



**AĞIR TAŞIT RADYATÖRÜNDE TiO₂-SU NANOAKIŞKANININ
SOĞUTMA PERFORMANSINA ETKİLERİNİN DENEYSEL VE SAYISAL
OLARAK İNCELENMESİ**

Emre Aşkın ELİBOL

**DOKTORA TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

KASIM 2022

ETİK BEYAN

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

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

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

Emre Aşkın ELİBOL

18/11/2022

AĞIR TAŞIT RADYATÖRÜNDE TiO_2 -SU NANOAKIŞKANININ SOĞUTMA
PERFORMANSINA ETKİLERİNİN DENEYSEL VE SAYISAL OLARAK
İNCELENMESİ
(Doktora Tezi)

Emre Aşkın ELİBOL

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
Kasım 2022

ÖZET

Bu tez çalışmasında TiO_2 -su nanoakışkanın ağır taşıt radyatörlerinde soğutucu akışkan olarak kullanılma potansiyeli hem sayısal hem de deneysel olarak araştırılmıştır. Deney düzeneği kurulmadan önce ağır taşıt radyatörünün soğutucu akışkan kısmında kullanılan kaydırılmış şeritli kanalda nanoakışkanın soğutma performansını incelemek amacıyla iki farklı durum için sayısal çalışmalar yapılmıştır. Bunlardan ilkinde kaydırılmış şeritli kanalda sabit yüzey sıcaklık sınır şartı kullanılarak laminar akış için farklı hacimsel konsantrasyon ve Reynolds sayılarında ısı-hidrolik performans incelenmiştir. Hacimsel konsantrasyonun %1-4 aralığında yapılan bu sayısal çalışmanın sonucunda performans değerlendirme kriterinin özellikle yüksek Reynolds sayılarında 1'in oldukça üzerinde olduğu görülmüştür. İkinci tip sayısal çalışmada ise radyatördeki dalgalı kanatlı hava kanalından geçen hava akışının etkisi soğutucu akışkanın geçtiği kaydırılmış şeritli kanalın üst ve alt kısımlarına taşınım sınır şartı tanımlanarak hesaba katılmıştır. %0,1-4 hacimsel konsantrasyon değerleri için laminar akışı sağlayacak şekilde farklı Reynolds sayılarında ısı-hidrolik performans araştırılmıştır. Performans değerlendirme kriteri tüm konsantrasyon değerleri için 1'in üzerinde olup, %1-4 konsantrasyon aralığında önemli ölçüde artmıştır. Sonraki aşamada ise soğutucu akışkanın kaydırılmış şeritli kanaldan ve havanın dalgalı kanatlı hava kanalından geçtiği ağır taşıt radyatörünün soğutma performansı nanopartikülün %0-0,2 hacimsel konsantrasyon aralığında farklı hacimsel debi ve farklı giriş sıcaklıkları için deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Deney sonuçları %0,05 konsantrasyon değerinin ısı performans açısından kritik eşik olduğunu göstermiştir. %0,1 ve %0,2 konsantrasyon değerlerinde topaklanma nedeniyle ısı iletim katsayısının azalmasına ve viskozitenin aşırı artmasına neden olarak ısı performansının temel akışkana göre düştüğü gözlemlenmiştir. Deneysel ve sayısal çalışmadan elde edilen bulguların hacimsel konsantrasyonun %0-0,5 aralığında uyum içerisinde olduğu görülmüştür.

Bilim Kodu : 91408

Anahtar Kelimeler : Ağır taşıt radyatörü, ısı eşanjörü, nanoakışkan, ısı transferi

Sayfa Adedi : 134

Danışman : Prof. Dr. Oğuz TURGUT

EXPERIMENTAL AND NUMERICAL INVESTIGATION OF THE EFFECTS OF TiO₂-
WATER NANOFLUID ON COOLING PERFORMANCE IN HEAVY VEHICLE

RADIATOR

(Ph. D. Thesis)

Emre Aşkın ELİBOL

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

November 2022

ABSTRACT

In this thesis, the potential of TiO₂-water nanofluid to be used as a coolant in heavy vehicle radiators was investigated both numerically and experimentally. Before the experimental setup was set up, two numerical studies were conducted to examine the cooling performance of nanofluid in the offset strip fin channel used in the refrigerant part of the heavy vehicle radiator. In the first numerical study, the thermal-hydraulic performance was investigated at different volume concentration and Reynolds numbers for laminar flow using a constant surface temperature boundary condition in a offset strip fin channel. As a result of this numerical study, which was carried out in the range of 1-4% of the volume concentration, it was seen that the performance evaluation criteria was well above 1, especially at high Reynolds numbers. In the second numerical study, the effect of the air flow passing through the wavy fin channel in the radiator is taken into account by defining the convection boundary condition to the upper and lower parts of the offset strip fin channel through which the coolant passes. Thermal-hydraulic performance was investigated at different Reynolds numbers to provide laminar flow for 0.1-4% volume concentration values. The performance evaluation criteria was above 1 for all concentration values and increased significantly in the 1-4% concentration range. In the third type of study, the cooling performance of the heavy vehicle radiator, in which the refrigerant flows through the offset strip fin channel and the air through the wavy fin channel, was investigated experimentally and numerically for different volume flow rates and different inlet temperatures in the 0-0.2% volume concentration range of nanoparticle. Experiment results showed that 0.05% concentration value is the critical threshold for thermal performance. It was observed that the thermal performance decreased compared to the base fluid, due to the agglomeration at 0.1% and 0.2% concentration values, causing a decrease in the thermal conductivity and an excessive increase in viscosity. It has been observed that the findings obtained from the numerical and experimental studies are in agreement with the volume concentration in the range of 0-0.5%.

Science Code : 91408

Key Words : Heavy vehicle radiator, heat exchanger, nanofluid, heat transfer

Page Number : 134

Supervisor : Prof. Dr. Oğuz TURGUT

TEŞEKKÜR

Tez çalışmamın oluşmasında bilgisini ve deneyimlerini esirgemeyen tez danışmanım Sayın Prof. Dr. Oğuz TURGUT başta olmak üzere Tez İzleme Komitesi (TİK) üyelerim sayın Prof. Dr. Haşmet TÜRKOĞLU ve Prof. Dr. İlhami HORUZ'a, ayrıca tez kapsamında yapmış olduğum deneysel çalışmama vermiş olduğu teknik desteklerinden ötürü Doç. Dr. Mustafa Zeki YILMAZOĞLU ve Dr. Öğr. Üyesi Tamer ÇALIŞIR'a teşekkürü borç bilirim. Hazırlamış olduğum bu doktora tezi Gazi Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri (BAP) birimi tarafından sağlanan 06/2020-09 proje kodu ile desteklenmiştir. Desteklerinden dolayı Gazi Üniversitesi ve BAP birimine ve bu zorlu süreçte manevi desteklerini esirgemeyen eşim Özge BİLİR ELİBOL, Arş. Gör. Dr. Fatih AKTAŞ, Ahmet Fırat ÇELİK, Arş. Gör. Bedrettin Mahmut KOCAGİL, Arş. Gör. Görkem AĞÖREN ve Arş. Gör. Güven Hasret YILMAZ'a ve son olarak aileme bana gösterdikleri sabır ve destekleri için teşekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	viii
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	ix
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xii
1. GİRİŞ.....	1
2. LİTERATÜR TARAMASI	5
3. DENEYSEL ÇALIŞMA	17
3.1. Deney Sistemi ve Ölçüm Cihazları	17
3.2. Nanoakışkanın Hazırlanması	23
3.3. Deney Prosedürü	25
3.4. Deneysel Veriler ile Hesaplamaların Yapılması	25
3.4.1. Nanopartikülün termo-fiziksel özelliklerinin hesaplanması	25
3.4.2. Deneysel verilerin analizi.....	28
3.4.3. Belirsizlik analizi	30
4. SAYISAL ÇALIŞMA.....	33
4.1. Birinci Durum için Yapılan Sayısal Çalışma.....	33
4.1.1. Fiziksel ve matematiksel model.....	33
4.1.2. Nanoakışkanın termo-fiziksel özellikleri	39
4.1.3. Kaydırılmış şeritli kanalların ısı transferi ve akış karakteristikleri için korelasyonlar	40

	Sayfa
4.1.4. Sayısal çözüm ve hücre sayısı bağımsızlığı	42
4.2. İkinci Durum için Yapılan Sayısal Çalışma	43
4.2.1. Fiziksel ve matematiksel model	44
4.2.2. Nanoakışkanın termo-fiziksel özellikleri	49
4.2.3. Kaydırılmış şeritli kanalların ısı transferi ve akış karakteristikleri için korelasyonlar	49
4.2.4. Sayısal çözüm ve hücre sayısı bağımsızlığı	49
4.3. Üçüncü Durum için Yapılan Sayısal Çalışma	51
4.3.1. Fiziksel ve matematiksel model	52
4.3.2. Nanoakışkanın termo-fiziksel özellikleri	57
4.3.3. Kaydırılmış şeritli kanalların ısı transferi ve akış karakteristikleri için korelasyonlar	57
4.3.4. Sayısal çözüm ve hücre sayısı bağımsızlığı	57
5. DENEY SONUÇLARI	61
5.1. Reynolds Sayısı (Re)	62
5.2. Birim zamanda transfer edilen ısı miktarı ($\dot{Q}$)	62
5.3. Isı Taşınım Katsayısı (h)	66
5.4. Nusselt Sayısı (Nu)	68
5.5. Basınç Kaybı (ΔP)	71
5.6. Performans Katsayısı (PK)	72
6. SAYISAL ÇALIŞMA SONUÇLARI	75
6.1. Birinci Durum için Yapılan Sayısal Çalışma Sonuçları	75
6.2. İkinci Durum için Yapılan Sayısal Çalışma Sonuçları	81
6.3. Üçüncü Durum için Yapılan Sayısal Çalışma Sonuçları	91
7. DENEYSEL VE SAYISAL ÇALIŞMANIN KIYASLANMASI	103

	Sayfa
8. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	117
KAYNAKLAR	121
EKLER.....	131
EK-1. Örnek bir deneyin verileri	132
ÖZGEÇMİŞ	133

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 1.1. Binek araç radyatörlerinde nanoakışkan kullanılan literatür çalışmalarının özeti.....	10
Çizelge 3.1. Ağır taşıt radyatörünün geometrik ölçüleri.....	21
Çizelge 3.2. Kanatlı kanalların geometrik ölçüleri	22
Çizelge 3.3. Deneylerdeki değişken ve sabit parametreler	23
Çizelge 3.4. TiO ₂ nanopartikülünün karakteristik özellikleri	24
Çizelge 4.1. Su, TiO ₂ ve Al ₂ O ₃ nanopartiküllerinin termo-fiziksel özellikleri.....	40
Çizelge 4.2. Su, TiO ₂ ve havanın termo-fiziksel özellikleri	49

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 1.1. Soğutma performansı incelenen ağır taşıt radyatörü	4
Şekil 2.1. Ağır taşıt radyatörü ve montajının patlatılmış görünümü.....	14
Şekil 3.1. Deney sistemi.....	17
Şekil 3.2. Deney sisteminin şematik görünümü.....	18
Şekil 3.3. Tüm radyatör ve radyatörü oluşturan kaydırılmış şeritli kanal ile dalgalı kanatlı hava kanalının geometrik şekli	20
Şekil 3.4. Deneysel çalışmada kullanılan ağır taşıt radyatörü	20
Şekil 3.5. Dalgalı kanatlı hava kanalı	21
Şekil 3.6. Kaydırılmış şeritli kanal	22
Şekil 3.7. TiO ₂ nanopartikülünün SEM görüntüleri	23
Şekil 3.8. Nanoakışkan hazırlama prosedürünün şematik gösterimi	24
Şekil 4.1. (a) Dikdörtgensel kaydırılmış şeritli kanallardan oluşan levha kanatlı ısı değiştiricisinin izometrik görünümü ve (b) dikdörtgensel kaydırılmış şeritli kanalların bir kısmının önden görünümü	34
Şekil 4.2. (a) Çözüm alanının izometrik görünümü ve geometrik parametreler, (b) Çözüm alanının önden görünümü ve geometrik parametreler	35
Şekil 4.3. Çözüm alanı ve sınır şartlarının şematik görünümü	37
Şekil 4.4. Çözüm ağı yapısı	43
Şekil 4.5. Colburn- <i>j</i> faktörünün (a) ve Fanning sürtünme faktörünün <i>f</i> (b) hücre sayısı ile değişimi	43
Şekil 4.6. Ağır taşıt radyatörünün tek katmanı	45
Şekil 4.7. Dalgalı kanatlı hava kanalı	45
Şekil 4.8. (a) Kaydırılmış şeritli kanal ve seçilen çözüm alanı, (b) çözüm alanının önden görünümü	46
Şekil 4.9. Çözüm alanında oluşturulan ağ yapısı	50
Şekil 4.10. Hücre sayısı bağımsızlığı.....	51

Şekil	Sayfa
Şekil 4.11. Tüm radyatör	52
Şekil 4.12. (a) 1 adet kaydırılmış şeritli kanal ve üstünde/altında bulunan dalgalı kanatlı hava kanalları, (b) kontrol hacmi	53
Şekil 4.13. Kontrol hacmi ve sınır şartları	54
Şekil 4.14. Örnek çözüm ağı yapısı	58
Şekil 4.15. Birim zamanda transfer edilen ısı miktarı ve çıkış sıcaklığının hücre sayısı ile değişimi.....	59
Şekil 5.1. Reynolds sayısının konsantrasyon ve giriş sıcaklığına göre değişimi; (a) 5 L/dk, (b) 8 L/dk ve (c) 11 L/dk	62
Şekil 5.2. Birim zamanda transfer edilen ısı miktarının konsantrasyon ve giriş sıcaklığına göre değişimi; (a) 5 L/dk, (b) 8 L/dk ve (c) 11 L/dk	64
Şekil 5.3. Birim zamanda transfer edilen ısı miktarının konsantrasyon ve debiye göre değişimi (a) 38,7°C, (b) 48,4°C, (c) 58,1°C, (d) 67,6°C ve (e) 77,6°C	65
Şekil 5.4. Isı taşınım katsayısının konsantrasyon ve giriş sıcaklığına göre değişimi; (a) 5 L/dk, (b) 8 L/dk ve (c) 11 L/dk	66
Şekil 5.5. Isı taşınım katsayısının konsantrasyon ve debiye göre değişimi; (a) 38,7°C, (b) 48,4°C, (c) 58,1°C, (d) 67,6°C ve (e) 77,6°C	67
Şekil 5.6. Nusselt sayısının konsantrasyon ve giriş sıcaklığına göre değişimi; (a) 5 L/dk, (b) 8 L/dk ve (c) 11 L/dk	69
Şekil 5.7. Nusselt sayısının konsantrasyon ve debiye göre değişimi; (a) 38,7°C, (b) 48,4°C, (c) 58,1°C, (d) 67,6°C ve (e) 77,6°C	70
Şekil 5.8. Basınç kaybının konsantrasyon ve giriş sıcaklığına göre değişimi (a) 5 L/dk, (b) 8 L/dk ve (c) 11 L/dk	71
Şekil 5.9. Performans katsayısının konsantrasyon ve debiye göre değişimi; (a) 38,7°C, (b) 48,4°C, (c) 58,1°C, (d) 67,6°C ve (e) 77,6°C.....	73
Şekil 6.1. Su için kıyaslama çalışması: j (a) ve f (b) – Re	76
Şekil 6.2. Al ₂ O ₃ -su nanoakışkanı için literatür kıyaslaması (a) h-Re, (b) PP-Re	77
Şekil 6.3. (a) $\dot{Q}$ -Re, (b) h-Re, (c) Nu-Re değişimi	79
Şekil 6.4. (a) ΔP -Re, (b) PP-Re değişimi.....	80

Şekil	Sayfa
Şekil 6.5. Farklı ϕ değerleri için PDK-Re değişimi.....	81
Şekil 6.6. Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi	82
Şekil 6.7. Isı transfer karakteristikleri: (a) $\dot{Q}_{nf}/\dot{Q}_{bf}$ -Re, (b) h_{nf}/h_{bf} -Re, (c) Nu_{nf}/Nu_{bf} -Re değişimi.....	83
Şekil 6.8. Birim zamanda transfer edilen ısı miktarının Reynolds sayısı ile değişimi ...	84
Şekil 6.9. (a) Basınç kaybı oranı, (b) pompa gücü oranı ve (c) Fanning sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi	85
Şekil 6.10. Farklı konsantrasyonlarda PDK-Re değişimi	87
Şekil 6.11. Farklı konsantrasyonlarda ΔEx -Re değişimi	88
Şekil 6.12. Farklı konsantrasyonlarda ϵ -Re değişimi	90
Şekil 6.13. Birim zamanda transfer edilen ısı miktarının konsantrasyon ve giriş sıcaklığı ile değişimi; (a) 5 L/dk, (b) 8 L/dk ve (c) 11 L/dk	91
Şekil 6.14. Birim zamanda transfer edilen ısı miktarının konsantrasyon ve debi ile değişimi (a) 38,7°C, (b) 48,4°C, (c) 58,1°C, (d) 67,6°C ve (e) 77,6°C	92
Şekil 6.15. Isı taşınım katsayısının konsantrasyon ve giriş sıcaklığı ile değişimi; (a) 5 L/dk, (b) 8 L/dk ve (c) 11 L/dk.....	94
Şekil 6.16. Isı taşınım katsayısının konsantrasyon ve debi ile değişimi (a) 38,7°C, (b) 48,4°C, (c) 58,1°C, (d) 67,6°C ve (e) 77,6°C	94
Şekil 6.17. Nusselt sayısının konsantrasyon ve giriş sıcaklığı ile değişimi; (a) 5 L/dk, (b) 8 L/dk ve (c) 11 L/dk.....	96
Şekil 6.18. Nusselt sayısının konsantrasyon ve debi ile değişimi; (a) 38,7°C, (b) 48,4°C, (c) 58,1°C, (d) 67,6°C ve (e) 77,6°C.....	96
Şekil 6.19. 11 L/dk hacimsel debi ve 77,6°C giriş sıcaklığında kaydırılmış şeritli kanalın çıkış kısmındaki sıcaklık dağılımı; (a) $\phi=0$ ve (b) $\phi=0,05$	98
Şekil 6.20. 11 L/dk hacimsel debide kaydırılmış şeritli kanalın duvar sıcaklık dağılımı; (a) $\phi=0$, $T_g=58,1^\circ\text{C}$ ve (b) $\phi=0,05$, $T_g=77,6^\circ\text{C}$	98
Şekil 6.21. Basınç kaybının konsantrasyon ve T_g ile değişimi; (a) 5, (b) 8, (c) 11 L/dk.....	99
Şekil 6.22. Performans katsayısının konsantrasyon ve debi ile değişimi; (a) 38,7°C, (b) 48,4°C, (c) 58,1°C, (d) 67,6°C ve (e) 77,6°C.....	100

Şekil	Sayfa
Şekil 7.1. 5 L/dk debide farklı giriş sıcaklıklarında birim zamanda transfer edilen ısı miktarının hacimsel konsantrasyona göre değişimi	104
Şekil 7.2. 8 L/dk debide farklı giriş sıcaklıklarında birim zamanda transfer edilen ısı miktarının hacimsel konsantrasyona göre değişimi	106
Şekil 7.3. 11 L/dk debide farklı giriş sıcaklıklarında birim zamanda transfer edilen ısı miktarının konsantrasyona göre değişimi	107
Şekil 7.4. 5 L/dk debide farklı giriş sıcaklıklarında ısı taşınım katsayısının konsantrasyona göre değişimi	109
Şekil 7.5. 8 L/dk debide farklı giriş sıcaklıklarında ısı taşınım katsayısının konsantrasyona göre değişimi	110
Şekil 7.6. 11 L/dk debide farklı giriş sıcaklıklarında ısı taşınım katsayısının konsantrasyona göre değişimi	111
Şekil 7.7. 5 L/dk debide farklı giriş sıcaklıklarında Nusselt sayısının konsantrasyona göre değişimi	112
Şekil 7.8. 8 L/dk debide farklı giriş sıcaklıklarında Nusselt sayısının konsantrasyona göre değişimi	114
Şekil 7.9. 11 L/dk debide farklı giriş sıcaklıklarında Nusselt sayısının konsantrasyona göre değişimi	115

SİMGELER VE KISALTMALAR

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

Simgeler	Açıklamalar
%	Yüzde
°C	Derece santigrat
μ	Dinamik viskozite, (kg/m·s)
ρ	Yoğunluk, (kg/m ³)
ϕ	Hacimsel konsantrasyon
ΔP	Basınç kaybı (Pa)
A_s	Yüzey alanı, (m ²)
c_p	Özgül ısı, (J/kg·K)
d	Çap, (nm)
D_h	Hidrolik çap, (m)
f	Fanning sürtünme faktörü
G	Kütle akısı, (kg/s·m ²)
h	Isı taşınım katsayısı, (W/m ² ·K)
j	Colburn faktörü
k	Isı iletim katsayısı, (W/m·K)
L	Kanal uzunluğu, (mm)
$\dot{m}$	Kütleli debi, (kg/s)
Nu	Nusselt sayısı
P	Basınç, (Pa)
PP	Pompa gücü (W)
Pr	Prandtl sayısı
$\dot{Q}$	Birim zamanda transfer edilen ısı miktarı, (W)
Re	Reynolds sayısı
T	Sıcaklık, (°C) (K)
ΔE_x	Ekserji kaybı, (W)

Simgeler**Açıklamalar** ε

Etkenlik

Kısaltmalar**Açıklamalar****L/dk**

Litre/dakika

PDK

Performans değerlendirme kriteri

PK

Performans katsayısı

1. GİRİŞ

Kompakt ısı değıştiricileri hedeflenen ısıl performansın sağlanabilmesi ve kompakt yapıları nedeniyle havacılık uygulamaları, taşıt ve kriyojenik endüstrilerde sıklıkla tercih edilmektedirler ki; bu tip ısı değıştiricileri hafiflik, daha az alan kaplama, yüksek mukavemet, enerji gereksinimini azaltma ve düşük maliyet gibi avantajları beraberinde getirmektedir [1]. Kompakt ısı değıştiricisi türlerinden birisi olan levha kanatlı ısı değıştiricileri geniş kullanım alanına sahiptir. Levha kanatlı ısı değıştiricileri özellikle taşıt motorlarının soğutma radyatörleri gibi çok çeşitli kullanım alanlarına sahiptirler. Bu kullanım alanları için kanat geometrisinin çeşitlendirildiği birçok kanat yapısı geliştirilmiştir: dalgalı, panjurlu, düz, kaydırılmış şerit, vb. Soğutma radyatörleri için ise hem sıcak hem de soğuk akımların geçişi için dalgalı, panjurlu, düz, delikli, kaydırılmış şerit kanat gibi birkaç kanat kanal yapısı geliştirilmiştir. Bu kanat yapılarıyla şekillendirilmiş, akışkan temas alanı bakımından genişletilmiş yüzeyler hem ısı taşınım katsayısının hem de yüzey alanı yoğunluğunun artması bakımından oldukça etkilidirler [2-4]. Bu kanat yapıları arasında, kaydırılmış şerit kanatın ısı transferini önemli ölçüde arttırması, yüksek ısı transfer alanı sağlaması, birim hacim başına hafiflik, kompaktlık ve yapısal dayanıklılık özellikleri nedeniyle başta yüksek soğutma performansı gerektiren ağır taşıtların motor soğutma sistemleri olmak üzere motorlu taşıt endüstrisine oldukça uygundur [5]. Kaydırılmış şerit kanat yapısı hem ısı transferini önemli derecede arttırmasından hem de birim hacim başına hafiflik sağladığı için ağır taşıt radyatörlerinin çalışma akışkanı kısmında yaygın olarak kullanılmaktadırlar.

Bu çalışmada soğutma performansı incelenen ağır taşıt radyatörü gaz-sıvı arasında ısı transfer prosesinin gerçekleştiği tek geçişli çapraz akışlı kompakt bir ısı değıştiricisidir.

Kaydırılmış şeritli kanallardaki ısı transferi iyileşmesi hem yüzey alanının genişlemesinden hem de akış yönü boyunca her kanat modülünden sonra ısıl sınır tabakanın yeniden oluşumundan kaynaklanmaktadır ki; bu durum kesintisiz kanat kanal yapılarına kıyasla tam gelişmişliği engelleyerek ısıl giriş uzunluğundan maksimum fayda sağlanmasına olanak tanır. Yani; ısıl sınır tabakanın yeniden başlaması kesintisiz kanat kanal geometrilerine kıyasla toplam akış hattında ortalama sınır tabaka kalınlığında bir azalmaya

neden olur ve akışkan kanat hattından akarken daha yüksek ısı taşınım katsayısının elde edilmesini sağlar.

Genişletilmiş yüzey alanı, tüm akış yönü boyunca her akış kanalında ısı sınır tabakanın yeniden ve tekrarlı oluşumu, sınır tabakalardaki periyodik kesintiler ve tüm kanat geçişlerinde meydana gelen salınımlı hızın vektörlerinin oluşumu yüksek ısı taşınım katsayısını ve neticesinde yüksek birim zamanda transfer edilen ısı miktarını tetikler. Ayrıca, kaydırılmış şerit kanat dikdörtgensel kesite sahip olduğundan dolayı kararlı geometri sınıfına girmektedir. Hoseinzadeh ve ark. [6] kararlı ve kararsız kesite sahip kanallarda nanoakışkan kullanarak ısı transfer performansını incelemişler ve ısı akısının kararlı geometrilerde daha iyi transfer edildiğini ifade etmişlerdir. Kaydırılmış şeritli kanalların sürekliliğe sahip yüzeyleri akış yönü boyunca ısı sınır tabakaları ve akım çizgilerini keserek tam gelişmiş akışı engellemenin yanı sıra girdapları ve giriş etkilerini tetikler [7]. Bu tetiklenen ısı giriş uzunluğu etkisi artan ısı transfer olgusu ile sonuçlanır [8]. Ancak, ısı taşınım katsayısının artmasıyla birlikte, kesintiye uğrayan diziler ve ardışık sınır tabakasının yeniden başlatılması, her bir kanat modülünün sonlu uzunluğundan dolayı artan direnç ve yüzey sürtünmesi katkısından kaynaklanan büyük bir basınç kaybına neden olur. Birbirine zıt bu iki sonuç nedeniyle, bir kaydırılmış şeritli kanalın genel performansının değerlendirilmesinde geliştirilmiş ısı transferi bulguları basınç kaybı ve karşılık gelen pompa gücü ile birlikte dikkate alınmalıdır [9].

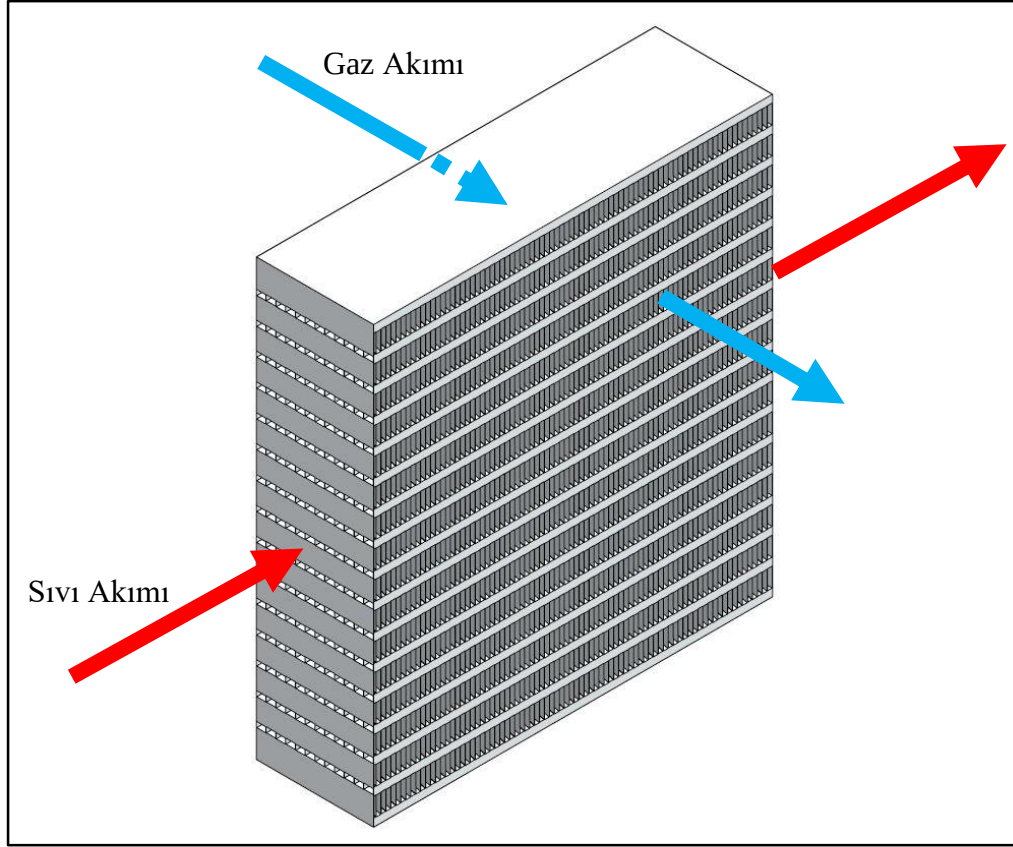
Herhangi bir ısı değiştiricinin etkenliğini arttırmak enerji tüketimini ve sera gazı emisyonlarını azaltır [10]. Emisyonları azaltmak için bir çok metot vardır: 1) Alternatif yakıt kullanmak [11], 2) katalitik konvertör, dizel partikül filtresi, seçici katalitik indirgeme ve bu ekipmanlardan önce farklı uygulamaların yapılması gibi son işlem ekipmanları kullanmak [12]. Bunların yanısıra taşıtların soğutma sistemlerinin ana bileşeni olan radyatörlerde geleneksel akışkanlar yerine nanoakışkan gibi bir alternatifin kullanılması da emisyonları azaltabilmektedir. Üretim tekniklerinin gelişmesiyle nanometre boyutunda metalik ve metalik olmayan partiküller işlenebilmeye başlanmıştır ki; bu partiküllere “nanopartikül” adı verilmiştir. Su gibi bir temel akışkana bu partiküllerin ilâve edilmesiyle “nanoakışkan” olarak isimlendirilen ve geleneksel sıvılara göre ısı olarak üstün bir akışkan elde edilmektedir [13, 14]. “Nanoakışkan” olarak adlandırılan bu yeni soğutucu akışkan sınıfının yakın gelecekte mühendislik uygulamalarında geleneksel soğutucu akışkanların yerini alacağı düşünülmektedir [13]. Bu

nanoakışkanların geleneksel soğutuculara göre üstün ısı özellikleri nedeniyle, ısı transferinin meydana geldiği çok çeşitli uygulamalarda kullanılma potansiyeli bulunmaktadır [14]. Özellikle nanoakışkanlar otomobil ve ağır taşıt motorlarındaki soğutma sistemlerinin soğutma performansını artırmasının yanı sıra, bu sistemlerin boyutlarını ve dolayısıyla ağırlığını azaltmada büyük bir avantaja sahiptir [6, 15-18]. Bu açıdan bakıldığında, yüksek soğutma performansı gerektiren ağır taşıt radyatörlerinde nanoakışkanların kullanılması yakın gelecekte mümkün görünmektedir. Çok çeşitli nanopartiküller arasında özellikle titanyum dioksit (TiO_2) kararlı ve toksik olmayan yapısı ile öne çıkmakta ve birçok araştırmacı tarafından nanoakışkan araştırmalarında tercih edilmektedir.

Ulaştırma sektörünün vazgeçilmezi olan içten yanmalı motorlarda soğutma sisteminin olması kaçınılmazdır. Bu motorlarda, soğutma için çapraz akışlı ısı değiştiricilerinin yaygın örneklerinden biri olan radyatörlerde geleneksel olarak sirküle edilen su, etilen glikol veya her ikisinin karışımı kullanılmaktadır. Artan yük ve güç gereksinimleri nedeniyle içten yanmalı motorlu araçların ısı atma gereksinimleri sürekli artmaktadır. Isı transferi prosesi motor performansını, yakıt verimliliğini, malzeme seçimini ve emisyonu doğrudan etkiler [19]. Bu nedenle mühendisler sadece motor performansına değil, aynı zamanda yakıt verimliliği ile birlikte emisyonları da azaltmaya odaklanır [20]. Bu kapsamda radyatörde nanoakışkan kullanımı, alternatif yakıt seçimi [11], arıtma ekipmanı entegrasyonu [12] gibi emisyonları azaltmak için birçok yöntem bulunmaktadır. Geleneksel soğutuculara göre iyileştirilmiş ısı özellikler sayesinde nanoakışkanlar bu konuda potansiyel bir soğutucu olarak ortaya çıkmaktadır. Nanoakışkanlar radyatörlerde çalışma akışkanı olarak kullanılabilir ve genellikle daha yüksek ısı iletkenliğe sahip olduklarından soğutma performansını artırabilir [21].

Bu çalışmada soğutma performansı incelenen levha kanatlı bir ısı değiştiricisi olan ağır taşıt radyatörü Şekil 1.1’de gösterilmektedir. Gaz akımındaki akışkan hava olup dalgali kanatlı hava kanalları boyunca akmaktadır. Sıvı akımındaki akışkan nanoakışkan olup kaydırılmış şeritli kanallardan akmaktadır. Deney düzeneği kurulmadan önce iki farklı durum için yapılan sayısal çalışmada sıvı akımının geçtiği 15 adet kaydırılmış şeritli kanaldan sadece bir tanesi kısmi olarak modellenmiştir. Bu çalışmalarda, TiO_2 -su nanoakışkanının ısı performansı farklı hacimsel konsantrasyon ve Reynolds sayıları için incelenmiştir.

Şekil 1.1.'de gösterilen ağır taşıt radyatöründe soğutucu akışkan olarak TiO_2 -su nanoakışkanı kullanılarak farklı hacimsel debi ve giriş sıcaklıkları için deneyler yapılmıştır. Ayrıca, bir kısmı modellenen radyatörde deneysel çalışmalardaki sınır şartları kullanılarak üçüncü bir durum için sayısal çalışma yapılmıştır.



Şekil 1.1. Soğutma performansı incelenen ağır taşıt radyatörü

Tez kapsamında deney düzeneği kurulmadan önce iki farklı durum için yapılan sayısal çalışmada kaydırılmış şeritli kanalın periyodik karakteristiğinden yararlanılarak TiO_2 -su nanoakışkanının ısı ve hidrolik performansa olan etkileri incelenmiştir. Birinci durum için yapılan sayısal çalışmada kısa bir kanal uzunluğu ele alınmış, üst ve alt levhalara sabit yüzey sıcaklık sınır şartı tanımlanmıştır. İkinci durum için yapılan sayısal çalışmada ise gerçek radyatör genişliğine eşdeğer bir kanal uzunluğu ele alınmış, üst ve alt levhalara zorlanmış taşınım sınır şartı tanımlanmıştır. TiO_2 -su nanoakışkanının iki farklı malzeme (bakır ve 3003-H14) ile modellenen kaydırılmış şeritli kanallarda geniş bir hacimsel konsantrasyon aralığı ve farklı sınır şartları için çalışılmış olması bu tezin özgün yönlerindendir. Daha önce ağır taşıt radyatörlerinde TiO_2 -su nanoakışkanının test edilmemiş olması ise bu tezin diğer bir özgün yönüdür.

2. LİTERATÜR TARAMASI

Geçtiğimiz birkaç on yılda, birçok araştırmacı [5, 22-30] kaydırılmış şeritli kanalların akış ve ısı transfer özelliklerini deneysel olarak incelemişlerdir. Bu çalışmaların bazılarında [5, 23, 26-29] Colburn j -faktörü ve Fanning sürtünme faktörü (f) için korelasyonlar geliştirilirken, bazılarında [24, 25] ise mevcut korelasyonlar kullanılarak kanat aralığı, kanat yüksekliği, kanat kalınlığı ve kanat uzunluğu gibi geometrik parametrelerin ısı transferi ve akış karakteristiklerine etkileri araştırılmıştır. Dong ve ark. [5], Wieting [8], Joshi ve Webb [26], ve Kim ve ark. [31] akışkan olarak havayı kullanarak birçok geometrik parametre için geniş Reynolds sayısı aralığında kaydırılmış şeritli kanallardaki ısı transferi ve akış karakteristiğini daha iyi anlayabilmek amacıyla ısıl-hidrolik performansını inceleyerek çok sayıda empirik korelasyon türetmişlerdir. Geometrik parametreleri değiştirmeden havanın yanısıra su, etilen glikol, yağ, kriyojenik akışkanları kullanarak çeşitli korelasyonların türetildiği başka çalışmalar da mevcuttur [25, 32-41]. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yazılımlarının kullanımının giderek yaygınlaşmasıyla birlikte, kaydırılmış şeritli kanallarda hava, su ve kriyojenik akışkan gibi farklı çalışma akışkanlarının ısıl-hidrolik davranışlarını araştırmak için birçok sayısal çalışma [1, 31-34, 37, 39-46] yapılmıştır. Bu çalışmaların bazılarında, kaydırılmış şeritli kanallardan maksimum ısı transfer performansı sağlayabilmek için geometrik parametreler optimize edilmeye çalışılmıştır. Ancak bilindiği gibi bu tür kanatların üretimi kalıplarla yapılmaktadır ve bu nedenle istenilen her geometrik parametreye göre imalat yapılması mümkün olmamaktadır. Ayrıca, kanat kalınlığı, kanat yüksekliği, kanat aralığı ve kanat modül uzunluğu gibi geometrik parametreleri optimize etmeye çalışmak ısı transferi açısından limitlerine ulaşmış durumdadır. Dahası, ısıl performansı göreceli olarak düşük olan alışılagelmiş bir akışkan olarak suyu çalışma akışkanı olarak kullanmak ağır taşıtlardaki soğutma performansını sınırlamaktadır [47].

Soğutma performansını arttırmak için ısı transfer yüzeyini arttırma gibi geleneksel yöntemler istenmeyen şekilde ısıl yönetim sisteminin boyutlarının büyümesiyle sonuçlanmaktadır [48]. Sonuç olarak kanatların geometrik parametrelerinin değiştirilmesi artık sınırlarına ulaşmıştır. Ayrıca, motor soğutma sistemlerindeki levha kanatlı ısı değiştiricilerindeki kaydırılmış şeritli kanallarda halihazırda kullanılan su-etilen glikol karışımı ve yağ gibi geleneksel soğutucuların ısıl iletkenlikleri çok düşüktür. Bu nedenle

bu tip ısı değiştiricilerinde geleneksel soğutucu akışkanlar yerine ısı transferi açısından ısı iletim katsayısı daha yüksek olan bir akışkan kullanılması gerekmektedir.

Khoshvaght-Aliabadi ve ark. [27] kaydırılmış şeritli kanal da dâhil olmak üzere farklı levha kanatlı kanalların performansını incelemek amacıyla CuO-su nanoakışkanının hacimsel konsantrasyonunun %0,1; 0,2; 0,3 ve 0,4 değerleri için deneysel bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Ortalama ısı taşınım katsayısının nanopartiküllerin hacimsel konsantrasyonu ve hacimsel debinin artmasıyla arttığı görülmüştür. Ayrıca, incelenen tüm kanal yapılarında, nanoakışkanın kullanılması daha düşük akış hızlarında ve yüksek nanopartikül hacimsel konsantrasyonlarında avantajlı olduğu ifade edilmiştir.

Zhao ve ark. [45] kaydırılmış şeritli kanalda Al_2O_3 -su nanoakışkanının %1-4 nanopartikül hacimsel konsantrasyonları için akış ve ısı transfer özelliklerini tek fazlı, laminar akış ve üç boyutlu akış kabulleri altında sayısal olarak incelemişlerdir. alışmalarında kanalın st ve alt levhalarında sabit yüzey sıcaklığı sınır koşulu tanımlamışlardır. Kaydırılmış şeritli kanalda Reynolds sayısındaki ve nanopartikül hacimsel konsantrasyonundaki artışla hem ısı transferinin hem de basınç kaybının önemli ölçüde arttığını ifade etmişlerdir.

Al-Rashed ve ark. [49] kaydırılmış şeritli kanalda Reynolds sayısının 100-700 aralığı ve %0,5; 1; 1,5 ve 3 hacimsel konsantrasyonları için CuO-su nanoakışkanının performansını incelemek amacıyla sayısal bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. 12 mm uzunluğundaki kanalın st ve alt levhalarına sabit yüzey ısı akısı sınır şartı tanımlamışlardır. En yüksek performans değerlendirme kriteri (PEC) değerinin %1 hacimsel konsantrasyon değerinde elde edildiğini ifade etmişlerdir.

Wen ve ark. [50] 240-3800 Reynolds sayısı aralığı için %0,75 ve %1,5 hacimsel konsantrasyon değerlerinde ZnO-su nanoakışkanını kullanarak kaydırılmış şeritli kanaldaki akış ve ısı transfer özelliklerini deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. 90 mm uzunluğundaki kanalın st ve alt levhasına sabit yüzey ısı akısı sınır şartı tanımlamışlardır. Nanoakışkan için tek fazlı yaklaşımın iki fazlı yaklaşımlara (mixture ve Eulerian) göre deneysel sonuçlarla daha uyumlu olduğunu gözlemlemişlerdir.

Birinci durum için yapılan sayısal çalışma kapsamındaki literatür taraması diğer nanoakışkanlara kıyasla oldukça avantajlı olan TiO_2 -su nanoakışkanının dikdörtgenel

kesite sahip kaydırılmış şeritli kanal yapısındaki akış ve ısı transfer karakteristiklerinin incelenmediğini göstermiştir. Bu nedenle, Elibol ve Turgut [51] bu tez çalışması kapsamında yapılan ilk sayısal çalışmada, TiO_2 -su nanoakışkanının dikdörtgensel kesite sahip kaydırılmış şeritli kanal yapısındaki ısı-hidrolik performansını 3-boyutlu bütünleşik ısı transferi için laminar akış koşulu altında tek fazlı model kullanarak sayısal olarak incelemişlerdir. Kanalin üst ve alt levhalarına sabit yüzey sıcaklık sınır şartı tanımlanmıştır. Kanat ve kanal malzemesi olarak bakır kullanılmıştır. Ayrıca, farklı Reynolds sayıları ($\text{Re}=500-1000$) ve TiO_2 nanopartikül hacimsel konsantrasyon değerleri (%0-4) için akış ve ısı transfer karakteristikleri, birim zamanda transfer edilen ısı miktarı, ısı taşınım katsayısı, Nusselt sayısı, basınç kaybı ve karşılık gelen pompa gücü değerleri hesaplanarak detaylı olarak incelenmiştir. Kaydırılmış şeritli kanal yapısında nanoakışkan akışını araştıran diğer çalışmalardan farklı olarak, su yerine TiO_2 -su nanoakışkan kullanımının etkili olup olmadığını görmek için performans değerlendirme kriteri (PEC) değerleri de hesaplanmıştır. TiO_2 -su nanoakışkanının PEC değerlerinin Al_2O_3 -su nanoakışkanına göre daha yüksek olduğunu ifade etmişlerdir.

Literatürde bulunan kaydırılmış şeritli kanalları inceleyen sayısal çalışmalarda [25, 27, 31-35, 37, 38, 40-42, 45, 49-52], alt ve üst levhalarda ya sabit yüzey ısı akısı ya da sabit yüzey sıcaklık sınır şartı tanımlamaları yapılmıştır. Ayrıca, bu çalışmaların çoğunda kanat ve kanalların malzemesi için alüminyum, bakır ve paslanmaz çelik tercih edilmiştir. Günümüzde mükemmel şekillendirilebilirliği, kaynak uygunluğu, korozyon direnci ve orta mukavemeti nedeniyle alüminyum alaşımlı 3xxx serisi birçok endüstriyel uygulamada yaygın olarak kullanılmaktadır.

İkinci durum için yapılan sayısal çalışmanın motivasyonu yukarıda belirtilen eksikliklerdir. Bu eksikliklerden dolayı, Elibol ve Turgut [53] yapmış oldukları diğer çalışmada dikdörtgensel kesite sahip kaydırılmış şeritli kanalda TiO_2 -su nanoakışkanının ısı-hidrolik performansını üç boyutlu bütünleşik ısı transferi için laminar akış koşulu altında tek fazlı model kullanılarak sayısal olarak incelemişlerdir. Yaptıkları çalışmanın yenilikleri, ikinci akışkanın etkisini dikkate almak için üst ve alt levhalara taşınım sınır şartının uygulanması, geniş bir hacimsel konsantrasyon değeri aralığının kullanılması, gerçek akışa eşit olan (213,5 mm genişliğe sahip radyatör) çok uzun bir kaydırılmış şeritli kanal uzunluğunun ve katı parçaların malzemesi olarak 3003-H14 alüminyum alaşımı kullanılmasıdır. Bu çalışma ekserji kaybını hesaplayarak kayıp iş potansiyelini anlamak açısından, diğer kaydırılmış

şeritli kanal çalışmalarından farklı olarak önemli bulgular vermektedir. Farklı Reynolds sayıları $Re=300-800$ ve TiO_2 nanopartikül hacimsel konsantrasyon değerleri $\phi=\%0,1; 0,2; 0,3; 0,4; 1; 2$ ve 4 için akış ve ısı transfer karakteristikleri, birim zamanda transfer edilen ısı miktarı oranı, ısı taşınım katsayısı oranı, Nusselt sayısı oranı, basınç kaybı oranı, pompa gücü oranı, PEC, ekserji kaybı ve tüm radyatörün etkenliği incelenmiştir. Konsantrasyon aralığının $\%0-4$ aralığında seçilmesinin sebebi korozyon, kararlılık, çökelme, basınç kaybı sorunları ve ısı transferindeki etkin artıştır [54]. Daha yüksek nanopartikül hacimsel konsantrasyon uygulamalarında topaklaşma sorununun olduğu da bilinmektedir. Ayrıca, nanopartikül topaklanması katı-sıvı arayüzünü azaltarak ısı iletim katsayısını ve dinamik viskoziteyi ön görülemez şekilde değiştirebilmektedir [55].

Kaydırılmış şeritli kanalda akışın görüntülediği deneysel bir çalışmada [56], Reynolds sayısının 1060 olduğu durumda, akış yönünde ilk sıranın/modülün girdap oluşumu meydana getirdiği ve akışın yaklaşık olarak altıncı modülden sonra türbülanslı olduğu gözlemlenmiştir. Ancak literatürde laminar akıştan türbülanslı akışa geçiş hakkında kesin bir bilgi bulunmamaktadır. Bu nedenle Elibol ve Turgut [53] yaptıkları çalışmada en yüksek Reynolds sayısını 800 olarak seçmiştir. Sonuçlar TiO_2 -su nanoakışkanının tüm Reynolds sayısı aralığında düşük konsantrasyonlarda kullanılmasının saf suya kıyasla önemli bir etkiye sahip olmadığını göstermiştir. Reynolds sayısı ve hacimsel konsantrasyonun artmasıyla birim zamanda transfer edilen ısı miktarı, ısı taşınım katsayısı, Nusselt sayısı, basınç kaybı ve karşılık gelen pompa gücünün arttığı ifade edilmiştir. PEC değerlerine göre TiO_2 -su nanoakışkanının yüksek konsantrasyonlarda kullanılmasının daha avantajlı olduğu belirtilmiştir. Ayrıca, nanopartiküllerin eklenmesiyle viskozitenin arttığı ve bu nedenle pompa gücünde dikkate değer bir artış olduğu gözlemlenmiştir. Ekserji kaybı ve etkenliğin Reynolds sayısı ve konsantrasyon ile arttığı ifade edilmiştir.

Birkaç araştırmacı yaptıkları deneysel çalışmalar sonucunda, bir binek araç radyatöründe nanoakışkanların kullanılması durumunda ısı taşınım katsayısının önemli ölçüde arttığını göstermişlerdir. Bahsi geçen deneysel literatür çalışmaları Çizelge 1.1'de özetlenmiştir. Çizelge 1.1'de verilen literatür çalışmaları incelendiğinde, incelenen hacimsel konsantrasyon aralığında nanopartikülün en yüksek hacimsel konsantrasyonunda ısı performansın sürekli olarak maksimum değerine ulaşp ulaşmadığı konusunda bir tutarsızlık olduğu görülmektedir. Bazı çalışmalarda konsantrasyon arttıkça ısı performansın sürekli arttığı, bazılarında [57-60] ise ısı performansın kritik konsantrasyon

değerine kadar arttığı ve sonrasında düşüşe geçtiği ifade edilmiştir. Bir binek araç radyatöründe TiO_2 -su nanoakışkanının incelendiği çalışmalar dikkate alındığında, Said ve ark. [61] %0,05-0,3 konsantrasyon aralığında laminar akış; Ahmed ve ark. [62] %0,1-0,3 konsantrasyon aralığında laminar akış; Sandhya ve ark. [13] %0,1-0,5 konsantrasyon aralığında türbülanslı akış ve Hussein ve ark. [63] %1-2,5 konsantrasyon aralığında laminar akış durumunu incelemişlerdir. İnceledikleri hacimsel konsantrasyon aralıklarında Nusselt sayısı, ısı taşınım katsayısı ve birim zamanda transfer edilen ısı miktarının konsantrasyon değeriyle arttığını gözlemlemişlerdir. Ancak TiO_2 -su nanoakışkanının kullanım alanı çok portlu mikrokanala doğru genişletilerek literatür incelendiğinde; Zhang ve ark. [64] konsantrasyon değerinin %0,01'den yüksek olduğunda Nusselt sayısının azalma eğiliminde olduğunu gözlemlemiştir. Zhong ve ark. [65] laminar akış durumunda hem %0,5 hem de %1 konsantrasyon değerleri için ısı taşınım katsayısı ve Nusselt sayısının bazen aynı, bazen saf sudan daha az olduğunu gözlemlemişlerdir. Ayrıca TiO_2 -su nanoakışkan dışındaki nanoakışkanları binek araç radyatöründe inceleyen literatür çalışmaları [19, 57-60] dikkate alındığında, çalıştıkları konsantrasyon aralıkları için ısı performans açısından kritik bir hacimsel konsantrasyon değeri tespit etmişlerdir. Literatür taramasından da görüleceği üzere çeşitli nanoakışkan türlerinin ısı transferi ve akış davranışını araştıran birçok çalışma olmasına rağmen, hacimsel konsantrasyon ve ısı performans arasındaki ilişki hâlâ belirsizdir.

Çizelge 1.1. Binek araç radyatörlerinde nanoakışkan kullanılan literatür çalışmalarının özeti

Referans	Nanoakışkan	Yüzey aktif madde	d_p (nm)	ϕ (%)	T_g (°C)	Akış türü	Bulgular
Sandhya ve ark. [13]	TiO ₂ -su-EG	Var	21	0,1-0,5	35-45	Türlüanslı (4000<Re<15000)	Nu, ϕ ve Re ile doğru orantılıdır.
Ali ve ark. [19]	Al ₂ O ₃ -su	Yok	10	0,1-2	97	Laminer (400<Re<1000)	ϕ =%0,1-1 aralığında $\dot{Q}$ 'da kademeli artış; %1,5-2 aralığında ise bozulma. $\dot{Q}$, Re ile doğru orantılıdır.
Ali ve ark. [57]	ZnO-su	Var	20	0,01-0,3	45-55	Türlüanslı (17500<Re<27600)	Isı transferi suya göre sürekli artmıştır. ϕ =%0,2 ısı transferi için kritik değer olarak bulunmuştur. T_g , $\dot{Q}$ değerini az miktarda etkilemektedir.
Qasim ve ark. [58]	ZnO-su	Yok	20	0,1-0,3	70	Laminer (186<Re<1127)	$\dot{Q}$ ve Nu en yüksek değerlerini (%41 ve %31) ϕ =%0,2'de almıştır. Aynı durumda ΔP %46 artmıştır. Isıl performans ϕ =%0,3'e doğru bozulmuştur. ΔP , Re ve ϕ arttıkça artmıştır.
Tafakhori ve ark. [59]	Fe ₃ O ₄ -su	Yok	28	0,01-0,9	72-88	Laminer (30<Re<100)	ϕ =%0,1 kritik değer olarak gözlemlenmiştir.

Çizelge 1.1. (devam) Binek araç radyatörlerinde nanoakışkan kullanılan literatür çalışmalarının özeti

Referans	Nanoakışkan	Yüzey aktif madde	d_p (nm)	ϕ (%)	T_g (°C)	Akış türü	Bulgular
Zhou ve ark. [60]	α -Al ₂ O ₃ -su-PG	Yok	30	0,1-0,5	40-60	Türbülanslı	h, ϕ 'ın artmasıyla önce artmış, sonra azalmıştır. ZnO-su-PG için maksimum h, ϕ =%0,3 değerinde gözlemlenmiştir. ϕ =%0,5 olduğunda h düşmeye başlamıştır. Al ₂ O ₃ -su-PG için maksimum h, ϕ =%0,2 değerinde gözlemlenmiştir. h, T_g ile ani şekilde artmaktadır.
	γ -Al ₂ O ₃ -su-PG		10				
	ZnO-su-PG		30				
Said ve ark. [61]	Al ₂ O ₃ -su-EG	Var	10	0,05-0,3	80	Laminer (500<Re<3000)	Al ₂ O ₃ -su için Re=1000 ve ϕ =%0,3 değerlerinde Nu en yüksektir. PEC 1,03-1,31 aralığındadır.
	TiO ₂ -su-EG	Yok	5				
Ahmed ve ark. [62]	TiO ₂ -su	Var	44	0,1-0,3	80	Laminer (560<Re<1650)	ϕ =%0,3 dolduğunda h maksimumdur.
Husein ve ark. [63]	TiO ₂ -su	Yok	30	1-2,5	80	Laminer (250<Re<1750)	$\dot{Q}$, ϕ ve Re ile doğru orantılıdır.
	SiO ₂ -su						
Khan ve ark. [66]	ZnO-su-EG	Var	40	0,01-0,04	60-68	Türbülanslı (10000<Re<32000)	Maksimum $\dot{Q}$, ϕ =%0,04 ve Re=32000'de %36 olarak gözlemlenmiştir.

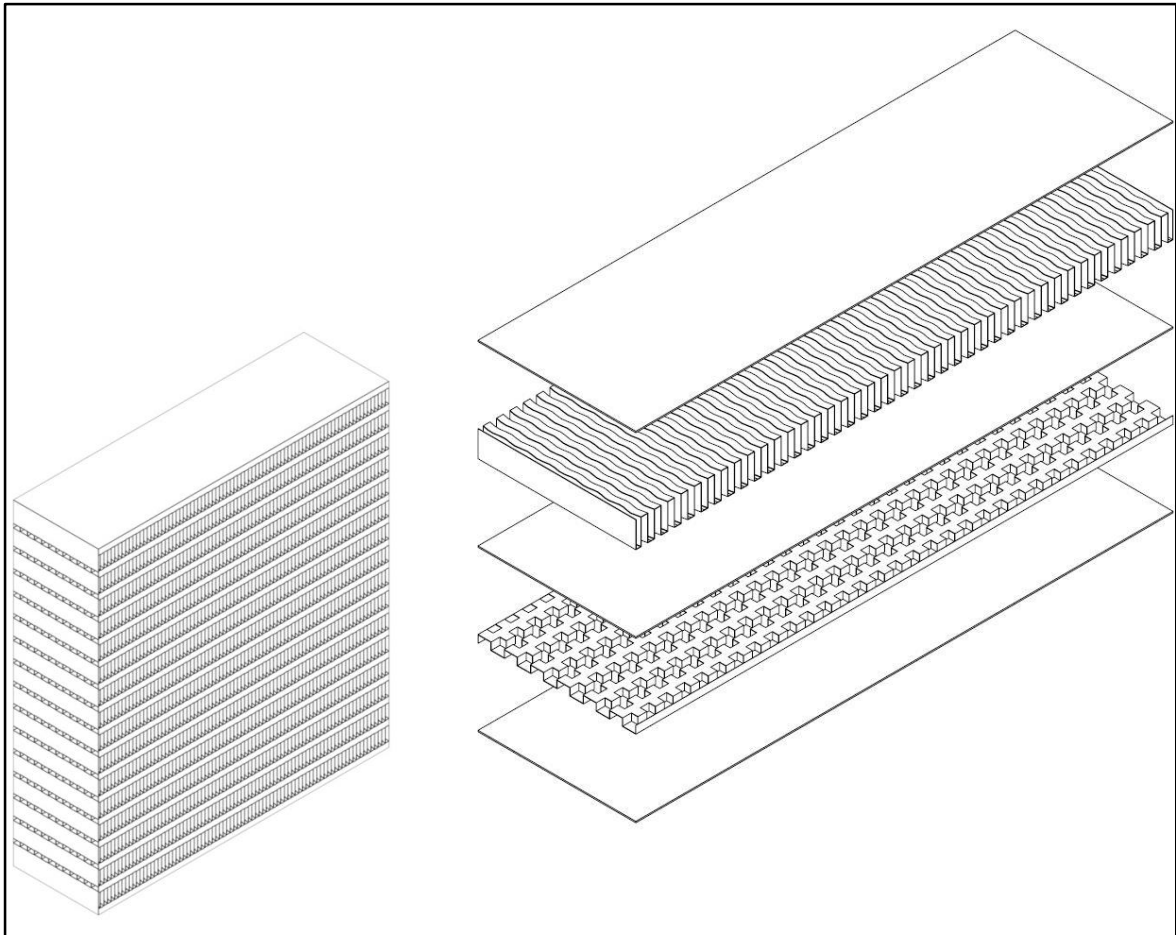
Çizelge 1.1. (devam) Binek araç radyatörlerinde nanoakışkan kullanılan literatür çalışmalarının özeti

Referans	Nanoakışkan	Yüzey aktif madde	d_p (nm)	ϕ (%)	T_g (°C)	Akış türü	Bulgular
Elsaid [67]	Al_2O_3 -su-EG	Yok	11-25	0,02-0,2	50-90	Türlüanslı (7300<Re<69000)	Co_3O_4 -su-EG'nin ısı performansını daha yüksektir. PEC, düşük ϕ ve yüksek Re'de yüksektir. T_g arttıkça Nu artmıştır.
	Co_3O_4 - su-EG		8-21				
Subedar ve ark. [68]	Al_2O_3 - su- MEG	Yok	20	0,2-0,8	65-85	Laminer	Isı transfer performansı saf suya göre artmıştır. T_g ısı transfer performansını çok az etkilemiştir.
Ali ve ark. [69]	MgO- su	Yok	20	0,06-0,12	56-64	Türlüanslı	Isı transferi tüm ϕ değerlerinde artmıştır. $\phi=0,12$ 'de en iyi iyileşme %31'dir. Düşük debilerde $\dot{Q}$ daha çok artmıştır. $\dot{Q}$, T_g 'e az bağlıdır.
Peyghamba rzadeh ve ark. [70]	Al_2O_3 -su-EG	Yok	20	0,1-1	35-60	Laminer	Temel akışkanlarına göre nanoakışkan kullanılmasıyla ısı transferi artmıştır. Her iki nanoakışkan için de Nu en yüksek %40 oranında artmıştır. Isı transferi ϕ değeri ile çok, T_g değerine göre az değişmektedir.
	Al_2O_3 -su					Türlüanslı	

Çizelge 1.1. (devam) Binek araç radyatörlerinde nanoakışkan kullanılan literatür çalışmalarının özeti

Referans	Nanoakışkan	Yüzey aktif madde	d_p (nm)	ϕ (%)	T_g (°C)	Akış türü	Bulgular
Sokhal ve ark. [71]	CuO-su	Yok	20	0,1-0,5	40-70	Türbülanslı (5000<Re<20000)	En yüksek $\dot{Q}$ değeri (%22 artış) $\phi=0,5$, Re=20000 ve $T_g=70^\circ\text{C}$ durumundadır. Nu; ϕ , T_g ve Re arttıkça artmıştır. ΔP , ϕ ve Re arttıkça artmış, T_g arttıkça azalmıştır.
Sheikhzade h ve ark. [72]	Al ₂ O ₃ -su-EG	Yok	20	0,003-0,012	90	Laminer (220<Re<360)	h, hem ϕ hem de Re ile doğru orantılıdır.
Gulhane ve Chincholka [73]	Al ₂ O ₃ -su	Yok	50	0,1-0,4	50-70	Türbülanslı (6000<Re<16000)	h; ϕ , Re ve T_g arttıkça artmıştır. $\dot{Q}$, Re ile fazla T_g ile az miktarda artmıştır.
Samira ve ark. [74]	CuO-su-EG	Yok	60	0,05-0,8	35-54	Türbülanslı (Re>2000)	Debi arttıkça PEC her T_g için artmıştır.
Sonage ve Mohanan [75]	Zn-su	Yok	41	0,15-0,5	30-35	Türbülanslı (4000<Re<20000)	Zn-su için $\phi=0,5$ değerinde PEC en yüksektir.
	ZnO-su		32				
Heris ve ark. [76]	CuO-su	Yok	60	0,05-0,8	35-54	Türbülanslı (2000<Re<8000)	$\phi=0,8$ ve $T_g=54^\circ\text{C}$ değerlerinde h maksimumdur (%55 artış).
Chavan ve Pise [77]	Al ₂ O ₃ -su	Yok	20	0,1-1	45	Türbülanslı (8000<Re<22000)	Re ve ϕ arttıkça ısı transferi artmıştır.

Literatürde ağır taşıt radyatöründe nanoakışkanın ısıl performans açısından test edildiği bir çalışmaya rastlanılmadığından Çizelge 1.1.'de sıvı akım tarafında basit yassı dairesel kanallardan ve gaz akım tarafında hava panjur kanat kanallardan oluşan otomobil radyatöründe çeşitli nanoakışkanların soğutma performansına etkilerinin incelendiği çalışmalar sunulmuştur. Şekil 2.1'de gösterilen ağır taşıt radyatörünü otomobil radyatöründen ayıran özelliği sıvı akım kısmında kaydırılmış şeritli kanalların ve gaz akım kısmında dalgalı kanatlı hava kanallarının kullanılmasıdır. Mevcut tez çalışması kapsamını literatürdeki bu eksiklik belirlemiştir.



Şekil 2.1. Ağır taşıt radyatörü ve montajının patlatılmış görünümü

Deneyisel çalışmada ağır taşıt radyatörünün sıvı akım kısmında bulunan kaydırılmış şeritli kanallarda farklı konsantrasyonlarda TiO_2 -su nanoakışkanı kullanılması durumundaki ısı transferi ve akış özellikleri incelenmiştir. Radyatörün gaz akım kısmında bulunan dalgalı kanatlı hava kanallarına hava besleyen fanın devri sabit tutulmuştur. TiO_2 nanopartikülünün farklı hacimsel konsantrasyon değerlerinde, giriş sıcaklığı ve hacimsel debi parametrik olarak çalışılmıştır. Üçüncü durum için yapılan sayısal çalışmada,

radyatörün bir kısmı modellenerek deneysel çalışmalardan ölçülen ve hesaplanan sınır şartları kullanılmıştır. Bu deneysel çalışma, böyle kompakt ve karmaşık bir levha kanatlı ısı değiştiricisinde nanoakışkan kullanma olasılığını araştırmak amacıyla gerçekleştirilmiştir.

3. DENEYSEL ÇALIŞMA

Bu bölümde deneysel çalışmada kullanılan deney sistemi, sistemde kullanılan ölçüm cihazları, TiO_2 -su nanoakışkanının hazırlanma süreci, deneysel verilerin okunması, deney prosedürü ve gerçekleştirilen deneyler ile elde edilen verilerin hesaplanması sunulmuştur.

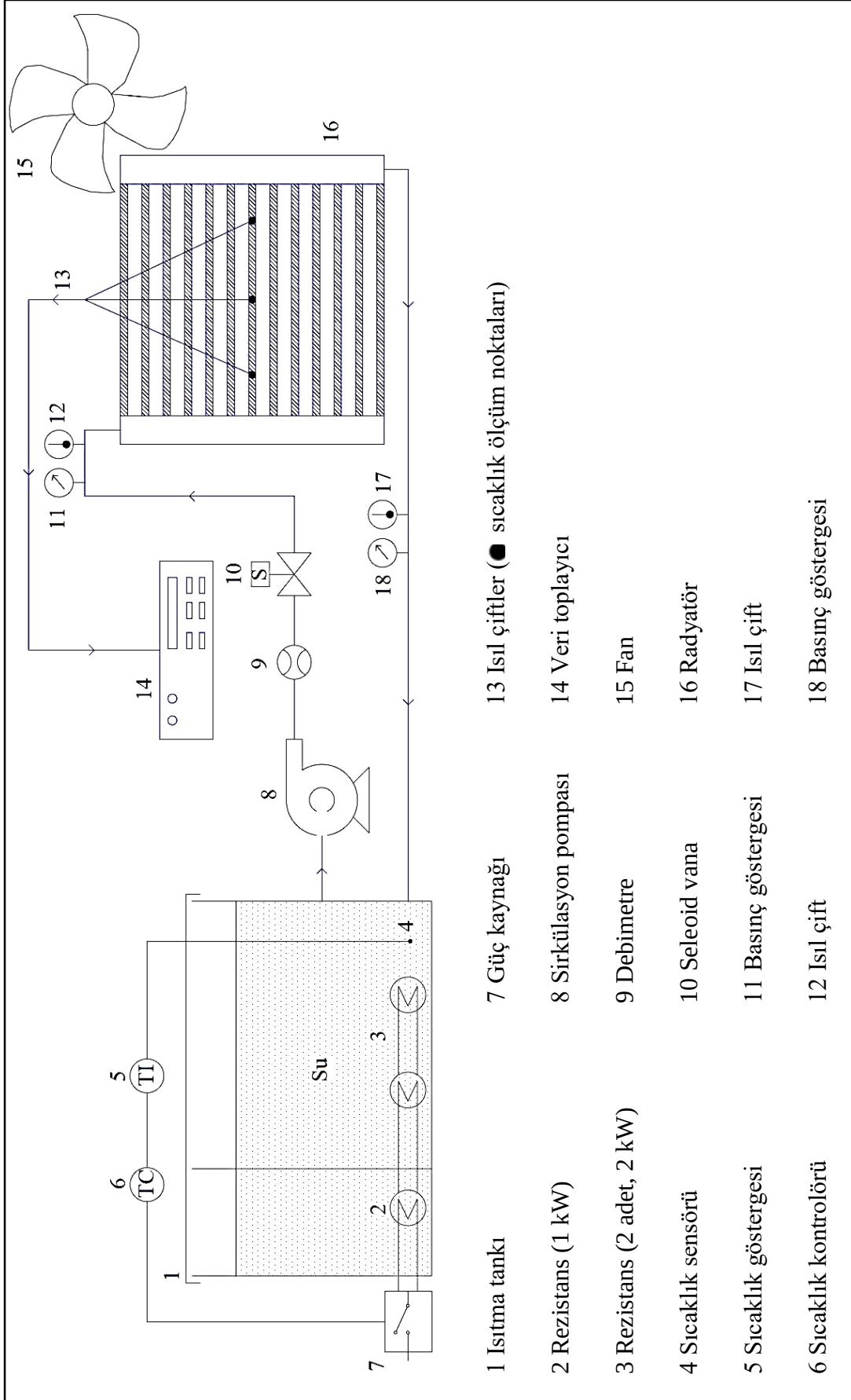
3.1. Deney Sistemi ve Ölçüm Cihazları

Deney sistemi ve üzerine entegre edilen cihazlar Şekil 3.1’de görüldüğü gibidir.



Şekil 3.1. Deney sistemi

Deney sisteminin daha net şekilde anlaşılabilmesi için şematik görünümü çizilmiş ve Şekil 3.2’de gösterilmiştir. Şekil 3.2’de görüldüğü üzere deney sistemi 18 farklı elemandan oluşmaktadır.



Şekil 3.2. Deney sisteminin şematik görünümü

Deney sistemi sıcak akışkan (TiO_2 -su nanoakışkanı) ve soğuk akışkan (hava) olmak üzere iki akışkan dolaşımından oluşmaktadır. Eksenel fan (15 nolu eleman) havayı radyatörde bulunan hava kanallarından üfleyerek sıcak nanoakışkanı soğutmaktadır. Deney sisteminde sıcak akışkan (nanoakışkan) dolaşımı ısıtma tankında (1 nolu eleman) nanoakışkanın istenilen radyatör giriş sıcaklığına kadar sıcaklık göstergesi ve kontrolörü yardımıyla ısıtılır. Isıtma tankı 2 mm kalınlığında alüminyumdan yapılmıştır. Isıtma tankı 30 litre ($60 \times 30 \times 30$ cm) kapasiteye sahip olup iki bölmeye ayrılmıştır. Tanka dönen soğutulmuş akışkan ilk olarak 1 kW rezistanslı (2 nolu eleman) bölmede ön ısıtmaya tabii tutulmaktadır. Isıtma tankının diğer bölümünde ise iki adet 2 kW rezistans (3 nolu eleman) bulunmaktadır. Akışkan istenilen giriş sıcaklığına ($38,7$; $48,4$; $58,1$; $67,6$ ve $77,6^\circ\text{C}$) geldiğinde ısıtma tankına daldırılan sıcaklık sensörü (4 nolu eleman) sıcaklık göstergesi (5 nolu eleman) ve sıcaklık kontrolörüne (6 nolu eleman) sinyal göndererek tüm rezistansların devre dışı kalmasını sağlamaktadır. Isıtma tankındaki akışkan sıcaklığı $0,1^\circ\text{C}$ düştüğünde ise sıcaklık sensörü sıcaklık göstergesi ve sıcaklık kontrolörü vasıtasıyla tüm rezistansları devreye sokmaktadır. İstenilen sıcaklığa getirilen akışkan 3 kademeli sirkülasyon pompası (8 nolu eleman, Atmos PICO 25/1-6-130) vasıtasıyla radyatöre basılmaktadır. Pompadan çıkan akışkanın debisi paslanmaz çelik türbin debimetre (9 nolu eleman, $\pm\%0,5$ hassasiyet) ile ölçülmüştür. Akış kontrolü amacıyla sistemde bir adet selenoid vana (10 nolu eleman) kullanılmıştır.

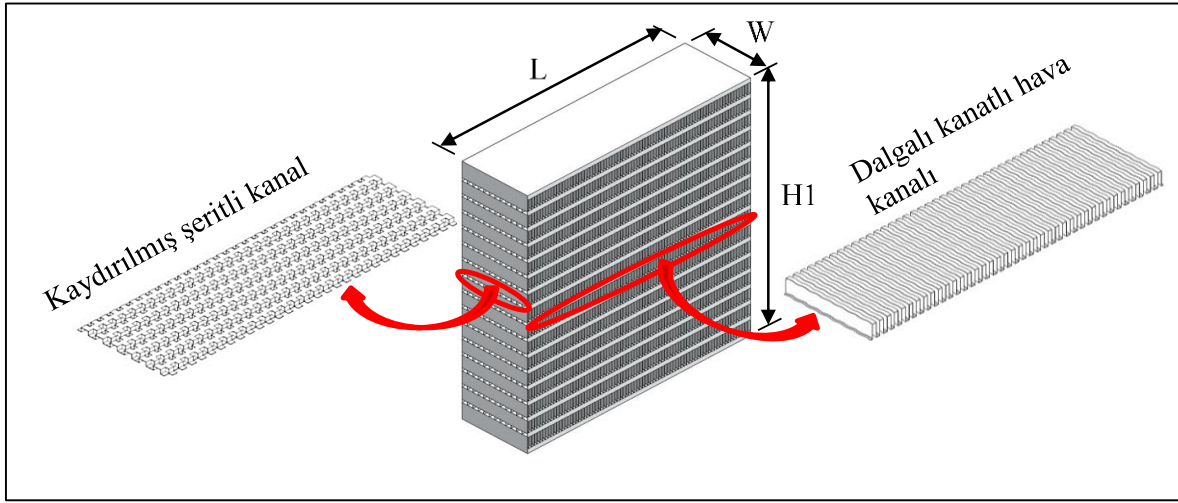
2 adet T-tipi ısıl çift (12 ve 17 nolu eleman, $\pm 0,3^\circ\text{C}$ hassasiyet) nanoakışkanın radyatöre giriş ve çıkış sıcaklıklarının ölçülmesi amacıyla kullanılmıştır. 9 adet T-tipi ısıl çift (13 nolu eleman) ise radyatör matriksindeki ortalama duvar sıcaklığını ölçmek amacıyla radyatörün farklı noktalarına yerleştirilmiştir. Deney sisteminde kullanılan ısıl çiftler sıcaklık verilerinin kaydedilebilmesi amacıyla veri toplama cihazına (14 nolu eleman Agilent 34970 A Data logger) bağlanmıştır. Deneyde kullanılan ısıl çiftler buzlu ve kaynayan suda kalibre edilmişlerdir.

2 adet basınç göstergesi (11 ve 18 nolu elemanlar, Pakkens, $\pm\%0,5$ mbar hassasiyet) nanoakışkanın radyatöre giriş ve çıkış basınç değerlerinin ölçülerek basınç kaybının hesaplanabilmesi amacıyla kullanılmıştır.

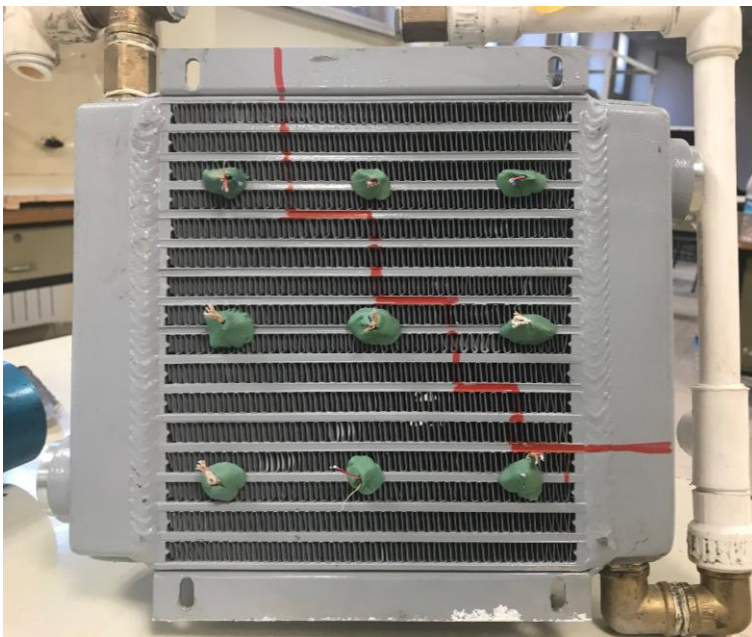
Isıtma tankında istenilen radyatör giriş sıcaklığına ($38,7$; $48,4$; $58,1$; $67,6$ ve $77,6^\circ\text{C}$) kadar ısıtılan farklı hacimsel konsantrasyonlardaki ($\phi = 0$; $0,025$; $0,05$; $0,1$ ve $0,2$) nanoakışkan

sirkülasyon pompası yardımıyla 3 farklı debide (5, 8 ve 11 L/dk) dolaşıma sokulmuştur. Soğutma fanı 2,77 m/s ortamala hava giriş hızı ile çalışmaktadır.

Deneyde kullanılan ağır taşıt radyatöründe, nanoakışkan dikdörtgensel kesite sahip kaydırılmış şeritli kanallardan akarken hava ise dalgalı kanatlı hava kanallardan akmaktadır. Deneyde kullanılan radyatörün bilgisayar destekli çizimi ve gerçek görünümü sırasıyla Şekil 3.3 ve Şekil 3.4’de verilmiştir.



Şekil 3.3. Tüm radyatör ve radyatörü oluşturan kaydırılmış şeritli kanal ile dalgalı kanatlı hava kanalın geometrik şekli



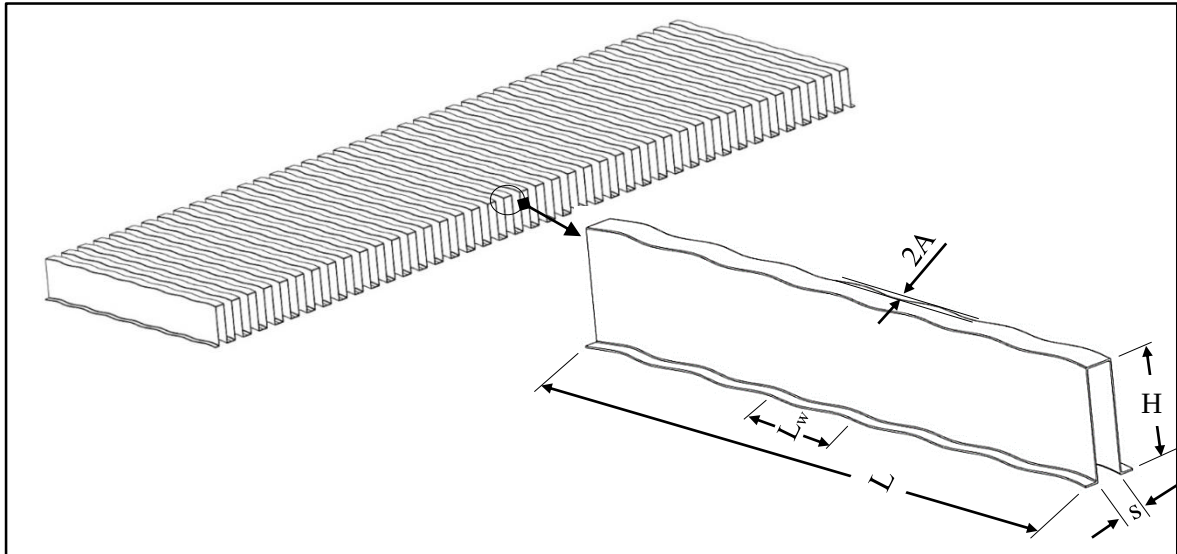
Şekil 3.4. Deneysel çalışmada kullanılan ağır taşıt radyatörü

Radyatörün geometrik ölçüleri Çizelge 3.1’de verilmiştir.

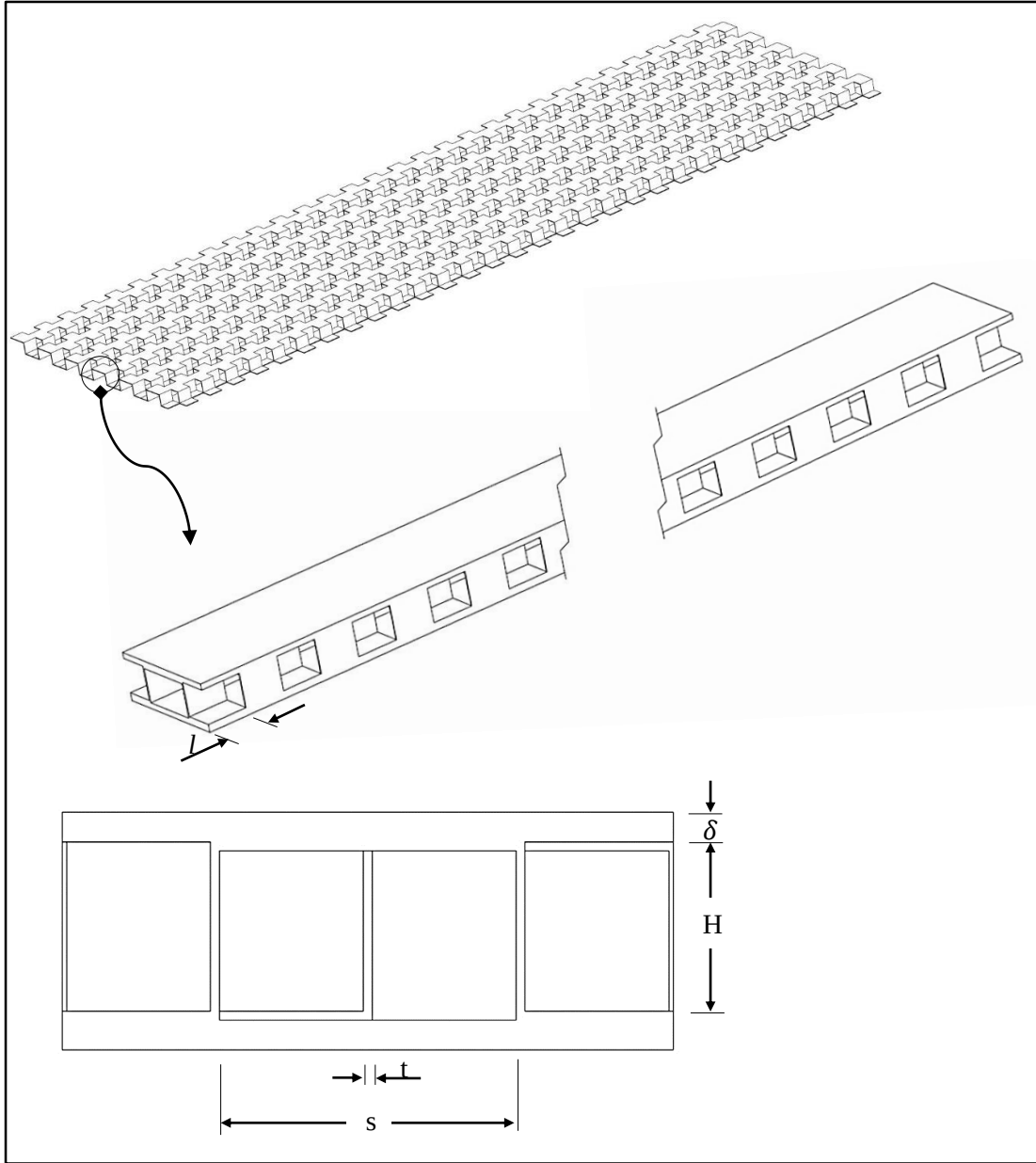
Çizelge 3.1. Ağır taşıt radyatörünün geometrik ölçüleri

Ölçüler	Değerler
Radyatör derinliği (W)	0,0627 m
Radyatör yüksekliği (H1)	0,228 m
Radyatör genişliği (L)	0,2135 m
Nanoakışkanın temas ettiği toplam yüzey alanı	0,63432 m ²
Kaydırılmış şeritli kanalın hidrolik çapı	$3,65 \times 10^{-3}$ m
Kaydırılmış şeritli kanal sayısı	15
Dalgalı kanatlı hava kanal sayısı	16

Radyatörün solundaki şekil soğutucu akışkanın geçtiği kaydırılmış şeritli kanaldır. Radyatörün sağındaki şekil ise havanın geçtiği dalgalı kanatlı hava kanaldır. Radyatörü oluşturan bu kanat kanallar 0,5 mm kalınlıktaki alüminyum 3003-H14 alaşımından imal edilmiştir. Kaydırılmış şeritli kanal ve dalgalı kanatlı hava kanal yapılarının ayrıntılı geometrik görünüşü sırasıyla Şekil 3.5 ve Şekil 3.6’da verilmiştir. Radyatörün ve radyatörü oluşturan kanat kanalların geometrik ölçüleri mm cinsinden Çizelge 3.2’de verilmiştir. Deneyler farklı nanopartikül hacimsel konsantrasyon (ϕ), nanoakışkan giriş sıcaklığı (T_g) ve hacimsel debilerde ($\dot{V}$) gerçekleştirilmiştir. Deneylerde kullanılan değişken ve sabit parametreler Çizelge 3.3.’de verilmiştir.



Şekil 3.5. Dalgalı kanatlı hava kanal



Şekil 3.6. Kaydırılmış şeritli kanal

Çizelge 3.2. Kanatlı kanalların geometrik ölçüleri

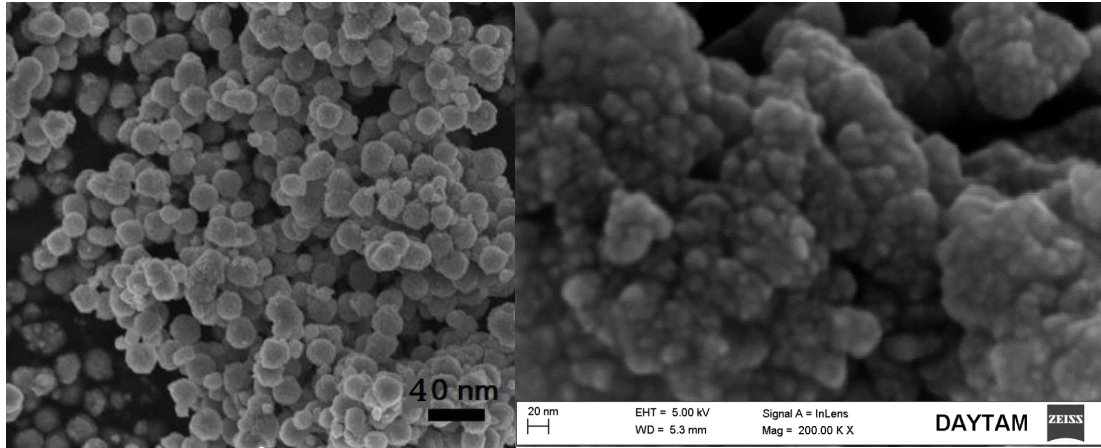
Ölçüler	Kaydırılmış şeritli kanal	Dalgalı kanatlı hava kanalı
Kanal uzunluğu (L)	213,5	62,7
Üst-alt levha kalınlığı (δ)	0,5	0,5
Kanat uzunluğu (l)	3,5	-
Kanat kalınlığı (t)	0,15	0,15
Kanat aralığı (s)	5	2,5
Kanat yüksekliği (H)	2,85	9,7
Kanat dalga uzunluğu (L_w)	-	11
Kanat dalga genliğinin iki misli (2A)	-	0,7

Çizelge 3.3. Deneylerdeki değişken ve sabit parametreler

Parametre	Değeri
Hacimsel konsantrasyon, ϕ (%)	0; 0,025; 0,05; 0,1 ve 0,2
Giriş sıcaklığı, T_g (°C)	38,7; 48,4; 58,1; 67,6 ve 77,6
Hacimsel debi, $\dot{V}$ (L/dk)	5, 8, 11
Hava hızı (m/s)	2,77

3.2. Nanoakışkanın Hazırlanması

Bu çalışmada kullanılan anataz TiO_2 nanopartikülünün SEM (taramalı elektron mikroskobu) görüntüsü Şekil 3.7’de gösterilmiş olup ortalama olarak 20 nm boyuta ve küresel şekle sahiptir ve NANOGRAFI (Türkiye) firmasından temin edilmiştir. Bu nanopartikül hem düşük maliyetli hem de insan ve çevre sağlığına zararlı değildir [78].

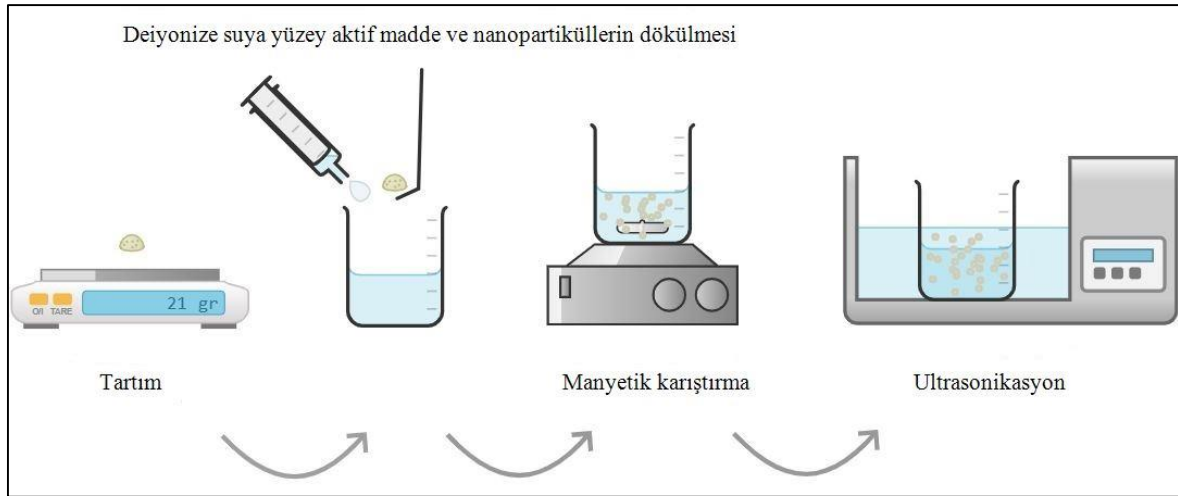
Şekil 3.7. TiO_2 nanopartikülünün SEM görüntüleri

Kararlı bir nanoakışkan dispersiyonu elde edebilmek amacıyla Triton X-100 yüzey aktif maddesi nanoakışkan hazırlanırken deiyonize suya eklenmiştir. TiO_2 nanopartikülünün karakteristik özellikleri Çizelge 3.4’de verilmiştir. Ayrıca Şekil 3.8’de nanoakışkan hazırlama prosesi şematik olarak verilmiştir. Deneylerde 10 litrelik TiO_2 -su nanoakışkanı kullanılmıştır. 10 litre nanoakışkan hazırlanırken 10 adet 1 litrelik beher kullanılmıştır. İlk olarak TiO_2 nanopartikülü %0,025; 0,05; 0,1 ve 0,2 hacimsel konsantrasyonları için hassas şekilde tartılmıştır. Tartımı yapılan nanopartiküller deiyonize suya serpilerek (disperse edilerek) manyetik karıştırıcıda (Mtops, 1500 rpm) 2 saat süreyle homojen bir dağılımın sağlanabilmesi amacıyla mekanik olarak karıştırılmıştır. Uygun bir sonikasyon süresinin

belirlenmesi nanopartikül topaklanmasını engellemektedir [79]. TiO_2 -su nanoakışkanının kararlılığın en yüksek olduğu sonikasyon süresi 2,5 saat olarak bilinmektedir [80]. Bu nedenle mekanik karıştırıcıdan alınan karışımlar (her 1 litrelik nanoakışkan için) ultrasonik banyoda (Alex Machine, Turkey, 140 W, 35 kHz) 2,5 saat süreyle ultrasonik dalgaya maruz bırakılmıştır.

Çizelge 3.4. TiO_2 nanopartikülünün karakteristik özellikleri

Özellik	TiO_2 (Anataz)
Safılık	99,95 (%)
Ortalama boyut	20 nm
Morfoloji	Küresel
Renk	Beyaz
Isı iletim katsayısı	8,4 (W/m·K) [81]
Özgül ısı	692 (J/kg·K) [82]
Yoğunluk	4175 (kg/m ³) [81]



Şekil 3.8. Nanoakışkan hazırlama prosedürünün şematik gösterimi

Nanoakışkanlar hazırlanırken istenilen hacimsel konsantrasyon (ϕ) değerleri için aşağıdaki eşitlik kullanılmıştır:

$$\phi = \left[\frac{\frac{m_p}{\rho_p}}{\frac{m_p}{\rho_p} + \frac{m_{bf}}{\rho_{bf}}} \right] \times 100 \quad (3.1)$$

Burada, ϕ nanopartikül hacimsel konsantrasyonunu, m kütleyi, ρ ise yoğunluğu ifade etmektedir. p ve bf alt simgeleri sırasıyla partikülü ve temel akışkanı (su) simgelemektedir. Suyun yoğunluğu ρ_{bf} değeri 27°C için $996,6 \text{ kg/m}^3$ olarak alınmıştır.

3.3. Deney Prosedürü

Çalışma akışkanı olan nanoakışkan (TiO_2 -su) ısıtma tankında bulunan rezistanslar ve sıcaklık kontrolörü yardımıyla istenilen radyatör giriş sıcaklığına kadar ısıtılmıştır. Sirkülasyon pompası istenilen kademeye (debi) ayarlandıktan sonra eş zamanlı olarak radyatör fanı ile birlikte çalışmaya başlamıştır. Bu şekilde akışkan dolaşımı başlatılmıştır. Sistemin kararlı rejime geçme süresi sıcaklık, debi ve basınç ölçüm sonuçları gözlemlenerek 30 dakika olarak belirlenmiştir. Buna dayanarak sistem kararlılığı için her deney öncesi deney sistemi 30 dakika kadar çalıştırılmıştır. Sistemin kararlı rejime geçmesinden sonra yarım dakika aralıklarda sıcaklık değerleri, tüm deney boyunca ortalama basınç değerleri ve debi değerleri okunarak kaydedilmiştir. Elde edilen verilerle ortalama birim zamanda transfer edilen ısı miktarı, ortalama ısı taşınım katsayısı, Nusselt sayısı ve basınç kaybı hesaplanmıştır. İncelenen her parametre için deneyler kararlı duruma geçişten sonra 3 defa tekrarlanarak belirsizlik hesabı yapılmıştır. Deneylerin tekrarlanabilirliği her durum için %6'nın altında olarak hesaplanmıştır.

3.4. Deneysel Veriler ile Hesaplamaların Yapılması

Bu bölümde, deneylerde kullanılan TiO_2 -su nanoakışkanının termo-fiziksel özelliklerinin hesaplanmasında kullanılan korelasyonlar ve deneylerden elde edilen verilerin ısı transfer analizinde kullanım metodolojisinden bahsedilmiştir.

3.4.1. Nanopartikülün termo-fiziksel özelliklerinin hesaplanması

Nanopartiküllerin deiyonize su (temel akışkan) içinde homojen olarak dağıldığı kabul edilerek TiO_2 -su ve Al_2O_3 -su nanoakışkanlarının yoğunluğu ρ_{nf} ve özgül ısı $c_{p,nf}$ sırasıyla aşağıdaki gibi hesaplanmıştır [83]:

$$\rho_{nf} = \phi_p \rho_p + (1 - \phi_p) \rho_{bf} \quad (3.2)$$

$$c_{p,nf} = \frac{[\varphi_p \rho_p c_{p,p} + (1 - \varphi_p) \rho_{bf} c_{p,bf}]}{\rho_{nf}} \quad (3.3)$$

Burada, p ve bf alt simgeleri sırasıyla partikül ve temel akışkanı (su) simgelemektedir. ρ yoğunluğu, c_p özgül ısıyı ve φ nanopartikül hacimsel konsantrasyonunu ifade etmektedir.

Nanoakışkan için genel ısı iletim katsayısı terimi şu şekildedir [84];

$$k_{nf} = k_{statik} + k_{Brownian} \quad (3.4)$$

Burada, k_{nf} nanoakışkanın birleşik ısıl iletkenliğidir. k_{statik} terimi nanopartiküllerin temel akışkan içinde statik şekilde olmasından kaynaklanan ve Maxwell modeli ile tanımlanmış ısı iletim katsayısını ifade etmektedir. Maxwell modelinde ısı iletim katsayısı hesaplanırken sıcaklık etkisi ihmal edilmektedir. $k_{Brownian}$ terimi ise dinamik bir mekanizmanın sebep olduğu ısı iletim katsayısı terimidir: Yani, $k_{Brownian}$ temel akışkan içindeki nano boyutlu partiküllerin Brown hareketinin neden olduğu nano-konveksiyon sebebiyle temel akışkan moleküllerinin sürekli hareketinden kaynaklanan ısı iletim katsayısı terimidir. Nanopartiküller temel akışkanın (genellikle su) molekülleri arasında hareket ederler ve bazen Brown hareketi vasıtasıyla birbirleriyle çarpışırlar. Özellikle, iki parçacık çarpıştığında, katı-katı ısı transfer mekanizması, nanoakışkanın ısıl iletkenliğini artırabilir. Brown hareketi düzensiz bir süreçtir. Sıcaklık ne kadar yüksek olursa, difüzyon hızı da o kadar yüksek olur ve dolayısıyla ısıl iletkenlik o kadar yüksek olur [85].

Birçok çalışmada, nanoakışkanın ısı iletim katsayısının hesabında nanopartiküllerin Brownian hareketinin dikkate alınması gerektiği vurgulanmıştır. Ancak, literatürde çok kısıtlı durumlarda geçerli olmak üzere bazı nanoakışkanlar için $k_{Brownian}$ terimi korelasyonları mevcuttur. Mevcut çalışmada, TiO_2 -su nanoakışkanı için literatürde uygun bir korelasyon bulunmamasından dolayı bu terim dikkate alınamamıştır.

Nanoakışkanın ısı iletim katsayısını hesaplamak için nanopartikül arayüzey tabakasını ve nanopartikül çapını dikkate alarak klasik Maxwell modelini geliştiren yeni bir çalışma mevcuttur [86]. Bahsi geçen çalışmada, nanopartiküller küresel olarak kabul edilmiş ve Maxwell modeline uyulabilmesi için hacimsel konsantrasyonu düşük seviyelerde

tutulmuştur. Nanopartikül şeklinin hız ve sıcaklık profillerini önemli ölçüde etkilemektedir [87, 88]. Mevcut deneysel çalışmada kullanılan nanopartiküllerin geometrik şekli yaklaşık olarak küreseldir. Ayrıca düşük hacimsel konsantrasyonlarda çalışıldığı için ısı iletim katsayısının k_{nf} hesaplanmasında nanopartiküllerin ihmal edilebilir Brownian hareketi ile Maxwell modeli [89] kullanılabilir:

$$k_{nf} = k_{statik} = k_{bf} \frac{(k_p + 2k_{bf}) - 2\phi_p (k_{bf} - k_p)}{(k_p + 2k_{bf}) + \phi_p (k_{bf} - k_p)} \quad (3.5)$$

Eş. 3.4'deki $k_{Brownian}$ terimi Al_2O_3 -su nanoakışkanı için şu şekilde hesaplanır [90]:

$$k_{Brownian} = 5 \times 10^4 \beta \phi_p \rho_{p,bf} c_{p,bf} \sqrt{\frac{\kappa T}{\rho_p d_p}} f(T, \phi_p) \quad (3.6)$$

Burada $f(T, \phi_p)$ şu şekilde hesaplanır:

$$f(T, \phi_p) = (2,8217 \times 10^{-2} \phi_p + 3,917 \times 10^{-3}) \left(\frac{T}{T_0} \right) + (-3,0669 \times 10^{-2} \phi_p - 3,91123 \times 10^{-3}) \quad (3.7)$$

Eş. 3.6'daki κ Boltzmann sabiti olup değeri $1,3807 \times 10^{-23} \text{ J} \cdot \text{K}^{-1}$ 'dir. β değeri Al_2O_3 nanopartikülü için olup, değeri $8,4407 \times (100\phi_p)^{-1,07304}$ 'dir ve Eş. 3.7'de $T_0=273\text{K}$ referans sıcaklığıdır. Eş. 3.7 $\%1 \leq \phi_p \leq \%10$ ve $298\text{K} \leq T \leq 363\text{K}$ durumlarında geçerlidir [90].

Dinamik viskozite μ_{nf} ise aşağıdaki şekilde hesaplanmıştır [91]:

$$\mu_{nf} = \frac{\mu_{bf}}{1 - 34,87 \left(d_p / d_{bf} \right)^{-0,3} \phi_p^{1,03}} \quad (3.8)$$

$$d_{bf} = \left(\frac{6M}{N\pi\rho_{bf0}} \right)^{1/3} \quad (3.9)$$

Burada, M temel akışkanın moleküler ağırlığıdır. $N = 6,022 \times 10^{23} \text{ mol}^{-1}$ Avogadro sayısı, ρ_{bf0} temel akışkanın 293K'deki yoğunluğu ve d ise çaptır. Deneysel çalışmada kullanılan anataz TiO_2 nanopartikülünün termo-fiziksel özellikleri Çizelge 3.4'te verildiği gibidir.

3.4.2. Deneysel verilerin analizi

Nanoakışkan radyatördeki kaydırılmış şeritli kanalların içinden geçerek yine radyatörde bulunan dalgalı kanatlardan geçen havaya ısı aktarmaktadır. Bu bölümde, deney sonuçlarından elde edilen verilerden nanoakışkan kısmı için ortalama birim zamanda transfer edilen ısı miktarı ($\dot{Q}$), ortalama ısı taşınım katsayısı (h) ve ortalama Nusselt sayısının (Nu) bulunması açıklanmıştır.

Kütle ve enerjinin korunumundan nanoakışkandan birim zamanda transfer edilen ısı miktarı şu şekilde hesaplanır [92-94];

$$\dot{Q} = \dot{m} c_p (T_g - T_c) \quad (3.10)$$

Burada, $\dot{m}$ kütleli debi, c_p özgül ısı, T_g giriş sıcaklığı ve T_c çıkış sıcaklığıdır.

Ayrıca, Newton'un soğutma yasasından nanoakışkanın birim zamanda transfer edilen ısı miktarı şu şekilde yazılabilir:

$$\dot{Q} = h A_s (T_b - T_w) \quad (3.11)$$

Burada, A_s radyatörün kaydırılmış şeritli kanallarından geçen nanoakışkanın temas ettiği toplam yüzey alanı olup aşağıdaki şekilde hesaplanmıştır:

$$A_s = 24450 \cdot H \cdot s + 21600 \cdot \ell \cdot s + 21225 \cdot H \cdot t + 5025 \cdot s \cdot t \quad (3.12)$$

T_b akışkanın ortalama yığın sıcaklığı; T_w radyatör duvar sıcaklığıdır.

T_b nanoakışkanın radyatöre giriş ve çıkış sıcaklıklarının aritmetik ortalaması olup, aşağıdaki şekilde ifade edilir:

$$T_b = 0,5(T_g + T_ç) \quad (3.13)$$

Eş. 3.11'deki T_w radyatör matriksinin farklı yerlerine yerleştirilen üç adet T-tipi ısıl çift aracılığıyla ölçülen sıcaklık değerlerinin aritmetik ortalamasıdır.

Ortalama ısı taşınım katsayısı h şu şekilde elde edilir [92-94]:

$$h = \frac{\dot{Q}}{A_s (T_b - T_w)} = \frac{\dot{m} c_p (T_g - T_ç)}{A_s (T_b - T_w)} \quad (3.14)$$

Ortalama Nusselt sayısı ve Reynolds sayısı sırasıyla şu şekilde hesaplanır:

$$Nu = \frac{h D_h}{k} \quad (3.15)$$

$$Re = \frac{\rho u D_h}{\mu} \quad (3.16)$$

Burada, ρ yoğunluk ve μ dinamik viskozitedir. D_h radyatörde bulunan dikdörtgensel kesite sahip kaydırılmış şeritli kanalın hidrolik çapı olup aşağıdaki şekilde hesaplanır:

$$D_h = \frac{4A_c}{P_w} = \frac{30 \cdot H \cdot s}{H + s} \quad (3.17)$$

Burada A_c kesit alanı, P_w ise ıslak çevredir. Bir kaydırılmış şeritli kanalın hidrolik çapı $3,65 \times 10^{-3}$ m'dir.

Nanoakışkan devresinde meydana gelen basınç kaybı radyatörün giriş ve çıkışına yerleştirilen iki adet manometre yardımıyla ölçülüp aşağıdaki şekilde hesaplanır:

$$\Delta P = P_g - P_{\zeta} \quad (3.18)$$

Burada, P_g akışkanın radyatöre giriş basıncı ve P_{ζ} akışkanın radyatörden çıkış basıncıdır.

Isı transferi ve basınç kayıpları analizleri sistemin performansındaki değişimin doğru bir şekilde değerlendirilmesi için bir arada düşünülmelidir. Bu nedenle bu iki kriteri de içeren performans analizi gerçekleştirilmiştir. Performans analizi için tanımlanan performans katsayısı ifadesi şu şekildedir [95]:

$$PK = \frac{h_{nf}/h_{bf}}{\Delta P_{nf}/\Delta P_{bf}} \quad (3.19)$$

Nanoakışkanın yoğunluk ρ , özgül ısı c_p , ısı iletim katsayısı k ve dinamik viskozite μ gibi termo-fiziksel özellikleri ortalama yığın sıcaklığında hesaplanmıştır [96].

3.4.3. Belirsizlik analizi

Tüm deneyler, hem kullanılan deneysel cihazlardan hem de deneysel prosedürü gerçekleştiren insan veya makineden dolayı bazı hatalar içerir. İlk olarak Kline ve McClintock [97] tarafından ortaya atılan belirsizlik analizi yöntemi, deneyler sırasında oluşabilecek bu hataları analiz etmek ve elde edilen verilerin güvenilirliğini ortaya koymak amacıyla kullanılmaktadır.

Herhangi bir deneysel çalışma sonucunda hesaplanacak büyüklüğün R olması durumunda, bu büyüklüğü etkileyen n bağımsız değişken seçilirse, R aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$R = f(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (3.20)$$

Deneylerde etkili olan her bir bağımsız değişkenin sabit hata miktarları $w_{x_1}, w_{x_2}, \dots, w_{x_n}$ olarak ifade edildiğinde R 'nin hesaplanmasındaki hata miktarı şu şekilde bulunabilir [98]:

$$W_R = \left\{ \left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right\}^{1/2} \quad (3.21)$$

Eş. 3.21 kullanılarak ortalama birim zamanda transfer edilen ısı miktarı ($\dot{Q}$), ısı taşınım katsayısı (h) ve Nusselt sayısının (Nu) hesaplanmasındaki belirsizlik miktarları hesaplanmıştır.

Uzunluk ölçümünde kullanılan kumpasın hassasiyeti $\pm 0,02$ mm; sıcaklık ölçümünde kullanılan ısı çiftlerinin hassasiyeti $\pm 0,3^\circ\text{C}$ ve debi ölçümünde kullanılan debimetrenin hassasiyeti $\pm 0,5\%$ dir.

Birim zamanda transfer edilen ısı miktarı ($\dot{Q}$) için belirsizlik hesabı

Birim zamanda transfer edilen ısı miktarının hesaplanmasındaki belirsizlik miktarı kütleli debinin hesaplanmasından, nanoakışkanın radyatöre giriş ve çıkış sıcaklıklarının okunmasından kaynaklanan hatalardan oluşmaktadır. Özgül ısı c_p ve yoğunluktan ρ gelen belirsizlikler ihmal edilmiştir. Ortalama birim zamanda transfer edilen ısı miktarı Eş. 3.10 ile hesaplandığından meydana gelen belirsizlik miktarı şu şekildedir:

$$W_{\dot{Q}} = \left\{ \left(\frac{\partial \dot{Q}}{\partial \dot{V}} w_{\dot{V}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}}{\partial T_g} w_{T_g} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}}{\partial T_c} w_{T_c} \right)^2 \right\}^{1/2} \quad (3.22)$$

Birim zamanda transfer edilen ısı miktarı ($\dot{Q}$) için belirsizlik miktarı %2,3-%8,4 aralığında hesaplanmıştır.

Yüzey alanı (A_s) için belirsizlik hesabı

$$W_{A_s} = \left\{ \left(\frac{\partial A_s}{\partial H} w_H \right)^2 + \left(\frac{\partial A_s}{\partial \ell} w_\ell \right)^2 + \left(\frac{\partial A_s}{\partial s} w_s \right)^2 + \left(\frac{\partial A_s}{\partial t} w_t \right)^2 \right\}^{1/2} \quad (3.23)$$

Isı taşınım katsayısı (h) için belirsizlik hesabı

Isı taşınım katsayısının hesaplanmasındaki belirsizlik miktarı kütleli debinin hesaplanmasından, nanoakışkanın radyatöre giriş ve çıkış sıcaklıklarının okunmasından, radyatör matriksinin ortalama duvar sıcaklığının okunmasından kaynaklanan hatalardan oluşmaktadır. Ortalama ısı taşınım katsayısı Eş. 3.14 ile hesaplandığından meydana gelen belirsizlik miktarı şu şekildedir:

$$W_h = \left\{ \left(\frac{\partial h}{\partial \dot{Q}} W_{\dot{Q}} \right)^2 + \left(\frac{\partial h}{\partial A_s} W_{A_s} \right)^2 + \left(\frac{\partial h}{\partial T_b} W_{T_b} \right)^2 + \left(\frac{\partial h}{\partial T_w} W_{T_w} \right)^2 \right\}^{1/2} \quad (3.24)$$

Isı taşınım katsayısı (h) için belirsizlik miktarı %2,7-%8,8 aralığında hesaplanmıştır.

Hidrolik çap (D_h) için belirsizlik hesabı

$$W_{D_h} = \left\{ \left(\frac{\partial D_h}{\partial H} W_H \right)^2 + \left(\frac{\partial D_h}{\partial s} W_s \right)^2 \right\}^{1/2} \quad (3.25)$$

Nusselt sayısı (Nu) için belirsizlik hesabı

Ortalama Nusselt sayısı için belirsizlik miktarı hesaplanırken kütleli debinin hesaplanmasından, nanoakışkanın radyatöre giriş ve çıkış sıcaklıklarının okunmasından, radyatör matriksinin ortalama duvar sıcaklığının okunmasından kaynaklanan hatalardan oluşmaktadır. Ortalama Nusselt sayısı Eş. 3.15 ile hesaplandığından radyatördeki nanoakışkan akışı için ortalama Nusselt sayısı hesaplamasında yapılan belirsizlik miktarı aşağıdaki şekilde hesaplanır:

$$W_{Nu} = \left\{ \left(\frac{\partial Nu}{\partial h} W_h \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial D_h} W_{D_h} \right)^2 \right\}^{1/2} \quad (3.26)$$

Nusselt sayısı (Nu) için belirsizlik miktarı %2,9-%9,1 aralığında hesaplanmıştır.

4. SAYISAL ÇALIŞMA

Bu bölümde mevcut tez kapsamında yapılan sayısal çalışmalardan bahsedilmiştir. Deney sistemi kurulmadan önce deney sisteminde soğutma performansı incelenecek olan ağır taşıt radyatörünün soğutucu akışkan kısmında bulunan kaydırılmış şeritli kanallarda TiO_2 -su nanoakışkanının ısı ve hidrolik performansını incelemek amacıyla iki farklı durum için analizler (ilk ve ikinci yapılan sayısal çalışmalar) yapılmıştır. Deney sistemi kurulup deneylerin tamamlanmasından sonra ise mevcut tez kapsamında üçüncü bir durum için sayısal çalışma yapılmıştır. Üçüncü sayısal çalışmada deneylerden elde edilen veriler kullanılmıştır.

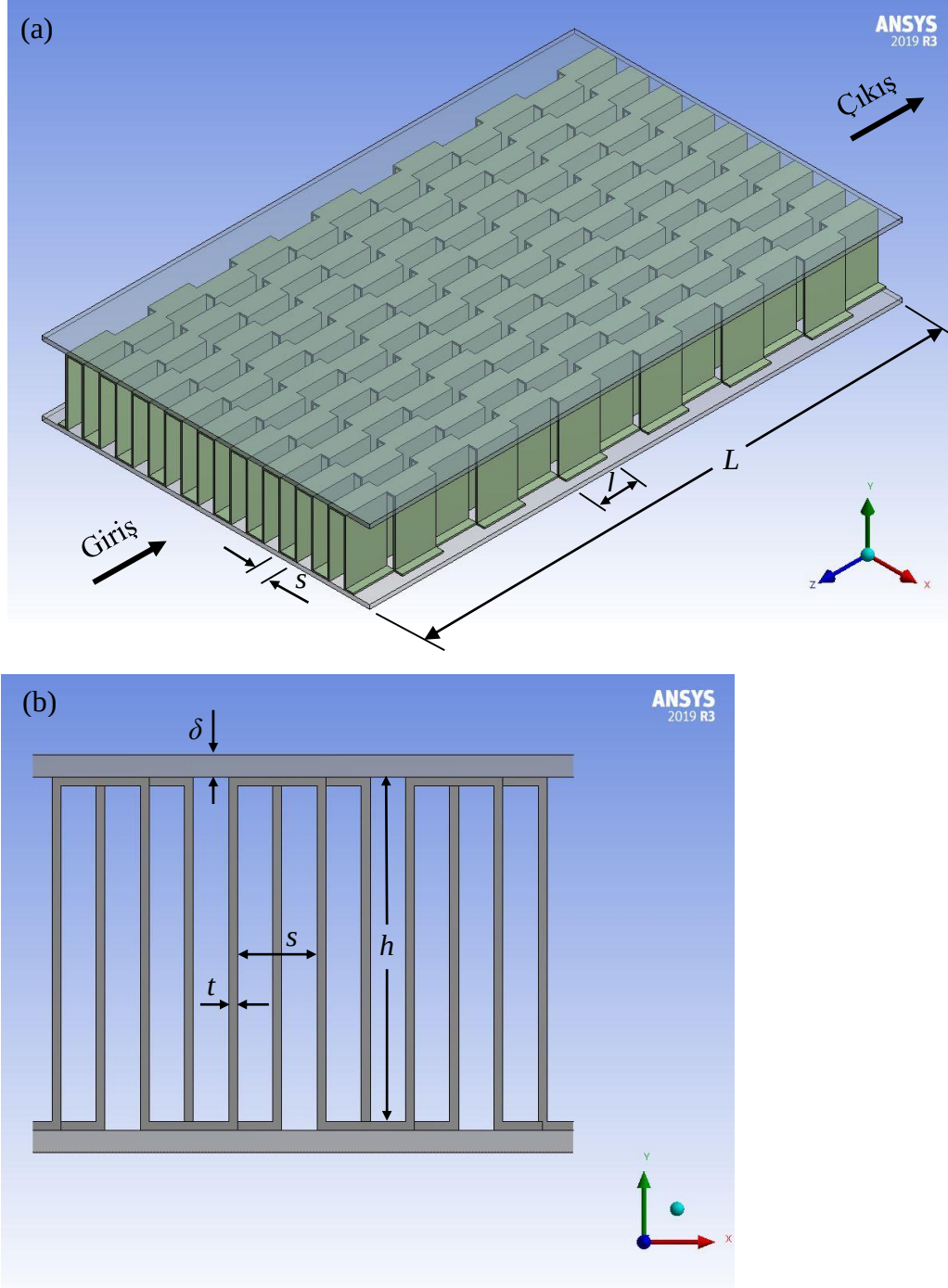
4.1. Birinci Durum için Yapılan Sayısal Çalışma

Mevcut tez kapsamındaki ilk sayısal çalışma Elibol ve Turgut [51] tarafından yapılmıştır. Bu çalışmada, farklı Reynolds sayısı (500-1000) ve TiO_2 nanopartikül hacimsel konsantrasyonu değerleri (%0-4) için dikdörtgensel kaydırılmış şerit kanat yapısında tek fazlı olduğu kabul edilen TiO_2 -su nanoakışkanının akış ve ısı transfer özellikleri üç boyutlu, kararlı durum ve laminer akış koşulları altında sayısal olarak incelenmiştir. Sayısal çalışmanın doğruluğunu göstermek için literatürde Al_2O_3 -su nanoakışkanının kullanıldığı bir çalışma baz alınmıştır. Bu çalışmanın özgün yönü kaydırılmış şeritli kanalda akışkan olarak TiO_2 -su nanoakışkanının kullanılmasıdır. Al_2O_3 -su nanoakışkanının %1 ve %4 nanopartikül hacimsel konsantrasyonları için de simülasyonlar yapılmış ve sonuçlar TiO_2 -su nanoakışkanınkilerle karşılaştırılmıştır. Binek araç radyatörleri gibi endüstriyel uygulamalarda katı parçalar için bakır, pirinç ve alüminyum malzemelerin kullanıldığı görülmektedir [99]. Bu nedenle, hesaplama alanında tanımlanan tüm katı parçalar bakır olarak seçilmiştir.

4.1.1. Fiziksel ve matematiksel model

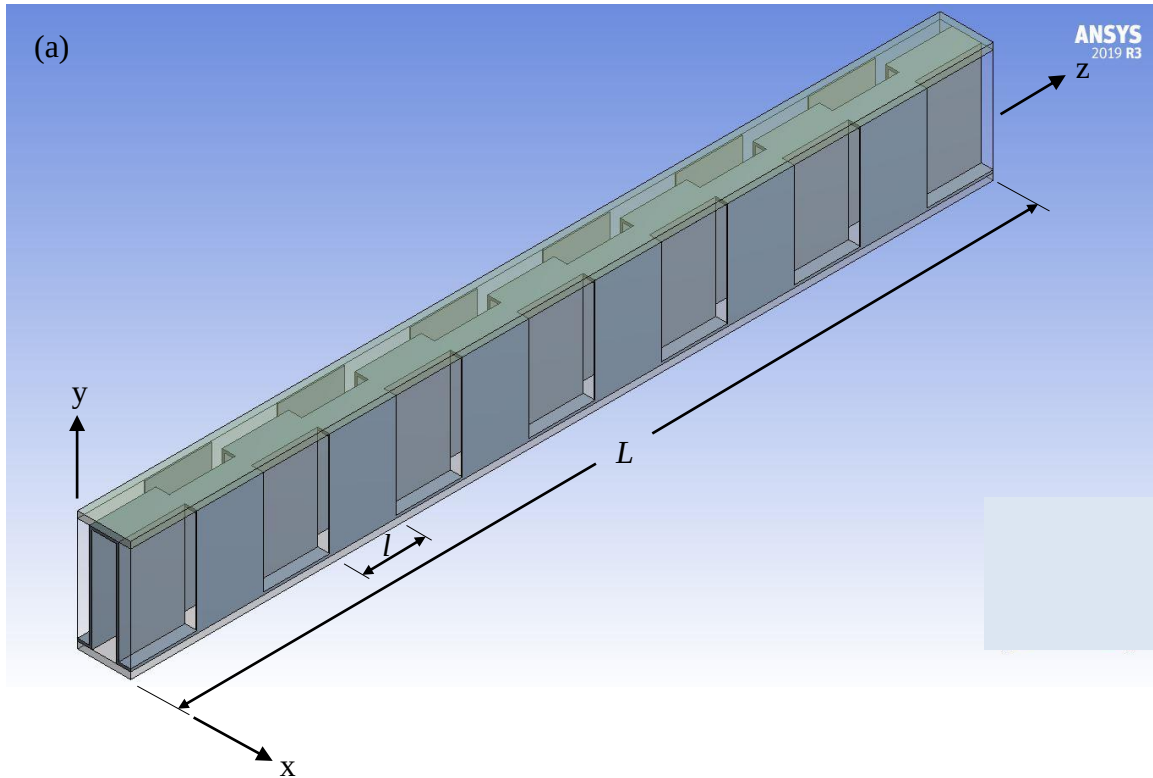
Kullanılan dikdörtgensel kesite sahip kaydırılmış şeritli kanalların geometrik parametreleri Şekil 4.1'de verilmiştir. Burada L ve l sırasıyla kanal uzunluğu ve kanat uzunluğunu göstermektedir. Kanat aralığı s ile gösterilmektedir. Kanal uzunluğu L , üst-alt

levha kalınlığı δ , kanat uzunluğu l , kanat kalınlığı t , kanat aralığı s ve kanat yüksekliği h 'dir.

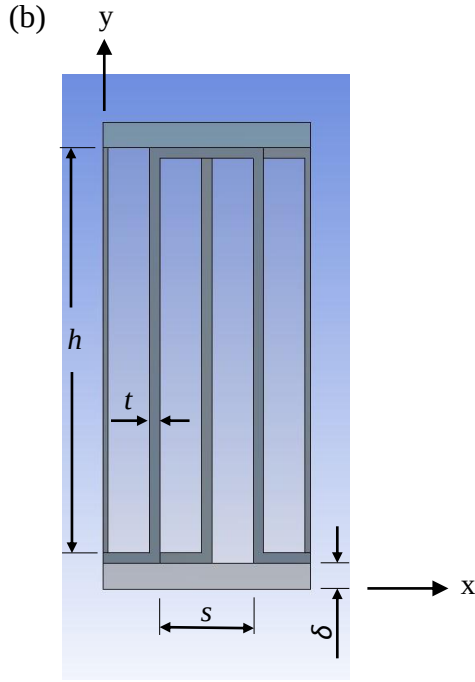


Şekil 4.1. (a) Dikdörtgensel kaydırılmış şerit kanatlardan oluşan levha kanatlı ısı değiştiricisinin görünümü ve (b) dikdörtgensel kaydırılmış şerit kanatların geometrik parametreleri

Kaydırılmış şeritli kanalların periyodik karakteristiği dikkate alınarak, sonuçların kesinliğinden ödün vermeden hesaplama süresini kısaltmak için hesaplama alanı olarak Şekil 4.2'de gösterilen kanal geometrisi seçilmiştir. Ayrıca, sınır şartları Şekil 4.3'de gösterilmiştir. Şekil 4.2'de gösterilen çözüm alanı üst levhayı, alt levhayı, kaydırılmış şerit kanatları ve çalışma akışkanı hacmini içermektedir. Kontrol hacminin sağ/sol tarafındaki yüzeyde 3 farklı bileşenin yüzeyleri bulunmaktadır: 1) Akışkanın yüzeyi, 2) Kaydırılmış şeritli kanalın yüzeyi ve 3) Üst/alt levhaların yüzeyleri. Tüm bu yüzeylere (sağ ve sol karşılığına gelen yüzeylere) periyodik sınır şartı uygulanmıştır. Akışkan kanala z-yönünde üniform hız ve sıcaklıkta girmektedir. ANSYS Fluentin basınç çıkış şartı (gösterge basıncı 0'dır) uygulanmıştır. Kontrol hacmi içindeki kaydırılmış şeritli kanal akış yönünde 13 adet l uzunluğunda ($L=13l$) modül içermektedir. Çeşitli literatür çalışmalarına göre, dikdörtgensel kesite sahip kaydırılmış şerit kanatlardaki akışın akış yönünde 4-5 kanat modülünden sonra tam gelişmiş bir akış haline geldiği ifade edilmektedir [34, 46].



Şekil 4.2. (a) Çözüm alanının izometrik görünümü ve geometrik parametreler, (b) Çözüm alanının önden görünümü ve geometrik parametreler



Şekil 4.2. (devam) (a) Çözüm alanının izometrik görünümü ve geometrik parametreler, (b) çözüm alanının önden görünümü ve geometrik parametreler

Korunum denklemleri

Nanoakışkanların matematiksel modellemesinde iki farklı yaklaşım kullanılmaktadır [100-103]. Üretim yöntemleri geliştikçe daha küçük boyutlarda nanopartiküller üretilmektedir. Küçük boyutlu nanopartiküllerin düşük hacimsel konsantrasyonlarda kullanılması durumunda tek fazlı davrandığını belirten çalışmalar mevcuttur [90, 104]. Ayrıca, çökeltmeden kaynaklanan nanopartiküllerin kayma hareketi (slip motion) ihmal edilirse ve ısı denge koşulları dikkate alınırsa, nanoakışkan tek fazlı akışkan olarak kabul edilebilir. Tek fazlı akışkanları yönlendiren kararlı akış için tüm genel korunum denklemleri (kütle, momentum ve enerji), efektif/etkin termodinamik özellikler kullanılarak nanoakışkanlar için doğrudan genişletilebilir ve uygulanabilir [85]. Tüm bu nedenlerden dolayı, mevcut sayısal çalışmada dikdörtgensel kaydırılmış şerit kanatlardan akan nanoakışkanın modellenmesinde daha basit bir uygulama ve daha kısa bir hesaplama süresi sağlayan tek fazlı model tercih edilmiştir.

Problemin matematiksel modellenmesinde şu varsayımlar dikkate alınmıştır: (1) Laminer akış, (2) Üç boyutlu kararlı, (3) Sıkıştırılmaz, tek fazlı ve Newton tipi akışkan, (4) Nanopartiküller ve temel akışkan ısı dengede, (5) Nanopartiküller boyut (30 nm) ve şekil

olarak üniform, (6) Doğal taşınım, ısıtım ve viskoz disipasyon ihmal, (7) Nanoakışkanların termo-fiziksel özellikleri Al_2O_3 -su nanoakışkanının ısı iletim katsayısı hariç sabit. Bu kabullerle, kaydırılmış şeritli kanallardaki nanoakışkanın laminar akış ve ısı transferi problemi sırasıyla aşağıda gösterilen süreklilik, momentum ve enerji denklemleri ile çözülmüştür [81, 104]:

$$(\nabla \cdot \mathbf{V}_{nf}) = 0 \quad (4.1)$$

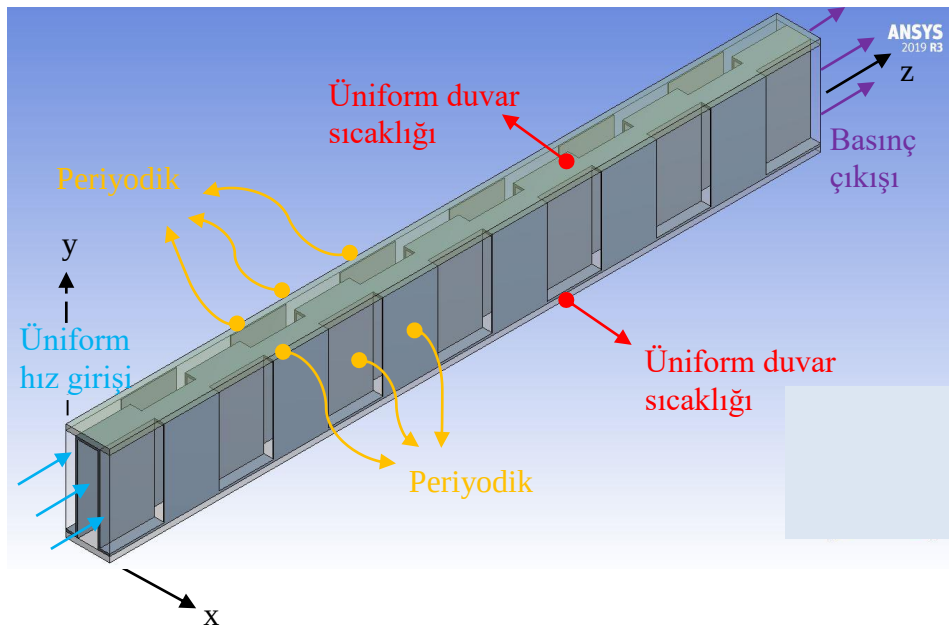
$$\rho_{nf} (\nabla \cdot \mathbf{V}_{nf}) \mathbf{V}_{nf} = -\nabla P_{nf} + \mu_{nf} \nabla^2 \mathbf{V}_{nf} \quad (4.2)$$

$$\rho_{nf} c_{p,nf} (\mathbf{V}_{nf} \cdot \nabla) T_{nf} = k_{nf} \nabla^2 T_{nf} \quad (4.3)$$

Çözüm alanı içindeki katı hacimler için enerji korunumu denklemi aşağıdaki gibidir:

$$k_s \nabla^2 T = 0 \quad (4.4)$$

Eş. 4.1-4.4 ile ifade edilen korunum denklemleri Şekil 4.3'de gösterilen uygun sınır şartları kullanılarak çözülmüştür.



Şekil 4.3. Çözüm alanı ve sınır şartlarının şematik gösterimi

Sınır şartları: Kanal girişine 300K sıcaklıktaki akışkan için hız girişi sınır şartı; kanal çıkışına basınç çıkışı sınır şartı; sağ ve sol yüzeylere periyodik sınır şartı; levhaların alt ve üst yüzeylerinde sabit yüzey duvar sıcaklığı (320K) sınır şartı tanımlanmıştır. Duvarlar için kaymamazlık sınır koşulu kullanılmıştır. Şekil 4.3.'de gösterilen sınır şartlarının matematiksel ifadeleri aşağıda gösterildiği gibidir:

Giriş ($z=0$)

$$u = v = 0; w = w_g = \text{sabit}; T_{nf} = T_g = 300K \quad (4.5)$$

Sağ duvar ($x=2s+3t$) ve sol duvar ($x=0$):

Akışkan için;

$$u|_{x=0} = u|_{x=2s+3t} \quad (4.6)$$

$$T_{nf}|_{x=0} = T_{nf}|_{x=2s+3t} \quad (4.7)$$

Katı için;

$$\left. \frac{\partial T_s}{\partial x} \right|_{x=0} = \left. \frac{\partial T_s}{\partial x} \right|_{x=2s+3t} \quad (4.8)$$

Üst duvar ($y=h+t+2\delta$) ve alt duvar ($y=0$):

$$T_s = 320K \quad (4.9)$$

Çıkış ($z=L$)

$$P = P_{atm} \quad (4.10)$$

$$\frac{\partial u}{\partial z} = \frac{\partial v}{\partial z} = \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (4.11)$$

$$\frac{\partial T_{nf}}{\partial z} = 0 \quad (4.12)$$

4.1.2. Nanoakışkanın termo-fiziksel özellikleri

Bu çalışmada TiO_2 -su nanoakışkanının kullanılması yanında Sayısal sonuçların doğrulanması yapmak amacıyla Al_2O_3 -su nanoakışkanı da kullanılmıştır.

Sayısal çözümü gerçekleştirmek için tek fazlı modelde nanoakışkanın termo-fiziksel özellikleri belirlenmelidir. Nanopartikül ve temel akışkan tipi, nanopartikül hacimsel konsantrasyonu, nanopartikül boyutu ve sıcaklık gibi parametreler nanoakışkanların termo-fiziksel özelliklerini önemli ölçüde etkiler [54]. Bu nedenle, doğrulama çalışmasında kullanılan Al_2O_3 -suyun ve mevcut çalışmada kullanılan TiO_2 -su nanoakışkanlarının ilk olarak termo-fiziksel özellikleri belirlenmelidir. Nanopartiküllerin su (temel akışkan) içinde homojen olarak dağıldığı kabul edilerek TiO_2 -su ve Al_2O_3 -su nanoakışkanlarının yoğunluğu ρ_{nf} ve özgül ısı $c_{p,nf}$ sırasıyla Eş. 3.2 ve Eş. 3.3 ile hesaplanmıştır.

Mevcut çalışmada, sayısal sonuçların doğrulanması yapılırken Al_2O_3 -su nanoakışkanı için k_{Brownian} terimi dikkate alınmıştır, ancak TiO_2 -su nanoakışkanı için literatürde uygun bir korelasyon bulunmamasından dolayı bu terim dikkate alınamamıştır. Nanoakışkan için genel ısı iletim katsayısı terimi Eş. 3.4'den hesaplanmıştır. Her iki nanoakışkan için k_{statik} terimi ise Eş. 3.5'den hesaplanmıştır. TiO_2 -su nanoakışkanın ısı iletim katsayısı hesaplanırken sıcaklık bağımlılığı dikkate alınmamıştır. Diğer bir ifadeyle TiO_2 -su nanoakışkanı çalışmalarında k_{Brownian} terimi ihmal edilmiştir. Bu nedenle TiO_2 -su nanoakışkanının ısı iletim katsayısı için $k_{nf} = k_{\text{statik}}$ olur. Literatürde TiO_2 -su nanoakışkanı için sıcaklığa bağlı ısı iletim katsayısı korelasyonu geliştirilmiş olmasına rağmen, bu korelasyon 15-35°C aralığında geçerli olduğundan, bu korelasyon mevcut sayısal çalışma için uygun değildir.

TiO_2 -su ve Al_2O_3 -su nanoakışkanlarının viskozitesi μ_{nf} için Eş. 3.6 kullanılmıştır.

Ayrıca suyun, TiO_2 ve Al_2O_3 nanopartiküllerinin temel termo-fiziksel özellikleri Çizelge 4.1'de verilmiştir. Mevcut çalışma korozyon, kararlılık, çökelme, basınç kaybı sorunları ve ısı transferindeki etkin artış nedeniyle %0 ile %4 arasında değişen nanopartikül hacimsel konsantrasyonlarında gerçekleştirilmiştir [54, 105-108].

Çizelge 4.1. Su, TiO_2 ve Al_2O_3 nanopartiküllerinin termo-fiziksel özellikleri

Termo-fiziksel özellikler	Su (300K'de)	Al_2O_3	TiO_2
Yoğunluk, ρ ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$)	996,5	3600	4260
Özgül ısı, c_p ($\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$)	4181	765	6890
Isı iletim katsayısı, k ($\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$)	0,6103	36	11,7
Viskozite, μ ($\text{Pa}\cdot\text{s}$)	1003×10^{-6}	-	-
Çap, d_p (nm)	-	30	30

4.1.3. Kaydırılmış şeritli kanalların ısı transferi ve akış karakteristikleri için korelasyonlar

Sayısal çalışma sonuçları birim zamanda transfer edilen ısı miktarı ($\dot{Q}$), ortalama ısı taşınım katsayısı (h), ortalama Nusselt sayısı (Nu), Reynolds sayısı (Re), Colburn- j faktörü, Fanning sürtünme faktörü (f) ve pompa gücü (PP) hesaplanarak değerlendirilmiştir.

Birim zamanda transfer edilen ısı miktarı Eş. 3.8 ile hesaplanmıştır. Isı taşınım katsayısı ise aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$h = \frac{\dot{Q}}{A_s \Delta T_{\text{LMTD}}} \quad (4.13)$$

Burada, A_s (m^2) toplam ısı transfer yüzey alanı; ΔT_{LMTD} logaritmik ortalama sıcaklık farkı olup şu şekildedir [27]:

$$\Delta T_{\text{LMTD}} = \frac{[(T_w - T_g) - (T_w - T_c)]}{\ln[(T_w - T_g) - (T_w - T_c)]} \quad (4.14)$$

Burada T_w , T_g ve T_c sırasıyla duvar sıcaklığı, akışkan giriş sıcaklığı ve akışkan çıkış sıcaklığıdır. Nusselt ve Reynolds sayıları sırasıyla Eş. 3.13 ve Eş. 3.14 ile hesaplanmıştır.

Colburn- j faktörü ise şu şekilde ifade edilir [109]:

$$j = \frac{Nu}{Re Pr^{1/3}} \quad (4.15)$$

Burada, Nu , Re ve Pr boyutsuz sayılar olup sırasıyla Nusselt sayısı, Reynolds sayısı ve Prandtl sayısıdır.

Fanning sürtünme faktörü f aşağıdaki gibi hesaplanır [110]:

$$f = \frac{\rho D_h \Delta P}{2 L G^2} \quad (4.16)$$

Burada ρ yoğunluk, D_h hidrolik çap, ΔP basınç kaybı, L kanal uzunluğu ve G kütleli akıdır. Kütleli akı G aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$G = \rho \cdot u \quad (4.17)$$

Burada u z-yönündeki hız bileşenidir.

Basınç kaybına karşılık gelen pompa gücü ise

$$PP = \Delta P \times \dot{V} \quad (4.18)$$

ifadesiyle hesaplanır. Burada ΔP basınç kaybı olup Eş. 3.16 ile hesaplanır. $\dot{V}$ hacimsel debidir. Hidrolik çap D_h ise aşağıdaki gibi hesaplanır [34]:

$$D_h = \frac{2sh}{s+h} \quad (4.19)$$

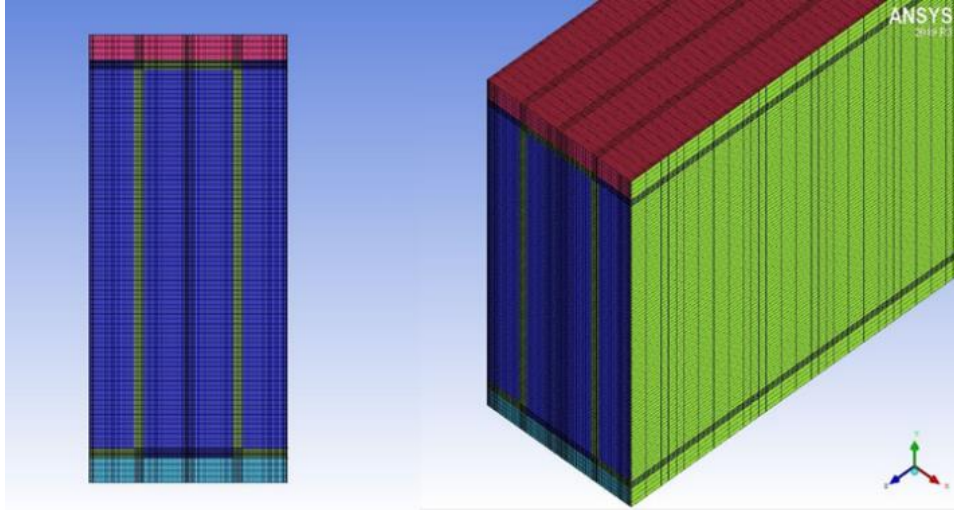
Burada, s ve h sırasıyla kanat aralığı ve kanat yüksekliğidir.

Temel akışkana göre üstün termo-fiziksel özellikleri nedeniyle kullanılan nanoakışkanlar ısı performansını artırırken basınç kaybı ve karşılık gelen pompa gücünü de arttırmaktadır. Dolayısıyla bu ikisini birden değerlendirmek gerekmektedir. Yani ısı performansındaki artışın basınç kaybındaki artışa baskın gelip gelmediği incelenmelidir. Performans değerlendirme kriteri (PDK), ısıl-hidrolik performansı değerlendirme aracıdır ve aşağıdaki ifadeden hesaplanmıştır [111, 112]:

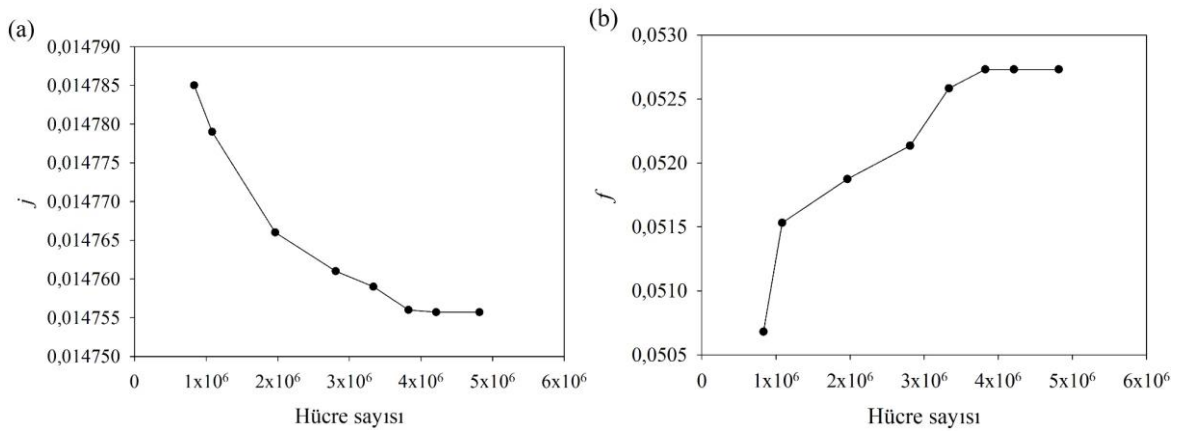
$$PDK = \frac{Nu_{nf} / Nu_{bf}}{(f_{nf} / f_{bf})^{1/3}} \quad (4.20)$$

4.1.4. Sayısal çözüm ve hücre sayısı bağımsızlığı

Bu çalışmada sayısal simülasyonlar için ticari hesaplamalı akışkanlar dinamiği yazılımlarından biri olan ANSYS Fluent 2019 R3 kullanılmıştır. Akış alanını hesaplamak için SIMPLE algoritması ve korunum denklemleri ayrıklaştırılırken ikinci dereceden ileri farklar yöntemi (upwind scheme) kullanılmıştır. Çift duyarlıklı çözücü kullanılarak, her bir alan için artıkların (residuals) 10^{-6} 'dan az olması durumunda çözüm yakınsamış kabul edilmiştir. ANSYS önışlemcilerinden biri olan ICEM kullanılarak çözüm ağı özellikle katı-sıvı arayüzlerinde yoğunlaştırılarak Şekil 4.4'de gösterildiği gibi blok yapılı dörtgensel ağ yapısı oluşturulmuştur. Duvarlara yakın kısımlarda ağ içindeki hücre yoğunlukları artırılarak çözümlerin hassas ve doğru bir şekilde elde edilmesi amaçlanmıştır. Akışkan olarak suyun kullanıldığı ve $Re=1000$ için farklı hücre sayılarında hücre sayısından bağımsızlık testi yapılmıştır. Şekil 4.5'de gösterildiği gibi bağımsızlık testi Colburn- j faktörü ve Fanning sürtünme faktörü (f) sonuçları dikkate alınarak yapılmıştır. $4,212 \times 10^6$ hücre sayısından sonra Colburn- j faktöründeki ve Fanning sürtünme faktöründeki (f) değişimin önemli olmadığı görülmekte, bu nedenle mevcut sayısal çalışmada çözüm alanı için optimum hücre sayısı $4,212 \times 10^6$ olarak belirlenmiştir.



Şekil 4.4. Çözüm ağı yapısı



Şekil 4.5. Colburn-j faktörünün (a) ve Fanning sürtünme faktörünün f (b) hücre sayısı ile değişimi

4.2. İkinci Durum için Yapılan Sayısal Çalışma

Deney sistemi kurulana kadarki süre içinde ikinci sayısal çalışma yapılmıştır [53]. Ağır taşıt radyatörünün soğutucu kısmındaki kaydırılmış şeritli kanaldaki TiO_2 -su nanoakışkanının akış ve ısı transfer özellikleri üç boyutlu, kararlı hal, tek fazlı ve laminar akış koşulları altında incelenmiştir. İncelenen parametreler hacimsel konsantrasyon ($\phi = 0,1, 0,2, 0,3, 0,4, 1, 2$ ve 4) ve Reynolds sayısıdır ($\text{Re} = 300, 400, 500, 600, 700$ ve 800). Sonuçlar birim zamanda transfer edilen ısı miktarı oranı ($\dot{Q}_{nf}/\dot{Q}_{bf}$), ısı taşınım katsayısı oranı (h_{nf}/h_{bf}), Nusselt sayısı oranı ($\text{Nu}_{nf}/\text{Nu}_{bf}$), basınç kaybı oranı ($\Delta P_{nf}/\Delta P_{bf}$), pompalama gücü oranı ($\text{PP}_{nf}/\text{PP}_{bf}$), performans değerlendirme kriteri (PEC)

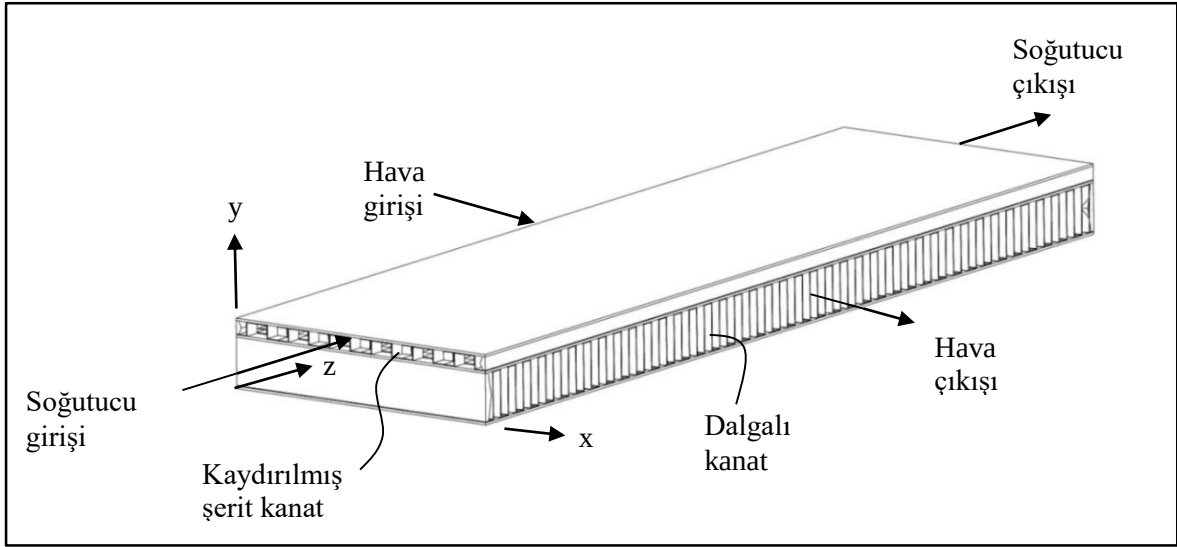
ve ekserji kaybı (ΔEx) açısından değerlendirilmiştir. Etkenlik (ϵ) değeri de tüm radyatör için hesaplanmıştır. Üst ve alt levhalara taşınım sınır koşulunun uygulanması ve katı parçaların malzemesi olarak 3003-H14 alüminyum alaşımının kullanılması bu çalışmanın özgünlüğüdür.

4.2.1. Fiziksel ve matematiksel model

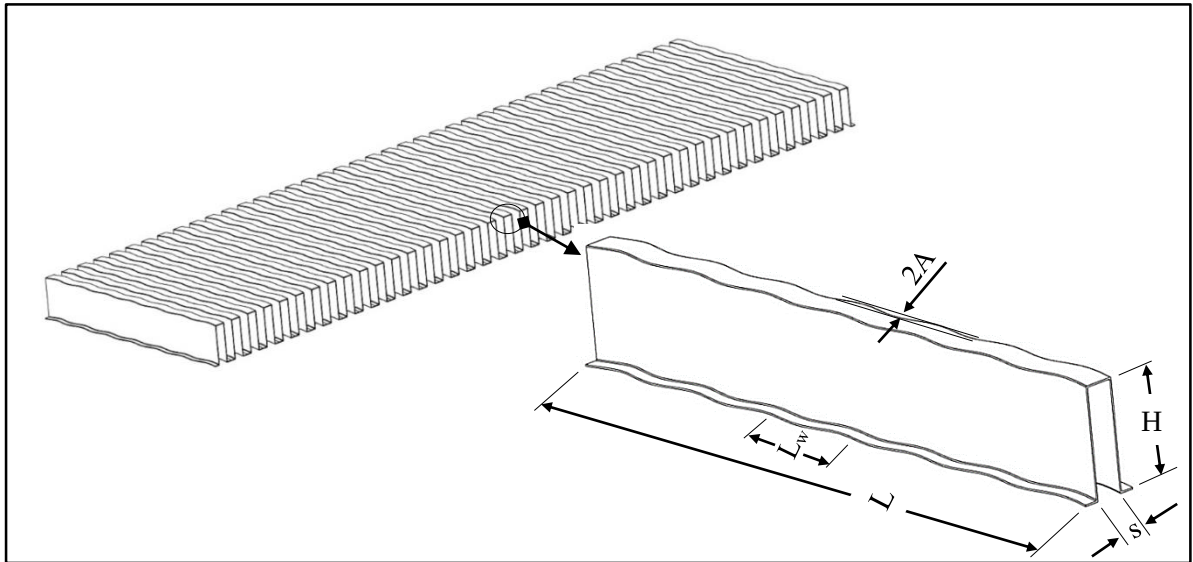
Kaydırılmış şeritli kanallar için literatürde verilen sonuçlar 4-5 kanat modülünden sonra akışın ısı olarak tamamen geliştiğini göstermektedir [34, 46]. Ancak aynı durum her kanat modülünden sonra hız sınır tabakasının yeniden başlaması nedeniyle hidrodinamik olarak tam gelişmişlik için söylenemez [113]. Bu nedenle, kaydırılmış şerit kanatlı kanallarda basınç kaybı kanal uzunluğu L 'nin artışıyla artmaktadır. Bu çalışmada kullanılan bir ağır taşıt radyatörü 213,5 mm genişliğinde ve 62,7 mm derinliğindedir. 10 katmandan oluşan tüm ağır araç radyatörünün sadece bir katmanı Şekil 4.6'da gösterilmiştir. Şekilden görüldüğü gibi, birbirine karışmayan iki farklı akışkanın geçtiği iki kanat kanal yapısı vardır. Bunlardan birisi olan hava, dalgalı kanatlı hava kanalındaki akışkandır, diğeri ise soğutucu akışkan kısmı olup kaydırılmış şeritli kanalda akmaktadır. Soğutucu akışkan z -yönünde akarken hava x -yönünde akar.

Soğutucu akışkan olarak TiO_2 -su nanoakışkanı seçilmiştir. Dalgalı kanatlı hava kanalın genel görünümü Şekil 4.7'de verilmiştir. Bu şekilde görülen $2A$, H , L , L_w ve s sırasıyla dalga genliğinin iki misli, kanat yüksekliği, kanal uzunluğu, dalga uzunluğu ve kanat aralığıdır. Kaydırılmış şeritli kanalın şematik görünümü Şekil 4.8'de görüldüğü gibidir. Hesaplama gücünü ve süresini azaltmak için Şekil 4.8(a)'da görüldüğü gibi hesaplama alanı için tek bir kaydırılmış şerit kanat kesiti alınmıştır. Şekil 4.8(a)'da birçok kaydırılmış şeritli kanaldan oluşan genel görünüm üzerinde A-B-C-D kesit düzlemi çıkarılarak tek bir kaydırılmış şeritli kanal aynı kesit düzlemi üzerinde gösterilmiştir. Bu şekil üzerinde gösterilen geometrik parametrelerden L kanal uzunluğu ve l kanat uzunluğudur. Kaydırılmış şerit kanat içeren hesaplama alanının önden görünümü Şekil 4.8(b)'de gösterilmektedir. Şekil 4.8(b)'de gösterilen geometrik parametrelerden H kanat yüksekliği, s kanat aralığı, t kanat kalınlığı ve δ üst-alt levha kalınlığıdır. Kaydırılmış şerit kanat, z -yönünde 61 sıradan oluşmaktadır. Şekil 4.8'de gösterilen kaydırılmış şeritli kanalın üst ve alt kısımlarında Şekil 4.7'de gösterilen dalgalı kanatlı hava kanalları bulunmaktadır. Dalgalı kanatlı hava kanallardan akışkan olarak hava geçmektedir. Bu çalışmada kullanılan

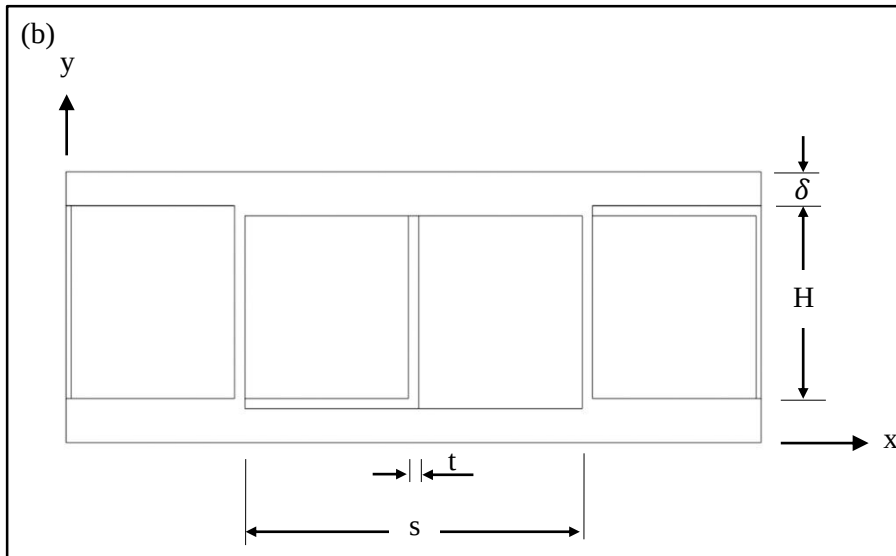
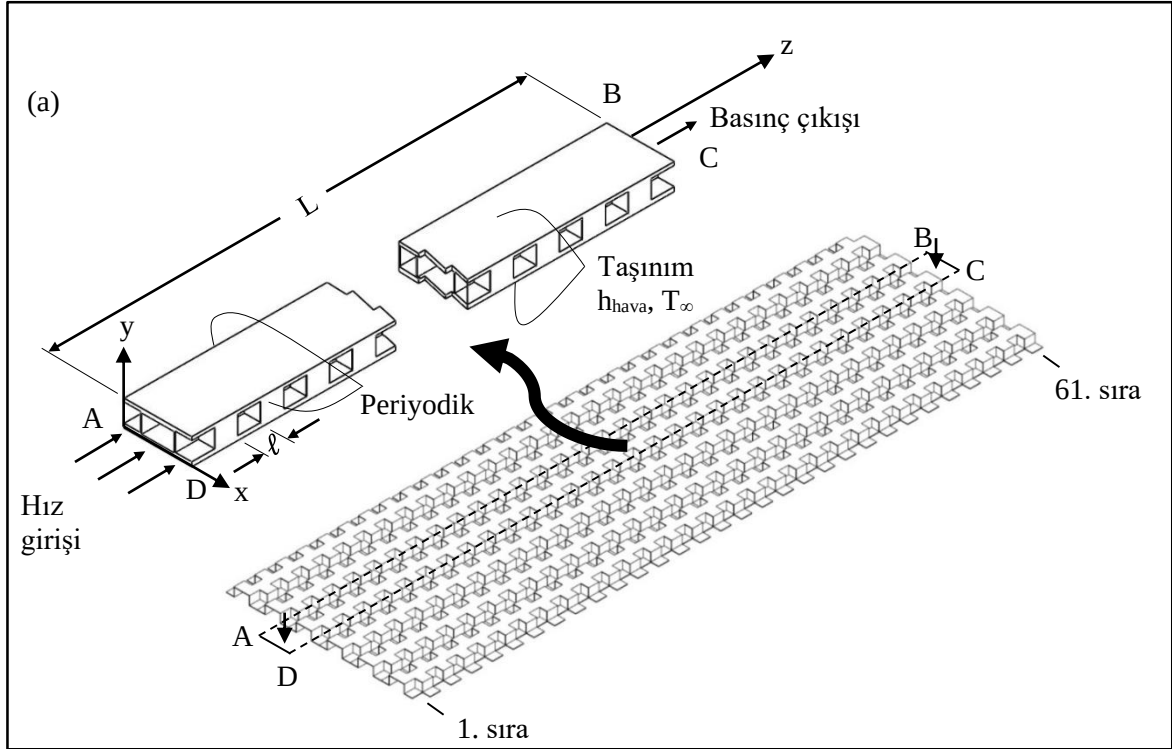
dalgalı ve kaydırılmış şeritli kanalları için geometrik parametreler Çizelge 3.2'de verilmiştir (Bkz. Bölüm 3). Bu çizelgeye göre, kanal uzunluğu L , üst-alt levha kalınlığı δ , kanat uzunluğu l , kanat kalınlığı t , kanat aralığı s , kanat yüksekliği H , dalga uzunluğu L_w , dalga genliğinin iki misli $2A$ 'dır. Kaydırılmış şeritli kanalın hidrolik çapı (D_h) 3,97 mm ve dalgalı kanatlı hava kanalındaki ise 2,925 mm'dir. Hesaplama alanında tanımlanan tüm katı parçalar alüminyum 3003 H14 malzeme olarak seçilmiştir.



Şekil 4.6. Ağır taşıt radyatörünün tek katmanı



Şekil 4.7. Dalgalı kanatlı hava kanal



Şekil 4.8. (a) Kaydırılmış şeritli kanal ve seçilen çözüm alanı, (b) çözüm alanının önden görünümü

Korunum denklemleri

Akış ve ısı transferi probleminin çözümünde şu kabuller yapılmıştır: (1) Laminer akış, (2) Üç boyutlu kararlı, (3) Sıkıştırılmaz, tek fazlı ve Newton tipi akışkan, (4) Nanopartiküller ve temel akışkan ısıl dengede, (5) Nanopartiküller boyut (30 nm) ve şekil olarak üniform,

(6) Doğal taşınım, ışıınım ve viskoz disipasyon ihmal. Bu kabuller yapılarak korunum denklemleri olarak Eş. 4.1-4.4 kullanılmıştır.

Sınır şartları

Eş. 4.1-4.4'de verilen korunum denklemleri, Şekil 4.8(a)'da gösterilen sınır şartları için çözülmüş olup sınır şartları matematiksel olarak aşağıdaki gibi ifade edilmiştir:

Giriş ($z=0$):

$$u = v = 0; w = w_g = \text{sabit}; T_{nf} = T_g = 348K \quad (4.21)$$

Sol ve sağ duvarlara periyodik sınır şartı uygulanmıştır.

Akışkan ve katı için periyodik sınır şartları şu şekildedir:

Akışkan için;

$$u|_{x=0} = u|_{x=2s+3t} \quad (4.22)$$

$$T_{nf}|_{x=0} = T_{nf}|_{x=2s+3t} \quad (4.23)$$

Katı için;

$$\left. \frac{\partial T_s}{\partial x} \right|_{x=0} = \left. \frac{\partial T_s}{\partial x} \right|_{x=2s+3t} \quad (4.24)$$

Üst ($y=h+t+2\delta$) ve alt ($y=0$) levhalarda, havanın etkisini gözlemleyebilmek için taşınım sınır şartı uygulanmıştır. Üst ve alt yüzeylerdeki sınır şartları şu şekildedir:

$$u = v = w = 0 \quad (4.25)$$

Üst levhada;

$$-k \frac{\partial T_s}{\partial y} = h_{\text{hava}} (T_w - T_{\infty}) \quad (4.26)$$

Alt levhada;

$$-k \frac{\partial T_s}{\partial y} = h_{\text{hava}} (T_{\infty} - T_w) \quad (4.27)$$

Havanın aktığı dalgalı kanatlı hava kanalda Reynolds sayısı 1619 (<1900) olarak sabit tutularak, bu değer dalgalı kanatlı hava kanalı için laminar akış rejimidir, j aşağıdaki şekilde ifade edilen denklem yardımıyla hesaplanır [114]:

$$j_h = 0,2951 \text{Re}^{-0,1908} \left(\frac{F_p}{D_h} \right)^{0,7356} \left(\frac{F_h}{D_h} \right)^{0,1378} \left(\frac{L}{D_h} \right)^{-0,3171} \left(\frac{t}{D_h} \right)^{0,0485} \left(\frac{2A}{D_h} \right)^{0,2467} \left(\frac{L_d}{D_h} \right)^{-0,4976} \quad (4.28)$$

Genel Colburn- j faktörü (Bkz. Eş. 4.17) ile yukarıdaki bağıntı eşitlendiğinde, ısı taşınım katsayısı $h=55 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ bulunur. Bu değer, serbest akış sıcaklığında ($T_{\infty}=25^{\circ}\text{C}$) taşınım sınır şartı için üst ve alt levhada kullanılmıştır.

Çıkışta, ANSYS Fluent'in basınç çıkış sınır şartı (sıfır gösterge basıncı) kullanılmıştır. Çıkışta sınır şartlarının matematiksel ifadesi şu şekildedir;

$$P = P_{\text{atm}} \quad (4.29)$$

$$\frac{\partial u}{\partial z} = \frac{\partial v}{\partial z} = \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (4.30)$$

$$\frac{\partial T_{\text{nf}}}{\partial z} = 0 \quad (4.31)$$

Katı-sıvı arayüzeylerinde:

$$u = v = w = 0 \quad (4.32)$$

$$-k_{nf} \frac{\partial T_{nf}}{\partial z} = -k_s \frac{\partial T_s}{\partial n} \quad (4.33)$$

Burada n yüzeyin normalini göstermektedir.

4.2.2. Nanoakışkanın termo-fiziksel özellikleri

TiO₂-su nanoakışkanının termo-fiziksel özelliklerinin hesaplanmasında Eş. 3.2-3.7 kullanılmıştır.

Ayrıca su, TiO₂ nanopartikülü ve havanın temel termo-fiziksel özellikleri Çizelge 4.2'de sunulmuştur. Suyun termo-fiziksel özellikleri 348K'de alınmıştır. Havanın termo-fiziksel özellikleri serbest akış sıcaklığı olan 25°C'de alınmıştır.

Çizelge 4.2. Su, TiO₂ ve havanın termo-fiziksel özellikleri

Termo-fiziksel özellikler	Su	TiO ₂	Hava
Yoğunluk, ρ (kg·m ⁻³)	974,7	4260	1,184
Özgül ısı, c_p (J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹)	4193	6890	1007
Isı iletim katsayısı, k (W·m ⁻¹ ·K ⁻¹)	0,667	11,7	0,02551
Viskozite, μ (Pa·s)	378×10^{-6}	-	$1,849 \times 10^{-5}$
Çap, d_p (nm)	-	30	-

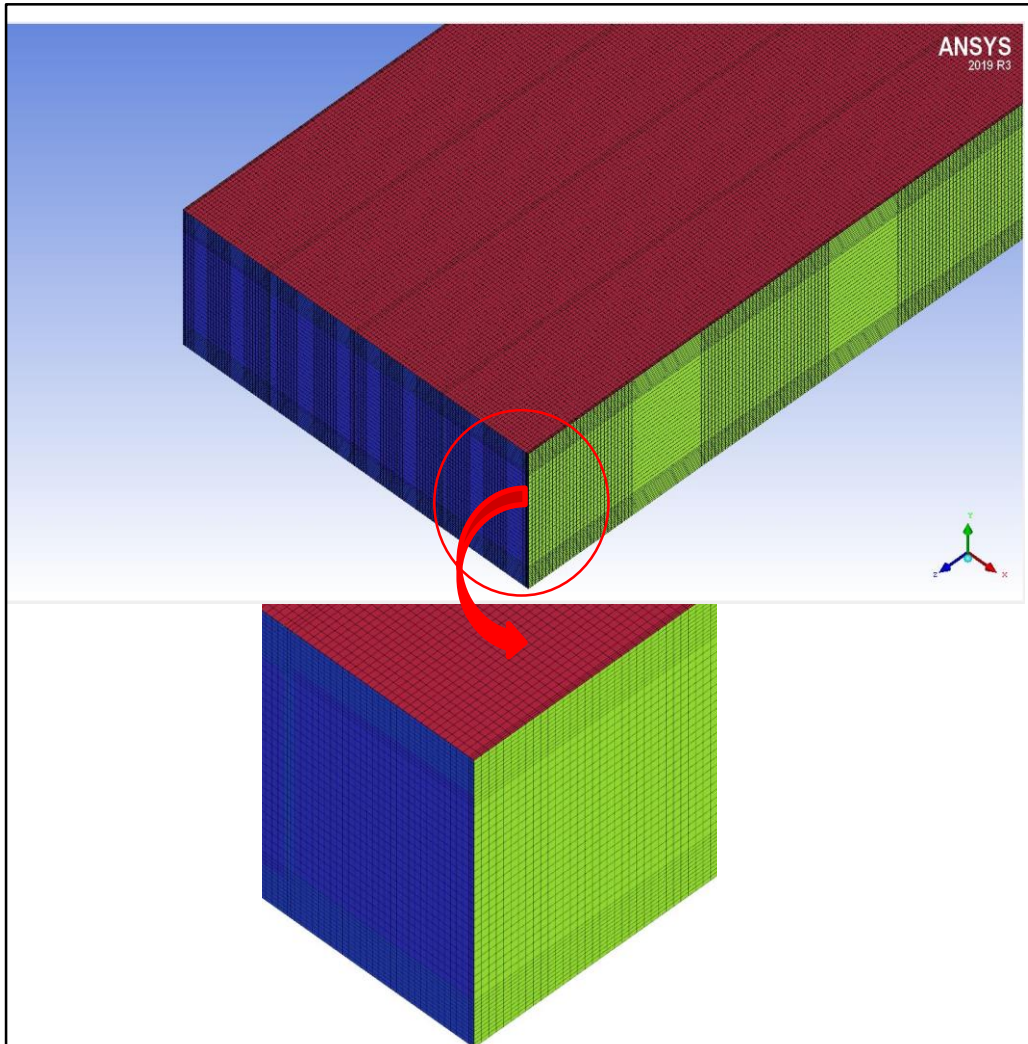
4.2.3. Kaydırılmış şeritli kanalların ısı transferi ve akış karakteristikleri için korelasyonlar

Birim zamanda transfer edilen ısı miktarı ($\dot{Q}$), ortalama ısı taşınım katsayısı (h), ortalama Nusselt sayısı (Nu), Reynolds sayısı (Re), Colburn- j faktörü, Fanning sürtünme faktörü (f), basınç kaybı (ΔP) ve pompa gücü (PP) sırasıyla Eş. 3.8, Eş. 3.12, Eş. 3.13, Eş. 3.14, Eş. 4.17, Eş. 4.18, Eş. 3.16, Eş. 4.20 ile hesaplanmıştır.

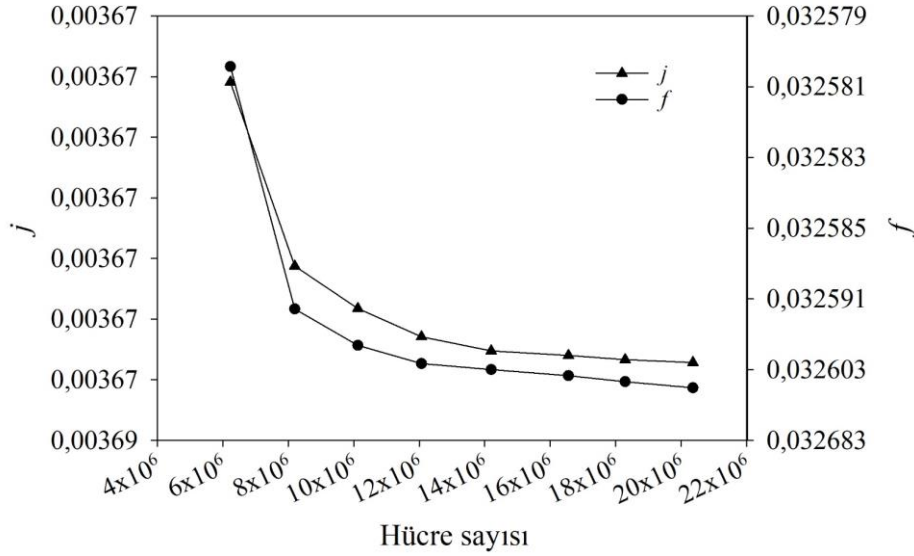
4.2.4. Sayısal çözüm ve hücre sayısı bağımsızlığı

Sayısal simülasyonlar için sonlu kontrol hacimleri yöntemini benimseyen ticari hesaplamalı akışkanlar dinamiği yazılımlarından biri olan ANSYS Fluent 2019 R3

kullanılmıştır. SolidWorks 2018 ile çözüm alanı oluşturulduktan sonra ANSYS Design Modeler'a aktarılmıştır. Blok yapılı dörtgensel ağ yapısı Şekil 4.9'da gösterildiği gibi açık kaynak ağlayıcı olan ICEM yazılımı ile oluşturulmuştur. Katı-akışkan arayüzlerinde ağ yoğunluğu artırılarak çözümün kesinliği artırılmaya çalışılmıştır. Akış alanını hesaplamak için SIMPLE algoritması kullanılmıştır. Taşınım terimleri ayrıklaştırılırken ikinci dereceden upwind metodu kullanılmıştır. Her alan için korunum denklemlerinin artıkları için yakınsama kriteri 10^{-6} 'dan az tutulmuştur. Tatmin edici çözümlerin elde edilebilmesi için Şekil 4.10'da gösterildiği gibi $Re=800$ için farklı ağ sayıları ile çözüm ağı sayısından bağımsızlık çalışması yapılmıştır. $14,2 \times 10^6$ ağ sayısından sonra Colburn- j faktörü ve Fanning sürtünme faktörü (f) değerlerinde çok küçük bir değişiklik gözlemlenmesi nedeniyle, sayısal analiz için daha hızlı çözüm elde edilebilmesi için optimum ağ sayısı $14,2 \times 10^6$ olarak belirlenmiştir. Bu paralel hesaplamalar 32 GB RAM'e sahip AMD Ryzen 7 2700X sekiz çekirdekli işlemci 3.70 GHz üzerinde çalıştırılmıştır.



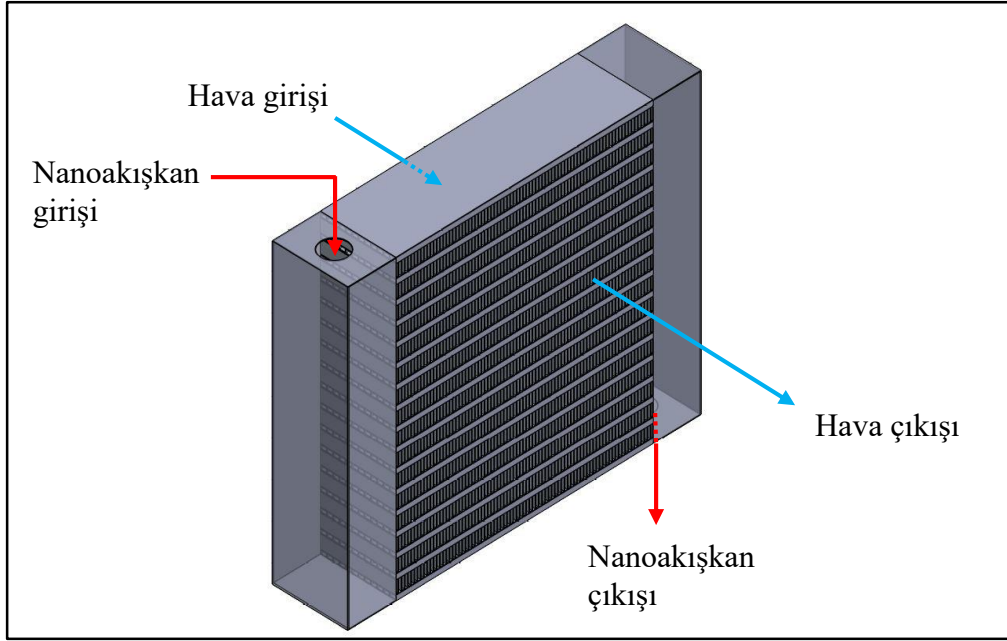
Şekil 4.9. Çözüm alanında oluşturulan ağ yapısı



Şekil 4.10. Hücre sayısı bağımsızlığı

4.3. Üçüncü Durum için Yapılan Sayısal Çalışma

Tez kapsamında yapılan üçüncü sayısal çalışmada yine bu tez kapsamında yapılan deneysel çalışmalar sayısal olarak gerçekleştirilmiştir. Deney sisteminde alınan sınır şartları sayısal çalışmada uygulanmıştır. Deneysel çalışmada kullanılan radyatörün üç-boyutlu görünümü Şekil 4.11’de gösterilmektedir. Şekil 4.11’de gösterilen radyatöre birbirine karışmayan iki farklı akışkan girmektedir. Bunlardan birisi sıcak akışkan olan TiO_2 -su nanoakışkanı diğeri soğuk akışkan olan havadır. TiO_2 -su nanoakışkanı radyatörün kaydırılmış şeritli kanallarından akarken hava ise dalgalı kanatlı hava kanallarından akmaktadır. Sıcak akışkan sirkülasyon pompası yardımıyla soğuk akışkan aksel fan yardımıyla radyatöre basılmaktadır. Bilgisayar gücü ve çözüm süresinden tasarruf amacıyla deneysel çalışmada incelenen tüm radyatörü (Bkz. Şekil 4.11) modellemek yerine simetriden yararlanılarak kısmi bir model oluşturulmuştur. Bu çalışmada deneysel çalışmada incelenen parametrelerin aynıları (hacimsel konsantrasyon $\phi = 0,025, 0,05, 0,1$ ve $0,2$; hacimsel debi $5, 8$ ve 11 L/dk ; radyatör giriş sıcaklığı $T_g = 38,7, 48,4, 58,1, 67,6$ ve $77,6^\circ\text{C}$) ele alınmıştır.

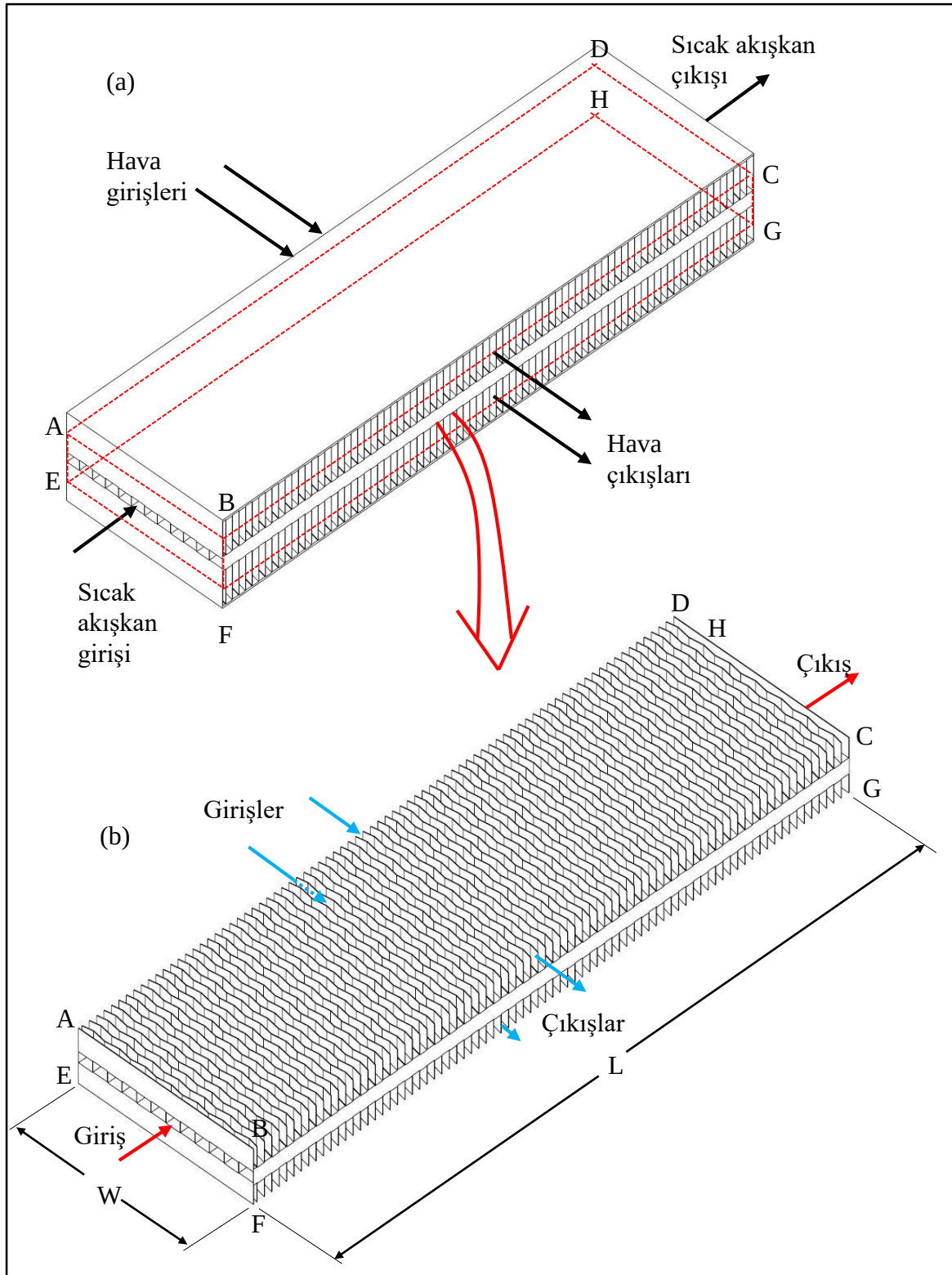


Şekil 4.11. Tüm radyatör

4.3.1. Fiziksel ve matematiksel model

Oluşturulan kısmi modelde (Bkz Şekil 4.8), bir adet kaydırılmış şeritli kanal, bu kanalın üst ve alt kısmında ise iki adet yarım yükseklikli dalgalı kanatlı hava kanal ele alınmıştır.

Bu çalışmada kullanılan kaydırılmış şeritli kanallar için geometrik parametreler Çizelge 3.2'de verilmiştir (Bkz. Bölüm 3). Yapılan sayısal çalışmada ele alınan kontrol hacminde bulunan kanat kanalların geometrik parametreleri deneysel çalışmadaki radyatörde bulunan kanat kanallar ile aynıdır. Şekil 4.12(a)'da sadece 1 adet kaydırılmış şeritli kanal ve bu kanalın üstünde/altında bulunan havanın geçtiği dalgalı kanatlı hava kanallar verilmiştir. Bu şekilde sıcak nanoakışkan giriş ve çıkışları ile havanın giriş çıkışları gösterilmiştir. Nanoakışkanın geçtiği kaydırılmış şeritli kanalın üst ve alt kısmında bulunan dalgalı kanatlı hava kanallardan hava geçmektedir. Simetri şartından yararlanmak amacıyla Şekil 4.12(a)'da gösterilen A-B-C-D ve E-F-G-H kesit düzlemleri dalgalı kanatlı hava kanalların yarı yüksekliğine yerleştirilmiştir. Şekil 4.12(a)'daki A-B-C-D ve E-F-G-H kesit düzlemlerinin kesip çıkarılmış hali ele alınan kontrol hacmini ifade etmekte olup Şekil 4.12(b)'de gösterilmiştir.



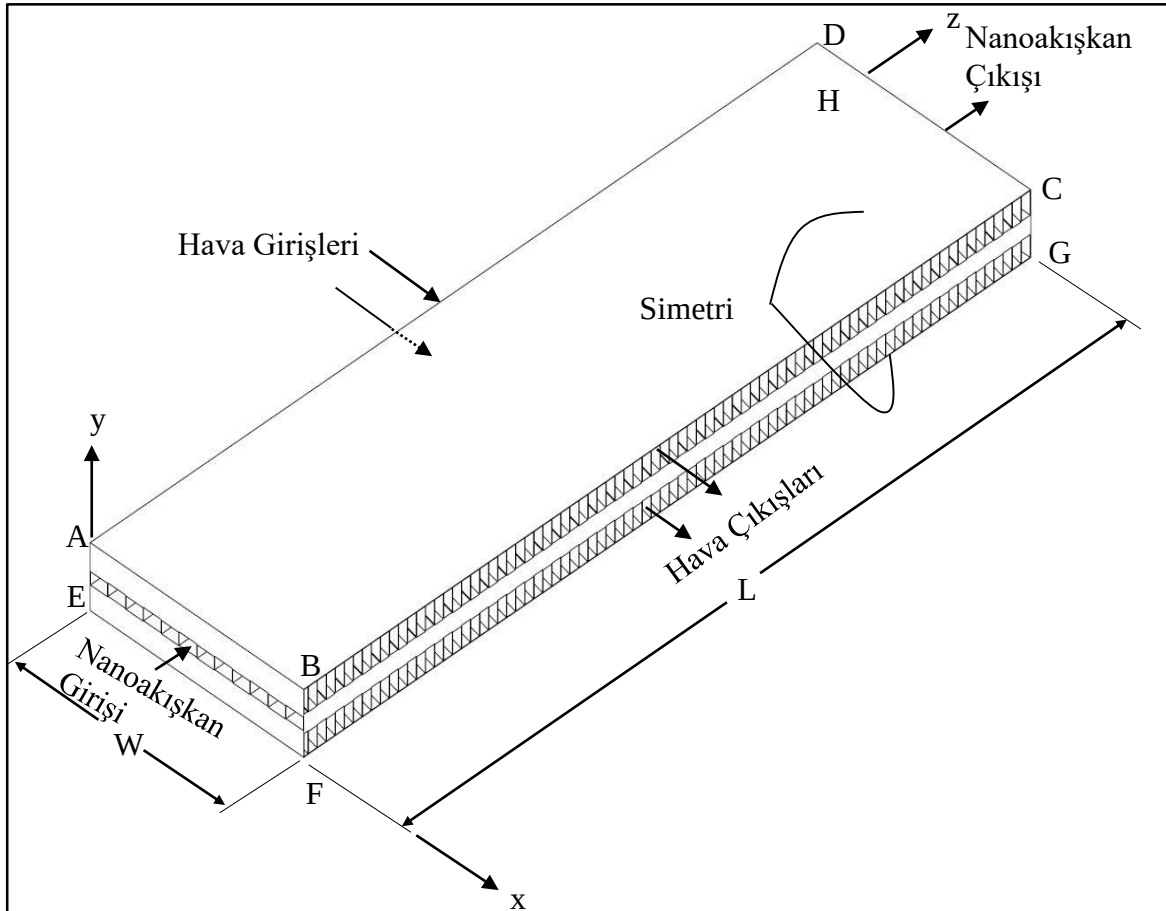
Şekil 4.12. (a) 1 adet kaydırılmış şeritli kanal ve üstünde/altında bulunan dalgalı kanatlı hava kanallar, (b) kontrol hacmi

Korunum denklemleri

Akış ve ısı transferi probleminin çözümünde yapılan kabuller şu şekildedir: (1) Laminer akış, (2) Üç boyutlu kararlı, (3) Sıkıştırılmaz, tek fazlı ve Newton tipi akışkan, (4) Nanopartiküller ve temel akışkan ısıl dengede, (5) Nanopartiküller boyut (20 nm) ve şekil olarak üniform, (6) ışıınım ve viskoz disipasyon ihmal. Bu kabuller yapılarak süreklilik, momentum ve enerji denklemleri olarak Eş. 4.1-4.4 kullanılmıştır.

Sınır şartları

Çözüm alanının giriş kısmında akışkanın giriş hızı ve sıcaklığı; kanal çıkışında basınç çıkış sınır şartı; üst (A-B-C-D kesit düzlemi) ve alt (E-F-G-H kesit düzlemi) levhalara simetri şartı tanımlanmıştır. Bu sınır şartları Şekil 4.13’de gösterilmiştir. Nanoakışkan z-yönünde, hava x-düzleminde akmaktadır.



Şekil 4.13. Kontrol hacmi ve sınır şartları

Korunum denklemlerinin çözülmesinde kullanılan sınır şartlarının matematiksel ifadeleri aşağıda verilmiştir.

Giriş

Nanoakışkan için ($z=0$);

$$u_{nf} = v_{nf} = 0 \quad (4.34)$$

$$w_{nf} = w_g \quad (4.35)$$

$$T_{nf} = T_g \quad (4.36)$$

Mevcut tez kapsamındaki deneyde nanopartikül hacimsel konsantrasyonunun $\phi=0,025$, $0,05$, $0,1$ ve $0,2$ değerlerinde; nanoakışkanın 5 , 8 ve 11 L/dk hacimsel debi değerlerinde; nanoakışkanın $37,6$, $48,4$, $58,1$, $67,6$ ve $77,6^\circ\text{C}$ giriş sıcaklıklarında çalışılmıştır. Nanoakışkanın hız ve sıcaklık giriş sınır şartları bu değişken parametrelere göre hesaplanarak kullanılmıştır.

Hava için ($x=0$);

$$v_h = w_h = 0 \quad (4.37)$$

$$u_h = u_g = 0,34 \text{ m/s} \quad (4.38)$$

$$T_h = T_g \quad (4.39)$$

Deneyde radyatör fanı sabit devirde çalışmaktadır. Bu nedenle havanın dalgalı kanatlı hava kanala giriş hızı sabittir. Havanın dalgalı kanatlı hava kanala giriş sıcaklığı olan T_g 'nin değeri $301,682$ K ile $306,397$ K aralığında değişmektedir.

Üst (A-B-C-D kesit düzleminde; simetri)

$$v = \frac{\partial u}{\partial y} = \frac{\partial w}{\partial y} = \frac{\partial T}{\partial y} = 0 \quad (4.40)$$

Alt (E-F-G-H kesit düzleminde; simetri)

$$v = \frac{\partial u}{\partial y} = \frac{\partial w}{\partial y} = \frac{\partial T}{\partial y} = 0 \quad (4.41)$$

Çıkış

Nanoakışkan için (z=L'de);

$$\frac{\partial u_{nf}}{\partial z} = \frac{\partial v_{nf}}{\partial z} = \frac{\partial w_{nf}}{\partial z} = 0 \quad (4.42)$$

$$\frac{\partial T_{nf}}{\partial z} = 0 \quad (4.43)$$

Hava için (x=W'da);

$$P = P_{atm} = 92,853 \text{ kPa} \quad (4.44)$$

$$\frac{\partial u_h}{\partial x} = \frac{\partial v_h}{\partial x} = \frac{\partial w_h}{\partial x} = 0 \quad (4.45)$$

$$\frac{\partial T_h}{\partial x} = 0 \quad (4.46)$$

4.3.2. Nanoakışkanın termo-fiziksel özellikleri

TiO₂-su nanoakışkanının termo-fiziksel özelliklerinin hesaplanmasında Eş. 3.2-3.7 (Bkz. Bölüm 3) kullanılmıştır. Sayısal çalışmada kullanılan nanoakışkanın termo-fiziksel özellikleri deneylerdeki yığın sıcaklığına göre alınmıştır.

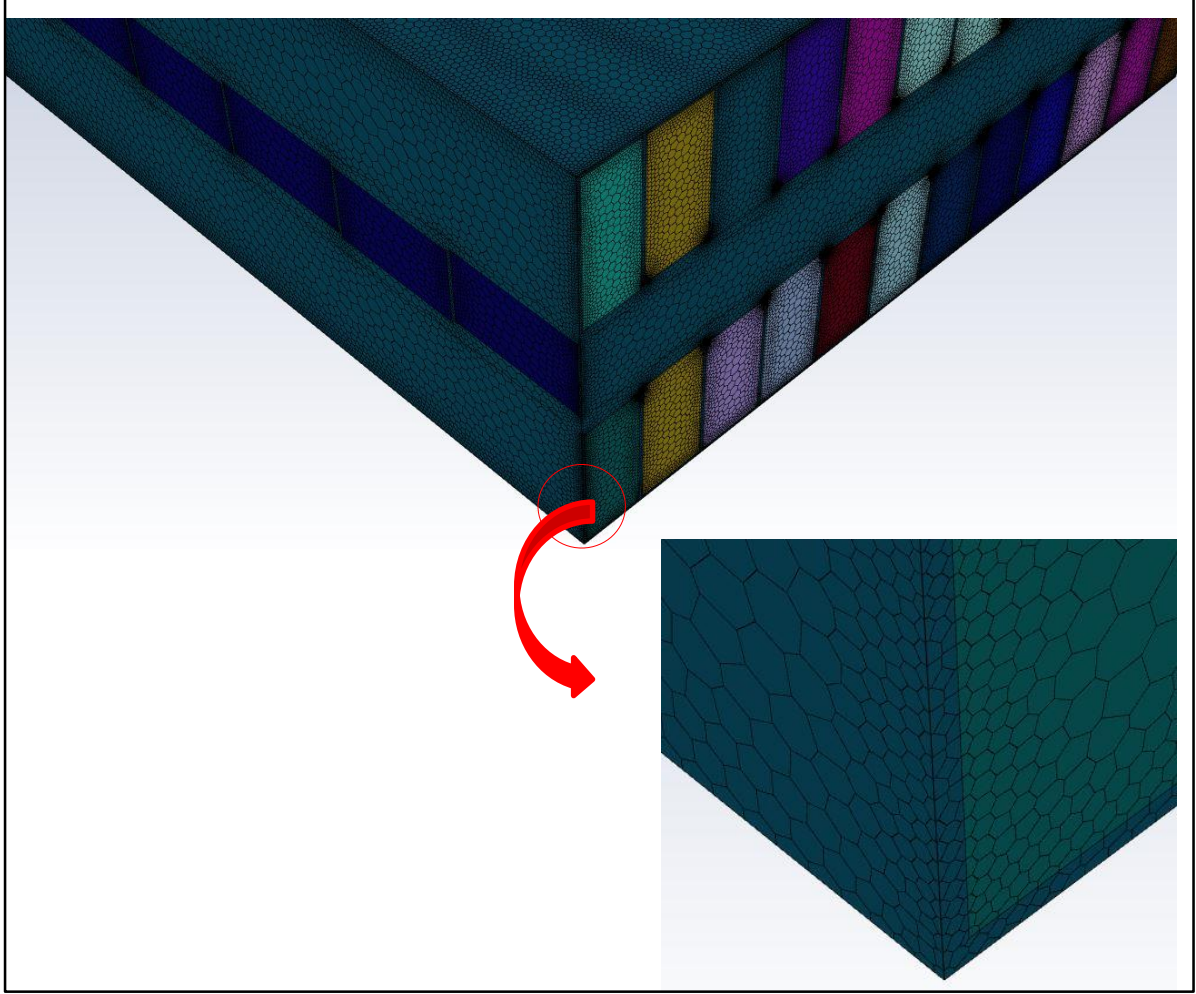
Ayrıca, su ve anataz TiO₂ nanopartikülünün termo-fiziksel özellikleri Çizelge 3.4'de (Bkz. Bölüm 3) sunulmuştur.

4.3.3. Kaydırılmış şeritli kanalların ısı transferi ve akış karakteristikleri için korelasyonlar

Bu çalışmada deneysel verilerle bir kıyaslama yapılabilmesi amacıyla birim zamanda transfer edilen ısı miktarı Eş. 3.8 (Bkz. Bölüm 3) kullanılarak hesaplanmıştır. Deneyde soğutma performansı incelenen radyatörde nanoakışkanın geçtiği kaydırılmış şeritli kanaldan 15 adet bulunmaktadır. Sayısal çalışmada ise bu 15 adet kaydırılmış şeritli kanallardan sadece 1 (bir) tanesinin birim zamanda transfer edilen ısı miktarı hesaplanmıştır. Sayısal çalışma sonucunda elde edilen birim zamanda transfer edilen ısı miktarı değerleri 15 ile çarpılarak tüm radyatör için olan ısı transfer değeri hesaplanmıştır.

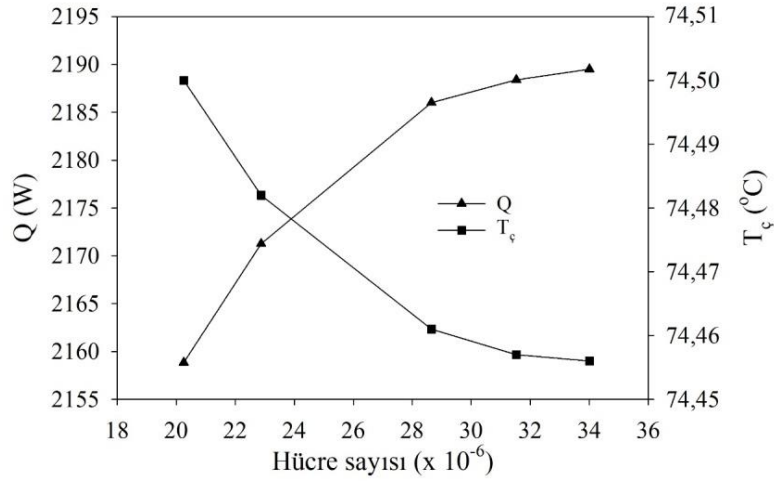
4.3.4. Sayısal çözüm ve hücre sayısı bağımsızlığı

Şekil 4.13'de gösterilen kontrol hacmine hesaplamalı akışkanlar dinamiği hazır paket programlarından birisi olan ANSYS'in içinde bulunan kullanıcı kontrollü bir mesher olan Fluent Meshing ile düzgün altıgen mesh atılmıştır. Çözüm alanının tipik hücre ağı yapısı Şekil 4.14'deki gibidir.



Şekil 4.14. Örnek çözüm ağı yapısı

Sayısal çalışmaya başlanmadan önce saf su ($\phi=0\%$) için $77,6^{\circ}\text{C}$ giriş sıcaklığı ve 11 L/dk debi için hücre sayısından bağımsızlaştırma çalışması yapılmış ve sonuçlar birim zamanda transfer edilen ısı miktarı ve nanoakışkanın kanaldan çıkış sıcaklığı açısından değerlendirilmiştir. Birim zamanda transfer edilen ısı miktarı ve çıkış sıcaklığının değişimi Şekil 4.15’de gösterilmiştir. Hücre sayısının $31,525 \times 10^6$ ’dan $34,05 \times 10^6$ ’ya yükseltilmesiyle akışkan çıkış sıcaklığı T_c ve karşılık gelen birim zamanda transfer edilen ısı miktarı $\dot{Q}$ değerleri %1’den az değiştiğinden dolayı optimum hücre sayısı mevcut çalışma için $31,525 \times 10^6$ olarak seçilmiştir.



Şekil 4.15. Birim zamanda transfer edilen ısı miktarı ve çıkış sıcaklığının hücre sayısı ile değişimi

5. DENEY SONUÇLARI

Deneyler Şekil 3.1 ve Şekil 3.2’de verilen deney düzeneği için saf suyun ($\phi=0$) yanısıra TiO_2 nanaopartikülün $\%0,025$, $0,05$, $0,1$ ve $0,2$ hacimsel konsantrasyonları kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Ayrıca, bu parametrelerin etkilerini incelemek için üç farklı hacimsel debi (5 , 8 ve 11 L/dk) ve beş farklı giriş sıcaklığı ($38,7$; $48,4$; $58,1$; $67,6$ ve $77,6^\circ\text{C}$) için deneyler yapılmıştır.

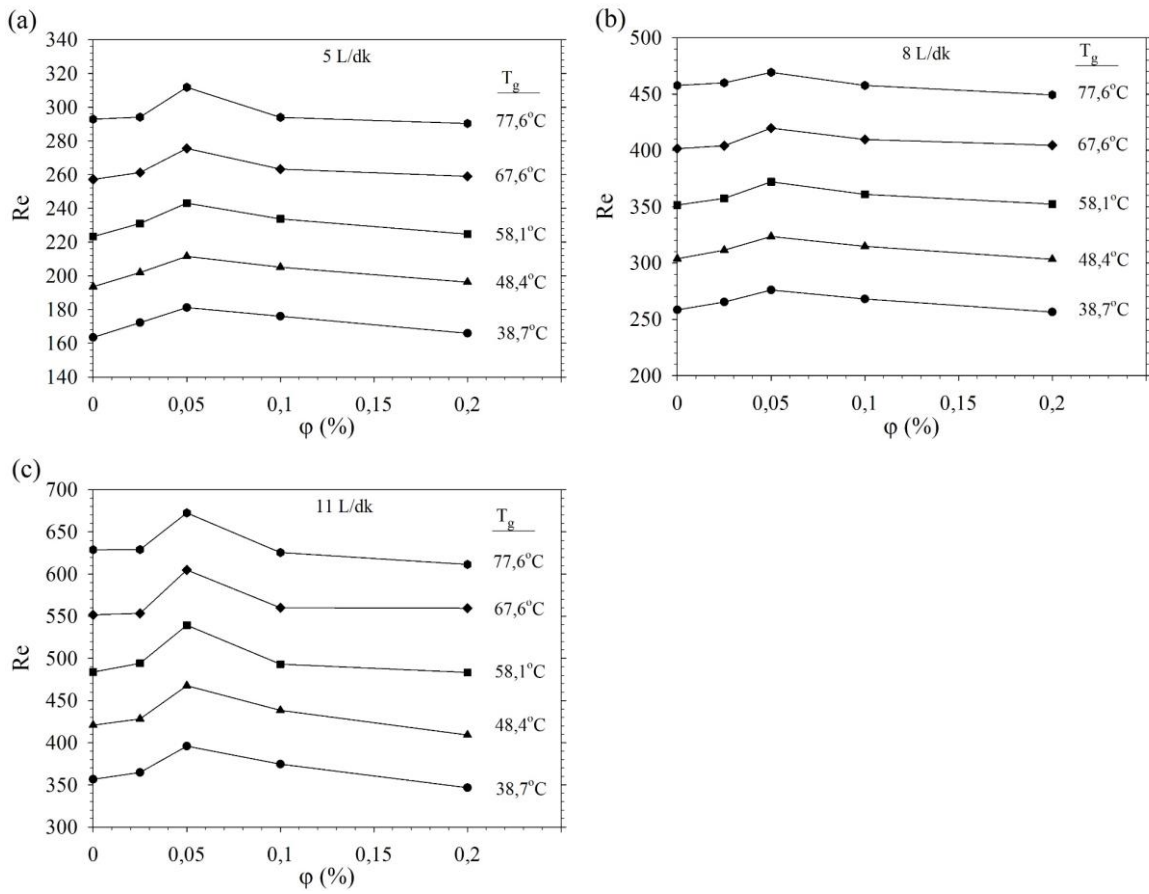
Deneylerden elde edilen verilerle TiO_2 nanopartikülünün beş farklı hacimsel konsantrasyon (ϕ) değerinde tüm radyatör için birim zamanda transfer edilen ısı miktarının ($\dot{Q}$), ısı taşınım katsayısının (h), Nusselt sayısının (Nu), basınç kaybının (ΔP) ve performans katsayısının (η) üç farklı hacimsel debi ve beş farklı soğutucu akışkan giriş sıcaklığı ile değişimi hesaplanmıştır. Ayrıca radyatörde nanoakışkanın geçtiği tek bir kaydırılmış şeritli kanal için Reynolds sayısının hacimsel debi ve soğutucu akışkan giriş sıcaklığına göre değişimi farklı hacimsel konsantrasyon değerlerinde incelenmiştir.

5.1. Reynolds Sayısı (Re)

Deneyde kullanılan ağır taşıt radyatöründe nanoakışkanın geçtiği kaydırılmış şeritli kanallardan sadece birisi için Reynolds sayısının farklı nanopartikül hacimsel konsantrasyonları ve giriş sıcaklıkları için üç farklı hacimsel debideki değişimi Şekil 5.1’de verilmiştir. Şekil 5.1’den görüldüğü üzere her durumda Reynolds sayısı maksimum değerine $\%0,05$ konsantrasyonda ulaşmakta ve sonra düşüşe geçmektedir. Yani hacimsel debi sabit tutulduğunda tüm soğutucu akışkan giriş sıcaklıkları için Reynolds sayısı hacimsel konsantrasyonun $\phi=0,05$ değerine kadar artmakta sonrasında düşmektedir. Hacimsel konsantrasyonun $\phi=0,2$ ’ye yükselmesiyle 5 L/dk hacimsel debide Reynolds sayısı soğutucu akışkan giriş sıcaklığının $58,1$, $67,6$ ve $77,6^\circ\text{C}$ olması durumlarında saf suyun bile altına düşmektedir. Hacimsel konsantrasyonun $\%0,05$ ’den $\%0,2$ ’ye yükselmesiyle 8 ve 11 L/dk hacimsel debi değerlerinde Reynolds sayısı tüm soğutucu akışkan giriş sıcaklıkları için saf suyun altına düşmüştür. Benzer sonuçlar Tafakhori ve ark. [59] çalışmalarında da gözlemlenmiştir. Hacimsel konsantrasyon değerinin $\%0,05$ ’i aşmasıyla Reynolds sayısının düşüşe geçmesinin sebebi TiO_2 -su nanoakışkanının bu hacimsel konsantrasyon değerinden sonra viskozitesindeki artışın yoğunluğundaki artıştan

daha fazla olması olabilir.

Şekil 5.1'den görüldüğü üzere herhangi bir soğutucu akışkan giriş sıcaklığı ve nanopartikül hacimsel konsantrasyon değerinde Reynolds sayısı artmaktadır. Ayrıca, sabit hacimsel konsantrasyon ve hacimsel debide ise soğutucu akışkan giriş sıcaklığı arttıkça Reynolds sayısı artış göstermektedir. Bunun sebebi Ahmed ve ark. [62] yaptıkları çalışmada belirttikleri gibi TiO_2 -su nanoakışkanının sıcaklıkla viskozitesinin azalması olabilir.



Şekil 5.1. Reynolds sayısının konsantrasyon ve giriş sıcaklığına göre değişimi; (a) 5 L/dk, (b) 8 L/dk ve (c) 11 L/dk

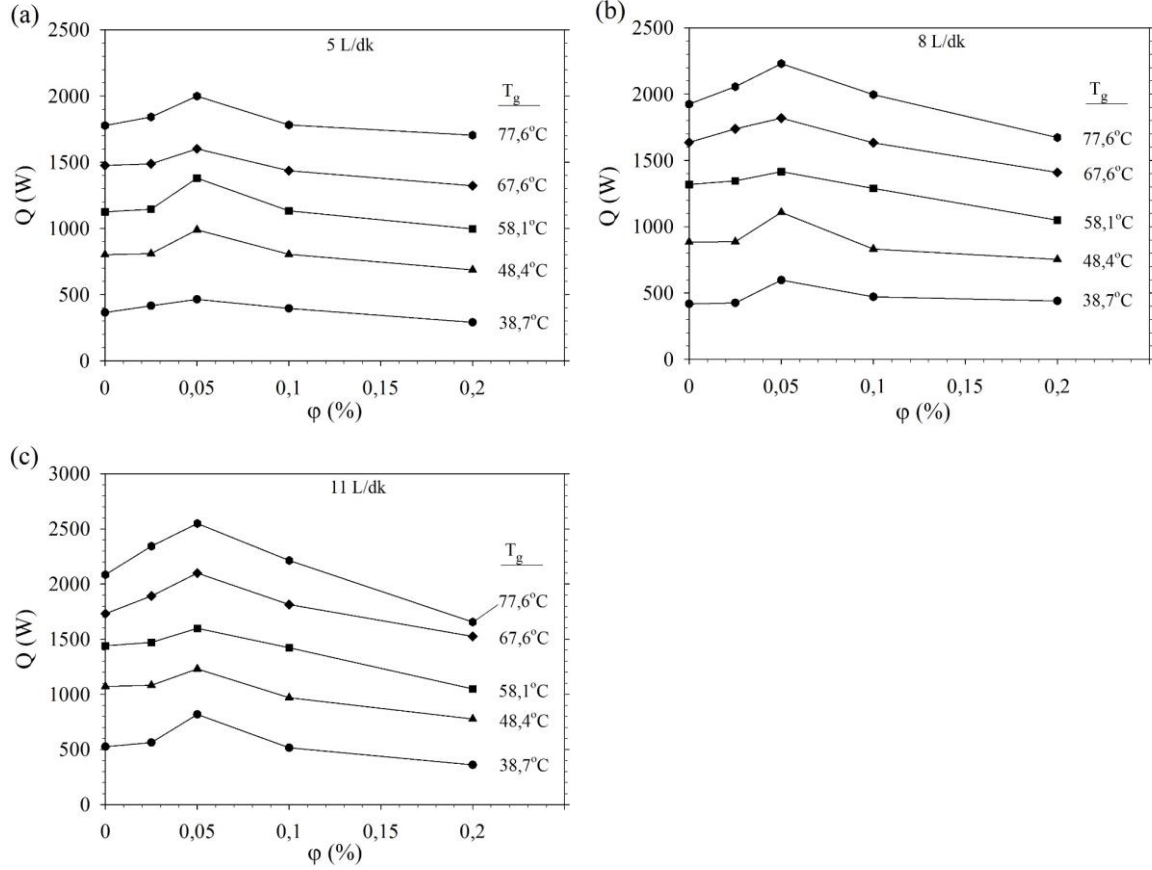
5.2. Birim zamanda transfer edilen ısı miktarı ($\dot{Q}$)

Şekil 5.2'de TiO_2 nanopartikülün ϕ =%0 (su), 0,025, 0,05, 0,1 ve 0,2 hacimsel konsantrasyonu için farklı hacimsel debilerde ve akışkan radyatör giriş sıcaklıklarında ısı transfer hızları ($\dot{Q}$) gösterilmiştir. Şekilden görüldüğü üzere, sabit hacimsel debi ve sabit

radyatör giriş sıcaklıklarında hacimsel konsantrasyonun belirli bir değerine ($\phi=0,05$) kadar birim zamanda transfer edilen ısı miktarı artmakta, konsantrasyon değerinin $0,05$ 'in üzerine çıkmasıyla birim zamanda transfer edilen ısı miktarı azalışa geçmektedir. Bu şekilden çıkarılacak bir diğer sonuç ise birim zamanda transfer edilen ısı miktarının hacimsel debinin ve giriş sıcaklığının artışıyla artmasıdır. Nanopartikülün hacimsel konsantrasyon değerinin $0,1$ ve $0,2$ olduğu durumlarda birim zamanda transfer edilen ısı miktarının çoğu durumda saf suyun bile altına düştüğü görülmüştür. Bu durumun nanopartikül hacimsel konsantrasyonundaki artışa bağlı olarak yoğunluk ve viskozitedeki artıştan kaynaklandığı düşünülmektedir. Nanoakışkanın yoğunluğundaki ve viskozitesindeki bu artış burada radyatörün kaydırılmış şeritli kanalları içinde daha yoğun ve daha kalın bir ısıl sınır tabaka oluşumuna neden olan yüksek duvar kayma gerilimi ile sonuçlanır [57, 58]. Daha yoğun ve daha kalın ısıl sınır tabaka oluşumu ise hacimsel konsantrasyonun $0,05$ 'ten yüksek değerlerinde birim zamanda transfer edilen ısı miktarının azalmasına neden olmaktadır.

Bu deneysel çalışmada, akış Şekil 5.1'den de görüldüğü üzere laminardır. Laminer akış, türbülanslı akışa kıyasla viskoziteye daha fazla bağımlıdır [115]. Bu durum göz önüne alındığında viskozite artışı bu çalışmanın sonuçlarının değerlendirilmesinde oldukça önemlidir. Ayrıca, nanoakışkanın yüksek viskozitesi Brownian hareketi vasıtasıyla nanopartiküllerin temel akışkan içerisinde aşırı derecede çarpışmasına neden olmaktadır. İki partikül çarpıştığında etkin/toplam ısı iletim katsayısı (k_{eff}) artsa da, Wang ve ark. [116] ve Keblinski ve ark. [117] Brownian hareketinin ısıl iletkenliğe fazla katkıda bulunmadığını gözlemlemişlerdir. Ancak unutulmamalıdır ki, Wang ve ark. [116] ve Keblinski ve ark. [117] tarafından keşfedilen dinamik bir mekanizma olan Brownian hareket mekanizmasında, nanopartiküllerin Brownian hareketinden kaynaklanan partikül-partikül çarpışmaları yoluyla ısı iletilir. Yani, belirli bir konsantrasyon değerinden sonra viskozitedeki artış, ısı iletim katsayısındaki artıştan daha fazladır. Ayrıca, temel akışkandaki partiküllerin büyük miktarları nedeniyle topaklanma eğilimi oluşabilmektedir. Özetle, nanoakışkanların ısı iletim katsayısı birim zamanda transfer edilen ısı miktarını olumlu şekilde etkilerken viskozite olumsuz şekilde etkilemektedir. Nispeten düşük hacimsel konsantrasyon değerlerinde, ısıl iletkenlik baskın hale gelir ve ısı transferini iyileştirir, ancak daha yüksek hacimsel konsantrasyon değerlerinde nanopartiküllerin topaklanması nedeniyle yüksek viskozite olgusu ortaya çıkmaktadır. Birim zamanda transfer edilen ısı miktarının belirli bir nanopartikül hacimsel

konsantrasyon değerinden sonra düşüşe geçmesi durumu literatürdeki bazı çalışmalarda da gözlemlenmiştir [19, 57, 58].

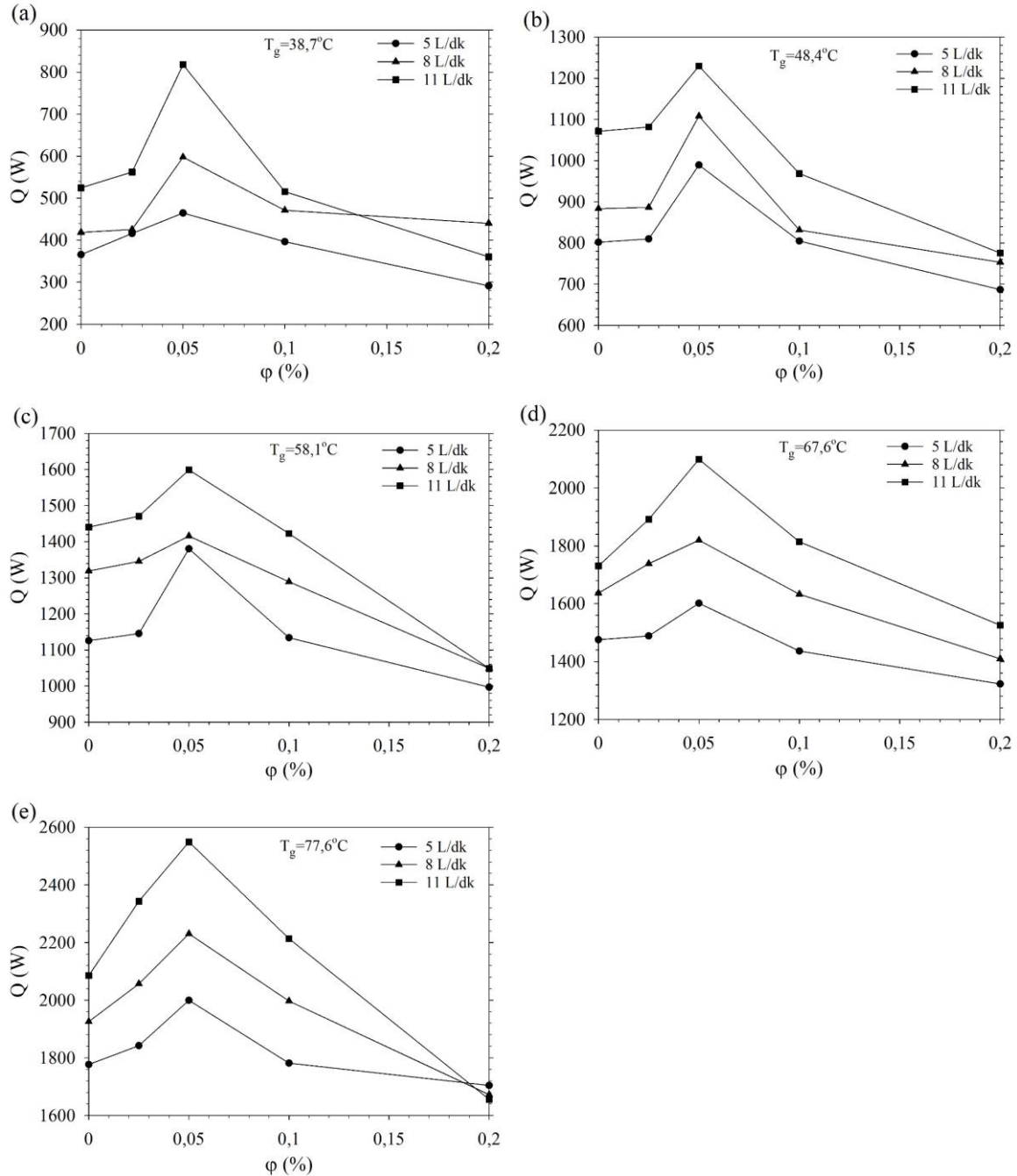


Şekil 5.2. Birim zamanda transfer edilen ısı miktarının konsantrasyon ve giriş sıcaklığına göre değişimi; (a) 5 L/dk, (b) 8 L/dk ve (c) 11 L/dk

Şekil 5.3’de akışkan giriş sıcaklıkları sabit tutularak birim zamanda transfer edilen ısı miktarının TiO_2 nanopartikülün %0 (su), 0,025, 0,05, 0,1 ve 0,2 hacimsel konsantrasyonları için farklı hacimsel debide ve akışkan radyatör giriş sıcaklığında değişimi gösterilmiştir. Şekilden görüldüğü üzere tüm soğutucu akışkan giriş sıcaklıklarında $\phi=0-0,05$ aralığı için birim zamanda transfer edilen ısı miktarı artmaktadır. Hacimsel konsantrasyonun %0,1 ve %0,2 olması durumlarında ise birim zamanda transfer edilen ısı miktarı düşüşe geçmektedir. Ayrıca, sabit akışkan giriş sıcaklığı ve sabit hacimsel debide $\phi=0,2$ için birim zamanda transfer edilen ısı miktarı saf suyun bile altına düşmektedir.

Şekil 5.3’de genel olarak sabit radyatör giriş sıcaklığı ve sabit hacimsel konsantrasyonda

birim zamanda transfer edilen ısı miktarı hacimsel debinin artışıyla artsa da $T_g=38,7^\circ\text{C}$ ve $T_g=77,6^\circ\text{C}$ için $\phi=0,2$ değerindeki birim zamanda transfer edilen ısı miktarında bir miktar deneysel belirsizlik olabileceği düşünülmektedir.



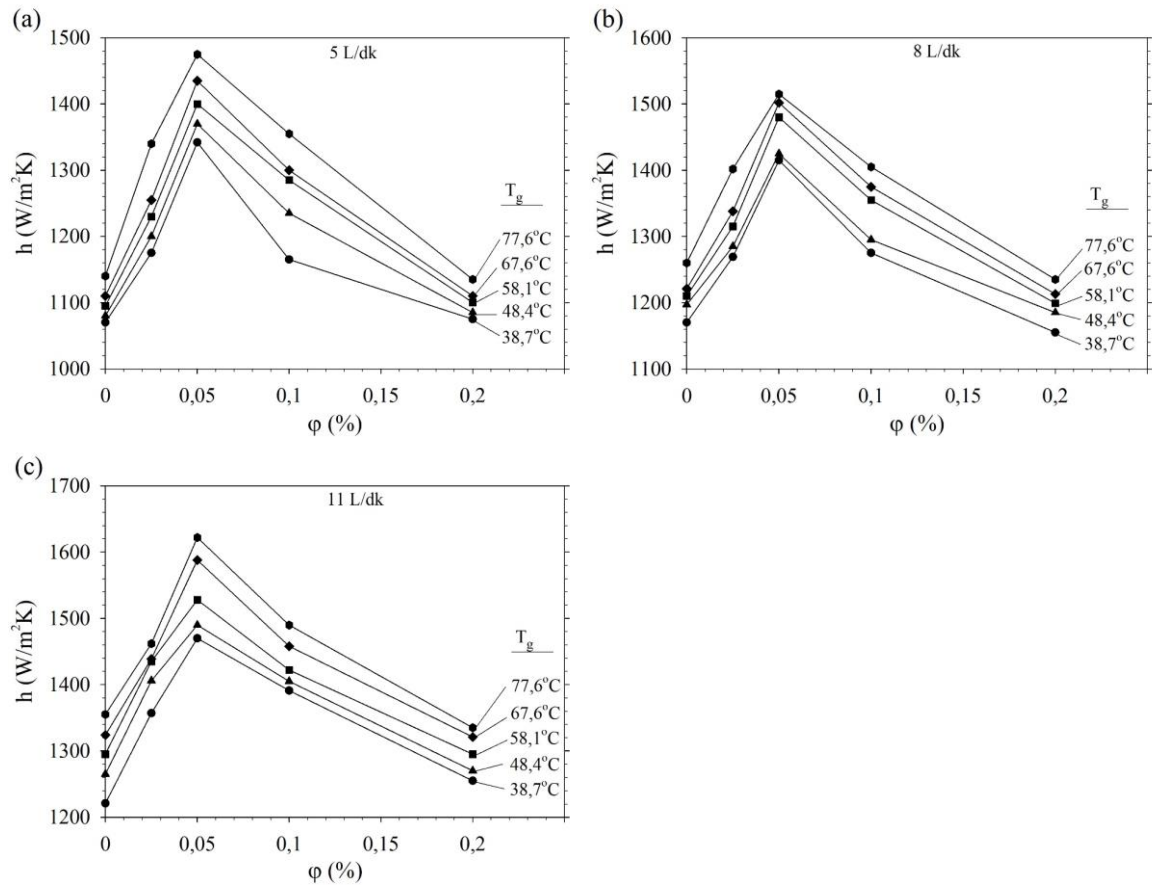
Şekil 5.3. Birim zamanda transfer edilen ısı miktarının konsantrasyon ve debiye göre değişimi (a) 38,7°C, (b) 48,4°C, (c) 58,1°C, (d) 67,6°C ve (e) 77,6°C

En yüksek birim zamanda transfer edilen ısı miktarı değerlerinin tüm hacimsel debiler için $\phi=0,05$ ve $T_g=77,6^\circ\text{C}$ 'de elde edildiği gözlemlenmiştir. Birim zamanda transfer edilen

ısı miktarı $T_g=38,7^\circ\text{C}$ 'de 5, 8 ve 11 L/dk hacimsel debilerinde $\phi=0$ ve $\phi=0,05$ için sırasıyla 365,4, 418,4, 524,8 W ve 464,5, 597,5, 817,6 W'dır. En yüksek giriş sıcaklığı olan $T_g=77,6^\circ\text{C}$ 'de elde edilen birim zamanda transfer edilen ısı miktarı değerleri ise 5, 8 ve 11 L/dk hacimsel debilerinde $\phi=0$ ve $\phi=0,05$ için sırasıyla 1776,9, 1925,5, 2085,5 W ve 1999,5, 2230,3, 2549,1 W'dır.

5.3. Isı Taşınım Katsayısı (h)

Şekil 5.4'de ısı taşınım katsayısının farklı hacimsel debi ve akışkan radyatör giriş sıcaklıklarında TiO_2 nanopartikülün %0 (su), 0,025, 0,05, 0,1 ve 0,2 hacimsel konsantrasyon değerlerine göre değişimi gösterilmektedir.

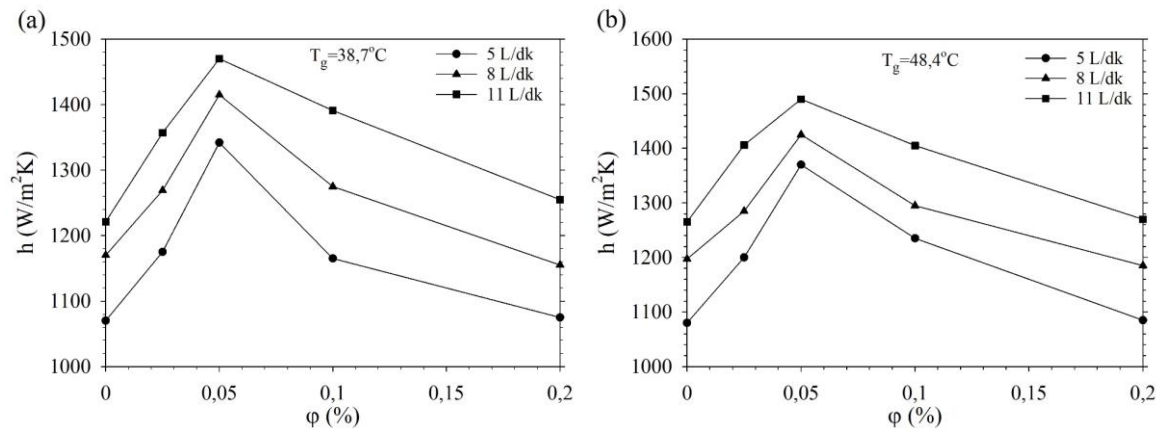


Şekil 5.4. Isı taşınım katsayısının konsantrasyon ve giriş sıcaklığına göre değişimi; (a) 5 L/dk, (b) 8 L/dk ve (c) 11 L/dk

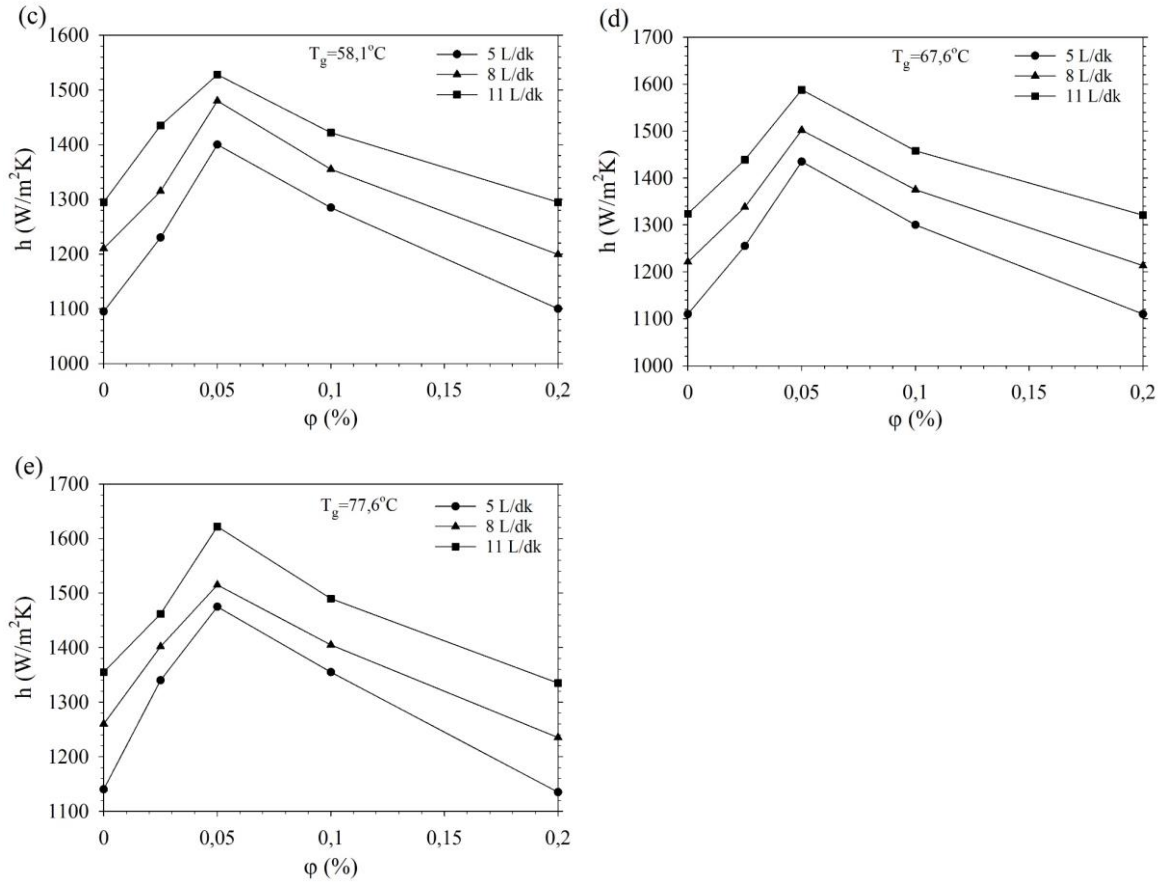
Şekil 5.4'den görüldüğü üzere birim zamanda transfer edilen ısı miktarında gözlemlenen durumdaki gibi (Bkz. Şekil 5.2), hacimsel konsantrasyonun %0-0,05 aralığında ısı taşınım

katsayısının arttığı, ardından, yani konsantrasyon değerinin %0,1 ve %0,2 olmasıyla tüm hacimsel debi ve giriş sıcaklığı değerlerinde düştüğü görülmektedir. Isı taşınım katsayısı herhangi bir giriş sıcaklığı ve debi değeri dikkate alındığında hacimsel konsantrasyonun %0,05 değerini aşmasıyla azalma eğilimine girmektedir. Literatürde ısı taşınım katsayısı için kritik bir nanopartikül hacimsel konsantrasyonunun gözlemlendiği başka çalışmalar [19, 65] da mevcuttur. Şekil 5.4'den çıkarılabilecek bir diğer sonuç ise ısı taşınım katsayısının hacimsel debi ve giriş sıcaklığındaki artışla arttığıdır.

Şekil 5.5'de akışkan giriş sıcaklıkları sabit tutularak TiO₂ nanopartikülün %0 (su), 0,025, 0,05, 0,1 ve 0,2 hacimsel konsantrasyonu için farklı hacimsel debilerde ve akışkan radyatör giriş sıcaklıklarında ısı taşınım katsayısı değerleri gösterilmektedir. Şekil 5.5'den görüldüğü gibi ϕ =%0-0,05 aralığı için ısı taşınım katsayısı hem hacimsel debi hem de akışkan giriş sıcaklığına göre artmaktadır. Hacimsel konsantrasyonun %0,5'i aşmasıyla herhangi bir akışkan giriş sıcaklığı ve hacimsel debide ısı taşınım katsayısı düşüş eğilimine girmektedir. Tüm akışkan giriş sıcaklığı değerlerinde sabit bir hacimsel debi için ϕ =%0,2 olması durumunda ısı taşınım katsayısı saf suyun bile altına düşmektedir.



Şekil 5.5. Isı taşınım katsayısının konsantrasyon ve debiye göre değişimi; (a) 38,7°C, (b) 48,4°C, (c) 58,1°C, (d) 67,6°C ve (e) 77,6°C



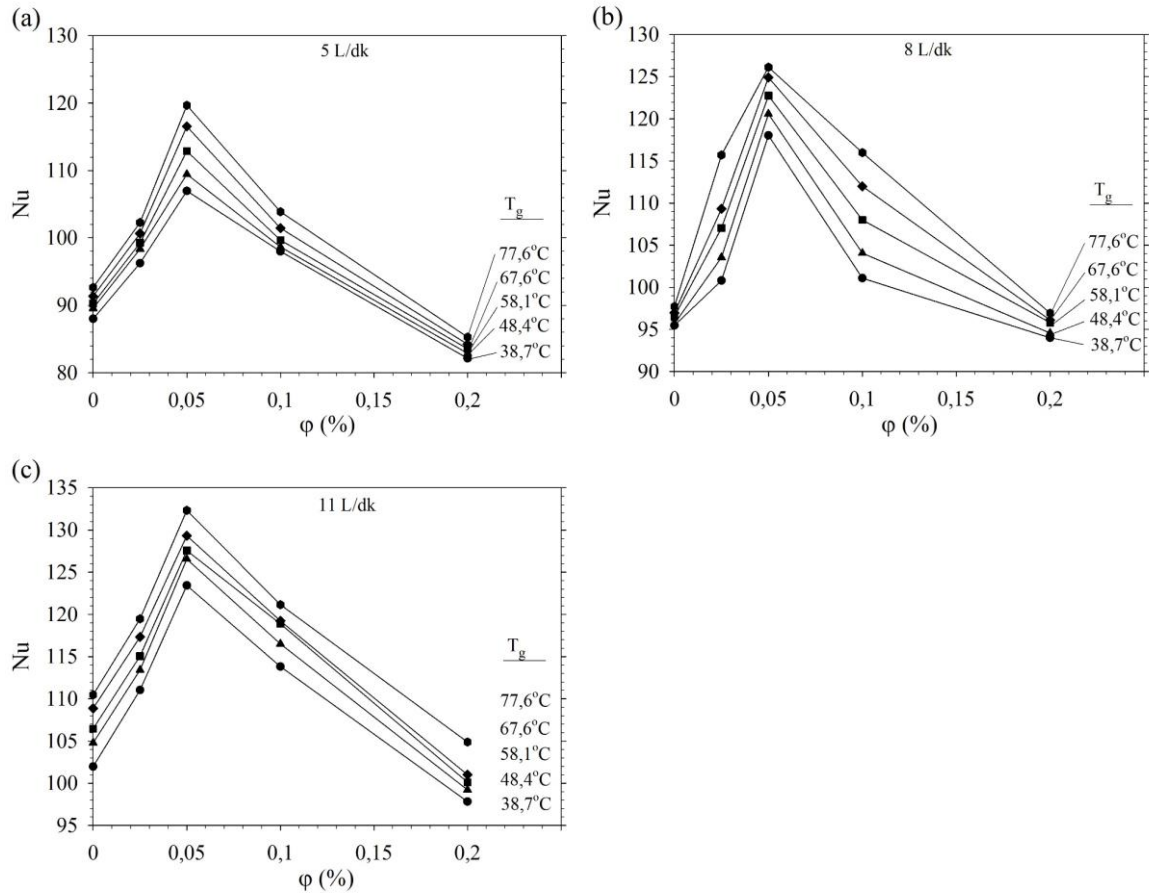
Şekil 5.5. (devam) Isı taşınım katsayısının konsantrasyon ve debiye göre değişimi; (a) 38,7°C, (b) 48,4°C, (c) 58,1°C, (d) 67,6°C ve (e) 77,6°C

Tüm hacimsel debiler için ısı taşınım katsayısının en yüksek değerine $\phi = 0,05$ ve $T_g = 77,6^\circ\text{C}$ 'de ulaştığı gözlemlenmiştir. Isı taşınım katsayısı $T_g = 38,7^\circ\text{C}$ 'de 5, 8 ve 11 L/dk hacimsel debilerinde $\phi = 0$ ve $\phi = 0,05$ için sırasıyla 1070,2, 1177,9, 1221,4 W/m²K ve 1342,6, 1415,1, 1471,5 W/m²·K'dir. $T_g = 77,6^\circ\text{C}$ 'de elde edilen ısı taşınım katsayısı değerleri ise 5, 8 ve 11 L/dk hacimsel debilerinde $\phi = 0$ ve $\phi = 0,05$ için sırasıyla 1142,7, 1265,3, 1355,8 W/m²·K ve 1475,4, 1515,2, 1622,8 W/m²·K'dir.

5.4. Nusselt Sayısı (Nu)

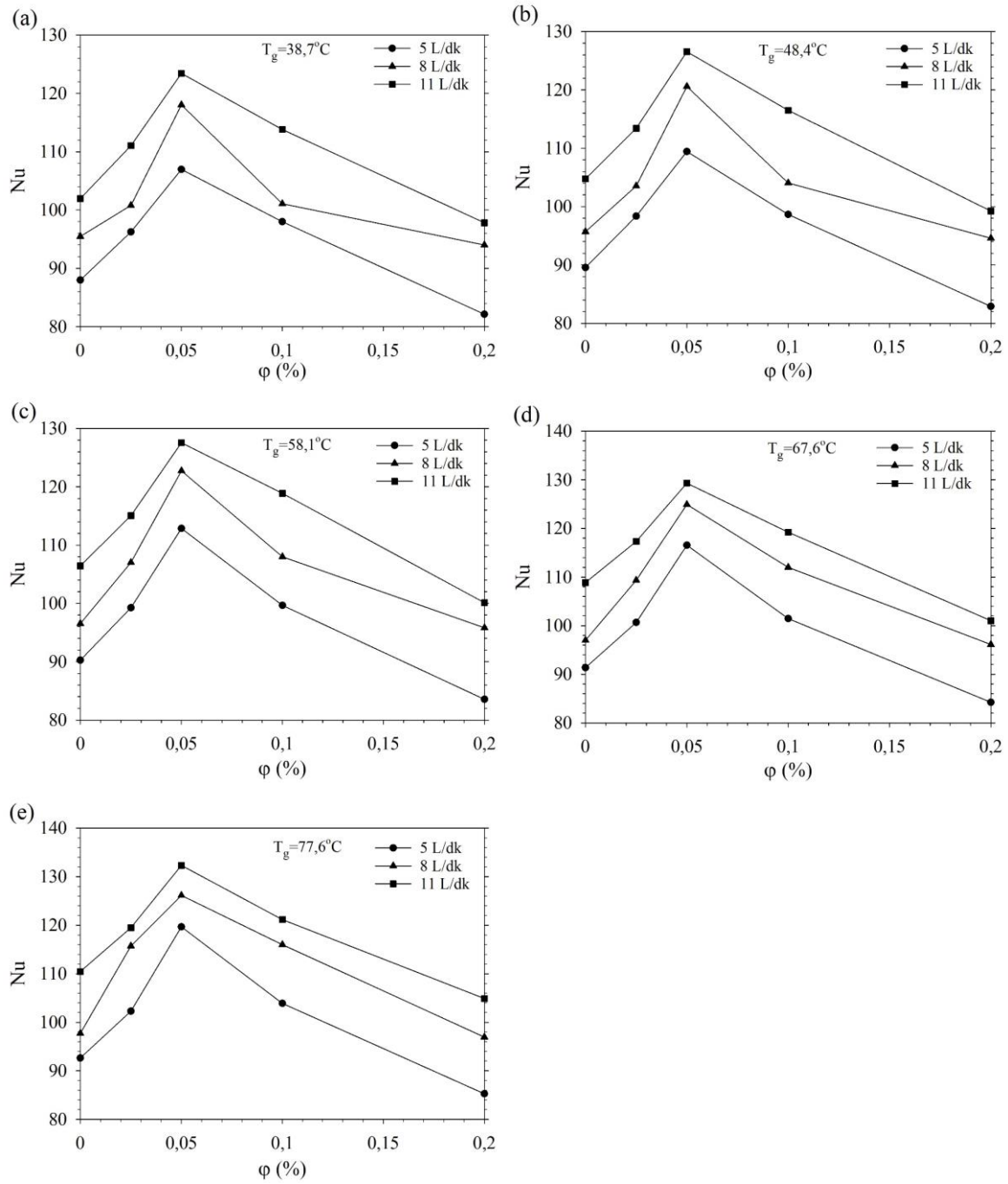
Farklı hacimsel debi ve akışkan radyatör giriş sıcaklıklarında Nusselt sayısının TiO₂ nanopartikülün %0 (su), 0,025, 0,05, 0,1 ve 0,2 hacimsel konsantrasyonuna göre değişimi Şekil 5.6'da verilmiştir. Sonuçlardan görüldüğü üzere, Nusselt sayısı TiO₂ nanopartiküllerinin hacimsel konsantrasyonunun %0'dan (saf su) %0,05'e yükselmesiyle artmakta, konsantrasyonun %0,1 ve %0,2 olduğu durumlarda ise düşme eğilimine

girmektedir. Herhangi bir hacimsel debide akışkan giriş sıcaklığı sabit tutulduğunda $\phi = \%0,2$ için Nusselt sayısı $\phi = \%0$ 'dakine kıyasla düşük kalmaktadır. Nusselt sayısı için incelenen bir hacimsel konsantrasyon aralığında kritik bir değerin gözlemlendiği başka literatür çalışmaları da mevcuttur [58, 59, 65]. Ayrıca, Nusselt sayısı da birim zamanda transfer edilen ısı miktarı ve ısı taşınım katsayısındaki durumlara benzer şekilde debi ve giriş sıcaklığı arttıkça artmaktadır.



Şekil 5.6. Nusselt sayısının konsantrasyon ve giriş sıcaklığına göre değişimi; (a) 5 L/dk, (b) 8 L/dk ve (c) 11 L/dk

Şekil 5.7’de akışkan giriş sıcaklıkları sabit tutularak TiO_2 nanopartikülün %0 (su), 0,025, 0,05, 0,1 ve 0,2 hacimsel konsantrasyonu için farklı hacimsel debilerde ve akışkan radyatör giriş sıcaklıklarında Nusselt sayısı değerleri gösterilmiştir. Bu şekilden $\phi = \%0$ -0,05 aralığı için Nusselt sayısının hem debi hem de akışkan giriş sıcaklığı ile arttığı görülmektedir. Ayrıca, Nusselt sayısı sabit akışkan giriş sıcaklığı ve sabit hacimsel debide $\phi > \%0,05$ için düşmeye başlamaktadır. Öyle ki $\phi = \%0,2$ için Nusselt sayısı $\phi = \%0$ (saf su) olduğu duruma göre bile düşük kalmaktadır.



Şekil 5.7. Nusselt sayısının konsantrasyon ve debiye göre değişimi; (a) $38,7^\circ\text{C}$, (b) $48,4^\circ\text{C}$, (c) $58,1^\circ\text{C}$, (d) $67,6^\circ\text{C}$ ve (e) $77,6^\circ\text{C}$

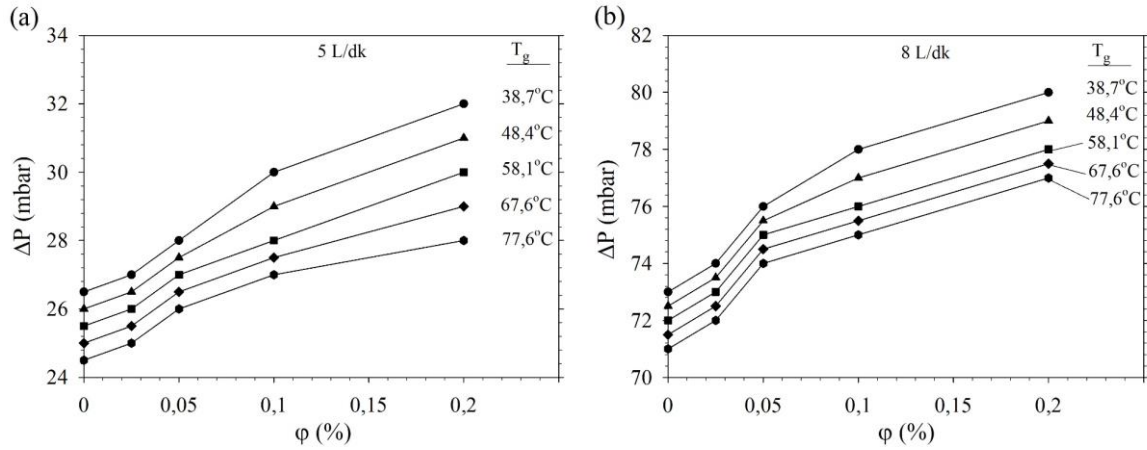
Nanopartiküller ve temel akışkan arasındaki yüksek yoğunluk farkı nedeniyle, nanopartiküller temel akışkanın dinamiğine uyum sağlayamaz ve bu partiküllerin hızı nispeten temel akışkan partiküllerine göre düşük kalır. Bu çalışmadaki gibi nanoakışkanın düşük hıza sahip olduğu ve türbülans etkisinin olmadığı durumlarda, nanopartikül hacimsel konsantrasyonunun artmasıyla topaklanma eğilimi ortaya çıkabilmektedir.

Ayrıca, nispeten yüksek konsantrasyonlarda, üst üste binen partiküllerin etkin çapları, bireysel hızlarını azaltarak, birim zamanda transfer edilen ısı miktarında bir azalmaya neden olacak şekilde artabilir. Düşük Reynolds sayılarında hacimsel konsantrasyonunun artırılması, bu çalışmada görüldüğü gibi ısıl performansı iyileştirmeyebilir. Akışın türbülanslı olması durumunda farklı sonuçlar gözlemlenebilir [59].

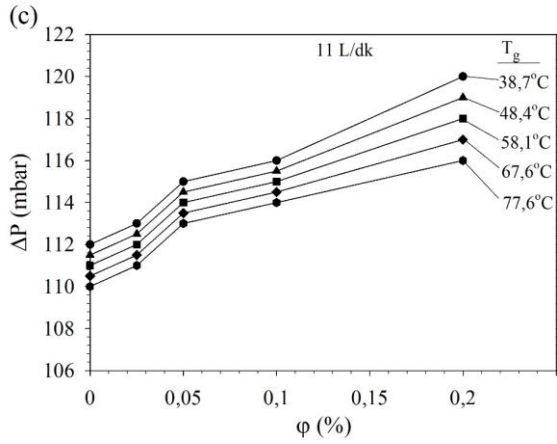
İncelenen tüm hacimsel debiler göz önüne alındığında Nusselt sayısının en yüksek değerine $\phi=0,05$ ve $T_g=77,6^\circ\text{C}$ 'de ulaştığı görülmüştür. Nusselt sayısı $T_g=38,7^\circ\text{C}$ 'de 5, 8 ve 11 L/dk hacimsel debilerinde $\phi=0$ ve $\phi=0,05$ için sırasıyla 88,5, 95,6, 101,9 ve 106,9, 118,4, 123,4'dür. $T_g=77,6^\circ\text{C}$ 'de elde edilen Nusselt sayısı değerleri ise 5, 8 ve 11 L/dk hacimsel debilerinde $\phi=0$ ve $\phi=0,05$ için sırasıyla 92,6, 97,7, 110,5 ve 119,7, 126,1, 132,3'dür.

5.5. Basınç Kaybı (ΔP)

Basınç kaybının nanopartikülün hacimsel konsantrasyonu ile değişimi farklı akışkan giriş sıcaklıklarında 5, 8 ve 11 L/dk debileri için Şekil 5.8'de verilmiştir.



Şekil 5.8. Basınç kaybının konsantrasyon ve giriş sıcaklığına göre değişimi (a) 5 L/dk, (b) 8 L/dk ve (c) 11 L/dk



Şekil 5.8. (devam) Basınç kaybının konsantrasyon ve giriş sıcaklığına göre değişimi (a) 5 L/dk, (b) 8 L/dk ve (c) 11 L/dk

Şekil 5.8’den görüldüğü üzere basınç kaybı sabit giriş sıcaklığı ve sabit hacimsel debide konsantrasyon değeri ile sürekli olarak artmaktadır. Bunun sebebi hacimsel konsantrasyonun artmasının hem viskoziteyi hem de duvar kayma gerilmesini arttırması olabilir. Yani, nanopartikül ilavesi, duvar kayma gerilmesinde belirli bir artışa neden olan nanoakışkanın viskozitesini artırmaktadır. Bu nedenle de hız sınır tabaka kalınlığı azalır ve basınçdaki kaybı artırır [118]. Ayrıca, Şekil 5.8’de basınç kaybının debi ile arttığı ve giriş sıcaklığı ile azaldığı görülmektedir. Basınç kaybının en yüksek değeri 119,5 mbar olup $\phi=0,2$ için 11 L/dk hacimsel debi ve $T_g=38,7^\circ\text{C}$ ’de gözlemlenmiştir.

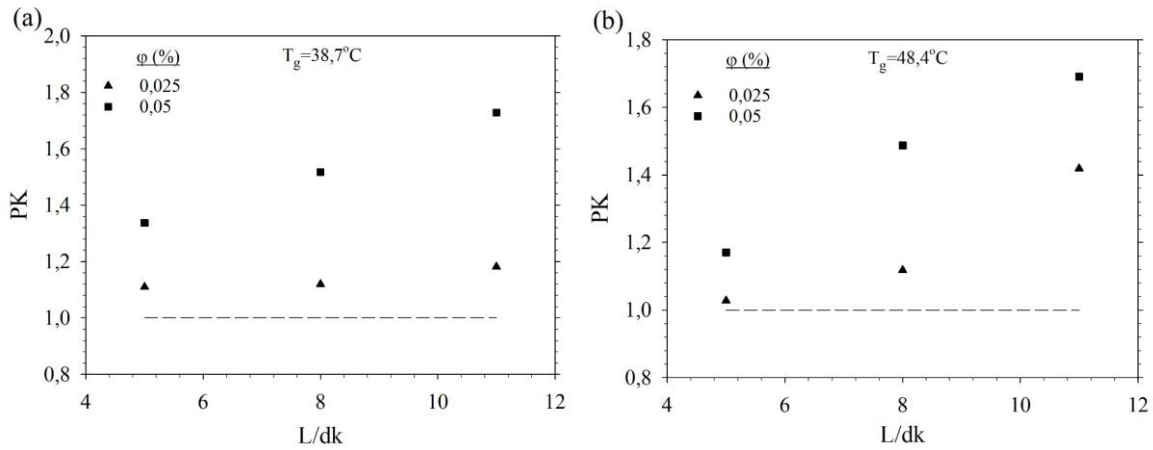
5.6. Performans Katsayısı (PK)

Kaydırılmış şeritli kanalların yüksek ısıl performansı şunlardan kaynaklanmaktadır: 1) Akışkan ile temas eden yüzey alanının geniş olması, 2) Kesintisiz kanat geometrilerine kıyasla akış yönünde uzun süre tam gelişmiş akışı engelleyerek her bir kanat modülü bitiminde ısıl sınır tabakanın yeniden başlatılması ile ısıl giriş uzunluğundan maksimum fayda sağlaması. Akış yönünde ısıl sınır tabakasında tekrarlanan neden olduğu çok sayıda ısıl giriş uzunluğu etkisi ve akışkanın sağ-sol çarpışmaları nedeniyle salınan hız üretimi (oscillating velocity generation), ısı taşınım katsayısında ve buna bağlı olarak birim zamanda transfer edilen ısı miktarında bir artışa izin vermektedir [51, 53]. Giriş bölgesinde duvar kayma gerilmesi yüksek, hız sınır tabaka kalınlığı düşük seviyededir. Bu nedenle giriş bölgesindeki basınç kaybı yüksektir. Bu tip kanat kanallarda sürekli ve sıralı olarak giriş bölgesi olduğu için ısı transfer performansı ve buna karşılık basınç kaybı da

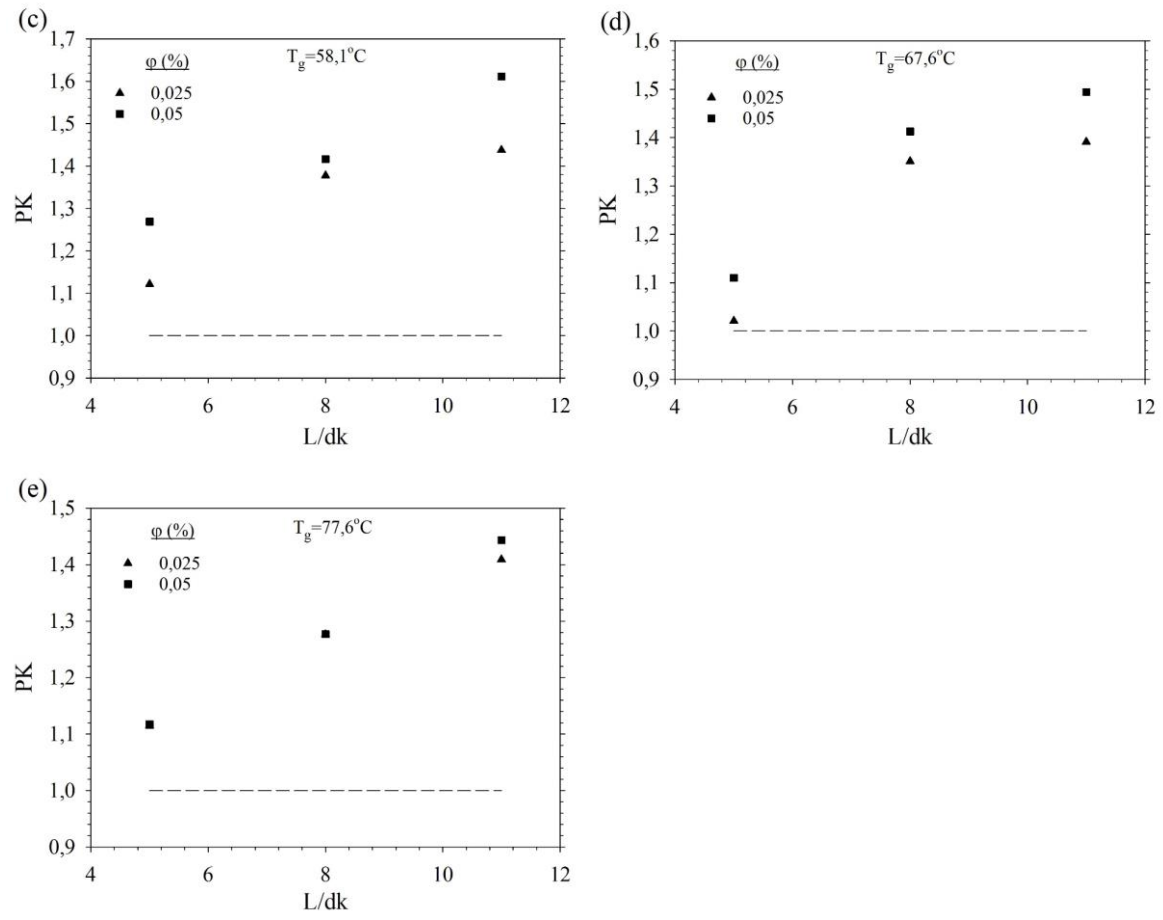
yüksektir. Dolayısıyla bu iki faktörü boyutsuz bir sayı olan performans katsayısı yardımıyla beraber değerlendirmek gereklidir. Eş. (3.17) ile hesaplanan performans katsayısının $\varphi=0,025$ ve $\varphi=0,05$ olması durumlarında farklı radyatör giriş sıcaklıklarında hacimsel debi ile değişimi Şekil 5.9'da gösterilmiştir.

Şekil 5.9 incelendiğinde çoğu durum için performans katsayısının 1'in üzerinde olduğu görülmektedir ki bu durum TiO_2 -su nanoakışkanının $\varphi=0,025$ ve $\varphi=0,05$ konsantrasyonlarında kullanılmasının ısıl-hidrolik performans açısından avantajlı olduğu anlamına gelmektedir. Performans katsayısının 1'in üzerinde olması nanoakışkan kullanıldığı durumda saf su kullanıldığı duruma göre ısı taşınım katsayısındaki yüzde artışın basınç kaybındaki yüzde artışa göre baskın olduğu anlamına gelmektedir.

Sabit bir radyatör giriş sıcaklığında hem $\varphi=0,025$ hem de $\varphi=0,05$ konsantrasyonlarında performans katsayısı hacimsel debi arttıkça artmaktadır. Ayrıca, performans katsayısı $T_g=38,7^\circ\text{C}$ 'de her iki hacimsel konsantrasyon değeri için en yüksek değeri almaktadır. En yüksek performans katsayısı $\varphi=0,05$ için $T_g=38,7^\circ\text{C}$ ve 11 L/dk'da elde edilmiştir.



Şekil 5.9. Performans katsayısının konsantrasyon ve debiye göre değişimi; (a) $38,7^\circ\text{C}$, (b) $48,4^\circ\text{C}$, (c) $58,1^\circ\text{C}$, (d) $67,6^\circ\text{C}$ ve (e) $77,6^\circ\text{C}$



Şekil 5.9. (devam) Performans katsayısının konsantrasyon ve debiye göre değişimi; (a) 38,7°C, (b) 48,4°C, (c) 58,1°C, (d) 67,6°C ve (e) 77,6°C

6. SAYISAL ÇALIŞMA SONUÇLARI

Bu bölümde sayısal çalışma sonuçları sunulmuştur.

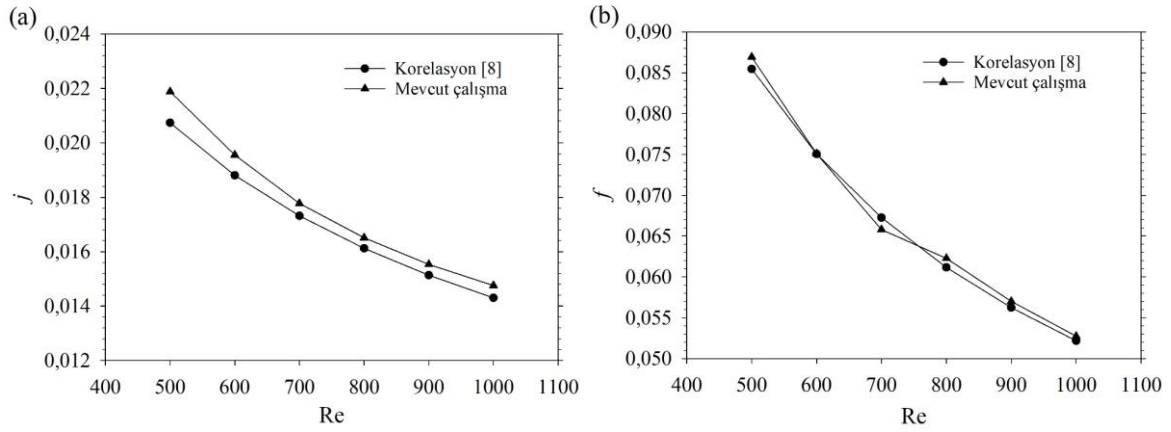
6.1. Birinci Durum için Yapılan Sayısal Çalışma Sonuçları

Detayları Bölüm 4’de verilen mevcut sayısal çalışmada tek bir kaydırılmış şeritli kanal yapısında (Bkz. Şekil 4.2) TiO_2 -su nanoakışkanı kullanılması durumundaki birim zamanda transfer edilen ısı miktarı, ısı taşınım katsayısı, Nusselt sayısı, basınç kaybı, pompa gücü ve performans değerlendirme kriteri incelenmiştir. TiO_2 -su nanoakışkanının yanısıra Sayısal sonuçların doğrulanması yapılırken Al_2O_3 -su nanoakışkanı için de sayısal çalışma yapılmıştır.

Sayısal sonuçların doğrulanması

Mevcut sayısal çalışma yapılmadan önce literatürde kaydırılmış şeritli kanallar için j ve f korelasyonu geliştirilen bir çalışma [8] ile kıyaslama yapılmış ve çözümün doğruluğu test edilmiştir. Bir diğer kıyaslama ise yine literatürde bulunan kaydırılmış şeritli kanalda Al_2O_3 -su nanoakışkanı kullanılan sayısal bir çalışma [45] ile yapılmıştır.

Şekil 6.1 bu çalışmadan elde edilen sayısal j ve f değerlerinin, akışkan olarak su kullanılarak Wieting [8] tarafından verilen ampirik korelasyonlardan elde edilen değerlerle karşılaştırmasını göstermektedir. Şekil 6.1’de görüldüğü gibi, mevcut çalışmadan elde edilen sayısal sonuçlar, literatürde verilen ampirik korelasyonlardan elde edilen sonuçlarla benzer bir eğilim göstermektedir. Yani, j ve f , [8]’deki gibi artan Reynolds sayısı ile azalmaktadır. Mevcut sayısal sonuçların literatür sonuçları ile iyi bir uyum içinde olduğu görülmektedir. Mevcut sayısal ve ampirik sonuçlar arasındaki ortalama sapma j için %3,39 ve f için %1,36’dır.

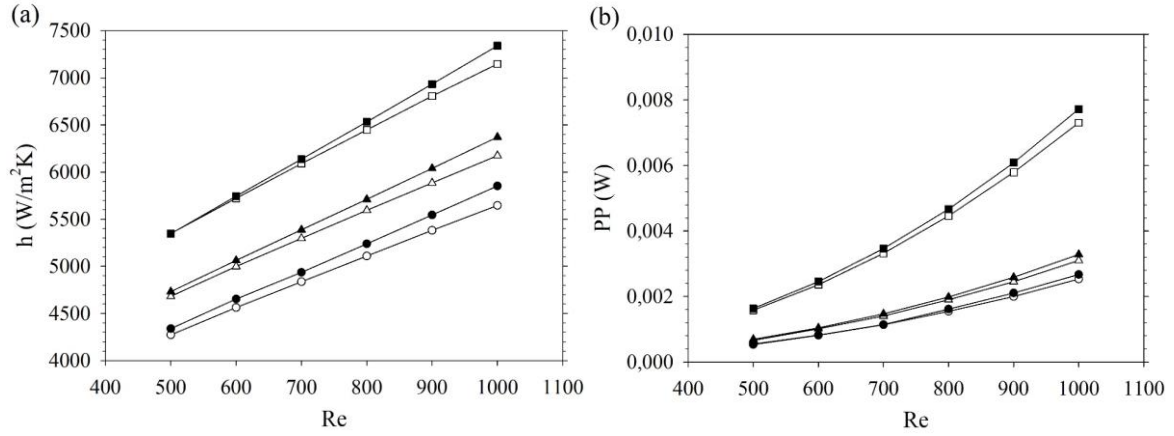


Şekil 6.1. Su için kıyaslama çalışması: j (a) ve f (b) – Re

Ayrıca, literatürde kaydırılmış şeritli kanalda nanoakışkanın kullanıldığı deneysel bir çalışma bulunamadığından bir diğer literatür kıyaslaması, kaydırılmış şerit kanatlardaki Al_2O_3 -su nanoakışkanının sayısal olarak analiz edildiği bir çalışmaya göre yapılmıştır [45]. Kıyaslama Al_2O_3 -su nanoakışkanının %0 (saf su), %1 ve %4 hacimsel konsantrasyonları için yapılmıştır.

Isı taşınım katsayısı (h) ve pompalama gücü (PP) sonuçları Şekil 6.2’de Reynolds sayısının (Re) bir fonksiyonu olarak hem mevcut çalışma hem de literatürde bulunan ve kıyaslama yapmak için kullanılan çalışma için verilmiştir. Şekil 6.2’de içi dolu olan semboller mevcut sayısal çalışmanın, içi boş olan semboller ise literatürde bulunan çalışmanın sonuçlarını ifade etmektedir. Daire, üçgen ve kare semboller sırasıyla saf su ($\phi=0\%$), $\phi=1\%$ Al_2O_3 -su ve $\phi=4\%$ Al_2O_3 -su nanoakışkanını göstermektedir.

Şekilden görüleceği üzere ısı taşınım katsayısı (h) ve pompa gücü (PP) hem mevcut sayısal çalışma hem de literatür çalışması için artan Reynolds sayısı ile artmaktadır. Ayrıca, sabit bir Reynolds sayısında hacimsel konsantrasyon değerinin artmasıyla hem ısı taşınım katsayısı hem de pompa gücü artmaktadır. Mevcut sayısal çalışmanın sonuçları ile Zhao ve ark. [45]’in sonuçları arasında iyi bir uyum içinde olduğu görülmektedir. Bu ise yapılacak sayısal çalışmanın güvenilirliğini göstermektedir.



Şekil 6.2. Al₂O₃-su nanoakışkanı için literatür kıyaslaması (a) h-Re, (b) PP-Re

Mevcut sayısal çalışma sonuçları

Mevcut sayısal çalışmada tek bir kaydırılmış şeritli kanalda TiO₂-su nanoakışkanının %0, 1, 2, 3 ve 4 hacimsel konsantrasyonlarında $500 \leq Re \leq 1000$ aralığı için yapılmıştır. Sonuçlar birim zamanda transfer edilen ısı miktarı, ısı taşınım katsayısı, Nusselt sayısı, basınç kaybı, pompa gücü ve performans değerlendirme kriteri açısından değerlendirilmiştir.

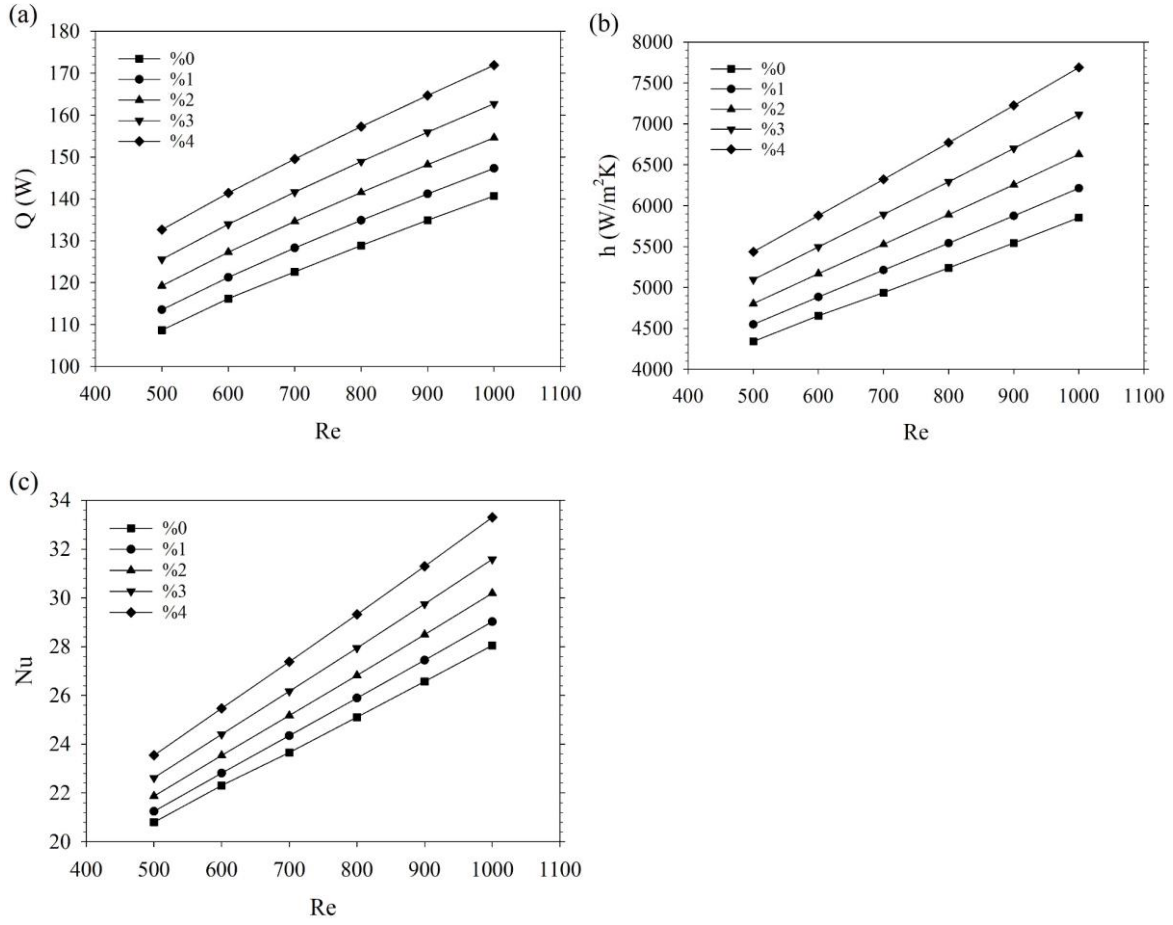
Isı transfer karakteristikleri

TiO₂-su nanoakışkanı için Reynolds sayısının (Re) bir fonksiyonu olarak birim zamanda transfer edilen ısı miktarı ($\dot{Q}$), ısı taşınım katsayısı (h) ve Nusselt sayısının (Nu) değişimleri sırasıyla Şekil 6.3(a)-(c)'de farklı hacimsel konsantrasyonlar için gösterilmiştir. Çalışmalar nanopartikül hacimsel konsantrasyonun $\phi = \%0$ (saf su), 1, 2, 3, 4 ve Reynolds sayısının $Re = 500, 600, 700, 800, 900, 1000$ değerleri için yapılmıştır. Şekil 6.3(a) $\phi = \%0-4$ hacimsel konsantrasyon aralığında TiO₂-su nanoakışkanı için Reynolds sayısının (Re) bir fonksiyonu olarak birim zamanda transfer edilen ısı miktarını ($\dot{Q}$) göstermektedir. Sabit konsantrasyonda artan Reynolds sayısı ile birim zamanda transfer edilen ısı miktarının arttığı görülmektedir. Ayrıca verilen bir Reynolds sayısında hacimsel konsantrasyon arttıkça birim zamanda transfer edilen ısı miktarı da artış göstermektedir. Suyu TiO₂ nanopartiküllerinin eklenmesiyle ısı transferinin arttığı görülmüştür. $Re = 1000$ 'de, TiO₂ nanopartiküllerinin temel akışkan içindeki %1, %2, %3 ve %4 hacimsel konsantrasyonları

için birim zamanda transfer edilen ısı miktarı oranının ($\dot{Q}_{nf} / \dot{Q}_{bf}$) sırasıyla yaklaşık 1,047; 1,099; 1,157 ve 1,222 olduğu görülmektedir. Birim zamanda transfer edilen ısı miktarı oranı ($\dot{Q}_{nf} / \dot{Q}_{bf}$) $Re=500$ için hacimsel konsantrasyonun $\phi=1, 2, 3$ ve 4 olması durumlarında sırasıyla 1,045; 1,098; 1,156 ve 1,221'dir. $\dot{Q}_{nf} / \dot{Q}_{bf}$ herhangi bir hacimsel konsantrasyona sahip nanoakışkan kullanılması durumundaki birim zamanda transfer edilen ısı miktarının saf su kullanılması durumundaki birim zamanda transfer edilen ısı miktarına oranıdır. Bu oranın 1'in üzerinde olması nanoakışkanın kullanılmasının saf suya kıyasla avantajlı olduğunu ifade etmektedir. Birim zamanda transfer edilen ısı miktarı oranındaki bu artışın nedeni, nanoakışkanın temel akışkana göre daha üstün termo-fiziksel özelliklere sahip olması olabilir.

Isı taşınım katsayısının (h) farklı hacimsel konsantrasyon değerleri için Reynolds sayısı (Re) ile değişimi Şekil 6.3(b)'de verilmiştir. Şekilden görüleceği üzere ısı taşınım katsayısı (h) hem Reynolds sayısı (Re) hem de nanopartikül hacimsel konsantrasyonu (ϕ) değeri arttıkça artmaktadır. Maksimum ısı taşınım katsayısı oranı (h_{nf}/h_{bf}), $Re=1000$ ve $\phi=4$ 'te 1,314 olarak elde edilmiştir. Bu oran $\phi=4$ için $Re=500$ 'de 1,253'dür. $Re=500$ ve 1000 'de $\phi=4$ için bu oranın 1'in üzerinde çıkması nanoakışkan kullanılması durumundaki ısı taşınım katsayısının saf su kullanılması durumundaki ısı taşınım katsayısına göre yüksek olması anlamına gelmektedir. Bu artışın nedeni, temel akışkandaki TiO_2 nanopartiküllerinin kanat duvar sıcaklığına etkisi olabilir.

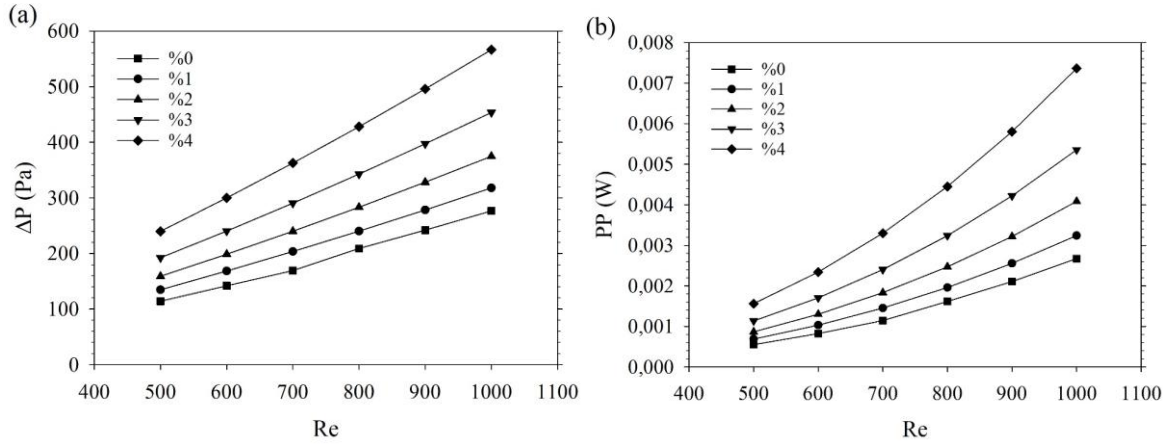
Şekil 6.3(c)'de Nusselt sayısının (Nu) farklı hacimsel konsantrasyonlar için (ϕ) Reynolds sayısı (Re) ile değişimi gösterilmiştir. Birim zamanda transfer edilen ısı miktarı ve ısı taşınım katsayısı grafiklerindeki duruma benzer şekilde (Bkz. Şekil 6.3(a) ve (b)), Nusselt sayısının maksimum değeri $Re=1000$ ve $\phi=4$ 'te elde edilmiştir. Ayrıca, maksimum Nusselt sayısı oranı (Nu_{nf}/Nu_{bf}), $Re=1000$ ve $\phi=4$ için 1,187'dir. Başka bir deyişle, boyutsuz ısı transfer katsayısı Nu , temel akışkan suya göre yaklaşık olarak %19 artmıştır. Nu_{nf}/Nu_{bf} oranı $Re=500$ 'de $\phi=4$ için ise 1,132'dir.



Şekil 6.3. (a) $\dot{Q}$ -Re, (b) h -Re, (c) Nu -Re değişimi

Basınç kaybı karakteristikleri

Basınç kaybı (ΔP) ve karşılık gelen pompa gücü (PP), TiO_2 -su nanoakışkanının farklı hacimsel konsantrasyonlarında ($\phi = 0\%-4\%$) Reynolds sayısının ($Re = 500-1000$) fonksiyonu olarak sırasıyla Şekil 6.4(a) ve (b)'de gösterilmiştir. Şekil 6.4'den, artan Reynolds sayısı ve nanopartikül hacimsel konsantrasyonu ile basınç kaybının ve karşılık gelen pompa gücünün arttığı görülmektedir. $\phi = 1, 2, 3, 4$ için $Re = 500$ ve $Re = 1000$ 'de basınç kaybı oranı ($\Delta P_{nf} / \Delta P_{bf}$) sırasıyla 1,183; 1,394; 1,687; 2,107 ve 1,150; 1,356; 1,640; 2,048'dir. Basınç kaybı oranındaki artışın nedeni TiO_2 -su nanoakışkanının viskozitesinin ve hacimsel debinin aynı Reynolds sayısındaki suya göre daha yüksek olması olabilir. Ayrıca, $\phi = 1, 2, 3, 4$ için $Re = 500$ ve $Re = 1000$ 'de pompa gücü oranı (PP_{nf} / PP_{bf}) sırasıyla 1,248; 1,573; 2,062; 2,835 ve 1,213; 1,529; 2,005; 2,756'dır.

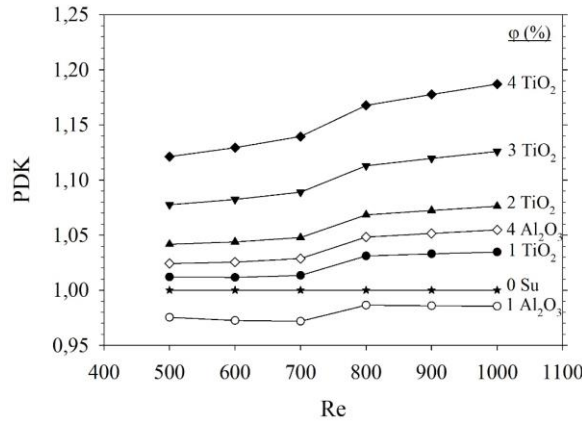


Şekil 6.4. (a) ΔP -Re, (b) PP-Re değişimi

Performans değerlendirme kriteri (PDK)

Modellenen dikdörtgensel kaydırılmış şeritli kanalda su ile kıyaslandığında ϕ =%1-4 hacimsel konsantrasyonları için artan Reynolds sayısı ($Re=500-1000$) ile ısı transferinin arttığı açıktır (Bkz. Şekil 6.3). Ancak basınç kaybını (ΔP) telafi etmek için kullanılacak pompa gücünün (PP) de arttığı görülmektedir (Bkz. Şekil 6.4). Örneğin ϕ =%4 için $Re=1000$ 'de birim zamanda transfer edilen ısı miktarı %22 artarken, pompa gücü %176 artmıştır. TiO_2 -su nanoakışkan kullanımının dikdörtgensel kaydırılmış şerit kanat için avantajlı olup olmadığını görmek için Eş. 4.22 kullanılarak performans değerlendirme kriteri (PDK) olarak adlandırılan boyutsuz sayı hesaplanmıştır. PDK değerleri TiO_2 nanopartikülü için farklı konsantrasyon değerlerinde ($\phi=0-4\%$) Reynolds sayısının (Re) bir fonksiyonu olarak Şekil 6.5'de çizilmiştir. Şekil 6.5'de görüldüğü gibi, TiO_2 nanopartikülünün ϕ =%1-4 aralığındaki tüm konsantrasyon değerleri için PDK sayısı 1'in üzerindedir. PDK değerinin 1'den yüksek olması suya kıyasla ısıl performansdaki artışın basınç kaybındaki artışa üstün geldiği anlamına gelmektedir. Karşılaştırma amacıyla, Şekil 6.5'de Al_2O_3 -su nanoakışkanının sonuçları da ϕ =%1 ve %4 için verilmiştir. Şekil 6.5'den görülebileceği üzere TiO_2 -su nanoakışkanın PDK değeri Al_2O_3 -su nanoakışkanınkinden daha fazladır. Yani, TiO_2 -su nanoakışkanın termo-hidrodinamik performansı Al_2O_3 -su nanoakışkanınkinden daha yüksektir. Bu şekle göre sabit bir hacimsel konsantrasyon değeri için Reynolds sayısı arttıkça PDK değeri de artmaktadır. Belirli bir Reynolds sayısında ise %1 konsantrasyona sahip Al_2O_3 -su nanoakışkanı hariç artan konsantrasyon değeriyle PDK'nın arttığı görülmektedir. Al_2O_3 -su nanoakışkanının %1 hacimsel konsantrasyon değerinde tüm Reynolds sayıları için PDK değeri 1'in altında kalmıştır ki,

bu durum $\phi=1\%$ için Al_2O_3 -su nanoakışkanının ısıl-hidrolik performans açısından saf suya kıyasla kullanılmasının dezavantajlı olduğu anlamına gelmektedir.



Şekil 6.5. Farklı ϕ değerleri için PDK-Re değişimi

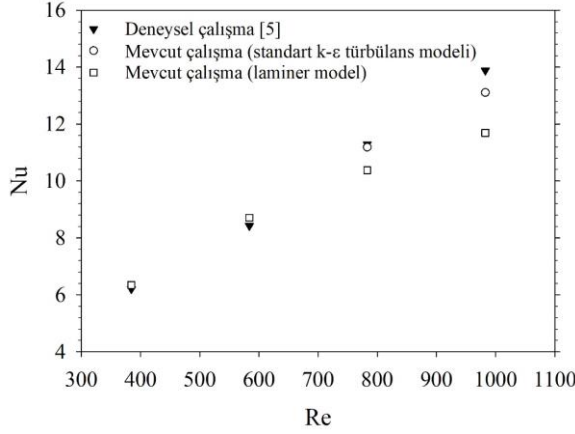
6.2. İkinci Durum için Yapılan Sayısal Çalışma Sonuçları

Kaydırılmış şeritli kanal yapısında (Bkz. Şekil 4.8) ısıl-hidrolik performansın incelendiği mevcut sayısal çalışmaya geçmeden önce literatürde bulunan ve akışkan olarak havanın kullanıldığı deneysel bir çalışma ile kıyaslama yapılarak özgün çalışmanın doğruluğu ispatlanmıştır.

Sayısal sonuçların doğrulanması

Literatürde yer alan bir kaydırılmış şeritli kanalda akışkan olarak havanın kullanıldığı deneysel bir çalışma ile karşılaştırma yapılmış ve sonuçlar Şekil 6.6'da verilmiştir. Şekilden görüleceği üzere hem mevcut sayısal çalışma hem de literatür çalışması için Nusselt sayısı artan Reynolds sayısı ile artmaktadır. Literatürde kaydırılmış şeritli kanallarda $Re \geq 1060$ için türbülanslı akışın gözlemlendiği bir çalışma [56] mevcut olsa da bu tip kanat kanallarda akışın hangi Reynolds sayısından sonra türbülansa geçtiği hakkında fazla bilgi bulunmamaktadır. Bu nedenle $Re=783$ ve 982 için hem laminar hem de standart k- ϵ türbülans modelleri kullanılmıştır. $Re=783$ olduğunda Dong ve ark. [5] tarafından yapılan deneysel çalışmadan sapmanın laminar model ve standart k- ϵ türbülans modeli için sırasıyla %8 ve %1 olduğu görülmüştür. $Re=982$ olduğunda bu sapma miktarı laminar modelde ve standart k- ϵ türbülans modelinde sırasıyla %15 ve %5'tir. Sonuçlar, standart k-

ϵ türbülans modelinin çalışılan yüksek Reynolds sayılarında deneysel sonuçlarla daha uyumlu olduğunu göstermiştir. $Re \geq 800$ için akışın hala türbülanslı olduğu düşünüldüğünden mevcut sayısal çalışma $Re \leq 800$ için yapılmıştır.



Şekil 6.6. Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi

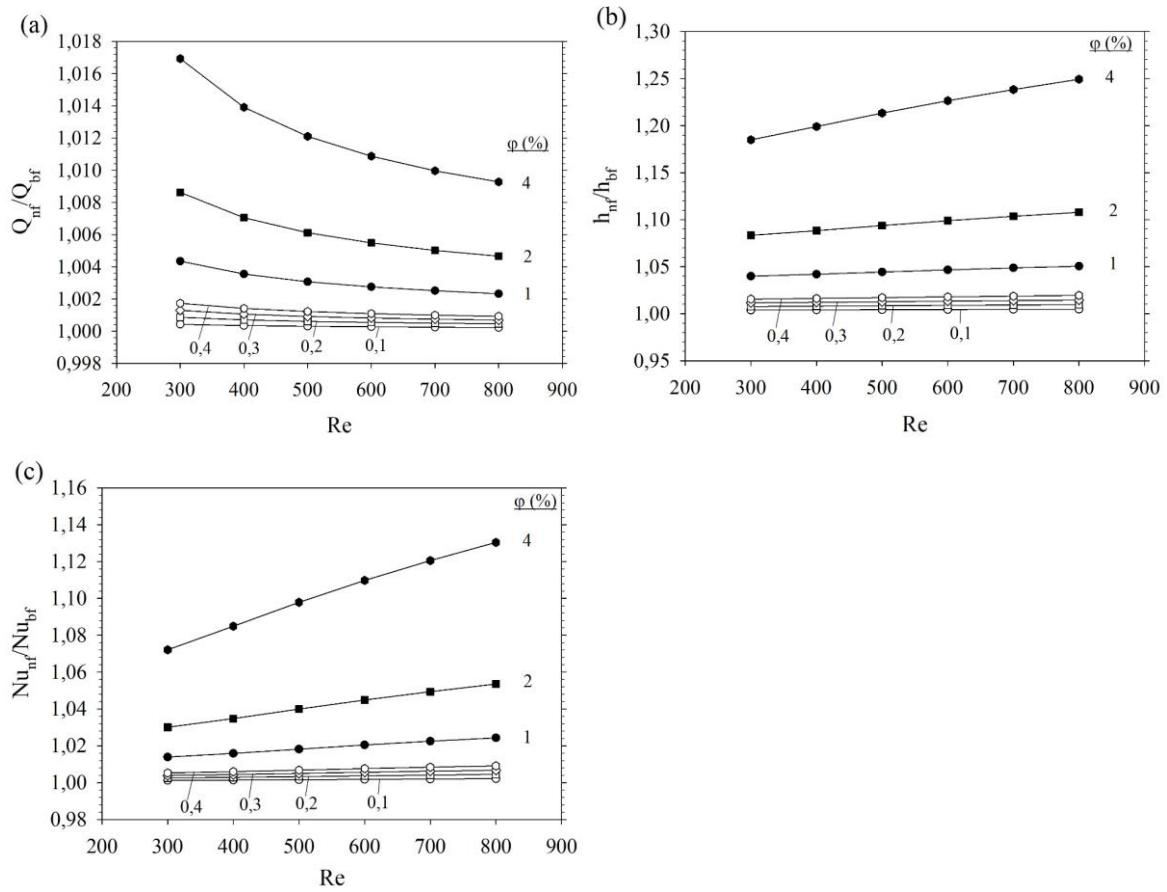
Mevcut sayısal çalışma sonuçları

Detayları Bölüm 4.2’de verilen mevcut sayısal çalışmada uzun (gerçek boyutlarda) bir kaydırılmış şeritli kanalda TiO_2 -su nanoakışkanının %0 (saf su); 0,1; 0,2; 0,3; 0,4; 1; 2; 4 hacimsel konsantrasyonları için $300 \leq Re \leq 800$ aralığında ısı transfer oranı, ısı taşınım katsayısı oranı, Nusselt sayısı oranı, basınç kaybı oranı, pompa gücü oranı, Fanning sürtünme faktörü f ve PEC değerleri hesaplanmıştır.

Isı transfer karakteristikleri

Şekil 6.7(a-c)’de sırasıyla birim zamanda transfer edilen ısı miktarı oranı $\dot{Q}_{nf} / \dot{Q}_{bf}$, ısı taşınım katsayısı oranı h_{nf}/h_{bf} ve Nusselt sayısı oranı Nu_{nf}/Nu_{bf} farklı hacimsel konsantrasyon değerleri ($\phi = \%0, 0,1, 0,2, 0,3, 0,4, 1, 2, 4$) için Reynolds sayısı ile ($Re=300, 400, 500, 600, 700, 800$) değişimi gösterilmiştir. Şekil 6.7’den de görüleceği gibi, $\dot{Q}_{nf} / \dot{Q}_{bf}$, h_{nf}/h_{bf} ve Nu_{nf}/Nu_{bf} değerleri 1’den büyüktür. Bu ise, temel akışkan olan suya TiO_2 nanopartiküllerin eklenmesinin avantajlı olduğu anlamına gelmektedir. Belirli bir hacimsel konsantrasyonda, artan Reynolds sayısı ile $\dot{Q}_{nf} / \dot{Q}_{bf}$ oranının azaldığı görülmektedir. Diğer

bir deyişle, Reynolds sayısı 300'den 800'e değiştğinde $\phi=0,1$ ve $\phi=4$ için $\dot{Q}_{nf}/\dot{Q}_{bf}$ oranı sırasıyla $0,02$ ve $0,75$ azalmaktadır. Belirli bir Reynolds sayısında hacimsel konsantrasyon arttıkça $\dot{Q}_{nf}/\dot{Q}_{bf}$ oranının da arttığı görölmektedir. Yani, $\phi=0,1$ 'den $\phi=4$ 'e değiştğinde $\dot{Q}_{nf}/\dot{Q}_{bf}$ oranı $Re=300$ ve 800 için sırasıyla $1,65$ ve $0,91$ artmaktadır. Sonuçlar, saf suya kıyasla en yüksek birim zamanda transfer edilen ısı miktarı oranının en yüksek hacimsel konsantrasyonda $\phi=4$ ve en düşük Reynolds sayısı $Re=300$ 'de elde edildiğini göstermektedir ki, bu değer $1,69$ 'dur.



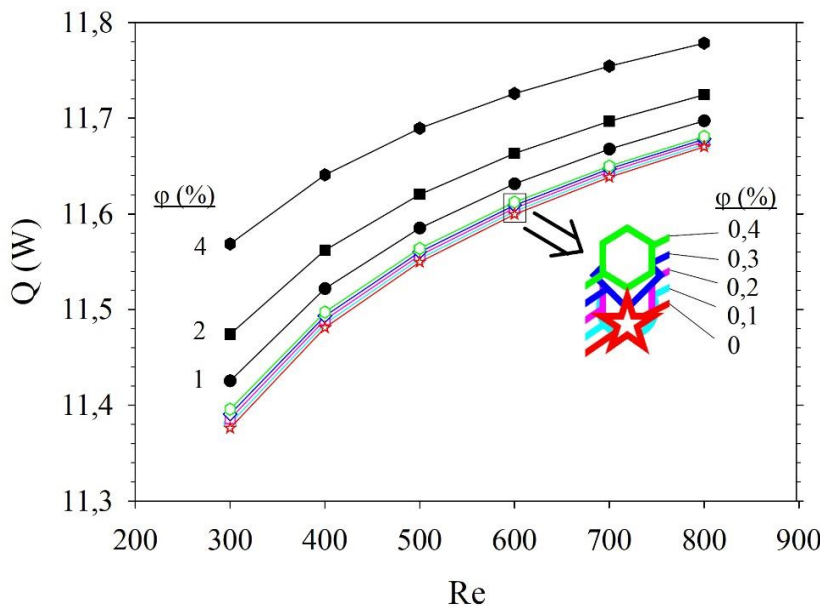
Şekil 6.7. Isı transfer karakteristikleri: (a) $\dot{Q}_{nf}/\dot{Q}_{bf}$ -Re, (b) h_{nf}/h_{bf} -Re, (c) Nu_{nf}/Nu_{bf} -Re değişimi

h_{nf}/h_{bf} ve Nu_{nf}/Nu_{bf} oranları ile ilgili olarak, Şekil 6.7(b) ve (c), h_{nf}/h_{bf} ve Nu_{nf}/Nu_{bf} oranlarının hem hacimsel konsantrasyon hem de Reynolds sayısı arttıkça arttığını göstermektedir. Bu sonuçların, kanaldaki TiO_2 -su nanoakışkanının çalışıldığı [119]'un sonuçları ile uyumlu olduğu görölmüştür. Reynolds sayısı 300 ile 800 arasında değiştğinde h_{nf}/h_{bf} oranı $\phi=0,1$ ve $\phi=4$ için sırasıyla yaklaşık $0,093$ ve $5,44$

artmaktadır. Nu_{nf}/Nu_{bf} oranı ise %0,092 ve %5,44 artmaktadır. ϕ =%0,1'den %4'e değiştiğinde h_{nf}/h_{bf} oranı $Re=300$ ve 800 için sırasıyla %18,0 ve %24,3 artmıştır. Ayrıca aynı koşul için Nu_{nf}/Nu_{bf} oranının %7,1 ve %12,8 arttığı görülmüştür. Sonuçlar h_{nf}/h_{bf} ve Nu_{nf}/Nu_{bf} için en iyi gelişmenin en yüksek Reynolds sayısı $Re=800$ ve en yüksek hacimsel konsantrasyon ϕ =%4'te elde edildiğini göstermektedir: h_{nf}/h_{bf} ve Nu_{nf}/Nu_{bf} oranları için bu değerler saf suya (ϕ =%0) kıyasla sırasıyla %25 ve %13'tür.

100'lük artışlarla $Re=300-800$ aralığında saf su (ϕ =%0) için $\dot{Q}_{bf}$ değerleri sırasıyla 11,38; 11,48; 11,55; 11,60; 11,64 ve 11,67 W, h_{bf} değerleri sırasıyla 604,31; 638,14; 671,00; 704,02; 737,62 ve 772,00 W/m²·K, Nu_{bf} değerleri sırasıyla 3,29; 3,47; 3,65; 3,83; 4,02 ve 4,20'dir. Buna karşılık, aynı Reynolds sayısı aralığındaki ϕ =%4 konsantrasyon için $\dot{Q}_{nf}$ değerleri sırasıyla 11,57; 11,64; 11,69; 11,73; 11,76 ve 11,78 W; h_{nf} değerleri sırasıyla 716,01; 765,15; 814,13; 863,46; 913,42 ve 964,41 W/m²·K ve Nu_{nf} değerleri sırasıyla 3,53; 3,77; 4,01; 4,25; 4,50 ve 4,75'tir.

Soğutma performansını daha iyi anlamak için birim zamanda transfer edilen ısı miktarının değişimi, farklı hacimsel konsantrasyonlar için Reynolds sayısının bir fonksiyonu olarak Şekil 6.8'de verilmiştir.

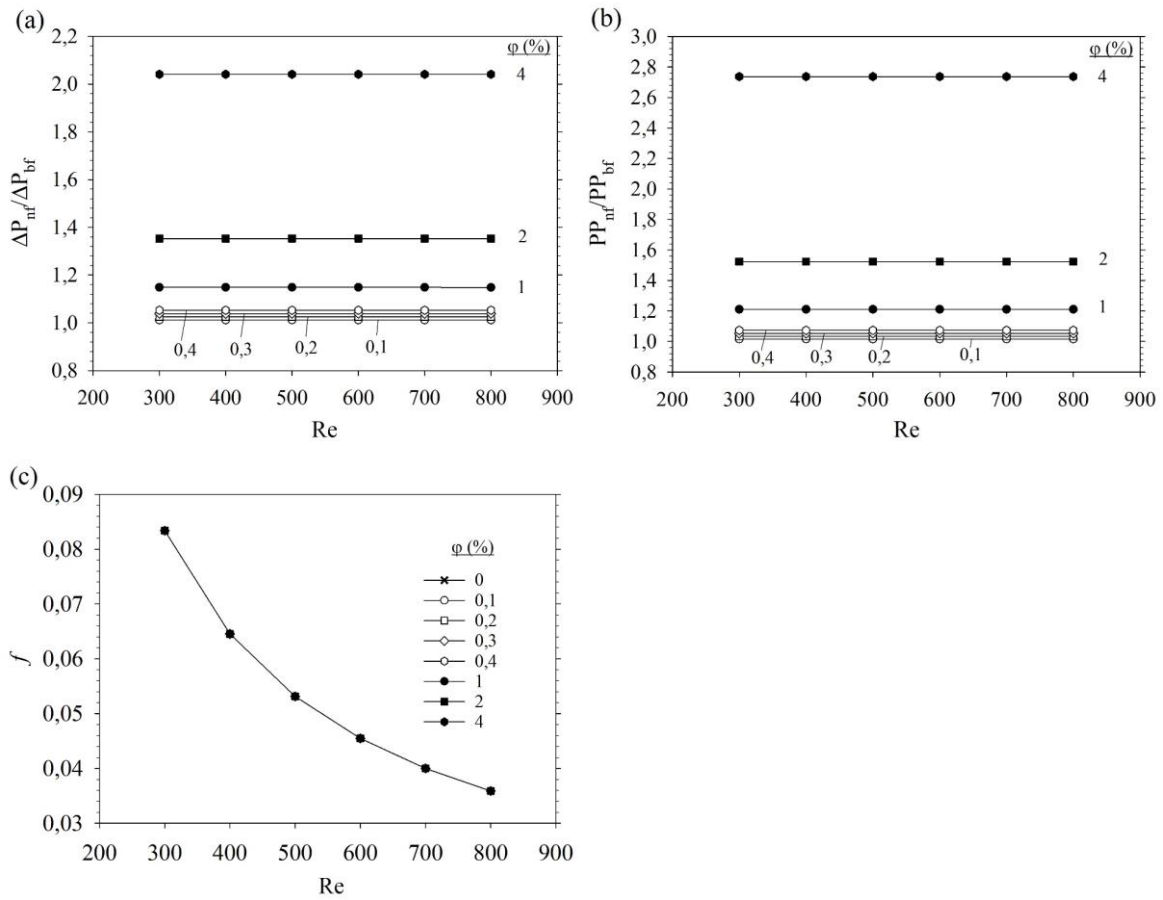


Şekil 6.8. Birim zamanda transfer edilen ısı miktarının Reynolds sayısı ile değişimi

Şekilde $\varphi = 0, 0,1, 0,2, 0,3$ ve $0,4$ için semboller büyütülerek gösterilmiştir. Şekilden de görülebileceği üzere artan Reynolds sayısı ve nanoakışkanın hacimsel konsantrasyonu ile birim zamanda transfer edilen ısı miktarı artmaktadır. $Re=800$ ve $\varphi = \%4$ 'de birim zamanda transfer edilen ısı miktarı maksimum değerine ulaşmıştır. Şekilden görülebileceği üzere düşük konsantrasyonlardaki ($\varphi = 0,1, 0,2, 0,3, 0,4$) birim zamanda transfer edilen ısı miktarı değerleri saf suyun ($\varphi = 0$) kullanıldığı durumdaki birim zamanda transfer edilen ısı miktarı değerine çok yakındır.

Basınç kaybı

Farklı hacimsel konsantrasyonlardaki basınç kaybı oranı $\Delta P_{nf}/\Delta P_{bf}$, pompa gücü oranı PP_{nf}/PP_{bf} ve Fanning sürtünme faktörünün f Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 6.9'da verilmiştir.



Şekil 6.9. (a) Basınç kaybı oranı, (b) pompa gücü oranı ve (c) Fanning sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi

Hacimsel konsantrasyonun artmasıyla $\Delta P_{nf}/\Delta P_{bf}$ ve karşılık gelen PP_{nf}/PP_{bf} , aynı Reynolds sayısında bariz bir artış göstermektedir. Sonuçlar, sabit konsantrasyon için Reynolds sayısı değiştiğinde $\Delta P_{nf}/\Delta P_{bf}$ ve PP_{nf}/PP_{bf} değerlerinin hemen hemen aynı olduğunu göstermektedir. Diğer bir deyişle, $\Delta P_{nf}/\Delta P_{bf}$ ve PP_{nf}/PP_{bf} değerleri $\phi=4\%$ için Reynolds sayısı 300'den 800'e değiştiğinde sırasıyla yaklaşık %2,1 ve %2,8'dir. Hacimsel konsantrasyon $\phi=4\%$ olduğunda basınç kaybı ve gerekli pompalama gücü saf suya kıyasla %104 ve %175 artmıştır. Temel akışkana düşük hacimsel konsantrasyonlarda nanopartikül eklenmesiyle, özellikle $\phi=0,1-0,4$ arasında nanopartiküllerin eklenmesi, önemli bir basınç kaybına ve pompalama gücüne neden olmadığı görülmüştür. Bu ise viskozitenin suya kıyasla düşük hacimsel konsantrasyonlarında fazla artmadığı şeklinde yorumlanabilir. Bu nedenle düşük viskozite artışı hem düşük basınç kaybına hem de düşük pompalama gücü artışına neden olmaktadır. Bununla birlikte, hacimsel konsantrasyonun %0,4'ten fazla olması durumunda basınç kaybı ve pompalama gücü önemli ölçüde artmıştır. Bu durum nanopartiküllerin eklenmesiyle viskozitenin artmasından kaynaklandığı şeklinde yorumlanabilir.

100'lük artışla $Re=300-800$ aralığında saf su ($\phi=0\%$) için ΔP_{bf} değerlerinin sırasıyla 9,82; 13,51; 17,38; 21,42; 25,64 ve 30,06 Pa olduğu görülmüştür. Aynı Reynolds sayısı aralığında $\phi=4\%$ için ΔP_{nf} değerleri sırasıyla 20,03; 27,57; 35,47; 43,72; 52,34 ve 61,32 Pa'dır.

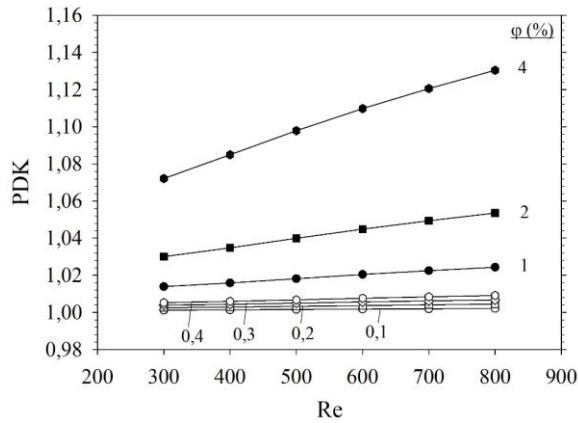
Sürtünme faktörü ise beklediği gibi artan Reynolds sayısı ile azalmıştır. Tüm hacimsel konsantrasyonlar için aynı Reynolds sayısında sürtünme faktörünün hemen hemen aynı olduğu görülmüştür. Benzer sonuçlar literatürde TiO_2 -su nanoakışkanının kullanıldığı [120, 121] ve Al_2O_3 -su nanoakışkanının kullanıldığı [122, 123] çalışmalarda da gözlemlenmiştir.

Performans değerlendirme kriteri (PDK)

Elde edilen sonuçlar, temel akışkana eklenen nanopartiküllerin hem ısı transferini hem de basınç kaybını arttırdığını göstermiştir. Sonuç olarak, nanoakışkan akışının ısı ve akış performansının iki faktörü göz önünde bulundurarak değerlendirilmesi gerekir. TiO_2 -su nanoakışkan kullanımının dikdörtgensel kaydırılmış şeritli kanal için avantajlı olup

olmadığını görmek için Eş. 4.22 kullanılarak performans değerlendirme kriterleri (PDK) olarak adlandırılan boyutsuz sayı hesaplanmıştır.

PDK değerleri TiO_2 nanopartikülü için farklı konsantrasyon değerlerinde ($\phi=\%0,1-4$) Reynolds sayısının (Re) bir fonksiyonu olarak Şekil 6.10'da çizilmiştir. Tüm hacimsel konsantrasyon ve Reynolds sayıları için PDK değerinin 1'den büyük olduğu görülmüştür. $\phi=\%0,1-0,4$ için PDK değerinin 1'e yakın olduğu görülmektedir. Bu nedenle $\phi=\%0,1-0,4$ hacimsel konsantrasyon değerleri aralığında nanoakışkanın kullanılmasının avantajlı olmadığı söylenebilir. Bu sonuç Wen ve ark. [50]'nin sonuçları ile benzerlik göstermektedir. Düşük konsantrasyonlardaki ($\phi=\%0,1-0,4$) PDK değerlerinin 1'e çok yakın olmasının sebebi Wen ve ark. [50] çalışmalarında da belirttikleri gibi sürtünme faktöründeki artışın Nusselt sayısındaki artışı baskılamasıdır.



Şekil 6.10. Farklı konsantrasyonlarda PDK-Re değişimi

Şekil 6.10'da görüldüğü gibi belirli bir Reynolds sayısında artan hacimsel konsantrasyon ile PDK değeri artmaktadır. Yani; hacimsel konsantrasyon %0'dan %4'e yükseldiğinde $\text{Re}=300$ ve 800 için PEC değerleri sırasıyla %7,2 ve %13 artmıştır. Bunun nedeni, soğutma performansındaki artışın, hacimsel konsantrasyon arttığında basınç kaybındaki artışı baskılaması olabilir. Sonuçlar ayrıca, belirli bir hacimsel konsantrasyonda, artan Reynolds sayısı ile PDK değerinin arttığını göstermektedir. Reynolds sayısı 300'den 800'e değiştiğinde saf suya kıyasla hacimsel konsantrasyonun %0,1 ve %4 olması durumunda PDK değerleri sırasıyla %0,22 ve %13,0 artmıştır.

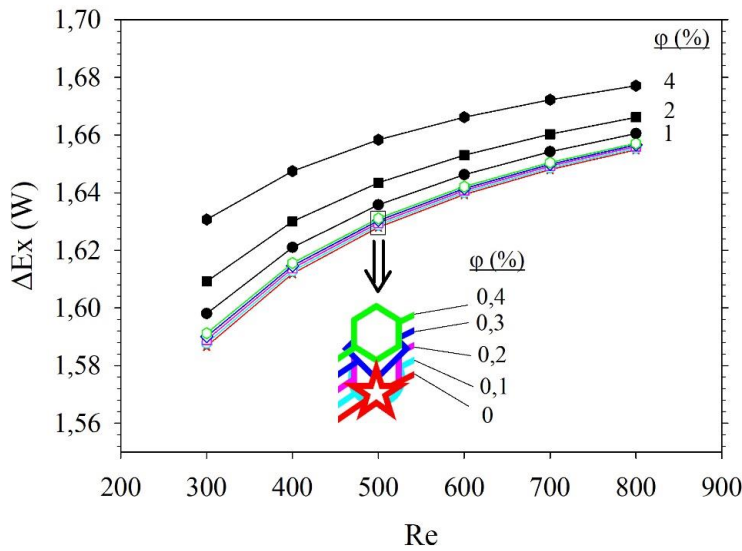
Soğutucu akışkanın ekserji kaybı

Kaydırılmış şeritli kanaldaki tersinmezliklerden kaynaklanan entropi üretimi ekserjinin bir kısmını ortadan kaldırır. Bu ekserji miktarı kayıp iş potansiyelinin bir göstergesidir. Ekserji kaybı aşağıdaki gibi hesaplanabilir [124];

$$\Delta Ex = \dot{Q} - T_0 \left[\dot{m} c_p \ln \left(\frac{T_g}{T_c} \right) - \dot{m} \frac{1}{\rho} \frac{\Delta P}{T_b} \right] \quad (6.1)$$

Burada T_0 ölü hal sıcaklığını temsil eder ve değeri 25°C 'dir. $\dot{Q}$, $\dot{m}$, ρ , T_b , c_p ve ΔP sırasıyla birim zamanda transfer edilen ısı miktarı, kütleli debi, yoğunluk, akışkanın yığın sıcaklığı, özgül ısı ve basınç kaybıdır.

Şekil 6.11 farklı hacimsel konsantrasyonlarda Reynolds sayısının bir fonksiyonu olarak ekserji kaybını göstermektedir.



Şekil 6.11. Farklı konsantrasyonlarda ΔEx -Re değişimi

Şekil 6.11 aynı hacimsel konsantrasyonda artan Reynolds sayısı ile ekserji kaybının arttığını göstermektedir. Bu sonuç Sahoo ve Sarkar [125] ve Kumar ve Sahoo [126]'nın sonuçlarıyla uyumludur. Ayrıca aynı Reynolds sayısında nanoakışkanın hacimsel konsantrasyonu arttıkça ekserji kaybının arttığı görülmektedir. Örneğin Reynolds sayısı

800'de sabit tutulduğunda, %4 hacimsel konsantrasyonu için suya ($\phi=0$) kıyasla ekserji kaybı %1,34 artmıştır.

Radyatör etkenliği (ε)

Şekil 4.11'de tüm radyatör ve Şekil 4.13'de bu radyatörün yalnızca bir katmanı gösterilmiştir. Tüm radyatörün hava kısmının toplam hacimsel debisi $0,2 \text{ m}^3/\text{s}$ olup, bu değerde sabit tutulmuştur. Soğutucu akışkan (nanoakışkan) bölümünde Reynolds sayısının değişmesiyle toplam kütledebisi değişmektedir. 0 ile 1 arasında değişen radyatör etkenlik değeri gerçek birim zamanda transfer edilen ısı miktarının ($\dot{Q}_{\text{top}}$) termodinamik olarak mümkün olan maksimum birim zamanda transfer edilen ısı miktarına ($\dot{Q}_{\text{maks}}$) oranı olarak tanımlanır ve şu şekilde verilir;

$$\varepsilon = \dot{Q}_{\text{top}} / \dot{Q}_{\text{maks}} \quad (6.2)$$

Eş. 6.2'deki $\dot{Q}_{\text{top}}$ ve $\dot{Q}_{\text{maks}}$ şu şekilde hesaplanır:

$$\dot{Q}_{\text{top}} = n\dot{Q} \quad (6.3)$$

$$\dot{Q}_{\text{maks}} = C_{\min} (T_{\text{sıcak,giren}} - T_{\text{soğuk,giren}}) \quad (6.4)$$

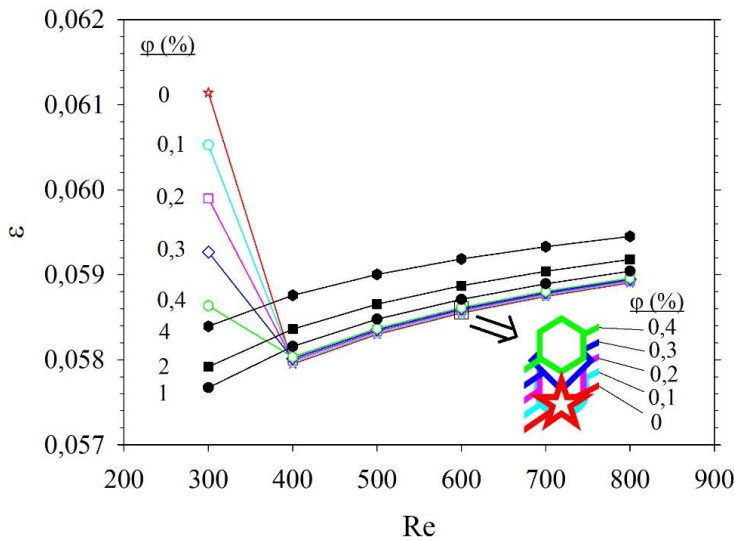
Burada n , radyatörün soğutucu tarafı için giriş sayısıdır ve $\dot{Q}$ bir kaydırılmış şerit kanatlı kanal alanı için birim zamanda transfer edilen ısı miktarıdır. $T_{\text{sıcak,giren}}$ ve $T_{\text{soğuk,giren}}$ sırasıyla soğutucu (nanoakışkan) ve havanın sıcaklıklarıdır. $T_{\text{soğuk,giren}}$ 25°C olarak seçilmiştir. $C_{\min}$, C_h ve C_c 'nin küçük olanıdır. Sıcak ve soğuk akışkanların ısı kapasite oranları sırasıyla şu şekildedir;

$$C_h = \dot{m}_{h,\text{top}} c_{p,h} \quad (6.5)$$

$$C_c = \dot{m}_{c,\text{top}} c_{p,c} \quad (6.6)$$

Burada $\dot{m}_{h,top}$ ve $\dot{m}_{c,top}$ sırasıyla sıcak ve soğuk akışların toplam kütleli debileridir. $c_{p,h}$ ve $c_{p,c}$ sırasıyla sıcak akışkanın ve soğuk akışkanın (hava) özgül ısılarıdır. Tüm radyatörün etkenlik değeri farklı Reynolds sayıları ve hacimsel konsantrasyon değerleri için hesaplanmış ve Şekil 6.12'de verilmiştir. Etkenlik değerinin genellikle düşük olduğu görülmektedir. Bunun nedeni, hava bölümündeki toplam kütleli debinin düşük olmasından kaynaklanmaktadır. Hava bölümündeki düşük kütleli debi kaydırılmış şeritli kanalın üst ve alt levhalarındaki ısı taşınım katsayısının düşük çıkmasına neden olmaktadır. Düşük ısı taşınım katsayısı radyatörün düşük soğutma kapasitesine neden olmaktadır.

Düşük konsantrasyonlarda, $\phi=0-0,4$, $Re = 300$ 'de etkenliğin yüksek olduğu, $Re=400$ 'e doğru bu değerin düştüğü ve ardından artan Reynolds sayısı ile arttığı görülmektedir. $Re=300$ hariç tutularak Reynolds sayısının 400-800 aralığında, artan hacimsel konsantrasyon ile etkenliğin azaldığı, hacimsel konsantrasyonun artmasıyla etkenlik değerinin arttığı görülmüştür. Bu sonuçların farklı akışkan debileri için su, etilen glikol, propilen glikol kullanılarak düz borulu binek araç radyatörünün etkenlik değerinin incelendiği Sahoo ve Sarkar [125]'in sonuçları ile uyumlu olduğu görülmüştür. Bu sonuç, ayrıca, $\phi=0-0,4$ için $Re=300$ 'de $C_{min}=C_c$ iken $Re=400-800$ 'de $C_{min}=C_h$ olduğu şeklinde yorumlanabilir. Ayrıca, hacimsel konsantrasyonun %1 ile %4 aralığında artan Reynolds sayısı ve hacimsel konsantrasyon ile etkenlik değerinin arttığı gözlemlenmiştir.



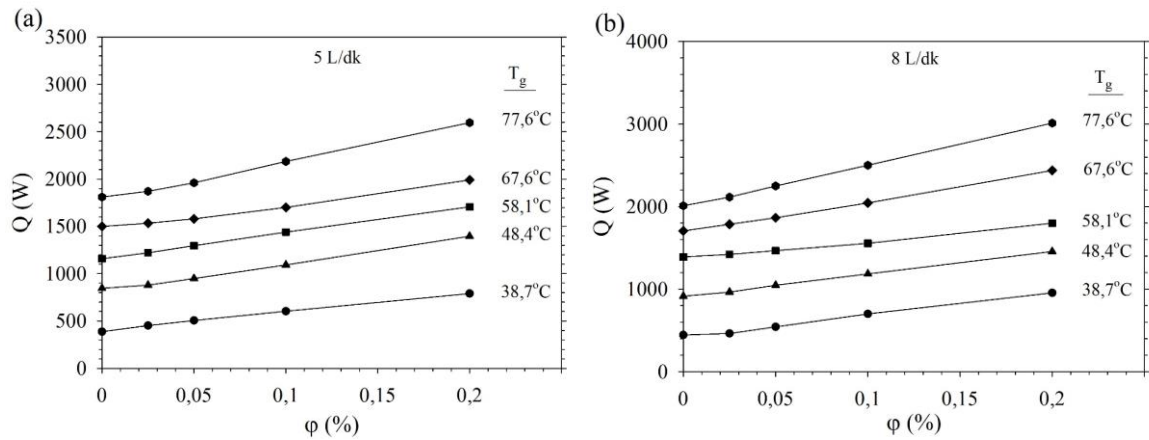
Şekil 6.12. Farklı konsantrasyonlarda ϵ -Re değişimi

6.3. Üçüncü Durum için Yapılan Sayısal Çalışma Sonuçları

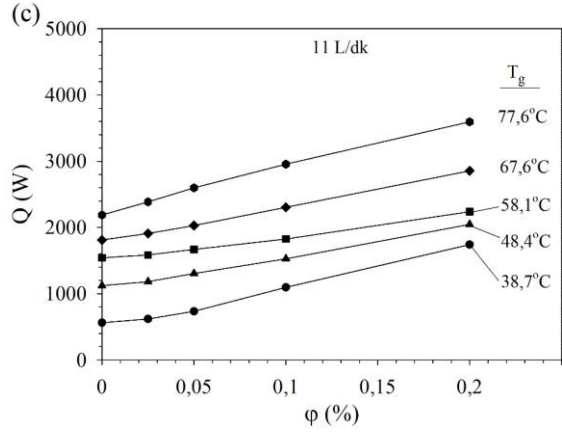
Detayları Bölüm 4.3’de (Bkz. Şekil 4.13) verilen sayısal çalışmada tez kapsamında yapılan deneysel çalışmada incelenen parametrelerin aynıları kullanılmıştır. Tüm radyatör için birim zamanda transfer edilen ısı miktarının, ısı taşınım katsayısının ve Nusselt sayısının TiO_2 nanopartikülünün farklı konsantrasyon değerlerine ($\phi = 0, 0,025, 0,05, 0,1, 0,2$) göre değişimi farklı hacimsel debilerde (5, 8, 11 L/dk) ve farklı giriş sıcaklıklarında ($T_g = 38,7, 48,4, 58,1, 67,6, 77,6^\circ\text{C}$) hesaplanmıştır. İlave olarak, radyatörde bulunan bir adet kaydırılmış şeritli kanal katmanı için basınç kaybı ve performans katsayısının farklı hacimsel debi ve giriş sıcaklıklarında farklı hacimsel konsantrasyon değerlerine göre değişimi incelenmiştir.

Birim zamanda transfer edilen ısı miktarı ($\dot{Q}$)

Birim zamanda transfer edilen ısı miktarının ($\dot{Q}$) farklı hacimsel konsantrasyonlardaki (ϕ) değişimi üç farklı hacimsel debi için farklı giriş sıcaklıklarında (T_g) Şekil 6.13’de verilmiştir. Şekilden görüleceği üzere incelenen tüm hacimsel debi değerlerinde sabit giriş sıcaklığında birim zamanda transfer edilen ısı miktarı hacimsel konsantrasyon değeriyle artmaktadır. TiO_2 -su nanoakışkanının $\phi = 0,2$ konsantrasyonda kullanılması durumunda saf suya kıyasla birim zamanda transfer edilen ısı miktarındaki en yüksek artış $T_g = 38,7^\circ\text{C}$ için 5 L/dk’da %103,9; 8 L/dk’da %114,6; 11 L/dk’da %209,8 olarak elde edilmiştir.

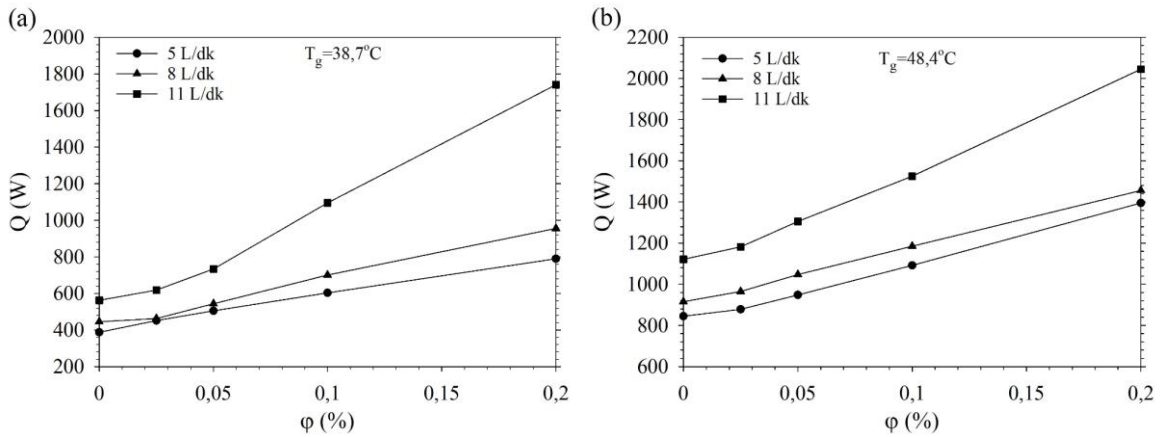


Şekil 6.13. Birim zamanda transfer edilen ısı miktarının konsantrasyon ve giriş sıcaklığı ile değişimi; (a) 5 L/dk, (b) 8 L/dk ve (c) 11 L/dk

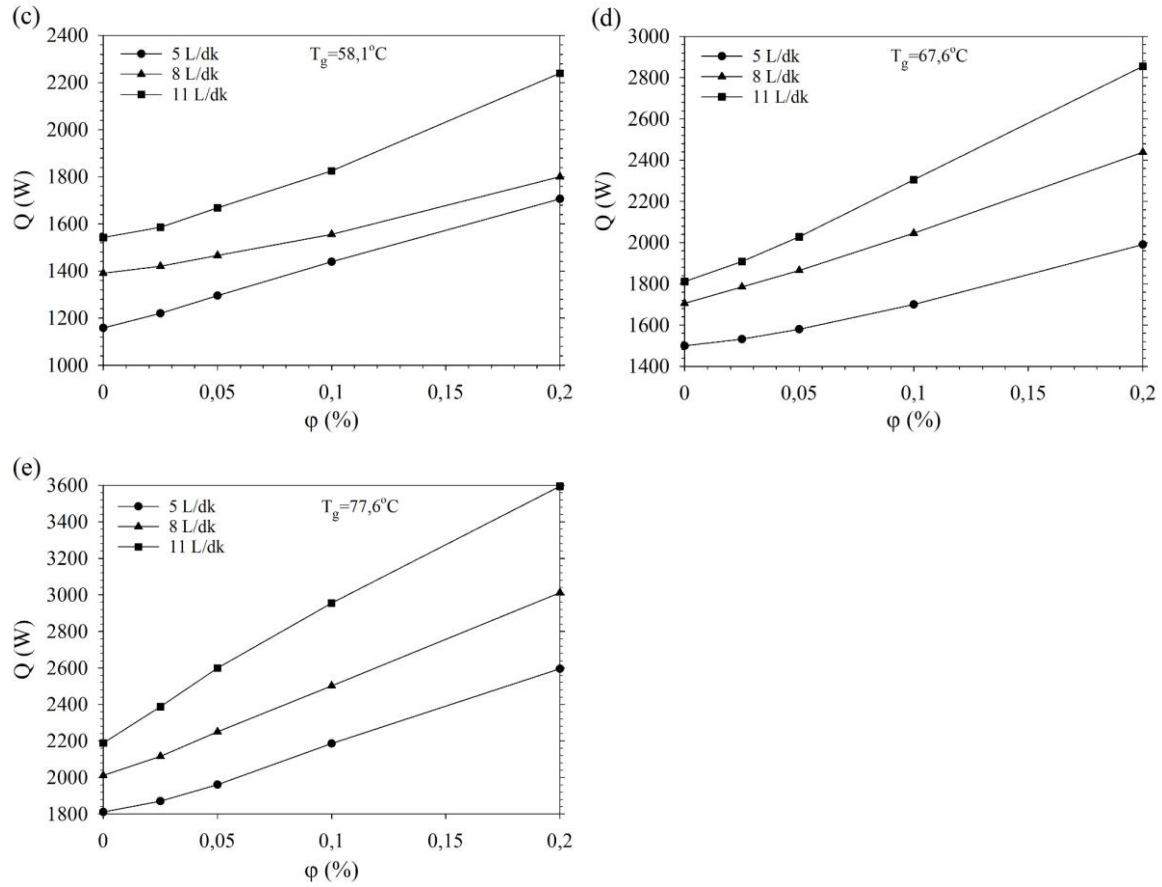


Şekil 6.13. (devam) Birim zamanda transfer edilen ısı miktarının konsantrasyon ve giriş sıcaklığı ile değişimi; (a) 5 L/dk, (b) 8 L/dk ve (c) 11 L/dk

Üç farklı hacimsel debide (5, 8, 11 L/dk) birim zamanda transfer edilen ısı miktarının ($\dot{Q}$) nanoakışkanın hacimsel konsantrasyonu (ϕ) ile değişimi beş farklı giriş sıcaklığı (T_g) için Şekil 6.14’de verilmiştir. Şekilden görüldüğü üzere incelen herhangi bir giriş sıcaklığında sabit konsantrasyon değerinde hacimsel konsantrasyon arttıkça birim zamanda transfer edilen ısı miktarı artmaktadır. $\phi=0,2$ konsantrasyona sahip TiO_2 -su nanoakışkanının kullanılması durumunda birim zamanda transfer edilen ısı miktarı $T_g=38,7^\circ\text{C}$ için saf suya kıyasla 5 L/dk’da %103,9; 8 L/dk’da %114,6 ve 11 L/dk’da %209,8 artmıştır. $T_g=77,6^\circ\text{C}$ için ise saf suya kıyasla 5 L/dk’da %43,4; 8 L/dk’da %49,7 ve 11 L/dk’da %64,3 artmıştır.



Şekil 6.14. Birim zamanda transfer edilen ısı miktarının konsantrasyon ve debi ile değişimi (a) 38,7°C, (b) 48,4°C, (c) 58,1°C, (d) 67,6°C ve (e) 77,6°C

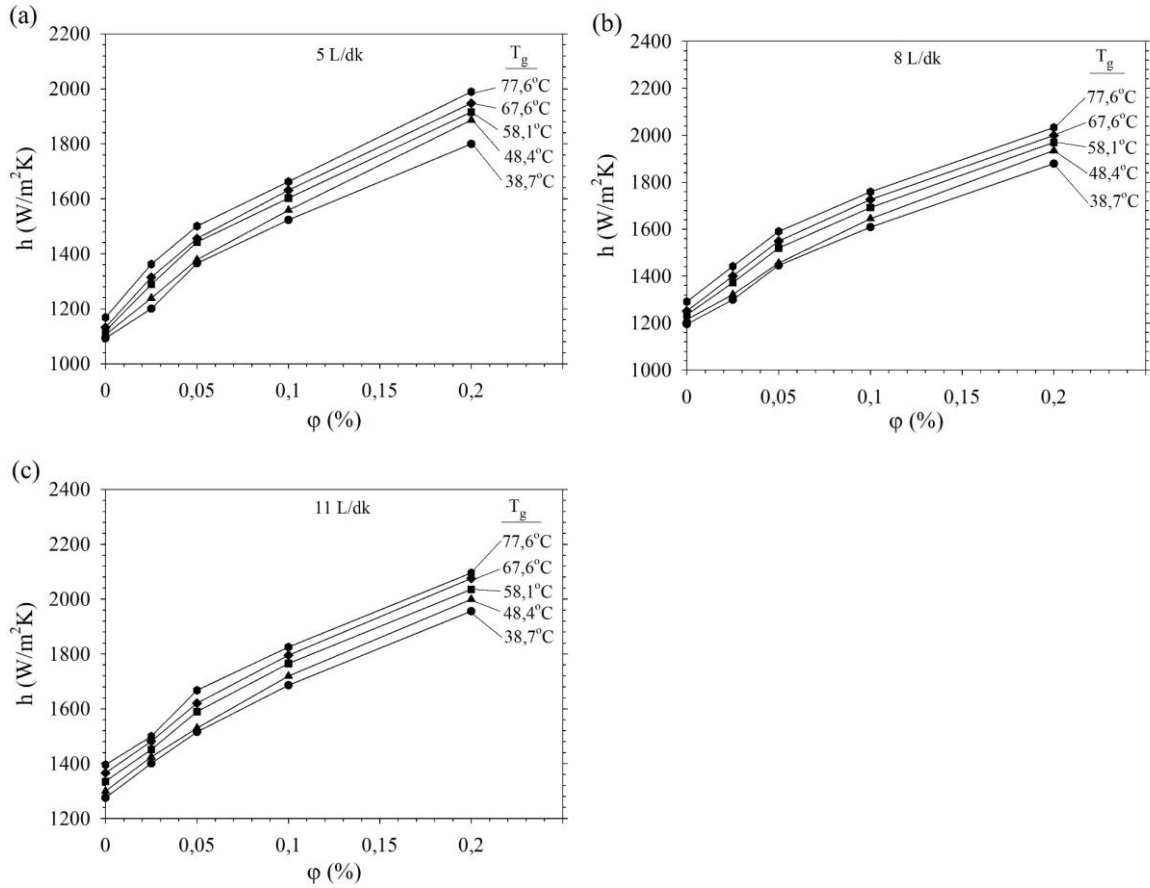


Şekil 6.14. (devam) Birim zamanda transfer edilen ısı miktarının konsantrasyon ve debi ile değişimi (a) $38,7^\circ\text{C}$, (b) $48,4^\circ\text{C}$, (c) $58,1^\circ\text{C}$, (d) $67,6^\circ\text{C}$ ve (e) $77,6^\circ\text{C}$

Isı taşınım katsayısı (h)

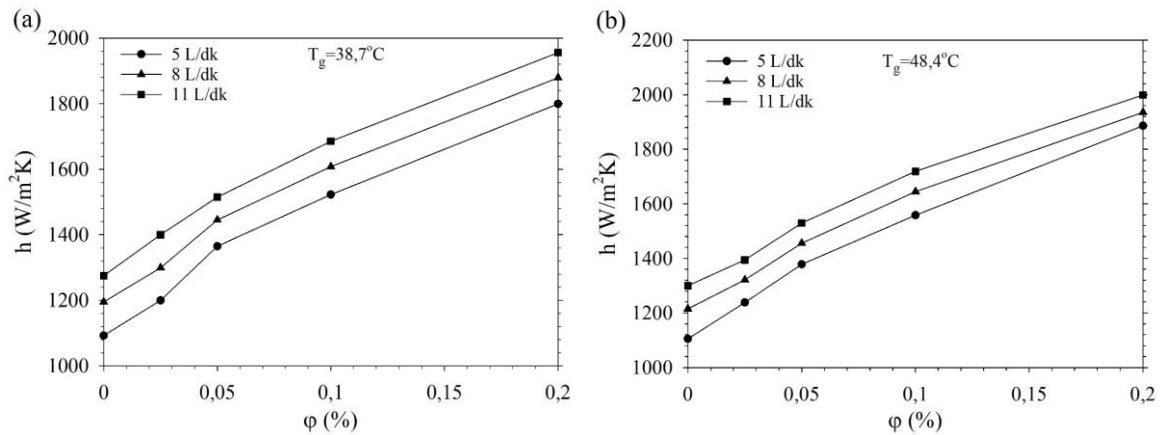
Isı taşınım katsayısının farklı hacimsel debi ve giriş sıcaklıklarında nanopartikülün hacimsel konsantrasyonu ile değişimi Şekil 6.15’de gösterilmiştir.

Şekle göre ısı taşınım katsayısı sabit bir hacimsel debide artan konsantrasyon ve giriş sıcaklığıyla artmaktadır. Hacimsel debinin 5, 8 ve 11 L/dk olması durumunda ısı taşınım katsayısının saf suya kıyasla maksimum artışı $\phi = 0,2$ ve $T_g = 38,7^\circ\text{C}$ için sırasıyla %53,3; %57,2 ve %64,7’dir.

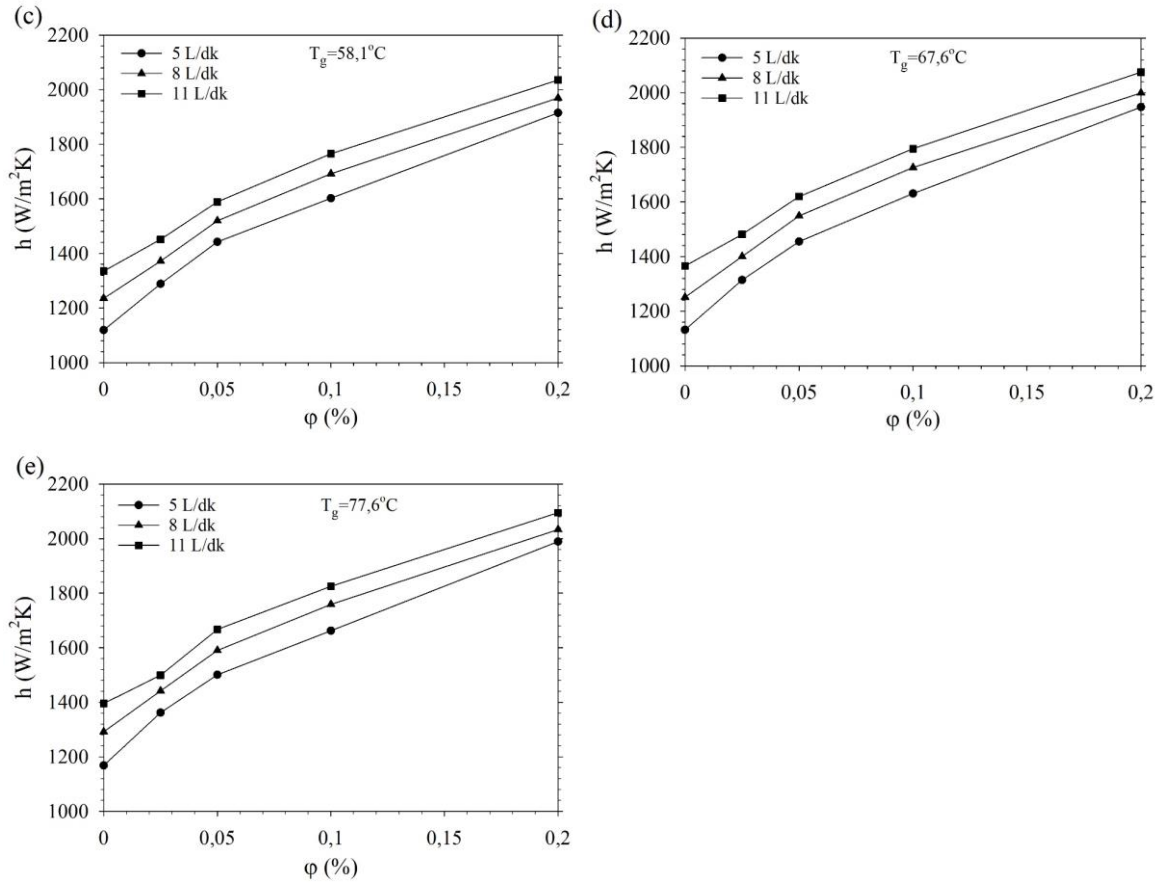


Şekil 6.15. Isı taşınım katsayısının konsantrasyon ve giriş sıcaklığı ile değişimi; (a) 5 L/dk, (b) 8 L/dk ve (c) 11 L/dk

Şekil 6.16'da beş farklı giriş sıcaklığı ve üç farklı hacimsel debide ısı taşınım katsayısının hacimsel konsantrasyon ile değişimi verilmiştir.



Şekil 6.16. Isı taşınım katsayısının konsantrasyon ve debi ile değişimi (a) 38,7°C, (b) 48,4°C, (c) 58,1°C, (d) 67,6°C ve (e) 77,6°C

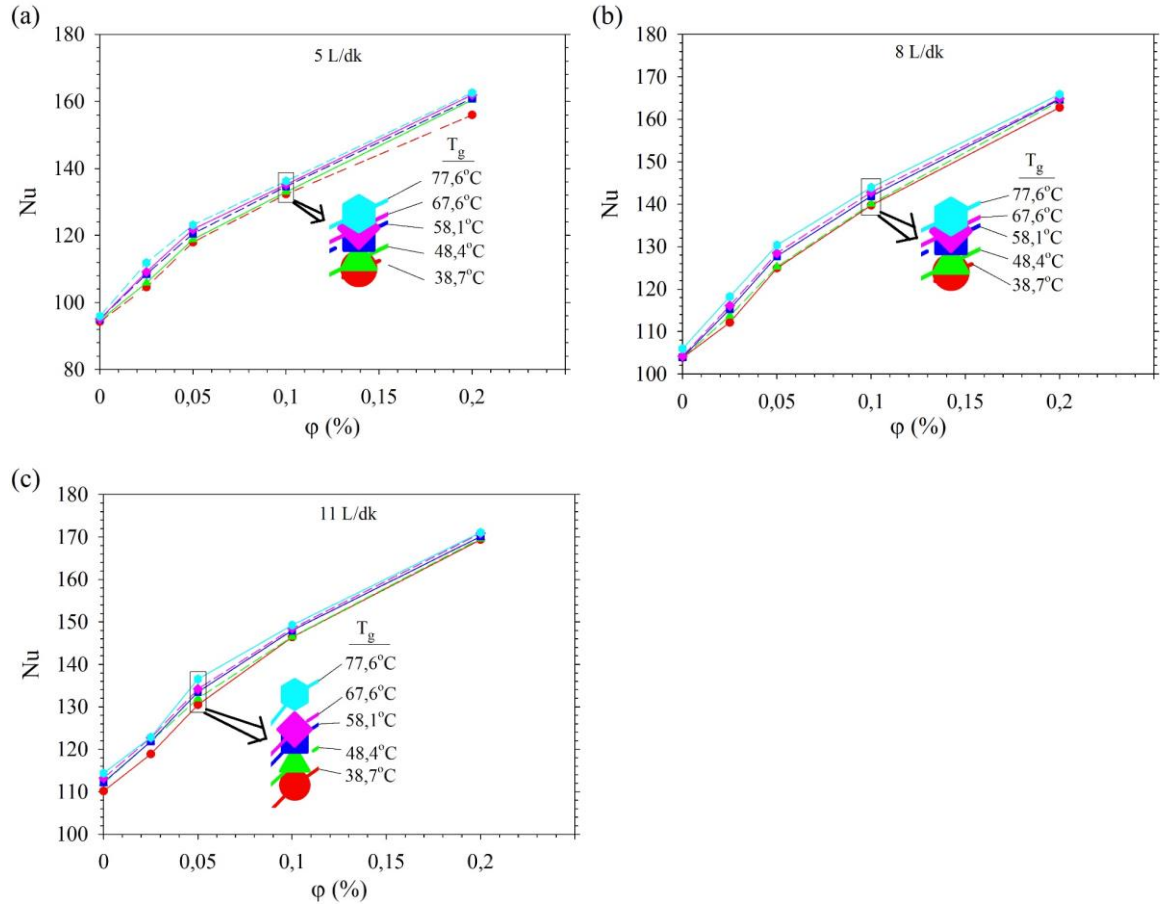


Şekil 6.16. (devam) Isı taşınım katsayısının konsantrasyon ve debi ile değişimi (a) $38,7^\circ\text{C}$, (b) $48,4^\circ\text{C}$, (c) $58,1^\circ\text{C}$, (d) $67,6^\circ\text{C}$ ve (e) $77,6^\circ\text{C}$

Şekilden görüleceği üzere ısı taşınım katsayısı herhangi bir giriş sıcaklığında hacimsel debi ve konsantrasyonun artmasıyla artmaktadır. TiO_2 -su nanoakışkanının %0,2 hacimsel konsantrasyonda kullanılması durumunda ısı taşınım katsayısı $T_g=38,7^\circ\text{C}$ için saf suya kıyasla 5 L/dk'da %53,3; 8 L/dk'da %57,2 ve 11 L/dk'da %64,7 artmıştır. $T_g=77,6^\circ\text{C}$ için ise saf suya kıyasla 5 L/dk'da %50,2; 8 L/dk'da %57,1 ve 11 L/dk'da %61,3 artmıştır.

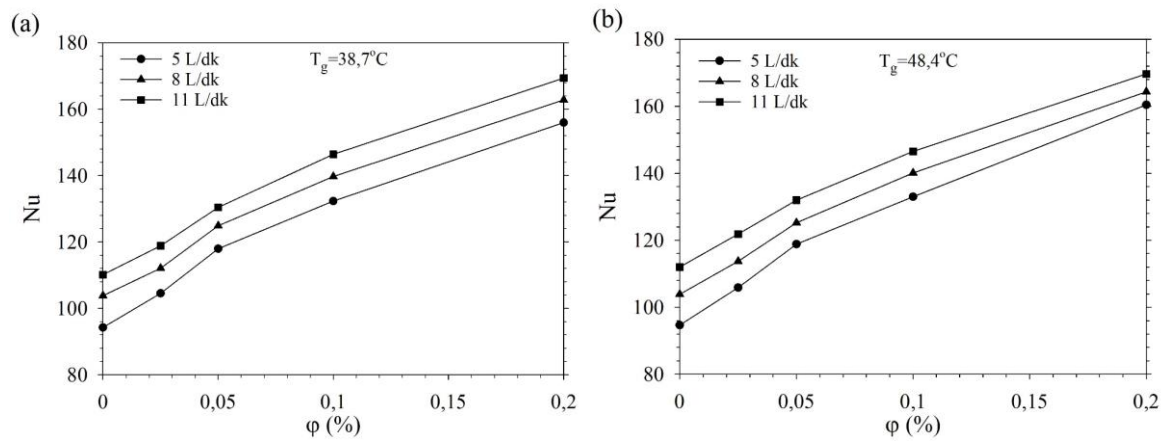
Nusselt sayısı (Nu)

Nusselt sayısının üç farklı hacimsel debi ve beş farklı giriş sıcaklığında hacimsel konsantrasyon ile değişimi Şekil 6.17'de gösterilmiştir. Şekilden görüldüğü üzere sabit bir hacimsel debide Nusselt sayısı hacimsel konsantrasyon ve giriş sıcaklığıyla artmaktadır. Hacimsel debinin 5, 8 ve 11 L/dk olması durumlarında saf suya kıyasla Nusselt sayısındaki maksimum artış $\phi=0,2$ ve $T_g=38,7^\circ\text{C}$ için sırasıyla %53,6; %57,3 ve %64,9'dur.

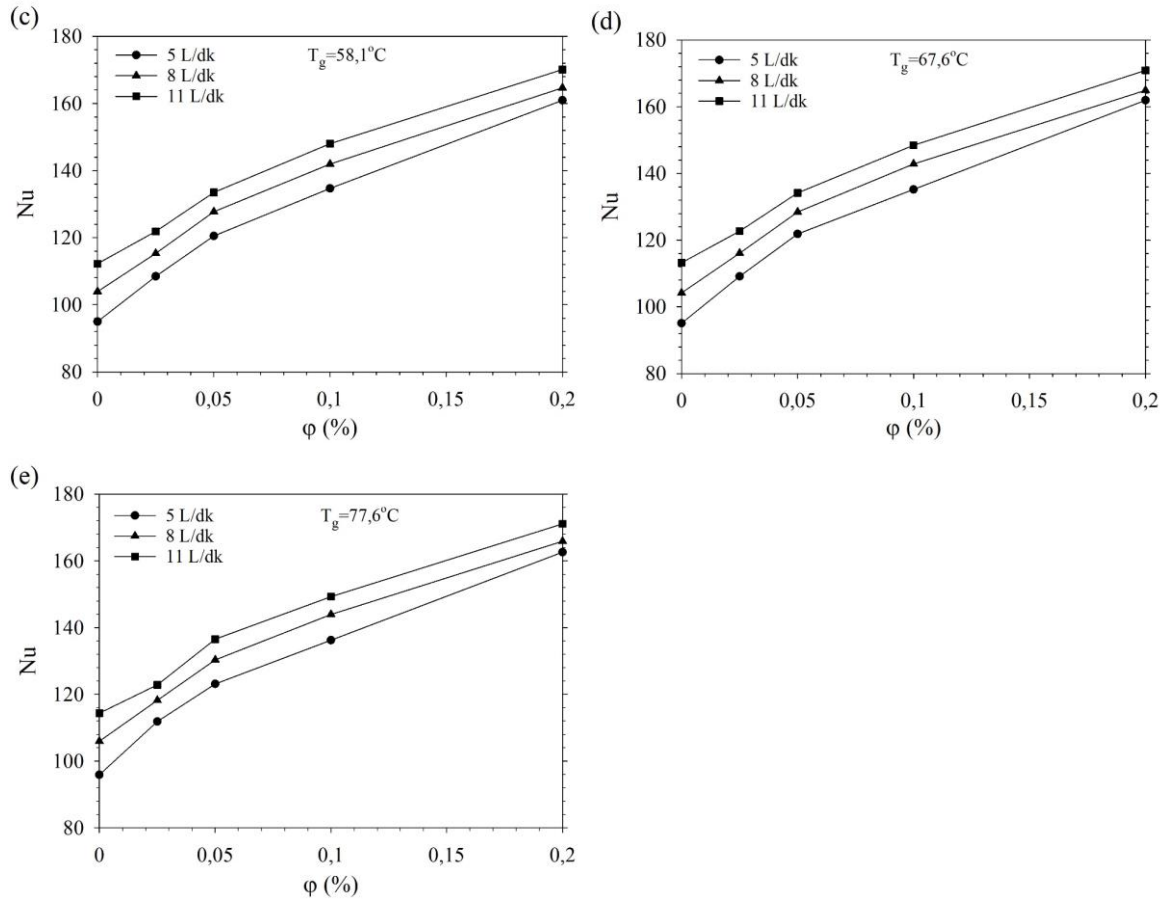


Şekil 6.17. Nusselt sayısının konsantrasyon ve giriş sıcaklığı ile değişimi; (a) 5 L/dk, (b) 8 L/dk ve (c) 11 L/dk

Nusselt sayısının farklı giriş sıcaklığı ve hacimsel debilerde hacimsel konsantrasyon ile değişimi Şekil 6.18’de verilmiştir.



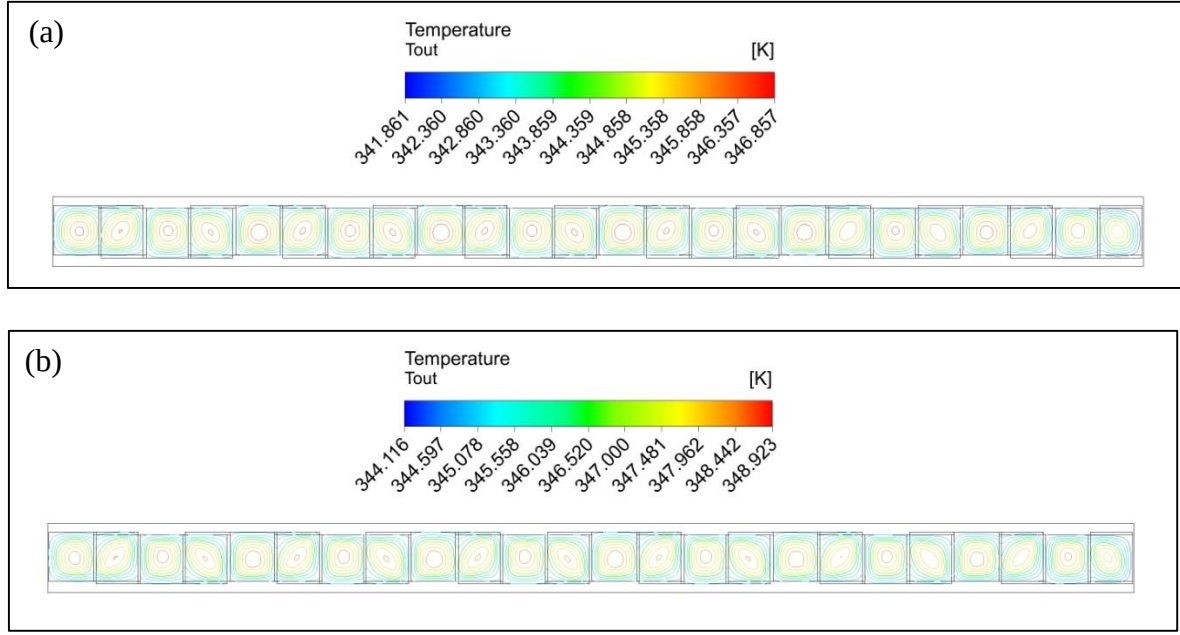
Şekil 6.18. Nusselt sayısının konsantrasyon ve debi ile değişimi; (a) 38,7°C, (b) 48,4°C, (c) 58,1°C, (d) 67,6°C ve (e) 77,6°C



Şekil 6.18. (devam) Nusselt sayısının konsantrasyon ve debi ile değişimi; (a) 38,7°C, (b) 48,4°C, (c) 58,1°C, (d) 67,6°C ve (e) 77,6°C

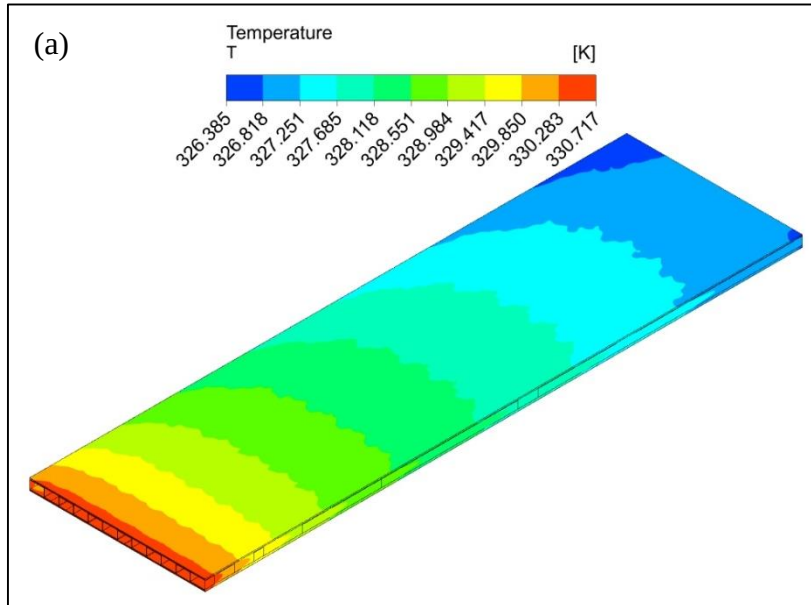
Şekle göre Nusselt sayısı herhangi bir giriş sıcaklığında artan hacimsel debi ve nanopartikül hacimsel konsantrasyonuyla artmaktadır. Hacimsel konsantrasyonun %0,2 olması durumunda 5, 8 ve 11 L/dk hacimsel debilerinde Nusselt sayısı saf suya kıyasla T_g=38,7°C'de %53,6; %57,3 ve %64,9 artarken T_g=77,6°C'de %50; %57,1 ve % 63,7 artmıştır.

Şekil 6.19'da 11 L/dk hacimsel debi ve 77,6°C giriş sıcaklığında hem saf su (φ=%0) hem de %0,05 konsantrasyondaki TiO₂-su nanoakışkanı için kaydırılmış şeritli kanalın çıkış kısmındaki sıcaklık dağılımı gösterilmiştir.

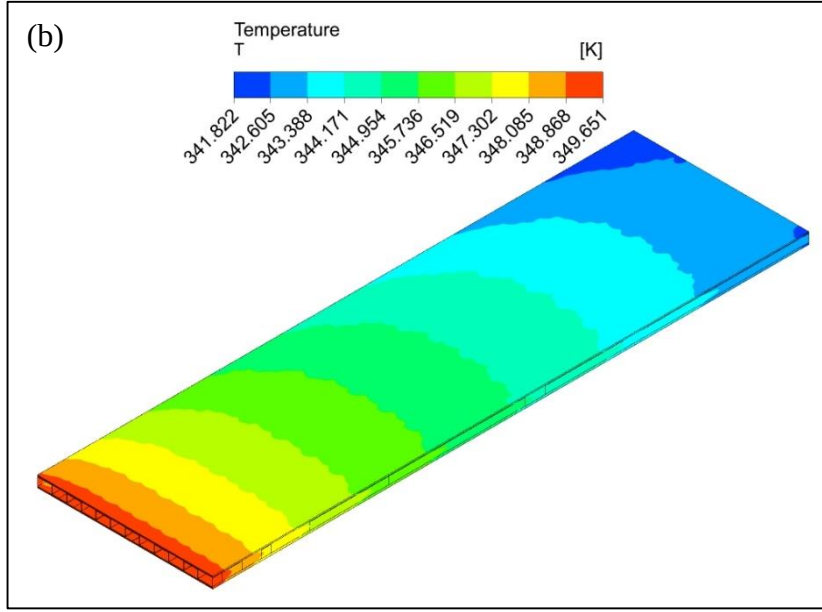


Şekil 6.19. 11 L/dk hacimsel debi ve 77,6°C giriş sıcaklığında kaydırılmış şeritli kanalın çıkış kısmındaki sıcaklık dağılımı; (a) $\phi=0\%$ ve (b) $\phi=0,05$

Şekil 6.20'de hacimsel debinin 11 L/dk değerinde $\phi=0\%$ ve $T_g=58,1^\circ\text{C}$ ile $\phi=0,05$ ve $T_g=77,6^\circ\text{C}$ durumlarında kaydırılmış şeritli kanalın duvar sıcaklık dağılımı gösterilmiştir. Şekilden görüldüğü üzere her iki durumda da akışkanın aktığı yön boyunca (kanal boyunca) duvar sıcaklığı azalmaktadır.



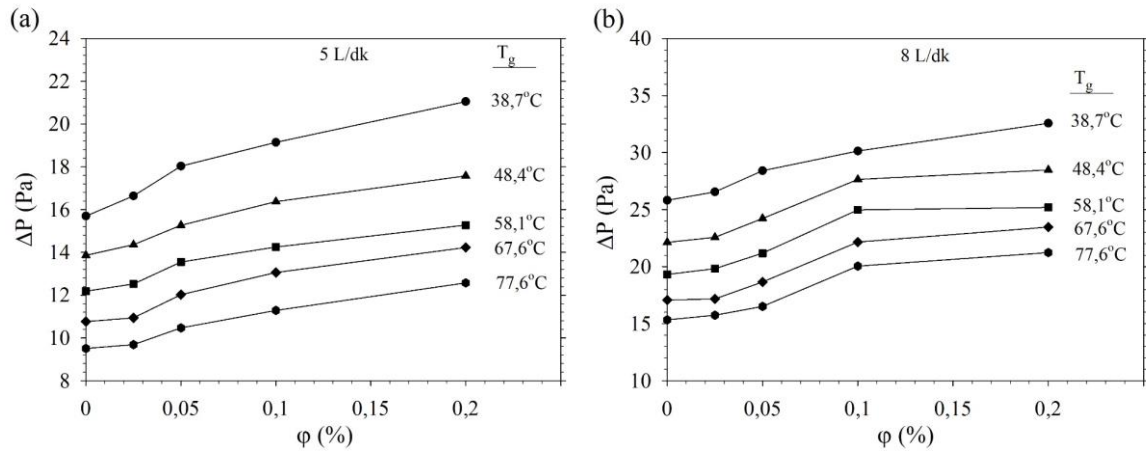
Şekil 6.20. 11 L/dk hacimsel debide kaydırılmış şeritli kanalın duvar sıcaklık dağılımı; (a) $\phi=0\%$, $T_g=58,1^\circ\text{C}$ ve (b) $\phi=0,05$, $T_g=77,6^\circ\text{C}$



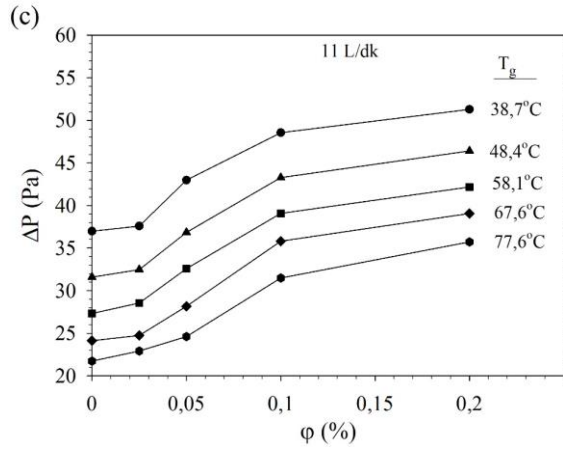
Şekil 6.20. (devam) 11 L/dk hacimsel debide kaydırılmış şeritli kanalın duvar sıcaklık dağılımı; (a) $\phi=0\%$, $T_g=58,1^\circ\text{C}$ ve (b) $\phi=0,05\%$, $T_g=77,6^\circ\text{C}$

Basınç kaybı (ΔP)

Tek bir kaydırılmış şeritli kanal katmanı için basınç kaybının üç farklı hacimsel debi ve beş farklı giriş sıcaklığında hacimsel konsantrasyon ile değişimi Şekil 6.21’de gösterilmiştir. Şekilden görüleceği üzere sabit bir hacimsel debide basınç kaybı hacimsel konsantrasyonun artmasıyla ve giriş sıcaklığının azalmasıyla artmaktadır. Ayrıca, giriş sıcaklığının ve hacimsel konsantrasyonun sabit değerinde basınç kaybı hacimsel debinin artmasıyla artmaktadır.



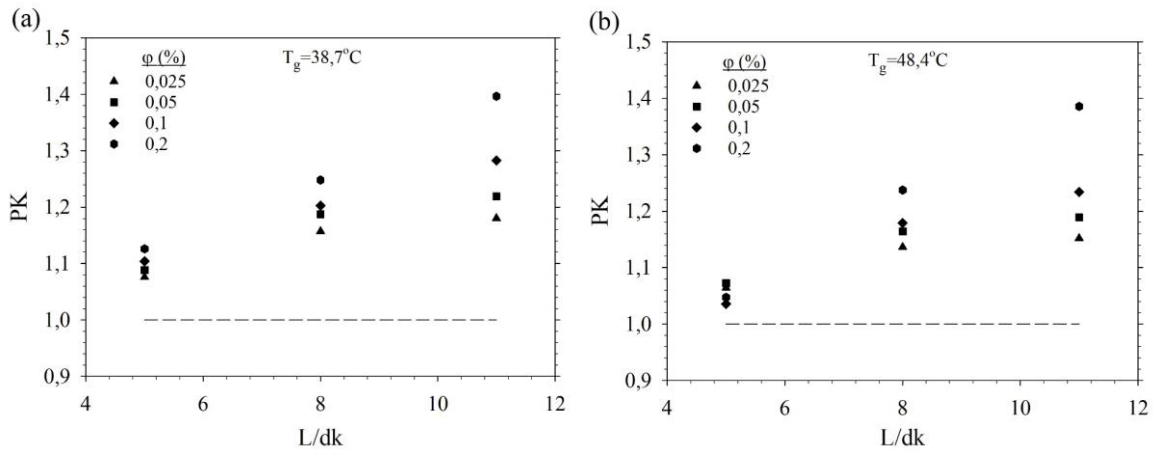
Şekil 6.21. Basınç kaybının konsantrasyon ve T_g ile değişimi; (a) 5, (b) 8, (c) 11 L/dk



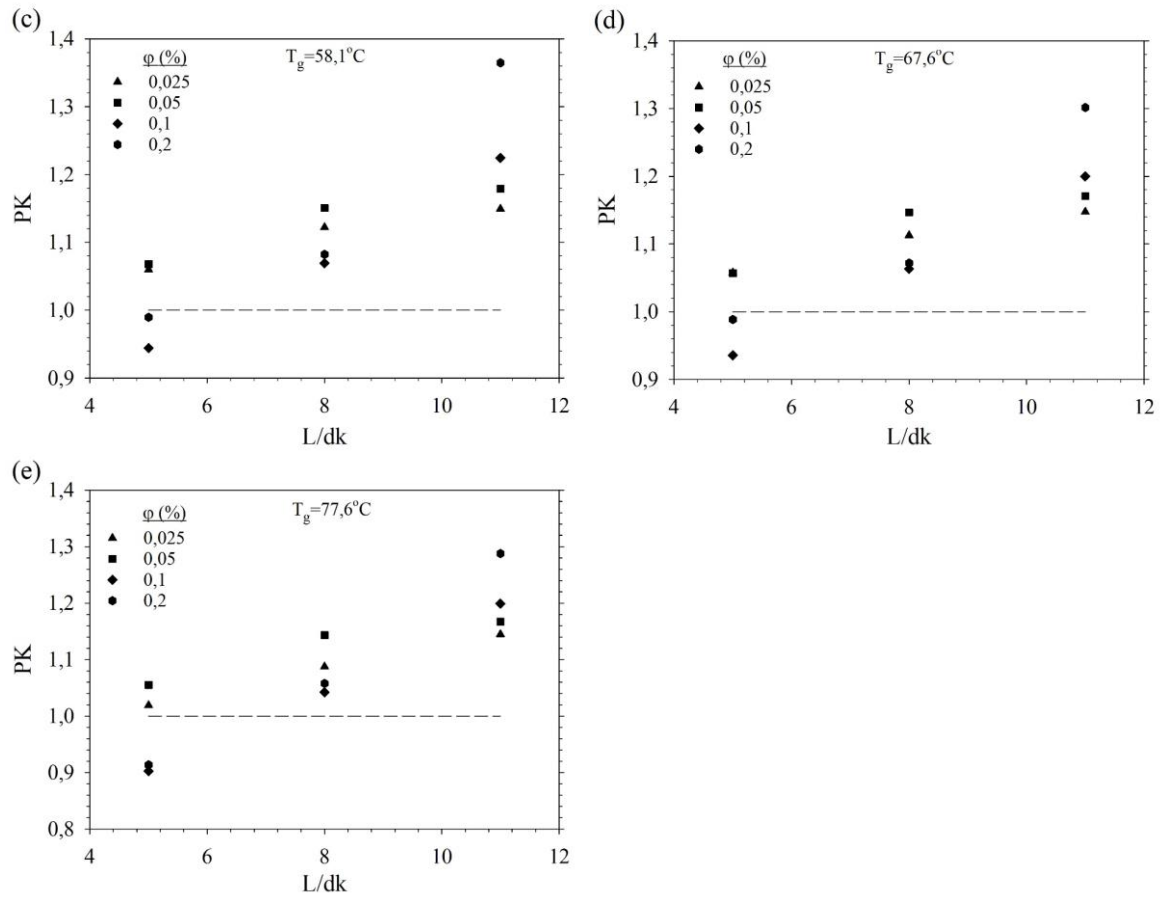
Şekil 6.21. (devam) Basınç kaybının konsantrasyon ve T_g ile değişimi; (a) 5, (b) 8, (c) 11 L/dk

Performans katsayısı (PK)

Şekil 6.22’de farklı giriş sıcaklığı ve hacimsel konsantrasyon değerlerinde tek bir kaydırılmış şeritli kanal katmanı performans katsayısının hacimsel debiyle değişimi verilmiştir. Şekilden görüleceği üzere $T_g=38,7$ ve $58,1^\circ\text{C}$ giriş sıcaklıklarında incelenen tüm hacimsel konsantrasyon ve debiler için performans katsayısı 1’in üzerindedir. Daha yüksek giriş sıcaklıklarında 5 L/dk hacimsel debide $\phi=0,1$ ve $\phi=0,2$ için performans katsayısı 1’in altına düşmektedir. Ayrıca, sabit giriş sıcaklığı ve hacimsel konsantrasyonda performans katsayısı hacimsel debinin artmasıyla artmaktadır.



Şekil 6.22. Performans katsayısının konsantrasyon ve debi ile değişimi; (a) $38,7^\circ\text{C}$, (b) $48,4^\circ\text{C}$, (c) $58,1^\circ\text{C}$, (d) $67,6^\circ\text{C}$ ve (e) $77,6^\circ\text{C}$



Şekil 6.22. Performans katsayısının konsantrasyon ve debi ile değişimi; (a) $38,7^\circ\text{C}$, (b) $48,4^\circ\text{C}$, (c) $58,1^\circ\text{C}$, (d) $67,6^\circ\text{C}$ ve (e) $77,6^\circ\text{C}$

Yine şekilden görüldüğü üzere giriş sıcaklığının azalmasıyla performans katsayısı tüm debi ve konsantrasyon değerlerinde artmaktadır. $T_g=58,1$, $67,6$ ve $77,6^\circ\text{C}$ 'de hacimsel debinin 5 L/dk olması durumunda $\phi=0,1$ ve $\phi=0,2$ için elde edilen performans katsayısı $\phi=0,025$ ve $\phi=0,05$ için elde edilen performans katsayısının altına düşmektedir.

7. DENEYSEL VE SAYISAL ÇALIŞMANIN KIYASLANMASI

Mevcut tez kapsamında yapılan deneysel çalışmada ağır taşıt radyatörünün kaydırılmış şeritli kanallarında TiO_2 -su nanoakışkanı soğutucu akışkan olarak kullanılmıştır. TiO_2 nanopartikülünün farklı hacimsel konsantrasyonları ($\phi=0, 0,025, 0,5, 0,1, 0,2$) için üç farklı hacimsel debide (5, 8, 11 L/dk) ve beş farklı giriş sıcaklığında ($T_g=38,7, 48,4, 58,1, 67,6, 77,6^\circ\text{C}$) birim zamanda transfer edilen ısı miktarı, ısı taşınım katsayısı, Nusselt sayısı, basınç kaybı ve performans katsayısı incelenmiştir. Tez kapsamında yapılan ve sonuçları Bölüm 6.3’de verilen üçüncü sayısal çalışmada ise yukarıda bahsedilen deneysel çalışmadaki aynı parametreler kullanılmıştır. Bahsi geçen sayısal çalışmada birim zamanda transfer edilen ısı miktarı, ısı taşınım katsayısı ve Nusselt sayısı tüm radyatör için; basınç kaybı ve performans katsayısı radyatörün tek bir kaydırılmış şeritli kanal katmanı için hesaplanmıştır.

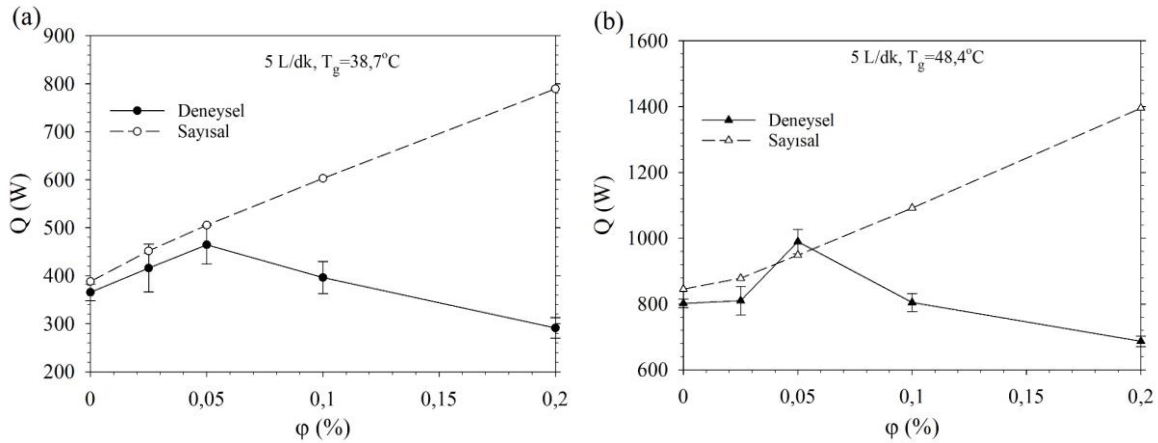
Bu bölümde tez kapsamında yapılan üçüncü sayısal çalışma ile deneysel çalışmanın sonuçları tüm radyatör için hesaplanan birim zamanda transfer edilen ısı miktarı, ısı taşınım katsayısı ve Nusselt sayısı açısından mukayese edilmiştir.

Hacimsel debinin 5 L/dk olması durumunda deneysel ve sayısal çalışma sonuçlarından elde edilen birim zamanda transfer edilen ısı miktarının farklı akışkan giriş sıcaklıklarında (38,7; 48,4; 58,1; 67,6 ve 77,6 $^\circ\text{C}$) hacimsel konsantrasyon ile değişimi Şekil 7.1’de verilmiştir. Şekil 6.1’de deneysel çalışmadan elde edilen birim zamanda transfer edilen ısı miktarı değerleri belirsizlik miktarlarıyla birlikte verilmiştir.

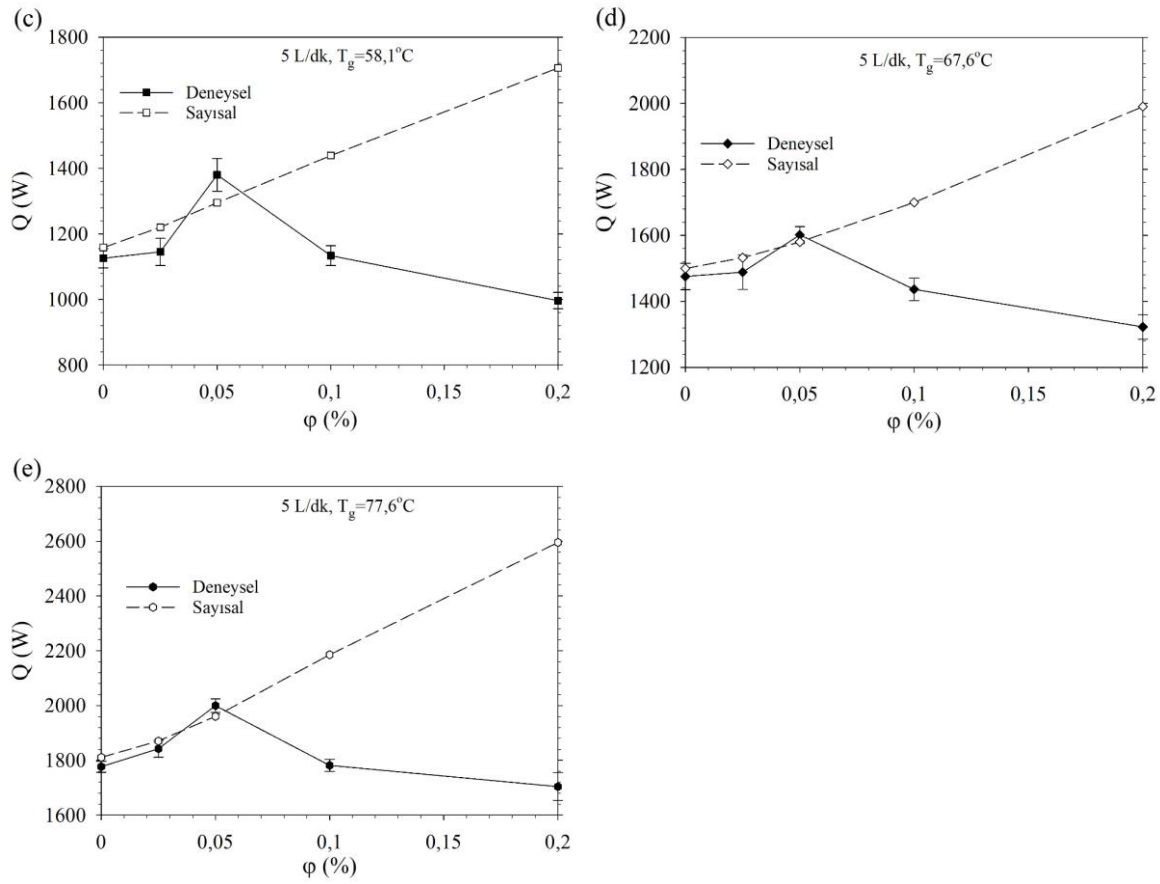
Şekil 7.1’de verilen sayısal çalışma sonuçları dikkate alındığında birim zamanda transfer edilen ısı miktarı hem giriş sıcaklığının hem de hacimsel konsantrasyonun artmasıyla artmaktadır. Şekilde verilen deneysel çalışma sonuçlarında ise birim zamanda transfer edilen ısı miktarının artan giriş sıcaklığıyla ve $\phi=0,5$ ’e kadar da artan hacimsel konsantrasyon değeriyle arttığı görülmektedir. Yani, hem deneysel hem de sayısal çalışmadan elde edilen birim zamanda transfer edilen ısı miktarı değerleri hacimsel konsantrasyonun $0 \leq \phi (\%) \leq 0,5$ aralığında artan giriş sıcaklığıyla artmaktadır. Hacimsel konsantrasyonun 0, 0,025 ve 0,5 değerleri için deneysel ve sayısal sonuçlar uyum içerisinde olsa da deneysel sonuçlar incelendiğinde tüm giriş sıcaklıklarında birim

zamanda transfer edilen ısı miktarının $\phi=0,05$ 'e kadar arttığı daha sonra düşüşe geçtiği; sayısal çalışmada ise deney sonuçlarından farklı olarak birim zamanda transfer edilen ısı miktarının $\phi=0,1$ ve $0,2$ değerlerinde de arttığı görülmektedir. 5 L/dk debide deneysel ve sayısal çalışma arasındaki fark $\phi=0$ için en fazla %6,16, $\phi=0,025$ için en fazla %8,58 ve $\phi=0,05$ için en fazla %8,78'dir.

Hacimsel konsantrasyonun $0,1$ ve $0,2$ değerleri için deneysel çalışmadan elde edilen birim zamanda transfer edilen ısı miktarı değerleri düşüşe geçerken sayısal çalışmadan elde edilen birim zamanda transfer edilen ısı miktarı değerleri artmaya devam etmiştir. Bunun nedeni şu şekilde açıklanabilir: Sayısal çözümde, nanopartiküllerin temel akışkan içindeki miktarı arttıkça, yani hacimsel konsantrasyon değeri arttıkça kullanılan korelasyon gereği ısı iletim katsayısı artmaktadır. Sayısal çözümde, "topaklanma" durumu ihmal edildiğinden dolayı nanopartiküllerin çapı sürekli olarak sabit kalmakta ve konsantrasyon değerinin artmasıyla ısı iletim katsayısı artış göstermektedir. Oysa ki fiziksel durumda temel akışkan içerisindeki diğer inorganik nanopartiküller gibi hidrofilik özellikte olan TiO_2 nanopartikül miktarı arttıkça yani konsantrasyon arttıkça bu partiküller bulunduğu ortamda kolayca topaklanma gösterebilmektedir. Topaklanma ise nanopartiküllerin etkin/efektif çapını artırarak ve ısı iletim katsayısını düşürerek birim zamanda transfer edilen ısı miktarında azalma eğilimine neden olmaktadır.



Şekil 7.1. 5 L/dk debide farklı giriş sıcaklıklarında birim zamanda transfer edilen ısı miktarının hacimsel konsantrasyona göre değişimi

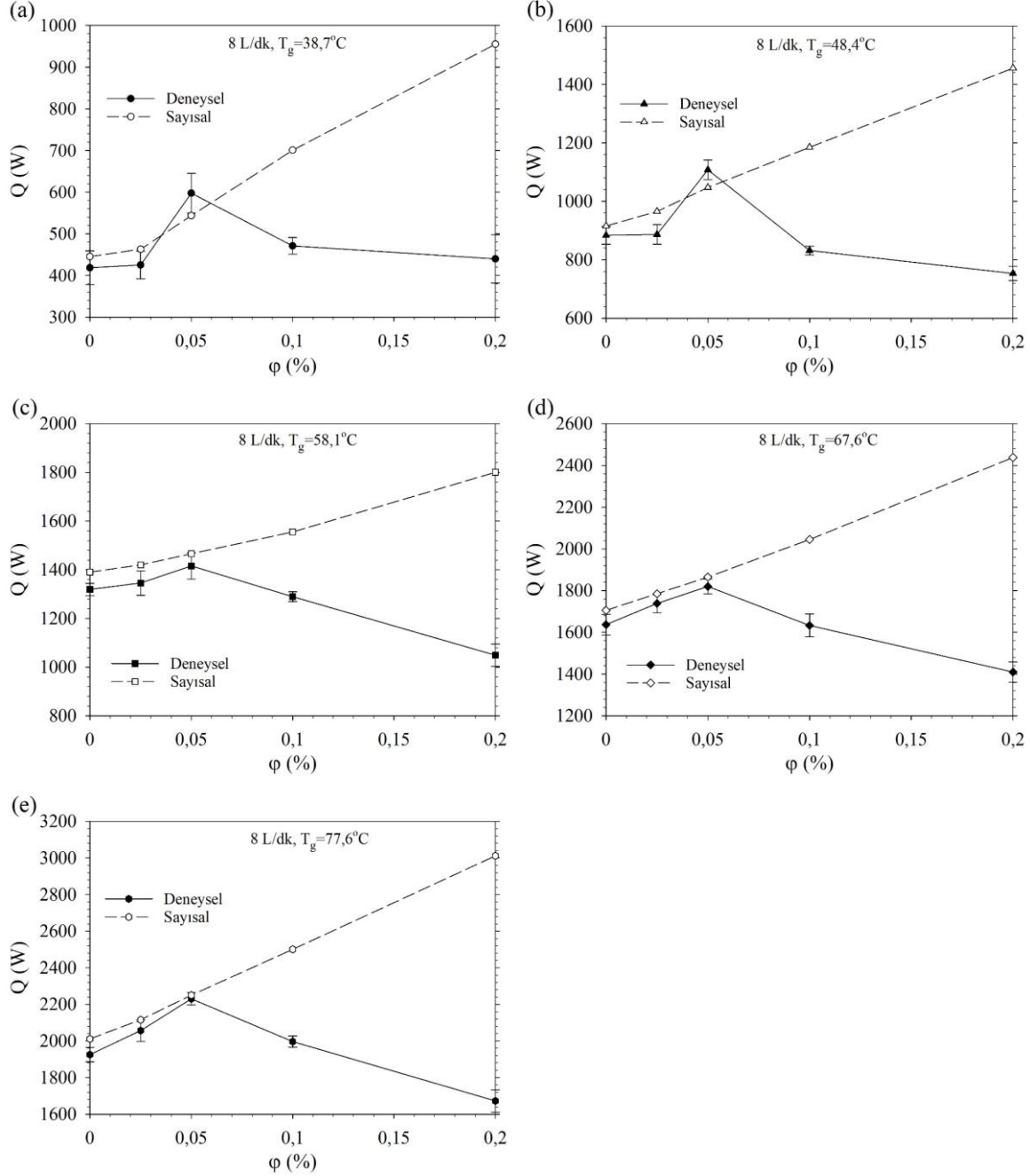


Şekil 7.1. (devam) 5 L/dk debide farklı giriş sıcaklıklarında birim zamanda transfer edilen ısı miktarının hacimsel konsantrasyona göre değişimi

Hacimsel debinin 8 L/dk olması durumunda beş farklı akışkan giriş sıcaklığındaki (38,7; 48,4; 58,1; 67,6 ve 77,6°C) deneysel ve sayısal çalışmalardan elde edilen birim zamanda transfer edilen ısı miktarının hacimsel konsantrasyon ile değişimi Şekil 7.2’de verilmiştir. Şekilden görüldüğü üzere sayısal çalışmada sonuçlarından elde edilen birim zamanda transfer edilen ısı miktarı değerleri hem giriş sıcaklığının hem de hacimsel konsantrasyonun artmasıyla artmaktadır. Deneysel çalışmadan elde edilen birim zamanda transfer edilen ısı miktarı değerleri artan giriş sıcaklığıyla artmaktadır. Ancak sabit bir giriş sıcaklığında birim zamanda transfer edilen ısı miktarı hacimsel konsantrasyonun %0,5 değerine kadar artmakta daha sonra düşüşe geçmektedir.

Deneysel ve sayısal çalışma birlikte değerlendirildiğinde birim zamanda transfer edilen ısı miktarı değerleri tüm giriş sıcaklıklarında $0 \leq \phi (\%) \leq 0,5$ aralığında uyum içerisinde. 8 L/dk debide deneysel ve sayısal çalışma arasındaki fark $\phi = 0$ için en fazla %6,425, $\phi = 0,025$ için en fazla %8,874 ve $\phi = 0,05$ için en fazla %9,047’dir. $\phi = 0,1$ ve $0,2$

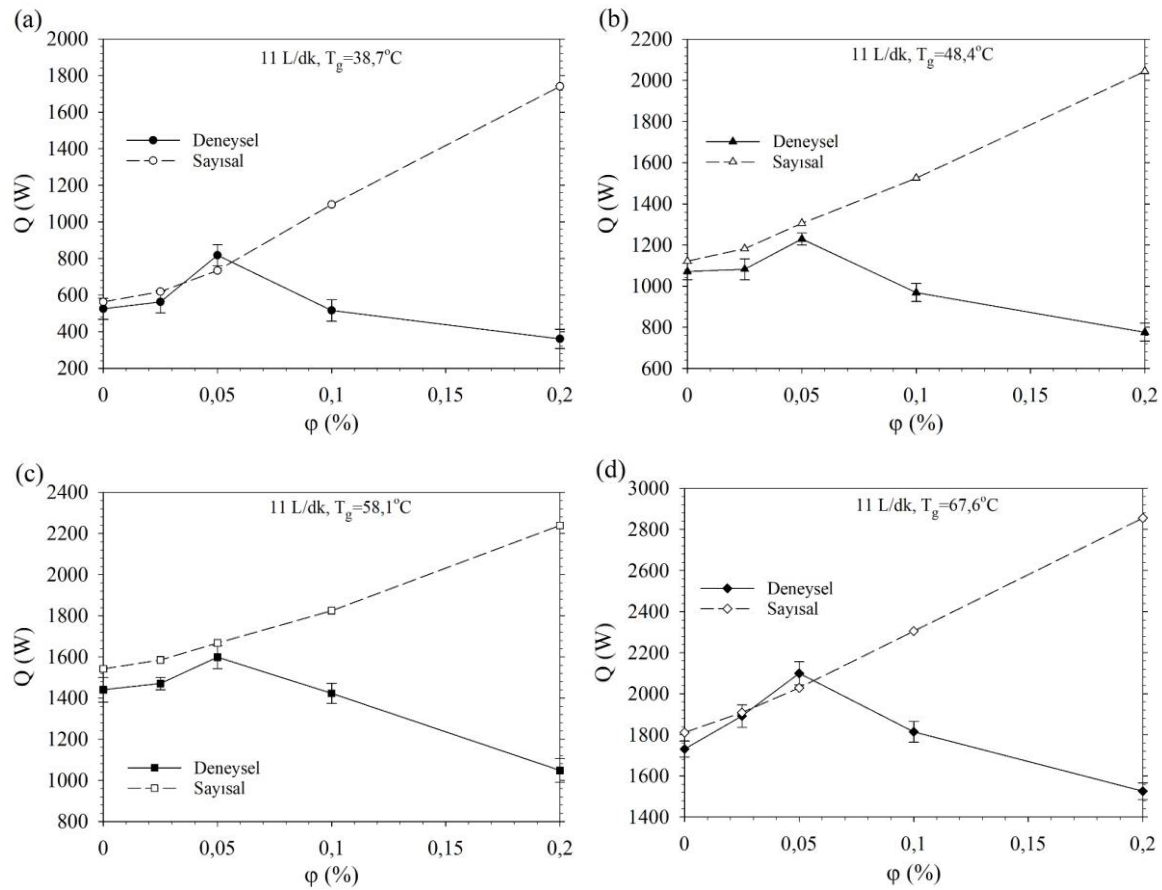
durumlarında deneysel ve sayısal çalışma sonuçlarının farklı olmasının nedeni sayısal çözümde nanopartikül topaklanmasının dikkate alınamamış olması olabilir.



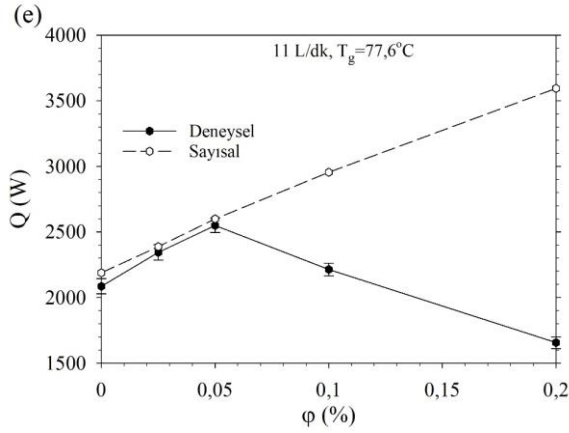
Şekil 7.2. 8 L/dk debide farklı giriş sıcaklıklarında birim zamanda transfer edilen ısı miktarının hacimsel konsantrasyona göre değişimi

Deneysel ve sayısal çalışma sonuçlarından elde edilen birim zamanda transfer edilen ısı miktarı değerlerinin 11 L/dk hacimsel debide beş farklı giriş sıcaklığı (38,7; 48,4; 58,1; 67,6 ve 77,6°C) için hacimsel konsantrasyona göre değişimi Şekil 7.3'de gösterilmiştir.

Şekilden sayısal çalışma sonuçlarından elde edilen birim zamanda transfer edilen ısı miktarı değerlerinin artan giriş sıcaklığı ve hacimsel konsantrasyonla arttığı görülmektedir. Deneysel çalışma sonuçlarından elde edilen birim zamanda transfer edilen ısı miktarı değerlerine bakıldığında ise tüm giriş sıcaklıklarında arttığı görülmektedir. Ancak sabit bir giriş sıcaklığında birim zamanda transfer edilen ısı miktarı $\phi=0,5$ 'e kadar artmakta daha sonra düşüşe geçmektedir. Deneysel ve sayısal çalışma birlikte değerlendirildiğinde birim zamanda transfer edilen ısı miktarı hem giriş sıcaklığının hem de $\phi=0,5$ 'e kadar hacimsel konsantrasyonun artmasıyla artmaktadır. $0 \leq \phi (\%) \leq 0,5$ aralığında deneysel ve sayısal sonuçlar uyum içerisinde olduğu söylenebilir. 11 L/dk debide, deneysel ve sayısal çalışma arasındaki fark $\phi=0$ için en fazla %7,16, $\phi=0,025$ için en fazla %9,95 ve $\phi=0,05$ için en fazla %10,24'dur.



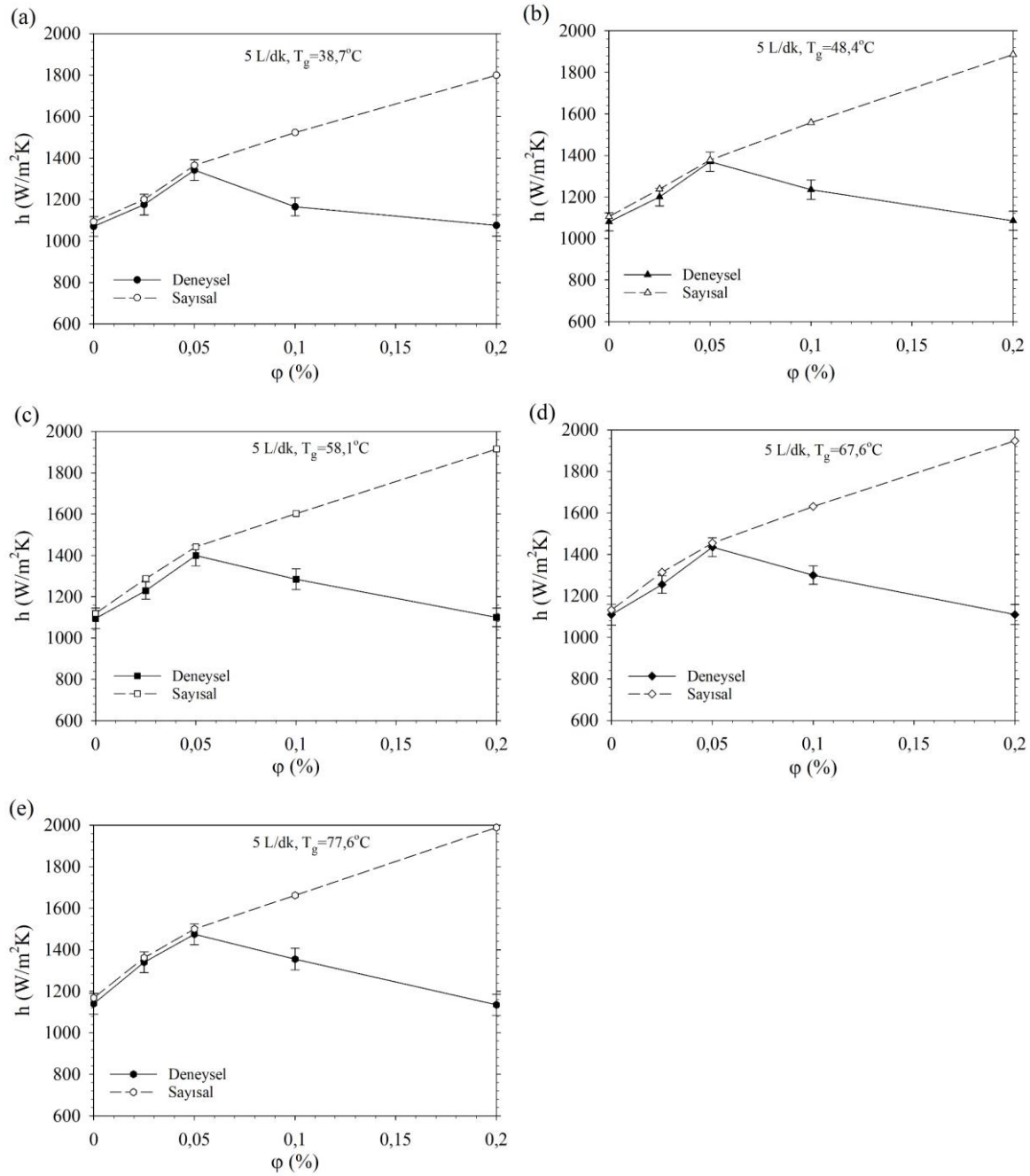
Şekil 7.3. 11 L/dk debide farklı giriş sıcaklıklarında birim zamanda transfer edilen ısı miktarının konsantrasyona göre değişimi



Şekil 7.3. (devam) 11 L/dk debide farklı giriş sıcaklıklarında birim zamanda transfer edilen ısı miktarının konsantrasyona göre değişimi

5 ve 8 L/dk hacimsel debilerdeki duruma benzer şekilde 11 L/dk debide de deneysel sonuçlardan elde edilen birim zamanda transfer edilen ısı miktarı değerleri sayısal sonuçlardan elde edilenlerden farklılık göstermektedir. Bu durumun sebebi fiziksel durumda, yani deneysel çalışmada, temel akışkana fazla miktarda nanopartikül eklenmesi durumunda partiküllerin birbirine yapışması ve etkin çapın büyüyerek ısı iletim katsayısını düşürmesi olabilir.

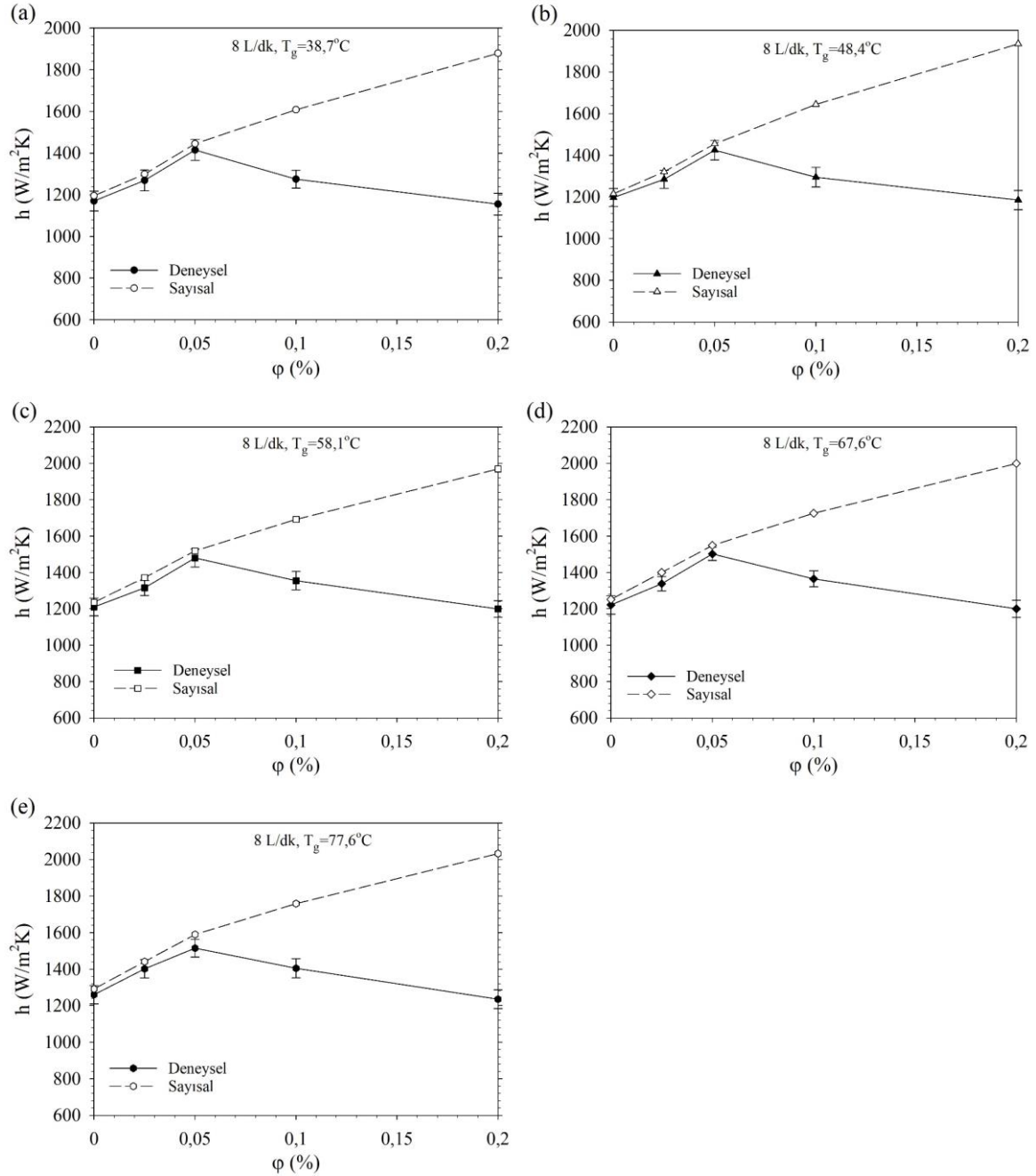
5 L/dk hacimsel debide deneysel ve sayısal çalışma sonuçlarından elde edilen ısı taşınım katsayısı değerlerinin hacimsel konsantrasyona göre değişimi farklı giriş sıcaklıkları için Şekil 7.4’de verilmiştir. Şekilden görüleceği üzere hem deneysel hem de sayısal çalışma sonuçlarından elde edilen ısı taşınım katsayısı değerleri giriş sıcaklığının artmasıyla artmaktadır. Hacimsel konsantrasyonun %0, %0,025 ve %0,5 değerleri için deneysel ve sayısal sonuçlar uyum içerisinde olsa da deneysel sonuçlar incelendiğinde tüm giriş sıcaklıklarında ısı taşınım katsayısının $\phi = \%0,05$ ’e kadar arttığı daha sonra düşüşe geçtiği; sayısal çalışmada ise deney sonuçlarından farklı olarak ısı taşınım katsayısının $\phi = \%0,1$ ve $\%0,2$ değerlerinde de arttığı görülmektedir. 5 L/dk debide deneysel ve sayısal çalışma arasındaki fark $\phi = \%0$ için en fazla %7,12, $\phi = \%0,025$ için en fazla %8,87 ve $\phi = \%0,05$ için en fazla %8,95’dir.



Şekil 7.4. 5 L/dk debide farklı giriş sıcaklıklarında ısı taşınım katsayısının konsantrasyona göre değişimi

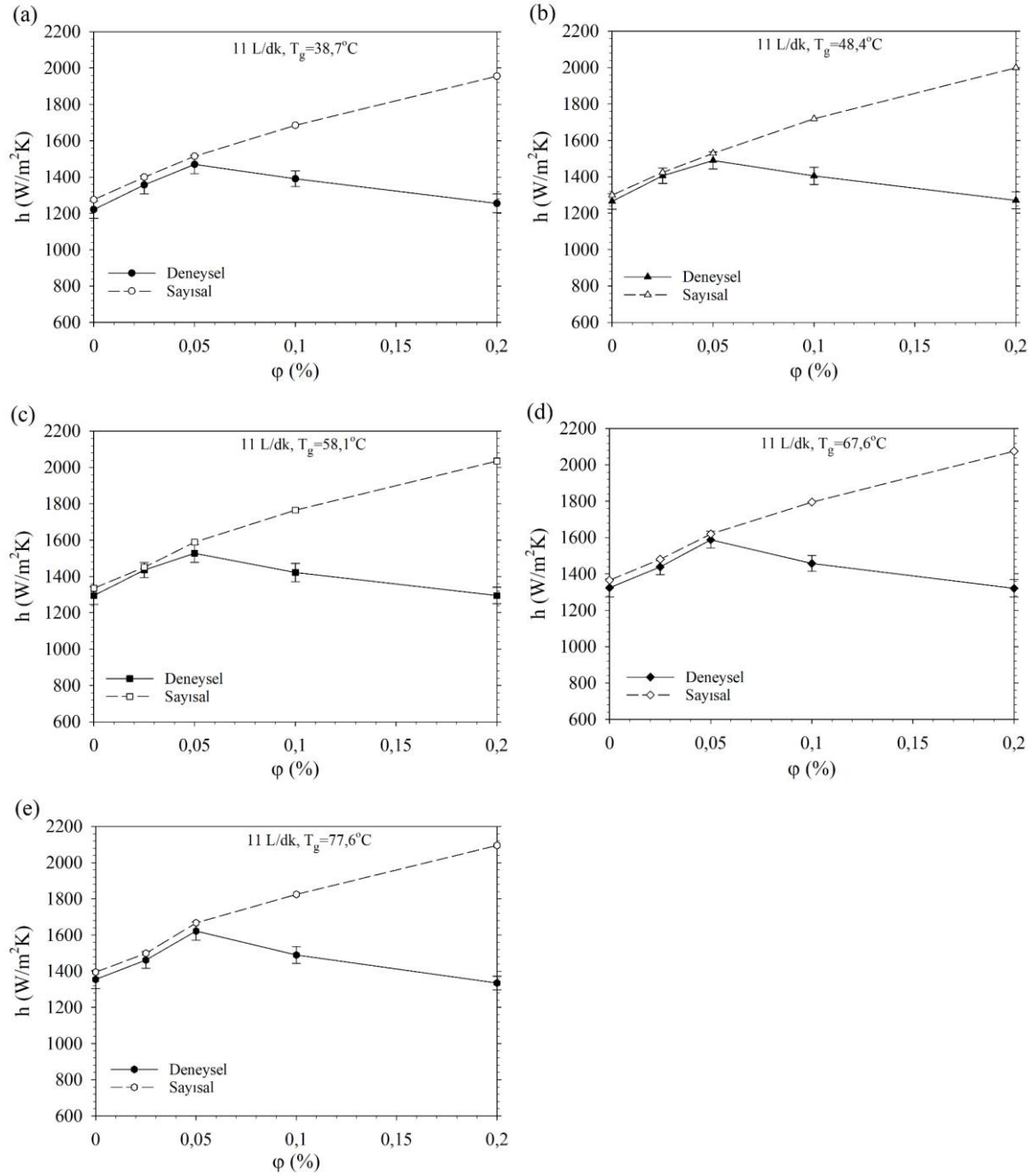
8 L/dk hacimsel debide deneysel ve sayısal çalışma sonuçlarından elde edilen ısı taşınım katsayısı değerlerinin hacimsel konsantrasyona göre değişimi farklı giriş sıcaklıkları için Şekil 7.5’de verilmiştir. Şekilden görüleceği üzere hem deneysel hem de sayısal çalışma sonuçlarından elde edilen ısı taşınım katsayısı değerleri giriş sıcaklığının artmasıyla artmaktadır. Hacimsel konsantrasyonun %0, %0,025 ve %0,5 değerleri için deneysel ve sayısal sonuçlar uyum içerisinde olsa da deneysel sonuçlar incelendiğinde tüm giriş

sıcaklıklarında ısı taşınım katsayısının $\phi=0,05$ 'e kadar arttığı daha sonra düşüşe geçtiği; sayısal çalışmada ise deney sonuçlarından farklı olarak ısı taşınım katsayısının $\phi=0,1$ ve $0,2$ değerlerinde de arttığı görülmektedir. 8 L/dk debide deneysel ve sayısal çalışma arasındaki fark $\phi=0$ için en fazla %7,14, $\phi=0,025$ için en fazla %7,25 ve $\phi=0,05$ için en fazla %8,13'dür.



Şekil 7.5. 8 L/dk debide farklı giriş sıcaklıklarında ısı taşınım katsayısının konsantrasyona göre değişimi

11 L/dk hacimsel debide deneysel ve sayısal çalışma sonuçlarından elde edilen ısı taşınım katsayısı değerlerinin hacimsel konsantrasyona göre değişimi farklı giriş sıcaklıkları için Şekil 7.6'da verilmiştir.

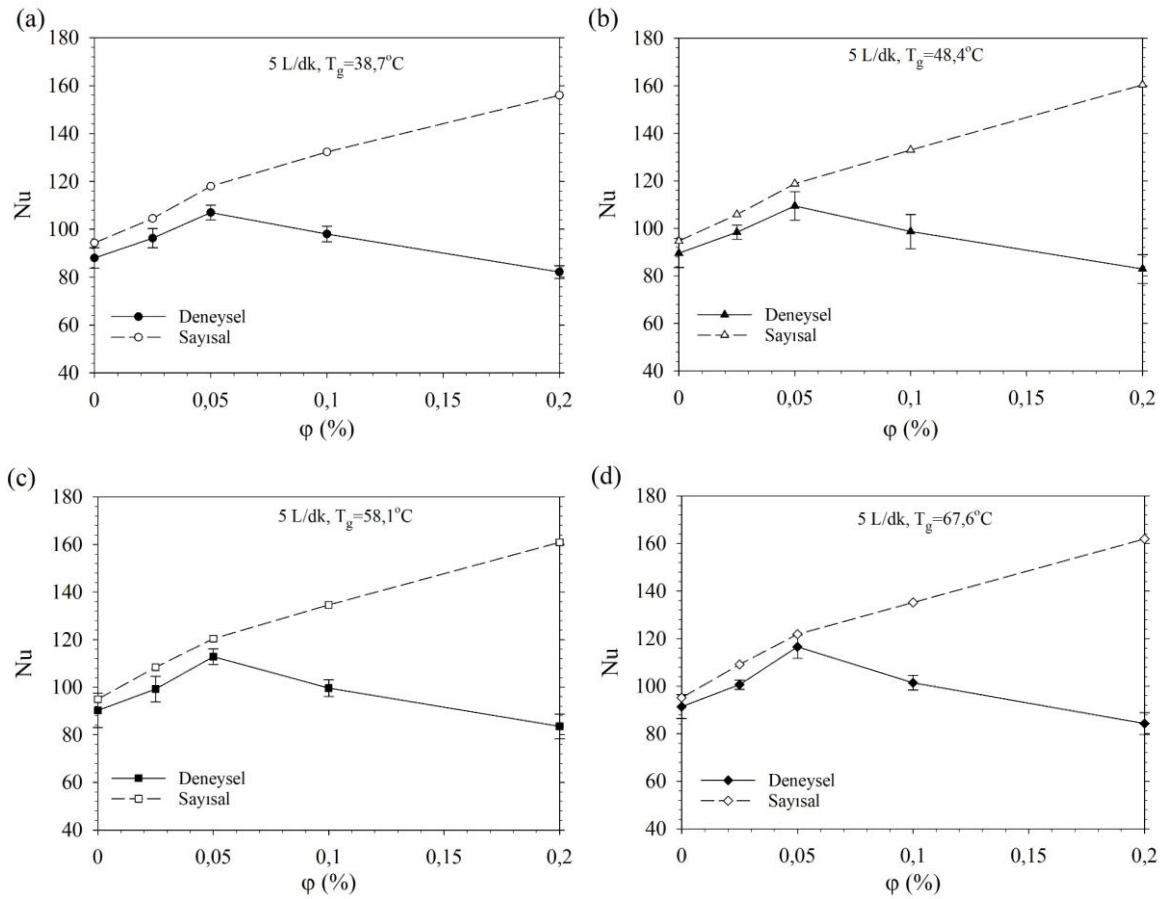


Şekil 7.6. 11 L/dk debide farklı giriş sıcaklıklarında ısı taşınım katsayısının konsantrasyona göre değişimi

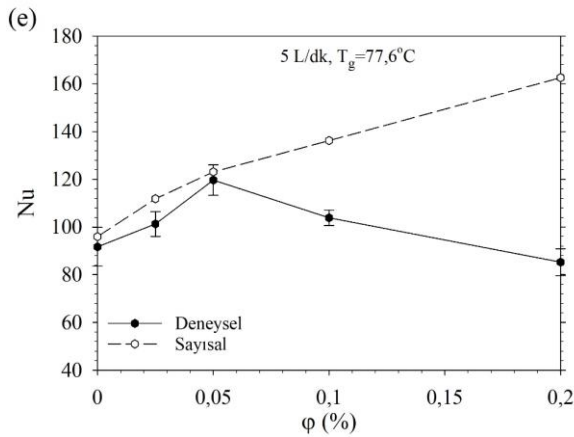
Şekilden görüleceği üzere hem deneysel hem de sayısal çalışma sonuçlarından elde edilen ısı taşınım katsayısı değerleri giriş sıcaklığının artmasıyla artmaktadır. Hacimsel

konsantrasyonun %0, %0,025 ve %0,5 değerleri için deneysel ve sayısal sonuçlar uyum içerisinde olsa da deneysel sonuçlar incelendiğinde tüm giriş sıcaklıklarında ısı taşınım katsayısının ϕ =%0,05'e kadar arttığı daha sonra düşüşe geçtiği; sayısal çalışmada ise deney sonuçlarından farklı olarak ısı taşınım katsayısının ϕ =%0,1 ve %0,2 değerlerinde de arttığı görülmektedir. 11 L/dk debide deneysel ve sayısal çalışma arasındaki fark ϕ =%0 için en fazla %7,13, ϕ =%0,025 için en fazla %8,02 ve ϕ =%0,05 için en fazla %8,54'dir.

Hacimsel debinin 5 L/dk olması durumunda beş farklı akışkan giriş sıcaklığındaki (38,7; 48,4; 58,1; 67,6 ve 77,6°C) deneysel ve sayısal çalışmalardan elde edilen Nusselt sayısının hacimsel konsantrasyon ile değişimi Şekil 7.7'de verilmiştir.



Şekil 7.7. 5 L/dk debide farklı giriş sıcaklıklarında Nusselt sayısının konsantrasyona göre değişimi



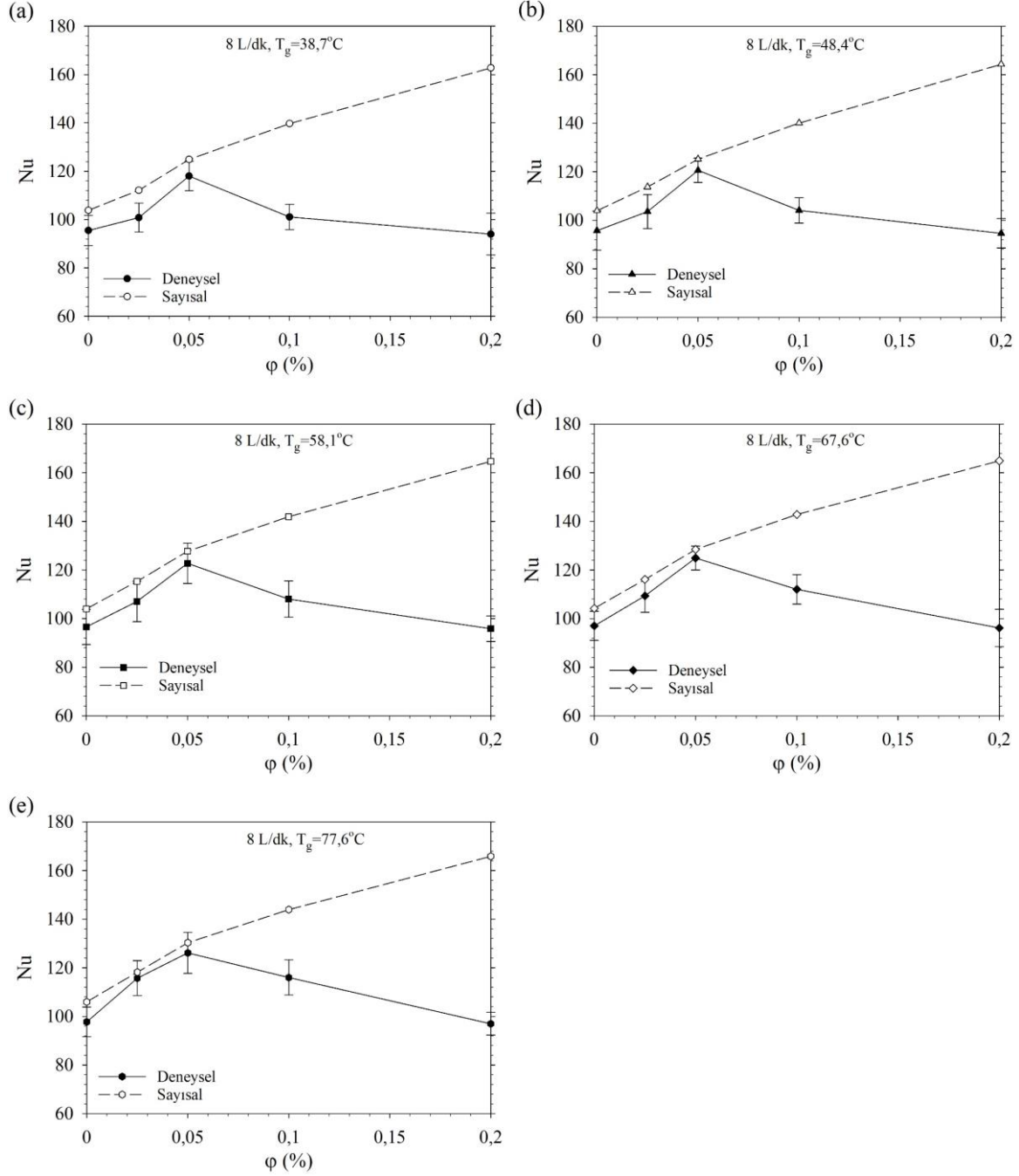
Şekil 7.7. (devam) 5 L/dk debide farklı giriş sıcaklıklarında Nusselt sayısının konsantrasyona göre değişimi

Şekilden görüldüğü üzere sayısal çalışmada sonuçlarından elde edilen Nusselt sayısı değerleri hem giriş sıcaklığının hem de hacimsel konsantrasyonun artmasıyla artmaktadır. Deneysel çalışmadan elde edilen Nusselt sayısı değerleri artan giriş sıcaklığıyla artmaktadır. Ancak sabit bir giriş sıcaklığında Nusselt sayısı hacimsel konsantrasyonun %0,5 değerine kadar artmakta daha sonra düşüşe geçmektedir. Deneysel ve sayısal çalışma birlikte değerlendirildiğinde Nusselt sayısı değerleri tüm giriş sıcaklıklarında $0 \leq \phi (\%) \leq 0,5$ aralığında uyum içerisindedir. 5 L/dk debide deneysel ve sayısal çalışma arasındaki fark $\phi = 0$ için en fazla %8,43, $\phi = 0,025$ için en fazla %8,55 ve $\phi = 0,05$ için en fazla %8,94'dur. $\phi = 0,1$ ve %0,2 durumlarında deneysel ve sayısal çalışma sonuçlarının farklı olmasının nedeni sayısal çözümde nanopartikül topaklanmasının dikkate alınamamış olması olabilir.

8 L/dk hacimsel debide deneysel ve sayısal çalışma sonuçlarından elde edilen Nusselt sayısı değerlerinin hacimsel konsantrasyona göre değişimi farklı giriş sıcaklıkları için Şekil 7.8'de verilmiştir. Şekilden görüleceği üzere hem deneysel hem de sayısal çalışma sonuçlarından elde edilen Nusselt sayısı değerleri giriş sıcaklığının artmasıyla artmaktadır.

Hacimsel konsantrasyonun %0, %0,025 ve %0,5 değerleri için deneysel ve sayısal sonuçlar uyum içerisinde olsa da deneysel sonuçlar incelendiğinde tüm giriş sıcaklıklarında Nusselt sayısının $\phi = 0,05$ 'e kadar arttığı daha sonra düşüşe geçtiği; sayısal çalışmada ise deney sonuçlarından farklı olarak Nusselt sayısının $\phi = 0,1$ ve %0,2 değerlerinde de arttığı görülmektedir. 8 L/dk debide deneysel ve sayısal çalışma arasındaki

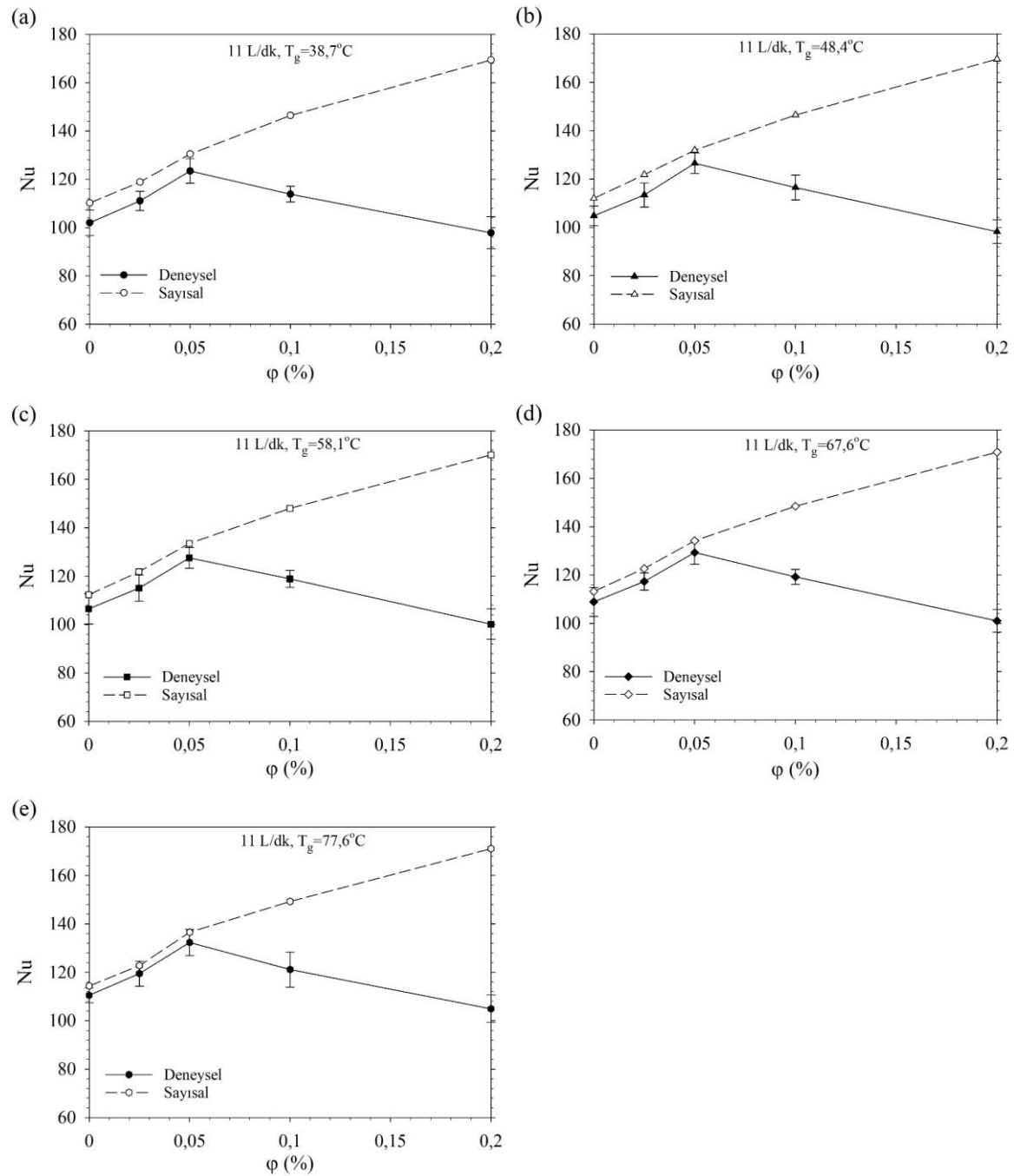
fark $\phi=0$ için en fazla %8,36, $\phi=0,025$ için en fazla %8,68 ve $\phi=0,05$ için en fazla %9,01'dir.



Şekil 7.8. 8 L/dk debide farklı giriş sıcaklıklarında Nusselt sayısının konsantrasyona göre değişimi

11 L/dk hacimsel debide deneysel ve sayısal çalışma sonuçlarından elde edilen Nusselt sayısı değerlerinin hacimsel konsantrasyona göre değişimi farklı giriş sıcaklıkları için Şekil 7.9'da verilmiştir. Şekilden görüleceği üzere hem deneysel hem de sayısal çalışma

sonuçlarından elde edilen Nusselt sayısı değerleri giriş sıcaklığının artmasıyla artmaktadır. Hacimsel konsantrasyonun %0, %0,025 ve %0,5 değerleri için deneysel ve sayısal sonuçlar uyum içerisinde olsa da deneysel sonuçlar incelendiğinde tüm giriş sıcaklıklarında Nusselt sayısının $\phi=0,05$ 'e kadar arttığı daha sonra düşüşe geçtiği; sayısal çalışmada ise deney sonuçlarından farklı olarak Nusselt sayısının $\phi=0,1$ ve %0,2 değerlerinde de arttığı görülmektedir.



Şekil 7.9. 11 L/dk debide farklı giriş sıcaklıklarında Nusselt sayısının konsantrasyona göre değişimi

8. SONUÇ VE ÖNERİLER

Tez kapsamında yapılan deneysel çalışmada ağır taşıt radyatöründe TiO_2 -su nanoakışkanının %0-0,2 konsantrasyon aralığında üç farklı hacimsel debi (5, 8, 11 L/dk) ve beş farklı giriş sıcaklığı (38,7, 48,4, 58,1, 67,6, 77,6°C) için radyatörün ısı-hidrolik performansı incelenmiştir. Tüm radyatör için birim zamanda transfer edilen ısı miktarı, ısı taşınım katsayısı ve Nusselt sayısı hesaplanmış ve %0,05 hacimsel konsantrasyonunun ısı performans açısından kritik değer olduğu gözlemlenmiştir. Yani, birim zamanda transfer edilen ısı miktarı, ısı taşınım katsayısı ve Nusselt sayısı $\phi=0,05$ 'e kadar artmakta, daha yüksek konsantrasyon değerlerinde düşüşe geçmektedir. Basınç kaybının ise artan hacimsel konsantrasyon değeriyle sürekli olarak arttığı görülmüştür. Ayrıca, saf suya ($\phi=0$) kıyasla ısı performans artışının net şekilde gözlemlendiği $\phi=0,025$ ve $\phi=0,05$ için performans katsayısı hesaplanmıştır. En yüksek performans katsayısı $\phi=0,05$ için 11 L/dk debide ve $T_g=38,7^\circ\text{C}$ 'de elde edilmiştir.

Mevcut tez kapsamında ilk yapılan sayısal çalışmada dikdörtgensel bir kaydırılmış şeritli kanalda TiO_2 -su nanoakışkanın tek fazlı laminar akışı sayısal olarak incelenmiştir. Isı-hidrolik performans, Reynolds sayısının 500-1000 ve TiO_2 nanopartikülünün hacimsel konsantrasyonunun %0-4 aralığı için çalışılmıştır. Ayrıca, kıyaslama çalışması yapılırken Al_2O_3 -su nanoakışkanı için de çeşitli sayısal sonuçlar elde edilmiştir. Sonuçlar, aynı Reynolds sayısındaki temel akışkana kıyasla TiO_2 nanopartiküllerinin hacimsel konsantrasyonunun artmasıyla birim zamanda transfer edilen ısı miktarının ve gerekli pompalama gücünün önemli ölçüde arttığını göstermiştir. Hacimsel konsantrasyonun ve Reynolds sayısının artmasıyla birim zamanda transfer edilen ısı miktarının, ısı taşınım katsayısının, Nusselt sayısının, basınç kaybının ve pompa gücünün arttığı gözlemlenmiştir. $\text{Re}=1000$ ve $\phi=4$ olduğunda birim zamanda transfer edilen ısı miktarı, ısı taşınım katsayısı, Nusselt sayısı, basınç kaybı ve pompa gücünün en yüksek değerlerine ulaştığı görülmüştür. TiO_2 -su nanoakışkanı için PEC, tüm Reynolds sayılarında en yüksek değerine $\phi=4$ 'de ulaşmıştır. TiO_2 -su nanoakışkanı için maksimum PEC sayısı değeri, $\text{Re}=1000$ 'de ve $\phi=4$ 'de 1,19'dur. TiO_2 -su nanoakışkanının Al_2O_3 -su nanoakışkanına göre PEC değerleri açısından daha üstün olduğu gözlemlenmiştir.

Mevcut tez kapsamında yapılan ikinci sayısal çalışmada uzun bir kaydırılmış şeritli kanalı içinde akan TiO_2 -su nanoakışkanının ısı transferi ve hidrodinamik performansı sayısal olarak araştırılmıştır. Havanın giriş koşulları sabit tutularak, sadece soğutucu akışkanın geçtiği tek bir kaydırılmış şeritli kanal yapısında farklı Reynolds sayıları ve hacimsel konsantrasyon değerlerinde hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar şu şekildedir: 1) %0,1-0,4 aralığındaki konsantrasyonlarda $\dot{Q}_{nf}/\dot{Q}_{bf}$ oranı hemen hemen 1'dir ve bu tüm Reynolds değerleri için hemen hemen aynıdır. Başka bir deyişle, düşük hacimsel konsantrasyonlarda ısı transferinde gözle görülür bir artış olmamaktadır. Bununla birlikte, $\phi=\%1-4$ aralığında tüm Reynolds sayıları için ısı transferi açısından bu oran daha yüksektir. $\dot{Q}_{nf}/\dot{Q}_{bf}$ oranına benzer şekilde, tüm Reynolds sayısı aralığı boyunca düşük konsantrasyon değerlerinde Nu_{nf}/Nu_{bf} oranı neredeyse 1'dir. 2) Herhangi bir Reynolds sayısında hacimsel konsantrasyonun artmasıyla $\Delta P_{nf}/\Delta P_{bf}$ ve karşılık gelen PP_{nf}/PP_{bf} bariz bir artış göstermiştir. Düşük konsantrasyon değerlerinde $\Delta P_{nf}/\Delta P_{bf}$ ve karşılık gelen PP_{nf}/PP_{bf} oranları tüm Reynolds sayılarında 1 civarındadır. Bunun nedeni, viskozitenin suya kıyasla küçük konsantrasyonlarda fazla artmaması olabilir. Ancak bu oranlar konsantrasyon değerinin artmasıyla artış göstermiştir. Konsantrasyon değeri sabit kaldığında Reynolds sayısı ile $\Delta P_{nf}/\Delta P_{bf}$ ve karşılık gelen PP_{nf}/PP_{bf} oranları için gözle görülür bir değişiklik olmadığı gözlemlenmiştir. 3) PEC değerlerinin sonuçları, kaydırılmış şeritli kanalda TiO_2 -su nanoakışkan kullanılmasının $\phi=\%0,1-0,4$ aralığında avantajlı olmadığını göstermiştir. 4) Ekserji kaybının hem konsantrasyon değeri hem de Reynolds sayısı ile arttığı görülmüştür. 5) Tüm radyatörün etkenliğinin $Re=300$ 'de küçük konsantrasyonlarda en yüksek değerlere ulaştığı gözlemlenmiştir.

Mevcut tez kapsamında yapılan üçüncü sayısal çalışmada deneysel çalışmada kullanılan radyatörün geometrik parametreleri kullanılmıştır. Deneysel çalışmada kullanılan radyatörde nanoakışkanın geçtiği 15 adet kaydırılmış şeritli kanal ve havanın geçtiği 16 adet dalgalı kanatlı hava kanal vardır. Sayısal çözümde oluşturulan modelde 1 adet kaydırılmış şeritli kanal ve bu kanalın hem alt hem de üst kısımlarında simetri şartından yararlanılarak havanın geçtiği dalgalı kanatlı hava kanalın yarı yükseklikli hali kontrol hacmi olarak seçilmiştir. Sayısal çalışma sonuçları tüm radyatör için birim zamanda transfer edilen ısı miktarı, ısı taşınım katsayısı, Nusselt sayısı; tek bir kaydırılmış şeritli kanal için basınç kaybı ve performans katsayısı açısından değerlendirilmiştir. Sonuçlar ısı performansın artan hacimsel debi, giriş sıcaklığı ve hacimsel konsantrasyon değeriyle arttığını göstermiştir. Ayrıca, tek bir kaydırılmış şeritli kanal için en yüksek basınç kaybı

değeri 11 L/dk hacimsel debide ve $T_g=38,7^\circ\text{C}$ 'de gözlemlenmiştir. Tek bir kaydırılmış şeritli kanal için ısı ve hidrolik performansın birlikte değerlendirilebilmesi amacıyla performans katsayısı hesaplanmıştır. $T_g=38,7^\circ\text{C}$ ve 11 L/dk hacimsel debide $\phi=0,2$ için performans katsayısı en yüksek değerine ulaşmıştır.

Deneysel ve üçüncü sayısal çalışma sonuçları birim zamanda transfer edilen ısı miktarı, ısı taşınım katsayısı ve Nusselt sayısı açısından kıyaslanmıştır. Bu değerlerin $0 \leq \phi(\%) \leq 0,05$ aralığında benzer eğilime sahip olduğu görülmüştür. Hacimsel konsantrasyonun %0,1 ve %0,2 olduğu durumlarda ise deneysel ve sayısal çalışma sonuçlarından elde edilen ısı performans değerlerinin farklılık gösterdiği gözlemlenmiştir. Bunun sebebi fiziksel durumda yüksek hacimsel konsantrasyonlar nanopartiküllerin topaklanma olgusunun sayısal çözüme entegre edilememesi olduğu düşünülmektedir.

Bu tez çalışmasının gelecekte ağır taşıt radyatörlerinde nanoakışkan uygulamaları için çalışmalar yapacak araştırmacılara yol gösterici olacağı düşünülmektedir. Elde edilen sonuçların soğutma performansının çok önemli olduğu ağır taşıt radyatörlerinde geleneksel soğutucu akışkanlar yerine TiO_2 -su nanoakışkan kullanımının gerçekleştirilmesine ve bu konuda yapılacak olan çalışmalara katkı sağlayacağı umulmaktadır. Gelecekte ağır taşıt radyatörlerinde ısı-hidrolik performansın artırılması için farklı nanoakışkanlar kullanılabilir. Nanoakışkanın radyatöre giriş sıcaklığı ve hızı daha yüksek mertebelerde tutulabilir. Ayrıca, radyatöre hava basan fan devri parametrik olarak çalışılabilir. Tüm durumlar için dikkat edilmesi gereken husus ise TiO_2 gibi topaklanma eğilimi gösteren nanopartiküllerin kullanılması durumunda düşük hacimsel konsantrasyon değerlerinin tercih edilmesidir.

KAYNAKLAR

1. Ismail, L. S., Ranganayakulu, C., and Shah, R. K. (2009). Numerical study of flow patterns of compact plate-fin heat exchangers and generation of design data for offset and wavy fins. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52(17-18), 3972-3983.
2. Manglik, R. M., and Kraus, A. D. (Editors). (1996). *Process, enhanced, and multiphase heat transfer: a festschrift for A. E. Bergles*, New York: Begel House, 245-267.
3. Manglik, R. M., and Bergles, A. E. (1990). The thermal-hydraulic design of the rectangular offset-strip-fin compact heat exchanger., R. K. Shah, A. D. Kraus and D. Metzger. (Eds). *Compact heat exchangers*. New York, pp. 123-149.
4. Manglik, R. (2003). Heat transfer enhancement., A. Bejan and A. D. Kraus. (Eds). *Heat transfer handbook*. Wiley, NJ:Hoboken, pp. 1029-1130.
5. Dong, J., Chen, J., Chen, Z., and Zhou, Y. (2007). Air-side thermal hydraulic performance of offset strip fin aluminum heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*, 27(2-3), 306-313.
6. Gupta, M., Singh, V., Kumar, R., and Said, Z. (2017). A review on thermophysical properties of nanofluids and heat transfer applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 74, 638-670.
7. Kenan, Y., and Sahin, B. (2004). Flow-induced vibration analysis of conical rings used for heat transfer enhancemen in heat exchangers. *Applied Energy*, 78(3), 273-288.
8. Wieting, A. R. (1975). Empirical correlations for heat transfer and flow friction characteristics of rectangular offset-fin plate-fin heat exchangers. *Journal of Heat Transfer*, 97(3), 488-490.
9. Sparrow, E. M., Baliga, B., and Patankar, S. (1977). Heat transfer and fluid flow analysis of interrupted-wall channels, with application to heat exchangers. *Journal of Heat Transfer*, 99(1), 4-11.
10. Hoseinzadeh, S., Heyns, P. S., and Kariman, H. (2019). Numerical investigation of heat transfer of laminar and turbulent pulsating Al_2O_3 /water nanofluid flow. *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*, 30(3), 1149-1166.
11. Aktas, F., Karaaslan, S., Kılıç, M., and Yücel, N. (2019). Farklı oranlarda etanol ve metanol katkısının tam yük altında dört silindirli dizel bir motorun performans ve emisyon değerlerine olan etkilerinin sayısal olarak incelenmesi. *Journal of Polytecnic*, 22(4), 967-977.
12. Dinler, N., Aktas, F., and Yucel, N. (2018). Effects of channel design and temperature on the performance of the catalytic converter. *International Journal of Green Energy*, 15(13), 813-820.

13. Devireddy, S., Mekala, C. S. R., and Veeredhi, V. R. (2016). Improving the cooling performance of automobile radiator with ethylene glycol water based TiO₂ nanofluids. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 78, 121-126.
14. Leena, M., and Srinivasan, S. (2015). Synthesis and ultrasonic investigations of titanium oxide nanofluids. *Journal of Molecular Liquids*, 206, 103-109.
15. Alam, T., and Kim, M-H. (2018). A comprehensive review on single phase heat transfer enhancement techniques in heat exchanger applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 81(1), 813-839.
16. Bigdeli, M. B., Fasano, M., Cardellini, A., Chiavazzo, E., and Asinari, P. (2016). A review on the heat and mass transfer phenomena in nanofluid coolants with special focus on automotive applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 60, 1615-1633.
17. Gupta, M., Singh, V., Kumar, S., Kumar, S., Dilbaghi, N., and Said, Z. (2018). Up to date review on the synthesis and thermophysical properties of hybrid nanofluids. *Journal of Cleaner Production*, 190, 169-192.
18. Sidik, N. A. C., Yazid, M. N. A. W. M., and Mamat, R. (2017). Recent advancement of nanofluids in engine cooling system. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 75, 137-144.
19. Ali, M., El-Leathy, A., and Al-Sofyany, Z. (2014). The effect of nanofluid concentration on the cooling system of vehicles radiator. *Advances in Mechanical Engineering*, 6, 1-13.
20. Kaladgi, A. R., Afzal, A., Manokar, A. M., Thakur, D., Agbulut, U., Alshahrani, S., C, A. S., and Subbiah, R. (2021). Integrated Taguchi-GRA-RSM optimization and ANN modelling of thermal performance of zinc oxide nanofluids in an automobile radiator. *Case Studies in Thermal Engineering*, 26, 1-18.
21. Huang, D., Wu, Z., and Sunden, B. (2015). Pressure drop and convective heat transfer of Al₂O₃/water and MWCNT/water nanofluids in a chevron plate heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 89, 620-626.
22. Fernández-Seara, J., Diz, R., and Uhía, F. J. (2013). Pressure drop and heat transfer characteristics of a titanium brazed plate-fin heat exchanger with offset strip fins. *Applied Thermal Engineering*, 51(1-2), 502-511.
23. Guo, L., Qin, F., Chen, H., and Chen, Z. (2008). Lubricant side thermal-hydraulic characteristics of steel offset strip fins with different flow angles. *Applied Thermal Engineering*, 28(8-9), 907-914.
24. Hu, S., and Herold, K. E. (1995). Prandtl number effect on offset fin heat exchanger performance: experimental results. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 38(6), 1053-1061.
25. Jiang, Q., Zhuang, M., Zhu, Z., and Shen, J. (2019). Thermal hydraulic characteristics of cryogenic offset-strip fin heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*, 150, 88-98.

26. Joshi, H. M., and Webb, R. L. (1987). Heat transfer and friction in the offset strip fin heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 30(1), 69-84.
27. Khoshvaght-Aliabadi, M., Hormozi, F., and Zamzamian, A. (2014). Experimental analysis of thermal-hydraulic performance of copper-water nanofluid flow in different plate-fin channels. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 52, 248-258.
28. Michna, G. J., Jacobi, A. M., and Burton, R. L. (2007). An experimental study of the friction factor and mass transfer performance of an offset-strip fin array at very high Reynolds numbers. *Journal of Heat Transfer*, 129(9), 1134-1140.
29. Shah, R. K., London, A. L. (1967). Offset rectangular plate-fin surfaces-heat transfer and flow friction characteristics; Stanford Univ., CA Dept. of Mechanical Engineering, 5900337. *United States*, 14-28.
30. Toossi, R., Asheghi, M., and Hou, K. S. (1994). Effect of fluid properties on heat transfer in channels with offset strip fins. *Experimental Heat Transfer*, 7(3), 189-202.
31. Kim, M.-S., Lee, J., Yook, S.-L., and Lee, K.-S. (2011). Correlations and optimization of a heat exchanger with offset-strip fins. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54(9-10), 2073-2079.
32. Aliabadi, M. K., and Hormozi, F. (2013). Performance analysis of plate-fin heat exchangers: different fin configurations and coolants. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 27(3), 515-525.
33. Bhawe, C. C., Manglik, R. M., and Jog, M. (2017, July). *Computational study of enhanced convection and effects of geometrical features in offset strip fin cores*. Paper presented at ASME Heat Transfer Summer Congress, Washington.
34. Khoshvaght-Aliabadi, M., and Hormozi, F. (2013). Effect of wave-and-lance length variations on performance of wavy and offset strip plate-fin heat exchangers. *Arabian Journal for Science and Engineering*, 38(12), 3515-3529.
35. Khoshvaght-Aliabadi, M., Hormozi, F., and Zamzamian, A. (2014). Role of channel shape on performance of plate-fin heat exchangers: experimental assessment. *International Journal of Thermal Sciences*, 79, 183-193.
36. Rathod, P. (2016). Experimental investigation of thermal behavior of cross flow plate-fin heat exchanger with offset strip fin. *Procedia Technology*, 23, 423-430.
37. Song, R., Cui, M., and Liu, J. (2017). A correlation for heat transfer and flow friction characteristics of the offset strip fin heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 115(B), 695-705.
38. Wan, R., Yichun, W., Revaz, K., and Xinglei, H. (2018). Heat transfer and flow characteristics of offset fin and flat tube heat exchangers under low pressure environment. *Thermal Science*, 24(3-B), 296-296.
39. Yang, Y., and Li, Y. (2014). General prediction of the thermal hydraulic performance for plate-fin heat exchanger with offset strip fins. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 78, 860-870.

40. Yang, Y., Li, Y., Si, B., and Zheng, J. (2017). Heat transfer performances of cryogenic fluids in offset strip fin-channels considering the effect of fin efficiency. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 114, 1114-1125.
41. Yang, Y., Li, Y., Si, B., Zheng, J., and Kang, R. (2016). Analysis of the fin performance of offset strip fins used in plate-fin heat exchangers. *Journal of Heat Transfer*, 138(10), 1-9.
42. Bhowmik, H., and Lee, K.-S. (2009). Analysis of heat transfer and pressure drop characteristics in an offset strip fin heat exchanger. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 36(3), 259-263.
43. De Losier, C. R., Subdaresan, S., Ponyavin, V., Chen, Y., Hechanova, A. E., and Peterson, P. F. (2007). The parametric study of an innovative offset strip-fin heat exchanger. *Journal of Heat Transfer*, 129(10), 1453-1458.
44. Khoshvaght-Aliabadi, M., Hormozi, F., and Zamzamian, A. (2014). Effects of geometrical parameters on performance of plate-fin heat exchanger: vortex-generator as core surface and nanofluid as working media. *Applied Thermal Engineering*, 70(1), 565-579.
45. Zhao, N., Yang, J., Li, S., and Wang, Q. (2016). Numerical investigation of laminar thermal-hydraulic performance of Al_2O_3 -water nanofluids in offset strip fins channel. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 75, 42-51.
46. Zhu, Y., and Li, Y. (2008). Three-dimensional numerical simulation on the laminar flow and heat transfer in four basic fins of plate-fin heat exchangers. *Journal of Heat Transfer*, 130(11), 1-8.
47. Hussanan, A., Salleh, M. Z., Khan, I., and Shafie, S. (2017). Convection heat transfer in micropolar nanofluids with oxide nanoparticles in water, kerosene and engine oil. *Journal of Molecular Liquids*, 229, 482-488.
48. Khan, N. S., Gul, T., Islam, S., Khan, I., Alqahtani, A. M., and Alshomrani, A. S. (2017). Magnetohydrodynamic nanofluid thin film sprayed on a stretching cylinder with heat transfer. *Applied Sciences*, 7(3), 271-297.
49. Al-Rashed, A. A. A. A., Shahsavar, A., Entezari, S., Moghimi, M. A., Adio, S. A., and Nguyen, T. K. (2019). Numerical investigation of non-Newtonian water-CMC/CuO nanofluid flow in an offset strip-fin microchannel heat sink: thermal performance and thermodynamic considerations. *Applied Thermal Engineering*, 155, 247-258.
50. Wen, T., Lu, L., Zhong, H., and Shen, B. (2020). Thermal properties measurement and performance evaluation of water/ZnO nanofluid in a mini channel with offset fins. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 162, 1-17.
51. Elibol, E. A., and Turgut, O. (2022). Thermal-hydraulic performance of TiO_2 -water nanofluids in an offset strip fin heat exchanger. *Thermal Science*, 26(1-B), 553-565.

52. Saad, S. B., Clément, P., Gentric, C., Fourmigué, J.-F., and Leclerc, J.-P. (2011). Experimental distribution of phases and pressure drop in a two-phase offset strip fin type compact heat exchanger. *International Journal of Multiphase Flow*, 37(6), 576-584.
53. Elibol, E. A., and Turgut, O. (in press). Heat transfer and fluid flow characteristics in a long offset strip fin channel by using TiO₂-water nanofluid. *Arabian Journal for Science and Engineering*, 1-14.
54. Ganvir, R., Walke, P., and Kriplani, V. (2017). Heat transfer characteristics in nanofluid-a review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 75, 451-460.
55. Mahanthesh, B. (2021). Flow and heat transport of nanomaterial with quadratic radiative heat flux and aggregation kinematics of nanoparticles. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 127, 1-9.
56. DeJong, N., and Jacobi, A. (1997). An experimental study of flow and heat transfer in parallel-plate arrays: local, row-by-row and surface average behavior. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 40(6), 1365-1378.
57. Ali, H. M., Ali, H., Liaquat, H., Maqsood, H. T. B., and Nadir, M. A. (2015). Experimental investigation of convective heat transfer augmentation for car radiator using ZnO–water nanofluids. *Energy*, 84, 317-324.
58. Qasim, M., Sajid Kamran, M., Ammar, M., Ali Jamal, M., and Yasar Javaid, M. (2020). Heat transfer enhancement of an automobile engine radiator using ZnO water base nanofluids. *Journal of Thermal Science*, 29(4), 1-15.
59. Tafakhori, M., Kalantari, D., Biparva, P., and Peyghambarzadeh, S. M. (2021). Assessment of Fe₃O₄–water nanofluid for enhancing laminar convective heat transfer in a car radiator. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 146(2), 841-853.
60. Zhou, X., Wang, Y., Zheng, K., and Huang, H. (2019). Comparison of heat transfer performance of ZnO-PG, α -Al₂O₃-PG, and γ -Al₂O₃-PG nanofluids in car radiator. *Nanomaterials and Nanotechnology*, 9, 1-12.
61. Said, Z., Assad, M. E. H., Hachicha, A. A., Bellos, E., Abdelkareem, M. A., Alazaizeh, D. Z., and Yousef, B. A. A. (2019). Enhancing the performance of automotive radiators using nanofluids. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 112, 183-194.
62. Ahmed, S. A., Ozkaymak, M., Sözen, A., Menlik, T., and Fahed, A. (2018). Improving car radiator performance by using TiO₂-water nanofluid. *Engineering Science and Technology, an International Journal*, 21(5), 996-1005.
63. Hussein, A. M., Bakar, R. A., and Sharma, K. V. (2014). Heat transfer augmentation of a car radiator using nanofluids. *Heat and Mass Transfer*, 50(11), 1553-1561.
64. Zhang, J., Diao, Y., Zhao, Y., and Zhang, Y. (2014). Experimental study of TiO₂–water nanofluid flow and heat transfer characteristics in a multiport minichannel flat tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 79, 628-638.

65. Zhong, D., Zhong, H., and Wen, T. (2020). Investigation on the thermal properties, heat transfer and flow performance of a highly self-dispersion TiO_2 nanofluid in a multiport mini channel. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 117, 1-11.
66. Khan, A., Ali, H. M., Nazir, R., Ali, R., Munir, A., Ahmad, B., and Ahmad, Z. (2019). Experimental investigation of enhanced heat transfer of a car radiator using ZnO nanoparticles in H_2O -ethylene glycol mixture. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 138(5), 3007-3021.
67. Elsaid, A. M. (2019). Experimental study on the heat transfer performance and friction factor characteristics of Co_3O_4 and Al_2O_3 based $\text{H}_2\text{O}/(\text{CH}_2\text{OH})_2$ nanofluids in a vehicle engine radiator. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 108, 1-18.
68. Subhedar, D. G., Ramani, B. M., and Gupta, A. (2018). Experimental investigation of heat transfer potential of Al_2O_3 /Water-Mono Ethylene Glycol nanofluids as a car radiator coolant. *Case Studies in Thermal Engineering*, 11, 26-34.
69. Ali, H. M., Danish, A. M., Musab, S., Samie, S. Q., and Ahmed, S. (2015). Heat transfer enhancement of car radiator using aqua based magnesium oxide nanofluids. *Thermal Science*, 19(6), 2039-2048.
70. Peyghambarzadeh, S., Hashemabadi, S. H., Hoseini, S. M., and Jamnani, M. S. (2011). Experimental study of heat transfer enhancement using water/ethylene glycol based nanofluids as a new coolant for car radiators. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 38(9), 1283-1290.
71. Sokhal, G. S., Gangacharyulu, D., and Bulasara, V. K. (2018). Influence of copper oxide nanoparticles on the thermophysical properties and performance of flat tube of vehicle cooling system. *Vacuum*, 157, 268-276.
72. Sheikhzadeh, G., Fakhari, M., and Khorasanizadeh, H. (2017). Experimental investigation of laminar convection heat transfer of Al_2O_3 -ethylene glycol-water nanofluid as a coolant in a car radiator. *Journal of Applied Fluid Mechanics*, 10(1), 209-219.
73. Gulhane, A., and Chincholkar, S. (2017). Experimental investigation of convective heat transfer coefficient of Al_2O_3 /water nanofluid at lower concentrations in a car radiator. *Heat Transfer-Asian Research*, 46(8), 1119-1129.
74. Samira, P., Saeed, Z. H., Motahare, S., and Mostafa, K. (2015). Pressure drop and thermal performance of CuO /ethylene glycol (60%)-water (40%) nanofluid in car radiator. *Korean Journal of Chemical Engineering*, 32(4), 609-616.
75. Sonage, B., and Mohanan, P. (2015). Miniaturization of automobile radiator by using zinc-water and zinc oxide-water nanofluids. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 29(5), 2177-2185.
76. Heris, S. Z., Shokrgozar, M., Poorpharhang, S., Shanbedi, M., and Noie, S. H. (2014). Experimental study of heat transfer of a car radiator with CuO /ethylene glycol-water as a coolant. *Journal of Dispersion Science and Technology*, 35(5), 677-684.

77. Chavan, D., and Pise, A. T. (2014). Performance investigation of an automotive car radiator operated with nanofluid as a coolant. *Journal of Thermal Science and Engineering Applications*, 6(2), 1-5.
78. Braun, J. H., Baidins, A., and Marganski, R. E. (1992). TiO₂ pigment technology: a review. *Progress in Organic Coatings*, 20(2), 105-138.
79. Goudarzi, K., and Jamali, H. (2017). Heat transfer enhancement of Al₂O₃-EG nanofluid in a car radiator with wire coil inserts. *Applied Thermal Engineering*, 118, 510-517.
80. Mahbubul, I. M., Elcioglu, E. B., Saidur, R., and Amalina, M. A. (2017). Optimization of ultrasonication period for better dispersion and stability of TiO₂-water nanofluid. *Ultrasonics Sonochemistry*, 37, 360-367.
81. 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.
82. Touloukian, Y., Buyco, E. (1970). Thermophysical properties of matter-the tprc data series. volume 5. specific heat-nonmetallic solids; Thermophysical and Electronic Properties Information Analysis Center Lafayette in, ADA951939. *United States*, 448-552.
83. Khanafer, K., and Vafai, K. (2011). A critical synthesis of thermophysical characteristics of nanofluids. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54(19-20), 4410-4428.
84. Vajjha, R. S., and Das, D. K. (2009). Experimental determination of thermal conductivity of three nanofluids and development of new correlations. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52(21-22), 4675-4682.
85. Bianco, V., Manca, O., Nardini, S. and Vafai, K. (Eds). (2015). *Heat transfer enhancement with nanofluids*, Boca Raton: CRC Press, 132-138.
86. Mackolil, J., and Mahanthesh, B. (2021). Heat transfer optimization and sensitivity analysis of Marangoni convection in nanoliquid with nanoparticle interfacial layer and cross-diffusion effects. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 126, 1-10.
87. Aaiza, G., Khan, I., and Shafie, S. (2015). Energy transfer in mixed convection MHD flow of nanofluid containing different shapes of nanoparticles in a channel filled with saturated porous medium. *Nanoscale Research Letters*, 10(1), 1-14.
88. Thriveni, K., and Mahanthesh, B. (2021). Sensitivity computation of nonlinear convective heat transfer in hybrid nanomaterial between two concentric cylinders with irregular heat sources. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 129, 1-10.
89. Maxwell, J. C. (1881). *A treatise on electricity and magnetism* (First Edition). Oxford: Clarendon Press, 394.

90. Vajjha, R. S., Das, D. K., and Namburu, P. K. (2010). Numerical study of fluid dynamic and heat transfer performance of Al_2O_3 and CuO nanofluids in the flat tubes of a radiator. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 31(4), 613-621.
91. Corcione, M. (2010). Heat transfer features of buoyancy-driven nanofluids inside rectangular enclosures differentially heated at the sidewalls. *International Journal of Thermal Sciences*, 49(9), 1536-1546.
92. Abdolbaqi, M. K., Mamat, R., Sidik, N. A. C., Azmi, W. H., and Selvakumar, P. (2017). Experimental investigation and development of new correlations for heat transfer enhancement and friction factor of BioGlycol/water based TiO_2 nanofluids in flat tubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 108(A), 1026-1035.
93. Hesselgreaves, J. E., Law, R., Reay, D. (2016). *Compact heat exchangers: selection, design and operation* (Second Edition). Oxford: Butterworth-Heinemann, 258.
94. Li, Q., and Xuan, Y. (2002). Convective heat transfer and flow characteristics of Cu-water nanofluid. *Science in China Series E: Technological Science*, 45(4), 408-416.
95. Razi, P., Akhavan-Behabadi, M., and Saeedinia, M. (2011). Pressure drop and thermal characteristics of CuO -base oil nanofluid laminar flow in flattened tubes under constant heat flux. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 38(7), 964-971.
96. Çengel, Y. A., Ghajar, A. J. (2019). *Heat and mass transfer: fundamentals & applications* (Sixth Edition). New York: McGraw-Hill, 459.
97. Kine, S., and McClintock, F. (1953). Describing uncertainties in single-sample experiments. *Mechanical Engineering*, 75, 3-8.
98. Holman, J. P. (2012). *Experimental methods for engineers* (Eighth Edition). New York: McGraw-Hill, 152.
99. Canbolat, A. S., Türkan, B., Yamankaradeniz, R., Can, M., ve Etemoğlu, A. B. (2014, Mayıs). *Otomobil radyatörlerinde boru sayısının ısı performansına ve etkenliğe etkisinin incelenmesi*. 7. Otomotiv Teknolojileri Sempozyumunda sunuldu. Bursa.
100. Akbari, M., Galanis, N., and Behzadmehr, A. (2012). Comparative assessment of single and two-phase models for numerical studies of nanofluid turbulent forced convection. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 37, 136-146.
101. Fard, M. H., Esfahany, M. N., and Talaie, M. (2010). Numerical study of convective heat transfer of nanofluids in a circular tube two-phase model versus single-phase model. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 37(1), 91-97.
102. Kalteh, M., Abbassi, A., Saffar-Avval, M., Frijns, A., Darhuber, A., and Harting, J. (2012). Experimental and numerical investigation of nanofluid forced convection inside a wide microchannel heat sink. *Applied Thermal Engineering*, 36, 260-268.
103. Lotfi, R., Saboohi, Y., and Rashidi, A. (2010). Numerical study of forced convective heat transfer of nanofluids: comparison of different approaches. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 37(1), 74-78.

104. Xuan, Y., and Li, Q. (2000). Heat transfer enhancement of nanofluids. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 21(1), 58-64.
105. Akyürek, E. F., Geliş, K., and Şahin, B. (2019). The experimental investigation of the viscosity of the Al_2O_3 nanofluid. *Eastern Anatolian Journal of Science*, 5(2), 26-35.
106. Azmi, W., Sharma, K. V., Mamat, R., and Anuar, S. (2013). Nanofluid properties for forced convection heat transfer: An overview. *Journal of Mechanical Engineering and Sciences*, 4, 397-408.
107. Milanese, M., Colangelo, G., and Laforgia, D. (2014). High efficiency nanofluid cooling system for wind turbines. *Thermal Science*, 18(2), 543-554.
108. Xie, H., Yu, W., and Chen, W. (2010). MgO nanofluids: higher thermal conductivity and lower viscosity among ethylene glycol-based nanofluids containing oxide nanoparticles. *Journal of Experimental Nanoscience*, 5(5), 463-472.
109. Chilton, T. H., and Colburn, A. P. (1934). Mass transfer (absorption) coefficients prediction from data on heat transfer and fluid friction. *Industrial & Engineering Chemistry*, 26(11), 1183-1187.
110. Khan, K. M. (2015). *Fluid mechanics and machinery* (First Edition). New Delhi: Oxford University Press, 58.
111. Webb, R. (1981). Performance evaluation criteria for use of enhanced heat transfer surfaces in heat exchanger design. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 24(4), 715-726.
112. Yu, W., France, D. M., Timofeeva, E. V., Singh, D., and Routbort, J. L. (2010). Thermophysical property-related comparison criteria for nanofluid heat transfer enhancement in turbulent flow. *Applied Physics Letters*, 96(21), 1-4.
113. Mochizuki, S., Yagi, Y., and Yang, W.-J. (1988). Flow pattern and turbulence intensity in stacks of interrupted parallel-plate surfaces. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 1(1), 51-57.
114. Aliabadi, M. K., Hormozi, F., and Rad, E. H. (2014). New correlations for wavy plate-fin heat exchangers: different working fluids. *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*, 24(5), 1086-1108.
115. Ni, K., Fang, H., Yu, Z., and Fan, Z. (2019). The velocity dependence of viscosity of flowing water. *Journal of Molecular Liquids*, 278, 234-238.
116. Wang, X., Xu, X., and Choi, S. U. (1999). Thermal conductivity of nanoparticle-fluid mixture. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 13(4), 474-480.
117. Keblinski, P., Phillpot, S. R., Choi, S. U. S., and Eastman, J. A. (2002). Mechanisms of heat flow in suspensions of nano-sized particles (nanofluids). *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 45(4), 855-863.
118. Cengel, Y. A. (2010). *Fluid mechanics* (Second Edition). Oxford: Tata McGraw-Hill, 351.

119. Miry, S. Z., Roshani, M., Hanafizadeh, P., Ashjaee, M., and Amini, F. (2016). Heat transfer and hydrodynamic performance analysis of a miniature tangential heat sink using $\text{Al}_2\text{O}_3\text{-H}_2\text{O}$ and $\text{TiO}_2\text{-H}_2\text{O}$ Nanofluids. *Experimental Heat Transfer*, 29(4), 536-560.
120. Ekiciler, R. (2019). CFD analysis of laminar forced convective heat transfer for $\text{TiO}_2/\text{water}$ nanofluid in a semi-circular cross-sectioned micro-channel. *Journal of Thermal Engineering*, 5(3), 123-137.
121. Kaya, H., Ekiciler, R., and Arslan, K. (2019). Entropy generation analysis of forced convection flow in a semicircular microchannel with $\text{TiO}_2/\text{water}$ nanofluid. *Heat Transfer Research*, 50(4), 335-348.
122. Jung, J.-Y., Oh, H.-S., and Kwak, H.-Y. (2006, July). *Forced convective heat transfer of nanofluids in microchannels*. Paper presented at ASME International Mechanical Engineering Congress. Chicago.
123. Yurduseven, B., Berber, G., and Turgut, O. (2019). Laminar flow and heat transfer in trapezoidal ducts using nanofluid. *Heat Transfer Research*, 50(17), 1663-1674.
124. Sarkar, J., and Tarodiya, R. (2013). Performance analysis of louvered fin tube automotive radiator using nanofluids as coolants. *International Journal of Nanomanufacturing*, 9(1), 51-65.
125. Sahoo, R. R., Ghosh, P., and Sarkar, J. (2017). Energy and exergy comparisons of water based optimum brines as coolants for rectangular fin automotive radiator. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 105, 690-696.
126. Kumar, V., and Sahoo, R. R. (2019). Exergy and energy analysis of a wavy fin radiator with variously shaped nanofluids as coolants. *Heat Transfer-Asian Research*, 48(6), 2174-2192.

EKLER

EK-1. Örnek bir deneyin verileri

Çizelge EK-1.1. $\phi=0\%$ (saf su), $T_g=38,7^\circ\text{C}$, $\dot{V}=5$ L/dk deney verileri

T_g ($^\circ\text{C}$)	38,67	$\dot{Q}$ (W)	365,4
T_φ ($^\circ\text{C}$)	37,56	h ($\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$)	1070,2
T_b ($^\circ\text{C}$)	38,11	Nu	88,5
T_w ($^\circ\text{C}$)	37,58	ΔP (mbar)	26,5
P_g (mbar)	95		
P_φ (mbar)	68,5		
$\dot{m}$ (kg/s)	0,079		
ρ (kg/m^3)	992,89		
c_p ($\text{J}/\text{kg}\cdot\text{K}$)	4178,6		
k ($\text{W}/\text{m}\cdot\text{K}$)	0,6279		
μ ($\text{kg}/\text{m}\cdot\text{s}$)	$0,6783\times 10^{-3}$		



Gazili olmak ayrıcalıktır