T.C.
ERCİYES ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ÇEŞİTLİ İÇ ELEMANLAR YERLEŞTİRİLMİŞ BİR BORUDA ISI GEÇİŞİNİN İNCELENMESİ

Tezi Hazırlayan
Sibel GÜNEŞ

Tezi Yöneten
Doç. Dr. Veysel ÖZCEYHAN
Prof. Dr. Tahir YAVUZ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Doktora Tezi

Temmuz 2009
KAYSERİ

T.C.
ERCİYES ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ÇEŞİTLİ İÇ ELEMANLAR YERLEŞTİRİLMİŞ BİR BORUDA ISI GEÇİŞİNİN İNCELENMESİ

Tezi Hazırlayan
Sibel GÜNEŞ

Tezi Yöneten
Doç. Dr. Veysel ÖZCEYHAN
Prof. Dr. Tahir YAVUZ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Doktora Tezi

Bu çalışma Erciyes Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Birimi tarafından FBD-07-117 numaralı proje ile desteklenmiştir.

Temmuz 2009
KAYSERİ

Doç. Dr. Veysel ÖZCEYHAN ve Prof. Dr. Tahir YAVUZ danışmanlığında **Sibel GÜNEŞ** tarafından hazırlanan "**Çeşitli İç Elemanlar Yerleştirilmiş Bir Boruda Isı Geçişinin İncelenmesi**" adlı bu çalışma, jürimiz tarafından Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalında **Doktora** tezi olarak kabul edilmiştir.

08/08/2009

JÜRİ:

Başkan: Prof. Dr. Orhan BÜYÜKALACA

Üye : Prof. Dr. Necdet ALTUNTOP

Üye : Prof. Dr. Sebahattin ÜNALAN

Üye : Doç. Dr. Hüseyin AKILLI

Üye : Doç. Dr. Veysel ÖZCEYHAN

ONAY:

Bu tezin kabulü, Enstitü Yönetim Kurulunun 18/08/2009 tarih ve 2009/28-02. sayılı kararı ile onaylanmıştır.

18./08./2009

Prof. Dr. Nusret AYYILDIZ
Enstitü Müdürü

TEŞEKKÜR

Tez konumun belirlenmesinde, yürütülmesinde, sonuçlandırılmasında ve sonuçlarının değerlendirilmesinde maddi ve manevi destek ve yardımlarını esirgemeyen değerli hocam sayın Doç. Dr. Veysel ÖZCEYHAN'a teşekkür ederim. Tez dönemi süresince çalışmalarımı değerlendiren Tez İzleme Komitesinin saygıdeğer üyeleri sayın Prof. Dr. Orhan BÜYÜKALACA ve Prof. Dr. Necdet ALTUNTOP'a, deneysel sistemin kurulumu için FBD-07-117 nolu proje ile vermiş oldukları destekten dolayı Erciyes Üniversitesi Araştırma Projeleri Birimi'ne, deneysel çalışmalarımda kullandığım iç elemanların üretilmesinde yardımlarını esirgemeyen sayın Yrd. Doç. Dr. Fehmi NAİR'e teşekkürlerimi sunarım.

Beni sürekli ve sabırla destekleyen, bugünlere gelmemi sağlayan anneme ve babama teşekkür ederim. Tez çalışması boyunca bana verdiği destek, göstermiş olduğu sabır ve anlayıştan dolayı eşim Recep GÜNEŞ'e ve kızım Elif Naz'a ayrıca teşekkür ederim. Ayrıca çalışmalarım sırasında bana destek olan tüm arkadaşlarıma da teşekkürü bir borç bilirim.

ÇEŞİTLİ İÇ ELEMANLAR YERLEŞTİRİLMİŞ BİR BORUDA ISI GEÇİŞİNİN İNCELENMESİ

Sibel GÜNEŞ

Erciyes Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü
Doktora Tezi, Temmuz 2009
Tez Danışmanları: Doç. Dr. Veysel ÖZCEYHAN
Prof. Dr. Tahir YAVUZ

ÖZET

Bu çalışmada, boru içerisine yerleştirilen helisel sarılmış tellerin ısı transferi ve akış karakteristiklerine etkisi Reynolds sayısının 3514-27188 aralığında deneysel olarak araştırılmıştır. Öncelikle, boş boru deneyleri yapılarak; elde edilen sonuçların literatürdeki çalışma sonuçlarıyla uyumu incelenmiştir. Yapılan boş boru deney sonuçlarının literatürde mevcut çalışmalarla uyumlu olduğu görülmüş ve sonrasında helisel tel yerleştirilmiş boruda deneyler gerçekleştirilmiştir.

Deneysel çalışmada, literatürdeki mevcut çalışmalardan farklı olarak eşkenar üçgen kesitli helisel tel boru içerisine cidardan ayrık olarak yerleştirilmiştir. Deneyler, cidardan iki farklı ayrıklık durumu (s=1mm ve s=2 mm), üç farklı hatve oranı (P/D=1, P/D=2 ve P/D=3) ve tel kesitindeki eşkenar üçgenin üç farklı kenar uzunluğu (a=4 mm, a=5 mm ve a=6 mm) için, 6 farklı helisel tel grubu (H1, H2, H3, H4, H5, H6) ile gerçekleştirilmiştir. Sonuç olarak 18 farklı telin sağladığı ısı transferindeki artış, basınç düşümü ve neticede sağlanan net iyileşme belirlenmiştir.

Boru içerisine yerleştirilen helisel teller ile ısı transferinde ciddi artışlar sağlanmıştır. Özellikle, H3 grubuna ait (a=6mm, s=1mm, P/D=1) durumunda Nusselt sayısı boş boruya göre 3 kat artmıştır. Ancak, yerleştirilen teller ısı transferini arttırmanın yanında basınç düşümünde de kaydadeğer artışlara sebep olmuştur. En fazla basınç düşümü, ısı transferinin en çok arttığı H3 grubunda (a=6mm, s=1mm, P/D=1) görülmüştür.

Helisel tellerin boru içerisine yerleştirilmesi ile akışa getirilen ilave dirençten dolayı basınç kaybında, dolayısı ile pompalama gücü gereksiniminde büyük artışlar meydana gelmiştir. Isı transferindeki net iyileşmeyi belirleyebilmek için sabit pompalama gücünde karşılaştırma yapmak gereklidir. Bu sebeple, ısı transferi artışı her bir helisel telde, aynı Reynolds sayısı ve pompalama gücünde ayrı ayrı incelenmiştir.

Aynı pompalama gücüne göre yapılan performans değerlendirmesinde, en çok %50'lik net ısı transferi iyileşmesi H3 grubuna ait (a=6mm, s=1mm, P/D=1) durumu için Reynolds sayısının 4220 değerinde elde edilmiştir. İncelenen bir çok durumda, net iyileşme eğrisinin eğilimi Reynolds sayısının artmasıyla düşmekte ve yaklaşık Reynolds sayısı 15000'den sonra da hemen hemen sabit kalmaktadır.

Sonuç olarak, dikkate alınan parametrelerden (a, s ve P/D) hatve oranının ısı transferi artışı üzerinde en etkili parametre olduğu görülmüştür.

Bu deneysel çalışma sonucunda, endüstride yaygın olarak kullanılan ısı değiştiricilerindeki borular içerisine, ısı değiştiricisinin çalışma şartlarına göre düşük Reynolds sayılarında helisel sarılmış üçgen kesitli teller cidardan ayrık olarak küçük hatve oranlarında yerleştirilerek; ısı transferi iyileştirmesi sağlamanın mümkün olacağı gösterilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Isı transferi iyileştirmesi, borularda basınç düşümü, eşkenar üçgen kesitli helisel sarılmış tel.

THE INVESTIGATION OF HEAT TRANSFER IN VARIOUS RIBS INSERTED PIPE

Sibel GÜNEŞ

Erciyes University, Graduate School of Natural and Applied Sciences
Ph.D. Thesis, July 2009
Thesis Supervisors: Assoc. Prof. Veysel ÖZCEYHAN
Prof. Dr. Tahir YAVUZ

ABSTRACT

In this study, the effect of the helically coiled wire inserted in a pipe on heat transfer and fluid characteristics was investigated experimentally in the range of Reynolds number 3514-27188. Firstly, the experiments were carried out with smooth pipe and then the compatibility of the obtained results with literature was examined. It was seen that the obtained results from smooth pipe shows a good agreement with the studies in the literature and then the experiments were performed with helically coiled wire.

In the experimental study, differently from the studies available in the literature, equilateral triangular cross-sectioned helically coiled wires were inserted in a pipe separated from wall. The experiments were performed with 6 different helically coiled wire groups (H1, H2, H3, H4, H5, H6) for two different clearance ratios from wall (s=1 mm and s=2 mm), three different pitch ratios (P/D=1, P/D=2 and P/D=3) and three different triangle side lengths in the wire cross sections (a=4 mm, a=5 mm and a=6 mm). Consequently, the increase in heat transfer, pressure drop and overall enhancement ratio of the helically coiled wire were determined.

The helically coiled wire inserted in a pipe provided a significant increase in heat transfer. Especially, in the H3 group for the case of (a=6mm, s=1mm, P/D=1), the Nusselt number increased three times than smooth pipe. However, the helically coiled wire inserted in a pipe causes considerable increase in pressure drop, as well in Nusselt number. The maximum pressure drop was observed in the case of (a=6 mm, s=1 mm, P/D=1) in which the best heat transfer increase was seen.

The helically coiled wire inserted in a pipe causes an extra resistance to flow therefore an increase in the pressure drop and pumping power requirement. The comparison should be made for the same pumping power in order to determine the overall enhancement ratio. For this reason, the heat transfer enhancement was evaluated for each helically coiled wire both for same Reynolds number and pumping power.

The maximum %50 overall enhancement was achieved in H3 group for the case of (a=6mm, s=1mm, P/D=1) via constant pumping power evaluation criteria at Reynolds number 4220. In many of the examined cases, the slope of overall enhancement curve decreases with increasing Reynolds number and becomes almost constant approximately after a Reynolds number of 15000.

Finally, it is seen that the most effective parameter was the pitch ratio (P/D) among the parameters (a, s and P/D) considered in this study.

In conclusion of this experimental study, it is showed that providing heat transfer enhancement is possible via inserting equilateral triangular cross-sectioned helically coiled wire separated from wall in the pipes of heat exchangers which are used extensively in industry related with the working conditions of heat exchangers in low Reynolds numbers with small pitch ratios.

Keywords: Heat transfer enhancement, pressure drop in pipes, triangular cross-sectioned helically coiled wire.

İÇİNDEKİLER

KABUL VE ONAY i
TEŞEKKÜR ii
ÖZET iii
ABSTRACT v
KISALTMALAR VE SİMGELER x
ŞEKİLLER LİSTESİ xii

1. BÖLÜM
GİRİŞ 1
1.1. Konu ve Önemi 1
1.2. Isı Transferini İyileştirme Teknikleri 4
1.2.1. Pasif Teknikler 4
1.2.2. Aktif Teknikler 9
1.3. Çalışmanın Amacı ve Kapsamı 10

2. BÖLÜM
LİTERATÜR ARAŞTIRMASI 12
2.1. Giriş 12
2.2. Isı Transferi İyileştirmesi Konusunda Yapılmış Çalışmalar 12

3. BÖLÜM
KANALLAR İÇERİSİNDEKİ TÜRBÜLANSLI AKIŞTA BASINÇ KAYBI VE ISI TRANSFERİ 29
3.1. Boru ve Kanallarda Laminer ve Türbülanslı Akış 29
3.2. Borularda Basınç Düşümü ve Sürtünme Faktörü 32
3.3. Borularda Türbülanslı Akışta Isı Transferi Katsayısı 34
3.4. Laminer Alt Tabaka Kalınlığı 36

4. BÖLÜM
DENEYSEL YÖNTEM 38
4.1. Giriş 38
4.2. Deney Düzeneği 38

4.3. Boru İçerisine Yerleştirilen Helisel Sarılmış Tel Elemanlar 41
4.4. Isıtma Sistemi 45
4.5. Debi Ölçümü 46
4.6. Sıcaklık Ölçümü 48
4.7. Basınç Ölçümü 49
4.8. Veri Toplama Ünitesi 51
4.9. Deneylerin Yapılışı 52
4.10. Isı Transferi Katsayısının Hesaplanması 53
4.10.1. Boru İç Yüzey Sıcaklığı T_{id}'nin Hesaplanması 56
4.10.2. Ortalama Akışkan Sıcaklığı (T_b)'nin Hesaplanması 58
4.11. Sürtünme Katsayısının Hesabı 58
4.12. Performans Kriteri 59

5. BÖLÜM
DENEY SONUÇLARI 60
5.1. Boş Boru Deneyleri 60
5.1.1. Isı Transferi 68
5.1.2. Sürtünme Kaysayısı 72
5.2. Boru İçerisine Helisel Teller Yerleştirilerek Yapılan Deneyler 74
5.2.1. H1 Nolu Helisel Tel Grubu ile Yapılan Deneyler 74
5.2.2. H2 Nolu Helisel Tel Grubu ile Yapılan Deneyler 77
5.2.3. H3 Nolu Helisel Tel Grubu ile Yapılan Deneyler 80
5.2.4. H4 Nolu Helisel Tel Grubu ile Yapılan Deneyler 83
5.2.5. H5 Nolu Helisel Tel Grubu ile Yapılan Deneyler 86
5.2.6. H6 Nolu Helisel Tel Grubu ile Yapılan Deneyler 89
5.3. Tel Kenar Uzunluğunun (a)Isı Transferi ve Basınç Düşümüne Etkisi 91
5.3.1. P/D=1 ve s=1 mm 92
5.3.2. P/D=2 ve s=1 mm 94
5.3.3. P/D=3 ve s=1 mm 96
5.3.4. P/D=1 ve s=2 mm 98
5.3.5. P/D=2 ve s=2 mm 100
5.3.6. P/D=3 ve s=2 mm 102

5.4. Cidardan Ayrıklık Mesafesinin (s) Isı Transferi ve Basınç Düşümüne Etkisi 104
5.4.1 H1 ve H4 Tel Grupları 104
5.4.2 H2 ve H5 Tel Grupları 108
5.4.3 H3 ve H6 Tel Grupları 112

6. BÖLÜM
SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME 116

KAYNAKLAR 119
EK-1 130
EK-2 135
ÖZGEÇMİŞ 146

KISALTMALAR VE SİMGELER

A : Isı transferi gerçekleştirilen toplam yüzey alanı

A_{yo} : Ortalama yüzey alan

a : Tel kesitindeki eşkenar üçgenin kenar uzunluğu

c : Yalıtım kalınlığı

C_d : Debi katsayısı

C_p : Özgül ısı

D : Boru iç çapı

D_o : Boru dış çapı

D_y : Yalıtımlı borunun dış çapı

d_v : Ventürimetrenin küçük çapı

D_v : Ventürimetrenin büyük çapı

f : Sürtünme katsayısı

f_b : Boş borudaki sürtünme katsayısı

f_h : Helisel tel yerleştirilmiş borudaki sürtünme katsayısı

f_T Isı transeri düzeltme katsayısı

f_x Isı olarak gelişmekte olan bölge için ısı transeri düzeltme katsayısı

Gr : Grashof sayısı

h : Isı transfer katsayısı

I : Akım

k : Isı iletim katsayısı

k_d : Deney borusunun ısı iletim katsayısı

k_y : Yalıtım malzemesinin ısı iletim katsayısı

L : Boru boyu

L_h : Isıtılan boru boyu

L_h : İki basınç prizi arasındaki mesafe

$\dot{m}$: Kütlesel debi

Nu_b : Boş borudaki Nusselt sayısı

Nu_h : Helisel tel yerleştirilmiş borudaki Nusselt sayısı

Nu_T :Akışkanın fiziksel özelliklerinin sıcaklıkla değişimini dikkate alan Nusselt sayısı

Nu_x :Hidrodinamik olarak gelişmiş, ısıl olarak gelişmekte olan bölgedeki Nusselt sayısı

Ra : Rayleigh sayısı

P/D : Hatve oranı

P_{net} : Boruya uygulanan net elektrik gücü

Pr : Prandtl sayısı

s : Helisel tellerin cidardan ayrıklık mesafesi

q : Boruya uygulanan ısı akım şiddeti

$Q_{gerçek}$: Gerçek debi

$Q_{kayıp}$: Kaybedilen ısı

Q_{teorik} : Teorik debi

Q_v : Birim hacime verilen ısı miktarı

Re : Reynolds sayısı

R_i : Boru iç yarıçapı

R_o : Boru dış yarıçapı

T_b : Ortalama akışkan sıcaklığı

T_{dd} : Boru dış cidar sıcaklığı

T_{id} : Boru iç cidar sıcaklığı

U_m : Boru kesiti boyunca ortalama akışkan hızı

V : Volt

$\dot{V}_b$: Boş borudaki akışkanın hacimsel debisi

$\dot{V}_h$: Helisel tel yerleştirilmiş borudaki akışkanın hacimsel debisi

ΔP : Basınç farkı

ΔP_b : Boş borudaki basınç farkı

ΔP_h : Helisel tel yerleştirilmiş borudaki basınç farkı

α : Ventürimetrenin büyük açısı

θ : Ventürimetrenin küçük açısı

ρ : Yoğunluk

δ_t : Laminer alt tabaka kalınlığı

ν : Kinematik viskozite

β : Isıl genleşme katsayısı

χ : Ventürimetre katsayısı

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 1.1. Kabarcıklı kaynamanın şiddetlendirilmesi için özellikle yapılandırılmış, ısı transferini iyileştirici yüzeyler (a) Sinterlenmiş metal kaplama (b) Mekanik olarak oluşturulmuş çift-girintili oyuk 5

Şekil 1.2. Borularda tek fazlı akış ve çekirdek kaynamada bazı pürüzlü yüzey örnekleri (a) oluklu boru (b) pürüzlü boru (c) Çekirdek kaynaması için pürüzlü yüzey 5

Şekil 1.3. Kanatçık örnekleri 6

Şekil 1.4. Boru içerisine akışa ters ve akış yönünde yerleştirilmiş yaprak şeklinde elemanlar 7

Şekil 1.5. Boru içerisne farklı düzenlerde yerleştirilmiş konik halka elemanlar .. 7

Şekil 1.6. Boru içerisine yerleştirilmiş kıvrılmış şerit eleman (a) boydan boya, (b) belirli mesafelerde 8

Şekil 1.7. Boru içerisine yerleştirilmiş farklı pervane tipleri 8

Şekil 1.8. Farklı şekillerde bou içerisine yerleştirilmiş helisel şerit elemanlar 9

Şekil 3.1. Laminer akışta hız dağılımının gelişimi 31

Şekil 3.2. Türbülanslı akışta hız dağılımının gelişimi 31

Şekil 3.3. Dairesel kanalda sıcaklık dağılımının gelişimi 33

Şekil 4.1. Deney düzeneğinin şematik gösterimi 39

Şekil 4.2. Boruların şematik görünüşü 40

Şekil 4.3. İlk borunun girişine monte edilen giriş lülesi 40

Şekil 4.4. Boruların bağlantısında kullanılan klape 40

Şekil 4.5. (a) Boru içerisine cidardan ayrık yerleştirilmiş helisel sarılmış eşkenar üçgen kesitli tel, (b) Helisel telin şematik gösterimi 41

Şekil 4.6. H4 nolu tel grubu (a) P/D=1, (b) P/D=2, (c) P/D=3 43

Şekil 4.7. H5 nolu tel grubu (a) P/D=1, (b) P/D=2, (c) P/D=3 43

Şekil 4.8. H6 nolu tel grubu (a) P/D=1, (b) P/D=2, (c) P/D=3 43

Şekil 4.9. Laminer alt tabaka kalınlığının Reynolds sayısı ile değişimi 44

Şekil 4.10. Isıtma sistemi (a) Transformatör, (b) Varyak 45

Şekil 4.11. Isıtma sisteminin şematik görünüşü 46

Şekil 4.12. Debi ölçümünde kullanılan ventürimetrenin şematik görünüşü 46

Şekil 4.13. Deneylerde kullanılan ventürimetre için C_d katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi 47

Şekil 4.14. Isıl eleman çiftlerinin ısıtılan boru boyunca yerleşimi..... 48

Şekil 4.15. Fark basıncı ölçümünde kullanılan noktaların şematik gösterimi..... 50

Şekil 4.16. Fark basınç ölçer (0-1"H_2O) 50

Şekil 4.17. Deneylerde kullanılan veri toplayıcı ünite 51

Şekil 4.18. Veri toplama sisteminin şematik gösterimi..... 52

Şekil 4.19. Deney borusunun kesit görünüşü 53

Şekil 4.20. Deney borusunın enine kesit görünüşü 69

Şekil 5.1. q=943 W/ m^2, Re=22979 şartlarında gerçekleştirilen boş boru deneyinde sıcaklıkların zamana göre değişimi 62

Şekil 5.2. q=943 W/ m^2, Re=22979 şartlarında gerçekleştirilen boş boru deneyinde elektrik gücünün zamana göre değişimi 63

Şekil 5.3. q=943 W/ m^2, Re=22979 şartlarında gerçekleştirilen boş boru deneyinde boru dış cidar sıcaklığı, iç cidar sıcaklığı, ortalama akışkan sıcaklığı ve boru iç cidarı ile ortalama akışkan sıcaklığı arasındaki farkın boru boyunca değişimi..... 64

Şekil 5.4. q=943 W/ m^2, Re=22979 şartlarında gerçekleştirilen boş boru deneyi için yerel Nusselt sayısının boru boyunca değişimi 64

Şekil 5.5. q=868 W/ m^2, Re=13132 şartlarında gerçekleştirilen boş boru deneyinde elektrik gücünün zamana göre değişimi 65

Şekil 5.6. q=868 W/m^2, Re=13132 şartlarında gerçekleştirilen boş boru deneyinde sıcaklıkların zamana göre değişim 66

Şekil 5.7. q=868 W/ m^2, Re=13132 şartlarında gerçekleştirilen boş boru deneyinde boru dış cidar sıcaklığı, iç cidar sıcaklığı, ortalama akışkan sıcaklığı ve boru iç cidarı ile ortalama akışkan sıcaklığı arasındaki farkın boru boyunca değişimi 67

Şekil 5.8. q=868 W/ m^2, Re=13132 şartlarında gerçekleştirilen boş boru deneyi için yerel Nusselt sayısının boru boyunca değişimi 68

Şekil 5.9. Boş boru deneylerindeki Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi 69

Şekil 5.10. Deneysel Nusselt sayılarının Eşitlik 3.17 ile karşılaştırılması 70

Şekil 5.11. Deneysel Nusselt sayılarının literatürde mevcut farklı eşitliklerle karşılaştırılması 71

Şekil 5.12. Deneysel Nusselt sayılarının Eşitlik 3.20 ile karşılaştırılması 71

Şekil 5.13. Boş boru deneylerinden elde edilen sürtünme katsayılarının Reynolds sayısı ile değişimi 73

Şekil 5.14. Boş boru deneylerinden elde edilen sürtünme katsayılarının literatürle karşılaştırılması 73

Şekil 5.15. Farklı hatve oranları için H1 grubuna ait yerel Nusselt sayılarının Reynolds sayısı ile değişimi 75

Şekil 5.16. Farklı hatve oranları için H1 grubuna ait sürtünme katsayılarının Reynolds sayısı ile değişimi 76

Şekil 5.17. Farklı hatve oranları için H1 grubuna ait net iyileşme oranlarının Reynolds sayısı ile değişimi 77

Şekil 5.18. Farklı hatve oranları için H2 grubuna ait yerel Nusselt sayılarının Reynolds sayısı ile değişimi 78

Şekil 5.19. Farklı hatve oranları için H2 grubuna ait sürtünme katsayılarının Reynolds sayısı ile değişimi 79

Şekil 5.20. Farklı hatve oranları için H2 grubuna ait net iyileşme oranlarının Reynolds sayısı ile değişimi 80

Şekil 5.21. Farklı hatve oranları için H3 grubuna ait yerel Nusselt sayılarının Reynolds sayısı ile değişimi 82

Şekil 5.22. Farklı hatve oranları için H3 grubuna ait sürtünme katsayılarının Reynolds sayısı ile değişimi 82

Şekil 5.23. Farklı hatve oranları için H3 grubuna ait net iyileşme oranlarının Reynolds sayısı ile değişimi 83

Şekil 5.24. Farklı hatve oranları için H4 grubuna ait yerel Nusselt sayılarının Reynolds sayısı ile değişimi 85

Şekil 5.25. Farklı hatve oranları için H4 grubuna ait sürtünme katsayılarının Reynolds sayısı ile değişimi 85

Şekil 5.26. Farklı hatve oranları için H4 grubuna ait net iyileşme oranlarının Reynolds sayısı ile değişimi 86

Şekil 5.27. Farklı hatve oranları için H5 grubuna ait yerel Nusselt sayılarının Reynolds sayısı ile değişimi 87

Şekil 5.28. Farklı hatve oranları için H5 grubuna ait sürtünme katsayılarının Reynolds sayısı ile değişimi 88

Şekil 5.29. Farklı hatve oranları için H5 grubuna ait net iyileşme oranlarının Reynolds sayısı ile değişimi 88

Şekil 5.30. Farklı hatve oranları için H6 grubuna ait yerel Nusselt sayılarının Reynolds sayısı ile değişimi 90

Şekil 5.31. Farklı hatve oranları için H6 grubuna ait sürtünme katsayılarının Reynolds sayısı ile değişimi 90

Şekil 5.32. Farklı hatve oranları için H6 grubuna ait net iyileşme oranlarının Reynolds sayısı ile değişimi 91

Şekil 5.33. Farklı tel kenar uzunlukları için yerel Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi (P/D=1, s=1 mm) 92

Şekil 5.34. Farklı tel kenar uzunlukları için sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi (P/D=1, s=1 mm) 93

Şekil 5.35. Farklı tel kenar uzunlukları için net iyileşme oranlarının Reynolds sayısı ile değişimi (P/D=1, s=1 mm) 93

Şekil 5.36. Farklı tel kenar uzunlukları için yerel Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi (P/D=2, s=1 mm) 94

Şekil 5.37. Farklı tel kenar uzunlukları için sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi (P/D=2, s=1 mm) 95

Şekil 5.38. Farklı tel kenar uzunlukları için net iyileşme oranlarının Reynolds sayısı ile değişimi (P/D=2, s=1 mm) 95

Şekil 5.39. Farklı tel kenar uzunlukları için yerel Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi (P/D=3, s=1 mm) 96

Şekil 5.40. Farklı tel kenar uzunlukları için sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi (P/D=3, s=1 mm) 97

Şekil 5.41. Farklı tel kenar uzunlukları için net iyileşme oranlarının Reynolds sayısı ile değişimi (P/D=3, s=1 mm) 97

Şekil 5.42. Farklı tel kenar uzunlukları için yerel Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi (P/D=1, s=2 mm) 98

Şekil 5.43. Farklı tel kenar uzunlukları için sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi (P/D=1, s=2 mm) 99

Şekil 5.44. Farklı tel kenar uzunlukları için net iyileşme oranlarının Reynolds sayısı ile değişimi (P/D=1, s=2 mm) 99

Şekil 5.45. Farklı tel kenar uzunlukları için yerel Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi (P/D=2, s=2 mm) 100

Şekil 5.46. Farklı tel kenar uzunlukları için sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi (P/D=2, s=2 mm) 101

Şekil 5.47. Farklı tel kenar uzunlukları için net iyileşme oranlarının Reynolds sayısı ile değişimi (P/D=2, s=2 mm) 101

Şekil 5.48. Farklı tel kenar uzunlukları için yerel Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi (P/D=3, s=2 mm) 102

Şekil 5.49. Farklı tel kenar uzunlukları için sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi (P/D=3, s=2 mm) 103

Şekil 5.50. Farklı tel kenar uzunlukları için net iyileşme oranlarının Reynolds sayısı ile değişimi (P/D=3, s=2 mm) 103

Şekil 5.51. H1 ve H4 tel gruplarının farklı hatve oranlarındaki yerel Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi 105

Şekil 5.52. H1 ve H4 tel gruplarının farklı hatve oranlarındaki sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi 106

Şekil 5.53. H1 ve H4 tel gruplarının farklı hatve oranlarındaki net iyileşme oranlarının Reynolds sayısı ile değişimi..... 107

Şekil 5.54. H2 ve H5 tel gruplarının farklı hatve oranlarındaki yerel Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi 109

Şekil 5.55. H2 ve H5 tel gruplarının farklı hatve oranlarındaki sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi 110

Şekil 5.56. H2 ve H5 tel gruplarının farklı hatve oranlarındaki net iyileşme oranlarının Reynolds sayısı ile değişimi..... 111

Şekil 5.57. H3 ve H6 tel gruplarının farklı hatve oranlarındaki yerel Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi 113

Şekil 5.58. H3 ve H6 tel gruplarının farklı hatve oranlarındaki sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi 114

Şekil 5.59. H3 ve H6 tel gruplarının farklı hatve oranlarındaki net iyileşme oranlarının Reynolds sayısı ile değişimi..... 115

1. BÖLÜM

GİRİŞ

1.1. Konu ve Önemi

Kalkınmakta olan ve nüfusu artan bir ülke olması nedeniyle Türkiye'nin enerji tüketimi hızla artmaktadır. Bu da doğal kaynakların bilinçsizce ve büyük bir hızla tüketilmeye başlamasına neden olmuştur. Bu bilinçsizce tüketim, enerji kaynaklarının verimli kullanımını gündeme getirdiği gibi, tüketim sonucunda oluşan her türlü katı sıvı ve gaz atıkların da arıtılmadan doğaya atılmasının meydana getirdiği önemli çevre kirliliğinin önlenmesi arayışını da beraberinde getirmiştir [1].

En önemli enerji kaynağı olan petrol ve kömür gibi fosil yakıtlar hızla tükenmektedir. Enerji üretim ve tüketim süreçlerinde ortaya çıkan sera gazı emisyonları küresel ısınma ve iklim değişikliğinin en önemli nedenleri arasındadır. 2009 yılı itibariyle, kullanılan enerjinin %75'i ithalat yoluyla yurtdışından karşılanmakta olup; ülkemizde, bina sektöründe %30, sanayi sektöründe %20 ve ulaşım sektöründe %15 olmak üzere enerji tasarruf potansiyelimiz olduğu tespit edilmiştir [2].

Enerji verimliliği, tüketilen enerji miktarının, üretimdeki miktar ve kaliteyi düşürmeden, ekonomik kalkınmayı ve sosyal refahı engellemeden en aza indirilmesidir. Daha geniş bir biçimde enerji verimliliği; gaz, buhar, hava ve elektrikteki enerji kayıplarını önlemek, çeşitli atıkların geri kazanımı ve değerlendirilmesi veya ileri teknoloji ile üretimi düşürmeden enerji talebinin azaltması, daha verimli enerji kaynakları, gelişmiş endüstriyel süreçler, enerji geri kazanımları gibi etkinliği artırıcı önlemlerin bütünüdür [3].

Enerji verimliliğinde en önemli faktör enerji tasarrufudur. Genellikle enerjinin az kullanılması, iki ampulden birinin söndürülmesi şeklinde algılanmakta olan enerji tasarrufu, aslında enerji atıklarının değerlendirilmesi ve mevcut enerji kayıplarının önlenmesi yoluyla tüketilen enerji miktarının, kalite ve performansı düşürmeden en aza indirilmesidir. Enerji tasarrufu iki biçimde gerçekleştirilmektedir. Birincisi, doğrudan enerji tasarruf eden ev, araba ve diğer son teknolojileri kullanmak; alışkanlıkları ve günlük davranışları enerjiyi daha verimli kullanacak biçimde düzenlemek gibi somut önlemlerden oluşmaktadır. İkincisi ise, dolaylı enerji tasarrufu olup mevcut malların daha uzun süre kullanılmasını sağlayarak yeni malların üretimini azaltmak; enerji tüketimini minimize edecek biçimde yerleşim yerlerini düzenlemek, enerjiyi daha az tüketen teknolojiler kullanmak, ekonomide doğrudan materyal tüketiminin olmadığı etkinliklere geçiş yapmak gibi önlemlerdir [3].

Enerji tasarrufu, enerji arzının azaltılması veya kısıtlanması şeklinde düşünülmemelidir. Enerjiyoğunluğunun azaltılması, kullanılan enerji miktarının değil, ürün başına tüketilen enerjinin azaltılmasıdır. Enerji maliyetlerini düşüren üretici, aynı miktardaki mal veya hizmetleri daha az enerji veya aynı miktar enerji ile daha çok mal ve hizmet üreterek, ulusal ve uluslararası alanda rekabet gücünü arttıracaktır [1].

Türkiye'de tüketilen enerjinin yaklaşık üçte biri sanayide tüketilmektedir. İleri teknoloji ürünlerinin kullanıldığı enerji tasarruf önlemleriyle, bu enerjinin önemli bir miktarını geri kazanmak mümkündür. Enerji tasarrufu sayesinde hem ülkemiz enerji darboğazından kurtulacak, hem de sanayici aynı ürünü daha düşük bir maliyetle elde ederek rekabet gücünü arttırmış olacaktır.

Özellikle son yıllarda işletmelerde enerji giderlerini azaltamak amacıyla enerji geri kazanımlı sistemlere olan talep artmıştır. Enerji geri kazanımında kullanılan en önemli cihazlardan birisi de ısı değiştiricileridir. Mühendislik uygulamalarının en önemli ve en çok karşılaşılan işlemlerinden birisi, farklı sıcaklıklardaki iki veya daha fazla akışkan arasındaki ısı değişimidir. Bu değişimin yapıldığı ısı değiştiricileri pratikte termik santrallerde, kimya endüstrilerinde, ısıtma, iklimlendirme, soğutma tesisatlarında, taşıtlarda, elektronik

cihazlarda, alternatif enerji kaynaklarının kullanımında ısı depolanması vb. birçok yerde bulunabilmektedir. Isı değiştiricilerinde ısı transferinin artırılması, enerji tasarrufu ve enerjinin verimli ve etkin kullanımı anlamına gelmektedir. Giderek artan enerji ihtiyacı ve enerji kaynaklarındaki azalma dikkate alındığında, enerjinin büyük ölçüde kullanıldığı ısı değiştiricilerinde ısı transferinin artırılmasının önemi daha iyi anlaşılmaktadır. Enerjinin verimli kullanılması için yapılması gereken, ısı değiştiricisine giren akışkanın sabit sıcaklığına karşılık ısı geçişini arttırmak, yani ısı değiştiricisinde ortalama sıcaklık farkını düşürmektir. Böylelikle sistemin termodinamik verimi arttırılarak işletme maliyeti azaltılır.

Isı transferini arttırmak amacına yönelik yapılan çalışmalarda, belirli bir kapasite için daha küçük boyutlu ısı değiştiricisinin tasarlanması ön planda tutulmuştur. Isı transferini artırma esas olarak ısı transfer katsayısını artırmakla ilgilidir. Isı değiştiricisinin tasarımı sırasında ısı transferi arttırılırken sürtünme ve dolayısı ile basınç kaybının da artması kaçınılmazdır. Bu sebeple net ısı transferi artışını belirleyebilmek için sabit pompalama gücünde karşılaştırma yaparak, kullanılan yöntemin ısı transferi iyileştirmesi bulunmalıdır.

Isı transferini iyileştirme teknikleri pasif ve aktif teknikler olmak üzere ikiye ayrılmıştır [4-5]. Pasif teknikler ilave güce gereksinim duymayan teknikler olup; genişletilmiş yüzey, işlenmiş yüzey ve dönmeli akış cihazları bu tekniklere örnek teşkil ederler. Yüzey titreşimi, emme veya basma gibi ilave güce gereksinim duyan teknikler ise aktif yöntemler olarak ısı transferi iyileştirilmede kullanılmaktadırlar. Ancak yatırım ve işletme maliyetlerinin yüksek olması ve ayrıca titreşim veya akustik gürültü gibi problemler aktif teknikler ile ısı transferini arttırmaya olan ilgiyi azaltmıştır. Bu nedenle araştırmacılar daha çok elektronik sistemlerin soğutulmasında, havalı güneş kollektörlerinde ve binalarda kullanılmakta olan pasif teknikler üzerinde yoğunlaşmıştır.

1.2. Isı Transferini İyileştirme Teknikleri

Isı transferini iyileştirme teknikleri, pasif ve aktif teknikler olarak iki ana sınıfta incelenebilirler. Pasif tekniklerde akışkana dışardan bir enerji verilmeksizin sistem içerisindeki geometrik değişikliklerle ve akışkan hareketleri ile ısı transferi iyileştirilir. Aktif yöntemlerde ise ısı aktarılan akışkana elektrik veya yüzey titreşimi gibi ilave bir enerji verilerek ısı transferinde artış sağlanır. Isı transferini iyileştirme teknikleri şu şekilde sınıflandırılabilir;

Pasif Teknikler

- İşlem görmüş yüzeyler
- Pürüzlü yüzeyler
- Genişletilmiş yüzeyler
- Boru veya kanal içerisine yerleştirilmiş iç elemanlar
- Dönmeli akış cihazları
- Yüzey gerilimi
- Sıvı veya akışkana ilave katkı maddeleri

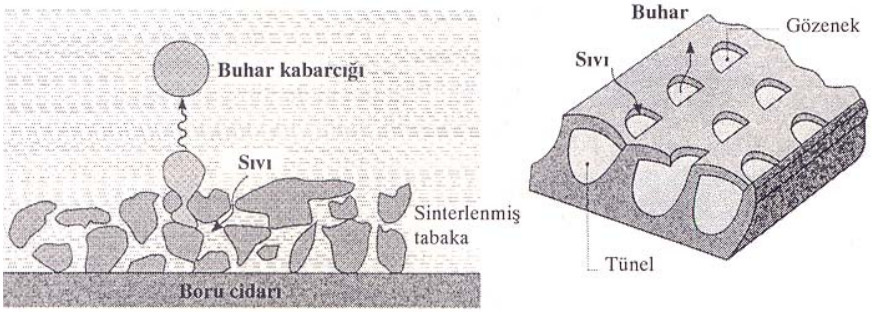
Aktif Teknikler

- Yüzey titreşimi ve akış titreşimi
- Elektrostatik alanlar
- Akışkan titreşimi
- Enjeksiyon ve emme
- Jet çarpma
- Mekanik yardımcılar

1.2.1. Pasif Teknikler

İşlem Görmüş Yüzeyler: Daha çok kaynama ve yoğuşmada kullanılan bu teknikte yüzey polimer, farklı metaller veya kimyasal yağlar ile kaplanır. Şekil 1.1'de kabarcıklı

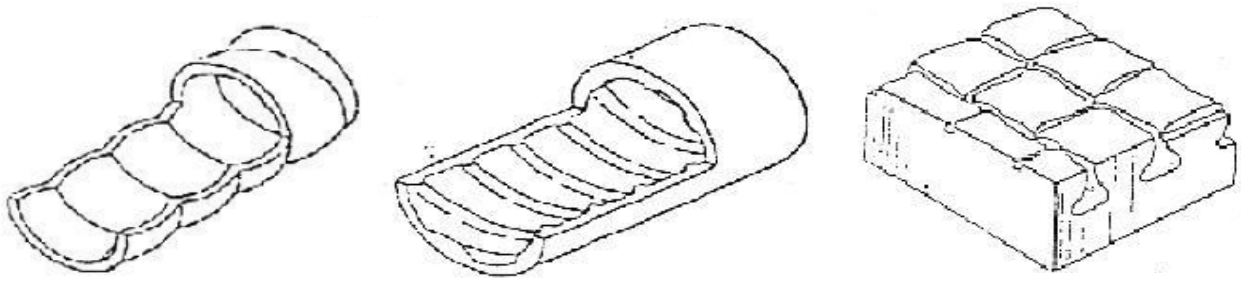
kaynamanın şiddetlendirilmesi için yapılandırılmış, ısı geçişini arttırıcı yüzeyler gösterilmiştir.



(a) (b)

Şekil 1.1. Kabarcıklı kaynamanın şiddetlendirilmesi için özellikle yapılandırılmış, ısı transferini iyileştirici yüzeyler (a) Sinterlenmiş metal kaplama (b) Mekanik olarak oluşturulmuş çift-girintili oyuk [6].

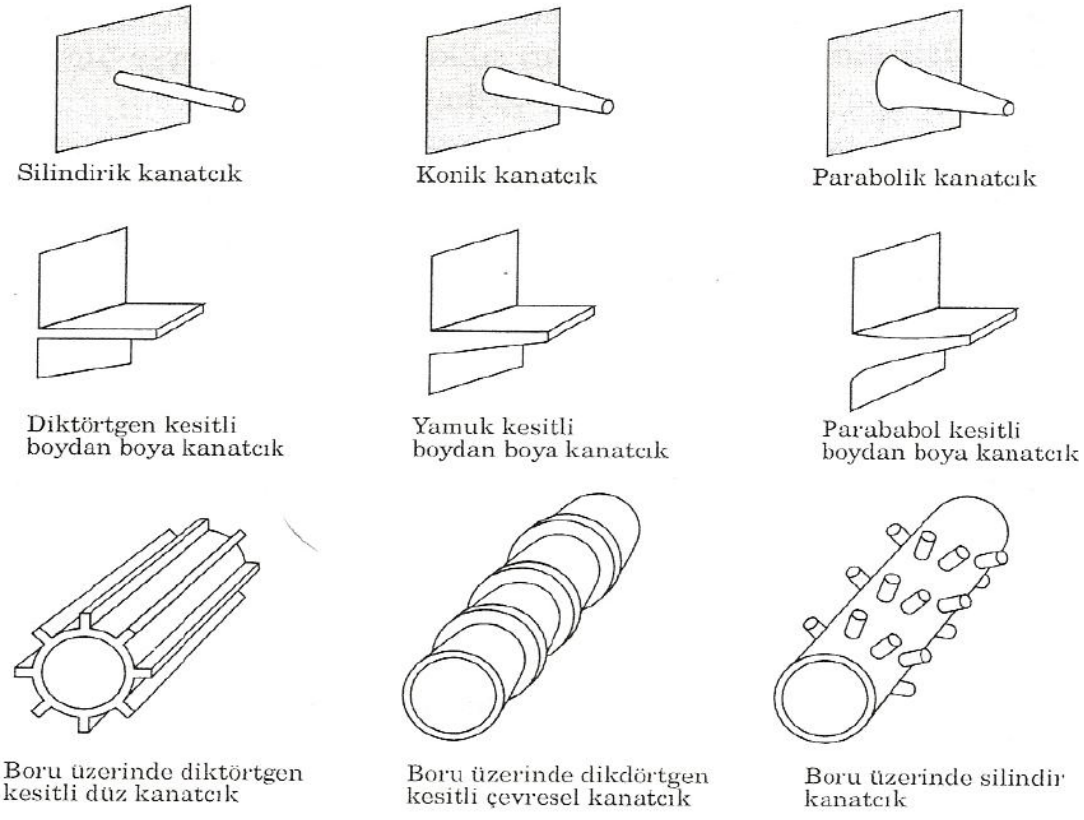
Pürüzlü Yüzeyler: Boru veya kanal yüzeyinde çok farklı şekillerde pürüzlülük elde etmek mümkündür. Yüzey pürüzlülüğü, yüzeye düşük yükseklikli kanatçıklar eklemek, kum tanelerini rasgele yerleştirmek veya farklı konfigürasyonlarda yarık ve tümsekler eklemek şeklinde olabilir. Bu teknik ısı transfer yüzey alanını artırmaktan ziyade yüzeydeki sınır tabakayı rahatsız etmek için kullanılır. Şekil 1.2'de bu teknik için örnekler verilmiştir.



(a) (b) (c)

Şekil 1.2. Borularda tek fazlı akış ve çekirdek kaynamada bazı pürüzlü yüzey örnekleri (a) oluklu boru (b) pürüzlü boru (c) Çekirdek kaynaması için pürüzlü yüzey [4].

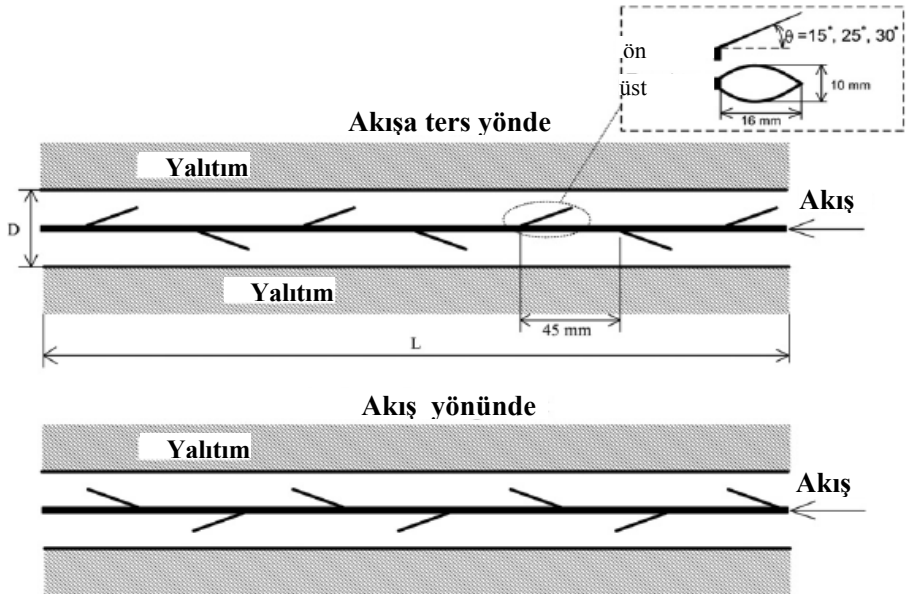
Genişletilmiş Yüzeyler: Isı değiştiricilerin geliştirilmesinde yaygın olarak kullanılan bir yöntemdir. Yüzeyleri genişletmek için daha çok kanatlar kullanılmaktadır. Güç üretim prosesleri, buhar soğutma sistemleri, otomotiv gibi birçok ısı transferi uygulamalarında boruların dış yüzeyine kanatların eklenmesiyle ısı transferi yüzey alanının arttırılması ile birlikte aynı zamanda akışın türbülans şiddeti de arttırılır. Yüzeye yerleştirilen bu kanatlar ile sınır tabakanın sürekli yenilenmesini sağlanır. Şekil 1.3'de bazı kanatçık örnekleri gösterilmiştir.



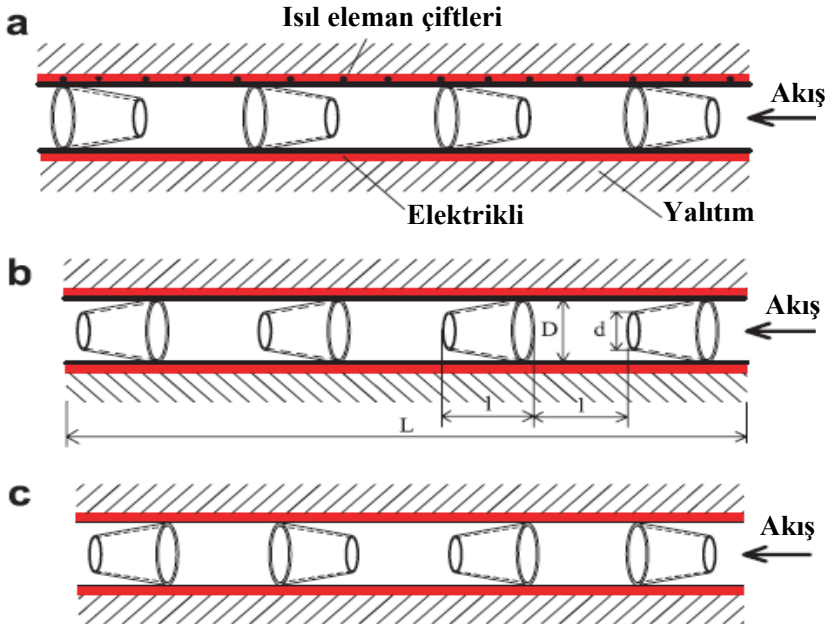
Şekil 1.3. Kanatçık örnekleri [7].

Yerleşik İyileştirme Elemanları: Akış kanalının içine yerleştirilen bu elemanlar dolaylı olarak ısıtılmış yüzeyde taşınımı sağlarlar. Bu elemanlar tek fazlı ve iki fazlı akışlarda zorlanmış konveksiyon durumunda kullanılırlar. Akışı kesit boyunca periyodik olarak

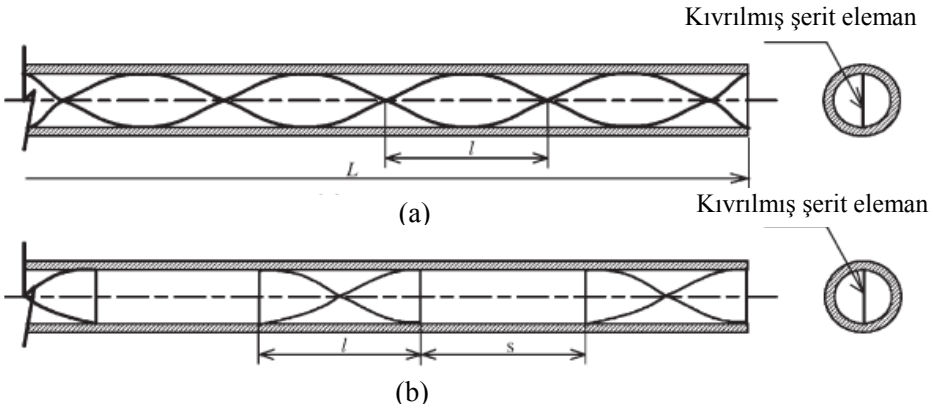
karıştırarak cidara yakın bölgelerdeki yerel hızı artıran bu elemanlar aynı zamanda basınç kaybını da arttırılar. Şekil 1.4-1.6'da boru içerisine yerleştirilmiş farklı iç elemanlar gösterilmiştir.



Şekil 1.4. Boru içerisine akışa ters ve akış yönünde yerleştirilmiş yaprak şeklinde elemanlar [8].

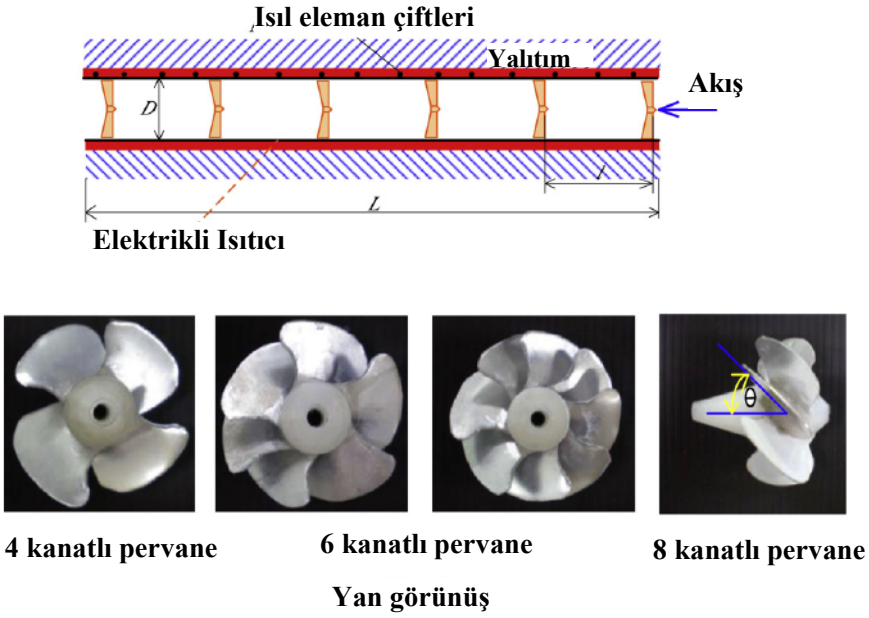


Şekil 1.5. Boru içerisine farklı düzenlerde yerleştirilmiş konik halka elemanlar [9].

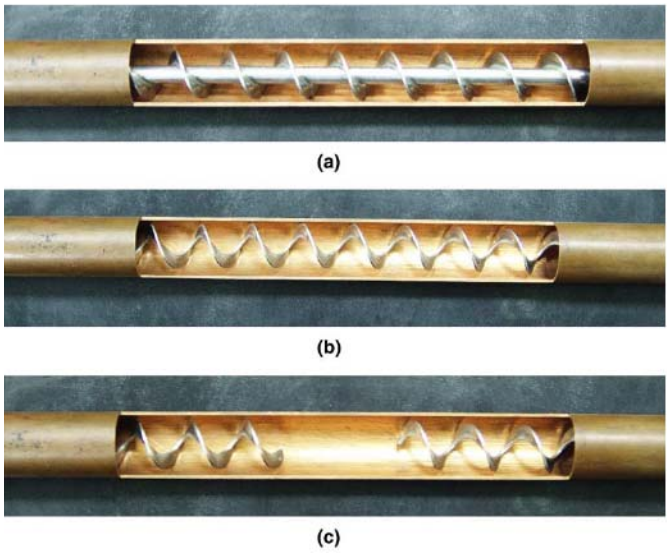


Şekil 1.6. Boru içerisine yerleştirilmiş kıvrılmış şerit eleman (a) boydan boya, (b) belirli mesafelerde [10].

Dönmeli Akış Cihazları: Genelde tek fazlı zorlanmış konveksiyona uygulansa da son yıllarda çift fazlı akışta da kullanılması için çalışmalar yapılan bu cihazlar zorlanmış konveksiyona dönme şeklinde bir akış oluşturarak katkıda bulunan ilave tüplerden meydana gelmiştir. Bu cihazlara örnek olarak sargılı tüpler, vorteks üreteçleri, kıvrılmış borular, bükülmüş şeritler verilebilir. Şekil 1.7 ve Şekil 1.8'de dönmeli akış sağlayan elemanlara örnekler verilmiştir.



Şekil 1.7. Boru içerisine yerleştirilmiş farklı pervane tipleri [11].



Şekil 1.8. Farklı şekillerde bou içerisine yerleştirilmiş helisel şerit elemanlar [12].

Yüzey Gerilim Cihazları: Kaynama ve yoğuşmada sıvı akışını yönlendirmek için yüzey gerilme kuvvetlerinden faydalanıldığı fitilli ya da oluklu yüzeylerdir [4].

İlave Katkı Maddeleri: Tek fazlı akışlarda sıvılar için katı parçacıklar veya gaz kabarcıkları kullanılır. Kaynamayan sistemler için sıvı izleyici katkılar kullanılır. Gazlar için ise sıvı damlacıkları veya katı parçacıkları kullanılır. Yüksek sıcaklıklarda ısı transferinde katı partiküllerinde radyasyon nedeniyle artış meydana gelir [13].

1.2.2. Aktif Teknikler

Yüzey Titreşimi ve Akış Titreşimi: Özellikle tek fazlı akışta ısı transferini geliştirmek için yüzeye yüksek ya da düşük yüzey titreşimi uygulanır. Bu titreşimi oluşturmak için motor tahrikli eksantrikler veya elektrodinamik titreştiriciler kullanılmaktadır. Yüzey titreşimi yöntemi ile laminer alt tabaka parçalanarak ısı transferi iyileştirilmektedir.

Mekanik Yardımcılar: Mekanik yöntemler ile yüzeyin döndürülmesi sağlanarak akışkanın karıştırılması ile ısı transferi arttırılır. Daha çok kimyasal proses endüstrisinde kullanılan. bu tekniğe örnek olarak evaparatörler ve dönen ısı pompası verilebilir.

Akışkan Titreşimi: Birçok ısı değiştiricisinin kütlesinin büyük olması nedeniyle akışkan titreşimi kullanılır. Özellikle tek fazlı sistemlerde kullanılan bu teknikte titreşim frekans aralığı 1Hz ila sesötesi (ultrasound) aralığındadır [5].

Enjeksiyon ve Emme: Enjeksiyon, gözenekli ısı transfer yüzeyi araclığı ile gazın durgun ya da hareketli akışkana enjekte edilmesiyle ya da aynı akışkanın ısı transfer bölgesinin üst kısmına enjekte edilmesi şeklinde uygulanır. Gaz enjeksiyonu ile ısı transferini iyileştirirme tek fazlı akış için geçerlidir. Emme ise tek fazlı akışta çekirdek veya film kaynamada gözenekli ısıtılmış yüzey arasından buhar çekilmesi yoluyla, ya da gözenekli ısıtılmış yüzey arasından akışkanın çekilmesi şeklinde olmaktadır [5].

Jet Çarpması: Bu teknikte akışkan yüzeye dik veya açılı bir şekilde tek veya birden fazla jet ile çarptırılarak ısı transferi arttırılır.

Elektrostatik Alanlar: Dielektrik akışkanlara doğru akım (DC) ve alternatif akım (AC) uygulanarak ısı transferi yüzeyi yakınında daha iyi bir karışım sağlanmak suretiyle ısı transfer yüzey alanı artırılır. Örneğin, sıvılara ve gazlara basit ısıtıcılar daldırılarak ısı transferini arttırmak mümkündür [5].

1.3. Çalışmanın Amacı ve Kapsamı

Isı transferini iyileştirme konusuna olan ilgi, özellikle endüstriyel gelişme ile orantılı olarak hızla artmaktadır. Belirli büyüklükteki bir yüzeyden daha çok ısı transferinin sağlanabilmesi için; yüzey alanının yapay olarak arttırılması, yüzeydeki ısı taşınım katsayısının yükseltilmesi ya da hem yüzey pürüzlülüğünün arttırılması ve hem de yüzeydeki ısı taşınım katsayısının yükseltilmesi olmak üzere başlıca üç yöntemden faydalanılır. Boru içerisindeki akışlarda, ısı transferinin iyileştirilmesi için yapılan çalışmalar literatürde geniş yer kapsamaktadır. Bu çalışmalarda iyleştirme elemanları çoğunlukla cidara bitişik durumda olup; ısı transferinin iyileştirilmesi ısı transfer yüzey alanının arttırılması yoluyla gerçekleştirilmektedir Bu tez çalışmasında amaç, ısı transferi iyileştirmesinin ısı transfer yüzey alanı arttırılarak değil, laminer alt tabakanın parçalanması yoluyla elde edilmesidir. Bu nedenle, literatürde mevcut birçok çalışmadan farklı olarak

eşkenar üçgen kesitli helisel tel grubu boru içerisine cidardan ayrık olarak yerleştirilerek ısı transferi iyileştirmesi araştırılmıştır. Deneyler, cidardan iki farklı ayrıklık durumu (s=1 mm ve s=2 mm), üç farklı hatve oranı (P/D=1, P/D=2 ve P/D=3) ve tel kesitindeki üçgenin üç farklı kenar uzunluğu (a=4 mm, a=5 mm ve a=6 mm) için, 6 farklı helisel tel grubu (H1, H2, H3, H4, H5, H6) ile Reynolds sayısının 3514-27188 aralığında gerçekleştirilmiştir. Sonuç olarak 18 farklı helisel telin sağladığı ısı transferindeki artış, basınç düşümü ve neticede sağlanan net iyileşme belirlenmiştir.

Sunulan tez çalışması altı bölümden oluşmaktadır. Birinci bölümde tez konusu ve önemi, tezin amacı ve kapsamı, ikinci bölümde literatür araştırması sunulmuştur. Üçüncü bölümde borular içerisindeki türbülanslı akışta basınç kaybı ve ısı transferi hakkında genel bilgiler sunulmuştur. Tezin dördüncü bölümünde deney düzeneği ve kullanılan ekipmanların detayları verilmiştir. Tezin beşinci bölümünde, deneysel sonuçlar verilmiştir. Son olarak altıncı bölümde ise sonuçlar ve değerlendirmeye yer verilmiştir.

2. BÖLÜM

LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

2.1. Giriş

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

2.2. Isı Transferi İyileştirmesi Konusunda Yapılmış Çalışmalar

Türbülatörler yardımıyla ısı transferini arttırmak çoğu zaman başvurulan bir uygulamadır [14-17]. Zimparov [14], $3x10^3$-$6x10^4$ aralığındaki Reynolds sayılarında yaptığı çalışmada, spiral oluklu bir tüpte farklı hatvelere sahip beş farklı şekilde kıvrılmış şerit şeklindeki elemanların ısı transferi ve basınç düşümü üzerindeki etkisini araştırmıştır. Sonuçta, spiral oluklu tüpte çevrintili ve çevrintisiz akış için izotermal sürtünme katsayısının, hatve sayısı azaldıkça arttığı gözlemlenmiştir. Reynolds sayısının $2.5x10^4$ değerinde ise maksimum ısı transferi iyileştirilmesi elde edilmiştir.

Promvonge ve Eimsa-ard [18], dairesel bir tüp içerisine yerleştirilen konik-lüle şeklindeki türbülatörlerin ısı transferi ve sürtünme karakteristikleri üzerine etkisini deneysel olarak araştırmışlardır. Çalışma, Reynolds sayısının 8000-18000 aralığında ve

hatve oranlarının 2.0, 4.0 ve 7.0 olma durumları için gerçekleştirilmiştir. Çalışma sonucunda ıraksayan lüle yerleşiminin yakınsayan lüle yerleşiminden daha etkin bir ters türbülanslı akış oluşturarak daha fazla ısı transferi ve sürtünmeye neden olduğu gözlemlenmiştir.

Promvonge ve Eimsa-ard [19], dairesel bir borunun girişine dönmeli akış yaratmak amacıyla salyangoz bir giriş yerleştirmişler ve hemen sonrasında da V şeklindeki lüle türbülatörler yerleştirerek, bu durumun ısı transferi ve sürtünme kayıpları üzerindeki etkisini Reynolds sayısının 8000-18000 aralığında deneysel olarak araştırmışlardır. Deneylerde salyangoz girişin etkisi ve lüle elemanlar arası üç farklı hatve oranı (P/D = 2, 4 ve 7) gözönünde bulundurulmuştur. Sonuç olarak, Nusselt sayıları ve sürtünme katsayıları değerlerinin salyangoz girişle birlikte kullanılan lüle elemanlar için, boş boru veya salyangoz giriş olmama durumuna göre çok daha yüksek olduğunu bildirmişlerdir.

Başka bir çalışmada Promvonge ve Eimsa-ard [20], dairesel bir boru girişine salyangoz giriş yerleştirmişler ve konik lüle türbülatörleri ise hidrodinamik giriş uzunluğundan sonra yerleştirerek üniform ısı akısı sınır şartı altında ısı transferi ve sürtünme karakteristiklerini araştırmışlardır. Deneyler bir önceki çalışmalarına benzer şekilde P/D = 2, 4 ve 7 değerleri için Reynolds sayısının 8000-18000 aralığında gerçekleştirilmiştir. Sonuç olarak en iyi net iyileşme konik lüle türbülatörler arası en küçük mesafe (P/D = 2) için elde edilmiştir.

Promvonge [21], yüzeyine üniform ısı akısı uygulanan bir boruda taşınımla ısı transferini arttırmak amacıyla türbülatör olarak çeşitli konik halkalar kullanarak, bu konik halkaların ısı transferi ve sürtünme karakteristikleri üzerindeki etkisini incelemiştir. Deneyler Reynolds sayısının 6000-26000 aralığında üç farklı yerleşim düzeni (yakınsak, ıraksak, yakınsak+ıraksak) ve üç farklı çap oranı (d/D = 0.5, 0.6, 0.7) için gerçekleştirilmiştir. Her üç düzenleme için de ısı transferi ve sürtünme artarken, Nusselt sayısındaki en yüksek artış (%333) ıraksak düzenleme için gözlemlenmiştir.

Eimsa-ard ve Promvonge [22], dış üniform ısı akısı uygulanan bir boru içerisine yerleştirilmiş V şeklinde lüle türbülatörlerin ısı transferi ve basınç karakteristikleri üzerine etkisini incelemişlerdir. Üç farklı hatve oranı P/D= 2, 4 ve 7 için elde edilen

ortalama ısı transferi miktarları sırasıyla %270, %236 ve %216'dır. Fakat aynı Reynolds sayılarında, sürtünme katsayılarındaki artış, Nusselt sayılarındaki artıştan oldukça fazla olduğu görülmüştür. Sonuç olarak en yüksek ısı transferi iyileştirmesinin düşük hatve oranlarında elde edildiği ve Reynolds sayısının artmasıyla iyileşmenin azaldığı tespit edilmiştir.

Diğer bir uygulama da, **yüzey pürüzlülüğünün** arttırılması ile ısı transferinin iyileştirilmesidir [23-27]. Yüksek iletken karbon fiberler ile yüzeyler kabartılarak ısı transferini iyileştirmek mümkün olabilmektedir. Lund [23], tam gelişmiş türbülanslı akışta kanal cidarını yüksek iletken fiber ile kaplayarak, pürüzlülüğün ısı transferine etkisini araştırmıştır. Sonuçlar, gazlar için fiber kaplanmış yüzeyler ile iyileştirme faktörünün 4 olmasının mümkün olduğunu göstermiştir. Ayrıca su ve viskoz sıvılar için daha etkili iyileştirmelerin olabileceği sonucuna varmıştır.

İç elemanların birbirini tekrarlaması şeklinde sağlanan yüzey pürüzlülüğü, güneş enerjili hava ısıtıcılarında ısıl performansı iyileştirmek için sıklıkla tercih edilen bir yöntemdir. Bu nedenle, Aharwal ve diğerleri [28] dikdörtgen kesitli bir kanal içerisine yerleştirilen kare kesitli elemanlar arası boşluk oranlarının ve elemanların akış ortamına göre yerleştirilme eğimlerinin ısı transferi ve akış karakteristikleri üzerindeki etkisini deneysel olarak araştırmışlardır. Reynolds sayısının 3000-18000 aralığında yapılan çalışma sonucunda, boş kanala göre ısı transferi ve sürtünme katsayısın sırasıyla 2.59 ve 2.87 kat arttığı gözlenmiştir.

Benzer şekilde; güneş enerjili hava ısıtıcısına ait bir boru içerisinde tümsek şeklinde yapay pürüzlülük oluşturularak; pürüzlü borudaki ısı transferi ve akışı Saini ve Verma [29] tarafından incelenmiştir. Beklenildiği üzere, sağlanan bu pürüzlülüğün ısı transferi ve basınç kayıplarını arttırdığı sonucuna varılmıştır.

İç elemanlar yerleştirilerek ısı transferini iyileştirme, en çok tercih edilen uygulamalardan biridir. Bu uygulama ile ilgili olarak literatürde birçok çalışma mevcutur [30-48]. Şara ve arkadaşları [32], düz yüzeyli bir kanalın yüzeyine dikdörtgen kesit alanlı ve delikli bloklar yerleştirerek, kanal yüzeyindeki ısı transferini ve basınç kaybını incelemişlerdir. Çalışma Reynolds sayısının 6670-40000 aralığında, farklı blok

sayıları, farklı bloklar arası mesafe, farklı delik çapları için gerçekleştirilmiştir. Sonuçta, delikli blokların deliksiz bloklara göre daha fazla ısı transferi iyileştirmesi ve daha az basınç kaybı oluşturduğu gözlemlenmiştir.

Bir borunun içerisine aralarında L mesafesi olacak şekilde gözenekli iç elemanlar yerleştiren Akansu [33], ısı transferi ve basınç düşümünü sayısal olarak Reynolds sayısının $3x10^3$-$45x10^3$ aralığında analiz etmiştir. Çalışmasında türbülans modeli olarak (SST) k-ω modelini kullanmıştır. D boru iç çapı olmak üzere; iç elemanlar arası mesafe 0.5D, D ve 2D olarak seçilmiştir. L/D oranı arttıkça ısı transferinde azalma meydana gelmektedir. İç eleman yüksekliği H olmak üzere; Reynolds sayısı $45x10^3$ için, H/D'nin 0.2 ve L/D'nin 1 olması durumunda maksimum Nusselt sayısı elde edilmiştir. Sonuç olarak yapılan çalışmada, maksimum ve minumum Nusselt sayılarının Reynolds sayısına, blokaj oranına ve iç elemanlar arasındaki mesafeye bağlı olduğu görülmüştür.

Üç farklı düzende iç eleman yerleştirilmiş dikdörtgen kesitli kanalda ısıl ve hidrolik performans Gao ve Sunden [35] tarafından araştırılmıştır. İç elemanlar, dikdörtgen kanalın iki uzun kenarına yerleştirilmiştir. Düzen, iç elemanların paralel, akış yönünde V-şekilli, akışa ters yönde V-şekilli yerleştirilmeleri şeklindedir. Çalışma Reynolds sayısının 1000-6000 aralığı için yapılmıştır. Sıcaklık dağılımı sıvı kristal tekniği ile elde edilmiştir. Sonuçta, üç farklı düzende de sürtünme kaybının boş boruya göre daha yüksek olduğu görülmüştür. Akış yönünde V-şekilli yerleşim planında sürtünme katsayısının en büyük ve paralel durumda ise en küçük olduğu gözlenmiştir. Akış yönünde V-şekilli ısı transferi iyileştirmesi en yüksektir. Bütün Re sayısı aralığında en iyi ısıl performans iç elemanların akış yönünde V-şekilli yerleştirilmesi ile elde edilmiştir. Yüksek Re sayılarında paralel yerleştirilen iç elemanlar, akışa ters yönde yerleştirilmesi durumuna göre daha iyi performans sağlamıştır.

Chaube ve arkadaşları [36], türbülanslı akışta dikdörtgen kesitli bir borunun ısıtılmış geniş duvarına iç elemanlar yerleştirerek bu durumun ısı transferi ve akış karakteristikleri üzerine etkisini sayısal olarak araştırmışlardır. Çalışmada k-ω türbülans modeli kullanarak, elde ettikleri sonuçları literatürdeki deneysel sonuçlarla karşılaştırmışlardır. Sonuçta; ısı transfer katsayısının, deneylerden de gözlemlendiği üzere ayrılan akışın yeniden tutunmaya başladığı noktada maksimum olduğu

görülmüştür. Çalışmada dokuz farklı geometride iç eleman kullanılmıştır. En iyi performans 3x5 mm boyutlarındaki dikdörtgen iç eleman ile elde edilmiştir. Elde edilen diğer sonuçlarda literatürdeki deneysel çalışmalar ile iyi bir uyum içerisindedir.

İçerisine şerit tipi iç elemanlar yerleştirilmiş yatay bir tüpte, gelişmekte olan türbülanslı karışık konveksiyon sayısal olarak Hsieh ve arkadaşları [37] tarafından incelenmiştir. Çalışma, Re sayısının 6500-19500 ve Gr sayısının 0-10^8 aralığında gerçekleştirilmiştir. Çalışma sonucunda boş tüple karşılaştırıldığında 2-3 kat ısı transferi iyileştirmesi sağlandığı ve daha önce yapılan deneysel çalışma sonuçlarıyla iyi bir uyum elde edildiği görülmüştür.

Onbaşıoğlu ve Onbaşıoğlu [38], dikey bir plakaya iç elemanlar yerleştirerek ısı transferi iyileştirmesini sıvı kristal tekniği yardımı ile deneysel olarak araştırmışlardır. Çalışmada kullanılan iç elemanlar adyabatiktir. Bu elemanlar akışın yönünü değiştirerek ısı transferinde iyileşme sağlamaktadırlar. Deneyler dört farklı iç eleman yüksekliğinde ve beş farklı eğim açısında yapılmıştır. Deneylerden elde edilen ısı transfer katsayıları ve ortalama Nusselt sayıları, iç elemansız düz plakadan elde edilen değerlerle karşılaştırıldığında, iç elemanların olduğu akışta ısı transfer değerleri daha büyük çıkmıştır. Aynı zamanda, hem iç eleman yüksekliğinin hem de eğim açısının yerel ve toplam ısı transfer katsayılarının değerini etkilediği görülmüştür. Ayrıca geometrik parametrelerle ısı transfer değerleri arasında mantıklı bir korelasyon sağlayabilmek için iç eleman yerleştirilmiş dikey plakadaki doğal konveksiyonu sayısal olarak çalışmışlardır. Sonuç olarak ölçülen ve hesaplanan yerel ve ortalama büyüklükler arasında mantıklı bir uyumun olduğu görülmüştür.

Isı değiştiricisi tüpüne engeller yerleştiren Nasiruddin ve Siddiqui [39], engel boyutu ve yerleşim planının ısı transferi iyileştirmesi üzerine etkisini araştırmışlardır. Üç farklı yerleşim planı çalışılmıştır. Engellerin dikey yerleştirilmesi durumunda, engel yüksekliğinin arttırılmasıyla, Nusselt sayısının büyük oranda arttığı fakat aynı zamanda basınç kaybındaki artışın da kaydadeğer olduğu görülmüştür. Eğimli yerleştirilen engeller için, sonuçlar Nusselt sayısındaki iyileşmenin eğim açısından hemen hemen bağımsız olduğunu gösremiştir. Eğimli durumda, engellerin olması engellerin olmaması durumuna göre maksimum Nusselt sayısında %120 ve ortalama Nusselt sayısında

%70'lik bir artış sağlamıştır.

San ve Huang [49], dairesel bir tüp içerisine yerleştirilen iç elemanların sağladığı ısı transferi iyileştirmesini deneysel olarak araştırmışlardır. Tüp yüzeyi izotermal olup, havanın tüpün girişinden itibaren akması durumu için ortalama ısı transferi ve sürtünme verileri elde edilmiştir. Tüp çapı, hatve oranı ve iç elemanların yüksekliği sırasıyla d, p ve h olmak üzere; p/d=0.304-5.72, e/d=0.015-0.143 ve Reynolds sayısının 4608-12936 aralığında deneyler gerçekleştirilmiştir. Ortalama Nusselt sayısı ve sürtünme katsayısı ayrı ayrı p/d, e/d ve Re sayısının fonksiyonu olarak belirlenmiştir. Kritik e/d oranının 0.057 olduğu bulunarak; $e/d < 0.057$ olması durumunda sürtünme katsayısının (f), e/d oranı ile orantılı olduğu ve $e/d \geq 0.057$ olması durumunda ise f'in $(e/d)^{2.55}$ ile orantılı olduğu tespit edilmiştir.

Sabit ısı akısı ve sabit duvar sıcaklığı sınır şartında tam gelişmiş laminer akışta, yarım dairesel kesit alanına sahip periyodik serpantin elemanlar yerleştirilmiş bir kanalda hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD) analizi Rosaguti ve diğerleri [52] tarafından gerçekleştirilmiştir. Serpantin elemanlar; dalga boyları (2L), kanal çapı (d) ve kavislerin eğrilik yarıçapları (R_c) ile karakterize edilmiştir. Sonuçlar Reynolds sayısının (5-450), Prandtl sayısının (0.7-50) ve geometrik parametrelerin ($0.525 < R_c/d < 2.25$, $3 < L/d < 12.5$) olduğu aralıklar için sunulmuştur. Re sayısının 450'nin üzerine çıkması halinde akış türbülanslı olmaktadır. Kanalın ısıl-hidrolik perfomansı üzerine etkileri bağımsız geometrik parametrelerin (L/d ve R_c/d) çeşitli değerleri için, sabit Reynolds sayısında değerlendirilmiştir. L/d ve aynı zamanda R_c/d değerlerinin artması hem ısı transferi iyileşmesini hem de bağıl basınç düşümünü azalttığı bildirilmiştir.

Eş merkezli ve çift borulu yatay bir boru içerisine yerleştirilen tel halka şeklindeki iç elemanların ısı transferi ve basınç düşümü üzerine etkisi Naphon [58] tarafından araştırılmıştır. İçteki borunun iç ve dış çapları sırasıyla, 8.92 ve 9.52 mm'dir. Çapı 7.80 mm olan halka elaman, 1 mm çapındaki demir telden üretilmiştir. Borunun iç kısımından sıcak, dış kısmından ise soğuk su geçmekte olup; sıcak ve soğuk suyun kütlesel debileri sırasıyla, 0.04-0.08 kg/s ve 0.01-0.07 kg/s'sir. Giriş sıcak su ve soğuk su sıcaklıkları sırasıyla, 40-45 °C ve 15-20 °C'dir. Tel halka elemanların özellikle laminer akış bölgesinde ısı transferi iyileşmesi üzerine etkisi büyüktür. Halka

elemanların ısı transferi iyileşmesi üzerine etkisi, Reynolds sayısının artmasıyla azalmaktadır. Isı transferi miktarı ve ısı transferi katsayısı doğrudan sıcak ve soğuk suyun kütlesel debilerine bağlıdır. Çalışmada elde edilen eşitlikler, önceki deneysel çalışmalarla iyi bir uyum içerisindedir.

Sewall ve diğerleri [59], sabit bir boru içerisine iç elemanlar yerleştirerek akış ve ısı transferi karakteristiklerini deneysel olarak belirlemişlerdir. Yapılan çalışmada, gelişmekte olan akışın ve tam gelişmiş akışın fiziği göz önünde bulundurularak detaylı bir araştırma gerçekleştirilmiştir. Boru içerisinde, hem deneysel hem de sayısal sonuçlar, akış doğrultusu yönündeki türbülans tepe değerlerinin %40 ve dikey yönde ise %32 gibi yüksek değerlerde olduğunu ve ayrıca gelişmekte olan akış bölgesinin merkezinde akış ve türbülans büyüklüklerinin yedinci iç elemana ulaşıncaya kadar tam gelişmiş olamadıklarını göstermiştir. Sonuç olarak, ısı tarnsferinde boş elemansız boruya göre 2-3 kat artış sağlanırken; sürtünme de 10 kat artmıştır.

Kamali ve Binesh [60] ise farklı geometrilere sahip iç elemanların ikili olarak yerleştirildiği kare kesitli bir kanalda meydana gelen ısı transferi ve sürtünmeyi sayısal olarak incelemişlerdir. Simülasyonlar, iç elemanların kare, üçgen, yüksekliği akış yönünde azalan ve artan yamuk olmak üzere dört farklı geometri için gerçekleştirilmiştir. Neticede elde edilen bulgular, ısı transferinin iç eleman geometrisinden önemli ölçüde etkilendiğini göstermiştir. Yüksekliği akış yönünde azalan yamuğun diğerlerine göre daha çok ısı transferi ve basınç düşümü sağladığı tespit edilmiştir.

Laminer ve daimi olmayan bir akışta, bir boru içerisine üç farklı hatve oranında yerleştirilen tel halkaların ısı transferi iyileşmesi üzerine etkisi Garcia ve diğerleri [61] tarafından incelenmiştir. Deneyler üniform ısı akısı sınır şartında, Re = 10-2500, Pr = 200-700 ve Ra = 3.10^6-10^8 aralığında gerçekleştirilmiştir. Çalışma neticesinde, Reynolds sayısının 200 den küçük olması durumunda tel halkaların boş boruya göre ısı transferinde bir artış sağlamadığı; Reynolds sayısının 200-1000 aralığında ısı transferinde kaydadeğer bir artış sağlandığı ve Re ≈ 1000-1300 aralığında laminerden türbülansa geçiş olduğu bildirilmiştir. Reynolds sayısının yaklaşık 1000 civarında elde edilen ısı transferi boş borunun sekiz katı kadar olduğu görülmüştür.

Isı transferini iyileştirmek için bir vorteks üreticisi olarak davranan iç elemanlar, bir kanalın alt kısmına V şeklini oluturacak şekilde açılı olarak yerleştirilerek, bu iç elemanların daimi olmayan akış ve ısı transferi karakteristikleri üzerine etkisi Sohankar [62] tarafından sayısal olarak incelenmiştir. İç elemanlar arasındaki açı ana akışa göre 10°-30° aralığında olup, Prandtl sayısı 0.71 ve giriş hızı ve kanal yüksekliğine göre hesap edilen Reynolds sayısı, 200-2000 aralığındadır. Çalışmada Nusselt sayısının, basınç katsayısının, yığın sıcaklığının ve sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ve iç elemanlar arasındaki açı ile değişimi elde edilmiştir. Sonuç olarak, düşük Reynolds sayılarında akış ve ısı transferi kararlı hale gelirken, yüksek Reynolds sayılarında ise kararsız hale geldiği gözlemlenmiştir. Ayrıca açı değerlerinin ve Reynolds sayısının artması ile birlikte, Nusselt sayısı, basınç katsayısı, yığın sıcaklık ve sürtünme katsayısı değerlerinde de kaydadeğer artışlar sözkonusu olmaktadır.

Gupta ve diğerleri [63], kare kesitli bir kanalın her iki duvarına 90° sürekli, 90° testere dişi profilli ve 60°'lik V şeklinde elemanlar yerleştirerek; kanal içerisindeki yerel ısı transferini ölçmüşlerdir. *P*, elemanlar arası mesafe ve *e*, eleman yüksekliği olmak üzere; *P/e* nin farklı değerleri için deneyler Reynolds sayısının 10000-30000 aralığında gerçekleştirilmiştir. Sonuçta, 60°'lik V şeklinde elemanlar ile sağlanan iyileşmenin diğerlerinden daha yüksek olduğu ve *P/e* faktörünün bu durum üzerinde çok bir etkisinin olmadığı tespit edilmiştir.

Luviano-Ortiz ve diğerleri [64], paralel plakaların oluşturduğu yatay bir kanal içerisine akışı yönlendirmesi amacıyla kavisli deflektörlere (saptırıcı) sahip ısıtılmış bloklar yerleştirerek kanal içerisindeki ısı transferi iyileştirmesini araştırmışlardır. Deflektörlere sahip ısıtılmış bloklar ısı transferini arttırıken, beraberinde basınç düşümünü de arttırmıştır. Isı transferinin artmasının nedeni olarak, deflektörlerden dolayı ısıtılmış bloklar arasında akışkanın iyi karışmasından kaynaklandığı belirtilmiştir.

Kılıçaslan ve Saraç [65], basınç düşümünü sabit tutarak, bir ısı değiştiricisindeki ısı transferi iyileştirilmesini deneysel olarak araştırmışlardır. Çalışmada silindirik ve üçgen yapıda iki farklı kanat geometrisi kullanılmıştır. Çalışma Reynolds sayısının 250-7000 aralığında hem laminer hem de türbülanslı akışta gerçekleştirilmiştir. Çalışmada sıcaklık dağılımı holografik interferometre yardımıya elde edilmiştir. Hız dağılımı ise

lazer doppler tekniği ile ölçülmüştür. Çalışma sonucunda silindirik kanatçığın, üçgen kanatçıklı ve kanatçıksız duruma göre, ısı transferi iyileştirmesi açısından daha iyi olduğu görülmüştür.

Özceyhan [66], bir boru içerisndeki akışta dört adet farklı sekman grubu (S1, S2, S3, S4) kullanarak ısı transferi iyileştirmesini Reynolds sayısının 3989-28253 aralığında deneysel olarak incelemiştir. Sonuç olarak, sabit pompalama gücünde S1 sekman grubu için (h=56 mm, a=1 mm ve S_o=54 mm) düşük Reynolds sayılarında %34 net iyileşme elde edilmiş ve bu değer yüksek Reynolds sayılarında %20'ye kadar düşmüştür.

Özceyhan ve diğerleri [67], bir boru içerisine duvardan ayrık olarak yerleştirilen dairesel kesitli halkaların ısı transferi ve basınç düşümüne etkilerini sayısal olarak araştırmışlardır. Çalışma sonucunda, 18%'lik bir net iyileşme oranına, Reynolds sayısının 15600 değerinde, halkalar arası mesafenin 3D olması durumunda ulaşılmıştır.

Oyuk, çukurlu veya dalgalı yüzey kullanarak ısı transferinin iyileştirilmesi tercih edilen bir diğer uygulamadır [68-71]. Wang ve Chen [68], sinizoidal eğilmiş yakınsak-ıraksak kanallarda; dalga geometrsinin, Reynolds ve Prandtl sayısının Nusselt sayısına ve yüzey sürtünme katsayısına etkisini sayısal olarak araştırmışlardır. Çalışma sonucunda, Reynolds sayısının ve dalga boyu genliğinin artmasıyla Nusselt sayısının ve yüzey sürtünme katsayısının arttığı görülmüştür. Küçük genlikli dalga boylarında ısı transferi iyilestirmesinin pek kayda değer olmadığı, bununla birlikte özellikle yüksek Re sayılarında, yüksek genlikli dalga boylarında bu tür kanalların etkili olduğu anlaşılmıştır.

Eimsa-ard ve Promvonge [74] yaptıkları sayısal çalışmada, alt duvarında periyodik oyuklar bulunan kanalda türbülanslı akış şartlarında ısı transferi ve akış sürtünme karakteristiklerini incelemişlerdir. Kanal alt duvarı üniform ısı akısına maruz iken, üst duvar yalıtılmış durumdadır. Çalışmada asıl hedef türbülans model etkilerinin araştırılması olması nedeniyle, sonlu hacimler metoduyla gerçekleştirilen sayısal analizlerde farklı türbülans modelleri (standart k-ε model, RNG k-ε model, standart k-ω model, SST k-ω model) kullanılmıştır. Elde edilen sonuçların literatürde mevcut deneysel sonuçlar ile karşılaştırılması neticesinde en iyi sonuca standart k-ε model ve

RNG k-ε model ile ulaşılmıştır. Bu nedenle analizlere standart k-ε model ile devam edilmiştir. Sonuç olarak, periyodik yatay oyukların boş kanala göre ısı transferinde 158%'lik bir artış sağladığı görülmüştür.

Bilen ve diğerleri [75], tam gelişmiş türbülanslı akışta farklı geomertilerde (dairesel, yamuk ve dikdörtgen) oyuklara sahip borulardaki ısı transferi ve sürtünme karakteristiklerini Reynolds sayısının 10000-38000 aralığında deneysel olarak araştırmışlardır. Reynolds sayısının en yüksek değerinde (Re=38000) boş boruya göre, dairesel, yamuk ve dikdörtgen oluklu borularda, ısı transferinde sırasıyla 63%, 58% ve 47%'lik bir iyileşme kaydedilmiştir. Dairesel ve yamuk olukların Re= 30000'den sonra ve dikdörtgen oluk için ise Re=28000'den sonra kullanılmasının termodinamik açıdan avantajlı olduğu bildirilmiştir. Ayrıca araştırılan bütün oyuklar için optimum entropi üretiminin Re=17000'de gerçekleştiği gözlemlenmiştir.

Bazı araştırmacılar, **eğik yüzey geometrileri** kullanarak ısı transferini iyileştirmişlerdir [76-78]. Yang ve Chiang [76], çift borulu bir ısı değiştiricisi oluşturmak amacıyla geniş çaplı düz bir boru içerisine yerleştirilmiş , farklı eğimde eğilmiş ve içerisinden su geçen borularda ısı transferini ve sürtünme kayıplarını araştırmışlardır. Düz boru ile mukayyese edildiğinde ısı transferi katsayısında %100'e varan bir artış görülmüş ve sürtünme katsayısındaki artış %40'ın altında kalmıştır. Bu yüzden güneş enerjisi kollektörlerinde performansı iyileştirmesi açısından düz boru yerine S şeklinde boru kullanılması önerilmiştir.

Akışkana ilave edilen çözeltiler ile ısı transferini arttırmak mümkündür. Zhou ve diğerleri [79], tam gelişmiş iki boyutlu bir su kanalında sürüklemenin azaltılması ve ısı transferinin iyileştirilmesi konusunda çalışmışlardır. Akışa ilave edilen 30, 70, 80 ve 90 ppm gibi farklı konsantrasyonlarda yüzey gerilmesini düşüren çözeltilerin, yüzey sürtünme katsayısı ve ısı transfer katsayısı üzerindeki etkisini araştırmışlardır. Yukarıda bahsedilen çözeltilerin kullanılmasıyla elde edilen sürükleme düşümleri sırası ile %7, %30, %50 ve %55'dir. 30 ppm'lik çözeltinin akışa ilave edilmesiyle, ısı transferinde bir azalma görülmemiştir. Çözelti konsantrasyonunun 90 ppm'e çıkması ile birlikte ısı transferinde %55'lik bir azalma meydana gelmiştir. Çalışmada ayrıca, 90 ppm'lik çözelti ilave edilmiş akışta vorteks üreteçleri kullanılarak ısı transferini ne kadar

iyileştirdiği araştırımıştır. Ortalama Nusselt sayılarında, Reynolds sayısının 7000, 12000 ve 16200 değerleri için sırasıyla %180, %160 ve %150'lik bir artış görülmüştür.

Kanatçıklar veya kanat görevi yapan elemanlar ile ısı transferi iyileştirmesi birçok araştırmacı tarafından çalışılmıştır [80-84]. Khaled [85], yüzeylerine çok sayıda ince çubuklar eklenmiş dikdörtgen kanatçıklardan oluşan bir sistemin içerisindeki ısı transferini modelleyerek, analizlerini analitik olarak gerçekleştirmiştir. Çalışmasında ince çubuklar eklenmiş dikdörtgen kanatçıkların, çubuk eklenmemiş kanatçıklara göre daha fazla ısı transferi sağladığını göstererek, elde edilen ısı transferi iyileşmesinin eklenen çubukların ısıl iletkenliği ve taşınım katsayısını arttırmasından kaynaklandığını bildirmiştir. Elde edilen sonuçlar, bu tip kanatçıklardan oluşan sistemlerin termal sistemlerin dizaynında kullanılmasının uygun olduğunu göstermektedir.

Yatay dikdörtgen bir kanalın ısıtılan yüzeyine dikey olarak monte edilen içi boş dikdörtgen kanatçıkların ısı transferi ve sürtünme kaybı karakteristikleri üzerine etkisi Akyol ve Bilen [86] tarafından deneysel olarak araştırılmıştır. 3000-32000 aralığında olan Reynolds sayısı, ortalama akış hızı ve hidrolik çapa göre hesap edilmiştir. İçi boş dikdörtgen kanatçıklar, 10 cm yüksekliğinde ve a x b= 2 cm x 4 cm boyutlarında, 0.2 cm kalınlığındadır. Kanatçıklar arası dört farklı mesafe ve iki farklı yerleşim düzeni (sıralı ve çapraz) için deneyler gerçekleştirilmiştir. Sonuçta, her iki yerleşim düzeni için ısı tansferinin arttığı görülmüştür. Artan Reynolds sayısı ile birlikte yüzeydeki sınır tabaka incelmekte ve sonuç olarak Nusselt sayısı artmaktadır. Çapraz yerleşim düzeninde toplam yüzey alanına göre türbülans artmakta ve daha iyi karışma meydana gelmektedir, bu sebeple sıralı yerleşim düzenine göre daha iyi ısı transferi sağlanmaktadır. Bununla birlikte çapraz yerleşimin akış üzerinde daha fazla blokaj etkisine sahip olmasından dolayı, basınç düşüşü ve dolayısı ile sürtünme katsayısı daha büyüktür. Ayrıca, her iki yerleşim düzeni için izdüşüm alanına göre performans verimlilikleri 1'in üzerindedir. Bu nedenle bu tip kanatçık yerleşim düzenlerinin, toplam alana göre değil, izdüşüm alanına göre yapılmaları tavsiye edilmektedir.

Zıt akışlı bir ısı değiştiricisine yerleştirilen yıldız şeklinde kesit alanına sahip düz ve sargılı aliminyum iç kanatçıkların ısı transferi iyileştirmesi ve basınç düşümü üzerindeki etkisi Tijing ve diğerleri [87] tarafından araştırılmıştır. Sonuç olarak, zıt akışlı ısı

değiştiricisinde düz kanatçıkların en iyi ısı transferi artışını sağladığı ve sargılı kanatçıkların dikkate değer bir artış sağlamadığı görülmüştür.

Altıgen kanatçıklara sahip bir ısı değiştiricisinde, kanatçıkların yükseklikleri ve genişliklerinin, akış yönündeki ve akışa dik yöndeki kanatçıklar arası mesafenin ve akış hızının ısı transferi ve basınç düşüşü karakteristikleri üzerindeki etkisi Yakut ve diğerleri [88] tarafından Taguchi deneysel-dizayn metodu kullanılarak araştırılmıştır. Çalışma sonucunda, ısı transferini etkileyen en önemli parametrelerin, kanatların yüksekliklerinin, genişliklerinin ve akış hızının olduğu ve bu nedenle bu parametrelerin kontrolü ile ısı transferinin arttırılabileceği sonucuna varılmıştır. Çalışmada maksimum ısı transferine, kanat yüksekliğinin 150 mm, kanat genişliğinin 26 mm ve akış hızının 4 m/s olduğu durumda ulaşılmıştır. Sürtünme katsayısını etkileyen en önemli parametrenin ise kanatçık genişliği olduğu sonucuna varılarak, minimum sürtünme katsayısı, kanat genişiliğinin 14 mm, akış hızının 4 m/s ve akış yönünde ve akışa dik yöndeki kanatçıklar arası mesafenin 20 mm olduğu durum için elde edilmiştir.

Zhang ve diğerleri [89], ısı değiştiricisinin dış kısmında ısı transferini iyileştirmek amacıyla, içerisinden su geçen ısı değiştiricisinin dış kısmına farklı geometrik parametrelere sahip beş tip taççiçeği (petal) şeklinde kanatçıklar sarmal (helisel) olarak monte ederek ısı transferi ve basınç düşüşü karakteristiklerini deneysel olarak incelemişlerdir. Sonuç olarak, kanatçık eklenmemiş duruma göre bütün kanatçık eklenmiş durumlarda, Nusselt sayısı ve basınç düşüsü artan Reynolds sayısı ile birlikte kaydadeğer bir sekilde artmıştır. Sabit Reynolds sayısında, en iyi kanatçıklı ısı değiştiricisi, en yüksek kanat yüksekliğine ve en küçük kanat hatvesine sahip olandır. Bu durumda, kanatçıksız duruma göre ısı değiştiricisinin dış kısmında Nusselt sayısı 2.35-3.33 ve basınç düşüşü 2.05-2.11 kat daha büyüktür. Bütün kanatçıklı durumlar için sabit Reynolds sayısında ısı transferindeki artışın, basınç düşüşündeki artıştan fazla olduğu görülmütür.

Hidrodinamik olarak gelişmiş ve ısıl olarak gelişmekte olan bir kanal içerisindeki laminer akış bölgesinde, bir kanat çiftinin farklı Reynolds sayıları ve kanat kalınlıkları için üç boyutlu, daimi olmayan, sıkıştırılamaz Navier-stokes denklemlemleri çözülerek sayısal modellenmesi Hiravennavar ve diğerleri [90] tarafından gerçekleştirilmiştir.

Analizlerde enerji denklemi olarak modifiye edlimiş MAC (Marker-and-Cell) metodu kullanılmıştır. Çift kanat kullanılması durumunda ısı transferi iyileşmesi tek kanat durumuna göre iki kat daha fazla olduğu görülmüştür. Ayrıca sonlu kalınlıkta kanat kalınlığının idealize edilmiş sıfır kalınlıktaki kanat kalınlığına göre marjinal olarak daha üstün olduğu sonucuna varılmıştır.

Kısa düz dikdörtgen kanatçıklar yerleştirilmiş dikdörtgen borularda, genişletilmiş yüzeyin ve duvarın ısı transfer katsayısıları ve akış karakteristikleri deneysel olarak Didarul ve diğerleri [91] tarafından araştırılmıştır. Çalışmada, kanatçık yüksekliğinin, eğim açısının, kanatçık modelinin (zikzak veya ortak açılı) ve Reynolds sayısının, ısı transferi ve akış karakteristikleri üzerine etkisi incelemiştir. Sonuçta, eğim açısının ısı transferi üzerinde önemli bir etkisinin olduğu, ve çalışmada en optimum eğim açısının 20° olduğu bildirilmiştir.Tam gelişmiş türbülanslı akış için her iki kanatçık modelinde de sürtünme katsayısının boş boru değerlerine göre oldukça yüksek olduğu.görülmüştür. Bununla birlikte zigzak durum için sürtünme katsayıları neredeyse sabit kalmakta ve ortak açılı duruma göre çok daha büyüktür.

Sahin ve Demir [92], dikdörtgen kesitli bir kanalda, düz bir yüzey üzerine yerleştirilmiş kare kesitli delikli kanatçıkların ısı transferi iyileştirmesi ve basınç düşümü üzerine etkisini Reynolds sayısının 13500-42000 aralığında deneysel olarak araştırmışlardır. Yapılan deney sonuçları, kare kesitli delikli kanatçık kullanımının ısı transferinde iyileşme sağladığını göstermiştir. İyileşme oranları kanatçıkların boyuna ve kanatçıklar arası mesafeye bağlı olarak 1.1-1.9 aralığında değişim göstermiştir. Çalışmada Taguchi metodu kullanılarak optimum kanatçık boyu 50 mm ve kanatçıklar arası akış yönündeki mesafe de 51 mm olarak belirlenmiştir.

Shaeri ve Yaghoubi [93], düzlem bir plaka üzerine sabit aralıklarda monte edilmiş kanatçıkların sağladığı ısı transferi iyileşmesini sayısal olarak Reynolds sayısının 20000-40000 aralığında araştırmışlardır. Çalışmada katı (gözeneksiz) ve farklı sayıda gözeneğe sahip (1-3) kanatlar incelenmiştir. Sonuçlar, gözenekli kanatların gözeneksiz olanlara gore daha iyi ısı transferi iyileşmesi sağladığını göstermiştir. Ayrıca gözenek sayısının arttırılmasının kanat ağılığını düşürmesi nedeniyle malzeme tasarrufu anlamında oldukça ekonomik bir uygulama olduğu bildirilmiştir.

Eimsa-ard ve diğerleri [8], eş merkezli çift borulu bir ısı değiştiricisinin içerisine yaprak şeklinde yüzey elemanları yerleştirerek, ısı transferi ve basınç kayıpları deneysel olarak Reynolds sayısının 6000-42000 aralığında araştırmışlardır. Yüzey elemanlarının ileri ve geri yönlü olmaları durumunda; yüzey elemanları ile boru ekseni arasındaki farklı eğim açıları (θ = 15°, 25° ve 30°) için deneyler gerçekleştirilmiştir. Boru içerisine yerleştirilen yaprak şeklindeki yüzey elemanların türbülanslı akış oluşturarak ısı transferini arttırmıştır. Deneysel sonuçlar, yüzey elemanlarının geriye doğru yerleştirilmeleri durumunda, ileri yönlü yerleşime göre, elde edilen net iyileştirmenin daha iyi olduğunu göstermektedir.

Literatürde **şerit elemanlar** kullanılarak gerçekleştirilen ısı transferi iyileştirmesi çalışmaları da mevcuttur [94-945]. Eimsa-ard ve diğerleri [96], uniform ısı akısı şartında dairesel bir boru içerisine farklı uzunluklarda ve sabit kıvrılma oranında yerleştirilen şerit elemanlarının Nusselt sayısı, sürtünme katsayısı ve iyileşme verimi üzerindeki etkisini Reynolds sayısının 4000-20000 aralığında deneysel olarak çalışmışlardır. Sonuç olarak , kısa uzunluktaki şeritler borunun girişinde güçlü bir dönmeli akış oluşturmuş ancak dönmeli akışın etkisi boru boyunca azalmıştır. Oysa ki, boruya boydan boya yerleştirilen uzun şerit eleman boru boyunca dönmeli akış oluşturarak hem ısı transferini hem de basınç düşümünü arttırmıştır. Neticede, küçük Reynolds sayılarında sadece uzun boylu şerit eleman için net iyileşme verimi 1'in üzerine çıkmıştır.

Bir tüp içerisine 1.56, 1.88, 2.81 olmak üzere farklı sargı oranlarında kıvrımlı şerit elemanlar veya sargı oranının ∞ olduğu aynı hatve oranına ve yüksekliğe sahip kare kesitli iç elemanlar yerleştirilerek meydana gelen ısı transferi iyileştirmesi Chang ve diğerleri [97] tarafından araştırılmıştır. Reynolds sayısının 5000-25000 aralığında gerçekleştirilen çalışmada kıvrımlı şerit elemanların sargılı olarak yerleştirilmesi halinde, ısı transfer oranının düz olarak yeleştirilme durumuna göre 1.25-1.67 kat daha fazla olduğu görülmüştür. Ayrıca Reynolds sayısının artmasıyla, Fanning sürtünme katsayısı, şerit elemanın düz olarak yerleştirimesi halinde azalırken; sargılı şekilde yerleştirildiğinde ise artmaktadır. Son olarak şerit elamanın düz ve sargılı şekilleri için aynı pompalama gücü tüketimi esasına dayanan termal performansları mukayese edilmiştir.

Çift borulu bir ısı değiştiricisinin içerisine düzenli olarak yerleştirilmiş kıvrımlı şerit elemanlar monte edilerek, ısı transferi ve sürtünme karakteristikleri Eimsa-ard ve diğerleri [98] tarafından deneysel olarak araştırılmıştır. Kıvrımlı şerit elemanlar boru içerisine; (1) boru boyunca farklı kıvrılma oranlarında (twisted ratio=6.0 ve 8.0). (2) çeşitli bağımsız mesafe oranlarında (S= 1.0, 2.0 ve 3.0) olmak üzere iki şekilde yerleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlar, şerit eleman olmayan sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Sonuçlar, kıvrılma oranlarının artmasıyla ısı transferinin de arttığını göstermiştir. Buna karşılık, S değerinin artması ile birlikte hem ısı tarnsferi hem de sürtünme katsayısı artmıştır. Elde edilen sonuçlar için Nusselt sayısı ve sürtünme katsayısı için korelasyonlar geliştirilmiş ve netice olarak geçmiş deneysel çalışmalarla uyum içerisnde olduğu görülmüştür.

Türbülanslı akış şartında üniform sıcaklık akısı uygulanan dairesel bir boru içerisine boru boyunca aralıksız olarak farklı kıvrılma oranında ve 100, 200, 300, 400 mm gibi aralıklarla yerleştirilen helisel sarılmış şerit elemanlarının ısı transferi ve sürtünme karakteristiklerine etkisi Sivashanmugam ve Suresh [99] tarafından deneysel olarak çalışılmıştır. Elde edilen boş boru değerleri geçmiş çalışmalarla doğrulanmıştır. Elemanların boru boyunca aralıklı olarak koyulması durumunda elemanlar arası mesafenin ve boru boyunca aralıksız olarak koyulması durumundaki kıvrılma oranlarının, ısı transferi iyileştirmesi ve sürtünme faktörleri üzerindeki etkisi ayrı ayrı belirtilmiştir. Sonuç olarak kıvrılma oranın artmasıyla birlikte, ısı transferinin ve sürtünmenin arttığı gözlemlenmiştir. Nusselt sayısı ve sürtünme katsayısı için elde edilen ampirik eşitlikler deneysel değerler ile sırasıyla, $\pm$%10 ve $\pm$%13 uyum içerisindedir.

50 mm dış çapa ve 25 mm iç çapa sahip eş merkezli çift borulu bir ısı değiştiricisine yerleştirilen helisel kıvrımlı şerit elemanların ısı transferi ve sürtünme karakteristikleri üzerindeki etkisi Eimsa-ard ve Promvonge [100] tarafından deneysel olarak araştırılmıştır. 17 mm genişliğindeki elemanlar paslanmaz çelikten imal edilmiş olup; duvardan ayrık olarak yerleştirilmiştir. Çalışmada iki farklı durum incelenmiştir. İlk olarak, helisel kıvrımlı şerit elemanların içi dolu bir cubuk üzerine monte edilme durumları; ikinci olarak ise helisel kıvrımlı şerit elemanların boru eksenine yerleştirilme durumu için deneyler Reynolds sayısının 2000-12000 aralığında gerçekleştirilmiştir.

Çalışma neticesinde elde edilen iyileştirme oranları elemanların borulu olma durumunda 1-1.17 arasında iken boru olmama durumunda 1.98-2.14 aralığında değişim göstermiştir.

Gül ve Evin [101], dairesel bir borunun giriş kısmına dönmeli (girdaplı) akış yaratmak için kısa bir helisel şerit yerleştirmişlerdir. Deneyler şeritlerin helis açıları 30°, 45° ve 60° için $5000 \leq Re \leq 30000$ aralığında gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar helisel şerit kullanımının ısı transferini arttırdığını doğrulamıştır. Momentum oranının artması ve Reynolds sayısının azalması ile net iyileşme artmıştır. Isı transferindeki iyileşme momentum oranı ve Reynolds sayısının fonksiyonu olarak verilmiştir. Helisel kanalların sayısı ve helis açılarının ısı transferi üzerinde belirgin bir etkisinin olmadığı gözlemlenmiştir. Sonuç olarak, sabit pompalama gücünde momentum oranı ve Reynolds sayısına bağlı olarak helisel şeridin ısı transferini %20'lere kadar arttırdığı bildirilmiştir.

Dairesel bir tüp içerisine yerleştirilen aynı uzunlukta ve farklı kıvrılma oranlarında sağ-sol yönlü helisel sarılmış şerit elemanların ısı transferi ve sürtünme karakteristikleri üzerine etkisi Sivashanmugam ve Nagarajan [102] tarafından deneysel olarak araştırılmıştır. Çalışma sonucunda ısı transferinde, sağ-sol kıvrımlı helisel sarılmış şerit elemanlarının düz kıvrımlı helisel şerit elemanlarına göre daha fazla iyileşme sağladığı gözlemlenmiştir.

Promvonge ve Eimsa-ard [103] tarafından yapılan başka bir çalışmada konik halkaların ve kıvrımlı şerit elemanların birlikte kullanımının ısı transferi, sürtünme katsayısı ve net iyileştirme verimi üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Deneyler Reynolds sayısının 6000-26000 aralığında, öncelikle sadece konik halkaların olma durumu için gerçekleştirilmiş ve daha sonra bu halkaların içerisinden dönmeli akış üretmek amacıyla kıvrımlı şerit elemanlar geçirilerek; Nusselt sayısı, sürtünme katsayısı ve performans kriteri için korelasyonlar belirlenmiştir. Sonuçlar, konik halkaların kıvrımlı şerit elemanlarla birlikte kullanılmasının, tek başına halka kullanma durumuna göre daha iyi net iyileşme sağladığını göstermiştir.

Yukarıda verilen literatür araştırmasından görüldüğü üzere, boru veya kanal içerisine yerleştirilen iyileştirme elemanları çoğunlukla cidara bitişik durumda olup, elde edilen net iyileşme hem ısı transfer yüzey alanının arttırılması hem de laminer alt tabakanın parçalanması ile gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmalarda sadece laminer alt tabaka parçalanmasının net ısı transferi iyileştirilmesi üzerine etkisini görmek mümkün değildir. Bu nedenle, bu tez çalışmasında amaç, sadece laminer alt tabakanın parçalanması yoluyla net ısı transferi iyileştirmesi elde etmektir. Literatürde mevcut birçok çalışmadan farklı olarak eşkenar üçgen kesitli helisel tel grubu boru içerisine cidardan ayrık olarak yerleştirilerek ısı transferi iyileştirmesi araştırılmıştır.

3. BÖLÜM

BORULAR İÇERİSİNDEKİ TÜRBÜLANSLI AKIŞTA BASINÇ KAYBI VE ISI TRANSFERİ

3.1. Boru ve Kanallarda Laminer ve Türbülanslı Akış

Isı geçiş hızının büyüklüğü akışın laminer veya türbülanslı olmasına büyük ölçüde bağlıdır. Bir akışkan kütlesi içinde, akışkan partikülleri salınım hareketi yapmaksızın aynı yörüngeyi takip ederek gidiyorsa bu akış şekli laminer akış olarak adlandırılır. Eğer akışkan partikülleri aynı yörüngeyi takip etmeyip, salınım hareketleri yaparak yol alıyorsa, bu akış şekli türbülanslı akış olarak tanımlanır [104].

Laminer akıştan türbülanslı akışa geçiş Reynolds (Re) sayısının değişimi ile belirlenir. Re sayısı atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlere oranı şeklindedir.

$$\mathrm{Re}_D = \frac{u_m D_h}{\upsilon} \tag{3.1}$$

Burada, u_m, akışkanın ortalama hızını, D_h, kanalın veya borunun hidrolik çapını ve υ, akışkanın kinematik viskozitesini temsil etmektedir.

İç akış sistemlerinde Reynolds sayısı 2300'den küçük ise akış laminer olarak kabul edilmekte, 2300'den sonra türbülansa geçiş başlamakta ve daha büyük değerlerde türbülanslı akış oluşmaktadır [6].

Kanal veya boru içerisindeki akışta, akışın laminer veya türbülanslı olmasına ek olarak, giriş ve tam gelişmiş olma koşulları da irdelenmektedir. Akışkan, kanal içerisine

girmesiyle birlikte yüzeyle temas etmeye başlar, yüzeyle teması sonucunda da sürtünme etkileri önem kazanır ve kanal içerisinde ilerledikçe sınır tabaka gelişir. Bu gelişme, sürtünmesiz akış bölgesinin giderek küçülmesi ve kanal ekseninde sınır tabakalarının birleşmesiyle sona erer. Bu birleşme noktasından sonra, sürtünme tüm kesit boyunca etkili olur ve hız profili artık eksenel yönde değişmez. Bu noktadan sonra akış tam gelişmiş olarak adlandırılır. Girişten itibaren bu koşulun gerçekleştiği noktaya kadar olan uzaklık hidrodinamik giriş uzunluğu $(x_{fd,h})$ olarak tanımlanır.

Laminer akış $(\mathrm{Re}_D \leq 2300)$ için hidrodinamik olarak tam gelişmiş bölgenin oluştuğu kanal uzunluğu:

$$\left(\frac{x_{fd,h}}{D}\right)_{lam} \approx 0.05\,\mathrm{Re}_D \tag{3.2}$$

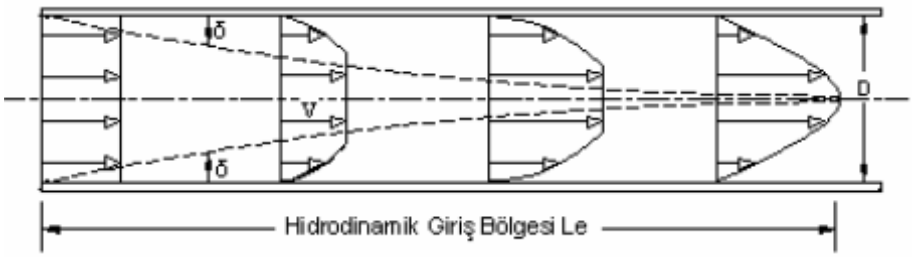
bağıntısından bulunabilir.

Bununla birlikte, türbülanslı akış için laminer akıştaki gibi genel bir ifade yoktur. Ama, türbülanslı akış şartlarında bu uzunluğun Reynolds sayısından bağımsız olduğu bilinmektedir.

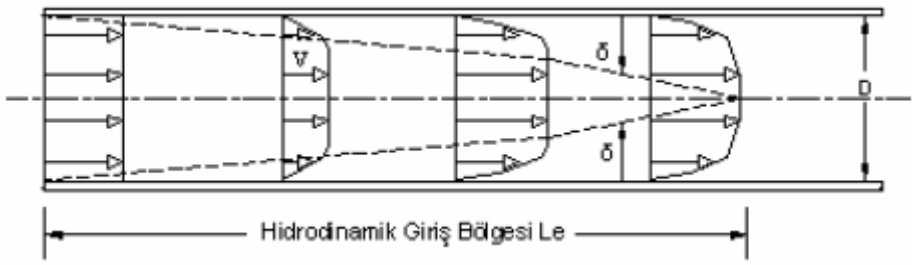
Türbülanslı akış şartlarında hidrodinamik olarak tam gelişmiş bölgenin uzunluğu:

$$10 \leq \left(\frac{x_{fd,h}}{D}\right)_{turb} \leq 60 \tag{3.3}$$

eşitliğinden hesaplanabilir. $(x/D)>10$ olduğunda tam gelişmiş türbülanslı akışın gerçekleştiği kabul edilir [6].



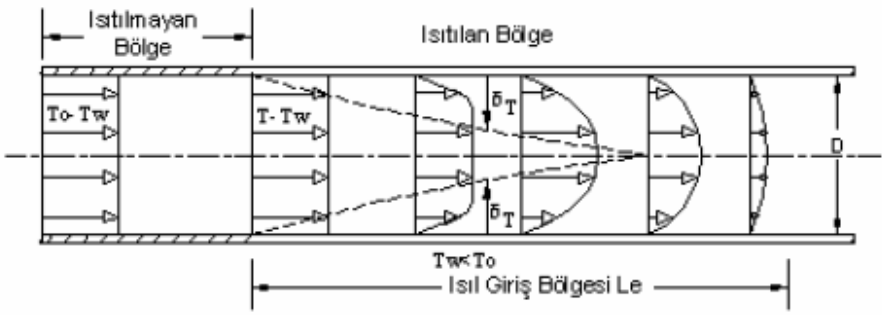
Şekil 3.1. Laminer akışta hız dağılımının gelişimi [105].



Şekil 3.2. Türbülanslı akışta hız dağılımının gelişimi [105].

Şekil 3.1'de görüldüğü gibi tam gelişmiş laminer akış şartlarında hız profili parabolik bir şekil almaktadır. Türbülanslı akış şartlarında ise, hız profili, laminer akıştaki parabolik hız profilinden daha düz bir şekil almaktadır (Şekil 3.2). Türbülanslı akış içerisindeki birçok partikülün çarpışması ve partiküllerin birbiri ile radyal doğrultuda karışması neticesinde cidardaki partiküllerin hızı artmakta, buna karşılık kanalın merkezindeki partiküllerin hızları düşmektedir. Radyal doğrultudaki bu türbülanslı karışım sonucunda da hız profili düz bir hal almaktadır.

Bir akışkan kanala kanalın yüzey sıcaklığından farklı bir sıcaklıkta girdiğinde ise, taşınımla ısı geçisi olmakta ve ısıl sınır tabaka gelişmeye başlamaktadır. Sınır tabakanın bu gelişimi kanal içerisinde ısıl açıdan tam gelişmiş koşullara ulaşılıncaya kadar devam eder. Ayrıca, kanal yüzey koşulları ister sabit sıcaklık (T_w), ister sabit ısı akısı (q'') olsun, kanal boyu yeterince uzun ise ısıl açıdan tam gelişmiş koşullara ulaşılmaktadır. Tam gelişmiş sıcaklık profili, sabit yüzey sıcaklığı veya ısı akısı sınır koşuluna göre farklı olur. Isıl olarak tam gelişmiş akışta ısı taşınım katsayısı eksenel yönden bağımsız hale gelir. Şekil 3.3'de kanal akışı için ısıl giriş bölgesi ve tam gelişmiş bölgenin gelişimi gösterilmiştir.



Şekil 3.3. Dairesel kanalda sıcaklık dağılımının gelişimi [105].

Laminer akış için ısıl giriş uzunluğu:

$$\left(\frac{x_{fd,t}}{D}\right)_{lam} \approx 0.05\,\mathrm{Re}_D\,\mathrm{Pr} \tag{3.4}$$

eşitliği ile ifade edilir.

Eşitlik (3.2) ve Eşitlik (3.4) karşılaştırılırsa, $Pr > 1$ için hidrodinamik sınır tabakanın, ısıl sınır tabakadan ($x_{fd,h} < x_{fd,t}$) daha hızlı gelistigi, $Pr < 1$ için ise tersinin doğru olacağı görülmektedir. Yağlar gibi ($Pr \geq 100$) Prandtl sayısı çok büyük olan akışkanlar için ise, $x_{fd,h}$, $x_{fd,t}$'den çok küçüktür ve ısıl giriş bölgesinin her yerinde tam gelişmiş hız profilinin oluştuğunu varsaymak mantıklıdır. Bununla birlikte, türbülanslı akışta koşullar yaklaşık olarak Prandtl sayısından bağımsızdır. Bu sebeple türbülanslı akışta ısıl giriş uzunluğu,

$$\left(\frac{x_{fd,t}}{D}\right)_{turb} = 10 \tag{3.5}$$

olarak alınabilir [6].

3.2. Borularda Basınç Düşümü ve Sürtünme Faktörü

Borularda veya kanallarda basınç kaybının belirlenmesi, gerekli pompa veya fan gücünü bulmayı sağladığından bu parametrenin belirlenmesi oldukça önemlidir. Mühendislikte

kanal veya borunun birim uzunluğundan basınç düşümü genellikle *Moody* (veya Darcy) sürtünme katsayısı *f* ile hesaplanır [6,7]:

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

Tam gelişmiş türbülanslı akış için, çözümleme daha karmaşıktır. Bu nedenle deneysel sonuçlar öne çıkmaktadır. Reynolds sayısının oldukça geniş bir aralığı için sürtünme faktörleri referans [6,7]'de *Moody* diyagramında verilmiştir. Sürtünme faktörü Reynolds sayısına ek olarak boru yüzey özelliklerine de bağlıdır. Sürtünme faktörü, yüzey pürüzlülüğü arttıkça yükselir. Pürüzsüz borular için tam gelişmiş akış şartlarında iyi sonuç veren bağıntılardan bazıları ve geçerli oldukları Reynolds sayısı aralıkları Tablo 3.1'de verilmiştir.

Tablo 3.1. Pürüzsüz borularda tam gelişmiş türbülanslı akışta sürtünme katsayıları ve kullanım aralıkları.

	Denklem	**Uygulama şartları**	**Eşitlik No**
Petukhov [106]	$f = (0.79 In\,\mathrm{Re} - 1.64)^{-2}$	$3000 \le \mathrm{Re} \le 5x10^6$	(3.7)
Moody [107]	$f = 0.316\,\mathrm{Re}^{-\frac{1}{4}}$	$\mathrm{Re} \le 20000$	(3.8)
Moody [107]	$f = 0.184\,\mathrm{Re}^{-\frac{1}{5}}$	$\mathrm{Re} \ge 20000$	(3.9)
Gnielinski [108]	$f = \frac{1}{1.82(\log(\mathrm{Re}) - 1.64)^2}$	$2300 \le \mathrm{Re} \le 5x10^4$	(3.10)
Blasius [109]	$f = 0.0791x\,\mathrm{Re}^{-0.25}$	$4000 \le \mathrm{Re} \le 10^5$	(3.11)
McAdams [110]	$f = 0.046x\,\mathrm{Re}^{-0.2}$	$3x10^4 \le \mathrm{Re} \le 10^6$	(3.12)
Nikuradse [111]	$f = 0.0008 + 0.0533x\,\mathrm{Re}^{-0.237}$	$10^5 \le \mathrm{Re} \le 10^7$	(3.13)

3.3. Borularda Türbülanslı Akışta Isı Transferi Katsayısı

Borularda türbülanslı akışta ısı transferinin analizi karmaşık olduğundan dolayı literatürde pürüzsüz borularda ısı transfer katsayısını hesaplamak için çok sayıda ampirik ya da yarı-ampirik eş-ilişki geliştirilmiştir [6]. Hidrodinamik ve ısıl açıdan tam gelişmiş borularda türbülanslı akış için yerel Nusselt sayısını veren literatürde yaygın olarak kullanılan eşitliklerden bazıları Tablo 3.2'de verilmiştir.

Tablo 3.2'de verilen eşitlikler akışkan sıcaklığı ile duvar sıcaklığı arasındaki farkın çok büyük olmadığı durumlar için geçerli olup, akışkanın fiziksel özellikleri de giriş ve çıkış akışkan sıcaklıklarının ortlamasına göre hesaplanmalıdır.

$$Nu_T = f_T.Nu \tag{3.14}$$

Akışkan sıcaklığı ile duvar sıcaklığı arasındaki fark büyük ise (akışkanın fiziksel özelliklerinin sıcaklıkla değişimi ihmal edilemeyecek kadar önemli ise) ısı transferi katsayısı bir düzeltme faktötü (f_T) kullanılarak hesaplanabilir [66].

Eşitlik 3.14'de, Nu Tablo 3.2'de verilen eşitliklerle akışkan fiziksel özellikleri sabit alınarak hesaplanan Nusselt sayısı ve Nu_t ise akışkan fiziksel özelliklerinin sıcaklıkla değişimi dikkate alınan Nusselt sayısıdır.

Tablo 3.2. Pürüzsüz borularda tam gelişmiş türbülanslı akışta ısı transferi katsayısı için eş-ilişkiler [7].

	Eş-İlişki	Uygulama şartları	Eşitlik No
Petukhov-Krillov	$Nu_D = \frac{(f/8)\,\mathrm{Re}_D\,\mathrm{Pr}}{1.07+12.7(f/8)^{1/2}(\mathrm{Pr}^{2/3}-1)}$	$0.5 < \mathrm{Pr} \le 2000$ $10^4 \le \mathrm{Re}_D \le 5x10^6$	(3.15)
Colburn	$Nu_D = 0.023\,\mathrm{Re}_D^{\,0.8}\,\mathrm{Pr}^{1/3}$	$0.5 \le \mathrm{Pr} \le 3$ $10^4 < \mathrm{Re}_D < 5x10^6$	(3.16)
Dittus-Boelter	$Nu_D = 0.023\,\mathrm{Re}_D^{\,0.8}\,\mathrm{Pr}^{n}$	$0.7 < \mathrm{Pr} < 120$ $2500 \le \mathrm{Re}_D \le 10000$ n=0.4 ısıtma, n=0.3 soğutma	(3.17)
Kays-Crawford	$Nu_D = 0.023\,\mathrm{Re}_D^{\,0.8}\,\mathrm{Pr}^{0.5}$	$0.5 < \mathrm{Pr} \le 1$ $10^4 < \mathrm{Re}_D < 5x10^6$	(3.18)
Webb	$Nu_D = \frac{(f/8)\,\mathrm{Re}_D\,\mathrm{Pr}}{1.07+9(f/8)^{1/2}(\mathrm{Pr}-1)\,\mathrm{Pr}^{-1/4}}$	$0.5 < \mathrm{Pr} \le 100$ $10^4 \le \mathrm{Re}_D \le 5x10^6$	(3.19)
Gnielinski	$Nu_D = \frac{(f/8)(\mathrm{Re}_D-1000)\,\mathrm{Pr}}{1.07+12.7(f/8)^{1/2}(\mathrm{Pr}^{2/3}-1)}$	$0.5 < \mathrm{Pr} \le 2000$ $2300 < \mathrm{Re}_D < 5x10^6$	(3.20)
Prandtl	$Nu_D = \frac{(f/8)\,\mathrm{Re}_D\,\mathrm{Pr}}{1.07+8.7(f/8)^{1/2}(\mathrm{Pr}-1)}$	$\mathrm{Pr} > 0.5$	(3.21)
Nusselt	$Nu_D = 0.023\,\mathrm{Re}_D^{\,0.786}\,\mathrm{Pr}^{0.45}$	$\mathrm{Pr} < 1$ $10^3 \le \mathrm{Re}_D \le 10^6$	(3.22)

Gazlar için $Nu \approx Nu_T$ kabul edilebilir. Sieder ve Tate [112] tarafından verilen düzeltme faktörü;

$$f_T = (\mathrm{Pr}/\mathrm{Pr}_d)^{0.14} \tag{3.23}$$

şeklindedir. Bu denklemde, Pr ortalama akışkan sıcaklığında (T_b) hesaplanmış Prandtl sayısı, Pr_d ise duvar sıcaklığındaki Prandtl sayısını göstermektedir. Pr_d haricindeki fiziksel özellikler ortalama akışkan sıcaklığında hesaplanmalıdır. Ortalama sıcaklık

(T_b) ve iç duvar sıcaklığının (T_{id}) fonsiyonu olarak uygulamada yaygın olarak kullanılan bir diğer bağıntıda Kakaç [113] tarafından verilmiştir;

$$f_T = \left(\frac{T_b}{T_{id}} \right)^{0.5} \tag{3.24}$$

Boru akışlarında, eğer akış hidrodinamik olarak geliştikten sonra ısıtılmaya başlanırsa hidrodinamik olarak gelişmiş akışta ısıl sınır tabaka gelişmeye başlar. Girişten uzaklaştıkça (x arttıkça) Nusselt sayısı azalacak ve tam gelişmiş akışın Nusselt sayısına ulaşacaktır. Isıl olarak gelişmekte olan bölgede Nusselt sayısı hesaplanırken kullanılan düzeltme faktörü (f_x) eşitliği genel olarak

$$Nu_x = f_x . Nu \tag{3.25}$$

şeklindedir [66].

Buradaki Nu hidrodinamik ve ısıl olarak tam gelişmiş bölgedeki Nusselt sayısı olup, Nu_x ise hidrodinamik olarak gelişmiş, ısıl olarak gelişmekte olan bölgedeki Nusselt sayısıdır. Sparrow tarafından düzeltme faktörü

$$f_x = 1 + \frac{0.8(1 + 70000\,\mathrm{Re}^{-3/2})}{x/d} \tag{3.26}$$

şeklinde verilmiştir [66].

3.4. Laminer Alt Tabaka Kalınlığı

Türbülanslı akışta ısı transferini iyileştirmede laminer alt tabaka, ısı, kütle ve momentum transferi açısından önemli bir kriterdir. Çünkü ısı transferine direnç en fazla bu bölgede oluşur. Bu nedenle, daha iyi bir ısı transferi yapabilmek için, bu tabakanın herhangi bir yöntemle inceltilmesi ya da parçalanması gerekmektedir. Bu çalışmanın amacı, farklı kalınlıktaki yay elemanların farklı hatvelerde ve boru cidarından farklı

ayrıklık mesafelerinde boru içerisine yerleştirilmesi ile ısı transferini iyileştirmektir. Bu nedenle, yay elemanların cidardan hangi ayrıklık mesafesinde yerleştirileceğinin bilinmesi için laminer alt tabaka kalınlığının bilinmesi önemlidir. Isı transferini iyileştirmek için, belirlenen ayrıklık mesafeleri laminer alt tabaka içerisinde kalmalıdır. Laminer alt tabaka kalınlığı Eşitlik (3.27) ile belirlenir [113];

$$\delta_t = \frac{5\nu}{u_t} \tag{3.27}$$

Buradaki u_t aşağıdaki gibi ifade edilebilir;

$$u_t = u_m \sqrt{\frac{f}{2}} \tag{3.28}$$

u_m boru içerisindeki ortalama akışkan hızını, f ise sürtünme katsayısını göstermektedir.

4. BÖLÜM

DENEYSEL YÖNTEM

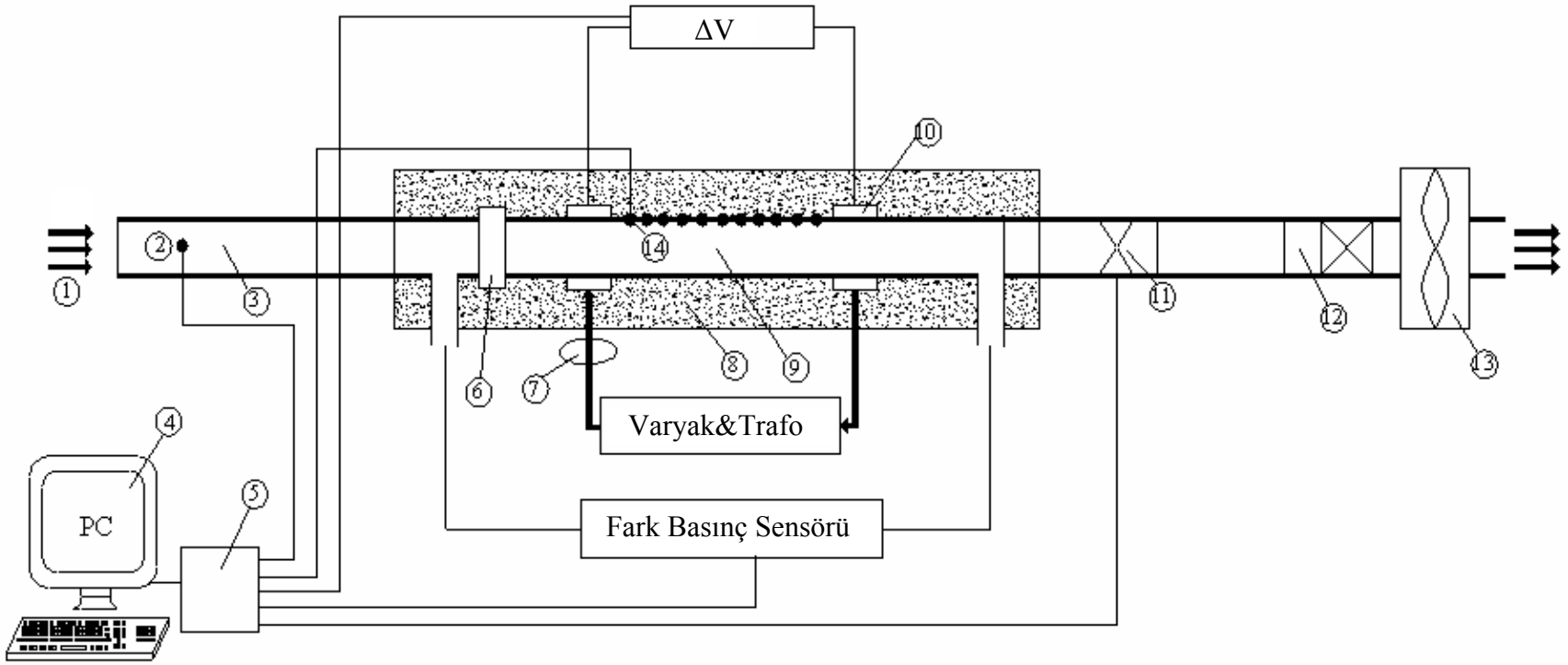
4.1. Giriş

Zorlanmış akış ve sabit ısı akısı sınır şartlarında, dairesel bir boru içerisine cidardan ayrık yerleştirilen helisel sarılmış eşkenar üçgen kesitli tellerin ısı transferi ve akış karakteristiklerine etkisini incelemek için Erciyes Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği bünyesinde bulunan Termodinamik Labaratuarına kurulan deney düzeneği şematik olarak Şekil 4.1'de gösterilmiştir. Bu bölümde, kurulan deney düzeneği ve deneysel çalışmanın nasıl yapıldığı ile ilgili bilgiler ayrıntılı bir şekilde sunulmuştur.

4.2. Deney Düzeneği

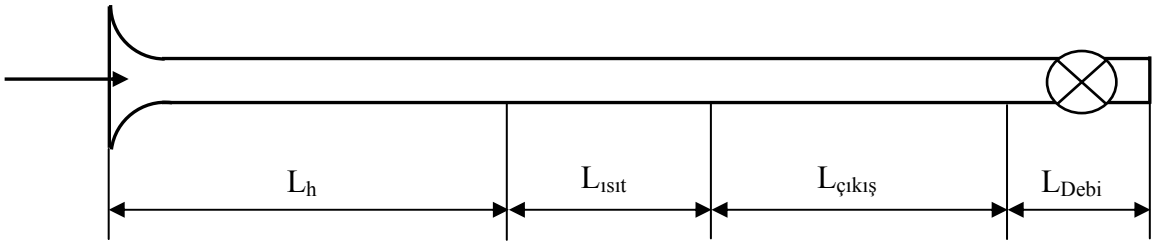
Kurulan deney düzeneği, ısı transferi ve basınç düşümü ölçümlerinin yapılacağı deney borusu, giriş lülesi, ısıtma sistemi, fan, debi ve basınç ölçümü ve değişik ölçme sistemlerinden oluşmaktadır.

Deney düzeneğinde iki adet 6 m uzunluğunda, SS-304 dikişsiz çelik boru kullanılmıştır (Şekil 4.2). Boruların iç çapı 56 mm ve cidar kalınlığı 2 mm'dir. Birinci boru akışın hidrodinamik olarak gelişmesi için (L_h), ikinci boru ise ($L_{ısıt}$) hidrodinamik olarak gelişen akışta ısı transferini incelemek için kullanılmıştır. Ayrıca ilk borunun ağzına, havanın boruya üniform olarak girmesini sağlamak amacıyla bir giriş lülesi monte edilmiştir (Şekil 4.3).



Şekil 4.1. Deney düzeneğinin şematik gösterimi.

1. Hava girişi
2. Ortam hava sıcaklığı ölçüm noktası
3. Akışın gelişmesi için kullanılan boru
4. Bilgisayar
5. Veri toplayıcı
6. Boruları birleştiren bağlantı elemanı
7. Akım trafosu
8. Cam yünü izolasyon elemanı
9. Deney borusu
10. Akım klapesi
11. Frekans kontrollü hız ayarlayıcı
12. Ventürimetre
13. Fan
14. Isıl eleman çiftleri



Şekil 4.2. Boruların şematik görünüşü.

Akışın hidrodinamik olarak gelişmesi için kullanılan boru uzunluğu 6 m ve deney borusu uzunluğu ise 3.1 m'dir. Bu uzunluklar Eşitlik 3.3 ve Eşitlik 3.5'e göre belirlenmiştir. İki borunun birbirine bağlantısında kullanılan klapeler Şekil 4.4'de gösterilmiştir.



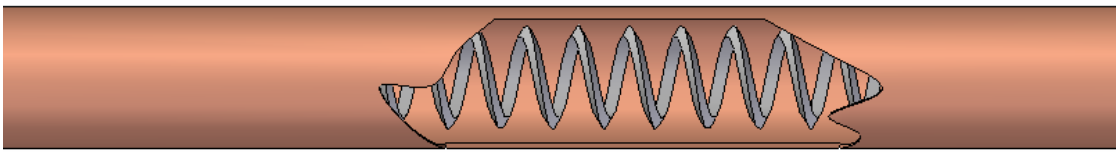
Şekil 4.3. İlk borunun girişine monte edilen giriş lülesi.



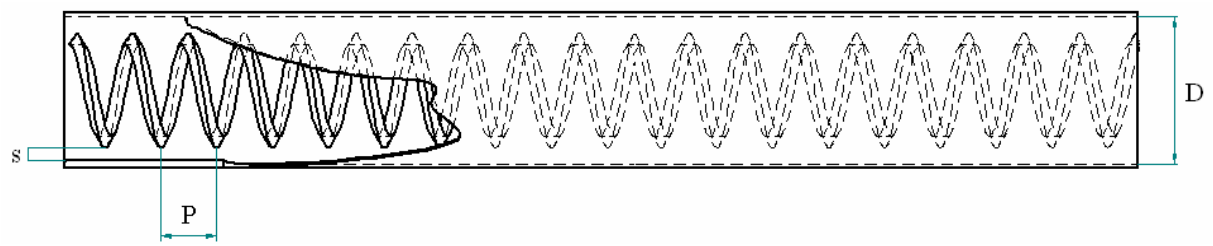
Şekil 4.4. Boruların bağlantısında kullanılan klape.

4.3. Boru İçerisine Yerleştirilen Helisel Sarılmış Teller

Bu tez çalışmasında, helisel olarak sarılmış eşkenar üçgen kesitli teller boru içerisine cidardan ayrık olarak yerleştirilmiştir. Deneyler, Reynolds sayısının 3514-27188 aralığında cidardan iki farklı ayrıklık durumu (s=1 mm ve s=2 mm), üç farklı hatve oranı (P/D=1, P/D=2 ve P/D=3) ve tel kesitindeki üç farklı kenar uzunluğu (a=4 mm, a=5 mm ve a=6 mm) için gerçekleştirilmiştir. Sonuç olarak 18 farklı, helisel olarak sarılmış telin sağladığı ısı transferindeki artış, basınç düşümü ve neticede sağlanan net iyileşme belirlenmiştir. Şekil 4.5'de boru içerisine cidardan ayrık yerleştirilmiş helisel tellerin şematik gösterimi verilmiştir.



(a)





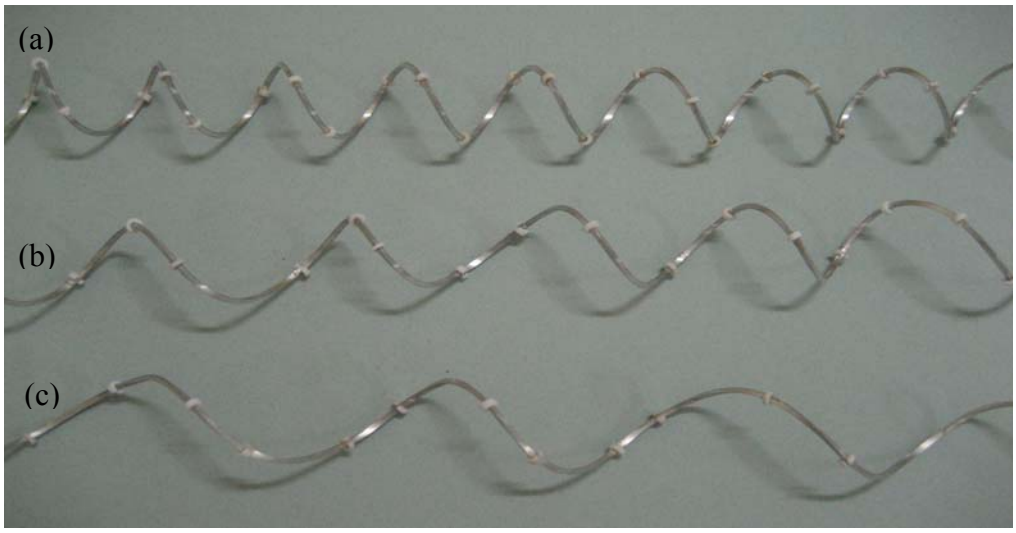
(b)

Şekil 4.5. (a) Boru içerisine cidardan ayrık yerleştirilmiş helisel sarılmış eşkenar üçgen kesitli tel, (b) Helisel telin şematik gösterimi.

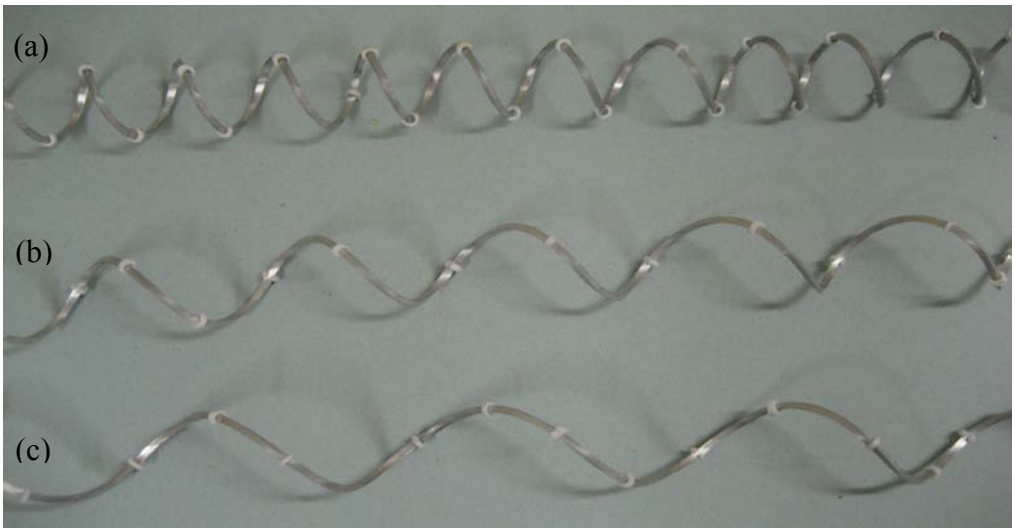
Tel kesitindeki eşkenar üçgen kenar uzunlukları (a=4 mm, a=5 mm ve a=6 mm) farklı olduğu için, tellerin üretimi için tel erezyon yöntemiyle üç farklı kalıp yaptırılmıştır. Kalıp yapımının öncesinde eşkenar üçgen kesitli tellerin tek parça olarak yeterli uzunlukta çıkabilmesi için ekstrüzyon oranları hesap edilmiştir. Teller aliminyum malzemeden Erciyes Üniversitesi Makine Mühendisliği bünyesindeki Kompozit Labaratuarında ekstrüzyon yöntemiyle üretilmiştir. Üç farklı kenar uzunluğuna (a=4 mm, a=5 mm ve a=6 mm) sahip üretilen bu tellerin sarılabilmesi için cidardan ayrıklık durumu da dikkate alınarak (s=1 mm ve s=2 mm) farklı çaplara sahip 6 adet mil Makine Atölyesinde imal edilmiştir. Sonuç olarak, teller endüstride mevcut özel yay sarma makinalarında sardırılarak, istenen hatveler ayarlanmıştır. Deneysel çalışmada kullanılan tel gruplarına ait fiziksel büyüklükler Tablo 4.1'de verilmiştir.

Tablo 4.1. Deneysel olarak test edilen helisel tel gruplarının fiziksel büyüklükleri.

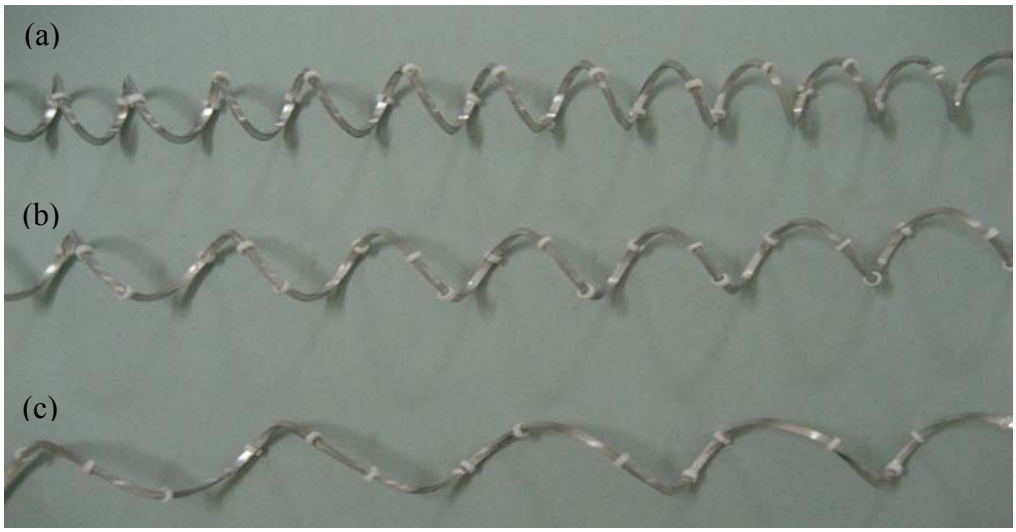
Tel Grubu	**a (mm)**	**s (mm)**	**P/D**	**Sarım sayısı N (adet)**
H1	4	1	1	56
			2	28
			3	19
H2	5	1	1	56
			2	28
			3	19
H3	6	1	1	56
			2	28
			3	19
H4	4	2	1	56
			2	28
			3	19
H5	5	2	1	56
			2	28
			3	19
H6	6	2	1	56
			2	28
			3	19



Şekil 4.6. H4 nolu tel grubu (a) P/D=1, (b) P/D=2, (c) P/D=3.



Şekil 4.7. H5 nolu tel grubu (a) P/D=1, (b) P/D=2, (c) P/D=3.

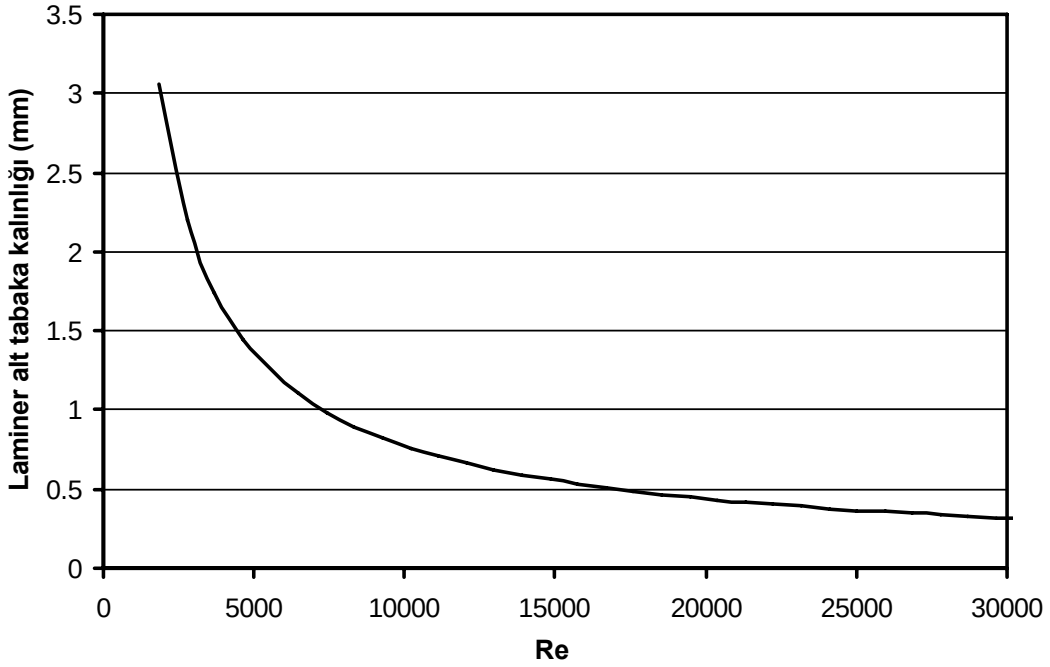


Şekil 4.8. H6 nolu tel grubu (a) P/D=1, (b) P/D=2, (c) P/D=3.

Helisel olarak sarılmış tellerin cidardan ayrık durması için teflon malzemeden imal edilmiş halkalar sık aralıklarla tellerin yüzeyine geçirilmiştir. Yüksek sıcaklığa dayanabilmesi açısından teflon malzeme seçilmiş olup, içi dolu teflon çubuklar hassas tornada işlenerek tel kalınlığına göre farklı çaplarda ve cidardan ayrıklık durumuna göre farklı et kalınlıklarında halkalar üretilmiştir. Deneyler yapılmadan önce helisel sarılmış tellerin cidara değip değmediği kontrol edildikten sonra deneylere başlanmıştır. Şekil 4.6- Şekil 4.8'de sırasıyla H4, H5 ve H6 tel gruplarının farklı hatvelerde sarılmış halleri gösterilmiştir.

Bu tez çalışmasında, boru içerisine yerleştirilen helisel sarılmış eşkenar üçgen kesitli teller ile laminer alt tabaka kalınlığını parçalamak suretiyle ısı transferini iyileştirmek hedeflenmektedir. Bu nedenle, tellerin boru iç cidarından uzaklığı, laminar alt tabaka kalınlığı mertebesinde olmalıdır. Şekil 4.9'da laminer alt tabaka kalınlığının Reynolds sayısı ile değişimi gösterilmiştir. Şekilden görüldüğü gibi, türbülanslı akışta tellerin boru iç cidarından uzaklığı 0.3-2 mm arasında olursa, yerleştirilen teller laminar alt tabaka içersinde kalarak, onu parçalamaktadır.

Daha küçük a mesafelerinde teller boru cidarına temas ettiği için boru iç cidarı ile teller arasındaki mesafe s=1 mm ve s=2 mm olarak seçilmiştir.



Şekil 4.9. Laminer alt tabaka kalınlığının Reynolds sayısı ile değişimi.

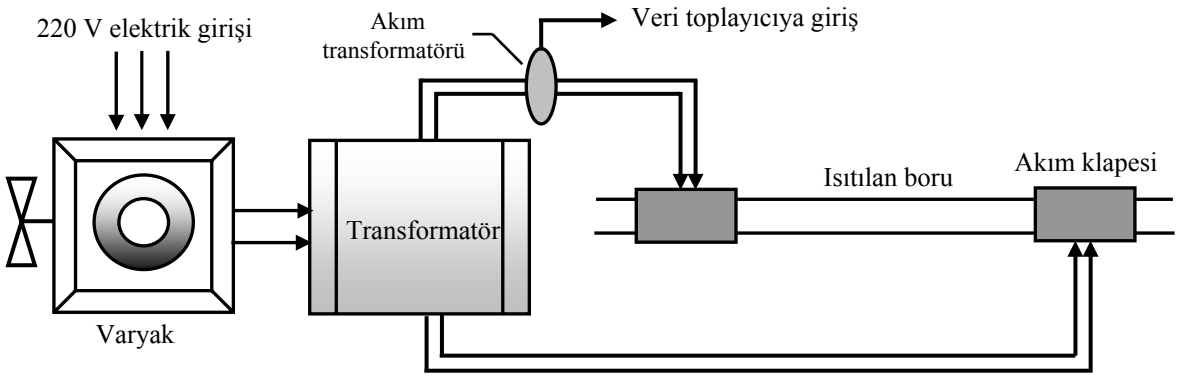
4.4. Isıtma Sistemi

İki adet 1.1 kW'lık paralel bağlanmış fan vasıtasıyla deney düzeneğine emilen hava, ilk önce hidrodinamik gelişme bölümünden (L_h) geçirilerek, ısıtılan deney borusuna ($L_{ısıt}$), gelmektedir. Deney sisteminde havanın ısıtılması için, deney borusuna ($L_{ısıt}$) doğrudan elektrik akımı uygulanarak, boru yüzeyinin her noktasında düzgün bir ısı akısının oluşması sağlanmıştır. Bu amaçla 9 kW kapasiteye sahip bir transformatör kullanılmıştır (Şekil 4.10(a)). Isı akım şiddetini değiştirebilmek için, bir varyak vasıtasıyla transformatöre gönderilen potansiyel farkı ayarlanmıştır (Şekil 4.10(b)). Ayrıca, elektriğin voltajı insan sağlığı açısından bir tehlike oluşturmaması için 20 V'un altına düşürülerek akımı arttırılmıştır. Transformatörden ısıtılan boruya akım, ikisi giriş ve ikisi çıkış olmak üzere toplam 4 adet yüksek akım kablosu ile akım klapeleri üzerinden gönderilmiştir. Böylece transformatör ile ısıtılan boru arasındaki tellerde dirençten dolayı oluşacak güç kaybı minimuma indirilmiştir. Akım klapeleri aliminyum malzemeden imal edilmiş olup; boru dış cidarına sıkı bir şekilde monte edilmiştir. Şekil 4.11'de ısıtma sistemi şematik olarak gösterilmiştir.



(a) (b)

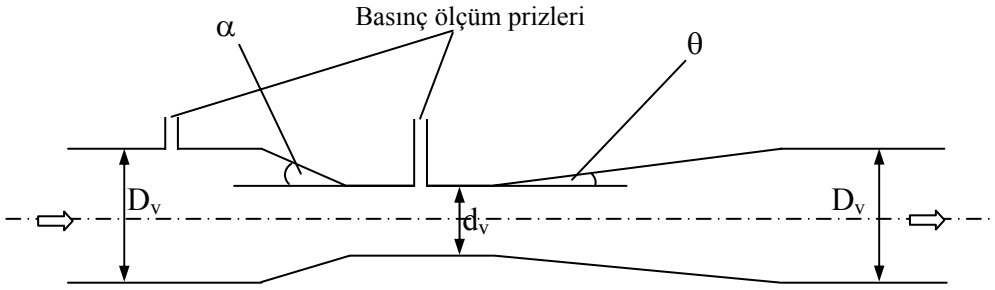
Şekil 4.10. Isıtma sistemi (a) Transformatör, (b) Varyak.



Şekil 4.11. Isıtma sisteminin şematik görünüşü.

4.5. Debi Ölçümü

Deneylerde debi ölçümü ventürimetre ile gerçekleştirilmiştir. Şematik olarak Şekil 4.12'de gösterilen ventürimetrenin büyük çapı D_v=26 mm, küçük çapı d_v=16 mm, ventürimetre giriş ve çıkış açıları sırasıyla α=15° ve θ=8° dir. Düzgün bir akış elde edebilmek ve sağlıklı bir ölçüm yapabilmek amacıyla ventürimetre giriş ve çıkışına ventürimetre ile aynı çapta ve ventürimetre büyük çapının yaklaşık 20 katı uzunluğunda bir boru yerleştirilmiştir.



Şekil 4.12. Debi ölçümünde kullanılan ventürimetrenin şematik görünüşü.

Ventürimetre ile debi ölçümü yapabilmek için, borudan geçen debinin teorik debiye oranı olarak tanımlanan debi katsayısı C_d'nin belirlenmesi gerekir. Bir ventürimetreden geçen debi Eşitlik (4.1) ile belirlenir.

$$Q_{gerçek} = C_d Q_{teorik} \tag{4.1}$$

Burada, Q_{teorik}, Bernoulli eşitliğinden hesaplanan debidir;

$$Q_{teorik} = \frac{\left(\frac{\pi . d_v^{\,2}}{4}\right)}{\sqrt{1-\chi^4}} \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} \tag{4.2}$$

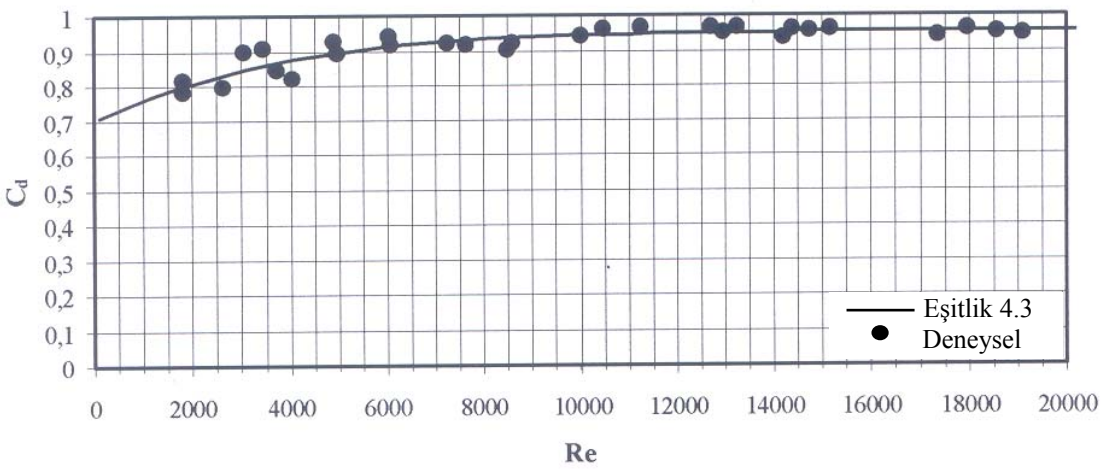
Eşitlik 4.2'de, χ ventürimetrenin küçük çapının büyük çapına oranı, ρ akışkanın yoğunluğunu ve ΔP ise ventürimetrede oluşan basınç düşümünü temsil etmektedir.

Deneylerde debi ölmümü için Özceyhan [66] tarafından kullanılan ventürimetre kullanıldığı için C_d katsayısının belirlenmesi için ayrıca kalibrasyon yapılmamıştır. C_d'nin tespiti için kurulan kalibrasyon deney düzeneği ayrıntılı olarak referans [66] da anlatılmıştır.

Ventürimetrenin kalibrasyonu Reynolds sayısının yaklaşık 2000 ila 20000 aralığında yapılmıştır. Şekil 4.13'den görüldüğü üzere, Reynolds sayısının yaklaşık 10000'den büyük değerlerinde C_d Reynolds sayısı ile değişmemekte ve sabit 0.956 değerini almaktadır. Ölçümler sonucu noktalara en küçük kareler metodu ile uydurulan eşitlik;

$$C_d = \frac{0.95613373}{(1+e^{-0.73134-0.00035041\,\mathrm{Re}})^{\frac{1}{26061}}} \tag{4.3}$$

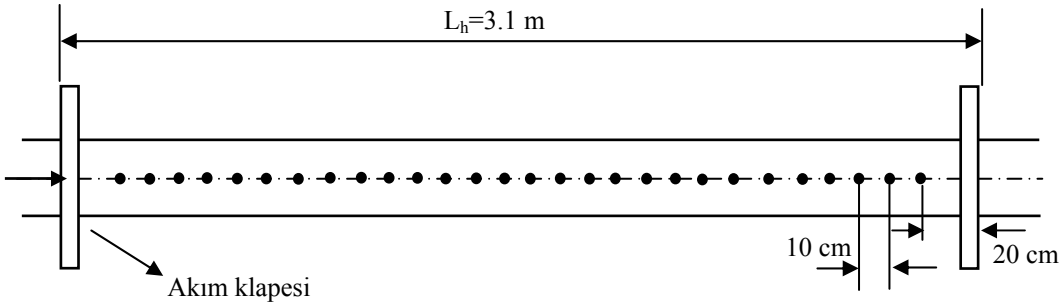
şeklindedir.



Şekil 4.13. Deneylerde kullanılan ventürimetre için C_d katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi [66].

4.6. Sıcaklık Ölçümü

Sıcaklık ölçümü K tipi ısıl eleman çifleri kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Isıl eleman çiftleri arasındaki mesafe 10 cm olup, konumları Tablo 4.2 ve ısıtılan boru boyunca yerleşimleri şematik olarak Şekil 4.14'te gösterilmiştir. Deneylerde 30 adet K tipi ısıl eleman çifti kullanılmıştır. 28 adet ısıl eleman çifti 3.1 m'lik ısıtılan boru dış cidarındaki sıcaklıkları okumak için, diğer 2 adet ısıl eleman çifti de dış ortam sıcaklığı ve çıkıştaki ortalama akışkan sıcaklığını okumak için kullanılmıştır. Isıl eleman çiftlerinin uçları hassas bir şekilde punta kaynak yöntemiyle kaynatıldıktan sonra, boru dış yüzeyinde ısıl eleman çiftlerinin bulunacağı noktalara endüstride silikon gress olarak adlandırılan krem malzeme sürülmüştür. Isıl iletkenliği yüksek olan bu malzemeyi kullanmaktaki amaç, yüzeyde gözle görülemeyecek kadar küçük oyukları doldurarak, maksimum ısı transferi elde etmektir. Daha sonra bu malzemenin üzerine izalatör olarak adlandırılan elektriği iletmeyen, ısıyı ileten ince pedler konmuş ve son olarak ısıl eleman çiftleri izalatörlerin üzerine konarak, 250°C'ye dayanabilen keten şeritlerle sıkı bir şekilde bağlanmıştır. Isıl eleman çiftlerinin uçları, boru dış cidarına kaynatılması durumunda, kullanılan veri toplayıcı uçların boruya temasını direnç olarak algılamaktadır. Bu sebeple, ısıl elamanları boru dış cidarına kaynatmak yerine bu şekilde bir bağlantı gerçekleştirilmiştir.



Şekil 4.14. Isıl eleman çiftlerinin ısıtılan boru boyunca yerleşimi.

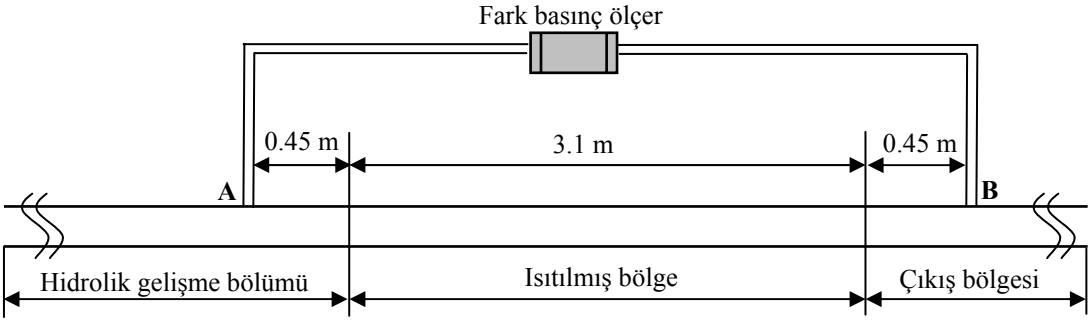
Tablo 4.2. Isıl eleman çiftlerinin ısıtılan boru boyunca konumları.

Isıl eleman çifti	x/D	Isıl eleman çifti	x/D
40	3.571429	54	28.57143
41	5.357143	55	30.35714
42	7.142857	56	32.14286
43	8.928571	57	33.92857
44	10.71429	58	35.71429
45	12.5	59	37.5
45	14.28571	60	39.28571
47	16.07143	61	41.07143
48	17.85714	62	42.85714
49	19.64286	63	44.64286
50	21.42857	64	46.42857
51	23.21429	65	48.21429
52	25	66	50
53	26.78571	67	51.78571

Tablo 4.2'de gösterilen ısıl eleman çiftlerinin numaralandırmaları veri toplayıcıdaki kanal numaralarına göre verilmiştir. 68 nolu ısıl eleman çifti ortam sıcaklığını ve 69 nolu ısıl eleman çifti de çıkıştaki ortalama akışkan sıcaklığını vermektedir. Deneylerde kullanılan veri toplayıcı sıcaklık ölçümleri için kendi içinde referans sıcaklığı aldığı için ısıl eleman çiftlerinin çıktıları, referans sıcaklığı olarak kullanılan buz banyosundan geçirilmemiştir.

4.7. Basınç Ölçümü

Boru içerisine yerleştirilen teller, ısı transferi artışının yanısıra basınç düşümüne de neden olmaktadır. Basınç düşümü ölçümleri Şekil 4.15'te gösterilen A ve B noktaları arasında yapılmıştır.



Şekil 4.15. Fark basıncı ölçümünde kullanılan noktaların şematik gösterimi.

Deneylerde iki tip fark basınç ölçer kullanılmıştır. Boş boru deneylerinde basınç düşümü az olduğu için hassas ölçüm yapabilme açısından daha küçük ölçüm aralığına sahip basınç ölçer (0-1"H_2O); helisel sarılmış tellerin olduğu durumda ise basınç düşümü çok arttığı için daha büyük ölçüm aralığına sahip basınç ölçer (0-5"H_2O) kullanılmıştır. Şekil 4.16'da (0-1"H_2O) ölçüm aralığına sahip fark basınç ölçer görülmektedir. Fark basınç ölçerlerin teknik özellikleri Tablo 4.3'de verilmiştir.



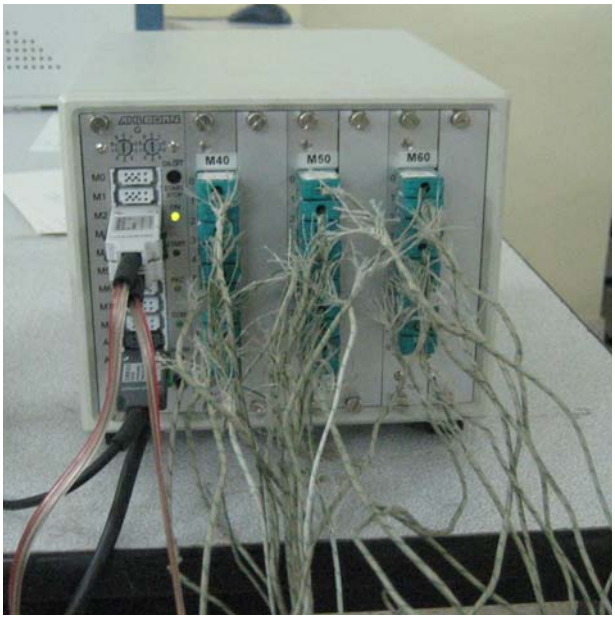
Şekil 4.16. Fark basınç ölçer (0-1"H_2O).

Tablo 4.3. Fark basınç ölçerlerin teknik özellikleri

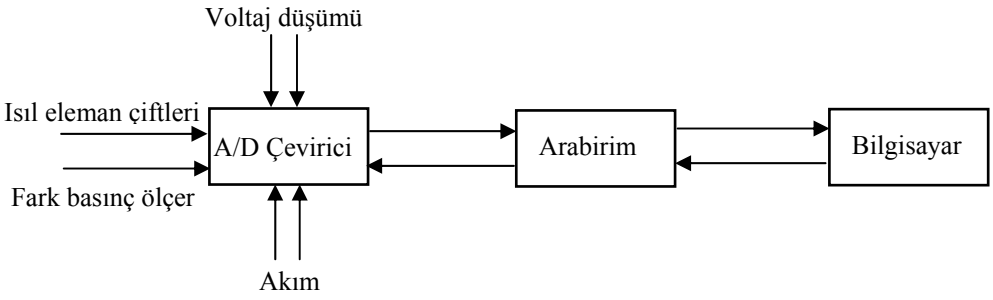
Ölçüm Aralığı	0-1"H_2O ve 0-5"H_2O
Çalışma Sıcaklığı	-18°C - 65°C
Doğruluk	± %1
Besleme	9-30 VDC
Çıkış	4-20 mA

4.8. Veri Toplama Ünitesi

Isıl eleman çiftleri, fark basınç ölçer, akım ve voltaj düşümü çıktıları 24 bit hassasiyete sahip AHLBORN (Almemo 5690-1M) marka bir veri toplama ünitesi ile elde edilmiştir (Şekil 4.17). Örnekleme sıklığı 100 ölçüm/s olan veri toplama sisteminin arabirimi çok kanallı analog ve dijital giriş ve çıkış kapasitesine sahiptir. Deneylerde kullanılan veri toplayıcı, harici multimedia hafıza kartlarına FAT16 dosya sisteminde kayıt yapabilme kabiliyetine ve opsiyonel olarak 100000 ölçüm sonucunu saklayan EEPROM hafızaya sahiptir. Ayrıca, kullanılan veri toplayıcının sıfır noktası ayarı, set değeri tanımlama, sonuç yuvarlama, ortalama ölçüm, limit değerleri izleme, soğuk nokta kompanzasyonu, sıcaklık kompanzasyonu, basınç kompanzasyonu ve ölçüm sonuçlarını tarih-saat olarak saklama özellikleri mevcuttur. Veri toplama ünitesinin kendine ait programı sayesinde, okunan değerler bilgisayara aktarılmış ve veriler işlenmiştir. Şekil 4.18'de veri toplama sistemi şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 4.17. Deneylerde kullanılan veri toplayıcı ünite.



Şekil 4.18. Veri toplama sisteminin şematik gösterimi.

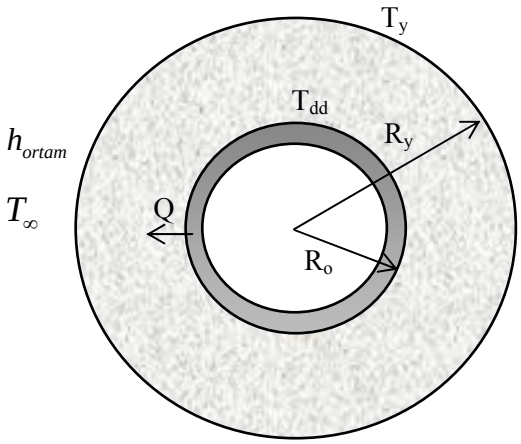
4.9. Deneylerin Yapılışı

Deneyler, debi ve boruyu ısıtmak için uygulanan elektrik gücü değiştirilerek yapılmıştır. Deneyler, Reynolds sayısının 3514-27188 aralığında ve 395.23 W/m^2-1295.37 W/m^2 ısı akım şiddetinde gerçekleştirilmiştir. Deneylerde yaklaşık 2 saat süresince veri toplayıcı ünite yardımıyla, dakikada 8 veri alınmıştır. Bu sürenin tespiti, toplanan verilerin zamanla değişim grafikleri çizilerek; dengeye geldikleri zamanın belirlenmesi ile yapılmıştır. Deneyler yapılırken, öncelikle ayarlanabilir varyak ile boruya belirli bir elektrik akımı verilmiş ve bu sabit ısı akısı değerinde parallel bağlanmış çift fana bağlı olan frekans kontrollü bir debi ayarlayıcısı ile istenen debi değeri ayarlanmıştır. Her deney için, yaklaşık 2 saat süresince veri toplama ünitesi yardımıyla boru dış cidar sıcaklıkları, hava giriş ve çıkış sıcaklıkları, basınç düşümü, voltaj farkı ve borudan geçen elektrik akımı ölçülmüştür. Alınan verilerin zamanla değişim grafikleri çizilerek; herbir ölçülen parametre için sistemin dengede olduğu yaklaşık 1500 sn'lik kısmın ortalaması alınmıştır. Nihayi olarak, elde edilen veriler Ek-1'de verilen Fortran dilinde yazılmış bir program yardımıyla işlenmiş ve sonuçlar grafiğe dökülerek değerlendirilmiştir.

Ayrıca, deneysel çalışma için belirsizlik analizi yapılmıştır. Ek-2'de detaylı olarak verilen örnek analizde, Reynolds sayısındaki belirsizlik %3.2, sürtünme katsayısındaki belirsizlik %6.5 ve Nusselt sayısındaki belirsizlik ise %8.6 olarak hesaplanmıştır. Bu hatalar deney sırasında yapılan belirsizlik değerlerini ifade etmektedir.

4.10. Isı Transferi Katsayısının Hesaplanması

Öllçülen fiziksel değerleri kullanarak, ısıtılan boru boyunca yerel ısı transferi katsayısını ve Nusselt sayısının hesaplayan, Fortran dilinde yazılmış program Ek-1'de verilmiştir. Bu programda yapılan kabul ve hesaplamalar aşağıda detaylı bir şekilde anlatılmıştır.



Şekil 4.19. Deney borusunun kesit görünüşü.

Şekil 4.19'da görüldüğü üzere, boru dış cidarından yalıtım malzemesine iletimle, yalıtım malzemesinden çevreye taşınımla ısı transferi gerçekleşmektedir. Boru dış yüzey sıcaklığı, boruyu ısıtmak için uygulanan elektrik akımı ve hava debisine bağlı olarak boru boyunca değişmektedir. Dolayısı ile boru yüzeyinde yalıtım malzemesine, yalıtım malzemesinden de dış ortama olan ısı transferi boru boyunca değişmektedir. Herhangi bir x eksenel mesafesinde, yalıtım malzemesinin dış yüzeyinden ortam havasına doğal taşınım yoluyla gerçekleşen ısı transferini hesaplayabilmek için yalıtım malzemesinin dış yüzey sıcaklığının (T_y) bilinmesi gerekir.

Programda başlangıçta bir T_y sıcaklığı seçilir ve Eşitlik (4.4) kullanılarak yalıtım dış yüzeyi ile dış ortam arasındaki ısı transfer katsayısı (h_{ortam}) hesaplanır.

$$\frac{T_{dd} - T_y}{\frac{In(D_y / D_o)}{2\pi k_y L}} = \frac{T_y - T_\infty}{1/h_{ortam}\pi.D_y.L} \qquad (4.4)$$

Daha sonra seçilen T_y sıcaklığına göre aşağıdaki gibi ortalama sıcaklık heplanır;

$$T_{ort} = \frac{T_y + T_\infty}{2} \tag{4.5}$$

Kullanılan bilgisayar programında havanın fiziksel özelliklerinin sıcaklıkla değişimi dikkate alınmıştır. Kinematik viskozite υ (m^2/s), ısı iletim kaysayısı k (W/m.K), Prandtl sayısı Pr ve ısıl genleşme katsayısı β (K^{-1}) gibi akışkan özellikleri, aşağıda verilen Eşitliklere göre hesap edilmiştir.

$$\nu = -6.31e-6 + 5.54e-8(T+273) + 5e-11(T+273)^2 + 4e-14(T+273)^3 \tag{4.6}$$

$$k = 0.0286 - 0.00013(T+273) + 5.8e-7(T+273)^2 - 5.33e10(T+273)^3 \tag{4.7}$$

$$\Pr = 0.182 + 0.00463(T+273) - 1.32e-5(T+273)^2 + 1.2e-8(T+273)^3 \tag{4.8}$$

$$\beta = \frac{1}{(T_{ort} + 273)} \tag{4.9}$$

Yalıtım dış yüzeyi ile dış ortam arasında doğal taşınım ile ısı transferi için Grashof sayısı aşağıdaki gibi tanımlanır;

$$Gr = \frac{g\beta(T_y - T_\infty)D_y^3}{\upsilon^2} \tag{4.10}$$

$$Ra = Gr \Pr \tag{4.11}$$

$10^4 \le Ra \le 10^7$ durumu söz konusu ise Nusselt sayısı:

$$Nu = 0.48Ra^{0.25} \tag{4.12}$$

$$h_{ortam} = \frac{Nuk}{D_y} \tag{4.13}$$

Bulunan h_{ortam} değeri başlangıçta hesap edilen h_{ortam} ile uyumlu ise bulunan h_{ortam} yalıtım malzemesi ile dış ortam arasında gerçekleşen doğal taşınımla ısı transferindeki taşınım katsayıdır. Aksi takdirde yeniden bir T_y sıcaklığı seçilerek iterasyona devam edilir ve h_{ortam} hesaplanır.

Boruya uygulanan ısı akısı, boru dış yüzey sıcaklığının boru ekseni boyunca artmasına neden olmuştur. $Q_{kayıp}$ hesaplanırken, boru dış yüzey sıcaklığının eksenel yönde değişmesinden dolayı, ısıtılan boru x ekseni boyunca 28 parçaya ayrılmış; 28 adet ısıl eleman çiftinin bulunduğu her bir bölge için ayrı ayrı $Q_{kayıp}$ hesaplanmıştır. Toplam ısı kaybı herbir bölge için hesaplanan kayıpların toplamı olarak alınmıştır.

$Q_{kayıp}$, boru dış cidarından dış ortama geçen toplam ısı kaybıdır ve Eşitlik (4.14) ile hesap edilir;

$$Q_{kayıp} = kA(T_{dd} - T_{\infty}) \tag{4.14}$$

$$\frac{1}{kA} = \frac{1}{h_{ortam} A_y} + \frac{c}{k_y A_{yo}} \tag{4.15}$$

Burada 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.

Boruya uygulanan net elektriksel güç,

$$P_{net} = \Delta V.I - Q_{kayıp} \text{ (W)} \tag{4.16}$$

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

Boruya uygulanan ısı akım şiddeti ise

$$q = \frac{P_{net}}{\pi D_o L} \ (\mathrm{W/m^2}) \tag{4.17}$$

olarak tanımlanır.

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

$$h(x) = \frac{q}{T_{id} - T_b(x)} \tag{4.18}$$

Burada, T_{id}, boru iç cidar sıcaklığını ve T_b, ortalama akışkan sıcaklığını göstermektedir. Bu sıcaklıkların nasıl hesap edildiği izah edilecektir.

Sonuç olarak yerel Nusselt sayısı:

$$Nu(x) = \frac{h(x)D}{k_b} \tag{4.19}$$

eşitliği ile hesaplanır. Buradaki k_b ortalama akışkan sıcaklığında havanın ısı iletim katsayısıdır.

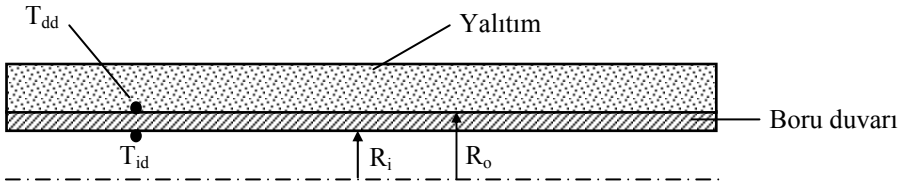
4.10.1. Boru İç Yüzey Sıcaklığı T_{id}'nin Hesaplanması

Deneylerde akış alanının bozulmaması için, boru iç cidar sıcaklığı yerine boru dış cidar sıcaklığı ölçülmüştür. Boru dış cidar sıcaklığının ölçüldüğü noktalarda boru cidar malzemesi içerisinde radyal yöndeki ısı iletim denklemi kullanılarak, boru iç cidar sıcaklığını hesaplamak mümkündür:

$$\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(r k_d \frac{\partial T}{\partial r} \right) = -Q_v \tag{4.20}$$

$$Q_v = \frac{P_{net}}{\pi\left(\frac{D_o^2 - D^2}{4}\right)L} \text{ (W/m}^3\text{)} \qquad (4.21)$$

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 (4.20)'nin çözülebilmesi için sınır şartlarına ihtiyaç vardır. Deney borusunun enine kesitinin verildiği Şekil 4.20'ye göre sınır şartları uygulanırsa;



Şekil 4.20. Deney borusunun enine kesit görünüşü.

$R=R_o$ için:

$$-k_d \frac{\partial T}{\partial r} = 0 \qquad \text{(yalıtılmış duvar)} \qquad (4.22)$$

$$T=T_{dd} \qquad \text{(ölçülen)} \qquad (4.23)$$

$R=R_i$ için:

$$T=T_{id} \qquad (4.24)$$

Verilen sınır şartları ile Denklem (4.20)'nin çözümünden boru iç cidar sıcaklığı (T_{id});

$$T_{id} = T_{dd} - \frac{Q_v R_o^2}{4k_d}\left[In\left(\frac{R_o}{R_i}\right)^2 + \left(\frac{R_i}{R_o}\right)^2 - 1\right] \qquad (4.25)$$

Eşitlik (4.25)'de verildiği gibidir. Burada k_d deney borusunun ısı iletim katsayısıdır.

4.10.2. Ortalama Akışkan Sıcaklığı (T_b)'nin Hesaplanması

Herhangi bir kesitteki ortalama akışkan sıcaklığı T_b'nin hesaplanabilmesi için, Δx uzunluğundaki ısıtılmış boruya enerji dengesi uygulanır;

$$\dot{m}c_p\left[T_b(x)-T_b(x-\Delta x)\right]=\frac{P_{net}}{L}\Delta x \tag{4.26}$$

Burada $\dot{m}$ havanın kütle debisini, L ise ısıtılmış borunun uzunluğunu (3.1 m) temsil etmektedir. Ortalama akışkan sıcaklığına göre havanın özgül ısısı c_p (kJ/kg K) Eşitlik (4.27) ile hesaplanır;

$$c_p = 0.946 + 0.000623(T_b(x)+273) - 2.2e-6(T_b(x)+273)^2 + 2.67e-9(T_b(x)+273)^3 \tag{4.27}$$

Sonuç olarak ortalama akışkan sıcaklığı Eşitlik (4.28)'de verildiği gibi hesaplanabilir;

$$T_b(x)=T_b(x-\Delta x)+\frac{P_{net}}{\dot{m}c_p L}\Delta x \tag{4.28}$$

4.11. Sürtünme Katsayısının Hesabı

Sürtünme katsayısı, Şekil 4.11'de gösterilen A ve B noktaları arasında ölçülen basınç farkı (ΔP) ve hava debisi yardımıyla Eşitlik (4.29) ile hesaplanmıştır.

$$f=\frac{\Delta P}{\frac{1}{2}\rho U_m{}^2\frac{L_p}{D}} \tag{4.29}$$

Burada U_m havanın ortalama hızını, L_p, A ve B noktaları arasındaki mesafeyi, ρ havanın yoğunluğunu ve D boru iç çapını temsil etmektedir. Helisel tellerin yerleştirilmesi durumundaki basınç farkı hesaplanırken, A ve B noktaları arasında ölçülen toplam basınç farkından helisel tel olmayan kısma ait basınç farkı çıkarılmış ve neticede tel olma durumuna ait sürtünme katsayısı hesap edilmiştir.

4.12. Performans Kriteri

Boru içerisine iç eleman yerleştirilmesi durumunda ısı transferinin artması ile birlikte, beklenildiği üzere basınç düşümü de artacaktır. Bu artış ise daha fazla pompalama gücü gerektirecektir. Boş borularda da boru içerisindeki hız artırılırsa, yani pompa gücü artırılırsa ısı transferi artacaktır. Dolayısıyla, elemanlı borulardaki ısı transferi iyileşmesini incelerken, iç elemanlı borudaki ısı transferini boş boru ile aynı pompalama gücünde karşılaştırmak gereklidir. Elemanlı borulardaki fazla pompalama gücünden (basınç düşümü artışından dolayı) kaynaklanan ısı transferi artışını da dikkate alarak net ısı transferi artışı belirlenmelidir [66].

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

$$\dot{V}_h \, \Delta P_h = \dot{V}_b \, \Delta P_b \tag{4.30}$$

Burada $\dot{V}_h$ ve $\dot{V}_b$ sırasıyla akışkanın helisel telli ve boş borudaki hacimsel debileridir. ΔP_h ve ΔP_b ise sırasıyla helisel telli ve boş boruda oluşan basınç düşümüdür. Her iki durumda basınç düşümü için Darcy eşitliği kullanılırsa, Eşitlik (4.30) aşağıdaki hale gelir:

$$f_h \, \mathrm{Re}^3 = f_b \, \mathrm{Re}^3 \tag{4.31}$$

Buradaki f_h ve f_b sırasıyla helisel telli ve boş borudaki sürtünme katsayılarıdır. Dolayısıyla sabit pompa gücündeki ısı transferi iyileştirmesi Eşitlik (4.31)'deki gibi ifade edilebilir.

Helisel sarılmış tel yerleştirilmiş borunun net performansı boş boruya göre Eşitlik (4.32) ile verilen performans kriterine göre değerlendirilir. Bu eşitlikte, Nu_h ve Nu_b sırasıyla helisel telli ve boş borudaki Nusselt sayılarını göstermektedir.

$$\eta = (Nu_h / Nu_b)(f_b / f_h)^{1/3} \tag{4.32}$$

5. BÖLÜM

DENEY SONUÇLARI

5.1. Boş Boru Deneyleri

Boru içerisine yerleştirilen helisel sarılmış eşkenar üçgen kesitli tellerin ısı transferi ve basınç kaybı üzerindeki etkisini araştırmak amacıyla, kurulan deney düzeneğinde öncelikle boş boru ile deney yapılmış ve neticede elde edilen sonuçlar literatürde mevcut, yaygın olarak kullanılan eş-ilişkilerle karşılaştırılmıştır. Boş boruya ait Nusselt sayıları, Petukhov-Kirillov (Eşitlik 3.15), Colburn (Eşitlik 3.16), Dittus-Boelter (Eşitlik 3.17), Kays-Crawford Eşitlik 3.18) ve Gnielinski (Eşitlik 3.20), tarafından verilen eşitliklerle mukayese edilerek; deney yönteminin doğruluğu gösterilmiştir.

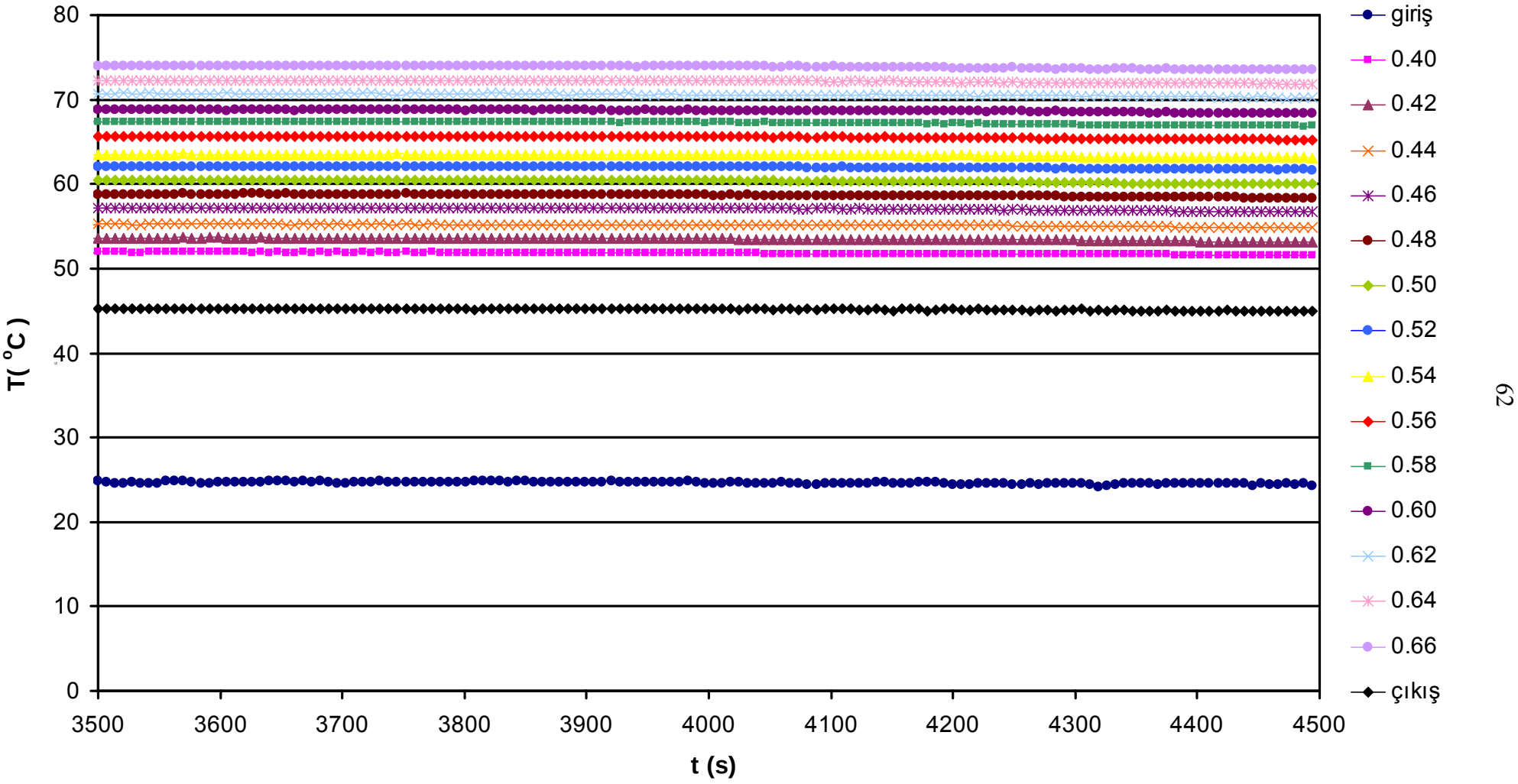
Boş boru deneyleri, hava debisi ve boruya uygulanan elektrik gücü değiştirilerek yapılmıştır. Boş boru deneylerinde, Reynolds sayısı 3373-23813 aralığında ve ısı akım şiddeti 143.7 W/m^2-984 W/m^2 arasında değişmiştir.

Şekil 5.1-Şekil 5.4'de yapılan boş boru deneylerine örnek olarak, P=525.35 W, q=943 W/ m^2, $\dot{m} = 2.595.10^{-2}$ kg/s ve Re=22979 şartlarında gerçekleştirilen deneyin sonuçları verilmiştir.

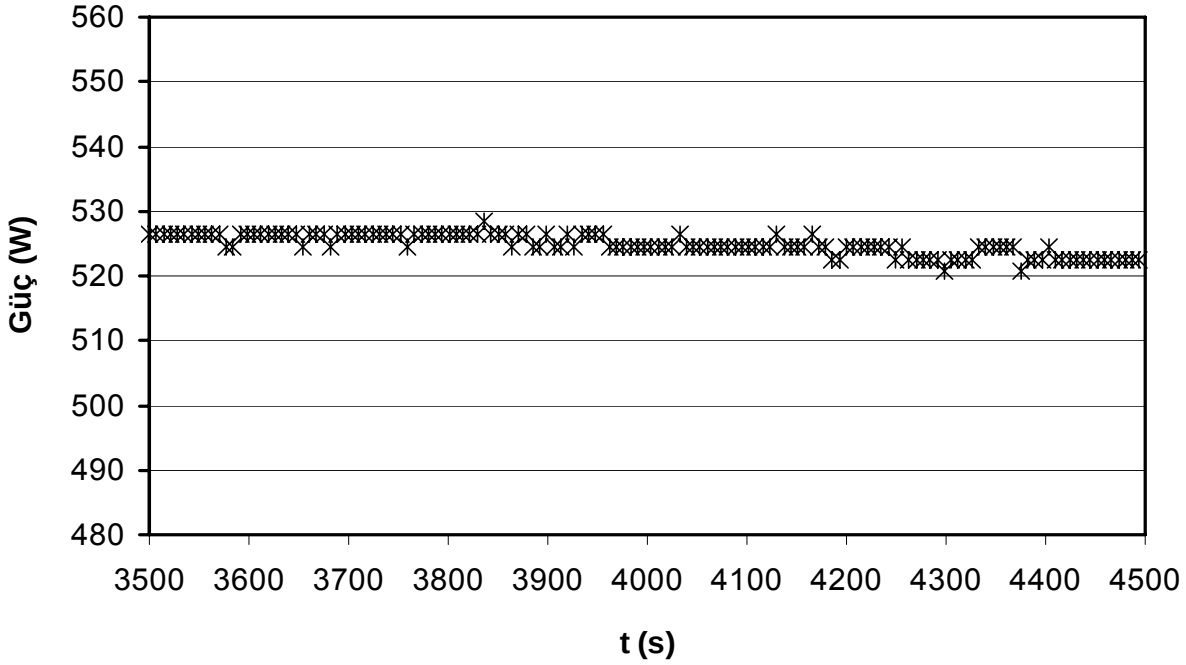
Şekil 5.1'de, değişik eksenel mesafelerdeki boru dış cidar sıcaklıkları, boru giriş ve çıkışında ölçülen hava sıcaklıklarının zamanla değişimi gösterilmiştir. Deneyin ilk 3500 s'lik kısmında sıcaklıklar zamanla değiştiği için bu kısım dikkate alınmamış, sıcaklıkların sürekli rejime ulaştıkları zamandan sonraki veriler

değerlendirmeye tabi tutulmuştur. Şekil 5.1'den görüldüğü üzere, deney süresince hava giriş sıcaklığı yaklaşık 25°C'de sabit kalmıştır. 1000 s'lik bu zaman diliminde boru dış cidar sıcaklıkları da zamanla değişmemektedir.

Şekil 5.2'de aynı deney için, deney borusuna uygulanan elektrik gücünün zamana göre değişimi verilmiştir. Bu şekilden, deney süresince elektrik gücünün 525 W civarında sabit kaldığı görülmektedir.



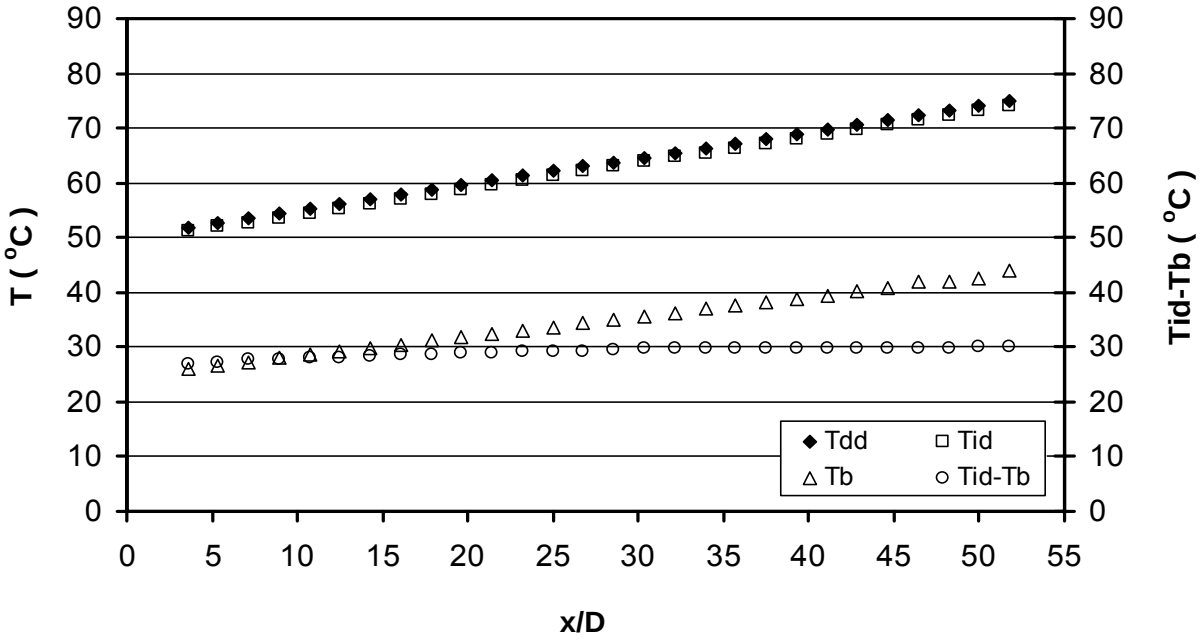
Şekil 5.1. q=943 W/ m^2, Re=22979 şartlarında gerçekleştirilen boş boru deneyinde sıcaklıkların zamana göre değişimi.



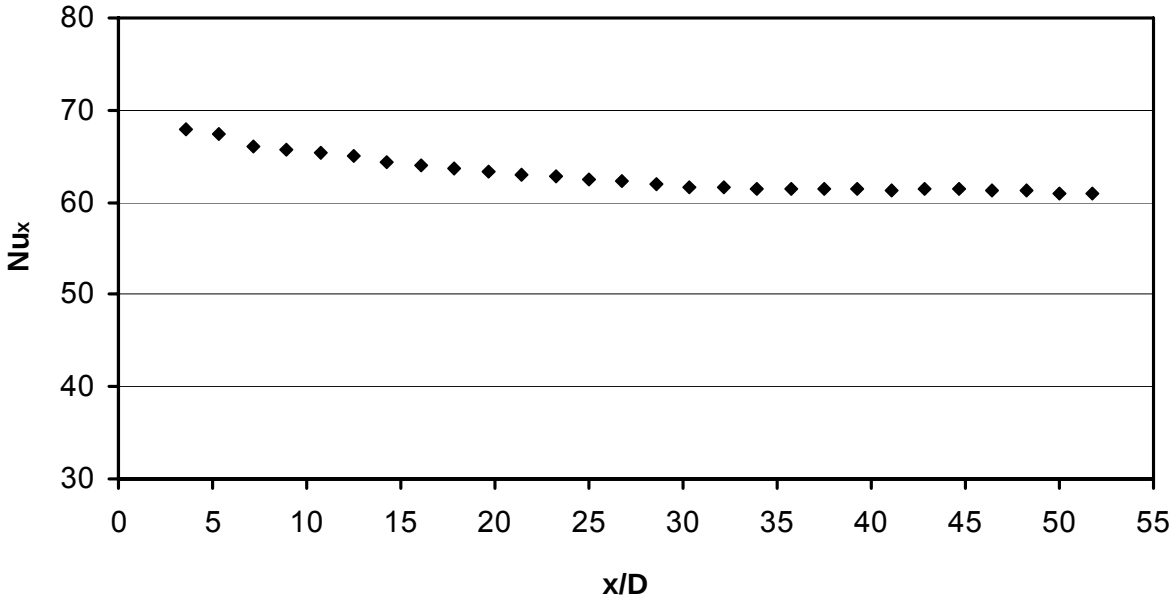
Şekil 5.2. q=943 W/ m^2, Re=22979 şartlarında gerçekleştirilen boş boru deneyinde elektrik gücünün zamana göre değişimi.

Şekil 5.3'te aynı deney için, boru dış cidar sıcaklığı (T_{dd}), iç cidar sıcaklığı (T_{id}), ortalama akışkan sıcaklığı (T_b) ve boru iç cidarı ile ortalama akışkan sıcaklığı (T_{id}-T_b) arasındaki farkın ısıtılmış boru boyunca değişimi verilmiştir. Şekilden görüldüğü gibi cidar kalınlığının küçük ve boru malzemesi ısı iletim katsayısının yüksek olması nedeniyle boru dış ve iç cidar sıcaklıkları birbirine çok yakındır. Boru ekseni boyunca, iç cidar sıcaklığı (T_{id}) ve ortalama akışkan sıcaklığı (T_b) artmakta ve bu iki sıcaklığın eğimleri neredeyse aynı olmaktadır. Bunun sonucunda da, bu iki sıcaklığın farkı boru boyunca yaklaşık sabit kalmaktadır. Boru dışına yapılan yalıtım ve uygulanan elektrik gücünün homojen olarak dağılması neticesinde, boru dış cidar sıcaklıkları boru boyunca doğrusal olarak artmaktadır.

Ölçülen ve Ek-1'de verilen bilgisayar programı yardımıyla hesaplanan Nusselt sayılarının ısıtılan boru boyunca değişimi Şekil 5.4'te gösterilmiştir. Isıtmanın başlangıcından itibaren Nusselt sayısı azalmakta ve yaklaşık 30D mesafesinde sonra neredeyse sabit kalmaktadır. 30D mesafesinden sonra Nusselt sayısının değeri 61 civarındadır.



Şekil 5.3. q=943 W/ m^2, Re=22979 şartlarında gerçekleştirilen boş boru deneyinde boru dış cidar sıcaklığı, iç cidar sıcaklığı, ortalama akışkan sıcaklığı ve boru iç cidarı ile ortalama akışkan sıcaklığı arasındaki farkın boru boyunca değişimi.

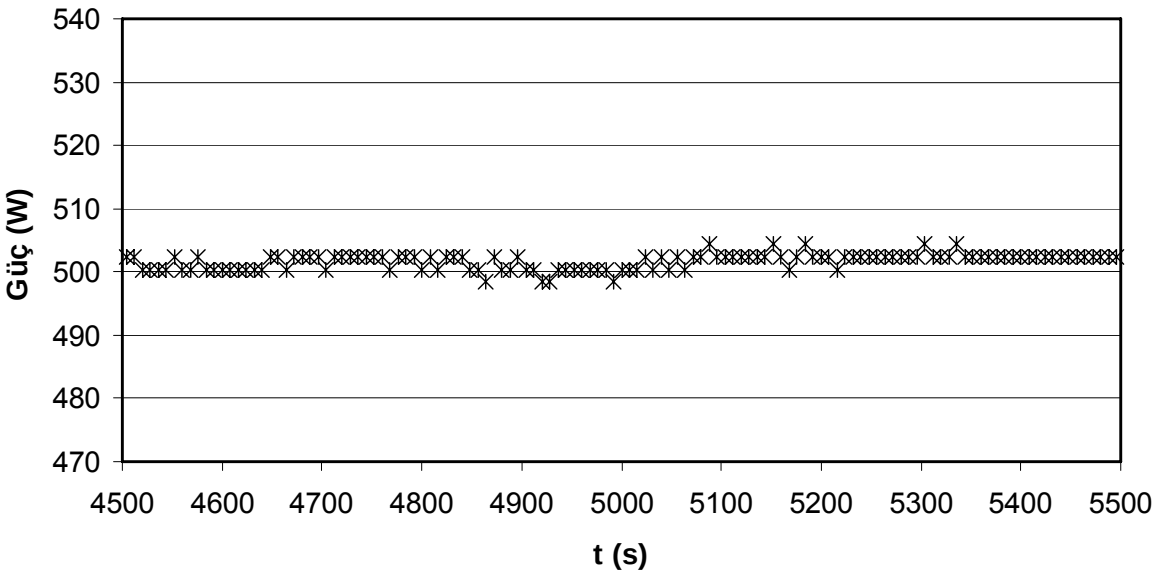


Şekil 5.4. q=943 W/ m^2, Re=22979 şartlarında gerçekleştirilen boş boru deneyi için Nusselt sayısının boru boyunca değişimi.

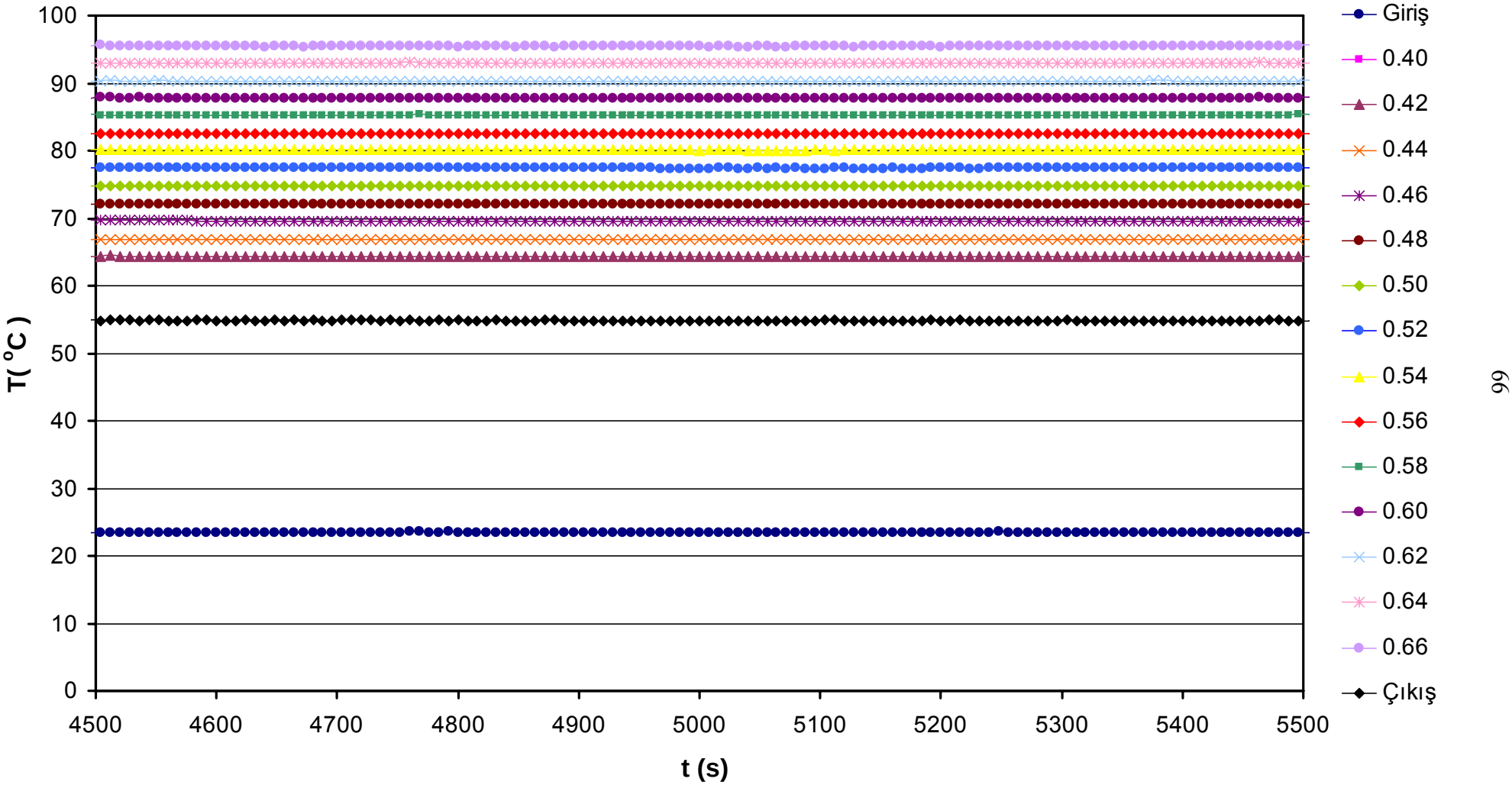
Yapılan boş boru deneylerine diğer bir örnek olarak, P=498 W, q=868 W/m^2, $\dot{m} = 1.499.10^{-2}$ kg/s ve Re=13132 şartlarında gerçekleştirilen deneyin sonuçları Şekil 5.5-5.8'de verilmiştir.

Bu deneyde, deney borusuna uygulanan elektrik gücünün zamana göre değişimi Şekil 5.5'te verilmiştir. Bu şekilden, deney süresince elektrik gücünün 500 W civarında sabit kaldığı görülmektedir.

Şekil 5.6'da, değişik eksenel mesafelerdeki boru dış cidar sıcaklıkları, boru giriş ve çıkışında ölçülen hava sıcaklıklarının zamanla değişimi gösterilmiştir. Deneyin ilk 4500 s'lik kısmında sıcaklıklar dengeye ulaşmadığı için, sıcaklıkların dengeye ulaştığı 4500 s'den sonraki zaman dilimindeki veriler hesaplamalarda dikkate alınmıştır. Şekil 5.6'dan görüldüğü üzere, deney süresince hava giriş sıcaklığı yaklaşık 23.5°C'de sabit kalmıştır. Değişik eksenel mesafelerdeki boru dış yüzey sıcaklıkları da 4500-5500 s aralığında yaklaşık sabit kalmıştır.

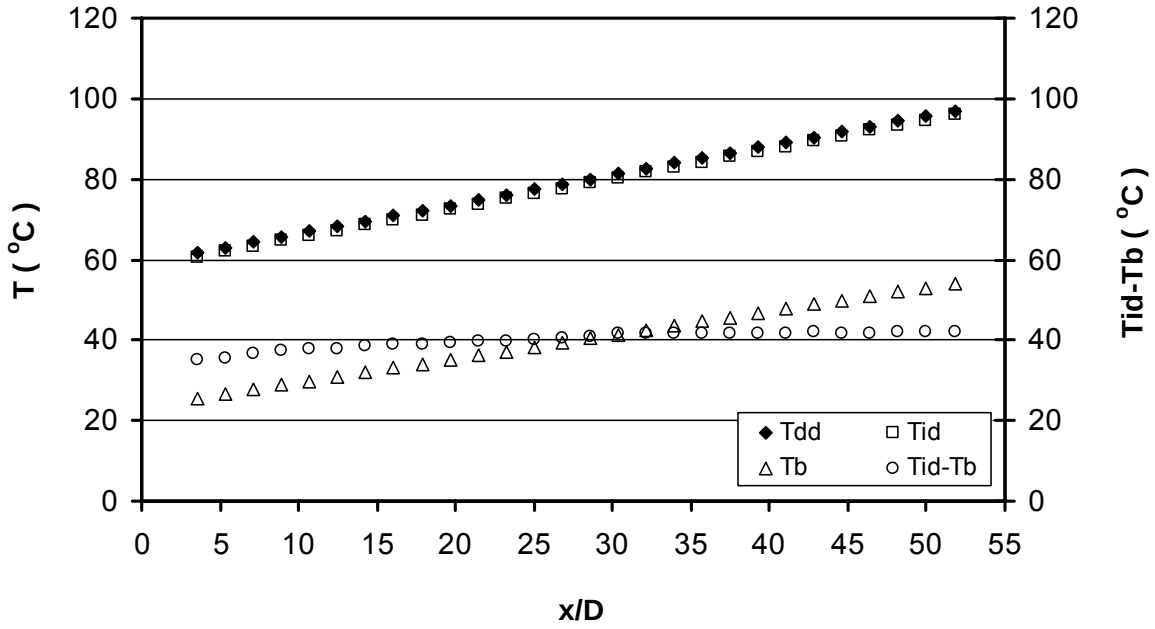


Şekil 5.5. q=868 W/ m^2, Re=13132 şartlarında gerçekleştirilen boş boru deneyinde elektrik gücünün zamana göre değişimi.



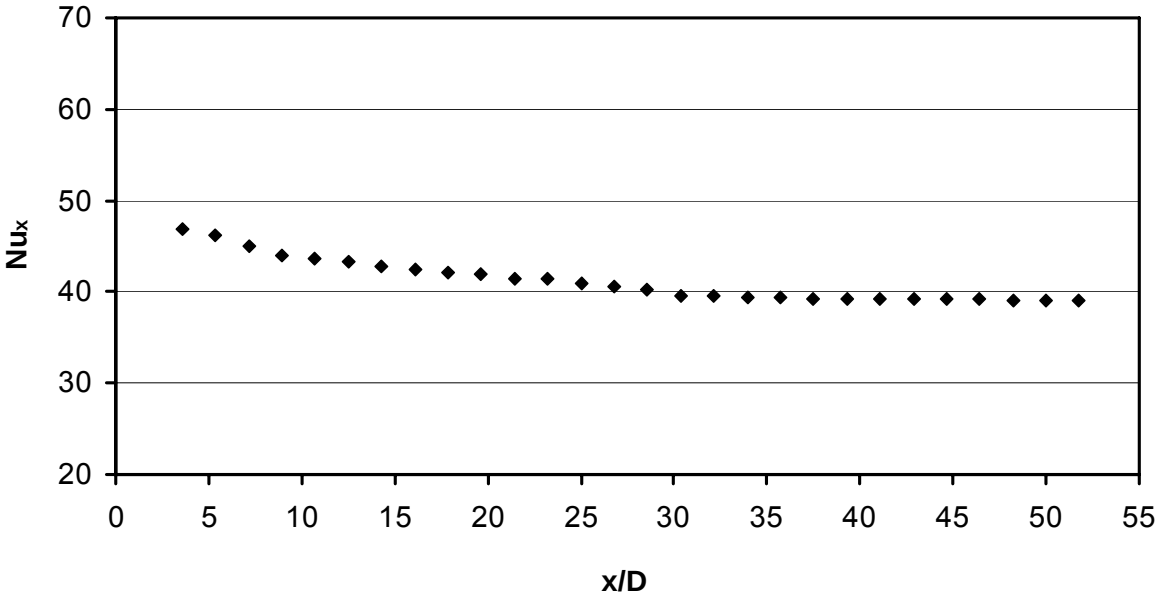
Şekil 5.6. q=868 W/m^2, Re=13132 şartlarında gerçekleştirilen boş boru deneyinde sıcaklıkların zamana göre değişimi.

Şekil 5.7'de aynı deney için, boru dış cidar sıcaklığı (T_{dd}), iç cidar sıcaklığı (T_{id}), ortalama akışkan sıcaklığı (T_b) ve boru iç cidarı ile ortalama akışkan sıcaklığı (T_{id}-T_b) arasındaki farkın ısıtılmış boru boyunca değişimi verilmiştir. Şekilden görüldüğü üzere, boruya uygulanan elektrik gücü boru içerisindeki ortalama akışkan sıcaklığını doğrusal olarak arttırmıştır.



Şekil 5.7. q=868 W/ m^2, Re=13132 şartlarında gerçekleştirilen boş boru deneyinde boru dış cidar sıcaklığı, iç cidar sıcaklığı, ortalama akışkan sıcaklığı ve boru iç cidarı ile ortalama akışkan sıcaklığı arasındaki farkın boru boyunca değişimi.

Hesaplanan yerel Nusselt sayılarının boru boyunca değişimi Şekil 5.8'de gösterilmiş. Bir önceki deneyde olduğu gibi 30D mesafesinden sonra yerel Nusselt sayısının değeri sabit kalmaktadır. Bu deney için yerel Nusselt sayısının değeri 39 civarındadır.



Şekil 5.8. q=868 W/ m^2, Re=13132 şartlarında gerçekleştirilen boş boru deneyi için yerel Nusselt sayısının boru boyunca değişimi.

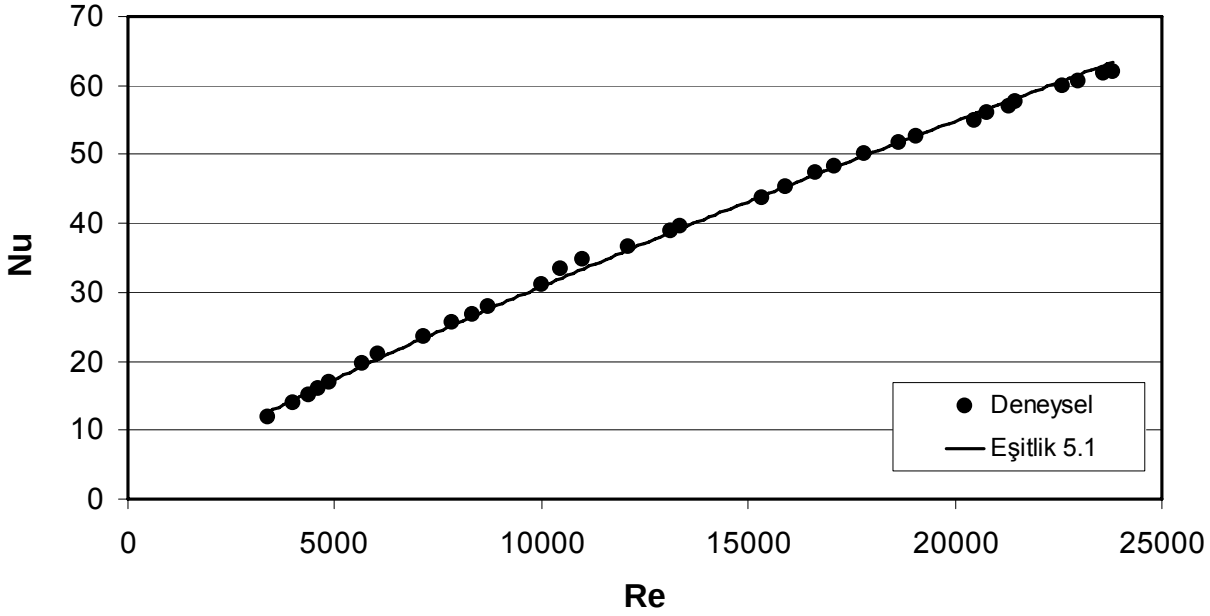
5.1.1. Isı Transferi

Yukarıda örnek olarak verilen boş boru deneylerinden görülmektedir ki yerel Nusselt sayısı boru boyunca 30D mesafesinden sonra hemen hemen sabit kalmaktadır. Yapılan diğer boş boru deneylerinde de durum aynı şekildedir. Bu sebeple boş boru deneylerinin genel değerlendirmesi yapılırken; ısıl olarak tam gelişmenin olduğu, x/D=48.214 (65 nolu ısıl eleman çifti), x/D=50 (66 nolu ısıl eleman çifti) ve x/D=51.786 (67 nolu ısıl eleman çifti) mesafelerindeki Nusselt sayılarının ortalaması alınmıştır. Yapılan bütün boş boru deneylerinden elde edilen Nusselt sayılarının Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 5.9'da verilmiştir. Beklenildiği üzere Reynolds sayısının artması ile Nusselt sayısı da artmaktadır.

Deneylerden elde edilen Nusselt sayılarına, en küçük kareler yöntemiyle uydurulan eğrinin denklemi;

$$Nu = 0.0148\,\mathrm{Re}^{0.8295} \tag{5.1}$$

şeklinde olup bu eğri için R^2=0.9985'dir.



Şekil 5.9. Boş boru deneylerindeki Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.

Literatürde borular içindeki zorlanmış konveksiyon için verilen eşitlikler genellikle Nu=f (Re, Pr) şeklindedir. Ancak, yapılan boş boru deneylerinde Pr sayısının çok fazla değişmemesinden dolayı Denklem 5.1 elde edilirken Pr sayısı dikkate alınmamıştır. Tablo 5.1'de, yukarıda boş boru deneylerine örnek olarak verilen iki deney için Nusselt sayılarının elde edildiği x/d=46.428, 48.214, 50 ve 51.786 mesafelerindeki yerel Pr değerleri verilmiştir.

Tablo 5.1. Farklı eksenel mesafelerdeki yerel Pr sayıları.

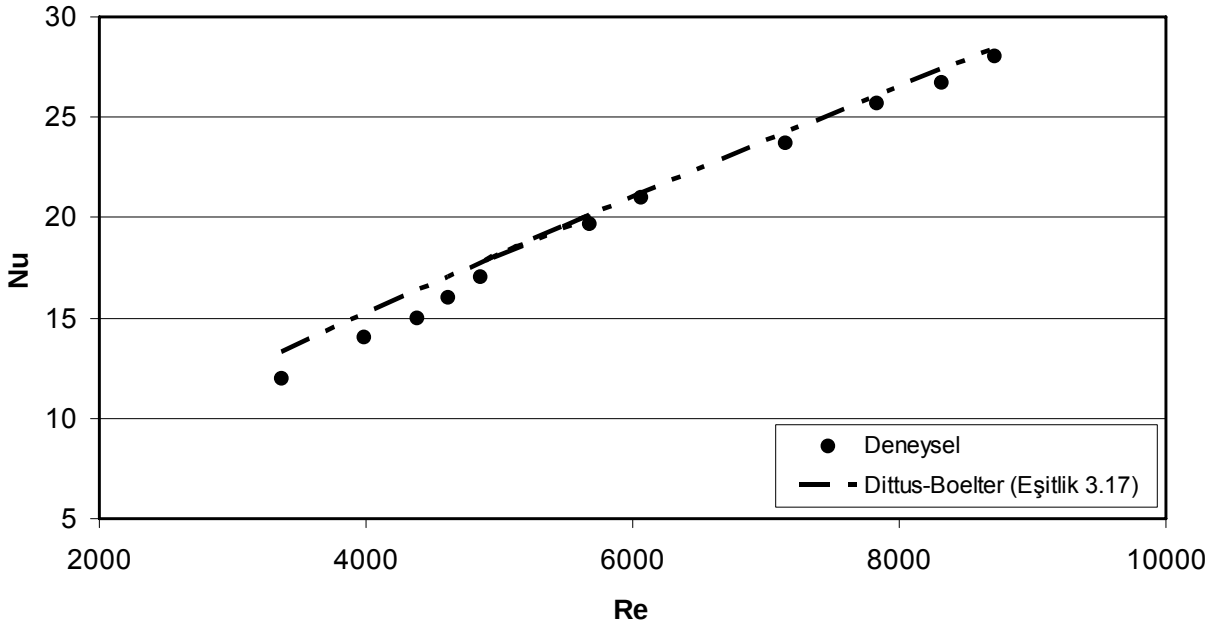
Deney No↓	**Pr**			
x/D →	46.428	48.214	50	51.786
Deney 1(Re=22979)	0.70582	0.705748	0.705674	0.705599
Deney 2(Re=13132)	0.704592	0.704438	0.704281	0.704121

Tablodan da görüldüğü üzere, ıstılmış borunun son kısımları olan bu bölgede bile iki değişik deneyden elde edilen yerel Pr sayıları birbirine çok yakındır. Diğer yapılan boş boru deneylerinde de aynı şekildedir. Yapılan boş boru deneylerinde yerel Pr sayısı 0.7 ile 0.707 arasında değişmiştir. Bu nedenle yapılan boş boru deneylerinde Pr sayısının etkisi ihmal edilmiştir.

Boş boru deneylerinden elde edilen Nusselt sayılarının doğruluğunu test etmek amacıyla; elde edilen sonuçlar literatürde mevcut tam gelişmiş akışta pürüzsüz borular için verilmiş eş-ilişkilerle karşılaştırılmıştır. Bunun için Tablo 3.1'de verilen eş-ilişkiler kullanılmıştır.

Ancak Tablo 3.1'de verildiği gibi bu eş-ilişkilerin uygulama şartları yani geçerli oldukları Re ve Pr sayısı aralıkları farklıdır. Bu nedenle, elde edilen sonuçların bu eşitliklerle karşılaştırılması, geçerli oldukları aralıklara göre farklı grafikler üzerinde gösterilmiştir.

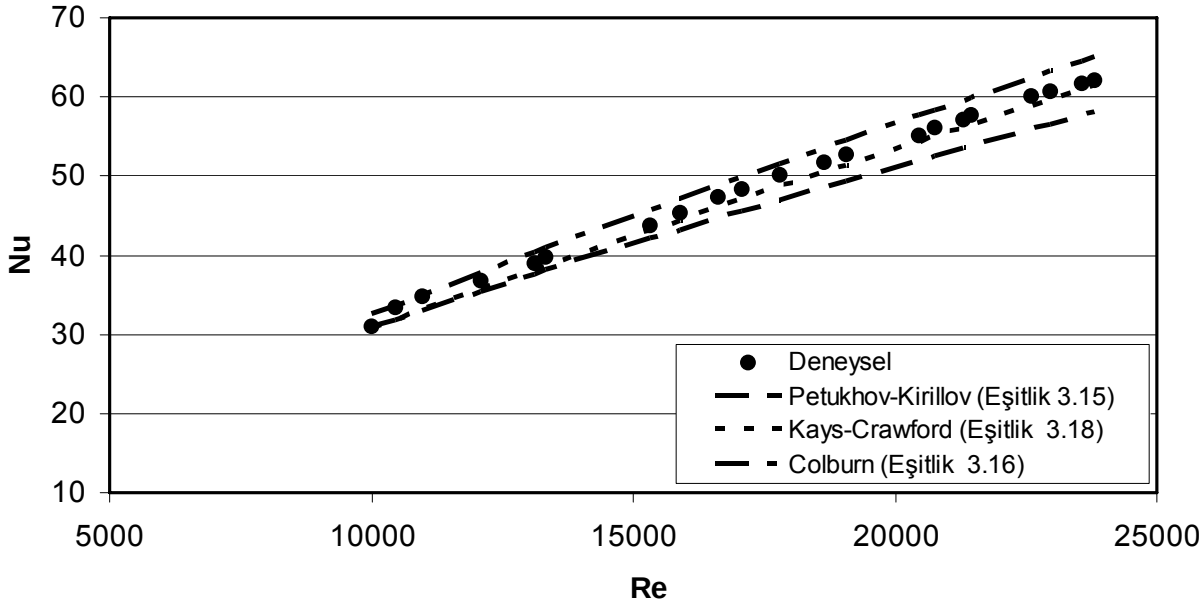
Şekil 5.10-Şekil 5.12'de boş boru deneylerinden elde edilen Nusselt sayılarının Petukhov-Kirillov (Eşitlik 3.15), Colburn (Eşitlik 3.16), Dittus-Boelter (Eşitlik 3.17), Kays-Crawford (Eşitlik 3.18) ve Gnielinski (Eşitlik 3.20), tarafından verilen eşitliklerle karşılaştırılması görülmektedir.



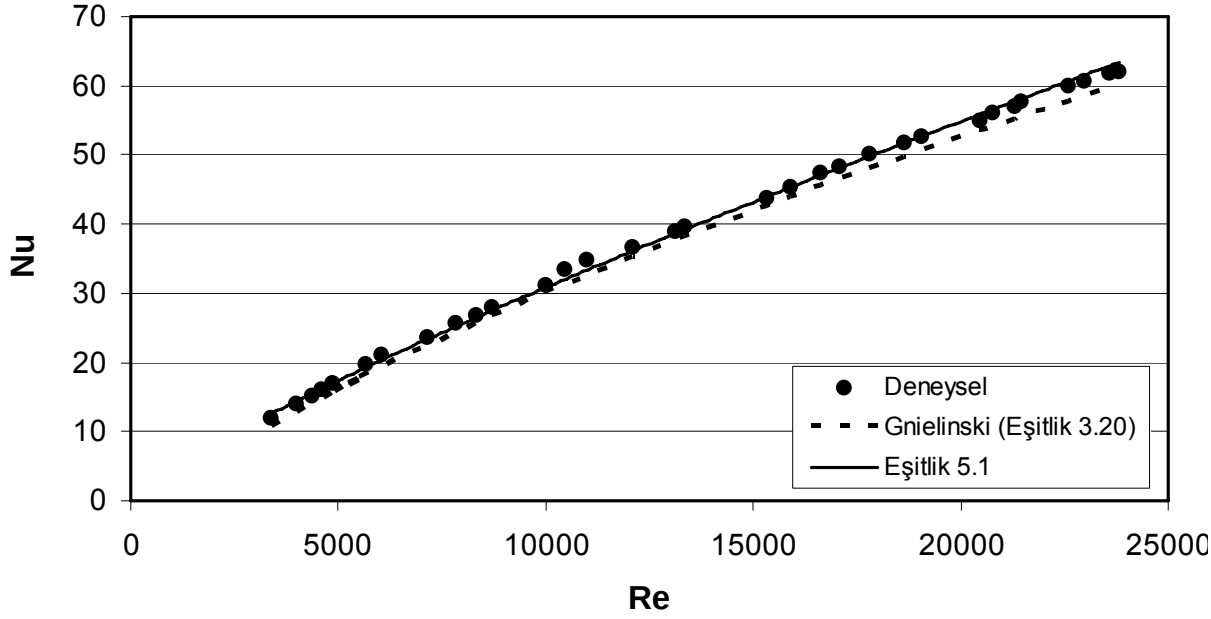
Şekil 5.10. Deneysel Nusselt sayılarının Eşitlik (3.17) ile karşılaştırılması.

Bu şekillerden görüldüğü üzere, boş boru deneylerinden elde edilen Nusselt sayıları, yaygın olarak kullanılan literatürde mevcut tam gelişmiş akışta pürüzsüz borular için verilmiş eş-ilişkilerle iyi bir uyum göstermektedir. Şekil 5.10'da, düşük Re sayılarında deneysel Nu sayılarının Eşitlik (3.17) ile çok uyumlu olmadıkları ve Reynolds sayısının

yaklaşık 5000 değerinden sonra uyumlu oldukları görülmektedir. Şekil 5.11'de gösterilen karşılaştırmalarda ise Eşitlik 3.16'nın verdiği değerlerin elde edilen deneysel değerlerden daha yüksek olduğu ve Eşitlik 3.15 ve Eşitlik 3.18'in verdiği Nusselt değerlerinin elde edilen deneysel değerlerden daha düşük olduğu görülmektedir.



Şekil 5.11. Deneysel Nusselt sayılarının literatürde mevcut farklı eşitliklerle karşılaştırılması.



Şekil 5.12. Deneysel Nusselt sayılarının Eşitlik 3.20 ile karşılaştırılması.

Şekil 5.12'de deneylerden elde edilen Nusselt değerleri Eşitlik 5.1 ve Eşitlik 3.20 ile karşılaştırılmıştır. Şekilden görüldüğü gibi deneysel verilere uydurulan eğri ile Gnielinski'nin verdiği Eşitlik 3.20 iyi bir uyum göstermektedir.

Yapılan boş boru deneylerinde, akışkan sıcaklığı ile boru cidar sıcaklığı arasındaki farkın etkisini dikkate alan Bölüm 3'te verilen Sieder Tate [110] ve Kakaç [111] tarafından verilen düzeltme faktörleri (f_T) hesaplanmıştır. Hesaplanan f_T değerleri 0.9 ile 1 arasında değişmektedir. Bu sebeple gerçekleştirilen boş boru deneylerinden elde edilen değerlerde düzeltme faktörü kullanılmamıştır.

5.1.2 Sürtünme Kaysayısı

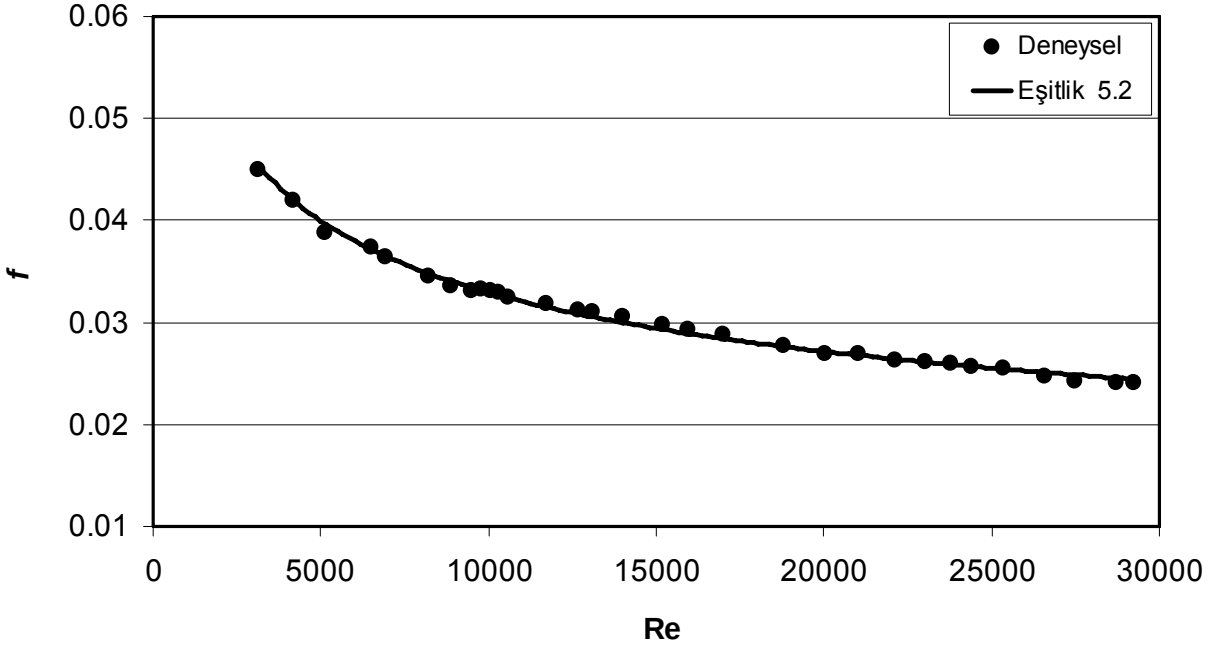
Basınç düşümü ölçümleri, boruya ısı akımı uygulamadan, ısı transferi deneylerinden bağımsız olarak gerçekleştirilmiştir. Boş boru deneylerinden elde edilen sürtünme katsayıları literatürdeki bağıntılarla karşılaştırılarak, bu bağıntılarla uyumu incelenmiştir. Şekil 5.13'de boş boruda ölçülen basınç düşümü verileri kullanılarak hesaplanmış sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi gösterilmiştir. Sürtünme katsayısı düşük Reynolds sayılarında yüksek olup; Reynolds sayısının artması ile azalmaktadır.

Deneylerden elde edilen sürtünme katsayısı (f) değerlerine, en küçük kareler yöntemiyle uydurulan eğrinin denklemi;

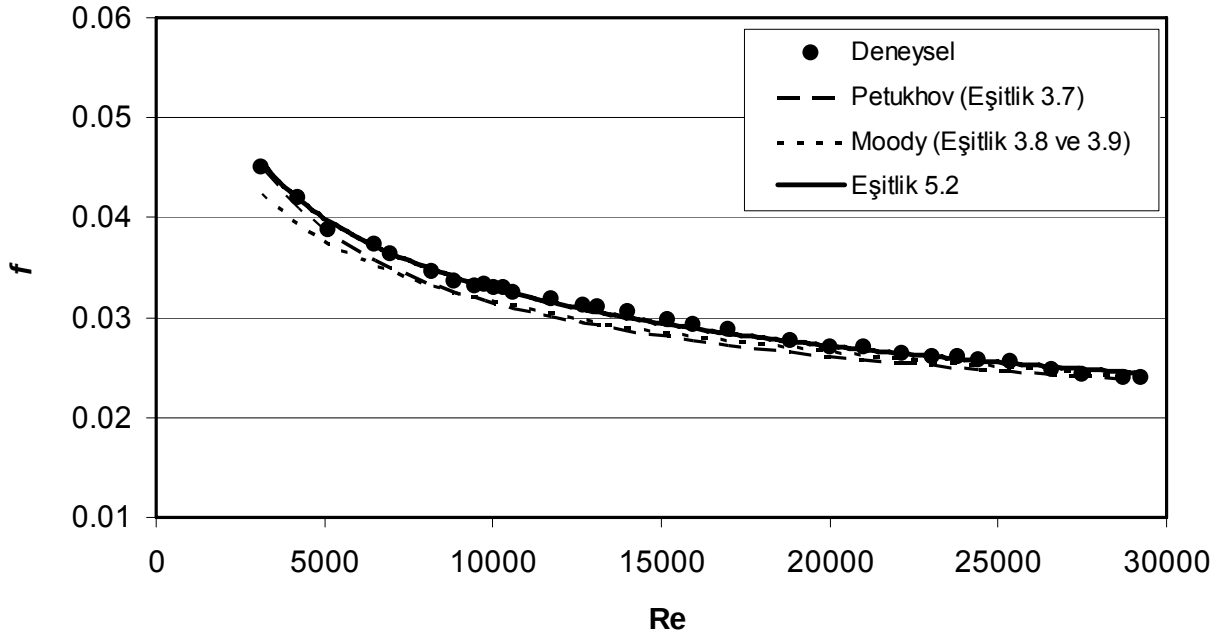
$$f = 0.4282\,\mathrm{Re}^{-0.2785} \qquad (6.2)$$

şeklinde olup bu eğri için R^2=0.9948'dir.

Şekil 5.14'de boş boru deneylerinden elde edilen sürtünme katsayılarının, Petukhov [103] ve Moody [104] tarafından önerilen eşitliklerle karşılaştırılması verilmiştir. Şekilden görüldüğü gibi deneylerden elde edilen sürtünme katsayısı, literatürle uyumludur.



Şekil 5.13. Boş boru deneylerinden elde edilen sürtünme katsayılarının Reynolds sayısı ile değişimi.



Şekil 5.14. Boş boru deneylerinden elde edilen sürtünme katsayılarının literatürle karşılaştırılması.

5.2. Boru İçerisine Helisel Teller Yerleştirilerek Yapılan Deneyler

Helisel tellerin olduğu durumda yapılan deneyler de boş boru deneylerine benzer şekilde elektrik gücü ve hava debisi değiştirilerek yapılmıştır. Kullanılan tellerin şematik gösterimi ve fiziksel büyüklükleri sırasıyla Şekil 4.5 ve Tablo 4.1'de verilmiştir. Deneylerde 6 farklı tel grubu kullanılmıştır. Tellerle yapılan deneylerde de havanın boruya giriş sıcaklığı deney düzeneğinin bulunduğu ortamın sıcaklığına bağlı olarak değişmiştir. Aşağıda tel hatve oranının (P/D), ısı transferi ve basınç düşümüne etkisi, incelenen her bir tel grubu için detaylı olarak verilmiştir

5.2.1. H1 Nolu Helisel Tel Grubu ile Yapılan Deneyler

H1 nolu tel grubu, tel kesitindeki eşkenar üçgenin kenar uzunluğu (a) 4 mm, 1 mm cidardan ayrıklık mesafesine (s) sahip tellerin farklı hatve oranlarının (P/D=1, P/D=2, P/D=3) olduğu gruptur. Boru içerisine H1 nolu tel grubu yerleştirilerek yapılan deneylerde Reynolds sayısı 3514-27188 ve ısı akım şiddeti 402.68 ile 1295.37 W/m^2 arasında değişmiştir. Şekil 5.15-Şekil 5.17'de sırasıyla farklı hatve oranları için Nusselt sayısı, sürtünme katsayısı ve net iyileşme oranının Reynolds sayısı ile değişimleri verilmiştir. Elde edilen Nusselt sayıları, ısıl olarak tam gelişmiş bölgede yer alan (x/D=48.214, x/D=50 ve x/D=51.786) son üç ısıl eleman çiftinin bulunduğu noktalardaki verilerin aritmetik ortalaması alınarak elde edilmiştir. Farklı hatve oranları için (P/D=1, P/D=2, P/D=3) elde edilen Nusselt değerlerine en küçük kareler metodu ile uydurulan eğrilerin denklemleri sırasıyla,

$$Nu = 0.0777.\mathrm{Re}^{0.7216} \tag{5.3}$$

$$Nu = 0.0897.\mathrm{Re}^{0.6859} \tag{5.4}$$

$$Nu = 0.0695.\mathrm{Re}^{0.6988} \tag{5.5}$$

şeklinde olup, P/D=1, P/D=2, P/D=3 için sırasıyla R^2=0.9971, 0.9979 ve 0.9932'dir.

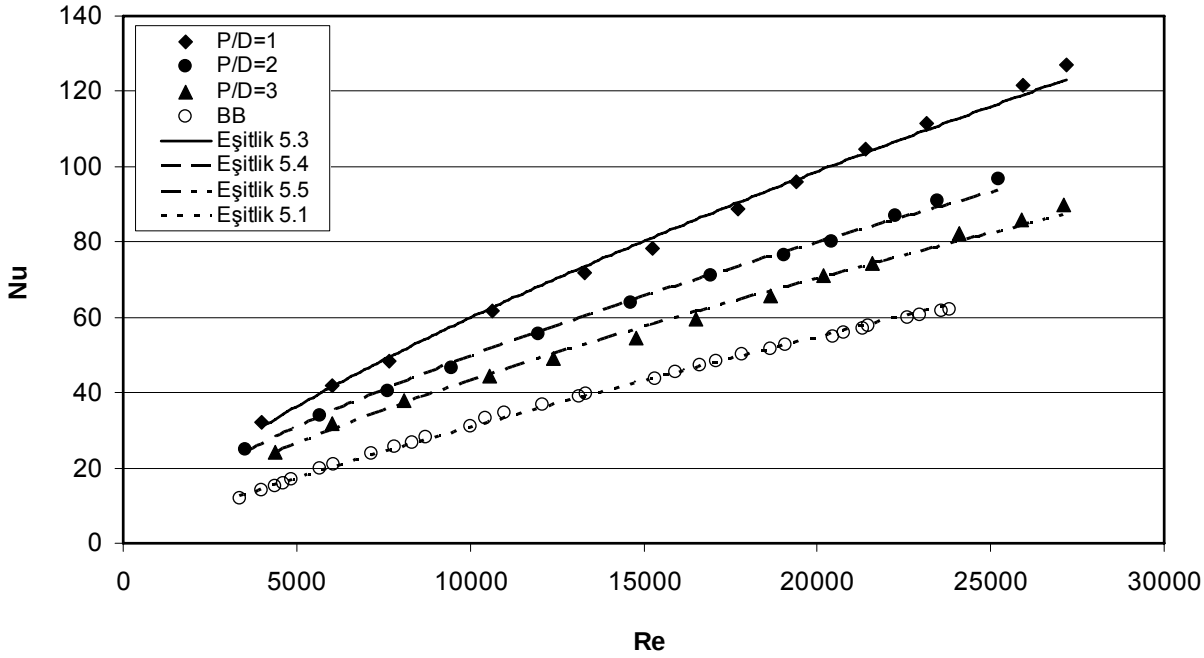
P/D=1, P/D=2, P/D=3 durumlarında yapılan deneylerden elde edilen sürtünme katsayılarına uydurulan eğrilerin denklemleri sırasıyla aşağıda verildiği gibidir:

$$f = 2.1669.\mathrm{Re}^{-0.2837} \tag{5.6}$$

$$f = 3.3637.\mathrm{Re}^{-0..3735} \tag{5.7}$$

$$f = 3.9127.\mathrm{Re}^{-0..3995} \tag{5.8}$$

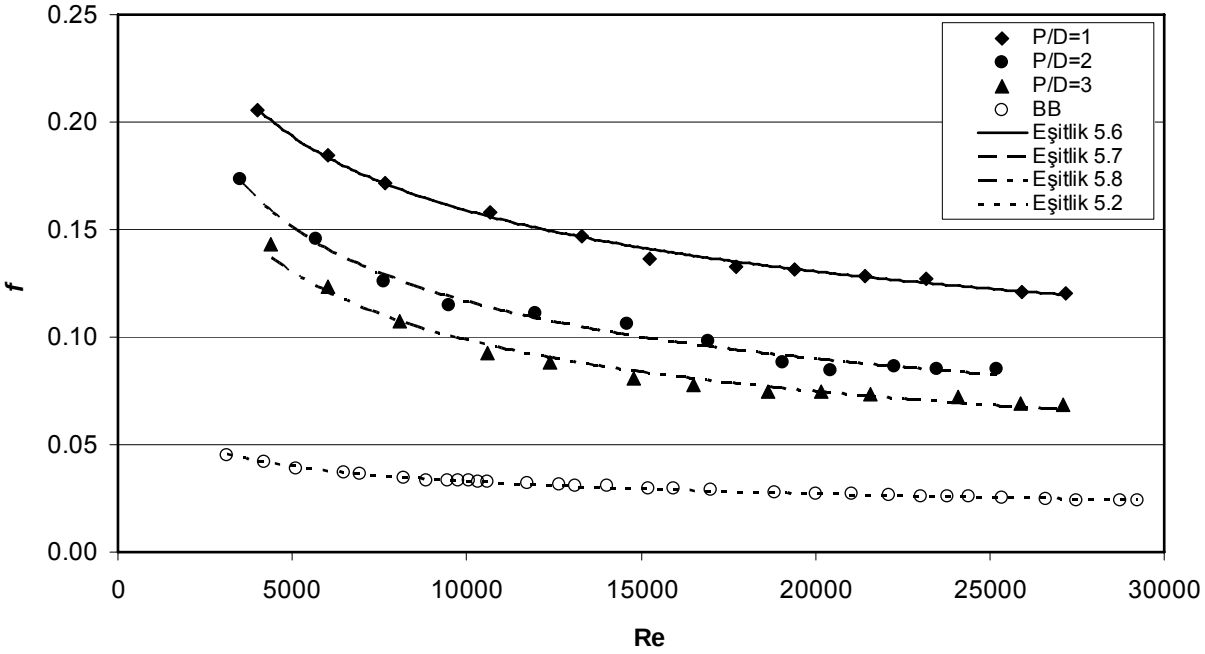
Bu denklemler için sırasıyla R^2=0.9946, 0.9815 ve 0.9813'tür.



Şekil 5.15. Farklı hatve oranları için H1 grubuna ait Nusselt sayılarının Reynolds sayısı ile değişimi.

Şekil 5.15'den görüldüğü üzere P/D hatve oranını attıkça ısı transferi artmaktadır. Boru içerisine yerleştirilen teller boş boruya göre ısı transferinde ciddi artışlara sebep olmuştur. Isı transferindeki en çok artış, hatve oranının en küçük olduğu P/D=1 durumunda gerçekleşmiştir. Çünkü hatve oranının azalması ile tel sarım sayısı artmakta ve akışın daha iyi karışarak ısı transferinin artmasına neden olmaktadır. P/D=1 durumunda Reynolds sayısı 4004 iken Nusselt sayısı boş boru ya göre 2.23 kat ve Reynolds sayısı 27188 iken yaklaşık 1.8 kat artmıştır.

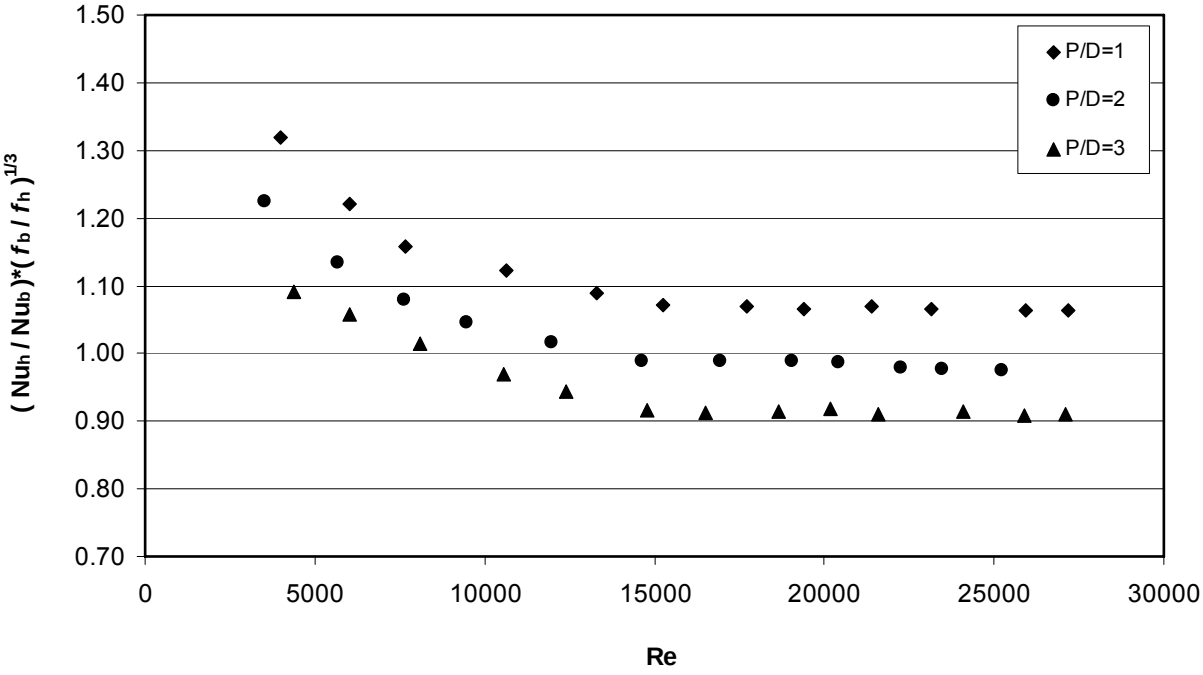
Ancak ısı transferindeki bu artışla basınç düşümünde meydana gelen artışta kaçınılmazdır. Şekil 5.16'da en yüksek sürtünme katsayısının akışa karşı en çok direnç gösteren P/D=1 durumunda olduğu görülmüştür. Sarım sayısının artması akış alanını bozarak, daha fazla sürtünmeye ve dirence sebebiyet vermektedir.



Şekil 5.16. Farklı hatve oranları için H1 grubuna ait sürtünme katsayılarının Reynolds sayısı ile değişimi.

Helisel tellerin boru içerisine yerleştirilmesi, hem ısı transferini hem de sürtünme katsayısını arttırmıştır. Bu nedenle sonuçtaki net kazancı yani toplam net iyileşme oranını belirlemek için performans kriteri olarak Eşitlik 4.32 kullanılmıştır. Performans değerlendirilmesi yapılırken, telli boru ile boş borudaki ısı transferi, aynı pompalama gücünde yapılmıştır. Net bir enerji kazanımın olabilmesi için, net iyileşme oranının 1'den büyük olmalıdır. Net iyileşme oranlarının Reynolds sayısına göre değişimi Şekil 5.17'de gösterilmiştir. Hatve oranının azalması ile net iyileşme artmaktadır.

Net iyileşme eğrisinin genel eğilimi Reynolds sayısının artması ile azalmakta ve Reynolds sayısının yaklaşık 15000 değerinden sonra hemen hemen sabit kalmaktadır. En yüksek %32'lik bir net iyileşme oranı P/D=1 durumunda Reynolds sayısının 4004 değerinde elde edilmiştir. P/D=2 durumunda Reynolds sayısının yaklaşık 12000 ve P/D=3 durumunda Reynolds sayısının yaklaşık 8076 değerinden sonra net bir kazanç elde edilememiştir.



Şekil 5.17. Farklı hatve oranları için H1 grubuna ait net iyileşme oranlarının Reynolds sayısı ile değişimi.

5.2.2. H2 Nolu Helisel Tel Grubu ile Yapılan Deneyler

Tel kesitindeki eşkenar üçgenin kenar uzunluğu (a) 5 mm, cidardan 1 mm ayrıklık mesafesine (s) sahip tellerin farklı hatve oranlarının (P/D=1, P/D=2, P/D=3) olduğu grup, H2 nolu tel grubudur. H2 nolu tel grubunun boru içerisine yerleştirilmesiyle yapılan deneylerde Reynolds sayısı 3580-26881 ve ısı akım şiddeti 395.23 ile 1120.85 W/m^2 arasında değişmiştir. Şekil 5.18-Şekil 5.20'de sırasıyla farklı hatve oranları için Nusselt sayısı, sürtünme katsayısı ve net iyileşme oranının Reynolds sayısı ile değişimleri verilmiştir. En küçük kareler metodu ile farklı hatve oranları için (P/D=1, P/D=2, P/D=3) elde edilen Nusselt sayılarına uydurulan eğrilerin denklemleri sırasıyla,

$$Nu = 0.0807\,\mathrm{Re}^{0.7235} \tag{5.9}$$

$$Nu = 0.0641\,\mathrm{Re}^{0.7433} \tag{5.10}$$

$$Nu = 0.0749\,\mathrm{Re}^{0.7112} \tag{5.11}$$

şeklinde olup, P/D=1, P/D=2, P/D=3 için sırasıyla R^2=0.9986, 0.9989 ve 0.9975'dir.

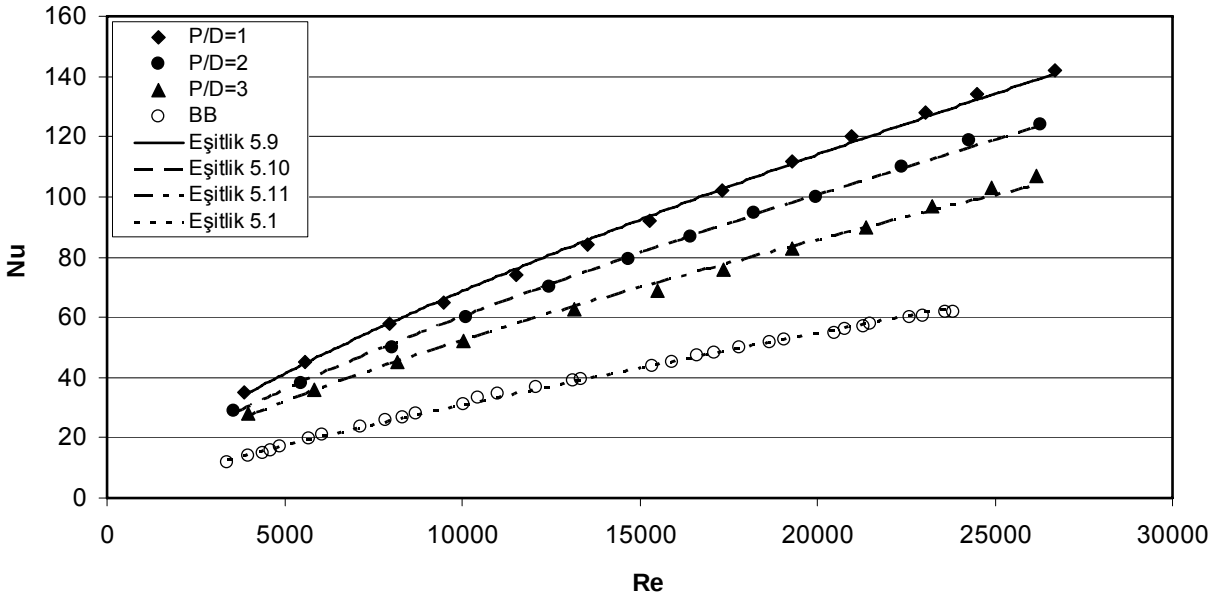
P/D=1, P/D=2, P/D=3 durumlarında yapılan deneylerden elde edilen sürtünme katsayılarına uydurulan eğrilerin denklemleri sırasıyla aşağıda verildiği gibidir.

$$f = 2.4\,\mathrm{Re}^{-0.2674} \tag{5.12}$$

$$f = 1.9382\,\mathrm{Re}^{-0..2697} \tag{5.13}$$

$$f = 3.381\,\mathrm{Re}^{-0..3479} \tag{5.14}$$

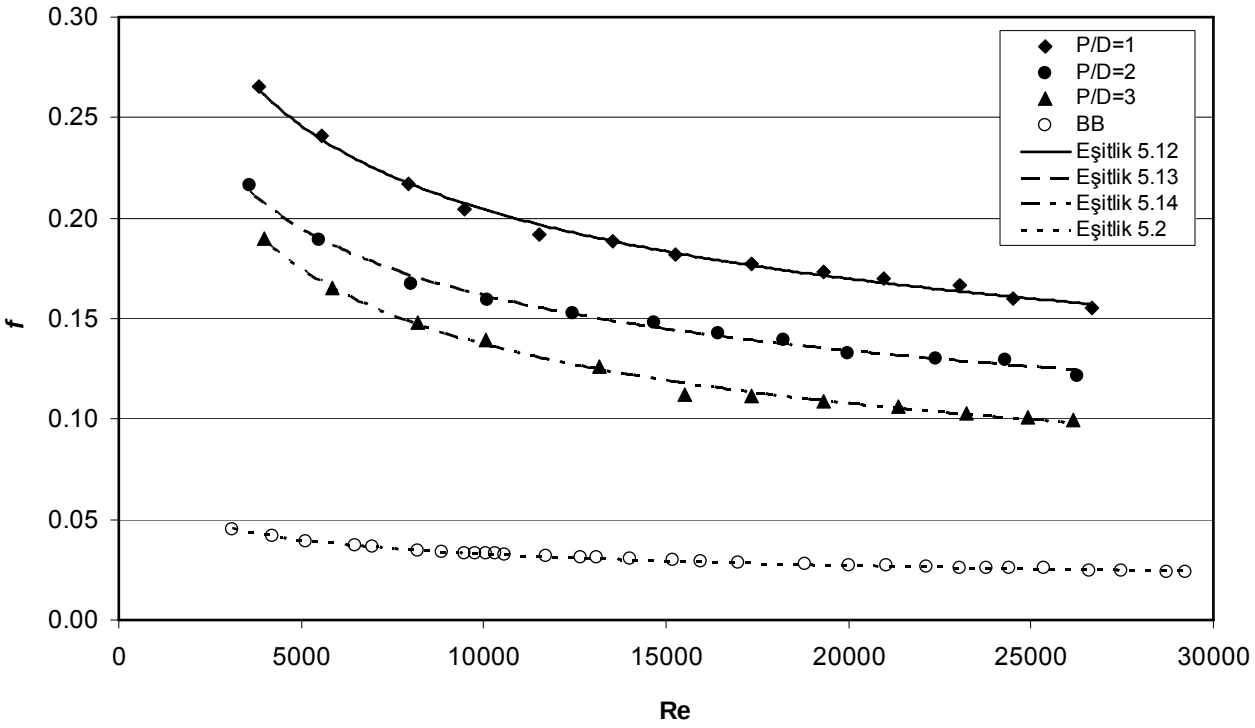
Bu denklemler için sırasıyla R^2=0.9944, 0.9917 ve 0.9826'dır.



Şekil 5.18. Farklı hatve oranları için H2 grubuna ait Nusselt sayılarının Reynolds sayısı ile değişimi.

Şekil 5.18'de H2 tel grubuna ait Nusselt sayılarının Reynolds sayısı ile değişimi gösterilmiştir. H1 grubuna benzer şekilde ısı transferindeki en çok artış, hatve oranının en küçük olduğu P/D=1 durumunda gerçekleşmiştir. Reynolds sayısı arttıkça farklı hatve oranlarındaki Nusselt sayısı verileri ile boş boru verileri arasındaki açıklık artmaktadır. Ancak oransal olarak küçük Reynolds sayılarındaki Nusselt sayılarının boş

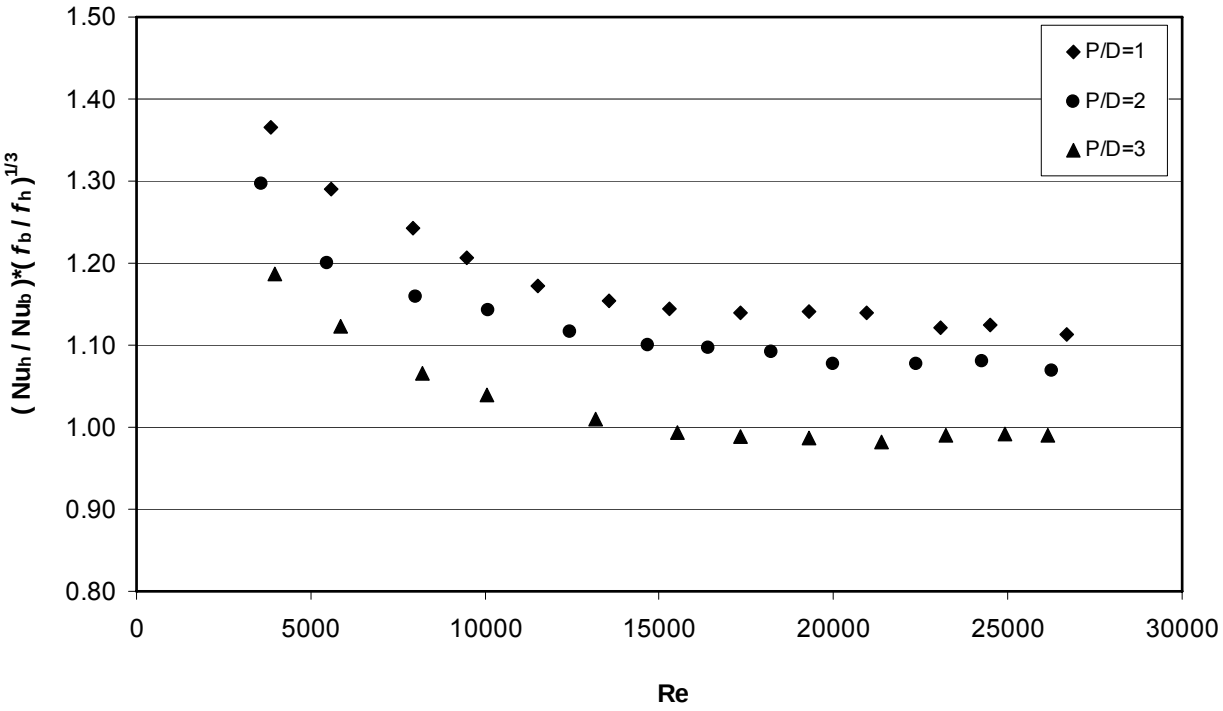
borudaki Nusselt sayılarına oranı daha büyüktür. Örneğin en çok ısı transferinin olduğu P/D=1 durumunda Reynolds sayısı 3858 iken Nusselt sayısı boş boruya göre 2.5 kat ve Reynolds sayısı 26681 iken 2 kat artmıştır.



Şekil 5.19. Farklı hatve oranları için H2 grubuna ait sürtünme katsayılarının Reynolds sayısı ile değişimi.

H2 grubuna ait sürtünme katsayılarının Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 5.19'da verilmiştir: Şekil 5.16'ya bakıldığında, H1 grubu ile Şekil 5.19'da H2 grubuna ait sürtünme katsayıları arasındaki fark açıkça görülmektedir. Tel kenar uzunluğunun artmasıyla basınç düşümü de bariz bir şekilde artmaktadır. Sarım sayısının en fazla olduğu ve akış alanını en fazla bozan P/D=1 durumunda sürtünme katsayısı en büyüktür. Hatve oranı azaldıkça basınç düşümü de artmaktadır.

Şekil 5.18 ve Şekil 5.19'un ortak değerlendirme sonucu olan Şekil 5.20'de H2 grubuna ait net iyileşme oranları verilmiştir. Şekilden görüldüğü üzere, P/D=1 ve P/D=2 için bütün Reynolds sayılarında net iyileşme sağlanırken; P/D=3 için Reynolds sayısının 15000 değerinde sonra net iyileşme sağlanamamıştır. Çünkü Reynolds sayısının 15000 değerinden sonra akış sürtünmesi ısı transferinden daha baskın hale gelmiştir.



Şekil 5.20. Farklı hatve oranları için H2 grubuna ait net iyileşme oranlarının Reynolds sayısı ile değişimi.

5.2.3. H3 Nolu Helisel Tel Grubu ile Yapılan Deneyler

H3 nolu tel grubu, tel kesitindeki eşkenar üçgenin kenar uzunluğu (a) 6 mm, cidardan 1 mm ayrıklık mesafesine (s) sahip tellerin farklı hatve oranlarının (P/D=1, P/D=2, P/D=3) olduğu gruptur. Bu tel grubu ile yapılan deneylerde Reynolds sayısı 4104-26256 ve ısı akım şiddeti 406.78 ile 1258.97 W/m^2 arasında değişmiştir. Şekil 5.21-Şekil 5.23'de sırasıyla farklı hatve oranları için Nusselt sayısı, sürtünme katsayısı ve net iyileşme oranının Reynolds sayısı ile değişimleri verilmiştir. Farklı hatve oranları için (P/D=1, P/D=2, P/D=3) elde edilen Nusselt değerlerine en küçük kareler metodu ile uydurulan eğrilerin denklemleri sırasıyla,

$$Nu = 0.1405\,\mathrm{Re}^{0.6912} \tag{5.15}$$

$$Nu = 0.1185\,\mathrm{Re}^{0.6959} \tag{5.16}$$

$$Nu = 0.1107\,\mathrm{Re}^{0.6876} \tag{5.17}$$

şeklinde olup, P/D=1, P/D=2, P/D=3 için sırasıyla R^2=0.9982, 0.9953 ve 0.9982'dir.

P/D=1, P/D=2, P/D=3 durumlarında yapılan deneylerden elde edilen sürtünme katsayılarına uydurulan eğrilerin denklemleri sırasıyla aşağıda verildiği gibidir.

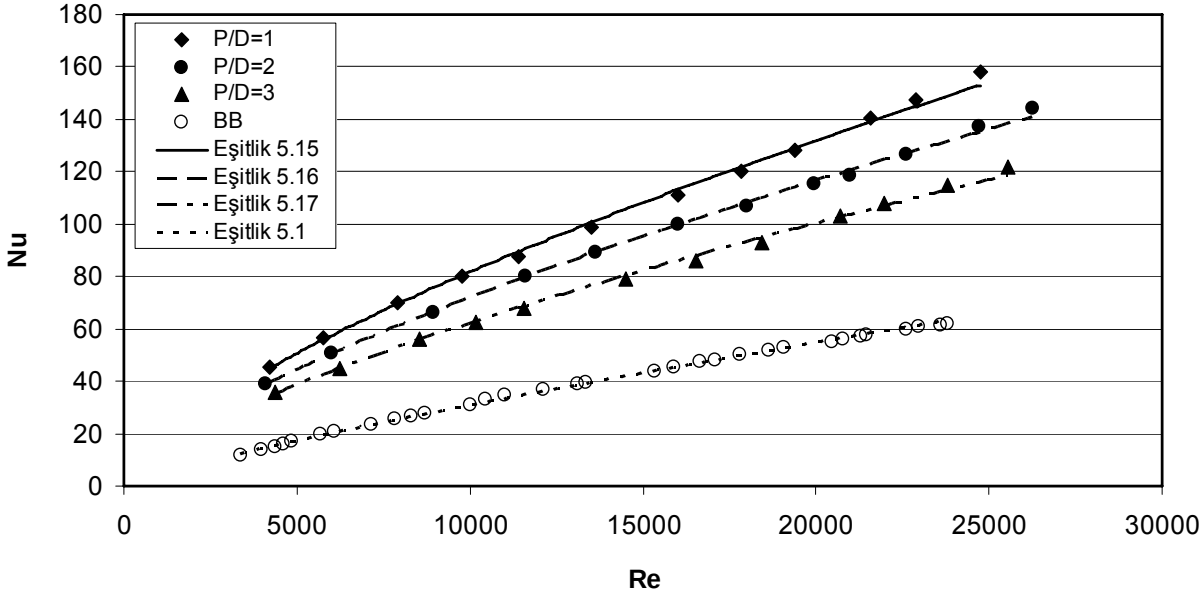
$$f = 6.767\,\mathrm{Re}^{-0.3586} \tag{5.18}$$

$$f = 5.82\,\mathrm{Re}^{-0..3597} \tag{5.19}$$

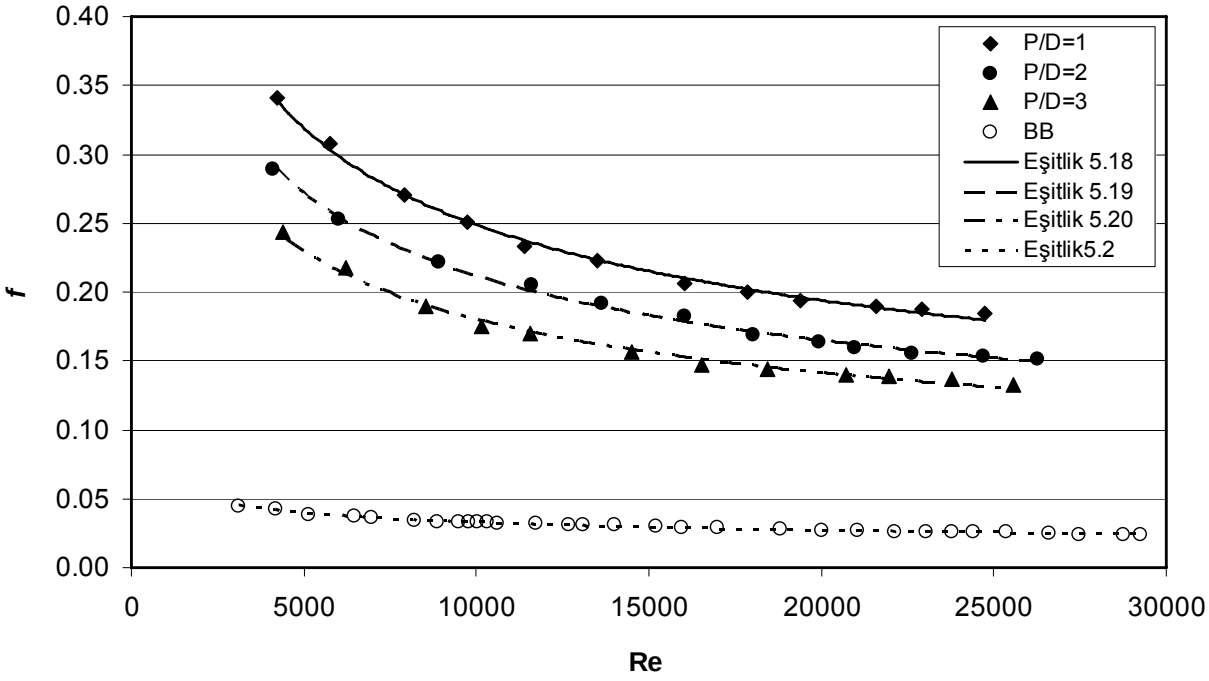
$$f = 4.4907\,\mathrm{Re}^{-0.3491} \tag{5.20}$$

Bu denklemler için sırasıyla R^2=0.9957, 0.9958 ve 0.9811'dir.

Şekil 5.21'de H3 grubu için Nusselt sayılarının Reynolds sayısı ile değişimi gösterilmiştir. Şekilden görüldüğü üzere, H3 grubunda tel kenar uzunluğunun (a) artması ile birlikte her üç hatve oranı için Nusselt sayısı H1 ve H2 grubunda elde edilen Nusselt sayılarından yüksektir. Tel kenar uzunluğunun artması ile akış alanı bozularak laminer alt tabakayı parçalamaktadır. H3 grubu için en yüksek ısı transferi P/D=1 durumunda gerçekleşmektedir. P/D=1 durumunda, tel ile boru iç cidarı arasında akış hızı artmakta ve oluşan girdaplar akışın daha iyi karışarak, ısı transferinin artmasına neden olmaktadır. Girdaplar akış sürtünmesi ve sınır tabaka ayrılmalarıyla oluşurlar. P/D=1 durumunda akış sürtünmesi en fazla olup; en yüksek sürtünme katsayısı bu durumda gözlenmiştir.



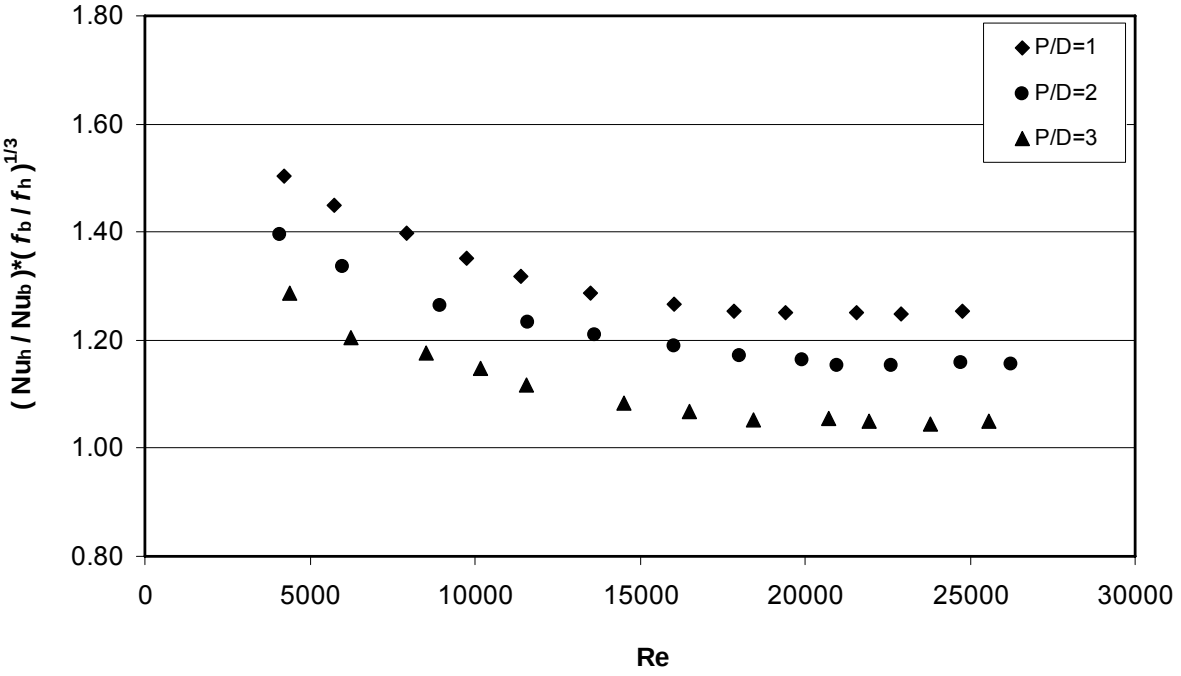
Şekil 5.21. Farklı hatve oranları için H3 grubuna ait Nusselt sayılarının Reynolds sayısı ile değişimi.



Şekil 5.22. Farklı hatve oranları için H3 grubuna ait sürtünme katsayılarının Reynolds sayısı ile değişimi.

Şekil 5.22'de H3 grubu için elde edilen sürtünme katsayılarının Reynolds sayısına göre değişimi verilmiştir. P/D=3 durumunda diğer durumlara göre sarım sayısı az olduğu için akış türbülansı azalmakta ve dolayısı ile basınç düşümü azalmaktadır. En yüksek %50'lik bir net iyileşmeye Re sayısının 4220 değeri için P/D=1 durumunda ulaşılmıştır.

Şekil 5.23'de verilen net iyileşme oranlarına bakıldığında bütün hatve durumlarında net kazanç elde edildiği görülmektedir. H3 tel grubunun boru içerisine yerleştirilmesiyle basınç düşümü ve ısı transferi boş boruya göre kaydadeğer artış göstermiştir. Ancak sabit pompalama gücüne göre yapılan performans değerlendirmesinde ısı transferindeki artışın basınç düşümündeki artıştan daha baskın olması nedeniyle deney yapılan bütün Reynolds sayılarında net iyileşme elde edilmiştir.



Şekil 5.23. Farklı hatve oranları için H3 grubuna ait net iyileşme oranlarının Reynolds sayısı ile değişimi.

5.2.4. H4 Nolu Helisel Tel Grubu ile Yapılan Deneyler

H4 nolu helisel tel grubu H1 grubundan farklı olarak cidardan 2 mm ayrıklık mesafesinde (s) boru içerisine yerleştirilmiştir. Tel kesitindeki eşkenar üçgen kalınlığı 4 mm olup, benzer şekilde P/D=1, P/D=2 ve P/D=3 hatve oranlarında Reynolds sayısının 4953 ile 24960 değerleri arasında deneyler gerçekleştirilmiştir. Deneylerde ısı akım şiddeti 398.48 ile 1191.64 W/m^2 arasında değişmiştir. Farklı hatve oranları (P/D=1, P/D=2 ve P/D=3) için yapılan deneylerden elde edilen Nusselt sayılarına en küçük kareler metoduyla uydurulan eğrilerin denklemleri sırasıyla aşağıda verildiği gibidir.

$$Nu = 0.0923\,\mathrm{Re}^{0.6858} \qquad (5.21)$$

$$Nu = 0.1492\,\mathrm{Re}^{0.6192} \tag{5.22}$$

$$Nu = 0.1085\,\mathrm{Re}^{0.6376} \tag{5.23}$$

Bu denklemler için sırasıyla R^2=0.9982, 0.9916 ve 0.9918'dir.

P/D=1, P/D=2, P/D=3 durumlarında yapılan deneylerden elde edilen sürtünme katsayılarına uydurulan eğrilerin denklemleri sırasıyla aşağıda verildiği gibidir.

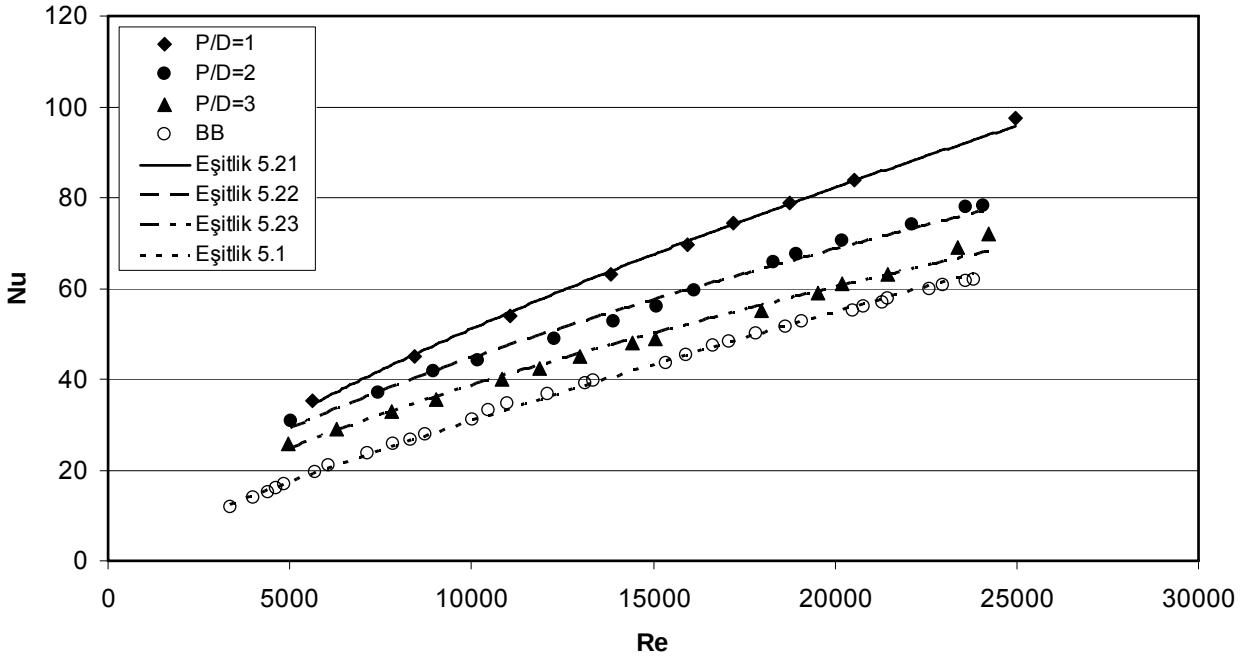
$$f = 4.288\,\mathrm{Re}^{-0.3726} \tag{5.24}$$

$$f = 15.829\,\mathrm{Re}^{-0.5453} \tag{5.25}$$

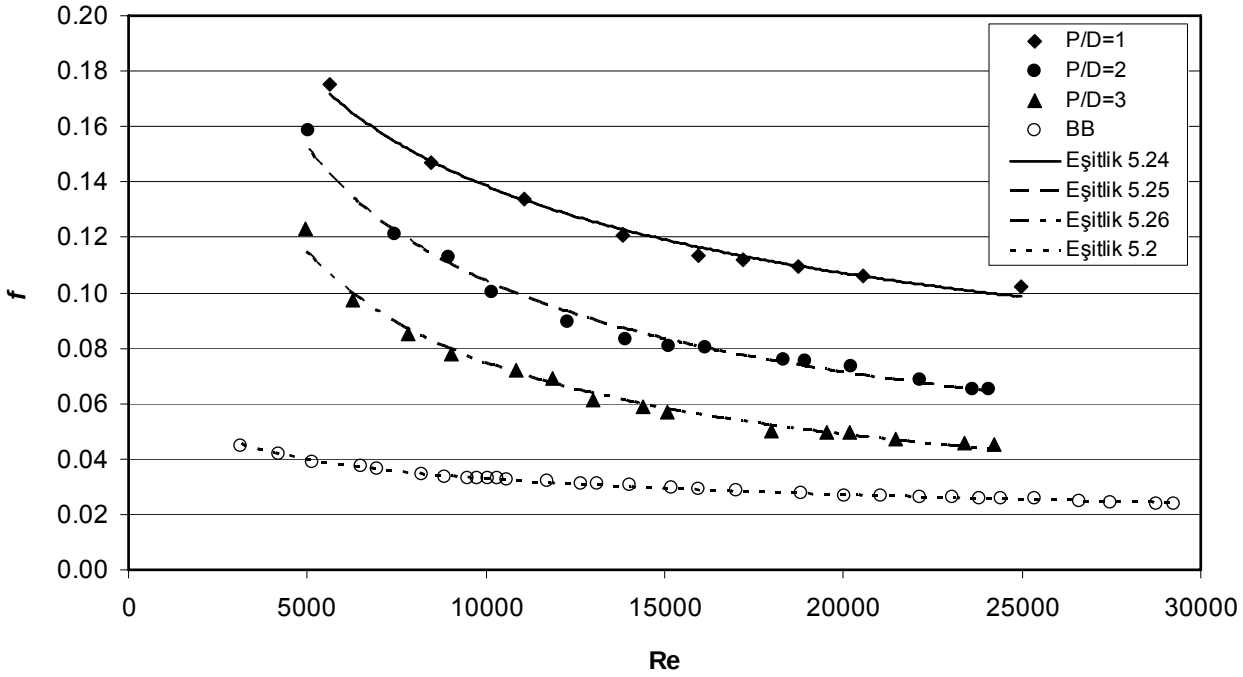
$$f = 20.903\,\mathrm{Re}^{-0.6115} \tag{5.26}$$

Bu denklemler için sırasıyla R^2=0.988, 0.9876 ve 0.9895'tir.

Şekil 5.24'de H4 tel grubuna ait Nusselt sayılarının Reynolds sayısı ile değişimi görülmektedir. H4 tel grubu, H1 tel grubundan farklı olarak sadece cidardan 2 mm ayrık olarak boru içerisine yerleştirilmiştir. Şekil 5.15 ile Şekil 5.24'e bakıldığında cidardan ayrıklık mesafesinin ısı transferi üzerindeki etkisinin önemi anlaşılmaktadır. Tellerin cidardan uzaklaşması ile ısı transferi ve basınç düşümündeki artış diğer tel gruplarına göre azalmıştır. Özellikle P/D=3 durumunda elde edilen ısı transferi boş boruya göre çok fazla değildir. En yüksek ısı transferi diğer tel gruplarına benzer şekilde P/D=1 için elde edilmiştir. H4 tel grubuna ait sürtünme katsayılarının Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 5.25'de verilmiştir. Her üç hatve oranında da sürtünme katsayısı Reynolds sayısının artması ile azalmakta ve özellikle küçük Reynolds sayılarında sürtünme katsayısı boş boruya göre kaydadeğer artış göstermiştir.



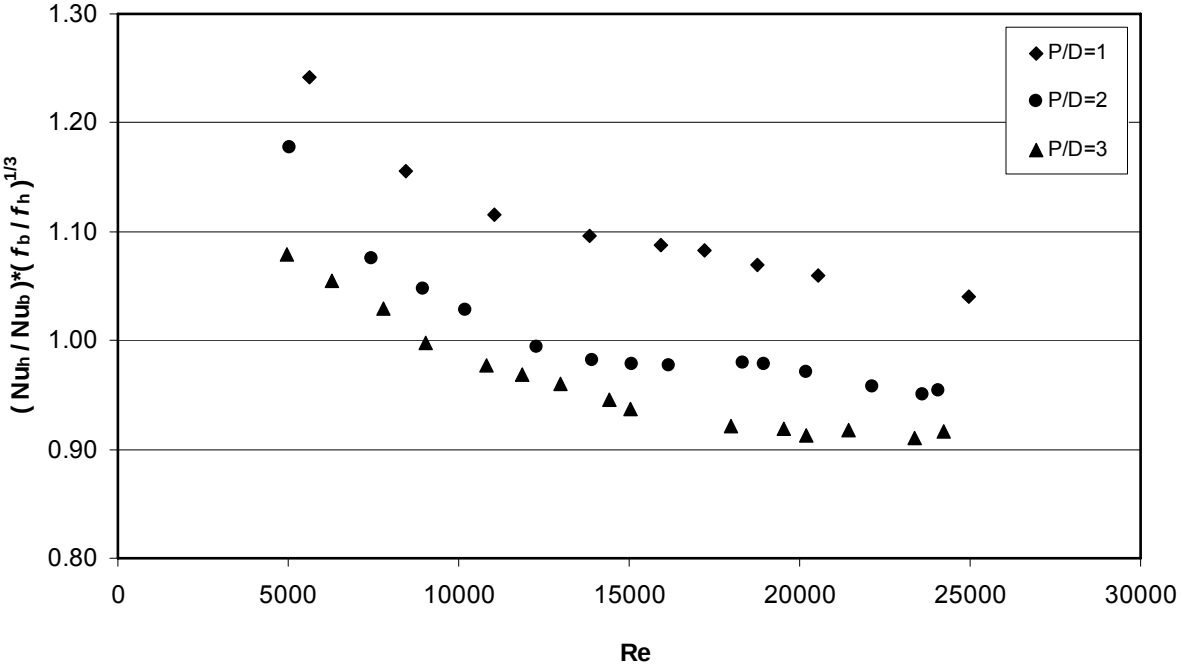
Şekil 5.24. Farklı hatve oranları için H4 grubuna ait Nusselt sayılarının Reynolds sayısı ile değişimi.



Şekil 5.25. Farklı hatve oranları için H4 grubuna ait sürtünme katsayılarının Reynolds sayısı ile değişimi.

Şekil 5.26'da H4 tel grubuna ait net iyileşme oranları gösterilmiştir. En yüksek %24'lik net iyileşme P/D durumu için Reynolds sayısının 5635 değerinde gerçekleşmiştir. P/D=1 hatve oranında net iyileşme reynolds sayısının artmasıyla azalan bir eğilim

göstermiştir. P/D=2 durumunda Reynolds sayısının 12288 ve P/D=3 durumunda Reynolds sayısının 9027 ve sonrasında net iyileşme elde edilememiştir.



Şekil 5.26. Farklı hatve oranları için H4 grubuna ait net iyileşme oranlarının Reynolds sayısı ile değişimi.

5.2.5. H5 Nolu Helisel Tel Grubu ile Yapılan Deneyler

H5 nolu tel grubu, tel kesitindeki eşkenar üçgenin kenar uzunluğu (a) 5mm, 2 mm cidardan ayrıklık mesafesine (s) sahip tellerin farklı hatve oranlarının (P/D=1, P/D=2, P/D=3) olduğu gruptur. Boru içerisine H5 nolu tel grubu yerleştirilerek yapılan deneylerde Reynolds sayısı 4000-25815 ve ısı akım şiddeti 411.9 ile 1175.53 W/m^2 arasında değişmiştir. Şekil 5.27-Şekil 5.29'da sırasıyla H5 tel grubu için Nusselt sayısı, sürtünme katsayısı ve net iyileşme oranının Reynolds sayısı ile değişimleri verilmiştir. Farklı hatve oranları (P/D=1, P/D=2 ve P/D=3) için yapılan deneylerden elde edilen Nusselt sayılarına en küçük kareler metoduyla uydurulan eğrilerin denklemleri sırasıyla aşağıda verildiği gibidir.

$$Nu = 0.011\mathrm{Re}^{0.6936} \qquad (5.27)$$

$$Nu = 0.0801\,\mathrm{Re}^{0.7348} \tag{5.28}$$

$$Nu = 0.0802\,\mathrm{Re}^{0.7022} \tag{5.29}$$

şeklinde olup, P/D=1, P/D=2, P/D=3 için sırasıyla R^2=0.997, 0.9977 ve 0.9986'dır.

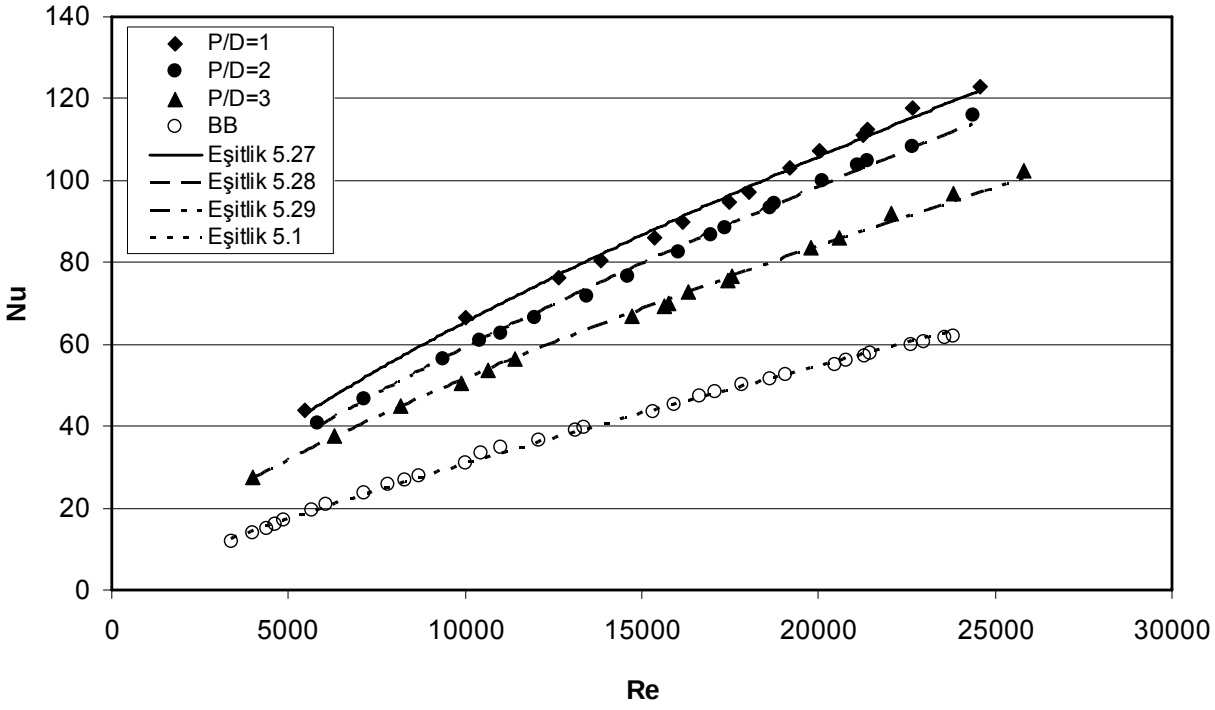
P/D=1, P/D=2, P/D=3 durumlarında yapılan deneylerden elde edilen sürtünme katsayılarına uydurulan eğrilerin denklemleri sırasıyla aşağıda verildiği gibidir.

$$f = 4.9215\,\mathrm{Re}^{-0.3549} \tag{5.30}$$

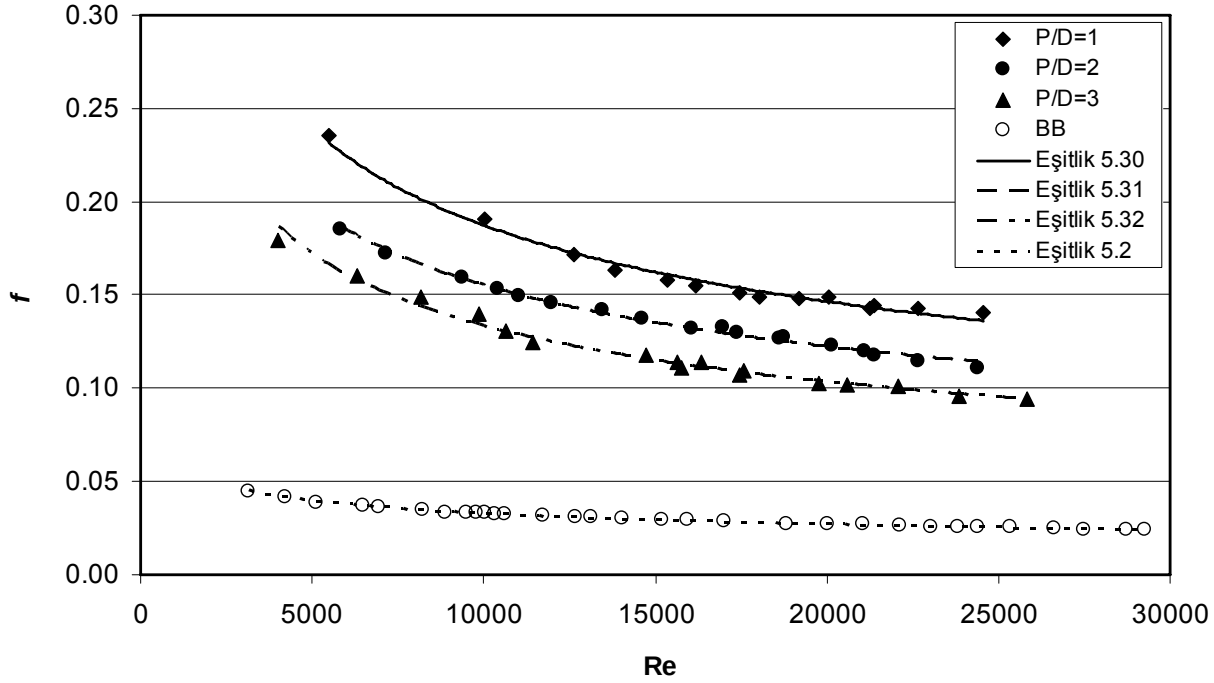
$$f = 3.5077\,\mathrm{Re}^{-0.3386} \tag{5.31}$$

$$f = 3.9097\,\mathrm{Re}^{-0.3665} \tag{5.32}$$

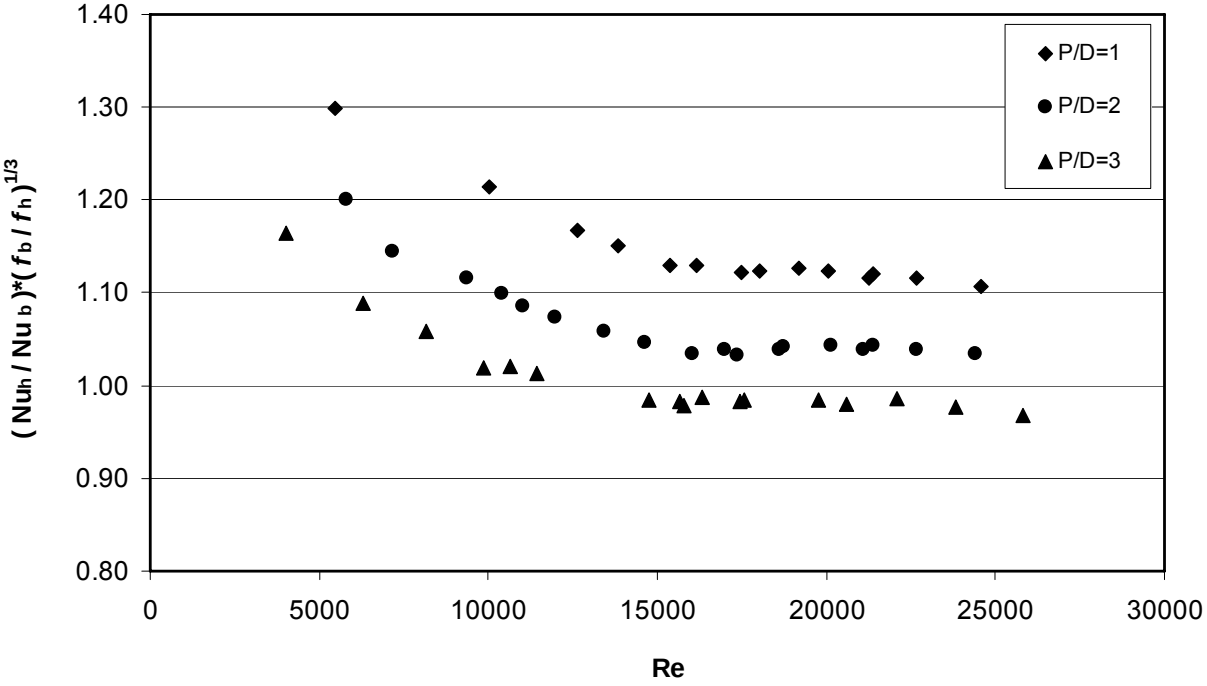
Bu denklemler için sırasıyla R^2=0.9839, 0.9881 ve 0.9869'dur.



Şekil 5.27. Farklı hatve oranları için H5 grubuna ait Nusselt sayılarının Reynolds sayısı ile değişimi.



Şekil 5.28. Farklı hatve oranları için H5 grubuna ait sürtünme katsayılarının Reynolds sayısı ile değişimi.



Şekil 5.29. Farklı hatve oranları için H5 grubuna ait net iyileşme oranlarının Reynolds sayısı ile değişimi.

Şekil 5.27-Şekil 5.29'da H5 tel grubu için sırasıyla Nusselt sayısı, sürtünme katsayısı ve net iyileşme oranlarının Reynolds sayısı ile değişimi verilmiştir. H5 tel grubunun H2 tel

grubundan farkı boru içerisine cidardan 2mm ayrık olarak yerleştirilmesidir. Diğer gruplardaki eğilim bu tel içinde aynıdır. En yüksek ısı transferi, basınç düşümü ve net iyileşme P/D=1 durumu için gözlenmiştir.

5.2.6. H6 Nolu Helisel Tel Grubu ile Yapılan Deneyler

H6 nolu helisel tel grubu cidardan 2 mm ayrıklık mesafesinde (s) boru içerisine yerleştirilmiştir. Tel kesitindeki eşkenar üçgen kalınlığı (a) 6 mm olup; diğer gruplara benzer şekilde P/D=1, P/D=2 ve P/D=3 hatve oranlarında Reynolds sayısının 4275 ile 26421 değerleri arasında deneyler gerçekleştirilmiştir. Isı akım şiddetinin 422.45 ile 1262.37 W/m^2 aralığında yapılan deneylerden, farklı hatve oranları (P/D=1, P/D=2 ve P/D=3) için elde edilen Nusselt sayılarına en küçük kareler metoduyla uydurulan eğrilerin denklemleri sırasıyla aşağıda verildiği gibidir.

$$Nu = 0.1175\,\mathrm{Re}^{0.7014} \tag{5.33}$$

$$Nu = 0.0873\,\mathrm{Re}^{0.7159} \tag{5.34}$$

$$Nu = 0.0807\,\mathrm{Re}^{0.7085} \tag{5.35}$$

Bu denklemler için sırasıyla R^2=0.9972, 0.9932 ve 0.99'dur.

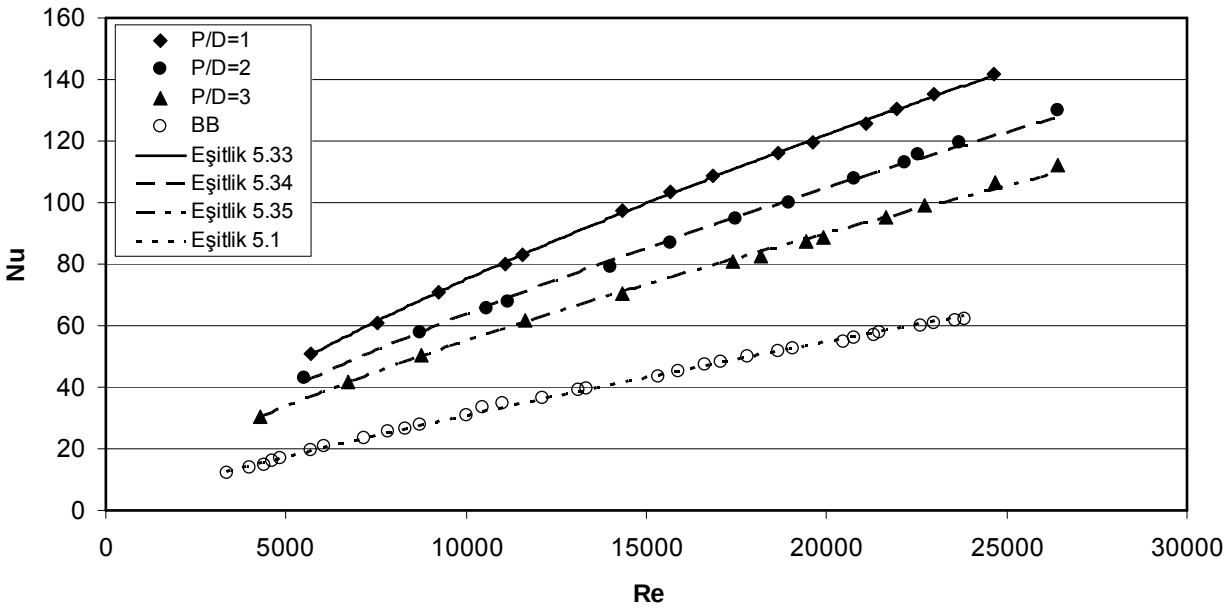
P/D=1, P/D=2, P/D=3 durumlarında yapılan deneylerden elde edilen sürtünme katsayılarına uydurulan eğrilerin denklemleri sırasıyla aşağıda verildiği gibidir.

$$f = 13.713\,\mathrm{Re}^{-0.4453} \tag{5.36}$$

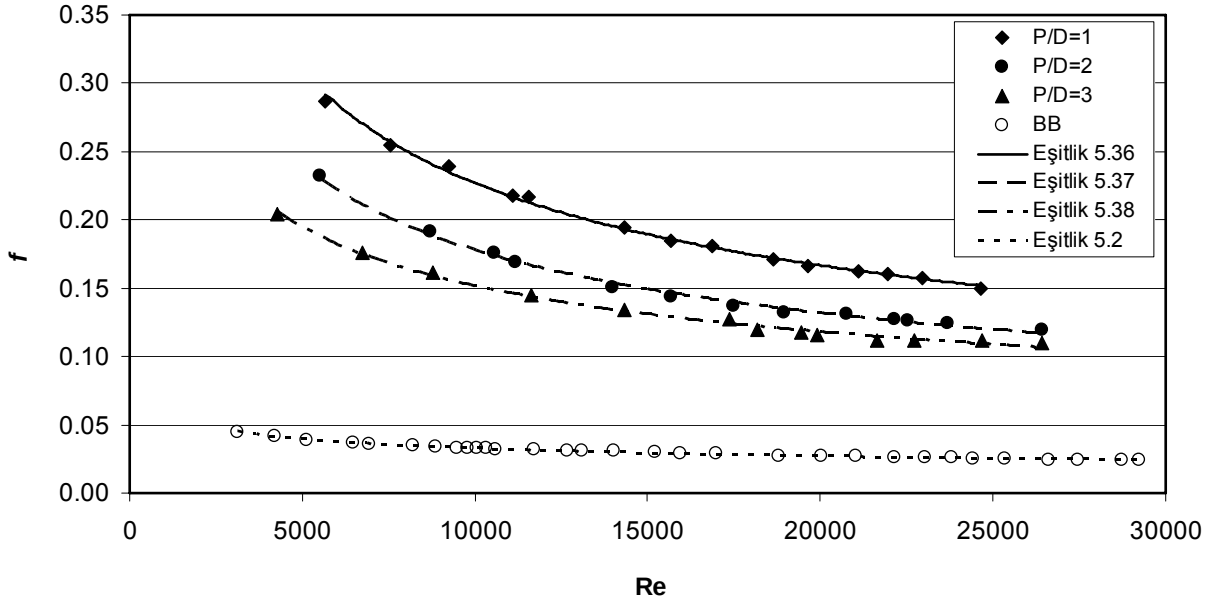
$$f = 9.39\,\mathrm{Re}^{-0.4305} \tag{5.37}$$

$$f = 4.3554\,\mathrm{Re}^{-0.3642} \tag{5.38}$$

Bu denklemler için sırasıyla R^2=0.9972, 0.9932 ve 0.9926'dır.



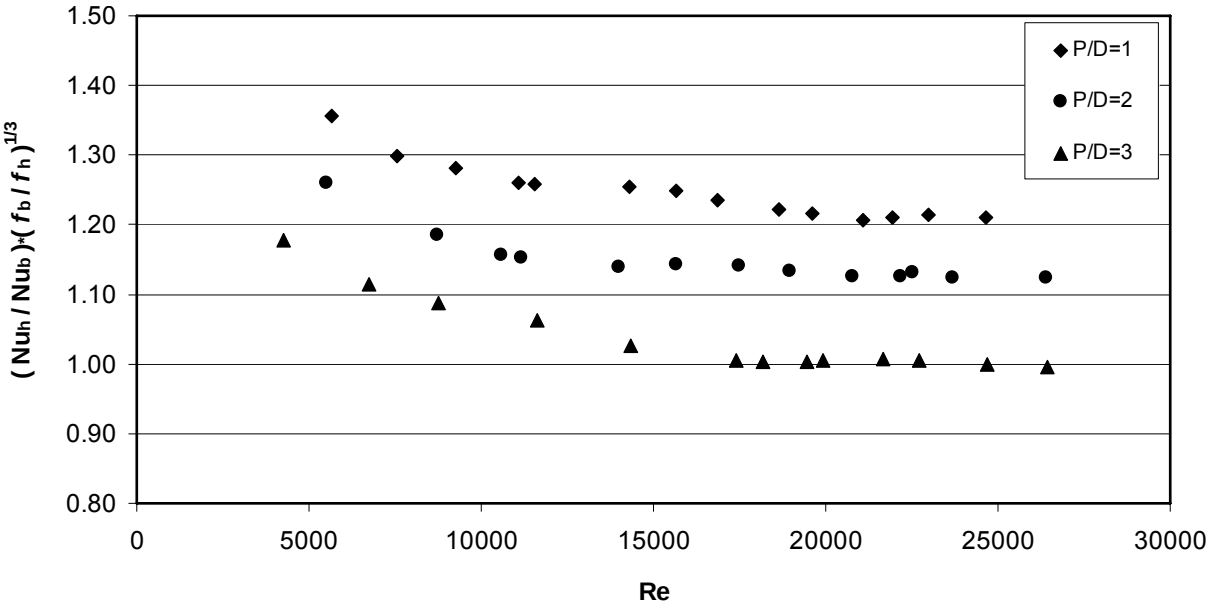
Şekil 5.30. Farklı hatve oranları için H6 grubuna ait Nusselt sayılarının Reynolds sayısı ile değişimi.



Şekil 5.31. Farklı hatve oranları için H6 grubuna ait sürtünme katsayılarının Reynolds sayısı ile değişimi.

Şekil 5.30-Şekil 5.32'de H6 tel grubu için sırasıyla Nusselt sayısı, sürtünme katsayısı ve net iyileşme oranlarının Reynolds sayısı ile değişimi verilmiştir. H6 tel grubunun H5 tel grubundan farkı tel kenar uzunluğu (a=6 mm) ve H3 tel grubundan farkı ise cidardan uzaklığıdır (s=2 mm). Açıkça görülmektedir ki, tel kenar uzunluğunun (a) artması ve

telin cidara yaklaşması ile ısı transferi ve basınç düşümü artmaktadır. Bu sebeple, H6 tel grubu için ısı transferi H3 grubundan daha az ve H5 grubundan daha fazladır. Deney yapılan bütün tel grupları için hatve oranının düşük yani sarım sayısının fazla olması durumunda ısı transferi ve basınç düşümü en yüksek çıkmıştır. Aşağıda incelenen bütün tel grupları için tel kenar uzunluğunun ve cidardan ayrıklık mesafesinin ısı transferi ve basınç düşümüne etkisinden detaylı olarak bahsedilecektir.



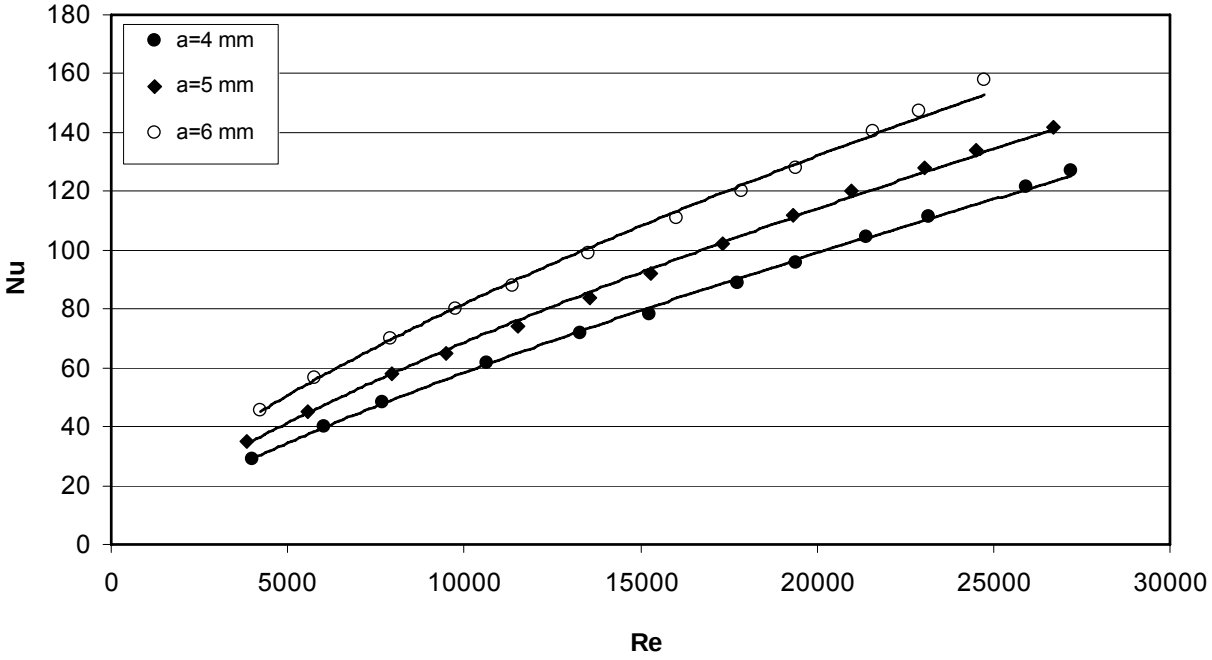
Şekil 5.32. Farklı hatve oranları için H6 grubuna ait net iyileşme oranlarının Reynolds sayısı ile değişimi.

5.3. Tel Kenar Uzunluğunun (a) Isı Transferi ve Basınç Düşümüne Etkisi

Yukarıda incelenen bütün tel grupları (H1, H2, H3, H4, H5, H6) için farklı hatve oranlarında (P/D=1, P/D=2, P/D=3) Nusselt sayısı, sürtünme katsayısı ve net iyileşme oranlarının Reynolds sayısına göre değişimleri gösterilmiştir. Bu bölümde uzunluğun ısı transferi ve basınç düşümüne etkisinin daha net görülebilmesi için bütün tel gruplarının aynı hatve oranlarındaki Nusselt sayısı, sürtünme katsayısı ve net iyileşme oranlarının Reynolds sayısına göre değişimleri grafikler halinde sunulmuştur.

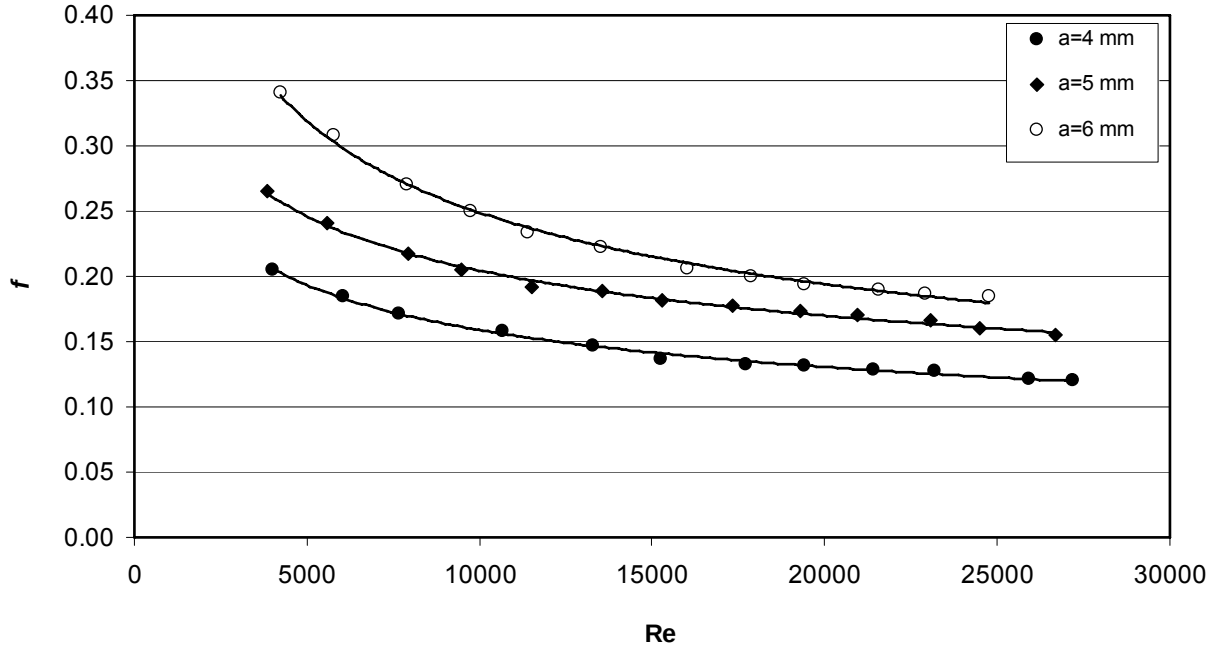
5.3.1. P/D=1 ve s=1 mm

H1 (a=4 mm), H2 (a=5 mm),ve H3 (a=6 mm) tel grupları boru içerisine cidardan 1mm ayrıklık mesafesinde (s) yerleştirilen tel gruplarıdır. Bu tel grupları için P/D=1 durumunda, Nusselt sayısı, sürtünme katsayısı ve net iyileşme oranlarının Reynolds sayısına göre değişimleri sırasıyla Şekil 5.33-Şekil 5.35'de verilmiştir.

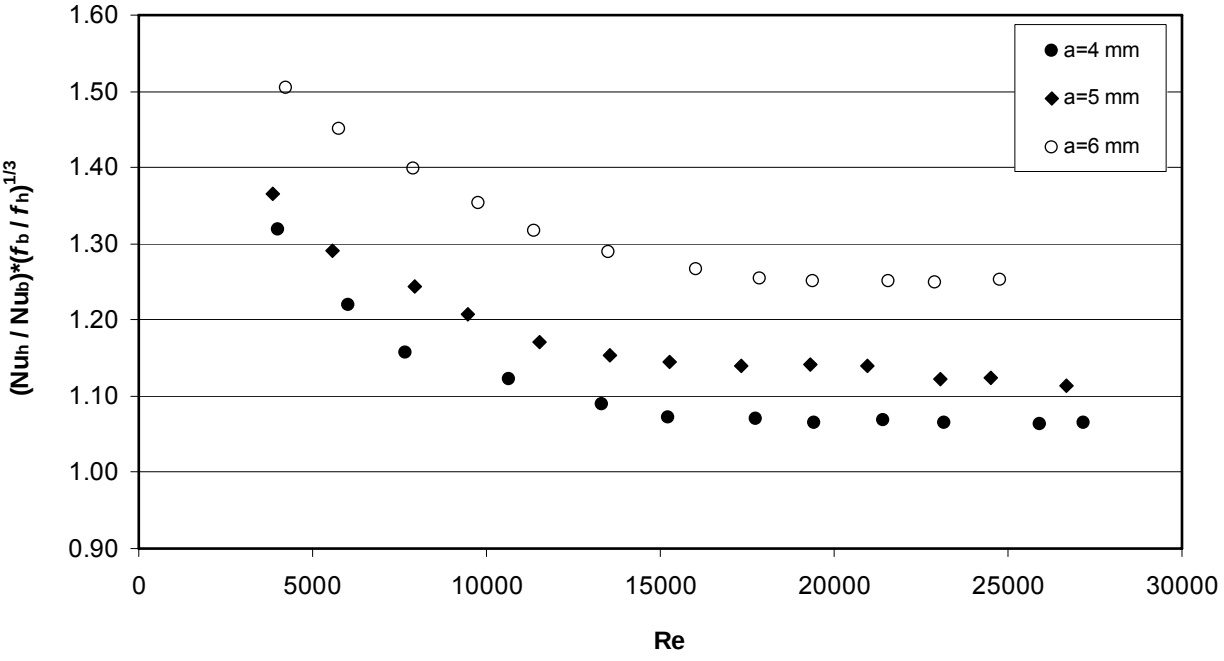


Şekil 5.33. Farklı tel kenar uzunlukları için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi (P/D=1, s=1 mm).

Şekil 5.33'de görüldüğü üzere uzunluk (a) arttıkça Nusselt sayısı artmaktadır. Tel kenar uzunluğunun artması ile akış daha iyi karışmakta ve sonuç olarak ısı transferinde artış olmaktadır. Uzunluğun (a) artması ile ısı transferi artışının yanında basınç düşümünde de artış olmuştur.. Şekil 5.34'de farklı uzunluklar için sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi gösterilmiştir. Tel kenar uzunluğu azaldılça basınç düşümü de azalmaktadır. Netice olarak aynı hatve oranında (P/D=1), a=6 mm için en yüksek ısı transferi ve sürtünme katsayısı elde edilmiştir. Net iyileşme oranlarına bakıldığında yine en uzun tel kenarı (a=6 mm) için en yüksek ısı transferi iyileşmesi elde edilmiştir. Şekil 5.35'de görüldüğü üzere P/D=1, s=1 mm için incelenen bütün tel kenar uzunluklarında net iyileşme 1'in üzerinde çıkmıştır. Dolayısı ile bu a=4, 5 ve 6 mm kalınlığındaki bu tellerin P/D=1 ve s=1 mm şartlarında kullanılmaları termodinamik açıdan avantajlıdır.



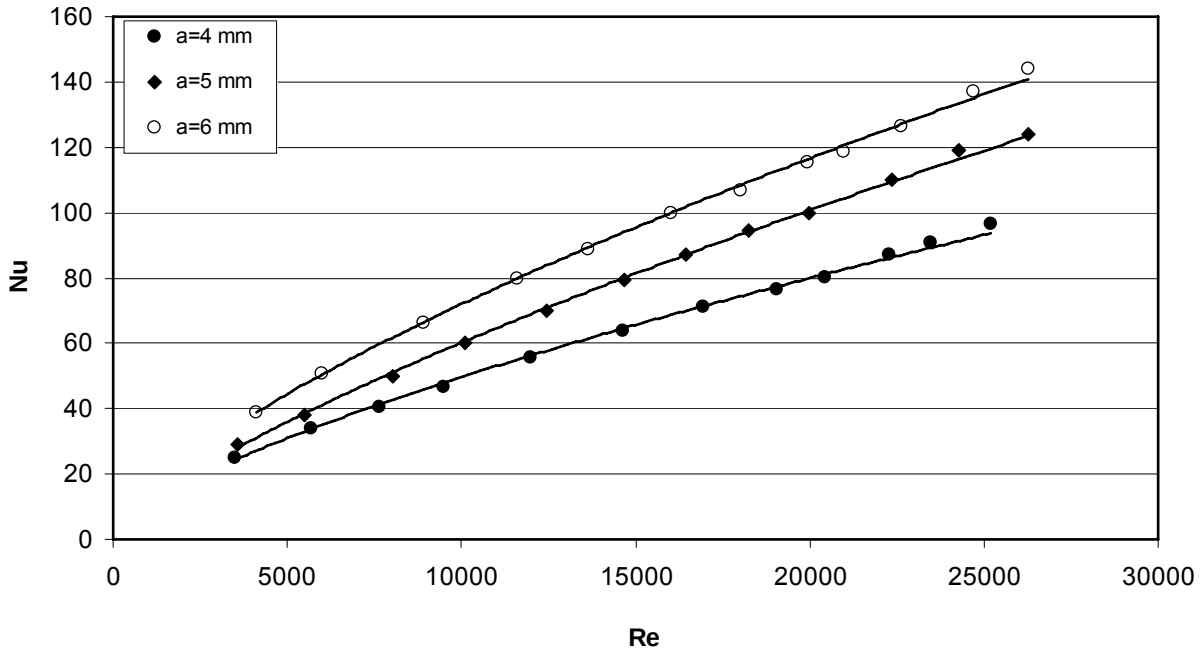
Şekil 5.34. Farklı tel kenar uzunlukları için sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi (P/D=1, s=1 mm).



Şekil 5.35. Farklı tel kenar uzunlukları için net iyileşme oranlarının Reynolds sayısı ile değişimi (P/D=1, s=1 mm).

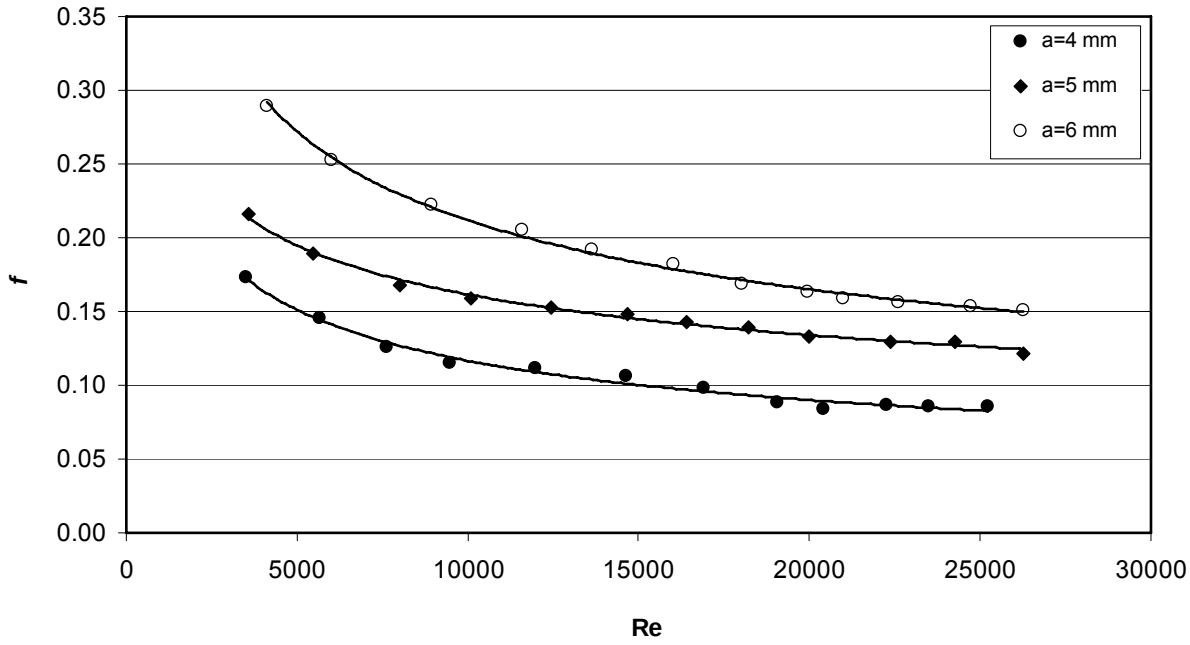
5.3.2. P/D=2 ve s=1 mm

H1, H2 ve H3 tel gruplarının P/D=2 durumu için farklı tel kenar uzunluklarındaki Nusselt sayısı, sürtünme katsayısı ve net iyileşme oranlarının Reynolds sayısına göre değişimleri sırasıyla Şekil 5.36-5.38'de verilmiştir.

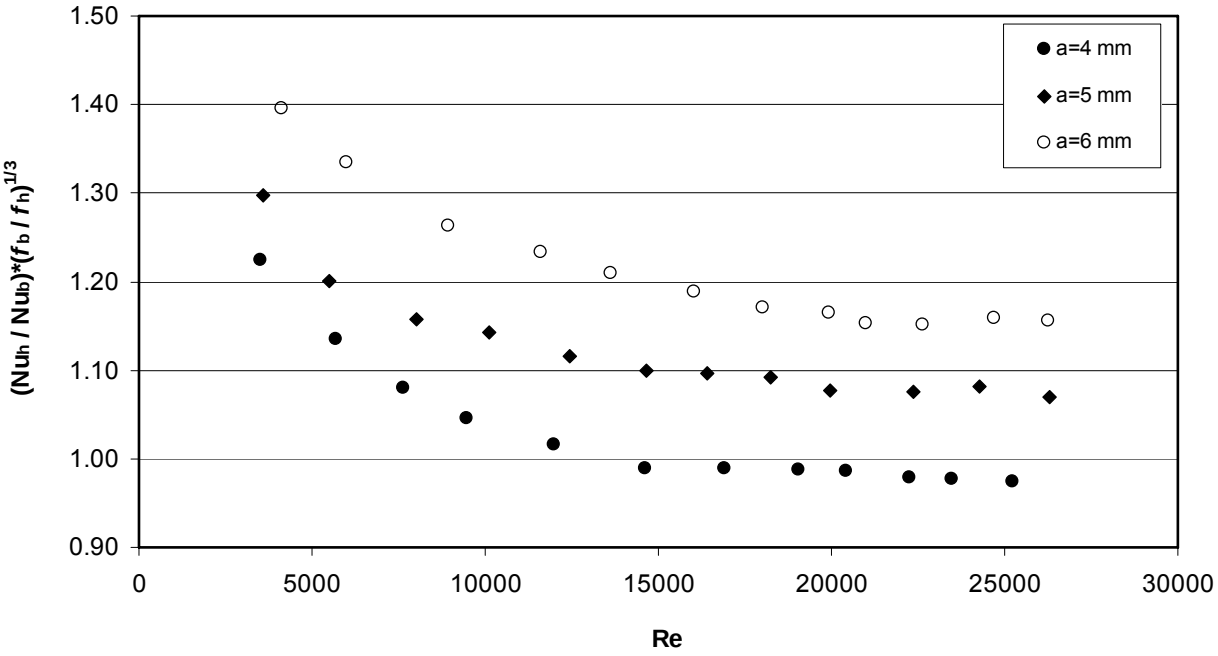


Şekil 5.36. Farklı tel kenar uzunlukları için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi (P/D=2, s=1 mm).

P/D=2 durumu içinde tel kenar uzunluğunun artmasıyla, Nusselt sayısı, sürtünme katsayısı ve elde edilen net iyileşme artmıştır. a=5 mm ve a=6 mm olması durumunda deney yapılan bütün Reynolds sayısı aralıklarında net iyileşme sağlanırken; a=4 mm olması durumunda Reynolds sayısının 15000 ve sonrası değerlerinde net iyileşme sağlanamamıştır. Bu nedenle a=4 mm olan telin P/D=2 ve s=1 mm şartlarında Reynolds sayısının 15000 değerinden küçük değerlerinde kullanmak termodinamik açıdan uygundur.



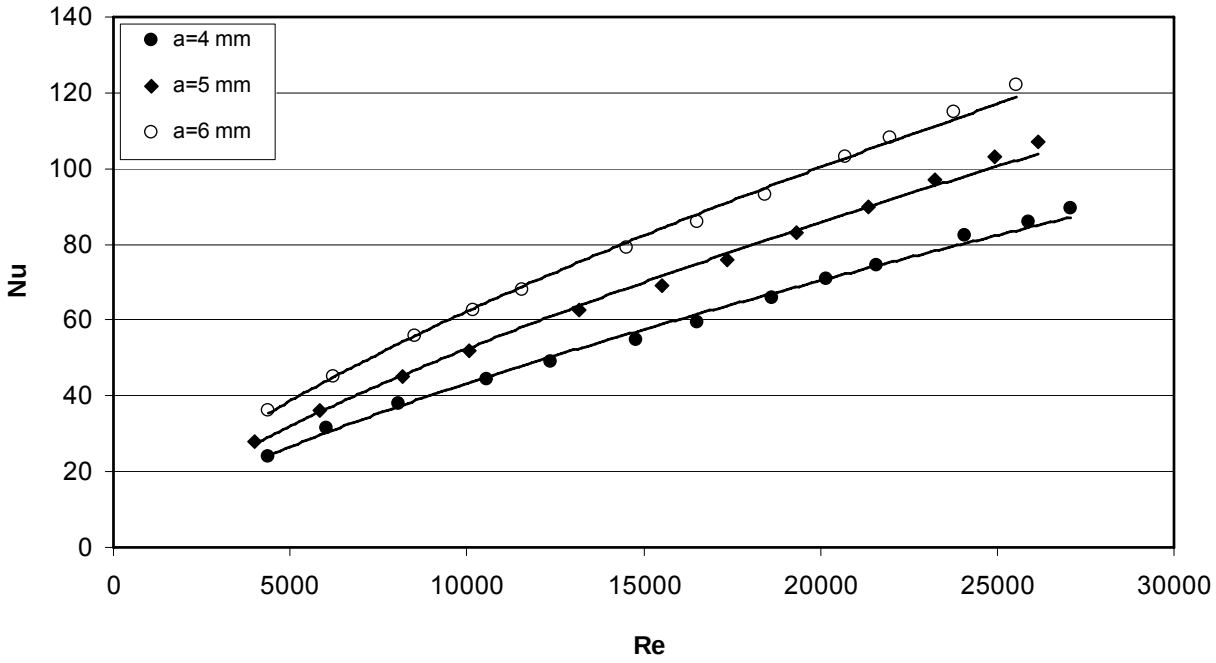
Şekil 5.37. Farklı tel kenar uzunlukları için sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi (P/D=2, s=1 mm).



Şekil 5.38. Farklı tel kenar uzunlukları için net iyileşme oranlarının Reynolds sayısı ile değişimi (P/D=2, s=1 mm).

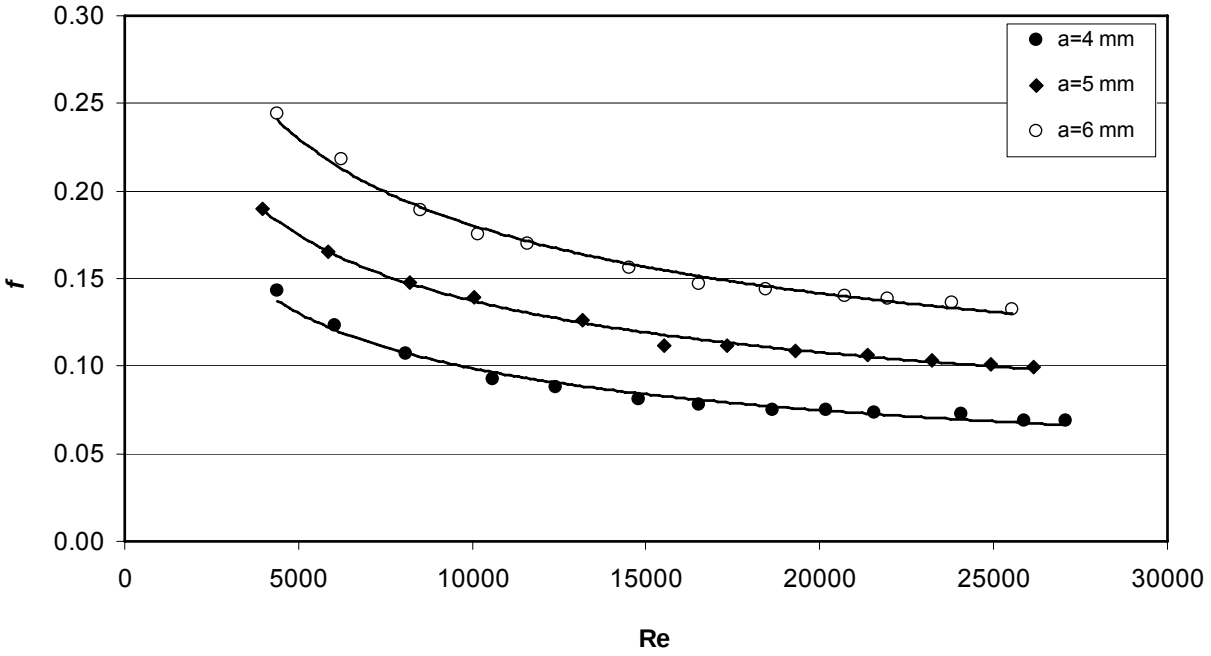
5.3.3. P/D=3 ve s=1 mm

H1, H2 ve H3 tel gruplarının P/D=2 durumu için farklı tel kenar uzunluklarındaki Nusselt sayısı, sürtünme katsayısı ve net iyileşme oranlarının Reynolds sayısına göre değişimleri sırasıyla Şekil 5.39-5.41'de verilmiştir.

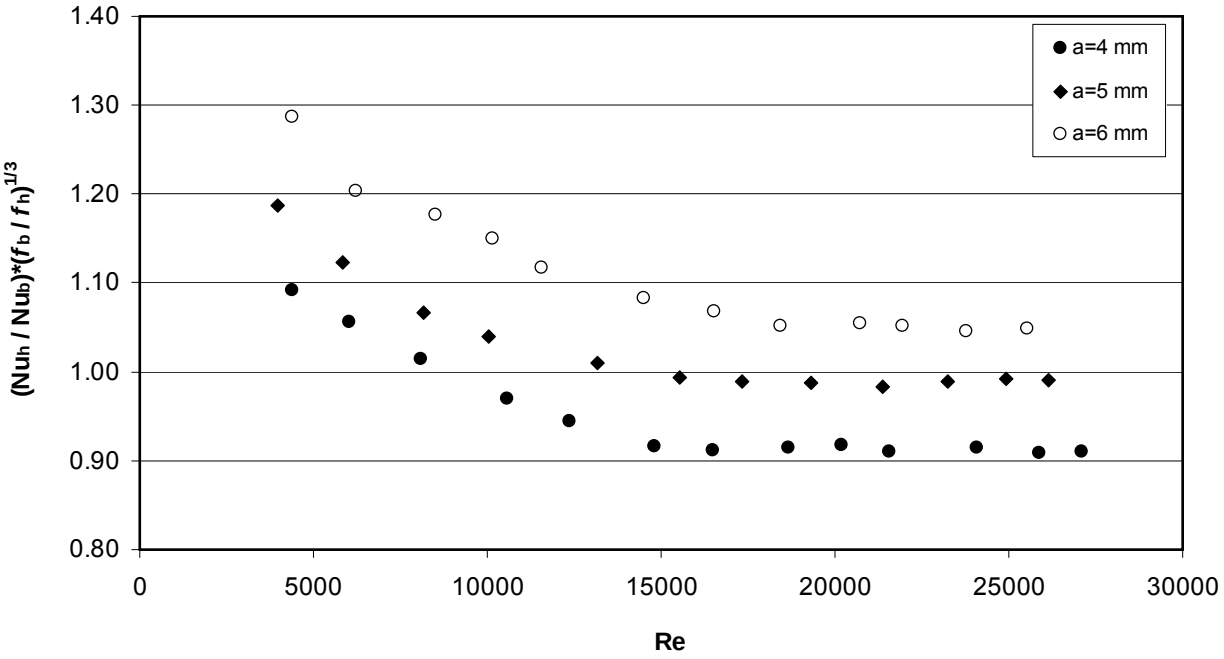


Şekil 5.39. Farklı tel kenar uzunlukları için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi (P/D=3, s=1 mm).

P/D=3 durumunda a=6 mm için deney yapılan bütün Reynolds sayılarında net iyileşme sağlanırken; a =5 mm için Reynolds sayısının yaklaşık 15510 ve sonrasında, a =4 mm için Reynolds sayısının yaklaşık 10578 ve sonrasında net iyileşme sağlanamamıştır. En yüksek 28%'lik bir net iyileşme a=6 mm için Reynolds sayısının 4373 değerinde elde edilmiştir.



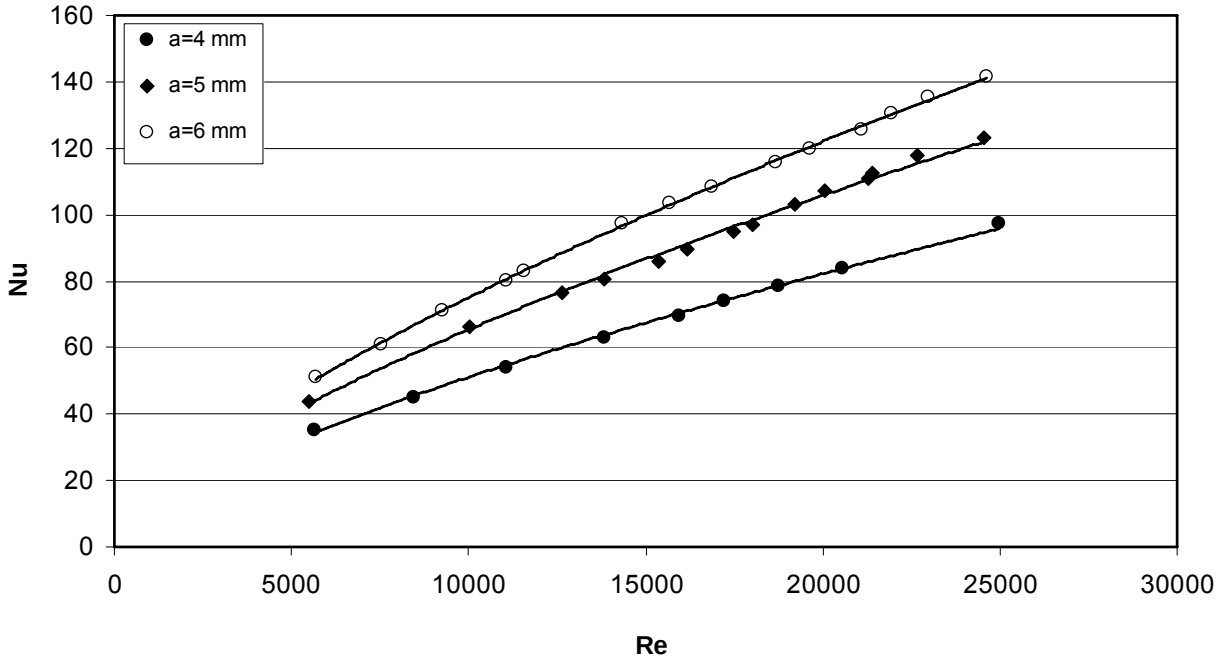
Şekil 5.40. Farklı tel kenar uzunlukları için sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi (P/D=3, s=1 mm).



Şekil 5.41. Farklı tel kenar uzunlukları için net iyileşme oranlarının Reynolds sayısı ile değişimi (P/D=3, s=1 mm).

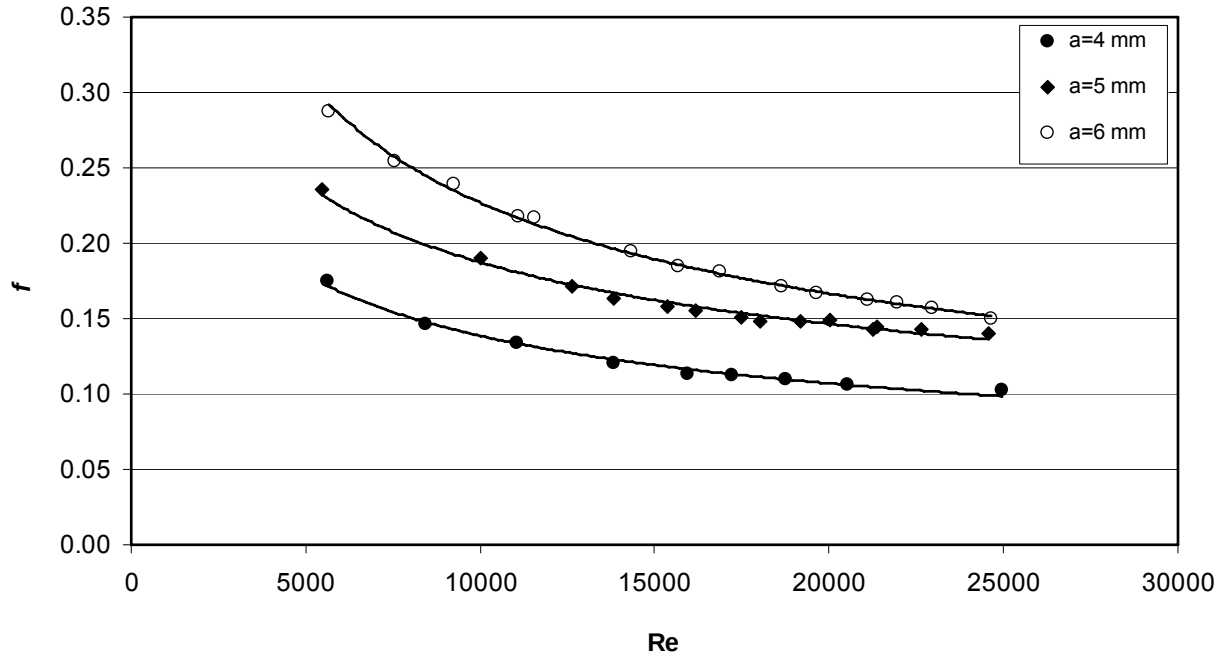
5.3.4. P/D=1 ve s=2 mm

H4 (a=4mm), H5 (a=4mm), ve H6 (a=6mm), tel grupları boru içerisine cidardan 2mm ayrıklık mesafesinde (s) yerleştirilen tel gruplarıdır. Bu tel grupları için P/D=1 durumunda, Nusselt sayısı, sürtünme katsayısı ve net iyileşme oranlarının Reynolds sayısına göre değişimleri sırasıyla Şekil 5.42-Şekil 5.44'de verilmiştir.

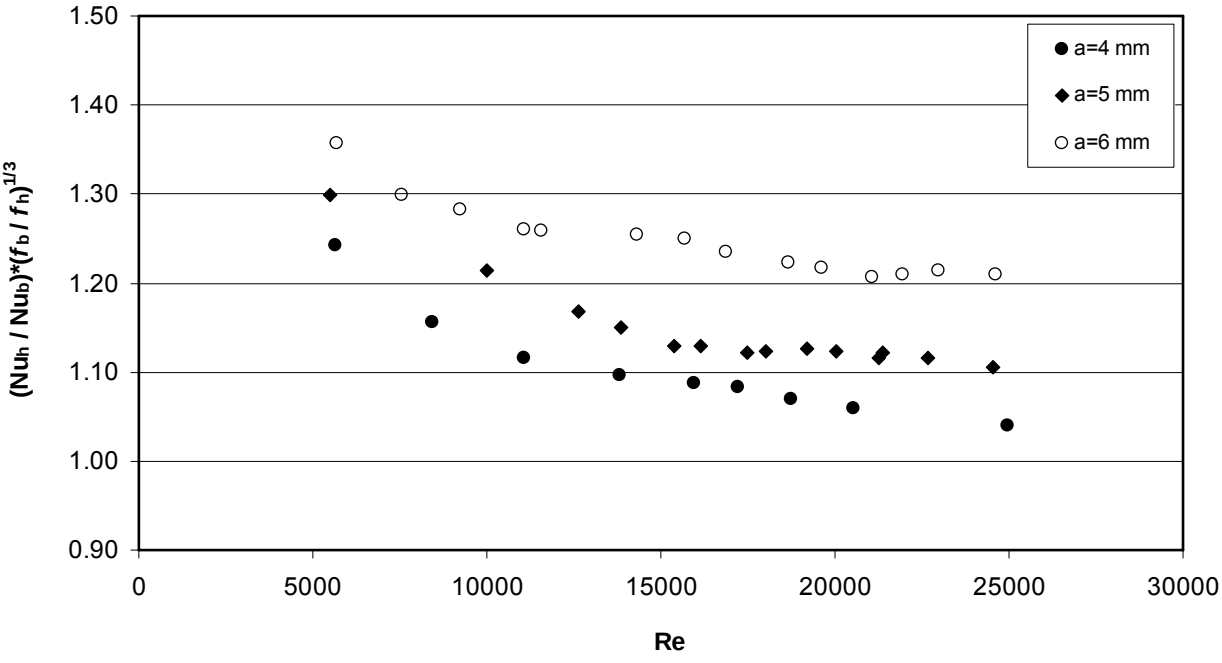


Şekil 5.42. Farklı tel kenar uzunlukları için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi (P/D=1, s=2 mm).

P/D=1 ve s=2 mm durumu içinde uzunluğun artmasıyla, Nusselt sayısı, sürtünme katsayısı ve elde edilen net iyileşme artmıştır. a=5 mm ve a=6 mm durumlarında yüksek Reynolds saylarındaki sürtünme katsayıları arasındaki farkın azaldığı görülmektedir. Net iyileşmenin genel eğilimi P/D=1 ve s=2 mm durumu için biraz daha farklıdır. Diğer incelenen durumlarda net iyileşme genellikle Re sayısının yaklaşık 15000 değerinden sonra neredeyse sabit kalırken; bu durumda azalan bir eğilim göstremektedir. a=4mm için Reynolds sayısının 15947 ve sonrası değerlerinde net iyileşme sağlanamamıştır.



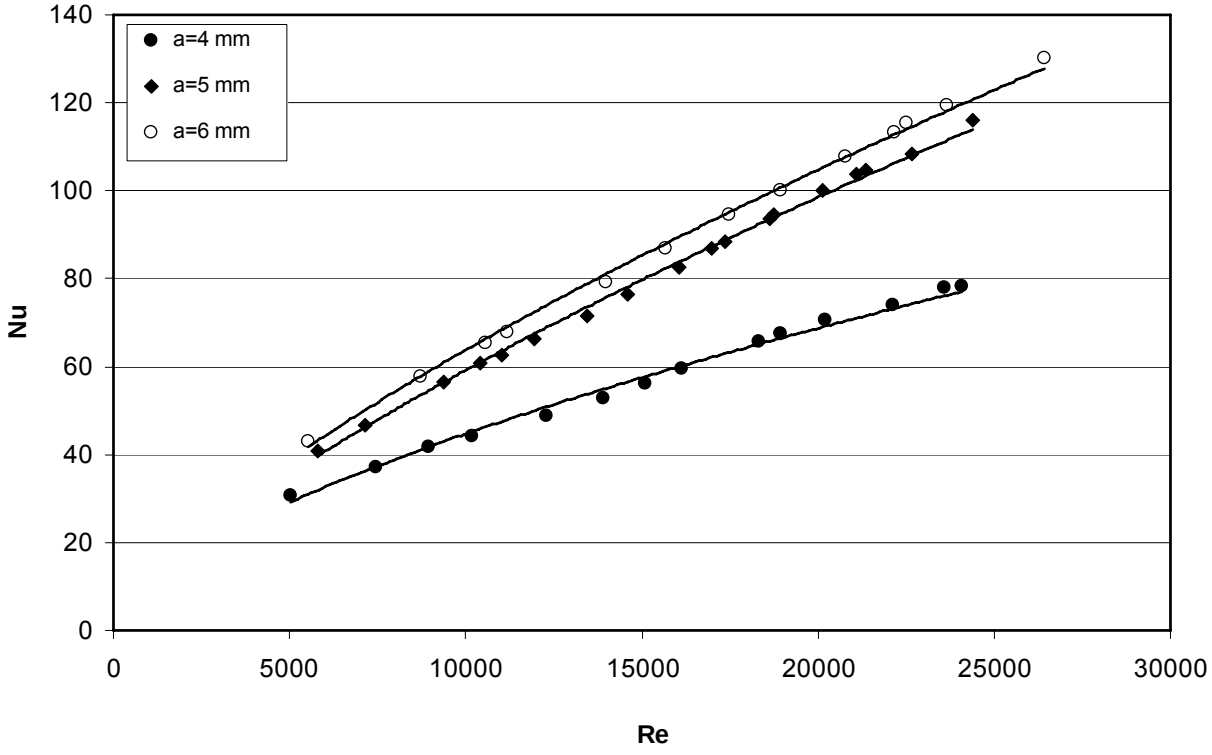
Şekil 5.43. Farklı tel kenar uzunlukları için sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi (P/D=1, s=2 mm).



Şekil 5.44. Farklı tel kenar uzunlukları için net iyileşme oranlarının Reynolds sayısı ile değişimi (P/D=1, s=2 mm).

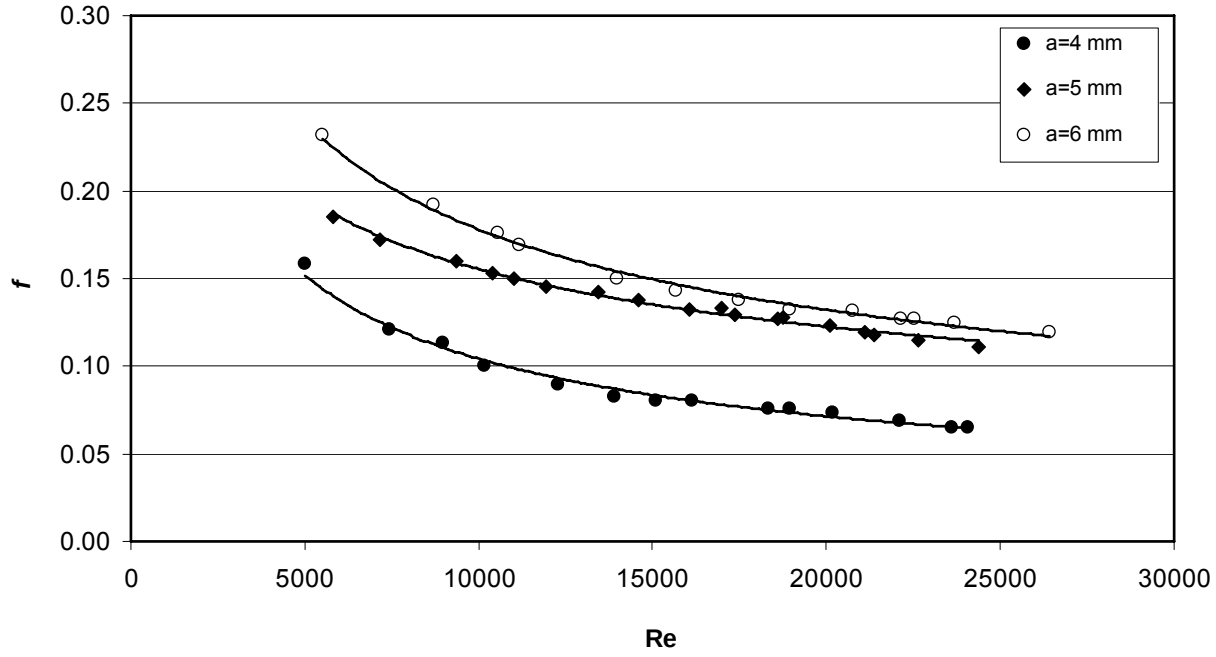
5.3.5. P/D=2 ve s=2 mm

H4, H5 ve H6 tel gruplarının P/D=2 durumu için farklı tel kenar uzunluklarındaki Nusselt sayısı, sürtünme katsayısı ve net iyileşme oranlarının Reynolds sayısına göre değişimleri sırasıyla Şekil 5.45-5.47'de verilmiştir.

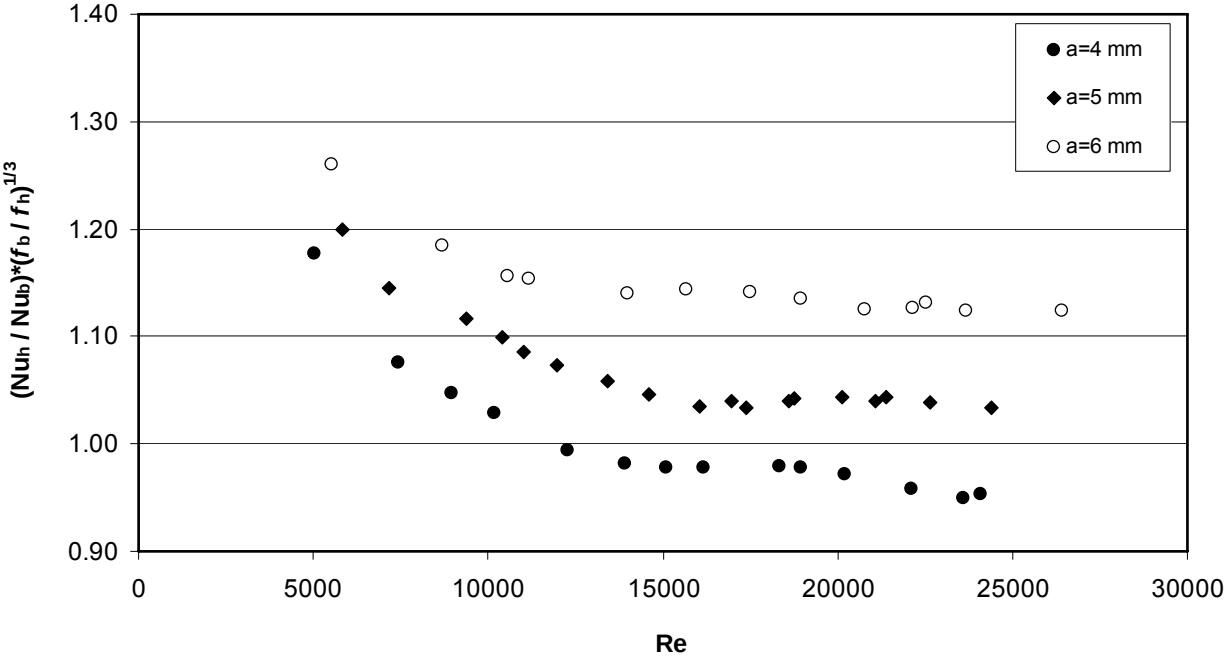


Şekil 5.45. Farklı tel kenar uzunlukları için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi (P/D=2, s=2 mm).

Tel kenar uzunluğunun artması ile ısı transferi, sürtünme katsayısı ve net iyileşme artmıştır. Ancak a=5 mm ve a=6 mm durumlarında ısı transferi ve sürtünme katsayısı arasındaki fark diğer durumlardakine göre daha az çıkmıştır. a= 4mm ve a=5 mm için net iyileşme Reynolds sayısının yaklaşık 16000 değerine kadar aynı şekilde azalan bir eğilim göstermektedir. Reynolds sayısının 16000 değerinden sonra net iyileşme a=5 mm için neredeyse sabit kalmakta; a=4 mm için ise Reynolds sayısının yaklaşık 20000 değerinden sonra azalan bir eğilim göstermektedir. a= 4mm'lik telin P/D=2, s=2 mm şartlarında Reynolds sayısının yaklaşık 12000 değerinden sonra kullanmak termodinamik açıdan avantajlı değildir. a=5 mm a=6 mm için deney yapılan bütün Reynolds sayılarında ısı transferi iyileştirmesi elde edilmiştir.



Şekil 5.46. Farklı tel kenar uzunlukları için sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi (P/D=2, s=2 mm).

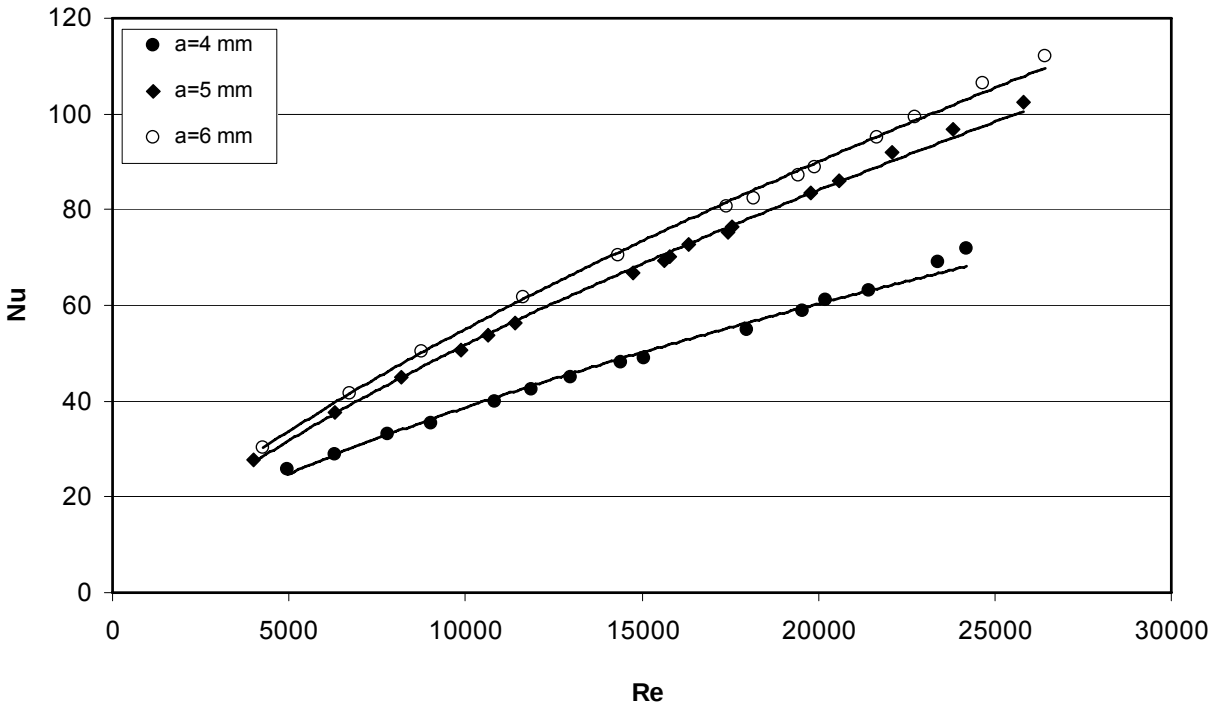


Şekil 5.47. Farklı tel kenar uzunlukları için net iyileşme oranlarının Reynolds sayısı ile değişimi (P/D=2, s=2 mm).

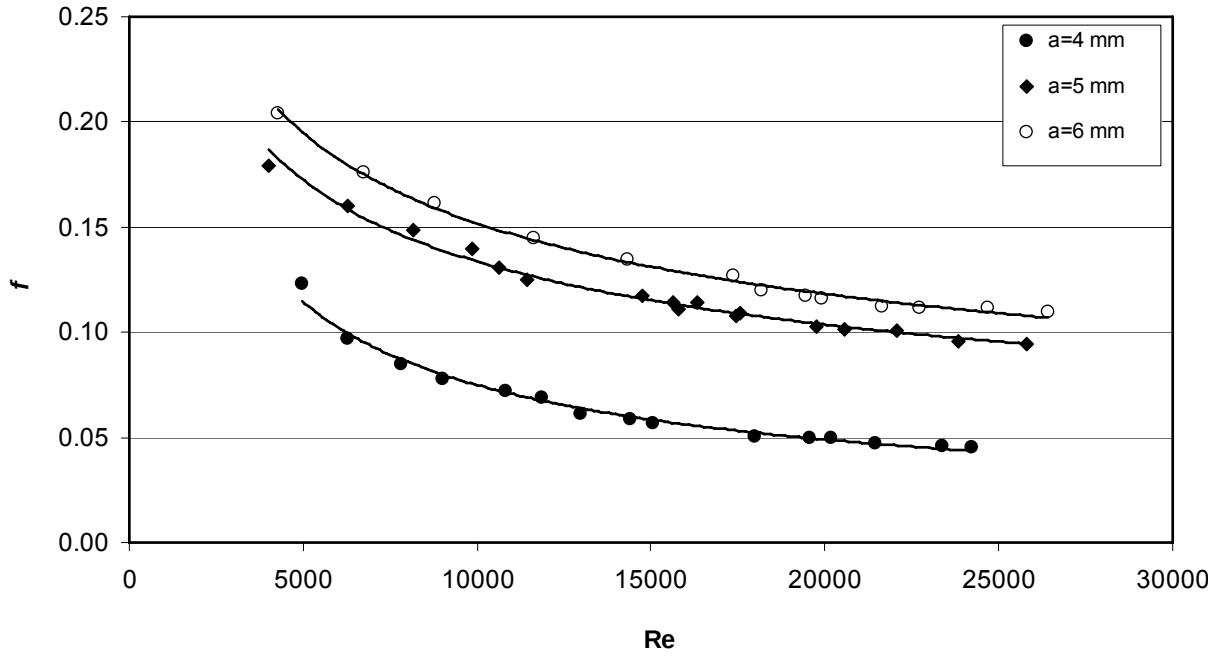
5.3.6. P/D=3 ve s=2 mm

H4, H5 ve H6 tel grupları için P/D=3 durumunda, Nusselt sayısı, sürtünme katsayısı ve net iyileşme oranlarının Reynolds sayısına göre değişimleri sırasıyla Şekil 5.48-Şekil 5.50'de verilmiştir.

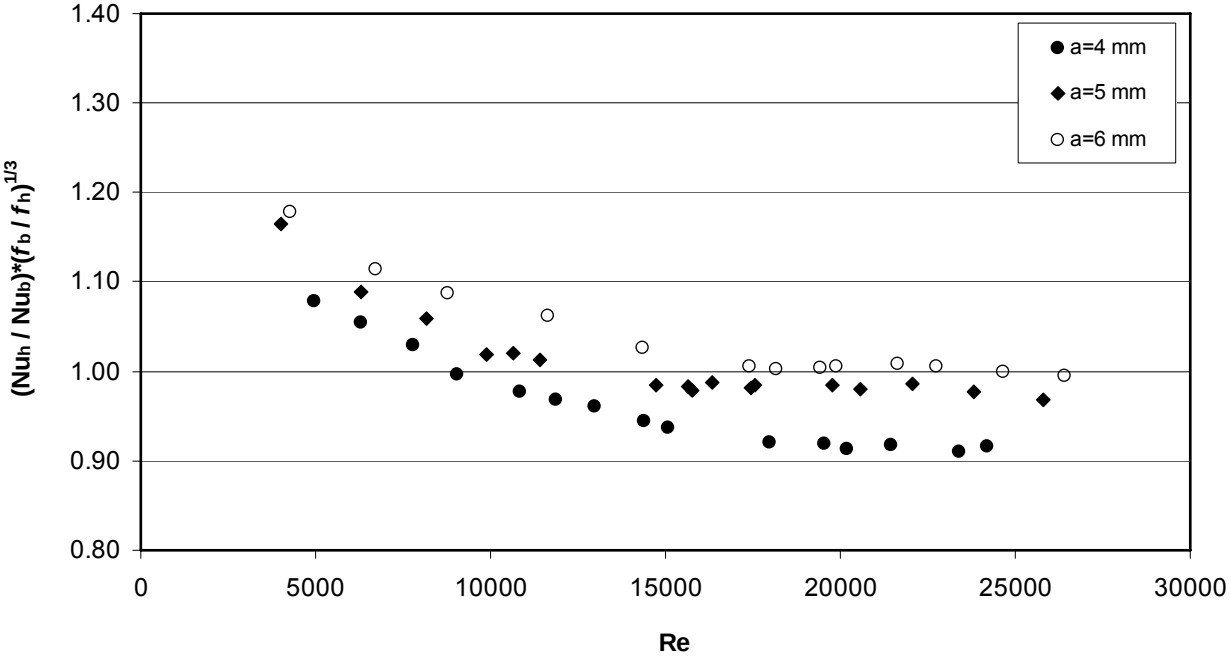
Şekil 5.48'de görüldüğü üzere ısı transferi a=5 mm ve a=6 mm için a=4 mm'ye göre daha fazla olup; a=5 mm ve a=6 mm için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişim eğrilerinin eğilimi benzerlik göstermektedir. Aynı durum sürtünme katsayısı için de geçerlidir. a=5 mm ve a=6 mm'lik teller a=4 mm'te göre daha fazla basınç düşümü göstermişlerdir. Şekil 5.50'de verilen net iyileşme değişimlerine bakıldığında a=4 mm ve a=6 mm'lik tellerin benzer eğilim gösterdikleri görülmektedir. Net iyileşme a=4 mm ve a=6 mm'lik teller için Reynolds yaklaşık 17500'e kadar azalıp; sonrasında neredeyse sabit kalmaktadır. Net iyileşme oranı a=5 mm durumunda Reynolds yaklaşık 14732 ve sonrasında yaklaşık sabit kalmaktadır.



Şekil 5.48. Farklı tel kenar uzunlukları için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi (P/D=3, s=2 mm).



Şekil 5.49. Farklı tel kenar uzunlukları için sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi (P/D=3, s=2 mm).



Şekil 5.50. Farklı tel kenar uzunlukları için net iyileşme oranlarının Reynolds sayısı ile değişimi (P/D=3, s=2 mm).

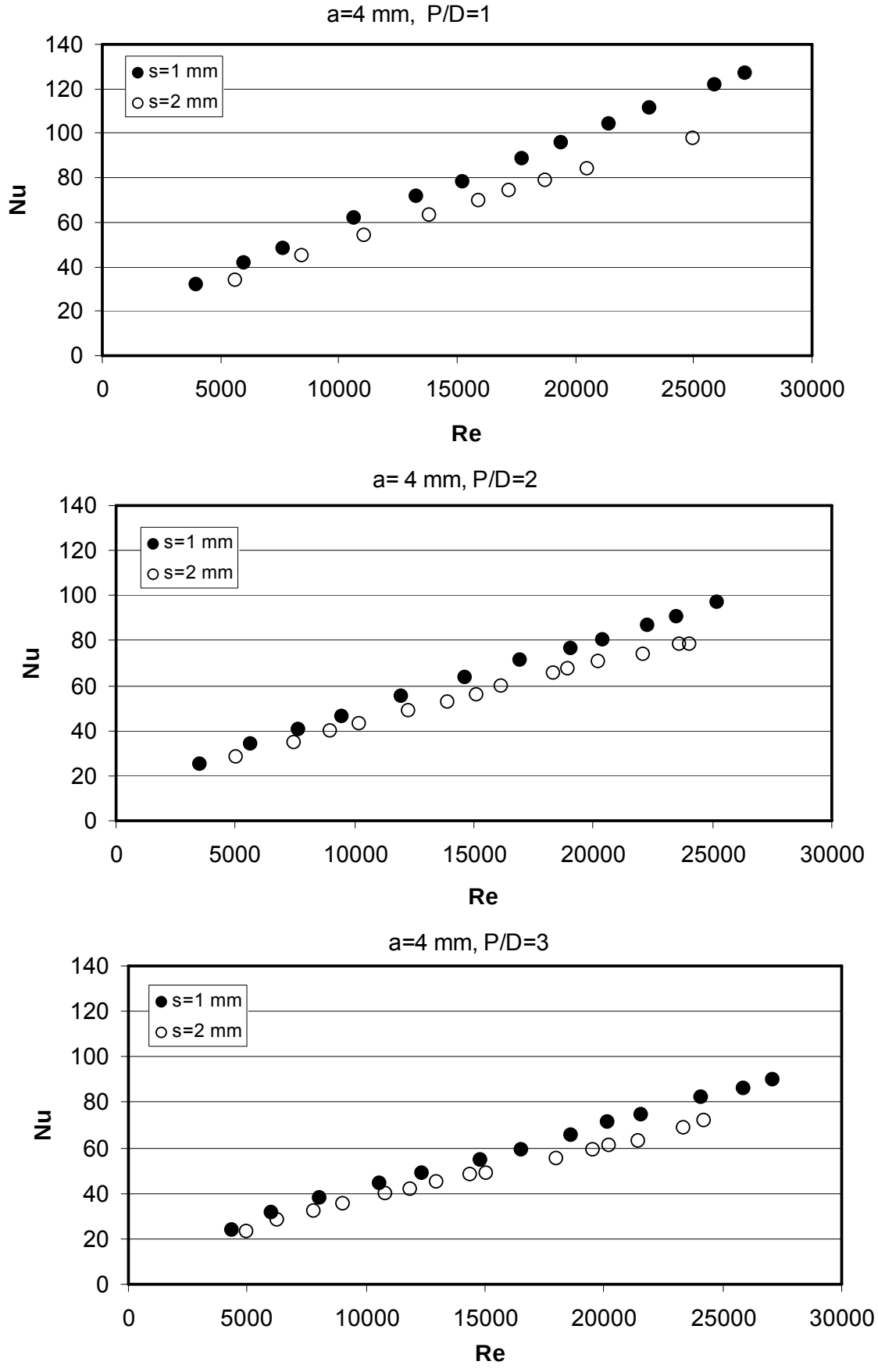
5.4. Cidardan Ayrıklık Mesafesinin (s) Isı Transferi ve Basınç Düşümüne Etkisi

H1 tel grubu H3 ile, H2 tel grubu H5 ile ve H3 tel grubu H6 ile benzer olup, aralarındaki fark cidardan ayrıklık mesafeleridir. Bu nedenle cidardan ayrıklık mesafesinin (s) ısı transferi ve basınç düşümüne etkisini daha net görmek amacıyla, benzer grupların aynı hatve oranındaki (P/D) Nusselt sayısı, sürtünme katsayısı ve net iyileşme oranlarının Reynolds sayısı ile değişimleri grafikler halinde sunulmuştur.

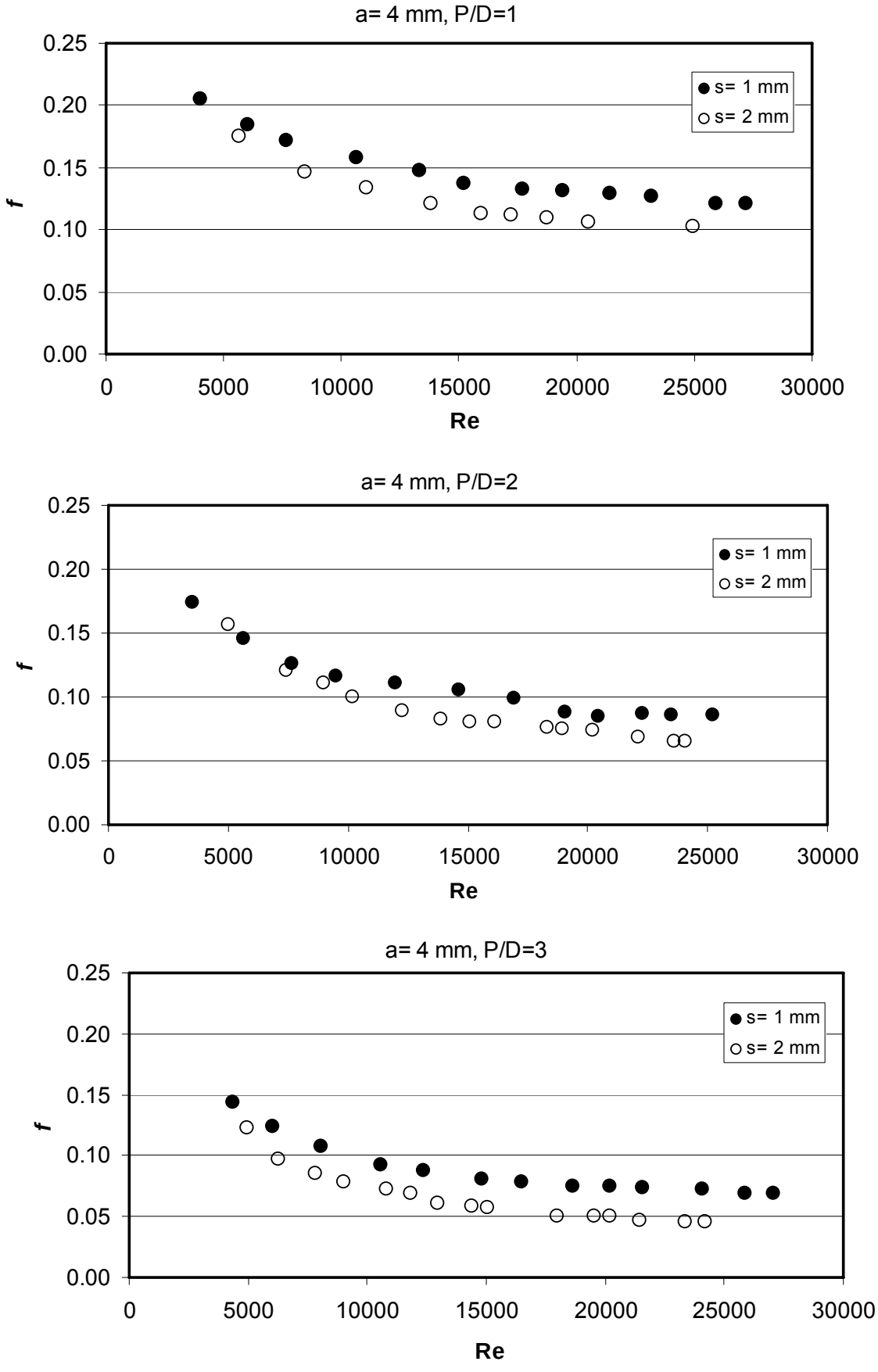
5.4.1 H1 ve H4 Tel Grupları

H1 tel grubu için a=4 mm, s=1 mm ve H4 tel grubu için a= 4 mm, s= 2mm'dir. Aşağıda bu iki tel grubu için farklı hatve oranlarındaki Nusselt sayısı, sürtünme katsayısı ve net iyileşme oranlarının Reynolds sayısı ile değişimleri sırasıyla Şekil 5.51-Şekil 5.53'te verilmiştir.

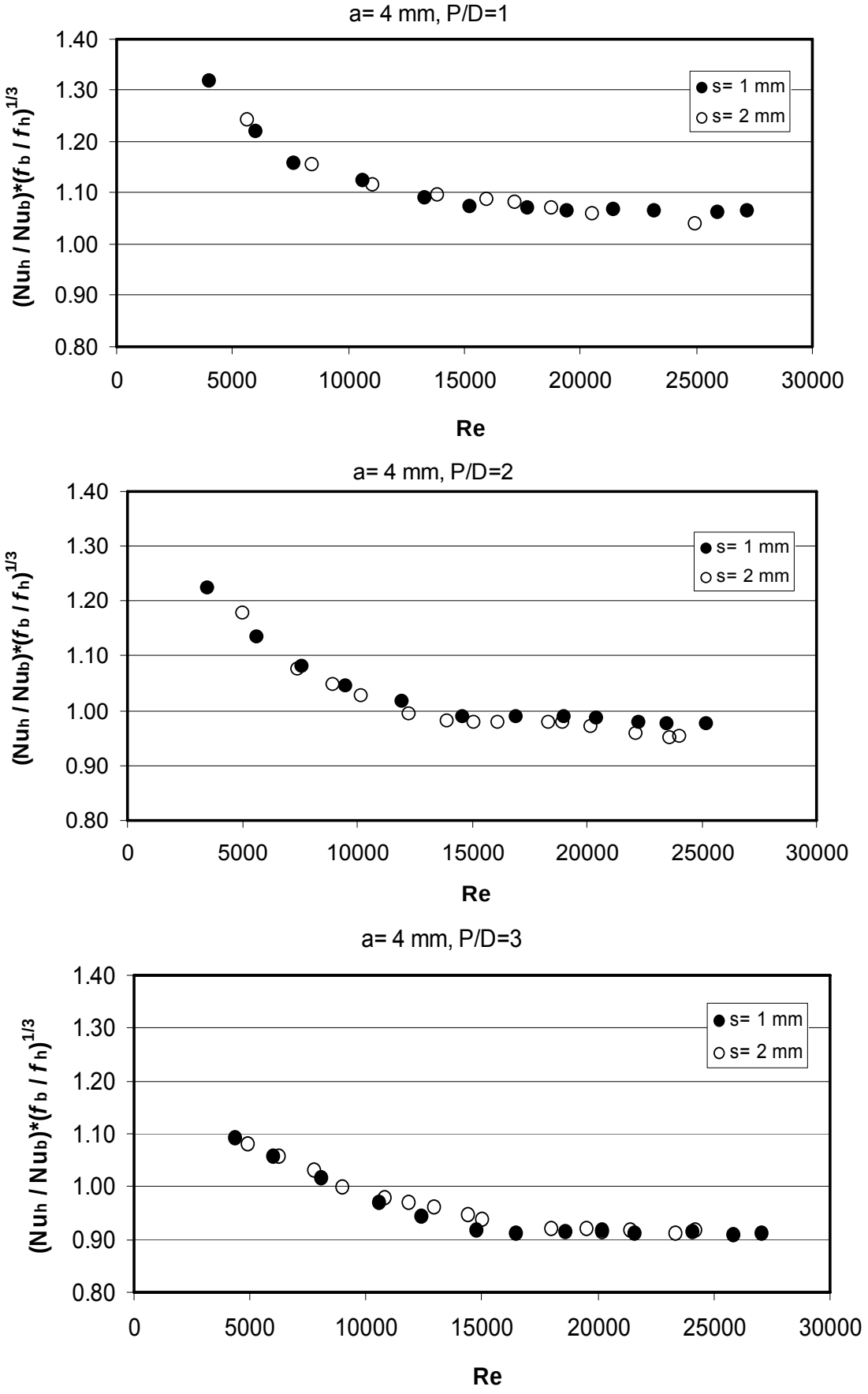
Şekil 5.51'den görüldüğü üzere cidardan ayrıklık oranı azaldıkça, yani tel cidara yaklaştıkça Nusselt sayısı artmaktadır. Cidardan ayrıklık oranının azalması ile laminer alt tabaka daha iyi parçalanmakta ve ısı transferinin artmasına neden olmaktadır. Aynı şekilde Şekil 5.52'de görülmektedir ki telin cidara yakın olması akış alanına daha çok ilave direnç getirerek, akış alanını bozmaktadır. Bu da basınç düşümünün artmasına yol açmaktadır. Şekil 5.53'de verilen net iyileşme oranlarının değişimine bakıldığında, cidardan ayrıklık oranının net iyileşme üzerinde çok baskın bir etkisinin olmadığı görülmektedir. Her iki ayrıklık mesafesinde de (s=1 mm ve s=2 mm), net iyileşme oranları arasında çok bariz bir fark yoktur. P/D=1 ve P/D=3 için s=2 mm durumundaki net iyileşmeler s=1 mm durumundan daha yüksek çıkmıştır.



Şekil 5.51. H1 ve H4 tel gruplarının farklı hatve oranlarındaki Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.



Şekil 5.52. H1 ve H4 tel gruplarının farklı hatve oranlarındaki sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi.

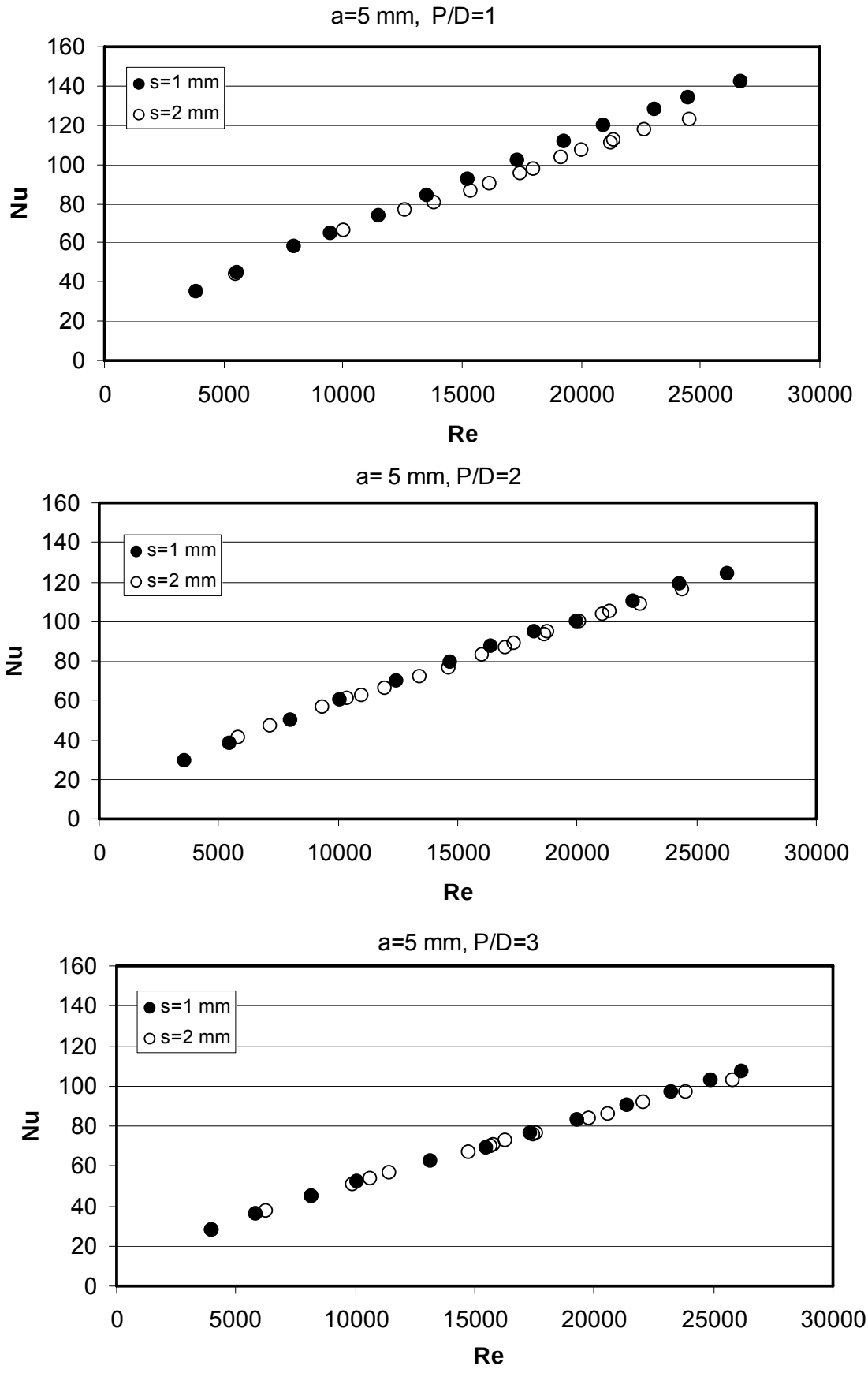


Şekil 5.53. H1 ve H4 tel gruplarının farklı hatve oranlarındaki net iyileşme oranlarının Reynolds sayısı ile değişimi.

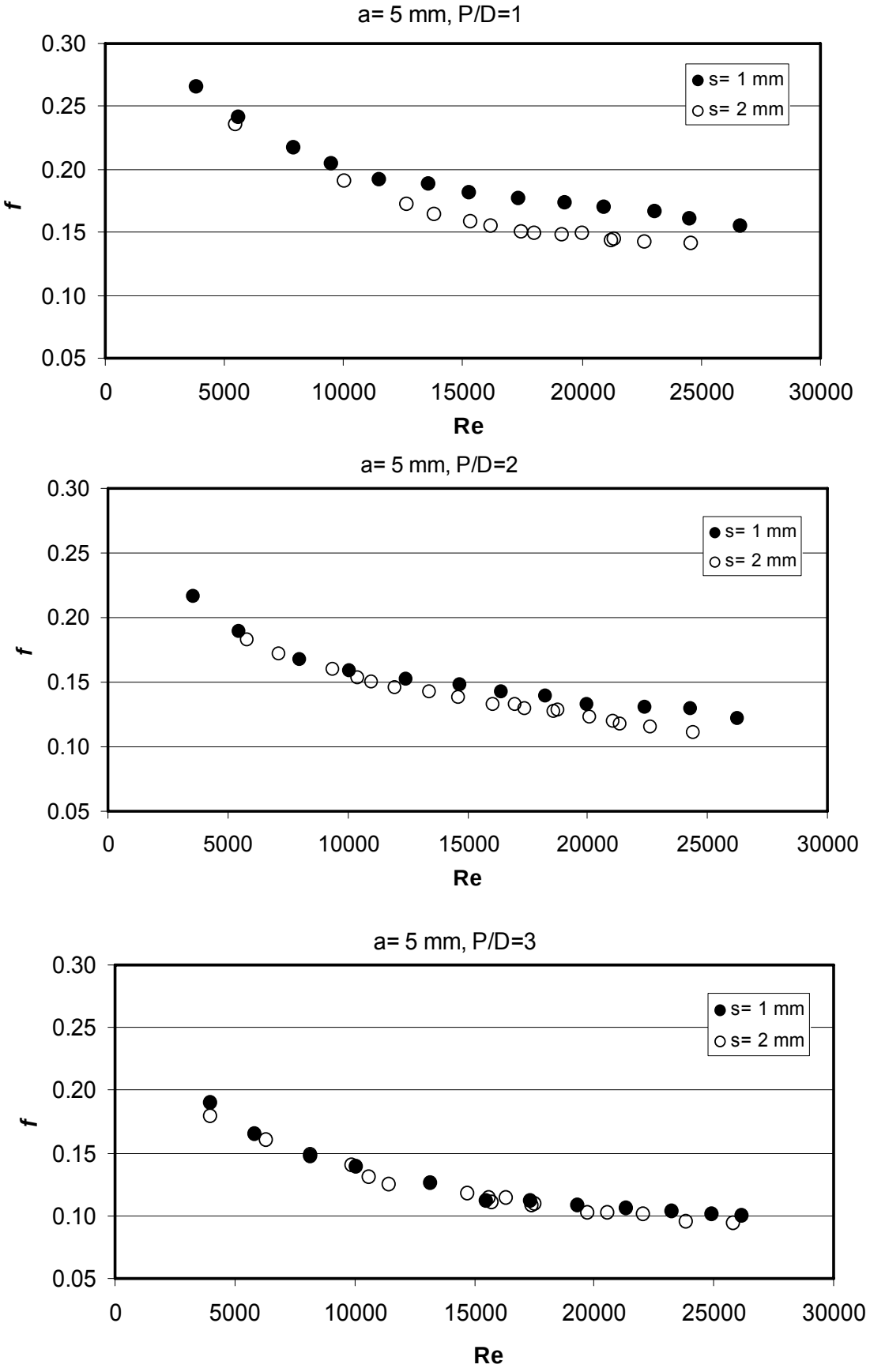
6.4.2 H2 ve H5 Tel Grupları

H2 tel grubu için a=5 mm, s=1 mm ve H5 tel grubu için a= 5 mm, s= 2mm'dir. Aşağıda bu iki tel grubu için farklı hatve oranlarındaki Nusselt sayısı, sürtünme katsayısı ve net iyileşme oranlarının Reynolds sayısı ile değişimleri sırasıyla Şekil 5.54-Şekil 5.56'da verilmiştir.

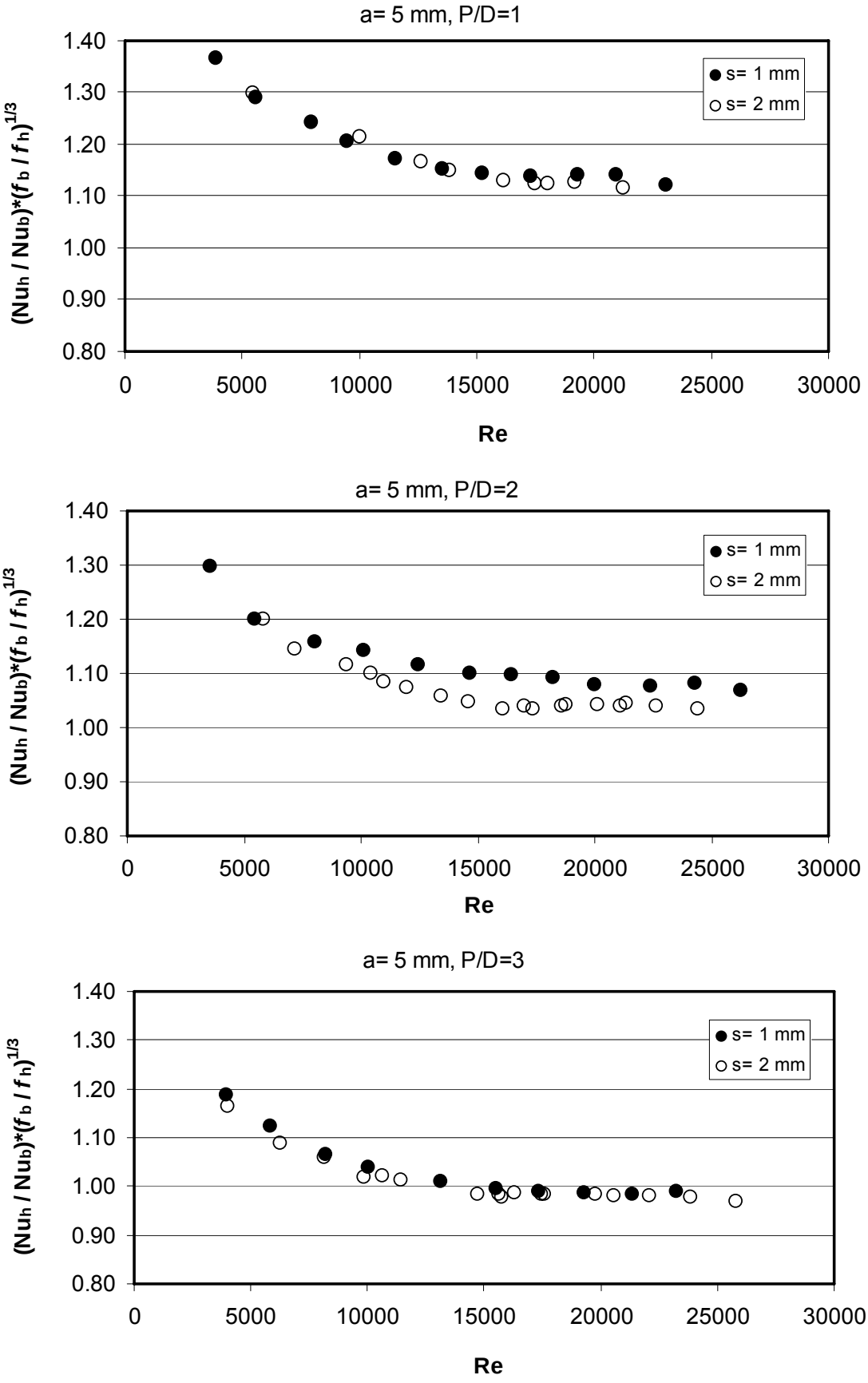
Şekil 5.54'ten görüldüğü üzere özellikle P/D=2 ve P/D=3 durumlarında Nusselt sayıları birbirine oldukça yakın çıkmıştır. P/D= 1 durumunda ise Reynolds sayısının yaklaşık 10000 değerine kadar s=1 mm ve s= 2 mm cidardan ayrıklık mesafelerinde Nusselt sayıları arasındaki fark çok az olup; bu fark Reynolds sayısının yaklaşık 15000 değerinden sonra açılmaktadır. Aynı durum P/D= 1 için Şekil 5.55'de gösterilen sürtünme katsayıları için de geçerlidir. Net iyileşme oranları, her iki cidardan ayrıklık mesafesinde P/D= 1 ve P/D= 3 için birbirine çok yakın çıkmış; P/D= 2 için ise Reynolds sayısının yaklaşık 7150 değerinden sonra, cidara yakın olan (s=1 mm) H2 teli için net iyileşme daha yüksek çıkmıştır. Özet olarak, H2 ve H5 tel grupları için cidardan ayrıklık mesafesinin (s) ısı transferi ve basınç düşümü üzerinde çok etkin bir parametre olmadığını söylemek mümkündür.



Şekil 5.54. H2 ve H5 tel gruplarının farklı hatve oranlarındaki Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.



Şekil 5.55. H2 ve H5 tel gruplarının farklı hatve oranlarındaki sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi.

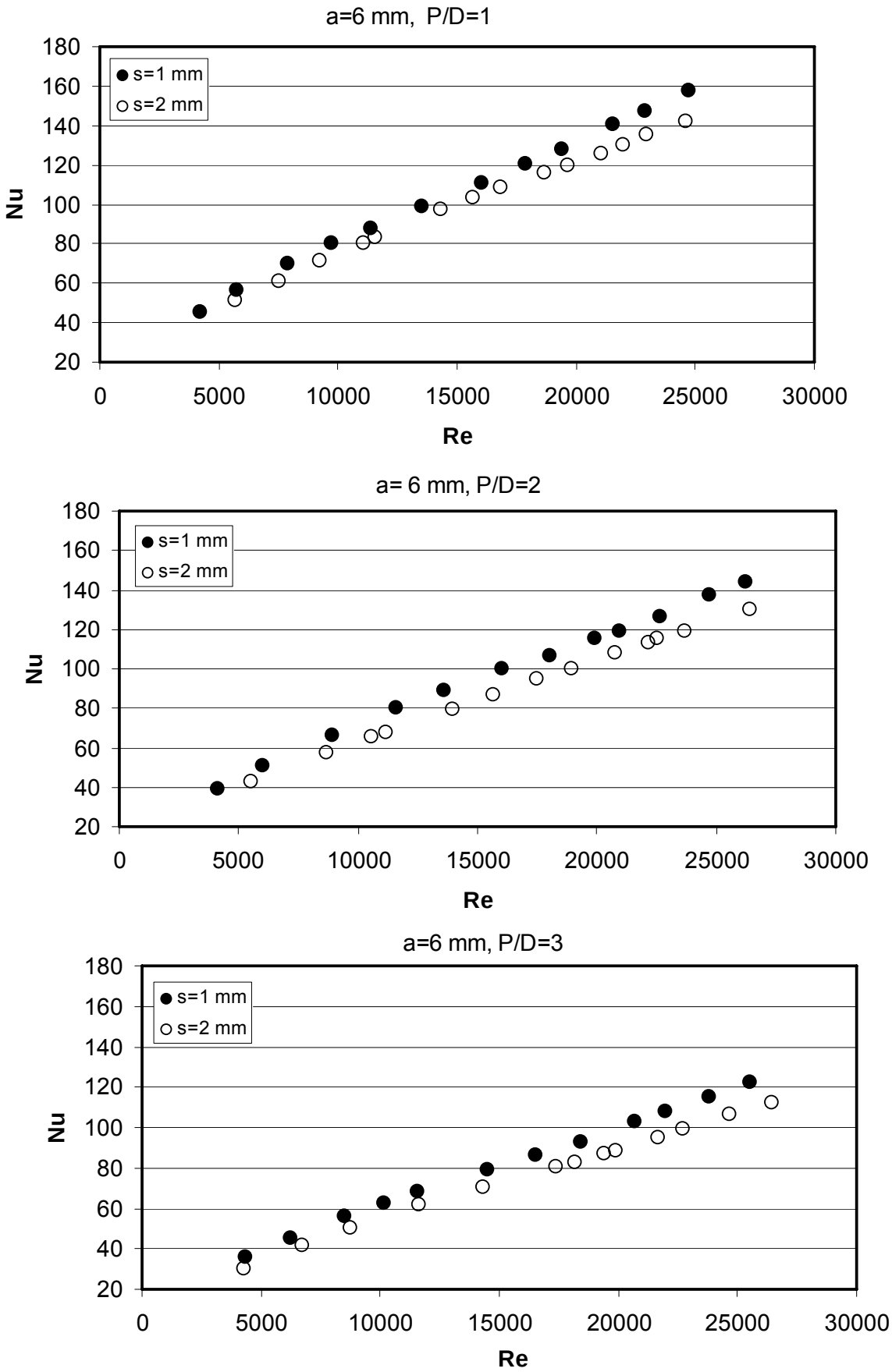


Şekil 5.56. H2 ve H5 tel gruplarının farklı hatve oranlarındaki net iyileşme oranlarının Reynolds sayısı ile değişimi.

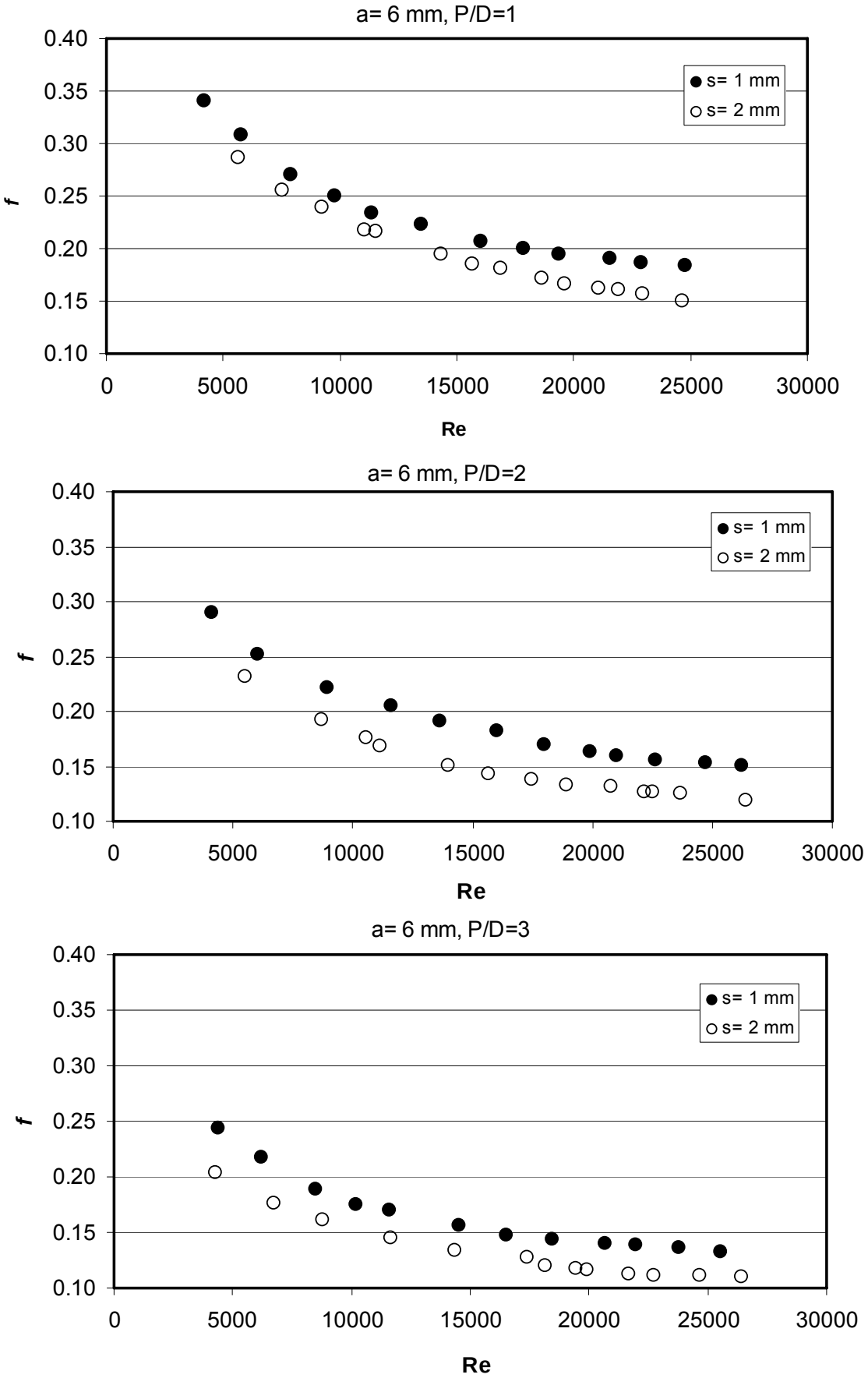
6.4.3 H3 ve H6 Tel Grupları

H3 tel grubu için a=6 mm, s=1 mm ve H6 tel grubu için a= 6 mm, s= 2mm'dir. Aşağıda bu iki tel grubu için farklı hatve oranlarındaki Nusselt sayısı, sürtünme katsayısı ve net iyileşme oranlarının Reynolds sayısı ile değişimleri sırasıyla Şekil 5.57-Şekil 5.59'da verilmiştir.

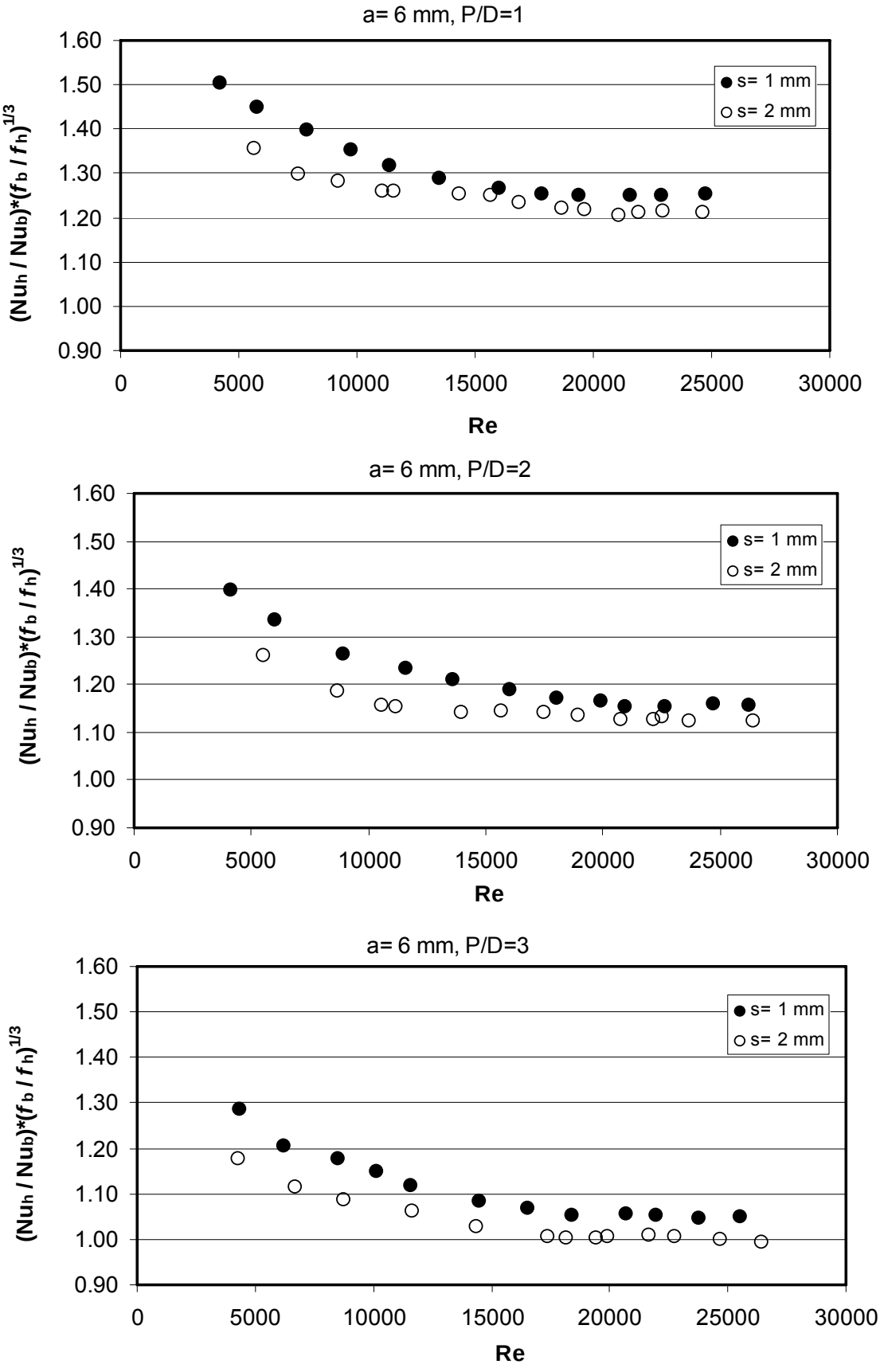
Şekil 5.57-Şekil 5.59'dan cidardan ayrıklık mesafesinin (s) bu iki tel grubu için ısı transferi ve basınç düşümü üzerinde etkili bir parametre olduğu açıkça görülmektedir. Bütün hatve oranları için, cidara daha yakın olan H3 tel grubunda (s=1 mm) Nusselt sayısı, sürtünme katsayısı ve elde edilen net iyileşme H6 tel grubundan (s=2 mm) daha yüksek çıkmıştır. Telin cidara yaklaşmasıyla, laminer alt tabaka daha iyi parçalanmakta ve tel ile cidar arasındaki boşlukta akışkan hızı artarak , burada girdapların oluşmasına neden olmaktadır. Böylelikle akış daha iyi karışarak, ısı transferi yükselmektedir. İncelenen tel grupları içinde en yüksek 50%'lik bir ısı transferi iyileştirmesi, H3 tel grubunun (s=1 mm) P/D=1 hatve oranında Reynolds sayısının 4220 değerinde elde edilmiştir.



Şekil 5.57. H3 ve H6 tel gruplarının farklı hatve oranlarındaki Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.



Şekil 5.58. H3 ve H6 tel gruplarının farklı hatve oranlarındaki sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi.



Şekil 5.59. H3 ve H6 tel gruplarının farklı hatve oranlarındaki net iyileşme oranlarının Reynolds sayısı ile değişimi.

6. BÖLÜM

SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME

Zorlanmış akış ve sabit ısı akısı sınır şartlarında, dairesel bir boru içerisine cidardan ayrık yerleştirilen helisel sarılmış eşkenar üçgen kesitli tellerin ısı transferi ve akış karakteristiklerine etkisi Reynolds sayısının 3514-27188 aralığında deneysel olarak incelenmiştir. Deneyler öcelikle boş boru için gerçekleştirilmiş ve elde edilen sonuçların literatürdeki çalışma sonuçlarıyla uyumlu oldukları görüldükten sonra boru içerisine helisel teller yerleştirilmiş durumda deneyler yapılmıştır.

Bu tez çalışmasında, literatürde mevcut çalışmalardan farklı olarak eşkenar üçgen kesitli helisel tel grubu boru içerisine cidardan ayrık olarak yerleştirilmiştir. Deneyler, cidardan iki farklı ayrıklık durumu (s=1mm ve s=2 mm), üç farklı hatve oranı (P/D=1, P/D=2 ve P/D=3) ve üç farklı tel kesiti (a=4mm, a=5mm ve a=6mm) için, 6 farklı helisel tel grubu (H1, H2, H3, H4, H5, H6) ile gerçekleştirilmiş ve sonuç olarak 18 farklı telin sağladığı ısı transferindeki artış, basınç düşümü ve neticede sağlanan net iyileşme belirlenmiştir.

Bu tez çalışmasından elde edilen sonuçlar aşağıda verilmiştir;

- Yapılan boş boru deneylerinde, yerel Nusselt sayılarının ısıtılan deney borusu boyunca değişimlerinde, ısıtmanın başlangıcından itibaren Nusselt sayısı azalmakta ve yaklaşık 30D mesafesinden sonra hemen hemen sabit kalmaktadır. Bu durum, ısı olarak tam gelişmenin olduğunun göstergesidir.
- Boş boru için elde edilen Nusselt sayıları, literatürde mevcut yaygın olarak

kullanılan eşitliklerle iyi bir uyum göstermiştir. Gnielinski (Eşitlik 3.20) tarafından verilen eşitlik ile deneylerden elde edilen sonuçların uyumlu oldukları görülmüştür.

- Ayrıca boş boru deneylerinden elde edilen sürtünme katsayılarının da Petukhov (Eşitlik 3.7) ve Moody (Eşitlik 3.8 ve 3.9) tarafından önerilen eşitliklerle uyumlu olduğu görülmüştür. Sürtünme katsayısı Reynolds sayısının artması ile azalmaktadır.
- Boru içerisine yerleştirilen helisel teller ile ısı transferinde ciddi artışlar sağlanmıştır. Özellikle, H3 grubuna ait (a=6mm, s=1mm, P/D=1) durumunda Nusselt sayısı boş boruya göre 3 kat artmıştır. Ancak, yerleştirilen teller ısı transferini arttırmanın yanında basınç düşümünde de kaydadeğer artışlara sebep olmuştur. En fazla basınç düşümü, ısı transferinin en çok arttığı (a=6mm, s=1mm, P/D=1) durumunda görülmüştür.
- Eşit pompalama gücüne göre yapılan performans değerlendirmesinde, en çok 50% lik bir net ısı transferi iyileşmesi H3 grubuna ait (a=6mm, s=1mm, P/D=1) durumu için Reynolds sayısının 4220 değerinde elde edilmiştir. İncelenen bir çok durumda, net iyileşme eğrisinin eğilimi Reynolds sayısının artmasıyla düşmekte ve yaklaşık Reynolds sayısı 15000'den sonrada neredeyse sabit kalmaktadır.
- Dikkate alınan parametrelerden (a, s ve P/D), hatve oranının ısı transferi, basınç düşümü ve net ısı transferi iyileştirmesi üzerinde en etkili parametre olduğu görülmüştür. Hatve oranı P/D'nin azalması yani sarım sayısının artması ve tel kalınlığının artması (a) ile birlikte Nusselt sayısı, sürtünme katsayısı ve elde edilen net iyileşme artmıştır.
- Cidardan ayrıklık mesafesinin (s) etkisi incelendiğinde, 4 mm'lik tel gruplarında (H1 ve H4), s mesafesinin net iyileştirme üzerinde bariz bir etkisi olmamıştır. a=5 mm'lik tel grupları (H2 ve H5) için, s mesefesinin ısı transferi ve basınç düşümü üzerinde çok etkin bir parametre olmadığı görülmüştür. Bu iki grup için Nusselt sayısı, sürtünme katsayısı ve net iyileştirme değerleri birbirine oldukça yakın çıkmıştır. Özellikle a=6 mm'lik tel grupları için (H3 ve H6), s mesafesinin ısı transferi ve basınç düşümü üzerinde etkin bir parametre olduğu sonucuna

varılmıştır. s mesafesinin azalması yani telin cidara yaklaşması ile hem ısı transferi hem de basınç düşümü artmıştır.

- Reynolds sayısındaki belirsizlik %3.2, sürtünme katsayısındaki belirsizlik %6.5 ve Nusselt sayısındaki belirsizlik ise %8.6 olarak hesaplanmıştır. Bu hatalar deney sırasında yapılan belirsizlik değerlerini ifade etmektedir.
- Özceyhan [66], boru içerisine cidardan ayrık olarak yerleştirilen farklı sekman grupları ile yaptığı deneysel çalışmasında, S1 sekman grubu için (h=56 mm, a=1 mm ve S_o=54 mm) düşük Reynolds sayılarında %34'lük net iyileşme elde etmiştir. Promvonge[114], Reynolds sayısının 5000-25000 aralığında yaptığı deneysel çalışmada farklı hatvelerde (P=15 mm ve 20 mm) sarılmış kare kesitli ve dairesel kesitli tellerin sağladığı net iyileşmeyi araştırmıştır. En yüksek %30'luk bir net iyileşme Re=5000 ve P=15 mm için 3 mm kalınlığındaki kare kesitli telde elde edilmiştir. Farklı tel kalınlığına sahip eşkenar üçgen kesitli tel gruplarının cidardan ayrık olarak farklı hatve oranlarında bir boru içerisine yerleştirilmesi ile gerçekleştirilen bu deneysel çalışmada ise, aynı Reynolds sayısında H3 grubuna ait (a=6 mm, s= 1mm ve P/D=1) durumunda yaklaşık %47'lik bir net iyileşme sağlanmıştır. Bu deneysel çalışma sonucunda, literatürde mevcut birçok çalışmada elde edilen net iyileşmeden daha çok ısı transferi iyileştirmesi elde edilmiştir.
- Bu tez çalışması sonucunda, endüstride yaygın olarak kullanılan ısı değiştiricilerindeki borular içerisine, ısı değiştiricisinin çalışma şartlarına göre düşük Reynolds sayılarında helisel sarılmış üçgen kesitli teller cidardan ayrık olarak küçük hatve oranlarında yerleştirilerek; ısı transferi iyileştirmesi sağlamanın mümkün olacağı gösterilmiştir.

KAYNAKLAR

1. http://www.enerjitasarrufu.com/ [Erişim tarihi: 28/07/2009]

2. http://www.enerji.gov.tr/index.php [Güncelleme: 20/05/2009]

3. http://tarsusmyo.mersin.edu.tr/tasarruf.htm [Erişim tarihi: 28/07/2009]

4. Bergles, A.E., The Imperative to Enhance Heat Transfer, In: Heat Transfer Enhancement of Heat Exchangers, Nato ASI series, 355, 13-29, 1999.

5. Webb R. L., Principals of Enhanced Heat Transfer, p. 1-20, John Wiley& Sons, Inc., New York,1994.

6. Incropera, F. And Dewitt P.D., Isı Ve Kütle Geçişinin Temelleri. Literatür Yayınları No:51,İstanbul, 2001.

7. Yüncü H. ve Kakaç S., Temel Isı Transferi, Bilim Yayınevi, Ankara, 1999.

8. Eiamsa-ard, S., Pethkool, S., Thianpong, C., Promvonge, P., Turbulent Flow Heat Transfer and Pressure Loss in a Double Pipe Heat Exchanger with Louvered Strip Inserts International Communications in Heat and Mass Transfer, 35, 120–129, 2008.

9. Promvonge, P., Heat Transfer Behaviors in Round Tube with Conical Ring Inserts, Energy Conversion and Management ,49, 8–15, 2008.

10. Eiamsa-Ard, S., Thianpong, C., 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.

11. Eiamsa-ard, S., Rattanawong, S., Promvonge, P., Turbulent Convection in Round Tube Equipped with Propeller Type Swirl Generators, International Communications in Heat and Mass Transfer, 36, 357–364, 2009.

12. Eiamsa-ard, S., Promvonge, P., Enhancement of Heat Transfer in a Tube with Regularly-Spaced Helical Tape Swirl Generators, Solar Energy, 78, 483–494, 2005.

13. Demir A, Kanatlı Bir Isı Değiştiricisi İçin Optimum Dizayn Parametrelerinin Belirlenmesi, Y.Lisans Tezi, Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Erzurum, 2006.

14. Zimparaov, V., Enhancement of Heat Transfer by a Combination of Three-start Spirally Corrugated Tubes with a Twisted Tape, International Journal of Heat and Mass Transfer, 44, 551-574, 2001.

15. Yılmaz, M., Çomaklı, Ö., Yapıcı, S. and Şara, O., N., Heat Transfer and Friction Characateristics in Decaying Swirl Flow Generated by Different Radial Guide Vane Swirl Generator, Energy Conversion & Management, 44(2), 283-300, 2003.

16. Chen, Y., Fiebig, M. and Mitra, N., K., Heat Transfer Enhancement of Finned Oval Tubes with Staggered Punched Longitudinal Vortex Generators, International Journal of Heat and Mass Transfer, 43, 417-435, 2000.

17. Yılmaz, M., Çomaklı, Ö. and Yapıcı, S., Enhancement of Heat Transfer by Turbulent Decaying Swirl Flow, Energy Conversion & Management, 40, 1365-1376, 1999.

18. Promvonge, P., Eimsa-ard, S., Heat Transfer and Turbulent Flow Friction in a Circular Tube Fitted with Conical-Nozzle Turbulators, International Communications in of Heat and Mass Transfer, 34, 72-82, 2007.

19. Promvonge, P., Eimsa-ard, S., Heat Transfer Augmentation in aCcircular Tube Using V-Nozzle Turbulator İnserts and Snail Entry, Experimental Thermal and Fluid Science, 32, 332-340, 2007.

20. Promvonge, P., Eimsa-ard, S., Heat Transfer in a Circular Tube Fitted With Free-Spacing Snail Entry and Conical-Nozzle Turbulators, International Communications in Heat and Mass Transfer, 34, 838-848, 2007.

21. Promvonge, P., Heat Transfer Behaviors in a Round Tube with Conical Ring İnserts, energy Conversion & Management, 49, 8-15, 2008.

22. Eimsa-ard, S., Promvonge, P., 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, 591-600, 2006.

23. Lund, K., O., Fully Developed Turbulent Flow and Heat Transfer at Fiber-Flocked Surfaces, International Journal of Heat and Mass Transfer, 44, 3799-3810, 2001.

25. Wang, C. and Chang, C., Heat and Mass Transfer for Plate Fin and Tube Heat Exchangers with and without Hydropilic Coating, International Journal of Heat and Mass Transfer, 41, 3109-3120, 1998.

25. Martin, A.R., Saltiel, C., Chai, J., and Shyy, W., Convective and Radiative Internal Heat Transfer Augmentation with Fiber Arrays, International Journal of Heat and Mass Transfer, 41, 3431-3440, 1998.

26. Karmare, S.V., Tikekar, A.N., Experimental Investigation of Optimum Thermohydraulic Performance of Solar Air Heaters with Metal Rib Grits Roughness, Solar Energy, 83, 6–13, 2009.

27. Kumar, S.,. Saini, R.P., CFD Based Performance Analysis of a Solar Air Heater Duct Provided with Artificial Roughness, Renewable Energy, 34, 1285–1291, 2009.

28. Aharwal, K.R., et al., Experimental Investigation on Heat-Transfer Enhancement due to a Gap in an Inclined Continuous Rib Arrangement in a Rectangular Duct of Solar Air Heater, Renewable Energy, 33, 585-596, 2008.

29. Saini, R.P., Verma, J., Heat Transfer and Friction Factor Correlations for a Duct Having Dimple-Shape Artificial Roughness for Solar Air Heaters, Energy, 33, 1277-1287, 2008.

30. Sahiti, N., Lemouedda, A., Stojkovic, D., Durst, F., and Franz, E., Performance Comparison of Pin Fin In-Duct Flow Arrays with Pin Cross-Sections, Applied Thermal Engineering, 16, 1176-1192, 2006.

31. Stalio, E. and Nobile, E., Direct Numerical Simulation of Heat transfer over Riblets, International Journal of Heat and Fluid Flow, 24, 356-371, 2003.

32. Şara, O., N., Pekdemir,T., Yapıcı, S.and Yılmaz M., Heat Transfer Enhancement in a Channel Flow with Perforated Rectangular Blocks, International Journal of Heat and Fluid Flow, 22, 509-518, 2001.

33. Akansu, S., O., Heat Transfer and Pressure Drops for Porous-Ring Turbulators in a Circular Pipe, Applied Energy, 83, 280-298, 2006.

34. Karwa, R., Maheshwari, B.K., Heat Transfer and Friction in an Asymmetrically Heated Rectangular Duct With Half and Fully Perforated Baffles at Different Pitches, International Communications in Heat and Mass Transfer, 36, 264–268, 2009.

35. Gao, X. and Sunden, B., Heat Transfer and Pressure Drop Measurements in Rib-Roughened Rectangular Ducts, Experimental Thermal and Fluid Science, 24, 25-34, 2001.

36. Chaube, A., Sahoo, P., K. and Solanki, S., C., Analysis of Heat Transfer Augmentation and Flow Characteristics due to Rib Roughness over Absorber Plate of Solar air Heater, Renewable Energy, 31, 317-331, 2006.

37. Hsieh, S., -S., Chang, L., -C. and Yang, T., -Y, Devoloping 3-D Turbulent Mixed Convection in a Circular Duct Inserted with Longitudinal Strips, International Journal of Engineering Science, 39, 1327-1350, 2001.

38. Onbaşıoğlu, S., U. and Onbaşıoğlu, H., On Enhancement of Heat Transfer with Ribs, Applied Thermal Engineering, 24, 43-57, 2004.

39. Nasiruddin, M., H. and Kamran, S., Heat Transfer Augmentation in a Heat Exchanger Tube using a Baffle, International Journal of Heat and Fluid Flow, 28, 318-328, 2007.

40. Şara, O., N., Pekdemir,T., Yapıcı, S.and Ersahan, H., Thermal Performance Analysis for Solid and Perforated Blocks Attached on a Flat Surface in Duct Flow, Energy Conversion and Management, 41, 1019-1028, 2000.

41. Tanda, G., Heat Transfer and Pressure Drop in a Rectangular Channel with Diamond-Shaped Elements, International Journal of Heat and Mass Transfer, 44, 3529-3541, 2001.

42. Zimparov, V., Extended Performance Evaluation Criteria for Enhanced Heat Transfer Surfaces: Heat Transfer Through Ducts with Constant Heat Flux, International Journal of Heat and Mass Transfer, 44, 169-180, 2001.

43. Valencia, A., Heat Transfer Enhancement Due to Self-Sustained Oscillating Transverse Vortices in Channels with Peiodically Mounted Rectangular Bars, International Journal of Heat and Mass Transfer, 42, 2053-2062, 1999.

44. Fu, W., Ke, W. and Wang K., Laminar Forced Convection in a Channel with a Moving Block, International Journal of Heat and Mass Transfer, 44, 2385-2394, 2001.

45. Sunden, B., Enhancement of Convective Heat Transfer in Rib-Roughened Rectangular Ducts, Enhanced Heat transfer, 6, 89-98, 1999.

46. Gao, X. and Sunden, B.,PIV Measurement of the Flow Field in Rectangular Ducts with 60° Parallel, Crossed and V-Shaped Ribs, Experimental Thermal and Fluid Science, 28, 639-653, 2004.

47. Tandiroglu, A., Effect of Flow Geometry Parameters on Transient Heat Transfer for

Turbulent Flow in a Circular Tube with Baffle Inserts, International Journal of Heat and Mass Transfer, 49, 1559-1567, 2006.

48. Tandiroglu, A. and Ayhan, T., Energy Dissipiation Analysis of Transient Heat Transfer for Turbulent Flow in a Circular Tube with Baffle Inserts, Applied Thermal Engineering, 26, 178-185, 2006.

49. San, J.Y., Huang, W.C., Heat Transfer Enhancement of Transverse Ribs in Circular tubes with Consideration of Entrance Effect, International Jounal of Heat and Mass Transfer, 49, 2965-2971, 2006.

50. Pongjet Promvonge, Chinaruk Thianpong, Thermal Performance Assessment of Turbulent Channel Flows over Different Shaped Rib, International Communications in Heat and Mass Transfer, 35, 1327–1334, 2008.

51. Thianpong, C., Chompookham, T., Skullong, S., Promvonge, P., Thermal Characterization of Turbulent Flow in a Channel with Isosceles Triangular Ribs, International Communications in Heat and Mass, 36 (7), 712-717. 2009.

52. Rosaguti, N.R., et al., Laminer Flow and Heat Transfer in a Periodic Serpentine Channel with Semi-Circular Cross-Section, International Jounal of Heat and Mass Transfer, 49, 2912-2923, 2006.

53. Sripattanapipat, S., Promvonge, P., Numerical Analysis of Laminar Heat Transfer in a Channel with Diamond-Shaped Baffles, International Communications in Heat and Mass Transfer, 36, 32–38, 2009.

54. Yang, YT., Hwang, ML., Numerical Simulation of Turbulent Fluid Flow and Heat Transfer Characteristics in Heat Exchangers Fitted With Porous Media, International Journal of Heat and Mass Transfer, 52, 2956-2965, 2009.

55. Jiang, J.G., Yuan, Z.X., Xia, G.D., Periodical Heat Transfer in Parallel-Plate Channel of Improved Flow-Inclining Inserts, International Journal of Thermal Sciences, 48(9), 1748-1754, 2009.

56. Korichi, A., Oufer, L., Polidori, G., Heat Transfer Enhancement in Self-Sustained Oscillatory Flow in a Grooved Channel with Oblique Plates, International Journal of Heat and Mass Transfer, 52, 1138–1148, 2009.

57. Li, XW., Meng, J., Guo, ZY., Turbulent Flow and Heat Transfer in Discrete Double Inclined Ribs Tube, International Journal of Heat and Mass Transfer, 52, 962–970, 2009.

58. Naphon, P., Effect of Coil-Wire Insert on Heat Transfer Enhancement and Pressure Drop of the Horizontal Concentric Tubes, International Communications in of Heat and Mass Transfer, 33, 753-763, 2006.

59. Sewall, E.A.,et al., Experimental Validation of Large Eddy Simulations of Flow and Heat Transfer in a Stationary Ribbed Duct, International Jounal of Heat and Fluid Flow, 27, 243-258, 2006.

60. Kamali, R., Binesh, A.R., The Importance of Rib Shape Effects on the Local Heat Transfer and Flow Friction Characteristics of Square Ducts with Ribbed Internal Surfaces, International Communications in Heat and Mass Transfer, 35(8), 1032-1040, 2008.

61. Garcia, A., et al., Enhancement of Laminar and Transitional Flow Heat Transfer in Tubes by Means of Wire Coil Inserts, International Journal of Heat and Mass Transfer, 50, 72-3176-3189, 2007.

62. Sohankar, A., Heat Transfer Augmentation in a Rectangular Channel with a Vee-Shaped Vortex Generator, International Jounal of Heat and Fluid Flow, 28, 306-317, 2007.

63. Gupta, A., et al., Local Heat Transfer Distribution in a Square Channel with 90°Continuous, 90° Saw Tooth Profiled and 60° Broken Ribs, Experimental Thermal and Fluid Science, 32, 997-1010, 2008.

64. Luviano-Ortiz, L., et al., Heat Transfer Enhancement in a Horizontal Channel By The Addition Of Curved Deflectors, International Journal of Heat and Mass Transfer, 51, 3972-3984, 2008.

65. Kılıçaslan, İ., and Saraç, H., İ., Enhancement of Heat Transfer in Compact Heat Exchanger by Different Type of Rib with Holografic Interferometry, Experimental Thermal and Fluid Science, 17, 339-346, 1998.

66. Ozceyhan, V., İçerisine Sekman Yerleştirimiş Bir Boruda Akış ve Isı Transferinin Deneysel İncelenmesi, Doktora Tezi, Erciyes Üniversitesi, Aralık, 2002.

67. Ozceyhan, V., Gunes, S., Buyukalaca, O. And Altuntop, N., Heat Transfer Enhancement

in a Tube Using Circular Cross Sectional Rings Seperated From Wall, Applied Energy, 85, 988-1001, 2008.

68. Wang, C., -C. and Chen, C., -K., Forced Convection in a Wavy-Wall Channel, International Journal of Heat and Mass Transfer, 45(12), 2587-2595, 2001.

69. Niceno, B. and Nobile, E., Numerical Analysis of Fluid Flow and Heat Transfer in Periodic Wavy Channels , Journal of Heat and Fluid Flow, 22, 156-167, 2001.

70. Adachi, T. and Uehara, H., Correlation Between Heat transfer and Pressure Drop in Channels with Periodically Grooved Parts, International Journal of Heat and Mass Transfer, 44, 4333-4343, 2001.

71. Girón-Palomares, B., Hernández-Guerrero, A., et al., An Experimental Analysis of the Flow Pattern in Heat Exchangers with an Egg Carton Configuration (Parallel, Convergent and Divergent Cases), International Journal of Heat and Fluid Flow, 30, 158–171, 2009.

72. Smith Eiamsa-ard , Pongjet Promvonge, Thermal Characteristics of Turbulent Rib-Grooved Channel Flows, International Communications in Heat and Mass Transfer, 36(7), 705-711, 2009.

73. Kasayapanand, N., Kiatsiriroat, T., EHD Enhanced Heat Transfer in Wavy Channel, International Communications in Heat and Mass Transfer ,32, 809–821, 2005.

74. Eimsa-ard, S., Promvonge, P., Numerical Study on Heat Transfer of Turbulent Channel Flow Over Periodic Grooves, International Communications in Heat and Mass Transfer, 35, 844-852, 2008.

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

76. Yang, R. and Chiang, F., P., An Experimental Heat Transfer Study for Periodically Varying-Curvature Curved Pipe, International Journal of Heat and Mass Transfer, 45, 3199-3204, 2002.

77. Acharya, N., Sen, M. and Chang, H., -C., Analysis of Heat Transfer Enhancement in Coiled-Tube Heat Exchangers, International Journal of Heat and Mass Transfer, 44, 3189-3199, 2001.

78. Sturgis, J., C. and Mudawar, I., Single-Phase Heat Transfer Enhancement in a Curved Rectangular Channel Subjected to Concave Heating, International Journal of Heat and Mass Transfer, 42, 1255-1272, 1999.

79. Zhou, T., et al., Experimental Study of Heat Transfer Enhancement in a Drag-Reducing Two-Dimensional Channel Flow, International Jounal of Heat and Mass Transfer, 49, 1462-1471, 2006.

80. Tian, L., He, Y., Tao, Y., Tao, W., A Comparative Study on the Air-Side Performance of Wavy Fin-and-Tube Heat Exchanger with Punched Delta Winglets in Staggered and In-Line arrangements, International Journal of Thermal Sciences, 48(9), 1765-1776, 2009.

81. Wena, MY., Ho, CY., Heat-Transfer Enhancement in Fin-and-Tube Heat Exchanger with Improved Fin Design, Applied Thermal Engineering, 29, 1050–1057, 2009.

82. Islam, M.D., Oyakawa, K., Yaga, M., Kubo, I., The Effects of Duct Height on Heat Transfer Enhancement of a Co-Rotating Type Rectangular Finned Surface in Duct, Experimental Thermal and Fluid Science, 33, 348–356, 2009.

83. Islam, M.D., Oyakawa, K., Yaga, M., Kubo, I., The Influence of Channel Height on Heat Transfer Enhancement of a Co-Angular Type Rectangular Finned Surface in Narrow Channel, International Journal of Thermal Sciences, 48(8), 1639-1648, 2009.

84. Bilen, K., Akyol, U. and Yapıcı, S., Heat Transfer and Friction Correlations and Thermal Performance Analysis for a Finned Surface, Energy Conversion and Management, 42, 1071-1083, 2001.

85. Khaled, A.R.A., Heat Transfer Enhancement in Hairy Fin Systems, Applied Thermal Enginneering, 27, 250-257, 2007.

86. Akyol, U., Bilen, K., Heat Transfer and Thermal Performance of a Surface with Hollow Rectangular Fins, Applied Thermal Enginneering, 26, 209-216, 2006.

87. Tijing, L.D, et al., A Study on Heat Transfer Enhancement Using Straight and Twisted Internal Fin Inserts, International Communications in of Heat and Mass Transfer, 33, 719-726, 2006.

88. Yakut, K., et al., Optimun Design Parameters of a Heat Exchanger Having Hexagonal Fins, Applied Energy, 83, 82-98, 2006.

89. Zhang, Z., et al., An Experimental Heat Transfer Study for Helically Flowing Outside Petal-Shaped Finned Tubes with Different Geometrical Parameters, Applied Thermal Enginneering, 27, 268-272, 2007.

90. Hiravennavar, S.R., et al., A Note on the Flow and Heat Transfer Enhancement in a Channel with Built-in Winglet Pair, International Jounal of Heat and Fluid Flow, 28, 299-305, 2007.

91. Didarul, I.M., Study on Heat Transfer and fluid Flow Characteristics with Short Rectangular Plate Fin of Different Pattern, Experimental Thermal and Fluid Science, 31, 367-379, 2007.

92. Sahin, B., Demir, A., Performance Analysis of a Heat Exchanger Having Perforated Square Fins, Applied Thermal Engineering, 28, 621-632, 2008.

93. Shaeri, M.R., Yaghoubi, M., Numerical Analysis of Turbulent Convection Heat Transfer From an Array of Perforated Fins, International Journal of Heat and Fluid Flow, 30, 218–228, 2009.

94. Promvonge, P., Thermal Augmentation in Circular Tube with Twisted Tape and Wire Coil Turbulators, Energy Conversion and Management, 49, 2949–2955, 2008.

95. Bharadwaj, P., Khondge, A.D., Date, A.W., Heat Transfer and Pressure Drop in a Spirally Grooved Tube with Twisted Tape Insert, International Journal of Heat and Mass Transfer, 52, 1938–1944, 2009.

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

97. Chang, S.W., et al., Turbulent Heat Transfer and Pressure Drop in a Tube Fitted with Serrated Twisted Tape, International Jounal of Thermal Sciences, 46, 506-518, 2007.

98. Eimsa-ard, S., et al., Experimental Investigation of Heat Transfer and Flow Friction in a Circular Tube Fitted with Regularly Spaced Twisted Tape Elements, International Communications in of Heat and Mass Transfer, 33, 1225-1233, 2006.

99. Sivashanmugam, P., Suresh, S., Experimental Studies on Heat Transfer and Friction Factor Characteristics of Turbulent flow Through a Circular Tube Fitted with Regularly

Spaced Helical Screw-Tape Inserts, Applied Thermal Enginneering, 27, 1311-1319, 2007.

100. Eimsa-ard, S., Promvonge, P., Heat Transfer Characteristics in a Tube Fitted with Helical Screw-Tape with/without Core-Rod Inserts, International Communications in of Heat and Mass Transfer, 34, 176-185, 2007.

101. Gül, H., Evin, D., Heat Transfer Enhancement in a Circular Tubes Using Helical Swirl Generator Insert at the Entrance, International Jounal of Thermal Sciences, 46, 1297-1303, 2007.

102. 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.

103. Promvonge, P., Eimsa-ard, S., Heat Transfer Behaviors in a Tube with Combined Conical-Ring and Twisted-Tape Insert, International Communications in Heat and Mass Transfer, 34, 849-859, 2007.

104. Altınışık, K., Uygulamalarla Isı Transferi, Nobel Yayın No: 587, Ankara, 2004.

105. Genceli, O.F., Çözümlü Isı Taşınım Problemleri, Birsen Yayınevi, İstanbul, 2002.

106. Petukhov, B., S., Irvine, T., F., Harnett, J., P., Advances in Heat Transfer, vol.6., Academic Press, New York, 1970.

107. Moody, L., F., Trans. ASME 66, 671, 1944.

108. Gnielinski, V., New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow, Int. Chem. Eng., Vol. 16, p. 359-368, 1976.

109. Blasius, H., Das Ähnlichkeitsgesetz bei Reibungsvorgängen in Flüssigkeiten, Forsch. Arb. Ing.-Wes. No.131, Berlin, 1913.

110. McAdams W. H., Heat Transmission, 3rd ed., McGraw-Hill, 1954.

111. Nikuradse J., Gesetzmäβigkeiten der Turbulanten Strömung in Glatten Rohren, Forsch. Arb. Ing.-Wes., No. 356, 1932.

112. Sieder, E. N. And Tate, G. E., Heat Transfer and Pressure Drop of Liquids in Tubes, Ind. Eng. Chem., Vol. 28, p. 1429-1435, 1936.

113. Kakaç S., Shah R.K., Aung W., Handbook of Single-phase Convection Heat Transfer, John Wiley&Sons Inc. USA. (900s), 1987.

114. Promvonge, P., Thermal performance in circular tube fitted with coiled square wires, Energy Conversion and Management ,49, 980–987, 2008.

115. Genceli, O.F., Ölçme Tekniği, Birsen Yayınevi, İstanbul, 1998.

EK-1

YEREL NUSSELT SAYISINI HESAPLAYAN BİLGİSAYAR PROGRAMI

```
      DIMENSION TEMP(50),TIW(50),TBXX(3750),TIWW(50)
      DIMENSION XHD2(50),XHD1(700),SIC(50),XPR(50)
      DIMENSION HHD1(50),HHD2(50),TORT(50)
      DIMENSION YOG(50),HX(50),XK(50),XNUU(50)
      REAL XNU(50), VIS(50), XKK(50),XPRA(50)
      DIMENSION A1(50),A2(50),A22(50),P(50),S(50),R(50)
      DIMENSION CP(3700),CPKK(3700),HD(50),XBETA(50)
      DIMENSION GR(50),RA(50)
      DIMENSION XXBETA(50),XGR(50),XRA(50), NN(50)
      DIMENSION QLOSS(50),QV(50),PNET(50),NU(50),NUS(50),FK(500)
      DIMENSION TBXX1(3050),TB(50),XTYILK(500),XTT(500),XTORT(500)

      OPEN(5,FILE='deney1.txt')
      OPEN(6,FILE='C:\S38.TXT')
      scv=126
      RO=0.060
      RI=0.056
      RY=0.16
      RKI=0.016
      RKO=0.026
      PI=3.1425926
      XLH=3.1
      XKYAL=0.038
      SYALIT=0.05
      XKS=33.39
      do 2 i=1,33
      read(5,*)TEMP(i)
      write(6,*)TEMP(i)
      2 continue
C*****DV voltaj farki, XI amper, TY yalıtım sıcaklığı, PTOPLAM toplam güç, XNU kinematik
viskozite,
C ****XK ısı iletim katsayısı, XPR prandtl sayısı, XBETA hacimsel ısıl genleşme katsayısıdır.
      DELTAP=TEMP(1)
      DV=TEMP(3)
```

```
      XI=TEMP(2)
      PTOPLAM=DV*XI
C *****WRITE(*,*)PTOPLAM
      TYILK=25
C *****WRITE(*,*)TEMP(4),TYILK,TEMP(32)
 111   XHD1(4)=(0.67567/(PI*RY*0.25))*(TEMP(4)-TYILK)/(TYILK-TEMP(32))
      TORT(4)=(TYILK+TEMP(32))/2
      XT=TORT(4)+273.15
      XNU(4)=-6.31*10e-07+5.54*10e-09*XT+5*10e-12*XT**2+4*10e-15*XT**3
      XK(4)=0.0286-0.00013*XT+5.8*10e-08*XT**2-5.33*10e-11*XT**3
      XPR(4)=0.182+0.00463*XT-1.32*10e-06*XT**2+1.2*10e-09*XT**3
      XBETA(4)=1/(TORT(4)+273.15)
      GR(4)=9.81*XBETA(4)*(TYILK-TEMP(32))*RY**3/XNU(4)**2
      RA(4)=GR(4)*XPR(4)
      NU(4)=0.48*RA(4)**0.25
      XHD2(4)=NU(4)*XK(4)/RY
C *****WRITE(6,*)XHD1(4),XNU(4),XK(4),XPR(4),XBETA(4),TORT(4)
      IF (ABS(XHD2(4)-XHD1(4)).LT.0.1) GOTO 112
      TYILK=TYILK+0.1
      GOTO 111
 112  XHD2(4)=XHD1(4)
C******WRITE(*,*)XHD1(4),TYILK,XT
      TYLT=25
 115  XA1=0.67567/(PI*RY*0.25)
      XB1=(TEMP(31)-TYLT)/(TYLT-TEMP(32))
      HHD1(31)=XA1*XB1
C******HHD1(31)=(0.67567/(PI*RY*0.25))*(TEMP(31)-XTYILK)/(XTYILK-TEMP(32))
      SIC(31)=(TYLT+TEMP(32))/2
      MY=SIC(31)+273.15
C*****WRITE(*,*)SIC
      VIS(31)= -6.31*10e-07+5.54*10e-09*MY+5*10e-12*MY**2+4*10e-15*MY**3
      XKK(31)=0.0286-0.00013*MY+5.8*10e-08*MY**2-5.33*10e-11*MY**3
      XPRA(31)=0.182+0.00463*MY-1.32*10e-06*MY**2+1.2*10e-09*MY**3
      XGR(31)=9.81*XXBETA(31)*(TYLT-TEMP(32))*RY**3/VIS(31)**2
      XRA(31)=XGR(31)*XPRA(31)
C *****WRITE(*,*)XRA(31)
      NN(31)=0.48*XRA(31)**0.25
C******WRITE(*,*)NN(31)
      HHD2(31)=NN(31)*XKK(31)/RY
C******WRITE(*,*)HHD2(31)
```

```
      IF (ABS(HHD2(31)-HHD1(31)).LT.0.1) GOTO 116
      TYLT=TYLT+0.1
      GOTO 115
 116  HHD2(31)=HHD1(31)
      DO 3 I=5,30
      XTYILK(I)=23
 114 A11=0.67567/(PI*RY*0.1)
      A22(I)=(TEMP(I)-XTYILK(I))/(XTYILK(I)-TEMP(32))
      A1(I)=A11*A22(I)
       XTORT(I)=(XTYILK(I)+TEMP(32))/2
      XTT(I)=XTORT(I)+273.15
      XNU(I)=-6.31*10e-07+5.54*10e-09*XTT(I)+5*10e-12*
      *XTT(I)**2+4*10e-15*XTT(I)**3
      XK(I)=0.0286-0.00013*XTT(I)+5.8E-07*XTT(I)**2-5.33E-10*XTT(I)**3
      XPR(I)=0.182+0.00463*XTT(I)-1.32E-05*XTT(I)**2+1.2E-08*XTT(I)**3
      XBETA(I)=1/(XTORT(I)+273.15)
      GR(I)=9.81*XBETA(I)*(XTYILK(I)-TEMP(32))*RY**3/XNU(I)**2
      RA(I)=GR(I)*XPR(I)
      NU(I)=0.48*RA(I)**0.25
      A2(I)=NU(I)*XK(I)/RY
      IF (ABS(A2(I)-A1(I)).LT.0.1) GOTO 113
      XTYILK(I)=XTYILK(I)+0.1
      GOTO 114
 113 A2(I)=A1(I)
C     WRITE(*,*) I, A1(I)
   3  CONTINUE
C****QLOSS,TIW HESAPLANMASI
DO 4 I=5,30
C****DV=TEMP(3)
C****XI=TEMP(2)
C****PTOPLAM=DV*XI
      R(I)=1/(A1(I)*(PI*RY*0.1))+SYALIT/(XKYAL*(PI*0.1*0.1)*1.019545)
      QLOSS(I)=(1/R(I))*(TEMP(I)-TEMP(32))
       PNET(I)=PTOPLAM-QLOSS(I)
      QV(I)=PNET(I)/(PI*((RO**2-RI**2)/4)*0.1)
C****WRITE(*,*) I, QV(I)
      P(I)=(QV(I)*(RO/2)**2/133.56)
      S(I)=((ALOG((RO/RI)**2)+((RI/RO)**2)-1))
      TIW(I)=TEMP(I)-(P(I)*S(I))
C ****WRITE(*,*)TIW(I),QLOSS(I),QV(I),PNET(I),PTOPLAM
```

```
   4 CONTINUE
C     WRITE(*,*)HHD2(31),TYLT,MY
C     QLOSS VE TIW BULUNMASI:
      C=1/(XHD1(4)*(PI*RY*0.25))+SYALIT/(XKYAL*(PI*0.1*0.25)*
     *1.019545)
      QLOSS(4)=(1/C)*(TEMP(4)-TEMP(32))
            PNET(4)=PTOPLAM-QLOSS(4)
            QV(4)=PNET(4)/(PI*((RO**2-RI**2)/4)*0.25)
            TIW(4)=TEMP(4)-((QV(4)*(RO/2)**2)/133.56)*
     *((ALOG((RO/RI)**2)+((RI/RO)**2)-1))
C     WRITE(*,*)TIW(4),QLOSS(4),QV(4),PNET(4),PTOPLAM
            XR=1/(HHD1(31)*(PI*RY*0.25))+SYALIT/(XKYAL*(PI*0.1*0.25)*
     *1.019545)
      QLOSS(31)=(1/XR)*(TEMP(31)-TEMP(32))
            PNET(31)=PTOPLAM-QLOSS(31)
            QV(31)=PNET(31)/(PI*((RO**2-RI**2)/4)*0.25)
            TIW(31)=TEMP(31)-((QV(31)*(RO/2)**2)/133.56)*
     *((ALOG((RO/RI)**2)+((RI/RO)**2)-1))
C     WRITE(*,*)TIW(31),QLOSS(31),QV(31),PNET(31),PTOPLAM
C     DEBI HESABI
C     DP VENTURIDEKI BASINC FARKI, XMDEBI kütlesel debidir.
C     READ(*,*)DP
      VT=TEMP(33)+273.15
            XNUU(33)=-6.31E-07+5.54E-8*VT+5E-11*VT**2+4E-14*VT**3
            YOG(33)=3.9315-0.01649*VT+3.05E-5*VT**2-2.09E-8*VT**3
            CD=0.95
            DP=780*9.81*scv/100
            DEBI=CD*PI*RKI**2/(4*SQRT(1-(RKI/RKO)**4))*SQRT(2*DP/YOG(33))
            HIZ=DEBI/(PI*RI**2/4)
            RE=HIZ*RI/XNUU(33)
            XMDEBI=DEBI*YOG(33)
            WRITE(6,*)DEBI,XMDEBI,HIZ,RE
            WRITE(6,*)YOG(33),HIZ,RE
C*****TOPLAM QLOSS HESAPLANMASI
            DO 5 I=4,31
C*****PTOPLAM=DV*XI
            WRITE(*,*)PTOPLAM
            QLOSStoplam=0
            QLOSStoplam=QLOSS(I)+QLOSStoplam
   5        CONTINUE
```

```
            XPNET=PTOPLAM-QLOSStoplam
            FLUX=XPNET/(PI*RO*XLH)
C******WRITE(*,*)XPNET,FLUX
C**** bulk temp hesabı
            TBXX(1)=TEMP(32)
             DO 225 K=1,620,1
             DO 220 I=1,100,1
            XDD=TBXX(K)+273.15
            CP(K)=0.946+0.000623*XDD-2.2E-6*XDD**2+2.67E-09*XDD**3
            TBXX(K+1)=TBXX(K)+(((PTOPLAM-QLOSStoplam)/1000*0.005/
            *(XMDEBI*XLH*CP(K))))
            TORTC=(TBXX(K+1)+TBXX(K))/2
            CPKK(K)=0.946+0.000623*(TORTC+273)-2.2E-6*
            *(TORTC+273)**2+2.67E-9*(TORTC+273)**3
            TBXX1=TBXX(K)+(((PTOPLAM-QLOSStoplam)/1000*
            *0.005/(XMDEBI*XLH*CPKK(K))))
            CP(K)=CPKK(K)
            220 CONTINUE
C *****WRITE(8,*)TBXX(K)
            225 CONTINUE
C      DO 444 I=4,31
C      TIW(I)=TEMP(I)-(QV(I)*RO**2/(4*XKS304))*
C           *((ALOG((RO/RI)**2)+((RI/RO)**2)-1)
C ****WRITE(9,*)TIW(K),TEMP(K)
C  444 CONTINUE
            DO 555 I=1,28
            HX(I)=FLUX/(TIW(I+3)-TBXX(20+I*20))
  555 CONTINUE
            DO 542 I=1,28
             WRITE(6,*)HX(I),TIW(I+3),TBXX(20+I*20)
  542 CONTINUE
             DO 551 I=1,28
            TB(I)=TBXX(20+I*20)
            XKHAVA1=0.0286-0.00013*(TB(I)+273)+5.8E-7*
             *(TB(I)+273)**2-5.33E-10*(TB(I)+273)**3
            NUS(I)=HX(I)*RI/XKHAVA1
            WRITE(6,*)NUS(I)
            551 CONTINUE
            stop
            end
```

EK-2

BELİRSİZLİK ANALİZİ

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

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

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

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

şeklinde verilmektedir [115].

Aşağıda örnek bir hata analizi detaylı olarak sunulmuştur;

Sıcaklık ölçümleri: ±%2
Basınç ölçümleri: ±%1
Boyut ölçümleri: ± 0.1 mm
Akımölçümleri: ± %1
Voltaj farkı ölçümleri: ±%1
$h_{ventüri}$ ölçümleri: ± 0.5 mm

Re=20183	D_v= 26 mm	d_v= 16 mm
T_∞ = 23.26 °C	T_{dd}= 64.5 °C	k_y = 0.038
T_y = 56.7 °C	T_{id}= 64.1 °C	k_d =33.39
D_y= 0.16 m	T_b= 45.57°C	L=3.1 m
D_o= 0.06 m	$T_{b(x-\Delta x)}$= 44.6°C	$\dot{m}$ =2.295.10^{-2} kg/s
D_i=0.056 m	$h_{ventüri}$=75 cm	c= 0.05 m
ΔV = 2.438 V	I=286.96 A	

Yalıtım dış yüzeyinden çevreye gerçekleşen doğal taşınımdaki ortalama sıcaklığın hesaplanmasında yapılan hata miktarı;

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

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

$$\frac{W_{T_{ort}}}{T_{ort}} = \left[\left(\frac{1.134}{79.96} \right)^2 + \left(\frac{0.4652}{79.96} \right)^2 \right]^{1/2} = 0.0153$$

Hacimsel ısıl genleşme katsayısındaki hata miktarı;

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

$$\frac{W_\beta}{\beta} = \left[\left(\frac{W_{T_{ort}}}{T_{ort} + 273} \right)^2 \right]^{1/2} = 0.0153$$

Yalıtım dış yüzeyi ile dış ortam arasında doğal taşınım ile ısı transferi için Grashof sayısının hesaplanmasında yapılan hata miktarı;

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

$$\frac{W_{Gr}}{Gr} = \left[\left(\frac{W_\beta}{\beta} \right)^2 + \left(\frac{W_{T_\infty}}{T_y + T_\infty} \right)^2 + \left(\frac{W_{T_y}}{T_y + T_\infty} \right)^2 + \left(\frac{3W_{D_y}}{D_y} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\frac{W_{Gr}}{Gr} = \left[2.34.10^{-4} + 3.385.10^{-5} + 2.011.10^{-4} + 3.5.10^{-6}\right]^{1/2} = 0.0217$$

Rayleigh sayısındaki hata miktarı;

$$Ra = Gr\,\mathrm{Pr}$$

$$\frac{W_{Ra}}{Ra} = \left[\left(\frac{W_{Gr}}{Gr}\right)^2\right]^{1/2} = 0.0217$$

Yalıtım dış yüzeyinden çevreye gerçekleşen doğal taşınımdaki Nusselt sayısının hesaplanmasında yapılan hata miktarı;

$$Nu = 0.48Ra^{0.25}$$

$$\frac{W_{Nu}}{Nu} = \left[\left(\frac{0.25.W_{Ra}}{Ra}\right)^2\right]^{1/2} = 0.0108$$

Doğal taşınımdaki ısı transfer katsayısının hesaplanmasında yapılan hata miktarı;

$$h_{ortam} = \frac{Nuk}{D_y}$$

$$\frac{W_{h_{ortam}}}{h_{otram}} = \left[\left(\frac{W_{Nu}}{Nu}\right)^2 + \left(\frac{W_{D_y}}{D_y}\right)^2\right]^{1/2}$$

$$\frac{W_{h_{ortam}}}{h_{otram}} = \left[(0.0108)^2 + (6.25.10^{-4})^2\right]^{1/2} = 0.0109$$

Yalıtım dış yüzey alanının hesaplanmasında yapılan hata miktarı;

$$A_y = \pi.D_y.L$$

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

$$\frac{W_{A_y}}{A_y} = \left[\left(\frac{0.0001}{3.1}\right)^2 + \left(\frac{0.0001}{0.16}\right)\right]^{1/2} = 6.25.10^{-4}$$

Boru dış yüzey alanının hesaplanmasında yapılan hata miktarı;

$$A_o = \pi.D_o.L$$

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

$$\frac{W_{A_o}}{A_o} = \left[\left(\frac{0.0001}{3.1}\right)^2 + \left(\frac{0.0001}{0.06}\right)^2\right]^{1/2} = 0.00166$$

Boru dış yüzeyi ile yalıtım dış yüzeyinin logaritmik ortalamasının hesaplanmasında yapılan hata miktarı;

$$A_{yo} = \frac{A_y - A_o}{In\frac{A_y}{A_0}}$$

$$\frac{W_{A_{yo}}}{A_{yo}} = \left[\frac{\left(\left(W_{A_y}\right)\left(\frac{\partial A_{yo}}{\partial A_y} \right) \right)^2 + \left(\left(W_{A_o}\right)\left(\frac{\partial A_{yo}}{\partial A_o} \right) \right)^2}{\left(\frac{A_y - A_o}{In(A_y / A_o)} \right)^2} \right]^{1/2}$$

$$\frac{W_{A_{yo}}}{A_{yo}} = \left[\frac{\left(\left(W_{A_y}\right)\left(\frac{\partial A_{yo}}{\partial A_y} \right) \right)^2 + \left(\left(W_{A_o}\right)\left(\frac{\partial A_{yo}}{\partial A_o} \right) \right)^2}{\left(\frac{A_y - A_o}{In(A_y / A_o)} \right)^2} \right]^{1/2}$$

$$\frac{W_{A_{yo}}}{A_{yo}} = \left[\frac{1.289.10^{-7} + 2.4.10^{-8}}{0.991} \right]^{1/2} = 3.93.10^{-4}$$

Isıl direncin hesaplanmasında yapılan hata miktarı;

$$\frac{1}{kA} = F = \frac{1}{h_{ortam} A_y} + \frac{c}{k_y A_{12}}$$

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

$$\frac{W_F}{F} = \left(7.97.10^{-7} + 2.62.10^{-9} + 1.042.10^{-5}\right)^{1/2} = 0.0033$$

Boru dış cidarından dış ortama geçen toplam ısı kaybının hesaplanmasında yapılan hata miktarı;

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

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

$$\frac{W_{Q_{kay}}}{Q_{kay}} = (0.00115 + 1.272.10^{-4} + 1.089.10^{-5})^{1/2} = 0.0358$$

Boruya uygulanan net elektriksel gücün hesaplanmasında yapılan hata miktarı;

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

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

$$\frac{W_{P_{net}}}{P_{net}} = \left(\frac{48.945 + 48.945 + 0.00128}{(698.615)^2} \right)^{1/2} = 0.014$$

Boruya uygulanan ısı akım şiddetinin hesaplanmasında yapılan hata miktarı;

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

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

$$\frac{W_q}{q} = \left(0.000196 + 2.77.10^{-6} + 1.04.10^{-9}\right)^{0.5} = 0.014$$

Boru cidarında birim hacim başına üretilen ısı miktarının hesaplanmasında yapılan hata miktarı;

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

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

$$\frac{W_{Q_v}}{Q_v} = 0.014$$

Boru iç cidar sıcaklığının hesaplanmasında yapılan hata miktarı;

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

$$\frac{W_{T_{id}}}{T_{id}} = \left[\frac{\left(\left(W_{T_{dd}}\right).\left(\frac{\partial T_{id}}{\partial T_{dd}}\right)\right)^2 + \left(\left(W_{Q_v}\right).\left(\frac{\partial T_{id}}{\partial Q_v}\right)\right)^2 + \left[\left(W_{R_o}\right).\left[\frac{\partial T_{id}}{\partial R_o}\right]\right]^2 + \left[\left(W_{R_i}\right).\left[\frac{\partial T_{id}}{\partial R}\right]\right]^2}{\left[T_{dd} - \frac{Q_v R_o^2}{4k_d}\left[In\left(\frac{R_o}{R}\right)^2 + \left(\frac{R}{R_o}\right)^2 - 1\right]\right]^2}\right]^{1/2}$$

$$\frac{W_{T_{id}}}{T_{id}} = \left(3.13.10^{-4} + 6.44.10^{-8} + 1.10^{-6} + 3.448.10^{-6}\right)^{1/2} = 0.018$$

Ventürimetreden okunan basınç farkının hesaplanmasında yapılan hata miktarı;

$$\Delta P = \rho.g.h_{ventüri}$$

$$\frac{W_{\Delta P}}{\Delta P} = \left[\left(\frac{W_h}{h}\right)^2\right]^{1/2} = \left[\left(\frac{5.10^{-3}}{0.75}\right)^2\right]^{1/2} = 0.004$$

Ventürimetrenin küçük çapnın büyük çapına oranının (χ) hesaplanmasında yapılan hata miktarı;

$$\chi = \frac{d_v}{D_v}$$

$$\frac{W_\chi}{\chi} = \left[\left(\frac{W_{D_v}}{D_v} \right)^2 + \left(\frac{W_{d_v}}{d_v} \right)^2 \right]^{1/2} = 0.0073$$

Teorik debinin hesaplanmasında yapılan hata miktarı;

$$Q_{teorik} = \frac{\left(\frac{\pi . {d_v}^2}{4} \right)}{\sqrt{1-\beta^4}} \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}}$$

$$\frac{W_{Q_{teorik}}}{Q_{teorik}} = \left[\frac{\left(\left(W_{d_v}\right) \left(\frac{\partial Q_{teorik}}{\partial d_v} \right) \right)^2 + \left(\left(W_\beta\right) \left(\frac{\partial Q_{teorik}}{\partial \beta} \right) \right)^2 + \left(\left(W_{\Delta P}\right) \left(\frac{\partial Q_{teorik}}{\partial \Delta P} \right)^2 \right)}{\left(Q_{teorik}\right)^2} \right]^{1/2}$$

$$\frac{W_{Q_{teorik}}}{Q_{teorik}} = \left(0.000156 + 1.10^{-5} + 8.658.10^{-4}\right)^{1/2} = 0.0321$$

$$Q_{gerçek} = C_d . Q_{teorik} \qquad \frac{W_{Q_{gerçek}}}{Q_{gerçek}} = 0.0321$$

$$\dot{m} = \rho . Q_{gerçek} \qquad \frac{W_{\dot{m}}}{\dot{m}} = 0.0321$$

Akış hızının hesaplanmasında yapılan hata miktarı;

$$U_m = \frac{4Q_{gerçek}}{\pi.D^2}$$

$$\frac{W_{U_m}}{U_m} = \left[\frac{\left(\left(W_{Q_{geçek}}\right)\left(\frac{\partial U_m}{\partial Q_{gerçek}} \right) \right)^2 + \left(\left(W_D\right)\left(\frac{\partial U_m}{\partial D} \right) \right)^2}{\left(\frac{4.Q_{gerçek}}{\pi.D^2} \right)^2} \right]^{1/2}$$

$$\frac{W_{U_m}}{U_m} = \left[\frac{\left(0.077 + 9.539.10^{-4}\right)}{(8.648)^2} \right]^{1/2} = 0.0323$$

Reynolds sayıısnın hesaplanmasında yapılan hata miktarı;

$$\mathrm{Re} = \frac{U_m.D}{\upsilon}$$

$$\frac{W_{\mathrm{Re}}}{\mathrm{Re}} = \left[\left(\frac{W_D}{D} \right)^2 + \left(\frac{W_{U_m}}{U_m} \right)^2 \right]^{1/2} = 0.0323$$

Ortalama akışkan sıcaklığının hesaplanmasında yapılan hata miktarı;

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

$$\frac{W_{T_b(x)}}{T_b(x)} = \left[\frac{\left(\left(W_{T_b(x-\Delta x)}\right).\left(\frac{\partial T_b(x)}{\partial T_b(x-\Delta x)}\right)\right)^2}{\left(T_b(x)\right)^2}\right] + \left[\frac{\left(\left(W_{\dot{m}}\right).\left(\frac{\partial T_b(x)}{\partial \dot{m}}\right)\right)^2}{\left(T_b(x)\right)^2}\right] + \left[\frac{\left(\left(W_L\right).\left(\frac{\partial T_b(x)}{\partial L}\right)^2\right)}{\left(T_b(x)\right)^2}\right]^{1/2} +$$

$$\left[\frac{\left(\left(W_{\Delta x}\right).\left(\frac{\partial T_b(x)}{\partial \Delta x}\right)\right)^2}{\left(T_b(x)\right)^2}\right] + \left[\frac{\left(\left(W_{P_{net}}\right).\left(\frac{\partial T_b(x)}{\partial P_{net}}\right)\right)^2}{\left(T_b(x)\right)^2}\right]^{1/2}$$

$$\frac{W_{T_b(x)}}{T_b(x)} = \left(3.83.10^{-4} + 4.713.10^{-5} + 4.817.10^{-13} + 4.625.10^{-9} + 9.10^{-8}\right)^{1/2} = 0.0196$$

Sıcaklık farkının hesaplanmasında yapılan hata miktarı;

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

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

$$\frac{W_{\Delta T}}{\Delta T} = \left(\frac{1.643 + 0.83}{343.36}\right)^{1/2} = 0.085$$

Isı transfer katsayısının hesaplanmasında yapılan hata miktarı;

$$h(x) = \frac{q}{T_{id} - T_b(x)} = \frac{q}{\Delta T}$$

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

$$\frac{W_{h_{(x)}}}{h_{(x)}} = \left(0.000196 + 0.007225\right)^{1/2} = 0.08615$$

Yerel Nusselt sayısının hesabında yapılan hata miktarı:

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

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

$$\frac{W_{Nu}}{Nu} = \left(0.00742 + 3.188.10^{-6}\right)^{1/2} = 0.08616$$

Sürtünme katsayısının hesaplanmasında yapılan hata miktarı:

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

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

$$\frac{W_f}{f} = \left(0.0001 + 3.188.10^{-6} + 0.625.10^{-9} + 0.0041\right)^{1/2} = 0.065$$

Bu örnek için Reynolds sayısındaki belirsizlik %3.2, sürtünme katsayısındaki belirsizlik %6.5 ve Nusselt sayısındaki belirsizlik ise %8.6 olarak hesaplanmıştır. Bu hatalar deney sırasında yapılan belirsizlik değerlerini ifade etmektedir.

ÖZGEÇMİŞ

Sibel Güneş 1978 yılında Kayseri'de doğdu. İlk, orta ve lise öğrenimini Kayseri'de tamamladı. 2000 yılında Erciyes Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümünden mezun oldu. Aynı yıl Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalında Yüksek Lisansa başladı. 2001 yılında aynı üniversitenin Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümünde araştırma görevlisi olarak göreve başladı. 2002 yılında Yüksek Lisans programını tamamlayıp aynı Enstitüde Doktora öğrenimine başladı. Evli olup halen Erciyes Üniversitesi Mühendislik Fakültesindeki görevine devam etmektedir.

Adres : Erciyes Üniversitesi Mühendislik Fakültesi
Makina Mühendisligi Bölümü
38039 - KAYSERI
Tel : 0 352 437 49 01 - 32106
Faks : 0 352 437 57 84
e-mail : sgumus@erciyes.edu.tr