T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

HELEZON BORULU ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNİN OPTİMİZASYONU

Doğan AKGÜL

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Proses Programı

Danışman

Prof. Dr. Ahmet Selim DALKILIÇ

Eş Danışman

Dr. Öğr. Üyesi Hatice MERCAN

Haziran, 2021

T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

HELEZON BORULU ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNİN OPTİMİZASYONU

Doğan AKGÜL tarafından hazırlanan tez çalışması 21.06.2021 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Isı Proses Programı **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Ahmet Selim DALKILIÇ Yıldız Teknik Üniversitesi Danışman	Dr. Öğr. Üyesi Hatice MERCAN Yıldız Teknik Üniversitesi Eş-Danışman

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Ahmet Selim DALKILIÇ, Danışman
Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Prof. Dr. Zeynep Dürriye BİLGE, Üye
Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Prof. Dr. Ebru MANÇUHAN, Üye
Marmara Üniversitesi _____

Danışmanım Prof. Dr. Ahmet Selim DALKILIÇ sorumluluğunda tarafımca hazırlanan Helezon Borulu Isı Değiştiricilerinin Optimizasyonu başlıklı çalışmada veri toplama ve veri kullanımında gerekli yasal izinleri aldığımı, diğer kaynaklardan aldığım bilgileri ana metin ve referanslarda eksiksiz gösterdiğimi, araştırma verilerine ve sonuçlarına ilişkin çarpıtma ve/veya sahtecilik yapmadığımı, çalışmam süresince bilimsel araştırma ve etik ilkelerine uygun davrandığımı beyan ederim. Beyanımın aksinin ispatı halinde her türlü yasal sonucu kabul ederim.

Doğan AKGÜL

İmza

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans eğitimim boyunca bilgi birikimi ve deneyimlerini paylaşarak, sabah akşam demeden benimle ilgilenen danışman hocam Prof. Dr. Ahmet Selim DALKILIÇ'a, çalışmama katkı sağlayan eş danışmanım Dr. Öğr. Üyesi Hatice MERCAN'a, bu süreçte yol arkadaşlarım olan Arş. Gör. Şafak Metin KIRKAR ve Arş. Gör. Büşra Selenay ÖNAL'a ve hayatım boyunca olduğu gibi tez çalışmam sırasında da bana destek olan aileme ve arkadaşlarıma teşekkürlerimi sunarım.

Doğan AKGÜL

İÇİNDEKİLER

SİMGE LİSTESİ vi

KISALTMA LİSTESİ ix

ŞEKİL LİSTESİ x

TABLO LİSTESİ xii

ÖZET xiii

ABSTRACT xv

1 GİRİŞ 1

1.1 Literatür Özeti 3

1.1.1 Helezon Borularda Laminer Akış 6

1.1.2 Helezon Borularda Türbülanslı Akış 14

1.1.3 Helezon Borularda Nanoakışkan Kullanımı 18

1.1.4 Helezon Borularda İyileştirilmiş Yüzey Kullanımı 25

1.2 Tezin Amacı 30

1.3 Hipotez 30

2 MATERYAL VE YÖNTEM 31

2.1 Kullanılan Denklemler 32

2.2 Kullanılan Isı Değiştiricisinin Özellikleri 40

2.2 Kullanılan Nanoakışkan Özellikleri ve Denklemleri 42

2.4 Çalışma Koşulları 44

3 BULGULAR VE TARTIŞMA 46

3.1 Isı Transferi Sonuçları 46

3.1 Basınç Düşümü Sonuçları 50

3.3 Optimum Reynolds Sayısının Belirlenmesi 52

3.4 Uygun Boru ve Çalışma Şartlarının Belirlenmesi 55

3.5 Nanoakışkan Kullanımı Sonuçları 59

3.6 İyileştirilmiş Yüzeyli Helezon Borular ile Karşılaştırma 62

4 SONUÇ VE ÖNERİLER 64

KAYNAKÇA **66**

TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR **73**

SİMGE LİSTESİ

ρ_{f0}	Akışkanın 20 °C'deki yoğunluğu
d_f	Akışkanın molekül eşdeğer çapı, m
M	Akışkanın molar kütlesi, kg/mol
N_A	Avogadro sayısı, 1/mol
k_b	Boltzman sabiti, J/K
$T_{t,ç}$	Boru çıkış sıcaklığı, ℃
d	Boru dış çapı, m veya mm
t	Boru duvar kalınlığı, m veya mm
$T_{t,g}$	Boru giriş sıcaklığı, ℃
ΔP	Boru içindeki basınç düşümü, kPa
f	Boru içindeki sürtünme faktörü
A_c	Boru kesit alanı, m^2
H	Boru yüksekliği, m veya mm
$\dot{Q}_t$	Borudaki ısı transfer hızı, kW
P	Borudaki akışkanın basıncı, kPa
$\dot{v}$	Borudaki akışkanın debisi, m^3/s
μ	Borudaki akışkanın dinamik vizkozitesi, kg/ms
v	Borudaki akışkanın hızı, m/s
k	Borudaki akışkanın ısı iletim katsayısı, W/mK
h_i	Borudaki akışkanın ısı taşınım katsayısı, W/m^2K
$\dot{m}$	Borudaki akışkanın kütlesel debisi, kg/s
Nu	Borudaki akışkanın Nusselt sayısı
Pr	Borudaki akışkanın Prandtl sayısı
Re	Borudaki akışkanın Reynolds sayısı
c_p	Borudaki akışkanın özgül ısısı, kJ/kgK
ρ	Borudaki akışkanın yoğunluğu, kg/m^3
L	Borunun bir sarımının uzunluğu, m
L_t	Borunun toplam uzunluğu, m
A_s	Borunun toplam yüzey alanı, m^2
De	Dean sayısı
φ	Derişim, %

T_{fr}	Donma noktası sıcaklığı, ℃
λ	Düzeltilmiş kavis oranı
Nu_s	Düz boru içindeki Nusselt sayısı
f_s	Düz boru içindeki sürtünme faktörü
θ	Eğim açısı, ^{0}
Eu	Euler sayısı
Gn	Germano sayısı
$T_{sh,ç}$	Hazne çıkış sıcaklığı, ℃
D_{sh}	Hazne çapı, m veya mm
$D_{sh,h}$	Hazne hidrolik çapı, m
$T_{sh,g}$	Hazne giriş sıcaklığı, ℃
ΔP_{sh}	Hazne içindeki basınç düşümü, kPa
f_{sh}	Hazne içindeki sürtünme faktörü
$A_{c,sh}$	Hazne kesit alanı, m^2
H_{sh}	Hazne yüksekliği, m
$\dot{Q}_{sh}$	Haznedeki ısı transfer hızı, kW
D	Helezon çapı, m veya mm
b	Helezon hatvesi, m veya mm
R	Helezon yarıçapı, m
P	Haznedeki akışkanın basıncı, kPa
μ_{sh}	Haznedeki akışkanın dinamik vizkozitesi, kg/ms
v_{sh}	Haznedeki akışkanın hızı, m/s
k_{sh}	Haznedeki akışkanın ısı iletim katsayısı, W/mK
h_o	Haznedeki akışkanın ısı taşınım katsayısı, W/m^2K
$\dot{m}_{sh}$	Haznedeki akışkanın kütlesel debisi, kg/s
Nu_{sh}	Haznedeki akışkanın Nusselt sayısı
Pr_{sh}	Haznedeki akışkanın Prandtl sayısı
Re_{sh}	Haznedeki akışkanın Reynolds sayısı
$c_{p,sh}$	Haznedeki akışkanın özgül ısısı, kJ/kgK
ρ_{sh}	Haznedeki akışkanın yoğunluğu, kg/m^3
U	Isı değiştiricisinin toplam ısı transfer katsayısı, W/m^2K
η	Isıl performans faktörü
δ	Kavis oranı
R_f	Kirlenme faktörü, m^2/WK

Re_{cr}	Kritik Reynolds sayısı
η_n	Nanoakışkan kullanımında ısıl performans faktörü
μ_{nf}	Nanoakışkanın dinamik viskozitesi, kg/ms
k_{nf}	Nanoakışkanın ısı iletim katsayısı, W/mK
Nu_{nf}	Nanoakışkanın Nusselt sayısı
$c_{p,nf}$	Nanoakışkanın özgül ısısı, kJ/kgK
f_{nf}	Nanoakışkanın sürtünme faktörü
ρ_{nf}	Nanoakışkanın yoğunluğu, kg/m^3
d_p	Nanoparçacığın çapı, m veya nm
k_p	Nanoparçacığın ısı iletim katsayısı, W/mK
$c_{p,p}$	Nanoparçacığın özgül ısısı, kJ/kgK
Re_p	Nanoparçacığın Reynolds sayısı
ρ_p	Nanoparçacığın yoğunluğu, kg/m^3
T_{ort}	Ortalama sıcaklık, ℃
Re_{opt}	Optimum Reynolds sayısı
P	Pompalama gücü, W
N	Sarım sayısı

KISALTMA LİSTESİ

CNT	Karbon nanotüp
D	Deneysel
HGB	Helezon gamzeli boru
HKB	Helezon koruge boru
HMB	Helezon mikro-kanatlı boru
MWCNT	Çok duvarlı karbon nanotüp
N	Nümerik veya teorik
NTU	Transfer birim sayısı
PANI	Polianilin

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1 Borulu ısı değiştiricisinin şematik gösterimi [4] 2

Şekil 1.2 Helezon borulu ısı değiştiricisinin şematik gösterimi 2

Şekil 1.3 İkincil akışın (a) akış diyagramı ve (b) deneysel çalışmada görünümü [6] 3

Şekil 1.4 İkincil akışın Dean sayısı ile değişimi [8] 4

Şekil 1.5 Nusselt sayısının Reynolds sayısı ve D/d oranıyla değişimi [32] 8

Şekil 1.6 Nusselt sayısının Dean sayısı ve akış debisiyle değişimi [35] 9

Şekil 1.7 Sürtünme faktörünün Reynolds sayısıyla değişimi [32] 12

Şekil 1.8 Nusselt sayısının Reynolds sayısıyla değişimi [48] 15

Şekil 1.9 Sürtünme faktörünün Reynolds sayısıyla değişimi [48] 17

Şekil 1.10 Üç farklı nanoakışkan kullanımında Nusselt sayısının akış debisi ve nanoakışkanın hacimsel derişimiyle değişimi [64] 20

Şekil 1.11 Isı taşınım katsayısının silikon dioksit nanoparçacığının hacim konsantrasyonu ve kütle debisiyle değişimi [70] 22

Şekil 1.12 İki farklı nanoakışkan kullanımı durumunda basınç düşümünün Reynolds sayısı ve nanoakışkanın hacimsel derişimiyle değişimi [62] 24

Şekil 1.13 Koruge yüzeyli helezon boruda Nusselt sayısının Reynolds sayısıyla değişimi [75] 27

Şekil 1.14 Koruge yüzeyli helezon boruda sürtünme faktörünün Reynolds sayısıyla değişimi [75] 28

Şekil 2.1 Borulu ısı değiştiricisi biçimlerinin şematik gösterimi [80] 31

Şekil 2.2 Helezon borular 32

Şekil 2.3 Helezon borular için kritik Reynolds sayısı korelasyonlarının karşılaştırılması 35

Şekil 2.4 Helezon borularda türbülanslı akış rejiminde önerilen ve deneysel çalışmalardan elde edilmiş Nusselt sayısı korelasyonlarının karşılaştırılması 36

Şekil 2.5 Helezon borularda türbülanslı akış rejiminde önerilen ve deneysel çalışmalardan elde edilmiş sürtünme faktörü korelasyonlarının karşılaştırılması 37

Şekil 2.6 Bir ısı değiştiricisinde taşınım ve iletimin şematik gösterimi [78] 38

Şekil 2.7 Su, etilen glikol ve motor yağının ısı transferlerinin farklı debilerde karşılaştırılması [83] 39

Şekil 2.8 Helezon borulu ısı değiştiricisinin şematik gösterimi ve geometrik özellikleri 40

Şekil 2.9 Helezon borulu bir ısı değiştiricisi sistemi örneğinin şematik gösterimi 45

Şekil 3.1 Kritik Reynolds sayısının kavis oranıyla değişimi 46

Şekil 3.2 Boru içindeki Nusselt sayısının (a) Reynolds sayısı (b) Dean sayısı ve (c) kavis oranıyla değişimi 47

Şekil 3.3 Hazne tarafındaki Nusselt sayısının (a) Reynolds sayısı ve (b) kavis oranıyla değişimi 48

Şekil 3.4 Toplam ısı transfer katsayısının (a) Reynolds sayısı, (b) Dean sayısı ve (c) kavis oranıyla değişimi 49

Şekil 3.5 Boru içindeki sürtünme faktörünün (a) Reynolds sayısı, (b) Dean sayısı ve (c) kavis oranıyla değişimi 50

Şekil 3.6 Boru içindeki pompalama gücünün (a) Reynolds sayısı, (b) Dean sayısı ve (c) kavis oranıyla değişimi 51

Şekil 3.7 Hazne tarafındaki sürtünme faktörünün (a) Reynolds sayısı ve (b) kavis oranıyla, (c) pompalama gücünün kavis oranıyla değişimi değişimi .. 52

Şekil 3.8 Kavis oranı (a) 0,058, (b) 0,068, (c) 0,085, (d)0,092, (e) 0,100, (f) 0,108, (g) 0,117, (h) 0,133 ve (ı) 0,150 olan borular için optimum Reynolds sayılarının tayini 53

Şekil 3.9 Optimum Reynolds sayısının kavis oranıyla değişimi 55

Şekil 3.10 Düz borudaki Nusselt sayısının (a) 0,058 kavis oranına sahip borudaki ve (b) 0,15 kavis oranına sahip borudaki Nusselt sayılarıyla karşılaştırılması 55

Şekil 3.11 Düz borudaki sürtünme faktörünün (a) 0,058 kavis oranına sahip borudaki ve (b) 0,15 kavis oranına sahip borudaki sürtünme faktörüyle karşılaştırılması 56

Şekil 3.12 Isıl performans faktörünün kavis oranıyla değişimi 57

Şekil 3.13 NTU değerinin kavis oranıyla değişimi 58

Şekil 3.14 Nanoakışkan kullanımı sonucu Nusselt sayısının (a) %0,1 derişimde, (b) %0,5 derişimde Reynolds sayısı ile değişimi ve (c) derişim ile değişimi 60

Şekil 3.15 Nanoakışkan kullanımında ısıl performans faktörünün nanoakışkan debisi ile değişimi 61

Şekil 3.16 Örnek (a) pürüzsüz yüzeyli ve (b) koruge yüzeyli helezon borular 63

TABLO LİSTESİ

Tablo 1.1 Helezon borular için önerilen kritik Reynolds sayısı korelasyonları 5

Tablo 1.2 Laminer akışta sabit ısı akısı sınır koşulu için önerilen Nusselt sayısı korelasyonları 9

Tablo 1.3 Laminer akışta sabit yüzey sıcaklığı sınır koşulu için önerilen Nusselt sayısı korelasyonları 10

Tablo 1.4 Laminer akış için önerilen sürtünme faktörü korelasyonları 12

Tablo 1.5 Türbülanslı akış için önerilen Nusselt sayısı korelasyonları 16

Tablo 1.6 Türbülanslı akış için önerilen sürtünme faktörü korelasyonları 18

Tablo 1.7 Nanoakışkan kullanı için önerilen Nusselt sayısı korelasyonları 22

Tablo 1.8 Nanoakışkan kullanımı için önerilen sürtünme faktörü korelasyonları 25

Tablo 1.9 İyileştirilmiş yüzey kullanımı için önerilen Nusselt sayısı korelasyonları 27

Tablo 1.10 İyileştirilmiş yüzey kullanımı için önerilen sürtünme faktörü korelasyonları 29

Tablo 1.11 Hazne tarafı için önerilen Nusselt sayısı korelasyonları 29

Tablo 2.1 Çalışmada kullanılan boruların geometrik özellikleri 41

Tablo 2.2 Çalışmada kullanılan nanopartiküllerin fiziksel özellikleri 44

ÖZET

Helezon Borulu Isı Değiştiricilerinin Optimizasyonu

Doğan AKGÜL

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Danışman: Prof. Dr. Ahmet Selim DALKILIÇ

Eş-Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Hatice MERCAN

Dünyanın enerji ihtiyacı her geçen gün artarken, buna paralel olarak geleneksel enerji kaynaklarının azalması, enerjiyi daha verimli kullanmanın yollarını aramaya itmektedir. Bu sebeple gıda, kimya, otomotiv sanayi, enerji santralleri, ısıtma-soğutma ve havalandırma uygulamaları gibi çok geniş bir kullanım alanına sahip olan ısı değiştiricilerinin daha verimli olması konusunda uzun zamandır çalışmalar yapılmaktadır. Bu çalışmada ısı transferini iyileştiren pasif yöntemlerden biri olan helezon boru, bir hazne içinde kullanılarak; boru çapının ve buna bağlı olarak kavis oranının, Reynolds sayısının, debinin tek fazlı akışta ısı transferine ve basınç düşümüne olan etkileri incelenmiş, sonuçlar literatürde var olan çalışmalar ile karşılaştırılmıştır. Her bir kavis oranı için çalışma sırasında üstüne çıkılmaması gereken maksimum Reynolds sayıları elde edilerek optimum Reynolds sayısı grafiği oluşturulmuştur. Her bir boru için ısıl performans ve NTU analizleri yapılarak helezon borulu ısı değiştiricilerinde tek fazlı akış için en uygun boru ve debi tayini yapılmıştır. Çalışmada çapları 9-20 mm arasında değişen aynı helezon çapı, uzunluk ve sarım sayısına sahip 9 farklı helezon boru incelenmiş ve çalışma akışkanı olarak boru içinde ve dışında su kullanılmıştır. Araştırma boru içindeki Reynolds sayısının 12000-47000 aralığında olduğu türbülanslı akış rejimi koşullarında ve boru üzerine

sabit 10 kW'lık ısı transferinde gerçekleştirilmiştir. Su ile yapılan çalışmalar, diğer bir pasif ısı transferi iyileştirme yöntemi olan nanoakışkan kullanımı ile tekrarlanmıştır. Çalışma akışkanı olarak literatürde ısı transferinde en çok artışa sebep olduğu belirtilen 10 farklı nanoakışkan, %0,1-0,5 aralığındaki 5 farklı derişimde kullanılmıştır. Elde edilen ısı transferi ve basınç düşümü etkileri sonuçlarına göre helezon borulu ısı değiştiricileri için en uygun nanoakışkan ve nanoakışkan derişimi tespit edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Helezon boru, ısı değiştiricisi, ısı transferi, basınç düşümü, nanoakışkan

ABSTRACT

Optimization of Helically Coiled Tube Heat Exchangers

Doğan AKGÜL

Department of Mechanical Engineering

Master of Science Thesis

Advisor: Prof. Dr. Ahmet Selim DALKILIÇ

Co-advisor: Asst. Prof. Dr. Hatice MERCAN

The decreasing conventional energy resources in parallel with the rising of the global requirement for energy drives to search for new ways to use energy more efficiently. Therefore, studies on improving heat transfer performance of heat exchangers that have a wide range of areas, such as food, chemical, automotive industry, power plants and HVAC applications have been carried out for a long time. In this study, helically coiled tubes, which is one of the passive heat transfer enhancement techniques are used in a shell, and the effects of tube diameter and accordingly curvature ratio, Reynolds number and flow rate on heat transfer and pressure drop in single-phase flow are investigated. For each curvature ratio, the upper limits for Reynolds numbers are obtained, and the optimum Reynolds number graph is created. Thermal performance and NTU analyses are performed for each curvature ratio and the most suitable tube and flow rate are determined for single-phase flow in helically coiled tube heat exchangers. 9 different tubes with the diameters ranging from 9-20 mm with the same coil diameter, length and number of turns are selected. Water is used both inside and outside the tube as the working fluid. The investigation is carried out under turbulent flow regime conditions with the Reynolds number in the range of 12000-47000 for the tube side, and constant

heat transfer at 10 kW on tube. Studies have been repeated with the use of nanofluid which is another passive heat transfer enhancement technique. 10 different nanofluids which are stated to show the most increase in heat transfer in the literature, with the 0,1-0,5% concentrations were chosen. The optimal nanoparticle type and nanofluid volume concentration for helically coiled tube heat exchangers is determined by the heat transfer and pressure drop results.

Keywords: Helically coiled tube, heat exchanger, heat transfer, pressure drop, nanofluid

1
GİRİŞ

Isı değiştiricileri, aralarında sıcaklık farkı bulunan iki veya daha fazla akışkan arasında ısı transferini sağlayan cihazlardır. Büyük fabrikalardan evlerimizde günlük kullandığımız sistemlere kadar çok geniş bir kullanım alanına sahip ısı değiştiricileri ısı transfer şekline, ısı transfer mekanizmalarına, kullanılan akışkan sayısına, yüzey kompaktlığına, yapısal özelliklerine ve akış şekillerine göre sınıflandırılırlar [1].

Artan enerji ihtiyacı ile birlikte enerji maliyetlerinin artması, doğal enerji kaynakların azalması, daha verimli, daha az yer kaplayan ve çevre dostu ısı değiştiricilerinin üretimi konusunda çalışmalar yapılmasına neden olmuş ve ısı değiştiricilerinde ısı transferini iyileştirmek üzerine çeşitli yöntemler keşfedilmiştir. Bu yöntemler aktif, pasif ve birleşik yöntemler olmak üzere 3'e ayrılabilir [2].

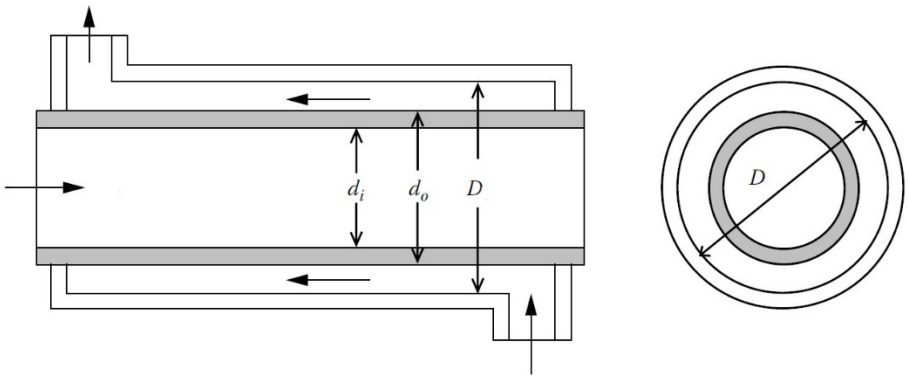
Aktif yöntemler, harici bir güç kaynağına ihtiyaç duyan yöntemlerdir. Sıvıyı karıştıran mekanik yardımcılar, yüzey titreşimi, akışkan titreşimi, elektrostatik alanlar, enjeksiyon, vakum vb. metotlar aktif yöntemlerdir.

Pasif yöntemler, harici bir güç kaynağı gerektirmeyen yöntemlerdir. Bu sebeple ve tasarım esnekliğiyle aktif yöntemlere göre daha çok tercih edilirler. İşlenmiş yüzeyler, pürüzlü yüzeyler, mikro-kanat gibi eklemeler ile elde edilen genişletilmiş yüzeyler, kanat gibi boru içine yerleştirilen iyileştirme cihazları, bükülmüş bant gibi boru içine yerleştirilen girdap cihazları, helezon veya spiral boru gibi kıvrımları olan kavisli borular, yüzey gerilim cihazları kullanılması ve nanoparçacık gibi akışkana katkı maddeleri eklenmesi gibi yöntemler pasif yöntemlerdir.

Aktif ve pasif yöntemlerin birlikte kullanılması durumuna birleşik yöntem denir. Birleşik yöntem karmaşık tasarımlar içerdiğinden dolayı uygulaması sınırlıdır [3].

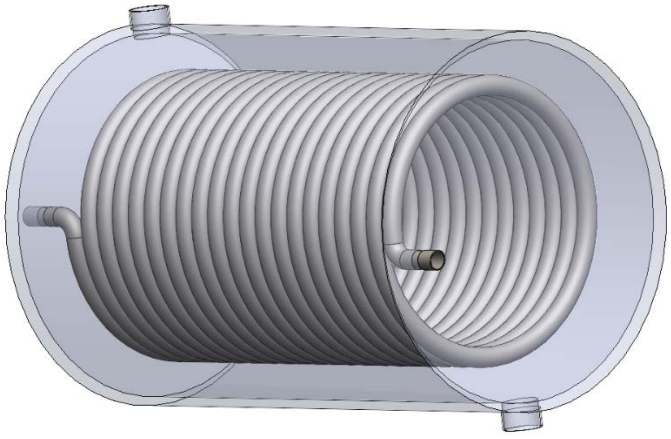
Isı değiştiricilerinin bir çeşidi olan ve endüstride sık rastlanan borulu ısı değiştiricileri silindirik bir hazne içine yerleştirilen bir ya da daha fazla borudan

oluşmaktadır. Farklı sıcaklıklardaki iki akışkandan biri hazne tarafından diğeri boru içinden gönderilerek ısı transferi sağlanmaktadır. Tek borulu ısı değiştiricisinin şematik gösterimi Şekil 1.1'de verilmiştir.



Şekil 1.1 Borulu ısı değiştiricisinin şematik gösterimi [4]

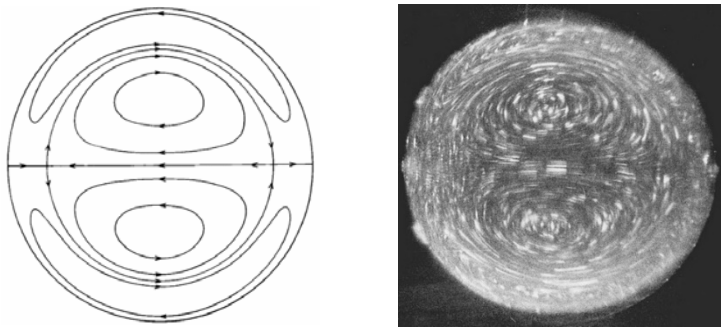
Helezon borulu ısı değiştiricilerinde, hazne içerisinde yer alan geleneksel düz boru yerine helezon borular kullanılır. Helezon borulu ısı değiştiricisinin şematik gösterimi Şekil 1.2'de verilmiştir.



Şekil 1.2 Helezon borulu ısı değiştiricisinin şematik gösterimi

Helezon boruların kıvrımlarında, akışkanın bu kıvrımı takip etmesi için merkezcil kuvvet sağlayan enine bir basınç gradyanı vardır. Bununla birlikte, borunun merkezine yakın daha hızlı hareket eden akışkanın kıvrımı takip etmesi için gereken basınç gradyanı, kaymazlık şartından dolayı duvara yakın daha yavaş hareket eden akışkan için gerekenden daha büyüktür. Bu durum, borunun merkezine yakın olan akışkanın borunun duvarına doğru ve duvarın yakınındaki akışkanın merkeze

doğru hareket etmesine neden olur. Böylece boru içerisinde ana akışa dik yönde ikincil bir akış meydana gelir [5]. İkincil akışın görünümü Şekil 1.3'te verilmiştir.



(a) (b)

Şekil 1.3 İkincil akışın (a) akış diyagramı ve (b) deneysel çalışmada görünümü [6]

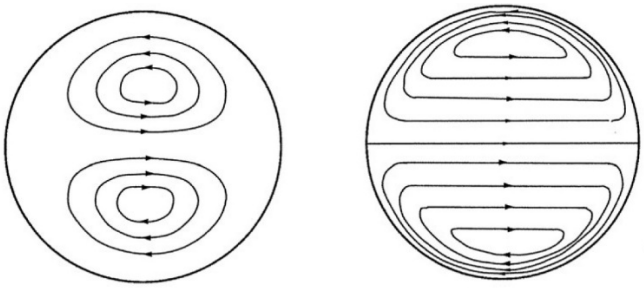
İkincil akış, akışkan sıcaklık tabakalarını boru boyunca dağıttığı için helezon borular düz borulara göre daha yüksek ısı transferi sağlamaktadır [7]. Aynı zamanda düz borulara göre aynı hazne yüksekliğinde daha fazla boru uzunluğuna sahip olmalarının birim hacim başına daha yüksek ısı transfer alanı ve yerden tasarruf sağlaması helezon boruları daha avantajlı kılmaktadır [8]. Bununla birlikte artan uzunluk ve kavisli yapı, düz borulara göre daha yüksek sürtünme faktörü ile basınç düşümü ve bu basınç düşümünü yenmek için gereken daha fazla pompalama gücünü de beraberinde getirmektedir.

1.1. Literatür Özeti

Kavisli borulara dair ilk çalışmalar 20. yüzyılın başlarında Thompson [9] ve Williams vd. [10] tarafından yapılmıştır. Eustice [11], Osborne Reynolds'un akış rejimini incelemesine benzer şekilde, kavisli boru içerisine boya enjekte ederek ikincil akış modelini gözlemlemiştir. Kavisli borularda Grindley ve Gibson [12] kavis etkisi, Jescheke [13] ısı transferi, White [14] basınç düşümü üzerine ilk deneysel çalışmaları yapmışlardır.

Dean [15,16] kavisli borulara ait ikincil akış gelişimini temsil eden ilk matematiksel modeli oluşturmuş ve helezon borular için önemli bir parametre olan Dean sayısını önermiştir. Bu sebeple kavisli borularda görülen ikincil akışa aynı zamanda Dean

girdapları da denilmektedir. Dean sayısı arttıkça ikincil akış etkileri artmaktadır. İkincil akışın Dean sayısıyla değişimi Şekil 1.4'te verilmiştir.



Şekil 1.4 İkincil akışın Dean sayısı ile değişimi [8]

Reynolds sayısı akış rejimini tanımlamak için kullanılır. Atalet kuvvetlerin viskoz kuvvetlere oranıdır ve aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$Re = \frac{\text{Atalet kuvvetleri}}{\text{Viskoz kuvvetler}} = \frac{\rho d v}{\mu} \tag{1.1}$$

Boru çapının helezon çapına oranına kavis oranı denilmektedir. Kavis oranı helezon borulu ısı değiştiricileri için en önemli parametrelerden biridir ve aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$\delta = \frac{d}{D} \tag{1.2}$$

Dean sayısı ise Reynolds sayısı ve kavis oranının karekökünün çarpımından oluşan boyutsuz bir sayıdır ve aşağıdaki gibi elde edilir.

$$De = \frac{\sqrt{\frac{1}{2}(\text{Atalet kuvvetleri})(\text{Merkezcil kuvvetler})}}{\text{Viskoz kuvvetler}} \tag{1.3a}$$

$$De = \frac{\sqrt{\frac{1}{2}\left(\rho d^2 R \frac{v^2}{d}\right)\left(\rho d^2 R \frac{v^2}{D}\right)}}{\mu \frac{v}{d} dD} = \frac{\rho d v}{\mu} \sqrt{\frac{d}{2R}} \tag{1.3b}$$

$$De = Re\sqrt{\delta} \tag{1.3c}$$

Yapılan çalışmalar ile kavisli borularda akış rejiminin tayini için kullanılan kritik Reynolds sayısının düz borulardaki ile aynı olmadığı, çok daha yüksek ve kavis oranıyla doğrudan ilişkişi olduğu görülmüş ve bu bağlamda kritik Reynolds sayısını ifade eden korelasyonlar türetilmiştir.

Bu konuda ilk çalışma Ito [17] tarafından gerçekleştirilmiştir. Yapılan deneysel çalışma ile kritik Reynolds sayısı korelasyonu üretilmiş ve 0,0012'den küçük kavis oranlarında düz boru için kullanılan kritik Reynolds sayısının kullanılabileceği belirtilmiştir. Kubair ve Varrier [18], Kutateladze ve Borishanskii [19], Schmidt [20] ile Srinivasan vd. [21] yaptıkları deneysel çalışmalar ile kritik Reynolds sayısı korelasyonları üretmişlerdir. Mishra ve Gupta [22] düzeltmiş kavis oranı ile Ito'nun korelasyonundan türetilen bir korelasyon geliştirmişlerdir. El-Genk ve Schriener [23] yaptıkları analitik çalışma ile var olan tüm kritik Reynolds sayısı korelasyonlarını ele alarak yeni bir korelasyon önermişlerdir.

Helezon borular için önerilen çeşitli kavis oranı (δ) ve düzletilmiş kavis oranı (λ) aralıkları için kritik Reynolds sayısı korelasyonları Tablo 1.1'de verilmiştir.

Tablo 1.1 Helezon borular için önerilen kritik Reynolds sayısı korelasyonları

Araştırmacı	**Korelasyon**	**Korelasyon Aralığı**
Ito [17]	$Re_{cr} = 20000\delta^{0,32}$	$0{,}00116 < \delta < 0{,}0667$
Kubair ve Varrier [18]	$Re_{cr} = 12730\delta^{0,2}$	$0{,}0005 < \delta < 0{,}103$
Kutateladze ve Borishanskii [19]	$Re_{cr} = 2300 + 10500\delta^{0,3}$	$0{,}0417 < \delta < 0{,}1667$
Schmidt [20]	$Re_{cr} = 2300[1 + 8{,}6\delta^{0,45}]$	$0{,}01233 < \delta < 0{,}20352$
Srinivasan vd. [21]	$Re_{cr} = 2100[1 + 12\delta^{0,5}]$	$0{,}004 < \delta < 0{,}1$
Mishra ve Gupta [22]	$Re_{cr} = 20000(\lambda^{0,32})$ $\lambda = \frac{d}{D[1 + \left(\frac{b}{\pi D}\right)^2]}$	$10^{-13} < \lambda < 0{,}1$
El-Genk ve Schriener [23]	$Re_{cr} = 2300[1 + 51640(\lambda^{1,575})]^{0,2}$	$0{,}001 < \lambda < 0{,}124$

1.1.1. Helezon Borularda Laminer Akış

Literatürde helezon borularda laminer akış rejimi koşullarında yapılan tek fazlı deneysel ve nümerik çalışmalar incelenmiş olup, aşağıda özetlenmiştir.

Janssen ve Hoogendoorn [24] deneysel ve nümerik olarak hem sabit yüzey sıcaklığı hem de sabit ısı akısı sınır koşulları altında helezon boruları incelemişlerdir. Çalışma akışkanı olarak su-gliserol karışımı kullanılmıştır. Deneyler 20-4000 aralığındaki Reynolds sayılarında ve 0,01-0,1 aralığındaki kavis oranı değerlerinde gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar $DePr^2$ ifadesinin artmasıyla birlikte sınır koşulunun önemini yitirdiğini ve $20<De<100$ için kavis etkisinin ihmal edilebilir olduğunu göstermiştir. Nusselt sayısı için korelasyon geliştirilmiştir.

Manlapaz ve Churchill [25] nümerik olarak helezon borularda laminer akış rejimi altında Newtonian akışkanları incelemişlerdir. Çalışma sonuçları hatve etkisinin ihmal edilebilir olduğunu ve sadece sarım başına yüksekliğin helezon yarıçapından daha büyük olduğu borular için önemli olduğunu göstermiştir.

Austen ve Soliman [26] helezon borularda hatve etkisini sabit ısı akısı sınır şartı altında deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışma akışkanı olarak su kullanılmıştır ve deneyler 50-7000 aralığındaki Reynolds sayılarında gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlar helezon borulardaki ısı transferi performansının düz borulardakinden daha üstün olduğunu ve küçük Reynolds sayılarında b/d oranının ısı transferi üzerinde etkisi olurken, Reynolds sayısı arttıkça bu etkinin önemsiz olduğunu göstermiştir.

Xin ve Ebadian [27] helezon borularda Prandtl sayısı, Dean sayısı ve boru geometrisinin ısı transferi üzerine etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Su, etilen glikol ve hava çalışma akışkanı olarak kullanılmıştır. Farklı hatve ve kavis oranlarına sahip beş farklı boru dikey, yatay ve 60^o eğimli olarak test edilmiştir. Sonuçlar Nusselt sayısının Prandt sayısı ve Dean sayısının artmasıyla birlikte arttığını, hatve ve boru konumunun Nusselt sayısı üzerindeki etkisinin önemsiz olduğunu, helezon borularda ısı transferinde en önemli parametrenin kavis oranı olduğunu ve kavis oranındaki artışın Nusselt sayısını arttırdığını göstermiştir. Laminer ve türbülanslı akış için ayrı olarak Nusselt sayısı korelasyonları önerilmiştir.

Shokouhmand vd. [28] helezon borulu ısı değiştiricisi performansını hem paralel hem de karşıt akışlı çalışma koşullarında deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışma akışkanı olarak su kullanılmış ve farklı çap ve hatvelere sahip üç boru test edilmiştir. Sonuçlar Nusselt sayısının kavis oranı, Reynolds sayısı veya Dean sayısı artışıyla birlikte arttığını, De<3000 için hatvenin Nusselt sayısı üzerindeki etkisinin önemsiz olduğunu ve karşıt akışlı durumdaki ısı transfer katsayısının paralel akışlı durumdakine göre %40'a kadar daha yüksek olduğunu göstermiştir.

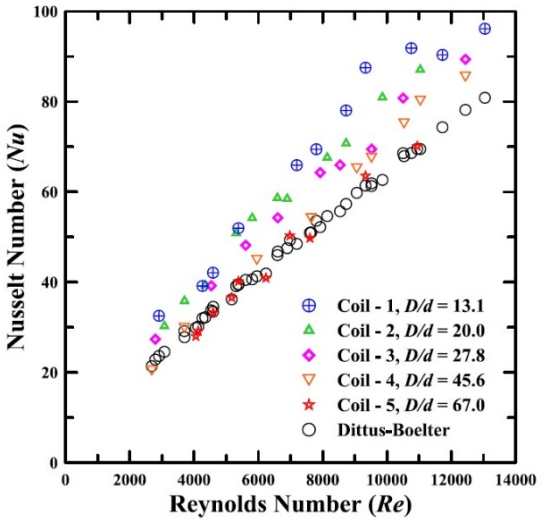
Salimpour [29] helezon borulu ısı değiştiricilerinde ısı transfer katsayısını karşıt akışlı çalışma koşullarında deneysel olarak incelemiştir. Çalışma akışkanı olarak su kullanılmıştır. Elde edilen sonuçlar ile Nusselt sayısının Reynolds sayısı ve Dean sayısıyla birlikte arttığı, De<3000 için hatvenin Nusselt sayısı üzerindeki etkisinin önemsiz olduğu ve De>3000 için hatve artışının Nusselt sayısını azalttığı görülmüştür. Hem boru hem de hazne tarafı için ayrı olarak Nusselt sayısı korelasyonları önerilmiştir.

Zhu vd. [30] helezon borularda ısı transferi gelişmesini sabit yüzey sıcaklığı sınır şartında deneysel olarak incemişlerdir. Çalışma akışkanı olarak su kullanılmış ve farklı boyutlardaki yedi boru test edilmiştir. Sonuçlar helezon borudaki Nusselt sayısının düz borudakinden %39.4'e kadar daha yüksek olduğunu ve Nusselt sayısının Reynolds sayısı, Dean sayısı, Prandtl sayısı veya kavis oranının artışıyla birlikte yükseldiğini göstermiştir. Nusselt sayısı ve basınç düşümü için korelasyonlar önerilmiştir.

Pawar ve Sunnapwar [31] helezon borularda ısı transferi üzerine hem laminer hem türbülanslı akış rejimleri altında deneysel bir çalışma yapmışlardır. Çalışma akışkanı olarak sırayla su, farklı karışım oranlarında su-gliserol karışımı ve Newtonian olmayan akışkan kullanılmıştır. Sonuçlar ile suyun ısı transfer katsayısının su-gliserol karışımı ve Newtonian olmayan akışkanınkinden daha yüksek olduğu, helezon hatvesideki artışın Nusselt sayısı ve ısı transfer katsayısında azalmaya neden olduğu görülmüştür. Nusselt sayısı korelasyonları üretilmiştir.

Hardik vd. [32] helezon borularda kavisin etkisini incelemek üzere deneysel bir çalışma yapmışlardır. Deneylerde çalışma akışkanı olarak su kullanılmış ve farklı kavis oranlarına sahip dört boru 300-19000 Reynolds sayısı aralığında test

edilmiştir. Elde edilen sonuçlar ısı transferinin ve basınç düşümünün hem laminer hem de türbülanslı durumda kavis oranından etkilendiğini, toplam Nusselt sayısının kavis oranının azalmasıyla 5 kata kadar azaldığını göstermiştir. Nusselt sayısı için korelasyonlar geliştirilmiştir. Çalışmadaki Nusselt sayısının Reynolds sayısı ve D/d oranıyla değişimi Şekil 1.5'te gösterilmiştir.



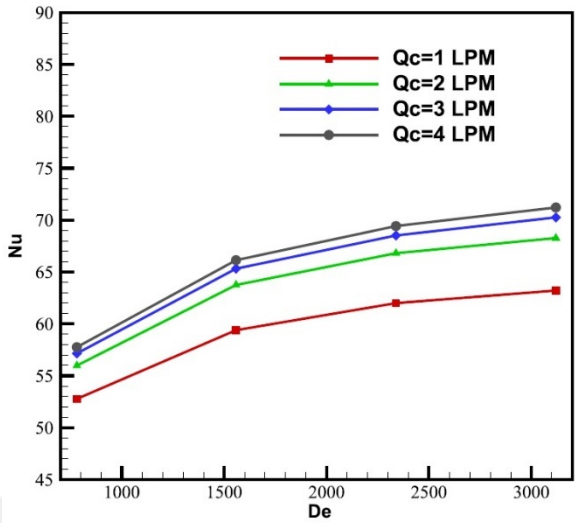
Şekil 1.5 Nusselt sayısının Reynolds sayısı ve D/d oranıyla değişimi [32]

Jamshidi vd. [33] helezon borulu ısı değiştiricilerinde ısı transferi artışını incelemek üzere deneysel bir çalışma yapmışlardır. Çalışma akışkanı olarak su kullanılmıştır. Sonuçlar ısı değiştiricisinin toplam ısı transferinin, Dean sayısının ya da hazne tarafındaki suyun debisinin artmasıyla birlikte arttığını ve hatve artışının hazne tarafındaki Nusselt sayısını arttırırken boru içindeki Nusselt sayısını azalttığını göstermiştir.

Gore ve Yarasu [34] deneysel ve nümerik olarak, sabit yüzey sıcaklığı sınır koşulu altında helezon borularda ısı transferini incelemişlerdir. Çalışma akışkanı olarak su kullanılmış ve farklı kavis oranlarına sahip dört boru test edilmiştir. Sonuçlar ısı transfer katsayısının kütle debisi veya kavis oranı artışı ile birlikte yükseldiğini, kavis oranının 0,095'ten 0,2'ye çıkarılmasıyla ısı transfer katsayısında %9,5 artış yaşandığını göstermiştir.

Etghani ve Baboli [35] helezon borularda, boru geometrik parametrelerinin etkisini nümerik olarak incelemişlerdir. Çalışma akışkanı olarak su kullanılmıştır. Sonuçlar ile Nusselt sayısının Reynolds sayısı, Dean sayısı, boru çapı veya akış hızının

yükselmesiyle birlikte arttığı; helezon hatvesinin artmasıyla birlikte ise azaldığı görülmüştür. Çalışmadaki Nusselt sayısının Dean sayısı ve debiyle değişimi Şekil 1.6'da gösterilmiştir.



Şekil 1.6 Nusselt sayısının Dean sayısı ve debiyle değişimi [35]

Helezon borularda laminer akışta sabit ısı akısı sınır şartındaki tek fazlı deneysel ve nümerik çalışmalardan elde edilen Nusselt sayısı korelasyonları Tablo 1.2'de, sabit yüzey sıcaklığı sınır şartındaki çalışmalardan elde edilen Nusselt sayısı korelasyonları Tablo 1.3'de verilmiştir.

Tablo 1.2 Laminer akışta sabit ısı akısı sınır koşulu için önerilen Nusselt sayısı korelasyonları

Araştırmacı ve Çalışma Türü	**Korelasyon**	**Korelasyon Aralığı**
Dravid et al. [36] - D	$Nu = [0{,}76 + 0{,}65De^{0{,}5}]Pr^{0{,}175}$	$50 < De < 2000$ $5 < Pr < 175$
Janssen ve Hoogendoorn [24] - D	$Nu = 1{,}7(De^2Pr)^{1/6}$	$De < 20$ $100 < (De^2Pr)^{1/2}$
	$Nu = 0{,}9(Re^2Pr)^{1/6}$	$20 < De < 100$
	$Nu = 0{,}7Re^{0043}Pr^{1/6}\delta^{0{,}07}$	$100 < De < 830$
Xin ve Ebadian [27] - D	$Nu = (2{,}153 + 0{,}318De^{0{,}643})Pr^{0{,}177}$	$20 < De < 200$ $0{,}7 < Pr < 175$ $0{,}0267 < \delta < 0{,}0884$

Tablo 1.2 Laminer akışta sabit ısı akısı sınır koşulu için önerilen Nusselt sayısı korelasyonları (devamı)

Araştırmacı ve Çalışma Türü	Korelasyon	Korelasyon Aralığı
Korane vd. [37] - D	$Nu = 0{,}23De^{0{,}735}Pr^{0{,}22}\ \delta^{\,0{,}01}$	$220 < De < 1500$ $0{,}34 < \delta < 0{,}60$
Rainieri vd. [38] - D	$Nu = 1{,}168De^{0{,}47}Pr^{0{,}16}$	$12 < De < 280$ $125 < Pr < 280$
Hardik vd. [32] - D	$Nu = 0{,}0456\delta^{-0{,}088}Re^{0{,}8}Pr^{0{,}4}$	
Manlapaz ve Churchill [25] - N	$Nu = \left[\left(4{,}364 + \frac{4{,}636}{x}\right) + 1{,}816\left(\frac{De}{y}\right)^{3/2}\right]^{1/3}$ $x = \left(1 + \frac{1342}{De^2 Pr}\right)^2, y = 1 + \frac{1{,}15}{Pr}$	

Tablo 1.3 Laminer akışta sabit yüzey sıcaklığı sınır koşulu için önerilen Nusselt sayısı korelasyonları

Araştırmacı ve Çalışma Türü	Korelasyon	Korelasyon Aralığı
Kubair ve Kuloor [39] - D	$Nu = (1{,}98 + 1{,}8\delta)Gz^{0{,}7}$ $Gz = \frac{\dot{m}c_p}{kL}$	$80 < Re < 6000$ $20 < Pr < 100$ $10 < Gz < 1000$
Schmidt [20] - D	$Nu = 3{,}65 + 0{,}08[1 + 0{,}8\delta^{0{,}9}]Re^{x}Pr^{1/3}$ $x = 0{,}5 + 0{,}2903\delta^{0{,}194}$	
Janssen ve Hoogendoorn [24] - D	$Nu = \left(\frac{0{,}32 + 3\delta}{0{,}86 - 0{,}8\delta}\right)Re^{0{,}5}Pr^{0{,}33}\left(\frac{d}{L}\right)^{0{,}14+0{,}8\delta}$	
Salimpour [29] - D	$Nu = 0{,}152De^{0{,}431}Pr^{1{,}06}\gamma^{-0{,}277}$	
Zhu vd. [30] - D	$Nu = 5{,}3611De^{0{,}553637}Pr^{0{,}497215}$	$240 < De < 9500$ $9 < Pr < 150$
Pawar ve Sunnapwar [31] - D	$Nu = 0{,}1045(RePr\delta)^{0{,}7945}$	$695 \leq Gz \leq 3290$ $3{,}83 \leq Pr \leq 5{,}15$ $0{,}055 \leq \delta \leq 0{,}0757$

Tablo 1.3 Laminer akışta sabit yüzey sıcaklığı sınır koşulu için önerilen Nusselt sayısı korelasyonları (devamı)

Araştırmacı ve Çalışma Türü	Korelasyon	Korelasyon Aralığı
Kalb ve Seader [40] - N	$Nu = 3{,}31De^{0{,}115}Pr^{0{,}0108}$	$20 \leq De \leq 1200$ $0{,}005 \leq Pr \leq 0{,}05$
	$Nu = 0{,}913De^{0{,}476}Pr^{0{,}2}$	$80 \leq De \leq 1200$ $0{,}7 \leq Pr \leq 5$
Manlapaz ve Churchill [25] - N	$Nu = \left[\left(3{,}657 + \frac{4{,}343}{x^2}\right) + 1{,}158\left(\frac{He}{1 + \frac{0{,}477}{Pr}}\right)^{3{,}2}\right]^{1/3}$ $He = \frac{De}{[1 + (b/2\pi d)^2]^{1/2}},\ x = 1 + \frac{957}{PrHe^2}$	

Mishra ve Gupta [22] helezon borularda laminer ve türbülanslı akış rejimi altında basınç düşümünü incelemişlerdir. Çalışma akışkanı olarak su-gliserin karışımı kullanılmıştır. Farklı çap ve hatvelerdeki borular ile yapılan deneysel çalışma neticesinde helezon borularda sürtünme faktörüne etki eden en önemli parametrenin kavis olduğu tespit edilmiştir.

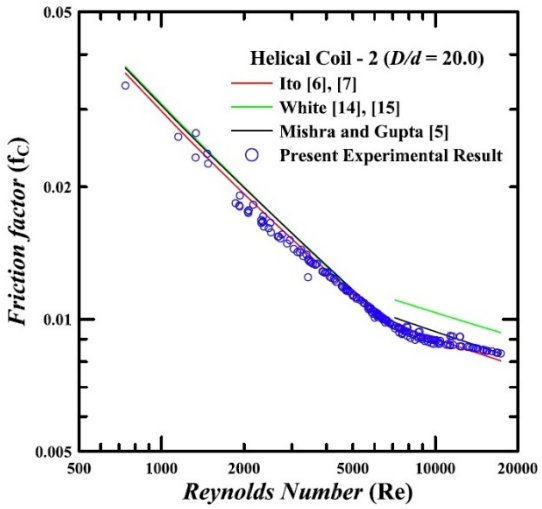
Prasad vd. [41] helezon borulu ısı değiştiricilerinde ısı transferi ve basınç düşümü özelliklerini incelemek üzere deneysel bir çalışma yapmışlardır. Boru içinde çalışma akışkanı olarak su kullanılmış ve deneyler hem laminer hem de türbülanslı akış koşullarında gerçekleştirilmiştir. Laminer akış için White'ın [14] sürtünme faktörü korelasyonunun düzenlenmiş bir versiyonunu önermiştir.

Ju vd. [42] küçük helezon çapına sahip helezon borulu ısı değiştiricilerinin performansını deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışma akışkanı olarak su kullanılmıştır. Deney sonuçları helezon borudaki kritik Reynolds sayısının düz borudakinden çok daha yüksek olduğunu, sürtünme faktörünün laminer akışta Reynolds sayısının bir fonksiyonu ve türbülanslı akışta Reynolds sayısından bağımsız olduğunu göstermiştir.

Ali [43] helezon borularda basınç düşümünü deneysel olarak incelemiştir. Deneylerde su, çalışma akışkanı olarak kullanılmıştır. Sonuçlar sürtünme

faktörünün Reynolds sayısı ve kavis oranıyla ilişkili olduğunu, Reynolds sayısının artmasıyla birlikte sürtünme faktörünün azaldığını göstermiştir. Farklı Reynolds sayısı aralıkları için basınç düşümü korelasyonları geliştirilmiştir.

Hardik vd. [32]'nin çalışmalarındaki sürtünme faktörünün Reynolds sayısıyla değişimi Şekil 1.7'de gösterilmiştir.



Şekil 1.7 Sürtünme faktörünün Reynolds sayısıyla değişimi [32]

Helezon borularda laminer akıştaki tek fazlı deneysel ve nümerik çalışmalardan elde edilen sürtünme faktörü ve basınç düşümü korelasyonları Tablo 1.4'te verilmiştir.

Tablo 1.4 Laminer akış için önerilen sürtünme faktörü korelasyonları

Araştırmacı ve Çalışma Türü	**Korelasyon**	**Korelasyon Aralığı**
White [14] - D	$\frac{f}{f_s} = \left[1 - \left(1 - \left(\frac{11,6}{De}\right)^{0,45}\right)^{1/0,45}\right]^{-1}$	$11,6 < De < 2000$
Schmidt [20] - D	$f = [1 + 0,14\delta^{0,97}Re^{a}](64/Re)$ $a = 1 - 0,644\delta^{0,312}$	$100 < Re < 2000$
Srinivasan vd. [21] - D	$f = f_s$	$De < 30$
	$f = 0,419De^{0,275}$	$30 < De < 300$
	$f = 0,1125De^{0,5}$	$300 < De$

Tablo 1.4 Laminer akış için önerilen sürtünme faktörü korelasyonları (devamı)

Araştırmacı ve Çalışma Türü	**Korelasyon**	**Korelasyon Aralığı**
Mishra ve Gupta [22] - D	$\frac{f}{f_s} = 1 + 0{,}033(\log(Re\,\lambda^{1/2}))^4$	$1 < \lambda < 3000$
Prasad vd. [41] - D	$f = \left(\frac{64}{Re}\right)\left[1 - \left(1 - \left(\frac{11{,}6}{De}\right)^{0{,}45}\right)^{2{,}22}\right]^{-1}$	$10 < De < 500$
	$f = \left(\frac{64}{Re}\right)\left[1 - \left(1 - \left(\frac{6}{De}\right)^{0{,}45}\right)^{2{,}22}\right]^{-1}$	$500 < De < 1500$
Ju vd. [42] - D	$f = 64/Re$	$De < 11{,}6$
	$\frac{f}{f_s} = 1 + 0{,}015Re^{0{,}75}\delta^{0{,}4}$	$11{,}6 < De$
Ali [43] - D	$EuG_{rch} = 21{,}88Re^{-0{,}9}$ $Eu = \frac{\Delta P}{2\rho v^2} \quad G_{rch} = \frac{d^{0{,}85}(\frac{L}{N\pi})^{0{,}15}}{L}$	$500 < Re$
	$EuG_{rch} = 5{,}25Re^{-2/3}$	$500 < Re < 6300$
	$EuG_{rch} = 0{,}56Re^{-2/5}$	$6300 < Re < 10000$
Gupta vd. [44] - D	$\frac{f}{f_s} = 1 + 0{,}903Gn^{0{,}227}$ $Gn = Re\left[\frac{\pi^2(1/\delta)}{[\pi^2(1/\delta)]^2 + (b/d)^2}\right]$	$Gn \leq 70$
	$\frac{f}{f_s} = 1 + 0{,}525Gn^{0{,}516}$	$70 < Gn$
Zhu vd. [30] - D	$\Delta P = 0{,}003De^{1{,}503735}Pr^{0{,}118736}$	$240 < De < 9500$ $9 < Pr < 150$
Manlapaz ve Churchill [25] - N	$\frac{f}{f_s} = \left[\left(1 - \frac{0.18}{\left[1 + \left(\frac{35}{De}\right)^2\right]^{1/2}}\right)^m + \frac{De}{88.33}\right]^{1/2}$	$De < 20$ için m=2 $20 < De < 40$ için m=1 $De < 40$ için m=0

1.1.2. Helezon Borularda Türbülanslı Akış

Literatürde helezon borularda türbülanslı akış rejimi koşullarında yapılan tek fazlı deneysel ve nümerik çalışmalar incelenmiş olup, aşağıda özetlenmiştir.

Coronel ve Sandeep [45] helezon borulu ısı değiştiricisinde ısı transferini deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışma akışkanı olarak su kullanılmış ve iki farklı kavis oranına sahip boru test edilmiştir. Sonuçlar helezon borudaki toplam ısı transfer katsayısının düz borudakinden çok daha yüksek olduğunu ve kavis oranı büyük olan boruda daha iyi ısı transferi elde edildiğini göstermiştir. Nusselt sayısı için korelasyon önerilmiştir.

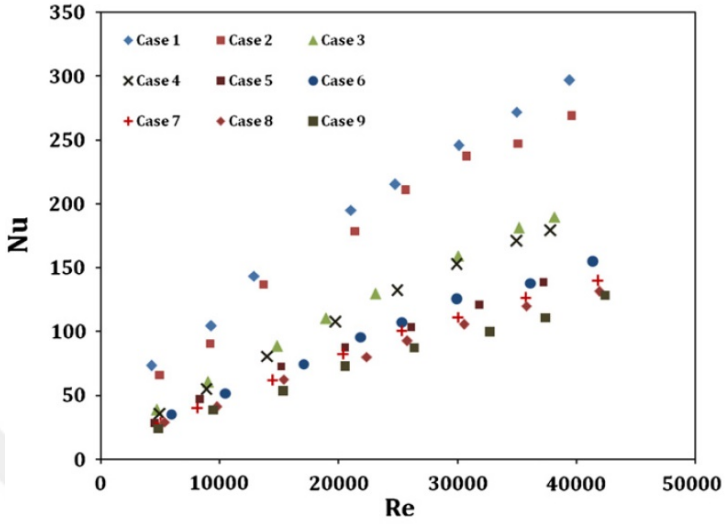
Wu vd. [46] sabit yüzey sıcaklığı sınır koşulu altında helezon borularda ısı transferini nümerik olarak incelemişlerdir. Çalışma akışkanı olarak su kullanılmıştır. Sonuçlar helezon borudaki Nusselt sayısının düz borudakine oranla 1,35-2,2 kat daha yüksek olduğunu ve Reynolds sayısı ya da boyutsuz hatvenin artmasıyla birlikte Nusselt sayısının arttığını göstermiştir.

Jayakumar vd. [47] helezon borularda boru geometrisinin etkisini sabit yüzey sıcaklığı sınır koşulu altında nümerik olarak incelemişlerdir. Çalışma akışkanı olarak su kullanılmıştır. Sonuçlar Nusselt sayısının Reynolds sayısı ve boru çapının artışı ile birlikte arttığını, helezon çapının artışı ile birlikte azaldığını göstermiştir. Nusselt sayısı için korelasyon önerilmiştir.

Beigzadeh ve Rahimi [48] helezon borulardaki ısı transferi ve basınç düşümü karakteristiklerini deneysel ve nümerik olarak araştırmışlardır. Çalışma akışkanı olarak su kullanılmış ve farklı boyutlara sahip üç boru test edilmiştir. Elde edilen sonuçlar Nusselt sayısının Reynolds sayısı veya kavis oranının artmasıyla birlikte arttığını ve hatvenin artmasıyla birlikte azaldığını göstermiştir. Nusselt sayısı için korelasyon geliştirilmiştir. Çalışmadaki Nusselt sayısının Reynolds sayısıyla değişimi Şekil 1.8'de gösterilmiştir.

Al-Jabair ve Hussain [49] deneysel olarak helezon borularda ısı transfer katsayısını hem paralel hem karşıt akışlı çalışma koşulları altında incelemişlerdir. Çalışma akışkanı olarak su kullanılmıştır. Elde edilen sonuçlar ile helezon boruya ait ısı transfer katsayısının düz borudakine oranla daha yüksek olduğu, Nusselt sayısının

Reynolds sayısının artmasıyla birlikte arttığı ve karşıt akışlı çalışma koşulunun paralel akışlı çalışma koşuluna göre daha iyi ısı transferi sağladığı görülmüştür. Nusselt sayısı için korelasyon önerilmiştir.



Şekil 1.8 Nusselt sayısının Reynolds sayısıyla değişimi [48]

Andhare vd. [50] deneysel olarak helezon borulardaki ısı transfer karakteristiklerini incelemişlerdir. Çalışma akışkanı olarak su kullanılmıştır. Sonuçlar Nusselt sayısının Reynolds sayısı veya Dean sayısının artmasıyla birlikte yükseldiğini, helezon çapının artmasıyla birlikte ise azaldığını göstermiştir.

Alimoradi ve Veysi [51] helezon borulu ısı değiştiricisinde geometrik parametrelerin ısı transferi üzerine etkisini deneysel ve nümerik olarak incelemişlerdir. Çalışma akışkanı olarak su kullanılmıştır. Sonuçlar hatve etkisinin ısı transferi üzerinde önemsiz olduğunu, hatvenin iki katına çıkarıldığında bile borudaki Nusselt sayısında bir değişiklik görülmezken, hazne tarafındaki Nusselt sayısını %10 arttırdığını göstermiştir.

Salem vd. [52] helezon borulu ısı değiştiricilerinde kavisin etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışma akışkanı olarak su kullanılmış ve farklı kavis oranlarına sahip beş boru test edilmiştir. Yapılan deneyler, koruge hatvesinin 0,0392'den 0,1194'e yükseltilmesiyle borudaki Nusselt sayısının %80,6-160,3 oranında ve hazne tarafındaki Nusselt sayısının %92,6-224,3 oranında arttığını göstermiştir.

Helezon borularda türbülanslı akıştaki tek fazlı deneysel ve nümerik çalışmalardan elde edilen Nusselt sayısı korelasyonları Tablo 1.5'te verilmiştir.

Tablo 1.5 Türbülanslı akış için önerilen Nusselt sayısı korelasyonları

Araştırmacı ve Çalışma Türü	**Korelasyon**	**Korelasyon Aralığı**
Rogers and Mayhew [53] - D	$Nu = 0{,}023Re^{0{,}85}Pr^{0{,}4}\delta^{0{,}1}$	
Schmidt [20] - D	$Nu = 0{,}023\left[1 + 14{,}8(1+\delta)\delta^{1/3}\right]Re^{x}Pr^{1/3}$ $x = 0{,}8 - 0{,}22\delta^{0{,}1}$	$Re_{cr} < Re < 22000$
	$Nu = 0{,}023[1 + 3{,}6(1-\delta)\delta^{0{,}8}]Re^{0{,}8}Pr^{1/3}$	$2.10^4 < Re < 15.10^4$
Xin ve Ebadian [27] - D	$Nu = 0{,}00619Re^{0{,}92}Pr^{0{,}4}(1 + 3{,}455\delta)$	$5000 < Re < 100000$ $0{,}7 < Pr < 175$ $0{,}0267 < \delta < 0{,}0884$
Coronel ve Sandeep [45] - D	$Nu = 0{,}302\delta^{0{,}099}Re^{0{,}85}Pr^{0{,}4}$	$5.10^4 < Re < 3.\ 10^5$ $2 < Pr < 3{,}5$ $0{,}078 < \delta < 0{,}114$
Beigzadeh ve Rahimi [48] - D	$Nu = 0{,}359Re^{0{,}781}Pr^{0{,}016}\delta^{0{,}933}\gamma^{-0{,}172}$	
Al-Jabair ve Hussain [49] - D	$Nu = 0.13877De^{0.7721}Pr^{0.3}$	$3803 < De < 9925$ $1 < \dot{m}/\dot{m}_{sh} < 2$
	$Nu = 0.0.288He^{0.9413}Pr^{0.3}$	$3838 < He < 12107$ $1 < \dot{m}/\dot{m}_{sh} < 2$
Salem vd. [52] - D	$Nu = 0{,}00241Re^{0{,}9293}Pr^{2{,}0177}\delta^{0{,}556}$	$6471 \le Re \le 62085$ $2{,}86 \le Pr \le 4{,}43$ $1329 \le De \le 20927$ $0{,}0392 \le \delta \le 0{,}1194$
Maghrabie vd. [54] - D	$Nu = 0.0347Re^{0.578}\theta^{0.02016}$	$1^0 < \theta < 90^0$
Jayakumar vd. [47] - N	$Nu = 0{,}025De^{0{,}9112}Pr^{0{,}4}$	$2000 < De < 12000$
Andhare vd. [50] - D	$Nu = 8.58E - 0.1(De^{0.7202}Pr^{-1.8224}\gamma^{0.0119})$	
Mori ve Nakayama [55] - N	$Nu = \frac{1}{41}Re^{5/6}Pr^{0{,}4}\delta^{1/12}\left[1 + \frac{0{,}061}{(Re\delta^{2{,}5})^{1/6}}\right]$	$1 < Pr$ $0{,}4 < Re\delta^{2{,}5}$

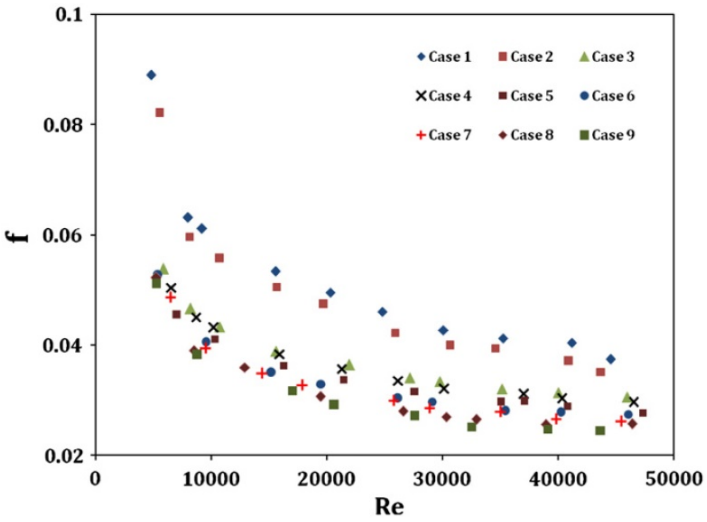
Mishra ve Gupta [22] yaptıkları çalışma ile düz borudaki sürtünme faktörü ile helezon borudaki sürtünme faktörü arasındaki farkın laminer akışa göre türbülanslı akışta daha az olduğunu tespit etmişlerdir.

Prasad vd. [41] yaptıkları deneyler sonucunda türbülanslı akış için Ito'nun [17] sürtünme faktörü korelasyonunun düzenlenmiş bir versiyonunu önermişlerdir.

Salem vd. [52] helezon borulu ısı değiştiricilerinde kavisin etkisi üzerine yaptıkları deneysel çalışma ile helezon hatvesinin 0,0392'den 0,1194'e yükseltilmesiyle birlikte boru içindeki sürtünme faktörünün %7,7-33,2 oranında arttığını görmüşlerdir.

Guo vd. [56] helezon borularda yüksek Reynolds sayılarında basınç düşümü özelliklerini incelemek üzere deneysel bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Çalışma akışkanı olarak su kullanılmıştır. Borular yatay, dikey, 45° aşağı eğimli ve 45° yukarı eğimli olarak dört farklı konumda test edilmiştir. Sonuçlar küçük çapa sahip borularda daha yüksek basınç düşümü değerleri ölçüldüğünü ve 45° yukarı eğimli olan borunun en yüksek sürtünme faktörü değerini verdiğini, ancak konumun basınç düşümüne etkisinin çok küçük olduğunu göstermiştir.

Beigzadeh ve Rahimi [48]'nin çalışmasındaki sürtünme faktörünün Reynolds sayısıyla değişimi Şekil 1.9'da gösterilmiştir.



Şekil 1.9 Sürtünme faktörünün Reynolds sayısıyla değişimi [48]

Wu vd. [46] sabit yüzey sıcaklığı sınır koşulu altındaki nümerik çalışmaları sonucu helezon borudaki sürtünme faktöründe düz borudakine oranla 1,7-2,7 kat artış görüldüğünü belirtmişlerdir.

Helezon borularda türbülanslı akıştaki tek fazlı deneysel ve nümerik çalışmalardan elde edilen sürtünme faktörü korelasyonları Tablo 1.6'da verilmiştir.

Tablo 1.6 Türbülanslı akış için önerilen sürtünme faktörü korelasyonları

Araştırmacı ve Çalışma Türü	**Korelasyon**	**Korelasyon Aralığı**
Ito [17] - D	$f = [0{,}029 + 0{,}304(Re\delta^2)^{-0{,}25}]\delta^{0{,}5}$	$0{,}034 < Re\delta^2 < 300$
Schmidt [20] – D	$f = [1 + 0{,}0823(1+\delta)\delta^{0{,}53}Re^{0{,}25}]\frac{0{,}3164}{Re^{0{,}25}}$	$2.10^4 < Re < 15.10^4$
Srinivasan vd. [21] - D	$f = 0{,}0084(Re\delta^{-2})^{-0{,}2}\delta^{0{,}5}$	$Re\delta^2 < 700$ $0{,}0096 < \delta < 0{,}14$
Mishra ve Gupta [22] - D	$f_c = f_s + (0.0075\delta^{0.5})$	$4500 < Re < 10000$ $0.0028 < \delta < 0.155$ $0 < b/D < 25.4$
Prasad vd. [41] - D	$\frac{f}{f_s} = 1 + 0.18[Re\delta^2]^{0.25}$	
Ali [43] - D	$EuG_{rhc} = 0.09Re^{-1/5}$	$10000 < Re$
Guo vd. [56] - D	$f = 2.552Re^{-0.15}\delta^{0.51}$	
Salem vd. [52] - D	$f = 0{,}004883Re^{-0{,}1372}\delta^{0{,}105}$	$6389 \leq Re \leq 60227$ $1286 \leq De \leq 20284$ $0{,}0392 \leq \delta \leq 0{,}1194$

1.1.3. Helezon Borularda Nanoakışkan Kullanımı

Nanoakışkan kullanımı bir diğer pasif ısı transferi iyileştirme tekniğidir. Nanoparçacıklar, temel akışkandan daha yüksek ısı iletim katsayısına sahip olmaları nedeniyle daha yüksek ısı iletimine sahip karışım elde edilmesine, akışta türbülanslanmaya ve akışkanın ısı transfer alanının artmasına sebep olur [57].

Bununla birlikte nanoakışkanın viskozitesi temel akışkana göre daha yüksektir ve bu sürtünme faktörü ile basınç düşümünü arttırmaktadır [58].

Literatürde helezon borularda nanoakışkan kullanımı üzerine yapılan tek fazlı deneysel ve nümerik çalışmalar incelenmiş olup, aşağıda özetlenmiştir.

Akhavan-Behabadi vd. [59] sabit yüzey sıcaklığı sınır koşulu altında helezon boruları deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışma akışkanı olarak %0,1, %0,2 ve %0,4 derişime sahip MWCNT/ısı transfer yağı kullanılmış ve farklı boyutlardaki altı boru test edilmiştir. Sonuçlar nanoakışkan kullanımının, temel akışkan kullanımına göre düz borudaki Nusselt sayısını 7 kat, helezon borudaki Nusselt sayısını 10 kat arttırdığını göstermiştir.

Kannadasan vd. [60] helezon borulu ısı değiştiricilerinde nanoakışkan kullanımı ve ısı değiştiricisi konumunun etkisini türbülanslı akış rejiminde deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışma akışkanı olarak su ile %0,1 ve %0,2 derişime sahip MWCNT/su kullanılmıştır. Elde edilen sonuçlar ile sadece su kullanımına göre, yatay konumdaki ısı değiştiricisinde %0,1 derişimli nanoakışkan kullanılması ile Nusselt sayısında %36 ve %0,2 derişimli nanoakışkan kullanılması ile %45 ve dikey konumdaki ısı değiştiricisinde ise sırasıyla %37 ve %49 artış olduğu görülmüştür.

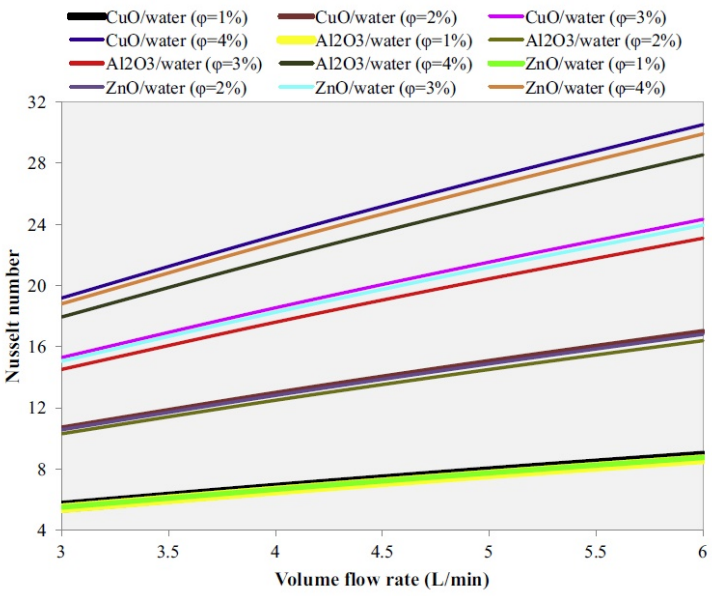
Akbaridoust vd. [61] sabit yüzey sıcaklığı ve laminer akış koşullarında deneysel ve nümerik olarak helezon boruları incelemişlerdir. Çalışma akışkanı olarak %0,1 ve %0,2 derişime sahip CuO/su kullanılmış ve farklı boyutlardaki dört boru test edilmiştir. Sonuçlar ısı transfer katsayısının nanoakışkan kullanımı ile arttığını ve Reynolds sayısı, nanoakışkanın hacimsel derişimi veya kavis oranının artışıyla birlikte ısı transfer katsayısının yükseldiğini, hatvenin etkisinin ise ihmal edilebilir olduğunu göstermiştir.

Kahani vd. [62] sabit yüzey akısı sınır şartında deneysel olarak helezon boruları incelemişlerdir. %0,25-1 arasında değişen derişimlere sahip Al_2O_3/su ve TiO_2/su sırasıyla çalışma akışkanı olarak kullanılmıştır. Elde edilen sonuçlar ile helezon boru ve nanoakışkan kullanımının ısı transferini arttırdığı, Nusselt sayısının nanoakışkanın hacimsel derişiminin artmasıyla birlikte yükseldiği ve Al_2O_3/su

nanoakışkanının TiO_2/su nanoakışkanına göre daha iyi ısı transferi değerleri gösterdiği belirtilmiştir.

Mirfendereski vd. [63] sabit yüzey akısı ve laminer akış rejimi koşullarında deneysel ve nümerik olarak helezon boruları incelemişlerdir. Su ve %0,03 derişime sahip Ag/su çalışma akışkanı olarak kullanılmış ve farklı kavis oranlarına sahip altı boru test edilmiştir. Sonuçlar düz boru ve su kullanımı durumları ile karşılaştırıldığında helezon boru ve nanoakışkan kullanımının ısı transferini arttırdığını göstermiştir.

Khairul vd. [64] hacimsel derişimleri %1-4 arasında değişen CuO/su, Al_2O_3/su ve ZnO/su nanoakışkanlarını kullanarak helezon borulu ısı değiştiricilerinde ısı transferi katsayısını analitik olarak incelemişlerdir. Sonuçlar ısı transfer katsayısının nanoparçacığın hacimsel derişiminin ve debinin artmasıyla birlikte arttığını, üç nanoakışkan içinde en yüksek ısı transfer katsayısı gelişimini %7,14 ile CuO/su nanoakışkanının verdiğini göstermiştir. Çalışmadaki üç farklı nanoakışkan kullanımında Nusselt sayısının debi ve nanoakışkanın hacimsel derişimiyle değişimi Şekil 1.10'da gösterilmiştir.



Şekil 1.10 Üç farklı nanoakışkan kullanımında Nusselt sayısının debi ve nanoakışkanın hacimsel derişimiyle değişimi [64]

Allahyar vd. [65] deneysel olarak sabit yüzey sıcaklığı ve laminer akış rejimi koşullarındaki helezon boruları incelemişlerdir. Çalışma akışkanı olarak sırasıyla %97,5 ve %2 oranında Al_2O_3 ve Ag nanopartikülünden oluşan hibrit/su

nanoakışkanı %0,1-0,4 arasında değişen hacimsel derişimlerde kullanılmıştır. Sonuçlar su kullanımına göre, nanoakışkan kullanımının ısı transferini %31,58 oranında arttırdığını ve nanoakışkanın hacimsel derişiminin artmasıyla birlikte Nusselt sayısının yükseldiğini göstermiştir.

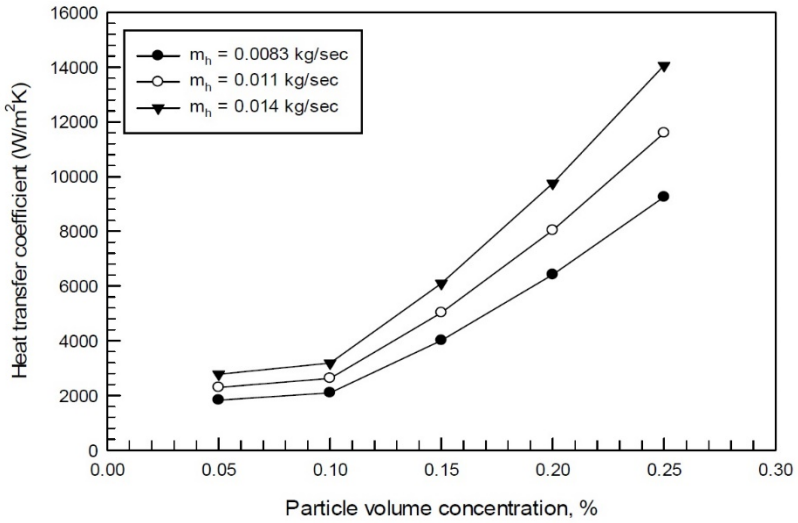
Mahmoudi vd. [66] sabit yüzey sıcaklığında deneysel ve nümerik olarak helezon borularda ısı transferi ve basınç düşümünü incelemişlerdir. %0,1, %0,2 ve %0,5 derişimlerde TiO_2/su çalışma akışkanı olarak kullanılmış ve farklı kavis oranlarında beş boru test edilmiştir. Sonuçlar nanoakışkan kullanımının Nusselt sayısını arttırdığını ve nanoakışkanın hacimsel derişiminin artmasıyla birlikte Nusselt sayısının arttığını göstermiştir.

Bhanvase vd. [67] helezon borularda ısı transferi katsayısını deneysel olarak incelemişlerdir. %0,1-0,5 arasında değişen derişimlere sahip PANI/su çalışma akışkanı olarak kullanılmıştır. Sonuçlar ısı transferi katsayısının Reynolds sayısı, debi ya da nanoakışkanın hacimsel derişiminin artmasıyla birlikte yükseldiğini ve su kullanımına göre nanoakışkan kullanımı ile ısı transfer katsayısının %69,62'ye kadar arttığını göstermiştir.

Singh vd. [68] sabit yüzey sıcaklığı ve laminer akış rejimi koşullarında helezon borularda ısı transferi karakteristiklerini deneysel olarak incelemişlerdir. %0,3 ve %0,66 derişimlere sahip MgO/propilen-su karışımı çalışma akışkanı olarak kullanılmıştır. Sonuçlar ısı transferi katsayısının Dean sayısı, kavis oranı veya nanoakışkanın hacimsel derişiminin artmasıyla birlikte yükseldiğini ve su kullanımına göre nanoakışkan kullanımı ile ısı transfer katsayısının %23'e kadar arttığını göstermiştir.

Ardekani vd. [69] sabit yüzey akısı ve türbülanslı akış rejimi koşullarında deneysel olarak helezon boruları incelemişlerdir. %0,01 ve %0,05 derişimlere sahip Ag/su ve %0,1 ve %0,3 derişimlere sahip SiO_2/su çalışma akışkanı olarak kullanılmıştır. Sonuçlar nanoakışkan kullanımının su kullanımına göre ısı transferini arttırdığını ve SiO_2/su nanoakışkanının Ag/su nanoakışkanından daha iyi ısı transferi sonuçları verdiğini göstermiştir.

Niwalkar vd. [70] helezon borulu ısı değiştiricilerinde nanoakışkan kullanımını deneysel olarak incelemişlerdir. SiO_2/su nanoakışkanı %0,05-0,25 arasındaki hacimsel derişimlerde kullanılmıştır. Sonuçlar ısı transfer katsayısının debi ve nanoakışkanın hacimsel derişiminin artmasıyla birlikte arttığını göstermiştir. Çalışmadaki ısı taşınım katsayısının nanoakışkanın hacimsel derişimi ve kütle debisiyle değişimi Şekil 1.11'de gösterilmiştir.



Şekil 1.11 Isı taşınım katsayısının silikon dioksit nanoparçacığının hacim konsantrasyonu ve kütle debisiyle değişimi [70]

Helezon borularda nanoakışkan kullanımına ait tek fazlı çalışmalardan elde edilen Nusselt sayısı korelasyonları Tablo 1.7'de verilmiştir.

Tablo 1.7 Nanoakışkan kullanı için önerilen Nusselt sayısı korelasyonları

Araştırmacı ve Çalışma Türü	**Korelasyon**	**Korelasyon Aralığı**
Kahani vd. [62] - D	*TiO_2/su nanoakışkanı için:* $Nu = 0{,}5He^{0{,}552}Pr^{0{,}613}\varphi^{0{,}0815}$	$5{,}89 \leq Pr \leq 8{,}95$ $115{,}3 \leq He \leq 1311{,}4$ $0{,}25 \leq \varphi \leq 1$
	Al_2O_3/su nanoakışkanı için: $Nu = 0{,}7068He^{0{,}514}Pr^{0{,}563}\varphi^{0{,}112}$	

Tablo 1.7 Nanoakışkan kullanı için önerilen Nusselt sayısı korelasyonları (devamı)

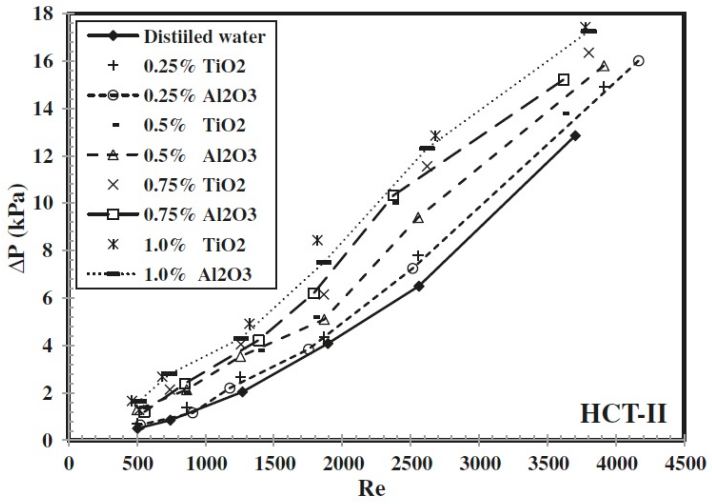
Araştırmacı ve Çalışma Türü	Korelasyon	Korelasyon Aralığı
Mahmoudi vd. [66] - D	*Laminer akış için:* $Nu = 0{,}043Re^{0.812}Pr^{0.35}\delta^{0.045}\varphi^{0.038}$	$2346 < Re < 18563$ $2{,}7 < Pr < 3{,}51$ $0{,}0375 < \delta < 0{,}123$ $0{,}1 < \varphi < 0{,}5$
Mahmoudi vd. [66] - D	*Türbülanslı akış için:* $Nu = 0{,}028Re^{0{,}854}Pr^{0{,}38}\delta^{0{,}039}\varphi^{0{,}041}$	
Ardekani vd. [69] - D	*Ag/su nanoakışkanı için:* $Nu = 0{,}006409Re^{0{,}903}Pr^{1{,}06}\delta^{0{,}319}\left(\frac{p}{d}\right)^{0{,}096}(1+\varphi)^{300{,}858}$	$8900 < Re < 11970$ $0 \le \varphi \le 0{,}05$ $256 \le He \le 610$
Ardekani vd. [69] - D	*SiO_2/su nanoakışkanı için:* $Nu = 30{,}233Re^{0{,}0390}Pr^{0{,}716}\delta^{0{,}326}\left(\frac{p}{d}\right)^{0{,}152}(1+\varphi)^{86{,}903}$	$8900 < Re < 11970$ $0 \le \varphi \le 0{,}3$ $256 \le He \le 610$
Maghrabie vd. [54] - D	*Al_2O_3/su nanoakışkanı için:* $Nu = 0{,}0344Re^{,0{,}681}\theta^{0{,}0144}\varphi^{0{,}2567}$	$1^0 < \theta < 90^0$
	SiO_2/su nanoakışkanı için: $Nu = 0{,}062Re^{0{,}596}\theta^{0{,}0168}\varphi^{0{,}2522}$	

Fakoor-Pakdaman vd. [71] sabit yüzey sıcaklığı ve laminer akış koşullarında helezon borularda basınç düşümünü incelemişlerdir. Çalışma akışkanı olarak %0,1, %0,2 ve %0,4 derişime sahip MWCNT/su kullanılmış ve farklı boyutlardaki altı boru test edilmiştir. Sonuçlar nanoakışkan kullanımının basınç düşümünü arttırdığını ve Reynolds sayısı veya derişimin artmasıyla birlikte basınç düşümünün yükseldiğini göstermiştir. Düşük akış hızlarında basınç düşümünün düz borudakiyle neredeyse aynı olduğu ve hatve etkisinin basınç düşümü için ihmal edilebilir olduğu da belirtilmiştir.

Akbaridoust vd. [61] nanoakışkan kullanımı durumundaki basınç düşümünün su kullanımındakine göre daha yüksek olduğunu ve nanoparçacık derişiminin artmasıyla birlikte basınç düşümünün arttığını ifade etmişlerdir.

Kahani vd. [62] helezon boru ve nanoakışkan kullanımının basınç düşümünü arttırdığını ve nanoparçacığın hacimsel derişiminin artmasıyla birlikte basınç düşümünün yükseldiğini belirtmişlerdir. Çalışmadaki basınç düşümünün Reynolds sayısı ve nanoakışkanın hacimsel derişimiyle değişimi Şekil 1.12'de verilmiştir.

Mirfendereski vd. [63] düz boru ve su kullanımı durumları ile karşılaştırıldığında helezon boru ve nanoakışkan kullanımının basınç düşümünü arttırdığını ve Reynolds sayısı ya da kavis oranının armasıyla birlikte basınç düşümünün yükseldiğini belirtmişlerdir.



Şekil 1.12 İki farklı nanoakışkan kullanımı durumunda basınç düşümünün Reynolds sayısı ve nanoakışkanın hacimsel derişimiyle değişimi [62]

Allahyar vd. [65] su kullanımına göre, nanoakışkan kullanımının basınç düşümünü arttırdığını ve nanoakışkanın hacimsel derişiminin artmasıyla birlikte basınç düşümünün yükseldiğini ifade etmişlerdir.

Helezon borularda nanoakışkan kullanımına ait tek fazlı çalışmalardan elde edilen sürtünme faktörü ve basınç düşümü korelasyonları Tablo 1.8'de verilmiştir.

Tablo 1.8 Nanoakışkan kullanımı için önerilen sürtünme faktörü korelasyonları

Araştırmacı ve Çalışma Türü	Korelasyon	Korelasyon Aralığı
Kahani vd. [62] - D	$\Delta P = 5{,}584 He^{1{,}36} \varphi^{0{,}446} {d_p}^{0{,}163}$	$5{,}89 \leq Pr \leq 8{,}95$ $115{,}3 \leq He \leq 1311{,}4$ $0{,}25 \leq \varphi \leq 1$
Mahmoudi vd. [66] - D	*Laminer akış için:* $f = 10{,}145 Re^{-0{,}530} \delta^{0{,}241} \varphi^{0{,}012}$	$2346 < Re < 18563$ $2{,}7 < Pr < 3{,}51$ $0{,}0375 < \delta < 0{,}123$ $0{,}1 < \varphi < 0{,}5$
	Türbülanslı akış için: $f = 0{,}302 Re^{-0{,}177} \delta^{0{,}116} \varphi^{0{,}013}$	
Babita vd. [72] - D	*CNT/su nanoakışkanı için:* $f = 0{,}19 \exp(10{,}25\delta) Re^{-0{,}41} (1 + \varphi)^{9{,}29}$	$2400 \leq Re \leq 9500$ $0{,}036 < \delta < 0{,}067$ $0 < \varphi < 0{,}051$ p/d=1,56
Ardekani vd. [69] - D	*Ag/su nanoakışkanı için:* $f = 1{,}091837 Re^{-0{,}25} \delta^{-0{,}107} \left(\frac{b}{d}\right)^{0{,}138} (1 + \varphi)^{260}$	$8900 < Re < 11970$ $0 \leq \varphi \leq 0{,}05$ $256 \leq He \leq 610$
	SiO_2/su nanoakışkanı için: $f = 0{,}449 Re^{-0{,}053} \delta^{-0{,}107} \left(\frac{b}{d}\right)^{0{,}169} (1 + \varphi)^{34{,}661}$	$8900 < Re < 11970$ $0 \leq \varphi \leq 0{,}3$ $256 \leq He \leq 610$

1.1.4. Helezon Borularda İyileştirilmiş Yüzey Kullanımı

Boru yüzeyine eklenen mikro-kanat, koruge, gamze gibi yapılar ile boru yüzeyi genişletilmekte, bu sayede borunun ısı transfer yüzey alanı artmakta ve aynı zamanda akışta türbülans etkileri sağlamaktadır.

Literatürde helezon borularda iyileştirilmiş yüzey kullanımına dair yapılan tek fazlı deneysel ve nümerik çalışmalar incelenmiş olup, aşağıda özetlenmiştir.

Rainieri vd. [38] sabit yüzey akısı sınır şartında koruge yüzeyli helezon boruları deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışma akışkanı olarak etilen glikol kullanılmıştır. Sonuçlar, koruge yüzeyin ve helezon yapının ısı transferini arttırdığını, Nusselt sayısının pürüzsüz yüzeyli düz boruya oranla koruge yüzeyli helezon boruda 2-10

kat daha fazla olduğunu göstermiştir. Ayrıca düşük Dean sayıları için koruge etkisinin ısı transferi üzerinde önemsiz olduğu belirtilmiştir. Koruge borular için Nusselt sayısı korelasyonu önerilmiştir.

Zachár [73] koruge yüzeyli helezon boruları laminer ve geçiş akışı rejimi altında nümerik olarak incelemiştir. Su-etilen glikol karışımı çalışma akışkanı olarak kullanılmıştır. Sonuçlar koruge yüzeyli helezon borudaki ısı transferinin pürüzsüz yüzeyli helezon borudakine oranla %80-100 daha fazla olduğunu, koruge hatvesi ve koruge yüksekliğinin ısı transferi üzerinde etkisi olduğunu ve hatvenin etkisinin yüksekliğe göre daha fazla olduğunu göstermiştir. Nusselt sayısı korelasyonu önerilmiştir.

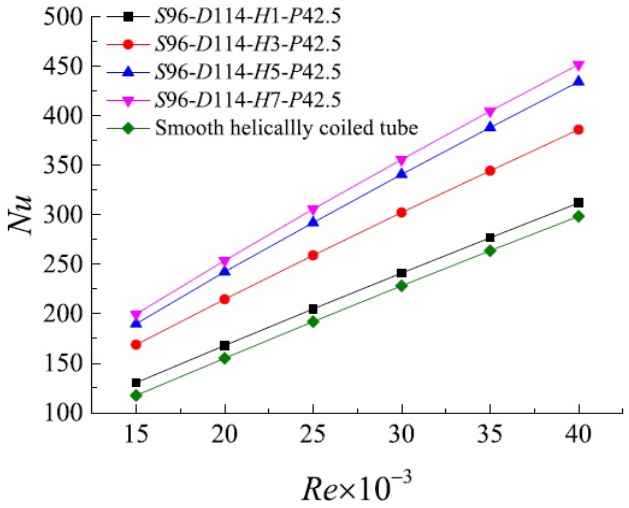
Li vd. [74] sabit yüzey sıcaklığı ve türbülanslı akım rejimi altında koruge yüzeyli helezon boruları nümerik olarak incelemişlerdir. Çalışma akışkanı olarak su kullanılmıştır. Sonuçlar ile hem helezon yapının hem de koruge yüzeyin ısı transferini arttırdığı, Nusselt sayısının koruge hatvesinin artmasıyla birlikte azaldığı ve pürüzsüz yüzeyli helezon boru ile karşılaştırıldığında koruge yüzeyli helezon borudaki ısı transferinin %50-80 daha fazla olduğu görülmüştür.

Cancan vd. [75] koruge yüzeyli helezon borularda boru geometrik özelliklerinin ısı transferine olan etkisini nümerik olarak incelemişlerdir. Su, çalışma akışkanı olarak kullanılmıştır. Sonuçlar koruge yüzeyin ve helezon yapının ısı transferini arttırdığını, koruge yüksekliği veya koruge hatvesinin artmasıyla birlikte Nusselt sayısının arttığını göstermiştir. Koruge yüksekliğinin artmasıyla birlikte ısı transferinin 1,05-1,7 kat ve koruge hatvesinin artmasıyla birlikte 1,37-1,66 kat arttığı belirtilmiştir. Çalışmadaki Nusselt sayısının Reynolds sayısıyla değişimi Şekil 1.13'te gösterilmiştir.

Zheng vd. [76] gamzeli yüzeye sahip helezon borular üzerine nümerik bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Çalışma akışkanı olarak su kullanılmış ve farklı boyutlarda altı boru test edilmiştir. Sonuçlar gamzeli yüzeyin pürüzsüz yüzeye göre ısı transferini arttırdığını göstermiştir. Gamzeli boru için Nusselt sayısı korelasyonu üretilmiştir.

Andrzejczyk ve Muszyńsk [77] laminer ve türbülanslı akış rejimi koşullarında, hem paralel hem karşıt akışlı olarak mikro-kanatlı helezon borulu ısı değiştiricilerini

incelemişlerdir. Çalışma akışkanı olarak su kullanılmıştır. Sonuçlar mikro-kanatlı helezon borunun pürüzsüz yüzeyli olana göre ısı transferini arttırdığını ve özellikle 3000<De için karşıt akışlı çalışma koşulunun paralel akışlı olana göre daha iyi değerler verdiğini göstermiştir.



Şekil 1.13 Koruge yüzeyli helezon boruda Nusselt sayısının Reynolds sayısıyla değişimi [75]

Helezon borularda iyileştirilmiş yüzey kullanımına dair tek fazlı deneysel ve nümerik çalışmalardan elde edilen Nusselt sayısı korelasyonları Tablo 1.9'da verilmiştir.

Tablo 1.9 İyileştirilmiş yüzey kullanımı için önerilen Nusselt sayısı korelasyonları

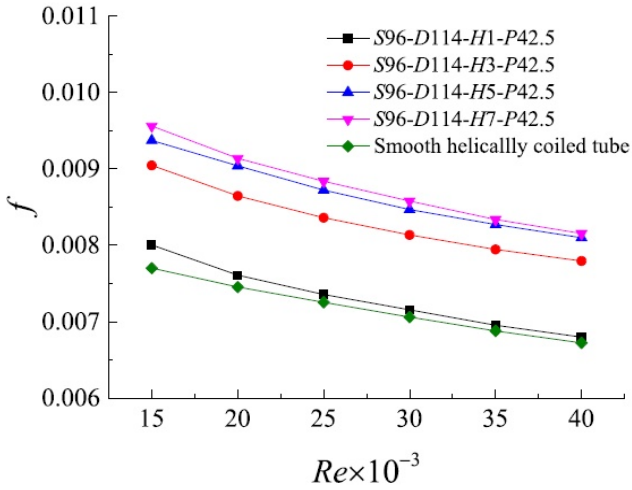
Araştırmacı, Boru Tipi ve Çalışma Türü	**Korelasyon**	**Korelasyon Aralığı**
Rainieri vd. [38] – HKB - D	$Nu = 0.0191.De^{1.36}.Pr^{0.2}$	$70 < Re < 1200$ $120 < De < 290$ $125 < Pr < 280$
Zachár [73] – HKB - N	$Nu = 0.5855De^{0.6688}Pr^{0.408}\left(\frac{h}{d}\right)^{0.166}\left(\frac{p}{d}\right)^{-0.192}$	$30 < De < 1400$ $3 < Pr < 30$
Zheng vd. [76] – HGM - N	$Nu = (-2.36191 + 0.88029Re^{0.31782}h^{0.09266})Pr^{1.17904}$	

Rainieri vd. [38] hem koruge yüzeyin hem de helezon yapının basınç düşümünü yükselttiğini ve Re<500 için koruge yüzeyin basınç düşümü üzerine etkisinin ihmal edilebileceğini ifade etmişlerdir.

Zachár [73] koruge yüzeyin basınç düşümünü arttırdığını ve helezon pürüzsüz borudakiyle karşılaştırıldığında, koruge yüzeyli helezon borudaki basınç düşümünün %10-600 daha yüksek olduğunu belirtmiştir.

Li vd. [74] yaptıkları çalışma ile akış direnci olarak tanımladıkları fRe ifadesinin koruge yüzeyli helezon boruda, pürüzsüz yüzeyli olandakine oranla %50-300 arttığını ve koruge hatvesinin artmasıyla birlikte akış direncinin azaldığını görmüşlerdir.

Cancan vd. [75] hem koruge yüzeyin hem helezon yapının basınç düşümünü yükselttiğini, koruge yüksekliğinin artmasıyla birlikte sürtünme faktörünün 1,01-1,24 kat ve koruge hatvesinin artmasıyla birlikte 1,18-1,28 kat arttığını belirtmişlerdir. Çalışmadaki sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ve koruge hatvesiyle değişimi Şekil 1.14'te gösterilmiştir.



Şekil 1.14 Koruge yüzeyli helezon boruda sürtünme faktörünün Reynolds sayısıyla değişimi [75]

Zheng vd. [76] yaptıkları çalışma ile gamzeli yüzey yapısının pürüzsüz yüzey durumuna göre basınç düşümünü arttırdığını görmüşlerdir. Gamzeli yüzeye sahip helezon borular için sürtünme faktörü korelasyonu geliştirmişlerdir.

Helezon borularda iyileştirilmiş yüzey kullanımına ait tek fazlı deneysel ve nümerik çalışmalardan elde edilen tek sürtünme faktörü korelasyonu Tablo 1.10'da verilmiştir.

Tablo 1.10 İyileştirilmiş yüzey kullanımı için önerilen sürtünme faktörü korelasyonları

Araştırmacı, Boru Tipi ve Çalışma Türü	**Korelasyon**	**Korelasyon Aralığı**
Zheng vd. [76] – HGB - N	$f = 0.96692(-25.22735Re^{-1} + 8.06056Re^{-0.61835}\delta^{0.12684})$	

Literatürdeki helezon borular üzerine yapılan çalışmalarda borular, ya bir haznenin içinde yer alarak deney düzeneği borulu ısı değiştiricisi şeklinde çalıştırılarak ya da dış yüzeyi yalıtılıp sadece boru olarak çalıştırılarak incelemeler yapılmıştır. Hazneye sahip helezon borular ile yapılan çalışmalardan bazıları hazne tarafının ısı transferi karakteristiklerini de incelemiş ve hazne tarafı için de Nusselt sayısı korelasyonu geliştirmişlerdir. Helezon borulu ısı değiştiricisinde hazne tarafı için üretilen Nusselt sayısı korelasyonları Tablo 1.11'de verilmiştir.

Tablo 1.11 Hazne tarafı için önerilen Nusselt sayısı korelasyonları

Araştırmacı ve Çalışma Türü	**Korelasyon**	**Korelasyon Aralığı**
Al-Jabair ve Hussain [49] - D	$Nu_o = 0{,}0835{Re_o}^{0{,}9}Pr^{0{,}4}$	$1450 < Re < 1807$ $1 < \dot{m}/\dot{m}_{sh} < 2$
Salimpour [29] - D	$Nu_o = 19{,}64{Re_o}^{0{,}513}Pr^{0{,}129}\gamma^{0{,}938}$	
Andhare vd. [50] - D	$Nu_o = 154{,}8103527{Re_o}^{0{,}2427}Pr^{-0{,}3721}\gamma^{0{,}2982}$	
Salem vd. [52] - D	$Nu_o = 4{,}4275{Re_o}^{0{,}4922}Pr^{1{,}5676}\delta^{0{,}6964}$	

1.2. Tezin Amacı

Günümüzde artan maliyetler ve duyulan ihtiyaç nedeniyle enerjinin önemi göz önüne alındığında, geniş bir uygulama alanına sahip olan ısı değiştiricileri için verim önemli bir parametre olmaktadır. Bu tez kapsamında borulu bir ısı değiştiricisi, ısı transferi iyileştirme yöntemlerinden harici bir güç kaynağı gerektirmeyen pasif yöntemlerden biri olan helezon yapıyı ihtiva etmektedir.

Isı transferini arttıran pasif yöntemler aynı zamanda basınç düşümünde de artışa ve bu artışı yenmek için daha fazla pompalama gücüne neden olmaktadır. Bu sebeple bu çalışmada ısı değiştiricisinin ısı transfer karakteristikleri basınç düşümü karakteristikleriyle birlikte ele alınarak ve birden fazla analiz yöntemi kullanılarak en verimli helezon borulu ısı değiştiricisinin tayin edilmesi amaçlanmıştır.

Aynı zamanda en uygun çalışma hızı ve her bir boru için çalışma üst limiti olarak belirlenen en yüksek Reynolds sayıları gibi parametrelerin de belirlenmesi ve bunlara ilave olarak diğer bir pasif ısı transferi iyileştirme yöntemi olan nanoakışkan kullanımının helezon boru kullanımına entegre edilmesiyle birlikte en uygun nanoparçacık tipi ve bu nnoparçacık için en uygun hacimsel derişimin tayini de hedeflenmiştir.

1.3. Hipotez

Yapılan kapsamlı literatür araştırması neticesinde helezon borulu ısı değiştiricilerinin optimizasyonu konusundaki çalışmaların oldukça kısıtlı olduğu görülmüştür. Bu tez çalışması ile var olan çalışmalara göre daha geniş Reynolds sayısı ve kavis oranı aralığı ele alınacak ve aynı zamanda çok sayıda nanoakışkanın karşılaştırması yapılacaktır. Daha geniş bir açıdan yapılacak analizler ile bu çalışmanın literatüre katkıda bulunması amaçlanmaktadır.

Ayrıca çalışmanın farklı akışkan kullanımlarında veya farklı çalışma şartlarında en uygun boru boyutlarının ve çalışma koşullarının belirlenmesi hususunda bir şablon görevi görmesi de hedeflenmektedir.

2
MATERYAL VE YÖNTEM

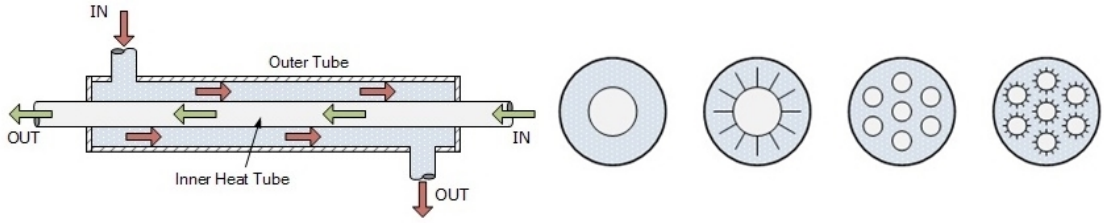
İki sistem arasındaki sıcaklık farkından kaynaklı olarak transfer edilen enerji türüne ısı denir. Isı, üç farklı yolla aktarılabilir: İletim, taşınım ve ışınım.

İletim (kondüksiyon), katılar ya da bir katı ile durgun bir akışkan arasında parçacıklar arası etkileşimler sonucu enerji aktarılması olayıdır. Taşınım (konveksiyon), bir katı yüzey ile ona bitişik ve durgun olmayan akışkan arasındaki enerji transferidir. Işınım (radyasyon), maddeden elektromanyetik dalgalar şeklinde yayılan enerjidir [78].

Isı değiştiricileri (ısı eşanjörleri), farklı sıcaklıklara sahip iki veya daha fazla akışkan arasında ısı transferini sağlayan sistemlerdir. Hem akışkan hareketinden dolayı taşınımı, hem de boru kalınlığından dolayı iletimi içerirler.

Isı değiştiricileri ısı transfer şekline, ısı transfer mekanizmalarına, kullanılan akışkan sayısına, yüzey kompaktlığına, konstrüksiyonlarına ve akış şekillerine göre sınıflandırılırlar. Konstrüksiyonlarına göre ise borulu, plakalı, genişletilmiş yüzeyli ve rejeneratif olmak üzere gruplandırılırlar [79].

Borulu ısı değiştiricilerinde bir akışkan boru içinden akarken diğer akışkan boru dışından akar. Boru çapı, borunun geometrik yapısı, boru sayısı ve boru düzenlerinin değiştirilebilir olması uygulama ve tasarım esnekliği sağlamaktadır. Borulu ısı değiştiricisinin şematik gösterimi Şekil 2.1'de verilmiştir.



Şekil 2.1 Borulu ısı değiştiricisi biçimlerinin şematik gösterimi [80]

Borulu ısı değiştiricileri kendi içinde çift borulu, gövde borulu ve spiral-tip borulu olmak üzere üçe ayrılır. Spiral-tip borulu ısı değiştiricilerinde bir hazne içine yerleştirilen helezon boru gibi kavisli bir boru yer alır. Sıcaklıkları farklı akışkanlardan biri boru içinden geçirilirken, diğeri haznenin içinden yani borunun dışından geçirilerek ısı transferi sağlanır. Helezon boru örnekleri Şekil 2.2'de verilmiştir.



Şekil 2.2 Helezon borular

2.1. Kullanılan Denklemler

Temel korunum ifadeleriyle başlanarak helezon borulu ısı değiştiricilerine ait ısı transferi ve basınç düşümü denklemleri hem temel akışkan kullanımı hem de nanoakışkan kullanımı durumuna göre sırasıyla aşağıda verilmektedir.

Sürekli akışta kütlenin korunumu birim zamanda kontrol hacmine giren toplam kütlenin, kontrol hacminden çıkan toplam kütleye eşit olacağını ifade eder ve aşağıdaki gibidir.

$$\begin{pmatrix}\text{Kütle hacmine giren}\\ \text{kütle debisi}\end{pmatrix} = \begin{pmatrix}\text{Kütle hacminden çıkan}\\ \text{kütle debisi}\end{pmatrix} \tag{2.1a}$$

$$\sum \dot{m}_g = \sum \dot{m}_{ç} \tag{2.1b}$$

Sürekli akışta enerjinin korunumu birim zamanda kontrol hacmine giren toplam enerjinin, kontrol hacminden çıkan toplam enerjiye eşit olacağını ifade eder ve aşağıdaki gibidir.

$$\begin{pmatrix}\text{Isı, iş ve kütle ile giren}\\ \text{net enerji transfer hızı}\end{pmatrix} = \begin{pmatrix}\text{Isı, iş ve kütle ile çıkan}\\ \text{net enerji transfer hızı}\end{pmatrix} \tag{2.2a}$$

$$\sum \dot{E}_g = \sum \dot{E}_{ç} \tag{2.2b}$$

Kullanılan helezon borulu ısı değiştiricisinde iş etkileşimleri olmadığı ve haznenin yalıtımlı olduğu düşünüldüğü için enerjinin korunumu aşağıdaki ifadeye indirgenir.

$$\dot{Q}_t = \dot{Q}_{sh} \tag{2.3a}$$

$$\dot{m}_t c_{p,t}\left(T_{t,ç} - T_{t,g}\right) = \dot{m}_{sh} c_{p,sh}\left(T_{sh,g} - T_{sh,ç}\right) \tag{2.3b}$$

Buradaki $\dot{m}_t c_{p,t}$ ifadesi boru içindeki akışkanın ısıl kapasite hızı, $\dot{m}_{sh} c_{p,sh}$ ise hazne tarafındaki akışkanın ısıl kapasite hızıdır.

Boru içindeki akışa dik kesit alanı:

$$A_c = \frac{\pi {d_i}^2}{4} \tag{2.4}$$

Boru içindeki kütle debisi:

$$\dot{m}_t = \rho v A_c \tag{2.5}$$

Boru içindeki akışkanın çıkış sıcaklığı:

$$T_{t,ç} = \frac{\dot{Q}_t}{\dot{m}_t c_{p,t}} \tag{2.6}$$

Akış rejiminin tayini için kullanılan Reynolds sayısı kritik değerin altındaysa akış laminer, üstündeyse türbülanslıdır.

$$Re = \frac{\rho d_h v}{\mu} \tag{2.7}$$

Dairesel borularda Reynolds sayısının bulunması için kullanılan hidrolik çap, boru çapına eşittir.

$$d_h = \frac{4A_c}{p} = \frac{4\pi\, {d_i}^2/4}{\pi d_i} = d_i \tag{2.8}$$

Ancak hazne tarafından akan akışkan dairesel bir kesitten geçmediğinden bir hidrolik çap tanımlanmasına ihtiyaç duyulmaktadır. Bunun için Shah ve Sekulic [1] tarafından tanımlanan hazne için hidrolik çap korelasyonu kullanılmıştır.

$$D_{sh,h} = \frac{4(\text{Hazne tarafı hacmi})}{(\text{Akışın temas ettiği yüzey alanı})} = \frac{4\left[\left(\frac{\pi {D_{sh}}^2}{4} H_{sh}\right) - \left(\frac{\pi d^2}{4} L_t\right)\right]}{(\pi D_{sh} H_{sh}) + (\pi d L_t)} \tag{2.9}$$

Hazne tarafındaki akışa dik kesit alanı:

$$A_{c,sh} = \frac{\pi {D_{sh,h}}^2}{4} \tag{2.10}$$

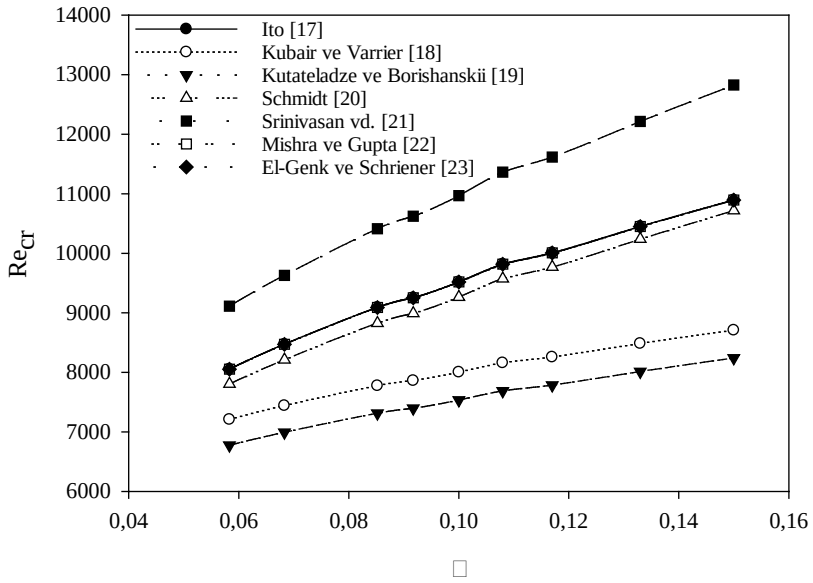
Hazne tarafındaki akışkanın kütle debisi:

$$\dot{m}_{sh} = \rho_{sh} v_{sh} A_{c,sh} \tag{2.11}$$

Hazne tarafındaki akışkan için Reynolds sayısı:

$$Re_{sh} = \frac{\rho_{sh} D_{sh,h} v_{sh}}{\mu_{sh}} \tag{2.12}$$

Farklı kavis oranlarında kritik Reynolds sayısı korelasyonları karşılaştırılmış; tüm korelasyonların ortalamasına yakın değerde olduğu, daha geniş bir geçerlilik aralığına sahip olduğu ve sıkça kullanıldığı için Schmidt'in [20] korelasyonu bu çalışmada kritik Reynolds sayısını bulmada tercih edilmiştir. Kritik Reynolds sayısı korelasyonları karşılaştırılması Şekil 2.3'te gösterilmiştir.



Şekil 2.3 Helezon borular için kritik Reynolds sayısı korelasyonlarının karşılaştırılması

$$Re_{cr} = 2300[1 + 8{,}6\delta^{0{,}45}] \tag{2.13}$$

Reynolds sayısının artmasıyla birlikte ısı transferinin artması ve türbülanslı akışta sürtünme faktörünün düz borudakine yaklaşması sebebiyle [22] türbülanslı akış rejiminde çalışılmasına karar verilmiştir.

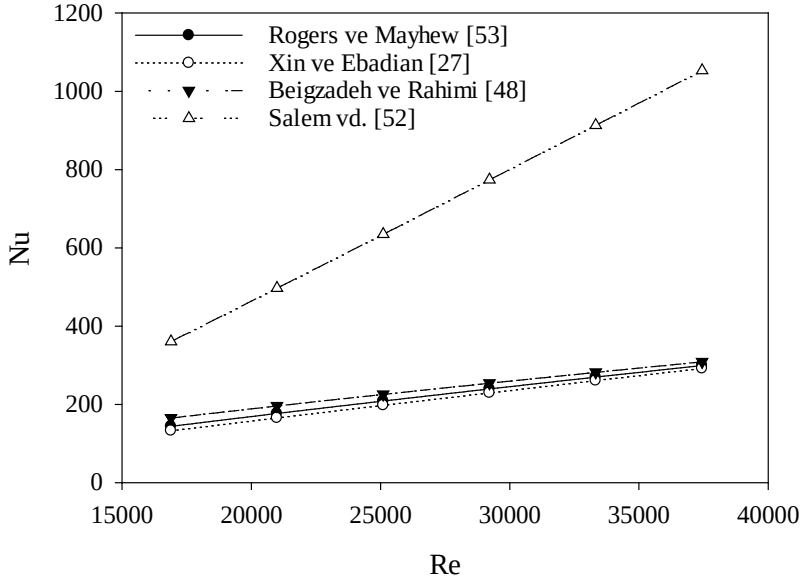
Akışkanın taşınım ısı transferinin iletim ısı transferine oranına Nusselt sayısı denir. Literatürde helezon borularda türbülanslı akış rejimi koşullarına göre olan ve deneysel çalışmalar ile elde edilmiş dört Nusselt sayısı korelasyonu bulunmaktadır. Bu korelasyonlar farklı debiler altında ve farklı çaplar ile incelenerek bu çalışmada Nusselt sayısının bulunmasında Rogers ve Mayhew'un [53] korelasyonunun kullanılması tercih edilmiştir. Nusselt sayısı korelasyonları karşılaştırması Şekil 2.4'te verilmiştir.

$$Nu = 0{,}023Re^{0{,}85}Pr^{0{,}4}\delta^{0{,}1} \tag{2.14}$$

Boru tarafı için ısı taşınım katsayısı:

$$Nu = \frac{\text{Taşınım ile ısı transferi}}{\text{İletim ile ısı transferi}} = \frac{h_i \Delta T}{k\Delta T/L} = \frac{h_i d_i}{k} \tag{2.15a}$$

$$h_i = \frac{Nuk}{d_i} \tag{2.15b}$$



Şekil 2.4 Helezon borularda türbülanslı akış rejiminde önerilen ve deneysel çalışmalardan elde edilmiş Nusselt sayısı korelasyonlarının karşılaştırılması

Hazne tarafındaki akışta da türbülanslı akış rejimi bulunmaktadır. Hazne tarafında ısı transferinin hesaplanması için Gnielinski'nin [81] Nusselt sayısı korelasyonu kullanılmıştır.

$$Nu_{sh} = \frac{(f/8)(Re_{sh} - 1000)Pr_{sh}}{1 + 12{,}7(f/8)^{0{,}5}\left(Pr_{sh}^{2/3} - 1\right)} \tag{2.16}$$

Bu korelasyondaki sürtünme faktörü için Petukhov'un [82] denklemi kullanılmaktadır.

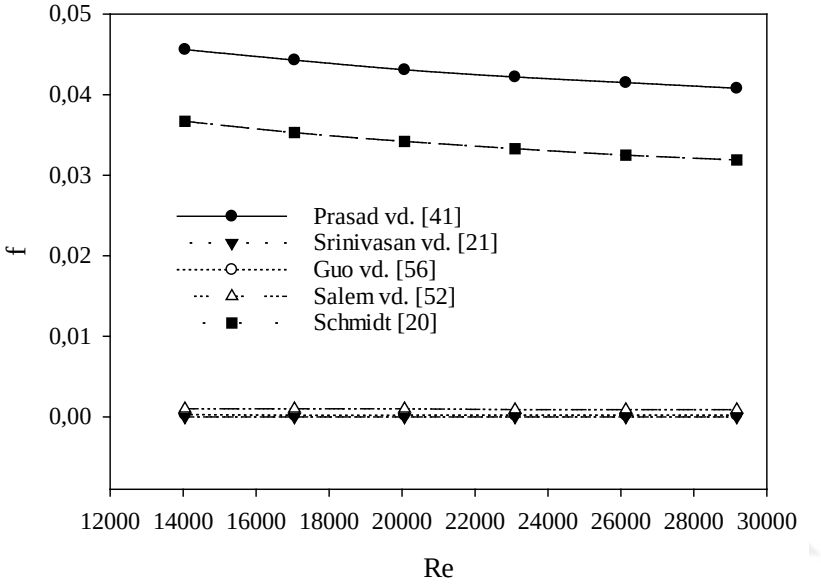
$$f = (0{,}79 \ln Re - 1{,}64)^{-2} \tag{2.17}$$

Hazne tarafı için ısı taşınım katsayısı katsayısı:

$$Nu_{sh} = \frac{h_o D_{sh,h}}{k_{sh}} \tag{2.18a}$$

$$h_o = \frac{Nu_{sh} k_{sh}}{D_{sh,h}} \tag{2.18b}$$

Literatürde helezon borularda türbülanslı akış rejimi koşullarına göre olan ve deneysel çalışmalar ile elde edilmiş beş sürtünme faktörü korelasyonu bulunmaktadır. Bu korelasyonlar farklı debiler altında ve farklı çaplar ile incelenerek Schmidt [20] ve Prasad vd.'nin [41] korelasyonları uygun bulunmuştur. Prasad vd.'nin [41] korelasyonu Schmidt'inkine [20] göre biraz daha büyük bir değer verdiği için, sonuçların daha gerçekçi olması adına bu korelasyon tercih edilmiştir.



Şekil 2.5 Helezon borularda türbülanslı akış rejiminde önerilen ve deneysel çalışmalardan elde edilmiş sürtünme faktörü korelasyonlarının karşılaştırılması

$$\frac{f}{f_s} = 1 + 0.18[Re\delta^2]^{0.25} \tag{2.19}$$

Korelasyondaki düz borular için kullanılan sürtünme faktörü değeri Blasius'un [83] denklemi ile elde edilmektedir.

$$f_s = 0{,}316Re^{-0{,}25} \tag{2.20}$$

Bu denklem aynı zamanda hazne tarafındaki sürtünme faktörünün belirlenmesinde de kullanılmıştır.

$$f_{sh} = 0{,}316{Re_{sh}}^{-0{,}25} \tag{2.21}$$

Boru içindeki basınç düşümü:

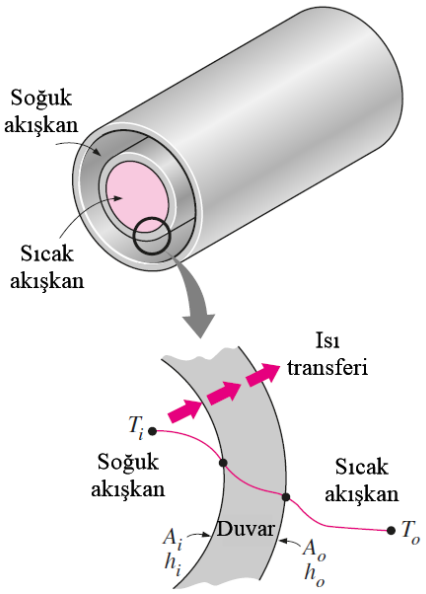
$$\Delta P = f\frac{L_t}{d_i}\frac{\rho v^2}{2} \tag{2.22}$$

Hazne tarafındaki basınç düşümü:

$$\Delta P_{sh} = f_{sh}\frac{H_{sh}}{D_{sh,h}}\frac{\rho_{sh}{v_{sh}}^2}{2} \tag{2.23}$$

Boru içindeki basınç düşümünü yenmek için gerekli pompalama gücü:

$$P = \dot{v}\Delta P = vA_c\Delta P \tag{2.24}$$



Şekil 2.6 Bir ısı değiştiricisinde taşınım ve iletimin şematik gösterimi [78]

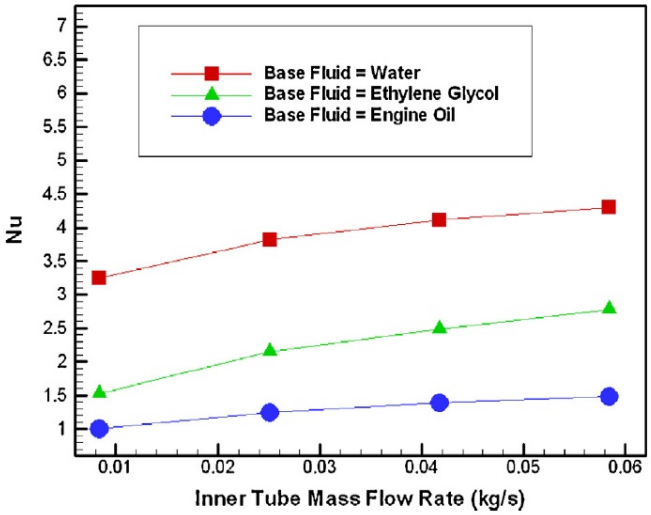
Borulu bir ısı değiştiricisinin taşınım ve iletimi birlikte gerçekleştirdiği belirtilmişti. Toplam ısı transfer katsayısı olarak adlandırılan ifade olan U ile bu iki etkinin sonucu tek bir değer ile verilebilmektedir. Bir ısı değiştiricisinin taşınım ve iletim ısı transferinin şematik gösterimi Şekil 2.6'da verilmiştir.

$$\frac{1}{UA_s} = \frac{1}{h_iA_{s,i}} + \frac{R_{fi}}{A_{s,i}} + \frac{ln(d_o/d_i)}{2\pi kL_t} + \frac{R_{fo}}{A_{s,o}} + \frac{1}{h_oA_{s,o}} \tag{2.25a}$$

$$U = \frac{1}{\frac{d_o}{d_i h_i} + \frac{d_o R_{fi}}{d_i} + \frac{d_o \ln(d_o/d_i)}{2k} + R_{fo} + \frac{1}{h_o}} \quad (2.25b)$$

Buradaki R_f değerleri kirlenme faktörleridir. Isı değiştiricileri yüzeyinde zaman içinde kirlenme görülür. Bu kirli tabaka ısı transferinde ek bir direnç gösterir ve bu da ısı transfer hızının azalmasına neden olur. Kirlenme faktörü, kirlenme etkisinin ısı transferi üzerine net etkisini gösterir. Suyun kirlenme faktörü 50 °C'nin altındaki koşullar için 0,0001 m²K/W ve 50 °C'nin üstündeki koşullar için 0,0002 m²K/W olarak alınmıştır [84].

Helezon borularda temizlik bir sorun olduğundan kirlenme faktörü yüksek olan akışkanlar ile çalışmak doğru değildir. Bu sebeple ucuz olması ve iyi ısı iletkenliğe sahip olmasına ek olarak düşük kirlenme faktörüne sahip olması nedeniyle çalışma akışkanı olarak suyun kullanılması tercih edilmiştir. Narrein ve Mohammed [85]'in çalışmasındaki su, etilen glikol ve motor yağının Nusselt sayılarının karşılaştırması Şekil 2.7'de gösterilmiştir.



Şekil 2.7 Su, etilen glikol ve motor yağının ısı transferlerinin farklı debilerde karşılaştırılması [85]

NTU (number of transfer unit/transfer birim sayısı), ısı değiştiricilerinde ısı transfer katsayısının boyutsuz bir ifadesidir.

$$NTU = \frac{UA_s}{C_{min}} \quad (2.26)$$

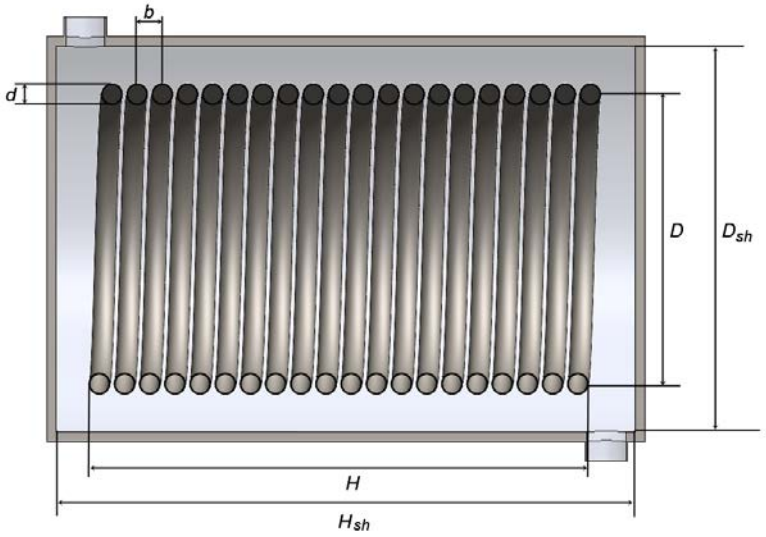
Buradaki C_{min} ifadesi minimum ısıl kapasite hızını ifade eder ve boru ile hazne tarafından akan akışkanların sahip oldukları ısıl kapasite hızlarından küçük olanıdır.

Pasif yöntem kullanan ısı değiştiricileri için pasif yöntemli haline ait Nusselt sayısı ve sürtünme faktörünün pasif yöntem kullanılmamış haline ait Nusselt sayısı ve sürtünme faktörüne oranı olan ısıl performans faktörü tanımlanmıştır. Bu değer ne kadar büyükse ısı değiştiricisinin de o kadar verimli olduğu söylenebilir.

Helezon borulu ısı değiştiriciler için ısıl performans faktörü:

$$\eta = \frac{\left(\frac{Nu}{Nu_s}\right)}{\left(\frac{f}{f_s}\right)^{1/3}} \tag{2.27}$$

2.2. Kullanılan Isı Değiştiricisinin Özellikleri



Şekil 2.8 Helezon borulu ısı değiştiricisinin şematik gösterimi ve geometrik özellikleri

Helezon borunun bir sarımının uzunluğu:

$$L = \sqrt{b^2 + (\pi D)^2} \tag{2.28}$$

Helezon borunun toplam uzunluğu:

$$L_t = LN \tag{2.29}$$

Helezon borunun toplam yüksekliği:

$$H = d + (N - 1)b \tag{2.30}$$

Helezon borunun toplam yüzey alanı:

$$A_s = \pi d L_t \tag{2.31}$$

Aynı sarım sayısı, uzunluk ve helezon çapına sahip; dış çapları ve buna bağlı olarak kavis oranları değişen 9 farklı 316L paslanmaz çelik boru bu çalışma kapsamında kullanılmıştır. Boru özellikleri Sesinoks Metal ve Endüstriyel Ürünler San. Tic. A.Ş. firmasının paslanmaz çelik boru kataloğundan seçilmiş olup, geometrik özellikleri Tablo 2.1'de verilmiştir.

Tablo 2.1 Çalışmada kullanılan boruların geometrik özellikleri

Boru çapı, d (mm)	**Helezon çapı, D (mm)**	**Kavis oranı, δ**	**Helezon hatvesi, b (mm)**	**Sarım sayısı, N**	**Boru toplam uzunluğu, L_t (m)**	**Helezon yüksekliği, H (mm)**
9	120	0,058	11,05	20	7,55	219
10,2	120	0,068	12,25	20	7,55	243
12,7	120	0,085	14,75	20	7,55	293
13	120	0,092	15,05	20	7,55	299
14	120	0,100	16,05	20	7,55	319
15	120	0,108	17,05	20	7,55	339
16	120	0,117	18,05	20	7,55	359
18	120	0,133	20,05	20	7,55	399
20	120	0,150	22,05	20	7,55	439

Tüm borular için haznenin çapı 0,2 m olarak sabit kalmış, hazne yüksekliği helezon yüksekliğinin değişmesi sebebiyle değişmiştir. Hazne yüksekliği tüm borular için helezon yüksekliğinin 0,5 cm fazlasıdır.

316L paslanmaz çelik borunun 20-100 °C sıcaklık aralığındaki ısıl iletkenliği United Performance Metals firmasından 14,6 W/mK olarak alınmıştır.

2.3. Kullanılan Nanoakışkan Özellikleri ve Formülleri

Nanoakışkan kullanımı, ısı transferi iyileştirmede kullanılan pasif yöntemlerden biridir. Nanoakışkan elde edilmesi için temel akışkana nanoparçacıklar belirli yöntemlerde ve derişimlerde eklenirler. Temel akışkana eklenen nanoparçacıklar, bu akışkanın fiziksel özelliklerinde değişime neden olur. Bu sebeple nanoakışkanların fiziksel özelliklerini tayin etmek için bazı denklemler geliştirilmiştir. Bu tez çalışmasında kullanılan nanoakışkanların fiziksel özelliklerinin belirlenmesi için kullanılan denklemler aşağıda verilmiştir.

Nanoakışkanın yoğunluğu [86]:

$$\rho_{nf} = \rho_p \varphi + (1 - \varphi)\rho \tag{2.32}$$

Nanoakışkanın dinamik viskozitesi [87]:

$$\mu_{nf} = \frac{\mu}{1 - 34.87(d_p/d_f)^{-0.3}\,\varphi^{1.03}} \tag{2.33}$$

Denklemdeki d_f ifadesi, temel akışkan molekülünün eşdeğer çapını ifade etmektedir.

$$d_f = 0.1\left(\frac{6M}{N\pi\rho_{f0}}\right)^{1/3} \tag{2.34}$$

Nanoakışkanın ısıl iletkenliği [87]:

$$k_{nf} = \left[1 + 4.4{Re_p}^{0.4} Pr^{0.66}\left(\frac{T}{T_{fr}}\right)\left(\frac{k_p}{k}\right)^{0.03}\varphi^{0.66}\right]k \tag{2.35}$$

Denklemdeki Re_p ifadesi, nanoparçacığın Reynolds sayısını ifade etmektedir.

$$Re_p = \frac{2\rho k_b T}{\pi\mu^2 d_p} \tag{2.36}$$

Denklemdeki k_b Boltzman sabiti'dir ve 1,38066 x 10^{-23} J/K değerindedir.

Nanoakışkanın özgül ısısı [88]:

$$c_{p,nf} = \frac{(1 - \varphi)(\rho c_p) + \varphi(\rho_p c_{p,p})}{\rho_{nf}} \tag{2.37}$$

Literatürde helezon borularda nanoakışkan kullanımında türbülanslı akış rejimi koşullarına göre olan ve deneysel çalışmalar ile elde edilmiş sadece Mahmoudi vd.'ye [66] ait Nusselt sayısı korelasyonu bulunmaktadır. Bu sebeple tez çalışmasında nanoakışkanın Nusselt sayısının tayini için bu korelasyon kullanılmıştır.

$$Nu_{nf} = 0{,}028 Re^{0{,}854} Pr^{0{,}38} \delta^{0{,}039} \varphi^{0{,}041} \tag{2.38}$$

Literatürde helezon borularda nanoakışkan kullanımında türbülanslı akış rejimi koşullarına göre olan ve deneysel çalışmalar ile elde edilmiş herhangi bir sürtünme faktörü korelasyonu bulunmamaktadır. Bu sebeple temel akışkan kullanımı durumunda geçerli olan sürtünme faktörü korelasyonu (2.19) nanoakışkan kullanımı için, Schmidt'in [20] korelasyonu da temel akışkan için kullanılmıştır.

$$f = [1 + 0{,}0823(1 + \delta)\delta^{0{,}53} Re^{0{,}25}] \frac{0{,}3164}{Re^{0{,}25}} \tag{2.39}$$

Helezon boruda nanoakışkan kullanımı durumundaki ısıl performans faktöründe nanokışkanın Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü ile helezon boruda sadece temel akışkan kullanımı durumundaki Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü karşılaştırılmaktadır.

$$\eta_n = \frac{\left(\frac{Nu_{nf}}{Nu}\right)}{\left(\frac{f_{nf}}{f}\right)^{1/3}} \tag{2.40}$$

Bu tez çalışmasında nanoakışkan seçimi yapılırken kapsamlı bir literatür taraması yapılmış olup, ısı transferinde en çok artış görüldüğü ifade edilen 10 nanoakışkan

seçilmiştir [89,90]. Nanoakışkanların fiziksel özellikleri literatürdeki deneysel çalışmalar ile Nanografi ve American Elements firmalarından elde edilmiştir. Kullanılan nanoparçacıklar ve fiziksel özellikleri Tablo 2.2'de verilmiştir.

Tablo 2.2 Çalışmada kullanılan nanoparçacıkların fiziksel özellikleri

Nanoparçacık	**Yoğunluk, ρ_p (kg/m³)**	**Çap, d_p (nm)**	**Isıl iletkenlik, k_p (W/mK)**	**Özgül ısı, $c_{p,p}$ (kJ/kgK)**
Ag	3120	100	429	0,24
Al_2O_3	3690	55	30,5	0,78
Cu	8960	25	400	0,385
CuO	6310	50	33	0,566
Fe	7874	100	94	0,385
MgO	3560	35	45	0,955
MWCNT	2600	15	1500	0,63
SiO_2	2400	20	1,5	0,7
TiO_2	3900	50	13,7	0,71
ZnO	5600	77	514	9,66

2.4. Çalışma Koşulları

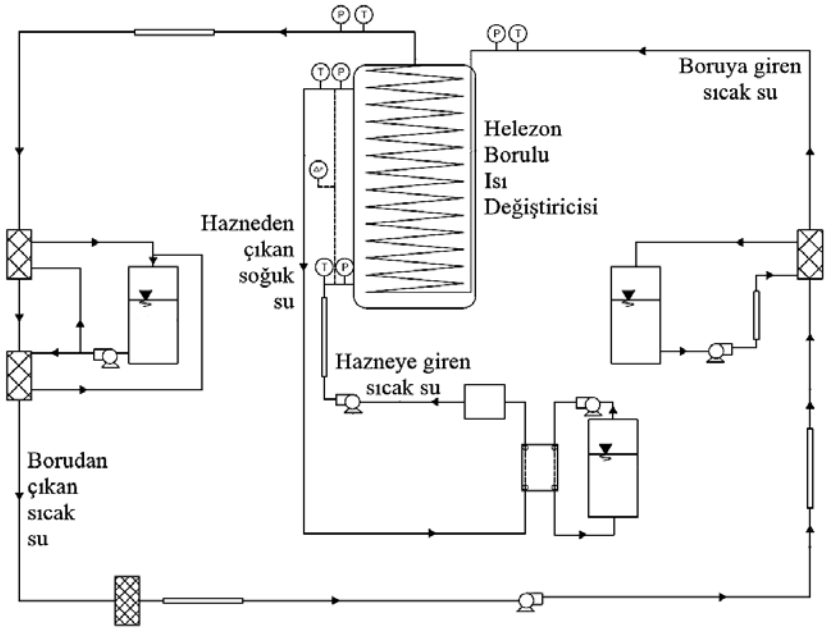
Yapılan çalışmada boru içinde ve dışında çalışma akışkanı olarak su kullanılmıştır. Boru içerisinden akan akışkanın giriş sıcaklığı ve basıncı sabit olup, sırasıyla 20 °C ve 2 bar olarak alınmıştır. Su her bir borudan 1,0-1,3-1,6-1,9-2,2 ve 2,5 m/s olmak üzere 6 farklı akış hızı ve dolayısıyla 6 farklı debi değerinde geçirilmiştir.

Hazne tarafındaki özellikler tüm borular için sabit kalmıştır. Hazne giriş ve çıkış sıcaklığı sırasıyla 85 °C ve 55 °C olup, basınç 10 bar olarak alınmıştır. Hazne tarafı sabit kütle debisi 0,16 kg/s'dir.

Suyun fiziksel özellikleri REFPROP programından, ortalama sıcaklık değeri kullanılarak okunmuştur.

$$T_{ort} = \frac{T_{g+}T_{ç}}{2} \tag{2.41}$$

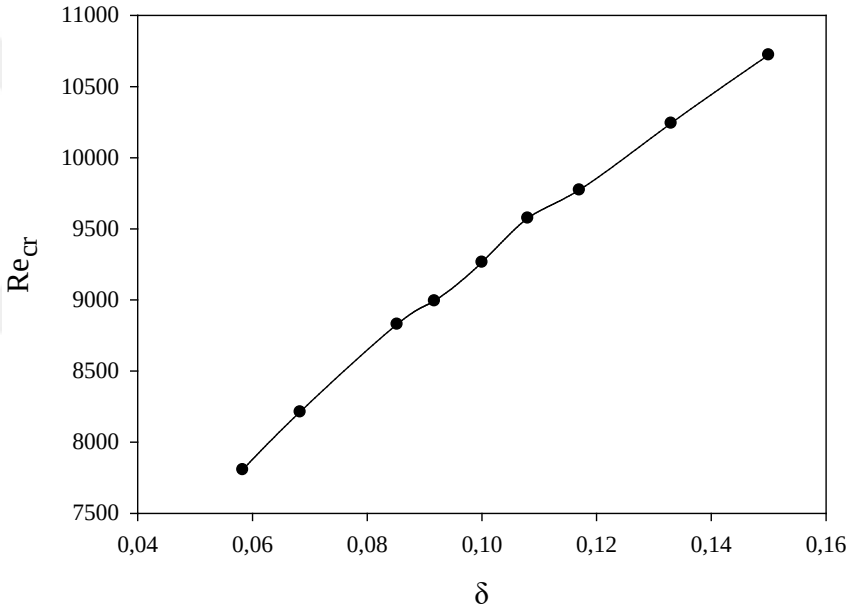
Çalışma türbülanslı akış rejiminde gerçekleştirilmiştir. Boru üzerine etkiyen ısı transfer hızı sabit olup, 10 kW olarak alınmıştır. İncelemeler, 3 < Pr < 7, 12000 < Re < 47000, 3000 < De < 18000, 0,058 ≤ δ ≤ 0,15 (6,67 ≤ D/d ≤ 17,24) aralıklarında gerçekleştirilmiştir. Isı değiştiricisi üzerinde herhangi bir iş etkileşimi yoktur ve haznenin iyi yalıtımlı olduğu kabul edilmiştir. Tez çalışmasının gerçekleştirildiği düşünülen deney şeması Şekil 2.9'da verilmiştir.



Şekil 2.9 Helezon borulu bir ısı değiştiricisi sistemi örneğinin şematik gösterimi

3
BULGULAR VE TARTIŞMA

Her bir boru için bulunan kritik Reynolds sayıları, bu ifadenin kavis oranıyla birlikte arttığını ve daha yüksek kavis oranlarında türbülanslı akıma geçebilmek için daha büyük akış hızlarına ihtiyaç duyulduğunu göstermektedir. Örnek olarak; 0,058 kavis oranına sahip borunun türbülanslı akıma geçebilmesi için gereken minimum debi 0,023 kg/s iken, kavis oranı 0,150 olan boru için gereken minimum debi 0,535 kg/s olmaktadır. Kritik Reynolds sayısının kavis oranıyla değişimi Şekil 3.1'de verilmiştir.



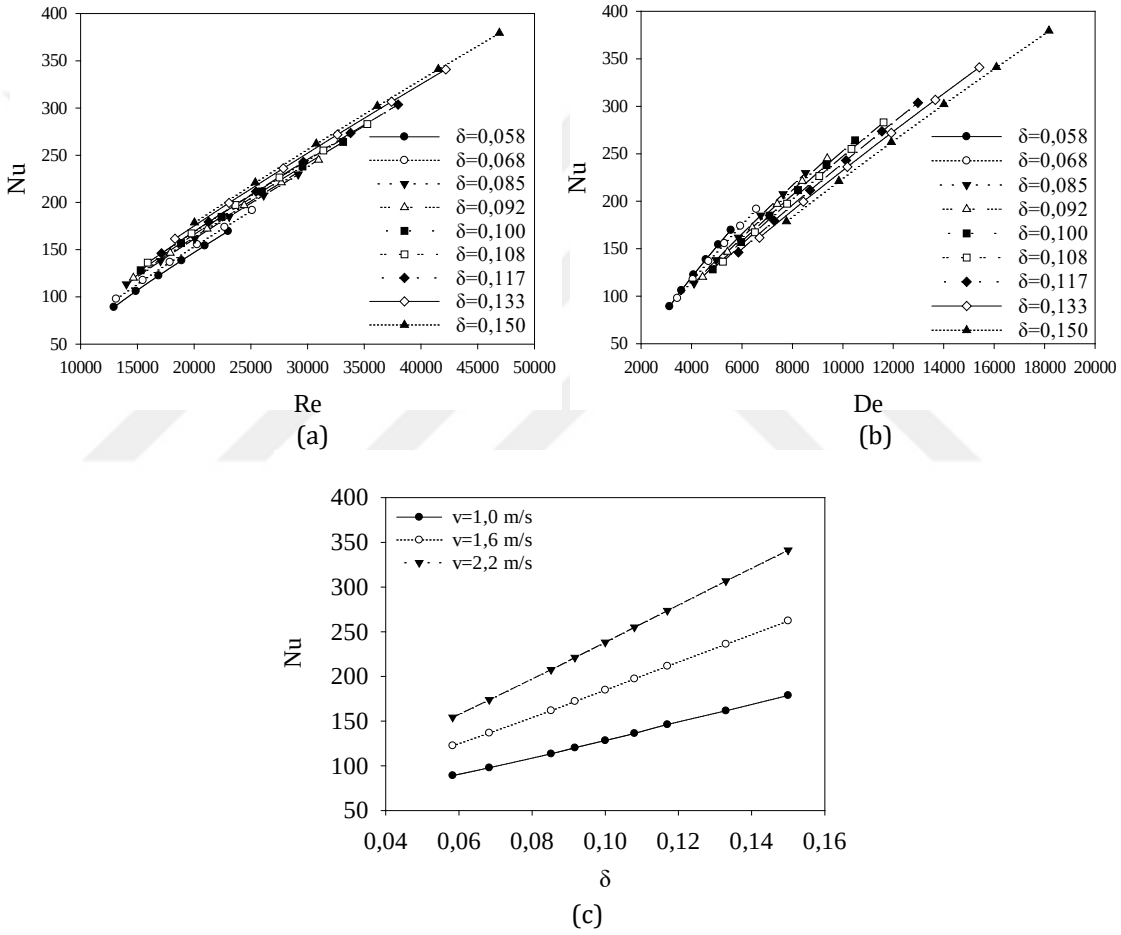
Şekil 3.1 Kritik Reynolds sayısının kavis oranıyla değişimi

3.1. Isı Transferi Sonuçları

Yapılan literatür çalışması ile helezon borularda ısı transferinin Reynolds sayısı, Dean sayısı, kavis oranı ve akış hızının artmasıyla birlikte arttığı görülmüştür. Elde edilen sonuçlar literatürdekiyle paralellik göstermektedir ve aşağıda açıklanmaktadır.

Farklı kavis oranlarında ve akış hızlarında yapılan çalışmalar boru içindeki Nusselt sayısının Reynolds sayısı ve Dean sayısının artmasıyla birlikte yükseldiğini

göstermektedir. Kavis oranının artmasıyla, yani boru çapının artması ya da helezon çapının azalmasıyla birlikte Nusselt sayısı artmaktadır. Bunun sebebi Dean sayısının artmasıyla birlikte ısı transferini arttıran ikincil akışlarda gelişme görülmesidir. Reynolds sayısı ve kavis oranı Dean sayısının birer parametreleridir ve bu iki ifadenin yükselmesi Dean sayısının, bu da ikincil akışların büyümesi anlamına gelir. Ayrıca aynı kavis oranlarında farklı debiler kullanılması sonucunda Nusselt sayısının debisinin artmasıyla birlikte yükseldiği görülmektedir. Nusselt sayısının Reynolds sayısı, Dean sayısı, kavis oranı ve akış hızıyla olan bu değişimleri Şekil 3.2'de sırasıyla verilmiştir.

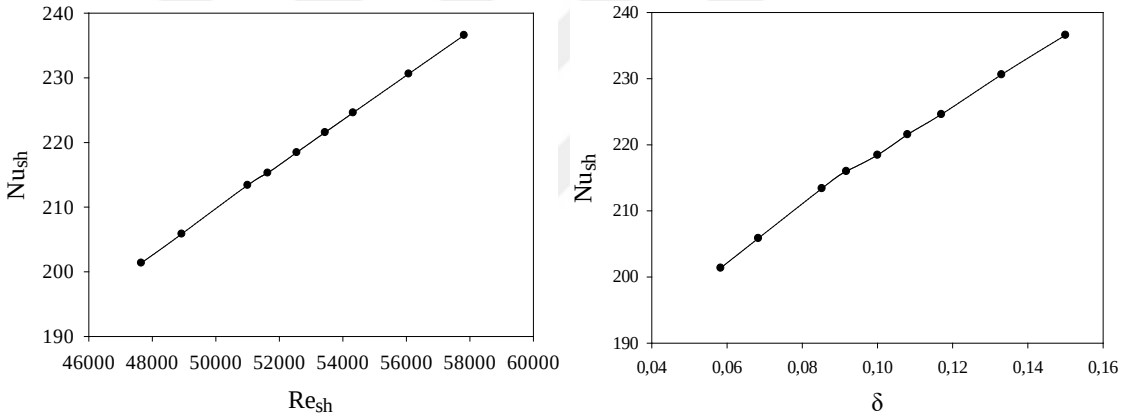


Şekil 3.2 Boru içindeki Nusselt sayısının (a) Reynolds sayısı (b) Dean sayısı ve (c) kavis oranıyla değişimi

Boru içindeki en düşük Nusselt sayısı kavis oranı 0,058 olan boruda; en düşük olarak 1 m/s'lik hız için 89,12 ve en yüksek olarak 2,5 m/s'lik hız için 169,62 değerlerinde elde edilmiştir. En yüksek Nusselt sayısı ise kavis oranı 0,15 olan boruda; en düşük

olarak 1 m/s'lik hız için 178,76 ve en yüksek olarak 2,5 m/s'lik hız için 379,56 değerlerinde elde edilmiştir.

Boru dışında aynı debi altında farklı kavis oranlarında ısı transferinin incelenmesi sonucunda hazne tarafındaki Nusselt sayısının da Reynolds sayısının ve kavis oranının artmasıyla birlikte yükseldiği görülmektedir. Kavis oranının artmasıyla birlikte haznenin hidrolik çapı ve buna bağlı olarak kesit alanı azalmaktadır. Bu azalma sabit kütle debisi için hız artışına sebep olmaktadır. Örnek olarak, 9 mm çaplı boruya ait haznenin hidrolik çapı 6,33 mm ve 20 mm çaplı boruya ait haznenin hidrolik çapı 4,73 mm'dir. Aynı debiyi sağlamak için 6,33 mm çaplı haznedeki suyun hızı 5,17 m/s iken, 4,73 çaplı haznedekinin hızı 9,3 m/s'dir. Bu da Reynolds sayısının artmasına, Reynolds sayısı da Nusselt sayısının bir parametresi olduğundan dolayı Nusselt sayısının da artmasına sebep olur. Nusselt sayısının Reynolds sayısı ve kavis oranı ile olan bu değişimleri Şekil 3.3'de verilmiştir.

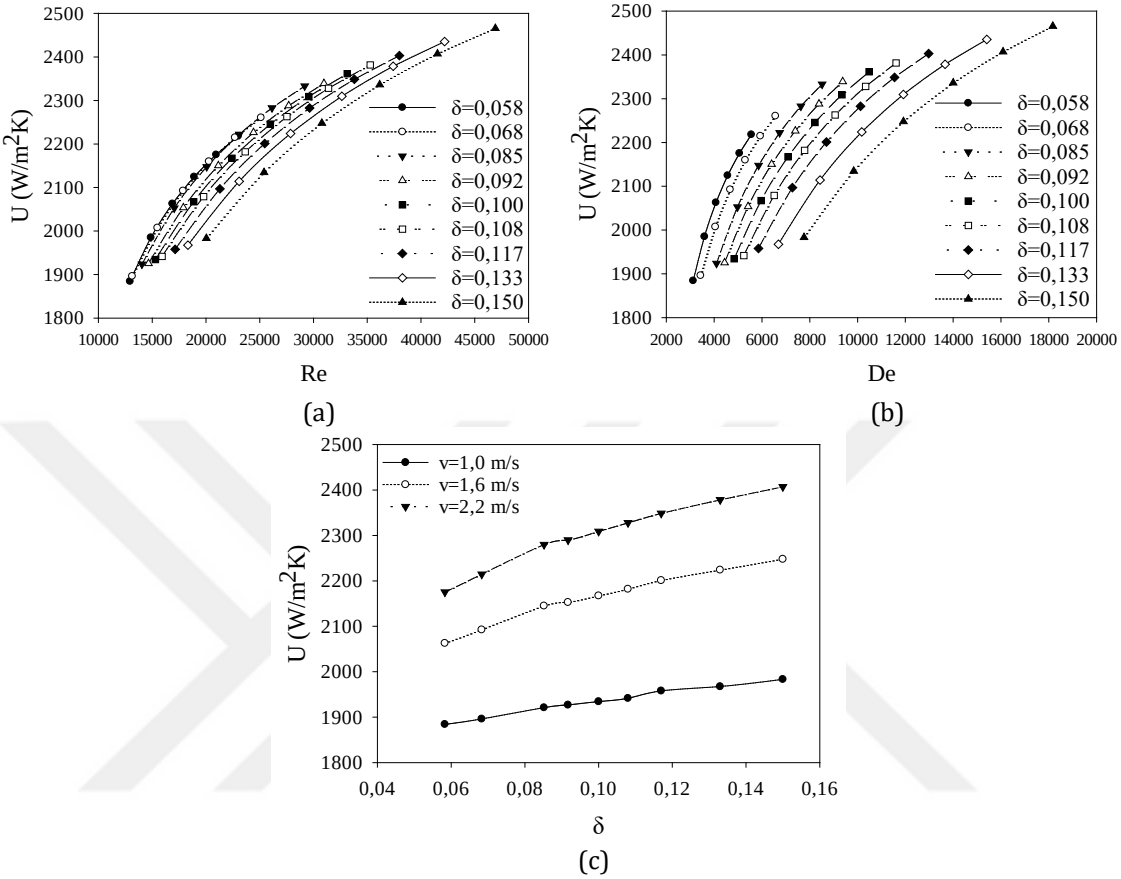


Şekil 3.3 Hazne tarafındaki Nusselt sayısının (a) Reynolds sayısı ve (b) kavis oranıyla değişimi

Hazne tarafındaki en düşük Nusselt sayısı, kavis oranı 0,058 olan boruda 201,37 ve en yüksek Nusselt sayısı, kavis oranı 0,15 olan boruda 236,6 değerlerinde elde edilmiştir.

Boru içi ve dışındaki ısı taşınımları ile boru duvarından gerçekleşen ısı iletiminin etkileri birlikte ele alınarak, ısı değiştiricisi için toplam ısı transfer katsayısı *U* hesaplanmış ve bunun neticesinde toplam ısı transfer katsayısının boru içi ve dışındaki ısı transferi karakteristikleriyle aynı sonuçları verdiği görülmüştür. Toplam ısı transfer katsayısı Reynolds sayısının, Dean sayısının, kavis oranının ve

akış hızının artmasıyla birlikte artmaktadır. Toplam ısı transfer katsayısının Reynolds sayısı, Dean sayısı, kavis oranı ve akış hızıyla olan bu değişimleri Şekil 3.4'te verilmiştir.



Şekil 3.4 Toplam ısı transfer katsayısının (a) Reynolds sayısı, (b) Dean sayısı ve (c) kavis oranıyla değişimi

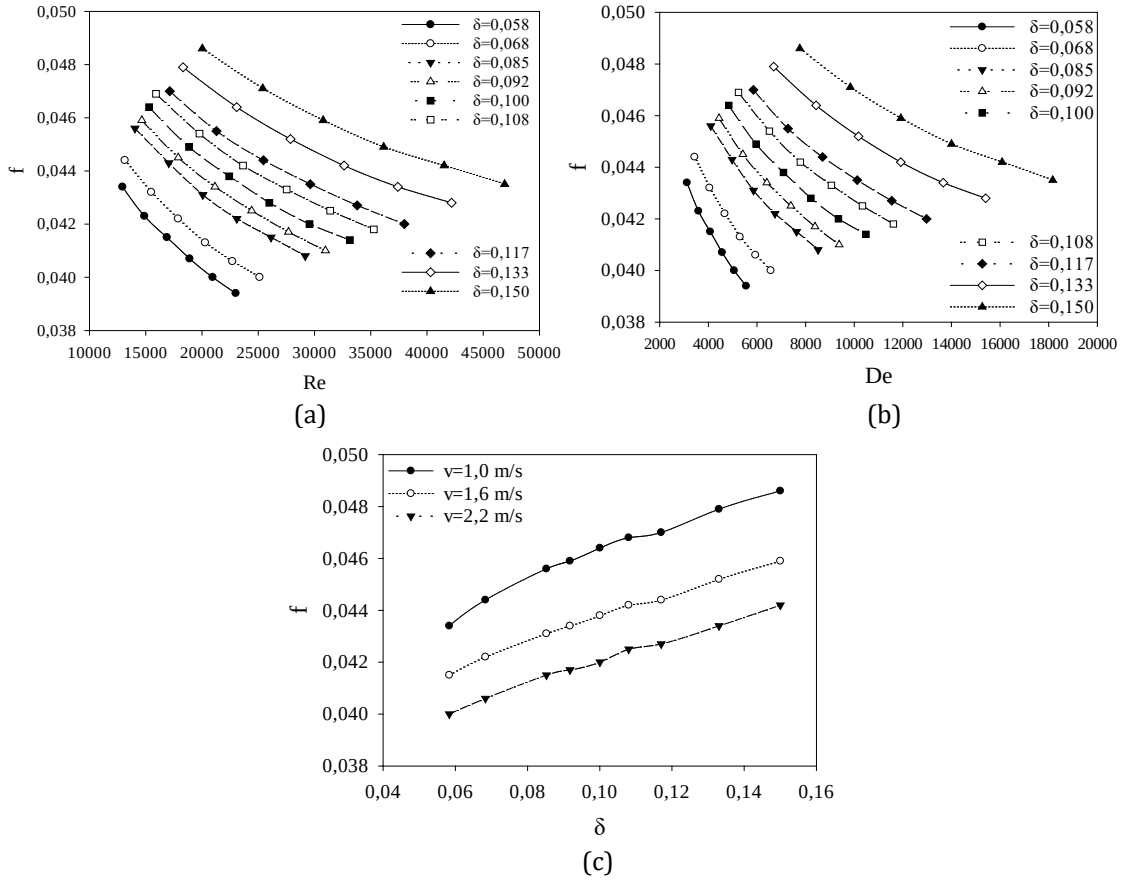
En düşük toplam ısı transfer katsayısı kavis oranı 0,058 olan boruda; en düşük olarak 1 m/s'lik hız için 1884,2 W/m²K değerinde ve en yüksek 2,5 m/s'lik hız için 2218,1 W/m²K değerlerinde elde edilmiştir. En yüksek toplam ısı transfer katsayısı kavis oranı 0,15 olan boruda; en düşük olarak 1 m/s'lik hız için 1983,2 W/m²K değerinde ve en yüksek 2,5 m/s'lik hız için 2465,7 W/m²K değerlerinde elde edilmiştir.

Elde edilen sonuçlar ile Reynolds sayısı, Dean sayısı, kavis oranı ve akış hızının ısı transferi üzerinde pozitif etkileri olduğu görülmektedir.

3.2. Basınç Düşümü Sonuçları

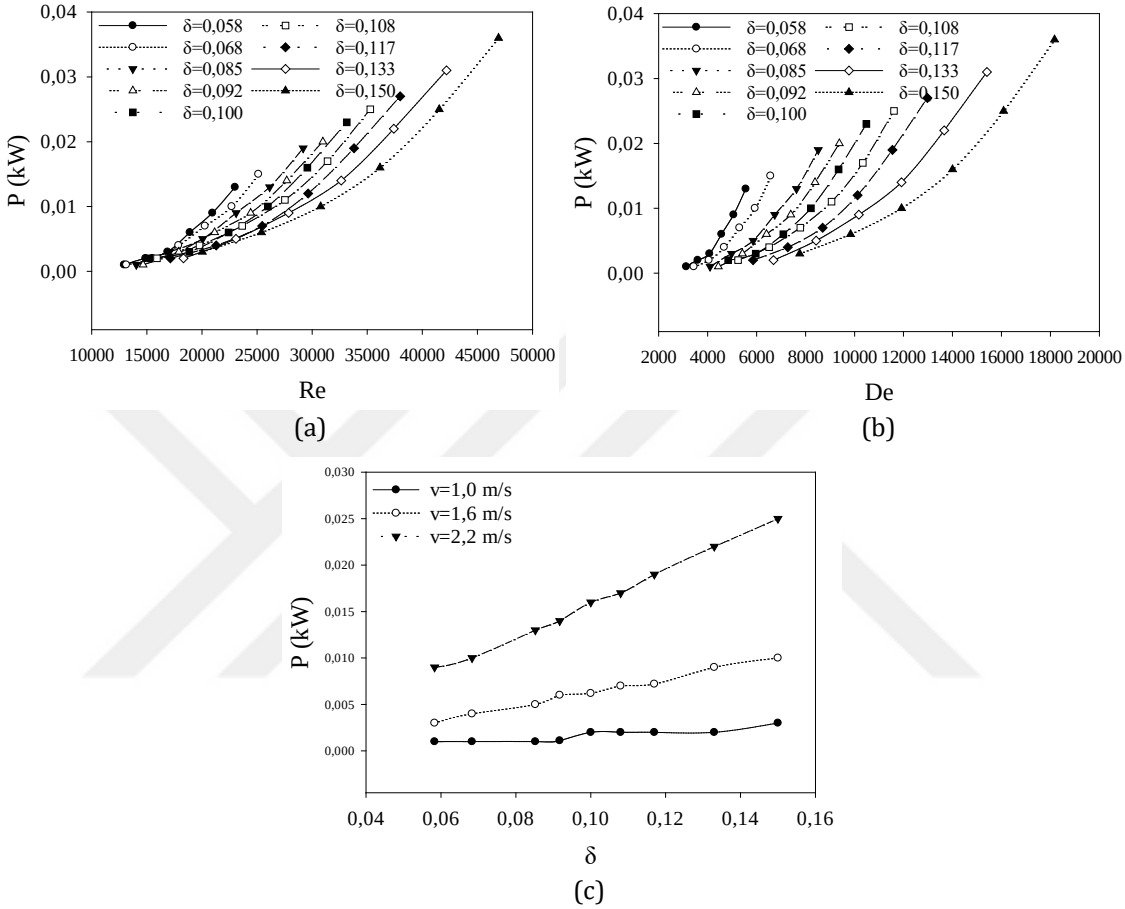
Yapılan literatür çalışması ile helezon borularda sürtünme faktörünün Reynolds sayısı, Dean sayısı ve akış hızının artmasıyla birlikte azaldığı, kavis oranının artmasıyla birlikte arttığı; buna karşın basınç düşümü ve basınç düşümünü yenmek için gereken pompalama gücünün Reynolds sayısı, Dean sayısı, kavis oranı ve akış hızının artmasıyla birlikte arttığı görülmüştür. Elde edilen sonuçlar literatürdekiyle paralellik göstermektedir ve aşağıda açıklanmaktadır.

Farklı kavis oranlarında ve akış hızlarında yapılan çalışmalar ile boru içindeki sürtünme faktörünün Reynolds sayısı, Dean sayısı ve akış hızının artması ile azaldığı, kavis oranının artması ile birlikte arttığı görülmektedir. Boru içindeki sürtünme faktörünün Reynolds sayısı, Dean sayısı, kavis oranı ve akış hızıyla olan bu değişimleri Şekil 3.5'te verilmiştir.



Şekil 3.5 Boru içindeki sürtünme faktörünün (a) Reynolds sayısı, (b) Dean sayısı ve (c) kavis oranıyla değişimi

Boru içindeki basınç düşümünü yenmek için gereken pompalama gücü ise Reynolds sayısı, Dean sayısı, akış hızı ve aynı zamanda aynı akış hızında, artan kesit alanının debiyi arttırmasının etkisiyle de artmaktadır. Boru içindeki basınç düşümünü yenmek için gereken pompalama gücünün Reynolds sayısı, Dean sayısı, kavis oranı ve akış hızı ile olan bu değişimleri Şekil 3.6'da verilmiştir.

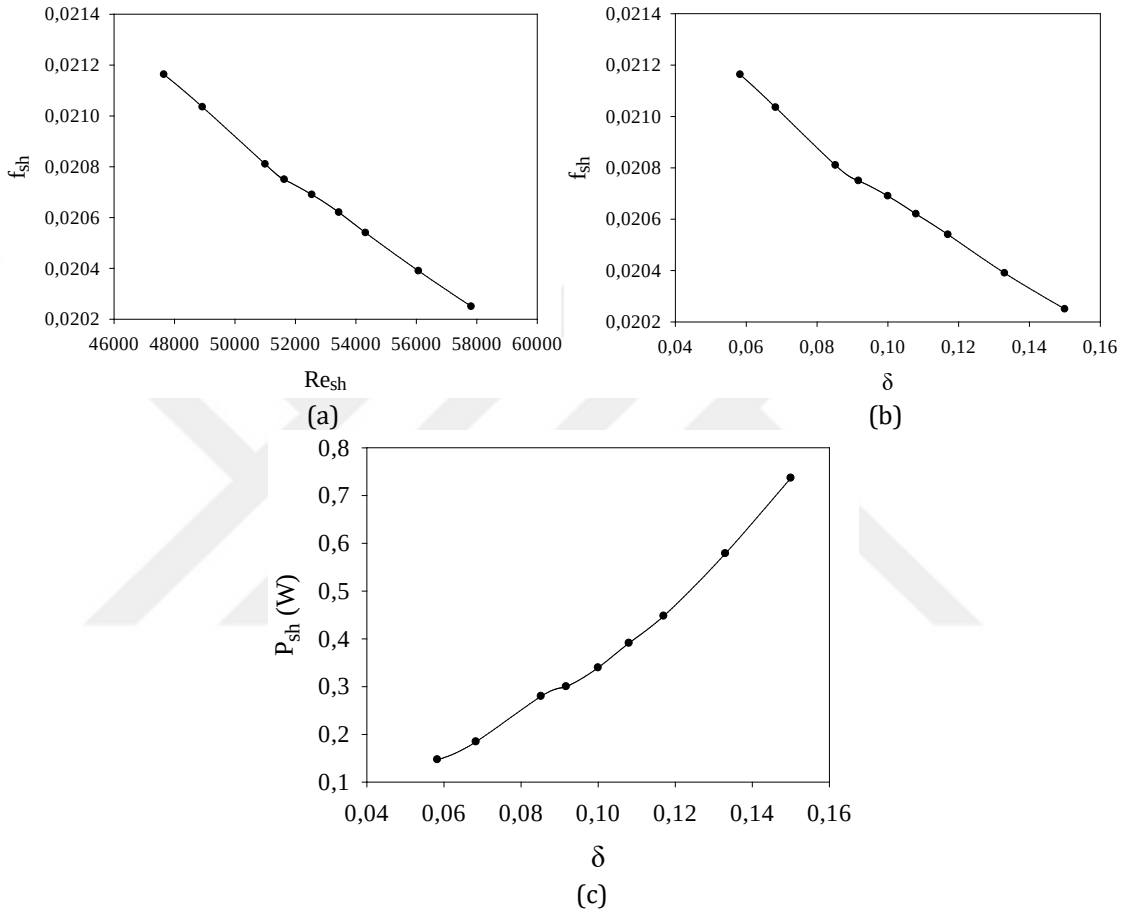


Şekil 3.6 Boru içindeki pompalama gücünün (a) Reynolds sayısı, (b) Dean sayısı ve (c) kavis oranıyla değişimi

Boru içindeki en düşük pompalama gücü kavis oranı 0,058 olan boruda; en düşük olarak 1 m/s'lik hız için 0,9 W ve en yüksek olarak 2,5 m/s'lik hız için 12,71 W değerlerinde elde edilmiştir. En yüksek pompalama gücü ise kavis oranı 0,15 olan boruda; en düşük olarak 1 m/s'lik hız için 2,6 W ve en yüksek olarak 2,5 m/s'lik hız için 36,2 W değerlerinde elde edilmiştir. Küçük akış hızlarında kavis oranının basınç düşümüne etkisinin ihmal edilebilir olduğu söylenebilir.

Boru dışında aynı debi altında farklı kavis oranlarında ısı transferinin incelenmesi sonucunda hazne tarafındaki sürtünme faktörü, boru içinde olduğu gibi Reynolds

sayısının artmasıyla birlikte azalmaktadır. Kavis oranının artışında ise boru içindekinin tersi bir etki göstererek azalmaktadır. Buna karşın kavis oranının artmasıyla birlikte basınç düşümü ve bu basınç düşümünü yenmek için gereken pompalama gücü artmaktadır. Hazne tarafındaki sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ve kavis oranıyla ve basınç düşümünü yenmek için gereken pompalama gücünün kavis oranıyla olan bu değişimleri Şekil 3.7'de verilmiştir.



Şekil 3.7 Hazne tarafındaki sürtünme faktörünün (a) Reynolds sayısı ve (b) kavis oranıyla, (c) pompalama gücünün kavis oranıyla değişimi

Elde edilen sonuçlar ile Reynolds sayısı, Dean sayısı, kavis oranı ve akış hızındaki artışın basınç düşümünü arttırdığı görülmektedir.

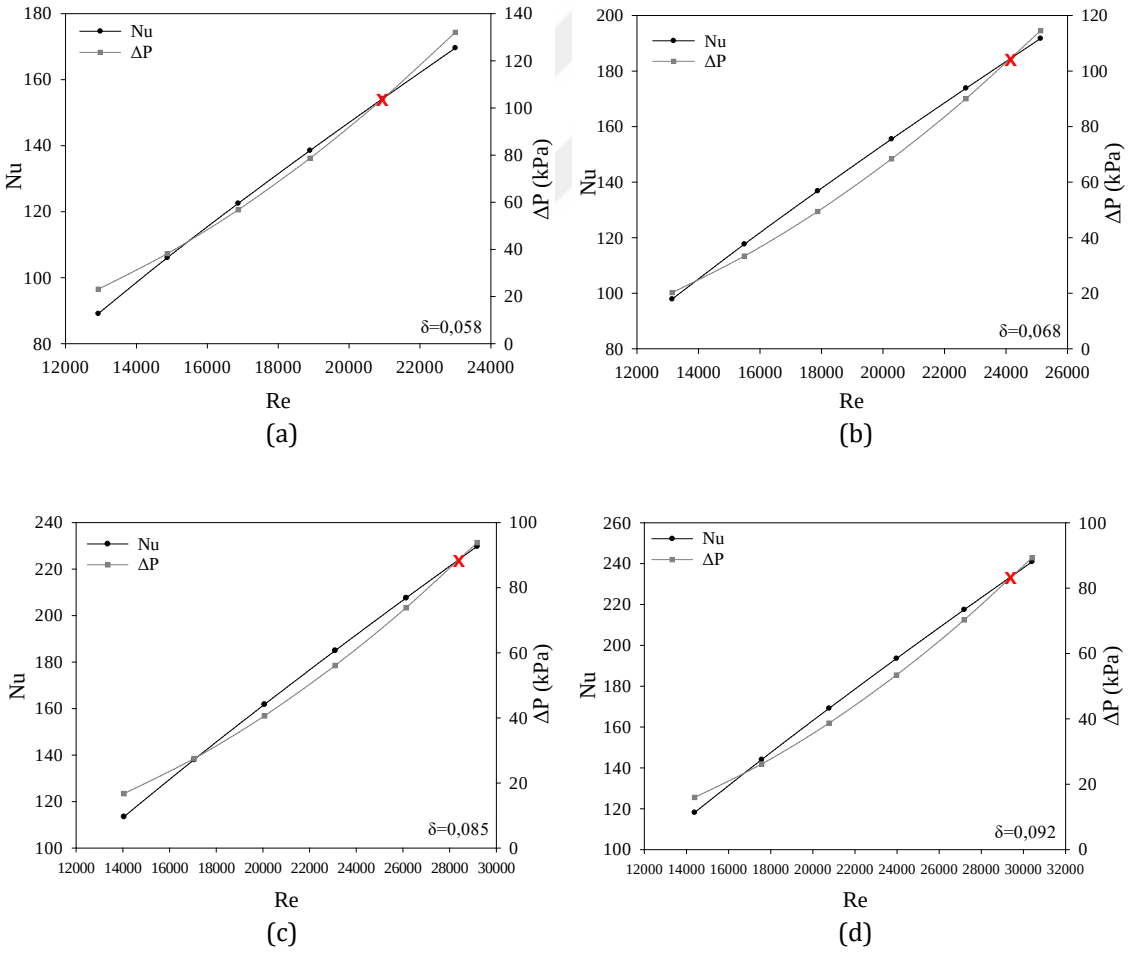
3.3. Optimum Reynolds Sayısının Belirlenmesi

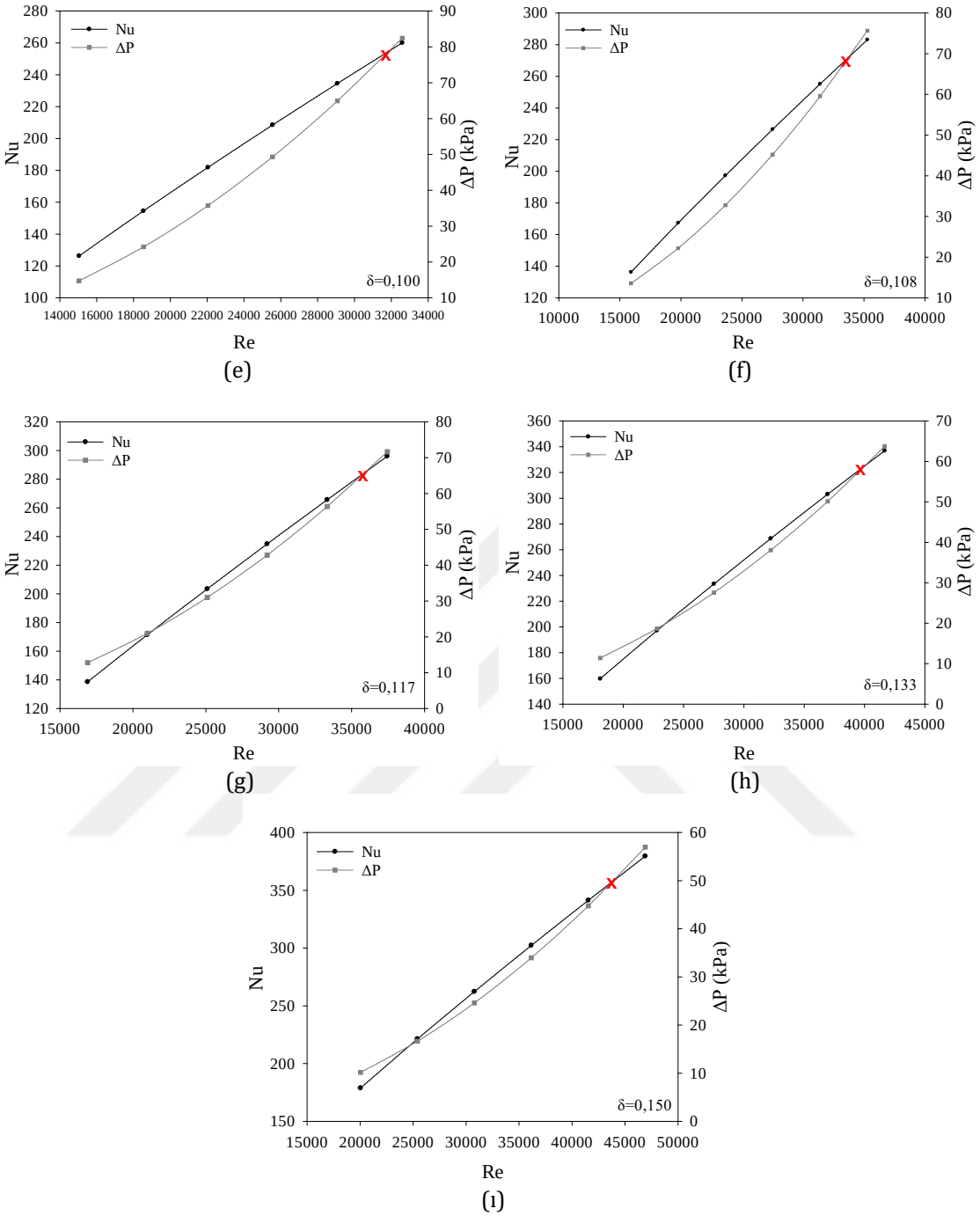
Isı transferi ve basınç düşümü karakteristikleri sonuçlarından görülmektedir ki Reynolds sayısının, Dean sayısının, kavis oranının ve hızın artmasıyla birlikte Nusselt sayısı artarken aynı zamanda pompalama gücünde de artış görülmektedir.

Bu nedenle en yüksek Nusselt sayısını elde etmeye çalışmak sistemimizin en verimli halde olması olarak düşünülmemelidir. Çünkü bu çalışma noktası aynı zamanda ekstra pompalama güçlerini de beraberinde getirecektir.

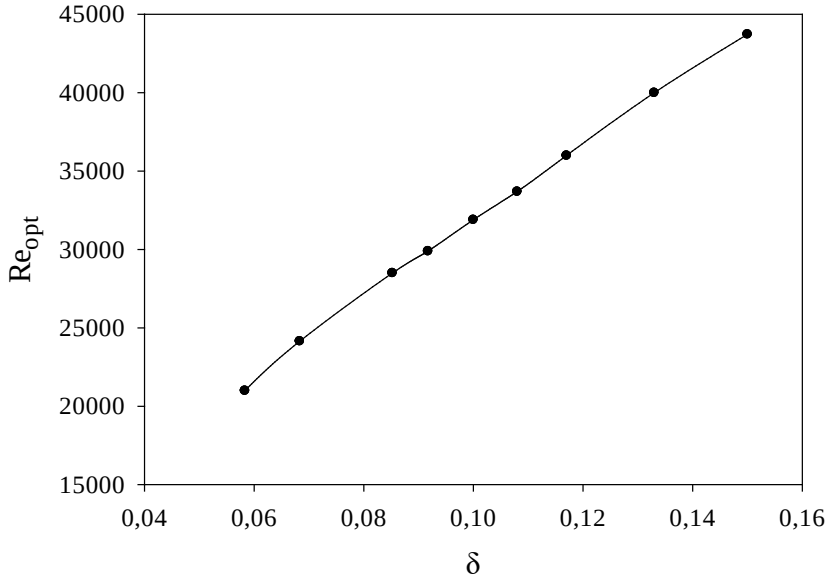
Bu sebeple her boru için aynı Reynolds sayılarına karşılık gelen Nusselt sayıları ve basınç düşümleri birlikte ele alınarak bir analiz yapılmıştır. Reynolds sayısının arttırılması ile birlikte basınç düşümündeki artışın Nusselt sayısındaki artıştan üstün gelmediği son nokta optimum çalışma noktası olarak belirlenmiştir. Bu çalışma noktasının üzerindeki Reynolds sayılarında basınç düşümünde yüksek artışlar görülmekte, bu etkiler Nusselt sayısındaki iyileşmenin önüne geçmekte ve bu nedenle bu değerin üzerinde ısı değiştiricisinin çalıştırılmaması önerilmektedir.

Her bir kavis oranı için optimum nokta grafikleri Şekil 3.8'de, bu grafiklerin bir özeti olan Re_{opt}-δ grafiği Şekil 3.9'da verilmiştir.





Şekil 3.8 Kavis oranı (a) 0,058, (b) 0,068, (c) 0,085, (d)0,092, (e) 0,100, (f) 0,108, (g) 0,117, (h) 0,133 ve (ı) 0,150 olan borular için optimum Reynolds sayılarının tayini

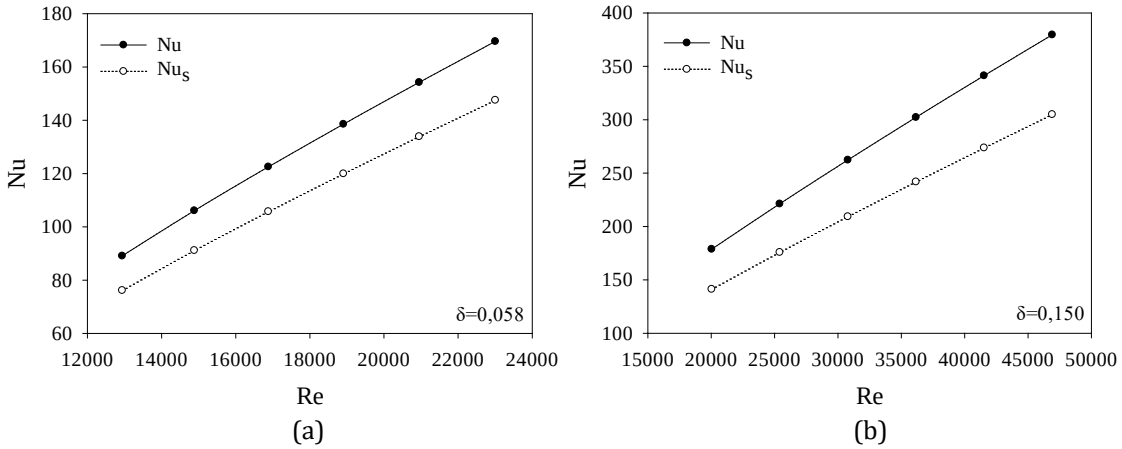


Şekil 3.9 Optimum Reynolds sayısının kavis oranıyla değişimi

3.4. Uygun Boru ve Çalışma Şartlarının Belirlenmesi

Kavislerinin neden olduğu ikincil akış etkileri ve kompakt yapısı sayesinde helezon borulardaki ısı transferi, düz borulardakinden fazladır.

Sadece ısı transferi karakteristiklerini göz önüne alarak en uygun borunun en yüksek kavis oranına sahip boru olduğu ve en uygun olmayan borunun ise en düşük kavis oranına sahip boru olduğu söylenebilir. Çünkü 0,058'lik kavis oranına sahip boruda ısı taşınım katsayısında düz borudakine kıyasla %7,26-7,34 oranında artış görülürken, 0,15'lik kavis oranına sahip boruda %25,8-27,5 oranında artış görülmektedir.

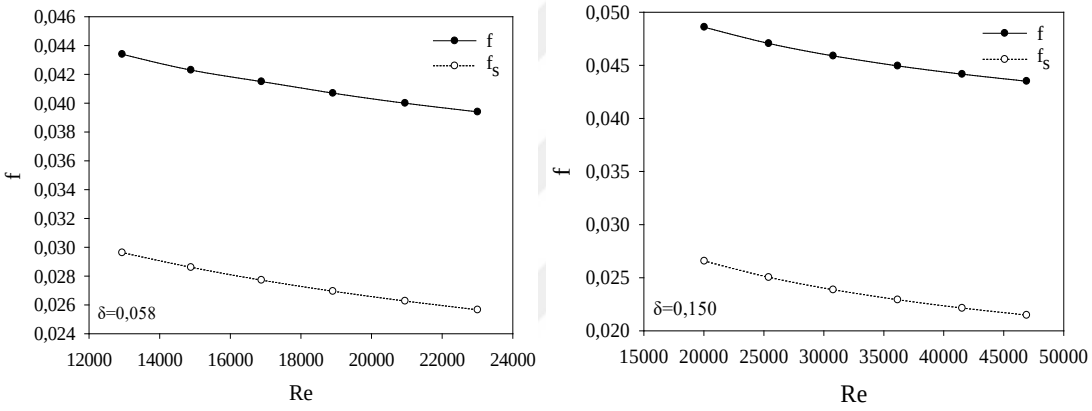


Şekil 3.10 Düz borudaki Nusselt sayısının (a) 0,058 kavis oranına sahip borudaki

ve (b) 0,15 kavis oranına sahip borudaki Nusselt sayılarıyla karşılaştırılması

Helezon borulardaki kıvrımlar ve akışkanın birim hacim başına daha fazla yüzey üzerinden akması gibi etkenlerden dolayı basınç düşümü, düz borulardakinden fazladır.

Sadece basınç düşümü karakteristikleri göz önüne alınarak en uygun borunun en düşük kavis oranına sahip boru olduğu ve en uygun olmayan borunun ise en yüksek kavis oranına sahip boru olduğu da söylenebilir. Çünkü 0,058'lik kavis oranına sahip boruda basınç düşümünde düz borudakine kıyasla %20,8-23,9 oranında artış görülürken, 0,15'lik kavis oranına sahip boruda %41,4-51,2 oranında artış görülmektedir.



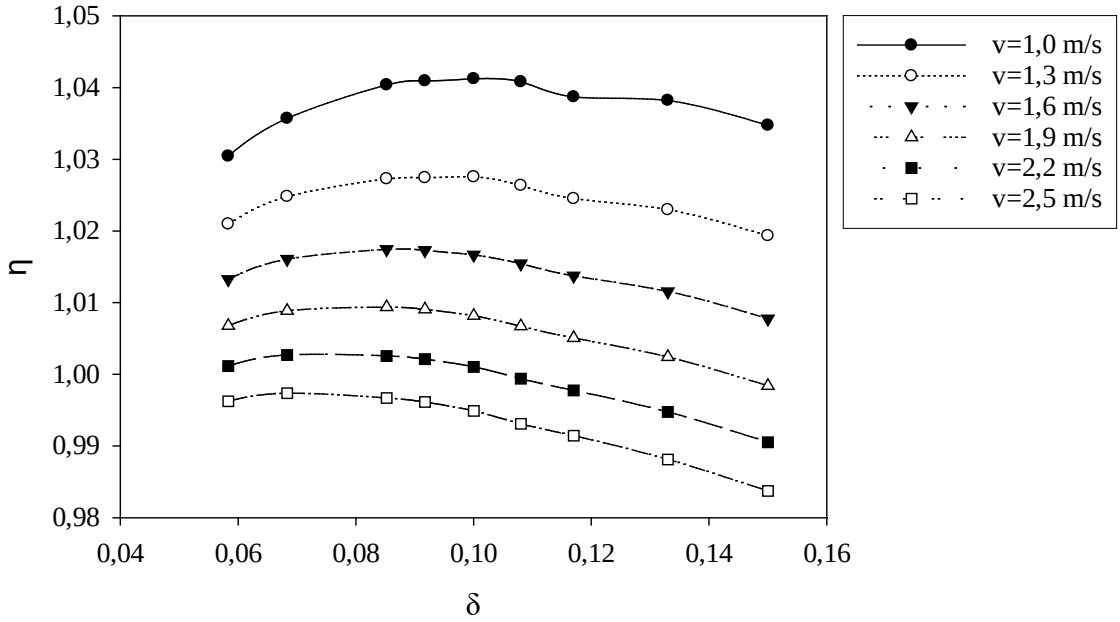
(a) (b)

Şekil 3.11 Düz borudaki sürtünme faktörünün (a) 0,058 kavis oranına sahip borudaki ve (b) 0,15 kavis oranına sahip borudaki sürtünme faktörüyle karşılaştırılması

Bu sebeple bu iki parametreyi tek başlarına ele alarak bir ısı değiştiricisi seçiminde bulunmak doğru değildir, bu iki parametre de birlikte ele alınmalıdır. Hangi etkinin verimde daha baskın olduğunu görmek üzere hem Nusselt sayısı hem de sürtünme faktörünün birleşik olarak değerlendirildiği ve ikinci bölümde verilen bağıntı (Denklem 2.28), ısıl performans faktörü kullanılarak bir karşılaştırma yapılabilir. Her boru için 6 farklı akış hızında yapılan hesaplamalar ile elde edilen grafik, Şekil 3.12'de verilmiştir.

Grafikten görüldüğü üzere akışkan hızı arttıkça basınç düşümü etkilerinin de artmasından dolayı ısı değiştiricisinin performansı azalmaktadır. 54 çalışma noktası

içerisinde ısıl performans faktörünün en düşük değeri 0,15 kavis oranına sahip boruda 2,5 m/s'lik akış hızında, 0,985 olarak görülmektedir. En yüksek değer ise 0,1 kavis oranına sahip boruda 1 m/s'lik akış hızında 1,041 olarak görülmektedir.



Şekil 3.12 Isıl performans faktörünün kavis oranıyla değişimi

Bir önceki kısımda elde edilen optimum Reynolds sayılarına karşılık gelen Nusselt sayısı ve sürtünme faktörlerinin kullanılmasıyla ısıl performans faktörü eğrisi elde edildiğinde, eğrinin 2,2 m/s ve 2,5 m/s'lik akış hızlarındaki eğrilerin arasında yer aldığı görülmektedir. Bu da Re_{opt}-δ grafiğinin, ısıl performans faktöründe 1'e kadar inilebilecek Reynolds sayılarını verdiğini göstermektedir. Bu bağlamda iki grafiğin de birbirlerinin sağlamasını yaptıkları söylenebilir.

Şekil 3.12'deki eğrilere bakıldığında, her ne kadar tepe noktası her akış hızı için değişim gösterse de, kavis oranının artmasıyla birlikte ısıl performans faktörünün arttığı ve bir noktadan sonra kavis oranının artmasıyla birlikte bu değerin azaldığı görülmektedir. En yüksek değerler 0,068-0,1 kavis oranı aralığına aittir. Bu sebeple ısı değiştiricisinde kullanılmak üzere çok küçük ya da çok büyük kavis oranlarına sahip helezon boruların tercih edilmemesi gerektiği söylenebilir.

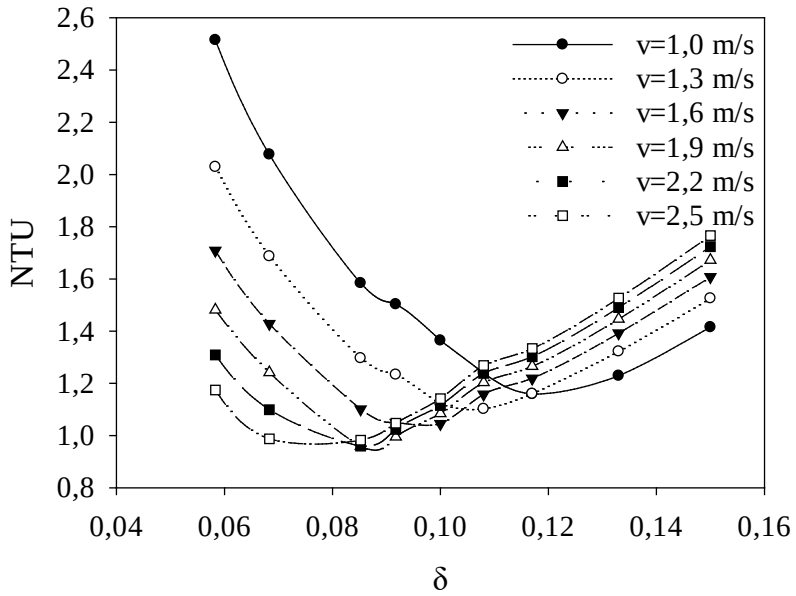
Grafikteki en yüksek eğrinin 1 m/s akış hızına ait olduğu ve eğrinin en üst noktasının 0,1 kavis oranına sahip olan 14 mm çaplı boru olduğu belirtilmişti. En yüksek ikinci performansın sağlandığı 1,3 m/s'lik akış hızına ait eğri dikkate alındığında, eğrinin

tepe noktasında çok küçük bir fark ile yine 0,1 kavis oranına sahip olan boru yer almaktadır. Hız arttırıldığında, 1,6 m/s ve 1,9 m/s'deki akış hızları için en yüksek ısıl performans faktörü 0,085 kavis oranına sahip olan 12,7 mm çaplı boruda görülürken, 2,2 m/s ve 2,5 m/s akış hızları için en yüksek değerler 0,068 kavis oranına sahip olan 10,2 mm çaplı boruda görülmektedir.

Bu ifadeler ile yüksek ısı değiştiricisi performansı için akış hızı arttıkça daha küçük kavis oranlarına sahip boruların seçilmesi gerektiği söylenebilir. Ancak önemli olan en yüksek performansın verildiği hız ve o hızda en yüksek ısıl performans faktörünü veren kavis oranıdır. Buradan hareketle en yüksek eğriyi ve doğruluk sağlaması açısından en yüksek ikinci eğriyi göz önüne alındığında en yüksek ısı değiştiricisi performansını veren borunun 0,1 kavis oranına sahip olan boru olduğu görülmektedir.

Isıl performans faktörüne ek olarak her kavis oranı için 6 farklı akış hızında NTU analizi yapılmıştır. Analiz sonuçlarından elde edilen grafik, Şekil 3.13'de verilmiştir.

NTU belirli U ve C_{min} değerleri için ısı transfer yüzey alanının bir ölçüsüdür. Yani, NTU değeri ne kadar büyükse ısı değiştiricisi boyutunun da o kadar büyük olacağı söylenebilir [78]. Günümüzde ısı değiştiricilerinin daha az yer kaplaması üzerine çalışmalar yapılırken yüksek NTU değeri istenmeyen bir durumdur.



Şekil 3.13 NTU değerlerinin kavis oranıyla değişimi

Şekil 3.13'teki grafik incelendiğinde NTU değerinin kavis oranın artmasıyla birlikte azaldığı ve bir noktadan sonra kavis oranının artmasıyla birlikte artış gösterdiği görülmektedir. En düşük değerler 0,085-0,117 kavis oranları aralığına aittir. Bu sebeple, ısıl performans faktörü analizinin sonucunda olduğu gibi ısı değiştiricisinde kullanılmak üzere çok küçük ya da çok büyük kavis oranlarına sahip helezon boruların tercih edilmemesi gerektiği söylenebilir.

54 çalışma noktası dikkate alındığında ve tüm akış hızları incelendiğinde, toplamda en düşük NTU değerleri 0,085 ve 0,1 kavis oranlarına sahip borularda elde edilmiştir. Bu iki kavis oranına sahip boruya ait çalışma noktaları karşılaştırıldığında toplam olarak 0,1 kavis oranına sahip borudakinin daha küçük değere sahip olduğu görülmektedir. Bu bağlamda ısıl performans analizi ile NTU analizinin birbirini doğruladıkları söylenebilir.

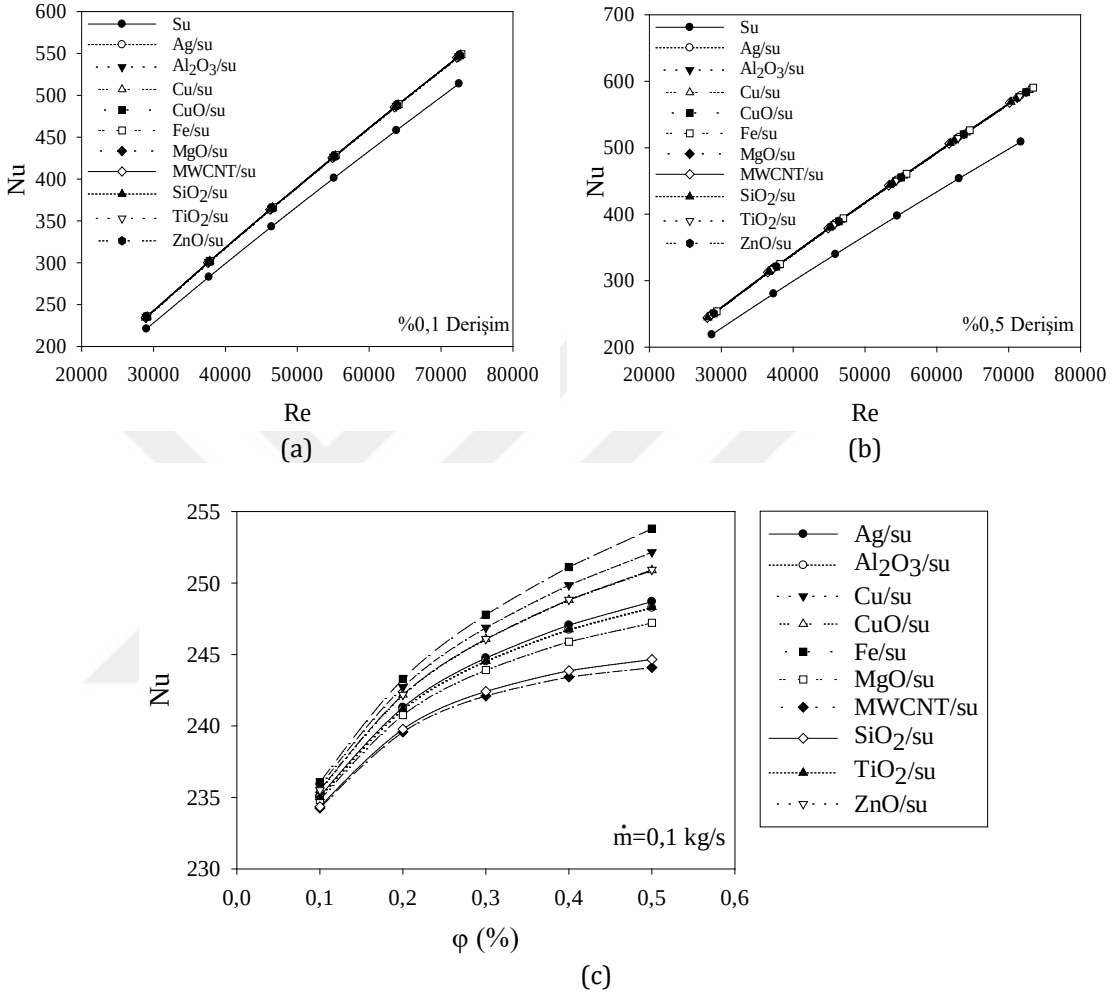
Yapılan incelemeler sonucu tez çalışmasındaki şartlar altında helezon borulu ısı değiştiricisi için en uygun borunun 0,1 kavis oranına sahip olan, 14 mm dış çaplı boru olduğu görülmektedir. Bu boru kullanımında türbülanslı çalışma koşulları için en uygun sonucu vereceğinden dolayı 0,1-0,15 kg/s kütle debisinde çalışılması ve maksimum olarak Re=31900 değerinde ve buna karşılık gelen 0,26 kg/s debide çalışılması önerilmektedir. 0,1 kavis oranına sahip boruya alternatif olarak 13 mm çaplı boru ile 12,7 mm çaplı boru tercih edilebilir.

3.5. Nanoakışkan Kullanımı Sonuçları

Yapılan literatür çalışması ile helezon borularda nanoakışkan kullanımı durumunda hem Nusselt sayısının hem sürtünme faktörünün düz boruya oranla arttığı ve nanoakışkan hacimsel derişiminin artmasıyla birlikte bu iki ifadenin büyüdüğü görülmüştür. Elde edilen sonuçlar literatürdekiyle paralellik göstermektedir ve aşağıda açıklanmaktadır.

Tablo 2.2'de verilen 10 nanopartikül ile temel akışkan olarak su kullanılarak, %0,1-0,2-0,3-0,4 ve 0,5 olmak üzere 5 farklı hacimsel derişime sahip 10 farklı tip nanoparçacık bu çalışmada kullanılmıştır. Bu nanoakışkanların en uygun boru olarak bir önceki bölümde tercih edilen 0,1 kavis oranına sahip boruda kullanılmaları durumları incelenmiştir.

Nanoakışkan kullanımı ile birlikte Nusselt sayısı, sadece su kullanımına göre artış göstermektedir. Bunun nedeni nanoparçacıkların temel akışkandan daha yüksek ısı iletim katsayısına sahip olması, akışta türbülans yaratması ve akışkanın ısı transfer alanını arttırmasıdır. Tüm nanoakışkanların farklı debi ve derişimlerde incelenmesi sonucu elde edilen grafikler Şekil 3.14'de verilmiştir.



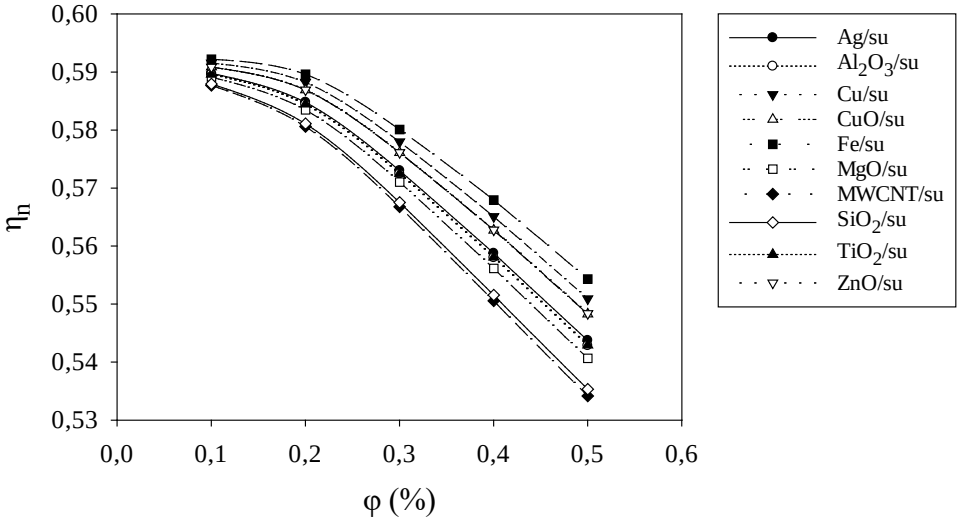
Şekil 3.14 Nanoakışkan kullanımı sonucu Nusselt sayısının (a) %0,1 derişimde, (b) %0,5 derişimde Reynolds sayısı ile değişimi ve (c) derişim ile değişimi

Elde edilen grafikler ile Nusselt sayısındaki artışların tüm nanoakışkanlar için yaklaşık değerlerde olduğu ve hacimsel derişimin artmasıyla birlikte hem Nusselt sayısında hem de nanoakışkanların Nusselt sayıları arasındaki farklarda artış yaşandığı görülmektedir. Tüm derişimlerde en yüksek Nusselt sayısı Fe/su nanoakışkanına aittir.

Nusselt sayısına ek olarak nanoakışkan kullanımının basınç düşümüne de etkisi olmaktadır. Nanoakışkan kullanımıyla birlikte sürtünme faktörü sadece su kullanımına göre artış göstermektedir. Bunun sebebi nanoakışkanın viskozitesinin temel akışkana göre daha yüksek olması ve yüzey alanının artmasıdır.

Hem ısı transferinde hem de basınç düşümünde olan artıştan dolayı bu iki parametre birlikte ele alınarak ısıl performans faktörü hesaplanmalıdır. Buradaki ısıl performans faktörü helezon boruda nanoakışkan kullanımının, helezon boruda sadece su kullanımı ile karşılaştırılması üzerinedir. Helezon borularda nanoakışkan kullanımına dair yapılan deneysel çalışma sonucu önerilen ve bu tezdeki çalışma şartının korelasyonun geçerlilik aralığını sağladığı Nusselt sayısı korelasyonu mevcuttur, ancak sürtünme faktörü korelasyonu mevcut değildir. Bu sebeple sadece temel akışkan kullanımına ait sürtünme faktörü korelasyonu kullanılmıştır. Bu nedenle nanokanoakışkan hacimsel derişiminin basınç düşümü karakteristikleri üzerine gerçek etkisi tespit edilememiştir.

Nanoakışkanlar için hesaplanan ısıl performans faktörlerinden elde edilen grafik Şekil 3.15'de verilmiştir.



Şekil 3.15 Nanoakışkan kullanımında ısıl performans faktörünün nanoakışkan debisi ile değişimi

Küçük derişim oranlarında ısıl performans faktörünün tüm nanoakışkanlar için benzer değerlerde olduğu, derişim oranı arttıkça ısıl performans faktörünün azaldığı ve nanoakışkanlar arasındaki farkın büyüdüğü görülmektedir. Bunun

nedeni hacimsel derişimin artmasıyla birlikte sürtünme faktöründe de artış görülmesidir.

Nanoakışkan kullanımında ısıl performans faktörünün en iyi değerleri tüm derişimlerde Fe/su nanoakışkanı tarafından verilmektedir ve onu sırasıyla Cu/su, ZnO/su, CuO/su, Ag/su, TiO_2/su, Al_2O_3/su, MgO/su, SiO_2/su ve MWCNT/su takip etmektedir.

Yapılan analiz sonucu tez çalışmasındaki şartlar altında, 300 çalışma noktası incelendiğinde helezon borulu ısı değiştiricisi için 0,1 kavis oranına sahip 14 mm'lik boruda nanoakışkan kullanımının ısı değiştiricisinin performansını arttırdığı ve en iyi sonuçların Fe/su nanoakışkanı tarafından verildiği görülmektedir. Bu sebeple Fe/su nanoakışkanıyla çalışılması uygun olacaktır. Nanografi Nanotechnology firmasından alınan fiyatlar ile 1 kg Fe nanoparçacığının maliyeti yaklaşık olarak 6200₺ (613€) ve Fe/su nanokaşkanından sonra en iyi performans değerlerini gösteren Cu nanoparçacığının 1 kg'ının maliyeti yaklaşık olarak 5600₺ (558€)'dir. Bu iki akışkana göre daha az performans göstermesine ve 3. sırada yer almasına karşın nanoparçacığının 1 kg'ının yaklaşık olarak 2000₺ (198€) olmasından dolayı ZnO/su nanoakışkanı da maliyet açısından alternatif olarak önerilmektedir.

3.6. İyileştirilmiş Yüzeyli Helezon Borular ile Karşılaştırma

Helezon borularda iyileştirilmiş yüzey kullanımının yüzey alanını arttırdığı ve akışta türbülans sağladığı için düz borulara oranla daha iyi ısı transferi sonuçları verdiği, bununla birlikte basınç düşümünde de artışa neden olduğu yapılan literatür araştırması ile görülmüştür. Bu konuda literatür çalışması oldukça kısıtlı olup, deneysel çalışmaya ait Nusselt sayısı korelasyonu sadece Rainieri vd. [38] tarafından koruge yüzeyli helezon borular için önerilmiştir. Korelasyon laminer çalışma koşullarında, geniş olmayan bir geçerlilik aralığına sahiptir. Sürtünme faktörüne ait deneysel çalışma ile elde edilmiş herhangi bir korelasyon ise literatürde mevcut değildir. Bu sebeple, bu iki pasif iyileştirme yönteminin bir arada kullanılması üzerine analiz yapılamamıştır. Tez çalışmasının bir sonraki aşaması olarak helezon borularda kavis oranının ve koruge yüzey yapısının ısı transferi ve basınç düşümüne etkilerinin deneysel olarak incelenmesi planlanmaktadır.

Deneylerde kullanılmak üzere satın alımı yapılmış örnek helezon borular Şekil 3.16'da verilmiştir.



(a)



(b)

Şekil 3.16 (a) Pürüzsüz yüzeyli ve (b) koruge yüzeyli helezon borular

4
SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu tez çalışmasında ısı transferini iyileştiren pasif yöntemlerden biri olan helezon boruya sahip ısı değiştiricileri incelenmiş; kavis oranının, Reynolds sayısının ve debinin tek fazlı akışta ısı transferine ve basınç düşümüne olan etkileri araştırılmıştır. Türbülanslı akış rejiminde gerçekleşen çalışmada çapları 9-20 mm arasında değişen aynı helezon çapı, uzunluk ve sarım sayısına sahip 9 farklı helezon boru kullanılmıştır. Çalışma akışkanı olarak boru tarafı ve hazne tarafı için su seçilmiştir.

Isı transferi sonuçları ile boru içindeki ve dışındaki Nusselt sayılarının ve toplam ısı transfer katsayısının Reynolds sayısı, Dean sayısı, kavis oranı ve debinin artmasıyla birlikte yükseldiği görülmüştür. Basınç düşümü sonuçları ile boru içindeki sürtünme faktörünün Reynolds sayısı, Dean sayısı ve akış hızının artması ile azaldığı, kavis oranının artması ile arttığı ve boru içindeki basınç düşümü ve buna bağlı olarak bu basınç düşümünü yenmek için gereken pompalama gücünün Reynolds sayısı, Dean sayısı, kavis oranı ve debinin artmasıyla birlikte yükseldiği görülmüştür.

Isı transferi ve basınç düşümü karakteristikleri birlikte ele alınarak her bir kavis oranı için çalışılması gereken üst sınır olarak optimum Reynolds sayıları elde edilmiştir.

Yapılan ısıl performans faktörü ve NTU analizleri ile çalışma şartları altında helezon borulu ısı değiştiricisi için en uygun borunun 0,1 kavis oranına sahip olan 14 mm çaplı boru olduğu ve bu borunun kullanılması durumunda tercih edilmesi gereken en uygun debinin 0,1-0,15 kg/s aralığında olduğu belirlenmiştir.

Su ile yapılan çalışmalar, diğer bir pasif ısı transferi iyileştirme yöntemi olan nanoakışkan kullanımı ile tekrarlanmıştır. Çalışma akışkanı olarak literatürde ısı transferinde en çok artış gösterdiği belirtilen 10 nanoakışkan, %0,1-0,2-0,3-0,4 ve 0,5 olmak üzere 5 farklı hacimsel derişimde ele alınmıştır. Sonuçlar nanoakışkan

kullanımının, sadece su kullanımına göre Nusselt sayısında ve basınç düşümünde artışa neden olduğunu göstermiştir. Yapılan ısıl performans faktörü analizi ile çalışma şartlarında 14 mm çaplı helezon boru için en uygun nanoakışkanın Fe/su olduğu belirlenmiştir.

Helezon borularda genişletilmiş yüzey kullanımına dair türbülanslı akış rejiminde deneysel çalışmaya dayanan herhangi bir Nusselt sayısı ya da sürtünme faktörü korelasyonu literatürde bulunmamaktadır. Bu sebeple tez çalışmasının bir sonraki adımı olarak kavis oranı, genişletilmiş yüzey kullanımı ve nanoakışkan kullanımı gibi etkilerin deneysel olarak incelenemesi hedeflenmektedir.

KAYNAKÇA

[1] R. K. Shah and D. P. Sekulic, "Fundamentals of Heat Exchanger Design," John Wiley & Sons, 2003.

[2] W. M. Rohsenow, J. P. Hartnett and Y. I. Cho, "Handbook of Heat Transfer," McGraw-Hill, 3rd Edition, 1998.

[3] A. Dewan, P. Mahanta, K. S. Raju and P. S. Kumar, "Review of passive heat transfer augmentation techniques," Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, vol. 218, no. 7, pp. 509-527, 2004.

[4] S. Kakaç, H. Liu and A. Pramuanjaroenkij, "Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design," CRC Press, 3rd Edition, 2012.

[5] M. J. Pattison, "Secondary Flows," Thermopedia, 2 February 2011, [Online], Available: thermopedia.com/content/1113, [Accessed: 5 May 2021]

[6] A. F. Bertelsen, "An experimental investigation of low Reynolds number secondary streaming effects associated with an oscillating viscous flow in a curved pipe," Journal of Fluid Mechanics, vol. 70, no. 3, pp. 519-527, 1975.

[7] H. Singh, T. Suziki, J. Washiashi, M. Ichiyanagi and J. Liu, "Influence of Secondary Flow Generation on Heat Transfer inside the Fin Type Spiral Sub-Cooled Condenser by Experimental and CFD Analysis," SAE Technical Paper, 2018.

[8] M. Ghobadi and S. Muzychka, "A Review of Heat Transfer and Pressure Drop Correlations for Laminar Flow in Curved Circular Ducts," Heat Transfer Engineering, vol. 37, no. 10, pp. 815-839, 2016.

[9] J. Thompson, "On the Origin of Windings of River and Alluvial Planes, with Remarks on The Flow of Water Round Bends in Pipes," Proceedings of the Royal Society of London, vol. 25, pp. 5-8, 1876.

[10] G. S. Williams, C. W. Hubbell, G. H. Fenkell, "Experiments at Detroit, Michigan on the effect of curvature on the flow of water pipes," Transactions of the American Society of Civil Engineers, vol. 47, no. 1, pp. 1-196, 1902.

[11] J. Eustice, "Flow of water in curved pipes," Proceedings of the Royal Society of London: Series A, vol. 84, no. 568, pp. 107-118, 1910.

[12] J. H. Grindley and A. H. Gibson, "The frictional resistance to the flow of air through a pipe", Proceedings of the Royal Society of London: Series A, vol. 80, pp. 114-139, 1908.

[13] D. Jeschke, "Heat transfer and pressure loss in coiled pipes," Ergaenzungsheft Z. Ver. Disch. Ing., vol. 68, pp. 24-28, 1925.

[14] C. M. White, "Streamline flow through curved pipes," Proceedings of the Royal Society of London, Series A, vol. 123, pp. 645-663, 1929.

[15] W. R. Dean, “XVI. Note on the motion of fluid in a curved pipe,” Philosophical Magazine, Series 7, vol. 4, no. 20, pp. 208-223, 1927.

[16] W. R. Dean, “LXXII. The stream-line motion of fluid in a curved pipe,” Philosophical Magazine, Series 7, vol. 5, no. 30, pp. 673-695, 1928.

[17] H. Ito, “Friction Factors for Turbulent Flow in Curved Pipes,” Journal of Basic Engineering, vol. 81, pp. 123-132, 1959.

[18] V. Kubair and C. B. S. Varrier, “Pressure Drop for Liquid Flow in Helical Coils,” Transaction of Indian Institute of Chemical Engineering, vol. 14, pp. 93-97, 1961.

[19] S. S. Kutateladze and V. M. Borishanskii, “A concise encyclopedia of heat transfer,” Pergamon Press, 1st edition, 1966.

[20] E. F. Schmidt, “Warmeübergang und Druckverlust in Rohrschlangen,” Chemie Ingenieur Technik, vol. 39, no. 13, pp. 781-789, 1967.

[21] P. S. Srinivasan, S. S. Nandapurkar and F. A. Holland, “Pressure Drop and Heat Transfer in Coils,“ Chemical Engineer, vol. 218, 1968.

[22] P. Mishra and S. N. Gupta, “Momentum Transfer in Curved Pipes. 1. Newtonian Fluids,” Industrial and Engineering Chemistry Process Design and Development, vol. 18, pp. 130-142, 1979.

[23] M. S. El-Genk and T. M. Schriener, “A Review and Correlations for Convection Heat Transfer and Pressure Losses in Toroidal and Helically Coiled Tubes,” Heat Transfer Engineering, vol. 38, no. 5, pp. 447-474, 2017.

[24] L. A. M. Janssen and C. J. Hoogendoorn, “Laminar Convective Heat Transfer In Helical Coiled Tubes,” International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 21, pp. 1197-1206, 1978.

[25] R. L. Manlapaz and S. W. Churchill, “Fully Developed Laminar Flow in a Helically Coiled Tube of Finite Pitch,” Chemical Engineering Communications, vol. 7, pp. 57-78, 1980.

[26] D. S. Austen and H. M. Soliman, “Laminar Flow and Heat Transfer in Helically Coiled Tubes with Substantial Pitch,” Experimental Thermal and Fluid Science, vol. 1, pp. 183-194, 1988.

[27] R. C. Xin and M. A. Ebadian, “The Effects of Prandtl Numberson Local and Average Convective Heat Transfer Characteristics in Helical Pipes,” Journal of Heat Transfer, vol. 119, pp. 467-473, 1997.

[28] H. Shokouhmand, M. R Salimpour and M. A. Akhavan-Behabadi, “Experimental investigation of shell and coiled tube heat exchangers using wilson plots,” International Communications in Heat and Mass Transfer, vol. 35, pp. 84-92, 2007.

[29] M. R. Salimpour, “Heat transfer coefficients of shell and coiled tube heat exchangers,” Experimental Thermal and Fluid Science, vol. 33, pp. 203-207, 2009.

[30] H. Zhu, H. Wang and G. Kou, "Experimental study on the heat transfer enhancement by Dean Vortices in spiral tubes," International Journal of Energy and Environment, vol. 5, no. 3, pp. 317-326, 2014.

[31] S. S. Pawar and V. K. Sunnapwar, "Experimental and CFD investigation of convective heat transfer in helically coiled tube heat exchanger," Chemical Engineering Research and Design, vol. 92, no. 11, pp. 2294-2312, 2014.

[32] B. K. Hardik, P. K. Baburajan and S. V. Prabhu, "Local heat transfer coefficient in helical coils with single phase flow," International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 89, pp. 522-538, 2015.

[33] N. Jamshidi, M. Farhadi, D. D. Ganji and K. Sedighi, "Experimental analysis of heat transfer enhancement in shell and helical tube heat exchangers," Applied Thermal Engineering, vol. 51, pp. 644-652, 2013.

[34] G. G. Gore and R. B. Yarasu, "Convective Heat Transfer Analysis from Helically Coiled Tube Using CFD and Experimental Methodology," International Journal for Scientific Research & Development, vol. 3, no. 2, pp. 475-478, 2015.

[35] M. M. Etghani and S. A. H. Baboli, "Numerical investigation and optimization of heat transfer and exergy loss in shell and helical tube heat exchanger," Applied Thermal Engineering, vol. 121, pp. 294-301, 2017.

[36] A. N. Dravid, K. A. Smith, E. W. Merrill and P. L. T. Brian, "Effect of Secondary Fluid Motion on Laminar Flow Heat Transfer in Helically Coiled Tubes," American Institute of Chemical Engineers Journal, vol. 17, no. 5, pp. 1114-1122, 1971.

[37] A. B. Korane, P. S. Purandare and K. V. Mali, "Heat Transfer Analysis of Helical Coil Heat Exchanger With Circular And Square Coiled Pattern", International Journal of Engineering & Science Research, vol. 2, no. 6, pp. 413-423, 2012.

[38] S. Rainieri, F. Bozzoli, L. Cattani and G. Pagliarini, "Compound convective heat transfer enhancement in helically coiled wall corrugated tubes," International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 59, pp. 353-362, 2013.

[39] V. Kubair and N. R. Kuloor, "Heat Transfer to Newtonian Fluids in Coiled Pipes in Laminar flow," International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 9, pp. 63-75, 1966.

[40] C. E. Kalb and J. D. Seader, "Heat and Mass Transfer Phenomena for Viscous Flow in Curved Circular Tubes," International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 15, pp. 801-817, 1972.

[41] B. V. S. S. S Prasad, D. H. Das and A. K. Prabhakar, "Pressure Drop, Heat Transfer and Performance of a Helically Coiled Tubular Exchanger", Heat Recovery Systems & CHP, vol. 9, no. 3, pp. 249-256, 1998.

[42] H. Ju , Z. Huang , Y. Xu , B. Duan and Y. Yu, "Hydraulic Performance of Small Bending Radius Helical Coil-Pipe," Journal of Nuclear Science and Technology, vol. 38, no. 10, pp. 826-831, 2001.

[43] S. Ali, "Pressure drop correlations for flow through regular helical coil tubes," Fluid Dynamics Research, vol. 28, pp. 295–310, 2001.

[44] R. Gupta, R. K. Wanchoo and T. R. M. J. Ali, "Laminar Flow in Helical Coils: A Parametric Study," Industrial & Engineering Chemistry Research, vol. 50, pp. 1150-1157, 2011.

[45] P. Coronel and K. P. Sandeep, "Heat Transfer Coefficient in Helical Heat Exchangers under Turbulent Flow Conditions," International Journal of Food Engineering, vol. 4 no. 1, pp. 1-12, 2018.

[46] S. Y. Wu, S. J. Chen and Y. E. Li, "Numerical investigation of turbulent flow, heat transfer and entropy generation in a helical coiled tube with larger curvature ratio," Heat Mass Transfer, vol. 45, pp. 569-578, 2009.

[47] J. S. Jayakumar, S. M. Mahajani, J. C. Mandal, K. N. Iyer and P. K. Vijayan, "CFD analysis of single-phase flows inside helically coiled tubes," Computers and Chemical Engineering, vol. 34, pp. 430-446, 2010.

[48] R. Beigzadeh and M. Rahimi, "Prediction of thermal and fluid flow characteristics in helically coiled tubes using ANFIS and GA based correlations," International Communications in Heat and Mass Transfer, vol. 39, pp. 1647-1653, 2011.

[49] S. J. H. Al-Jabair and A. H. A. Al-taee, "Experimental Study of Heat Transfer Coefficients of Shell and Helically Coiled Tube Heat Exchangers," Engineering And Technology Journal, vol. 31, no. 1, pp. 172-196, 2013.

[50] A. Andhare, V. M. Kriplani and J. P. Modak, "Thermal Analysis of a Helical Coil Heat Exchanger," International Journal of Innovative Research in Advanced Engineering, vol. 1, no. 12, pp. 135-143, 2014.

[51] A. Alimoradi and F. Veysi, "Optimal and critical values of geometrical parameters of shell and helically coiled tube heat exchangers," Case Studies in Thermal Engineering, vol. 10, pp. 73-78, 2017.

[52] M. R. Salem, K. M. Elshazly, R. Y. Sakr and R. K. Ali, "Experimental Investigation of Coil Curvature Effect on Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Shell and Coil Heat Exchanger," Journal of Thermal Science and Engineering Applications, vol. 7, pp. 1-9, 2015.

[53] G. F. C. Rogers and Y. R. Mayhew, "Heat Transfer and Pressure Loss In Helically Coiled Tubes with Turbulent Flow," International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 7, pp. 1207-1216, 1964.

[54] H. M. Maghrabie, M. Attalla and A. A. A. Mohsen, "Performance assessment of a shell and helically coiled tube heat exchanger with variable orientations utilizing different nanofluids," Applied Thermal Engineering, vol. 182, pp. 1-16, 2021

[55] Y. Mori and W. Narayama, "Study On Forced Convective Heat Transfer In Curved Pipes," International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 10, pp. 681-695, 1967.

[56] L. Guo, Z. Feng and X. Chen, "An experimental investigation of the frictional pressure drop of steam-water two-phase flow in helical coils," International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 44, pp. 2601-2610, 2001.

[57] F. Şahin and L. Namlı, "Nanoakışkanlarda Kararlılığın Isı Transferini İyileştirme Açısından Önemi," Ömer Halisdemir Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi, vol. 7, no. 2, pp. 880-898, 2018.

[58] N. K. Chavda, J. P. Jani, A. K. Patel, K. P. Zala and N. G. Nimbark, "Effect of Nanofluid on Friction Factor of Pipe and Pipe Fittings: Part I - Effect of Aluminum Oxide Nanofluid," International Journal of Current Engineering and Technology, vol. 4, no. 6, pp. 4069-4074, 2014.

[59] M. A. Akhavan-Behabadi, M. F. Pakdaman and M. Ghazvini, "Experimental investigation on the convective heat transfer of nanofluid flow inside vertical helically coiled tubes under uniform wall temperature condition," International Communications in Heat and Mass Transfer, vol. 39, pp. 556-564, 2012.

[60] N. Kannadasan, K. Ramanathan and S. Suresh, "Comparison of heat transfer and pressure drop in horizontal and vertical helically coiled heat exchanger with CuO/water based nano fluids," Experimental Thermal and Fluid Science, vol. 42, pp. 64-70, 2012.

[61] F. Akbaridoust, M. Rakhsha, A. Abbasi and M. Saffar-Avval, "Experimental and numerical investigation of nanofluid heat transfer in helically coiled tubes at constant wall temperature using dispersion model," International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 58, pp. 480-491, 2013.

[62] M. Kahani, S. Z. Heris and S. M. Mousavi, "Comparative study between metal oxide nanopowders on thermal characteristics of nanofluid flow through helical coils," Powder Technology, vol. 246, pp. 82-92, 2013.

[63] S. M. Mirfendereski, A. Abbasi and M. Saffar-Avval, "Experimental and numerical investigation of nanofluid heat transfer in helically coiled tubes at constant wall heat flux," Advanced Powder Technology, vol. 26, pp. 1483-1494, 2015.

[64] M. A. Khairul, A. Hossain, R. Saidur and M. A. Alim, "Prediction of Heat Transfer Performance of CuO/Water Nanofluids Flow in Spirally Corrugated Helically Coiled Heat Exchanger Using Fuzzy Logic Technique," Computers & Fluids, vol. 100, pp. 123-129, 2013.

[65] H. R. Allahyar, F. Hormozi and B. ZareNezhad, "Experimental investigation on the thermal performance of a coiled heat exchanger using a new hybrid nanofluid," Experimental Thermal and Fluid Science, vol. 76, pp. 324-329, 2016.

[66] M. Mahmoudi, M. R. Tavakoli, M. M. Mirsoleimani, A. Gholami and M . A. Salimpour, "Experimental and numerical investigation on forced convection heat transfer and pressure drop in helically coiled pipes using TiO2/water nanofluid," International Journal of Refrigeration, vol. 74, pp. 627-643, 2016.

[67] B. H. Bhanvase, S. D. Sayankar, A. Kapre, P. J. Fule and S. H. Sonawane, "Experimental investigation on intensified convective heat transfer coefficient

of water based PANI nanofluid in vertical helical coiled heat exchanger," Applied Thermal Engineering, vol. 128, pp. 134-140, 2018.

[68] P. Singh, P. Sharma, R. Gupta and R. K. Wanchoo, "Heat transfer characteristics of propylene glycol/water based magnesium oxide nanofluid flowing through straight tubes and helical coils," Journal of Thermal Engineering, vol. 4, no. 1, pp. 1737-1755, 2018.

[69] A. M. Ardekani, V. Kalantar and M. M. Heyhat, "Experimental study on heat transfer enhancement of nanofluid flow through helical tubes," Advanced Powder Technology, vol. 30, pp. 1815-1822, 2019.

[70] A. F. Niwalkar, J. M. Kshirsagar and K. Kulkarni, " Experimental investigation of heat transfer enhancement in shell and helically coiled tube heat exchanger using SiO2/ water nanofluids," Materials Today: Proceedings, vol. 18, pp. 947-962, 2019.

[71] M. Fakoor-Pakdaman, M. A. Akhavan-Behabadi and P. Razi, "An empirical study on the pressure drop characteristics of nanofluid flow inside helically coiled tubes," International Journal of Thermal Sciences, vol. 65, pp. 206-213, 2013.

[72] S. Babita, S. K. Sharma and S. M. Gupta, "Experimental studies on pressure drop/friction factor of CNT nanofluids flowing through helical coils and development of a new empirical correlation," Journal of Dispersion Science and Technology, vol. 41, no. 4, pp. 1-11, 2019.

[73] A. Zachar, "Analysis of coiled-tube heat exchangers to improve heat transfer rate with spirally corrugated wall," International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 53, pp. 3928-3939, 2010.

[74] Y. Li, J. Wu, H. Wang, L. Kou and X. Tian, "Fluid Flow and Heat Transfer Characteristics in Helical Tubes Cooperating with Spiral Corrugation," Energy Procedia, vol. 17, pp. 791-800, 2012.

[75] Z. Cancan, W. Dingbiao, X. Sa, H. Yong and P. Xu, "Numerical investigation of heat transfer and pressure drop in helically coiled tube with spherical corrugation," International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 113, pp. 332-341, 2017.

[76] L. Zheng, Y. Xie and D. Zhang, "Numerical investigation on heat transfer and flow characteristics in helically coiled mini-tubes equipped with dimples," International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 126, pp. 544-570, 2018.

[77] R. Andrzejczyk and T. Muszynski, "Performance analyses of helical coil heat exchangers. The effect of external coil surface modification on heat exchanger effectiveness," Archives of Thermodynamics, vol. 37, no. 4, pp. 137-159, 2016.

[78] Y. A. Çengel, "Isı ve Kütle Transferi - Pratik bir yaklaşım," İzmir Güven Kitabevi, 3. Baskı, 2011.

[79] E. N. Kaçar and L. B. Erbay, "Isı Değiştiricilerin Tasarımına Bir Bakış," Mühendis ve Makina, vol. 54, pp. 644, pp. 14-43, 2013.

[80] Image of Tubular Heat Exchanger Design - Double Flow, "Heat Exchanger Design," Alternative Energy Tutorials [Online], Available: www.alternative-

energy-tutorials.com/solar-hot-water/heat-exchanger-design.html, [Accessed: 5 May 2021]

[81] V. Gnielinski, “Neue Gleichungen für den Warme- und den Stoffiibergang in turbulent durchstromten Rohren und Kanalen,” Forsch. Ing.Wes, vol. 41, pp. 8-16, 1975.

[82] B. S. Petukhov, “Heat Transfer and Friction in Turbulent Pipe Flow with Variable Physical Properties,” Advances in Heat Transfer, vol. 6, pp. 503-564, 1970.

[83] P. R. H. Blasius, “Das Aehnlichkeitsgesetz bei Reibungsvorgangen in Flüssigkeiten,” Mitteilungen über Forschungsarbeiten auf dem Gebiete des Ingenieurwesens, pp. 1-41, 1913.

[84] C. H. Forsberg, “Heat Transfer Principles and Applications,” Academic Press, 1st Edition, 2020.

[85] K. Narrein, K. and H. A. Mohammed, “Influence of nanofluids and rotation on helically coiled tube heat exchanger performance,” Thermochimica Acta, vol. 564, pp. 13-23, 2013.

[86] B. C. Pak and Y. I. Cho, “Hydrodynamic And Heat Transfer Study Of Dispersed Fluids With Submicron Metallic Oxide Particles,” Experimental Heat Transfer, vol. 11, pp. 151-170, 1998.

[87] M. Corcione, “Empirical correlating equations for predicting the effective thermal conductivity and dynamic viscosity of nanofluids,” Energy Conversion and Management, vol. 52, pp. 789-793, 2011.

[88] Y. Xuan and W. Roetzel, “Conceptions for heat transfer correlation of nanofluids,” International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 43, no. 19, pp. 3701-3707, 2000.

[89] S. A. Angayarkanni and J. Philip, “Review on Thermal Properties of Nanofluids: Recent Developments,” Advances in Colloid and Interface Science, vol. 225, pp. 146-176, 2015.

[90] S. Kakaç and A. Pramuanjaroenkij, “Single-phase and two-phase treatments of convective heat transfer enhancement with nanofluids - A state-of-the-art review,” International Journal of Thermal Sciences, vol. 100, pp. 75-97, 2016.

TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR

Konferans Bildirileri

1. D. Akgul, S. M. Kirkar, B. S. Onal, A. Celen, O. Acikgoz, A. S. Dalkilic and S. Wongwises, "Brief Literature Review on the Single-Phase Flow Heat Transfer Characteristics of Helical Coils," International Conference on Advances in Mechanical Engineering (ICAME), Istanbul, Turkey, pp. 2217-2232, 2019.