
GAZİ ÜNİVERSİTESİ
Gazi
1926

MİKROKANALLI ISI TRANSFER CİHAZLARININ NANOAKIŞKAN KULLANILARAK SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

Mehmet YANARDAĞ

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

TEMMUZ 2023

ETİK BEYAN

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

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

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

Mehmet YANARDAĞ

24/07/2023

MİKROKANALLI ISI TRANSFER CİHAZLARININ NANOAKIŞKAN KULLANILARAK SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

(Yüksek Lisans Tezi)

Mehmet YANARDAĞ

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Temmuz 2023

ÖZET

Mikrokanallı ısı değiştiricisi küçük boyutları ve yüksek ısı transfer kapasitesi nedeniyle birçok farklı sektörde kullanılmaktadır. Bu çalışmada mikrokanallı ısı değiştiricileri için dalgalı serpantin yapısının ısıl performansı türbülanslı akış şartlarında sayısal olarak incelenmiştir. Çalışmada üç farklı (Standart k-ε, Realizable k-ε ve SST k-ω) türbülans modeli kullanılmıştır. Akışkan olarak su ve Al_2O_3-su nanoakışkanı kullanılmıştır. Sayısal çalışma ANSYS Fluent paket programı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Kullanılan mikro kanallı ısı değiştiricisinin kanal kesiti 1 mm x 1 mm'dir. Hız sınır şartı olarak akışkanın kanala üniform hız ile girdiği, kanal çıkışında ise akışkanın atmosfere çıktığı kabul edilmiştir. Isıl sınır şartı olarak kanalın alt yüzeyine sabit sıcaklık sınır şartı T_s=50°C, diğer yüzeylerine ise yalıtım sınır şartı uygulanmıştır. Akışkanın kanala giriş sıcaklığı 21°C olarak kabul edilmiştir. Çalışma Reynolds sayısının (Re) $200 \leq Re \leq 2500$ aralığındaki değerlerinde ve Al_2O_3-su nanoakışkanın hacimsel yüzde oranının (HYO) $\%0 \leq HYO \leq \%5$ aralığında değişen değerlerinde olması durumlarında gerçekleştirilmiştir. Reynolds sayısının 10 farklı değerinde ve 7 farklı nanoakışkanın hacimsel konsantrasyonunda sayısal çalışma gerçekleştirilmiştir. Geleneksel su akışkanı ile Al_2O_3-su nanoakışkanın ısıl olarak ısı transfer katsayısı (h), Nusselt sayısı (Nu) ve fark basınç (ΔP) değerleri karşılaştırılmıştır. Sayısal çalışma sonuçları Standart k-ε türbülans modeli sonuçlarının literatür sonuçları ile uyumlu olduğunu göstermiştir. Çalışma sonuçları Reynolds sayısının ve nanoakışkanın hacimsel konsantrasyonun ısı transfer katsayısını, Nusselt sayısını ve sürtünme faktörünü etkilediğini göstermiştir. Dalgalı serpantininin yüzey alnının artırması ve akış içerisindeki ikinci akışların etkisini artırmasından dolayı düz serpantin mikrokanallı ısı değiştiricisine göre ısı transfer performansının iyileştiği saptanmıştır. Al_2O_3-su nanoakışkanın kullanılması ile ısı transferi katsayısının arttığı ve bunun yanı sıra, Reynolds sayısının artması ile ısı transferinin arttığı belirlenmiştir. Al_2O_3-su nanoakışkanının hacimsel yüzde değeri ve Reynolds sayısının artışı, toplam fark basıncını artırdığı tespit edilmiştir.

Bilim Kodu	:	91411
Anahtar Kelimeler	:	Mikrokanallı Isı Değiştirici, Nanokışkan, Isı Transferi, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD)
Sayfa Adedi	:	59
Danışman	:	Prof. Dr. Oğuz TURGUT

NUMERICAL INVESTIGATION OF MICROCHANNELS HEAT TRANSFER DEVICES BY USING NANOFLUIDS

(M. Sc. Thesis)

Mehmet YANARDAĞ

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

July 2023

ABSTRACT

A microchannel heat exchanger is used in various industries due to its small size and high heat transfer capacity. In this study, the thermal performance of microchannel heat exchangers with a wavy serpentine structure was numerically investigated under turbulent flow conditions. Three different turbulence models (Standard k-ε, Realizable k-ε, and SST k-ω) were used. Water and Al_2O_3-water nanofluid were employed as the working fluids. The numerical analysis was conducted using the ANSYS Fluent software. The microchannel heat exchanger had a channel cross-section of 1 mm x 1 mm. It is assumed that the fluid enters the channel with a uniform velocity and the outlet condition was set as the fluid exiting to the atmosphere. For the thermal boundary condition, a fixed temperature condition of T_s=50°C was applied to the lower surface of the channel, while the other surfaces were assumed to be insulated. The inlet temperature of the fluid was 21°C. The study was performed for the Reynolds numbers (Re) ranging from 200 to 2500 and volumetric of fraction (vof) of Al_2O_3-water nanofluid ranging from 0% to 5%. Numerical simulations were conducted for 10 different Reynolds numbers and 7 different volumetric concentrations of nanofluid. The thermal performance parameters, including heat transfer coefficient (h), Nusselt number (Nu), and pressure drop (ΔP), were compared between the conventional water flow and the Al_2O_3-water nanofluid. The numerical results demonstrated that the results obtained using the Standard k-ε turbulence model were consistent with the literature. The study revealed that the Reynolds number and volumetric concentration of the nanofluid affected the heat transfer coefficient, Nusselt number, and friction factor. It was found that the wavy serpentine structure improved the heat transfer performance compared to the straight serpentine microchannel due to its increased surface area and the enhanced effect of secondary flows within the flow. Furthermore, it was determined that the use of Al_2O_3-water nanofluid increased the heat transfer coefficient and increasing Reynolds numbers enhanced the heat transfer. The study also identified that an increase in vof of Al_2O_3-water nanofluid and Reynolds number resulted in an increase in the total pressure drop.

Science Code	:	91411
Key Words	:	Microchannel Heat Exchanger, Nanofluid, Heat Transfer, Computational Fluid Dynamics (HAD)
Page Number	:	59
Supervisor	:	Prof. Dr. Oğuz TURGUT

TEŞEKKÜR

Emek ve özveriyle yürüttüğüm yüksek lisans tezimi tamamlamanın heyecan ve gururunu yaşıyorum. Bu bölümde bu süreçte yanımda olan herkese teşekkür etmek istiyorum.

Öncelikle danışmanlığımı üstlenen, bu çalışmanın gerçekleşmesinde destek ve katkılarını esirgemeyen değerli hocam Prof. Dr. Oğuz TURGUT'a teşekkür ederim. Kendileri sayesinde bu tez çalışmasını başarıyla tamamlayabildim. Kıymetli yönlendirmeleri, bilgeliği ve motivasyonu sayesinde kendimi geliştirme fırsatı buldum.

Çalışma hayatımda ve yüksek lisans tezimde desteğini hiçbir zaman esirgemeyen Numesys İleri Mühendislik A.Ş.'ye içtenlikle teşekkür ediyorum.

Hayatımın her anında olduğu gibi tez çalışmamı hazırlarken de bana destek olan, motive eden ve güvenen müstakbel eşim Merve'ye ve aileme sonsuz teşekkür ederim. Sizlerin sevgi dolu desteği, güveni ve anlayışı olmasaydı bu başarıya ulaşmam mümkün olmazdı. Her zaman benim yanımda olduğunuz için minnettarım. Sizlerin desteğiyle bu tezi tamamlamak benim için büyük bir mutluluk oldu. Tez çalışmam sırasında desteğini esirgemeyen, emeği geçen herkese en içten dileklerimle teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET iv

ABSTRACT v

TEŞEKKÜR vi

İÇİNDEKİLER vii

ÇİZELGELERİN LİSTESİ ix

ŞEKİLLERİN LİSTESİ x

1. GİRİŞ 1

2. LİTERATÜR ÇALIŞMASI 5

3. SAYISAL ÇALIŞMA 13

3.1. Çalışmanın Tanıtılması 13

3.2. Temel Denklemler ve Sınır Şartları 17

3.2.1. Türbülans modelleri 18

3.2.2. Sınır şartları 21

3.3. Hücre Yapısı 23

3.4. Akışkan Özellikleri ve Kullanılan Formülasyonlar 25

4. SONUÇLAR 31

4.1. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) Çözüm Yaklaşımı 31

4.2. Sayısal Çalışmanın Doğrulanması 31

4.2.1. Hücre sayısından bağımsızlık çalışması 32

4.2.2. Sayısal çalışmanın doğrulanması 33

4.3. Mevcut Çalışmaların Sonuçları 36

4.3.1. Dalgalı mikrokanallı ısı değiştiricisi için elde edilen sayısal sonuçlar 37

Sayfa

4.3.2. Al_2O_3-su nanoakışkan kullanılan dalgalı serpantin mikrokanallı ısı değiştiricisi için elde edilen sayısal sonuçlar 48

5. SONUÇ VE TARTIŞMA 53

KAYNAKLAR 55

ÖZGEÇMİŞ 59

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge **Sayfa**

Çizelge 3.1. Kanal çapı, uzunluk ve akışkan giriş sıcaklık referans koşulları. 16

Çizelge 3.2. Kanal giriş sınır şartı tanımlamaları. 22

Çizelge 3.3. Kanal çıkış sınır şartı tanımlamaları. 22

Çizelge 3.4. Kanal duvar sınır şartı tanımlamaları. 23

Çizelge 3.5. Kullanılan malzeme ısıl özellikleri 25

Çizelge 3.6. Su ve HYO %0-%5 Al_2O_3-su nanoakışkan ısıl özellikleri. 27

Çizelge 4.1. Sayısal hücre eleman sayısından bağımsızlaştırma çalışması 33

Çizelge 4.2. Nusselt sayısı, Nusselt deneysel hata oranları ve sürtünme katsayısı deneysel sonuçları (Spizzichino ve diğerleri, 2020). 34

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil **Sayfa**

Şekil 1.1. Dalgalı kanal yapılı mikrokanal ısı değiştiricisi görünümü; (a) izometrik görünüm, (b) karşıdan görünüm 2

Şekil 1.2. Dalgalı kanal yapılı mikrokanal ısı değiştiricisi; (a) kesit görünümü, (b) kare kanal ölçüleri ve A-A kesit görünümü 3

Şekil 3.1. Dalgalı serpantin mikrokanal ısı değiştiricisinin (a) kontrol hacmi, (b) xy düzlemi kanal giriş kesiti 13

Şekil 3.2. Dalgalı serpantin mikrokanallı ısı değiştiricisinin yz düzlemindeki görünümü a) ölçüleri b) Detay A görünümü 15

Şekil 3.3. a) Dalgalı serpantin mikrokanallı ısı değiştiricisi, b) Detay B, c) kanal giriş kesit hücre yapısı görseli 24

Şekil 4.1. Dalgalı serpantin mikrokanallı ısı değiştiricisinin deneysel ve HAD sonuçlarının ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi 35

Şekil 4.2. Dalgalı serpantin mikrokanallı ısı değiştiricisinde fark basıncın Reynolds sayısı ile değişimi 36

Şekil 4.3. Düz ve dalgalı serpantin mikrokanallı ısı değiştiricisinin HAD sonuçlarına göre ortalama ısı transfer katsayısı Re ilde değişimi 39

Şekil 4.4. Dalgalı ve düz serpantin mikrokanallı ısı değiştirici için türbülans kinetik enerji dağılımı 40

Şekil 4.5. Düz ve dalgalı serpantin mikrokanal ısı değiştiricilerinin deneysel çalışma ile karşılaştırılması 41

Şekil 4.6. Dalgalı ve düz serpantin mikrokanal ısı değiştirici kanal boyunca sıcaklık dağılımı 43

Şekil 4.7. Dalgalı ve düz serpantin mikrokanal ısı değiştiricisinin HAD analiz sonucunda toplam fark basınç Re ile değişimi 44

Şekil 4.8. Re=2500 için dalgalı ve düz serpantin mikrokanal ısı değiştiricisi için hız dağımı 45

Şekil 4.9. Re=2500 için dalgalı kanal içindeki hız dağılımı 46

Şekil 4.10. Dalgalı ve düz serpantin mikrokanal ısı değiştiricisinin basınç dağılımı 47

Şekil 4.11. Dalgalı ve düz serpantin mikrokanal ısı değiştiricisi performans yüzdesi ... 48

Şekil **Sayfa**

Şekil 4.12. Dalgalı serpantin mikrokanallı ısı değiştiricisinde Al2O3-su nanoakışkan hacimsel yüzde oranın ısı transfer katsayısına olan etkisi 49

Şekil 4.13. Dalgalı serpantin mikrokanallı ısı değiştiricisinde Al2O3-su nanoakışkan hacimsel yüzdesinin Nusselt sayısına olan etkisi..... 50

Şekil 4.14. Dalgalı serpantin mikrokanallı ısı değiştiricisinde Al2O3-su nanoakışkan hacimsel yüzdesinin fark basınca olan etkisi 51

Şekil 4.15. Dalgalı serpantin mikrokanallı ısı değiştiricisinde Al2O3-su nanoakışkan hacimsel yüzdesinin performansa olan etkisi..... 52

1. GİRİŞ

Mikrokanallı ısı değiştiricisi küçük boyutları ve yüksek ısı transfer kapasitesi nedeniyle birçok farklı sektörde kullanılmaktadır. Endüstriyel uygulamaların yanı sıra ev tipi klima, buzdolabı gibi ev aletleri ve biyomedikal uygulamalar gibi farklı sektörlerde de kullanılmaktadır (Lalagi vd., 2022). Örneğin; elektrikli araçların batarya soğutma sistemleri, elektronik sistemlere entegre olarak çalışan çip soğutulması, klimalar gibi minyatür ölçekli sistemlerde gelişmiş ısıl performanslara ihtiyaç duyulmaktadır. Hava soğutmalı sistemler mutlaka dahil olmuştur, ancak tek fazlı sıvı soğutmalı sistemler artan ihtiyacı karşılamak için cazip bir çözüm sunmaktadır.

Günümüzde nanoakışkanlar, gelişmeler sayesinde geleneksel akışkanların yerini almaya başlamıştır. Philip ve Shima (2012) ısıl iletkenlik katsayıları yüksek nano boyutlarda metallerle hazırlanan koloidal dispersiyonların geleneksel ısı transferi sıvılarının ısıl iletkenliğiyle karşılaştırıldığında önemli ölçüde arttığını göstermiştir.

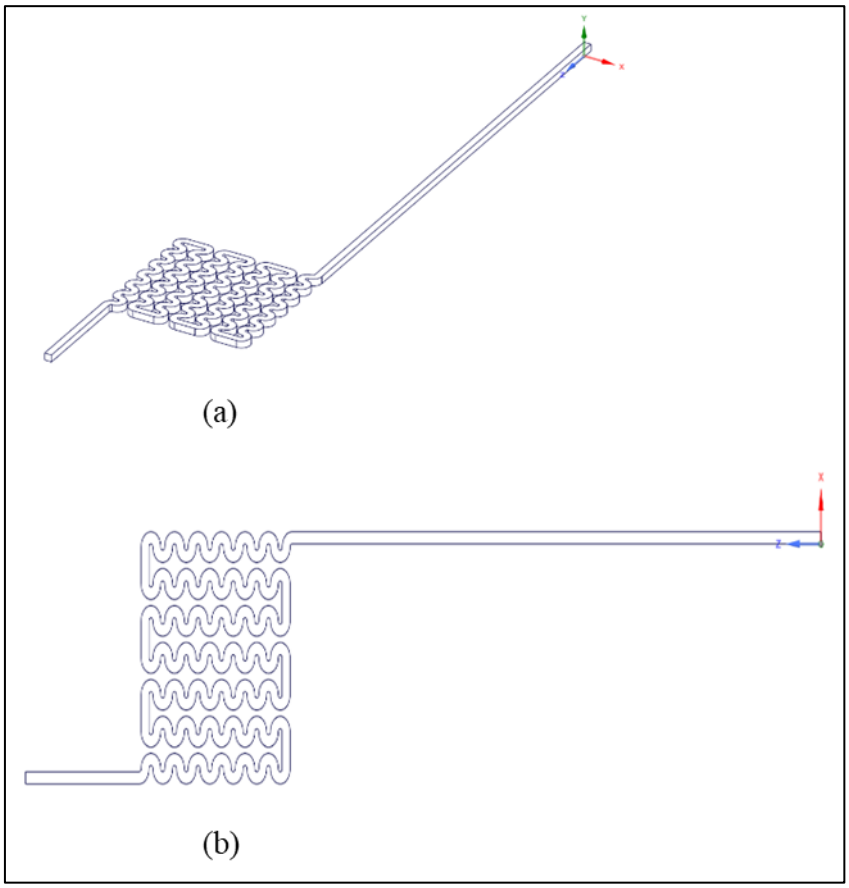
Su gibi geleneksel ısı transfer sıvılarının fiziksel özellikleri artık sınırlayıcı bir faktör olmaktan çıkmıştır. Nanoakışkanlar, nanoteknoloji alanındaki gelişmelerle birlikte, termodinamik özellikleri sayesinde geleneksel akışkanlara göre akışkan soğutma sisteminin ısıl performansını ve hidrolik karakteristiğini iyileştirmiştir. Yüksek ısı iletkenliğine sahip nanoakışkanlar mevcut sistemlerin geliştirilmesine ve yeni mühendislik alanlarının keşfedilmesine yol açmıştır.

Nanoakışkanlar ayrıca temel akışkanın (su, vb.) ısıl iletkenliklerinin yanı sıra termofiziksel özelliklerini de optimize etmek için tasarlanabilmektedir. Yüzey gerilimi, viskozite, yoğunluk gibi özellikler nanoakışkanların performansını etkileyen önemli parametrelerdir. Bu nedenle, nanoakışkanların özel bileşimleri ve nanopartikül konsantrasyonları, istenen ısıl ve hidrodinamik özellikleri elde etmek için ayarlanabilmektedir.

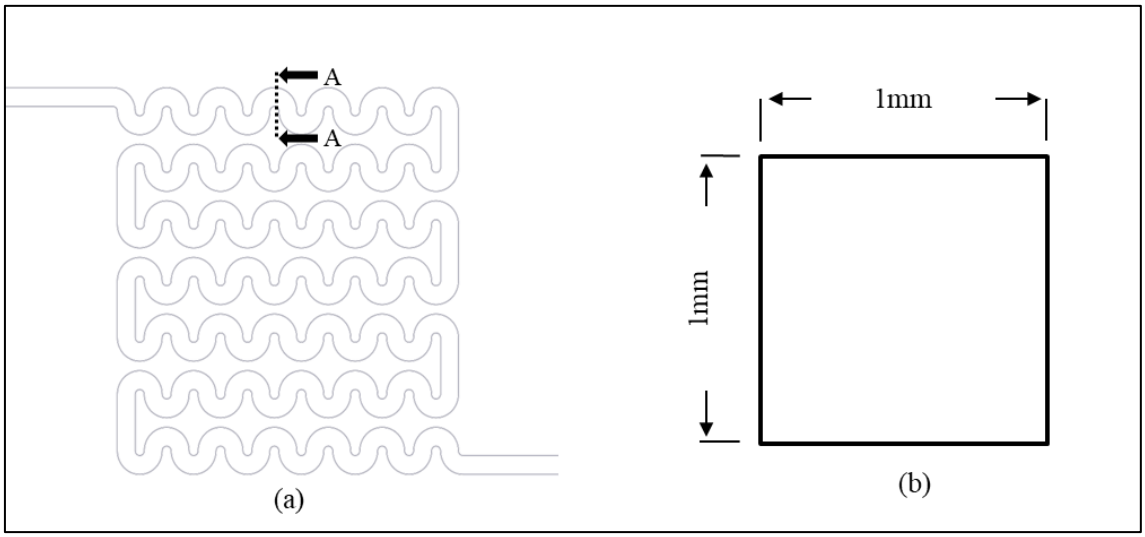
Nanoakışkanların mikrokanallı ısı değiştiricilerinde kullanımı, daha verimli ve kompakt tasarımların mümkün olmasını sağlamaktadır. Nanoakışkanlar, yüksek ısı transfer katsayıları ve düşük akış dirençleri sayesinde daha yüksek ısıl verimlilik sağlamaktadır. Bu ise daha küçük boyutlu ve daha hafif ısı değiştiricilerinin kullanılmasına olanak tanırken, aynı zamanda enerji tasarrufu sağlayarak çevresel sürdürülebilirliği desteklemektedir.

Sonuç olarak, nanoakışkanların mikrokanallı ısı değiştiricilerinde kullanımı, ısıl performansın artırılması ve enerji verimliliğinin sağlanması açısından önemli bir potansiyele sahiptir. Bu alan, ileri araştırmaların yapılması ve nanoakışkanların daha geniş ölçekte endüstriyel uygulamalara entegre edilmesi ile daha da gelişecektir.

Bu çalışmada, dalgalı kanal yapısının ısıl performansı mikrokanallı ısı değiştiricileri için sayısal olarak incelenmiştir. Sayısal çalışmada kullanılan dalgalı yapıdaki ısı değiştiricisinin görünümü Şekil 1.1'de görüldüğü gibidir. Çalışmada, su ve Al_2O_3-su nanoakışkan kullanılmıştır. Mikrokanallı ısı değiştirici kanal kesiti 1 mm x 1 mm kare kesitli olarak belirlenmiştir. Kanal kesit görünümü ve ölçüleri Şekil 1.2'de görüldüğü gibidir.



Şekil 1.1. Dalgalı kanal yapılı mikrokanallı ısı değiştiricisi görünümü; (a) izometrik görünüm, (b) karşıdan görünüm



Şekil 1.2. Dalgalı kanal yapılı mikrokanal ısı değiştiricisi; (a) kesit görünümü, (b) kare kanal ölçüleri ve A-A kesit görünümü

2. LİTERATÜR ÇALIŞMASI

Literatürde, endüstrideki ürünlerin ısıl sistem performansını artırmak ve enerji tasarrufu sağlamak için çeşitli incelemeler yapılmıştır. Bu incelemelerde akış rejimleri, kanal kesit yapısı, serpantin yapısı ve akışkan tipi değiştirilerek farklı yaklaşımlar deneyimlenmiştir.

Xie ve diğerleri (2002) nano boyut seviyesindedir. Al_2O_3 süspansiyonlarının akışkanın ısıl iletkenliğini deneysel olarak incelemişlerdi. Temel akışkan olarak su, etilen glikol ve motor yağı kullanılmıştır. Az miktarda Al_2O_3 nanoakışkan eklendiğinde bile ısıl iletkenlik katsayısının arttığı görülmüştür. Bu artışın Al_2O_3 hacimsel oranı ile arttığı belirtilmiştir.

Chein ve Huang (2005) tarafından yapılan çalışmada, mikrokanallı ısı değiştiricisinde Cu partiküllü nanoakışkan ile geleneksel akışkanların ısı transferi etkisi ve sürtünme katsayısı teorik modellere ve deneysel korelasyonlara dayanarak incelenmiştir. Nanoakışkanın suya göre soğutma performansının iyileştiği görülmüştür. Fark basıncının nanoparçacıklar eklendiğinde arttığı görülmüştür.

Chon ve diğerleri (2005) Al_2O_3-su nanoakışkanın ısıl iletkenlik özelliği için sıcaklığa ve partikül nominal çapına bağlı deneysel çalışmaların korelasyonu fonksiyon üzerine çalışmışlardır. 21-71ºC sıcaklık aralığında 11-150 nm aralığında değişen nominal çaptaki nanopartiküllerin fonksiyonu olduğu deneysel sonucun, nanoakışkanların ısıl iletkenliğinin sıcaklık ve partikül boyutlarına bağlı olduğu ifade edilmiştir. Isıl iletkenlik sayısının sıcaklık ile artmakta ve partikül çapı ile azalmakta olduğu tespit edilmiştir.

Namburu ve diğerleri (2009) dairesel kanala sabit ısı akısı uygulayarak üç farklı nanoakışkan (CuO-su, Al_2O_3-su, SiO_2-su) için sayısal olarak ısıl ve hidrolik performansı incelemişlerdir. Nanoakışkanlar için %10 hacimsel konsantrasyonlu süspansiyonlar kullanılmıştır. Nusselt sayısının CuO-su nanoakışkanı kullanıldığında suya göre %35 arttığı tespit edilmiştir. Nusselt sayısında ikinci en yüksek artışa Al_2O_3-su 'nin ve sonra da SiO_2-su sahip olduğu belirtilmiştir. Hacimsel konsantrasyon oranı arttıkça basınç kaybının arttığı belirlenmiştir.

Gunnasegaran ve diğerleri (2010) kare, yamuk ve üçgen geometrisine sahip üç farklı kanal için geometrik parametreleri su kullanarak sayısal olarak incelemiştir. Kanal kesitlerine

bağlı olarak akışkanın sıcaklık dağılımı ve hidrodinamik performansı incelenmiştir. Sıcaklık dağılımı karşılaştırıldığında düzenli karışımın hidrolik çapı en küçük olan geometride olduğu görülmüştür. En küçük hidrolik çapa sahip geometrinin basınç düşümü ve sürtünme katsayısı olarak en iyi performansa sahip olduğu tespit edilmiştir.

Sui ve diğerleri (2010) üç boyutlu kare kesit alanına sahip dalgalı mikrokanallı yapıyı sayısal olarak incelemişlerdir. Akışkan olarak su kullanılmıştır ve çalışmada Reynolds sayısı çalışma aralığı 100-600 olarak belirlenmiştir. Mikrokanal yapıya sabit ısı akısı uygulanmıştır. Bu çalışmada, dalgalı mikrokanallı yapıya sahip ısı değiştiricisinin ısıl performansı aynı kesit alana sahip düz kanal yapısına sahip ısı değiştiricisi ısıl performansından daha iyi olduğu tespit edilmiştir.

Chai ve diğerleri (2011) geleneksel düz kare kesit mikrokanal ısı değiştiricisi ile yelpaze şeklindeki girintili iç duvar yapısına sahip mikrokanallı ısı değiştiricisinin ısıl ve hidrodinamik performansını sayısal incelemişlerdir. Akış rejimi laminer akış olarak belirlenmiştir ve kanalın alt yüzeyinden sabit ısı akısı (W/m^2) tanımlanmıştır. Girintili iç duvar yapısına sahip ısı değiştiricisinin ısıl performansında düz kare kesit mikrokanallı ısı değiştiriciye göre artış tespit edilmiştir. Toplam basınç kaybı ve sürtünme katsayısı incelendiğinde girintili duvar yapılı mikrokanalda artış görüldüğü ifade edilmiştir.

Mohammed ve diğerleri (2011) üç farklı kanal şeklinin mikrokanallı ısı değiştiricisinde ısıl ve hidrolik performansını sayısal olarak incelemişlerdir. Aynı kesit alanına sahip zigzag, dalgalı ve adım şekildeki kanal şekilleri düz kanal yapısı ile karşılaştırılmıştır. En yüksek Nusselt sayısı ve en fazla basınç kaybı zigzag yapılı kanalda tespit edilmiştir. Isıl performans olarak en yüksek ortalama ısı transfer katsayısının dalgalı kanal şekline sahip ısı değiştiricisi için olduğu ifade edilmiştir.

Gong ve diğerleri (2011) tarafından yapılan çalışmada, dalgalı kanallarda laminer akış rejiminde dalgalı yapıdaki genlik, dalga boyu ve en-boy oranının ısıl performans üzerindeki etkisi incelenmiştir. Çalışmada 50 ile 150 arasında değişen Reynolds sayıları ve 47 W/cm^2 ısı akısı kullanılmıştır. Dalgalı mikrokanallı ısı değiştiricisinin düz kanala göre daha iyi ısı transferi sağladığı gözlenmiştir. Çalışmada yapılan parametrik analiz sonucunda tepe ve çukur konfigürasyonlarının en iyi sonucu verdiği ve bu yapıların dönüşümlü olarak yer aldığı dalgalı yapıların tercih edildiği belirlenmiştir.

Adham ve diğerleri (2013) tarafından yapılan derleme çalışmasında, mikrokanallı ısı değiştiricilerini optimize etmek için deneysel, sayısal ve analitik yaklaşımlar kullanılmıştır. Araştırmacılar kanatçık, gözenekli yapı ve termal direnç gibi farklı modelleri kullanarak mikrokanallı ısı değiştiricisinin en iyi ısıl ve hidrodinamik performansını sağlamak için farklı parametre kombinasyonlarını incelemişlerdir. Farklı soğutucular, malzemeler ve akış koşulları gibi çeşitli faktörler üzerinde çalışılmıştır. Mikro fabrikasyon tekniklerinin ilerlemesi tasarımcıları farklı malzeme ve şekillerin kullanımına yönlendirmiştir. Araştırmalar mikro kanal sistemlerinde genellikle laminer akış tercih edildiğini göstermiştir.

Akdag ve diğerleri (2014) yaptıkları çalışmada, dalgalı kanal mikrokanallı ısı değiştiricisinde Al_2O_3-su nanoakışkanı kullanarak titreşimli giriş koşulları altında ısı transfer karakteristiklerini sayısal olarak incelemişlerdir. Bu çalışmada, duvara sabit sıcaklık sınır şartı tanımlanmıştır. Titreşimin frekansı, genliği ve nanoakışkanın HYO gibi faktörler parametrik olarak değerlendirilmiştir. Elde edilen sonuçlar, titreşimin nanoakışkanın ısı transferi üzerinde önemli iyileştirmeler sağladığını göstermiştir. Titreşimli giriş koşulları, nanoakışkanın daha etkin bir şekilde ısıyı transfer etmesine yardımcı olmuştur. Ayrıca, titreşimin nano partiküllerin çökmesini engellediği tespit edilmiştir.

Dehghan ve diğerleri (2015) tarafından yapılan çalışmada, kanal yüzeyinde konik yapılar bulunan mikrokanal ısı değiştiricisinin laminar akış rejiminde ısıl ve hidrodinamik performansı sayısal olarak incelenmiştir. Konik yapılarla donatılmış mikrokanal ısı değiştiricisinin geometrisini genişletme ve koniklik oranını parametrik hale getirme yöntemi kullanılmıştır. Optimum tasarım sonucunda, ısı transfer oranının düz kanala göre sabit tutulduğu ve aynı zamanda pompa gücünün dört kat azaltıldığı belirlenmiştir.

Huang ve diğerleri (2015) chevron tipi plakalı ısı değiştiricisinde Al_2O_3 ve MWCNT (multi-walled carbon nanotubes (çok duvarlı karbon nanotüpler)) nanoakışkanlarını kullanarak ısı transferi ve basınç düşüşünü deneysel olarak incelemişlerdir. Sabit Reynolds sayısında nanoakışkan kullanıldığında ısı transferinin suya göre kıyaslandığında arttığı belirlenmiştir. Nanoakışkan basınç düşümünün suya göre fazla olduğu tespit edilmiştir. Nanoakışkan hacimsel oranı arttıkça vizkozite değeri de artmıştır ve basınç düşümünde artış görülmüştür.

Sakanova ve diğerleri (2015) tarafından yapılan bir çalışmada, farklı tipteki nanoakışkanlar (Al_2O_3-su, CuO-su ve SiO_2-su) ve dalgalı kare kesit kanallı mikrokanallı ısı değiştiricisinin

ısı transfer etkileri incelenmiştir. Çalışmada, dalgalı yapı geometrisi için iki farklı dalga boyu ve üç farklı genişlik değeri üzerinde sayısal incelemeler yapılmıştır. Nanoakışkanlar %1 ila %5 arasında üç farklı hacimsel oranda uygulanmıştır. Sonuçlar, kanalın dalga genişliği arttıkça ve dalga boyu kısaldıkça ısıl direncin azaldığını göstermiştir. Ayrıca, dalgalı kanal etkisi düz kanal ile karşılaştırıldığında ısı transfer etkisinin arttığı belirlenmiştir. Dalgalı kanaldaki ısı transferine olumlu etkisinin ısıl ve hidrolik sınır tabakasının incelmesinden dolayı olduğu belirtilmiştir. Al_2O_3-su nanoakışkanı kullanılarak en iyi ısı transferi katsayısı elde edilmiştir. Nanoakışkan hacimsel oranın artması ile ısı transfer katsayısının arttığı tespit edilmiştir.

Elsebay ve diğerleri (2016) araç radyatörlerinde hava soğutmalı su sistemini CuO ve Al_2O_3 nanoakışkanları kullanarak ısıl ve hidrodinamik performansı sayısal olarak incelemişlerdir. Otomotiv sektöründe radyatörün boyutlarının ve performansının araç yakıt tüketimini etkilediği tespit edilmiştir. Düz boru tipi radyatör kullanılarak iki farklı nanoakışkanın %1, %3, %5 ve %7 hacimsel oranları ve Reynolds sayısının 250-1750 olarak farklı senaryolarda çalışılmıştır. Nanoakışkan hacimsel oranına bağlı olarak ısı transfer katsayısının arttığı tespit edilmiştir. Isı transfer katsayısının CuO-su nanoakışkanının kullanıldığı durumda saf suya göre %45 ve Al_2O_3-su nanoakışkanının kullanıldığı durumda ise %38 oranında arttığı belirtilmiştir. Nanoakışkanın kullanımı ile sürtünme katsayısının ve basınç düşümünün arttığı ifade edilmiştir. Re=1750 ve nanoakışkan hacimsel oranın %7 olduğu şartlarda, Al_2O_3 -su nanoakışkanı için sürtünme katsayısının %271, CuO-su için ise sürtünme katsayısın %266 arttığı belirtilmiştir.

Rostami ve diğerleri (2018) tarafından gerçekleştirilen çalışmada, dalgalı mikrokanalda Cu-su ve Al_2O_3-su nanoakışkanlarının ısıl ve hidrodinamik performansı iki fazlı Euler-Lagrange yöntemi kullanılarak sayısal olarak incelenmiştir. Sonuçlara göre, dalgalı mikrokanal ısı değiştiricisi düz kanala kıyasla %174 daha yüksek bir ısı transferi sağlamış ve basınç düşümü %195,7 artmıştır. Cu-su nanoakışkanın saf suya göre Nusselt sayısı yaklaşık %33,2 artış gösterirken, basınç düşüşü %10,6 olarak gerçekleşmiştir.

Al-Rashed ve diğerleri (2019) yaptıkları çalışmada, yeşil çay yapraklarının gümüş nanoakışkan katkı maddesi olarak kullanıldığı belirtilmiştir. Bu biyolojik olarak sentezlenmiş nanoakışkan, dalgalı kanal yapılı mikrokanal ısı değiştiricisinde CPU (Central Processing Unit (Merkezi İşlem Birimi)) soğutma sisteminin hidrotermal ve tersinmezlik

davranışının sayısal olarak incelenmesinde kullanılmıştır. Çalışmanın sonuçları, Reynolds sayısı ve nanoakışkan hızının artmasıyla birlikte CPU yüzey sıcaklığının ve tersinmezlik oranının azaldığını göstermiştir. Ayrıca, nanoakışkan kullanımının CPU yüzeyindeki sıcaklık dağılımını homojenleştirdiği ve ısı transfer katsayısını artırdığı belirlenmiştir. Bu nedenle, nanoakışkanın suya göre daha iyi soğutma performansı sergilediği ortaya konmuştur. Reynolds sayısının artması sürtünme katsayısının da artmasına yol açmıştır. Ayrıca, dalgalı kanal yapısının genliğinin artmasıyla birlikte entropi üretiminin azaldığı ve dalga boyunun artmasıyla entropinin arttığı gözlemlenmiştir.

Spizzichino ve diğerleri (2020) yaptıkları çalışmada, kare kesitli bir kanalda üç farklı serpantin geometrisine sahip mikro kanallı ısı değiştiricilerinin (düz paralel, standart serpantin ve dalgalı serpantin) ısıl ve hidrodinamik performansını deneysel olarak incelemişlerdir. Isı kaynağı olarak kanalın alt yüzeyine sabit sıcaklık sınır şartı uygulanmış ve bu sıcaklıklar 50°C ve 70°C olarak belirlenmiştir. Elde edilen sonuçlara göre, Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı olarak değiştiği görülmüştür ve dalgalı serpantinin diğer iki serpantine göre daha yüksek Nusselt sayısına sahip olduğu tespit edilmiştir. Isı değiştirici performansı açısından karşılaştırıldığında, düşük sürtünme katsayısına sahip standart serpantinin en iyi performansa sahip olduğu, ikinci sırada ise dalgalı serpantinin geldiği belirlenmiştir. Spizzichino ve diğerleri (2020) tarafından yapılan deneysel çalışma, bu çalışmada doğrulamak amaçlı kullanılmıştır.

Elsafy ve Saghir (2021) tarafından yapılan çalışmada, dalgalı yapıda kanalda %1 HYO TiO_2 ve hibrit Al_2O_3-Cu-su nanoakışkanlarının ısıl ve hidrodinamik performansı incelenmiştir. Kanal içine 10, 20 ve 40 PPI geçirgenliğine sahip gözenekli yapılar yerleştirilmiştir. Reynolds sayısı 1000'den küçük tutularak laminer akış koşulları altında çalışılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre, dalgalı kanalın düz boruya kıyasla daha iyi bir ısı transferi performansı belirtilmiştir. Al_2O_3-Cu-su nanoakışkanın Nusselt sayısı ve basınç düşümü TiO_2-su nanoakışkanından daha yüksek olduğu ifade edilmiştir. Bununla birlikte, TiO_2-su nanoakışkan daha düşük basınç düşümüne sahip olduğundan, Termal Performans faktörü açısından daha iyi bir performans sergilendiği belirtilmiştir.

Ghachem ve diğerleri (2021) çapraz akışlı ve dalgalı geometrik yapıya sahip kanalları olan ısı değiştiricisinde nanoakışkan kullanılmasını sayısal olarak incelemişlerdir. Isı değiştiricisinin optimum verimliliği için partikül konsantrasyonunu, kanal dalga yapısının

sayısını ve giriş hızını belirlemişlerdir. Yüzey alanının artmasına ve nanoakışkan konsantrasyonuna bağlı olarak ısı transfer oranında iyileşmenin görüldüğünü belirtmişlerdir.

Khan ve diğerleri (2021) tarafından yapılan çalışmada, düz, dalgalı ve çift dalgalı mikrokanal ısı değiştiricilerinin ısıl performansı sayısal olarak incelenmiştir. Bu çalışmada, laminer akış rejiminde farklı HYO (%1, %2, %3) değerlerine sahip alümina bazlı nanoakışkanlar kullanılmıştır. Nusselt sayısı, sürtünme katsayısı ve ısıl performans faktörü parametreleri üç farklı geometriyi karşılaştırmak için kullanılmıştır. Elde edilen sonuçlar, dalgalı ve çift dalgalı kanalların düz kanala göre daha iyi ısıl performans sergilediğini göstermiştir.

Hajialibabaei ve diğerleri (2022) tarafından yapılan derleme çalışmasında, mikro kanallı ısı değiştiricisinde düz ve dalgalı kanal tasarımlarının karşılaştırılması üzerine odaklanılmıştır. Düzenlenmiş tasarımların ikinci akış sayesinde ısı transferinde performans artışı sağladığı gözlemlenmiştir. Akış modelleri faz açısı, frekans ve genlik gibi parametrelere bağlı olarak optimize edilmiştir. Yapılan araştırmalarda, ısı transferi performansını artırmak amacıyla hibrit ve biyolojik nanoakışkanlar kullanılmıştır.

Mevcut çalışmalarda, kanal geometrisinin ve akışkanın ısıl ve hidrodinamik performansı üzerindeki etkileri incelenmiştir. Literatürde yapılan deneysel ve sayısal çalışmalar mikro kanalların ısı transferi ve basınç kaybı etkilerini ele almaktadır. Bu çalışmalarda ikinci akışların ve nanoakışkanların ısı transferine olumlu etkileri belirlenmiştir.

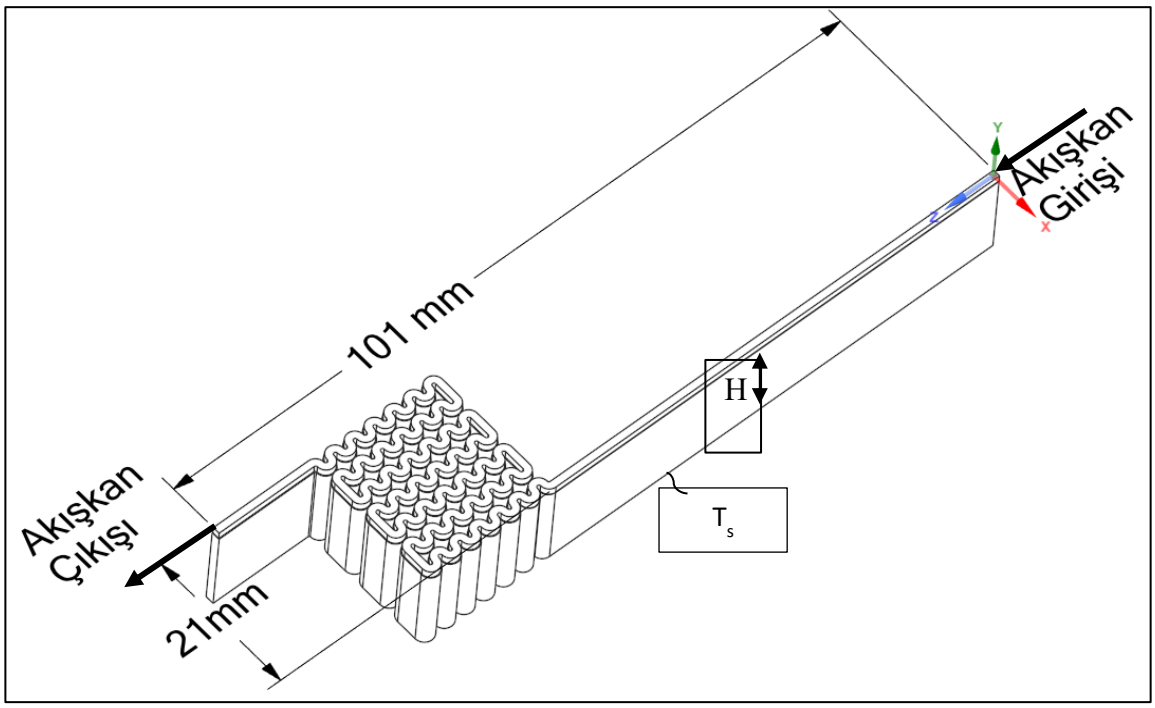
Bu tez kapsamında yapılan çalışmada literatüre katkı sağlamak amacıyla, ikinci akışların yoğunluğunu artırmak için dalgalı serpantin yapılı ısı değiştiricisi ve akışkan olarak Al_2O_3-su nanoakışkanı kullanılan bir kombinasyonun ısıl ve hidrodinamik performansı sayısal olarak incelenmiştir. Bu çalışmada, akışkan giriş Reynolds sayısı $200 \leq Re \leq 2500$ aralığında, Al_2O_3-su nanoakışkanın hacimsel yüzde oranı $\%0 \leq HYO \leq \%5$ aralığında farklı senaryolarda çalışılmıştır. Bu çalışmada dalgalı serpantin yapılı ısı değiştiricisinde Al_2O_3-su nanoakışkanın kullanılması ve dalgalı serpantin yapılı ısı değiştiricisin ısıl ve hidrodinamik performansının sayısal olarak incelenmesi mevcut çalışmanın literatür çalışmasından farkını oluşturmaktadır.

Çalışma, dalgalı kanal yapısının ısıl performansa olan etkisini düz kanala göre karşılaştırmak amacıyla yapılmıştır. Ayrıca, Reynolds sayısının ve nanoakışkan HYO dalgalı kanal yapısındaki mikro kanalların ısı değiştiricisine olan ısıl ve hidrodinamik etkilerini incelemek üzere parametrik analiz yapılmıştır.

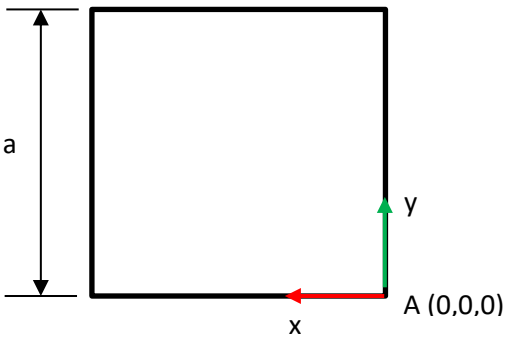
3. SAYISAL ÇALIŞMA

3.1. Çalışmanın Tanıtılması

Bu çalışmada, türbülanslı akış şartlarında mikrokanallı ısı değiştiriciler için dalgalı kanal yapısının ısıl performansı sayısal olarak incelenmiştir. Sayısal çalışmada kullanılan ısı değiştiricisi modeli literatürde (Spizzichino vd., 2020) deneysel çalışması bulunan dalgalı serpantin mikrokanal ısı değiştiricisi belirlenmiştir. Şekil 3.1a'da dalgalı serpantin mikrokanallı ısı değiştiricisinin izometrik görünümü verilmiştir.



(a)

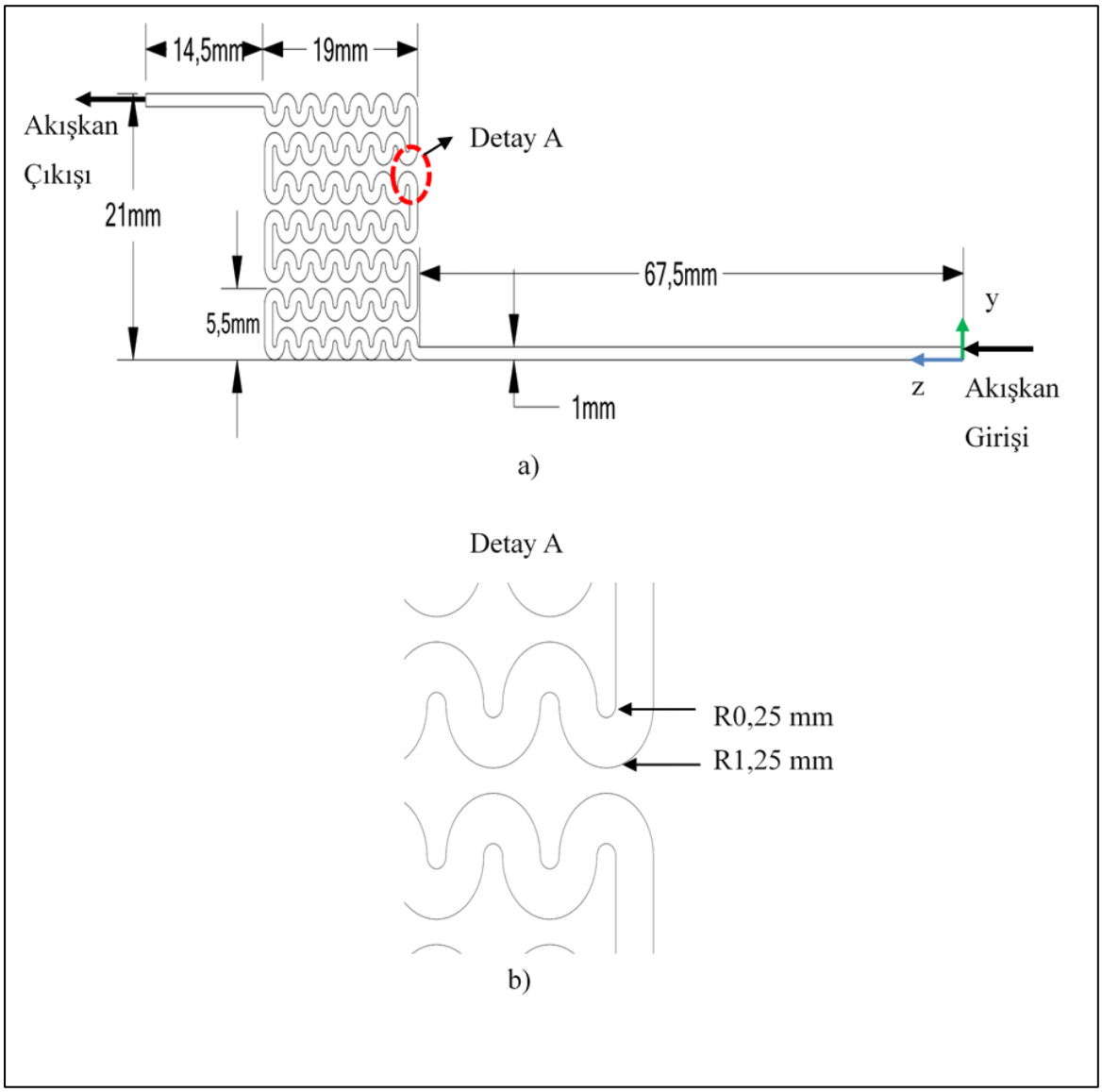


(b)

Şekil 3.1. Dalgalı serpantin mikrokanal ısı değiştiricisinin (a) kontrol hacmi, (b) xy düzlemi kanal giriş kesiti

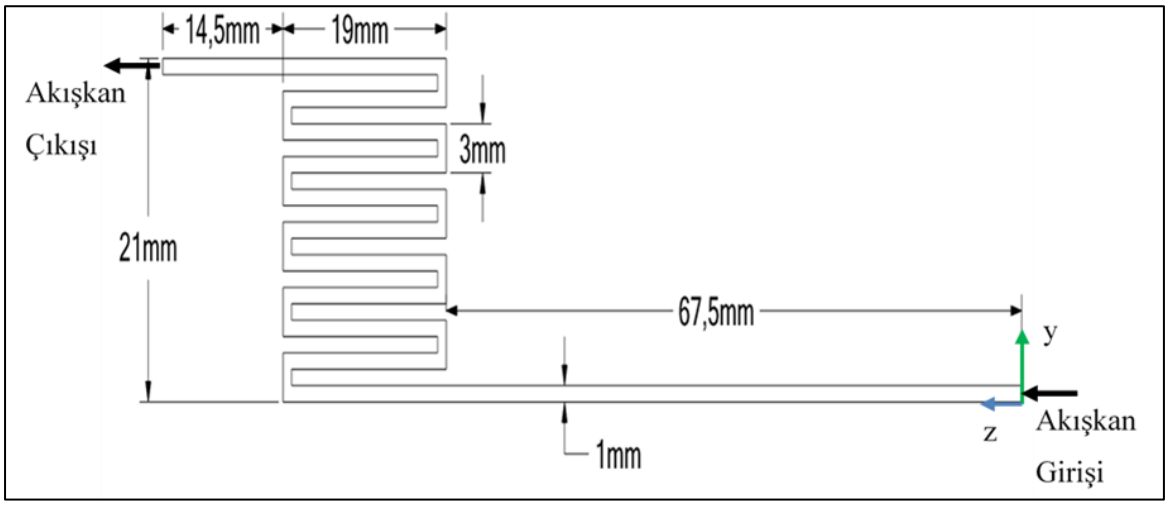
Kullanılan mikrokanallı ısı değiştiricisinin kanal kesiti 1 mm x 1 mm boyutlarındadır. Dalgalı serpantin mikrokanallı ısı değiştiricisin genişliği 21 mm ve uzunluğu (akışkan giriş ve çıkış arasındaki z-eksen uzaklığı) 101 mm'dir. Akışkan kanala z=0'da girmekte ve z=101 mm'de çıkmaktadır. z=0 da akışkan kana +z yönünde girmektedir. Isı değiştiricisinin malzemesi alüminyum (Al) olarak belirlenmiştir. Kanalın ısı kaynağı ile arasında H=12 mm yüksekliğinde Al plaka yerleştirilmiştir. Kullanılan Al malzemesinin fiziksel özellikleri şu şekildedir: Yoğunluğu 2719 kg/m^3, özgül ısısı 871 J/kg·K, ısıl iletkenlik katsayısı 202,4 W/m·k olarak belirlenmiştir. Plaka alt yüzeyi T_s=50°C değerinde sabit bir sıcaklıkla ısıtılmıştır. Kanalın geriye kalan üç yüzeyi adyabatik olarak tanımlanmıştır. Şekil 3.1b'de kanal kesiti XY düzleminde a=1mm (kare kesit) boyutunu ve orijin noktası olan A noktası belirtilmiştir.

Dalgalı mikrokanallı ısı değiştiricisinin yz düzlemindeki görünümü ve boyutları Şekil 2a'da verildiği gibidir. +x yönünden bakılmıştır. Dalgalı kanal mikrokanallı ısı değiştiricisinin giriş kanal uzunluğu 67,5 mm'dir. Dalgalı serpantin bölgesinin yatay toplam uzunluğu 19 mm, dikey serpantin uzunluğu 5,5 mm ve serpantinin toplam dikey uzunluğu 21 mm'dir. Çıkış kanalının uzunluğu ise 14,5 mm olarak belirlenmiştir. Şekil 3.2b'de dalga elemanlarının Detay A görünümü verilmiştir. Belirtilen detayda dalga elemanlarının iç çapı 0,25 mm ve dış çapı 1,25 mm olarak belirlenmiştir.



Şekil 3.2. Dalgalı serpantin mikrokanallı ısı değiştiricisinin yz düzlemindeki görünümü a) ölçüleri b) Detay A görünümü

Sayısal çalışmanın doğruluğunu sağlamak için literatürde (Spizzichino vd., 2020) deneysel çalışması bulunan düz mikrokanallı ısı değiştiricisi Şekil 3.3'te verilmiştir. Şekil 3.3'te görüldüğü gibi düz serpantin mikrokanallı ısı değiştiricisine yz düzlemine +x yönünden bakılmıştır. Kanal giriş uzunluğu 67,5 mm, yatay toplam uzunluğu 19 mm, serpantin bölgesinin toplam dikey uzunluğu 21 mm ve çıkış kanalının uzunluğu ise 14,5 mm'dir. Dalgalı serpantin mikrokanallı ısı değiştiricisine benzer olarak belirlenmiştir. Düz dalgalı kanalda dikey serpantin uzunluğu 3 mm olarak belirlenmiştir.



Şekil 3.3. Düz serpantin mikrokanallı ısı değiştiricisinin yz düzlemindeki görünümü ve ölçüleri

Mevcut çalışmada kullanılan literatürde (Spizzichino vd., 2020) bulunan deneysel çalışmanın Çizelge 3.1'de, dalgalı ve düz serpantin tipi için kanalın hidrolik çapı, sabit sıcaklık uygulanan kanal alanı, uzunluğu, alt yüzey sıcaklığı ve akışkan giriş sıcaklığı gibi bilgiler yer almaktadır. Çizelge 3.1'de iki serpantin yapısının kanal hidrolik çapı, sabit sıcaklık uygulanan kanal alanı, kanal uzunluğu, uygulanan sabit sıcaklık ve akışkan giriş sıcaklık bilgisi verilmiştir. Mevcut iki serpantin yapısı 21mm x 101mm Al plaka alanın üzerinde konumlandırılmıştır. Belirtilen kısıtlı alanda ısı transferi performansını artırmak için dalgalı serpantin yapısı kullanılmış ve ısı kaynağına olan temas alanı %19,1 oranında artmıştır.

Çizelge 3.1 Kanal çapı, uzunluk ve akışkan giriş sıcaklık referans koşulları.

Kanal Tipi	Kanal Hidrolik Çapı (mm)	Sabit Sıcaklık Uygulanan Kanal Alanı $A_s(mm^2)$	Kanal Uzunluğu(mm)	Alt Yüzeye Uygulanan Sabit Sıcaklık $T_s(°C)$	Akışkan Giriş Sıcaklığı (°C)
Dalgalı	1	354	354	50	21
Düz	1	297	297	50	21

3.2. Temel Denklemler ve Sınır Şartları

Çalışma sıkıştırılamaz, türbülanslı akış, kararlı rejim şartlarında, Newtonsel tipi akış için üç boyutlu olarak sabit yüzey sıcaklık uygulanarak gerçekleştirilmiştir. Temel korunum denklemlerinde yer çekimi ve disipasyon ihmal edildiğinde süreklilik, momentum ve enerji denklemleri Kartezyen koordinat sistemine göre aşağıdaki gibidir (ANSYS Fluent Theory Guide, 2018);

Süreklilik denklemi;

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \tag{3.1}$$

Momentum denklemi;

$$\frac{\partial}{\partial x_i}\left(\rho u_i u_j\right) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\mu\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)\right] + \frac{\partial}{\partial x_j}(-\rho\overline{u_i' u_j'}) \tag{3.2}$$

Enerji denklemi;

$$\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho u_j T\right) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(k_{eff}\frac{\partial T}{\partial x_j}\right) \tag{3.3}$$

Burada ρ akışkan yoğunluğu, T sıcaklık, k_{eff} efektif ısıl iletkenliktir. Yukarıda verilen denklemler türbülans modelinden kaynaklı denklemler birlikte çözülür. Momentum denkleminde ortalama Reynolds stres $(-\rho\overline{u_i' u_j'})$ ve enerji denkleminde bulunan türbülans ısı akısı $\left(\rho u_j T\right)$ türbülans modelleri ile ifade edilmiştir. Reynolds stres terimi aşağıdaki gibi ifade edilir;

$$(-\rho\overline{u_i' u_j'}) = -\rho\frac{2}{3}k\delta_{ij} + \mu_t\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right) \tag{3.4}$$

3.2.1. Türbülans modelleri

Mevcut çalışmada Standart k-ε, Realizable k-ε ve SST (Shear Stress Transport) k-ω modelleri kullanılmıştır. Bu modeller, türbülanslı akışın özelliklerini tahmin etmek için kullanılan matematiksel yaklaşımlardır.

Standart k-ε türbülans modeli;

Türbülans kinetik enerji denklemi;

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right] - (\rho\overline{u_i' u_j'})\frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \rho\varepsilon \tag{3.5}$$

Türbülans enerjisi sönümlenme oranı denklemi;

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right] - (C_{1\varepsilon}\frac{\varepsilon}{k}\rho\overline{u_i' u_j'})\frac{\partial u_j}{\partial x_i} - C_{2\varepsilon}\rho\frac{\varepsilon^2}{k} \tag{3.6}$$

Burada σ_k ve σ_ε terimleri k ve ε için türbülans Prandtl sayısını göstermektedir. μ_t ise türbülans viskozitesini göstermekte olup şu şekilde hesaplanır;

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \tag{3.7}$$

Denklem 3.5-3.7 ile verilen Standart k-ε türbülans modeli denklemlerindeki türbülans modelinden kaynaklı katsayılar şu şekildedir; $C_{1\varepsilon} = 1{,}44$, $C_{2\varepsilon} = 1{,}92$, $C_\mu = 0{,}09$, $\sigma_k = 1$, $\sigma_\varepsilon = 1{,}3$.

Realizable k-ε türbülans modeli;

Türbülans kinetik enerji denklemi;

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right] - (\rho\overline{u_i' u_j'})\frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \rho\varepsilon \tag{3.8}$$

Türbülans enerjisi sönümlenme oranı denklemi;

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right] + \rho C_1 S\varepsilon - \rho C_2 \varepsilon^2/\left(k + \sqrt{v\varepsilon}\right) \quad (3.9)$$

Burada, C_1=max[0,43.η/(η+5)], η=Sk/ε ve S=$\sqrt{2S_{ij}S_{ij}}$.

μ_t türbülans viskozitesi Denklem 3.7'de hesaplanmıştır.

C_μ=1/(4,04+A_skU*/ε), (3.10)

U*=$\sqrt{S_{ij}S_{ij} + \Omega_{ij}\Omega_{ij}}$, (3.11)

$\Omega_{ij} = \frac{1}{2}\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)$, (3.12)

$A_s = \sqrt{6}cos\varphi$, (3.13)

$\varphi = \frac{1}{3}cos^{-1}(\sqrt{6}W)$, (3.14)

$W = S_{ij}S_{jk}S_{ki}/\overline{S^3}$, (3.15)

$\bar{S} = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}}$, (3.16)

$S_{ij} = \frac{1}{2}\left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j}\right)$ (3.17)

Denklem 3.8-3.9 ile verilen Realizable k-ε türbülans modeli denklemlerindeki katsayılar şu şekildedir; C_2=1,9, $\sigma_k = 1$, $\sigma_\varepsilon = 1{,}2$.

SST k-ω türbülans modeli;
Türbülans kinetik enerji denklemi;

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right] - (\rho\overline{u_i'u_j'})\frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \rho\beta^* k\omega \quad (3.18)$$

Özgül enerji sönümleme oranı denklemi;

$$\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho\omega u_j\right) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega}\right)\frac{\partial \omega}{\partial x_j}\right] - \frac{\alpha}{v_t}(\rho\overline{u_i'u_j'})\frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \rho\beta\omega^2 + D_\omega \quad (3.19)$$

μ_t türbülans viskozitesi;

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega} \frac{1}{\max[\alpha^*, SF_2/a_1\omega]} \tag{3.20}$$

Burada

$$\alpha^* = \alpha_\infty^* \left(\frac{0{,}024 + Re_t/6}{1 + Re_t/6}\right), \tag{3.21}$$

$$Re_t = \frac{\rho k}{\mu\omega},\ S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}}, \tag{3.22}$$

$S_{ij} = \frac{1}{2}\left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j}\right)$ kullanılmıştır. (3.17)

Burada k ve ω değerleri için σ_k ve σ_ω türbülans Prandtl sayısını göstermektedir.
Bu değerler;

$$\sigma_k = 1/\left(\frac{F_1}{\sigma_{k,1}} + \frac{(1-F_1)}{\sigma_{k,2}}\right), \tag{3.23}$$

$\sigma_\omega = 1/\left(\frac{F_1}{\sigma_{\omega,1}} + \frac{(1-F_1)}{\sigma_{\omega,2}}\right)$ olarak hesaplanmıştır. (3.24)

F_1 ve F_2 karışım fonksiyonları;

$$F_1 = \tanh(\varphi_1^4), \tag{3.25}$$

$$F_2 = \tanh(\varphi_2^4), \tag{3.26}$$

$$\varphi_1 = min\left[max\left(\frac{\sqrt{k}}{0.09\omega y}, \frac{500\mu}{\rho y^2 \omega}\right), \frac{4\rho k}{\sigma_{\omega,2} D_\omega^+ y^2}\right], \tag{3.27}$$

$$D_\omega^+ = max\left[2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega,2}} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 10^{-10}\right], \tag{3.28}$$

$$\varphi_2 = \left[max\left(2\frac{\sqrt{k}}{0.09\omega y}, \frac{500\mu}{\rho y^2 \omega}\right)\right], \tag{3.29}$$

$$\beta^* = \beta_i^* = 0{,}09\left(\frac{\frac{4}{15} + (\frac{Re_t}{8})^4}{1 + (\frac{Re_t}{8})^4}\right), \tag{3.30}$$

$$\alpha = \frac{\alpha_\infty}{\alpha}\left(\frac{\frac{1}{9} + \frac{Re_t}{2{,}95}}{1 + \frac{Re_t}{2{,}95}}\right), \tag{3.31}$$

$$\alpha_\infty = F_1\alpha_\infty, 1 + (1 - F_1)_{\alpha_\infty,2}, \tag{3.32}$$

$$\alpha_\infty, 1 = \frac{\beta_{i,1}}{\beta_\infty^*} - k^2/\sigma_{\omega,1}\sqrt{\beta_\infty^*}, \quad (3.33)$$

k=0,41 olarak hesaplanmıştır.

Yüksek Reynolds sayısında $\alpha = \alpha_\infty = 1$ olarak belirlenmiştir.

$$\beta = \beta_i = F_1\beta_{i,1} + (1 - F_1)\beta_{i,2}\ , \quad (3.34)$$

$$D_\omega = 2(1 - F_1)\rho\frac{1}{\omega\sigma_{\omega,2}}\frac{\partial k}{\partial x_j}\frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (3.35)$$

Denklem 3.18-3.19 ile verilen SST k-ω türbülans modeli denklemlerindeki katsayılar şu şekilde kullanılmıştır; $\sigma_{k,1} = 1{,}176$, $\sigma_{\omega,1} = 2$, $\sigma_{k,2} = 1$, $\sigma_{\omega,2} = 1{,}168$, $a_1 = 0{,}31$, $\beta_{i,1} = 0{,}075$, $\beta_{i,2} = 0{,}0878$.

3.2.2. Sınır şartları

Yukarıda verilen süreklilik, momentum, enerji denklemleri ve türbülans denklemlerinin çözüm alanındaki uygun sınır şartları için çözülmesi gerekir. Mevcut sayısal çalışmada kullanılan sınır şartları aşağıda verildiği gibidir;

Akışkanın kanala üniform hız ve üniform sıcaklıkta girdiği kabul edilmiştir. Isıl sınır şartı olarak kanalın alt yüzeyine sabit sıcaklık sınır şartı T_s=50°C, diğer yüzeylerine ise yalıtım sınır şartı uygulanmıştır. Kanal yüzeylerine hız sınır şartı olarak kaymama sınır şartı uygulanmıştır. Kanal çıkışında ise akışkanın atmosferik şartlara çıktığı kabul edilmiştir. Kullanılan sınır şartları matematiksel olarak şu şekilde ifade edilebilir;

1) Kanal girişi (z=0)

Kanala giriş üniform hız ve üniform sıcaklıkta girdiği kabul edilmiştir ve Çizelge 3.2'de kanal giriş sınır şartları paylaşılmıştır.

Çizelge 3.2. Kanal giriş sınır şartı tanımlamaları.

	x,y ve z Yönünde Hızlar					
	u	v	w	Sıcaklık (T)	Türbülans yoğunluğu	Türbülans viskozite oranı
Kanal girişi (z=0)	0	0	W_g	T_g	5%	10

Türbülans yoğunluğu denklemi aşağıdaki gibidir;

$$I = \frac{u'}{u_{ort}}$$

Burada, I türbülans yoğunluğu, u' hız dalgalanmalarını ortama karekök oranı ve u_{ort} ortalama hız olarak tanımlanır. Kanal giriş türbülans yoğunluğu sınır şartı olarak %5 kabul edilmiştir. Türbülans viskozite oranı $\frac{\mu_t}{\mu}$ şeklindedir. Burada μ_t türbülans viskozitesini ve μ akışkan viskozitesini göstermektedir. Kanal giriş türbülans viskozitesi sınır şartı olarak 10 kabul edilmiştir.

2) Kanal çıkışı (z=101mm)

Kanal çıkışında akışkanın atmosferik şartlara çıktığı kabul edilmiştir. Çizelge 3.3'te görüldüğü gibidir.

Çizelge 3.3 Kanal çıkış sınır şartı tanımlamaları.

	x,y ve z Yönünde Basınçlar				
	P_x	P_y	P_z	Türbülans yoğunluğu	Türbülans viskozite oranı
Kanal çıkışı (z=101mm)	0	0	P_{atm}	5%	10

Burada P_{atm}, atmosfer basıncı 101325 Pa olarak verilmiştir.

3) Kanal Duvarları

Kanal alt yüzeyine sabit sıcaklık sınır şartı tanımlanmıştır. Kanalın diğer yüzeyleri adyabatik olarak kabul edilmiştir. Duvarda kaymama sınır şartı (No-slip condition) tanımlanmıştır. Çizelge 3.4'te duvar sınır şartları verilmiştir.

Çizelge 3.4 Kanal duvar sınır şartı tanımlamaları.

	x,y ve z Yönünde Hızlar			Sıcaklık Sınır Şartları			
	u	v	w	y=0	y=a	x=0	x=a
Kanal Duvarları	0	0	0	$T=T_s$	$-k_{Al}\frac{\partial T}{\partial y}=0$	$-k_{Al}\frac{\partial T}{\partial x}=0$	$-k_{Al}\frac{\partial T}{\partial x}=0$

4) Türbülans modeli

Giriş ve çıkış sınır şartlarında tanımlanan türbülans yoğunluğu ve türbülans viskozitesinin türbülans kinetik enerjisi, Türbülans enerjisi sönümlenme oranı, özgül enerji sönümleme oranı ile arasındaki ilişki şu şekildedir;

Türbülans kinetik enerjisinin türbülans yoğunluğu arasındaki ilişki aşağıdaki gibidir;

$$k=\frac{3}{2}\left(u_{avg}I\right)^2$$

Türbülans enerjisi sönümlenme oranı ile türbülans viskozite arasındaki ilişki aşağıdaki gibidir;

$$\varepsilon=\rho C_\mu \frac{k^2}{\mu}\left(\frac{\mu_t}{\mu}\right)^{-1}$$

Burada, C_μ türbülans modelinde belirtilen ampirik sabittir.

Özgül enerji sönümleme oranı ile türbülans viskozite arasındaki ilişki aşağıdaki gibidir;

$$\omega=\rho\frac{k}{\mu}\left(\frac{\mu_t}{\mu}\right)^{-1}$$

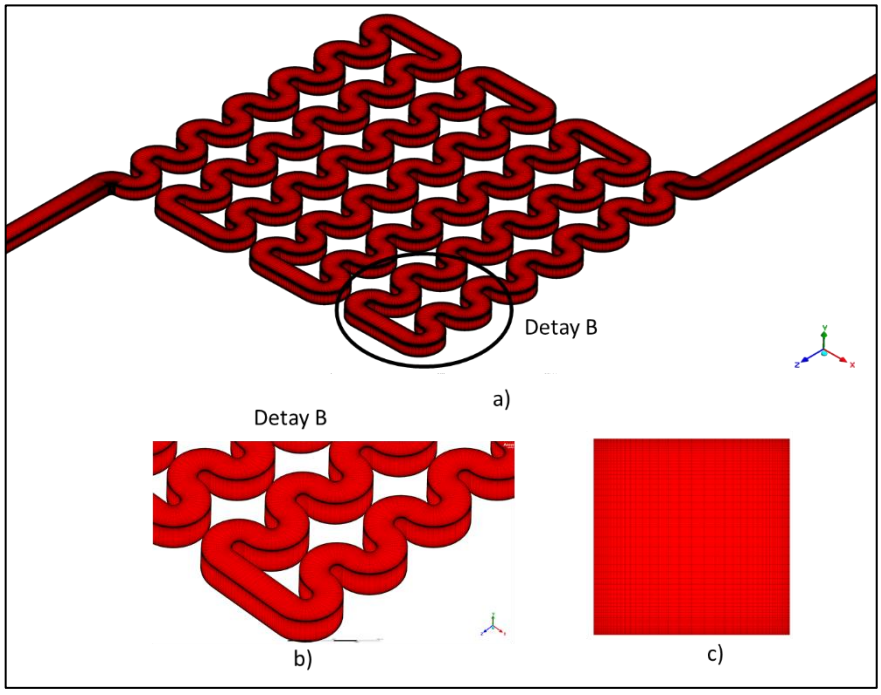
3.3. Hücre Yapısı

Mevcut sayısal çalışmada hücre yapısı olarak kullanılan altıgen yüzlü (hexahedral)hücre yapısı kullanılmıştır. Dalgalı serpantin mikrokanallı ısı değiştiricisinin hücre yapısı Şekil 3.4a'da gösterilmiştir. Altıgen yüzlü elemanlar, düzgün yüzeylere sahip ve geometriye

daha iyi uyan bir eleman tipidir. Bu elemanlar, daha yüksek hassasiyet ve daha iyi çözünürlük sağlamak için sayısal çözümde sıklıkla kullanılan bir seçenektir. Bu da daha doğru sonuçlar elde etmek için önemlidir. Şekil 3.4b'de dalgalı serpantin üzerinden alınan detay görüntü verilmiştir. Şekil 3.4b'de Detay B görünümü verilmiştir. Burada, dalgalı yapının elemanlarının eğri yüzeylerinde ve geçişlerinde nümerik hataları önlemek için eleman boyutlarının mümkün olduğunca benzer büyüklükte olmasına özen gösterilmiştir. Eğri yüzeylerde ve geçiş bölgelerinde eleman boyutlarının homojen olarak dağıtılması, akışın karmaşıklığını daha iyi yansıtan bir sayısal model oluşturmayı sağlar. Bu sayede, nümerik hataların etkisi minimize edilir ve daha güvenilir sonuçlar elde edilir.

Altıgen yüzlü elemanlar yüksek hücre kalite oranlarına sahiptir. Çalışmada kullanılan hücre maksimum çarpıklık değeri 0,04'tür.

Şekil 3.4c'de kanal girişinden hücre yapısı kesit görseli verilmiştir. Çalışmada sınır tabakayı çözebilmek için Y+=1 ilk hücre kalınlığı belirlenmiştir. Sınır tabakayı hassas çözebilmek için 1,1 büyüme oranı kullanılarak sınır tabaka elemanları oluşturulmuştur.



Şekil 3.3. a) Dalgalı serpantin mikrokanallı ısı değiştiricisi, b) Detay B, c) kanal giriş kesit hücre yapısı görseli

3.4. Akışkan Özellikleri ve Kullanılan Formülasyonlar

Nanoakışkanın ısıl özellikleri, özellikle ısıl iletkenlikleri, nanoakışkanların temel akışkanla karşılaştırıldığında önemli bir faktördür. Temel akışkanın türü, sıcaklık, nanoakışkan partiküllerinin türü, boyutu, şekli, hacimsel oranı, üretim yöntemi gibi parametreler, nanoakışkanların ısıl iletkenliğini etkileyebilir. Bu nedenle, nanoakışkanların ısıl iletkenlik değerlerinin doğru bir şekilde belirlenmesi nanoakışkanların ısı transferi uygulamalarında kullanılması için önemlidir.

Bunun yanı sıra, nanoakışkanların yoğunluk ve özgül ısı gibi diğer ısıl özellikleri de ısı transferi performansında etkileyici parametrelerdir. Bu özellikler, nanoakışkanların ısı taşıma kapasitesini ve ısıl enerji depolama kabiliyetini etkileyebilir. Genellikle nanoakışkanlar temel akışkan ile karşılaştırılarak ısıl özellikleri incelenir ve performansları değerlendirilir.

Nanoakışkanların ısıl özelliklerinin doğru bir şekilde belirlenmesi ve temel akışkanlarla karşılaştırılması, nanoakışkanların ısı transferi uygulamalarında etkin bir şekilde kullanılabilmesi için önemli bir adımdır. Çizelge 3.5'te mevcut çalışmalarda nanoakışkan için Al_2O_3 metal oksit parçacıklarının ve temel akışkan suyun fiziksel özellikleri verilmiştir.

Çizelge 3.5 Kullanılan malzeme ısıl özellikleri

Malzeme	Yoğunluk(kg/m^3)	Özgün Isı (J/kg·k)	Isıl İletkenlik Katsayısı (W/m·k)
Al_2O_3	3970	765	237
Su	997,98	4182	0,606

Al_2O_3-su nanoakışkanın yoğunluğunu (ρ) hesaplayabilmek için su ve Al_2O_3 nanopartiküllerinin hacimsel oranları dikkate alınır. Al_2O_3-su nanoakışkanın yoğunluğu şu şekilde hesaplanır (Pak ve Cho, 1998);

$$\rho_{na} = (1 - HYO)\rho_{su} + HYO.\rho_p \tag{3.36}$$

Burada, alt indis “na” nanoakışkanın, “su” suyun ve “p” ise partikülün fiziksel özelliklerini temsil etmektedir. HYO nanoakışkandaki Al_2O_3 nanopartikül hacimsel oranını ifade etmektedir. ρ_{su} suyun yoğunluğunu (kg/m^3), ρ_p ise Al_2O_3 nanopartikülün yoğunluğunu(kg/m^3) temsil etmektedir.

Nanoakışkanın dinamik viskozitesini (μ) hesaplamak için, suyun dinamik viskozitesi ve Al_2O_3 nanopartikülün boyutu ve konsantrasyonu dikkate alınır. Bu hesaplama genellikle deneysel veriler veya modifikasyonlu modeller kullanılarak yapılmıştır. μ (kg/m·s) aşağıdaki denklemle hesaplanmıştır (Pak ve Cho, 1998);

$$\mu_{na} = \mu_{su}(123\ HYO^2 + 7{,}3\ HYO + 1) \quad (3.37)$$

Burada, μ_{na} (kg/m·s) Al_2O_3-su nanoakışkanın ve μ_{su} suyun dinamik vizkozitesini göstermiştir.

Sabit basınçta özgül ısısı (C_p) hesaplamak için, su ve Al_2O_3 nanopartikülünün ısıl özellikleri dikkate alınır. İkinci akışın sıcaklığına ve basıncına bağlı olarak özgül ısı değerleri değişebilir. Zhou ve Ni (2008) yapmış olduğu deneysel çalışma ile C_p denklemini doğrulamıştır. C_p aşağıdaki denklemle hesaplanmıştır:

$$C_{p,na} = (1 - hyo).C_{p,su} + hyo.C_{p,p}\ , \quad (3.38)$$

Burada, $C_{p,na}$ Al_2O_3 nanoakışkanın, $C_{p,su}$ suyun ve $C_{p,p}$ nanopartikülün özgül ısısını göstermektedir. Isıl iletkenlik katsayısını (k) hesaplamak için, nanoakışkandaki Al_2O_3 nanopartiküllerinin ısıl iletkenlik değeri ve suyun ısıl iletkenlik değeri dikkate alınmıştır. Benzer şekilde, bu hesaplama genellikle deneysel veriler veya modifikasyonlu modeller kullanılarak yapılmıştır. k ısıl iletkenlik katsayısı aşağıdaki denklemle hesaplanmıştır:

$$k_{na} = k_{su}(4{,}97.HYO^2 + 2{,}72.HYO + 1)\ , \quad (3.39)$$

k_{na} Al_2O_3 nanoakışkanın ve k_{su} suyun ısıl iletkenlik sayısını göstermektedir.

Çalışmada ısı transferini iyileştirmek için Al_2O_3-su nanoakışkanı kullanılmıştır. Nanoakışkanın HYO (hacimsel yüzde oranı) %0-%5 değiştirilerek yedi farklı senaryo ele

alınmıştır. Akışkanın fiziksel özelliklerinin çalışma alanın da sıcaklıkla değişmediği kabul edilmiştir. Akışkanın fiziksel özellikleri kanal giriş sıcaklığı olan T_g = 21°C'de alınmıştır. Su ve Al_2O_3-su nanoakışkanın sayısal analizlerde kullanılan ısıl özellikleri (yoğunluk, özgül ısı, dinamik viskozite ve ısıl iletkenlik katsayısı) Çizelge 3.6'da verilmiştir. Nanoakışkanlar tek faz olarak kabul edilmiştir.

Çizelge 3.6 Su ve HYO %0-%5 Al_2O_3-su nanoakışkan ısıl özellikleri.

HYO	Yoğunluk (kg/m^3)	Dinamik Viskozite (kg/ms)	Özgül Isı (J/kg. k)	Isıl İletkenlik Katsayısı (W/m. k)
%0,0 (Su)	997,98	0,00097	4182	0,606
%0,1	1000,95	0,0009772	4178,58	0,608
%0,2	1003,92	0,0009846	4175,17	0,609
%0,4	1009,87	0,001	4168,33	0,613
%1,0	1027,70	0,0010527	4147,83	0,623
%2,0	1057,42	0,0011593	4113,66	0,640
%4,0	1116,86	0,0014441	4045,32	0,677
%5,0	1146,58	0,0016223	4011,15	0,696

Sayısal çözümleme sonuçlarından Reynolds sayısı (Re), Nusselt sayısı (Nu), fark basınç (ΔP) ve ısı transfer katsayısı (h) hesaplanmıştır. Bu hesaplamalar için belirli denklemler kullanılmıştır. Bunlar;

Taşınım ile oluşan ısı transferi;

$$Q_{taşınım} = h.A_s.(T_d - T_b) \tag{3.40}$$

$$h = \frac{-.k_{sıvı}(\frac{dT}{dy})_{y=0}}{(T_w - T_\infty)} \tag{3.41}$$

Burada $\dot{q}_{taşınım}$ ısı değiştiricisinin taşınım ısı transferi ile aktarılan enerji (W), h taşınım ısı transfer katsayısı (W/m^{2}K), $k_{sıvı}$ sıvı termal iletkenlik değerini, A_s kanalın ısıtılan yüzey

alanını, T_d duvar sıcaklığı, T_b ortalama akışkan sıcaklığı, $(\frac{dT}{dy})_{y=0}$ y-yönündeki sıcaklık gradientini gösterir.

Reynolds sayısı;

$$Re = \frac{\rho.W_g.D_h}{\mu} \tag{3.42}$$

Burada W akışkan hızını, D_h hidrolik çapı ve μ dinamik viskoziteyi göstermektedir.

Çalışma Reynolds sayısının (Re) 200 ≤ Re ≤ 2500 aralığındaki değerlerinde ve Al_2O_3 nanoakışkanın hacimsel yüzde oranının (HYO) %0 ≤ HYO ≤ %5 aralığında değişen değerlerinde olması durumlarında gerçekleştirilmiştir. Reynolds sayısının 10 farklı değerinde ve 7 farklı nanoakışkanın hacimsel konsantrasyonunda sayısal çalışma gerçekleştirilmiştir.

Ortalama akışkan sıcaklığı akışkanın kanala giriş ve çıkış sıcaklığının ortalamasıdır;

$$Tb = \frac{Tçıkış+Tgiriş}{2} \tag{3.43}$$

Sabit sıcaklık altındaki mikrokanallarda Nu deneysel olarak şu şekilde ifade edilmiştir;

$$Nu = (\frac{D_h}{\mathrm{k}}) \frac{\dot{m}.c_p(Tçıkış-Tg)}{(T_d-T_b)} \tag{3.44}$$

$\dot{m}$ akışkan kütlesel debisidir.

Sürtünme faktörü şu şekildedir;

$$f = -(\frac{D_h}{0.5\rho U^2}).\frac{\Delta p}{l} \tag{3.45}$$

Burada, f sürtünme katsayısı, Δp sistem fark basıncı ve l kanalın merkez çizgisi boyunca hesaplanmış toplam uzunluğudur.

Prandl sayısı hesaplanması;

$$Pr = \frac{v}{a} = \frac{\mu.c_p}{k_{sıvı}} \tag{3.46}$$

Burada v kinematik viskozite, a ısıl difüzyon katsayısıdır.

Böylece ısı değiştiricinin verimi sürtünme katsayısına, Reynolds sayısına ve Nusselt sayısına bağlıdır.

$$\varepsilon = \frac{Nu(Re,Pr)}{f(Re)} \tag{3.47}$$

Promvonge (2008), Kumar ve diğerleri (2016) mikro kanal ısı değiştiricilerinde performans faktörü hesaplamıştır;

$$\varepsilon = \frac{\left(\frac{Nu}{Nu_L}\right)}{\left(\frac{f}{f_L}\right)^{1/3}} \tag{3.48}$$

Nu_L ampirik Nusselt sayısı, f_L ampirik sürtünme faktörüdür.

Türbülanslı akış için Dittus–Boelter denklemi (Dittus,1930) ve (Tsai vd., 2000);

$$Nu_L = 0{,}023.Re^{0{,}8}.Pr^{0{,}4} \tag{3.49}$$

Prandtl sayısı, bir akışkanın viskozite ve ısı iletkenliği arasındaki ilişkiyi ifade eder.

f_L sürtünme katsayısı, Blasius denklemi kullanılarak hesaplanır. Blasius denklemi, düzgün akışa sahip bir laminar tabaka üzerindeki sürtünmeyi tanımlar. Bu denklem, akışkanın hız profili ve sürtünme kuvveti arasındaki ilişkiyi ifade eder. f_L sürtünme katsayısı, akışkanın Re ve Prandtl sayısı gibi parametrelerine bağlı olarak hesaplanır.

Bu bilgilere göre, Prandtl sayısı 0,6 ile 600 arasında geçerli olduğu sürece, f_L sürtünme katsayısı Blasius denklemi kullanılarak hesaplanabilir. Bu hesaplama, akışkanın laminar

akış koşullarında düzgün akışa sahip olduğunu varsayar. f_L sürtünme katsayısı Re<30000 için geçerli olan düzenlenmiş Blasius denklemi (Bhatti and Shah, 1987) ile hesaplanmaktadır;

$$f_L = 0{,}085.Re^{-0{,}25} \tag{3.50}$$

4. SONUÇLAR

4.1. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) Çözüm Yaklaşımı

Temel denklemleri ve türbülans denklemlerinin nümerik olarak çözümlenmesi için HAD paket programı olan ANSYS Fluent programı kullanılmıştır.

Nümerik çözüm algoritması olarak COUPLED metodu kullanılmıştır. COUPLED metodu, akış ve ısı transferi denklemlerinin birlikte çözülmesini sağlayan bir çözüm algoritmasıdır. Bu yöntem, akış ve ısı transferi arasındaki etkileşimleri daha iyi hesaplamaya olanak sağlar. Basınç, momentum, enerji ve türbülans denklemleri için ikinci dereceden diskritizasyon metodu kullanılmıştır. İkinci dereceden diskritizasyon metodu, denklemlerdeki türevleri daha yüksek doğrulukla hesaplamak için kullanılan bir sayısal yöntemdir.

Sayısal çözümün yakınsama kriteri enerji denklemi için 10^{-6} ve diğer denklemler için 10^{-3} olarak belirlenmiştir. Ayrıca ısı değiştiricisinin çıkış statik sıcaklığı ve giriş statik basınç değerlerinin iterasyondan bağımsız olması yakınsama kriteri olarak belirlenmiştir. Bu kriterler, çözümün istenen hassasiyet düzeyine ulaşmasını sağlamak için kullanılmıştır. Yakınsama kriterine ulaşıldığında sayısal çözüm işlemi sonlandırılmıştır. Bu parametreler sayısal çözümün doğruluğunu ve istenen hassasiyeti sağlamak amacıyla belirlenmiştir.

4.2. Sayısal Çalışmanın Doğrulanması

Mevcut çalışmada, literatürde (Spizzichino vd., 2020) bulunan deneysel çalışma sayısal olarak incelenmiştir. Spizzichino ve diğerleri (2020) tarafından gerçekleştirilen çalışmada farklı giriş Re değerlerinde farklı tip serpantin modelinde (düz, standart ve dalgalı) mikrokanallı ısı değiştiricisi geometrisi kullanılarak tek fazlı su ile çalışılmıştır. Bu çalışmadan elde edilen dalgalı serpantin yapıdaki mikrokanallı ısı değiştiricisi ısıl ve hidrodinamik performansı sayısal olarak incelenmiştir. Çalışmada, akışkan girişinde üniform olarak hız sınır şartı tanımlanmış, çıkış sınır şartı olarak atmosferik basınç (0 GPa) kabul edilmiş ve akışkanın geçtiği alt yüzeyde sabit sıcaklık duvar sınır şartı (50°C) belirlenmiştir. Ayrıca, ısı kaynağına temaslı olan duvar kalınlığı 12 mm olan alüminyum bir duvar tanımlanmış ve diğer duvarlar adyabatik olarak ele alınmıştır.

Yapılan çalışmada, sayısal sonuçların doğruluğu için iki adım takip edilmiştir. İlk adım, çözüm ağının doğruluğunu kontrol etmek için hücre sayısından bağımsızlaştırma çalışması yapılmıştır. İkinci adım ise sayısal çalışmanın doğruluğunu kontrol etmek için yapılmıştır. Bu adımda, literatürde bulunan (Spizzichino vd., 2020) deneysel sonuçları ile HAD analiz sonuçları arasındaki hata oranları incelenmiştir.

4.2.1. Hücre sayısından bağımsızlık çalışması

Hücre sayısının doğruluğunu kontrol etmek için hücre sayısından bağımsızlaştırma çalışması yapılmıştır. Bu çalışma, hücre eleman sayısının artırılmasıyla birlikte çözüm sonuçlarının istikrarlı bir şekilde değişip değişmediğini belirlemek amacıyla gerçekleştirilir.

Çalışmada, akışkan su, Re=2500 ve sınır şartları sabit tutulmuştur. Farklı hücre sayıları kullanılarak sayısal çözüm gerçekleştirilmiştir.

Daha sonra elde edilen çözüm sonuçları analiz edilerek, farklı hücre sayılarının çözüm sonuçları üzerindeki etkisi incelenmiştir. Hücre eleman sayısı arttıkça çözüm sonuçlarındaki değişimlerin azaldığı ve istikrarlı bir hal aldığı gözlemlenmiştir. Bu şekilde optimum hücre eleman sayısı belirlenmiş, sayısal çözümün doğruluğu ve istenen hassasiyet seviyesi sağlanmıştır.

Optimum hücre eleman sayısı, yeterli çözüm hassasiyetini sağlarken hesaplama süresini de etkili bir şekilde kontrol etmek amacıyla belirlenir. Optimum çözüm ağını belirlemek için 4 farklı çözüm hücre ağı oluşturulmuştur. Elde edilen hücre eleman sayıları 1,01, 5,2, 9 ve 13,8 milyon olarak HAD çözümleri incelenmiştir. Dört farklı eleman sayısına sahip hücre yapısı analizlerinin çıktısı olarak çıkış sıcaklığı ve toplam fark basınç verilmiştir. Çözüm ağlarına göre elde edilen sonuçlar Çizelge 4.1'de görüldüğü gibidir. Çizelge 4.1'de dört farklı sayısal ağ eleman sayısına göre fark basınç ve çıkış sıcaklığı sonuçları verilmiştir. Sonuçların değişim yüzdeleri %2'nin altına düşene kadar devam etmiştir.

Çizelge 4.1. Sayısal hücre eleman sayısından bağımsızlaştırma çalışması

Sayısal Ağ Eleman Sayısı (10^6)	Fark Basınç (Pa)	Hata Oranı (%)	Çıkış Sıcaklığı (°C)	Hata Oranı (%)
13,2	476169	0,68%	29,19	0,00%
9	479434,78	3,04%	29,19	0,00%
5,2	465286,44	6,03%	29,19	0,03%
1,01	438807		29,2	

Görüldüğü üzerine 9 milyon eleman sayısından sonra eleman sayısı arttıkça çıkış sıcaklığı için değişim miktarı %0,002 ve toplam fark basınç değişim miktarı %0,68 olarak hesaplanmıştır. Bu nedenle bu problem 9 milyon eleman sayısına sahip çözüm hücre yapısı ile farklı Re değerlerinde çözümler gerçekleştirilmiştir.

4.2.2. Sayısal çalışmanın doğrulanması

Bu çalışmada, Spizzichino ve diğerlerinin (2019) yaptığı doktora tezi çalışması kapsamında farklı Re değerlerinde akışkan olarak su kullanarak dalgalı ve düz serpantin mikrokanallı ısı değiştiricilerini ısıl ve hidrodinamik sonuçlarını deneysel olarak ele almıştır. Mevcut çalışmada aynı geometrik ölçüler ve sınır şartları deneysel çalışmadan referans alınarak sayısal model oluşturulmuştur. Bu çalışmanın amacı, literatüre katkı sağlaması için asıl yapılacak olan çalışmalar için deneysel çalışma ile sayısal çözüm metodunun doğrulanmasıdır.

Çizelge 4.2'de Spizzichino ve diğerlerinin (2019) yapmış olduğu doktora tez çalışmasında dalgalı serpantin mikrokanallı ısı değiştiricisinin Re=100-2500 aralığında dokuz farklı değer için deneysel Nusselt sayısı (Nu) ve sürtünme katsayısı deneysel sonuçları bulunmaktadır. Çalışma kapsamında Nu için deneysel hata oranları paylaşılmıştır.

Sayısal çözüm sonuçlarının deneysel sonuçlarla karşılaştırılması, doğrulama ve doğruluk analizi için önemli bir adımdır. Bu çalışmada, sayısal çözüm sonuçları ile deneysel sonuçlar arasındaki farkın belirlenmesi için nihai hata oranı hesaplanmıştır.

Nihai hata oranı, sayısal çözüm sonuçlarının deneysel sonuçlardan ne kadar farklı olduğunu ölçmek için kullanılan bir parametredir. Bu çalışmada sonuçların karşılaştırma yapılması için deneysel sonuçlar ile HAD analizleri sonucunda elde edilmiş sonuçların arasındaki hata oranı belirlenmiştir ve bu hat oranından deneysel hata analizi oranları elimine edilerek hata oranları değerlendirilmiştir.

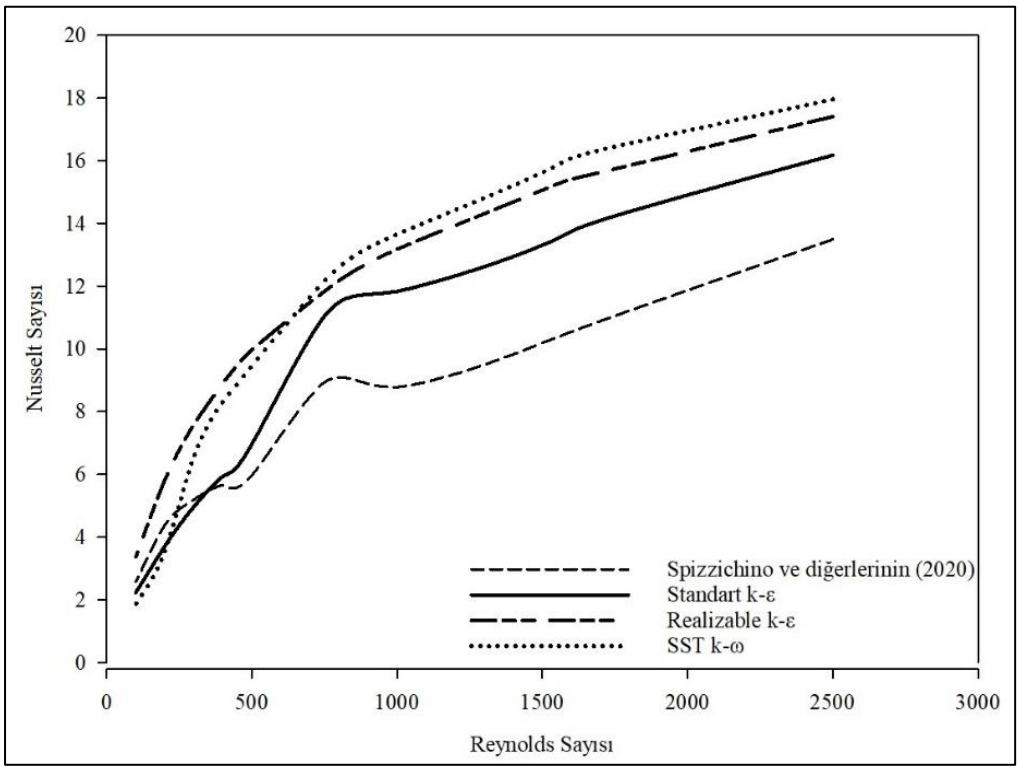
Çizelge 4.2. Nusselt sayısı, Nusselt deneysel hata oranları ve sürtünme katsayısı deneysel sonuçları (Spizzichino ve diğerleri, 2020).

Reynolds Sayısı	Deneysel Nusselt Sayısı	Deneysel Nusselt Hata Oranı (%)	Deneysel Sürtünme Katsayısı
2500	13,49	20,74%	-
1700	10,88	14,44%	0,57
1500	10,19	12,96%	0,58
1000	8,77	5,93%	0,59
750	8,94	5,50%	0,61
500	5,98	2,96%	0,66
400	5,65	2,96%	0,68
300	5,19	2,96%	0,73
200	4,39	2,96%	0,75
100	2,57	2,59%	1,02

Deneysel sonuçlar ile HAD analizleri sonuçlarını farklı türbülans modelleri kullanılarak türbülans modelinin etkileri göz önüne alınmıştır. Bu çalışmada kullanılan türbülans modelleri RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes) türbülans modelleridir. RANS, akışkanların türbülans etkilerini modellerken Re ortalaması alınarak yapılan bir yaklaşımdır. RANS modelleri, türbülansın zaman ortalaması yapılarak ortaya çıkan ortalama akış alanını tahmin etmeyi hedefler. Bu çalışmada RANS türbülans modelleri olarak Standart k-ε, Realizable k-ε ve SST k-ω modelleri kullanılmıştır.

Yapılan çalışmada, farklı türbülans modelleri kullanılarak HAD analizleri gerçekleştirilmiştir. Türbülans modellerine göre Nu değerinin Re göre değişim grafiği Şekil 4.1'de görüldüğü gibidir.

Üç türbülans modelinden elde edilmiş çözümlerin sonuçları deney sonuçlarına göre farklı Reynolds sayılarında incelenmiştir. Yapılan karşılaştırmalar sonucunda, standart k-ε türbülans modeli kullanıldığında en yüksek hata oranının Re=200'de %19,2 olduğu tespit edilmiştir. Çizelge 4.2'de Reynolds sayısı artıkça deneysel Nu hata oranı artığı görülmektedir. Deneysel Nu hata oranlarını elimine edilince, Reynolds sayısı arttıkça sayısal çözüm sonuçlarının deneysel sonuçlara daha yakın sonuçlar verdiği ve hata oranının azaldığı gözlenmiştir. Yani, daha yüksek Reynolds sayılarında sayısal çözümün doğruluğunun arttığı ve deneysel verilere daha yakın sonuçlar elde edildiği görülmüştür.



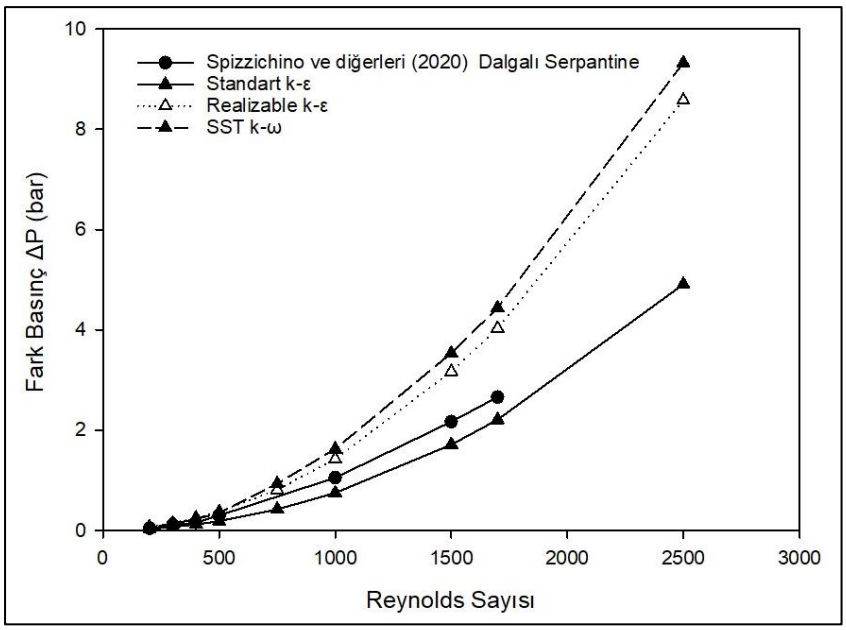
Şekil 4.1. Dalgalı serpantin mikrokanallı ısı değiştiricisinin deneysel ve HAD sonuçlarının ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi

Dalgalı serpantin mikrokanallı ısı değiştiricisi için farklı türbülans modelleri kullanılarak yapılan analizlerde elde edilen toplam fark basınç sonuçları, deneysel veriler ile karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırma, Reynolds sayısının değişimiyle ilgili bir analiz yapılarak Şekil 4.2'de grafiksel olarak gösterilmiştir.

Şekil 4.2'deki sonuçlara göre, Reynolds sayısı (Re) azaldıkça, deneysel ve sayısal çözüm sonuçları arasında toplam basınç değerlerinde yakın değerler elde edildiği tespit edilmiştir.

Ancak Re arttıkça, örneğin Re=1700 koşulunda, deneysel sonuca göre Standart k-ε türbülans modeli %16,9 oranında en az hata ile sonuçları hesaplamıştır.

Sonuçlar, standart k-ε türbülans modelinin diğer modellere kıyasla daha düşük hata oranlarıyla deneysel verilere daha yakın sonuçlar verdiğini göstermektedir. Yani, standart k-ε türbülans modeli, dalgalı serpantin mikrokanallı ısı değiştiricisi için en uygun türbülans modeli olarak belirlenmiştir.



Şekil 4.2. Dalgalı serpantin mikrokanallı ısı değiştiricisinde fark basıncın Reynolds sayısı ile değişimi

Gerçekleştirilen çalışmada, standart k-ε türbülans modeli kullanılarak yapılan sayısal çözümlerde elde edilen Nusselt sayısının ve fark basınç değerlerinin deneysel sonuçlarla uyumlu olduğu tespit edilmiştir. Bu durum, sayısal çalışmanın deneysel çalışma ile doğrulandığını göstermektedir.

4.3. Mevcut Çalışmaların Sonuçları

Mevcut çalışmalarda, literatüre katkı sağlamak amacı ile hücre sayısından bağımsızlaştırılmış hücre yapısı kullanılmıştır. Ayrıca, standart k-ε türbülans modeli ve uygun çözücü metotları kullanılmıştır.

Bu çalışmada, dalgalı serpantin mikrokanallı ısı değiştiricisinin sayısal olarak modellenmesi gerçekleştirilmiş ve soğutucu akışkan olarak Al_2O_3-su nanoakışkanı kullanılarak ısıl ve hidrodinamik performansı incelenmiştir. Bu çalışma, literatürde benzer çalışmalardan farklılık göstermektedir çünkü nanoakışkanın kullanımıyla ilgili detaylı bir analiz sunulmuştur.

Bu çalışmanın literatüre katkısı, dalgalı serpantin mikrokanallı ısı değiştiricisinde Al_2O_3-su nanoakışkanının kullanılmasının ısıl ve hidrodinamik performansa etkisini sayısal olarak ortaya koymasıdır. Bu şekilde, mevcut literatüre yeni bilgiler ve anlayışlar eklenmiştir. Nanoakışkanların kullanımının ısı transferi ve akış direnci üzerindeki etkileri daha ayrıntılı bir şekilde incelenerek, bu alanda yapılabilecek daha ileri çalışmalara zemin hazırlanmıştır.

4.3.1. Dalgalı mikrokanallı ısı değiştiricisi için elde edilen sayısal sonuçlar

Literatürde yapılan araştırmalar sonucunda görülmüştür ki (Hajialibabaei vd., 2022) ikinci akışların ısı transferini artırdığını göstermektedir. İkinci akışlar, özellikle mikrokanallarda, akışın dönüşlü hareketine neden olan ikinci akışları içerir. Bu ikinci akışlar, sıcaklık gradyantını ve ısıl sınırlayıcı tabakaların kaldırılmasına yardımcı olarak ısı transferini artırmıştır.

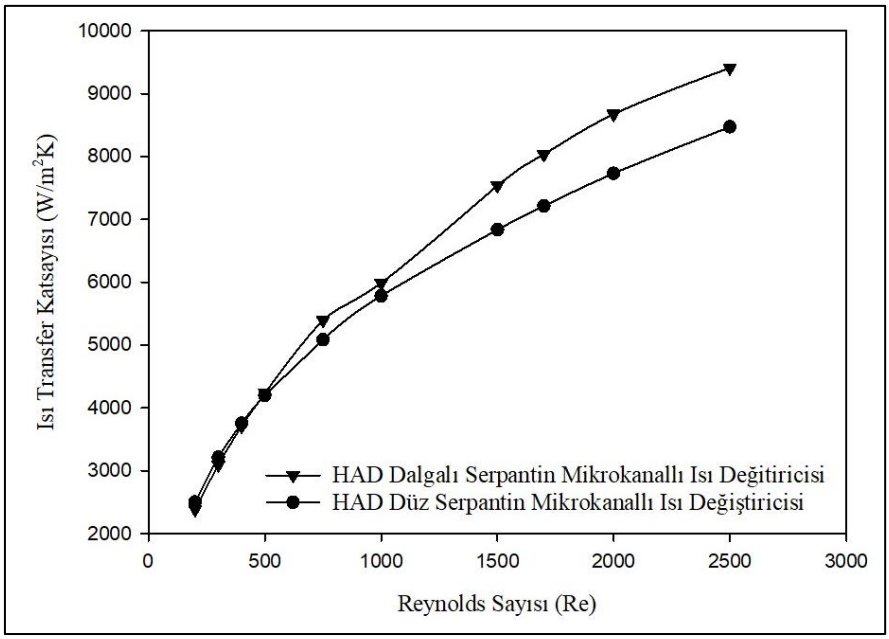
Mevcut çalışmada da ikinci akışların etkisini gözlemlemek ve doğrulamak için düz ve dalgalı serpantin mikrokanallı ısı değiştiricileri karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırma, ikinci akışların ısı transferine olan etkisini değerlendirmek amacı ile yapılmıştır. Düz serpantin mikrokanallı ısı değiştiricileri, akışın kanal içindeki karışım etkisini dalgalı serpantin yapıya göre daha az göstermektedir. Dalgalı serpantin yapının oluşturduğu dalga şekilleri ve dönme hareketleri, akışın hızlı karışmasını sağlar ve ikinci akışları oluşturarak ısı transferini artırır. Bu nedenle, dalgalı serpantin yapılar genellikle daha yüksek ısı transfer verimliliği sağlama potansiyeline sahiptir. Şekil 3.2'de dalgalı ve Şekil 3.3'te düz kanallı mikro kanallı ısı değiştiricisi tasarımı verilmiştir.

Dalgalı kanal yapısının türbülansı teşvik etmesi ve ikinci akışların oluşması gerçekten ısı transfer katsayısının artmasına katkıda bulunmuştur. Dalgalı serpantin, akışın yönlendirilmesi nedeniyle akışın türbülanslı hale gelmesini sağlar. Bu türbülanslı akış, sıcaklık farklarından kaynaklanan taşınım ile ısı transferini artırır.

Dalgalı kanal yapısındaki ikinci akışlar, akışa yüksek hız gradyantları ve dönme hareketleri ekler. Bu hareketler, sıvının ısı transfer yüzeyine daha fazla temas etmesini sağlar. Böylece, ısı transfer katsayısı artar. Ayrıca, ikinci akışlar, sıcaklık tabakalarını karıştırarak sıcak ve soğuk bölgeler arasındaki ısıl gradyantları azaltır. Bu da ısı transferini artırdığını göstermiştir.

Ek olarak, mevcut iki serpantin yapısı 21mm x 101mm Al plaka alanın üzerinde konumlandırılmıştır. Belirtilen kısıtlı alanda ısı transferi performansını artırmak için dalgalı serpantin yapısı kullanılmış ve ısı kaynağına olan temas alanı %19,1 oranında artmıştır.
Yapılan çalışmada düz ve dalgalı serpantin mikrokanallı ısı değiştiricileri ısıl ve hidrodinamik performansı sayısal incelenmişti. Literatürde bulunan deneysel çalışmada uygulanmış sınır şartları iki serpantin modeli sayısal modelinde de uygulanmıştır. İki farklı serpantine modeli için Reynolds sayısı (Re) 200 ile 2500 aralığında değişen 10 farklı değer için ısıl ve hidrodinamik karşılaştırılmıştır.

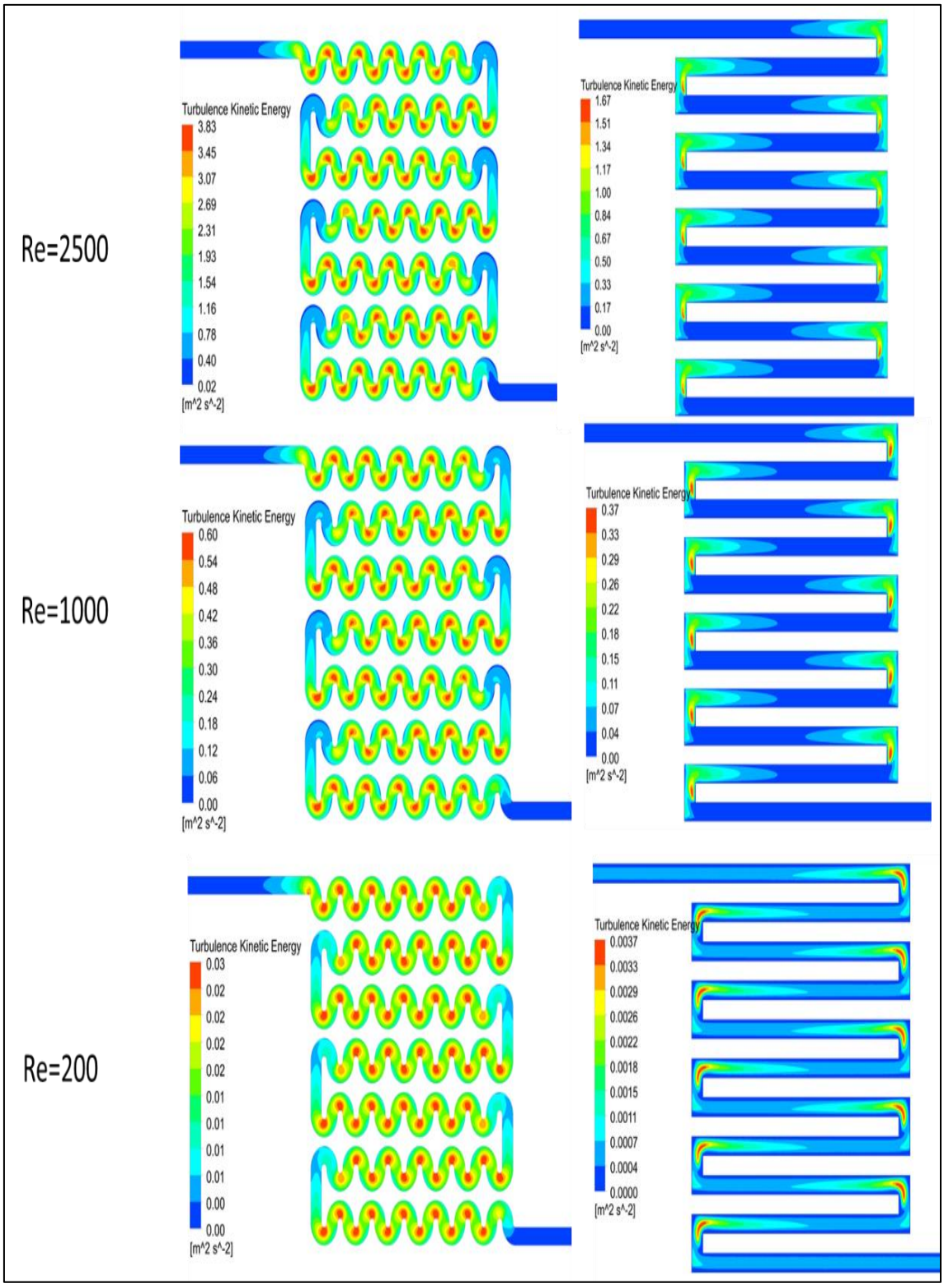
Şekil 4.3'te görüldüğü gibi, dalgalı kanal yapısının düz kanala göre ısı transferi üzerindeki etkisini görmek için ortalama ısı transferi katsayısının Re göre değişimini sonuçları değerlendirilmiştir. Grafikten görüldüğü üzere, Re arttıkça ısı transferi katsayısının artığı gözlemlenmiştir. Düşük Reynolds sayısında iki serpantin modeli de benzer ısı transfer katsayılarına sahip olduğu tespit edilmiştir. İki serpantin modelinde sabit Re koşulunda dalgalı serpantin mikrokanallı ısı değiştiricisinin düz serpantine göre ısı transfer katsayısının iyileşmiş olduğunu belirlenmiştir. Örneğin sabit Re=2500 koşulunda dalgalı serpantin kullanılarak ısı transfer katsayısı %11 oranında artığı görülmüştür. Bu da dalgalı kanal yapısının ısı transferini artıran bir etkisi olduğunu göstermektedir.



Şekil 4.3. Düz ve dalgalı serpantin mikrokanallı ısı değiştiricisinin HAD sonuçlarına göre ortalama ısı transfer katsayısı Re ilde değişimi

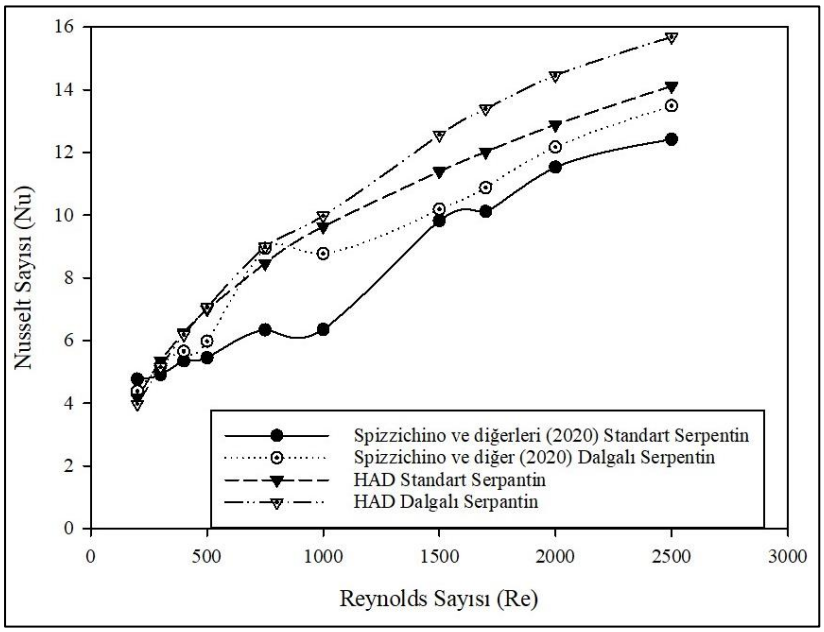
Şekil 4.4'te Re=2500,1000 ve200 koşulları için kanal boyunca türbülans kinetik enerjisi sonuçları paylaşılmıştır. Re=2500 koşullarında yapılan çalışmada elde edilen sonuçlar, dalgalı serpantin mikrokanallı ısı değiştiricisinin türbülans kinetik enerjisini düz serpantine göre artırdığını ve daha fazla enerjiye sahip ikinci akışların oluşmasına yol açtığını göstermektedir. Dalgalı kanal yapısının türbülansı teşvik etmesi, akışın daha karışık ve dönme hareketleri içeren bir yapıya sahip olmasını sağlar. Dalgalı serpantinde, dalga elemanlarının bölgeleri incelendiğinde en yüksek türbülans kinetik enerji değeri tespit edilmiştir. Öte yandan, düz serpantinde ise serpantin dönüş bölgelerinde en yüksek türbülans kinetik enerji değeri belirlenmiştir.

Dalgalı serpantinde, akışın dalgalanması ve yönlendirmesi nedeniyle türbülanslı enerji artmaktadır. Bu da türbülans kinetik enerjisinin yüksek olmasına ve daha fazla ikinci akış oluşmasına yol açar. İkinci akışlar, yüksek hız gradyantlarına ve dönme hareketlerine sahip olduğundan, ısı transfer katsayısının artmasına katkıda bulunur.



Şekil 4.4. Dalgalı ve düz serpantin mikrokanallı ısı değiştirici için türbülans kinetik enerji dağılımı

Mevcut çalışmada elde edilen sayısal sonuçlar, Spizzichino ve diğerlerinin (2020) deneysel çalışmasıyla karşılaştırılmıştır. Sayısal çalışmanın deneysel sonuçlarla uyumlu olduğu, görülmüştür. Dalgalı serpantine sahip mikrokanal ısı değiştiricisinin sabit Re değerinde düz serpantin mikrokanallı ısı değiştiricisine göre daha yüksek Nu değerine ulaştığı tespit edilmiştir. Şekil 4.5'te görüldüğü gibidir. Sonuçlara göre, Nusselt sayısı (Nu), ısı transfer katsayısı ile ilişkili olduğundan, dalgalı serpantin Nusselt sayısındaki artış oranının Reynolds sayısı arttıkça arttığı gözlemlenmiştir. Çalışmada elde edilen sonuçlara göre, dalgalı serpantin mikrokanal ısı değiştiricisinin düz serpantine göre Nusselt sayısında %11'lik bir artış sağladığı görülmüştür. Bu sonuçlar, dalgalı kanal yapısının ısı transferini iyileştirmedeki etkisini doğrulanmaktadır. Dalgalı serpantin mikrokanallı ısı değiştiricisinin daha verimli ısı transferine sahip olduğunu ve daha yüksek performans sağladığını göstermektedir.



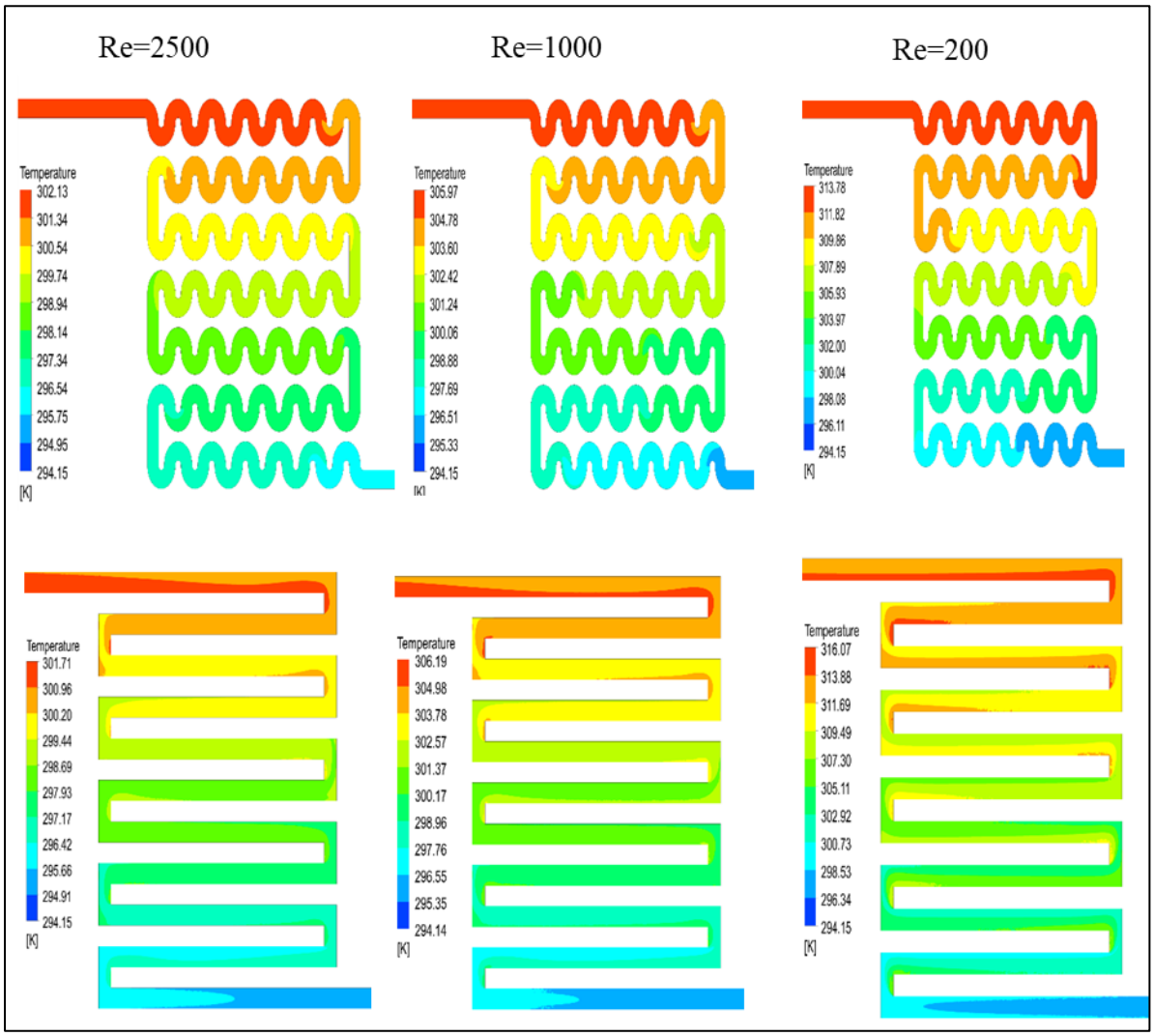
Şekil 4.5. Düz ve dalgalı serpantin mikrokanal ısı değiştiricilerinin deneysel çalışma ile karşılaştırılması

Şekil 4.6'da Re=2500, 1000 ve 200 için kanal boyunca sıcaklık dağılımları incelenmiştir. Gösterilen sonuçlara göre, düz serpantin yapısında sıcaklık dağılımında dönüş yerel bölgelerinde yüksek sıcaklık görülmüştür. Bunun nedeni, akışın dönüşlerde yoğunlaşması ve daha fazla ısıl direnç oluşmasıdır.

Öte yandan, dalgalı kanal yapısında türbülans yoğunluğuna bağlı olarak sıcaklık geçişlerinin daha homojen olduğu gözlemlenmiştir. Bu, dalgalı kanal yapısının daha fazla karışım ve türbülans etkisi sağlamasıyla ilişkilendirilebilir. Sıcaklık dağılımının homojenleşmesi, daha iyi bir ısı transferi sağlanmasına katkıda bulunabilir.

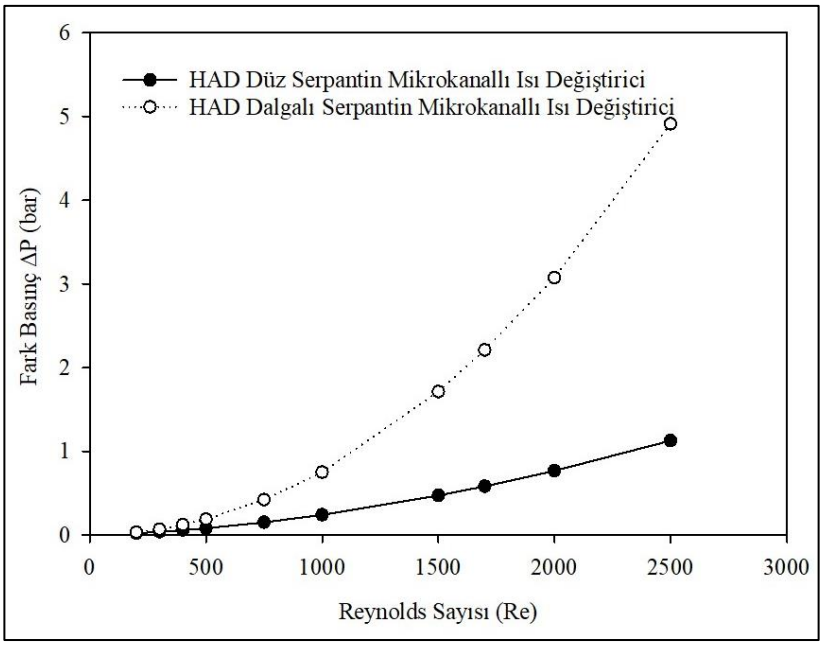
Ayrıca, Re artmasıyla birlikte her iki kanal yapısında da akışkan çıkış sıcaklığının düştüğü gözlemlenmiştir. Bu durum, artan akış hızının daha etkin bir ısı transferi sağlaması ve akışkanın daha fazla enerji kaybetmesiyle açıklanabilir. Dolayısıyla, yüksek Re daha verimli bir ısı transferine ve daha düşük çıkış sıcaklıklarına yol açmıştır.

Bu bulgular, dalgalı kanal yapısının sıcaklık dağılımının homojenleşmesi ve daha etkili bir ısı transferi sağlaması açısından avantajlı olduğunu ve yüksek Reynolds sayılarının daha düşük çıkış sıcaklıklarına yol açabileceğini göstermiştir.



Şekil 4.6. Dalgalı ve düz serpantin mikrokanal ısı değiştirici kanal boyunca sıcaklık dağılımı

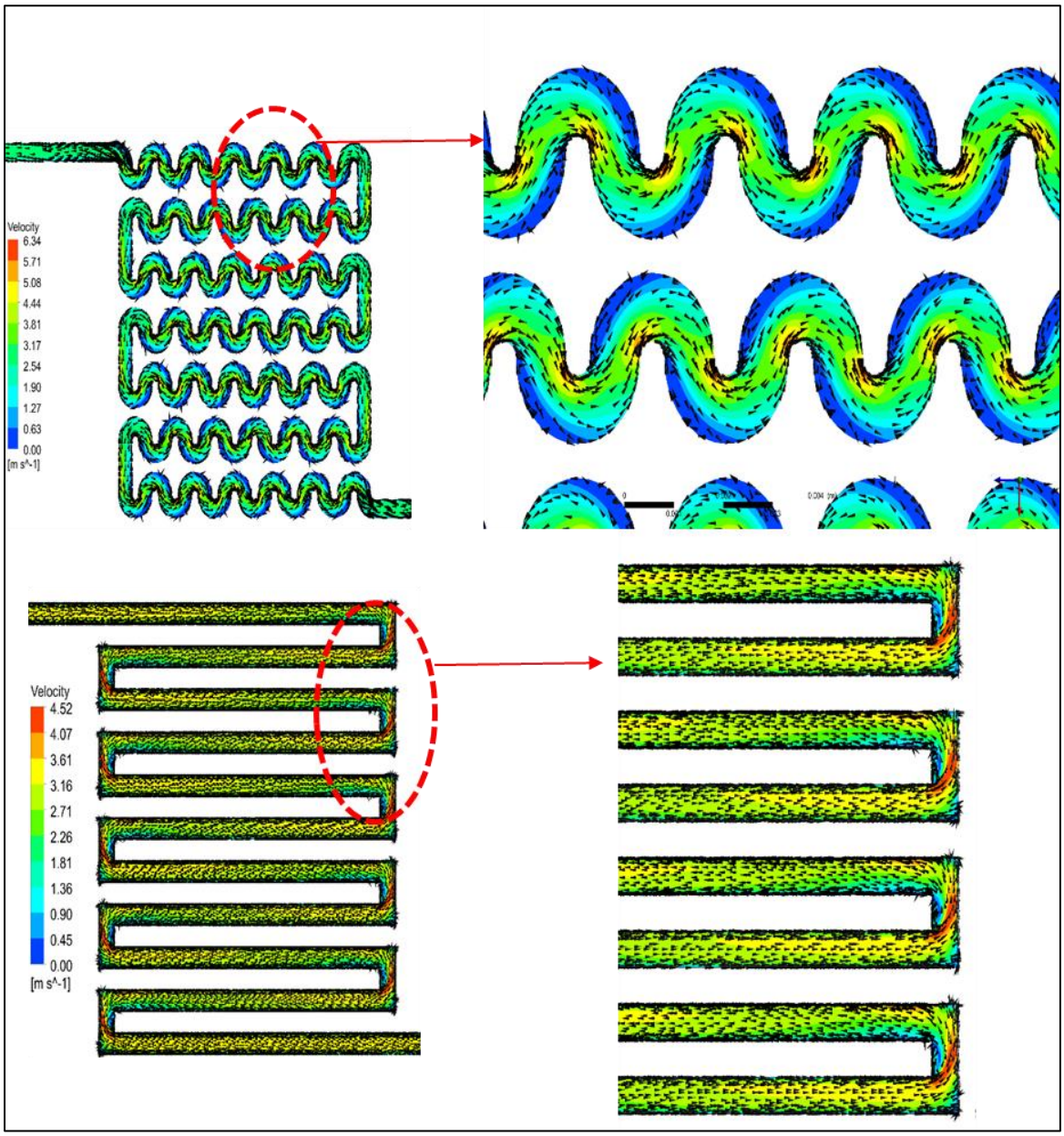
Şekil 4.7'de iki kanal yapısına sahip ısı değiştiricilerin toplam basınç kaybı incelenmiştir. Gözlemlere göre, düşük Re değerlerinde iki kanal yapısı arasındaki toplam basınç kaybının benzer olduğu ve Re artmasıyla birlikte bu basınç farkının arttığı gözlenmiştir. Elde edilen sonuçlar, yüksek Re değerlerinde dalgalı kanal yapısının düz kanala göre daha yüksek bir toplam basınç kaybına sahip olduğunu göstermiştir. Örneğin dalgalı serpantin mikrokanallı ısı değiştiricisi kullanıldığında Re=2500 sabit koşulunda fark basınç düz serpantine göre %335 artmıştır. Bu durum, dalgalı kanal yapısının daha fazla akış direncine ve enerji kaybına yol açtığını göstermektedir.



Şekil 4.7. Dalgalı ve düz serpantin mikrokanal ısı değiştiricisinin HAD analiz sonucunda toplam fark basınç Re ile değişimi

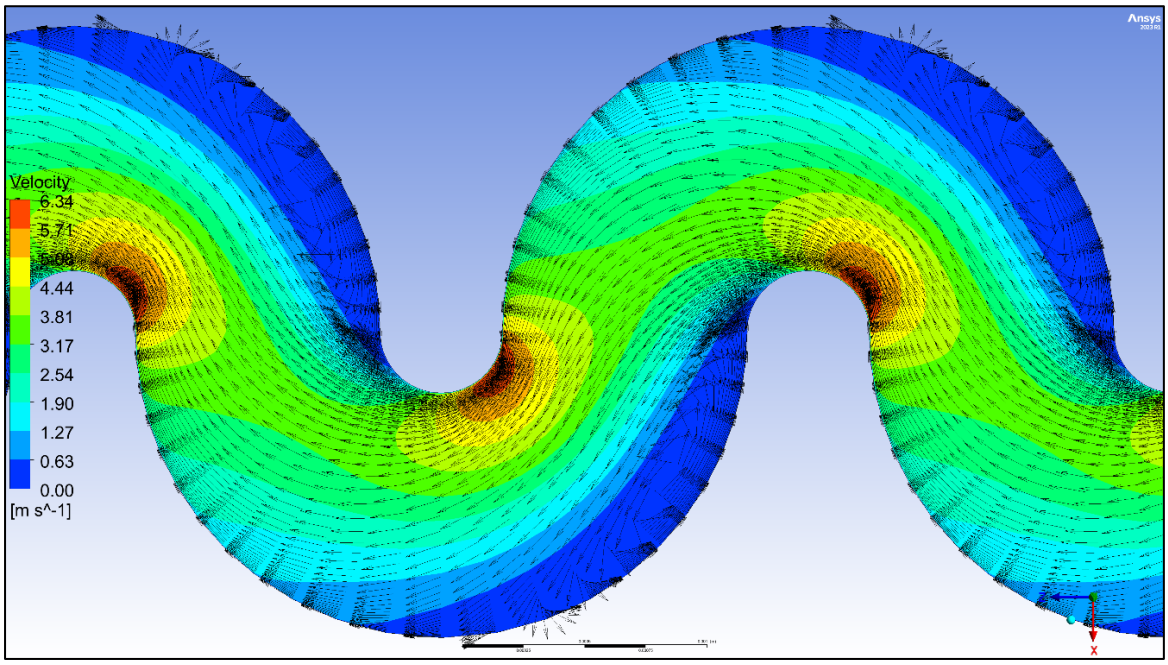
Şekil 4.8'de kanal içindeki akışın hız vektör dağılımları incelenmiştir. Dalgalı serpantinde, ikincil akışların ve türbülans yoğunluğunun arttığı görülmüştür. Bu durum, dalgalı serpantinin akışkanın hareketini karmaşıklaştırması ve ikincil akışların oluşmasına neden olmasıyla açıklanmıştır. İkincil akışlar, akışkanın daha homojen bir şekilde karışmasını sağlayarak ısı transferini artırır. Ayrıca, türbülans yoğunluğunun artması da sıcaklık dağılımının daha homojen olmasına katkıda bulunur. Sonuç olarak, dalgalı yapıdaki kanallar, akışkanın daha etkin bir şekilde karışmasını ve daha iyi bir ısı transferi sağlamasını sağlamıştır.

Ayrıca, dalgalı serpantinde türbülans yoğunluğunun artması, akışkanın daha fazla enerji taşımasına ve akışkanın sınır tabakalarının daha etkin bir şekilde karışmasına yardımcı olmuştur. Bu da ısı transferinin daha verimli bir şekilde gerçekleşmesini sağlamıştır. Düz serpantinde ise ikinci akışlar ve türbülans yoğunluğu daha az olduğundan, sıcaklık dağılımı daha düzensiz olmuştur. Dalgalı yapıdaki kanalın ikinci akışları ve türbülans yoğunluğunu artırması, sıcaklık geçişlerinin daha homojen olmasını sağlayarak, daha istikrarlı bir sıcaklık dağılımı elde edilmesine katkıda bulunur.



Şekil 4.8. Re=2500 için dalgalı ve düz serpantin mikrokanal ısı değiştiricisi için hız dağımı

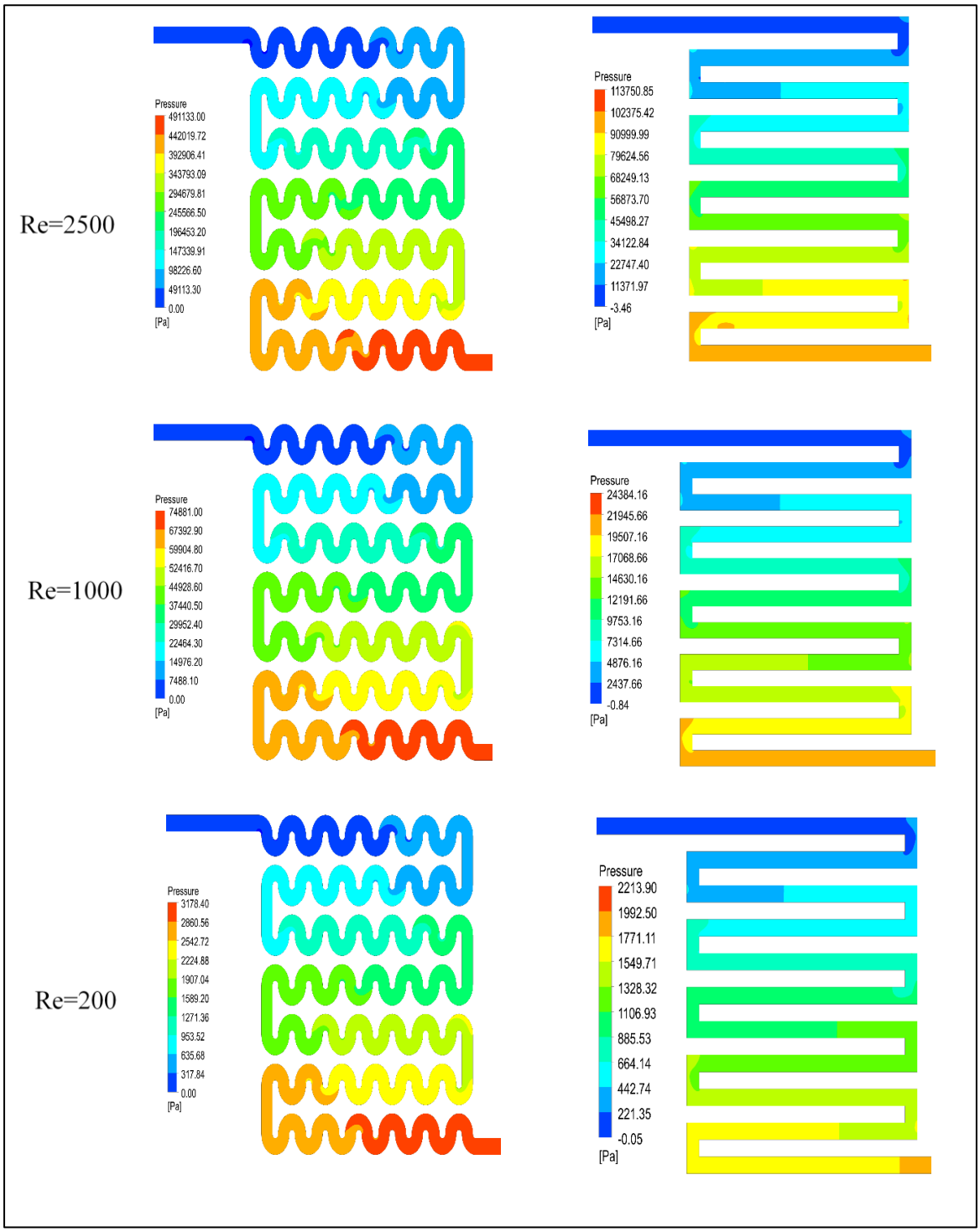
Şekil 4.9'da kanal içinde oluşan girdap bölgeleri görülmektedir. Bu girdaplar, akışkanın daha fazla karışmasını sağlayarak ısı transferine olumlu bir katkıda bulunur. Girdap bölgeleri, akışkanın sıcak ve soğuk bölgeleri arasında daha etkili bir şekilde taşınmasını sağlar ve böylece daha verimli bir ısı transferi gerçekleşir. Bu nedenle, dalgalı yapıdaki kanallarda oluşan girdap bölgeleri, ısı değiştiricinin performansını artırabilir.



Şekil 4.9. Re=2500 için dalgalı kanal içindeki hız dağılımı

Şekil 4.10'da üç farklı Reynolds sayısı (Re=2500, 1000 ve 200) için basınç dağılımlarının karşılaştırması yapılmıştır. Dalgalı kanal yapısında, ikinci akışlar ve türbülans yoğunluğunun etkisiyle akış dirençleri düz kanala göre daha yüksek olmuştur. Bu durum, dalgalı serpantinin toplam basınç kaybını artırdığını göstermektedir. Ayrıca, Reynolds sayısı arttıkça toplam basınç kaybının da arttığı gözlenmiştir. Yani, akışkanın hızı arttıkça basınç kaybı da artmaktadır. Bu sonuçlar, dalgalı yapıdaki kanalların daha fazla enerji kaybına neden olduğunu ve düz kanala göre daha yüksek bir akış direncine sahip olduğunu göstermektedir.

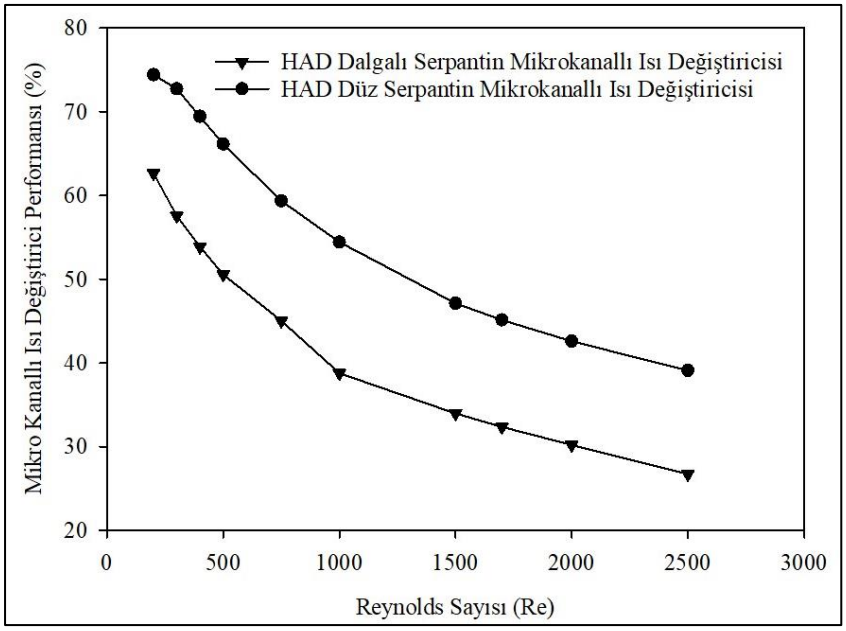
Ayrıca, düşük Reynolds sayısı değerlerinde dalgalı kanal ve düz kanal arasındaki basınç farkının nispeten benzer olduğu görülmektedir. Şekil 4.7'de görüldüğü gibi. Ancak Reynolds sayısının artmasıyla birlikte, dalgalı kanal yapısının daha yüksek bir basınç farkına sahip olduğu gözlenmektedir. Bu durum, türbülans ve ikinci akışların etkisiyle dalgalı kanalın daha fazla basınç kaybına neden olduğunu göstermektedir. Yani, dalgalı serpantin, yüksek Reynolds sayılarında daha fazla enerji kaybına yol açmaktadır.



Şekil 4.10. Dalgalı ve düz serpantin mikrokanal ısı değiştiricisinin basınç dağılımı

Şekil 4.11'de gerçekleştirilen çözümler sonucunda Denklem 3.21'e göre ısı değiştirici performans faktörü hesaplanmıştır. Bu sonuçlar, dalgalı serpantinin ısı transferi katsayısı artırmasına rağmen, ısı transferi artış oranının toplam basınç artış oranından daha düşük olduğunu göstermiştir. Bu durumda, ısı değiştirici performans oranı düz kanalın altında kalmıştır. Bu durum, dalgalı kanalın daha yüksek ısı transferi sağlamasına rağmen, daha

fazla enerji tüketimine ve basınç kaybına yol açtığını göstermiştir. Reynolds sayısının düşmesiyle birlikte performans faktör eğrisindeki değerlerin birbirine yakınlaşması, düşük Reynolds sayılarında dalgalı ve düz kanal yapılarının benzer performansa sahip olduğunu göstermektedir. Örneğin Re=200 sabit koşulunda dalgalı serpantinin ısı değiştiricisi performans faktör oranı düz serpantine göre %18 daha az iken, Re=2500'de %46 daha az olduğu tespit edilmiştir. Bu bilgi, düşük akış hızları veya ölçeklendirilmiş sistemler gibi durumlarda tercih edilen kanal yapısını belirlemek açısından önemli olabilir.



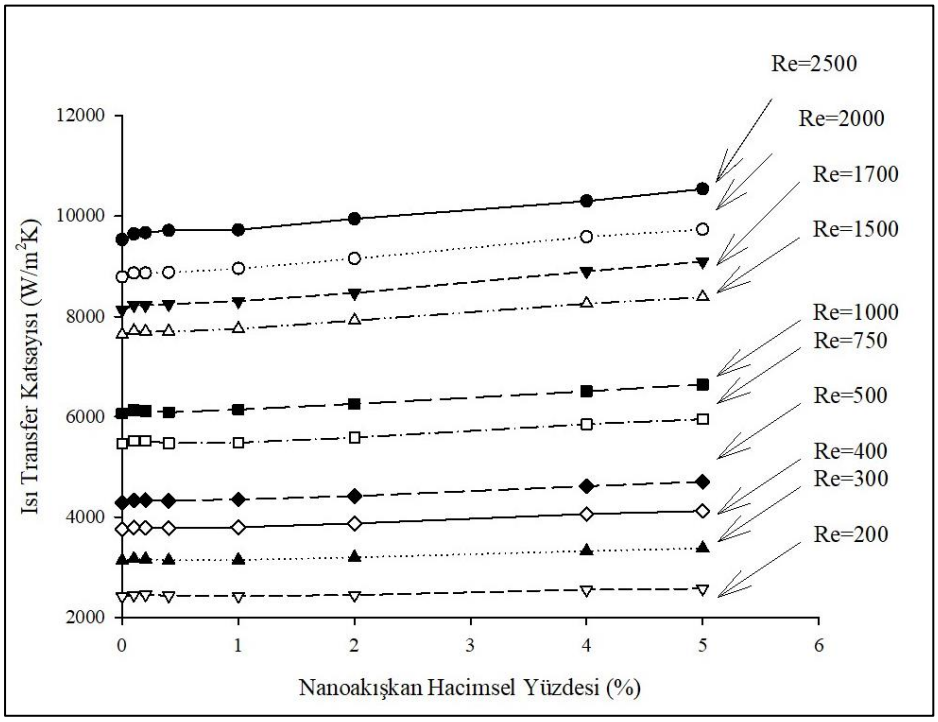
Şekil 4.11. Dalgalı ve düz serpantin mikrokanal ısı değiştiricisi performans faktör yüzdesi

4.3.2. Al_2O_3-su nanoakışkan kullanılan dalgalı serpantin mikrokanallı ısı değiştiricisi için elde edilen sayısal sonuçlar

Nanoakışkanların ısıl özelliklerini tasarlayabildiğimiz ve ısı transferi problemlerinde belirgin bir iyileşme sağladığı için literatürde yaygın olarak araştırılmaktadır. Mevcut çalışmada, ısı transfer performansının arttığı tespit edilen dalgalı serpantin mikrokanallı ısı değiştiricisinde Al_2O_3-su nanoakışkanın ısıl ve hidrodinamik performansını sayısal olarak incelenmiştir. Al_2O_3-su nanoakışkanı, yedi farklı hacimsel yüzde oranında (HYO %0,1, 0,20, 0,4, 1, 2, 4 ve 5) kullanılarak HAD analizleri gerçekleştirilmiştir.

Farklı hacimsel yüzde oranlarına sahip nanoakışkanın farklı Reynolds sayılarında ısıl performansı incelenmiştir. Şekil 4.12'de sunulan sonuçlara göre, Al_2O_3-su nanoakışkan

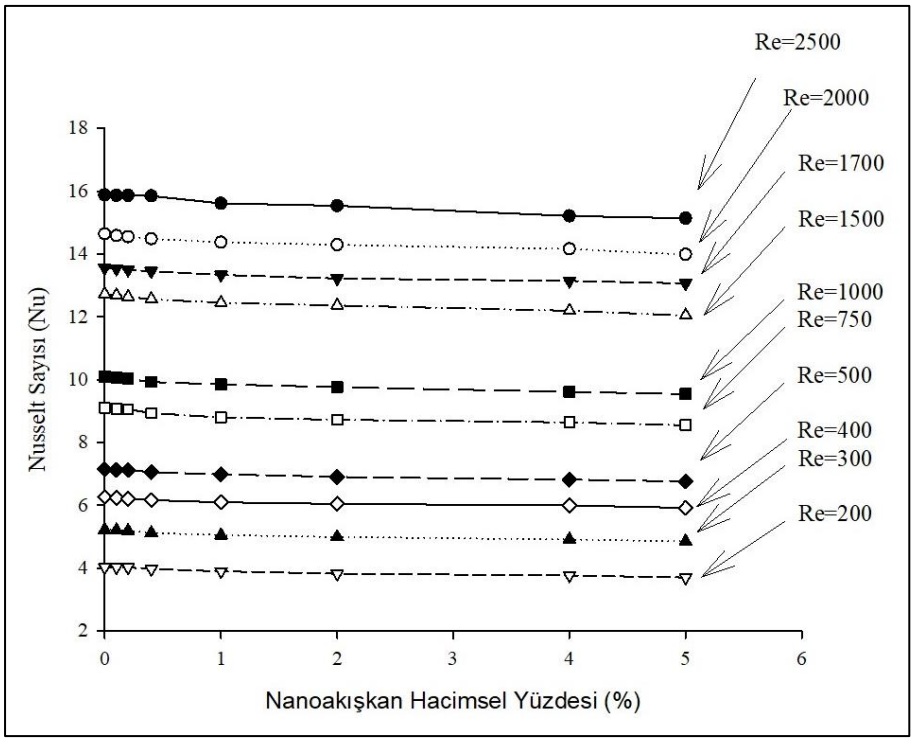
hacimsel yüzde oranının artması ile ısı transfer katsayısının arttığı gözlenmiştir. Ayrıca, Reynolds sayısının artması ile ısı transfer katsayısının da arttığı tespit edilmiştir. Yani, daha yüksek akış hızları ve türbülans yoğunluğu, ısı transferini daha etkin hale getirmiştir. Su ve Al_2O_3-su nanoakışkanının karşılaştırması yapılmış ve belirli koşullar altında elde edilen sonuçlar raporlanmıştır. Re=2500 koşullarında, Al_2O_3-su nanoakışkanının %4 ve %5 hacimsel oranı kullanılarak gerçekleştirilen dalgalı mikrokanallı çözümünde ısı transferinde %8,1 ve %11'lik bir iyileşme tespit edilmiştir. Re=200 koşullarında, Al_2O_3-su nanoakışkanının %4 ve %5 hacimsel oranı kullanılarak gerçekleştirilen dalgalı mikrokanallı çözümünde ısı transferinde %21,7 ve %23,8'lik bir iyileşme tespit edilmiştir.



Şekil 4.12. Dalgalı serpantin mikrokanallı ısı değiştiricisinde Al_2O_3-su nanoakışkan hacimsel yüzde oranın ısı transfer katsayısına olan etkisi

Şekil 4.13'te Nusselt sayısı (Nu) HYO değişimi incelenmiştir. Şekil 4.13'teki sonuçlara göre Al_2O_3-su nanoakışkan kullanılarak gerçekleştirilen analizlerde, nanoakışkan hacimsel yüzdesi arttıkça Nu değerinin azaldığı gözlenmiştir. Bu durumun sebebi, Çizelge 3.1'de belirtilen nanoakışkanın fiziksel özelliklerine dayanmaktadır. Nanoakışkanın ısıl iletkenlik katsayısı artış oranı, ısı transfer katsayısındaki artış oranından daha yüksek olduğundan, nanoakışkan hacimsel yüzdesi arttıkça Nu azalmaktadır. Al_2O_3-su nanoakışkan ısıl iletkenlik katsayısı suya göre %14,1 artmışken, ısı transfer katsayısı %6,6 oranında artmıştır. Bu nedenle Nusselt sayısının azaldığı görülmüştür.

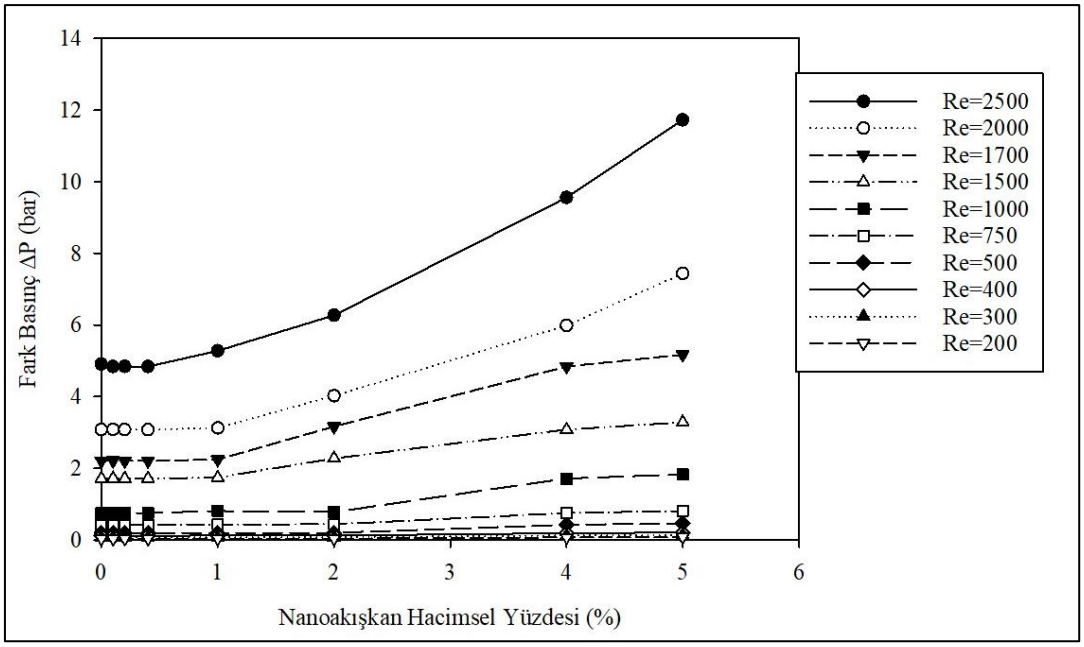
Nanoakışkan kullanılan analizlerde ayrıca Reynolds sayısının da Nusselt sayısı üzerinde etkisi gözlenmiştir. Reynolds sayısı arttıkça Nusselt sayısı da artmaktadır. Bu durum, akışkanın hızının artmasıyla birlikte taşınan ısı miktarının da artmasını göstermektedir. Yani, daha yüksek Reynolds sayıları, akışkanın ısı transferine daha fazla katkıda bulunmasını sağlamaktadır. Al_2O_3-su nanoakışkan HYO %5'te Re=2500'deki Nusselt sayısı Re=200'e göre %309 oranında artmıştır.



Şekil 4.13. Dalgalı serpantin mikrokanallı ısı değiştiricisinde Al_2O_3-su nanoakışkan hacimsel yüzdesinin Nusselt sayısına olan etkisi

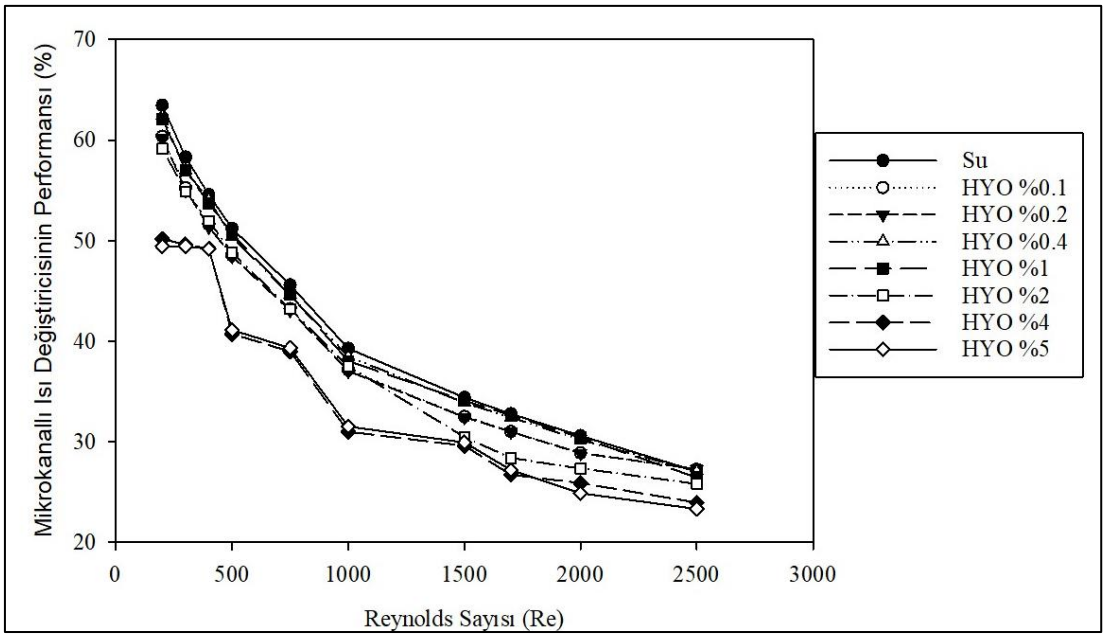
Al_2O_3-su nanoakışkanının hacimsel yüzde değerine bağlı olarak toplam fark basınç incelenmiştir ve sonuçlar Şekil 4.14'te gösterilmiştir. Literatürde bulunan çalışmalarda (Namburu vd.,2009) yaptıkları çalışmada nanoakışkan HYO artıkça fark basıncın artığını tespit etmiştir. Al_2O_3-su nanoakışkanın hacimsel yüzdesi arttıkça toplam basınç kaybı da artmıştır. Sabit Re=2500 koşulunda toplam basınç kaybı suya göre %138,8 artmıştır. Bu durum, nanoakışkanın viskozitesinin artması ve akışkanın içindeki parçacıkların sürtünme etkisini artırmasıyla ilişkilidir. Al_2O_3-su nanoakışkan hacimsel yüzdesi arttıkça akışkanın akış direnci de artar ve buna bağlı olarak toplam basınç kaybı artar.

Ayrıca, Reynolds sayısı arttıkça fark basınç da artmıştır. Reynolds sayısının artması, akışkanın hızının artması anlamına gelir ve bu da akışın kinetik enerjisinin artmasına yol açar. Bu da akışkanın sürtünme etkisini artırır ve dolayısıyla toplam basınç kaybını artırır. Uygulama boyutunda 2 bar ve üstündeki basınç kaybı uygulama için mümkün olmayacağı düşünülmektedir. Re=1500 ve altındaki akış rejimlerde uygulama için alternatif olacaktır.



Şekil 4.14. Dalgalı serpantin mikrokanallı ısı değiştiricisinde Al_2O_3-su nanoakışkan hacimsel yüzdesinin fark basınca olan etkisi

Şekil 4.15'te yapılan analizler sonucunda Al_2O_3-su nanoakışkanı ile çalışılan dalgalı serpantin mikrokanallı ısı değiştiricisinin performans faktörü hesaplanmıştır. Bu analizde, Reynolds sayısının artmasıyla birlikte hızın arttığı ve buna bağlı olarak basınç kaybının da arttığı gözlenmiştir. Ancak, basınç kaybının ısı transferi artışından daha fazla olduğu için ısı değiştirici performans faktörü azalmıştır.



Şekil 4.15. Dalgalı serpantin mikrokanallı ısı değiştiricisinde Al_2O_3-su nanoakışkan hacimsel yüzdesinin performans faktörüne olan etkisi

Al_2O_3-su nanoakışkanının hacimsel yüzde oranıyla ilgili olarak, %2'ye kadar olan oranlarda suya benzer performans faktör eğrisi elde edilmiştir. Bu da Al_2O_3-su nanoakışkan HYO %0,1, 0,2, 0,4, 1 ve 2 değerine kadar olan Nu değerinin artış oranı ile sürtünme katsayısı artış oranının yakın değerler olduğu belirlenmiştir. Ancak %4 ve daha yüksek hacimsel oranlarda, ısı değiştirici performans faktörünün düştüğü tespit edilmiştir. Bu durum, nanoakışkanın fazla miktarda katı partikül içermesi nedeniyle akışkanın hidrodinamik özelliklerini olumsuz yönde etkilemesinden kaynaklanabilir.

5. SONUÇ VE TARTIŞMA

Bu çalışmada dalgalı serpantin mikrokanallı ısı değiştiricileri için ısıl ve hidrodinamik performansı türbülanslı akış şartlarında sayısal olarak incelenmiştir. Çalışmada, akışkan olarak su ve Al_2O_3-su nanoakışkanı kullanılmıştır. Çalışma Reynolds sayısının (Re) $200 \leq Re \leq 2500$ aralığındaki değerlerinde ve Al_2O_3 nanoakışkanın hacimsel yüzde oranının (HYO) $\%0 \leq HYO \leq \%5$ aralığında değişen değerlerinde olması durumlarında gerçekleştirilmiştir. Reynolds sayısının 10 farklı değerinde ve 7 farklı nanoakışkanın hacimsel konsantrasyonunda sayısal çalışma gerçekleştirilmiştir. Isıl sınır şartı olarak kanalın alt yüzeyine sabit sıcaklık sınır şartı T_s=50°C, diğer yüzeylerine ise yalıtım sınır şartı uygulanmıştır. Sonuçlar göstermiştir ki; Dalgalı serpantinin düz serpantine göre ısı kaynağına olan temas yüzey alanının artmasından ve geometrik etkisinden dolayı ısı transfer performansının arttığı tespit edilmiştir ve akışkanın sıcaklık dağılımının homojen olduğu gözlemlenmiştir.

Bu sayısal çalışmada, Re=2500 koşullarında akışkanın su olarak gerçekleştirilen dalgalı serpantin mikrokanallı ısı değiştiricisinin, düz serpantin mikrokanallı ısı değiştiricisine göre daha yüksek bir ısı transfer katsayısı ve Nusselt sayısı sağladığı tespit edilmiştir. Çalışmada elde edilen sonuçlara göre, dalgalı serpantin mikrokanallı ısı değiştiricisinin Re=2500 koşulunda Nusselt sayısında düz serpantine göre %11,1'lik bir artış sağladığı görülmüştür. Bu da dalgalı serpantinin ısı transferinde daha etkili olduğunu göstermektedir. Ayrıca, Reynolds sayısı arttıkça Nusselt sayısındaki artış oranının da arttığı belirlenmiştir. Dalgalı serpantinin düz serpantine göre basınç farkı üzerinde yapılan değerlendirmelerde Re=2500 koşulunda %335'lük bir artış tespit edilmiştir.

Ek olarak çalışmada, dalgalı serpantin mikrokanallı ısı değiştiricisinin su ve Al_2O_3-su nanoakışkanının karşılaştırması yapılmış ve belirli koşullar altında elde edilen sonuçlar raporlanmıştır. Re=2500 koşullarında, Al_2O_3-su nanoakışkanının %4 ve %5 hacimsel oranı kullanılarak gerçekleştirilen dalgalı mikrokanallı çözümünde ısı transferinde %8,1 ve %11'lik bir iyileşme tespit edilmiştir. Re=200 koşullarında, Al_2O_3-su nanoakışkanının %4 ve %5 hacimsel oranı kullanılarak gerçekleştirilen dalgalı mikrokanallı çözümünde ısı transferinde %21,7 ve %23,8'lik bir iyileşme tespit edilmiştir. Sabit Re=2500 koşulunda toplam basınç kaybı %238,8 artmıştır. Al_2O_3-su nanoakışkanın etkisiyle sürtünme katsayısında önemli bir değişim gözlenmemiştir.

Bu sonuçlar, Al_2O_3-su nanoakışkanının ısı transferi yeteneklerini artırdığını ve su akışkanına kıyasla daha iyi bir performans sergilediğini göstermektedir. Bu bulgular, Al_2O_3-su nanoakışkanının ısı değiştirici uygulamalarda potansiyel olarak etkili bir alternatif olabileceğini düşündürmektedir. Isı değiştirici performansı, ısı transferi, basınç kaybı ve enerji verimliliği gibi faktörlere bağlı olarak değerlendirilmiştir.

Sonuç olarak, ısı değiştirici performansı, serpantin yapısı, Reynolds sayısı ve akış koşulları gibi faktörlere bağlı olarak değişebilmiştir. Al_2O_3-su nanoakışkanının hacimsel yüzde değeri ve Reynolds sayısı, toplam fark basınç üzerinde etkili faktörlerdir. Al_2O_3-su nanoakışkanın kullanımıyla ısı transferi katsayısının arttığını ve bunun yanı sıra, Reynolds sayılarının artıkça ısı transferini artırdığı belirlenmiştir. Bu bilgiler, nanoakışkan tabanlı ısı değiştiricilerin tasarımında ve performans optimizasyonunda dikkate alınması gereken önemli parametrelerdir. Isı değiştiricisi performansı ele alındığında, nanoakışkan ya da dalgalı serpantin ile gerçekleştirilen çözümlerde fark basınç artış oranının ısı transfer artış oranın fazla olduğu tespit edilmiştir. Gelecek çalışmalarda, mevcut ısı transferi artış oranını koruyarak toplam fark basıncı oranını düşürecek etkiler için geometrik optimizasyon ya da hibrit nanoakışkanlar üzerine çalışmalar yapılabilir.

KAYNAKLAR

Adham, A. M., Mohd-Ghazali, N., and Ahmad, R. (2013). Thermal and hydrodynamic analysis of microchannel heat sinks: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 21, 614-622.

Akdag, U., Akcay, S., and Demiral, D. (2014). Heat transfer enhancement with laminar pulsating nanofluid flow in a wavy channel. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 59, 17-23.

Al-Rashed, A. A., Shahsavar, A., Rasooli, O., Moghimi, M. A., Karimipour, A., and Tran, M. D. (2019). Numerical assessment into the hydrothermal and entropy generation characteristics of biological water-silver nano-fluid in a wavy walled microchannel heat sink. *International Communications in Heat and Mass Transfe*r, 104, 118-126.

Guide, A. F. U. (2018). Theory Guide-Release 18.2. Fluent Ansys Inc, USA.

Bhatti, M. S. (1987). Turbulent and transition flow convective heat transfer in ducts. *Handbook of single-phase convective heat transfer*.

Chai, L., Xia, G., Zhou, M., and Li, J. (2011). Numerical simulation of fluid flow and heat transfer in a microchannel heat sink with offset fan-shaped reentrant cavities in sidewall. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 38(5), 577-584.

Chein, R., and Huang, G. (2005). Analysis of microchannel heat sink performance using nanofluids. *Applied Thermal Engineering*, 25(17-18), 3104-3114.

Chon, C. H., Kihm, K. D., Lee, S. P., and Choi, S. U. (2005). Empirical correlation finding the role of temperature and particle size for nanofluid (Al_2O_3) thermal conductivity enhancement. *Applied Physics Letters*, 87(15), 153107.

Dehghan, M., Daneshipour, M., Valipour, M. S., Rafee, R., and Saedodin, S. (2015). Enhancing heat transfer in microchannel heat sinks using converging flow passages. *Energy Conversion and Management*, 92, 244-250.

Dittus, F. W. (1930). Heat transfer in automobile radiators of the tubular type. *University. of California , Eng.*, 2(13), 443-461.

Elsafy, K. M., and Saghir, M. Z. (2021). Forced convection in wavy microchannels porous media using TiO_2 and Al_2O_3–Cu nanoparticles in water base fluids: *Numerical results. Micromachines*, 12(6), 654.

Elsebay, M., Elbadawy, I., Shedid, M. H., and Fatouh, M. (2016). Numerical resizing study of Al_2O_3 and CuO nanofluids in the flat tubes of a radiator. *Applied Mathematical Modelling*, 40(13-14), 6437-6450.

Ghachem, K., Aich, W., and Kolsi, L. (2021). Computational analysis of hybrid nanofluid enhanced heat transfer in cross flow micro heat exchanger with rectangular wavy channels. *Case Studies in Thermal Engineering*, 24, 100822.

Gong, L., Kota, K., Tao, W., and Joshi, Y. (2011). Parametric numerical study of flow and heat transfer in microchannels with wavy walls. *Journal of Heat Transfer*, 133(5).

Gunnasegaran, P., Mohammed, H. A., Shuaib, N. H., and Saidur, R. (2010). The effect of geometrical parameters on heat transfer characteristics of microchannels heat sink with different shapes. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 37(8), 1078-1086.

Hajialibabaei, M., and Saghir, M. Z. (2022). A critical review of the straight and wavy microchannel heat sink and the application in lithium-ion battery thermal management. *International Journal of Thermofluids*, 100153.

Huang, D., Wu, Z., and Sunden, B. (2015). Pressure drop and convective heat transfer of Al_2O_3/water and MWCNT/water nanofluids in a chevron plate heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 89, 620-626.

Khan, M. Z. U., Younis, M. Y., Akram, N., Akbar, B., Rajput, U. A., Bhutta, R. A., ... and Zahid, F. B. (2021). Investigation of heat transfer in wavy and dual wavy micro-channel heat sink using alumina nanoparticles. *Case Studies in Thermal Engineering*, 28, 101515.

Kumar, A., Kumar, M., and Chamoli, S. (2016). Comparative study for thermal-hydraulic performance of circular tube with inserts. *Alexandria Engineering Journal*, *55*(1), 343-349.

Lalagi, G., Nagaraj, P. B., Veerabhadrappa Bidari, M., and Hegde, R. N. (2022). Influence of design of microchannel heat exchangers and use of nanofluids to improve the heat Transfer and Pressure drop characteristics: A review. *International Journal of Ambient Energy*, 43(1), 6849-6877.

Mohammed, H. A., Gunnasegaran, P., and Shuaib, N. H. (2011). Influence of channel shape on the thermal and hydraulic performance of microchannel heat sink. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 38(4), 474-480.

Namburu, P. K., Das, D. K., Tanguturi, K. M., and Vajjha, R. S. (2009). Numerical study of turbulent flow and heat transfer characteristics of nanofluids considering variable properties. *International Journal of Thermal Sciences*, 48(2), 290-302.

Pak, B. C., and Cho, Y. I. (1998). Hydrodynamic and heat transfer study of dispersed fluids with submicron metallic oxide particles. *Experimental Heat Transfer an International Journal*, 11(2), 151-170.

Philip, J., and Shima, P. D. (2012). Thermal properties of nanofluids. *Advances in colloid and interface science*, 183, 30-45.

Promvonge, P. (2008). Thermal augmentation in circular tube with twisted tape and wire coil turbulators. *Energy Conversion and Management*, 49(11), 2949-2955.

Rostami, J., Abbassi, A., and Harting, J. (2018). Heat transfer by nanofluids in wavy microchannels. *Advanced Powder Technology*, 29(4), 925-933.

Sakanova, A., Keian, C. C., and Zhao, J. (2015). Performance improvements of microchannel heat sink using wavy channel and nanofluids. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 89, 59-74.

Spizzichino, M., Sinibaldi, G., and Romano, G. P. (2020). Experimental investigation on fluid mechanics of micro-channel heat transfer devices. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 118, 110141.

Spizzichino, M. (2019). *Experimental Investigation on Fluid Mechanics of Different Micro Heat Transfer Devices.* Yayımlanmamış Doktora Tezi, Sapienza Unıversıta Dı Roma, Theoretical and Applied Mechanics, Roma.

Sui, Y., Teo, C. J., Lee, P. S., Chew, Y. T., and Shu, C. (2010). Fluid flow and heat transfer in wavy microchannels. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53(13-14), 2760-2772.

Tsai, W. B., Lin, W. W., and Chieng, C. C. (2000). Computation of enhanced turbulent heat transfer in a channel with periodic ribs. *International Journal of Numerical Methods for Heat and Fluid Flow*, *10*(1), 47-66.

Xie, H., Wang, J., Xi, T., Liu, Y., Ai, F., and Wu, Q. (2002). Thermal conductivity enhancement of suspensions containing nanosized alumina particles. *Journal of Applied Physics*, 91(7), 4568-4572.

Zhou, S.Q. and Ni, R. (2008). Measurement of the specific heat capacity of water based Al_2O_3 nanofluid. *Applied Physics Letters*, 92, 093123-1.



Gazili olmak ayrıcalıktır