

# Grafit İçeren Nanoakışkan Kullanılan Isı Değiştiricisinde Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Analizi

## Computational Fluid Dynamics Analysis in Heat Exchanger Using Graphite-Containing Nanofluid

Sevil DUMAN<sup>1</sup> , Tarkan KOCA\*<sup>1</sup> 

<sup>1</sup>Inönü Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Malatya, 44100, Türkiye

### Öz

Bu çalışmada iç içe borulu bir ısı değiştiricide, iç borusu helisel tipte seçilen ve paralel akış koşullarında, nanoakışkan kullanımının ısı transferi üzerindeki etkileri incelenmiştir. Bu çalışmanın temel amacı, grafit/saf su nanoakışkanları kullanarak bir ısı değiştiricisinin ısı performansını deneysel ve Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) ile inceleyerek sonuçları karşılaştırmaktır. Çalışmada sıcak akışkan olarak grafit-saf su nanoakışkanı, soğuk akışkan olarak ise saf su tercih edilmiştir. Sıcak suyun debi değeri 3 l/dk ve giriş sıcaklık değeri 55 °C olarak sabit tutulmuş, soğuk akışkan debisi ise 3 l/dk, 6 l/dk ve 12 l/dk olarak üç farklı seviyede ayarlanmıştır. Saf su ve nanoakışkan kullanımı ile gerçekleştirilen simülasyonlardan ortaya çıkan verilerle hesaplamalar gerçekleştirilmiş ve sonuçlar karşılaştırılmıştır. Analize göre ise soğuk akışkan debisi 3 l/dk iken sıcak ve soğuk akışkan çıkış sıcaklıklarında sırasıyla %6,4 ve %5,4 sapma gözlemlenmiştir. Debi arttıkça sıcak akışkandaki hata oranı %10,7'ye kadar çıkarken, soğuk akışkan tarafında bu oran %1,2-%4,1 aralığında kalmıştır. Bu çalışma, mevcut deneysel veriler kullanılarak gerçekleştirilen HAD analiziyle, söz konusu ısı değiştirici modelinin sayısal doğrulamasını yaparak modelin güvenilirliğini ortaya koymakta ve benzer sistemler için sayısal yöntemlerin doğrulama sürecine katkı sağlamaktadır.

### Abstract

This study, the effects of using a nanofluid on heat transfer were investigated in a double-pipe heat exchanger, where the inner pipe is of helical type and parallel flow conditions are applied. The main purpose of this study is to compare the results by examining the thermal performance of a heat exchanger using graphite/pure water nanofluids experimentally and with Computational Fluid Dynamics (CFD). Graphite-pure water nanofluid was used as the hot fluid, while pure water acted as the cold fluid. The hot fluid flow rate was kept constant at 3 l/min, and the inlet temperature was fixed at 55 °C. The cold fluid flow rate was tested at three different values: 3 l/min, 6 l/min, and 12 l/min. Calculations were performed using simulation data for both fluids, and the results were compared. According to the analysis, when the cold fluid flow rate was 3l/min, a deviation of 6.4% and 5.4% was observed in the hot and cold fluid outlet temperatures, respectively. As the flow rate increases, the error rate in the hot fluid increases up to 10.7%, while this rate remains between 1.2% and 4.1% on the cold fluid side. This study demonstrates the reliability of the model by performing the numerical verification of the heat exchanger model with the CFD analysis performed using the existing experimental data and contributes to the verification process of numerical methods for similar systems.

**Anahtar Kelimeler:** Nanoakışkan, HAD, ısı değiştirici, helisel Boru, grafit

**Keywords:** Nanoakışkan, HAD, ısı değiştirici, helisel Boru, grafit

\* Sorumlu yazar e-posta (Corresponding e-mail): [tarkan.koca@inonu.edu.tr](mailto:tarkan.koca@inonu.edu.tr)

Geliş Tarihi (Received): 24.12.2024, Kabul Tarihi (Accepted): 13.05.2025

## Semboller Dizini

$A_y$	Yüzey alanı, m <sup>2</sup>	$l$	Uzunluk, m
$d_{iç}$	Boru dış çapı, m	$\dot{m}$	Kütleli debi, kg/s
$d_{eş}$	Eşdeğer çap, m	$\dot{m}_h$	Sıcak akışkan kütleli debisi
$C_{Ph}$	Sıcak akışkan özgül ısısı, J/kgK	$\dot{m}_c$	Soğuk akışkan kütleli debisi
$C_{Pc}$	Soğuk akışkan özgül ısısı, J/kgK	$\dot{m}_n$	Nano partikülün kütleli debisi,
$C_{P,n}$	Nano partikül özgül ısısı, J/kgK	$\dot{m}_f$	Temel sıvı kütleli debisi
$C_{P,f}$	Temel sıvı özgül ısısı, J/kgK	$Nu$	Nusselt sayısı
$C_{P,nf}$	Nanoakışkan özgül ısısı, J/kgK	$Re$	Reynolds sayısı
$h$	Isı taşınım katsayısı, W/m <sup>2</sup> K	$\rho$	Yoğunluk, kg/m <sup>3</sup>
$k$	Isı iletim katsayısı, W/mK	$\rho_n$	Nano partikül yoğunluk
$k_n$	Nano partikül ısı iletim katsayısı	$\rho_f$	Temel sıvı yoğunluk
$k_f$	Nanoakışkan temel sıvısı ısı iletim katsayısı	$\rho_{nf}$	Nanoakışkan yoğunluk
$k_{nf}$	Nanoakışkan ısı iletim katsayısı	$\Delta T_{log}$	Logaritmik sıcaklık, K
$Q_{gerçek}$	Toplam ısı transfer hızı, W	$T_{c1}$	Soğuk akışkan giriş sıcaklığı, K
$Q_h$	Sıcak akışkan ısı transfer hızı, W	$T_{c2}$	Sıcak akışkan giriş sıcaklığı, K
$Q_{max}$	Maksimum ısı transfer hızı, W	$T_{h1}$	Akışkan giriş sıcaklığı, K
$\varepsilon$	Etkinlik değeri	$T_{h2}$	Akışkan çıkış sıcaklığı, K
$U$	Toplam ısı geçiş katsayısı, W/m <sup>2</sup> K	CFL	Courant–Friedrichs–Lewy Sayısı
$\emptyset$	Nano partikülün hacimsel oranı	CFD	Computational Fluid Dynamics
HAD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği	UHeM	Ulusal Yüksek Başarımlı Hesaplama Merkezi

## 1. Giriş

Isı eşanjörleri, enerji verimliliği ve tasarrufunun sağlanmasında önemli bir rol üstlenmektedir. Küresel ölçekte giderek artan enerji talebi ve mevcut enerji kaynaklarının sınırlılığı dikkate alındığında, ısı transferi süreçlerinin optimize edilmesinin önemli olduğu gözlemlenmektedir. Isı eşanjörlerinde ısı transferinin iyileştirilmesi, enerji giderlerinin azaltılması ve kaynakların daha rasyonel bir biçimde kullanılması efektif bir metot olarak değerlendirilmektedir. Isı eşanjörleri, farklı sıcaklıklardaki akışkanlar arasında ısı transferi sağlayarak enerji verimliliğini artıran ve sistemlerin etkin çalışmasını destekleyen cihazlardır. Enerji üretimi, kimya, gıda, elektronik, imalat ve iklimlendirme gibi birçok endüstride kullanılmaktadır [1]. Isı değiştiriciler, borulu, plakalı ve geniş yüzeyli gibi farklı geometrik yapılar olabilmektedir. Helisel sarıllı ısı değiştiriciler, kompakt yapıları ve verimli ısı transferi sağlama özellikleriyle öne çıkmaktadır. Akışkan akışını türbülansa uğratarak ısı transferini artırırken, bakım ve temizlik açısından da avantajlıdır. Bu özellikleri nedeniyle özellikle kirlenmenin yüksek olduğu proseslerde tercih edilmektedirler.

Isı transferinde kullanılan akışkanlar, enerji alışverişini sağlayan önemli bileşenlerdir. Nanoakışkanlar, yüksek termal iletkenlikleri sayesinde ısı eşanjörlerinde etkili bir alternatif sunmakta ve ısı transfer verimliliğini artırma potansiyeline sahiptir [1,2]. Nanoteknoloji ile sıvılarda homojen dağılmış nanometre boyutundaki katı parçacıklar, geleneksel ısı taşıyıcı sıvılara eklenerek ısı transferini geliştirmektedirler. Bu akışkanlar, endüstriyel uygulamalarda verimli soğutma ve ısıtma sistemleri sağlamakta, su tüketimini azaltmakta ve enerji verimliliğini artırmaktadır [1]. Nanoteknoloji alanındaki ilerlemeler, bilim insanları ve mühendislerin nanoakışkanların termofiziksel özelliklerini daha iyi anlamalarına ve bu davranışları açıklayan yeni mekanizmalar geliştirmelerine olanak tanımaktadır. Nanoakışkanlar, ısı transferi için potansiyel bir sıvı türü olarak Choi ve Eastman [2] tarafından tanıtılmıştır. Hamilton ve Crosser [3] tarafından yapılan çalışmalar, su içindeki bakır nanopartikülleriyle yapılan modellemeler ile nanoakışkanların uygulanabilirliğini göstermiştir. Bu çalışmalar, özellikle bakır nanofaz malzemelerle hazırlanan nanoakışkanların ısı değiştirici verimliliği gibi avantajlar sağlayabileceğini ortaya koymuştur. Gupta ve ark. [4] çalışmalarında, nanoakışkanların kabuk-borulu ısı eşanjörlerinde kullanımının ısı transferini artırma potansiyeliyle dikkat çektiğini belirtmişlerdir. Literatür taramalarında, nanoakışkanların konvektif ısı transfer katsayısını artırdığını ancak türbülanslı akışlarda bu etkinin azalabileceğini göstermişlerdir. Genellikle laminer akış koşullarında çalışmasını önermişlerdir. Tawfik [5] çalışmasında, partikül boyutunun termal iletkenlik artışıyla ters orantılı olduğu ve büyük boyutlu

silindirik partiküllerin, küçük küresel partiküllerden daha etkili olduğu belirtilmiştir. Nanoakışkan sıcaklığı, hacimsel konsantrasyondan daha az etkili olmakla birlikte, sıcaklık artışı termal iletkenliği artırmaktadır. Kadhim ve ark. [6] çalışmalarında, farklı koşullarda çalışan çift borulu ısı değiştiricilerinde CuO nanoakışkanının ısı transferine etkisini incelemişlerdir. CuO nanoakışkanın diğer oksit bazlı nanoakışkanlara göre daha yüksek ısı transfer katsayısı sağladığını göstermiştir. Isı değiştirici basıncının artmasıyla Nusselt sayısı ve ısı değiştirici etkinliği de artış göstermiştir. Karşı akış düzeninde ve daha büyük sıcaklık farklarında termal iyileşme daha belirgin olduğunu göstermişlerdir. Askari ve ark. [7] çalışmalarında, su bazlı bir nanoakışkan için Fe<sub>3</sub>O<sub>4</sub>/Grafen nanohibriti sentezlenmiştir. 5 nm çapındaki Fe<sub>3</sub>O<sub>4</sub> nanopartikülleri, grafen tabakalarına homojen bir şekilde dağılmıştır. Termal özellikler incelendiğinde, Fe<sub>3</sub>O<sub>4</sub>/Grafen nanoakışkanlarının %1 konsantrasyonunda 20-40 °C aralığında termal iletkenliğin %14-32 oranında arttığı bulunmuştur. Kılıç ve Şahin [8] çalışmalarında, gövde borulu ısı değiştiricilerinin performansını iyileştirmek amacıyla farklı parametrelerin etkisini incelemişlerdir. Bu amaçla, titanyum dioksit (TiO<sub>2</sub>) nanoparçacıklarının suyla oluşturduğu nanoakışkanın hacimsel oranı ve Reynolds sayısı gibi değişkenler sistematik olarak değiştirmişlerdir. Elde etmiş oldukları bulgulara göre, laminer akış rejiminde Reynolds sayısının artmasıyla ısı transfer katsayısı düşüş göstermekte olduğunu, nanoakışkanın hacimsel oranının artırılmasıyla bu katsayıda belirgin bir artış gözlemlenmiştir. Xuan ve Li [9] çalışmalarında, 23-24 nm boyutlu CuO-su nanoakışkanının hacimsel konsantrasyonunun ısı iletkenliği üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Hacimsel konsantrasyon arttıkça, ısı iletkenliğinin doğrusal olarak arttığı ve %10 hacimsel konsantrasyonda ısı iletkenliğin %34 oranında arttığı bulunmuştur. Mapa ve Mazhar [9] tarafından yapılan çalışmalarda, 29 nm boyutlu bakır nanopartiküller ve şebeke suyu kullanılarak %0,1 ve %0,2 hacimsel konsantrasyona sahip nanoakışkanlar ile geleneksel boru içi ısı değiştiricisi üzerinde ısı transferi deneyleri gerçekleştirilmiştir. Bakır borularının iç çapı 24 mm, duvar kalınlığı 0,25 mm ve uzunluğu ise 248 mm olarak belirlenmiştir. Çalışma nanoakışkanların mevcut ısı transfer ekipmanlarında uygulanabilir olduğunu göstermektedir. Al-Obaidi ve ark. [11] yapmış oldukları çalışmada, hibrit nanoakışkanların ısı değiştiricilerinde kullanımı, termal verimliliği önemli ölçüde artırma potansiyeli olduğunu sunmuşlardır. Farklı hibrit nanoakışkanlar arasında, CuO-Cu/su karışımının en yüksek termal performans gösterdiği belirtmişlerdir. Ghoslatloo ve ark. [12] çalışmalarında, grafen ve su kullanılarak hazırlanan nanoakışkanların laminer akışta ısı transferini incelemişlerdir. Deneysel sonuçlar, grafenin nanoakışkanların ısı iletkenliği üzerindeki etkisinin daha belirgin olduğunu ve grafen konsantrasyonu arttıkça bu etkinin güçlendiğini göstermektedir. Godson ve ark. [13] gümüş nanoakışkanlarının kabuk ve tüp ters akışlı ısı eşanjöründeki ısı transferi özelliklerini incelemişlerdir. Deneylerde, %0,01, %0,03 ve %0,04 hacim konsantrasyonlarında kullanılan nanoakışkanlar ile ısı transfer katsayısında sırasıyla %9,2, %10,9 ve %12,4 artış sağlanmıştır. Kumar ve ark. [14] çalışmalarında 10,7 mm iç çaplı ve 600 mm uzunluğunda bakır borular kullanılan bir ısı eşanjörü yapmış ve Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-su nanoakışkanlarının ısı transferi ve basınç düşüşüne etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> nanopartikül konsantrasyonunun artmasıyla ısı iletkenliğin yükseldiği gözlemlenmiştir. Yarmand ve ark. [15] çalışmalarında, grafen nanopartikül ve gümüş ile hazırlanan hibrit nanoakışkanın deneysel verilerini incelemişlerdir. Hibrit nanoakışkanın ısı iletkenliği %22,2 oranında artırılmış, viskozitesi ise 1,3 kat artmıştır. Akhavan-Zanjani ve ark. [16] grafen-su nanoakışkanının laminer akışta duvar ısı akısı şartlanmasıyla konvektif ısı transfer katsayısı deneysel olarak incelemişler, grafen nanoparçacıklarının suya eklenmesinin ısı transfer katsayısını artırdığını bulmuşlardır. Qasim ve ark. [17] çalışmalarında, sayısal simülasyonlar kanatçıkların ısı eşanjörlerinde ısı dağılımını artıracaklarını göstermişlerdir. Hava akış hızları ve su Reynolds sayıları arttıkça ısı transferi de artmıştır. Huminic ve ark. [18] çift tüplü sarmal ısı değiştiricisinde CuO ve TiO<sub>2</sub> nanopartiküllerinin eklenmesiyle termosifon ısı borusunun termal performansını değerlendirmişlerdir. Yapılan incelemelere göre, ısı transfer oranının artışının eğim açısına bağlı olduğunu gözlemlenmiştir. CuO ve TiO<sub>2</sub> nanopartiküllerinin ısı borusu sistemlerinde yüksek termal verimlilik sağlayabileceğini tespit etmişlerdir. Bhattad ve Babu [19] paralel akışlı kabuk ve borulu bir ısı değiştiricisinde, hibrit nanoakışkanların ısı transfer performansını iyileştirmek amacıyla sayısal bir analiz gerçekleştirmişlerdir. Su bazlı nanoakışkanlar üzerine, Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> nanopartiküllerine farklı oranlarda BeO, AlN ve TiO<sub>2</sub> nanopartiküllerinin eklenmesiyle hibrit karışımlar hazırlamışlardır. Sayısal simülasyon sonuçları, bu hibrit nanoakışkanların ısı transfer katsayısını önemli ölçüde artırdığını ortaya koymuştur. Singh ve ark. [20] çift borulu ısı eşanjörlerinde, farklı geometrik

yapıların ısı transferi üzerindeki etkisi incelemiştirlerdir. Nanopartiküllerin akışkan içindeki dağılımı ve zamanla meydana gelen değişikliklerin, ısı transferi performansına olan etkilerini detaylı bir şekilde ele almışlardır. Ayrıca, nanopartikül boyutunun küçülmesinin sürtünme faktöründe artışa neden olabileceği gibi durumların, ısı transfer verimliliğini olumsuz yönde etkileyebileceği belirtilmiş ve bu alanda yapılan çalışmaların önemini vurgulamışlardır. Koca ve Zabun [21] çalışmalarında dikey yüzey üzerinde tek yuvalı hava jetinin ısı transfer özellikleri sayısal olarak incelemişler ve yaptıkları analizleri 2 cm sabit nozul genişliği ile gerçekleştirmişlerdir. Çalışma sonucunda nozul-plaka aralığının, jet akışı için Nu'da önemli bir rol oynadığını tespit etmişlerdir. Koca ve Zabun [22] CPU soğutucusunda mikro-pin kanatçıklar kullanılarak yapılan soğutucu akışının simülasyonunu, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) programı olan ANSYS-Fluent ile sayısal olarak analiz etmişleridir. Sonuçlar Reynolds sayısı arttıkça Nusselt sayısının arttığını ve yüzey sürtünmesinin azaldığını göstermektedir. Koca ve Gürlek [23] dairesel oluklu bir kanalın alt yüzeyine farklı açılar ve yüksekliklerde yerleştirilen dikdörtgenel engellerin kanalın ısıl-hidrolik özelliklerine olan etkisi sayısal olarak incelemişler ve oluklu kanallar arasına yerleştirilen engellerin kanalın ısıl-hidrolik performansını artırdığını tespit etmişlerdir.

Bu çalışmada, helisel borulu bir ısı değiştirici üzerinde farklı akışkanların paralel akış düzeninde ısıl performansa etkisi sayısal olarak incelenmiştir. Soğuk su gövdesine yerleştirilmiş, sıcak akışkan olarak ise hem saf su hem de grafen katkılı (%0,25 hacimsel) nanoakışkan kullanılan sistemde, daha önce deneysel olarak elde edilmiş veriler referans alınarak sayısal analizler gerçekleştirilmiştir. Çalışmanın temel amacı, aynı sistem geometrisi ve sınır koşulları altında nanoakışkan katkısının ısı transferi performansı üzerindeki etkisini değerlendirmek ve farklı debilerde (3, 6 ve 12 l/dk) elde edilen sayısal sonuçları deneysel bulgularla karşılaştırarak modelin güvenilirliğini test etmektir. Literatürde genellikle düşük konsantrasyonlu nanoakışkanlar ve teorik yaklaşımlar tercih edilirken, bu çalışmada deneysel olarak test edilmiş bir sistem üzerinden daha yüksek konsantrasyonla yapılan sayısal analizlerin sunulması, araştırmanın özgün yönünü oluşturmaktadır. Elde edilen sonuçlar, nanoakışkan kullanımının ısı transferi performansına katkısını ve sayısal modelin doğruluğunu ortaya koyarak, benzer sistemlerin mühendislik uygulamaları açısından değerlendirilmesine katkı sağlamaktadır.

## 2. Materyal ve Metod

Çalışmada, iç borusu helisel yapıda olan iç içe borulu bir ısı değiştiricisinde nanoakışkanın ısıl performansa etkisi araştırılmıştır. Saf su ve nanoakışkan için belirlenen çalışma koşulları altında, ısıl analizler HAD yöntemiyle gerçekleştirilmiştir. Bu çalışma, akışkanlar dinamiği simülasyonları için ANSYS Fluent yazılımı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Türbülanslı akış, k-ε türbülans modeli ile modellenmiştir. Bu model, mühendislik uygulamalarında sıklıkla tercih edilmekte olup, geniş bir doğruluk aralığında etkili sonuçlar elde edilmesini sağlamaktadır. Endüstriyel sistemlerde türbülanslı akışın özelliklerini doğru bir şekilde modelleme kapasitesine sahip olması, bu modelin tercih edilmesinin başlıca nedenidir. k-ε modeli, türbülans enerjisini ve ilgili türev terimlerini doğru bir biçimde yakalayarak, hesaplama süresi ve maliyeti açısından da uygun bir denge sunmaktadır. Çalışma 4 node 512 core çekirdek ile hesaplanmıştır.

### 2.1. Sistem Bilgisi

Bu çalışmada helisel borulu ısı değiştirici tasarlanmıştır. Helisel borunun çapı  $d=12$  mm ve et kalınlığı  $t=1$  mm'dir. Gövdenin merkez çapı 120 mm'dir. Helisel borulu ısı değiştiricinin tasarımı bir CAD programı olan PTC Creo' da gerçekleştirilmiştir. Şekil 1'de helisel borulu ısı değiştiricinin PTC Creo ara yüzeyindeki tasarımı gösterilmektedir.



Şekil 1. Helisel borulu ısı değiştiricinin PTC Creo Ara Yüzeyindeki Tasarımı

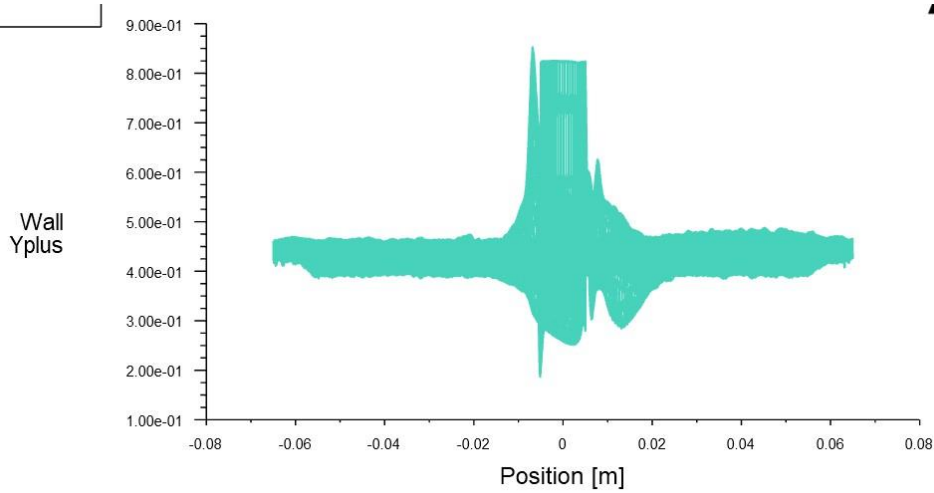
## 2.2. Sayısal Ağın Oluşturulması (Mesh)

Analizde kullanılan helisel borulu ısı değiştiricisinin sayısal modelinde, akışkanların boru duvarlarıyla temas ettiği kritik bölgelerde, çözümün doğruluğunu artırmak amacıyla daha ince bir ağ yapısı kullanılmıştır. Çizelge 1’de mesh sınırları gösterilmektedir. Mesh bağımsızlık analizine yönelik olarak kullanılan iki farklı ağ yapısına ait sayısal büyüklükler ve 3 l/dk debisinde gerçekleştirilen HAD simülasyonları sonucunda elde edilen sıcak ve soğuk akışkan çıkış sıcaklıkları verilmiştir. Şekil2’de helisel boru cidarında  $y^+$  değerinin dağılım grafiği verilmektedir. Şekil 3’de helisel borulu ısı değiştirici modelinin ağ yapısı izometrik olarak verilmektedir. Şekil 4’ de gövde kısmındaki helisel boruya yakın bölgeler için daha ince ağ yapısının uygulandığı görülebilmektedir.

Çizelge 1. Farklı mesh yapılarına ait ağ özellikleri

Mesh Tipi	Boundary	İnterior	Faces	Cells	Tsıcak (HAD)	Tsoğuk (HAD)
Coarse Mesh	812000	9100000	210000	2100000	45,3	29,1
Fine Mesh	3443254	47920077	869071	14718731	44,8	29,5

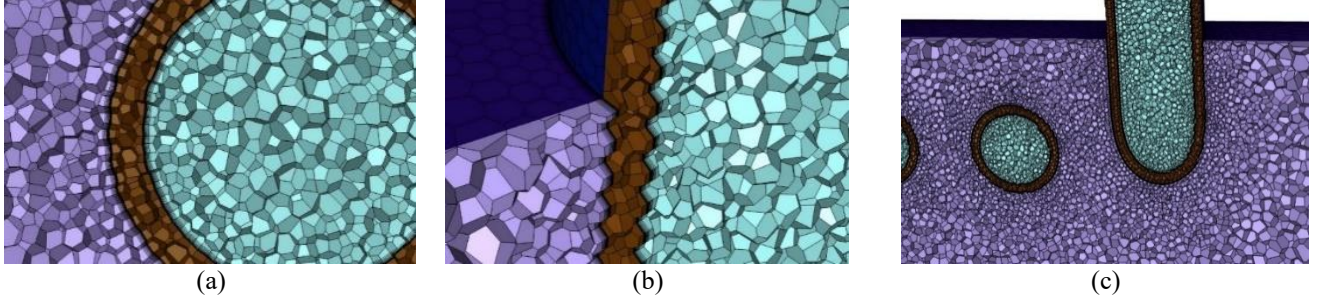
Çalışmada ısı transfer mekanizmasının doğru modellenmesi için duvar fonksiyonundan bağımsız olarak helisel boru cidarlarında  $y^+=1$  olacak şekilde sınır tabaka tanımlanmıştır.



Şekil 2. Helisel boru cidarında  $y^+$  değerinin dağılımı



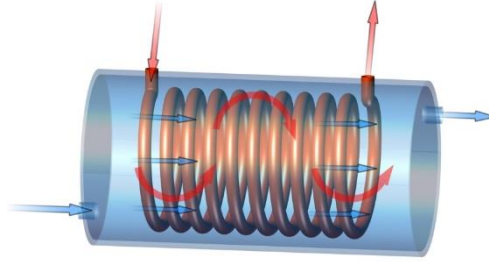
Şekil 3. Helisel borulu ısı değiştirici modelin ağ yapısı



Şekil 4. Helisel borulu ısı değiştirici modelin ağ yapısı

### 2.3. Problemin ve Sınır Koşullarının Belirlenmesi

Analizin bu kısmında, fiziksel problemin matematiksel bir modele dönüştürülmesi, çözüm için uygun sayısal yöntemlerin seçilmesi ve çözüm alanının sınır koşullarının belirlenmesi işlemleri gerçekleştirilmiştir. Sayısal simülasyon için, akışkan hareketini tanımlayan temel korunum denklemleri olan süreklilik, momentum ve enerji denklemleri sayısal olarak çözülmüştür. Burada 3 boyutlu anizotropik türbülans davranışın gözlemlenmesi için SST k- $\omega$  türbülans modeli kullanılarak daha gerçekçi sonuçlar elde edilmesi hedeflenmiştir. Bu sayede, akışkanın hız, basınç ve sıcaklık dağılımları gibi önemli parametreler daha doğru bir şekilde belirlenmiştir. Sayısal simülasyon öncesinde, çalışma akışkanlarının (saf su ve nanoakışkan) sıcaklık, basınç ve diğer parametrelere göre değişen termofiziksel özellikleri belirlenmiştir. Bu özellikler, sayısal modelde girdi olarak kullanılmıştır. Giriş sınırlarında hız profili kullanılırken, çıkış sınırlarında basınç tanımlanmıştır.



Şekil 5. Isı değiştiricisinin paralel akış sembolik gösterimi

Akış alanı içerisindeki girdaptan dolayı sıcaklık gradyanları hız profillerine paralel olarak şekillenmiştir. Şekil 5’de helisel borulu ısı değiştiricisinin paralel akış sembolik olarak gösterilmektedir.

### 3. Teorik Analiz

$$\text{-Kesit alanı (m}^2\text{)} \quad A = \frac{\pi \cdot d_{ic}^2}{4} \quad (1)$$

$$\text{-Yüzey alanı (m}^2\text{)} \quad A = \pi \cdot d_{ic} \cdot L \quad (2)$$

$$\text{-Sıcak suyun hızı (m/sn)} \quad v_h = \frac{\dot{m}_n}{\rho \cdot A} \quad (3)$$

$$\text{-Sıcak akışkanın birim zamanda verdiği ısı} \quad \dot{Q}_h = \dot{m} \cdot c_{ph} \cdot (T_{h1} - T_{h2}) \quad (4)$$

Çalışmada, nanoakışkana ait özgül ısı ( $C_p$ ) değerini belirlemek amacıyla Xuan ve Roetzel modeli uygulanmıştır [24].

$$c_{p,nf} = \frac{\phi \cdot (\rho_n \cdot c_{p,n}) + (1-\phi) \cdot (\rho_f \cdot c_{p,f})}{\rho_{nf}} \quad (5)$$

Denklem 5'teki yoğunluk değeri, saf su için standart tablolardan elde edilmiştir. Nanoakışkanın yoğunluğu ise literatürde yaygın olarak kullanılan Pak ve Choi modeli (Denklem 6) ile tahmin edilerek [25], nano parçacıkların (n) temel sıvı (f) içindeki hacimsel oranı ( $\phi$ ) dikkate alınmıştır. Burada  $\rho_{nf}$ , nano sıvıyı temsil etmektedir.

$$\rho_{nf} = \phi \cdot \rho_n + (1 - \phi) \cdot \rho_f \quad (6)$$

-Ortalama logaritmik sıcaklık farkı (K)

$$\Delta T_{log} = \frac{(T_{h1} - T_{c1}) - (T_{h2} - T_c)}{\ln \frac{(T_{h1} - T_{c1})}{(T_{h2} - T_{c2})}} \quad (7)$$

-Taşınım katsayısı

$$h = \frac{Q_h}{A_y \cdot \Delta T_{log}} \quad (8)$$

-Nusselt Sayısı

$$Nu = \frac{h \cdot d_{es}}{k} \quad (9)$$

olarak bulunmaktadır.

Nusselt sayısının hesaplanmasında, saf su için ısıl iletkenlik değerleri standart tablolardan alınmış, bu çalışmada, nanoakışkanın ısıl iletkenliği hesaplanırken sıcaklığa bağlı değişim göz önünde bulundurulmuş ve bu hesaplamada, partikül ile baz akışkan arasındaki etkileşimleri dikkate alan Maxwell-Garnett modeli tercih edilmiştir. Maxwell-Garnett modeline dayalı olarak Denklem 10 kullanılarak hesaplamalar yapılmıştır [26]. Ayrıca düşük konsantrasyonlu nanoakışkan sistemlerinde partiküllerin homojen dağılmış olduğu varsayımıyla, etkin ısıl iletkenliğin analitik olarak tahmin edilmesine imkân tanımaktadır. Kullanılan %0,25'lik hacimsel konsantrasyon seviyesi için literatürde yaygın olarak tercih edilen ve doğruluğu birçok çalışma ile desteklenen bir model olması sebebiyle Maxwell-Garnett yaklaşımı bu çalışmada uygun bulunmuştur.

$$k_{nf} = k_f \cdot \frac{k_n + 2k_f - 2\phi(k_f - k_n)}{k_n + 2k_f - \phi(k_f - k_n)} \quad (10)$$

$\phi$  nano partiküllere ait hacimsel oran olup denklem 11 ile hesaplanmaktadır.  $m_n$  ile  $m_f$  kullanılan temel sıvının ve partiküllerin kütesidir.

$$\phi = \frac{\frac{m_n}{\rho_n}}{\frac{m_n}{\rho_n} + \frac{m_f}{\rho_f}} \quad (11)$$

-Reynolds Sayısı

$$Re = \frac{\rho \cdot v_h \cdot d_{es}}{\mu_h} \quad (12)$$

-Etkinlik Değeri [27]

$$\varepsilon = \frac{Q_{gerçek}}{Q_{max}} \quad (13)$$

$$Q_{gerçek} = \dot{m}_h \cdot c_{ph} \cdot (T_{h2} - T_{h1}) \quad (14)$$

$$Q_{max} = \dot{m}_c \cdot c_{pc} \cdot (T_{h1} - T_{c1}) \quad (15)$$

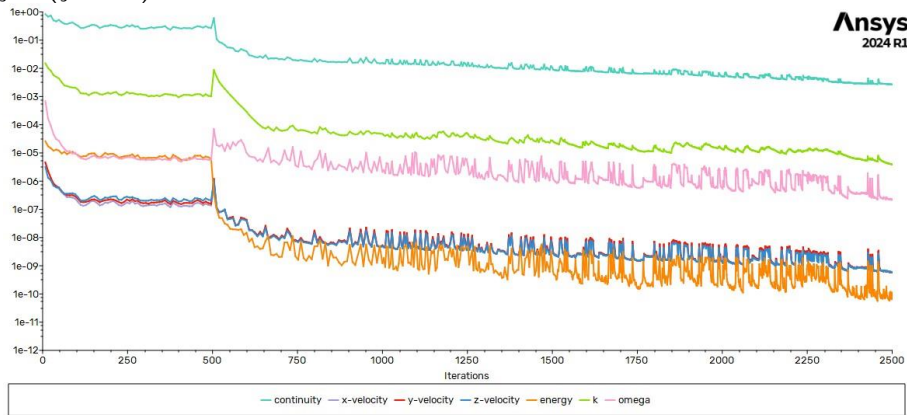
-İyileştirme Oranı

$$\frac{\varepsilon_{\text{grafit}} - \varepsilon_{\text{su}}}{\varepsilon_{\text{su}}} \quad (16)$$

ile hesaplanmaktadır.

#### 4. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Programı ile Analiz Sonuçları ve Tartışma

Akış alanı içerisinde girdap gözlemlendiğinden dolayı zamandan bağımsız olarak yakınsama sağlanamamıştır. Burada 500. İterasyondan sonra çalışma zamana bağlı olarak yürütülmüştür. CFL sayısı, sayısal çözümleme yöntemlerinde, akışkanlar mekaniği problemlerinin istikrarlı ve doğru bir şekilde çözülmesini sağlamak için zaman ve uzay adımlarının uygunluğunu belirleyen bir parametredir. Bu sayı, akışın karakteristik hızları ile zaman adımı ve uzay adımının oranını ifade etmektedir. CFL sayısının değeri, zaman adımının çok büyük olmasını engelleyerek sayısal çözümde hata payını azaltır ve akışın doğru şekilde simüle edilmesini sağlamaktadır. Burada CFL sayısı 100'de tutulurken zaman adımı 0,001 sn olarak verilmiştir (Şekil 6).



Şekil 6. Çözüm iterasyonları sırasında residual değerlerinin değişimi

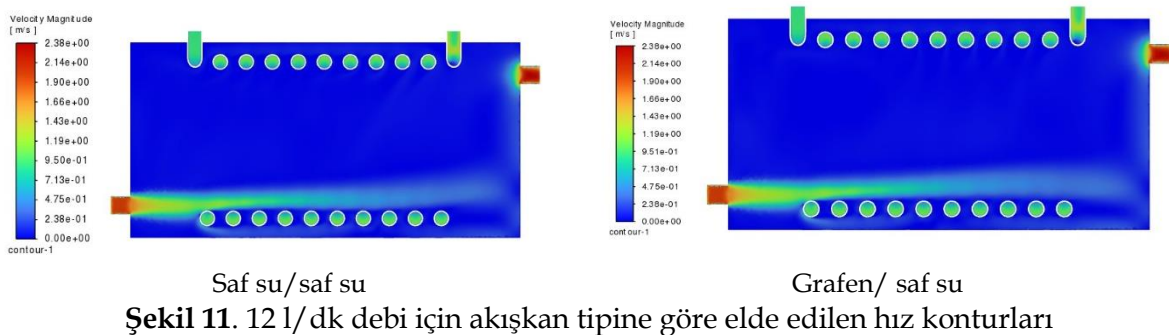
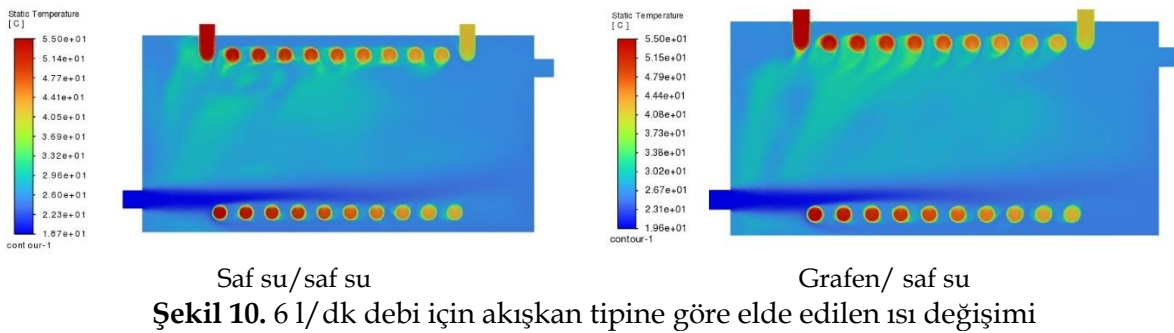
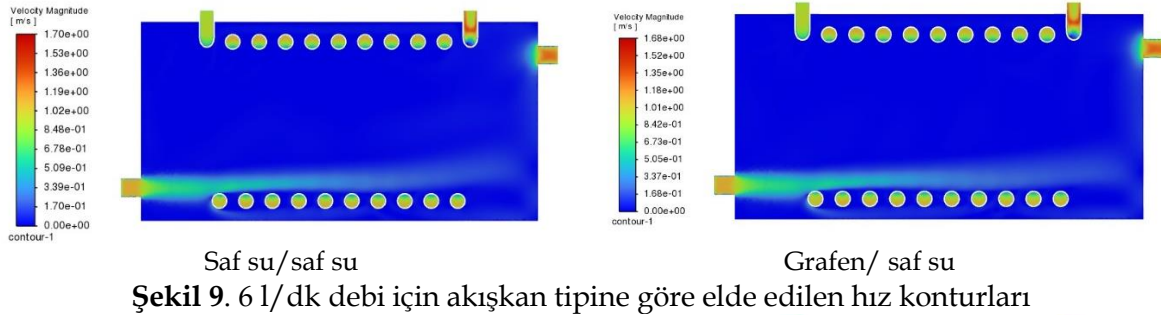
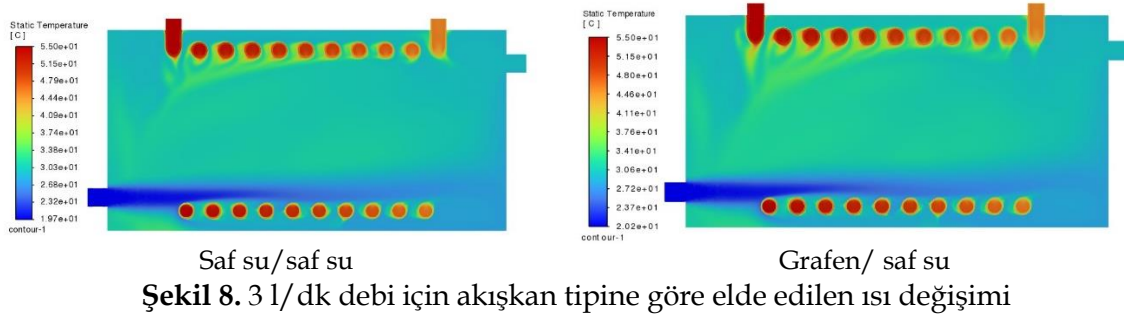
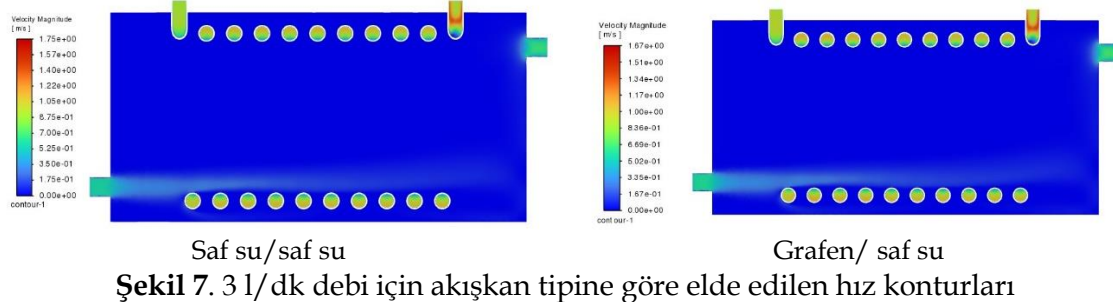
##### 4.1. Saf Su/ Saf Su ve Grafen/ Saf Su ile Paralel Akışta Yapılan Analiz Sonuçları

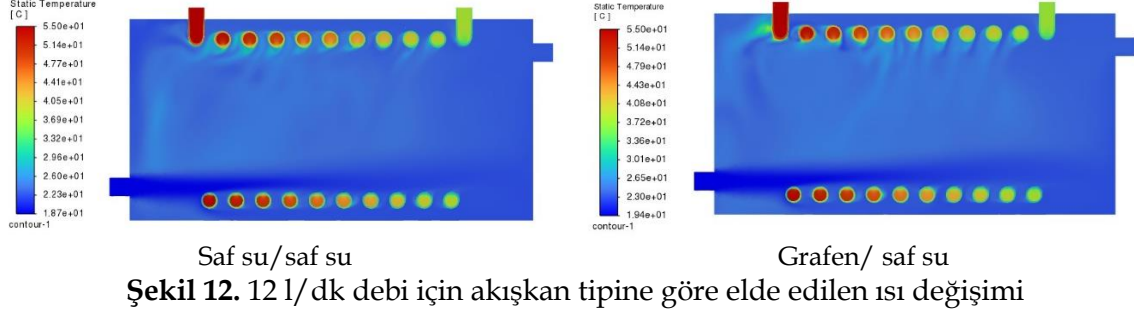
Bu çalışmada, ilk olarak hem sıcak hem de soğuk akışkan tarafında yalnızca saf su kullanılan referans senaryo ele alınmıştır. Sıcak akışkan, helisel boru içinde 55 °C sabit giriş sıcaklığı ve 3 l/dk sabit debiyle sisteme verilmiş; soğuk akışkan tarafında ise 3, 6 ve 12 l/dk olmak üzere üç farklı debi değeri için analizler gerçekleştirilmiştir. Bu referans analiz, katkı maddesi içermeyen bir akışkanla sistemin temel ısıl davranışını ortaya koymayı amaçlamakta ve bir sonraki aşamada nanoakışkan kullanımıyla elde edilen sonuçların karşılaştırmalı olarak değerlendirilmesine zemin hazırlamaktadır.

Bu kapsamda, sistemin aynı geometrik ve sınır koşulları altında grafit katkılı nanoakışkanla gösterdiği ısıl performans da incelenmiştir. HAD analizde % 0,02 grafit içeren nanoakışkanının termofiziksel özellikleri alınmıştır. Deneyde %0,25 konsantrasyonda nanoakışkan kullanılmıştır [28]. Bu tercih, deneysel verilerin sınır koşulu olarak kullanıldığı modelde, nanoakışkanın ısıl performansa etkisinin daha belirgin şekilde gözlemlenebilmesi amacıyla yapılmıştır. Ayrıca literatürde yaygın olarak incelenen bu konsantrasyon seviyesi, modelin farklı parametreler altındaki davranışını değerlendirme açısından uygun bir zemin sunmuştur. Bu kapsamda, deneysel çalışmadaki geometrik ve sınır koşulları esas alınarak yapılan sayısal analiz, farklı konsantrasyon değerlerinde elde edilebilecek ısıl performans eğilimlerinin anlaşılmasına katkı sağlamaktadır. Yoğunluk ile sıcaklık arasında lineer bir ilişki varsayımı yapılmış ve yoğunluk değeri 988,6 kg/m<sup>3</sup> olarak alınmıştır. Dinamik viskozite için ise exponansiyel bir ilişki kurulmuştur. Böylece dinamik viskozite 0,845x10<sup>(-3)</sup> kg/(ms) olarak bulunmuştur. Isı iletkenlik 0,7080 (W/mK) olarak tespit edilmiştir. 55 derece için özgül ısı değeri 4263 J/kgK bulunmuştur.



Şekil 7, Şekil 9 ve Şekil 11'de, sırasıyla 3, 6 ve 12 l/dk debi değerleri için gerçekleştirilen HAD analizlerine ait hız büyüklüğü dağılımları gösterilmektedir. İlgili debi koşullarında helisel borulu ısı değiştiricide elde edilen sıcaklık dağılımları ise sırasıyla Şekil 8, Şekil 10 ve Şekil 12'de sunulmuştur. Bu görseller, farklı debi değerlerinin akış karakteristiği ve ısı transferi üzerindeki etkilerinin görsel olarak karşılaştırılmasına olanak sağlamaktadır.





Şekil 12. 12 l/dk debi için akışkan tipine göre elde edilen ısı değişimi

Çizelge 2’de paralel akış koşullarında gerçekleştirilen HAD simülasyonlarının sonuçları, deneysel olarak elde edilmiş suyun giriş ve çıkış sıcaklık verileri ile karşılaştırılmıştır.

Çizelge 2. Paralel akış şartlarında deneyde ve HAD analizinde suyun giriş çıkış sıcaklıkları

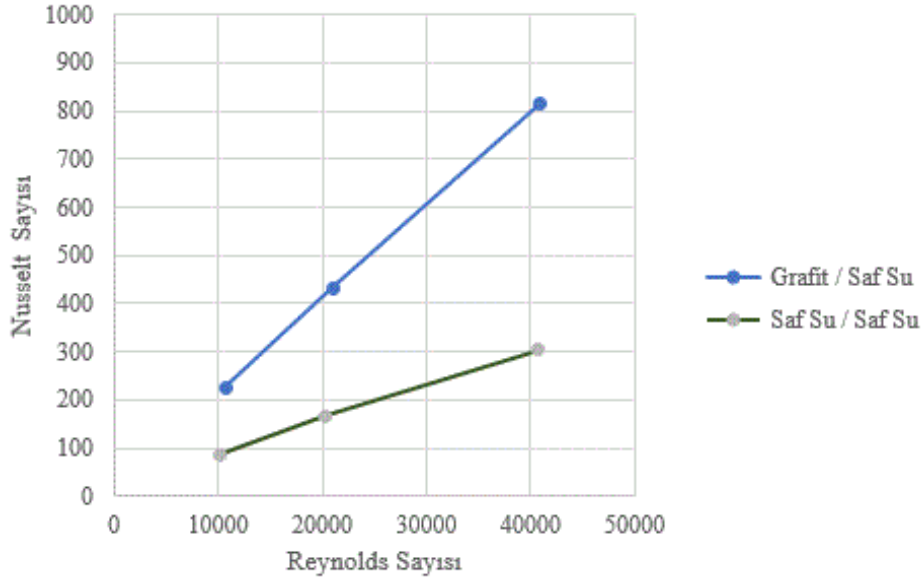
	Tsıcak(Deney)[28]	Tsıcak(HAD)	Tsoğuk(Deney) [28]	Tsoğuk(HAD)
<b>3lt</b>	42,1	44,8	31,2	29,5
<b>6lt</b>	36,9	40,7	26	25,7
<b>12lt</b>	33,6	37,2	24,2	23,2

Deneyde yapılan ölçümün HAD analizindeki değere göre oransal farkını belirlemek için yüzdesel hata hesaplama formülü uygulanmıştır. Deneysel ölçüm ile HAD analizindeki ölçüm arasındaki fark, deneysel değere bölünerek hata oranı bulunmaktadır. Bu oran, yüzde olarak ifade edilmek üzere 100 ile çarpılmaktadır. Çizelge 3’ de 3, 6 ve 12 l/dk debilerdeki yüzdesel hata oranları verilmiştir.

Çizelge 3. Yüzde hata hesabı

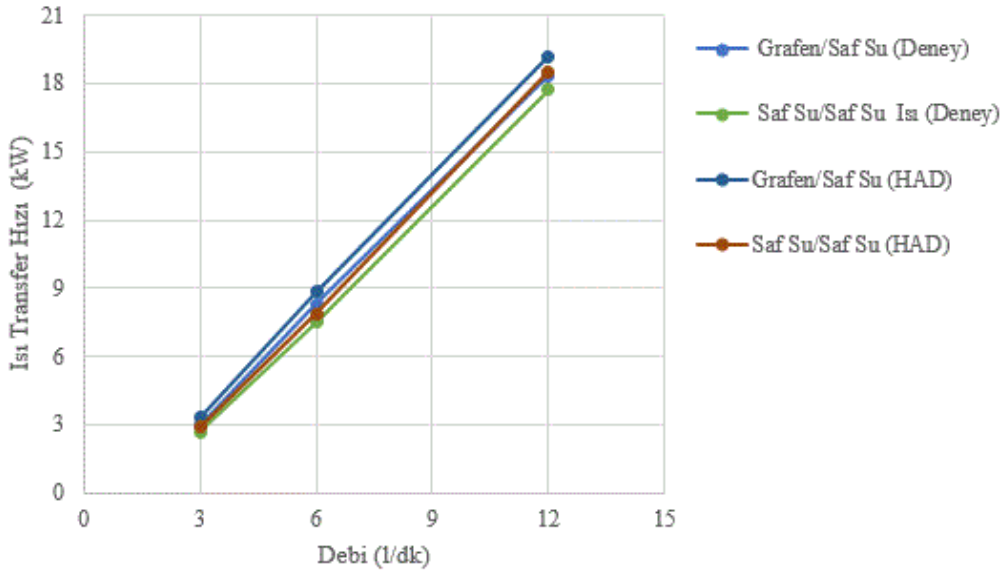
	Yüzde Hata (Tsıcak)	Yüzde Hata (Tsoğuk)
<b>3lt</b>	-6,4	5,4
<b>6lt</b>	-10,3	1,2
<b>12lt</b>	-10,7	4,1

3 l/dk debisinde, sıcak akışkan çıkış sıcaklığı için %6,4, soğuk akışkan için ise %5,4 oranında sapma tespit edilmiştir. Debi arttıkça özellikle sıcak akışkanda hata oranının yükseldiği dikkat çekmektedir; bu oran 6 l/dk ve 12 l/dk debilerinde sırasıyla %10,3 ve %10,7 olarak hesaplanmıştır. Soğuk akışkan tarafında ise hata oranları daha sınırlı kalmıştır, %1,2 ile %4,1 arasında değişmiştir. Bu farklılıkların, deneysel ölçüm belirsizlikleri, sayısal analizde yapılan sınır koşulu sadeleştirmeleri ve yüksek debilerde türbülans modelinin etkilerinden kaynaklandığı düşünülmektedir. Elde edilen sonuçlar genel olarak değerlendirildiğinde, sayısal modelin deneysel bulgularla uyumlu ve güvenilir sonuçlar verdiği tespit edilmiştir.



Şekil 13. HAD analiz sonucunda Reynolds ve Nusselt sayısı değişimi

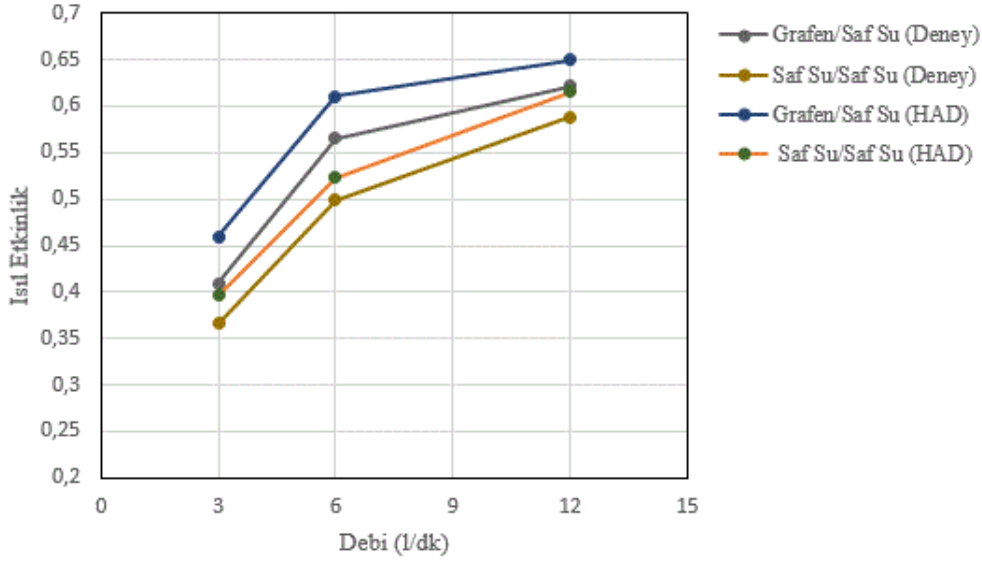
Şekil 13’de görüldüğü gibi, paralel akış düzeninde saf su ve grafen/saf su karışımının Reynold ve Nusselt sayıları arasındaki ilişki incelenmiştir. Debi arttıkça, hem saf su hem de grafen/saf su için Nusselt sayılarında belirgin değişiklikler gözlemlenmektedir. Genellikle, grafenin eklenmesiyle elde edilen karışım, yüksek debi değerlerinde daha yüksek Nusselt sayılarına ulaşmaktadır. Bu, grafen katkısının akışkanın türbülans özelliklerini ve ısı transfer etkinliğini artırdığını göstermektedir. 3 l/dk ve 6 l/dk debi değerlerinde grafen/saf su karışımı, saf suya kıyasla Nusselt sayısında belirgin artış görülmektedir. Grafite-saf su nanoakışkanı, saf suya göre farklı debilerde %13'lere varan ısı transfer hızında artış olduğu tespit edilmiştir. Özellikle 12 l/dk debi değerinde grafen/saf su karışımı, saf suya göre daha yüksek Nusselt sayılarına ulaşarak daha etkin ısı transferi özelliği göstermektedir. Bu sonuçlar, grafen katkısının, artan debi ile birlikte akışkanın termal ve hidrodinamik özelliklerini iyileştirdiğini doğrulamaktadır.



Şekil 14. Paralel akışta ısı transfer hızı karşılaştırılması

Şekil 14’de paralel akış düzeninde saf su ve grafen/saf su karışımının ısı transfer hızı ile debi (l/dk) arasındaki ilişki incelenmiştir. Hem deneysel veriler hem de HAD analizi sonuçlarına göre, debi arttıkça ısı transfer hızında belirgin bir artış gözlemlenmektedir. Grafik, grafen katkısının saf suya kıyasla genellikle daha yüksek ısı transfer hızı sağladığını göstermektedir. Özellikle 6 l/dk debi değerine kadar hızla artan ısı transferi, bu noktadan sonra daha kararlı bir şekilde artış göstermektedir. Hem deneysel

bulgular hem de HAD sonuçları, grafen katkısının ısı transferinin etkinliğini artırdığını ve bu süreçte önemli bir rol oynadığını doğrulamaktadır. Bu analiz, paralel akış düzeninde grafen/saf su karışımının ısı transfer hızını artırarak daha verimli bir ısı transferi sağladığını açıkça ortaya koymaktadır.



**Şekil 15.** Paralel akışta ısı etkinliği karşılaştırılması

Şekil 15'te, paralel akış düzeninde saf su ve grafen/saf su karışımının ısı etkinliği ile debi (l/dk) arasındaki ilişki incelenmiştir. Hem deneysel hem de HAD sonuçlarına göre, debi arttıkça ısı etkinliğinde belirgin bir artış gözlemlenmektedir. Isı etkinlik katsayısında farklı debilerde %40'lara varan oranlarda oranında artış görülmüştür. Grafen katkısının saf suya kıyasla genellikle daha yüksek ısı etkinliği sağladığı anlaşılmaktadır. Hem deneysel bulgular hem de HAD sonuçları, grafen katkısının ısı etkinliğindeki olumlu etkisini doğrulamaktadır. Grafik, paralel akış düzeninde grafen/saf su karışımının ısı etkinliğini artırarak daha verimli bir ısı transferi sağladığını ortaya koymaktadır.

## 5. Sonuç ve Öneriler

Bu çalışmada, helisel borulu bir ısı değiştirici kullanarak, saf su yerine grafit nano parçacıklarının eklendiği bir nanoakışkanın ısı transfer performansı incelenmiştir. Farklı debi değerlerinde yapılan simülasyonda, nanoakışkanın ısı transfer katsayısı ve iyileştirme oranı üzerindeki etkileri değerlendirilmiştir. Bu çalışmanın amacı, grafit/saf su nanoakışkanları kullanarak bir ısı değiştiricisinin ısı performansını deneysel ve HAD analizi ile inceleyerek sonuçları karşılaştırmaktır.

Simülasyon ile elde edilen veriler, nanoakışkan kullanımının ısı transfer hızında, toplam ısı transferinde ve Nusselt sayısında belirgin iyileşmeler sağladığını göstermiştir. Bu sonuçlar, sıcak akışkana grafit nano parçacıklarının eklenmesinin ısı transferini artırdığı yönündeki literatür bilgilerini desteklemektedir [12,15,16,28]. Yapılan HAD analiz sonucunda, grafit ile saf su nanoakışkanı kullanılmasıyla saf suya kıyasla daha yüksek ısı transfer hızı, daha yüksek Nusselt sayısı elde edilmiştir. Bu bulgular, nanoakışkanların ısı transferini iyileştirme potansiyelini bir kez daha doğrulamaktadır.

Nanoakışkanların, türbülanslı akış koşullarında ısı transferi hızını artırma etkisi, bu akışkanların ısı değiştiricilerinde kullanılma potansiyelini artırmaktadır. Yapılan çalışmalar, nanoparçacıkların akışkanın termal özellikleri üzerindeki etkilerini ve bu sayede ısı transferi iyileştirmesini göstermektedir. Elde edilen bulgular, literatürdeki benzer çalışmalarla uyumlu olup, farklı bir ısı değiştirici tipiyle yapılan bu araştırmanın alana özgün katkılar sunacağı düşünülmektedir. Ancak, nanoakışkanların farklı türdeki ısı değiştiricilerinde ve çeşitli çalışma koşullarındaki performanslarının daha detaylı incelenmesi gerekmektedir.

Elde edilen bulgular, sayısal modelin ısı değiştiricilerde farklı akışkan türlerinin ısıl performansını değerlendirmek üzere etkin bir araç olarak kullanılabileceğini göstermektedir. Bu bağlamda, özellikle kompakt ısı değiştirici tasarımlarında nanoakışkanların potansiyel ısı transferi artırıcı etkisi, enerji verimliliği yüksek sistemlerin geliştirilmesine katkı sağlayabilir. Çalışmada kullanılan modelin, uygun koşullar altında endüstriyel ölçekteki paralel akışlı ısı değiştiricilere uyarlanabilir olduğu düşünülmektedir. Ancak, nanoakışkanların uzun vadeli kararlılığı, basınç kayıpları üzerindeki etkisi ve sistemle etkileşimleri gibi parametreler dikkate alınarak yapılacak ilave deneysel ve saha çalışmaları, endüstriyel uygulamalara geçiş sürecinde belirleyici olacaktır.

### **Teşekkür**

Bu çalışmada gerçekleştirilen hesaplamalar, Ulusal Yüksek Başarımlı Hesaplama Merkezi (UHeM) tarafından sağlanan 4021042024 numaralı destekle yapılmıştır.

### **Katkı Beyanı**

Çalışma yüksek lisans tezinden üretilmiş olup araştırma tasarımı, literatür taraması ve değerlendirilmesi, veri toplama, veri analizi, verilerin ve analizlerin doğrulanması tarafından bulguların yorumlanması, makalenin yazılması katkıları her iki yazar tarafından yapılmıştır.

### **Çıkar Çatışması Beyanı**

Makalenin yazar/yazarları, çalışma kapsamında herhangi bir kişisel ve finansal çıkar çatışması bulunmamaktadır.

### **Kaynaklar**

- [1] Pordanjani AH, Aghakhani S, Afrand M, Mahmoudi B, Mahian O, Wongwises, S. An updated review on application of nanofluids in heat exchangers for saving energy. *Energy Conversion and Management* 2019; 198, 111886.
- [2] Choi SU, Eastman JA. (1995). Enhancing thermal conductivity of fluids with nanoparticles (No. ANL/MSD/CP-84938; CONF-951135-29). Argonne National Lab. (ANL), Argonne, IL (United States).
- [3] Hamilton RL, Crosser OK. Thermal conductivity of heterogeneous two component systems, *I&EC Fundam* 1962; 1: 182-191.
- [4] Gupta SK, Verma H, Yadav N. A review on recent development of nanofluid utilization in shell & tube heat exchanger for saving of energy. *Materials Today: Proceedings* 2022; 54: 579-589.
- [5] Tawfik MM. Experimental studies of nanofluid thermal conductivity enhancement and applications: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2017; 75: 1239-1253.
- [6] Kadhim SA, Hammoodi KA, Askar AH, Rashid FL, Wahhab HAA. Feasibility review of using copper oxide nanofluid to improve heat transfer in the double-tube heat exchanger. *Results in Engineering* 2024; 103227.
- [7] Askari S, Koolivand H, Pourkhalil M, Lotfi R, Rashidi A. Investigation of Fe<sub>3</sub>O<sub>4</sub>/Graphene nanohybrid heat transfer properties: Experimental approach. *International Communications in Heat and Mass Transfer* 2017; 87: 30-39.
- [8] Kılıç M, Şahin M. Nanoakışkan Hacimsel Oranının ve Parçacık Boyutunun Gövde Borulu Isı Değiştiricisindeki Isı Transferine Etkisinin Deneysel ve Sayısal İncelenmesi. *Çukurova Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Dergisi* 2023; 38(2): 531-543.
- [9] Xuan Y, Li Q. Heat transfer enhancement of nanofluids. *International Journal of heat and fluid flow*, 2000; 21(1): 58-64.
- [10] Mapa LB, Mazhar S. Heat transfer in mini heat exchanger using nanofluids. In *American Society for Engineering Education* 2005: 1-2.
- [11] Al-Obaidi MA, Rashid FL, Rasheed MK, Aljibori HSS, Mohammed HI, Mahdi AJ, Mujtaba IM. Recent achievements in heat transfer enhancement with hybrid nanofluid in heat exchangers: a comprehensive review. *International Journal of Thermophysics* 2024; 45(9); 133.

- [12] Ghozatloo A, Rashidi A, Shariaty-Niassar M. Convective heat transfer enhancement of graphene nanofluids in shell and tube heat exchanger. *Experimental Thermal and Fluid Science* 2014; 53; 136-141.
- [13] Godson L, Deepak K, Enoch C, Jefferson B, Raja B. Heat transfer characteristics of silver/water nanofluids in a shell and tube heat exchanger. *Archives of Civil and Mechanical Engineering* 2014; 14; 489-496.
- [14] Kumar N, Sonawane SS, Sonawane SH. Experimental study of thermal conductivity, heat transfer and friction factor of Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> based nanofluid. *International Communications in Heat and Mass Transfer* 2018; 90: 1-10.
- [15] Yarmand H, Gharehkhani S, Shirazi SFS, Goodarzi M, Amiri A, Sarsam WS, Kazi SN. Study of synthesis, stability and thermo-physical properties of graphene nanoplatelet/platinum hybrid nanofluid. *International Communications in Heat and Mass Transfer* 2016; 77: 15-21.
- [16] Akhavan-Zanjani H, Saffar-Avval M, Mansourkiaei M, Sharif F, Ahadi M. Experimental investigation of laminar forced convective heat transfer of Graphene-water nanofluid inside a circular tube. *International Journal of Thermal Sciences* 2016; 100: 316-323.
- [17] Qasim SM, Sahar AFA, Firas AA. Numerical investigation of forced convection of nano fluid flow in horizontal U-longitudinal finned tube heat exchanger. In *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering* 2015; 95(1):012058.
- [18] Humnic G, Humnic A, Morjan I, Dumitrache, F. Experimental study of the thermal performance of thermosyphon heat pipe using iron oxide nanoparticles. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2021; 54(1-3): 656-661.
- [19] Bhattad A, Babu SS. Thermal analysis of shell and tube type heat exchanger using hybrid nanofluid. *Trends in Sciences* 2022; 19(5): 2890.
- [20] Singh SK, Chauhan MK, Shukla AK. Heat transfer enhancement in double-pipe heat exchanger: A review. In *Journal of Physics: Conference Series* 2022; 2178(1): 012007.
- [21] Koca F, Zabun M. Nozul mesafesinin çarpan jet ısı transferi ve akışkan akışı üzerindeki etkileri. *Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi*, 2022; 5(2):1008-1021.
- [22] Koca F, Zabun M. The effect of outlet location on heat transfer performance in micro pin-fin cooling used for a CPU. *Eur. Phys. J. Plus* 2021; 136: 1115.
- [23] Koca F, Gürlek C. Dikdörtgensel engellerin dairesel oluklu bir kanalın ısıl-hidrolik özellikleri üzerindeki etkilerinin sayısal olarak incelenmesi. *Çukurova Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Dergisi* 2023; 38(3): 661-670.
- [24] Xuan Y, Roetzel W. Conceptions for heat transfer correlation of nanofluids. *International Journal of heat and Mass transfer* 200; 43(19): 3701-3707.
- [25] Pak BC, Cho YI. Hydrodynamic and heat transfer study of dispersed fluids with submicron metallic oxide particles. *Experimental Heat Transfer an International Journal* 1998; 11(2): 151-170.
- [26] Maxwell JC, Garnett J.C. Colours in metal glasses and in metallic films. *Philosophical Transactions of the Royal Society a Mathematical, Physical and Engineering Sciences* 1904; 203: 385-420.
- [27] Selbaş R, Şencan A, Kılıç B. Alternative approach in thermal analysis of plate heat exchanger. *Heat and Mass Transfer* 2009; 45: 323-329.
- [28] Çotur Y, Koca T. Grafit içeren nanoakışkan kullanılarak ısı değiştiricilerinin performanslarının iyileştirilmesi. *Adıyaman Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi* 2022; 9(18); 591-599.