

T.C.
ERCIYES ÜNİVERSİTESİ
BİLİMSEL ARAŞTIRMA PROJELERİ
KOORDİNASYON BİRİMİ

BİR BORU İÇERİSİNE CİDARDAN AYRIK OLARAK YERLEŞTİRİLEN
ŞERİT ELEMANLARIN ISI TRANSFERİ VE BASINÇ DÜŞÜMÜNE
ETKİSİNİN ARAŞTIRILMASI

Proje No: FBA-10-2967

NORMAL ARAŞTIRMA PROJESİ (NAP)

SONUÇ RAPORU

Proje Yürütücüsü:

Yrd. Doç. Dr. Sibel GÜNEŞ
Mühendislik Fakültesi/Makina Müh. Bölümü

Araştırmacıların Adı Soyadı
Doç. Dr. Veysel ÖZCEYHAN
Arş. Gör. Halit BAŞ
Arş. Gör. Eyüphan MANAY
Arş. Gör. Doğan ERDEMİR
Mühendislik Fakültesi/Makina Müh. Bölümü

TEMMUZ 2013

KAYSERİ

TEŞEKKÜR

Bu projeye sağladıkları finansal kaynaktan dolayı Erciyes Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinasyon Birimine teşekkürlerimizi sunarız.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa No
ÖZET	1
ABSTRACT	2
1. GİRİŞ / AMAÇ VE KAPSAM	3
2. GENEL BİLGİLER	8
3. GEREÇ VE YÖNTEM	15
4. BULGULAR	28
5. TARTIŞMA VE SONUÇ	51
6. KAYNAKLAR	53

ÖZET

Şerit elemanlar ısı değıştircisi sistemlerinde ısı sınır tabakayı yenilemek, dönmeli akış yaratmak ve dolayısı ile termal performansı arttırmak amacıyla yaygın olarak kullanılırlar. Düşük maliyet, sürekli performans, kolay montaj ve demontaj gibi avantajlarından dolayı şerit elemanlar ısı değıştircilerinde sıklıkla tercih edilirler. Aynı zamanda, şerit elemanlı borular ısı geri dönüşüm uygulamalarında, kimyasal proseslerde, kümyasal ve nükleer reaktörlerde, enerji santrallerinde, iklimlendirme ve soğutma sistemleri gibi endüstriyel uygulamalarda kullanılırlar.

Bu proje çalışmasında, bir boru içerisine cidardan ayrık olarak yerleştirilen delikli şerit elemanların ısı transferi, akış sürtünmesi ve ısıl performans karakteristikleri deneysel olarak araştırılmıştır. Test akışkanı olarak hava kullanılmıştır. Aynı zamanda, kıvrım oranı (y/D) ve delik çap oranının (d/D) etkileri açıklanmıştır. Deneyler sabit ısı akısı sınır şartında Reynolds sayısının 4860-24130 aralığında üç farklı kıvrım oranı ($y/D=2.0, 2.5, 3.0$) ve üç farklı delik çapı oranı ($d/D=0.0714, 0.107, 0.143$) için gerçekleştirilmiştir. Deneysel sonuçlar şerit elemanlı borudaki Nusselt sayısı ve sürtünme katsayısının daha yüksek olduğunu göstermiştir. Elde edilen deneysel sonuçlar aynı zamanda Nusselt sayısının, sürtünme katsayısının ve termal performansın azalan kıvrım oranı ve delik çapı oranı ile arttığını göstermiştir. En büyük 1.27 lik net iyileşme oranı kıvrım oranının 2 ve delik çap oranının 0.0714 olması durumunda elde edilmiştir. Sonuç olarak, Nusselt sayısı, sürtünme katsayısı ve net iyileşme değerleri için korelasyonlar geliştirilmiştir. Korelasyonlarla tahmin edilen Nusselt sayısının deneysel Nusselt ile $\pm 7\%$, sürtünme katsayısının $\pm 8\%$ ve net iyileşme değerinin $\pm 6\%$ ’lik bir sapma ile uyumlu oldukları görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: şerit eleman, ısı transferi iyileştirmesi, dönmeli akış, ısıl performans katsayısı.

ABSTRACT

Twisted tape inserts have been widely used in heat exchanger systems for redeveloping the thermal boundary layer, generating swirl flow and therefore improving the thermal performance. Up to now, twisted tapes are frequently preferred in compact heat exchangers because of its low cost, steady performance, simple configuration and being easy to install and disassemble. Tubes with twisted tape insert have been also used in various industrial applications such as heat recovery process, chemical engineering process, air conditioning and refrigeration systems, chemical reactors, power plant, and nuclear reactor, etc.

In this project, heat transfer, flow friction and thermal performance factor characteristics in a tube fitted with loose-fit perforated twisted tape, using air as working fluid are experimentally investigated. The effects of the twist ratio (y/D) and the hole diameter ratio (d/D) are also described. The experiments are conducted using the tapes with three different twist ratios ($y/D=2.0, 2.5, 3.0$) and three different hole diameter ratios ($d/D=0.0714, 0.107, 0.143$) over a Reynolds number range of 4860 and 24130 under uniform heat flux conditions. The experimental results reveal that both Nusselt number (Nu) and friction factor (f) in tube fitted with the twisted tape, are higher than those in plain tube. The obtained results also demonstrate that Nusselt number (Nu), friction factor (f) and thermal enhancement index (η) increase with decreasing twist ratio (y/D) and hole diameter ratio (d/D). The maximum value of thermal performance factor of 1.27 is found at the case of twist ratio, $y/D=2.0$ and hole diameter ratio, $d/D=0.0714$. As a result, the experimental results of Nusselt number, friction factor and thermal performance factor for loose-fit perforated twisted tape elements are correlated and the deviations found for Nusselt number, friction factor and thermal performance factor are within $\pm 7\%$, $\pm 8\%$ and $\pm 6\%$, respectively.

Keywords: twisted tape, heat transfer enhancement, swirl flow, thermal performance factor.

1. GİRİŞ / AMAÇ VE KAPSAM

1.1. Konu ve Önemi

Nüfusu hızla artan dünyada, enerji tüketimi de paralel olarak artmaktadır. En başlıca enerji kaynakları olan fosil yakıt rezervleride hızla tükenmektedir. Tüm bu gelişmeler mevcut enerji kaynaklarını verimli olarak kullanmanın önemini gündeme getirmiştir.

Enerji verimliliği, yaşam standardımızı, üretim kalitesini ve miktarını düşürmeden, daha az enerji kullanarak aynı miktardaki işi yapabilmektir. Başka bir deyişle; enerji verimliliği birim hizmet ya da ürün miktarında enerji tüketimini azaltmaktır. Gaz, buhar, ısı, hava ve elektrikteki enerji kayıpları enerji verimliliğiyle önlenir. Enerji verimliliği; daha verimli enerji kaynaklarının kullanımının yanı sıra gelişmiş endüstriyel süreçler ve enerji geri kazanımları gibi etkinliği artırıcı önlemlerle de gerçekleştirilebilir. Bununla birlikte; enerji verimliliğinin mutlaka teknolojik dönüşümlerle elde edilmesi gerekmez. Verimlilik, kamuoyunda farkındalık oluşmasını, kamusal düzenlemelerin yaşama geçirilmesini, sektörel dönüşümü hızlandıran ve verimliliği teşvik eden yasal düzenlemelerin devreye sokulmasını kapsayan uzun soluklu bir süreçtir [1].

Dünyanın her yerinde enerji, daha verimli kullanılabilir. Türkiye'nin de enerji verimliliği ile ilgili atabileceği pek çok adım bulunmaktadır. Enerji masraflarının düşürülmesiyle elde edilen tasarruf, enerji ithalatının azalmasıyla ekonomide dışa bağımlılığının giderilmesi, çevresel iyileşme ve iklim değişikliğiyle mücadele, verimli enerji kullanımının yararlarından yalnızca birkaçıdır [1].

Türkiye gibi gelişmekte olan ülkelerde, kişi başına düşen enerji tüketimi kalkınma hamlelerine paralel olarak artmaktadır. Türkiye'de enerji faaliyetleriyle oluşan emisyonların toplam emisyonlardaki payı 2008 yılında yüzde 76'dır. 2008 yılı itibarıyla, karbondioksitin sera gazı emisyonlarındaki payı yüzde 81, enerji kaynaklı emisyonlardaki payı ise yüzde 91'dir. 1990 yılında sanayi sektöründe kullanılan enerjiden kaynaklanan sera gazı emisyonları yüzde 27 ile en yüksek paya sahip iken, yıllar içinde elektrik sektörünün payı artış göstermiştir. 2008 yılında elektrik sektörünün emisyonları yüzde 39'a ulaşmış ve elektrik Türkiye'nin toplam emisyonlarında en fazla paya sahip sektör haline gelmiştir. Elektrik sektörünün emisyonlardaki sorumluluk payının artmasına neden olan etmenlerden biri, Türkiye'nin enerji ihtiyacına paralel olarak artan elektrik üretimidir. Bununla birlikte; enerjinin gereken ölçüde verimli kullanılmaması da emisyonların sürekli olarak artmasına neden olmaktadır. Enerji arzında yüzde 32'lik pay ile doğal gaz ilk sırayı alırken, doğal gazı

yüzde 29,9 ile petrol, yüzde 29,5 ile kömür izlemiş, yüzde 8,6'lık bölüm ise hidrolik dahil olmak üzere yenilenebilir enerji kaynaklarından karşılanmıştır. Yapılan projeksiyonlara göre birincil enerji tüketimimizin, referans senaryo çerçevesinde, 2020 yılına kadar olan dönemde de yıllık ortalama yüzde dört oranında artması beklenmektedir. Avrupa ile kıyaslandığında bu artış Türkiye için olumlu gözükse de aradaki farkın ana nedeni ülkedeki büyük ölçekli hidroelektrik santralleridir. Hidroelektrik santrallerinin sera gazı emisyonu az olmasına rağmen, su yataklarında oluşan sorunlar nedeniyle uygulanabilirliği tartışma konusudur [1].

2000-2009 yılları arasında yapılan toplam ihracat 706 milyar dolar, toplam ithalat 1.083 milyar dolar, ham petrol, doğalgaz ve kömür ithalatı 154 milyar dolar olmuştur. Bu maliyetlere motorin, benzin ve fueloil dahil değildir. 8.377 milyar dolar olan dış ticaret açığının yüzde 41'i enerji ihtiyacından kaynaklanmıştır. Aynı zamanda, ihracat arttıkça enerji ithalatı artmaktadır. Türkiye'nin son 10 yıllık performansına bakıldığında dış ticaret açığımızın yarısı, yani 154 milyar dolarlık tutar enerji ithalatından kaynaklanmaktadır [1].

Enerji verimliliğinin en önemli ayaklarından biride enerji tasarrufudur. Enerji tasarrufu iki ana başlık altında incelenebilir. Bunlardan birincisi günlük hayatımızı düzenleyerek yapabileceğimiz doğrudan enerji tasarrufudur. İkincisi ise daha uzun vadede harcamaları minimize ederek maliyeti düşürmeye dayalı dolaylı enerji tasarrufudur [2].

Ülkemizde kullanılan enerjinin yaklaşık %30' u sanayide kullanılmaktadır. Dolayısıyla sanayide tükettiğimiz enerjinin verimliliğini kademeli olarak iyileştirmemiz, ülke ekonomisine zaman içinde önemli bir katma değer olarak geri dönecektir. Son dönemde ülkemizde işletmelerde oluşturulan enerji yöneticisi kavramıyla geri dönüşüm sistemlerinin önemi artmaya başlamıştır. Geri dönüşüm sistemlerinin en önemli etmenlerinden biride ısı transferinin iyileştirilmesidir [2].

1.2. Isı Transferi İyileştirme Teknikleri

Bu teknikler aktif teknikler ve pasif teknikler olmak üzere 2 grupta incelenir. Aktif tekniklerde ısı verilen akışkana titreşim veya elektrik gibi ek bir enerji verilir. Pasif tekniklerde ise ısı verilen akışkana dışardan ek bir enerji verilmeden, geometri değişiklikleri ve akışkan hareketleri kullanılır. Isı transferi iyileştirme teknikleri şöyle gruplandırılabilir.

1.2.1. Aktif Teknikler

Akış ve Yüzey Titreşimi: Tek fazlı akışkanlarda laminar alt tabaka parçalanarak ısı transferinin iyileştirildiği aktif yöntemdir. Titreşim motor tahrikli veya elektrodinamik titreştiriciler ile oluşturulur.

Mekanik Yardımcılar: Yüzeyin döndürülmesi ile akışkanın karıştırılması sağlanarak ısı transferinin iyileştirildiği aktif yöntemdir. Genellikle kimyasal endüstrisinde kullanılan bir yöntemdir.

Akışkan Titreşimi: Akışkan kütlesi büyük olan tek fazlı sistemlerde kullanılan aktif yöntemdir. Titreşim frekansı 1 Hz ile sesötesi aralığındadır.

Enjeksiyon ve Emme: Tek fazlı akışkanlarda gözenekli yapı kullanılarak akışkana gaz enjekte edilmesine enjeksiyon, akışkan yada buhar çekilmesine ise emme adı verilir.

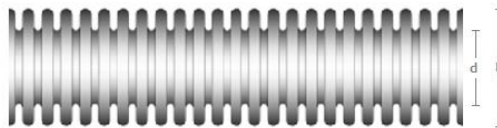
Jet Çarpması: Akışkanın yüzeye herhangi bir açıyla, bir veya birden fazla jet ile çarptırılarak ısı transferinin iyileştirildiği aktif yöntemdir.

Elektrostatik Alanlar: Akışkanlara doğru veya alternatif akım uygulanarak, ısı transfer yüzeyinin genişletilip, ısı transferinin iyileştirildiği aktif yöntemdir [2].

1.2.2. Pasif Teknikler

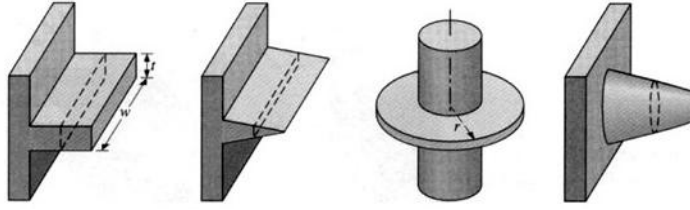
İşlem Görmüş Yüzeyler: Yüzey polimerin metaller veya kimyasallarla kaplanarak ısı transferinin iyileştirildiği pasif yöntemdir. Genellikle kaynama ve yoğuşmada kullanılır.

Pürüzlü Yüzeyler: Boru ve kanal yüzeylerinde çeşitli yöntemlerle pürüzlülük oluşturarak, sınır tabakanın rahatsız edilip, ısı transferinin iyileştirildiği pasif yöntemdir. Şekil 1.1’de bu yöntem için bir örnek verilmiştir.

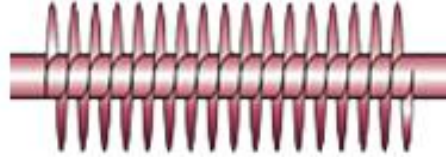


Şekil 1.1. Oluklu boru örneği [3].

Genişletilmiş Yüzeyler: Kanatçıkların kullanılarak yüzeyin genişletilmesi sonucu ısı transferinin iyileştirildiği pasif yöntemdir. Sınır tabakanın sürekli yenilenmesi esasına dayanır. Birçok alanda ısı değiştiricilerin tasarımında kullanılan bir yöntemdir. Şekil 1.2’de bu yöntem için bazı örnek verilmiştir.



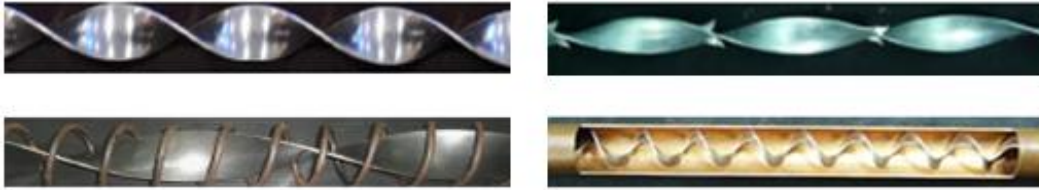
(a)



(b)

Şekil 1.2. Genişletilmiş yüzey örnekleri (a) Kanatçık çeşitleri (b) Kanatçıklı boru.

Yerleşik İyileştirme Elemanları: Tek fazlı ve iki fazlı akışlarda zorlanmış konveksiyon durumunda kullanılan elemanlarla dolaylı taşınımın sağlanarak ısı transferinin iyileştirildiği pasif yöntemdir. Bu yöntemde yerel hız artarken basınç kaybıda artar. Şekil 1.3'te boru içine yerleştirilen farklı iç eleman örnekleri verilmiştir.



Şekil 1.3. Boru içine yerleştirilen farklı iç eleman örnekleri.

Dönmeli Akış Cihazları: Tek fazlı zorlanmış konveksiyon uygulamalarında kullanılan pasif yöntemdir. Son zamanlarda iki fazlı akışta da kullanılmak üzere çalışma yapılmaktadır. Zorlanmış konveksiyona dönme şeklinde bir hareketlilik sağlanarak uygulanır. Şekil 1.4'te dönmeli akış elemanlarına örnekler verilmiştir



Şekil 1.4. Farklı özellikte pervane tipleri [4].

Yüzey Gerilim Cihazları: Kaynama ve yoğuşmada akışı yönlendirmek için kullanılan pasif yöntemdir.

İlave Katkı Maddeleri: Tek fazlı akışlarda katı parçacıklar, gaz kabarcıkları, sıvı izleyiciler ve sıvı damlacıkları kullanılarak ısı transferinin iyileştirildiği pasif yöntemdir [2].

1.3. Çalışmanın Amacı ve Kapsamı

Isı transferi iyileştirme amacıyla literatürde yapılmış birçok çalışma vardır. Bu çalışmada diğerlerinden farklı olarak iç elemanlara açılan delikler ön plana çıkmaktadır. Çalışma iki farklı şerit eleman genişliği ($W=54$ mm, $W=52$ mm), üç farklı delik çapı ($d=4$ mm, $d=6$ mm, $d=8$ mm) ve üç farklı hatve ($y=112$ mm, $y=140$ mm, $y=168$ mm) olmak üzere 18 farklı şerit elemanla 4860-24130 Reynolds sayısı aralığında gerçekleştirilmiştir. Çalışmanın amacı ısı transferini artırırken, basınç kaybını mümkün olduğu kadar minimum seviyede tutmak ve sonuç olarak net iyileştirmeyi belirlemektir.

2. GENEL BİLGİLER

2.1. Giriş

İlerleyen teknolojiyle büyük gelişme kaydeden ısı sistemler ısı transferi iyileştirilmesi konusundaki çalışmaların artmasına dolayısıyla ciddi ilerlemelere önayak olmuştur. Enerjinin daha verimli kullanılmasında artık yeni bir enerji kaynağı olarak görülmektedir. Endüstride oldukça yaygın kullanılan ısı değiştiricileri ve bununla beraber ısı transferi önem kazanmakta ve bu ısı transferi iyileştirme konusunda yapılan çalışmaların artmasına sebep olmaktadır. Bütün bunların sonucunda bu konuyla ilgili önemsenecek bir literatür oluşmuştur.

2.2. Isı Transferi İyileştirme Konusunda Yapılmış Çalışmalar

Yüzey pürüzlülüğü seviyesinin artırılması, kanatçıklar veya kanat görevi yapan elemanların kullanılması, türbülatorlerin kullanılması ve oyuk yüzeylerin kullanılması ile ısı transferi iyileştirme çalışmaları yapılmıştır. Şerit elemanlar kullanılarak ısı transferi iyileştirilmesi çalışmaları literatürdeki yerini almıştır.

Chang ve diğerleri [5], dairesel bir boru içerisine kare kesitli elemanlar veya farklı sargı oranlarında elemanlar yerleştirerek, Reynolds sayısının 5000-25000 aralığında çalışmalar yapmışlardır. Sonuç olarak, ısı transferi oranının kıvrımlı şerit elemanlarda düz elemanlara göre 1.25-1.67 daha fazla olduğu görülmüştür.

Bir borunun girişine kısa helisel şerit elemanlar yerleştirerek yaptıkları çalışmada, Gül ve Evin [6], ısı transferi oranının arttığını gözlemlemişlerdir. Reynolds sayısının azalması ve momentum oranının artmasında net iyileştirmeyi artırmıştır. Bununla birlikte helisel kanalların sayısı ve helis açılarının belirgin bir etkisinin olmadığı belirlenmiştir.

Sivashanmugan ve Nagarian [7], dairesel bir tüp içerisine yerleştirilen sağ sol kıvrımlı helisel şerit elemanları kullanarak deneysel olarak ısı transferi ve sürtünme üzerine etkilerini incelemişlerdir. Sonuç olarak, sağ sol kıvrımlı helisel şerit elemanların ısı transferi iyileştirilmesi açısından düz sarımlı helisel elemanlara oranla daha etkili olduğu gözlemlenmiştir.

Eiamsa, Thianpong ve Promvonge [8], iç içe yerleştirilmiş iki tüp içerisine kalınlığı 1 mm ve uzunluğu 1500 mm olan paslanmaz şerit elemanlar yerleştirerek deneysel çalışmalar yapmışlardır. Akışkan olarak soğuk ve sıcak su kullanılmıştır. Farklı hatveler ve farklı

cidardan ayrıklıklarla yapılan deneyler sonucunda, hatveyle doğru orantılı olarak ısı transfer katsayısının arttığı gözlemlenmiştir.

Boru içerisine ters yönlerde bükülmüş şerit elemanlar yerleştirerek etkilerini deneysel olarak inceleyen Eiamsa ve Promvonge [9], 3 farklı kıvrılma açısı($\theta=30^\circ, 60^\circ, 90^\circ$) ve 3 farklı kıvrılma oranı(3,4,5) esas alarak oluşturulmuş 9 farklı şerit eleman kullanarak, 3000-27000 Reynolds sayıları aralığında deneylerini gerçekleştirmişlerdir. Çalışma sonucunda tipik kıvrılmış şerit elemanlardan daha yüksek ısı transfer oranı, sürtünme faktörü ve ısı transferi iyileştirmesi sağlandığı görülmüştür. Ayrıca ısı transfer oranının, kıvrılma oranının azalması ve kıvrılma açısının artmasıyla da arttığı gözlemlenmiştir. Nusselt sayılarında da tipik kıvrılmış şerit elemanlara oranla artış kaydedilmiştir.

Promvonge [10], bükülmüş tel elemanlar içine geçirilmiş bükülmüş şerit elemanlar kullanarak deneyler yapmıştır. Akışkan olarak havanın kullanıldığı deneyler 3000-18000 Reynolds sayıları aralığında yapılmıştır. Boş tüple karşılaştırıldığında tel elemanlar ve şerit elemanların kullanıldığı deneylerde ısı transferinin arttığı gözlemlenmiştir. Bununla beraber küçük kıvrılma oranlarında sağlanan iyileştirmenin büyük kıvrılma oranlarından daha iyi olduğu tespitide yapılmıştır.

Wongcharee ve Eiamsa [11], üzerine dikdörtgen, üçgen ve yamuk şeklinde kanatlar açılmış, kıvrılmış şerit elemanları boru içerisine yerleştirerek deneyler yapmışlardır. Deneyler 3 farklı kanat giriş oranı(0.1, 0.2, 0.3) ve tek kıvrılma oranında(4.0) elemanlarla gerçekleştirilmiştir. Sonuç olarak, ısı transfer oranı ve sürtünme faktörünün kanat açılmamış durumlara göre daha yüksek olduğu anlaşılmıştır. Bununla beraber en yüksek iyileştirmesinde yamuk kanatlı şerit elemanlarla sağlandığı sonucuna varılmıştır.

Kare kesitli kanatlar açılmış kıvrılmış şerit elemanlar ve düz kıvrılmış şerit elemanlar kullanarak deneysel çalışmalar gerçekleştiren Murugesan, Mayilsamy ve Suresh [12], akışkan olarak su kullanmışlar ve deneyleri 2000-12000 Reynolds sayıları aralığında yapmışlardır. Deneyde kullanılan şerit elemanlar 3 farklı hatveye sahiptirler. Deneyler sonucunda, kare kesitli kanatlar açılmış kıvrılmış şerit elemanların kullanıldığı borulardaki, ısı transfer oranları, sürtünme faktörleri ve ısı gelişim faktörlerinin düz kıvrılmış elemanların kullanıldığı borulara oranla daha yüksek olduğu saptanmıştır. Nusselt sayılarında aynı şekilde daha yüksek olduğu gözlemlenmiştir.

Boru içerisine kenarlarına belirli aralıklarla çentikler atılarak kıvrılmış şerit elemanlar yerleştirerek yaptıkları çalışmada Chang, Yang ve Liou [13], deneyleri 1000-40000 Reynolds

sayıları aralığında yapmışlardır. Bu deneylerde Nusselt sayısı ve sürtünme faktörünün kıvrılma oranı azaldıkça arttığı gözlemlenmiştir. Ayrıca çentikli elemanlarla yapılan deneylerde elde edilen Nusselt sayısı, sürtünme faktörü ve ısıl gelişim faktörünün düz elemanlarla yapılan deneylerin sırasıyla 1.28-2.4, 2-4.7, 0.99-1.8 katı olduğu belirlenmiştir.

Eiamsa and Promvonge [14], kenarı tırtıklı kıvrılmış şerit elemanlarla deneyler yaparak ısı transferi ve basınç düşümü üzerine etkilerini incelemişlerdir. Elemanlar sürekli türbülanslı hava akımı oluşturmak için tırtıklı düşünülmüştür. Deneyler 4000-20000 Reynolds sayıları aralığında yapılmıştır. Elemanlarda değiştirilen parametreler tırtık genişlik ve derinlik değerleridir. Deneyler sonucunda Nusselt sayısının tırtık derinlik artışıyla arttığı, tırtık genişlik artışıyla da azaldığı gözlemlenmiştir. Bununla beraber tırtıklı şerit elemanların tüm derinlik ve genişlik değerlerinde düz elemanlara oranla daha yüksek ısı transferi ve sürtünme faktörü sağladığı görülmüştür. Sonuç olarak sabit pompalama gücünde tırtıklı şerit elemanların düz şerit elemanlara oranla toplu ısıl performansının çok daha üstün olduğu belirlendi.

Murugesan, Mayilsamy ve Suresh [15], 3 farklı kıvrılma oranında kıvrılmış ve üzerlerine çivi döşenmiş şerit elemanlarla 2000-1200 Reynolds sayıları aralığında Nusselt sayısı, termal gelişim faktörü ve sürtünme faktörü üzerine deneyler yapmışlardır. Sonuç olarak çivili şerit elemanlarla yapılan deneylerde daha yüksek değerler elde edilmiştir. Sırasıyla Nusselt sayısı, termal gelişim faktörü ve sürtünme faktörü çivisiz şerit elemana göre 1.08-1.30, 1.05-1.13 ve 1.1-1.75 kat fazla olarak kaydedilmiştir.

Kıvrılmış şerit elemanların tüp içerisindeki termohirolik özelliklerinin değişimini inceleyen Eiamsa, Wongcharee and Thianpong [16], 3 farklı şerit eleman grubuyla deneyler yapmışlardır. Bu şerit elemanlar, düz kıvrılmış şerit elemanlar, üçgen delik açılmış şerit elemanlar ve üçgen delik açılmış kanatlı şerit elemanlardır. Deneyler 5200-22000 Reynolds sayıları aralığında yapılmış ve akışkan olarak su kullanılmıştır. En yüksek Nusselt sayısı, termal gelişim faktörü ve sürtünme faktörü üçgen delikler açılmış kanatlı şerit elemanlarda elde edilmiştir.

Eiamsa ve diğerleri [17], şerit elemanları tek ve çift sıra halinde boru içerisine yerleştirerek , 4000-19000 Reynolds sayıları aralığında ısı geçişi ve basınç düşümüne etkisini incelemişlerdir. Sonuç olarak çift sıra şerit elemanlar, tek sıra şerit elemanlara oranla daha yüksek ısı transfer oranı sağlamışlardır.

Thianpong ve diğerleri [18], içerisine girdap oluşturuvcu kıvrılmış şeritler yerleştirilmiş bir boruda sürtünme ve ısı transferini deneysel olarak incelemişlerdir. Basınç düşümü ve ısı transferi üzerinde hatve ve kıvrırma oranının etkisi 12000-44000 Reynolds sayısı aralığında incelenmiştir. Şerit elemanların olduğu durumdaki ısı transfer katsayısının ve sürtünme katsayısının boş boruya göre daha yüksek olduğu görülmüştür.

Yakınsayan ve ıraksayan borulara kıvrılmış şerit elemanlar yerleştirerek deneyler yapan Hong ve diğerleri [19], ısı transferinin ve basınç düşümünün değişimini incelemişlerdir. Farklı dönme açısı ve kıvrırma oranına sahip şerit elemanlar tarafından girdaplar oluşturulmuştur. Sonuçta 4.72 kıvrırma oranı ve 180° dönme açısına sahip şerit elemanın dört farklı şerit eleman içerisinde en iyi performansı verdiği gözlemlenmiştir.

Hejazi ve diğerleri [20], içerisine farklı kıvrılmış şerit elemanlar yerleştirilmiş bir boruda R-134a gazının yoğunlaşması süresince ısı transferi ve basınç düşümünün değişimini deneysel olarak incelemişlerdir. Deneyler 6, 9, 12 ve 15 kıvrırma oranlarına sahip şerit elemanlar kullanılarak yapılmıştır. Sonuç olarak kıvrırma oranı 6 olan şerit elemanın en yüksek ısı transfer katsayısı ve basınç düşümü sağladığı görülmüştür. Boş boru ile karşılaştırıldığında, ısı transferi iyileşmesi ve basınç düşümünde %40-240 arasında bir artışın olduğu belirlenmiştir.

2.3. Boru ve Kanallarda Laminer ve Türbülanslı Akış

Akışın laminer yada türbülanslı olması ısı geçiş miktarını büyük ölçüde etkiler. Akışkanın paralel katmanlar halinde aktığı düzgün akış laminer akıştır. Katmanlı akış da denir. Katmanların düzlemsel ve katmanlardaki akışkan parçacıklarının hızlarının da aynı olması zorunlu değildir. Yatay ve düz bir boruda laminer akış hâlindeki bir akışkanın katmanlarındaki parçacıkların hızları aynıdır. Bir akışkanın herhangi bir noktasındaki hızının, zamana göre hem doğrultu hem de büyüklük bakımından değişiklik gösterebildiği düzensiz akışa türbülanslı akış denir. Türbülanslı akışta, akışkan içinde burgaçlar oluşur ve akışkanın momentumunda ani değişimler meydana gelir. Akışın laminer akıştan türbülanslı akışa geçişi, kritik Reynolds sayısı adı verilen bir değerde gerçekleşir [21].

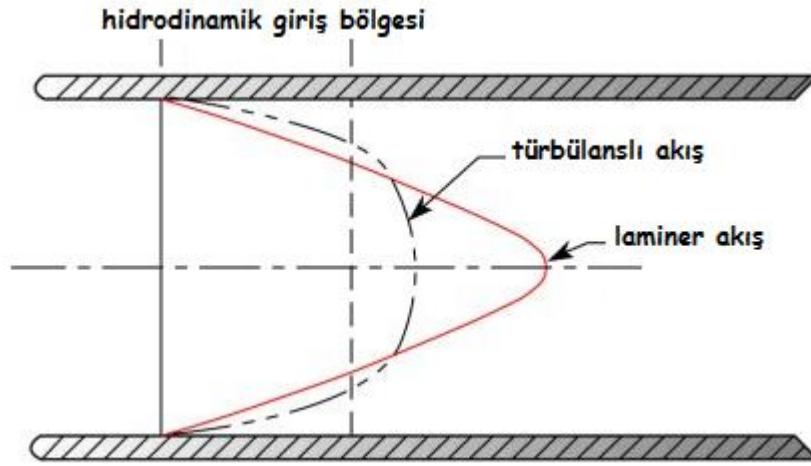
$$Re_D = \frac{u_m D_h}{\nu} \quad (2.1)$$

u_m : Akışkanın Ortalama Hızı

D_h : Kanalin yada Borunun Hidrolik Çapı

ν : Akışkanın Kinematik Vizkozitesi

Akış; Reynolds sayısı 2300' den küçük ise laminer akış, 2300'den büyük ise türbülanslı akış olarak adlandırılır. Diğer bir akış ırdeleme kıstasıda akışın giriş ve tam gelişmiş olma koşullarıdır. Akışkan kanal içerisinde girdiğinde yüzeyle temas etmeye başlar, bunun sonucunda da sürtünme etkileri artar ve sınır tabaka oluşur. Daha sonrasında sürtünme tüm kesit boyunca etkili olur. Bu noktada akış tam gelişmiş olarak adlandırılır.



Şekil 2.1. Laminer ve türbülanslı akışta hız dağılımı [22].

Tam gelişmiş laminer akışta hız parabolik bir şekil alırken, türbülanslı akışta ise hız daha düz bir şekil almaktadır. Türbülanslı akışta partikül çarpışmaları sonucunda cidardaki partikül hızı artmakta ve merkezdeki partikül hızı düşmektedir.

Sonuç olarak, uniform dairesel kesitli boru akışlarında akışlar Re sayısına bağlı olarak değişmekte ve aynı zamanda hız dağılımları da birbirinden farklılık göstermektedir. Laminer akışlarda hız dağılımı boru merkezinden cidara olan mesafe ile değişmektedir. Türbülanslı akışlarda ise bu hız dağılımı sadece boru merkezinden cidara olan mesafe ile değişmekle kalmayıp türbülans üssü dediğimiz n sayısına bağlı olup, n sayısının artması ile de hız profilleri düzleşmektedir. Bu da n sayısının büyük değerlerinin Re sayısının büyük değerlerine karşılık geldiğini göstermektedir. Birim ağırlıktaki kinetik enerji ile ortalama momentum akışını hesaplamak için ortalama hızı kullanmakla meydana gelen hata; kinetik enerji ve momentum düzeltme faktörünü kullanmakla giderilir. Laminer ve türbülanslı akışlarda hız dağılımı farklılık gösterdiği için kinetik enerji ile momentum düzeltme faktörü de Re sayısına bağlı olarak farklılık gösterecektir [23].

2.4. Borularda Basınç Düşümü ve Sürtünme Faktörü

Borularda veya kanallarda basınç kaybının belirlenmesi, gerekli pompa ve fan gücünün hesaplanması için oldukça önemlidir. Mühendislikte kanal veya borunun birim uzunluğundan basınç düşümü genellikle *Moody* sürtünme katsayısı f ile hesaplanır [24].

$$f = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2} \rho U_m^2 \frac{L}{D}} \quad (2.2)$$

Sürtünme faktörü Reynolds sayısı ile beraber boru yüzey özelliklerinede bağlıdır. Yüzey pürüzlülüğü arttıkça sürtünme faktöründe yükselir. Tablo 2.1’ de pürüzsüz borular için tam gelişmiş akışta iyi sonuç veren bazı bağıntılar ve geçerli oldukları Reynolds sayısı aralıkları verilmiştir.

Tablo 2.1. Pürüzsüz borularda tam gelişmiş türbülanslı akışta sürtünme katsayıları ve kullanıldıkları Reynolds aralıkları [25-30].

	Denklem	Uygulama şartları	Eşitlik No
Petukhov	$f = (0.79 \ln Re - 1.64)^{-2}$	$3000 \leq Re \leq 5 \times 10^6$	(3.3)
Moody	$f = 0.316 Re^{-\frac{1}{4}}$	$Re \leq 20000$	(3.4)
Moody	$f = 0.184 Re^{-\frac{1}{5}}$	$Re \geq 20000$	(3.5)
Gnielinski	$f = \frac{1}{1.82(\log(Re) - 1.64)^2}$	$2300 \leq Re \leq 5 \times 10^4$	(3.6)
Blasius	$f = 0.0791 \times Re^{-0.25}$	$4000 \leq Re \leq 10^5$	(3.7)
McAdams	$f = 0.046 \times Re^{-0.2}$	$3 \times 10^4 \leq Re \leq 10^6$	(3.8)
Nikuradse	$f = 0.0008 + 0.0533 \times Re^{-0.237}$	$10^5 \leq Re \leq 10^7$	(3.9)

2.5. Borularda Türbülanslı Akışta Isı Transferi Katsayısı

Isı transferinin analizi borularda türbülanslı akışta karmaşık olduğundan literatürde ısı transfer katsayısını hesaplamak için çok sayıda eşitlik geliştirilmiştir [24]. Borularda tam gelişmiş türbülanslı akışta Nusselt sayısını veren yaygın eşitlikler Tablo 2.2’ de verilmiştir. Bu eşitlikler akışkan sıcaklığı ile duvar sıcaklığının çok farklı olmadığı durumlarda kullanılır. Fiziksel özellikler de akışkanın giriş ve çıkış sıcaklıklarının ortalaması alınarak hesaplanır.

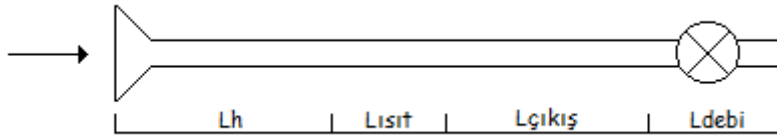
Tablo 2.2. Borularda tam gelişmiş türbülanslı akışta Nusselt sayısını veren yaygın eşitlikler. [31].

	Eş-İlişki	Uygulama şartları	Eşitlik No
Petukhov-Krillov	$Nu_D = \frac{(f/8)Re_D Pr}{1.07 + 12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)}$	$0.5 < Pr \leq 2000$ $10^4 \leq Re_D \leq 5 \times 10^6$	(3.10)
Colburn	$Nu_D = 0.023 Re_D^{0.8} Pr^{1/3}$	$0.5 \leq Pr \leq 3$ $10^4 < Re_D < 5 \times 10^6$	(3.11)
Dittus-Boelter	$Nu_D = 0.023 Re_D^{0.8} Pr^n$	$0.7 < Pr < 120$ $2500 \leq Re_D \leq 10000$ n=0.4 ısıtma, n=0.3 soğutma	(3.12)
Kays-Crawford	$Nu_D = 0.023 Re_D^{0.8} Pr^{0.5}$	$0.5 < Pr \leq 1$ $10^4 < Re_D < 5 \times 10^6$	(3.13)
Webb	$Nu_D = \frac{(f/8)Re_D Pr}{1.07 + 9(f/8)^{1/2}(Pr - 1)Pr^{-1/4}}$	$0.5 < Pr \leq 100$ $10^4 \leq Re_D \leq 5 \times 10^6$	(3.14)
Gnielinski	$Nu_D = \frac{(f/8)(Re_D - 1000)Pr}{1.07 + 12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)}$	$0.5 < Pr \leq 2000$ $2300 < Re_D < 5 \times 10^6$	(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)

3. GEREÇ VE YÖNTEM

3.1. Deney Düzeneği

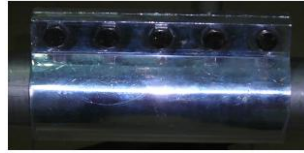
Sıcaklık ve basınç düşümlerinin ölçüleceği deney borusu, fan, ısıtma sistemi, lüle, debi ölçüm cihazı, basınç ölçüm cihazı, datalogger, hız ayarlayıcı, izolasyon ve bilgisayar deney düzeneğini oluşturan elemanlardır. Deney düzeneğinde 2 adet 6 metre boyunda boru kullanılmıştır. Borular aısı 304 kalite olup, cidar kalınlıkları 2 mm ve iç çapları 56 mm dir. Şekil 3.1’de boruların kullanım bölümleri şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 3.1. Boruların şematik görünümü.



Şekil 3.2. Giriş lülesi.

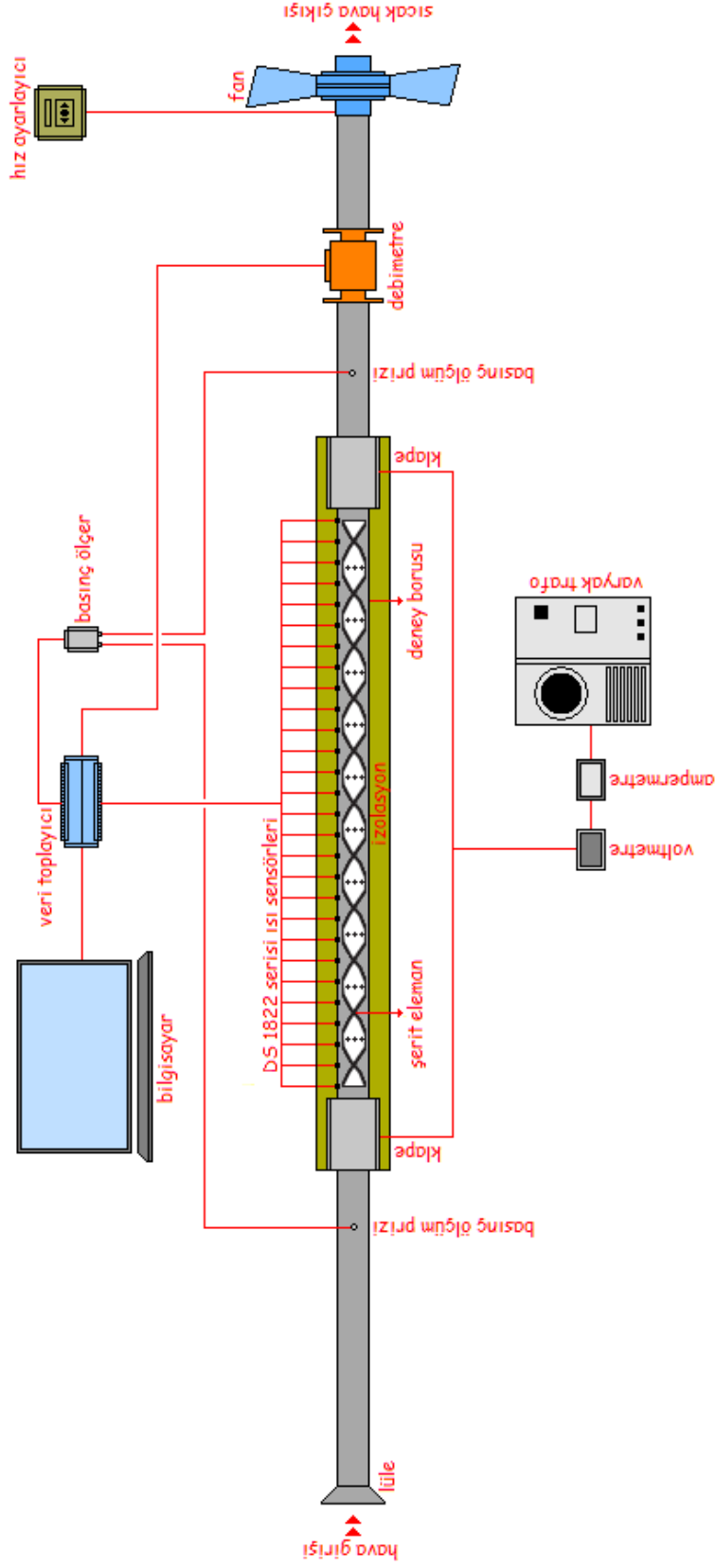


Şekil 3.3. Bağlantı klapesi.

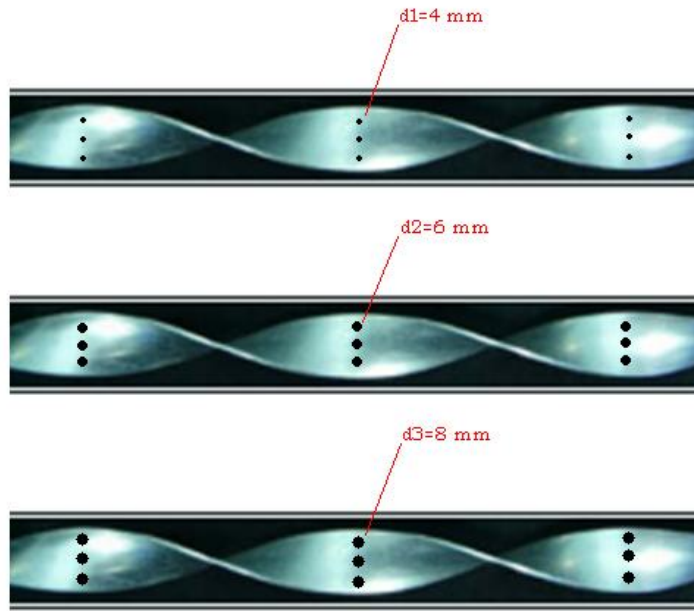
3.2. Boru İçerisine Yerleştirilen Şerit Elemanlar

Bu çalışmada helisel olarak şekillendirilmiş delikli şerit elemanlar boru içerisine yerleştirilmiştir. Şeritler iki farklı cıdardan ayırıklık mesafesi, üç farklı hatve ve üç farklı delik çapı olmak üzere toplamda onsekiz adet üretilmiştir. Çalışma sonucunda onsekiz farklı şerit elemanın sağladığı ısı transferi artışı, basınç düşümü ve net iyileştirme ele alınmıştır.

Şerit elemanlar önce birer metre olarak üretilip, daha sonra kaynak yapıldı. Kaynak yerleri silinip, delikler delindi. Elemanlar üç farklı hatveye (112 mm, 140 mm, 168 mm) ve iki farklı şerit genişliğine (52 mm, 54 mm) göre üretildi. Delikler ise 4 mm, 6 mm ve 8 mm olmak üzere üç farklı çapta delindi. Bu çalışmadaki deneylerde kullanılan şerit elemanların ölçüleri Tablo 3.1’de gösterilmiştir.



Şekil 3.4. Deney düzeneği

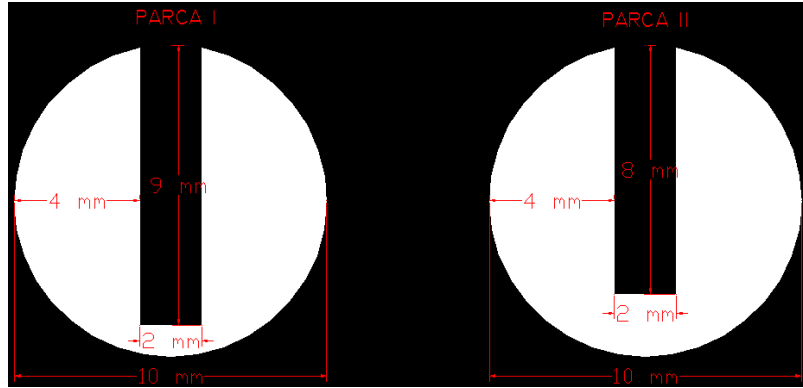


Şekil 3.5. Farklı çaplardaki deliklere sahip şerit elemanların boru içerisindeki görünüşü.

Tablo 3.1. Deneylerde kullanılan şerit elemanların genişlik, hatve ve delik ölçüleri.

Parça No	W	y	d
1	54 mm	112 mm	4 mm
2	54 mm	112 mm	6 mm
3	54 mm	112 mm	8 mm
4	54 mm	140 mm	4 mm
5	54 mm	140 mm	6 mm
6	54 mm	140 mm	8 mm
7	54 mm	168 mm	4 mm
8	54 mm	168 mm	6 mm
9	54 mm	168 mm	8 mm
10	52 mm	112 mm	4 mm
11	52 mm	112 mm	6 mm
12	52 mm	112 mm	8 mm
13	52 mm	140 mm	4 mm
14	52 mm	140 mm	6 mm
15	52 mm	140 mm	8 mm
16	52 mm	168 mm	4 mm
17	52 mm	168 mm	6 mm
18	52 mm	168 mm	8 mm

Deneyler iki farklı cidardan ayrıklıkta yapılmıştır. Şerit elemanları cidardan ayrık tutmak için teflon elemanlar kullanılmıştır. Malzeme olarak teflon seçilmesinin sebebi sıcaklık mukavemetinin yüksek olmasıdır. Kullanılan teflon elemanların çizimi Şekil 3.6'da verilmiştir.



Şekil 3.6. Kullanılan teflon elemanların çizimi.

Cidardan ayrıklıklar; $s=1$ mm ve $s=2$ mm olarak seçilmiştir. Bunun sebebi; türbülanslı akışta elemanların boru iç cidarından uzaklığı 0.3-2 mm arasında olursa, yerleştirilen elemanlar laminar alt tabaka içerisinde kalıp, onu parçalamaktadır.



Şekil 3.7. Farklı hatvedeki şerit elemanların teflon halkalar takılı olarak görünüşü.

3.3. Isıtma Sistemi

Havanın ısıtılmasında 9 kW kapasiteli bir transformatör ve akım şiddetini ayarlamak için varyak kullanılmıştır. Borunun ve dolayısıyla fan vasıtasıyla emilen havanın ısıtılması, transformatörden alınan enerjinin varyakta akım şiddetinin ayarlanması ve klapeler üzerinden boru yüzeyine aktarılmasıyla sağlanmıştır.



Şekil 3.8. Transformatör (9 kW).



Şekil 3.9. Varyak.

3.4. Debi Ölçümü

Deneylerde debi ölçümü Şekil 3.10'da gösterilen debimetre ile yapılmıştır. Bu debimetrenin ölçüm aralığı 0-110 m³/h tir. Debimetreden alınan değer kablo vasıtasıyla Şekil 3.11'de gösterilen dijital ekrana, ordanda veri toplayıcı aracılığıyla bilgisayara taşınmıştır.



Şekil 3.10. Debimetre.



Şekil 3.11. Dijital ekran.

3.5. Basınç Ölçümü

Deneylerde ısı transferini iyileştirmesi için boru içerisine yerleştirdiğimiz şerit elemanlar aynı zamanda basınç kaybında neden olmaktadır. Dolayısıyla deney borusu giriş ve çıkışında basınç değerleride ölçülmüştür. Basınç değerleri Şekil 3.12’de gösterilen fark basınç transmitteri ile veri toplayıcıya ordanda bilgisayara taşınmıştır.



Şekil 3.12. Fark basınç transmitteri.

3.6. Sıcaklık Ölçümü

Sıcaklık ölçümü 26 adet ısı sensörü ile yapılmıştır. Bu sensörlerden 26 adeti 10’ar cm aralıklarla boru yüzeyinden, 1 adeti boru içerisinden, 1 adetide ortamdan ölçüm yapacak şekilde yerleştirilmiştir. 24 adet sensör boru yüzeyine yüksek sıcaklığa dayanabilen keten şeritlerle sıkıca bağlanmıştır. Boru içerisinden ölçüm boruya delik açılarak yapılmıştır. Diğer sensörde ortamda tutlarak ortam sıcaklığı ölçülmüştür. Bu sensörler aracılığıyla ölçülen sıcaklıklar veri toplayıcıya ordanda bilgisayara aktarılmıştır.



Şekil 3.13. DS 1822 serisi ısı sensörü.

3.7. Veri Toplama Sistemi

26 adet sıcaklık sensöründen gelen sıcaklık bilgileri, debimetreden gelen debi değerleri, fark basınç transmitterinden gelen basınç değerleri ve rölelerden gelen akım ve voltaj değerlerini bilgisayara aktarmak için bir elektronik kart kullanılmıştır. Bu elektronik kart 26 adet sıcaklık değeri ve dört adet analog değeri toplayıp bilgisayara transfer etmekte kullanılmıştır.



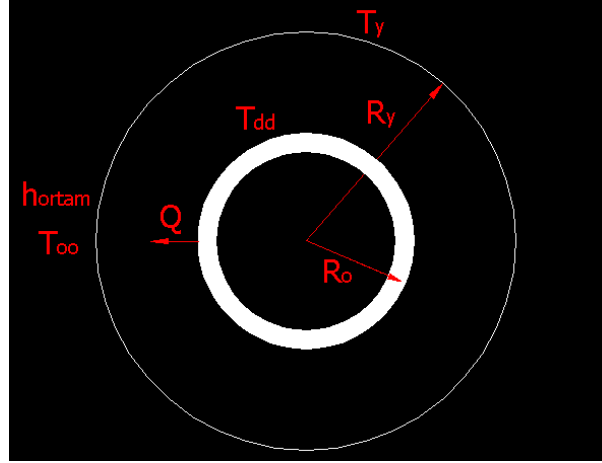
Şekil 3.14. Elektronik kart.

3.8. Deneylerin Yapılışı

Deneyler, farklı debilerde ve farklı ısı akıllarında gerçekleştirilmiştir. Her deney birbuçuk saat civarında zaman almıştır. Beş saniyede bir veri toplama sistemi yardımıyla veri alınıp depolanmıştır. Çizilen grafikler yardımıyla sistemin rejime ulaştığı belirlenmiş ve nihayi veriler kaydedilmiştir. Her eleman için farklı debilerde sekiz deney yapılmıştır. Elde edilen ortalama değerler Ek-1’de verilen Fortran dilinde yazılmış olan programla işlenmiş ve elde edilen sonuçlar grafikler yardımıyla değerlendirilmiştir.

3.9. Isı Transfer Katsayısının Hesaplanması

Deneylerde elde edilen verileri kullanarak, ısı transfer katsayısını ve Nusselt sayısını hesaplayan, Fortran dilinde yazılmış program Ek-1’de sunulmuştur. Bu programda kullanılan hesaplamalar ve yapılan kabuller detaylı olarak aşağıda verilmiştir.



Şekil 3.15. Deney borusunun kesit görünüşü

Boru dış cidarından yalıtıma iletimle, yalıtımdan çevreyede taşınım ile ısı transferi olmaktadır. Boru boyunca boru dış sıcaklığı ve yalıtım sıcaklığı, uygulanan elektrik akımı ve hava debisine bağlı olarak değişmektedir. Bunun sonucunda borudan yalıtıma ve yalıtımdan ortam havasına olan ısı transferi de değişmektedir. Yalıtımın dış yüzeyinden ortam havasına doğal taşınım ile olan ısı transferini belirleyebilmek için dış yüzey sıcaklığının (T_y) bilinmesi gerekir.

Programda başlangıçta Denklem (3.1) kullanılarak, bir T_y sıcaklığı seçilir ve yalıtım dış yüzeyi ile dış ortam arasındaki ısı transfer katsayısı (h_{ortam}) hesaplanır.

$$\frac{T_{dd} - T_y}{\frac{\ln(D_y / D_o)}{2\pi k_y L}} = \frac{T_y - T_{\infty}}{1/h_{ortam} \pi D_y L} \quad (3.1)$$

Sonrasında (3.2) eşitliğiyle ortalama sıcaklık hesaplanır.

$$T_{ort} = \frac{T_y + T_{\infty}}{2} \quad (3.2)$$

Bu hesaplamalar için oluşturulmuş bilgisayar programında havanın fiziksel özellikleride kullanılmıştır. Kinematik viskozite ν (m²/s), ısı iletim kaysayısı k (W/m.K), Prandtl sayısı Pr ve ısı genleşme katsayısı β (K⁻¹) gibi özellikler, aşağıda verilen eşitliklere göre hesaplanmıştır.

$$\nu = -6.31e-6 + 5.54e-8(T + 273) + 5e-11(T + 273)^2 + 4e-14(T + 273)^3 \quad (3.3)$$

$$k = 0.0286 - 0.00013(T + 273) + 5.8e-7(T + 273)^2 - 5.33e10(T + 273)^3 \quad (3.4)$$

$$Pr = 0.182 + 0.00463(T + 273) - 1.32e-5(T + 273)^2 + 1.2e-8(T + 273)^3 \quad (3.5)$$

$$\beta = \frac{1}{(T_{ort} + 273)} \quad (3.6)$$

Grashof sayısı, doğal taşınım ile ısı transferi için şu şekilde hesaplanır;

$$Gr = \frac{g\beta(T_y - T_\infty)D_y^3}{\nu^2} \quad (3.7)$$

$$Ra = Gr Pr \quad (3.8)$$

Nusselt sayısı $10^4 \leq Ra \leq 10^7$ durumu için aşağıdaki gibi bulunur.

$$Nu = 0.48Ra^{0.25} \quad (3.9)$$

Daha sonrasında aşağıda verilen eşitlikle hesaplanan h_{ortam} başlangıçta hesaplanan h_{ortam} değeri ile uyumlu ise kabul edilir. Uyumlu olmaması halinde ise, yeni bir T_y sıcaklığı seçilir ve iterasyon devam ettirilerek h_{ortam} hesaplanır.

$$h_{ortam} = \frac{Nuk}{D_y} \quad (3.10)$$

Uygulanan ısı akısından dolayı, boru eksen boyunda dış yüzey sıcaklığı artmaktadır. Isıtılan boru x eksen yönünde 26 parçaya bölünmüş, her parçadaki $Q_{kayıp}$ hesaplanmış, bu değerlerin toplanmasıyla da toplam $Q_{kayıp}$ bulunmuştur.

$$Q_{kayıp} = kA(T_{dd} - T_\infty) \quad (3.11)$$

$$\frac{1}{kA} = \frac{1}{h_{ortam} A_y} + \frac{c}{k_y A_{yo}} \quad (3.12)$$

Eşitliklerde A_y yalıtımlı borunun dış cidar yüzey alanını, k_y yalıtım malzemesinin ısı iletim katsayısını, c yalıtım kalınlığını ve A_{yo} ise boru dış yüzeyi ile yalıtım dış yüzeyinin logaritmik ortalamasını göstermektedir.

Denklem (3.13)'te boruya uygulanan net elektriksel güç verilmiştir.

$$P_{net} = \Delta V.I - Q_{kayıp} \text{ (W)} \quad (3.13)$$

Yukardaki eşitlikte ΔV voltaj düşümünü, I ise boruya uygulanan elektriksel akımı temsil etmektedir.

Eşitlik 3.14'te boruya uygulanan ısı akım şiddeti verilmiştir.

$$q = \frac{P_{net}}{\pi D_o L} \text{ (W/m}^2\text{)} \quad (3.14)$$

Isıtılan boru boyunca herhangi bir x eksenel mesafesindeki yerel ısı transfer katsayısı h_x

Denklem (3.15)'te verilmiştir.

$$h(x) = \frac{q}{T_{id} - T_b(x)} \quad (3.15)$$

Yukardaki eşitlikte T_{id} , boru iç cidar sıcaklığını ve T_b , ortalama akışkan sıcaklığını göstermektedir. Bu sıcaklıkların nasıl hesaplandığı ilerleyen bölümlerde açıklanacaktır.

Yerel Nusselt sayısının hesaplanması Denklem (3.16)'da verilmiştir.

$$Nu(x) = \frac{h(x)D}{k_b} \quad (3.16)$$

Burada, k_b ortalama akışkan sıcaklığında havanın ısı iletim katsayısıdır.

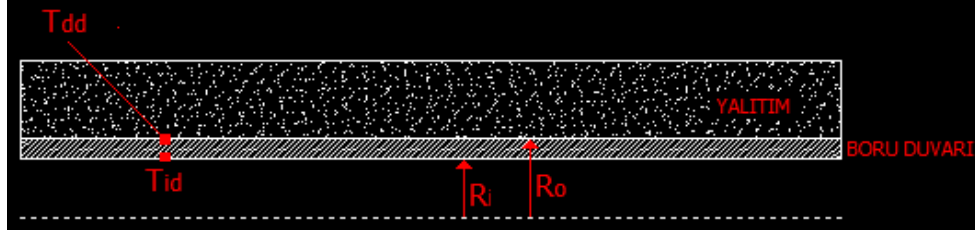
3.9.1. Boru İç yüzey Sıcaklığı (T_{id})'nin Hesaplanması

Yapılan deneylerde akışı etkilememek için, boru iç cidar sıcaklığı yerine boru dış cidar sıcaklığı ölçülmüştür. Ölçülen değerler kullanılarak radyal yöndeki ısı iletim denkleminde boru iç cidar sıcaklığı hesaplanabilmektedir.

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r k_d \frac{\partial T}{\partial r} \right) = -Q_v \quad (3.17)$$

$$Q_v = \frac{P_{net}}{\pi \left(\frac{D_o^2 - D^2}{4} \right) L} \text{ (W/m}^3\text{)} \quad (3.18)$$

Q_v uygulanan elektrik akımından dolayı boru cidarında birim hacim başına üretilen ısı miktarıdır. Bu denklemde D_o ve D sırasıyla boru dış ve iç çaplarıdır. Denklem (3.17)'nin çözülebilmesi için sınır şartlarına ihtiyaç vardır.



Şekil 3.16. Deney borusunun enine kesit görünüşü.

Deney borusunun enine kesitinin verildiği Şekil 3.16'ya göre sınır şartları uygulanırsa,

$R=R_o$ için,

$$-k_d \frac{\partial T}{\partial r} = 0 \quad (\text{yalıtılmış duvar}) \quad (3.19)$$

$$T=T_{dd} \quad (\text{ölçülen}) \quad (3.20)$$

$R=R_i$ için,

$$T=T_{id} \quad (3.21)$$

Denklem 3.17'nin verilen sınır şartları ile çözülmesi ile boru iç cidar sıcaklığı (T_{id}) bulunur.

$$T_{id} = T_{dd} - \frac{Q_v R_o^2}{4k_d} \left[\ln \left(\frac{R_o}{R_i} \right)^2 + \left(\frac{R_i}{R_o} \right)^2 - 1 \right] \quad (3.22)$$

Eşitlikte k_d deney borusunun ısı iletim katsayısıdır.

3.9.2. Ortalama Akışkan Sıcaklığı (T_b)'nin Hesaplanması

Δx uzunluğundaki ısıtılmış boruya enerji dengesi uygulanarak, ortalama akışkan sıcaklığı T_b hesaplanır.

$$\dot{m} c_p [T_b(x) - T_b(x - \Delta x)] = \frac{P_{net}}{L} \Delta x \quad (3.23)$$

Eşitlikte $\dot{m}$ havanın kütle debisini, L ise ısıtılmış borunun uzunluğunu temsil etmektedir.

Havanın özgül ısısı c_p (kJ/kg K), ortalama akışkan sıcaklığına göre eşitlik 3.24'teki gibi hesaplanır.

$$c_p = 0.946 + 0.000623(T_b(x) + 273) - 2.2e - 6(T_b(x) + 273)^2 + 2.67e - 9(T_b(x) + 273)^3 \quad (3.24)$$

Nihayetinde ortalama akışkan sıcaklığı aşağıda verilen eşitlikle hesaplanır.

$$T_b(x) = T_b(x - \Delta x) + \frac{P_{net}}{\dot{m}c_p L} \Delta x \quad (3.25)$$

3.10. Sürtünme Katsayısının Hesaplanması

Deneylerde ölçülen basınç farkı (ΔP) kullanılarak, sürtünme katsayısı Eşitlik (3.26) ile hesaplanmıştır.

$$f = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2} \rho U_m^2 \frac{L_p}{D}} \quad (3.26)$$

Denklem (3.26)'da havanın ortalama hızını, L_p , ölçüm noktaları arasındaki mesafeyi, ρ havanın yoğunluğunu ve D boru iç çapını temsil etmektedir.

3.11. Performans Kriteri

Şerit eleman yerleştirilen boruda ısı transferinin artmasıyla beraber basınç düşümünde artış gösterecektir. Basınç düşümündeki bu artışta daha fazla pompalama gücü gerektirecektir. Boş boruda pompalama gücü artırılırsa ısı transferide artar. Bu sebepten şerit elemanların olduğu boruda ısı transferini incelerken, boş boruyla aynı pompalama gücünde karşılaştırma yapılmalıdır [32].

Şerit elemanların ısı transferi iyileştirmesini hesap etmek için sabit pompalama gücünde boş boru ile mukayese etmek gereklidir.

$$\dot{V}_t \Delta P_t = \dot{V}_b \Delta P_b \quad (3.27)$$

Denklem (3.27)'de $\dot{V}_t$ ve $\dot{V}_b$ sırasıyla akışkanın şerit elemanlı ve boş borudaki hacimsel debileridir. ΔP_t ve ΔP_b ise sırasıyla şerit elemanlı ve boş boruda oluşan basınç düşümüdür. Basınç düşümü için Darcy eşitliği kullanılırsa, Denklem (3.27) şu hale gelir;

$$f_t \text{Re}^3 = f_b \text{Re}^3 \quad (3.28)$$

Denklem (3.28)'de f_t ve f_b sırasıyla şerit elemanlı ve boş borudaki sürtünme katsayılarıdır.

Şerit eleman yerleştirilmiş borunun net performansı boş boruya göre aşağıdaki eşitlikle verilen performans kriterine göre belirlenir.

$$\eta = (Nu_t / Nu_b)(f_t / f_b)^{1/3} \quad (3.29)$$

Denklem (3.29)'da Nu_t ve Nu_b sırasıyla şerit elemanlı ve boş borudaki Nusselt sayılarını göstermektedir.

4. BULGULAR

Bu proje kapsamında 3 farklı sayısal çalışma yapılmış olup, sonuçları her bir ara dönemde komisyona sunulmuştur. Bu çalışmalardan birincisinde çözölen problemin geometrisi, problemde kullanılan sayısal metodun detayları ve elde edilen sonuçlar aşağıda verildiğı gibidir;

Sayısal çalışmada incelenen problemin geometrisi Şekil 4.1(a)'da gösterildiğı gibidir. Boru iç çapı D olmak üzere, problem çözümünde iki farklı cidardan ayırıklık (s=1 mm, 2 mm) ve üç farklı hatve oranı (P/D= 2, 2.5, 3) dikkate alınmıştır. Sayısal modelin ağ yapısı Şekil 4.1(b)'de gösterimmiştir. Sayısal analizler, üç boyutlu, sürekli, zorlanmış taşınım ve iletimli birleşik ısı transferi için FLUENT paket programı yardımıyla yapılmıştır. Analizlerde çözölen olan üç boyutlu süreklilik, momentum ve enerji denklemleri aşağıda verildiğı gibidir;

Süreklilik denklemi:

$$\rho \left[\frac{1}{r} \frac{\partial(rV_r)}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial V_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial V_z}{\partial z} \right] = 0 \quad (4.1)$$

r yönündeki momentum denklemi:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial(r\rho V_r V_r)}{\partial r} + \frac{\rho}{r} \frac{\partial(V_\theta V_r)}{\partial \theta} + \rho \frac{\partial(V_z V_r)}{\partial z} = -\frac{\partial P}{\partial r} + \mu \left[\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial(rV_r)}{\partial r} \right) \right] + \mu \left[\frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 V_r}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 V_r}{\partial z^2} \right] + \mu \left[-\frac{2}{r^2} \frac{\partial V_\theta}{\partial \theta} \right] + \frac{\rho V_\theta^2}{r} + \rho g_r \beta \Delta T \quad (4.2)$$

θ yönündeki momentum denklemi:

$$\frac{\rho}{r} \frac{\partial(rV_r V_\theta)}{\partial r} + \frac{\rho}{r} \frac{\partial(V_\theta V_\theta)}{\partial \theta} + \rho \frac{\partial(V_z V_\theta)}{\partial z} = -\frac{1}{r} \frac{\partial P}{\partial \theta} + \mu \left[\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial(rV_\theta)}{\partial r} \right) \right] + \mu \left[\frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 V_\theta}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 V_\theta}{\partial z^2} \right] + \mu \left[-\frac{2}{r^2} \frac{\partial V_r}{\partial \theta} \right] + \frac{\rho V_r V_\theta}{r} + \rho g_\theta \beta \Delta T \quad (4.3)$$

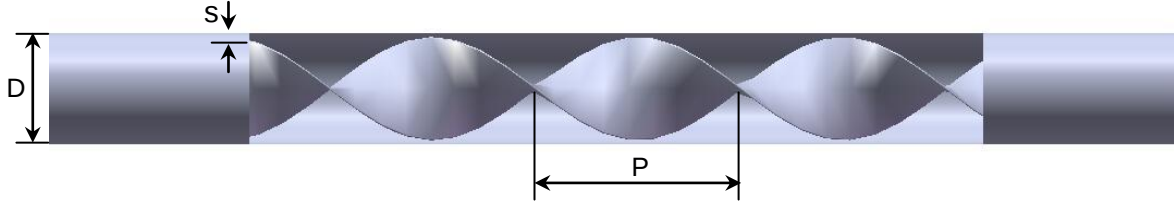
z yönündeki momentum denklemi:

$$\frac{\rho}{r} \frac{\partial(rV_r V_z)}{\partial r} + \frac{\rho}{r} \frac{\partial(V_\theta V_z)}{\partial \theta} + \rho \frac{\partial(V_z V_z)}{\partial z} = -\frac{\partial P}{\partial z} + \mu \left[\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial(rV_z)}{\partial r} \right) \right] + \mu \left[\frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 V_z}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 V_z}{\partial z^2} \right] + \rho g_z \beta \Delta T \quad (4.4)$$

Enerjinin korunumu denklemi silindirik koordinatlarda üç boyutlu akış için;

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} + V_r \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{V_\theta}{r} \frac{\partial T}{\partial \theta} + V_z \frac{\partial T}{\partial z} = k \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right] + \mu \Phi \quad (4.5)$$

Bu ifadelerde, V_r , V_θ , V_z , sırası ile r , θ , z yönlerindeki hızlar, T ; sıcaklık, μ ; dinamik viskozite, ρ ; yoğunluk, β ; ısı genleşme katsayısı, k ; ısı iletim katsayısı; g_r , g_θ , g_z ise sırası ile r , θ , z yönlerindeki yerçekimi ivmeleri, c_p ise akışkanın sabit basınçtaki özgül ısıdır.



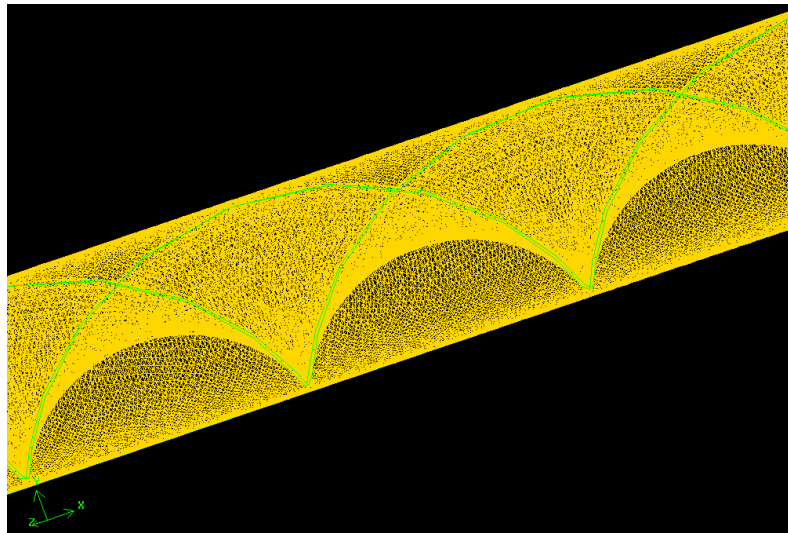
Şekil 4.1(a). Sayısal model

Sayısal çalışmada,

1. Akış üç boyutlu, daimi, tam gelişmiş ve türbülanslı,
2. Boru duvar malzemesinin ısı iletkenliğinin sıcaklıkla değişmediği,
3. Boru malzemesinin homojen ve izotropik olduğu

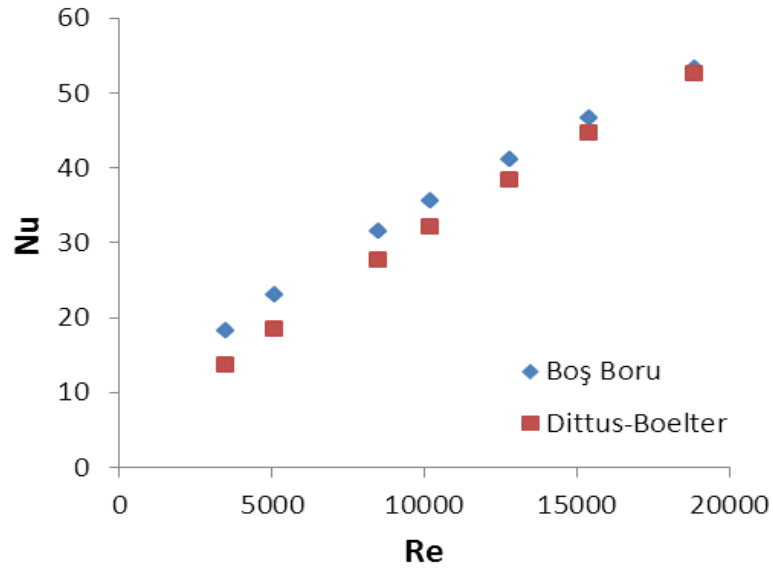
kabul edilerek analizler gerçekleştirilmiştir.

Çözümler; ayrılmış çözücüde dolaylı (implicit) metot kullanılarak üç boyutlu ve zamandan bağımsız elde edilmiştir. Türbülans modeli olarak standart $k-\epsilon$ modeli seçilmiştir. Kullanılan programda, basınç, momentum ve enerji denklemlerinin ayrıklaştırma işlemi için ikinci dereceden ileri fark yöntemi ile gerçekleştirilmiştir. Basınç-hız denklem çiftlerinin ayrıklaştırma işlemi için ise SIMPLE algoritması kullanılmıştır. Analizlerde yakınsanma kriteri enerji için 10^{-7} , diğer bütün değişkenler için 10^{-5} olarak seçilmiştir.

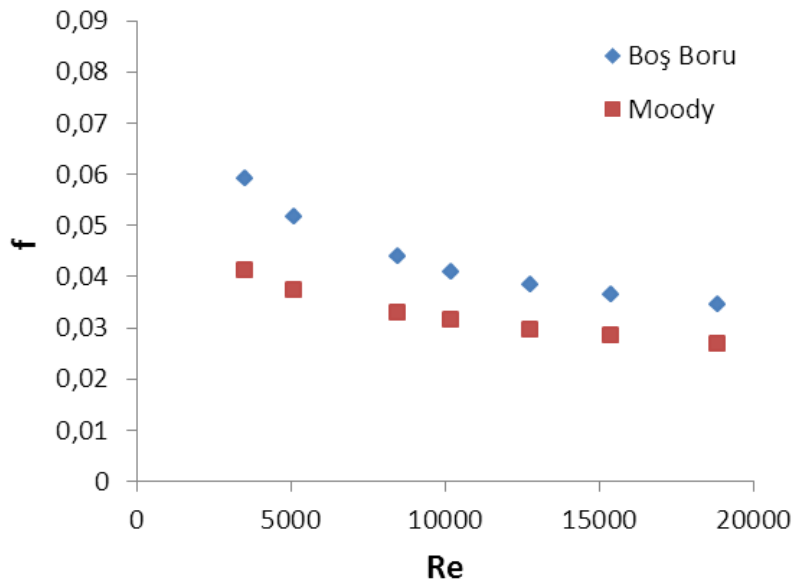


Şekil 4.1(b). Sayısal modelin ağ yapısı

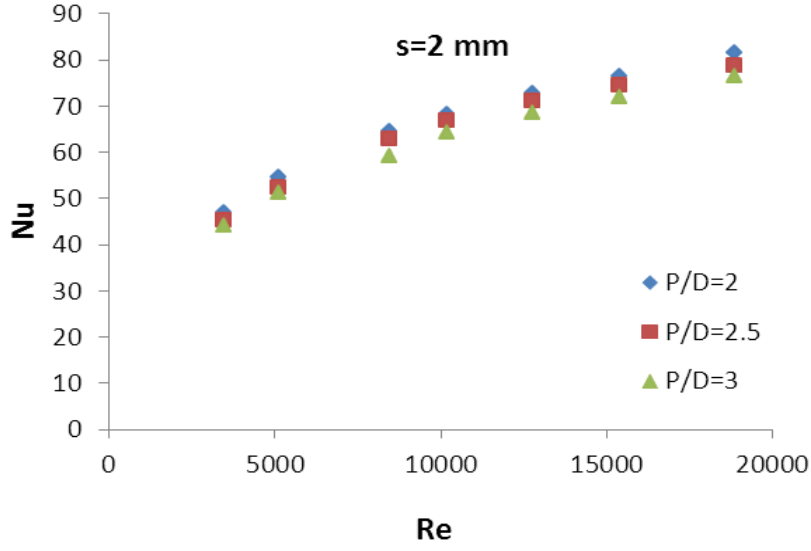
Sayısal analizler, öncelikle boş boru için gerçekleştirilerek, elde edilen neticeler, literatürde mevcut yaygın olarak kullanılan Dittus-Boelter [24] ve Moody [25] tarafından verilen eşitliklerle karşılaştırılarak kullanılan sayısal metodun doğruluğu kanıtlandıktan sonra şerit elemanlı boruda ısı transferi ve akış karakteristikleri araştırılmıştır.



Şekil 4.2. Boş boru için Nusselt sayısının doğruluk testi.

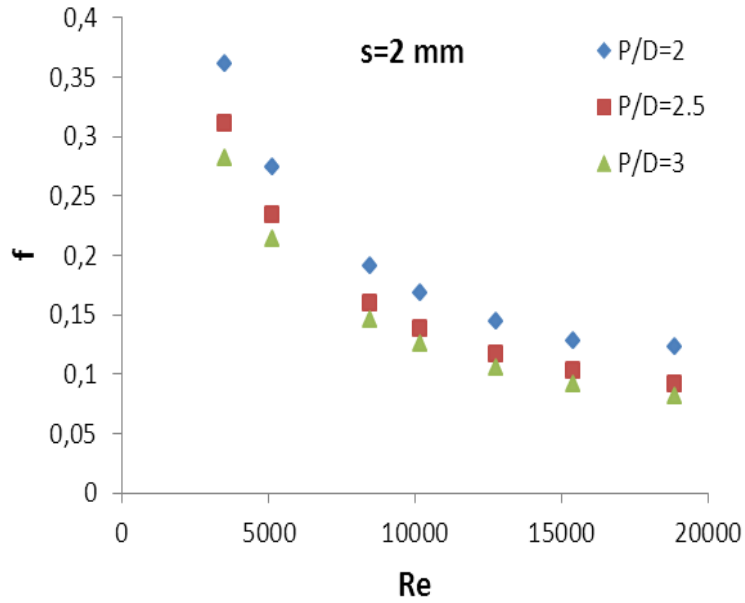


Şekil 4.3. Boş boru için sürünme katsayısının doğruluk testi.



Şekil 4.4. Farklı hatve oranları için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.

Şekil 4.2 ve Şekil 4.3, sırasıyla boş boru için Nusselt sayısı ve sürtünme katsayıları ile literatürdeki eşitlikler arasındaki ilişkiyi göstermektedir. Şekil 4.2 ve 4.3'ten, elde edilen sonuçların literatürde mevcut eşitlikler ile iyi bir uyum içerisinde olduğu görülmektedir.



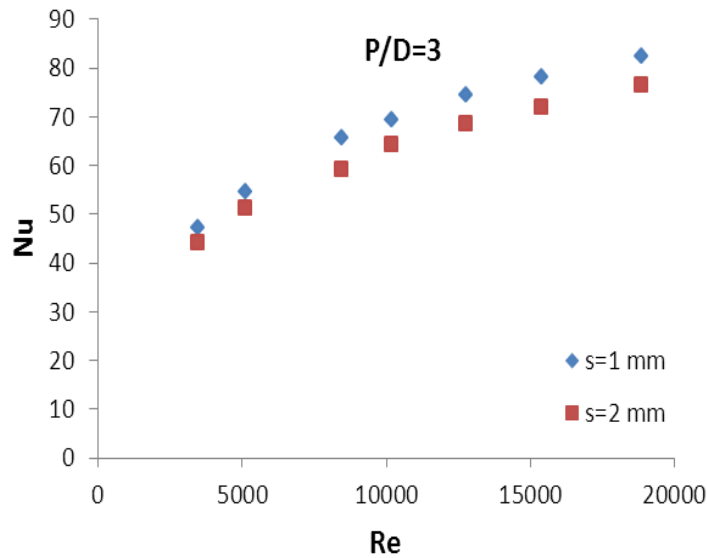
Şekil 4.5. Farklı hatve oranları için sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi.

Şekil 4.4 ve 4.5'te sırasıyla $s = 2$ mm için farklı hatve oranlarında Nusselt sayısının ve sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi gösterilmiştir. Şekillerden görüldüğü üzere

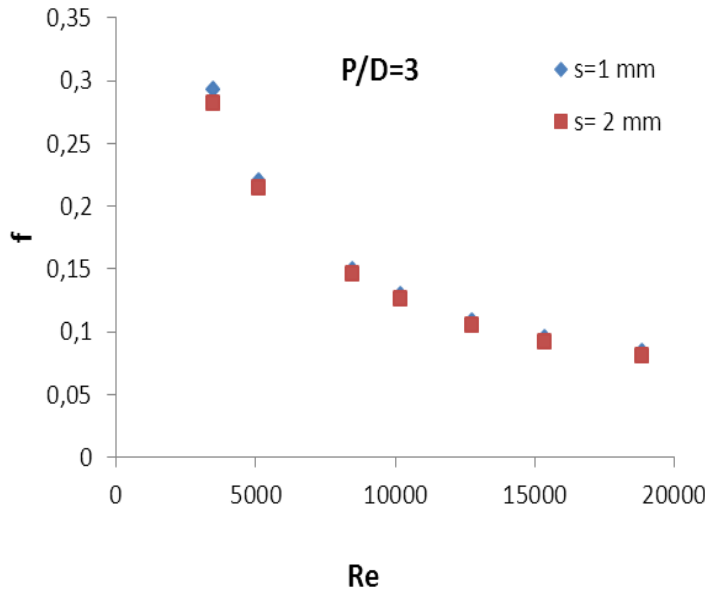
hatve oranının azalması ile birlikte Nusselt sayısının ve sürtünme katsayısı artmaktadır. Türbülans yoğunluğunun ve akış yolunun diğer durumlara göre uzun olmasından dolayı en yüksek ısı transferi $P/D=2$ durumu için gözlenmiştir. Benzer şekilde, $P/D=2$ durumunda da, akışın bozulması daha çok sürtünmeye neden olmuş ve daha çok basınç düşümü meydana gelmiştir.

Farklı cidardan ayırıklık mesafeleri için Nusselt sayısının ve sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi sırasıyla Şekil 4.6 ve 4.7’de gösterilmiştir. Boru cidarına yakın olan ($s=1$ mm) şerit elemanlar için daha yüksek ısı transferi ve basınç düşümü gözlenmiştir. Şeritlerin cidara yakın olması durumunda şerit ile cidar arasındaki boşlukta yüksek akış hızları oluşmakta, türbülans yoğunluğu artmakta, sınır tabaka oluşumu daha çok engellenmekte ve dolayısı ile ısı transferi artmaktadır. Ayrıca cidara yakın şeritler ($s=1$ mm) uzak olanlara göre ($s=2$ mm) akışı daha çok bozarak sürtünmeyi arttırmaktadırlar.

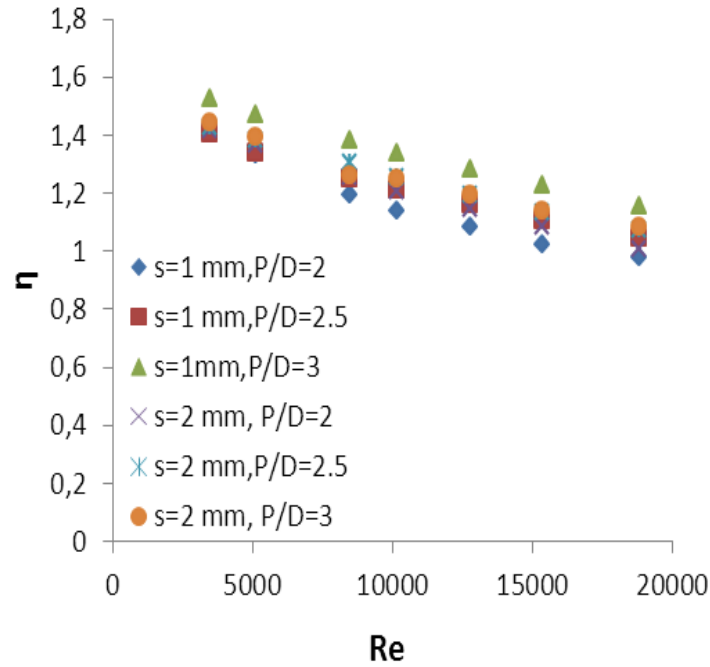
Şekil 4.8’de her bir durum için Eş.(3.29) ile hesaplanan net iyileşme oranlarının Reynolds sayısı ile değişimleri gösterilmiştir. En yüksek net iyileştirme yaklaşık %55 $s=1$ mm ve $P/D=3$ durumu için elde edilmiştir. $s=1$ mm ve $P/D=2$ durumu için Reynolds sayısının yaklaşık 19000 değerinde net iyileştirme oranı 1’in altında olup; bu şerit elemanın kullanımı termodinamik açıdan avantajlı değildir. Diğer bütün durumlarda net iyileşme 1’in üstünde çıkmıştır.



Şekil 4.6. Farklı cidardan ayırıklık mesafeleri için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.



Şekil 4.7. Farklı cidardan ayırıklık mesafeleri için sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi.

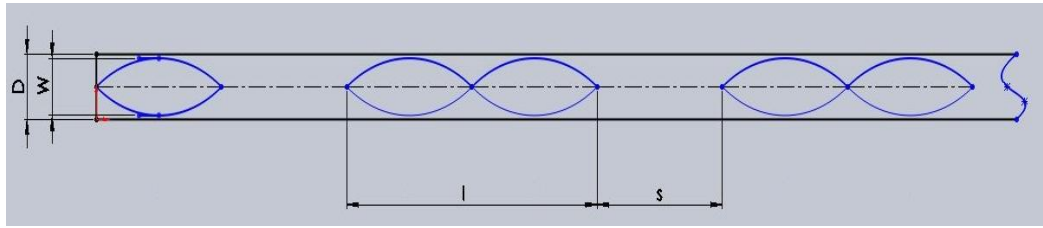


Şekil 4.8. Farklı durumlar için termal performansın Reynolds sayısı ile değişimi.

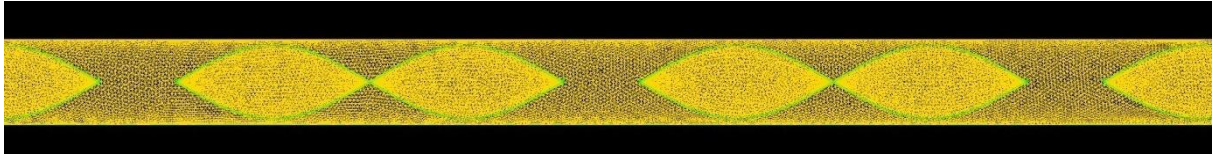
Bu sayısal çalışmada bir boru içerisine cidardan ayırık olarak yerleştirilen şerit elemanların ısı transferi ve basınç düşümüne etkileri araştırılmıştır. Literatürdeki çalışmalardan farklı elde edilen net iyileşme ısı transfer yüzey alanını artırarak değil; sadece laminar alt tabakanın parçalanması suretiyle elde edilmiştir. Ayrıca uygulamada bilinmektedir ki iyileştirme

elemanlarını cidara bitişik olarak yerleştirmek, zamanla kirliliğe yol açabilir. Bu da ısı direnç oluşumuna açar. Bu nedenle, iyileştirme elemanlarının cidardan ayrık olarak yerleştirilmesi kirlenme oluşumunu engeller. Sonuçta hatve oranının (P/D) ve cidardan ayrıklığın (s) azalması ile ısı transferinin ve basınç düşümünün arttığı görülmüştür. En yüksek net iyileştirme yaklaşık %55 $s=1$ mm ve $P/D=3$ durumu için elde edilmiştir.

Proje kapsamında gerçekleştirilen diğer bir sayısal çalışmada incelenen problemin geometrisi Şekil 4.9(a)'da gösterildiği gibidir. Boru iç çapı D olmak üzere, problem çözümünde iki farklı cidardan ayrıklık ($s=1$ mm, 2 mm) ve üç farklı hatve oranı ($P/D= 2, 2.5, 3$) dikkate alınmıştır. Sayısal modelin ağ yapısı Şekil 4.9(b)'de gösterilmiştir. Problemden kullanılan kabuller, sayısal metod ve çözüm algoritması bir önceki çalışma ile aynıdır.



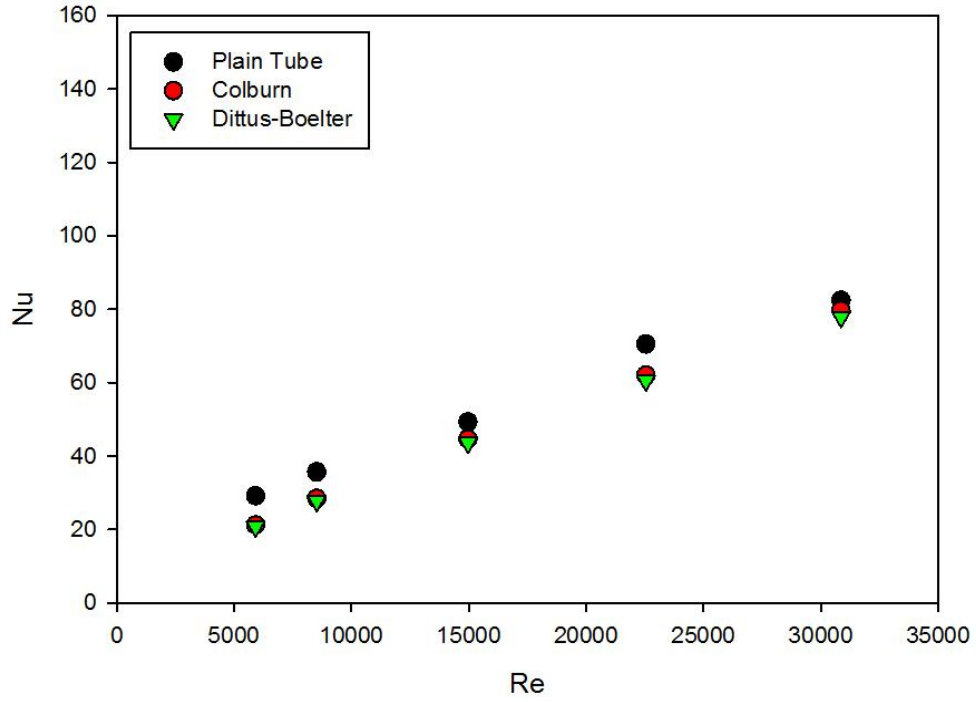
Şekil 4.9(a). Sayısal model.



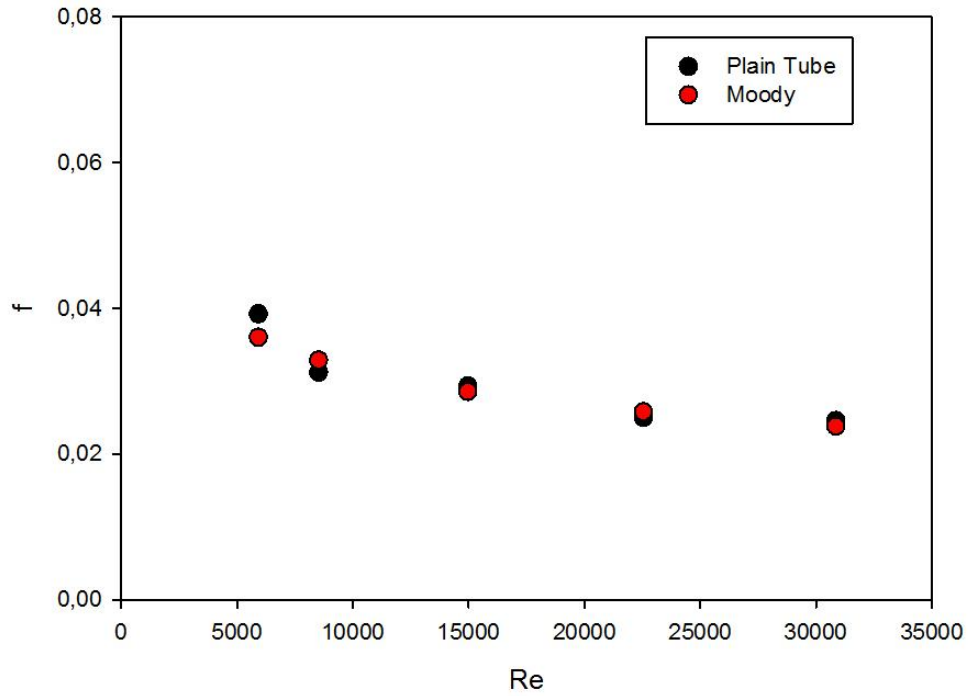
Şekil 4.9(b). Sayısal modelin ağ yapısı.

Sayısal çalışmada, elemanlar arasındaki boşluk oranının ($S=0.0, 1.0$ ve 2.0) ve sabit kıvrım oranının ($TR=5$); olması durumunda kıvrımlı şerit elemanların ısı transferi ve basınç düşümü üzerine etkisi 3 boyutlu ve nümerik olarak araştırılmıştır. Kıvrımlı elemanların çapları ise 46 mm ve 44 mm olarak alınmıştır. Bu elemanlar eş merkezli olarak 50 mm çapındaki boruya yerleştirilmiştir. Cidardan ayrık olarak yerleştirilmesinin nedeni, basınç düşümünün etkisini azaltmaktır.

Sayısal analizler, öncelikle boş boru için gerçekleştirilerek, elde edilen neticeler, literatürde mevcut yaygın olarak kullanılan Dittus-Boelter [20], Colburn [21] ve Moody [22] tarafından verilen eşitliklerle karşılaştırılarak kullanılan sayısal metodun doğruluğu kanıtlandıktan sonra şerit elemanlı boruda ısı transferi ve akış karakteristikleri araştırılmıştır.

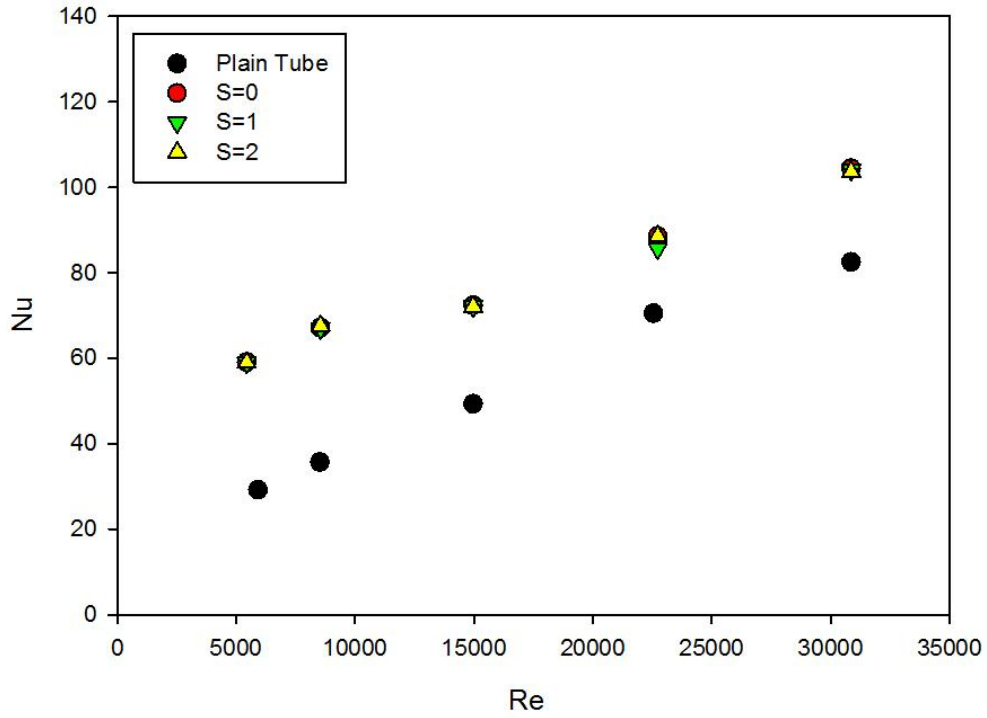


Şekil 4.10. Boş boru için Nusselt sayısının doğruluk testi.

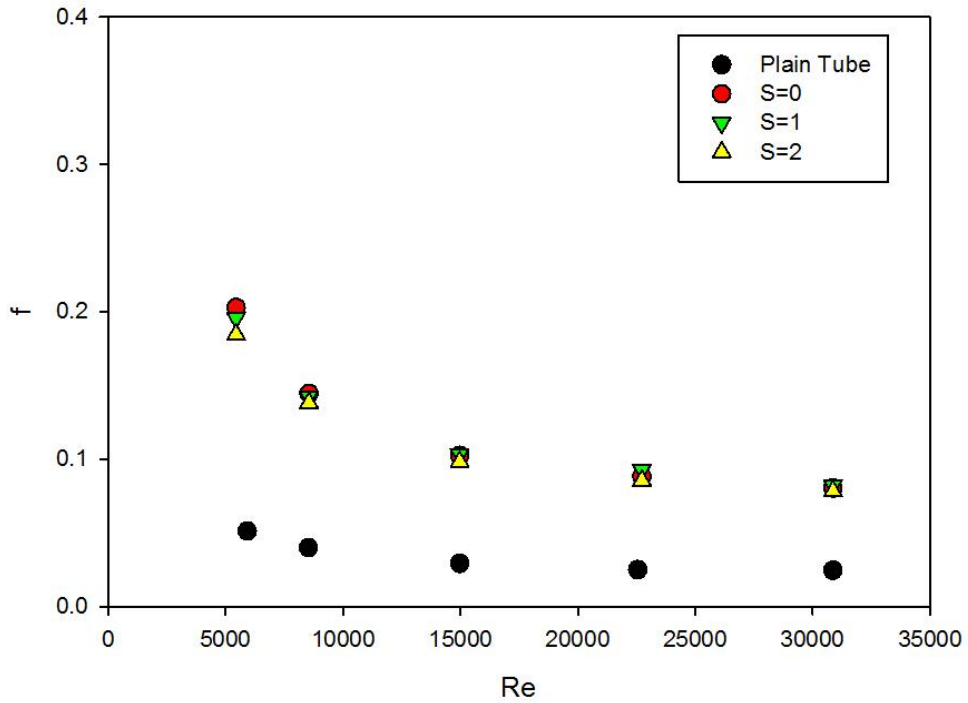


Şekil 4.11. Boş boru için sürünme katsayısının doğruluk testi.

Şekil 4.10 ve Şekil 4.11, sırasıyla boş boru için Nusselt sayısı ve sürünme katsayıları ile literatürdeki eşitlikler arasındaki ilişkiyi göstermektedir. Şekil 4.10 ve 4.11'den, elde edilen sonuçların literatürde mevcut eşitlikler ile iyi bir uyum içerisinde olduğu görülmektedir.



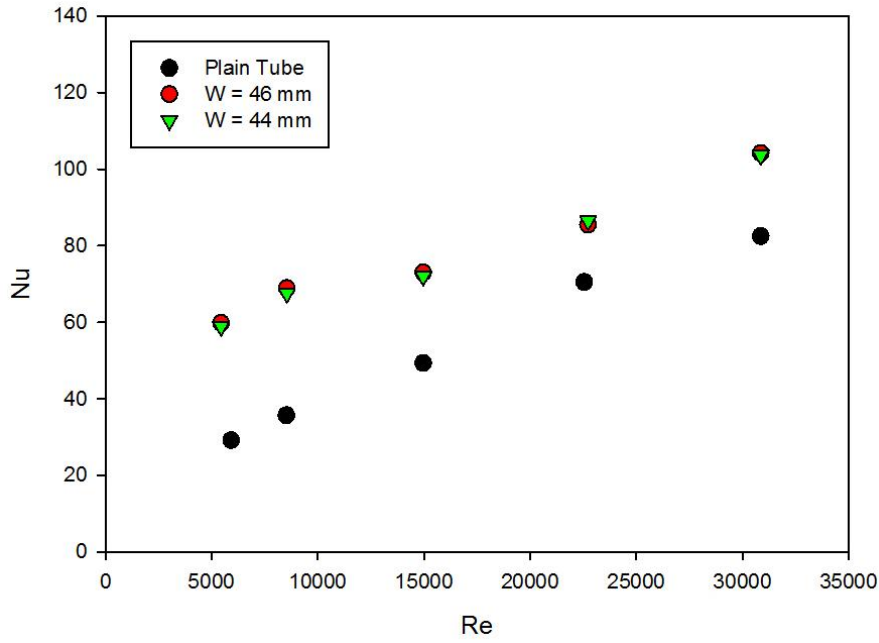
Şekil 4.12. Farklı boşluk oranları için(S=0.0, 1.0 and 2.0) için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi (W=44 mm).



Şekil 4.13. Farklı boşluk oranları için(S=0.0, 1.0 and 2.0) için sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi (W=44 mm)

Şekil 4.12 ve 4.13'te sırasıyla W= 44 mm'lik şerit genişliği için farklı boşluk oranlarında Nusselt sayısının ve sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi gösterilmiştir. Her iki şekilden, elemanlı durumların boş boruya göre Nusselt sayısında ve sürtünme katsayısında

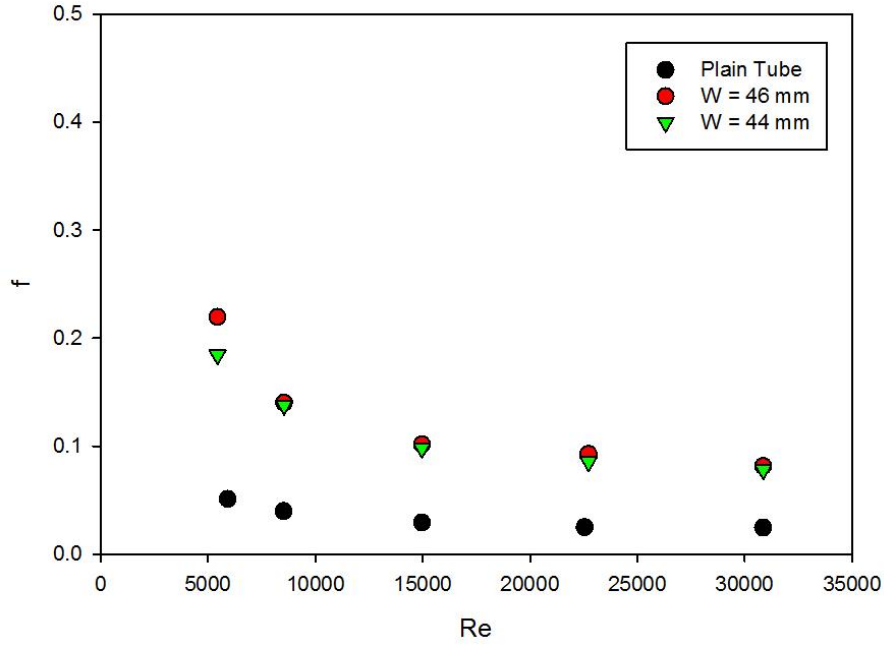
kaydedeğer bir artış olduğu sağladığı gözlenmektedir. $S=0$ hali boşluk olmayan bütün elemanı temsil etmektedir. $S=1$ ve 2 olması durumları ise Şekil 4.9(a)'da gösterildiği gibi şerit elemanlar arası boşluklu durumları temsil etmektedir. Şekil 4.12'de görüldüğü üzere şerit elemanlar arası boşluk olması yada olmaması durumu için Nusselt sayısının değişiminde belirgin bir fark yoktur. Basınç kaybının $S=0$ olması durumunda daha fazla olduğu Şekil 4.13'ten görülmektedir. Çünkü $S=0$ halinde şeritler arası hiç boşluğun olmaması nedeniyle akış alanında daha fazla sürtünme ve daha çok basınç düşümü meydana gelmiştir.



Şekil 4.14. Farklı şerit genişlikleri için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi ($S=2$).

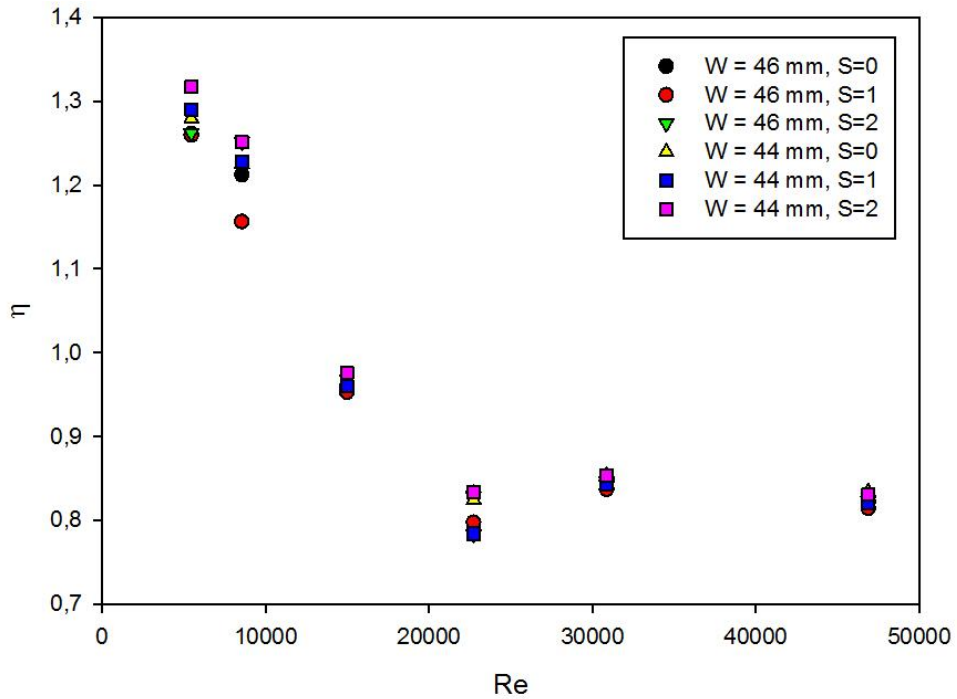
Farklı şerit genişlikleri ($W= 44$ mm ve 46 mm) için Nusselt sayısının ve sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi sırasıyla Şekil 4.14 ve 4.15'de gösterilmiştir.

Boru cidarına yakın olan ($W= 44$ mm) şerit elemanlar için daha yüksek ısı transferi ve basınç düşümü gözlenmiştir. Şeritlerin cidara yakın olması durumunda şerit ile cidar arasındaki boşlukta yüksek akış hızları oluşmakta, türbülans yoğunluğu artmakta, sınır tabaka oluşumu daha çok engellenmekte ve dolayısı ile ısı transferi artmaktadır. Ayrıca cidara yakın şeritler ($W= 44$ mm) uzak olanlara göre ($W= 46$ mm) akışı daha çok bozarak sürtünmeyi arttırmaktadırlar.



Şekil 4.15. Farklı şerit genişlikleri için sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi (S=2).

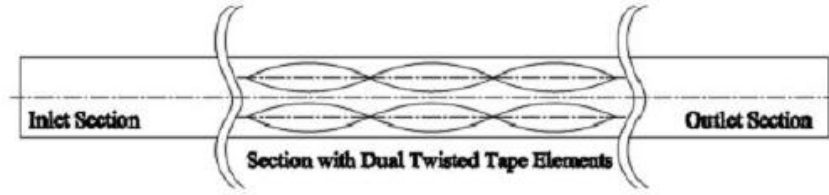
Şekil 4.16’da her bir durum için Eş.(3.29) ile hesaplanan net iyileşme oranlarının Reynolds sayısı ile değişimleri gösterilmiştir. En yüksek net iyileştirme yaklaşık %32 W= 44 mm ve S=2 durumu için elde edilmiştir. Bütün elemanlar için Reynolds sayısının yaklaşık 10000 değerinden sonra net iyileştirme oranı 1’in altında olup; bu şeritlerin kullanımı termodinamik açıdan avantajlı değildir. Dolayısı ile bu elemanların düşük Reynolds sayılarında kullanılması daha uygundur.



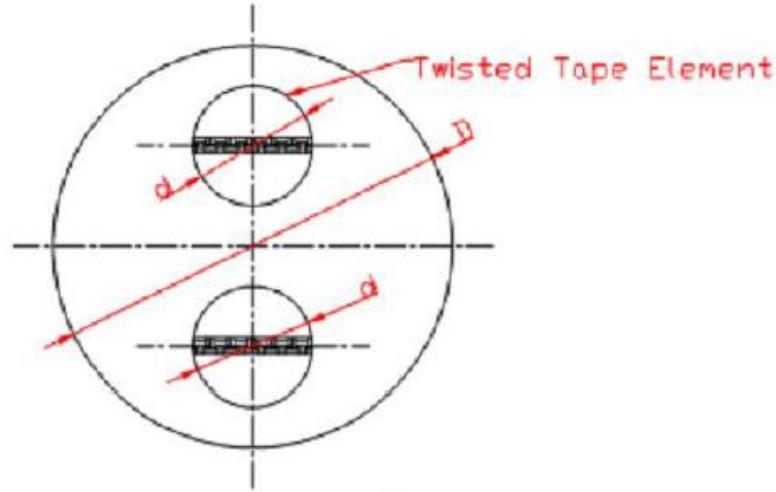
Şekil 4.16. Farklı durumlar için termal performansın Reynolds sayısı ile değişimi.

II. ara raporda hazırlanan, “Numerical Investigation Of Thermal Performance Of A Tube Fitted With Regularly Spaced Twisted Tape Elements” adlı uluslararası bildiri (SCI-Expanded), proje araştırmacılarından, Arş. Gör. Doğan ERDEMİR tarafından Porto Riko’da sunulmuştur.

Dönem içerisinde farklı sayısal yapılmaya devam edilmiş ve bu çalışmalardan elde edilen verilen ışığında uluslararası (SCI-Expanded), “Numerical Investigation of Heat Transfer Enhancement and Pressure Drop in Heat Exchanger Tube fitted with Dual Twisted Tape Elements” bir bildiri daha hazırlanmıştır. Bu bildiri de İtalya Milan’da Yrd. Doç. Dr. Sibel GÜNEŞ tarafından sözlü olarak sunulmuştur. Çalışma kapsamında bir boru içerisinde aynı anda iki tane şerit eleman yerleştirilmiştir. Şerit elemanların çapının ısı transferi iyileştirme üzerine etkisi araştırılmıştır. Çalışmanın fiziksel görüntüsü aşağıdaki gibidir.

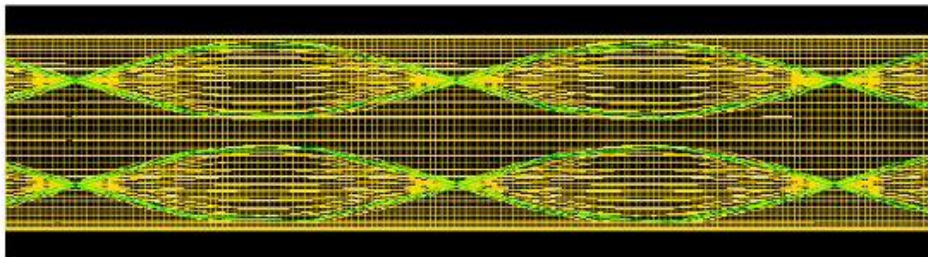


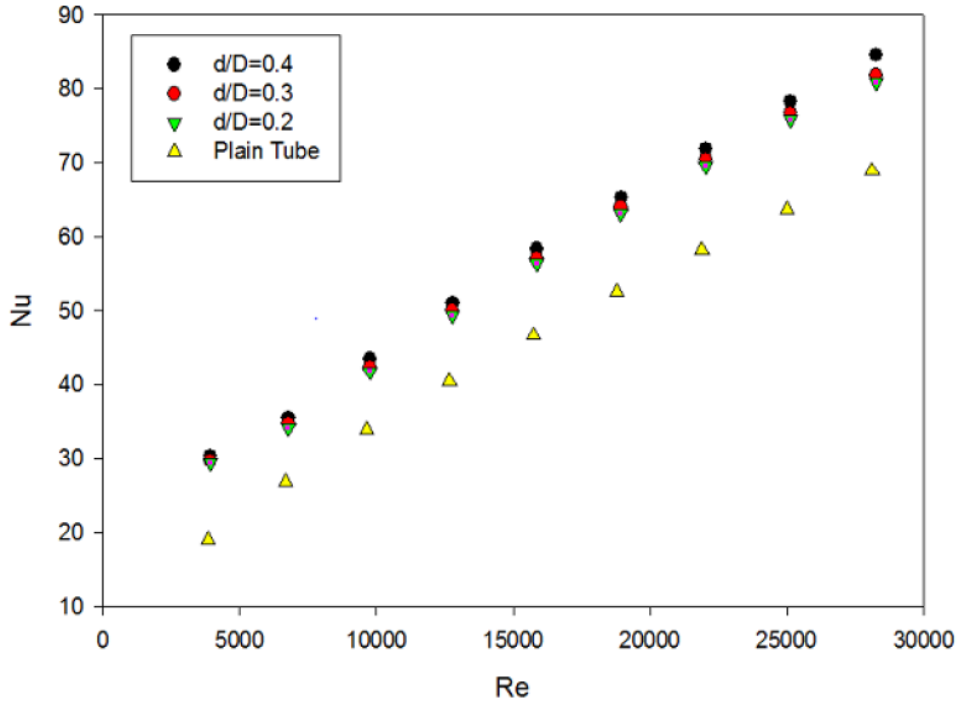
(a)



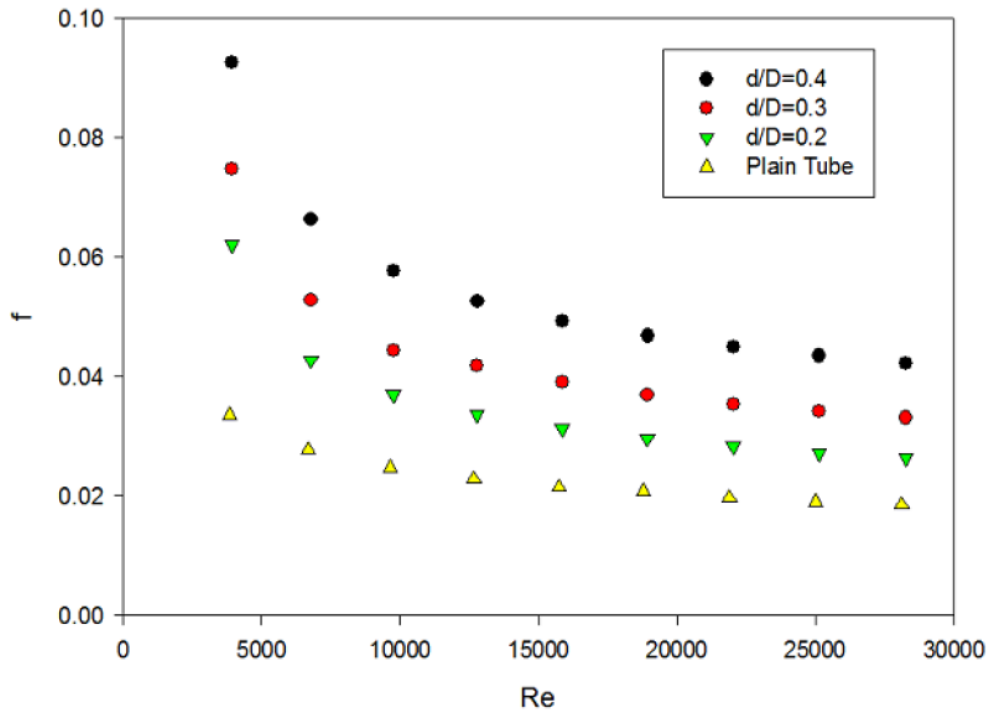
(b)

Şekil 4.17. Çalışmanın fiziksel görüntüsü.





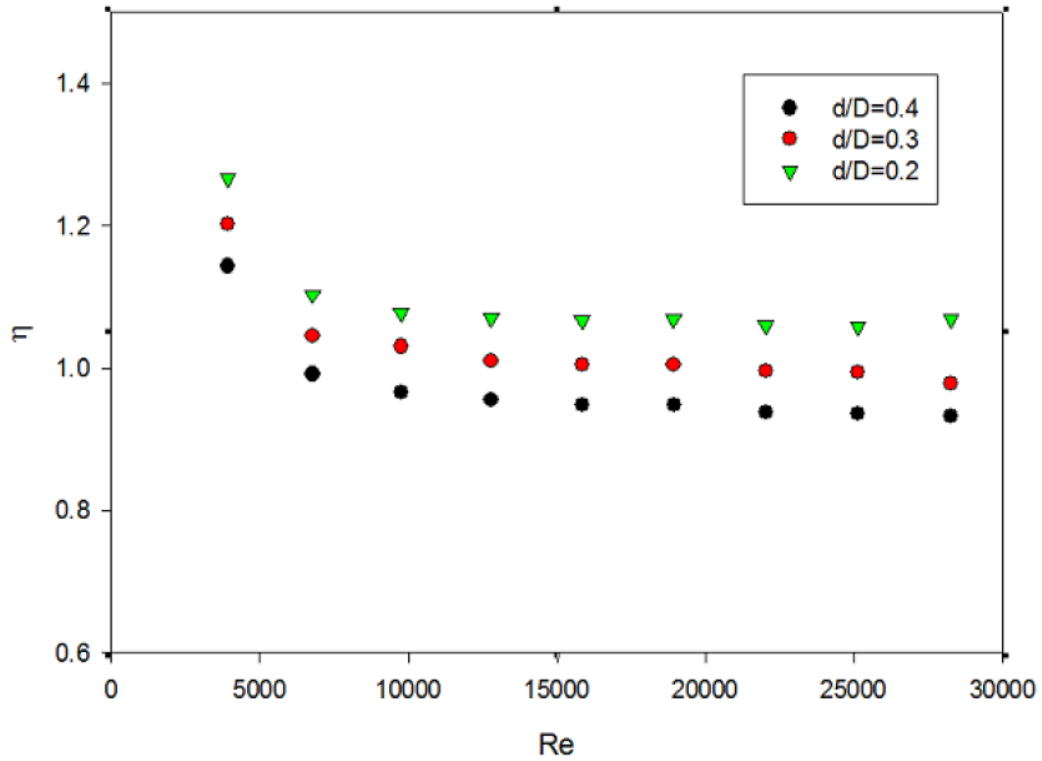
Şekil 4.19. Farklı eleman çapları için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.



Şekil 4.20. Farklı eleman çapları için sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi.

Şekil 4.19 ve 4.20’de farklı çaplardaki elemanlar için Nusselt sayısının ve sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi gösterilmiştir. Şekil 4.19’den görüldüğü üzere elemanların boş boruya göre ısı transferi miktarında artış sağladığı görülmektedir. Ancak farklı eleman çapları arasında belirgin bir fark yoktur ısı transferi miktarının artışında. Ancak Şekil 4.20’den görüldüğü üzere eleman çaplarının sürtünme üzerindeki etkisi çok fazladır. Eleman çapı arttıkça sürtünme katsayısı belirgin bir şekilde artmaktadır. Bu yüzden ısı

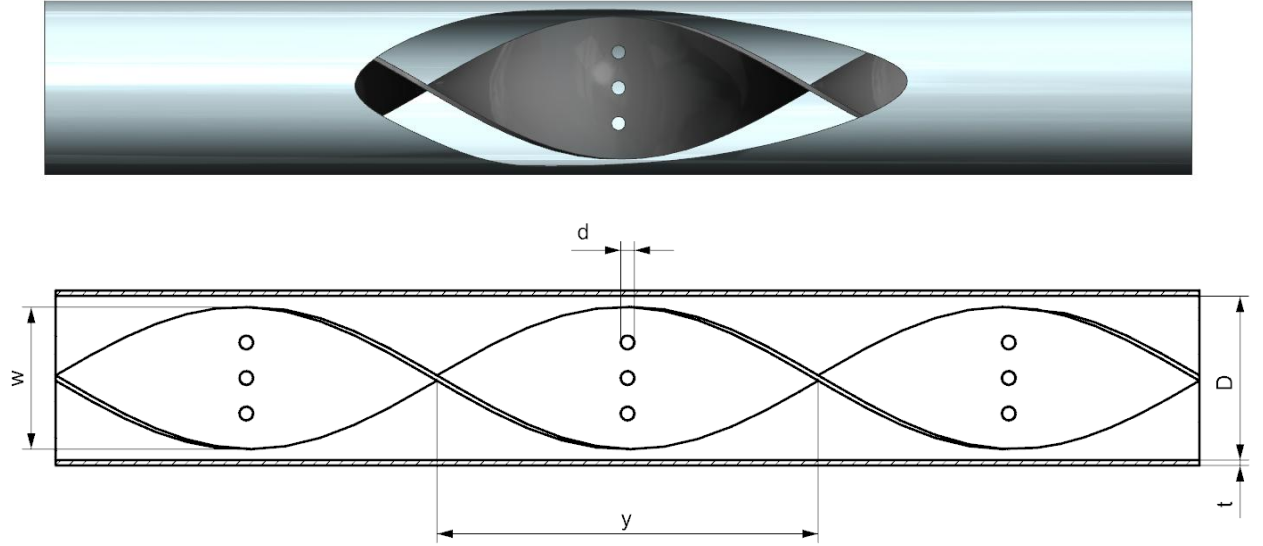
transferi iyileştirme üzerinde asıl etkili olan parametre sürtünme katsayısıdır. Şekil 4.21’de ısı transferi iyileştirmenin reynolds sayısı ile değişimi verilmiştir.



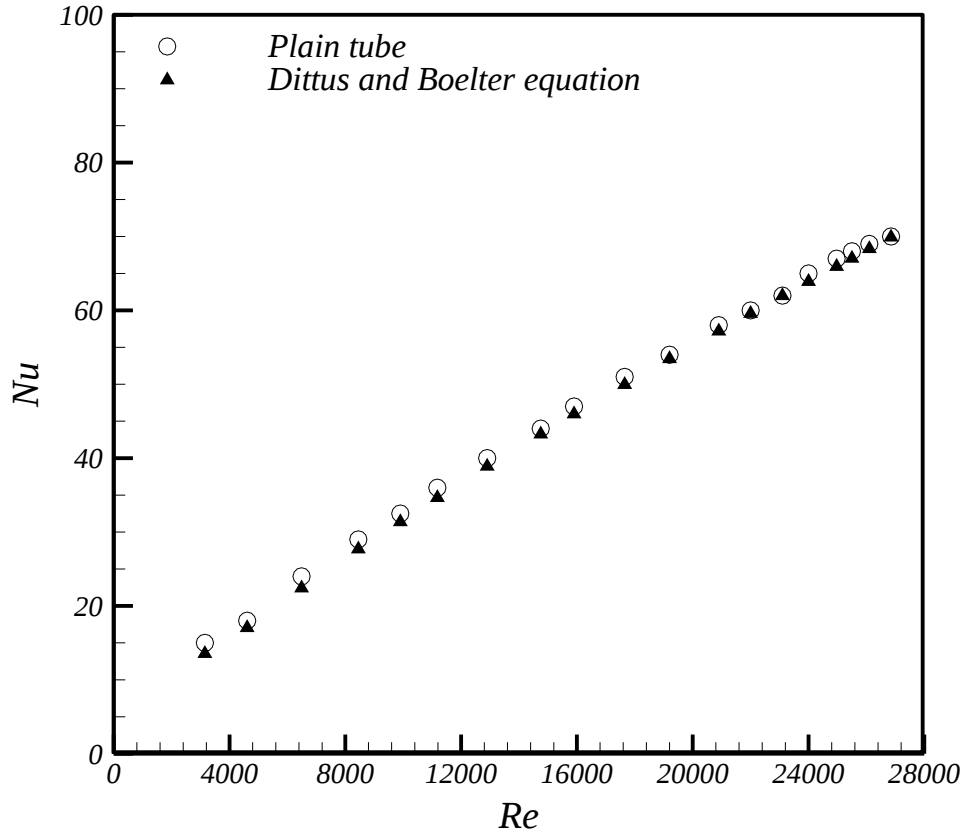
Şekil 4.21. Isı transferi iyileştirmenin Reynolds sayısı ile değişimi.

Şekil 4.21’den görüldüğü gibi ısı transferi iyileştirme değeri Reynold sayısı arttıkça azalmaktadır. En büyük sürtünme katsayısının olduğu durumlarda en düşük iyileştirme değerleri olduğunu görülmektedir. $d=20\text{mm}$ için $Re=5000$ ’den sonra ısı transferi iyileştirme değeri 1’in altında çıkmaktadır. Aynı durum $d=15\text{mm}$ için $Re=20000$ ’den sonra görülmektedir. $d=10\text{ mm}$ en düşük sürtünme katsayısına sahip olduğu için en büyük ısı transferi iyileştirme oranına sahiptir. Tüm elemanlar için düşük Reynolds sayılarında en iyi iyileştirme değerinin elde edildiği görülmektedir.

Projenin deneysel kısmında farklı iki şerit eleman genişliği ($w=52\text{ mm}$ ve 54 mm), üç farklı kıvrım oranı ($y/D=2.0, 2.5, 3.0$) ve üç farklı delik çap oranı ($d/D=0.0714, 0.107, 0.143$) göz önünde bulundurulmuştur. Deneyler sabit ısı akısı sınır şartında türbülanslı akışta Reynolds sayısının 4860-24130 aralığında gerçekleştirilmiştir. Deneylerde akışkan olarak hava kullanılmıştır.

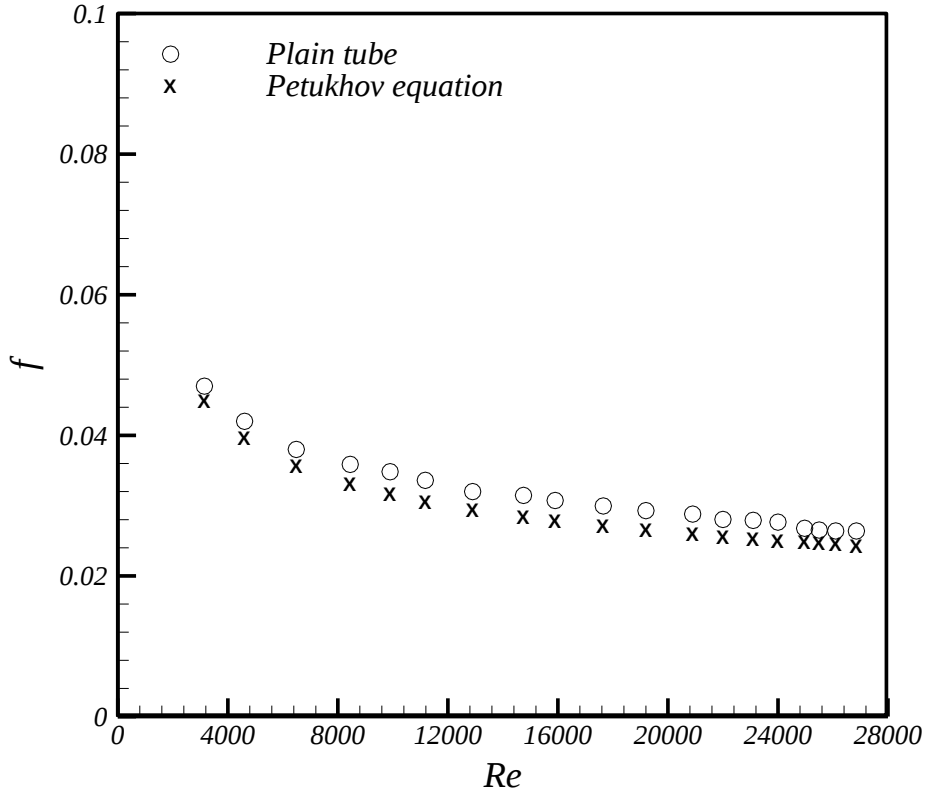


Şekil 4.22’de gösterildiği gibi D , boru iç çapını, d , delik çapını, w şerit genişliğini, y kıvrım uzunluğunu ve t ise boru et kalınlığını temsil etmektedir.



Şekil 4.23. Boş boru için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.

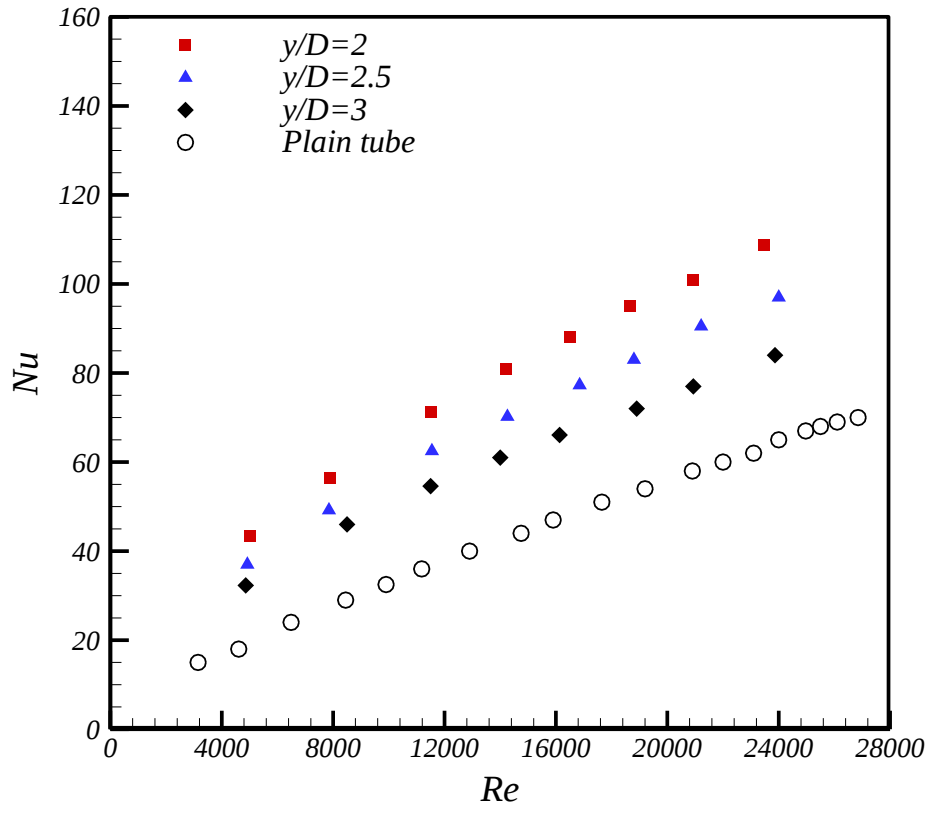
Deney sonuçların ışığında çizilen Şekil 4.23 ve 4.24’ten görüldüğü üzere boş boru deneyleri Nusselt sayısı ve sürtünme katsayısı açısından literatürde verilen bağıntıları ile iyi bir uyum göstermektedir. Boş boru deneylerinin doğruluğu deneysel düzeneğin çalışma sisteminin doğruluğunu göstermektedir.



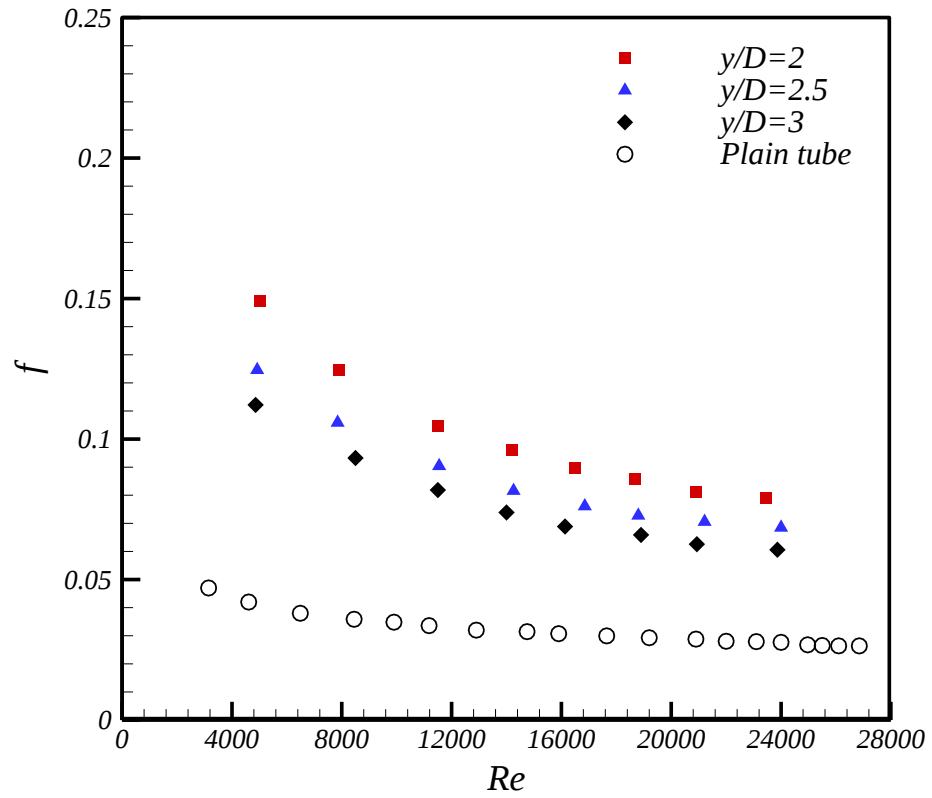
Şekil 4.24. Boş boru için sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi.

Şekil 4.25'te farklı kıvrım oranları ($y/D=2.0, 2.5, 3.0$) için $d/D=0.0714$ olması durumunda Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi gösterilmiştir. Şekilden açıkça görüldüğü gibi Nusselt sayısı kıvrım oranının azalması ile artma eğilimi göstermektedir. Küçük kıvrım oranları akışta daha güçlü bir dönme etkisi yaratarak, türbülans şiddetini arttırmakta ve bunun neticesinde sınır tabakayı daha etkin bir şekilde incelterek ısı transferinin artmasına sebep olmaktadır. Dolayısı ile en yüksek Nusselt sayısı $y/D=2.0$ durumunda gözlenmiştir. Nusselt sayısında boş boruya göre %70-94 oranında artış sağlanmıştır.

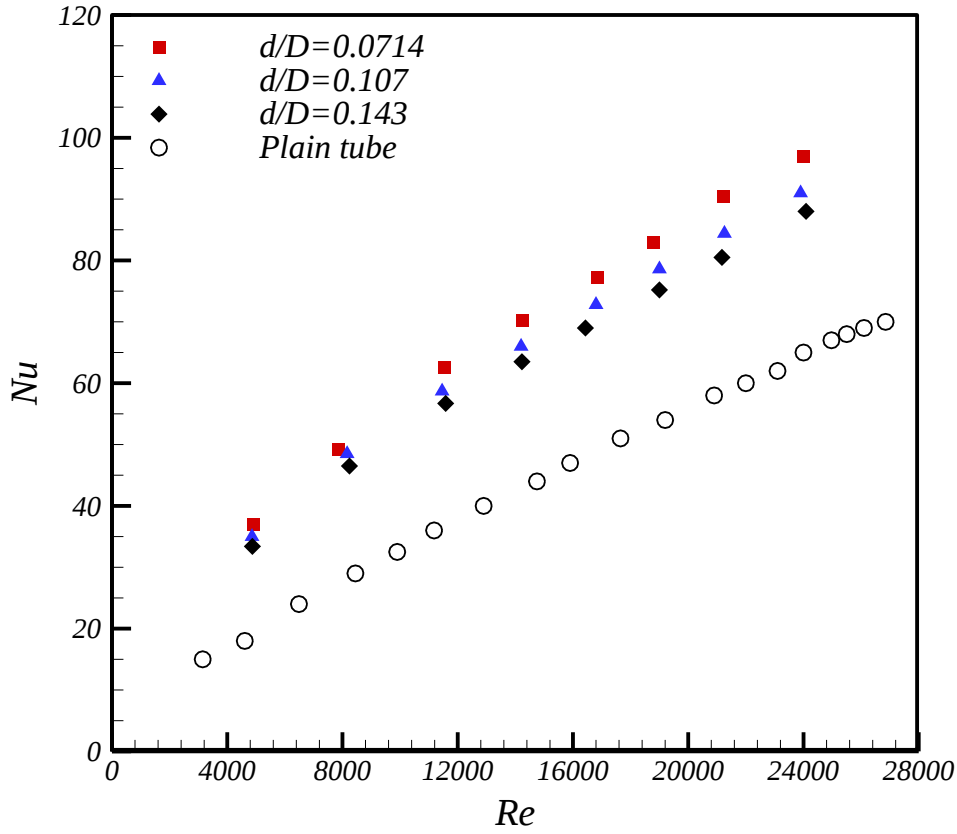
Farklı kıvrım oranları ($y/D=2.0, 2.5, 3.0$) için $d/D=0.0714$ olması durumunda sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 4.26'da verilmiştir. Beklenildiği üzere, şerit elemanlı borudaki sürtünme katsayısı boş boruya göre oldukça yüksektir. Nusselt sayısındaki eğilime benzer şekilde sürtünme katsayısı kıvrım oranının azalması ile artmaktadır. Küçük kıvrım oranlarındaki daha güçlü olan dönmeli akış boru cidarı yakınlarında viskoz kayıplara ve basınç düşümüne neden olmaktadır. Bu nedenle en yüksek sürtünme katsayısı $y/D=2.0$ durumunda gözlenmiştir. Farklı kıvrım oranlarında ($y/D=2.0, 2.5, 3.0$) sürtünme katsayısı değerleri boş boruya göre sırasıyla ortalama 3.03, 2.59 ve 2.32 kat daha yüksektir.



Şekil 4.25. Kıvrım oranının (y/D) Nusselt sayısına etkisi.



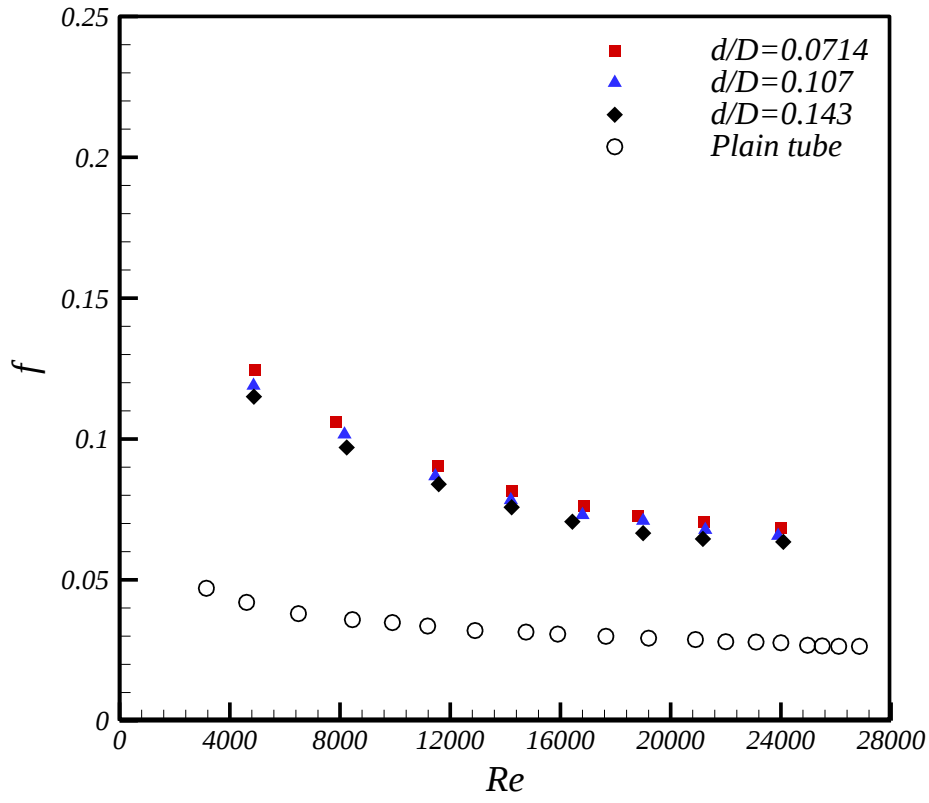
Şekil 4.26. Kıvrım oranının (y/D) sürtünme katsayısına etkisi.



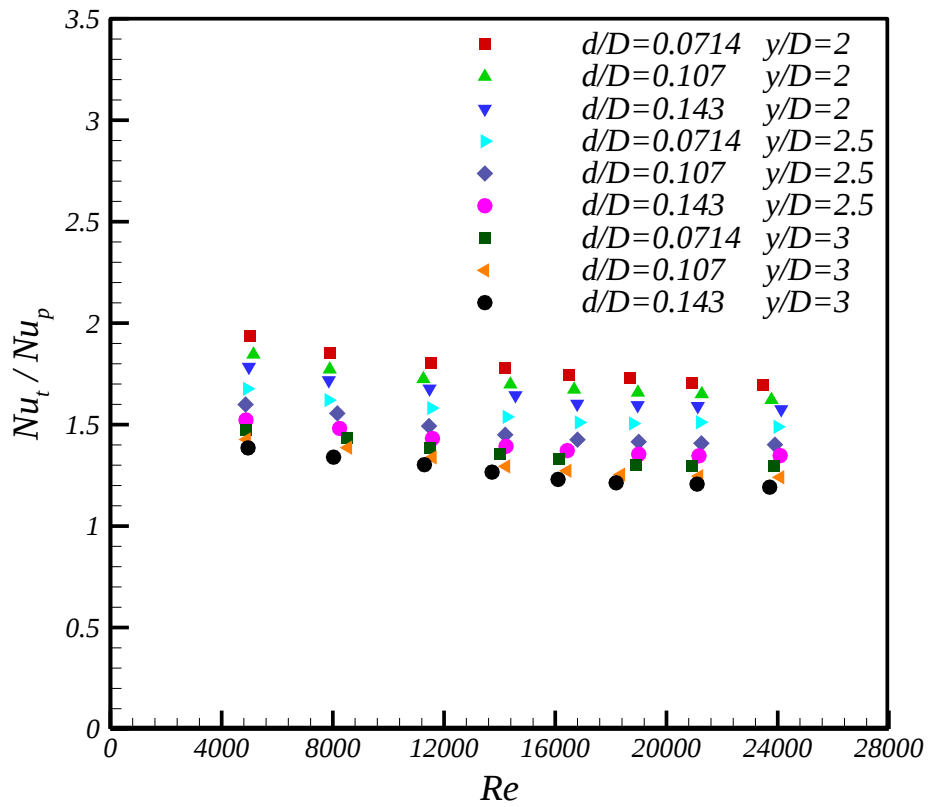
Şekil 4.27. Delik çapı oranının (d/D) Nusselt sayısına etkisi.

Şekil 4.27’de farklı delik çapı oranları ($d/D= 0.0714, 0.107, 0.143$) için $y/D=2.5$ olması durumunda Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi gösterilmiştir. En büyük delik çap oranı $d/D=0.143$ için en düşük Nusselt sayısı gözlemiştir. Bunun nedeni büyük çap oranlarında boru içerisindeki türbülans şiddetinin daha az olmasıdır. Şerit elemanlı boruda $d/D= 0.0714, 0.107, 0.143$ için Nusselt sayısı boş boruya göre sırasıyla %49-58, %40-60 ve %35-52 daha fazladır.

Farklı delik çapı oranları ($d/D= 0.0714, 0.107, 0.143$) için $y/D=2.5$ olması durumunda sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 4.28’de verilmiştir. Açıkça görülmektedir ki, sürtünme katsayısı delik çap oranının artması ile beraber azalma eğilimi göstermektedir. Bunun nedeni büyük delik çapı oranlarında türbülans şiddetinin azalmasıdır. Şerit elemanlı boruda $d/D= 0.0714, 0.107, 0.143$ için sürtünme katsayısı boş boruya göre sırasıyla ortalama 2.59, 2.49 ve 2.39 kat daha fazladır.

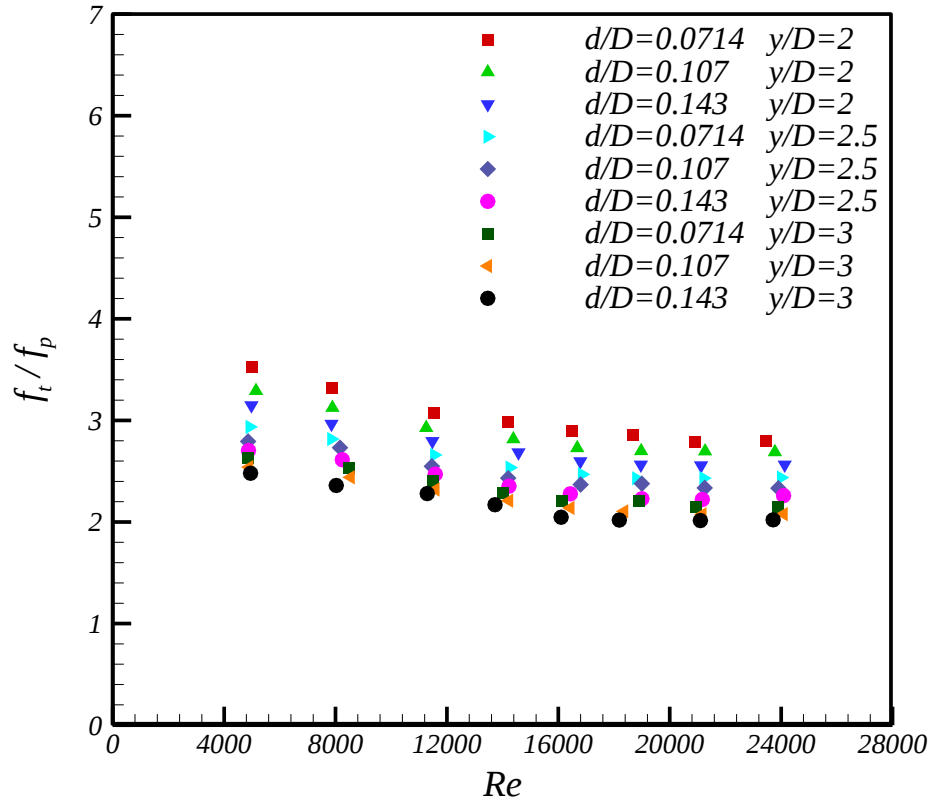


Şekil 4.28. Delik çapı oranının (d/D) sürtünme katsayısına etkisi.



Şekil 4.29. Bütün şerit elemanlar için ısı transfer oranı.

Eğer net bir enerji kazanımından bahsetmek istiyorsak boyutsuz ısı transfer oranının (Nu_t/Nu_p) birden büyük olması gerekir. Şekil 4.29'dan görüldüğü üzere, bütün şerit elemanlar için bu oran birden büyüktür. Reynolds sayısının artması ile birlikte azalan bu oran, kıvrım oranının ve delik çap oranının azalması ile beraber artmaktadır. En yüksek 1.94 olan ısı transfer oranı delik çap oranının 0.0714 ve kıvrım oranının 2 olması durumunda gözlenmiştir.

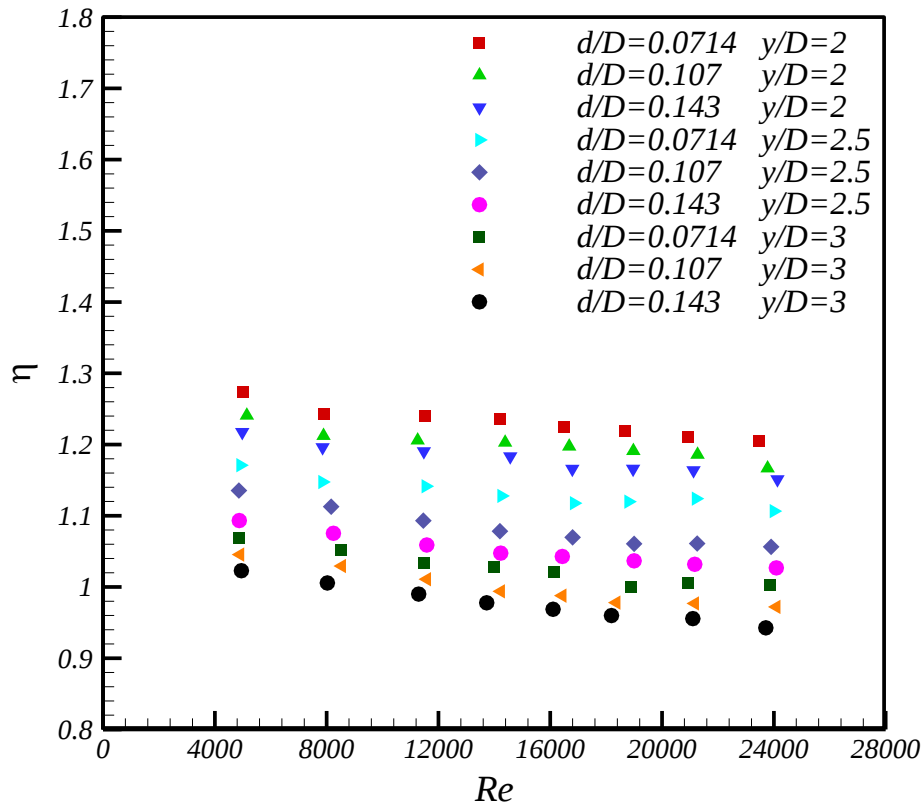


Şekil 4.30. Bütün şerit elemanlar için sürtünme katsayısı oranı.

Sürtünme katsayısı oranının (f_t/f_p) Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 4.30'da gösterilmiştir. Isı transfer oranındaki eğilime benzer şekilde Reynolds sayısının artması ile birlikte azalan bu oran, kıvrım oranının ve delik çap oranının azalması ile beraber artmaktadır. En yüksek 3.53 olan ısı transfer oranı delik çap oranının 0.0714 ve kıvrım oranının 2 olması durumunda gözlenmiştir. Çünkü küçük kıvrım oranı ve delik çapı oranlarında akış alanında daha fazla ısı transfer yüzey alanı, türbülans şiddeti ve akış bozulması söz konusudur.

Uygulamada kullanılan şerit elemanın potansiyelini belirleyebilmek için termal performans analizinin yapılması önemlidir. İncelen bütün elemanlar için net iyileşme oranları Şekil 4.31'de verilmiştir. Net iyileşme oranları sabit pompalama gücü kriterine göre Denklem (3.29) ile hesap edilmiştir. Net iyileşme oranı Reynolds sayısının, kıvrım oranının ve delik çap oranının azalması ile beraber artmaktadır. Net iyileşme oranının birden büyük olması

demek ısı transfer oranındaki artışın sürtünme oranındaki artışı yenmesi anlamına gelmektedir.. Reynolds sayısının yaklaşık 10000 değerinden sonra kıvrım oranının 3 ve delik çap oranının 0.143 olması durumunda net iyileşme oranı 1'in altındadır. Dolayısı ile bu elemanın Reynolds sayısının 10000 üzerindeki değerleri için kullanmak termodinamik açıdan avantajlı değildir. En büyük 1.27 lik net iyileşme oranı kıvrım oranının 2 ve delik çap oranının 0.0714 olması durumunda elde edilmiştir. Bütün durumlar için net iyileşme oranları Tablo 4.1'de sunulmuştur.



Şekil 4.31. Bütün şerit elemanlar için net iyileşme değerleri.

Tablo 4.1. Bütün şerit elemanlar için net iyileşme değerleri.

Twisted tape	$y/D=2.0$	$y/D=2.5$	$y/D=3.0$
$d/D=0.0714$	1.20-1.27	1.10-1.17	1.002-1.07
$d/D=0.107$	1.17-1.24	1.06-1.14	0.97-1.05
$d/D=0.143$	1.15-1.22	1.03-1.09	0.94-1.02

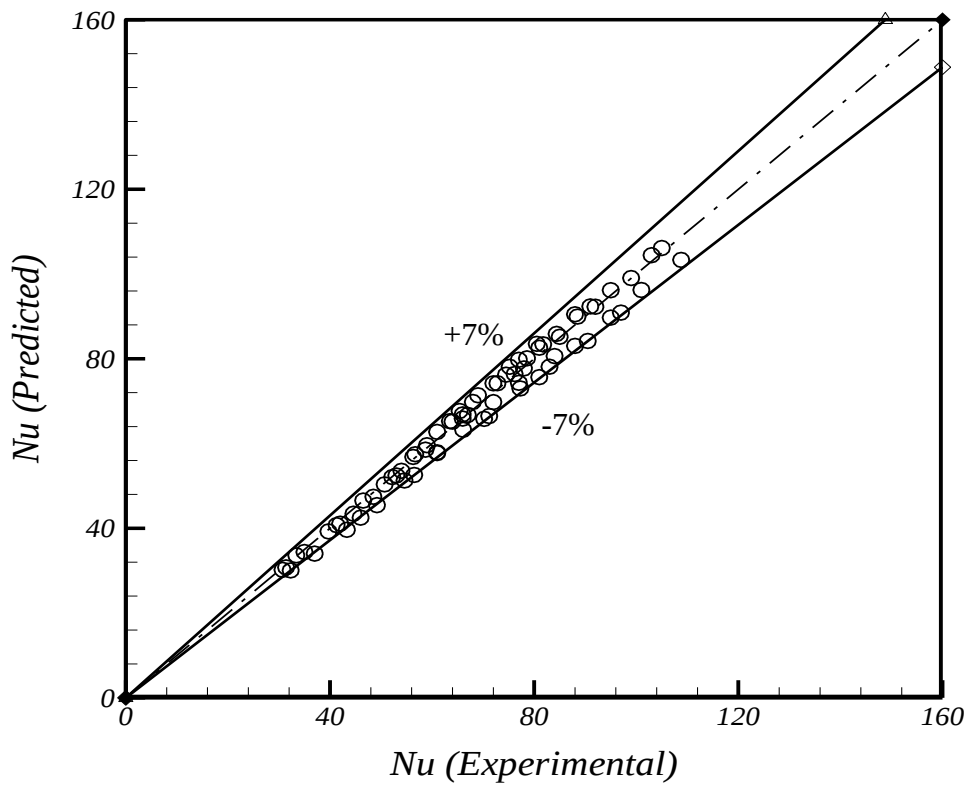
Deneyisel elde edilen Nusselt sayısı, sürtünme katsayısı ve net iyileşme değerleri için korelasyonlar geliştirilmiş ve bu korelasyonlar Denklem (4.1-4.3)'te sırasıyla verilmiştir:

$$Nu = 0.3528Re^{0.62}(y/D)^{-0.638}(d/D)^{-0.00973}Pr^{0.4} \quad (4.1)$$

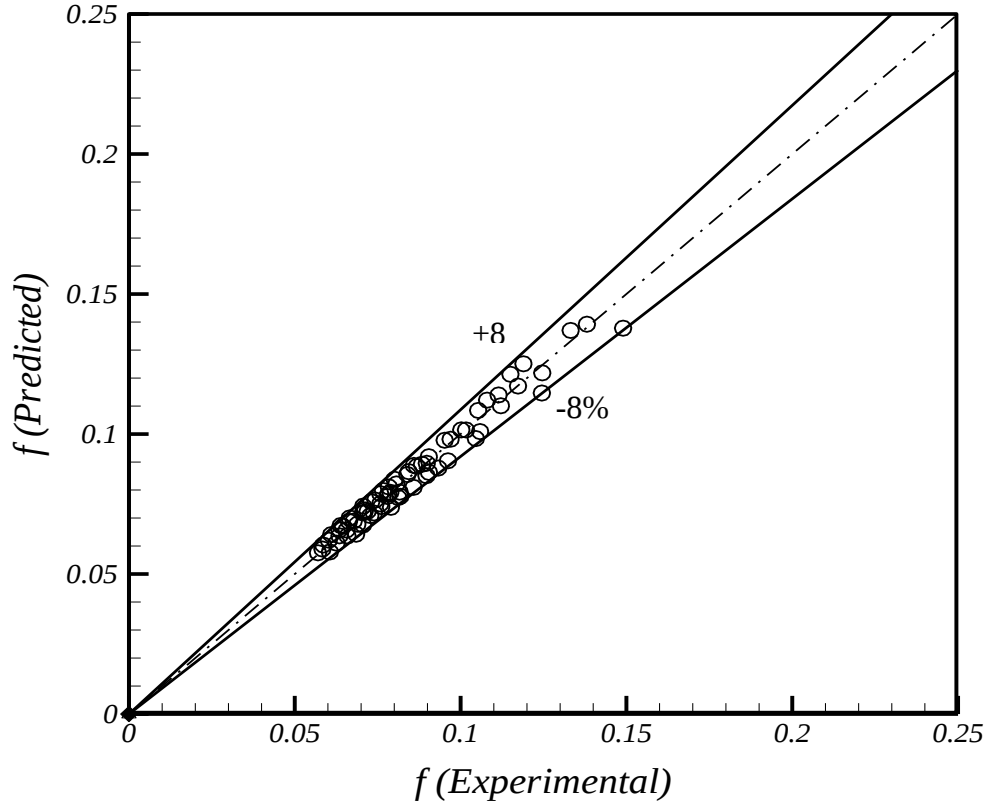
$$f = 6.2565Re^{-0.404}(y/D)^{-0.5828}(d/D)^{-0.0113} \quad (4.2)$$

$$\eta = 2.255Re^{-0.0378}(y/D)^{-0.428}(d/D)^{-0.0061} \quad (4.3)$$

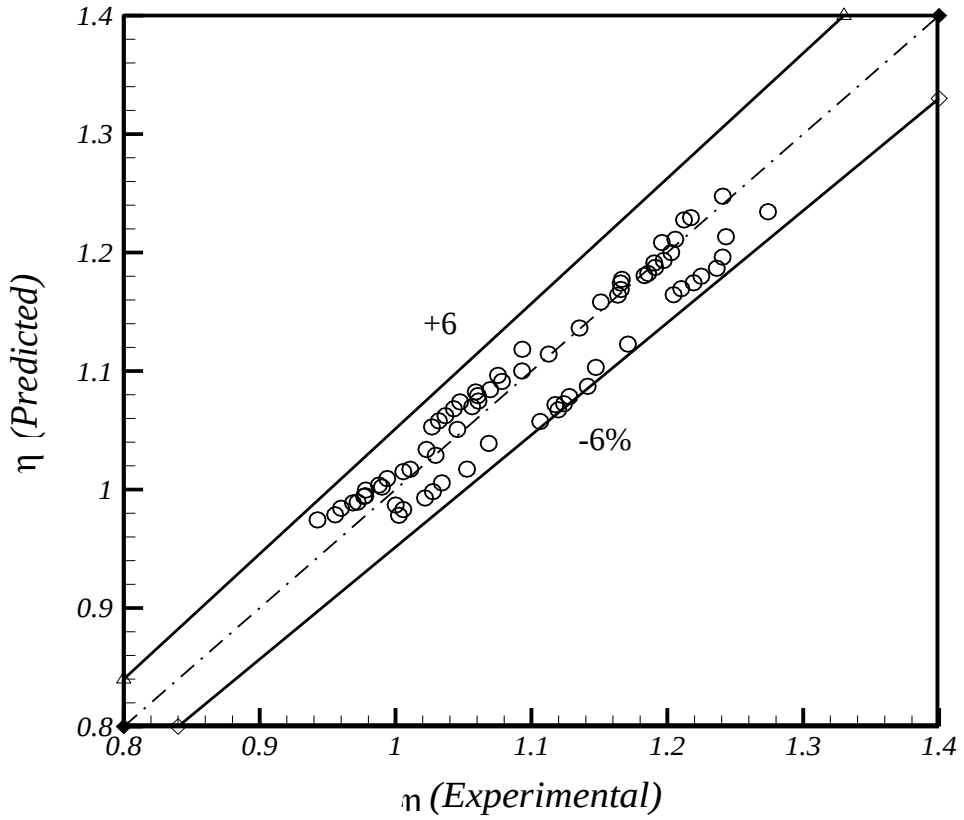
Yukarıda verilen korelasyonlarla tahmin edilen Nusselt sayısı, sürtünme katsayısı ve net iyileşme değerlerinin deneyisel olanları ile karşılaştırmaları sırası ile Şekil 4.32-4.34'te gösterilmiştir. Tahmin edilen Nusselt sayısının deneyisel Nusselt ile $\pm 7\%$, sürtünme katsayısının $\pm 8\%$ ve net iyileşme değerinin $\pm 6\%$ 'lık bir sapma ile uyumlu oldukları görülmektedir.



Şekil 4.32. Deneyisel ve teorik Nusselt sayılarının karşılaştırması.



Şekil 4.33. Deneysel ve teorik sürtünme katsayılarının karşılaştırması.



Şekil 4.34. Deneysel ve teorik net iyileşme değerlerinin karşılaştırması.

5. TARTIŞMA VE SONUÇ

Bu proje çalışması sayısal ve deneysel olmak üzere iki kısımdan oluşmuştur. Sayısal çalışmalarda yapılan analizlerden elde edilen sonuçlarla aşağıda detayları verilen iki adet uluslararası bildiri hazırlanmış ve bu bildiriler sözlü olarak sunulmuştur.

1. Güneş S., Erdemir D., Özceyhan V., Altuntop N., "Numerical Investigation Of Thermal Performance Of A Tube Fitted With Regularly Spaced Twisted Tape Elements", ASME Heat Transfer Conference 2012 (HT-2012), PORTO RIKO, 8-12 July 2012, pp.Basilacak.
2. Erdemir D., Güneş S., Özceyhan V., Altuntop N., "Numerical Investigation Of Heat Transfer Enhancement And Pressure Drop In Heat Exchanger Tube Fitted With Dual Twisted Tape Elements", 10th WSEAS International Conference on HEAT and MASS TRANSFER, ITALYA, 9-11 January 2013, pp.167-172

Projenin deneysel kısmında ise bir boru içerisine yerleştirilen farklı genişliklerdeki delikli şerit elemanların ısı transferi ve basınç düşümüne etkileri araştırılmıştır. Deneylerde üç farklı kıvrım oranı ($y/D=2.0, 2.5, 3.0$) ve üç farklı delik çapı oranı ($d/D= 0.0714, 0.107, 0.143$) dikkate alınmıştır. Deneyler sabit ısı akısı sınır şartında, tam gelişmiş türbülanslı akışta Reynolds sayısının 4860-24130 aralığında gerçekleştirilmiştir. Test akışkanı olarak hava kullanmıştır. Projenin deneysel kısmından elde edilen sonuçlar aşağıda kısaca özetlenmiştir:

- Nusselt sayısı kıvrım oranının ve delik çap oranının azalması ile artma eğilimi göstermektedir. Dolayısı ile en yüksek Nusselt sayısı $y/D=2.0$ ve $d/D=0.0714$ olması durumunda gözlenmiştir. Bu durumda Nusselt sayısında boş boruya göre %70-94 oranında artış sağlanmıştır.
- Nusselt sayısındaki eğilime benzer şekilde sürtünme katsayısı kıvrım oranının ve delik çap oranının azalması ile artmaktadır. Bu nedenle en yüksek sürtünme katsayısı $y/D=2.0$ ve $d/D=0.0714$ olması durumunda gözlenmiştir. Bu durum için sürtünme katsayısı boş boruya göre 3.03 kat daha yüksektir.
- Net iyileşme oranı Reynolds sayısının, kıvrım oranının ve delik çap oranının azalması ile beraber artmaktadır. Reynolds sayısının yaklaşık 10000 değerinden sonra kıvrım oranının 3 ve delik çap oranının 0.143 olması durumunda net iyileşme oranı 1'in altındadır. Dolayısı ile bu elemanın Reynolds sayısının 10000 üzerindeki değerleri için kullanmak termodinamik açıdan avantajlı değildir. En büyük 1.27 lik net iyileşme

oranı kıvrım oranının 2 ve delik çap oranının 0.0714 olması durumunda elde edilmiştir.

- Nusselt sayısı, sürtünme katsayısı ve net iyileşme değerleri için korelasyonlar geliştirilmiştir. Korelasyonlarla tahmin edilen Nusselt sayısının deneysel Nusselt ile $\% \pm 7$, sürtünme katsayısının $\% \pm 8$ ve net iyileşme değerinin $\% \pm 6$ 'lık bir sapma ile uyumlu oldukları görülmüştür.

Ayrıca çalışmanın deneysel kısmından elde edilen verilerin ışığında SCI-Expanded bir makale hazırlanmış ve sunulmuştur. Proje onerisindeki hedeflere büyük ölçüde ulaşılmıştır, taahhüt edlip te gerçekleştirilemeyen bir hedef yoktur. Proje kapsamında yeni bildiri ve makaleler hazırlanmaya devam edilecektir.

5. KAYNAKLAR

1. <http://wwf.org.tr/pdf/enerjiverimlilik.pdf> [Eriřim Tarihi: 06/12/2012]
2. Güneş S., Çeşitli İç Elemanlar Yerleştirilmiş Bir Boruda Isı Geçiřinin İncelenmesi. Erciyes Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora Tezi, Kayseri, 146 s, 2009.
3. <http://www.arsen.com.tr/orguluhortum.asp> [Eriřim Tarihi: 07/01/2013]
4. <http://www.erispervane.com/TR/Products> [Eriřim Tarihi: 20/01/2013]
5. Chang, S. W., et al., Turbulent Heat Transfer and Pressure Drop in a Tube Fitted with Serrated Twisted Tape, International Journal of Thermal Sciences, 46, 506-518, 2007.
6. Gül, H., Evin, D., Heat Transfer Enhancement in a Circular Tubes Using Helical Swirl Generator Insert at the Entrance, International Journal of Thermal Sciences, 46, 1297-1303, 2007.
7. Sivashanmugam, P., Nagarajan, P. K., Studies on Heat Transfer and Friction Factor Characteristics of Laminar Flow Through a Circular Tube Fitted with Right And Left Helical Screw-Tape Inserts, Experimental Thermal and Fluid Science, 32, 192-197, 2007.
8. Eiamsa S., Thianpong C. and Promvonge P., Experimental Investigation of Heat Transfer and Flow Friction in a Circular Tube Fitted with Regularly Spaced Twisted Tape Elements, International Communications in Heat and Mass Transfer, 33, 1225-1233, 2006.
9. Eiamsa S., Promvonge P., Performance Assessment in a Heat Exchanger Tube with Alternate Clockwise and Counter-clockwise Twisted Tape Inserts, International Journal of Heat and Mass Transfer, 53, 1364-1372, 2010.
10. Promvonge P., Thermal Augmentation in Circular tube with Twisted Tape and Wire Coil Turbulators, Energy Conversion and Management, 49, 2949-2955, 2008.
11. Wongcharee K., Eiamsa S., Heat Transfer Enhancement by Twisted Tapes with Alternate Axes and Triangular, Rectangular and Trapezoidal Wings, Chemical Engineering and Processing, 50, 211-219, 2011.
12. Murugesan P., Mayilsamy K. and Suresh S., Turbulent Heat Transfer and Pressure Drop in Tube Fitted with Square Cut Twisted Tape, Chinese Journal of Chemical Engineering, 18, 609-617, 2010.

13. Chang S. W., Yang T. L. and Liou J. S., Heat Transfer and Pressure Drop in Tube with Broken Twisted Tape Insert, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 32, 489-501, 2007.
14. Eiamsa S., Promvonge P., Thermal Characteristics in Round Tube Fitted with Serrated Twisted Tape, *Applied Thermal Engineering*, 30, 1673-1682, 2010.
15. Murugesan P., Mayilsamy K. and Suresh S., Heat Transfer and Friction Factor Studies in a Circular Tube Fitted with Twisted Tape Consisting of Wire Nails, *Chinese Journal of Chemical Engineering*, 18, 1038-1042, 2010.
16. Eiamsa S., Wongcharee K. and Thianpong C., Thermohydraulic Investigation of Turbulent Flow Through a Round Tube Equipped with Twisted Tapes Consisting of Centre Wings and Alternate Axes, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 34, 1151-1161, 2010.
17. Eiamsa S., Thianpong C. and Promvonge, P., Thermal Characteristics in a Heat Exchanger Tube Fitted with Dual Twisted Tape Elements in Tandem, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 37, 39-46, 2010.
18. Thianpong C., Eiamsa S. and Wongcharee K., Compound Heat Transfer Enhancement of a Dimpled Tube with a Twisted Tape Swirl Generator, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 36, 698-704, 2009.
19. Hong M., Deng X. and Huang K., Compound Heat Transfer Enhancement of a Converging Diverging Tube with Evenly Spaced Twisted Tapes, *Chinese Journal of Chemical Engineering*, 15, 814-820, 2007.
20. Hejazi V., Akhavan M. and Afshari A., Experimental Investigation of Twisted Tape Inserts Performance on Condensation Heat Transfer Enhancement and Pressure Drop, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 37, 1376-1387, 2010.
21. <http://www.ansiklopedim.net/l/laminer-akis.html> [Eriřim Tarihi: 20/03/2013]
22. http://www.pumpfundamentals.com/pump_glossary.htm [Eriřim Tarihi: 19/06/2013]
23. Atılgan M., Gölçü M., Üniform Dairesel Kesitli Boru Akışlarında Kinetik Enerji ve Momentum Düzeltme Faktörlerinin Değişimi, *Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 109-116, 1996.
24. Incropera, F. And Dewitt P.D., Isı Ve Kütle Geçiřinin Temelleri. Literatür Yayınları No:51, İstanbul, 2001.

25. Petukhov, B., S., Irvine, T., F., Harnett, J., P., Advances in Heat Transfer, vol.6., Academic Press, New York, 1970.
26. Moody, L., F., Trans. ASME 66, 671, 1944.
27. Gnielinski, V., New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow, Int. Chem. Eng., Vol. 16, p. 359-368, 1976.
28. Blasius, H., Das Ähnlichkeitsgesetz bei Reibungsvorgängen in Flüssigkeiten, Forsch. Arb. Ing.-Wes. No.131, Berlin, 1913.
29. McAdams W. H., Heat Transmission, 3rd ed., McGraw-Hill, 1954.
30. Nikuradse J., Gesetzmäßigkeiten der Turbulanten Strömung in Glatten Rohren, Forsch. Arb. Ing.-Wes., No. 356, 1932.
31. Yüncü H. ve Kakaç S., Temel Isı Transferi, Bilim Yayınevi, Ankara, 1999.
32. Özceyhan V., İçerisine Sekman Yerleştirmiş Bir Boruda Akış ve Isı Transferinin Deneyisel İncelenmesi, Doktora Tezi, Erciyes Üniversitesi, Aralık, 2002.