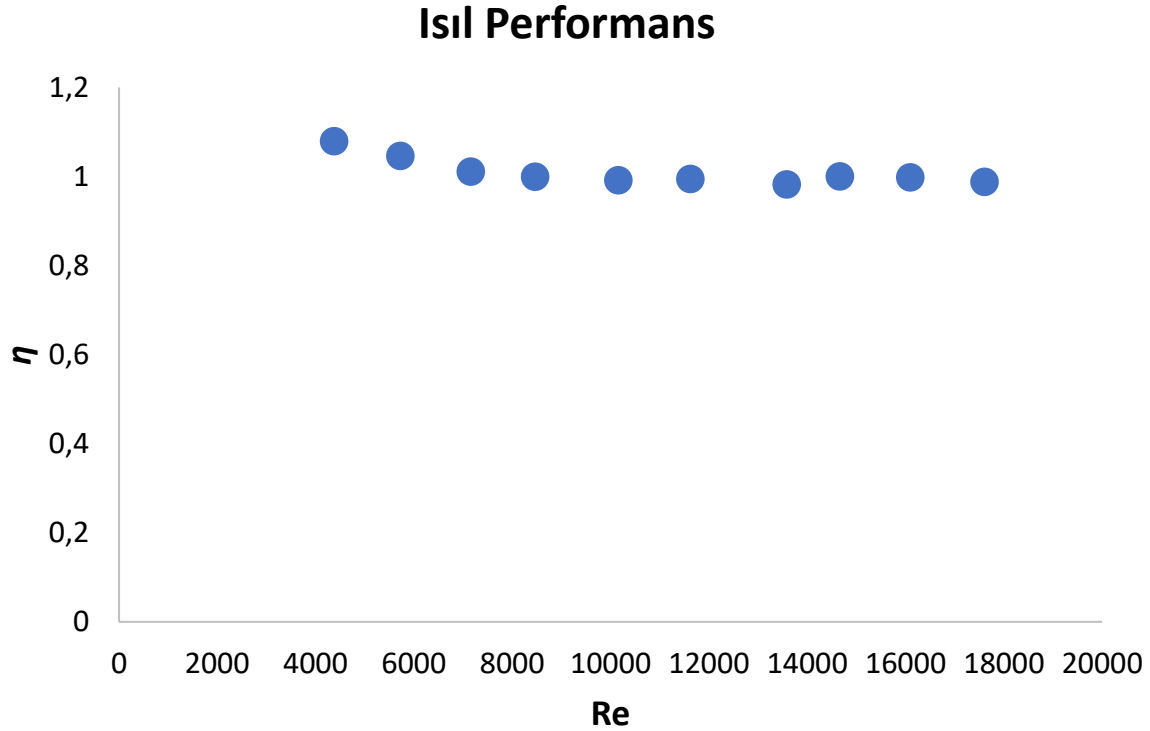
Şekil 4.49. Ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi (5 mm genişlik ve $\beta=15^\circ$ açılı şerit eleman)



Şekil 4.50. Boru boyunca Nusselt sayılarının değişimi (5 mm genişlik ve $\beta=15^\circ$ açılı şerit eleman)



Şekil 4.51. Sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi (5 mm genişlik ve $\beta=15^\circ$ açılı şerit eleman)



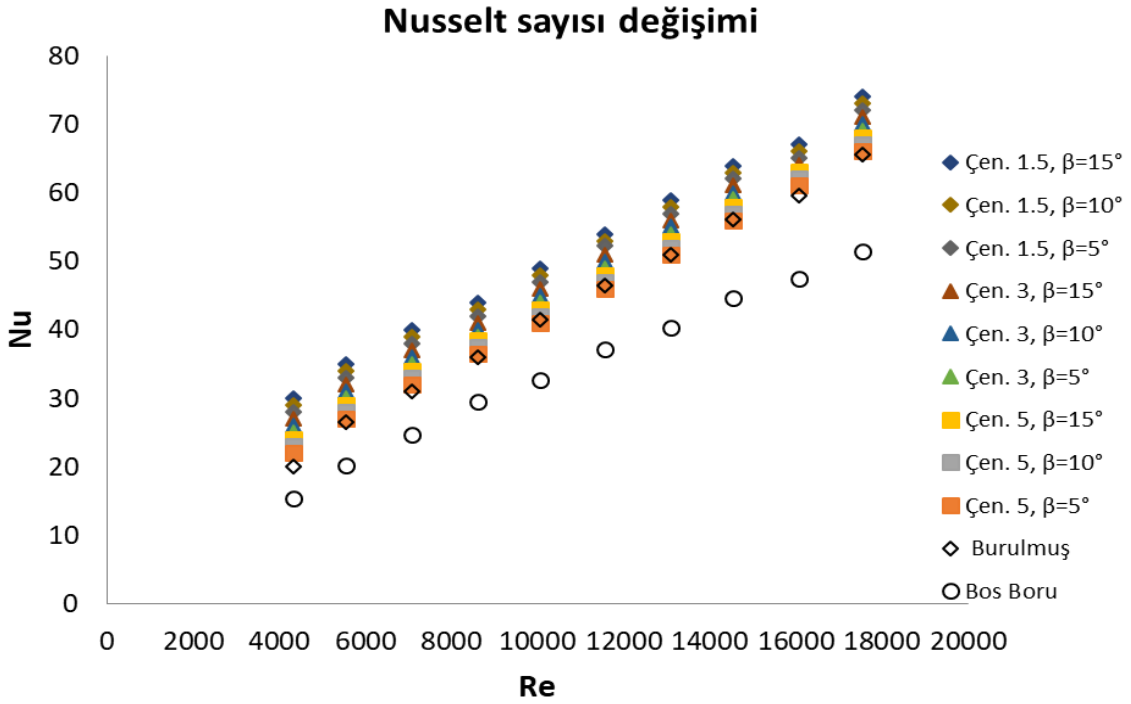
Şekil 4.52. Isıl performans ile Reynolds sayısının değişimi (5 mm genişlik ve $\beta=15^\circ$ açılı şerit eleman)

4.3. Deneysel Sonuçların Karşılaştırılması

Boş bir boru için yapılan deneysel çalışmalar, literatürdeki verilerle doğrulandıktan sonra ısı transferinin artırılması amacıyla boru içine burulmuş ve kanatçıklar açılmış şerit elemanlar yerleştirilmiştir. Zorlanmış akış ve sabit ısı akısı sınır koşulları altında çeşitli Reynolds sayılarında (4000-20000) deneyler yapılmıştır. Sabit bir genlik değeri için tasarlanan $y/w=4.0$ burulma oranındaki şerit eleman üzerine 3 farklı genişlik değeri için 3 farklı açıda 9 farklı kanatçıklı burulmuş elemanlar tasarlanmıştır. Toplamda 10 farklı şerit eleman için elde edilen Nusselt sayısı, sürtünme faktörü ve ısı performans değişimleri Şekil 4.53, 4.54 ve 4.55'te boş boru sonuçları ile kıyaslanmıştır. Ayrıca, boş boru ve tüm şerit elemanlar için deneysel çalışmalardan elde edilen Nusselt sayısı, sürtünme faktörü ve bu değerlere bağlı olarak hesaplanan ısı performans değerleri deney yapılan Reynolds sayıları için Çizelge 4.1 – 4.6 arasında sayısal olarak verilmiştir.

Boş boru, burulmuş ve kanatçıklar açılmış 9 farklı burulmuş şerit eleman için farklı Reynolds sayısına karşılık elde edilen Nusselt sayılarının değişimleri Şekil 4.53'te verilmiştir. Tüm Reynolds sayıları için en düşük Nusselt sayısı değerleri boş boru için elde edilirken, en yüksek değerler ise $\beta=15^\circ$ açılı 1.5 mm kanatçık açılmış şerit eleman için elde edilmiştir.

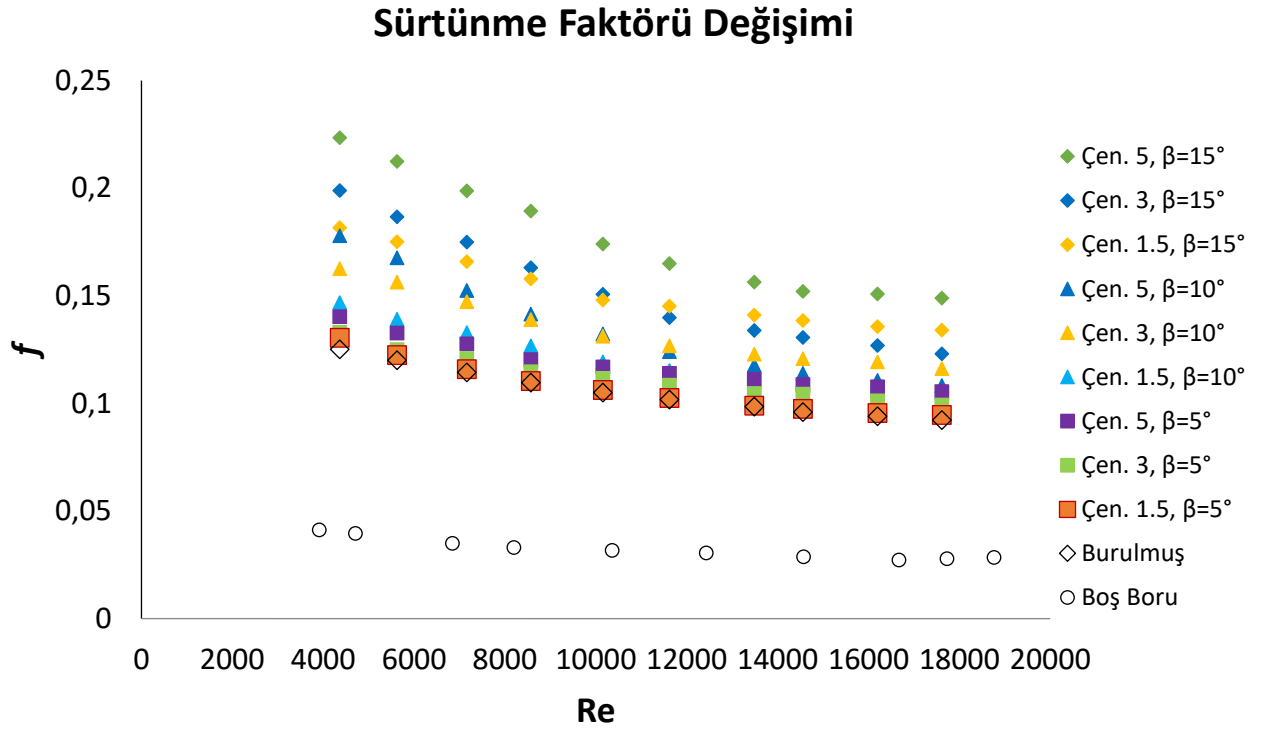
Farklı genişlik ve açılarda kanatçık açılmış şerit elemanlar için tüm Nusselt sayısı değerleri boş boru ve burulmuş şerit elemandan daha yüksek hesaplanmıştır. Farklı genişlikte kanatçık açılmış şerit elemanlar kendi içinde kıyaslandığında; en yüksek Nusselt sayısı değerleri 1.5 mm genişlikteki şerit elemanlarda bulunmuştur. Bu durum aynı zamanda en yüksek ısı transferinin de yine 1.5 mm genişlikte kanatçık açılmış şerit elemanlar için olduğunu göstermektedir. Kanatçık açılmış şerit elemanlarda tüm genişlik değerleri için grafik incelendiğinde; açı değerinin artırılması ile Nusselt sayısı değerlerinde de artış olurken, artırılan genişlik değerlerinde ise tam tersi durum meydana gelmiştir.



Şekil 4.53. Ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi

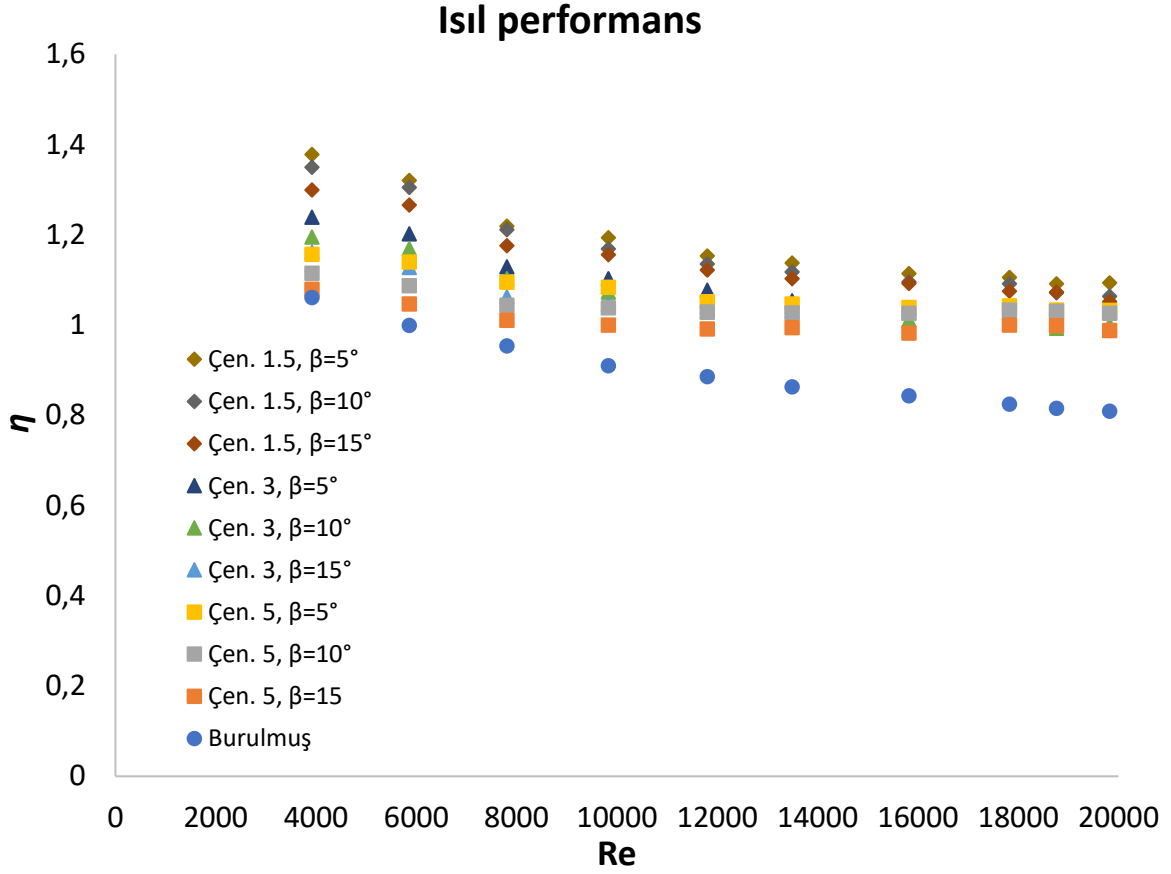
Boş boru, burulmuş ve kanatçıklar açılmış 9 farklı burulmuş şerit eleman için farklı Reynolds sayısına karşılık elde edilen sürtünme faktörlerinin değişimleri Şekil 4.54'te verilmiştir. Boş boru içine yerleştirilen herhangi bir elemanın boru içinde akan akışkan için engel teşkil etmesi ve akışkanın karşılaştığı yüzey alanının artması sebebiyle tüm Reynolds sayıları için elde edilen sonuçlara göre en düşük sürtünme faktörleri değerleri boş boru için elde edilmiştir. En yüksek sürtünme faktörü değerleri $\beta=15^\circ$ açı ile 5 mm genişlikte kanatçık açılmış şerit eleman için elde edilmiştir. Ayrıca, sürtünme faktöründeki artışlar şerit elemanlar üzerindeki genişlik değerinden daha çok artan açılar sebebiyle meydana gelmiştir. Dolayısıyla en yüksek değerler $\beta=15^\circ$ açılı ve 1.5, 3 ve 5 mm genişlikteki şerit elemanlar için

hesaplanmıştır. Burulmuş şerit eleman için elde edilen sürtünme faktörü değerleri, kanatçık açılmış şerit elemanların hepsinden daha düşük bulunmuştur.



Şekil 4.54. Sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi

En yüksek ısı transferi değeri $\beta=15^\circ$ açılı ile 1.5 mm kanatçık açılmış şerit eleman için elde edilirken, en düşük sürtünme faktörü değerleri boş boru için elde edilmiştir. Bu iki durum değerlendirildiğinde; ısı transferi ve basınç kaybı için optimum deneysel verilere sahip boru tipine karar verilmesi gerekmektedir. Bu durum için ısı performansının birlikte değerlendirildiği, Reynolds sayısına karşılık elde edilen ısı performans değerlerinin değişimleri tüm durumlar için boş boru değerlerine oranlanarak Şekil 4.55'te verilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre; en yüksek performans değerleri $\beta=5^\circ$ açılı ile 1.5 mm kanatçık açılmış şerit eleman için hesaplanmıştır. En düşük ısı performans değerleri ise $\beta=15^\circ$ açılı ile 5 mm kanatçık açılmış burulmuş şerit eleman için bulunmuştur.



Şekil 4.55. Isıl performansın Reynolds sayısı ile değişimi

Çizelge 4.1. Boş Boru Deney Bulguları

Deney Tipi	Re	Nu	f	η
Boş Boru Deneyleri	3913	12,9276	0,0320	-
	5856	20,0888	0,0308	-
	7805	24,4898	0,0301	-
	9829	29,3311	0,0294	-
	11801	34,2861	0,0291	-
	13493	40,0150	0,0287	-
	15823	43,5365	0,0278	-
	17825	47,8789	0,0271	-
	19763	49,7983	0,0276	-

Çizelge 4.2. Boş boru literatür Re-f ilişkisi

	f								
Re	3913	5856	7805	9829	11801	13493	15823	17825	19763
Petukhov	0,0406	0,0367	0,0337	0,0321	0,0303	0,0296	0,0284	0,0274	0,0264
Moody	0,0399	0,0357	0,0326	0,0307	0,0295	0,0279	0,0270	0,0263	0,0256

Çizelge 4.3. Boş boru literatür Re - Nu ilişkisi

	Nu								
Re	3913	5856	7805	9829	11801	13493	15823	17825	19763
Petukhov-Krillov	14,51	20,03	25,21	30,31	35,09	39,06	44,37	48,58	52,79
Dittus-Boelter	15,53	21,44	26,99	32,45	37,57	41,82	47,50	52,01	56,52
Colburn	15,35	21,20	26,68	32,09	37,14	41,34	46,96	51,42	55,88

Çizelge 4.4 Burulmuş şerit eleman ve kanatçık genişliği (1.5) ve açı (β) (5°, 10° ve 15°) burulmuş şerit eleman yerleştirilmiş boru deney sonuçları

Deneyler	Re	Nu	f	η
Burulmuş şerit eleman	4344	20,3215	0,1251	1,0608
	5547	26,5471	0,1200	0,9992
	7081	31,0312	0,1144	0,9541
	8624	36,0666	0,1095	0,9101
	10066	41,5202	0,1050	0,8857
	11564	46,5387	0,1017	0,8632
	13090	51,0386	0,0984	0,8432
	14554	56,0573	0,0959	0,8247
	16074	59,5326	0,0940	0,8153
	17550	65,5173	0,0922	0,8093
1.5 mm Genişlik ve 5°açı (β) burulmuş şerit elemanı	4285	28,0016	0,1304	1,3783
	5622	33,0064	0,1223	1,3204
	7258	38,0023	0,1159	1,2191
	8663	42,0091	0,1103	1,1940
	10260	47,0156	0,1062	1,1533
	11610	52,2171	0,1024	1,1376

	13586	57,0215	0,0989	1,1144
	14659	62,0136	0,0974	1,1059
	16202	65,0369	0,0954	1,0916
	17601	72,0385	0,0946	1,0938
1.5 mm Genişlik ve 10°açı (β) burulmuş şerit elemanı	4304	29,0057	0,1468	1,3495
	5620	34,0091	0,1391	1,3051
	7152	39,0046	0,1328	1,2114
	8663	43,0049	0,1268	1,1692
	10250	48,0108	0,1193	1,1353
	11607	53,0067	0,1152	1,1177
	13579	58,0150	0,1104	1,0954
	14653	63,0079	0,1082	1,0916
	16193	66,0078	0,1062	1,0716
	17595	73,0305	0,1048	1,0638
1.5 mm Genişlik ve 15°açı (β) burulmuş şerit elemanı	4291	30,0128	0,1816	1,2994
	5617	35,0042	0,1751	1,2662
	7252	40,0095	0,1657	1,1761
	8654	44,0179	0,1578	1,1559
	10244	49,0188	0,1480	1,1222
	11601	54,0326	0,1452	1,1026
	13572	59,0228	0,1410	1,0922
	14645	64,0026	0,1384	1,0753
	16184	67,0007	0,1356	1,0733
	17589	74,0084	0,1339	1,0516

Çizelge 4.5 Burulmuş şerit eleman ve kanatçık genişliği (β) ve açı (β) (5° , 10° ve 15°) burulmuş şerit eleman yerleştirilmiş boru deney sonuçları

Deneyler	Re	Nu	f	η
Burulmuş şerit eleman	4344	20,3215	0,1251	1,0608
	5547	26,5471	0,1200	0,9992
	7081	31,0312	0,1144	0,9541
	8624	36,0666	0,1095	0,9101

	10066	41,5202	0,1050	0,8857
	11564	46,5387	0,1017	0,8632
	13090	51,0386	0,0984	0,8432
	14554	56,0573	0,0959	0,8247
	16074	59,5326	0,0940	0,8153
	17550	65,5173	0,0922	0,8093
3 mm Genişlik ve 5°açı (β) burulmuş şerit elemanı	4318	25,0122	0,1329	1,2392
	5621	30,0063	0,1249	1,2020
	7158	35,0082	0,1208	1,1289
	8665	39,0060	0,1147	1,1026
	10154	44,0092	0,1115	1,0772
	11617	49,0137	0,1085	1,0538
	13584	54,0177	0,1045	1,0373
	14549	59,0356	0,1042	1,0389
	16093	62,0310	0,1012	1,0328
	17712	69,0373	0,0992	1,0302
3 mm Genişlik ve 10°açı (β) burulmuş şerit elemanı	4355	26,0005	0,1626	1,1949
	5518	31,0115	0,1563	1,1695
	7052	36,0025	0,1473	1,1030
	8558	40,0042	0,1388	1,0730
	10253	45,0184	0,1312	1,0405
	11610	50,0144	0,1268	1,0401
	13579	55,0390	0,1228	1,0116
	14545	60,0144	0,1207	1,0130
	16194	63,0242	0,1192	0,9927
	17600	70,0317	0,1162	1,0009
3 mm Genişlik ve 15°açı (β) burulmuş şerit elemanı	4362	27,0184	0,1988	1,1618
	5623	32,0085	0,1867	1,1280
	7156	37,0205	0,1749	1,0621
	8564	41,0089	0,1629	1,0453
	10154	46,0093	0,1506	1,0292
	11620	51,0214	0,1398	1,0316
	13584	56,0170	0,1338	1,0294
	14553	61,0229	0,1306	1,0278

	16199	64,0306	0,1268	1,0282
	17712	71,0195	0,1230	1,0276

Çizelge 4.6 Burulmuş şerit eleman ve kanatçık genişliği (5) ve açısı (β) (5° , 10° ve 15°) burulmuş şerit eleman yerleştirilmiş boru deney sonuçları

Deneyler	Re	Nu	f	η
Burulmuş şerit eleman	4344	20,3215	0,1251	1,0608
	5547	26,5471	0,1200	0,9992
	7081	31,0312	0,1144	0,9541
	8624	36,0666	0,1095	0,9101
	10066	41,5202	0,1050	0,8857
	11564	46,5387	0,1017	0,8632
	13090	51,0386	0,0984	0,8432
	14554	56,0573	0,0959	0,8247
	16074	59,5326	0,0940	0,8153
	17550	65,5173	0,0922	0,8093
5 mm Genişlik ve 5° açısı (β) burulmuş şerit elemanı	4304	22,0046	0,1402	1,1569
	5624	27,0049	0,1326	1,1400
	7129	32,0015	0,1275	1,0949
	8519	36,5200	0,1203	1,0836
	10367	41,0140	0,1169	1,0515
	11582	46,0067	0,1140	1,0471
	13050	51,0338	0,1111	1,0392
	14533	56,0297	0,1086	1,0424
	16051	61,0245	0,1077	1,0336
	17667	66,0469	0,1055	1,0325
5 mm Genişlik ve 10° açısı (β) burulmuş şerit elemanı	4341	23,0322	0,1778	1,1149
	5623	28,0124	0,1676	1,0872
	7127	33,0075	0,1525	1,0443
	8621	37,5194	0,1414	1,0383
	10466	42,0267	0,1321	1,0293
	11681	47,0316	0,1241	1,0271
	13149	52,0475	0,1176	1,0261

	14632	57,0250	0,1140	1,0334
	16149	62,0360	0,1106	1,0307
	17657	67,0560	0,1083	1,0266
5 mm Genişlik ve 15°açı (β) burulmuş şerit elemanı	4373	24,0013	0,2233	1,0795
	5726	29,0176	0,2123	1,0465
	7160	34,0066	0,1987	1,0107
	8466	38,4900	0,1893	0,9997
	10158	43,0271	0,1741	0,9915
	11623	48,0377	0,1649	0,9943
	13584	53,0324	0,1563	0,9819
	14664	58,0101	0,1520	1,0004
	16098	63,0693	0,1507	0,9983
	17612	68,0689	0,1489	0,9881

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

5.1 Sonuçlar

Tez kapsamında, zorlanmış akış ve sabit ısı akısı şartları altında boru içine yerleştirilen dikdörtgen kanatçıklı burulmuş şerit elemanların ısı transferi ve sürtünme faktörüne etkisi Reynolds sayısının 4000-20000 aralığında deneysel olarak incelenmiştir. 3 farklı kanatçık genişliği ve 3 farklı β açısı ile burulmuş şerit elemanlar üzerine açılmış kanatçıklar için deneyler yapılmıştır. Çalışmada gerçekleştirilen deneyler üç aşamadan oluşmuştur. İlk aşamada boş boru deneyleri yapılmıştır. Deneylerden elde edilen sonuçların literatürdeki teorik ve deneysel çalışmalara uygun olduğu belirlenmiştir.

İkinci aşamada, boru içine burulmuş şerit eleman yerleştirilerek deneyler gerçekleştirilmiştir. Daha sonra test borusu içine burulmuş ve dikdörtgen kanatçıklı şerit elemanlar yerleştirilerek sabit ısı akısı, zorlanmış akış şartlarında ve belirtilen Re sayıları aralığında deneyler yapılmıştır.

Çalışmalar sonucunda elde edilen ana sonuçlar aşağıda verilmiştir.

- Boş boru için yapılan deneylerde sabit bir ısı akısı ile ısıtılan boru boyunca yerel Nusselt sayılarının azaldığı tespit edilmiştir. Ancak, $x/D=6.95$ mesafesinden sonra Nusselt sayılarının eğimi tüm Reynolds sayıları için sabit kalmıştır. Dolayısıyla, boru içerisindeki akışın tam gelişmiş olduğu gösterilmiştir.
- Boş boru için elde edilen deneysel Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü değerleri literatürdeki çalışma sonuçları ile yüksek oranda doğrulanmıştır.
- Burulmuş yapısından dolayı boru içine yerleştirilen burulmuş ve kanatçıklı burulmuş şerit elemanları, akan akış için bir engel oluşturduğu için boru içindeki akışkanın yönünü değiştirerek türbülans seviyesini artırır. Bu duruma bağlı olarak, türbülansın sebep olduğu karışımdan dolayı ısı transferi ve basınç kaybının arttığı tespit edilmiştir.
- Aynı Reynolds sayısı için kanat açısının (β) azalmasıyla borudaki ısı performans değerleri artmıştır. Ancak, Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü için bu durum tam tersi olarak gerçekleşmiştir.
- Tüm Reynolds sayıları için boş boru, burulmuş ve kanatçıklı burulmuş şerit eleman yerleştirilmiş tüm deney sonuçları kıyaslandığında; en yüksek ısı

performans değerleri, $\beta=5^\circ$ açılı ve $w=1.5$ genişliğe sahip burulmuş şerit elemanı yerleştirilmiş boru için elde edilmiştir.

- Boş boru ile $\beta=5^\circ$ açılı ve $w=1.5$ genişliğe sahip burulmuş şerit elemanı yerleştirilmiş boru için ısı performans değerleri kıyaslandığında; $Re=4000-18000$ aralığında %37 ile %9 oranında iyileşme olduğu tespit edilmiştir.
- Ayrıca, tüm deney sonuçlarına göre en yüksek Nusselt sayısı değerleri $\beta=15^\circ$ açıda ve $w=1.5$ genişliğe elde edilmiştir. Ancak, en yüksek sürtünme faktörü değerleri $\beta=15^\circ$ açıda ve $w=1.5$ genişliğinde hesaplanmıştır.
- Çalışmalardaki deneysel sonuçlar, benzer çalışmalar için yapılacak olan teorik ve sayısal çalışmaların doğrulanmasında kullanılabilir.
- Elde edilen sonuçlara göre; burulmuş şerit elemanların ve burulmuş şerit elemanı üzerine belirli boyutlarda açılmış kanatçıkların boş boruya göre ısı performansı %10 ile %37 oranında artırdığı tespit edilmiştir. Bu sonuçlar kapsamında, endüstride yoğun olarak kullanılan dairesel borular için burulmuş ve çentikli şerit elemanların kullanılması ısı transferinin artırılması ve enerjinin daha verimli kullanılması amacıyla büyük önem arz etmektedir.

5.2 Öneriler

- Deneysel olarak yapılan bu çalışmaların ileride sayısal ve teorik olarak yapılacak çalışmalarla desteklenirse literatür önemli oranda katkı sağlayabilir.
- Aynı çalışma şartlarında burulmuş ve şerit elemanların farklı burulma oranı içinde uygulanması çalışmanın niteliğini artıracaktır.
- Burulmuş ve şerit elemanların imalat zorluğu göz önünde bulundurulduğunda çalışmalar kısıtlı parametreler için yapılmıştır. Bu durumda daha geniş parametreler için sayısal çalışmaların önem arz ettiği ortaya çıkmıştır.
- Burulmuş eleman üzerine açılan kanatçığın konumu şerit eleman üzerinde değiştirilerek ısı transferi ve basınç düşüşleri incelenebilir.

KAYNAKLAR

- Atılğan, M. ve Gölcü, M., (1996), Üniorm Dairesel Kesitli Boru Akışlarında Kinetik Enerji ve Momentum Düzeltme Faktörlerinin Değişimi, Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi, 2 (2), 109-116.
- Bergman, T.L., Lavine, A.S., Incropera, F.P. and Dewitt, D.P., 2011. Fundamentals of heat and mass transfer John Wiley & Sons.
- Bhuiya, M.M.K., Ahamed, J.U., Chowdhury, M.S.U., Sarkar, M.A.R., Salam, B., Saidur, R., Masjuki, H.H. and Kalam, M.A., 2012. Heat transfer enhancement and development of correlation for turbulent flow through a tube with triple helical tape inserts. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 39(1), pp.94-101.
- Bhuiya, M. M. K., Chowdhury, M. S. U., Saha, M., & Islam, M. T. (2013). Heat transfer and friction factor characteristics in turbulent flow through a tube fitted with perforated twisted tape inserts. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 46, 49-57.
- Cengel, Yunus A., and Afshin J. Ghajar. "Heat and mass transfer." A practical approach (2015).
- Dagdevir, T. and Ozceyhan, V., 2021. An experimental study on heat transfer enhancement and flow characteristics of a tube with plain, perforated and dimpled twisted tape inserts. *International Journal of Thermal Sciences*, 159, p.106564.
- Dagdevir, T., Uyanik, M. and Ozceyhan, V., 2021. The experimental thermal and hydraulic performance analyses for the location of perforations and dimples on the twisted tapes in twisted tape inserted tube. *International Journal of Thermal Sciences*, 167, p.107033.
- Darıcı, S., (1998), Borularda Akış Tıkanmasının Türbülanslı Isı Transferine Etkileri, Yüksek Lisans, Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Konya, 13-15.
- Eiamsa-Ard, S., Thianpong, C., Eiamsa-Ard, P. and Promvong, P., 2009. Convective heat transfer in a circular tube with short-length twisted tape insert. *International communications in heat and mass transfer*, 36(4), pp.365-371.
- Eiamsa-Ard, S., Wongcharee, K., Eiamsa-Ard, P., & Thianpong, C. (2010). Heat transfer enhancement in a tube using delta-winglet twisted tape inserts. *Applied Thermal Engineering*, 30(4), 310-318.
- Eiamsa-Ard, S., Wongcharee, K., Eiamsa-Ard, P., & 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
- Eiamsa-ard, S., Seemawute, P., & Wongcharee, K. (2010). Influences of peripherally-cut twisted tape insert on heat transfer and thermal performance characteristics in laminar and turbulent tube flows. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 34(6), 711-719.

- Genceli, O. F., 1998, Ölçme Tekniği, İstanbul, Birsen Yayınevi.
- Göksu Tuna, T., & Yılmaz Ibrahim, H. (2019). Enhancement Of Heat Transfer Using Twisted Tape Insert In A Plain Tube.
- Güneş, S., (2009), Çeşitli İç Elemanlar Yerleştirilmiş Bir Boruda Isı Geçişinin İncelenmesi, Doktora, Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Kayseri, 4,58-59.
- Hamzah, D. A., & Al-Farhany, K. (2019). Effect of Twisted Tape Ratio on the Solar Generator Half-length Pipe. Journal homepage: <http://iieta.org/journals/ijht>, 37(2), 407-412
- Hasanpour, A., Farhadi, M. and 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, pp.53-62.
- Hoshi, H. A., Ahmed, I. S., & 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..
- Incropera, F. P., Lavine, A. S., Bergman, T. L., & DeWitt, D. P. (2007). Fundamentals of heat and mass transfer. Wiley.
- Krall, K. M., & 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.
- Köşer, M. and Yılmaz, F., 2018. Effect of curved cross sectional twisted tapes on heat transfer enhancement. Uemk 2018 bildiri öztleri kitabı 18-19 Ekim 2018 Hukuk Fakültesi, p.1075
- Liu, S. and Sakr, M., 2013. A comprehensive review on passive heat transfer enhancements in pipe exchangers. Renewable and sustainable energy reviews, 19, pp.64-81.
- Man, C., Yao, J., & Wang, C. (2016). The experimental study on the heat transfer and friction factor characteristics in tube with a new kind of twisted tape insert. International Communications in Heat and Mass Transfer, 75, 124-129.
- Manglik, R.M. and Bergles, A.E., 1993. Heat transfer and pressure drop correlations for twisted-tape inserts in isothermal tubes: Part II—Transition and turbulent flows.
- Maradiya, C., Vadher, J. and Agarwal, R., 2018. The heat transfer enhancement techniques and their thermal performance factor. Beni-Suef University Journal of Basic and Applied Sciences, 7(1), pp.1-21.
- Murugesan, P., Mayilsamy, K., Suresh, S., & Srinivasan, P. S. S. (2009). Heat transfer and pressure drop characteristics of turbulent flow in a tube fitted with trapezoidal-cut twisted tape insert. International Journal of Academic Research, 1(1), 123-128.

- Nakhchi, M.E., Hatami, M. and Rahmati, M., 2020. Experimental investigation of heat transfer enhancement of a heat exchanger tube equipped with double-cut twisted tapes. *Applied Thermal Engineering*, 180, p.115863.
- Piriyarungrod, N., Eiamsa-Ard, S., Thianpong, C., Pimsarn, M., & Nanan, K. J. C. E. (2015). Heat transfer enhancement by tapered twisted tape inserts. *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, 96, 62-71.
- Promvonge, P. and Eiamsa-Ard, S., 2007. Heat transfer behaviors in a tube with combined conical-ring and twisted-tape insert. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 34(7), pp.849-859.
- Promvonge, P., 2008. Thermal augmentation in circular tube with twisted tape and wire coil turbulators. *Energy Conversion and Management*, 49(11), pp.2949-2955.
- Ruengpayungsak, K., Kumar, M., Chuwattanakul, V. and Eiamsa-ard, S., 2019. Experimental study of the effects of inclusion of rectangular-cut twisted tapes on heat transfer and pressure drop in a round tube. *Arabian Journal for Science and Engineering*, 44(12), pp.10303-10312.
- Saysroy, A., Changcharoen, W., & 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.
- Shabanian, S.R., Rahimi, M., Shahhosseini, M. and Alsairafi, A.A., 2011. CFD and experimental studies on heat transfer enhancement in an air cooler equipped with different tube inserts. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 38(3), pp.383-390.
- Suri, A. R. S., Kumar, A., & 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.
- Thianpong, C., Eiamsa-Ard, P., Promvonge, P., & Eiamsa-Ard, S. (2012). Effect of perforated twisted- tapes with parallel wings on heat transfer enhancement in a heat exchanger tube. *Energy Procedia*, 14, 1117-1123.
- Tusar, M., Ahmed, K., Bhuiya, M., Bhowmik, P., Rasul, M., & Ashwath, N. (2019). CFD study of heat transfer enhancement and fluid flow characteristics of laminar flow through tube with helical screw tape insert. *Energy Procedia*, 160, 699-706.
- Wang, L. and Sunden, B., 2002. Performance comparison of some tube inserts. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 29(1), pp.45-56.
- Wijayanta, A. T., Kristiawan, B., & Aziz, M. (2019). Internal Flow in an Enhanced Tube Having Square- cut Twisted Tape Insert. *Energies*, 12(2), 306.
- Wongcharee, K., & Eiamsa-Ard, S. (2011). Friction and heat transfer characteristics of laminar swirl flow through the round tubes inserted with alternate clockwise and

counter-clockwise twisted-tapes. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 38(3), 348-352.

Wongcharee, K., & Eiamsa-Ard, S. (2011). Heat transfer enhancement by twisted tapes with alternate-axes and triangular, rectangular and trapezoidal wings. *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, 50(2), 211-219.



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

Teknik Özellikler	
Kanal sayısı	Standart analog 30 Kanallı
Ölçüm	Sıcaklık, nem, puls ölçümü, direnç girişine, gerilim girişi, ve analog çıkışlı sensörleri algılayabilme
Doğruluk (Hassasiyet)	%0.1
Çalışma sıcaklıkları	0 - 40°C
Kayıt hafızası	16 Mb
Ebatlar	272x182.4x66.5 mm
Termokupl modeli	k
Gerilim girişi	10 mV-100 V
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
Ağırlık	2.6 kg
Ekran	5,7 inc

EK-2 KIMO Mp 100 Dijital Fark Manometresi

Teknik Özellikleri	
Basınç Ölçüm Aralığı	0 ile ± 1000 Pa (MP 100)
Çalışma Sıcaklığı	0.....+50 C ⁰
Doğruluk (Hassasiyet)	Ölçülen değerlerin ± 5 nde ± 1 Pa (MP

	100)
Saklama Sıcaklığı	-20.....+80 C ⁰
Ölçüm Yaptığı Birimler	kPa, inWg, mmHg, mBar, Psi, Bar
Boyutları	156,2x70,6x34,7
Çözünürlük	1 Pa (MP 100)
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 Basıncıta Havanın Özellikleri (Çengel ve Ghajar, 2015)

T	ρ	C_p	K	$10^6 \alpha$	$10^6 \mu$	$10^6 \nu$	Pr
-150	2,86	983	0,012	4,16	8,64	3,01	0,724
-100	1,04	966	0,0158	8,04	11,9	5,83	0,726
-50	1,58	999	0,0198	12,52	14,7	9,31	0,744
0	1,29	1006	0,0236	18,18	17,3	13,3	0,738
20	1,20	1007	0,0251	20,74	18,3	15,16	0,730
40	1,13	1007	0,0266	23,46	19,18	17,02	0,725
60	1,06	1007	0,0281	26,32	20,0	18,96	0,720
80	0,99	1008	0,0295	29,31	20,9	20,97	0,715
100	0,97	1009	0,0309	32,43	21,81	23,06	0,711
120	0,89	1011	0,0323	35,65	22,64	25,22	0,707
140	0,85	1013	0,0337	38,98	23,45	27,45	0,704
160	0,81	1016	0,0351	42,41	24,20	29,75	0,701
180	0,78	1019	0,0365	45,93	25,04	32,12	0,699
200	0,74	1023	0,0378	45,54	25,77	34,55	0,697
250	0,67	1033	0,0410	58,90	27,60	40,91	0,694
300	0,61	1044	0,0442	68,71	29,34	47,65	0,693
350	0,57	1056	0,0472	78,92	31,01	54,75	0,694
400	0,52	1069	0,0501	89,51	32,61	62,19	0,695
450	0,49	1081	0,0529	100,4	34,15	69,97	0,696
500	0,46	1093	0,0557	111,7	35,63	78,06	0,699
600	0,40	1115	0,0609	135,2	38,46	95,15	0,704
700	0,36	1135	0,0658	159,8	41,11	113,3	0,709
800	0,33	1153	0,0704	185,5	43,62	132,6	0,715
900	0,30	1169	0,0746	212,2	46,00	152,9	0,721
1000	0,28	1184	0,0787	239,8	48,26	174,1	0,726

T : Sıcaklık (°C)

ρ : Yoğunluk (Kg/m^3)

C_p : Özgül ısı ($j/kg \cdot k$)

K : Isıl iletkenlik ($W/m \cdot k$)

α : Isıl yayılım katsayısı (m^2/s^2)

μ : Dinamik viskozite ($kg/m \cdot s$)

ν : Kinematik viskozite (m^2/s)

Pr : Prandtl sayısı

EK-5 1,5 mm İçin Örnek Hesaplama

1.5 mm genişlik ve 5° açılı (β) burulmuş şerit eleman yerleştirilmiş boru için yapılan deneylerden birine ait hesaplama:

$$Re = 4000$$

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

$$\nu = 1,665 * 10^{-5} m^2/s$$

$$D_i = 0,018 \text{ m}$$

$$4000 = \frac{U_m * 0,018}{1,665 * 10^{-5}}$$

$$U_m = 3,7 \text{ m/s}$$

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

$$U_{max} = 4,5 \text{ m/s}$$

Deneyde ölçülen $U_{max} = 4,64 \text{ m/s}$ olduğu için $U_{max} = 4,2 \text{ m/s}$ olur

$$\bar{T}_b = \frac{70,4 + 24,09}{2} = 47,25 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\bar{T}_b = 47,25 \text{ } ^\circ\text{C için}$$

$$\rho = 1,0985 \text{ kg/m}^3$$

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

$$\nu = 17,64 * 10^{-6} m^2/s$$

$$C_p = 1010,54 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$$

$$Pr = 0,710$$

$$D_o = 0,02 \text{ m}$$

$$L = 0,9 \text{ m}$$

$$D' = 0,08 \text{ m}$$

$$Re = \frac{4,2 * 0,018}{1,764 * 10^{-5}}$$

$$Re = 4285$$

$$\bar{T}' = 31,27 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\bar{T}_{\infty} = 24,9 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$h' = 1,24 * (31,27 - 24,9)^{1/3} = 2,28 \text{ W/m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$P_t = 0,2 * 96,3 = 19,26 \text{ W}$$

$$Q' = 1,24 * \pi * 0,08 * 0,9 * (31,27 - 24,9)^{4/3} = 3,312 \text{ W}$$

$$Q' = 2,28 * \pi * 0,02 * 0,9 * (31,27 - 24,9) = 0,823 \text{ W}$$

$$P_{net} = 19,26 - 0,823 = 18,44 \text{ W}$$

$$q_w = \frac{18,44}{\pi * 0,018 * 0,9} = 343,20 \text{ w/m}^2$$

$$\dot{q} = \frac{18,44}{2 * \pi * (0,01^2 - 0,009^2) * 0,9} = 171599,69 \text{ W/m}^3$$

$$4,2 = \frac{\dot{V}}{\frac{\pi * (0,018)^2}{4}}$$

$$\dot{V} = 0,00107 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$K \frac{(0,01)^2}{2 * 15} \left[\ln \frac{0,01}{0,009} - \frac{1}{2} \left(1 - \frac{0,009^2}{0,01^2} \right) \right] = 3,47 * 10^{-9}$$

$$T_{w_{o1}} = 47,50 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{w_i} = 37,05 - (3,47 * 10^{-9}) * 171599,69$$

$$T_{w_i} = 37,05 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{b_x} = 29,24 + \frac{18,44 * (0,0250/0,9)}{1,0985 * 0,00105 * 1010,54}$$

$$T_{b_x} = 29,68 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$h_x = \frac{343,20}{37,05 - 29,68}$$

$$h_x = 46,57 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

$$Nu_x = \frac{2 * 46,57 * 0,009}{0,0276}$$

$$Nu_x = 30,37$$

$$\Delta P = 64,9 \text{ pa}$$

$$f = \frac{64,9}{\frac{1}{2} * (1,0985) * (4,2)^2 * \left(\frac{0,9}{0,018}\right)}$$

$$f = 0,134$$

EK-6 Belirsizlik Analizi Örnek Hesaplama

1.5 mm genişlik ve 5°açı (β) burulmuş şerit elemanın kullanıldığı deneylerden $Re = 4285$ değeri için belirsizlik analizi örnek olarak ayrıntılı bir şekilde aşağıda verilmiştir.

Ölçülen değerler aşağıdaki gibidir:

$$U_m = 4.2 \text{ m/s}$$

$$I = 96.3 \text{ A}$$

$$V = 0.2 \text{ V}$$

$$T_\infty = 24.07 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta P = 59 \text{ Pa}$$

$$T_y = 31.27 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_o = 70.4 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{1-21} = 28.5 - 46.61 \text{ }^\circ\text{C}$$

Korelasyonlardan okunan değerler:

$$\nu = 1.7644 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$k = 0.0276 \text{ W/m}\cdot\text{K}$$

$$h = 2.39 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$$

Deneylerde bir defa ölçülmüş olan sabit parametreler aşağıdaki gibidir:

$$D_i = 0.018 \text{ m}$$

$$L = 0.9 \text{ m}$$

Re'nin belirsizliği:

Fonksiyon	$Re = \frac{DU_m}{\nu}$	4285
Ölçülen/hesaplanan değerler	D	0.018
	U_m	4.2
	ν	1.7644×10^{-5}
Kısmi türevler	$\frac{\partial Re}{\partial D} = \frac{U_m}{\nu}$	238041.26
	$\frac{\partial Re}{\partial U_m} = \frac{D}{\nu}$	1020.18
	$\frac{\partial Re}{\partial \nu} = -\frac{DU_m}{\nu^2}$	-242844178.69
Mutlak belirsizlik değerleri	w_D	0.001
	w_{U_m}	0.198
	w_ν	1.7×10^{-7}
Fonksiyonun mutlak belirsizliği	w_{Re}	206.49
Fonksiyonun yüzdesel belirsizliği	$\% w_{Re}$	4.82

f 'in belirsizliği:

Fonksiyon	$f = \frac{\Delta p}{\frac{1}{2} \rho U_m^2 \frac{L}{D}}$	0.1218
Ölçülen/hesaplanan değerler	Δp	59
	ρ	1.098
	U_{m_1}	4.2
	U_{m_2}	4.2
	L	0.9
	D	0.018
Kısmi türevler	$\frac{\partial f}{\partial \Delta p} = \frac{1}{\frac{1}{2} \rho U_m^2 \frac{L}{D}}$	0.0021
	$\frac{\partial f}{\partial \rho} = -\frac{\Delta p}{\frac{1}{2} U_m^2 \frac{L}{D}} \frac{1}{\rho^2}$	-0.1110
	$\frac{\partial f}{\partial U_{m_1}} = -\frac{\Delta p}{\frac{1}{2} \rho U_{m_2} \frac{L}{D}} \frac{1}{U_{m_1}^2}$	-0.0290
	$\frac{\partial f}{\partial U_{m_2}} = -\frac{\Delta p}{\frac{1}{2} \rho U_{m_1} \frac{L}{D}} \frac{1}{U_{m_2}^2}$	-0.0290
	$\frac{\partial f}{\partial L} = -\frac{\Delta p}{\frac{1}{2} \rho U_m^2 \frac{1}{D}} \frac{1}{L^2}$	-0.1354
	$\frac{\partial f}{\partial D} = \frac{\Delta p}{\frac{1}{2} \rho U_m^2 L}$	6.7692
Mutlak belirsizlik değerleri	$w_{\Delta p}$	1
	w_{ρ}	0.011
	$w_{U_{m_1}}$	0.198
	$w_{U_{m_2}}$	0.198
	w_L	0.001
	w_D	0.001
Fonksiyonun mutlak belirsizliği	w_f	0.0107
Fonksiyonun yüzdesel belirsizliği	$\% w_f$	8.81

P 'nin belirsizliği:

Fonksiyon	$P = IV$	19.26
Ölçülen/hesaplanan değerler	I	96.3
	V	0.2
Kısmi türevler	$\frac{\partial P}{\partial I} = V$	0.2
	$\frac{\partial P}{\partial V} = I$	96.3
Mutlak belirsizlik değerleri	w_I	0.01
	w_V	0.01
Fonksiyonun mutlak belirsizliği	w_P	2.05
Fonksiyonun yüzdesel belirsizliği	$\% w_P$	10.64

h'_m 'in belirsizliği:

Fonksiyon	$h'_m = 1.24(T'_m - T_\infty)^{1/3}$	2.28
Ölçülen/hesaplanan değerler	T'_m	31.27
	T_∞	24.9
Kısmi türevler	$\frac{\partial h'_m}{\partial T'_m} = 1.24 \frac{1}{3} (T'_m - T_\infty)^{-2/3}$	0.120283893
	$\frac{\partial h'_m}{\partial T_\infty} = -1.24 \frac{1}{3} (T'_m - T_\infty)^{-2/3}$	-0.120283893
Mutlak belirsizlikler	$w_{T'_m}$	0.02
	w_{T_∞}	0.02
Fonksiyonun mutlak belirsizliği	$w_{h'_m}$	0.034
Fonksiyonun yüzdesel belirsizliği	$\% w_{h'_m}$	1.48

A 'nın belirsizliği:

Fonksiyon	$A = \pi DL$	0.056548668
Ölçülen/hesaplanan değerler	D	0.02
	L	0.9
Kısmi türevler	$\frac{\partial A}{\partial D} = \pi L$	2.827433388
	$\frac{\partial A}{\partial L} = \pi D$	0.062831853
Mutlak belirsizlikler	w_D	0.001
	w_L	0.001
Fonksiyonun mutlak belirsizliği	w_A	0.002828131
Fonksiyonun yüzdesel belirsizliği	$\% w_A$	5

Q' 'nin belirsizliği:

Fonksiyon	$Q' = h'_m A (T'_m - T_\infty)$	0.822904634
Ölçülen/hesaplanan değerler	h'_m	2.28
	A	0.056548668
	T'_m	31.27
	T_∞	24.9
Kısmi türevler	$\frac{\partial Q'}{\partial h'_m} = A (T'_m - T_\infty)$	0.360215014
	$\frac{\partial Q'}{\partial A} = h'_m (T'_m - T_\infty)$	14.55214891
	$\frac{\partial Q'}{\partial T'_m} = h'_m A$	0.129184401
	$\frac{\partial Q'}{\partial T_\infty} = -h'_m A$	-0.129184401
Mutlak belirsizlikler	$w_{h'_m}$	0.034021423
	w_A	0.002828131
	$w_{T'_m}$	0.2
	w_{T_∞}	0.2
Fonksiyonun mutlak belirsizliği	$w_{Q'}$	0.056382981
Fonksiyonun yüzdesel belirsizliği	$\% w_{Q'}$	6.851702948

Q_{net} 'in belirsizliği:

Fonksiyon	$Q_{net} = P - Q'$	18.43709537
Ölçülen/hesaplanan değerler	P	19.26
	Q'	0.822904634
Kısmi türevler	$\frac{\partial Q_{net}}{\partial P} = 1$	1
	$\frac{\partial Q_{net}}{\partial Q'} = -1$	-1
Mutlak belirsizlikler	w_P	2.05
	$w_{Q'}$	0.056382981
Fonksiyonun mutlak belirsizliği	$w_{Q_{net}}$	2.050790833
Fonksiyonun yüzdesel belirsizliği	$\% w_{Q_{net}}$	11.12

q 'nin belirsizliği:

Fonksiyon	$q = \frac{Q_{net}}{\pi DL}$	343.1993993
Ölçülen/hesaplanan değerler	Q_{net}	18.43709537
	D	0.018
	L	0.9
Kısmi türevler	$\frac{\partial q}{\partial Q_{net}} = \frac{1}{\pi DL}$	18.61461323
	$\frac{\partial q}{\partial D} = \frac{Q_{net}}{\pi D^2 L}$	18063.12628
	$\frac{\partial q}{\partial L} = \frac{Q_{net}}{\pi DL^2}$	381.3326659
Mutlak belirsizlikler	$w_{Q_{net}}$	2.05
	w_D	0.01
	w_L	0.01
Fonksiyonun mutlak belirsizliği	w_q	42.23420413
Fonksiyonun yüzdesel belirsizliği	$\% w_q$	12.3

h_x 'in belirsizliği:

Fonksiyon	$h_x = \frac{q}{(T_{w,x} - T_{b,x})}$	46.56708267
Ölçülen/hesaplanan değerler	q	343.1993993
	$T_{w,x}$	37.05
	$T_{b,x}$	29.68
Kısmi türevler	$\frac{\partial h_x}{\partial q} = \frac{1}{(T_{w,x} - T_{b,x})}$	0.13568521
	$\frac{\partial h_x}{\partial T_{w,x}} = -\frac{q}{(T_{w,x} - T_{b,x})^2}$	-6.318464406
	$\frac{\partial h_x}{\partial T_{b,x}} = -\frac{q}{(T_{w,x} - T_{b,x})^2}$	-6.318464406
Mutlak belirsizlikler	w_q	42.23
	$w_{T_{w,x}}$	0.2

	$w_{T_{x,x}}$	0.2
Fonksiyonun mutlak belirsizliği	w_{h_x}	6
Fonksiyonun yzdesel belirsizliği	$\% w_{h_x}$	12.89

Nu_x 'in belirsizliği:

Fonksiyon	$Nu_x = \frac{h_x D}{k}$	30.36983652
Ölçülen/hesaplanan değerler	h_x	46.56708267
	D	0.018
	k	0.0276
Kısmi türevler	$\frac{\partial Nu_x}{\partial h_x} = \frac{D}{k}$	0.652173913
	$\frac{\partial Nu_x}{\partial D} = \frac{h_x}{k}$	1687.21314
	$\frac{\partial Nu_x}{\partial k} = -\frac{h_x D}{k^2}$	1100.356396
Mutlak belirsizlikler	w_{h_x}	6
	w_D	0.001
	w_k	0.000276
Fonksiyonun mutlak belirsizliği	w_{Nu_x}	4.27
Fonksiyonun yzdesel belirsizliği	$\% w_{Nu_x}$	14.07