



**GÖVDE-HELİS SARMAL BORULU ISI DEĞİŞTİRİCİLERDE ISIL
PERFORMANSIN İYİLEŞTİRİLMESİ**

Alper GÜNGÖR

**DOKTORA TEZİ
ENERJİ SİSTEMLERİ MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

HAZİRAN 2022

ETİK BEYAN

Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- Tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Tez çalışmada yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
- Bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu,

bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim.

Alper GÜNGÖR

10/06/2022

GÖVDE-HELİS SARMAL BORULU ISI DEĞİŞTİRİCİLERDE ISIL PERFORMANSIN İYİLEŞTİRİLMESİ

(Doktora Tezi)

Alper GÜNGÖR

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Haziran 2022

ÖZET

Bu çalışma kapsamında, aynı temel geometrik ölçüler kullanılarak farklı özellikte Gövde Helis Sarmal Borulu Isı Değiştiricileri (GHSBID) tasarlanmış, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) simülasyonları ve ısı değiştiricilere özgü eşitliklerden faydalanılarak bu tasarımların ısıl performans analizleri gerçekleştirilmiştir. Ayrıca performans iyileştirmesi amaçlı farklı uygulamalar için analizler tekrarlanarak sonuçlar klasik ısı değiştirici tasarımı ile kıyaslanmıştır. İlk olarak aynı temel ölçülerde olmak üzere dikey ve yatay yerleşime sahip olarak tasarlanan iki ısı değiştiricinin performansı incelenerek bu iki tasarım birbiri ile kıyaslanmıştır. Tez çalışmasında ele alınan yatay GHSBID, dikey tasarımdan daha iyi performans vermiştir. Daha sonra literatürde az çalışılmış, GHSBID’lerde ise çalışılmamış bir hibrit nanoakışkan olan $Al_2O_3-TiO_2$ /su nanoakışkanının, tasarlanan yatay ve dikey ısı değiştiricilerdeki kullanımının etkisi incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar su kullanılarak elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmış, hibrit nanoakışkan kullanımı ile ortalama ısı transferi miktarlarında %8-8,5 iyileşme olduğu hesaplanmıştır. Bir sonraki adımda yine temel ölçüleri aynı olmak kaydıyla farklı bir giriş yeri ve gövde geometrisine sahip özgün bir tasarımın ısıl performans analizleri gerçekleştirilmiştir. Son bölümde daha iyi performans verdiği görülen yatay GHSBID’ye, halka ve disklerden oluşan engeller yerleştirilmesiyle elde edilen özgün tasarımın ısıl performansı incelenmiştir. Tasarlanan engelli GHSBID laboratuvar ortamında imal edilerek deneysel olarak da incelenmiştir. Deneysel sonuçlar simülasyon sonuçları ile yakın olmuştur. Engelli ısı değiştirici tasarımı ile yatay ısı değiştiriciye göre ortalama ısı transferi miktarlarında %7,1 artış olduğu hesaplanmıştır.

Bilim Kodu : 91412
Anahtar Kelimeler : Isı değiştiriciler, Isı Transferi, HAD, Simülasyon, Deney
Sayfa Adedi : 93
Danışman : Prof. Dr. Adnan SÖZEN

THERMAL PERFORMANCE ENHANCEMENT OF
SHELL AND HELICALLY COILED TUBE HEAT EXCHANGERS

(Ph. D. Thesis)

Alper GÜNGÖR

GAZİ UNIVERSITY
GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

June 2022

ABSTRACT

Within the scope of this work, Shell and Helically Coiled Tube Heat Exchangers (SHCTHEX) with different specifications were designed using the same basic geometric dimensions, then thermal performance analyses of these designs were carried out by using the Computational Fluid Dynamics (CFD) approach and the equations specific to the heat exchangers. Also, the analyses were repeated for different performance enhancement techniques and the results were compared with the conventional design. First, the performance of two heat exchangers designed with the same basic dimensions, one with horizontal; one with vertical orientation, were examined and these two designs were compared with each other. Horizontal SHCTHEX evaluated in the thesis, outperformed the vertical design. Then, the effect of the use of $\text{Al}_2\text{O}_3\text{-TiO}_2$ /water nanofluid in the designed horizontal and vertical heat exchangers was analyzed. That fluid is a hybrid nanofluid and has been little studied in the literature and not studied in SHCTHEXs. The results obtained were compared with the results obtained using water and it was calculated that there was an 8-8.5% improvement in the average heat transfer amounts with the use of hybrid nanofluid. In the next step, thermal performance analyzes of an original design with the same basic dimensions, but with a different inlet position and body geometry, were carried out. In the last section, the thermal performance of the original design obtained by placing baffles consisting of rings and discs in the horizontal SHCTHEX, which is seen to have better performance, was examined. The designed baffled SHCTHEX was also manufactured in laboratory environment and examined experimentally. Experimental results were close to the simulation results. It has been calculated that there is a 7.1% increase in the average heat transfer amounts with the baffled heat exchanger design compared to the horizontal heat exchanger.

Science Code : 91412

Key Words : Heat Exchangers, Heat Transfer, CFD, simulation, experiment

Page Number : 93

Supervisor : Prof. Dr. Adnan SÖZEN

TEŞEKKÜR

Öncelikle, birlikte çalışmaya başladığımız andan itibaren bana gerekli desteği vererek yönlendiren ve bana sabreden Prof. Dr. Adnan SÖZEN'e, Tez İzleme Komitesinde yer alarak değerli katkılar veren Prof. Dr. Mehmet ÖZKAYMAK ve Prof. Dr. Kurtuluş BORAN'a teşekkür ederim. Tez çalışmasının büyük bölümünde emeği ve katkıları olan değerli dostum ve hocam Doç. Dr. Ata HANLAR'a çok teşekkür ederim. Gazi Üniversitesi Teknoloji Fakültesi genelinde ve Enerji Sistemleri Bölümü'nde görevli personele ve özellikle deney malzemelerinin temini ile deney düzeneğinin hazırlanmasında büyük emeği olan Doç. Dr. Halil İbrahim VARİYENLİ'ye teşekkür ederim. Doktora derecesini teşvik eden ve bunun için akademik izin vererek esneklik sağlayan kurumum TÜBİTAK'a, amirlerime ve iş arkadaşlarıma teşekkür ederim. Son olarak hayatımda huzurumu ve mutluluğumu borçlu olduğum eşim Serpil ve kızım İpek Ada ile beni bu günlere getiren sevgili aileme teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	ix
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	x
RESİMLERİN LİSTESİ	xii
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xiv
1. GİRİŞ.....	1
2. ISI DEĞİŞTİRİCİLER.....	3
2.1. Isı Değiştiricilerin Sınıflandırması	3
2.2. Boru Tip Isı Değiştiriciler	8
2.2.1. Çift borulu ısı değiştiriciler	9
2.2.2. Gövde-boru ısı değiştiriciler	9
2.2.3. Sarmal borulu ısı değiştiriciler	10
3. LİTERATÜR TARAMASI	13
4. YÖNTEM	21
4.1. Genel Tasarım	21
4.2. Sayısal Yöntem	22
4.2.1. k-ε standart türbülans modeli	23
4.2.2. Simülasyon ayarları.....	24
4.3. Deneysel Yöntem	24
4.4. Isı değiştirici Performans Hesapları	26
5. SİMÜLASYONLAR VE BULGULAR	29

	Sayfa
5.1. Yatay ve Dikey Gövde Helis Sarmal Borulu Isı Değişiricilerin İncelenmesi....	29
5.1.1. Tasarım.....	29
5.1.2. Çözüm ağının oluşturulması	30
5.1.3. Simülasyon ayarları ve sınır koşulları.....	32
5.1.4. Simülasyon sonuçları	33
5.2. Gövde Helis Sarmal Borulu Isı Değişiricilerde Al ₂ O ₃ -TiO ₂ /Su Hibrit Nanoakışkan Kullanımının İncelenmesi	40
5.2.1. Simülasyon sonuçları	41
5.3. Yandan Girişli Ortası Boş Gövde Helis Sarmal Borulu Isı Değişiricinin İncelenmesi	49
5.3.1. Tasarım.....	49
5.3.2. Çözüm ağının oluşturulması	50
5.3.3. Simülasyon sonuçları	52
5.4. Halka Ve Disk Engelli Gövde Helis Sarmal Borulu Isı Değişiricinin İncelenmesi	59
5.4.1. Tasarım.....	60
5.4.2. Çözüm ağının oluşturulması	62
5.4.3. Simülasyon ayarları ve sınır koşulları.....	64
5.4.4. Simülasyon sonuçları	65
6. DENEYLER VE BULGULAR	75
6.1. Halka ve Disk Engelli Gövde Helis Borulu Isı Değişiricinin Hazırlanması.....	75
6.2. Deney Düzenegi ve Deney Tasarımı.....	76
6.3. Deneysel Sonuçlar.....	79
7. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	83
KAYNAKLAR.....	89
ÖZGEÇMİŞ	93

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 4.1. Tez kapsamında tasarlanan gövde helisel sarmal borulu ısı değiştiricilerin ortak geometrik ölçüleri	22
Çizelge 5.1. Tasarlanan yatay ve dikey gövde helis sarmal borulu ısı değiştiricilerin ölçüleri	30
Çizelge 5.2. Yatay ve dikey GHSBID'lerin analizinde kullanılan çözüm ağı hakkında ayrıntılı bilgi.....	32
Çizelge 5.3. Dikey ve Yatay GHSBID'lerin karşılaştırılması için kullanılan simülasyon matrisi	33
Çizelge 5.4. $Al_2O_3-TiO_2$ /su hibrit nanoakışkanın (%1) termofiziksel özellikleri.....	40
Çizelge 5.5. Yatay ve Dikey GHSBID'lerde $Al_2O_3-TiO_2$ /su hibrit nanoakışkan kullanımının incelenmesi için oluşturulan simülasyon matrisi	41
Çizelge 5.6. Yandan girişli ortası boş GHSBID'nin analizinde kullanılan çözüm ağı hakkında detaylı bilgi	51
Çizelge 5.7. Engelli GHSBID'de kullanılan genel ölçüler	60
Çizelge 5.8. Engelli GHSBID ve Geleneksel yatay GHSBID analizinde kullanılan çözüm ağları hakkında detaylı bilgi.....	63
Çizelge 5.9. Engelli GHSBID ile Geleneksel yatay GHSBID'nin karşılaştırılması için kullanılan simülasyon ve deney matrisi.....	65
Çizelge 6.1. Farklı parametreler için hesaplanan deneysel belirsizlik değerleri.....	79
Çizelge 6.2. Engelli GHSBID'de simülasyonla elde edilen ve deneysel olarak ölçülen sıcak akışkan çıkış sıcaklıkları.....	79
Çizelge 7.1. Tez çalışmasının sonuçları ile GHSBID'ler ile ilgili çalışmaların sonuçlarının karşılaştırması	87

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 2.1. Rejeneratif ısı değiştirici örneği: ısı tekerleği	3
Şekil 2.2. a) paralel akışlı b) zıt akışlı c) çapraz akışlı ısı değiştiricilerin prensibi	4
Şekil 2.3. Çok geçişli gövde boru tip bir ısı değiştiricinin şematiği.....	5
Şekil 2.4. Isı değiştiricilerin geometriye göre sınıflandırılması: a) boru tipi b) plaka tipi c) artırılmış yüzeyli ısı değiştiriciler	6
Şekil 2.5. Sarmal boru içinde oluşan ikincil akışlar	11
Şekil 3.1. GHSBIDler üzerine yapılan yayınların istatistiği (1960-2021)	13
Şekil 4.1. Tez kapsamında el alınan gövde-helis sarmal borulu ısı değiştiricinin geometrik parametreleri ve akış konfigürasyonu	21
Şekil 4.2. Kullanılan deney düzeneğinin şematik gösterimi	25
Şekil 5.1. Tasarlanan a) Yatay GHSBID ve b) Dikey GHSBID'nin çalışma prensibi ve akışkan yönleri.....	29
Şekil 5.2. Yatay ve Dikey GHSBID'de çıkış sıcaklığının ağ elemanı sayısına bağlı değişimi	31
Şekil 5.3. Yatay ve Dikey GHSBID'de sıcak akışkan çıkış sıcaklıkları (Akışkan: Su).	37
Şekil 5.4. Yatay ve Dikey GHSBID'de soğuk akışkan çıkış sıcaklıkları (Akışkan: Su)	38
Şekil 5.5. Yatay ve Dikey GHSBID hesaplanan ısı transferi miktarları (Akışkan: Su).	39
Şekil 5.6. Yatay ve Dikey GHSBID için hesaplanan toplam ısı transfer katsayıları (Akışkan: Su).....	39
Şekil 5.7. Yatay ve Dikey GHSBID'lerde su ve $Al_2O_3-TiO_2$ /su hibrit nanoakışkanı ile elde edilen sıcak akışkan çıkış sıcaklıkları	45
Şekil 5.8. Yatay ve Dikey GHSBID'lerde su ve $Al_2O_3-TiO_2$ /su hibrit nanoakışkanı ile elde edilen soğuk akışkan çıkış sıcaklıkları	46
Şekil 5.9. Yatay ve Dikey GHSBID'lerde su ve $Al_2O_3-TiO_2$ /su hibrit nanoakışkanı ile elde edilen ortalama ısı transferi miktarları.....	47
Şekil 5.10. Yatay ve Dikey GHSBID'lerde su ve $Al_2O_3-TiO_2$ /su hibrit nanoakışkanı ile elde edilen toplam ısı transfer katsayıları	48
Şekil 5.11. Yandan girişli ortası boş GHSBID soğuk akışkan çıkış sıcaklığının ağ elemanı sayısına bağlı değişimi.....	51

Şekil	Sayfa
Şekil 5.12. Yandan girişli ortası boş GHSBID'nin sarmal boru tarafındaki sıcak akışkan çıkış sıcaklıklarının yatay ve dikey GHSBID ile kıyaslaması	56
Şekil 5.13. Yandan girişli ortası boş GHSBID'nin gövde tarafındaki soğuk akışkan çıkış sıcaklıklarının yatay ve dikey GHSBID ile kıyaslaması.....	57
Şekil 5.14. Yandan girişli ortası boş GHSBID'nin hesaplanan ortalama ısı transferi miktarlarının yatay ve dikey GHSBID ile kıyaslaması	58
Şekil 5.15. Yandan girişli ortası boş GHSBID'nin hesaplanan toplam ısı transferi katsayılarının yatay ve dikey GHSBID ile kıyaslaması	59
Şekil 5.16. Yatay geleneksel GHSBID ve Engelli GHSBID'de soğuk akışkan çıkış sıcaklığının ağ elemanı sayısına bağlı değişimi	63
Şekil 5.17. Geleneksel Yatay GHSBID ve Engelli GHSBID'de sıcak akışkan çıkış sıcaklıkları (Akışkan: Su)	70
Şekil 5.18. Geleneksel Yatay GHSBID ve Engelli GHSBID'de soğuk akışkan çıkış sıcaklıkları (Akışkan: Su)	71
Şekil 5.19. Geleneksel Yatay GHSBID ve Engelli GHSBID için hesaplanan ortalama ısı transferi miktarları (Akışkan: Su)	72
Şekil 5.20. Geleneksel Yatay GHSBID ve Engelli GHSBID için hesaplanan toplam ısı transfer katsayıları (Akışkan: Su)	73
Şekil 6.1. Engelli GHSBID deney düzeneği şematik gösterimi	77
Şekil 6.2. Engelli GHSBID deney düzeneği görseli.....	78
Şekil 6.3. Engelli GHSBID'de simülasyonla elde edilen ve deneysel olarak ölçülen soğuk akışkan çıkış sıcaklıkları	80
Şekil 6.4. Engelli GHSBID'de simülasyonla elde edilen ve deneysel olarak ölçülen değerlere göre hesaplanan ortalama ısı transferi miktarları	81
Şekil 6.5. Engelli GHSBID'de simülasyonla elde edilen ve deneysel olarak ölçülen değerlere göre hesaplanan toplam ısı transfer katsayıları.....	82

RESİMLERİN LİSTESİ

Resim	Sayfa
Resim 2.1. Plakalı ısı değıştirici ve temel parçaları.....	7
Resim 2.2. Çift borulu ısı değıştirici görseli	9
Resim 2.3. U borulu, engelli ve tek geçişli bir gövde boru ısı değıştiricinin kesiti	10
Resim 5.1. Tasarlanan a) Yatay GHSBID ve b) Dikey GHSBID katı modeli	30
Resim 5.2. Yatay GHSBID için oluşturulan çözüm ağına ait görseller: a) sarmal boru b) tüm ısı değıştirici.....	32
Resim 5.3. a) Yatay GHSBID ve b) Dikey GHSBID akım çizgileri (Her iki taraf 3 l/dk debide iken, Akışkan: Su)	34
Resim 5.4. a) Yatay GHSBID ve b) Dikey GHSBID sarmal boru tarafındaki sıcak akışkanın sıcaklık dağılımı (Her iki taraf 3 l/dk debide iken, Akışkan: Su).....	35
Resim 5.5. a)Yatay ve b) Dikey GHSBID’nin gövde tarafında alınan dikey kesit düzlemindeki soğuk akışkanın sıcaklık dağılımı (Her iki taraf 3 l/dk debide iken, Akışkan: Su).....	36
Resim 5.6. Yatay GHSBID’de a) su ve b) nanoakışkan kullanımı ile sarmal boru tarafındaki sıcak akışkanın sıcaklık dağılımı (Her iki taraf 3 l/dk debide iken).....	42
Resim 5.7. Dikey GHSBID’de a) su ile ve b) nanoakışkan ile sarmal boru tarafındaki sıcak akışkanın sıcaklık dağılımı (Her iki taraf 3 l/dk debide iken).....	43
Resim 5.8. Yatay GHSBID’de a) su ve b) nanoakışkan kullanımı ile gövde tarafında alınan dikey kesit düzlemindeki soğuk akışkanın sıcaklık dağılımı (Her iki taraf 3 l/dk debide iken).....	44
Resim 5.9. Yandan girişli ortası boş GHSBID’nin eldesi için yatay GHSBID’de yapılan geometrik modifikasyon	49
Resim 5.10. Yandan girişli ortası boş GHSBID’nin katı modeli ve akış konfigürasyonları.....	50
Resim 5.11. Yandan girişli ortası boş GHSBID için a) sarmal boruda b) tüm ısı değıştiricide oluşturulan çözüm ağına ait görseller	52
Resim 5.12. Yandan girişli ortası boş GHSBID akım çizgilerinin a) yandan b) izometrik c) karşıdan görünümü.....	53

Resim	Sayfa
Resim 5.13. a) Yatay GHSBID ve b) yandan girişli ortası boş GHSBID’ de sarmal boru tarafındaki sıcak akışkan sıcaklık dağılımı (Her iki taraf 3 l/dk debide iken)	54
Resim 5.14. a) Yatay GHSBID’de ve b) yandan girişli ortası boş GHSBID’de gövde tarafında alınan dikey kesit düzlemindeki soğuk akışkanın sıcaklık dağılımı (Her iki taraf 3 l/dk debide iken)	55
Resim 5.15. Engelli GHSBID’de kullanılan halka ve disklerin boyutları	61
Resim 5.16. Engelli GHSBID’de halka ve disklerin yerleşim noktaları	61
Resim 5.17. Engelli GHSBID’nin oluşturulan katı modeli	62
Resim 5.18. Engelli GHSBID için a) sarmal boru ve engellerde b) tüm ısı değiştiricide oluşturulan çözüm ağına ait görseller	64
Resim 5.19. Engelli GHSBID’de oluşan akım çizgilerinin a) yandan b) alttan c) izometrik görünümü	66
Resim 5.20. a) Geleneksel Yatay GHSBID ve b) Engelli GHSBID’ de sarmal boru tarafındaki sıcak akışkan sıcaklık dağılımı (Her iki taraf 3 l/dk debide iken)	67
Resim 5.21. a) Geleneksel Yatay GHSBID’de ve b) Engelli GHSBID’de gövde tarafında alınan dikey kesit düzleminde soğuk akışkanın sıcaklık dağılımı (Her iki taraf 3 l/dk debide iken)	68
Resim 5.22. a) Geleneksel Yatay GHSBID’de ve b) Engelli GHSBID’de gövde tarafındaki soğuk akışkanın 3 boyutlu sıcaklık dağılımı (Her iki taraf 3 l/dk debide iken)	69
Resim 6.1. Engelli GHSBID’nin hazırlanma aşamaları: a) helis sarmal boru b) halka ve diskler c) engel yerleştirilmiş helis sarma boru.....	76

SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	Açıklamalar
A	Isı değiştirici temas yüzey alanı (m^2)
ave	Ortalama
C	Isı kapasitesi (W/K)
coil	Sarmal boru
cold	Soğuk
c_p	Sabit basınçta özgül ısı kapasitesi (kJ/kg.K)
D	Çap (m)
De	Dean sayısı
dk	Dakika
E	Enerji (J)
h	Hidrolik
h	Taşıyım ısı transfer katsayısı ($W/m^2.K$)
hot	Sıcak
i	İç
in	Giriş
J	Joule
k	Isı iletim katsayısı ($W/m.K$)
K	Kelvin
kg	Kilogram
l	Litre
L	Uzunluk (m)
m^2	Metrekare
m^3	Metreküp
max	Maksimum
min	Minimum
Nu	Nusselt sayısı
o	Dış

Simgeler	Açıklamalar
out	Çıkış
P	Basınç (Pa)
p	Sarmal adımı (m)
Pr	Prandtl sayısı
R	Parametreye özgü belirsizlik
Re	Reynolds sayısı
s	Saniye
shell	Gövde
t	Boru
T	Sıcaklık (K)
U	Toplam ısı transfer katsayısı (W/m ² .K)
V	Hız (m/s)
W	Watt
W_R	Toplam belirsizlik miktarı
$\dot{Q}$	Birim zamandaki ısı transferi miktarı (W)
$\dot{m}$	Kütle debisi (kg/s)
$\vec{v}$	Bileşke hız vektörü (m/s)
Δ	Fark
∇	Gradyen operatörü
ε	Etkinlik
μ	Dinamik viskozite (Pa.s)
ρ	Yoğunluk (kg/m ³)

Kısaltmalar	Açıklamalar
GHSBID	Gövde Helis Sarmal Borulu Isı Değiştirici
HAD	Hesaplama Akışkanlar Dinamiği
LMTD	Logaritmik Ortalama Sıcaklık Farkı

1. GİRİŞ

Dünya nüfusundaki artışa paralel olarak enerjiye olan talep de günden güne artmaktadır. Enerji dönüşüm süreçleri ile ortaya çıkan emisyonlar başta olmak üzere, yaşam tarzımız kaynaklı birtakım nedenlerle dünyamız bir iklim değişikliği sürecinden geçmektedir ve etkileri her yerde hissedilmektedir. Bununla baş edebilmek için insanlığın enerji üretimi, dönüşümü ve tüketimi süreçlerinde her zamankinden daha dikkatli olması gerekmektedir. Mevcut enerji kaynaklarının günlük yaşamda ve daha da önemlisi endüstriyel uygulamalarda akıllı ve verimli bir şekilde kullanımı, karbon emisyonlarının ve üretim maliyetlerinin azaltılması açısından kritik öneme sahiptir. Dünyanın dört bir yanındaki araştırmacılar ve bilim insanları, yeni ve daha verimli enerji dönüşüm sistemleri tasarlamak ve geliştirmek için çalışmaktadır. Bu çaba değerli olmakla birlikte, mevcut sistemlerin performanslarının iyileştirilmesi amacıyla araştırmalar yapılması da enerjinin verimli kullanımı için önemli görülmektedir.

Isıl enerji dönüşüm sistemlerinde yaygın olarak kullanılan ısı değiştirici tasarımlarından birisi "Gövde-Helis Sarmal Borulu Isı Değiştiriciler (GHSBID)" olarak adlandırılır. Aslında, söz konusu ısı değiştirici tasarımının borulu tip ısı değiştiricilerin özel bir versiyonu olduğu söylenebilir. Diğer borulu tip ısı değiştiricilerden farklı olarak, adından da anlaşılacağı gibi, ısı değiştiricinin gövdesine yerleştirilen borular helis sarmal şeklindedir. Bu yapı, merkezkaç kuvveti nedeniyle boru içinde bir ikincil akış oluşmasına sebep olur ve bu durum boru içindeki akışkandan çevreye olan ısı transfer miktarını artırır (Andrzejczyk ve Muszynski (2016)). Ayrıca geleneksel gövde-borulu ısı değiştiricilere kıyasla helis sarmal boru, daha az kirlenmeye neden olur ve daha az yer kaplar.

Gövde-helis sarmal borulu ısı değiştiriciler; yiyecek-içecek, kimya, imalat vb. sanayi dallarında, termik santrallerde, atık ısı geri kazanım sistemlerinde ve çevre mühendisliği uygulamaları gibi pek çok alanda kullanılmaktadır. Söz konusu ısı değiştiricinin performansının incelenmesi ve iyileştirilmesi amacıyla, açık literatürde konuyla ilgili birçok çalışma yapılmakta olup, konu güncelliğini korumaktadır. Bu bağlamda tez çalışması kapsamında literatürde "Gövde Helis Sarmal Borulu Isı Değiştiriciler" olarak bilinen ısı değiştiricilerin ısı performansının analizi ve farklı yöntemlerle performans iyileştirmesinin incelenmesi üzerine çalışmalar yapılmıştır.

Literatürde genel anlamda ısı transferinin artırılması ve ısı değıştiricilerin performansının iyileştirilmesi amacıyla, farklı iş akışkanlarının kullanılması, ısı değıştirici yüzey alanının artırılması, engel/türbölätör kullanımı gibi farklı yöntemler kullanılmaktadır. Bu tez çalışması kapsamında da gövde helis borulu ısı değıştiricilerin ısı performans analizi ile literatürdeki farklı performans iyileştirme yöntemleri özgün tasarımlarla incelenerek, elde edilen sonuçlar geleneksel ısı değıştirici performansı ile karşılaştırılmıştır. Analizlerde Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiğı (HAD) yaklaşımı kullanılarak tasarlanan ısı değıştiricilerin simölasyonları gerçekleştirilmiş, tez çalışması kapsamında ortaya çıkan özgün bir tasarım laboratuvar ortamında imal edilerek deneysel olarak da test edilmiştir.

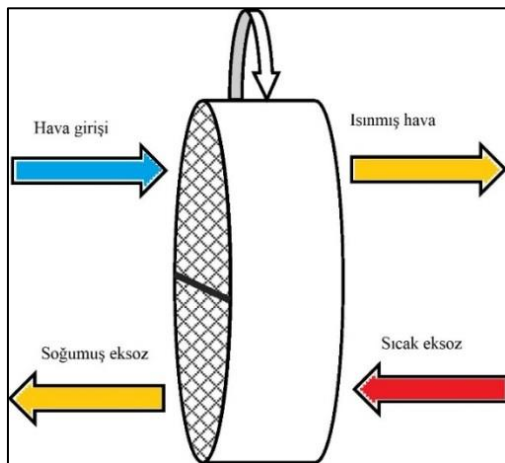
2. ISI DEĞİŞTİRİCİLER

Isı değıştirciler farklı sıcaklıkta ve temas halinde olmak kaydıyla, 2 veya daha fazla akışkan arasında, bir katı yüzey ile akışkan arasında veya katı partiküllerle akışkan arasında ısı transferini sağlayan cihazlardır (Shah ve Sekulic, 2003: 1). Isı değıştirciler, ısı enerjisi dönüşüm sistemlerinin en önemli bileşenleri arasında olup, performansları sistem performansını önemli ölçüde etkilemektedir. Isı değıştirciler, güç santrallerinde, kimya ve gıda endüstrisinde, elektronik sistemlerde, çevre mühendisliği alanında, iklimlendirme ve soğutma sistemlerinde, atık ısı geri kazanımında, uzay teknolojilerinde vb. birçok farklı uygulama alanında kullanılabilmektedir.

2.1. Isı Değıştircilerin Sınıflandırması

Isı değıştirciler; akış yönü, ısı transfer mekanizmaları, kompaktlık, geometrik yapısı vb. açılardan çeşitli şekillerde sınıflandırılırlar.

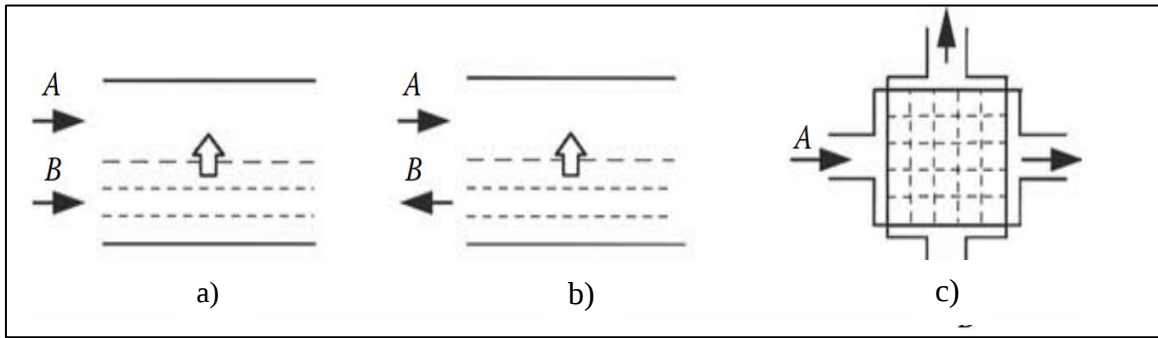
Isı değıştirciler ilk olarak “reküparatör” ve “rejeneratif” tip olarak sınıflandırılabilir. Reküparatör tip ısı değıştircide bir akışkandan diğerine ısı kazanımı söz konusudur. Plakalı ısı değıştirciler ve gövde boru tip ısı değıştirciler bu gruba örnek gösterilebilir. Rejeneratif tip ısı değıştircilerde ise bir akışkanın ısı enerjisi daha sonra başka bir akışkan tarafından tekrar çekilmek üzere geçici olarak depolanır. Rejeneratif tip ısı değıştircilere örnek olarak “Isı Tekerleği” olarak bilinen döner rejeneratörler gösterilebilir. Isı tekerleği yavaşça dönerken bir akışkandan aldığı ısıyı başka bir akışkana taşıyarak aktarır (Şekil 2.1.).



Şekil 2.1. Rejeneratif ısı değıştirci örneği: ısı tekerleği (Shah ve Sekulic, 2003: 47)

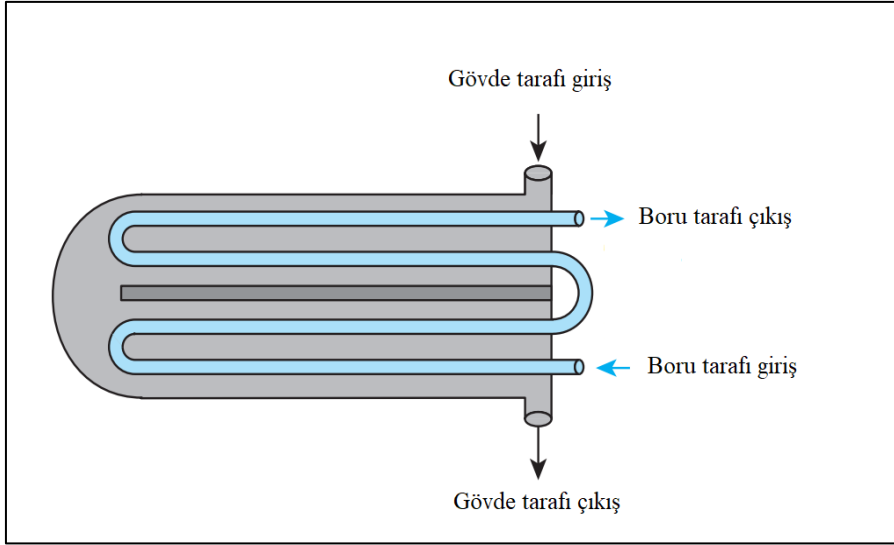
Isı değıştirciler ayrıca “doğrudan temaslı ısı değıştirciler” ve “doğrudan temaslı olmayan ısı değıştirciler” olarak sınıflandırılabilir. Endüstrinin birçok kolunda doğrudan temaslı olmayan ısı değıştirciler kullanılmaktadır. Bu ısı değıştircilerde ısı transferi bir yüzey üzerinden gerçekleşir ve akışkanlar karışmaz, ancak doğrudan temaslı ısı değıştircilerde akışkanlar karışır. Termik santrallerde kullanılan soğutma kuleleri doğrudan temaslı ısı değıştircilere örnek olarak verilebilir.

Isı değıştirciler akış yönlerine göre “paralel akışlı”, “zıt akışlı” ve “çapraz akışlı” olarak sınıflandırılabilir (Şekil 2.2). Paralel akışlı ısı değıştircilerde sıcak akışkan ile soğuk akışkan aynı yönde; zıt akışlı ısı değıştircilerde birbirine ters yönde; çapraz akışlı ısı değıştircilerde ise birbirine dik yönde akarlar. Sıcaklık ve ısı gerilim seviyeleri ile beklenen ısı değıştirci verimliliği gibi parametreler değerlendirilerek uygun akış yönü düzenlemesi tercih edilebilmektedir.



Şekil 2.2. a) paralel akışlı b) zıt akışlı c) çapraz akışlı ısı değıştircilerin prensibi (Kakaç, Liu ve Pramuanjaroenkij, 2012: 2)

Akış şekillerine göre ise “tek geçişli”, “çift geçişli” veya “çok geçişli” olarak sınıflandırma yapılmaktadır. Özellikle ısı transfer yüzeyi alanının yüksek olması gereken uygulamalarda, çok uzun boru veya büyük ebatta malzeme kullanımının gerekmesi nedeniyle, çok geçişli ısı değıştirciler tercih edilir. Gövde boru ısı değıştircilerde, plakalı ısı değıştircilerde ve kompakt ısı değıştircilerde çok geçişli akış düzenlemeleri kullanılabilmektedir. Şekil 2.3’te iki gövde geçişli, dört boru geçişli gövde boru ısı değıştirci gösterilmektedir.

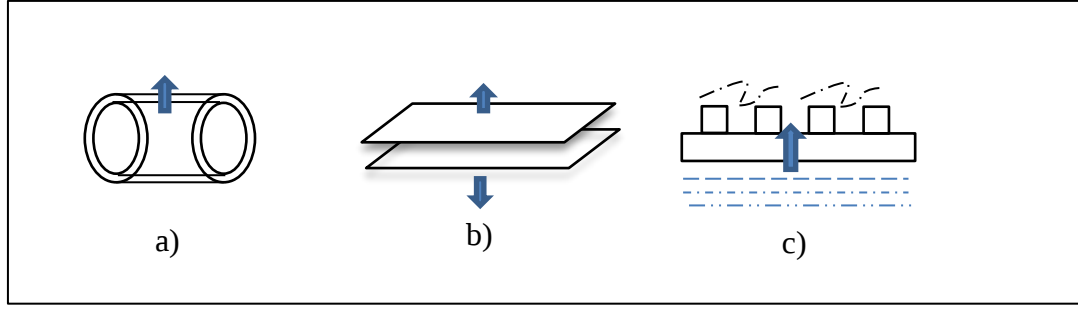


Şekil 2.3. Çok geçişli gövde boru tip bir ısı değiştiricinin şematığı (Çengel ve Ghajar, 2015: 652)

Isı transfer mekanizması özelinde “tek fazlı” ve “iki fazlı” taşınım ısı transfer mekanizmaları olarak ayırım yapılabilmektedir. Isı değiştiricilerde her iki akışkan tek fazlı, bir akışkan tek; bir akışkan iki fazlı ve her iki akışkanın iki fazlı olduğu ısı transfer mekanizmaları söz konusu olabilmektedir. Örneğin evaporatörlerde, kondenserlerde ve radyatörlerde 2 fazlı akışların oluşması söz konusudur.

Bir diğer sınıflandırma ısı değiştiricilerin kompaktlık değeri üzerinden yapılmaktadır. Kompaktlık, birim hacimdeki ısı değiştirici temas yüzey alanı olarak tanımlanmakta olup birimi m^2/m^3 olarak ifade edilebilir. Sıvı-sıvı akışkan veya faz değişimi içeren ısı değiştiriciler, kompaktlık değeri $400 \text{ m}^2/\text{m}^3$ 'ten yüksekse “kompakt”; düşükse “kompakt olmayan” olarak adlandırılır. Gaz akışkan içeren ısı değiştiricilerde ise bu kritik değer $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ 'tür (Shah ve Sekulic, 2003: 9).

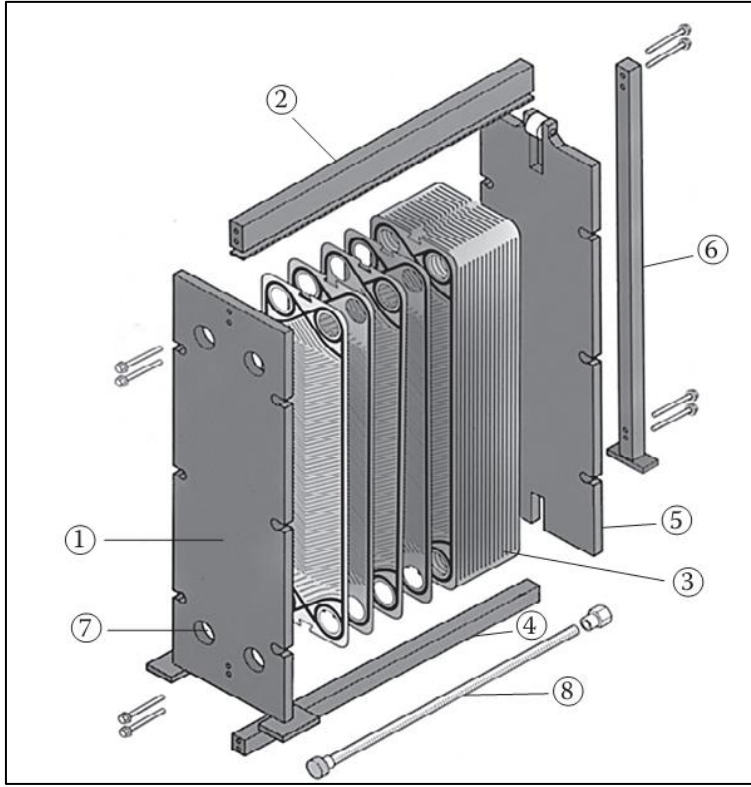
Literatürde en çok yer bulan bir diğer sınıflandırma geometriye göre yapılan sınıflandırmadır. Buna göre ısı değiştiriciler “boru tipi”, “plaka tipi” ve “artırılmış yüzeyli” olarak kategorize edilmektedir (Şekil 2.4.).



Şekil 2.4. Isı değıştircilerin geometriye göre sınıflandırılması: a) boru tipi b) plaka tipi c) artırılmış yüzeyli ısı değıştirciler

Boru tip ısı değıştircilerde akışkanlar arasındaki ısı transferi boru cidarları üzerinden gerçekleşirken, plaka tip ısı değıştircilerde plaka yüzeyleri üzerinden ısı transferi gerçekleşir. Artırılmış yüzeyli ısı değıştircilerde ise ısı transfer yüzey alanı çeşitli şekillerde artırılmıştır. Isı transfer yüzey alanının artırılması için en yaygın yöntem, kanatçık kullanımı olup, bunlar da genellikle plaka veya boru kanatçıklar şeklinde kullanılmaktadır. Bununla birlikte, geometriye göre yapılan sınıflandırmaya bazı kaynaklarda rejeneratif ısı değıştirciler de farklı bir geometri olarak dahil edilmektedir (Shah ve Sekulic, 2003: 2).

Plaka tipi ısı değıştirciler kendi içinde ayrıca “plakalı ısı değıştirciler”, “spiral plakalı”, “lamel plakalı” ve “baskı devre plakalı” şeklinde kategorize edilmektedir. Plakalı ısı değıştirciler en yaygın kullanılan plaka tipi ısı değıştirci olmakla birlikte, kendi içinde ayrıca “contalı”, “kaynaklı” ve “lehimli” şeklinde sınıflandırılırlar. Resim 2.1.’de bir plakalı ısı değıştirci ve temel parçaları (1. Sabitleme plakası, 2.Taşıma kirişi, 3.Plaka yığımı, 4.Taşıyıcı profiller, 5. Baskı plakası, 6. Destek kolonu 7. Akışkan giriş-çıkış portları 8. Saplama vida) gösterilmektedir.



Resim 2.1. Plakalı ısı değıştirci ve temel parçaları (Thulukkanam, 2013: 67)

Bu kısma kadar genel hatlarıyla değinilen sınıflandırma özetle aşağıdaki gibidir:

Genel sınıflandırma

- Reküperatör Tip
- Rejeneratif Tip

Akışkanların temasına göre sınıflandırma

- Doğrudan Temaslı
- Doğrudan Temaslı Olmayan

Akış yönüne göre sınıflandırma

- Paralel Akışlı
- Zıt Akışlı
- Çapraz Akışlı

Akışkanların geçiş sayısına göre sınıflandırma

- Tek Geçişli
- Çift Geçişli
- Çok Geçişli

Akışkanların fazına göre sınıflandırma

- Tek Fazlı
- İki Fazlı

Kompaktlık değeriine göre sınıflandırma

- Kompakt
- Kompakt Olmayan

Geometriye göre sınıflandırma

- Boru Tipi
- Plaka Tipi
- Arttırılmış Yüzeyli

Yukarıda genel başlıklarla özetlenen sınıflandırmalar alt sınıflandırmalara da bölünebilmektedir. Bununla birlikte burada değinilmese de, literatürde prosesteki kullanım amacına göre (yoğuşturucu, ısıtıcı, soğutucu, sıvı-gaz hal değıştirici ısı değıştiriciler), taşınım ısı transferi yöntemine göre (doğal taşınımlı, zorlanmış taşınımlı) ve enerji kaynağına göre farklı sınıflandırmalar bulunmakta ısı değıştiriciler çok farklı şekillerde isimlendirilebilmektedir (Shah ve Sekulic, 2003: 4,5).

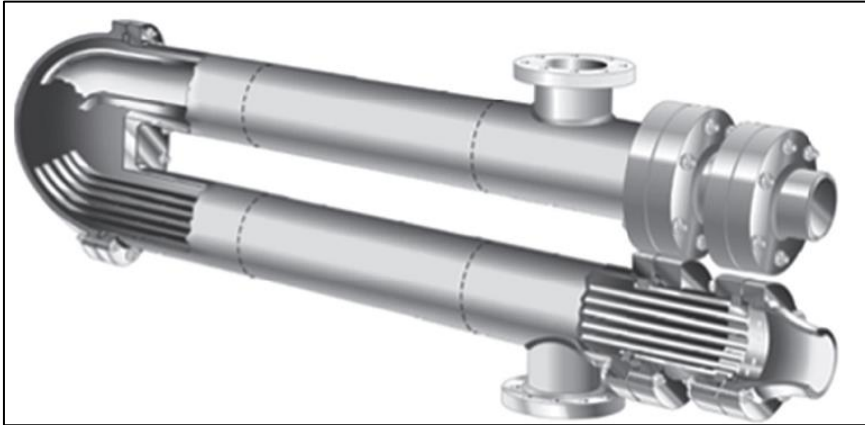
2.2. Boru Tip Isı Değıştiriciler

Tez konusunda ele alınan ısı değıştirici, boru tipi bir ısı değıştirici olduğundan, bu bölümde boru tipi ısı değıştiriciler hakkında daha detaylı bilgiler verilmiştir. Boru tip ısı değıştiriciler, çoğunlukla dairesel kesitli olmak üzere; elips, kare, dikdörtgen ya da farklı profilde kesite sahip olabilen boru/borular içeren ve ısı değışiminin boru cidarları üzerinden olduğu bir ısı

değiştirici tipidir. Boru tip ısı değiştiriciler genellikle sıvı-sıvı akışkan içeren, yüksek sıcaklık veya basınç dayanımı gerektiren uygulamalarda kullanılmaktadır. Tasarımları esnekliğe müsaittir ve farklı şekillerde tasarlanabilirler. Boru tip ısı değiştiriciler kendi içinde çift borulu ısı değiştiriciler, gövde boru ısı değiştiriciler ve spiral borulu ısı değiştiriciler olmak üzere 3 kategoriye ayrılır.

2.2.1. Çift borulu ısı değiştiriciler

Çift borulu ısı değiştiriciler temelde i içe yerleştirilmiş, bir büyük çaplı; bir küçük çaplı iki borudan meydana gelen basit bir tasarıma sahiptir. Akışkanların biri iç borudan geçerken, diğeri dış boru ile arada kalan açıklıktan geçer. Çoğunlukla proses öncesi ön ısıtma ya da soğutma işlemleri gibi yüksek yüzey alanı gerektirmeyen uygulamalarda kullanılırlar. Çift borulu ısı değiştiriciler genellikle U dönüşlü olarak tasarlanır. Bu tasarım *cimbız tip* olarak bilinir (Resim 2.2.). İhtiyaca göre seri ya da paralel olarak bağlanarak çoklu olarak kullanılabilirler. Bu sayede gerekli durumlarda sklp takılarak bakım yapılması ya da yedeğiyle değiştirilebilmesi gibi esnek kullanım avantajına sahiptirler. En önemli dezavantajları birim ısı transfer alanında yüksek hacim ve maliyet gerektirmelidir. Bu durumu bir miktar iyileştirmek için iç boruda kanatçık kullanımı ve ince boru demetleri kullanımı gibi yöntemler söz konusudur.

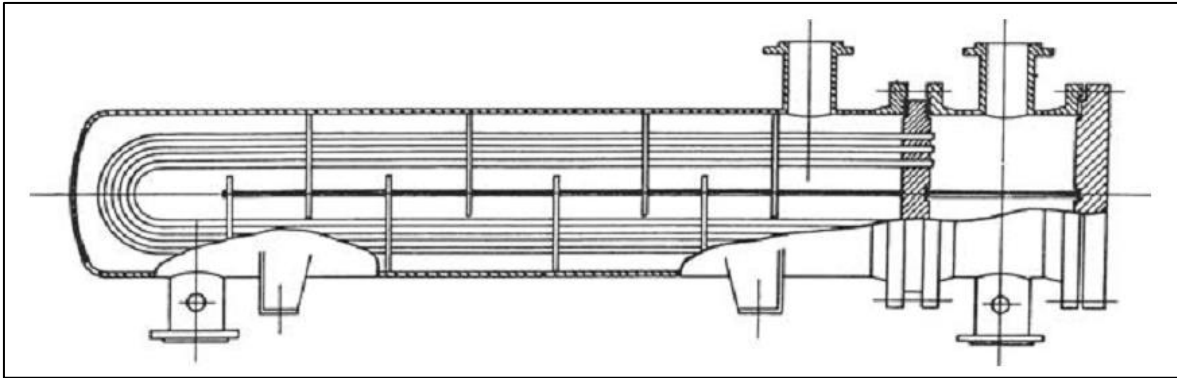


Resim 2.2. Çift borulu ısı değiştirici görseli (Thulukkanam, 2013: 63)

2.2.2. Gövde-boru ısı değiştiriciler

Boru tip ısı değiştiricileri içinde en yaygın kullanıma sahip olan ısı değiştirici türü, *Gövde Boru Isı Değiştirici* olarak adlandırılır. Endüstride ve literatürde birçok farklı uygulamada

yer almaktadır. Gövde boru ısı değiştiriciler genellikle büyük silindirik bir gövde ve boru eksenleri ile gövde ekseni birbirine paralel olacak şekilde yerleştirilmiş bir boru demetinden oluşur. Akışkanlardan birisi borular içinden geçerken diğer akışkan gövde tarafında dolaştırılarak boru yüzeylerinden ısı geçişi sağlanır. Gövde boru ısı değiştiriciler yüksek basınç ve yüksek sıcaklık uygulamalarında da kullanıma uygundur. İhtiyaca uygun olarak istenen özellik ve kapasiteye özgü olarak tasarlanabilirler. Temizlikleri kolaydır. Birim ısı transfer yüzey alanına göre maliyetler açısından da diğer boru tip ısı değiştiricilere göre daha ekonomiktirler. Gövde tarafında dolaşan akışkanı borular üzerine yöneltmek, türbülans yoğunluğunu ve ısı transferini artırmak için gövde tarafına engel yerleştirilmiş tasarımları da bulunur. Engelli gövde boru ısı değiştiricilerde gövde tarafındaki akışkan kimi bölgelerde borular arasından çapraz olarak geçer, kimi bölgelerde borulara paralel olarak geçer. Gövde boru ısı değiştiriciler hacimden kazanmak için U borulu ve/veya çok geçişli olarak da tasarlanabilirler. Resim 2.3.'te U borulu, engelli ve tek geçişli bir gövde boru ısı değiştiricinin kesit görseli yer almaktadır.

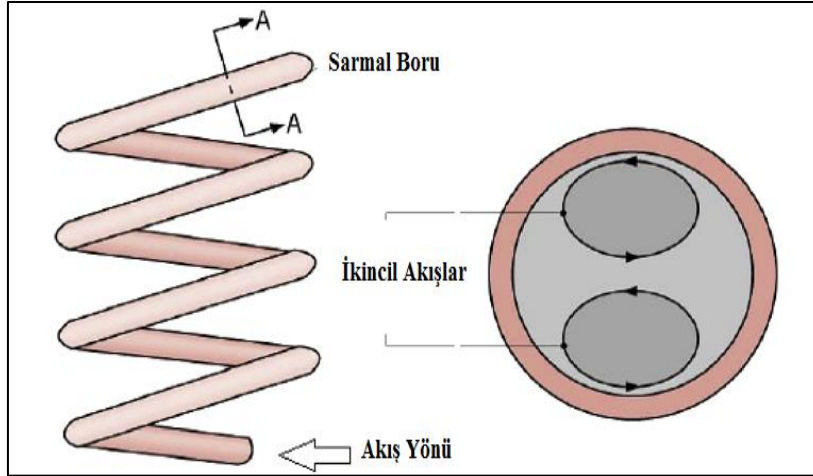


Resim 2.3. U borulu, engelli ve tek geçişli bir gövde boru ısı değiştiricinin kesiti (Kakaç, Liu ve Pramuanjaroenkij, 2012: 11)

2.2.3. Sarmal borulu ısı değiştiriciler

Sarmal borulu ısı değiştiriciler, bir ısı değiştirici gövdesi ve gövdeye yerleştirilmiş en az bir adet sarmal borudan oluşur. Birden fazla boru ile farklı akışkanlar borular içinden geçirilebilir. Sarmal boru şekli ve santrifüj kuvveti nedeniyle boru içinde ikincil akışlar oluşur ve bu durum düz borulara göre daha fazla ısı transferi gerçekleşmesine neden olur. şekil 2.6.'da sarmal boru içinde oluşan ikincil akışlar gösterilmektedir. Ayrıca sarmal boru yapısı sayesinde birim ısı transfer yüzeyinde daha az yer kaplarlar. Genellikle temiz, katı partikül içermeyen ya da kimyasal yöntemlerle temizlenebilen akışkanların ısıtma ve

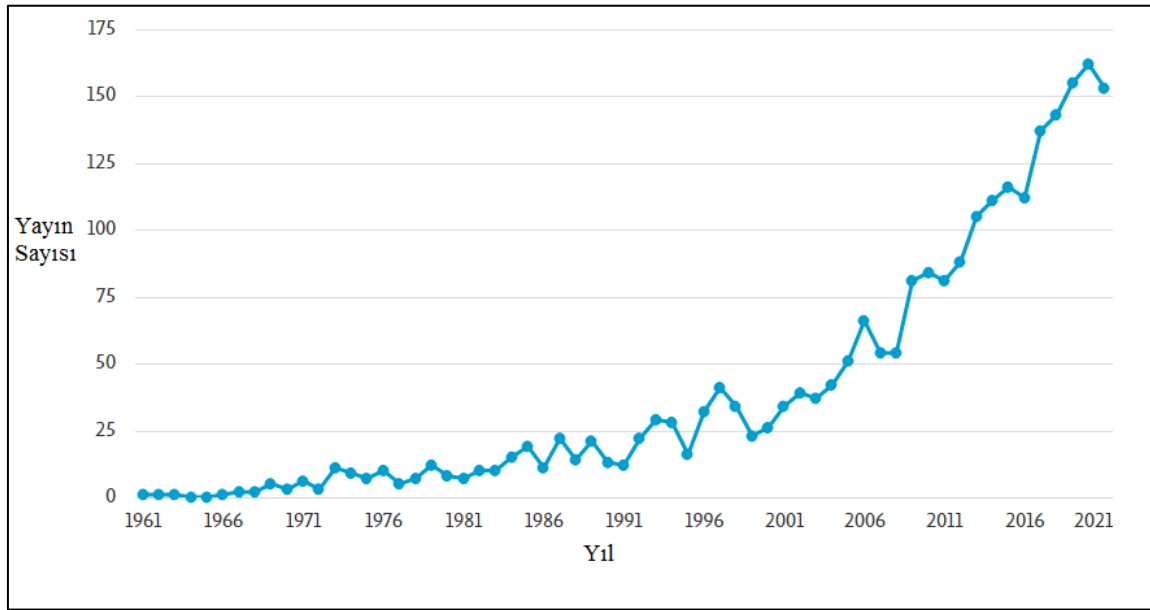
soğutmasında tercih edilirler. Gövde borulu ısı değiştiriciler ve plakalı ısı değiştiricilerden sonra endüstride en yaygın kullanılan ısı değiştirici türüdür. Düşük sıcaklık uygulamalarında etkin ısı transferi sağlamak için uygundur. Kullanılan malzemeler ve üretimi daha fazla iş gücü gerektirmesi nedeniyle klasik gövde boru ısı değiştiricilere göre maliyetleri yüksektir (Thulukkanam, 2013: 64).



şekil 2.5. Sarmal boru içinde oluşan ikincil akışlar (Kumar ve Chandrasekar 2019)

3. LİTERATÜR TARAMASI

Gövde-helis sarmal borulu ısı değıştiriciler üzerine araştırmalar, hem çoğunlukla HAD (Hesaplmalı Akışkanlar Dinamiği) yaklaşımı kullanılarak sayısal olarak, hem de deneysel olarak gerçekleştirilmektedir. GHSBİDler özelinde literatür tarandığında, geometrik parametrelere dayalı ve optimum değerlerin temini üzerine çalışmalar, termodinamik analize dayalı çalışmalar, farklı akışkanların performans üzerine etkilerini inceleyen çalışmalar ve farklı modifikasyonlarla veya farklı yöntemlerle türbülans yoğunluğunu ve ısı transferini artırmak üzere yapılan çalışmalar görülmektedir. Gövde helis sarmal borulu ısı değıştiriciler üzerine yapılmış ve SCI endeksinde taranan yayınların sayısı Şekil 3.1’de gösterilmektedir. Şekil incelendiğinde özellikle 2000li yılların başından itibaren yayın sayılarının büyük bir artış gösterdiği ve konunun birçok araştırmacı tarafından çalışılarak günümüzde de güncelliğini koruduğu görülmektedir.



Şekil 3.1. GHSBİDler üzerine yapılan yayınların istatistiği (1960-2021) (Scopus, Erişim tarihi: 22.04.2022)

Yapılan çalışmaların ülkeler özelinde dağılımı incelendiğinde Çin, A.B.D. ve Hindistan büyük farkla ilk üç ülke olarak ön plana çıkmakta, İran, Japonya ve Birleşik Krallık bu ülkeleri takip etmektedir (Scopus, Erişim tarihi: 22.04.2022). Ülkemizde ise oldukça sınırlı sayıda yayın yapılmıştır. Dolaylı veya doğrudan GHSBİD’ler üzerine yapılan araştırmalar hakkında bir fikir vermek için önemli görülen güncel çalışmalardan bazılarında bu bölümde bahsedilmiştir.

Jamshidi, Farhadi, Ganji ve Sedighi (2013) GHBSID'lerde farklı debilerde sarmal boru çapı ve sarmal adımı gibi faktörlerin etkisini deneysel olarak incelemiş ve çeşitli çalışma koşulları için optimum geometrik parametreleri belirlemeyi amaçlayan bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Deneyleri azaltarak elde edilen sonuçları yorumlamak için Taguchi metodunu kullanmışlar, yaptıkları çalışma sonucunda sarmal boru çapı ve akışkan debilerinin artırılmasıyla ısı transferinin arttığını ifade etmişlerdir.

Salem, Elshazly, Sakr ve Ali (2015), sarmal kavis oranının (boru çapının sarmal çapına oranı) GHBSIDlerin ısı performansını ile basınç düşümüne etkisini incelemişlerdir. Sonuçlara göre sarmal kavis oranının artması ile her iki tarafta da Nusselt sayısı ve ısı transfer katsayılarının arttığını belirtmişlerdir.

Etghani ve Hosseini Baboli (2017), sarmal boru çapı, sarmal adımı gibi bazı geometrik parametreler ile sıcak ve soğuk akışkan debilerini parametre olarak ele alan çalışmalarında bir GHBSID'nin ısı performansını ve ekserji yıkımlarını incelemişlerdir. Elde ettikleri sonuçlar doğrultusunda sarmal boru çapının ısı transferi üzerinde; soğuk akışkan debisinin ise ekserji yıkımı üzerinde önemli etkileri olduğunu göstermişlerdir. Ayrıca çalışma kapsamında ele alınan ısı değiştirici boyutları için optimum boru çapı ve sarmal adımı belirlemişlerdir.

Alimoradi ve Veysi (2016) yaptıkları çalışmada GHBSIDlerde akışkanların fiziksel özellikleri, operasyonel parametreler ve geometrik parametrelerin etkilerini kapsamlı şekilde ele alarak gövde tarafında ve sarmal boru tarafındaki ısı transferini incelemiş, farklı parametrelere bağlı olarak Nusselt sayısının kestirimine yarayan korelasyonlar geliştirmişlerdir. Alimoradi (2017a), ayrıca GHBSID'lerin performansını incelemek için ekserji metodolojisini kullanmıştır. Söz konusu çalışmada akışkan debilerinin oransal değeri, akışkanlar arasındaki boyutsuz sıcaklık farkı, Re sayısı ve boyutsuz geometrik parametrelerle bir model kurulmuştur. Elde edilen korelasyona göre aynı boru uzunluğu ve sarmal adımına sahip ısı değiştiricilerden en küçük boru çapında ve en çok sarmal burgusuna sahip ısı değiştiricinin en iyi sonucu verdiğini rapor etmiştir. Alimoradi (2017b) başka bir çalışmada, GHBSID'lerde termal etkinliği ve bunun NTU ile ilişkisini sayısal olarak analiz etmiştir. Çalışma kapsamında boyutsuz geometrik parametreler ve akışkan debi oranları üzerinden sayısal bir model oluşturulmuş, model deneysel verilerle doğrulanmıştır. Farklı geometrik parametrelerin ısı değiştirici etkinliği üzerine etkisi gösterilmiştir.

Cong, Zhengyu, Hongmei, Kai ve Jianli (2020) bir çalışmada GHSBID'lerin akıllı optimizasyonu için genetik algoritmasının kullanıldığı bir yöntem önermişlerdir. Çalışma kapsamında farklı tasarım parametrelerini genetik algoritmasına girerek numerik yöntemlerle farklı amaç fonksiyonları için optimizasyonlar yapmışlardır. Elde ettikleri sonuçları deneysel verilerle karşılaştırmışlardır. Buna göre yapısal optimizasyonlar ile ısı transferi miktarlarında %1-%12 arasında değişen oranlarda artış olabileceğini göstermişlerdir.

Maghrabie, Attalla ve Mohsen (2021a), eğim açısının bir GHSBID'nin etkinliği üzerindeki etkisini deneysel olarak araştırmışlardır. Çalışmada ele alınan ısı değiştirici tasarımı için, eğim açısının artışıyla Nusselt sayısının arttığını belirtmişlerdir. Başka bir çalışmada, Maghrabie ve diğerleri (2021b), bu kez eğim açısıyla birlikte su ve çeşitli nanoakışkanların performans üzerine etkilerini incelemişlerdir. Bu çalışmada su ve farklı nanoakışkanlar ile farklı karışım oranları, Re sayısı ve eğim açıları Nusselt sayısının kestirimi için ampirik bağıntılar ortaya koymuşlardır.

Khorasani ve Dadvand (2019), gövde tarafına hava kabarcığı enjeksiyonunun bir GHSBID'in akış ve termal özellikleri üzerindeki etkisini deneysel olarak araştırmışlardır. Çalışma kapsamında yatay olarak yerleştirilmiş ısı değiştiricinin sarmal boru tarafındaki akışkan debisi sabit tutulmuş, gövde tarafına farklı debilerde hava kabarcığı enjekte edilirken farklı debilerde akışkan dolaştırılarak deneyler yapılmıştır. Deneyler sonucunda kabarcık enjeksiyonunun NTU değeri ve ısı değiştirici etkenliğini artırdığını ancak ekserji yıkımına da neden olduğunu tespit etmişlerdir. Khorasani, Moosavi, Dadvand ve Hashemian (2019) yapmış oldukları diğer çalışmada bu kez sarmal boru tarafına hava kabarcığı enjeksiyonunun ısı değiştirici performansı üzerine etkilerini termodinamiğin ikinci yasası kapsamında incelemişlerdir. Buna göre sarmal boru tarafına enjekte edilen havanın hacimsel oranının artmasıyla ısı değiştirici performansının arttığını ancak bunun belirli bir limiti olduğunu ve optimize edilmesi gerektiğini, ayrıca artan hava debisi ile entropinin, basınç düşümünün ve ekserji yıkımının arttığını tespit etmişlerdir.

Panahi ve Zamzarian (2017), türbülans yoğunluğunu artırmak ve sonuç olarak bir GHSBID'in termal performansını iyileştirmek için sarmal boru içine sarmal tel türbülator yerleştirdikleri bir ısı değiştirici imal ederek deneysel olarak incelemişlerdir. Sarmal boruda akışkan olarak su ve hava ile deneyler yapmışlar, gövde tarafında her iki durumda da su

kullanmışlardır. Elde edilen sonuçlar tel olmayan ısı değiştirici ile karşılaştırılmıştır. Deneysel bulgular doğrultusunda, tel türbülator entegrasyonun GHSBID'nin ısı performansını üzerinde olumlu etkileri olduğu gösterilmiştir.

Omidi, Farhadi ve Rabienataj Darzi (2018) yaptıkları çalışmada loblu kesite sahip sarmal boruların kullanımının GHSBID performansına etkilerini incelediler. Çalışma kapsamında farklı sayıda lobların analizleri ile birlikte Al_2O_3/su nanoakışkanı ile de denemeler yapmışlardır. Elde edilen veriye göre, 6 loblu boru kesiti ile en iyi sonuçlara ulaşıldığı ve nanoakışkan kullanımı ile Nusselt sayısında ciddi bir artış kaydedildiği ifade edilmiştir.

Wang ve diğerleri (2020), bir çalışmada klasik dairesel, oval, 3 loblu ve burulmuş 3 loblu kesite sahip borularla tasarladıkları GHSBIDlerin performansını ve bu tasarımlar özelinde özellikle sarmal boru içindeki ikincil akış yapısını incelemişlerdir. Çalışma sonucunda burulmuş 3 loblu kesite sahip ısı değiştiricinin diğerlerinden daha iyi performans verdiği sonucuna varmışlardır.

Bahrehand ve Abbassi (2016), Al_2O_3/su nanoakışkanının GHSBIDlerde kullanımını sayısal simülasyonlarla analiz ederek sonuçları suyla karşılaştırmışlardır. Simülasyonlarda 2 farklı sayısal model kullanmışlardır. Aynı akışkan debisinde olacak şekilde, parçacık hacimsel oranının artması ile ısı transfer katsayısının suya göre önemli ölçüde arttığını göstermişlerdir.

Barzegari, Tavakoli ve Jalali Vahid (2019), GHSBIDlerde Al_2O_3/su nanoakışkanının kullanımını farklı karışım oranları, farklı debi ve sıcaklıklarda deneysel olarak incelemişlerdir. nanoakışkan kullanımı ile, damıtılmış suya göre daha yüksek ısı transferi gerçekleştiğini göstererek yapılan deneyler sonucu en yüksek ısı transferini sağlayan kombinasyonu belirlemişlerdir.

Niwalkar, Kshirsagar ve Kulkarni (2019) GHSBID'lerde SiO_2/su nanoakışkanı kullanımının performansa etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Deneyler farklı karışım oranlarında nanoakışkanlarla ve farklı debilerde gerçekleştirilmiştir. Nanoakışkan kullanımı ile ısı transfer katsayısında suyla yapılan deneylere göre önemli artış olduğu, ısı transfer katsayısının debi arttıkça arttığı belirtilmiştir.

Naik ve Vinod (2018), yaptıkları çalışmada bir GHSBID’de newtonyen olmayan özellikteki nanoakışkanların performansa etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Nanoakışkanlar karboksimetil selülöz (CMC) bazlı olmak üzere, Fe_2O_3 , Al_2O_3 ve CuO nanotozları kullanılarak farklı karışım oranlarında oluşturulmuştur. Oluşturulan nanoakışkanlar kullanılarak farklı debilerde ve akışkan sıcaklıklarında deneyler yapılmış, sonuçlar sunulmuştur.

Zaboli, Ajarostaghi ve Noorbakhsh (2019). GHSBID’lerde bazı operasyonel ve geometrik parametreler ile su bazlı Al_2O_3 , CuO , SiO_2 nanoakışkanların kullanımının performansa etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Zaboli, Saedodin, Ajarostaghi ve Noorbakhsh (2021) bir diğer çalışmada aynı nanoakışkanlarla lob kesitli borulara sahip bir GHSBID üzerinde simülasyonlar gerçekleştirmişlerdir.

Bir çalışmada, Miansari ve diğerleri (2021), gövde tarafında yiv şeklinde oluklar içeren yatay yerleşimli bir GHSBID tasarımı yaparak ısı performansını sayısal simülasyonlarla incelemişler, elde ettikleri sonuçları geleneksel yatay GHSBID ile karşılaştırmışlardır. Çalışma sonucunda oluklu gövdeye sahip ısı değiştiricide elde edilen ısı transferi miktarları geleneksel ısı değiştiriciye göre %5-20 aralığında daha fazla olmuştur.

Tuncer, Sözen, Khanlari, Gürbüz ve Variyenli (2021a) yaptıkları çalışmada, gövde tarafında dolaşan akışkanı helis sarmal boruya yöneltmek ve ısı transferini arttırmak için gövde tarafına ilave bir boru ekleyerek yeni bir GHSBID tipi geliştirmiştir. Bu yeni tasarımı farklı akışkan debilerinde sayısal ve deneysel olarak inceleyerek, elde edilen sonuçları sunmuşlardır. Yapılan modifikasyonun olumlu etkileri gösterilmiştir. Diğer bir çalışmada Tuncer ve ark. (2021b), geliştirilen bu tasarım üzerinde ısı transferini daha fazla iyileştirmek için uzunlamasına kanatçıklar kullanmışlardır. Bu modifikasyon ile ortalama ısı transferi miktarında ortalama %10 artış olduğunu belirlemişlerdir.

Solanki ve Kumar (2018) yaptıkları deneysel çalışmada, GHSBID’te düz ve çukurlu (golf topu benzeri çukurlar) sarmal borunun kullanımını karşılaştırdı. Ayrıca bu modifikasyonlarda sarmal boru tarafında akışkan olarak R134a soğutkanını kullanmışlardır. Elde ettikleri sonuçlar, çukurlu sarmal sarmal borunun türbülans yoğunluğunu artırması nedeniyle ısı transfer miktarını artırabileceğini göstermiştir. Solanki ve Kumar (2019) aynı düzenekle bu sefer R600a soğutkanı ile deneyler yaparak elde edilen sonuçları R134a ile

elde edilen sonuçlarla karşılaştırmışlardır. Çalışma sonucunda her iki akışkan için yoğunlaşma ısı transfer katsayısını $\pm\%20$ doğrulukla kestirebilen korelasyonlar türetmişlerdir. Solanki ve Kumar (2020) başka bir çalışmada aynı düzenekle R600a akışkanının yoğunlaşmaya bağlı sürtünme basınç düşümü karakteristiklerini incelemişlerdir. Çukurlu borudaki basınç kayıplarının daha yüksek olduğunu tespit etmişlerdir.

Andrzejczyk ve Muszynski (2016) bir çalışmada dış yüzeyinde yivler olan sarmal boruya sahip bir GHSBID'nin performansını deneysel olarak inceleyerek dış yüzeyi düz olan borulu ısı değiştirici ile kıyaslamışlardır. Yapılan modifikasyon ile basınç düşümünde bir farklılık olmazken, toplam ısı transfer katsayısında küçük de olsa artış olduğunu göstermişlerdir. Andrzejczyk ve Muszynski (2017), GHSBID'in ısı verimliliğini arttırmak için gövde tarafını bölmelere ayıran engeller yerleştirdikleri bir tasarım ortaya koymuşlardır. Bu tasarımda kullanılan engeller akış yönüne dik; ancak akışı kesmemek adına, helis boru adımı ile uyum içinde bir açıklığa sahip olacak şekilde helisel bir forma hazırlanmıştır. Tek engel, 2 engel ve 4 engel ile deneyler gerçekleştirilerek yöntemin ısı transferini arttırdığını rapor etmişlerdir. Andrzejczyk ve Muszynski (2018) yaptıkları diğer bir çalışmada, aynı konfigürasyona ilave olarak sarmal borunun iç kısmında boylu boyunca uzanan bir kütük engel yerleştirilmesinin performansa etkisini deneysel olarak araştırmışlardır. Andrzejczyk, Muszynski ve Gosz (2018) benzer bir çalışmada son konfigürasyonda engellerin sayısı ve yerleşim noktalarının etkisi üzerine bir çalışma daha yapmışlardır.

Ramesh, Murugesan, Narendran ve Saravanan (2017), amonyak-su çifti kullanan absorpsiyonlu soğutma sistemindeki termal performansını belirlemek için bir GHSBID'yi deneysel olarak incelemişlerdir. Elde ettikleri ısı transfer katsayısı ve Nusselt sayısı değerlerini sunmuşlardır.

Abu-Hamdeh, Almitani ve Alimoradi (2021), GHSBID değiştiricilerde kullanılan sarmal boru tarafındaki ısı transferi ve akışı incelemek üzere, kısım-kısım ve boru içinde boru yaklaşımı olmak üzere 2 farklı yöntemle ekserji analizi gerçekleştirilerek bu yöntemleri birbiriyle karşılaştırmışlardır.

Mirgolbabaie (2018), bir GHSBID'in genel davranışı üzerinde çalışma koşullarının ve geometrik parametrelerin önemini sayısal olarak analiz etmiştir. Çalışmada dikey yerleşimli bir GHSBID ele alınarak; farklı gövde tarafı debileri, farklı sarmal-boru çap oranları ve farklı

sarmal adımları ile simülasyonlar gerçekleştirilirken, sarmal boru cidarında farklı bir sınır koşulu ile modelleme yapmış, modelin etkisini göstermiştir.

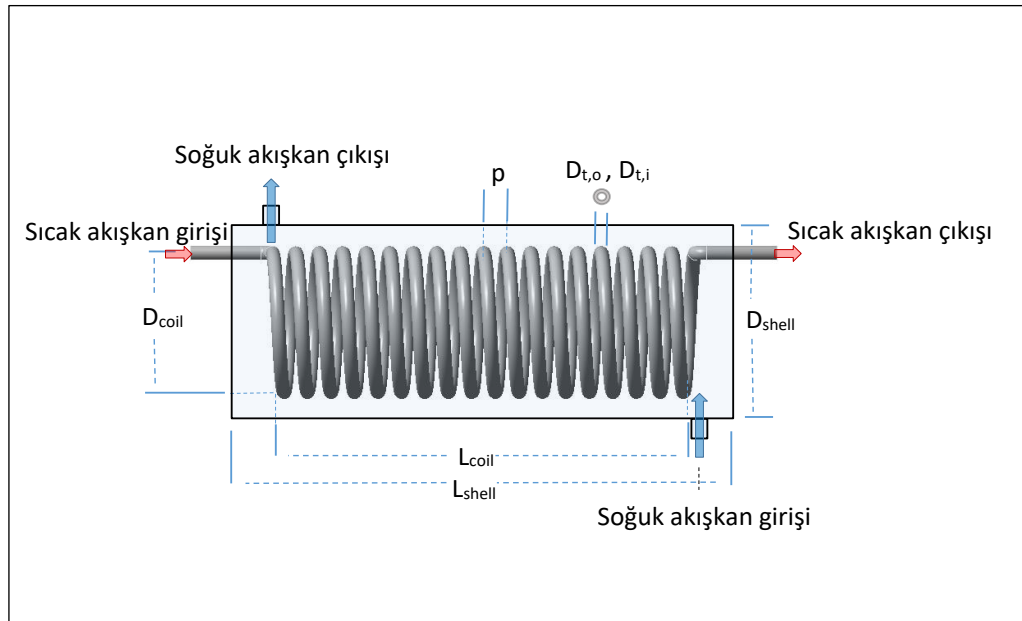
Tez çalışması kapsamında, aynı temel geometrik ölçülerle tasarlanan GHSBID geometrileri kullanılarak, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yaklaşımı ve ısı değiştiricilere özgü eşitliklerden faydalanılarak ısı değiştiricilerin ısıl performans analizi gerçekleştirilmiştir. Ayrıca performans iyileştirmesi amaçlı olarak farklı yöntemlerle analizler tekrarlanarak klasik ısı değiştirici tasarımı ile kıyaslanmıştır. İlk olarak aynı temel ölçülerde olmak üzere dikey ve yatay yerleşime sahip olarak tasarlanan iki ısı değiştiricinin performansı incelenerek bu iki tasarım birbiri ile kıyaslanmıştır. Daha sonra literatürde az çalışılmış, GHSBIDlerde ise çalışılmamış bir hibrit nanoakışkan olan $Al_2O_3-TiO_2$ /su nanoakışkanının, tasarlanan yatay ve dikey ısı değiştiricide kullanımının etkisi analiz edilmiştir. Elde edilen sonuçlar su kullanılarak elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Bir sonraki adımda yine temel ölçüleri aynı olmak kaydıyla farklı bir giriş yeri ve gövde geometrisine sahip özgün bir tasarımın ısıl performans analizleri gerçekleştirilmiştir. Son bölümde daha iyi performans verdiği görülen yatay GHSBID'ye halka ve disklerden oluşan engel uygulamasıyla elde edilen özgün tasarımın ısıl performansı incelenmiştir. Tasarlanan engelli GHSBID laboratuvar ortamında imal edilerek deneysel olarak da incelenmiş, simülasyon sonuçları ile kıyaslanmıştır.

4. YÖNTEM

Tez kapsamında ağırlıklı olarak Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) Analizi yöntemi kullanılmıştır. Söz konusu yöntem detaylarına “Sayısal Yöntem” kısmında değinilmiştir. Bununla birlikte tez çalışmasının son kısmında, tez kapsamında analiz edilen ısı değıştirci tasarımlarından birisi laboratuvar ortamında üretilerek, deneysel olarak da incelenmiştir. Sayısal simülasyonlar ve deneysel ölçümlerle elde edilen veri daha sonra ısı değıştircilere özgü denklemlerde yerine konularak hesaplamalar yapılmıştır. Hesaplamalar vasıtasıyla ısı değıştircilerin performansını iyileştirmeye yönelik tez kapsamında incelenen farklı yöntemlerin kıyaslamalı olarak değlendirmesi yapılmıştır.

4.1. Genel Tasarım

Literatürde çok çeşitli gövde-sarmal borulu ısı değıştirci tasarımları mevcuttur. Bunların bir kısmından Giriş bölümünde bahsedilmiştir. Bu tez çalışmasında, mevcut tasarımların yaygın bir konfigürasyonu seçilmiş ve ANSYS Geometri Modülü kullanılarak katı modeli oluşturulmuştur. Bu çalışmada incelenen ısı değıştirci tek sağ sarmal boruludur, akışkanlardan biri gövde kısmına alttan girer; üstten çıkar ve diğer akışkan sarmal boru içinde dolaştırılır (Şekil 4.1.).



Şekil 4.1. Tez kapsamında el alınan gövde-helis sarmal borulu ısı değıştircinin geometrik parametreleri ve akış konfigürasyonu

Şekil 4.1.'de verilen geometrik parametrelerin tez çalışması genelinde kullanılan ortak ölçüleri Çizelge 4.1.'de verildiği gibidir.

Çizelge 4.1. Tez kapsamında tasarlanan gövde helisel sarmal borulu ısı değiştiricilerin ortak geometrik ölçüleri

Parametreler	Ölçüler
Gövde Boyu, L_{shell}	340 mm
Helis Sarmal Boru Boyu, L_{coil}	300 mm
Gövde Çapı, D_{shell}	140 mm
Sarmal Çapı, D_{coil}	100 mm
Sarmal Adımı, p (tur sayısı)	16,67 mm (18 tam tur)
Boru Dış Çap, $D_{t,o}$	10 mm ¹ / 9.52 mm (3/8'') ²
Boru İç Çap, $D_{t,i}$	9 mm ¹ / 8.52 mm ²
Gövde tarafında Giriş ve Çıkış Çapı	12 mm

4.2. Sayısal Yöntem

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) Analizi, bir sistemin performansını gerçeğe yakın bir şekilde ortaya koymak için kullanılan güçlü bir araçtır. Bir sistemin veya bir problemin parametrik olarak incelenmesi için gereken zaman ve çaba miktarını azaltır. HAD analizi yaklaşımında, bir sistem değişen parametrelerle tekrar tekrar simüle edilebilir ve sistemin yanıtı hakkında kayda değer miktarda bilgi alınabilir. Böylece elde edilen sonuçların literatürde incelenmiş ya da konvansiyonel olarak bilinen benzer sistemlerle karşılaştırılması mümkündür.

Bu bağlamda, tez çalışması kapsamında gövde-helis sarmal borulu ısı değiştiricilerin ısı performansının analizi ve farklı yöntemlerle performans iyileştirmesinin araştırılması için HAD yaklaşımı kullanılmıştır. HAD simülasyonları ANSYS Fluent yazılımı kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

¹ Sadece simülasyon içeren analizlerde (Bölüm 5.1, 5.2, 5.3)

² Hem deneysel çalışma hem simülasyon içeren analizlerde (Bölüm 5.4, 6.1, 6.2)

Isı değiştiricilerin doğası gereği ısı transferi ve akışkanlar mekaniği mekanizmalarını bir arada içermesi nedeniyle ısı değiştiricilerin ısıl performans analizini yapabilmek için aşağıda yer alan denklemlerin çözümleri gerekmektedir:

Süreklilik denklemi:

$$\nabla \cdot (\rho \cdot \vec{v}) = 0 \quad (4.1)$$

Momentum denklemi:

$$\nabla \cdot (\rho \cdot \vec{v} \cdot \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\mu \left[(\nabla \vec{v} + \nabla \vec{v}^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{v} I \right]) \quad (4.2)$$

Enerji Denklemi:

$$\nabla \cdot (\vec{V}(\rho E + p)) = \nabla \cdot k_{eff} \nabla T - h \vec{J} + (\mu \left[(\nabla \vec{v} + \nabla \vec{v}^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{v} I \right] \cdot \vec{v}) \quad (4.3)$$

4.2.1. k-ε standart türbülans modeli

Gövde-helis sarmal borulu ısı değiştiricilerin karmaşık yapısı göz önüne alındığında akış alanında türbülans meydana gelmesi beklenen bir durumdur. k-ε türbülans modeli, akışkanlar mekaniğinde türbülans olgusuna başarılı bir yaklaşım sunar ve literatürdeki birçok çalışmada yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu bağlamda, bu tez çalışmasında HAD hesaplamaları için k-ε standart türbülans modeli kullanılmıştır. k-ε standart türbülans modelinin sadeleştirilmiş hali aşağıdaki denklemlerle tanımlanabilir. Denklemlerde k türbülans kinetik enerjisini ve ε kinetik enerjideki kayıp oranını temsil eder. (Afshari ve diğerleri, 2022):

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} + \mu_{nf} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) - \rho_{nf} \varepsilon + G_k = \frac{\partial}{\partial x_i} [(u_i \rho_{nf} k)] \quad (4.4)$$

$$G_k = - \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \rho_{nf} \overline{u'_j u'_i} \quad (4.5)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (u_i \rho_{nf} \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} + \mu_{nf} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{\varepsilon}{k} G_k C_{1\varepsilon} - \rho_{nf} \frac{\varepsilon^2}{k} C_{2\varepsilon} \quad (4.6)$$

$$\mu_t = \rho_{nf} C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (4.7)$$

Denklemlerde kullanılan katsayılar; $C_{1\varepsilon}=1,44$; $C_{2\varepsilon}=1.92$; $C_\mu=0,09$; $\sigma_k=1$ ve $\sigma_\varepsilon=1,3$ şeklindedir.

4.2.2. Simülasyon ayarları

Tez çalışması kapsamında yapılan simülasyonlarda aşağıdaki ayarlar ve varsayımlar kullanılmıştır:

- Simülasyonlarda türbülans modeli olarak k-ε standart türbülans modeli kullanılmıştır.
- Akışın sürekli rejimde olduğu kabul edilmiştir.
- Isı değiştiricilerin akış alanında Navier-Stokes denklemlerinin çözümü, basınç ve hız gradyanlarının tespiti için SIMPLEC algoritması uygulanmak üzere seçilmiştir.
- Momentum ve Enerji Denklemlerinin ayrıklaştırılması ve çözümünde “Second Order Upwind” düzeni tercih edilmiştir.
- Çözümlerde ele alınan enerji, süreklilik ve hız çözümleri için yakınsama kriterleri sırasıyla 10^{-7} , 10^{-5} ve 10^{-5} olarak tercih edilmiştir.
- Simülasyonlarda yerçekimi etkisi de modele katılmıştır.

4.3. Deneysel Yöntem

Tez çalışmasının son aşamasında özgün tasarıma sahip bir gövde-helis sarmal borulu ısı değiştirici üretilerek laboratuvar ortamında deneysel olarak da incelemesi yapılmıştır. Simülasyon verisi ile deneysel sonuçlar karşılaştırılarak yorumlanmıştır. Bu çalışmayı gerçekleştirmek için Gazi Üniversitesi Enerji Sistemleri Mühendisliği Laboratuvarında bulunan test düzeneği kullanılmıştır. Kullanılan deney düzeneğine dair şematik gösterim Şekil 4.2.’deki gibidir.

$$W_{\Delta T_{LMTD}} = \left[\left(\frac{\partial \Delta T_{LMTD}}{\partial T_{cold,in}} w_{T_{cold,in}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \Delta T_{LMTD}}{\partial T_{cold,out}} w_{T_{cold,out}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \Delta T_{LMTD}}{\partial T_{hot,in}} w_{T_{hot,in}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \Delta T_{LMTD}}{\partial T_{hot,out}} w_{T_{hot,out}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.11)$$

4.4. Isı Değiştirici Performans Hesapları

Simülasyonlardan veya deneylerden elde edilen sonuçların değerlendirilmesi için ısı değiştiricilere özgü bazı hesaplamalar yapılması gerekmektedir. Bu hesaplamalarda aşağıdaki denklemler kullanılmıştır:

Sıcak ve soğuk akışkanlardan gerçekleşen ısı transferini hesaplamak için Eş. 4.12 ve 4.13 kullanılır. Daha sonra ortalama ısı transferi miktarını tayin etmek için Eş. 4.14 kullanılarak bunların ortalaması alınır. Tez çalışmasında yapılan bu hesaplamalarda akışkanların bulundukları sıcaklık aralığındaki ortalama özgül ısı değeri (C_p) kullanılmıştır.

$$\dot{Q}_{hot} = \dot{m}_{hot} \cdot c_{p,hot} \cdot (T_{hot,in} - T_{hot,out}) \quad (4.12)$$

$$\dot{Q}_{cold} = \dot{m}_{cold} \cdot c_{p,cold} \cdot (T_{cold,out} - T_{hot,in}) \quad (4.13)$$

$$\dot{Q}_{ave} = (\dot{Q}_{hot} + \dot{Q}_{cold})/2 \quad (4.14)$$

Isı değiştirici hesaplamalarında yer alan bir diğer parametre ısı değiştirici etkenliği olup, Eş. 4.15'teki gibi hesaplanır.

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{C_{hot} (T_{hot,in} - T_{hot,out})}{C_{min} (T_{hot,in} - T_{cold,in})} = \frac{C_{cold} (T_{cold,out} - T_{cold,in})}{C_{min} (T_{hot,in} - T_{cold,in})} \quad (4.15)$$

Eş. 4.15'te yer alan C_{hot} ve C_{cold} terimleri sırasıyla sıcak ve soğuk akışkanın ısı kapasitesini göstermektedir ve Eş. 4.16 ve 4.17'deki gibi hesaplanırlar. C_{min} ise hesaplanan bu değerlerden düşük olanıdır.

$$C_{hot} = \dot{m}_{hot} \cdot c_{p,hot} \quad (4.16)$$

$$C_{cold} = \dot{m}_{cold} \cdot c_{p,cold} \quad (4.17)$$

Isı değiştiricilerin ısı performansını değerlendirmek için en önemli parametrelerden birisi de Toplam Isı Transfer Katsayısı'dır. Toplam ısı transfer katsayısı Eş. 4.18 vasıtasıyla hesaplanabilir:

$$U = \frac{\dot{Q}}{A (\Delta T_{LMTD})} \quad (4.18)$$

Eş. 4.18'de, A ısı değiştiricideki temas yüzeyinin alanını, ΔT_{LMTD} ise Logaritmik Ortalama Sıcaklık Farkını (Logarithmic Mean Temperature Difference) temsil etmektedir. ΔT_{LMTD} değeri, Eş. 4.19, 4.20 ve 4.21 kullanılarak aşağıdaki gibi bulunur:

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{\Delta T_A - \Delta T_B}{\ln\left(\frac{\Delta T_A}{\Delta T_B}\right)} \quad (4.19)$$

$$\Delta T_A = T_{hot,in} - T_{cold,out} \quad (4.20)$$

$$\Delta T_B = T_{hot,out} - T_{cold,in} \quad (4.21)$$

Isı değiştirici içindeki akışı karakterize etmek için Reynolds Sayısının (Re) hesaplanması gerekir. Helis sarmal boru içindeki akışa dair Re sayısı Eş. 4.22 deki gibi hesaplanabilir (Ramesh ve diğerleri, 2017):

$$Re_{coil} = 2100 \left[1 + 12 \left(\frac{D_{t,i}}{D_{coil}} \right)^{1/2} \right] \quad (4.22)$$

Yine önemli bir boyutsuz sayı olan Nusselt sayısı (Nu) sarmal boru için Eş. 4.23 vasıtasıyla Re ve Pr sayılarının bir fonksiyonu olarak ifade edilebilmektedir (Hardik ve diğerleri, 2015):

$$Nu_{coil} = 0.0456 \left(\frac{D_{coil}}{D_{t,i}} \right)^{-0.16} Re_{coil}^{0.8} Pr_{coil}^{0.4} \quad (4.23)$$

Gövde tarafında Re sayısının eldesi içinse Eş. 4.24 kullanılabilir:

$$Re_{shell} = \frac{\rho V D_{h,shell}}{\mu} \quad (4.24)$$

Eş. 4.24'teki $D_{h,shell}$ gövde tarafındaki hidrolik çapı temsil etmektedir ve şu şekilde bulunabilir:

$$D_{h,shell} = \frac{4 \times \text{Gövde tarafındaki hacim}}{\text{Isı değiştirici temas yüzeyi alanı}} \quad (4.25)$$

Gövde tarafındaki Nusselt sayısı Eş. 4.26 ve 4.27 kullanılarak elde edilebilir (Ramesh ve diğerleri, 2017):

$$Nu_{shell} = 0.6 Re_{shell}^{0.5} Pr_{shell}^{0.31} \quad \text{for } 50 < Re < 10000 \quad (4.26)$$

$$Nu_{shell} = 0.224 Re_{shell}^{0.6} Pr_{shell}^{0.33} \quad \text{for } 6000 < Re < 10000 \quad (4.27)$$

Alternatif olarak Nu sayısı sarmal boru ve gövde tarafında aşağıdaki gibi hesaplanabilir :

$$Nu_{coil} = \frac{h_i D_{t,i}}{k} \quad (D_{t,i} = D_{h,coil}) \quad (4.28)$$

$$Nu_{shell} = \frac{h_{shell} D_{h,shell}}{k} \quad (4.29)$$

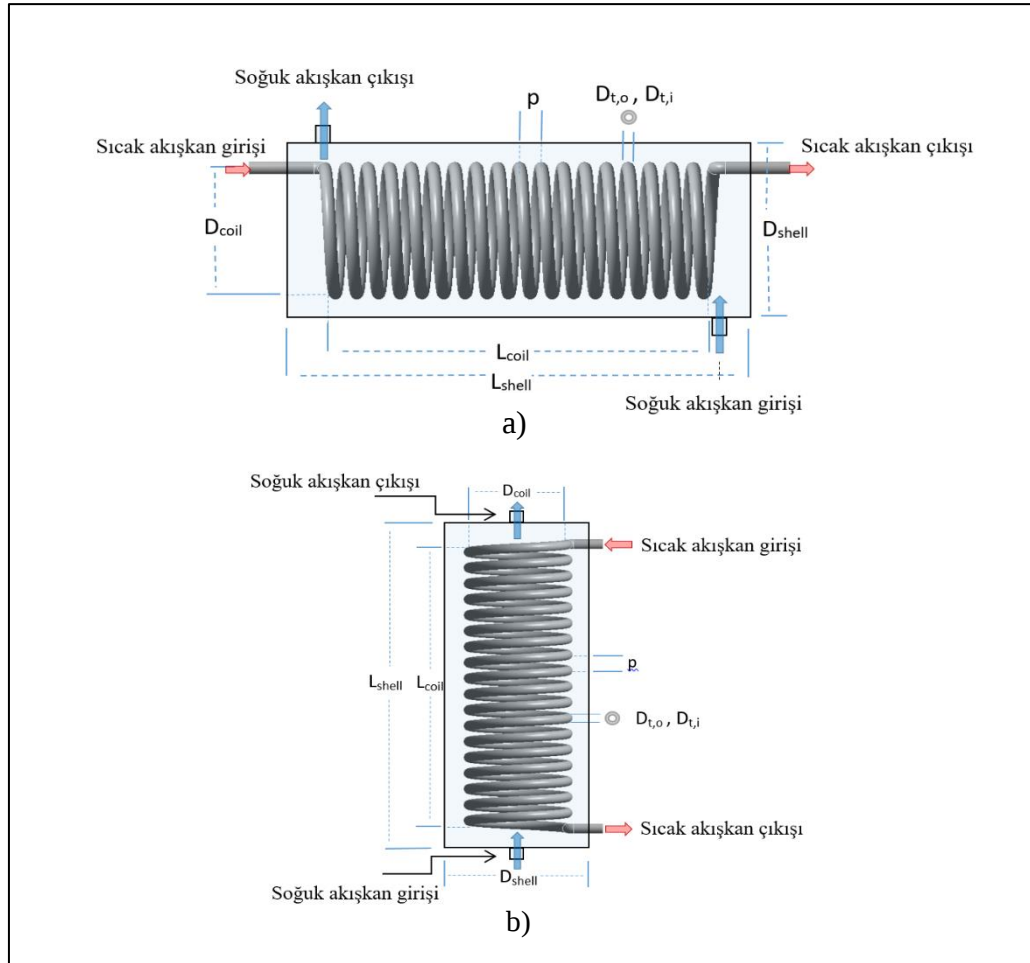
5. SİMÜLASYONLAR VE BULGULAR

5.1. Yatay ve Dikey Gövde Helis Sarmal Borulu Isı Değiştiricilerin İncelenmesi

Gövde-helis sarmal borulu ısı değiştiriciler kullanım yerindeki alana göre dikey ya da yatay olarak yerleştirilebilmektedir. Öncelikle bu kapsamda analizler gerçekleştirilmiştir.

5.1.1. Tasarım

Tez çalışmasının ilk aşamasında izelge 4.1.'de verilen ölçülere sadık kalınarak bir adet yatay, bir adet dikey yerleşimli ısı değiştirici tasarlanarak ANSYS Fluent programı kullanılarak simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. Tasarlanan ısı değiştiricilerin çalışma prensibi ve akış yönleri şekil 5.1.'de; ölçüleri ise izelge 5.1.'de verildiği gibidir.

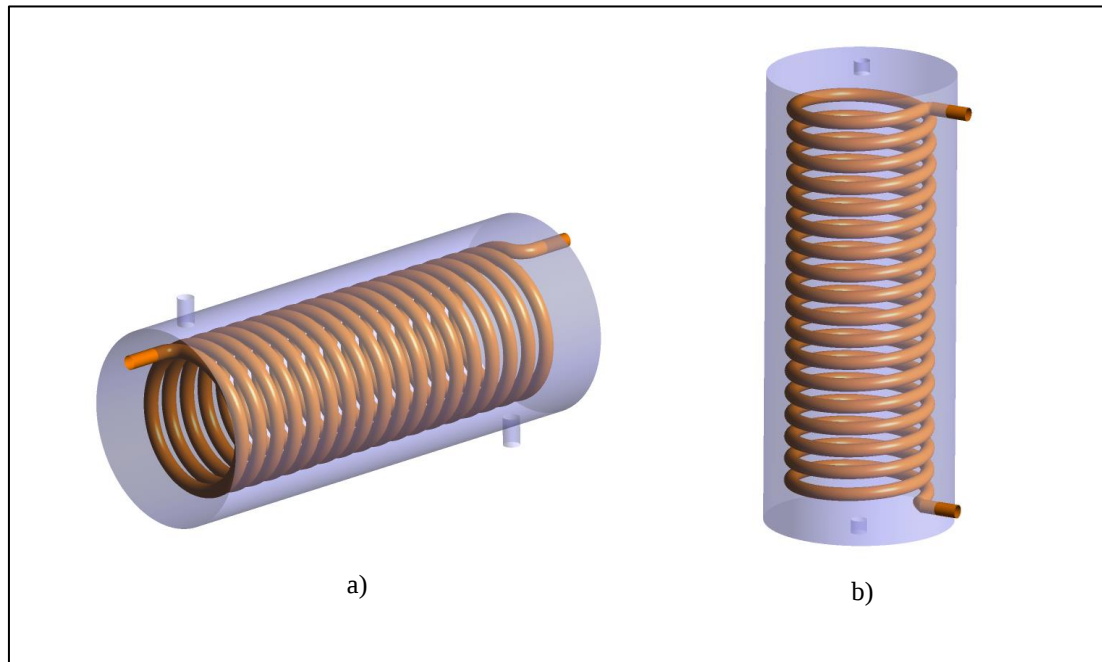


şekil 5.1. Tasarlanan a) Yatay GHSBID ve b) Dikey GHSBID'nin çalışma prensibi ve akışkan yönleri

Çizelge 5.1. Tasarlanan yatay ve dikey gövde helis sarmal borulu ısı değıştircilerin ölçüleri

Parametreler	Ölçüler
Gövde Boyu, L_{shell}	340 mm
Helis Sarmal Boru Boyu, L_{coil}	300 mm
Gövde Çapı, D_{shell}	140 mm
Sarmal Çapı, D_{coil}	100 mm
Sarmal Adımı, p (tur sayısı)	16,67 mm (18 tam tur)
Boru Dış Çap, $D_{t,o}$	10 mm
Boru İç Çap, $D_{t,i}$	9 mm
Gövde tarafında Giriş ve Çıkış Çapı	12 mm

Çizelge 5.1.'de verilen ölçülerle oluşturulan katı modeller ise Resim 5.1.'de verildiği gibidir.



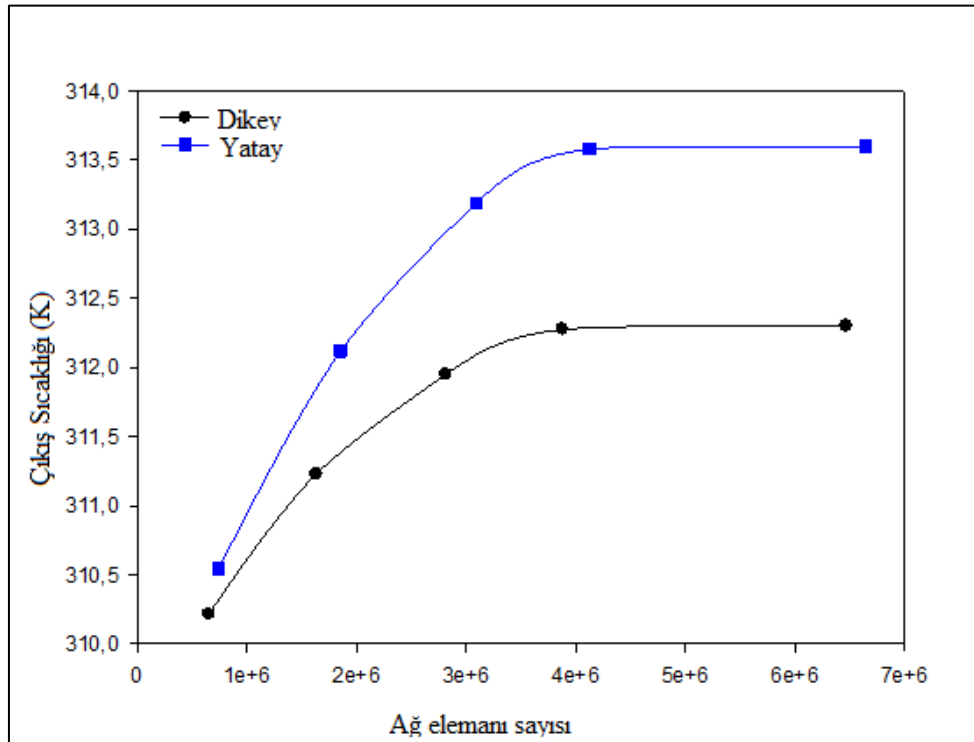
Resim 5.1. Tasarlanan a) Yatay GHSBID ve b) Dikey GHSBID katı modeli

5.1.2. Çözüm ağıının oluşturulması

Genel boyutlar Çizelge 5.1'deki gibi tanımlandıktan ve katı modeller oluşturulduktan sonra, HAD analizlerinde tutarlı sonuçlar elde etmek için uygun bir çözüm ağı (mesh) yapısının oluşturulması çok önemli bir role sahiptir. Bu bağlamda, incelenecek yatay ve dikey ısı değıştirci katı modellerinin mesh yapıları oluşturmak için ANSYS Mesh modülü kullanılmıştır.

Hesaplama Akışkanlar Dinamiği analizleri gerçekleştirilirken gereken hesaplama süresi çözüm ağındaki eleman sayısının artmasıyla orantılı bir şekilde artmaktadır. Öte yandan tutarlı sonuçlar elde edilmesi için yeterince çözüm noktası ve elemanı bulunmalıdır. Bu aşamada çalışılacak çözüm ağı eleman sayısının iyi bir şekilde tespit edilmesi gereklidir. Ayrıca, literatürde ve mühendislik uygulamalarında çarpıklık (skewness) ve en-boy oranı (aspect ratio) gibi diğer bazı çözüm ağına özgü kalite parametreleri dikkate alınmaktadır. ANSYS Fluent dokümanlarına göre, maksimum çarpıklık değerleri 0,95'in altında ve ortalama çarpıklık 0,33'ün altında olması; maksimum en boy oranının ise 35'in altında olması iyi bir çözüm elde edilmesi için tavsiye edilmektedir.

Tez çalışmasında dikey ve yatay yerleşimli gövde-helis sarmal borulu ısı değiştiricilerin hesaplama akışkanlar dinamiği analizini yapmak için optimal ağ yapısını elde etmek üzere, çeşitli ağ yapıları ile ön simülasyonlar yapılarak çözüm ağından bağımsızlık analizleri gerçekleştirilmiştir. Bu kapsamda, artan ağ elemanı sayısı ile çıkış sıcaklıkları arasındaki ilişki gözlemlenmiştir. Ağdan bağımsızlık analizi çalışmasının sonuçları Şekil 5.2'de gösterilmiştir. Buna göre 5 Milyon elemandan sonra çıkış sıcaklıklarındaki değişim kaybolmaktadır. Bu değerün üstünde eleman sayısında ve uygun kalite parametrelerine sahip çözüm ağları oluşturulması uygundur.



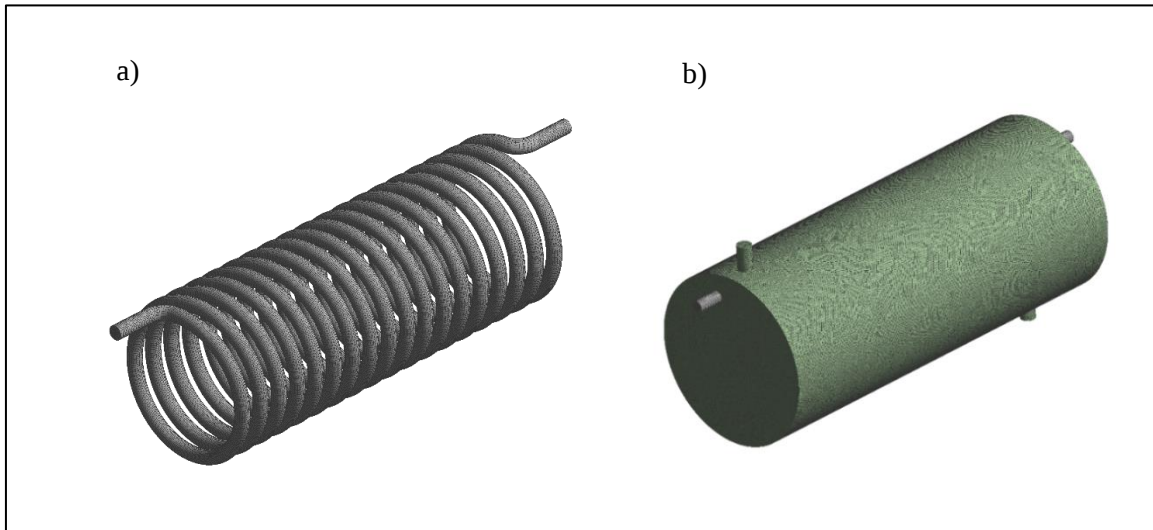
Şekil 5.2. Yatay ve Dikey GHSBID'de çıkış sıcaklığının ağ elemanı sayısına bağlı değişimi

Simülasyonlarda kullanılan ağ yapıları hakkında ayrıntılı sayısal bilgi Çizelge 5.2’de sunulmaktadır. Oluşturulan çözüm ağı yapısının çarpıklık ve en-boy oranı değerleri, oluşturulan ağların kalitesinin yeterince iyi olduğunu göstermektedir.

Çizelge 5.2. Yatay ve dikey GHSBID’lerin analizinde kullanılan çözüm ağı hakkında ayrıntılı bilgi

Isı Değiştirici tipi	Ağ Elemanı Sayısı	Düğüm noktası sayısı	Maksimum Çarpıklık Değeri	Ortalama Çarpıklık Değeri	Maksimum En-boy oranı Değeri	Ortalama En-boy oranı Değeri
Dikey GHSBID	6 464 314	2 273 061	0,87	0,20	15,67	1,88
Yatay GHSBID	6 646 880	2 405 557	0,85	0,21	14,53	1,87

Örnek olarak, yatay ısı değiştirici için Çizelge 5.2’deki değerlerle oluşturulan çözüm ağı ve yapısı Resim 5.2’de gösterilmektedir.



Resim 5.2. Yatay GHSBID için oluşturulan çözüm ağına ait görseller: a) sarmal boru b) tüm ısı değiştirici

5.1.3. Simülasyon ayarları ve sınır koşulları

Genel boyutlar tanımlandıktan, katı modeller oluşturulduktan ve çözüm ağı yapıları oluşturulduktan sonra, ANSYS Fluent yazılımı ile simülasyon aşamasına geçilmiştir. Simülasyonlarda helis sarmal boru malzemesi olarak Bakır, gövde kısmının malzemesi olarak paslanmaz çelik seçilmiştir. Her iki tarafta da akışkan olarak su seçilmiştir. Simülasyonlar sırasında sarmal boru tarafındaki debi 3 l/dk'da tutulmuş ve gövde tarafındaki

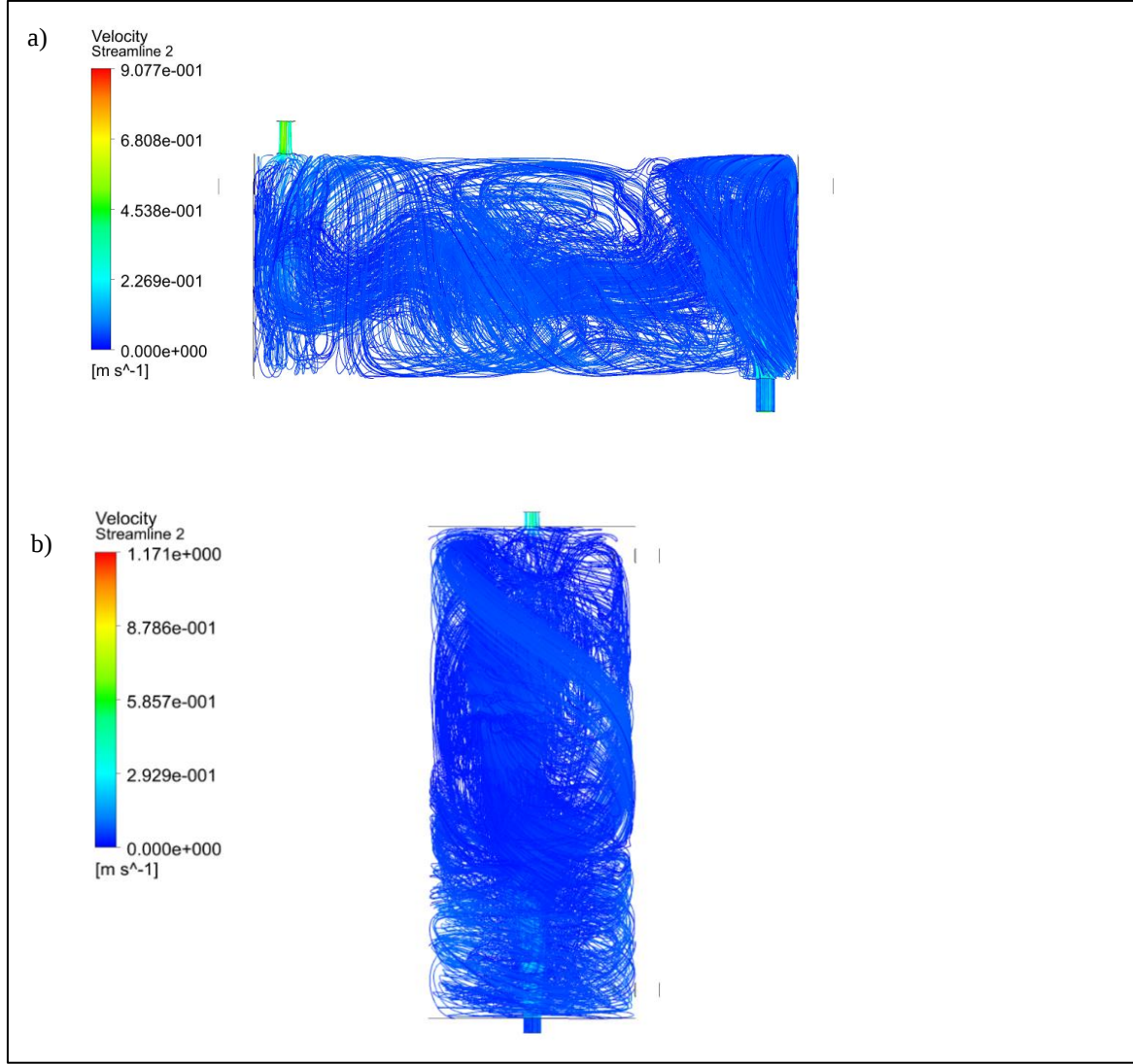
debi 0.5 l/dk'lık artışlarla 2 l/dk'dan 4 l/dk'ya kadar değiştirilmiştir. Tüm simülasyonlarda soğuk akışkan giriş sıcaklığı 288 K, sıcak akışkan sıcaklığı 338 K kabul edilmiştir. Analizlerde kullanılan simülasyon matrisi Çizelge 5.3'teki gibidir.

Çizelge 5.3. Dikey ve Yatay GHSBID'lerin karşılaştırılması için kullanılan simülasyon matrisi

		Dikey GHSBID	Yatay GHSBID
Gövde Tarafı	Akışkan	Su	Su
	Debi (l/dk)	2 / 2.5 / 3 / 3.5 / 4	2 / 2.5 / 3 / 3.5 / 4
	$T_{cold,in}$ (K)	288	288
Sarmal Boru Tarafı	Akışkan	Su	Su
	Debi (l/dk)	3	3
	$T_{hot,in}$ (K)	338	338

5.1.4. Simülasyon sonuçları

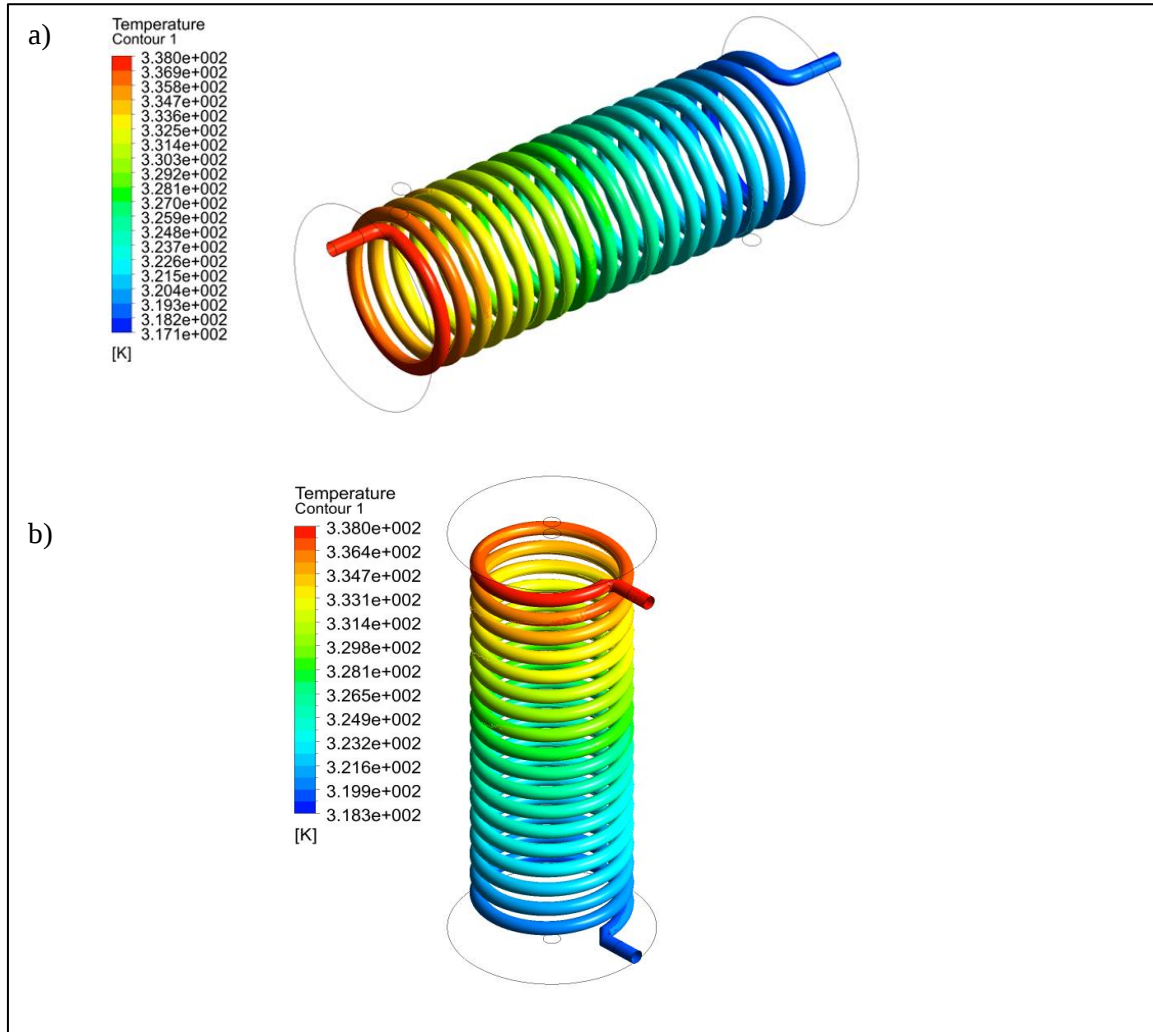
Yatay olarak yönlendirilmiş GHSBID ve dikey olarak yönlendirilmiş GHSBID'nin gövde tarafındaki akım çizgileri Resim 5.3'te gösterilmiştir. Beklendiği gibi her iki tasarımda da türbülans meydana gelmektedir; dönen akım çizgileri ve girdaplar kolayca görülebilmektedir.



Resim 5.3. a) Yatay GHSBID ve b) Dikey GHSBID akım çizgileri (Her iki taraf 3 l/dk debide iken, Akışkan: Su)

Resim 5.3 incelendiğinde dikey ısı değiştirici içinde alt ortadan gövdeye giren akışkanın sarmal borunun ortasındaki boşluktan yukarıdaki çıkışa doğru gittiği, yukarı giderken sarmal borunun şekli nedeniyle girdap yapısıyla yükseldiği; öte yandan yatay ısı değiştirici içerisine giren akışkanın karşı duvara çarptıktan sonra dağıldığı, akım çizgilerinde türbülans ve çalkantıların oldukça fazla olduğu ve bunların sarmal boru etrafında etkin olduğu görülmektedir.

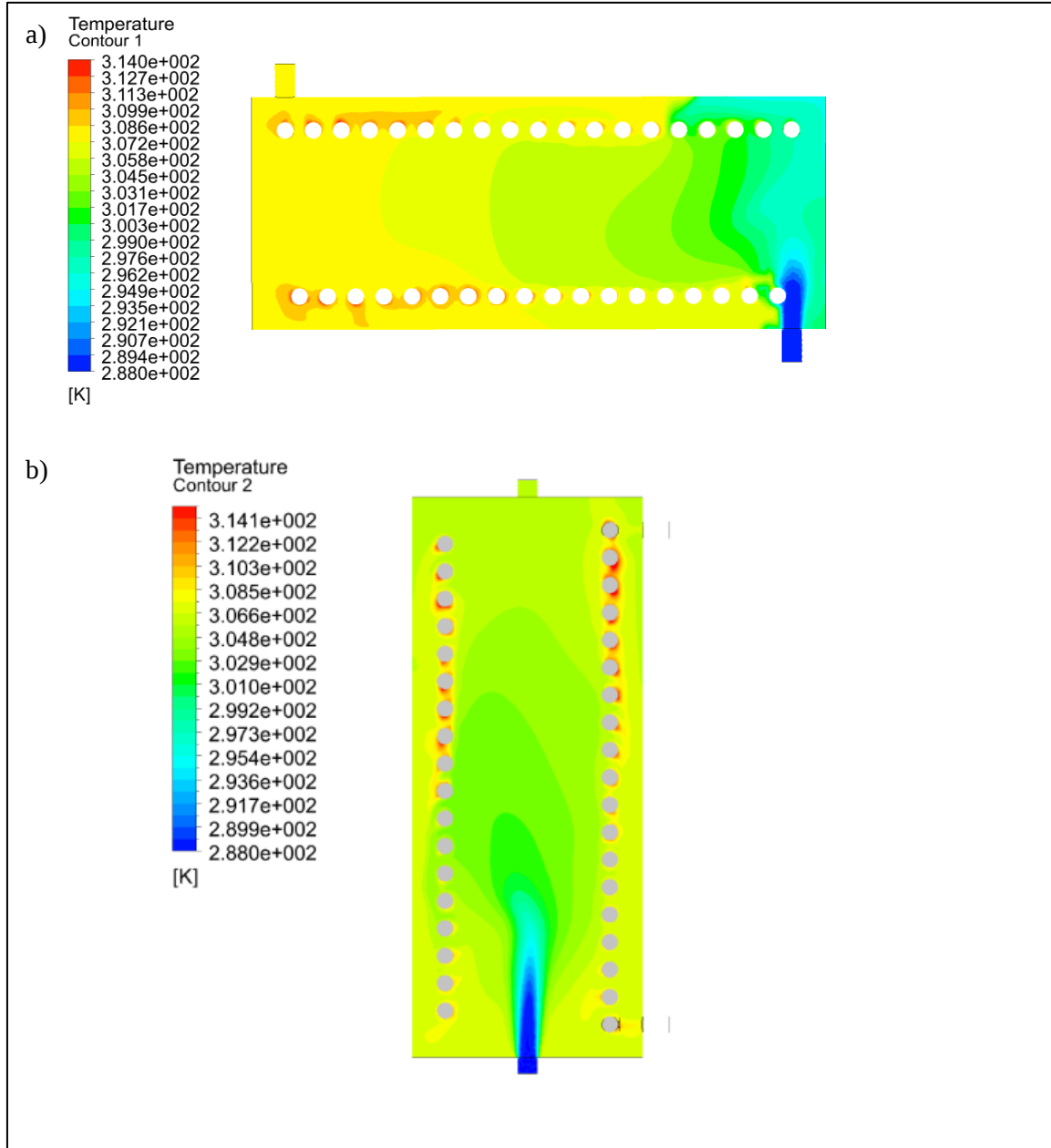
Sarmal boru tarafındaki sıcak akışkanın sıcaklık dağılımı Resim 5.4'te gösterildiği gibidir.



Resim 5.4. a) Yatay GHSBID ve b) Dikey GHSBID sarmal boru tarafındaki sıcak akışkanın sıcaklık dağılımı (Her iki taraf 3 l/dk debide iken, Akışkan: Su)

Resim 5.4 incelendiğinde yatay ısı değiştiricide çıkış sıcaklığının daha düşük olduğu, yatay tasarımın daha iyi ısı transferi sağladığı anlaşılmaktadır.

Resim 5.5'te ise yatay ve dikey ısı değiştiricilerin gövde tarafında alınan dikey kesitteki düzlem üzerinden soğuk akışkan sıcaklık dağılımı gösterilmektedir.

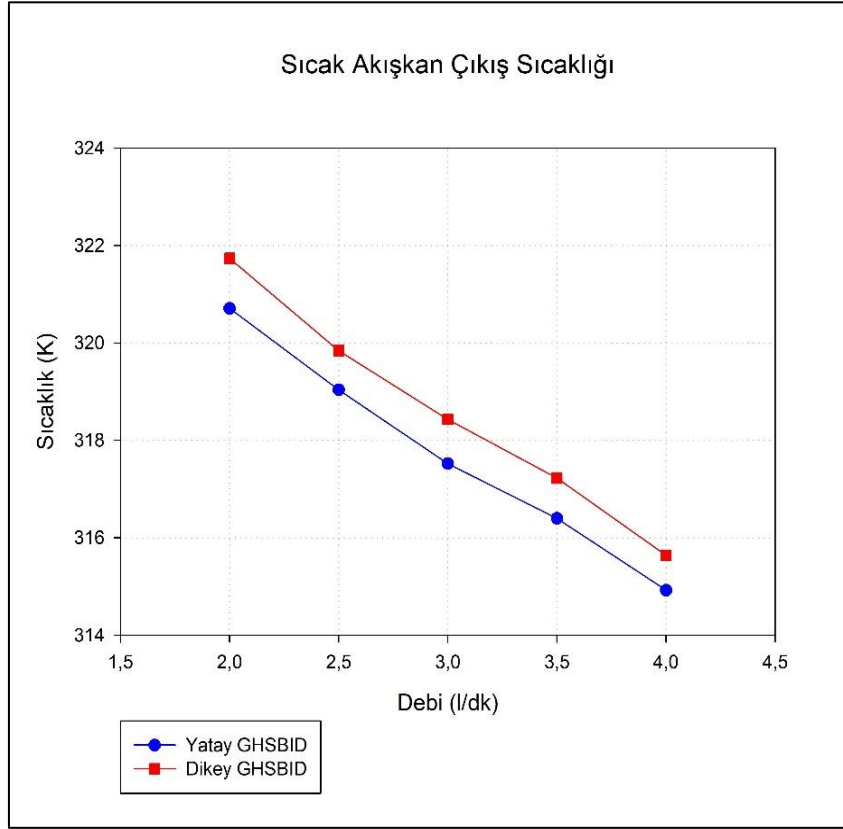


Resim 5.5. a) Yatay ve b) Dikey GHSBID'nin gövde tarafında alınan dikey kesit düzlemindeki soğuk akışkanın sıcaklık dağılımı (Her iki taraf 3 l/dk debide iken, Akışkan: Su)

Benzer şekilde, Resim 5.5'ten de anlaşılacağı üzere yatay ısı değiştiricide gövde tarafındaki akışkanın geneli dikey olana göre daha yüksek sıcaklıklara ulaşmaktadır. Bu durum da yatay ısı değiştiricide daha etkin bir ısı transferi olduğunu göstermektedir.

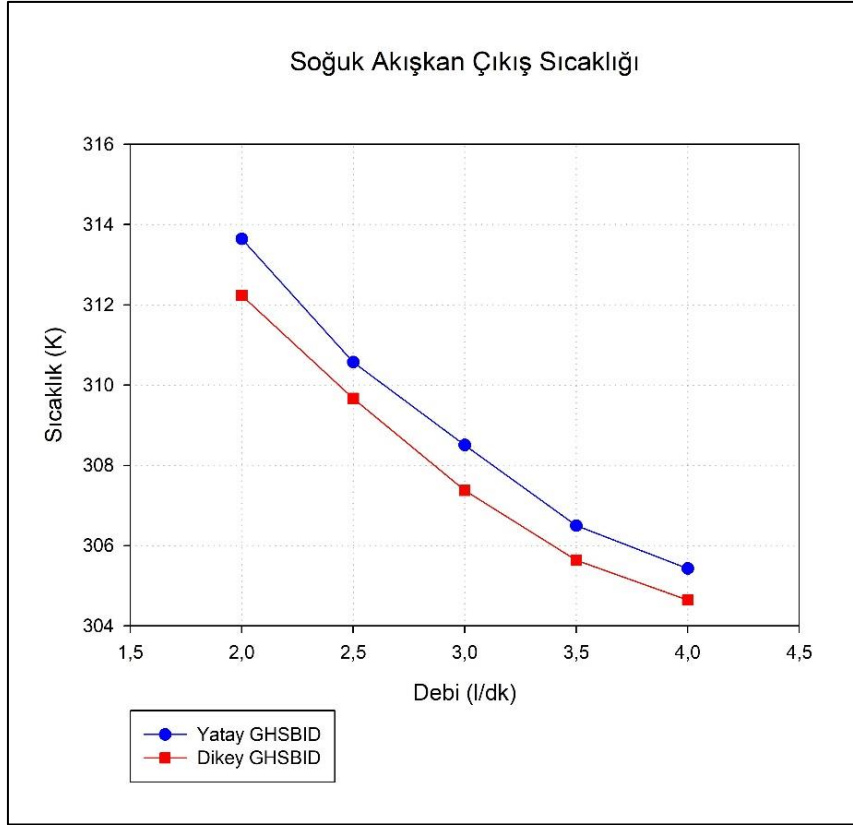
Şekil 5.3'te ısı değiştiriciye 338 K sıcaklıkla giren sıcak akışkanın çıkış sıcaklığının soğuk akışkan debisine göre değişimi gösterilmektedir. Buna göre yatay ısı değiştiricide dikey ısı

değiştiriciye göre ortalama 0,85 K civarında daha düşük sıcak akışkan çıkış sıcaklıkları elde edilebileceği görölmüştür.



Şekil 5.3. Yatay ve Dikey GHSBID’de sıcak akışkan çıkış sıcaklıkları (Akışkan: Su)

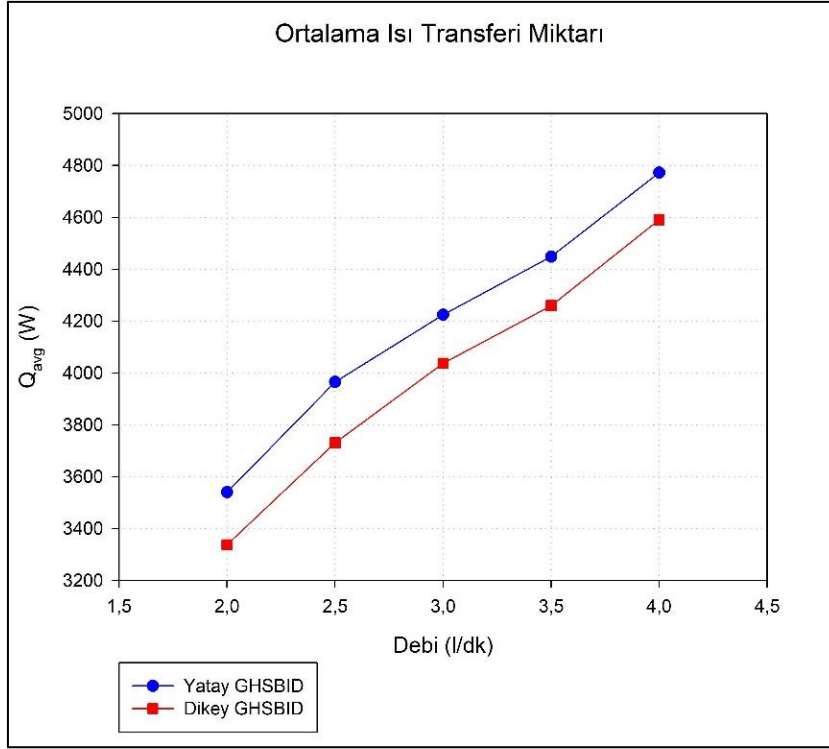
Şekil 5.4’te ise ısı değiştiriciye 288 K sıcaklıkta giren soğuk akışkanın çıkış sıcaklığının soğuk akışkan debisine göre değişimi gösterilmektedir. Buna göre yatay ısı değiştiricide dikey ısı değiştiriciye göre ortalama 1 K civarında daha yüksek soğuk akışkan çıkış sıcaklıkları elde edilebileceği görölmektedir.



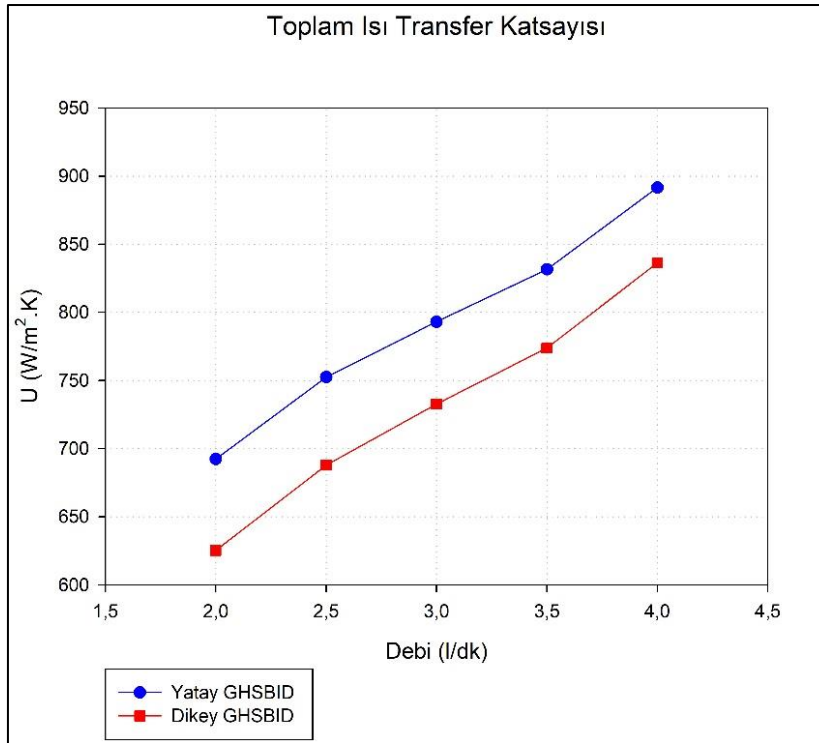
Şekil 5.4. Yatay ve Dikey GHSBID’de soğuk akışkan çıkış sıcaklıkları (Akışkan: Su)

Şekil 5.5’te ise simülasyonlardan elde edilen çıkış sıcaklıklarıyla hesaplanan ortalama ısı transferi miktarlarının soğuk akışkan debisine göre değişimi gösterilmektedir. Yapılan hesaplamalara göre ısı değiştiricilerde 3200 W – 4800 W aralığında ısı transferi gerçekleşmektedir. Yatay ısı değiştiricide daha yüksek miktarlarda (ortalama 198,9 W daha fazla) ısı transferi gerçekleştiği hesaplanmıştır.

Şekil 5.6’da da benzer şekilde bu çıkış sıcaklıklarını dikkate alarak hesaplanan toplam ısı transfer katsayısı değerleri görülmektedir. Hesaplanan değerler 625-890 W/m².K aralığında olup, toplam ısı transfer katsayılarına göre de yatay ısı değiştiricinin daha iyi sonuçlar verdiği görülmüştür.



Şekil 5.5. Yatay ve Dikey GHSBID hesaplanan ısı transferi miktarları (Akışkan: Su)



Şekil 5.6. Yatay ve Dikey GHSBID için hesaplanan toplam ısı transfer katsayıları (Akışkan: Su)

Yapılan ilk simülasyonlarda ısı değiştirici içindeki akım çizgileri incelendiğinde, ortaya çıkan farkın tasarımsal olabileceği değerlendirilse de, elde edilen sonuçlara göre yatay gövde helis sarmal borulu ısı değiştiricinin dikey olana göre daha iyi performans verdiği anlaşılmıştır.

5.2. Gövde Helis Sarmal Borulu Isı Değiştiricilerde $\text{Al}_2\text{O}_3\text{-TiO}_2/\text{Su}$ Hibrit Nanoakışkan Kullanımının İncelenmesi

Tez çalışmasının ilk bölümünde yatay ve dikey olarak tasarlanan gövde helis sarmal borulu ısı değiştiricilerin simülasyonları akışkan olarak su seçilerek yapılmıştır. Literatürde farklı akışkanların farklı sistemlerde ısı performans artırıcı olarak kullanıldığı pek çok çalışma bulunmakta olup, bunların bir kısmı “Literatür Taraması” bölümünde verilmiştir. Bu noktadan yola çıkarak tez çalışması kapsamında da ısı performans artırıcı bir yöntem olarak farklı bir akışkanla simülasyonlar yapılması fikri oluşmuştur.

Tez çalışmasının bu bölümünde literatürde az çalışılmış bir hibrit nanoakışkan olan $\text{Al}_2\text{O}_3\text{-TiO}_2/\text{su}$ akışkanı seçilerek gövde helis sarmal borulu ısı değiştiricilerde kullanımı incelenmiştir. Söz konusu akışkanın termofiziksel özellikleri, tez danışmanının da içinde yer aldığı literatürde yer alan bir çalışmadan (Afshari ve diğerleri, 2022) alınmıştır. Bahsedilen çalışmada Al_2O_3 ve TiO_2 nanoparçacıkları kullanılarak $\text{Al}_2\text{O}_3\text{-TiO}_2/\text{su}$ hibrit nanoakışkanı elde edilmiştir. $\text{Al}_2\text{O}_3\text{-TiO}_2/\text{su}$ hibrit nanoakışkan, %1 (50:50) nanoparçacık oranı ile hazırlanmıştır. Ayrıca hibrit nanoakışkanın stabilitesini sağlamak için hazırlanan çözeltiye yüzey aktif madde ilave edilmiştir. Ortaya çıkan akışkanın termofiziksel özelliklerinin akredite bir laboratuvar da test edilerek belirlendiği ifade edilmiştir. Tez çalışmasının bu kısmında ANSYS Fluent programının malzemeler kısmında tanımlanarak kullanılan hibrit nanoakışkanın temel termofiziksel özellikleri Çizelge 5.4’te verildiği gibidir.

Çizelge 5.4. $\text{Al}_2\text{O}_3\text{-TiO}_2/\text{su}$ hibrit nanoakışkanın (%1) termofiziksel özellikleri (Afshari vd., 2022)

Parametre	Değer
Yoğunluk, ρ	1036 kg/m ³
Özgül Isı Kapasitesi, C_p	4030 J/kg.K
Viskozite, μ	0,76 mPa.s
Isı İletim Katsayısı, k	0,7 W/m.K

Bu kapsamda önceki bölümde belirlenen tasarım parametreleri ve simülasyon koşulları değiştirilmeden farklı bir akışkan ile simülasyonlar gerçekleştirilmiş, sonuçlar su kullanılarak elde edilen sonuçlarla karşılaştırılarak rapor edilmiştir. Yapılan simülasyonlarda yine sarmal boruda dolaşan sıcak akışkanın su olduğu, debisinin 3 l/dk olarak sabit olduğu; gövde tarafında dolaşan soğuk akışkanın ise hibrit nanoakışkan olduğu varsayılmıştır. Elde edilen sonuçların, su ile elde edilen sonuçlarla karşılaştırılması için oluşturulan simülasyon matrisi Çizelge 5.5'te verildiği gibidir.

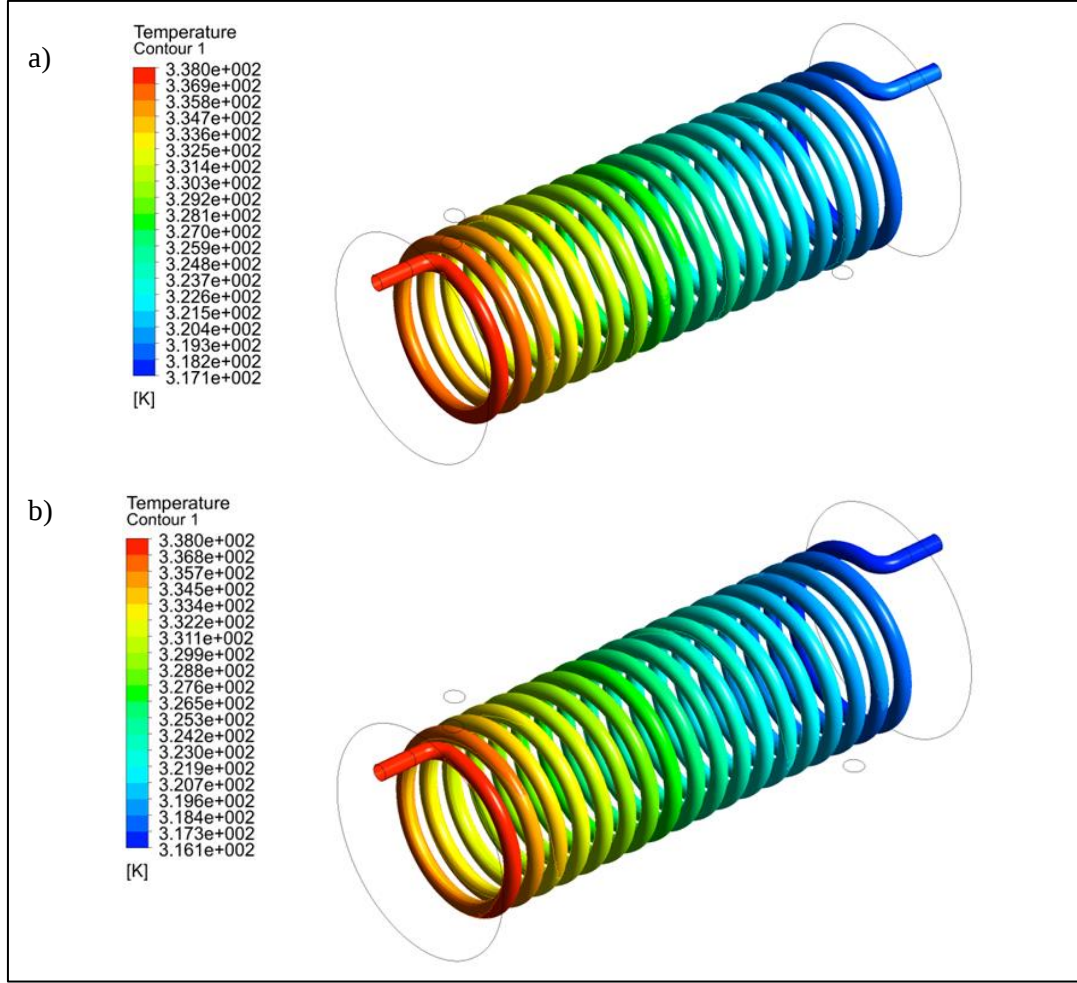
Çizelge 5.5. Yatay ve Dikey GHSBID'lerde $\text{Al}_2\text{O}_3\text{-TiO}_2/\text{su}$ hibrit nanoakışkan kullanımının incelenmesi için oluşturulan simülasyon matrisi

		Dikey GHSBID		Yatay GHSBID	
Gövde Tarafları	Akışkan	Su	$\text{Al}_2\text{O}_3\text{-TiO}_2/\text{su}$	Su	$\text{Al}_2\text{O}_3\text{-TiO}_2/\text{su}$
	Debi (l/dk)	2 / 2.5 / 3 / 3.5 / 4	2 / 2.5 / 3 / 3.5 / 4	2 / 2.5 / 3 / 3.5 / 4	2 / 2.5 / 3 / 3.5 / 4
	$T_{\text{cold,in}}$ (K)	288	288	288	288
Sarmal Boru Tarafları	Akışkan	Su	Su	Su	Su
	Debi (l/dk)	3	3	3	3
	$T_{\text{hot,in}}$ (K)	338	338	338	338

5.2.1. Simülasyon sonuçları

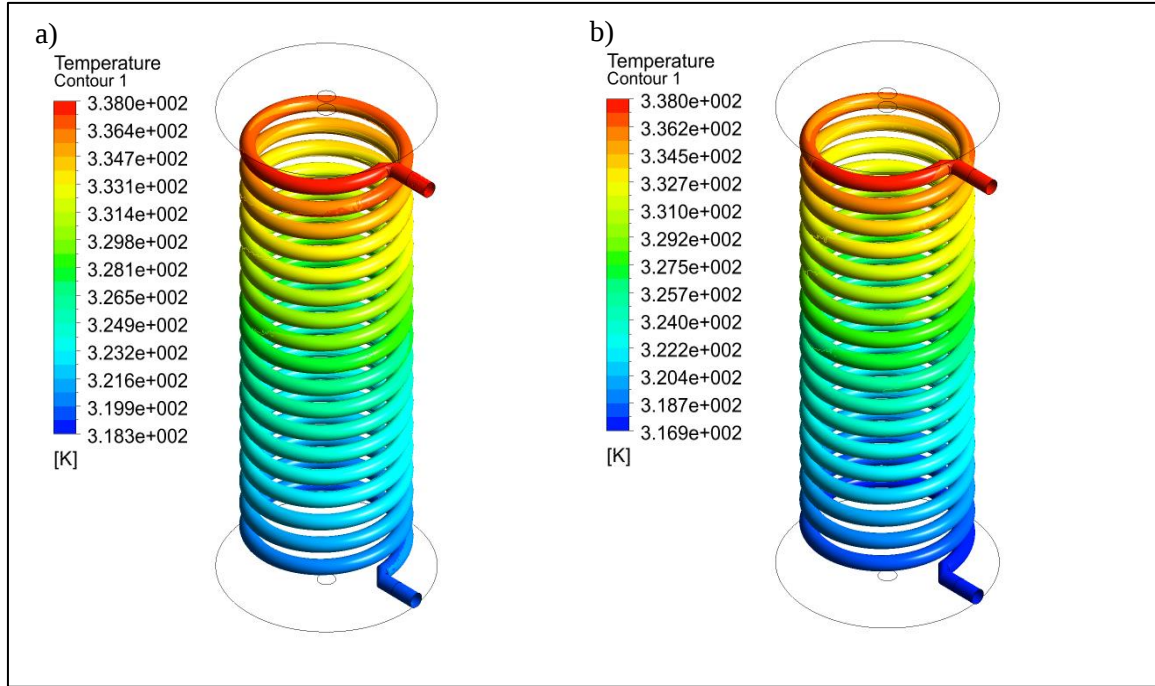
Simülasyonlar Çizelge 5.5'te verilen sınır şartları ve koşullarla bu defa $\text{Al}_2\text{O}_3\text{-TiO}_2/\text{su}$ hibrit nanoakışkanla gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlar önceki analizlerde su ile elde edilenlerle birleştirilerek sunulmuştur. Akım çizgileri ise önceki bölümde verildiği gibi olup bu noktada bir farklılık yoktur.

Resim 5.6'da yatay GHSBID'de gövde tarafında su ve $\text{Al}_2\text{O}_3\text{-TiO}_2/\text{su}$ hibrit nanoakışkan kullanıldığı durumlarda sarmal boru tarafındaki sıcak akışkanın sıcaklık dağılımının kıyaslaması gösterilmektedir. Hibrit nanoakışkanın ısıl iletkenlik katsayısının yüksek olması nedeniyle daha etkin bir şekilde sıcak akışkanda soğutma sağladığı görülmektedir. Sıcaklık konturları incelendiğinde nanoakışkanla yapılan simülasyonda, sarmal borudaki sıcak akışkanın sıcaktan soğuğa; kırmızıdan maviye geçişinin daha hızlı olduğu görülmektedir.



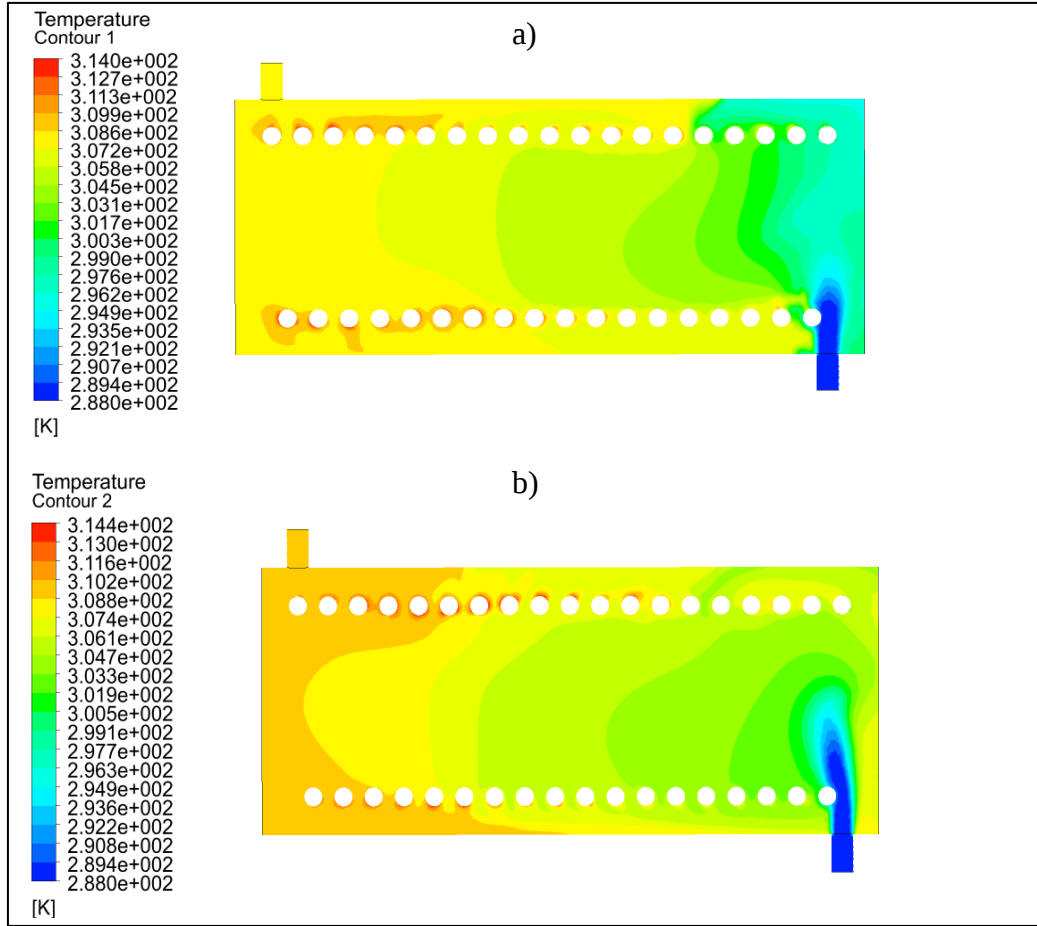
Resim 5.6. Yatay GHSBID’de a) su ve b) nanoakışkan kullanımı ile sarmal boru tarafındaki sıcak akışkanın sıcaklık dağılımı (Her iki taraf 3 l/dk debide iken)

Resim 5.7’de ise dikey GHSBID’de gövde tarafında su ve $\text{Al}_2\text{O}_3\text{-TiO}_2/\text{su}$ hibrit nanoakışkan kullanıldığı durumlarda sarmal boru tarafındaki sıcak akışkanın sıcaklık dağılımının kıyaslaması gösterilmektedir. Benzer şekilde burada da nanoakışkan kullanımı ile daha yüksek ısı transferi gerçekleştiği ve konturların nanoakışkan kullanımı ile daha düşük sıcaklıklara daha kısa sürede ulaştığı görülmektedir.



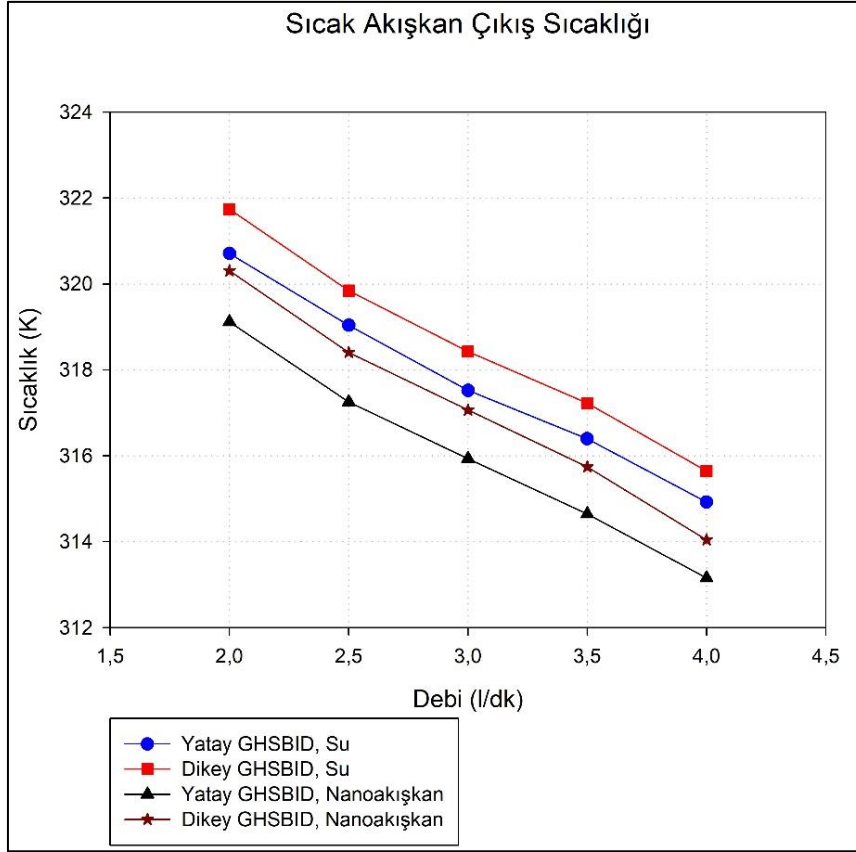
Resim 5.7. Dikey GHSBID’de a) su ile ve b) nanoakışkan ile sarmal boru tarafındaki sıcak akışkanın sıcaklık dağılımı (Her iki taraf 3 l/dk debide iken)

Resim 5.8, yatay GHSBID’de gövde tarafında su ve $\text{Al}_2\text{O}_3\text{-TiO}_2/\text{su}$ hibrit nanoakışkanı kullanılması halinde gövde tarafındaki sıcaklık dağılımını göstermektedir. Bunun için gövdede orta kesitte bir düzlem alınarak buradaki sıcaklık dağılımı gösterilmiştir. Şekil incelendiğinde hibrit nanoakışkan kullanımının ısı transferi ve dolayısıyla sıcaklık dağılımı üzerinde kayda değer bir etkisi olduğu açıkça görülebilmektedir. Sarmal borudaki sıcaklık konturlarına uyumlu olarak, gövde tarafında nanoakışkan kullanımı halinde suya göre daha yüksek sıcaklıklara daha kısa sürede varıldığı görülmektedir.



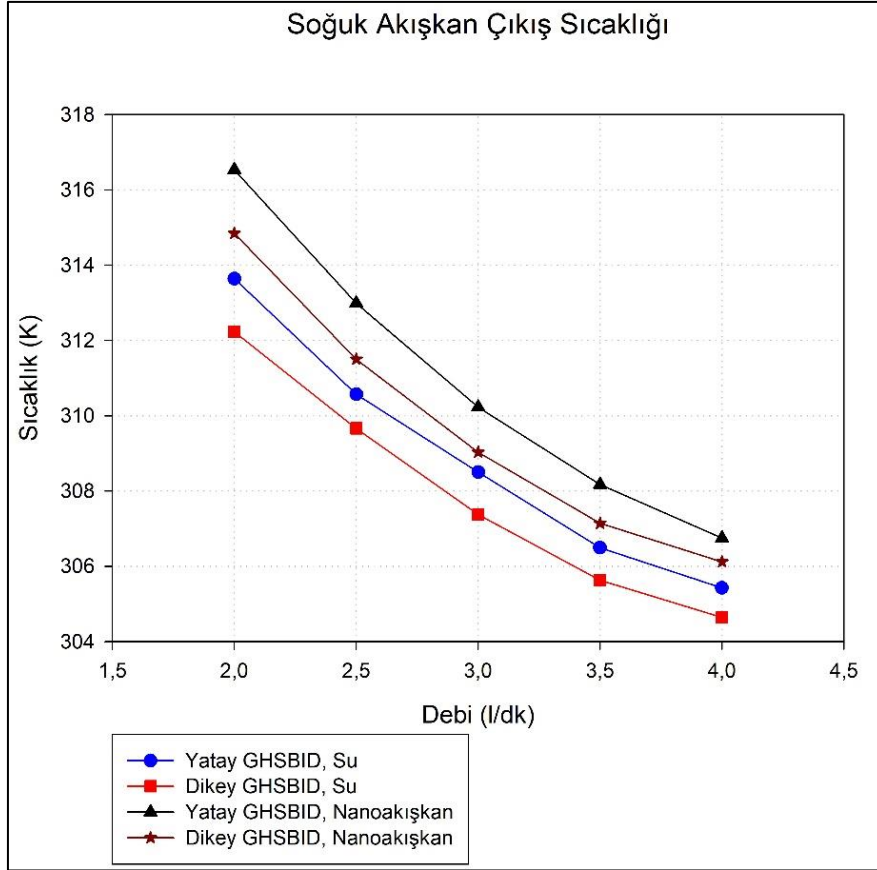
Resim 5.8. Yatay GHSBID’de a) su ve b) nanoakışkan kullanımı ile gövde tarafında alınan dikey kesit düzlemindeki soğuk akışkanın sıcaklık dağılımı (Her iki taraf 3 l/dk debide iken)

Şekil 5.7, yatay ve dikey ısı değiştiricide su ve hibrit nanoakışkan kullanımı ile elde edilen sıcak akışkan çıkış sıcaklıklarını göstermektedir. Buna göre her iki ısı değiştiricide de gövde tarafında hibrit nanoakışkan kullanımı ile su kullanımına göre daha düşük sıcak akışkan çıkış sıcaklıkları elde edilmiştir. Su ile yapılan analizlerde olduğu gibi yatay ısı değiştirici nanoakışkan kullanımı halinde de dikey tasarımdan daha iyi sonuç vermiştir. En iyi performans gösteren tasarımın hibrit nanoakışkan ile yatay GHSBID olduğu, en kötü olan ise su ile dikey GHSBID olduğu görülmektedir. Gövde tarafında hibrit nanoakışkan kullanımı ile yatay GHSBID’de ortalama 1,69 K; dikey GHSBID’de ortalama 1,46 K daha düşük çıkış sıcaklıkları elde edilmiştir.



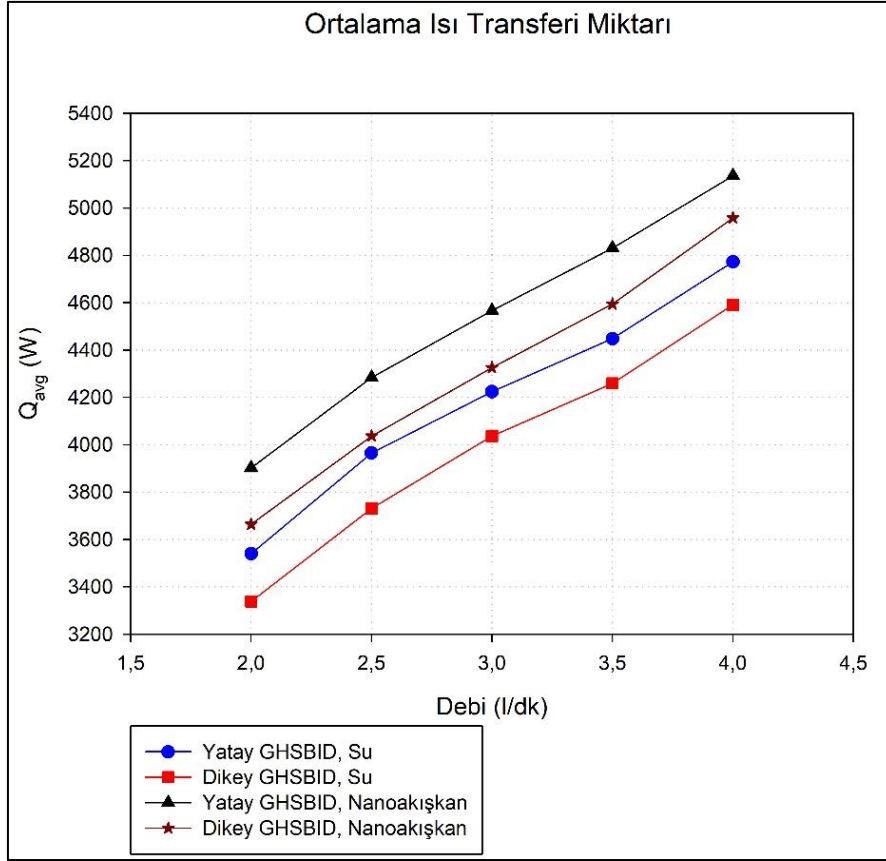
Şekil 5.7. Yatay ve Dikey GHSBID’lerde su ve $\text{Al}_2\text{O}_3\text{-TiO}_2/\text{su}$ hibrit nanoakışkan ile elde edilen sıcak akışkan çıkış sıcaklıkları

Şekil 5.8 ise yatay ve dikey ısı değiştiricide su ve $\text{Al}_2\text{O}_3\text{-TiO}_2/\text{su}$ hibrit nanoakışkan kullanımı ile elde edilen soğuk akışkan çıkış sıcaklıklarını göstermektedir. Buna göre her iki ısı değiştiricide de gövde tarafında hibrit nanoakışkan kullanımı ile su kullanımına göre daha yüksek soğuk akışkan çıkış sıcaklıkları elde edilmiştir. Buradan hareketle hibrit nanoakışkanın daha fazla ısı transferi sağladığı, sarmal borudan daha fazla ısı çektiği sonucuna varılabilir. Soğuk akışkan çıkış sıcaklıkları açısından da en iyi performans gösteren tasarımın hibrit nanoakışkan ile yatay GHSBID olduğu, en kötü olanın ise su ile dikey GHSBID olduğu görülmektedir. Gövde tarafında hibrit nanoakışkan kullanımı ile yatay GHSBID’de ortalama 2,0 K; dikey GHSBID’de ortalama 1,81 K daha yüksek çıkış sıcaklıkları elde edilmiştir.



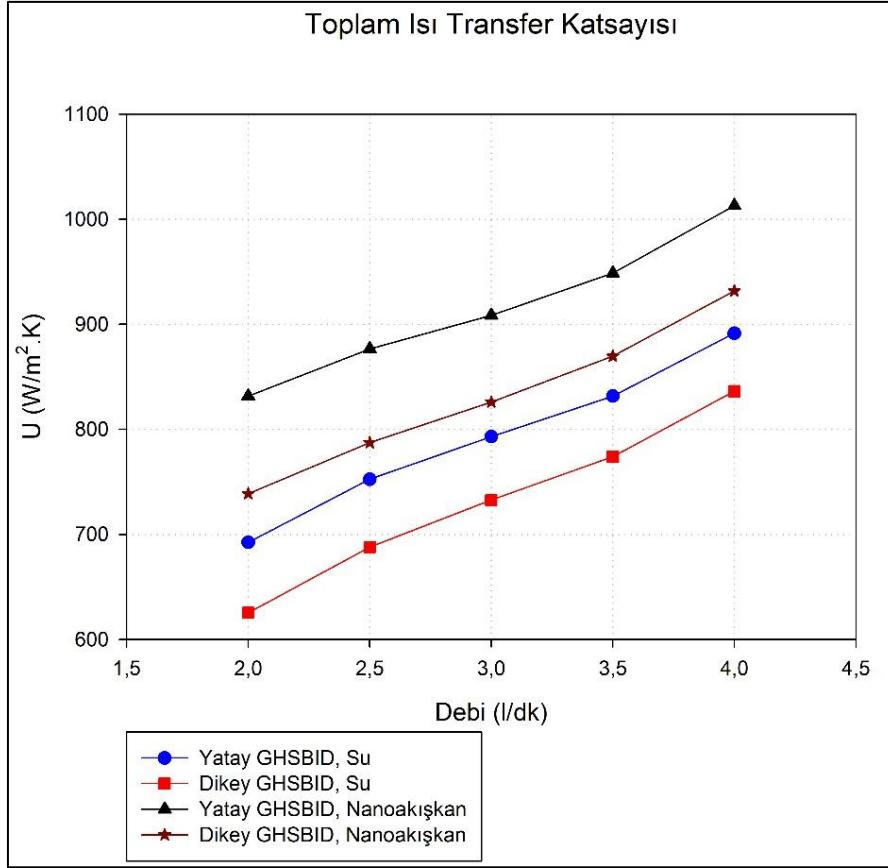
Şekil 5.8. Yatay ve Dikey GHSBID’lerde su ve $\text{Al}_2\text{O}_3\text{-TiO}_2/\text{su}$ hibrit nanoakışkan ile elde edilen soğuk akışkan çıkış sıcaklıkları

Şekil 5.9’da ise simülasyonlardan elde edilen çıkış sıcaklıklarıyla hesaplanan ortalama ısı transferi miktarlarının kıyaslaması gösterilmektedir. En iyi performans gösteren durum olan, yatay GHSBID’de hibrit nanoakışkan kullanımı ile hesaplanan ortalama ısı transferi miktarları 3868 W (2 l/dk) ile 5126 W (4 l/dk) arasında olmuştur. En kötü performans gösteren dikey GHSBID’de su kullanımı durumu halinde ise bu değerler 3337 ile 4721 W arasında olmuştur. Yapılan hesaplamalara göre yatay GHSBID’de gövde tarafında $\text{Al}_2\text{O}_3\text{-TiO}_2/\text{su}$ hibrit nanoakışkan kullanımı ile ortalama ısı transferi miktarlarında suya göre ortalama % 8,5 artış oluşmuştur. Bu değer dikey GHSBID’de % 8,19 olarak hesaplanmıştır. Tuncer vd. (2021a) yeni bir GHSBID tipini test etmiş ve 2000-4600 W aralığında ısı transfer miktarları elde etmiştir. Başka bir çalışmada, Tuncer vd. (2021b), GHSBID'nin performansını kanatçıklar ekleyerek iyileştirmeye çalışmış ve 1940-5180 W aralığında ısı transfer miktarları elde etmiştir. Sonuçlara bakıldığında, elde edilen sonuçların literatürdeki bu benzer çalışmalarla uyumlu olduğu görülmektedir.



Şekil 5.9. Yatay ve Dikey GHSBID’lerde su ve $\text{Al}_2\text{O}_3\text{-TiO}_2/\text{su}$ hibrit nanoakışkanı ile elde edilen ortalama ısı transferi miktarları

Son olarak Şekil 5.10’da, hesaplanan Toplam Isı Transfer Katsayılarının (U) kıyaslaması gösterilmektedir. En iyi performans gösteren durum olan, yatay GHSBID’de hibrit nanoakışkan kullanımı ile hesaplanan toplam ısı transfer katsayıları $831,67 \text{ W/m}^2.\text{K}$ (2 l/dk) ile $1012,91 \text{ W/m}^2.\text{K}$ (4 l/dk) aralığında olmuştur. En kötü performans gösteren dikey GHSBID’de su kullanımı durumu halinde ise bu değerler $625,31$ ile $836,37 \text{ W/m}^2.\text{K}$ arasında olmuştur. Yapılan hesaplamalara göre yatay GHSBID’de gövde tarafında $\text{Al}_2\text{O}_3\text{-TiO}_2/\text{su}$ hibrit nanoakışkan kullanımı ile toplam ısı transfer katsayılarında suya göre ortalama % 16,5 artış oluşmuştur. Bu değer dikey GHSBID’de % 14,5 olarak hesaplanmıştır.



Şekil 5.10. Yatay ve Dikey GHSBID’lerde su ve $\text{Al}_2\text{O}_3\text{-TiO}_2/\text{su}$ hibrit nanoakışkanı ile elde edilen toplam ısı transfer katsayıları

Yapılan bu çalışma ile gövde helis borulu ısı değiştiricilerde $\text{Al}_2\text{O}_3\text{-TiO}_2/\text{su}$ hibrit nanoakışkanı kullanımı ile daha iyi çıkış sıcaklıkları elde edilebileceği, daha fazla ısı transferi ve toplam ısı transfer katsayıları elde edilebileceği simülasyonlarla gösterilmiştir. Öte yandan nanoakışkanların çökelme, sedimentasyon ve stabilite sorunları olduğu bilinmektedir ve uygulamada bu gibi sorunlar nedeniyle beklenen performansı her zaman veremeyeceği de değerlendirilmektedir.

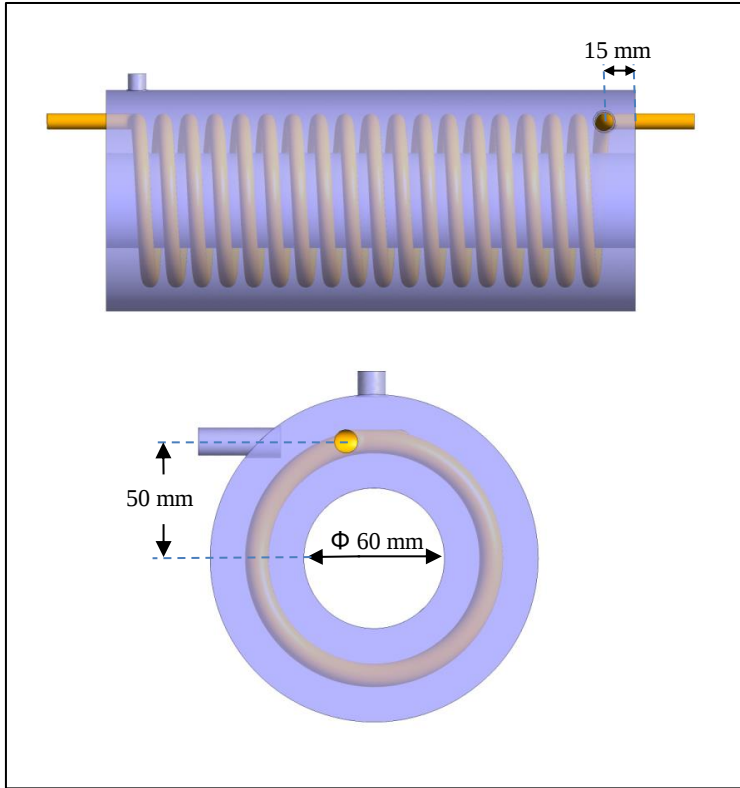
Bölüm 5.1 ve 5.2’de elde edilen bu sonuçlar, yatay GHSBID’nin dikey GHSBID’ye göre daha iyi performans gösterdiğini işaret etmiştir. Bu nedenle bu bölümden sonraki çalışmalarda yatay ısı değiştirici üzerinden modifikasyonlar yapılarak farklı ısı değiştiriciler elde edilerek incelenmiştir.

5.3. Yandan Girişli Ortası Boş Gövde Helis Sarmal Borulu Isı Değiştiricinin İncelenmesi

Literatürde gövde helis borulu ısı değiştiricilerin farklı tasarımlarına rastlanmaktadır. Orta kısmında boylu boyunca bir dairesel boşluk olan gövde helis borulu ısı değiştiriciler, bu tasarımlardan birisidir. Eş merkezli farklı çaptaki iki silindirin arasında kalan bölge ısı değiştiricinin gövde kısmını teşkil ederken, bu ara bölgeye sarmal boru yerleştirilerek ısı değiştirici oluşturulmaktadır.

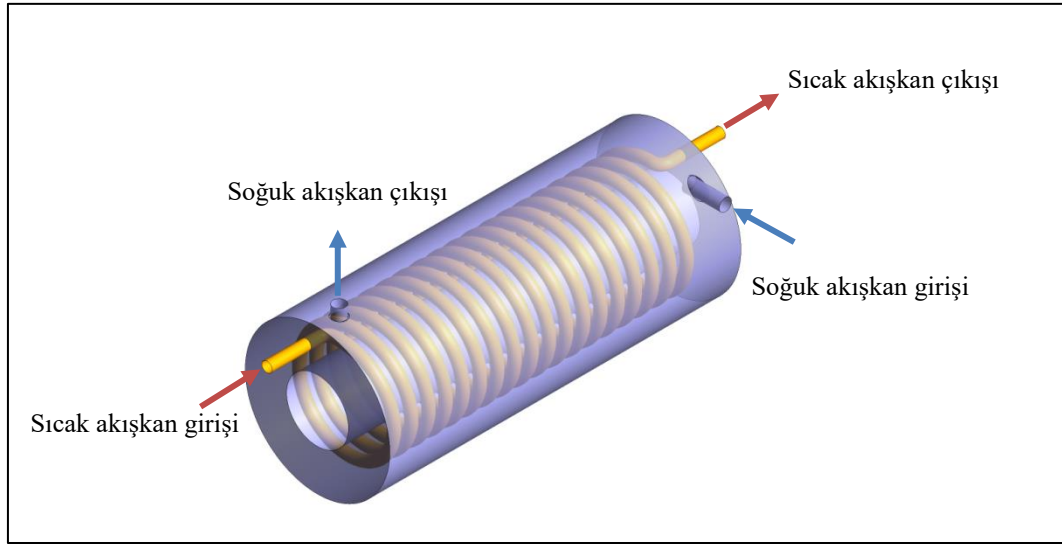
5.3.1.Tasarım

Tez çalışması kapsamında farklı model ve akış konfigürasyonlarının denenmesi amacıyla dikey GHSBID'den daha iyi performans gösterdiği anlaşılan yatay GHSBID üzerinde modifikasyonlar yapılmıştır. Bu bölümde ele alınan GHSBID'de, Bölüm 5.1 de incelenen yatay GHSBID üzerinde, diğer tüm ölçüleri aynı kalmak kaydıyla, Resim 5.9'da gösterilen modifikasyonlar yapılmıştır.



Resim 5.9. Yandan girişli ortası boş GHSBID'nin eldesi için yatay GHSBID'de yapılan geometrik modifikasyon

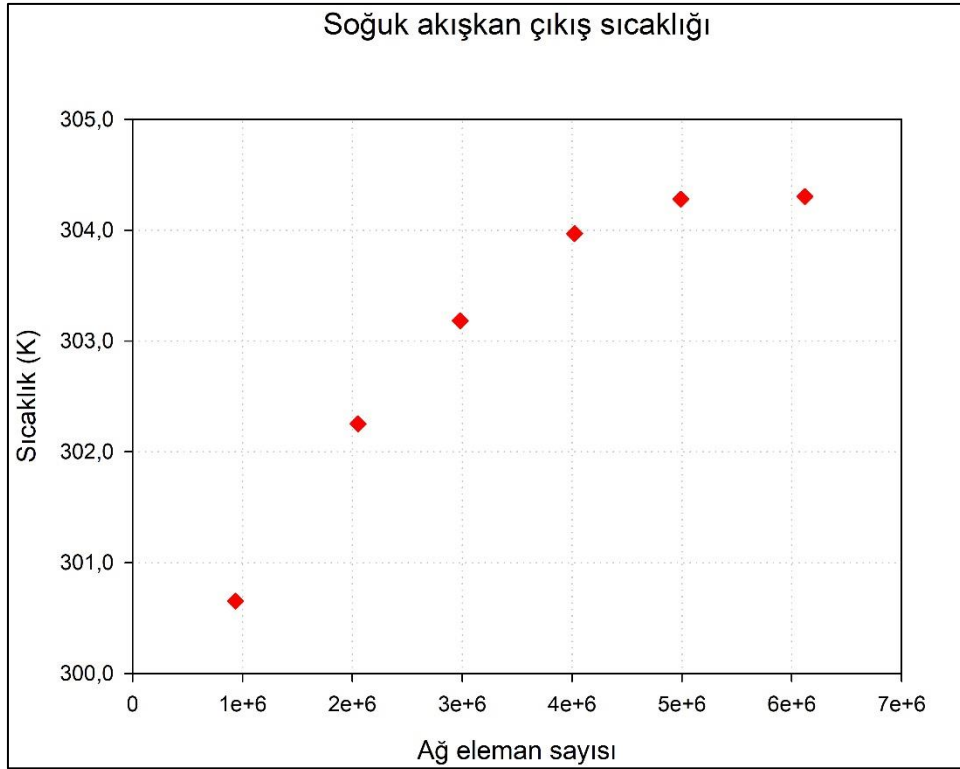
Yapılan modifikasyon sonucu ortaya çıkan ısı değıştirci ve akış konfigürasyonları Resim 5.10'daki gibidir. Soğuk akışkan girişı sarmal borunun dönme çapı (100 mm) gözetilerek orijinden 50 mm yukarıda ve zemine paralel olarak tasarlanmıştır. Bu konfigürasyon ile literatürde yer almayan bir model elde edilmiştir. Isı değıştirciye giriş yapan sıcak akışkan sağ helis olarak tasarlanan sarmal boru boyunca ilerlerken, yapılan yandan giriş modifikasyonu ile soğuk akışkanın da buna ters bir yol izleyerek gövde boyunca ilerlemesinin taşınımıyla olan ısı transferini, dolayısıyla toplam ısı transferini arttırabileceği öngörüsü ile bu model oluşturulmuştur. Oluşturulan model Bölüm 3.1 ve 3.2 de kullanılan aynı sınır şartları ile incelenmiştir.



Resim 5.10. Yandan girişli ortası boş GHSBID'nin katı modeli ve akış konfigürasyonları

5.3.2. Çözüm ağının oluşturulması

Tez çalışmasında yandan girişli ortası boş gövde-helis sarmal borulu ısı değıştircilerin hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizini yapmak için optimal ağ yapısını elde etmek üzere, çeşitli ağ yapıları ile ön simülasyonlar yapılarak çözüm ağından bağımsızlık analizleri gerçekleştirilmiştir. Bu kapsamda, artan ağ elemanı sayısı ile çıkış sıcaklıkları arasındaki ilişki gözlemlenmiştir. Ağdan bağımsızlık analizi çalışmasının sonuçları Şekil 5.11'de gösterilmiştir. Buna göre 4,5 milyon elemandan sonra çıkış sıcaklıklarındaki değışim kaybolmaktadır. Bu değerin üstünde eleman sayısında ve uygun kalite parametrelerine sahip çözüm ağları oluşturulması uygundur.



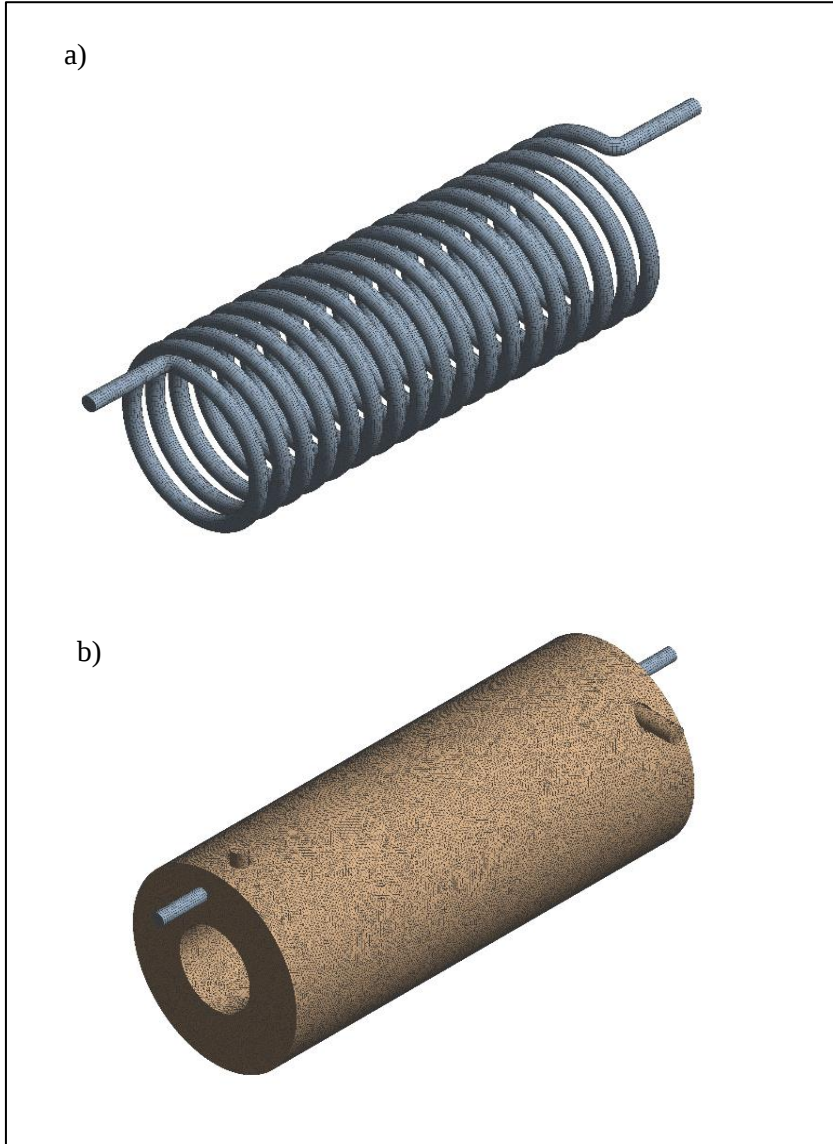
Şekil 5.11. Yandan girişli ortası boş GHSBID soğuk akışkan çıkış sıcaklığının ağ elemanı sayısına bağlı değişimi

Simülasyonlarda kullanılan ağ yapıları hakkında ayrıntılı sayısal bilgi Çizelge 5.6'da sunulmaktadır. Oluşturulan çözüm ağı yapısının çarpıklık ve en-boy oranı değerleri, oluşturulan ağların kalitesinin yeterince iyi olduğunu göstermektedir.

Çizelge 5.6. Yandan girişli ortası boş GHSBID'nin analizinde kullanılan çözüm ağı hakkında detaylı bilgi

Isı Değiştirici tipi	Ağ Elemanı Sayısı	Düğüm noktası sayısı	Maksimum Çarpıklık Değeri	Ortalama Çarpıklık Değeri	Maksimum En-boy oranı Değeri	Ortalama En-boy oranı Değeri
Yandan girişli ortası boş GHSBID	5 093 706	1 135 345	0,85	0,21	12,82	1,83

Çizelge 5.6'da verilen değerlerle oluşturulan çözüm ağı ve yapısına dair görseller Resim 5.11'de sunulmuştur.



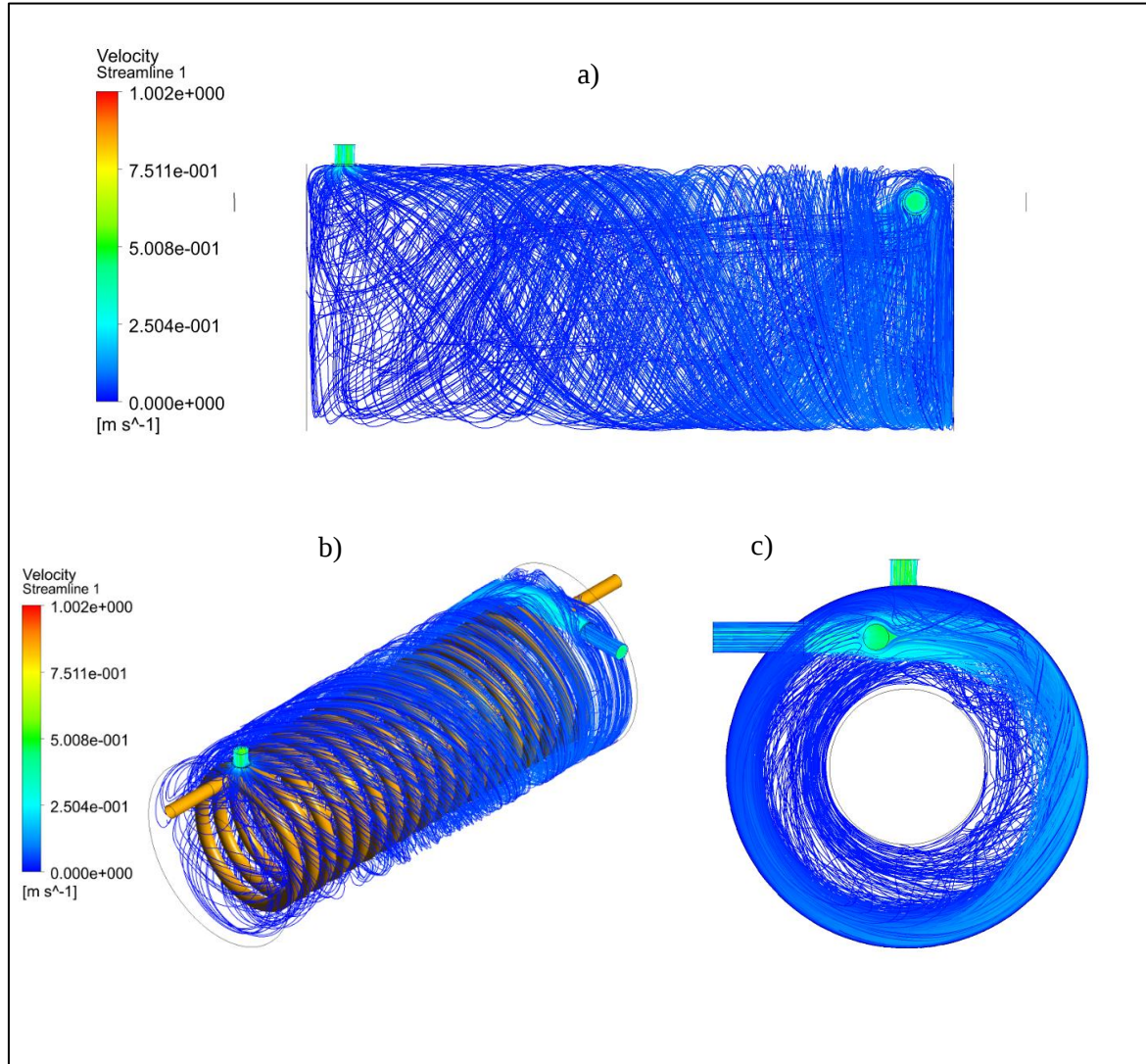
Resim 5.11. Yandan girişli ortası boş GHSBID için a) sarmal boruda b) tüm ısı değıştiricide oluşturulan çözüm ağına ait görseller

Oluşturulan bu çözüm ağı ile simülasyonlara geçilmiştir. Simülasyon ayarları ve sınır koşulları kıyaslama yapılabilmesi adına Bölüm 5.1'deki ile aynı tutulmuştur. Akışkan olarak sadece su kullanılmıştır. O nedenle bu bölümde ayrıca bir simülasyon matrisi verilmemiştir.

5.3.3. Simülasyon sonuçları

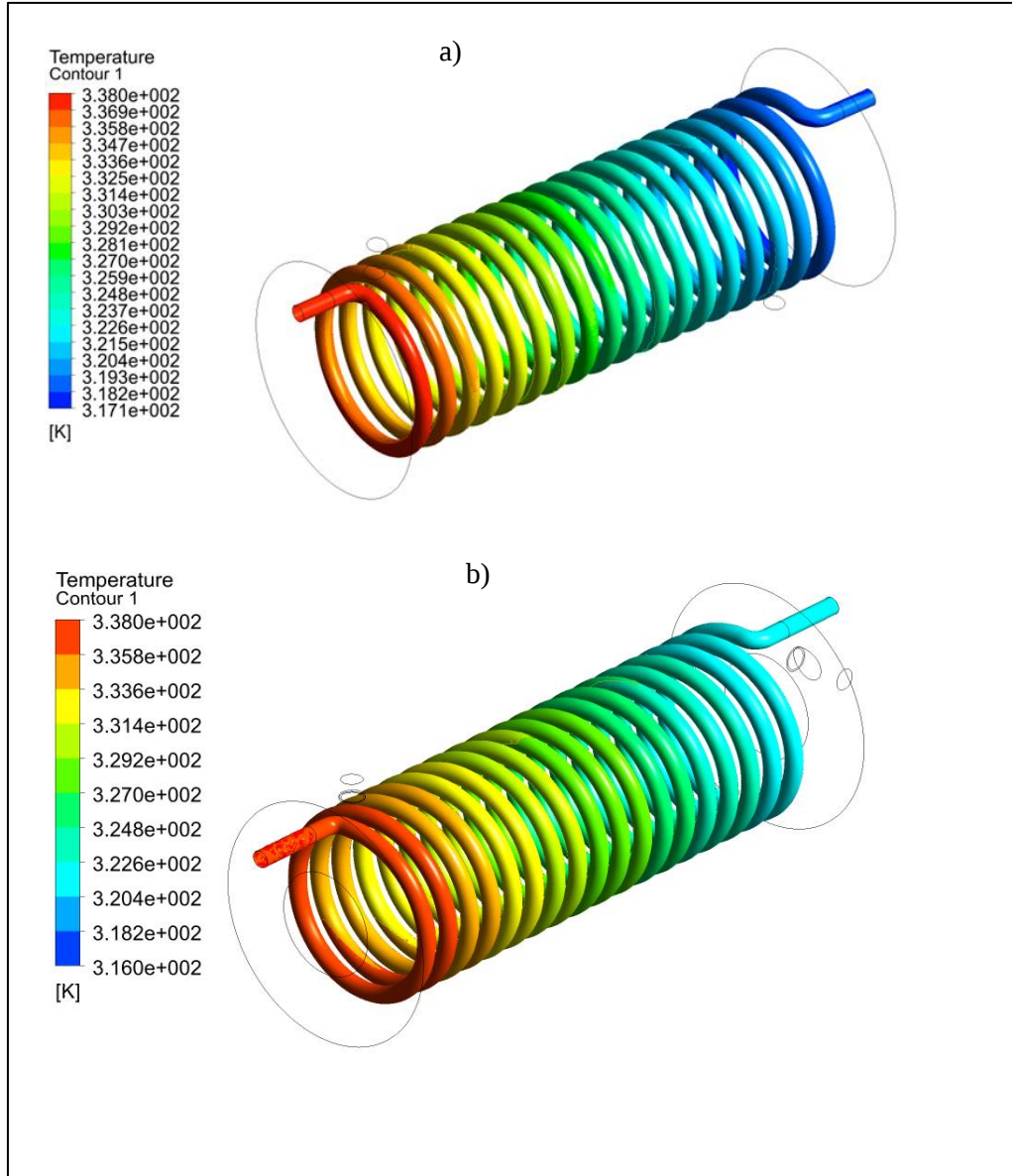
Yandan girişli ortası boş gövde helis sarmal boruya ait katı model ve çözüm ağı oluşturulduktan sonra, simülasyonlara geçilmiştir. Resim 5.12'de simülasyonlarda oluşan akım çizgileri görülmektedir.

Resim 5.12 incelendiğinde akım çizgilerinin beklendiği şekilde sarmal borunun tersi yönde dönen düzgün çizgiler halinde ilerlediği ve akış alanında türbülansa işaret eden çalkantıların önceki modellere kıyasla daha az olduğu söylenebilir.



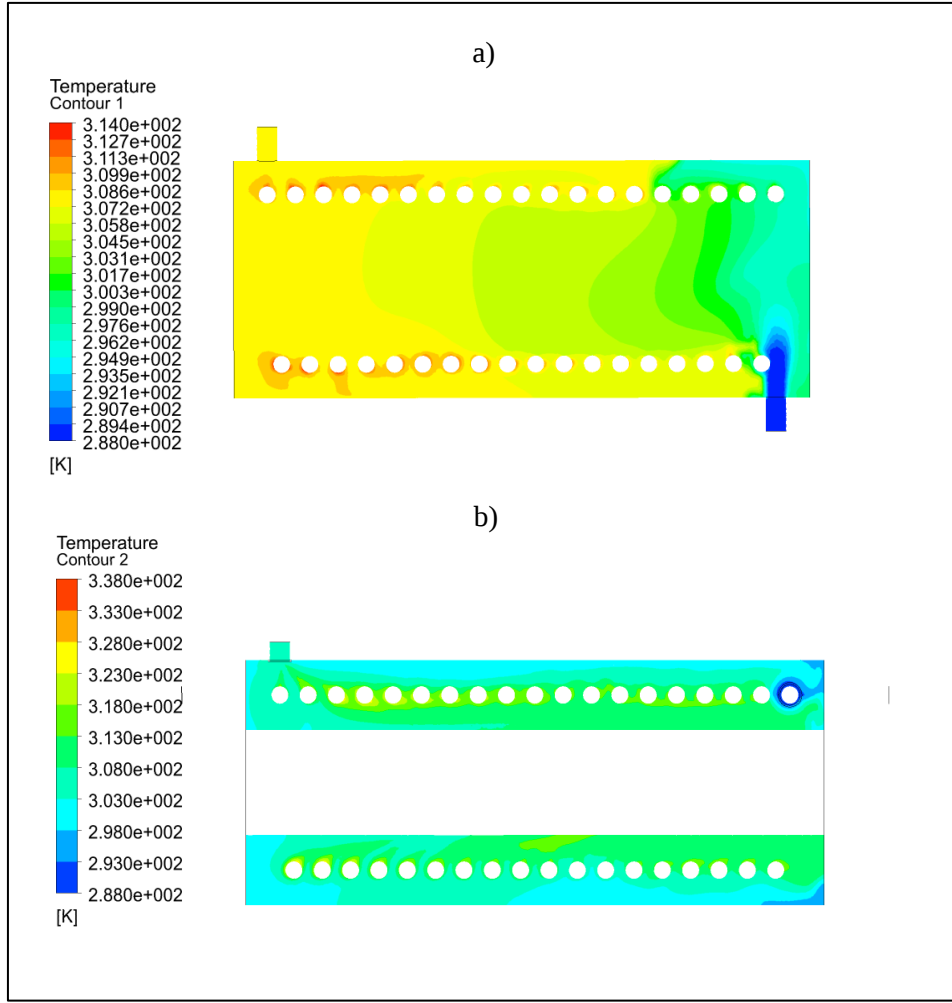
Resim 5.12. Yandan girişli ortası boş GHSBID akım çizgilerinin a) yandan b) izometrik c) karşıdan görünümü

Resim 5.13'te, Bölüm 5.1 de incelenen yatay GHSBID ile yandan girişli ortası boş GHSBID'nin sarmal boru tarafındaki sıcak akışkanın sıcaklık dağılımı görülmektedir. Kıyaslama yapılabilmesi için sıcaklık aralıkları yakın tutulmuştur. Resimden anlaşılabileceği üzere yandan girişli ortası boş GHSBID'de sıcak akışkan tarafında etkin bir soğutma olmadığı, daha yüksek çıkış sıcaklıkları olduğu anlaşılmaktadır.



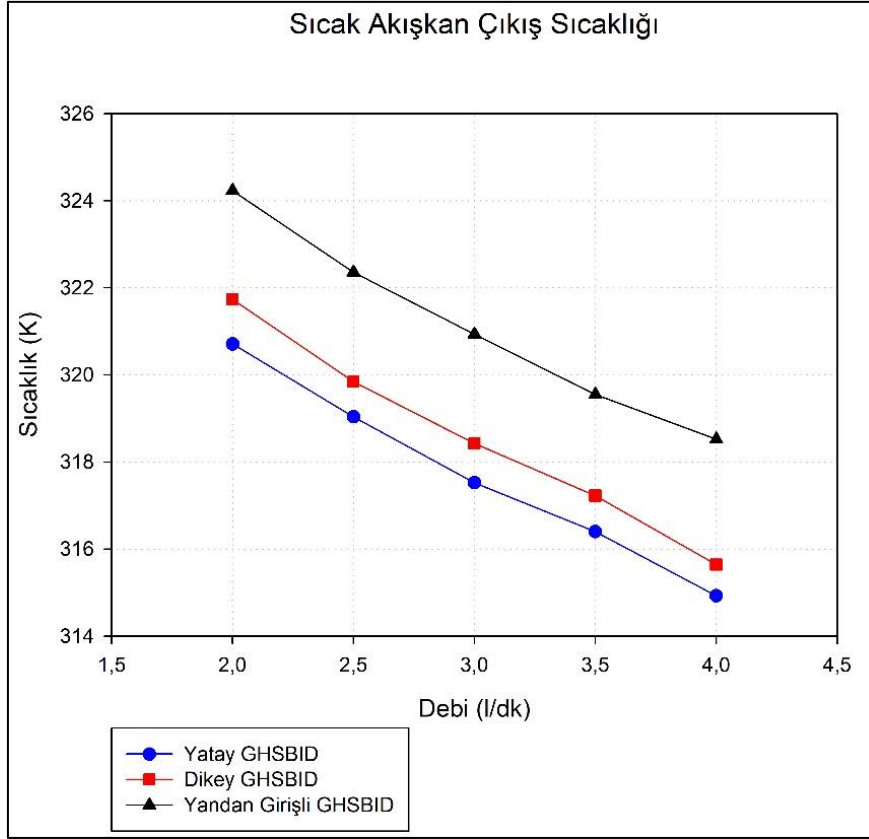
Resim 5.13. a) Yatay GHSBID ve b) yandan girişli ortası boş GHSBID’ de sarmal boru tarafındaki sıcak akışkan sıcaklık dağılımı (Her iki taraf 3 l/dk debide iken)

Benzer olarak Resim 5.14’te, Bölüm 5.1 de incelenen yatay GHSBID ile yandan girişli ortası boş GHSBID’nin gövde tarafında alınan dikey kesitteki düzlem üzerinden soğuk akışkan sıcaklık dağılımı gösterilmektedir. Sunulan görsellerden anlaşılabacağı üzere soğuk akışkandaki sıcaklık artışı da geleneksel yatay GHSBID de daha yüksek olmuştur.



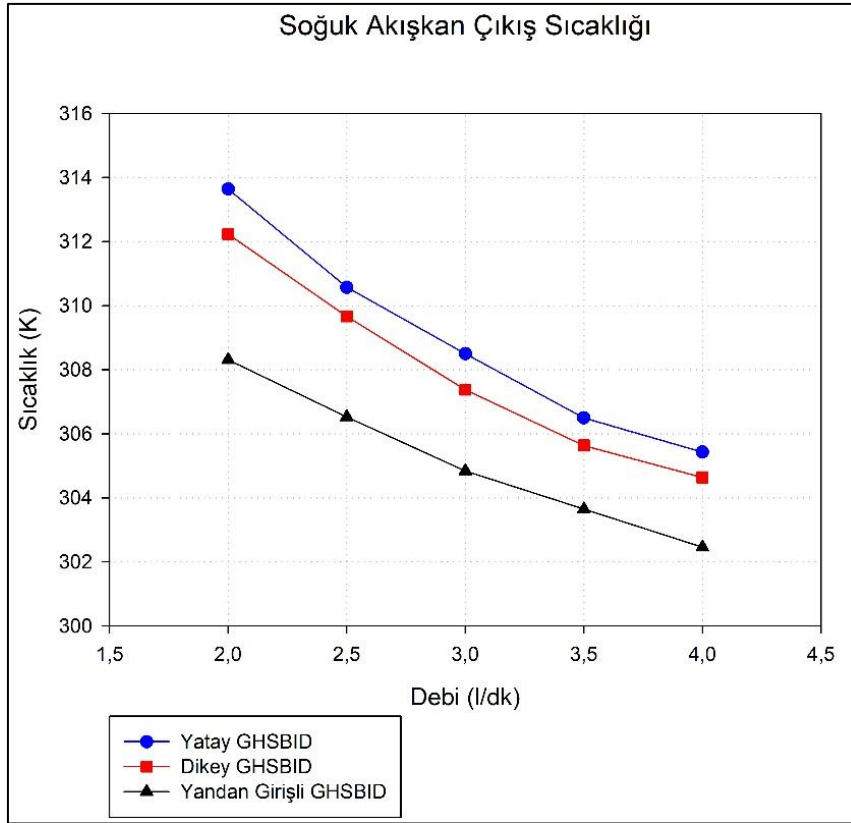
Resim 5.14. a) Yatay GHSBID’de ve b) yandan girişli ortası boş GHSBID’de gövde tarafında alınan dikey kesit düzlemindeki soğuk akışkanın sıcaklık dağılımı (Her iki taraf 3 l/dk debide iken)

Şekil 5.12’de yandan girişli ortası boş GHSBID’nin sıcak akışkan çıkış sıcaklıkları, kıyas yapılabilmesi için Bölüm 5.1 de incelen yatay ve dikey GHSBID ısı değiştiricilerin çıkış sıcaklıklarıyla birlikte sunulmaktadır. Şekil incelendiğinde yandan girişli ortası boş modelin diğer ısı değiştiricilerden daha kötü performans verdiği anlaşılmaktadır. Buna göre bu konfigürasyonla klasik yatay modele göre ortalama 3,4; dikey modele göre ortalama 2,54 K daha yüksek çıkış sıcaklıkları oluşmuştur.



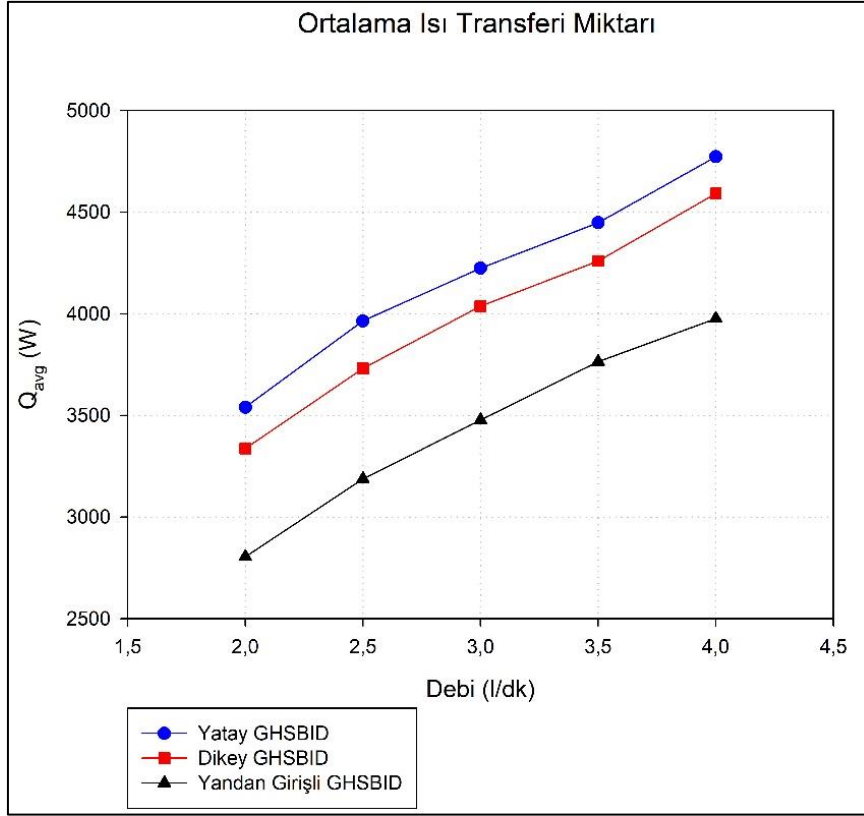
Şekil 5.12. Yandan girişli ortası boş GHSBID'nin sarmal boru tarafındaki sıcak akışkan çıkış sıcaklıklarının yatay ve dikey GHSBID ile kıyaslaması

Şekil 5.13'te yandan girişli ortası boş GHSBID'nin soğuk akışkan çıkış sıcaklıkları, kıyas yapılabilmesi için Bölüm 5.1 de incelen yatay ve dikey GHSBID ısı değiştiricilerin çıkış sıcaklıklarıyla birlikte sunulmaktadır. Benzer olarak, gövde tarafındaki soğuk akışkan çıkış sıcaklıkları açısından da yandan girişli ortası boş modelin diğer ısı değiştiricilerden daha kötü performans verdiği görülmektedir. Buna göre bu konfigürasyonla klasik yatay modele göre ortalama 3,77; dikey modele göre ortalama 2,75 K daha düşük çıkış sıcaklıkları oluşmuştur. Ortaya çıkan bu değerler oluşturulan yeni ısı değiştiricide daha etkin bir ısı transferi olmadığını göstermektedir.



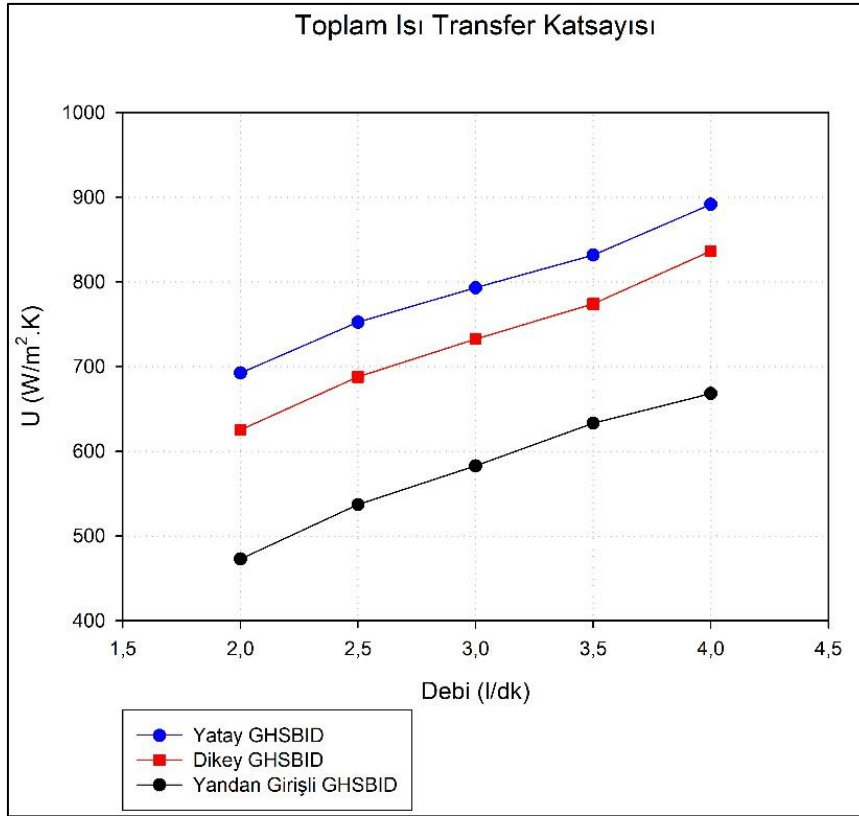
Şekil 5.13. Yandan girişli ortası boş GHSBID'nin gövde tarafındaki soğuk akışkan çıkış sıcaklıklarının yatay ve dikey GHSBID ile kıyaslaması

Şekil 5.14'te yandan girişli ortası boş GHSBID'nin hesaplanan ortalama ısı transferi miktarları, kıyas yapılabilmesi için Bölüm 5.1 de incelen yatay ve dikey GHSBID ısı değiştiricilerin ortalama ısı transferi miktarlarıyla birlikte sunulmaktadır. Hesaplamalara göre yandan girişli ortası boş GHSBID'de gerçekleşen ortalama ısı transferi miktarları 2800-4000 W aralığında gerçekleşmiştir. Bu değerlerle yatay GHSBID ye göre ortalama 750 W; dikey GHSBID ye göre 550 W daha düşük ortalama ısı transferi miktarları elde edilmiştir.



Şekil 5.14. Yandan girişli ortası boş GHSBID'nin hesaplanan ortalama ısı transferi miktarlarının yatay ve dikey GHSBID ile kıyaslaması

Son olarak Şekil 5.15' te yandan girişli GHSBID'nin hesaplanan Toplam Isı Transfer Katsayılarının (U), yatay ve dikey GHSBIDlerle kıyaslaması gösterilmektedir. Yapılan hesaplara göre yandan girişli ortası boş GHSBID'de toplam ısı transfer katsayısı değerleri 473-675 W/m².K aralığında olmuştur. Bu değerler bölüm 5.1 de incelenen ısı değiştiricilere göre oldukça düşüktür.



Şekil 5.15. Yandan girişli ortası boş GHSBID'nin hesaplanan toplam ısı transferi katsayılarının yatay ve dikey GHSBID ile kıyaslaması

Bu bölümde yatay GHSBID üzerinde yapılan modifikasyonlarla oluşturulan yandan girişli ortası boş GHSBID'nin ısı performans analizi incelenmiş, yapılan analizler sonucunda yeni tasarımın başarısız sonuçlar verdiği görülmüştür. Yapılan yeni konfigürasyonda türbülans çalkantılarının az oluşunun ısı transferini olumsuz etkilediği, başka bir deyişle türbülansın ısı transferini arttırmak için önemli bir faktör olduğu sonucuna varılmıştır.

5.4. Halka Ve Disk Engelli Gövde Helis Sarmal Borulu Isı Değiştiricinin İncelenmesi

Isı değiştiricilerde ısı performansın artırılması için kullanılan yöntemlerden birisi de gövde tarafında engel kullanımıdır. Bu konuda gövde-boru tipi ısı değiştiricilerde engel uygulamasına dair literatürde birçok çalışma bulunmaktadır. Bu tasarımlarda temel amaç, akışı borulara farklı yönlerden dolaştırarak ileterek türbülansı ve dolayısıyla ısı transferi miktarını arttırmaktır. Bu bağlamda tez çalışması kapsamında da mevcut gövde helis sarmal borulu ısı değiştiricide engel uygulaması yapılarak ısı performansın incelenmesi hususu gündeme gelmiştir. Bu noktadan hareketle literatürde bulunmayan özgün bir tasarım

yapılarak, bu tasarım üzerinde HAD simülasyonları ve deney çalışmaları gerçekleştirilmiştir.

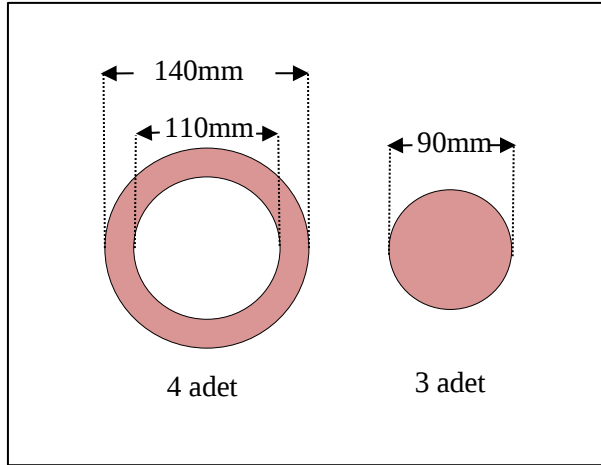
5.4.1. Tasarım

Bu aşamada da diğer bölümlerde olduğu gibi karşılaştırma amacıyla genel ölçüler aynı tutularak Bölüm 5.1 de incelenen yatay GHSBID üzerinden modifikasyonlar yapılmıştır. Ancak deneysel çalışma da yapılması söz konusu olduğundan sarmal boru çapının önceki bölümdekilerle aynı olması mümkün olmamış, piyasada mevcut olan bakır kangal borulardan en yakın ölçülere sahip olanı (3/8") seçilerek simülasyonlar ve deneyler bu çapta sarmal boruya sahip yatay GHSBID üzerinden engelli ve geleneksel tasarımlar ile gerçekleştirilmiştir. Engelli GHSBID ve geleneksel yatay GHSBID için elde edilen sonuçlar karşılaştırılarak değerlendirilmiştir. Bu bölümde incelenen Engelli GHSBID'nin ölçüleri Çizelge 5.7'de sunulduğu gibidir.

Çizelge 5.7. Engelli GHSBID'de kullanılan genel ölçüler

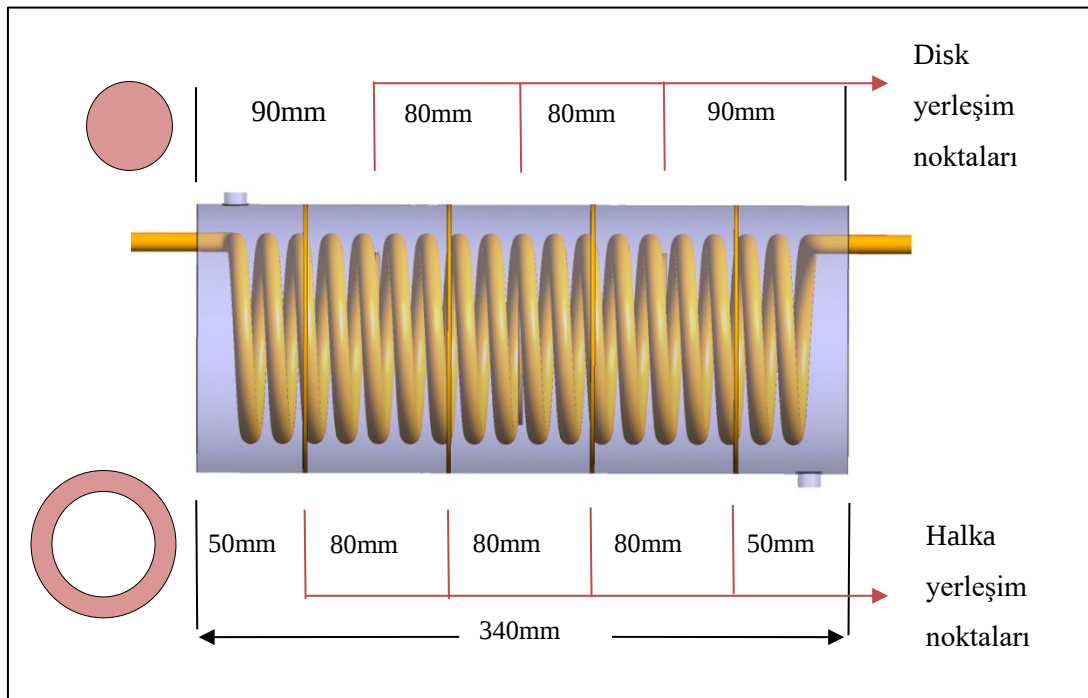
Parametreler	Ölçüler
Gövde Boyu, L_{shell}	340 mm
Helis Sarmal Boru Boyu, L_{coil}	300 mm
Gövde Çapı, D_{shell}	140 mm
Sarmal Çapı, D_{coil}	100 mm
Sarmal Adımı, p (tur sayısı)	16,67 mm (18 tam tur)
Boru Dış Çap, $D_{t,o}$	9.52 mm (3/8")
Boru İç Çap, $D_{t,i}$	8.72 mm
Gövde tarafında Giriş ve Çıkış Çapı	12 mm

Engelli GHSBID değiştiricinin tasarımında engel görevi görmek üzere halka ve diskler kullanılmıştır. Kullanılan disklerin çapı sarmal borulara içten teğet olacak şekilde; kullanılan halkaların iç çapı sarmal borulara dıştan teğet olacak şekilde ve dış çapı gövde kısmına tam yerleşecek şekilde tasarlanmıştır. Buna göre oluşan halka ve disklerin ölçüleri Resim 5.15'te verildiği gibidir.

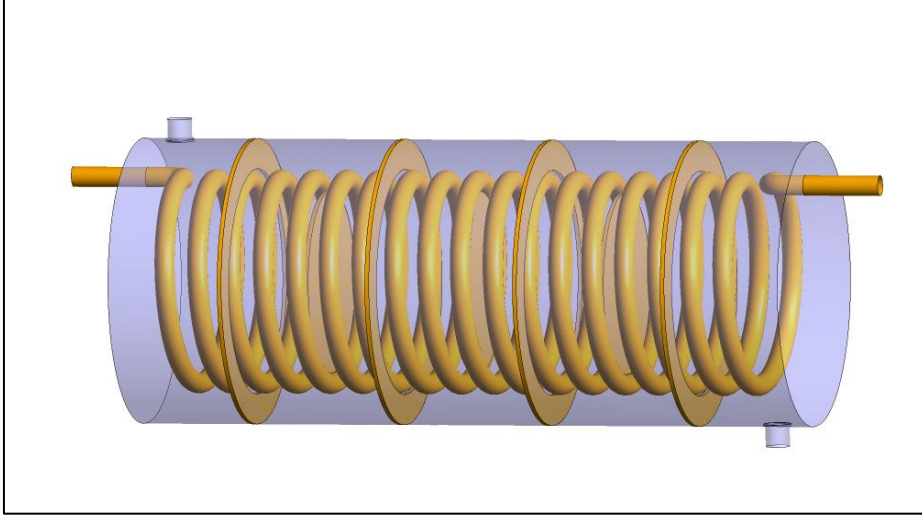


Resim 5.15. Engelli GHSBID’de kullanılan halka ve disklerin boyutları

Engelli GHSBID’yi elde etmek için, geleneksel yatay GHSBID de halka ve disklerin yerleşim yerleri Resim 5.16’da sunulduğu gibidir. Bu yöntemle ortaya çıkan Engelli GHSBID’nin katı modeli de Resim 5.17’deki gibidir.



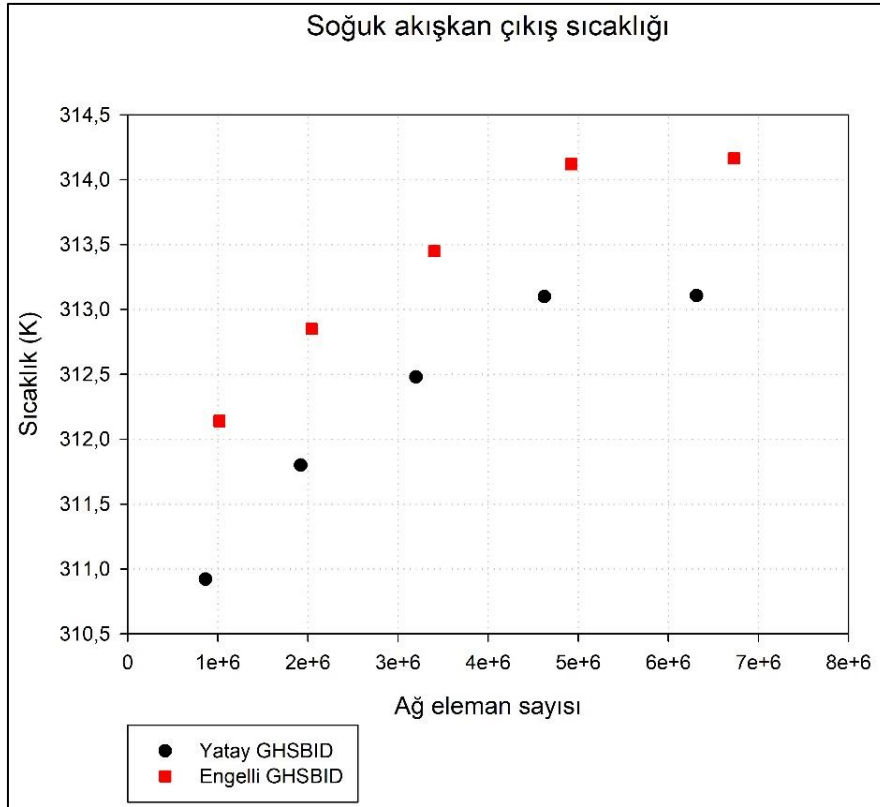
Resim 5.16. Engelli GHSBID’de halka ve disklerin yerleşim noktaları



Resim 5.17. Engelli GHSBID'nin oluşturulan katı modeli

5.4.2. Çözüm ağının oluşturulması

Katı modeli oluşturulan Engelli GHSBID'nin HAD simülasyonlarının yapılabilmesi için çözüm ağının oluşturulması amacıyla yine önceki bölümlerde dikkate alınan kalite parametreleri ve izlenen prosedürle ağdan bağımsızlık analizleri gerçekleştirilmiş, ayrıca sarmal boru çapı değişen Geleneksel Yatay GHSBID için de yeniden çözüm ağı oluşturulmuştur. Yapılan çözüm ağı analizinin sonuçları Şekil 5.16'da sunulduğu gibidir. Buna göre 6 milyon eleman sayısının üzerinde bir çözüm ağı oluşturulması yeterli ve uygun görünmektedir. Bu doğrultuda oluşturulan çözüm ağları hakkında detaylı bilgiler Çizelge 5.8'de sunulmuştur.

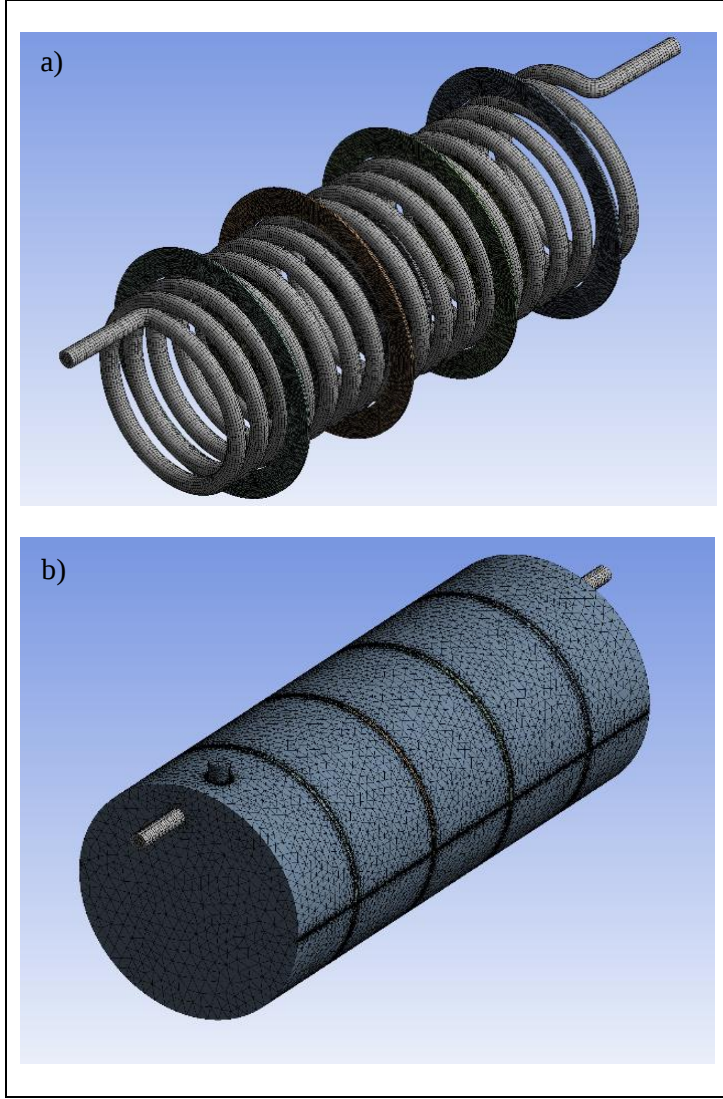


Şekil 5.16. Yatay geleneksel GHSBID ve Engelli GHSBID’de soğuk akışkan çıkış sıcaklığının ağ elemanı sayısına bağlı değişimi

Çizelge 5.8. Engelli GHSBID ve Geleneksel yatay GHSBID analizinde kullanılan çözüm ağları hakkında detaylı bilgi

Isı Değiştirici Tipi	Ağ Elemanı Sayısı	Düğüm noktası sayısı	Maksimum Çarpıklık Değeri	Ortalama Çarpıklık Değeri	Maksimum En-boy oranı Değeri	Ortalama En-boy oranı Değeri
Engelli GHSBID	6 728 578	1 608 290	0,87	0,28	13,71	1,97
Geleneksel Yatay GHSBID	6 313 232	2 431 447	0,84	0,19	14,23	1,87

Engelli GHSBID’nin HAD simülasyonları için oluşturulan çözüm ağı ve yapısı Resim 5.18’de verildiği gibidir.



Resim 5.18. Engelli GHSBID için a) sarmal boru ve engellerde b) tüm ısı değıştiricide oluşturulan çözüm ağına ait görseller

5.4.3. Simülasyon ayarları ve sınır koşulları

Simülasyonlar, yukarıda açıklanan iki tasarımla yine ANSYS Fluent kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Soğuk akışkanın gövde tarafına girdiği ve sıcak akışkanın sarmal boru tarafında dolaştığı varsayılmıştır. Her iki taraf için akışkan olarak su (sıvı) tercih edilerek özellikleri Fluent veri tabanından aktarılmıştır. Simülasyon ayarları önceki bölümlerle büyük oranda aynıdır. Öte yandan simülasyonlarda ön analizlerde farklı sıcaklıklar denemişse de, deneysel çalışmada kullanılabilecek sıcaklık aralığı gözetilerek önceki bölümlerden farklı bir aralık kullanılması gerekmiştir. Buna göre gövde tarafına 291,65 K'de soğuk su, sarmal borulara 333,15 K'de sıcak su girdiği varsayılmıştır. Ayrıca daha kapsamlı bir çalışma olması için debi değerlerinin aralığı arttırılmıştır. Simülasyonlarda sıcak suyun

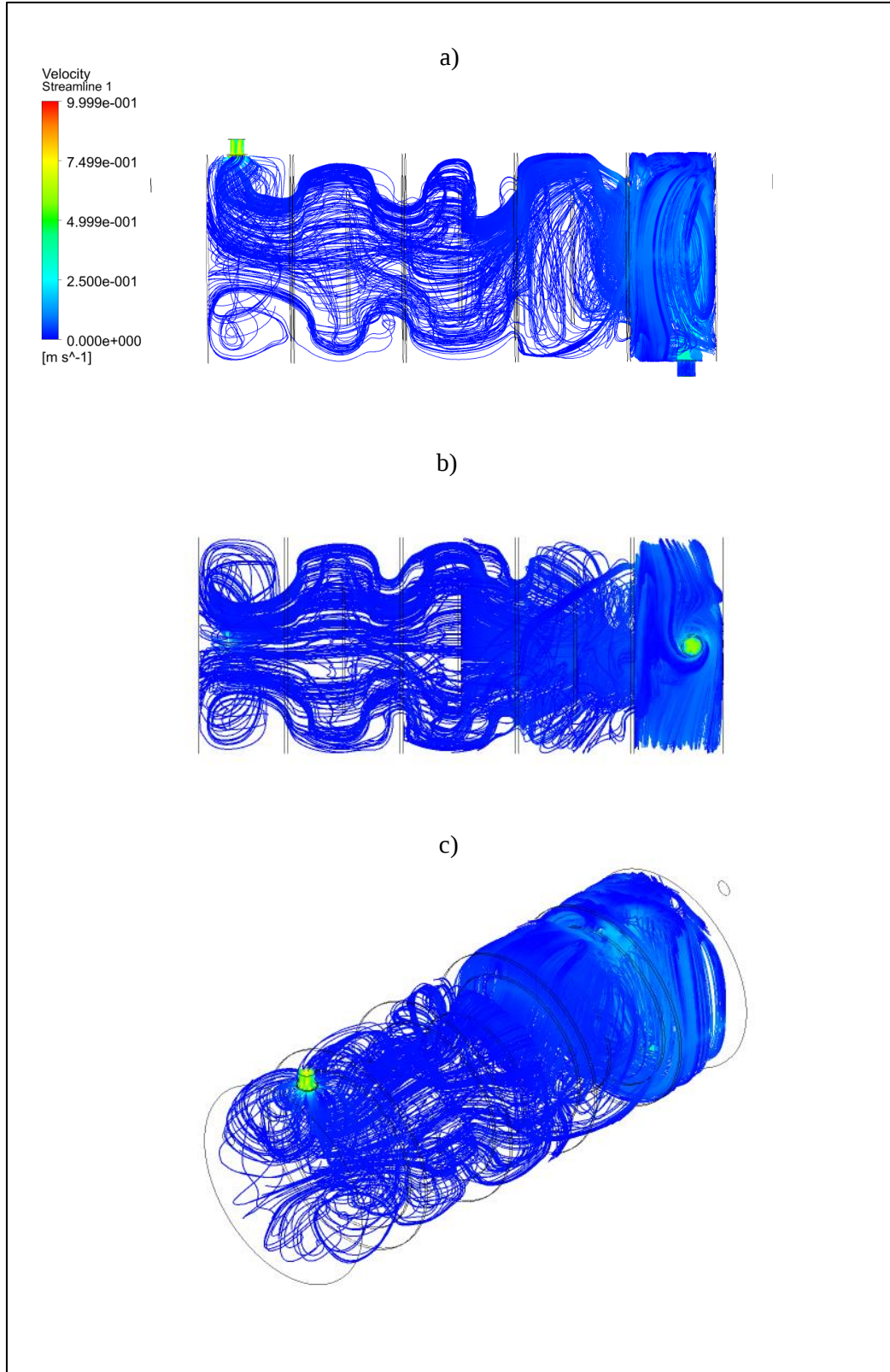
3 l/dk debiyle aktığı varsayılmış ve bu sabit tutularak gövde tarafındaki soğuk su debisi 1 l/dk'lık artışlarla 2 ile 6 l/dk arasında değiştirilmiştir. Aynı işlem tekrar 4 l/dk sıcak su debisi ile tekrarlanmıştır. Simülasyonlarda ve deneylerde incelenen sıcaklık ve debi değerleri Çizelge 5.9'da sunulduğu gibidir.

Çizelge 5.9. Engelli GHSBID ile Geleneksel yatay GHSBID'nin karşılaştırılması için kullanılan simülasyon ve deney matrisi

		Engelli GHSBID	Geleneksel Yatay GHSBID
Gövde Tarafı	Akışkan	Su	Su
	Debi (l/dk)	2 / 3 / 4 / 5 / 6	2 / 3 / 4 / 5 / 6
	$T_{cold,in}$ (K)	291,65	291,65
Sarmal Boru Tarafı	Akışkan	Su	Su
	Debi (l/dk)	3 / 4	3 / 4
	$T_{hot,in}$ (K)	333,15	333,15

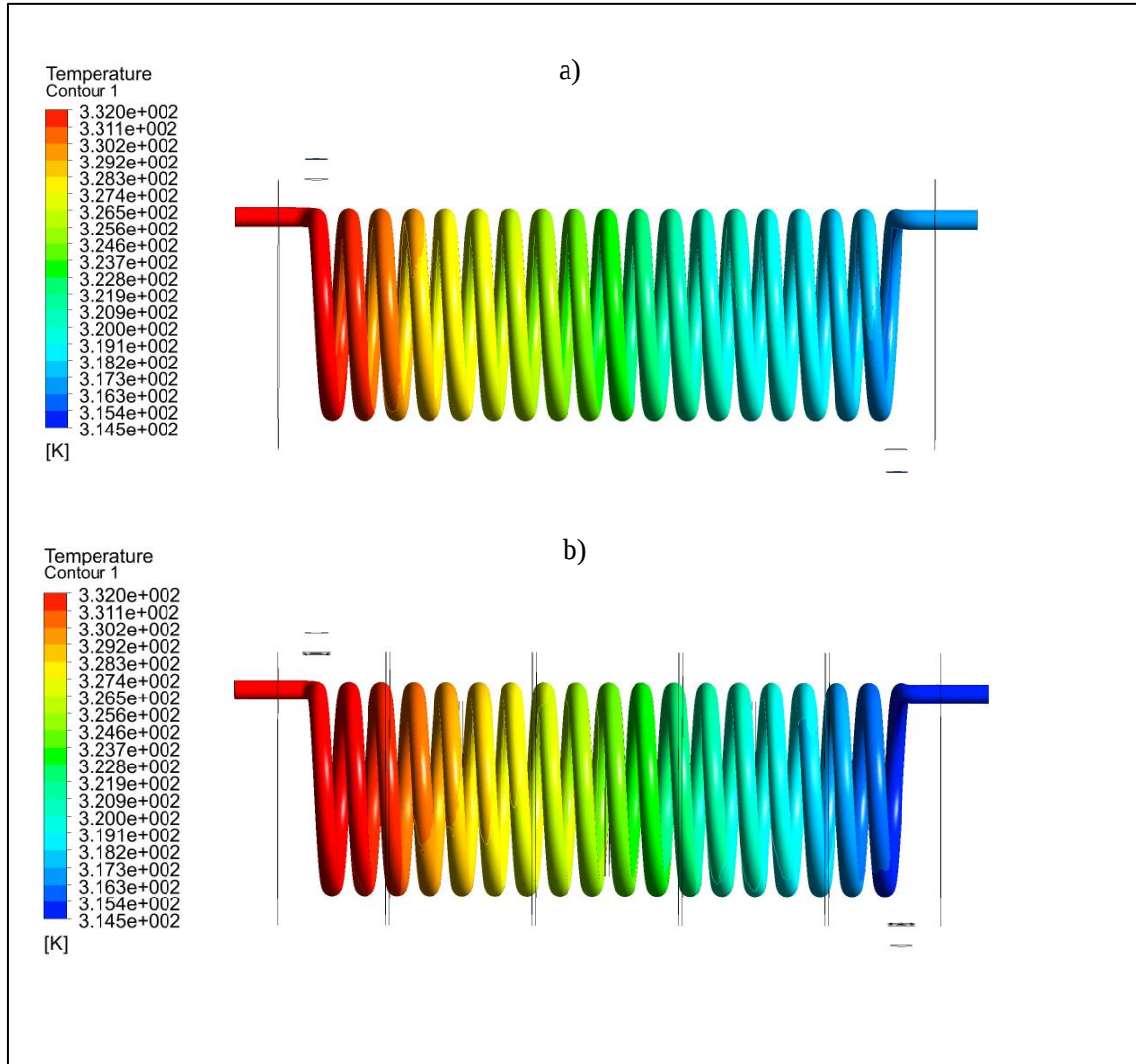
5.4.4. Simülasyon sonuçları

Resim 5.19'da Engelli GHSBID de simülasyonlar sonucu oluşan akım çizgileri gösterilmektedir. Akım çizgileri incelendiğinde akışkanın diskler ve halkalar etrafında sapmalar yaparak borular üzerine yönlendiği ve bu esnada türbülans nedeniyle çalkantılar olduğu açıkça görülmektedir. Bu yapı ile daha çok akışkan parçacığının sarmal borular ile temasa zorlandığı söylenebilir. Geleneksel Yatay GHSBID'de de gövde içinde her ne kadar türbülans ve çalkantılar gözlene de yerel türbülans çalkantılarının ve borular ile temasın bu seviyede olmadığı değerlendirilmektedir. Bu durum ısı transferinin iyileştirilmesi açısından olumlu görülmektedir.



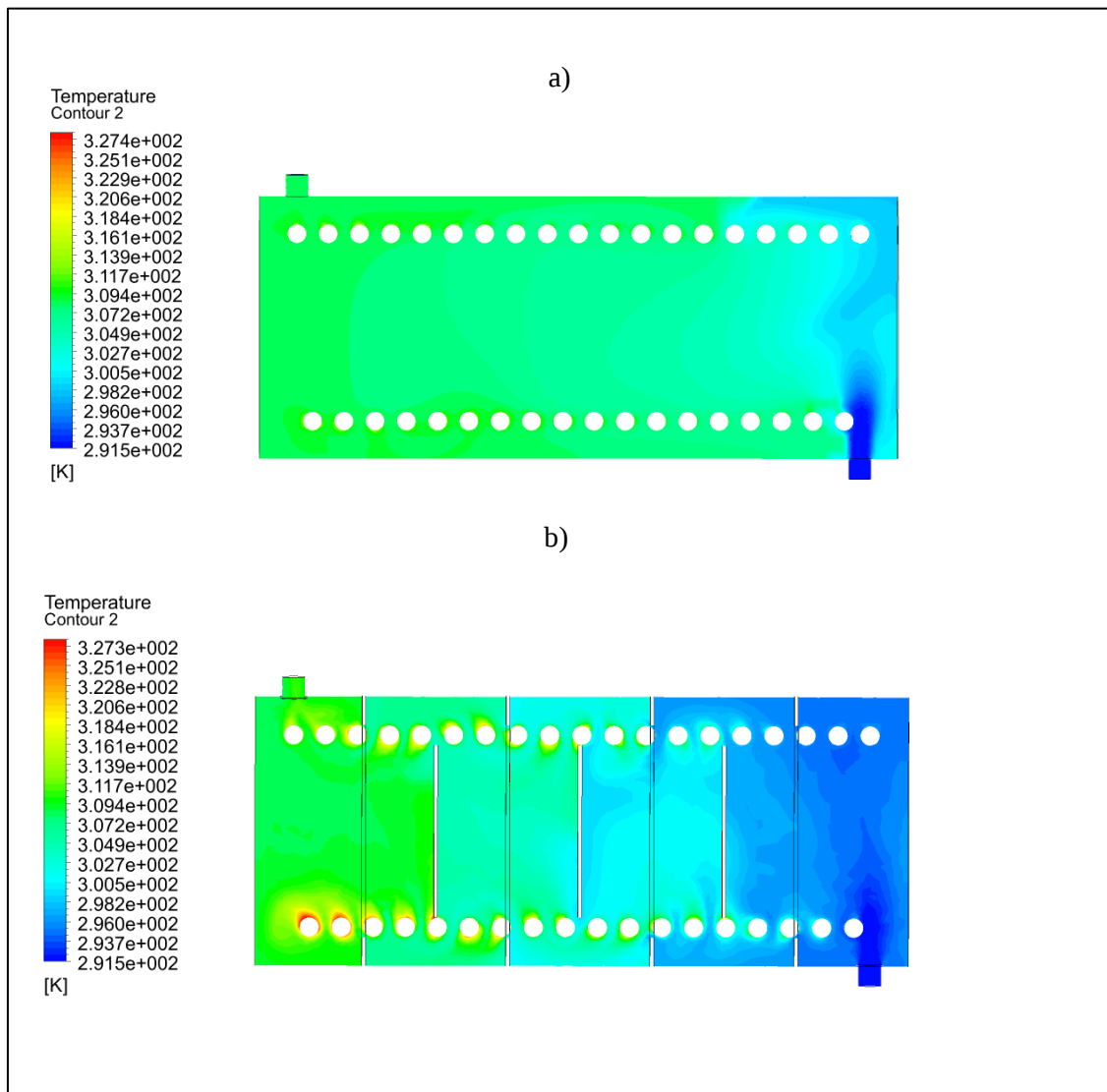
Resim 5.19. Engelli GHSBID’de oluşan akım çizgilerinin a) yandan b) alttan c) izometrik görünümü

Resim 5.20, Geleneksel Yatay GHSBID ve tasarlanan Engelli GHSBID’de HAD simülasyonları sonucu oluşan sarmal boru tarafındaki sıcak akışkanın sıcaklık konturlarını göstermektedir. Sıcaklık konturları aynı sıcaklık aralıkları ile sunulmuştur ve renk dağılımları, engelli ısı değiştirici ile sıcak akışkanın daha iyi soğuduğunu ortaya koymaktadır. Diğer bir deyişle, modifiye edilmiş ısı değiştiricinin sıcaklık dağılımında geleneksel olana göre daha düşük bir çıkış sıcaklığı görülmektedir, bu da soğuk akışkana daha yüksek ısı transferi olduğu anlamına gelmektedir. Disk ve halka engellerin varlığının, türbülansı ve konvektif ısı transferini artırarak toplam ısı transferini iyileştirdiğini söylemek mümkündür.



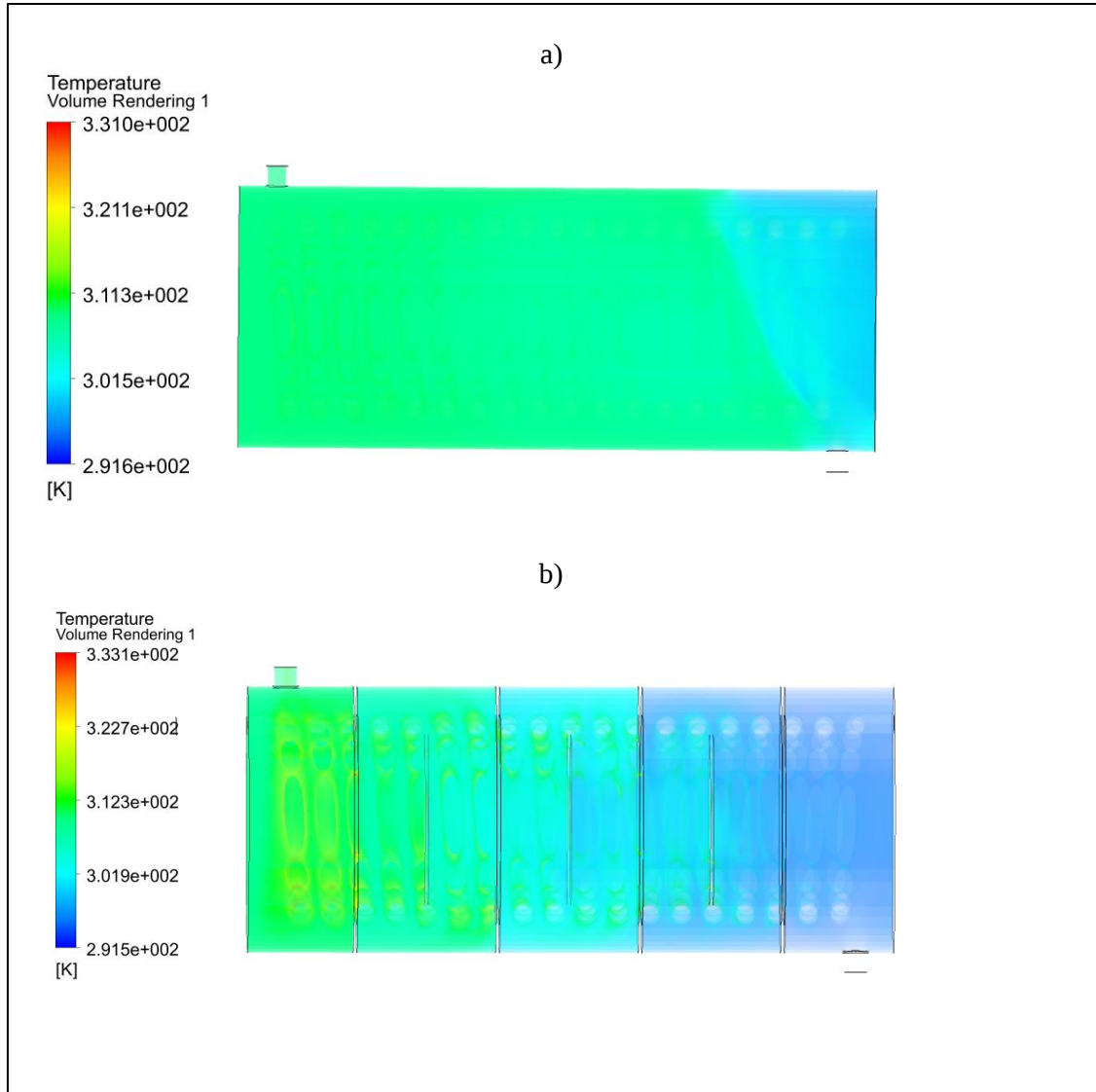
Resim 5.20. a) Geleneksel Yatay GHSBID ve b) Engelli GHSBID’ de sarmal boru tarafındaki sıcak akışkan sıcaklık dağılımı (Her iki taraf 3 l/dk debide iken)

Resim 5.21 ise, Geleneksel Yatay GHSBID ve Engelli GHSBID'nin gövde tarafında dikey kesit düzlemindeki soğuk akışkan sıcaklık konturlarını göstermektedir. Yine sıcaklık aralıkları aynı tutularak yapılan karşılaştırma ile sunulan Resim 5.21'e bakıldığında, engelli ısı değiştiricide sıcaklık gradyanları doğrudan göze çarpmaktadır ve ısının sarmal borudan soğuk akışkana geçişi kolayca ayırt edilebilmektedir. Elde edilen sıcaklık konturları, bu tasarımın akım çizgileri ile de uyum içindedir. Öte yandan, girişten çıkışa sıcaklık kademeli olarak artmasına karşın, geleneksel ısı değiştiricide sıcaklık gradyanları pek ayırt edilememektedir.



Resim 5.21. a) Geleneksel Yatay GHSBID’de ve b) Engelli GHSBID’de gövde tarafında alınan dikey kesit düzleminde soğuk akışkanın sıcaklık dağılımı (Her iki taraf 3 l/dk debide iken)

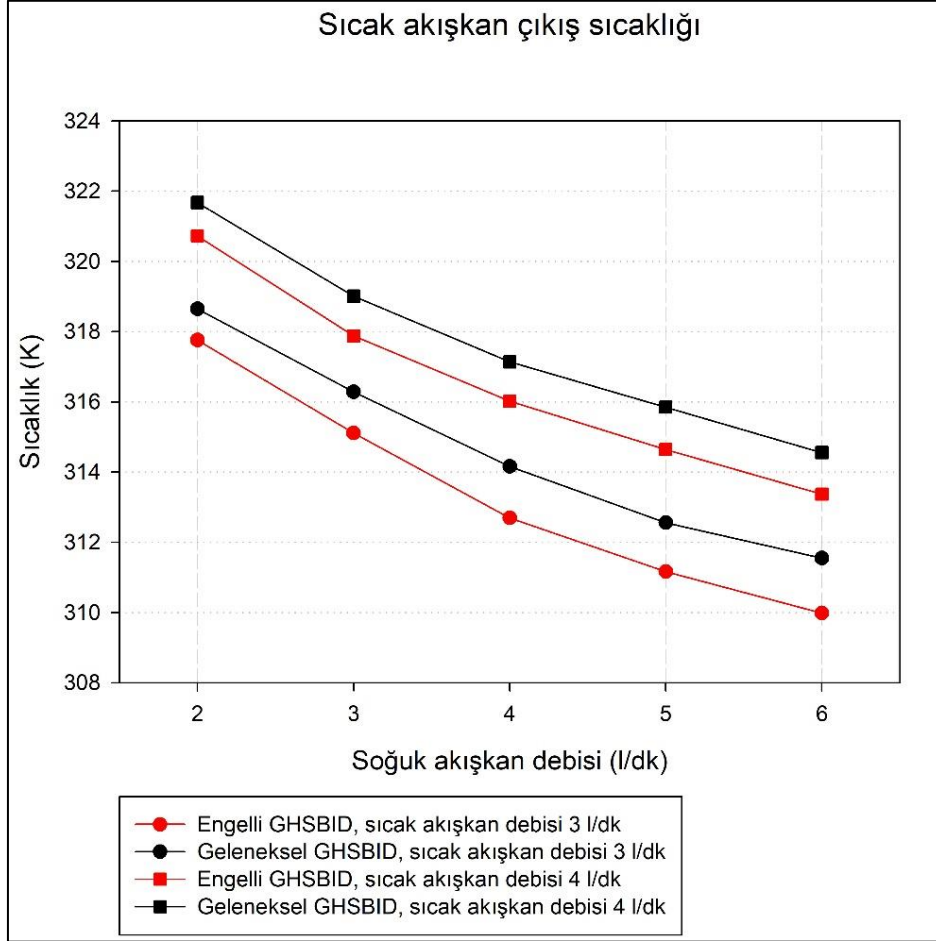
Gövde tarafındaki ısı transferi mekanizmasındaki iyileşme ayrıca Resim 5.22 'de 3 boyutlu olarak da görselleştirilmiştir. Sarmal boru etrafında oluşan 3 boyutlu sıcaklık gradyanları, engelli ısı değiştiricide açıkça görülmektedir. Geleneksel yatay ve engelli ısı değiştiricilerin gövde tarafındaki 3 boyutlu sıcaklık dağılımının, her iki ısı değiştiricideki ısı transfer performansları arasındaki farkı açıkça gösterdiği söylenebilir.



Resim 5.22. a) Geleneksel Yatay GHSBID’de ve b) Engelli GHSBID’de gövde tarafındaki soğuk akışkanın 3 boyutlu sıcaklık dağılımı (Her iki taraf 3 l/dk debide iken)

Şekil 5.17’de, iki farklı sıcak akışkan debisinde (3 ve 4 l/dk) Geleneksel Yatay GHSBID ve Engelli GHSBID’de sıcak akışkan çıkış sıcaklıklarının soğuk akışkan debisine göre değişimi gösterilmektedir. Şekil 14’te açıkça görüldüğü gibi, Engelli GHSBID’de sıcak akışkan çıkış sıcaklıkları, tüm debilerde Geleneksel Yatay GHSBID’dekilerden daha düşüktür, bu da

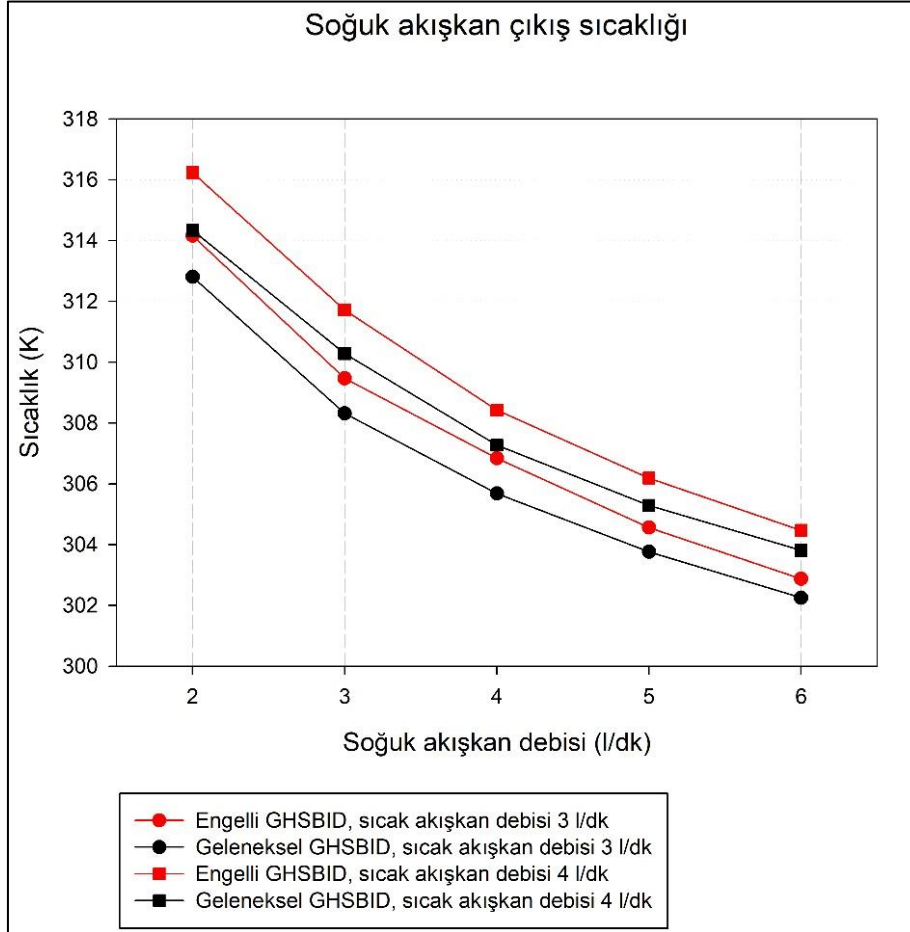
engelli ısı değıştiricide daha iyi ısı transferi olduğunu göstermektedir. Simölasyonlara göre modifiye edilmiş ısı değıştirici, geleneksel olana göre 3 l/dk sıcak akışkan debisinde ortalama 1,29 K; 4 l/dk sıcak akışkan debisinde ortalama 1,12 K daha iyi soğutma sağlamaktadır.



Şekil 5.17. Geleneksel Yatay GHSBID ve Engelli GHSBID’de sıcak akışkan çıkış sıcaklıkları (Akışkan: Su)

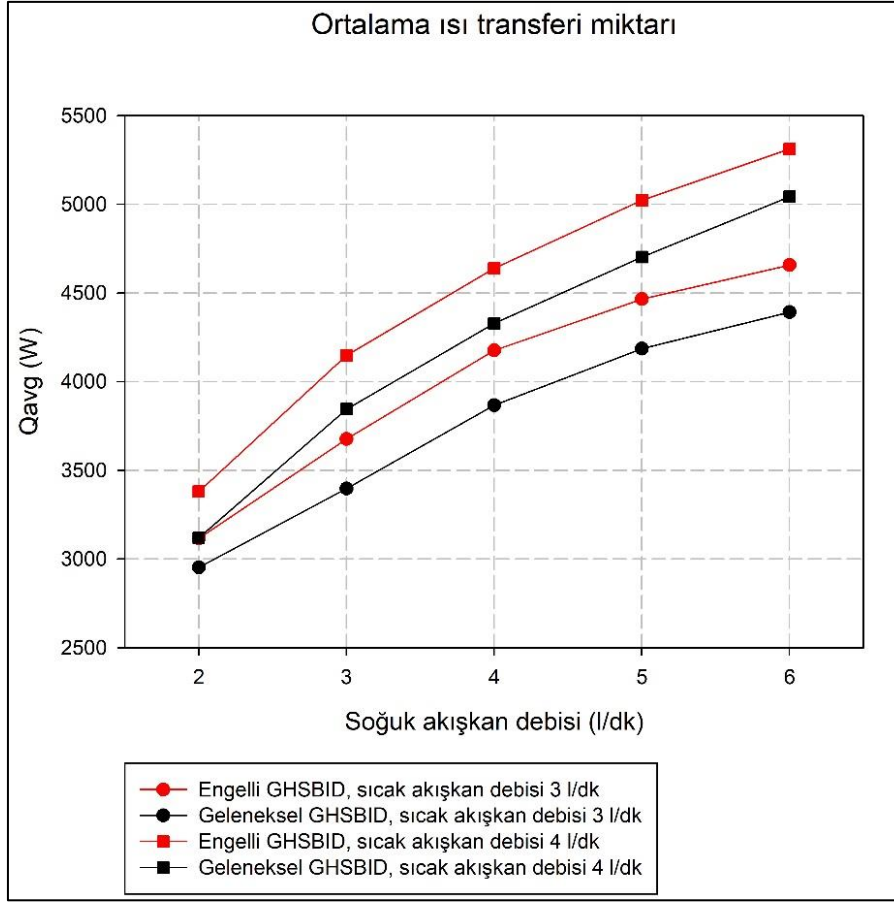
Şekil 5.18’de, iki farklı sıcak akışkan debisinde (3 ve 4 l/dk) Geleneksel Yatay GHSBID ve Engelli GHSBID’de sıcak akışkan çıkış sıcaklıkları gösterilmektedir. Şekil incelendiğinde tüm debilerde engelli ısı değıştiricide geleneksel olana kıyasla daha yüksek soğuk akışkan çıkış sıcaklıkları olduğu görölmektedir. Simölasyonlara göre modifiye edilmiş ısı değıştirici, geleneksel olana göre 3 l/dk sıcak akışkan debisinde ortalama 1,02 K; 4 l/dk sıcak akışkan debisinde ortalama 1,21 K daha yüksek çıkış sıcaklıkları sağlamıştır.

Simülasyon sonuçlarına göre modifiye edilmiş ısı değiştiricinin çıkış sıcaklıkları açısından daha iyi performans gösterdiği belirtilmelidir. Çıkış sıcaklıklarındaki iyileşme aynı zamanda ısı transferindeki iyileşmenin de bir göstergesidir.



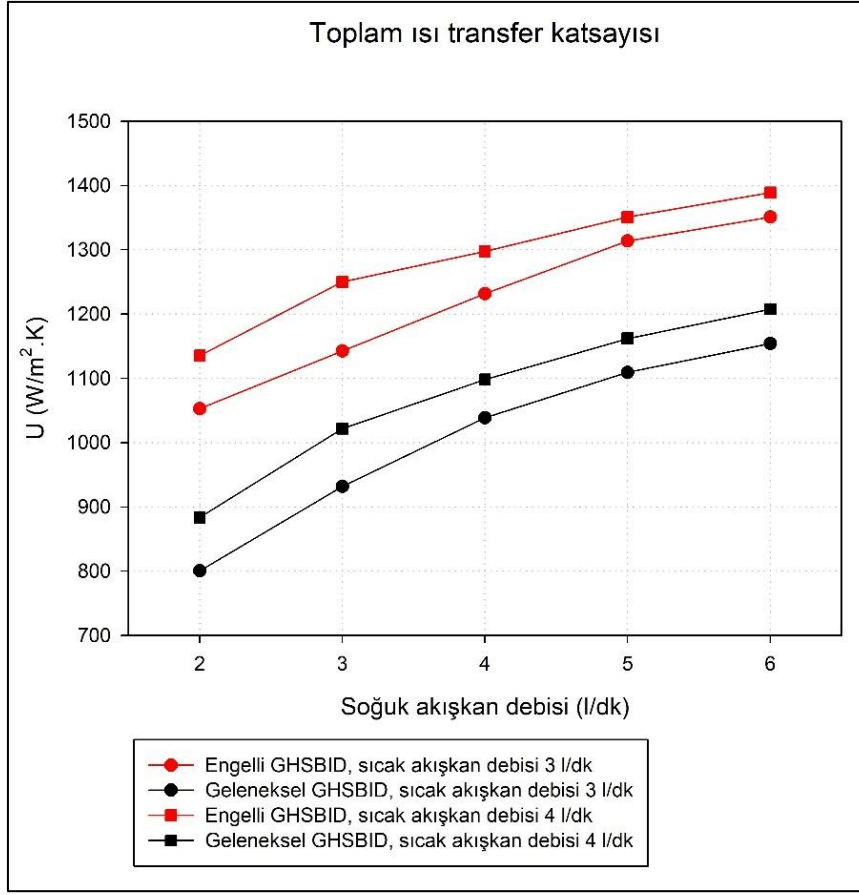
Şekil 5.18. Geleneksel Yatay GHSBID ve Engelli GHSBID’de soğuk akışkan çıkış sıcaklıkları (Akışkan: Su)

Şekil 5.19’da simülasyonlar sonucu elde edilen çıkış sıcaklıkları ile hesaplanan ortalama ısı transferi miktarları gösterilmektedir. Şekil incelendiğinde Engelli GHSBID’nin Geleneksel Yatay GHSBID’den daha yüksek ısı transferi sağladığı görülmektedir. Sonuçlara göre, 3 l/dk sıcak akışkan debisinde yapılan simülasyonlarda, geleneksel tasarımda hesaplanan ortalama ısı transferi miktarı 2950-4400 W arasında iken; engelli ısı değiştiricide bu değer 3100-4650 W arasında değişmektedir. Ayrıca, 4 l/dk sıcak akışkan debisinde yapılan simülasyonlarda da geleneksel ve engelli ısı değiştiriciler için hesaplanan ortalama ısı transferi miktarı, 3120-5050 W ve 3380-5310 W aralığında olmuştur. Yapılan modifikasyon ile ortalama ısı transfer miktarlarındaki artış miktarı 3 l/dk ve 4 l/dk sıcak akışkan debilerinde simülasyonlar için sırasıyla ortalama %7,05 ve %7,1 olarak hesaplanmıştır.



Şekil 5.19. Geleneksel Yatay GHSBID ve Engelli GHSBID için hesaplanan ortalama ısı transferi miktarları (Akışkan: Su)

Şekil 5.20, Geleneksel Yatay GHSBID ve Engelli GHSBID için hesaplanan toplam ısı transfer katsayısı (U) değerlerini göstermektedir. 3 l/dk sıcak akışkan debisinde yapılan simülasyonlar sonucunda, geleneksel ısı değiştirici için hesaplanan toplam ısı transfer katsayılarının değerleri 800-1160 W/m².K arasında, engelli ısı değiştirici için 1050-1350 W/m².K arasında olmuştur. 4 l/dk sıcak akışkan debisinde de, bu değerler geleneksel ısı değiştiricide 885-1210 W/m².K arasında; engelli ısı değiştiricide ise 1135-1390 W/m².K arasındadır. Yapılan modifikasyon sonrasında toplam ısı transfer katsayısında, 3 l/dk sıcak akışkan debisinde yapılan simülasyonlarda ortalama %22,1'lik artış olduğu, 4 l/dk sıcak akışkan debisinde yapılan simülasyonlarda ise %19,6'lık bir ortalama artış olduğu hesaplanmıştır.



Şekil 5.20. Geleneksel Yatay GHSBID ve Engelli GHSBID için hesaplanan toplam ısı transfer katsayıları (Akışkan: Su)

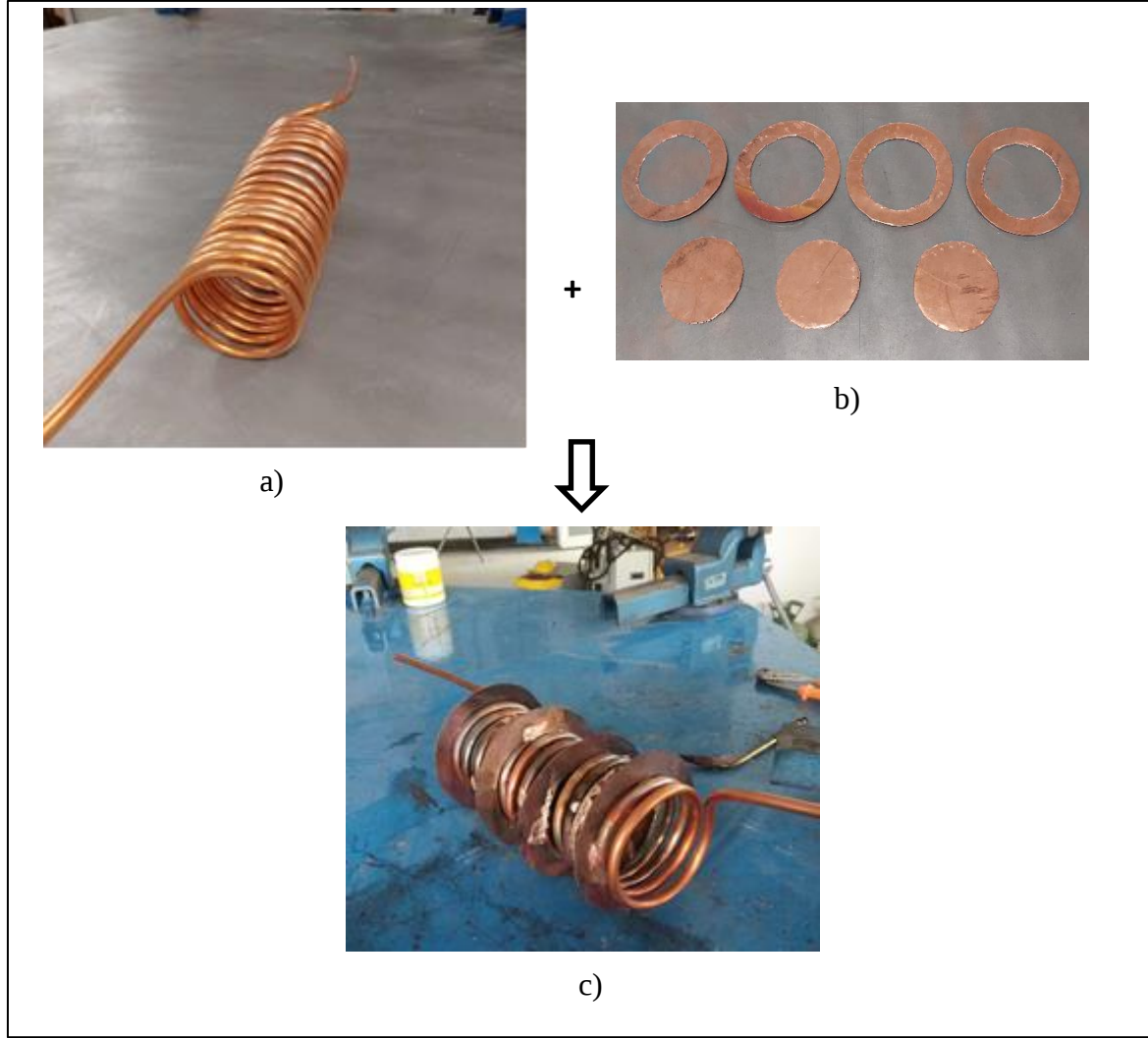
6. DENEYLER VE BULGULAR

Tez çalışmasında, simülasyonlarda Engelli GHSBID ile elde edilen ümit verici sonuçlardan yola çıkarak deneysel olarak da performans incelemesi yapılması planlanmıştır. Deneyler Bölüm 5.4'teki simülasyonlarla aynı sınır şartlarında tekrarlanarak elde edilen sonuçlar simülasyonlardan elde edilenlerle karşılaştırılmıştır. Çalışma kapsamında detayları Bölüm 4.3'te verilen deneysel yöntem izlenmiştir.

6.1. Halka ve Disk Engelli Gövde Helis Borulu Isı Değiştiricinin Hazırlanması

Engelli GHSBID nin hazırlanması için öncelikle malzemelerin temin edilmesi gerekmiştir. Bilindiği üzere piyasada borular daha ziyade İngiliz-Amerikan metrik sistemi (inch/parmak) ile temin edilmektedir. Bölüm 3.4'de de bahsedildiği üzere, daha önceki bölümlerdeki simülasyonlarda ele alınan çapta (10 mm) kangal boru bulunmadığından, değeri en yakın ölçüdeki 3/8" (9,52 mm) bakır kangal boru temin edilmiştir. Helis sarmal boru yapısını oluşturabilmek için temin edilen bu boru, Çizelge 5.7'de belirtildiği gibi 100 mm çapta 18 tur sarılmış ve 300 mm uzunluğa getirilmiştir.

Deneylerde engel ve disklerin oluşturulması için 1 mm kalınlıktaki bakır levha kullanılmış, Resim 5.15'te verilen ölçülerde kesilerek halka ve diskler hazırlanmıştır. Hazırlanan halka ve diskler Resim 5.16'da verilen aralıklarla sarmal boru üzerine tel kaynağı ile tutturulmuştur (Resim 6.1). Daha sonra bu yapı, çelik bir gövde içine yerleştirilerek kapak kısımları da kaynak yapılarak ısı değiştiricinin bütünü oluşturulmuştur. Gövde tarafındaki giriş ve çıkışlarda 1/2" (~12 mm) rakor bağlantısı kullanılmıştır. Son aşamada sızdırmazlık testi de yapılan ısı değiştirici deney düzeneğine yerleştirmeye hazır hale gelmiştir.

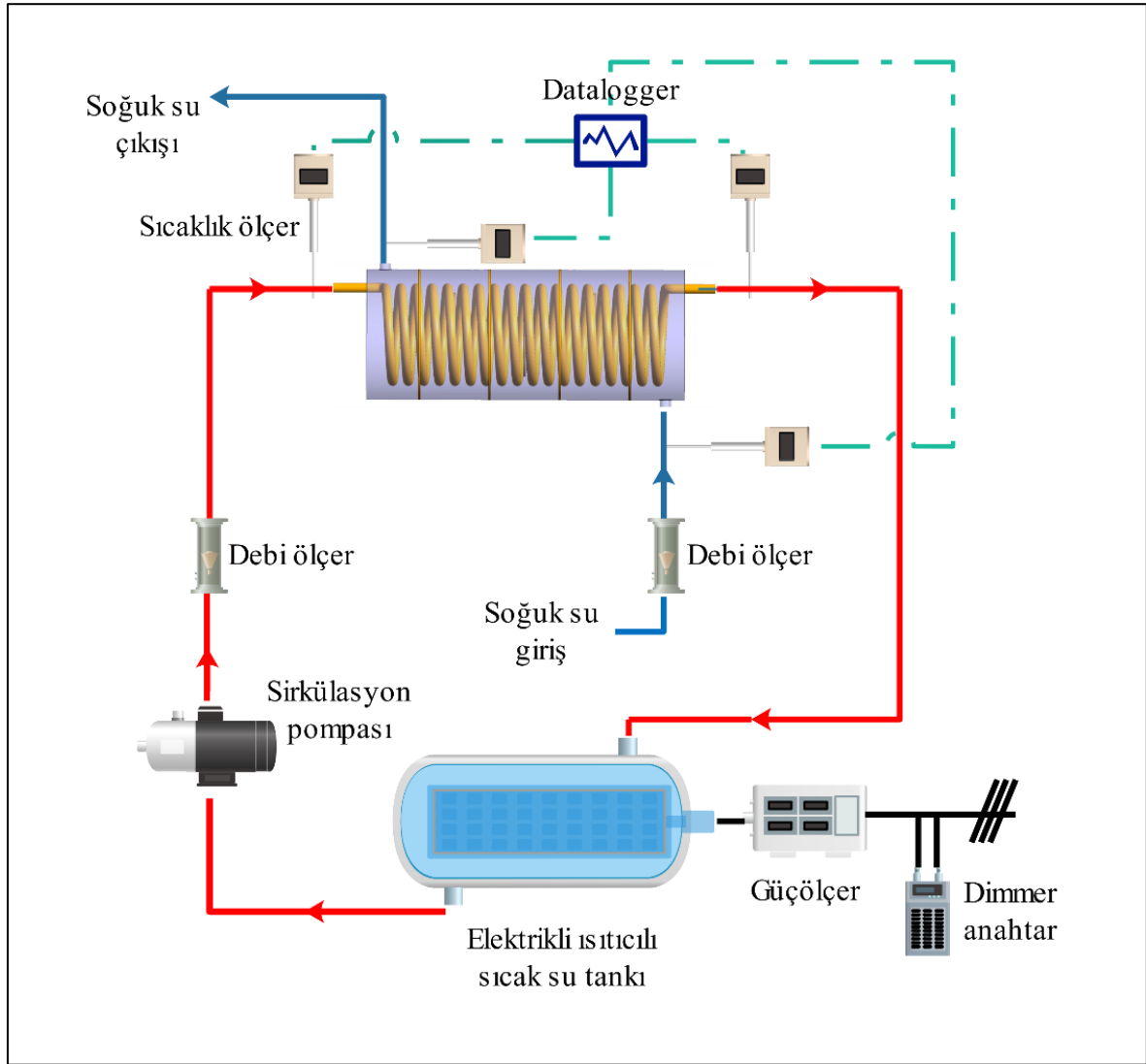


Resim 6.1. Engelli GHSBID'nin hazırlanma aşamaları: a) helis sarmal boru b) halka ve diskler c) engel yerleştirilmiş helis sarma boru

6.2. Deney Düzeneği ve Deney Tasarımı

Hazırlanan Engelli GHSBID deney düzeneğine yerleştirilerek gerekli bağlantıları yapılmıştır. Deney düzeneğindeki tüm borular, ilgili ekipmanlar ve üretilen ısı değiştirici yalıtım malzemeleri ile kaplanmış, ısı kayıpları mümkün olduğunca azaltılmıştır. Deneylerde her iki tarafta da akışkan olarak su kullanılmış, sıcaklık ve debi değerleri Çizelge 5.9'daki gibi ayarlanmıştır. Test düzeneğinde sıcak su kaynağı olarak, içerisine elektrikli ısıtıcı entegre edilmiş bir sıcak su tankı kullanılmıştır. Sıcak su bir santrifüj pompa vasıtasıyla tanktan ısı değiştiricinin helis sarmal boru kısmına gönderilerek dolaştırılmış, tanka geri döndürülerek sirkülasyonu sağlanmıştır. Tanktaki suyun sıcaklığını belli bir seviyede tutmak için sistemde bir dimmer anahtar bulunmaktadır. Bu sayede sıcak su giriş sıcaklığı sabit tutmak için gerekli elektrik güç ayarlanabilmiştir. Öte yandan şebekeden

alınan soğuk su ısı değiştiricinin gövde kısmına girip çıktıktan sonra gidere atılmıştır. Sistemdeki akışkan debileri vanalar ile kontrol edilmiş, debi ölçerlerle ölçülmüştür. Sıcaklıklar ise ısı değiştiricinin giriş ve çıkış noktalarından ısı çiftler vasıtasıyla ölçülmüş, sürekli akış rejimi sağlandıktan sonra elde edilen sabit veriler kaydedilmiştir. Deney düzeneğinin şematik gösterimi Şekil 6.1’de; düzeneğe dair görsel Resim 6.2’ de verildiği gibidir.



Şekil 6.1. Engelli GHSBID deney düzeneği şematik gösterimi



Şekil 6.2. Engelli GHSBID deney düzeneği görseli

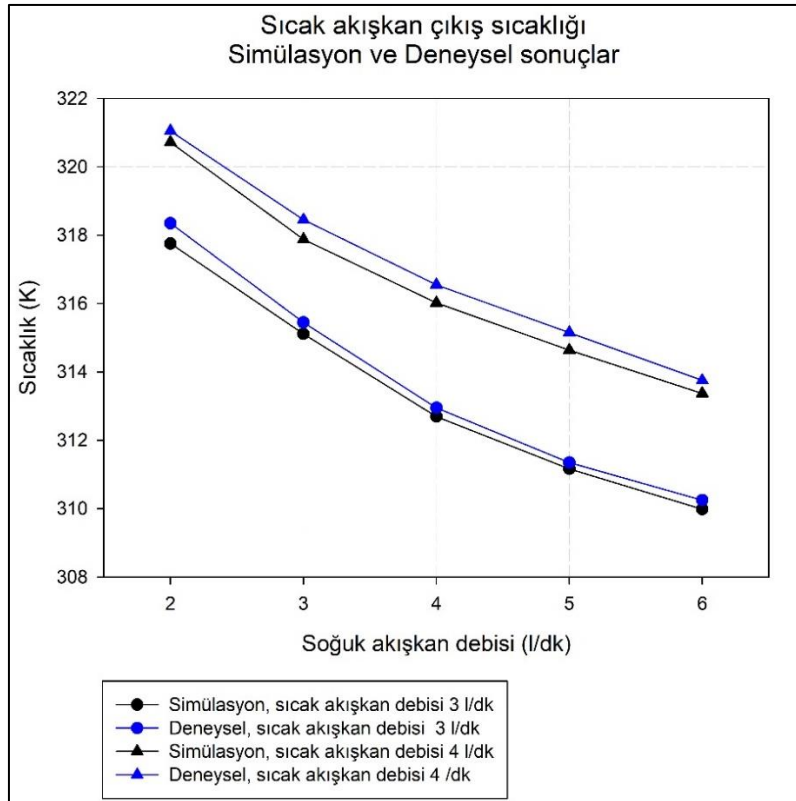
GHSBID'in değerlendirmeye alınan farklı parametreleri için hesaplanan deneysel belirsizlikler Çizelge 6.1'de gösterilmektedir. GHSBID ile ilgili bir çalışmada, Tuncer vd. (2021b) verimlilik, ısı transfer katsayısı ve kütle debisi için belirsizlik değerlerini sırasıyla $\pm 7,62$, $\pm 6,68$ ve $\pm 5,26$ olarak elde etmiştir. Khanlari vd. (2020), yaptıkları bir çalışmada kütleli akış hızı için deneysel belirsizlik değerini $\pm 5,36$ olarak elde edilmiştir. Panahi ve Zamzamin (2017) tarafından GHSBID üzerinde yapılan bir çalışmada, etkinlik ve ısı transfer katsayısı parametrelerine ilişkin belirsizlikler sırasıyla $\pm 10,2$ ve $\pm 9,17$ olarak hesaplanmıştır. Solanki ve Kumar (2020), bir GHSBID'yi deneysel olarak test etmiş ve ısı transferi ve ısı transfer katsayısı için sırasıyla ± 12 ve ± 16 belirsizlik değeri elde etmiştir. Khorasani ve Dadvand (2017), bir GHSBID'nin performansını araştırmış ve etkinlik için deneysel belirsizliği ± 9.28 olarak elde etmiştir. Ayrıca Elshazly vd. (2017) bir GHSBID'yi incelemiş ve ısı transfer katsayısı için $\%4.7-7.0$ aralığında deneysel belirsizlik değerleri rapor etmiştir. Literatürde bulunan benzer çalışmalarda deneysel belirsizlik değerleri dikkate alındığında tez çalışmasında kullanılan deneysel yöntemin genel olarak yeterli güvenilirlikte olduğu değerlendirilmiştir.

Çizelge 6.1. Farklı parametreler için hesaplanan deneysel belirsizlik değerleri

Parametre	Birim	Belirsizlik Değeri
Sıcaklık	K	$\pm 0,62$
$\dot{m}$	%	$\pm 5,13$
$\dot{Q}$	%	$\pm 5,20$
Toplam ısı transfer katsayısı	%	$\pm 6,54$

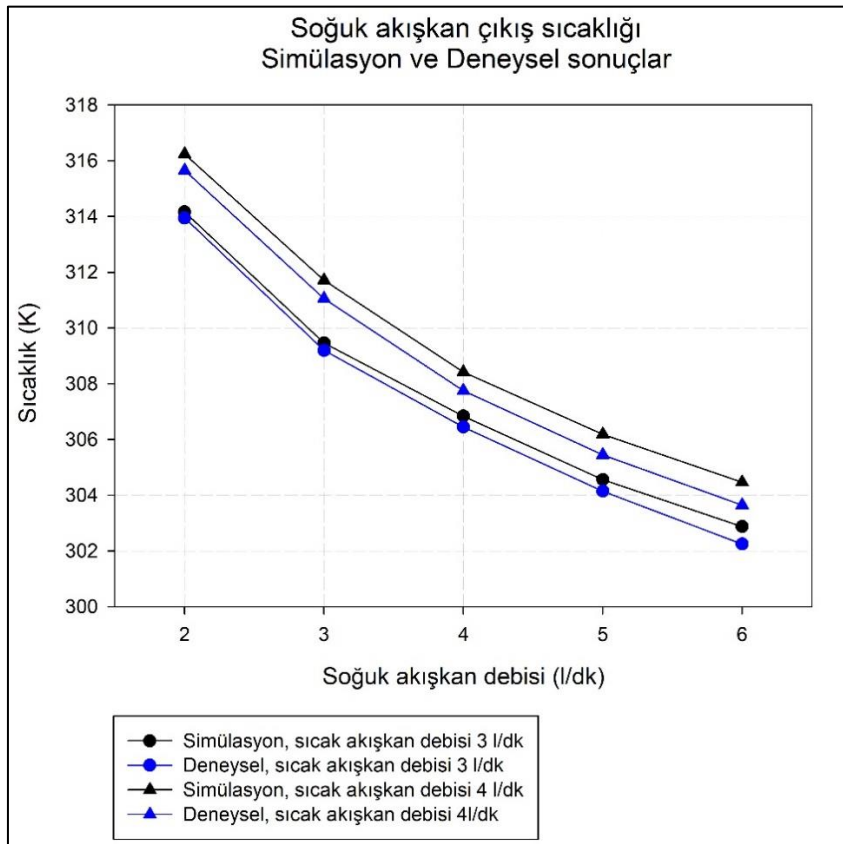
6.3. Deneysel Sonuçlar

Şekil 6.2’de Engelli GHSBID’nin simülasyonla elde edilen ve deneylerle ölçülen sıcak akışkan çıkış sıcaklıkları gösterilmektedir. Yakın sonuçlar elde edilmekle beraber, simülasyonlarda daha iyi değerler elde edildiği görülmektedir. 4 l/dk sıcak akışkan debisinde yapılan incelemede deneysel ve simülasyon değerleri arasında maksimum 0,57 K ve ortalama 0,43 K sıcaklık farkı kaydedilmiştir. 3 l/dk sıcak akışkan debisi için ise deneysel ve sayısal çıkış sıcaklıkları arasındaki maksimum ve ortalama fark sırasıyla 0,59 K ve ortalama 0,32 K olarak kaydedilmiştir.



Çizelge 6.2. Engelli GHSBID’de simülasyonla elde edilen ve deneysel olarak ölçülen sıcak akışkan çıkış sıcaklıkları

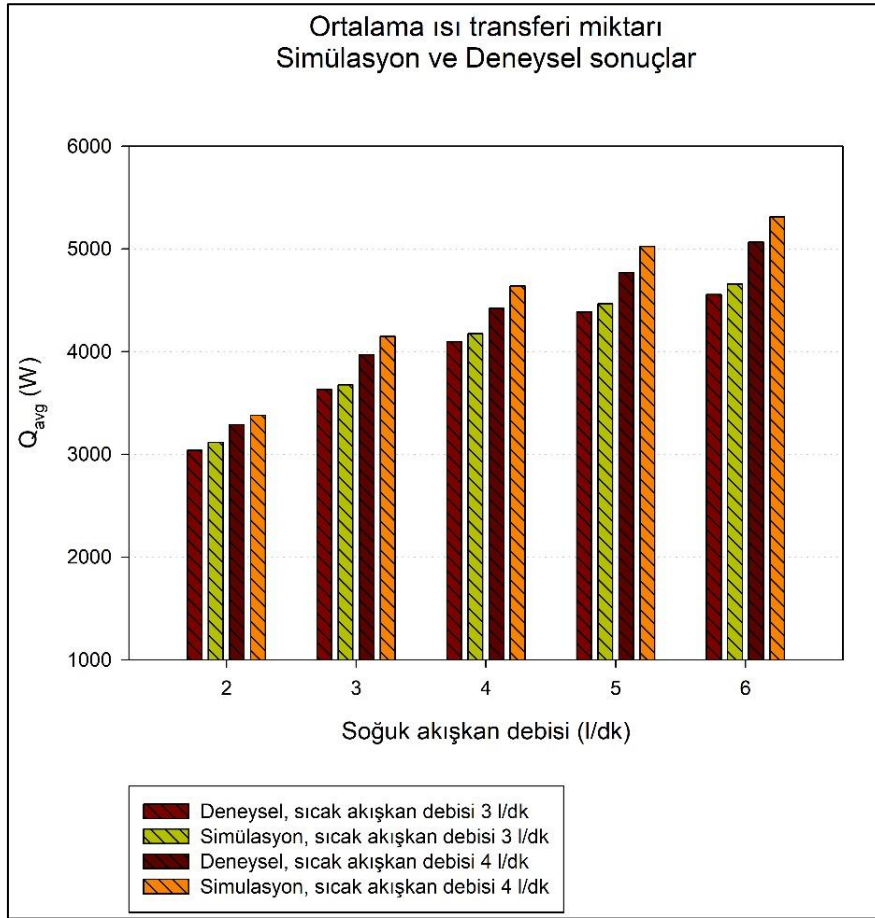
Şekil 6.3'te Engelli GHSBID'nin simülasyonla elde edilen ve deneylerle ölçülen soğuk akışkan çıkış sıcaklıkları gösterilmektedir. Şekil incelendiğinde, simülasyonların daha iyi sonuçlar verdiği görülmektedir. 3 l/dk sıcak akışkan debisinde yapılan analizlerde, soğuk akışkan çıkış sıcaklığının deneysel değerlerinin simülasyon değerlerine göre maksimum 0,62 K ve ortalama olarak 0,38 K daha düşük olduğu hesaplanmıştır. Bu değerler 4 l/dk sıcak akışkan debisi için maksimum 0,81 K ve ortalama 0,69 K olmuştur. Ayrıca, soğuk akışkan akış hızı arttıkça sıcaklık farklarının arttığı göze çarpmaktadır. Bu da deneysel çıkış sıcaklıklarının artan soğuk akışkan debisinden bir miktar etkilendiğini göstermektedir.



Şekil 6.3. Engelli GHSBID'de simülasyonla elde edilen ve deneysel olarak ölçülen soğuk akışkan çıkış sıcaklıkları

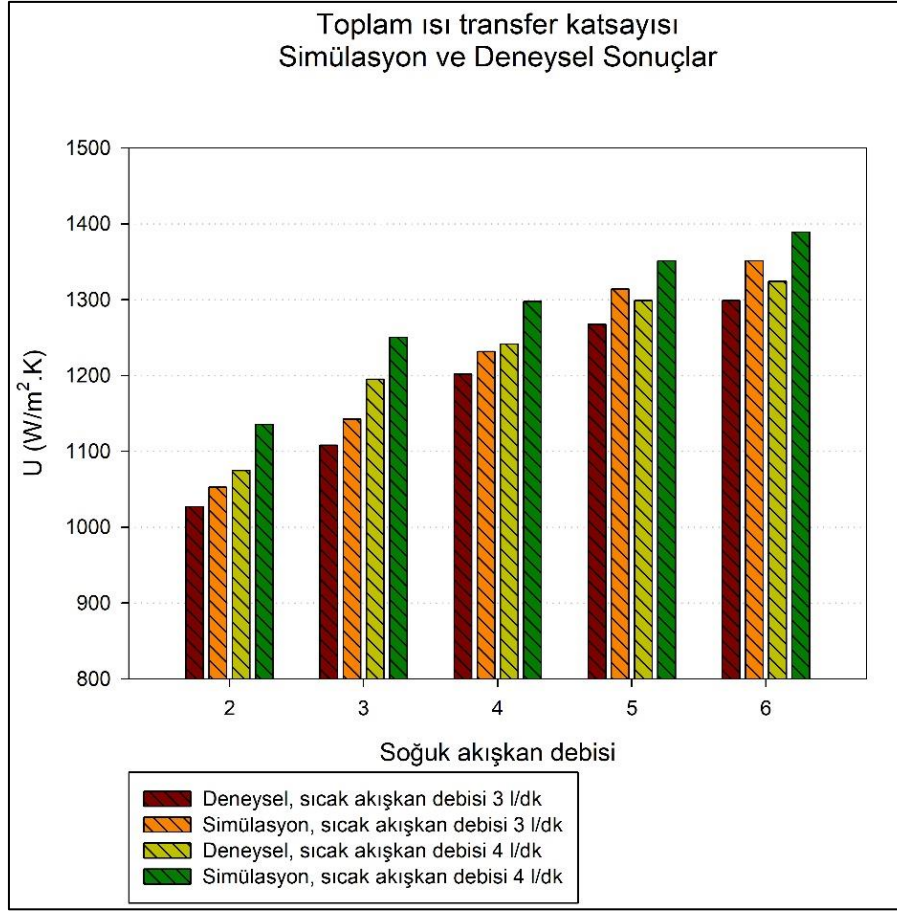
Çıkış sıcaklıkları grafikleri incelendiğinde simülasyonlarda daha iyi sonuçlar elde edildiği anlaşılmaktadır. Bu çoğunlukla beklenen bir durumdur çünkü simülasyonlar gerçek sistemlerin idealize edilmiş versiyonlarıdır. Öte yandan deneylerde tamamen adyabatik bir ortam yaratmak da mümkün değildir. Isı değiştirici ve bağlantılarında yalıtım olmasına rağmen yine de çevreye bir miktar ısı kaybı söz konusu olabilir.

Yapılan deneysel ölçümler ile ortalama ısı transfer miktarları hesaplanmış ve simülasyon sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Şekil 6.4, simülasyon ve deneysel sonuçlar kullanılarak hesaplanan ısı transferi miktarını göstermektedir. Benzer olarak deneylerde simülasyonlara yakın sonuçlar elde edilmiştir. Ortalama ısı transfer miktarı bakımından simülasyon ve deneysel değerler arasındaki ortalama fark oranları 3 l/dk sıcak akışkan debisinde %2,4 ve 4 l/dk sıcak akışkan debisinde %3,5 olarak hesaplanmıştır.



Şekil 6.4. Engelli GHSBID’de simülasyonla elde edilen ve deneysel olarak ölçülen değerlere göre hesaplanan ortalama ısı transferi miktarları

Şekil 6.5, simülasyon ve deneysel sonuçlar kullanılarak hesaplanan ısı transferi miktarını göstermektedir. Simülasyon ve deneysel sonuçlar arasında hesaplanan toplam ısı transfer katsayısı değerlerindeki fark miktarı 3 l/dk sıcak akışkan debisi için %3,16 ve 4 l/dk sıcak akışkan debisi için %4,76 olarak hesaplanmıştır.



Şekil 6.5. Engelli GHSBID’de simülasyonla elde edilen ve deneysel olarak ölçülen değerlere göre hesaplanan toplam ısı transfer katsayıları

Yapılan deneysel incelemeler, engel yerleştirilmiş GHSBID’nin simülasyonlarda ortaya koyduğu olumlu performansın uygulamada da oluşabileceğini göstermekle birlikte, simülasyonlarda elde edilen sonuçların da tutarlı olduğunu göstermiştir.

7. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Tez çalışması kapsamında ilk aşamada tasarlanan yatay ve dikey GHSBID, simülasyonlar ile kıyaslanmış, simülasyonlarda akışkan olarak su kullanılmıştır. Daha sonra aynı tasarımlar $\text{Al}_2\text{O}_3\text{-TiO}_2$ /su hibrit nanoakışkan ile tekrar simule edilmiştir. Ayrıca çalışma kapsamında literatürde bulunmayan yandan girişli ısı değiştirici tasarımının simülasyonları yapılmıştır. Son aşamada yine özgün bir tasarımla engel yerleştirilmiş ısı değiştiricinin simülasyonları gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlar olumlu görüldüğünden engelli ısı değiştirici laboratuvar ortamında imal edilerek deneysel olarak da incelenmiş, sonuçlar simülasyonlar ile karşılaştırılmıştır. Tez kapsamında elde edilen önemli sonuçlar aşağıda özetlenmiştir:

1. Yatay ve dikey ısı değiştiricilerde 3lt/dk sıcak akışkan debisi ve 2 / 2,5 / 3 / 3,5 / 4 l/dk soğuk akışkan debisinde su ile gerçekleştirilen simülasyon sonuçlarına göre:
 - Yatay ısı değiştiricide dikey ısı değiştiriciye göre ortalama 0,85 K civarında daha düşük sıcak akışkan çıkış sıcaklıkları ve ortalama 1 K civarında daha yüksek soğuk akışkan çıkış sıcaklıkları elde edilebileceği görülmüştür.
 - Dikey ısı değiştiricide 3350 – 4600 W aralığında, yatay ısı değiştiricide 3550 – 4800 W aralığında ısı transferi gerçekleştiği hesaplanmıştır. Yatay ısı değiştiricide daha yüksek miktarlarda (ortalama 198,9 W daha fazla) ısı transferi gerçekleştiği görülmüştür.
 - Dikey ısı değiştiricide 625 – 830 W/m².K aralığında, yatay ısı değiştiricide 690 – 890 W/m².K aralığında toplam ısı transfer katsayısı değerleri olduğu hesaplanmıştır.

Buna göre yatay GHSBID tasarımının, dikey olana göre daha iyi sonuçlar verdiği tespit edilmiştir.

2. Yatay ve dikey ısı değiştiricilerde 3lt/dk sıcak akışkan debisinde su ve 2 / 2,5 / 3 / 3,5 / 4 l/dk soğuk akışkan debisinde $\text{Al}_2\text{O}_3\text{-TiO}_2$ /su hibrit nanoakışkan ile gerçekleştirilen simülasyon sonuçlarına göre:
 - Gövde tarafında hibrit nanoakışkan kullanımı ile suya göre yatay GHSBID’de ortalama 1,69 K; dikey GHSBID’de ortalama 1,46 K daha düşük sıcak akışkan çıkış sıcaklıkları elde edilmiştir. Ayrıca yatay GHSBID’de ortalama 2,0 K; dikey GHSBID’de ortalama 1,81 K daha yüksek soğuk akışkan çıkış sıcaklıkları elde edilmiştir.

- Dikey GHSBID’de hibrit nanoakışkan kullanımı ile hesaplanan ortalama ısı transferi miktarları 3625 - 4790 W arasında, yatay GHSBID de ise bu değer 3870 - 5125 W arasında olmuştur.
- Yapılan hesaplamalara göre yatay GHSBID’de gövde tarafında $Al_2O_3-TiO_2$ /su hibrit nanoakışkan kullanımı ile ortalama ısı transferi miktarlarında suya göre ortalama % 8,5 artış oluşmuştur. Bu değer dikey GHSBID’de % 8,19 olarak hesaplanmıştır.
- Dikey ısı değiştiricide 730 – 925 W/m².K aralığında, yatay ısı değiştiricide 830 - 1010 W/m².K aralığında toplam ısı transfer katsayısı değerleri olduğu hesaplanmıştır.
- Yapılan hesaplamalara göre yatay GHSBID’de gövde tarafında $Al_2O_3-TiO_2$ /su hibrit nanoakışkan kullanımı ile toplam ısı transfer katsayılarında suya göre ortalama % 16,5 artış oluşmuştur. Bu değer dikey GHSBID’de % 14,5 olarak hesaplanmıştır.

Bu sonuçlara göre gövde tarafında su yerine $Al_2O_3-TiO_2$ /su hibrit nanoakışkanın kullanımı ile ısı değiştiricinin ısı performansının önemli ölçüde artacağı sonucuna varılmıştır.

3. Yandan girişli ortası boş ısı değiştirici tasarımında 3lt/dk sıcak akışkan debisi ve 2 / 2,5 / 3 / 3,5 / 4 l/dk soğuk akışkan debisinde su ile gerçekleştirilen simülasyon sonuçlarına göre:

- Yandan girişli ortası boş GHSBID’de, Bölüm 3’te incelenen geleneksel yatay modele göre ortalama 3,4 K; geleneksel dikey modele göre ortalama 2,54 K daha yüksek sıcak akışkan çıkış sıcaklıkları oluşmuştur.
- Yandan girişli ortası boş GHSBID’de, Bölüm 3’te incelenen klasik yatay modele göre ortalama 3,77 K; geleneksel dikey modele göre ortalama 2,75 K daha düşük çıkış sıcaklıkları oluşmuştur.
- Elde edilen çıkış sıcaklıkları ile yapılan hesaplamalara göre yandan girişli ortası boş GHSBID’de gerçekleşen ortalama ısı transferi miktarları 2800-4000 W aralığında gerçekleşmiştir. Buna göre bu tasarımla, geleneksel yatay GHSBID’ye göre ortalama 750 W; geleneksel dikey GHSBID’ye göre 550 W daha düşük ortalama ısı transferi miktarları elde edilmiştir
- Ortaya çıkan bu değerler oluşturulan yeni ısı değiştiricide daha etkin bir ısı transferi olmadığını göstermiştir.

Buna göre, incelenen bu tasarımda türbülans çalkantılarının çok az oluşunun ısı transferini olumsuz etkilediği, başka bir deyişle türbülansın ısı transferini arttırmak için önemli bir faktör olduğu sonucuna varılmıştır.

4. Halka ve disk engelli GHSBID ve geleneksel yatay GHSBID’de 3 ve 4 lt/dk sıcak akışkan debisi ve 2 / 2,5 / 3 / 3,5 / 4 l/dk soğuk akışkan debisinde su ile gerçekleştirilen simülasyon sonuçlarına göre:

- Engelli GHSBID’de, geleneksel yatay olana göre 3 l/dk sıcak akışkan debisinde ortalama 1,29 K; 4 l/dk sıcak akışkan debisinde ortalama 1,12 K daha düşük sıcak akışkan çıkış sıcaklıkları oluşmuştur.
- Engelli GHSBID’de, geleneksel yatay olana göre 3 l/dk sıcak akışkan debisinde ortalama 1,02 K; 4 l/dk sıcak akışkan debisinde ortalama 1,21 K daha yüksek soğuk akışkan çıkış sıcaklıkları oluşmuştur.
- 3 l/dk sıcak akışkan debisinde yapılan simülasyonlarda, geleneksel tasarımda hesaplanan ortalama ısı transferi miktarı 2950-4400 W arasında iken; engelli ısı değiştiricide bu değer 3100-4650 W arasında olmuştur. Ayrıca, 4 l/dk sıcak akışkan debisinde yapılan simülasyonlarda da geleneksel ve engelli ısı değiştiriciler için hesaplanan ortalama ısı transferi miktarı, sırayla 3120-5050 W ve 3380-5310 W aralığında olmuştur.
- Engel entegrasyonu ile ortalama ısı transfer miktarlarındaki artış miktarı 3 l/dk ve 4 l/dk sıcak akışkan debilerinde simülasyonlar için sırasıyla ortalama %7,05 ve %7,1 olarak hesaplanmıştır.
- 3 l/dk sıcak akışkan debisinde yapılan simülasyonlar sonucunda, geleneksel ısı değiştirici için hesaplanan toplam ısı transfer katsayılarının değerleri 800-1160 W/m².K arasında, engelli ısı değiştirici için 1050-1350 W/m².K arasında olmuştur. 4 l/dk sıcak akışkan debisinde ise, bu değerler geleneksel ısı değiştiricide 885-1210 W/m².K arasında; engelli ısı değiştiricide 1135-1390 W/m².K arasındadır.
- Yapılan engel entegrasyonu ile, 3 l/dk sıcak akışkan debisinde yapılan simülasyonlarda toplam ısı transfer katsayısında ortalama %22,1’lik artış olduğu, 4 l/dk sıcak akışkan debisinde yapılan simülasyonlarda ise bu değer %19,6 olduğu hesaplanmıştır.

Buna göre geleneksel yatay GHSBID’ye halka ve disk engel yerleştirilerek yapılan modifikasyon ile ısı performansta ciddi bir artış olacağı sonucuna varılmıştır.

5. İmal edilen engelli GHSBID kullanılarak 3 ve 4 lt/dk sıcak akışkan debisi ve 2 / 2,5 / 3 / 3,5 / 4 l/dk soğuk akışkan debisinde su ile gerçekleştirilen deney sonuçlarına göre:

- 3 l/dk sıcak akışkan debisi için deneysel ve sayısal sıcak akışkan çıkış sıcaklıkları arasındaki maksimum ve ortalama fark sırasıyla 0,59 K ve ortalama 0,32 K olarak kaydedilmiştir. 4 l/dk sıcak akışkan debisinde yapılan incelemede ise deneysel ve simülasyon değerleri arasında maksimum 0,57 K ve ortalama 0,43 K sıcaklık farkı kaydedilmiştir.
- 3 l/dk sıcak akışkan debisinde yapılan analizlerde, soğuk akışkan çıkış sıcaklığının deneysel değerlerinin simülasyon değerlerine göre maksimum 0,62 K ve ortalama olarak 0,38 K daha düşük olduğu hesaplanmıştır. Bu değerler 4 l/dk sıcak akışkan debisi için maksimum 0,81 K ve ortalama 0,69 K olmuştur.
- Ortalama ısı transfer miktarı bakımından simülasyon ve deneysel değerler arasındaki ortalama fark oranları 3 l/dk sıcak akışkan debisinde %2,4 ve 4 l/dk sıcak akışkan debisinde %3,5 olarak hesaplanmıştır.
- Simülasyon ve deneysel sonuçlar arasında hesaplanan toplam ısı transfer katsayısı değerlerindeki fark miktarı 3 l/dk sıcak akışkan debisi için %3,16 ve 4 l/dk sıcak akışkan debisi için %4,76 olarak hesaplanmıştır.

Çıkış sıcaklıkları ve bu değerlerle hesaplanan sonuçlar değerlendirildiğinde, yakın olmakla birlikte her aşamada deneysel sonuçlara göre simülasyon sonuçlarında daha iyi değerler elde edildiği görülmüştür. Buna rağmen deneysel sonuçlar, geleneksel yatay GHSBIDde halka ve disk engel uygulamasının ısı performansın iyileştirilmesi amacıyla uygulanabilir olduğunu göstermiştir.

Çizelge 7.1’ de, bu tez çalışmasının sonuçları ile GHSBID’ler üzerine ilgili görülen çalışmalar arasında bir karşılaştırma gösterilmektedir. Çizelgede akışkan debileri, Reynolds sayısı, ısı transferi miktarları ve toplam ısı transfer katsayısı gibi çeşitli parametreler ile yapılan çalışma sonucu elde edilen sonuçlar sunulmaktadır. Çizelgede “—” ile doldurulan hücrelerle ilgili bilgi sunulmamıştır ya da ilgili çalışmada incelenmemiştir. Ele alınan bu parametreler ısı performansın değerlendirilmesi için önemli görülmektedir. Öte yandan diğer çalışmalarda ele alınan gövde helis sarmal borulu ısı değiştiricilerin geometrik parametreleri ve test/analiz koşullarının aynı olmaması nedeniyle birebir karşılaştırma

yapmak mümkün değildir. Yine de, tez çalışmasında elde edilen sonuçların literatürdeki çalışmalarda elde edilen sonuçlarla uyum içinde olduğu söylenebilir.

Çizelge 7.1. Tez çalışmasının sonuçları ile GHSBID'ler ile ilgili çalışmaların sonuçlarının karşılaştırması

Kaynak	Yöntem		Debi (l/dk) / (kg/s)	Re _{coil}	Isı transfer Miktarı (W)	U (W/m ² K)
	Say.	Den.				
Barzegari vd. (2019)	✓	-	2 - 3,5 l/dk	10800 - 21182	2200 - 9500	-
Tuncer vd., (2021a)	✓	✓	1,5 - 3,5 l/dk	6600 - 16000	2000 - 4600	1600 - 3150
Tuncer vd., (2021b)	✓	✓	1,5 - 3,5 l/dk	6600 - 16000	1940 - 5180	1600 - 3530
Naik ve Vinod (2018)	✓	-	0,5 - 5 l/dk	-	-	500 - 3500
Jamshidi vd. (2013)	✓	-	1 - 4 l/dk	2000 - 10000	-	625 - 1100
Zaboli vd. (2019)	-	✓	1 - 4 l/dk	1300 - 5270	-	-
Elshazly vd. (2017)	✓		1,7 - 11,15 l/dk	5700 - 55000	-	500 - 2000
Niwalkar vd. (2019)		-	0,5 - 0,84 l/dk	1500 - 4200	-	800 - 2800
Panahi, ve Zamzamian (2017)	✓	-	1 - 5 l/dk	4000 - 18000	-	400 - 1700
Bahrehamand ve Abbassi (2016)	-	✓	0,03 - 0,113 kg/s	10000 - 35000	3500 - 14000	1000 - 1550
Salem vd. (2015)	✓	-	1,7 - 11 l/dk	10000 - 60000	-	200 - 1500
Yatay GHSBID	✓	-	2-4 l/dk	9660	3540-4770	690-890
Dikey GHSBID	✓	-	2-4 l/dk	9660	3340-4590	625-840
Yatay GHSBID, Nanoakışkan	✓	-	2-4 l/dk	8670	3900-5140	830-1010
Dikey GHSBID, Nanoakışkan	✓	-	2-4 l/dk	8670	3665-4960	740-930
Yandan Girişli GHSBID	✓	-	2-4 l/dk	9660	2800-3975	475-670
Engelli GHSBID	✓	✓	2-6 l/dk	9660 / 12890	3100 - 5320	1100 - 1400

Tez çalışmasında ele alınan yöntemler değerlendirildiğinde Al₂O₃-TiO₂ hibrit nanoakışkan kullanımı ile ısı performansta ciddi bir artış olabileceği simülasyonlarla gösterilmiştir. Tez kapsamında yapılan simülasyonlara göre en iyi sonuçlar bu şekilde elde edilmiştir. Öte yandan nanoakışkan kullanımının uzun vadede stabilite sorunu, çökme ve topaklanma gibi hususlar nedeniyle istikrarsız sonuçlar verebileceği ve ısı değiştirici performansında beklenen etkiyi gösteremeyebileceği göz ardı edilemez. Bu kapsamda hibrit nanoakışkanın performansa olan etkilerinin deneysel olarak da incelenmesi, hatta mümkünse yerinde

demonstrasyon ile uzun süreli kullanım sonuçlarının incelenmesi önerilebilir. Ayrıca farklı nanoakışkanlar ile de simülasyon/deney çalışmaları yapılarak sonuçlar Al_2O_3 - TiO_2 hibrit nanoakışkan ile elde edilenlerle kıyaslanarak bu akışkanın farkı ortaya konulabilir.

Tez çalışmasının genelinde izlenen yöntem helis sarmal boru içinden akan sıcak akışkanın farklı yöntemlerle soğutulması şeklinde olmuştur. Bu bağlamda hibrit nanoakışkanın soğuk akışkan olarak gövde tarafında kullanımı incelenmiştir. Literatürde nanoakışkanların helis sarmal boru içinde dolaştırıldığı ısı değiştirici çalışmaları da söz konusudur. Bu bağlamda ileriki çalışmalarda nanoakışkanların hem sarmal boruda, hem de gövde tarafında ayrı ayrı performansının incelendiği çalışmalar gerçekleştirilebilir.

Tez çalışması kapsamında GHSBID'lerde halka ve disklerden oluşan özgün tasarımla yapılan simülasyon ve deney çalışmaları, bu tasarımla ısı performansında önemli ölçüde iyileşme olabileceğini göstermiştir. Ancak ilerleyen çalışmalarda halka ve disklerin sayısı ve yerleşim noktaları konusunda geometrik optimizasyon çalışmaları yapılması söz konusu olabilir. Öte yandan bu tasarımda da nanoakışkan kullanımı ile daha yüksek ısı performans elde edilmesi söz konusu olabilir.

Literatürde kanatçık entegre edilerek yüzey alanı arttırılmış, loblu ve farklı kesitli boruların kullanıldığı ısı değiştirici tasarımları mevcuttur. Bu bağlamda ilerleyen çalışmalarda yivli bakır kangal boruların kullanımının incelenmesi ve tezde incelenen diğer yöntemlerle kıyaslanması düşünülmektedir.

KAYNAKLAR

- Afshari, F., Tuncer, A. D., Sözen, A., Variyenli, H. İ., Khanlari, A. and Gürbüz, E. Y. (2022). A comprehensive survey on utilization of hybrid nanofluid in plate heat exchanger with various number of plates. *International Journal of Numerical Methods for Heat and Fluid Flow*, 32(1), 241-264.
- Alimoradi, A. (2017). Investigation of exergy efficiency in shell and helically coiled tube heat exchangers. *Case Studies in Thermal Engineering*, 10(1), 1-8.
- Alimoradi, A. (2017). Study of thermal effectiveness and its relation with NTU in shell and helically coiled tube heat exchangers. *Case Studies in Thermal Engineering*, 9, 100-107.
- Alimoradi, A. and Veysi, F. (2016). Prediction of heat transfer coefficients of shell and coiled tube heat exchangers using numerical method and experimental validation. *International Journal of Thermal Sciences*, 107, 196-208.
- Andrzejczyk, R. and Muszynski, T. (2016). Performance analyses of helical coil heat exchangers. The effect of external coil surface modification on heat exchanger effectiveness. *Archives of Thermodynamics*, 37(4), 137-159
- Andrzejczyk, R. and Muszynski, T. (2017). Thermodynamic and geometrical characteristics of mixed convection heat transfer in the shell and coil tube heat exchanger with baffles. *Applied Thermal Engineering*, 121, 115-125.
- Andrzejczyk, R. Muszynski, T. (2018). An experimental investigation on the effect of new continuous core-baffle geometry on the mixed convection heat transfer in shell and coil heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*, 136, 237-251.
- Andrzejczyk, R., Muszynski, T., Gosz, M. (2018). Experimental investigations on heat transfer enhancement in shell coil heat exchanger with variable baffles geometry, *Chemical Engineering & Processing: Process Intensification*, 132, 114-126.
- Bahreghmand, S. and Abbassi, A., (2016). Heat transfer and performance analysis of nanofluid flow in helically coiled tube heat exchangers. *Chemical Engineering Research and Design*, 109, 628-637.
- Barzegari, H., Tavakoli, A. and Jalali Vahid, D. (2019). Experimental study of heat transfer enhancement in a helical tube heat exchanger by alumina nanofluid as current flow. *Heat Mass Transfer*, 55, 2679-2688.
- Cong, W., Zhengyu, C., Hongmei, Y., Kai, C. and Jianli, W. (2020). Intelligent optimization design of Shell and helically coiled tube heat exchanger based on genetic algorithm. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 159, 120140.
- Çengel, Y. and Ghajar, A. J. (2015). *Heat and mass transfer: Fundamentals & applications* (5.Baskı). A.B.D: McGraw-Hill Education, 652.

Etghani, M. M. and Hosseini Baboli, S. A. (2017). Numerical investigation and optimization of heat transfer and exergy loss in shell and helical tube heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*, 121, 294-301.

İnternet: Scopus (2022). Elsevier URL:
<https://www.scopus.com/term/analyzer.uri?sid=25ec873a0e1cfe760d9402ee9fb358ed&origin=resultslist&src=s&s=%28TITLE-ABS-KEY%28coiled+tube+heat+exchanger%29+OR+TITLE-ABS-KEY%28helically+coiled+tube+heat+exchanger%29+OR+TITLE-ABS-KEY%28shell+and+coiled+tube%29+OR+TITLE-ABS-KEY%28shell+and+helical+tube%29+OR+TITLE-ABS-KEY%28shell+and+helically+coiled+tube%29+OR+TITLE-ABS-KEY%28shell+and+helical%29%29&sort=plf-f&sdt=b&sot=b&sl=265&count=2456&analyzeResults=Analyze+results&txGid=2a8b08f6429745ffa2b2982df147a4bd>, Son Erişim Tarihi: 22.04.2022.

Jamshidi, N., Farhadi, M., Ganji, D. D. and Sedighi, K. (2013). Experimental analysis of heat transfer enhancement in shell and helical tube heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*, 51, 644-652.

Kakaç, S., Liu, H. and Pramuanjaroenkij, A. (2012). *Heat exchangers: Selection, rating, and thermal design* (3.Baskı). A.B.D: CRC Press Taylor & Francis, 2, 11.

Karagöz, M., Ağbulut, Ü. and Sarıdemir, S. (2020). Waste to energy: Production of waste tire pyrolysis oil and comprehensive analysis of its usability in diesel engines. *Fuel*, 275, 117844.

Khanlari, A., Yılmaz Aydın, D., Sözen, A., Gürü, M. and Variyenli, H.İ., (2020). Investigation of the influences of kaolin-deionized water nanofluid on the thermal behavior of concentric type heat exchanger. *Heat and Mass Transfer*, 56, 1453-1462.

Khorasani, S. and Dadvand, A., (2017). Effect of air bubble injection on the performance of a horizontal helical shell and coiled tube heat exchanger: An experimental study. *Applied Thermal Engineering*, 111, 676-683.

Khorasani, S., Moosavi, A., Dadvand, A. and Hashemian, M. (2019). A comprehensive second law analysis of coil side air injection in the shell and coiled tube heat exchanger: An experimental study, *Applied Thermal Engineering*, 150, 80-87.

Kumar, P. C. M. and Chandrasekar, M., (2019). CFD analysis on heat and flow characteristics of double helically coiled tube heat exchanger handling MWCNT/water nanofluids. *Heliyon*, 5, 2030.

Maghrabie, H. M., Attalla, M. and Mohsen, A. A. (2021a). Performance of a shell and helically coiled tube heat exchanger with variable inclination angle: Experimental study and sensitivity analysis. *International Journal of Thermal Sciences*, 164, 106869.

Maghrabie, H. M., Attalla, M. and Mohsen, A. A., (2021b). Performance assessment of a shell and helically coiled tube heat exchanger with variable orientations utilizing different nanofluids. *Applied Thermal Engineering*, 182, 116013.

- Mirgolbabaie, H. (2018). Numerical investigation of vertical helically coiled tube heat exchangers thermal performance, *Applied Thermal Engineering*, 136, 252-259.
- Naik, B. A. and Vinod, A. V. (2018). Heat transfer enhancement using non-Newtonian nanofluids in a shell and helical coil heat exchanger. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 90, 132-142.
- Niwalkar, A. F., Kshirsagar, J. M. and Kulkarni, K. (2019). Experimental investigation of heat transfer enhancement in shell and helically coiled tube heat exchanger using SiO₂/water nanofluids. *Materials Today Proceedings*, 18, 947-962.
- Omidi, M., Farhadi, M. and Rabienataj Darzi, A. A. (2018). Numerical study of heat transfer on using lobed cross sections in helical coil heat exchangers: Effect of physical and geometrical parameters. *Energy Conversion and Management*, 176, 236-245.
- Panahi, D. and Zamzamian, K. (2017). Heat transfer enhancement of shell-and-coiled tube heat exchanger utilizing helical wire turbulator. *Applied Thermal Engineering*, 115, 607-615.
- Ramesh, R., Murugesan, S. N., Narendran, C. and Saravanan, R., (2017). Experimental investigations on shell and helical coil solution heat exchanger in NH₃-H₂O vapour absorption refrigeration system (VAR). *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 87, 6-13.
- Salem, M. R., Elshazly, K. M., Sakr, R. Y., Ali, R. K. (2015). 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*, 7, 11005.
- Shah, R. K. and Sukulic, D. P. (2003). *Fundamentals of heat exchanger design* (1.Baskı). A.B.D: John Wiley & Sons, Inc., 2-5, 47.
- Solanki, A. K. and Kumar, R. (2020). Condensation frictional pressure drop characteristic of R-600a inside the horizontal smooth and dimpled helical coiled tube in shell type heat exchanger, *International Journal of Thermal Sciences*, 154, 106406.
- Solanki, A. K. and Kumar, R., (2018). Condensation of R-134a inside dimpled helically coiled tube-in-shell type heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*, 129, 535-548.
- Solanki, A. K. and Kumar, R., (2019). Two-phase flow condensation heat transfer characteristic of R-600a inside the horizontal smooth and dimpled helical coiled tube in shell type heat exchanger. *International Journal of Refrigeration*, 107, 155-164.
- Thulukkanam, K. (2013). *Heat exchanger design handbook* (2.Baskı). A.B.D: CRC Press Taylor & Francis, 63-67.
- Tuncer, A. D., Sözen, A., Khanlari, A., Gürbüz, E. Y., Variyenli, H. İ. (2021b). Upgrading the performance of a new shell and helically coiled heat exchanger by using longitudinal fins. *Applied Thermal Engineering*, 191, 116876.
- Tuncer, A. D., Sözen, A., Khanlari, A., Gürbüz, E.Y. and Variyenli, H. İ. (2021a). Analysis of thermal performance of an improved shell and helically coiled heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*, 184, 116272.

- Wang, G., Dbouk, T., Wang, D., Pei, Y., Peng, X., Yuan, H. and Xiang, S. (2020). Experimental and numerical investigation on hydraulic and thermal performance in the tube-side of helically coiled-twisted trilobal tube heat exchanger. *International Journal of Thermal Sciences*, 153, 106328.
- Zaboli, M., Ajarostaghi, S. S. M., Noorbakhsh, M. (2019). Effects of geometrical and operational parameters on heat transfer and fluid flow of three various water based nanofluids in a shell and coil tube heat exchanger. *SN Applied Sciences*, 1, 1387.
- Zaboli, M., Saedodin, S., Ajarostaghi, S. S. M., Nourbakhsh, M., (2021). Numerical evaluation of the heat transfer in a shell and corrugated coil tube heat exchanger with three various water-based nanofluids. *Heat Transfer*, 50(6), 6043-6067.



GAZİ GELECEKTİR..