



T.C.
NECMETTİN ERBAKAN NİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ



**BORULARDA TRAPEZ FORMUNDAKİ
ŞERİT ELEMANLARIN TÜRBÜLANSLI ISI
TRANSFERİNE ETKİLERİ**

Haluk Ramazan NACAĞ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

**Mart-2018
KONYA
Her Hakkı Saklıdır**

TEZ KABUL VE ONAYI

Haluk Ramazan NACAĞ tarafından hazırlanan “Borularda Trapez Formundaki Şerit Elemanların Türbülanslı Isı Transferine Etkileri” adlı tez çalışması 30/03/2018 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Necmettin Erbakan Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Jüri Üyeleri

Başkan
Prof. Dr. Şefik BİLİR

Danışman
Dr. Öğr. Üyesi Aziz Hakan ALTUN

Üye
Prof. Dr. Hüseyin KURT

İmza



Yukarıdaki sonucu onaylarım.

Prof. Dr. Mehmet KARALI
Enstitü Müdürü V.

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.

Haluk Ramazan NACAĞ

ÖZET

YÜKSEK LİSANS TEZİ

BORULARDA TRAPEZ FORMUNDAKİ ŞERİT ELEMANLARIN TÜRBÜLANSLI ISI TRANSFERİNE ETKİLERİ

Haluk Ramazan NACAĞ

Necmettin Erbakan Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Aziz Hakan ALTUN

2018, 81 Sayfa

Jüri

Prof. Dr. Şefik BİLİR

Dr. Öğr. Üyesi Aziz Hakan ALTUN

Prof. Dr. Hüseyin KURT

Bu çalışmada, boru içerisine cidardan ayrı olarak yerleştirilen trapez ve burulmuş trapez formundaki şerit elemanların ısı transferine ve akış karakteristiğine etkileri Reynolds sayısının 5000-25000 aralığında deneysel olarak incelenmiştir. Tüm deneyler zorlanmış akış ve sabit ısı akısı çalışma şartları altında gerçekleştirilmiştir. İlk olarak, boş test borusu için deneyler yapılarak; bulguların literatürdeki mevcut çalışmalar ile uyumlu olduğu tespit edildikten sonra aynı çalışma şartları altında deneyler trapez ve burulmuş trapez formundaki şerit elemanlar ile tekrarlanmıştır.

Bu çalışmada, literatürdeki çalışmalardan farklı olarak trapez ve burulmuş trapez formundaki şerit elemanlar boru merkezine aksel olarak yerleştirilerek türbülötör etkisi oluşturmak amaçlanmıştır. D/4, D/6, D/10 olmak üzere 3 farklı dış yüksekliği ve yine D/4, D/6, D/10 dış yüksekliği ve sabit burulma oranına sahip 6 farklı şerit eleman için değişen Re sayılarına göre 30 farklı deney gerçekleştirilmiştir.

Sonuç olarak; şerit elemanlar ile ısı transferinde bariz iyileşmeler olmasına rağmen önemli ölçüde basınç kayıplarına da sebep olduğu görülmüştür. Bu çalışma kapsamında incelenen boru içerisine yerleştirilen trapez ve burulmuş trapez formundaki şerit elemanlardan en iyi verimin D/10 dış yüksekliğine sahip burulmuş trapez şerit elemanda sağlandığı görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Zorlanmış akış, sabit ısı akısı, trapez formundaki şerit eleman, burulmuş trapez formundaki şerit eleman, türbülötör.

ABSTRACT

MS THESIS

THE EFFECTS OF TRAPEZOIDAL TAPES ON TURBULENT HEAT TRANSFER IN PIPES

Haluk Ramazan NACAĞ

**THE GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCE OF
NECMEĐİN ERBAKAN UNIVERSITY
THE DEGREE OF MASTER OF SCIENCE IN MECHANICAL ENGINEERING**

Advisor: Assist. Prof. Dr. Aziz Hakan ALTUN

2018, 81 Pages

Jury

Prof. Dr. Şefik BİLİR

Assist. Prof. Dr. Aziz Hakan ALTUN

Prof. Dr. Hüseyin KURT

In this study, the effects of trapezoidal and twisted trapezoidal shaped tapes which are located separated from internal wall of pipe on heat transfer and flow characteristic are experimentally investigated between 5000-25000 of Reynolds number. All experiments were carried out under forced flow and constant heat flux operating conditions. Firstly, experiments were conducted for the empty pipe; it was observed that the findings are consistent with the existant studies in the literature and then experiments were repeated with trapezoidal and twisted trapezoidal shaped tapes, under the same operating conditions.

In this study, it was aimed to create a turbulence effect by positioning trapezoidal and twisted trapezoidal shaped tapes to the pipe axis, which is different from the studies in the literature. 30 different experiments were carried out according to varying Re numbers for 6 different tapes being 3 different thread heights $D/4$, $D/6$, $D/10$ and samely having constant pitch rate and being 3 different thread heights $D/4$, $D/6$, $D/10$.

Consequently; despite an obvious gain in heat transfer due to the tapes, they also cause considerable pressure drops. Belong trapezoidal and twisted trapezoidal shaped tapes which are investigated by locating in the pipe within this study it is observed that the best efficiency is obtained by $D/10$ thread height in twisted trapezoidal tape.

Keywords: Forced flow, trapezoidal shaped tape, twisted trapezoidal shaped tape, turbulator.

ÖNSÖZ

Yüksek lisans hayatım boyunca yardımcı olan ve çalışmalarımın desteğini esirgemeyen hocam Yrd. Doç. Dr. Aziz Hakan ALTUN'a şükranlarımı sunarım. Ayrıca fikir alışverişinde bulunduğum değerli hocam Yrd. Doç. Dr Adnan BERBER'e; öğrenci arkadaşlarım Orkun ZIYLAN ve Kazım BAĞIRSAKCI'ya teşekkürlerimi sunarım.

Bugünlere gelmemdeki sonsuz emek ve gayretleri için anneme; çalışmalarım esnasında tahammül gösteren eşime; neş'e ve sevinç kaynağım, göz aydınlığım kerimem Macide Serra NACAĞ'a en içten şükranlarımı arz ederim. Bilimsel tartışma üslubunun ve diyalektik ortamımızın ortakları abilerim ve ablalarım; ayrıca manevi desteğini hep yanımda hissettiğim yegane yarenim Haşim SOLMAZ' a dua ve şükranlarımı arz ederim. Son olarak zihni idmanları bedeni idmanlarla ikmal ederek taçlandırmama sebep olan kardeşim İdris ÖZTÜRK'e de hesapsız teşekkür ederim.

Haluk Ramazan NACAĞ
KONYA-2018

İÇİNDEKİLER

TEZ KABUL VE ONAYI	ii
TEZ BİLDİRİMİ	iii
ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
ÖNSÖZ	vi
İÇİNDEKİLER	vii
SİMGELER VE KISALTMALAR	ix
1. GİRİŞ	1
1.1 Isı Transferini İyileştirme Teknikleri.....	2
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI	3
3. MATERYAL VE YÖNTEM.....	11
3.1. Boru İçi Akışlarda Zorlanmış Taşınım	11
3.1.1. Ortalama Sıcaklık ve Hız.....	12
3.1.2. Giriş Bölgesi ve Isıl Gelişim Bölgesi	13
3.1.4. Isıtıcı Gücü.....	15
3.1.5. Basınç Farkı ve Sürtünme Faktörü	15
3.2. Deney Tesisatı.....	16
3.3. Deneyin Yapılışı	24
3.4. Hesaplamalar	24
3.4.1. Belirsizlik Analizi.....	30
4. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA	33
4.1. Boş Boru Deney Sonuçları	33
4.2. Trapez I Şerit Eleman Yerleştirilmiş Boru Deney Sonuçları	39
4.3. Trapez II Şerit Eleman Yerleştirilmiş Boru Deney Sonuçları	44
4.4. Trapez III Şerit Eleman Yerleştirilmiş Boru Deney Sonuçları.....	48
4.5. Burulmuş Trapez I Şerit Eleman Yerleştirilmiş Boru Deney Sonuçları.....	52
4.6. Burulmuş Trapez II Şerit Eleman Yerleştirilmiş Boru Deney Sonuçları	56
4.7. Burulmuş Trapez III Şerit Eleman Yerleştirilmiş Boru Deney Sonuçları	60
4.8. Şerit Elemanların Termal Performansı	64
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	72
5.1 Sonuçlar	72
5.2 Öneriler	73

KAYNAKLAR.....	74
EKLER	77
ÖZGEÇMİŞ	83

SİMGELER VE KISALTMALAR

A: Alan (m^2)

C_p : Sabit basınçta özgül ısı (kcal/kg°C)

D: Çap (m)

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

h: Isı taşınım katsayısı (W/m^2K)

I: Elektrik akımı (A)

K: Sabit

k: Isı iletkenlik katsayısı (W/mK)

L: Boru uzunluğu (m)

Nu: Nusselt sayısı

P: Isıtıcı gücü (W)

Pr: Prandtl sayısı

Q: Isı transferi (W)

q: Isı akısı (W/m^2)

\dot{q} : iç ısı üretimi (W/m^3)

R: Elektriksel direnç (Ω)

Re: Reynolds sayısı

S: Trapez dış yüksekliği (m)

T: Sıcaklık (°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/s m)

Alt İndisler

a: Açık

b: Yığık

f: Akışkan

fd: Tam gelişmiş

i: Boru iç yüzeyinde

o: Boru dış yüzeyinde

m: Ortalama

t: Toplam

w: Boru cidarında

x: Eksenel konum

∞ : Ortam

1: Giriş

2: Çıkış

Üst İndisler

\prime : Yalıtım dış yüzey

$\bar{\prime}$: Ortalama

1. GİRİŞ

İnsanoğlunun Dünya ile mücadelesi çok eskilere dayanmaktadır. Evrim teorisine göre bu milyonlarca yıl önce, yaratılış teorisine göre ise binlerce yıl önce başlamıştır; ama şu yalın gerçek karşımızda açıkça durmaktadır ki İnsanoğlu ateşi kullanmayı yaklaşık 300 bin sene önce öğrenmiştir (www.uplifers.com). Ateşi kullanmak İnsanoğluna doğayla mücadelesinde olağanüstü imkanlar sağlamıştır. Metali işlemeye, çamuru pişirmeye yarayan ateş teknolojinin ilerlemesi için ilk adımlar olmuştur. Pişen çamur gıdanın ve hayatın temeli olan suyun saklanabilmesine, işlenen metal hayvanların ve bitkilerin evcilleştirilmesi veya yola getirilmesine yardımcı olmuştur.

Mamafih ateşi kullanmak veya enerjiyi bulunduğu potansiyelinden faal hale getirmek bir şeyi daha ortaya çıkarmıştır ki İnsanoğlu bunu daha İnsanlık tarihinin çok yakın bir zamanında öğrenecektir: Entropi. Entropi kavramını ilk defa XIX. Yüzyılda Clausius ortaya atmıştır (Çengel&Boles; 2012). Entropi enerjinin kullanımında hayati önemi haiz bir kavramdır ki şöyle açıklanabilir; enerjiyi dönüştürürken (Termodinamiğin 1. Yasası sebebiyle enerjinin yok olmadığını biliyoruz) ne kadar verimli dönüştürdüğümüzü gösteren parametredir. Diğer bir ifade ile Dünya üzerinde toplam enerjiyi ne kadar oranda geri kullanamayacak şekilde kullanıyor ve doğayı tahrip ediyoruz. Yani entropi Dünyaya verdiğimiz zararın ölçüsüdür.

İnsanoğlu özellikle sanayi devrimi ile daha açıkçası buhar çevrimli makinaların daha sonra da dizel çevrimli makinaların yaygın olarak kullanılmaya başlamasıyla entropi artışına gözle görülür bir katkıda bulunmuştur. Makina demek enerjinin artık geri kazanılamayacak bir ölçüde tüketilmesi demektir. Entropi artışı Dünyanın sonunu hızlandırmaktadır. Ancak şu kadar var ki maliyetlerin azaltılması ve üretimin ekonomik hale getirilmesi için makinaların daha verimli kılınması zarureti insanları entropi üretimini azaltmaya teşvik etmektedir. Bu sebeple ısı dönüştürümü olan makinaların verimliliklerini arttırmak icap etmiştir. Isı transferindeki verimi arttırmak amacıyla bugün de halen yaygın olarak kullanılan ısı dönüştürücülerinde akışın türbülanslı hale getirilmesi ve yüzey alanı artırımı öne çıkmaktadır. Aşağıda ısı transferini iyileştirmeye yönelik kullanılan yöntemler özetle ifade edilecektir.

1.1 Isı Transferini İyileştirme Teknikleri

Isı transferi iyileştirme yöntemleri ısı değiştircilerin performansını iyileştirmek veya ısı değiştircinin boyutunu ve maliyetini azaltmak amacıyla kullanılmaktadır. Isı transferi iyileştirme yöntemleri pasif, aktif ve karma yöntemler olarak sınıflandırılmaktadır. Akışkana ilave enerji verilerek ısı transferindeki iyileştirmeyi sağlayan yöntem aktif yöntem, ilave enerji verilmeden ısı transferindeki iyileştirmeyi sağlayan yöntem ise pasif yöntem olarak adlandırılmaktadır. Endüstriyel uygulamalar için genellikle pasif yöntemler tercih edilmektedir. Karma yöntemlerde aktif veya pasif yöntemlerden iki veya daha fazlası birlikte kullanılmaktadır (Güneş; 2009). Pasif Teknikler:

- a. İşlenmiş yüzeyler
- b. Pürüzlü yüzeyler
- c. Genişletilmiş yüzeyler
- d. Yerleşik iyileştirme elemanları
- e. Dönmeli akış elemanları
- f. Yüzey gerilim elemanları
- g. Katkı maddeleri

Aktif Teknikler:

- a. Mekanik yardımcılar
- b. Yüzey titreşimi
- c. Akışkan titreşimi
- d. Elektrostatik alanlar
- e. Emme ve enjeksiyon
- f. Jet çarpması

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Isı transferini iyileştirme çalışmalarından bazıları aşağıda anılacaktır. Bu yöntemlerden boru içi akışta; akışı türbüle ederek veya ısıtma yüzey alanının artırılması yöntemleri kendini göstermektedir. Tarafımızdan yapılan boru içi akışta şerit elemanlar kullanma yöntemlerinden de bahs edilmiştir. Çalışmamızın şahsımıza özel olan kısmı trapez şeklinde ve burulmuş trapez şeklinde şerit elemanların kullanılmış olmasıdır.

Darıcı (1998) çalışmasında cidarları direnç olarak kullanarak ısıtılan bir boruda, sabit yüzey ısı akısı sınır şartında ve türbülanslı hava akışında, girişe yerleştirilen orifis şeklindeki bir tıkama elemanın ısı transferine etkilerini deneysel olarak incelemiştir.

Kılıçaslan ve Saraç (1998), basınç düşümünü sabit tutarak, bir ısı değiştiricisindeki ısı geçişi iyileştirilmesini silindirik ve üçgen yapıda iki farklı kanat geometrisi kullanarak, ampirik olarak incelemiştir. Çalışmada sıcaklık dağılımı holografik interferometre kullanılarak elde edilirken, hız dağılımı ise lazer dopler tekniği ile ölçülmüştür. Silindirik kanatçığın, üçgen kanatçık ve boş boruya göre ısı transferi iyileştirmesi açısından daha iyi olduğu gözlenmiştir.

Hsieh ve arkadaşları (2001) içerisine şerit tipi iç elemanlar yerleştirilmiş yatay tüpte türbülanslı akışı nümerik olarak analiz etmişlerdir. Re sayısının 6500-19500 ve Gr sayısının $0-10^8$ aralığında gerçekleştirilen çalışma sonuçları, boş tüp sonuçlarıyla karşılaştırıldığında 2 ila 3 kat ısı geçişi iyileştirmesi sağlandığı ve önceki deneysel çalışmalarla iyi bir uyum yakalandığı görülmüştür.

Şara ve arkadaşlarının (2001) çalışmasında düz yüzeyli bir kanal içerisine yerleştirilen dikdörtgen delikli ve deliksiz akış engelleyiciler kullanılmıştır. Bu dikdörtgen bloklar, farklı sayılar, farklı mesafeler ve farklı delik çaplarıyla yerleştirilmiştir. Reynolds sayısının 6670-40000 aralığında olduğu deneylerin sonucunda delikli blokların deliksiz bloklara göre daha fazla ısı geçişi iyileştirmesi ve daha düşük sürtünme oluşturduğu tespit edilmiştir.

Zimparov (2001) kıvrılmış şerit elemanların ısı transferi ve basınç düşümü üzerindeki etkisini araştırmak için $3.10^4-6.10^4$ aralığında Re sayılarındaki spiral oluklu bir tüpteki akışa türbülent olarak farklı hatvelerde beş farklı formda kıvrılmış şerit elemanlar kullanmıştır. Netice olarak çevrintili akış ve çevrintisiz akış için izotermal sürtünme katsayısının, hatve sayısı azalması oranında arttığını görmüştür. Bununla beraber Reynolds sayısının 2,5 lik değerinde azami ısı transferi iyileştirmesini elde etmiştir.

Özceyhan (2002), bir boru içerisindeki akışta dört muhtelif segman grubu (S1, S2, S3, S4) kullanarak ısı geçişi iyileştirmesini Reynolds sayısının 3989-28253 aralığında

incelemiştir. Sonuç olarak, sabit pompalama gücünde S1 segman grubu için ($h=56$ mm, $a=1$ mm ve $So=54$ mm) düşük Reynolds sayılarında %34 net iyileşme elde edilmiş ve bu durumun yüksek Reynolds sayılarında %20'ye kadar düştüğü görülmüştür.

Akansu (2006) boru içi akışta, belirli L aralıklarıyla yerleştirilmiş gözenekli iç elemanların ısı geçişi ve basınca etkisini 3000-45000 Reynolds sayısı aralığında incelemiştir. Bu çalışmada (SST) $k-\omega$ türbülans modelini kullanmıştır. Boru iç çapı D iken, elemanlar arası uzaklıklar $0.5D$, D ve $2D$ olarak tayin edilmiş ve L/D oranı arttıkça ısı transferinde düşüş olduğu gözlemlenmiştir. İç eleman yüksekliği H ile terimleştirildiğinde maksimum Nusselt sayısı Reynolds 45000 iken H/D 'nin 0.2 ve L/D 'nin 1 olması halinde temin edilmiştir. En sonunda azami ve asgari Nusselt sayılarının Reynolds sayısına, iç eleman yüksekliğine ve iç eleman arası mesafeye bağlı olduğu tespit edilmiştir..

San ve Huang (2006) farklı boru çapı, hatve oranı ve farklı yüksekliği olan iç elemanların, dairesel bir boru içerisine yerleştirilmesiyle; ısı transferi değişimini incelemiştir. Borunun girişinden itibaren hava akışı için, boru dış yüzeyi izotermal iken ortalama ısı geçişi ve sürtünme verileri toplanmıştır. Reynolds sayısının 4608-12936 aralığında gerçekleştirilen deneylerde ortalama Nusselt sayısı ve sürtünme katsayısı p/d (hatve oranı/tüp çapı), e/d (iç eleman yüksekliği/tüp çapı) ve Re sayısının fonksiyonu olarak formüle edilmiştir. Kritik e/d nispeti 0,057 bulunmuştur. $e/d < 0,057$ iken sürtünme katsayısı (f) ve $e/d \geq 0,057$ iken sürtünme katsayısı (f) $(e/d)^{2,55}$ ile orantılı olduğu belirlenmiştir.

Sabit bir boru içerisine iç elemanlar yerleştirerek, Sewall ve diğerleri (2006) ısı geçişi ve akış karakteristiklerini deneysel olarak belirlemişlerdir. Gelişmekte olan akış ile tam gelişmiş akışın fiziği dikkate alınarak hem deneysel hem de sayısal olarak yapılan çalışmada, sonuçlar akış doğrultusu yönündeki türbülans tepe değerlerinin %40 ve dikey yönde %32 gibi yüksek değerlerde olduğunu göstermiştir. Bununla birlikte gelişmekte olan akış bölgesinin merkezinde, yedinci iç elemana varıncaya kadar akış ve türbülans büyüklüklerinin tam gelişmiş olamadıkları görülmüştür. Sonuçta; ısı geçişinde boş boruya nispeten 2-3 kat artış varken, sürtünme 10 kat artmıştır.

Dikdörtgen kesitli bir borunun geniş cidarına iç elemanlar yerleştiren Chaube ve arkadaşları (2006), boru cidarlarını ısıtarak türbülanslı akışta sözü geçen elemanların ısı transferine ve akış karakteristiklerine etkisini sayısal olarak incelemişlerdir. $k-\omega$ türbülans modeli kullanarak elde ettikleri sonuçları, deneysel sonuçlarla mukayese ettiklerinde, ısı geçişi katsayısının ayrılan akışın yeniden karara girmeye başladığı noktada azami olduğu deneylerden görülmüştür. Dokuz farklı ebatta iç eleman kullanılan bu çalışmada en iyi performansın 3×5 mm boyutlarındaki dikdörtgen iç eleman ile olduğu gözlemlenmiştir.

Eiamsa-ard ve diğeri (2006), uniform ısı akışı şartında dairesel bir boru içerisine farklı uzunluklarda ve sabit kıvrılma oranında yerleştirilen şerit elemanların Nusselt sayısı, sürtünme katsayısı ve iyileşme verimi üzerindeki etkisini Reynolds sayısının 4000-20000 aralığında ampirik olarak çalışmışlardır. Sonuç olarak, kısa uzunluktaki şeritler borunun girişinde güçlü bir dönmeli akış oluşturmuş ancak dönmeli akışın etkisi boru boyunca azalmıştır. Oysa ki, boruya boydan boya yerleştirilen uzun şerit eleman boru boyunca dönmeli akış oluşturarak hem ısı transferini hem de basınç düşümünü arttırmıştır. Neticede, küçük Reynolds sayılarında sadece uzun boylu şerit eleman için net iyileşme verimi 1'in üzerine çıkmıştır.

Bir tüp içerisine 1.56, 1.88, 2.81 olmak üzere farklı sargı oranlarında kıvrımlı şerit elemanlar veya sargı oranının ∞ olduğu aynı hatve oranına ve yüksekliğe sahip kare kesitli iç elemanlar yerleştirilerek meydana gelen ısı transferi iyileştirmesi Chang ve diğeri (2007) tarafından araştırılmıştır. Reynolds sayısının 5000-25000 aralığında gerçekleştirilen çalışmada kıvrımlı şerit elemanların sargılı olarak yerleştirilmesi halinde, ısı transfer oranının düz olarak yerleştirilme durumuna göre 1.25-1.67 kat daha fazla olduğu görülmüştür. İlaveten Reynolds sayısının artmasıyla, Fanning sürtünme katsayısı, şerit elemanın düz olarak yerleştirilmesi halinde azalırken; sargılı şekilde yerleştirildiğinde ise artmaktadır. Son olarak şerit elemanın düz ve sargılı şekilleri için aynı pompalama gücü tüketimi esasına dayanan termal performansları mukayese edilmiştir.

Engel boyutu ve pozisyon şeklinin bir tüp içerisinde ısı transferine etkisini inceleyen Nasiruddin ve Siddiqui (2007); üç farklı pozisyonda çalışmalarını tamamlamıştır. Engeller dikey yerleştirildiğinde engel yüksekliği arttıkça Nusselt sayısının büyük nispette arttığı ve fakat basınç kaybındaki artışında ihmal edilemez olduğu gözlemlenmiştir. Engellerin eğimli yerleştirilmesi durumunda, eğim açısının Nusselt sayısındaki artışa etkisinin neredeyse farksız olduğu tespit edilmiştir. Eğimli yerleştirilen engellerin Nusselt sayısında maksimum için %120, ortalama için %70'lik bir artış sağladığı görülmüştür.

Dairesel bir tüp içerisine yerleştirilen konik-lülelerin ısı transferi ve sürtünme karakteristikleri üzerine etkisini, Re sayısının 8000-18000 aralığında çalışan Promvonge ve Eiamsa-ard (2007), hatve oranlarının 2.0, 4.0 ve 7.0 durumları için tekrarlamıştır. Sonuçta iraksayan lüle şeklinde gerçekleştirilen deneylerin, yakınsayan lüle pozisyonuna göre daha fazla ısı transferi ve sürtünmeye yol açtığını gözlemlenmişlerdir.

Ayrıca boru girişine dönmeli akışa neden olsun diye salyangoz koyarak yaptıkları aynı deneylerde Nusselt sayısı ve sürtünme katsayılarının bir öncekilere kıyasla daha yüksek olduğunu tespit etmişlerdir. (2007)

Garcia ve diğerleri (2007) sürekli olmayan ve laminer bir akışta, boru içerisine yerleştirdikleri tel halkaların üç farklı hatve oranında ısı geçişi iyileştirmesini Re (10-2500), Pr (200-700) ve Ra (3.106-108) aralığında incelemiştir. Reynolds sayısı 200 den küçük iken ısı transferinde belli bir artış sağlanmadığı; 200-1000 aralığında ısı transferinde önemli bir artış gerçekleştiği hatta yaklaşık $Re=1000$ iken boş borudaki ısı transferinin 8 katı kadar olduğu ve 1000-1300 Reynolds sayısı aralığında laminerden türbülansa geçiş olduğu mütalaa edilmiştir.

Isı geçişini iyileştirmek için yapılan diğer bir çalışmada ise vorteks üreticisi olarak davranan iç elemanlar kullanılmıştır. Sohankar (2007) bu iç elemanları bir kanalın alt kısmına V doğrultusunu oluşturacak şekilde poze ederek, bunların daimi olmayan akış ve ısı geçişi üzerine etkisini nümerik olarak analiz etmiştir. İç elemanlar arasındaki açılı ana akışa göre 10^0 - 30^0 aralığında ve Pr 0.71 iken giriş hızı ve kanal yüksekliğine göre hesap edilen Reynolds sayısı 200-2000 aralığındadır. Nusselt sayısı, basınç katsayısı, ortalama yığık sıcaklık ve sürtünme katsayısındaki değişimler Reynolds sayısı ve iç elemanlar arasındaki açılı değişimine göre elde edilen parametrelerdir. Nihai değerlendirme; düşük Reynolds sayılarında akış ve ısı geçişi kararlı hale gelirken yüksek Reynolds sayılarında kararsız hale gelmektedir ve açılı değerleriyle Reynolds sayısının artması ile birlikte Nusselt sayısı, basınç katsayısı, ortalama yığık sıcaklık ve sürtünme katsayısında da fevkalade artışlar meydana gelmektedir; şeklinde olmuştur.

Türbülanslı akış şartında üniform sıcaklık akışı uygulanan dairesel bir boru içerisine boru boyunca aralıksız olarak farklı kıvrılma oranında ve 100, 200, 300, 400 mm gibi aralıklarla yerleştirilen helisel sarılmış şerit elemanlarının ısı transferi ve sürtünme karakteristiklerine etkisi Sivashanmugam ve Suresh (2007) tarafından deneysel olarak çalışılmıştır. Elde edilen boş boru değerleri geçmiş çalışmalarla doğrulanmıştır. Elemanların boru boyunca aralıklı olarak koyulması durumunda elemanlar arası mesafenin ve boru boyunca aralıksız olarak koyulması durumundaki kıvrılma oranlarının, ısı transferi iyileştirmesi ve sürtünme faktörleri üzerindeki etkisi ayrı ayrı belirtilmiştir. Sonuç olarak kıvrılma oranının artmasıyla birlikte, ısı transferinin ve sürtünmenin arttığı gözlemlenmiştir. Nusselt sayısı ve sürtünme katsayısı için elde edilen ampirik eşitlikler deneysel değerler ile sırasıyla, $\pm \%10$ ve $\pm \%13$ uyum içerisinde dir.

Eiamsa-ard ve Promvonge (2007) 50 mm dış çapa ve 25 mm iç çapa sahip eş merkezli çift borulu bir ısı değiştiricisine yerleştirilen helisel kıvrımlı şerit elemanların ısı transferi ve sürtünme karakteristikleri üzerindeki etkisini ampirik olarak incelemiştir. 17 mm genişliğindeki elemanlar paslanmaz çelikten imal edilmiş olup; iç cidardan ayrı olarak

yerleştirilmiştir. Çalışmada iki farklı durum incelenmiştir. İlk olarak, helisel kıvrımlı şerit elemanların içi dolu bir çubuk üzerine monte edilme durumları; ikinci olarak ise helisel kıvrımlı şerit elemanların boru eksenine yerleştirilme durumu için deneyler Reynolds sayısının 2000-12000 aralığında gerçekleştirilmiştir. Çalışma neticesinde elde edilen iyileştirme oranları elemanların borulu olma durumunda 1-1.17 arasında iken boru olmama durumunda 1.98-2.14 aralığında değişim göstermiştir.

Gül ve Evin (2007), dairesel bir borunun giriş kısmına dönmeli (girdaplı) akış oluşturmak için kısa bir helisel şerit yerleştirmişlerdir. Deneyler şeritlerin helis açılı 30°, 45° ve 60° için $5000 \leq Re \leq 30000$ aralığında gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar helisel şerit kullanımının ısı transferini arttırdığını doğrulamıştır. Momentum oranının artması ve Reynolds sayısının azalması ile net iyileşme artmıştır. Isı transferindeki iyileşme momentum oranı ve Reynolds sayısının fonksiyonu olarak verilmiştir. Helisel kanalların sayısı ve helis açılarının ısı transferi üzerinde belirgin bir etkisinin olmadığı gözlemlenmiştir. Sonuç olarak, sabit pompalama gücünde momentum oranı ve Reynolds sayısına bağlı olarak helisel şeridin ısı transferini %20'lere kadar arttırdığı tespit edilmiştir.

Dairesel bir tüp içerisine yerleştirilen aynı uzunlukta ve farklı kıvrılma oranlarında sağ sol yönlü helisel sarılmış şerit elemanların ısı transferi ve sürtünme karakteristikleri üzerine etkisi Sivashanmugam ve Nagarajan (2007) tarafından ampirik olarak araştırılmıştır. Çalışma sonucunda ısı transferinde, sağ-sol kıvrımlı helisel sarılmış şerit elemanlarının düz kıvrımlı helisel şerit elemanlarına göre daha fazla iyileşme sağladığı gözlemlenmiştir.

Eşanjör, yoğunlaştırucu ve buharlaştırıcılarda sinüsoidal dalgalı boruların kullanılabilen en verimli boru şekillerinden biri olduğunu bulan Moawed ve arkadaşları (2007), dalgalı boruların akışkanı daha karıştırarak ısı transferinin artırıldığını tespit etmişlerdir.

Promvonge (2008) tarafından yapılan başka bir çalışmada konik halkaların ve kıvrımlı şerit elemanların birlikte kullanımının ısı transferi, sürtünme katsayısı ve net iyileştirme verimi üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Deneyler Reynolds sayısının 6000-26000 aralığında, öncelikle sadece konik halkaların olma durumu için gerçekleştirilmiş ve daha sonra bu halkaların içerisinden dönmeli akış üretmek amacıyla kıvrımlı şerit elemanlar geçirilerek; Nusselt sayısı, sürtünme katsayısı ve performans kriteri için korelasyonlar belirlenmiştir. Sonuçlar, konik halkaların kıvrımlı şerit elemanlarla birlikte kullanılmasının, tek başına halka kullanma durumuna göre daha iyi net iyileşme sağladığını göstermiştir. Kamali ve Binesh (2008) ise farklı geometrilere sahip iç elemanların çifter çifter yerleştirildiği kare kesitli bir kanalda, ısı transferi ve sürtünme değişimlerini sayısal olarak incelemişlerdir. İç elemanların kare, üçgen, yüksekliği akış yönünde azalan ve artan yamuk gibi dört muhtelif geometri için

simülasyonlar çeşitlendirilmiştir. Sonuçta elde edilen bulgular ısı transferinin iç elemanın geometrisine sıkı sıkıya bağlı olduğunu göstermiştir. En çok ısı transferi ve basınç düşümü gerçekleşen geometrinin yüksekliği akış yönünde azalan yamuk olduğu tespit edilmiştir.

Promvonge (2008); diğer bir çalışmada muhtelif konik halkalar kullanarak, üniform ısıtılan boru içerisindeki akışın ısı transferi ve sürtünme katsayılarına etkilerini incelemiştir. Çap oranları (0,5 ; 0,6 ve 0,7) olan konik halkaları üç farklı (yakınsak, iraksak, yakınsak + iraksak) pozisyonda yerleştirerek, Re sayısının 6000-26000 aralığında deneyleri tekrarlamıştır. Her üç pozisyon için ısı geçişi ve basınç kaybı artmış, en yüksek artış iraksak yerleşim düzeninde görülmüştür.

Gupta ve diğerleri (2008), kare kesitli bir kanalın her iki iç cidarına 90° sürekli, 90° testere dişi profilli ve 60° lik V şeklinde elemanlar yerleştirmiş ve kanal içindeki ısı geçişini ölçmüşlerdir. P elemanlar arası hatve ve c elemanın yüksekliği iken P/e nin muhtelif kıymetleri için deneyleri Reynolds sayısının 10000-30000 aralığında gerçekleştirmişlerdir. Elde ettikleri sonuç; 60° lik V şeklinde elemanlar ile gerçekleşen ısı transferi artışının diğerlerine göre yüksek olduğu ve P/e faktörünün bu durumda pek işlevsel olmadığı yönündedir.

Paralel plakalardan oluşan yatay bir kanal içerisine akışı yönlendirmek gayesine yönelik çevrintili saptırıcılara sahip ısıtılmış bloklar yerleştirerek; Luviano-Ortiz ve diğerleri (2008) kanal içerisindeki ısı geçişinin değişimini incelemiştir. Sözü geçen ısıtılmış bloklar ısı transferi ve basınç düşüşünün birlikte artışına sebebiyet vermiştir. Isı transferindeki artışın sebebinin saptırıcılar arasında akışkanın ısıtmanın etkisiyle daha iyi karışmış olduğu söylenmiştir.

Özceyhan ve diğerleri (2008), bir boru içerisine cidardan ayrı olarak yerleştirilen dairesel kesitli halkaların ısı geçişi ve basınç düşüşüne etkilerini nümerik olarak analiz etmişlerdir. Çalışma sonucunda, %18'lik bir net iyileşme oranına, Reynolds sayısının 15600 değerinde, halkalar arası mesafenin 3D olması durumunda ulaşılmıştır.

Eiamsa-ard ve diğerleri (2008) çift borulu bir ısı değiştiricisinin içerisine düzenli olarak yerleştirilmiş kıvrımlı şerit elemanlar monte ederek, ısı transferi ve sürtünme karakteristiklerini deneysel olarak araştırmıştır. Kıvrımlı şerit elemanlar boru içerisine; (1) boru boyunca farklı kıvrılma oranlarında (kıvrılma nispeti=6.0 ve 8.0), (2) muhtelif müstakil mesafe oranlarında (S= 1.0, 2.0 ve 3.0) olmak üzere iki şekilde yerleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlar, şerit eleman olmayan sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Sonuçlar, kıvrılma oranlarının artmasıyla ısı transferinin de arttığını göstermiştir. Buna karşılık, S değerinin artması ile birlikte hem ısı geçişi hem de sürtünme katsayısı artmıştır. Elde edilen sonuçlar için Nusselt

sayısı ve sürtünme katsayısı için korelasyonlar geliştirilmiş ve netice olarak geçmiş deneysel çalışmalarla uyumlu olduğu tespit edilmiştir.

Güneş (2009), çalışmasında boru içerisine yerleştirilen helisel sarılmış tellerin ısı transferi ve akış karakteristiklerine etkisini Reynolds sayısının 3514-27188 aralığında deneysel olarak araştırmıştır. Deneysel çalışmalar, cidardan iki farklı ayrıklık durumu ($s=1\text{ mm}$ ve $s=2\text{ mm}$), üç farklı hatve oranı ($P/D=1$, $P/D=2$ ve $P/D=3$) ve tel kesitindeki eşkenar üçgenin üç farklı kenar uzunluğu ($a=4\text{ mm}$, $a=5\text{ mm}$ ve $a=6\text{ mm}$) için, 6 farklı helisel tel grubu (H1, H2, H3, H4, H5, H6) ile gerçekleştirilmiştir. Sonuç olarak, dikkate alınan parametrelerden (a , s ve P/D) hatve oranının ısı transferi artışı üzerinde en etkili parametre olduğu görülmüştür.

Hasanpour ve arkadaşları (2014) burulmuş şerit elemanların ısı transferi iyileştirmelerinde yaygın olarak kullanıldığını ifade ettikten sonra yapmış oldukları geniş kaynak araştırması çalışmasında; parametre olarak Reynolds sayısı (Re), yarı-burulma oranı (H), şerit eleman genişliğinin boru çapına oranı (Y) ve burulma sayısını (N) kullanmışlardır. Burulmuş şerit elemanlar üzerine yapılan farklı çalışmalarını iki önemli kriter olarak belirledikleri ısı transferi ve basınç düşümü yönünden karşılaştırmışlar, sonuç olarak ikiz burulmuş şerit eleman (2.5) ve helisel vida tipinde burulmuş şerit eleman (2.05) kullanılan ısı değiştiricilerde en iyi verimin elde edileceğini söylemişlerdir.

Elektrik akımıyla ısıtılan bakır bir boru içerisine 0,4 mm kalınlığında 5,29 burulma oranında U biçiminde (genişliği ve derinliği 8 mm) çentikler açılmış şerit eleman kullanarak çalışma yapan Razzaq ve arkadaşları (2016) boru içinden geçen akışın ısı transferi ve basınç düşümü karakteristiklerini incelemişlerdir. Sonuç olarak boş boruya göre U çentikli burulmuş şerit elemanın boş boruya göre Nusselt sayısında 2,76 ila 3,24 oranında; sürtünme faktöründe 1,6 oranında bir artış gözlemlemişlerdir. Reynolds sayısının 10153-19217 aralığında gerçekleştirilen deneylerde Reynolds sayısı arttıkça sürtünme faktörünün azaldığını ayrıca belirtmişlerdir.

Zhang ve arkadaşları (2016) ısı geçişi iyileştirme pasif tekniklerinden olan burulmuş şerit elemanlarla yaptıkları deneysel ve sayısal çalışmada, şerit elemanların kendinden dönmesine müsaade ederek sabit şerit elemanla karşılaştırma yapmışlardır. Kendinden dönmeli burulmuş şerit elemanın kireçlenmeye karşı faydası olacağını vurgulayarak, sabit burulmuş şerit elemana göre daha az basınç düşümüne yol açtığını bulmuşlardır. Her iki şerit elemanın ise ısı transferine ve basınç düşümüne artış yönünde katkısının olduğunu da gözlemlemişlerdir.

Chavan ve arkadaşlarının (2017) 3 farklı burulma oranında ($y=3.78$, 3.89 , 4.22) burulmuş şerit elemanları boru içerisine yerleştirerek yaptıkları çalışmada; Reynolds sayısının

5000-25000 aralığında gerçekleştirilen deneylerde ısı transferi iyileştirmesi incelenmiştir. Sonuç olarak tüm burulmuş şerit elemanların boş boruya göre ısı transferi artışına neden olduğunu gözlemlemişlerdir. En iyi ısı transferi iyileştirmesinin 3.78 burulma oranındaki şerit elemanda gerçekleştiğini ve burulma oranı düştükçe hem ısı transferinin hem de sürtünme faktörünün arttığını tespit etmişlerdir.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

3.1. Boru İçi Akışlarda Zorlanmış Taşınım

Boru veya kanallarda sıvı veya gaz akışı, çoğunlukla ısıtma veya soğutma uygulamalarında kullanılır. Bu tür uygulamalarda istenen ısı transferini gerçekleştirmeye yetecek kadar uzun bir akış bölgesinde bir fan veya pompa vasıtasıyla akışkanın akışı sağlanır. Genellikle doğrudan basınç düşüşü ve ısı transferi hızıyla ilgili oldukları için, sürtünme faktörü ve taşınım katsayısının bulunmasına özel bir önem verilir. Bu nicelikler daha sonra gerekli pompa, fan gücü ve boru uzunluğunun belirlenmesinde kullanılır.

Dış akış ve iç akış arasında temel farklar vardır. Dış akışlar da akışkan serbest bir yüzeyle temas halindedir ve böylelikle sınır tabaka yüzey üzerinde sınırsız olarak büyümekte serbesttir.

Boru, kanal ve mecrâ terimleri, akış kesitleri için çoğu zaman birbirinin yerine kullanılır. Genellikle dairesel akış kesitleri, boru özellikle akışkan sıvı olduğu zaman ve dairesel olmayan akış kesitleri özellikle akışkan gaz olduğu zaman kanal olarak anılır. Küçük çaplı borulara ise genel olarak tüp denir. Bu belirsizliğin doğduğu bazı yanlış anlamaları önlemek üzere gerektiğinde dairesel bir boru veya dikdörtgen bir kanal gibi daha tamamlayıcı ifadeler kullanılmaktadır.

Sabit yüzey alanı için dairesel bir boru en çok basınç düşüşüne karşılık en çok ısı transferini verir. Bu, ısı transfer cihazlarında dairesel borulara olan büyük ilgiyi açıklar.

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

Bir borudaki akışkanın hızı, kaymama şartı sebebiyle yüzeyde sıfırdan, boru ekseninde bir maksimuma kadar değişir. Akışkanların sıkıştırılmaz akışında boru kesit alanı sabit ise değişmeyen bir ortalama hız ile çalışmak uygun olur. Özgül kütle sıcaklığa bağlı olarak değiştiği için, ısıtma ve soğutma uygulamalarında ortalama hız da değişebilir. Fakat ortalama akışkan özellikleri ortalama bir sıcaklıkta hesaplanır ve sabitmiş gibi işlem görür.

Bir boruda akışkan parçacıkları arasındaki sürtünme, mekanik enerjinin duyulur ısı enerjiye dönüşmesinin bir sonucu olarak, akışkan sıcaklığında artışa sebep olur. Fakat bu sürtünme ısınmasından dolayı sıcaklık artışı hesaplamalarda genellikle dikkate alınmayacak kadar küçüktür ve dolayısı ile ihmal edilir. Mesela herhangi bir ısı transferi yok ise, boru içinde akan akışkanın giriş ve çıkış sıcaklıkları arasında dikkate değer bir fark algılanamaz.

Akışkan akışında sürtünmenin başlıca sonucu basınç düşüştür ve dolayısıyla akışkanda önemli her sıcaklık değışmesi ısı transferi sebebiyle olur. (Çengel, 2014)

3.1.1. Ortalama Sıcaklık ve Hız

Boruda akışkan hızı, kaymama şartı sebebiyle yüzeyde sıfırdan, boru ekseninde bir maksimuma kadar değışir. Bir akışkan bir boru içerisinde akarken ısıtıldığında veya soğutulduğunda, herhangi bir kesitteki akışkan sıcaklığı, çeper yüzeyinde, boru ekseninde bir maksimuma veya ısınma durumunda minimuma kadar değışir. Akışkan akışında bir kesitte değışmeyen bir ortalama sıcaklık ile çalışmak uygundur. Ortalama hızdan farklı olarak, akışkan ısıtıldığı veya soğutulduğu zaman ortalama sıcaklığı akış yönünde değışir. İç akışta akışkan özellikleri, giriş ve çıkıştaki ortalama sıcaklıkların aritmetik ortalaması olan yığık ortalama akışkan sıcaklığında (3.1) belirlenir.

$$\bar{T}_b = \frac{T_{b1} + T_{b2}}{2} \quad (3.1)$$

Bir borudaki akış, şartlarına bağlı olarak laminer veya türbülanslı olabilir. Akışkanların düşük hızlı akışları laminerdir. Fakat hız kritik değerin üzerine çıktığında türbülanslı akışa döntüşür. Laminerden türbülanslı akışa geçiş aniden olmaz. Akışın tam türbülanslı olmadan önce laminer ve türbülanslı akış arasında dalgalandığı bir hız aralığı oluşur. Uygulamada karşılaşılan çoğu boru akışları türbülanslıdır. Laminer akışa, küçük çaplı borularda veya dar aralıklarda yağ benzeri oldukça yüksek viskoziteli akışkanlar aktığı zaman rastlanır. Reynolds sayısından faydalanarak hızı bulmak için eşitlik (3.2)'den faydalanılır.

$$Re = \frac{U_m D_i}{\nu} \quad (3.2)$$

Kuşkusuz laminer, geçiş akışı ve türbülanslı akış için Reynolds sayılarının kesin değerlerinin olması istenir. Fakat uygulamada durum farklıdır. Bunun sebebi laminer türbülanslı akışa geçişin, akış karışıklık derecesine de bağlı olmasıdır. En gerçekçi şartlarda bir borudaki akışta $Re < 2300$ için laminer, $Re > 10000$ için türbülanslı ve ikisinin arası ise geçiş akışıdır. (Çengel, 2014)

3.1.2. Giriş Bölgesi ve Isıl Gelişim Bölgesi

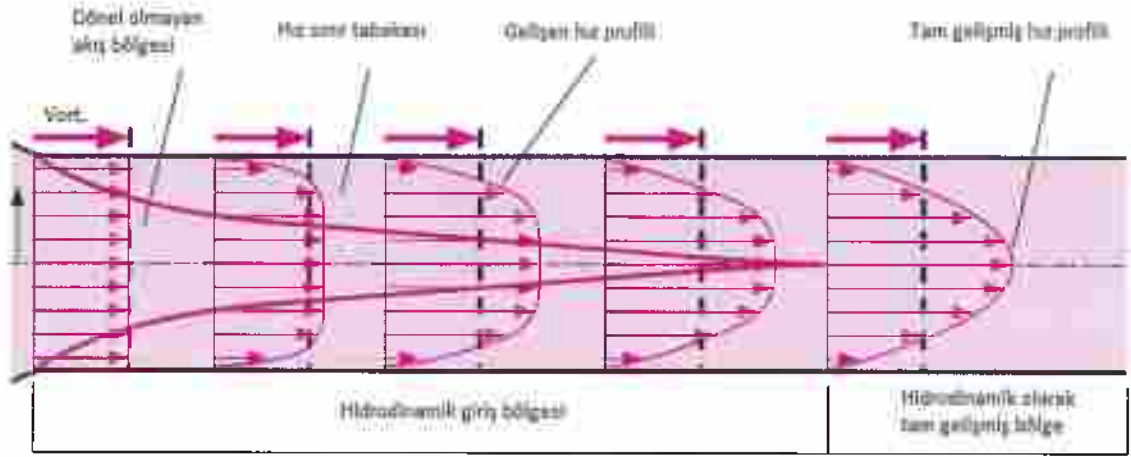
Kaymama şartı sebebiyle boru yüzeyine temas eden tabakadaki akışkan parçacıkları tamamen durur. Yine sürtünme sonucu bu tabaka, bitişik tabakalardaki akışkan parçacıklarının gitgide yavaşlamalarına sebep olur. Bu hız azalmasını karşılamak ve boru içinde kütle debisini sabit tutmak için, borunun orta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

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

Sınır tabakanın kalınlığı, akış doğrultusunda sınır tabaka boru eksenine ulaşınca 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 akış, hidrodinamik gelişen akış denir. Giriş bölgesinin ilerisinde hız profilinin tam olarak geliştiği ve değişmeden kaldığı bölge, hidrodinamik tam gelişmiş bölge olarak adlandırılır. Hız profili, laminer akıştaki tam gelişmiş akış bölgesinde parabolik, türbülanslı akışta ise girdap hareketi ve radyal yönde daha kuvvetli karışma sebebi ile bir miktar daha basık veya doludur.

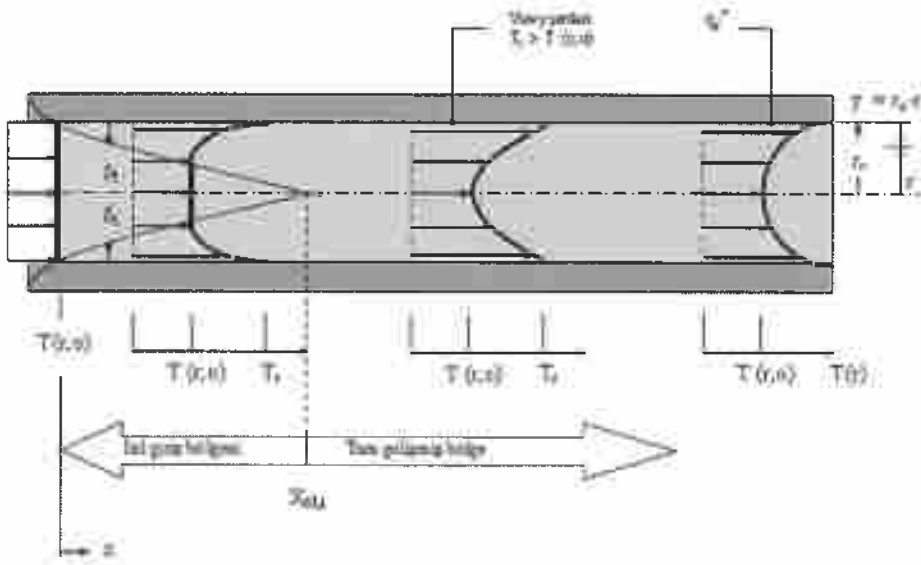
Yüzeyi farklı bir sıcaklıkta tutulan dairesel bir boruya üniform sıcaklıkta giren bir akışkan dikkate alınırsa yüzeyle temas halinde olan tabakadaki akışkan parçacıklarının yüzey sıcaklığında oldukları kabul edilir. Bu, boruda taşınım ısı transferini ve boru boyunca ve ısıl sınır tabaka gelişimini başlatır.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

Üzerinde ısıl sınır tabakanın geliştiği ve boru eksenine ulaştığı akış bölgesi ısıl giriş bölgesi olarak adlandırılır ve bu bölgenin uzunluğu ısıl giriş uzunluğu olarak adlandırılır. Sıcaklık profilinin geliştiği bölge (şekil 3.1) olduğu için ısıl giriş bölgesindeki akış, ısıl gelişen akış olarak adlandırılır.



Şekil 3.1 Boruda hız sınır tabakasının değişimi

Isıl giriş bölgesinin ilerisinde boyutsuz sıcaklık profilinin değişmeden kaldığı bölgeye ısı tam gelişmiş bölge denir. İçinde akışın hem hidrodinamik hem de ısı olarak gelişmiş olduğu ve dolayısıyla hız ve boyutsuz sıcaklık profillerinin değişmeden kaldığı bölge, tam gelişmiş akış olarak adlandırılır. (Çengel, 2014)



Şekil 3.2 Isıl gelişim profili

Hidrokinematik giriş uzunluğu genellikle boru girişinden itibaren, kayma gerilmesinin ve dolayısıyla sürtünme faktörünün tam gelişmiş değere yüzde 2 kadar yaklaştığı uzaklık olarak alınır.

Literatürde giriş bölgelerindeki sürtünme ve ısı transferi katsayıları için duyarlı bağlantılar bulunmaktadır. Ancak zorlanmış taşınım uygulamalarında kullanılan borular, genellikle her iki giriş bölgesinin uzunluğunun birkaç katıdır ve dolayısıyla borular içindeki akış, çoğunlukla borunun bütün uzunluğu için tam gelişmiş olarak kabul edilir. Bu yaklaşım uzun borulardaki ısı transfer hızı için uygun ve kısa olanlardaki için mantıklı sonuçlar verir. (Çengel, 2014)

Türbülanslı akışta hidrodinamik tam gelişmiş bölgenin uzunluğu eşitlik (3.3) (Güneş, 2009):

$$10 \leq \left(\frac{X_{fd,h}}{D} \right) \leq 60 \quad (3.3)$$

Türbülanslı akışta ısı giriş uzunluğu eşitlik (3.4) (Güneş, 2009):

$$\left(\frac{X_{fd,h}}{D} \right) = 10 \quad (3.4)$$

3.1.4. Isıtıcı Gücü

Isı transferinde temel nokta sıcaklık farkıdır. Sıcaklık farkından dolayı ısı, sıcaklık miktarının fazla olduğu noktadan az olan noktaya doğru hareket eder. Bu alışveriş sistem dengeye girinceye kadar veya bu fark sabit tutularak sürekli olarak devam eder. Bu temel farkın oluşmasını sağlayacak çeşitli güç kaynakları kullanılabilir. Isıtıcı toplam gücü eşitlik (3.5) (Güneş, 2009):

$$P = VI \quad (3.5)$$

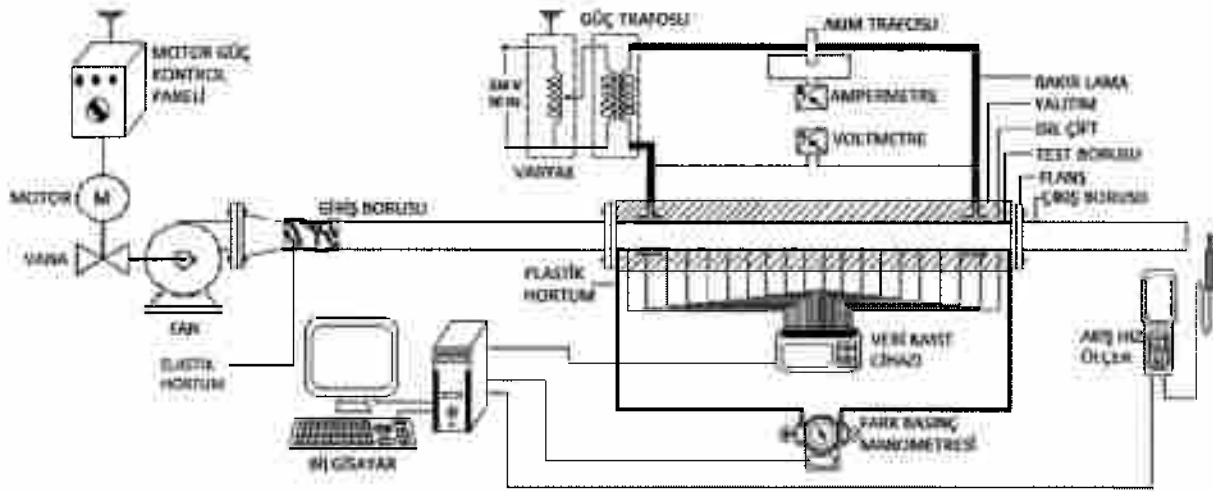
3.1.5. Basınç Farkı ve Sürtünme Faktörü

Boru veya kanal basınç kayıp belirlemesi, pompa veya fan gücünü bulmayı sağlar ve sürtünme faktörünün bulunması önemlidir. Sürtünme faktörü eşitlik (3.6) (Güneş, 2009):

$$f = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2} \rho (U_m)^2 \frac{L}{D}} \quad (3.6)$$

3.2. Deney Tesisatı

Deney tesisatı üç bölümden oluşmaktadır: Giriş bölümü, test bölümü ve çıkış bölümü. Deney tesisatı şematik olarak Şekil 3.3' te verilmiştir.



Şekil 3.3 Deney Tesisatı

Giriş bölümü; hava girişinin ayarlanabildiği bir fan, giriş borusu, giriş borusu ve fan arasında çapları denkleştirmek için iraksak bir lüleden oluşmaktadır. Giriş borusu iç çapı (D_i) 38,4 mm dış çapı (D_o) 42,2 mm, Krom-Nikel alaşım AISI 304 malzemeden dikişsiz boru olup uzunluğu ($40 \cdot D_i$)'dir. Bu uzunluk hidrodinamik olarak gelişmiş akış elde etmek için yeterlidir (Krall&Sparrow, 1966). Fanın debisi Motor Güç Kontrol Panelinden ayarlanabilmekte ve düşük (1400 dev/dak) ve yüksek (2800 dev/dak) olmak üzere iki devri bulunmaktadır. Fan girişinde yalıtım malzemesi kullanılarak fan yüzeyinin ısınmasının önüne geçilmeye çalışılmıştır. Fan girişindeki klape vasıtasıyla hava giriş miktarı ayarlanabilmekte ve böylece farklı Reynolds sayılarında çalışma imkanı doğmaktadır. Iraksak lüle ile giriş borusu arasında ayrıca fandeki titreşimlerin iletilmemesi için bir hortum geçişi bulunmaktadır. Yersel kayıpları önlemek için sızdırmazlık elemanları da kullanılmıştır. Giriş bölümüne ait resim Şekil 3.4 'te verilmiştir.



Şekil 3.4 Deney Tesisatı Giriş Bölümü

Test bölümü; ısıtma tertibatı, boru tertibatı ve ölçme tertibatından oluşmaktadır. Isıtma tertibatı şehir şebekesinden enerjiyi alan ayarlanabilir ısıtma sağlayan varyak (ayarlı transformatör), malzemesi krom-nikel alaşımı AISI 304 L kalite paslanmaz çekme boru olan test borusu ve test borusuna iki ucundan bağlantı yapabilmek için bakır lamalardan kombine edilmiştir. Varyak 5000 W kapasiteli olup 0-1000 A ve 0-0,5 V aralıklarında çalışabilmekte ve üzerinde voltmetre ve ampermetre bulunmaktadır. Bakır lamalar test borusunun iki ucuna dairesel bir şekilde sarılarak uygun yerlerinden cıvata ile sabitlenmiştir. Bu cıvata yerlerine varyak ölçümünü yapabilmek için iki kablo ile bağlantı yapılmıştır. Bakır lamalar ayrıca ısı kaybını olabildiğince önlemek için 3 cm kalınlığında taşıyıcı ile izole edilmiştir. Böylece test borusu, varyak ile direkt ısıtılabilir ve deneyler sabit ısı akısında yapılabilir. Test borusunun doğrudan ısıtılması için elektrik enerjisi test borusuna verilmektedir. Düşük voltaj yüksek amperajlı akım, en az direnç göstermesi için uygun kalınlıkta seçilen bakır lamalar ile test borusuna iletilmektedir.



Şekil 3.5 Deney Tesisatı Test Bölümü

Boru tertibatı test borusunun kendisi, bağlantı flanşları, flanşlarda kayıpları önlemek için mantar salmastralar, şerit elemanları yerleştirebilmek için tel ve civata- somun takımları ve basınç ölçüm hortumlarından oluşmaktadır. Test borusu iç çapı (D_i) 38,4 mm dış çapı (D_o) 42,2 mm, Krom-Nikel alaşım AISI 304 malzemedeki dikişsiz boru olup uzunluğu ($45 \cdot D_i$)'dir. Borunun her iki tarafında da basınç kaybını ölçmek için açılan 3 mm çapındaki deliklere bağlantı elemanı ve bu bağlantı elemanlarına ise hortumlar bağlanmıştır. Bu bağlantı elemanları ile flanşlar arasına ise borunun yan cidarlarına olmak üzere 1,5 mm lik delikler açılmak suretiyle şerit elemanları bağlamak için civata ve somun takımları yerleştirilmiştir. Ayrıca giriş ve çıkış sıcaklıklarını ölçmek için kullanılacak termokupların boru içinden ölçüm yapabilmesi için borunun her iki ucunda yine 2 mm lik iki delik daha bulunmaktadır. Flanşların boruya bağlantısı boru dışından elektrik ark kaynağı ile yapılmış olup sızdırmazlık sağlamak için ayrıca kaynak yerlerine dıştan silikon çekilmiş ve iç çap düzgünlüğü sağlamak için zımparalama işlemi gerçekleştirilmiştir. Test borusu yine ıstl kararlılığı mümkün oldukça sabit kılmak için 3 cm kalınlığında taşıyünü ile izole edilmiştir. Test bölümüne ait resim Şekil 3.5' te verilmiştir.



Şekil 3.6 Dijital Basınç Fark Manometresi

Ölçme tertibatı 45 adet farklı uzunluklarda termokupllar, data toplayıcı (HIOKI LR 8402-20 marka ve modelinde) (Şekil 3.7), data kaydı için taşınabilir bellek, basınç farkı ölçme aleti (KIMO MP100 marka ve modeli)'nden (Şekil 3.6) oluşmaktadır. Termokupllar test borusuna giriş ve çıkış sıcaklığı ile yalıtım üstü sıcaklığını ölçenler hariç dış yüzeyden alüminyum bantlar ile farklı aralıklarla çiftler çiftler yapıştırılmıştır. Çiftlerden biri test borusunun üstüne birisi yan yüzüne olacak şekilde izolasyonun altında kalarak bağlantı yapılmıştır. Test borusu üzerinde toplam 45 adet termokupl bulunmaktadır. Bunlardan bir tanesi giriş, bir tanesi çıkış ve bir tanesi de yalıtım üstü sıcaklığını ölçmekte kullanılmaktadır. Geriye kalan termokupllar ise 42 adet olup muhtelif aralıklarla test borusu boyunca 21 çift olarak yerleştirilmiştir. Her çiftten bir tanesi borunun yan cidarına bir tanesi de üst yüzeyine alüminyum bantlar marifetiyle iliştilmiştir. Test borusu giriş kısmında termokupllar daha sık yerleştirilmiştir; bunun amacı girişte meydana gelen akış ayrılmasının etkisini daha hassas olarak gözlemleyebilmektir. Termokuplların yerleştirilme mesafeleri aşağıda Çizelge 3.1' de gösterilmiştir.



Şekil 3.7 Veri Toplayıcı ve Termokupllar

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

Çizelge 3.1 Termokuplların test borusu üzerindeki konumları

Çıkış bölümü ise test borusuna bağlanabilen flanşlı borudan oluşmaktadır. Çıkış borusu iç çapı (D_i) 38,4 mm dış çapı (D_o) 42,2 mm, Krom-Nikel alaşım AISI 304 malzemedendir dikişsiz boru olup uzunluğu ($26 \cdot D_i$)'dir. Çıkış borusunda 5 mm çapında yatayda bulunan delikten hız ölçümü yapılmaktadır. Hız ölçümü (TESTO 435 marka ve modelinde) dijital hız ölçer (Şekil 3.9) ile yapılmıştır. Çıkış bölümüne ait resim Şekil 3.8' de verilmiştir.

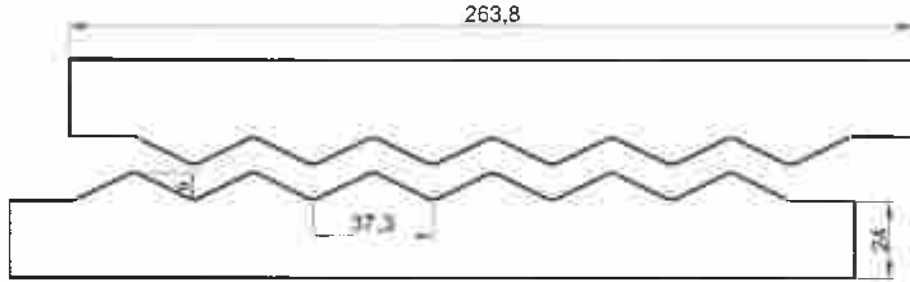


Şekil 3.8 Deney Tesisatı Çıkış Bölümü



Şekil 3.9 Akış Hız Ölçer

Deneylerde kullanılan şerit elemanlar ise 0,5 mm lik sacdan imal edilmiştir. Şerit elemanlar öncelikle trapez formunu vermek için kalıptan geçirilmiştir. Kalıp ölçüleri aşağıdaki resimde (Şekil 3.10) verilmiştir.



Şekil 3.10 Şerit Elemanları Şekillendirmek İçin Kullanılan Kalıp

Şerit elemanların boyutlarını çeşitlendirmek için kalıp dişleri arasına malzeme konularak diş yükseklikleri farklı ($S=D/4$, $D/6$, $D/10$) üç adet şerit eleman elde edilmiştir. Şerit elemanların enleri $E=35$ mm ve boyları açık halde $B=2000$ mm iken, kalıptan geçirildikten sonra beher şerit elemanın boyu yaklaşık 1680 mm ye düşürülmüştür. Kalıptan

geçirme işleminden sonra ayrıca her üç dış yüksekliğindeki şerit elemandan birer adet burulma işlemine tabi tutulmuştur. Burulma oranları her şerit eleman için yaklaşık olarak 3.0 'tür. Bu oran Hasanpour ve arkadaşlarının (2014) burulmuş elemanlar üzerine yaptıkları geniş bir kaynak araştırması olan çalışmalarına göre belirlenmiştir Şerit elemanların ebatlarına ait bilgiler Çizelge 3.2 'de aşağıda tablo halinde verilmiştir. Toplu halde şerit elemanlar ise Şekil 3.11 'daki resimde gösterilmiştir.



Şekil 3.11 Şerit Elemanlar

Şerit Elemanın Adı	En (mm)	Boy (mm)	Dış Yüksekliği	Burulma Oranı
Trapez I	35	1680	D/4	0,0
Trapez II	35	1680	D/6	0,0
Trapez III	35	1680	D/10	0,0
Burulmuş Trapez I	35	1680	D/4	3,0
Burulmuş Trapez II	35	1680	D/6	3,0
Burulmuş Trapez III	35	1680	D/10	3,0

Çizelge 3.2 Şerit elemanların boyutlarına ait bilgiler

3.3. Deneyin Yapılışı

Deneyin başlangıcında öncelikle çalışmak istenen Reynolds sayısında kuru havanın oda sıcaklığındaki değerleri (Ek-3)(Kakaç,1999) esas alınarak boru çapı ve kinematik viskozite sabit iken yaklaşık olması gereken hız bulunur. Bu hızı elde etmek için fan girişindeki açıklık değiştirilir ve akış hız ölçer yardımıyla çıkış borusu üzerindeki delikten akış hızı ölçülerek, ulaşılmak istenen Reynolds sayısına en yakın değerde çalışma yapılır. Deneyler Reynolds sayısının takribi 5000 ila 25000 değerleri arasında gerçekleştirilmiştir. Boş boru için bu değerler 10000-40000 aralığındadır.

Varyak ile sabit ısı akısı vermek üzere ısıtıcı çalıştırılır. Kararlı rejim sıcaklığına ulaşılması için bir süre beklenir (yaklaşık 1,5 saat). Bu sürenin sonunda ölçme cihazındaki sıcaklık değerleri kaydedilir. Ayrıca test borusunun iki ucundaki ölçüm hortumlarına bağlanan dijital basınç fark manometresi ile de basınç farkı değerleri ölçülür. Deneylerde kullanılan hesaplamalar bir sonraki bölümde detaylandırılacaktır.

3.4. Hesaplamalar

Test borusu üzerinde toplam 45 adet termokupl bulunmaktadır. Bunlardan bir tanesi giriş, bir tanesi çıkış ve bir tanesi de yalıtım üstü sıcaklığını ölçmekte kullanılmaktadır. Geriye kalan termokupllar ise 42 adet olup muhtelif aralıklarla test borusu boyunca 21 çift olarak yerleştirilmiştir. Her çiftten bir tanesi borunun yan cidarına bir tanesi de üst yüzeyine alüminyum bantlar marifetiyle iliştilmiştir. Test borusu giriş kısmında termokupllar daha sık yerleştirilmiştir; bunun amacı girişte meydana gelen akış ayrılmasının etkisini daha hassas olarak gözlemleyebilmektir.

Yukarıda sözü edildiği üzere ilk olarak sıcaklık değerleri kaydedilmeden önce, hangi Reynolds sayısında çalışılacağına karar verildi. Daha sonra ortam sıcaklığına göre kuru havanın viskozitesi tablodan okunarak ulaşılmak istenen Reynolds sayısına (eşitlik 3.7) göre hız hesaplandı.

$$Re = \frac{U_m D_i}{\nu} \quad (3.7)$$

Bulunan hız değeri için havanın debisi akışın hızı ölçülmek suretiyle ayarlandı. Tam gelişmiş akışın hız profilinde boru içi akışlarda maksimum hız tam boru ekseninde olduğu

için, ölçümler çıkış borusuna açılan delik yardımıyla tam merkezden gerçekleştirildi. Ortalama hızın, maksimum hıza oranı çizelge 3.3' te yer almaktadır.

n	6	7	8	9	10
U/Umax.	0.792	0.8167	0.8366	0.8526	0.8658

Çizelge 3.3 Türbülanslı akış için maksimum hız değerleri (Gölcü&Atılgan, 2007)

Türbülanslı akışlar için hız profili Re sayısına ve sınır tabaka koşullarına bağlı olarak değişmektedir. Prandtl'ın borulardaki tam gelişmiş türbülanslı akışlar için verdiği yedinci dereceden kök kanunu uygulandığında ortalama hızın maksimum hıza oranı (eşitlik 3.8) yaklaşık olarak 0.82 olarak bulunur.(Gölcü&Atılgan, 1996)

$$\frac{U_m}{U_{max}} = 0,82 \quad (3.8)$$

Boru üstü yalıtım sıcaklığı, boru içi havanın sıcaklığı ve ortamın sıcaklığı 3 adet termokupl ile ölçülerek ortalama sıcaklıklar (eşitlik 3.9) (eşitlik 3.10) (eşitlik 3.11) tespit edildi.

$$\bar{T} = \frac{T'_1 + T'_2}{2} \quad (3.9)$$

$$\bar{T}_{\infty} = \frac{T_{\infty_1} + T_{\infty_2}}{2} \quad (3.10)$$

$$\bar{T}_b = \frac{T_{b_1} + T_{b_2}}{2} \quad (3.11)$$

Boru içerisindeki havanın ortalama sıcaklığı giriş ve çıkış sıcaklıklarının ortalaması ile bu sıcaklık için kuru havanın özellikleri Ek-3' teki tablodan tespit edilmiştir. Tabloda bulunmayan ara değerler enterpolasyon yöntemiyle bulunmuştur.

Test borusunun ısıtılması elektrik enerjisi kullanılarak varyak ile yapılmıştır. Sarf edilen gücü hesaplamak için akım (I) ve gerilim (V) değerleri kullanılmıştır. Böylece toplam ısıtıcı gücü (eşitlik 3.12) hesaplanmıştır.

$$P_t = V I \quad (3.12)$$

Net ısıtıcı gücünü hesaplamak için ise sistemden kaybolan ısı miktarının (eşitlik 3.13) belirlenmesi gerekir. Kayıp ısı miktarı aşağıdaki şekilde bulunur:

$$Q' = 1,24 \pi D' L (\bar{T}' - T_\infty)^{4/3} \quad (3.13)$$

Net ısıtıcı gücü toplam ısıtıcı gücü ve kayıp ısı miktarı (eşitlik 3.14) farkından bulunur.

$$P = P_t - Q' \quad (3.14)$$

Test borusu yüzeyindeki ısı akısı (eşitlik 3.15):

$$q_w = \frac{P}{2 \pi L R_{w1}} \quad (3.15)$$

İç ısı üretim miktarı (eşitlik 3.16):

$$\dot{q} = \frac{P}{2 \pi L (r_{w0}^2 - r_{w1}^2)} \quad (3.16)$$

Hacimsel debi (eşitlik 3.17):

$$\dot{V} = U_m A_i \quad (3.17)$$

Sürekli rejimde ısı iletimini (eşitlik 3.18):

$$\frac{\partial^2 T_w}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_w}{\partial r} + \frac{\dot{q}}{k_w} = 0 \quad (3.18)$$

$$\frac{d}{dr} \left(r \frac{dT_w}{dr} \right) + \frac{\dot{q}}{k_w} r = 0 \quad (3.19)$$

$$T_w(r) = c_1 \ln r + c_2 - \frac{qr^2}{4k_w} \quad (3.20)$$

Dışı yalıtılmış borunun içerisinden geçen akışkana göre sınır şartları (eşitlik 3.21) (eşitlik 3.22):

$$r = r_i \quad k_w \frac{dT_w}{dr} = h(T_w - T_f) \quad (3.21)$$

$$r = r_0 \quad \frac{dT_w}{dr} = 0 \quad (3.22)$$

$$c_1 = \frac{qr_{w0}^2}{2k_w} \quad (3.23)$$

$$c_2 = \frac{qr_{w0}^2}{2r_{wi}h} - \frac{qr_{wi}}{2h} - \frac{qr_{w0}^2}{2k_w} - \ln r_{wi} + \frac{qr_{wi}^2}{4k_w} + T_f \quad (3.24)$$

İç ve dış yüzey sıcaklık farkı (eşitlik 3.25):

$$T_{w0} - T_{wi} = \frac{qr_{w0}^2}{2k_w} \left(\ln \frac{r_{w0}}{r_{wi}} \right) + \frac{q}{4k_w} (r_{wi}^2 - r_{w0}^2) \quad (3.25)$$

İç yüzey sıcaklığı (eşitlik 3.26):

$$T_{wi} = T_{w0} - \frac{qr_{w0}^2}{2k_w} \left[\ln \left(\frac{r_{w0}}{r_{wi}} \right) - \frac{1}{2} \left(1 - \frac{r_{wi}^2}{r_{w0}^2} \right) \right] \quad (3.26)$$

K faktörü (eşitlik 3.27):

$$K = \frac{(r_{wi})^2}{2k_w} \left[\ln \frac{r_{w0}}{r_{wi}} - \frac{1}{2} \left(1 - \frac{(r_{wi})^2}{(r_{w0})^2} \right) \right] \quad (3.27)$$

Boru dış yüzey sıcaklığı termokupllar vasıtasıyla ölçülmektedir ve $T_{w_{ox}}$ ile ifade edilmektedir. $T_{w_{ox}}$ ölçüm noktasındaki termokupl çiftinden ölçülen sıcaklıkların ortalaması alınarak bulunmuştur. (eşitlik 3.28):

$$T_{w_{ox}} = \frac{T_{w_{oxA}} + T_{w_{oxB}}}{2} \quad (3.28)$$

İç yüzey sıcaklığı (eşitlik 3.29):

$$T_{w_{ix}} = T_{w_{ox}} - K\dot{q} \quad (3.29)$$

Test borusu ekseninde yığık sıcaklıklar doğrusal olarak değişir. Bu nedenle her x noktasındaki yığık sıcaklık eşitlik 3.30'da tespit edilmektedir.

$$T_{b_x} = T_{b_l} + \frac{P(x/L)}{\rho C_p V} \quad (3.30)$$

x noktasındaki taşınım katsayısı (eşitlik 3.31):

$$h_x = \frac{q_w}{T_{w_{ix}} - T_{b_x}} \quad (3.31)$$

x noktasındaki Nusselt sayısı (eşitlik 3.32):

$$Nu_x = \frac{2 h_x r_{wl}}{k} \quad (3.32)$$

Sürtünme katsayısı, test borusunun iki ucundaki basınç ölçüm hortumları vasıtasıyla ölçülen basınç farkı (ΔP) ve hava debisi yardımıyla Eşitlik (3.33) ile hesaplanmıştır.

$$f = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2} \rho U_m^2 \frac{L_p}{D}} \quad (3.33)$$

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. Trapez I şerit eleman için $Re=5000$ olmak üzere yapılan deneyin 1. noktasına ait örnek bir hesaplama Ek-I'de verilmiştir.

Boru içerisine iç eleman yerleştirilmesi durumunda ısı transferinin artması ile birlikte, beklenildiği üzere basınç düşümü de artacaktır. Bu artış ise daha fazla pompalama gücü gerektirecektir. Boş borularda da boru içerisindeki hız artırılırsa, yani pompa gücü artırılırsa ısı transferi artacaktır. Dolayısıyla, elemanlı borulardaki ısı transferi iyileşmesini incelerken, iç elemanlı borudaki ısı transferini boş boru ile aynı pompalama gücünde karşılaştırmak gereklidir. Elemanlı borulardaki fazla pompalama gücünden (basınç düşümü artışından dolayı) kaynaklanan ısı transferi artışını da dikkate alarak net ısı transferi artışı belirlenmelidir (Ozceyhan, 2002).

Kullanılan iç elemanların ısı transferi iyileştirmesini hesaplamak için sabit pompa gücünde boş boru ile karşılaştırmak gereklidir:

$$\dot{V}_t \Delta P_t = \dot{V}_b \Delta P_b \quad (3.34)$$

Burada V_t ve V_b sırasıyla akışkanın şerit elemanlı ve boş borudaki hacimsel debileridir. ΔP_h ve ΔP_b ise sırasıyla şerit elemanlı ve boş boruda oluşan basınç düşümdür. Her iki durumda basınç düşümü için Darcy eşitliği kullanılırsa, Eşitlik (3.34) aşağıdaki hale gelir:

$$f_t Re_t^3 = f_b Re_b^3 \quad (3.35)$$

Buradaki f_t ve f_b sırasıyla şerit elemanlı ve boş borudaki sürtünme katsayılarıdır. Dolayısıyla sabit pompa gücündeki ısı transferi iyileştirmesi Eşitlik (3.35)'deki gibi ifade edilebilir.

Şerit eleman yerleştirilmiş borunun net performansı boş boruya göre Eşitlik (3.36) ile verilen performans kriterine göre değerlendirilir. Bu eşitlikte, Nu_t ve Nu_b sırasıyla şerit elemanlı ve boş borudaki Nusselt sayılarını göstermektedir. (Güneş, 2009)

$$\eta = (Nu_t/Nu_b)(f_b/f_t)^{1/3} \quad (3.36)$$

3.4.1. Belirsizlik Analizi

Akışkanların davranışları incelenirken çokluk deneylerden faydalanılır. Bu deneylerde herhangi bir akış incelenerek boyutsuz sayılar elde edilmeye çalışılır. Boyutsuz sayıların faydası herhangi bir akışta bulunan sonuçların bazı temel parametreler değişse bile değişmiyor olmasıdır. Mesela küçük bir uçak maketi ile yapılan deneylerde elde edilen boyutsuz sayının büyük bir uçağın hava koşullarına uyum sağlayarak modelleme yapılabilmesidir. Bu yüzden deneysel yöntem akışkanları incelerken bize büyük faydalar sağlar.

Bunun yanı sıra deneyler ile teorik çıkarımlar arasında bazı farklar ortaya çıkar. Bu farklar deneylere insan, deney yapılan ortamın şartları gibi bazı parametrelerin etki ediyor olmasındandır. Bu parametrelerin deneylere etkisini incelemek için belirsizlik analizi yapılmalıdır. Sonraki satırlarda; yaptığımız deneydeki hesaplamalarda bulunabilecek belirsizliklerin formülasyonları sunulmuştur.

Reynolds sayısının hesaplamasındaki belirsizlik (eşitlik 3.37):

$$\frac{W_{Re}}{Re} = \left[\left(\frac{W_D}{D} \right)^2 + \left(\frac{W_{U_m}}{U_m} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.37)$$

Ortalama yığık sıcaklıktaki belirsizlik (eşitlik 3.38):

$$\frac{W_{T_z}}{T_b} = \left[\left(\frac{W_{T_{b_1}}}{T_{b_1} + T_{b_2}} \right)^2 + \left(\frac{W_{T_{b_2}}}{T_{b_1} + T_{b_2}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.38)$$

Net ısıtıcı gücündeki belirsizlik (eşitlik 3.39):

$$\frac{W_{P_{net}}}{P_{net}} = \left[\frac{(I W_{\Delta V})^2 + (\Delta V W_i)^2 + (W Q_{kayıp})^2}{(\Delta V I - Q_{kayıp})^2} \right]^{1/2} \quad (3.39)$$

Isı akısındaki belirsizlik (eşitlik 3.40):

$$\frac{W_q}{q} = \left[\left(\frac{W_{P_{net}}}{P_{net}} \right)^2 + \left(\frac{W_{D_0}}{D_0} \right)^2 + \left(\frac{W_L}{L} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.40)$$

Taşıma katsayısındaki belirsizlik (eşitlik 3.41):

$$\frac{W_{h_x}}{h_x} = \left[\left(\frac{W_q}{q} \right)^2 + \left(\frac{W_{\Delta T}}{\Delta T} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.41)$$

Nusselt sayısındaki belirsizlik (eşitlik 3.42):

$$\frac{W_{Nu}}{Nu} = \left[\left(\frac{W_{h_x}}{h_x} \right)^2 + \left(\frac{W_D}{D} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.42)$$

Sürtünme katsayısındaki belirsizlik (eşitlik 3.43):

$$\frac{W_f}{f} = \left[\left(\frac{W_{\Delta P}}{\Delta P} \right)^2 + \left(\frac{W_D}{D} \right)^2 + \left(\frac{W_L}{L} \right)^2 + \left(\frac{2 W_{U_m}}{U_m} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.43)$$

Trapez I şerit elemanın kullanıldığı deneylerden $Re=5000$ değeri için belirsizlik analizi örnek olarak Ek-2'de sunulmuştur.

4. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA

Bu çalışmada; trapez şeklindeki ve trapez şekli verildikten sonra burulmuş şerit elemanların boru içi tübülanslı akışta ısı transferine ve basınç düşüşüne etkileri deneysel olarak incelenerek, bu şerit elemanların ısıl iyileşmeleri bulunmak istenmiştir. İlk olarak boş boru için yapılan deney sonuçları literatürdeki boş boru deney çalışmalarıyla karşılaştırılmıştır. Diğer çalışmalarla uyum sağlandığı görüldüğünde aynı ortam koşullarında şerit elemanlı boru içi akış deneylerine geçilmiştir.

Boş boru için deneyler Reynolds sayısının 10000 ile 40000 aralığında gerçekleştirilmiştir. İmkan bulunduğu ölçüde fan açıklığı artırılarak Trapez I şerit eleman için 5000-16000 aralığında; diğer şerit elemanlar Trapez II, Trapez III, Burulmuş Trapez I, Burulmuş Trapez II ve Burulmuş Trapez III için ise 5000 ile 25000 aralığında deneyler tekrarlanmıştır.

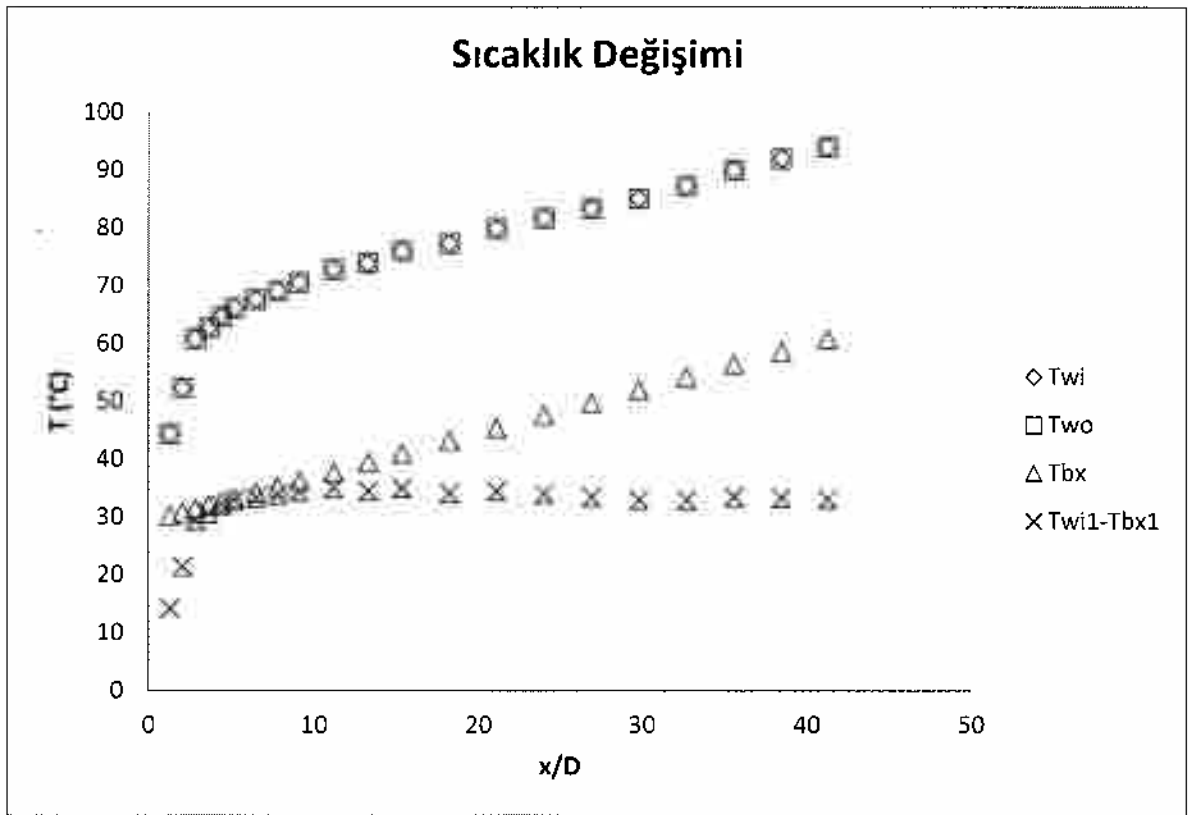
Isıtma gücü ve ortam sıcaklığı sabit tutulmaya çalışılmıştır. Deneylerde alınan ölçümler, sistemin kararlı hale geldiği yaklaşık 1,5 saat beklendikten sonra kaydedilmiştir.

4.1. Boş Boru Deney Sonuçları

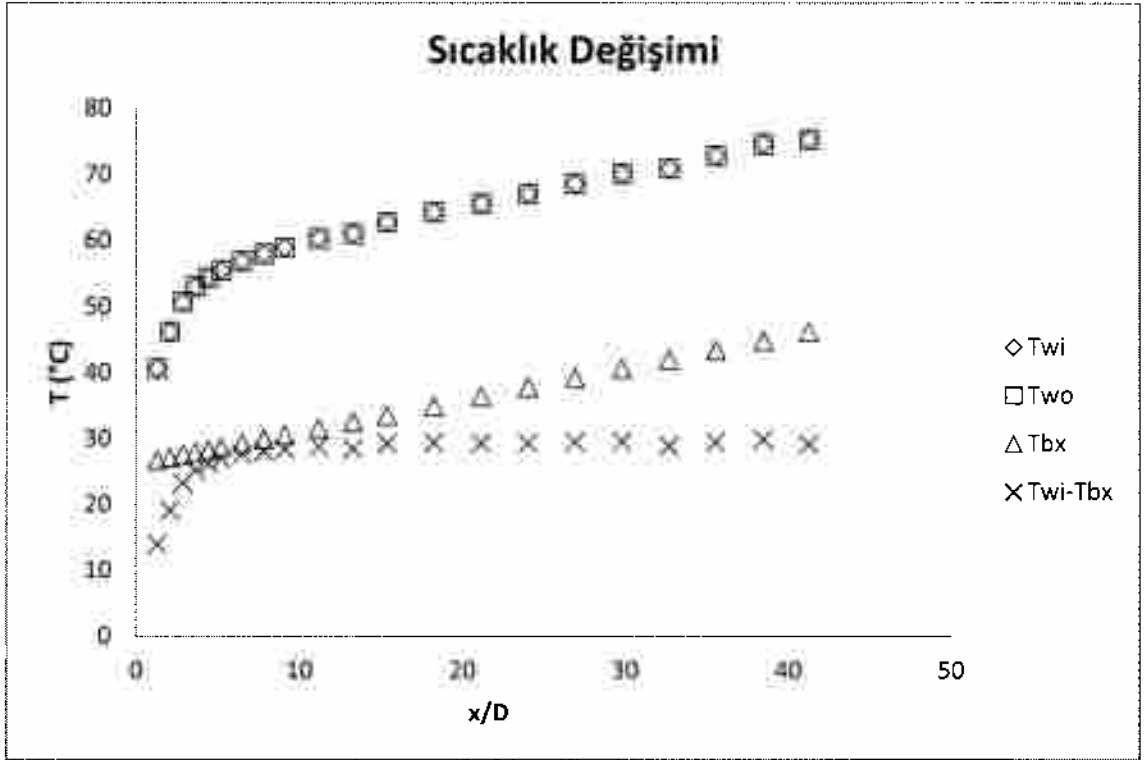
Şekil 4.1 ile 4.7 'de test borusu boyunca iç cidar sıcaklığı (T_{wi}), dış cidar sıcaklığı (T_{wo}), akışkanın ortalama yığık sıcaklığı (T_{bx}) ve iç cidar sıcaklığı ile ortalama yığık sıcaklık farkının ($T_{wi} - T_{bx}$) değişimi gösterilmiştir. Bu şekillerde görüldüğü üzere beklendiği gibi tüm Reynolds sayısı değerlerinde boru boyunca sıcaklıklar artmaktadır. Çünkü; test borusu dışına yapılan ısı izolasyonu ve bakır baralar aracılığıyla test borusuna uygulanan elektrik gücünün homojen olarak dağılması sonucunda test borusu dış cidar sıcaklığının (T_{wo}) boru girişinde eğrisel sonrasında ise doğrusal arttığı gözlenmektedir. Aynı zamanda cidar kalınlığının düşük, cidarın ısı iletim katsayısının yüksek olması sebebiyle iç cidar sıcaklığı (T_{wi}), dış cidar sıcaklığından (T_{wo}) çok farklı değildir. İç cidar sıcaklığının hiperbolik artmasının sebebi test borusunun yüzeyinde sabit ısı akısı olması; ısı taşınım katsayısının boru içi akışta ısı gelişim sağlanırken girişte büyük değerler alması ve ısı gelişim sağlandıktan sonra ise sabit artmasıdır denebilir. Eşitlik 3.31' den de görüleceği gibi yüzeyde sabit ısı akısı olduğunda ısı taşınım katsayısı iç cidar sıcaklığı ve ortalama yığık sıcaklığın farkına bağlı olarak değişmektedir. Akışkanın ortalama yığık sıcaklığı (T_{bx}) doğrusal olarak artmaktadır. İç cidar sıcaklığı ile yığık sıcaklık farkı ise doğal olarak önce eğrisel olarak artmış sonra sabit kalmıştır.

Test borusu boyunca çalışılan Reynolds sayılarındaki Nusselt sayısı değerlerinin değişimi şekil 4.8’ de gösterilmiştir. Farklı Reynolds sayılarında Nusselt sayısının test borusu boyunca eğrisel olarak azaldığı gözlenmektedir. Çıkışa doğru neredeyse Nusselt sayısı sabit kalmaktadır. Bunun sebebi sabit yüzey ısı akısında ısıl gelişim sağlanana kadar Nusselt sayısının azalıyor olmasıdır. Bu yüzden ilgili Reynolds sayısı için son üç ölçüm noktasının ortalamaları Nusselt sayısı olarak dikkate alınmıştır. Şekil 4.9’da elde edilen Nusselt sayısı değerlerinin Reynolds sayısına göre değişiminin literatürde yaygın olarak kullanılan eşitliklerin sonuçlarıyla bir karşılaştırması grafik olarak verilmiştir. Buna göre yapılan çalışma öncekilerle uyum içerisindedir.

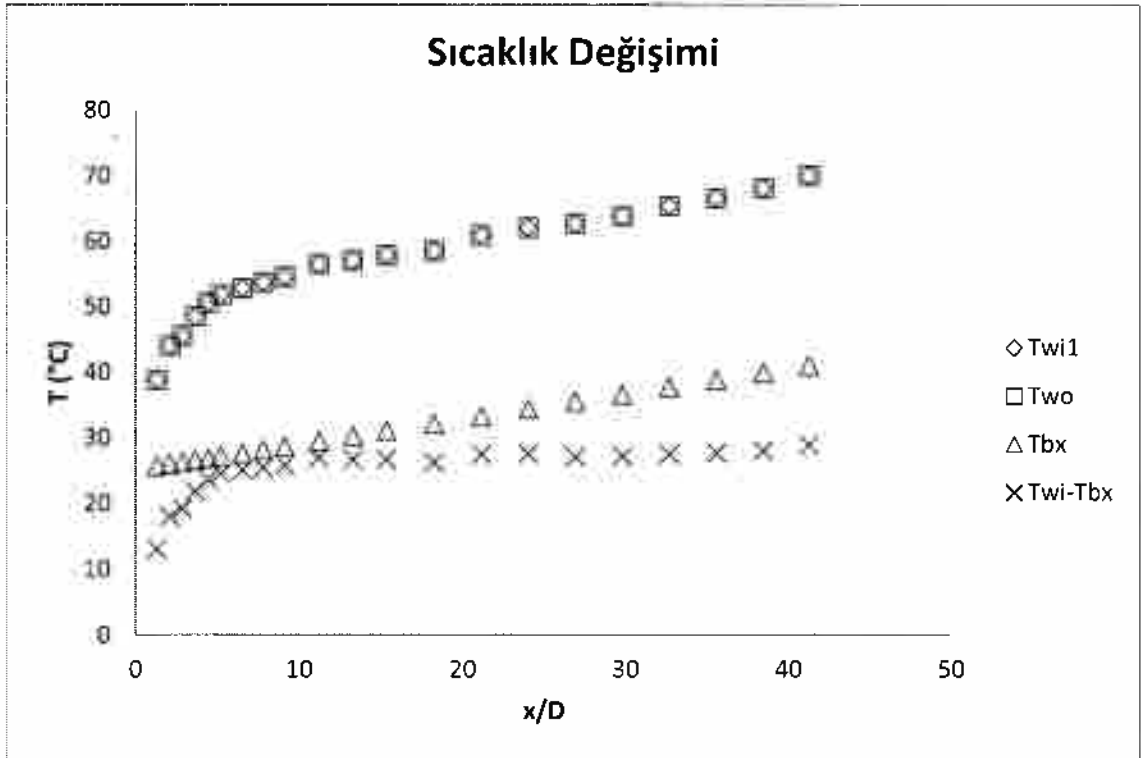
Şekil 4.10’ da ise Reynolds sayısına bağlı olarak sürtünme katsayısının değişimi verilmiştir. Reynolds sayısı artarken sürtünme katsayısı bir azalma göstermiştir. Ayrıca Şekil 4.10’ da literatürdeki yaygın kullanılan eşitliklerle boş boru için elde edilen sürtünme katsayıları da gösterilmiştir ve deneysel sonuçların bunlara uyum sağladığı görülmektedir.



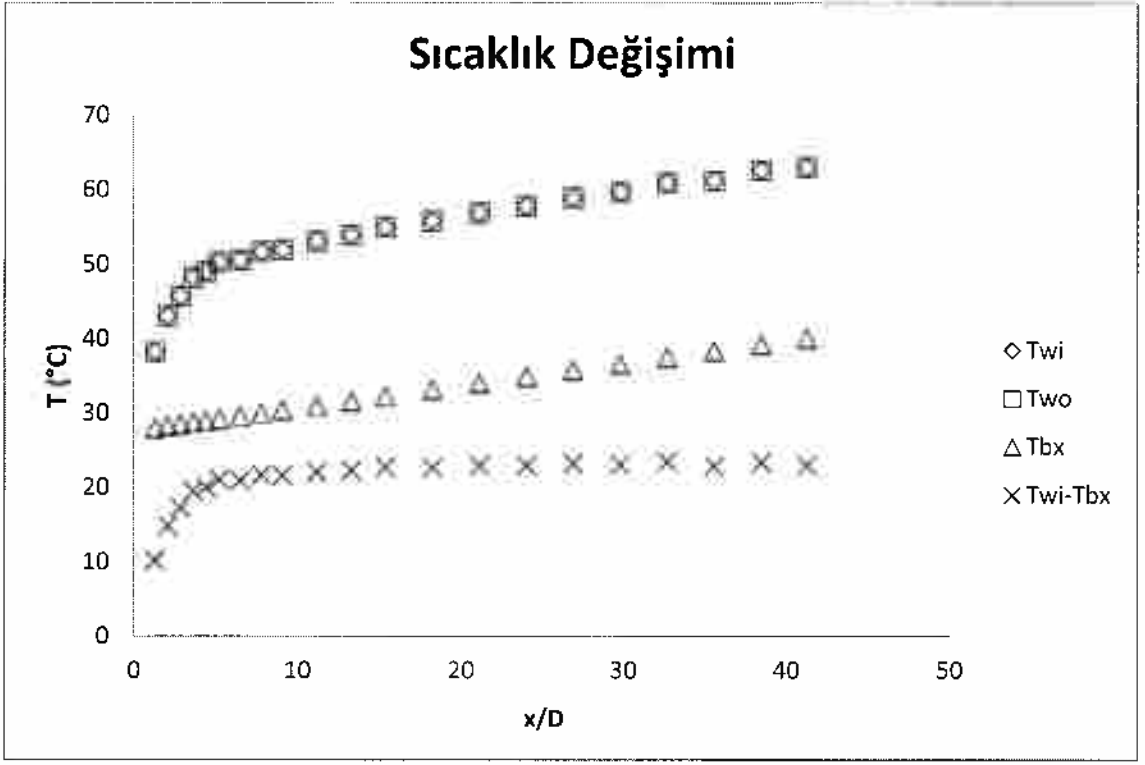
Şekil 4.1 Boş boru boyunca sıcaklık değişimi (Re=10636)



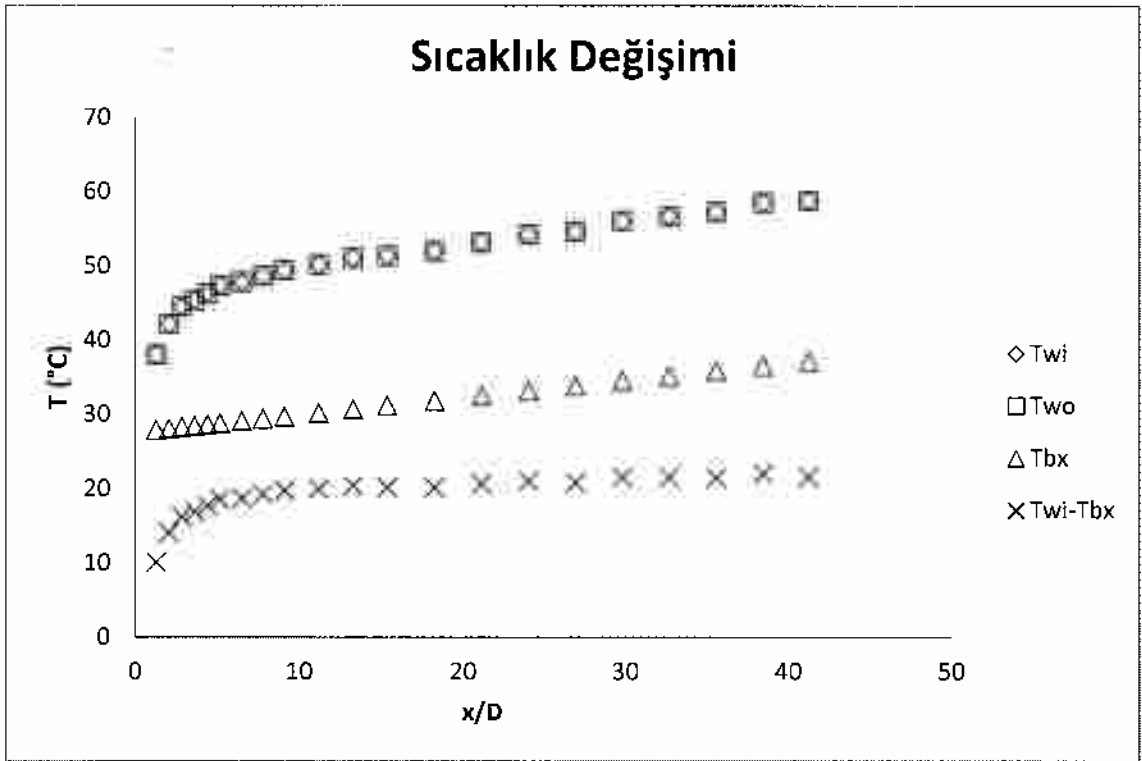
Şekil 4.2 Boş boru boyunca sıcaklık değişimi (Re=15340)



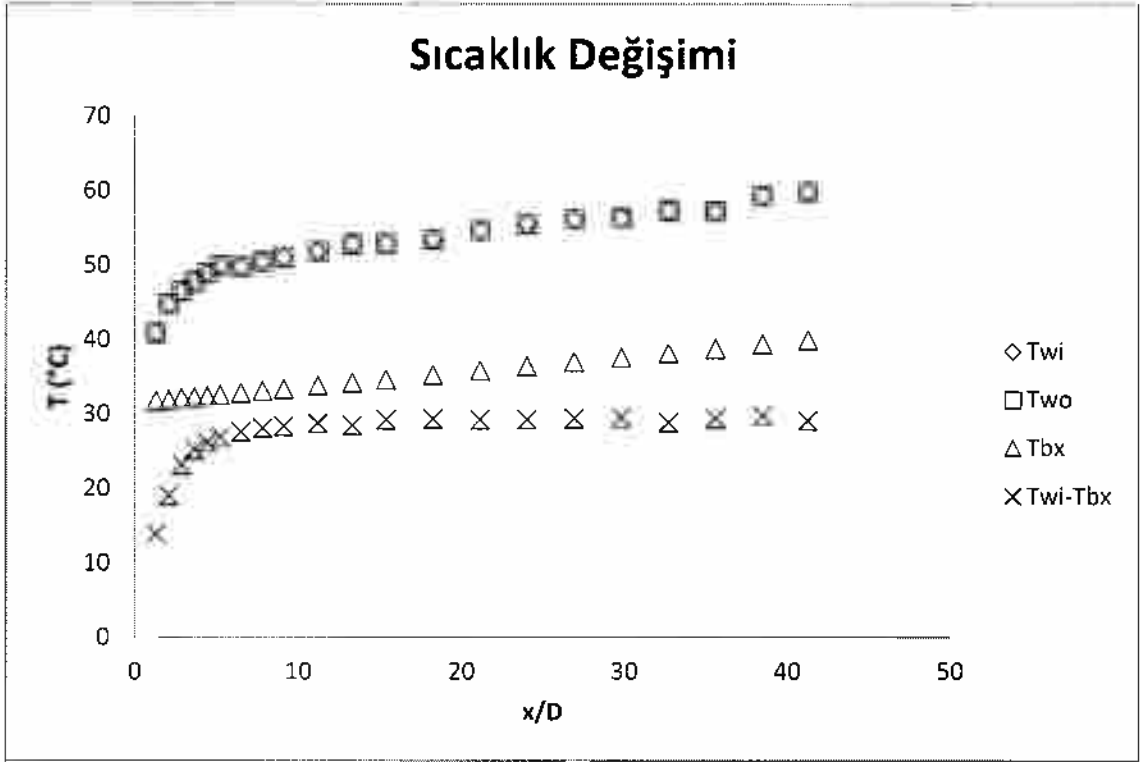
Şekil 4.3 Boş boru boyunca sıcaklık değişimi (Re=20134)



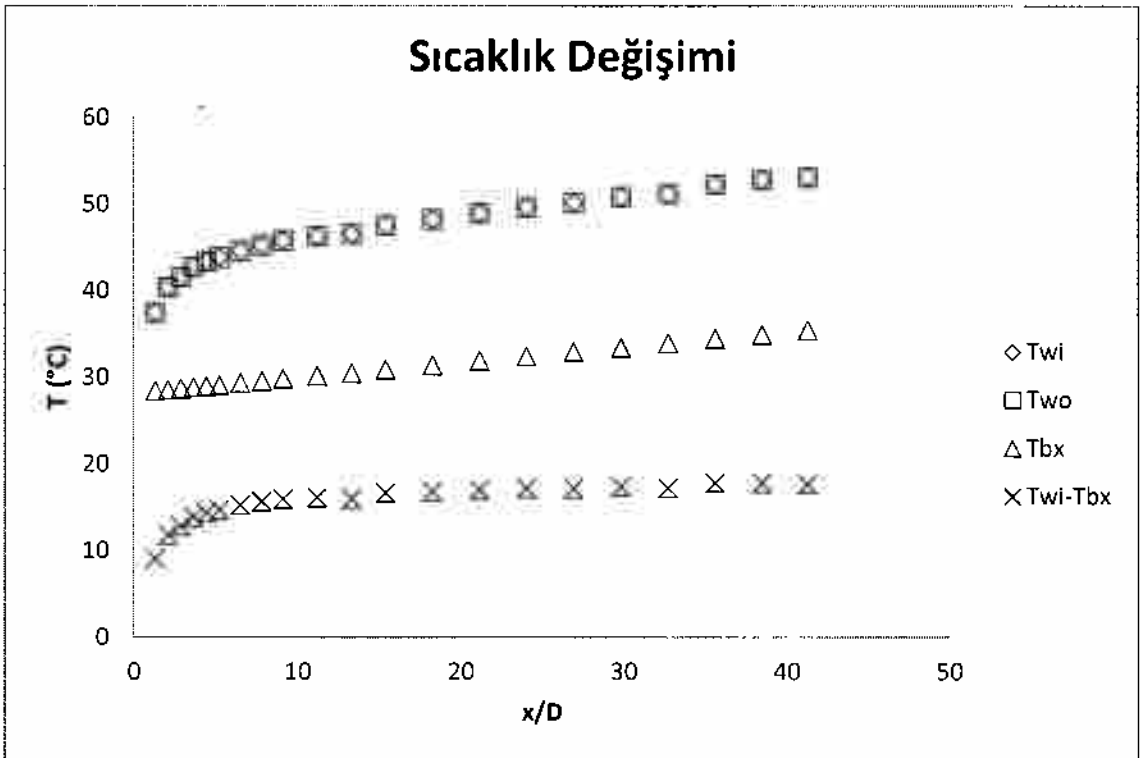
Şekil 4.4 Boş boru boyunca sıcaklık değişimi (Re=25741)



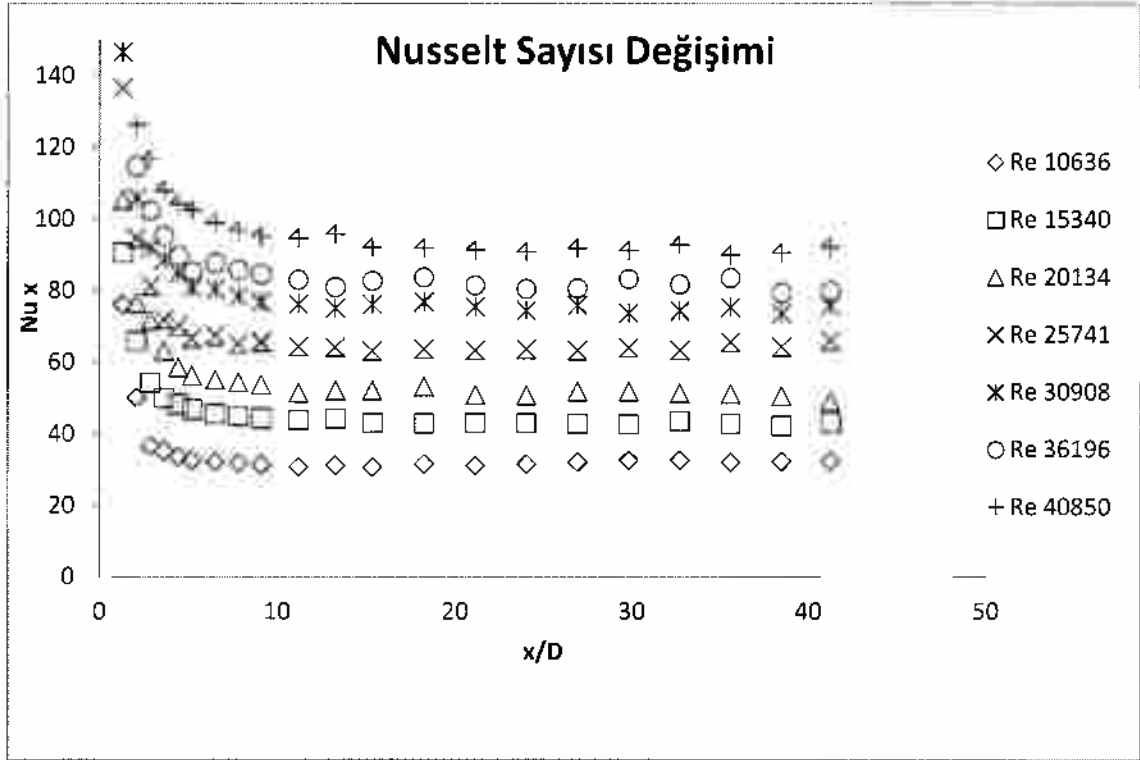
Şekil 4.5 Boş boru boyunca sıcaklık değişimi (Re=30908)



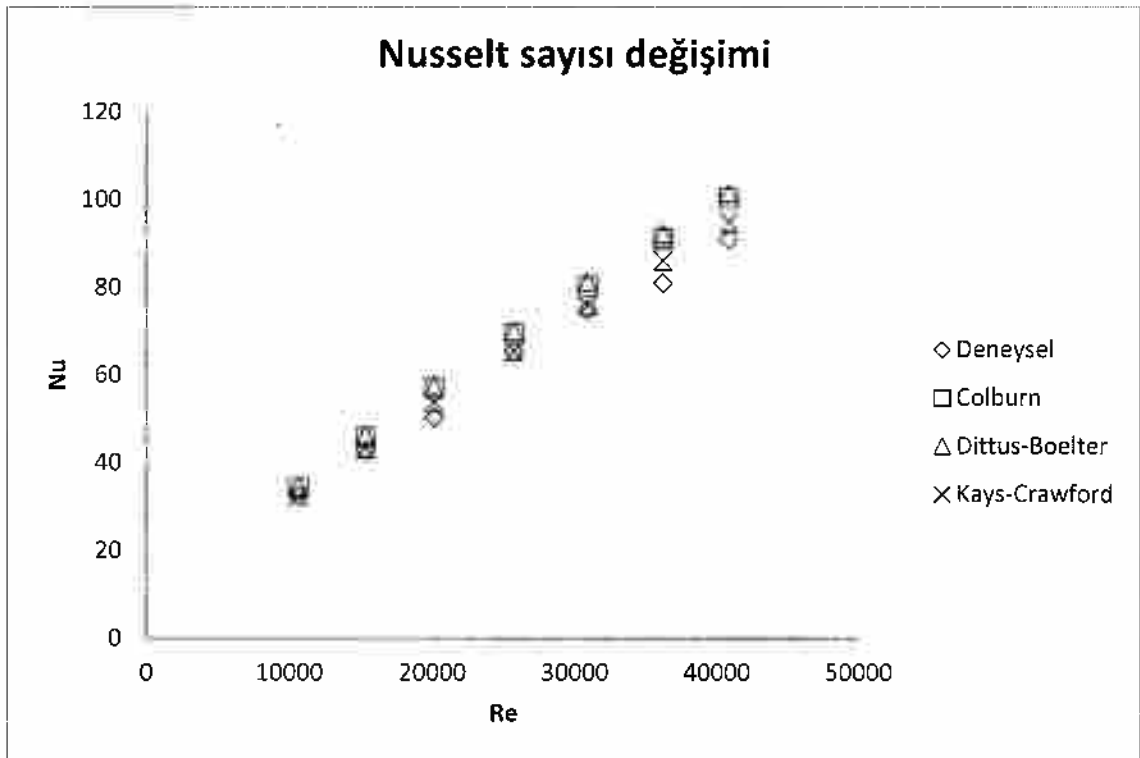
Şekil 4.6 Boş boru boyunca sıcaklık değişimi (Re=36196)



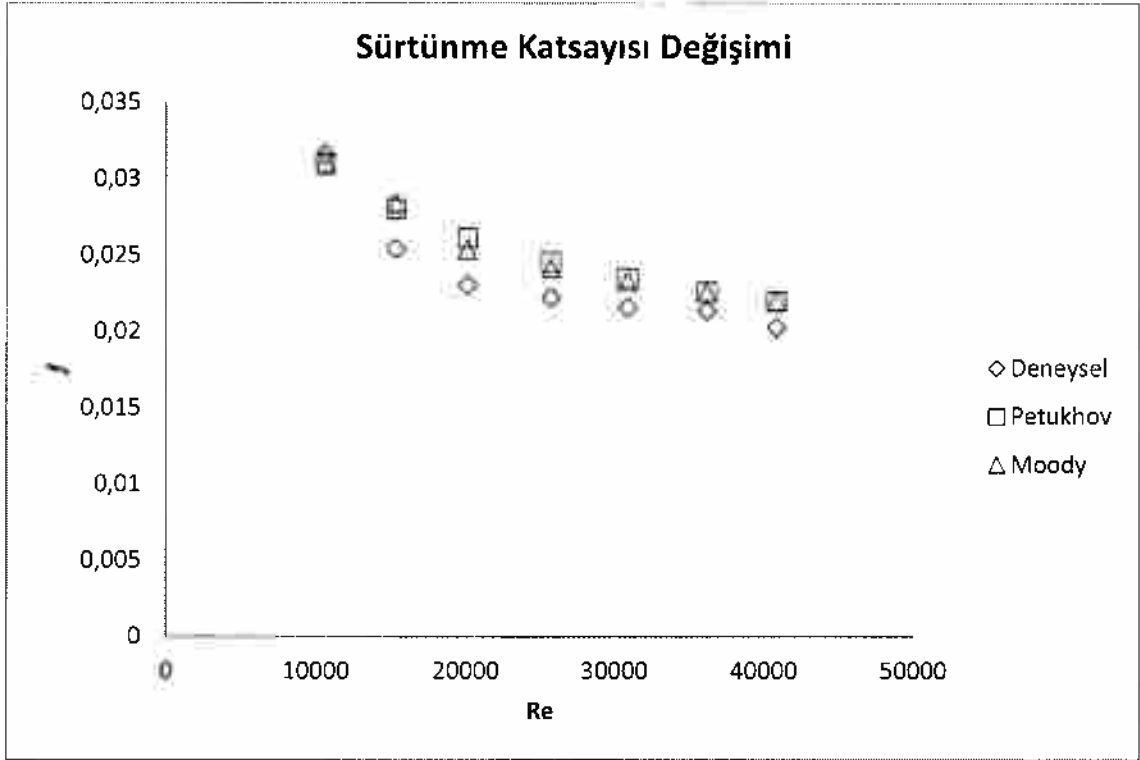
Şekil 4.7 Boş boru boyunca sıcaklık değişimi (Re=40850)



Şekil 4.8 Boş boru boyunca Nusselt sayısının değişimi



Şekil 4.9 Boş boru için Reynolds sayısına göre Nusselt sayısının değişimi



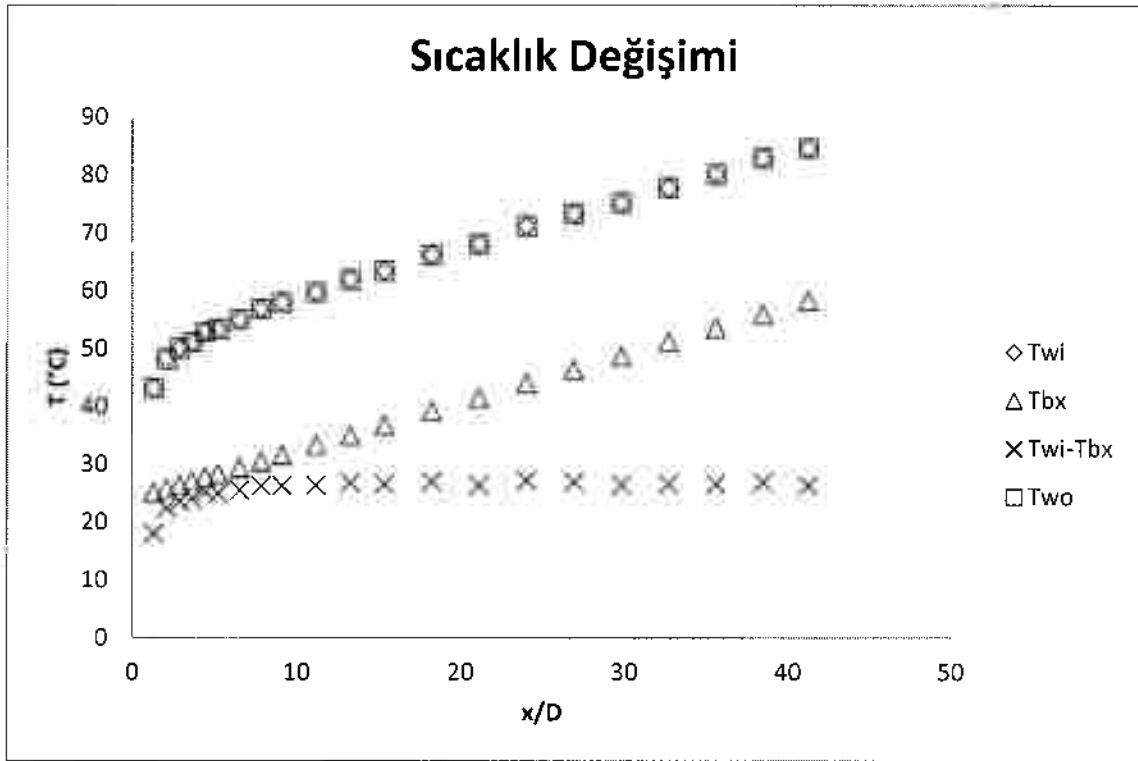
Şekil 4.10 Boş boru için Reynolds sayısına göre sürtünme faktörünün değişimi

4.2 Trapez I Şerit Eleman Yerleştirilmiş Boru Deney Sonuçları

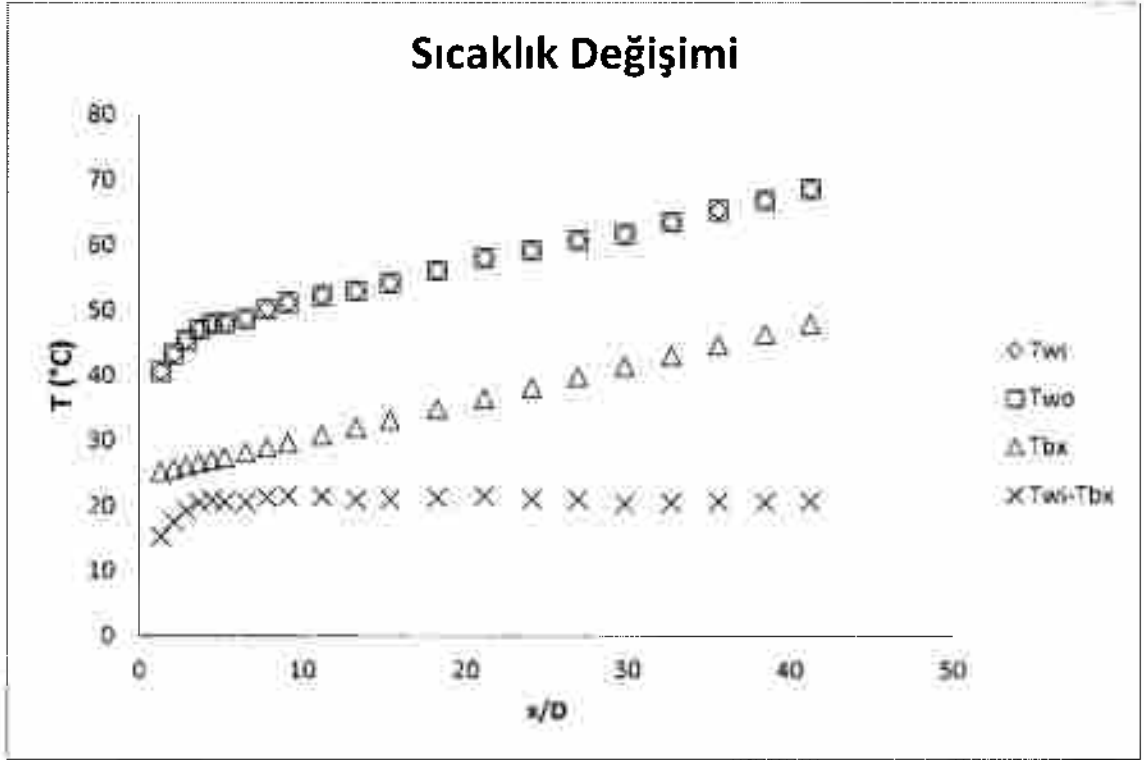
Boş boru deneylerinden sonra ilk olarak $S=D/4$ dış derinliğindeki kalıptan geçirilen Trapez I diye kodlandırılan trapez kesitli şerit elemanın ısı transferi ve akış karakteristiğine etkileri incelenmiştir. Trapez I şerit eleman yerleştirilmiş boru için boru boyunca sıcaklık değişimleri şekil 4.11 ila 4.15' te verilmiştir. Buna göre cidar sıcaklıkları eğrisel olarak artmaktadır. Boş borudan farkı ise parabolün uçlarının daha açık olması yani termokupulların sık yerleştirildiği bölgeden sonra sıcaklığın neredeyse doğrusal olarak boş boruya göre daha fazlaca bir artış meydana gelmesidir. Yığık sıcaklık ise yine doğrusal ama eğimi artmış olarak artmaktadır. Bunun şerit elemanın türbülans etkisi olduğu düşünülmüştür.

Boru boyunca farklı Reynolds sayılarında Nusselt sayısının değişimi şekil 4.16' da gösterilmiştir. Şekil 4.16 incelendiğinde genel olarak bütün Reynolds sayılarında Nusselt sayısı eğrisel bir azalma seyretmiş ve boru çıkışına doğru neredeyse sabit kalma eğilimini göstermiştir. Öte yandan boş boruya göre aynı Reynolds sayılarında Nusselt sayıları artmıştır. Bunun sebebi; şerit elemanın akış alanının bozulmasına yol açması sonucu akış ayrılmalarının, girdapların ve çalkantıların çoğalarak sürtünmenin ve dolayısıyla ısı geçişinin artmasıdır denebilir. Şekil 4.17' de ise Reynolds sayısına göre sürtünme katsayısının değişimi

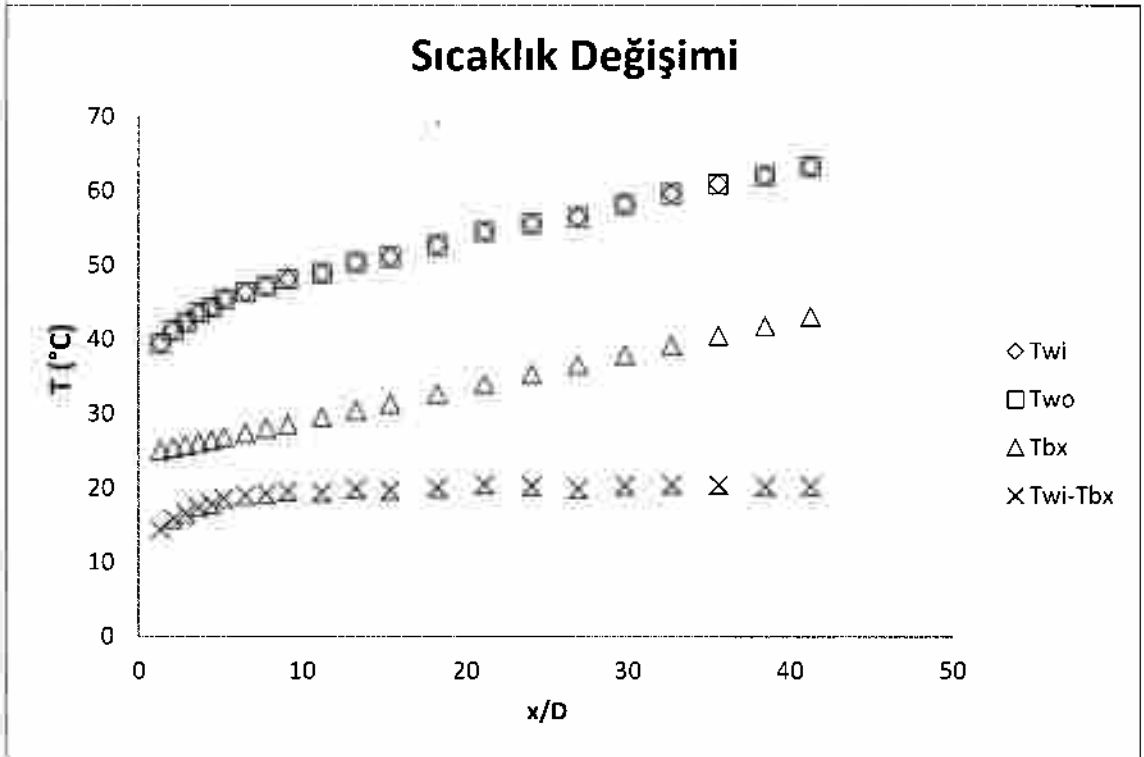
verilmiştir. Reynolds sayısı arttıkça sürtünme katsayısı azalmaktadır çünkü bilindiği gibi Reynolds sayısı arttıkça akışın atalet kuvvetleri artmaktadır.



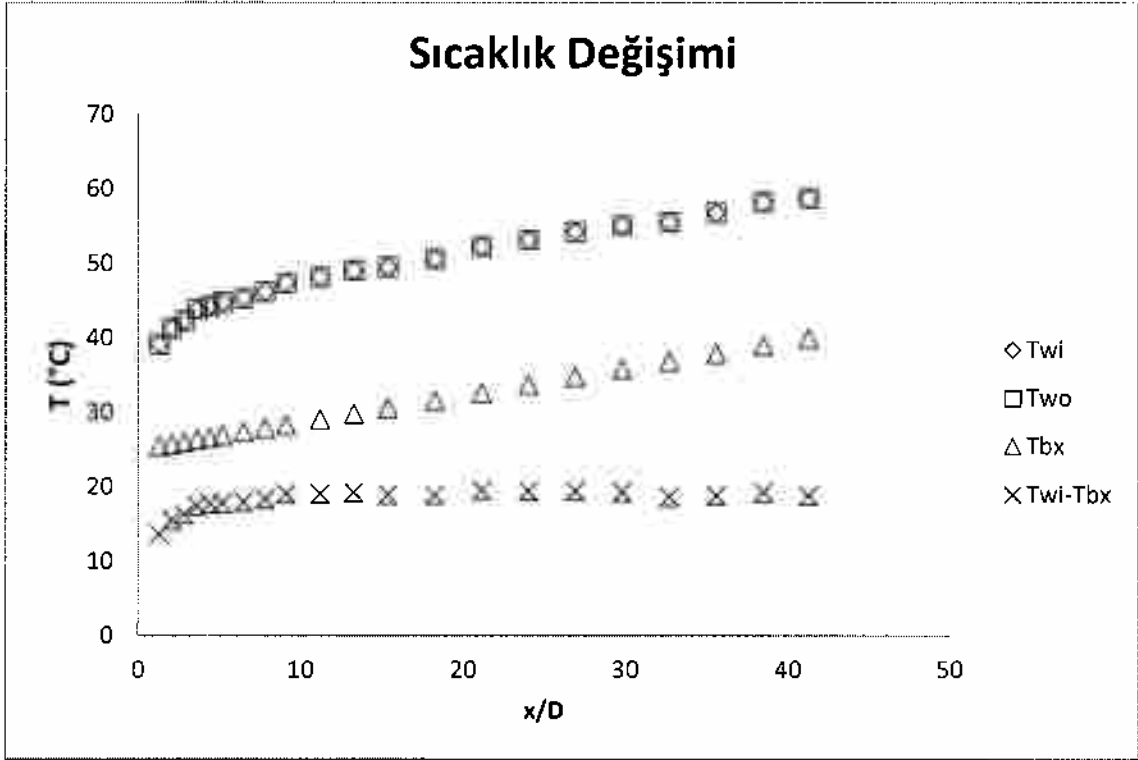
Şekil 4.11 Trapez I şerit eleman yerleştirilmiş boru boyunca sıcaklık değişimi (Re=5406)



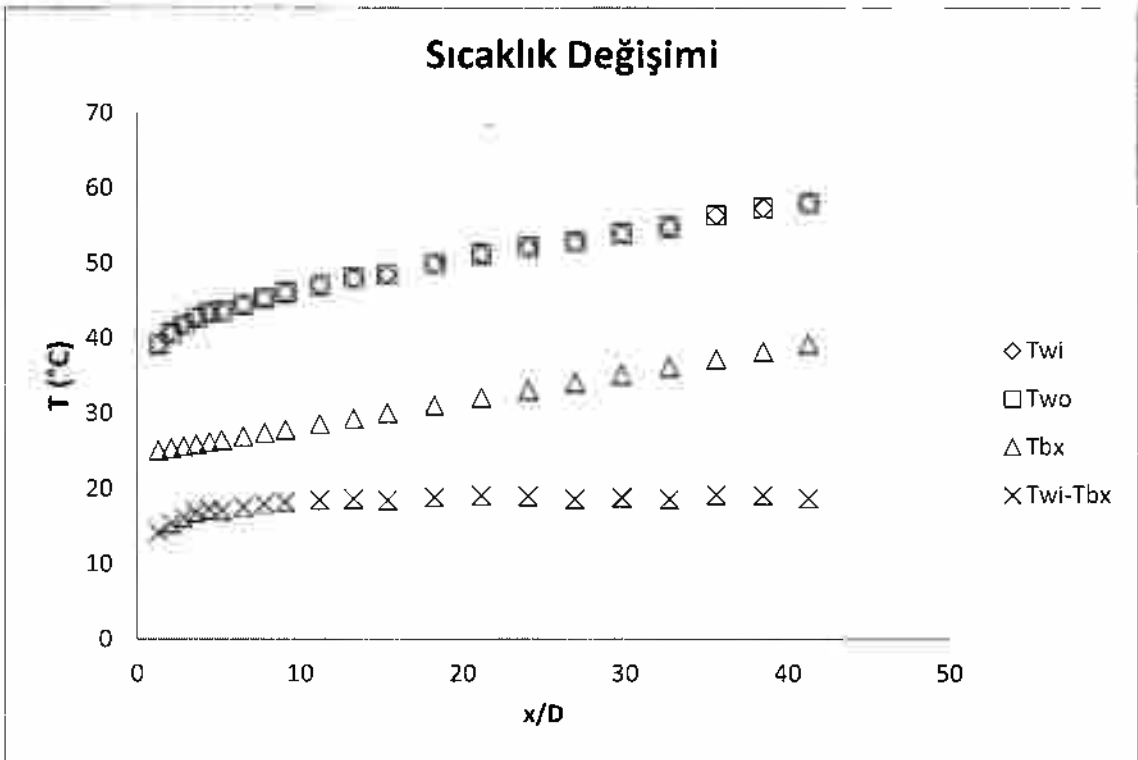
Şekil 4.12 Trapez I şerit eleman yerleştirilmiş boru boyunca sıcaklık değişimi ($Re=8252$)



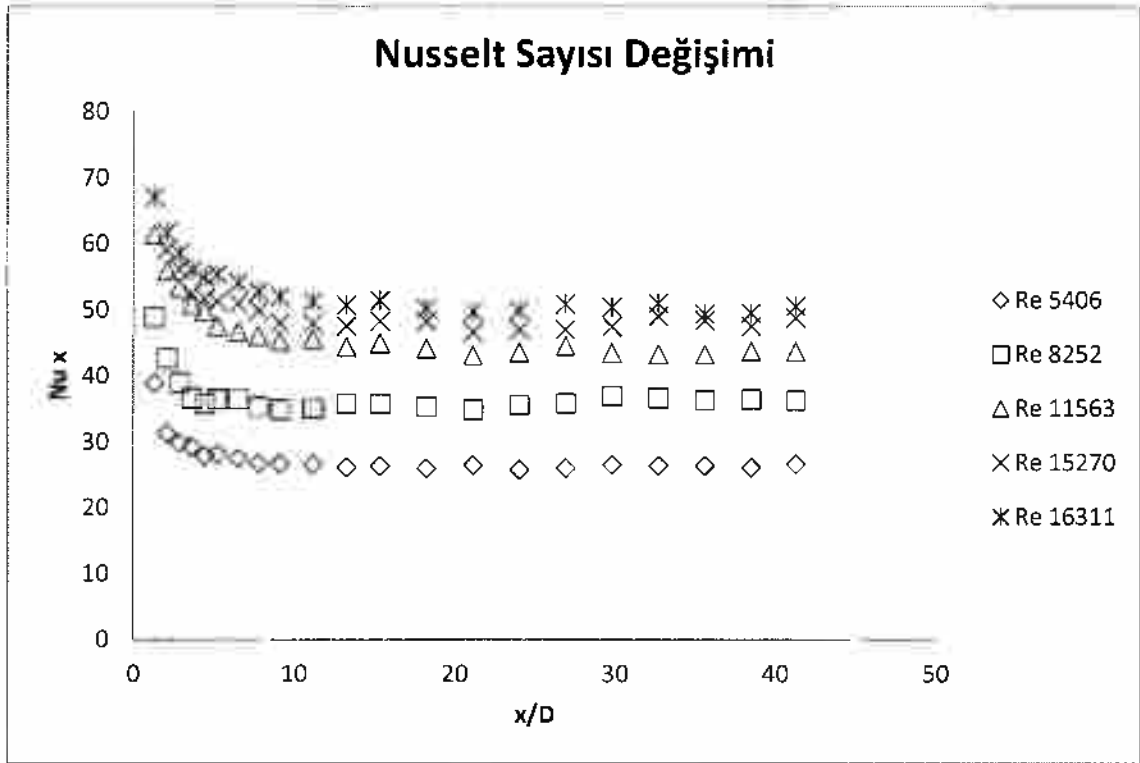
Şekil 4.13 Trapez I şerit eleman yerleştirilmiş boru boyunca sıcaklık değişimi ($Re=11563$)



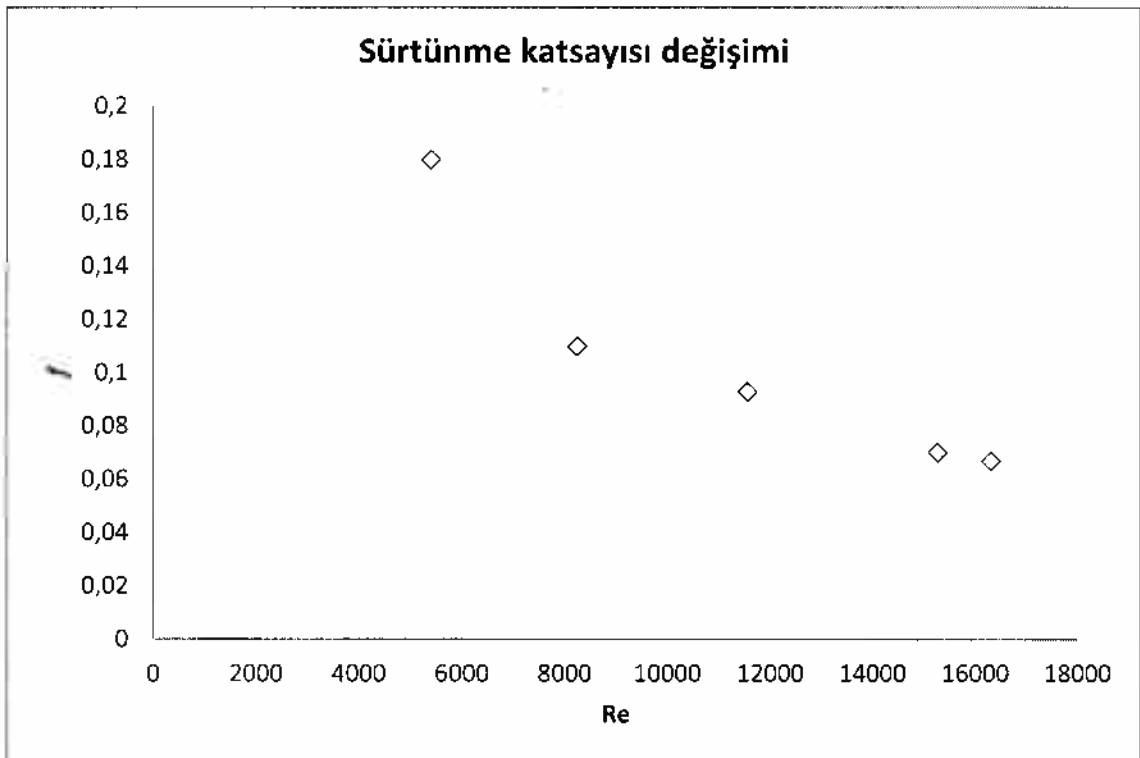
Şekil 4.14 Trapez I şerit eleman yerleştirilmiş boru boyunca sıcaklık değişimi ($Re=15270$)



Şekil 4.15 Trapez I şerit eleman yerleştirilmiş boru boyunca sıcaklık değişimi ($Re=16311$)



Şekil 4.16 Trapez I şerit eleman yerleştirilmiş boru boyunca Nusselt değerlerinin değişimi

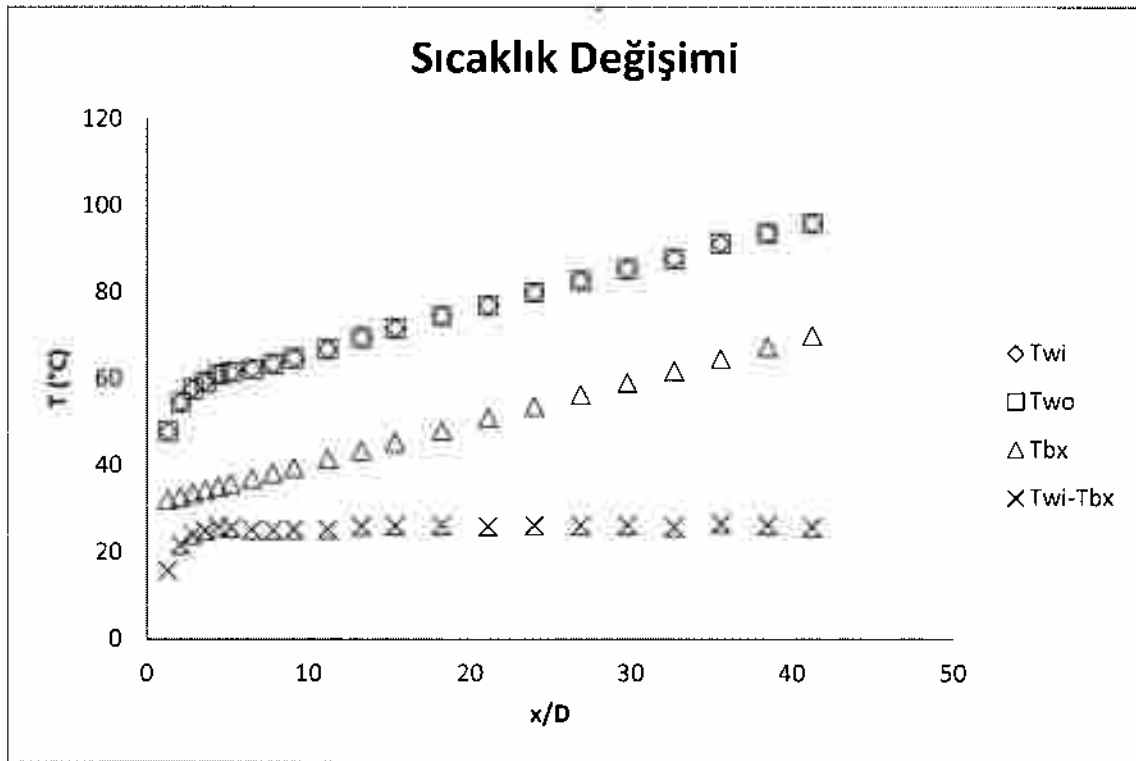


Şekil 4.17 Trapez I şerit eleman yerleştirilmiş boru için Reynolds sayısına göre sürtünme faktörünün değişimi

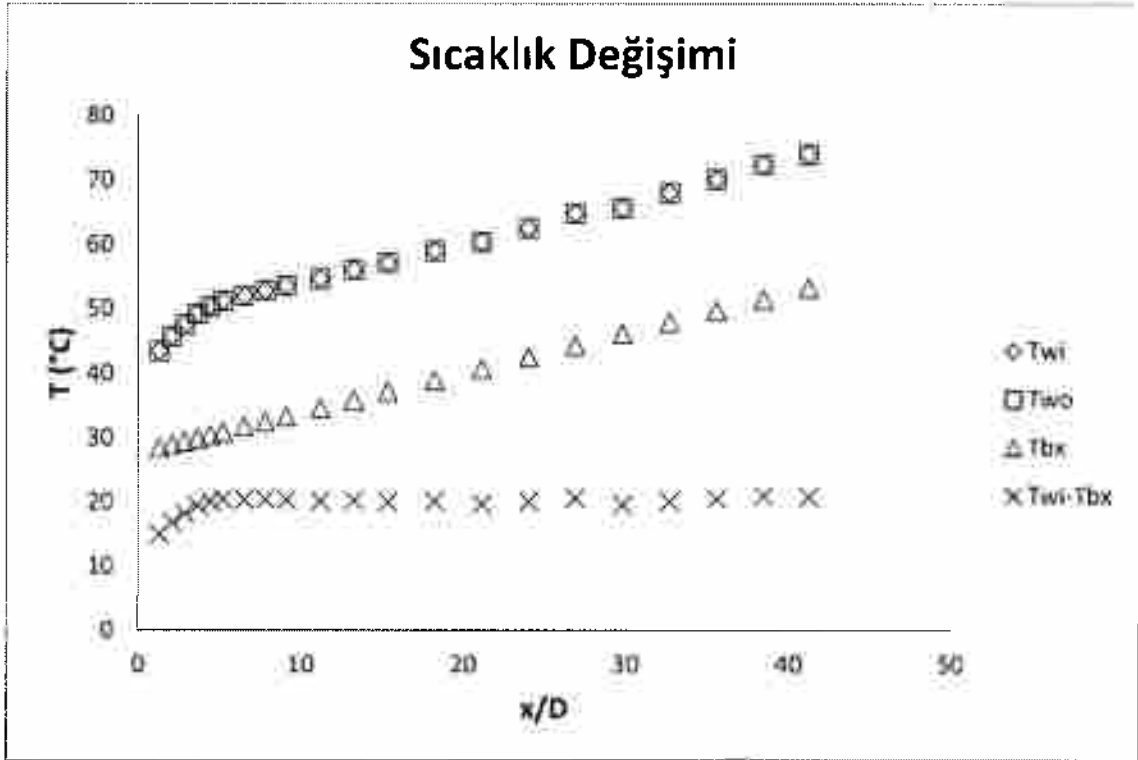
4.3. Trapez II Şerit Eleman Yerleştirilmiş Boru Deney Sonuçları

Boş boru ve Trapez I deneylerinden sonra ikinci olarak $S=D/6$ dış derinliğindeki kalıptan geçirilen Trapez II diye adlandırılan trapez kesitli şerit elemanın ısı geçişi ve akış karakteristiklerine etkisi incelenmiştir. Trapez II şerit eleman yerleştirilmiş boru için boru boyunca sıcaklık değişimleri şekil 4.18 ila 4.22’ de verilmiştir. Buna göre cidar sıcaklıkları yine eğrisel ve sona doğru doğrusal olarak artmaktadır fakat test borusu girişinde artış Trapez I ‘e göre daha düşük gözlenmiştir. Yığık sıcaklık ise yine doğrusal olarak artmaktadır. Bu; şerit elemanın dış derinliği düştüğü için çok olmamakla beraber belirli bir türbülans etkisinin mevcut olduğu şeklinde yorumlanmıştır.

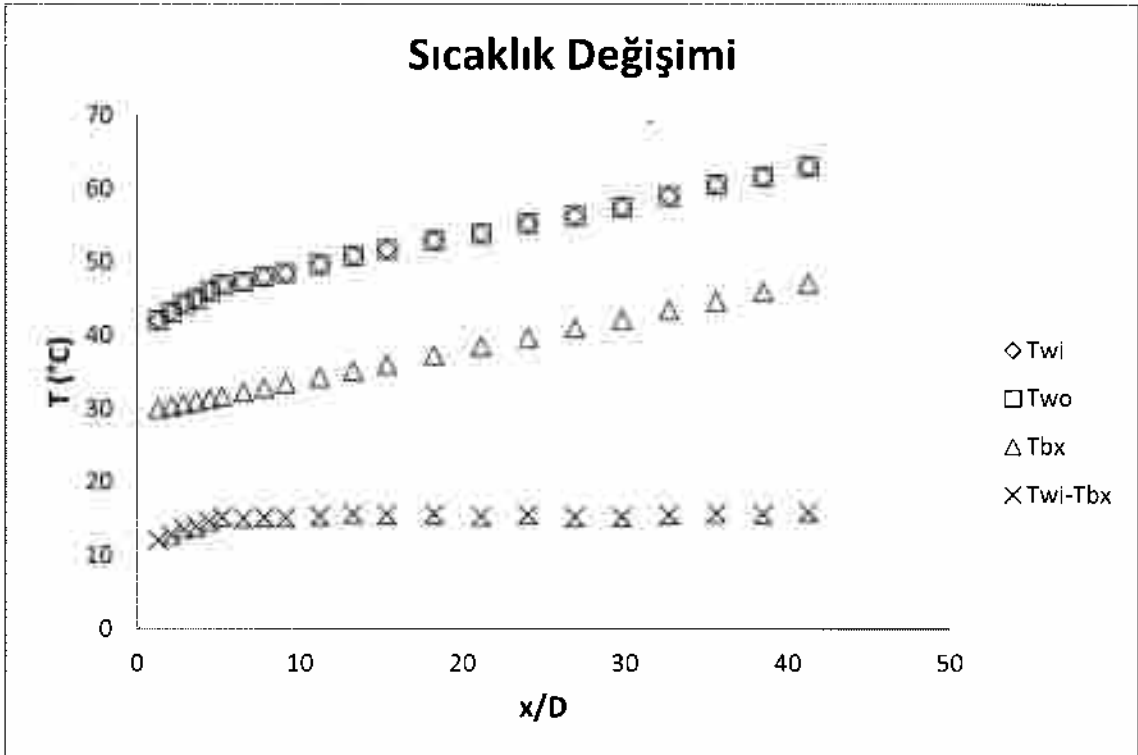
Boru boyunca farklı Reynolds sayılarında Nusselt sayısının değişimi şekil 4.23’ te gösterilmiştir. Şekil 4.23 incelendiğinde genel olarak bütün Reynolds sayılarında Nusselt sayısı eğrisel bir azalma seyretmiş ve boru çıkışına doğru neredeyse sabit kalma eğilimini göstermiştir. Boş boruya göre aynı Reynolds sayılarında Nusselt sayıları artmıştır. Bunun nedeni şerit elemanın dış derinliği düşse bile yine de akış ayrılması ve çalkantılara yol açarak türbülansın oluşmasıdır. Şekil 4.24’ te yine Reynolds sayısı artışına bağlı olarak sürtünme katsayısının düştüğü gözlemlenmektedir.



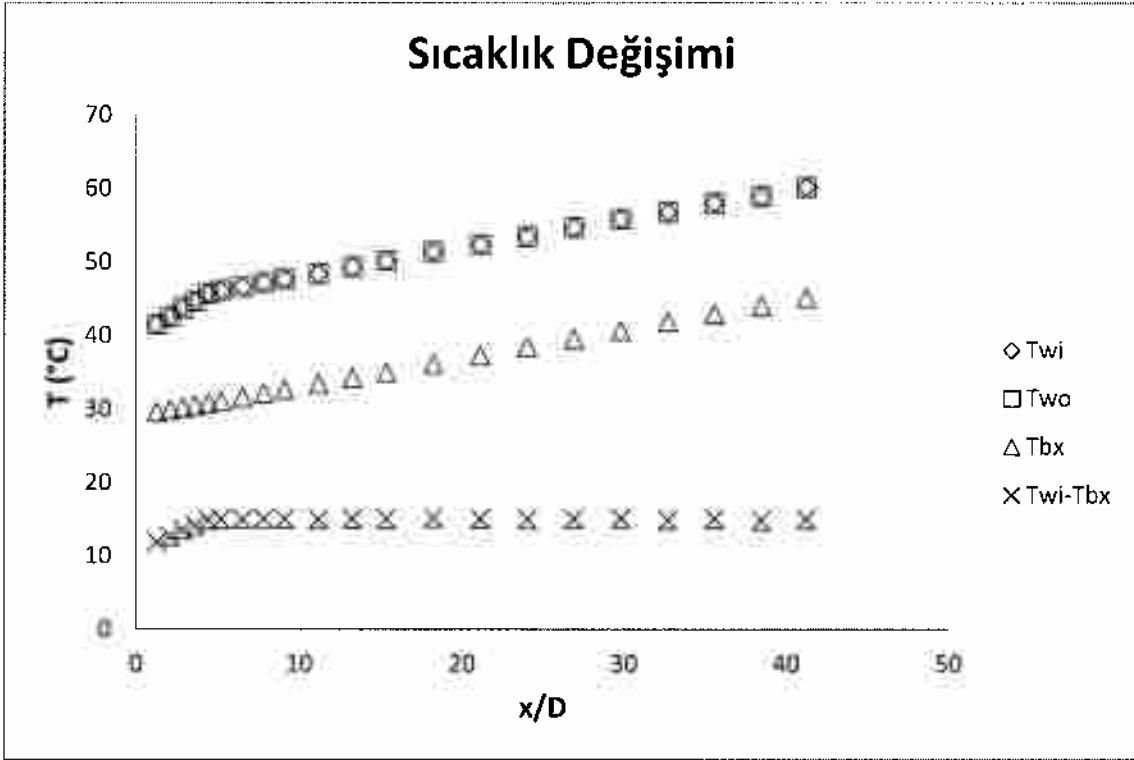
Şekil 4.18 Trapez II şerit eleman yerleştirilmiş boru boyunca sıcaklık değişimi (Re=4761)



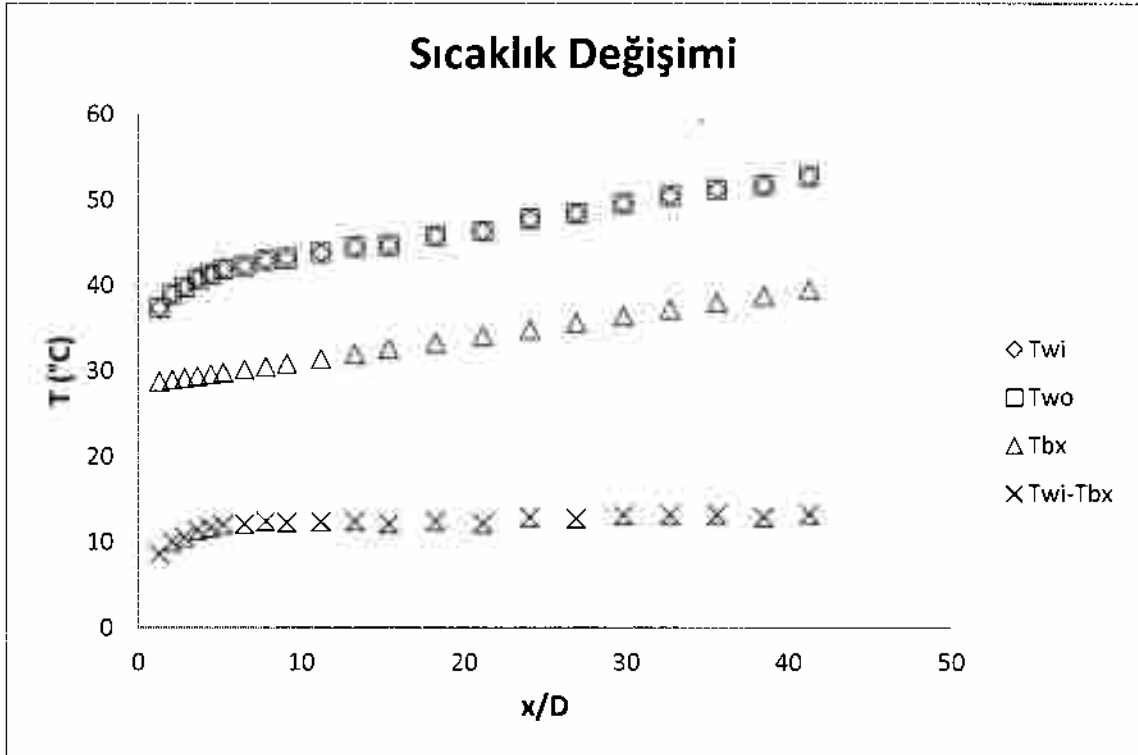
Şekil 4.19 Trapez II şerit eleman yerleştirilmiş boru boyunca sıcaklık değişimi ($Re=7397$)



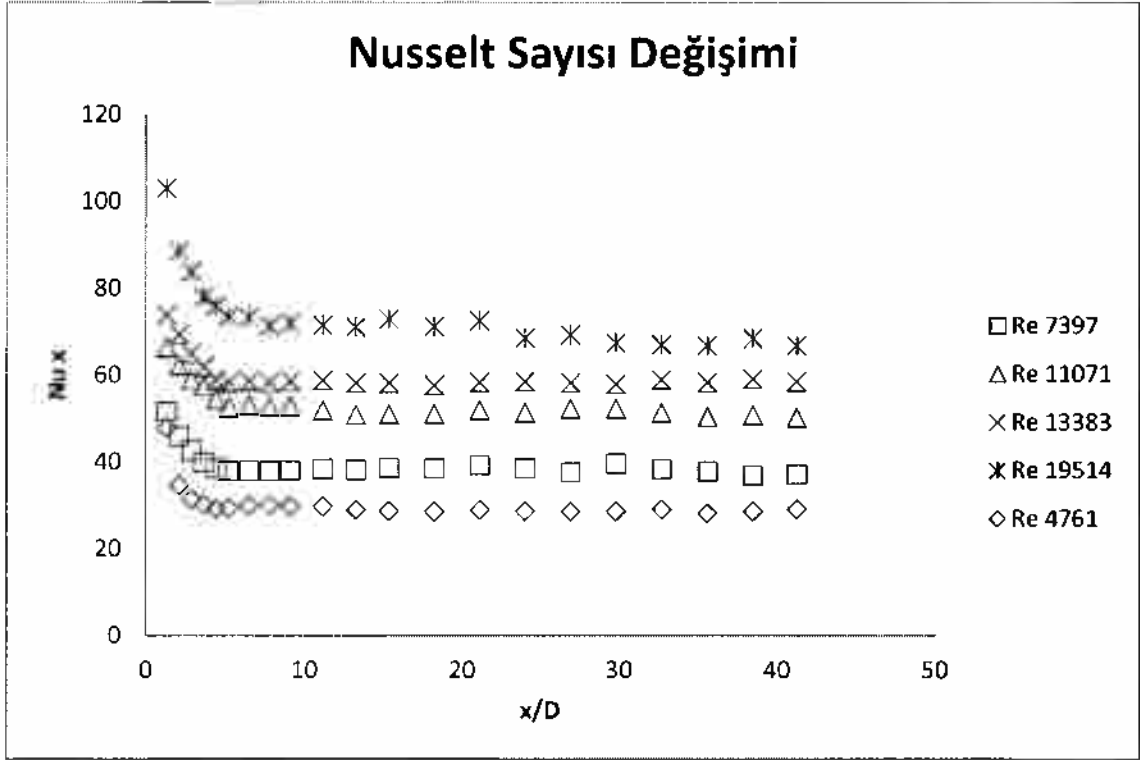
Şekil 4.20 Trapez II şerit eleman yerleştirilmiş boru boyunca sıcaklık değişimi ($Re=11071$)



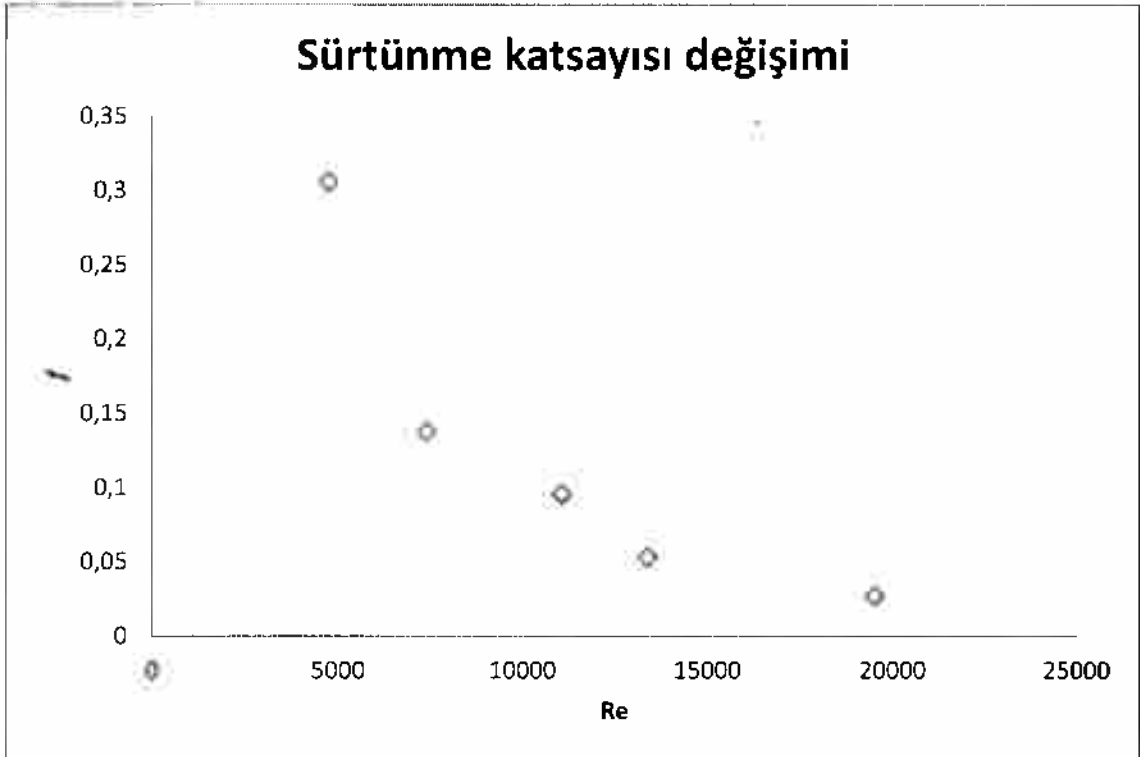
Şekil 4.21 Trapez II şerit eleman yerleştirilmiş boru boyunca sıcaklık değişimi (Re=13383)



Şekil 4.22 Trapez II şerit eleman yerleştirilmiş boru boyunca sıcaklık değişimi (Re=19514)



Şekil 4.23 Trapez II şerit eleman yerleştirilmiş boru boyunca Nusselt sayılarının değişimi

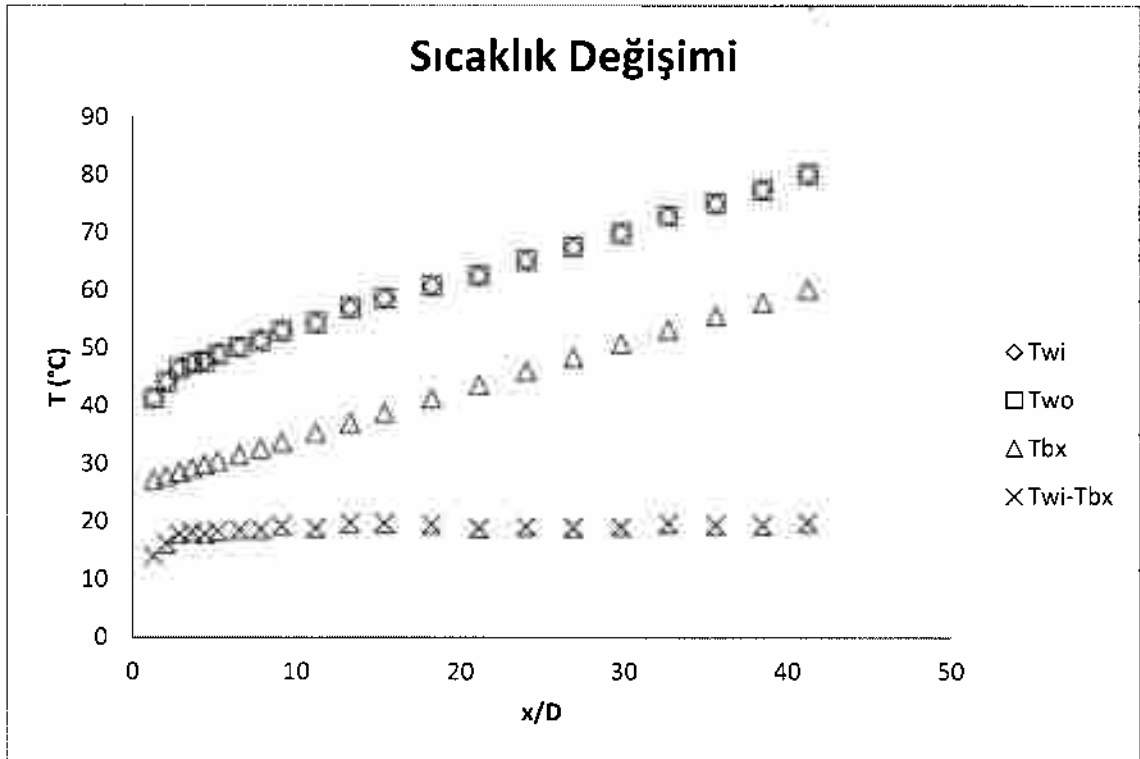


Şekil 4.24 Trapez II şerit eleman yerleştirilmiş boru için Reynolds sayısına göre sürtünme faktörünün değişimi

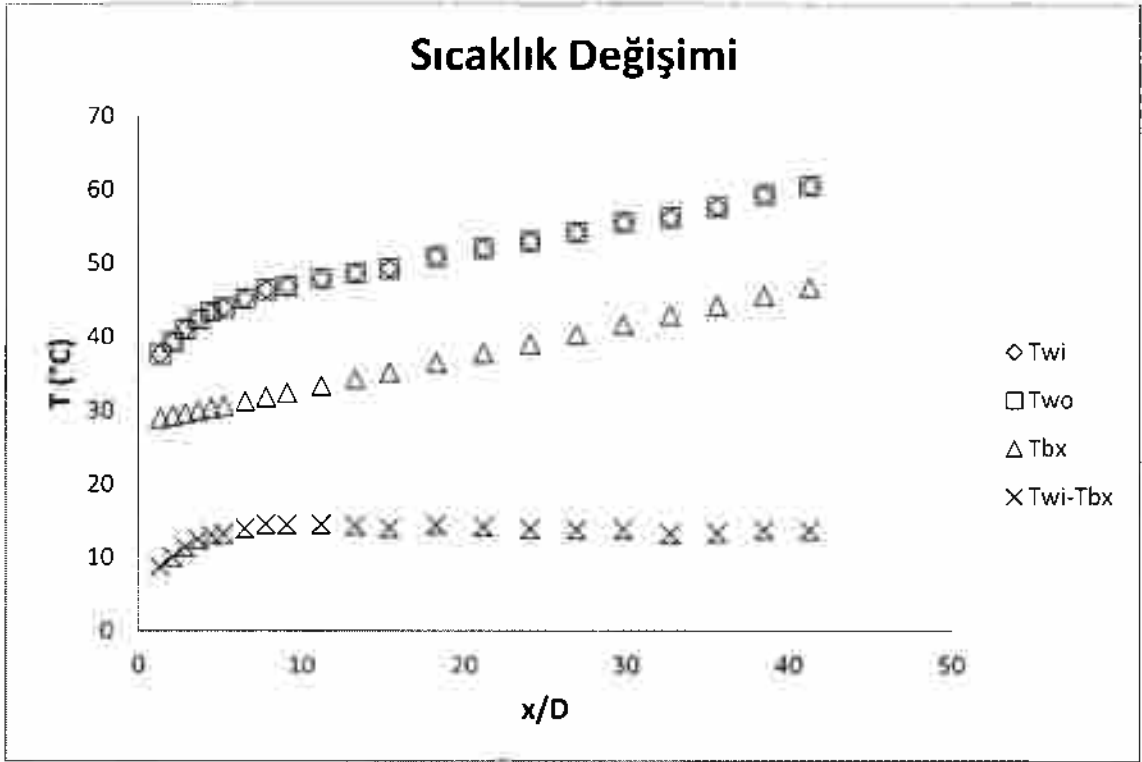
4.4. Trapez III Şerit Eleman Yerleştirilmiş Boru Deney Sonuçları

Boş boru, Trapez I ve Trapez II deneylerinden sonra üçüncü olarak $S=D/10$ dış derinliğindeki kalıptan geçirilen Trapez III diye adlandırılmış trapez kesitli şerit elemanın ısı geçişi ve akış karakteristiklerine etkisi incelenmiştir. Trapez III şerit eleman yerleştirilmiş boru için boru boyunca sıcaklık değişimleri Şekil 4.25 ila 4.29' da verilmiştir. Buna göre cidar sıcaklıkları yine eğrisel olarak artmaktadır. Önceki deneylerden farkı ise cidar sıcaklıkları ile yığık sıcaklık arasındaki farkın çok olmamasıdır. Bunun sebebi dış yüksekliğinin düşük olmasından ötürü türbülans etkisinin fazla olmaması ve ısı geçişinin buna göre gerçekleşmesidir şeklinde izah edilebilir. Yığık sıcaklık artışı yine doğrusaldır.

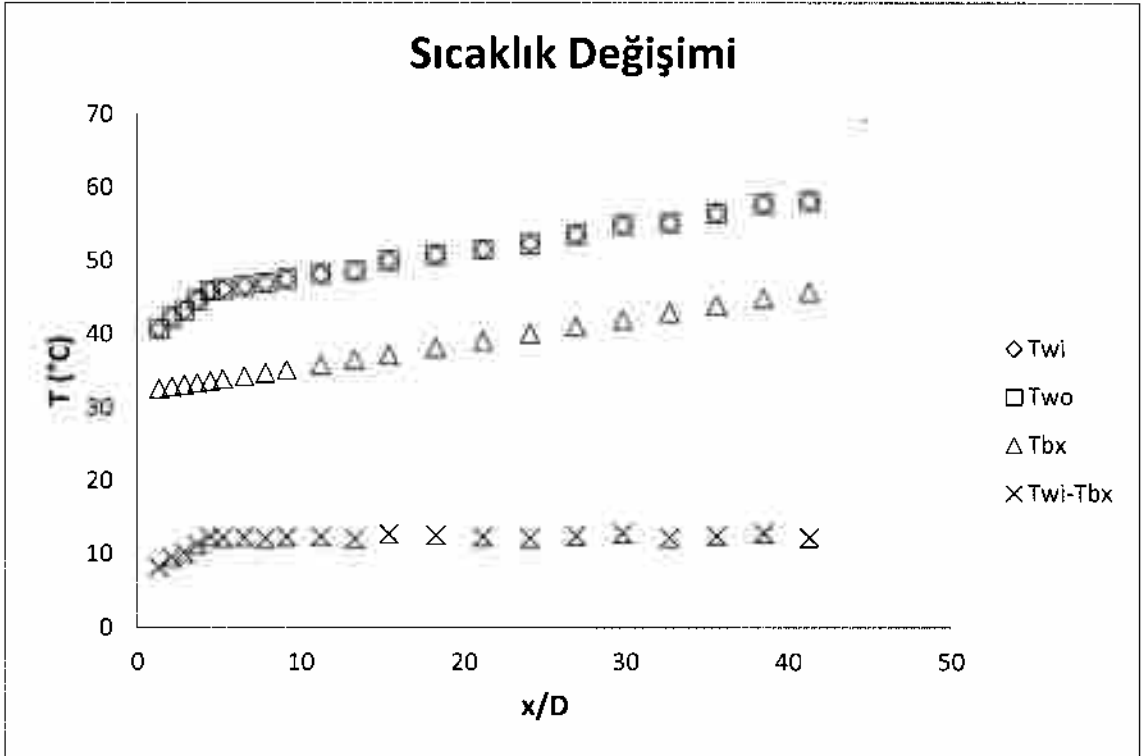
Boru boyunca farklı Reynolds sayılarında Nusselt sayısının değişimi Şekil 4.30' da gösterilmiştir. Şekil 4.30 incelendiğinde; öncekilerde olduğu gibi, genel olarak bütün Reynolds sayılarında Nusselt sayısı eğrisel bir azalma seyretmiş ve boru çıkışına doğru neredeyse sabit kalma eğilimini göstermiştir. Öte yandan boş boruya göre aynı Reynolds sayılarında Nusselt sayıları artmıştır. Burada şerit elemanın türbülans etkisinin hala mevcut olduğu görülmektedir. Şekil 4.31' de Reynolds sayısına göre sürtünme katsayısının değişimi verilmiştir. Bu şekle göre Reynolds sayısı arttıkça sürtünme katsayısı azalmıştır.



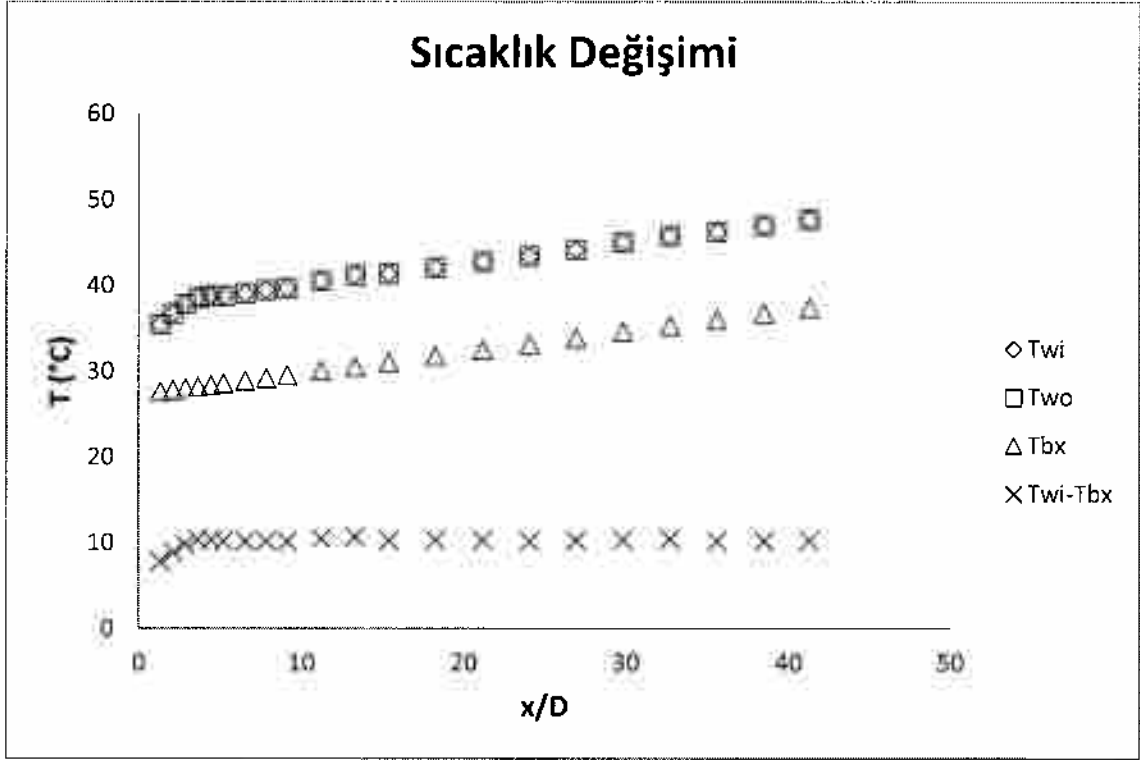
Şekil 4.25 Trapez III şerit eleman yerleştirilmiş boru boyunca sıcaklık değişimi (Re=5701)



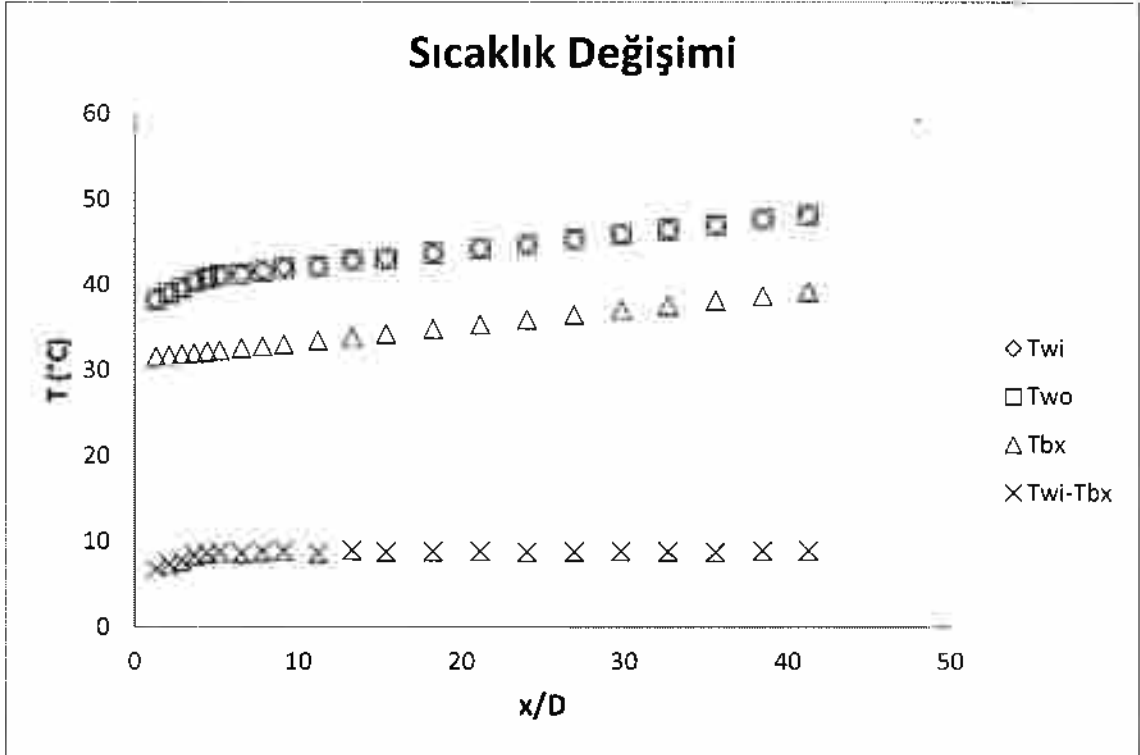
Şekil 4.26 Trapez III şerit eleman yerleştirilmiş boru boyunca sıcaklık değişimi (Re=10048)



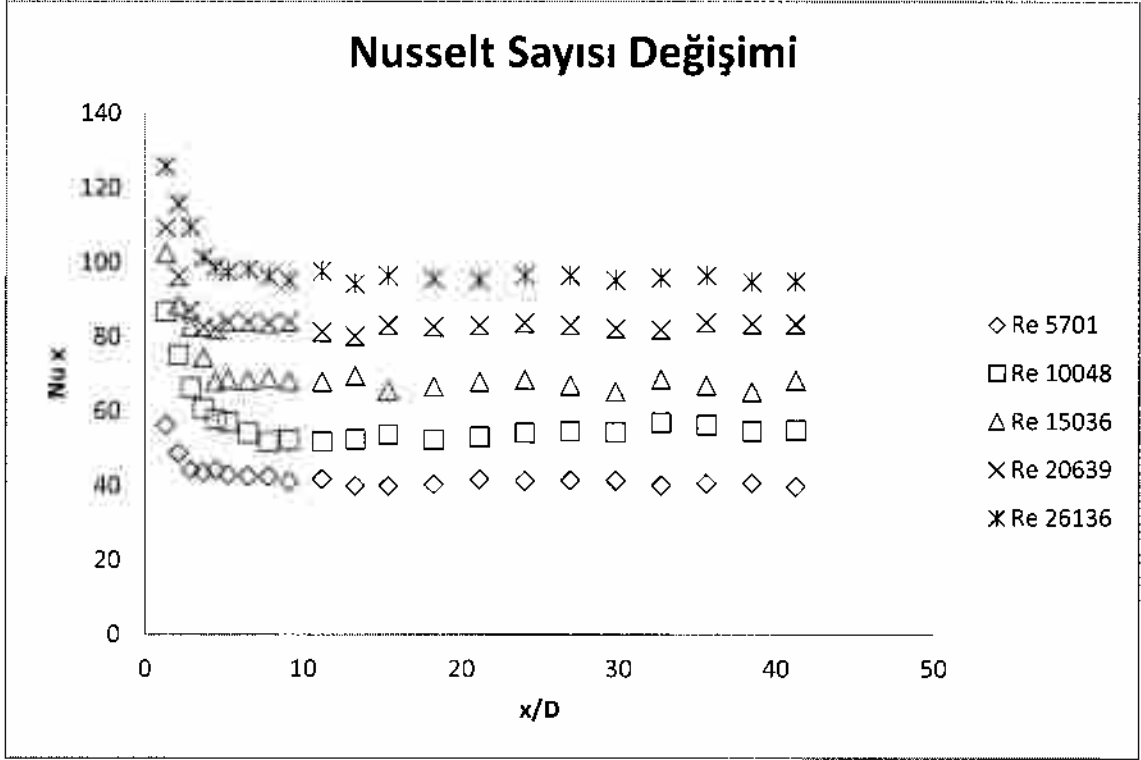
Şekil 4.27 Trapez III şerit eleman yerleştirilmiş boru boyunca sıcaklık değişimi (Re=15036)



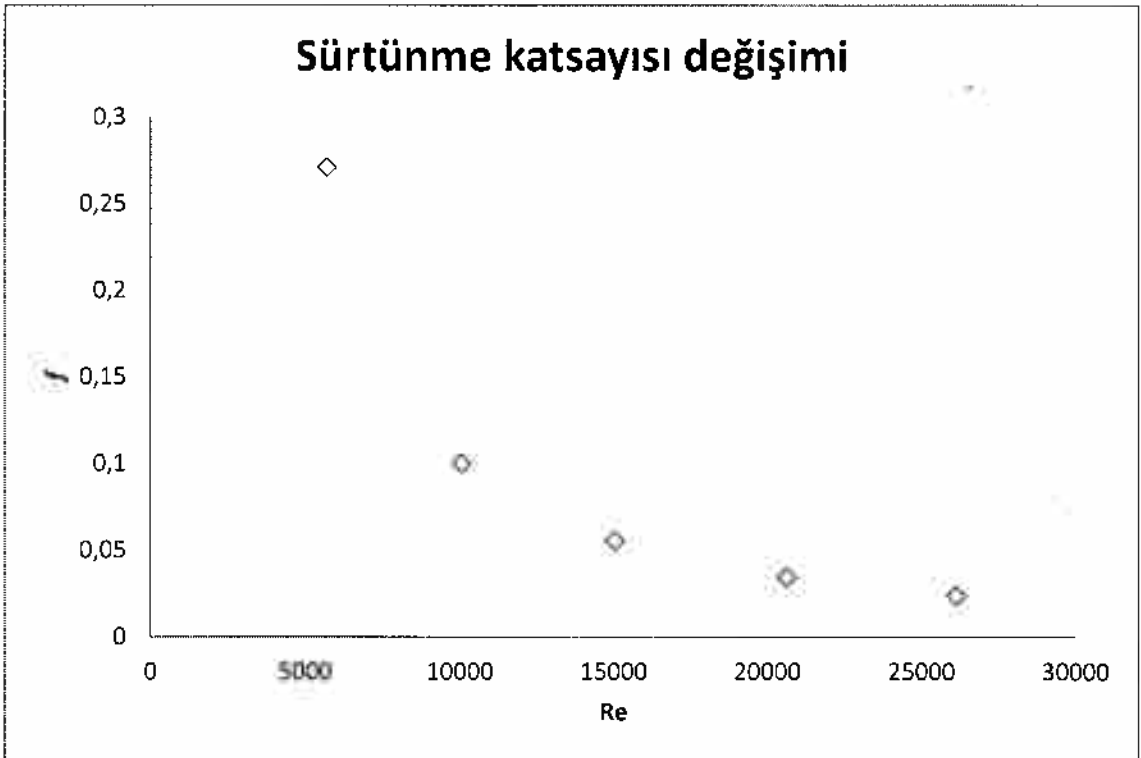
Şekil 4.28 Trapez III şerit eleman yerleştirilmiş boru boyunca sıcaklık değişimi (Re=20639)



Şekil 4.29 Trapez III şerit eleman yerleştirilmiş boru boyunca sıcaklık değişimi (Re=26136)



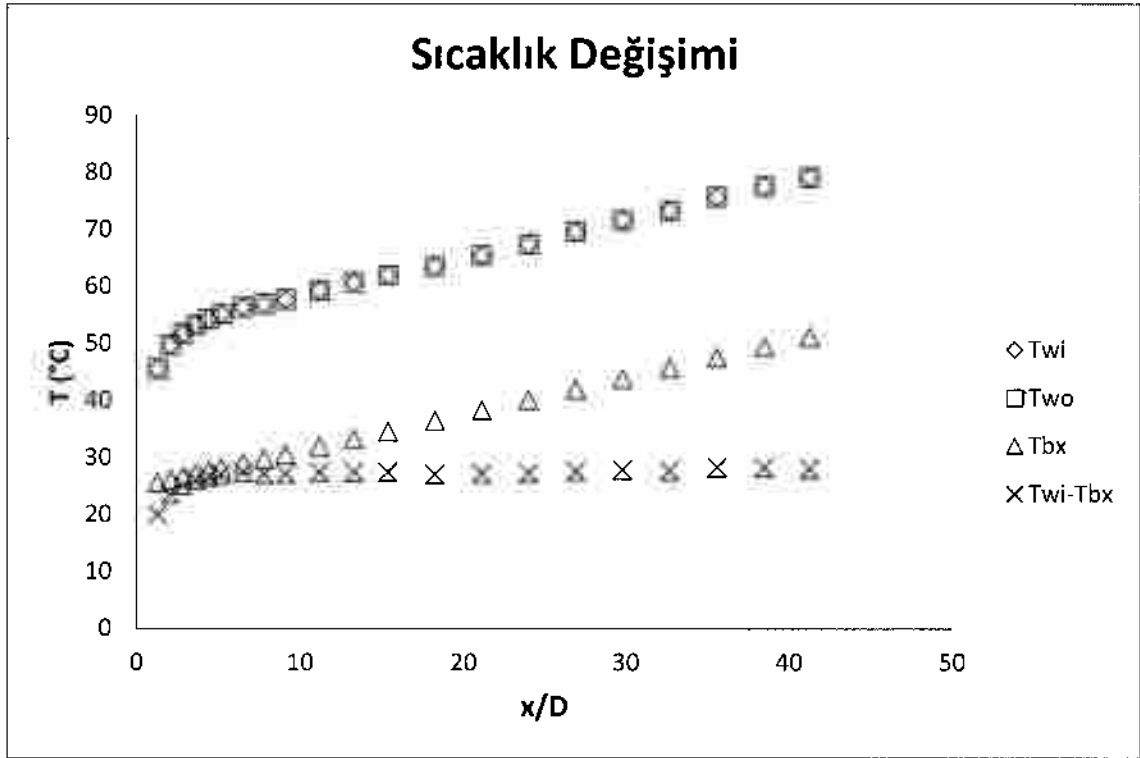
Şekil 4.30 Trapez III şerit eleman yerleştirilmiş boru boyunca Nusselt sayılarının değişimi



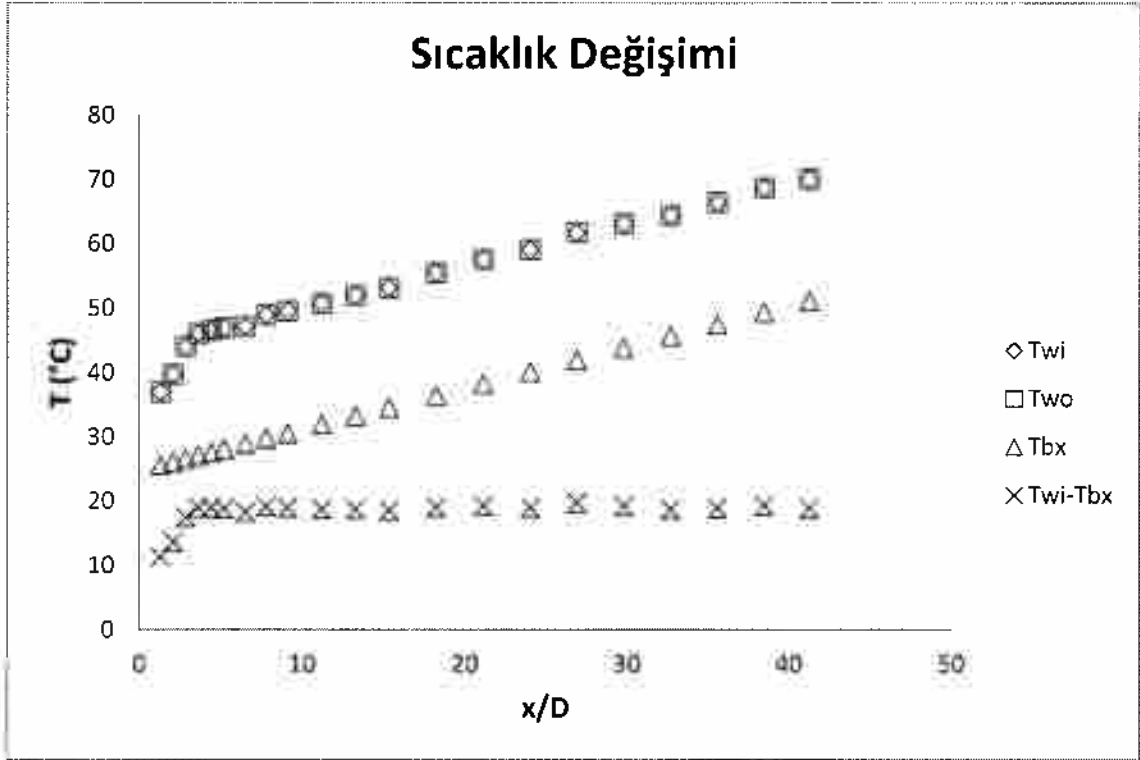
Şekil 4.31 Trapez III şerit eleman yerleştirilmiş boru için Reynolds sayısına göre sürtünme faktörünün değişimi

4.5. Burulmuş Trapez I Şerit Eleman Yerleştirilmiş Boru Deneysel Sonuçları

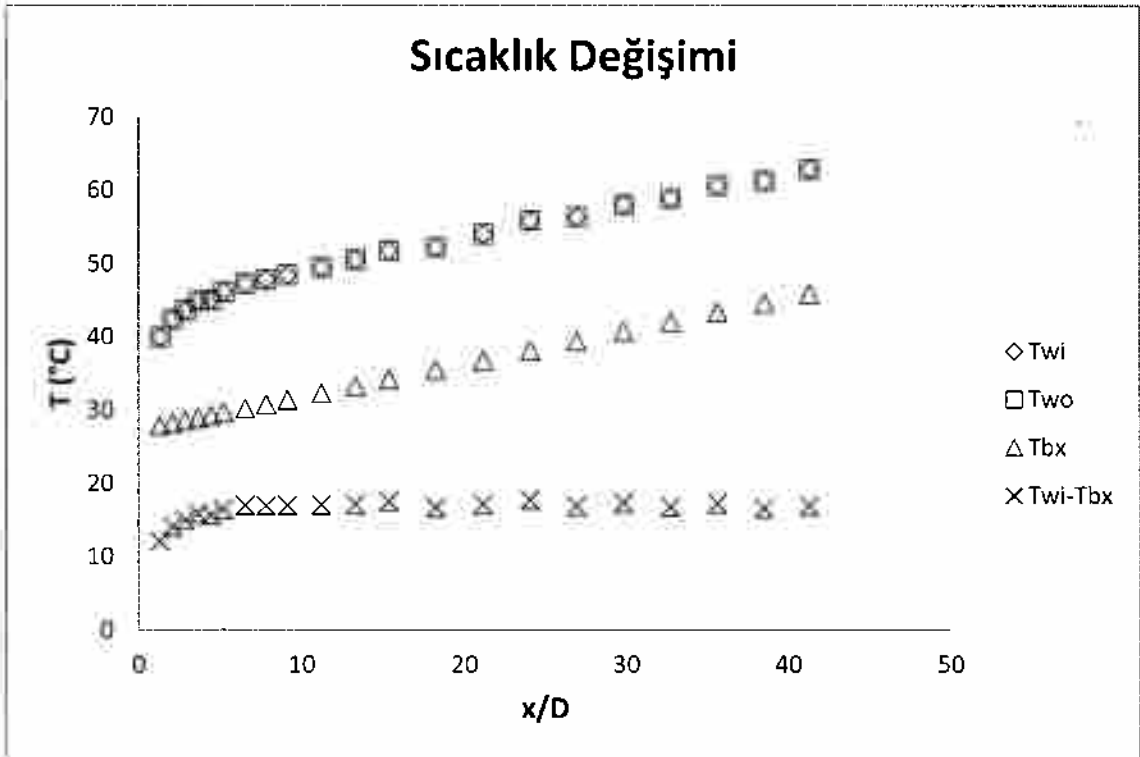
Boş boru ve trapez şerit eleman deneylerinden sonra dördüncü olarak $S=D/4$ dış derinliğindeki kalıptan geçirildikten sonra 3.0 oranında burulmuş Burulmuş Trapez I diye adı geçen trapez kesitli burulmuş şerit elemanın ısı geçişi ve akış karakteristiklerine etkisi incelenmiştir. Burulmuş Trapez I şerit eleman yerleştirilmiş boru için boru boyunca sıcaklık değişimleri Şekil 4.32 ila 4.36' da verilmiştir. Buna göre cidar sıcaklıkları ve yığık sıcaklıklardaki değişim Nusselt sayıları artmakla beraber Trapez I deneylerindeki gibi olmuştur. Şekil 4.38' de sürtünme katsayısı değişiminin Reynolds sayısının artmasına rağmen azalma gösterdiği görülmüştür.



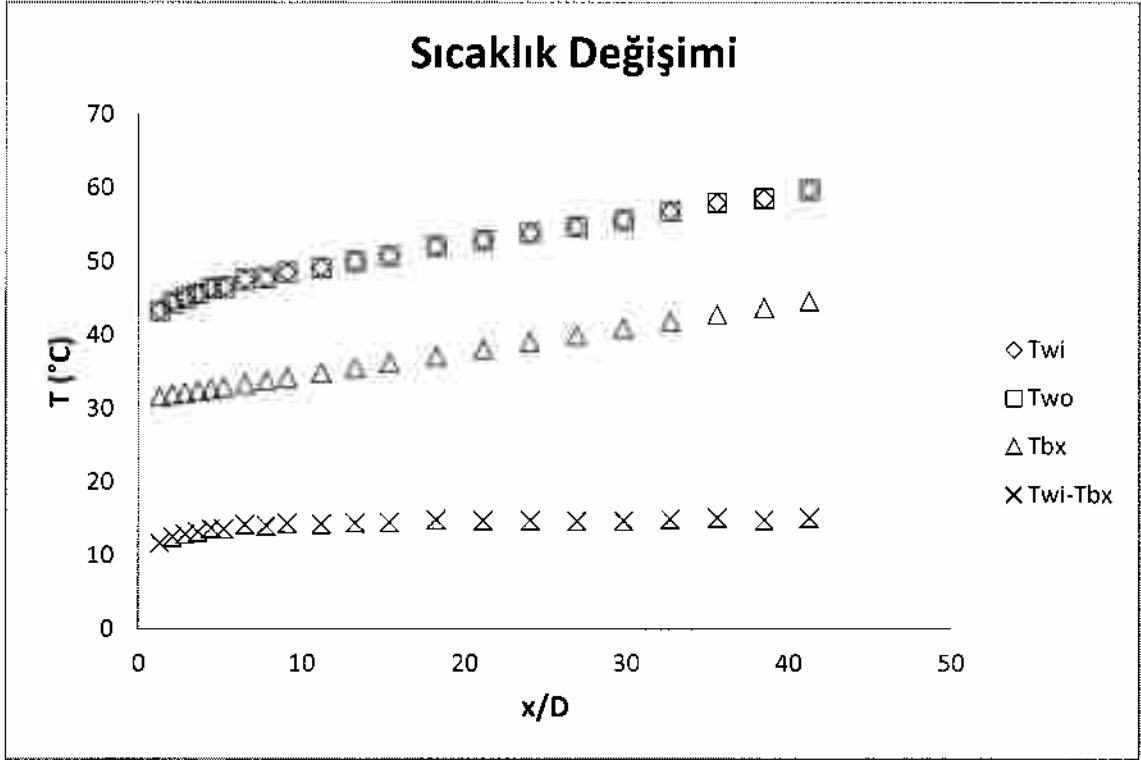
Şekil 4.32 Burulmuş Trapez I şerit eleman yerleştirilmiş boru boyunca sıcaklık değişimi (Re=5088)



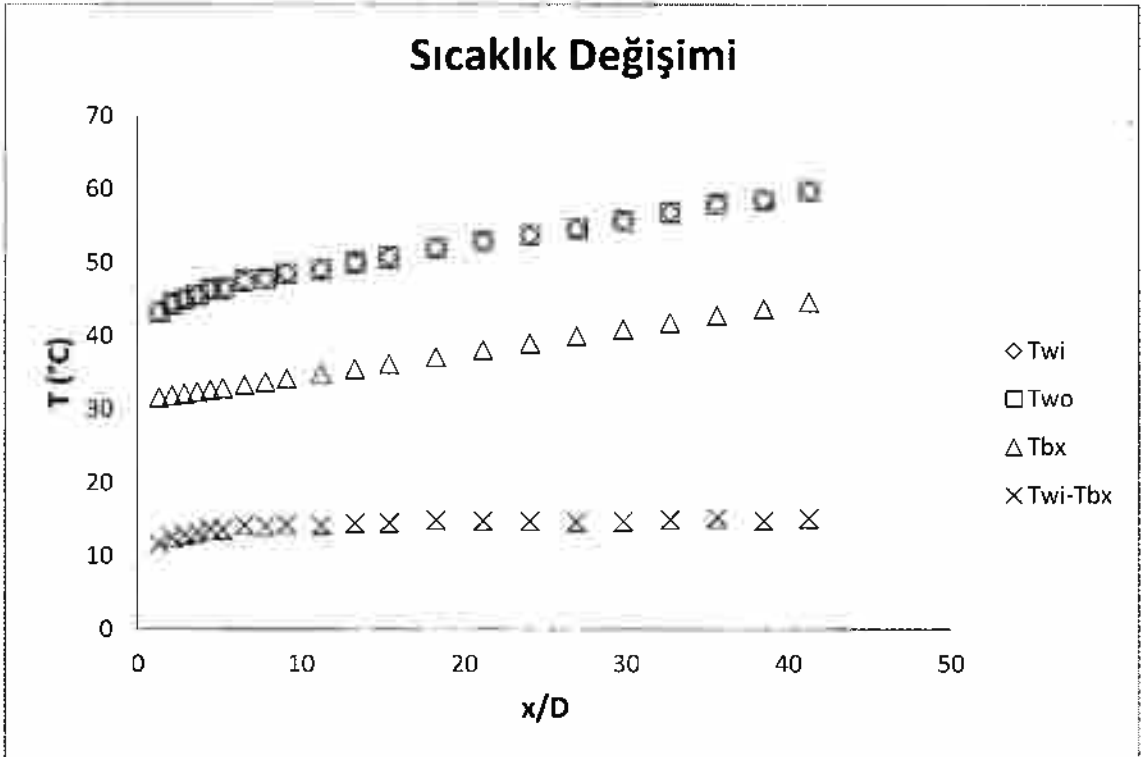
Şekil 4.33 Burulmuş Trapez I şerit eleman yerleştirilmiş boru boyunca sıcaklık değişimi (Re=7933)



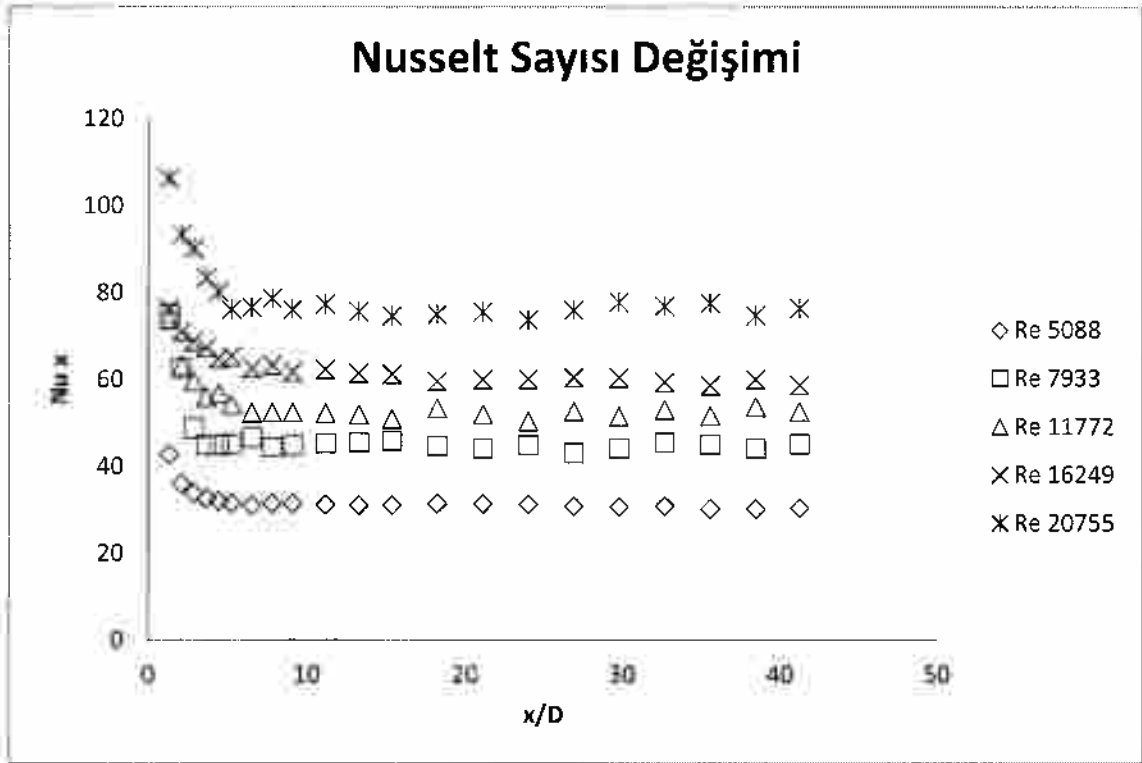
Şekil 4.34 Burulmuş Trapez I şerit eleman yerleştirilmiş boru boyunca sıcaklık değişimi (Re=11772)



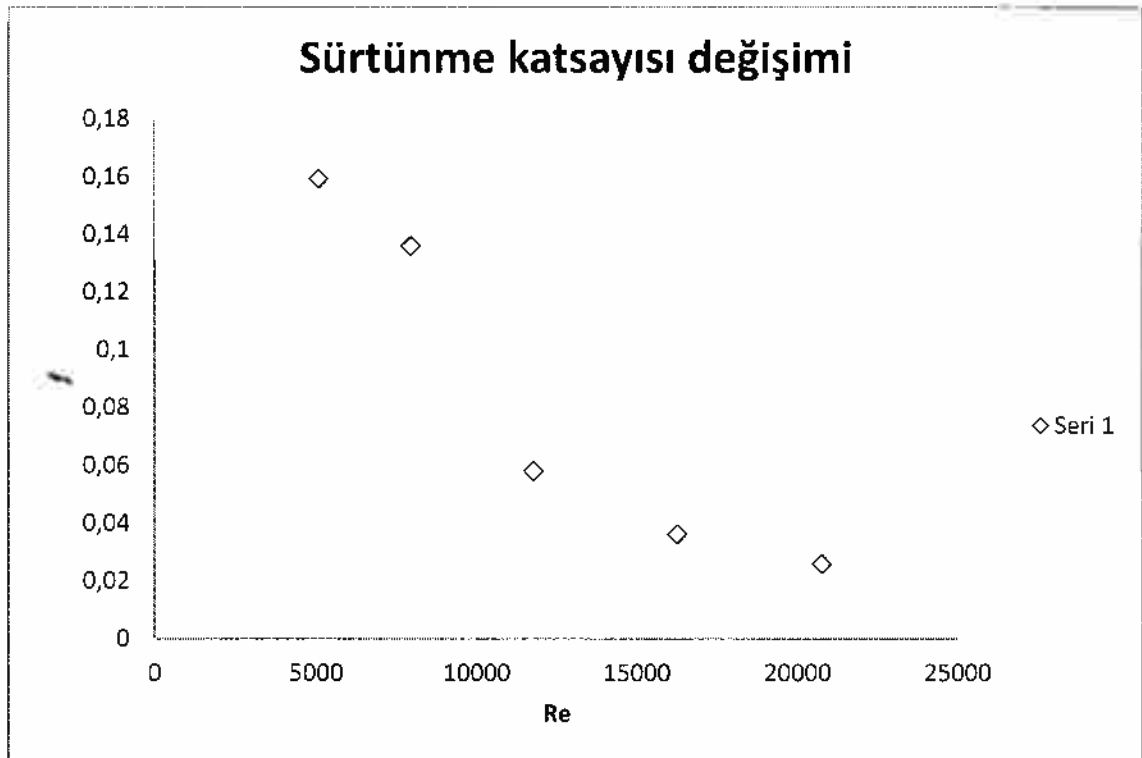
Şekil 4.35 Burulmuş Trapez I şerit eleman yerleştirilmiş boru boyunca sıcaklık değişimi (Re=16249)



Şekil 4.36 Burulmuş Trapez I şerit eleman yerleştirilmiş boru boyunca sıcaklık değişimi (Re=20755)



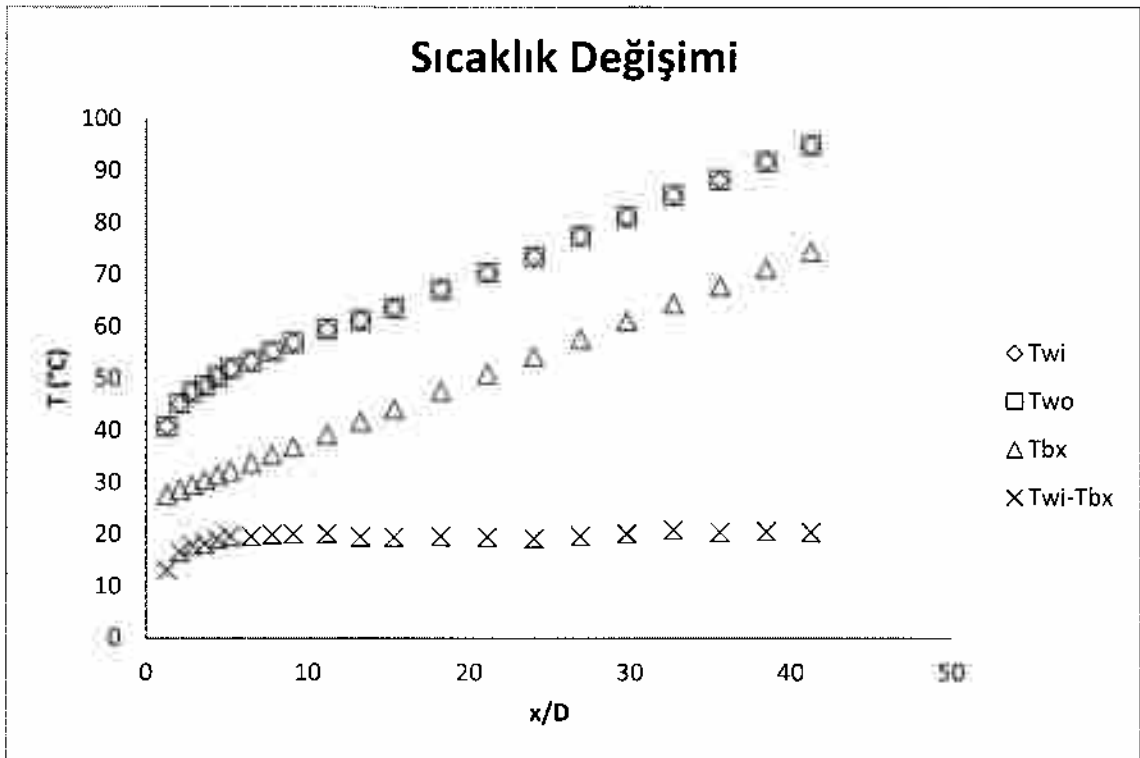
Şekil 4.37 Burulmuş Trapez I şerit eleman yerleştirilmiş boru boyunca Nusselt sayılarının değişimi



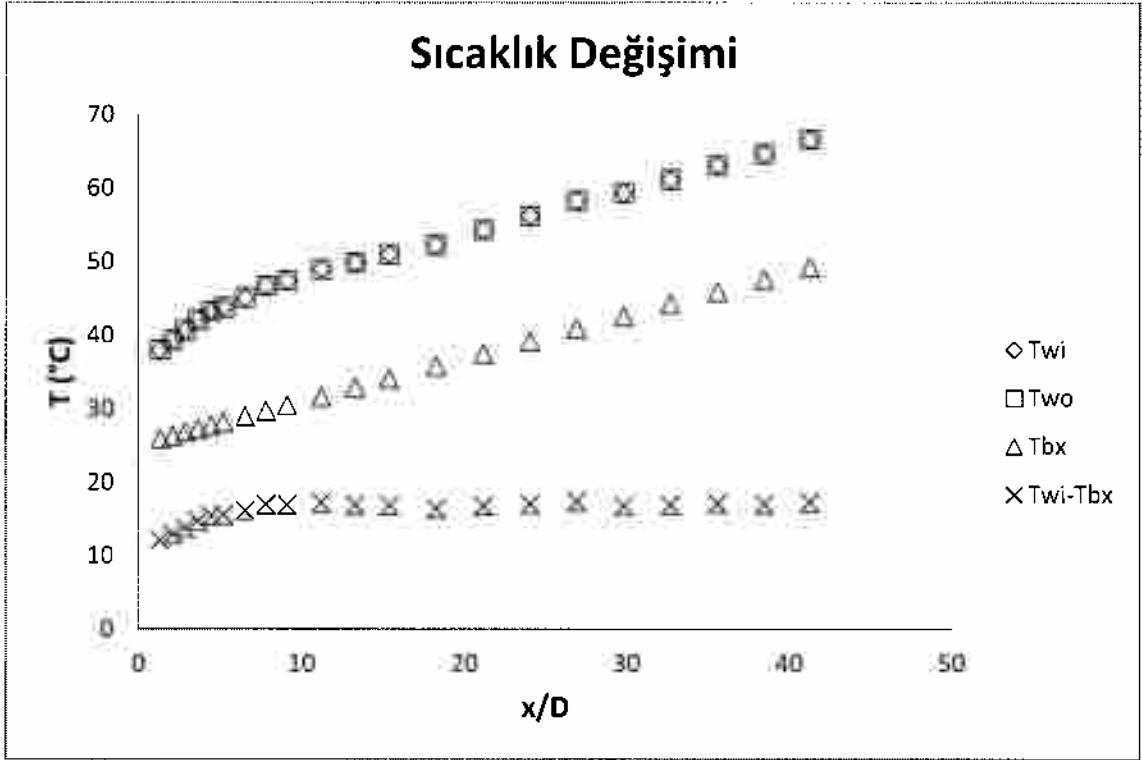
Şekil 4.38 Burulmuş Trapez I şerit eleman yerleştirilmiş boru için Reynolds sayısına göre sürtünme faktörünün değişimi

4.6. Burulmuş Trapez II Şerit Eleman Yerleştirilmiş Boru Deney Sonuçları

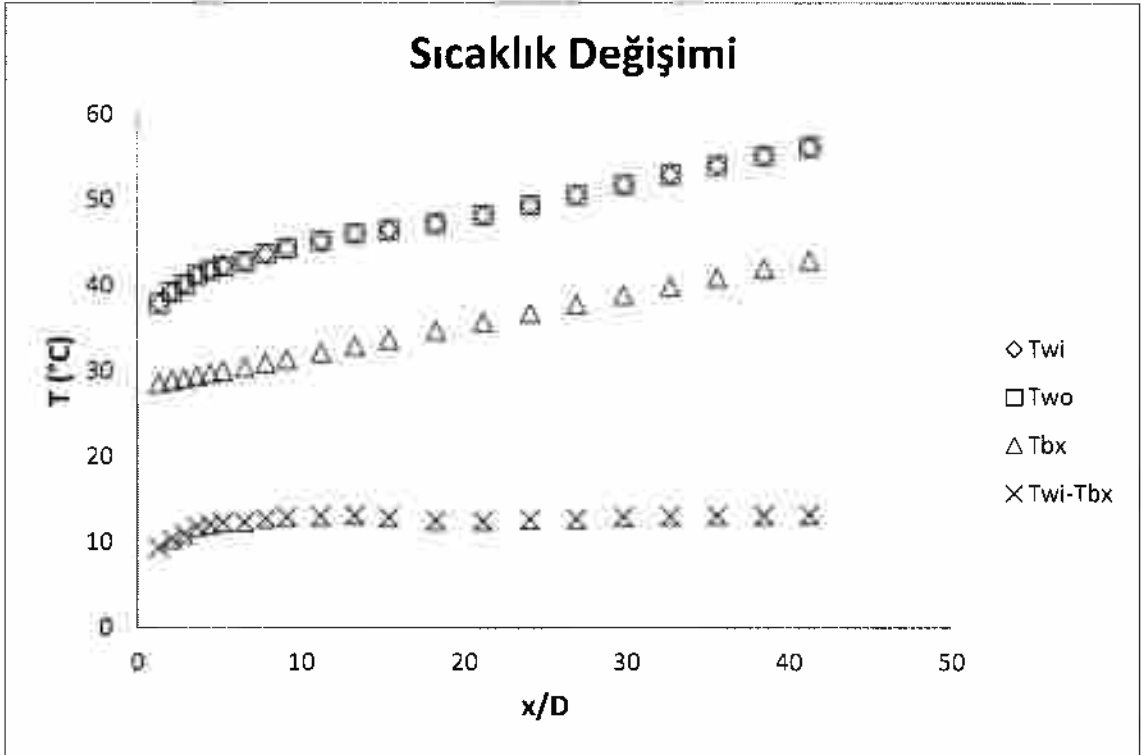
Boş boru ve trapez şerit eleman deneylerinden sonra beşinci olarak $S=D/6$ dış derinliğindeki kalıptan geçirildikten sonra 3.0 oranında burulan Burulmuş Trapez II diye adı geçen trapez kesitli burulmuş şerit elemanın ısı geçişi ve akış karakteristiklerine etkisi incelenmiştir. Burulmuş Trapez II şerit eleman yerleştirilmiş boru için boru boyunca sıcaklık değişimleri şekil 4.39 ila 4.43' te verilmiştir. Buna göre cidar sıcaklıkları ve yığık sıcaklıklardaki değişim Nusselt sayıları artmakla beraber Trapez II deneylerindeki sonuçlara benzemektedir. Sürtünme katsayısı için de Şekil 4.45' te görüldüğü üzere diğer deneylerdeki sonuçlarla benzer şeyler söz konusudur.



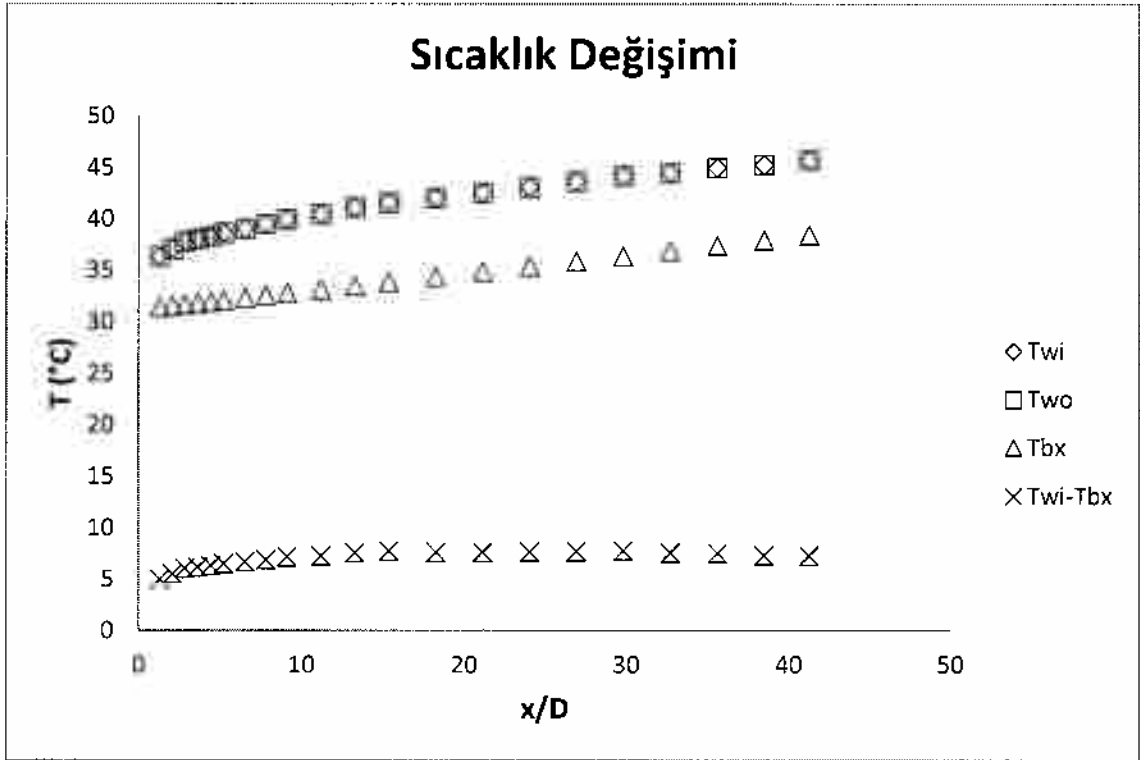
Şekil 4.39 Burulmuş Trapez II şerit eleman yerleştirilmiş boru boyunca sıcaklık değişimi (Re=4610)



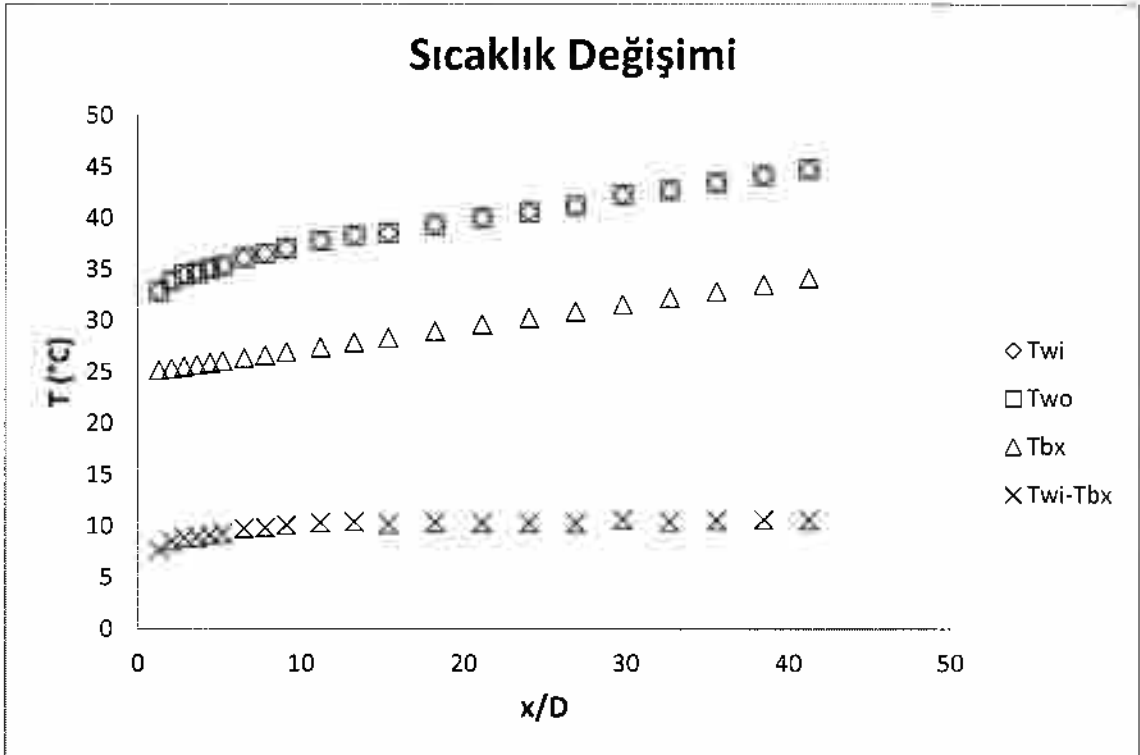
Şekil 4.40 Burulmuş Trapez II şerit eleman yerleştirilmiş boru boyunca sıcaklık değişimi (Re=9525)



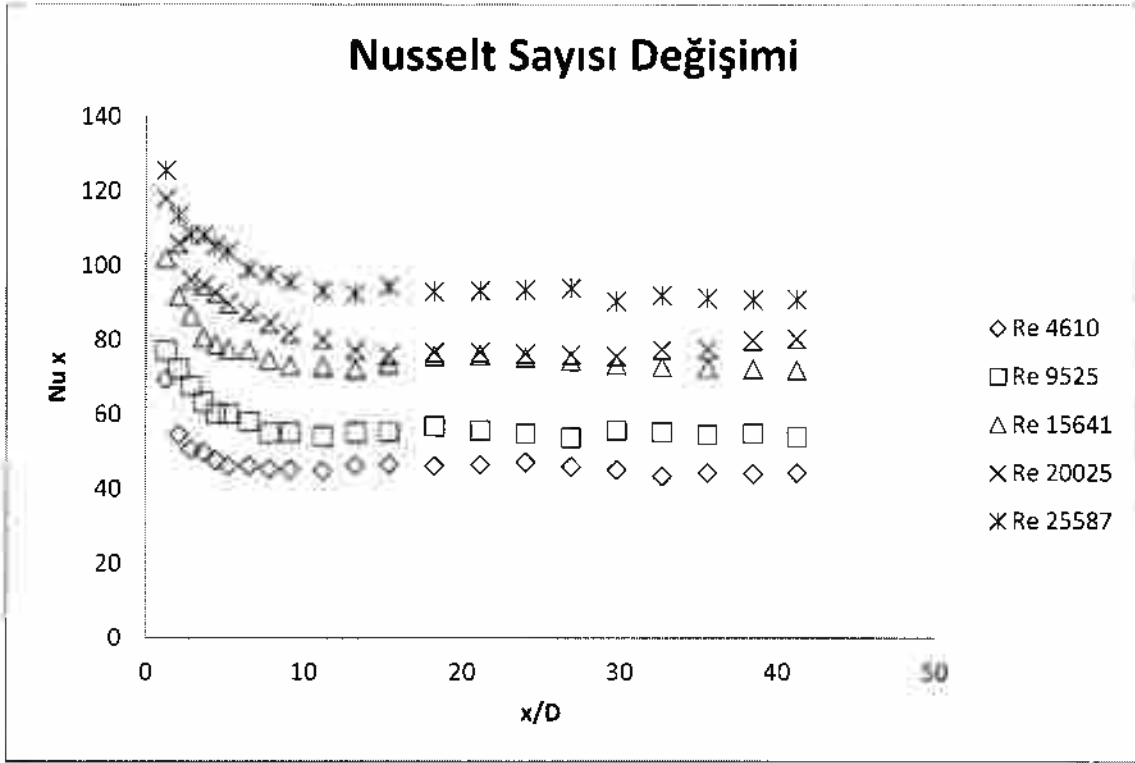
Şekil 4.41 Burulmuş Trapez II şerit eleman yerleştirilmiş boru boyunca sıcaklık değişimi (Re=15641)



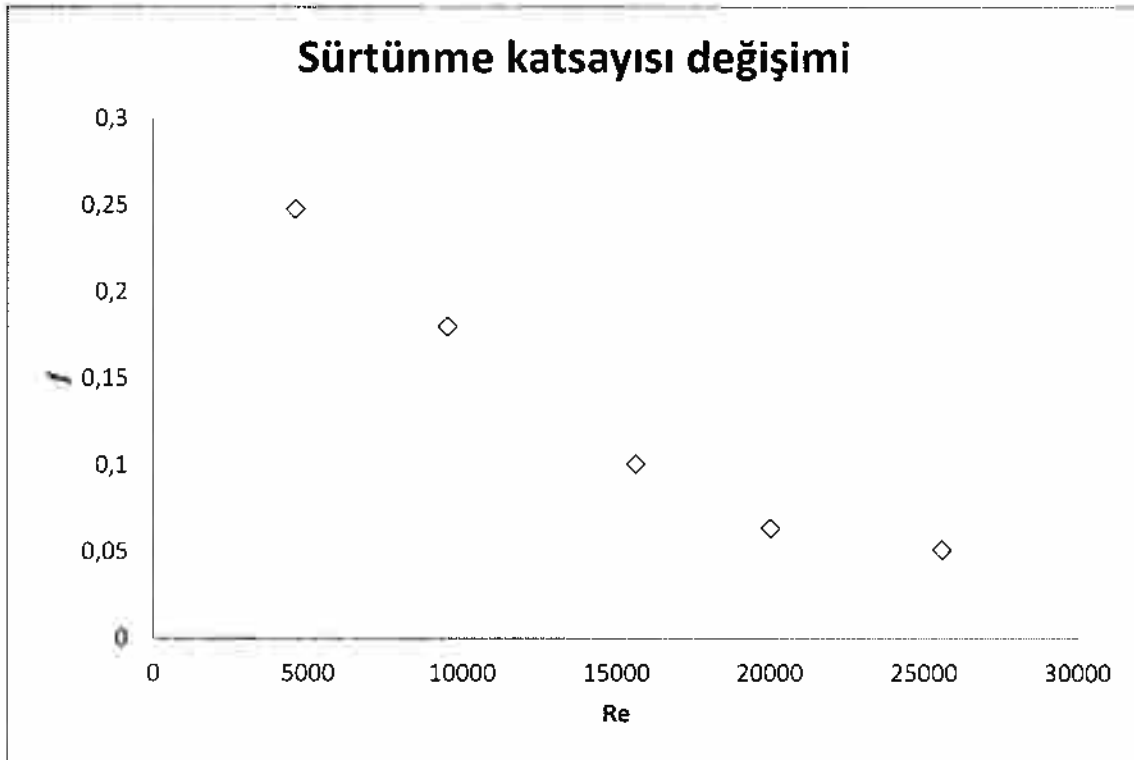
Şekil 4.42 Burulmuş Trapez II şerit eleman yerleştirilmiş boru boyunca sıcaklık değişimi (Re=20025)



Şekil 4.43 Burulmuş Trapez II şerit eleman yerleştirilmiş boru boyunca sıcaklık değişimi (Re=25587)



Şekil 4.44 Burulmuş Trapez II şerit eleman yerleştirilmiş boru boyunca Nusselt sayılarının değişimi

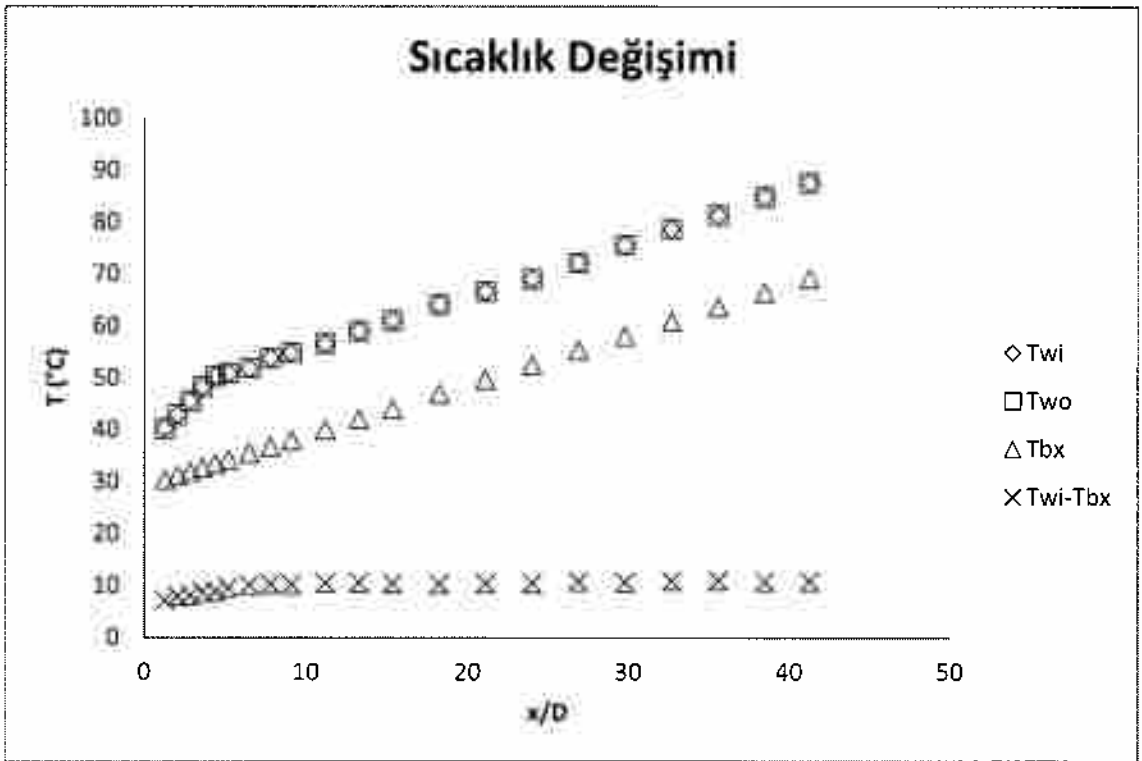


Şekil 4.45 Burulmuş Trapez II şerit eleman yerleştirilmiş boru için Reynolds sayısına göre sürtünme faktörünün değişimi

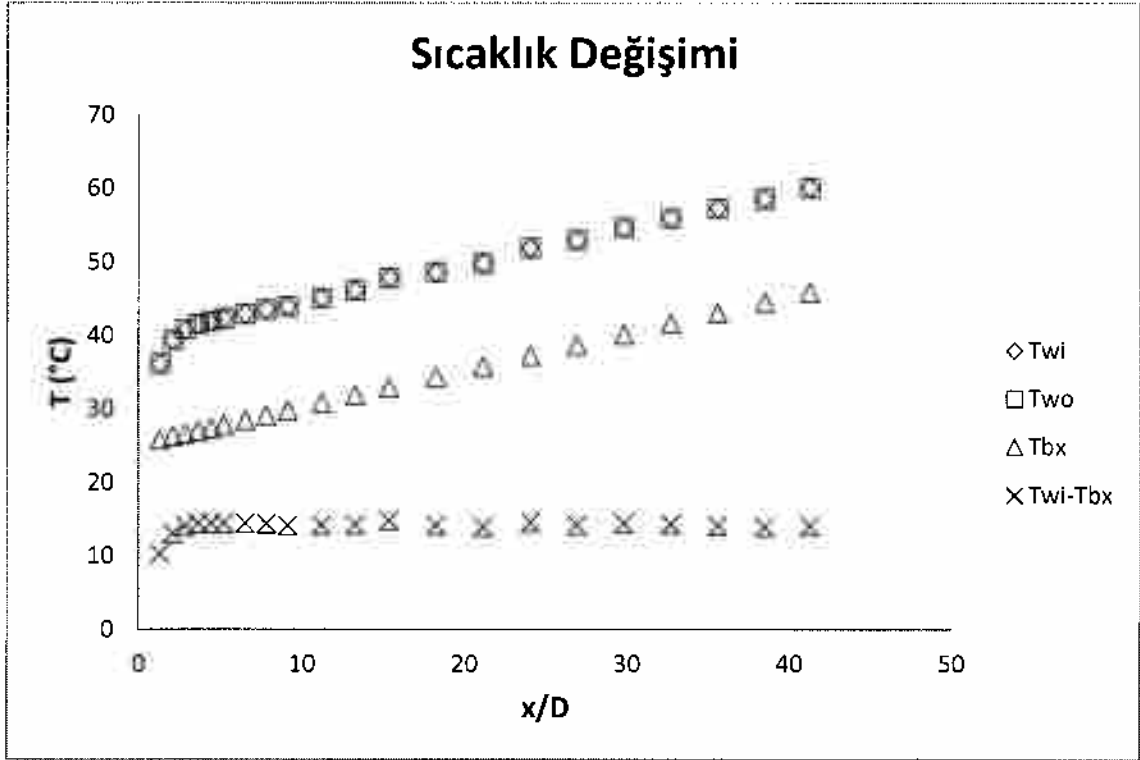
4.7. Burulmuş Trapez III Şerit Eleman Yerleştirilmiş Boru Deney Sonuçları

Boş boru ve trapez şerit eleman deneylerinden sonra altıncı olarak $S=D/10$ dış derinliğindeki kalıptan geçirildikten sonra 3.0 oranında burulan Burulmuş Trapez III diye adlandırılmış trapez kesitli burulmuş şerit elemanın ısı geçişi ve akış karakteristiklerine etkisi incelenmiştir. Burulmuş Trapez III şerit eleman yerleştirilmiş boru için boru boyunca sıcaklık değişimleri şekil 4.46 ila 4.50' de verilmiştir. Buna göre cidar sıcaklıkları ve yığık sıcaklıklarındaki değişim Nusselt sayıları artmakla beraber Trapez III deneylerindeki gibi olmuştur. Nusselt sayılarındaki değişim şekil 4.51' de gösterilmiştir.

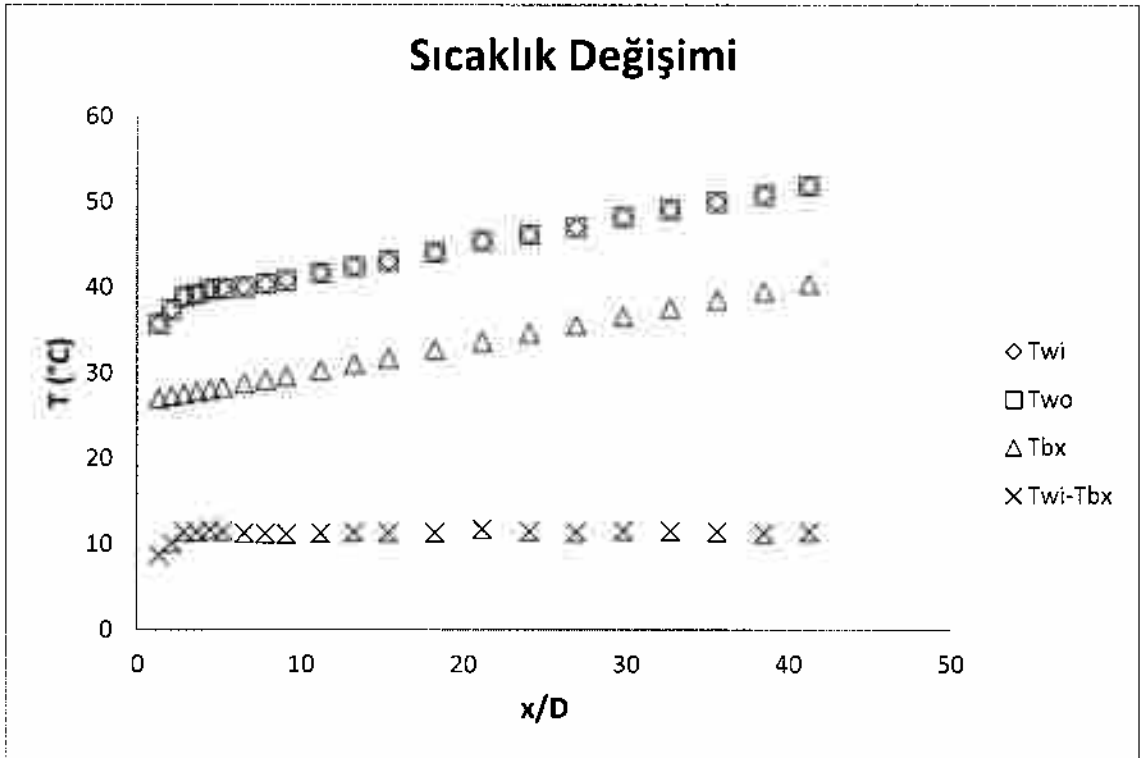
Şekil 4.52 Reynolds sayısına göre sürtünme katsayısının değişimini yansıtmaktadır. Bu şekle göre Reynolds sayısı arttıkça sürtünme katsayısı bir miktar azalmıştır. En yüksek sürtünme katsayısı değerine $Re=4822$ değerinde ulaşılmıştır.



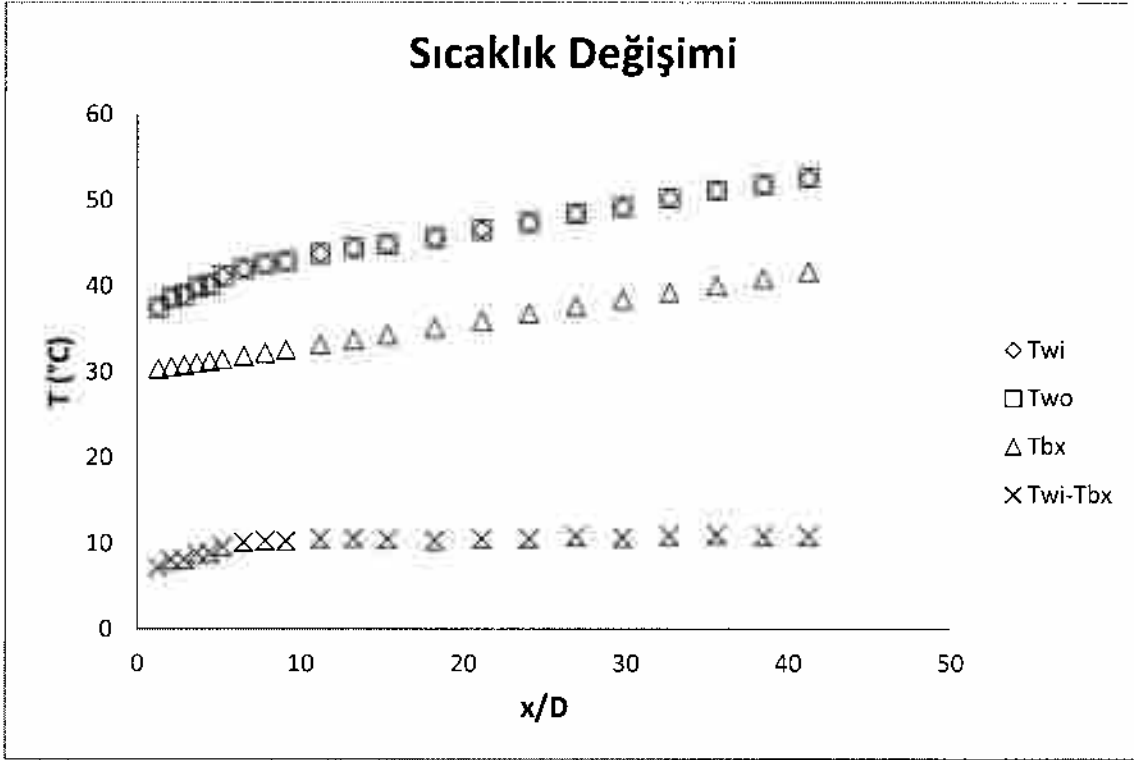
Şekil 4.46 Burulmuş Trapez III şerit eleman yerleştirilmiş boru boyunca sıcaklık değişimi (Re=4822)



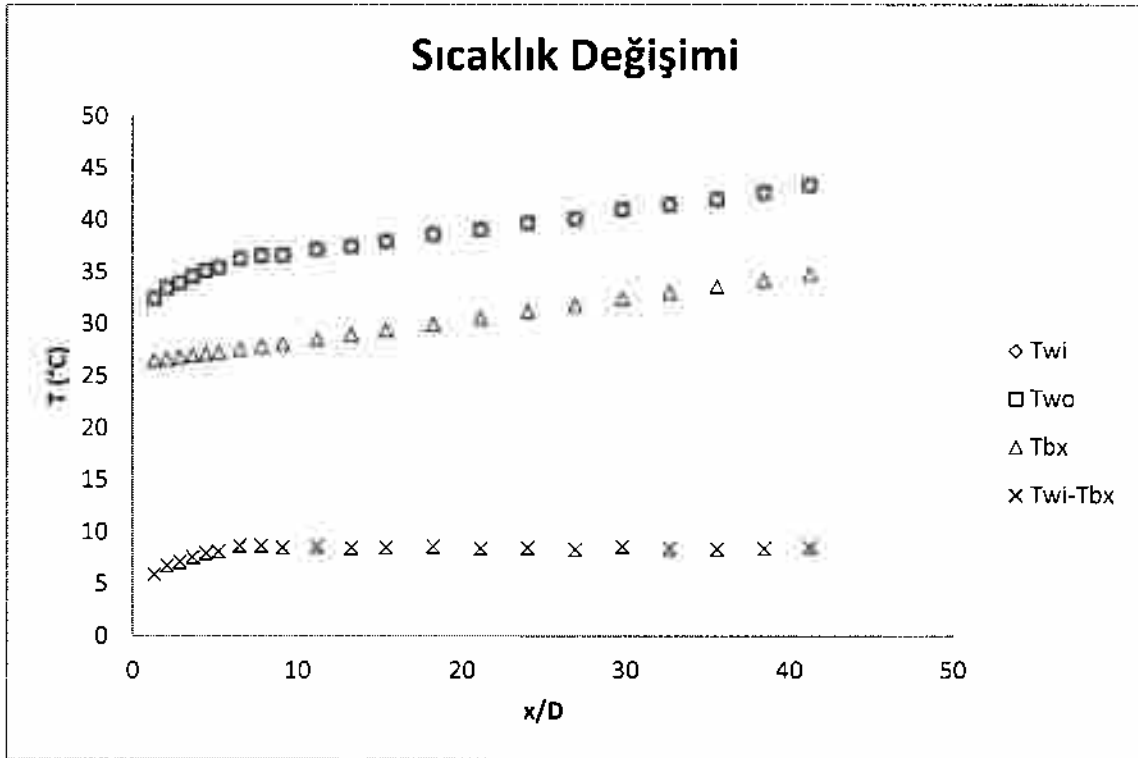
Şekil 4.47 Burulmuş Trapez III şerit eleman yerleştirilmiş boru boyunca sıcaklık değişimi (Re=10179)



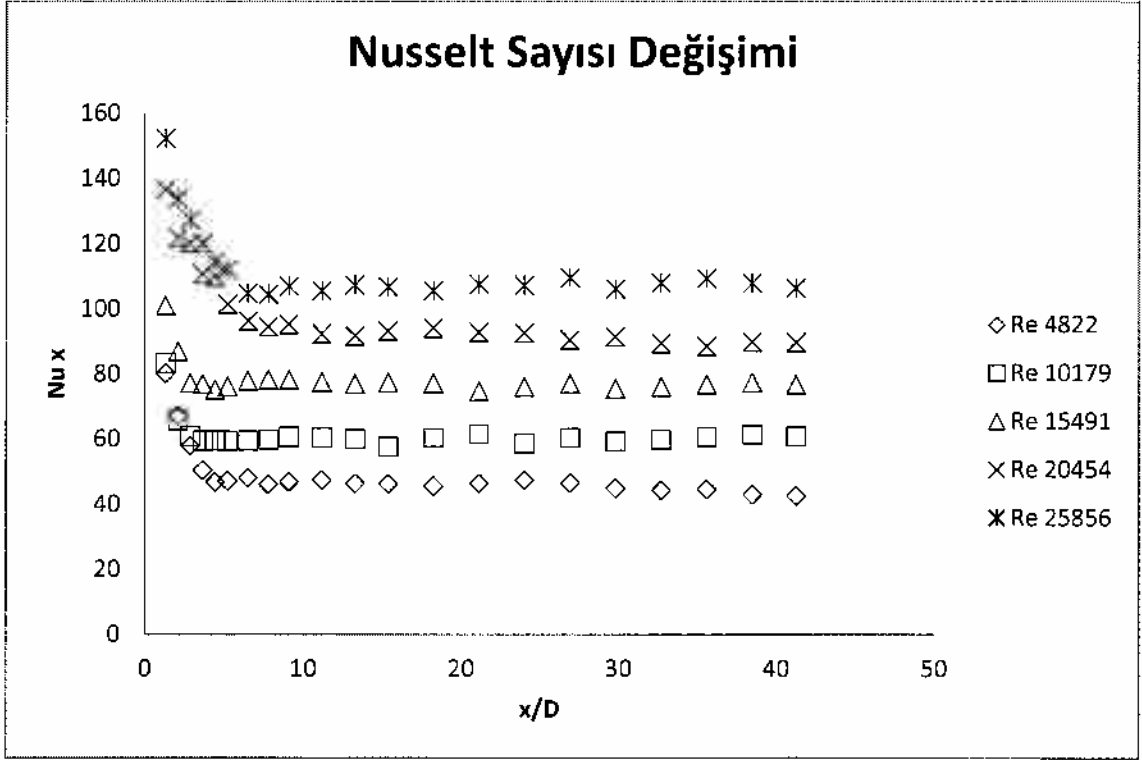
Şekil 4.48 Burulmuş Trapez III şerit eleman yerleştirilmiş boru boyunca sıcaklık değişimi (Re=15491)



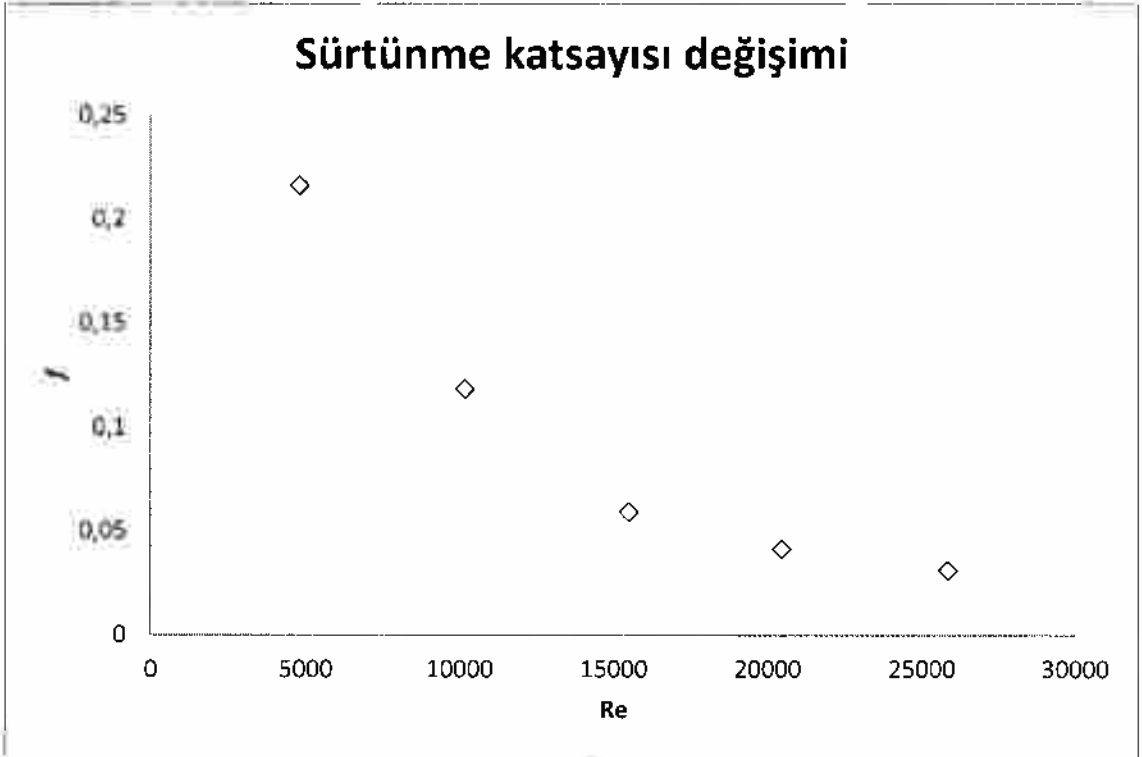
Şekil 4.49 Burulmuş Trapez III şerit eleman yerleştirilmiş boru boyunca sıcaklık değişimi (Re=20454)



Şekil 4.50 Burulmuş Trapez III şerit eleman yerleştirilmiş boru boyunca sıcaklık değişimi (Re=25856)



Şekil 4.51 Burulmuş Trapez III şerit eleman yerleştirilmiş boru boyunca Nusselt sayılarının değişimi



Şekil 4.52 Burulmuş Trapez III şerit eleman yerleştirilmiş boru için Reynolds sayısına göre sürtünme faktörünün değişimi

4.8. Şerit Elemanların Termal Performansı

Şerit elemanların boru içine yerleştirilmesiyle yapılan bu çalışmada, şerit elemanların türbülator olarak çalışmasındaki ısıl iyileşme ölçüsünü belirleyebilmek için karşılaştırma yoluna gidilmelidir. Bu karşılaştırma sadece ısıl iyileşmeyi ifade eden Nusselt sayısındaki artışla değil belki basınç kayıplarının önemli olduğu boru içi akışlarda sürtünme faktörü de hesaba katılarak yapılmalıdır. Bu sebeple aşağıda boş boru ve trapez şerit elemanlar ile yapılan deneylerin Reynolds sayısı, Nusselt sayısı, sürtünme faktörü ve ısıl performans sonuçları sayısal olarak tablo halinde Çizelge 4.1' de ve yine boş boru ve burulmuş trapez şerit elemanlar ile yapılan deney sonuçları aynı şekilde Çizelge 4.2' de gösterilmiştir.

Bunun yanında; Şekil 4.53' te yapılan deneylerin Nusselt sayılarının Reynolds sayısına göre değişimi boş boru ve trapez şerit elemanlar için tek bir grafikte toplanmıştır. Aynı şekilde Şekil 4.54' te ise yapılan deneylerin Nusselt sayılarının Reynolds sayısına göre değişimi boş boru ve burulmuş trapez şerit elemanlar için tek bir grafikte toplanmıştır. Şekil 4.55 ve 4.56' da ise sürtünme katsayılarının Reynolds sayısına göre değişimi yine boş boru ve trapez şerit elemanlar ve boş boru ve burulmuş trapez şerit elemanlar olmak üzere iki farklı grafikte özet olarak verilmiştir.

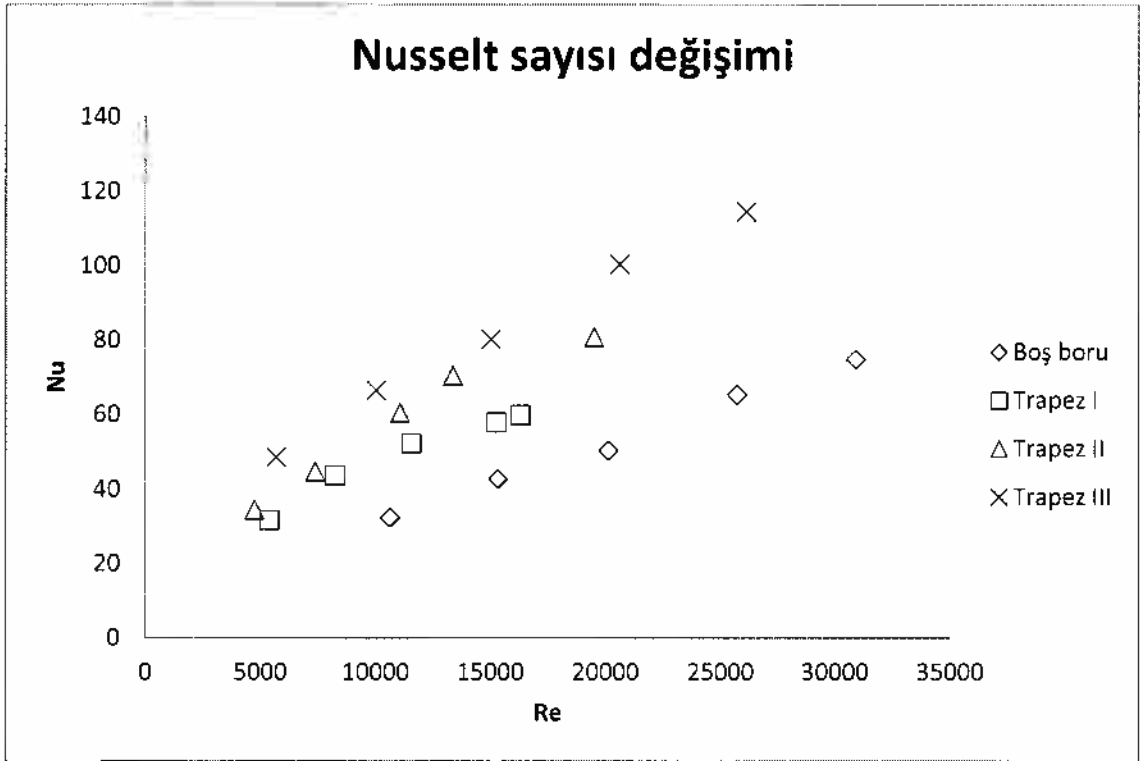
Şerit elemanlar yerleştirilerek yapılan deneyler ayrıca boş boru ile karşılaştırılmıştır. Eşitlik 3.36 kullanılarak elde edilen ısıl iyileşme değerleri boş borudaki Reynolds sayılarına göre grafikler halinde Şekil 4.57 ila 4.62 'de gösterilmiştir. Reynolds sayısı arttıkça genellikle ısıl iyileşmenin arttığı görülmektedir.

Deneyler	Re	Nu	f	η
Boş Boru	10636	32,3374	0,0316	-
	15340	42,7554	0,0254	-
	20134	50,3515	0,0230	-
	25741	65,3859	0,0222	-
	30908	74,8782	0,0216	-
	36196	80,9760	0,0214	-
	40850	90,8774	0,0203	-
Trapez I	5406	31,6804	0,1800	0,5485
	8252	43,6556	0,1099	0,6266
	11563	52,3070	0,0929	0,6526
	15270	57,9452	0,0701	0,6040
	16311	59,8701	0,0669	0,5483
Trapez II	4761	34,4652	3,4465	0,5000
	7397	44,7797	4,4780	0,5963
	11071	60,5924	6,0592	0,7481
	13383	70,4771	7,0477	0,8053
	19514	80,8679	8,0868	1,0018
Trapez III	5701	48,5241	4,8524	0,3402
	10048	66,5240	6,6524	0,4568
	15036	80,2963	8,0296	0,5516
	20639	100,4111	10,0411	0,6145
	26136	114,5054	11,4505	0,6852

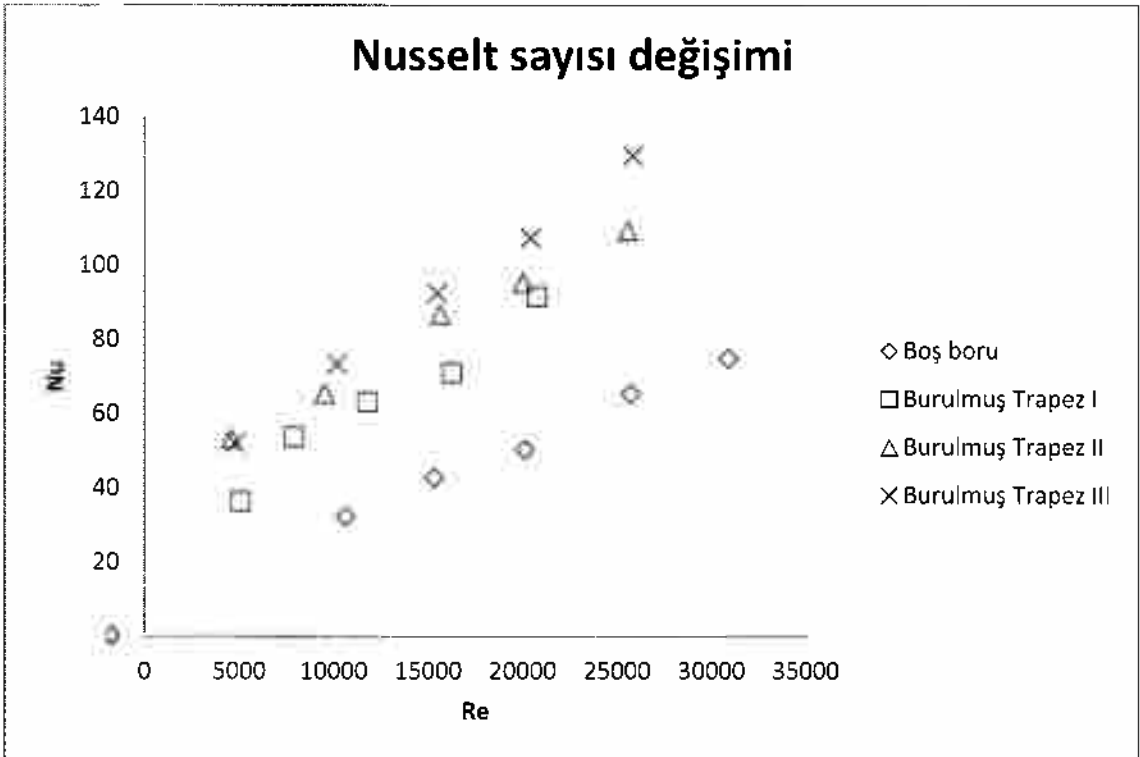
Çizelge 4.1 Boş boru ve trapez şerit eleman yerleştirilmiş boru deney sonuçları

Deneyler	Re	Nu	<i>f</i>	η
Boş Boru	10636	32,3374	0,0316	-
	15340	42,7554	0,0254	-
	20134	50,3515	0,0230	-
	25741	65,3859	0,0222	-
	30908	74,8782	0,0216	-
	36196	80,9760	0,0214	-
	40850	90,8774	0,0203	-
Burulmuş Trapez I	5088	36,4129	0,1593	0,6566
	7933	53,7511	0,1360	0,7186
	11772	63,1959	0,0581	0,9219
	16249	70,9798	0,0362	0,9221
	20755	91,4954	0,0259	1,1500
Burulmuş Trapez II	4610	53,1750	0,2477	0,8276
	9525	65,4153	0,1801	0,7966
	15641	86,6443	0,1007	1,0523
	20025	95,1873	0,0637	1,0244
	25587	109,2405	0,0512	1,0933
Burulmuş Trapez III	4822	52,1370	0,2163	0,8491
	10179	73,2520	0,1183	1,0259
	15491	92,4712	0,0591	1,3409
	20454	107,3492	0,0413	1,3351
	25856	129,4614	0,0310	1,5312

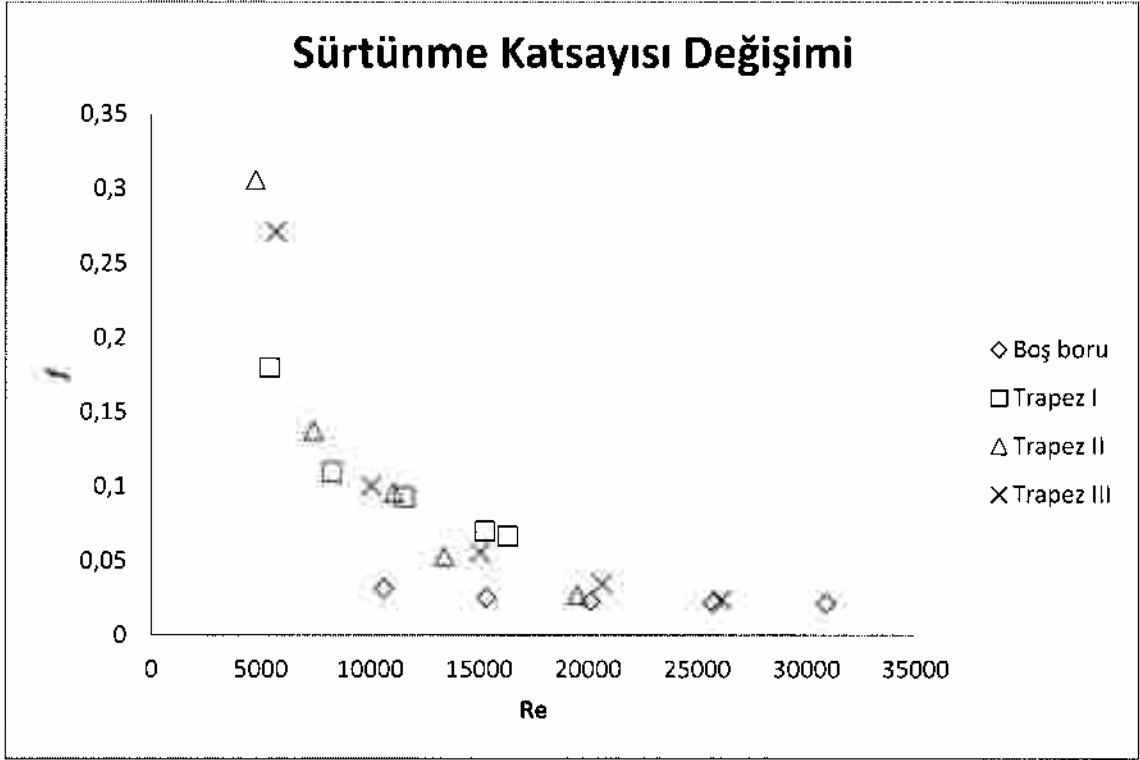
Çizelge 4.2 Boş boru ve burulmuş trapez şerit eleman yerleştirilmiş boru deney sonuçları



şekil 4.53 Reynolds sayısına g6re Nusselt sayılarının değişimi



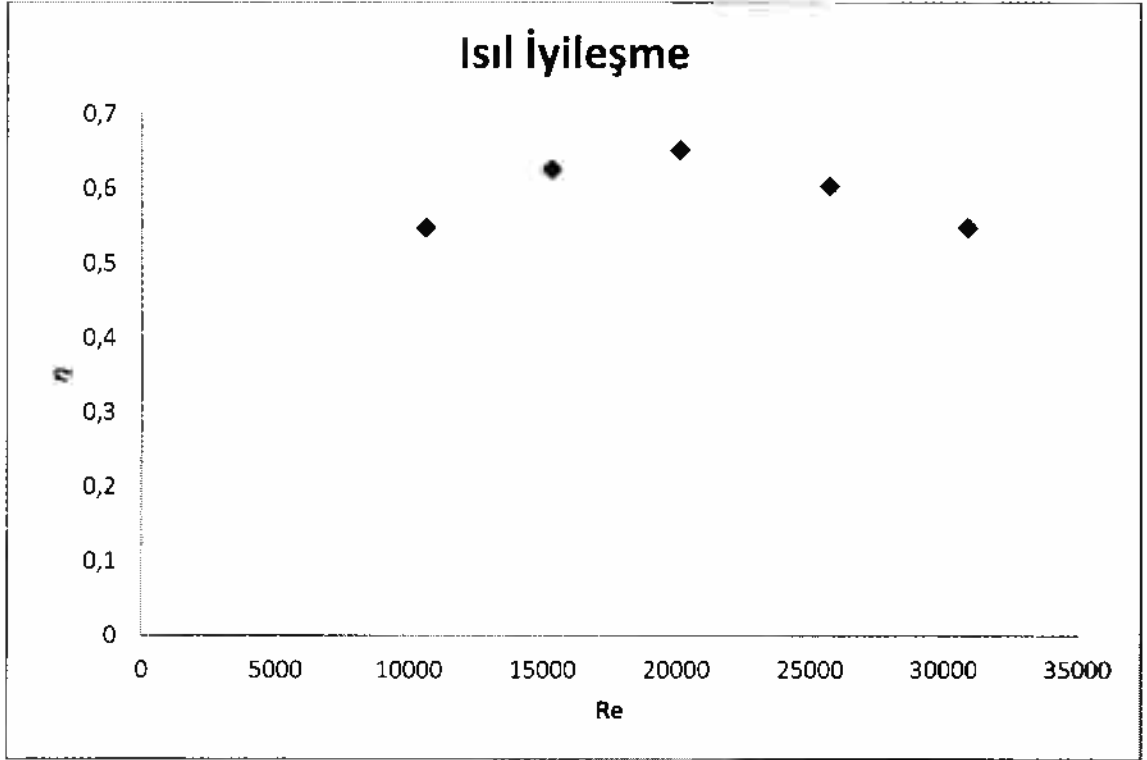
şekil 4.54 Reynolds sayısına g6re Nusselt sayılarının değişimi



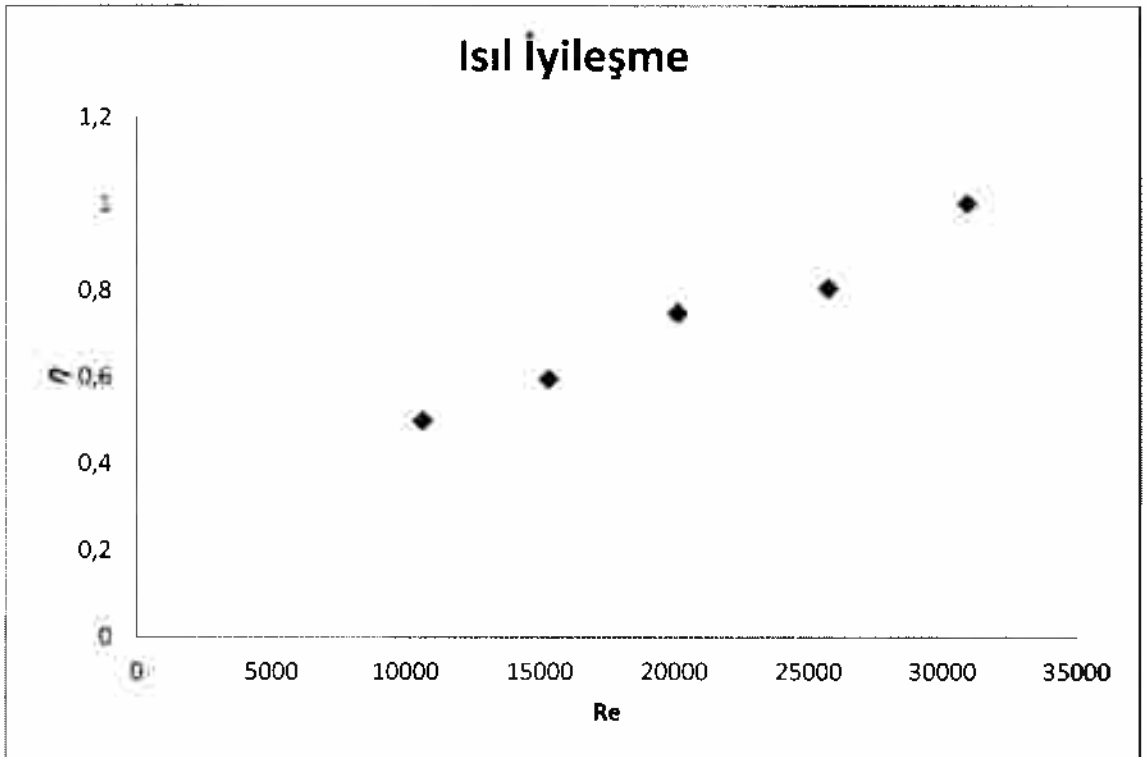
Şekil 4.55 Reynolds sayısına göre sürtünme faktörlerinin değişimi



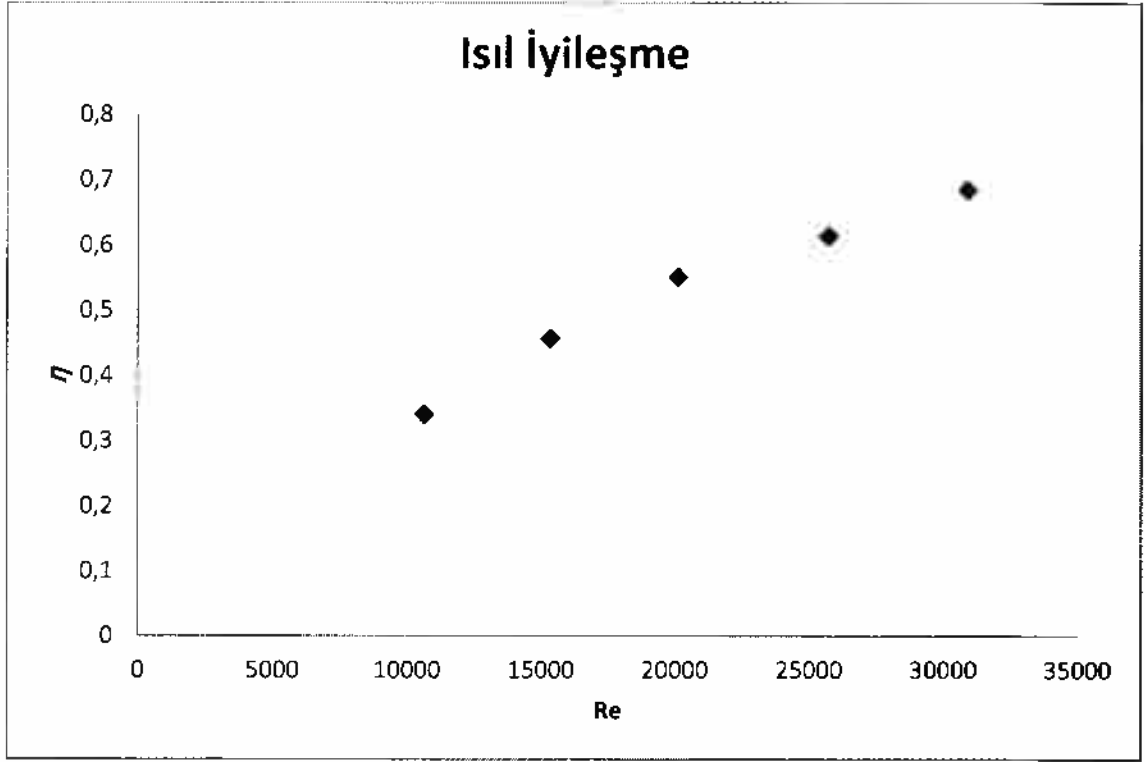
Şekil 4.56 Reynolds sayısına göre sürtünme faktörlerinin değişimi



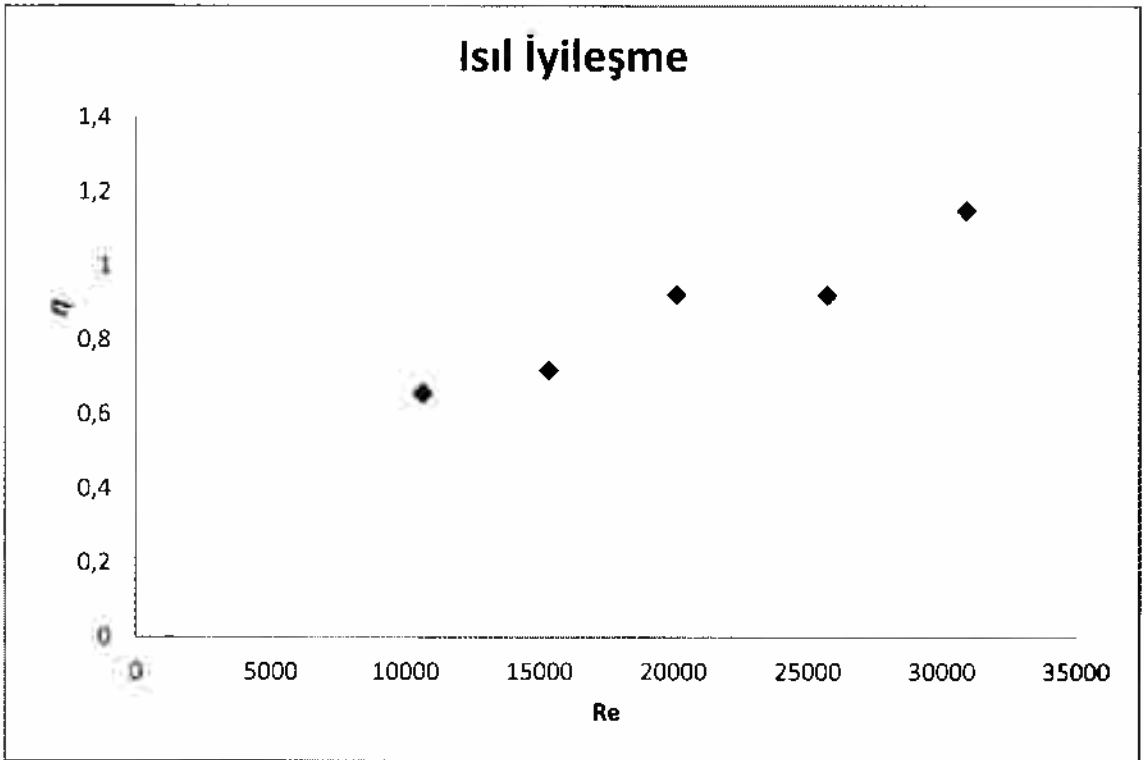
Şekil 4.57 Trapez I şerit eleman yerleştirilmiş boru için Reynolds sayısına göre ısı iyileşmenin değişimi



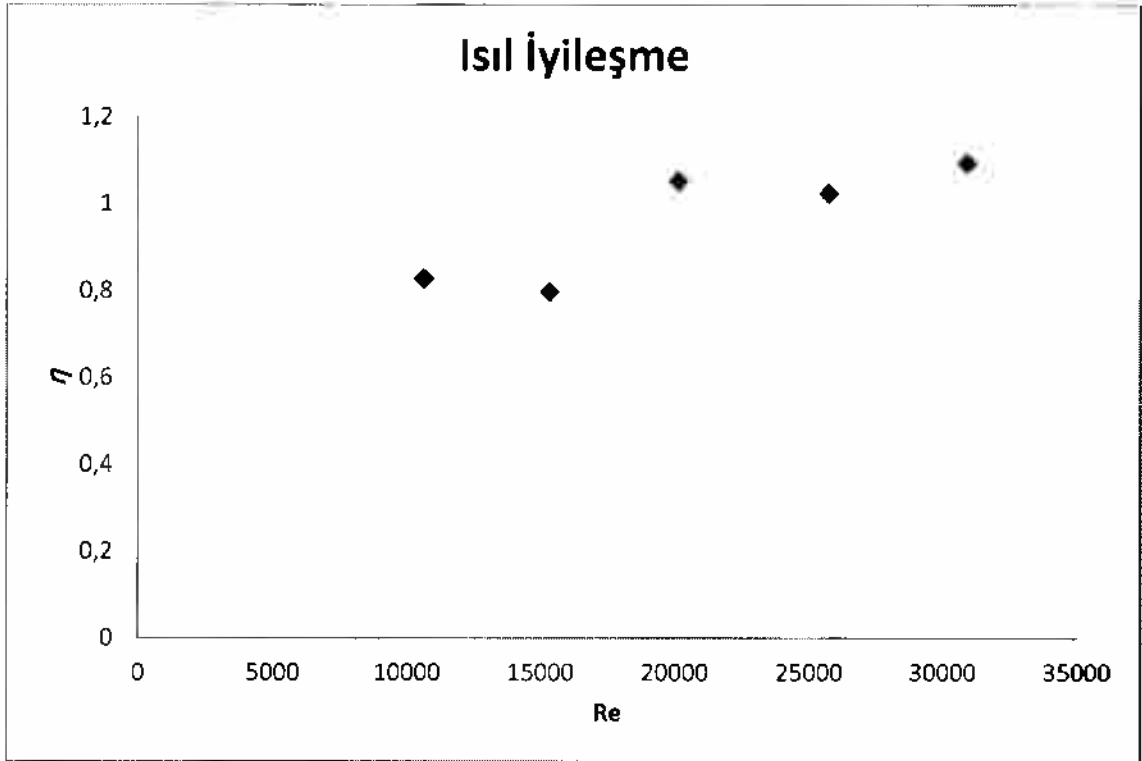
Şekil 4.58 Trapez II şerit eleman yerleştirilmiş boru için Reynolds sayısına göre ısı iyileşmenin değişimi



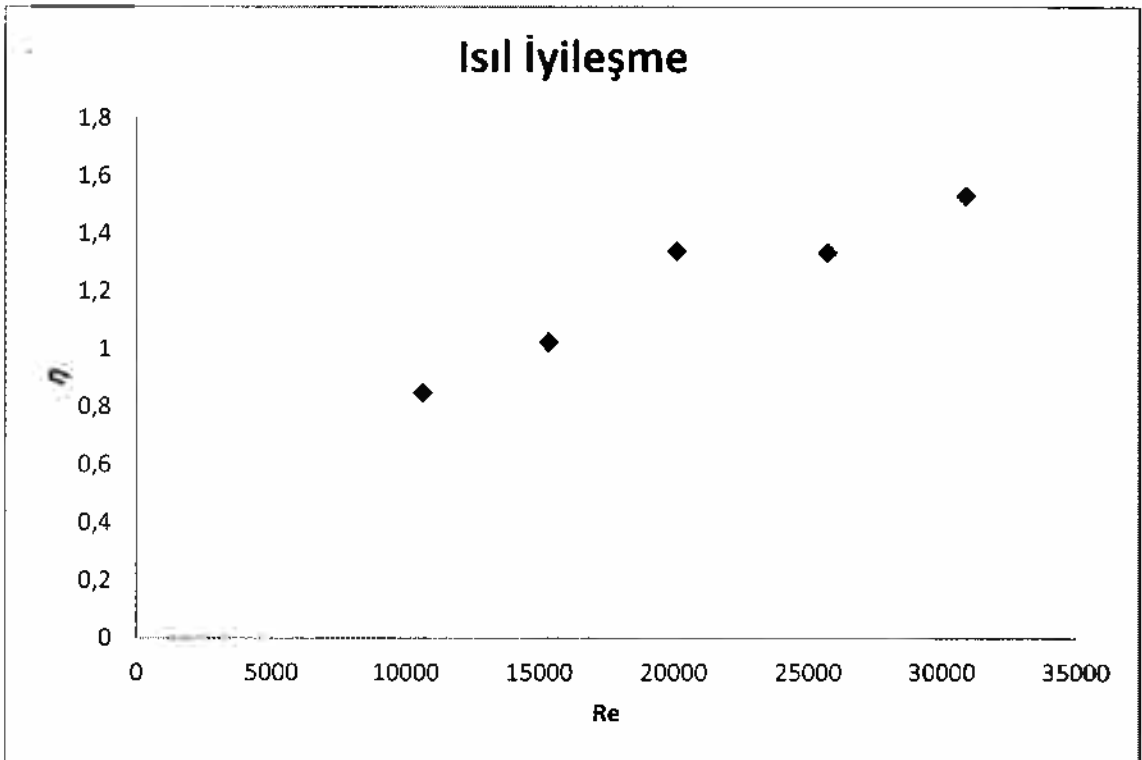
Şekil 4.59 Trapez III şerit eleman yerleştirilmiş boru için Reynolds sayısına göre ısı iyileşmenin değişimi



Şekil 4.60 Burulmuş Trapez I şerit eleman yerleştirilmiş boru için Reynolds sayısına göre ısı iyileşmenin değişimi



Şekil 4.61 Burulmuş Trapez II şerit eleman yerleştirilmiş boru için Reynolds sayısına göre ısıl iyileşmenin değişimi



Şekil 4.62 Burulmuş Trapez III şerit eleman yerleştirilmiş boru için Reynolds sayısına göre ısıl iyileşmenin değişimi

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

5.1 Sonuçlar

Bu çalışmada, zorlanmış akış ve sabit yüzey akısı ile ısıtılmış boru içerisine trapez şeklinde ve burulmuş trapez şeklinde şerit elemanlar yerleştirilerek ısı transferine ve akış karakteristiklerine etkileri Reynolds sayısının 5000-25000 aralığında deneysel olarak incelenmiştir. Boş boruda gerçekleştirilen deneylerden elde edilen sonuçların literatürdeki teorik ve deneysel çalışmalara uygun olduğu tespit edilmiştir. 3 farklı dış yüksekliği ($S=D/4$, $S=D/6$, $S=D/10$) ve iki farklı şekil, trapez ve burulmuş trapez şeklinde olmak üzere 6 farklı şerit eleman için deneyler tekrar edilmiştir. Her şerit eleman için mümkün oldukça 5'er adet Reynolds sayısı (5000, 10000, 15000, 20000, 25000) civarında sıcaklıklar boru boyunca ölçülerek ısı transferindeki artış belirlenmiş ve borunun iki ucundan basınç farkı ölçülerek basınç düşümü tespit edilmiştir.

Bu çalışmada varyasyon gücü sabit tutulmaya çalışılmış ve değişken parametresi azaltılmıştır. Fandan boruya iletilen hava miktarını dolayısıyla hızı ve Reynolds sayısını ayarlamak için fan ağzı açıklığı değiştirilmiştir. Deneyler kapalı ortamda gerçekleştirilmiştir.

Bu çalışmada elde edilen sonuçlar şu şekildedir ;

- Şerit eleman yerleştirilmiş boru ile yapılan deneylerde ısı transferi her zaman boş boru ile yapılan deneylere göre fazla olmuştur. Bunun sebebi olarak şerit elemanların türbülans etkisi gösterilebilir. Taşınım ısı geçişinde Nusselt sayısındaki artış olarak ifade edilebilecek ısı transferindeki artış en fazla Burulmuş Trapez III şerit eleman yerleştirilmiş boru ile yapılan deneylerde olmuştur.
- Burulmuş Trapez II ve Trapez III şerit elemanın ısı transferine etkisi hemen hemen birbirine yakındır ve Burulmuş Trapez III ten sonra artış en fazla bunlarda gerçekleşmiştir. Keza Burulmuş Trapez I ve Trapez II şerit elemanlarla yapılan deney sonuçları da birbirine yakın olup Burulmuş Trapez II ye göre ısı geçişindeki artış daha az olmuştur.
- En az ısı geçişi artışı ise Trapez I şerit eleman ile yapılan deneylerde olmuştur. Buna göre Burulmuş Trapez elemanların Trapez elemanlara göre daha fazla ısı geçişi artışı sağladığı söylenebilir. Bunun sebebi olarak trapez elemanların burulma esnasında formlarında meydana gelen

değişikliğin şerit elemanın akış yüzeyinde bir düzelmeyi beraberinde getirmiş olmasıdır denebilir.

- Sürtünme katsayısı yani bağlı olarak en fazla basınç düşümü Trapez I ve Trapez III şerit elemanlı deneylerde gerçekleşmiştir. Burulmuş Trapez II 'nin basınç düşümü diğer Burulmuş Trapez şerit elemanlara göre daha fazladır. Trapez I, Burulmuş Trapez I ve Burulmuş Trapez III ün basınç düşümü diğerlerine göre en az olup birbirlerine yakın bir seyir göstermişlerdir.
- Isıl verimlerde ise Reynolds sayısına bağlı olarak genel bir artış sözkonusudur. En yüksek ısı verim Burulmuş Trapez III' te gözlenmiştir. Trapez şerit elemanların ısı verimi Burulmuş Trapez şerit elemanlara göre daha düşük olup; Trapez II nin termal verimi diğer Trapez şerit elemanlara göre yüksek olmuştur.
- En son olarak en iyi performansın Burulmuş Trapez III şerit eleman yerleştirilmiş boru deneylerinde sabit olduğudur. Bunun burulmuş trapez şeklinde dış profilinin nispeten kaybolmasıyla alakalı olduğu -daha önce de söylendiği gibi- düşünülmektedir.

5.2 Öneriler

- Deneylerin verimini artırmak ve daha doğruya yakın neticeler elde etmek adına şerit elemanların boru içerisinde temasını engelleyici fakat akışa etkisi minimum yalıtkan parçalar kullanmak mantıklı olabilir. Ancak şunu da ayırt etmek gerekir ki bu parçalar mikron seviyesinde bile olsa akışta ayrıca düzensizliklere sebep olacaktır ve bu da bu deneylerin yegane çıkmazdır.
- Burulmuş şerit elemanların trapez dış profilini korumak noktasında isteneni gerçekleştirdiği pek düşünülemez. Belki karşılaştırılması gerekenler düz sacdan burulmuş ve trapez şekilli sacdan burulmuş şerit elemanların ısı verimleridir.
- Ayrıca sac kalınlığı artırılarak trapez form verilmiş şerit elemanların burulmasından sonra belki trapez form muhafaza edilebilecek ve deneyler için istenen ideal burulmuş trapez formuna yaklaşılabilecektir.
- Deneylerin ayrıca sayısal analizi, akış analizi yapan yazılımlarla kontrol edilmek şekliyle uygulanırsa daha iyi bir çalışma yapılmış olacaktır.

KAYNAKLAR

- Anonim, 2016, Nytimes, <https://www.uplifers.com/atesin-bulunmasi-ilk-insanlarin-beslenme-aliskanliklarini-nasil-degistirdi/> [Ziyaret tarihi: 15.01.2018]
- Akansu, S. O., 2006, Heat Transfer and Pressure Drops for Porous-Ring Turbulators in a Circular Pipe, *Applied Energy*, 83,280-298.
- Chang, S.W., et al., 2007, Turbulent Heat Transfer and Pressure Drop in a Tube Fitted with Serrated Twisted Tape, *International Journal of Thermal Sciences*, 46,506-518.
- Chaube, A., Sahoo, P. K., and Solanki, S., C., 2006, Analysis of Heat Transfer Augmentation and Flow Characteristics due to Rib Roughness over Absorber Plate of Solar air Heater, *Renewable Energy*, 31,317-331.
- Chavan H. V., Tapdiya P. A., Birvatkar S. S., Mundhe S. U., Sharma V. S., 2017, Heat Transfer Enhancement by Using Twisted Tape Insert, *International Research Journal of Engineering and Technology*, Volume 4.
- Çengel, Y. A., Boles M. A., 2006, Termodinamik *Mühendislik Yaklaşımıyla*, Literatür Yayınları, No:51, İstanbul.
- Çengel, Y. A., 2014, Isı ve Kütle Transferi. G. Kitabevi (Ed.). İzmir.
- Darıcı, S., 1998, Borularda Akış Tıkanmasının Türbülanslı Isı Transferine Etkileri. İçinde *Selçuk Üniversitesi Makina Anabilim Dalı , Yüksek Lisans Tezi. Konya.*
- Eimsa-Ard, S., Thianpong, C., Promvonge, P., 2006, Experimental Investigation of Heat Transfer and Flow Friction in a Circular Tube Fitted with Regularly Spaced Twisted Tape Elements, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 36,365-371.
- Eiamsa-ard, S., Pethkool, S., Thianpong, C., Promvonge, P., 2008, Turbulent Flow Heat Transfer and Pressure Loss in a Double Pipe Heat Exchanger with Louvered Strip Inserts *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 35,120-129.
- Eimsa-ard, S., Promvonge, P., 2007, Heat Transfer Characteristics in a Tube Fitted with Helical Screw-Tape with/without Core-Rod Inserts, *International Communications in of Heat and Mass Transfer*, 34,176-185.
- Garcia, A., et al., 2007, Enhancement of Laminar and Transitional Flow Heat Transfer in Tubes by Means of Wire Coil Inserts, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50,72-3176-3189.
- Gölcü, M., & Atılgan, M. 1996, Üniform Dairesel Kesitli Boru Akışlarında Kinetik Enerji ve Momentum Düzeltme Faktörlerinin Değişimi. *Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 109–116.

- Gupta, A., et al., 2008, Local Heat Transfer Distribution in a Square Channel with 90° Continuous, 90° Saw Tooth Profiled and 60° Broken Ribs, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 32,997-1010.
- Gül, H., Evin, D., 2007, Heat Transfer Enhancement in a Circular Tubes Using Helical Swirl Generator Insert at the Entrance, *International Journal of Thermal Sciences*, 46,1297-1303.
- Güneş, S., 2009, Çeşitli İç Elemanlar Yerleştirilmiş Bir Boruda Isı Geçişinin İncelenmesi, *Makina Mühendisliği Anabilimdalı Doktora Tezi*, Erciyes Üniversitesi. Kayseri, 4,58-59.
- Hsieh, S. S., Chang, L. C. and Yang, T. Y, 2001, Developing 3-D Turbulent Mixed Convection in a Circular Duct Inserted with Longitudinal Strips, *International Journal of Engineering Science*, 39,1327-1350.
- Kakaç, S., 1970, Örneklerle Isı Transferi (ODTÜ). Ankara.
- Kamali, R., Binesh, A. R., 2008, The Importance of Rib Shape Effects on the Local Heat Transfer and Flow Friction Characteristics of Square Ducts with Ribbed Internal Surfaces, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 35(8), 1032-1040.
- Kılıçaslan, İ., and Saraç, H. İ., 1998, Enhancement of Heat Transfer in Compact Heat Exchanger by Different Type of Rib with Holographic Interferometry, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 17,339-346.
- Luviano-Ortiz, L., et al., 2008, Heat Transfer Enhancement in a Horizontal Channel By The Addition Of Curved Deflectors, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 51,3972-3984.
- Moawed A. E., Ibrahim B. A., Gomaa, C., 2007, Thermal performance of a pipe in pipe heat exchanger with sinusoidal inner pipe M.A.
- Nasiruddin, M., H. and Kamran, S., 2007, Heat Transfer Augmentation in a Heat Exchanger Tube using a Baffle, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 28,318-328.
- Ozceyhan, V., 2002, İçerisine Sekman Yerleştirmiş Bir Boruda Akış ve Isı Transferinin Deneysel İncelenmesi, *Doktora Tezi*, Erciyes Üniversitesi, Kayseri.
- Ozceyhan, V., Gunes, S., Buyukalaca, O. And Altuntop, N., 2008, Heat Transfer Enhancement in a Tube Using Circular Cross Sectional Rings Separated From Wall, *Applied Energy*, 85,988-1001.
- Promvonge, P., 2008, Heat Transfer Behaviors in Round Tube with Conical Ring Inserts, *Energy Conversion and Management*, 49,8-15.

- Promvonge, P., Eimsa-ard, S., 2007, Heat Transfer and Turbulent Flow Friction in a Circular Tube Fitted with Conical-Nozzle Turbulators, *International Communications in of Heat and Mass Transfer*, 34,72-82.
- Promvonge, P., Eimsa-ard, S., 2007, Heat Transfer Augmentation in a Circular Tube Using V-Nozzle Turbulator inserts and Snail Entry, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 32,332-340.
- Razzaq, M. A., Hossain, M. A. M., Ahamed, J. U., 2016, Enhancement of Heat Transfer of Water for Turbulent Flow Through Tube Using U-cut Twisted Tape Inserts, *Mechanical Engineering Research Journal* , Department of Mechanical Engineering, Chittagong University of Engineering and Technology, Volume 10.
- San, J. Y., Huang, W.C., 2006, Heat Transfer Enhancement of Transverse Ribs in Circular tubes with Consideration of Entrance Effect, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 49,2965-2971.
- Sewall, E. A., et al., 2006, Experimental Validation of Large Eddy Simulations of Flow and Heat Transfer in a Stationary Ribbed Duct, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 27,243-258.
- Sivashanmugam, P., Nagarajan, P. K., 2007, Studies on Heat Transfer and Friction Factor Characteristics of Laminar Flow Through a Circular Tube Fitted with Right And Left Helical Screw-Tape Inserts, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 32,192-197.
- Sivashanmugam, P., Suresh, S., 2007, Experimental Studies on Heat Transfer and Friction Factor Characteristics of Turbulent flow Through a Circular Tube Fitted with Regularly Spaced Helical Screw-Tape Inserts, *Applied Thermal Enginneering*, 27,1311-1319.
- Sohankar, A., 2007, Heat Transfer Augmentation in a Rectangular Channel with a Vcc-Shaped Vortex Generator, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 28,306-317.
- Şara, O. N., Pekdemir, T., Yapıcı, S., and Yılmaz, M., 2001, Heat Transfer Enhancement in a Channel Flow with Perforated Rectangular Blocks, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 22,509-518.
- Zhang, C., Wang, D., Ren, K., Han, Y., Zhu, Y., Peng, X., Deng, J., Zhang, X., 2016, A Comparative Review of Self-rotating and Stationary Twisted Tape Inserts in Heat Exchanger, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Elsevier, Volume 53.
- Zimparov, V., 2001, Enhancement of Heat Transfer by a Combination of Three-start Spirally Corrugated Tubes with a Twisted Tape, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 44,551-574.

EKLER

EK-1 Örnek Hesaplama

Trapez I şerit eleman yerleştirilmiş boru için yapılan deneylerden birine ait örnek hesaplama:

$$Re = 5000$$

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

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

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

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

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

$$U_{max} = 2,3 \text{ m/s}$$

$$Re = \frac{2,3 * 0,0384}{1,665 * 10^{-5}}$$

$$Re = 5406$$

$$\bar{T}' = 34,25 \text{ C}^\circ$$

$$\bar{T}_\infty = 24,05 \text{ C}^\circ$$

$$\bar{T}_b = \frac{67,50 + 24,05}{2} = 45,76 \text{ C}^\circ$$

$$\bar{T}_b = 45,76 \text{ C}^\circ$$

$$\rho = 1,1042 \text{ kg / m}^3$$

$$k_h = 0,0275 \text{ W / m C}^\circ$$

$$\vartheta = 17,51 * 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\text{Pr} = 0,710$$

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

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

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

$$D' = 0,065 \text{ m}$$

$$P_t = 0,50 * 220 = 110 \text{ W}$$

$$Q' = 1,24 * \pi * 0,065 * 1,68 * (34,25 - 24,05)^{4/3} = 9,410 \text{ W}$$

$$P_{net} = 110 - 9,410 = 100,59 \text{ W}$$

$$q_w = \frac{100,59}{\pi * 0,0384 * 1,68} = 503,724 \text{ W/m}^2$$

$$q = \frac{100,59}{2 * \pi * (0,021^2 - 0,0192^2) * 1,68} = 119696,72 \text{ W/m}^3$$

$$2,64 = \frac{\dot{V}}{\frac{\pi * (0,0384)^2}{4}}$$

$$\dot{V} = 0,0027 \text{ m}^3/\text{s}$$

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

$$T_{w_{o_1}} = 43,20 \text{ C}^\circ$$

$$T_{w_{i_1}} = 43,20 - (5,91 * 10^{-9}) * 119696,72$$

$$T_{w_{i_1}} = 43,1993 \text{ C}^\circ$$

$$T_{b_x} = 24,05 + \frac{100,59 * (0,0500 / 1,68)}{1,1042 * 0,0027 * 1005}$$

$$T_{b_x} = 25,13 \text{ C}^\circ$$

$$h_x = \frac{503,724}{43,1993 - 25,13}$$

$$h_x = 27,88 \text{ W/m}^2 \text{ C}^0$$

$$Nu_x = \frac{2 * 27,88 * 0,0192}{0,0275}$$

$$Nu_x = 38,92$$

$$\Delta P = 23$$

$$f = \frac{23}{\frac{1}{2} * (1,1042) * (2,3)^2 * \left(\frac{1,68}{0,0384}\right)}$$

$$f = 0,18$$

EK-2 Belirsizlik Analizi Örnek Hesaplama

Sıcaklık ölçümleri: $\pm\%2$

Basınç ölçümleri: $\pm\%1$

Boyut ölçümleri: ± 0.1 mm

Akımölçümleri: $\pm \%1$

Voltaj farkı ölçümleri: $\pm\%1$

$$\frac{W_{Re}}{Re} = \left[\left(\frac{0,1}{38,4} \right)^2 + \left(\frac{0,0264}{2,64} \right)^2 \right]^{1/2}$$
$$=0,0103$$

$$\frac{W_{T_b}}{T_b} = \left[\left(\frac{0,3425}{58,30} \right)^2 + \left(\frac{0,2405}{58,30} \right)^2 \right]^{1/2}$$
$$=0,0072$$

$$\frac{W_{P_{net}}}{P_{net}} = \left[\frac{(0,002)^2 + (5)^2 + (0,18)^2}{(500)^2} \right]^{1/2}$$
$$=0,01$$

$$\frac{W_q}{q} = \left[(0,01)^2 + \left(\frac{0,1}{38,4} \right)^2 + \left(\frac{0,1}{1680} \right)^2 \right]^{1/2}$$
$$=0,0103$$

$$\frac{W_f}{f} = \left[\left(\frac{1,15}{23} \right)^2 + \left(\frac{0,1}{38,4} \right)^2 + \left(\frac{0,1}{1680} \right)^2 + \left(\frac{0,0264}{2,64} \right)^2 \right]^{1/2}$$
$$=0,051$$

$$\frac{W_{h_x}}{h_x} = [(0,0103)^2 + (0,0072)^2]^{1/2}$$
$$=0,0126$$

$$\frac{W_{Nu}}{Nu} = \left[(0,0126)^2 + \left(\frac{0,1}{38,4} \right)^2 \right]^{1/2}$$
$$= 0,0129$$

Reynolds sayısındaki belirsizlik % 1, net güçteki belirsizlik % 1, sürtünme katsayısındaki belirsizlik %5, taşınım katsayısındaki belirsizlik % 0.72, Nusselt sayısındaki belirsizlik % 10,3 olarak hesaplanmıştır. Bu hatalar deney sırasında yapılan belirsizlik değerlerini ifade etmektedir.

EK-3 Kuru Havanın Özellikleri (KAKAÇ, 1970)

T	ρ	C_p	k_s	k	$10^6 \nu$	Pr
-150	2,79	0,245	0,012	0,0103	3,11	0,74
-100	1,98	0,241	0,0165	0,0142	5,96	0,72
-50	1,53	0,24	0,0206	0,0177	9,55	0,715
0	1,29	0,24	-	-	13,3	0,711
20	1,2	0,24	0,0257	0,0221	15,11	0,713
40	1,12	0,241	0,0271	0,0233	16,97	0,711
60	1,05	0,241	0,0285	0,0245	18,9	0,709
80	0,99	0,241	0,0299	0,0257	20,94	0,708
100	0,94	0,242	0,0314	0,027	23,06	0,704
120	0,89	0,242	0,0328	0,0282	25,23	0,7
140	0,85	0,242	0,0343	0,0295	27,55	0,694
160	0,81	0,243	0,0358	0,0308	29,85	0,693
180	0,77	0,244	0,0372	0,032	32,29	0,69
200	0,74	0,245	0,0386	0,0332	34,63	0,685
250	0,67	0,247	0,0421	0,0362	41,17	0,68
300	0,61	0,25	0,039	0,039	47,85	0,68
350	0,56	0,252	0,0485	0,0417	55,05	0,68
400	0,52	0,255	0,0516	0,0443	62,53	0,68
450	0,48	0,258	0,0543	0,0467	70,54	0,685
500	0,45	0,261	0,057	0,049	70,48	0,69
600	0,4	0,266	0,0621	0,0534	95,57	0,69
700	0,36	0,271	0,0667	0,057	113,7	0,7
800	0,32	0,276	0,0706	0,0607	132,8	0,715
900	0,3	0,28	0,0741	0,0637	152,5	0,725
1000	0,27	0,283	0,077	0,0662	175	0,735

T : Sıcaklık ($^{\circ}C$)

ρ : Yoğunluk (kg/m^3)

C_p : Özgül ısı ($kcal / kg^{\circ}C$)

k_s : Isı iletim katsayısı ($W / m^{\circ}C$)

k : Isı iletim katsayısı ($kcal / mh^{\circ}C$)

ν : Kinematik viskozite (m^2 / s)

Pr : Prandtl sayısı

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Haluk Ramazan NACAĞ
Uyruđu : Türkiye
Dođum Yeri ve Tarihi : Çumra - 13.06.1985

EĞİTİM

Derece	Adı, İlçe, İl	Bitirme Yılı
Lise :	Konya Lisesi, Meram, Konya	2002
Üniversite	İstanbul Teknik Üniversitesi, Sarıyer, İstanbul	2008
Yüksek Lisans	Necmettin Erbakan Üniversitesi, Meram, Konya	

İŞ DENEYİMLERİ

Yıl	Kurum	Görevi
2010	Karayolları 3. Böl. Müd.	İş Güvenliđi Mühendisi

UZMANLIK ALANI

B Sınıfı İş Güvenliđi Uzmanlığı (2014)

Eđiticinin Eđitimi Sertifikası (2011)

Patlamadan Korunma Dokümanı Hazırlama Eđitimi (2015)

YABANCI DİLLER

Arapça (Orta)

İngilizce (İyi)