



T. C.

NECMETTİN ERBAKAN ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BORULARDA TÜRBÜLANSLI AKIŞTA SİNÜSOİDAL ONDÜLELİ ŞERİT
ELEMENLARIN ISI TRANSFERİ VE AKIŞ KARAKTERİSTİKLERİNE
ETKİLERİ**

Mehmet GÜRDAL

YÜKSEK LİSANS TEZİ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Nisan-2017

KONYA

Her Hakkı Saklıdır.

TEZ KABUL VE ONAYI

Mehmet GÜRDAL tarafından hazırlanan "Borularda Türbülanslı Akışta Sinüsoidal Şerit Elemanların Isı Transferi ve Akış Karakteristiklerine Etkileri" adlı tez çalışması ~~21/04/17~~ tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oy birliği / ~~oy çokluğu~~ ile Necmettin Erbakan Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Jüri Üyeleri

İmza

Başkan

Prof. Dr. Şehin Bilin



Danışman

Yrd. Doç. Dr. Aziz Hakan ALTUN



Üye

Yrd. Doç. Dr. Adnan Berber



Yukarıdaki sonucu onaylarım.

Prof. Dr. Ahmet COŞKUN
FBE Müdürü

TEZ BİLDİRİMİ

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

DECLARATION PAGE

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

Mehmet GÜRDAL

Tarih: 21/04/2017

ÖZET

YÜKSEK LİSANS TEZİ

BORULARDA TÜRBÜLANSLI AKIŞTA SİNÜSOİDAL ONDÜLELİ ŞERİT ELEMENLARIN ISI TRANSFERİ VE AKIŞ KARAKTERİSTİKLERİNE ETKİLERİ

Mehmet GÜRDAL

NECMETTİN ERBAKAN ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Danışman: Yrd. Doç. Dr. Aziz Hakan ALTUN

2017, 129 Sayfa

Jüri

Yrd. Doç. Dr. Aziz Hakan ALTUN

Prof. Dr. Şefik BİLİR

Yrd. Doç. Dr. Adnan BERBER

Bu tez çalışmasında, boru içerisine cidardan ayrı olarak yerleştirilen sinüsoidal ondüle şerit elemanların ısı transferi ve akış karakteristiğine etkisi Reynolds sayısı 17000-85000 aralığında deneysel olarak incelenmiştir. Tüm deneyler zorlanmış akış ve sabit ısı akışı çalışma koşulları altında gerçekleştirilmiştir. İlk olarak, boş test borusu için deneyler yapılarak; bulguların literatürdeki mevcut deneysel ve nümerik çalışmalar ile uyum gösterdiği gözlemlenmiş ve daha sonra aynı çalışma şartları altında deneyler sinüsoidal şerit elemanlar ile gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmada, literatürdeki çalışmalardan farklı olarak sinüs eğrisi çizen ondüle şerit elemanlar boru merkezine aksel olarak konumlandırılarak türbülantör etkisi oluşturulmak amaçlanmıştır. $3D/16$, $D/4$, $D/8$ olmak üzere 3 farklı genlik ve $3D/4$, $D/2$, $D/4$ genişliğe sahip 9 farklı sinüsoidal şerit eleman için değişen Re sayılarına göre 59 farklı deney gerçekleştirilmiştir. Deneyler sonucunda şerit elemanlar ile ısı transferinde farklı oranlarda iyileşmeler olmasına rağmen önemli ölçüde basınç kayıplarına da neden olduğu görülmüştür. Deneysel sonuçlar incelendiğinde net ısı iyileşme oranının Reynolds sayısı ile ters orantılı olduğu gözlemlenmiştir. Sonuç olarak, bu çalışma kapsamında incelenen boru içerisine yerleştirilen sinüsoidal şerit elemanların bütün genlik değerlerinde $3D/4$ genişlikte net ısı iyileşmenin büyük değerler aldığı ve en iyi sağlandığı genlik değerinde $D/4$ olduğu görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Boru içi akış, borularda basınç düşüşü ve sürtünme kayıpları, ısı transferi iyileştirmesi, sinüsoidal şerit eleman.

ABSTRACT

MS THESIS

THE EFFECTS OF SINUSOIDAL CORRUGATED STRIP ELEMENT ON HEAT TRANSFER AND FLOW CHARACTERISTICS IN TURBULENT FLOW PIPES

Mehmet GÜRDAL

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

Advisor: Asst. Prof. Dr. Aziz Hakan ALTUN

2017, 129 Pages

Jury

Asst. Prof. Aziz Hakan ALTUN

Prof. Şefik BİLİR

Asst. Prof. Adnan BERBER

The effect of sinusoidal strip elements placed separately from the wall inside the pipe to heat transfer and flow characteristics was investigated experimentally in the range of Reynolds number 17000-85000 in this thesis study. All experiments were carried out under forced convection and constant heat flux operating conditions. First, experiments were conducted for the straight tube; it was observed that the findings were consistent with the experimental and numerical studies in the literature and then experiments were carried out with sinusoidal strip elements under the same operating conditions. In this study, it was aimed to create a turbulence effect by positioning the strip elements to the pipe axis, which is different from the studies in the literature. 59 different experiments were carried out according to varying Re numbers for 9 different sinusoidal strip elements with 3 different amplitudes, i.e. $3D/16$, $D/4$, $D/8$ and different widths, i.e. $3D/4$, $D/2$, $D/4$. Experiments showed that despite the gain in heat transfer at different rates due to the strip elements, they also cause considerable pressure losses. When the experimental results were examined, it was observed that the net heat transfer improvement rate is inversely proportional to the Reynolds number. As a result, it is seen that all amplitude values of sinusoidal strip elements placed in the pipe examined in this study have large values of net thermal recovery in the $3D/4$ width and $D/4$ in the best amplitude value.

Keywords: In pipe flow, pressure drop and friction losses in pipe, heat transfer enhancement, sinusoidal strip element.

ÖNSÖZ

Çalışmalarımın her aşamasında değerli vaktinden zaman ayırıp hiçbir yardımını esirgemeyen, tüm problemlerimi titizlik ile ele alarak bana yol gösteren, değerli hocam Sayın Yrd. Doç. Dr. Aziz Hakan ALTUN' a, hem ders aşamasında hem de tez çalışmam esnasında değerli fikirlerinden istifade ettiğim Sayın hocam Yrd. Doç. Dr. Adnan BERBER' e, bilgilerini her daim tüm gayretleriyle aktaran değerli bölüm hocalarıma, deney düzeneğinin kurulmasında ve sonrasında bana büyük destek olan Mak. Müh. Kazım BAĞIRSAKÇI' ya sonsuz teşekkür ederim.

Ayrıca tez çalışmam boyunca bana maddi ve manevi desteklerini esirgemeyerek sabır gösteren eşime, anneme ve babama sonsuz teşekkür ederim.

Mehmet GÜRDAL
KONYA-2017

İÇİNDEKİLER

ÖZET	iv
ABSTRACT	v
ÖNSÖZ	vi
İÇİNDEKİLER	vii
SİMGELER VE KISALTMALAR	viii
1. GİRİŞ	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI	4
2.1. Literatür Araştırması	4
3. MATERYAL VE YÖNTEM	19
3.1. Dairesel Borularda Türbülanslı Akış ve Isı Transferi	19
3.1.1. Borularda Hidrodinamik Gelişme	20
3.1.2. Borularda Isıl Gelişme	22
3.1.3. Dairesel Borularda Zorlanmış Taşınım İle Isı Transferi.....	23
3.1.4. Dairesel Borularda Isı Transferi İyileştirme Teknikleri	25
3.1.4.1. Pasif Teknikler	26
3.1.4.2. Aktif Teknikler	34
3.2. Deney Düzenegi	36
3.2.1. Boru İçerisine Yerleştirilen Sinüoidal Şerit Elemanlar	45
3.3. Deneyler ve Hesaplamalar	48
3.3.1. Deneylerin Yapılışı.....	48
3.3.2. Isı Transferi Katsayısının Hesaplanması	48
3.3.3. Veri Bulgularına Ait Örnek Bir Hesaplama	54
3.3.4. Sürtünme Katsayısının Hesaplanması	57
3.3.5. Performans Kriteri	58
4. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA	60
4.1. Boş Boru Deneyleri.....	60
4.1.1. Isı Transferi	66
4.1.2. Sürtünme Katsayısı.....	73
4.2. Sinüoidal Ondüle Şerit Elemanlı Boru Deneyleri	74
4.3. Deney Sonuçlarının Karşılaştırılması	98
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	105
5.1. Sonuçlar.....	105
5.2. Öneriler	108
KAYNAKLAR	109
EKLER	115
EK-1. Kuru Havanın 1 Atm Basınç Altındaki Termofiziksel Özellikleri.....	115
EK-2. AISI 304 L Paslanmaz Çeliğin Termofiziksel Özellikleri	116
EK-3. Belirsizlik Analizi.....	117
EK-4. Deney Düzenegine Ait Resimler	124
EK-5. Deney Düzeneginde Kullanılan Cihazların Teknik Özellikleri.....	127
ÖZGEÇMİŞ	130

SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler

- A : Isı transferinin olduğu yüzey alanı
- A_{yo} : Test borusu dış yüzeyi ile yalıtım dış yüzeyinin logaritmik ortalaması
- a : Kanatçık genişliği
- c : Yalıtım kalınlığı
- c_p : Özgül ısı
- D : Çap ölçüsü
- f : Sürtünme katsayısı
- Gr : Grashof sayısı
- h : Isı taşınım katsayısı
- I : Akım
- K : Faktör
- k : Isı iletim katsayısı
- L : Boru boyu
- \dot{m} : Akışkanın kütleli debisi
- Nu : Nusselt sayısı
- n : Sinüsoidal kanatçığın genliği
- Re : Reynolds sayısı
- P : Test borusuna uygulanan elektrik gücü
- Pr : Prandtl sayısı
- r : Boru yarıçapı
- q : Test borusuna uygulanan ısı akım şiddeti
- Q_t : Toplam elektriksel ısıtıcı gücü
- \dot{q} : Birim hacime verilen ısı miktarı
- T_b : Ortalama akışkan yığık sıcaklığı
- T_{wo} : Test borusu dış cidar sıcaklığı
- T_{wi} : Test borusu iç cidar sıcaklığı

- t : Kanatçık malzemesi et kalınlığı
 U_m : Dairesel boru kesitindeki ortalama akışkan hızı
 \dot{V}_b : Boş borudaki havanın hacimsel debisi
 \dot{V}_h : Sinüsoidal kanatçık yerleştirilen test borusundaki havanın hacimsel debisi
 ΔP : Basınç farkı
 ρ : Yoğunluk
 δ_l : Laminer alt tabaka kalınlığı
 ν : Kinematik viskosite
 w : Belirsizlik miktarı
 μ : Isıl performans faktörü

Alt İndisler

- b : Yığık
 f : Akışkan
 fd : Tam gelişmiş
 i : Boru iç cidarı
 o : Boru dış cidarı
 ort : Ortalama değer
 m : Ortalama
 s : Sinüsoidal şerit eleman
 x : x aksenal konumunda
 y : Yalıtım
 ∞ : ortam
 w_{iort} : boru iç cidarındaki ortalama değer
 w_{oort} : boru dış cidarındaki ortalama değer

Üst İndisler

- : Ortalama

1. GİRİŞ

Geçmişte ve günümüzde fiziksel, biyolojik ve kimyasal süreçlerin devamı için gerekli olan enerji ihtiyacımız giderek artmakta ve önem kazanmaktadır. Bunun yanında insanoğlunun enerji kaynaklarını hızlı ve bilinçsiz olarak tüketmesi enerjinin verimli olarak kullanılmasını ve çeşitli tasarruf tedbirlerin alınmasını kaçınılmaz hale getirmiştir. Gelişmekte olan ülkemizde de enerji tüketimi ülke nüfusunun artması ile paralellik göstermektedir. Enerji tüketimini kontrol altına alabilmek ve çevreye duyarlılığını arttırmak için doğal enerji kaynaklarının verimli kullanılması gerekmektedir. Öyle ki ülkemizde kullanılan enerjinin tasarruf edilerek verimli kullanılması hem ülke giderlerinin minimuma indirilmesi hem de katma değer anlamında ülkemize büyük bir kazanç sağlanması anlamına gelmektedir.

Ülkemiz, enerjide dışa bağımlılığı azaltmak ve enerjinin verimli kullanılabilmesi için yerli enerji kaynaklarını arttırmakta, yenilenebilir enerjiye önem vermekte ve de geri dönüşüm sistemleri kullanarak geri kazanma yoluna gitmektedir. Özellikle son dönemde ülkemizde enerji yöneticiliği kavramı oluşmakta ve geri dönüşüm sistemlerinin de önemi artmaktadır. Enerji tasarrufu sadece enerji kaynaklarının tüketiminin azaltılması ya da engellenmesi anlamına gelmemektedir. Bu tasarruf sektörün daha az enerji ile daha çok iş yapılabilmesini gerekli kılmaktadır. Enerjiyi verimli, tasarruflu, efektif bir şekilde kullanarak ısı transferini artırabilmek amaçlanmaktadır. Bu nedenle ısı transferi iyileştirme teknikleri geliştirilerek endüstride sıklıkla kullanılan çeşitli tip kazanlarda, ısı değiştiricilerinde, radyatörlerde, kimyasal proseslerde, geri dönüşüm sistemlerinde ve iklimlendirme sistemlerinde bu yöntemler uygulanmaktadır. Dolayısıyla ısı enerjisi sistemlerinin boyutları ve enerji giderlerindeki artışlara bağlı olarak ısı transferinde iyileştirme yöntemleri üzerine yapılan çalışmalar fazlaşmaktadır. Amaç ısıya gereken yönde ve miktarda optimum şekilde iletilmesidir.

Enerjiden verimli olarak faydalanabilmek için ısı değiştiriciye sabit sıcaklıkta giren akışkanın ısı transferini artırmak yani ortalama sıcaklık farkını sistem içerisinde azaltmaktır. Dolayısıyla sistemin termodinamik olarak verimi artırılarak işletme giderlerinin azalması sağlanmaktadır. Bu yüzden ısı transferinin gerçekleştiği boru ve kanal içi akışlar derinlemesine incelenerek deneysel ve sayısal çalışmalara literatürde geniş yer verilmiştir.

Isı değiştirciler üzerine yapılan çalışmalarda ısı transferini artırmak amacıyla belirlenen kapasiteye uygun olarak, optimal verimliliği sağlayan sistemlerinin tasarımı önemli bir yer tutmaktadır. Eşanjör olarakta bilinen ısı değiştircilerin tasarımında ısı transferi artışı sağlanırken sürtünmeye bağlı olarak basınç kayıpları da meydana gelecektir. Bu durumda akışkanın boru ya da kanal içine pompalanabilmesi için var olan pompalama gücünde artması gerekmektedir. Burada ortaya çıkan fazla enerji tüketimi ısı değiştirici tasarımında yapılan değişiklikler vasıtasıyla sistemin maliyetindeki düşüş ile önlenebilmektedir. Isı değiştirici sistemi içerisindeki sabit ısı akısı, akış rejimi, akışkan cinsi, pompalanan akışkan hızı, kullanılan türbülator ya da kanatçık yapısına bağlı olarak pompalama masrafları da artabilmekte ya da azalabilmektedir. Fakat sistemdeki ısı değişim miktarı istenilmeyecek kadar küçük olduğu için akışkan hızının artmış olması ısı geçişinden daha çok enerji tüketiminin artmasına neden olmaktadır. Bu yüzden kanal içi akışlarda istenilen seviyelerde ısı transferinde iyileşme olabilmesi için aktif ve pasif olmak üzere iyileştirme yöntemleri kullanılmaktadır.

Genellikle akışkanın transfer edildiği yüzey alanının genişletilmesi, ısı taşınım katsayısının artırılması veya akışkanın temas ettiği yüzeyin pürüzlülük değerinin yükseltilmesi ısı transferinin iyileştirilmesi için tercih edilen tekniklerdendir. Isı değiştircileri tasarımında pasif teknik olarak sınıflandırılan boru ya da kanal içine yerleşik i elemanlar konumlandırma, sıklıkla tercih edilen bir metottur. Yerleşik i eleman olarak türbülator kullanımı, endüstriyel alanlarda da ısı değiştirici dizaynında kullanılmaktadır. Türbülatorler kanal içerisindeki yüzey alanını artırmakla birlikte boru cidarındaki laminer alt tabakayı inceltip akışta çalkantı oluşturarak türbülans etkisi meydana getirmekte ve akışkanın sistemden çıkış süresini uzatmaktadır. Dolayısıyla bu etkenler ısı taşınım katsayısını artırarak ısı transferinde iyileşme sağlamaktadır. Özellikle endüstriyel tip çeşitli kazan, kalorifer ve radyatorlerde ısıl verimin artırılması amacıyla türbülatorler kullanımı yaygın olarak karşımıza çıkmaktadır. Isı değiştircilerinde türbülator kullanımı yıllık enerji ve işletme maliyetlerini önemli ölçüde azalttığından hem endüstride hem de akademik çalışmalarda üzerine ağırlık verilen bir konu haline gelmiştir. Dolayısıyla uygun türbülator tasarımları ile enerji kaynaklarının verimli ve efektif kullanımı hedeflenmektedir.

Bir çok araştırmacı çeşitli türbülator geometrisi ve malzemesi üzerine çalışmalar yaparak minimum pompalama gücü ile maksimum ısı transferi elde etmeye yoğunlaşmaktadır. Deneysel ve nümerik olarak yapılan çalışmalardan bazılarında teorik olarak iyi sonuçlar elde edilmesine rağmen endüstriyel anlamda uygulanabilirliği

zayıf kalabilmektedir. Bazı çalışmalarda ise optimizasyon ve ekonomik alt yapı sağlanamadığından söz konusu çalışmalar hayata geçirilememiştir. Buna rağmen bilim adamları kanal içerisine yerleştirilen iç elemanların (kıvrılmış tel, lüle, helisel yay, halka, şerit, kanatçıklar vb.) ısı transferine doğrudan ve dolaylı olarak etkisini araştırmaya halen devam etmektedir.

Bu çalışmada, borularda hidrodinamik gelişmesini tamamlamış türbülanslı hava akışında boru içerisine konumlandırılan farklı genlik ve genişlik değerlerine sahip sinüsoidal ondüle şerit elemanların ısı transferi ve basınç kaybına etkileri deneysel olarak incelenmiştir. Deneyler, cidarları direnç olarak kullanılan test borusunun elektrik ile ısıtılmasıyla sabit yüzey ısı akısı şartı altında, 17000-85000 arası çeşitli Reynolds sayılarında gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar literatürdeki çalışmalar ile kıyaslanarak değerlendirilmeler yapılmıştır.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

2.1. Literatür Araştırması

Araştırmacılar boru ve kanal içi akışlarda ısı transferini arttırmak amacıyla literatürde bir çok çalışma yapmışlar ve halende yapmaktadırlar. Kanal içi akışlarda ısı transferinde iyileştirme üzerine yapılan ilk çalışmalardan biri olan Sparrow ve ark. (1984) dairesel bir boru kesiti içerisine çeşitli engeller yerleştirerek akış ayrılmasından kaynaklanan türbülansın yol açtığı ısı transferini ve türbülanslı hava akışındaki girdabın etkisini deneysel olarak araştırmışlardır. Türbülanslı boru içi akışı çalkantı oluşmayan boru akışındaki ısı geçişiyle kıyaslandıklarında girdap elemanı içeren borulardaki ısı transferinin önemli ölçüde daha büyük olduğunu ifade etmişlerdir.

Nishimura ve ark. (1985), 2 boyutlu dalgali akışta ısı ve kütle transfer artışı üzerine çalışmışlardır. Simetrik ondüle kıvrımlı bir kanalda kütle transferi karakteristiği Leveque teorisi ve elektromekanik metodu aracılığıyla incelemişlerdir. Kullandıkları kanal özel bir yapıya sahip olan Oxford membranı kan oksijen verici cihazınkine benzer geometriye sahiptir. Akış rejimi laminerden türbülanslı akışa kadar değişmektedir. Yerel Sherwood sayısı dağılımı tam gelişmiş akış bölgesinde önemli derecede farklılık gösterdiğini bulmuşlardır.

Sethumadhavan ve Rao (1986) dairesel kanal iç yüzeyine farklı eğimlerde konumlandırılmış tekli ve çoklu spiral engeller yerleştirerek türbülanslı akışta ısı ve akış karakteristiklerini deneysel olarak incelemişlerdir. Bu spiral engellerin, geometrik ve akış parametrelerine göre ısı transferini %30–100 arasında, sürtünme faktörünü ise %30–200 oranında arttırdığını gözlemlemişlerdir.

Ali ve Ramadhani (1992) 20^0 açılı ondüle bir kanalın akış profilini ve bu kanaldaki ısı transferini deneysel olarak incelemişlerdir. Re sayısının 150 ile 4000 akış aralığında sürtünme faktörü ve ısı transferi karakteristiğini araştırmışlardır. Deneylerde dalgali bir kanalda konveksiyon ile ısı transferi üzerine bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Akışkan olarak su kullanılmış ve iki kanal kanatçığı 20^0 tekli kıvrımlı açılar için incelenmiştir. Düşük Re sayısı akış şartlarında sadece eksenel girdaplar gözlemlenirken, daha yüksek Re sayılarında kanatçığın bir ucundan diğer ucuna kadar hem eksenel hem de radyal olarak bu girdaplar gözlemlenmiştir. Re sayısının 1500 den büyük olduğu durumlar için kıvrımlı kanal içerisindeki Nu sayısı paralel düz kanaldaki Nu sayısı değerine göre yaklaşık %140 ile %240 oranında

arttığını buna karşılık sürtünme faktöründe de %130 ile %280 oranlarında artış belirlemişlerdir.

Snyder ve ark. (1993) bir serpantin kanalın ısıl olarak tam gelişmiş bölgede basınç düşüşü ve zorlanmış konveksiyonla ısı transferini Re sayısı 250 den 10000 ' e kadar deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışmalarında dalgalı kanalların laminer ve geçiş rejimli akışta ısı transferini artırdığını tespit etmişlerdir.

Popiel ve Van der Merwe (1996) kanal içerisindeki eksen çizgisi $y = h \sin(2\pi x / \lambda)$ ile formüle edilen sinüsoidal dalgalı pürüzsüz bir boruda basınç kayıplarını deneysel olarak incelemişlerdir. Boyutsuz dalga boylarının (λ / d) 17.7 ile 150, genliklerin (h / d) ise 1.5 ile 32 ve Re sayısının 100 ile 10000 değerleri arasında Darcy sürtünme faktörünü incelemişlerdir. Sinüsoidal boru geometrisine sahip kanallardaki akışlarda görülen ve sinüsoidal kanalların merkez ekseninin minimum yarıçapına bağlı olan Dean sayısının düz boruya kıyasla 20' nin altına düşmediğini belirlemişlerdir. Türbülanslı bölgede $(\lambda / d) \geq 1.36x(h / d) + 36.2$ durumlar için sinüsoidal geometrinin ihmal edilebileceğini göstermişlerdir.

Kang ve ark. (1997) yatay ve düşey dairesel bir yivli boru içerisine bükümlü bir şerit eleman yerleştirerek akış profili ve ısı transferini üzerine deneysel bir çalışma yapmışlardır. Farklı eğim açılarında imal edilmiş bükümlü şerit elemanlar tercih etmişlerdir. Bu çalışmada özellikle ısıtma sistemlerindeki akışkanın temas ettiği kanal cidarındaki yiv eğim açısının akış rejimine etkisi üzerinde durmuşlardır. Burada yivli boruları kanalın giriş ve çıkışındaki emme ve basma prosesleri esnasındaki ısı ve kütle transferini iyileştirmek için kullanmışlardır. Yapılan çalışmadan elde edilen deneysel verileri literatürdeki düz borular ile karşılaştırmışlardır. Basınç düşümündeki dalgalanma akış kanalı üst cidarında fazla olmaz iken cidarın en alt yüzeyinde bu dalgalanma çok fazla olduğunu görmüşlerdir. Düşey kanal için şeritlerin pozisyonunun sürtünme katsayısına etkisi olmasına rağmen yatay kanal için hemen hemen hiç bir etkisi olmadığını gözlemlemişlerdir.

El-Sayed (1997), dairesel bir boru içerisindeki türbülanslı akışta her bir iç elemanın basınç düşüş karakteristiğini deneysel olarak belirlemeye çalışmıştır. Dairesel kanallar, eksenel akış yönünde belirli aralıklarla yerleştirilmiş kanatçıklarla donatılmıştır. Deneyleri sıralı kanatçık yüksekliği $(H/r_0 = 0.5$ ve $H/r_0=0.3)$, iki farklı kanatçık sayısı $(N=6$ ve $12)$, ve de hidrolik çapı $D_h= 14.89$ ve $D_h=13.46$ olan iki farklı

kanatçık için gerçekleştirmiştir. Test edilen kanatçıklı dairesel kanalın yüzey alanındaki akış hızı ve hidrolik çapı baz almışlardır. Deneyleri Reynolds sayısı 5000-50000 aralığında ve Prandtl sayısı 0.7 olan hava için gerçekleştirmişlerdir. Hidrodinamik olarak gelişmiş bölgedeki sınır tabaka yönünde gerçekleştirilen tüm kanatçıklı test boruları için hız profillerini göstermişlerdir. Sürtünme faktörü değerlerinin sadece kanatçıkların başlangıç modüllerinde değişiklik gösterdiği, dört ile altıncı modülden sonra sabit kalarak tam gelişmiş değerler gösterdiğini bulmuştur. Sonuç olarak, hidrodinamik tam gelişmiş bölgede sabit ve sürekli kanatçıklı borunun basınç kayıpları, aralıklı yerleştirilen ve hat boyunca dizilmiş kanatçıklı test borusunun basınç kayıplarından daha az olduğunu belirlemiştir.

Huq ve Aziz-ul Huq (1998) cidar iç yüzeyinde çevresel olarak eş dağılımlı sekiz adet eksenel kanatçık bulunan türbülanslı bir boru akışındaki ısı geçiş karakteristiklerini deneysel olarak inceledikleri çalışmalarında, ısı transfer katsayısının boş boruya göre %97–112 oranında arttığını göstermişlerdir.

Rush ve ark. (1999) sinüsoidal dalgalı kanal içinde yerel ısı transferi ve akış davranışı üzerine çalışmışlardır. Bu yatay kanal test bölgesinin hidrodinamik gelişme bölgesi için x/D oranını 10 olarak seçmişlerdir. Hem kararlı ve hemde kararsız akışlarda makroskopik karışım bölgesi üzerine çalışmışlardır. Makroskopik karışım bölgesi başlangıcı, kanal geometrisine ve Reynold sayısına bağlı olduğunu belirtmişlerdir. Ayrıca ısı transferindeki artışın karışım bölgesinde daha fazla olduğunu tespit etmişlerdir.

Rush ve ark. (1999) yüksek kanatçık aralığına sahip sinüsoidal kanallardaki ısı transferi ve akış üzerine deneysel olarak çalışmışlardır. Re sayısı 200 için akışın kararsızlığını gözlemlemişlerdir. Kararsızlığın başladığı kritik Re sayısının toplam kanal uzunluğunun yanı sıra kanal geometrisine de bağlı olduğunu belirtmişlerdir. Kararsızlığın, akış için bir düzensizlik oluşturduğunu ve ısıl gelişmiş bölgesinde ısı transferini artırdığını gözlemlemişlerdir. Isı transferi deneylerindeki akış profilinde gözlemlenen kararsızlığın dalgalı kanallarda ısı transferi artışına neden olduğunu ortaya koymuşlardır. Kararsızlık başlangıcının nispeten düşük Reynolds sayısında kanal çıkışının yakınında başladığını ve Reynolds sayısı arttıkça kanal girişine ilerlediğini gözlemlemişlerdir. Sonuç olarak laminer akış için dalgalı kanalın geometrisinden dolayı ısı transferinde artış olduğunu gözlemlemişlerdir.

Hsieh ve ark. (2001) deneysel olarak yatay dairesel bir kanal içerisine şerit elemanlar yerleştirerek gelişmekte olan türbülanslı akış rejiminde ısı tranferini

araştırmışlardır. Çalışma Re 6500 ile 19500, Gr 0 ile 108 aralığında incelenmiştir. Sonuç olarak şerit elemanlı dairesel kanallarda ısı transfer iyileştirmesi boş boruya göre 2-3 kat daha fazla olduğunu bulmuşlardır. Sonuçların literatürde yapılan benzer çalışma değerleri ile aynı doğrultuda olduğunu ifade etmişlerdir.

Sarma ve ark. (2002) farklı çap oranları ve hatveye sahip burgulu şerit elemanların boru içinde konveksiyonla ısı transferini öngörmek için yeni bir yaklaşımda bulunmuşlardır. Şerit elemanlar tarafından üretilen dönel akış durumuna karşılık olarak klasik Van Driest girdap yayılım ifadesini kullanmışlardır. Boru içerisindeki akışkanın Re sayısına bağlı olarak K sabiti için kıvrımlı şerit elemanın çap oranı ve hatve göre bir fonksiyon belirlemişlerdir.. İleri sürdükleri analizi literatürdeki diğer çalışmalardaki bağıntılarla da kıyaslamışlardır.

Wang ve Chen (2002) sinüsoidal kanallarda dalga geometrisi, Reynolds sayısı ve Prandtl sayısının Nusselt sayısına ve yüzey sürtünme katsayısına etkisini sayısal olarak incelemişlerdir. Sonuç olarak Nusselt sayısı ve sürtünme katsayısının Re sayısı ve dalga boyu genliğinin artışıyla doğru orantılı olduğunu gözlemlemişlerdir. Dalga boyu ve genliğin artışıyla birlikte ısı transferi iyileştirmesinin de kanallarda arttığını gözlemlemişlerdir.

Sivashanmugam ve Suresh (2002) yatay dairesel kesitli bir kanal içerisine boru boyunca farklı kıvrım oranlarına sahip helisel şerit elemanlar yerleştirerek türbülanslı akış ve sabit ısı akısı şartları altında ısı transferi ve sürtünme katsayısı üzerine deneysel olarak çalışmışlardır. Boru boyunca helisel şerit elemanları 100, 200, 300, 400 mm aralıklarla yerleştirmişlerdir. Deneysel çalışmaları hem boş boru için hemde şerit elemanlar ile tekrarlamışlardır. Elde edilen sonuçların geçmiş yıllarda yapılan çalışmalarla aynı doğrultuda olduğu belirtmişlerdir. Farklı kıvrılma oranlarına sahip helisel şerit elemanların boş boru için yapılan deneylere göre ısı transferi iyileşmesinin daha iyi olduğu ve şerit elemanların kıvrım oranlarının artması ile birlikte hem sürtünme katsayısının hem de ısı transferi iyileşmesinin arttığını belirtmişlerdir. Ampirik hesaplamalar ile deneysel sonuçların birbirine yaklaşık $\pm \%10$ ve $\pm \%13$ uyum içerisinde olduğu çalışmalardan elde etmişlerdir.

Alam ve Ghoshdastidar (2002) içerisine 4 farklı kanatçık yerleştirilmiş dairesel kesitli bir borudaki ısı geçisini nümerik olarak incelemişlerdir. Akış laminer olup, test borusuna sabit ısı akısı uygulamışlardır. Çalışmada sonlu farklar metodu kullanmışlardır. Isı iletim katsayısı ve viskozitesinin sıcaklıkla değişimini dikkate almışlardır. Boru içerisindeki laminer akış için enerji ve momentum denklemlerini farklı

tip kanatçıklar için ayrı ayrı değerlendirmişlerdir. Sonuç olarak kanalın dış kanatçıklarının iç kanatçıklara göre daha iyi bir ısı transferi iyileştirmesi sağladığını gözlemlemişlerdir.

Zimparov (2004) burulmuş şerit bir parça ile spiral olarak birleşmiş ondüle bir boru içinde tam gelişmiş türbülanslı akışta sürtünme faktörünü tahmin etmek için basit bir matematiksel model üzerine teorik çalışma yapmıştır. Oluşturduğu bu model ile boru iç cidar pürüzlülüğünün akışkanın aksenel ve teğetsel hız bileşenlerine olan etkisini göstermiştir. Elde edilen sonuçları ölçülen veriler ile kıyaslamıştır.

Kurtbaş ve ark. (2004) bir boru içerisine yerleştirilen, 62 mm genişlik ve 1200 mm uzunluğa sahip farklı açılara ve çapa sahip galvanizli sactan imal edilen kanatçıkların sabit yüzey sıcaklığında ısı transferi ve akış karakteristiğine etkisini incelemişlerdir. Deneyleri Re sayısının 10000-40000 değerleri arasında gerçekleştirmişlerdir. Kanatçıklar ile test borusu eksenel arasındaki açıya bağlı olarak ısı transferi ve basınç kaybının arttığını gözlemlemişlerdir. Kanatçık açısının artışı ile basınç kaybı ve ısı transferinin doğru orantılı olarak değiştiğini ayrıca kanatçıklar arasındaki uzaklığın azalmasıyla da ısı ve basınç kaybının azaldığını tespit etmişlerdir. Sonuç olarak elde edilen bulgularla Pr ve Nu sayısı için geçerli bağıntılar ortaya koymuşlardır.

Metwally ve ark. (2004) laminar akış hızı ile 2D ve 3D sinüsoidal şekilli kanalları araştırarak ısı performans için kanalın ondüle açısı, adımı ve kanatçık kalınlığının etkilerini rapor etmişlerdir. Cidar yüzeyine sabit ısı akısı uyguladıkları sinüsoidal kıvrımlı ondüle bir kanaldaki zorlanmış konveksiyonda tek fazlı laminar bir akışı incelemişlerdir. Sayısal çözümleri viskoz akış için Pr sayısı 5, 35 ve 150, akış hızları Re 10-1000 aralığında ve ondüle kanalın en boy oranı (γ) 0-1 için kontrol hacmi sonlu farklar metodunu kullanarak elde etmişlerdir. Akış alanının önemli ölçüde Re ve γ tarafından etkilendiği bulmuşlardır. Düşük bir Re sayısı ve γ düzgün akış rejimi, yüksek Re sayısı ve γ dönel akış olmak üzere iki bölge rejimini ortaya koymuştur. Girdap olmayan akış rejiminde, akış davranışı akışa dik yönde olmayan tam gelişmiş düz boru akışına çok benzer olduğunu ifade etmişlerdir. Ondüle kanalda girdaplı akışlarda akış ayrılması ve yeniden akış birleşmesi Re ve γ ile büyüyen yanal vorteks bölgelerini oluşturduğunu belirtmişlerdir. Oluşturulan aksenel girdaplar Re , Pr ve γ bağlı olarak ısı transferini önemli ölçüde artırdığını ve küçük sürtünme kayıplarına yol açtığını gözlemlemişlerdir. Sonuç olarak ısı değiştirici geometrisi ve ısı transferi etkinliğinin (j/f) paralel düz kanala göre 5 kat daha üstün olduğunu bulmuşlardır.

Yakut ve Şahin (2004) dairesel kesitli bir kanal içerisindeki akış profilini ve ısı transferini, ısı transferi iyileştirme yöntemlerinden pasif tekniklerden biri olan genişletilmiş yüzey kullanarak incelemiştir. Yapılan çalışmada boru içi akışta helisel yay kullanımı ve ısı saptırıcıların sürtünme faktörü, performans karakterleri ve ısı transferine etkisini gözlemlemiştir. Deney sonucunda helisel yayların Re sayısı 0-13000 aralığında termodinamik olarak daha avantajlı olduğunu tespit etmiştir.

Manglik ve ark. (2005) periyodik olarak gelişmiş hava akış şartlarında ondüle kanatçık kanallarında kararlı ve laminer zorlanmış konveksiyonu nümerik olarak araştırmışlardır. 3 boyutlu simülasyon sonuçları sinüsoidal kanalların kesitlerinde simetrik Dean vortex çiftlerini ortaya çıkarmıştır. Basınç düşüşünün yanında ısı transferinde de önemli artış gözlemlemiştir.

Manglik ve ark. (2005) 3 boyutlu ondüle bir kanal içerisine konumlandıkları kanatçıkların Re 10-1000 değerleri arasında akış karakteristiğine ve sürtünme katsayısına etkisini incelemiştir. Akışkan olarak hava kullanarak ($Pr = 0.7$) deneyleri gerçekleştirmişlerdir. Hesaplamalarda sonlu elemanlar yöntemini kullanarak kanatçığın ısı transferine, Colburn faktörüne (j), Fanning faktörüne (f) etkisini araştırmışlardır. Ondüle kanatçıkların kanal içerisindeki vorteks akışına neden olduğunu ve sınır tabakayı parçalamaya yardımcı olduğunu belirtmişlerdir. Kanatçık ebatları arttıkça helezonik vorteks oluştuğunu ve bu da akış hızını artırarak ısı transferini de arttırdığını gözlemlemiştir. Aynı zamanda bu artışın basınç kayıplarına da neden olduğunu ve f/j oranını artırmış olduğunu bulmuşlardır.

Nilpueng ve Wongwises (2006) sinüsoidal ondüle düşey kanal içinde yukarı doğru gaz-sıvı akışının basınç düşüşü ve akış modeli üzerine bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Çalışmada kullandıkları sinüsoidal ondüle kanal 67.20 mm dalga boyu, 5.76 genlik ve 1 metre uzunluğa sahiptir. Farklı faz açılarında gerçekleştirdikleri deneylerde akışkan olarak su ve hava kullanmışlardır. Deney sonuçlarına göre kanalın faz değişiminin basınç düşüşünü ve akış profilini oldukça etkilemiş olduğunu belirtmişlerdir. Kabarcıklı akış profili bölgesi ve dağılmış kabarcıklı akış profili, faz değişikliklerinin artmasıyla birlikte daha da büyüdüğünü gözlemlemiştir.

Rosaguti ve ark. (2006) sınır şartları olarak sabit yüzey sıcaklığı ve sabit ısı akısı altında tam gelişmiş laminer akışta, serpantin elemanlarını dairesel bir kanala yerleştirerek CFD analizi yapmışlardır. Dalga boyu uzunluğunu $2L$, kanal çapı d ve yayların eğrilik yarıçaplarını R_c ile ifade etmişlerdir. Çözümleri Re 5-450, Pr 0.7-50, R_c 0.525-2.25, L/d 3-12.5 aralığı için gerçekleştirmişlerdir. Bu tip kanallardaki akışta her

kıvrım ardından Dean vorteksi oluştuğunu belirterek Re sayısının artmasıyla beraber karmaşık girdap akışı ve düzensiz akış bölgesi oluştuğunu ifade etmişlerdir. Çeşitli L/d ve Rc/d değerlerini sabit Re sayısını göz önüne alarak dairesel kanal içindeki ısı-hidrolik performansı değerlendirmişlerdir. Sabit ısı akısı (H_2) ve sabit cidar sıcaklığı (T) sınır şartlarında ve Pr 0.7-100 değerleri için bu deneyi incelemişlerdir. Deneylerde Pr sayısının 10' dan daha büyük olduğu düz kanallardaki tam gelişmiş akışa göre yüksek ısı transferi artışı ve düşük basınç kayıpları elde edildiğini gözlemlemişlerdir. Ayrıca sabit cidar sıcaklığına sahip ondüle kanaldaki tam gelişmiş akışlar için Nusselt sayısını 3.323 (± 0.001) olarak elde etmişlerdir.

Akansu (2006) dairesel bir boru içerisine yerleştirilen ve aralarında L mesafesi bulunan gözenekli, H yüksekliğe sahip iç elemanların ısı transferi ve basınç düşümünü ampirik olarak analiz etmiştir. Re 3000-45000 aralığında yaptığı çalışmada türbülanslı model olarak (SST) $k-\omega$ modelini tercih etmiştir. İç elemanlar arası mesafeyi $0.5D$, D ve $2D$ olarak belirlemiş ve akış yönünde ilerledikçe ısı transferinde azalma olduğunu tespit etmiştir. Re 45000 değeri için $H/D=0.2$ ve $L/D=1$ olması halinde maksimum Nu sayısını elde etmiştir. Sonuç olarak Nu_{max} ve Nu_{min} sayılarının iç elemanlar arasındaki mesafeye ve Re sayısına bağlı olduğunu gözlemlemiştir.

San ve Huang (2006) dairesel bir kanal içerisine yerleştirilen elemanlar vasıtasıyla ısı transferini deneysel olarak incelemişlerdir. Dairesel kanalın iç yüzeyi izotermal olup akışkan olarak hava kullanmışlardır. Test kanalının çapı d , hatve oranı p ve iç elemanların yüksekliğini h olarak ifade etmişler ve deneyi Re 4608-12936, $p/d=0.304-5.72$, $e/d=0.015-0.143$ aralığında gerçekleştirmişlerdir. Sürtünme katsayısı ve ortalama Nu sayısının Re sayısı, p/d ve e/d oranlarının birer fonksiyonu olduğunu belirtmişlerdir. Kritik kanal uzunluğunun çapa oranı, e/d , 0.057 olduğunu hesaplayarak bu oranının 0.057 den küçük olması durumunda sürtünme katsayısının e/d oranı ile doğru orantılı olduğu, e/d oranının 0.057 den büyük olması durumunda ise yine sürtünme katsayısının (f) $e/d=2.55$ ile orantılı olduğunu tespit etmişlerdir.

Sewall ve ark. (2006) dairesel kesitli bir boru içerisine boru boyunca hem çeşitli formlarda farklı uzaklıklarda iç elemanlar yerleştirilerek hemde boş boru için ısı transfer karakteristiği hakkında deneysel bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Bu çalışma da gelişmiş ve gelişmekte olan akış profilini gözönüne alarak gerçekleştirmişlerdir. Hem sayısal hem de deneysel sonuçlar boru boyunca türbülans değerlerinin %40 gibi yüksek değerlerde olduğunu ve türbülansın 7. iç elemana ulaşınca kadar tam gelişmiş olmadığını gözlemlemişlerdir. Boş boru ile iç elemanlardan faydalanarak yapılan

deneyleti kıyasladıklarında ise ısı transfer artışının boş boruya göre 2-3 kat daha fazla olduğunu ve sürtünme katsayısının ise 10 kat artmış olduğunu bulmuşlardır.

Eimsa-ard ve Promvonge (2006) uniform ısı akısı uygulanan bir boru içerisine V tipli lüle türbülator yerleştirilerek basınç ve ısı transferi üzerine deneysel bir çalışma yapmışlardır. P/D 2, 4 ve 7 hatve oranları için ortalama ısı transferindeki artışı sırasıyla %270, %236, %216 olduğunu belirlemişlerdir. Deneyleti aynı Re değerinde gerçekleştirdiklerinde Nu sayısındaki artışın sürtünme katsayısındaki artıştan daha az olduğu gözlemlemişlerdir. Sonuç olarak düşük hatve oranlarında en yüksek ısı transferi iyileşmesi elde edildiğini ve bu ısı iyileşmesinin Re sayısındaki artış ile ters orantılı olduğu ifade etmişlerdir.

Moawed ve ark. (2007) sinüsoidal dalgalı boruların eşanjör, yoğunlaştırucu ve buharlaştırıcılarda kullanılabilen en verimli boru şekillerinden biri olduğunu ve dalgalı borularda akışkanın daha kuvvetli karıştırma etkisinden dolayı ısı transferinde artış sağlandığını belirlemişlerdir.

Khaled (2007) kanal içerisine yerleştirdiği çok sayıda dikdörtgen kanatçıkların ısı transferine etkisini araştırmak için model oluşturarak sayısal analizler gerçekleştirmiştir. Sistemden kanatçıkları çıkararak aynı modellemeyle tekrar analiz yaptığında ısı transferi iyileşmesinin kanatçıklı olan kanal sisteminde daha yüksek olduğunu tespit etmiştir. Dikdörtgen kanatçıkların ısı iletkenliği ve taşınım katsayısını artırdığını ve bununla ısı transferinde iyileşme sağlandığını göstermiştir.

Sivashanmugam ve Nagarajan (2007) farklı uzunluk ve farklı kıvrım oranlarına sahip sağ ve sol yönlü helisel şerit elemanları dairesel kesitli bir kanal içerisine yerleştirerek ısı transferini iyileştirme ve sürtünme katsayısı üzerine deneysel bir çalışma yapmışlardır. Kanatçık aralığı mesafesinin her kanatçık ölçüleri için ısı transferi ve sürtünme faktörüne etkisini ayrı ayrı incelemişlerdir. Aralıklı kanatçığa sahip helisel şerit elemanlar için Nu sayısında kanatçık aralık mesafesindeki her 100 mm artış için yaklaşık %10 azalma olduğunu gözlemlemişlerdir. 100 mm aralıklı kanatçığa sahip helisel şerit elemanın sürtünme katsayısı değerleri, aralıksız kanatçıklı helisel şerit elemanın tüm Re sayıları için bulunan sürtünme katsayısı değerine çok yakın olduğunu bulmuşlardır. Ayrıca her 100 mm lik kanatçık aralık mesafesi artışı için pompalama gücünde belirgin bir azalmanın olmadığı yaklaşık %5 oranında bir kayıp olduğunu belirtmişlerdir. Bu yüzden aralıklı kanatçığa sahip helisel şerit elemanların sadece pompalama gücünde daha az kayıplara uğrayan türbülanslı akışlarda ısı artışı için kullanılabileceğini ifade etmişlerdir. Ampirik bağıntıların deneysel bulgularla $\pm\%10$

uyumlu olduğunu ve Nu sayısı ve sürtünme katsayısı için $\pm\%20$ uyumluluk gösterdiğini belirlemişlerdir.

Gül ve Evin (2007) dairesel bir kanal içerisinde akış ayrılması ve girdap oluşturarak ısı transferi iyileştirmek için kısa helisel şerit elemanlar kullanmıştır. Deneyleri helis açıları 30° , 45° ve 60° ve Re 5000-30000 aralığında gerçekleştirmişlerdir. Kıvrımlı bu helisel şerit elemanların deney sonucunda düz şerit elemanlara göre ısı transferini daha fazla artırmış olduğunu gözlemlemişlerdir. Reynolds sayısının azalması ve momentum oranının artması ile net iyileşme artışı sağlandığını ve helis açıları, helisel kanal sayılarının ısı transferi iyileşmesi üzerinde ciddi bir etki oluşturmadığını belirlemişlerdir.

Chang ve ark. (2007) bir kanal içerisine sargı oranının ∞ , hatve yüksekliği ve oranın aynı ya da 1.56, 1.88, 2.81 sargı oranlarında kıvrılmış şerit elemanlar ve kare şeritli iç elemanlar yerleştirdiği bu iç elemanların ısı transferi ve yüzey sürtünme faktörü üzerine etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Re 5000-25000 aralığındaki gerçekleştirilen deneylerde şerit elemanların sargılı olarak kanala yerleştirilmesinin düz şerit elemanlara göre 1.25-1.67 kat ısı transferini arttırmış olduğunu gözlemlemişlerdir. Düz şerit elemanda Re sayısı arttıkça Fanning sürtünme katsayısının azaldığını, kıvrımlı şerit elemanda da sargı oranı arttıkça Fanning sürtünme katsayısının da arttığına tanık olmuşlardır. Ayrıca aynı pompalama gücü için iç elemanların, sargı oranlarına göre ısı performanslarını kıyaslamasını yapmışlardır. Düz ve tırtıklı şerit elemanların Fanning sürtünme katsayısı ve Nu sayısı değerleri için ampirik bağıntılar geliştirmişlerdir.

Eimsa-ard ve Promvong (2008) dış çapı 50 mm, iç çapı 25 mm olan çift borulu bir eşanjörün içerisine yerleştirilen helisel kıvrımlı şerit elemanların ısı transferi ve sürtünme kayıpları üzerine etkisini araştırmak için deneysel bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. 304 kalite paslanmaz çelikten imal edilmiş 17 mm genişliğindeki helisel kıvrımlı şerit elemanı cidardan ayırık olarak konumlandırarak iki durum için değerlendirme yapmışlardır. Hem helisel kıvrımlı elemanların dairesel kanala aksel olarak yerleştirilme durumu hem de helisel şerit elemanların dolu çubuğa monte edilme durumlarına göre Re sayısı 2000-12000 aralığında değerlendirme yapmışlardır. Deney sonuçlarına göre ısı transferi iyileştirme etkinliği şerit elemanların borulu olma durumlarında 1-1.17 iken borulu olmama durumunda 1.98-2.14 aralığında olduğunu ifade etmişlerdir.

Nasiruddin ve Siddiqui (2008) ısı değiştirici içerisine üç farklı yerleşim planında engeller yerleştirerek ısı transferi karakteristiğini deneysel olarak incelemişlerdir. İç

elemanların eşanjör içerisine dik konumlandırıldığında engel yüksekliği arttığı için Nu sayısı ve basınç kaybının büyük oranda artış gösterdiği kaydetmişlerdir. Yüzey elemanları eğimli olarak konumlandırıldığında Nu sayısındaki artışın eğim açısıyla bağlantısı olmadığını ayrıca eğimli olarak kanala yerleştirilmiş elemanların, engellerin olmadığı duruma göre Nu sayısında %120, ortalama Nu sayısında ise %70 lik bir artış sağladığını da çalışmalarından elde etmişlerdir.

Promvonge ve Eimsa-ard (2007) konik lüle elemanlarını dairesel bir kanal içerisine konumlandırarak Re 8000-18000 aralığında ısı transferine ve sürtünme kayıplarına bu elemanların etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Hatve oranları 2, 4 ve 7 olarak belirlenmiş ve her durum için ayrı ayrı deneyler yinelenmiştir. Yapılan deneyler sonucunda daha fazla ters türbülanslı akış oluşturan ıraksak konik lülelerin, yakınsak konik lülelere göre ısı transferi artışına daha fazla katkı sağladıklarını gözlemlemişlerdir.

M.V. Pham ve ark. (2008) ısı ve kütle transferini artırarak eşanjörlerde tasarım optimizasyonunu sağlamak için büyük girdap benzeşim modeli (LES) metodunu kullanmışlardır. Dalgalı kanatçıkların ısı transferindeki verimliliği, benzer kesitli diğer geometriler ile kıyaslanmış ve ısıl-hidrolik olarak belirgin iyileştirme sağlandığı için eşanjörlerde kullanıma uygun olduğunu belirtmişlerdir.

Eimsa-ard ve ark. (2008) ısı transferi iyileştirmesi ve basınç kayıpları üzerine deneysel bir çalışma yapmıştır. Çift borulu bir eşanjör içerisine yaprak geometrisine sahip iç elemanlar yerleştirerek Re 6000-42000 aralığında bir çalışma yapmışlardır. Yüzey elemanlarının boru eksenine göre konumları $\theta = 15^\circ$, 25° ve 30° lik açılar için deneyleri gerçekleştirmişlerdir. Yaprak geometrisine sahip iç elemanın türbülansa yol açarak ısı transferini arttırdığını tespit etmişlerdir. Yüzey elemanlarının geri konumlandırımları durumunda ise net ısı transfer iyileşmesinin daha fazla olduğunu ifade etmişlerdir.

Promvonge (2008) dairesel kesitli bir boru içine türbülator olarak çeşitli konik halkalar yerleştirmiş ve boru dış yüzeyine sabit ısı akısı uygulanmıştır. Bu konik halkaların Re 6000-26000 aralığında ısı transfer iyileştirmesine ve sürtünme kayıplarına etkisini incelemişlerdir. İç elemanlar üç farklı çap oranı $d/D=0.5$, 0.6 , 0.7 ve farklı konumlandırılma (yakınsak, ıraksak, yakınsak+ıraksak) için imal edilerek deney gerçekleştirilmiştir. Her üç konumlandırma içinde deneyler ayrı ayrı yapılmış olup üç durumda da ısı transferi ve sürtünme katsayısında artış gözlemlemiştir. Fakat Nu sayısındaki en fazla artış %333 ile ıraksak konumlandırma durumunda gerçekleşmiştir.

Bilen ve ark. (2009) dairesel, dikdörtgen ve yamuk gibi farklı geometrilerde kanallar kullanarak tam gelişmiş türbülanslı akış şartları altında delikli borulardaki ısı transferi ve sürtünme kaybını 10000-38000 Re sayısı aralığında yaptıkları deneysel çalışmayla ifade etmişlerdir. Dairesel borularda Re sayısının en yüksek olduğu 38000 değerinde ısı transferinde %63 lük bir iyileşme kaydetmişler daha sonra sırasıyla yamuk ve dikdörtgen borulardaki iyileştirme oranının %58 ve %47 olduğu tespit etmişlerdir. İyileşme oranları göz önüne alınarak dairesel ve yamuk geometriye sahip kanallarda Re 30000' den büyük, dikdörtgen kanallarda ise Re 28000' den büyük seçilmesinin termodinamik olarak uygun olacağını belirtmişlerdir.

Eimsa-ard ve ark. (2009) dairesel boru içerisine yerleştirilen farklı uzunluklara sahip kıvrımlı şerit elemanların, sabit ısı akısı altında Nusselt sayısı, ısı transferi iyileştirmesi ve sürtünme katsayısı üzerine deneysel olarak bir çalışma gerçekleştirmiştir. Re sayısı 4000-20000 aralığında incelenmiştir. Sonuç olarak daha kısa kıvrımlı şeritlerin borunun girişinde güçlü bir girdap oluşturduğu ancak şerit uzunluğunun kısa olması nedeniyle bu dönmeli akışın boru boyunca devam etmediği gözlemlenmiştir. Böylelikle daha uzun kıvrımlı şeritlere kıyasla ısı transferi iyileştirmesi ve basınç düşüş miktarı daha az olmuştur. Sonuç olarak düşük Re sayılarında kısa kıvrımlı şerit elemanların net iyileşme verimi 1 'in altına inerken sadece uzun şeritli elemanlarda 1 'in üzerine çıkabildiğini belirlemiştir.

Güneş (2009), bu çalışmada boru içerisine cidardan ayırık olarak konumlandığı helisel sarılmış tellerin ısı transferi ve akış karakteristiklerine olan etkisini incelemek için Reynolds 3514-27188 değerleri aralığında, zorlanmış akış ve sabit ısı akısı şartları altında deneysel olarak bir çalışma gerçekleştirmiştir. İlk olarak boş boru için deneyleri gerçekleştirerek literatürdeki çalışmalarla karşılaştırmış ve yapılan çalışmalarla uyum içerisinde olduğunu gözlemlenmiştir. Daha sonra helisel sarılı telleri boru merkezine yerleştirerek farklı ayırıklık (2 farklı s mesafesi), adım oranı (üç farklı P/D oranı), tel genişliklerini (3 farklı a genişliği) ve 6 farklı helisel tel grubunu dikkate alarak deneylerini tamamlamıştır. Sonuçta bu tel gruplarının belirtilen deney şartları altında ısı transferi ve akış profiline olan etkisini incelemiştir. Bu helisel tellerin ısı transferinde önemli ölçüde iyileşme sağladıklarını gözlemlenmiştir. Özellikle boş boruya göre helisel tel genişliği 6 mm, adım oranı 1 ve ayırıklık mesafesinin 1 mm olduğu tel grubunda 3 kat ısı transferi iyileşmesi sağlandığını belirtmiştir. Isı transferindeki bu iyileşmenin aynı zamanda basınç kayıplarına da neden olduğunu

gözlemleyerek en fazla basınç düşüşünün maksimum ısı transfer iyileşmesi sağlayan helisel sarılmış tel grubu deneylerinde gerçekleştiğini de belirtmişlerdir.

Uğurlubilek (2009), çalışmasında iki boyutlu bir kanal içerisine yerleştirdiği yarı küresel bir tıkayıcı elemanın ısı transferine ve akış karakteristiğine etkisini sayısal olarak incelemiştir. Çalışmasını Reynolds 10000-100000 değerleri arasında gerçekleştirmiştir. Kanalin çapını yarı küresel elemanın çapının 4 katı, kanal uzunluğunu ise bu engelin çapının 32 katı olarak kabul ederek iki boyutlu kanal ölçülerini belirlemiştir. Çalışmasında Cfd programı olan Ansys Fluent programından yararlanmış ve sayısal çözümlerini temel enerji denklemleri ve Navier Stokes denklemleri aracılığıyla türbülanslı akış için standart k-ε modelini referans olarak yapmıştır. Sonuç olarak iki boyutlu bir kanal için kullandığı engelleyici yarı küresel elemanların ısı transferini yaklaşık %15 arttırdığını tespit etmiş, Darcy sürtünme katsayısının da yaklaşık %17 artmış olduğunu gözlemlemiştir.

Budak (2011), çalışmasında eşanjör içerisindeki iç borunun giriş kısmında yerleştirdiği 4 farklı türbülatorün ısı transferine etkisini nümerik ve deneysel olarak incelemiştir. Akışkan olarak iç boruda sıcak hava, dış boruda ise soğuk havayı kullanarak delikli ve deliksiz türbülatorlerin aynı ve karşıt akış şartlarında sağladığı ısı transferi iyileştirmesi üzerine yoğunlaşmıştır. Isı transferinin yanı sıra basınç kayıplarını da dikkate alarak sistemin ekserji analizini de nümerik olarak yapmıştır. Cfd yazılımı olan Ansys Fluent programında temel enerji korunumu denklemlerinden faydalanarak 3 boyutlu türbülanslı akış için sayısal analiz yapmıştır. Akışkanların farklı debileri için yapılan deneylerde sıcaklık, basınç ve hız dağılımlarını çalışmasında göstermiştir. Elde edilen deney ve sayısal çalışma bulgularını literatürdeki çalışmalar ile kıyaslamış ve sonuçların uyumlu olduğunu gözlemlemiştir. Sonuç olarak ısı transferindeki iyileşmenin en fazla delikli tip türbülatorler kullanılan borularda gerçekleştiğini belirtmiştir.

Kızılırmak (2012), boru içerisine konumlandırıldığı kanatçıkların ısı transferi ve sürtünmeye etkisini sayısal olarak Ansys Fluent 12.1 programı yardımı ile incelemiştir. Türbülanslı akış şartlarında gerçekleştirilen çalışma da akışkan olarak havayı kullanarak Prandtl sayısını 0.7 olarak almıştır. Çalışmasında farklı kanatçık sayıları, kanatçık açıları ve kanatçıklar arası uzaklıklar için hesapladığı Nusselt sayısı ve sürtünme katsayısı değerlerini Reynolds sayısına bağlı olarak $Nu=aRe_b$ ve $f=cRe_d$ şeklinde ifade etmiştir. Çalışmasında, sayısal çözümlerinde temel enerji korunumu denklemlerini kullanarak 3 boyutlu türbülanslı akış için standart k-ε modelini referans olarak analizleri gerçekleştirmiştir. Elde edilen sonuçların literatürle uyum gösterdiğini belirtmiştir.

Kanatçık sayısının, açısının ve kanatçıklar arası mesafenin artmasıyla ısı transfer katsayısı ve sürtünme katsayısında meydana gelen değişimleri gözlemlemiştir. Re sayısındaki artışın Nusselt sayısı ve darcy sürtünme katsayısını da artırdığını ifade etmiştir. Kanatçiksız borularda ise Nusselt sayısı ve sürtünme faktörünün en düşük değerleri aldığını belirlemiştir.

Gürlek (2012), çalışmasında boru içerisine farklı geometri ve ebatlarda türbülötörler yerleştirerek ısı transferi iyileşmesini incelemiştir. 130, 150, 200 ve 250 mm hatveli ve 3 farklı model için Re 7000 ile 15000 değerleri arasında yaptığı deneysel ve sayısal çalışmada iç içe boru içerisine konumlandığı düz tip türbülötörlerin ısı transferine ve basınç kayıplarına etkisini araştırmıştır. Çalışmasında türbülötörlerin katı modellenmesi sırasında Solidworks programı, ağ yapısının oluşturulması için Gambit programı, analiz kısmı için ise Ansys Fluent programından faydalanmıştır. Sayısal analiz bulgularına göre türbülötörlerin hatvesi, modeli, akışkan hızı ve sıcaklığı gibi farklı etkenlerin ısı transferi ve akış karakteristiğini görsel olarak incelemiştir. Elde edilen sonuçlarda en yüksek Nusselt sayısı ve sürtünme değerini 130 mm hatve oranına sahip v tip türbülötör deneylerinde elde etmiştir.

Okutan (2014), çalışmasında boru içerisine türbülötör yerleştirerek ısı transferi ve akış profillerini Yanıt Yüzey Yöntemi ile incelemiş ve tahminlerde bulunmuştur. Deneylerde kullanılan boru ve türbülötör seçimini de yine bu yöntemle göre tasarlamıştır. Nusselt sayısı ve basınç düşümünün hesaplanmasında türbülötör tel çapı, hatve sayısı, yay çapları ve Reynolds sayısından faydalanmıştır. Oluşturduğu geometrik modellerde Nusselt sayısının hesaplanmasında en önemli parametrenin %83.85 ile Reynolds sayısı, en az etkiye ise %0.08 ile hatve sayısı olduğunu gözlemlemiştir. Basınç kayıpları için ise en belirleyici etkenin %74.75 ile Re sayısı, en az etkiye sahip parametrenin % 0.52 ile hatve sayısı olduğunu belirtmiştir. Elde edilen modellerden faydalanarak belirtilen parametreler için ısı transferi ve basınç düşümlerini tahmin etmiştir.

Özbolat (2015), çalışmasında sinüsoidal bir eğriye sahip kanallar kullanarak boru içerisindeki ısı transferi ve akış profilini deneysel olarak incelemiştir. Özellikle çalışmasında boru çapı ve faz açısının akış karakteristiğine ve ısıl iyileşmeye olan etkileri üzerinde durmuştur. Reynolds sayısını 2500-7500 değerleri arasında alarak hem laminer hem de türbülanslı akış rejimleri için bir çalışma gerçekleştirmiştir. Deneyde 3 farklı kanal yüksekliği ($H_{min}/H_{maks}=0.36, 0.54$ ve 0.72) ve 3 farklı faz açısı ($\phi=0^{\circ}, 90^{\circ}, 180^{\circ}$) için geometrik olarak model tasarımı yapmıştır. İlk olarak düz oluklu kanallar

için ısı transferi ve akış profilini belirlemek için deneysel ve sayısal olarak araştırma yapmıştır. PIV(parçacık görüntülemeli hız ölçümü) yöntemiyle elde ettiği deneysel sonuçları sayısal benzetim yöntemiyle karşılaştırmıştır. Daha sonra sinüsoidal oluklu kanallar için benzer çalışmayı tekrarlamıştır. Sonuç olarak deneysel ve sayısal çalışmasında PIV ve sayısal benzetim yöntemlerinden faydalanarak akış hız profilini, ortalama ve yerel Nusselt sayılarını, Darcy sürtünme katsayısını belirleyerek çalışması için net ısıl iyileşme için en uygun ortam koşullarını ve kanal geometrilerini tayin etmiştir.

Al-Juboori (2015), çalışmasında nanoakışkanlar ($\gamma\text{Al}_2\text{O}_3$ -damıtılmış su ve CuO-damıtılmış su) kullanarak boru içerisine konumlandığı 2 farklı bükülmüş şerit elemanın ısı transferi iyileşmesine etkisini sayısal olarak araştırmıştır. Sayısal çözümlemesi için sınır şartlarını Re 5000-20000 değerleri ve 2000 W/m^2 sabit yüzey akısı olarak belirlemiş ve analizlerinin tamamını Ansys Fluent programı yardımıyla gerçekleştirmiştir. Nano akışkanları 4 farklı hacimsel konsantrasyon (%0, %1, %2 ve %3), Re sayısı ve nano akışkan cinsine göre Nusselt sayısı, akışkan hız profili, sürtünme kayıpları ve ısı transferi iyileşmesini hesaplamıştır. Re 5000, %3 hacimsel konsantrasyon için hesaplanan Nusselt sayılarının en yüksek değerlerinin 3.6 ile CuO-damıtılmış su, 3.2 ile $\gamma\text{Al}_2\text{O}_3$ -damıtılmış su ve 1.859 ile saf su olarak sıralandığını belirlemiştir. Dolayısıyla ısı transferindeki iyileşmesinde en fazla CuO-damıtılmış su, $\gamma\text{Al}_2\text{O}_3$ -damıtılmış su ve saf su şeklinde sıralandığını gözlemlemiştir. Sürtünme faktöründeki artışın düşük Re sayılarında arttığını ifade etmiştir. Re 5000 değeri ve %3 hacimsel konsantrasyonda CuO- damıtılmış su için sürtünme faktörünü (f) 6.4, $\gamma\text{Al}_2\text{O}_3$ -damıtılmış su için 6.1 olarak hesaplamıştır.

Pusat (2016), çalışmasında çift borulu eş eksenli bir eşanjör içerisine yerleştirdiği bükümlü tip türbülatorlerin ısı transferi, basınç düşümü, ekserji kayıpları, entropi değişimi ve NTU değişimi üzerine etkisini deneysel olarak araştırmıştır. Türbülator model tasarımında Taguchi yöntemini kullanarak sac genişliği (w/d), sac hatvesi (p/d) ve kalınlıklarını (t/d) belirlemiştir. Hesaplamalarında varyans analizi ve gri ilişkisel analiz yöntemlerini kullanarak çoklu performans karakteristiği için deney sonuçlarının istatistiksel değerlendirmesini yapmıştır. Deney bulgularından Nu sayısı için en önemli parametrenin Re sayısı, en az etkinin ise sac kalınlığı (t/d) olduğunu gözlemlemiştir. Darcy sürtünme faktörü için en belirleyici parametrenin sac kalınlığı (t/d), en az etkinin ise hatve olduğunu belirlemiştir.

Gun Woo (2016) çalışmasında kompakt kanatçığın bir türü olan dalgalı kanatçığın ısı transferine etkisini incelemiştir. Bu dalgalı ondüle kanatçık genişletilmiş ısı transfer yüzeyinin yanı sıra dinamik olarak şekillendirildiğinden dolayı yüksek ısı performansına sahip olduğunu belirtmiştir. Dalgalı kanatçığın iç akışı üç durum tarafından sınıflandırılabilir: Kararlı laminer, kararsız aksel girdaplar ve türbülanslardır. Dalgalı kanatçığın ısı performansını üzerine pek çok araştırmacı tarafından çalışıldığını ve literatürle uyumlu sonuçlar elde ettiğini yaptığı çalışmada belirtmiştir.



3. MATERYAL VE YÖNTEM

3.1. Dairesel Borularda Türbülanslı Akış ve Isı Transferi

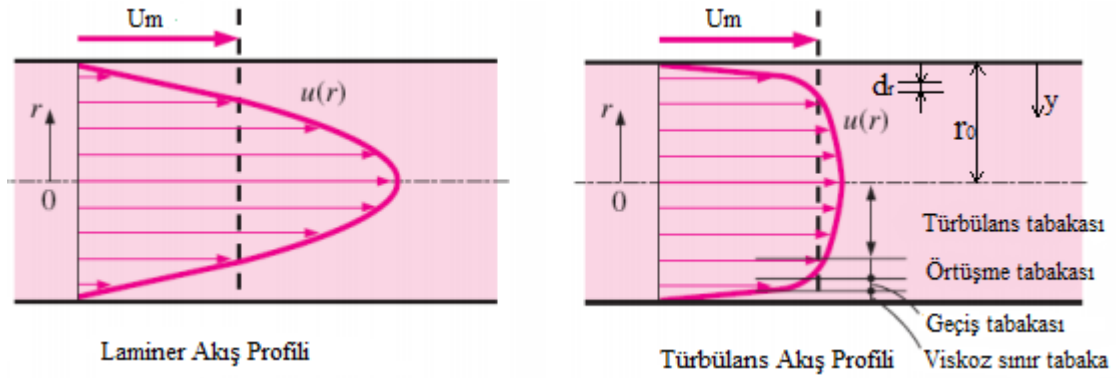
Boru içerisindeki sınır tabakada yüksek hızlardan dolayı düzensiz akışkan hareketleri, ani hız ve yön değişiklikleri türbülanslı akışın birer göstergesidir. Akışkanın bu değişken hareketleri enerji ve momentum geçişini artırmaktadır. Dairesel borularda gerçekleşen sıcaklık farkı ve değişken akış hareketlerinin olduğu ortamlar, bu ortamı saran cidar arasında meydana gelen enerji transferi konveksiyon ile gerçekleşmektedir. Eğer kanal içerisindeki bu akışkan hareketi moleküllerin yoğunluk farkından değil de dışarıdan bir iş uygulanarak değiştirilirse burada zorlanmış konveksiyon söz konusudur. Dolayısıyla akışkanın oluşturduğu çalkantı, girdaplar kütle ve ısı geçişini ortamın diğer bölgelerine moleküler difüzyonla daha kolay taşımaktadırlar. Fakat bu kütle ve enerji transferi hızı ile birlikte sürtünme katsayısı da değişmektedir. Anlaşılacağı üzere dairesel kanallarda laminer akışa göre türbülanslı akışta kütle ve ısı transferiyle birlikte sürtünme etkisi de daha fazladır. Boru içi akışta, akış rejiminin laminer ya da türbülanslı mı olduğunun tespiti için Reynolds sayısından (Re) sayısından faydalanılmaktadır. Re sayısı atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlere oranını ifade eder.

$$Re = \frac{U_m D_h}{\nu} \quad (3.1)$$

Eşitlik 3.1' de U_m ortalama akışkan hızını, D_h dairesel kesitli borunun ya da kanalın hidrolik çapını, ν akışkanın kinematik viskozitesini ifade etmektedir.

Tablo 3.1. Akış rejiminin belirlenmesi

Re Sayısı	Akış Rejimi
$Re < 2300$	Laminer Akış
$2300 \leq Re \leq 10000$	Geçiş Akışı
$Re \geq 10000$	Türbülanslı Akış



Şekil 3.2. Boru içi akışta laminer ve türbülans akış profilleri

Türbülanslı zorlanmış boru içi akışta dr çapından geçen akışkanın kütleli debisi için

$$d\dot{m} = \rho 2\pi r \bar{u} dr = -\rho 2\pi (r_0 - y) \bar{u} dy \quad (3.2)$$

şeklinde yazılabilir. Bütün boru için kütleli debi ise

$$\dot{m} = -\int_0^{r_0} \rho 2\pi (r_0 - y) u_{\max} \left(\frac{y}{r_0} \right)^{1/7} dy \quad (3.3)$$

$$d\dot{m} = \frac{49}{60} \pi r_0^2 \rho \bar{u}_{\max} dy \quad (3.4)$$

hesaplanabilir. Ayrıca kütleli debi $\dot{m} = \pi r_0^2 \rho \bar{u}_{ort}$ eşitliği ile hesaplanabildiğinden türbülanslı boru içi zorlanmış akış için ortalama akışkan hızı

$$\bar{u}_{ort} = \frac{49}{60} \bar{u}_{\max} \quad (3.5)$$

denklemini ile bulunabilir. (Genceli, 2002)

Dönümsüz akış bölgesi olarak adlandırılan akışkanın kanala giriş kısmı, sürtünme kuvvetlerinin ihmal edildiği ve akışın radyal yönde hızının sabit kabul edildiği bölgedir. Akışkanın kanal boyunca hareketi esnasında akışkan viskozitesi nedeniyle ortaya çıkan viskoz kayma gerilmeleri cidar çeperiyle sürtünme kuvvetlerini oluşturur. Dolayısıyla akışın radyal yönde oluşan hızında da değişiklikler gözlemlenir. Boru girişinden sınır

tabakanın merkez çizgisi ile birleştiği noktaya kadar olan bölgeye hız (hidrodinamik) giriş bölgesi adı verilmektedir. Bu bölge içinde dönüşümsüz akış bölgesi, sınır tabaka bölgesi ve hidrodinamik olarak gelişmekte olan akış profilini içinde barındırmaktadır. Tampon tabakasının üstünde yer alan ve türbülans etkilerinin bu tabakaya nazaran daha baskın olduğu örtüşme tabakası ya da atalet alt tabakası görülmektedir. Halen viskoz kuvvetlerin etkisindeki kayma gerilmeleri türbülansın oluşturmaya çalıştığı kuvvetlerden daha baskındır. Son olarak atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlerini yendiği ve akış rejiminin türbülansa kaydığı türbülans tabakası yer almaktadır. Ayrıca türbülanslı akış şartlarında tam gelişmiş hidrodinamik (hız) gelişmiş bölge uzunluğu;

Türbülanslı akış şartlarında tam gelişmiş hidrodinamik (hız) gelişmiş bölge uzunluğu;

$$10 \leq \left(\frac{X_{fd,h}}{D} \right)_{türb} \leq 60 \quad (3.6)$$

eşitliğinden hesaplanır. Dolayısıyla $(x/D) \geq 10$ olduğu durumlarda dairesel kanal içinde tam gelişmiş türbülanslı akış şartının sağlandığı kabul edilir. (Incropera, 2006)

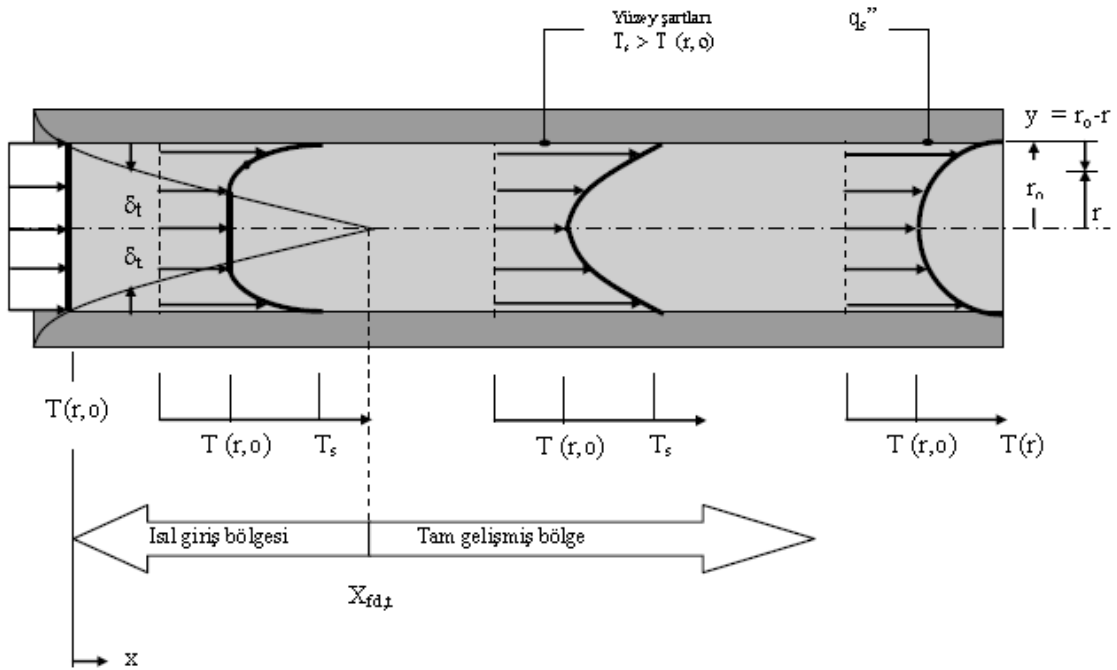
3.1.2. Borularda Isıl Gelişme

Dairesel bir kanalda akış bir hidrodinamik sınır tabaka oluştururken akışkan sıcaklığı cidar sıcaklığından farklı ise bir de ısıl sınır tabaka gelişmektedir. Akışkan molekülleri yüzeyle temas ettiklerinde termodinamiğin sıfırıncı yasası gereği belirli bir süre sonunda boru iç cidarı ile aynı sıcaklığa ulaşması gerekmektedir. Şekil 3.3' te gösterilen boruya akışkan, yüzey sıcaklığından daha düşük ve sabit bir $T(r,0)$ sıcaklığında giriş yaparsa konveksiyonla ısı transferi gerçekleşerek devamında ısıl sınır tabaka gelişir. Boru yüzey sıcaklığı sabit T_s sıcaklığı ya da sabit q_s ısı akısına maruz bırakıldığında termal olarak tam gelişmiş bir profile ulaşılır. Dolayısıyla boru boyunca tam gelişmiş sıcaklık profilini sabit ısı akısı ve ya sabit yüzey sıcaklığı sınır koşulları belirler. Bu iki yüzey durumu gözönüne alındığında akışkanın boru boyunca sıcaklığının arttığı gözlemlenmektedir. Isı taşınım katsayısı h , boru eksenini boyunca ısıl sınır tabaka gelişerek tam gelişmiş koşullara ulaşmaya kadar sürekli azalırken en büyük değerine boru girişinde $x=0$ konumunda ısıl sınır tabakanın olmadığı durumda

ulaşır. Isıl sınır tabaka uzunluğu boru içi akışta akışın laminer ya da türbülanslı olmasına göre değişiklik göstermektedir. Laminer akış için ısıl giriş uzunluğu

$$\left(\frac{x_{fd,t}}{D} \right)_{lam} \approx 0.05 Re_D Pr \quad (3.7)$$

bağıntısıyla ifade edilebilir. Laminer akış için hidrodinamik giriş uzunluğu ve ısıl giriş uzunluğu bağıntıları karşılaştırıldığında Prandtl sayısının 1' den daha küçük olduğu durumlarda ısıl sınır tabakanın hidrodinamik sınır tabakaya göre daha hızlı geliştiği anlaşılabilir. Buna karşın türbülanslı akış için ısıl giriş uzunluğu Pr sayısından bağımsızdır ve $x_{fd,t} / D = 10$ olarak alınabilir. (Incropera, 2006)



Şekil 3.3. Boru içi akışkan ısıl gelişim profili

3.1.3. Dairesel Borularda Zorlanmış Taşınım İle Isı Transferi

Sıvı ya da gaz haldeki akışkanlar sınırlanmış bir yüzeyde akarken, akışkan ile katı cismin yüzeyi arasında sıcaklık farkından dolayı meydana gelen enerji alışverişi ısı taşınımı ya da konveksiyonla ısı transferi olarak tanımlanır. Newton Soğuma Kanunu gereği ısı taşınımı Eşitlik 3.8 ile hesaplanabilir.

$$Q = hA(T_y - T_\infty) \quad (3.8)$$

Q ısı taşınımını (W), h ısı taşınım katsayısını (W/m²C), A ısının transfer edildiği alanı (m²), T_y yüzey sıcaklığını (°C), T_∞ akışkan sıcaklığını (°C) ifade etmektedir. Buradaki ortalama ısı taşınımı ise Eşitlik 3.9 ile bulunabilir.

$$h_m = \frac{1}{A} \int_A hA \quad (3.9)$$

Konveksiyonla ısı transferi akışkanın hareket şekline göre doğal ya da zorlanmış konveksiyon olarak ikiye ayrılmaktadır. Eğer akışkan hareketi, sıcaklık farkından dolayı ortaya çıkan yoğunluk farkı vasıtasıyla meydana geliyorsa doğal taşınım, dışarıdan bir enerji verilerek (pompa, vantilatör vb.) sağlanıyorsa zorlanmış taşınım olarak ifade edilmektedir. Bu tez kapsamında yapılan çalışmada akışkan dışarıdan bir fan yardımıyla dairesel boruya sevk edildiğinden zorlanmış taşınım dikkate alınarak hesaplamalar yapılmıştır. Literatürde hidrodinamik ve ısı olarak tam gelişmiş boru içi akışta Nu sayısını veren ampirik pek çok denklem geliştirilmiştir. Bu eşitliklerden bazıları Tablo 3.2' de verilmiştir. Akışkan sıcaklığı ile cidar sıcaklığı arasındaki farkın az olduğu durumlar gözönüne alınarak geliştirilen bu eşitliklerde akışkanın fiziksel özellikleri havanın yığık sıcaklığına göre hesaplanır. Nitekim bu ortalama yığık sıcaklık, akışkanın test borusuna giriş ve çıkış sıcaklıklarının ortalamasını ifade etmektedir.

$$Nu_T = f_T Nu \quad (3.10)$$

Cidar sıcaklığı ile akışkan sıcaklığı arasındaki fark fazlaysa Nu sayısı bir düzeltme faktörü (f_T) kullanılarak bulunabilir. (Ozceyhan, 2002)

Eşitlik 3.10' da Nu_T akışkanın fiziksel özelliklerinin boru boyunca sıcaklıkla değiştiği Nusselt sayısını, Nu ise akışkanın sabit fiziksel özellikleri olduğunun kabul edildiği Nu sayısını belirtmektedir.

Akışkanın gaz olması durumunda Nu ≅ Nu_T kabul edilir. Sieder-Tate tarafından geliştirilen düzeltme faktörü;

$$f_T = \left(\frac{Pr}{Pr_d} \right)^{0.14} \quad (3.11)$$

ile hesaplanabilir. Bu eşitlikte Pr akışkanın ortalama yığık sıcaklığı T_b(x) gözönüne alınarak hesaplanan Prandtl sayısını, Pr_d ise boru cidar sıcaklığındaki Pr sayısını temsil etmektedir. Akışkanın ortalama yığık sıcaklığı dikkate alınarak yoğunluk, viskozite, ısı

iletim katsayısı gibi akışkanın diğer fiziksel özellikleri de hesaplanabilir. (Bergles, 1999)

Tablo 3.2. Borularda tam gelişmiş türbülanslı akışta Nusselt sayısı için eş-ilişkiler

	Denklem	Uygulama Şartları	Denklem No
Kays-Crawford	$Nu_D = 0.023 Re_D^{0.8} Pr^{0.5}$	$0.5 < Pr \leq 1$ $10^4 < Re_D < 5 \times 10^6$	(3.12)
Colburn	$Nu_D = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^{1/3}$	$0.5 \leq Pr \leq 3$ $10^4 < Re_D < 5 \times 10^6$	(3.13)
Gnielinski	$Nu_D = \frac{(f/8)(Re_D - 1000)Pr}{1 + 12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)}$	$0.5 \leq Pr \leq 2000$ $3000 < Re_D < 5 \times 10^6$	(3.14)
Webb	$Nu_D = \frac{(f/8)Re_D Pr}{1.07 + 9(f/8)^{1/2}(Pr - 1)Pr^{-1/4}}$	$0.5 < Pr \leq 100$ $10^4 \leq Re_D \leq 5 \times 10^6$	(3.15)
Prandtl	$Nu_D = \frac{(f/8)Re_D Pr}{1.07 + 8.7(f/8)^{1/2}(Pr - 1)}$	$Pr > 0.5$	(3.16)
Nusselt	$Nu_D = 0.023 Re_D^{0.786} Pr^{0.45}$	$Pr < 1$ $10^3 \leq Re_D \leq 10^6$	(3.17)
Petukhov-Krillov	$Nu_D = \frac{(f/8)Re_D Pr}{1.07 + 12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)}$	$0.5 < Pr \leq 2000$ $10^4 \leq Re_D \leq 5 \times 10^6$	(3.18)
Dittus-Boelter	$Nu_D = 0.023 Re_D^{0.8} Pr^n$	$0.7 \leq Pr \leq 160$ $Re_D \geq 10000$ $n=0.4$ ısıtma, $n=0.3$ soğutma	(3.19)
Sieder-Tate	$Nu_D = 0.027 Re_D^{4/5} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14}$	$0.7 \leq Pr \leq 16700$ $Re_D \geq 10000$	(3.20)

3.1.4. Dairesel Borularda Isı Transferi İyileştirme Teknikleri

Sürekli artan enerji ihtiyacı ve buna karşılık sürekli azalan enerji kaynakları gözönüne alındığında pek çok sektörde enerjiden faydalanılan eşanjörlerde ısı transfer

artışı için farklı çalışmalar yürütülmektedir. En fazla ağırlık verilen konulardan birisi de kullanılan enerjinin verimliliği olmuştur. Dolayısıyla ısı değiştiriciye sabit sıcaklıkta giren herhangi bir akışkanın diğer ortama ısı transferini artırmak yani bu sistemde ortalama sıcaklık farkı $\Delta T'$ yi düşürerek termodinamik verimliliği artırmak ve işletme maliyetlerini azaltmak hedeflenmektedir.

Belirli bir kapasite ve çalışma şartları gözönüne alınarak daha az malzeme daha az işçilik daha iyi ergonomi ve daha küçük boyutlarda ısı değiştirici tasarımı, bu çalışmalar kapsamında önem arz etmektedir. Isı transferini artırmaktan kastedilen ısı taşınım katsayısını (h) artırmaktır. Dolayısıyla ısı değiştirici tasarımı sırasında ısı taşınım katsayısındaki artışla birlikte ısı transfer iyileştirmesini doğrudan etkileyen sürtünme ve basınç kayıpları da dikkate alınmalıdır. Öyle ki ısı transferi artırılırken cidarda oluşan sürtünme ve basınç kayıpları da daha fazla pompalama gücüne neden olmaktadır. Bu nedenle faydalanılan sistemdeki net ısı transferi artışını bulabilmek için aynı pompalama gücünde ne kadar ısı transfer iyileştirmesi olduğu belirlenmelidir.

Bergles (1999) yaptığı çalışmalar sonucunda ısı transferinde iyileştirme metotlarını aktif ve pasif olarak ikiye ayırmıştır. İki metot arasındaki ayırt edici fark pasif iyileştirme tekniklerinde akışkana dışarıdan herhangi bir enerji verilmemesidir. Böylelikle sadece sistem içindeki akışkan hareketi ve geometrik değişiklikler sayesinde ısı transferi artırılabilir. Aksine aktif yöntemlerde ısı verilen akışkana manyetik titreşim, emme, yüzey titreşimi gibi dışarıdan bir enerji verilmesiyle ısı transferinde iyileşme sağlanır.

3.1.4.1. Pasif Teknikler

Boru ve kanal içi akışlarda, akışkana dışarıdan herhangi bir müdahale olmaksızın (enerji verilmeksizin) türbülötör, akış yönlendirici, engel, kanatçık gibi elemanlar kullanılması, akış cidarının farklı yöntemlerle işlenmesi gibi ısı transferini iyileştirmede faydalanılan pasif teknikler aşağıda belirtilmektedir.

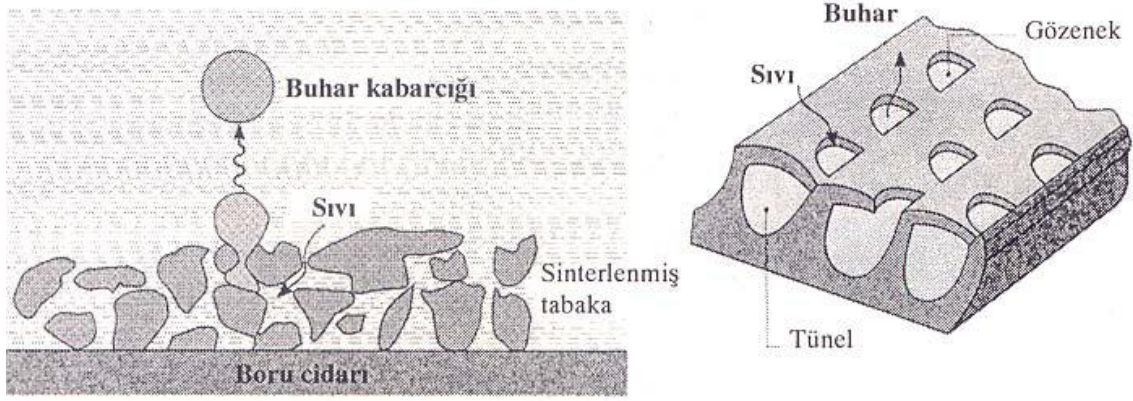
- ❖ İşlenmiş yüzeyler
- ❖ Pürüzlü yüzeyler
- ❖ Genişletilmiş yüzeyler
- ❖ Yerleşik iyileştirme elemanları
- ❖ Dönmeli akış elemanları
- ❖ Yüzey gerilim elemanları
- ❖ Katkı maddeleri

İşlenmiş yüzeyler Şekil 3.4' te gösterildiği gibi ve genellikle Tablo 3.3' te görüldüğü üzere kaynama/buharlaştırma ve yoğuşmada kullanılan ısı transfer yüzeyi ya da boru cidarı metalik, farklı tip kimyasallar ve genellikle petrol türevli polimerler tarafından kaplanarak ısı transferinin artırıldığı pasif yöntemdir.

Tablo 3.3. Transferi iyileştirme yöntemlerinin ısı transfer moduna göre sınıflandırılması

	Isı Transferi Modu				
	Zorlanmış Taşınım (Gazlar)	Zorlanmış Taşınım (Sıvılar)	Kaynama Buharlaştırma	Yoğuşma	Kütle Transferi
Pasif Yöntemler					
İşlenmiş Yüzeyler	-	-	A	A	-
Pürüzlü Yüzeyler	C	B	B	B	B
Genişletilmiş Yüzeyler	A	-	B	B	C
Yerleşik İyileştirme Elemanları	B	-	C	-	-
Dönmeli Akış	B	A	B	B	C
Yüzey Gerilimi	-	-	B	C	-
Gözenekli Yapılar	-	-	A	C	C
Katkı Maddeleri	B	C	C	(B)	C
Bobinli Borular	-	C	-	-	-
Yüzey Katalizörleri	(B)	-	-	-	(B)
Mikro Oluklar	C	(B)	-	-	-
Aktif Yöntemler					
Mekanik Yardımcılar	-	B	C	-	B
Yüzey Titreşimi	C	C	-	C	-
Akışkan Titreşimi	C	(B)	(B)	-	B
Elektrostatik Alanlar	(B)	-	B	B	(A)
Diğer Elektrik Yöntemler	-	-	(A)	-	(B)
Emme ve Enjeksiyon	C	-	-	C	-
Jet Çarpması	(B)	(C)	-	-	-
Yüzey Dönmesi	-	(C)	(A)	(A)	(A)
İndüklenmiş Akış	(B)	(B)	-	-	-

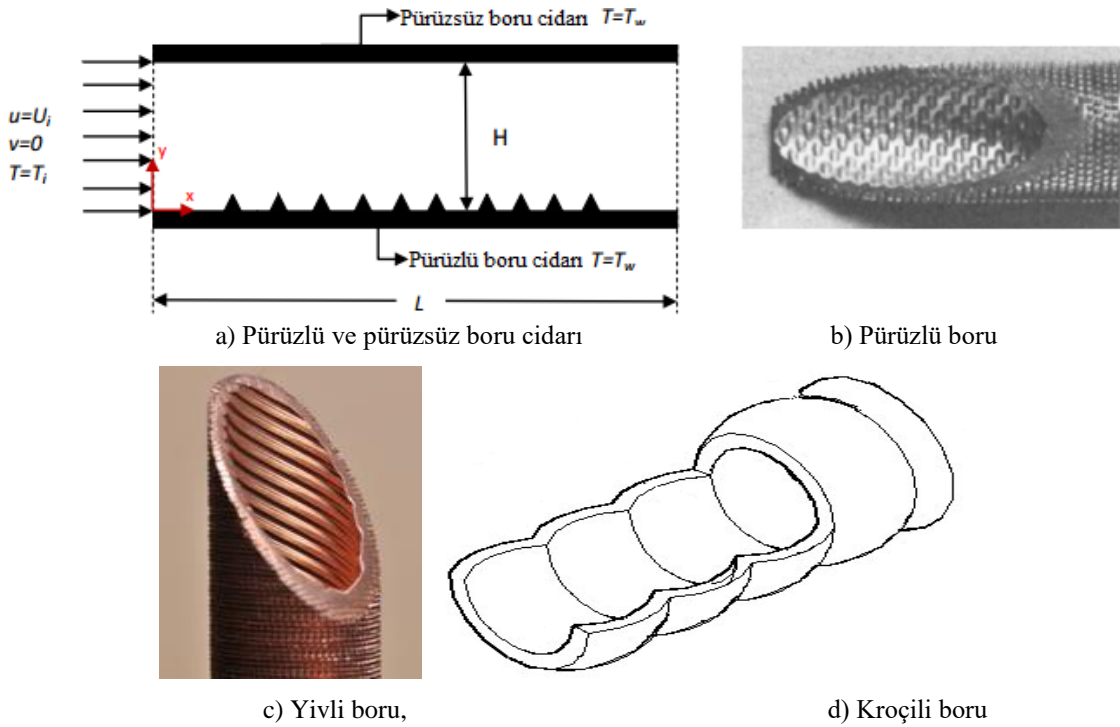
A: En önemli, B: Önemli, C: Biraz ilgili, -: İlgili değil, (): Tahmin edilen önem



a) Sinterlenerek metal kaplanan boru cidarı b) Farklı tip gözenekli akış kanalı

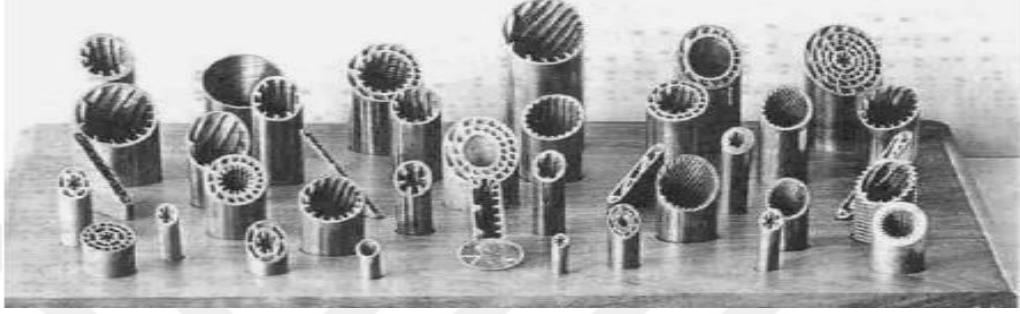
Şekil 3.4. İşlenmiş yüzeylere ait örnek cidar tipleri

Pürüzlü yüzeyler, ısı transfer yüzey alanını artırmaktan ziyade cidar yüzeyindeki sınır tabakayı inceltmek için boru cidarı ya da kanal yüzeyi pürüzlülük değerini (Ra) artırmak hedeflenmektedir. Yiv açmak, tümsekler yerleştirmek, kum tanecikleri heterojen şekilde yüzeye dağıtmak, cidarda yarıklar ya da ince kanallar açmak gibi örnekler verilebilir. Şekil 3.5'te farklı yüzey pürüzlülüğüne sahip boru tiplerine örnekler gösterilmiştir.

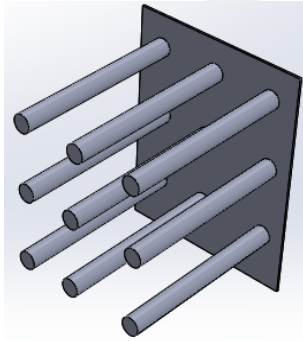


Şekil 3.5. Farklı yüzey pürüzlülüğüne sahip boru örnekleri

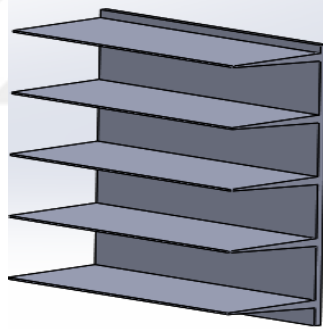
Genişletilmiş yüzeyler, ısı değiştiricilerde en sık karşılaşılan uygulamalardan biri katı ve çevresini saran akışkan arasındaki taşınım ile ısı transferini iyileştirmek için ısı geçiş yüzey alanının artırılması ve dolayısıyla akışın düzgünlüğünü artırarak türbülansa yol açan kanatçıkların kullanılmasıdır. Bu pasif ısı transferi iyileştirme tekniği prensibi esasen sınır tabakasının daimi olarak kendini yenilemesi mantığına dayanır. Şekil 3.6 ve 3.7’ de genişletilmiş yüzeylere örnekler gösterilmiştir.



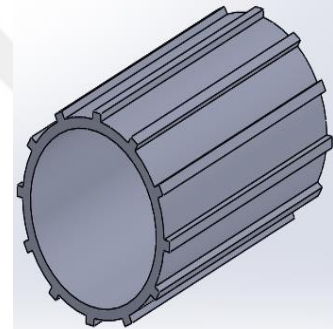
Şekil 3.6. Çeşitli boru içi kanatçıklar



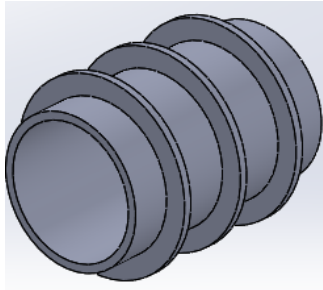
a) Silindirik kanatçık



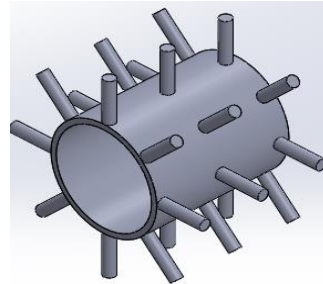
b) Yamuk kesitli kanatçık



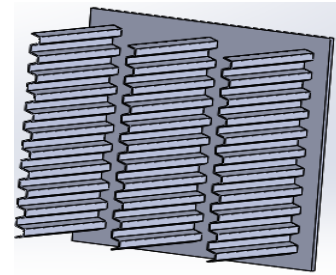
c) Boru üzerinde dikdörtgen



d) Boru üzerinde dikdörtgen kesitli düz kanatçık



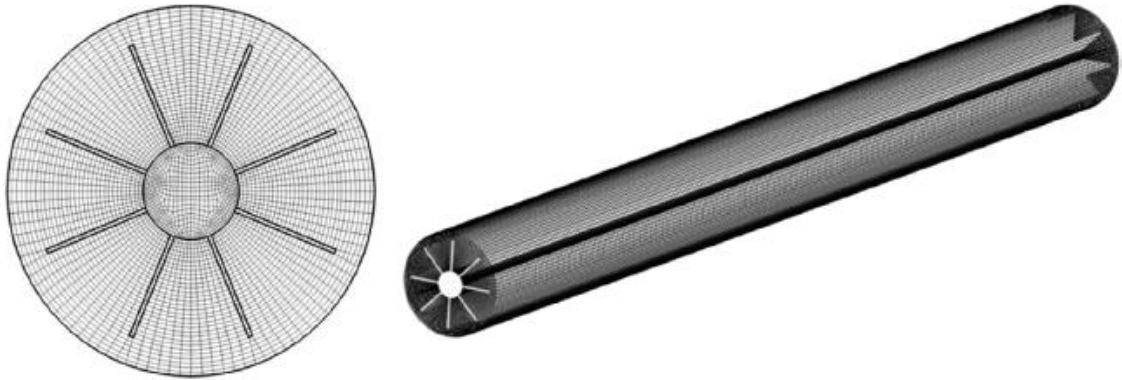
e) Boru üzerinde silindirik kesitli çevresel kanatçık



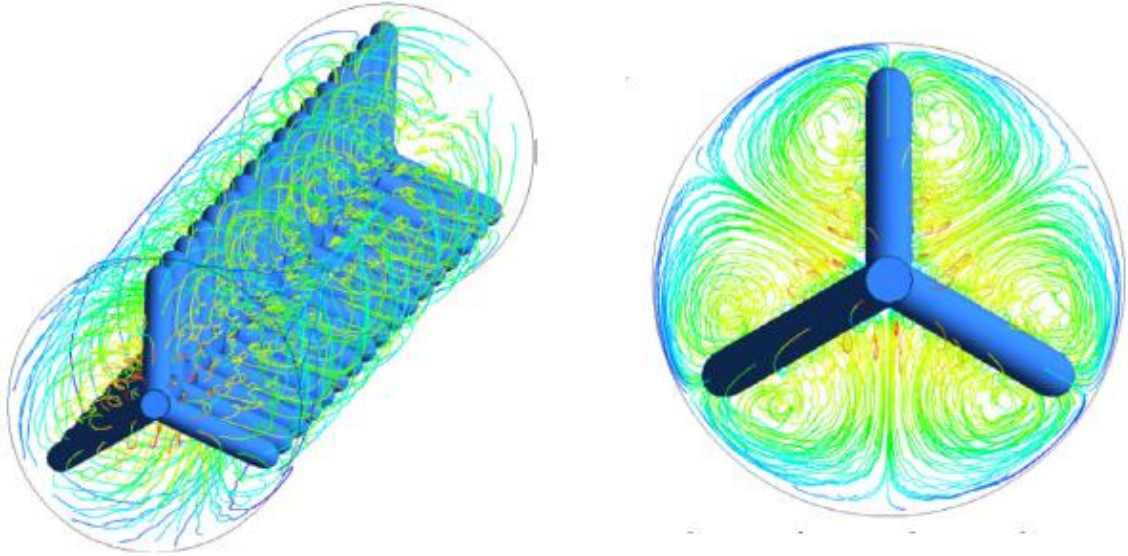
f) Ondüle kesitli kanatçık kesitli kanatçık

Şekil 3.7. Dairesel kanal ve düz plakalar üzerine yerleştirilen farklı tip kanatçık örnekleri

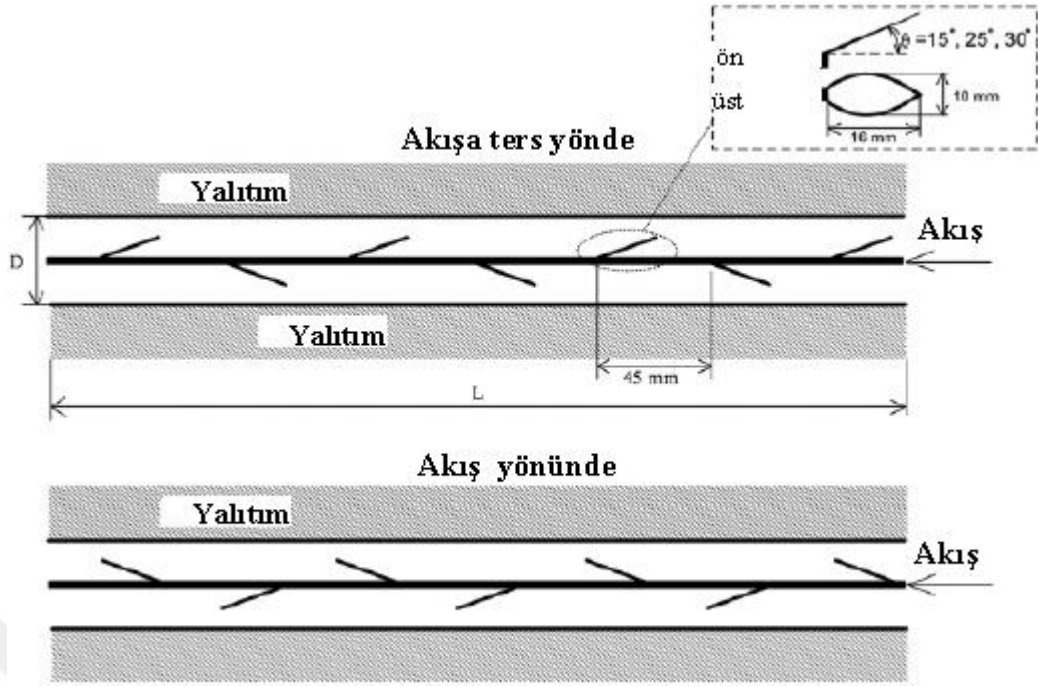
Yerleşik iyileştirme elemanları, akışın bir kanal boyunca hareket ettiği sistem içine yerleştirilen iç elemanlar ısıtılan yüzeylerde ısı taşınımını kolaylaştırmaktadır. Kanal içi yerleştirilen bu elemanlar genellikle zorlanmış konveksiyon ile ısı transferi istenen tek fazlı ve çift fazlı akışlarda tercih edilir. Türbülator etkisi yaratan bu iç elemanlar akışı kanal boyunca karıştırarak boru cidarı ya da yüzeye yakın bölgelerde akış tıkanmasına neden olan akış hızını artırarak sürtünme kuvvetleri tetikleyen ve basınç düşümlerine yol açan dolayısıyla pompalama gücünü artıran önemli bir etmendir. Aşağıda Şekil 3.8-3.15' te boru içerisine yerleştirilen iyileştirme elemanlarına ait farklı örnekler verilmiştir.



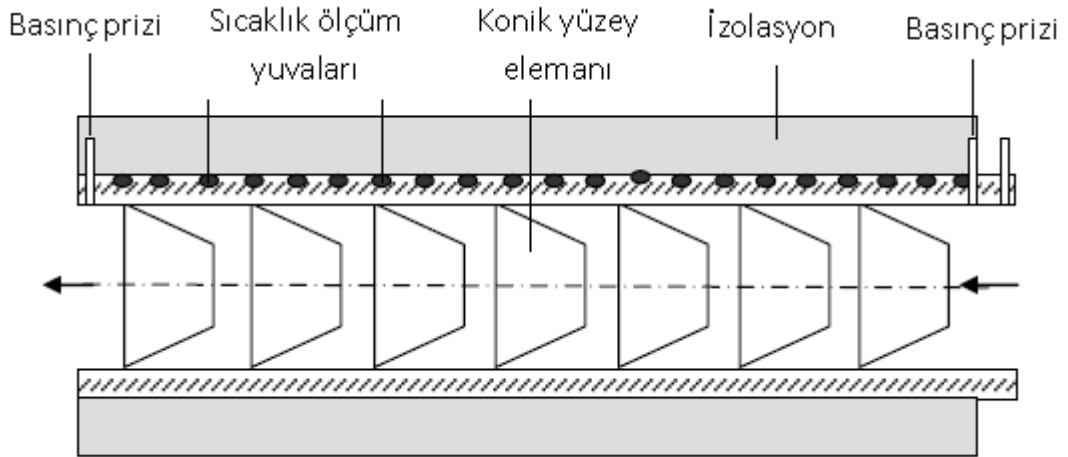
Şekil 3.8. İç içe yerleştirilen bir boru üzerindeki akış engelleyici iç elemanlar



Şekil 3.9. Boru içine yerleştirilen üçlü çubuk elemanlar



Şekil 3.10. Dairesel kanal içerisine yerleştirilen yerleşik bir iç eleman



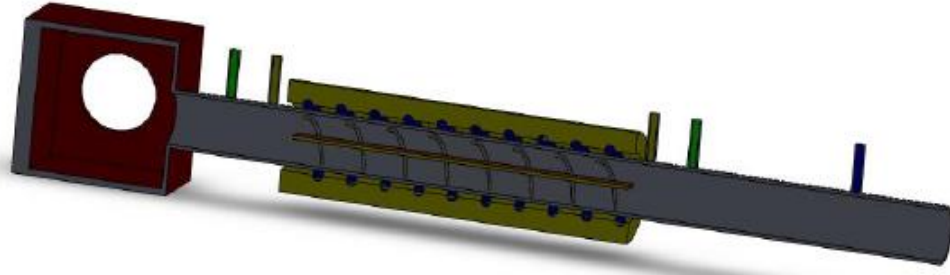
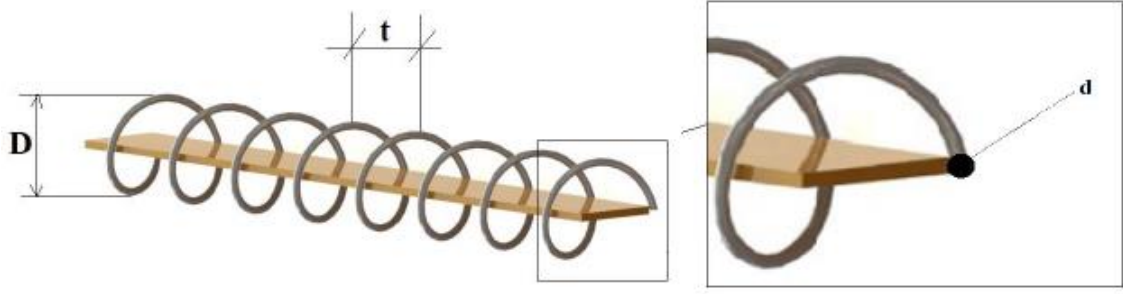
Şekil 3.11. Dairesel kanal içine yerleştirilen farklı iç elemanlar



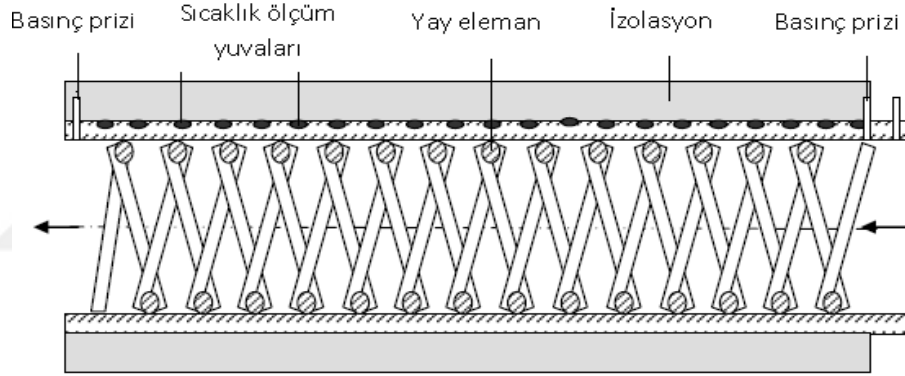
Şekil 3.12. Telle sarılmış helisel kesitli iç eleman



Şekil 3.13. Pimli helisel kesitli iç eleman

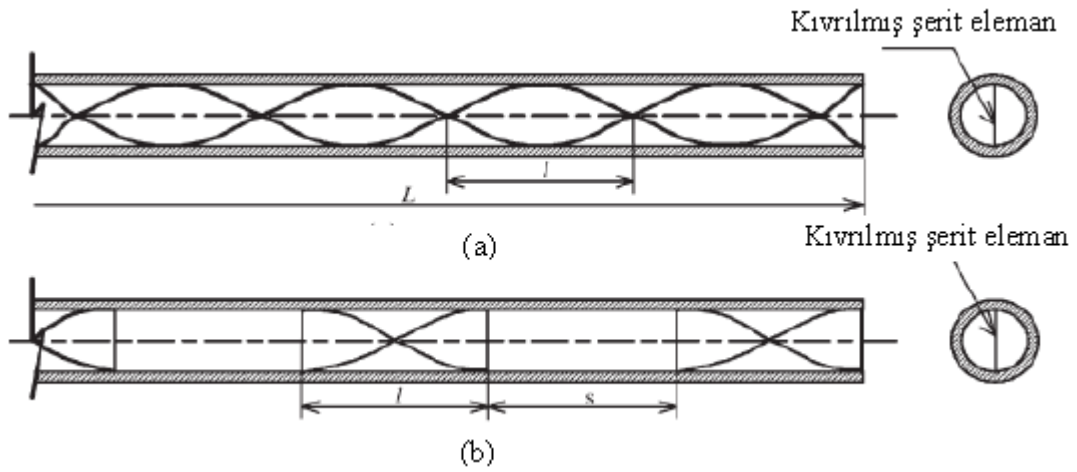


Şekil 3.14. Yay içerisine çelik tel yerleştirilerek oluşturulan türbülötör

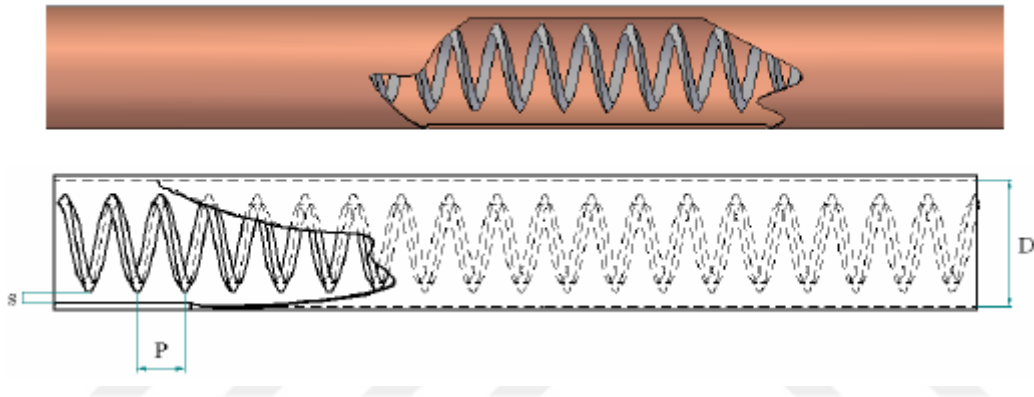


Şekil 3.15. Kanal içine yerleştirilen yay geometrisinin şematik gösterimi

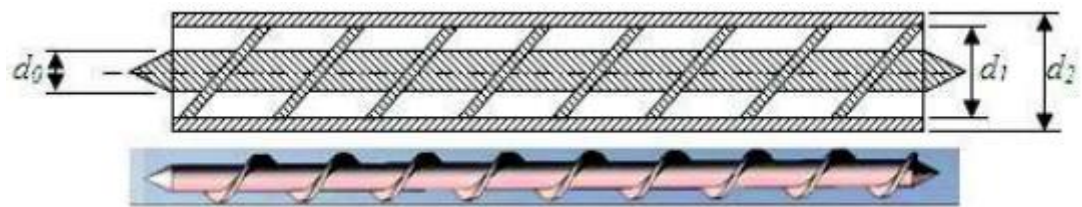
Dönmeli akış elemanları, girdap akışı yöntemi olarak bilinen bu teknikte farklı geometrik boyutlara sahip iç elemanların akışa farklı eksenlerde yön vererek akış tıkanması ve çalkantı gibi etkiler vasıtasıyla ısı taşınım katsayısını artırmaya çalışılmaktadır. Şekil 3.16-3.18’de girdap üretici olarak akışa sarmal hareketi sağlayan farklı tip dönel akış elemanlarından örnekler verilmiştir.



Şekil 3.16. Boru içerisine a) boydan boya ve b) belirli aralıklarla yerleştirilen kıvrılmış elemanlar

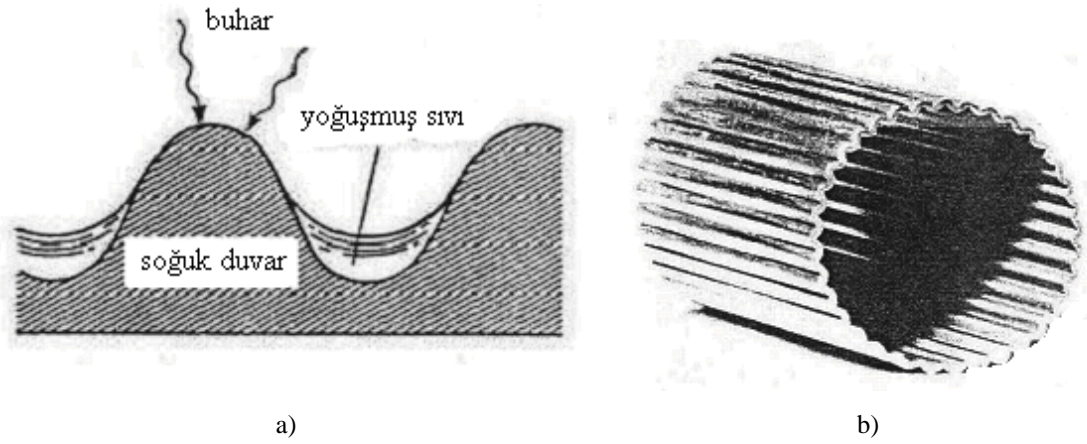


Şekil 3.17. Boru cidarından ayrı olarak yerleştirilen helisel sarılmış üçgen kesitli tel



Şekil 3.18. Boru içerisine yerleştirilen helisel türbülötör

Yüzey gerilim elemanları, yoğuşma ve kaynama durumunda sıvıyı yönlendirebilmek için genelde buharlaşma ünitesinden yoğuşma ünitesine ısı geçişini sağlamak için kullanılır. Bu yöntemde amaç ısı transfer yüzey alanını artırmak değildir. Şekil 3.19' da bu yapı gösterilmiştir.



a) Dikey yöndeki akışlarda yoğuşma için tercih edilen ondüle tüp b) Oluklardan drenajlı kanallara geçen yüzey gerilimi

Şekil 3.19. Yüzey gerilimi elemanları

Katkı maddeleri, sıvı ve gazlar için farklı katkı maddeleri ilave edilerek kanal içerisinde akışın kimyasal yapısı değiştiğinden ısı iyileştirmesi de yapılabilmektedir. Dolayısıyla sıvı akışkanlara literatürde yapılan çalışmalarda farklı Re sayılarında silisyum, kömür, alüminyum gibi katı partikülleri ve gaz molekülleri katılarak ısı transferi iyileştirme çalışmaları gerçekleştirilmiştir. (Sachdeva, 2010)

Günümüzde nano teknoloji üzerine yapılan çalışmalarla sıvıya nano boyutlu metal esaslı katı parçacıklar eklenerek ısı iletiminde iyileşmeler tespit edilmiştir. Boru içi akış üzerine yapılan çalışmalarda gaz akışkanlara silisyum, çinko ve grafit gibi katı partiküller ilave edildiğinde yaklaşık 3.5 kat ısı transferinde iyileşme gözlemlenmiştir. Yine yapılan çalışmalarda gaz akışkana su damlacıkları ilave edilmesi de iyileşme oranına katkı sağladığı belirlenmiştir. (Bejan, 2003)

3.1.4.2. Aktif Teknikler

Boru ya da kanal boyunca hareket eden ısıtılmış akışkanın var olan enerjisinin dışında farklı metotlarla akışkana enerji transferi sağlanarak ısı taşınım katsayısının artırılması için faydalanılan bu yöntemler aşağıda belirtilmiştir.

- ❖ Mekanik yardımcılar
- ❖ Yüzey titreşimi
- ❖ Akışkan titreşimi
- ❖ Elektrostatik alanlar
- ❖ Emme ve enjeksiyon
- ❖ Jet çarpması

Mekanik yardımcılar, mekanik elemanlar vasıtasıyla kanal içi akışı karıştırarak ve ya akış yüzeyini döndürerek kanal içi ısı transferi artırılabilir. Daha çok kimya endüstrisinde, eşanjörlerdeki kanalların döndürülmesinde, ısı pompalarında, evaporatörlerde kullanımı yaygındır.

Yüzey titreşimi, genellikle tek fazlı akışlarda, akışkan yüzeyine piezoelektrik cihazları vasıtasıyla yüksek ya da düşük frekanslarda titreşim uygulanarak yüksek ısı transferi elde etmek için uygulanan aktif yöntemlerdendir.

Akışkan titreşimi, yüzey titreşimi yöntemiyle benzer şekilde tek fazlı akışlarda akışkana 1 Hz-1Mhz arasında titreşim uygulanır. Bu vibrasyon kanal içerisindeki laminar alt tabakanın inceltilerek ısı transferinin iyileştirmesini sağlar.

Elektrostatik alanlar, daha çok laminar akışlardan faydalanılan sistemlerde dielektrik akışkanlara daldırma usulü ile Dc ve Ac akım uygulanarak ısı transfer yüzeyine yakın bölgelerde akış karıştırılır ve ısı geçiş yüzeyi artırılmış olur. Öyle ki eğer akışkanın maruz kaldığı elektrostatik alan için gerekli gerilim değeri 100.000 Volt değerine çıkartılabilirse ısı taşınım katsayısı da 40 katına çıkabileceği iddia edilmektedir. (Yılmaz 1996, Şahin 2001)

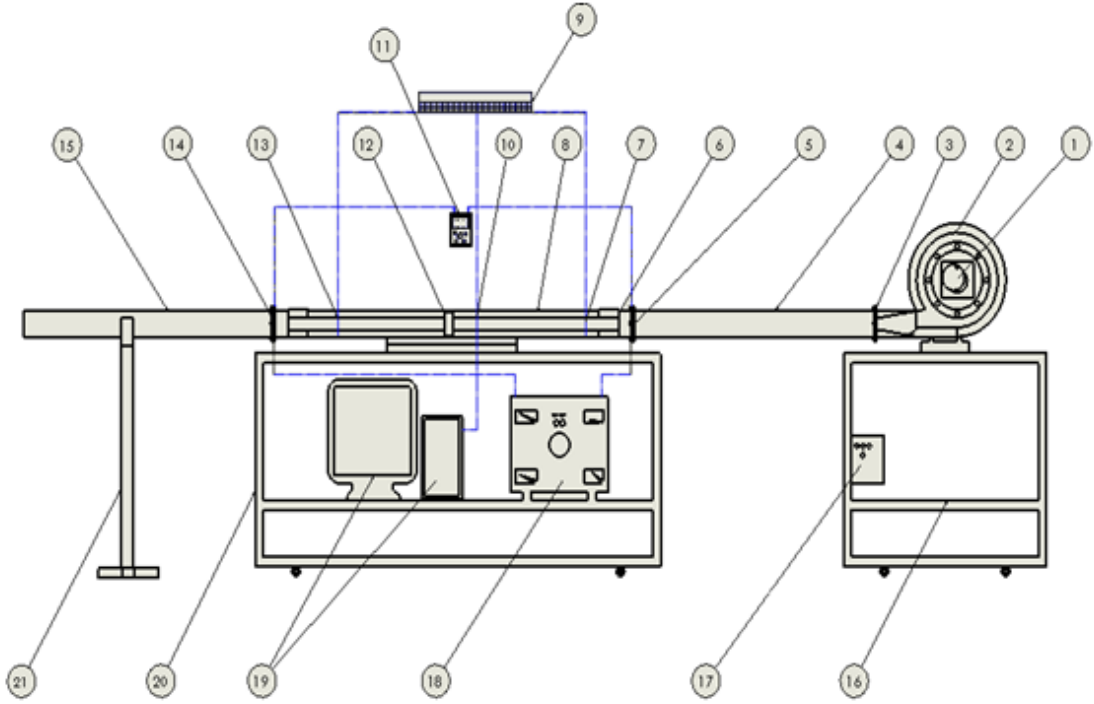
Emme ve enjeksiyon, hem emme ve hem de enjeksiyon yöntemi sadece tek fazlı akış için kullanılmaktadır. Emme, film ya da çekirdek kaynamada gözenekli ısı transferi yüzey alanından akışkan ya da buhar emilmesi olayıdır. Enjeksiyon ise gazın ısıtılan ısı transfer yüzey alanından durağan ya da hareketli akışkana verilmesidir. Diğer enjeksiyon tekniği ise kanal içerisindeki akışkanın ısı transfer alanının üst bölgesine enjekte edilmesidir.

Jet çarpması, ısıtılmış yüzey üzerine akışkanın farklı açılarda tek ya da farklı sayılarda jetler kullanılarak çarptırılması esasına dayanan ısı transferi artırma yöntemidir.

3.2. Deney Düzeneği

Bu çalışmada boru içine yerleştirilen farklı ebatlardaki sinüsoidal ondüle şeritlerin ısı transferine etkisini tespit etmek için kullanılan deney ünitesi Selçuk Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Termodinamik Laboratuvarında bulunmakta ve şematik resmi Şekil 3.20' de gösterilmiştir. Deneylerde akışkan olarak hava kullanılmıştır. Tablo 3.4' de deney ünitesini oluşturan parçaların isimleri verilmiştir. Deney ünitesi giriş bölgesi (15), test bölgesi (8) ve çıkış bölgesi (4) olmak üzere üç bölümden meydana gelmiştir. Bu bölümlerin birbirlerine bağlantısı flanşlarla sızdırmazlık sağlayacak şekilde yapılmıştır. Test bölgesinin ısısının diğer bölgelere geçişi flanşlar arasına yerleştirilen yalıtım malzemesi ile engellenmiştir. Test bölgesinde (8) oluşan sabit ısı akısı varyak (18) ile sağlanmaktadır. Deney ünitesinde 220/380 V, 0.75 kW, 2800 dev/dk ve 1.8/3.1 A kapasiteli fan (2) tarafından emilen havanın sıcaklığı; test bölgesinde boru içine yerleştirilen şerit elemanların oluşturduğu ilave türbülans, çalkantı ve girdapların etkisi ile boru cidarına temas ederek artmaktadır. Isınan hava, çıkışı borusu vasıtasıyla deney ünitesini terk etmektedir. Kanalin test bölgesinde akış esnasında meydana gelen basınç farkı; test bölgesinin giriş ve çıkışındaki basınç prizlerine bağlanan dijital manometre (11) ile tespit edilmiştir. Hava ve yüzey sıcaklıkları termokupllar kullanılarak veri toplayıcı (data logger) (9) üzerinden bilgisayara (19) aktarılmıştır. Akışın test borusuna hidrodinamik gelişmiş akış olarak girebilmesi için giriş borusu 30 çap olarak alınmıştır. Benzer şekilde test borusunda ısıl gelişmenin sağlanabilmesi için 15 çap alınmıştır. Test bölgesindeki tüm yüzeyler ısı yalıtım malzemesi (cam yünü) ile izole edilmiştir. Kanalin çıkış bölgesine fandan önce yerleştirilen şiber vana (1) ve elektrik motoru hız kontrol cihazı (17) ile kanaldan geçen hava debisi ayarlanmış ve böylece farklı Reynolds sayılarında deneyler yapılmıştır.

Deneylerde kullanılan elektrik motorunun (2) devri, elektrik motoru hız kontrol cihazı (17) ile ayarlanmış ve farklı motor devirlerinde deneyler tekrarlanmıştır. Literatürde benzer çalışmalarda test bölgesini ısıtılmasında elektrik rezistansları kullanılmaktadır. Bu çalışmada test bölgesinin ısıtılmasında ısıtıcı devre direnci olarak test bölgesini oluşturan test borusu (8) kullanılmıştır. Test bölgesinin ısıtıcı (18) ile direkt ısıtılmak için elektriksiz özdirenci diğer iletken malzemelere göre çok yüksek olan krom-nikel malzemedan imal edilmesi uygun görülmüştür.

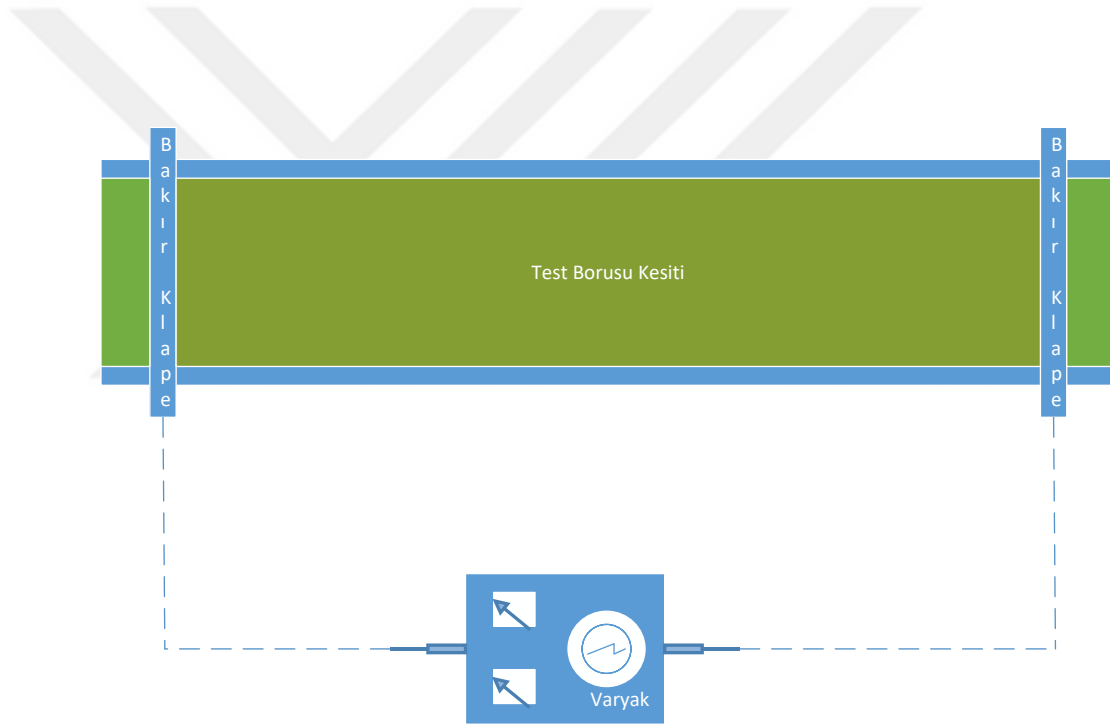


Şekil 3.20. Deneş ünitesinin şematik resmi

Tablo 3.4. Deneş ünitesinin kısımları

No	Parça Adı
1	Şiber vana
2	Elektrik motoru-fan çifti
3	Fan çıkış bağlantı flanşı
4	Dairesel kesitli çıkış kanalı
5	Test borusu giriş flanşı
6	Bakır-nikel alaşımlı akım klapeleri
7	Test borusu girişı temokupl temas yeri
8	Dairesel kesitli yalıtılmış test borusu
9	Veri toplayıcı (Data logger)
10	Test borusu ortası termokupl temas yeri
11	Dijital manometre
12	Akım trafosu
13	Test borusu çıkışı termokupl temas yeri
14	Test borusu çıkış flanşı
15	Dairesel kesitli giriş kanalı
16	Elektrik motoru-fan çifti taşıma sehpaşı
17	Elektrik motoru hız kontrol cihazı
18	Tek fazlı varyak (Ayarlanabilir transformatör)
19	Bilgisayar
20	Test borusu ve ölçüm ekipmanları taşıma sehpaşı
21	Giriş kanalı destek ayağı

Krom-nikel alaşımlı AISI 304 L kalite paslanmaz çekme boru malzeme kullanımı test bölgesinin varyak ile direkt ısıtılmasına ve deneylerin sabit ısı akısında yapılabilmesine imkân vermektedir. 0.70 kW kapasiteli üçgen ve 0.85 kw'lık fan yardımıyla emilen hava, ilk olarak hidrodinamik gelişme bölümünden (L_h) geçerek doğrudan elektrik enerjisiyle ısıtılan test borusuna (L_{isit}) gelmektedir. Şekil 3.21' de gösterildiği gibi test borusu cidarındaki ısı iletimini minimuma indirebilmek ve yüksek akımlara dayanıklı olabilmesi için test borusunun giriş ve çıkışına tutturulan kalın iletken bakır-nikel alaşımlı plakalar ile verilmektedir. Böylece test borusu yüzeyinin her noktasında homojen bir ısı akısı dağılımı sağlanmıştır. Bu yüzden 2 kW kapasiteli ayarlı Şekil 3.22' de gösterilen oto transformatör (varyak) kullanılmıştır. 2 kW lık varyak, 0-1000A ve 0-0.5V aralığında çalışabilen ampermetre ve voltmetre bulunmaktadır.

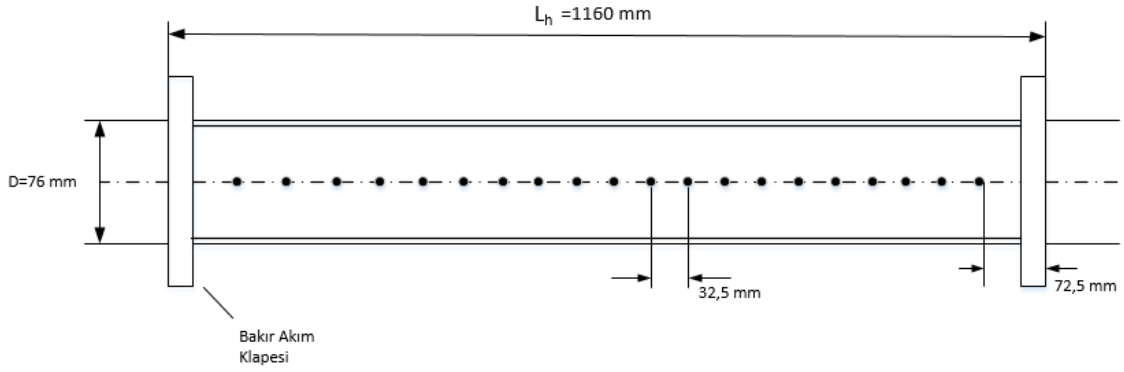


Şekil 3.21. Isıtma sistemi şematik gösterimi



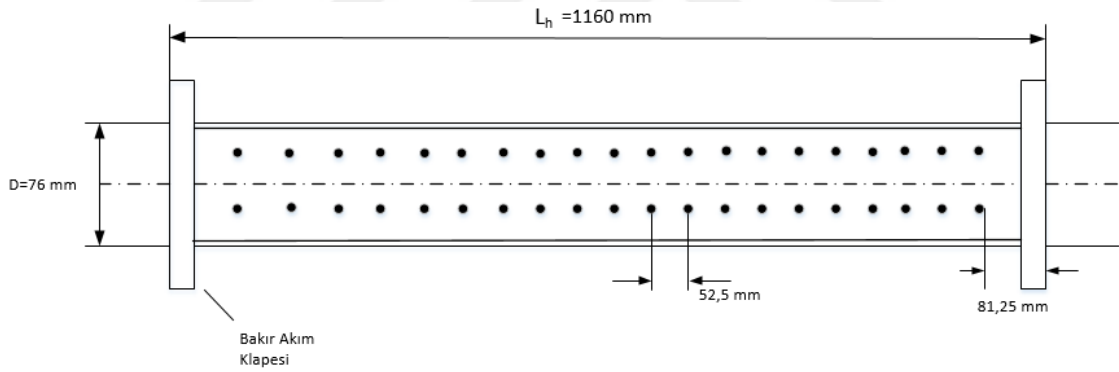
Şekil 3.22. Varyak (ayarlanabilir transformatör)

Sıcaklıkların ölçülmesinde ise kullanılacak ısı eleman çiftlerinin (termokuplların) arada başka bir madde olmadan aynı aksenal mesafe üzerinde 90° açı yapacak şekilde yüzeye teması sağlanmıştır. Varyakın gücünün sabit tutulması için üzerinden geçen akım (I) ve gerilim (U) değerleri ayarlanmış ve okunmuştur. Sıcaklık ölçümleri 0°C ile 250°C arası sıcaklık algılama kapasitesine sahip K tipi ısı çiftleri (termokupllar) yardımıyla değerleri ölçülecek yüzey ile arasında başka madde olmaksızın test borusu yüzeyine bağlanmıştır. Deney ünitesi için boş test borusu ve sinüsoidal ondüle kanatçıklı test borusu termokupl veri noktaları Şekil 3.23 ile 3.25' de görülmektedir. Boş test borusu için hava giriş sıcaklığı (T_{26}), test bölgesindeki kanal yüzey sıcaklıkları ($T_1, T_2, T_3, T_4, T_5, T_6, T_7, T_8, T_9, T_{10}, T_{11}, T_{12}, T_{13}, T_{14}, T_{15}, T_{16}, T_{17}, T_{18}, T_{19}, T_{20}, T_{21}$), hava çıkış sıcaklığı (T_{22}), ortam sıcaklığı (T_{23}), yalıtım dış yüzey sıcaklıkları (T_{24}, T_{25}) termokupllarla ölçülmüştür.

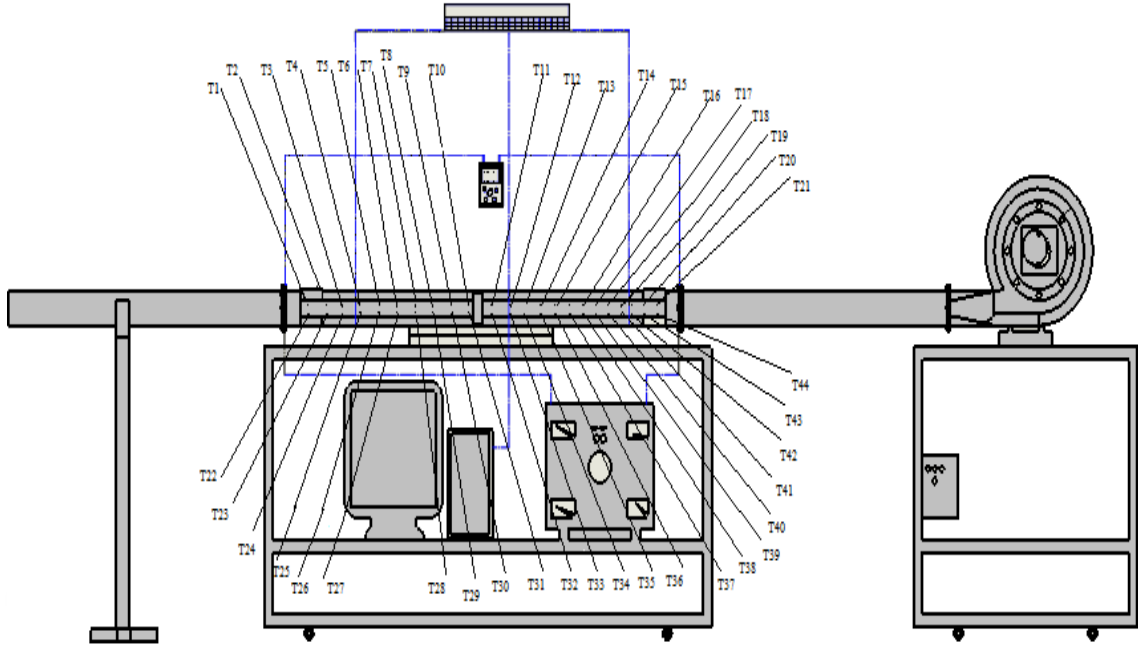


Şekil 3.23. Termokupulların ısıtılan boş boru boyunca yerleşimi

Sinüsoidal şerit elemanlı test borusu için, hava giriş sıcaklığı (T_{45}), test bölgesindeki kanal yüzey sıcaklıkları ($T_1, T_2, T_3, T_4, T_5, T_6, T_7, T_8, T_9, T_{10}, T_{11}, T_{12}, T_{13}, T_{14}, T_{15}, T_{16}, T_{17}, T_{18}, T_{19}, T_{20}, T_{21}, T_{22}, T_{23}, T_{24}, T_{25}, T_{26}, T_{27}, T_{28}, T_{29}, T_{30}, T_{31}, T_{32}, T_{33}, T_{34}, T_{35}, T_{36}, T_{37}, T_{38}, T_{39}, T_{40}$), hava çıkış sıcaklığı (T_{41}), yalıtım dış yüzey sıcaklıkları (T_{42}, T_{43}), ortam sıcaklığı (T_{44}) termokupullarla ölçülmüştür.



Şekil 3.24. Termokupulların ısıtılan sinüsoidal ondüle kanatçıklı boru boyunca yerleşimi



Şekil 3.25. Deney seti üzerinde termokuplların yerlerinin gösterimi

Tablo 3.5' te termokuplların boş test borusu boyunca konumları ve numaralandırılması belirtilmiştir. Termokupllar boru boyunca eşit aralıklarda konumlandırılmış ve başlangıçtan sona doğru da numaralandırması yapılmıştır.

Tablo 3.5. Termokuplların boş test borusu boyunca konumları

Termokupl	x/D	Termokupl	x/D
1	0,46	12	8,32
2	1,18	13	9,03
3	1,89	14	9,75
4	2,6	15	10,46
5	3,32	16	11,18
6	4,03	17	11,9
7	4,75	18	12,61
8	5,46	19	13,32
9	6,18	20	14,03
10	6,89	21	14,75
11	7,6		

Tablo 3.6. Termokuplların şerit elemanlı test borusu boyunca konumları

Termokupl	x/D	Termokupl	x/D	Termokupl	x/D
1	0.73	16	5.85	31	11.71
2	0.73	17	6.58	32	11.71
3	1.46	18	6.58	33	12.44
4	1.46	19	7.32	34	12.44
5	2.19	20	7.32	35	13.18
6	2.19	21	8.05	36	13.18
7	2.92	22	8.05	37	13.91
8	2.92	23	8.78	38	13.91
9	3.79	24	8.78	39	14.62
10	3.79	25	9.51	40	14.62
11	4.39	26	9.51		
12	4.39	27	10.25		
13	5.12	28	10.25		
14	5.12	29	10.98		
15	5.85	30	10.98		

Tablo 3.6' da termokuplların şerit elemanlı test borusu boyunca konumlandırılması ve numaralandırılması gösterilmiştir. Konumlandırılma ve numaralandırılma boş test borusundaki gibi aynı şekilde yapılmıştır.

Hava debisi (V) Şekil 3.26' da gösterilen Testo 435-4 marka dijital akış ölçerle ve test bölgesi basınç kaybı (ΔP) Şekil 3.27'de gösterilen dijital manometre ile tespit edilmiştir. Elektrik motoru devri (n_1, n_2, n_3) elektrik motoru hız kontrol cihazı üzerinden belirlenmiştir. Deneylerde test borusu çıkışında çapın tam merkezinden akış ölçer ile akış hızı m/s cinsinden ölçülerek debi hesaplanmıştır.

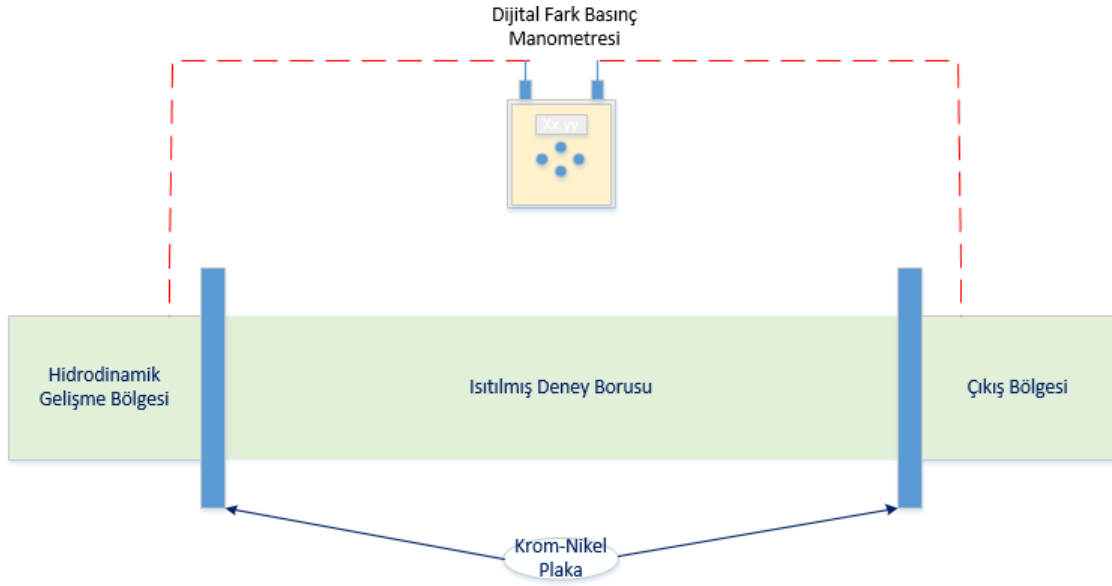
Şekil 3.28' de görüldüğü gibi test borusu giriş ve çıkışından ölçülen basınç farkı değerleri KIMO MP100 marka dijital manometre ekranında görüntülenebilmektedir. Aynı zamanda manometre doğrudan veri toplayıcısına (data logger) bağlanabilmekte ve böylelikle belirtilen noktalar arasındaki basınç düşüşü bilgisayar ekranından okunabilmektedir.



Şekil 3.26. Akış ölçer



Şekil 3.27. Dijital fark manometresi

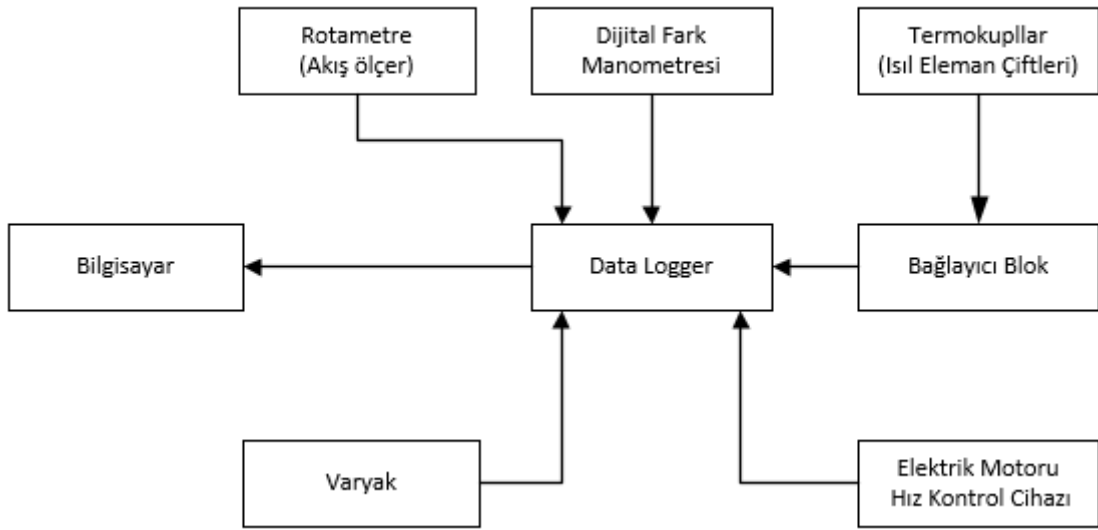


Şekil 3.28. Fark basıncı ölçümünde kullanılan noktaların şematik gösterimi.

Deneyde Data Logger (Veri toplayıcı) Ünitesi olarak statik basınç farkı, test borusu giriş, çıkış, yerel sıcaklıkları, test borusu yüzey ve yalıtım sıcaklıkları, test borusu üzerindeki akım ve gerilim değerlerinin aktarıldığı ve depo edildiği Şekil 3.29' da gösterilen Hioki (Lr8402-20) marka veri toplama cihazı kullanılmıştır. Şekil 3.30' da data logger sisteminin diğer cihazlarla koordinasyonu şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 3.29. Deneylerde veri toplayıcısı olarak kullanılan Data Logger

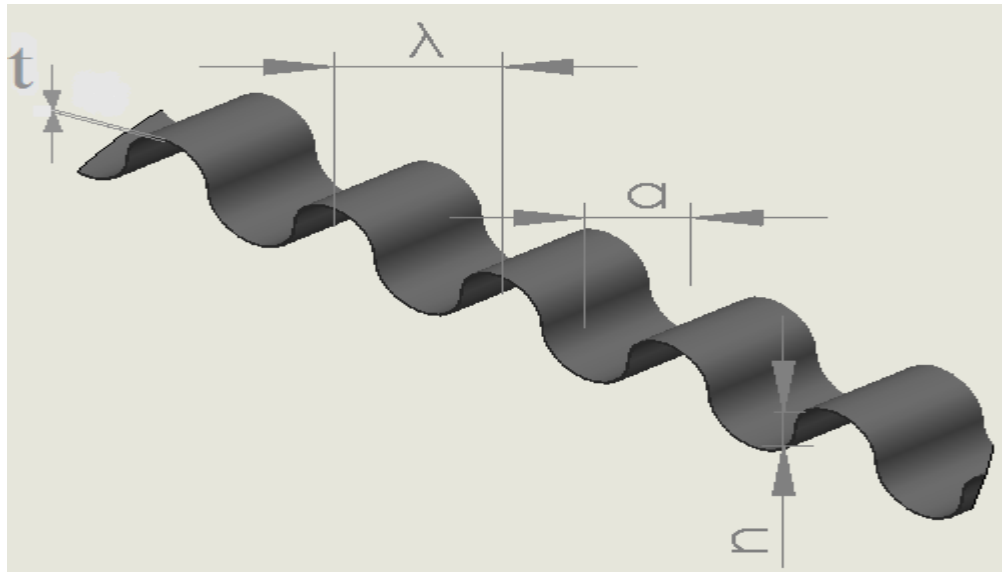


Şekil 3.30. Deney düzeneğinde veri aktarımı şematik gösterimi

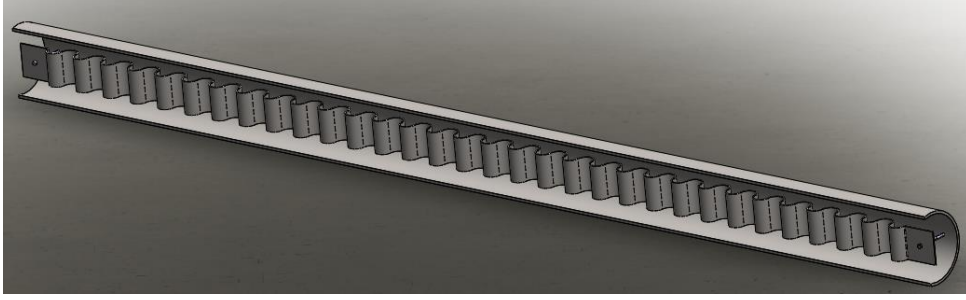
Deney düzeneğinde kullanılan cihazların teknik özelliklerine ait bilgiler Ekler kısmında verilmiştir.

3.2.1. Boru İçerisine Yerleştirilen Sinüoidal Şerit Elemanlar

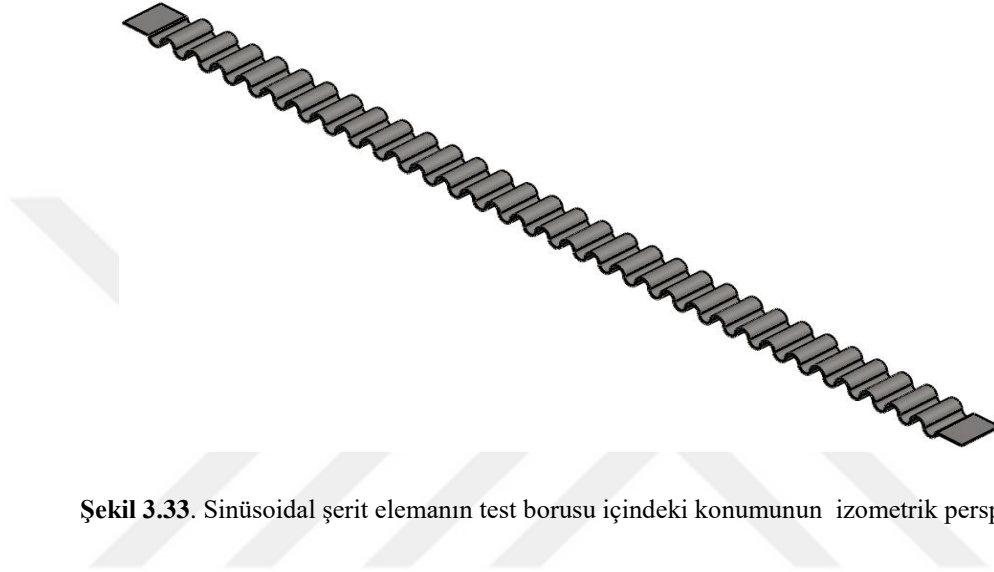
Deneylerde ısı transferi iyileştirme elemanı olarak kullanılan 1 mm kalınlığındaki paslanmaz AISI 304 kalite çelikten imal edilen sinüsoidal ondüle şerit elemanın geometrik özellikleri Şekil 3.31’ de, boru içerisine yerleşimi Şekil 3.32’ de, perspektif görüntüsü Şekil 3.33’de ve geometrik boyutları da Tablo 3.8’ de verilmiştir.



Şekil 3.31. Sinüsoidal bir şerit elemanın geometrik özellikleri



Şekil 3.32. Sinüsoidal bir şerit elemanın test borusu içindeki konumlandırılması

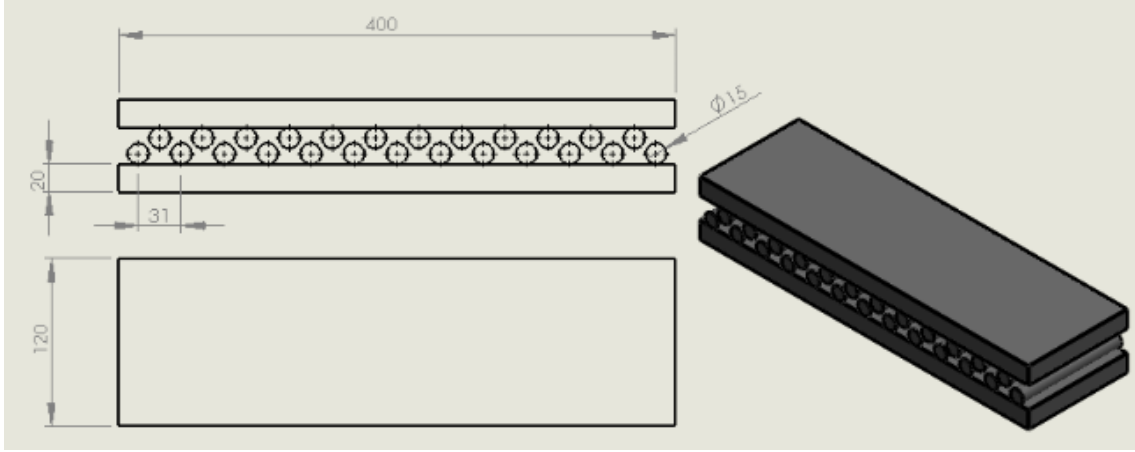


Şekil 3.33. Sinüsoidal şerit elemanın test borusu içindeki konumunun izometrik perspektifi

Tablo 3.8. Sinüsoidal şerit elemanların boyutları

n (Genlik)	l (Şerit eleman uzunluğu)	a (Genişlik)	t (Et kalınlığı)	λ (Dalga boyu)
D/4	1160	3D/4	1 mm	10D/21
3D/16	1160	D/2	1 mm	10D/21
D/8	1160	D/4	1 mm	10D/21

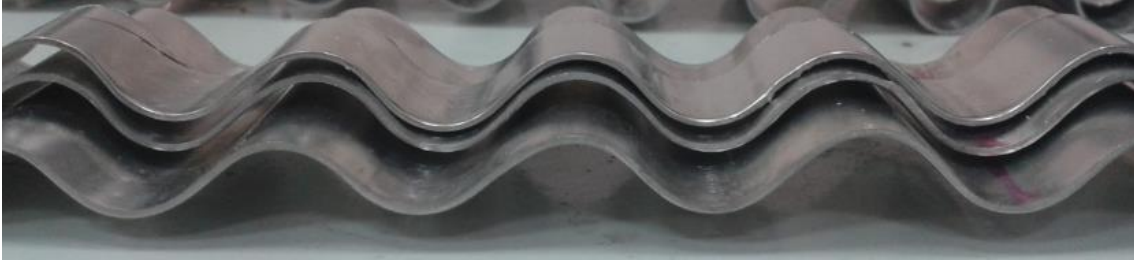
AISI 304 kalite çeliğindeki sac deneylerde kullanılacak şerit eleman haline getirilmek için uygun genişlik ve uzunlukta giyotin makasta kesilmiştir. Daha sonra 5 tonluk pres makinesi yardımıyla Şekil 3.34' te gösterilen özel tasarlanmış kalıpla şerit elemana istenilen sinusoidal formu verilmiştir. Böylelikle Şekil 3.35 ile 3.37'de gösterildiği gibi istenilen genlik, dalga boyu ve periyotlara uygun olarak sinüsoidal ondüveli şerit eleman üretimi gerçekleştirilmiştir. Şerit elemanların imalatı Selçuk Üniversitesi Makine Mühendisliği bünyesindeki Talaşlı Üretim Atölyesi' nde yapılmıştır.



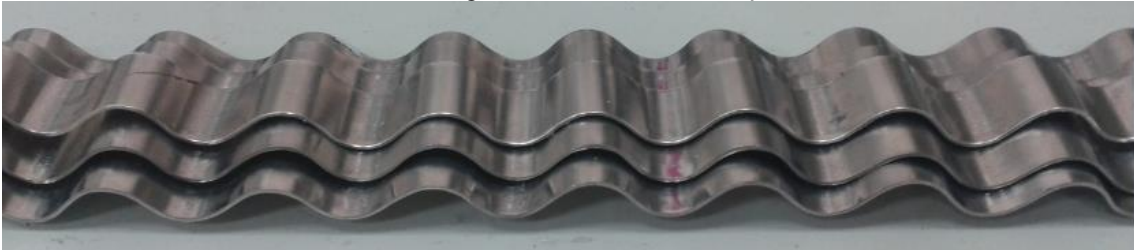
Şekil 3.34. Şerit eleman üretimi için imal edilen kalıp tasarımı



Şekil 3.35. $n_1=D/4$ genlikli sinüsoidal ondüle şerit elemanlar



Şekil 3.36. $n_2=3D/16$ genlikli sinüsoidal ondüle şerit elemanlar



Şekil 3.37. $n_3=D/8$ genlikli sinüsoidal ondüle şerit elemanlar

3.3. Deneyler ve Hesaplamalar

Deneylerde boru içerisinde cidardan ayrı olarak eksen boyunca yerleştirilen sinüsoidal şerit elemanların boş boruya göre ısı transferine etkileri incelenmiştir. Reynolds sayısının 17000-85000 aralığında, zorlanmış akış şartları ve sabit ısı akısı sınır şartlarında, 3 farklı genlik ($n_1=D/4$, $n_2=3D/16$, $n_3=D/8$) ve 3 farklı genişlik ($a_1=3D/4$, $a_2=D/2$, $a_3=D/4$) için gerçekleştirilmiştir. Sonuç olarak 59 farklı, sinüsoidal iç elemanların sağlamış olduğu ısı transferindeki iyileşme, sürtünme katsayısı, basınç düşümü ve neticede sağlanan net ısı iyileşme araştırılmıştır.

3.3.1. Deneylerin Yapılışı

Deneyler, test borusu boyunca sabit yüzey ısı akısı ve girişinde sabit akış rejimi için farklı Re değerlerinde tekrar edilmiştir. Sabit ısı akısında gerçekleştirilen deneylerden elde edilen sıcaklık verileri data logger aracılığıyla 2 div/s de anlık olarak kaydedilmektedir. Deneylere başlamadan önce şiber vana aracılığıyla akış ölçerden okunan değere göre hava debisi değiştirilerek istenilen Re sayısına ulaşması sağlanmıştır. Deneylerde, akış rejiminin ısı olarak kararlı hale gelebilmesi ve sabit ısı akısından dolayı sıcaklık değerlerinin boru boyunca sabitlenebilmesi için minimum 3500 s beklemek gerekmektedir. Böylece gerçekleştirilen her bir deneyden elde edilen sıcaklık verileri bu süre dikkate alınarak kaydedilmektedir. Bu süre, zamanla değişen sıcaklık verilerinin grafiklerinin çizilmesiyle ve literatürde yapılan çalışmalardan edinilen bilgiler aracılığıyla belirlenmiştir. Veri toplayıcı aracılığıyla alınan verilerin zamanla değişim eğrileri çizilerek, her bir okunan parametre için hem akış rejiminin hem de sistemin dengede olduğu süre belirlenmiştir.

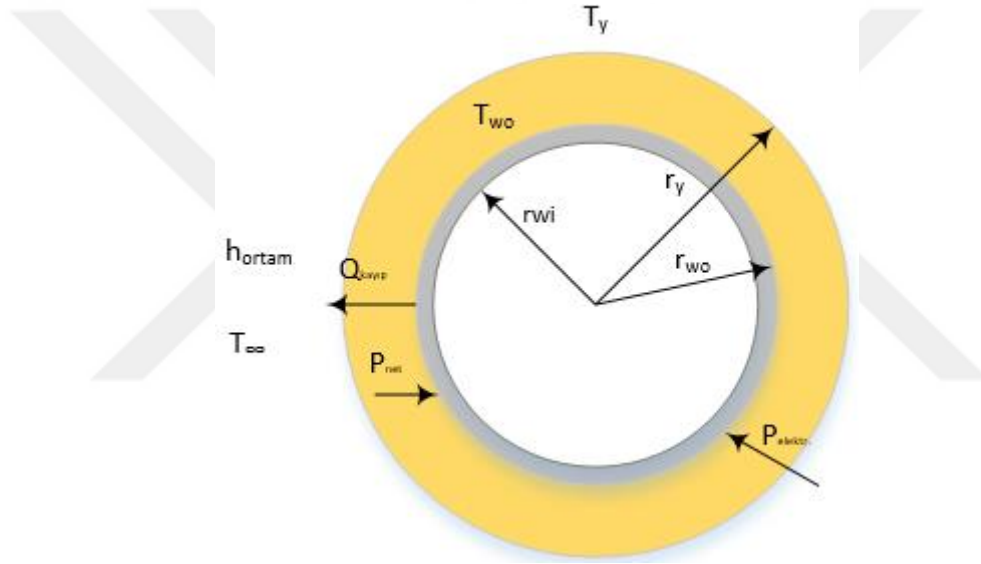
Ayrıca ekte deneysel çalışma sonucu sıcaklık, basınç değişimi, sürtünme katsayısı, boyut ölçümleri, akım, gerilim, debi gibi ölçümlerin ve hesaplamaların belirsizlik analizi de detaylı olarak sunulmuştur.

3.3.2. Isı Transferi Katsayısının Hesaplanması

Şekil 3.38' de yalıtım malzemesi ile sarılmış Cr-Ni alaşımlı AISI 304 L kalite boş test borusunun kesit görünümü verilmiştir. Buna göre ısı taşınım katsayısının hesaplanabilmesi için sırasıyla;

Bu boş test borusundan ısı, yalıtım malzemesi olan cam yününe iletim yoluyla, yalıtım malzemesinden de çevreye taşınım ile geçiş yapmaktadır. Test borusu dış cidar yüzey sıcaklıkları, değişen hava debisine ve uygulanan elektrik akımının etkisiyle boru boyunca farklılık göstermektedir. Nihayetinde ısı transferi de test borusu dış cidarından

cam yününe, cam yününden de çevreye olmak üzere boru boyunca değişmektedir. Boru yüzeyinde herhangi bir x aksel uzaklığında, cam yünü'nün dış yüzeyinden dış ortam havasına ısı transferi doğal taşınım yoluyla gerçekleşmektedir. Dolayısıyla bu doğal taşınım ile ısı transferini hesaplayabilmek adına cam yünü'nün dış yüzey sıcaklığı T_{yo} 'nın bilinmesi gerekmektedir. T_{yo} sıcaklığını tespit etmek amacıyla test borusunun farklı x aksel mesafelerine iki adet termokupl yerleştirilmiştir. Boş test borusu için T_{24} ve T_{25} şerit elemanlı test borusu için ise T_{42} ve T_{43} nolu ısı çiftleri vasıtasıyla bu değerler okunmaktadır. Buna göre taşınım katsayısı hesabı Eşitlik 3.21- Eşitlik 3.41 yardımıyla hesaplanabilir.



Şekil 3.38. Deney borusunun kesit görünümü

Ortalama yalıtım dış yüzey sıcaklığını (T_y) bulmak için yalıtım dış yüzeyinin uygun yerlerine yerleştirilen iki adet termokupldan (boş test borusu için T_{24} ve T_{25} , şerit elemanlı test borusu için T_{42} ve T_{43}) okunan sıcaklık değerlerinin ortalaması olarak belirlenmiştir.

$$\text{Boş test boru için} \quad T_{yo} = \frac{T_{24} + T_{25}}{2} \quad (3.21)$$

$$\text{Şerit elemanlı test borusu için} \quad T_{yo} = \frac{T_{42} + T_{43}}{2} \quad (3.22)$$

Buna göre de çevreye olan ısı kaybı $Q_{kayıp}$;

$$Q_{kayıp} = h_{ortam} A (T_{yo} - T_{\infty}) \quad (3.23)$$

ile hesaplanır.

Burada A yalıtımlı borunun dış yüzey alanını, h_{ortam} yalıtım malzemesi ile çevre arasında gerçekleşen taşınım ile ısı transfer katsayısını, T_y yalıtım dış yüzey sıcaklığını, T_{∞} deneyin gerçekleştirildiği çevre sıcaklığını ifade etmektedir.

Test borusunun giriş ve çıkış kısımlarına doğrudan temasla verilen elektrik akımı vasıtasıyla oluşan net elektriksel güç ise;

$$P_{net} = \Delta V \cdot I - Q_{kayıp} \quad (W) \quad (3.24)$$

Burada ΔV , varyaktan okunan voltaj gerilimini, I , elektrik akımını ifade etmektedir.

Test borusuna uygulanan elektrik akımından elde edilen ısı akısı ise;

$$q = \frac{P_{net}}{\pi D_o L} \quad (W/m^2) \quad (3.25)$$

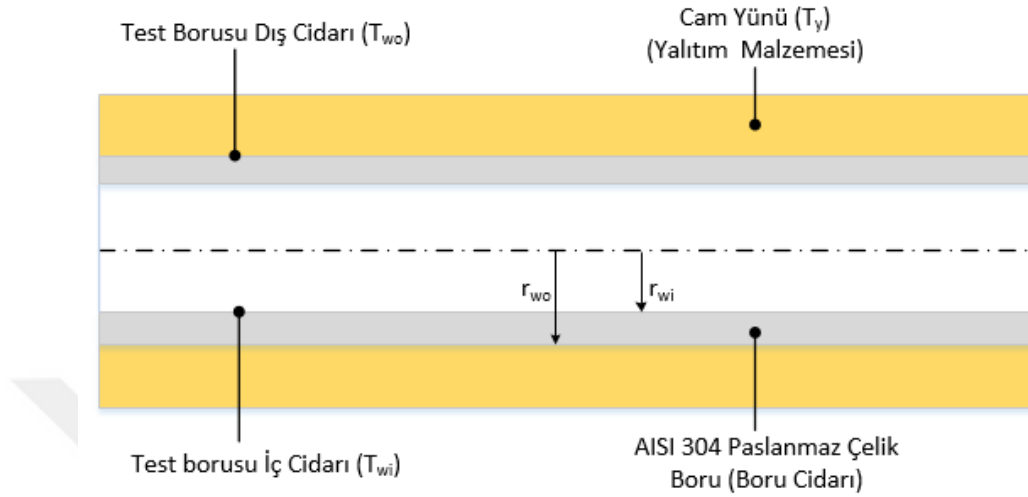
şeklinde ifade edilir.

\dot{q} , bakır-nikel alaşımlı klapeler vasıtasıyla elektrik akımı verilerek boru cidarının birim hacmi başına üretilen ısı miktarı;

$$\dot{q} = \frac{P_{net}}{2\pi(r_{wo}^2 - r_{wi}^2)L} \quad (3.26)$$

ile hesaplanır. Eşitlik 3.26' da r_{wo} ve r_{wi} sırasıyla test borusu dış cidar ve iç cidar yarıçapıdır.

Boru iç cidar sıcaklığı (T_{wi}) ise boru dış cidar sıcaklığının radyal yöndeki ısı iletim eşitliklerinden faydalanarak hesaplanabilmektedir.



3.39. Yalıtılmış test borusunun enine kesit görünüşü

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

Bu eşitlikte $\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}$ terimi cidardaki aksenal iletim terimidir. İnce cidarlı ve uzun bir boru için aksenal iletim radyal iletme nazaran ihmal edilecek düzeydedir. Böylece problem tek boyutlu hale dönüşür.

$$\frac{d^2 T_w}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dT_w}{dr} + \frac{\dot{q}}{k_w} = 0 \quad (3.28)$$

Eşitlik 3.28 şu şekilde de ifade edilebilir,

$$\frac{d}{dr} \left(r \frac{dT_w}{dr} \right) + \frac{\dot{q}}{k_w} r = 0 \quad (3.29)$$

Eşitlik 3.29 iki kez integre edilirse genel çözüm,

$$T_w(r) = c_1 \ln r + c_2 - \frac{\dot{q}r^2}{4k_w} \quad (3.30)$$

elde edilir.

Borunun dış yüzeyinin yalıtılmış, iç yüzeyinden ise h ısı taşınım katsayısı ile T_f sıcaklığındaki akışkana ısı transfer edildiği varsayımı ile sınır şartları aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$1.\text{sınır şartı:} \quad r = r_i \text{ 'de } k_w \frac{dT_w}{dr} = h(T_w - T_f) \quad (3.31)$$

$$2.\text{sınır şartı:} \quad r = r_o \text{ 'da } \frac{dT_w}{dr} = 0 \quad (3.32)$$

1. ve 2. sınır şartları sırası ile uygulanırsa integral sabitleri

$$c_1 = \frac{\dot{q}r_{wo}^2}{2k_w} \quad (3.33)$$

$$c_2 = \frac{\dot{q}r_{wo}^2}{2r_{wi}h} - \frac{\dot{q}r_{wi}^2}{2h} - \frac{\dot{q}r_{wo}^2}{2k_w} \ln r_{wi} + \frac{\dot{q}r_{wi}^2}{4k_w} + T_f \quad (3.34)$$

olarak bulunurlar. c_1 ve c_2 Eşitlik 3.30' da yerlerine konulursa genel cidar sıcaklığı ifadesi,

$$T_w(r) = \frac{\dot{q}r_{wo}^2}{2k_w} \left(\ln \frac{r}{r_{wi}} \right) + \frac{\dot{q}}{4k_w} (r_{wi}^2 - r^2) + \frac{\dot{q}r_{wo}^2}{2r_{wi}h} - \frac{\dot{q}r_{wi}^2}{2h} + T_f \quad (3.35)$$

elde edilir. Eşitlik 3.35' de $r = r_{wi}$ ve $r = r_{wo}$ yazılarak iç ve dış yüzey sıcaklık farkı,

$$T_{wo} - T_{wi} = \frac{\dot{q}r_{wo}^2}{2k_w} \left(\ln \frac{r_{wo}}{r_{wi}} \right) + \frac{\dot{q}}{4k_w} (r_{wi}^2 - r_{wo}^2) \quad (3.36)$$

ölçülen dış yüzey sıcaklığına karşılık gelen iç yüzey sıcaklığı ise,

$$T_{wi} = T_{wo} - \frac{\dot{q}r_{wo}^2}{2k_w} \left[\ln \left(\frac{r_{wo}}{r_{wi}} \right) - \frac{1}{2} \left(1 - \frac{r_{wi}^2}{r_{wo}^2} \right) \right] \quad (3.37)$$

eşitliği ile bulunur. Eşitlik 3.37 şöyle de ifade edilebilir.

$$T_{wi,x} = T_{wo,x} - K\dot{q} \quad (3.38)$$

Eşitlik 3.38' deki K faktörü,

$$K = \frac{r_{wo}^2}{2k_w} \left[\ln\left(\frac{r_{wo}}{r_{wi}}\right) - \frac{1}{2} \left(1 - \frac{r_{wi}^2}{r_{wo}^2}\right) \right] \quad (3.39)$$

ile hesaplanır.

Eşitlik 3.40' daki sabit yüzey akısına sahip Δx uzunluğundaki test borusuna enerji dengesi uygulandığında akışkanın ortalama yığık sıcaklığı,

$$\rho \dot{V} c_p [T_b(x) - T_b(x - \Delta x)] = \frac{P_{net}}{L} \Delta x \quad (3.40)$$

elde edilir. Eşitlik 3.40' da akışkanın ortalama yığık sıcaklığı $T_b(x)$ yalnız bırakıldığında

$$T_b(x) = T_b(x - \Delta x) + \frac{P_{net} \Delta x}{\rho \dot{V} c_p L} \quad (3.41)$$

Eşitlik 3.41 elde edilir. Bu eşitlikte $T_b(x - \Delta x)$ test borusu boyunca akışkanın istenilen konumdaki yığık sıcaklık değerini, P_{net} net ısıtıcı gücünü, Δx ısıtılmış test borusu ısı çiftleri arası uzaklığını, ρ akışkanın yoğunluğunu, \dot{V} havanın hacimsel debisini, c_p yığık sıcaklık değerine göre tablodan enterpolasyonla belirlenen havanın özgül ısısını, L ise ısıtılan test borusunun uzunluğunu ifade etmektedir.

Varyak ile ısıtılan test borusu boyunca x aksel mesafesindeki yerel ısı taşınım katsayısı h ;

$$h(x) = \frac{q}{T_{wi} - T_b(x)} \quad (W / m^2 \cdot ^\circ C) \quad (3.42)$$

Eşitlik 3.42' deki T_{wi} test borusu iç cidar sıcaklığını, T_b akışkan ortalama yığık sıcaklığını ifade etmektedir.

Dolayısıyla $h(x)$ 'e bağılı bir parametre olan Nusselt sayısı ;

$$Nu(x) = \frac{h(x)D}{k_h} \quad (3.43)$$

denklemlerle hesaplanır. Eşitlikteki k_h havanın ortalama yığık sıcaklığı göre enterpolasyonla hesaplanan ısı iletim katsayısıdır.

3.3.3. Veri Bulgularına Ait Örnek Bir Hesaplama

Isı transfer katsayısının hesaplanması başlığı altında verilen 3.21 ile 3.43 arasındaki eşitliklerden faydalanarak yerel Nu sayısı, ısı taşınım katsayısının elde edilmesine ait bir örnek hesaplama aşağıda verilmiştir. Bu hesaplamada sabit yüzey akısı, zorlanmış konveksiyon sınır şartları ve $Re = 82762$ değeri için boş borunun $x_1/D=0.46$ konumundaki dataloggerdan okunan değerleri gözönüne alınarak ısı transferi, sürtünme katsayısı ve net ısıl iyileşme hesabı yapılmıştır. Test borusu için girdi olarak aşağıdaki veriler dikkate alınmıştır.

- ❖ Havanın test borusuna giriş sıcaklığı $T_{b1}=T_{giriş}=T_{26}=22.64^{\circ}C$
- ❖ Havanın test borusundan çıkış sıcaklığı $T_{b2}=T_{çıkış}=T_{22}=25.23^{\circ}C$
- ❖ Ortam sıcaklığı $T_{23}=22.64^{\circ}C$
- ❖ Termokuplun test borusu ekseninde $x_1/D=0.46$ konumundaki sıcaklığı $T_{wox}=T_1=38.79^{\circ}C$
- ❖ Test borusu yalıtım ortalama dış yüzey sıcaklığı,

$$\bar{T}' = \frac{T_{24} + T_{25}}{2} = \frac{26.04 + 27.14}{2} = 26.59^{\circ}C$$

- ❖ Test borusu üzerindeki elektrik akımı ve gerilim $I = 550, V = 0.3 V$
- ❖ Test borusu içerisindeki havanın ortalama yığık sıcaklığı,

$$\bar{T}_b' = \frac{T_{b1} + T_{b2}}{2} = \frac{T_{26} + T_{22}}{2} = \frac{25.23 + 22.64}{2} = 23.93^{\circ}C$$

- ❖ $\bar{T}'_b = 23.93^\circ\text{C}$ için havanın termofiziksel özellikleri,

$$\rho=1.18826 \text{ kg/m}^3, c_p=1005 \text{ J/kg.K}, \nu=1.53 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}, \text{Pr}=0.712, k_w=16.2 \text{ W/mK}, k_h=0.0260 \text{ W/mK}.$$

- ❖ Havanın test borusundaki debisi,

$$U_m = \frac{\dot{V}}{A_1} \Rightarrow \dot{V} = U_m \cdot A_1 = (18.09 \text{ m/s}) \cdot \pi \cdot 0.035^2 = 0.0696 \text{ m}^3 / \text{s},$$

- ❖ Reynolds sayısı,

$$\text{Re} = \frac{U \cdot D}{\nu} = \frac{(18.09 \text{ m/s}) \cdot 0.07 \text{ m}}{1.53 \times 10^{-5}} = 82762,$$

- ❖ Toplam elektriksel ısıtıcı gücü,

$$P_T = V \cdot I = (550 \text{ A}) \cdot (0.3 \text{ V}) = 165 \text{ W},$$

- ❖ Yalıtım (cam yünü) dış yüzeyinden çevreye geçen ısı transferi,

$$Q_{kayıp} = h \cdot A \cdot (\bar{T}' - T_\infty) = 1.24 \cdot \pi \cdot D \cdot L \cdot (\bar{T}' - T_\infty) = (1.24\pi) \cdot x(0.136) \cdot x(1.16) \cdot x(26.59 - 22.64) = 3.83 \text{ W}$$

- ❖ Net ısıtıcı gücü,

$$P_{net} = P_T - Q_{kayıp} = 144.71 - 3.83 = 161.16 \text{ W}$$

- ❖ Test borusu yüzeyindeki ısı akısı,

$$q = \frac{P_{net}}{2\pi r_{wi} L} = \frac{161.16 \text{ W}}{2\pi(0.035)(1.16)} = 631.76 \text{ W/m}^2$$

- ❖ Test borusu birim hacmi başına düşen net ısıtma gücü

$$\dot{q} = \frac{P_{net}}{2\pi(r_{wo}^2 - r_{wi}^2)L} = \frac{161.16 \text{ W}}{2\pi(0.038^2 - 0.035^2)1.16} = 100979.10 \text{ W/m}^3$$

- ❖ x_1/D' ye karşılık gelen $T_{wox}=38.79^\circ\text{C}$ test borusu dış yüzey sıcaklığına karşılık

$$\text{gelen iç yüzey sıcaklığı } T_{wix} = T_{wox} - K \cdot \dot{q}$$

$$K = \frac{r_{wo}}{2k_w} \left(\ln \frac{r_{wo}}{r_{wi}} - \frac{1}{2} \left(1 - \frac{r_{wi}^2}{r_{wo}^2} \right) \right) = \frac{0.038}{2(16.2)} \left(\ln \frac{0.038}{0.035} - \frac{1}{2} \left(1 - \frac{0.035^2}{0.038^2} \right) \right) = 0.0000002852$$

$$T_{wix} = 39.79 - (0,0000002852)(100979.10) = 38.762 \text{ } ^\circ\text{C}$$

❖ $x_1/D=0.46$ için yığık sıcaklık,

$$T_{bx} = T_{b1} + \frac{P(x/L)}{\rho \dot{V} c_p} = 22.64 + \frac{161.16(0.0325/1.16)}{(1.18826)(0.0696)(1005)} = 22.694 \text{ } ^\circ\text{C},$$

❖ Aynı aksenal konumdaki ısı taşınım katsayısı,

$$h_x = \frac{q}{T_{wix} - T_{bx}} = \frac{631.76 \text{ W/m}^2}{38.762 - 22.694} = 39.319 \text{ W/m}^2\text{C},$$

❖ Aynı aksenal konumdaki yerel Nusselt sayısı,

$$Nu_x = \frac{2h_x r_{wi}}{k_h} = \frac{2(39.319)(0.035)}{0.0260} = 105.958 \text{ olarak hesaplanır.}$$

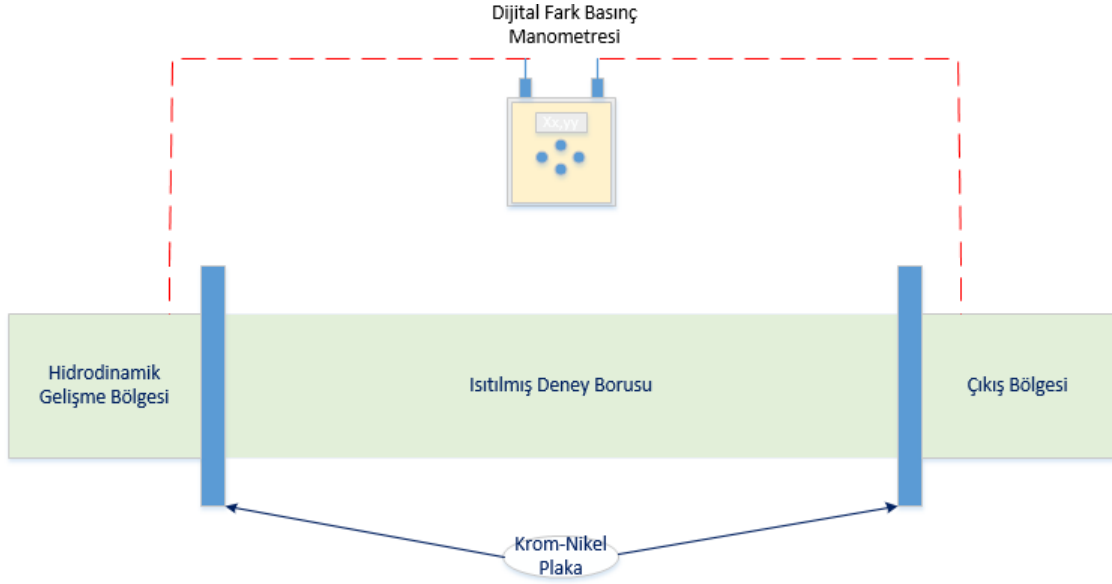
❖ Boru içerisinde $x_1/D=0.46$ konumundaki dijital fark manometrisinden okunan değer Eşitlik 3.44' te uygulanarak sürtünme katsayısı,

$$f = \frac{62.60}{\frac{1}{2}(1.18826)(18.09)^2 \frac{1.16}{0.07}} = 0.0194$$

elde edilir.

3.3.4. Sürtünme Katsayısının Hesaplanması

Şekil 3.40' da gösterilen test borusunun giriş ve çıkış noktaları arasındaki basınç farkı ve hava debisi yardımıyla borularda Moody (veya Darcy) sürtünme katsayısı;



Şekil 3.40. Dijital fark basınç farkının ölçülmesi

$$f = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2} \rho U_m^2 \frac{L_p}{D}} \quad (3.44)$$

ile hesaplanır.

Eşitlik 3.44' de U_m dairesel kesitli boru boyunca türbülanslı akışta ortalama akışkan hızını, L_p ısıtılan test borusunun uzunluğunu, ρ havanın yoğunluğunu ve D test borusunun iç çapını belirtmektedir.

Deneyde sinüsoidal ondüle şerit elemanlar için bulunan sürtünme katsayıları literatürde yapılan çalışmalarda ampirik denklemlerle kıyaslanmak amacıyla aşağıdaki bağıntılar verilmiştir.

Tablo 3.9. Dairesel kesitli pürüzsüz borularda ve tam gelişmiş türbülanslı akışta Re sayısına göre sürtünme katsayıları

	Denklem	Uygulama Şartları	Deklem No
Petukhov	$f = (0.79 \ln Re - 1.64)^{-2}$	$3000 \leq Re \leq 5 \times 10^6$	(3.45)
Moody	$f = 0.316 Re^{-1/4}$	$Re \leq 20000$	(3.46)
Moody	$f = 0.184 Re^{-1/5}$	$Re \geq 20000$	(3.47)
Gnielinski	$f = \frac{1}{1.82 (\log(Re) - 1.64)^2}$	$2300 \leq Re \leq 5 \times 10^4$	(3.48)
Blasius	$f = 0.0791 Re^{-0.25}$	$4000 \leq Re \leq 10^5$	(3.49)
McAdams	$f = 0.046 Re^{-0.2}$	$3 \times 10^4 \leq Re \leq 10^6$	(3.50)
Nikuradse	$f = 0.0008 + 0.0533 Re^{-0.237}$	$10^5 \leq Re \leq 10^7$	(3.51)

3.3.5. Performans Kriteri

Dairesel kesitli bir kanal içerisine sinüsoidal ondüle kanatçıkların yerleştirilmesi durumunda akışın engellenmesi ve sürtünme etkisinin artırması ile basınç düşümünde de bir artış meydana gelecektir. Boş borular da ise akışkan debisi arttığında pompa gücü ve ısı transferi de artacaktır. Test borusu içerisine konumlandırılan sinüsoidal ondüle kanatçıkların ısı transferi iyileşmesine etkisini anlayabilmek için hem boş test borusu hem de şerit elemanlı test borusu deney sonuçlarının aynı pompalama gücü altında karşılaştırılması gerekir. Buna göre;

$$\dot{V}_s \Delta P_s = \dot{V}_b \Delta P_b \quad (3.52)$$

ile karşılaştırma yapılabilir. Eşitlik 3.52' de \dot{V}_s sinüsoidal ondüle kanatçıklı test borusundaki akışkanın hacimsel debisini, \dot{V}_b boş test borusu içerisindeki havanın hacimsel debisini, ΔP_s sinüsoidal ondüle kanatçığın test borusunun giriş ve çıkış noktalarından ölçülen statik basınç farkını, ΔP_b boş test borusunun giriş ve çıkış noktalarından ölçülen statik basınç farkını ifade etmektedir. Eşitlik 3.52' de Darcy eşitliği kullanılırsa;

$$f_s \text{Re}_s^3 = f_b \text{Re}_b^3 \quad (3.53)$$

haline gelir. Buna göre Eşitlik 3.53, sinüsoidal ondüle kanatçıklı ve boş test borusu için sürtünme katsayıları ile Re sayılarının darcy kanununa göre sadeleştirilmiş halini vermektedir.

Ayrıca aynı şartlarda (akış rejimi, pompalama gücü, ortam sıcaklığı vb.) boş boruya göre sinüsoidal ondüle şerit elemanlı boru ile gerçekleştirilen deneylerde ne kadar ısı transferi iyileştirmesi olduğunun bir ölçüsü;

$$\eta = \left(\frac{Nu_s}{Nu_b} \right) \left(\frac{f_b}{f_s} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (3.54)$$

ile ifade edilebilir.

4. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA

4.1. Boş Boru Deneyleri

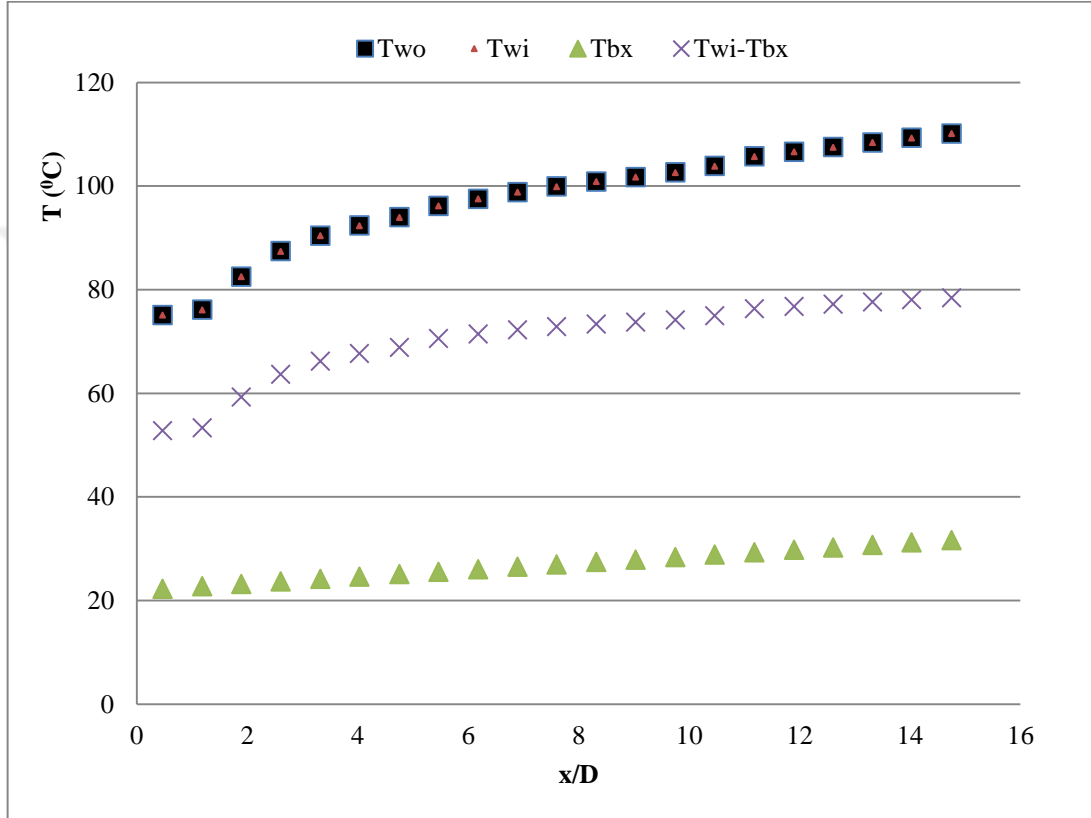
Boru içi akışta sinüsoidal ondüle şerit elemanların ısı transferi, sürtünme katsayısı ve basınç kaybı üzerindeki etkisini incelemek amacıyla öncelikle boş boru ile deneyler gerçekleştirilmiş ve elde edilen sonuçlar literatürde mevcut ve yaygın olarak kullanılan eşitlik ve değerlendirmelerle mukayese edilmiştir. Boş boru için gerçekleştirilen deneylerden elde edilen Nusselt sayıları Kays-Crawford (Eşitlik 3.12), Petukhov-Krillov (Eşitlik 3.18), Colburn (Eşitlik 3.13), tarafından elde edilen eşitliklerle karşılaştırılarak deney yönteminin doğruluğu gösterilmiştir.

Boş boru deneyleri, Re 17000-85000 aralığında uygun hava debisi ve test borusuna varyak tarafından uygulanan elektrik gücü değiştirilerek gerçekleştirilmiştir. Boş boru deneyleri Re 17215, 25336, 34471, 42711, 49745, 57517, 66031, 74035 ve 82762 değerleri için ayrı ayrı yapılmıştır.

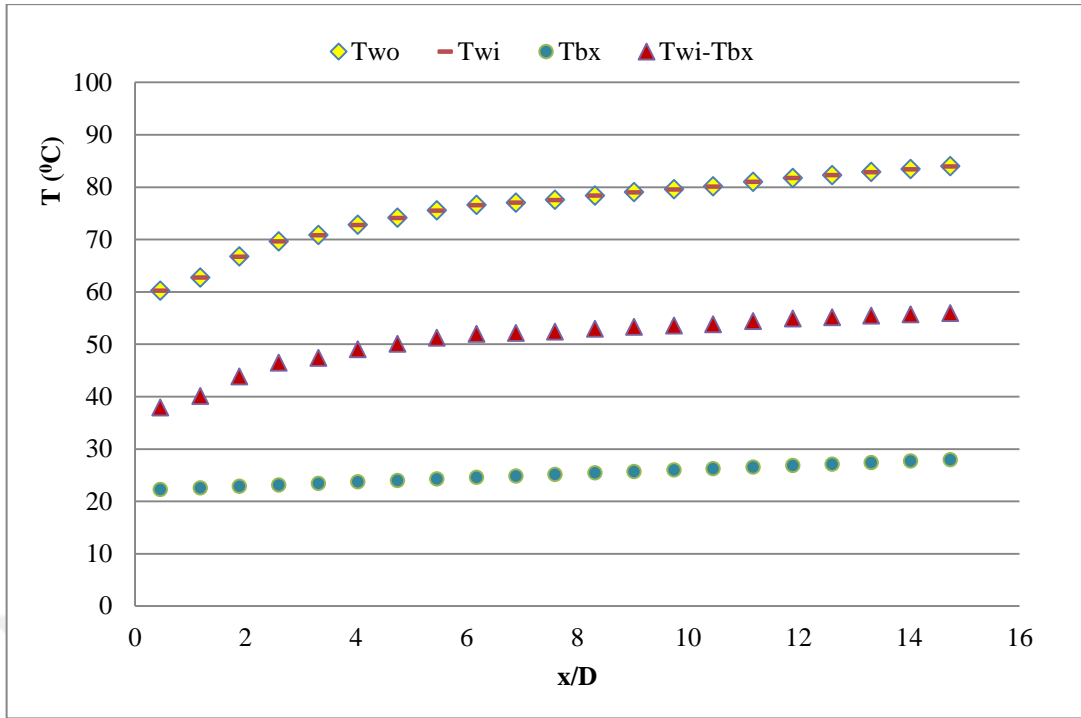
Şekil 4.1 ile 4.9' da, test borusu boyunca dış cidar sıcaklığı (T_{wo}), boru iç cidar sıcaklığı (T_{wi}), akışkanın ortalama yığık sıcaklığı (T_{bx}), ve akışkanın ortalama yığık sıcaklığı ile test borusu cidar sıcaklığı arasındaki farkın ($T_{wi}-T_{bx}$) değişimi gösterilmiştir. Ayrıca deneyde akışın yaklaşık ısıl rejim sağladığı minimum bekleme süresi olan 3500 s' lik kısımdan sonraki veriler dikkate alınmıştır. Bu sıcaklık değerleri, test borusu dış cidarına konumlandırılan 21 termokupl aracılığıyla veri toplayıdan okunan T_{wo} değerinden faydalanılarak hesaplanmıştır.

Şekil 4.1 ile 4.9' da görüldüğü üzere tüm Re değerlerinde boru boyunca, test borusu dış cidar sıcaklığı (T_{wo}), iç cidar sıcaklığı (T_{wi}), ortalama yığık sıcaklığı (T_{bx}), boru iç cidarı ile ortalama yığık sıcaklık arasındaki fark ($T_{wi}-T_{bx}$) artmaktadır. T_{wo} ve T_{wi} eğrilerinin eğimi $T_{wi}-T_{bx}$ ve T_{bx} eğrilerine göre daha fazladır. Buna rağmen $T_{wo}-T_{wi}$ değeri neredeyse boru boyunca korunmuştur. Genel olarak tüm sıcaklık grafikleri incelendiğinde akışkan hızının Re sayısını artırmasıyla birlikte dış cidar sıcaklığı (T_{wo}), iç cidar sıcaklığı (T_{wi}), boru iç cidarı ile ortalama yığık sıcaklık arasındaki fark ($T_{wo}-T_{wi}$) değerleri giderek azalırken ortalama akışkan yığık sıcaklık değerinin (T_{bx}) en az değişime uğradığı gözlemlenmektedir. Ayrıca test borusu cidar et kalınlığının küçük ve test borusu malzemesi olan Cr-Ni alaşımli AISI 304 L kalite çeliğinin ısı iletim katsayısının yüksek olması gerekçesiyle test borusu dış (T_{wo}) ve iç cidar sıcaklıkları (T_{wi}) birbirine yakındır. Test borusu eksenine boyunca, T_{wi} test borusu iç cidar sıcaklığı ve T_{bx} akışkanın ortalama yığık sıcaklığı artmakta olduğu ve bu iki değer eğimlerinin

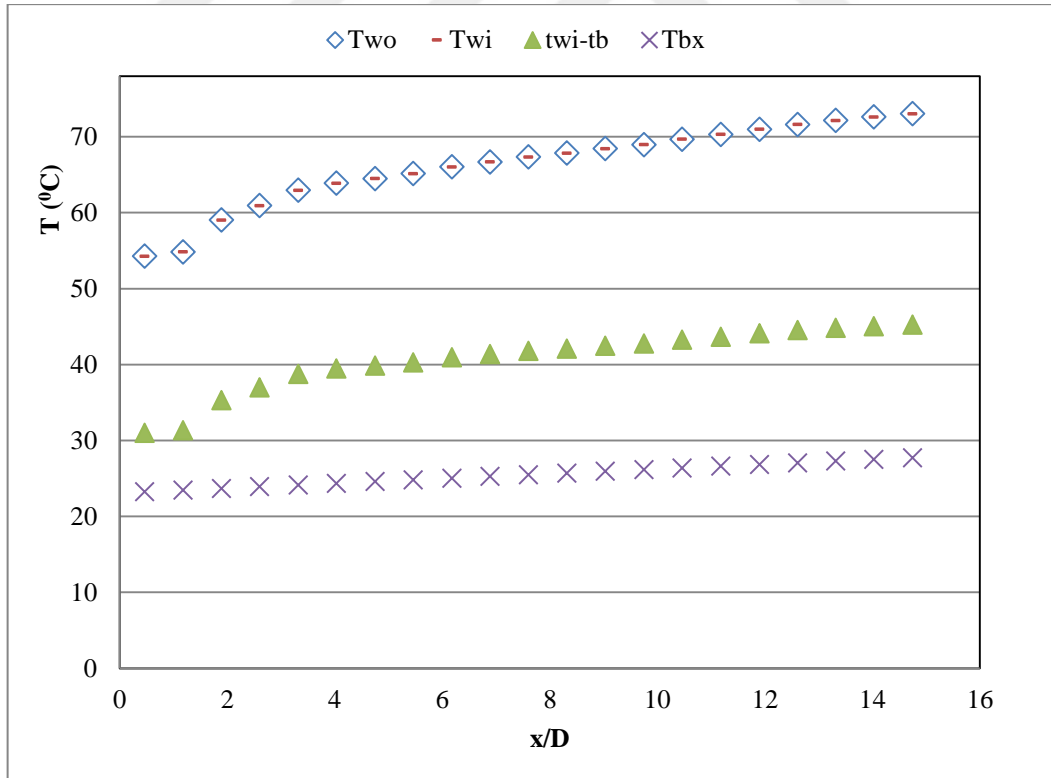
birbirine yakın olduğu da gözlemlenmektedir. Dolayısıyla bu iki sıcaklık farkı eğrisinin belirli bir aksenal konumdan itibaren eğiminin azaldığı görülmektedir. Test borusu dışına yapılan ısı yalıtımı ve bakır-nikel alaşımli klapeleler aracılığıyla test borusuna uygulanan elektrik gücünün homojen olarak dağılması sonucunda, T_{wo} test borusu dış cidar sıcaklığı boru boyunca doğrusal olarak arttığı gözlemlenmektedir.



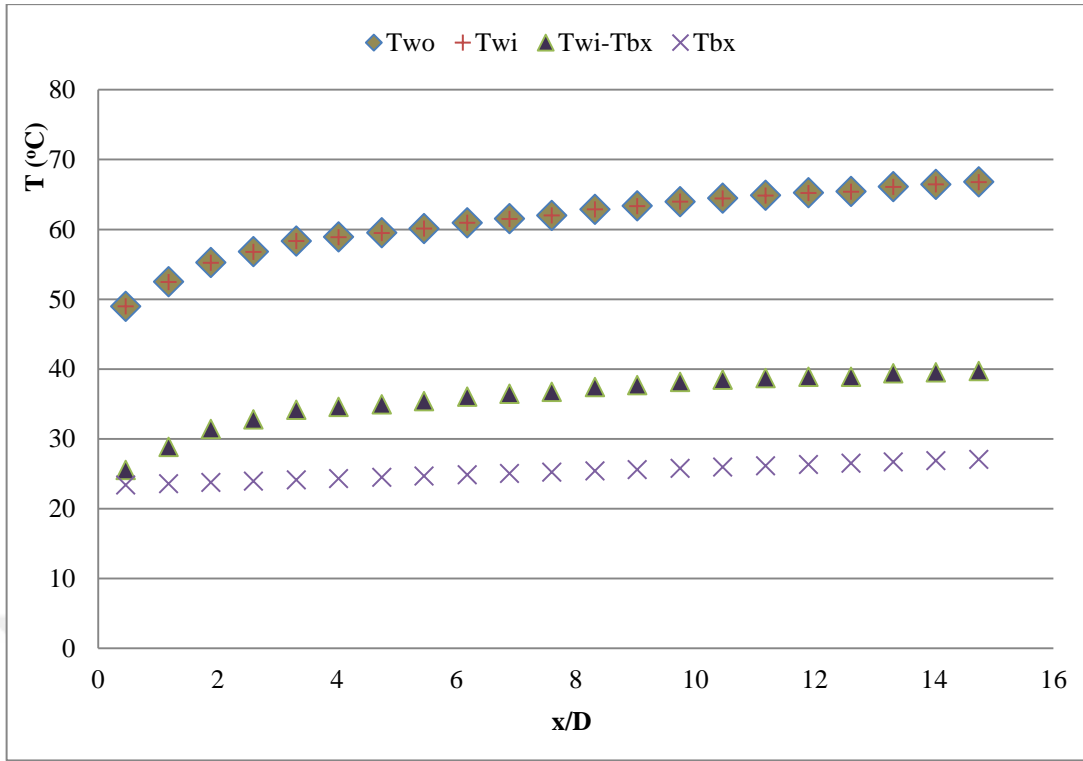
Şekil 4.1. Boş boru için dış cidar sıcaklığı, iç cidar sıcaklığı, ortalama yığık sıcaklığı ve boru iç cidar ile ortalama yığık sıcaklık arasındaki farkın test borusu boyunca değişimi (Re=17215)



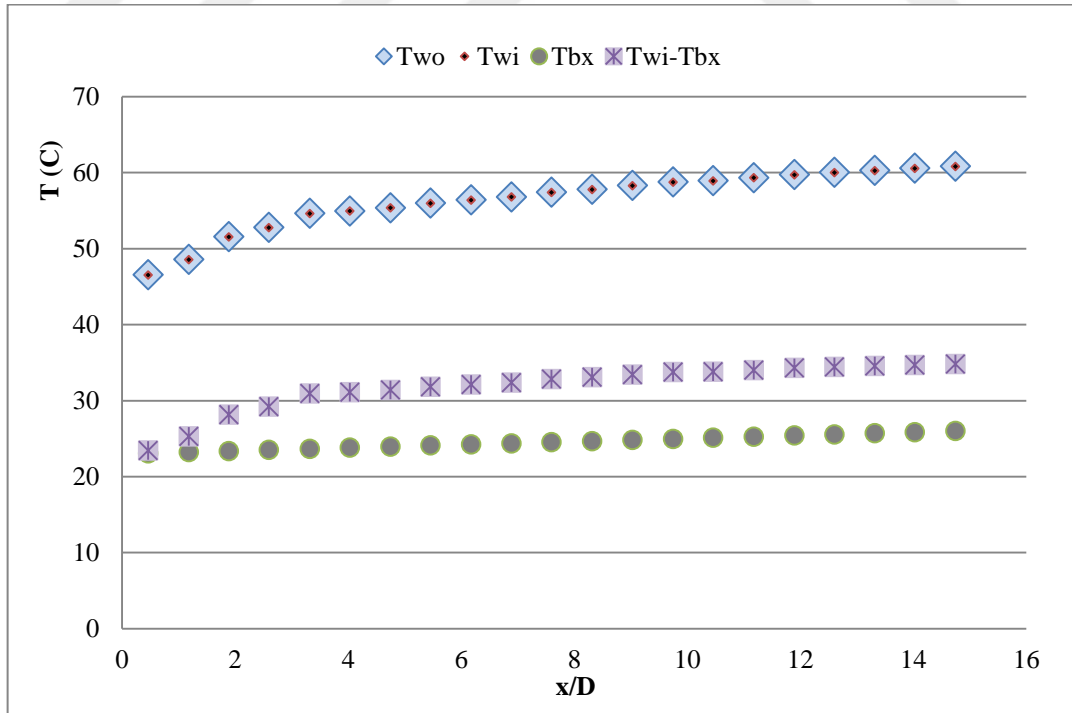
Şekil 4.2. Boş boru için dış cidar sıcaklığı, iç cidar sıcaklığı, ortalama yığık sıcaklığı ve boru iç cidar ile ortalama yığık sıcaklık arasındaki farkın test borusu boyunca değişimi (Re=25336)



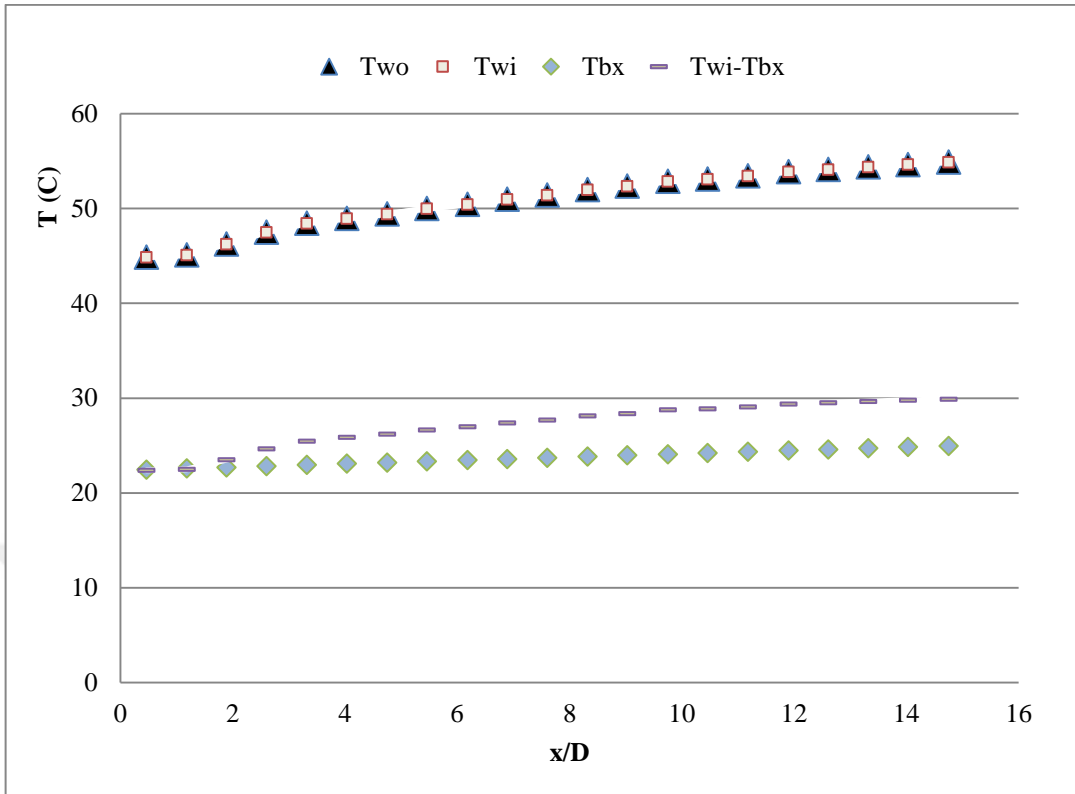
Şekil 4.3. Boş boru için dış cidar sıcaklığı, iç cidar sıcaklığı, ortalama yığık sıcaklığı ve boru iç cidar ile ortalama yığık sıcaklık arasındaki farkın test borusu boyunca değişimi (Re=34471)



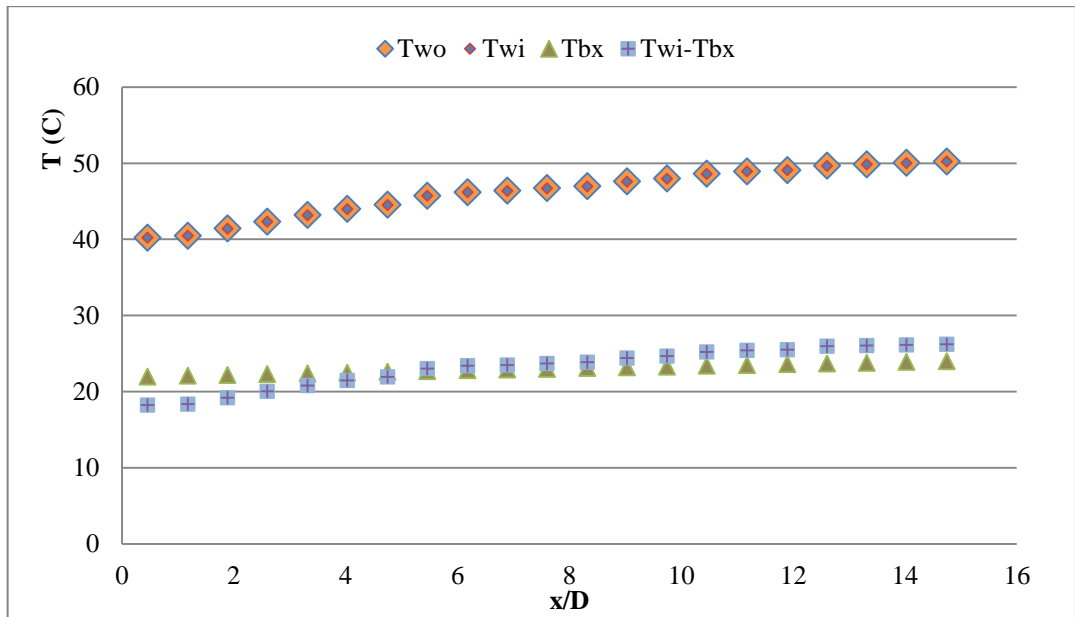
Şekil 4.4. Boş boru için dış cidar sıcaklığı, iç cidar sıcaklığı, ortalama yığık sıcaklığı ve boru iç cidar ile ortalama yığık sıcaklık arasındaki farkın test borusu boyunca değişimi (Re=42711)



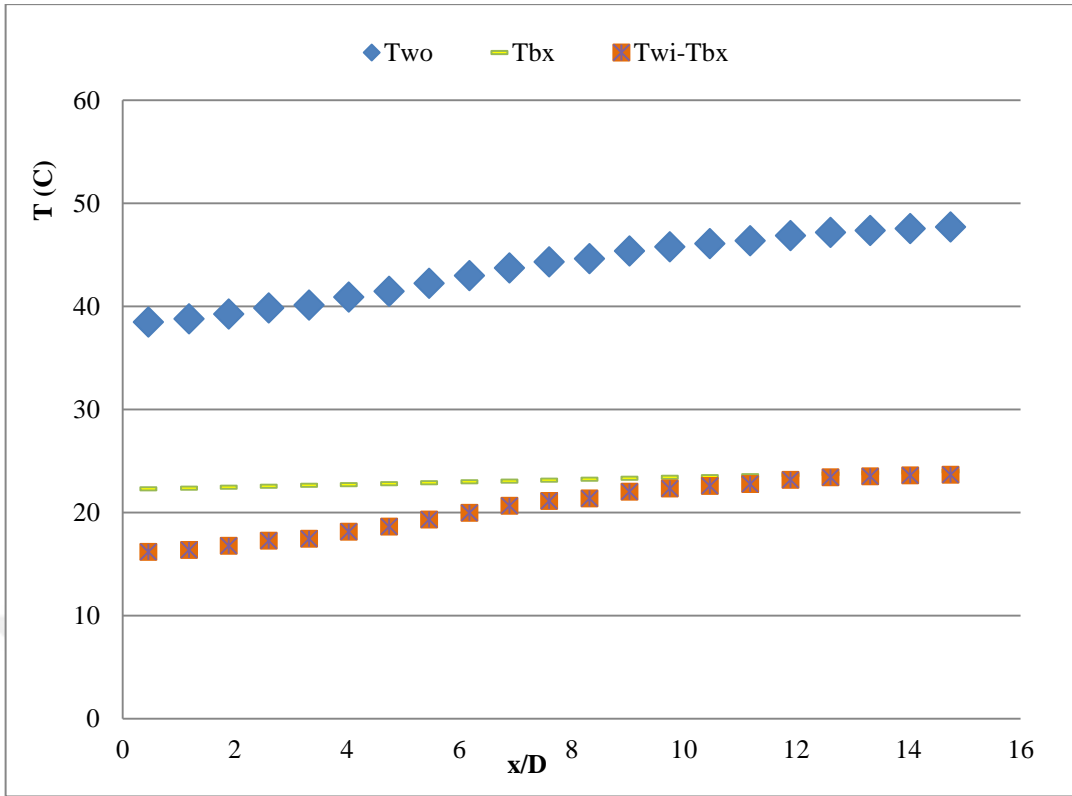
Şekil 4.5. Boş boru için dış cidar sıcaklığı, iç cidar sıcaklığı, ortalama yığık sıcaklığı ve boru iç cidar ile ortalama yığık sıcaklık arasındaki farkın test borusu boyunca değişimi (Re=49745)



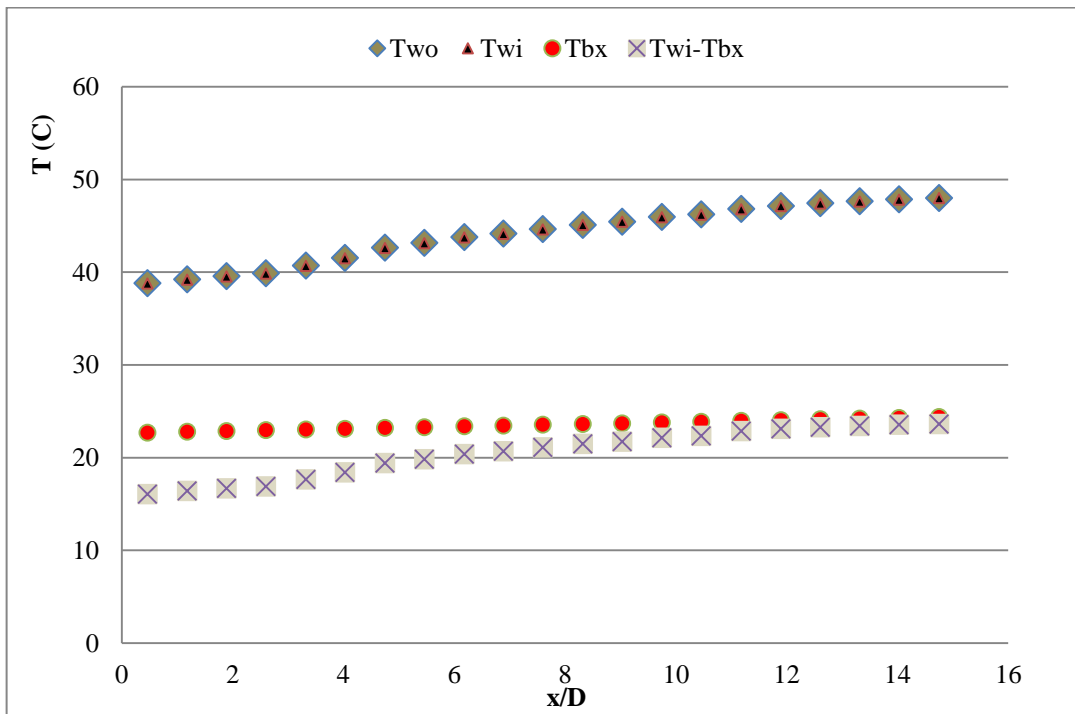
Şekil 4.6. Boş boru için dış cidar sıcaklığı, iç cidar sıcaklığı, ortalama yığık sıcaklığı ve boru iç cidar ile ortalama yığık sıcaklık arasındaki farkın test borusu boyunca değişimi (Re=57517)



Şekil 4.7. Boş boru için dış cidar sıcaklığı, iç cidar sıcaklığı, ortalama yığık sıcaklığı ve boru iç cidar ile ortalama yığık sıcaklık arasındaki farkın test borusu boyunca değişimi (Re=66031)



Şekil 4.8. Boş boru için dış cidar sıcaklığı, iç cidar sıcaklığı, ortalama yığık sıcaklığı ve boru iç cidar ile ortalama yığık sıcaklık arasındaki farkın test borusu boyunca değişimi (Re=74035)



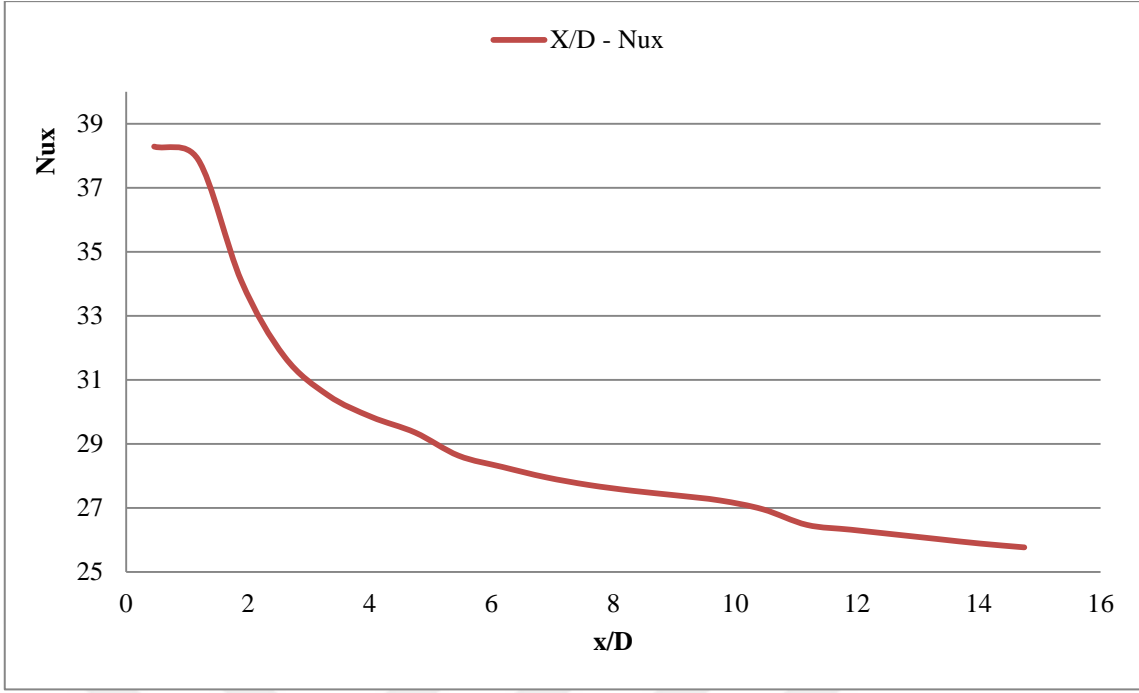
Şekil 4.9. Boş boru için dış cidar sıcaklığı, iç cidar sıcaklığı, ortalama yığık sıcaklığı ve boru iç cidar ile ortalama yığık sıcaklık arasındaki farkın test borusu boyunca değişimi (Re=82762)

4.1.1. Isı Transferi

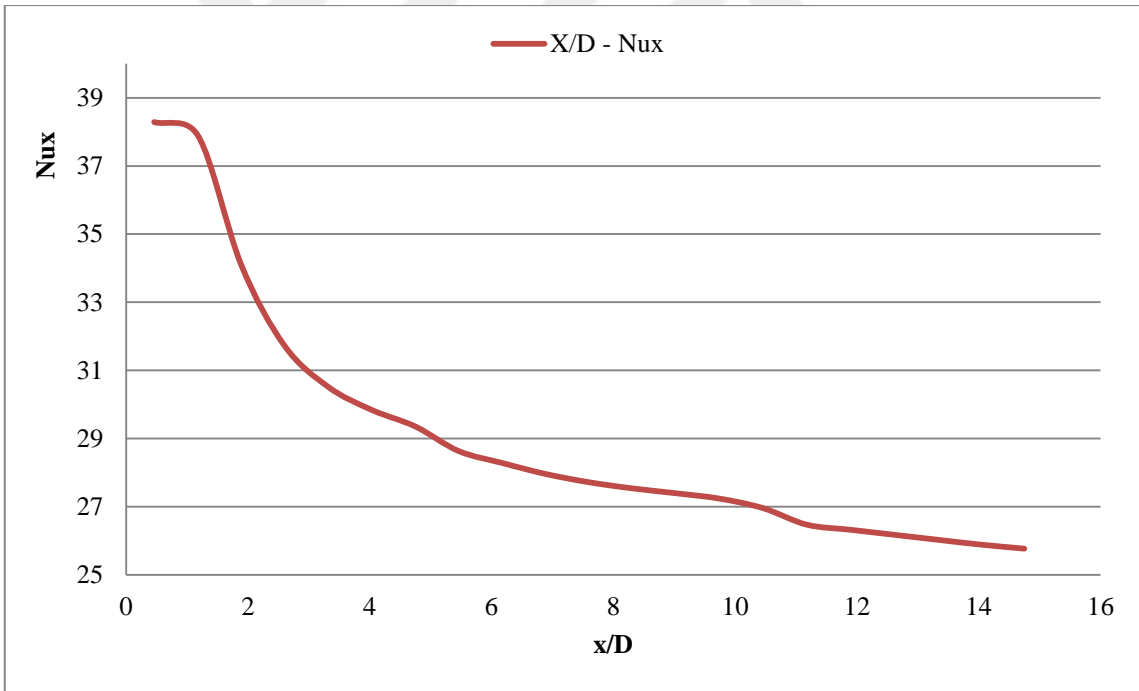
Boş boru için her bir Reynolds sayıları (17215-25336-34471-42711-49745-57517-66031-74035-82762) için yerel Nusselt sayılarının boru boyunca değişimi incelenmiştir. Şekil 4.11 ile 4.21' de görülmektedir ki yerel Nu sayısı ısıtmanın başlangıcından itibaren boru boyunca ve ısıl gelişme bölgesine yaklaştıkça eğrinin eğimi azalmaktadır. Boş boru deneyleri için yerel Nusselt sayısı ısıl gelişme bölgesine kadar belirli bir eğimde azalarak ısıl gelişme bölgesinde denge konumuna ulaşmaktadır. Dolayısıyla boş boru için dikkate alınacak yerel Nusselt sayılarının tespitinde akışın yaklaşık olarak ısıl gelişmiş olduğu x/D aksenal konumundaki Nu değerleri ortalamaya dahil edilmektedir. Gerçekleştirilen boş boru deneylerinde tüm x/D konumları için Nusselt sayıları hesaplanmıştır. Daha sonra Reynolds sayısına göre parametrize edilerek Nu değerleri tek grafik altında toplanmış ve boş boru için literatür çalışmalarından elde edilen yerel Nu değerleri ile karşılaştırılmıştır. Deneysel olarak elde edilen Nu sayılarının doğruluğunu teyit etmek maksadıyla literatürde benzer şekilde tam gelişmiş türbülanslı akış için pürüzsüz borular için geliştirilmiş denklemlerle karşılaştırılmıştır. Yerel Nusselt- x/D grafiklerinden de anlaşılacağı üzere boru eksenini boyunca Reynolds sayısı arttıkça Nu sayısının da arttığı gözlemlenmektedir. Ayrıca Nusselt- x/D eğrilerinde benzer bir eğim olduğu da görülmektedir.

Boş boru için Nu sayısını hesaplamamanın tek amacı boş borudaki ısı transferini bulmak değil aynı zamanda sinüsoidal şerit elemanlar için hesaplanan Nu sayıları ile karşılaştırma yapılarak net ısıl iyileşmenin ortaya çıkmasına da katkı sağlamaktır. Net ısıl iyileşmenin hesaplanabilmesi için gerekli olan Nusselt sayısı için eğrilerin yatay durağan bir hal alması ve akışın ısıl olarak geliştiğine karar verilmesinin ardından bu bölgedeki Nusselt sayılarının ortalamasının alınması gerekmektedir.

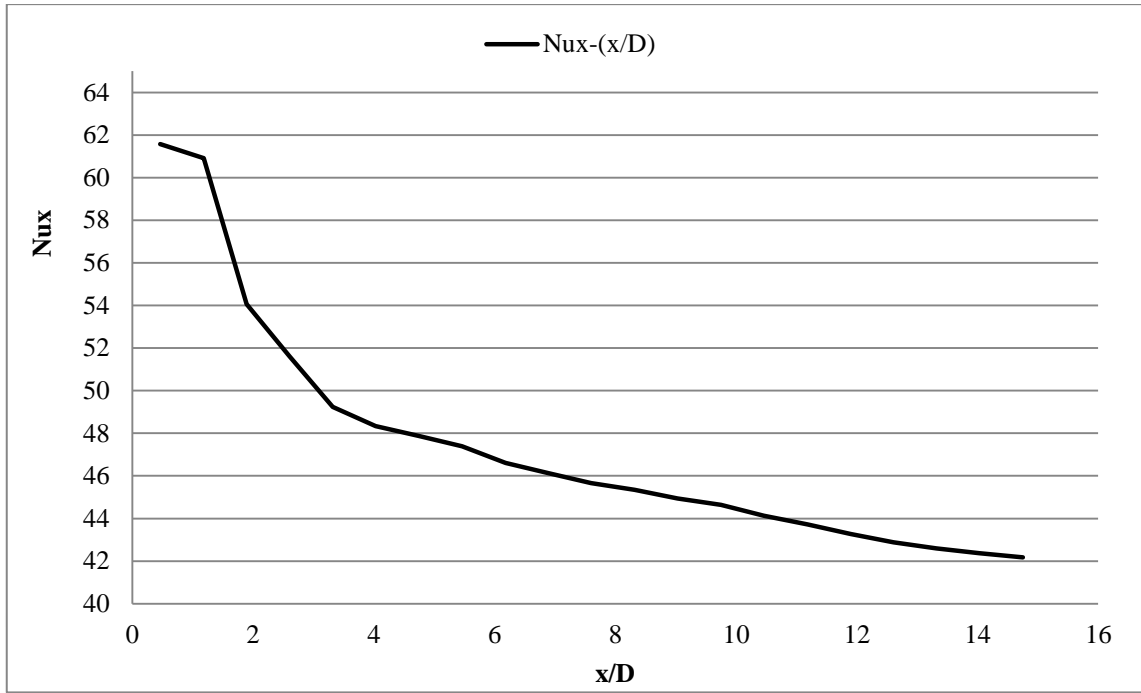
Şekil 4.19'da tüm boş test borusu deneylerinde Nusselt sayısının boru boyunca değişimi birlikte gösterilmiştir. Şekil 4.19' da görüldüğü gibi boru boyunca Re sayısının artmasıyla Nu sayısı da artmaktadır. Genel olarak Nu sayısı ısıl gelişme bölgesinin başlangıcında benzer biçimde hızlı bir şekilde düşüş gösterdiği ve daha sonra yaklaşık $x/D=12$ konumundan sonra bu düşüş eğiliminin azaldığı gözlemlenmiştir. Bunun nedeninin test borusu girişinde akışkan sıcaklığının daha düşük olmasından dolayı taşınım katsayısının yüksek değerler almasından kaynaklandığı düşünülmektedir. Akışın yaklaşık ısıl olarak geliştiği son 3 Nusselt değeri dışında eğriler arasındaki mesafelerin daha yakın olduğu görülmüştür.



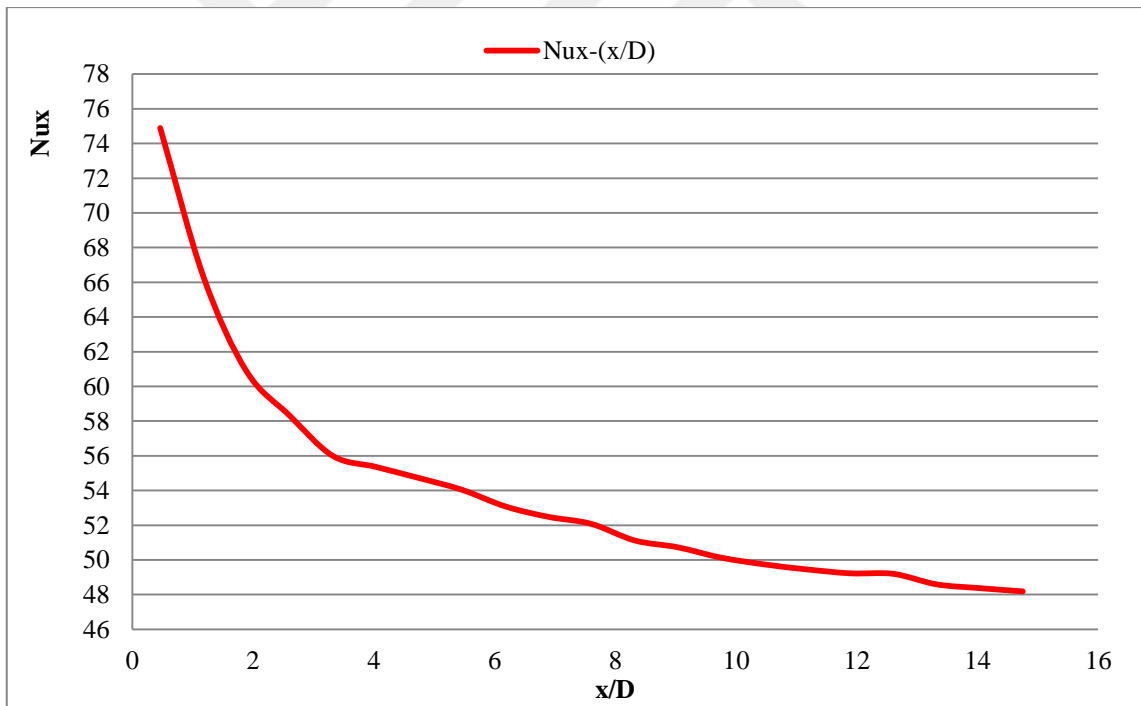
Şekil 4.10. Boş test borusu için Nu_x sayısının boru boyunca değişimi ($Re=17215$)



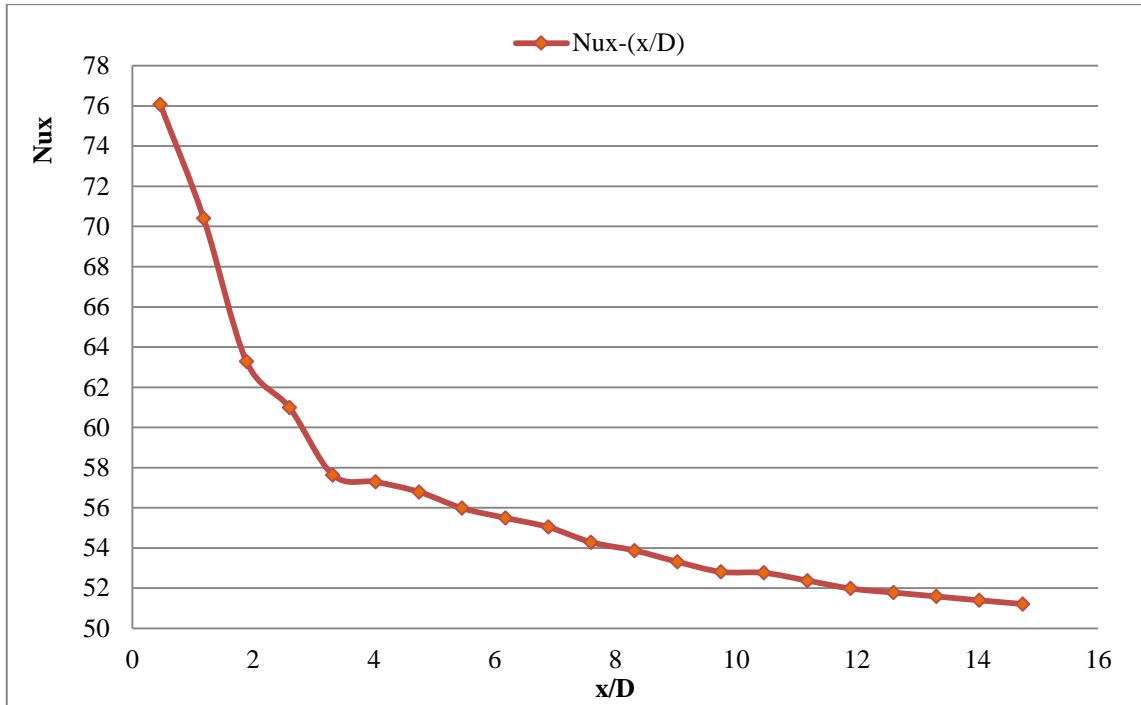
Şekil 4.11. Boş test borusu için Nu_x sayısının boru boyunca değişimi ($Re=25336$)



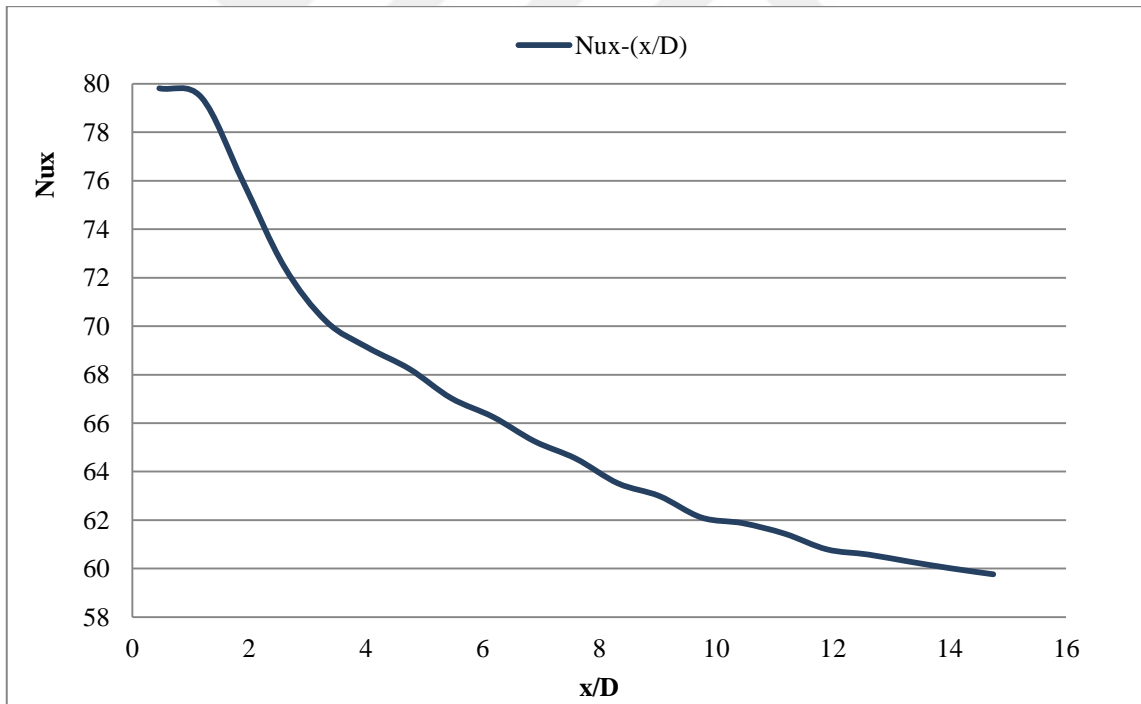
Şekil 4.12. Boş test borusu için Nu_x sayısının boru boyunca değişimi ($Re=34471$)



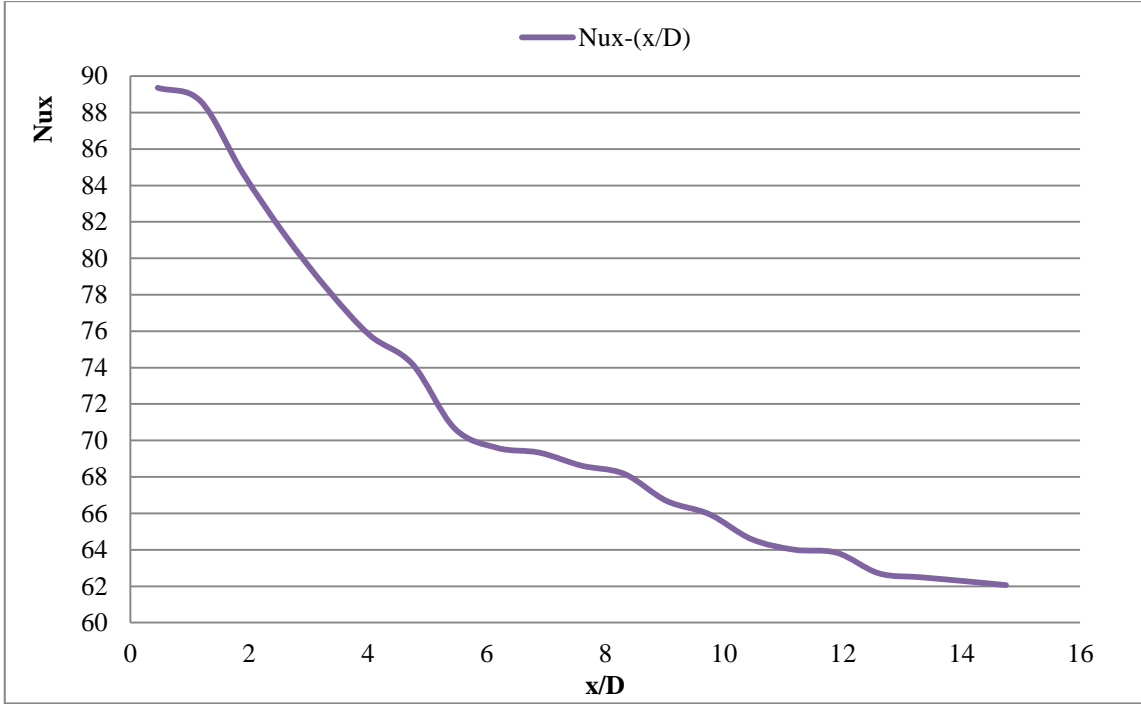
Şekil 4.13. Boş test borusu için Nu_x sayısının boru boyunca değişimi ($Re=42711$)



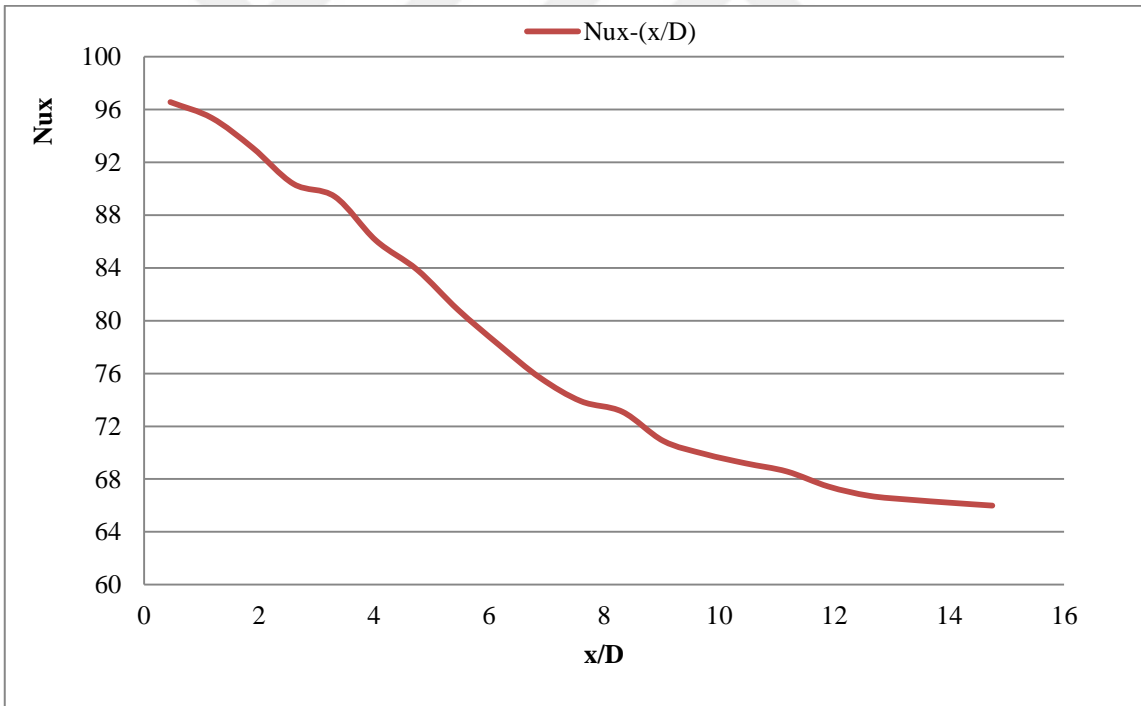
Şekil 4.14. Boş test borusu için Nu_x sayısının boru boyunca değişimi ($Re=49745$)



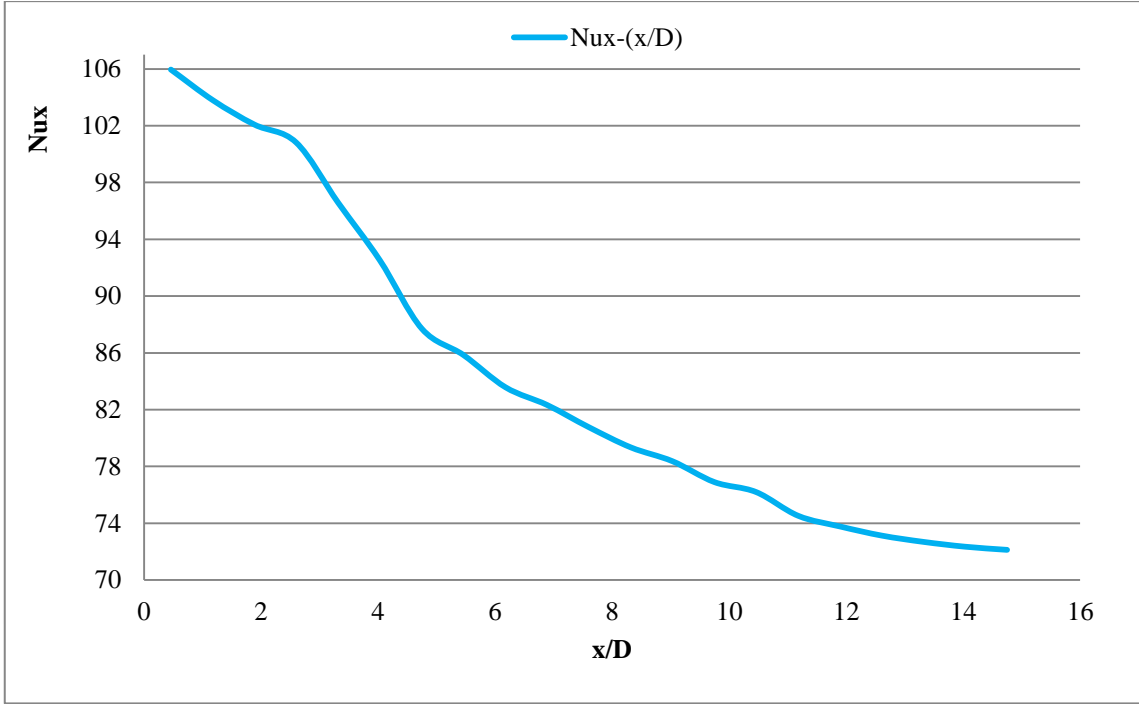
Şekil 4.15. Boş test borusu için Nu_x sayısının boru boyunca değişimi ($Re=57517$)



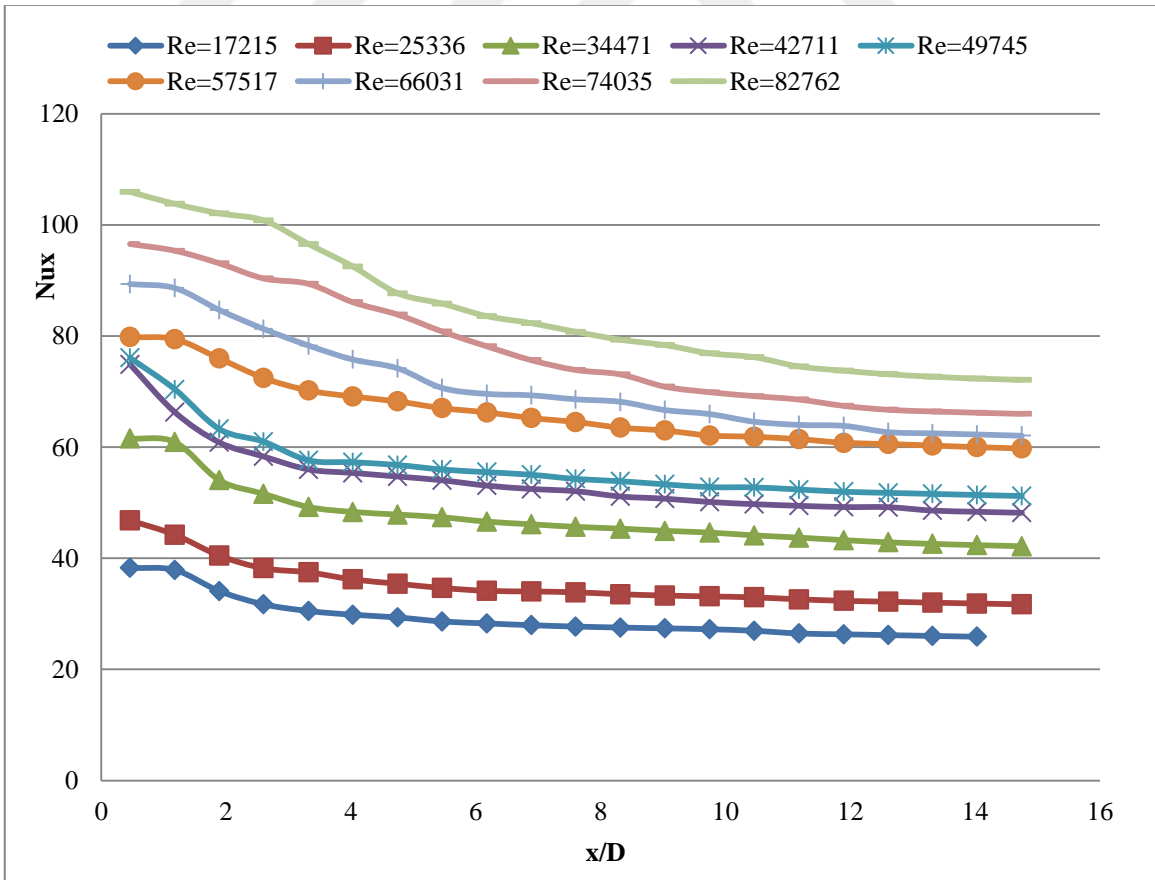
Şekil 4.16. Boş test borusu için Nu_x sayısının boru boyunca değişimi ($Re=66031$)



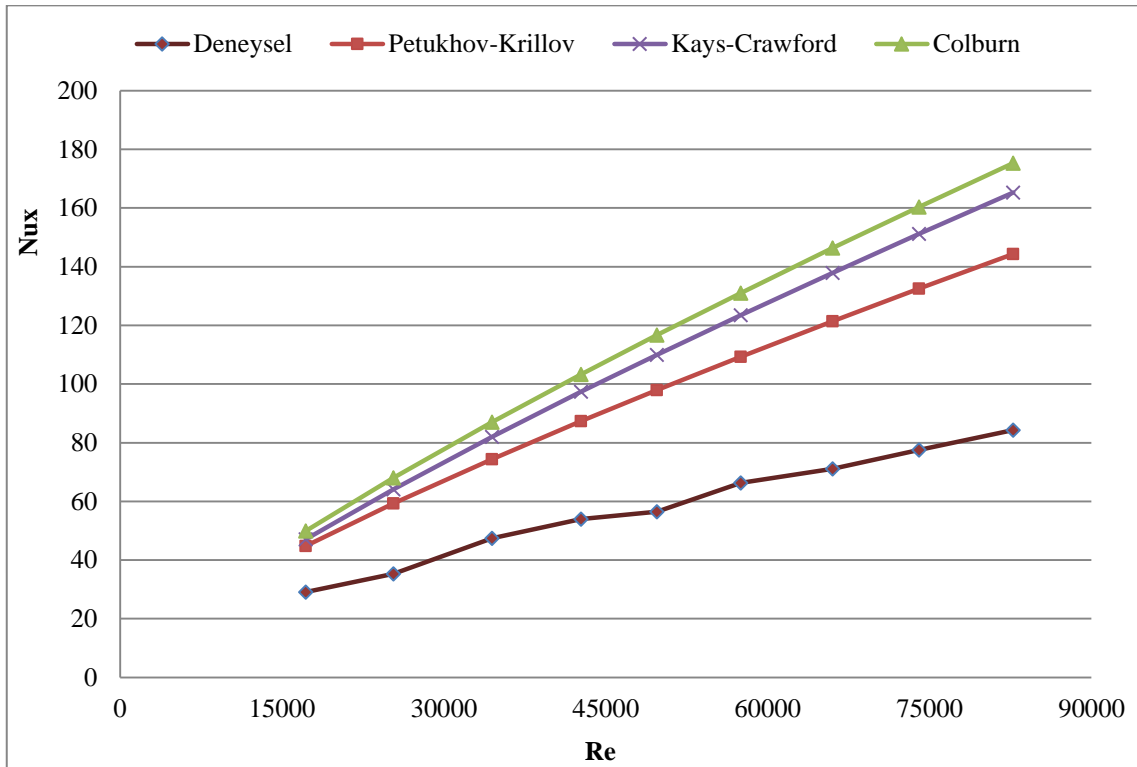
Şekil 4.17. Boş test borusu için Nu_x sayısının boru boyunca değişimi ($Re=74035$)



Şekil 4.18. Boş test borusu için Nu_x sayısının boru boyunca değişimi ($Re=82762$)



Şekil 4.19. Tüm boş test borusu deneylerinde Nusselt sayısının boru boyunca değişimi



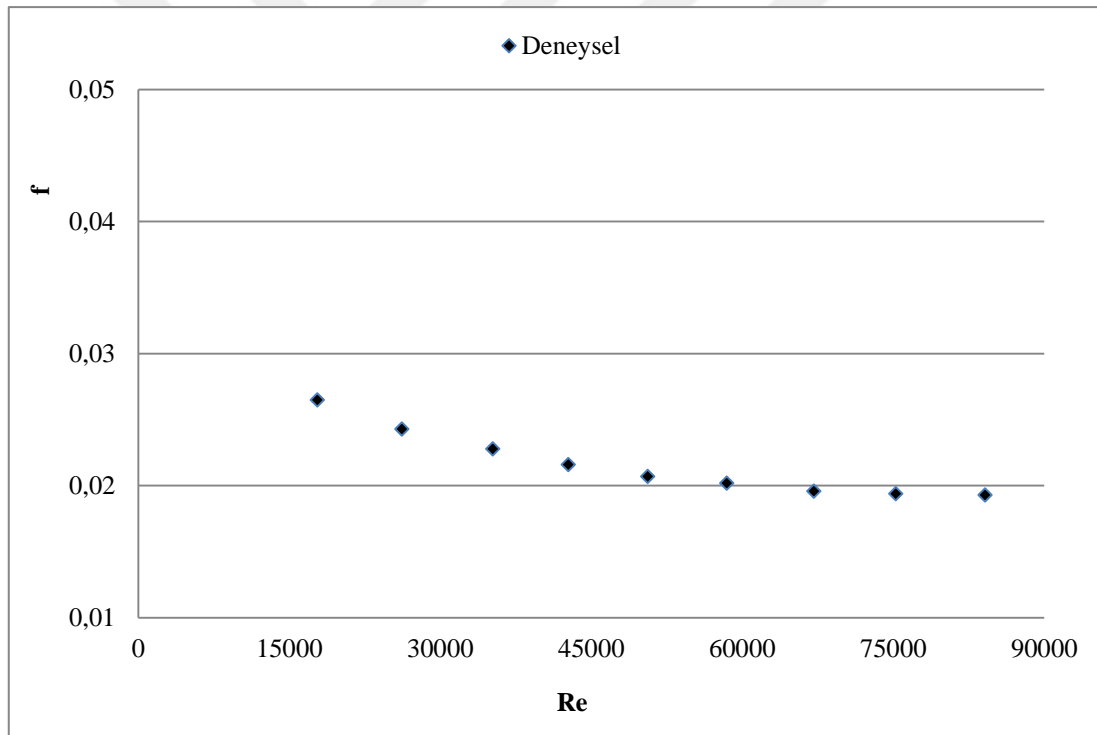
Şekil 4.20. Boş test borusu deneylerinden deneysel Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi

Tablo 3.2' deki Petukhov-Krillov, Colburn, Dittus-Boelter, Kays-Crawford, Webb, Gnielinski, Prandtl, Nusselt' in elde etmiş oldukları eşitliklerdeki uygulama şartları da göz önüne alınarak boş test borusu için gerekli Nu sayısı farklı Re ve Pr sayıları için hesaplanarak kıyaslanmıştır.

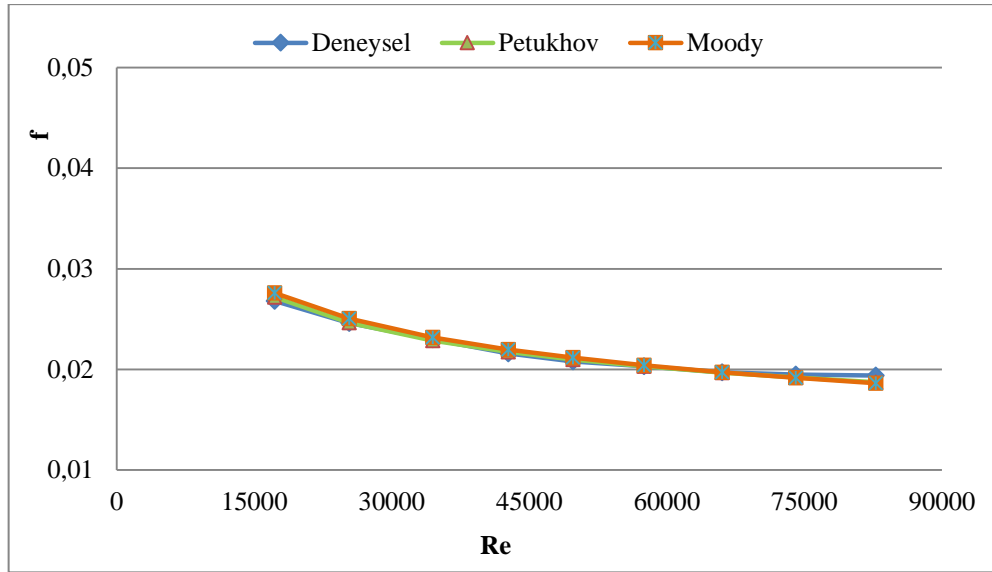
Şekil 4.20' de boş test borusu için gerçekleştirilen deneylerden elde edilen Nu sayılarının Kays-Crawford (Eşitlik 3.10), Colburn (Eşitlik 3.11), Petukhov (Eşitlik 3.16) denklemleriyle karşılaştırılması gösterilmiştir. Şekil 4.20' de görüldüğü gibi belirtilen boş test borusu için yapılan deneylerden elde edilen Nusselt sayısı literatürde yapılan Petukhov-Krillov, Colburn ve Kays-Crawford' un tam gelişmiş akışta pürüzsüz borular için yapmış olduğu çalışmalarla karşılaştırılmıştır. Eşitlik 3.10' dan hesaplanarak grafiği çizdirilen Kays-Crawford eğrisinin deneysel çalışmada Re sayısı artışı boyunca elde edilen Nu sayısına göre daha düşük kaldığı Deneysel-Kays Crawford eğrileri arasındaki farkın Re 42711-74035 değerleri arasında daha fazla arttığı görülmektedir. Deneysel Nu eğrisinin Re sayısı boyunca en yakın olduğu eğri Petukhov-Krillov eğrisi olarak gözlemlenmiştir. Ancak Şekil 4.20' de deneysel sonuçların ve literatürdeki değerlerin değişim eğilimlerin benzer olduğu görülmektedir.

4.1.2. Sürtünme Katsayısı

ΔP basınç farkı ölçümleri, varyak ile test borusuna ısı akımı uygulanmadan önce gerçekleştirilmiştir. Basınç farkına bağlı olarak elde edilen bu sürtünme katsayıları literatürdeki bağıntılarla kıyaslanarak, bu denkliklerle uyumu incelenmiştir. Şekil 4.21' de boş test borusu ve Re sayısı boyunca okunan basınç farkları kullanılarak hesaplanmış sürtünme katsayıları gösterilmiştir. Şekil 4.21' den anlaşılacağı gibi sürtünme katsayısı Re sayısı arttıkça azalmakta, en düşük Re sayısı olan 17779 değerinde maksimuma ulaşmaktadır. Şekil 4.22 incelendiğinde Petukhov, Moody ve boş boru sürtünme katsayısı değerleri birbirine çok yakın çıktığı ve birbirleri ile uyum sağladığı görülmüştür. Şekil 4.21' den anlaşılacağı gibi sürtünme katsayısının Re sayısı arttıkça azalmakta olduğu görülmektedir.



Şekil 4.21. Boş test borusu deneylerinden elde edilen sürtünme katsayısının Re sayısı ile değişimi

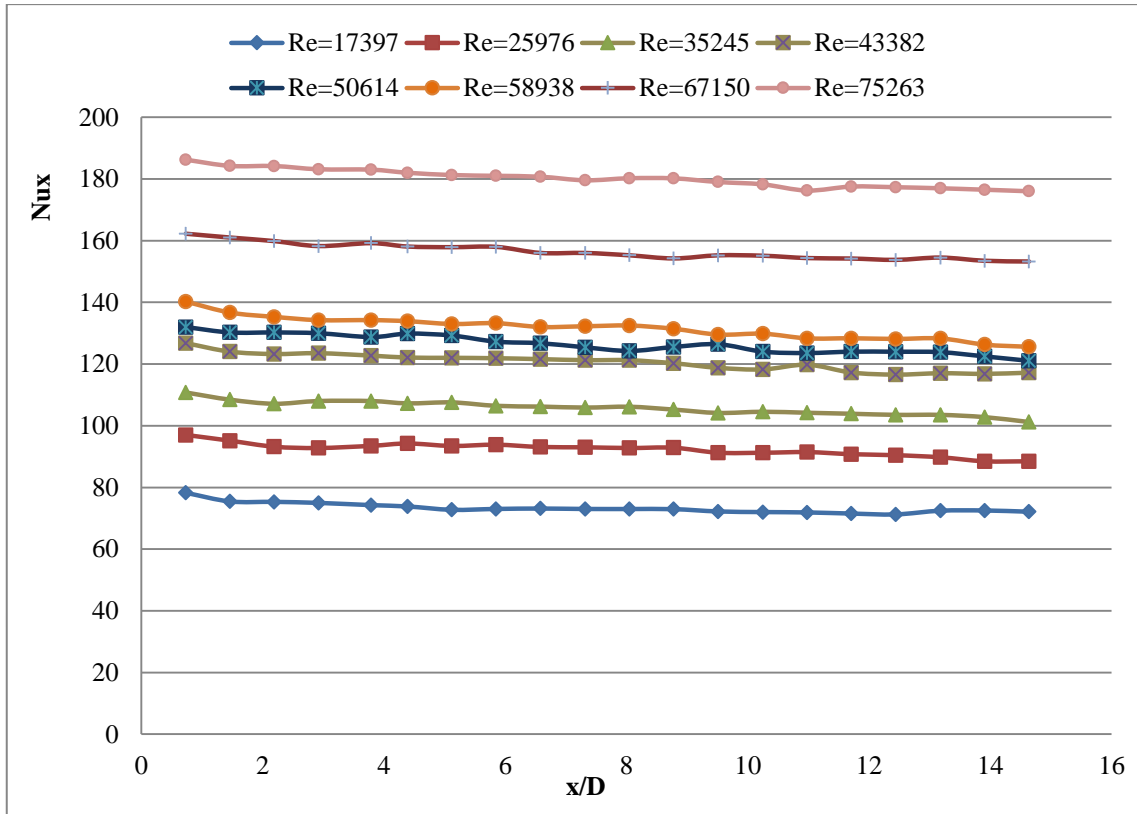


Şekil 4.22. Boş test borusu deneylerinden elde edilen sürtünme katsayısının literatürdeki çalışmalarla karşılaştırılması

4.2. Sinüsoidal Ondüle Şerit Elemanlı Boru Deneyleri

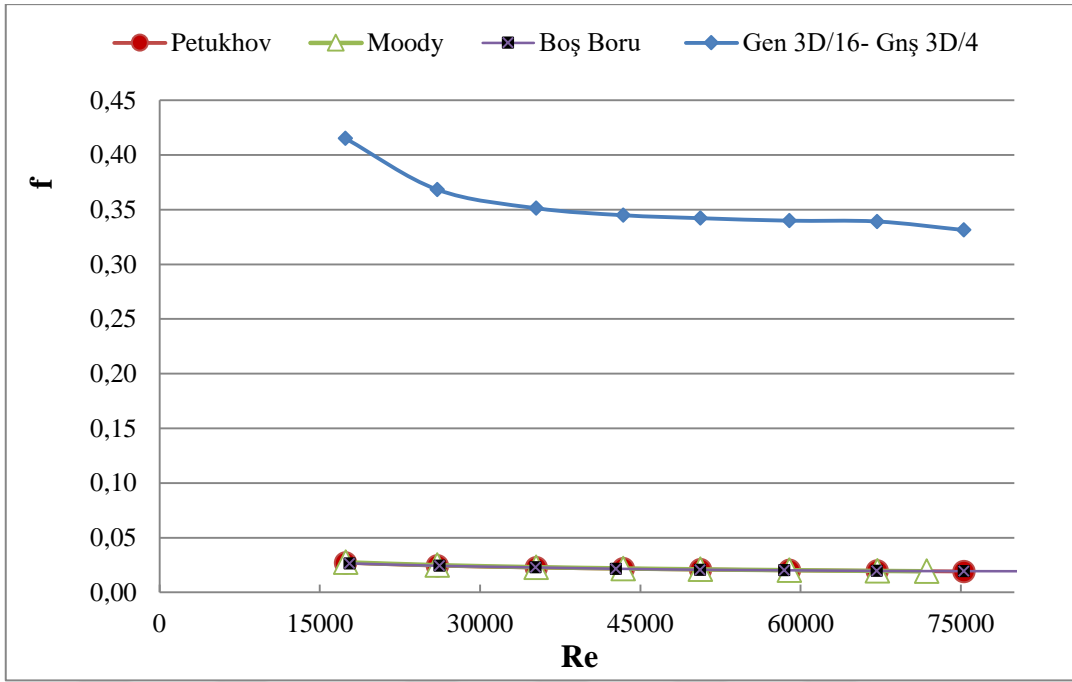
Boru içi akışta sinüsoidal ondüle şerit elemanın ısı transferi, sürtünme katsayısı ve basınç kaybı üzerindeki etkisini incelemek amacıyla cidardan ayrı olarak boru merkezine konumlandırılan şerit elemanlar ile deneyler gerçekleştirilmiş ve elde edilen sonuçlar literatürde mevcut ve yaygın olarak kullanılan eşitlik ve değerlendirmelerle mukayese edilmiştir. Bu deneylerden elde edilen Nusselt sayıları Kays-Crawford (Eşitlik 3.12), Petukhov-Krillov (Eşitlik 3.18), Colburn (Eşitlik 3.13), tarafından elde edilen eşitliklerle karşılaştırılarak deney yönteminin doğruluğu gösterilmiştir. Sinüsoidal ondüle şerit elemanlı boru deneyleri, boş test borusunda da olduğu gibi zorlanmış akış ve sabit ısı akışı sınır şartlarında gerçekleştirilmiştir. Tüm deneyler Re 17000-85000 değer aralığı, uygun hava debisi ve test borusuna varyak tarafından uygulanan elektrik gücü değiştirilerek gerçekleştirilmiştir.

3D/16 genlikli ve 3D/4 genişliğe sahip sinüsoidal ondüle şerit elemanın yerel Nusselt sayılarının boru eksenı boyunca değişimi Re 17397-75263 değerleri için Şekil 4.23' te gösterilmiştir. Şekil 4.23' te görüldüğü gibi farklı Re sayılarındaki Nu sayısının boru boyunca değişim eğilimi oldukça benzerdir. Test borusu ilk ısıtıldığı zamandan itibaren artan Re sayısı ve boru eksenı boyunca yerel Nu_x sayısı azalmakta ve yaklaşık olarak 12D mesafesinden sonra değişim eğiliminin azaldığı görülmektedir. En büyük Re değeri olan 75263 için maksimum Nu_x sayısı yaklaşık 186 iken en düşük Re 17397 değeri için minimum Nu_x sayısının yaklaşık 72 olduğu görülmektedir.

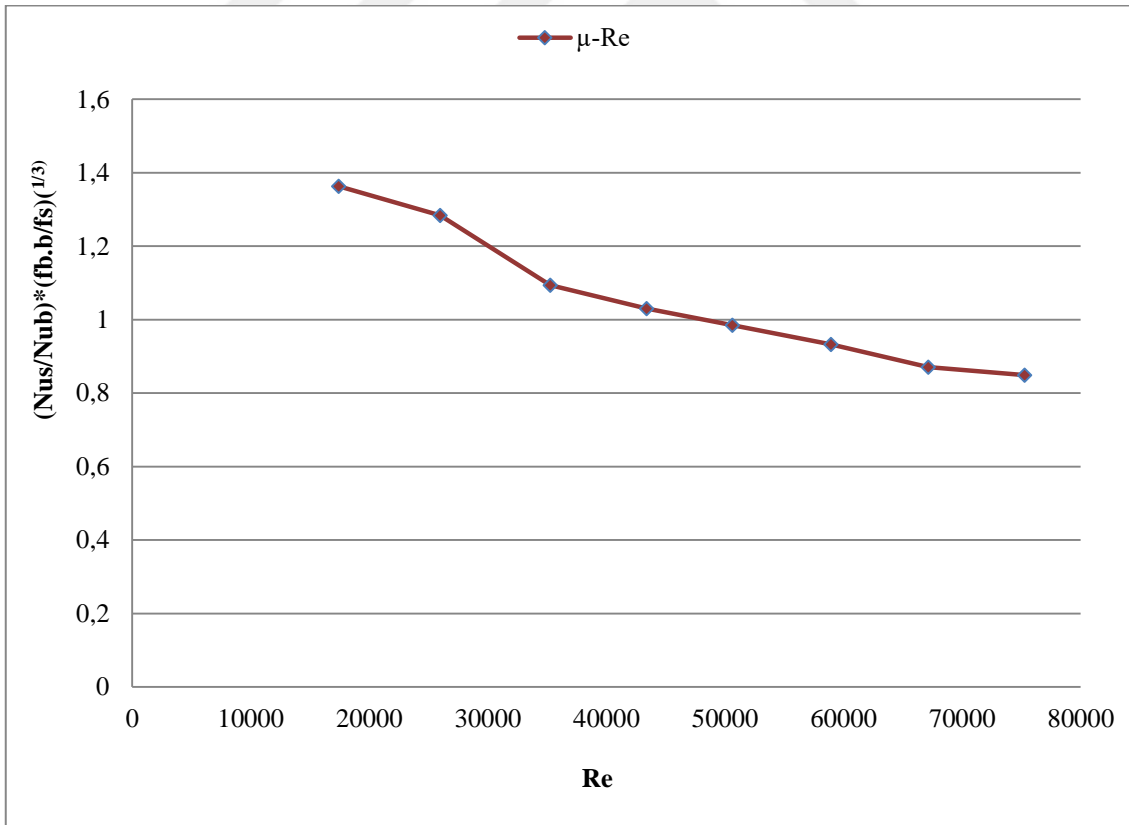


Şekil 4.23. 3D/16 genlikli-3D/4 genişlikli sinüsoidal şerit elemanlı test borusu için Nusselt sayısının boru boyunca değişimi

Şekil 4.24' te 3D/16 genlikli ve 3D/4 genişliğe sahip sinüsoidal ondüle şerit elemanın test borusu ve Re sayısı boyunca okunan basınç farkları kullanılarak hesaplanmış Darcy sürtünme faktörü, literatürde yapılan çalışmalardan elde edilen Petukhov, Moody ve boş boru sürtünme faktörü sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Şekil 4.24 incelendiğinde 3D/16 genlikli ve 3D/4 genişliğe sahip sinüsoidal ondüle elemanın borunun sürtünme faktörünün (f) 0.415-0.331 değerleri arasında bir değişim gösterdiği görülmektedir. Ayrıca düz boru ve literatür sonuçlarına göre düşük Re sayılarında sürtünme faktörünün daha büyük değerler aldığı ve Re sayısı 35000' e kadar hızlı bir düşüş eğilimi gösterdiği görülmektedir. Re sayısı 35000' den sonra ise Re sayısı arttıkça sürtünme faktöründeki değişimin hafif bir şekilde azaldığı görülmektedir. Düz boru ve literatür sonuçlarına göre sürtünme faktöründeki bu farkın nedeni ise sinüsoidal ondüle şerit elemanın akışa karşı tıkama etkisi yaparak direnç oluşturmasıdır.



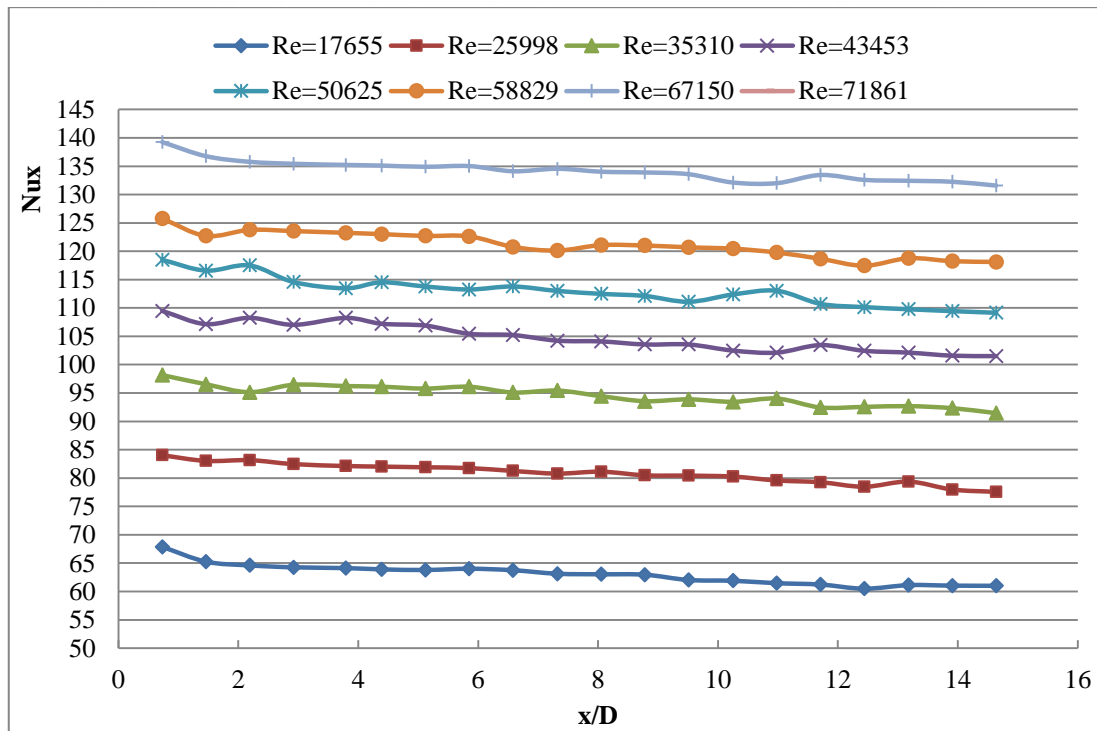
Şekil 4.24. 3D/16 genlikli-3D/4 genişlikli sinüsoidal şerit eleamanlı test borusu için sürtünme katsayısının literatürdeki çalışmalarla karşılaştırılması



Şekil 4.25. 3D/16 genlikli-3D/4 genişlikli sinüsoidal şerit eleamanlı test borusu için performans kriterinin Re sayıları ile değişimi

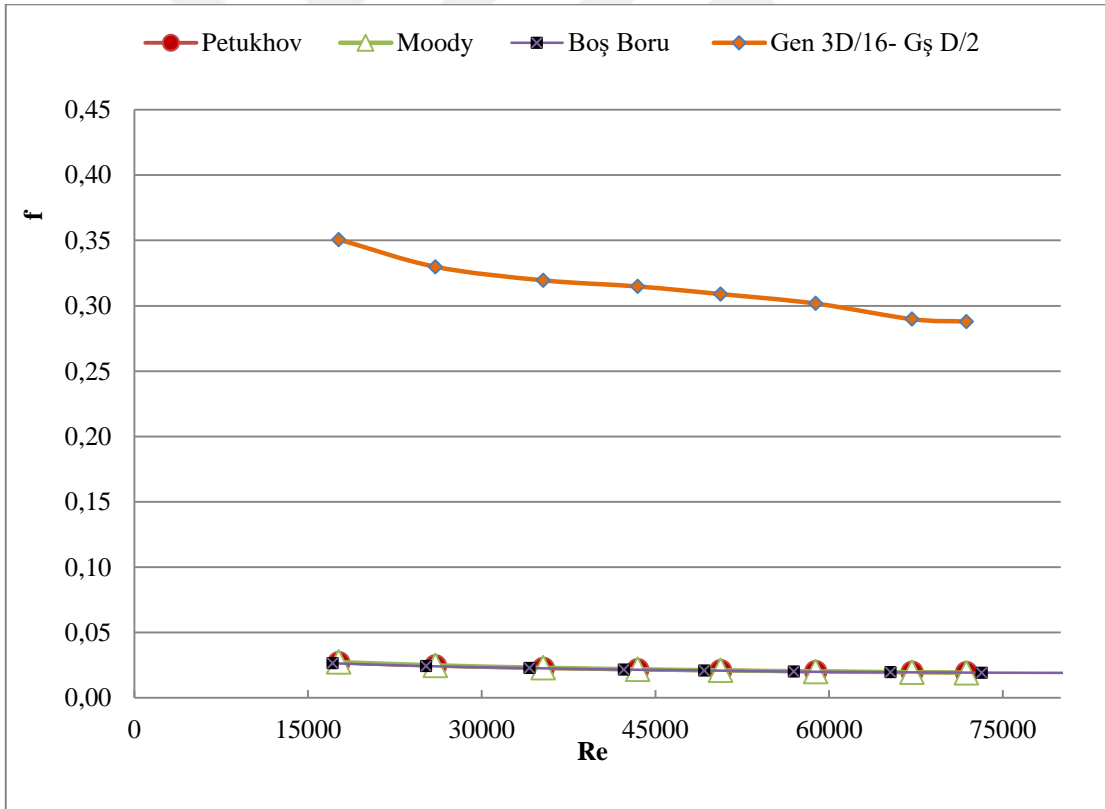
Şekil 4.25' te aynı genlik ve genişliğe sahip şerit eleman için pompalama gücüne kıyasla ısı transferi miktarı değerlendirilmiştir. Bu değerlendirme $(Nus/Nub)*(fb.b/fs)^{(1/3)}$ oranının 1.0 üstünde olması halinde zorlanmış konveksiyonla transfer edilen ısının pompalama için gerekli gücü yenerek verimli bir ısı aktarımı sağladığını ifade etmektedir. Buna göre en fazla ısı iyileşme (μ) Re 17397 değeri için 1.363, en düşük ısı iyileşme (μ) ise Re 75263 için 0.849 olduğu görülmektedir. Ayrıca Şekil 4.25' te görüldüğü gibi yaklaşık olarak Re 45000 den sonra ısı iyileşme 1'in altında kalmaktadır.

3D/16 genlikli ve D/2 genişliğe sahip sinüsoidal ondüle iç elemanın yerel Nusselt sayılarının boru eksenı boyunca değişimi Re 17655-71861 değerleri için Şekil 4.26' da gösterilmiştir. Şekil 4.26' da görüldüğü gibi farklı Re sayılarındaki Nu sayısının boru boyunca değişim eğilimi oldukça benzerdir. Test borusu ilk ısıtıldığı zamandan itibaren artan Re sayısı ve boru eksenı boyunca yerel Nu_x sayısı azalmakta ve yaklaşık olarak 12D mesafesinden sonra değişim eğiliminin azaldığı görülmektedir. En büyük Re değeri olan 71861 için maksimum Nu_x sayısı yaklaşık 139.25 iken en düşük Re 17655 değeri için minimum Nu_x sayısının yaklaşık 60.48 olduğu görülmektedir.



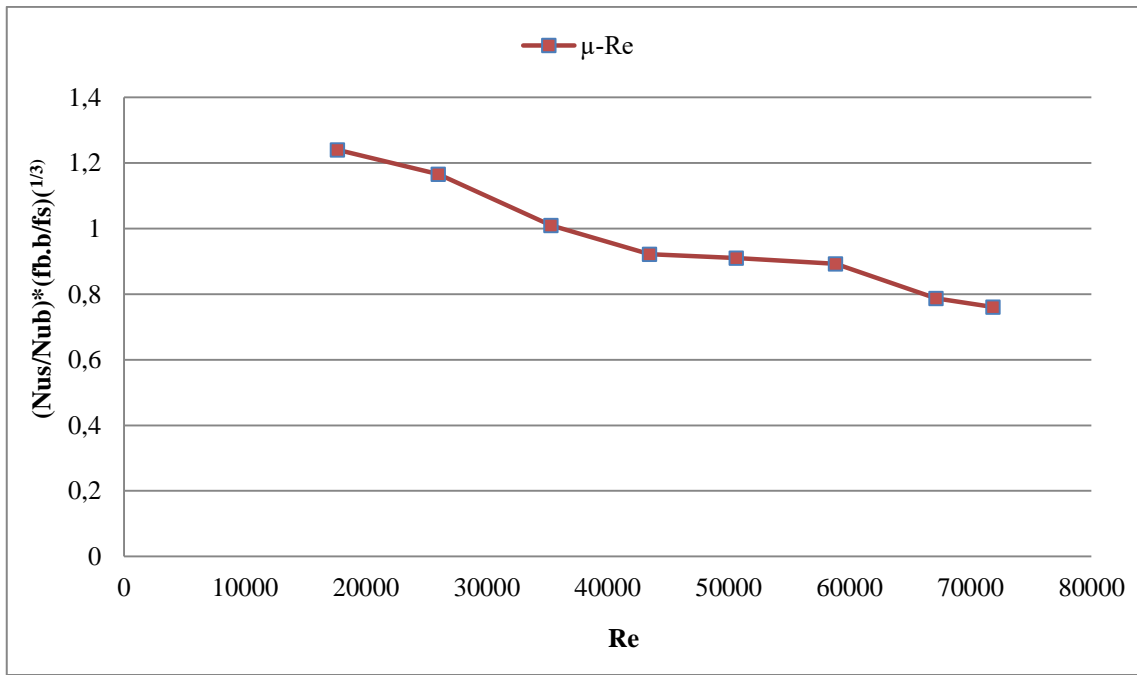
Şekil 4.26. 3D/16 genlikli-D/2 genişlikli sinüsoidal şerit elemanın test borusu için Nusselt sayısının boru boyunca değişimi

Şekil 4.27' de 3D/16 genlikli ve D/2 genişliğe sahip sinüsoidal ondüle kanatçığın test borusu ve Re sayısı boyunca okunan basınç farkları kullanılarak hesaplanmış Darcy sürtünme faktörü, literatürde yapılan çalışmalardan elde edilen Petukhov, Moody ve boş boru sürtünme faktörü sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Şekil 4.27 incelendiğinde 3D/16 genlikli ve D/2 genişliğe sahip sinüsoidal ondüle elemanın borunun sürtünme faktörü (f) 0.350-0.287 değerleri arasında bir değişim gösterdiği görülmektedir. Ayrıca düz boru ve literatür sonuçlarına göre düşük Re sayılarında sürtünme faktörün daha büyük değerler aldığı ve Re sayısı 35000' kadar hızlı bir düşüş eğilimi gösterdiği görülmektedir. Re sayısı 35000' den sonra ise Re sayısı arttıkça sürtünme faktöründeki değişimin hafif bir şekilde azaldığı görülmektedir. Düz boru ve literatür sonuçlarına göre sürtünme faktöründeki bu farkın nedeni ise sinüsoidal ondüle elemanın akışa karşı tıkama etkisi yaparak direnç oluşturmaktadır.



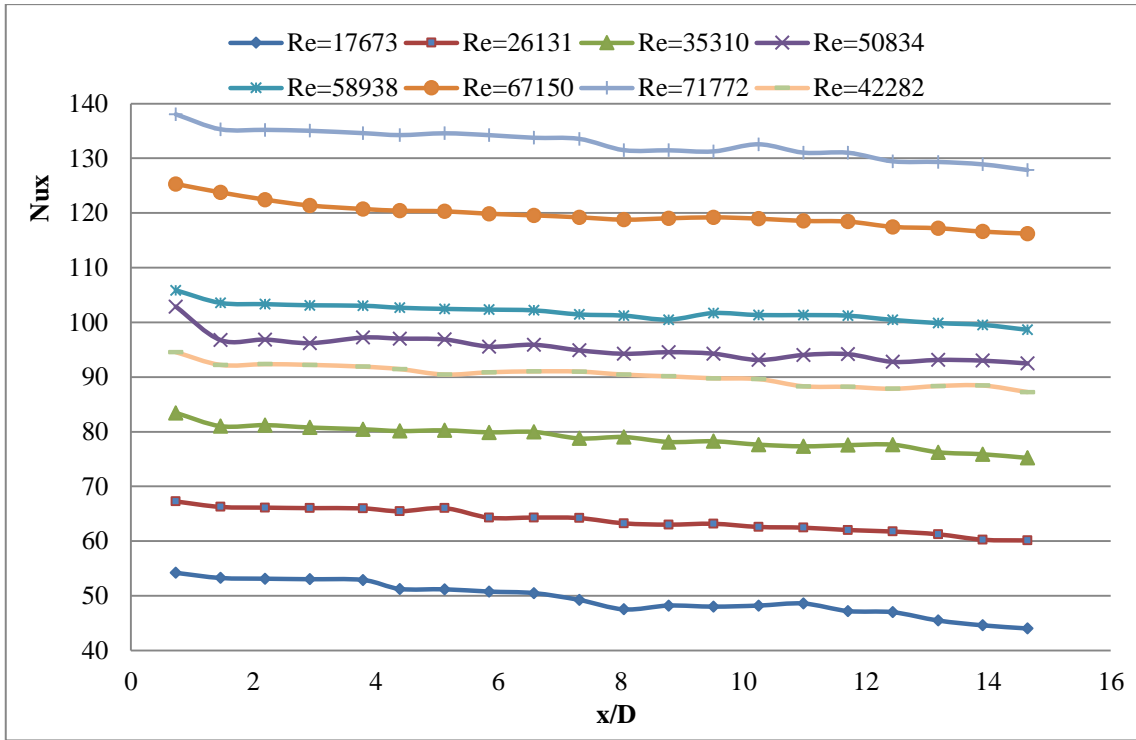
Şekil 4.27. 3D/16 genlikli-D/2 genişlikli sinüsoidal şerit elemanın test borusu için sürtünme katsayısının literatürdeki çalışmalarla karşılaştırılması

Şekil 4.28' de aynı genlik ve genişliğe sahip şerit eleman için pompalama gücüne kıyasla ısı transferi miktarı değerlendirilmiştir. Bu değerlendirme $(Nus/Nub)*(fb.b/fs)^{(1/3)}$ oranının 1.0 üstünde olması halinde zorlanmış konveksiyonla transfer edilen ısının pompalama için gerekli gücü yenerek verimli bir ısı aktarımı sağladığını ifade etmektedir. Buna göre en fazla ısıl iyileşme (μ) Re 17655 değeri için 1.24, en düşük ısıl iyileşme (μ) ise Re 71861 için 0.76 olduğu görülmektedir. Ayrıca Şekil 4.28'de görüldüğü gibi yaklaşık olarak Re 35310' dan sonra ısıl iyileşme 1'in altında kalmaktadır.



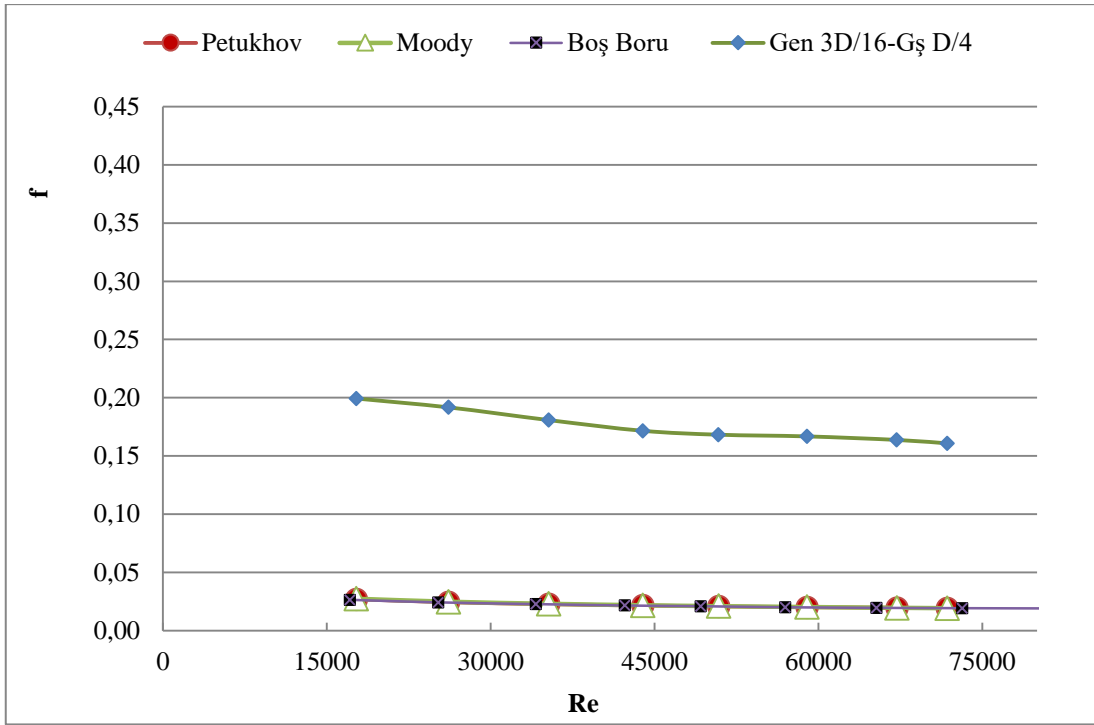
Şekil 4.28. 3D/16 genlikli-D/2 genişlikli sinüsoidal şerit elemanlı test borusu için performans kriterinin Re sayıları ile değişimi

3D/16 genlikli ve D/2 genişliğe sahip sinüsoidal ondüle şerit elemanın yerel Nusselt sayılarının boru eksenine boyunca değişimi Re 17673-71772 değerleri için Şekil 4.29' da gösterilmiştir. Şekil 4.29' da görüldüğü gibi farklı Re sayılarındaki Nu sayısının boru boyunca değişim eğilimi oldukça benzerdir. Test borusu ilk ısıtıldığı zamandan itibaren artan Re sayısı ve boru eksenine boyunca yerel Nu_x sayısı azalmakta ve yaklaşık olarak 12D mesafesinden sonra değişim eğiliminin azaldığı görülmektedir. En büyük Re değeri olan 71772 için maksimum Nu_x sayısı yaklaşık 138.03 iken en düşük Re 17673 değeri için minimum Nu_x sayısının yaklaşık 44.02 olduğu görülmektedir.

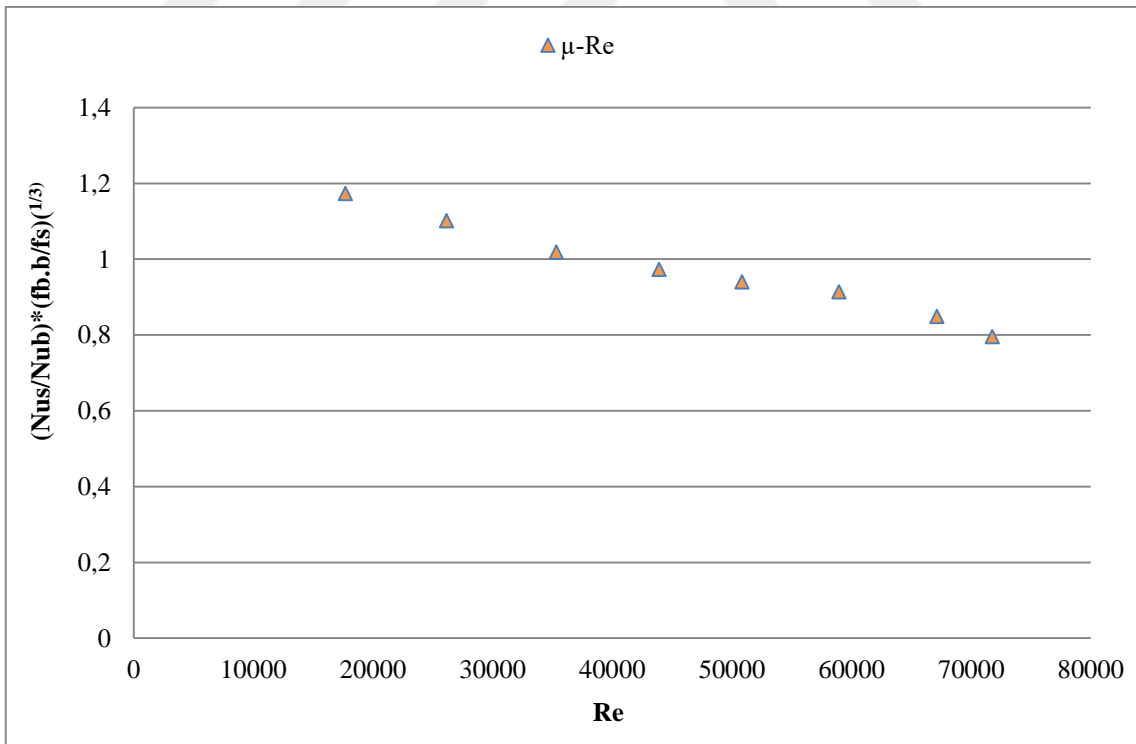


Şekil 4.29. 3D/16 genlikli-D/4 genişlikli sinüsoidal şerit elemanlı test borusu için Nusselt sayısının boru boyunca değişimi

Şekil 4.30' da 3D/16 genlikli ve D/4 genişliğe sahip sinüsoidal ondüle şerit elemanın test borusu ve Re sayısı boyunca okunan basınç farkları kullanılarak hesaplanmış Darcy sürtünme faktörü, literatürde yapılan çalışmalardan elde edilen Petukhov, Moody ve boş boru sürtünme faktörü sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Şekil 4.30 incelendiğinde 3D/16 genlikli ve D/4 genişliğe sahip sinüsoidal ondüle şerit elemanlı borunun sürtünme faktörün (f) 0.199-0.160 değerleri arasında bir değişim gösterdiği görülmektedir. Ayrıca düz boru ve literatür sonuçlarına göre düşük Re sayılarında sürtünme faktörün daha büyük değerler aldığı ve Re sayısı 42282' e kadar hızlı bir düşüş eğilimi gösterdiği görülmektedir. Re sayısı 42282' den sonra ise Re sayısı arttıkça sürtünme faktöründeki değişimin hafif bir şekilde azaldığı görülmektedir. Düz boru ve literatür sonuçlarına göre sürtünme faktöründeki bu farkın nedeni ise sinüsoidal ondüle iç elemanın akışa karşı tıkama etkisi yaparak direnç oluşturmasıdır.



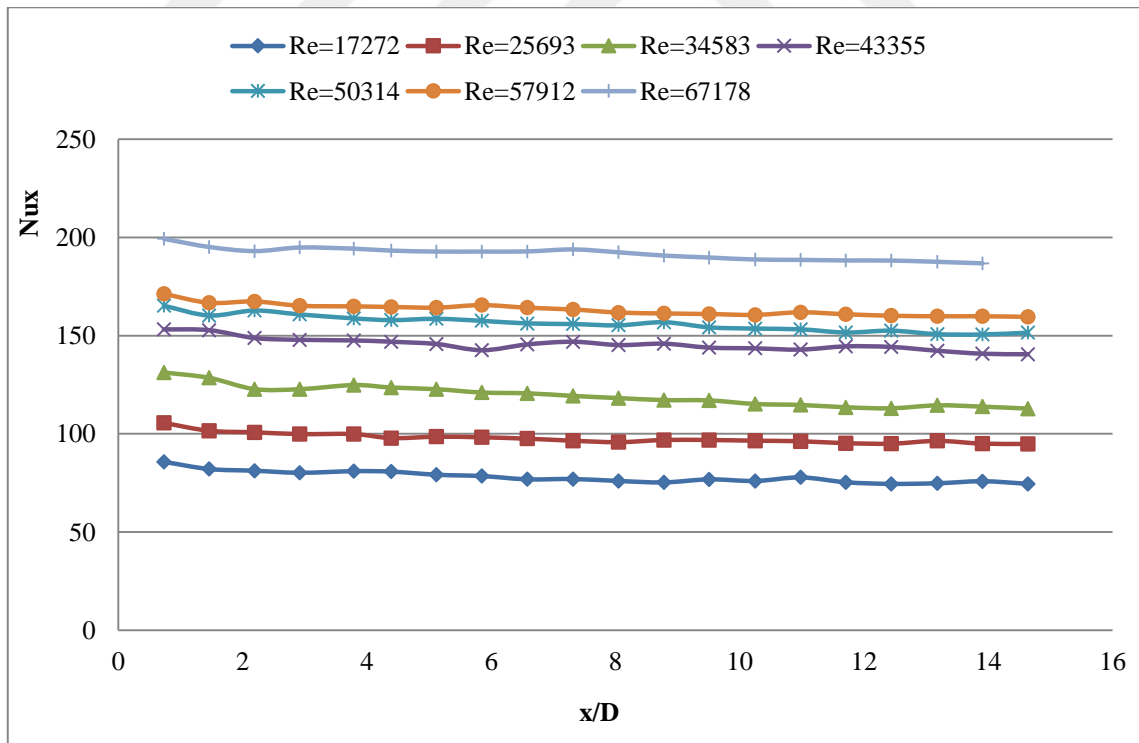
Şekil 4.30. 3D/16 genlikli-D/4 genişlikli sinüsoidal şerit elemanlı test borusu için sürtünme katsayısının literatürdeki çalışmalarla karşılaştırılması



Şekil 4.31. 3D/16 genlikli-D/4 genişlikli sinüsoidal şerit elemanlı test borusu için performans kriterinin Re sayıları ile değişimi

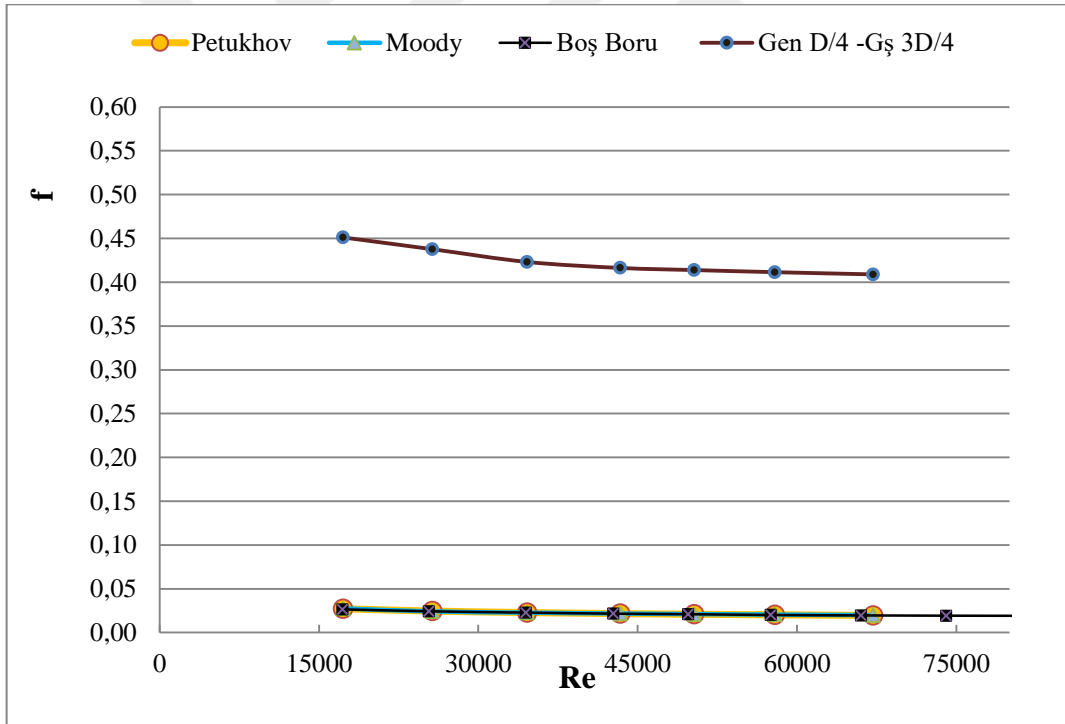
Şekil 4.31' de aynı genlik ve genişliğe sahip şerit eleman için pompalama gücüne kıyasla ısı transferi miktarı değerlendirilmiştir. Bu değerlendirme $(Nus/Nub)*(fb.b/fs)^{(1/3)}$ oranının 1.0 üstünde olması halinde zorlanmış konveksiyonla transfer edilen ısının pompalama için gerekli gücü yenerek verimli bir ısı aktarımı sağladığını ifade etmektedir. Buna göre en fazla ısı iyileşme (μ) Re 17673 değeri için 1.173, en düşük ısı iyileşme (μ) ise Re 71772 için 0.796 olduğu görülmektedir. Ayrıca Şekil 4.31' de görüldüğü gibi yaklaşık olarak Re 35310' dan sonra ısı iyileşme 1'in altında kalmaktadır.

D/4 genlikli ve 3D/4 genişliğe sahip sinüsoidal ondüle şerit elemanlı yerel Nusselt sayılarının boru eksenı boyunca değişimi Re 17272-67178 değerleri için Şekil 4.32' de gösterilmiştir. Şekil 4.32' de görüldüğü gibi farklı Re sayılarındaki Nu sayısının boru boyunca değişim eğilimi oldukça benzerdir. Test borusu ilk ısıtıldığı zamandan itibaren artan Re sayısı ve boru eksenı boyunca yerel Nu_x sayısı azalmakta ve yaklaşık olarak 12D mesafesinden sonra değişim eğiliminin azaldığı görülmektedir. En büyük Re değeri olan 67178 için maksimum Nu_x sayısı yaklaşık 199.25 iken en düşük Re 17272 değeri için minimum Nu_x sayısının yaklaşık 74.55 olduğu görülmektedir.

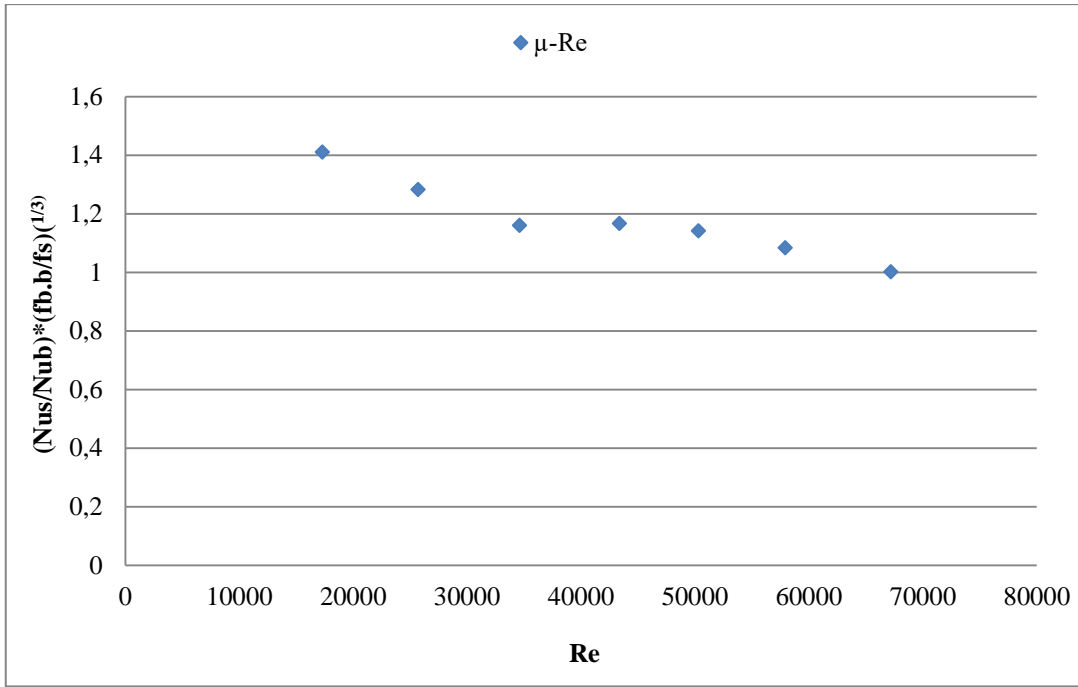


Şekil 4.32. D/4 genlikli-3D/4 genişlikli sinüsoidal şerit elemanlı test borusu için Nusselt sayısının boru boyunca değişimi

Şekil 4.33' te D/4 genlikli ve 3D/4 genişliğe sahip sinüsoidal ondüle şerit elemanın test borusu ve Re sayısı boyunca okunan basınç farkları kullanılarak hesaplanmış Darcy sürtünme faktörü, literatürde yapılan çalışmalardan elde edilen Petukhov, Moody ve boş boru sürtünme faktörü sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Şekil 4.33 incelendiğinde D/4 genlikli ve 3D/4 genişliğe sahip sinüsoidal ondüle şerit elemanın borunun sürtünme faktörü (f) 0.451-0.408 değerleri arasında bir değişim gösterdiği görülmektedir. Ayrıca düz boru ve literatür sonuçlarına göre düşük Re sayılarında sürtünme faktörünün daha büyük değerler aldığı ve Re sayısı 43355' e kadar hızlı bir düşüş eğilimi gösterdiği görülmektedir. Re sayısı 43355' den sonra ise Re sayısı arttıkça sürtünme faktöründeki değişimin hafif bir şekilde azaldığı görülmektedir. Düz boru ve literatür sonuçlarına göre sürtünme faktöründeki bu farkın nedeni ise sinüsoidal ondüle şerit elemanın akışa karşı tıkaama etkisi yaparak direnç oluşturmasıdır.



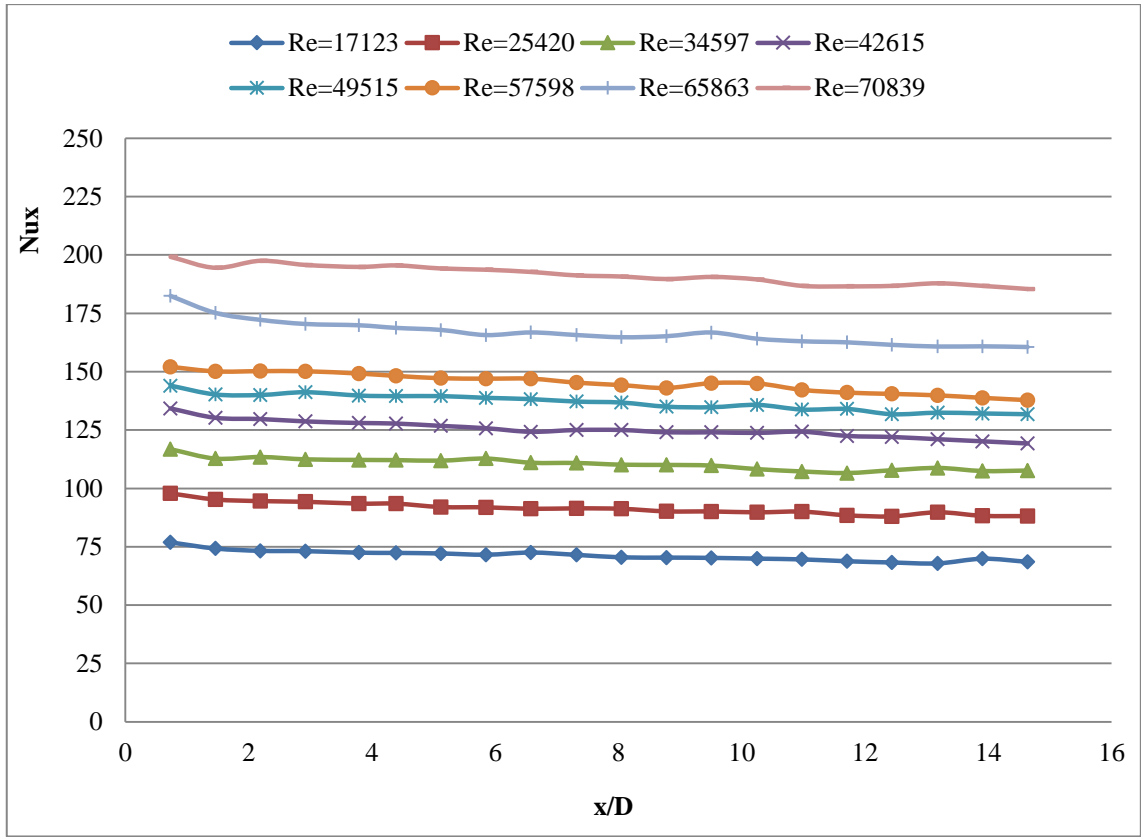
Şekil 4.33. D/4 genlikli-3D/4 genişlikli sinüsoidal şerit elemanlı test borusu için sürtünme katsayısının literatürdeki çalışmalarla karşılaştırılması



Şekil 4.34. D/4 genlikli-3D/4 genişlikli sinüsoidal şerit elemanlı test borusu için performans kriterinin Re sayıları ile değişimi

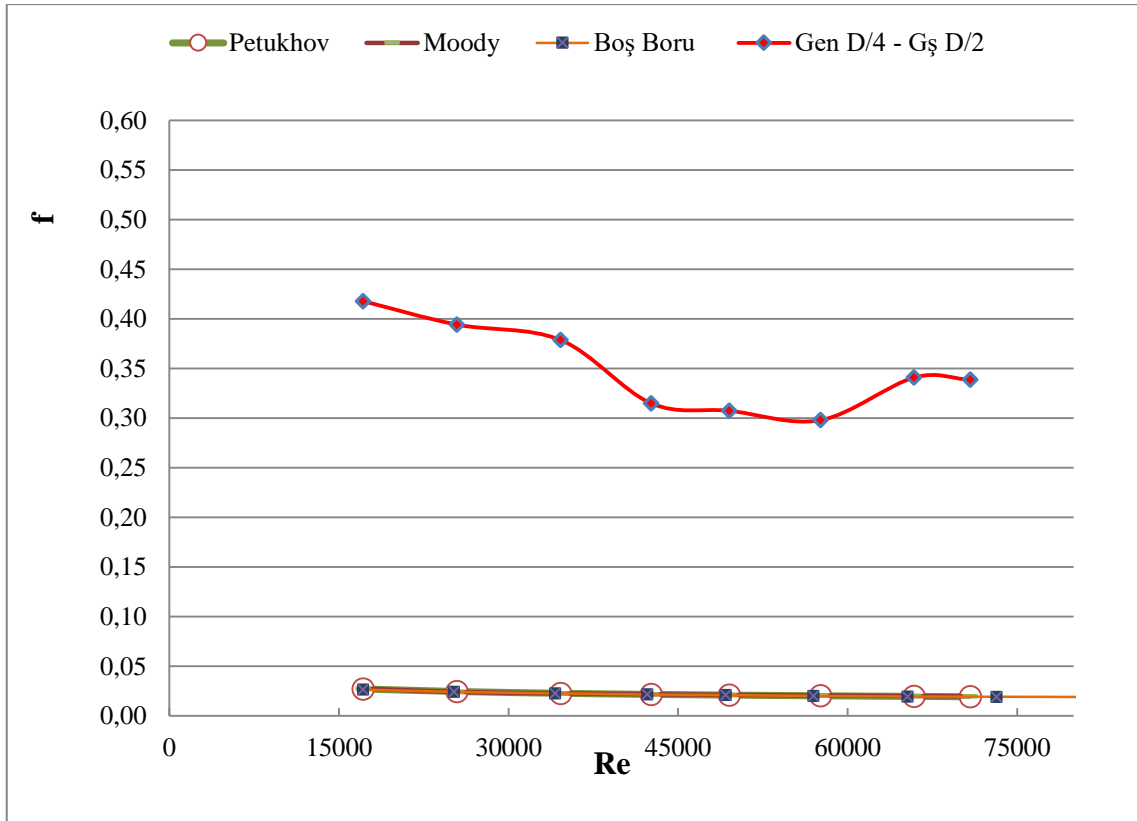
Şekil 4.34' te aynı genlik ve genişliğe sahip şerit eleman için pompalama gücüne kıyasla ısı transferi miktarı değerlendirilmiştir. Bu değerlendirme $(Nus/Nub) * (fb.b/fs)^{(1/3)}$ oranının 1.0 üstünde olması halinde zorlanmış konveksiyonla transfer edilen ısının pompalama için gerekli gücü yenerek verimli bir ısı aktarımı sağladığını ifade etmektedir. Buna göre en fazla ısıl iyileşme (μ) Re 17272 değeri için 1.410, en düşük ısıl iyileşme (μ) ise Re 67178 için 1.00 olduğu görülmektedir.

D/4 genlikli ve D/2 genişliğe sahip sinüsoidal iç elemanın yerel Nusselt sayılarının boru eksenı boyunca değişimi Re 17123-70839 değerleri için Şekil 4.35' te gösterilmiştir. Şekil 4.35' te görüldüğü gibi farklı Re sayılarındaki Nu sayısının boru boyunca değişim eğilimi oldukça benzerdir. Test borusu ilk ısıtıldığı zamandan itibaren artan Re sayısı ve boru eksenı boyunca yerel Nu_x sayısı azalmakta ve yaklaşık olarak 12D mesafesinden sonra değişim eğiliminin azaldığı görülmektedir. En büyük Re değeri olan 70839 için maksimum Nu_x sayısı yaklaşık 199.203 iken en düşük Re 17123 değeri için minimum Nu_x sayısının yaklaşık 68.54 olduğu görülmektedir.



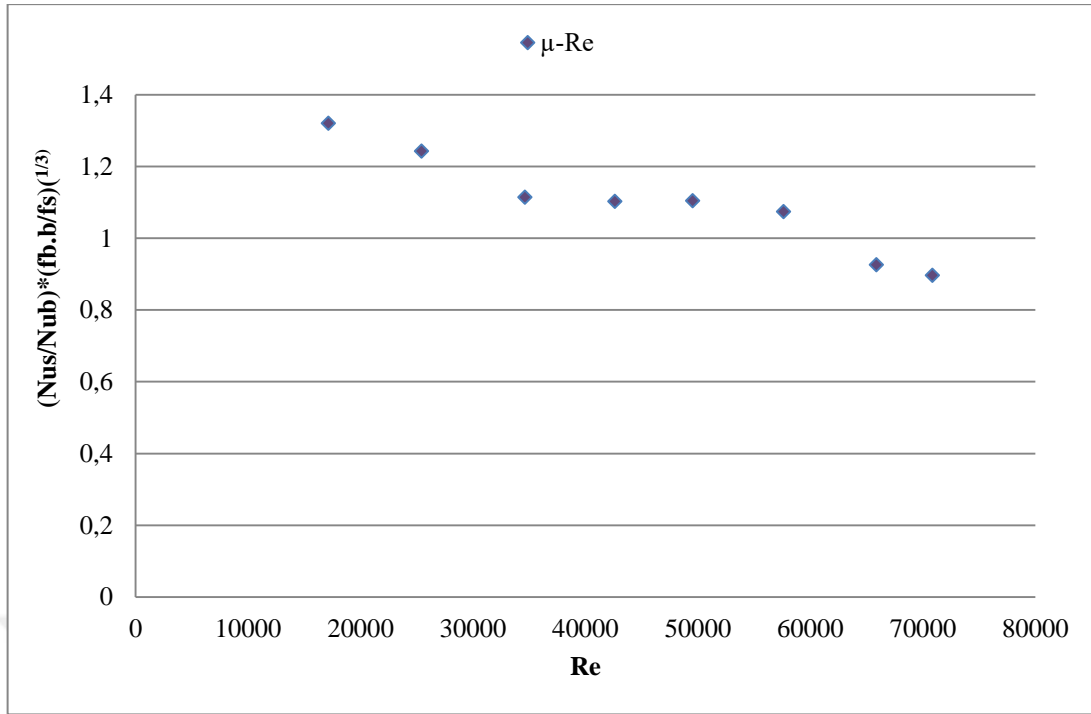
Şekil 4.35. D/4 genlikli-D/2 genişlikli sinüsoidal şerit elemanlı test borusu için Nusselt sayısının boru boyunca değişimi

Şekil 4.36' da D/4 genlikli ve D/2 genişliğe sahip sinüsoidal ondüle şerit elemanın test borusu ve Re sayısı boyunca okunan basınç farkları kullanılarak hesaplanmış Darcy sürtünme faktörü, literatürde yapılan çalışmalardan elde edilen Petukhov, Moody ve boş boru sürtünme faktörü sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Şekil 4.36 incelendiğinde D/4 genlikli ve D/2 genişliğe sahip sinüsoidal ondüle şerit elemanlı borunun sürtünme faktörünün (f) 0.417-0.298 değerleri arasında bir değişim gösterdiği görülmektedir. Ayrıca düz boru ve literatür sonuçlarına göre düşük Re sayılarında sürtünme faktörünün daha büyük değerler aldığı ve Re sayısı 57598' e kadar hızlı bir düşüş eğilimi gösterdiği görülmektedir. Re sayısı 57598' den sonra ise Re sayısı arttıkça sürtünme faktöründeki değişimin ani bir şekilde arttığı görülmektedir. Re sayısı 65863' den sonra ise Re sayısı arttıkça sürtünme faktöründeki değişimin hafif bir şekilde azaldığı görülmektedir. Düz boru ve literatür sonuçlarına göre sürtünme faktöründeki bu farkın nedeni ise sinüsoidal ondüle şerit elemanın akışa karşı tıkama etkisi yaparak direnç oluşturmasıdır.



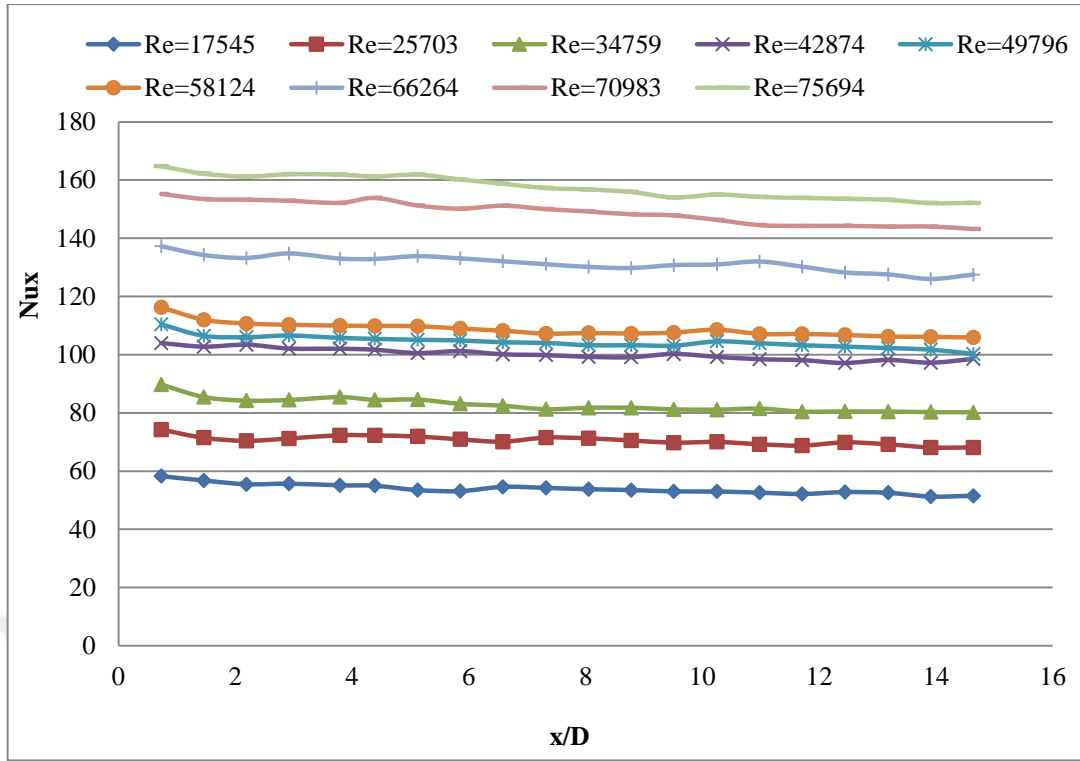
Şekil 4.36. D/4 genlikli-D/2 genişlikli sinüsoidal şerit elemanlı test borusu için sürtünme katsayısının literatürdeki çalışmalarıyla karşılaştırılması

Şekil 4.37' de aynı genlik ve genişliğe sahip şerit eleman için pompalama gücüne kıyasla ısı transferi miktarı değerlendirilmiştir. Bu değerlendirme $(Nus/Nub) \cdot (fb.b/fs)^{(1/3)}$ oranının 1.0 üstünde olması halinde zorlanmış konveksiyonla transfer edilen ısının pompalama için gerekli gücü yenerek verimli bir ısı aktarımı sağladığını ifade etmektedir. Buna göre en fazla ısıl iyileşme (μ) Re 17123 değeri için 1.363, en düşük ısıl iyileşme (μ) ise Re 70839 için 0.896 olduğu görülmektedir. Ayrıca Şekil 4.37' de görüldüğü gibi yaklaşık olarak Re 57598' den sonra ısıl iyileşme 1'in altında kalmaktadır.



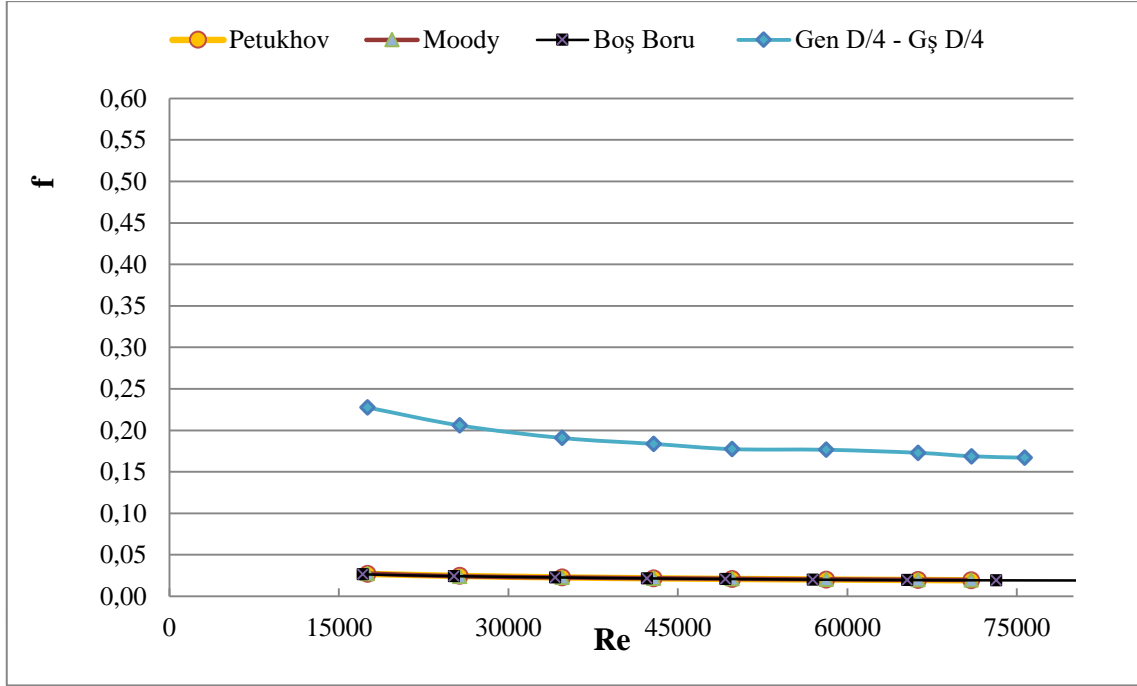
Şekil 4.37. D/4 genlikli-D/2 genişlikli sinüsoidal şerit elemanlı test borusu için performans kriterinin Re sayıları ile değişimi

D/4 genlikli ve D/4 genişliğe sahip sinüsoidal ondüle iç elemanın yerel Nusselt sayılarının boru eksenine boyunca değişimi Re 17545-75694 değerleri için Şekil 4.38' de gösterilmiştir. Şekil 4.23' te görüldüğü gibi farklı Re sayılarındaki Nu sayısının boru boyunca değişim eğilimi oldukça benzerdir. Test borusu ilk ısıtıldığı zamandan itibaren artan Re sayısı ve boru eksenine boyunca yerel Nu_x sayısı azalmakta ve yaklaşık olarak 12D mesafesinden sonra değişim eğiliminin azaldığı görülmektedir. En büyük Re değeri olan 75694 için maksimum Nu_x sayısı yaklaşık 164.72 iken en düşük Re 17545 değeri için minimum Nu_x sayısının yaklaşık 51.52 olduğu görülmektedir.



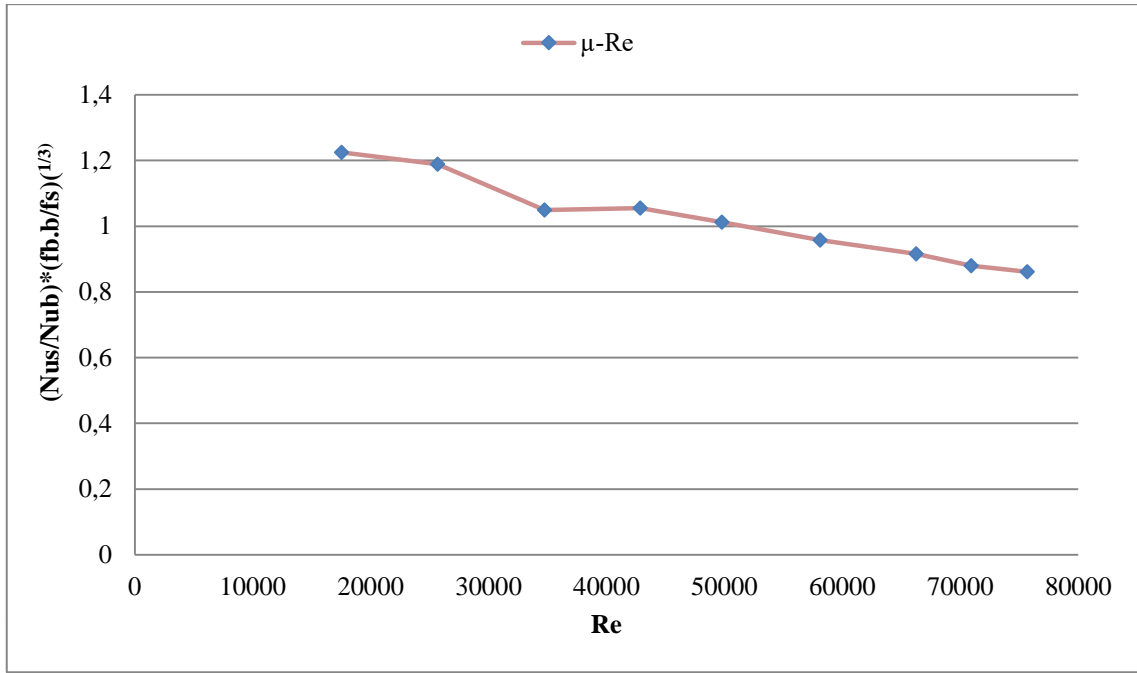
Şekil 4.38. D/4 genlikli-D/4 genişlikli sinüsoidal şerit elemanlı test borusu için Nusselt sayısının boru boyunca değişimi

Şekil 4.39' da D/4 genlikli ve D/4 genişliğe sahip sinüsoidal ondüle şerit elemanın test borusu ve Re sayısı boyunca okunan basınç farkları kullanılarak hesaplanmış Darcy sürtünme faktörü, literatürde yapılan çalışmalardan elde edilen Petukhov, Moody ve boş boru sürtünme faktörü sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Şekil 4.39 incelendiğinde D/4 genlikli ve D/4 genişliğe sahip sinüsoidal ondüle iç elemanın borunun sürtünme faktörünün (f) 0.227-0.167 değerleri arasında bir değişim gösterdiği görülmektedir. Ayrıca düz boru ve literatür sonuçlarına göre düşük Re sayılarında sürtünme faktörünün daha büyük değerler aldığı ve Re sayısı 42874' e kadar hızlı bir düşüş eğilimi gösterdiği görülmektedir. Re sayısı 42874' den sonra ise Re sayısı arttıkça sürtünme faktöründeki değişimin hafif bir şekilde azaldığı görülmektedir. Düz boru ve literatür sonuçlarına göre sürtünme faktöründeki bu farkın nedeni ise sinüsoidal ondüle şerit elemanın akışa karşı tıkama etkisi yaparak direnç oluşturmasıdır.

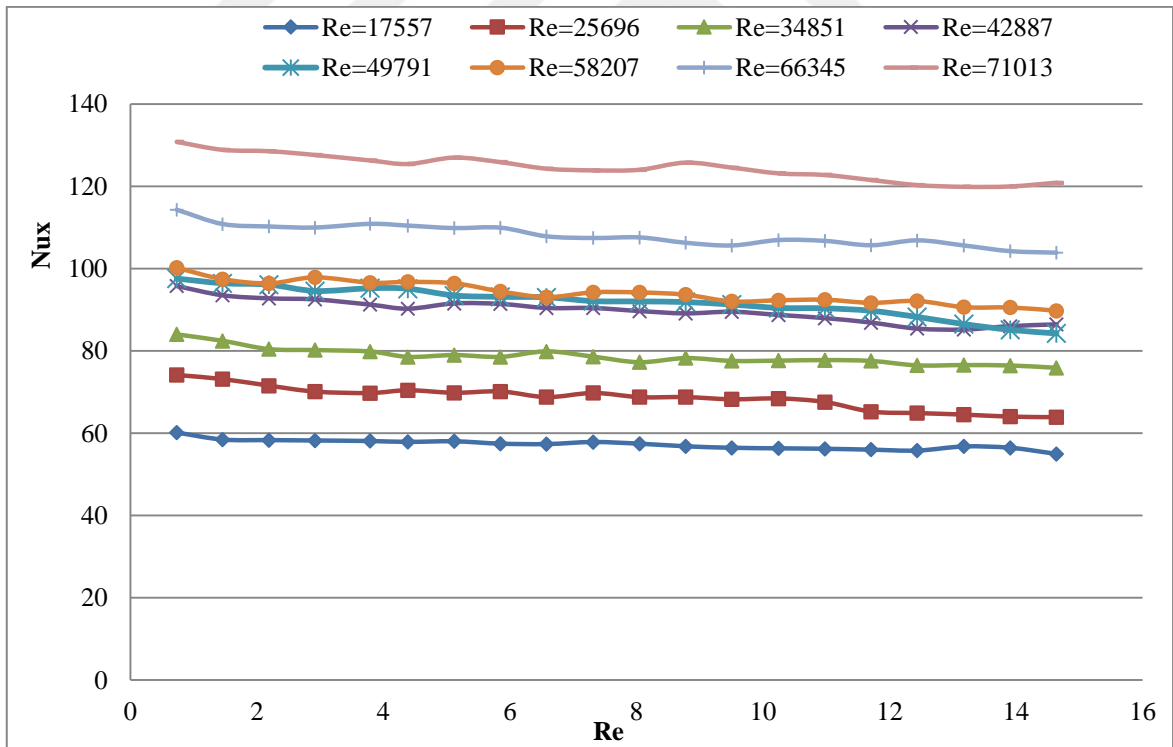


Şekil 4.39. D/4 genlikli-D/4 genişlikli sinüsoidal şerit elemanlı test borusu için sürtünme katsayısının literatürdeki çalışmalarla karşılaştırılması

Şekil 4.40' da aynı genlik ve genişliğe sahip şerit eleman için pompalama gücüne kıyasla ısı transferi miktarı değerlendirilmiştir. Bu değerlendirme $(Nus/Nub) \cdot (f_b \cdot b / f_s)^{(1/3)}$ oranının 1.0 üstünde olması halinde zorlanmış konveksiyonla transfer edilen ısının pompalama için gerekli gücü yenerek verimli bir ısı aktarımı sağladığını ifade etmektedir. Buna göre en fazla ısıl iyileşme (μ) Re 17545 değeri için 1.224, en düşük ısıl iyileşme (μ) ise Re 75694 için 0.860 olduğu görülmektedir. Ayrıca Şekil 4.40' da görüldüğü gibi yaklaşık olarak Re 49796' den sonra ısıl iyileşme 1' in altında kalmaktadır.



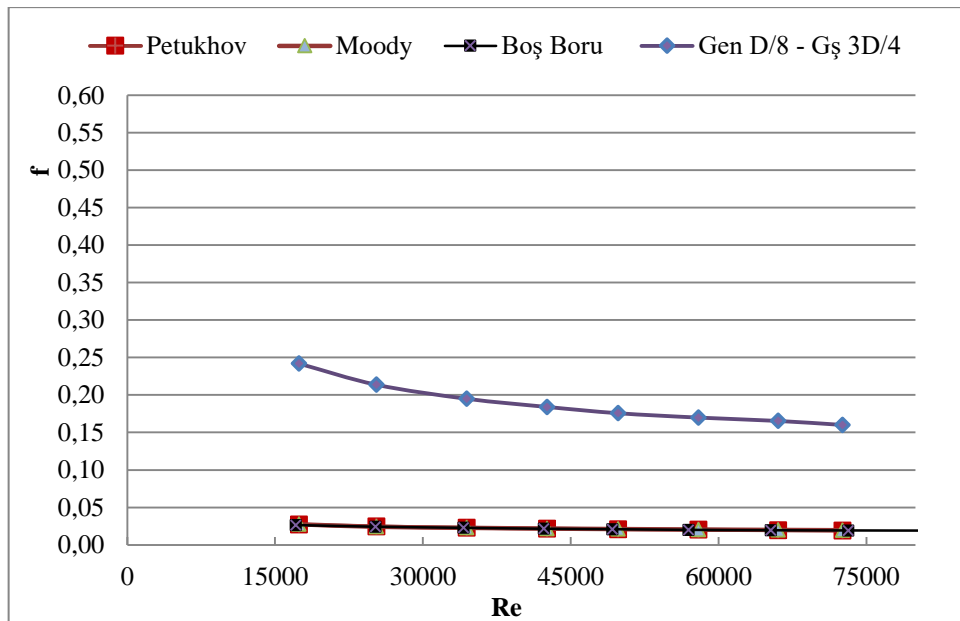
Şekil 4.40. D/4 genlikli-D/4 genişlikli sinüsoidal şerit elemanlı test borusu için performans kriterinin Re sayıları ile değişimi



Şekil 4.41. D/8 genlikli-3D/4 genişlikli sinüsoidal şerit elemanlı test borusu için Nusselt sayısının boru boyunca değişimi

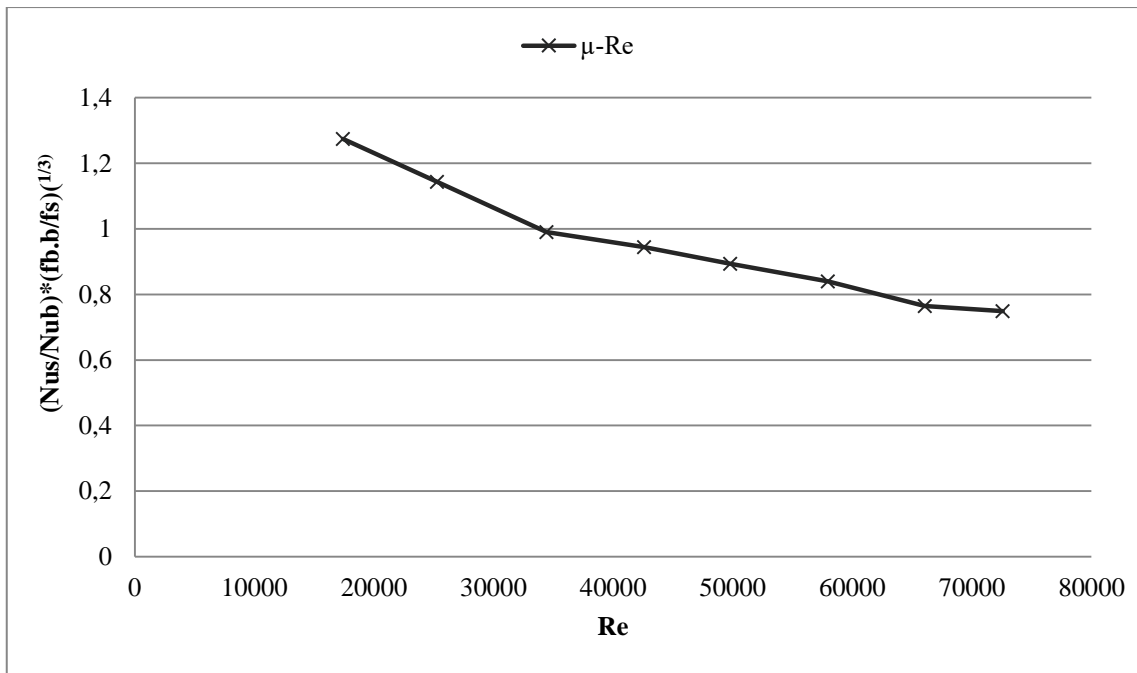
D/8 genlikli ve 3D/4 genişliğe sahip sinüsoidal ondüle şerit elemanın yerel Nusselt sayılarının boru eksenı boyunca değışimi Re 17557-71013 değeri için Şekil 4.41' de gösterilmiştir. Şekil 4.41' de görüldüğü gibi farklı Re sayılarındaki Nu sayısının boru boyunca değışim eğilimi oldukça benzerdir. Test borusu ilk ısıtıldığı zamandan itibaren artan Re sayısı ve boru eksenı boyunca yerel Nu_x sayısı azalmakta ve yaklaşık olarak 12D mesafesinden sonra değışim eğilimin azaldığı görülmektedir. En büyük Re değeri olan 71013 için maksimum Nu_x sayısı yaklaşık 130.82 iken en düşük Re 17557 değeri için minimum Nu_x sayısının yaklaşık 54.98 olduğu görülmektedir.

Şekil 4.42' de D/8 genlikli ve 3D/4 genişliğe sahip sinüsoidal ondüle şerit elemanlı test borusu ve Re sayısı boyunca okunan basınç farkları kullanılarak hesaplanmış Darcy sürtünme faktörü, literatürde yapılan çalışmalardan elde edilen Petukhov, Moody ve boş boru sürtünme faktörü sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Şekil 4.42 incelendiğinde D/8 genlikli ve 3D/4 genişliğe sahip sinüsoidal ondüle iç elemanın borunun sürtünme faktörünün (f) 0.241-0.160 değeri arasında bir değışim gösterdiği görülmektedir. Ayrıca düz boru ve literatür sonuçlarına göre düşük Re sayılarında sürtünme faktörünün daha büyük değeri aldığı ve Re sayısı 42887' e kadar hızlı bir düşüş eğilimi gösterdiği görülmektedir. Re sayısı 42887' den sonra ise Re sayısı arttıkça sürtünme faktöründeki değışimin hafif bir şekilde azaldığı görülmektedir. Düz boru ve literatür sonuçlarına göre sürtünme faktöründeki bu farkın nedeni ise sinüsoidal ondüle şerit elemanın akışa karşı tıkama etkisi yaparak direnç oluşturmalarıdır.



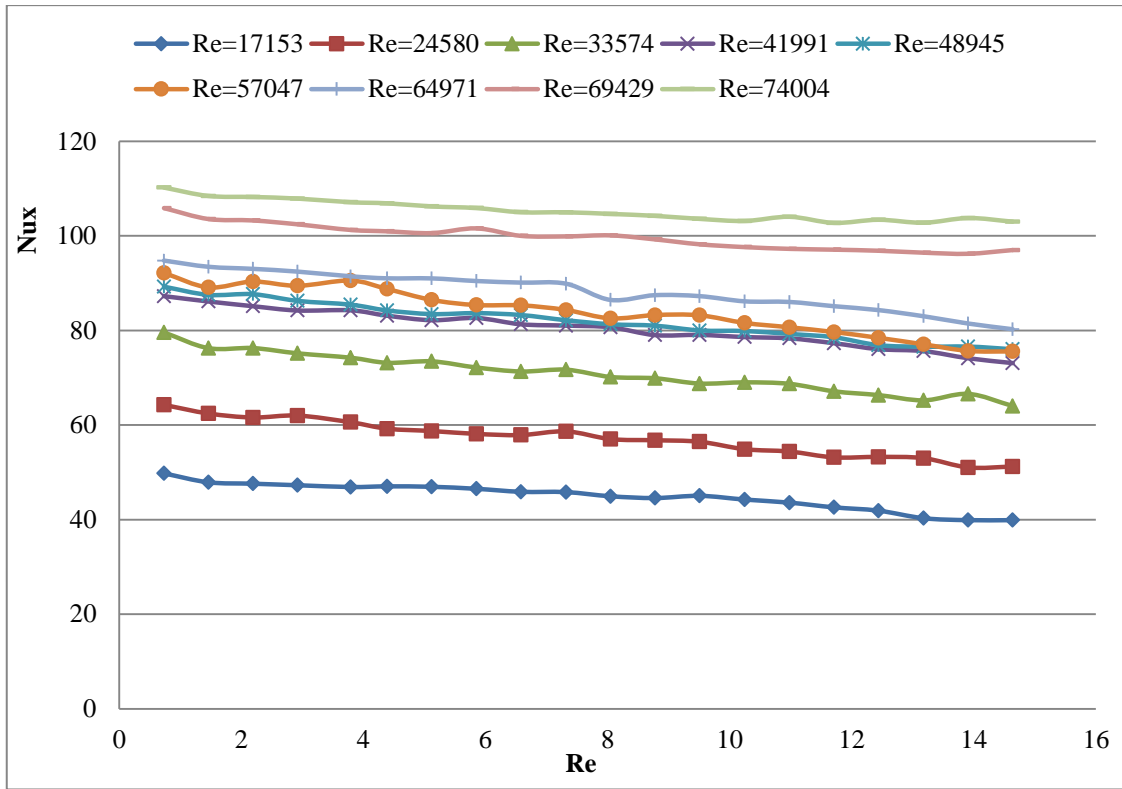
Şekil 4.42. D/8 genlikli-3D/4 genişlikli sinüsoidal şerit elemanlı test borusu için sürtünme katsayısının literatürdeki çalışmalarla karşılaştırılması.

Şekil 4.43' te aynı genlik ve genişliğe sahip şerit eleman için pompalama gücüne kıyasla ısı transferi miktarı değerlendirilmiştir. Bu değerlendirme $(Nus/Nub)*(fb.b/fs)^{(1/3)}$ oranının 1.0 üstünde olması halinde zorlanmış konveksiyonla transfer edilen ısının pompalama için gerekli gücü yenerik verimli bir ısı aktarımı sağladığını ifade etmektedir. Buna göre en fazla ısıl iyileşme (μ) Re 17557 değeri için 1.274 en düşük ısıl iyileşme (μ) ise Re 71013 için 0.749 olduğu görülmektedir. Ayrıca Şekil 4.43' te görüldüğü gibi yaklaşık olarak Re 34851' den sonra ısıl iyileşme 1'in altında kalmaktadır.



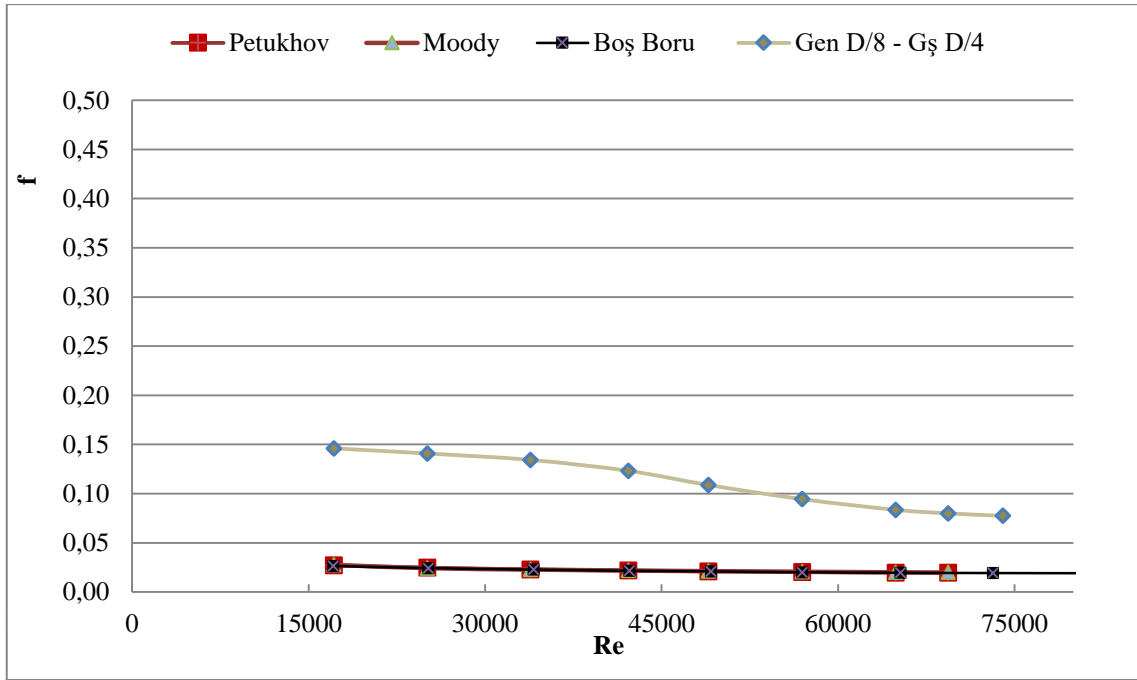
Şekil 4.43. D/8 genlikli-3D/4 genişlikli sinüsoidal şerit elemanlı test borusu için performans kriterinin Re sayıları ile değişimi

D/8 genlikli ve D/2 genişliğe sahip sinüsoidal ondüle şerit elemanın yerel Nusselt sayılarının boru eksenı boyunca değişimi Re 17153-74004 değeri için Şekil 4.44' te gösterilmiştir. Şekil 4.44' te görüldüğü gibi farklı Re sayılarındaki Nu sayısının boru boyunca değişim eğilimi oldukça benzerdir. Test borusu ilk ısıtıldığı zamandan itibaren artan Re sayısı ve boru eksenı boyunca yerel Nu_x sayısı azalmakta ve yaklaşık olarak 12D mesafesinden sonra değişim eğilimin azaldığı görülmektedir. En büyük Re değeri olan 74004 için maksimum Nu_x sayısı yaklaşık 110.21 iken en düşük Re 17153 değeri için minimum Nu_x sayısının yaklaşık 39.88 olduğu görülmektedir.



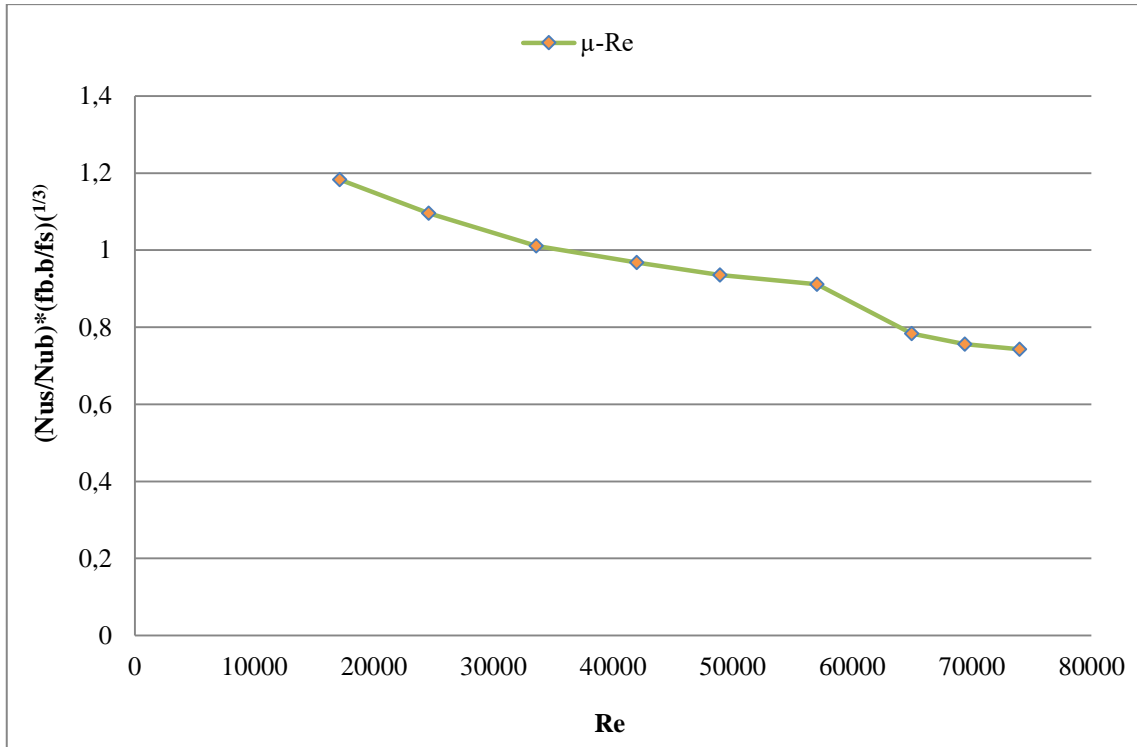
Şekil 4.44. D/8 genlikli-D/2 genişlikli sinüsoidal şerit elemanlı test borusu için Nusselt sayısının boru boyunca değişimi

Şekil 4.45' de D/8 genlikli ve D/2 genişliğe sahip sinüsoidal ondüle şerit elemanın test borusu ve Re sayısı boyunca okunan basınç farkları kullanılarak hesaplanmış Darcy sürtünme faktörü, literatürde yapılan çalışmalardan elde edilen Petukhov, Moody ve boş boru sürtünme faktörü sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Şekil 4.45 incelendiğinde D/8 genlikli ve D/2 genişliğe sahip sinüsoidal ondüle kanatçığın borunun sürtünme faktörü (f) 0.146-0.077 değerleri arasında bir değişim gösterdiği görülmektedir. Ayrıca düz boru ve literatür sonuçlarına göre düşük Re sayılarında sürtünme faktörünün daha büyük değerler aldığı ve Re sayısı 57047' e kadar hızlı bir düşüş eğilimi gösterdiği görülmektedir. Re sayısı 57047' den sonra ise Re sayısı arttıkça sürtünme faktöründeki değişimin hafif bir şekilde azaldığı görülmektedir. Düz boru ve literatür sonuçlarına göre sürtünme faktöründeki bu farkın nedeni ise sinüsoidal ondüle şerit elemanın akışa karşı tıkama etkisi yaparak direnç oluşturmasıdır.



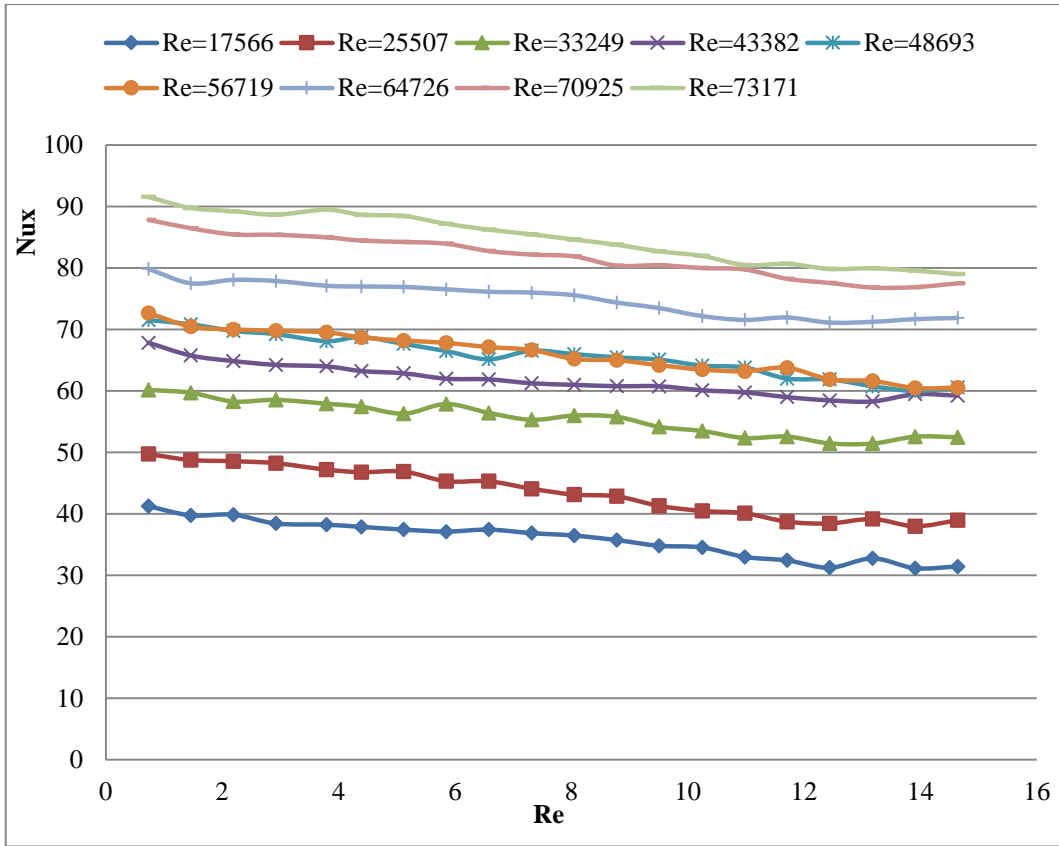
Şekil 4.45. D/8 genlikli-D/2 genişlikli sinüsoidal şerit elemanlı test borusu için sürtünme katsayısının literatürdeki çalışmalarla karşılaştırılması

Şekil 4.46' da aynı genlik ve genişliğe sahip şerit eleman için pompalama gücüne kıyasla ısı transferi miktarı değerlendirilmiştir. Bu değerlendirme $(Nus/Nub) \cdot (fb \cdot b / fs)^{(1/3)}$ oranının 1.0 üstünde olması halinde zorlanmış konveksiyonla transfer edilen ısının pompalama için gerekli gücü yenerek verimli bir ısı aktarımı sağladığını ifade etmektedir. Buna göre en fazla ısıl iyileşme (μ) Re 17153 değeri için 1.183, en düşük ısıl iyileşme (μ) ise Re 74004 için 0.743 olduğu görülmektedir. Ayrıca Şekil 4.46' da görüldüğü gibi yaklaşık olarak Re 33574' den sonra ısıl iyileşme 1'in altında kalmaktadır.

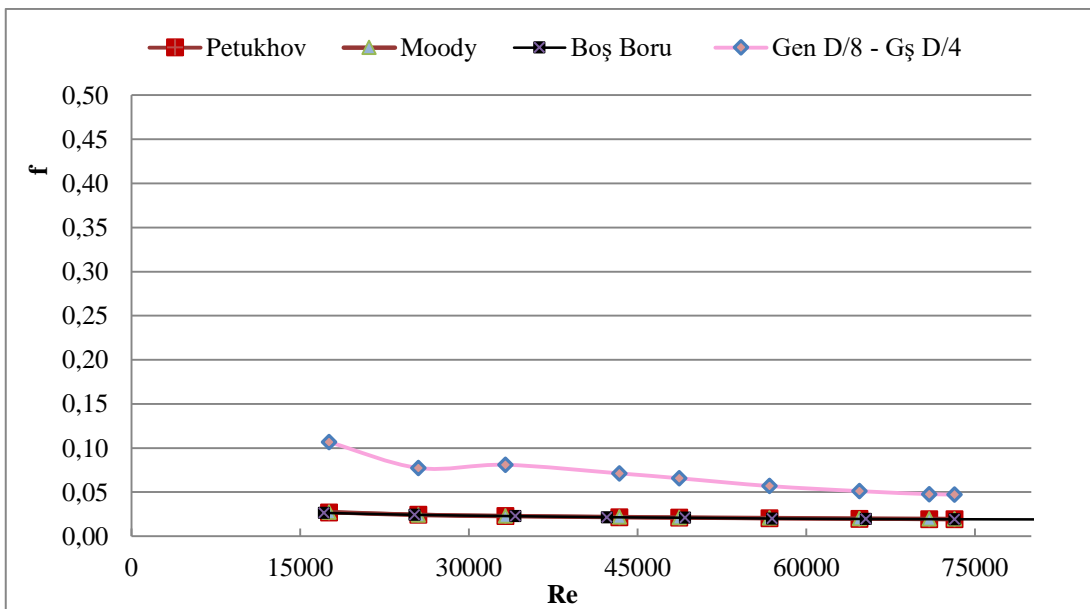


Şekil 4.46. D/8 genlikli-D/2 genişlikli sinüsoidal iç elemanlı test borusu için performans kriterinin Re sayıları ile değişimi

D/8 genlikli ve D/4 genişliğe sahip sinüsoidal ondüle şerit elemanın yerel Nusselt sayılarının boru eksenı boyunca değişimi Re 17566-73171 değerleri için Şekil 4.47' de gösterilmiştir. Şekil 4.47' de görüldüğü gibi farklı Re sayılarındaki Nu sayısının boru boyunca değişim eğilimi oldukça benzerdir. Test borusu ilk ısıtıldığı zamandan itibaren artan Re sayısı ve boru eksenı boyunca yerel Nu_x sayısı azalmakta ve yaklaşık olarak 12D mesafesinden sonra değişim eğiliminin azaldığı görülmektedir. En büyük Re değeri olan 73171 için maksimum Nu_x sayısı yaklaşık 91.55 iken en düşük Re 17566 değeri için minimum Nu_x sayısının yaklaşık 31.17 olduğu görülmektedir.

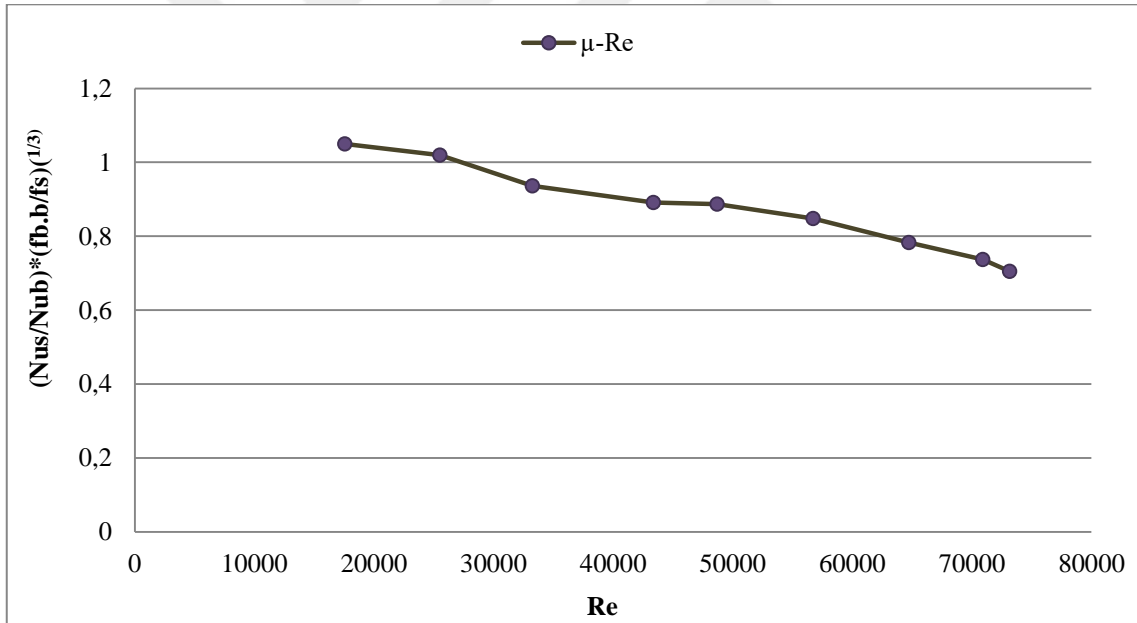


Şekil 4.47. D/8 genlikli-D/4 genişlikli sinüsoidal şerit elemanlı test borusu için Nusselt sayısının boru boyunca değişimi



Şekil 4.48. D/8 genlikli-D/4 genişlikli sinüsoidal şerit elemanlı test borusu için sürtünme katsayısının literatürdeki çalışmalarla karşılaştırılması

Şekil 4.48' de D/8 genlikli ve D/4 genişliğe sahip sinüsoidal ondüle iç elemanın test borusu ve Re sayısı boyunca okunan basınç farkları kullanılarak hesaplanmış Darcy sürtünme faktörü, literatürde yapılan çalışmalardan elde edilen Petukhov, Moody ve boş boru sürtünme faktörü sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Şekil 4.48 incelendiğinde D/8 genlikli ve D/4 genişliğe sahip sinüsoidal ondüle iç elemanın borunun sürtünme faktörünün (f) 0.106-0.047 değerleri arasında bir değişim gösterdiği görülmektedir. Ayrıca düz boru ve literatür sonuçlarına göre düşük Re sayılarında sürtünme faktörünün daha büyük değerler aldığı ve Re sayısı 33249' a kadar dalgalanma eğilimi gösterdiği görülmektedir. Re sayısı 48693' den sonra ise Re sayısı arttıkça sürtünme faktöründeki değişimin hafif bir şekilde azaldığı görülmektedir. Düz boru ve literatür sonuçlarına göre sürtünme faktöründeki bu farkın nedeni ise sinüsoidal ondüle şerit elemanın akışa karşı tıkkama etkisi yaparak direnç oluşturmasıdır.



Şekil 4.49. D/8 genlikli-D/4 genişlikli sinüsoidal şerit elemanlı test borusu için performans kriterinin Re sayıları ile değişimi

Şekil 4.49' da aynı genlik ve genişliğe sahip şerit eleman için pompalama gücüne kıyasla ısı transferi miktarı değerlendirilmiştir. Bu değerlendirme $(Nus/Nub)*(fb.b/fs)^{(1/3)}$ oranının 1.0 üstünde olması halinde zorlanmış konveksiyonla transfer edilen ısının pompalama için gerekli gücü yenerek verimli bir ısı aktarımı sağladığını ifade etmektedir. Buna göre en fazla ısıl iyileşme (μ) Re 17566 değeri için

1.049, en düşük ısı iyileşme (μ) ise Re 73173 için 0.705 olduğu görülmektedir. Ayrıca Şekil 4.49' da görüldüğü gibi yaklaşık olarak Re 25507 den sonra ısı iyileşme l'in altında kalmaktadır.

4.3. Deney Sonuçlarının Karşılaştırılması

Yapılan tüm deney bulguları birbiriyle ve literatürdeki yakın çalışmalar ile karşılaştırılarak yorumlanmıştır.

İlk olarak boş boru için yapılan deneyler farklı Reynolds (17000-85000) sayıları için zorlanmış akış ve sabit ısı akısı sınır şartlarında gerçekleştirilerek elde edilen bulgular Tablo 4.2' de gösterilmiştir. Boş boru için sonuçlar incelendiğinde en yüksek ısı transferi Re 82762 değerinde ve en yüksek sürtünme katsayısı ($f_s=0,0268$) Re 17215 değerinde elde edilmiştir.

Tablo 4.2. Boş Boru Deney Bulguları

Deney Tipi	Re	$Nu_{xmax.}$	$Nu_{xmin.}$	f_b	ΔP
Boş Boru Deneyleri	17215	38,28	25,77	0,0268	3,87
	25336	46,82	31,71	0,0246	7,61
	34471	61,57	42,17	0,0230	12,98
	42711	74,89	48,18	0,0216	18,67
	49745	76,08	51,21	0,0208	24,32
	57517	79,81	59,76	0,0203	32,00
	66031	89,36	62,02	0,0197	40,46
	74035	96,56	65,99	0,0195	50,29
	82762	105,96	72,12	0,0194	62,60

Tablo 4.2' deki boş boru deneyi bulgularından elde edilen sonuçlar Tablo 4.3 ve Tablo 4.4' te yer alan Petukhov, Moody, Petukhov-Krillov, Kays Crawford ve Colburn' un çalışmalarıyla karşılaştırılmış ve bu çalışmanın literatürle uyum içerisinde olduğu görülmüştür. Karşılaştırma yapılırken aynı Reynolds değeri için hem Nusselt sayısı hem de sürtünme katsayısı dikkate alınmıştır. Örneğin, Reynolds 82762 değerinde boş boru için yapılan çalışmada sürtünme katsayısı (f_s) 0,0194 iken, Petukhov için bu değer 0,0187, Moody için ise 0,0186 olduğu Tablo 4.3' de de görülmektedir. Aynı şekilde Re 82762 değeri için boş boruda Nu_x maksimum 105,96 iken Petukhov-Krillov' un çalışmasında Nusselt sayısı, 144,35, Kays Crawford' un çalışmasında 165,27 ve Colburn' un çalışmasında 177,35 olarak hesaplanmıştır.

Tablo 4.3. Boş boru literatür Re - f_s ilişkisi

	f_b								
Re	17215	25336	34471	42711	49745	57517	66031	74035	82762
Petukhov	0,0272	0,0246	0,0229	0,0217	0,0210	0,0203	0,0197	0,0192	0,0187
Moody	0,0276	0,0250	0,0232	0,0220	0,0212	0,0204	0,0197	0,0192	0,0186

Tablo 4.4. Boş boru literatür Re - Nu_x ilişkisi

	Nu_x								
Re	17215	25336	34471	42711	49745	57517	66031	74035	82762
Petukhov-Krillov	44,83	59,32	74,43	87,35	97,95	109,32	121,42	132,52	144,35
Kays Crawford	47,06	64,10	82,01	97,35	109,98	123,53	137,95	151,17	165,27
Colburn	49,93	68,02	87,01	103,29	116,69	131,06	146,36	160,39	175,35

Sinüsoidal ondüle şerit elemanlar kullanılarak gerçekleştirilen deneyler ise 3 farklı genlik ($D/8$, $D/4$, $3D/16$) ve genişlik ($D/4$, $D/2$, $3D/4$) değerlerinde, Reynolds (17000-85000) sayısı için, zorlanmış akış ve sabit ısı akısı şartları altında gerçekleştirilmiştir.

Sinüsoidal ondüle iç elemanlar için Tablo 4.5' deki sonuçlar incelendiğinde $D/8$ genlikli ve $D/4$ genişlikli iç elemanlar için en yüksek net ısıl iyileşme ($\mu=1,049$) ve sürtünme katsayısı ($f_s=0,1068$) Re 17566 değerinde elde edilmiştir. $D/2$ genişlikli iç elemanlar için en yüksek net ısıl iyileşme ($\mu=1,183$) ve sürtünme katsayısı ($f_s=0,1460$) Re 17153 değerinde elde edilmiştir. $3D/4$ genişlikli iç elemanlar için ise en yüksek net ısıl iyileşme ($\mu=1,274$) ve sürtünme katsayısı ($f_s=0,2418$) Re 17557 değerinde elde edilmiştir.

Tablo 4.5 genel olarak incelendiğinde aynı akışkan hızına sahip Reynolds sayısı için Nu sayısı, f_s , ΔP , μ değerlerinin sinüsoidal ondüle şerit elemanın genlik ve genişlik değerlerine bağlı parametreler olduğu gözlemlenmiştir.

Tablo 4.5. D/8 genlik ve 3 farklı genişliğe sahip şerit elemana ait deneylerin bulguları

Sinüsoidal Ondüle Şerit Eleman		Genişlik	Re	Nux _{max.}	Nux _{min.}	f _s	ΔP	μ
Genlik	D/8	D/4	17566	31,44	41,25	0,1068	15,5	1,049
			25507	38,96	49,74	0,0774	24	1,019
			33249	52,48	60,17	0,081	45	0,936
			43382	59,25	67,85	0,0712	62	0,891
			48693	60,59	71,55	0,0657	76	0,886
			56719	60,55	72,69	0,0569	89	0,848
			64728	71,88	79,86	0,0511	104	0,783
			70925	77,51	87,85	0,0477	112	0,736
			73171	79,01	91,56	0,0474	125	0,705
		D/2	17153	39,88	49,77	0,1460	21	1,183
			24580	51,21	64,26	0,1408	43	1,095
			33574	64,02	79,58	0,1343	75	1,011
			41991	73,09	87,25	0,1231	106	0,968
			48945	76,02	89,25	0,1088	126	0,935
			57047	75,55	92,15	0,0944	148	0,911
			64971	80,25	94,77	0,0835	170	0,783
			69429	97	105,87	0,0799	186	0,755
			74004	103	110,21	0,0774	205	0,743
		3D/4	17557	60,16	54,98	0,2418	35	1,274
			25696	74,15	63,89	0,2136	66	1,143
			34851	84,02	75,89	0,1949	110	0,990
			42887	95,77	86,46	0,184	159	0,944
			49791	97,58	84,25	0,1756	205	0,893
			58207	100,21	89,77	0,1698	268	0,840
			66345	114,32	103,88	0,1653	339	0,764
			71013	130,82	120,89	0,16	375	0,749

D/8 genliğe sahip 3 farklı genişlik için en iyi ısı transferinin 3D/4 genişlikli şerit eleman için olduğu Re 71013 değerinde olduğu fakat net ısıl iyileşmenin en düşük Re değeri olan 17557 için 1,274 olduğu Tablo 4.5' te görülmektedir. Bunun nedeni sürtünme katsayısının akışkan hızı ile ters orantılı olması ve akışkan yığık sıcaklığının artmasıyla havanın yoğunluğunun azalması olarak söylenebilir. Dolayısıyla boş borunun şerit elemanlı boruya göre sürtünme katsayısı oranı azalacağı ve sinüsoidal şerit elemanlı borunun aynı Reynolds sayısı için boş boruya göre ısı taşınım katsayısının azalması net ısıl iyileşme oranını da düşürmektedir.

Sinüsoidal ondüle iç elemanlar için Tablo 4.6' daki sonuçlar incelendiğinde D/4 genlikli ve D/4 genişlikli iç elemanlar için en yüksek net ısı iyileşme ($\mu=1,224$) ve sürtünme katsayısı ($f_s=0,2275$) Re 17545 değerinde elde edilmiştir. D/2 genişlikli iç elemanlar için en yüksek net ısı iyileşme ($\mu=1,320$) ve sürtünme katsayısı ($f_s=0,4180$) Re 17123 değerinde elde edilmiştir. 3D/4 genişlikli iç elemanlar için ise en yüksek net ısı iyileşme ($\mu=1,410$) ve sürtünme katsayısı ($f_s=0,4511$) Re 17272 değerinde elde edilmiştir. D/4 genliğe sahip 3 farklı genişlik arasında en iyi ısı transferinin 3D/4 genişlikli şerit elemanda 199,25 değerine ulaştığı fakat net ısı iyileşmenin en düşük Re değeri olan 17272 için 1,410 olduğu Tablo 4.6' da görülmektedir. Bu deneyde seçilen şerit elemanların genlik değeri D/4, bir önceki çalışmada kullanılan şerit elemanın 2 katı olduğundan boru içerisindeki çalkantı ve girdaplar artarak akışın türbülansa girme eğilimini artırmıştır. Ayrıca D/4 genliğe sahip şerit elemanlar arasında en fazla genişliğe sahip olan (3D/4) şerit eleman, akışkanın sürtünme yüzey alanını da artırmıştır. Sürtünme katsayısının artması basınç kayıplarını da artırarak pompalama gücü gereksinimini de artırmıştır. Net ısı iyileşme oranı için aynı akışkan hızı ve eşit pompalama gücü dikkate alınarak yapılan değerlendirmede D/4 genlikli sinüsoidal şerit elemanın D/8 genlikli sinüsoidal şerit elemanlı boru deneylerine göre daha yüksek ısı performansına sahip olduğu görülmektedir.

Tablo 4.6. D/4 genlik ve 3 farklı genişliğe sahip şerit elemana ait deneylerin bulguları

Sinüsoidal Ondüle Şerit Eleman		Genişlik	Re	Nux _{max.}	Nux _{min.}	f _s	ΔP	μ
Genlik	D/4	D/4	17545	58.253	51,53	0,2275	33	1,224
			25703	74.258	68,13	0,2059	64	1,189
			34759	89,74	80,24	0,1908	108	1,049
			42874	104	98,55	0,1837	159	1,055
			49796	110,41	100,26	0,1774	207	1,012
			58124	116,25	105,89	0,1766	279	0,957
			66264	137,25	127,52	0,1730	355	0,916
			70983	155,25	143,20	0,1688	396	0,880
			75694	164,72	152,16	0,1671	446	0,861
		D/2	17123	76,87	68,546	0,4180	60	1,320
			25420	97,85	88,121	0,3944	122	1,243
			34597	116,78	107,65	0,3788	214	1,115
			42615	134,25	119,25	0,3150	272	1,103
			49515	144,03	131,787	0,3075	358	1,104
			57598	152,08	137,82	0,2980	469	1,074
			65863	182,45	160,58	0,3409	698	0,926
			70839	199,20	185,44	0,3387	794	0,897
		3D/4	17272	85,78	74,58	0,4511	65	1,410
			25693	105,59	94,89	0,4377	136	1,283
			34583	131,25	112,85	0,4231	239	1,161
			43355	153,20	140,52	0,4163	362	1,167
			50314	165,20	151,5	0,4139	485	1,142
			57912	171,25	159,542	0,4115	649	1,084
			67178	199,25	188,03	0,4089	844	1,003

Sinüsoidal ondüle iç elemanlar için Tablo 4.7' deki sonuçlar incelendiğinde 3D/16 genlikli ve D/4 genişlikli iç elemanlar için en yüksek net ısı iyileşme ($\mu=1,173$) ve sürtünme katsayısı ($f_s=0,1993$) Re 17673 değerinde elde edilmiştir. D/2 genişlikli iç elemanlar için en yüksek net ısı iyileşme ($\mu=1,240$) ve sürtünme katsayısı ($f_s=0,3504$) Re 17655 değerinde elde edilmiştir. 3D/4 genişlikli iç elemanlar için ise en yüksek net ısı iyileşme ($\mu=1,363$) ve sürtünme katsayısı ($f_s=0,415$) Re 17397 değerinde elde edilmiştir. 3D/16 genliğe sahip 3 farklı genişlik arasında en iyi ısı transferinin 3D/4 genişlikli şerit elemanda 186,26 değerine ulaştığı fakat net ısı iyileşmenin en düşük Re değeri olan 17397 için 1,363 olduğu Tablo 4.7' de görülmektedir. Bu deneyde seçilen şerit elemanların genlik değeri 3D/16, bir önceki çalışmada kullanılan şerit elemanın

0,75 katı olduğundan boru içerisindeki çalkantı ve girdaplar azalarak akışın türbülansa girme eğilimini azaltmıştır. Ayrıca 3D/16 genliğe sahip şerit elemanlar arasında en fazla genişliğe sahip olan (3D/4) şerit eleman, akışkanın sürtünme yüzey alanını da artırmıştır. Sürtünme katsayısının artması D/4 ve D/2 genişlikli ondüle şerit elemanlara göre basınç kayıplarını da artırarak pompalama gücü gereksinimini de artırmıştır. Net ısıtım iyileşme oranı için aynı akışkan hızı ve eşit pompalama gücü dikkate alınarak yapılan değerlendirmede 3D/16 genlikli sinüsoidal şerit elemanın D/4 genlikli sinüsoidal şerit elemanlı boru deneylerine göre daha düşük ısıtım performansına sahip olduğu görülmektedir.

Tablo 4.7. 3D/16 genlik ve 3 farklı genişliğe sahip şerit elemana ait deneylerin bulguları

Sinüsoidal Ondüle Şerit Eleman		Genişlik	Re	Nux _{max.}	Nux _{min.}	f _s	ΔP	μ
Genlik	3D/16	D/4	17673	54,2	44,023	0,1993	29	1,173115
			26131	67,25	60,121	0,1917	60	1,101987
			35310	83,45	75,214	0,1808	103	1,018995
			43903	94,553	87,259	0,1716	150	0,973065
			50834	102,88	92,48	0,1683	198	0,940335
			58938	105,87	98,639	0,1668	265	0,913813
			67150	125,3	116,234	0,1638	338	0,848848
			71772	138,039	127,859	0,1608	379	0,796213
		D/2	17655	67,87	61,00	0,3504	51	1,240
			25998	84,03	77,56	0,3297	103	1,166
			35310	98,16	91,45	0,3194	182	1,010
			43453	109,47	101,51	0,3148	274	0,922
			50625	118,49	109,15	0,3088	363	0,910
			58829	125,75	118,12	0,3015	479	0,893
			67150	139,25	131,59	0,2896	598	0,787
			71861	158,77	150,11	0,2879	679	0,761
		3D/4	17397	78,26	72,125	0,415	60	1,363
			25976	97,03	88,47	0,368	115	1,284
			35245	110,78	101,21	0,351	200	1,094
			43382	126,79	117,21	0,345	300	1,030
			50614	132,00	121,05	0,342	402	0,985
			58938	140,25	125,585	0,340	540	0,933
			67150	162,26	153,254	0,339	700	0,871
			75263	186,26	176,024	0,331	781	0,849

Bu çalışmaya benzer bir çalışma olan "Çeşitli İç Elemanlar Yerleştirilmiş Bir Boruda Isı Geçişinin İncelenmesi" adlı tez çalışmasında Güneş (2009), boru içerisine yerleştirdiği helisel tellerin ısı transferi ve akış profiline etkisini deneysel olarak incelemiştir. Bu çalışmada olduğu gibi ilk olarak boş boru daha sonra iç elemanlar kullanarak yerel Nusselt sayısı, sürtünme katsayısı ve net ısıl iyileşmeyi deneysel olarak gözlemlemiştir. Deneyde SS-304 dikişsiz çelik boru merkez eksenine konumlandırılan 6 farklı helisel tel gruplarını 3 farklı adım ve 2 farklı cidara yakınlık durumları için yaptığı deneysel çalışmasında, H3 helisel tel grubu için ($a=6$ mm, $s=1$ mm, $P/D=1$) Re 4220 değerinde %50' lik net ısıl iyileşme elde etmiştir. Çalışmasında helisel tellerin boru iç cidarına yaklaşması yani s mesafesinin artması durumunda ısı transferi ve basınç kayıplarının artmış olduğunu gözlemlemiştir. Bu çalışmanın sonucunda da olduğu gibi Güneş (2009) çalışmasında ısı transferi üzerine en etkin parametrelerin hatve oranı, genlik ve genişlik olduğunu belirtmiştir.

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

5.1. Sonuçlar

Dairesel bir boru içerisine yerleştirilen sinüsoidal ondüle şerit elemanların, sabit ısı akısı ve zorlanmış akış şartlarında gerçekleştirilen deneylerde ısı transferi, sürtünme kayıpları ve basınç düşüşüne etkisi incelenmiştir. Dairesel kanal içi akış sadece türbülanslı akış rejimi için değerlendirilmiştir. Bu kapsamda gerçekleştirilen deneyler Re sayısı 17000-85000 aralığında tekrarlanmıştır. Deneyler ilk olarak boş test borusu için yapılmış ve bulgular literatürde yapılan benzer çalışmalar ile kıyaslanmış ve bu çalışmalar ile yakın sonuçların alındığı belirlenmiştir. Daha sonra silindirik test borusu içerisine sinüsoidal şerit elemanlar yerleştirilerek sabit ısı akısı, zorlanmış akış şartlarında ve belirtilen Re değerleri aralığında deneyler tekrarlanmıştır.

Bu tez çalışmasında, literatürdeki mevcut çalışmalardan farklı olarak dairel boru içerisine sinüsoidal ondüle şerit elemanlar cidardan ayırık olarak konumlandırılmıştır. Deneyler sabit periyota sahip sabit dalga boylu, farklı genlik ($3D/16$, $D/4$, $D/8$) ve farklı genişliğe sahip ($3D/4$, $D/2$, $D/4$) olan iç elemanlar için gerçekleştirilmiş ve sonuç olarak 9 farklı sinüsoidal ondüle şerit elemanın sağladığı ısı transferindeki iyileşme, sürtünmeye bağlı olarak basınç düşüşü ve neticede pompalama gücüne göre elde edilen net iyileşme oranı belirlenmiştir.

Bu deneysel çalışmada elde edilen sonuçlara göre;

- İlk olarak boş boru için gerçekleştirilen deneylerde, yerel Nu sayılarının sabit ısı akısı ile ısıtılan test borusu boyunca Nusselt sayısının azaldığı ve devamında yaklaşık $x=12D$ mesafesinden sonrada eğrinin eğiminin azalmaya başladığı gözlemlenmiştir.
- Boş test borusu için gerçekleştirilen deneyler sonucunda Nu sayıları literatürde yapılan çalışmalarla uyum gösterdiği gözlemlenmiştir.
- Ayrıca boş test borusu için yapılan deneyler sonucunda elde edilen f sürtünme katsayısı Petukhov (Eşitlik 3.38) ve Moody (Eşitlik 3.39) tarafından öne sürülen denklemlerle uyum içinde olduğu belirlenmiştir.
- Test borusunun içerisine cidardan ayırık olarak yerleştirilen sinüsoidal ondüle şerit elemanlar (1 mm et kalınlığı) ile ısı transferinde iç elemanın genlik ($3D/16$, $D/4$, $D/8$) ve genişlik ($3D/4$, $D/2$, $D/4$) özelliklerine göre farklı iyileşme oranları sağlanmıştır. Özellikle $D/4$ genlikli ve $3D/4$ genişlikli sinüsoidal ondüle şerit eleman için gerçekleştirilen deneylerde Nusselt sayısı boş test borusuna kıyasla

yaklaşık 2.9 kat artmıştır. Fakat, kanal içerisine yerleştirilen bu iç elemanlar ısı transferinde iyileşme sağlamasına karşın sürtünme faktörünü de artırdığı için basınç düşümünü de önemli ölçüde artırmış olduğu söylenebilir. Dolayısıyla ısı transferi artışına karşın en fazla basınç düşümü yine D/4 genlikli 3D/4 genişlikli sinüsoidal ondüle şerit elemanlarda gerçekleşmiştir.

- Aynı pompalama gücü için gerçekleştirilen deneyler arasında en çok net ısı transferi iyileşmesi %41 ile D/4 genlik ve 3D/4 genişlikli şerit elemanlı boruda Reynolds sayısının 17272 olduğu deneyde elde edilmiştir.
- Türbülator görevi gören şerit elemanların yerel Nusselt sayısı ve darcy sürtünme faktörü değerleri boş test borusu deneylerine göre daha yüksek çıkmıştır.
- Boş test borusuna göre sinüsoidal ondüle şerit elemanların sisteme ısı iyileştirmesi sağladığı belirlenmiştir.
- Zorlanmış akış için uygulanan pompalama gücü eşit olarak, sabit periyotta, farklı genlik ve genişlikli şerit elemanlar için farklı Re sayılarında tekrarlanmış ve ısı transferindeki iyileşme oranı karşılaştırılarak ısı performans değerlendirmesi yapılmıştır. Net iyileşme en fazla D/4 genlik ve 3D/4 genişliğe sahip ondüle iç elemana ait Reynolds sayısının 17272 değerinde elde edilmiştir. Bir çok durum için deney bulguları incelendiğinde performans kriteri eğrisinin Reynolds sayısının artışıyla azalmakta olduğu gözlemlenmiştir. Gerçekleştirilen deneyler arasında net iyileşmenin en düşük olduğu sinüsoidal şerit eleman ise D/8 genlikli ve D/4 genişliğe sahiptir.
- Isı transferi artışındaki iyileşme oranları bu çalışma için, periyot sayısı sabit olarak yapıldığı da gözönüne alındığında en etkili parametrelerin sinüsoidal ondüle şerit elemanların genlik (n) ve genişlik (a) değerleri ile doğru orantılı olduğu gözlemlenmiştir.
- Şerit elemanın cidardan ayrı olarak dairesel boru merkezine konumlandırıldığı düşünüldüğünde D/8 genlikli ve D/4 genişlikli iç elemanın boru cidarına yakınlığı laminer sınır tabaka kalınlığını parçalayarak ısı transferinde artış sağlamaktadır.
- Reynolds sayısı için yapılan belirsizlik analizinde % 0.01436, sürtünme katsayısı için bu oranın %1.45 ve Nu sayısı için ise bu oranın %2.74 olduğu hesaplanmıştır. Ölçüm cihazlarının ise sırasıyla belirsizlik oranları dijital fark

manometresi için %1, akış ölçer %0.5, varyak %1, termokupl %2 olarak bulunmuştur.

- Yerleştirilen sinüsoidal şerit elemanlar kıvrımlı yapısından dolayı boru içerisinde akışı engelleyici ve akışkanın yönünü değiştirici etki göstererek girdap ve çalkantı oluşturarak türbülansı artırmaktadır. Zorlanmış akış için güç kaynağı olarak kullanılan motorun pompalama gücü de basınç düşüşlerinden dolayı artmak durumunda kalmıştır. Re sayısı arttıkça akışkan hızı da artmış ve sürtünme yüzey alanı ile de doğru orantılı olarak basınç kayıpları da büyüme göstermiştir. Net ısıl iyileşme ise pompalama gücüne kıyasla ısı transferindeki artış olarak değerlendirilmiştir.
- Sonuç olarak bu deney kapsamında incelenenler doğrultusunda özellikle gıda sanayi, enerji üretim ve dağıtım santralleri, soğuk hava depoları, kimyasal süreçlerin yoğun olarak gerçekleştiği sahalarda daha ekonomik, verimli ve uzun ömürlü ısı transferinin aktarımında bu tip ondüle şerit elemanların kullanılabilceği gösterilmiştir.
- Basınç düşüşü değerleri ondüle şerit elemanlı test borusunda ısı transferindeki iyileşme ile karşılaştırıldığında ihmal edilebilir düzeydedir.
- Hem boş boru hem de şerit elemanlı dairesel boru deney bulguları literatürde yapılan deneysel ve nümerik çalışmalar ile kıyaslandığında elde edilen sonuçların paralellik gösterdiği gözlemlenmiştir.

5.2. Öneriler

- Bu deney kapsamında kullanılan sinüsoidal ondüle şerit eleman sabit periyot sayısına sahiptir. Söz konusu iç elemanın periyot sayısı artırılarak ısı transferindeki iyileşme miktarı da ciddi oranda artırılabilir.
- İç eleman yüzeyi işlenerek ısı transfer yüzey alanı artırılabilir ve Nu sayısı artışı sağlanabilir.
- Yapılan bu çalışmada kullanılan şerit elemanlara burulma momentinin etkisiyle farklı formlar verilerek ısı transferi ve akış karakteristiği deneysel ve nümerik olarak incelenebilir.
- Aynı deney düzeneği ve deney şartları altında sadece farklı tip akışkan kullanılarak ısı transferindeki iyileşme incelenebilir.
- İç eleman ve akış kanalı için tercih edilen AISI 304 paslanmaz çelik malzemenin ısı iletim katsayısından daha yüksek bir malzeme kullanılarak aynı deneysel çalışma için ısı transferindeki artış miktarı araştırılabilir.
- Farklı ısıtma gücü ve farklı ortam sıcaklıklarında bu çalışmaya benzer bir deneysel çalışma gerçekleştirilebilir.
- Türbülator görevi gören sinüsoidal ondüle şeritlerin sayısı artırılarak ve kanal içerisine pozisyonlandırılması değiştirilerek bu çalışma yinelenabilir.
- Aynı deney düzeneği için farklı tip akışkanlar kullanarak termofiziksel davranışlarına bağlı olarak sürtünme kayıpları, basınç düşüşleri ve ısı aktarımındaki değişimler incelenebilir.

KAYNAKLAR

- Sparrow, E.M., Chaboki, A., 1984, Turbulent Fluid Flow and Heat Transfer in a Circular Tube, *ASME Journal of Heat Transfer*, 106 (1) 766-773.
- Nishimura, T., Ohori, Y., Kajimoto, Y., Kawamura, Y., 1985, Mass transfer characteristics in a channel with symmetric wavy wall for steady flow, *Journal of Chemical Engineering of Japan*, 18 (6) 550–555.
- Sethumadhavan, R., Rao, M.R., 1986, Turbulent Flow Friction and Heat Transfer Characteristics of Single and Multistart Spirally Enhanced Tubes, *ASME Journal of Heat Transfer*, 108 (1) 55-61.
- Nishimura, T., Murakami, S., Arakawa, S., Kawamura, Y., 1990, Flow observation and mass transfer characteristics in symmetrical wavy-walled channels at moderate Reynolds number for steady flow, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 33 (5) 835–845.
- Reay, D. A., 1991, Heat Transfer Enhancement- A Review of Techniques and Their Possible Impact of Energy Efficiency in the U.K. *Heat Recovery Systems & CHP*, 11 (1), 1-40.
- Ali, M.M., Ramadhyani, S., 1992, Experiments on convective heat transfer in corrugated channels, *Experimental of Heat Transfer*, 5 (3) 175–193.
- Synder, B., Li, K.T., Wirte, R.A., 1993, Heat transfer enhancement in a serpentine channel, *Int J Heat Mass Transfer*, 36(12) 2965–76.
- Popiel, C.O., Van der Merwe, D.F., 1996, Friction factor in sine-pipe flow, *ASME J Fluid Eng.*, 118(2) 341–345.
- Kang, Y.T., Stout, R., Christensen, R.N., 1997, The effects of inclination angle on flooding in a helically fluted tube a twisted insert, *Int Journal of Multiphase Flow*, 23(6) 1111–1129.
- El-Sayed, S., 1997, Experimental Study of Turbulent Flow Inside a Circular Tube with Longitudinal Interrupted Fins in the Streamwise Direction, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 15 (1) 1-15.
- Huq, M., Aziz-ul Huq, A.M., 1998, Experimental Measurements of Heat Transfer in An Internally Finned Tube, *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, 25 (5) 619-630.
- Genceli, O.F., 1998, Ölçme Tekniği, *Birsen Yayınevi*, İstanbul,
- Rush, T.A., Nuwell, T.A., Jacobi, A.M., 1999, An experimental study of flow and heat transfer in sinusoidal wavy passages, *Int. Journal of Heat Mass Transfer*, 42 (9) 1541–1553.

- Rush, T.A., Newell, T.A., Jacobi, A.M., 1999, An experimental study of flow and heat transfer in sinusoidal wavy passages, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 42 (9) 1541–1553.
- Rush, T.A., Newell, T.A., Jacobi, A.M., 1999, An experimental study of flow and heat transfer in sinusoidal wavy passages, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 42 (9) 1541-1553.
- Kakac, S., Bergles, A.E., Mayinger, F., Yüncü, H., 1999, Heat Transfer Enhancement of Heat Exchangers, *Kluwer Academic Publishers*, Netherlands, 1-676.
- Bergles, A.E., 1999, The Imperative to Enhance Heat Transfer, In: Heat Transfer Enhancement of Heat Exchangers, *Nato ASI series*, 355, 13-29.
- Hsieh, S.-S., Chang, L-C., Yang, T., -Y, 2001, Developing 3-D Turbulent Mixed Convection in a Circular Duct Inserted with Longitudinal Strips, *International Journal of Engineering Science*, 39 (12) 1327-1350.
- Sarma, PK., Subramanyam, T., Kishorea, PS., Rao, VD., Kakac, S., 2002, A new method to predict convective heat transfer in a tube with twisted tape inserts for turbulent flow, *International Journal of Therm Sciences*, 41(10) 955–960.
- Wang, C.-C, Chen, C.-K., 2002, Forced Convection in a Wavy-Wall Channel, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 45 (12) 2587-2595.
- 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 Engineering*, 27 (8-9) 1311-1319.
- Alam, I., Ghoshdastidar, P.S., 2002, A Study of Heat Transfer Effectiveness of Circular Tubes with Internal Longitudinal Fins having Tapered Lateral Profiles, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 45 (6) 1371-1376.
- Alam, I., Ghoshdastidar, P.S., 2002, A Study of Heat Transfer Effectiveness of Circular Tubes with Internal Longitudinal Fins having Tapered Lateral Profiles, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 45 (6) 1371-1376.
- Genceli Osman F. , 2002, Çözümlü Isı Taşınımı Problemleri, *Birsen Yayınevi*, İstanbul, 276.
- Ozceyhan, V., 2002, İçerisine Sekman Yerleştirmiş Bir Boruda Akış ve Isı Transferinin Deneysel İncelenmesi, Doktora Tezi, *Fen Bilimleri Enstitüsü*, Erciyes Üniversitesi.
- Sarma, PK., Subramanyam, T., Kishorea, PS., Rao, VD., Kakac, S., 2003, Laminar convective heat transfer with twisted tape inserts in a tube, *Int. Journal of Therm Sciences*, 42(9) 821–828.
- Bejan, A., Kraus, A.D., 2003, Heat Transfer Handbook, *John Wiley & Sons Inc.*, New Jersey, 395.

- Zimparov, V., 2004, Prediction of friction factors and heat transfer coefficients for turbulent flow in corrugated tubes combined with twistedtape inserts, Part 1: Friction factors, *Int. Journal of Heat Mass Transfer*, 47 (3) 589–99.
- Zimparov, V., 2004, Prediction of friction factors and heat transfer coefficients for turbulent flow in corrugated tubes combined with twistedtape inserts, Part 1: Friction factors, *Int. Journal of Heat Mass Transfer*, 47 (3) 589–99.
- Metwally, H.M., Manglik, R.M., 2004, Enhanced heat transfer due to curvature induced lateral vortices in laminar flows in sinusoidal corrugated-plate channels, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47 (10) 2283–2292.
- Zhang, J., Kundu, J., Manglik, R.M., 2004, Effect of fin waviness and spacing on the lateral vortex structure and laminar heat transfer in wavyplate-fin cores, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 47 (8-9) 1719–1730.
- Kurtbaş, İ., Gülçimen, F., Durmuş, A., 2004, Değişik tip kanatçıklar kullanarak sabit ısı akısına sahip bir ısı değiştiricisinin etkenliğini artırma, *Isı Bilimi ve Tekniği*, 24 (2) 117-125.
- Yakut, K., Sahin, B., 2004, The Effects of Vortex Characteristics on Performance of Coiled Wire Turbulators Used for Heat Transfer Augmentation, *Applied Thermal Engineering*, 24 (16) 2427–2438.
- Manglik, R.M., Zhang, J., Muley, A., 2005, Low Reynolds number forced convection in three-dimensional wavy-plate-fin compact channels: fin density effects, *International Journal of Heat Mass Transfer*, 48 (8) 1439–1449.
- Webb, R.L., Nae-Hyun, K., 2005, Principles of Enhanced Heat Transfer, Second Edition, *Taylor & Francis Group*, New York, 818.
- Manglik, R.M., Zhang, J., Muley, A., 2005, Low Reynolds number forced convection in three-dimensional wavy-plate-fin compact channels: fin density effect, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48 (8) 1439–1449.
- Kaminski, D., Jensen, M., 2005, Introduction to Thermal and Fluids Engineering, 1, *John WILEY & Sons, Inc.*, New Jersey, 724.
- Nilpueng, K., Wongwises, S., 2006, Flow pattern and pressure drop of vertical upward gas–liquid flow in sinusoidal wavy channels, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 30 (6) 523–534.
- Rosaguti, N.R., et al., 2006, Laminar Flow and Heat Transfer in a Periodic Serpentine Channel with Semi-Circular Cross-Section, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 49 (17-18), 2912-2923.
- Akansu, S.O., 2006, Heat Transfer and Pressure Drops for Porous-Ring Turbulators in a Circular Pipe, *Applied Energy*, 83 (3) 280-298.

- 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 (3) 2965-2971.
- Eimsa-ard, S., Promvonge, P., 2006, Experimental Investigation of Heat Transfer and Friction Characteristics in a Circular Tube Fitted with V-Nozzle Turbulators, *International Communications in of Heat and Mass Transfer*, 33 (5) 591-600.
- 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 (2) 243-258.
- Incropera, F., Dewitt P.D., 2006, Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri, *Literatür Yayınları*, İstanbul, 478-480.
- Moawed, M.A., Ibrahim E., Gomaa A., 2007, Thermal performance of a pipe in pipe heat exchanger with sinusoidal inner pipe, *Energy Conversion and Management*, 678-686.
- Khaled, A.-R.A., 2007, Heat Transfer Enhancement in Hairy Fin Systems, *Applied Thermal Engineering*, 27 (1) 250-257.
- 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 (1) 192-197.
- 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 (12) 1297-1303.
- 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 (5) 506-518.
- 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 (2) 176-185.
- Nasiruddin, M.H., Kamran, S., 2007, Heat Transfer Augmentation in a Heat Exchanger Tube using a Baffle, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 28 (2) 318-328.
- 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 (1) 72-82.
- Pham, M.V., Plourde, F., Doan, S.K., 2008, Turbulent heat and mass transfer in sinusoidal wavy channels, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 29 (5) 1240-1257.

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 (2) 120–129.

Promvonge, P., 2008, Heat Transfer Behaviors in a Round Tube with Conical Ring Inserts, *Energy Conversion & Management*, 49 (1) 8-15.

Bilen, K., Cetin, M., Gul, H., Balta, T., 2009, The Investigation of Groove Geometry Effect on Heat Transfer for Internally Grooved Tubes, *Applied Thermal Engineering*, 29 (4) 753–761.

Eiamsa-ard, S., Thianpong, C., Eiamsa-ard, P., Promvonge, P., 2009, Convective Heat Transfer in a Circular Tube with Short-Length Twisted Tape Insert, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 36 (1) 365–371.

Güneş, S., 2009, Çeşitli İç Elemanlar Yerleştirilmiş Bir Boruda Isı Geçişinin İncelenmesi, Doktora, *Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Kayseri, iii.

Uğurlubilek, N., 2009, Yarı-küresel Engel Konulan Bir Kanal İçerisinde Isı Geçişi ve Akışın Sayısal İncelenmesi, *Eskişehir Osmangazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, Cilt:XXII, Sayı:3.

Sachdeva, G., 2010, Computation of Heat Transfer Augmentation in a Plate-fin Heat Exchanger Using Rectangular/Delta Wing, Dissertation for the degree of Doctor of Philosophy, *National Institute of Technology, India*.

Budak, N., 2011, Konsantrik Tip Bir Isı Değiştiricisinde Isı Transferinin Deneysel ve Sayısal Olarak İncelenmesi, Yüksek lisans, *Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Elazığ, iv.

Kızılırmak, E., 2012, İç Yüzeyinde Engeller Bulunan Dairesel Kanal İçerisinde Türbülanslı Akış ve Isı Transferinin Sayısal Olarak İncelenmesi, Yüksek lisans, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, iv.

Gürlek, G., 2012, Farklı Geometrilere Boru İçeri Türbülatorlerin Isıl-Hidrolik Performansa Olan Etkilerinin Deneysel ve Sayısal Olarak İncelenmesi, Doktora, *Ege Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İzmir, v.

Okutan, A., 2014, Boru İçerisine Yerleştirilen Türbülatorlerin Yanıt Yüzey Yöntemiyle Optimizasyonu, Yüksek lisans, *Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Erzurum, i.

Özbolat, V., 2015, Sinüs Eğrisi Şeklindeki Oluklu Kanallarda Akış Karakteristiği ve Isı Transferi İyileşmesi, Doktora, *Çukurova Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Adana, v.

Al-Jaboori, A.R., 2015, Dairesel Bir Tüp İçinde Gömme Parça ve Nanoakışkan Kullanımının Isı Transferi Geliştirmelerine Etkisinin Sayısal Bir İncelemesi, Yüksek lisans, *Gaziantep Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Gaziantep, vi.

Pusat, G., 2016, Isı Değiştirgeçlerinde Bükümlü Plaka Tipi Türbülâtörün Isı Transferine ve Basınç Kaybına Etkisi, Yüksek lisans, *Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Elazığ, v.

Gun Woo, K., Hyun Muk, L., Gwang Hoon, R., 2016, Numerical studies of heat transfer enhancement by cross-cut flow control in wavy fin heat exchangers, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 96 110–117



EKLER

EK-1. Kuru Havanın 1 Atm Basıncı Altındaki Termofiziksel Özellikleri

T	ρ	c_p	k'	k	$10^3 \beta$	$10^5 \mu$	$10^6 \mu'$	$10^6 \nu$	$10^6 a$	Pr
-150	2.793	0.245	0.0120	0.0103	8.21	0.87	0.887	3.11	4.19	0.74
-100	1.980	0.241	0.0165	0.0142	5.82	1.18	1.203	5.96	8.28	0.72
-50	1.534	0.240	0.0206	0.0177	4.51	1.47	1.494	9.55	13.4	0.715
0	1.2930	0.240	—	—	3.67	1.72	1.754	13.30	18.7	0.711
20	1.2045	0.240	0.0257	0.0221	3.43	1.82	1.855	15.11	21.4	0.713
40	1.1267	0.241	0.0271	0.0233	3.20	1.91	1.950	16.97	23.9	0.711
60	1.0595	0.241	0.0285	0.0245	3.00	2.00	2.042	18.90	26.7	0.709
80	0.9908	0.241	0.0299	0.0257	2.83	2.10	2.134	20.94	29.6	0.708
100	0.9458	0.242	0.0314	0.0270	2.68	2.18	2.224	23.06	32.8	0.704
120	0.8980	0.242	0.0328	0.0282	2.55	2.27	2.311	25.23	36.1	0.70
140	0.8535	0.242	0.0343	0.0295	2.43	2.35	2.397	27.55	39.7	0.694
160	0.8150	0.243	0.0358	0.0308	2.32	2.43	2.481	29.85	43.0	0.693
180	0.7785	0.244	0.0372	0.0320	2.21	2.51	2.564	32.29	46.7	0.69
200	0.7475	0.245	0.0386	0.0332	2.11	2.58	2.635	34.63	50.5	0.685
250	0.6745	0.247	0.0421	0.0362	1.91	2.78	2.832	41.17	60.3	0.68
300	0.6157	0.250	0.0390	0.0390	1.75	2.95	3.005	47.85	70.3	0.68
350	0.5662	0.252	0.0485	0.0417	1.61	3.12	3.178	55.05	81.1	0.68
400	0.5242	0.255	0.0516	0.0443	1.49	3.28	3.340	62.53	91.9	0.68
450	0.4875	0.258	0.0543	0.0467	—	3.44	3.508	70.54	103.1	0.685
500	0.4564	0.261	0.0570	0.0490	—	3.86	3.938	70.48	114.2	0.69
600	0.4041	0.266	0.0621	0.0534	—	3.58	3.653	95.57	138.2	0.69
700	0.3625	0.271	0.0667	0.0573	—	4.12	4.202	113.7	162.2	0.70
800	0.3287	0.276	0.0706	0.0607	—	4.37	4.450	132.8	185.8	0.715
900	0.301	0.280	0.0741	0.0637	—	4.59	4.680	152.5	210	0.725
1000	0.277	0.283	0.0770	0.0662	—	4.80	4.890	175	235	0.735

EK-3. Belirsizlik Analizi

Deneysel sonuçları değerlendirebilmek için öncelikli olarak ölçülen değerlerin doğruluğundan emin olmak gerekmektedir. Deneysel verilerin doğruluğu ise farklı nedenlerden dolayı hatalı olabilmektedir. Dolayısıyla bulguların elde edilmesinde gerçekleştirilen her bir ölçüm işlemi mevcut standartlara uygun olarak gerçekleştirilmelidir. Bu standartlar, hem ölçüm cihazlarının yapısından kaynaklı hatalar hem de ölçüm operatörü tarafından yapılan ihmaller gözönüne alınarak kurallaştırılmıştır. Kullanıcı hataları giderilebilirken ölçüm cihazlarından kaynaklanan hataların önlenmesi her daim mümkün olmayabilir. Bu tip hatalar çoğunlukla araç ve gereçlerin yapısından dolayı ortaya çıkmaktadır. Literatürde belirsizlik olarak ifade edilen bu tip hataların belirlenerek deneysel bulgular üzerindeki etkilerinin incelenmesi ise belirsizlik analizi olarak adlandırılmaktadır. Ölçülen parametrelerin daha hassas yapılabilmesi için belirsizlik değerleri cihazların kalibre edilmesi ile belirlenmiştir. Bu çalışmada kullanılan tüm ölçüm araç ve gereçlerinin üretimsel ve yapısal herhangi bir hatasının olmadığı düşünülerek belirsizlik analizleri yapılmıştır.

Sistemde ölçülen büyüklük R , ve bu parametreye tesir eden n sayıda bağımsız değişkenler ise $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$ kabul edilsin. Bu durumda,

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

şeklinde yazılabilir. Farklı büyüklüklere ait ortaya çıkan hata oranları

$w_1, w_2, w_3, \dots, w_n$ ve R büyüklüğünün hata oranı w_R ise

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

ile ifade edilmektedir. (Genceli, 1999)

Yapılan bu çalışma için örnek bir belirsizlik analizi ayrıntılı olarak aşağıda gösterilmiştir;

Varyak ile yapılan ölçümler;

Akım ölçümleri: $\pm \% 1$

Gerilim ölçümleri: $\pm \% 1$

Dijital fark manometresi ile yapılan ölçümler: ± 1

Akış ölçer ile yapılan ölçümler;

Akışkan hızı ölçümleri: $\pm \% 0.5$

Datalogger ile yapılan ölçümler;

Termokupl ile yapılan ölçümler: $\pm \% 2$

Boyut ölçümleri: ± 0.1 mm

Re= 17779 L= 1065 mm I= 500 A V= 0.26 V $U_m=3.84$ m/s

$T_\infty= 18$ °C $D_0= 76$ mm $D_i= 70$ mm $D_{yo}=136$ mm $T_{wort}=98.96$ °C

$T_{wiort}= 98.93$ °C $T_{yo}= 24.37$ °C $T_{b(x)ort}= 21.65$ °C $k_w= 15.23$ W/m.°C

$k_h=0.0123$ W/m.°C $\dot{q}= 81111$ W/m³ $P_{net}= 129.45$ W $q_{akı}= 507.46$ W/m²

K= 0,0000003033 $r_{wo}=0.038$ m $r_{wi}=0.035$ m $\Delta P= 3.549$ Pa

Cam yüzünden ortama doğal konveksiyon ile gerçekleşen ortalama sıcaklığının hesabında yapılabilecek hata oranı;

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

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

$$\frac{W_{T_{ort}}}{T_{ort}} = \left[\left(\frac{1.037}{24.37 + 18} \right)^2 + \left(\frac{0.974}{24.37 + 18} \right)^2 \right]^{1/2} = 0.0335$$

Doğal taşınım ile ısı yalıtımından ortama geçen ısının taşınım katsayısının hesaplanmasında yapılan hata oranı;

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

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

$$\frac{W_{h_{ort}}}{h_{ortam}} = \left[(0.000452) + (0.000164) + (0.00001337) \right]^{1/2} = 0.02508$$

Isı yalıtımı dış cidar yüzey alanının hesaplanması sırasında yapılan hata oranı;

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

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

$$\frac{W_{A_{yo}}}{A_{yo}} = \left[\left(\frac{0.0001}{1.065} \right)^2 + \left(\frac{0.0001}{0.136} \right)^2 \right]^{1/2} = 0.000741$$

Test borusu dış cidar yüzey alanının hesaplanmasında ise ortaya çıkan hata miktarı;

$$A_o = \pi D_o L$$

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

$$\frac{W_{A_o}}{A_o} = \left[\left(\frac{0.0001}{1.065} \right)^2 + \left(\frac{0.0001}{0.076} \right)^2 \right]^{1/2} = 0.001319$$

Isıl direncin hesaplanması sırasında oluşan hata miktarı;

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

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

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

Test borusu dış yüzeyinden çevreye geçen toplam ısı kaybının hesaplanmasında ortaya çıkan hata miktarı;

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

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

$$\frac{W_{Q_{kayıp}}}{Q_{kayıp}} = \left[\left(\frac{1.037}{98.96 - 18} \right)^2 + \left(\frac{0.974}{98.96 - 18} \right)^2 + (0.02512)^2 \right]^{1/2} = 0.0306$$

Test borusuna uygulanan net elektriksel gücün hesabında ise ;

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

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

$$\frac{W_{P_{net}}}{P_{net}} = \left[\frac{\left((0.01 \times 500)^2 + (0.26 \times 0.01)^2 + (0.01673)^2 \right)}{\left(0.26 \times 500 - 0.01673 \right)^2} \right]^{1/2} = 0.0384$$

Test borusuna boru boyunca uygulanan ısı akısının hesaplanmasında ortaya çıkan hata miktarı;

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

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

$$\frac{W_q}{q} = \left[\left(\frac{0.001}{129.45} \right)^2 + \left(\frac{0.0001}{0.076} \right)^2 + \left(\frac{0.0001}{1.065} \right)^2 \right]^{1/2} = 0.0363$$

Test borusunda birim hacim başına üretilen ısıнын bulunmasında oluşan hata miktarı;

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

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

$$\frac{W_q}{q} = \left[\left(\frac{0.001}{129.45} \right)^2 + \left(\frac{\pi \times 1.065 \times 0.076 \times 0.0001}{2} \right)^2 + \left(\frac{\pi \times 1.065 \times 0.070 \times 0.0001}{1.065} \right)^2 \right]^{1/2} = 7.725 \times 10^{-6}$$

Test borusu iç yüzey sıcaklığı T_{wi} 'nin hesabında yapılan hata oranı;

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

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

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

$$\frac{W_{T_{w_{ix}}}}{T_{w_{ix}}} = \left[\left(\frac{0.0001}{98.96} \right)^2 + \left(\frac{0.00000001}{0.0000003033} \right)^2 + \left(\frac{0.001}{81111} \right)^2 \right]^{1/2} = 0.03296$$

Re sayısının hesabında ortaya çıkan hata miktarı ;

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

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

$$\frac{W_{Re}}{Re} = \left[\left(\frac{0.0001}{0.070} \right)^2 + \left(\frac{0.0005}{3.84} \right)^2 \right]^{1/2} = 0.0001436$$

Test borusu iç cidar sıcaklığı ve akışkanın ortalama yığık sıcaklığı arasındaki farkın hesaplanması sırasında yapılan hata oranı;

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

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

$$\frac{W_{\Delta T}}{\Delta T} = \left[\left(\frac{1.529}{98.93 - 21.65} \right)^2 + \left(\frac{0.92}{98.93 - 21.65} \right)^2 \right]^{1/2} = 0.0230$$

Isı taşınım katsayısının hesabında ise yapılan hata oranı;

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

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

$$\frac{W_{h(x)}}{h(x)} = \left[\left(\frac{0.001}{507.46} \right)^2 + (0.0230)^2 \right]^{1/2} = 0.0230$$

Yerel Nusselt sayısının hesaplanmasında ortaya çıkan hata miktarı;

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

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

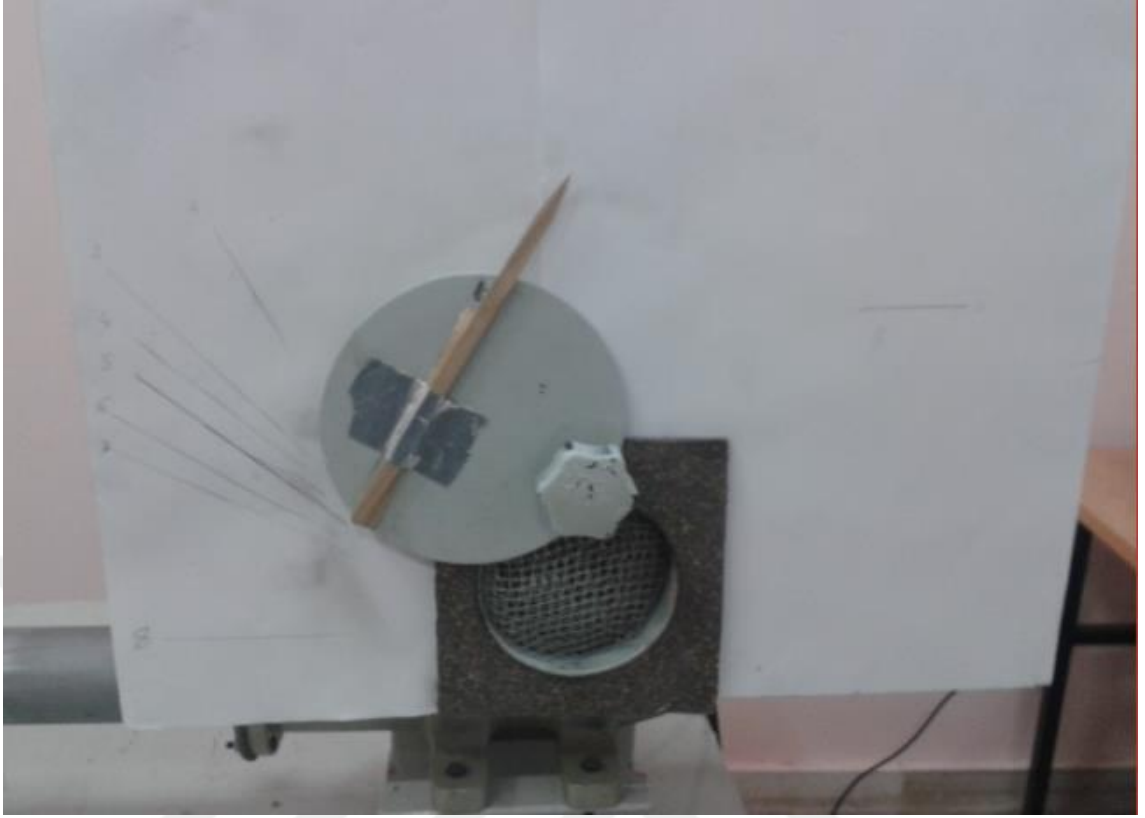
$$\frac{W_{Nu}}{Nu} = \left[(0.0230)^2 + \left(\frac{0.001}{0.070} \right)^2 \right]^{1/2} = 0.0271$$

Test borusunda oluşan sürtünmenin(sürtünme katsayısı) hesaplanmasında yapılan hata oranı;

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

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

$$\frac{W_f}{f} = \left[\left(\frac{0.01}{3.549} \right)^2 + \left(\frac{0.001}{0.070} \right)^2 + \left(\frac{0.0001}{1.065} \right)^2 + \left(\frac{2 \times 0.0005}{3.84} \right)^2 \right]^{1/2} = 0.0145$$

EK-4. Deney Düzenine Ait Resimler

Şekil Ek-4.1. Şiber vana



Şekil Ek-4.2. Ölçüm esnasında data logger ekranındaki sıcaklık verileri



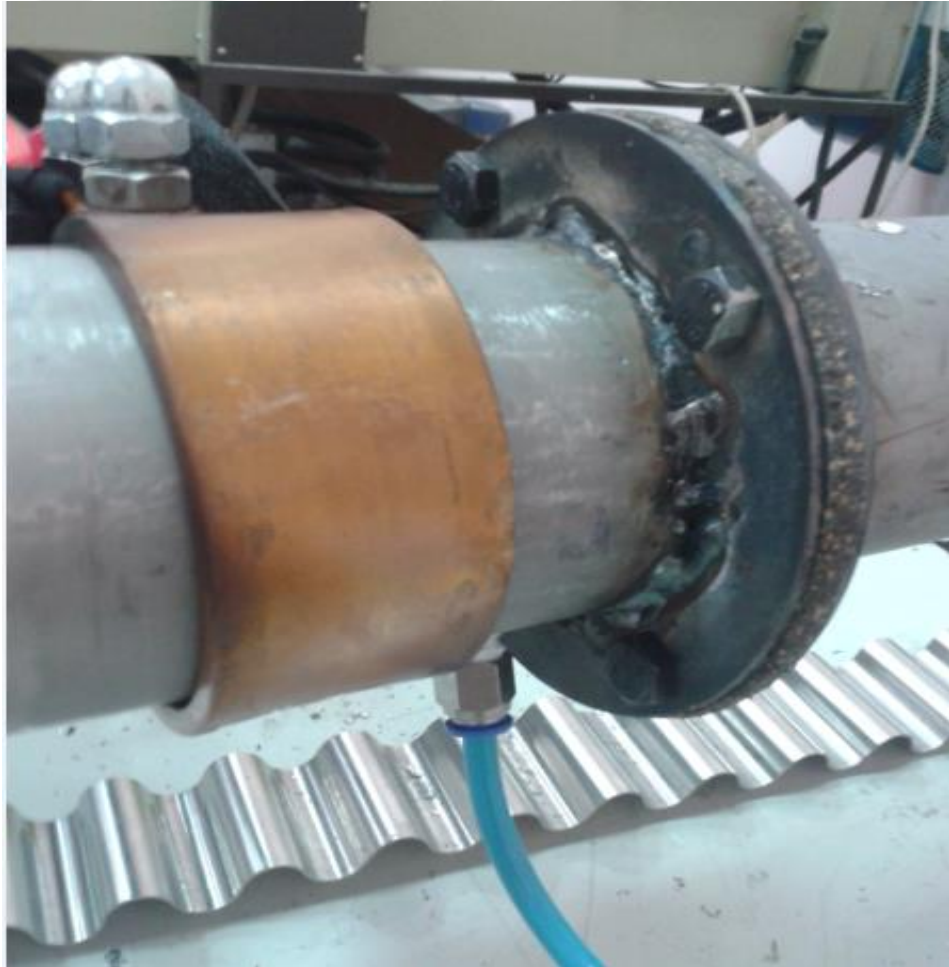
Şekil Ek-4.3. Zorlanmış akış için kullanılan elektrik motoru



Şekil Ek-4.4. Dairesel kanal içerisindeki sinüsoidal ondüle şerit elemanın konumlandırılması



Şekil Ek-4.5. Zorlanmış akış için kullanılan elektrik motoru



Şekil Ek-4.6. Test borusunun ısıtma, basınç ve bağlantı şekillerinin gösteri

EK-5. Deney Düzeneginde Kullanılan Cihazların Teknik Özellikleri

Tablo Ek-5.1. KIMO Mp 100 dijital fark manometresinin teknik özellikleri

Basınç Ölçüm Aralığı	0/1000 Pa
Çalışma Sıcaklığı	0.....+50 C ⁰
Hassasiyet	Ölçülen değerlerinde ±%5 inde ± 1 Pa
Saklama Sıcaklığı	-20.....+80 C ⁰
Ölçüm Yaptığı Birimler	kPa,inWg,mmHg, mBar,Psi,Bar
Boyutları	156,2x70,6x34,7
Çözünürlük	1 Pa
Ağırlık	190 g

Tablo Ek-5.2. Monofaze varyak teknik özellikleri

Güç	2kVA
Giriş Voltajı	220 V AC
Çıkış Voltajı	0-220 V AC/ 0-250 V AC
Çıkış Amperi	9 Amp.
Frekans	50 Hz-60 Hz
Faz	1 Faz (Monofaze)
Göstergeler	Dijital Voltmetre-Dijital Ampermetre
Varyak Çıkışı	Born Klamens ya da topraklı priz
Ölçüler	345x225x230
Ağırlık	15 kg

Tablo Ek-5.3. Yıldız üçgen elektrik motorunun teknik özellikleri

Anma Gücü	0.7 kW
Anma hızı	1370 d/dk
Faz	3 faz (Trifaze)
Verim	%77.8
Ağırlık	13.3 kg
Fanın Debisi	2300 m ³ /h

Tablo Ek-5.4. Fanın teknik özellikleri

Tip	Radyal yuvarlak kanal tipi
Fan Gücü	0.7 kW
Debi	2300 m ³ /h
Statik basınç	240 mmSS
Gerilim	220 V/ 50Hz
Anma Hızı	2500 d/dk
Dış Kasa Çapı	390 mm
Ağırlık	8 kg

Tablo Ek-5.5. Termokuplun (ısı çiftleri) teknik özellikleri

Tip	K tipi kablolu
Renk	Yeşil
Ebatlar	2x0.25 mm
Malzemesi	NiCr-Ni
Kablo izolasyonu	Silikon
Çalışma ortam sıcaklığı	0-250 °C

Tablo Ek-5.6. Hioki Lr8400-20 marka dataloggerin teknik özellikleri

Kanal sayısı	Standart analog 30 kanallı
Ölçüm	Sıcaklık, nem, puls ölçümü, ve analog çıkışlı sensörleri algılayabilme
Kayıt hafızası	16 Mb
Hassasiyet	%0.1
Ebatlar	272x182.4x66.5 mm
Çalışma sıcaklıkları	0-40 °C
Ağırlık	2.6 kg
Ekran	5.7 "
Giriş	Jack girişi olmadan 2 telli termokupl kablosu yardımıyla
Kayıt	Gerçek zamanlı
Ara yüz	Lan, usb, Cf, Fat 32, http, ftp
Modül sayısı	15 kanallı toplam 4 bağlayıcı blok
Gerilim girişi	10 mV-100 V
Termokupl uygunluğu	K, J, E, T, R, S, B, W,

Tablo Ek-5.7. Testo 435-4 marka akış ölçerin teknik özellikleri

Çalışma sıcaklığı	-20 °C - +50°C
Hassasiyet	% ±1
Akış hızı ölçüm aralığı	0-60 m/s
Prob cinsi	IAQ prob
Ebatlar	220x74x46 mm
Koruma sınıfı	IP54
Ağırlık	428 gr
Prob ebatları	Ø5 mm çap ve maks. 820 mm teleskobik prop uzunluğu
Pil ömrü	200 saat

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Mehmet GÜRDAL

Uyruğu : T. C.

Doğum Yeri ve Tarihi : Akşehir / 21.11.1988

Telefon : 0541 280 73 56

e-mail : grdlmhmt@gmail.com

EĞİTİM

Lise : Güzelbahçe 60. yıl Anadolu Lisesi, Güzelbahçe, İzmir, 2006

Üniversite : Cumhuriyet Üniversitesi, Merkez, Sivas, 2012

Yüksek Lisans : Necmettin Erbakan Üniversitesi, Meram, Konya, ...

Doktora :

İŞ DENEYİMLERİ

2013-2016, Eriell Group, Ar-Ge Mühendisi

2016- ..., Kastamonu Üniversitesi, Öğretim Görevlisi

UZMANLIK ALANI

Dairesel borularda ısı transferi

YABANCI DİLLER

İngilizce