T.C.
DİCLE ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ÇAPRAZ AKIŞLI GÖVDE BORU TİPLİ BİR EŞANJÖRDE NANO AKIŞKAN KULLANIMININ AKIŞ VE ISI TRANSFERİ ÜZERİNDEKİ ETKİLERİNİN SAYISAL İNCELENMESİ

Ömer Faruk HATİPOĞLU

YÜKSEK LİSANS TEZİ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

DİYARBAKIR
Temmuz 2021

T.C

DİCLE UNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ MÜDÜRLÜĞÜ

DİYARBAKIR

Ömer Faruk HATİPOĞLU tarafından yapılan "Çapraz Akışlı Gövde Boru Tipli Bir Eşanjörde Nano Akışkan Kullanımının Akış ve Isı Transferi Üzerindeki Etkilerinin Sayısal İncelenmesi" konulu bu çalışma, jürimiz tarafından Makine Mühendisliği Anabilim Dalında YÜKSEK LİSANS tezi olarak kabul edilmiştir

Jüri Üyesinin

Ünvanı Adı Soyadı

Başkan: Prof. Dr. Zeki ARGUNHAN

Üye : Doç. Dr. Ömer Faruk CAN

Üye : Dr. Öğr. Üyesi Orhan ARPA

Tez Savunma Sınavı Tarihi: 13/07/2021

Yukarıdaki bilgilerin doğruluğunu onaylarım.

.../...../20

Prof. Dr. Neslihan DALKILIÇ

ENSTİTÜ MÜDÜR V.

(MÜHÜR)

TEŞEKKÜR

Yüksek lisansa başladığım günden beri bana her aşamada yol gösteren, büyük bir sabırla beni her zaman çalışmaya teşvik eden kıymetli hocam sayın Dr. Öğr. Üyesi Orhan ARPA'ya, özellikle tez sürecinde çokça emek veren değerli hocam sayın Doç. Dr. Ömer Faruk CAN'a, hayatımın her alanında desteğini esirgemeyen sevgili eşim Damla HATİPOĞLU ve ilham kaynağım biricik kızım Duru HATİPOĞLU'na, dualarını esirgemeyen anneme ve babama, yardımıma koşan başta kardeşim Muhammed Ali HATİPOĞLU olmak üzere tüm kardeşlerime sonsuz teşekkür ederim.

Ömer Faruk HATİPOĞLU

Temmuz 2021, DİYARBAKIR

İÇİNDEKİLER

		Sayfa
TEŞEKKÜR		**I**
İÇİNDEKİLER		**II**
ÖZET		**IV**
ABSTRACT		**V**
ÇİZELGE LİSTESİ		**VI**
ŞEKİL LİSTESİ		**VII**
KISALTMA VE SİMGELER		**XI**
1.	**GİRİŞ**	**1**
2.	**ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR**	**3**
2.1.	Nanoakışkanlar	5
2.1.1.	Parçacık Madde ve Temel Sıvı	6
2.1.2.	Nanoakışkanların Termofiziksel Özellikleri	7
2.1.2.1.	Nanoakışkanların Isı İletim Katsayısı	7
2.1.2.2.	Viskozite	9
2.1.2.3.	Özgül Isı Kapasitesi ve Yoğunluk	9
2.1.3.	Nanoakışkanların Uygulamaları	10
2.1.4.	TiO_2/su Nanoakışkanı	10
2.2.	Eşanjörler	11
2.2.1.	Gövde Boru Tipi Eşanjörler	12
2.2.2.	Paralel Akışlı, Karşı Akışlı ve Çapraz Akışlı Eşanjörler	14
2.2.3.	Gövde Boru Tipi Eşanjörlerin Avantaj ve Dezavantajları	15
2.2.4.	Eşanjörlerde Isı Transfer Analizi	16
3.	**MATERYAL VE METOT**	**19**
3.1.	Teorik Analiz	19
3.2.	Sayısal Analiz	21
3.2.1.	Modelin Oluşturulması	21
3.2.2.	Gövde Boru Tipi Eşanjörün Ağ Yapısının Oluşturulması	22
3.2.3.	Sayısal Analiz İşlemleri	25
3.3.	Sonlu Elemanlar Yöntemi	26
4.	**BULGULAR VE TARTIŞMA**	**29**

4.1. Sıcak ve Soğuk Akışkanların Termofiziksel Özellikleri 29
4.2. Sayısal Analiz Sonuçları 30
4.2.1. Saf Su Analiz Sonuçları 30
4.2.2. TiO_2/Su Nanoakışkanının Analiz Sonuçları 34
4.2.3. Sayısal Analizlerin Karşılaştırılması 43
5. SONUÇ VE ÖNERİLER 53
5.1. Sonuçlar 53
5.2. Öneriler 53
6. KAYNAKLAR 55
ÖZGEÇMİŞ **..... 59**

ÖZET

ÇAPRAZ AKIŞLI GÖVDE BORU TİPLİ BİR EŞANJÖRDE NANO AKIŞKAN KULLANIMININ AKIŞ VE ISI TRANSFERİ ÜZERİNDEKİ ETKİLERİNİN SAYISAL İNCELENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Ömer Faruk HATİPOĞLU

DİCLE ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

2021

Bu çalışmada çapraz akışlı gövde boru tipi bir eşanjörde nanoakışkan kullanımının ısı transferine etkileri sayısal olarak incelenmiştir. Gövde boru tipi eşanjörde boruda 20ºC'de su, hacimsel olarak 0.3, 0.5 ve 0.75 oranlarında TiO_2/su nanoakışkanları kullanılmıştır. Gövde tarafında 150ºC ve 80ºC'de yağ akışı kullanılmıştır. Sayısal çözümde uygun ağ yapısını elde etmek için seçilen noktadaki 5 ayrı ağ yapısının ısı transfer katsayıları, Sieder-Tate bağıntısı yardımıyla bulunan ısı transfer katsayılarıyla karşılaştırılmış ve en uygun ağ yapısı kullanılmıştır. Sayısal çözümün doğruluğunu kontrol etmek için boru boyunca seçilen 4 noktadaki ısı transfer katsayıları, Sieder-Tate bağıntısı yardımıyla bulunan ısı transfer katsayılarıyla karşılaştırılmış ve uyum içinde olduğu tespit edilmiştir. Sayısal çözümde su için ortalama ısı transfer katsayısı 2779.19 W/m^2K, 0.3 TiO_2/su nanoakışkanı için 2923.25 W/m^2K, 0.5 TiO_2/su nanoakışkanı için 4659.28 W/m^2K, 0.75 TiO_2/su nanoakışkanı için 12073.26 W/m^2K bulunmuştur. Bu şekilde elde edilen çözümlerde nanoakışkan oranı arttıkça ısı transfer katsayısının arttığı görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Çapraz akış, gövde boru tipi eşanjör, nanoakışkan, ısı transferi, TiO_2.

ABSTRACT

NUMERICAL INVESTIGATION OF THE EFFECTS OF NANO FLUID USE ON FLOW AND HEAT TRANSFER IN A CROSS FLOW SHELL &TUBE HEAT EXCHANGER

Ömer Faruk HATİPOĞLU

MSc THESIS

DİCLE UNIVERSITY
INSTITUTE OF NATURAL&APPLIED SCIENCES
DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING

2021

In this study, the effects of nanofluid usage on heat transfer in a cross-flow body-and-tube type heat exchanger were numerically investigated. In the shell and tube type heat exchanger, water at 20ºC and TiO_2/water nanofluids at 0.3, 0.5 and 0.75 volumetric ratios were used in the pipe. Oil flow is used at 150ºC and 80ºC on the body side. In order to obtain the appropriate network structure in the numerical solution, the heat transfer coefficients of 5 different network structures at the selected point were compared with the heat transfer coefficients found with the help of the Sieder-Tate relation and the most suitable network structure was used. In order to check the accuracy of the numerical solution, the heat transfer coefficients at the selected 4 points along the pipe were compared with the heat transfer coefficients found with the help of the Sieder-Tate equation and it was found to be in harmony. In the numerical solution, the average heat transfer coefficient for water was 2779.19 W/m^2K, 2923.25 W/m^2K for 0.3 TiO_2/water nanofluid, 4659.28 W/m^2K for 0.5 TiO_2/water nanofluid, and 12073.26 W/m^2K for 0.75 TiO_2/water nanofluid. In the solutions obtained in this way, it was observed that the heat transfer coefficient increased as the nanofluid ratio increased.

Keywords: Cross flow, shell tube type heat exchanger, nanofluid, heat transfer, TiO_2.

ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge No		Sayfa
Çizelge 2.1.	Yaygın olarak kullanılan malzemelerin ısı iletim katsayıları	7
Çizelge 4.1.	TiO_2/su nano akışkanın ve saf suyun 20 ^oC de termofiziksel özellikleri	29
Çizelge 4.2.	Motor yağının termofiziksel özellikleri	29

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil No		Sayfa
Şekil 2.1.	Nanoakışkanların yapısı	5
Şekil 2.2.	Gövde boru tipi eşanjör	13
Şekil 2.3.	Tek gövde ve iki boru geçişli gövde boru tipi eşanjör	14
Şekil 3.1.	Gövde boru tipi eşanjörün dış kısmı	21
Şekil 3.2.	Gövde boru tipi eşanjörün iç kısmının gösterilmesi	21
Şekil 3.3.	Gövde boru tipi eşanjörde sıcak ve soğuk akışkanın giriş ve çıkışları	22
Şekil 3.4.	Gövde boru tipi eşanjörün ağ yapısı	22
Şekil 3.5.	Soğuk akışkanın geçtiği borunun ağ yapısı	23
Şekil 3.6.	Soğuk akışkanın geçtiği borunun ağ yapısı	23
Şekil 3.7.	Ağ yapısının eleman sayısına bağlı, sayısal analizden elde edilen ısı transferi	24
Şekil 3.8.	Sayısal çözümün literatür ile karşılaştırılması	24
Şekil 4.1.	Eşanjör borusu üzerinde seçilen noktaların konumu	30
Şekil 4.2.	150°C - 80°C de motoryağı ve 20°C de saf su için ısı transfer katsayısı değişimi	31
Şekil 4.3.	150°C - 80°C de motoryağı ve 20°C de saf su için sıcaklık değişimi	31
Şekil 4.4.	150°C - 80°C de motoryağı ve 20°C de saf su için basınç değişimi	32
Şekil 4.5.	150°C - 80°C de motoryağı ve 20°C de saf su için ısı akısı değişimi	32
Şekil 4.6.	150°C de motoryağı ve 20°C de saf su için değişimler (a- ısı transfer katsayısı değişimi, b- sıcaklık değişimi, c- basınç değişimi, d- ısı akısı değişimi)	33
Şekil 4.7.	80°C de motoryağı ve 20°C de saf su için değişimler (a- ısı transfer katsayısı değişimi, b- sıcaklık değişimi, c- basınç değişimi, d- ısı akısı değişimi)	33
Şekil 4.8.	150° - 80°C de motoryağı ve 20°C de %0.3 TiO_2/su nanoakışkanı için ısı transfer katsayısı değişimi	34
Şekil 4.9.	150° - 80°C de motoryağı ve 20°C de %0.5 TiO_2/su nanoakışkanı için ısı transfer katsayısı değişimi	35

Şekil 4.10. 150° - 80°C de motoryağı ve 20°C de %0.75 TiO_2/su nanoakışkanı için ısı transfer katsayısı değişimi 35

Şekil 4.11. 150° - 80°C de motoryağı ve 20°C de %0.3 TiO_2/su nanoakışkanı için sıcaklık değişimi 36

Şekil 4.12. 150° - 80°C de motoryağı ve 20°C de %0.5 TiO_2/su nanoakışkanı için sıcaklık değişimi 36

Şekil 4.13. 150° - 80°C de motoryağı ve 20°C de %0.75 TiO_2/su nanoakışkanı için sıcaklık değişimi 37

Şekil 4.14. 150° - 80°C de motoryağı ve 20°C de %0.3 TiO_2/su nanoakışkanı için basınç değişimi 37

Şekil 4.15. 150° - 80°C de motoryağı ve 20°C de %0.5 TiO_2/su nanoakışkanı için basınç değişimi 38

Şekil 4.16. 150° - 80°C de motoryağı ve 20°C de %0.75 TiO_2/su nanoakışkanı için basınç değişimi 38

Şekil 4.17. 80°C de motoryağı ve 20°C de %0.3 TiO_2/su nanoakışkanı için ısı akısı değişimi 39

Şekil 4.18. 80°C de motoryağı ve 20°C de %0.5 TiO_2/su nanoakışkanı için ısı akısı değişimi 39

Şekil 4.19. 80°C de motoryağı ve 20°C de %0.75 TiO_2/su nanoakışkanı için ısı akısı değişimi 40

Şekil 4.20. 150°C de motoryağı ve 20°C de %0.3 TiO_2/su nanoakışkanı için değişimler (a- ısı transfer katsayısı değişimi, b- sıcaklık değişimi, c- basınç değişimi, d- ısı akısı değişimi) 40

Şekil 4.21. 80°C de motoryağı ve 20°C de %0.3 TiO_2/su nanoakışkanı için değişimler (a- ısı transfer katsayısı değişimi, b- sıcaklık değişimi, c- basınç değişimi, d- ısı akısı değişimi) 41

Şekil 4.22. 150°C de motoryağı ve 20°C de %0.5 TiO_2/su nanoakışkanı için değişimler (a- ısı transfer katsayısı değişimi, b- sıcaklık değişimi, c- basınç değişimi, d- ısı akısı değişimi) 41

Şekil 4.23. 80°C de motoryağı ve 20°C de %0.5 TiO_2/su nanoakışkanı için değişimler (a- ısı transfer katsayısı değişimi, b- sıcaklık değişimi, c- basınç değişimi, d- ısı akısı değişimi) 42

Şekil 4.24. 150°C de motoryağı ve 20°C de %0.75 TiO_2/su nanoakışkanı için değişimler (a- ısı transfer katsayısı değişimi, b- sıcaklık değişimi, c- basınç değişimi, d- ısı akısı değişimi) 42

Şekil 4.25. 80°C de motoryağı ve 20°C de %0.75 TiO_2/su nanoakışkanı için değişimler (a- ısı transfer katsayısı değişimi, b- sıcaklık değişimi, c- basınç değişimi, d- ısı akısı değişimi) 43

Şekil 4.26. 150°C de motoryağı ve 20°C de saf su, %0.3, %0.5 ve %0.75 oranlarında TiO_2/su nanoakışkanlarının ısı transfer katsayısı değişimi 44

Şekil 4.27. 80°C de motoryağı ve 20°C de saf su, %0.3, %0.5 ve %0.75 oranlarında TiO_2/su nanoakışkanlarının ısı transfer katsayısı değişimi 45

Şekil 4.28. 150°C de motoryağı ve 20°C de saf su, %0.3, %0.5 ve %0.75 oranlarında TiO_2/su nanoakışkanlarının sıcaklık değişimi 45

Şekil 4.29. 80°C de motoryağı ve 20°C de saf su, %0.3, %0.5 ve %0.75 oranlarında TiO_2/su nanoakışkanlarının sıcaklık değişimi 46

Şekil 4.30. 150°C de motoryağı ve 20°C de saf su, %0.3, %0.5 ve %0.75 oranlarında TiO_2/su nanoakışkanlarının basınç değişimi 46

Şekil 4.31. 80°C de motoryağı ve 20°C de saf su, %0.3, %0.5 ve %0.75 oranlarında TiO_2/su nanoakışkanlarının basınç değişimi 47

Şekil 4.32. 150°C de motoryağı ve 20°C de saf su, %0.3, %0.5 ve %0.75 oranlarında TiO_2/su nanoakışkanlarının ısı akısı değişimi 47

Şekil 4.33. 80°C de motoryağı ve 20°C de saf su, %0.3, %0.5 ve %0.75 oranlarında TiO_2/su nanoakışkanlarının ısı akısı değişimi. 48

Şekil 4.34. 20°C de yukarıdan aşağıya sırasıyla saf su, %0.3, %0.5, %0.75 oranlarında TiO_2/su nanoakışkanları için ısı transfer katsayısı değişimleri (Sıcak akışkan olarak sol sütunda 150°C de motoryağı, sağ sütunda 80°C de motoryağı kullanılmıştır.) 49

Şekil 4.35. 20°C de yukarıdan aşağıya sırasıyla saf su, %0.3, %0.5, %0.75 oranlarında TiO_2/su nanoakışkanları için sıcaklık değişimleri (Sıcak akışkan olarak sol sütunda 150°C de motoryağı, sağ sütunda 80°C de motoryağı kullanılmıştır.) 50

Şekil 4.36. 20°C de yukarıdan aşağıya sırasıyla saf su, %0.3, %0.5, %0.75 oranlarında TiO_2/su nanoakışkanları için basınç değişimleri (Sıcak akışkan olarak sol sütunda 150°C de motoryağı, sağ sütunda 80°C de motoryağı kullanılmıştır.) 51

Şekil 4.37. 20°C de yukarıdan aşağıya sırasıyla saf su, %0.3, %0.5, %0.75 oranlarında TiO_2/su nanoakışkanları için ısı akısı değişimleri (Sıcak akışkan olarak sol sütunda 150°C de motoryağı, sağ sütunda 80°C de motoryağı kullanılmıştır.) 52

KISALTMA VE SİMGELER

A	: Isı transfer alanı, [m^2]
Cp	: Özgül ısı kapasitesi, [kJ/kgK]
Dh	: Hidrolik çap, [m]
G	: Kütlesel hız, [kg/m^2 s]
h	: Isı taşınım katsayısı, [W/m^2K]
k	: Isı iletim katsayısı, [W/mK]
$\dot{m}$	: Kütlesel debi, [kg/s]
Nu	: Nusselt sayısı
P	: Basınç, [Pa]
Pr	: Prandtl sayısı
$\dot{Q}$	: Isı transfer miktarı, [W]
$\dot{q}$	: Isı akısı, [W/m^2]
Re	: Reynolds sayısı
T	: Sıcaklık, [°C]
t	: Zaman, [s]
U	: Toplam ısı transfer katsayısı, [W/m^2K]
μ	: Dinamik viskozite, [Pa.s]
ν	: Kinematik viskozite, [m^2/s]
v	: Hız, [m/s]
Δx	: Plaka kalınlığı, [m]

1. GİRİŞ

Eşanjör, ısıyı soğuk akışkandan sıcak akışkana veya tersi yönde aktarmak için kullanılan ekipmandır. Isı aktarılırken iki sıvı doğrudan karıştırılabilir veya katı bir sınırla ayrılabilir. Elektrik santrali, ısıtma, soğutma, havalandırma ve iklimlendirme sistemleri, tarım endüstrileri, kağıt hamuru endüstrileri, kimya endüstrileri vb. alanlar, ısı eşanjörlerinin ana uygulama alanlarıdır.

Geleneksel olarak, ısı eşanjörlerinde bir ısı aktarım ortamı olarak kullanılan akışkanlar düşük ısıl iletkenliğe sahiptir ve bu nedenle ısı aktarım hızı düşüktür, bu ısı eşanjörleri boyut olarak büyüktür ve çok etkili değildir. Bu gerçekler, ısı eşanjörlerinde ısı transferi alanında daha fazla araştırmaya yol açmıştır. Kullanılan geleneksel akışkandan daha yüksek termal iletkenliğe sahip akışkanı bir şekilde kullanabilirsek, ısı eşanjörlerini kompakt ve yüksek verimli hale getirebiliriz (Bhosale ve ark. 2017), (Chaurasia ve Sarviya 2019), (Chaurasia ve Sarviya 2020), (Chaurasia ve Sarviya 2020), (Chaurasia ve Sarviya 2020).

Geleneksel sıvıda (su, etilen glikol, yağ vb.) nanopartikülleri (1 nm ila 100 nm boyutlarında) süspanse edip ısı transfer ortamı için yeni bir sıvı türü yaparsak, bu tür sıvıya nano akışkan denir. Geçtiğimiz birkaç yıl içinde bir çok araştırmacı, nano akışkanın geleneksel akışkandan daha yüksek termal iletkenlik gibi daha büyük termal özelliklere sahip olduğunu keşfetti. Nano akışkanı, ısı transfer ortamı için fütüristik akışkan olarak görebiliriz çünkü bu akışkanlar, geleneksel akışkanlara kıyasla ısı aktarım hızını artırmak için yeni fırsatlar sunar. Nanoakışkanlar, aynı ısı transfer oranını elde etmek için mikrometre boyutundaki katı partiküllerin süspanse edildiği sıvılara göre birçok avantaja sahiptir:

a) Nano partiküller geniş özgül yüzey alanına sahip olacak ve bu nedenle yüksek oranda ısı transfer oranı olacaktır.
b) Nano partiküller, daha yüksek stabilite ile baz sıvı içinde dağıtılabilir.
c) Geleneksel bulamaçlarla karşılaştırıldığında, nanopartiküllerin boyutu daha küçüktür ve bu nedenle sıvının tıkanması azalacaktır.
d) Nanosıvıların kullanıldığı durumunda gerekli pompalama gücü de daha azdır (Timofeeva ve ark. 2011).

Bu çalışmada çapraz akışlı gövde boru tipli ısı değiştiricisinin sayısal analizi yapılarak, nanoakışkanların gövde boru tipli ısı değiştiricilerin içerisindeki ısıl

davranışları hakkında Ansys 14.5 programında CFX analizi yapılmıştır. Gövde boru tipli ısı değiştiricinin verimini artırmaya yönelik çalışma akışkanı olarak TiO_2/su nanoakışkan kullanılmıştır.

2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR

Birçok araştırmacı su, etilen glikol ve yağ gibi baz akışkanlar üzerinde nanopartiküllerin etkisini incelemeye çalışmış ve bu akışkanların daha yüksek ısıl iletkenliklerinden dolayı meydana gelen artışı göstermiştir, bu nedenle son yıllarda bazı deneysel ve sayısal çalışmalar yapılmıştır. Aşağıda son yıllarda sunulan bazı çalışmalar gösterilmektedir (Kamel ve ark. 2016).

(Yang ve ark. 2013): Nusselt sayısının, alümina su nanosıvılar için optimal yığın ortalama nanopartikül hacim fraksiyon değerine sahip olduğu, oysa titanyum su nanosıvılar için toplu ortalama nanopartikül hacim fraksiyonu ile yalnızca monoton olarak arttığı teorik olarak bulunmuştur.

(Sekhara ve ark. 2013): Nusselt sayısının ve sürtünme faktörünün partikül konsantrasyonunun artmasıyla arttığını deneysel çalışmada buldu. Ancak, Nusselt sayısı arttıkça Reynolds akış sayısının artmasıyla sürtünme faktörü azalmaktadır. Yüksek ısı değişimli nano akışkan kullanmak, ısı eşanjörünün boyutunun küçültülmesine yardımcı olabilir veya ısı eşanjörünün boyutunu artırmadan sistemin verimliliği iyileştirilebilir. Ayrıca, boru akışlarında bükülmüş bantlar ve nano-akışkanlar kullanmak avantajlıdır, çünkü ısı alışverişi ile kazanılan enerjinin pompalama gücüne harcanan enerjiden daha fazla olduğu sonuçlardan görülebilmektedir. Yatay bir tüpteki ısı transferi artışının Reynolds akış sayısı ve nanopartikül konsantrasyonu ile arttığı sonuçlardan açıkça anlaşılmaktadır.

(Hussein ve ark. 2013): Ölçülen veriler, nanoakışkanların hacim konsantrasyonunun sırasıyla %19 ve %6 maksimum sapma ile artmasıyla ısıl iletkenliğin ve viskozitenin arttığını göstermiştir. Simülasyon sonuçları, hacim konsantrasyonunun artmasıyla sürtünme faktörünün ve Nusselt sayısının arttığı sonucuna varmıştır. Öte yandan, yassı boru, ısı transferini artırır ve dairesel boruya kıyasla sırasıyla %6 ve -%4 oranında basınç düşüşünü azalttığını sayısal çalışmada göstermiştir.

(Ali ve ark. 2013): Sayısal çalışmadaki sonuçlar, partikül boyutu arttıkça nanoakışkanların termal iletkenlik ve termal difüzivite artışının arttığını göstermektedir. Al_2O_3 nanoakışkanların ısıl iletkenliği ve ısıl difüzivite artışı, hacim fraksiyon konsantrasyonu arttıkça artmıştır. Bu gelişme, balistik enerji, nanopartiküldeki ısı

aktarımının doğası ve katı/sıvılar arasındaki ara yüzey tabakası gibi birçok faktöre atfedilmiştir.

(Heris ve ark. 2013): Deneyler, ısı transfer katsayısında önemli bir artış sağlandığını ve nanopartiküllerin %2.5 hacim fraksiyonunda bu artışın baz sıvıya (su) göre % 27.6'ya kadar çıktığını göstermektedir.

(Azari ve ark. 2014): Deneysel ve simülasyon sonuçları, nanoakışkanların ısıl performansının baz akışkanlara göre daha iyi olduğunu ve sıvı içindeki nanoakışkan oranı ve akış hızı ile doğru orantılı olarak ısı transferini iyileştirdiğini göstermiştir.

(Hameed ve Rageb 2014): Sayısal çalışmadaki sonuçlar, sıvının içindeki nanopartiküllerin ısıl direnci ve sıcaklık farkını sırasıyla 0.168 K/W ve 5.06 K azaltarak ısı borusunun ısıl performansını artırdığını göstermiştir. Maksimum ısı yükü ve kılcal basınç sırasıyla 96 W ve 192.46 Pa artırılmıştır. Tüm bu sonuçlar 30 W giriş ısısında ve %5 hacim nanopartikül konsantrasyonunda sonuçlanmıştır. Isı borusu için duvar sıcaklığı dağılımının sonuçları, aynı problem için önceki çalışma ile karşılaştırılmış ve iyi sonuçlar elde edilmiştir.

Shedid (2014) tarafından yapılan sayısal simülasyonların sonuçları karşılaştırılmış ve Al_2O_3 ve TiO_2 nanopartiküllerinin artan konsantrasyon oranı ile Peclet sayısı arttıkça Nusselt sayısının arttığını göstermiştir.

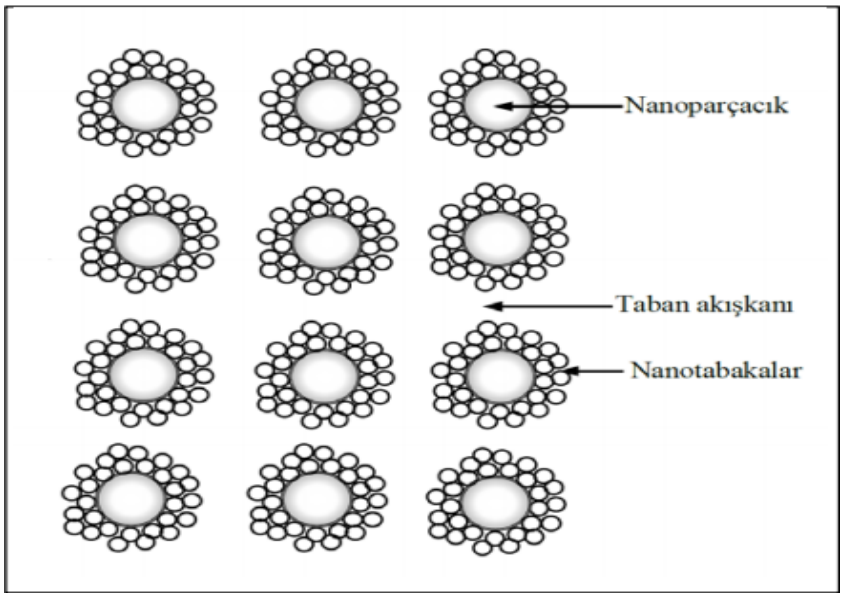
(Ismael ve Sultan 2014): Deneysel sonuçlar, sıvıda mikroakışkanlardan daha büyük nanopartikül varlığı nedeniyle termal iletkenliğin arttığını vurgulamış, ayrıca partikül boyutunun ve konsantrasyonun termal iletkenlik üzerindeki etkisini göstermiş. Oldukça iletken partiküllerin eklenmesinin, ısı transfer akışkanlarının termal iletkenliğini önemli ölçüde artırabileceği kabul edilmiştir. Mikro ve nano boyut aralığındaki partiküller, sedimantasyona karşı gelişmiş stabiliteleri ve sonuç olarak bir akış sistemini tıkama potansiyelindeki azalma nedeniyle en çok ilgiyi çekmiştir. Ayrıca sonuçlar, elde edilen termal iletkenliklerin şüphesiz boyut ve tip partiküllerin süspansiyonlarda iletken ısı transferini etkileyen anahtar bir faktör olduğunu ortaya çıkarmıştır.

(Hussein ve ark. 2014): Deneysel sonuçlar, su içinde dağılan TiO_2 ve SiO_2 nanopartiküllerinin baz akışkan olarak kullanılması ve nanoakışkan hacim fraksiyonunun artmasıyla, araba radyatöründeki ısı transferinin arttığını göstermiştir.

(Khdher ve ark. 2015): Sayısal çalışmadaki sonuçlar, ısı transfer hızlarının ve çeper kayma geriliminin, nanoakışkan hacim konsantrasyonunun artmasıyla arttığını göstermiştir. Ek olarak, nanoakışkanların viskozite ve ısıl iletkenlik sonuçları, hacim fraksiyonlarının artmasıyla önemli bir artış göstermektedir. Bu nedenle, bir mühendislik sistemindeki nanoakışkanın performansını artırmada optimal partikül hacmi fraksiyonu dikkate alınır.

2.1. Nanoakışkanlar

1-100 nm boyutundaki nano parçacıklar, baz sıvıda homojen olarak dağıldığında, bu tür sıvıya nanosıvı denir. Nanopartiküller, sıvının termal iletkenliğini ve ısı transfer katsayısını artıran ve dolayısıyla ısı transfer hızını artıran metal veya metal oksitlerden oluşur (Kumar ve Sarviya 2021). Yüksek ısıl iletkenliğine sahip olan nanoparçacıklar, su, yağ ve etilen glikol gibi geleneksel sıvıların içine eklenerek yüksek ısıl iletkenliğe sahip nanoakışkan elde edilir. Şekil 2.1'de görüldüğü gibi bir nanoakışkan; temel akışkan, katı nanoparçacıklar ve nanotabakalardan oluşur. Nanotabaka baz akışkan ve katı nanoparçacıklar arasında bir ısı köprüsü gibi çalışır ve ısıl iletkenliğini arttırır (Xuan ve Li 2000), (Kakaç ve Pramuanjaroenkij 2009), (Gupta ve ark. 2012), (Michaelides 2013).



Şekil 2.1. Nanoakışkanların yapısı (Kakaç ve Pramuanjaroenkij 2009)

Nanometre boyutundaki parçacıkların kullanımı ilk olarak 1995 yılında Argonne Ulusal Laboratuvarı'nda yürütülen bir dizi çalışmada ortaya çıktı ve Choi, muhtemelen popülerlik kazanan nanometre boyutlarında asılı parçacıklara sahip sıvıları " nanosıvılar " olarak adlandıran ilk kişiydi. Bu çalışmadan sonra nanoakışkanlar ile ilgili çok sayıda sayısal ve deneysel çalışma yapılmıştır (Duangthongsuk ve Wongwises 2008).

Nanoakışkanlar yüksek oranda ısı transferi sağlamasına rağmen, karmaşık nanoakışkan sistemleri nedeniyle, bu akışkanlar hala geniş uygulama alanı bulmamaktadır. Nanosıvılar, ısı transferinin iyileştirilmesi için geleneksel katı-sıvı süspansiyona göre aşağıdaki avantajlara sahiptir:

- Nanoakışkanlar, yüksek stabiliteye sahip baz sıvı içinde dağıtılır.
- Nanoakışkan kullanılması durumunda sistemdeki tıkanma çok daha azdır.
- Nanosıvılardaki nano parçacıklar geniş özgül yüzey alanına ve dolayısıyla yüksek ısı transfer oranına sahiptir.
- Akışkan olmaması durumunda gereken pompalama gücü daha azdır.
- Nanopartikül konsantrasyonunu nanoakışkan içinde değiştirerek, nanoakışkanın termo-fiziksel özellikleri ihtiyacımıza göre ayarlanabilir (Kumar ve Sarviya 2021).

2.1.1. Parçacık Madde ve Temel Sıvı

Modern nanoteknoloji, atomik veya moleküler ölçeklerde tasarlanmış nano metre boyutlu parçacıklar veya nano yapılı malzemeler hazırlamak için fiziksel ve kimyasal yollar sunar. Nano sıvı, su, motor yağı, etilen glikol gibi geleneksel baz sıvılarda dağılan nano boyutlu partiküllere sahip bir sıvıdır ve bu, orijinal sıvının ısı transfer özelliklerini büyük ölçüde geliştirir. Metalik nanopartikül süspansiyonları içeren bu sıvı nedeniyle daha yüksek termal iletkenliğe sahiptir. Metalik oksitler (Al_2O_3, CuO), nitrür seramikler (AlN, SiN), karbür seramikler (SiC, TiC), metaller (Cu, Ag, Au), yarı iletkenler (TiO_2, SiC), tekli, çiftli veya çoklu gibi malzemelerin nanopartikülleri nano sıvıların hazırlanmasında duvarlı karbon nanotüpler (tek duvarlı karbon nanotüpler, çift cidarlı karbon nanotüpler, çok duvarlı karbon nanotüpler), alaşımlı nanopartiküller (Al_2Cu_3O) vb. kullanılmıştır. Bir sıvının ısıl iletkenliği, ısı transfer performansına karar veren önemli bir fiziksel özelliktir. Geleneksel ısı transfer

sıvıları, doğal olarak zayıf termal iletkenliğe sahiptir ve bu da onları ultra yüksek soğutma uygulamaları için yetersiz kılar (Rao ve ark. 2017).

Çizelge 2.1'de görüldüğü gibi bu malzemelerin ısıl iletkenlikleri, yaygın kullanılan akışkanlarınkine göre çok daha yüksektir. Dolayısıyla bu malzemeler, nano boyutunda geleneksel akışkanların içine eklenerek ısıl iletkenlikleri arttırılır. Nanoakışkanların termofiziksel özelliklerindeki iyileşme nanoparçacıkların oranı, nanoparçacıkların şekli ve boyutu gibi parametrelere bağlıdır (Yang ve ark. 2005), (Minkowycz ve ark. 2017), (Kumar ve Arasu 2018).

Çizelge 2.1. Yaygın olarak kullanılan malzemelerin ısı iletim katsayıları (Das ve ark. 2007)

Malzeme türü	Malzeme	Isı iletim katsayısı (W/mK)
Metalik Malzemeler	Bakır	401
	Gümüş	429
	Alüminyum	237
Metal olmayan malzemeler	Silisyum	148
	Alümina	40
	Elmas	3300
	Karbon nanotüpleri	3000
Temel sıvı	Su	0,613
	Etilen glikol	0,253
	Motor yağı	0,145

2.1.2. Nanoakışkanların Termofiziksel Özellikleri

Nanoakışkanların özgül ısı kapasitesi, ısı iletim katsayısı, yoğunluk ve viskozite gibi termofiziksel özellikleri değiştiğinden dolayı, nanoakışkanların termofiziksel özellikleri; nanoparçacıkların cinsi, nanoparçacıkların şekli, nanoparçacıkların boyutları, nanoparçacığın oranı, temel akışkanın cinsi gibi birçok parametreye bağlıdır.

2.1.2.1. Nanoakışkanların Isı İletim Katsayısı

Nanosıvı olarak adlandırılan nanoakışkanların ısıl iletkenliğini incelemek için geçtiğimiz birkaç yıl içinde birçok araştırma yapıldı. Burada, baz sıvıların mükemmel termal özelliklerinin mükemmel değerlerini elde etmek için farklı nanopartiküller

(demir içeren, demir içermeyen malzemeler, oksitler vb.) kullanılmıştır. Bu süreçte birçok araştırmacı, silindirik, küresel vb. gibi farklı şekillere sahip 100 nm'den daha küçük boyutlarda nanopartiküller kullanmıştır. Hacim konsantrasyonu, nanoakışkanların termal özellikleri ile ilgili tartışmak için çok önemli bir parametredir. Deneysel ve teorik araştırmalar, iki bileşenli karışımın, yani sıvı-katı karışımın etkin ısıl iletkenliğine dayanmaktadır. İlk modellerden biri Maxwell tarafından katı nanopartiküller ve sıvı baz sıvı karışımının, yani katı-sıvı karışımının ısıl iletkenliğini incelemek için sunulmuştur. Bu modelde, katı parçacıkların boyutu nispeten büyüktü. Bu modelin çözümü, sıvı içindeki katı kürelerin sabit bir rastgele süspansiyonu yoluyla iletim ortamı ile ısı transfer hızının denklemi dikkate alınarak verilmiştir. Genel termal iletkenlik veya etkili termal iletkenlik, önceki çalışmalarda kullanılan aşağıdaki denklemle hesaplanabilir (Chaurasia ve Sarviya 2019), (Chaurasia ve Sarviya 2019), (Chaurasia ve Sarviya 2020).

$$k_{eff} = \frac{k_p + 2k_{bf} + 2\emptyset(k_p - k_{bf})}{k_p + 2k_{bf} - \emptyset(k_p - k_{bf})} k_{bf} \quad (2.1)$$

Burada,

k_{eff} = Nanopartiküller ve baz sıvı karışımının etkili termal iletkenliği (yani nanoakışkan)

k_p = Baz sıvı içinde dağılan nanopartiküllerin ısıl iletkenliği,

k_{bf} = Baz sıvının ısıl iletkenliği,

$\emptyset$ = Süspansiyon halindeki nanopartiküllerin baz sıvıya hacim fraksiyonu veya hacimce nanopartikül miktarıdır.

Birçok deney, nanopartiküllerin boyutu azaldıkça nanoakışkanın ısıl iletkenliğinin arttığını göstermektedir. Bu gerçek teorik olarak iki mekanizma ile desteklenmektedir: Brownian hareket termal ile nanopartiküller ve nanopartiküller etrafında sıvının katmanlanması (Özerinç ve ark. 2010).

2.1.2.2. Viskozite

Farklı nanoakışkan türlerinin ısıl iletkenliği üzerine yapılan çeşitli analizlere göre viskozite üzerine daha az reolojik çalışma yoktur. Nanopartiküllerin nanoakışkanlarda hacim fraksiyonu değerlerinde farklılaşmalarla birlikte etkili viskozite değerleri elde etmek için birçok çalışmada farklı modeller önerilmiştir. Einstein, nanopartiküllerin hacim fraksiyonu değerlerinde değişkenlik gösteren nanopartikül süspansiyonunun, nanopartikülün küresel şekli üzerinde yapılan analizler ile nanopartikülün ısıl özelliklerinde %5'in altında varyasyona ulaştığı, aşağıda verilen denklem kullanılarak önceki çalışmada kullanıldığı gibi bildirildi (Chaurasia ve Sarviya 2020).

$$\mu_{eff} = (1 + 2.5\emptyset)\mu_{bf} \tag{2.2}$$

Burada μ_{eff}, nano sıvının etkin viskozitesini, μ_{bf}, baz sıvının viskozitesini ve $\emptyset$, sıvı içinde süspanse edilen nanopartiküllerin hacim fraksiyonunu belirtir.

2.1.2.3. Özgül Isı Kapasitesi ve Yoğunluk

Bütün maddelerin özgül ısıları birbirinden farklıdır. Bu durum, her maddenin sıcaklığını bir derece yükseltmek için farklı miktarda ısı enerjisine ihtiyaç duyulacağı sonucuna götürür.

Nanoakışkanın hacim konsantrasyonu arttıkça özgül ısı değeri azalır. Nanosıvıların hacim konsantrasyonu arttıkça yoğunluk değeri de artar. Bu artış, baz sıvıya eklenen daha yüksek yoğunluklu parçacıklarla uyumludur (Vajjha ve Das 2008). İki faz dikkate alınarak nanoakışkanın özgül ısısı ve yoğunluğu, nanoakışkanın termal özelliklerinin hacim konsantrasyonunun etkisini gösteren daha önceki herhangi bir çalışmada kullanılan sırasıyla (Pak ve Cho 1998) ve (Xuan ve Roetzel 2000)'in standart korelasyonları kullanılarak hesaplanır. Bu denklemler (Chaurasia ve Sarviya 2020) tarafından aşağıda verilmiştir:

$$(\rho C_p)_{eff} = (1 - \emptyset)(\rho C_p)_{bf} + \emptyset(\rho C_p)_p \tag{2.3}$$

$$\rho_{eff} = (1 - \emptyset)\rho_{bf} + \emptyset\rho_p \tag{2.4}$$

2.1.3. Nanoakışkanların Uygulamaları

Nanoakışkanlar, çeşitli termal sistemlerde ısı transferini ve enerji verimliliğini iyileştirmek için kullanılabilir. Bu, birçok uygulamada soğutma sıvısı olarak kullanılabileceği anlamına gelir ve bazı yaygın uygulamaları olduğunu söylerler (Kamel ve ark. 2016).

1. Motor soğutması
2. Nükleer soğutma sistemi
3. Elektronik devrenin soğutulması
4. Soğutma
5. Isı transferi değişiminin iyileştirilmesi
6. Termal depolama
7. Biyomedikal uygulama
8. Mikroçiplerin soğutulması
9. Savunma ve uzay uygulamasında
10. Ulaşım
11. Petrol endüstrisi
12. Mürekkep püskürtmeli baskı
13. Çevresel iyileştirme
14. Yüzey kaplama
15. Yakıt katkı maddeleri

2.1.4. TiO_2/su Nanoakışkanı

Bu çalışmada çapraz akışlı gövde boru tipli ısı değiştiricinin ısıl performansını arttırmak amacıyla çalışma akışkanı olarak TiO_2/su nanoakışkanı seçilmiştir. Titanyum dioksiti (TiO_2) bir metal oksit çeşidi olarak kullanım açısından kullanışlı olmasına yarayan bir çok özelliği vardır. Bunlar; ticari olarak temin edilebilen ürünlerden üretildiği için ucuzdur, kullanımı kolaydır, kozmetik ürünlerde ve su arıtımında kullanıldığından genellikle insanlar için güvenli bir malzeme olarak kabul edilir (He ve ark. 2007), ek bir stabilizatör olmadan bile mükemmel kimyasal ve fiziksel stabiliteye sahiptir (Murshed ve ark. 2005), toksisite olmaması gibi olarak sıralanabilir (Leal ve ark. 2009).

2.2. Eşanjörler

Bilim ve teknolojinin gelişmesi insanlara büyük kolaylık sağlasa da, enerji sorunu modern toplumu büyük bir krize sürüklüyor. Dünyadaki hemen hemen tüm ülkeler yeni enerji kaynakları arıyor, aynı zamanda enerji tasarrufu yolunu geliştirmeye de daha fazla önem veriyorlar. Sıcak ve soğuk akışkan arasında ısıyı değiştirebilen eşanjörler, petrol, kimya, enerji ve atom enerjisi endüstrisinde yaygın olarak kullanılmaktadır (Liu 2017). Endüstride değişik alanlarda ısı transferi yapmak için kullanılan eşanjörler, değişik kriterlere göre sınıflandırılabilir (Shah ve Sekulic 2003).

- Transfer Süreçlerine Göre Sınıflandırma
- Akışkanların doğrudan temaslı olduğu eşanjörler
- Akışkanlar arasında doğrudan temasın olmadığı eşanjörler

- Akışkan Sayısına Göre Sınıflandırma
- İki akışkanlı
- Üç akışkanlı
- Çok akışkanlı

- Yüzey Kompaktlığına Göre Sınıflandırma
- Gazdan Sıvıya Akışlı Eşanjörler
- Sıvıdan Sıvıya ve Faz Değiştirici Eşanjörler

- Tasarım Özelliklerine Göre Sınıflandırma
- Borulu eşanjörler
- Plakalı eşanjörler
- Genişletilmiş yüzeyli eşanjörler
- Rejeneratörler

- Akış Şekillerine Göre Sınıflandırma
- Tek geçişli eşanjörler
- Çok geçişli eşanjörler
- Isı Transfer Mekanizmalarına Göre Sınıflandırma

- İki tarafta tek faz konveksiyon
- Tek tarafta tek faz konveksiyon, diğer tarafta iki faz konveksiyon
- İki tarafta da iki faz konveksiyon
- Birleşik konveksiyon ve radyasyonla ısı transferi

Günümüzde en çok kullanılan eşanjör tipleri aşağıdaki gibi sıralanabilir.

Reküperatör: Atık ısıyı tekrar kazanmak için bir hava işleme sisteminin besleme ve egzoz hava akışları içinde veya endüstriyel bir işlemin egzoz gazlarında konumlandırılan özel amaçlı bir ters akışlı enerji geri kazanım ısı eşanjörüdür.

Rejeneratör: Bir rejeneratif eşanjör veya daha yaygın olarak bir rejeneratör, sıcak akışkandan gelen ısının soğuk akışkana aktarılmadan önce bir termal depolama ortamında aralıklı olarak depolandığı bir tür eşanjördür. Bunu gerçekleştirmek için sıcak sıvı, ısı depolama ortamı ile temas ettirilir, ardından sıvı, ısıyı emen soğuk sıvı ile yer değiştirir.

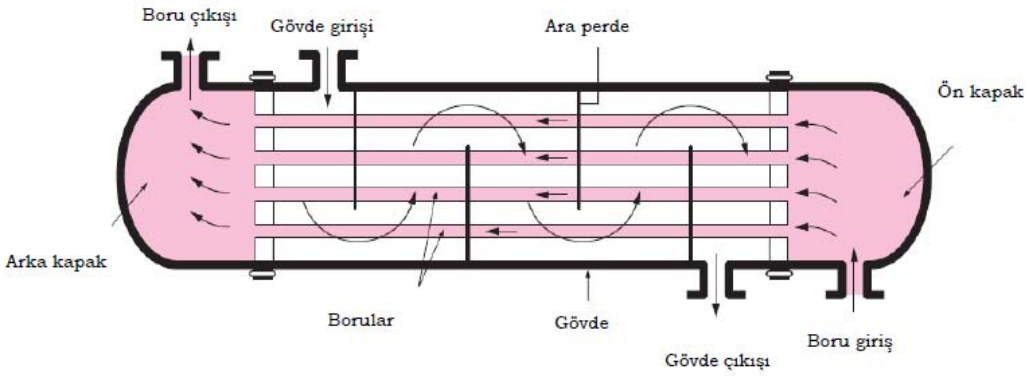
Kondenser: Isı transferini içeren sistemlerde, bir yoğunlaştırıcı, gaz halindeki bir maddeyi soğutma yoluyla sıvı hale getirmek için kullanılan bir eşanjördür. Bunu yaparken, gizli ısı madde tarafından serbest bırakılır ve çevredeki ortama aktarılır.

Evaporatörler: Soğutma sistemlerinde akışkanın buhar fazına geçtiği ve böylece ortamdaki ısıyı çeken elemanlardır.

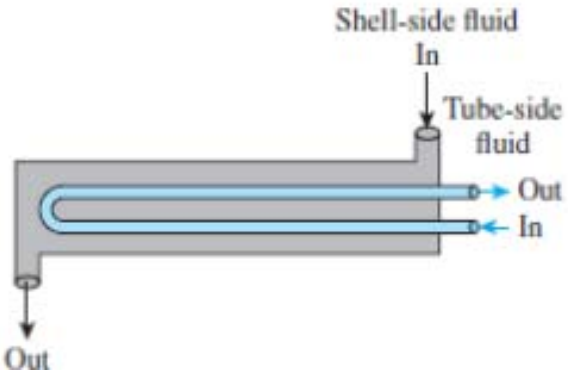
2.2.1. Gövde Boru Tipi Eşanjörler

Gövde boru tipi eşanjörler, imalat kolaylığı ve nispeten düşük maliyetleri nedeniyle endüstriyel işlemlerde kullanılan en yaygın eşanjör türlerinden biri olarak kabul edilir. Bu eşanjör, içinde çok sayıda boru bulunan farklı boyutlarda bir kaptan oluşmaktadır. Isı transferleri, bu borular arasında ve boru duvarları boyunca gövde tarafı ile birlikte gerçekleşir. Şekil 2.2 bir akışkanın boruların içinde ve diğerinin boruların dışında aktığı bir gövde boru tipi eşanjörün ana özelliklerini göstermektedir. Bu tip ısı eşanjörünün temel bileşenleri, boru demeti, gövde, ön ve arka uç başlıkları ve bölmelerdir. Bölmeler, boruları desteklemek, sıvı akışını borulara yaklaşık olarak normal şekilde yönlendirmek ve gövde sıvısının türbülansını artırmak için kullanılır (Zohuri 2017). Şekil 2.3'te ise tek gövde ve iki boru geçişli gövde boru tipi eşanjör gösterilmiştir. Gövde boru tipi eşanjörler, farklı boyutlarda ve akış konfigürasyonlarında

üretilme kolaylığı ile karakterize edilir (Mirzaei ve ark. 2017). Aktarılan ısının hızı, besleme sıcaklığı ve basıncı, gövde çapı, boru sayısı, boru geometrisi, bölme aralığı ve kesme aralığı gibi çeşitli faktörlere bağlıdır (Liu ve ark. 2016). Abd ve Naji (2017), gövde borulu ısı değiştirici tasarımını detaylı olarak incelemiş ve farklı demet çapları kullanarak gövde çapının toplam ısı transfer katsayısı üzerindeki etkisini test etmiştir. Shinde ve Chavan (2017), bölme aralığının ve hatve tipinin eşanjörlere ısı transferini arttırmada hayati bir rol oynayabileceği sonucuna vardı. Aynı şekilde Eryener (2016), paslanmaz çeliği en iyi seçenek olarak önermek için farklı yapı malzemeleri kullanarak bölme malzemesinin ısı transfer katsayısı ve basınç düşüşü üzerindeki etkisini test etmiştir. Yu ve ark. (2018) bölmenin mesafesi, genişliği, profili ve düzeninin eşanjörün genel ısı transferi üzerindeki etkilerini test etmiştir. Dizaji ve ark. (2017), eşanjör boyunca ısı transferini iyileştirmek için düz kabuk ve boru yerine oluklu kabuk ve oluklu boru kullanarak deneysel olarak araştırmışlardır. Alimoradi ve Veysi (2017), geometri parametrelerinin ısı transferi ve entropi üretimi üzerindeki etkisini incelemiştir. Gao ve ark. (2015) helis açılarının kullanılmasının gövde borulu ısı değiştiricinin performansı üzerindeki etkisini deneysel olarak incelemiştir.



Şekil 2.2. Gövde boru tipi eşanjör (Zohuri 2017)



Şekil 2.3. Tek gövde ve iki boru geçişli gövde boru tipi eşanjör (Zohuri 2017)

2.2.2. Paralel Akışlı, Karşı Akışlı ve Çapraz Akışlı Eşanjörler

Paralel akışlı gövde boru tipi eşanjörler, eş zamanlı akış olarak da adlandırılan paralel bir akış modeli, gövde tarafı ve tüp kenarı sıvılarının aynı yönde aktığı bir modeldir. Bu, çift borulu ısı eşanjörlerinde yaygın olarak görülür. İki sıvının giriş sıcaklıkları önemli ölçüde farklı olabilir, ancak işlemin sonucunda nispeten aynı sıcaklıktadırlar. Thermopedia, paralel akışla, eşanjördeki duvar sıcaklıklarının diğer akış modellerinden daha homojen olacağını belirtmiştir. Engineers Edge, amaç nispeten önemsiz bir sıcaklık boşluğuna sahip iki sıvı ile sarmak olduğunda, paralel bir akış gövde borulu eşanjörün ideal çözüm olabileceğinden bahsetmiştir. Marine Notes, kayda değer bir sıcaklık farkı olduğunda, soğuk akışkan sıcaklığının her zaman sıcak akışkan sıcaklığından daha soğuk olacağını belirtmiştir. Isı değişim hızı diğer akış modelleri kadar yüksek olmadığından, paralel akışlı eşanjörlerin daha fazla ısı transfer yüzey alanına ihtiyaç duyduğuna dikkat etmek önemlidir. Bu nedenle, farklı bir akış hızına sahip başka bir eşanjörden daha büyük olabileceklerinden, tesis yöneticilerinin paralel akışlı gövde borulu eşanjörler için kullanılabilir zemin alanına sahip olmalarını sağlamaları çok önemlidir.

Karşı akışlı gövde boru tipi eşanjörlerin yapısı, birçok yönden paralel akışlı bir gövde boru tipi eşanjörlerin yapısı ile aynıdır. Temel fark, boru tarafındaki sıvının eşanjöre gövde tarafı sıvısının karşı ucundan girmesidir. Bu, iki sıvının aynı yönde değil, birbirine karşı hareket etmesine neden olur.

Karşı akış modeli, temel olarak en verimli olduğu için gövde borulu eşanjörlerde en yaygın olanıdır. Bu akış düzeni, sıvılar arasında en büyük sıcaklık değişimine izin verir. Ek olarak, paralel akış ısı değiştiricilerinden farklı olarak, soğuk akışkan, sıcak

akışkanın girdiği noktada çıktığı için sıcak akışkanın en yüksek sıcaklığına ulaşabilir. Karşı akış konfigürasyonlarındaki sıcaklık farkı, tüm eşanjörde daha tekdüzedir ve bu, ekipmana zarar verebilecek sallanmaya veya hareketlere yol açabilecek termal gerilimi azaltır. Ayrıca, sıcaklık farkı daha tutarlı olduğundan, ısı değişim oranı da eşanjör boyunca daha tutarlıdır.

Çift borulu ısı eşanjörlerinde, her iki sıvının birbirine mükemmel paralel olarak zıt yönlerde hareket ettiği "gerçek" karşı akışı elde etmek en kolayıdır, ancak gövde borulu eşanjörler önemli ölçüde yaklaşabilir. Tipik olarak konstrüksiyona dahil edilen bölmeler, gövde içindeki sıvının, gövde içinde yukarı ve aşağı ve önden arkaya (veya tam tersi) hareket etmesine neden olur, bu da bir şekilde çapraz bir akış modeline uygundur. Bright Hub Engineering, eşanjörün uzunluk-çap oranı ne kadar büyükse, eşanjörün deneyimleyeceği "gerçek" karşı akışa o kadar yakın olduğunu belirtti.

Çapraz akışlı bir eşanjör, iki sıvının birbirine dik olarak akması için tasarlanmıştır. Bright Hub Engineering'in açıkladığı gibi, bu tipik olarak, bir sıvı sıvı ve diğeri bir gaz olduğunda, sola ve sağa akan sıcak suyun yukarı veya aşağı hareket eden hava ile soğutulduğu bir araba radyatöründe olduğu gibi kullanılır. Çapraz akış eşanjörleri, bir sıvının işlemin sonunda bir gaza dönüştüğü buhar kondansatörlerinde de yaygındır (URL-1).

2.2.3. Gövde Boru Tipi Eşanjörlerin Avantaj ve Dezavantajları

Gövde boru tipi eşanjörlerin avantaj ve dezavantajları aşağıda belirtilmiştir.

1. Cihazların avantajları şunlardır:
    - Dahili güvenilirlik: Kabuk ve borulu ısı eşanjörleri, kireç oluşumuna karşı daha dirençlidir, bu da temizliğin diğer ısı eşanjörlerine göre daha az sıklıkta yapılması gerektiği anlamına gelir.
    - Güç düzenleme imkanı: Gerekirse gücü artırmak veya azaltmak, bölüm sayısını, boruların uzunluğunu ve çapını ayarlamak mümkündür.
    - Uzun servis ömrü: Gövde boru tipi eşanjörler uzun bir hizmet ömrüne sahiptir (Edreis ve Petrov 2020)
2. Cihazların dezavantajları şunlardır:
    - Büyük boyutlar: 120-150 kilogram ağırlığında ve 4 metre uzunluğunda bir eşanjör her zaman tesise takılıp kurulamaz.

- Kabuğun dış kısmının güvenlik açığı: Borulu eşanjörler, elektrik kaynaklı borudan yapılmıştır. Kısa bir çalışma süresinden sonra, dış kaplama dikiş boyunca ayrılmaya başlar, su ısıtıldığında oksijenin salınmaya başlaması sonucu sızıntılar ortaya çıkar. Bu, metal korozyonunun gelişmesine katkıda bulunur (TEMA 1999).
- Verimlilik: Katsayı sadece %70'dir, bu da enerji kayıplarını artırır.

2.2.4. Eşanjörlerde Isı Transfer Analizi

Eşanjörlerin ısıl performansının belirlenmesinde ε-NTU (etkinlik aktarım birim sayısı) yöntemi ve Logaritmik ortalama sıcaklık farkı (LMTD) yöntemi kullanılır.

ε-NTU yönteminde ε etkinliği bilindiğinde, bir eşanjördeki ısı transfer hızı ve soğuk ve sıcak akışkanların çıkış sıcaklıkları aşağıdaki formülden belirlenir.

$$\dot{Q}=\varepsilon\dot{Q}_{max}=\varepsilon C_{min}(T_{h,giriş}-T_{c,giriş}) \quad (2.5)$$

$$\dot{Q}=\dot{m}_c.c_{p,c}(T_{c,çıkış}-T_{c,giriş}) \quad (2.6)$$

$$\dot{Q}=\dot{m}_h c_{p,h}(T_{h,giriş}-T_{h,çıkış}) \quad (2.7)$$

Bir eşanjördeki ısı transferi, sıcak akışkan soğuk akışkanın giriş sıcaklığına soğutulduğunda maksimum değerine ulaşacaktır. Bu nedenle, bir eşanjörün herhangi bir yerinde sıcak akışkanın sıcaklığı, soğuk akışkanın giriş sıcaklığının altına düşemez.

Bir eşanjördeki ısı transferi, soğuk akışkan, sıcak akışkanın giriş sıcaklığına kadar ısıtıldığında maksimum değerine ulaşacaktır. Bu nedenle, bir eşanjörün herhangi bir yerinde soğuk akışkanın sıcaklığı, sıcak akışkanın giriş sıcaklığının üzerine çıkamaz.

Kütle akış hızı daha düşük olan sıvı, daha büyük bir sıcaklık değişimi yaşayacaktır. Bu ilişkiden açıkça anlaşılıyor ki;

$$\dot{Q}=\dot{m}_c c_p \Delta T_c=\dot{m}_h c_p \Delta T_h \quad (2.8)$$

Bir eşanjörde mümkün olan maksimum ısı transfer hızı, aşağıdakilerden belirlenir:

$$\dot{Q}_{max}=C_{min}(T_{h,giriş}-T_{c,giriş}) \quad (2.9)$$

burada C_{min} daha küçük ısı kapasitesi oranıdır. $\dot{Q}_{max}$ değeri, ısı eşanjörünün tipine bağlı değildir.

NTU ile etkinlik artışı doğrusal değildir. NTU ile küçük değerler için etkinlik hızla artar (yaklaşık NTU=1.5'e kadar), ancak daha büyük değerler için oldukça yavaştır. Bu nedenle, eşanjörün uzunluğu iki katına çıktığında etkinlik iki katına çıkmayacaktır.

Isı değiştiricilerin her kesitinde sıcaklık farkının değişken olduğundan, sıcak ve soğuk akışkanlarının ısı değiştiriciye giriş ve çıkış sıcaklıkları cinsinden ifade edilmesi ortalama logaritmik sıcaklık farkı yöntemini (LMTD) ortaya çıkarmıştır. Logaritmik ortalama sıcaklık farkı yönteminde ısı değiştiricideki sıcak ve soğuk akışkanlar arasındaki aktarılan ısı aşağıdaki yöntemle hesaplanmaktadır.

$$\dot{Q}=UA\Delta T_{LMTD} \quad (2.10)$$

Burada U; toplam ısı transfer katsayısı, A; sıcak ve soğuk akışkanlar arasındaki ısı transfer yüzey alanı ve ΔT_{LMTD}; ortalama logaritmik sıcaklık farkıdır. Ortalama logaritmik sıcaklık farklı ile hesaplanabilir:

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (2.11)$$

$\Delta T_1 = T_{h,giriş} - T_{c,giriş}$ $\Delta T_2 = T_{h,çıkış} - T_{c,çıkış}$ paralel akışlı eşanjörler için (2.12)

$\Delta T_1 = T_{h,giriş} - T_{c,çıkış}$ $\Delta T_2 = T_{h,çıkış} - T_{c,giriş}$ ters akışlı eşanjörler için (2.13)

İki akışkan arasındaki sıcaklık farkı girişte $\Delta T1$'den çıkışta $\Delta T2$'ye düşer ve aritmetik ortalama sıcaklık farkı $\Delta T_{ao} = \frac{\Delta T_1 + \Delta T_2}{2}$ olarak tanımlanır. Logaritmik ortalama sıcaklık farkı ΔT_{lm}, ısı eşanjörü boyunca akışkanların gerçek sıcaklık profili izlenerek elde edilir ve sıcak ve soğuk akışkanlar arasındaki ortalama sıcaklık farkının tam bir temsilidir. Yerel sıcaklık farkının üstel bozulmasını gerçekten yansıtır.

Logaritmik ortalama sıcaklık farkı her zaman aritmetik ortalama sıcaklıktan daha azdır (Cengel 2008).

3. MATERYAL VE METOT

3.1. Teorik Analiz

Nanoakışkanların yoğunluğu, özgül ısı kapasitesi, viskozitesi ve ısıl iletkenliği sırasıyla aşağıdaki denklemlerle hesaplanabilir (Duangthongsuk ve Wongwises 2008), (Peyghambarzadeh ve ark. 2011), (Nitiapiruk ve ark. 2013).

$$\rho_{nf} = \emptyset.\rho_p + (1-\emptyset).\rho_w \tag{3.1}$$

$$(\rho C_p)_{nf} = \emptyset(\rho C_p)_{np} + (1-\emptyset)(\rho C_p)_w \tag{3.2}$$

$$\frac{\mu_{nf}}{\mu_f} = \frac{1}{(1-\emptyset)^{2.5}} \tag{3.3}$$

$$\frac{k_{nf}}{k_f} = \frac{k_p+2k_f+2(k_p-k_f)(1+\beta)^3\emptyset}{k_p+2k_f-(k_p-k_f)(1+\beta)^3\emptyset} \tag{3.4}$$

Gövde boru tipi eşanjörde, sıcak akışkan tarafından atılan ısı $\dot{Q}_{sıcak}$ ve soğuk akışkan tarafından alınan ısı $\dot{Q}_{soğuk}$ aşağıdaki denklemler tarafından hesaplanabilir (Zohuri 2017).

$$\dot{Q}_{sıcak} = \dot{m}_{sıcak} c_{p,sıcak} (T_{sıcak,giriş} - T_{sıcak,çıkış}) \tag{3.5}$$

$$\dot{Q}_{soğuk} = \dot{m}_{soğuk} c_{p,soğuk} (T_{soğuk,çıkış} - T_{soğuk,giriş}) \tag{3.6}$$

Kayıplardan dolayı eşit olamayan $\dot{Q}_{sıcak}$ ve $\dot{Q}_{soğuk}$ yerine ortalama ısı transfer miktarı kullanılır.

$$\dot{Q}_{ortalama} = (\dot{Q}_{sıcak} + \dot{Q}_{soğuk})/2 \tag{3.7}$$

Isı değiştirici etkinliği şu şekilde tanımlanır:

$$\varepsilon = \frac{C_{sıcak}\,(T_{sıcak,giriş} - T_{sıcak,çıkış})}{C_{min}(T_{sıcak,giriş} - T_{soğuk,giriş})} = \frac{C_{soğuk}\,(T_{soğuk,çıkış} - T_{soğuk,giriş})}{C_{min}(T_{sıcak,giriş} - T_{soğuk,giriş})} \quad (3.8)$$

$$C_{sıcak} = \dot{m}_{sıcak} c_{p,sıcak} \quad (3.9)$$

$$C_{soğuk} = \dot{m}_{soğuk} c_{p,soğuk} \quad (3.10)$$

Toplam ısı transfer katsayısı ise aşağıdaki denklem ile hesaplanabilir:

$$U = \frac{\dot{Q}}{A.LMTD} \quad (3.11)$$

$$LMTD = \frac{(T_{sıcak,giriş} - T_{soğuk,çıkış}) - (T_{sıcak,çıkış} - T_{soğuk,giriş})}{\ln\left(\frac{T_{sıcak,giriş} - T_{soğuk,çıkış}}{T_{sıcak,çıkış} - T_{soğuk,giriş}}\right)} \quad (3.12)$$

Gövde boru tipi eşanjörde Renolds ve Prandtl sayıları şu şekilde hesaplanır.

$$Re = \frac{U.D_h}{\nu} \quad (3.13)$$

$$Pr = \frac{\mu c_p}{k} \quad (3.14)$$

Gövde boru tipi eşanjörde Nusselt sayısı Sieder-Tate korelasyonuyla aşağıdaki gibi hesaplanır (Yang ve ark. 2012), (Kim ve ark. 2020).

$$Nu_{ST} = 0.027 Re_b^{0.8} Pr_b^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w}\right)^{0.14} \quad (3.15)$$

Isı transfer katsayısı Nusselt sayısı yardımıyla bulunabilir.

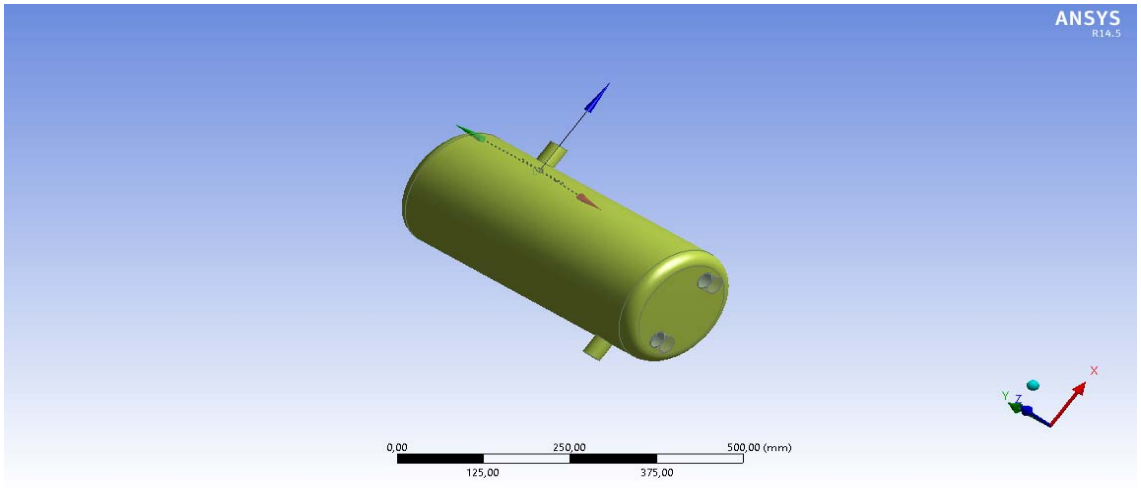
$$Nu = \frac{hD_h}{k} \quad (3.16)$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{sıcak}} + \frac{1}{h_{soğuk}} + \frac{\Delta x}{k_p}} \quad (3.17)$$

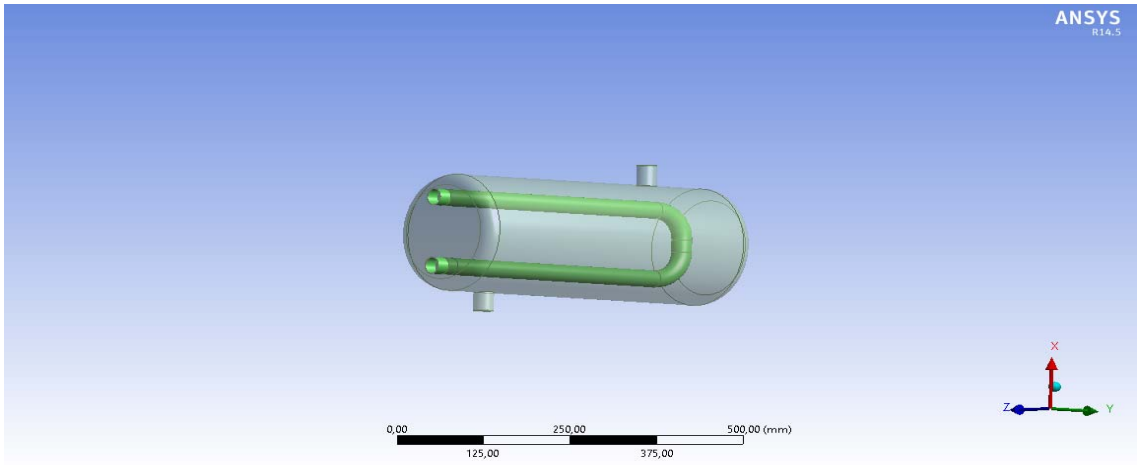
3.2. Sayısal Analiz

3.2.1. Modelin Oluşturulması

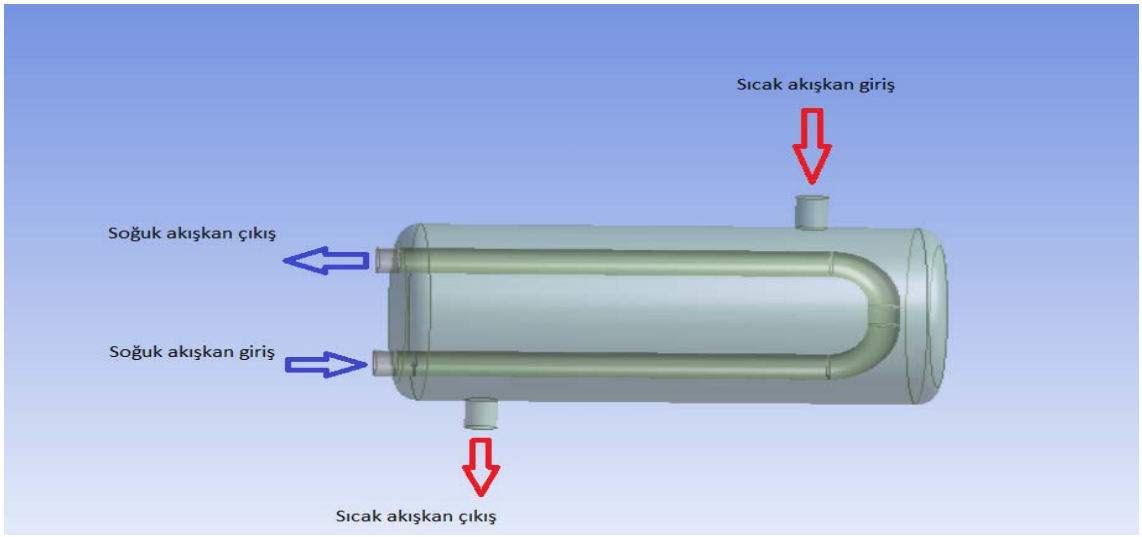
Sayısal analizde ilk önce yapılması gereken, bilgisayar programında çalışılacak medelin doğru bir şekilde oluşturulmasıdır. Gövde boru tipi eşanjörü modellemek için ANSYS 14.5 programı kullanılmıştır. Her iki boruda akışkanın gireceği ve çıkacağı boru çapı 3 cm olarak seçilmiştir. Gövdenin uzunluğu 50 cm, yan çapı ise 20 cm'dir. Soğuk akışkanın geçtiği borunun dış bükeye kadar olan uzunluğu 45 cm, iç bükeye kadar olan uzunluğu da 42 cm'dir. Yapılan gövde boru tipi eşanjörün geometrik modeli Şekil 3.1 ve Şekil 3.2'de gösterilmiştir. Gövde boru tipi eşanjörde sıcak ve soğuk akışkanın giriş ve çıkışları Şekil 3.3'te gösterilmiştir.



Şekil 3.1. Gövde boru tipi eşanjörün dış kısmı



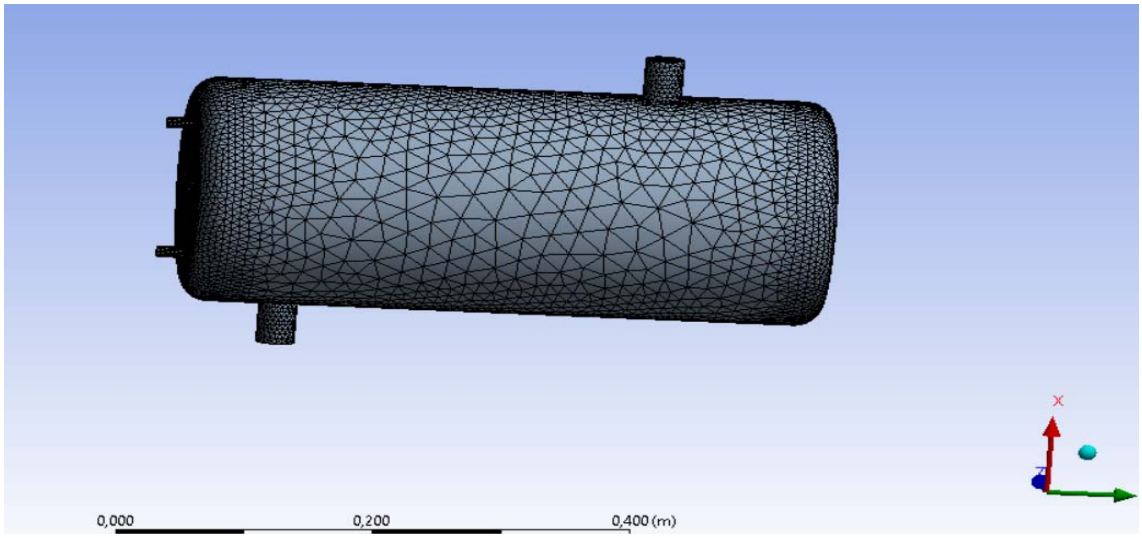
Şekil 3.2. Gövde boru tipi eşanjörün iç kısmının gösterilmesi



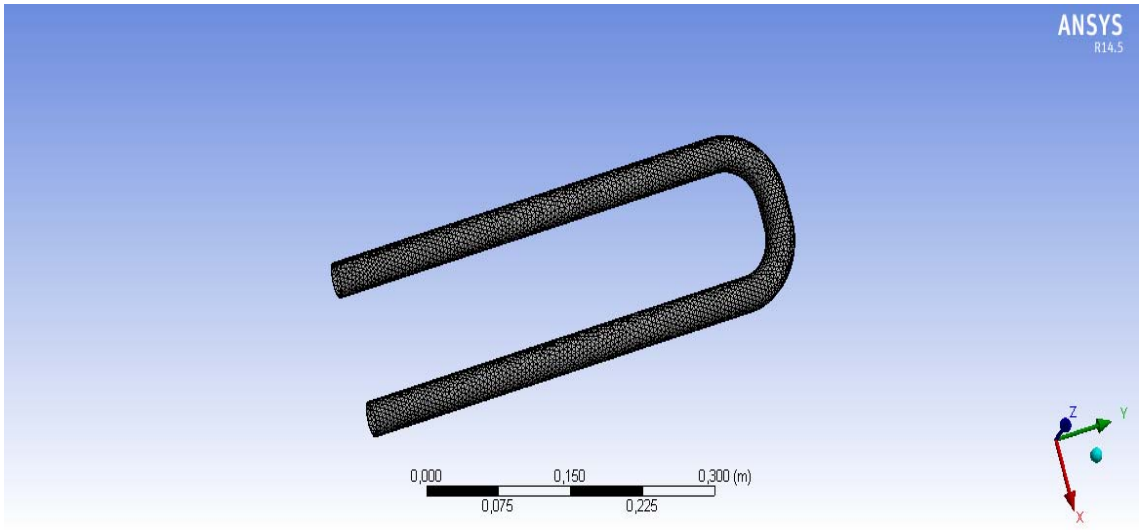
Şekil 3.3. Gövde boru tipi eşanjörde sıcak ve soğuk akışkanın giriş ve çıkışları

3.2.2. Gövde Boru Tipi Eşanjörün Ağ Yapısının Oluşturulması

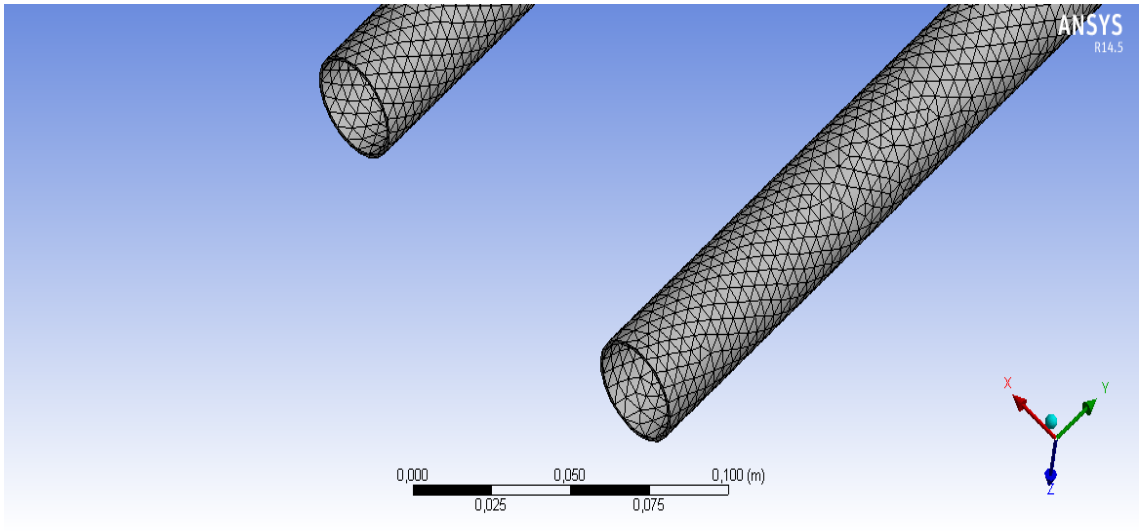
Oluşturulan gövde boru tipi eşanjör modelinin çözümlenebilmesi için sayısal ağın (MESH) oluşturulması gerekmektedir. Ağ oluşumu için ANSYS 14.5 (CFX)'de 'Meshing' modülü kullanılmıştır. Şekil 3.4'te gövde boru tipi eşanjör için oluşturulan ağ yapısının görünümü verilmiştir. Şekil 3.5.'te soğutucu akışkanın geçtiği borunun ağ yapısı gösterilmiştir. Şekil 3.6'da ise soğutucu akışkanın geçtiği borunun ağ yapısı yakından gösterilmiştir.



Şekil 3.4. Gövde boru tipi eşanjörün ağ yapısı



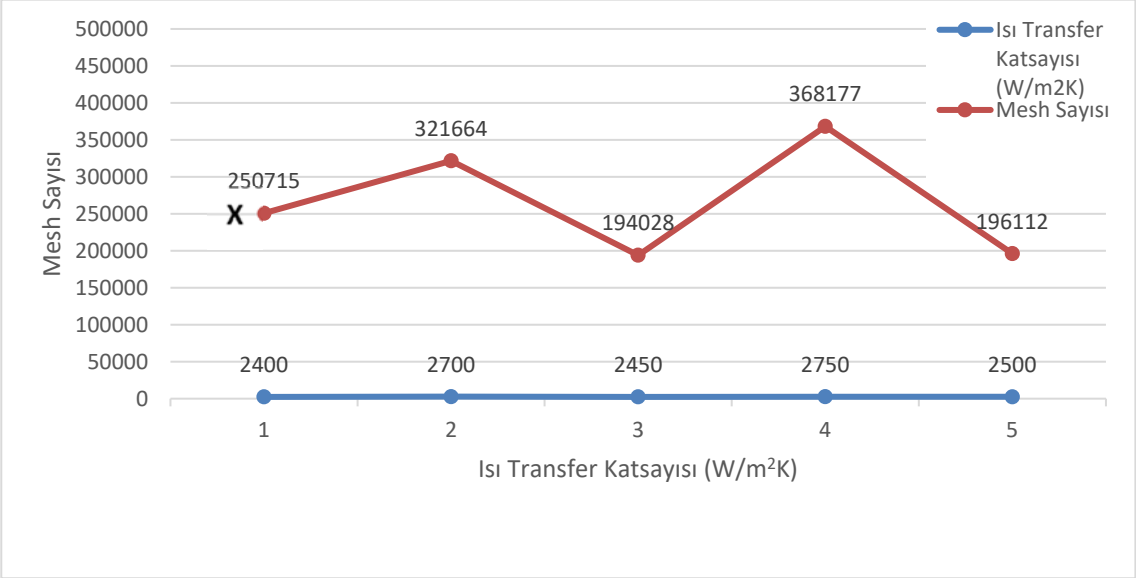
Şekil 3.5. Soğuk akışkanın geçtiği borunun ağ yapısı



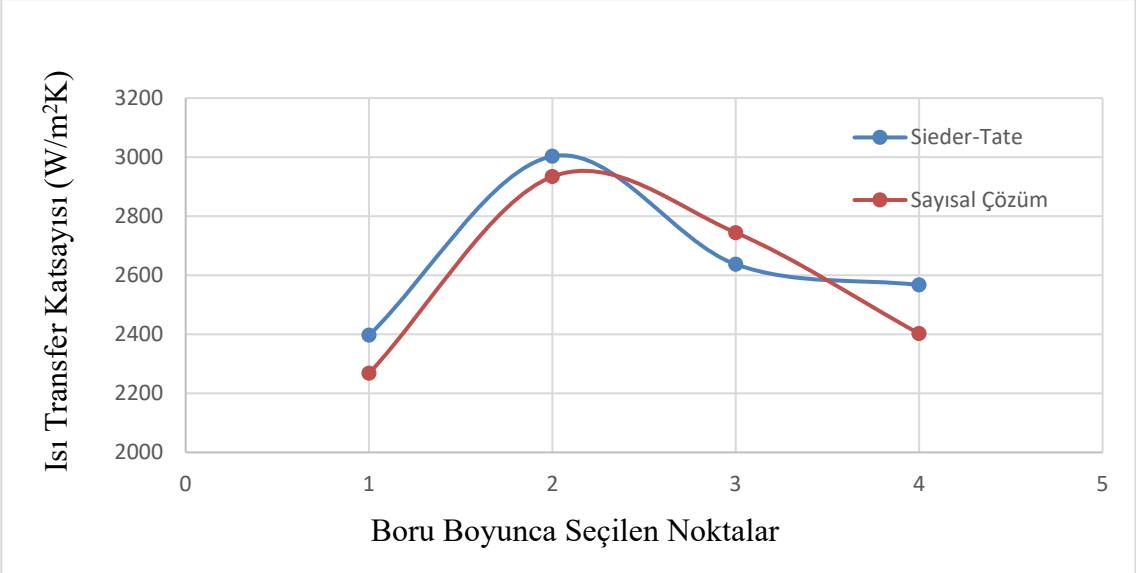
Şekil 3.6. Soğuk akışkanın geçtiği borunun ağ yapısı

Mesh seçimi sayısal çalışmaların en önemli kısımlarından biridir. Çünkü, ağ yapısındaki eleman sayısı doğru seçilmediğinde çözüm yakınsamayacaktır. Bu sebeple 5 ayrı ağ yapısı seçilip, ayrı ayrı çözümler elde edilmiştir. Şekil 3.7'de oluşturulmuş 5 ayrı ağ yapısının eleman sayısı ve elaman sayısına bağlı olarak sayısal analizden elde edilen ısı transfer katsayıları verilmiştir. Farklı ağ yapıları ile yapılan analiz sonuçları incelendiğinde programın otomatik olarak atadığı 250715 eleman sayısına ve 61997

düğümüne sahip ağ yapısı ile yapılan çözümlemelerdeki ısı transfer katsayısı 2400 W/m^{2}K değerinin en uygun değer olduğu sonucuna varılmış ve bundan sonraki tüm çözümlemelerde bu mesh sayısı kullanılmıştır. Bu mesh sayısı ile hesaplanan ısı transfer katsayısı (2400 W/m^{2}K), denklem 5.15 ile verilen Sieder-Tate bağıntısı kullanılarak hesaplanan ısı transfer katsayısı 2229,285 W/m^{2}K ile karşılaştırıldığında sayısal çözümüm literatür ile uygun olduğu sonucuna varılmıştır. Şekil 3.8'de ise sayısal çözümün literatür ile karşılaştırılması gösterilmiştir.



Şekil 3.7. Ağ yapısının eleman sayısına bağlı, sayısal analizden elde edilen ısı transferi



Şekil 3.8. Sayısal çözümün literatür ile karşılaştırılması

3.2.3. Sayısal Analiz İşlemleri

Sayısal analizlerde, süreklilik, momentum ve enerji korunumu denklemlerinde; kararlı durum, akış daimi ve sıkıştırılamazdır, yerçekimi etkisi ihmal edilmiştir ve akışkanların fiziksel özellikleri sabittir gibi varsayımlar kullanılmıştır.
Sayısal çözümlemelerde kullanılan kütle korunumu denklem 3.18'de gösterilmiştir.

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho v_i) = 0 \tag{3.18}$$

Denklem 3.19'da ise momentum denklemi verilmiştir.

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho v_i v_j) = \frac{-\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\mu\left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i}\right) - \frac{2}{3}\mu\frac{\partial v_k}{\partial x_k}\delta_{ij}\right] \tag{3.19}$$

Kullanılan enerji korunumu denklemi denklem 3.20'de verilmiştir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho e) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho v_j c_p T - k\frac{\partial T}{\partial x_j}) = u_j\frac{\partial P}{\partial x_j} + [\mu(\left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i}\right) - \frac{2}{3}\frac{\partial v_k}{\partial x_k}\delta_{ij})] \tag{3.20}$$

Sayısal çözümlemelerde kullanılan k-ε denklemleri denklem 3.21, 3.22 ve 3.23'te verilmiştir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k v_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\frac{\mu+\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right] + \mu_t\left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial v_i}\right)\frac{\partial v_i}{\partial x_j} - \rho\varepsilon \tag{3.21}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\varepsilon v_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\frac{\mu+\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right] + C_{1\varepsilon}\frac{\varepsilon}{k}\mu_t\left(\frac{\partial v_i}{\partial v_j} + \frac{\partial v_j}{\partial v_i}\right)\frac{\partial v_i}{\partial v_j} - C_{2\varepsilon}\rho\frac{\varepsilon^2}{k} - \alpha\rho\frac{\varepsilon^2}{k} \tag{3.22}$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \tag{3.23}$$

3.3. Sonlu Elemanlar Yöntemi

Sonlu elemanlar metodu, mekanik, enerji, akışkanlar mekaniği, ısı transferi, biyo medikal, kimya, elektrik elektronik vs alanlarında kullanılan bir yöntemdir (Zienkiewicz ve ark. 2013).

Sonlu elemanlar yöntemi ilk olarak 1950 yılında uzay mühendisliğinde kullanılmıştır. Yöntemin ana fikrini oluşturan ilk makale 1956 yılında Turner ve diğerleri tarafından yayınlanmıştır. İlk kullanıcılar Boeing, Bell Aerospace ve Rolls Royce idi. 1970'li yıllarda teknolojinin ilerlemesine paralel olarak olgunlaşan yöntem, günümüzde tıpta makine, uçak, inşaat, elektrik, hidrodinamik, atom tıbbı, ortopedi, kalp damar cerrahisi ve estetik cerrahi gibi çeşitli mühendislik alanlarında kullanılmaktadır. (Fish ve Belytschko 2007).

Bu yöntem esas olarak büyük bir sistemi sonlu elemanlar adı verilen daha küçük bileşenlere böler ve denklemin çözüldüğü uzayın küçük bölgelere bölünmesiyle gerçekleştirilir. Sınır değer probleminin bu formülasyonunun bir sonucu olarak, bir cebirsel denklem sistemi elde edilir. Bu sistem daha sonra Rayleigh–Ritz veya Galerkin yöntemi gibi değişken yöntemler yardımıyla çözülür. Bu yöntemlerde sonuçlar temel fonksiyonlar açısından elde edilmektedir. Özetle, bu fonksiyonların yardımıyla asıl çözüm enterpolasyonludur. (Fish ve Belytschko 2007), (Zienkiewicz ve ark. 2013), (Jin 2014).

Sonlu elemanlar yönteminde kullanılan yazılımlardan biri de ANSYS programıdır. Bu program, modeli analiz ederken, en yüksek von Mises gerilmesini elde etmeyi ve ayrıca gerilmelerin konsantrasyonunu, konumlarını ve neden oldukları yer değiştirmeleri grafiksel olarak göstermeyi sağlar. Sonlu elemanlar gerilme analizi ile problemlerin çözülmesi için programa verilmesi gerekenler şunlardır (Craig ve Powers 2002), (Liu ve Quek 2003).

- Cismin geometrik modeli
- Elemanların poisson oranı ve elastisite modülü değerleri
- Başlangıç, sınır ve yükleme koşulları
- Yapılacak olan analizin tipi

Sonlu elemanlar yönteminin bazı avantaj ve dezavantajları aşağıdaki gibi sıralanmıştır (Güler ve Şen 2015).

Avantajları:

- Düşünce esnekliği sağlar. Mühendislik veya matematiksel bir bakış açısıyla düşünülebilir.
- Uygulamada verimlidir ve elde edilen sonuçların hassasiyeti kontrol edilebilir.
- Sonlu elemanlar yöntemi, belirli koşullar için kullanılabilecek bir yöntem değildir. Ortam geometrisinin düzensiz ve heterojen doğası bu yönteme bir engel değildir ve probleme çeşitli sınır koşullarının dahil edilmesine izin verir.

Dezavantajları:

- Tüm sayısal analiz yöntemleri gibi, sonlu elemanlar yöntemi de bilgisayar kullanımını gerektirir. Sonlu elemanlar yönteminin ekonomik dezavantajı, bilgisayarın onu tedarik etmek ve kullanmak için bir maliyet gerektirmesidir.
- Sonlu elemanlar yöntemi, kullanılan temel teori kadar doğrudur. Malzemenin fiziksel verilerinin ve eleman verilerinin elde edilmesi ve bilgisayara yüklenmesindeki hatalar sonucu olumsuz etkileyecektir.
- Daha küçük eleman boyutları ile daha kesin sonuçlar elde edilecektir. Öğe boyutlarını küçültmek, daha büyük bilgisayar belleği gerektirir. Buna göre, sınırlı bilgisayar belleği, çözümün hassasiyetini sınırlayacaktır. (Güler ve Şen 2015).

4. BULGULAR VE TARTIŞMA

4.1. Sıcak ve Soğuk Akışkanların Termofiziksel Özellikleri

Çizelge 4.1'de 20°C de hacimsel olarak %0.3, %0.5 ve %0.75 oranında TiO_2/su nanoakışkanın ve 20°C de saf suyun, viskoziteleri, yoğunlukları, özgül ısı kapasiteleri ve ısıl iletkenlikleri verilmiştir. Çizelge 4.2'de 150°C ve 80°C motor yağının viskozitesi, yoğunluğu, özgül ısı kapasitesi ve ısıl iletkenliği verilmiştir. Görüldüğü gibi TiO_2/su nanoakışkanının özgül ısı kapasitesi ve ısıl iletkenliği artmasına rağmen viskozite değeri saf su viskozitesine oldukça yakındır. Bu da basınç düşüşünün saf sudaki gibi olacağı anlamına gelmektedir.

Çizelge 4.1. TiO_2/su nano akışkanın ve saf suyun 20 ^oC de termofiziksel özellikleri

Akışkan	Dinamik viskozite (kg/ms)	Yoğunluk (kg/m^3)	Özgül ısı kapasitesi (kj/kgK)	Isıl iletkenlik (W/mK)
0.30 TiO_2	$2,44.10^{-3}$	1969	1,366	1,07558
0.50 TiO_2	$5,67.10^{-3}$	2615	2,276	1,56570
0.75 TiO_2	$3,21.10^{-2}$	3422,5	3,415	2,58562
Saf su	1.10^{-3}	998	4,182	0,598

Çizelge 4.2. Motor yağının termofiziksel özellikleri

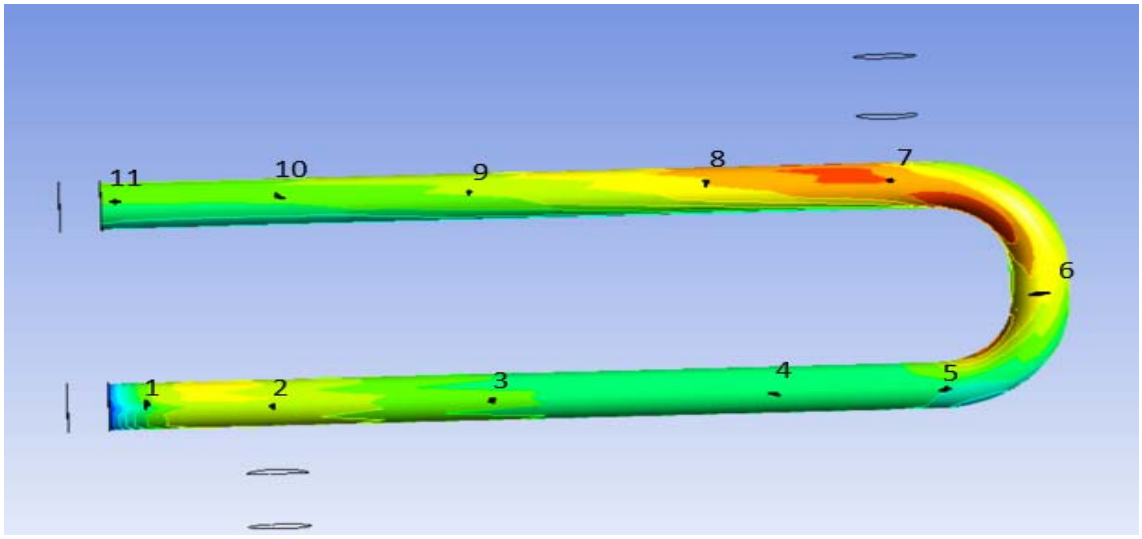
Akışkan	Dinamik viskozite (kg/ms)	Yoğunluk (kg/m^3)	Özgül ısı kapasitesi (kj/kgK)	Isıl iletkenlik (W/mK)
Motor yağı 80°C	0,03232	852	2,132	0,1380
Motor yağı 150°C	0,005344	810,3	2,441	0,1327

4.2. Sayısal Analiz Sonuçları

Bu bölümde, soğutucu akışkan olarak kullanılan saf su ve TiO_2/su nanoakışkanın elde edilen sayısal analizi sonuçları verilmiştir.

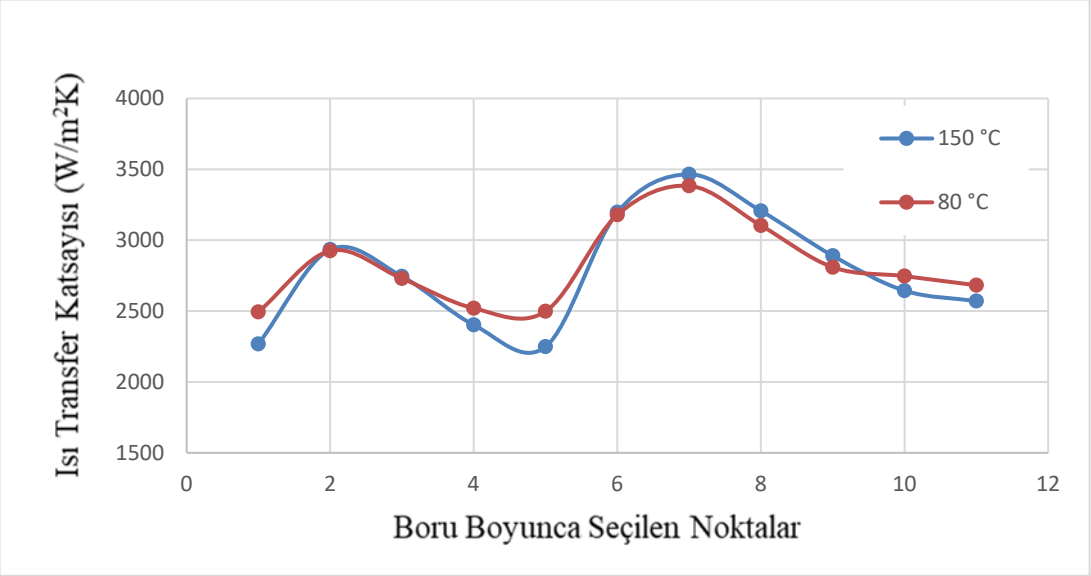
4.2.1. Saf Su Analiz Sonuçları

Sayısal analizlerin ilk aşamasında gövde boru tipi eşanjörde ısı transfer karakteristiğini modellemek için sıcak akışkan olarak 80°C ve 150°C de motoryağı, soğutucu akışkan olarak ise 20°C de saf su kullanılmıştır. Sıcak akışkanın Reynold sayısı 1000, soğuk akışkanın ise 15000 alınarak modelleme yapılmıştır. Tüm analizler eşanjörün Şekil 4.1'de görülen 11 ayrı noktasından alınan sayısal değerler kullanılarak yapılmıştır. Sayısal analizden elde edilen, 20°C de saf su ile 150°C ve 80°C de motoryağı için ısı transfer katsayısı değişimi Şekil 4.2'de, sıcaklık değişimi Şekil 4.3'te, basınç değişimi Şekil 4.4'te, ısı akısı değişimi ise Şekil 4.5'te verilmiştir. Şekil 4.2'de görüldüğü üzere ısı transfer katsayısının değişimi benzer olmakla beraber, borunun büküm noktasına denk gelen 6 noktasından sonra 150ºC sıcaklıktaki yağ kullanıldığı zaman ısı transfer katsayısı 80ºC sıcaklıktaki yağa göre daha yüksek çıkmaktadır. Ancak boru çıkışına doğru durum tersine dönmektedir. Şekil 4.3 incelendiğinde Şekil 4.2'deki durumu destekleyen sıcaklık profilleri görülmektedir.

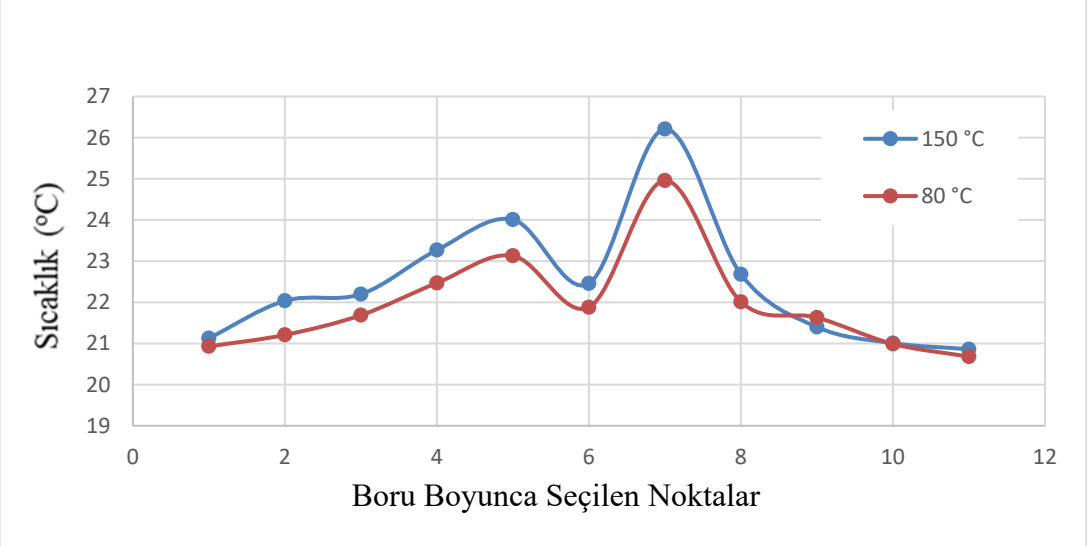


Şekil 4.1. Eşanjör borusu üzerinde seçilen noktaların konumu

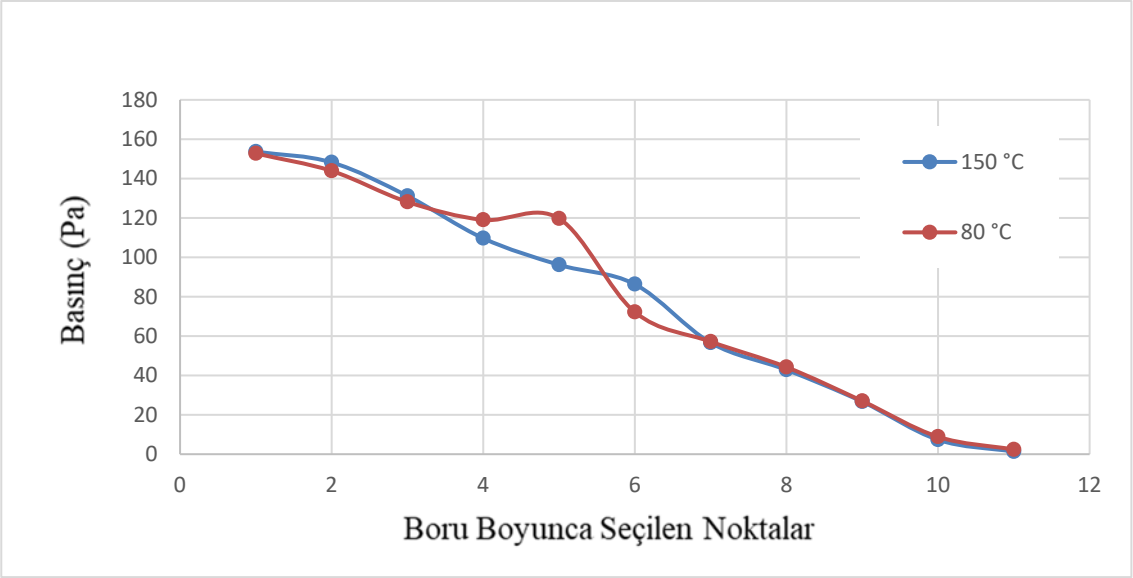
Boru çıkışında sırasıyla 150 ve 80ºC sıcaklıklarda giren sıcak akışkanların sıcaklıklarının hemen hemen eşitlendiği görülmektedir. Şekil 4.3 boru boyunca basıncın düştüğünü göstermektedir. Bu beklenen bir durumdur.



Şekil 4.2. 150°C - 80°C de motoryağı ve 20°C de saf su için ısı transfer katsayısı değişimi

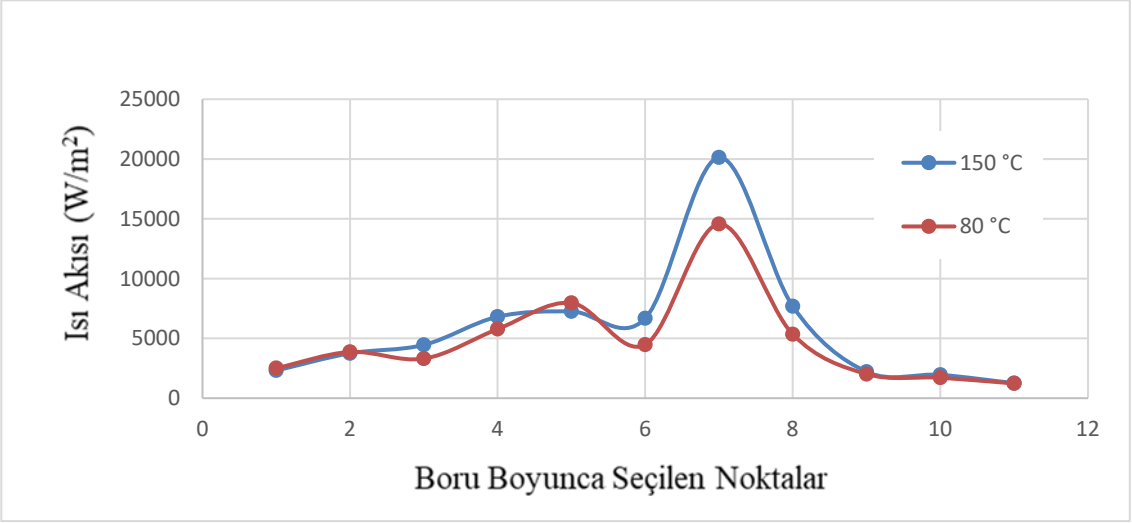


Şekil 4.3. 150°C - 80°C de motoryağı ve 20°C de saf su için sıcaklık değişimi



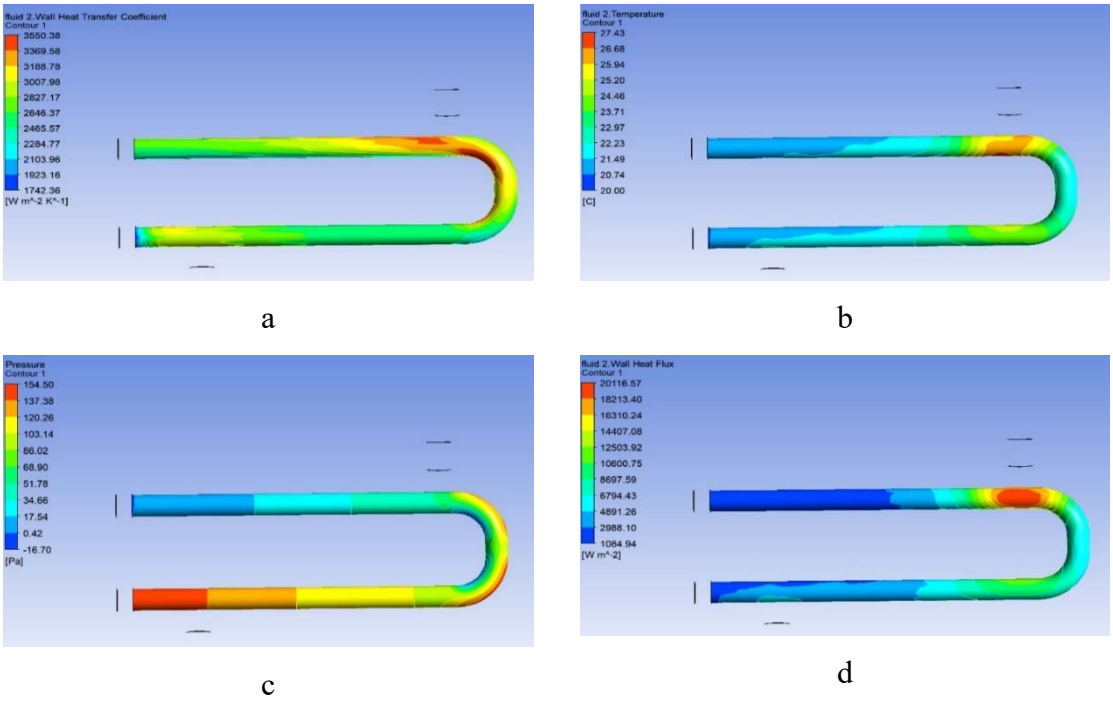
Şekil 4.4. 150°C - 80°C de motoryağı ve 20°C de saf su için basınç değişimi

Şekil 4.5 sırasıyla 150ºC ve 80ºC sıcaklıklarda eşanjörün gövde kısmından giren sıcak akışın boru tarafında dolaşan 20ºC sıcaklıkta suyla soğutulmaları durumunda ısı akılarının değişimini göstermektedir. Beklendiği üzere 150ºC sıcaklıktaki sıcak akışkan olan ısı akısı tüm akış alanında daha yüksek olmuştur. Ancak 9 noktasından sonra her iki sıcaklıktaki sıcak akışların ısı akıları eşitlenmiştir. Bu durum şekil 4.3 ile desteklenmektedir.

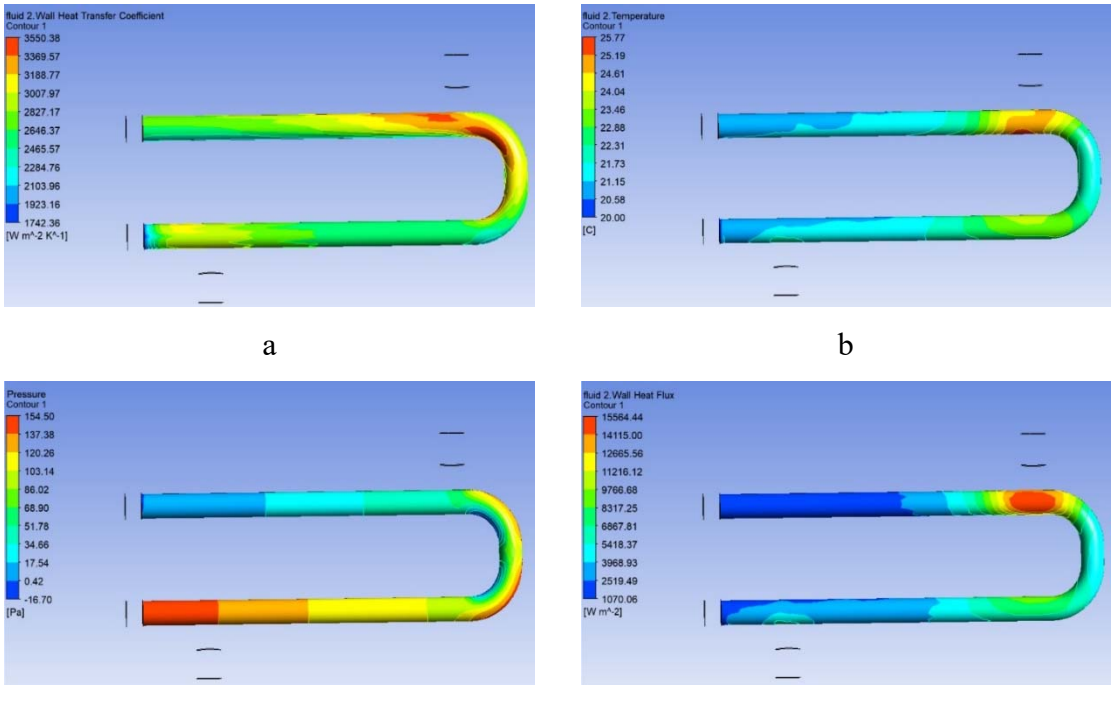


Şekil 4.5. 150°C - 80°C de motoryağı ve 20°C de saf su için ısı akısı değişimi

Şekil 4.6 ve Şekil 4.7'de 20°C de saf su ve 150°C ile 80°C de motoryağı için ısı transfer katsayısı, basınç, sıcaklık ve ısı akısı değişimleri gösterilmektedir.



Şekil 4.6. 150°C de motoryağı ve 20°C de saf su için değişimler (a- ısı transfer katsayısı değişimi, b- sıcaklık değişimi, c- basınç değişimi, d- ısı akısı değişimi)

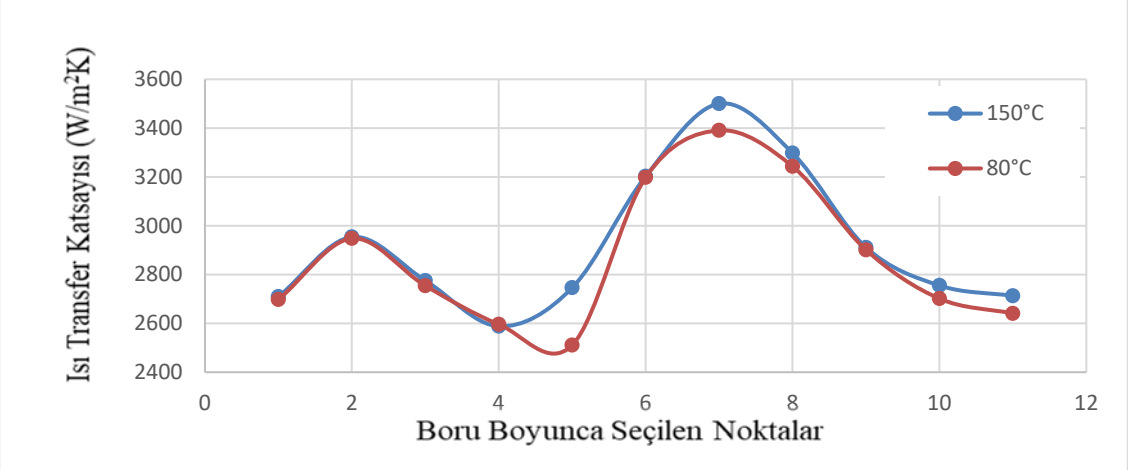


Şekil 4.7. 80°C de motoryağı ve 20°C de saf su için değişimler (a- ısı transfer katsayısı değişimi, b- sıcaklık değişimi, c- basınç değişimi, d- ısı akısı değişimi)

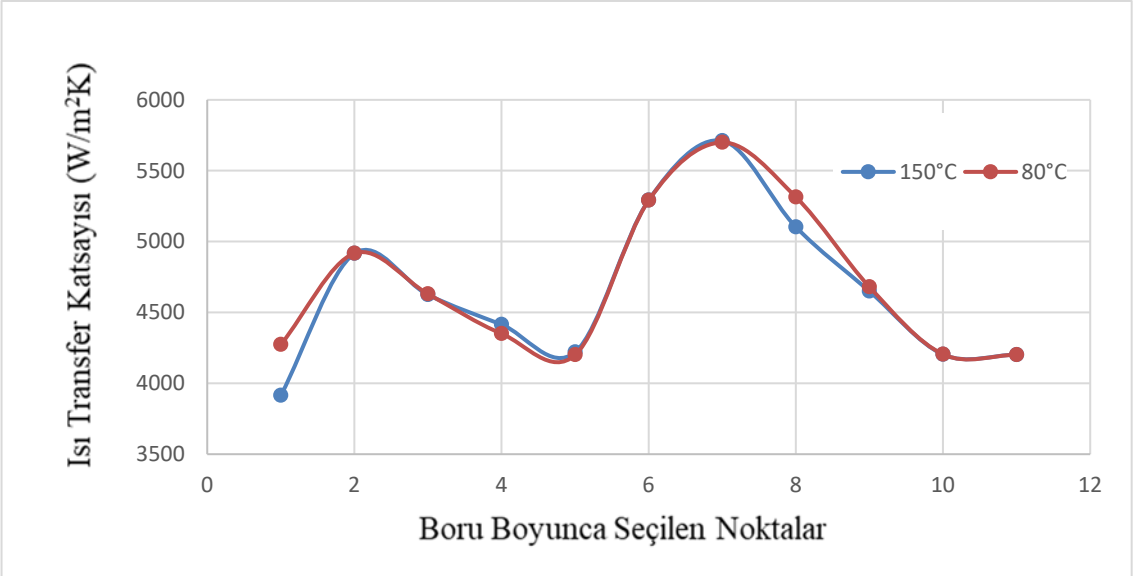
4.2.2. TiO_2/Su Nanoakışkanının Analiz Sonuçları

Sayısal analizlerin ikinci aşamasında gövde boru tipi eşanjörde çalışma akışkanı olarak %0.3, %0.5 ve %0.75 oranında TiO_2/su nanoakışkanları kullanılmıştır. Soğutucu akışkan 20°C de sabit tutulmuş, motor yağı kullanılan sıcak akışkan ise 150°C ve 80°C de ayrı ayrı kullanılmıştır. Sıcak akışkanın Reynold sayısı 1000, soğuk akışkanın ise 15000 alınarak modelleme yapılmıştır. Tüm analizler saf suda kullanılan aynı 11 noktadan ölçülerek yapılmıştır. 150°C ve 80°C de kullanılan motor yağına karşılık 20°C de sabit tutulan %0.3, %0.5 ve %0.75 oranlarında TiO_2/su nanoakışkanların ısı transfer katsayısı, sıcaklık, basınç ve ısı akısı değişimleri sırasıyla Şekil 4.8, Şekil 4.9, Şekil 4.10, Şekil 4.11, Şekil 4.12, Şekil 4.13, Şekil 4.14, Şekil 4.15, Şekil 4.16, Şekil 4.17, Şekil 4.18 ve Şekil 4.19'da gösterilmiştir.

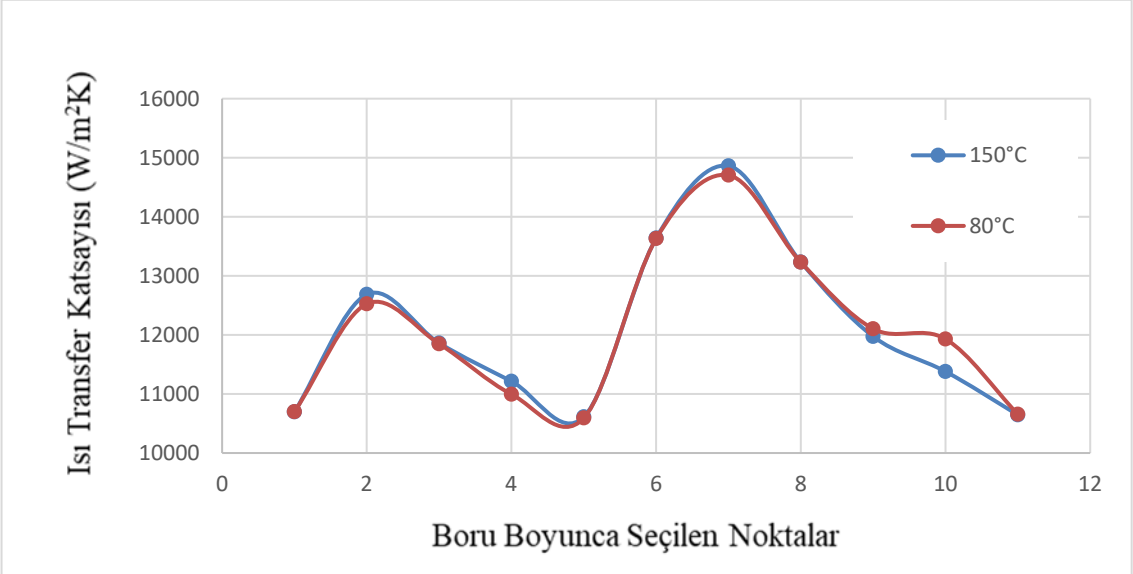
Şekil 4.8, Şekil 4.9 ve Şekil 4.10'de görüldüğü üzere ısı transfer katsayısının değişimi benzer olmakla beraber, borunun büküm noktasına denk gelen 6 noktasından sonra 150°C sıcaklıktaki yağ kullanıldığı zaman ısı transfer katsayısı, 80°C sıcaklıktaki yağa göre daha yüksek çıkmakta ancak boru çıkışına doğru durumun tersine döndüğü görülmektedir. Şekil 4.11, Şekil 4.12 ve Şekil 4.13'deki sonuçlarda bu durumu destekleyen sıcaklık profilleri görülmektedir. Şekil 4.14, Şekil 4.15 ve Şekil 4.16'da beklenen durum olan boru boyunca basıncın düştüğünü göstermektedir. 4.17, Şekil 4.18 ve Şekil 4.19'dan beklendiği üzere 150°C sıcaklıktaki sıcak akışkan olan ısı akısı tüm akış alanında daha yüksek olmuştur. Ancak 9 noktasından sonra her iki sıcaklıktaki sıcak akışların ısı akıları eşitlenmiştir.



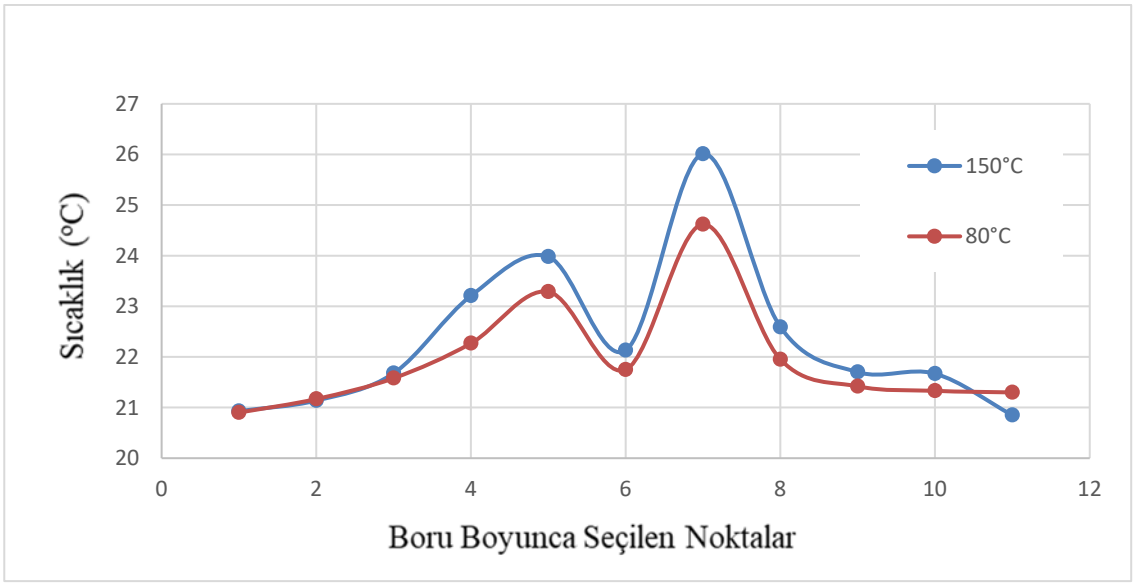
Şekil 4.8. 150° - 80°C de motoryağı ve 20°C de %0.3 TiO_2/su nanoakışkanı için ısı transfer katsayısı değişimi



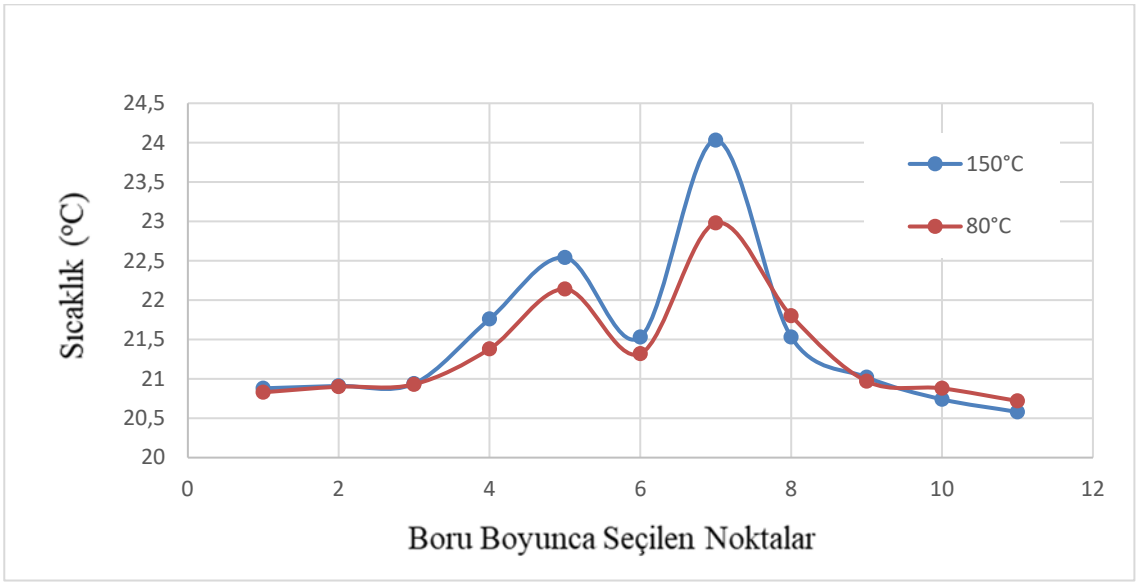
Şekil 4.9. 150° - 80°C de motoryağı ve 20°C de %0.5 TiO_2/su nanoakışkanı için ısı transfer katsayısı değişimi



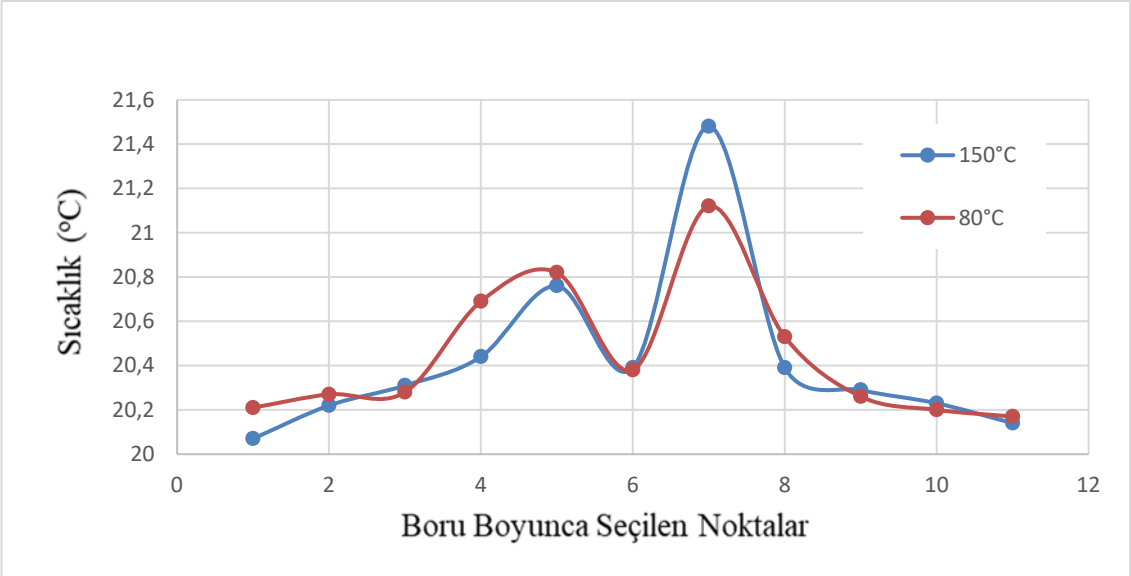
Şekil 4.10. 150° - 80°C de motoryağı ve 20°C de %0.75 TiO_2/su nanoakışkanı için ısı transfer katsayısı değişimi



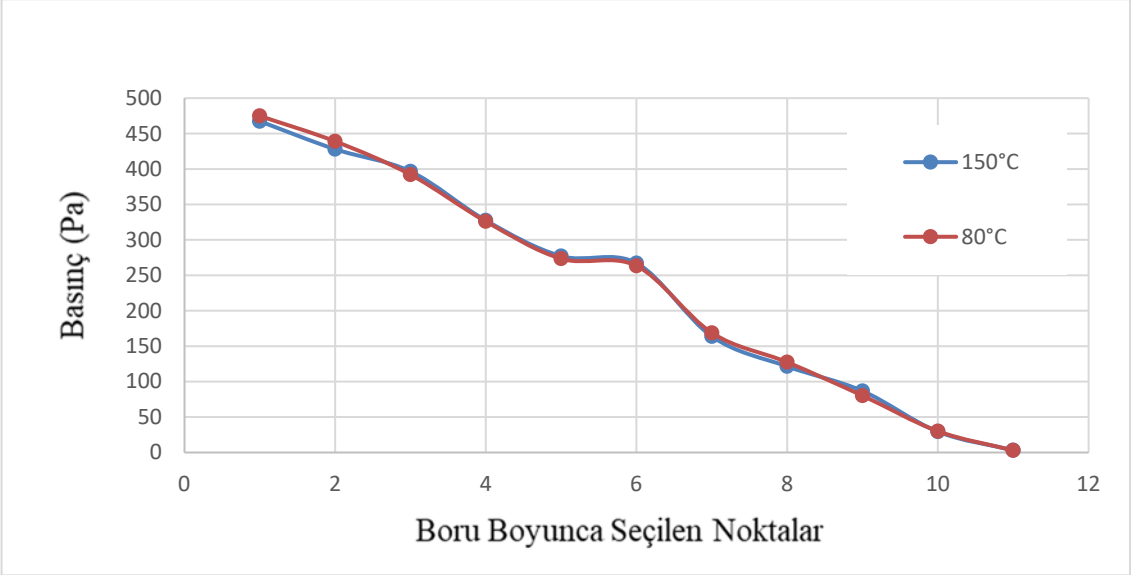
Şekil 4.11. 150° - 80°C de motoryağı ve 20°C de %0.3 TiO_2/su nanoakışkanı için sıcaklık değişimi



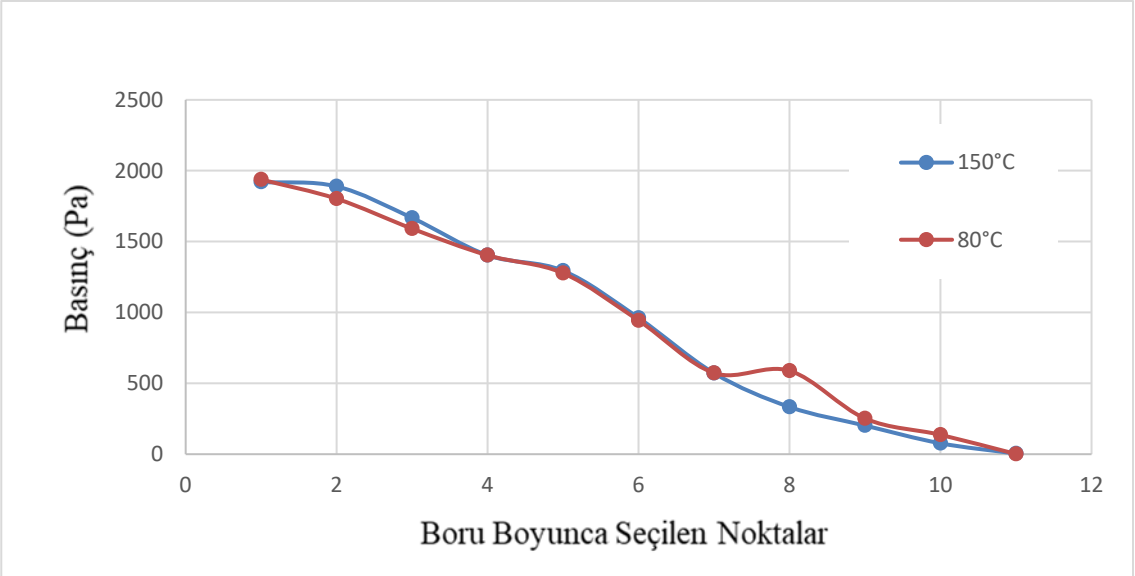
Şekil 4.12. 150° - 80°C de motoryağı ve 20°C de %0.5 TiO_2/su nanoakışkanı için sıcaklık değişimi



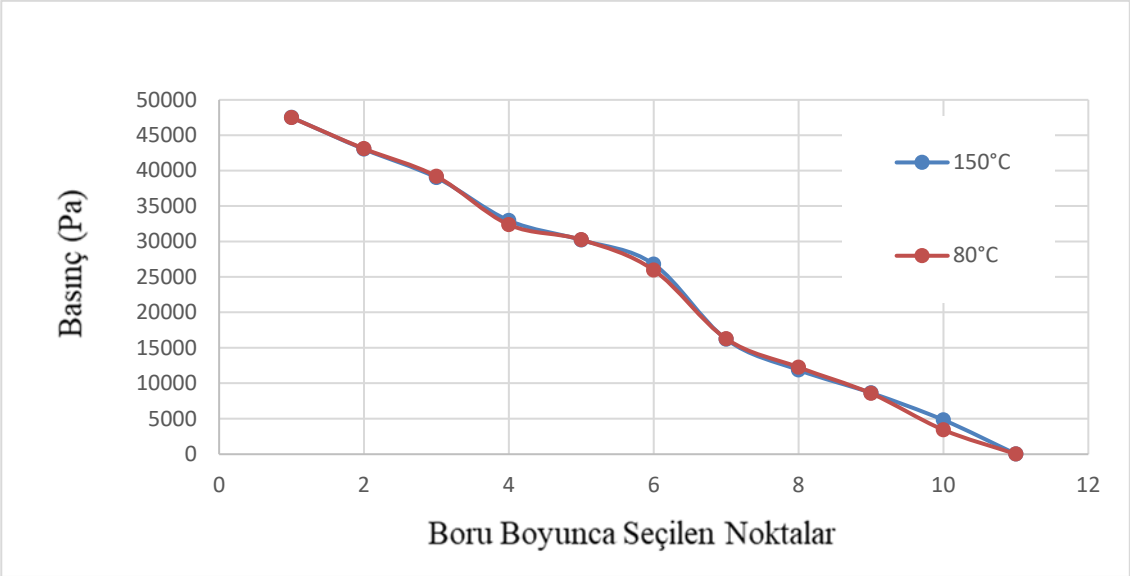
Şekil 4.13. 150° - 80°C de motoryağı ve 20°C de %0.75 TiO_2/su nanoakışkanı için sıcaklık değişimi



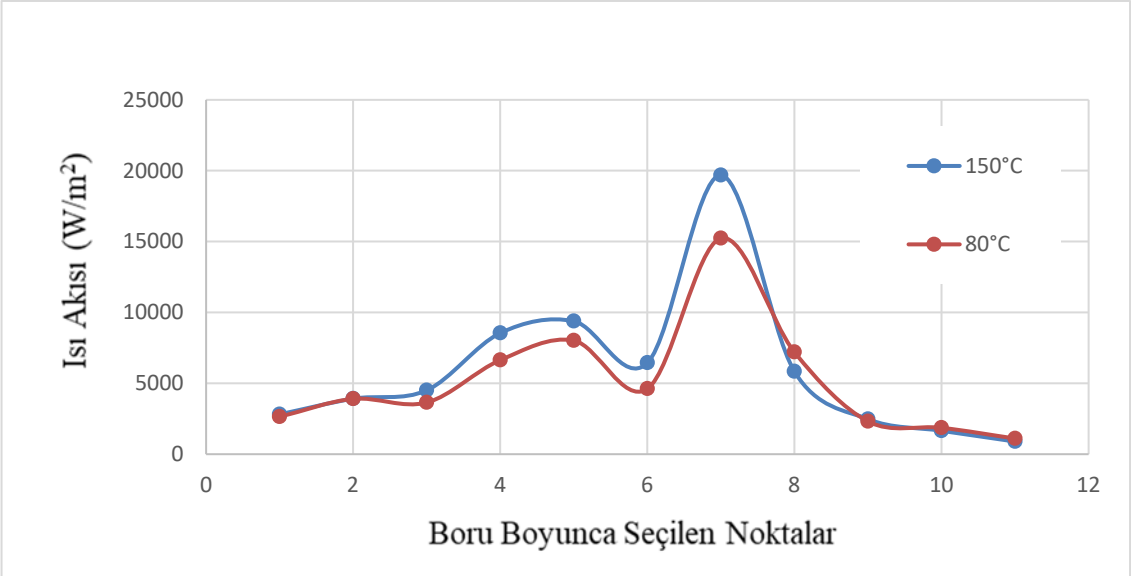
Şekil 4.14. 150° - 80°C de motoryağı ve 20°C de %0.3 TiO_2/su nanoakışkanı için basınç değişimi



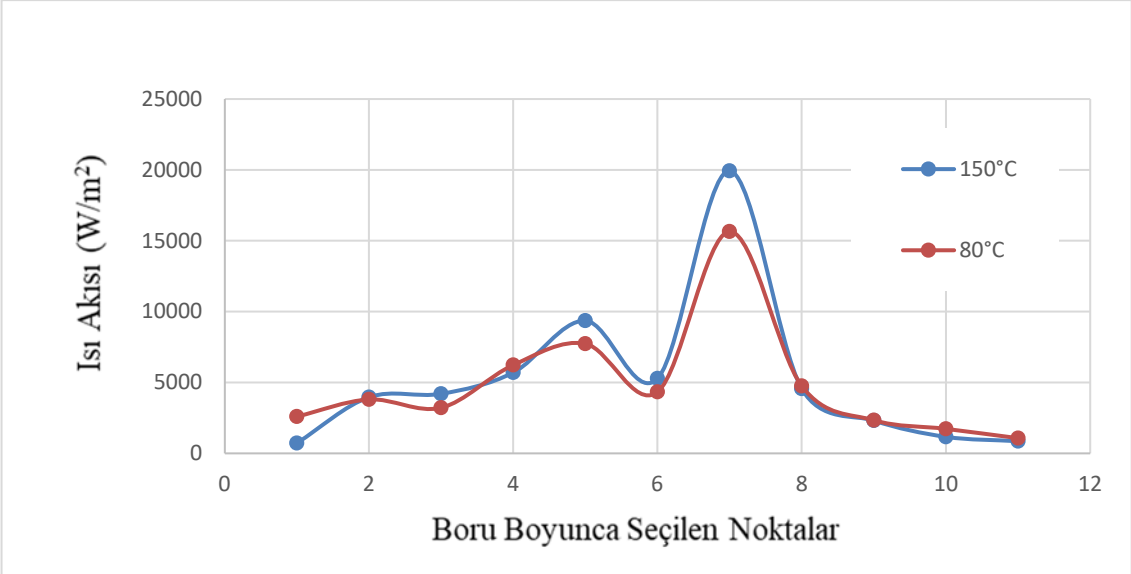
Şekil 4.15. 150° - 80°C de motoryağı ve 20°C de %0.5 TiO_2/su nanoakışkanı için basınç değişimi



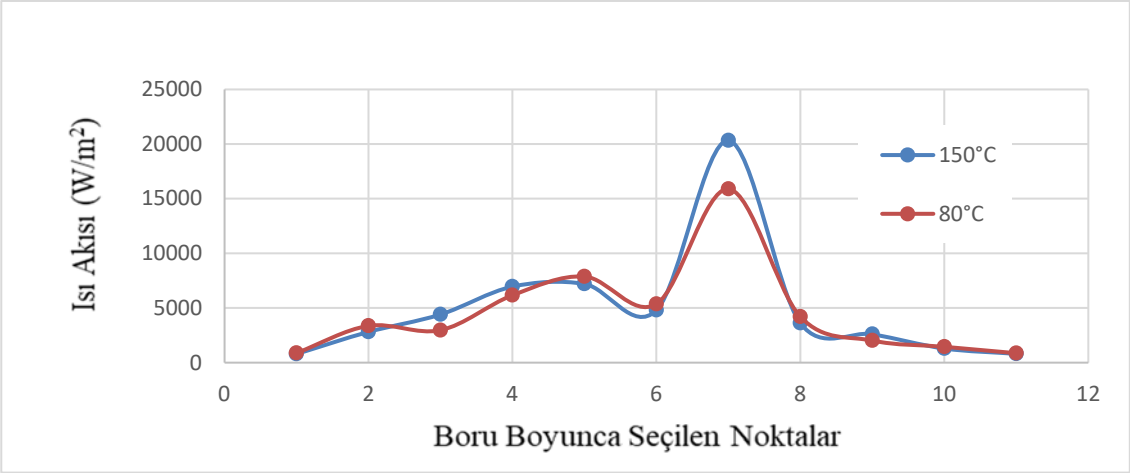
Şekil 4.16. 150° - 80°C de motoryağı ve 20°C de %0.75 TiO_2/su nanoakışkanı için basınç değişimi



Şekil 4.17. 150° - 80°C de motoryağı ve 20°C de %0.3 TiO_2/su nanoakışkanı için ısı akısı değişimi

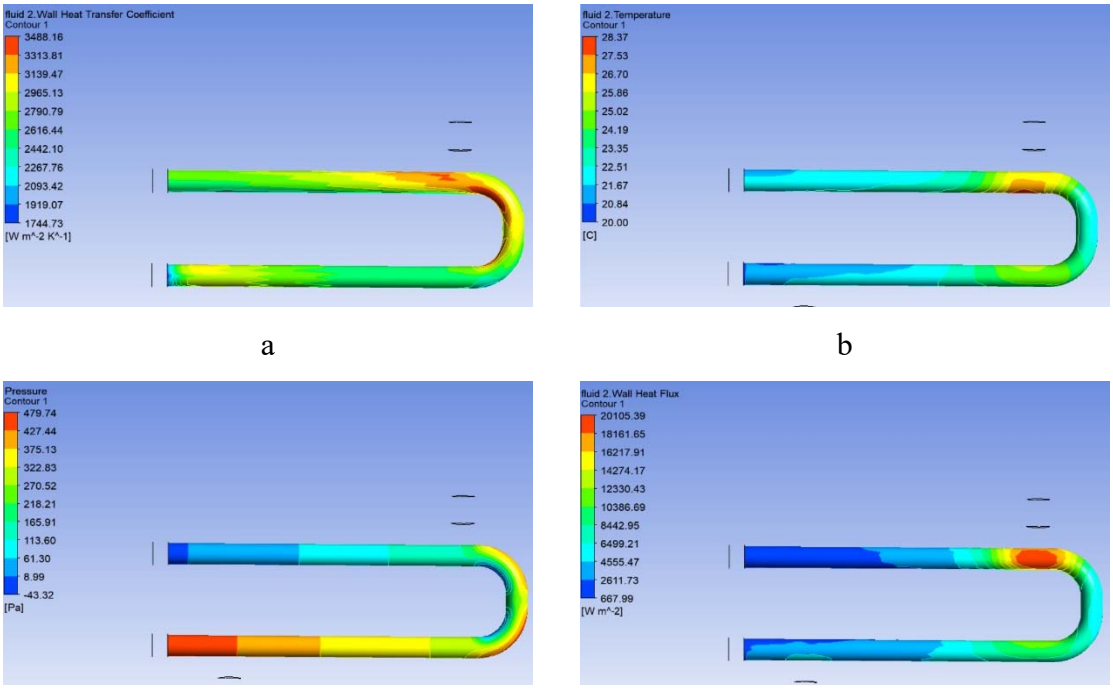


Şekil 4.18. 150° - 80°C de motoryağı ve 20°C de %0.5 TiO_2/su nanoakışkanı için ısı akısı değişimi



Şekil 4.19. 150° - 80°C de motoryağı ve 20°C de %0.75 TiO_2/su nanoakışkanı için ısı akısı değişimi

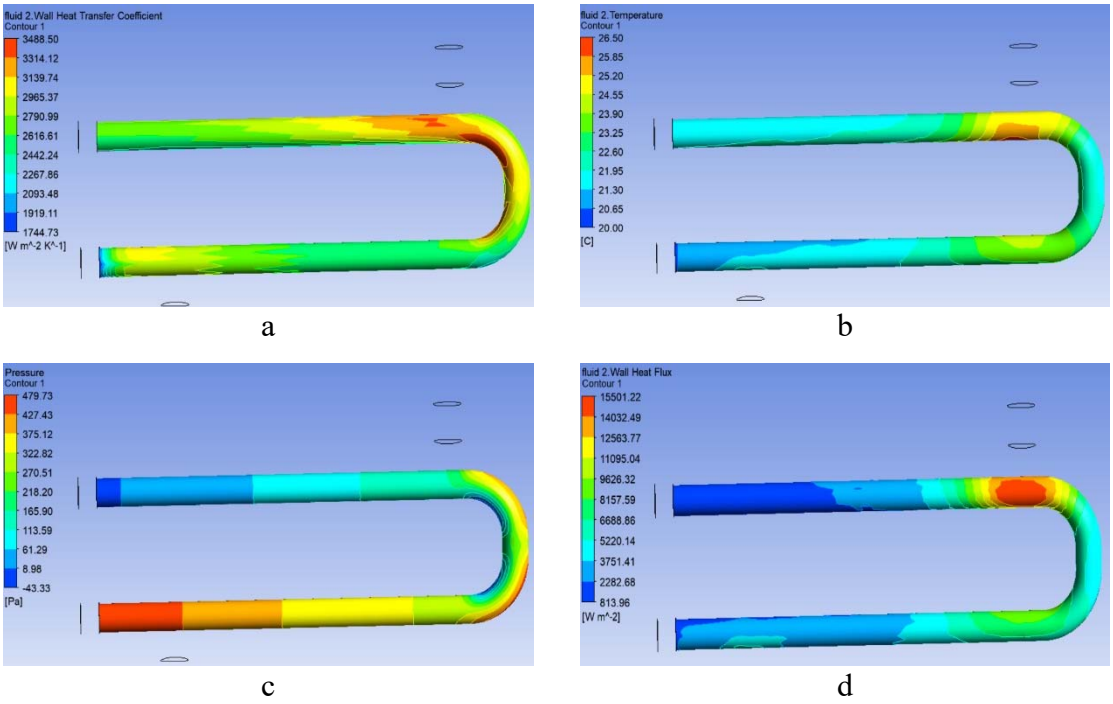
Şekil 4.20, Şekil 4.21, Şekil 4.22, Şekil 4.23, Şekil 4.24 ve Şekil 4.25'te 150°C ile 80°C de motoryağı ve 20°C de %0.3, %0.5 ve %0.75 oranlarında TiO_2/su nanoakışkanları için ısı transfer katsayısı, basınç, sıcaklık ve ısı akısı değişimleri gösterilmektedir.



a b

c d

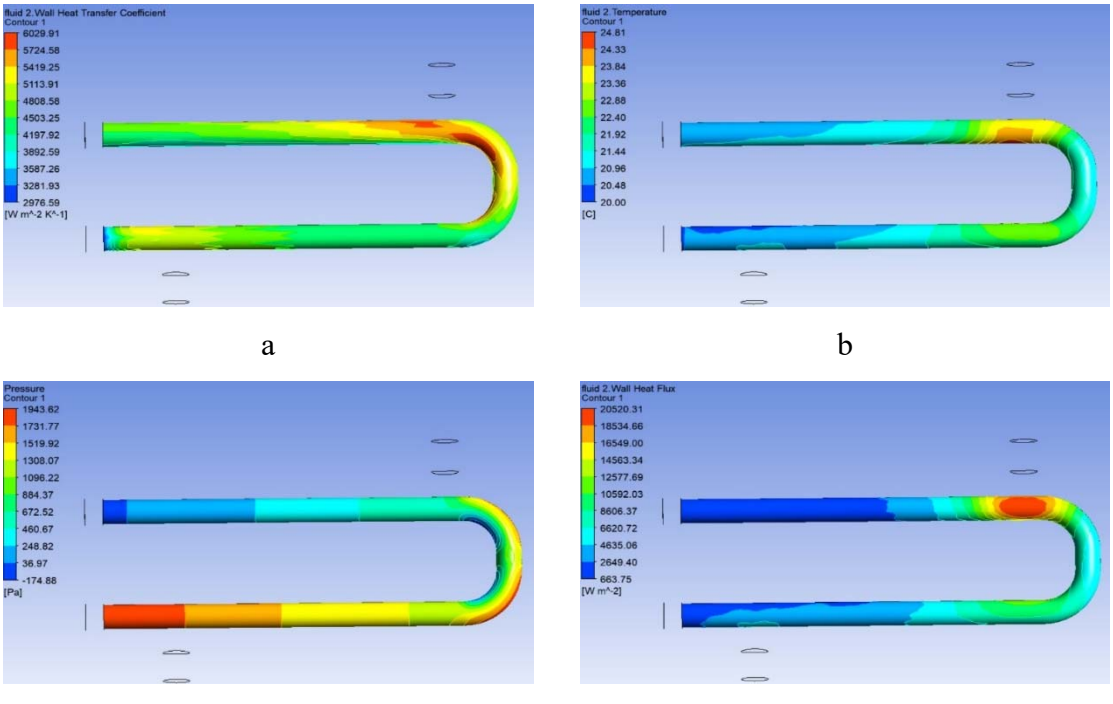
Şekil 4.20. 150°C de motoryağı ve 20°C de %0.3 TiO_2/su nanoakışkanı için değişimler (a- ısı transfer katsayısı değişimi, b- sıcaklık değişimi, c- basınç değişimi, d- ısı akısı değişimi)



a b

c d

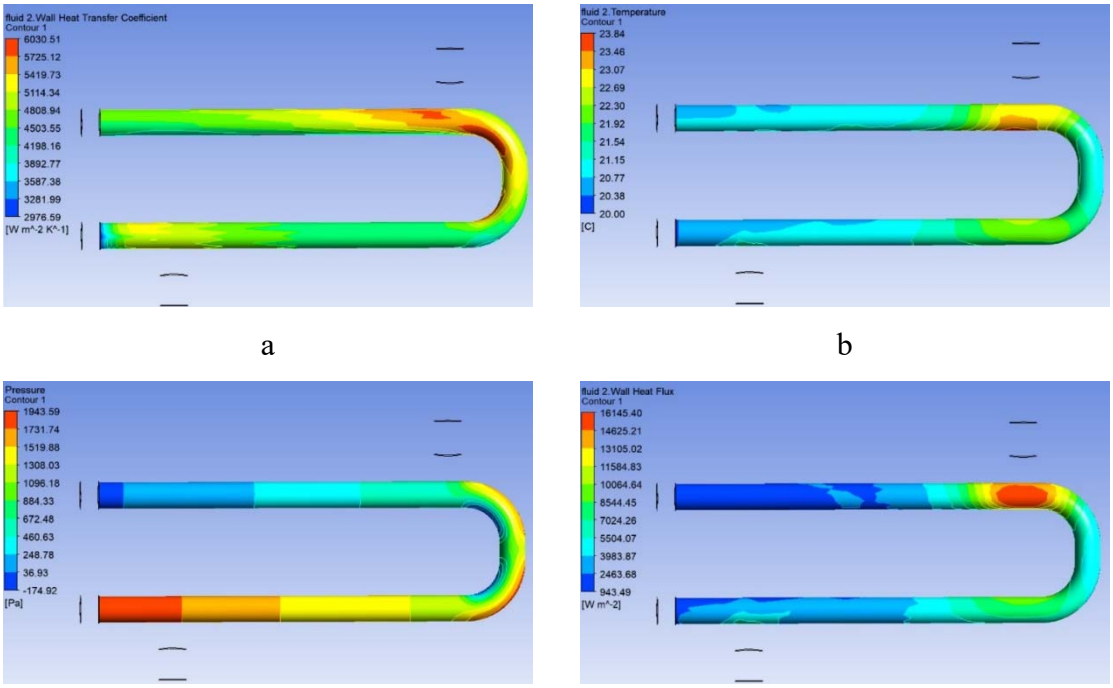
Şekil 4.21. 80°C de motoryağı ve 20°C de %0.3 TiO_2/su nanoakışkanı için değişimler (a- ısı transfer katsayısı değişimi, b- sıcaklık değişimi, c- basınç değişimi, d- ısı akısı değişimi)



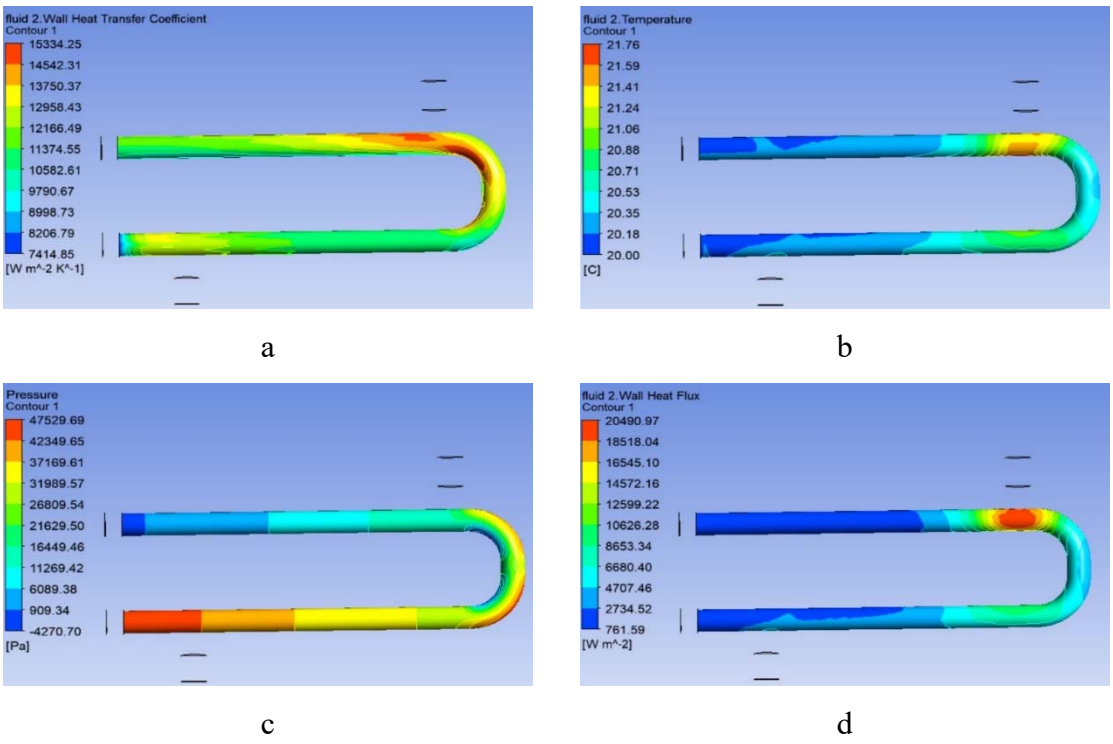
a b

c d

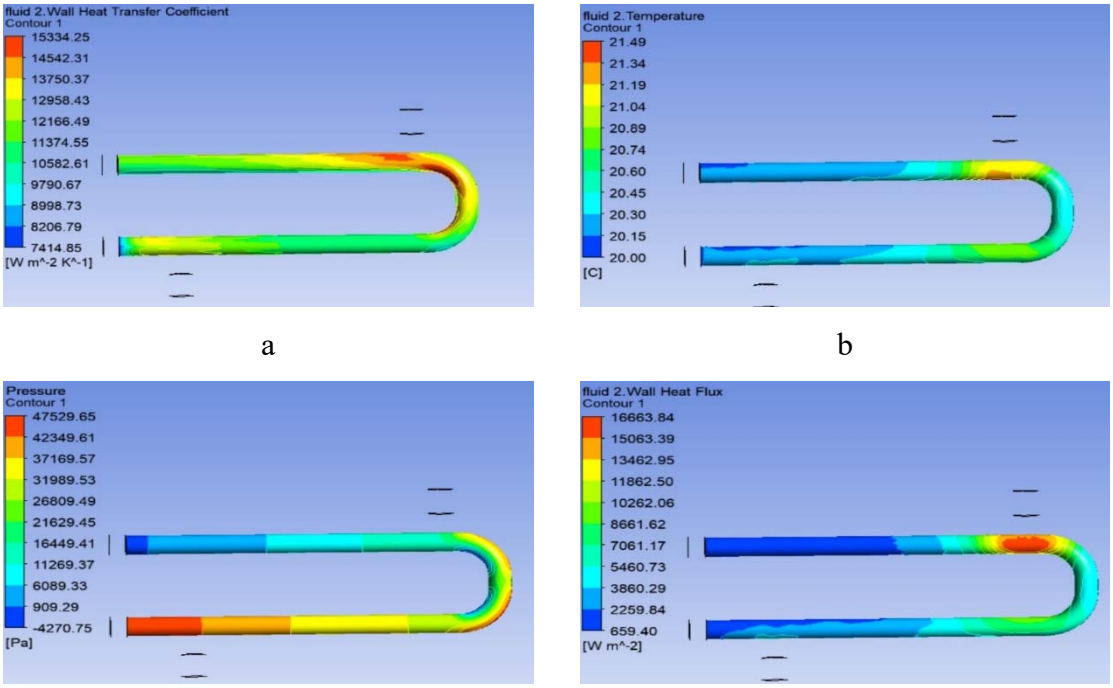
Şekil 4.22. 150°C de motoryağı ve 20°C de %0.5 TiO_2/su nanoakışkanı için değişimler (a- ısı transfer katsayısı değişimi, b- sıcaklık değişimi, c- basınç değişimi, d- ısı akısı değişimi)



Şekil 4.23. 80°C de motoryağı ve 20°C de %0.5 TiO_2/su nanoakışkanı için değişimler (a- ısı transfer katsayısı değişimi, b- sıcaklık değişimi, c- basınç değişimi, d- ısı akısı değişimi)



Şekil 4.24. 150°C de motoryağı ve 20°C de %0.75 TiO_2/su nanoakışkanı için değişimler (a- ısı transfer katsayısı değişimi, b- sıcaklık değişimi, c- basınç değişimi, d- ısı akısı değişimi)



Şekil 4.25. 80°C de motoryağı ve 20°C de %0.75 TiO_2/su nanoakışkanı için değişimler (a- ısı transfer katsayısı değişimi, b- sıcaklık değişimi, c- basınç değişimi, d- ısı akısı değişimi)

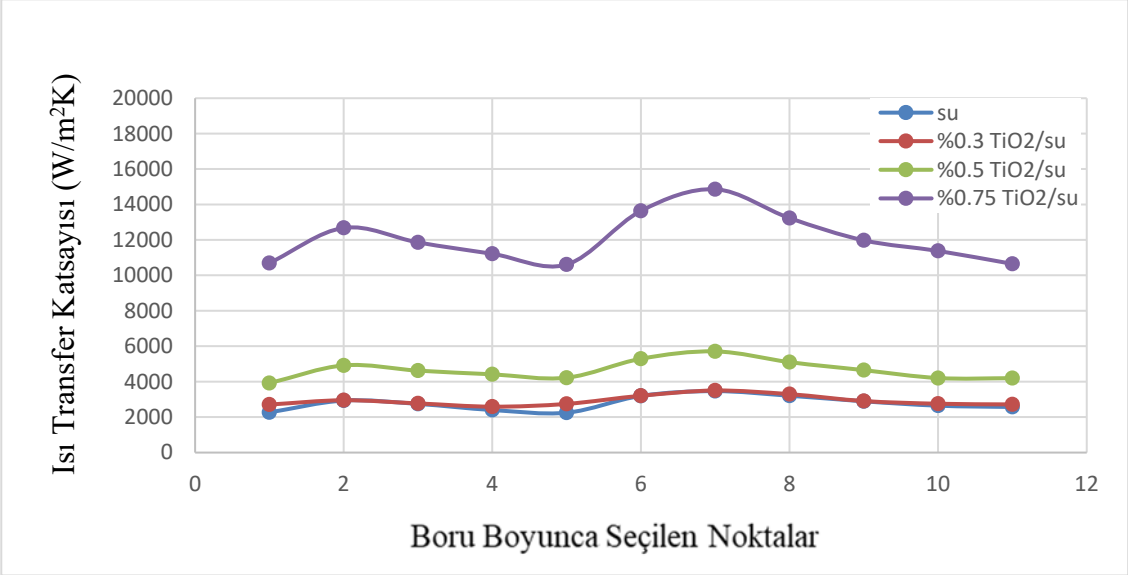
4.2.3. Sayısal Analizlerin Karşılaştırılması

Bu kısımda saf su ve hacimsel olarak %0.3, %0.5 ve %0.75 oranlarında TiO_2/su nanoakışkanları için sayısal analizlerin sonuçları incelenmiştir. Gövde boru tipli eşanjörde 150°C ile 80°C de motoryağı ve 20°C de saf su, %0.3, %0.5 ve %0.75 oranlarında TiO_2/su nanoakışkanlarının ısı transfer katsayısı, sıcaklık, basınç ve ısı akısı değişimleri Şekil 4.26, Şekil 4.27, Şekil 4.28, Şekil 4.29, Şekil 4.30, Şekil 4.31, Şekil 4.32 ve Şekil 4.33'te verilmiştir.

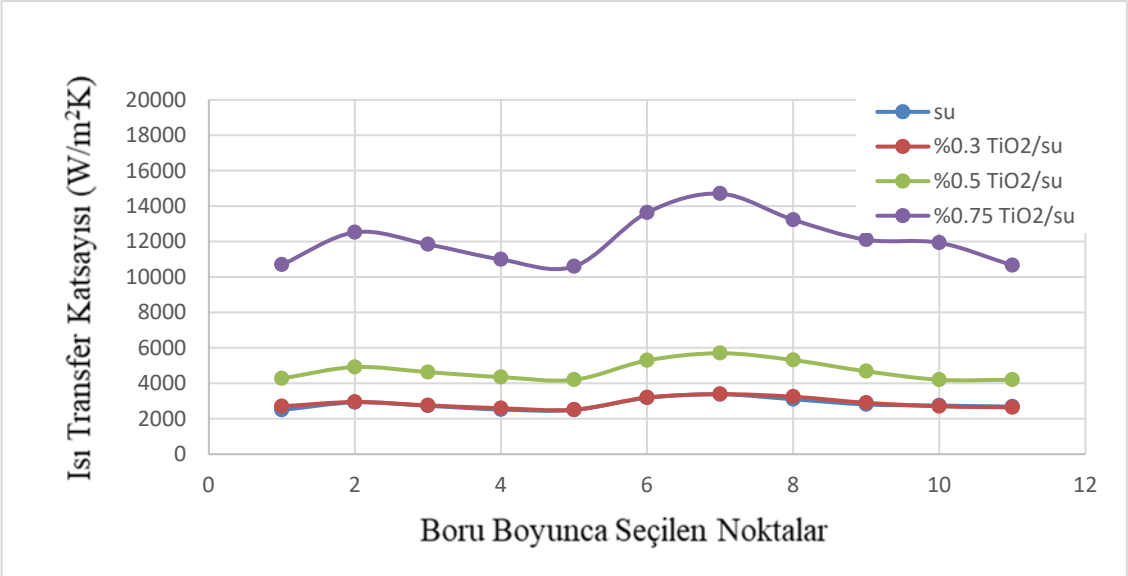
Şekil 4.26, Şekil 4.27, 4.32 ve Şekil 4.33'te görüldüğü üzere %0.3, %0.5 ve %0.75 oranlarında TiO_2/su nanoakışkanlarının yapısındaki TiO_2 miktarı ile doğru orantılı olarak ısı transfer katsayısı ve ısı akısında artış görülmüştür. Ayrıca, en düşük ısı transferinin akışkan olarak su kullanıldığında elde edildiği tespit edilmiştir. Sayısal analiz sonuçlarına göre soğuk akışkanın olduğu devrede TiO_2/su nanoakışkanının kullanımı ortalama ısı transferi katsayısını %5-%430 oranında arttırdığı görülmüştür.

Şekil 4.28 ve Şekil 4.29'da farklı akışkanlar (su ve TiO_2/su) için soğuk akışkanın olduğu devredeki sıcaklık dağılımı verilmiştir. Şekilde de görüldüğü üzere farklı oranlarda bile TiO_2/su nanoakışkanların kullanımı ısı transferinin artmasını

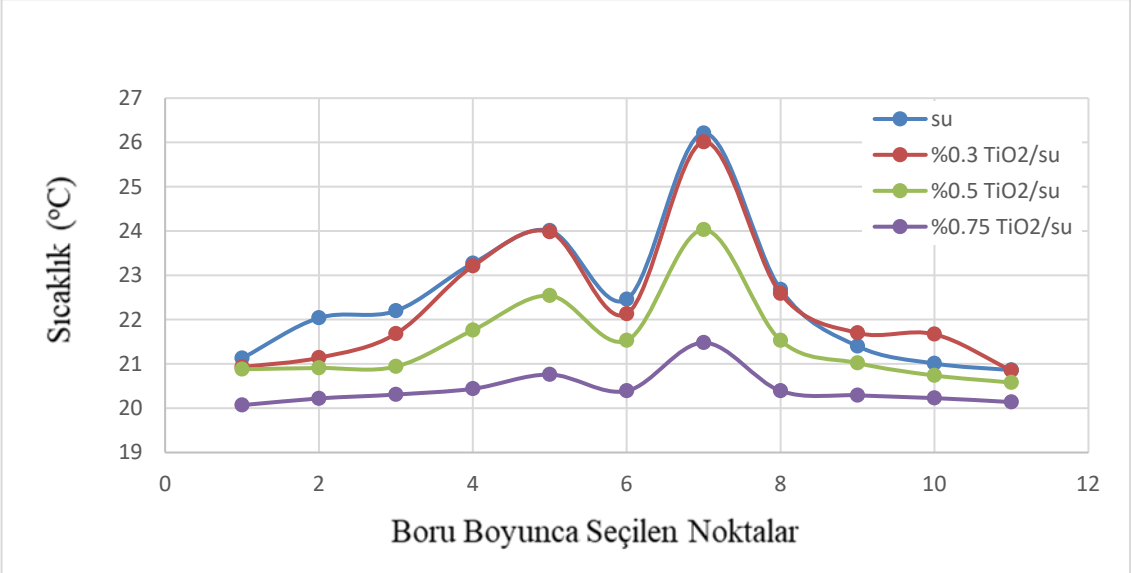
sağlarken, soğuk akışkanın daha az ısınmasına neden olmuştur. Bu tercih edilecek bir durumdur. Çünkü soğutucu akışkan olarak kullanılan su veya nano akışkanların faz değişimi önlenmiş olacaktır. Nanopartiküllerin çalışma akışkanının içine eklenmesi, ısı transfer performansının artmasına neden olur. Ancak aynı zamanda viskozitenin artmasına, neden olurken bununla orantılı olarak basınç düşüşünün artmasına neden olmaktadır. TiO_2/su nanoakışkanı için sayısal sonuçlardan elde edilen basınç farkı özellikle % 0.75 TiO_2 nano akışkanı göz önüne alındığında saf suya göre en yüksek basınç düşüşünün meydana geldiği görülmektedir. Bu durum akışkanın pompalama maliyetleri üzerinde olumsuz etki yaparken, ısı transferinde ortaya çıkan avantajlı durum gözönüne alındığında gözardı edilebilecek bir durumdur.



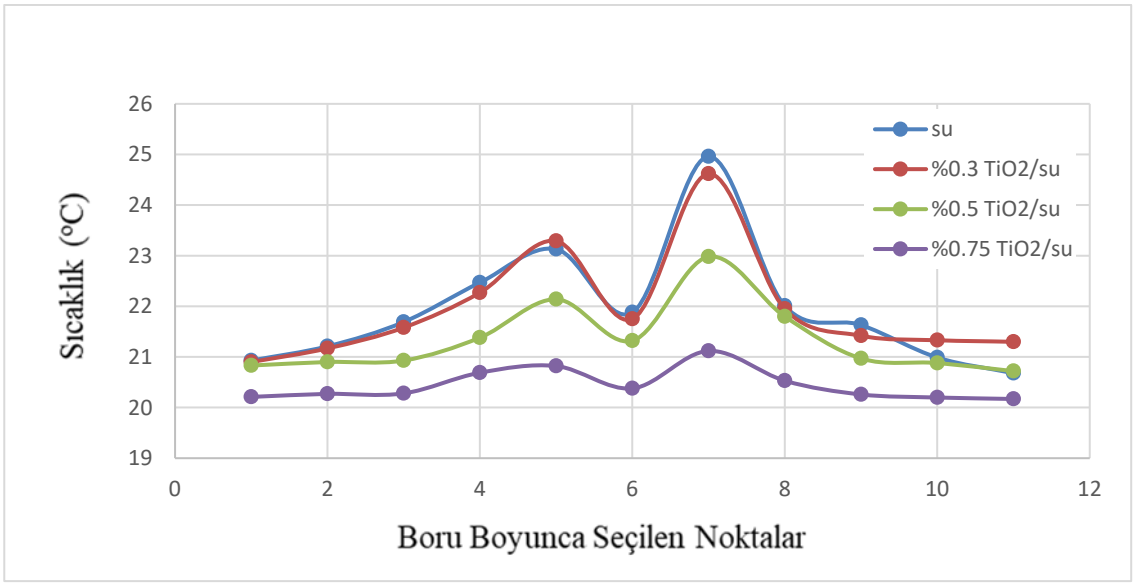
Şekil 4.26. 150°C de motoryağı ve 20°C de saf su, %0.3, %0.5 ve %0.75 oranlarında TiO_2/su nanoakışkanlarının ısı transfer katsayısı değişimi



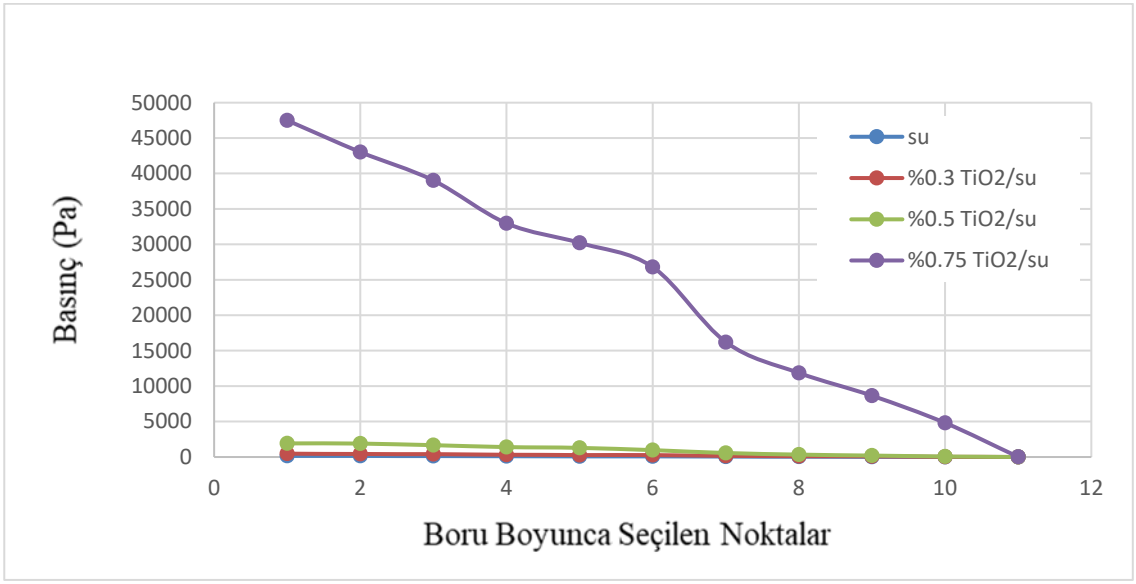
Şekil 4.27. 80°C de motoryağı ve 20°C de saf su, %0.3, %0.5 ve %0.75 oranlarında TiO_2/su nanoakışkanlarının ısı transfer katsayısı değişimi



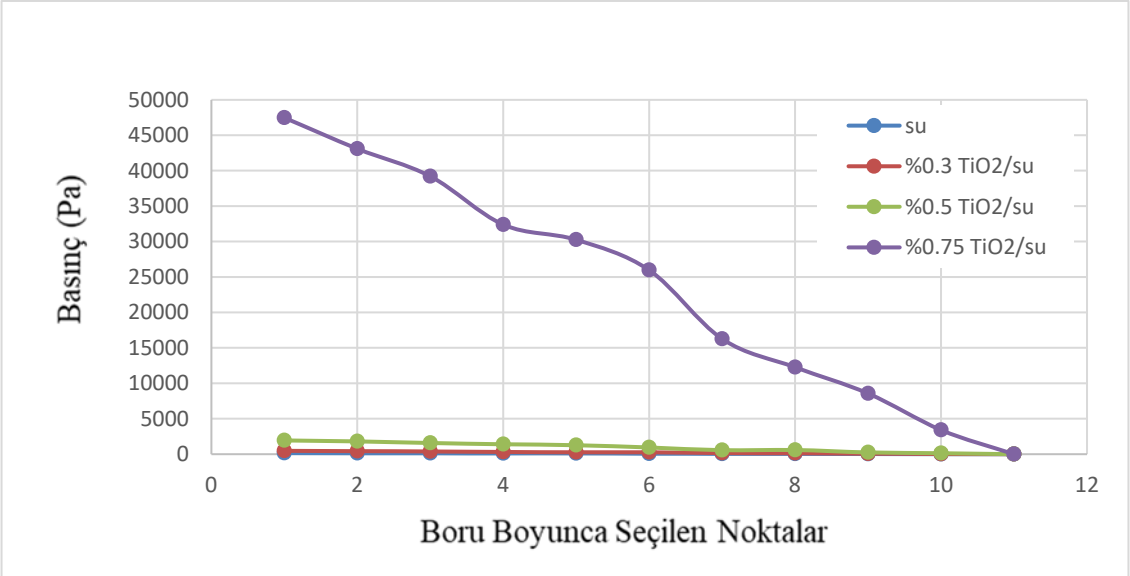
Şekil 4.28. 150°C de motoryağı ve 20°C de saf su, %0.3, %0.5 ve %0.75 oranlarında TiO_2/su nanoakışkanlarının sıcaklık değişimi



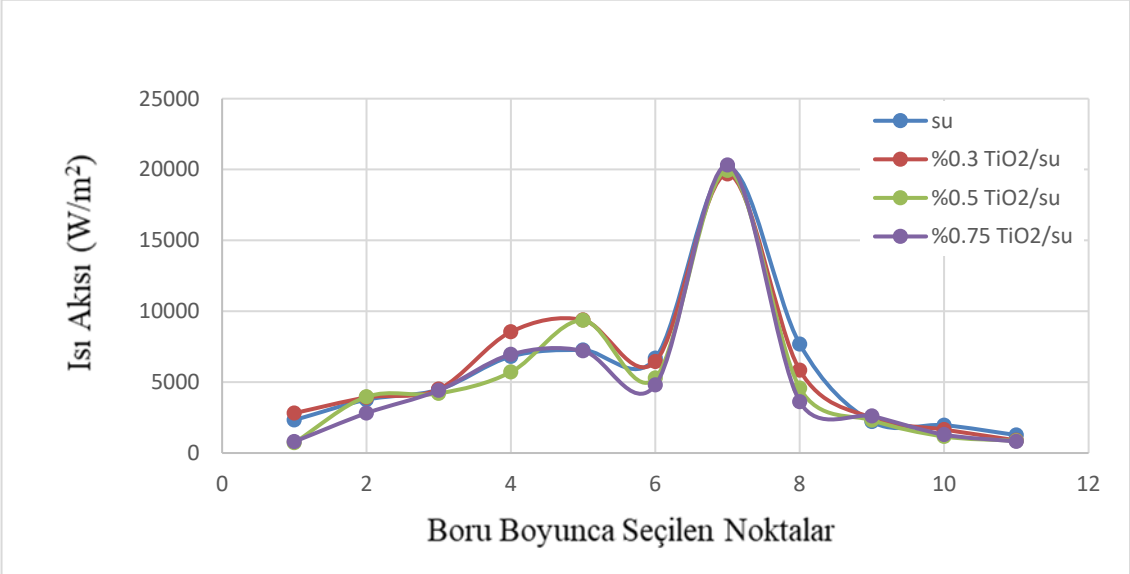
Şekil 4.29. 80°C de motoryağı ve 20°C de saf su, %0.3, %0.5 ve %0.75 oranlarında TiO_2/su nanoakışkanlarının sıcaklık değişimi



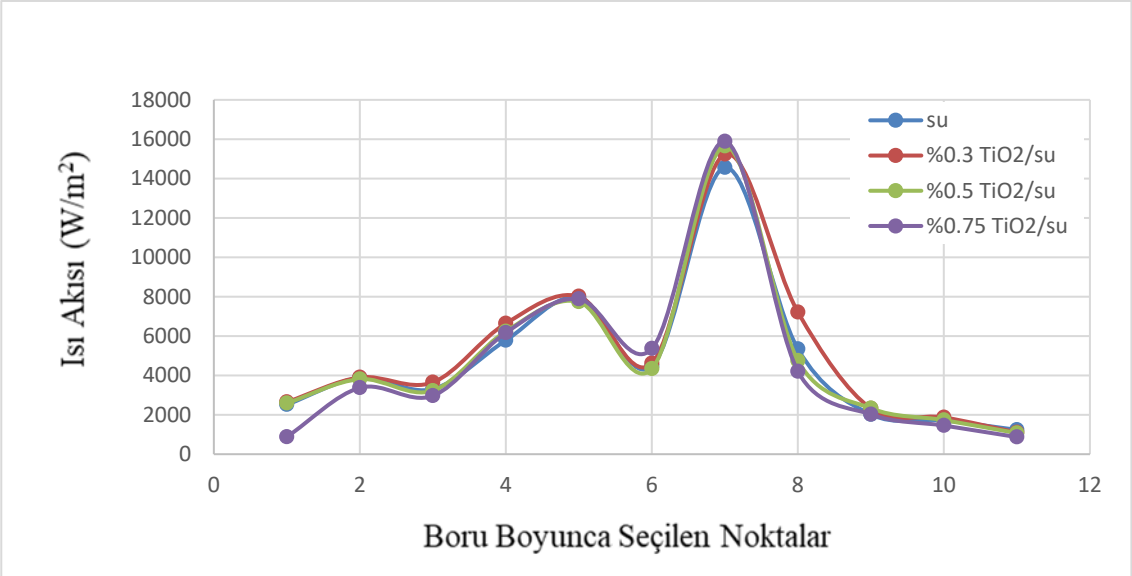
Şekil 4.30. 150°C de motoryağı ve 20°C de saf su, %0.3, %0.5 ve %0.75 oranlarında TiO_2/su nanoakışkanlarının basınç değişimi



Şekil 4.31. 80°C de motoryağı ve 20°C de saf su, %0.3, %0.5 ve %0.75 oranlarında TiO_2/su nanoakışkanlarının basınç değişimi

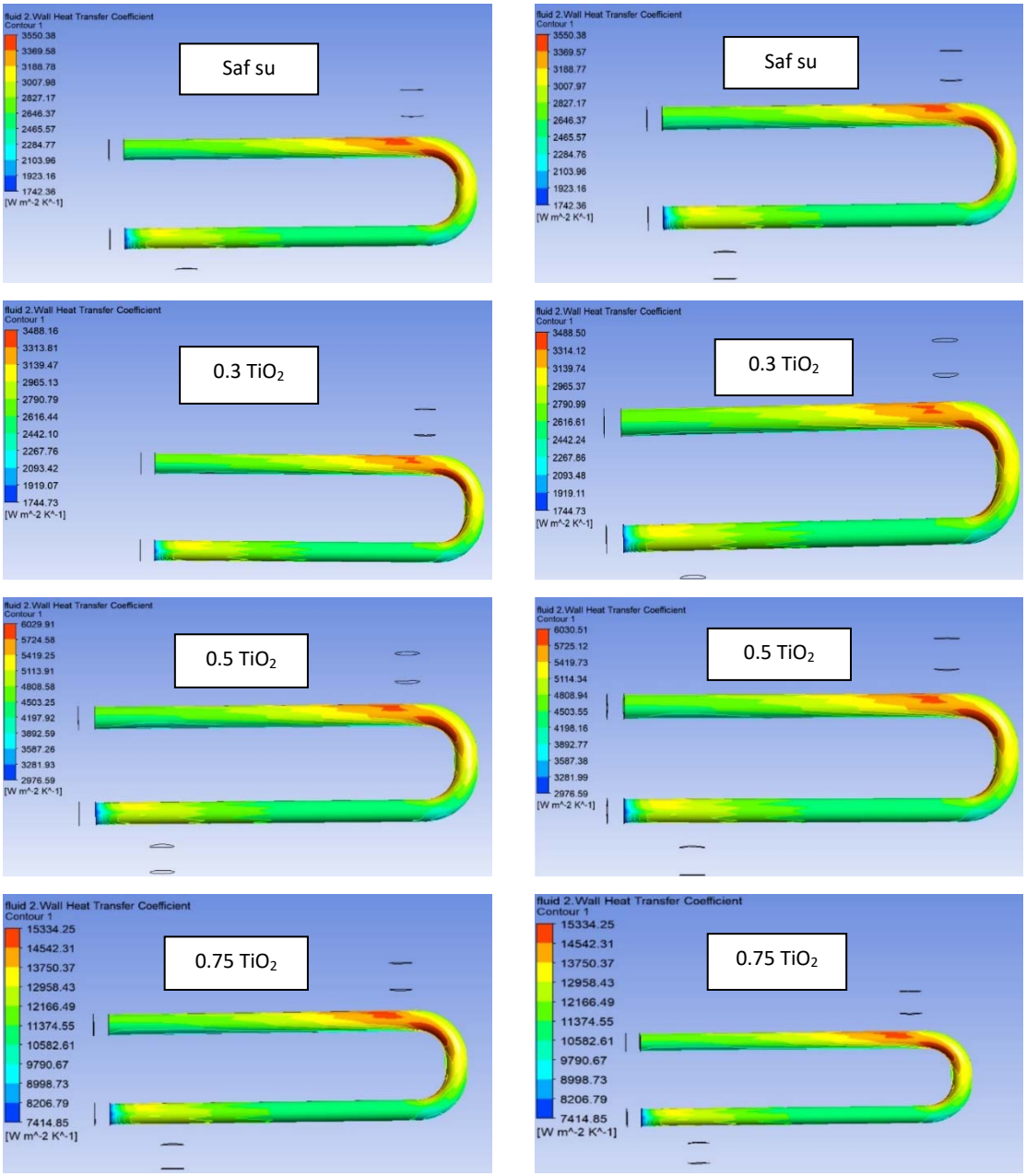


Şekil 4.32. 150°C de motoryağı ve 20°C de saf su, %0.3, %0.5 ve %0.75 oranlarında TiO_2/su nanoakışkanlarının ısı akısı değişimi

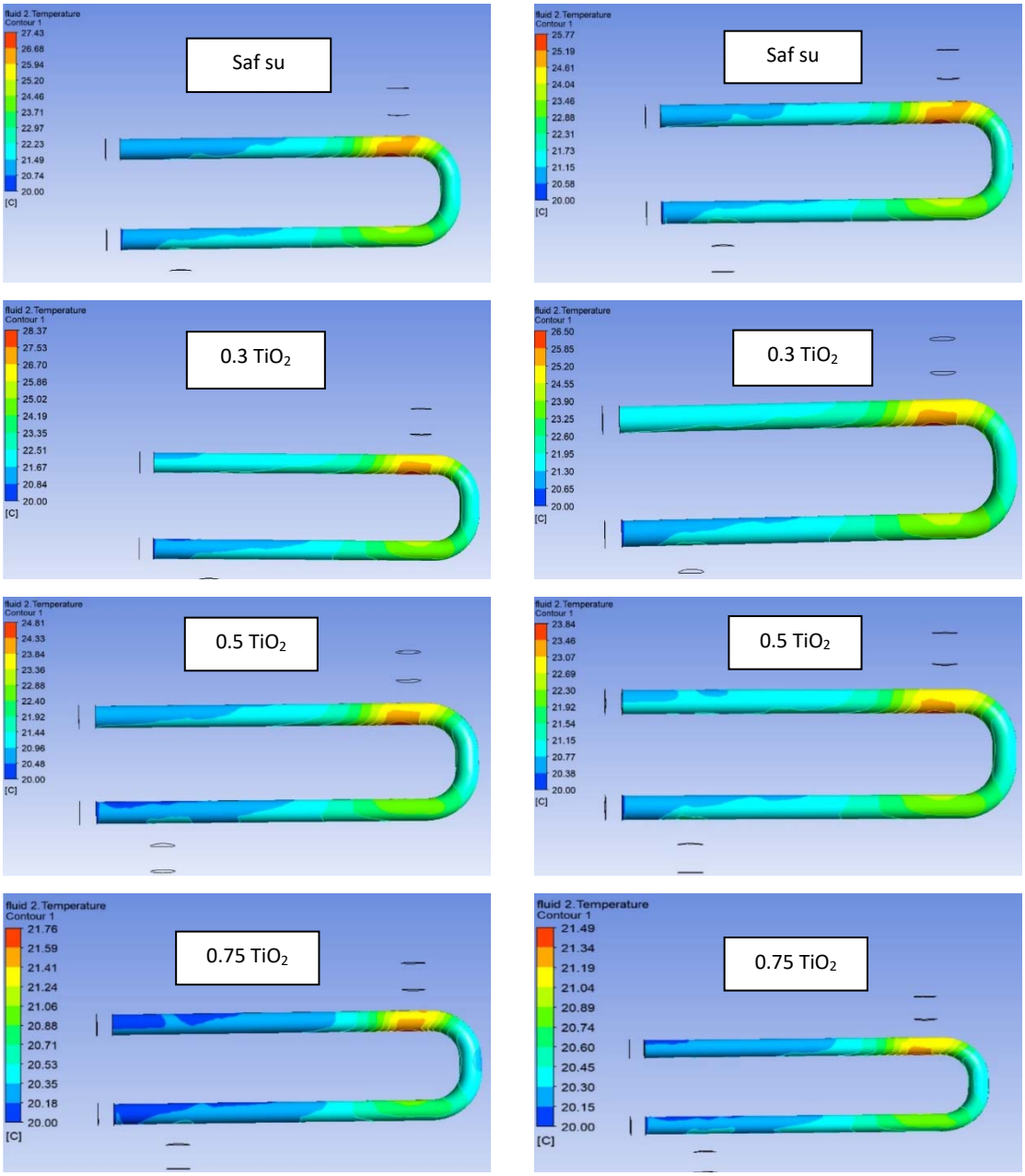


Şekil 4.33. 80°C de motoryağı ve 20°C de saf su, %0.3, %0.5 ve %0.75 oranlarında TiO_2/su nanoakışkanlarının ısı akısı değişimi.

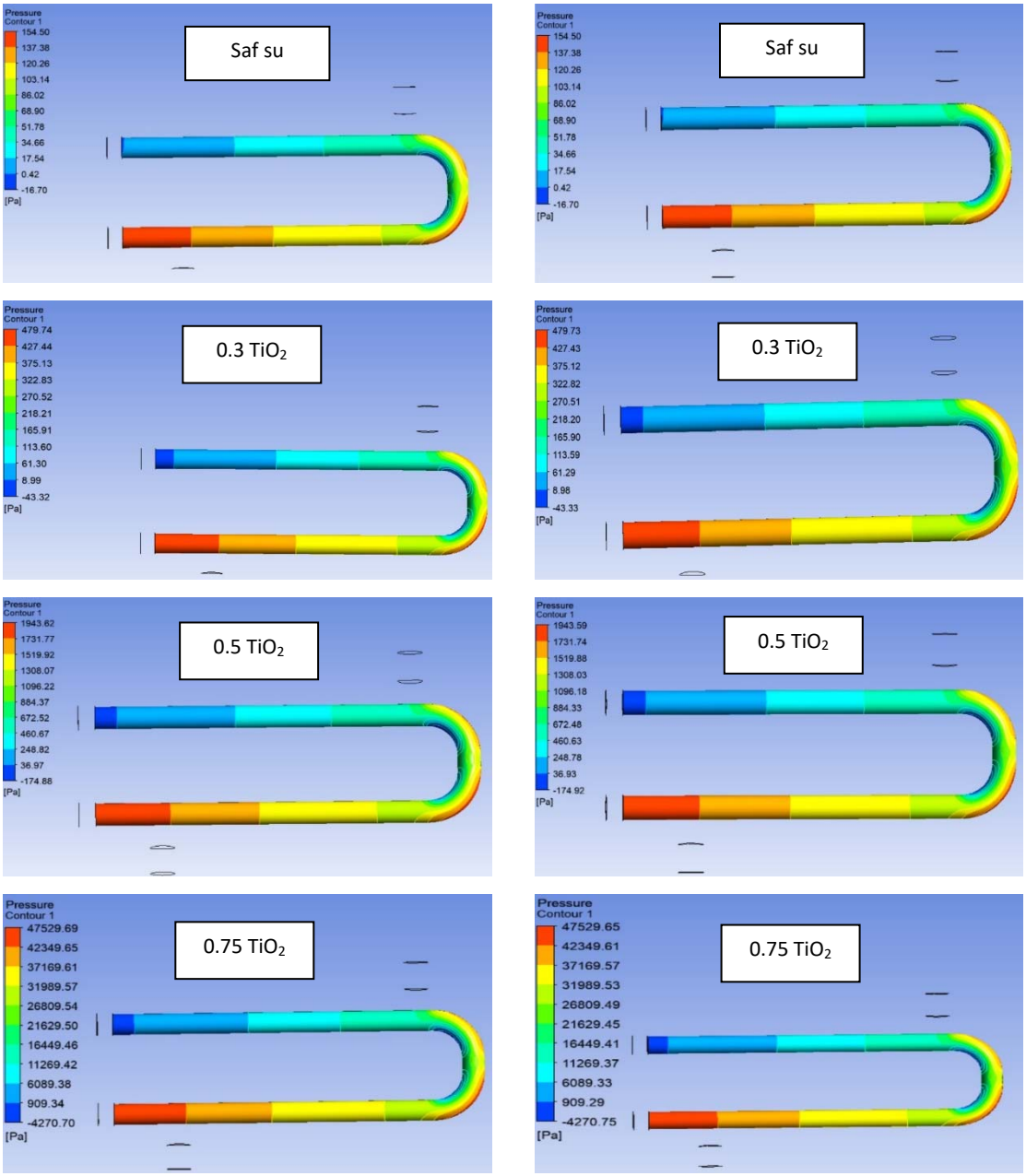
Şekil 4.34, Şekil 4.35, Şekil 4.36 ve Şekil 4.37'de 150°C ile 80°C de motoryağı ve 20°C de saf su, %0.3, %0.5, %0.75 oranlarında TiO_2/su nanoakışkanları için ısı transfer katsayısı, sıcaklık, basınç ve ısı akısı değişimleri gösterilmektedir.



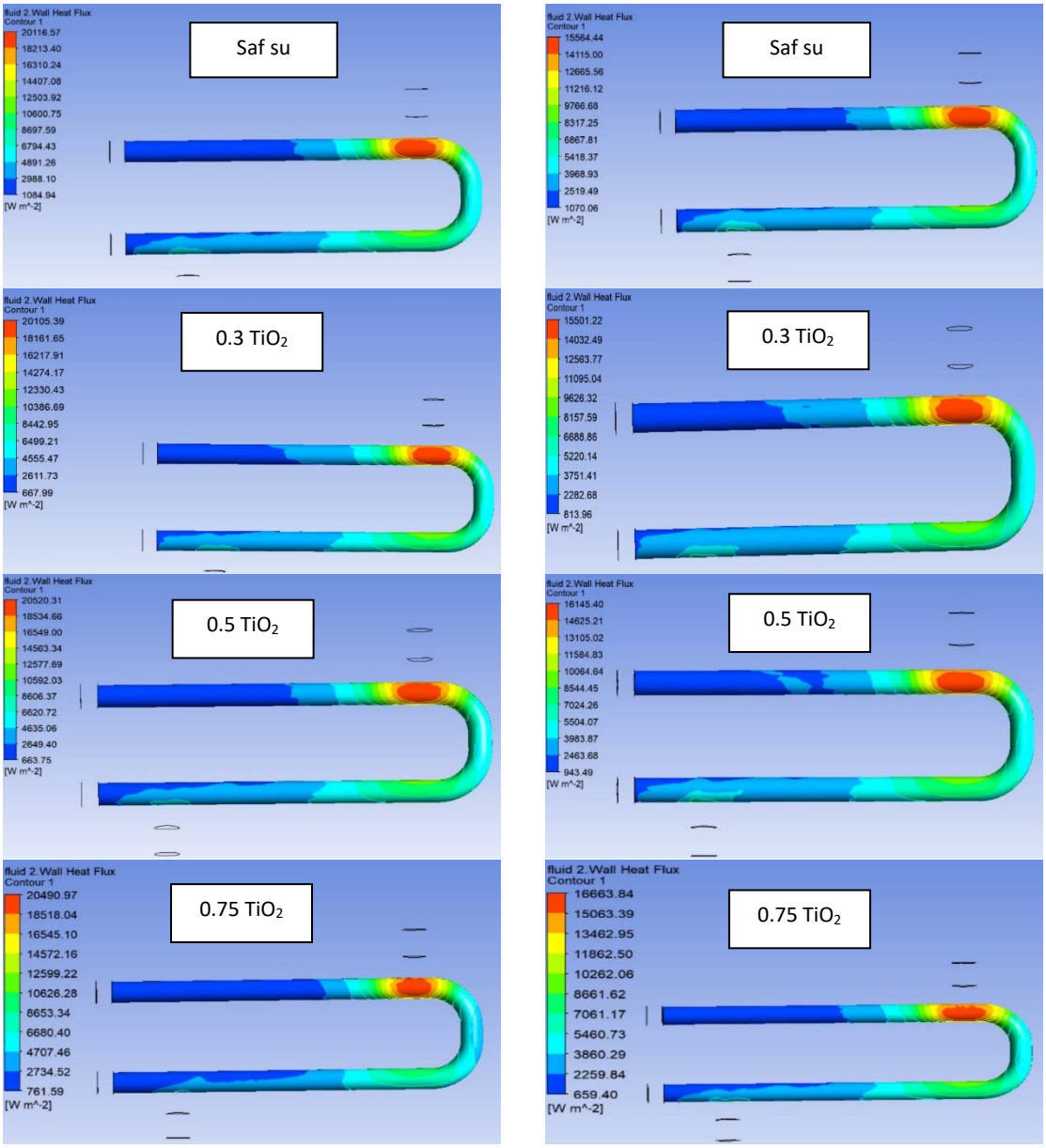
Şekil 4.34. 20°C de yukarıdan aşağıya sırasıyla saf su, %0.3, %0.5, %0.75 oranlarında TiO_2/su nanoakışkanları için ısı transfer katsayısı değişimleri (Sıcak akışkan olarak sol sütunda 150°C de motoryağı, sağ sütunda 80°C de motoryağı kullanılmıştır.)



Şekil 4.35. 20°C de yukarıdan aşağıya sırasıyla saf su, %0.3, %0.5, %0.75 oranlarında TiO_2/su nanoakışkanları için sıcaklık değişimleri (Sıcak akışkan olarak sol sütunda 150°C de motoryağı, sağ sütunda 80°C de motoryağı kullanılmıştır.)



Şekil 4.36. 20°C de yukarıdan aşağıya sırasıyla saf su, %0.3, %0.5, %0.75 oranlarında TiO_2/su nanoakışkanları için basınç değişimleri (Sıcak akışkan olarak sol sütunda 150°C de motoryağı, sağ sütunda 80°C de motoryağı kullanılmıştır.)



Şekil 4.37. 20°C de yukarıdan aşağıya sırasıyla saf su, %0.3, %0.5, %0.75 oranlarında TiO_2/su nanoakışkanları için ısı akısı değişimleri (Sıcak akışkan olarak sol sütunda 150°C de motoryağı, sağ sütunda 80°C de motoryağı kullanılmıştır.)

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

5.1. Sonuçlar

Bu tez çalışmasında gövde boru tipi eşanjörde ısı transferini arttırmak amacıyla çalışma akışkanı olarak %0.3, %0.5 ve %0.75 oranlarında TiO_2/su nanoakışkanları kullanılmıştır. Ayrıca ANSYS 14.5 programı kullanılarak gövde boru tipi eşanjörde ısı transferi üç boyutlu olarak modellenmiştir. Elde edilen sayısal sonuçlar aşağıdaki gibi özetlenebilir:

- %0.3 oranında TiO_2/su nanoakışkanının kullanımı gövde boru tipi eşanjörde ısı transfer katsayısını ortalama %5 arttırmıştır.
- %0.5 oranında TiO_2/su nanoakışkanının kullanımı gövde boru tipi eşanjörde ısı transfer katsayısını ortalama %67 arttırmıştır.
- %0.75 oranında TiO_2/su nanoakışkanının kullanımı gövde boru tipi eşanjörde ısı transfer katsayısını ortalama %430 arttırmıştır.
- Elde edilen sonuçlara göre %0.75 oranında TiO_2/su nanoakışkanı, %0.5 ve %0.3 oranlarındaki TiO_2/su nanoakışkanına göre daha yüksek ısıl performansa sahip olduğu görülmüştür.

5.2. Öneriler

Bu gibi yapılacak çalışmalarda aşağıdaki öneriler dikkate alınabilir:

- Farklı oranlarda olsa bile TiO_2/su nanoakışkanının gövde boru tipi eşanjörde kullanımı, ısı transferinin artmasına neden olmuştur. Bu nanoakışkanların ısıl performansı farklı ısı değiştiricilerde test edilebilir.
- Yüksek oranlarda TiO_2/su nanoakışkanlarının viskozitesi, suyun viskozitesine göre artmakta ve basınç düşüşüne neden olmaktadır. Bu nedenle TiO_2/su nanoakışkanı gövde boru tipi eşanjörde kullanılırken optimum oranın belirlenmesi faydalı olacaktır.
- Nanoakışkanların kullanımı sırasında sistemin belirli noktalarında nano partiküllerin çökelme riski oldukça yüksektir. Bunu engellemek için sistemde sürekli homojen karışım yapacak ve çökelmeyi önleyecek tedbirlerin alınması önemlidir.

6. KAYNAKLAR

Abd, A.A., Naji, S.Z. 2017. Analysis study of shell and tube heat exchanger for clough company with reselect different parameters to ımprove the design. ***Case Stud. Therm. Eng***., (10): 455–467.

Ali, F.M., Yunus W.M.M., and Talib, Z.A. 2013. Study of the effect of particles size and volume fraction concentration on the thermal conductivity and thermal diffusivity of Al_2O_3 nanofluids. ***International Journal of Physical Sciences***, 8 (28): 1442-1457.

Alimoradi, A., Veysi, F. 2017. Optimal and critical values of geometrical parameters of shell and helically coiled tube heat exchangers. ***Case Stud. Therm. Eng***., 73–78.

Azari, A., Kalbasi, M., and Rahimi, M. 2014. Cfd and experimental investigation on the heat transfer characteristics of alumina nanofluids under the laminar flow regime. ***Brazilian Journal of Chemical Engineering***, 31 (2): 469-481.

Bhosale, N.N., Gade, D.B., Gonda, S.Y., Sonawane, V.J., Keste, A.A. 2017. Heat transfer enhancement in heat exchanger by using nano fluid: A review. ***IOSR J. Mech. Civil Eng.***

Cengel, Y.A. 2008. Solutions Manual for Introduction to Thermodynamics and Heat Transfer. Ch. 16 Heat Exchangers.

Chaurasia, S. R., Sarviya, R. M. 2019. Thermo-hydraulic analysis of helical screw twist tape with CuO/water nanofluid, 3rd international conference on advances in power generation from renewable energy sources. ***APGRES-2019 SSRN Elsevier***, (00): 1-11.

Chaurasia, S.R., Sarviya, R.M. 2019. Experimental thermal performance analysis of fluid flow in a heat exchanger pipe with novel double strip helical screw tape ınserts for utilization of energy resources. ***Energy Sources***, Part A(00): 1-14.

Chaurasia, S.R., Sarviya, R.M. 2019. Thermal performance analysis of CuO nanofluid flow in a pipe with helical screw twist tape. ***Materials Today Proceedings***, (18): 3546-3555.

Chaurasia, S.R., Sarviya, R.M. 2020. Comparative thermal performance analysis on helical screw insert in tube with number of strips with nanofluid at laminar flow regime. ***ASME J. Therm. Sci. Eng. Appl.***, 13(0): 11017–11021.

Chaurasia, S.R., Sarviya, R.M. 2020. Experimental analysis on thermal and friction factor characteristics of fluid flow in tube with novel double strip helical screw tape. ***Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers***, Part A: Journal of Power and Energy. (00): 1-13.

Chaurasia, S.R., Sarviya, R.M. 2020. Experimental and numerical thermal performance evaluation on helical screw insert in tube with double strips at laminar flow. ***Computational Thermal Sciences***: An International Journal, 00.

Chaurasia, S.R., Sarviya, R.M. 2020. Numerical and experimental thermal performance with entropy generation analysis on tube with helical screw tape ınserts at number of strips in turbulent flow. ***Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers***, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, (00): 1-12.

Chaurasia, S.R., Sarviya, R.M. 2020. Thermal performance analysis of Cuo/water nanofluid flow in a pipe with single and double strip helical screw tape. ***Appl. Therm. Eng***., 166.

Chaurasia, S.R., Sarviya, R.M. 2020. Thermohydraulic analysis on helical screw ınsert at different strips with nanofluid. ***AIAAJ Thermophys Heat Transf***., 1-12.

Craig, R.G., Powers, J.M. 2002. Restorative dental materials. 11th ed. St. Louis, Mosby, 287-327.

Das, S.K., Choi, S.U., Yu, W., and Pradeep, T. 2007. Nanofluids: Science and technology (First edition). ***New Jersey***: John Wiley & Sons Publication.

Dizaji, H.S., Jafarmadar, S., Asaadi, S. 2017. Experimental exergy analysis for shell and tube heat exchanger made of corrugated shell and corrugated tube. ***Exp. Therm. Fluid Sci***., 475-481.

Duangthongsuk, W., and Wongwises, S. 2008. Effect of thermophysical properties models on the predicting of the convective heat transfer coefficient for low concentration nanofluid. ***International Communications in Heat and Mass Transfer***, (35): 1320-1326.

Duangthongsuk, W., Wongwises, S. 2008. Heat transfer enhancement and pressure drop characteristics of TiO_2-water nanofluid in a double-tube counter flow heat exchanger. ***International Journal of Heat and Mass Transfer***, (52): 2059–2067.

Edreis, E., and Petrov, A. 2020. Types of heat exchangers in industry, their advantages and disadvantages, and the study of their parameters. ***IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng***. (012027): 963.

Eryener, D. 2016. Thermoeconomic optimization of baffle spacing for shell and tube heat exchangers. ***Energy Convers. Manag***., 47 (11-12): 1478-1489.

Fish, J. and Belytschko, T. 2007. A first course in finite elements. ***John Wiley & Sons***, Chichester, England, 1-9.

Gao, B., Bi, Q., Nie, Z., Wu, J. 2015. Experimental study of effects of baffle helix angle on shell-side performance of shell-and-tube heat exchangers with discontinuous helical baffles. ***Exp. Therm. Fluid Sci***., 48–57.

Gupta, H.K., Agrawal, G.D., and Mathur, J. 2012. An overview of nanofluids: A new media towards green environment. ***International Journal of Environmental Sciences***, (3): 433-440.

Güler, M.S., Şen, S. 2015. Sonlu elemanlar yöntemi hakkında genel bilgiler. ***Ordu Üniv. Bil. Tek. Derg***., 5 (1): 56-66.

Hameed, H.G., Prof. Dr. Rageb, A.M.A. 2014. Numerical simulation of thermal performance of constant conductance cylindrical heat pipe using nanofluid. ***Al-Qadisiya Journal For Engineering Sciences***, 7 (4).

He, Y., Jin, Y., Chen, H., Ding, Y., Cang, D., Lu, H. 2007. Heat transfer and flow behavior of aqueous suspensions of Tio_2 nanoparticles (nanofluids) flowing upward through a vertical pipe. ***Int. J. Heat Mass Transfer***, (50): 2272.

Heris, S.Z., Nassan, T.H., Noie, S.H., Sardarabadi, H., Sardarabadi, M. 2013. Laminar convective heat transfer of Al_2O_3/water nanofluid through square cross-sectional duct. ***International Journal of Heat and Fluid Flow***.

Hussein, A.M., Bakar, R.A., Kadirgama, K.,BSharma, K.V. 2014. Heat transfer augmentation of a car radiator using nanofluids. ***Heat And Mass Transfer Journal***, 50 (11): 1553-1561.

Hussein, A.M., Sharma, K.V., Bakar, R.A., and Kadirgama. K. 2013. The effect of nanofluid volume concentration on heat transfer and friction factor inside a horizontal tube. ***Hindawi Publishing Corporation, Journal of Nanomaterials***, (859563): 12

Ismael, L.W., Dr. Sultan, K.F. 2014. A comparative study on the thermal conductivity of micro and nano fluids by using silver and zirconium oxide. ***Al-Qadisiya Journal For Engineering Sciences***, 7 (2).

Jin, J.M. 2014. The finite element method in electromagnetics. ***Wiley-IEEE Press***., 978 (57136): 1.

Kakaç, S., and Pramuanjaroenkij, A. 2009. Review of convective heat transfer enhancement with nanofluids. ***International Journal of Heat and Mass Transfer***, (52): 3187-3196.

Kamel, M.S., Syeal, R.A., Abdulhussein, A.A. 2016. Heat transfer enhancement using nanofluids: A review of the recent literature. ***American Journal of Nano Research and Applications***, 4 (1): 1-5.

Khdher, A.M., Mamat, R., Sidik, N.A.C. 2015. The effects of turbulent nanofluids and secondary flow on the heat transfer through a straight channel. ***Recent Advances In Mathematical And Computational Methods***.

Kim, Y.S., Chae, H.T., Berghe, S.V.D., Leenaers, A., Kuzminov, V., Yacout, A.M. 2020. Aluminum cladding oxide growth prediction for high flux research reactors. ***Journal of Nuclear Materials***, (151926): 59.

Kumar, D.D., and Arasu, A.V. 2018. A comprehensive review of preparation, characterization, properties and stability of hybrid nanofluids. ***Renewable and Sustainable Energy Reviews***, (81): 1669-1689.

Kumar, P., Sarviya, R.M. 2021. Recent developments in preparation of nanofluid for heat transfer enhancement in heat exchangers: A review. ***Materials Today: Proceedings***, (44): 2356-236.

Leal, S.H., Longo, E., Matos, J.M.E., Santos, M.R.M.C., Santos, V., Santos, J.L.S. and Gonçalves, J.S. 2009. Experimental variables in the synthesis of anatase phase TiO_2 nanoparticles. 11th International Conference on Advanced Materials, Rio de Janeiro, Brazil.

Liu, G.R., Quek, S.S. 2003. The finite element method: A practical course. ***Butterworth Heinemann***, Oxford, 1-11.

Liu, J. 2017. The classification of the heat exchangers and theory research. ***AIP Conference Proceedings***, (020028): 1839.

Liu, L., Ding, N., Shi, J., Xu, N., Guo, W., Wu, C. 2016. Failure analysis of tube to tubesheet welded joints in a shell tube heat exchanger. ***Case Stud. Eng. Fail. Anal***., 32-40.

Michaelides, E.E.S. 2013. Heat and mass transfer in particulate suspensions (First edition). New York: Springer-Verlag.

Minkowycz, W.J., Sparrow, E.M., and Abraham, J.P. 2017. Nanoparticle heat transfer and fluid flow (First edition). ***Florida: CRC Press***.

Mirzaei, M., Hajabdollahi, H., Fadakar, H. 2017. Multi objective optimization of shell and tube heat exchanger by constructal theory. ***Appl. Therm. Eng***., (125): 9–19.

Murshed, S.M.S., Leong, K.C., Yang, C. 2005. Enhanced thermal conductivity of TiO_2-water based nanofluids. ***Int. J. Therm. Sci***., (44): 367.

Nitiapiruk, P., Mahian, O., Dalkilic, A.S., Wongwises, S. 2013. Performance characteristics of a microchannel heat sink using TiO_2/water nanofluid and different thermophysical models. ***International Communications in Heat and Mass Transfer***, (47): 98-104.

Özerinç, S., Kakaç, S., Yazıcıoğlu, A.G. 2010. Enhanced thermal conductivity of nanofluids: A state of the art review. ***Microfluid Nanofluid***, 8(2): 145-170.

Pak, B.C., Cho, Y.I. 1998. Hydrodynamic and heat transfer study of dispersed fluids with submicron metallic oxide particles. ***Exp. Heat Transf***., (11): 151-170.

Peyghambarzadeh, S.M., Hashemabadi, S.H., Jamnani, M.S., and Hoseini, S.M. 2011. Improving the cooling performance of automobile radiator with Al_2O_3/water nanofluid. ***Applied Thermal Engineering***, (31): 1833-1838.

Rao, M.S.E., Sreeramulu, D., Rao, C.J., Ramana, M.V. 2017. Experimental investigation on forced convective heat transfer coefficient of a nanofluid. ***ScienceDirect***, (4): 8717–8723.

Sekhara, Y.R., Sharmab, K.V., Karupparaja, R.T., Chiranjeevia, C. 2013. Heat transfer enhancement with Al_2O_3 nanofluids and twisted tapes in a pipe for solar thermal applications. ***International Conference On Design And Manufacturing, IConDM Procedia Engineering***, (64): 1474-1484.

Shah, R.K., Sekulic, D.P. 2003. Fundamentals Of Heat Exchanger Design.

Shedid, M.H. 2014. Computational heat transfer for nanofluids through an annular tube. ***Proceedings of the International Conference on Heat Transfer and Fluid Flow***, Prague, Czech Republic, August 11-12.

Shinde, S., Chavan, U. 2017. Numerical and experimental analysis on shell side thermo-hydraulic performance of shell and tube heat exchanger with continuous helical frp baffles. ***Therm. Sci. Eng. Prog***.

TEMA. 1999. Standards of TEMA. 8th ed., Tubular Exchanger Manufacturers Association, New York.

Timofeeva, E.V., Yu, W., France, D.M., Singh, D., Routbort, J.L. 2011. Nanofluids for heat transfer: An engineering approach. ***Nanoscale Res. Lett***. 6 (1): 182.

Vajjha, R.S., Das, D.K. 2008. Measurements of specific heat and density of Al_2O_3 nanofluid. ***AIP Conference Proceedings***, (1063): 361.

URL-1. Erişim: [www.enerquip.com/2018/03/12/]. Erişim Tarihi: 07.06.2021

Xuan Y., and Li, Q. 2000. Heat transfer enhancement of nanofluids. ***International Journal of Heat and Fluid Transfer***, (21): 58-64.

Xuan, Y., Roetzel, W. 2000. Conceptions for heat transfer correlation of nanofluids. ***Int. J. Heat Mass Transf.***, (43): 3701-3707.

Yang, C., Li, W., Nakayama, A. 2013. Convective heat transfer of nanofluids in a concentric annulus. ***International Journal of Thermal Sciences***, (71): 249-257.

Yang, X., Yang, X., Ding, J., Shao, Y., Fan, H. 2012. Numerical simulation study on the heat transfer characteristics of the tube receiver of the solar thermal power tower. ***Applied Energy***, (90): 142-147.

Yang, Y., Zhang, Z. G., Grulke, E. A., Anderson, W. B., Wu, G. 2005. Heat transfer properties of nanoparticle in fluid dispersions (nanofluids) in laminar flow. ***International Journal of Heat and Mass Transfer***, (48): 1107-1116.

Yu, C., Ren, Z., Zeng, M. 2018. Numerical investigation of shell-side performance for shell and tube heat exchangers with two different clamping type anti-vibration baffles. ***Appl. Therm. Eng***.

Zienkiewicz, O.C., Taylor, R.L., Zhu, J.Z. 2013. The finite element method: Its basis and fundamentals. ***Butterworth-Heinemann***, 978 (095135): 5.

Zohuri, B. 2017. Heat exchanger types and classifications. ***ResearchGate***, Compact Heat Exchanger, 19-56.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Ömer Faruk HATİPOĞLU

EĞİTİM

Ortaokul-Lise : Diyarbakır Nevzat Ayaz Anadolu Lisesi

Lisans : Pamukkale Üniversitesi

Yüksek Lisans : Dicle Üniversitesi

SERTİFİKALAR

A Sınıfı İş Güvenliği Uzmanı

Asbest Söküm Uzmanı

İŞ DENEYİMLERİ

İş Sağlığı ve Güvenliği Danışmanlık Hizmetleri, Mayıs 2012-Halen

Merkezi Klima Sistemleri, Diyarbakır-Irak, Aralık 2010 - Nisan 2011

YABANCI DİL

İngilizce

DİCLE ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
TEZ İNTİHAL FORMU

ÖĞRENCİ BİLGİLERİ	
ADI VE SOYADI	Ömer Faruk HATİPOĞLU
ÖĞRENCİ NO	19818009
EĞİTİM – ÖĞRETİM YILI	2020-2021
YARIYIL	☐ Güz ☒ Bahar
ANABİLİM DALI	MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ A.B.D.
PROGRAM	Yüksek Lisans / ~~Doktora~~
TEZ KONUSU	Çapraz Akışlı Gövde Boru Tipli Bir Eşanjörde Nano Akışkan Kullanımının Akış ve Isı Transferi Üzerindeki Etkilerinin Sayısal İncelenmesi
İNTİHAL RAPORU BİLGİLERİ	
RAPOR TÜRÜ	Tez Savunma Sınavı Sonrası
SAYFA SAYISI	73
BENZERLİK ORANI	%24
RAPORLAMA TARİHİ	29/07/2021

Yukarıda başlığı/konusu gösterilen tez çalışmamın kapak sayfası, giriş, ana bölümler, sonuç ve tartışma kısımlarından oluşan toplam 73 sayfalık kısmına ilişkin, 29/07/2021 tarihinde şahsım/tez danışmanım tarafından *TURNITIN* adlı intihal tespit programından aşağıda belirtilen filtrelemeler uygulanarak alınmış olan intihal raporuna göre, tezimin benzerlik oranı % 24 'tür.

Uygulanan filtrelemeler:

☐ Kabul/Onay sayfaları hariç,
☐ Kaynakça hariç
☒ Alıntılar ~~hariç~~/dâhil
☐ Diğer

Dicle Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Lisansüstü Programlarda Tez Çalışması İntihal Raporu Uygulama Esaslarını inceledim ve bu Uygulama Esaslarında belirtilen azami benzerlik oranlarına göre tez çalışmamın herhangi bir intihal içermediğini; aksinin tespit edilmesi durumunda doğabilecek her türlü hukuki sorumluluğu kabul ettiğimi ve vermiş olduğum bilgilerin doğru olduğunu beyan ederim.

Gereğini saygılarımla arz ederim.

Öğrencinin
Adı ve Soyadı: Ömer Faruk HATİPOĞLU
Tarih: 29/07/2021
İmza:

.....	.....
Tez Danışmanı	**Anabilim Dalı Başkanı**
Adı ve Soyadı: Dr. Öğr. Üyesi Orhan ARPA	Adı ve Soyadı: Prof. Dr. Vedat ORUÇ
Tarih: 29/07/2021	Tarih: 29/07/2021
İmza:	İmza: