

**T.C.
ERCIYES ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**KAPSÜLLÜ BUZDA ENERJİ DEPOLAMA SİSTEMLERİNDE
DEPOLAMA TANKININ ISIL PERFORMANS ÜZERİNDEKİ
ETKİSİNİN ARAŞTIRILMASI**

**Hazırlayan
Gözde DEMİRBAŞ**

**Danışman
Prof. Dr. Necdet ALTUNTOP
Doç. Dr. Doğan ERDEMİR**

Yüksek Lisans Tezi

**Ağustos 2021
KAYSERİ**

**T.C.
ERCIYES ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**KAPSÜLLÜ BUZDA ENERJİ DEPOLAMA SİSTEMLERİNDE
DEPOLAMA TANKININ ISIL PERFORMANS ÜZERİNDEKİ
ETKİSİNİN ARAŞTIRILMASI**

(Yüksek Lisans Tezi)

**Hazırlayan
Gözde DEMİRBAŞ**

**Danışman
Prof. Dr. Necdet ALTUNTOP
Doç. Dr. Doğan ERDEMİR**

**Bu çalışma Erciyes Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Birimi
tarafından FBA-2020-10501 kodlu proje ile desteklenmiştir.**

**Ağustos 2021
KAYSERİ**

BİLİMSEL ETİĞE UYGUNLUK

Bu çalışmadaki tüm bilgilerin, akademik ve etik kurallara uygun bir şekilde elde edildiğini beyan ederim. Aynı zamanda bu kural ve davranışların gerektirdiği gibi, bu çalışmanın özünde olmayan tüm materyal ve sonuçları tam olarak aktardığımı ve referans gösterdiğimi belirtirim.

Gözde DEMİRBAŞ

“Kapsüllü buzda enerji depolama sistemlerinde depolama tankının ısı performans üzerindeki etkisinin araştırılması” adlı Yüksek Lisans Tezi, Erciyes Üniversitesi Lisansüstü Tez Önerisi ve Tez Yazma Yönergesi’ ne uygun olarak hazırlanmıştır.

Hazırlayan

Gözde DEMİRBAŞ

İmza

Danışman

Prof. Dr. Necdet ALTUNTOP

İmza

Eş Danışman

Doç. Dr. Doğan ERDEMİR

İmza

Makine Mühendisliği ABD Başkanı

Prof. Dr. Veysel ÖZCEYHAN

İmza

TEŞEKKÜR

“Kapsüllü buzda enerji depolama sistemlerinde depolama tankının ısı performans üzerindeki etkisinin araştırılması” isimli tez çalışmasının seçiminde, yürütülmesinde ve sonuçlanmasında katkılarından dolayı çok değerli danışmanım Sayın Prof. Dr. Necdet ALTUNTOP hocama teşekkürü bir borç bilirim.

Tez çalışmamın her aşamasında görüş ve önerileriyle bana destek olan, her türlü desteği sunan, sonuçlarının değerlendirilmesinde yardımını esirgemeyen, tecrübelerini benimle paylaşan ve yol gösteren çok değerli hocam Doç. Dr. Doğan ERDEMİR’e ayrıca çok teşekkür ederim.

Bu süreç içerisinde vefatı ile beni derin üzüntüye boğan fakat her zaman yanımda olup beni destekleyen ve her an bu desteğini hissettiğim kıymetli babam Sedat İsmet DEMİRBAŞ’a Allah’tan rahmet diliyorum. Bu günlere gelmemde çok büyük emeği olduğu için kendisine minnettarım.

Göstermiş oldukları fedakarlık, sabır ve sevgi ile bugünlere gelmemde çok büyük pay sahibi olan canım annem Nurcan DEMİRBAŞ ve canım abim Hakan DEMİRBAŞ’a sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Ayrıca üniversite hayatım boyunca gerçekleştirdiğim tüm çalışmalarımın dahili ve haricinde desteğini, enerjisini ve varlığını her zaman hissettiğim çok değerli arkadaşım Mehmet OĞUZHAN’a çok teşekkür ederim.

Gözde DEMİRBAŞ

Ağustos 2021 , KAYSERİ

KAPSÜLLÜ BUZDA ENERJİ DEPOLAMA SİSTEMLERİNDE DEPOLAMA TANKININ ISIL PERFORMANS ÜZERİNDEKİ ETKİSİNİN ARAŞTIRILMASI

Gözde DEMİRBAŞ

**Erciyes Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü
Yüksek Lisans Tezi, Ağustos 2021
Danışman: Prof. Dr. Necdet ALTUNTOP
Doç. Dr. Doğan ERDEMİR**

ÖZET

Enerji depolama, toplumların enerji tüketimlerinin zamana bağlı olarak değiştiği ve bazen çok yüksek, bazen de düşük seviyelerde olduğu yerlerde çok önemlidir. Binalarda, endüstriyel süreçlerde ve ulaşım sistemlerindeki enerji gereksinimi kullanıma bağlı olarak, gün boyunca, haftadan haftaya veya mevsimsel olarak sürekli bir değişim göstermektedir. Bununla birlikte diğer enerji depolama türlerinde de olduğu gibi ısııl enerji depolama enerji santrallerine duyulan gereksinimi ve fosil yakıt kullanımını en aza indirgeyerek çevreyi çok daha az kirleten çözümler sunmaktadır. En önemli ısııl enerji depolama uygulamalarından biri olan kapsüllü buzda enerji depolama, uygulama kolaylığı ve verimliliği açısından en çok kullanılan yöntemdir.

Bu tez çalışmasında, kapsüllü buzda enerji depolama sistemlerinde kullanılan ısııl transfer akışkanının enerji denklemi silindirik koordinatlarda ikinci dereceden homojen olmayan bir kısmi diferansiyel denklem olarak ifade edilmiş olup, bu denklem çeşitli matematiksel yaklaşımlarla analitik olarak çözülmüştür. Bu denklemin çözümü tankın eksenel ve radyal yönlerinde sıcaklık dağılımını sunmaktadır. Porozite, ısııl transfer akışkanının tanka giriş sıcaklıkları ve hızları değişken parametreler olarak kabul edilmiş olup, bu parametreler için ilgili diferansiyel denklem çözülmüştür. Elde edilen farklı sıcaklık dağılımlarına göre termodinamik analizler yapılarak buzda enerji depolama sisteminin depolama tankının enerji ve ekserji verimleri hesaplanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Kapsüllü buzda enerji depolama, Isıl enerji depolama, Gözenekli ortam, Genel enerji denklemi.

INVESTIGATION OF THE EFFECT OF STORAGE TANK ON THERMAL PERFORMANCE IN CAPSULATED ICE ENERGY STORAGE SYSTEMS

Gözde DEMİRBAŞ

Erciyes University, Graduate School of Natural and Applied Sciences

Master Thesis, August 2021

Supervisor: Prof. Dr. Necdet ALTUNTOP

Assoc. Prof. Doğan ERDEMİR

ABSTRACT

Energy storage is crucial where the energy consumption of societies varies over time and is sometimes very high and sometimes low. Energy requirements in buildings, industrial processes, and transportation systems are constantly changing throughout the day, week to week, or seasonally, depending on usage. However, as in other types of energy storage, thermal energy storage provides solutions that pollute the environment much less by minimizing the need for power plants and the use of fossil fuels. Energy storage in encapsulated ice, which is one of the most important thermal energy storage applications, is the most used method in terms of ease of application and efficiency.

In this thesis, the energy equation of the heat transfer fluid used in energy storage systems in encapsulated ice thermal energy storage is expressed as a second order nonhomogeneous partial differential equation in cylindrical coordinates, and this equation is solved analytically with various mathematical approaches. The solution of this equation presents the temperature distribution in the axial and radial directions of the tank. Porosity, inlet temperatures and velocities of the heat transfer fluid are considered as variable parameters, and the related differential equation is solved for these parameters. The energy and exergy efficiencies of the storage tank of the ice energy storage system are calculated by making thermodynamic analyzes according to the different temperature distributions obtained.

Keywords: Encapsulated ice thermal energy storage, Thermal energy storage, Porous medium, General energy equation

İÇİNDEKİLER

KAPSÜLLÜ BUZDA ENERJİ DEPOLAMA SİSTEMLERİNDE DEPOLAMA TANKININ ISIL PERFORMANS ÜZERİNDEKİ ETKİSİNİN ARAŞTIRILMASI

BİLİMSEL ETİĞE UYGUNLUK	iii
UYGUNLUK	iiii
TEŞEKKÜR.....	v
ÖZET.....	vii
ABSTRACT	viii
İÇİNDEKİLER	viii
TABLolar LİSTESİ.....	xii
ŞEKİLLER LİSTESİ	xiii
GİRİŞ	1

1. BÖLÜM

GENEL BİLGİLER ve LİTERATÜR ÇALIŞMASI

1.1. Enerji Depolama ve Enerji Depolamanın Önemi	5
1.2. Enerji Depolama Türleri	7
1.3. Isıl Enerji Depolama	8
1.3.1. Isıl Enerji Depolama Sistemlerinin Çalışma Prensibi	8
1.3.2. Isıl Enerji Depolama Sistemlerinin Tasarım Kriterleri	9
1.3.3. Isıl Enerji Depolamanın Çeşitleri	10
1.3.3.1. Duyulur Isı Enerjisi Depolama	11
1.3.3.2. Gizli Isı Enerjisi Depolama	12
1.4. Isıl Depolama Ortamları.....	13
1.5. Soğuk Isıl Enerji Depolama	13
1.6. Buzda Soğuk Isıl Enerji Depolama.....	14
1.5. Literatür Çalışması	17

2. BÖLÜM

MATERYAL VE METOT

2.1. Giriş	40
2.2. Gözenekli Ortamlarda Enerji Denklemi.....	41
2.3. Kontrol Hacmi.....	42
2.4. Analitik Çözüm Yöntemi.....	43
2.5. Analitik Denklemin Nihai Sonucu	54
2.6. Isı Transferi Analizi Detayları	55
2.7. Parametrik Çalışmalar	55
2.8. Termodinamik Analizler	57

3. BÖLÜM

BULGULAR VE TARTIŞMA

3.1. Giriş	61
3.1. Soğutma Uygulamaları	61
3.2.1 Giriş Hızının Sıcaklık Dağılımı Üzerindeki Etkisi	62
3.2.2 Giriş Sıcaklığının Sıcaklık Dağılımı Üzerindeki Etkisi.....	65
3.2.3 Porozitenin Sıcaklık Dağılımı Üzerindeki Etkisi.....	67
3.2.4. Soğutma Uygulamalarında Enerji ve Ekserji Verimlilikleri	70
3.2.4.1. Giriş Hızının Enerji ve Ekserji Verimliliği Üzerindeki Etkisi.....	70
3.2.4.2. Giriş Sıcaklığının Enerji ve Ekserji Verimliliği Üzerindeki Etkisi	74
3.2.5. Hızın, Giriş Sıcaklığının Ve Porozitenin Çıkış Sıcaklıkları Üzerine Etkisi ..	82
3.3. Isıtma Uygulamaları	83
3.3.1. Giriş Hızının Sıcaklık Dağılımı Üzerindeki Etkisi	84
3.3.2. Giriş Sıcaklığının Sıcaklık Dağılımı Üzerindeki Etkisi.....	92
3.3.3. Porozitenin Sıcaklık Dağılımı Üzerindeki Etkisi.....	98
3.3.4. Isıtma Uygulamalarında Enerji ve Ekserji Verimlilikleri	101
3.3.4.1. Giriş Hızının Enerji ve Ekserji Verimliliği Üzerindeki Etkisi.....	101
3.3.4.2. Giriş Sıcaklığının Enerji ve Ekserji Verimliliği Üzerindeki Etkisi	116
3.3.4.3. Porozitenin Enerji ve Ekserji Verimliliği Üzerindeki Etkisi	129
3.5. Hızın, Giriş Sıcaklığının Ve Porozitenin Çıkış Sıcaklıkları Üzerine Etkisi ...	144

4. BÖLÜM

SONUÇ ve ÖNERİLER

4.1. Sonuçlar	146
4.2. Öneriler	148
KAYNAKÇA	150
ÖZGEÇMİŞ.....	156



TABLOLAR LİSTESİ

Tablo 2.1. Isı transfer akışkanın giriş hız değerleri ve çeşidine göre ısı transfer katsayıları	56
Tablo 2.2. Isı transfer akışkanlarının termofiziksel özellikleri	57
Tablo 2.3. Soğutma ve ısıtma durumu için ısı transfer akışkanının üç farklı hıza göre hacimsel ve kütleli debi değerleri	58
Tablo 3.2. $\varepsilon = 0.5$ olan ısı transfer akışkanının tanka giriş hızlarının ve giriş sıcaklık değerlerinin çıkış sıcaklığına etkisi	82
Tablo 3.3. $u = 0.001 \text{ ms}$ hızındaki ısı transfer akışkanın farklı porozite değerlerinin çıkış sıcaklığına etkisi	83
Tablo 4.1. $T_{sm} = 317 \text{ K}$, $\varepsilon = 0.5$ olan ısı transfer akışkanının tanka giriş hızlarının ve giriş sıcaklık değerlerinin çıkış sıcaklığına etkisi	144
Tablo 4.2. $T_{sm} = 317 \text{ K}$, $\varepsilon = 0.5$ olan ısı transfer akışkanının farklı porozite değerlerindeki çıkış sıcaklığına etkisi	145

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil G. 1. Akıllı enerji sistemleri ve 3S + 2S kuralı [1]	3
Şekil 1.1. Enerji depolama metotları.....	7
Şekil 1.2. Isıl enerji depolama sistemlerinin temel çalışma prensiplerinin şematik olarak gösterimi.....	9
Şekil 1.3. Kapsüllü BED tankının ve BED sisteminin şematik olarak gösterimi	15
Şekil 1.4. Ticari uygulamalarda kullanılan bazı buz kapsüllerinin görünümü [2].....	16
Şekil 2. 1. Gözenekli ortam [48]	41
Şekil 2.2. Kapsüllü buzda enerji depolama sisteminin şematik gösterimi.....	43
Şekil 3.1. $T_{in} = 273K$ olduğu durum için ısı transfer akışkanının hızındaki değişimin sıcaklık dağılımına etkisi.....	62
Şekil 3.2. $T_{in} = 268 K$ olduğu durum için ısı transfer akışkanının hızındaki değişimin sıcaklık dağılımına etkisi.....	63
Şekil 3. 3. $T_{in} = 263 K$ olduğu durum için ısı transfer akışkanının hızındaki değişimin sıcaklık dağılımına etkisi.....	63
Şekil 3.4. $T_{in} = 258 K$ olduğu durum için ısı transfer akışkanının hızındaki değişimin sıcaklık dağılımına etkisi.....	64
Şekil 3.5. $T_{in} = 253 K$ olduğu durum için ısı transfer akışkanının hızındaki değişimin sıcaklık dağılımına etkisi.....	64
Şekil 3.6. $u = 0.001 ms$ olduğu durum için ısı transfer akışkanının tanka giriş sıcaklığının sıcaklık dağılımına etkisi.....	65
Şekil 3.7. $u = 0.01 ms$ olduğu durum için ısı transfer akışkanının tanka giriş sıcaklığının sıcaklık dağılımına etkisi.....	66
Şekil 3.8. $u = 0.1 ms$ olduğu durum için ısı transfer akışkanının tanka giriş sıcaklığının sıcaklık dağılımına etkisi.....	66
Şekil 3. 9. $u = 0.001 ms$ ve $T_{in} = 258 K$ olduğu durum için porozitenin sıcaklık dağılımına etkisi	67
Şekil 3.10. $u = 0.001 ms$ ve $T_{in} = 263 K$ olduğu durum için porozitenin sıcaklık dağılımına etkisi	68
Şekil 3.11. $u = 0.01 ms$ ve $T_{in} = 263 K$ olduğu durum için porozitenin sıcaklık dağılımına etkisi	68
Şekil 3. 12. $T_{in} = 253 K$ olduğu durum için farklı hızlardaki ısı transfer akışkanının enerji ve ekserji verimliliğine etkisi	70
Şekil 3. 13. $T_{in} = 258 K$ olduğu durum için farklı hızlardaki ısı transfer akışkanının enerji ve ekserji verimliliğine etkisi	71
Şekil 3. 14. $T_{in} = 263 K$ olduğu durum için farklı hızlardaki ısı transfer akışkanının enerji ve ekserji verimliliğine etkisi	72
Şekil 3. 15. $T_{in} = 268 K$ olduğu durum için farklı hızlardaki ısı transfer akışkanının enerji ve ekserji verimliliğine etkisi	73
Şekil 3. 16. $u = 0.001 m/s$ hızındaki ısı transfer akışkanının farklı sıcaklıklarının enerji ve ekserji verimliliğine etkisi	75

Şekil 3. 17. $u = 0.01 \text{ m/s}$ hızındaki ısı transfer akışkanının farklı sıcaklıklarının enerji ve ekserji verimliliğine etkisi	76
Şekil 3. 18. $u = 0.1 \text{ m/s}$ hızındaki ısı transfer akışkanının farklı sıcaklıklarının enerji ve ekserji verimliliğine etkisi.....	77
Şekil 3. 19. $T_{in} = 253 \text{ K}$ olduğu durum için farklı porozitelerdeki ısı transfer akışkanının enerji ve ekserji verimliliğine etkisi	78
Şekil 3. 20. $T_{in} = 258 \text{ K}$ olduğu durum için farklı porozitelerdeki ısı transfer akışkanının enerji ve ekserji verimliliğine etkisi	79
Şekil 3. 21. $T_{in} = 263 \text{ K}$ olduğu durum için farklı porozitelerdeki ısı transfer akışkanının enerji ve ekserji verimliliğine etkisi	80
Şekil 3. 22. $T_{in} = 268 \text{ K}$ olduğu durum için farklı porozitelerdeki ısı transfer akışkanının enerji ve ekserji verimliliğine etkisi	81
Şekil 3.23. $T_{sm} = 317\text{K}$ ve $T_{in} = 323\text{K}$ olduğu durum için ısı transfer akışkanının hızındaki değişimin sıcaklık dağılımına etkisi	84
Şekil 3.24. $T_{sm} = 317\text{K}$ ve $T_{in} = 333\text{K}$ olduğu durum için ısı transfer akışkanının hızındaki değişimin sıcaklık dağılımına etkisi	84
Şekil 3. 25. $T_{sm} = 317\text{K}$ ve $T_{in} = 343\text{K}$ ve olduğu durum için ısı transfer akışkanının hızındaki değişimin sıcaklık dağılımına etkisi	85
Şekil 3. 26. $T_{sm} = 317\text{K}$ ve $T_{in} = 353\text{K}$ ve olduğu durum için ısı transfer akışkanının hızındaki değişimin sıcaklık dağılımına etkisi	85
Şekil 3. 27. $T_{sm} = 317\text{K}$ ve $T_{in} = 363\text{K}$ olduğu durum için ısı transfer akışkanının hızındaki değişimin sıcaklık dağılımına etkisi	86
Şekil 3. 28. $T_{sm} = 327\text{K}$ ve $T_{in} = 333\text{K}$ olduğu durum için ısı transfer akışkanının hızındaki değişimin sıcaklık dağılımına etkisi	86
Şekil 3. 29. $T_{sm} = 327\text{K}$ ve $T_{in} = 343\text{K}$ olduğu durum için ısı transfer akışkanının hızındaki değişimin sıcaklık dağılımına etkisi	87
Şekil 3. 30. $T_{sm} = 327\text{K}$ ve $T_{in} = 353\text{K}$ olduğu durum için ısı transfer akışkanının hızındaki değişimin sıcaklık dağılımına etkisi	87
Şekil 3. 31. $T_{sm} = 327\text{K}$ ve $T_{in} = 363\text{K}$ olduğu durum için ısı transfer akışkanının hızındaki değişimin sıcaklık dağılımına etkisi	88
Şekil 3. 32. $T_{sm} = 334\text{K}$ ve $T_{in} = 343\text{K}$ olduğu durum için ısı transfer akışkanının hızındaki değişimin sıcaklık dağılımına etkisi	88
Şekil 3. 33. $T_{sm} = 334\text{K}$ ve $T_{in} = 353\text{K}$ olduğu durum için ısı transfer akışkanının hızındaki değişimin sıcaklık dağılımına etkisi	89
Şekil 3. 34. $T_{sm} = 334\text{K}$ ve $T_{in} = 363\text{K}$ olduğu durum için ısı transfer akışkanının hızındaki değişimin sıcaklık dağılımına etkisi	89
Şekil 3. 35. $T_{sm} = 342\text{K}$ ve $T_{in} = 343\text{K}$ olduğu durum için ısı transfer akışkanının hızındaki değişimin sıcaklık dağılımına etkisi	90
Şekil 3. 36. $T_{sm} = 342\text{K}$ ve $T_{in} = 353\text{K}$ olduğu durum için ısı transfer akışkanının hızındaki değişimin sıcaklık dağılımına etkisi	90
Şekil 3. 37. $T_{sm} = 342\text{K}$ ve $T_{in} = 363\text{K}$ olduğu durum için ısı transfer akışkanının hızındaki değişimin sıcaklık dağılımına etkisi	91
Şekil 3. 38. $T_{sm} = 317\text{K}$ ve $u = 0.001 \text{ ms}$ olduğu durum için ısı transfer akışkanının tanka giriş sıcaklığının sıcaklık dağılımına etkisi	92
Şekil 3. 39. $T_{sm} = 317\text{K}$ ve $u = 0.01 \text{ ms}$ olduğu durum için ısı transfer akışkanının tanka giriş sıcaklığının sıcaklık dağılımına etkisi	92
Şekil 3. 40. $T_{sm} = 317\text{K}$ ve $u = 0.1 \text{ ms}$ olduğu durum için ısı transfer akışkanının tanka giriş sıcaklığının sıcaklık dağılımına etkisi	93

Şekil 3. 41. $T_{sm} = 327K$ ve $u = 0.001 ms$ olduğu durum için ısı transfer akışkanının tanka giriş sıcaklığının sıcaklık dağılımına etkisi	93
Şekil 3. 42. $T_{sm} = 327K$ ve $u = 0.01 ms$ olduğu durum için ısı transfer akışkanının tanka giriş sıcaklığının sıcaklık dağılımına etkisi	94
Şekil 3. 43. $T_{sm} = 327K$ ve $u = 0.1 ms$ olduğu durum için ısı transfer akışkanının tanka giriş sıcaklığının sıcaklık dağılımına etkisi.....	94
Şekil 3. 44. $T_{sm} = 334K$ ve $u = 0.001 ms$ olduğu durum için ısı transfer akışkanının tanka giriş sıcaklığının sıcaklık dağılımına etkisi	95
Şekil 3. 45. $T_{sm} = 334K$ ve $u = 0.01 ms$ olduğu durum için ısı transfer akışkanının tanka giriş sıcaklığının sıcaklık dağılımına etkisi	95
Şekil 3. 46. $T_{sm} = 334K$ ve $u = 0.1 ms$ olduğu durum için ısı transfer akışkanının tanka giriş sıcaklığının sıcaklık dağılımına etkisi.....	96
Şekil 3. 47. $T_{sm} = 342K$ ve $u = 0.001 ms$ olduğu durum için ısı transfer akışkanının tanka giriş sıcaklığının sıcaklık dağılımına etkisi	96
Şekil 3. 48. $T_{sm} = 342K$ ve $u = 0.01 ms$ olduğu durum için ısı transfer akışkanının tanka giriş sıcaklığının sıcaklık dağılımına etkisi	97
Şekil 3. 49. $T_{sm} = 342K$ ve $u = 0.1 ms$ olduğu durum için ısı transfer akışkanının tanka giriş sıcaklığının sıcaklık dağılımına etkisi.....	97
Şekil 3. 50. $u = 0.001 ms$, $T_{sm} = 327K$ ve $T_{in} = 343 K$ olduğu durum için porozitenin sıcaklık dağılımına etkisi	98
Şekil 3. 51. $u = 0.001 ms$, $T_{sm} = 327K$ ve $T_{in} = 353 K$ olduğu durum için porozitenin sıcaklık dağılımına etkisi	99
Şekil 3. 52. $u = 0.001 ms$, $T_{sm} = 327K$ ve $T_{in} = 363 K$ olduğu durum için porozitenin sıcaklık dağılımına etkisi	99
Şekil 3. 53. $u = 0.01 ms$, $T_{sm} = 327K$ ve $T_{in} = 363 K$ olduğu durum için porozitenin sıcaklık dağılımına etkisi.....	100
Şekil 3. 54. $T_{sm} = 317 K$ ve $T_{in} = 323 K$ olduğu durum için farklı hızlardaki ısı transfer akışkanının enerji ve ekserji verimliliğine etkisi	101
Şekil 3. 55. $T_{sm} = 317 K$ ve $T_{in} = 333 K$ olduğu durum için farklı hızlardaki ısı transfer akışkanının enerji ve ekserji verimliliğine etkisi	102
Şekil 3. 56. $T_{sm} = 317 K$ ve $T_{in} = 343 K$ olduğu durum için farklı hızlardaki ısı transfer akışkanının enerji ve ekserji verimliliğine etkisi	103
Şekil 3. 57. $T_{sm} = 317 K$ ve $T_{in} = 353 K$ olduğu durum için farklı hızlardaki ısı transfer akışkanının enerji ve ekserji verimliliğine etkisi	104
Şekil 3. 58. $T_{sm} = 317 K$ ve $T_{in} = 363 K$ olduğu durum için farklı hızlardaki ısı transfer akışkanının enerji ve ekserji verimliliğine etkisi	105
Şekil 3. 59. $T_{sm} = 327 K$ ve $T_{in} = 333 K$ olduğu durum için farklı hızlardaki ısı transfer akışkanının enerji ve ekserji verimliliğine etkisi	106
Şekil 3. 60. $T_{sm} = 327 K$ ve $T_{in} = 343 K$ olduğu durum için farklı hızlardaki ısı transfer akışkanının enerji ve ekserji verimliliğine etkisi	107
Şekil 3. 61. $T_{sm} = 327 K$ ve $T_{in} = 353 K$ olduğu durum için farklı hızlardaki ısı transfer akışkanının enerji ve ekserji verimliliğine etkisi	108
Şekil 3. 62. $T_{sm} = 327 K$ ve $T_{in} = 363 K$ olduğu durum için farklı hızlardaki ısı transfer akışkanının enerji ve ekserji verimliliğine etkisi	109
Şekil 3. 63. $T_{sm} = 334 K$ ve $T_{in} = 343 K$ olduğu durum için farklı hızlardaki ısı transfer akışkanının enerji ve ekserji verimliliğine etkisi	110
Şekil 3. 64. $T_{sm} = 334 K$ ve $T_{in} = 353 K$ olduğu durum için farklı hızlardaki ısı transfer akışkanının enerji ve ekserji verimliliğine etkisi	111

GİRİŞ

Enerji, ülke ekonomileri için önemli bir unsurdur. Dünya devletleri ve uluslararası kuruluşlar enerji kaynaklarını (petrol, doğalgaz, kömür, ...) elde etmek için birbirleriyle yarışmaktadır. Enerji, sanayileşmenin alt yapısı ve günlük hayatın vazgeçilmez bir unsurudur. Bu nedenle, enerji ihtiyacı ulusal ve uluslararası gündemde oldukça önemli bir yer tutar. Enerji kaynaklarının tükenebilir oluşu, dışa bağımlılığın varlığı ve çevresel etkiler sebebiyle; günümüzde ülkeler için güvenli, yeterli miktarda, ucuz ve temiz enerji üretmek önemlidir. Ayrıca ekonomik ve sosyal hayatın temel problemleri arasında da yerini almaktadır. Sanayisi, ekonomisi ve nüfusu ile hızla büyümekte olan ülkemizde paralel olarak enerji ihtiyacı sürekli artmaktadır. Bu nedenle, üretilen enerjinin yüksek verimle kullanılması, mevcut enerji kaynaklarının yanı sıra alternatif ve yenilenebilir enerji kaynaklarına ait potansiyelin değerlendirilmesi büyük önem taşımaktadır. İnsanların ihtiyaçlarının karşılanmasında ve gelişmenin sağlıklı olarak sürdürülmesinde gerekli olan enerji; özellikle sanayi, konut ve ulaştırma gibi sektörlerde kullanılmaktadır. Ancak enerji yaşantımızdaki vazgeçilmez yararlarının yanı sıra üretim, çevrim, taşınım ve tüketim esnasında büyük oranda çevre kirlenmesine de yol açmaktadır. Bu olgu, bilimsel çevreleri, enerji dönüşüm araçlarını yeniden değerlendirmeye ve var olan sınırlı enerji kaynaklarından daha çok yararlanabilmek için yeni yöntemler geliştirmeye zorlamaktadır. Dünyadaki politik gelişmelere bağlı olarak enerji fiyatlarının sürekli artması, fosil yakıtların belli bir süre sonra bitecek ve üretiminin oldukça pahalı olması, alternatif enerji kaynaklarının tespit edilerek bu kaynaklardan yüksek verimle faydalanılmasını zorunlu kılmaktadır. Ayrıca bu sorunlar enerjinin depolanmasındaki öneme dikkat çekmektedir.

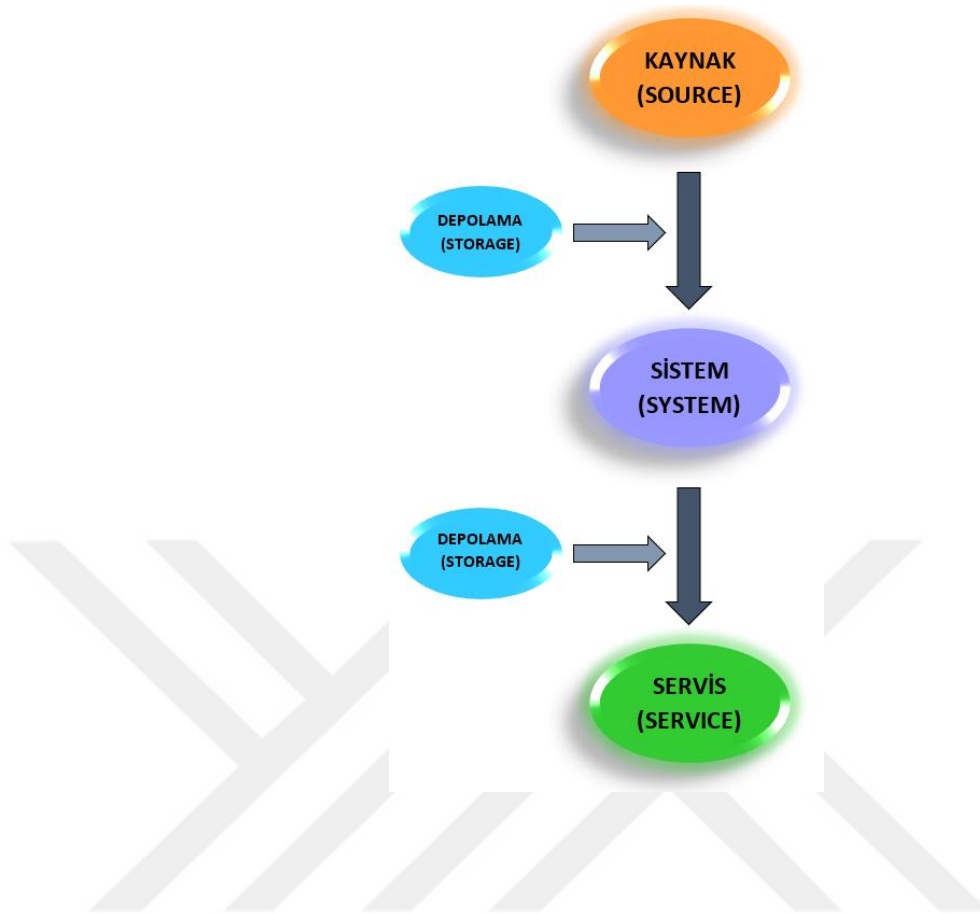
En çok kullanılan enerji kaynaklarından biri olan fosil yakıtların tercih edilme sebebi yenilenebilir enerji kaynaklarının tersine ihtiyaç duyulan anlarda kullanılma fırsatı sağlamasıdır. Yenilenebilir enerji kaynakları için bu durum geçerli değildir. Bunun sebebi

enerjinin kullanım zamanı ile faydalanabileceğimiz zaman genellikle çakışmaz. Bu sebepten ötürü enerji depolanması oldukça kritik ve üzerinde durulması gereken bir konudur. Bu açıdan bakıldığında yenilenebilir enerji kaynaklarından olan güneş enerjisini örnek olarak alacak olursak; geceleri güneş enerjisinden yararlanmaya ihtiyaç duyuyorsak gündüz vakti elde edebileceğimiz güneş enerjisini depolamamız gerekir. Buna ek olarak, birim elektrik fiyatının yüksek olduğu saat dilimlerinde enerjiyi şebekeden tedarik etmek yerine elektrik fiyatının düşük olduğu saat dilimlerinde enerjiyi depolayıp kullanıma hazır hale getirmek özellikle kamu ve özel sektör için önemli avantaj sağlar. Buna ek olarak, günümüzde artan nüfus ve sanayileşmeden kaynaklanan enerji ihtiyacı ülkelerin kısıtlı kaynaklarıyla karşılanamamakta, enerji üretimi ve tüketimi arasındaki fark hızla büyümektedir. Bu durumda, mevcut enerji kaynaklarının daha etkili bir biçimde yararlanılması giderek artan bir önem kazanmaktadır. Tüm enerji kaynaklarından elde edilen enerjinin verimli bir şekilde depolanması ve ihtiyacı karşılayacak en uygun dönüşümlerin geliştirilmesi enerji talebindeki hızlı artışın karşılanması için yararlı olacaktır. Bu bağlamda enerji depolamanın tanımı şu şekilde yapılabilir;

- Enerji depolama işlemi, enerjinin kimyasal, elektriksel veya ısıl gibi farklı formlarda bir depolama sistemi içerisinde daha sonra kullanılmak üzere saklanmasıdır.

Akıllı enerji sistemlerinde geleneksel enerji dönüşüm sistemlerinden farklı olarak, ısıl enerji kaynağından alınan enerji birden fazla sistemde dönüşüme uğrayarak hizmete sunulur. Ayrıca depolama işlemi hem kaynakla sistem arasında hem de sistemle hizmet arasında yapılabilmektedir. Bu sayede, kaynaktan en iyi derecede faydalanmak mümkün olmaktadır. Bu sistem Şekil 1’de gösterilmiştir.

Enerji teorik olarak her türde depolanabilir fakat pratik uygulamalar düşünüldüğünde enerji depolama sistemlerinin çok sayıda türü olmasına rağmen genel olarak 5 temel metot halinde incelenebilir. Bunlar mekanik, kimyasal, biyolojik, manyetik ve ısıl enerji depolama metotlarıdır. Bunların arasında “ısıl enerji depolama” en gelişmiş ve pratik kullanım için en çok olgunlaşmış sistemlerdendir.



Şekil G. 1. Akıllı enerji sistemleri ve 3S + 2S kuralı [1]

Isıl enerji depolama sistemlerinin en önemli uygulamalarından biri soğuk enerji depolama sistemleridir. Bu sistemlerde elektrik birim fiyatının pik saat dilimlerine denk gelmeyecek şekilde enerji kapsüller içerisindeki malzemelerde depolanır. Depolanmış olan bu enerji elektrik birim fiyatının pik saat dilimlerinde kullanılır. Bu bağlamda enerjinin depolandığı tankların ısı verimi çok büyük önem arz etmektedir. Bu tez çalışmasında, kapsüllü buzda enerji depolama sistemlerinde kullanılan tankların ısı analizi yapılmıştır. Literatür çalışmasında da görüleceği üzere bu tankların ısı analizi üzerine birçok çalışma yapılmıştır. Bu analizi yapmak için genel olarak deneysel, sayısal ve analitik olmak üzere metotlar kullanılmıştır. Bu çalışmada, gözenekli ortamlardaki genel enerji denklemi analitik olarak çözülmüştür. Analitik metotlar çerçevesinde literatürdeki çalışmalar incelendiğinde, bu enerji denklemi ya 1 boyutlu olarak çözülmüştür ya da 2.boyutta (çoğu zaman radyal yönde) kabul yapılmış şekilde 2 boyutlu olarak çözülmüştür. Bu tez çalışmasının önemi, literatürdeki çalışmalardan farklı olarak gözenekli ortamlardaki genel enerji denklemi 2 boyutta (yani hem radyal hem eksenel yönde) aynı zamanda çözülmüş olmasıdır. Yapılan bu çözüm, enerji denklemini 1 boyutlu olarak veya

2.boyutta kabul yapmadan elde edilen bir sonuç olduğu için literatürdeki mevcut çalışmalar ile kıyaslandığında daha doğru sıcaklık dağılımı sonuçları verdiği düşünülmektedir. Daha sonrasında elde edilen bu sıcaklık dağılımlarıyla depolama tankının termodinamik analizleri yapılmış ve tankın performansının iyileştirilmesi için uygun parametreler belirlenmiş, gerekli değışiklikler önerilmiştir.



1. BÖLÜM

GENEL BİLGİLER VE LİTERATÜR ÇALIŞMASI

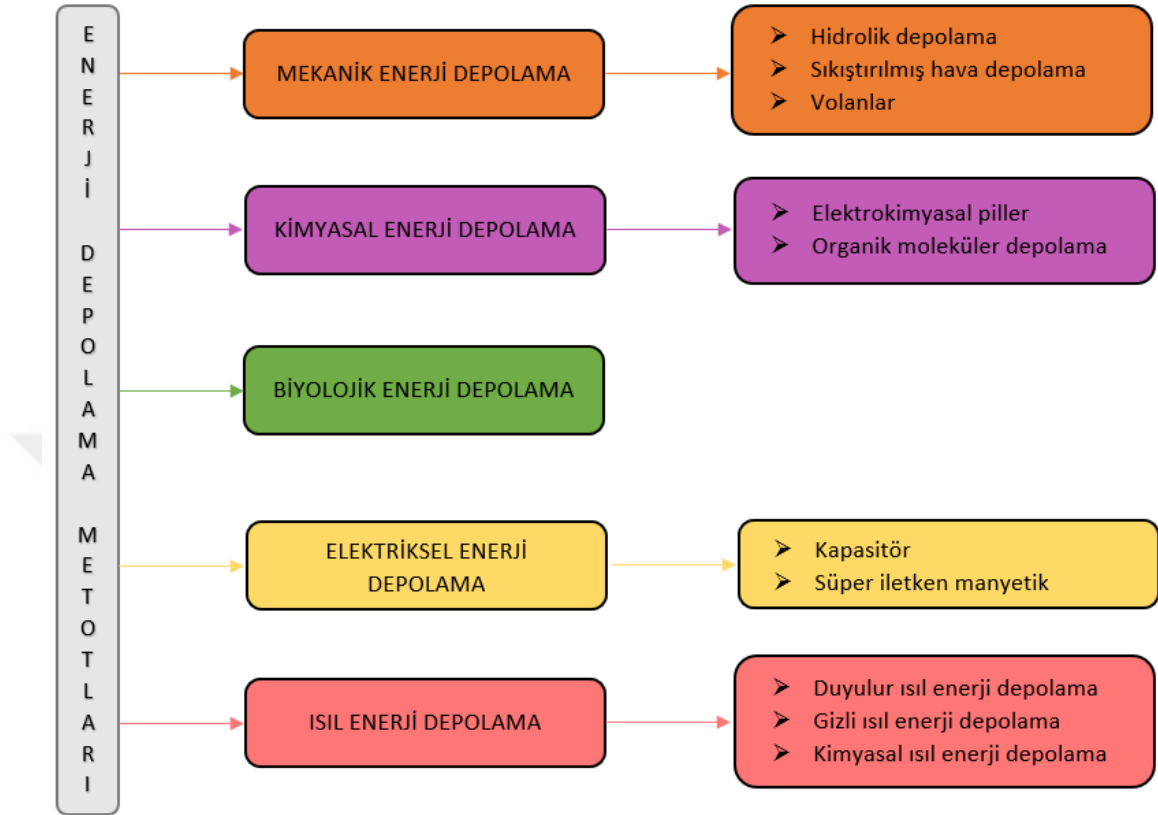
1.1. Enerji Depolama ve Enerji Depolamanın Önemi

Günlük yaşantımızda, ısıtma, soğutma, aydınlatma, ulaşım ve daha bir çok gereksinimlerin karşılanması amacıyla enerji tüketmeyiz. Gıdalar kimyasal enerji içerirler; vücut bu enerjiyi ısı ve mekanik enerjiye dönüştürür; tüketilmeyen kısmını ise depolar. Günümüzde enerji ihtiyacı ağırlıklı olarak fosil yakıtların tüketilmesi sonucu karşılanmaktadır; ancak dünya fosil enerji kaynakları (kömür, petrol, doğal gaz) tükenme tehlikesi ile karşı karşıyadır. Bu nedenle, günümüzde tüm dünyada yapılan araştırmalar yenilenebilir enerji kaynakları konusunda yoğunlaşmaktadır. Yenilenebilir enerji kaynaklarına örnek olarak; güneş, rüzgar ve hidrolik enerji, dalga ve gel-git hareketleri ile biyomas gösterilebilir. Biyokütle dışındaki bütün yenilenebilir enerji kaynaklarından, katı, sıvı veya gaz yakıt üretilmek şeklinde değıl, mekanik, ısı veya elektrik enerjisi üretimi şeklinde yararlanılmaktadır. Isı ve elektrik enerjisinin depolanması, katı, sıvı ve gaz yakıtların depolanması gibi basit yöntemlerle gerçekleştirilememekte daha karmaşık ve pahalı sistemlerin kullanılması gerekmektedir. Geçmiş yıllarda enerjinin depolanması, sıvı yakıtların basit tanklarda; katı yakıtların büyük stok alanlarında; doğal gazın ise yeraltında depolanması şeklinde gerçekleştirilmekteydi. Daha karmaşık ve pahalı olan termal ve elektrik enerji depolama sistemlerinin geliştirilmesine ise gereken önem verilmemiştir.

Enerji depolamanın önemini vurgulamak gerekirse, toplumların enerji tüketimlerinin zamana bağılı olarak değıştiğı; bazen çok yüksek, bazen de düşük seviyelerde olduğı bilinmektedir. Binalarda, endüstriyel süreçlerde ve ulaşım sistemlerindeki enerji gereksinimi, kullanıma bağılı olarak, gün boyunca, haftadan haftaya veya mevsimsel

olarak sürekli bir değişim göstermektedir. Değişen enerji arz ve talebi arasındaki farklar enerjinin depolanmasını gerektirmekte ve önemli kılmaktadır. Enerjinin depolanması, enerji üretimi ve tüketimi arasındaki zaman veya oran dengesizliğini giderdiği için mevcut enerji kaynaklarının daha etkin bir şekilde kullanılması mümkün olmaktadır [3]. Örneğin; elektrik enerjisi tüketiminin düşük seviyelerde olduğu gecenin geç saatleri ve hafta sonları gibi zaman dilimlerinde üretilen fazla elektrik enerjisi depolanarak gereksinimin fazla olduğu durumlarda tüketilebilir hale dönüştürülebilmektedir. Ayrıca: güneş, rüzgar, dalga, gel-git gibi kontrol edilemeyen kesikli enerji kaynaklarından üretilen ısı ve elektrik enerjileri depolanarak sürekli birer enerji kaynağına dönüştürülebilmektedir. Güneş enerjisi ile çalışan sistemlerde, özellikle güneş ışığının olmadığı zamanlarda, gün boyunca depolanmış ısı veya elektrik enerjisi kullanılarak enerji gereksinimi karşılanabilmektedir [1,2,5]. Sonuç olarak, enerji depolanması, üretim ve tüketim arasındaki farkı dengelediği gibi, enerji tasarrufu açısından da çok önemli bir rol oynamaktadır. Birincil enerji kaynaklarının korunmasını sağlamakla beraber, enerji israfını da önleyerek, sistemlerin daha ekonomik çalışmasını sağlamaktadır. Düzenli bir enerji akışı temin ederek enerji üretim sistemlerinin verimliliğini artırmakta ve güvenilirliğini sağlamaktadır.

1.2. Enerji Depolama Türleri



Şekil 1.1. Enerji depolama metotları

Mekanik enerji, mekanik bir sistemin bileşenlerinde yer alan potansiyel ve kinetik enerjinin toplamı olarak ifade edilir. Diğer bir deyiş ile, bir cismin sahip olduğu kinetik ve potansiyel enerjilerin toplamına mekanik enerji denir. Elde edilen mekanik enerji ile herhangi bir iş yapılabileceği gibi elektrik enerjisi de üretilebilmektedir. Kimyasal bağ kurma veya koparma sonucu enerji açığa çıkar. Açığa çıkan bu enerji ile kimyasal enerji emilir veya yayılır. Kimyasal tepkime sonucunda ortaya çıkan enerjiye *kimyasal enerji* adı verilmektedir. *Manyetik enerji depolama* ise, enerjinin manyetik elemanların içinden (büyük mıknatıslar ve bobin gibi) akan akım ile oluşan manyetik alan içerisinde enerjinin depolanmasıdır. *Isıl enerji depolama*, sıcak ya da soğukun daha sonra kullanılmak üzere depolanması durumudur. Diğer bir deyişle, maddelerin sıcaklıklarının değiştirilmesiyle ya da faz değişimleri aşamasında gizli enerjiden faydalanılarak gerçekleştirilen bir enerji depolama türüdür. Isıl enerji depolama sistemlerinin kullanılması enerji üretimi ile tüketimi arasında uyumsuzluk söz konusu olduğunda mevcut enerjinin verimli bir şekilde kullanılmasını kolaylaştırmaktır. Diğer enerji depolama yöntemleri ile

karşılaştırıldığında, ısı enerjisi depolama yöntemi enerji depolamanın düşük maliyetli ve yüksek verimli bir yöntemidir. Bu tez çalışmasının en genel anlamda ısı enerjisi depolamaya dayandığı için ısı enerjisi depolama sistemleri hakkında genel bilgiler verilmiştir.

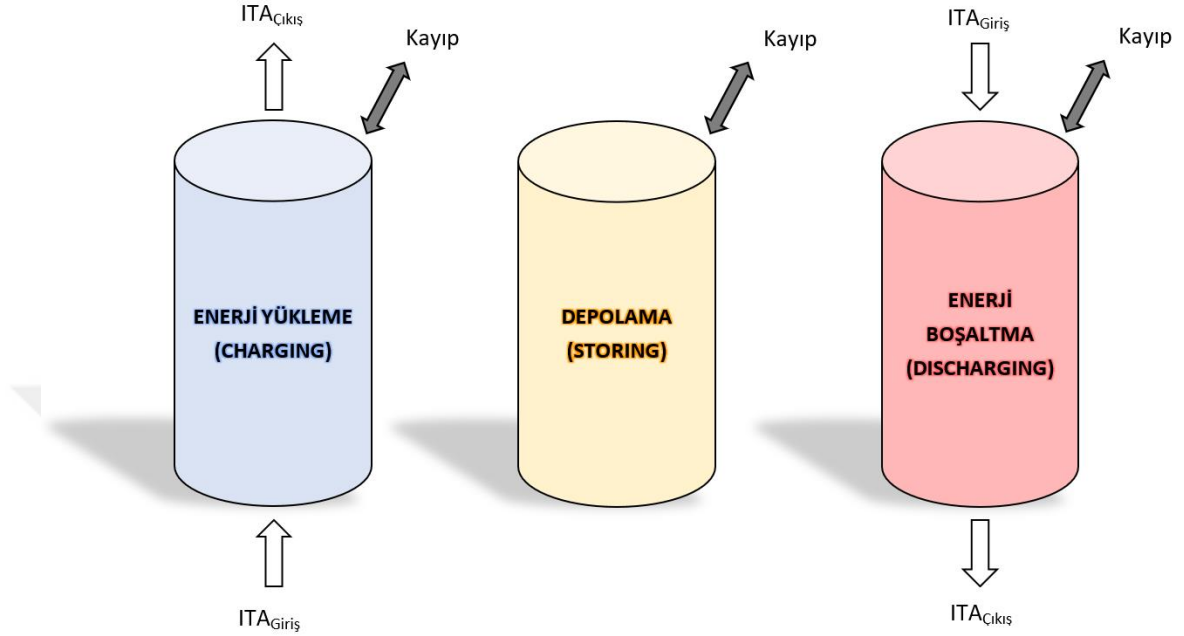
1.3. Isı Enerjisi Depolama

Isı enerjisi bir maddeyi oluşturan atom veya moleküllerin, kinetik ve potansiyel enerjilerinin toplamıdır ve atomik veya moleküler titreşimler sonucu oluşur. Bu enerji depolama sistemleriyle ozon tabakasına zarar veren kloroflorokarbonlara (CFC) ihtiyaç duyulmadan direkt olarak soğutma ve ısıtma uygulamalarının yapılması mümkün olmaktadır. Bu sayede elektrik enerjisine olan ihtiyaç azalmakla birlikte elektriğe en çok gereksinim duyulan dönemlerde elektriğe aşırı yüklenme oluşması önlenmektedir. Böylece bu tür sistemler, enerji santrallerine duyulan gereksinimi ve fosil yakıt kullanımını en aza indirgeyerek çevreyi çok daha az kirleten çözümler sunmaktadır.

1.3.1. Isı Enerjisi Depolama Sistemlerinin Çalışma Prensipleri

Isı enerjisi depolama, depolanan enerjinin daha sonra kullanılabilmesi için bir depolama ortamı içerisinde ısıtılması veya soğutulmasıyla enerjinin geçici olarak depolanmasıdır. Isı enerjisi depolama sistemlerindeki çalışma prensibi temel olarak aynıdır. Öncelikle enerji türünün ne olduğu fark etmeksizin bu enerji ısı enerjisine çevrilerek bir depolama ünitesi içerisinde depolanır. Bu enerjinin bekletilmesi gerektiği bir durum söz konusu olduğunda ise, depolama ünitesinde mümkün olabilecek minimum kayıp ile tutulur. Son olarak ise kullanım zamanı geldiğinde bu ünitelerden depolanmış enerji kullanılmaya başlanır. Bahsetmiş olduğumuz bu üç prosesin isimlendirilmesi sırası ile enerji yükleme (charging), depolama (storing) ve enerji boşaltma (discharging)'dir. Proseslerin şematik olarak gösterimi Şekil 1.2'de görüldüğü gibidir. Bu şekilde gösterilen üç çalışma prosesi bir çevrim halinde ve sırası ile sürekli olarak çalışmaktadır. Depolamanın türüne ve kapasitesine göre çevrim süresi değişime uğramaktadır. Güneş enerjisi sistemlerini dikkate aldığımızda, gündüz vakti güneş olan saatlerde enerji yüklenir ve daha sonra güneşin etkisini yitirmiş olduğu saatlere kadar depolanan enerji bekletilir. En sonunda ise enerji kullanılmak istenen saatte kullanılır. Soğuk enerji depolama sistemlerine gelecek olursak, elektriğin ucuz olduğu pik olmayan saatlerde ki bu süre 4 ile 8 saat arasında değişkenlik gösterir ve enerji yüklemesi yapılır. Gündüz tarifi boyunca enerji bekletilir,

ki bu bahsedilen tarife süresi 8 ile 12 saat arası olabilir. Son olarak ise elektriğin pahalı olduğu 4 ile 8 saat arası değişebilen pik saatlerde depolanan enerji kullanılır.



Şekil 1.2. Isıl enerji depolama sistemlerinin temel çalışma prensiplerinin şematik olarak gösterimi

Enerji depolama işlemi süresince tankın içerisindeki sıcaklık, ortam sıcaklığından yüksek ise depolama ortamından dış ortama doğru ısı kaybı olacaktır. Bu durumun tam tersi olarak tankın içerisindeki sıcaklık, ortam sıcaklığından düşük ise dış ortamdan depolama ortamına doğru ısı kazancı olacaktır ki bu durum soğuk enerji depolama için bir kayıp anlamına gelmektedir. Bu nedenle Şekil 1.2’deki şematik gösterim hem soğuk hem de sıcak ısı enerji depolama hacmini temsil ettiği için kayıp çift yönlü ok ile gösterilmiştir.

1.3.2. Isıl Enerji Depolama Sistemlerinin Tasarım Kriterleri

Isıl enerji depolama sistemlerinin mekanik ya da kimyasal depolama teknolojileri ile kıyaslandığı zaman ilk yatırım maliyetinin daha düşük olması ve verimliliğinin daha yüksek olması gibi bir takım üstünlükleri vardır. Tercih edilen depolama türüne göre ideal depolama özelliklerini ve sistemin uzun ömürlü olmasını sağlamak için bazı hususlar vardır. Bunlar;

- Depolama malzemesinin yüksek enerji yoğunluğuna sahip olması

- Bulunabilirliğinin olması
- Isıyı taşıyan akışkan ile depolama ortamı arasındaki ısı geçişinin fazla olması
- Depolama ortamının mekanik ve kimyasal kararlılığı
- Alev alabilir ya da patlayıcı olmaması
- Isıyı taşıyan akışkan, ısı değiştirici ve depolama ortamı olmak üzere bu üçünün arasında kimyasal uyumluluğun olması
- Taşınabilir olması
- İklimlendirme sistemleri ile uyumlu olması
- Yüksek sayıda şarj/deşarj döngüsüne sahip olması
- Düşük termal kayıpların olması
- Düşük maliyete sahip olması
- Daha az çevresel etkiye sebep olması

Yukarıda belirtilen parametreler dikkate alındığında, bir ısı enerji depolama sisteminin problemsiz bir şekilde tasarımı yapıp, en düşük harcamalarla kurulumu yapıp, optimum şekilde işleme hazır hale getirilebilir. Isıl enerji depolama sistemleri, enerjinin üretilmesi ve kullanılması arasında zaman açısından denk gelme sorununun olduğu her durumda ısı enerjinin sağlanması ve verimli kullanılmasına yardımcı olabilir. Ayrıca gün içerisinde belli saatlerdeki değişimleri sayesinde enerji gereksiniminin daha uygun maliyetlerle karşılanabilmesine imkan verir.

1.3.3. Isıl Enerji Depolamanın Çeşitleri

Isı enerjisi depolaması kullanım süresine göre ikiye ayrılmaktadır. Bunlar kısa süreli depolama (gece-gündüz) ve uzun süreli depolama mevsimlik (yaz-kış)'dır. Kullanım amacına ve sıcaklığına göre sıcak depolama, soğuk depolama ya da her iki amaç için sıcak ve soğuk depolama yapılabilir. Uzun dönem depolama ile hedeflenen yazın sıcaklığını depolayıp kışın kullanmak, veya kışın soğukunu depolayıp yazın kullanmaktır. Isı

enerjisinin depolamasının amacı ise enerjinin elde edilmesiyle kullanımı arasındaki yer ve zaman farkını kapatarak, hem ısıtma hem de soğutma için alternatif çözümler vermektir. Konut, sanayi, tarım ve ulaşım sektörlerinde uygulanan depolama, elektrik enerjisi ve kömür, doğal gaz, petrol gibi fosil yakıtlardan tasarruf sağlayarak enerji verimliliğini artırmaktadır.

Isıl enerji depolama sistemleri depolanan ısıнын türüne göre 3'e ayrılmaktadır. Bunlar;

1. Duyulur ısı enerji depolama
2. Gizli ısı enerji depolama
3. Kimyasal ısı enerji depolama, yöntemleridir.

Yukarıda belirtilen üç yöntemden ilk ikisi mevcut sistemlerde yaygın olarak kullanılmaktadır. Bazı literatür kaynaklarında ısı depolama yalnızca duyulur ve gizli ısı enerji depolama olarak ikiye ayrılır. Bunun temel sebebi kimyasal ısı enerji depolamada enerji girişi ve çıkışı ısı olarak gerçekleşmesine rağmen depolanan ortamın bir kimyasal malzemesi olmasıdır. Bu tez çalışmasında da duyulur ve gizli ısı enerji depolama sistemleri üzerinde durulmuştur ve detaylı bilgiler verilmiştir.

1.3.3.1. Duyulur Isı Enerjisi Depolama

Duyulur ısı depolama, ısıнын iç enerji olarak depolanması esasına dayanmaktadır. Depolanan ısı, genellikle katı ya da sıvı haldeki ortamda sıcaklık artışına sebep olur. Bu yöntem genellikle diğer alternatiflerden basit ve daha ucuzdur. Evlerde sıklıkla kullanılan sıcak su boylerleri, bu yöntemin en temel ve en yaygın uygulamasıdır. İyi bir depolama ortamı yüksek ısı kapasiteye sahip malzemeden oluşturulur. Evsel uygulamalar gibi kısıtlı alana sahip uygulamaları için, depolama sisteminin kapladığı alan da önemli bir etmendir. Kullanılabilir alanın kısıtlı olması, depo malzemesi olarak kullanılacak olan katı veya sıvı malzemenin miktarını sınırlar. Bir diğer önemli özellik ise, gerekli uygulama için yeterli oranda ısıнын etkin bir şekilde emilimi ve serbest bırakılmasıdır. Bu oran, katılarda termal difüzyona, sıvılarda ise malzemenin ısı taşınım katsayısına bağlıdır. Duyulur termal enerji depolama sistemleri için depo ile çevresi arasındaki nispeten yüksek ısı değişim alanı ve sıcaklık farkı, özellikle uzun süreli depolama halinde ısı kayıplarını artırmakta ve sistemin kendi kendine boşalmasını hızlandırmaktadır.

Depolama malzemesinin seçimindeki en önemli kısıtlardan birisi de hiç şüphesiz malzemenin fiyatıdır. Depolama süresinin artması ile maliyet önemli miktarlarda artmaktadır. Bu nedenle büyük ölçekli uygulamalarda su, toprak ya da kaya parçacıklarının kullanılması maliyeti ciddi oranda azaltacaktır. Duyulur ısı depolamada sıklıkla kullanılan malzemeler su, hava, yağ, kayaç, tuğla, beton ve kumdur. Depolama sisteminde sunulan enerji miktarı sıcaklıkla, ortamın kütlesiyle ve ortamın ısı kapasitesiyle orantılıdır. Her ortamın kendine özgü avantajları ve dezavantajları bulunmaktadır, fakat seçim yaparken genellikle ısı kapasitesi ve depolamada kullanılabilir alan temel kriter olarak ele alınmaktadır.

Duyulur enerji depolama sırasında kütle, özgül ısı ve sıcaklığa bağlı olarak malzemedeki iç enerji değişimi denklem 1.1’de gösterilmiştir:

$$\Delta U = mc_p \Delta T = \rho c_p V (T_2 - T_1) \quad (1.1)$$

Bu denklemde ΔU malzemenin iç enerjisindeki değişimini [kJ], c_p malzemenin özgül ısısını [kJ/kg·K]; T_1 ve T_2 başlıktaki ve son durumdaki malzeme sıcaklığını [°C ya da K] ve m depolama malzemesinin kütlesini [kg] ifade etmektedir.

Duyulur ısı depolama, sıcak ya da soğuk depolama sistemleri için en çok kullanılan yöntemdir. Depolama uygulamalarında kullanılan malzemenin ucuz olması, iyi bir ısı kapasiteye (mc_p) sahip olması gereklidir. Duyulur ısı depolamada yoğunluk ve ısı kapasitenin yanı sıra malzemenin diğer özellikleri de önemlidir. Bu özellikler işletme sıcaklığı, ısı iletkenlik, ısı yayılım, buhar basıncı, malzemeler arasındaki uyum, kararlılık, yüzey alanının hacme oranına bağlı olarak ısı kaybı katsayısı ve maliyettir.

1.3.3.2. Gizli Isı Enerjisi Depolama

Gizli ısı depolama, bir materyali faz değişimi gerçekleşene kadar ısıtma yöntemi ile sağlanmaktadır. Katı halden sıvı hale ya da sıvı halden gaz haline geçen materyal, bu sayede ısıyı depolamış olur. Faz değişim sıcaklığına ulaşan malzeme, faz değişimini gerçekleştirmek için büyük miktarda ısıya ihtiyaç duyar. Bu ısı, faz değişim ısısı olarak tanımlanır, malzemenin bu davranışı da ısının depolanmasını sağlamış olur. Benzer durum Bölüm 1.4 içerisinde açıklanacağı gibi soğuk ısı depolama yöntemi olarak

da kullanılabilir. Gizli ısı depolama yöntemi için, depolanan ısı miktarı denklem 1.2’de verildiği gibi hesaplanır.

$$Q = m \left(c_{ps}(T_m - T_s) + h_{pcm} + c_{pl}(T_l - T_m) \right) \quad (1.2)$$

1.4. Isıl Depolama Ortamları

Bu tez çalışmasında da duyulur ve gizli ısı enerji depolama sistemleri üzerinde durulmuştur. Enerji, bu iki ısı enerji depolama türü için farklı ortamlarda depolanması gerekir. Ancak, bu iki depolama türü içinde daha önce bahsedilmiş olan üç prosesin sırası (yani enerji yükleme, depolama ve enerji boşaltma) aynıdır.

Söz konusu duyulur ısı enerji depolama sistemi olduğunda, depolama ortamı olarak su, kum, kaya yatağı, toprak, beton vb. materyaller kullanılır. Yükleme periyodunda bahsedilen bu ortamların sıcaklıkları değiştirilerek enerji depolanır. Depolanan bu enerji faydalanılacağı zamana kadar belirtilen ortamlarda tutulur ve istendiği zaman kullanıma sunulur. Bahsedilen ortamların, ısı enerji depolamanın zamanına ve miktarına göre tercih edilmesi uygundur.

Gizli ısı değişimi duyulur ısı değişimine göre aynı hacimdeki, aynı madde için genellikle çok daha fazladır. Bu nedenle duyulur ısı enerji depolama sistemleri ile aynı miktarda enerjiyi depolamak için ihtiyaç duyulacak enerji depolama hacmi daha az olacaktır. Gizli ısı enerji depolama sistemlerinin sağlamış olduğu bu avantaj büyük kapasiteli sistemlerde bu enerji depolama türünün seçilmesini sağlamaktadır. Bu enerji depolama türü için faz değiştiren materyaller kullanılır. Bu tez kapsamında soğuk ısı enerji depolama sistemleri incelenecektir. Bu depolama türü için kullanılan ortamlar Bölüm 1.5 içerisinde açıklanmıştır.

1.5. Soğuk Isıl Enerji Depolama

Soğuk depolamada kullanılan malzemeler ortamın tipi ve yöntemine göre değişkenlik gösterir. Genellikle malzemeler; su, buz, tuz hidratları ve ötektikleri, parafin mumları, yağ asitleri, soğutucu hidratları, mikrokapsüllü faz değişim malzemeleri/çamurlar ve faz değişim emisyonları olarak bilinmektedir.

Soğuk depolama, öncelikle bir depolama ortamındaki soğuk enerjiyi ifade eder ve bu enerji depolama ortamında sonradan kullanılmak üzere tutulur. Binalarda, araçlarda ve diğer havalandırma uygulamalarında, klima kullanılabilecek yerlerde geniş bir uygulama alanı vardır. Belirli bir süre içinde maksimum soğutma elde etmesi, güç talebinin azaltılması, binaların en yüksek elektrik yükünün düşürülmesi, atık ısının geri kazanılması ve yenilenebilir enerjinin kullanılması gibi yararları vardır.

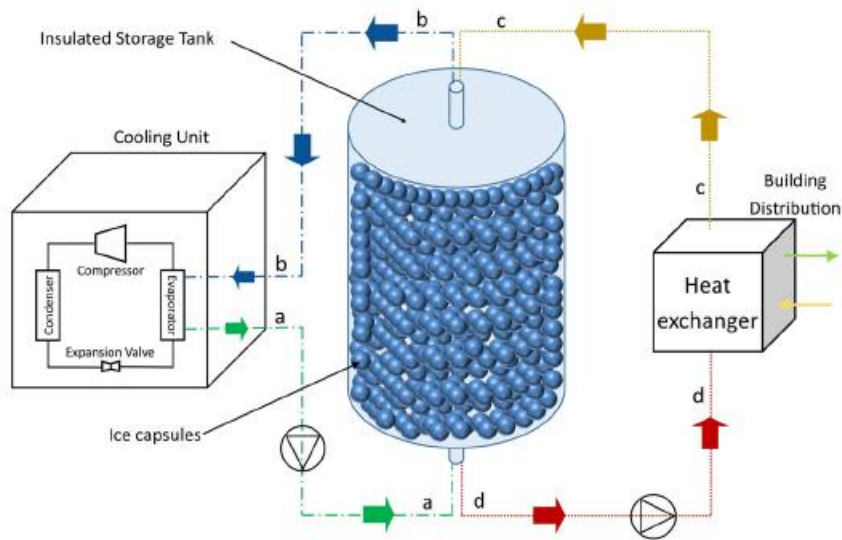
Soğuk depolama teknolojileri klima uygulamalarında, depolama ortamı ve depolama ortamında kullanıldığı şekline göre sınıflandırılabilir. Önceki araştırma özetleri ve makul analizlerin çoğu su ve buz gibi depolama ortamında sağlanmıştır. Saito 2002’de yaptığı araştırmalar sonucunda, su ve buz depolama için kullanılan teknolojilerin yeterli olduğunu ileri sürdü. Son yıllarda faz değişim malzemelerindeki umut verici pek çok çalışma su yüzeyine çıkmıştır. Depolama seçenekleri olarak tuz hidratları, ötektik tuzlar, parafin mumları, yağ asitleri, klatrat içeren çamurlar, soğutucu hidratlar, mikrokapsüllü faz değişim malzemeleri ve faz değişim emülsiyonlarını ekleyebiliriz. Ayrıca, soğuk depolama amaçlı kullanılan sorpsiyon teknolojileri son zamanlarda geliştirilmiştir.

1.6. Buzda Soğuk Isıl Enerji Depolama

Elektrik enerjisinin ucuz olduğu zamanlarda buz yapıp depolanmasına ve ihtiyaç olduğunda kullanılmasına buzda enerji depolama (BED) denir. Bu sistemler sayesinde, soğutma yükü su-buz faz değişimi esnasında ihtiyaç olan ya da açığa çıkan gizli enerjiden faydalanılarak daha sonra kullanmak için depolanabilir. Soğutulmuş suya kıyasla belirgin derecede hacim avantajına sahip olduğu için, su-buz karışımı yüksek soğutma yüküne sahip mahallerde genellikle tercih edilmektedir. BED sistemlerinin genel çalışma prensibi, enerji depolama ve ısııl enerji depolama sistemlerinin çalışma prensipleri ile aynıdır. BED sistemlerinde, enerji yükleme periyodunda buz elde edilmektedir. Daha sonra bu buzlar bir depolama tankı içerisinde kullanılıncaya kadar bekletilir (depolama periyotu). Son olarak depolanan buzlar; enerji boşaltma periyotunda, soğutma yapmak için eritilir. BED sistemlerinde enerji yükleme elektrik kullanımının gece tarifesinde yapılır. Elektrik kullanımının pahalı olduğu gündüz ve pik saatlerde ise enerji boşaltma işlemi yapılır. Böylece BED sistemleriyle bir mahali soğutma için gerekli olan elektrik tüketim maliyetleri düşürülebilir. Bu sayede hem soğutma daha ucuz bir şekilde sağlanmış olur hem de elektrik kullanımının pik yükünü azaltmaya katkı sağlamış olur.

BED sistemleri depolama tankındaki buzun geliş şekline göre dinamik ve statik olmak üzere ikiye ayrılmaktadır. Dinamik BED sistemlerinde statik BED sistemlerinden farklı olarak ısı transfer akışkanı ile faz değişim materyali birbirine karışmaktadır. Bu sistemlerin ısıl performansları statik BED sistemleri ile kıyaslandığında daha yüksektir fakat daha az tercih edilirler. Bunun sebebi ise, dinamik BED sistemlerinin daha karmaşık bir yapısı olmasıdır. Dinamik BED sistemleri iki temel tür olarak incelenebilir. Bunlar *buz hasatı (ice harvester) BED sistemleri* ve *buz çamuru (ice slurry) BED sistemleri*'dir.

Statik BED sistemleri literatürde bilinen en eski metottur. Bu sistemlerde ısı transfer akışkanı ile faz değiştiren materyal birbirine karışmamaktadır. Statik BED sistemleri iki temel tür olarak incelenebilir. Bunların ilki boru üzerinde *buzlanma (ice-on-coil) yapılan BED sistemleri*'dir. Bu sistemlerde, depolama tankında etrafı su ile çevrili ve içerisinde ısı transfer akışkanı akan boru demetleri bulunmaktadır. Yükleme periyodunda ısı transfer akışkanının sıcaklığının depolama tankındaki suyun donma sıcaklığından düşük olması sayesinde boru demetleri etrafındaki suyun donması sağlanır. Boşaltma periyodunda ise bu durumun tam tersi gerçekleşir. Bir diğer sistem ise *kapsüllü (encapsulated) BED sistemleri*'dir.

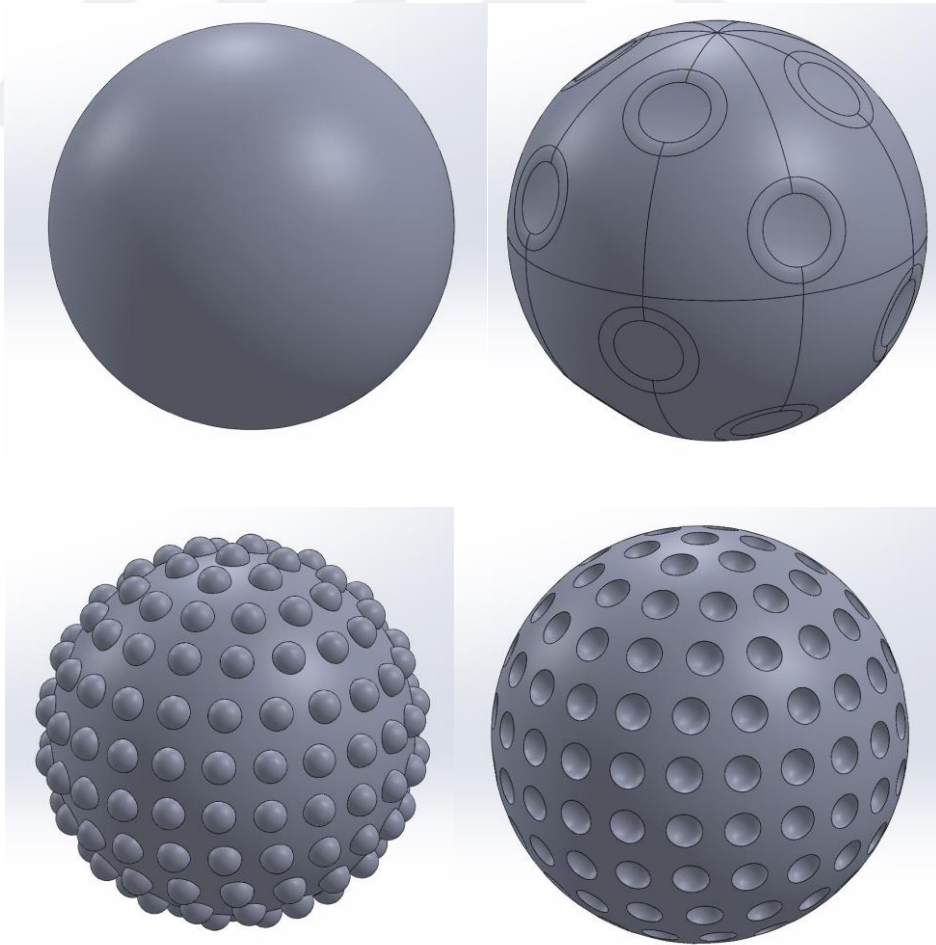


Şekil 1. 3. Kapsüllü BED tankının ve BED sisteminin şematik olarak gösterimi

Bu sistemlerde depolama tankı içerisinde hacmi tankın hacminden oldukça küçük ve içerisinde faz değişim materyali bulunan çok sayıda kapsül bulunmaktadır. Yükleme periyodunda depolama tankı içerisinde ısı transfer akışkanının sıcaklığı, kapsüller

içerisinde bulunan faz değişim materyalinin donma sıcaklığından düşüktür; bu yol ile buz elde edilir. Boşaltma periyodunda ise, bu durumun tam tersi gerçekleşir.

Kapsüllü BED sistemlerinde kullanılan kapsüllerin çok sayıda farklı şekli vardır. Bu şekiller en genel anlamda prizmatik, silindirik ve küreseldir. Bu şekillerin hacminin yüzey alanına oranı dikkate alındığı zaman küresel kapsüller prizmatik kapsüllere göre ısı geçişi açısından daha iyi performansa sahiptir. Ayrıca kapsüller etrafındaki dış akış dikkate alındığı zaman, basınç düşümü açısından yine küresel kapsüller daha iyi performans göstermektedir. Kapsüllü BED sistemlerinde depolama tankı içerisinde tank boyutuna göre çok küçük boyutta ve çok sayıda kapsüller bulunmaktadır. Bu yüzden, içerisinde buz kapsülü bulunan tank gözenekli ortam olarak modellenmektedir. Küresel kapsüller tank içerisinde gözeneklilik açısından da diğer kapsül tiplerine göre daha iyi performans göstermektedir. Şekil 1.4’de ticari uygulamalarda kullanılan kapsül modellerinin bazılarını yer verilmiştir.



Şekil 1.4. Ticari uygulamalarda kullanılan bazı buz kapsüllerinin görünümü [2]

Buz kapsüllerinin içerisinde saf su bulunmaktadır. Ayrıca su-buz faz değişimi sırasındaki hacim değişimini tolere etmesi açısından buz kapsüllerinin içerisinde bir miktar hava boşluğu bırakılmaktadır. Ayrıca su içerisine, donma sıcaklığı altında katılaşma etkisini azaltmak için az miktarda mineral tuzda eklenebilmektedir. Bu tuz donma esnasında katılaşma olmadan suyun 0°C altına düşmesini engellemektedir. Donma sıcaklığı altında katılaşma etkisi buzlanma için gerekli olan enerji miktarını ve katılaşma süresini arttırmaktadır. Bu yüzden bu olumsuz etkiden kaçınılmak istenmektedir.

Kapsüllü buzda enerji depolama, paketlenmiş ısı enerji depolama sistemi olarak da değerlendirilir. Bu enerji depolama türü uygulama kolaylığı ve verimliliği açısından en çok kullanılan yöntemdir. Bu sebepten ötürü, enerji depolama sistemleri ile ilgili yapılmış olan literatür çalışmalarında daha çok bu yönetime odaklanılmıştır. Bu tez çalışmasında da kapsüllü buzda enerji depolama sistemleri üzerine analitik çalışmalar yapılarak depolama tankının ısı performansı incelenmiş olup belli parametrelerde sıcaklık dağılımları elde edilmiştir.

1.5. Literatür Çalışması

Liu ve diğerleri (1) çalışmalarında suyun düşük termal iletkenliği, termal tabakalaşma olgusu ve bu teknolojinin daha da gelişmesini sınırlayan ekonomik durumlar dahil olmak üzere buz termal enerji depolamasında çözülmemiş birçok teknik problem olduğuna dikkat çekilmiştir. Buz termal enerji depolama cihazının yapısını optimize etmek, bu sorunları çözmek için en ekonomik ve makul yöntemlerden biridir. Bu çalışmada, geliştirilmiş ısı transfer elemanı olarak mikro ısı borusu dizilerini kullanan buz termal enerji depolama cihazı geliştirilmiştir. Önerilen cihazın deneysel çalışması, ısı transfer akışkanının çeşitli giriş sıcaklıkları ve hacimsel akış hızları altında soğuk enerji depolama ve salma özelliklerini analiz etmek için yapılmıştır. Sonuç olarak, önerilen cihaz mükemmel ısı transfer performansı sergilemektedir, katılaşma ve eritme işlemleri sırasında mikro ısı borusu dizilerinin maksimum sıcaklık farkı sırasıyla 1.2°C ve 1.5°C 'den azdır. Mikro ısı borusu dizileri kullanan cihaz için birim su hacmi başına ısı değişim alanı ve enerji depolama yoğunluğu sırasıyla $199,7 \text{ l/m}$ ve $113,65 \text{ kJ/kg}$ 'dir. Ayrıca mikro ısı borusu dizileri ve dairesel ısı borusu kullanan buz termal enerji depolama cihazlarının performansları karşılaştırılmıştır. Birincisinin tekli ısı borusunun soğuk enerji depolama gücü ikincisine göre %53.0'dan fazladır, enerji depolama yoğunluğu ve

buz paketleme faktörü, hacim akış hızı daha düşük olsa bile sırasıyla %51,8 ve %51,1'den yüksektir. Bunun nedeni, birincinin yüksek termal iletkenlik performansı ve ısı transferini arttırmak için kanatların eklenmesine daha elverişli olan yüzeydir.

Erdemir (2)' in çalışmasında buz termal enerji depolaması (ITES), soğutma maliyetini ve ekipman kapasitesini azaltmak için soğutma yükünü yoğun saatlerden yoğun olmayan saatlere kaydırmanın önemli bir seçenek olduğuna dikkat çekilmiştir.. Enkapsüle edilmiş ITES sistemi, diğer ITES sistemlerine göre daha kolay uygulanabilmesi ve başlangıç maliyetinin daha düşük olması nedeniyle en çok tercih edilen ITES sistem türlerinden biridir. Kapsül geometrilerinin, kapsüllenmiş ITES sisteminin termal performansı üzerinde büyük etkisi vardır. Küresel kapsüller, hacminin yüzey alanına oranı nedeniyle daha iyi termal performans sağladıkları için uygulamada yaygın olarak kullanılmaktadır. Ayrıca, ITES sisteminin termal performansını artırmak için modifiye kapsül geometrileri kullanılmaktadır. Bu makale, geometrik olarak değiştirilmiş küresel kapsülün deşarj süresi boyunca termal performans üzerindeki etkisini belirlemek için sayısal bir çalışmaya odaklanmaktadır. Yedi geometrik olarak modifiye edilmiş küresel kapsül araştırıldı ve sıradan küresel kapsül ile karşılaştırılmıştır. Sayısal analizler için FLUENT 17.1 kodu kullanılmıştır. Çalışmanın sonunda, geometrik olarak modifiye edilmiş kapsüllerin, eşit kapsül hacminde sıradan bir küresel kapsüle göre daha yüksek termal performans sağladığı bulunmuştur. Kapsül D, $V_{HTF,in} = 0,001$ m/s ve $T_{HTF} = 275.5$ K olduğunda 2118 saniye ile en uzun deşarj periyodunu sağlamıştır. $V_{HTF,in} = 0.01$ m/s ve $T_{HTF,in} = 283$ K olduğunda, Kapsül A ile 464 saniyelik en düşük deşarj periyodunu elde etmiştir. İncelenen modifiye kapsüller arasında, Kapsül F en kötü termal performansı sergilemiştir. Enerji verimliliği değerleri yüksekti ve kapsül modelleri ile çalışma koşulları arasında kıyaslanabilir bir fark yaratmıştır. Tüm ekserji değerleri %98,50 ve üzeri iken, ekserji verim değerleri %85,12 ile %51,91 arasında değişmiştir. Abartılı olarak, Kapsül D deşarj periyodu boyunca en iyi termal performansı sağlamıştır.

Erdemir ve diğerleri (3)'nin çalışmasında yatay mantolu sıcak su tankında engel yerleştirmenin ısı performans üzerindeki etkisini belirlemek için deneysel bir çalışma sunmaktadır. Farklı pozisyonlarda tank içerisinde akış yönüne dik olarak engeller yerleştirilmiştir. Önce tankın içine farklı pozisyonlarda birer engel, ardından tankın içine iki engel yerleştirildi. Sonuçlar, tank içi sıcaklık dağılımı, manto çıkış sıcaklığı, ana çıkış sıcaklığı, enerji verimliliği ve ekserji verimliliği üzerinden sunulmuştur. Çalışmanın

sonunda, yatay mantolu sıcak su tankına engel yerleştirilmesinin tankın ısı performansını arttırdığı tespit edilmiştir. Sıcaklık dağılım sonuçları, tank içine engel yerleştirilmesinin depolanan sıcak su sıcaklığını ve hacmini arttırdığını göstermiştir. Manto çıkış sıcaklığı, tankın içine engeller yerleştirilerek 1,5 °C düşürülebilir ve ana çıkış sıcaklığı 3,6 °C artırılabilir. Sonuç olarak tüm performans kriterleri dikkate alındığında en iyi ısı performanslar $a = 150 \text{ mm}$, $a = 150 \text{ mm}$ $b = 100 \text{ mm}$ ve $a = 350 \text{ mm}$ $b = 100 \text{ mm}$ 'de görülmüştür.

Aziz ve diğerleri (4)'nin çalışmasında küre içinde kapsüllenmiş bir PCM içeren bir termal enerji depolama (TES) sisteminde ısı transferi artışının etkisini araştırmak amaçlanmıştır. Performansı arttırmak için, pim ve bakır kaplama kullanılarak tasarım modifikasyon yöntemi benimsenmiş ve hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) ve deneysel çalışmalar ile gerçekleştirilmiştir. Performans ölçütü olarak sistemlerin faz değişim süreleri (PCT'ler) analiz edilmiştir. Deneysel sonuçlarla tutarlı olarak, ANSYS CFX'teki simülasyon analizi, ısı transferini geliştirmek için pimlerin kullanılmasının PCM'nin PCT'sini %27 oranında azalttığını, bakır kaplama ve gömülü pimlerle yapılan tasarım modifikasyonunun ise düz bir küreye göre PCT'yi %37 oranında azalttığını göstermiştir. CFD analizinden çizilen grafikler ve deneysel veriler arasında PCT'nin iyi bir korelasyonu bulunmuştur. Bu çalışma, geliştirilen CFX modelinin, kürenin PCM davranışını modifikasyonlu ve modifikasyonsuz olarak doğru bir şekilde tahmin edebileceğini öngörmektedir. Bu geliştirilmiş sonuçlar, bir küre içinde kapsüllenmiş bir PCM'nin performansının iyileştirilmesi için alternatif bir teknik olarak bir iletken ve bakır plakaların kullanımını kolaylaştırır.

Oró (5)'nin çalışmasında bir bölgesel soğutma şebekesinin termal enerji depolama sistemi incelenmiştir. Su tankının enerji yoğunluğunu ve tabakalaşmasını arttırmak için faz değiştiren malzeme (PCM) kullanılmıştır. Deney düzeneği esas olarak 3.73 kapasiteli silindirik bir depolama tankından oluşmaktadır. L, küresel olarak kapsüllenmiş PCM ile doldurulmuştur. Kullanılan PCM, -2°C ile 13°C arasında 175.kJ/kg depolama kapasitesine sahip Rubitherm GmbH'den PK6'dır. Grafik (boyutlu ve boyutsuz) ve sıcaklık dağılımına dayalı sayısal rakamlar (katmanlaşma derecesi, birinci kanun verimleri, ikinci kanun verimleri, MIX sayısı gibi diğer verimler) gibi su tankı tabakalaşmasını karakterize etmek için birçok yöntem analiz etmek ve biri hem şarj hem

de deşarj işlemleri sırasında PCM dolgulu yatağın dahil edildiğı iki depolama tankını karakterize etmiştir.

Enerji sektörünün, verimliliğı artırarak ve enerji karışımında yenilenebilir kaynakların payını artırarak iklim değışikliğine karşı önlem alması gerekmektedir. Buna ek olarak, soğutma, iklimlendirme ve ısı pompası ekipmanı, küresel elektrik tüketiminin %25-30'unu oluşturuyor ve önümüzdeki on yıllarda önemli ölçüde artacaktır. Ancak bazı atık soğuk enerji kaynakları tam olarak kullanılmamıştır. Bu zorluklar, atık soğuk enerjiyi geri kazanmak, soğutma sistemlerinin performansını artırmak ve yenilenebilir enerji entegrasyonunu iyileştirmek için kullanılabilir soğuk termal enerji depolama konseptinin geliştirilmesine ilgiyi tetiklemiştir. Yang ve diğerleri'nin çalışmasında (6) sıfırın altındaki sıcaklıklarda (yaklaşık -270 °C' den 0 °C' nin altına kadar) soğuk termal enerji depolama teknolojileri hakkındaki araştırma faaliyetlerini kapsamlı bir şekilde gözden geçirmektedir. Çok çeşitli mevcut ve potansiyel depolama malzemeleri, özellikleriyle birlikte tablo halinde verilmiştir. Farklı depolama türleri için yapılan sayısal ve deneysel çalışmalar sistematik olarak özetlenmiştir. Soğuk termal enerji depolamanın mevcut ve potansiyel uygulamaları, uygun malzemeleri ve uyumlu depolama türleri ile analiz edilmiştir. Malzeme seçim kriterleri ve depolama türleri de sunulmuştur. Bu derleme, soğuk termal enerji sistemlerinin tasarımında araştırmacılar ve endüstri uzmanları için hızlı bir referans sağlamayı amaçlamaktadır. Ayrıca, daha fazla çabanın gerekli olduğu araştırma boşluklarını belirleyerek, inceleme ayrıca soğuk termal enerji depolama teknolojilerinin ilerlemesini ve potansiyel gelişim yönlerini de özetlemektedir.

Faz değışim malzemeleri (PCM'ler) tabanlı termal enerji depolama (TES), enerji ile ilgili çeşitli uygulamalarda büyük potansiyele sahip olduğunu kanıtlamıştır. Yüksek enerji depolama yoğunluğu, TES'in enerji arzı ve talebi arasındaki dengesizliği ortadan kaldırmasını sağlamıştır. Soğuk enerji için hızla artan talep ile soğuk termal enerji depolama çok çekici hale gelmiştir. Nie'nin çalışmasında (7) çeşitli sıvı-katı düşük sıcaklıklı FDM'lerden oluşan soğuk enerji depolaması için TES'in bir incelemesi yapılmıştır. PCM'lerin sınıflandırılması kısaca tanıtılmaktadır. Özellikle zayıf termal iletkenliği, sıvı PCM'lerin sızıntısını ve TES'in soğuk uygulamalarını sınırlayan yüksek derecede süper soğutmayı gidermek için PCM'lerin özelliklerini optimize etmeye yönelik son yaklaşımlar da gözden geçirilmiştir. Kompozit PCM'ler ve katı ağ kullanımı dahil olmak üzere termal performansı artırma yöntemleri karşılaştırılmıştır. Soğuk enerji

depolama cihazları üzerinde hem modelleme hem de deneysel araştırmalar incelenmiştir. Klima, serbest soğutma vb. mevcut soğuk enerji depolama uygulamaları özetlenmiştir. Önceki incelemelerle karşılaştırıldığında, bu çalışma malzeme yönleri yerine soğuk enerji depolama uygulamalarını vurgulamaktadır. Mühendislik uygulamaları açasından soğuk termal enerji depolamaya yönelik temel zorluklar ve yaklaşımlar belirlenmiştir. Gelecekteki düşük şarj oranları ve cihaz tasarım metodolojisi için öneriler sunulmaktadır.

Soğuk termal enerji depolaması (CTES), mevcut enerjinin korunmasında, kullanımının iyileştirilmesinde ve enerji arzı ile talebi arasında meydana gelen uyumsuzluğun düzeltilmesinde önemli bir rol oynar. Birçok uygulamada, örneğın enerji verimli binaların iklimlendirilmesi ve doğal soğutması için soğuk depolama sistemlerinde kullanılmıştır. CTES, genellikle kısa süreli büyük yüklerin gerekli olduğu gıda ve eczane işleme gibi çeşitli endüstriyel uygulamalarda yaygın olarak kullanılmaktadır. Fang ve diğlerleri'nin çalışmasında (8) CTES sistemleri ve özellikleri hakkında bir inceleme sunulmuştur. Soğutulmuş su depolama sistemi, bobin borulu soğuk depolama sistemi, paketlenmiş yataklı soğuk depolama sistemi, gaz hidratlı soğuk depolama sistemi ve buzlu bulamaç soğuk depolama sisteminin dinamik özellikleri analiz edilmiş ve tartışılmıştır. Ayrıca, CTES sisteminin uygulamaları özetlenmiştir.

Rismanchi'nin çalışmasında (9) CTES sistemlerinin enerji ve ekserji analizi üzerine yürütölen çalışmalar gözden geçirilmiştir. Ancak, uygun bir CTES tekniğinin sečilmesi esas olarak ortam sıcaklığı profili, elektrik oranı yapısı ve kullanıcının alışkanlığı gibi yerel parametrelere bağıdır, bu da birçok bireysel parametreye bağı olduğu için bunu oldukça zor ve karmaşık hale getirir. Bu nedenle, enerji ve ekserji analizinin daha iyi bir muhakeme için önemli ölçüde yardımcı olabileceğı bulundu. İnceleme makalesi, ekserjetik verimlilik analizinin enerji verimliliğı analizinden daha gerçekçi bir resim gösterebileceğini göstermiştir. Ayrıca bu sistemlerin çevresel etkileri ve ekonomik fizibiliteleri de araştırılmaktadır. Toplam ekserji verimliliğine dayalı olarak, bobin üzerindeki buzun (iç eriyik) en çok arzu edilen CTES sistemi olarak bilindiğı bulunmuştur.

Wang ve diğlerleri (10)'nin çalışmasında buz depolama tankının deşarj özelliklerini incelemek için harici bir eriyik bobin üzerinde 633 MJ (50 ton-saat) bir buz depolama tankı inşa edilmiştir. Buzda enerji depolama tankının performansını analiz etmek için

tanktaki sıcaklık dağılımları ölçülmüştür. Giriş modu, su akış hızı, giriş sıcaklığı, yük gücü, ilk buz depolama miktarı ve buz köprüsü oluşturma dahil olmak üzere çeşitli kontrol parametreleri, çıkış sıcaklığını, deşarj oranını ve kümülatif ısı transferini vb. belirlemek için göz önünde bulundurulmuştur. Sonuçlar sırasıyla şunları göstermiştir: (1) alttan içeri modunu kullanan tank, buz tankında tabakalı sıcaklık dağılımını ve yukarıdan içeri moduna göre daha düşük bir çıkış sıcaklığını daha kolay elde edebilir; (2) su akış hızının artması, eşit bir sıcaklık dağılımına ve biraz daha yüksek çıkış sıcaklığına yol açtı; (3) giriş sıcaklığının artması, termoklin kalınlığının azalmasına neden oldu ve çıkış sıcaklığını biraz artırdı; (4) ilk buz depolama miktarı ve yük gücünün deşarj performansı üzerinde çok az etkisi olmuştur; (5) buz köprüsü, deşarjı kötü şekilde bozabilir.

Raul'ın çalışmasında (11) ısı transfer akışkanındaki (HTF) geçici değişimi analiz etmek için entalpi tekniği ile birleştirilmiş basitleştirilmiş eşitsizlik halinde olan iki enerji denklemi dikkate alınmıştır. Kapsüllü faz değişim malzemeleri (PCM'ler) tabanlı gizli ısı termal enerji depolamasının (LHTES) matematiksel bir modeli geliştirilmiştir. Küresel bir kapsül üzerindeki deneyler, ölçülen sıcaklık alanından PCM'nin erime ve katılaşma davranışını ortaya koymaktadır. Laboratuvar ölçekli bir LHTES, şarj ve deşarj işlemleri sırasında LHTES'in termal performansı üzerindeki şarj sıcaklığı, deşarj sıcaklığı ve akış hızının etkilerini değerlendirmek için tasarlanmış ve üretilmiştir. Kapsül çapı ve gözeneklilik üzerine detaylı parametrik çalışma, depolanan enerjinin ve ekstraksiyonun daha küçük kapsül çapı ve daha yüksek gözeneklilik için daha hızlı olduğunu göstermektedir. Bu çalışmada depolamanın maksimum verimi sırasıyla 180 ve 120 °C giriş HTF sıcaklıkları ve 8,2 lpm debi için şarj ve deşarj için %75,69 olarak bulunmuştur.

Paketlenmiş yatakta termoklin depolama, mevcut konsantre güneş enerjisi (CSP) tesislerine göre maliyet düşürmeyi sağlayan umut verici bir termal enerji depolama (TES) yöntemi olarak kabul edilir. Farklı tipteki dolgulu termoklin TES sistemlerinin termal performanslarını araştıran birçok parametrik çalışma ve buna dayalı olarak maliyet analizleri ve boyut tasarımı çalışmaları yapılmıştır. Bununla birlikte, parametrik çalışmalar tipik olarak bir boyut tasarımı için yüksek hesaplama maliyetleri içerir ve korelasyon uydurma ile elde edilen sonuçlar göreceli bir doğruluk eksikliğinden muzdariptir. Zhao ve diğerleri (12)'nin çalışmasının temel amacı parametrik çalışmalar gerektirmeden bir CSP tesisinin belirli tasarım gereksinimlerini karşılamak için paketlenmiş yataklı bir termoklin TES sisteminin tank boyutunun doğrudan

belirlenmesini içerir. Bu amaca ulaşmak için, sistemin periyodik termal davranışını araştırmak için tek boyutlu entalpi tabanlı dağılım eşmerkezli (D-C) bir model geliştirilmiş ve doğrulanmıştır. Sistemin periyodik termal performansına dayalı olarak verimli bir tank boyutu tahmin stratejisi önerilmiştir. Strateji, iki örnek çalışma koşulu altında dört farklı paketlenmiş yataklı termoklin TES tipini boyutlandırmak için kullanılır. Sonuçlar, tank boyutu tahmin stratejisinin başlangıç koşullarından bağımsız olduğunu ve kendi kendine yakınsadığını, hesaplama maliyetleri açısından maliyet tasarrufu içerdiğini, genel olarak uygulanabilir olduğunu ve CSP tesisleri için bir TES sisteminin tasarımı için kılavuzlar sağlayabileceğini ortaya koymaktadır.

R. Pakrouh ve diğerleri (13)'nin çalışması, faz değişim malzemesi (PCM) kapsüllerini içeren katılma sırasında gizli ısı depolama sistemlerinin performansını sayısal olarak araştırmaktadır. Parafin mumu, PCM olarak kabul edilir ve su, ısı transfer sıvısı (HTF) rolünü oynar. Simülasyon, 30 °C ve 40 °C olmak üzere iki giriş sıcaklığı için yürütülürken, kapsüllerin çapı 10 mm ve 60 mm arasında değişmektedir. Sonuçlar, hem kapsüllerin çapındaki azalmanın hem de HTF giriş sıcaklığının, sistemin tersinmezlik miktarını olumsuz şekilde arttırdığını göstermiştir. Bununla birlikte, tersinmezlikteki artışın esasen gizli ısı depolama sisteminin performansında bir azalma ile sonuçlanmadığı gösterilmiştir. Başka bir deyişle, depolama sisteminin verimliliği, entropi üretim sayısının salt bir fonksiyonu değildir. Aslında, çaptaki azalma, ikinci düşük verimde bir iyileşme ile sonuçlanırken, giriş sıcaklığındaki azalma verimliliği azaltmıştır. Sonuçlar ayrıca, belirleyici parametrelerin yalnızca çap 20 mm'ye düştüğünde önemli ölçüde değiştiğini ve daha fazla azalmanın sistem performansını belirgin şekilde etkilemediğini göstermiştir.

Depolama tankının, buz termal enerji depolama (ITES) sisteminin performansı üzerinde büyük etkisi vardır. Önceki araştırmalar, tanktaki gelişmiş sıcaklık gradyanının sistemin termal performansını iyileştirdiğini göstermektedir. Erdemir'in çalışmasında (14) kapsüllenmiş ITES sisteminin depolama tankında dereceli gözeneklilik kullanımının etkisinin belirlenmesine yönelik araştırmayı ele almıştır. Bu çalışmada, depolama tankı içindeki üniform, iki dereceli ve üç dereceli porozitelerin etkileri araştırılmıştır. Tanktaki merkez hattı sıcaklık değişimini belirlemek için gözenekli ortamdaki enerji denklemi analitik olarak çözüldü. Çalışmanın sonunda, düşük porozitenin daha yüksek termal performans sağladığı bulunmuştur. Bununla birlikte, daha düşük gözeneklilik, daha

yüksek tank hacmi gerektirir. Dereceli gözeneklilik, daha yüksek bir gözenekliliğe sahip olmasına rağmen, daha düşük düzgün dağılmış gözeneklilik ile neredeyse eşit termal performans sağlamıştır. Tüm porozite yapısı ve çalışma koşullarında enerji verimliliği değerleri çok yüksek olup %95,23 ile %99,98 arasında değişmektedir. Enerji verimliliği değerlerinin aksine ekserji verimlilik değerleri %35,80 ile %88,71 arasında daha geniş bir aralıkta değiştirilmiştir. %88'lik en yüksek ekserji verimliliği $\varepsilon = 0.4$ düzgün gözeneklilikte görülmüştür. Ayrıca ($\varepsilon_1 = 0.4$, $\varepsilon_2 = 0.5$) iki kademeli gözeneklilik ve ($\varepsilon_1 = 0.4$, $\varepsilon_2 = 0.5$, $\varepsilon_3 = 0.6$) üç kademeli gözeneklilik daha yüksek ekserji verimliliği sağlamıştır. Ekserji verimi, artan ısı transfer akışkanı (HTF) akış hızı ile artarken, azalan HTF giriş sıcaklığı ile azalmıştır.

Kapsüllü buz termal enerji depolama (EITES) sistemindeki katılaşma süreci, su dolu kapsüller için simüle edilirken, depolama tankı duvar etkileri ve ısı penetrasyonu ihmal edilir. MacPhee'nin çalışmasında (15) kapsül şekli, giriş ısı transfer akışkanı (HTF) sıcaklığı ve HTF akış hızı değiştirilerek enerji ve ekserji verimleri hesaplanmıştır. Yedi geometri, beş giriş HTF sıcaklığı ve üç HTF akış hızı dahil olmak üzere 105 test senaryosu yürütülmüştür. Enerji verimlerinin sistem performansını doğru bir şekilde yansıtmadığı ve her durumda %99,96'nın üzerinde olduğu bulunmuştur. Bununla birlikte, ekserji verimlilikleri %78 ile %92 arasında değişmiştir ve sistem kayıpları hakkında daha iyi bilgi sağlamıştır. Sonuçlar, sistem verimliliğini artırmanın etkili bir yolunun giriş HTF sıcaklığını artırmak olduğunu göstermektedir; giriş HTF sıcaklığını katılaşma sıcaklığının biraz altına ayarlayarak önemli verimlilik kazanımları mümkündür. Değişen kapsül geometrisinin verimlilik üzerinde tutarsız etkileri vardı, farklı geometriler farklı durumlarda optimaldir. Şaşırtıcı bir şekilde, viskoz yayılımın ekserji verimliliği üzerinde çok az etkisi oldu ve çok az entropi oluşumu kaynağı olmuştur. Böylece, EITES tasarımcıları, kabul edilebilir bir sürede tam sistem şarjı elde etmek için hem akış hızını hem de giriş HTF sıcaklığını artırabilir.

Dinamik sistem simülasyonu, termal depolama sistemi tasarımı ve işletiminin optimizasyonunu kolaylaştırır. Sistem simülasyonu için kullanılan modeller, çözüm süresini en aza indirmeli, proses tepkisini doğru bir şekilde simüle etmeli ve farklı üreticiler tarafından yapılan çeşitli ürünlere uygulanmalıdır. Zhu'nun çalışmasında (16) TSTORS adı verilen termal depolama ve HVAC dinamik sistem simülasyonu için kullanılan bir buz tankı yazılım modelini tanıtılmaktadır. Kapsüllenmiş bir buz tankı için

zamana bağılı bir modeldir. Üç farklı sistemle yapılan üç deney grubu, modelin farklı çapta buz toplarına sahip farklı tipteki kapsüllenmiş buz tanklarına uygulandığını doğrulamaktadır. Model, küresel olmayan kapsüller veya buz toplarında yerleşik metal çekirdekler gibi tasarımlara sahip diğer buz tanklarına da uygulanabilir. Bu tür tanklar için model için ihtiyaç duyulan parametreler, üreticiler tarafından sağlanan verilerden elde edilebilir.

Erdemir'in çalışmasının (17) amacı yatay mantolu sıcak su deposu içerisine faz değiştiren malzeme yerleştirilmesinin termal enerji depolama performansı üzerindeki etkisini araştırmaktır. Altı adet 1 litrelik parafin tüpleri sırasıyla tankın içine yan yana yerleştirilmiştir. Bu çalışma sonucunda, tank içerisinde parafin kullanılması tanktan elde edilen sıcak su miktarını arttırdığı tespit edilmiştir. Kazan hacmi sabit olduğu için parafin miktarı arttıkça kazandaki sıcak su miktarı azaldığı için elde edilen sıcak su miktarı parafin miktarı arttıkça orantılı olarak artmamıştır. Parafinde depolanan enerji suya verimli bir şekilde aktarılamadı. En yüksek hacimde sıcak su elde etmek için tankın içine dört adet parafin tüp yerleştirilmelidir. Dört tüp parafin ile deşarj süresi 17 dakika uzatılabileceği görülmüştür. Eklenen her 1 litre parafin, tanktaki sıcaklığı yaklaşık 1°C azaltmıştır.

Güneş termal enerjisi temiz, iklim dostu ve tükenmeyen bir enerji kaynağıdır. Bu nedenle, fosil yakıtların tükenmesi ve iklim değişikliği ile başa çıkmak için umut vericidir. Termal depolama, bu kesintili enerji kaynağının sevk edilebilir, talep üzerine güvenilir ve daha rekabetçi olmasını sağlar. Günümüzde, entegre termal depolama sistemleriyle donatılmış konsantre güneş enerjisi santrallerinin çoğu, iki tanklı erimiş tuz teknolojisini kullanıyor. Göreceli basitliğine ve verimliliğine rağmen, bu teknoloji pahalıdır ve çok miktarda nitrat tuzu gerektirir. Kısa ve orta vadede, sıvı veya gaz halindeki ısı transfer sıvısı ile paketlenmiş yataklı termal enerji depolaması, depolama maliyetlerini azaltmak ve dolayısıyla güneş enerjisinin gelişimini iyileştirmek için umut verici bir alternatiftir. Güvenilir, verimli ve uygun maliyetli paketlenmiş yataklı depolama sistemleri tasarlamak için birçok fiziksel olayı içeren bu teknolojinin daha iyi anlaşılması gerekmektedir. Esence'in çalışmasında (18) paketlenmiş yataklı depolama sistemlerinin tasarımı, işletimi ve performansı ile ilgili bazı önemli hususları özetlemeyi amaçlamaktadır. İlk bölümde, çoğu temsili kurulum ve deneyim geri bildirimleri sunulmaktadır. Paketlenmiş yataklı depolama sistemlerinin kontrol edilebilirliği ve termal tabakalaşmanın özel etkisine

dikkat çekilmiştir. İkinci bölümde, paketlenmiş yataklı depolama performanslarını tahmin etmek için kullanılan çeşitli sayısal modeller gözden geçirilmiştir. Son bölümde, paketlenmiş yatak işletimi ve modellemede yer alan ana fiziksel olayları nicelleştirmeyi sağlayan bazı yararlı korelasyonlar sunulmakta ve karşılaştırılmaktadır.

Gizli paket yataklı termal enerji depolama (TES) sisteminin ayrıntılı çalışması, literatürde büyük bir ilgi konusu olmuştur. Bu sistemlerin performansını analiz etmek için deneysel ölçümler yapılmıştır, ancak gizli TES'in karmaşık geçici doğası, ayrıntılı çalışma ve anahtar tasarım parametrelerinin değerlendirilmesi için sayısal modellerin kullanılmasını gerekli kılmaktadır ve bu da alanda çok sayıda bilimsel katkıya yol açmaktadır. Temel olarak tek fazlı modeller, Schumman modeli, eşmerkezli dağılım modeli ve sürekli katı faz modeli olarak ayrılabilen farklı ve çeşitli sayısal modeller geliştirilmiştir. Gracia ve diğerleri'nin çalışması (19) alandaki ana bulguların yanı sıra her birinin temel yönlerini vurgulayarak farklı sayısal modellerin kapsamlı bir revizyonunu sunmaktadır. Ayrıca, farklı metodolojilerin performansı tartışılmış ve karşılaştırılmıştır. Küreler içindeki doğal taşınım veya ısı transfer akışkanının etkin ısıl iletkenliği gibi fiziği hesaba katmak için farklı modellerde kullanılan en önemli ampirik bağıntılar da verilmiştir.

Cascetta'in çalışması (20) karbon çeliği bir tanka serbestçe dökülen alümina taneciklerine dayanan bir duyulur termal enerji depolama sisteminde elde edilen deneysel sonuçlar ile HAD arasındaki karşılaştırmayı sunar. Doldurma ve boşaltma aşamalarının deneysel incelemeleri, ısı transfer akışkanı olarak hava kullanılarak sabit bir kütle akış hızında gerçekleştirilmiştir. Deney düzeneği, eksenel ve radyal sıcaklık dağılımının yanı sıra rezervuar duvar sıcaklığını tespit etmek için birkaç termokupl ile donatıldı. Deneysel sonuçlar, FLUENT yazılımı ile gerçekleştirilen CFD simülasyonlarından elde edilenlerle karşılaştırılmıştır. Hesaplama alanı, duvarla birleştirilmiş gözenekli bir yatakla doldurulmuş, eksenel simetrik bir silindir şeklinde tanktan oluşur. Ana denklemler, sıvı ve katı fazların sıcaklığını hesaplamak için iki fazlı geçici model denklemine (LTNE-yerel termal dengesizlik) dayalı olarak sıkıştırılmaz türbülanslı akış ve tam gelişmiş zorlanmış taşınım için çözülmüştür. Yatağın gözenekliliği radyal yönde değişken olarak kabul edilirken, her iki fazın termodinamik özellikleri sıcaklığa bağlıdır. Gözenekli yatak içindeki termal dağılımın etkisi ve boncuklar arasındaki etkili iletkenlik dikkate alındı. Isı transfer katsayısı, gözenekli ortam içindeki zorlanmış taşınım korelasyonuna göre hesaplanmıştır. Termal özellikler sıcaklığa bağlı olarak kabul edilirse ve simülasyonlarda

yatağın girişindeki deneysel sıcaklık profili bir sınır koşulu olarak uygulanırsa, sayısal sonuçlar deneysel sonuçlarla iyi bir uyum göstereceği görülmüştür.

Izquierdo-Barrientos'ın çalışması (21) tanecikli bir faz değişim malzemesi (PCM) ile doldurulmuş dolgulu bir yatağın geçici tepkisinin sayısal ve deneysel bir çalışmasını sunmaktadır. Önerilen sayısal model, sabit bir faz değişim sıcaklığı kullanmak yerine, faz değişimi sırasında sıcaklıkla entalpinin aşamalı gelişimini açıklamaktadır. Bu sıcaklığa bağlı entalpi, modele, diferansiyel taramalı kalorimetri (DSC) ile elde edilen ölçümlere göre sıcaklığa bağlı görünen bir özgül ısı olarak dahil edilir. Model ayrıca, çeşitli deneysel tesislerde ihmal edilemez bir etkiye sahip olduğu gösterilen duvarda depolanan enerjiyi de içermektedir. Sunulan denklemler boyutlandırılmamış olup, granüler bir PCM veya duyulur ısı depolama malzemesinin kullanılmasından bağımsız olarak aynı diferansiyel denklem sistemi ile sonuçlanır. Bu şekilde, granüler bir PCM olan veya olmayan durumlarda aynı sayısal yöntem kullanılabilir. Geleneksel bir granüler malzeme (kum) ve farklı faz değişim sıcaklıklarına sahip iki ticari granüler PCM için sayısal ve deneysel sonuçlar elde edilmiştir. Sayısal ve deneysel ısıtma sonuçları iyi bir uyum sergiler ve yatağın duvarında depolanan enerji, granül malzemede depolanan enerjinin %8 ila 16'sını temsil etmiştir.

Sıkıştırılmış Hava Enerji Depolaması (CAES), Paket Yataklı Termal Enerji Depolama (PBTES) içermekte ve ayrıca gelecek vaat eden daha büyük ölçekli bir depolama teknolojisi temsil etmektedir. Peng'in çalışmasında (22) sıkıştırılmış havanın (CA) PBTES'deki ısı depolama performansını sunulmakta ve sayısal olarak analiz edilmektedir. Dolgu maddesi olarak faz değiştiren malzeme (PCM) parçacıkları kullanılmıştır. Kararsız iki fazlı enerji korunumu denklemleri, PCM parçacıklarının içindeki faz değişimi olgusunu dikkate alarak, sonlu farklar yöntemi ile sayısal olarak geliştirilmiş ve çözülmüştür. Bu model, Izquierdo-Barrientos'un deneysel verileriyle doğrulanmıştır. Daha sonra gözeneklilik (ϵ), PCM parçacık çapı (d_p), CA giriş basıncı (P) ve doldurma yaklaşımının PBTES termal davranışları (sıcaklık profilleri, ısı depolama kapasitesi ve şarj verimliliği gibi) üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Artan parçacık çapı, şarj verimliliğinde bir azalmaya neden olur ve CA giriş basıncının artmasıyla şarj verimliliği artmıştır. Üç çeşit malzeme ile doldurulmuş PBTES, tek PCM veya kaya ile doldurulmuş paketlenmiş yatağa kıyasla daha iyi şarj verimliliğine sahip olduğu görülmüştür.

Bindra'ın çalışmasında (23) paketlenmiş bir yatakta termal enerji depolaması, döngüsel depolama ve geri kazanım sırasında dinamik sıcaklık tepkisi için analiz edilmiştir. Paketlenmiş yatak için sistem ölçeğinde sağlam bir ısı transfer modeli geliştirilmiştir ve duvar ısı transferi ve partikül içi difüzyon etkileri hesaba katılmıştır. Sıcaklık alanı modellemesine dayalı olarak, geri kazanılan ve kaybedilen ekserji hesaplanmıştır. Analiz, paketlenmiş yataklar için, duyulur ısı depolama sistemlerinin, benzer yüksek sıcaklık depolama koşulları altında, faz değiştiren malzeme (PCM) depolama sistemlerine kıyasla çok daha yüksek ekserji geri kazanımı sağlayabildiğini göstermektedir. Eksenel dağılım ve duvar ısı kayıplarının rolleri göz önünde bulundurulmuştur.

Katı-sıvı faz değişimi sırasında ısı transferi olgusunu modellemede bilim adamları tarafından benimsenen birkaç yöntem vardır. Karthikeyan'ın çalışması (24) parafin kapsüllü küresel kaplarla doldurulmuş silindirik bir depolama tankından oluşan paketlenmiş yataklı gizli ısı depolama sistemi için üç farklı matematiksel modelin karşılaştırmalı bir çalışmasını sunmaktadır. Entalpi formülasyon tekniği, parafinin bir dizi sıcaklık üzerindeki faz değişim davranışını yerleştirmek için modellerde kullanılmıştır. Modellerin tamamen açık sonlu farklar yöntemi kullanılarak çözülmesiyle elde edilen sonuçlar, başlangıçta deneysel sonuçlarla doğrulanmıştır. Farklı kütle akış hızlarında ve bilye boyutlarında iki farklı hava ve su ısı transfer akışkanı için modeller kullanılarak daha fazla sayısal analiz yapılmış ve modellerin geçerliliği karşılaştırılıp ve raporlanmıştır. Isı transfer akışkanı hava olduğunda bir modelin yeterli olduğu ve ısı transfer akışkanı su olduğunda başka bir modelin önerildiği bulunmuştur.

Mueller'ın çalışmasında (25) silindirlerdeki küreleri sayısal olarak paketlemek için yeni bir yaklaşım geliştirilmiştir. Paketleme algoritması, boyutsuz bir paketleme parametresine dayanan basit bir sıralı teknik kullanılır. Boyutsuz paketleme parametresi, bir silindirik paketleme yapısı içinde bir kürenin sıralı yerleşimini belirlemek için hem eksenel hem de radyal değişkenleri içerir. Sayısal simülasyon, $D/d \geq 2.0$ olan silindirik kaplarda özdeş kürelerin gevşek paketlenmesine uygulanmıştır. Ortalama gözeneklilik ve radyal gözeneklilik dağılımları için öngörülen sonuçlar, silindirik kaplardaki küreler için mevcut deneysel verilere göre doğrulanmıştır. Simüle edilen sonuçlar son derece doğrudur ve basit paketleme algoritması minimum hesaplama önkoşulları gerektirmiştir.

Rosen, Dinçer ve Pedinelli [26] kapsüllü buz termal enerji depolama sisteminin soğutma kapasitesi için termodinamik performansı, ekserji ve enerji analizleri kullanılarak değerlendirilmişlerdir. Değerlendirme sonucunda ekserji analizinin enerji analizine göre, bir ITES sisteminin verimliliğinin ve performansının daha gerçekçi ve anlamlı bir değerlendirme sağladığı gösterilmiştir. Genel olarak enerji ve ekserji verimlilikleri sırasıyla %99,5 ve %50,9'dır. Bu sonuçlar enerji analizinin, ITES verimliliğini yanıltıcı seviyede iyimser ifadelerle yönlendirmiştir. Sonuçlar, ekserji analizinin, bir ITES sisteminin verimliliğinin ve performansının enerji analizinden daha gerçekçi ve anlamlı bir değerlendirme sağladığını göstermektedir. Çalışmada elde edilen sonuçlar, ITES sistemlerini iyileştirmek ve optimize etmek isteyen mühendisler ve tasarımcılar için yararlı olacaktır.

Acar ve Dinçer [27] çalışmalarında bir pratik buz bulamacı termal enerji sisteminin bir binanın soğutma taleplerini karşıladığı düşünülmektedirler. Toplam iş ve ısı yükleri, ekserji yok olma oranı, ekserji verimliliği ve COP dahil olmak üzere saatlik sistem analizleri yapılmaktadır. Ayrıca değişen ortam koşullarının şarj, depolama ve boşaltma periyotlarına etkileri de araştırılmaktadır. Ekserji korunumunun sonuçlarına değinmek için, ekserji yok oluşu ve ekserji verimliliği kavramları tersinmezlikleri ele almak üzere incelenmiştir. Farklı zamanlarda odaklanmak, soğutma talepleri, boşaltma periyotlarında şarjda ekserji verimliliğini ve yok oluşunu tanımlamak ve sistemlerin ekserjetik performansı, farklı alt ünitelerde ve farklı ortam sıcaklıklarında kaybolan “işin kullanılabilirliği” hakkında bir fikir vermektedir. Sanayinin ve genel olarak toplumun doğrudan yararı için, ekserji potansiyel yararlarının kullanılması kritik öneme sahiptir. Sonuçlar, konut ünitesinin pik soğutma talebi sırasında ekserji yok oluşunun yaklaşık 64 kw olduğunu, ekserji verimliliğinin yaklaşık% 47 olduğunu ve en yüksek COP'un yaklaşık 2,45 olduğunu göstermektedir . Sürdürülebilir kalkınma, uzun vadede, makul maliyetle olacak şekilde erişilebilir ve olumsuz toplumsal etkilere neden olmadan gerekli tüm görevler için kullanılabilen, sürdürülebilir bir enerji kaynağı gerektirir. Enerji kaynaklarının kullanımı ile ilgili sürdürülebilirlik ve çevre konularının daha iyi anlaşılması, hem sorunların daha iyi ele alınmasına hem de ekonomiye ve topluma yararlı çözümler geliştirilmesine yardımcı olmak için gereklidir.

Güngör [28]'ün çalışmasında soğuğu depolayabilmek için kullanılan faz değişimli buz depolamalı teknolojilerden bahsedilmiştir. Ayrıca soğuk su depolama, statik buz

depolama ve dinamik buz depolama sistemler, diğer faz değişimli sistemler ve özellikleri de verilmiştir. Bu tür sistemlerin iklimlendirme sistemlerinde kullanımı durumunda yatırım, işletme ve bakım giderlerine olan etkileri tartışılmıştır. Buz depolama sistemlerini boyutlandırılması üzerinde durulmuştur. Sonuç olarakta bu sistemlerin enerji verimliliği açısından değerlendirilmesi yapılmıştır.

Regin ve diğerleri [29] termal enerji depolama günümüzde alanın ve suyun ısıtılması, atık ısının kullanımı, soğutma ve iklimlendirme gibi termal uygulamalarda ilgili çekmeye başlamıştır. Enerji depolama, enerjinin depolanması ve enerji tüketimi arasında uyumsuzluk olduğu durumlarda gerekli bir uygulamadır. Paketlenmiş bir yatak olarak monte edilen faz değişim maddesi (PCM) kapsüllerinin kullanılması, yüksek depolama yoğunluğu hedefinin daha yüksek verimle elde edilmesi için önerilen önemli yöntemlerden biridir. Faz değişim maddelerini (PCM) kullanarak termal enerji depolama sistemlerinin istendiği gibi tasarlanabilmesi için faz değişim maddesindeki (PCM) ısı transferi süreci ve faz değişim süreci hakkında niceliksel bilgiye sahip olunması gerekir. Bu çalışmada mevcut gizli ısı termal enerji depolama teknolojilerinin gelişimi incelenmiştir. Malzeme, kapsülleme, ısı transferi, uygulamalar ve yeni faz değişim maddesi (PCM) teknolojisi yeniliği gibi farklı depolama alanları ile ilgili çalışmalar yapılmıştır. Bu çalışmada katı-sıvı faz değişimi kullanılarak thermal enerji depolamanın (TES) bir incelemesi yapılmıştır. Çalışma sonucu elde edilmiş olan bilgiler bölümün altı alt bölüme ayrılması ile malzemeler, kapsülleme, tasarım, ısı transfer çalışmaları, uygulamalar ve yeni PCM teknolojisi yeniliği olmak üzere düzenlenmiş ve açıklanmıştır. Paketlenmiş yatak gizli ısı termal enerji depolama sistemi ve PCM kapsülünün ısı transfer özellikleri alanında yapılan incelemelerin belirgin özelliklerinin ayrımı da dikkat çekicidir.

Ismail ve Stuginsky [30]'ın çalışmalarında hissedilir ve gizli ısı termal depolama sistemlerine uygun olacak şekilde paketlenmiş yatak termal modelleri üzerinde karşılaştırmalı bir sayısal araştırmanın sonuçları sunulmaktadır. Yatak termal modellerinin dört temel grubu vardır. Bunlar sürekli katı faz modelleri, Schumsnn'ın modeli, tek fazlı modelleri ve termal difüzyon modelleri veya parçacıkların içerisinde termal gradyanlı modeller'dir. Mevcut bu dört model için ayrı ayrı bir bilgisayar kodu yazılmıştır ve optimize edilmiştir. Bu modellerin değerlendirilmesi için ilk kıstas çözüm sırasında tüketilen hesaplama zamanının incelenmesi olmuştur. Bu değerlendirilmeler

yapıldıktan sonra dört model belirli kriterlere göre karşılaştırılmıştır. Kriterler parçacık boyutu, boşluk fraksiyonu, partikül materyali, akış oranı değişimleri, çalışma akışkanı giriş sıcaklığı değişimleri ve duvar termal kayıpları'dır. Sonuç olarak elde edilen sonuçlar karşılaştırılmış, gerekli analizler yapılmış ve tartışılmıştır.

Akinshilo [31]'in çalışmasında Newtonien olmayan üçüncü dereceden akışkan kullanılmıştır. Bu akışkanın birbirine göre yatay şekilde paralel tutulan paralel plakalar aracılığı ile taşındığı gözenekli ortamda akış ve ısı transferi incelenmiştir. Akışkanın mekaniklerinden olan visko-elastik etkilerden dolayı lineer olmayan sıradan denklemlerin analizi yapılmıştır. Bu analiz yapılırken kullanılan yöntem ise Vogel'in sıcaklığa bağlı model bazlı viskozitesini kullandığı adomian ayrıştırma yöntemi (ADM)'dir. Akış ve ısı transferi üzerine etki eden parametreler incelenmiştir. Bunlar basınç gradyanı, ısı üretimi parametresi ve porozite terimi gibi termal akışkanlık parametreleridir. Artan ısı üretimi terimi bize üst plakaya doğru ilerledikçe sıcaklık dağılımında artış olduğunu gösterir. Bu sebeple artan porozite terimi de bize hız dağılımı üzerinde hafif bir azalma etkisinin olduğunu göstermiş olur. Bu çalışmada elde edilen çözümler ince film akışı, enerji korunması, soğuk su karışımı, polimer çözeltisi ve yağ geri kazanımı uygulaması ile ilgili gelişmiş çalışmalarda kullanılabilir. Ayrıca çözümler dördüncü dereceden Runge kutta nümerik çözüm analizleri ile karşılaştırıldığında uyum içinde olduğu görülmüştür.

Erdemir ve Altıntop [32]'un çalışmalarında soğutma sistemlerinin ilk kurulum maliyetlerini, sistemin ekipmanlarının kapasitelerini ve soğutma maliyetlerini düşürmek için uygulanabilecek en etkili yöntemin soğuk enerji depolama olduğu belirtilmiştir. Ayrıca soğuk enerji depolama türleri arasında da hacim avantajından dolayı en yaygın olarak kullanılan buzda enerji depolamanın olduğu onunda türleri arasında ilk kurulum maliyetinin düşük olmasından dolayı kapsüllü buzda enerji depolama tercih edildiği üzerinde durulmuştur. Kapsüllü BED sistemlerinde kapsüllerin ve tankın sistemin ısı performansı üzerine çok önemli etkileri vardır. Mevcut çalışmalardan farklı olarak bu çalışmada BED tankı içerisindeki porozitenin sistem performansını etkisi gösterildikten sonra tank içinde kademeli porozite olduğu durumdaki ısı performansı değişimleri incelenmiştir. Yapılan çalışma sonucunda ise tank içerisinde kademeli porozite kullanmanın ısı performansı olumlu yönde etkilediği görülmüştür.

MacPhee ve Dincer [33]'in çalışmalarında şarj işlemi süresince kapsüllenmiş bir buz termal enerji depolama cihazının (ITES) termal olarak modellenmesi yapılmıştır. Bu modelleme ısı transferi ve termodinamik analiz yoluyla gerçekleştirilmiştir. Isı transfer analizinde, iki farklı sıcaklık profili kılıfı, ihmal edilebilir radyal ve/veya akışlı iletimle karşılaştırmaya yönelik olarak incelenmiştir. Ayrıca her bir durum için sıcaklık profilleri açıklayıcı bir örnekte analiz edilerek gösterilmiştir. Yapılan ısı transferi analizi ile sıcaklık profilleri elde edildikten sonra, sistemin kapsamlı olarak termodinamik analizi yapılmıştır. Enerji, termal ekserji ve akış ekserji verimliliği, akış ekserjisi ile ilgili iç ve dış tersinmezliklerin yanı sıra şarj süreleri incelenmiştir. Bu incelemeler sonucunda enerji verimliliğinin %99'dan fazla olduğu görülürken, termal ekserji verimliliğinin canlı şarj süreleri için %40 ile %93 arasında değiştiği bulunmuştur. Akış ekserji verimliliği, seçilen akış ve giriş sıcaklıkları için %48 ile %88 arasında değişmektedir.

Kousksou ve diğerleri[34]'nin çalışmalarında kapsüllenmiş faz değişim malzemeleriyle (PCM) dolu silindirik bir tankın kullanılması ile oluşan endüstriyel bir enerji depolama süreci incelenmiştir. Bu tür endüstriyel enerji depolama süreçlerinde süper soğutma fenomeni olarak adlandırılan PCM'nin kristalleşmesinin gecikmesi durumu ile karşılaşılmaktadır. Sistemin analizi soğutma sıvısı ile soğuk depolama için iki boyutlu gözenekli ortam modelinin geliştirilmesine izin verdi. İlk olarak sayısal model, tankın dikey pozisyonundaki deney sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Daha sonra kod, yatay pozisyonda tankın termal davranışını incelemek için kullanıldı. Bu çalışma sonucunda, doğal taşınımına bağlı hareketlerin zorlanmış taşınımına aynı yönde olduğu dikey pozisyon durumunda, şarj modunun optimum çalışmasını sergilediği durum olduğu bulundu.

Bu çalışma akışın temel parametrelerinin etkisini gözlemlememize ve yatay konfigürasyondaki gibi düşey konfigürasyonda da doğal taşınımın önemini değerlendirmemize yardımcı olmaktadır. İki konfigürasyonun analizi sonucunda tankın en iyi şekilde çalışmasına sadece dikey pozisyonda erişildiği görülmüştür. Sıvı ve nodüllerin arasındaki değiştirilen gücün azalmasının bir sonucu olarak, doğal taşınımın görülmesi ile yatay pozisyonda en önemli şarj süresine sahip olduğu görülmüştür.

Chen ve diğerlerinin [35] çalışmalarında şarj işlemi süresince kapsüllenmiş bir termal depolama tankının termal performansını ve basınç düşüşünü deneysel olarak araştırmaktadır. Termal depolama tankı olarak bir polivinil klorür (PVC) içi boş silindir

kullanılır. Termal depolama tankı içerisindeki silindirik kapsüller, faz değişim materyali olarak çekirdeklenme ajansları ile eklenen suyu kullanmaktadır. Soğutucu madde ise etilen glikolün sulu çözeltisidir. Bu çalışmada yapılan deneyler ile kapsüllerin çekirdeklenmesi, ısı transferi ve tankın basınç düşüşü üzerinde soğutucunun giriş sıcaklığı ve soğutucunun akış hızının nasıl etki yaptığı incelenmiştir. Sonuçlar, soğutucunun giriş sıcaklığı %100 çekirdeklenme olasılığı ile sıcaklığın altına ayarlandığı zaman, soğuk enerji tamamen gizli ısı formunda depolanabileceğini göstermiştir. Soğutma suyunun giriş sıcaklığı ve soğutma sıvısının akış hızı ne kadar düşükse, depolama tankının verimi o kadar yüksek olur. Sistemin bir şarj süreci boyunca, soğutucu akışkanın basınç düşüşü için bir korelasyon da gerçekleştirilmiştir. Özetle çalışmada, değişen giriş suyu sıcaklığı ve soğutucu akış hızı ile silindirik kapsüller kullanılarak şarj işlemi sırasında bir termal depolama tankının termal performansı araştırılmıştır.

Lee ve Jones [36] hem şarj hem de deşarj modları için bir serpantin üzerinde termal enerji depolama (TES) sistemi için analitik modeller geliştirilmişlerdir. Bu makale temel ısı transferi analizini açıklamakta ve modelden belirlenen şarj ve deşarj modlarının özelliklerini sunmaktadır. Soğutma yükü modelinin çıktı sonuçları TES tankındaki buz hacmi ve soğutma yük oranıdır. Buz hacminin ve soğutma hızının hata analizleri, model öngörülerinin deneysel değerlerin sırasıyla% 5 ve% 12'sinde olduğunu göstermiştir. Değişken $T_f - T_{max}$ ve etkileşimlerin $(T_f - T_{max}) \times h_o$, $h_i \times F$ ve $h_i \times h_o \times F$ 'nin hem soğutma yük oranı hem de buz yarıçapı üzerinde önemli etkileri olduğunu göstermek için faktöryel tasarım duyarlılık analizi yapılmıştır. Soğutma deşarj modelinin çıktı sonuçları, tank dökme suyu sıcaklıklarının deneysel değerlerin% 5'i içinde olduğunu göstermiştir. Duyarlılık analizi, h_o ve T_{ci} değişkenlerinin yanı sıra $m \times \% \text{buz} \times T_{cl}$ ve $m \times h_o \times \% \text{buz}$ etkileşimlerinin yığın suyu sıcaklığı üzerinde önemli etkileri olduğunu göstermiştir. Modeller çeşitli varsayımlar içermekle birlikte, sonuçların evaporatör / buz depolama tankının tasarımı ve anlaşılması için yararlı olduğu düşünülmüştür.

Saito [37]'nin çalışmasında soğuk termal enerji depolama (CTES) alanındaki son literatürler gözden geçirilmektedir. İlk olarak, CTES kavramı açıklanmaktadır. Çeşitli ülkelerde elektrik enerjisinin yük dengelemesi örnekleri sunulmaktadır. CTES'in çeşitli tipleri tanımlanır, değerleri ve dezavantajları açısından karşılaştırılmıştır. Karşılaştırılan sistemler, bir buz yapma deposuna karşı bir soğuk su deposu, dinamik bir buz yapma deposuna karşı statik bir buz yapma deposu ve dolaylı buz üretimine karşı doğrudan buz

yapmadır. Yaklaşık 140 makale incelenmekte ve beş kategoriye ayrılmaktadır: (1) başarılı sistemlerin performansı, (2) simülasyon ve kontrol, (3) soğuk su depolama, (4) statik buz yapma deposu ve (5) dinamik buz yapma depolama. Son olarak, gelecekteki araştırmalar için öneriler sunulur.

Soltan ve Ardehali [38]'nin çalışmalarında mevcut enerji üretim tesislerinde artan yüksek enerji verimliliği talebinin karşılanması için talep tarafı yönetim stratejilerinin uygulanmasını gerektiği belirtilmiştir. Operasyonel bir strateji olarak, termal enerji depolama (TES), elektrik yüklerini pik saatten pik saatlere kaydırmak için etkili bir araç olarak kabul edilir. Depolama tankları ve sistemlerin tasarımı için, suyun katılaştırılması ve buz birikimi için gerekli sürenin sayısal simülasyon ve deneysel yöntemlerle tahmini gereklidir. Bu çalışmanın amacı, sayısal bir simülasyon modeli geliştirmek ve dairesel kesitli bir TES bobini etrafındaki suyun katılaşması için gereken süreyi belirlemektir. Su katılaşma fenomeninin, sınır ve dairesel TES sistemlerinde bulunanlara benzer başlangıç koşulları etrafında dairesel bir boru etrafında objektif, geçici ısı ve kütle transferi analizine ihtiyaç vardır. Kapsamlı bir literatür araştırması yapılmış ve Du-Fort Frankle tarafından önerilen sonlu bir fark algoritması kullanılarak, silindirik koordinat sistemi tabanlı sayısal model geliştirilmiş ve 20 mm çapında bir boru etrafında 10 mm buzun katılaşması için zaman süresi bulunmuştur.

Zhu ve Zhang [39]'ın çalışmalarında belirttikleri üzere yatay tüplere sahip dahili eriyik buz üzerinde depo, termal depolama için yaygın olarak kullanılmaktadır. Deşarj işlemi farklı buz-su yoğunluğundan büyük ölçüde etkilenmektedir. Dahili eriyik serpantinli buz tankları için geliştirilen mevcut modeller, dikey tüplü tanklara veya tanktaki tüm su donduğunda konsantrik silindir modellerdir, ancak deşarj durumunda buz-su yoğunluk farkının etkisini tanımlamazlar. Bu makale, özellikle yatay tüplü bir tanktaki deşarj işlemi için geliştirilmiş eksantrik silindir modelini tanıtmaktadır. Model basittir ve sistem simülasyonu için uygundur. Deneysel doğrulama modelin güvenilirliğini kanıtlamıştır.

Erek ve Dinçer [40] şarj etme ve boşaltma işlemleri sırasında, kapsüllenmiş buz termal enerji depolama (TES) sisteminin ısı transfer davranışı aşağı akış durumunda değişir ve ısı transfer sıvısının (HTF) sıcaklığı ve özellikle her kapsülün etrafında ısı transfer katsayısı önemli ölçüde değiştiğini belirtmişlerdir. Bu, en son teknolojiye katkıda bulunmak için değişken ısı transfer katsayısı ile ilgili sorunun dikkatle incelenmesini

gerektirir. Bu durum çalışmanın arkasındaki temel motivasyon olmuştur. Burada ilk olarak farklı kapsül çapları, kütle akış hızları ve HTF sıcaklıkları için bir dizi 120 sayısal deney simüle ederek yeni bir ısı transfer katsayısı korelasyonu geliştirmişlerdir ve ikincisi, kapsüllenmiş buz TES sisteminin ısı transfer davranışının incelenmesi için kontrol hacmi yaklaşımı ile sıcaklık bazlı sabit ızgara çözümünü kullanarak kapsamlı bir sayısal analiz gerçekleştirmişlerdir. Üçüncüsü, literatürden elde edilen bazı deneysel verilerle mevcut sayısal modeli ve yeni korelasyonu doğrulamışlardır ve böylece model sonuçları ile deneysel veriler arasında iyi bir uyum elde etmişlerdir. Sonuçlar, ısı geçiş katsayısının aşağı akış sırasında büyük ölçüde değiştiğini ve işlem sırasında gerçekleşen ısı transferini büyük ölçüde etkilediğini göstermektedir. Dolayısıyla, sabit ısı transfer katsayısına sahip çözümler analiz ve sistem optimizasyonu için güvenilir görünmemektedir. Sonuçlar aynı zamanda katılaşma işleminin esas olarak Stefan sayısı, kapsül çapı ve kapsül sıra numarasının büyüklüğü tarafından yönetildiğini göstermektedir.

Ismail ve diğerleri [41] küresel bir kapsül içindeki suyun katılaştırılması işlemi sırasında ısı transferi üzerine sayısal bir çalışmanın sonuçlarını bildirmektedirler. Problemin ve ilgili sınır koşullarının yönetim denklemleri, sonlu farklar yaklaşımı ve hareketli bir ızgara şeması kullanılarak formüle edilip ve çözülmüştür. Model optimize edilip ve sayısal tahminler yazarlar tarafından gerçekleştirilen deneysel sonuçlarla karşılaştırılarak doğrulanmıştır. Model ayrıca, kabuğun boyutu ve malzemesinin, faz değişim malzemesinin başlangıç sıcaklığının ve küresel kapsülün dış sıcaklığının katılaşmış kütle fraksiyonu üzerindeki etkilerini ve tam katılaşma süresini araştırmak için kullanılmıştır.

Dinçer ve MacPhee [42] çalışmalarında küresel bir geometrideki katılaşma ve eritme işlemleri bu çalışmada incelenmişlerdir. Dikkate alınan kapsüller deiyonize su ile doldurulurmuştur. Böylece bir küre ağı kapsüllenmiş bir buz depolama modülü için depolama ortamı olarak düşünülebilir. ANSYS GAMBIT ve FLUENT 6.0 paketleri, mevcut modeli bu tür kapsüllerin bir sırasını geçerek ısı transfer sıvısı (HTF) için kullanmakta, aynı zamanda HTF giriş sıcaklığını ve akış hızını ve referans sıcaklıkları değiştirmek için kullanılmaktadır. Mevcut model, literatürden alınan deneysel verilerle uyumludur ve ayrıca sıkı zaman ve ızgara bağımsızlık testlerinden geçirilmiştir. Elde edilen katılaşma ve erime süreleri, ekserji ve enerji verimlilikleri ve ekserji yok oluşu hesaplanabilecek şekilde yeterli akış parametreleri incelenmiştir. Viskoz yayılım dahil

olmakla birlikte, tüm enerji verimliliklerinin% 99'un üzerinde olduğu bulunmuştur. Ekserji analizi kullanılarak, ekserjik verimliliklerin HTF senaryosuna bağlı olarak yaklaşık% 75 ila% 92'nin üzerinde olduğu belirlenmiştir. HTF akış hızı artırıldığında, esas olarak artan ısı kayıpları ve ekserji yayılımı nedeniyle tüm verimlilikler azalır. Suyun katılma sıcaklığından uzaklaşan HTF sıcaklıklarının, ekserjetik olarak en uygun, ancak enerjisel olarak daha az uygun olduğu bulunmuştur. Bunun ana nedeni ve ana kayıp şeklinin ekserjetik olarak, her durumda yok edilen ekserjinin% 99,5'inden sorumlu olan ısı transferine eşlik eden entropi üretimi. Sonuçlar, faz değişimine eşlik eden ısı transferinden enkapsüle edilmiş küreler yatağında ısı transferi ve sıvı akışı olaylarını inceleyerek, entropi üretiminin ana modlarının değerlendirilmesinin çok önemli olduğunu göstermektedir.

Dinçer ve MacPhee [43] bir diğer çalışmaları ise bazı tipik kapsüllenmiş buz termal enerji depolama (TES) geometrilerinde erime süreci ile ilgilidir. Silindirik ve levha kapsüller, akan bir ısı transfer sıvısına (HTF) tabi tutulduklarında küresel kapsüller ile karşılaştırılır. Giriş HTF sıcaklığı ve akış hızı ile referans sıcaklıkların etkisi araştırılmış ve ortaya çıkan katılma ve erime süreleri, enerji verimliliği ve ekserji verimliliği belgelenmiştir. ANSYS GAMBIT ve FLUENT 6.0 yazılımlarını kullanarak, tüm geometriler oluşturulur ve sonlu hacim çözücünün devam etmesi için uygun sınır ve başlangıç koşulları seçilir. Tüm enerji ve ekserji verimliliklerinin hesaplanmasını sağlamak için geçici çözümler sırasında yeterli akış parametreleri izlenir. Enerjisel olarak en verimli geometrik senaryo, levha geometrisi için elde edilirken, küresel geometri ekserjetik olarak en yüksek verimi elde etmiştir. İki sonuç arasındaki fark esas olarak entropi üretimi ve yok edilen ekserjinin hesaplanmasıdır ve en büyük termal ekserji kaybı modunun, analize viskoz yayılım dahil olmasına rağmen, faz değişimine eşlik eden ısı transferinden kaynaklanan entropi üretimi yoluyla olduğu bulunmuştur. Tüm verimlilik değerleri, azalan HTF akış hızı ile artma eğilimindedir, ancak ekserjetik olarak en iyi senaryo, düşük giriş HTF sıcaklığına sahip küresel kapsüller için gibi görünmektedir. Enerji verimliliği değerleri% 99'un üzerindedir, ekserji verimliliği değerleri sırasıyla% 72 ila% 84 arasında değişmektedir. Sonuçlar, enerji analizlerinin viskoz yayılım kayıplarını etkili bir şekilde tahmin edebilmekle birlikte, soğuk TES sistemlerinde bulunan kayıpları doğru bir şekilde ölçemediğini ve bazı durumlarda ekserji analizleriyle karşılaştırıldığında normal verimlilikten daha yüksek ve yanlış optimal parametreleri öngördüğünü göstermektedir.

Corvaro ve diğerleri [44]'nin çalışmalarında gözenekli bir yatağın neden olduğu yakın yatak dinamiklerine odaklanan, farklı yatak tiplerine yayılan dalgaların iç akış kinematığı üzerine deneysel sonuçlar göstermiş ve analiz etmişlerdir. Gözenekli yatak, hem dalga yüksekliğinin (% 30) hem de iç akış hızının (maksimum ve minimum fazlar için $\approx$ % 50) akış yukarıdan aşağıya doğru büyük bir zayıflamaya neden olur. Dalga yüksekliği ve iç akış zayıflaması arasındaki ilişki, dalga enerjisi argümanları ile analiz edilmiştir. Aynı zamanda, yatay ve dikey hız bileşenleri için, pürüzsüz ve gözenekli yataklı kasalar arasındaki ortalama akışın ortalama olarak yaklaşık % 45 ve % 55 olduğunu bulmuşlardır. Dikey hızın daha güçlü azaltılması, bu hız profilinin geçirimsiz bir yatak üzerinde meydana gelenlere göre önemli bir varyasyonundan kaynaklanmaktadır. Uygun video görüntülerinden akış hızını çıkarmak için optik bir teknik kullanmışlardır; gözenekli ortamdaki dalga dinamiği, tabaka üzerindeki ortalama dalga akışı, türbülans ve girdap alanları değerlendirilerek analiz etmişleridir. Anlık hız spektrumları açısından dolaylı olarak karakterize edilen türbülansın, ortalama akışın zirvelerinden daha derin bir pozisyonda bulunan alt sınır tabakası içinde büyük ölçüde sınırlandırıldığı bulunmuştur. Ani hız spektrumlarının analizlerinden, yakın yatak türbülansı için açık bir anizotropi ve homojen olmayanlık bulunmuştur. Bu, alt sınır tabakasında, dalga tepesi ve çukur aşamaları sırasında yoğunluğu maksimum olan uzun tutarlı tutarlı girdap yapılarının varlığıyla doğrulanmıştır.

MacPhee ve diğerleri [45] kapsüllü buz termal enerji depolama (EITES) sistemindeki katılaştırma işlemi, depolama tankı duvar efektlerini ve ısı penetrasyonunu ihmal ederken su dolu kapsüller için simüle etmişlerdir. Enerji ve ekserji verimliliği değişen kapsül şekli, giriş Isı Transfer Sıvısı (HTF) sıcaklığı ve HTF akış hızına göre hesaplamışlardır. Bu çalışmada yedi geometri, beş giriş HTF sıcaklığı ve üç HTF akış hızı dahil 105 test durumu yürütülmektedir. Enerji verimliliğinin sistem performansını doğru bir şekilde yansıtmadığı ve her durumda % 99,96'nın üzerinde olduğu bulunmuştur. Bununla birlikte, ekserji verimliliği % 78 ila % 92 arasında değişmekte ve sistem kayıpları hakkında daha iyi bilgi sağlamıştır. Sonuçlar, sistem verimliliğini arttırmanın etkili bir yolunun HTF giriş sıcaklığını arttırmak olduğunu göstermektedir; HTF giriş sıcaklığı katılma sıcaklığının biraz altına ayarlanarak önemli verimlilik kazanımları elde edilebilir. Değişen kapsül geometrisinin verimlilik üzerinde tutarsız etkileri olmuştur, farklı geometriler farklı durumlarda optimaldir. Şaşırtıcı bir şekilde, viskoz yayılımın ekserji

verimliliği üzerinde çok az etkisi vardı ve çok az entropi üretimi kaynağıydı. Böylece, EITES tasarımcıları kabul edilebilir bir sürede tam sistem şarjı sağlamak için hem akış hızını hem de giriş HTF sıcaklığını artırabilir.

Acar [46]'ın çalışmasında artan küresel enerji talebi ve fosil yakıt rezervlerinin sınırlı doğası nedeniyle, literatürde alternatif ve temiz enerji kaynakları ve sistemlerine odaklanan muazzam araştırma ve geliştirme çalışmaları yapılmıştır. İklim değişikliği ve enerji güvenliği gibi bazı kritik enerji konularını ele almak söz konusu olduğunda, yenilenebilir enerji umut verici bir seçimdir. Bununla birlikte, yenilenebilir enerjilerin aralıklı ve süreksiz kaynakları vardır; dolayısıyla, uygun fiyatlı, güvenilir, esnek, temiz, güvenli ve verimli şekilde depolanması gerekir. Sonuç olarak, enerji depolama sürdürülebilir bir gelecek için yenilikçi enerji sistemleri oluşturmak için önemli bir adım haline geliyor. Enerji, elektrikten kimyaya (örn. Hidrojen) veya elektrokimyasal, termal, elektromanyetik vb. Birçok formda depolanabilir. Her form, bazıları zaten ticari olarak olgunlaşmış, bazıları ise erken araştırma ve geliştirme aşamalarında olan farklı teknolojilerden oluşur. . Bu seçeneklerin her biri, farklı ölçeklerdeki farklı son kullanıcıların ihtiyaçlarını karşılayacak şekilde uyarlanabilir. Bu nedenle, bu çalışma çeşitli son kullanıcıların gereksinimleri ve akıllı enerji depolama sistemlerinin özellikleri ile birlikte enerji depolama seçeneklerinin en son durumu hakkında kapsamlı bir inceleme yapmayı amaçlamaktadır. Temel amaç, mekanik, elektrokimyasal, kimyasal, termal ve elektromanyetik enerji depolama teknolojilerinin performans değerlendirme durumlarını özetlemektir. Seçilen performans ölçütleri kapasite esnekliği, enerji arbitrajı, sistem dengeleme, tıkanıklık yönetimi, çevresel etki ve güç kalitesidir. Sonunda, enerji depolama sistemleri için bazı temel öneriler ve gelecekteki talimatlar verilmektedir.

Yapılmış olan literatür çalışmasında buzda enerji depolama sistemlerinin türleri ve çalışma koşulları ile ilgili çok sayıda çalışma bulunmaktadır. Buzda enerji depolama sistemlerinin ve paketlenmiş ısı enerjisi depolama sistemlerinin elemanları incelendiğinde en kritik olanın depolama hacmi olduğu görülmüştür. Ayrıca literatür çalışmalarında görüleceği üzere tankın ısı analizi üzerine birçok çalışma yapılmıştır. Bu analizi yapmak için genel olarak deneysel, sayısal ve analitik olmak üzere metodlar kullanılmıştır. Bu sebepten ötürü depolama tankının ısı karakteristiğini belirlemek, sistemlerin tasarımı ve performansı açısından oldukça önemlidir. Bu tez çalışmasında, diğer çalışmalardan farklı olarak gözenekli ortamlardaki genel enerji denklemi analitik olarak çözülmüştür. Analitik

metotlar çerçevesinde literatürdeki çalışmaları incelendiğinde, bu enerji denklemi ya 1 boyutlu olarak çözülmüştür ya da 2.boyutta (çoğu zaman radyal yönde) kabul yapılmış şekilde 2 boyutlu olarak çözülmüştür. Yapılan bu çözüm, enerji denklemini 1 boyutlu olarak veya 2.boyutta kabul yapmadan elde edilen bir sonuç olduğu için literatürdeki mevcut çalışmalar ile kıyaslandığında daha doğru sıcaklık dağılımı sonuçları verdiği düşünülmektedir. Daha sonrasında elde edilen bu sıcaklık dağılımlarıyla depolama tankının termodinamik analizleri yapılmış ve tankın performansının iyileştirilmesi için uygun parametreler belirlenmiş, gerekli değişiklikler önerilmiştir.



2. BÖLÜM

MATERYAL VE METOT

2.1. Giriş

Bu tez çalışmasındaki analitik çözümün dayandığı temel varsayım, bu sistemlerde sıklıkla tercih edilen modelleme yöntemi olan gözenekli ortam modelidir. Bu modelde, faz değişim materyali (PCM) kapsülleri, bağımsız parçacıklardan oluşan bir ortam olarak değil, sürekli bir ortam gibi davranır. PCM kapsüllerinin karmaşık düzenindeki ısı transfer akışkanının daha ayrıntılı modellenmesi oldukça zor olduğundan ve dolayısıyla pratik olmadığından bu basitleştirilmiş yaklaşıma ihtiyaç duyulmaktadır. Isı transfer akışkanı ile ilgili enerji denklemlerinin büyük ölçüde basitleştirilmesine ve sistem kayıplarının daha eksiksiz analizinin yapılmasına izin veren konsept gözenekli ortam modelidir.

Bu çalışmada enerji denklemi ısı transferi akışkanı için oluşturulmuştur. Ayrıca tank silindirik geometride modellenmiştir. Bu nedenle yapılan analitik çözümlerde silindirik koordinatlar kullanılmıştır.

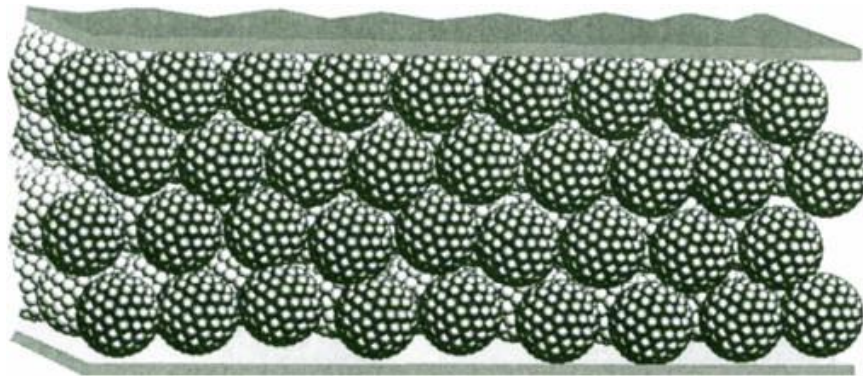
Yapılan analitik çözümde aşağıdaki varsayımlar yapılmıştır;

- Depolama sistemi, yarıçapı R ve yüksekliği L olan silindirik geometride modellenmiştir. Bu modelin seçilmesinin nedeni, ortama olan ısı transferini analiz ederken önemli olan kıstas düşük yüzey alanı-hacim oranıdır.

- Depolama kapsüllerinden aktarılan ısıнын büyük kısmı zorlanmış konveksiyonun bir sonucu olacağından ve depolama sistemi içindeki viskoz yayılım göz ardı edileceğinden dolayı kaldırma etkileri ihmal edilmiştir.
- Isı transfer akışkanını sıkıştırılamaz, sistemin termofiziksel özellikleri sabittir ve hız profili x yönünde tam gelişmiş akış olarak kabul edilmiştir.
- PCM kapsüllerinin malzemesi, faz değişim akışkanının donma sıcaklığına eşit sabit bir sıcaklığa sahip olduğu kabul edilmiştir.

2.2. Gözenekli Ortamlarda Enerji Denklemi

Günlük hayatımızda her sahada gözenekli ortamlar karşımıza çıkmaktadır. İçerisinden bir akışkanın geçirebilen gözenekli bir ortamdaki enerji geçişi ve akışkanın akışı, bilim ve mühendisliğin farklı alanlarının konusu olmuştur. Günümüze kadar çeşitli bilim alanlarında gözenekli ortamları esas alan birçok çalışma yapılmıştır. Gözenekli ortamlardaki bu çalışmaların temeli Fransa'da Henry Darcy tarafından 1856 yılında bir hastaneye temiz su getirme projesi kapsamında yapılan çalışmalar ile başlar ve daha sonrasında diğer bilim insanları tarafından değerlendirilip gözenekli ortamlarda akışı tanımlayan genel bir denkleme dönüştürülmesi ile devam eder. Gözenekli ortam, katı bir iskelet içerisinde birbirleri ile ilişkili boşlukların bulunduğu bir malzeme olarak tanımlanmaktadır. Doğal gözenekli ortam olarak deniz kumu, kireçtaşı, odun, akciğer ve dokuları örnek verebiliriz.



Şekil 2. 1. Gözenekli ortam [48]

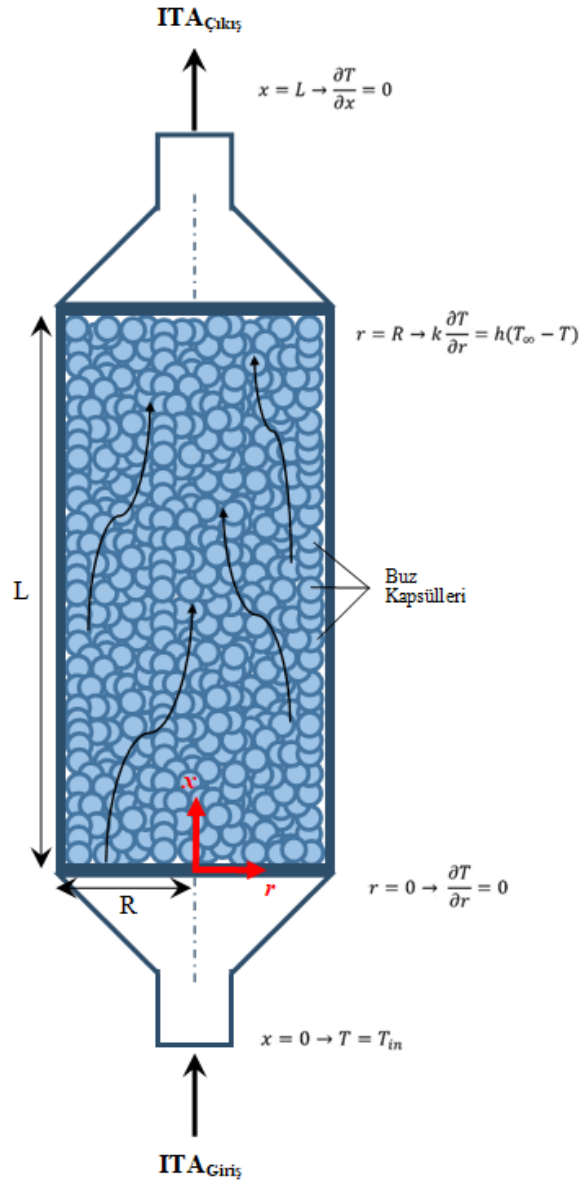
Bir malzemeyi gözenekli ortam olarak tanımlayabilmek için bazı özelliklere sahip olması gerekir. Öncelikle, malzeme kendi boyutları ile karşılaştırıldığında zaman, içerisinde çok

küçük ve birbiri ile ilişkili boşluklar olmalıdır. Bir katı matris içinde oluşan bu boşluklar, hava, su vb. gibi akışkanlar veya farklı akışkanlardan oluşan karışımlar bulundurur. Bir başka özellik, akışkan katı malzemenin bir uçundan girip öbür ucundan çıkabilmelidir. Doğal bir gözenekli ortam göz önüne alındığında, buradaki boşlukların büyüklüğü ve şekli düzensizdir. Gözenekli ortamın bütün makroskobik özellikleri bu düzensizlik ve rasgelelikten etkilenir. Bu durumda, makroskobik gözenek yapısı değişkenleri gözenekli malzemenin ortalama özelliklerini temsil eder. En önemli gözenek yapısı değişkenleri; gözeneklilik, geçirgenlik ve akış yatağı olarak bilinir. Gözeneklilik ve akış yatağı yapısı gözenekli ortama özgü özelliklerdir. Fakat, geçirgenlik gözenekli ortamın kütle geçiş özelliğini temsil eder. Gözeneklilik, ε , malzeme içindeki toplam boşluk hacminin malzemenin toplam hacmine oranı şeklinde tanımlanır ve gözeneklilik sıfıra yakın veya hemen hemen bire yakın bir değer alabilir. Bu tez çalışmasında ise paketlenmiş ısı depolama ortamı içerisinde silindirik koordinatlarda enerji denklemi çözülecektir.

2.3. Kontrol Hacmi

Bu tez çalışması kapsamında incelenen buzda enerji depolama tankı Şekil 2.1’de modellenmiş olup başlangıç ve sınır şartları üzerinde gösterilmiştir. Yapılmış olan literatür taramasında kapsüllü buzda enerji depolama sistemlerinde sıcaklık dağılımının ve ısı transfer akışkanının ve sistem tasarımının özelliklerini parametrik olarak inceleyebilmek için gözenekli (poroz) ortam benzetimi yaygın olarak tercih edilmiştir. Belirtilen depolama sisteminin gözenekli ortam olarak modellenmesi yapılırken içerisinde faz değiştiren materyalin bulunduğu kapsüllerin sürekli bir ortam gibi davrandığı kabul edilmiştir. Bu şu demektir; kapsülleri birbirleri ile irtibat halindedir. Bu sistemin gözenekli ortam olarak modellenmesi, ısıl modellemeyi yapıp sıcaklık dağılımlarını elde edebilmek için çözülmesi gereken enerji denklemini basite indirgenmesini sağlar. Bu sayede, sistemin analizi çok daha kolay bir şekilde yapılabilecektir.

Buz depolama tank Şekil 2.1’de görüldüğü üzere R yarıçapında ve L boyundadır. Tankın başlangıçtaki merkezine yerleştirilen koordinat eksenini dikkati alınarak başlangıç ve sınır şartları gösterilmiştir.



Şekil 2.2. Kapsüllü buzda enerji depolama sisteminin şematik gösterimi

2.4. Analitik Çözüm Yöntemi

Yukarıda belirtilen varsayımla, buz depolama tankı içerisinde ısı transfer akışkanının gözenekli ortamlar için silindirik koordinatlarda 2 boyutlu enerji denklemi aşağıdaki şekilde yazılır. Bu denklemde geçen ifadelerin açıklamaları şu şekildedir; ε tank içerisindeki gözenekliliği, ρ ısı transfer akışkanının yoğunluğu, C ısı transfer akışkanının özgül ısısını, u ısı transfer akışkanının akış hızını, H kapsüller ile ısı transfer akışkanı arasındaki ortalama ısı geçiş katsayısını, A_{bed} tank içerisindeki kapsüllerin toplam yüzey alanını ve T_{pcm} ise faz değişim sıcaklığıdır.

$$\frac{\varepsilon \rho C u}{k} \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{H A_{bed} T_{sm}}{k} - \frac{H A_{bed} T}{k} \quad (2.1)$$

Bu kısmi diferansiyel denklemi çözmek için tankın uzunluğu ve çapı boyunca sırasıyla aşağıdaki başlangıç ve sınır şartları uygulanmıştır.

$$x = 0 \rightarrow T = T_{in} \quad (2.2)$$

$$x = L \rightarrow \frac{\partial T}{\partial x} = 0 \quad (2.3)$$

$$r = 0 \rightarrow \frac{\partial T}{\partial r} = 0 \quad (2.4)$$

$$r = R \rightarrow k \frac{\partial T}{\partial r} = h(T_{\infty} - T) \quad (2.5)$$

Sınırdaki homojen olmayan diferansiyel ifadenin homojen hale gelebilmesi için yeni bağımlı bir değişken oluşturulması gerekir. Bu bağımlı değişken ise $\theta(x, r)$ 'dir. $T(x, r)$ ifadesi aşağıdaki şekilde kabul edilmiştir.

$$T(x, r) = \theta(x, r) + B(r) \quad (2.6)$$

$T(x, r)$ 'ye bağlı birinci ve ikinci dereceden diferansiyel ifadeler denklem 2.6'ya göre aşağıdaki şekilde düzenlenmiştir.

$$\frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\partial \theta}{\partial x} \quad (2.7)$$

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} \quad (2.8)$$

$$\frac{\partial T}{\partial r} = \frac{\partial \theta}{\partial r} + \frac{\partial B}{\partial r} \quad (2.9)$$

$$\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} = \frac{\partial^2 \theta}{\partial r^2} + \frac{\partial^2 B}{\partial r^2} \quad (2.10)$$

$$x = 0 \rightarrow T(0, r) = \theta(0, r) + B(r) = T_{in} \quad (2.11)$$

$$\theta(0, r) = T_{in} - B(r) \quad (2.12)$$

$$x = L \rightarrow \frac{\partial \theta}{\partial x} = \frac{\partial T}{\partial x} = 0 \quad (2.13)$$

$$r = 0 \rightarrow \frac{\partial \theta}{\partial r} + \frac{\partial B}{\partial r} = 0 \quad (2.14)$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial r} = 0 \quad (2.15)$$

$$\frac{\partial B}{\partial r} = 0 \quad (2.16)$$

$$r = R \rightarrow k \left(\frac{\partial \theta}{\partial r} + \frac{\partial B}{\partial r} \right) = h(T_{\infty} - \theta - B) \quad (2.17)$$

Bu denklemde iki bağımsız değişken bulunmaktadır. Bu yüzden çözümün sağlanabilmesi için iki ayrı diferansiyel denkleme ihtiyaç vardır. Aşağıdaki gibi homojen kısmi diferansiyel denklemler elde edilmiştir.

$$k \frac{\partial \theta}{\partial r} = h\theta \quad (2.18)$$

$$k \frac{\partial B}{\partial r} = h(T_{\infty} - B) \quad (2.19)$$

İlgili dönüşümler ana denklemde yerine yazılarak aşağıdaki diferansiyel denklem elde edilir.

$$\frac{\varepsilon \rho C u}{k} \frac{\partial \theta}{\partial x} = \frac{\partial^2 \theta}{\partial r^2} + \frac{\partial^2 B}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \left(\frac{\partial \theta}{\partial r} + \frac{\partial B}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} + \frac{HA_{bed} T_{sm}}{k} - \frac{HA_{bed}}{k} (\theta + B) \quad (2.20)$$

Bu diferansiyel denklem biri homojen ancak kısmi diferansiyel denklem, diğeri homojen olmayan ancak adi diferansiyel denkleme indirgenmiştir. Homojen olmayan B diferansiyel denklemini, tek değişken olarak yarıçapa bağlı olduğu için sabit değerlere eşitlenmiştir.

$$\frac{d^2 B}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dB}{dr} + \frac{HA_{bed} T_{sm}}{k} - \frac{HA_{bed}}{k} B = 0 \quad (2.21)$$

$$\frac{\varepsilon \rho C u}{k} \frac{\partial \theta}{\partial x} = \frac{\partial^2 \theta}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \theta}{\partial r} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} - \frac{H A_{bed}}{k} \theta \quad (2.22)$$

Denklem 2.21’de sabit olan ifade eşitliğin sağ tarafına atılırsa aşağıdaki denklem elde edilmiştir.

$$\frac{d^2 B}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dB}{dr} - \frac{H A_{bed}}{k} B = - \frac{H A_{bed} T_{sm}}{k} \quad (2.23)$$

Bu diferansiyel denklemi yalınlaştırmak için aşağıdaki dönüşüm yapılarak denklem düzenlenmiştir.

$$\frac{H A_{bed}}{k} = m \quad (2.24)$$

$$\frac{d^2 B}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dB}{dr} - m B = -m T_{sm} \quad (2.25)$$

Elde edilen bu diferansiyel denklemin homojen olmayan çözümünü kolaylaştırmak adına aşağıdaki değişken dönüşümü yapılarak denklem tekrar düzenlenmiştir.

$$r = \frac{y}{\sqrt{mi}} \quad (2.26)$$

$$dr = \frac{1}{\sqrt{mi}} dy \quad (2.27)$$

$$(dr)^2 = - \frac{dy^2}{m} \quad (2.28)$$

$$r dr = \frac{y}{\sqrt{mi}} \frac{dy}{\sqrt{mi}} = - \frac{y dy}{m} \quad (2.29)$$

$$y = \sqrt{mi} r \quad (2.30)$$

$$dy = \sqrt{mi} dr \quad (2.31)$$

$$dr^2 = \frac{dy^2}{m} \quad (2.32)$$

$$\frac{d^2 B}{dy^2} + \frac{dB}{y dy} - mB = -mT_{sm} \quad (2.33)$$

$$\frac{d^2 B}{dy^2} + \frac{1}{y} \frac{dB}{dy} + B = T_{pcm} \quad (2.34)$$

Bilindiği üzere genel çözüm homojen ve homojen olmayan çözümlerin toplamına eşittir.

$$B = B_H + B_P \quad (2.35)$$

Çözmek istediğimiz diferansiyel denklem ikinci mertebeden bir denklem olduğu için homojen çözümde lineer çözümlerin toplanması prensibi uygulanmıştır. Bununla birlikte denklem 2.34'ün homojen kısmı Bessel diferansiyel denklemi formundadır. Bu nedenle homojen çözümde $J_0(y)$ ve $Y_0(y)$ olmak üzere iki tane Bessel çözüm fonksiyonu ve buna bağlı olarak C_1 ve C_2 olmak üzere iki integral sabiti olmalıdır. Yukarıda elde etmiş olduğumuz son diferansiyel denklem için genel çözüm aşamaları aşağıda ifade edilmiştir.

$$B_H = C_1 J_0(y) + C_2 Y_0(y) \quad (2.36)$$

$$B_P = T_{sm} \quad (2.37)$$

$$B = C_1 J_0(y) + C_2 Y_0(y) + T_{sm} \quad (2.38)$$

Bessel fonksiyonlarının eşitlikleri kullanılarak sağlama metodu uygulanmıştır.

$$J'_0(y) = -J_1(y) \quad (2.39)$$

$$J''_0(y) = -J'_1(y) = -\left(J_0 - \frac{J_1}{y}\right) \quad (2.40)$$

$$\frac{dB}{dy} = -J_1 \quad (2.41)$$

$$\frac{d^2 B}{dy^2} = -\left(J_0 - \frac{J_1}{y}\right) \quad (2.42)$$

$$B_P = C(y)J_0(y) \quad (2.43)$$

$$\frac{dB_P}{dy} = \frac{dC}{dy}J_0 - C.J_1 \quad (2.44)$$

$$\frac{d^2B_P}{dy^2} = \frac{d^2C}{dy^2}J_0 - \frac{dC}{dy}J_1 - \frac{dC}{dy}J_1 - C\left(J_0 - \frac{J_1}{y}\right) \quad (2.45)$$

$$\frac{d^2C}{dy^2}J_0 - 2\frac{dC}{dy}J_1 - C\left(J_0 - \frac{J_1}{y}\right) + \frac{1}{y}\left(\frac{dC}{dy}J_0 - CJ_1\right) + C.J_0 = T_{sm} \quad (2.46)$$

$$\frac{d^2C}{dy^2}J_0 - 2\frac{dC}{dy}J_1 + \frac{1}{y}\frac{dC}{dy}J_0 = T_{sm} \quad (2.47)$$

$$C = \frac{T_{sm}}{J_0} \quad (2.48)$$

$$\frac{dC}{dy} = T_{sm} \frac{J_1}{J_0^2} \quad (2.49)$$

$$\frac{d^2C}{dy^2} = T_{sm} \frac{\left(J_0 - \frac{J_1}{y}\right)J_0^2 + 2J_0J_1^2}{J_0^4} \quad (2.50)$$

$$\frac{\left(J_0 - \frac{J_1}{y}\right)J_0^2 + 2J_0J_1^2}{J_0^4}J_0 - 2J_1\left(\frac{J_1}{J_0^2}\right) + \frac{J_0}{y}\left(\frac{J_1}{J_0^2}\right) = 1 \quad (2.51)$$

$$0 = 0 \quad (2.52)$$

Yukarıda uygulanan sağlama prensibi neticesinde $0=0$ sonucuna varılarak bu kabul doğrulanmıştır.

$$B = C_1J_0(y) + C_2Y_0(y) + T_{sm} \quad (2.53)$$

$$r = 0 \rightarrow \frac{dB}{dr} = \frac{dB}{dy} = 0 \quad (2.54)$$

$$\frac{dB}{dy} = -C_1J_1(y) - C_2Y_1(y) \quad (2.55)$$

$$r = 0, \quad y = 0, \quad Y_1 \rightarrow \infty, \quad C_2 = 0 \quad (2.56)$$

$J_1(0) = 0$ ve $Y_1(0) = -\infty$ olduğundan C_2 integrasyon sabitinin sıfır olması gerekir.

Bulunan sonuçlar neticesinde $B(r)$ denklemi aşağıdaki şekilde elde edilmiştir. Sonrasında ise y değişkeni tekrar r değişkenine dönüştürülmüştür.

$$B = C_1 J_0(y) + T_{sm} \quad (2.57)$$

$$y = \sqrt{m}ir \quad (2.58)$$

$$B(r) = C_1 J_0(\sqrt{m}ir) + T_{sm} \quad (2.59)$$

Sonraki aşamada ise ikinci sınır şartı uygulanarak diğer integral sabiti hesaplanmıştır.

$$r = R \rightarrow k \frac{dB}{dr} = h(T_\infty - B) \quad (2.60)$$

$$\frac{dB}{dr} = -C_1 \sqrt{m}i J_1(\sqrt{m}ir) \quad (2.61)$$

$$-kC_1 \sqrt{m}i J_1(\sqrt{m}iR) = h(T_\infty - C_1 J_0(\sqrt{m}iR) - T_{sm}) \quad (2.62)$$

$$[-k\sqrt{m}i J_1(\sqrt{m}iR) + hJ_0\sqrt{m}iR]C_1 = h(T_\infty - T_{sm}) \quad (2.63)$$

$$C_1 = \frac{h(T_\infty - T_{sm})}{hJ_0(\sqrt{m}iR) - k\sqrt{m}i J_1(\sqrt{m}iR)} \quad (2.64)$$

Bulunan integral sabitleri denklem 2.53'de yerine konularak $B(r)$ eşitliği aşağıdaki şekilde bulunmuştur.

$$B(r) = \frac{h(T_\infty - T_{sm})}{hJ_0(\sqrt{m}iR) - k\sqrt{m}i J_1(\sqrt{m}iR)} J_0(\sqrt{m}ir) + T_{sm} \quad (2.65)$$

Daha sonraki aşamada $\theta(x, r)$ eşitliği bulunacaktır. Bunun için denklem 2.23'de kısmi diferansiyel denklemi çözülecektir. Hem yatay eksene hem de çapa bağlı olan θ bağımlı değişkeni seperasyon yöntemi ile sırasıyla yatay eksene ve çapa bağlı olan F ve G bağımlı değişkenlerine ayrıştırılmıştır.

$$\frac{\varepsilon \rho C u}{k} \frac{\partial \theta}{\partial x} = \frac{\partial^2 \theta}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \theta}{\partial r} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} - m\theta \quad (2.66)$$

$$\theta(x, r) = F(x)G(r) \quad (2.67)$$

$$\frac{\varepsilon \rho C u}{k} \frac{dF}{dx} G = F \frac{d^2 G}{dr^2} + \frac{1}{r} F \frac{dG}{dr} + G \frac{d^2 F}{dx^2} - mFG \quad (2.68)$$

$$\frac{\varepsilon \rho C u}{k} \frac{1}{F} \frac{dF}{dx} = \frac{1}{G} \frac{d^2 G}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{1}{G} \frac{dG}{dr} + \frac{1}{F} \frac{d^2 F}{dx^2} - m \quad (2.69)$$

Bu aşamada bu diferansiyel denklem iki ayrı diferansiyel denkleme ayrıştırılarak çözüme devam edilmiştir. Elde edilen diferansiyel denklem ikinci mertebeden homojen bir denklem olduğu için lineer çözümlerin toplanması prensibi uygulanmıştır. Ayrıca G bağımlı değişkeninin diferansiyel denklemi Bessel diferansiyel denklemi formundadır. Bu nedenle genel çözümde $J_0(\lambda r)$ ve $Y_0(\lambda r)$ olmak üzere iki tane Bessel çözüm fonksiyonu ve buna bağlı olarak C_3 ve C_4 olmak üzere iki integral sabiti olmalıdır.

$$\frac{1}{G} \frac{d^2 G}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{1}{G} \frac{dG}{dr} = -\lambda^2 \quad (2.70)$$

$$\frac{d^2 G}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dG}{dr} + \lambda^2 G = 0 \quad (2.71)$$

$$G(r) = C_3 J_0(\lambda r) + C_4 Y_0(\lambda r) \quad (2.72)$$

$$r = 0 \rightarrow \frac{\partial \theta}{\partial r} = F \frac{dG}{dr} = 0 \quad (2.73)$$

$$\frac{dG}{dr} = 0 \quad (2.74)$$

$$\frac{dG}{dr} = -C_3 \lambda J_1(\lambda r) - C_4 \lambda Y_1(\lambda r) \quad (2.75)$$

$$r \rightarrow 0, \quad Y_1 \rightarrow \infty, \quad C_4 = 0 \quad (2.76)$$

$J_1(0) = 0$ ve $Y_1(0) = -\infty$ olduğundan C_4 integrasyon sabitinin sıfır olması gerekir. Bulunan sonuçlar neticesinde G(r) denklemi aşağıdaki şekilde elde edilmiştir.

$$G(r) = C_3 J_0(\lambda r) \quad (2.77)$$

$$r = R \rightarrow k \frac{\partial \theta}{\partial r} = -h\theta \quad (2.78)$$

$$kF \frac{dG}{dr} = -hFG \quad (2.79)$$

$$\frac{dG}{dr} = -\lambda C_3 J_1(\lambda r) \quad (2.80)$$

$$k \frac{dG}{dr} = -hG \quad (2.81)$$

$$-k\lambda C_3 J_1(\lambda r) = -hC_3 J_0(\lambda r) \quad (2.82)$$

$$hJ_0(\lambda r) - k\lambda J_1(\lambda r) = 0 \quad (2.83)$$

F bağımlı değişkeninin diferansiyel denklemi aşağıdaki gibidir. Dikkatle incelenirse bu denklemin Bessel diferansiyel denklemi formunda olmadığı görülecektir.

$$\frac{\varepsilon \rho C u}{k} \frac{1}{F} \frac{dF}{dx} = -\lambda^2 - m + \frac{1}{F} \frac{d^2 F}{dx^2} \quad (2.84)$$

$$\frac{d^2 F}{dx^2} - \frac{\varepsilon \rho C u}{k} \frac{dF}{dx} - (\lambda^2 + m)F = 0 \quad (2.85)$$

Ayrıştırılan kısmi diferansiyel denklemin F bağımlı değişkeni ile ilişkili olanı için de çözüm aşamaları aşağıdaki gibi sunulmuştur. Bu diferansiyel denklemin karakteristik denklemi oluşturulup, kökleri bulunarak denklem 2.87’de çözüm formu önerilmiştir.

$$\beta^2 - \frac{\varepsilon \rho C u}{k} \beta - (\lambda^2 + m) = 0 \quad (2.86)$$

$$F(x) = C_5 e^{\beta_1 x} + C_6 e^{\beta_2 x} \quad (2.87)$$

$$\Delta = b^2 - 4ac = \left(\frac{\varepsilon \rho C u}{k} \right)^2 + 4(\lambda^2 + m) > 0 \quad (2.88)$$

Diskriminantın sıfırdan büyük olması köklerin reel olduğunu ifade eder ve kökler aşağıdaki gibi elde edilmiştir.

$$\beta_1 = \frac{\frac{\varepsilon \rho C u}{k} - \sqrt{\Delta}}{2} \quad (2.89)$$

$$\beta_2 = \frac{\frac{\varepsilon \rho C u}{k} + \sqrt{\Delta}}{2} \quad (2.90)$$

Bulunan kökler F bağımlı değişkeninin diferansiyel denklem çözüm önerisinde yerine konulmuştur. Ayrıca türevi alınıp sınır şartı uygulanarak integrasyon sabitleri birbirlerine bağlı eşitliği bulunmuştur.

$$\frac{dF}{dx} = \beta_1 C_5 e^{\beta_1 x} + \beta_2 C_6 e^{\beta_2 x} \quad (2.91)$$

$$x = L \rightarrow \frac{d\theta}{dx} = G \frac{dr}{dx} = 0 \quad (2.92)$$

$$\frac{dF}{dx} = 0 \rightarrow \beta_1 C_5 e^{\beta_1 L} + \beta_2 C_6 e^{\beta_2 L} = 0 \quad (2.93)$$

$$C_6 = -\frac{\beta_1 C_5 e^{\beta_1 L}}{\beta_2 e^{\beta_2 L}} \quad (2.94)$$

Bulunan integrasyon sabiti F bağımlı değişkeninin çözüm önerisinde yerine konulmuştur.

$$F(x) = C_5 \left(e^{\beta_1 x} - \frac{\beta_1 e^{\beta_1 L}}{\beta_2 e^{\beta_2 L}} e^{\beta_2 x} \right) = C_5 \left(e^{\beta_1 x} - \frac{\beta_1}{\beta_2} e^{\beta_1 L} e^{\beta_2 (x-L)} \right) \quad (2.95)$$

Analitik çözümde $\theta(x, r)$ ifadesini bulmak için uygulanmış olan seperasyon yöntemi neticesinde ayrıştırılmış bağımlı değişkenlerin karşılıkları elde edilmiştir. Sonraki aşamada bu ifadeler birleştirilerek önce $\theta(x, r)$ ifadesi elde edilmiş ve ardından $T(x, r)$ ifadesinin karşılığı bulunmuştur.

$$\theta(x, r) = F(x)G(r) \quad (2.96)$$

$$\theta(x, r) = C_5 \left(e^{\beta_1 x} - \frac{\beta_1 e^{\beta_1 L}}{\beta_2 e^{\beta_2 L}} e^{\beta_2 x} \right) C_3 J_0(\lambda r) \quad (2.97)$$

Elde edilmiş olan $\theta(x, r)$ ifadesinde iki farklı integrasyon sabiti vardır. Bu sabitler tek bir integrasyon sabiti olarak ifade edilmelidir.

$$C_3 C_5 = C_n \quad (2.98)$$

Bu işlemin sonrasında $T(x, r) = \theta(x, r) + B(r)$ denkleminde daha önce de ifade edilmiş olan $x = 0 \rightarrow T(x, r) = T_{in}$ başlangıç şartı uygulanarak bu integrasyon sabitinin genel eşitliği elde edilmiştir.

$$x = 0 \rightarrow \theta(0, r) = T_{in} - B(r) \quad (2.99)$$

$$C_n \left(1 - \frac{\beta_1 e^{\beta_1 L}}{\beta_2 e^{\beta_2 L}} \right) J_0(\lambda r) = T_{in} - B(r) \quad (2.100)$$

$$C_n = \frac{1}{1 - \frac{\beta_1}{\beta_2}} \frac{\int_0^R (T_{in} - B(r)) r J_0(\lambda r) dr}{\int_0^R r J_0^2(\lambda r) dr} \quad (2.101)$$

$$C_n = \frac{\beta_2}{\beta_2 - \beta_1 e^{(\beta_1 - \beta_2)L}} \quad (2.102)$$

Elde edilmiş olan bu ifade $\theta(x, r)$ eşitliğinde yerine yazılarak düzenlenmiş hali aşağıdaki gibidir.

$$\theta(x, r) = C_n \left(e^{\beta_1 x} - \frac{\beta_1}{\beta_2} e^{\beta_1 L} e^{\beta_2(x-L)} \right) J_0(\lambda r) \quad (2.103)$$

Tüm işlemler sonucunda $\theta(x, r)$ ve $B(r)$ ifadeleri süperpozisyon metodu ile birleştirilerek $T(x, r)$ ifadesi bulunmuştur.

$$T(x, r) = \theta(x, r) + B(r) \quad (2.104)$$

$$T(x, r) = C_n \left(e^{\beta_1 x} - \frac{\beta_1}{\beta_2} e^{\beta_1 L} e^{\beta_2(x-L)} \right) J_0(\lambda r) \quad (2.105)$$

$$+ \frac{h(T_\infty - T_{sm})}{h J_0(\sqrt{m} i R) - k \sqrt{m} i J_1(\sqrt{m} i R)} J_0(\sqrt{m} i r) + T_{sm}$$

Denklem 2.105, Denklem 2.1'in belirtilen diferansiyel denklem çözüm adımları neticesinde elde edilmiş olan nihai ifadedir. Bu denklem gözenekli ortamlarda 2 boyutlu kararlı akış için tank içerisindeki sıcaklık dağılımını eksenel ve radyal koordinatlarda vermektedir.

2.5. Analitik Denklemin Nihai Sonucu

Bu tez çalışmasındaki analitik çözümde kapsüllü buzda enerji depolama sistemlerinde kullanılan ısı transfer akışkanının enerji denklemi silindirik koordinatlarda ikinci dereceden homojen olmayan bir kısmi diferansiyel denklem olarak ifade edilmiş olup, bu denklem çeşitli matematiksel yaklaşımlarla çözülmüştür. Bu diferansiyel denklem $T(x, r) = \theta(x, r) + B(r)$ dönüşümüyle biri homojen ancak kısmi diferansiyel denklem, diğeri homojen olmayan ancak adi diferansiyel denkleme indirgenmiştir. Sonrasında $B(r)$ 'yi bulmak için oluşturulan diferansiyel denklem belli düzenlemeler yapılarak Bessel diferansiyel denklemi formuna dönüştürülmüştür. Bu diferansiyel denklem formu için belli çözüm metodu uygulanarak $B(r)$ ifadesi aşağıdaki gibi elde edilmiştir.

$$B(r) = \frac{h(T_{\infty} - T_{sm})}{hJ_0\sqrt{mi}R - k\sqrt{mi}J_1(\sqrt{mi}R)}J_0(\sqrt{mi}r) + T_{sm} \quad (2.106)$$

Daha sonrasında $\theta(x, r) = F(x)G(r)$ seperasyon metodu uygulanarak, hem yatay eksene hem de çapa bağlı olan θ bağımlı değişkeni sırasıyla yatay eksene ve çapa bağlı olan F ve G bağımlı değişkenlerine ayrıştırılmıştır. Hesaplanan $\theta(x, r)$ ifadesinin ve bu ifadenin içindeki genel integrasyon sabitinin eşitlikleri aşağıdaki gibi elde edilmiştir.

$$\theta(x, r) = C_n \left(e^{\beta_1 x} - \frac{\beta_1}{\beta_2} e^{\beta_1 L} e^{\beta_2 (x-L)} \right) J_0(\lambda r) \quad (2.107)$$

$$C_n = \frac{\beta_2}{\beta_2 - \beta_1 e^{(\beta_1 - \beta_2)L}} \quad (2.108)$$

Elde edilen bu sonuçların birleştirilmesi neticesinde, kapsüllü buzda enerji depolama sistemlerinin depolama tanklarındaki ısı transfer akışkanının tank uzunluğuna ve çapına bağlı olarak sıcaklık dağılımını veren eşitlik enerji denkleminin analitik olarak çözülmesiyle aşağıdaki gibi elde edilmiştir.

$$T(x, r) = C_n \left(e^{\beta_1 x} - \frac{\beta_1}{\beta_2} e^{\beta_1 L} e^{\beta_2 (x-L)} \right) J_0(\lambda r) + \frac{h(T_{\infty} - T_{sm})}{hJ_0(\sqrt{mi}R) - k\sqrt{mi}J_1(\sqrt{mi}R)}J_0(\sqrt{mi}r) + T_{sm} \quad (2.109)$$

2.6. Isı Transferi Analizi Detayları

Faz değıştiren materyal ile ısı transfer akışkanları arasındaki taşıyım ile ısı transferi katsayısı ele alınmalıdır. Depolama ortamındaki kapsüller küresel olduğu için küre üzerinden gerçekleşen akış için geçerli olan Nusselt boyutsuz sayısı Denklem 2.110'daki denklem aracılığı ile hesaplanmıştır [47].

$$\overline{Nu_D} = 2 + (0.4Re_D^{1/2} + 0.06Re_D^{2/3})Pr^{0.4} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{1/4} \quad (2.110)$$

Denklem 2.110'nın tercih edilebilmesi için Prandtl ve Reynolds sayılarının aşağıda belirtilen aralıklar içerisinde olması gerekir.

$$0.71 < Pr < 380$$

$$3.5 < Re_D < 7.6 \times 10^4$$

Kullanılan 2.110 denklemi tek bir küre üzerinde tek boyutlu bir akışta Nusselt sayısının basit bir tahminidir. Bununla birlikte, yatak akışının ayrıntılı bir analizi yapılmadan daha iyi bir ısı taşıyım katsayısı analizi yapılamaz, bu nedenle bu çalışmada ısı transfer katsayısının hesabı bu varsayıma dayanmaktadır.

2.7. Parametrik Çalışmalar

Tez çalışmasının bu bölümünde, paketlenmiş ısı depolama ortamları için silindirik koordinatlarda iki boyutlu enerji denklemi kullanılarak sistemin parametrik analizleri yapılmıştır. Belirtilen ortamlar hem soğutma hem de ısıtma uygulamalarında kullanılmaktadır. Bu parametrik çalışmada ısı transfer akışkanları ile ilgili özelliklerinden olan giriş sıcaklığı ve giriş hızı; sistem tasarımı özelliklerinden olan porozite irdelenecektir.

Soğutma uygulamasında ısı transfer akışkanı olarak glikol etilen kullanılmış olup ve faz değışim materyali olan suyun faz değışim sıcaklığı $T_{sm} = 0^\circ\text{C}$ alınmıştır. Isıtma uygulamalarında ise, ısı transfer akışkanı olarak su kullanılmış olup ve faz değışim materyali olan parafinin erime sıcaklıkları katalogtan incelenmiştir. Bu inceleme sonucunda $T_{sm} = 44^\circ\text{C}, 54^\circ\text{C}, 61^\circ\text{C}$ ve 69°C olarak alınmış olup, hesaplamalar ve sıcaklık dağılımları bu değerlere göre yapılmıştır. Bu ısı transfer akışkanlarının yoğunluk

ve özgül ısı değerleri Tablo 2.2’de verilmiştir. Sabit olarak alınan değerler ise şu şekildedir; yüzeysel yatak alanı $A_{bed} = 31.416 \frac{1}{m}$, tankın toplam birim ısı direnci $R_T = 1.98 m^2$ ve ortam sıcaklığı $T_\infty = 20^\circ C$ ’dir.

Isı transfer katsayısı hesabı için, soğutma uygulamalarında ısı transfer akışkanının giriş sıcaklığı ortalama $-10^\circ C$ alınırken, ısıtma uygulamalarında ısı transfer akışkanının giriş sıcaklığı ortalama $70^\circ C$ alınmıştır. Bu sıcaklıklara karşılık gelen k (ısı iletim katsayısı $\frac{W}{mK}$), μ (dinamik viskozite $\frac{Ns}{m^2}$) ve Pr (Prandtl sayısı) dikkate alınmıştır ve Tablo 2.2’de gösterilmiştir. Isı transfer katsayısı hesabını yapabilmek için kullanılan denklemler aşağıda belirtilmiştir. Denklem 2.111 ve 2.112 aracılığı ile Reynolds sayısı hesaplanır ve Denklem 2.110’da yerine yazılarak Nusselt sayısı hesaplanmış olur.

$$Re_D = \frac{uD_h}{\mu} \quad (2.111)$$

$$D_h = \varepsilon D \quad (2.112)$$

Denklem 2.113 aracılığı ile ısı transfer katsayısı soğutma ve ısıtma durumlarında çalışılan üç farklı hız ($u=0.001, 0.01, 0.1$ m/s) için hesaplanmıştır ve Tablo 2.1’de gösterilmiştir.

$$H = \frac{kNu_D}{D_h} \quad (2.113)$$

Tablo 2. 1. Isı transfer akışkanın giriş hız değerleri ve çeşidine göre ısı transfer katsayıları

		Isı transfer akışkanının giriş hız değerleri (m/s)		
		$u_1 = 0.001$	$u_1 = 0.01$	$u_1 = 0.1$
Isı transfer katsayısı (H) (W/m^2K)	Soğutma uygulaması için	71.02	225.224	537.08
	Isıtma uygulaması için	15.76	58.466	227.535

Tablo 2.2. Isı transfer akışkanlarının termofiziksel özellikleri

Isı Transfer Akışkanı Türü	Giriş Sıcaklığı	$\rho \left(\frac{kg}{m^3} \right)$	$c \left(\frac{J}{kgK} \right)$	$k \left(\frac{W}{mK} \right)$	$\mu \left(\frac{Ns}{m^2} \right)$	Pr
Glikol Etilen	-6.6°C	1081	3740	0.47	0.001795	-
Su	50°C	988.14	4182	0.663	0.000404	2.55
	60°C	983.28	4185			
	70°C	977.52	4191			
	80°C	971.82	4198			
	90°C	965.25	4208			

Soğutma uygulamasındaki parametrik çalışmalarda, ısı transfer akışkanının tanka giriş sıcaklığı 0°C, -5°C, -10°C, -15°C ve -20°C olmak üzere beş farklı sıcaklık değerinde olduğu kabul edilirken, ısıtma uygulamasında ise 50°C, 60°C, 70°C, 80°C ve 90°C kabul edilmiştir. Aşağıdaki tabloda ısı transfer akışkanının tanka giriş hızının T(x,r) üzerindeki etkisi incelenmiştir. Bu etkiyi inceleyebilmek adına T(x,r) fonksiyonunda x=L ve r=0 sınır şartları yerine yazılarak akışkanın tanktan çıkan merkezi sıcaklık değerleri gösterilmiştir.

2.8. Termodinamik Analizler

Bu bölümde buz depolama işlemi sırasında enerji ve ekserji verimliliği incelenecektir. Verimlilik hesapları yapılmadan önce ise depolama tankının katılaşma süresi hesaplanarak depolama hacminin tamamının ne kadar süre içerisinde katılaşacağı hesaplanacaktır.

Termodinamik analizlerde depolama tankının yarıçapı 4 m olarak alınmıştır. Dolayısıyla tankın hacmi 402 m^3 olarak hesaplanmıştır. Burada yapılacak olan hesaplamalarda tank gözenekli ortam olarak modellendiğinden depolama ortamının kütlesi

$$V_{sm} = \varepsilon V_{tank} \quad (2.114)$$

denklemleri ile hesaplanmıştır. Yapılan hesaplamalarda ve elde edilmiş olan grafiklerde tankın uzunluğu 80 katmana bölünmüştür, yani her 0.1 m için veriler elde edilmiştir. Her bir katman için soğutma malzemesi hacmi 2.51 m^3 ve miktarı ise 2504 kg'dır. Isı transfer akışkanının debi değerleri Tablo 2.3'de verilmiştir.

Tablo 2. 3. Soğutma ve ısıtma durumu için sı transfer akışkanının üç farklı hıza göre hacimsel ve kütleli debi değerleri

Akış hızı (m/s)	0.001		0.01		0.1	
	Soğutma	Isıtma	Soğutma	Isıtma	Soğutma	Isıtma
Kütleli debi (kg/s)	36	33.2	360	332.3	3600	3323
Hacimsel debi (m^3/s)	0.033		0.333		3.33	

Depolama tankının bölündüğü her bir kontrol hacmi için enerji dengesi en genel halde aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\dot{E}_{in} - \dot{E}_{out} = \Delta E_{sm} \quad (2.115)$$

Sistem kararlı koşullarda çevrim halinde çalıştığı için $\Delta E_{sm} = 0$ olur. Buradan bir kontrol hacmi için enerji dengesi aşağıdaki gibi yazılır:

$$t_{ch} m_{ITA} (h_{in} - h_{out}) = m_{sm} h_{sf} \quad (2.116)$$

Burada t_{ch} enerji yükleme süresi olup depolama ortamının faz değişim süresini temsil etmektedir. Sisteme yüklenen toplam enerji miktarını hesaplayabilmek için Denklem 2.116'da görüldüğü üzere entalpi değişiminin hesaplanması gerekmektedir. Değişen her sıcaklık için bu değişimi hesaplayabilmek adına Denklem 2.117'deki gibi $T(x,0)$ 'e bağlı lineer bir denklem üretilmiştir.

$$h(x) = 3.5138 T(x, 0) - 34.291 \quad (2.117)$$

Enerji verimliliğini analiz etmeden önce, çevreye kaybedilen toplam ısı ele alınmalıdır. Isı kaybı Denklem 2.118 ile hesaplanmıştır.

$$Q_l = \frac{(T_\infty - T(x, R))A}{R_T} \Delta t \quad (2.118)$$

Duvar sıcaklığı tankın uzunluğu doğrultusunda değiştiği için ısı kaybının diferansiyel ifadesi Denklem 2.119'deki gibi düzenlenmelidir.

$$dQ_l = \Delta t \left(\frac{T_\infty - T(x, R)}{R_T} \right) 2\pi R dx \quad (2.119)$$

Denklem 2.120 sayesinde Δt toplam şarj süresi, L ve R tankın sırasıyla uzunluğu ve yarıçapıdır.

$$Q_l = \Delta t \int_0^L \left(\frac{T_\infty - T_w(x)}{R_T} \right) 2\pi R dx \quad (2.120)$$

Bu eşitlerden faydanlı olarak enerji verimliliğini analiz etmek için Denklem 2.121 kullanılmıştır.

$$\eta = \frac{E_{ch}}{E_{ch} + Q_l} \quad (2.121)$$

Ekserjetik verimleri hesaplamaya gelindiğinde ise, ekserji verimliliği bir kaynak ve çevresi arasındaki kararlı hal ısı transferini varsayar. Bu durumda ekserji oranı dengesi Denklem 2.122'deki gibi basitleştirilebilir. Burada T_s , $T_{c,in}$ olarak alınan kaynak sıcaklığı iken; Q_s , Q_u , Q_l sırası ile kaynağın ısı transferi, kullanılan ısı transferi ve kaybedilen ısı transferini ifade eder. E_d ise sistem içerisindeki tersinmezliklerden kaynaklanan ekserji yok oluşudur.

$$\left(1 - \frac{T_\infty}{T_s}\right) \dot{Q}_s = \left(1 - \frac{T_\infty}{T_u}\right) \dot{Q}_u - \left(1 - \frac{T_\infty}{T_w}\right) \dot{Q}_l + E_d \quad (2.122)$$

Depolama tankının giriş ve çıkışındaki ekserji değişimi Denklem 2.122, ekserji kaybı ise Denklem 2.123 aracılığı ile hesaplanmıştır.

$$E_{in} - E_{out} = mc_p \left[(T_{out} - T_{in}) - T_{\infty} \ln \left(\frac{T_{out}}{T_{in}} \right) \right] \quad (2.123)$$

Sisteme toplam ekserji miktarını hesaplayabilmek için Denklem 2.123’de görüldüğü üzere özgül ısı değerinin hesaplanması gerekmektedir. Değişen her sıcaklık için bu değişimi hesaplayabilmek adına Denklem 2.124’deki gibi $T(x,0)$ ’e bağlı lineer bir denklem üretilmiştir.

$$c_p(x) = 0.0038 T(x, 0) + 3.5482 \quad (2.124)$$

$$E_Q = Q_l \left(1 - \frac{T_{\infty}}{T_w} \right) \quad (2.125)$$

Ekserji verimliliğini analiz etmek için Denklem 2.125 ile ekserji kaybı hesaplanmıştır ve verimlilik için Denklem 2.126 kullanılmıştır.

$$\psi = \frac{Ex_{ch}}{Ex_{ch} + Ex_{Ql}} \quad (2.126)$$

3. BÖLÜM

BULGULAR VE TARTIŞMA

3.1. Giriş

Tez çalışmasının bu bölümünde, çözülmüş olan kapsüllü buzda enerji depolama sistemlerinde kullanılan ısı transfer akışkanının enerji denklemi aracılığı ile elde edilmiş olan sıcaklık dağılımları incelenmiştir. Elde edilen bu sıcaklık dağılımlarına Bölüm 2.7’de bahsedilmiş olan parametrelerin etkisi incelenmiştir. Bu aşamada ilgili parametreler diferansiyel denklemde hesaba katılıp her bir durum için sıcaklık dağılımları MATHCAD 15.0 paket yazılımı yardımıyla hesaplanmıştır. Sıcaklık dağılımları hesaplanırken 8 metre olan depolama tankının uzunluğu 80 eşit parçaya bölünmüş olup her bir katman için ilgili değerler elde edilmiştir. Bu veriler MATHCAD 15.0 paket yazılımından bir vektör olarak dışarıya aktarılmıştır. Sıcaklık dağılımlarına ilgili parametrelerin etkisi, bahsedilen verilerin MATLAB 2019a paket yazılımı ortamına aktarılması ve yine bu yazılım yardımıyla görselleştirilmesiyle elde edilmiştir. Daha sonraki aşamada ise her bir sıcaklık dağılımı için Bölüm 2.8’de aşamaları anlatılmış olan termodinamik analizler yapıp, enerji ve ekserji verimleri MICROSOFT EXCEL yazılımı yardımı ile hesaplanmıştır. Bu verim değerleri MATLAB yazılımına aktarılıp görselleştirme işlemleri yapılmıştır. Elde edilen grafikler Bölüm 3.2 içerisinde soğutma uygulamaları için, Bölüm 3.3 içerisinde ise ısıtma uygulamaları için sunulmuştur.

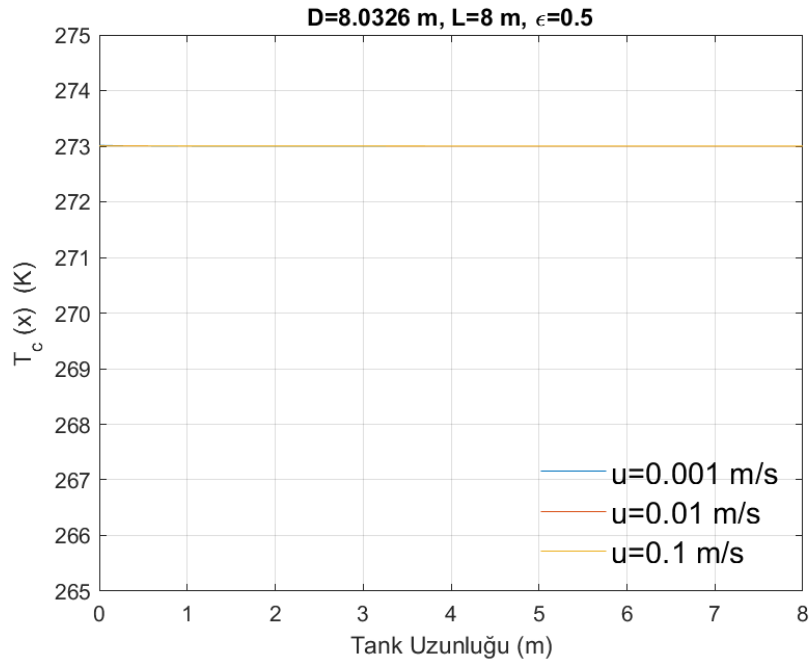
3.1. Soğutma Uygulamaları

Soğutma uygulamaları için Bölüm 2.7 içerisinde de belirtildiği gibi soğutucu akışkan olan glikol etilenin giriş sıcaklıkları 253 K, 258 K, 263 K, 268 K ve 273 K olarak kabul edilmiştir. Tankın içerisinde bulunan kapsüllerde ise faz değişim materyali olarak donma noktası 273 K olan iyonize su bulunmaktadır. Ortam sıcaklığı ise 293 K olarak kabul

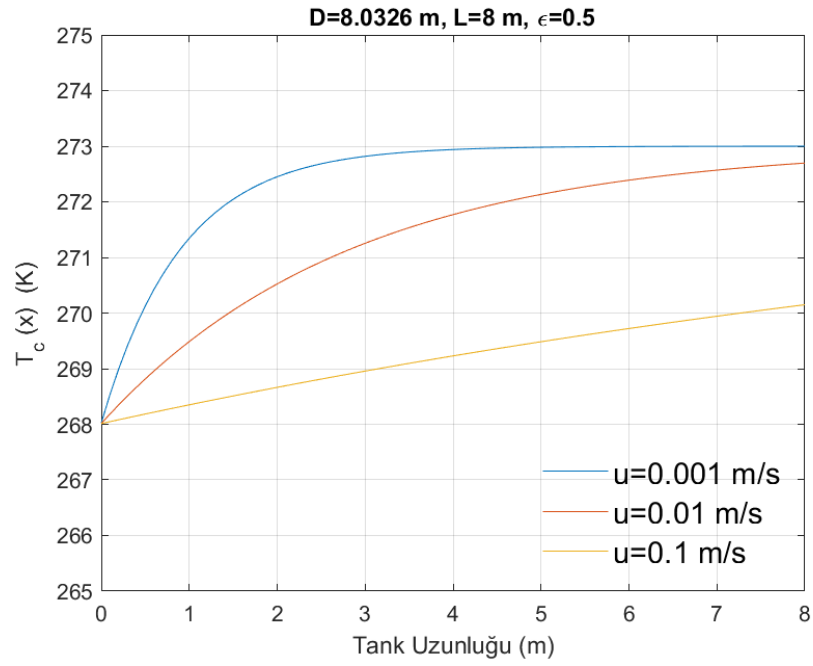
edilmiştir. Bu tez çalışmasının parametrelerinden biri olan ısı transfer akışkanının giriş hızı 0.001, 0.01 ve 0.1 m/s olarak değerlendirilmiştir. Bir diğer parametre olan porozite ise 0.3, 0.4, 0.5, 0.6 ve 0.7 olarak diferansiyel denkleme dahil edilmiştir.

3.2.1 Giriş Hızının Sıcaklık Dağılımı Üzerindeki Etkisi

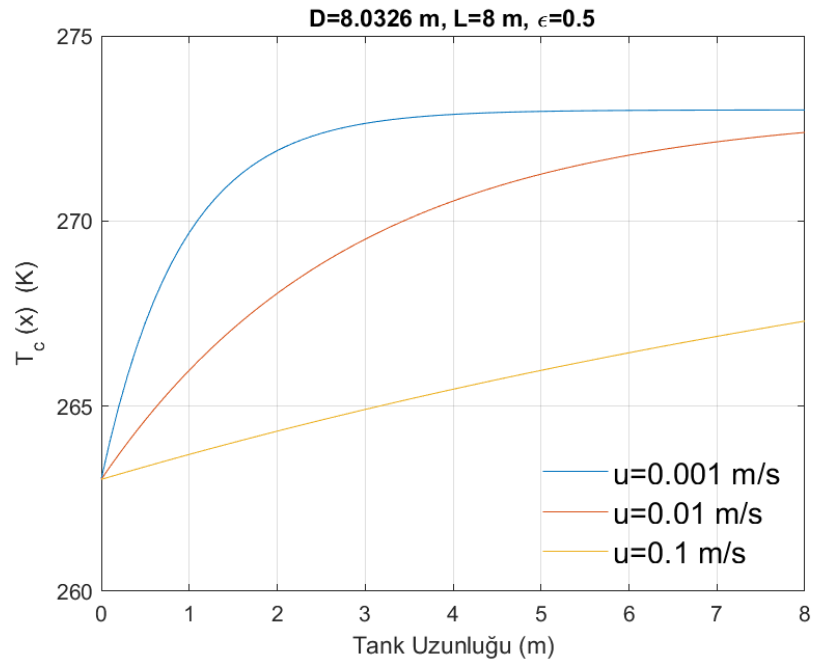
Isı transfer akışkanının depolama alanına giriş sıcaklığı $T_{in} = 273 K$ ve faz değiştiren materyalin sıcaklığı $T_{sm} = 273 K$ aynı olduğu için depolama tankının $x=0$ 'dan $x=L$ 'ye kadar sıcaklığında Şekil 3.1'de görüldüğü üzere herhangi bir değişim gerçekleşmemiştir. Bu grafik depolama tankı içerisindeki sıcaklık değişimini gösterme anlamında bir anlam ifade etmiyor olmasına rağmen çözmüş olduğumuz ısı transfer akışkanının gözenekli ortamlar için silindirik koordinatlarda 2 boyutlu enerji denkleminin doğru sonuçlar verdiğini göstermektedir ve çalışmamızı kendi içinde doğrulamamızı sağlamıştır.



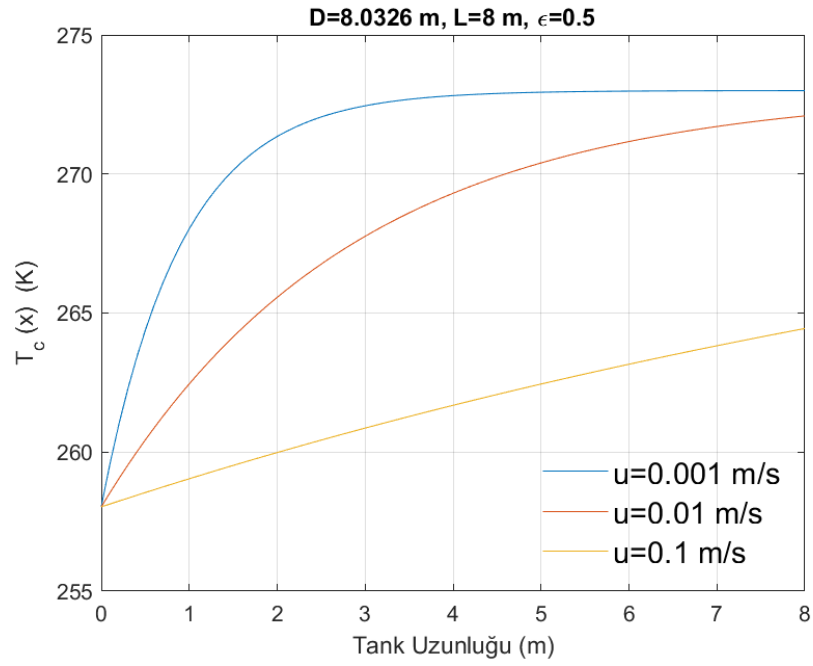
Şekil 3.1. $T_{in} = 273K$ olduğu durum için ısı transfer akışkanının hızındaki değişimin sıcaklık dağılımına etkisi



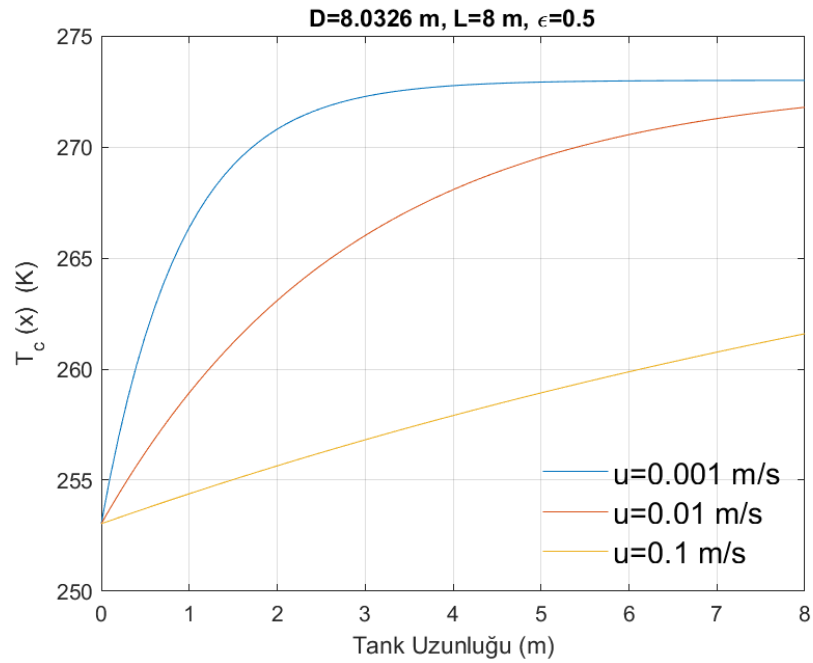
Şekil 3.2. $T_{in} = 268$ K olduğu durum için ısı transfer akışkanının hızındaki değişimin sıcaklık dağılımına etkisi



Şekil 3. 3. $T_{in} = 263$ K olduğu durum için ısı transfer akışkanının hızındaki değişimin sıcaklık dağılımına etkisi



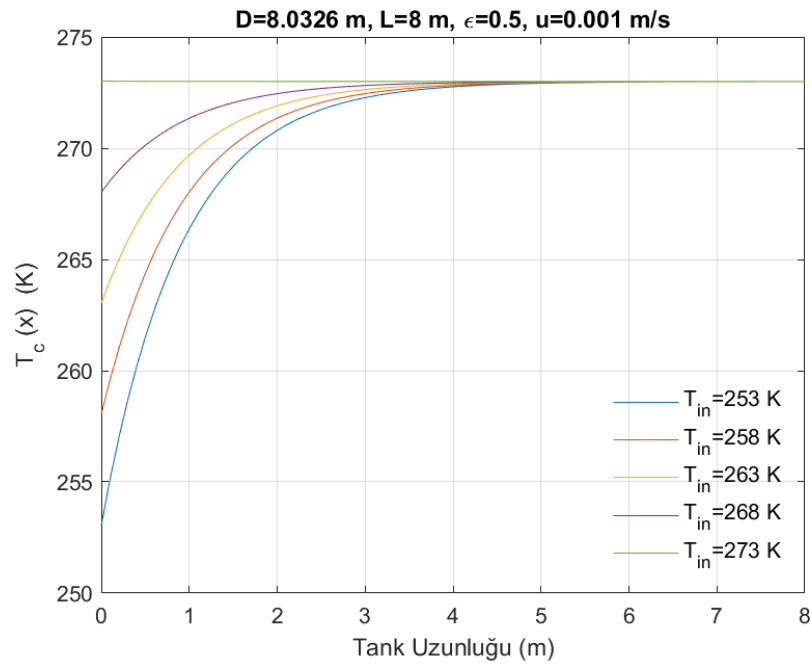
Şekil 3.4. $T_{in} = 258$ K olduğu durum için ısı transfer akışkanının hızındaki değişimin sıcaklık dağılımına etkisi



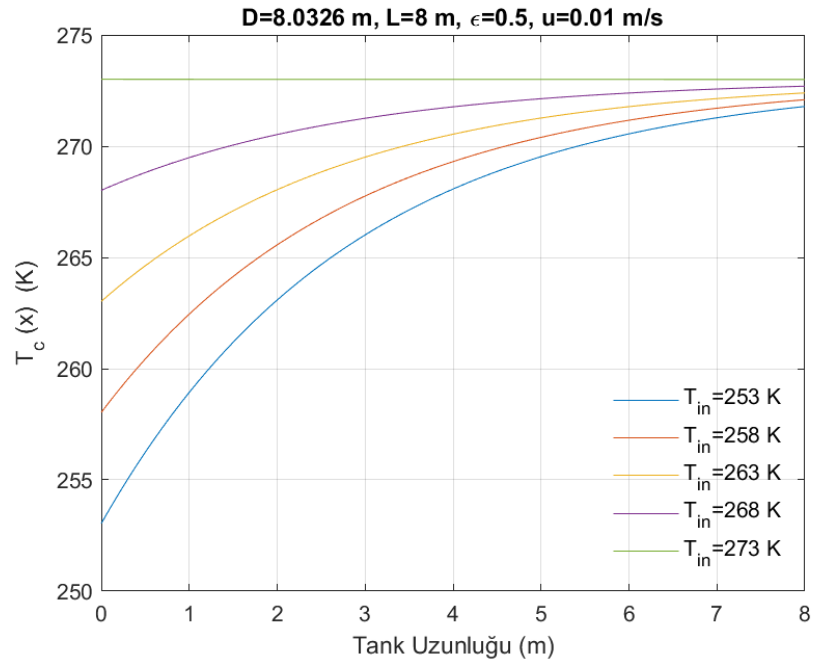
Şekil 3.5. $T_{in} = 253$ K olduğu durum için ısı transfer akışkanının hızındaki değişimin sıcaklık dağılımına etkisi

Yukarıda Şekil 3.2, 3.3, 3.4 ve 3.5’de ısı transfer akışkanının beş farklı sıcaklık değerine ve üç farklı hıza sahip olduğu durumları için depolama tankının merkezindeki sıcaklık dağılımının nasıl değiştiği sırasıyla görülmektedir. Tablo 2.1’de de görüldüğü üzere soğutucu akışkanın hızı arttıkça ısı transfer katsayısı daha yüksek bir değere sahip olur. Bu yüzden hızın daha yüksek değerlerinde grafik lineer forma sahip olurken düşük olduğu durumlarda parabolik bir forma sahiptir.

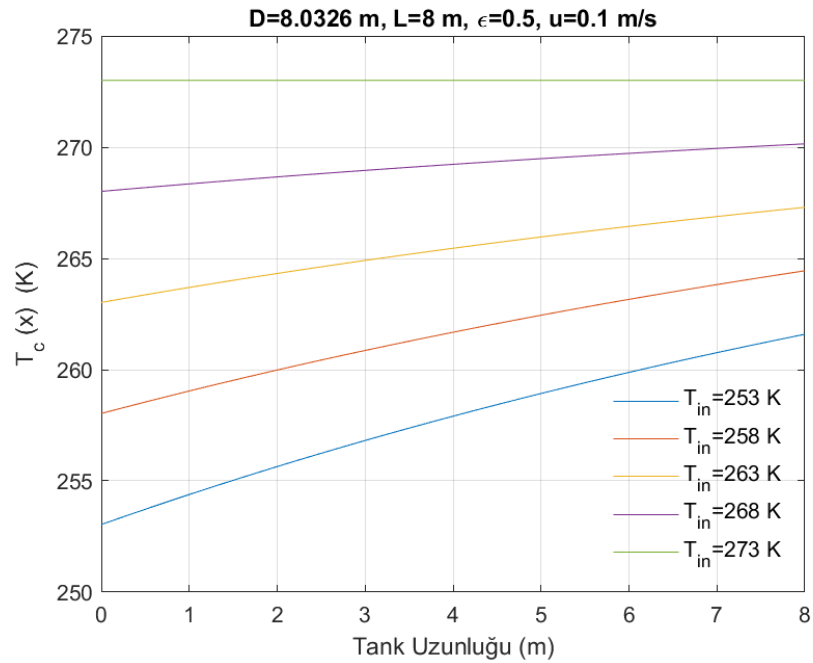
3.2.2 Giriş Sıcaklığının Sıcaklık Dağılımı Üzerindeki Etkisi



Şekil 3.6. $u = 0.001 \frac{m}{s}$ olduğu durum için ısı transfer akışkanının tanka giriş sıcaklığının sıcaklık dağılımına etkisi



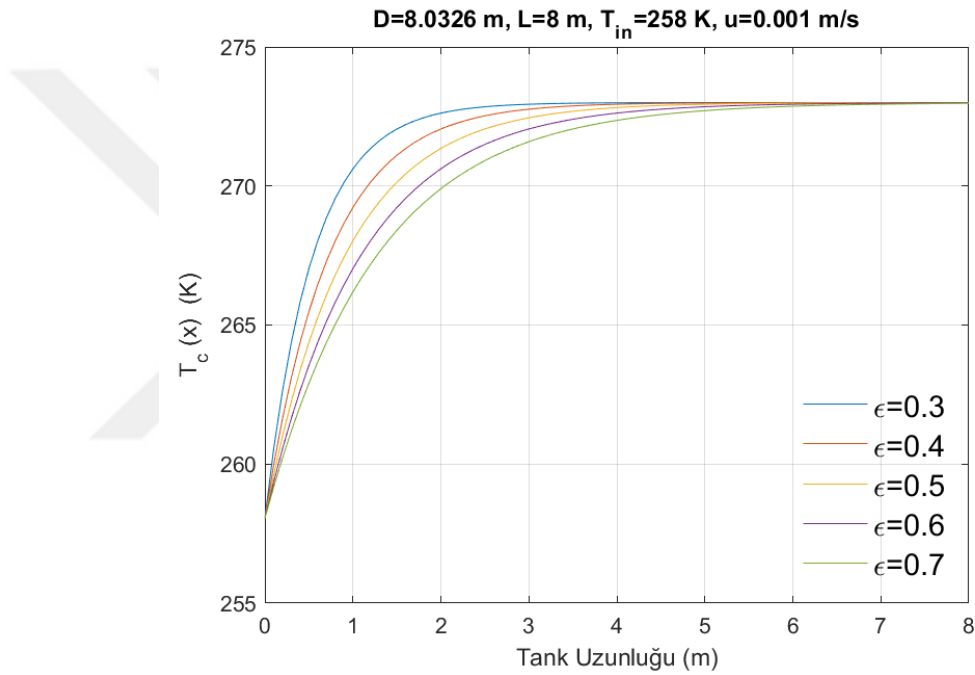
Şekil 3.7. $u = 0.01 \frac{m}{s}$ olduğu durum için ısı transfer akışkanının tanka giriş sıcaklığının sıcaklık dağılımına etkisi



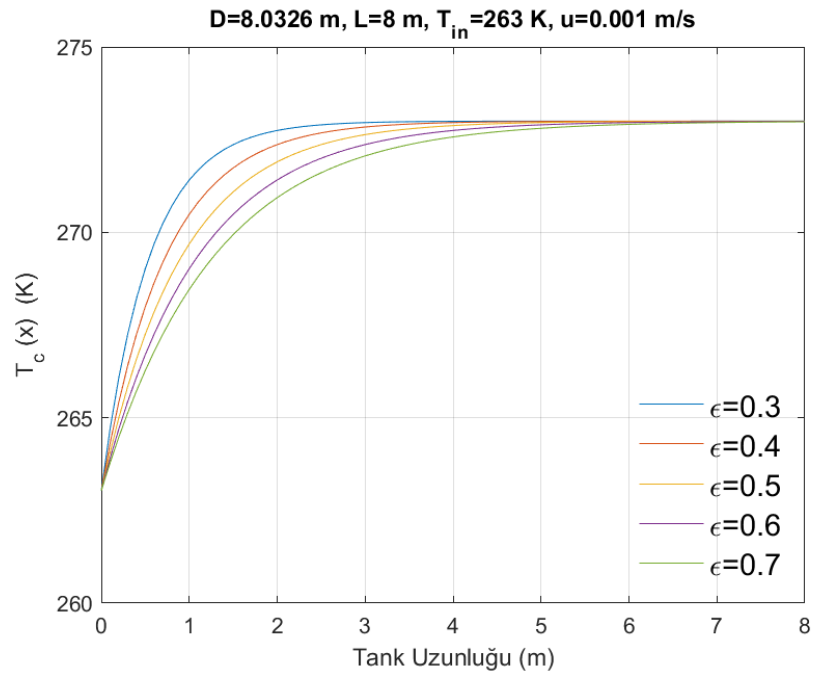
Şekil 3.8. $u = 0.1 \frac{m}{s}$ olduğu durum için ısı transfer akışkanının tanka giriş sıcaklığının sıcaklık dağılımına etkisi

Yukarıda gösterilen Şekil 3.6’da $0.001 \frac{m}{s}$, Şekil 3.7’de $0.01 \frac{m}{s}$ ve Şekil 3.8’de $0.1 \frac{m}{s}$ hıza sahip olan ısı transfer akışkanının beş farklı sıcaklıktaki analizinin, depolama tankının merkezindeki sıcaklık dağılımı üzerindeki etkisi kıyaslanmıştır. Görüldüğü üzere soğutucu akışkanın tanka giriş sıcaklığının en düşük olduğu yani faz değiştiren materyalin donma noktası ile arasındaki farkın en fazla olduğu durumda en yüksek sıcaklık değişimi meydana gelmektedir.

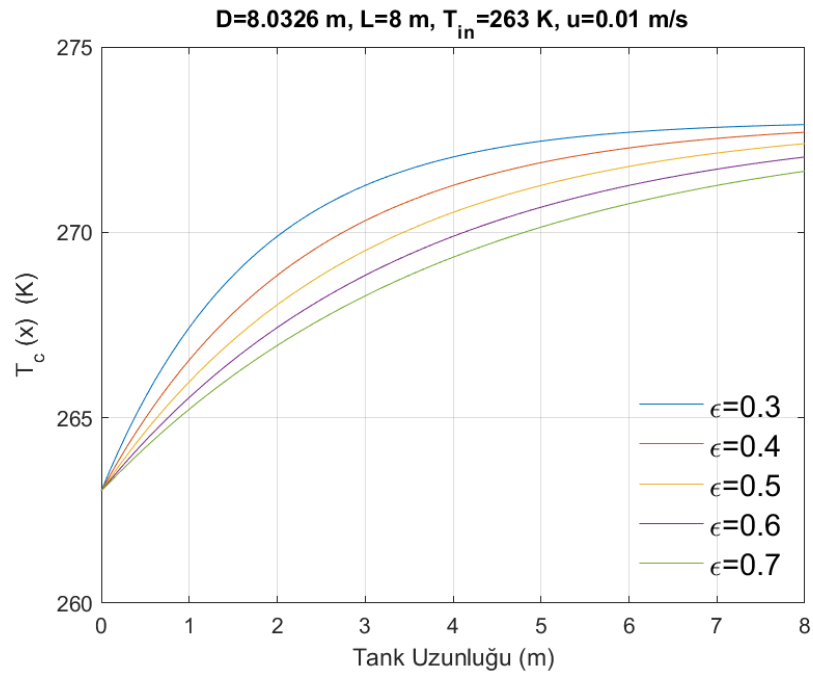
3.2.3 Porozitenin Sıcaklık Dağılımı Üzerindeki Etkisi



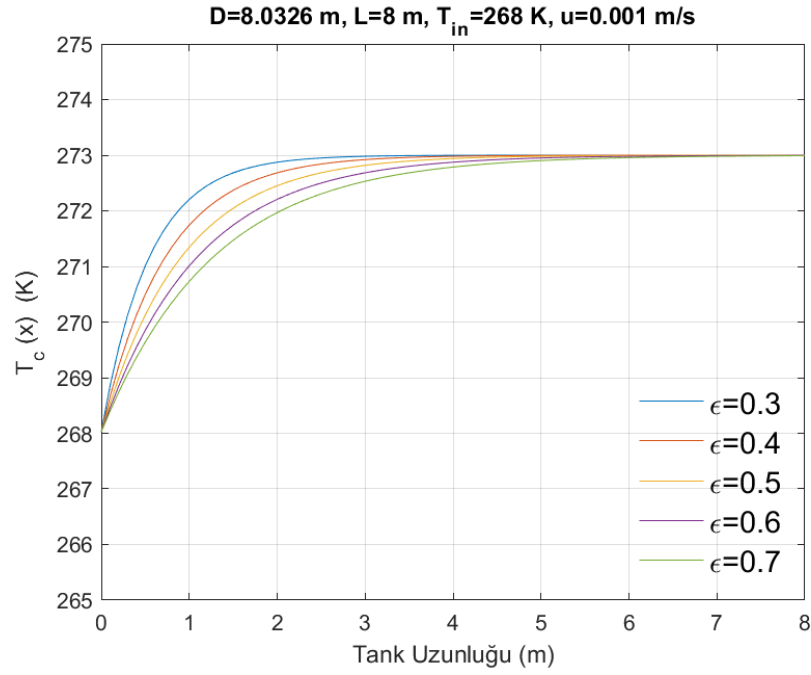
Şekil 3. 9. $u = 0.001 \frac{m}{s}$ ve $T_{in} = 258$ K olduğu durum için porozitenin sıcaklık dağılımına etkisi



Şekil 3.10. $u = 0.001 \frac{m}{s}$ ve $T_{in} = 263$ K olduğu durum için porozitenin sıcaklık dağılımına etkisi



Şekil 3.11. $u = 0.01 \frac{m}{s}$ ve $T_{in} = 263$ K olduğu durum için porozitenin sıcaklık dağılımına etkisi

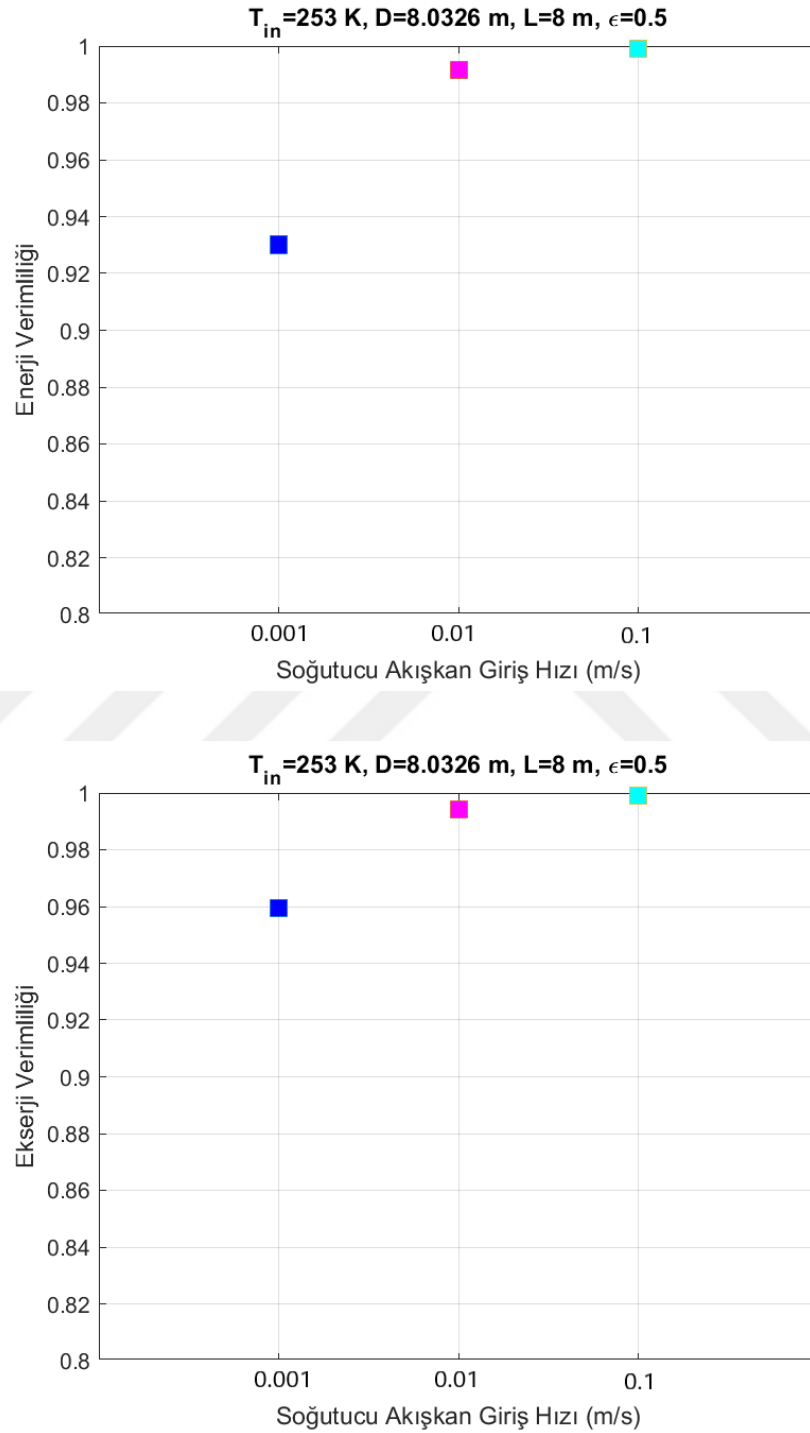


Şekil 3.12. $u = 0.001 \frac{m}{s}$ ve $T_{in} = 268$ K olduğu durum için porozitenin sıcaklık dağılımına etkisi

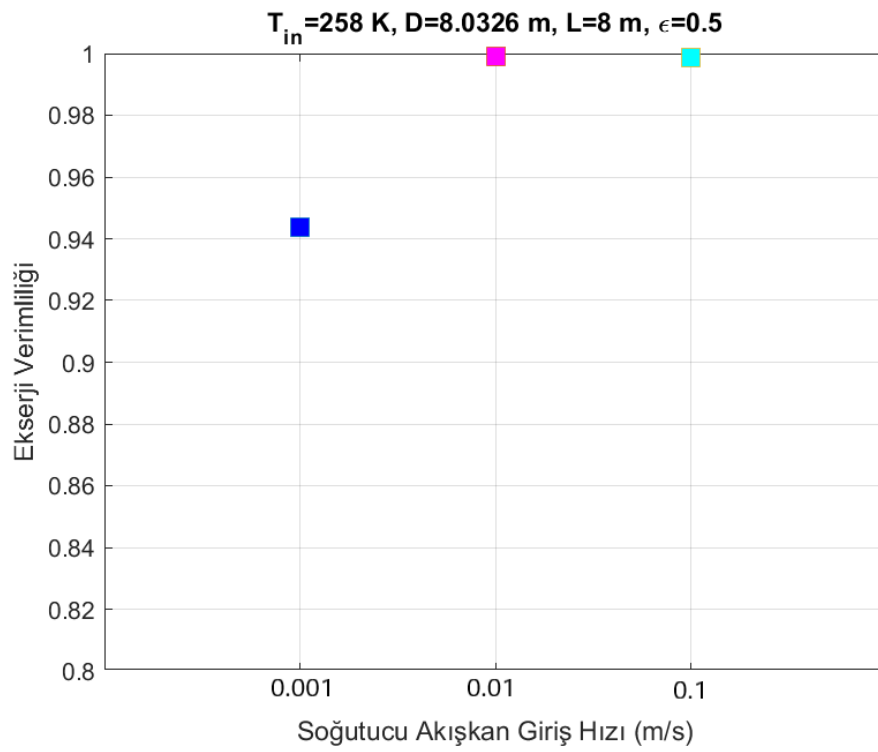
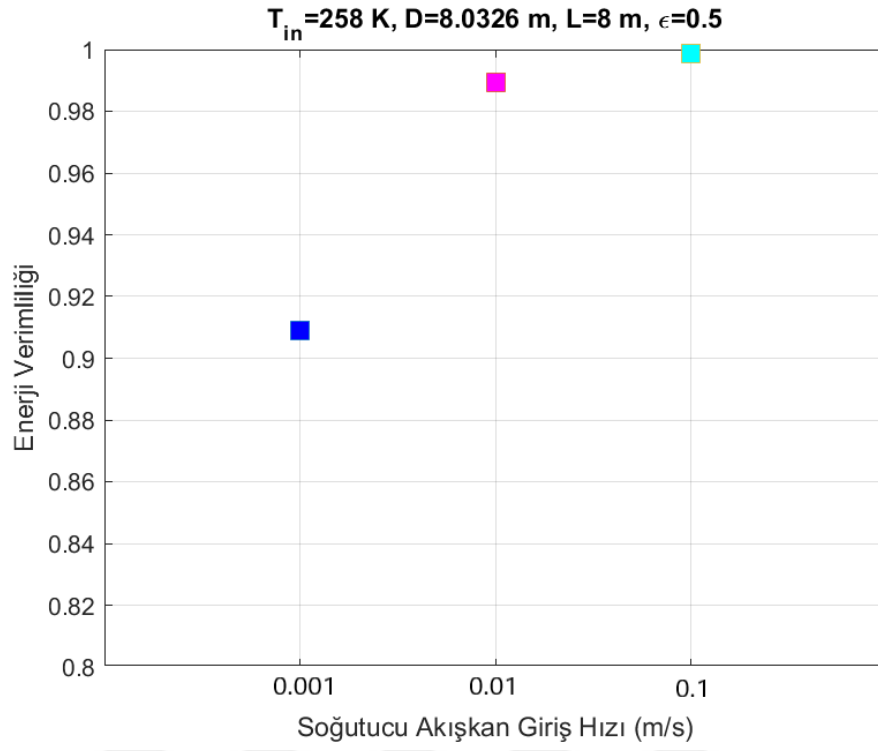
Yukarıda gösterilen Şekil 3.9, 3.10, 3.11 ve 3.12’de ısı transfer akışkanının belirtilen hız ve tanka giriş sıcaklıklarında porozitenin değişen beş farklı değeri için tankın merkezindeki sıcaklık dağılımının nasıl değiştiği gösterilmiştir. Görüldüğü üzere porozite değeri azaldıkça tank eksen boyunca sıcaklık dağılımı daha hızlı değişmektedir. Ayrıca soğutucu akışkanın tanka giriş hızının daha yüksek değere sahip olduğu şartlar altında porozite değişimi ile sıcaklık dağılımı, daha yavaş olduğu şartlara göre eğimi daha az bir paraboliklik göstermektedir. Bu durum daha yüksek hızlarda sıcaklık dağılımının lineer forma yakın olması ile uyumluluk göstermektedir.

3.2.4. Soğutma Uygulamalarında Enerji ve Ekserji Verimlilikleri

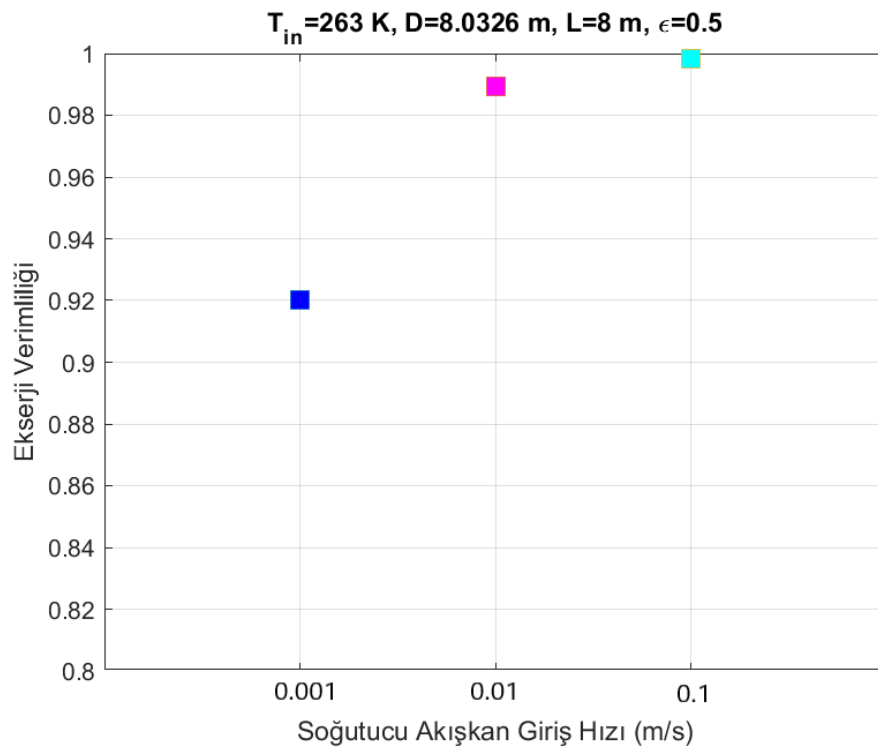
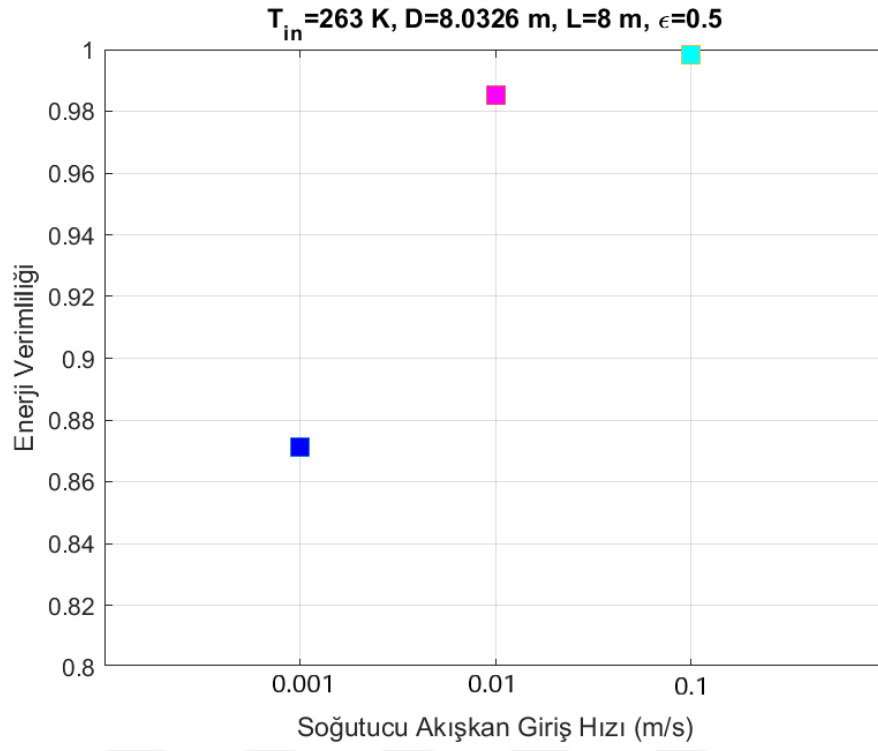
3.2.4.1. Giriş Hızının Enerji ve Ekserji Verimliliği Üzerindeki Etkisi



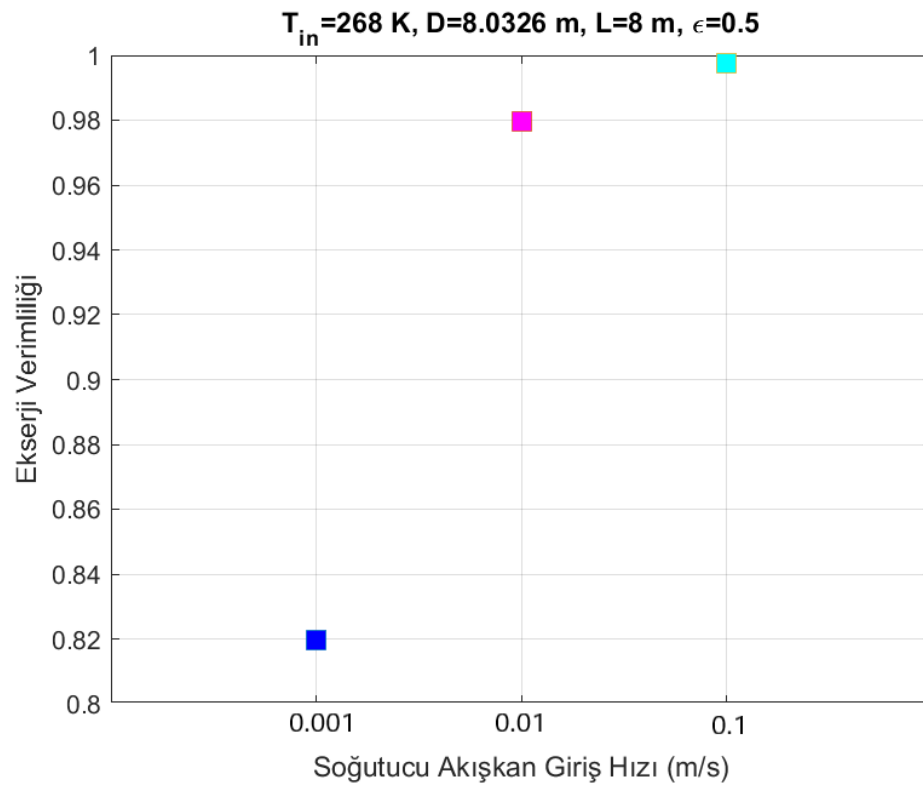
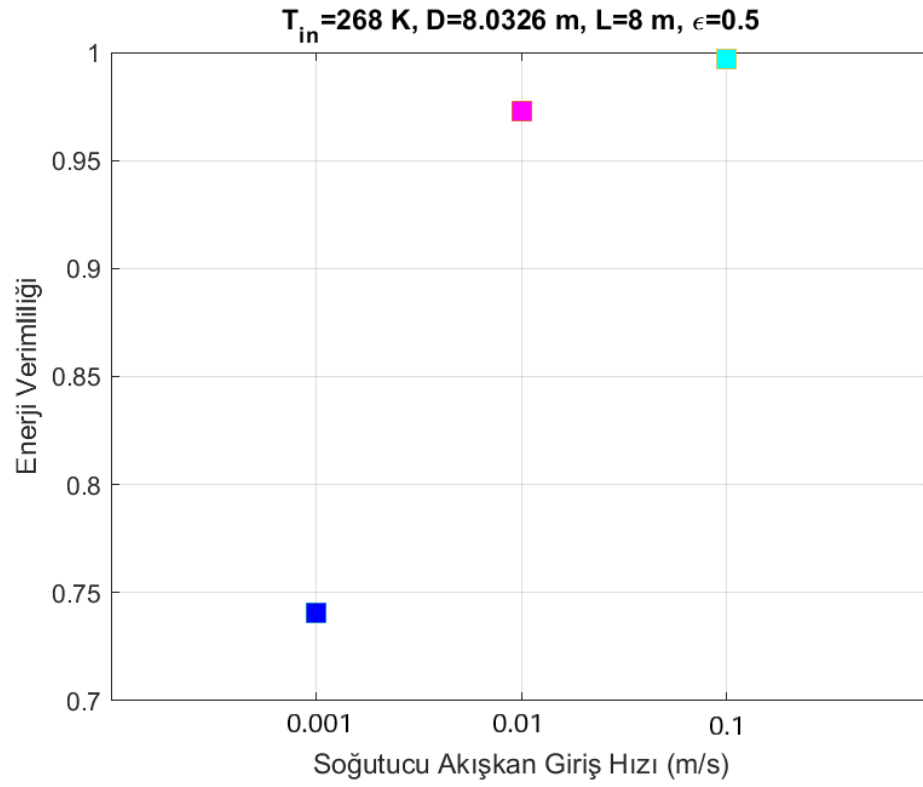
Şekil 3. 12. $T_{in} = 253\text{ K}$ olduğu durum için farklı hızlardaki ısı transfer akışkanının enerji ve ekserji verimliliğine etkisi



Şekil 3. 13. $T_{in} = 258 \text{ K}$ olduğu durum için farklı hızlardaki ısı transfer akışkanının enerji ve ekserji verimliliğine etkisi



Şekil 3. 14. $T_{in} = 263 \text{ K}$ olduğu durum için farklı hızlardaki ısı transfer akışkanının enerji ve ekserji verimliliğine etkisi

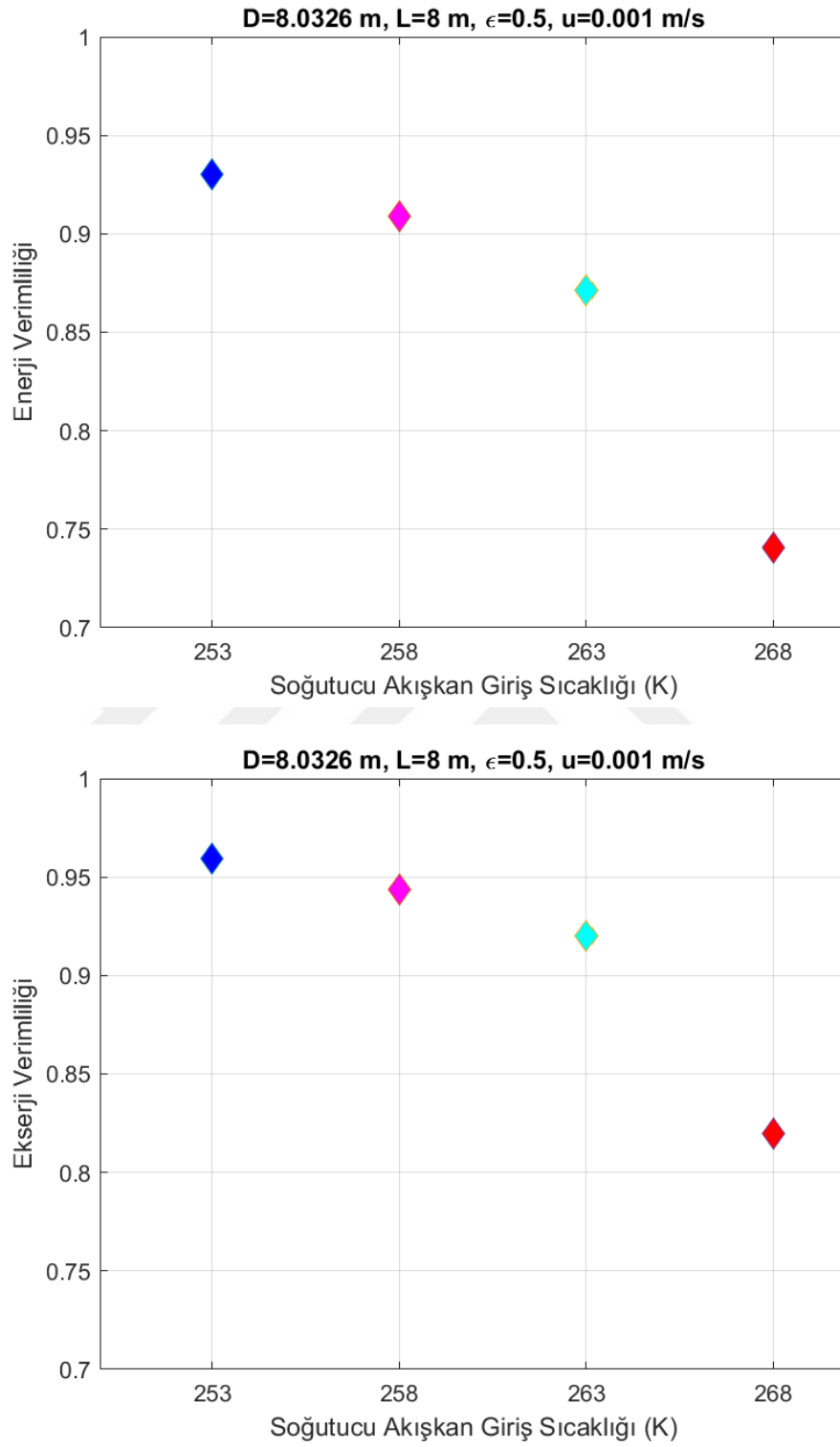


Şekil 3. 15. $T_{in} = 268 \text{ K}$ olduğu durum için farklı hızlardaki ısı transfer akışkanının enerji ve ekserji verimliliğine etkisi

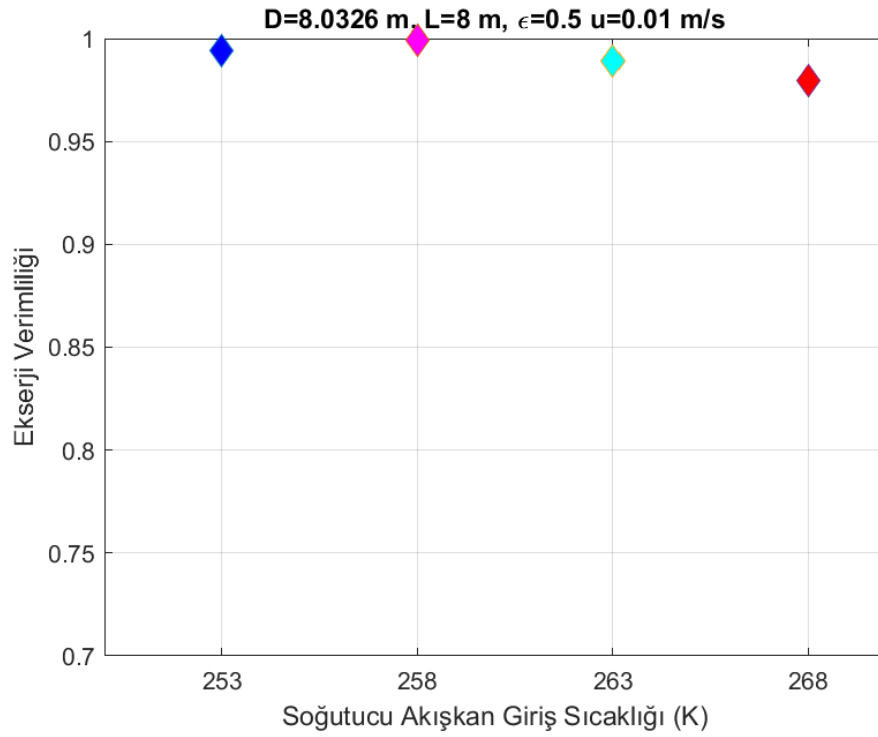
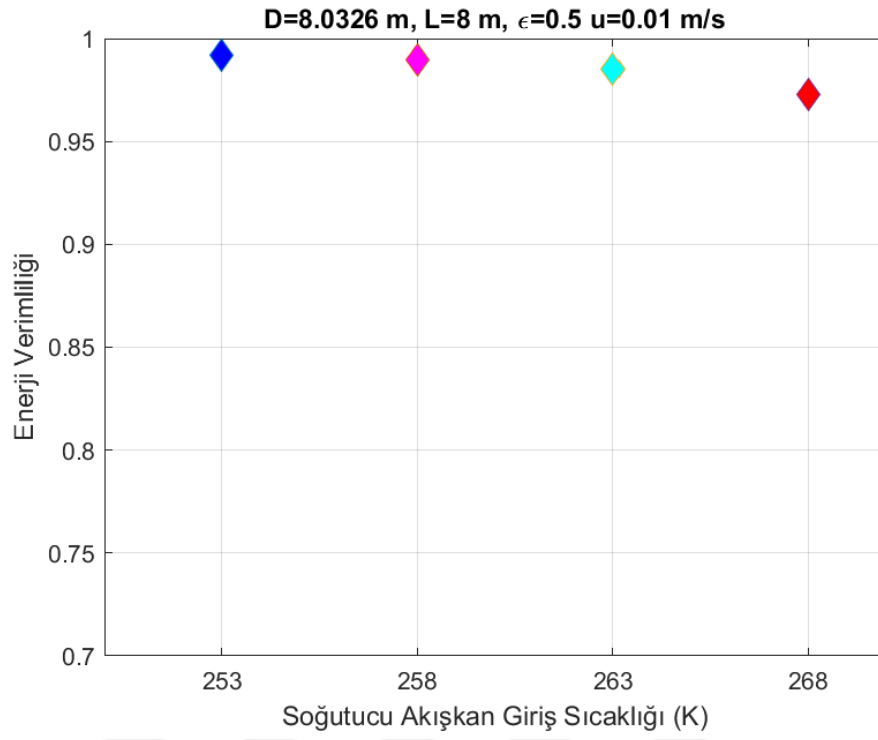
Şekil 3.12, 3.13, 3.14 ve 3.15’de ısı transfer akışkanının belirtilen porozite ve tanka giriş sıcaklıklarında giriş hızının değişen üç farklı değeri için enerji ve ekserji verimliliğinin nasıl değiştiği gösterilmiştir. Görüldüğü üzere hız değeri arttıkça verimlilikler iyileşmektedir. Bu değerlendirme sonucunda ısı transfer akışkanının depolama tankına giriş sıcaklığı arttıkça sistemin enerji ve ekserji verimlilikleri azaldığı görülmektedir. Bu durum özellikle ısı transfer akışkanı hızının 0.001 m/s olduğu şart için daha çok gözlemlenebilir hale gelmektedir.

3.2.4.2. Giriş Sıcaklığının Enerji ve Ekserji Verimliliği Üzerindeki Etkisi

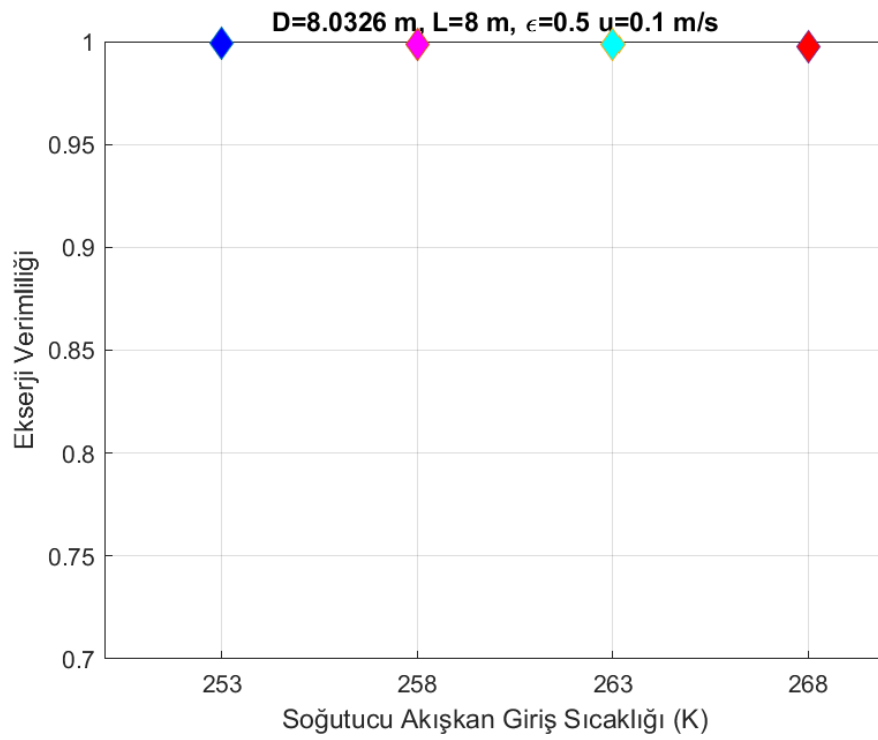
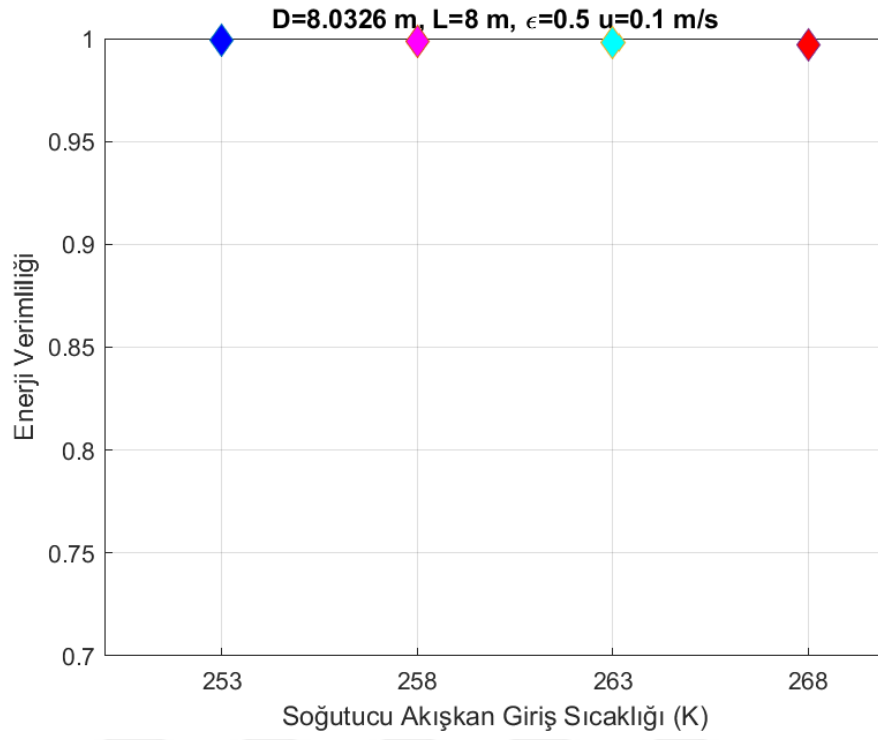
Aşağıda gösterilen Şekil 3.16, 3.17 ve 3.18’de ısı transfer akışkanının belirtilen porozite ve tanka giriş hızında değişen beş farklı sıcaklık değeri için enerji ve ekserji verimliliğinin nasıl değiştiği gösterilmiştir. Görüldüğü üzere sıcaklık değeri arttıkça verimlilikler azalmaktadır. Bunun sebebi ise ısı transfer akışkanının tanka giriş sıcaklığı ile faz değiştiren materyalin sıcaklığı arasındaki farkın azalmasıdır. Bu durum ısı transferinin azalmasına sebep olacağı için verimlilik değerlerinin azalması, özellikle ısı transfer akışkanının düşük hızlarında ısı taşınım katsayısı da düşeceği için beklenen bir sonuçtur. Isı transfer akışkanının 0.001 m/s hızındaki ve giriş sıcaklığının 268 K değerindeki enerji ve ekserji verimlilikleri sırasıyla 0.74 ve 0.82 iken, giriş hızı 0.01 m/s’ye çıktığında bu verim değerleri sırasıyla 0.97 ve 0.98 olmaktadır. Yapılacak küçük bir hesaplama ile bahsedilen hız değişimi enerji verimliliğini %30, ekserji verimliliğini ise %20 arttırdığı gözlemlenebilir. Aynı sıcaklık değeri için giriş hızının 0.1 m/s’ye çıktığında verim değerleri artmaktadır. Ancak 0.01 m/s’deki değerleri ile kıyaslandığında önceki hız artışı kadar yüksek verimlilik iyileştirmelerinin olmadığı görülmektedir. Yapılan bu kıyaslamada, ısı transfer akışkanının sıcaklığı depolama ortamının sıcaklığına en yakın olan değeri incelendiği için ısı transfer akışkanının giriş hızının verimlilikler üzerine önemli etkisi olduğunu göstermektedir.



Şekil 3. 16. $u = 0.001$ m/s hızındaki ısı transfer akışkanının farklı sıcaklıklarının enerji ve ekserji verimliliğine etkisi

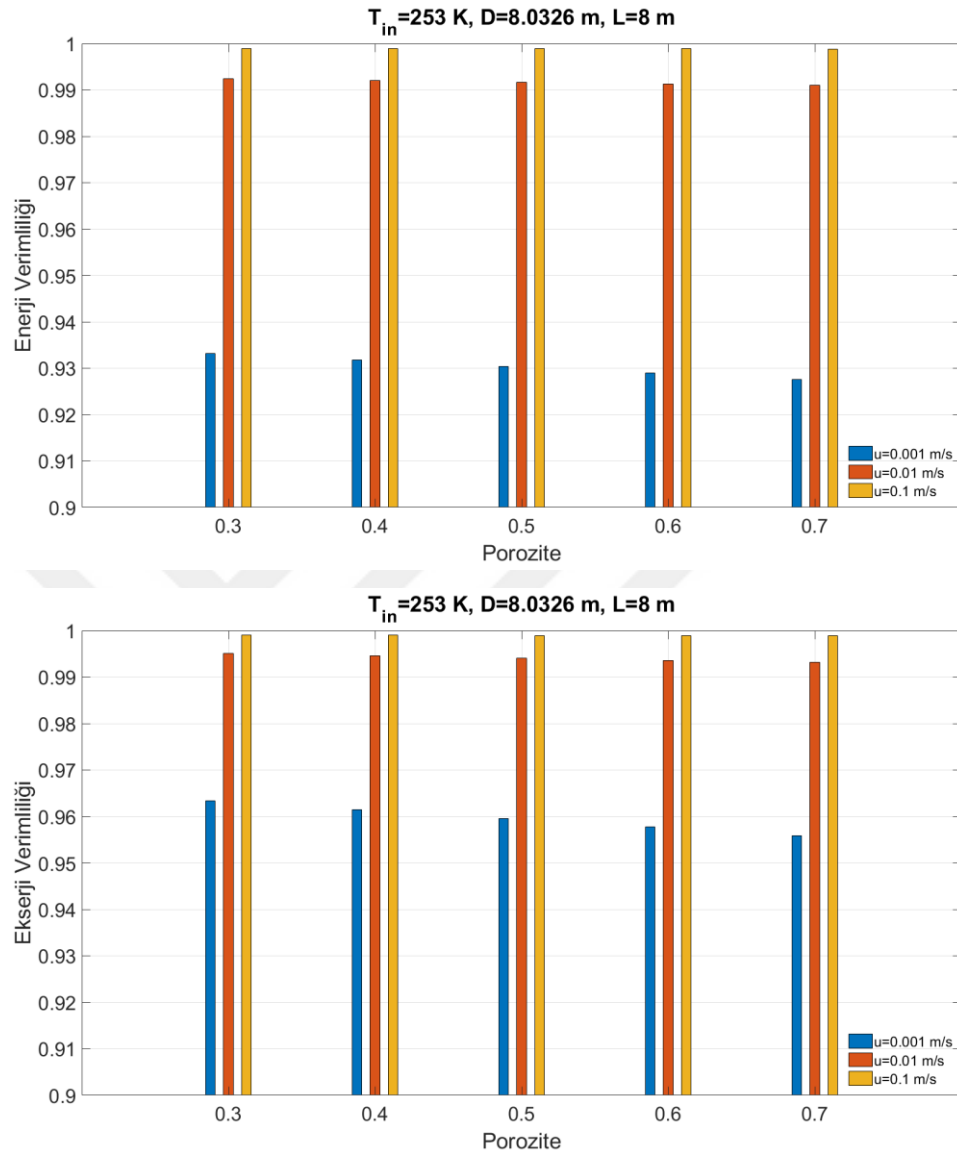


Şekil 3. 17. $u = 0.01 \text{ m/s}$ hızındaki ısı transfer akışkanının farklı sıcaklıklarının enerji ve ekserji verimliliğine etkisi

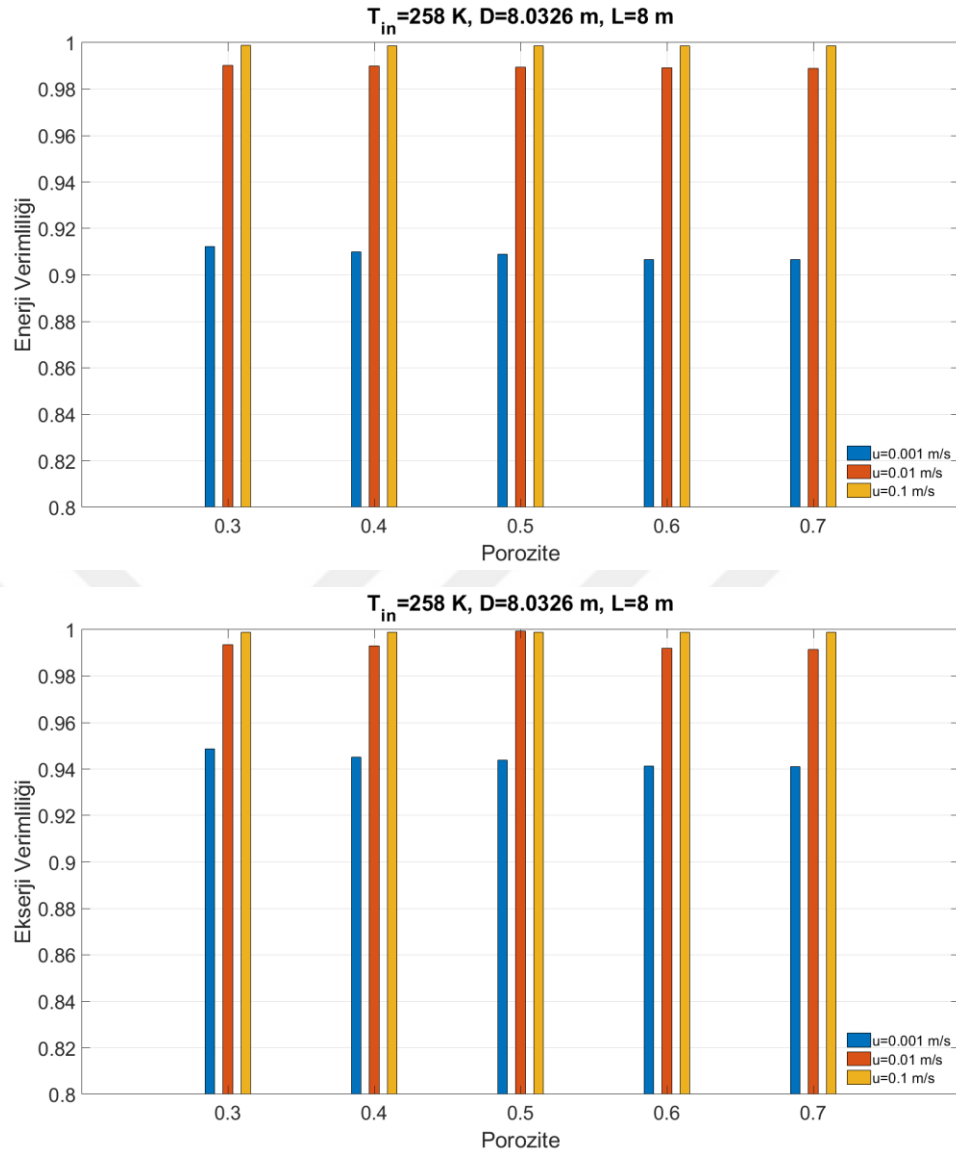


Şekil 3. 18. $u = 0.1 \text{ m/s}$ hızındaki ısı transfer akışkanının farklı sıcaklıklarının enerji ve ekserji verimliliğine etkisi

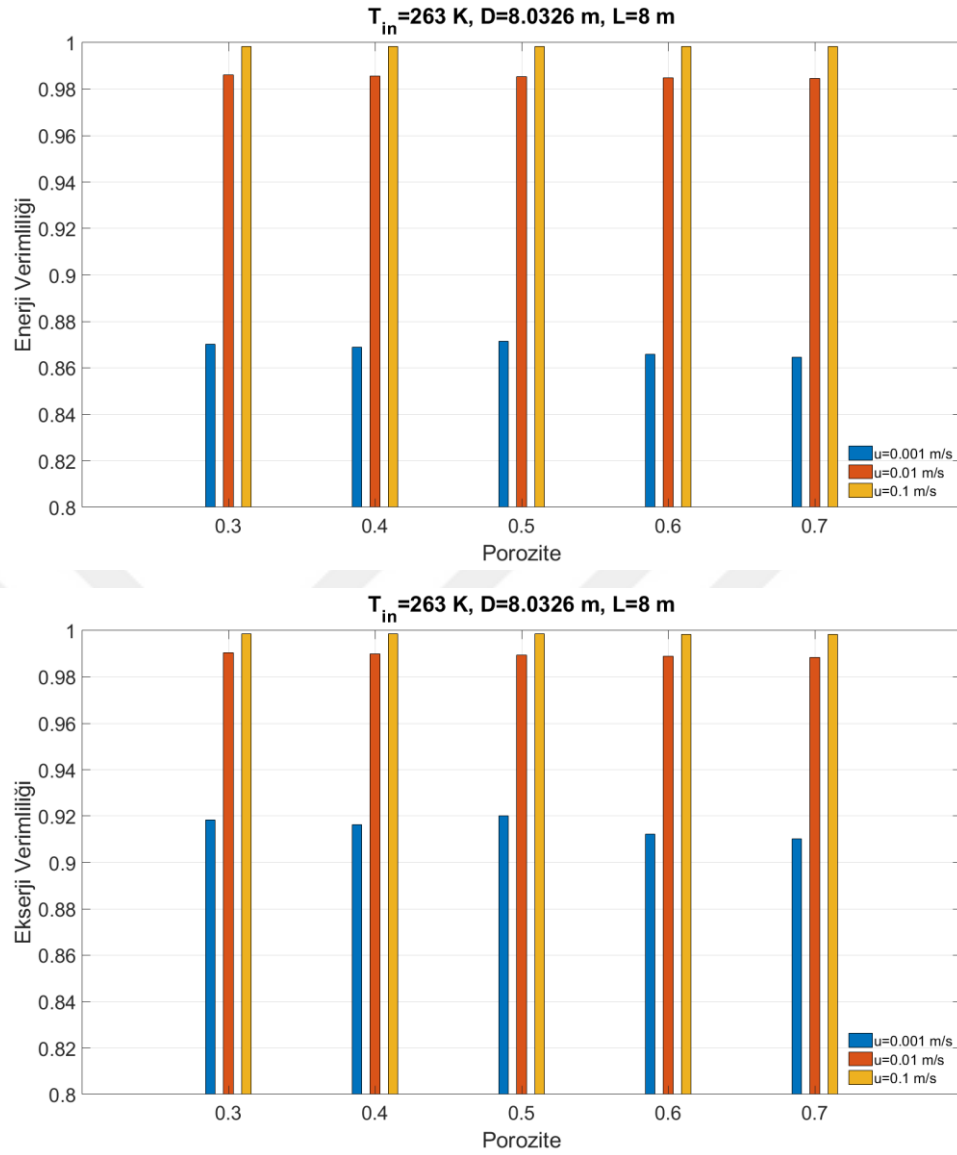
3.2.4.3. Porozitenin Enerji ve Ekserji Verimliliği Üzerindeki Etkisi



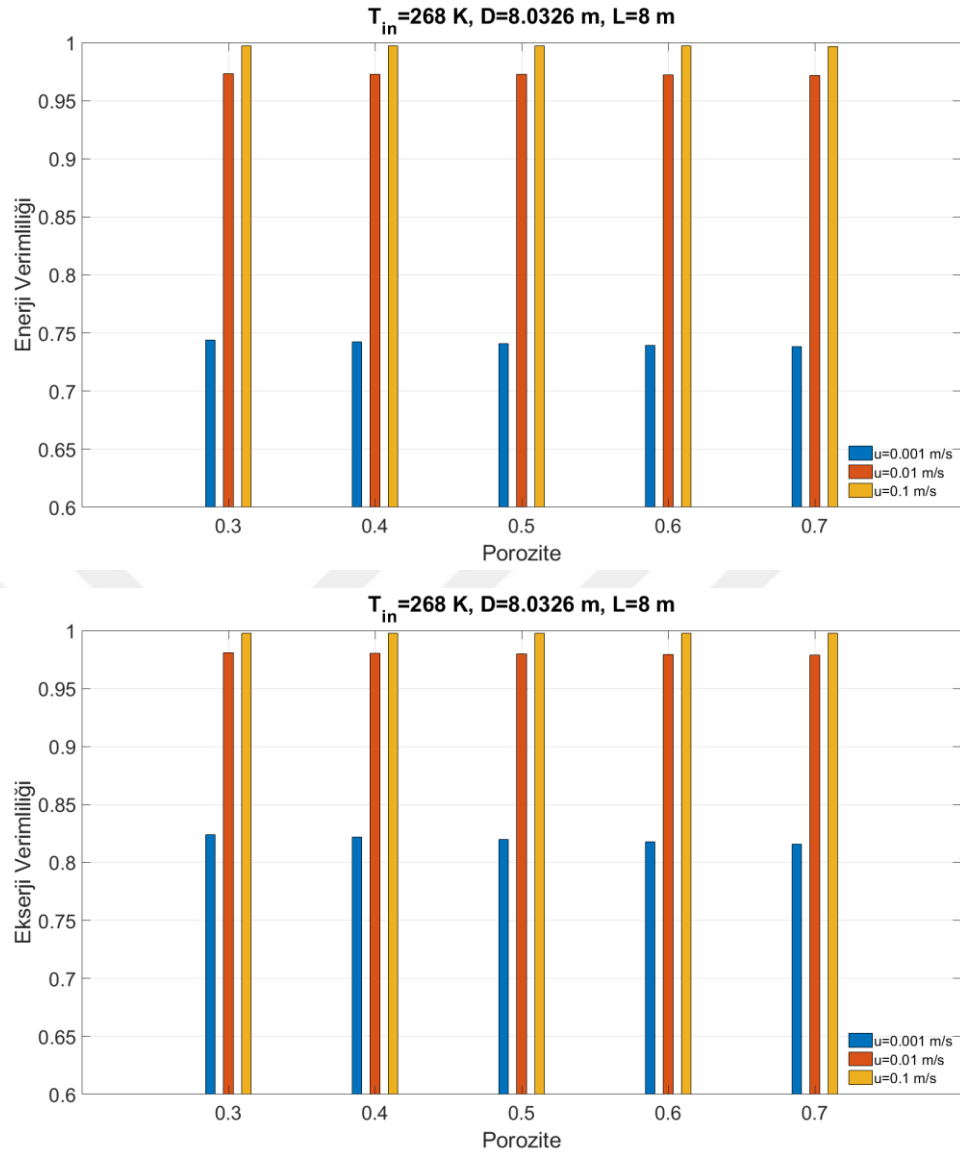
Şekil 3. 19. $T_{in} = 253 \text{ K}$ olduğu durum için farklı porozitelerdeki ısı transfer akışkanının enerji ve ekserji verimliliğine etkisi



Şekil 3. 20. $T_{in} = 258 \text{ K}$ olduğu durum için farklı porozitelerdeki ısı transfer akışkanının enerji ve ekserji verimliliğine etkisi



Şekil 3. 21. $T_{in} = 263 \text{ K}$ olduğu durum için farklı porozitelerdeki ısı transfer akışkanının enerji ve ekserji verimliliğine etkisi



Şekil 3. 22. $T_{in} = 268$ K olduğu durum için farklı porozitelerdeki ısı transfer akışkanının enerji ve ekserji verimliliğine etkisi

Şekil 3.19, 3.20, 3.21 ve 3.22’de ısı transfer akışkanının belirtildiği giriş sıcaklıklarında her bir hız durumu için beş farklı porozite değerlerinin enerji ve ekserji verimliliğini nasıl etkilediği gösterilmiştir. Görüldüğü üzere porozite değeri arttıkça verimlilikler azalmaktadır. Bu durum özellikle düşük hızlarda daha çok gözlenebilir haldedir. En yüksek hız değeri olan 0.1 m/s’de ise verimliliklerdeki düşüş gözlemlenemeyecek kadar azdır. Böylece özellikle ısı transfer akışkanının tanka yüksek debilerde girdiği durumlarda porozitenin etkisinin daha az olduğu yorumu yapılabilir.

3.2.5. Hızın, Giriş Sıcaklığının Ve Porozitenin Çıkış Sıcaklıkları Üzerine Etkisi

Tablo 3. 1. $\varepsilon = 0.5$ olan ısı transfer akışkanının tanka giriş hızlarının ve giriş sıcaklık değerlerinin çıkış sıcaklığına etkisi

Giriş hızları Giriş sıcaklıkları	$u_1 = 0.001 \frac{m}{s}$	$u_2 = 0.01 \frac{m}{s}$	$u_3 = 0.1 \frac{m}{s}$
$T_{in,1} = 0^\circ C$ $= 273K$	$T_{out} = 273.0126K$	$T_{out} = 273.0047K$	$T_{out} = 273.000K$
$T_{in,2} = -5^\circ C$ $= 268K$	$T_{out} = 272.9799K$	$T_{out} = 270.1287K$	$T_{out} = 268.2893K$
$T_{in,3} = -10^\circ C$ $= 263K$	$T_{out} = 272.9599K$	$T_{out} = 267.2527K$	$T_{out} = 263.5658K$
$T_{in,4} = -15^\circ C$ $= 258K$	$T_{out} = 272.9398K$	$T_{out} = 264.3767K$	$T_{out} = 258.8422K$
$T_{in,5} = -20^\circ C$ $= 253K$	$T_{out} = 272.9197K$	$T_{out} = 261.5006K$	$T_{out} = 254.1187K$

Aşağıdaki tabloda ise, sistem tasarımı ile ilgili özelliklerden olan porozitenin sıcaklık dağılımı üzerindeki etkisi incelenmiştir. Bu etkiyi inceleyebilmek adına ısı transfer akışkanının tanka giriş hızı $u = 0.001 \frac{m}{s}$ ve giriş sıcaklığı $T_{in} = -10^\circ C$ olarak sabit değerler alınmıştır.

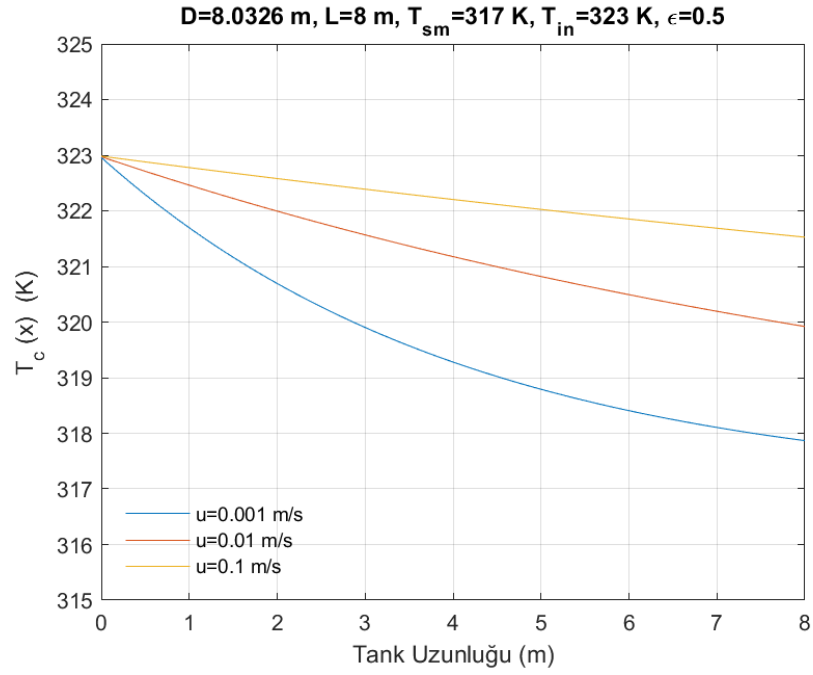
Tablo 3. 2. $u = 0.001 \frac{m}{s}$ hızındaki ısı transfer akışkanının farklı porozite değerlerinin çıkış sıcaklığına etkisi

Porozite	$\varepsilon_1 = 0.3$	$\varepsilon_2 = 0.4$	$\varepsilon_3 = 0.5$	$\varepsilon_4 = 0.6$	$\varepsilon_5 = 0.7$
$T_{in} = 253K$	272.81 K	272.3967 K	271.7852 K	271.0631 K	270.2971 K
$T_{in} = 258K$	272.8591 K	272.5476 K	272.089 K	271.5474 K	270.9729 K
$T_{in} = 263K$	272.9061 K	272.6984 K	272.3927 K	272.0317 K	271.6488 K
$T_{in} = 268K$	272.953 K	272.8492 K	272.6964 K	272.516 K	272.3246 K

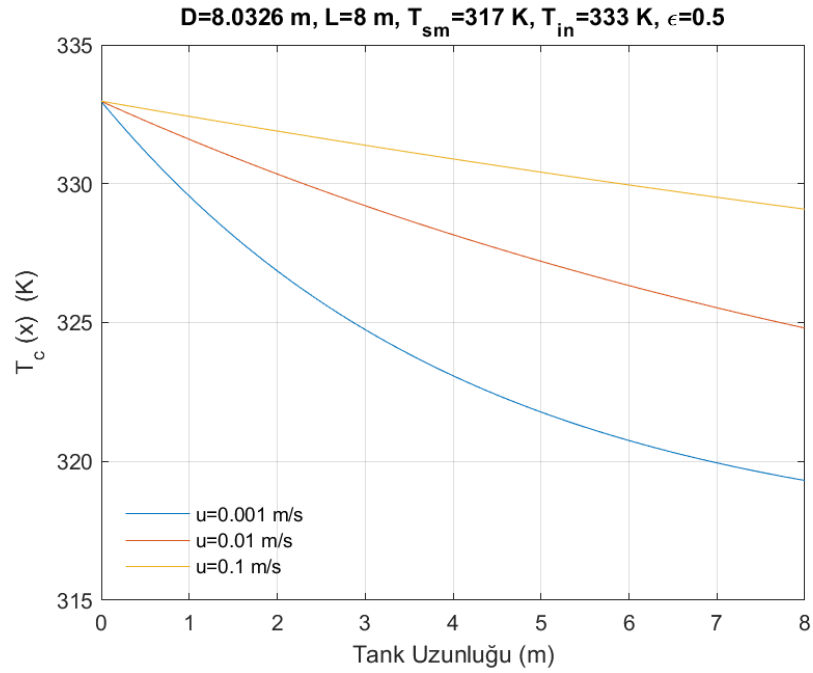
3.3. Isıtma Uygulamaları

Isıtma uygulamaları için Bölüm 2.7 içerisinde de belirtildiği gibi ısı transfer akışkanı olan suyun giriş sıcaklıkları 323 K, 333 K, 343 K, 353 K ve 363 K olarak kabul edilmiştir. Tankın içerisinde bulunan kapsüllerde ise faz değişim materyali olarak erime noktası sırasıyla 317 K, 327 K, 334 K ve 342 K olarak kabul edilen dört farklı parafin bulunmaktadır. Bu demektir ki ısıtma uygulamaları için faz değişim materyalinin erime sıcaklığı da bir parametre olarak değerlendirilmiştir. Ortam sıcaklığı ise 293 K olarak kabul edilmiştir. Bu tez çalışmasının parametrelerinden biri olan ısı transfer akışkanının giriş hızı 0.001, 0.01 ve 0.1 m/s olarak değerlendirilmiştir. Bir diğer parametre olan porozite ise 0.3, 0.4, 0.5, 0.6 ve 0.7 olarak diferansiyel denkleme dahil edilmiştir.

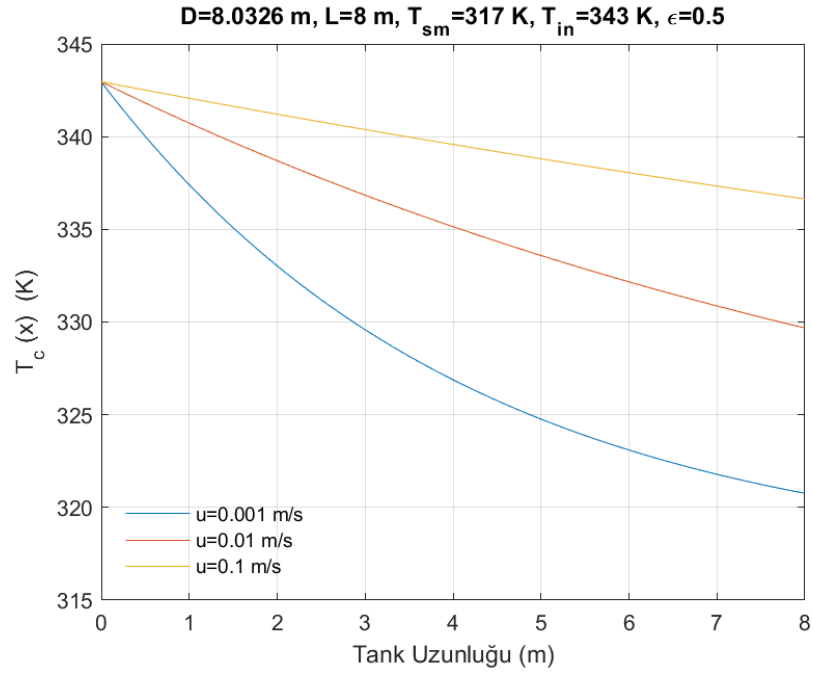
3.3.1. Giriş Hızının Sıcaklık Dağılımı Üzerindeki Etkisi



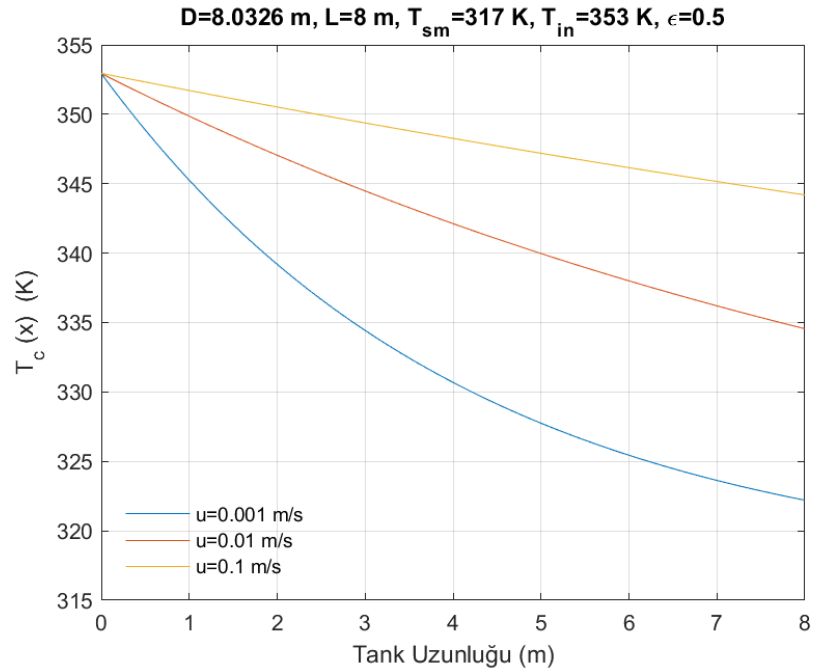
Şekil 3.23. $T_{sm} = 317K$ ve $T_{in} = 323K$ olduğu durum için ısı transfer akışkanının hızındaki değişimin sıcaklık dağılımına etkisi



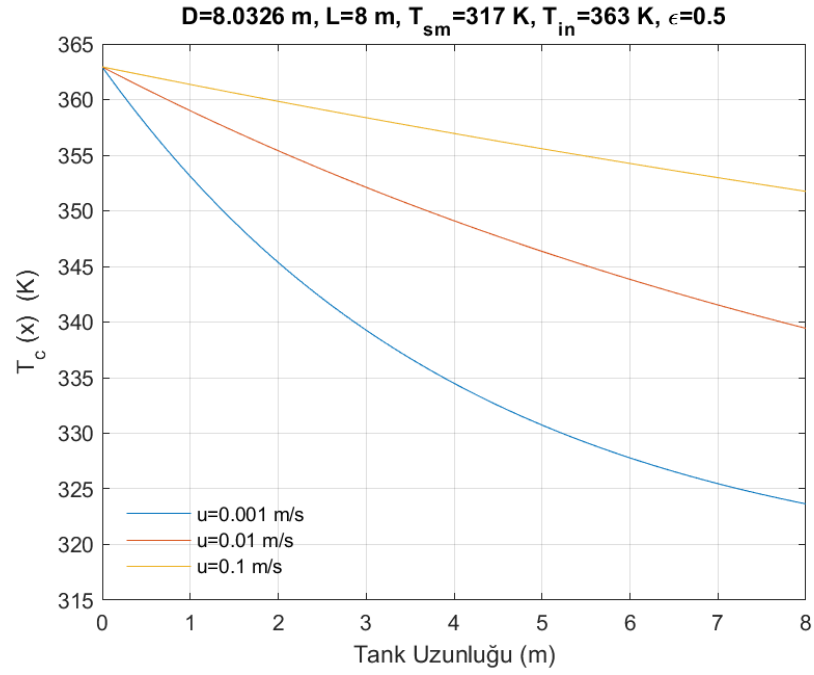
Şekil 3.24. $T_{sm} = 317K$ ve $T_{in} = 333K$ olduğu durum için ısı transfer akışkanının hızındaki değişimin sıcaklık dağılımına etkisi



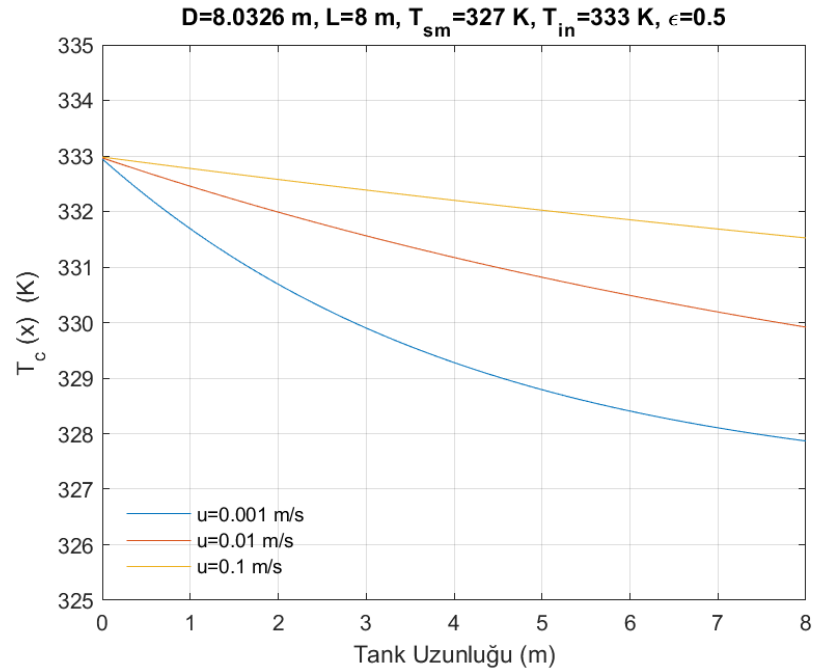
Şekil 3. 25. $T_{sm} = 317K$ ve $T_{in} = 343K$ ve olduğu durum için ısı transfer akışkanının hızındaki değişimin sıcaklık dağılımına etkisi



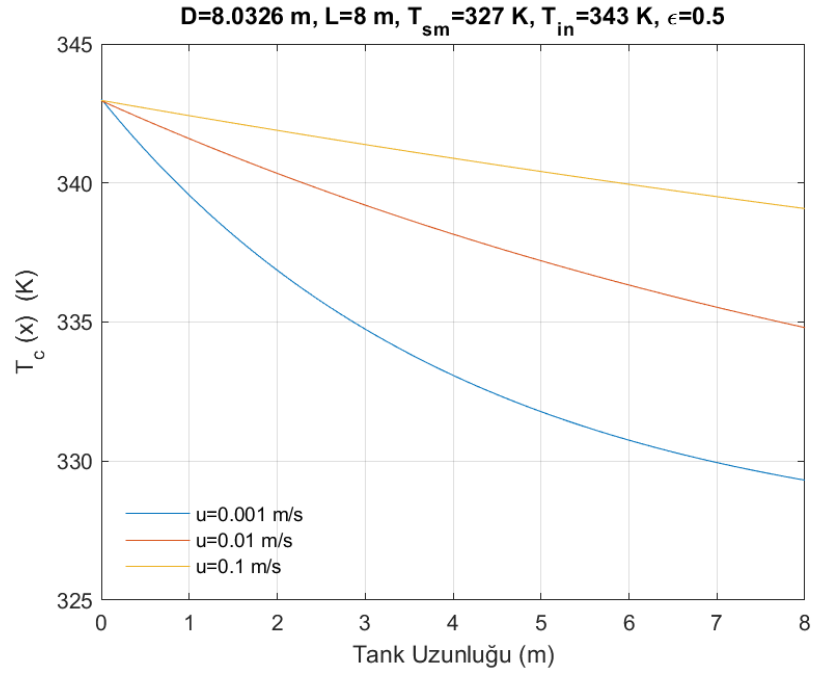
Şekil 3. 26. $T_{sm} = 317K$ ve $T_{in} = 353K$ ve olduğu durum için ısı transfer akışkanının hızındaki değişimin sıcaklık dağılımına etkisi



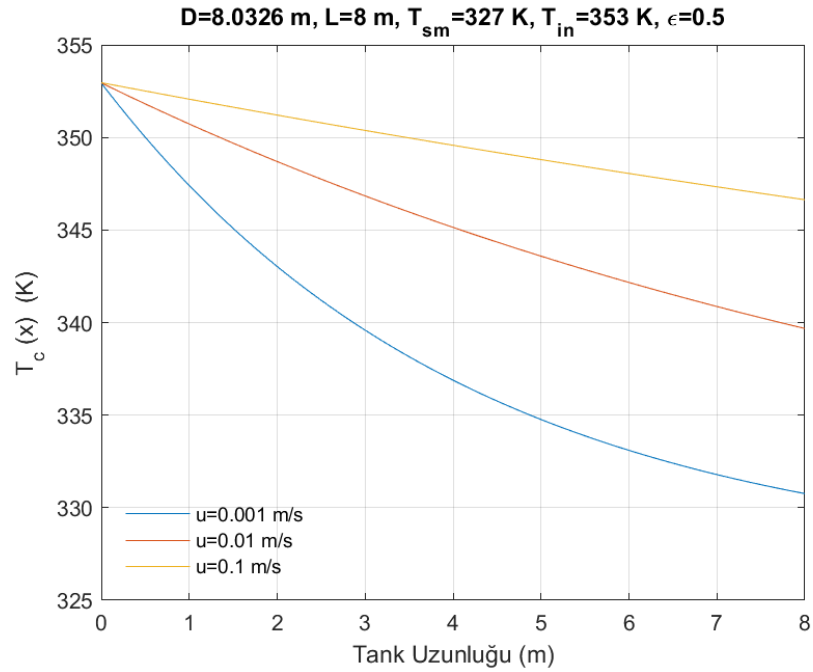
Şekil 3. 27. $T_{sm} = 317K$ ve $T_{in} = 363K$ olduğu durum için ısı transfer akışkanının hızındaki değişimin sıcaklık dağılımına etkisi



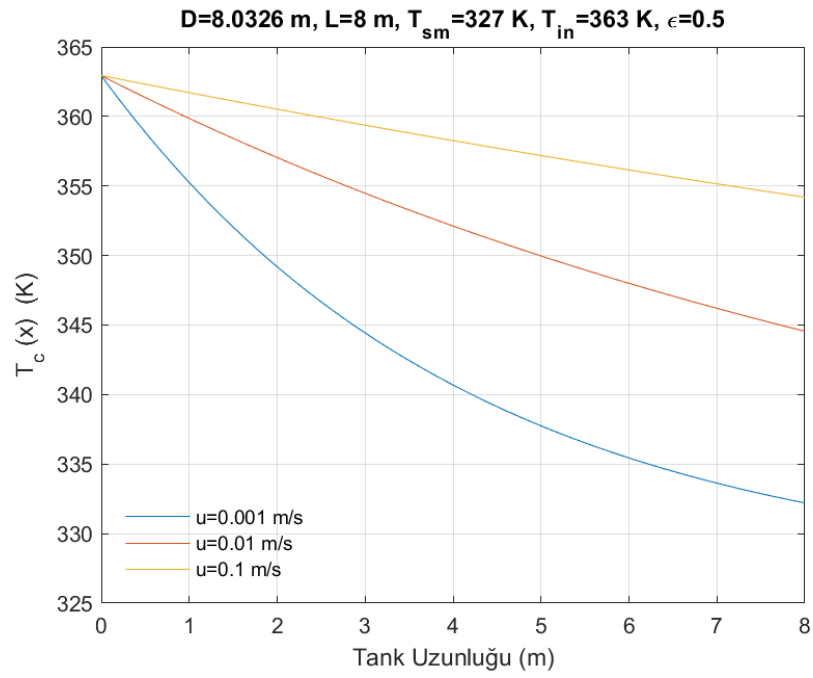
Şekil 3. 28. $T_{sm} = 327K$ ve $T_{in} = 333K$ olduğu durum için ısı transfer akışkanının hızındaki değişimin sıcaklık dağılımına etkisi



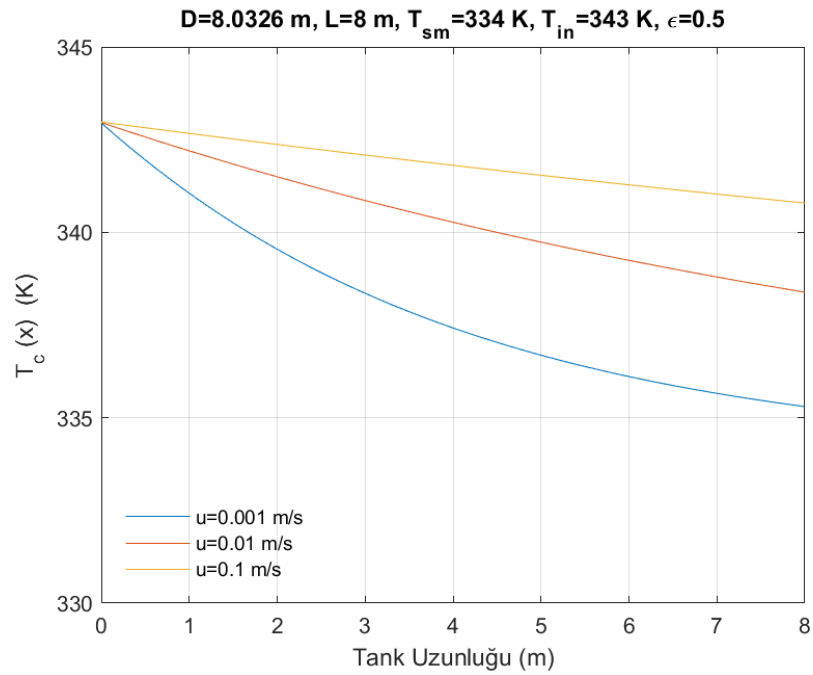
Şekil 3. 29. $T_{sm} = 327K$ ve $T_{in} = 343K$ olduğu durum için ısı transfer akışkanının hızındaki değişimin sıcaklık dağılımına etkisi



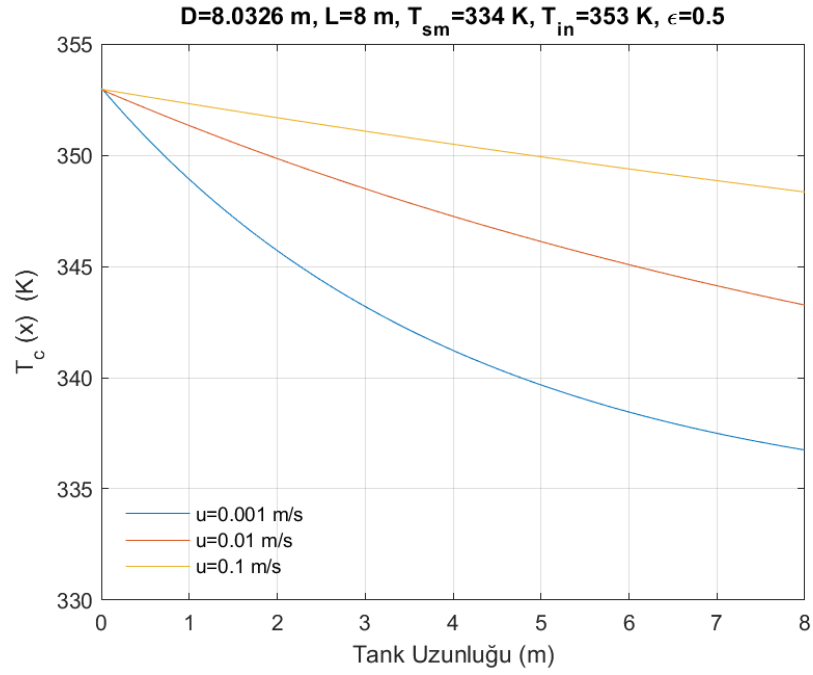
Şekil 3. 30. $T_{sm} = 327K$ ve $T_{in} = 353K$ olduğu durum için ısı transfer akışkanının hızındaki değişimin sıcaklık dağılımına etkisi



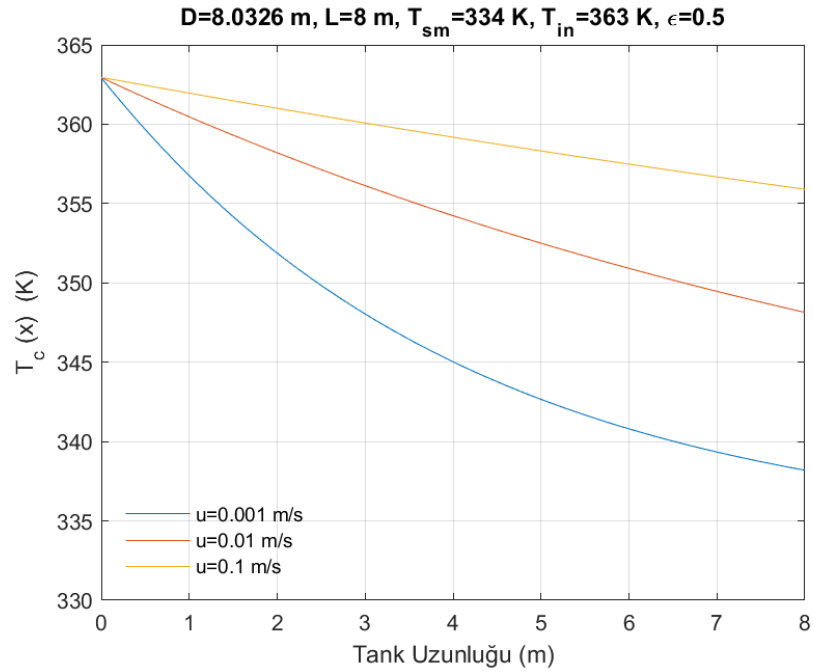
Şekil 3. 31. $T_{sm} = 327K$ ve $T_{in} = 363K$ olduğu durum için ısı transfer akışkanının hızındaki değişimin sıcaklık dağılımına etkisi



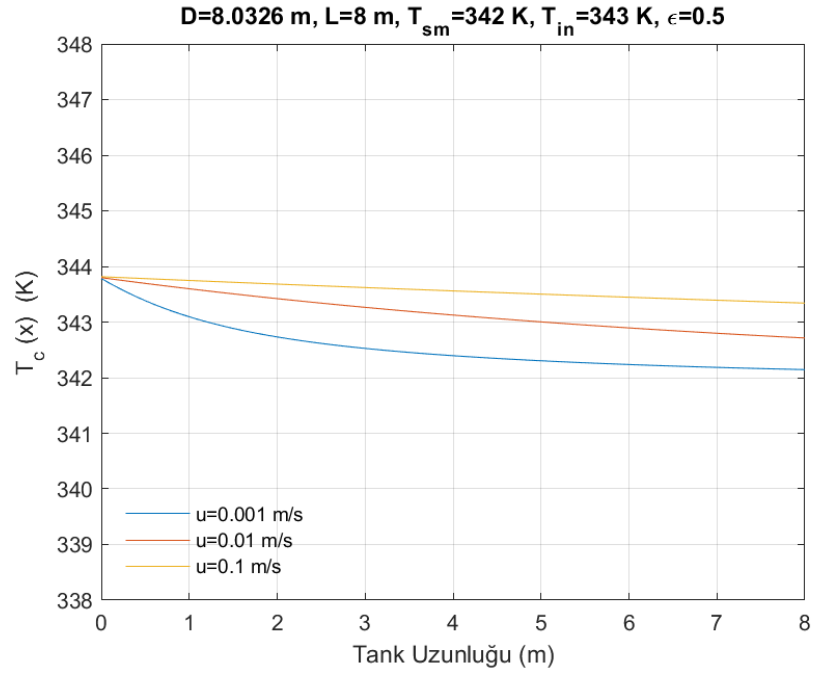
Şekil 3. 32. $T_{sm} = 334K$ ve $T_{in} = 343K$ olduğu durum için ısı transfer akışkanının hızındaki değişimin sıcaklık dağılımına etkisi



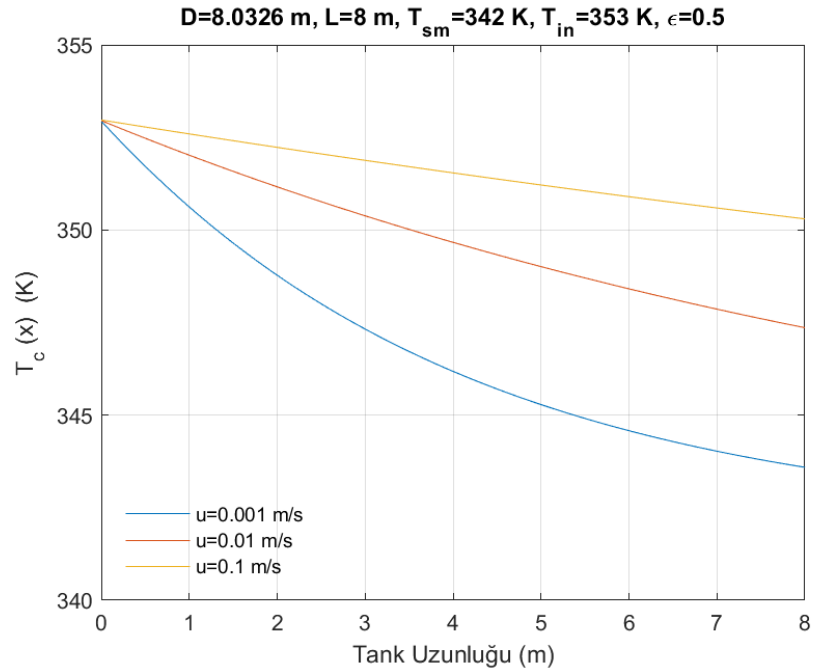
Şekil 3. 33. $T_{sm} = 334K$ ve $T_{in} = 353K$ olduğu durum için ısı transfer akışkanının hızındaki değişimin sıcaklık dağılımına etkisi



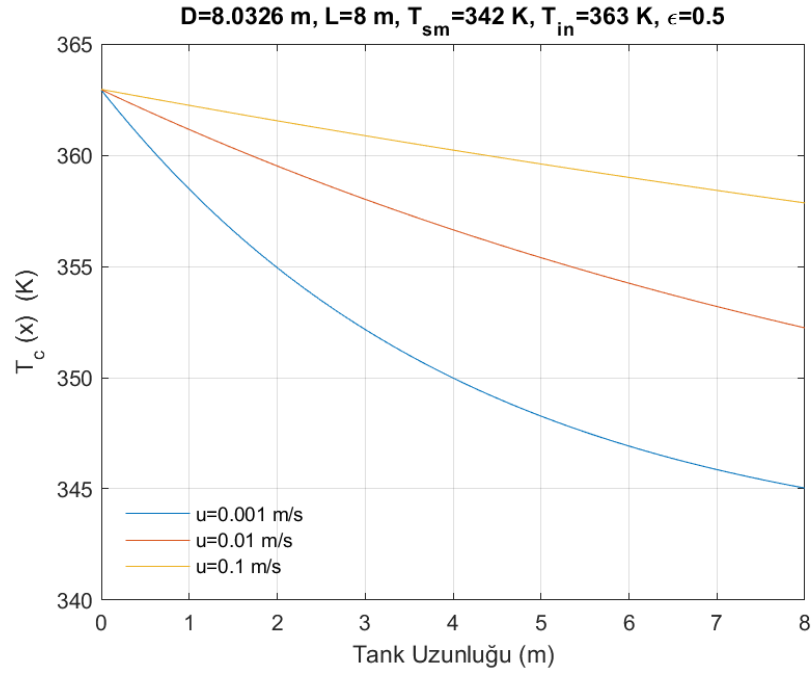
Şekil 3. 34. $T_{sm} = 334K$ ve $T_{in} = 363K$ olduğu durum için ısı transfer akışkanının hızındaki değişimin sıcaklık dağılımına etkisi



Şekil 3. 35. $T_{sm} = 342K$ ve $T_{in} = 343K$ olduğu durum için ısı transfer akışkanının hızındaki değişimin sıcaklık dağılımına etkisi



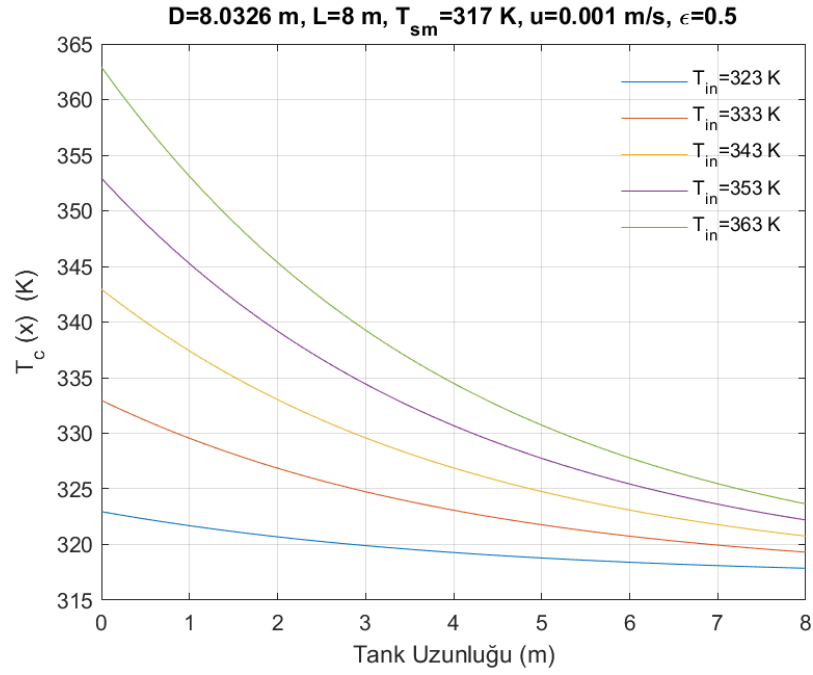
Şekil 3. 36. $T_{sm} = 342K$ ve $T_{in} = 353K$ olduğu durum için ısı transfer akışkanının hızındaki değişimin sıcaklık dağılımına etkisi



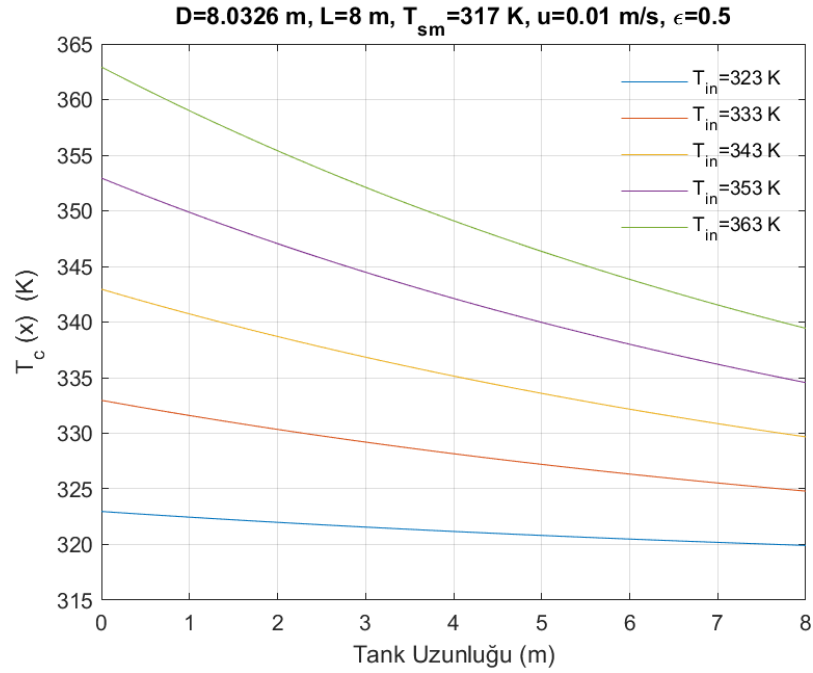
Şekil 3. 37. $T_{sm} = 342K$ ve $T_{in} = 363K$ olduğu durum için ısı transfer akışkanının hızındaki değişimin sıcaklık dağılımına etkisi

Şekil 3.23 - 3.27'de $T_{sm} = 317K$, Şekil 3.28 - 3.31'de $T_{sm} = 327K$, Şekil 3.32 - 3.34'de $T_{sm} = 334K$, Şekil 3.35 - 3.37'de $T_{sm} = 342K$ beş farklı sıcaklık değerindeki ısı transfer akışkanının üç farklı hız değerinin, depolama tankının merkezindeki sıcaklık dağılımı üzerindeki etkisi sırasıyla görülmektedir. Tablo 2.1'de de görüldüğü üzere ısı transfer akışkanının hızı arttıkça ısı transfer katsayısı daha yüksek bir değere sahip olur. Bu yüzden hızın daha yüksek değerlerinde grafik lineer forma sahip olurken düşük olduğu durumlarda parabolik bir forma sahiptir.

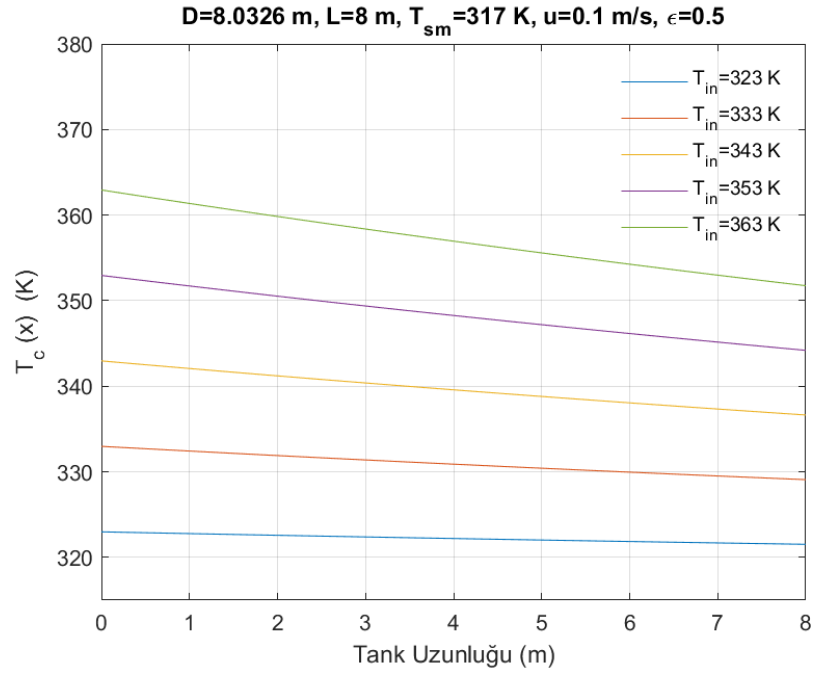
3.3.2. Giriş Sıcaklığının Sıcaklık Dağılımı Üzerindeki Etkisi



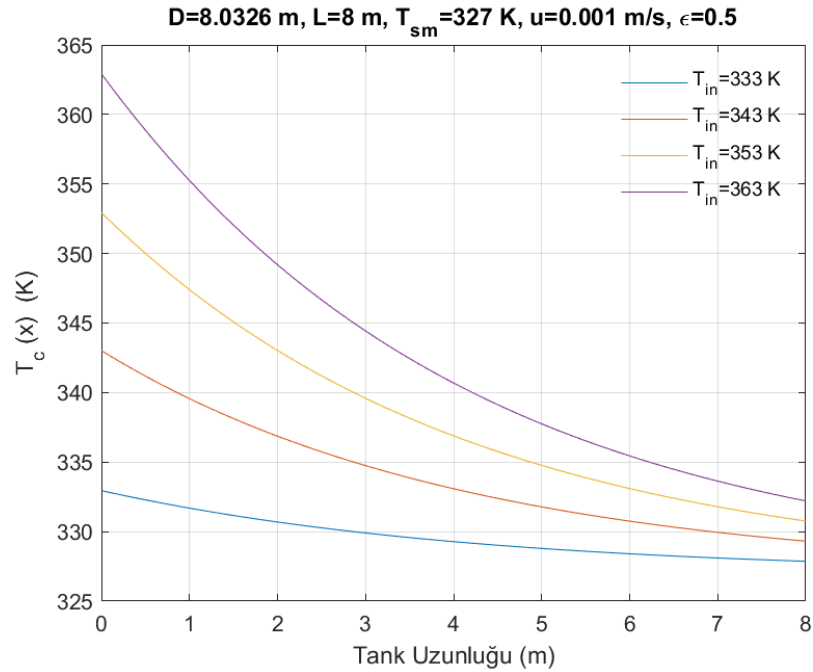
Şekil 3. 38. $T_{sm} = 317K$ ve $u = 0.001 \frac{m}{s}$ olduğu durum için ısı transfer akışkanının tanka giriş sıcaklığının sıcaklık dağılımına etkisi



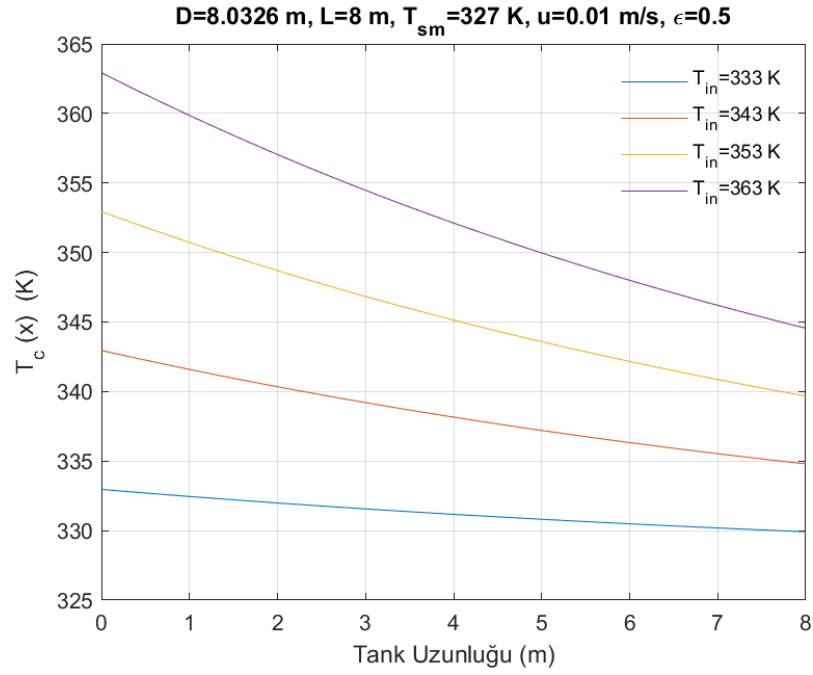
Şekil 3. 39. $T_{sm} = 317K$ ve $u = 0.01 \frac{m}{s}$ olduğu durum için ısı transfer akışkanının tanka giriş sıcaklığının sıcaklık dağılımına etkisi



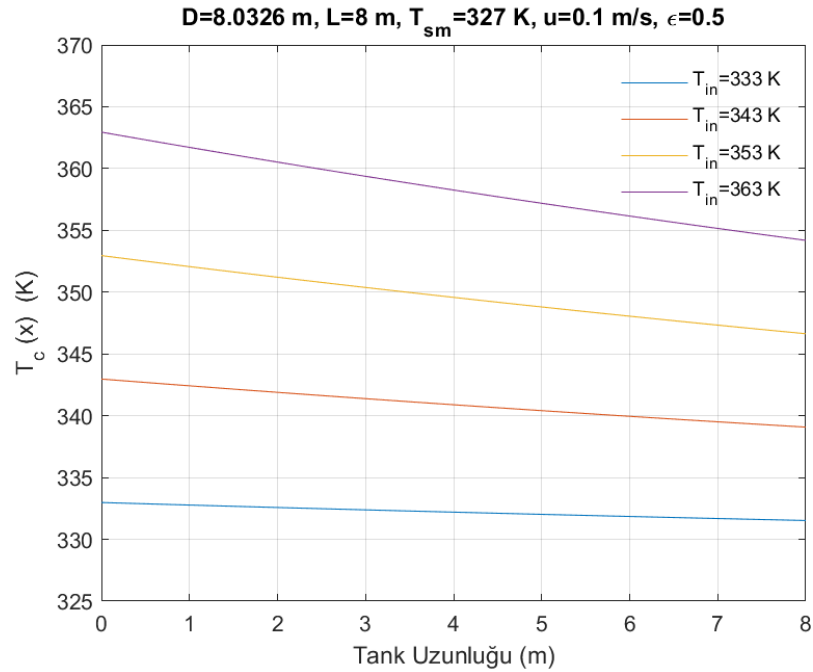
Şekil 3. 40. $T_{sm} = 317K$ ve $u = 0.1 \frac{m}{s}$ olduğu durum için ısı transfer akışkanının tanka giriş sıcaklığının sıcaklık dağılımına etkisi



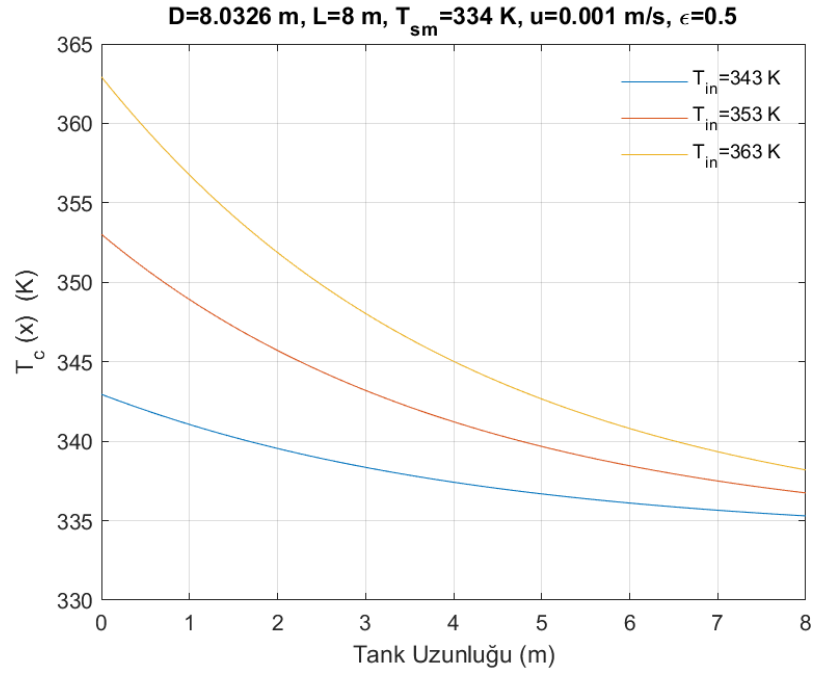
Şekil 3. 41. $T_{sm} = 327K$ ve $u = 0.001 \frac{m}{s}$ olduğu durum için ısı transfer akışkanının tanka giriş sıcaklığının sıcaklık dağılımına etkisi



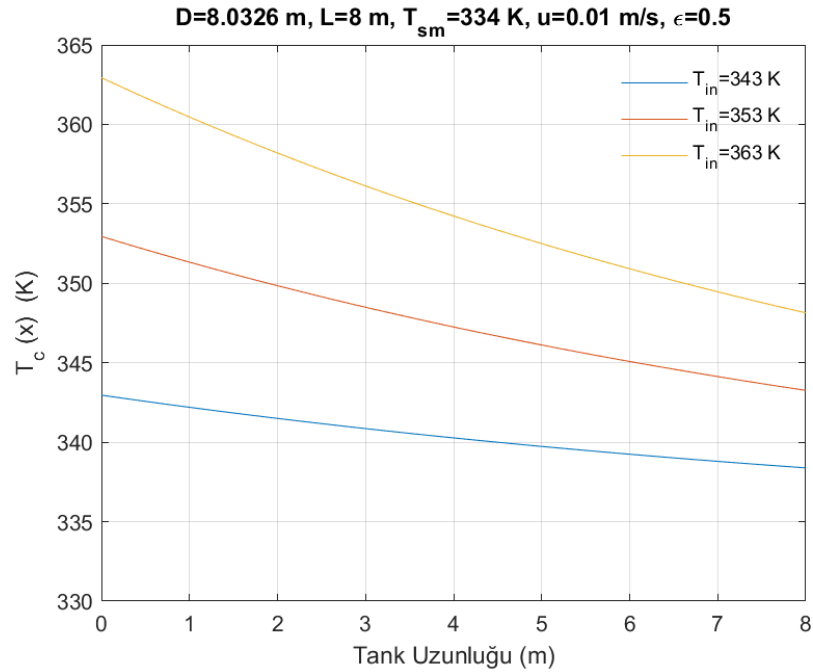
Şekil 3. 42. $T_{sm} = 327K$ ve $u = 0.01 \frac{m}{s}$ olduğu durum için ısı transfer akışkanının tanka giriş sıcaklığının sıcaklık dağılımına etkisi



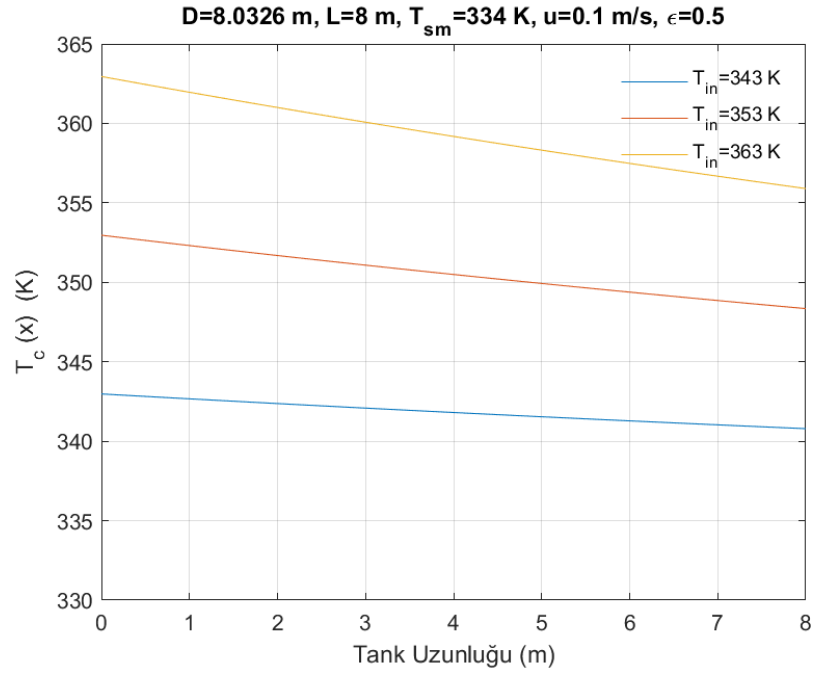
Şekil 3. 43. $T_{sm} = 327K$ ve $u = 0.1 \frac{m}{s}$ olduğu durum için ısı transfer akışkanının tanka giriş sıcaklığının sıcaklık dağılımına etkisi



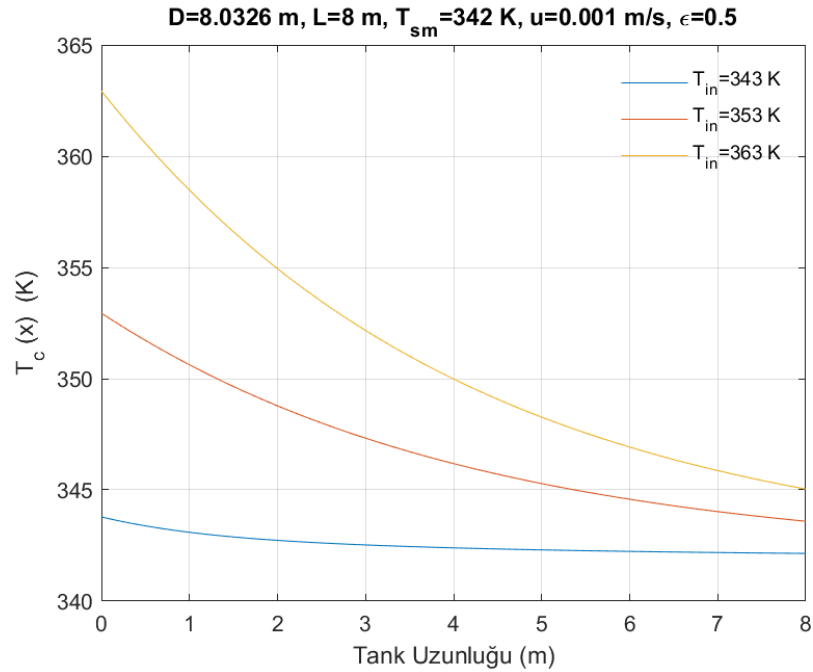
Şekil 3. 44. $T_{sm} = 334K$ ve $u = 0.001 \frac{m}{s}$ olduğu durum için ısı transfer akışkanının tanka giriş sıcaklığının sıcaklık dağılımına etkisi



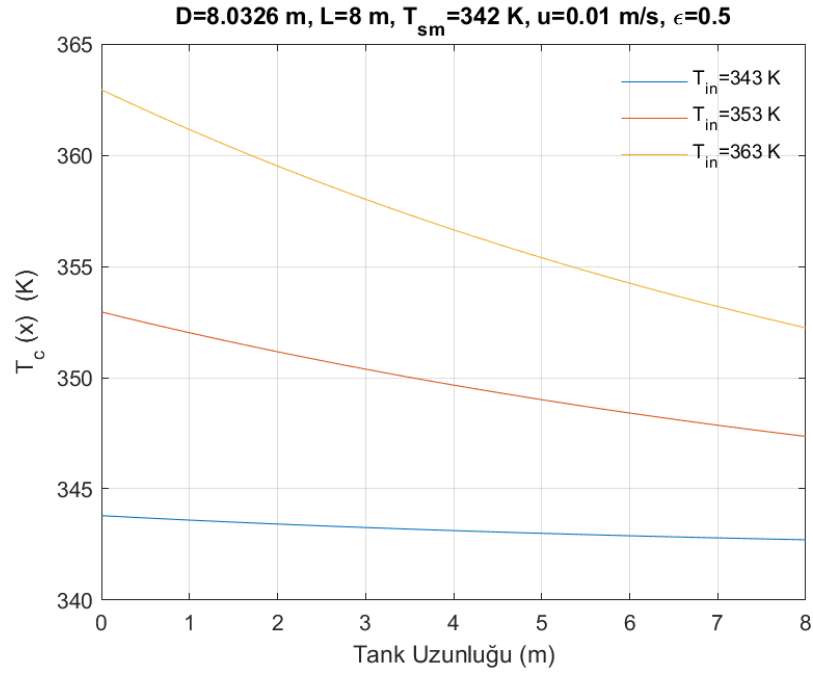
Şekil 3. 45. $T_{sm} = 334K$ ve $u = 0.01 \frac{m}{s}$ olduğu durum için ısı transfer akışkanının tanka giriş sıcaklığının sıcaklık dağılımına etkisi



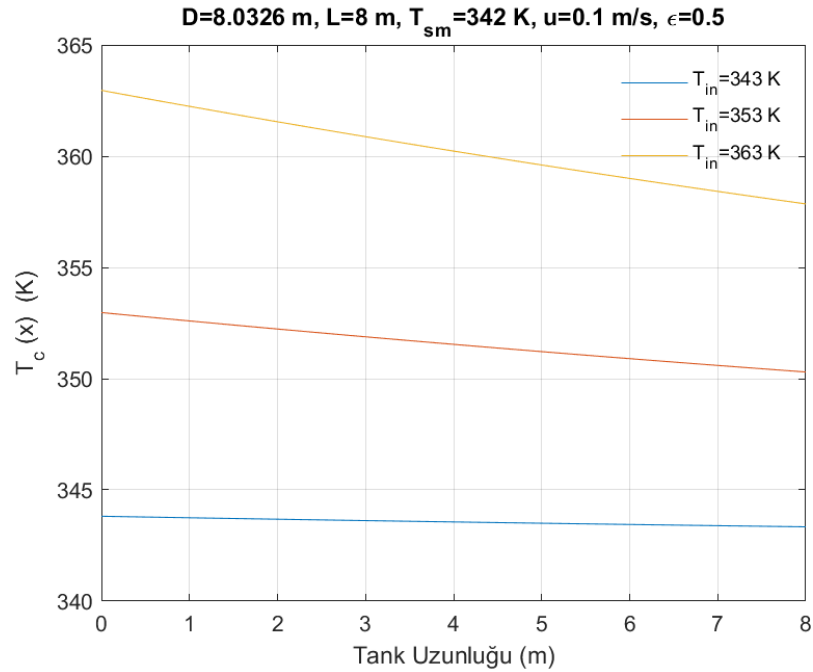
Şekil 3. 46. $T_{sm} = 334K$ ve $u = 0.1 \frac{m}{s}$ olduğu durum için ısı transfer akışkanının tanka giriş sıcaklığının sıcaklık dağılımına etkisi



Şekil 3. 47. $T_{sm} = 342K$ ve $u = 0.001 \frac{m}{s}$ olduğu durum için ısı transfer akışkanının tanka giriş sıcaklığının sıcaklık dağılımına etkisi



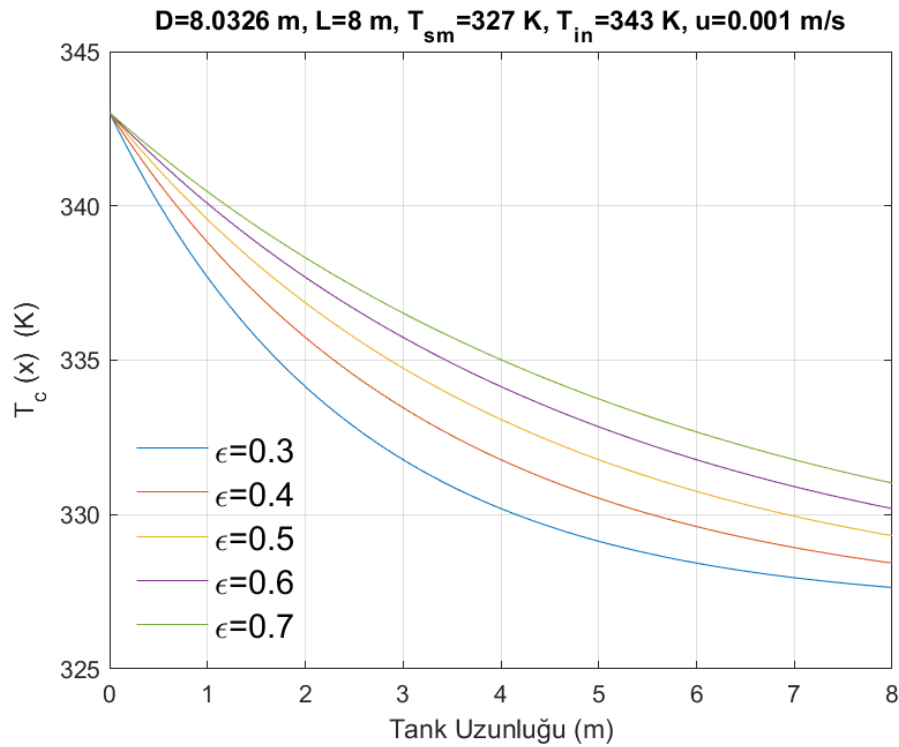
Şekil 3. 48. $T_{sm} = 342K$ ve $u = 0.01 \frac{m}{s}$ olduğu durum için ısı transfer akışkanının tanka giriş sıcaklığının sıcaklık dağılımına etkisi



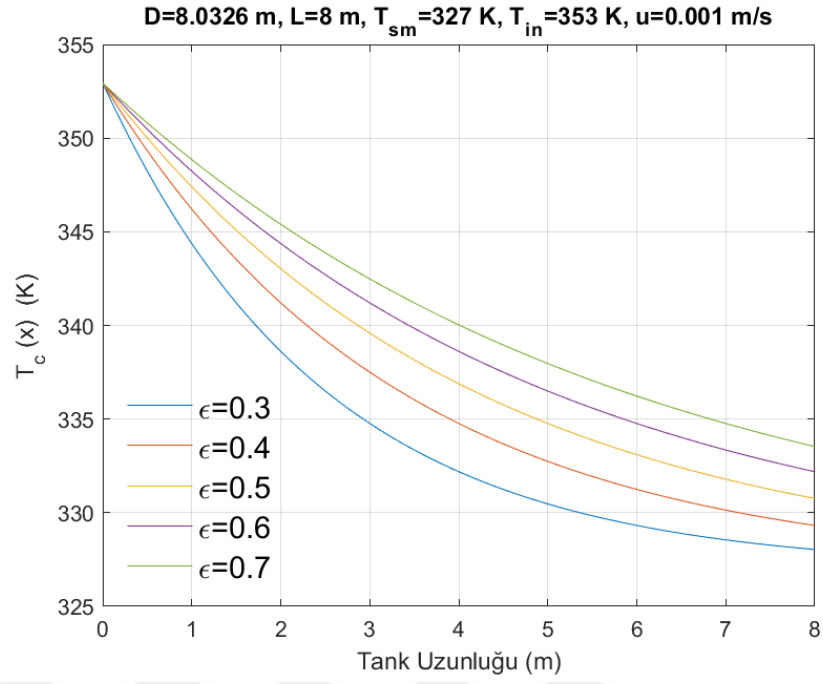
Şekil 3. 49. $T_{sm} = 342K$ ve $u = 0.1 \frac{m}{s}$ olduğu durum için ısı transfer akışkanının tanka giriş sıcaklığının sıcaklık dağılımına etkisi

Yukarıda gösterilen Şekil 3.38 - 3.40'da $T_{sm} = 317K$, Şekil 3.41 - 3.43'da $T_{sm} = 327K$, Şekil 3.42 - 3.44'de $T_{sm} = 334K$, Şekil 3.45 - 3.47'de $T_{sm} = 342K$ durumları gösterilmiştir. Burada faz değiştiren materyalin her bir değeri için, ısı transfer akışkanının üç farklı hız değerindeki beş farklı sıcaklık değerinin, depolama tankının merkezindeki sıcaklık dağılımı üzerindeki etkisi kıyaslanmıştır. Görüldüğü üzere ısı transfer akışkanının tanka giriş sıcaklığının en yüksek olduğu yani faz değiştiren materyalin erime noktası ile arasındaki farkın en çok olduğu durumda en yüksek sıcaklık değişimi meydana gelmektedir.

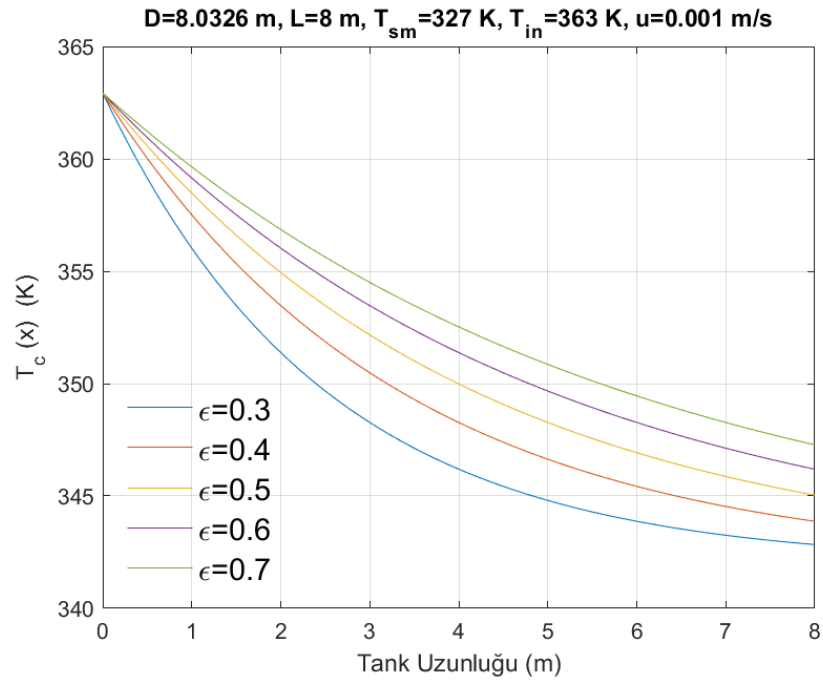
3.3.3. Porozitenin Sıcaklık Dağılımı Üzerindeki Etkisi



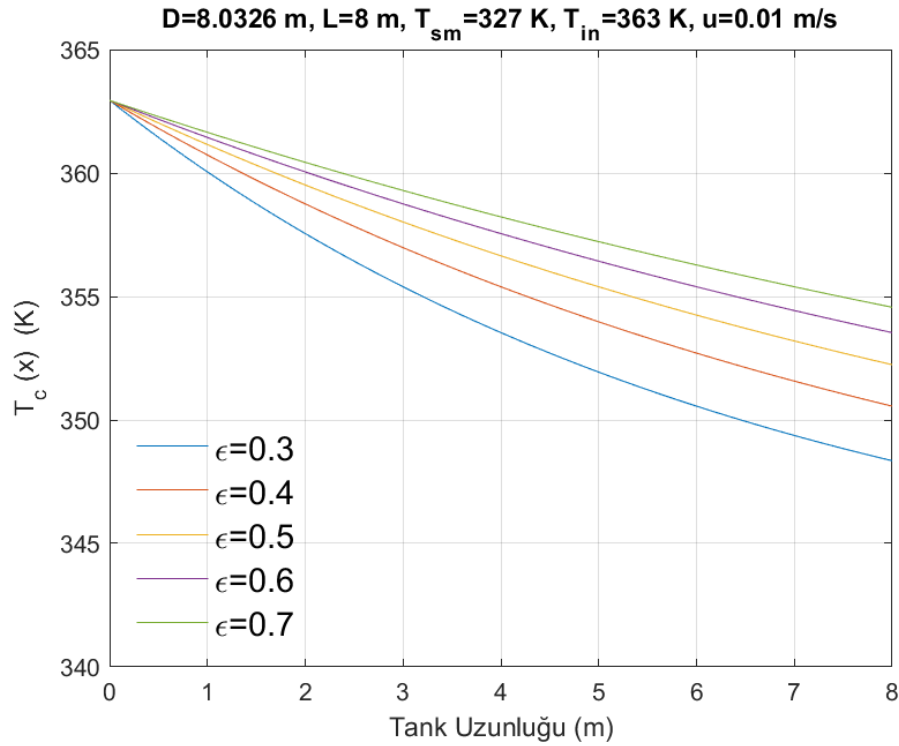
Şekil 3. 50. $u = 0.001 \frac{m}{s}$, $T_{sm} = 327K$ ve $T_{in} = 343 K$ olduğu durum için porozitenin sıcaklık dağılımına etkisi



Şekil 3. 51. $u = 0.001 \frac{m}{s}$, $T_{sm} = 327K$ ve $T_{in} = 353 K$ olduğu durum için porozitenin sıcaklık dağılımına etkisi



Şekil 3. 52. $u = 0.001 \frac{m}{s}$, $T_{sm} = 327K$ ve $T_{in} = 363 K$ olduğu durum için porozitenin sıcaklık dağılımına etkisi

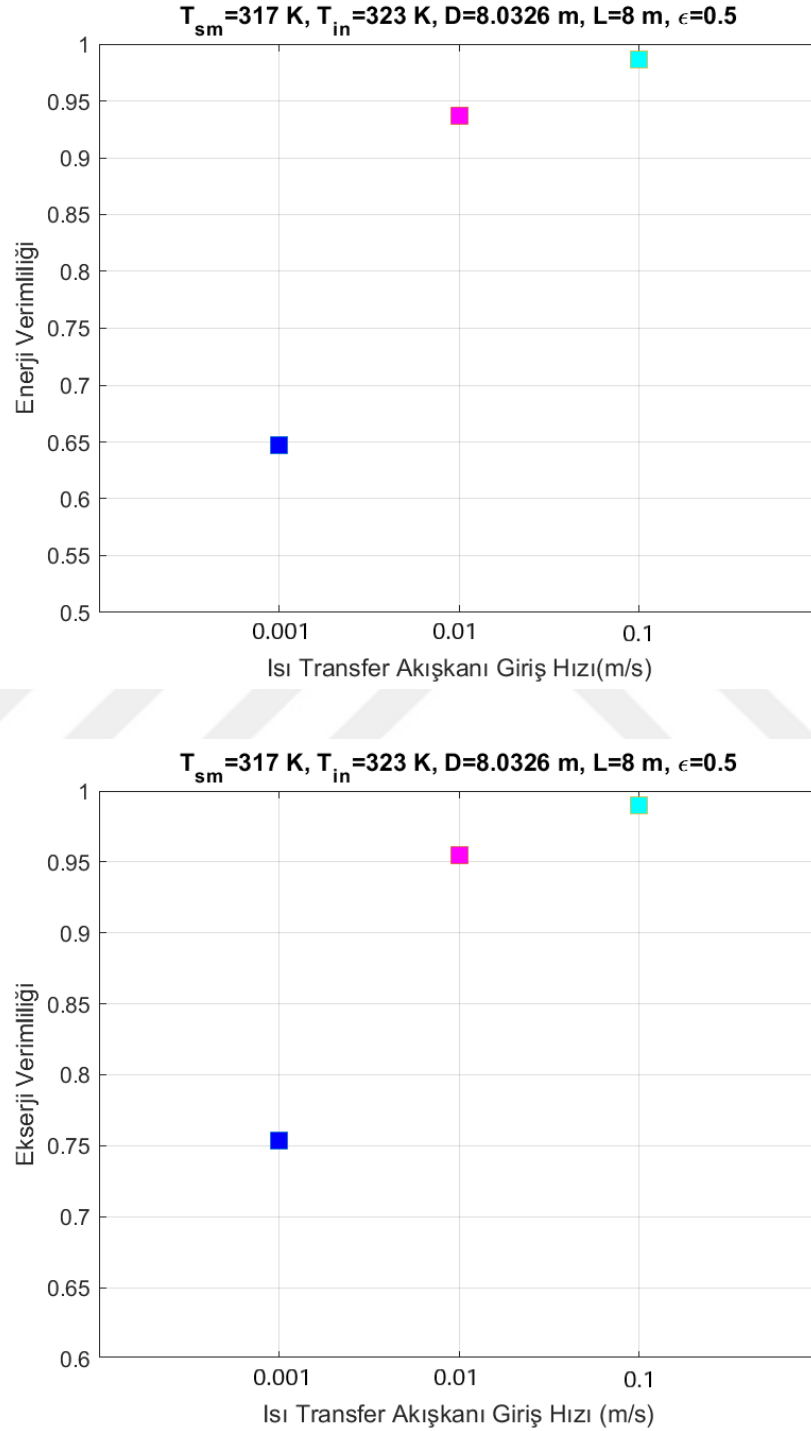


Şekil 3. 53. $u = 0.01 \frac{m}{s}$, $T_{sm} = 327K$ ve $T_{in} = 363 K$ olduğu durum için porozitenin sıcaklık dağılımına etkisi

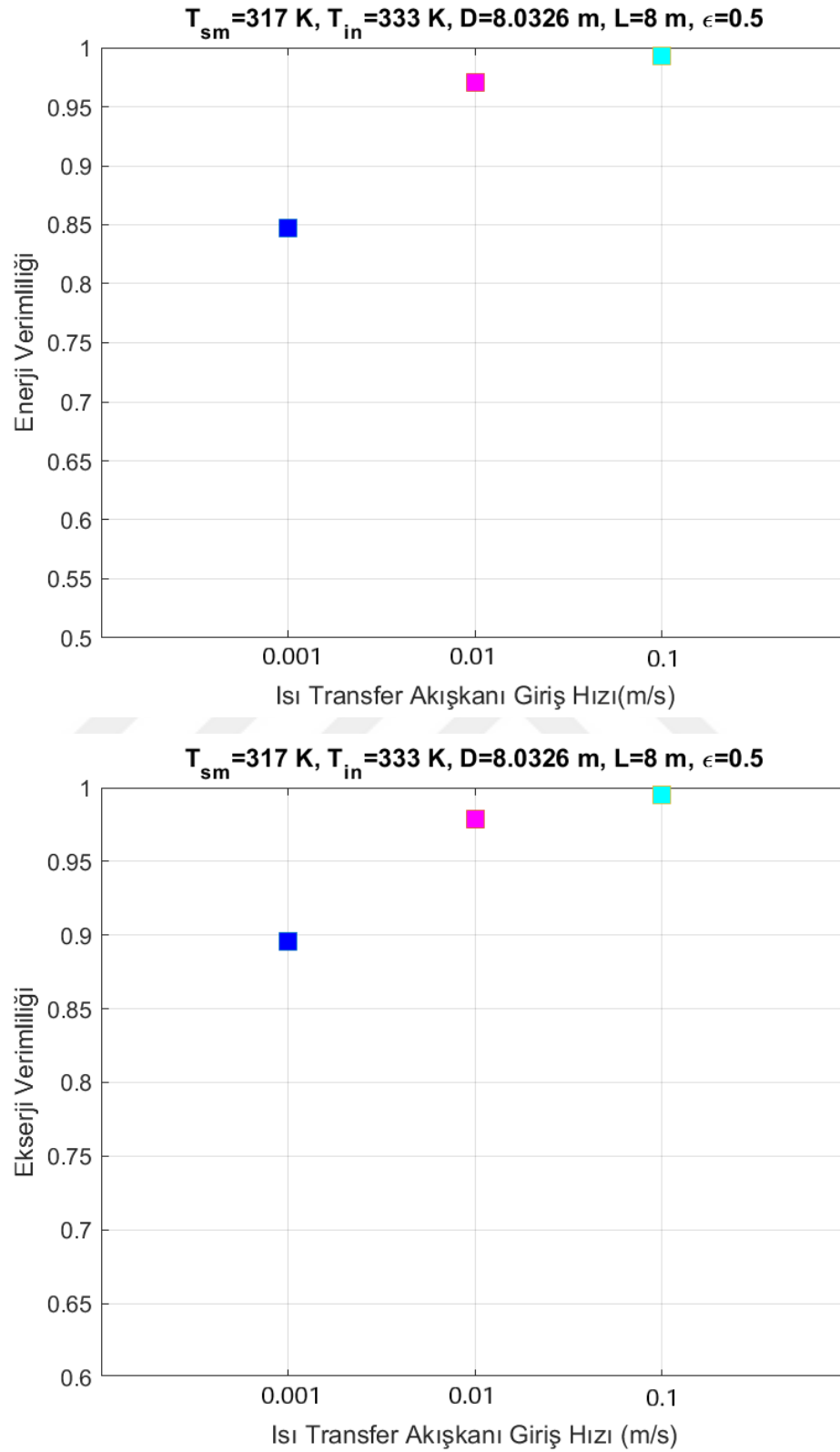
Yukarıda gösterilen Şekil 3.50 3.52’de ısı transfer akışkanının belirtilen sabit hız ve faz değiştiren materyalin sıcaklığında tanka giriş sıcaklıklarının ayrı ayrı üç farklı değeri için değişen porozite değerlerinin tankın merkezindeki sıcaklık dağılımı üzerindeki etkisi gösterilmiştir. Şekil 3.53’de ise Şekil 3.52’deki şartlardan sadece ısı transfer akışkanının hız değeri artırılarak farklı porozite değerlerinin sıcaklık dağılımına etkisi gözlemlenmiştir, ki bu sayede hız değişiminin porozite üzerindeki etkisi de analiz edilmiştir. Görüldüğü üzere porozite değeri azaldıkça sıcaklık dağılımı daha fazla olmaktadır. Ayrıca ısı transfer akışkanının tanka giriş hızının daha yüksek değere sahip olduğu şartlar altında porozite değişimi ile sıcaklık dağılımı, daha yavaş olduğu şartlara göre eğimi daha az bir paraboliklik göstermektedir. Bu durum daha yüksek hızlarda sıcaklık dağılımının lineer forma yakın olması ile uyumluluk göstermektedir.

3.3.4. Isıtma Uygulamalarında Enerji ve Ekserji Verimlilikleri

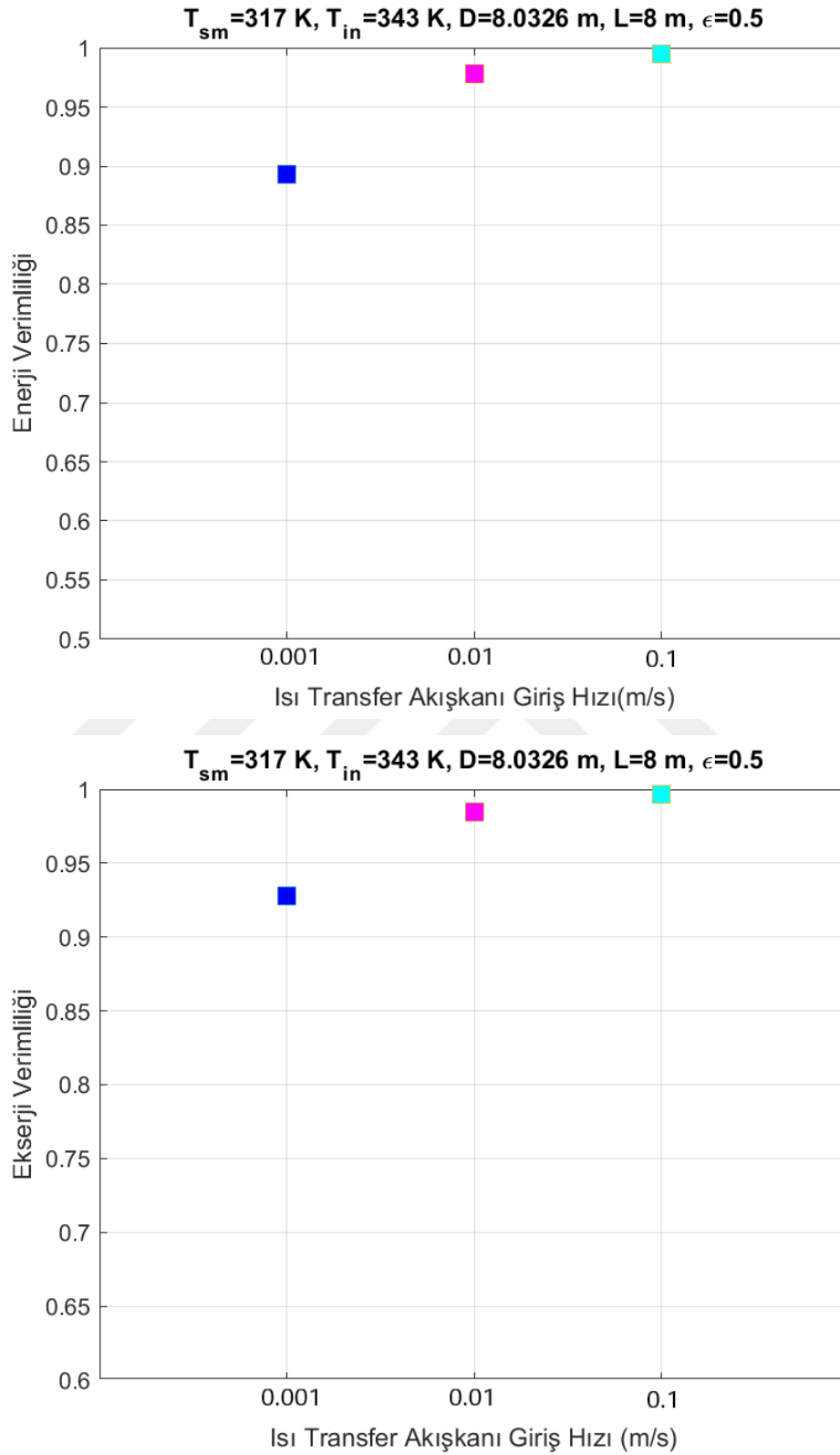
3.3.4.1. Giriş Hızının Enerji ve Ekserji Verimliliği Üzerindeki Etkisi



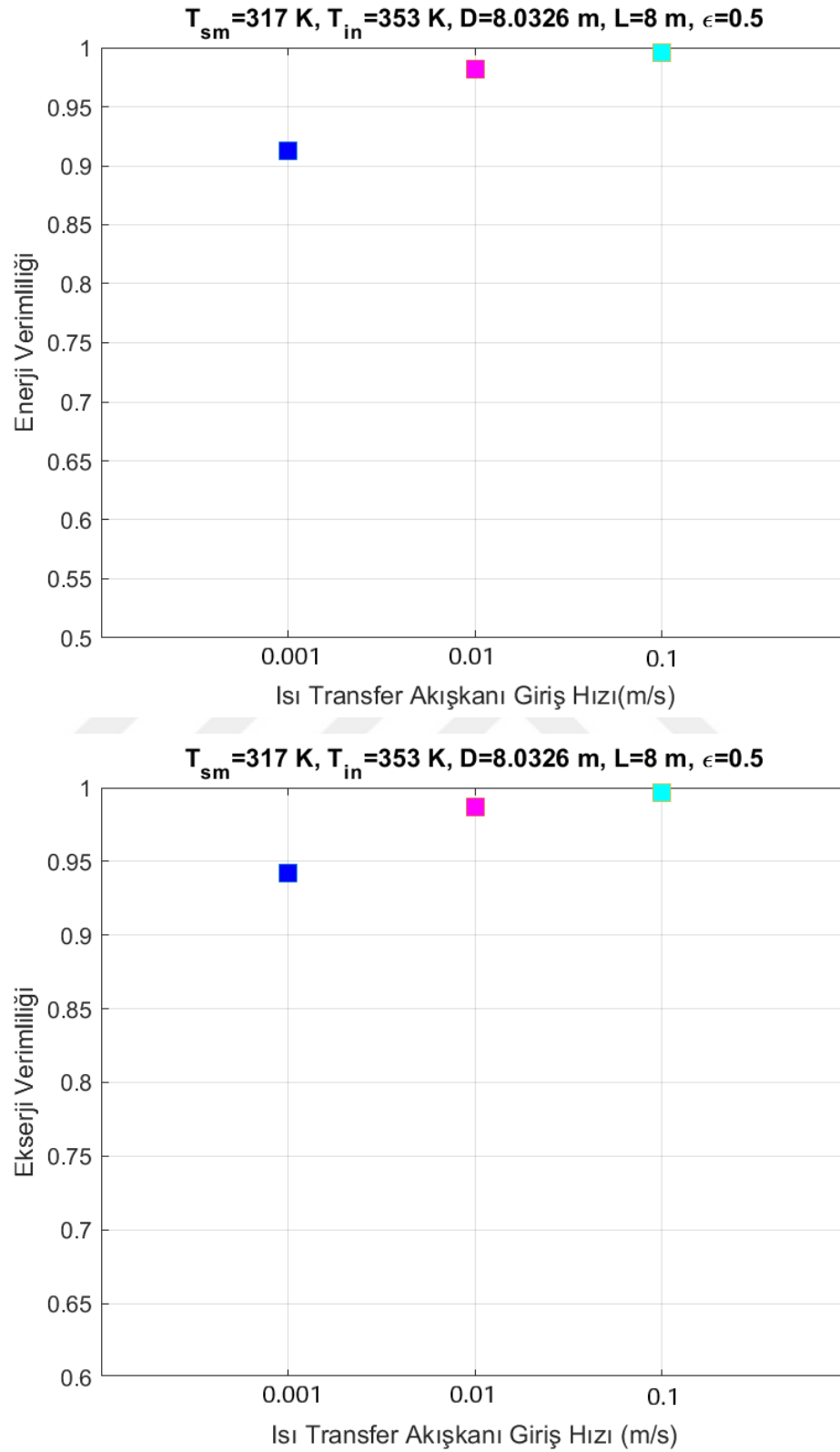
Şekil 3. 54. $T_{sm} = 317\text{ K}$ ve $T_{in} = 323\text{ K}$ olduğu durum için farklı hızlardaki ısı transfer akışkanının enerji ve ekserji verimliliğine etkisi



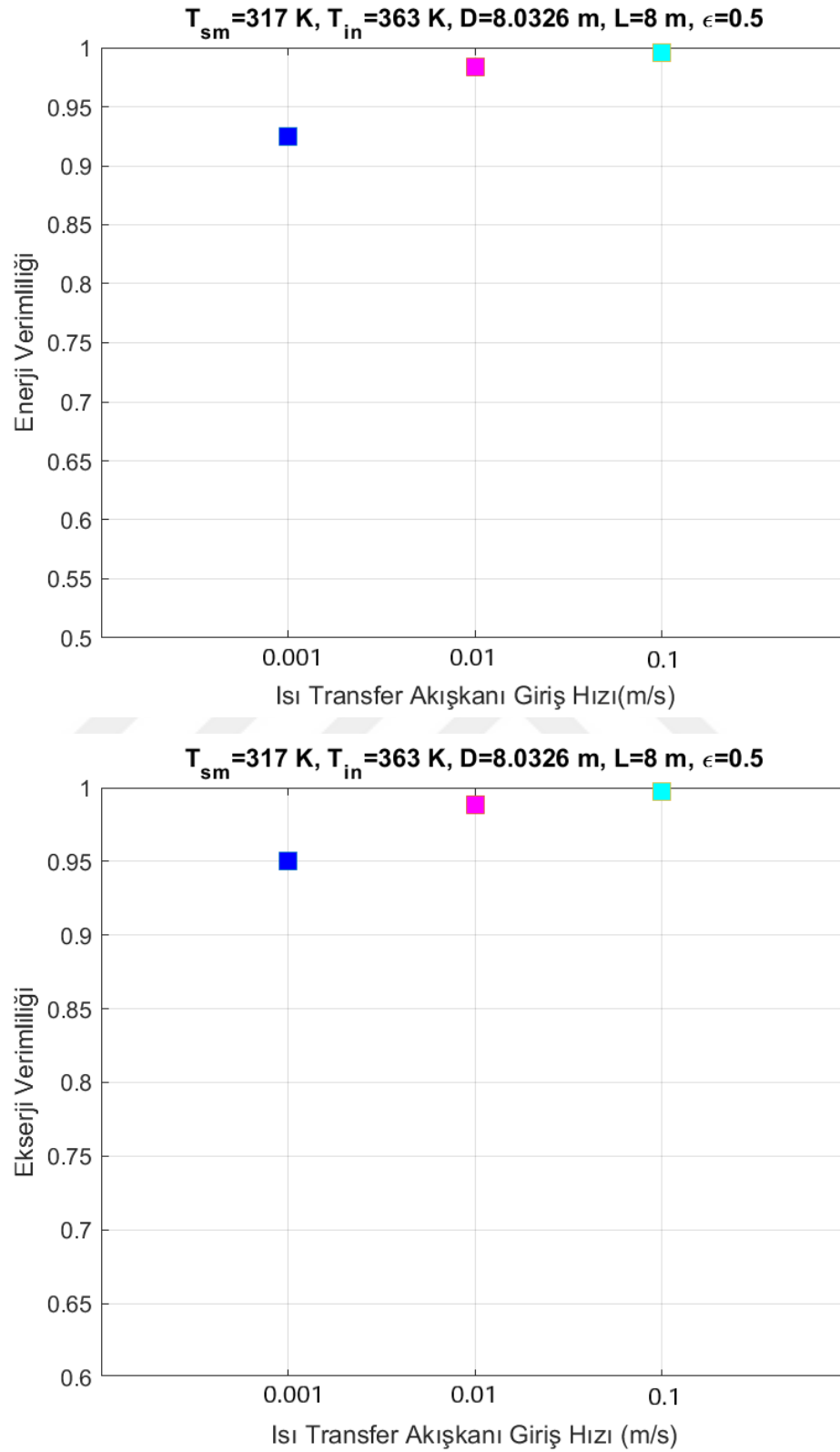
Şekil 3. 55. $T_{sm} = 317\text{ K}$ ve $T_{in} = 333\text{ K}$ olduğu durum için farklı hızlardaki ısı transfer akışkanının enerji ve ekserji verimliliğine etkisi



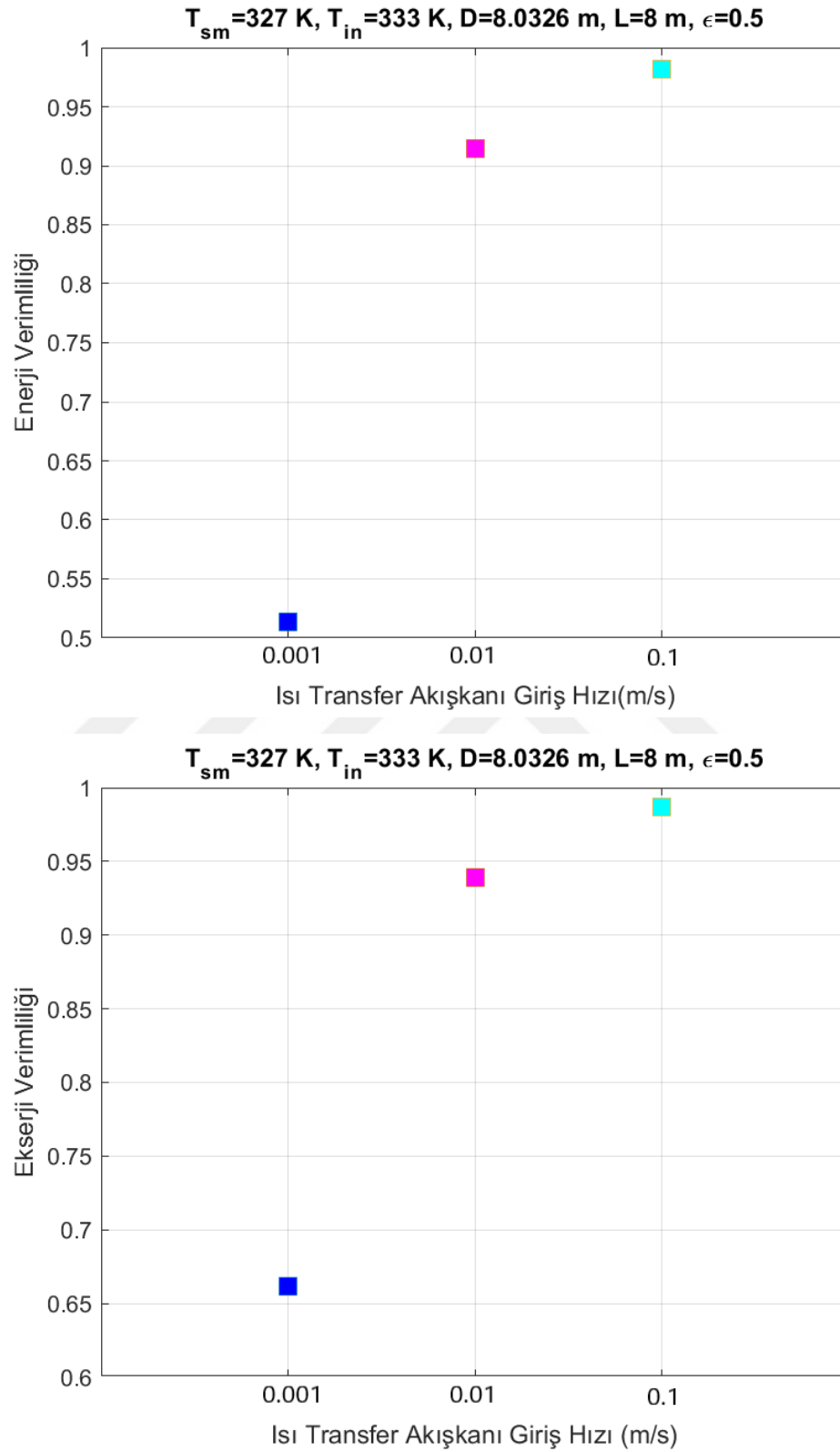
Şekil 3. 56. $T_{sm} = 317\text{ K}$ ve $T_{in} = 343\text{ K}$ olduğu durum için farklı hızlardaki ısı transfer akışkanının enerji ve ekserji verimliliğine etkisi



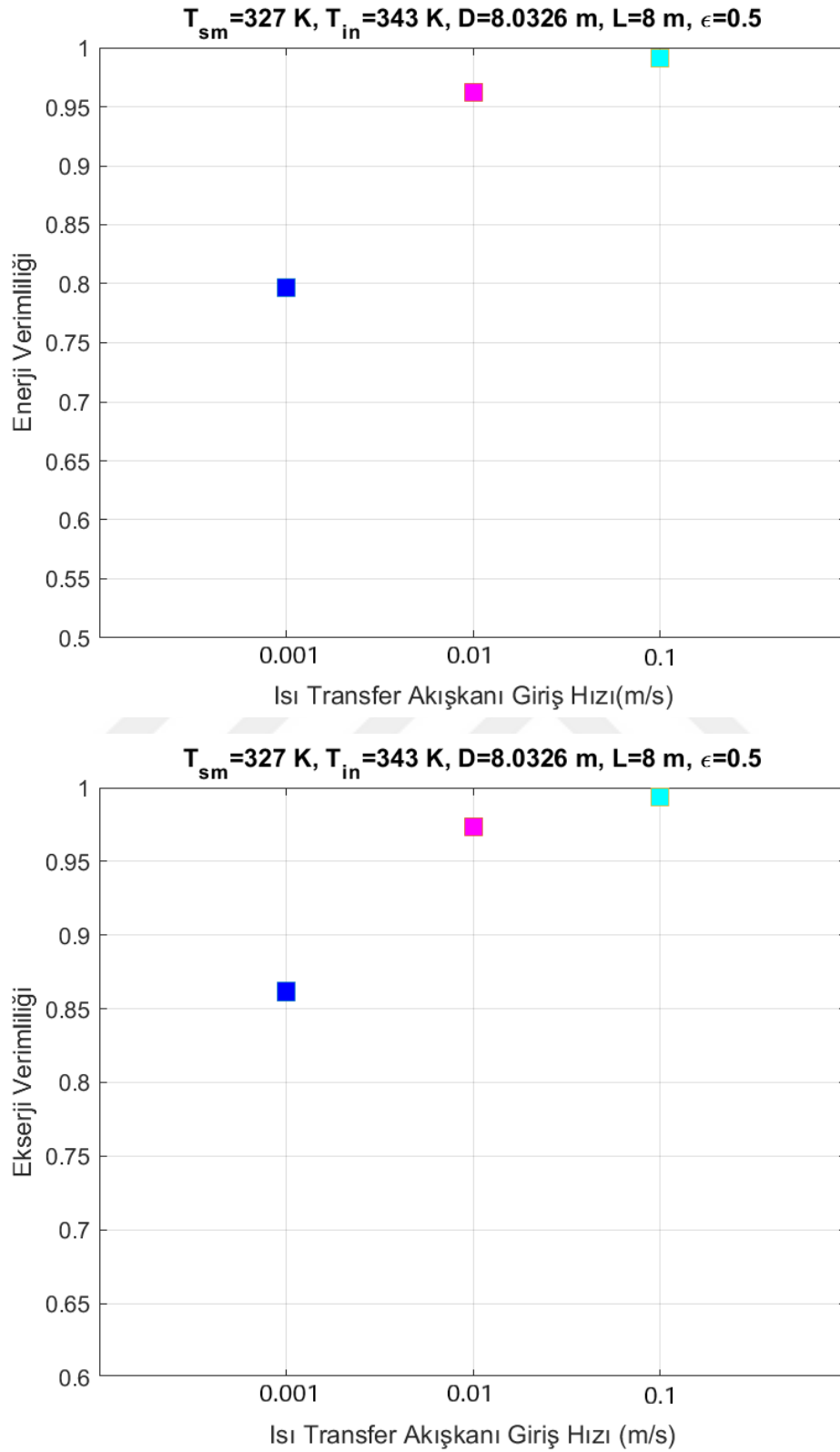
Şekil 3. 57. $T_{sm} = 317\text{ K}$ ve $T_{in} = 353\text{ K}$ olduğu durum için farklı hızlardaki ısı transfer akışkanının enerji ve ekserji verimliliğine etkisi



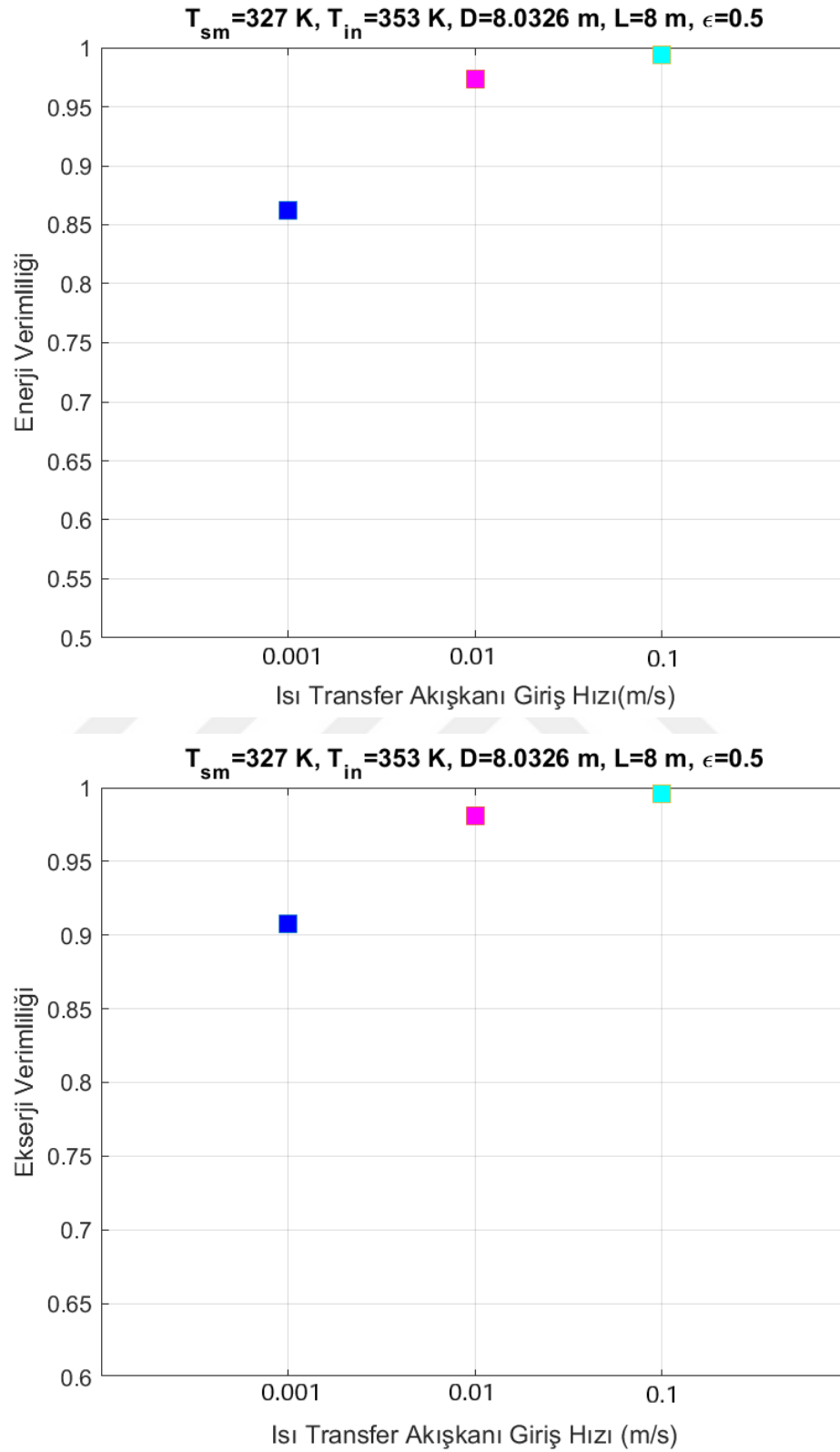
Şekil 3. 58. $T_{sm} = 317\text{ K}$ ve $T_{in} = 363\text{ K}$ olduğu durum için farklı hızlardaki ısı transfer akışkanının enerji ve ekserji verimliliğine etkisi



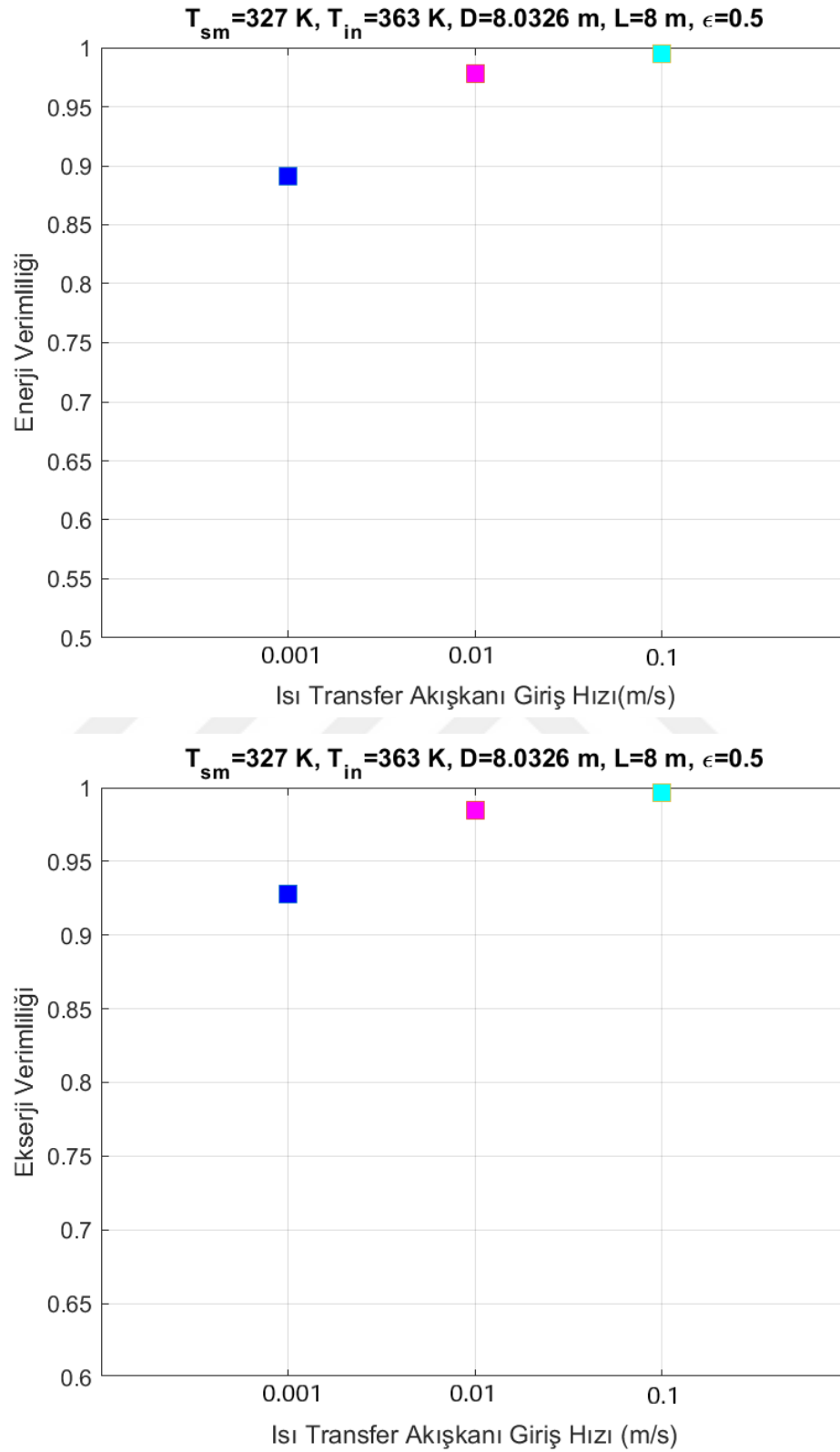
Şekil 3. 59. $T_{sm} = 327\text{ K}$ ve $T_{in} = 333\text{ K}$ olduğu durum için farklı hızlardaki ısı transfer akışkanının enerji ve ekserji verimliliğine etkisi



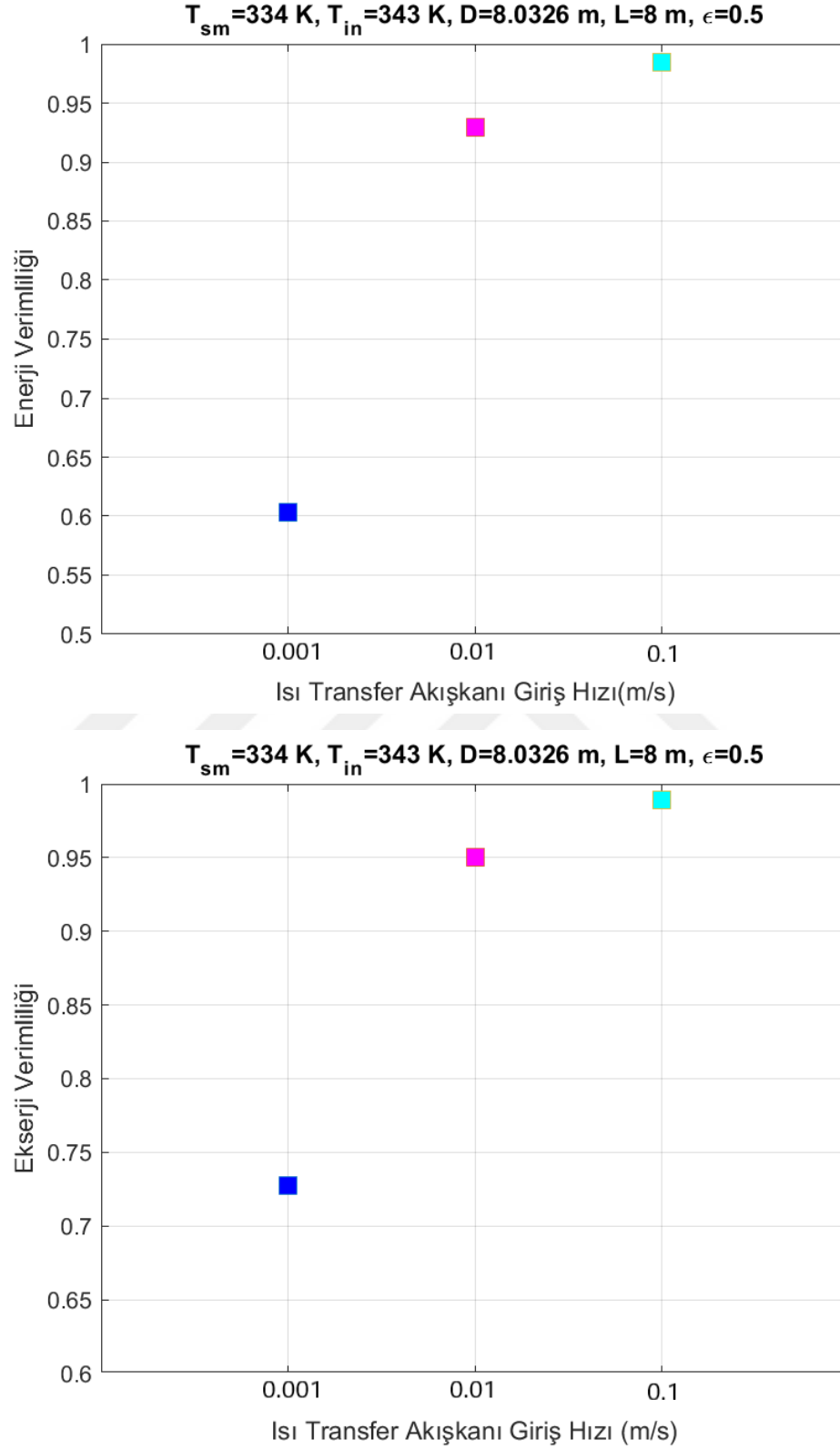
Şekil 3. 60. $T_{sm} = 327\text{ K}$ ve $T_{in} = 343\text{ K}$ olduğu durum için farklı hızlardaki ısı transfer akışkanının enerji ve ekserji verimliliğine etkisi



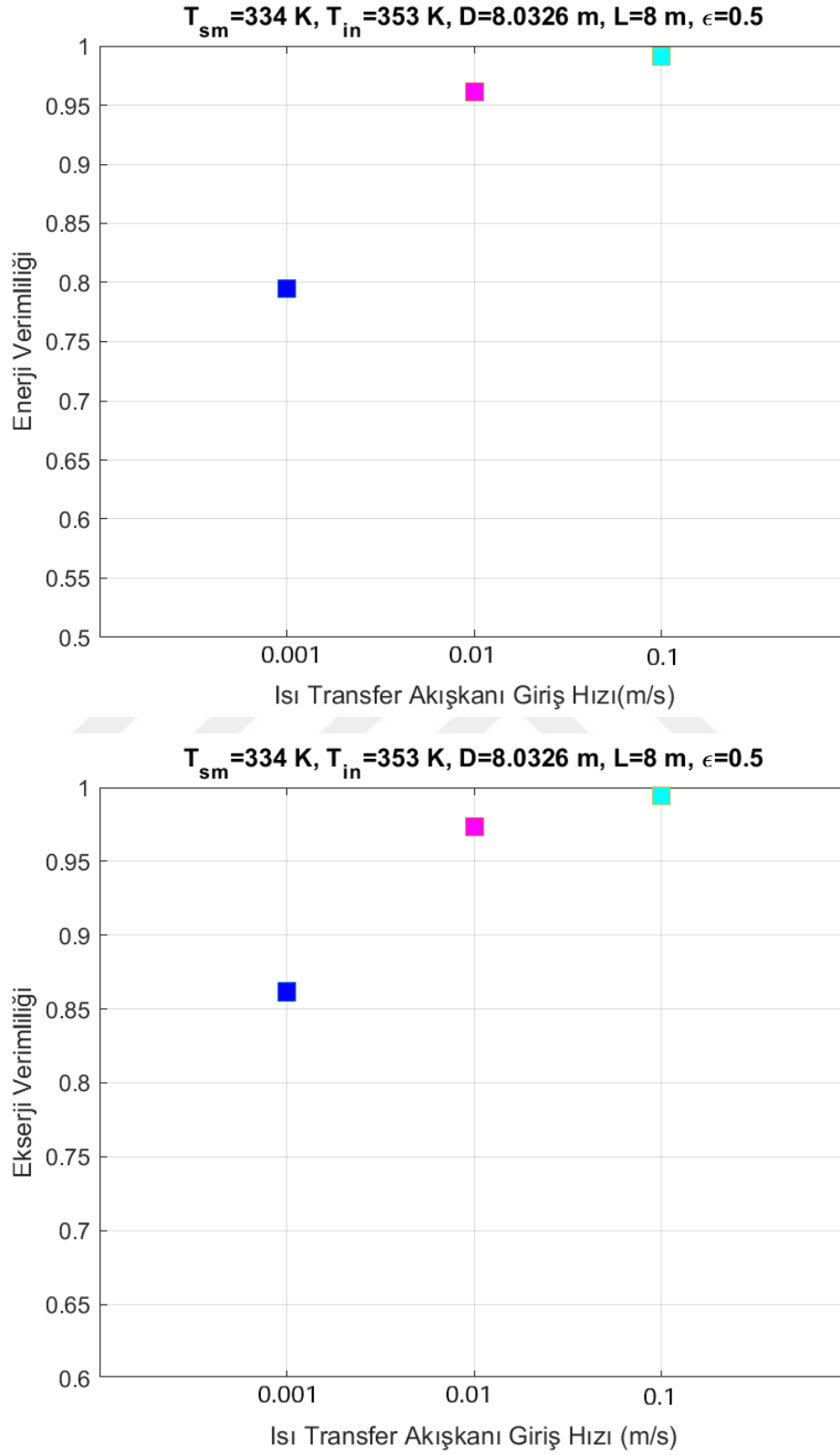
Şekil 3. 61. $T_{sm} = 327\text{ K}$ ve $T_{in} = 353\text{ K}$ olduğu durum için farklı hızlardaki ısı transfer akışkanının enerji ve ekserji verimliliğine etkisi



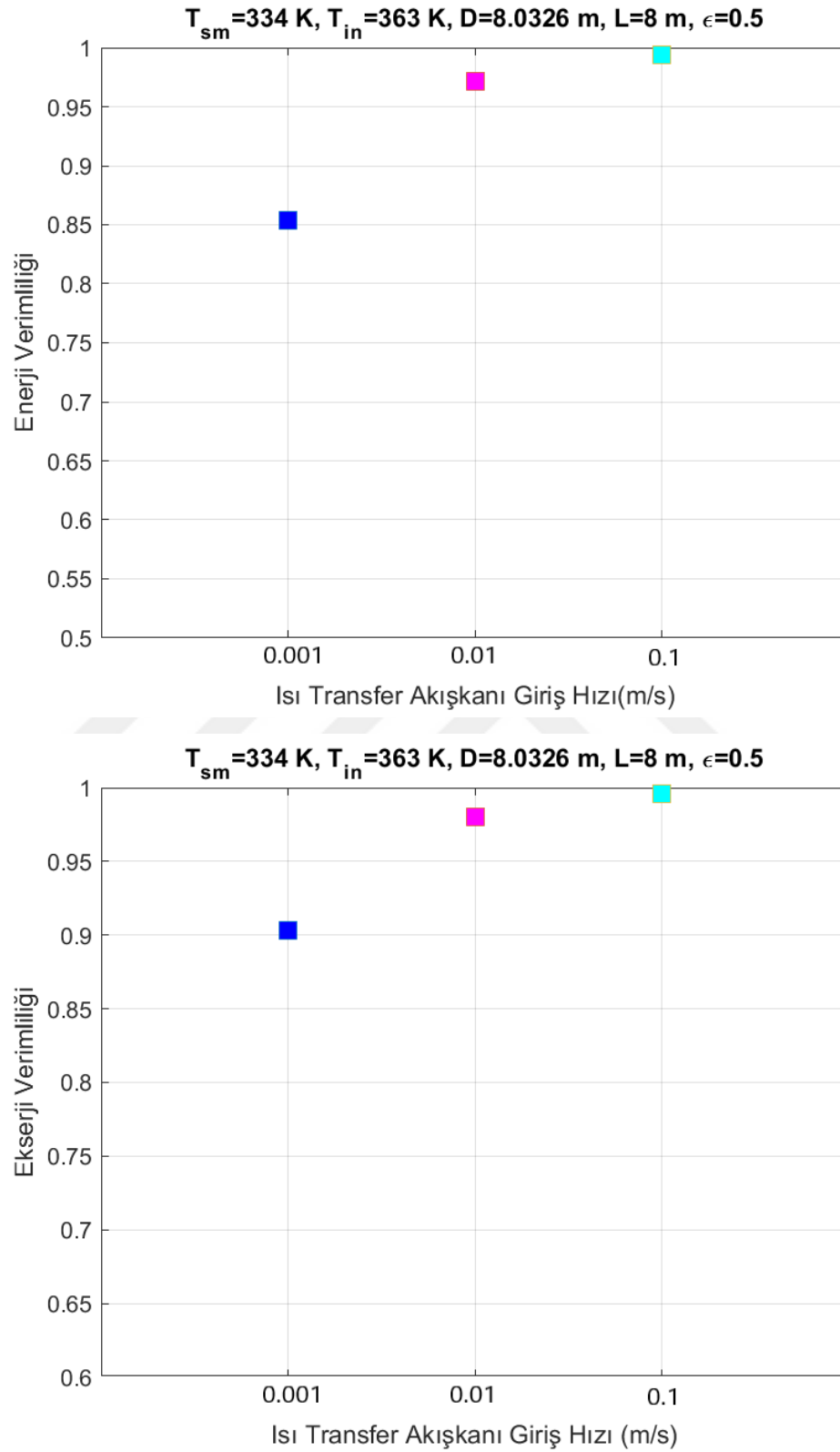
Şekil 3. 62. $T_{sm} = 327\text{ K}$ ve $T_{in} = 363\text{ K}$ olduğu durum için farklı hızlardaki ısı transfer akışkanının enerji ve ekserji verimliliğine etkisi



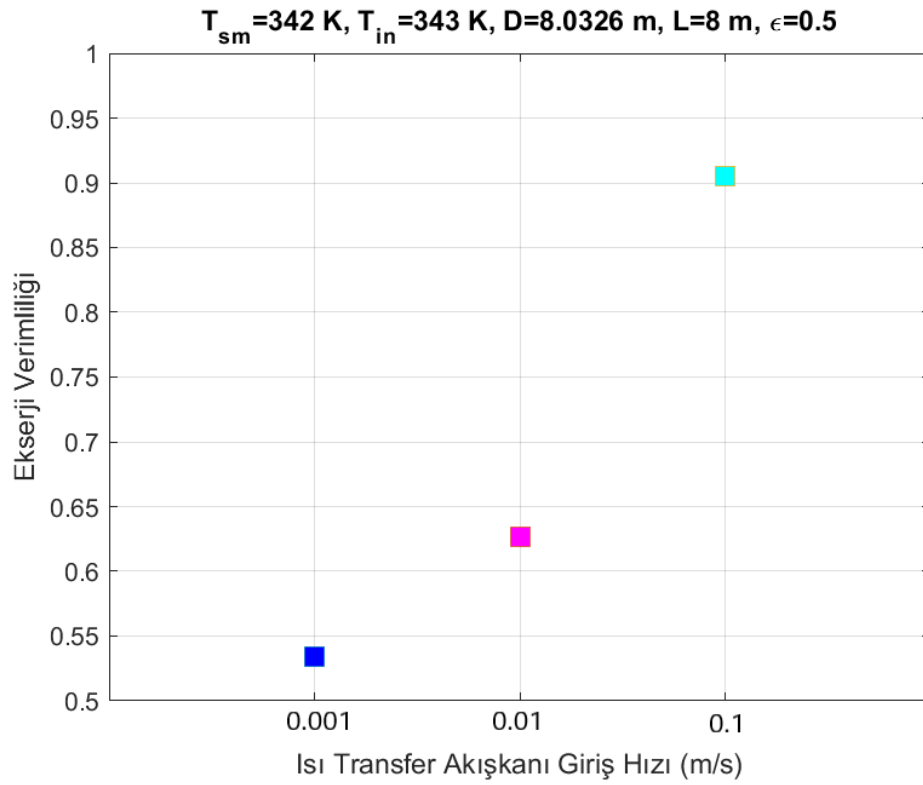
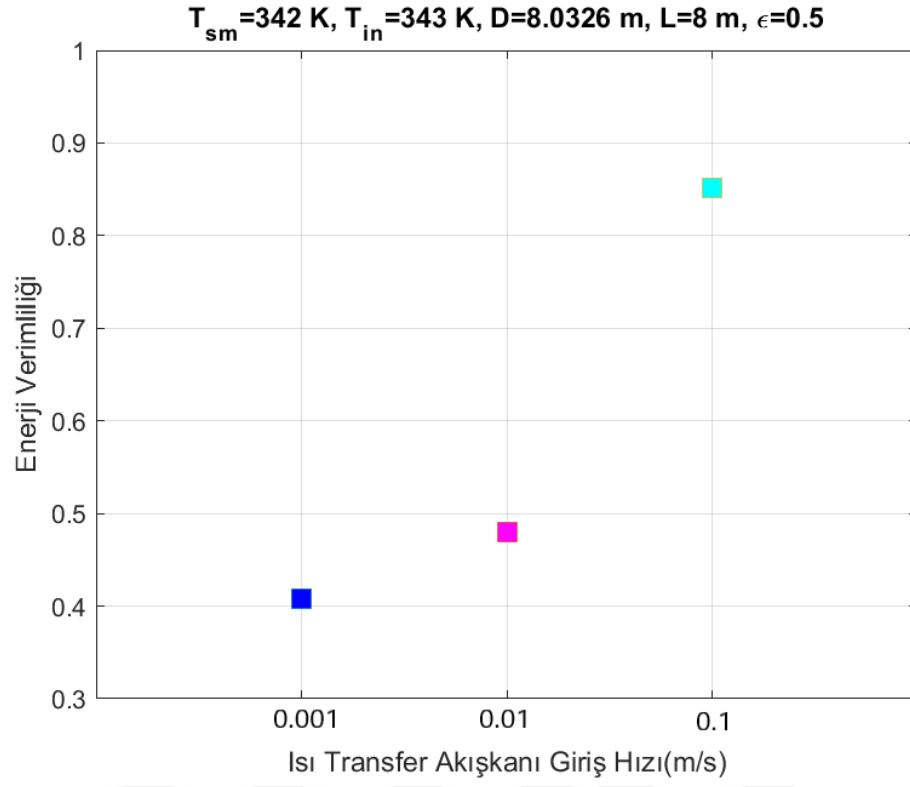
Şekil 3. 63. $T_{sm} = 334\text{ K}$ ve $T_{in} = 343\text{ K}$ olduğu durum için farklı hızlardaki ısı transfer akışkanının enerji ve ekserji verimliliğine etkisi



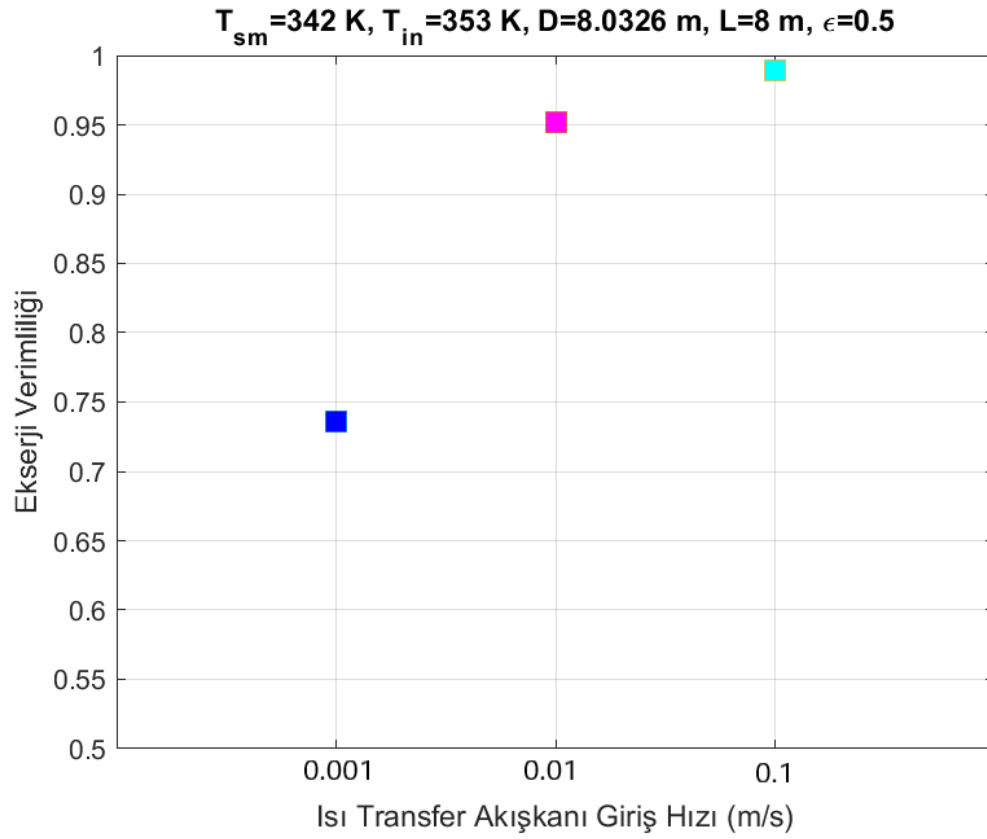
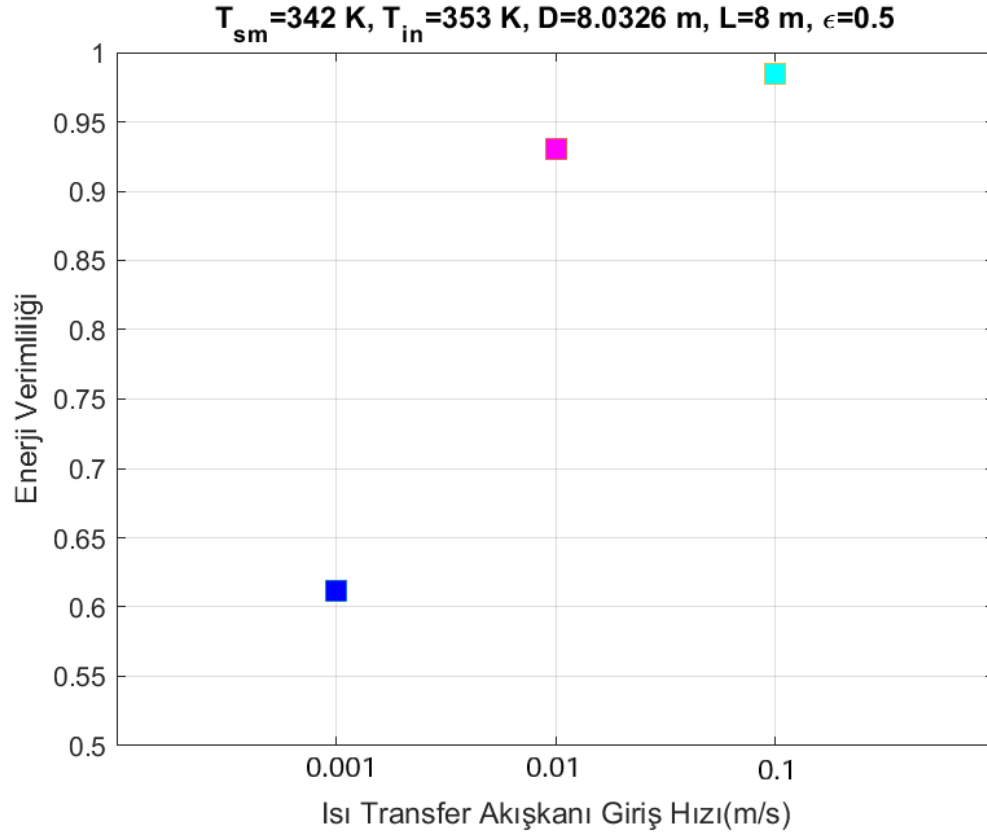
Şekil 3. 64. $T_{sm} = 334\text{ K}$ ve $T_{in} = 353\text{ K}$ olduğu durum için farklı hızlardaki ısı transfer akışkanının enerji ve ekserji verimliliğine etkisi



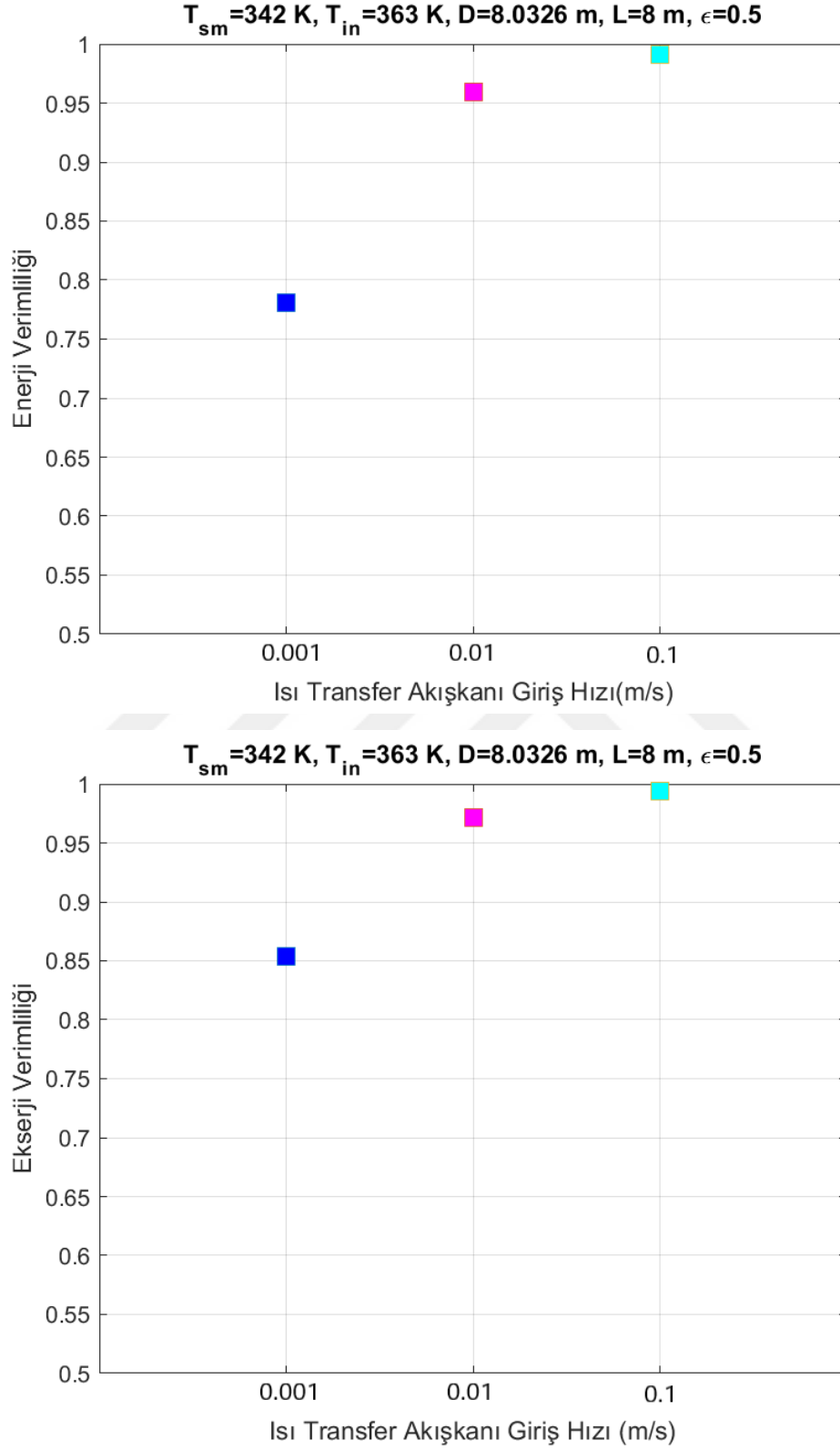
Şekil 3. 65. $T_{sm} = 334\text{ K}$ ve $T_{in} = 363\text{ K}$ olduğu durum için farklı hızlardaki ısı transfer akışkanının enerji ve ekserji verimliliğine etkisi



Şekil 3. 66. $T_{sm} = 342\text{ K}$ ve $T_{in} = 343\text{ K}$ olduğu durum için farklı hızlardaki ısı transfer akışkanının enerji ve ekserji verimliliğine etkisi



Şekil 3. 67. $T_{sm} = 342\text{ K}$ ve $T_{in} = 353\text{ K}$ olduğu durum için farklı hızlardaki ısı transfer akışkanının enerji ve ekserji verimliliğine etkisi

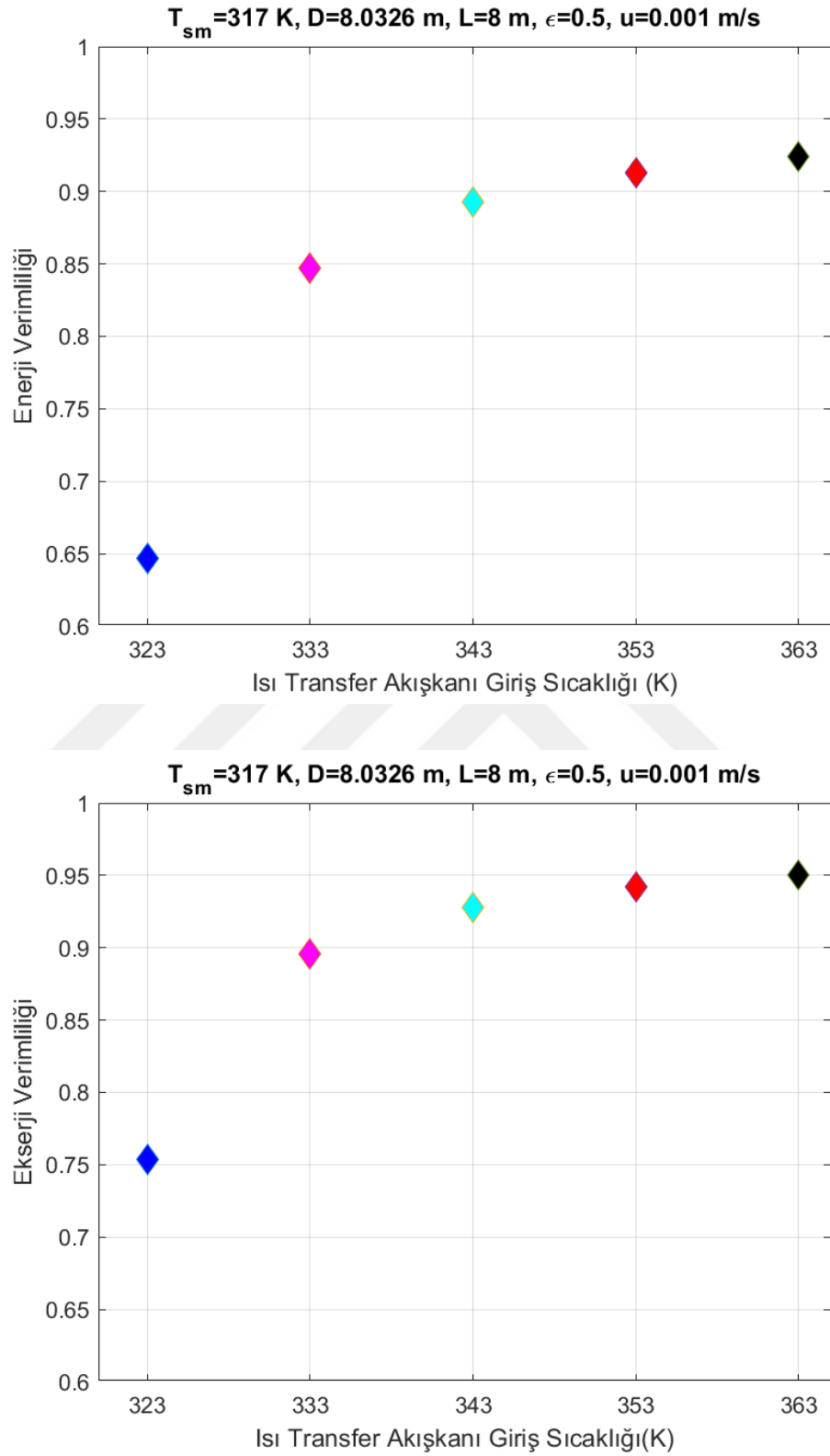


Şekil 3. 68. $T_{sm} = 342\text{ K}$ ve $T_{in} = 363\text{ K}$ olduğu durum için farklı hızlardaki ısı transfer akışkanının enerji ve ekserji verimliliğine etkisi

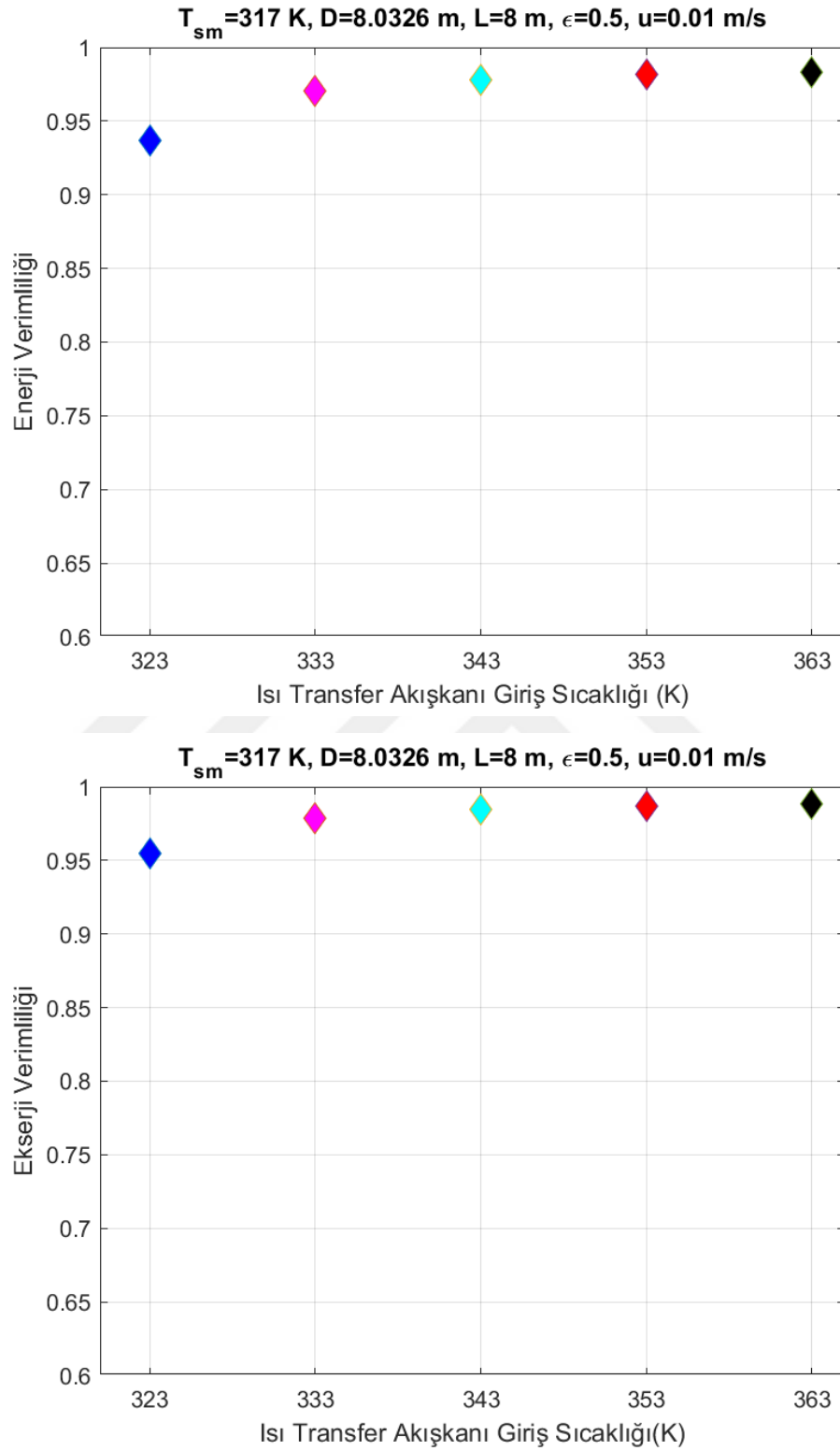
Şekil 3.54 – 3.68 arasındaki tüm durumlar için ısı transfer akışkanının belirtilen porozite ve tanka giriş sıcaklıklarında giriş hızının değişen üç farklı değeri için enerji ve ekserji verimliliğinin nasıl değiştiği gösterilmiştir. Görüldüğü üzere hız değeri arttıkça verimlilikler iyileşmektedir. Bu değerlendirme sonucunda ısı transfer akışkanının depolama tankına giriş sıcaklığı ile depolama ortamının sıcaklığı arasındaki fark arttıkça sistemin enerji ve ekserji verimlilikleri arttığı görülmektedir. Bu durum özellikle ısı transfer akışkanı hızının 0.001 m/s olduğu şart için daha çok gözlemlenebilir hale gelmektedir.

3.3.4.2. Giriş Sıcaklığının Enerji ve Ekserji Verimliliği Üzerindeki Etkisi

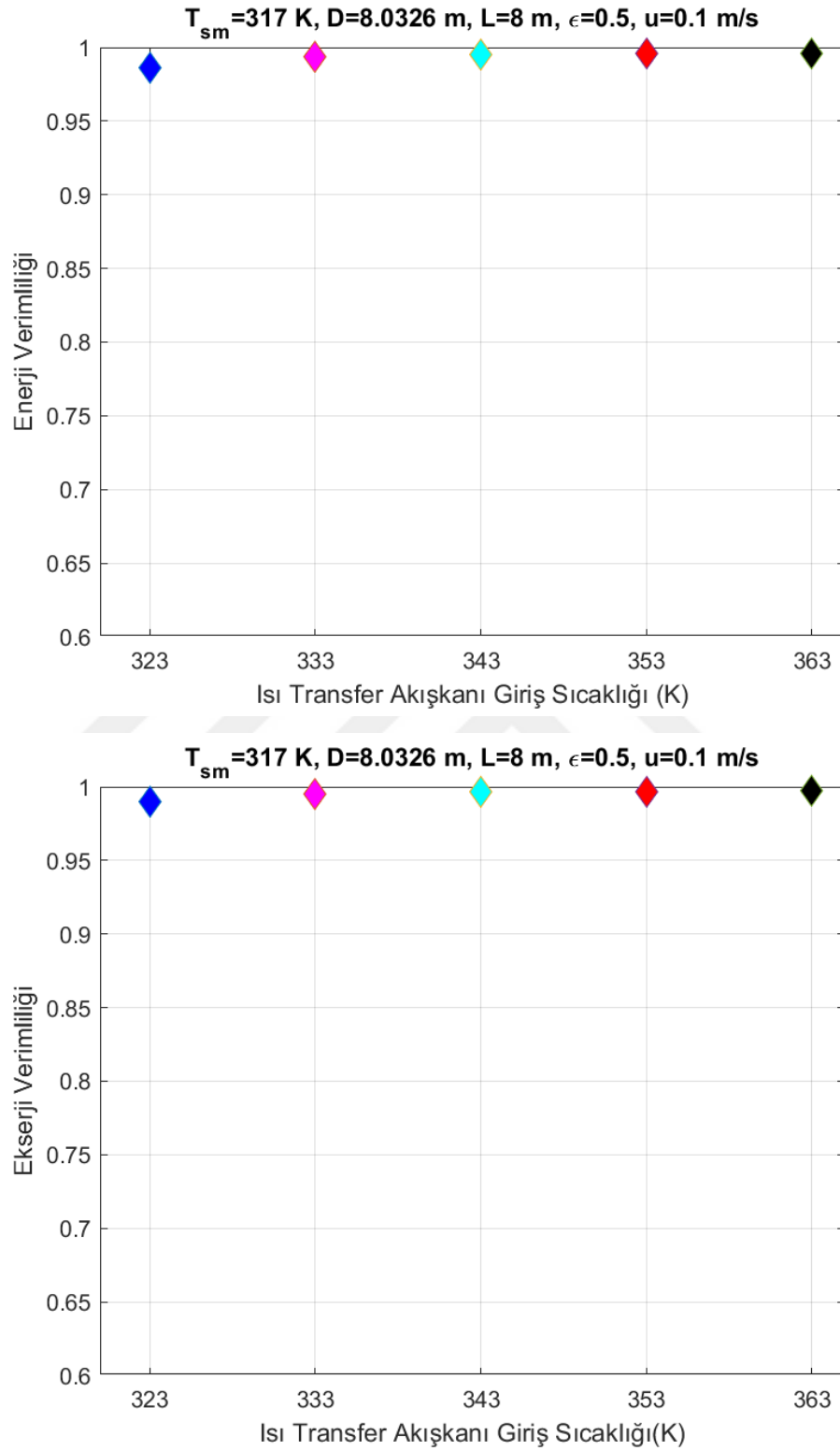
Aşağıda gösterilen Şekil 3.69 - 3.71'de $T_{sm} = 317 K$, Şekil 3.72 - 3.74'de $T_{sm} = 327 K$, Şekil 3.75 - 3.77'de $T_{sm} = 334 K$, Şekil 3.78 - 3.80'de $T_{sm} = 342 K$ değerinde değişen beş farklı sıcaklık değeri için enerji ve ekserji verimliliğinin nasıl değiştiği gösterilmiştir. Görüldüğü üzere sıcaklık değeri arttıkça verimlilikler artmaktadır. Bunun sebebi ise ısı transfer akışkanının tanka giriş sıcaklığı ile faz değiştiren materyalin sıcaklığı arasındaki farkın artmasıdır. Bu durum ısı transferinin artmasına sebep olacağı için verimlilik değerlerinin yükselmesi, özellikle ısı transfer akışkanının daha yüksek hızlarında ısı taşınım katsayısı da artacağı için beklenen bir sonuçtur. Isı transfer akışkanının 0.001 m/s hızındaki, $T_{sm} = 317 K$ ve $T_{in} = 323 K$ değerindeki enerji ve ekserji verimlilikleri sırasıyla 0.64 ve 0.75 iken, giriş hızı 0.01 m/s'ye çıktığında bu verim değerleri sırasıyla 0.94 ve 0.95 olmaktadır. Yapılacak küçük bir hesaplama ile bahsedilen hız değişimi enerji verimliliğini %46, ekserji verimliliğini ise %27 arttırdığı gözlemlenebilir. Aynı sıcaklık değeri için giriş hızının 0.1 m/s'ye çıktığında verim değerleri artmaktadır. Ancak 0.01 m/s'deki değerleri ile kıyaslandığında önceki hız artışı kadar yüksek verimlilik iyileştirmelerinin olmadığı görülmektedir. Yapılan bu kıyaslamada, ısı transfer akışkanının sıcaklığı depolama ortamının sıcaklığına en yakın olan değeri incelendiği için ısı transfer akışkanının giriş hızının verimlilikler üzerine önemli etkisi olduğunu göstermektedir.



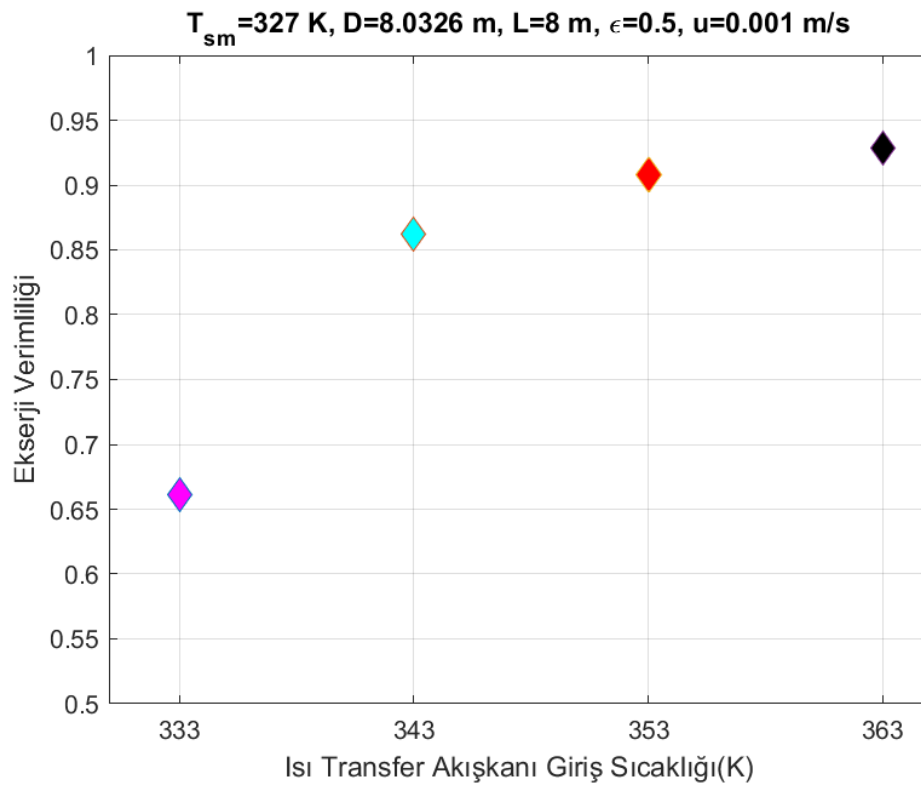
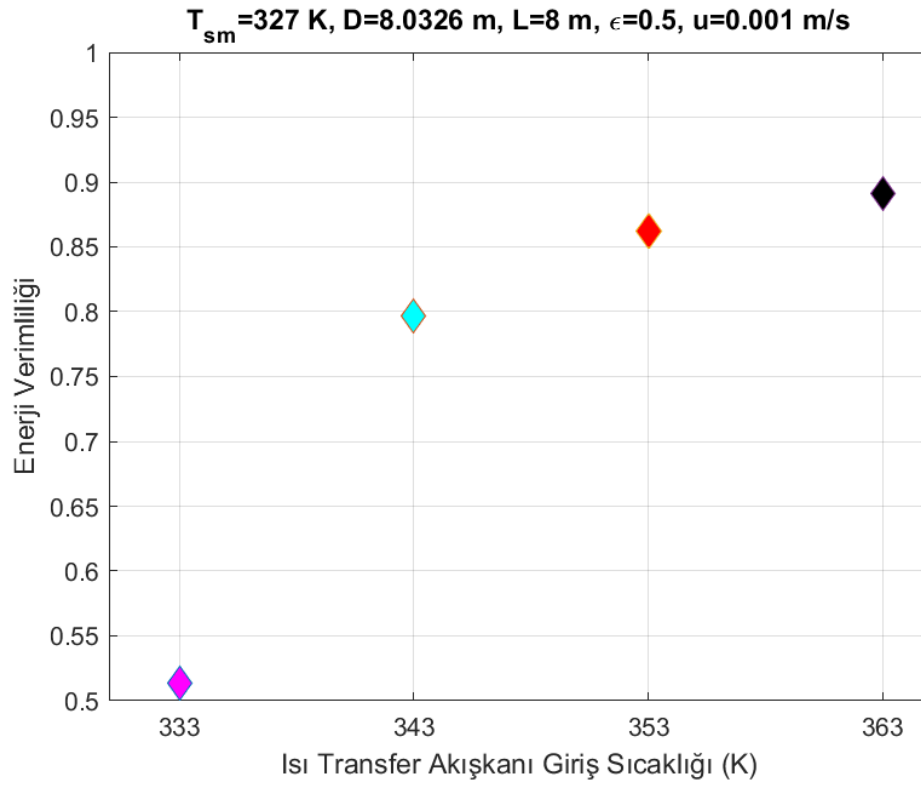
Şekil 3. 69. $T_{sm} = 317 \text{ K}$ ve $u = 0.001 \text{ m/s}$ olduğu durum için farklı hızlardaki ısı transfer akışkanının enerji ve ekserji verimliliğine etkisi



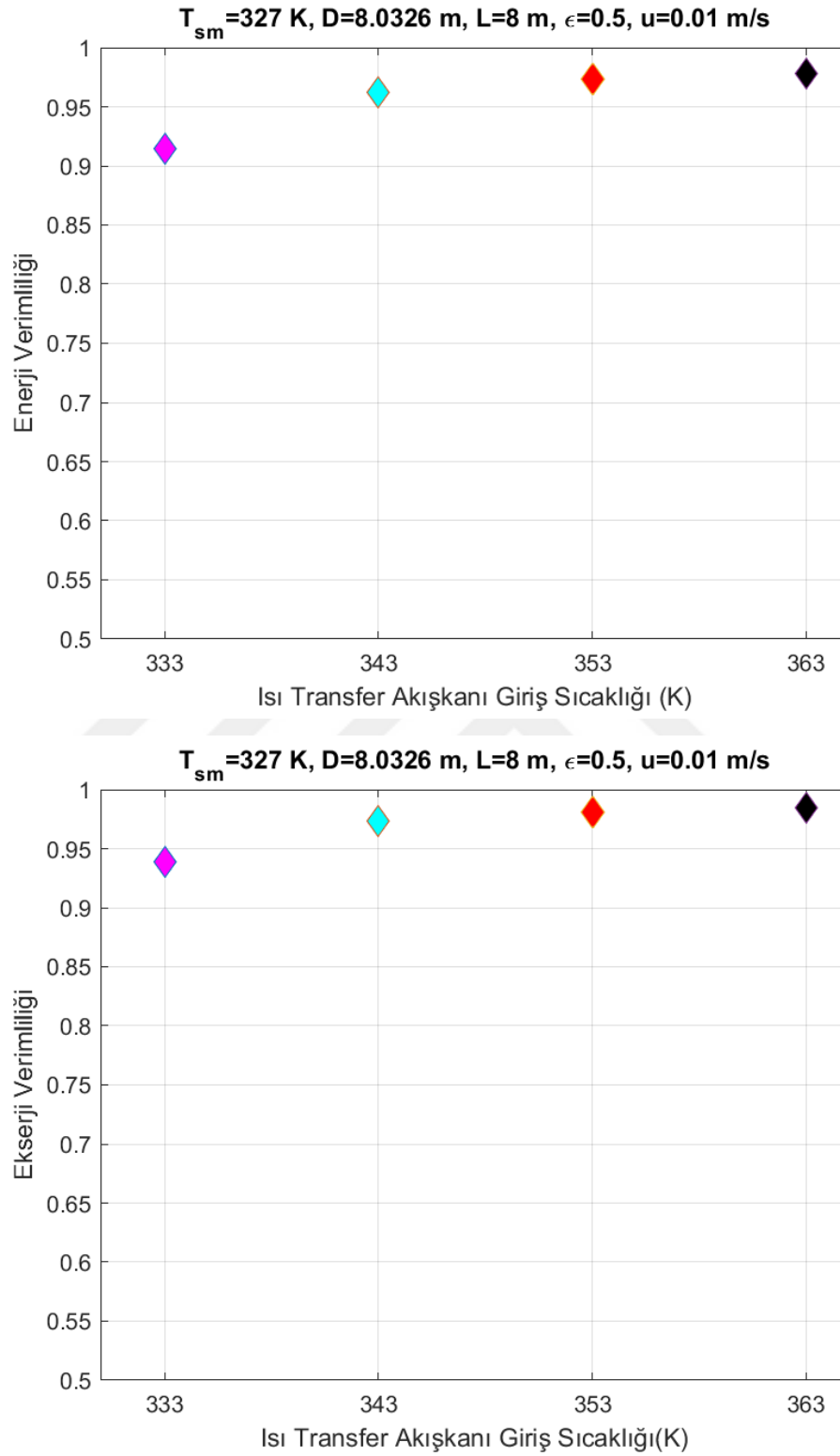
Şekil 3. 700. $T_{sm} = 317 \text{ K}$ ve $u = 0.01 \text{ m/s}$ olduğu durum için farklı hızlardaki ısı transfer akışkanının enerji ve ekserji verimliliğine etkisi



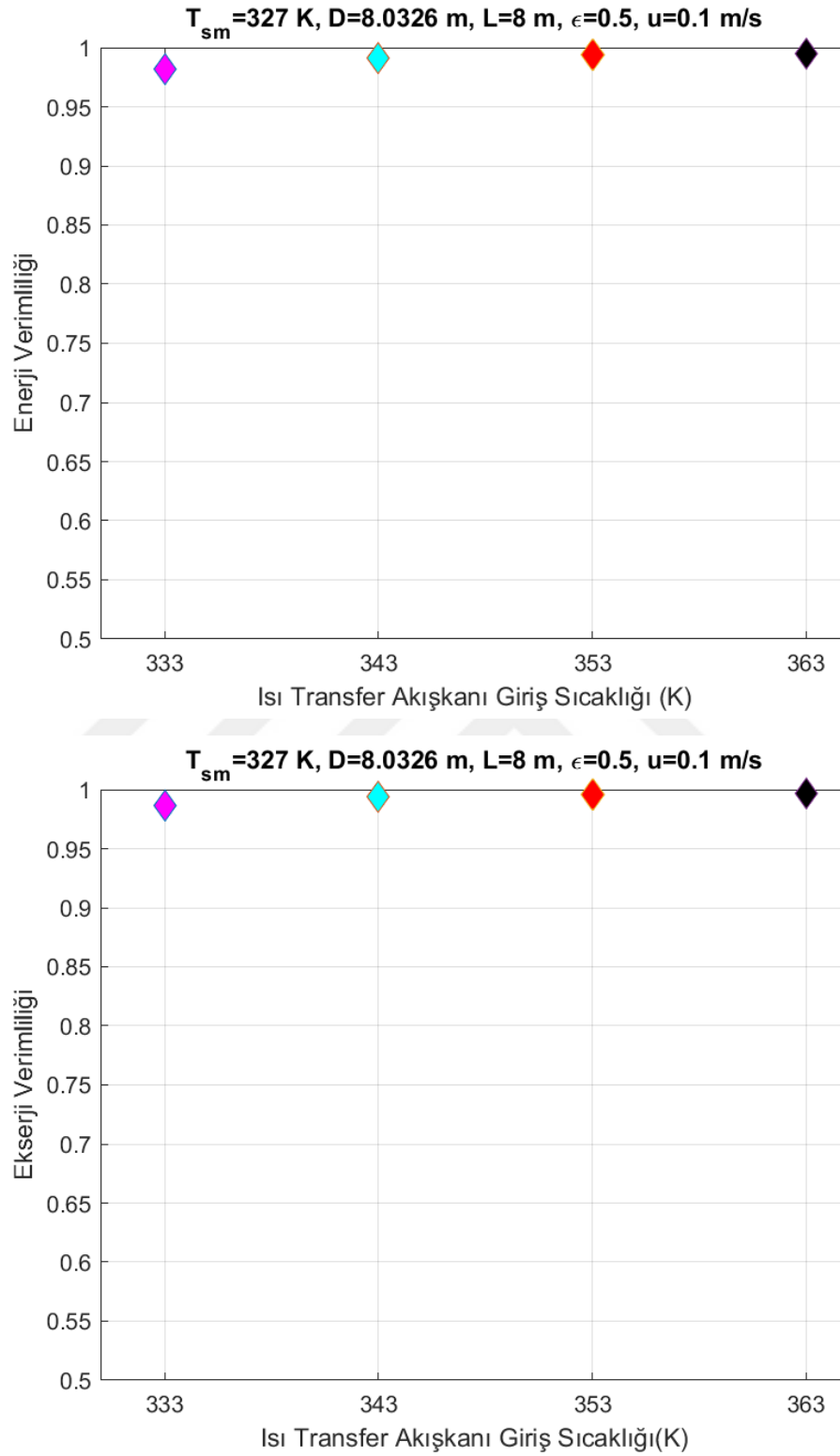
Şekil 3. 71. $T_{sm} = 317 \text{ K}$ ve $u = 0.1 \text{ m/s}$ olduğu durum için farklı hızlardaki ısı transfer akışkanının enerji ve ekserji verimliliğine etkisi



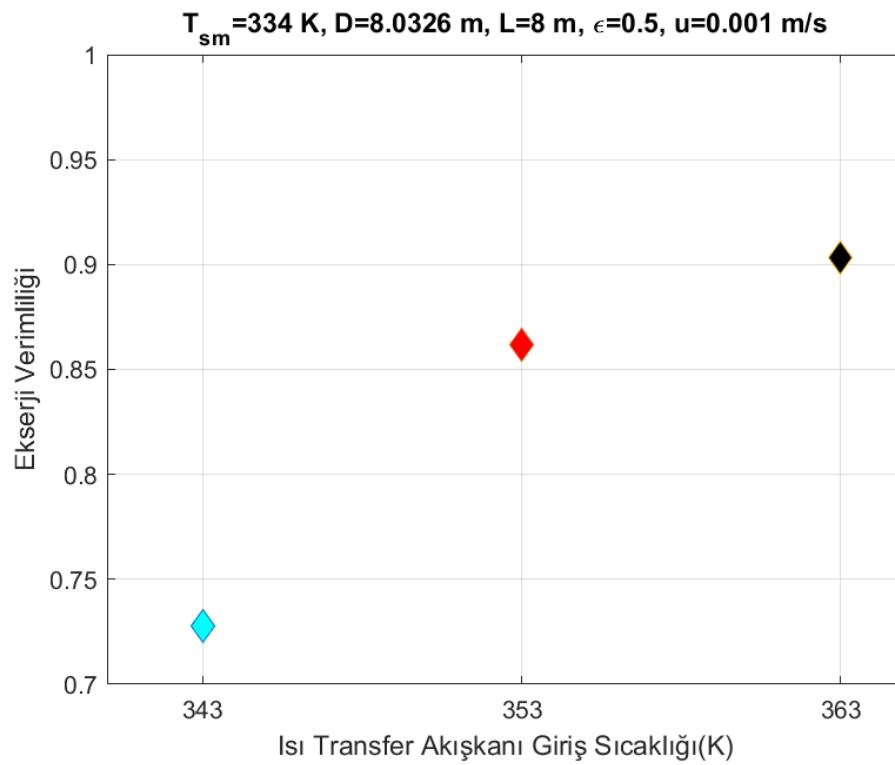
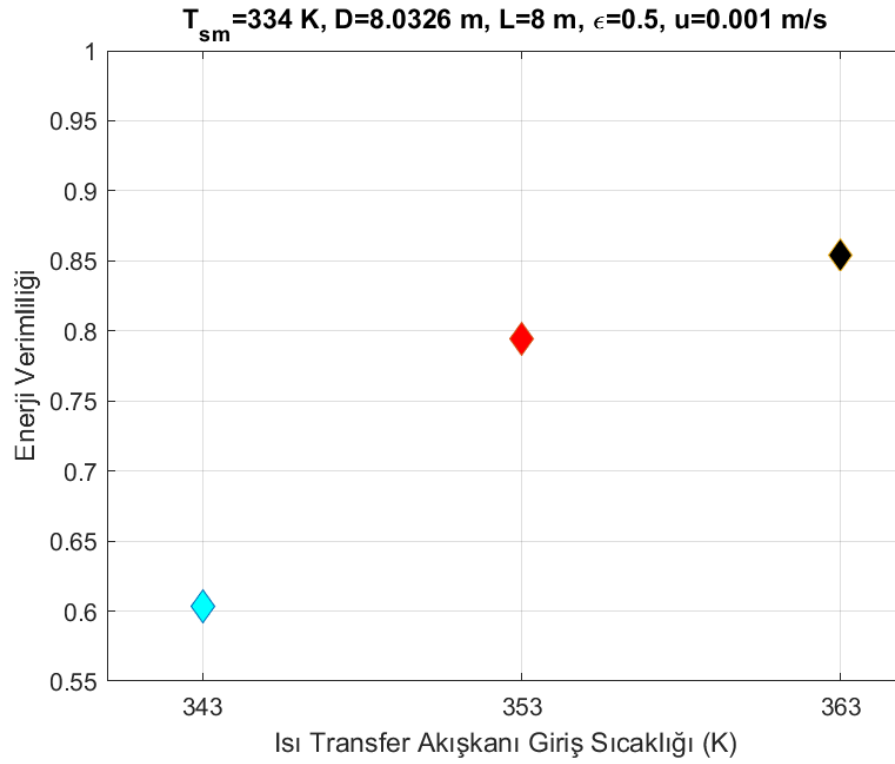
Şekil 3. 72. $T_{sm} = 327\text{ K}$ ve $u = 0.001\text{ m/s}$ olduğu durum için farklı hızlardaki ısı transfer akışkanının enerji ve ekserji verimliliğine etkisi



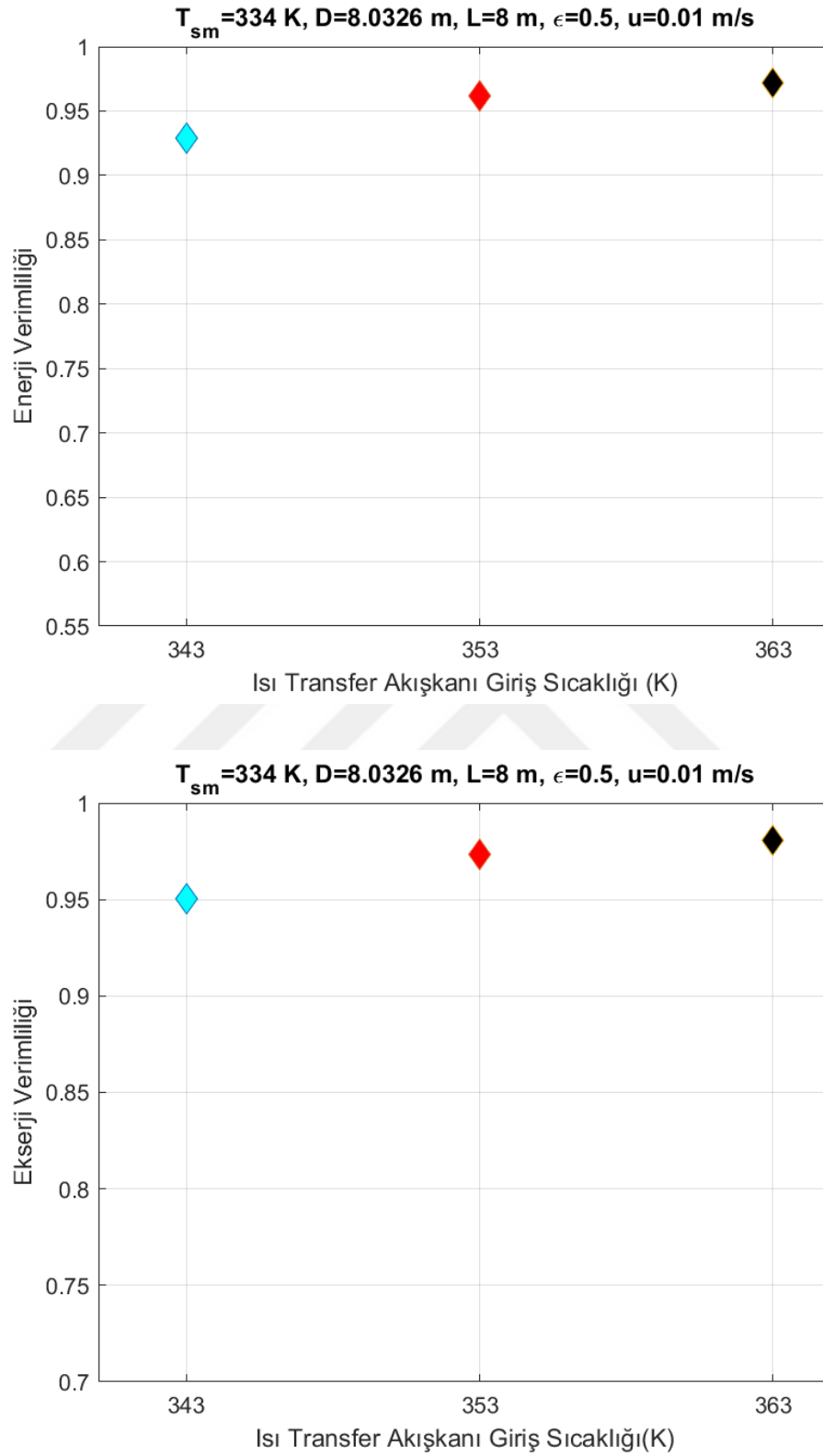
Şekil 3. 73. $T_{sm} = 327\text{ K}$ ve $u = 0.01\text{ m/s}$ olduğu durum için farklı hızlardaki ısı transfer akışkanının enerji ve ekserji verimliliğine etkisi



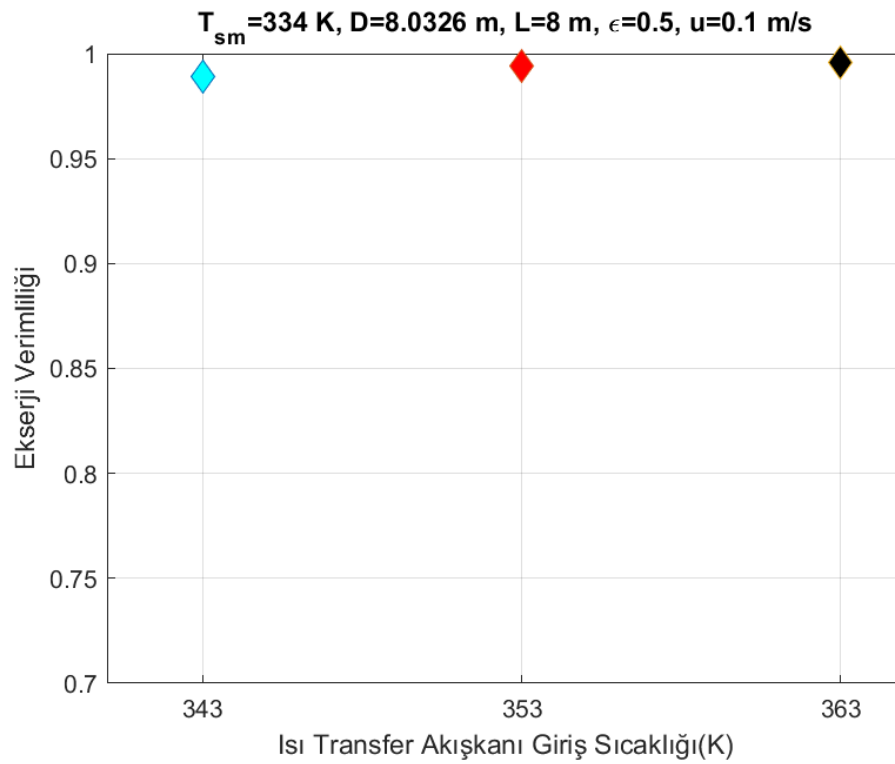
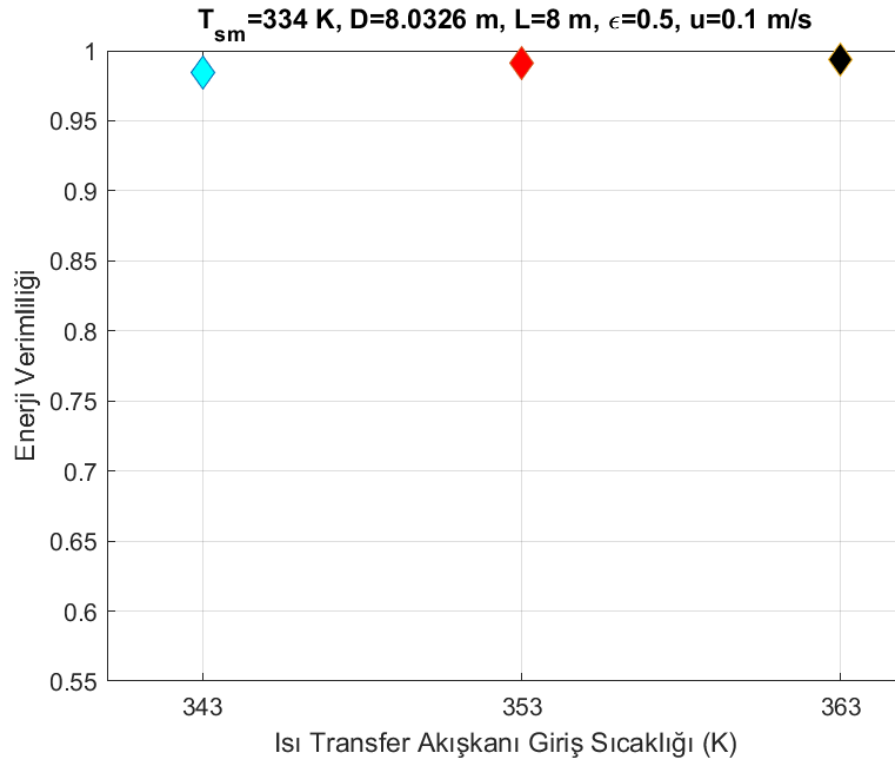
Şekil 3. 74. $T_{sm} = 327 \text{ K}$ ve $u = 0.1 \text{ m/s}$ olduğu durum için farklı hızlardaki ısı transfer akışkanının enerji ve ekserji verimliliğine etkisi



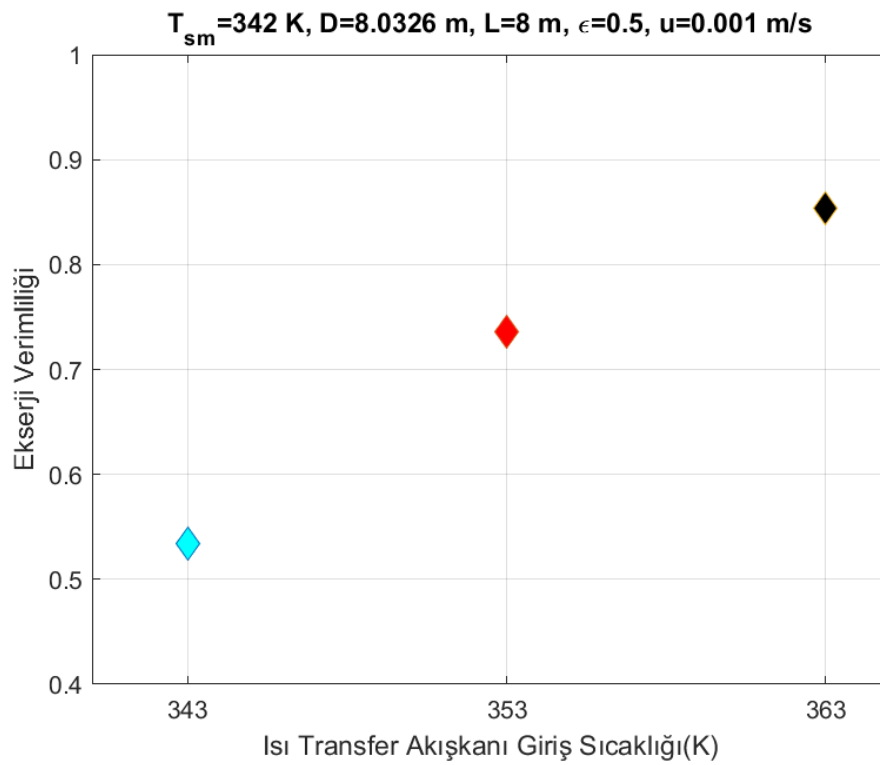
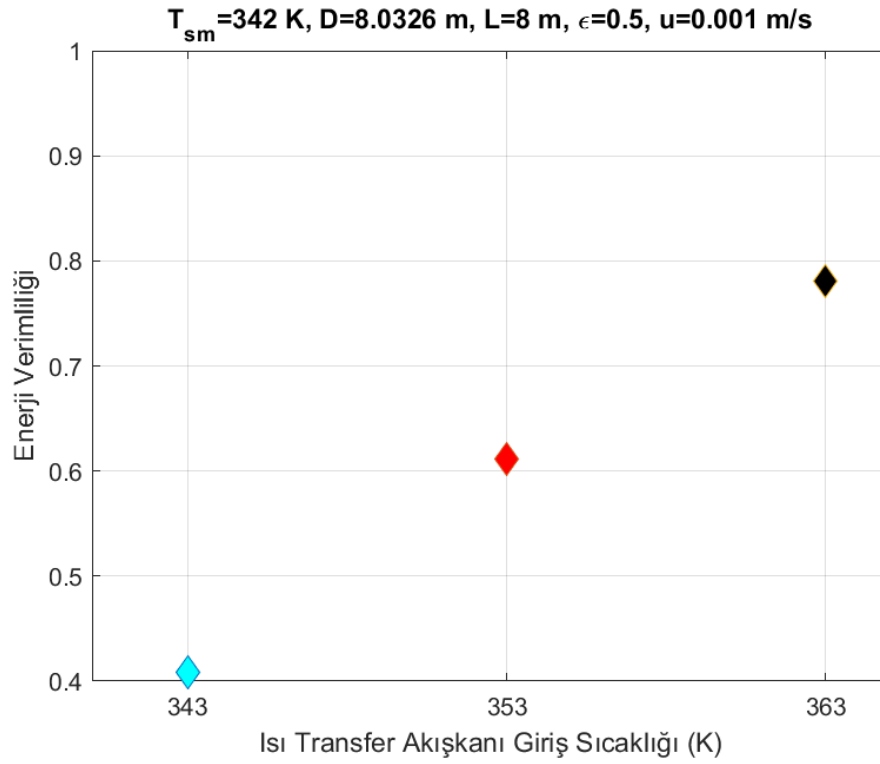
Şekil 3. 75. $T_{sm} = 334 \text{ K}$ ve $u = 0.001 \text{ m/s}$ olduğu durum için farklı hızlardaki ısı transfer akışkanının enerji ve ekserji verimliliğine etkisi



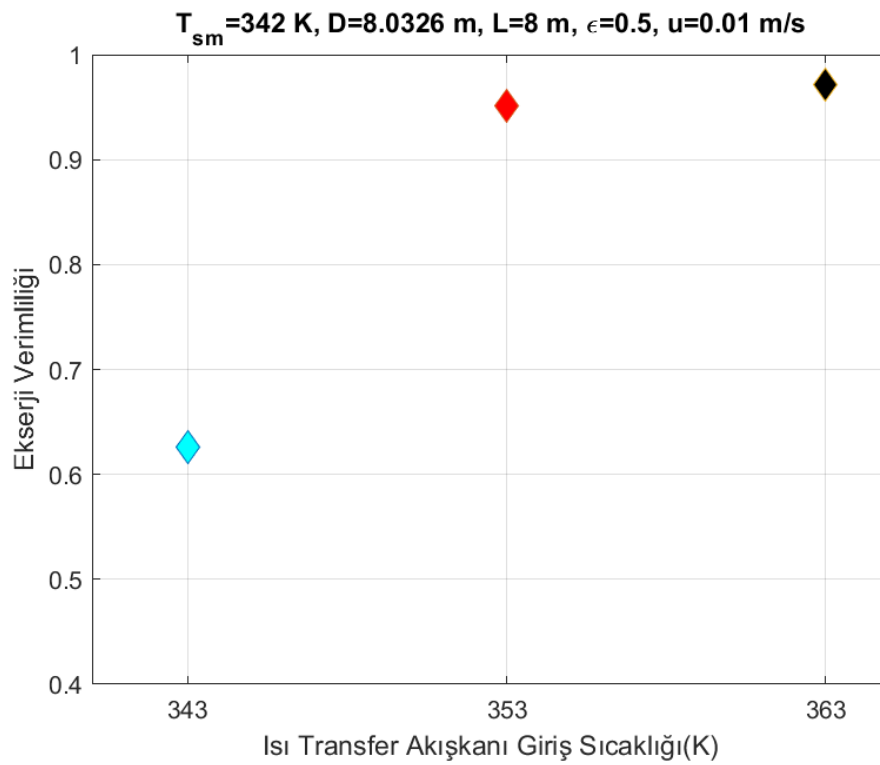
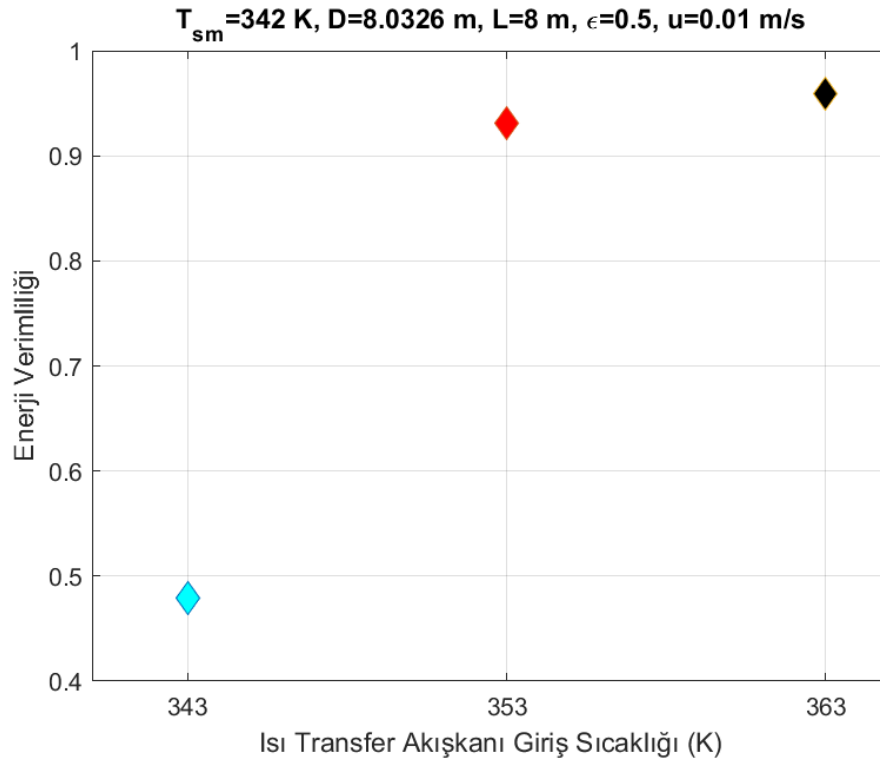
Şekil 3. 716. $T_{sm} = 334 \text{ K}$ ve $u = 0.01 \text{ m/s}$ olduğu durum için farklı hızlardaki ısı transfer akışkanının enerji ve ekserji verimliliğine etkisi



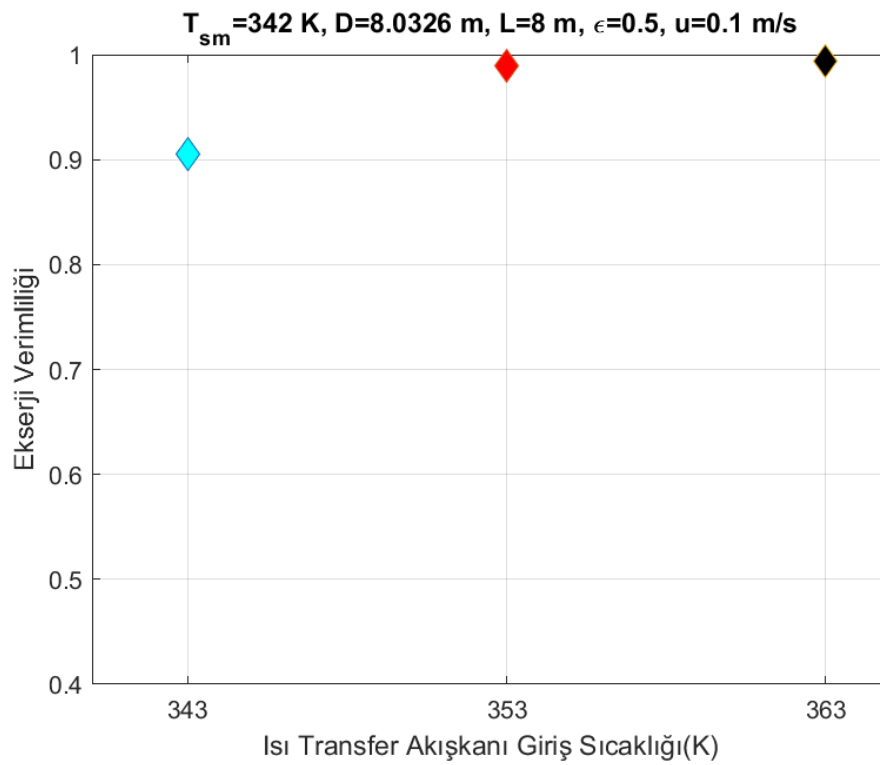
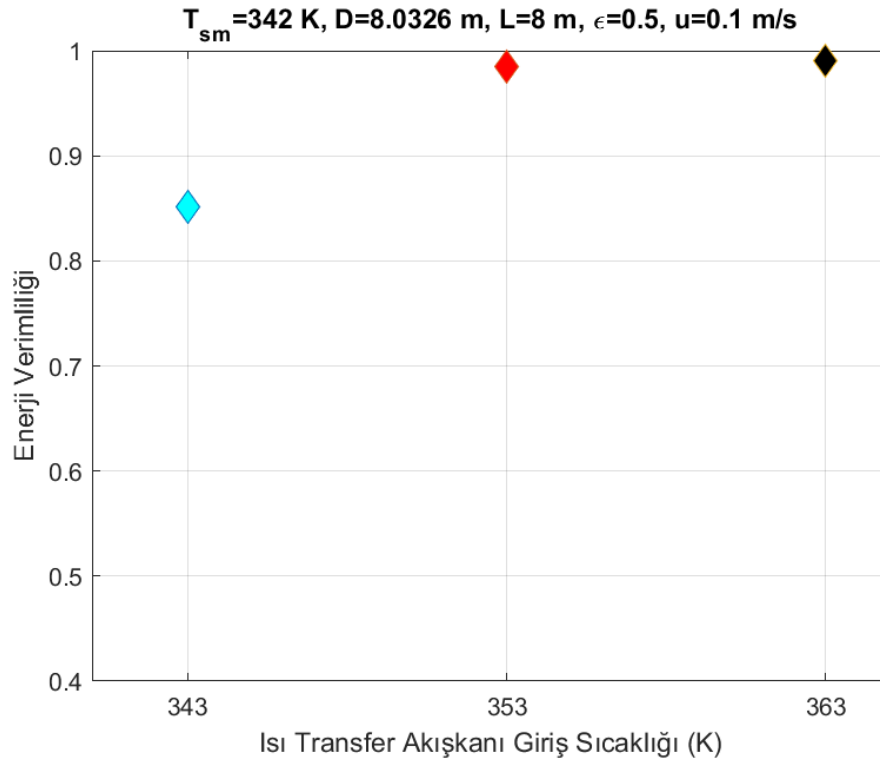
Şekil 3. 77. $T_{sm} = 334 \text{ K}$ ve $u = 0.1 \text{ m/s}$ olduğu durum için farklı hızlardaki ısı transfer akışkanının enerji ve ekserji verimliliğine etkisi



Şekil 3. 78. $T_{sm} = 342 \text{ K}$ ve $u = 0.001 \text{ m/s}$ olduğu durum için farklı hızlardaki ısı transfer akışkanının enerji ve ekserji verimliliğine etkisi

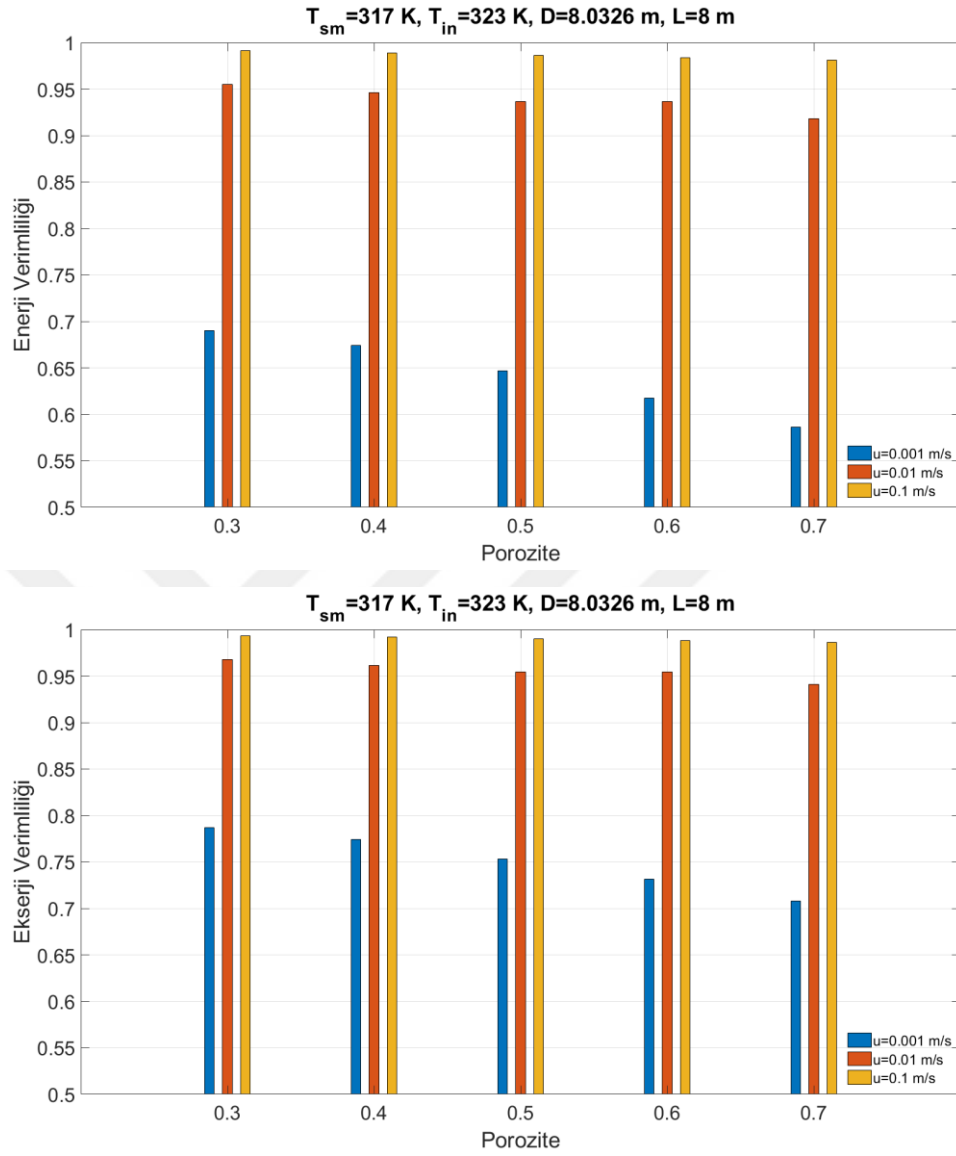


Şekil 3. 79. $T_{sm} = 342 \text{ K}$ ve $u = 0.01 \text{ m/s}$ olduğu durum için farklı hızlardaki ısı transfer akışkanının enerji ve ekserji verimliliğine etkisi

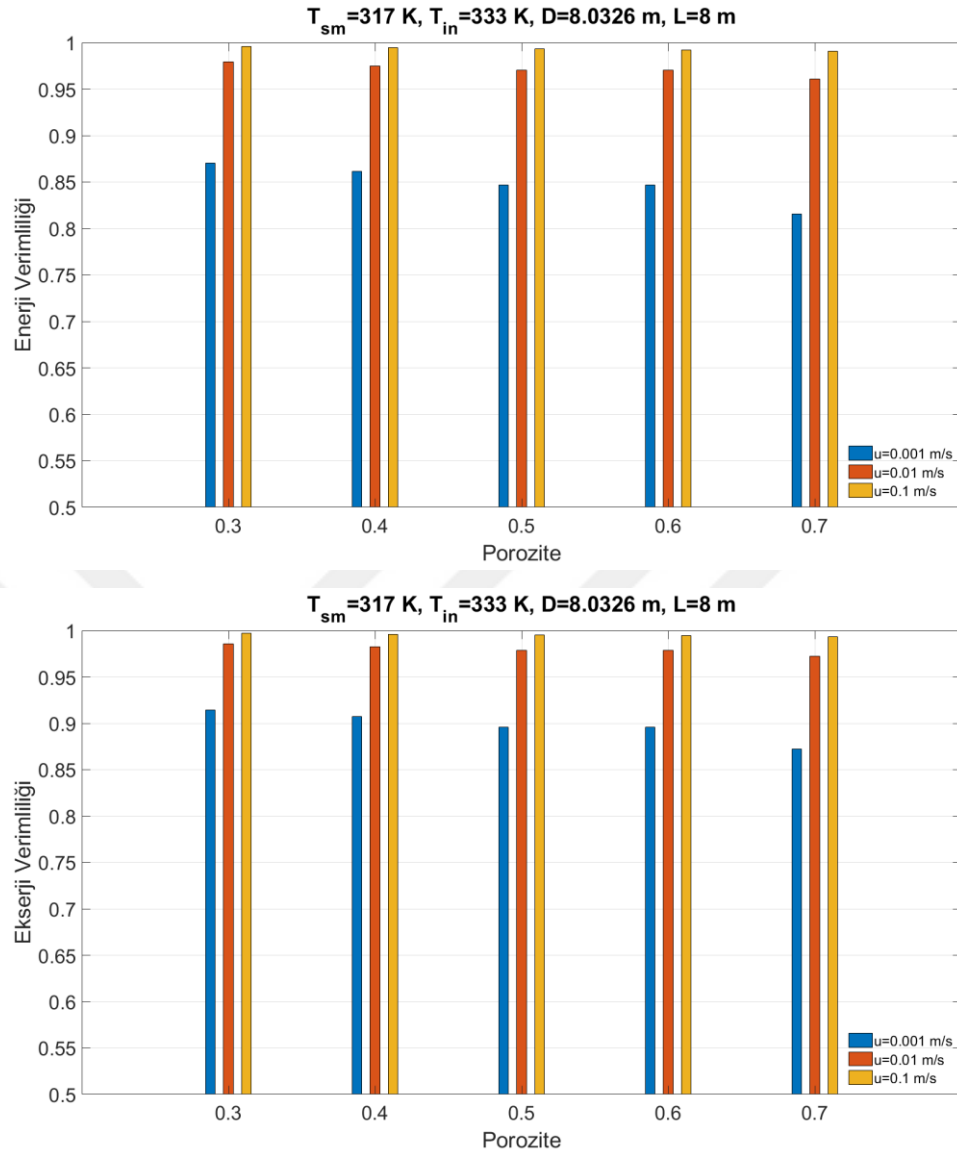


Şekil 3. 72. $T_{sm} = 342 \text{ K}$ ve $u = 0.1 \text{ m/s}$ olduğu durum için farklı hızlardaki ısı transfer akışkanının enerji ve ekserji verimliliğine etkisi

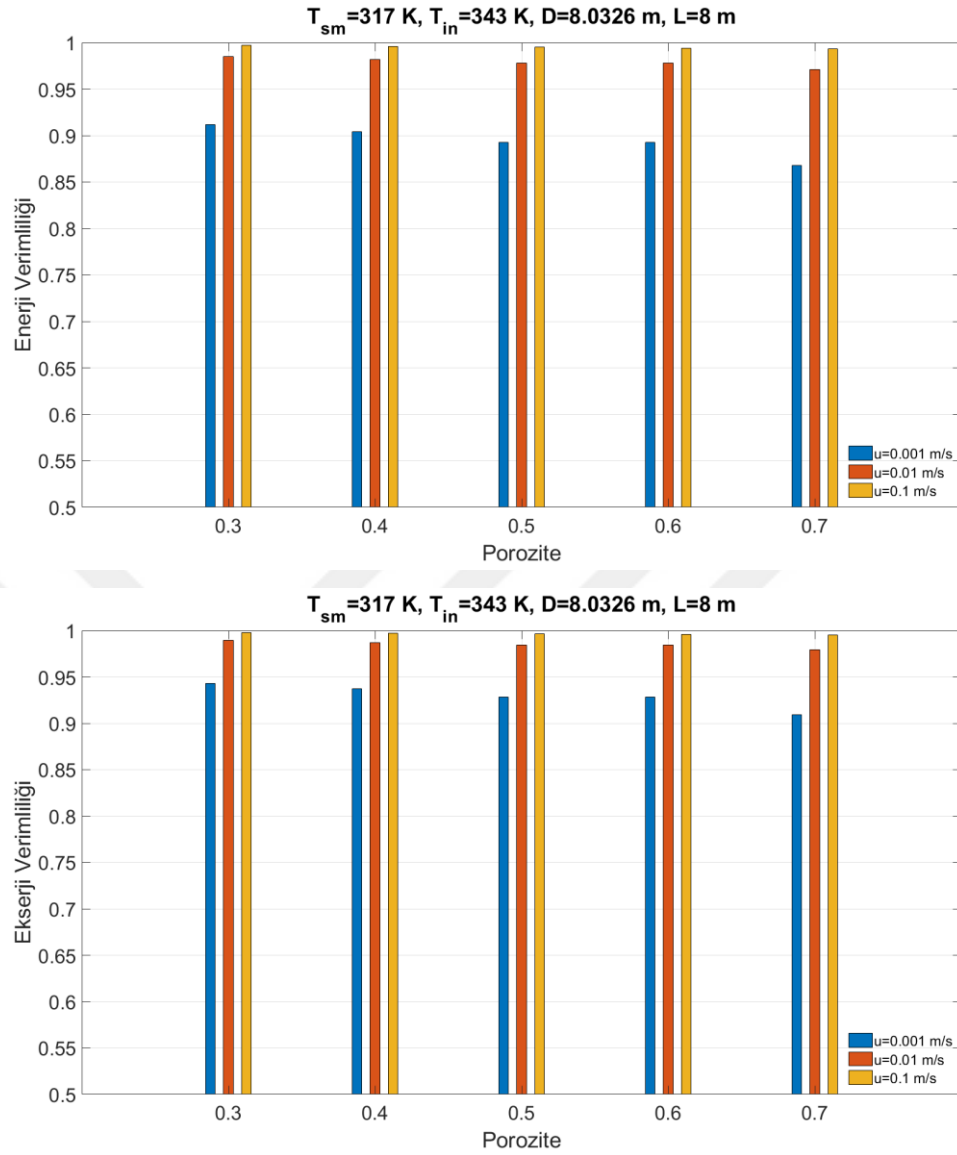
3.3.4.3. Porozitenin Enerji ve Ekserji Verimliliği Üzerindeki Etkisi



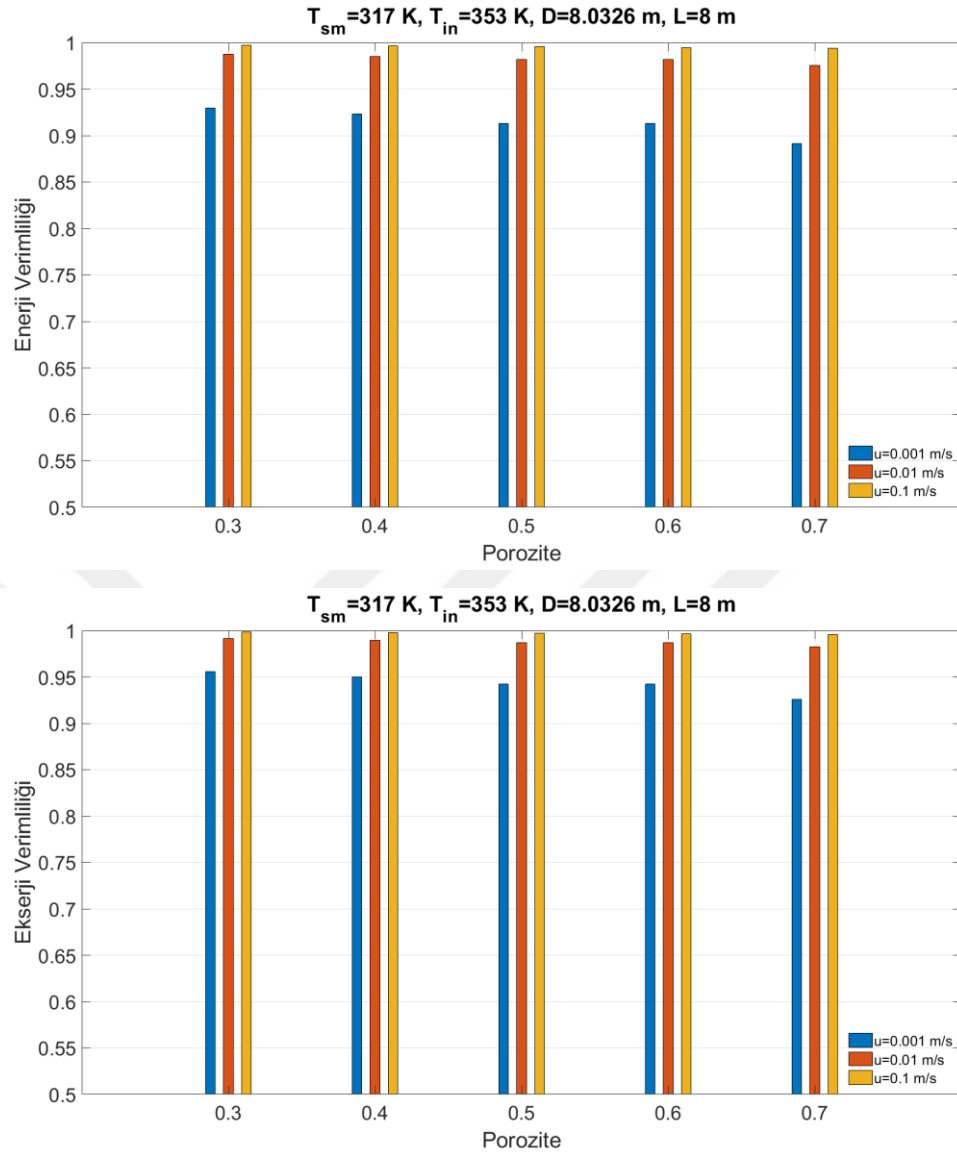
Şekil 3. 73. $T_{sm} = 317\text{ K}$ ve $T_{in} = 323\text{ K}$ olduğu durum için farklı porozitelerdeki ısı transfer akışkanının enerji ve ekserji verimliliğine etkisi



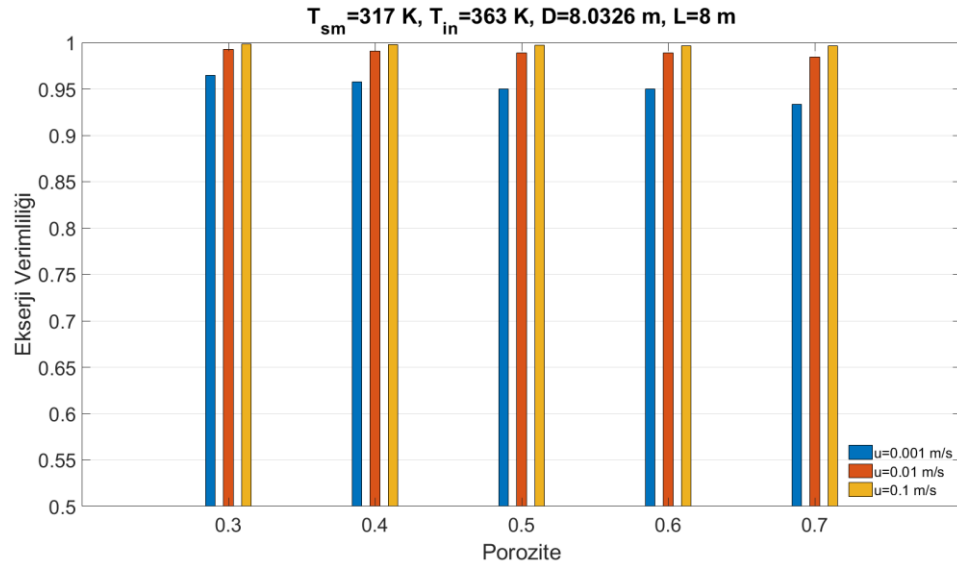
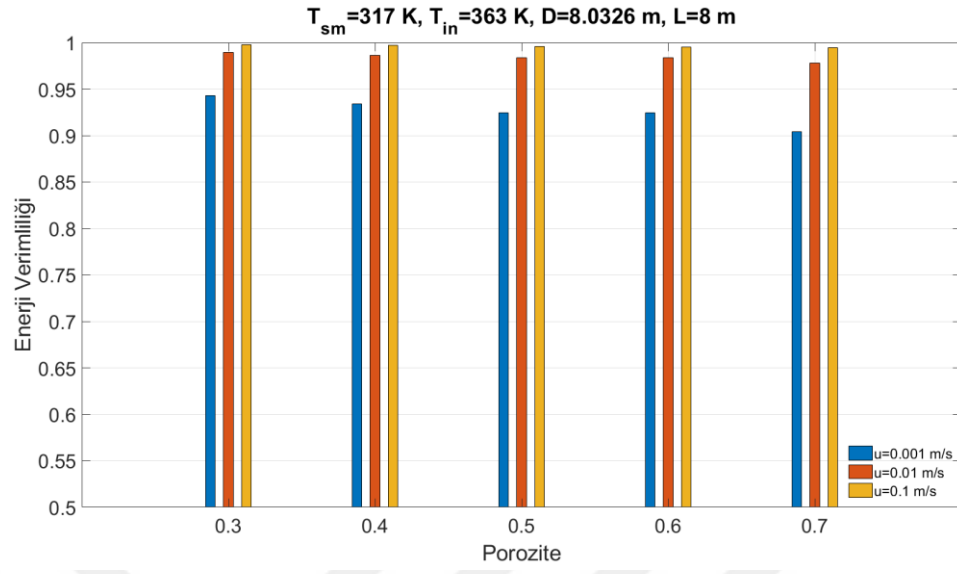
Şekil 3. 74. $T_{sm} = 317 \text{ K}$ ve $T_{in} = 333 \text{ K}$ olduğu durum için farklı porozitelerdeki ısı transfer akışkanının enerji ve ekserji verimliliğine etkisi



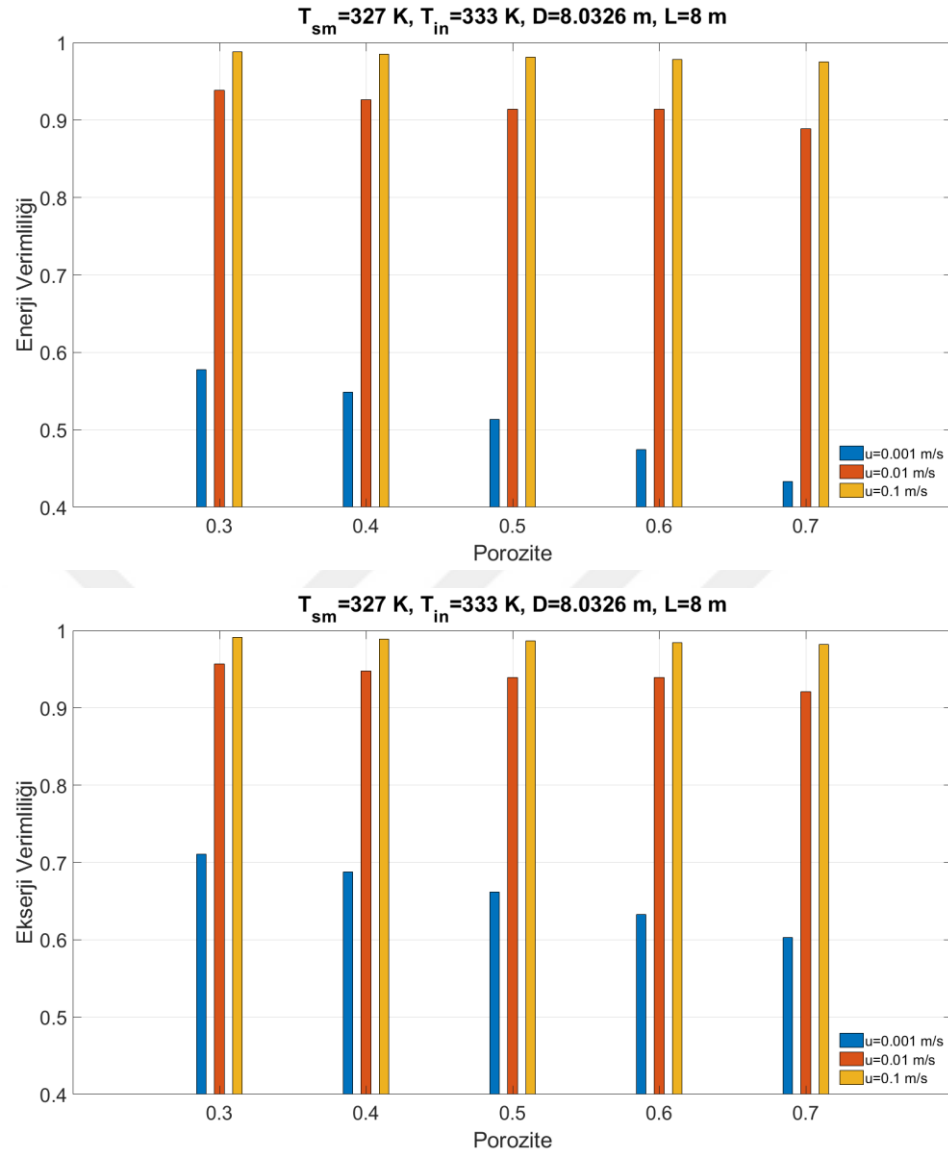
Şekil 3. 75. $T_{sm} = 317 \text{ K}$ ve $T_{in} = 343 \text{ K}$ olduğu durum için farklı porozitelerdeki ısı transfer akışkanının enerji ve ekserji verimliliğine etkisi



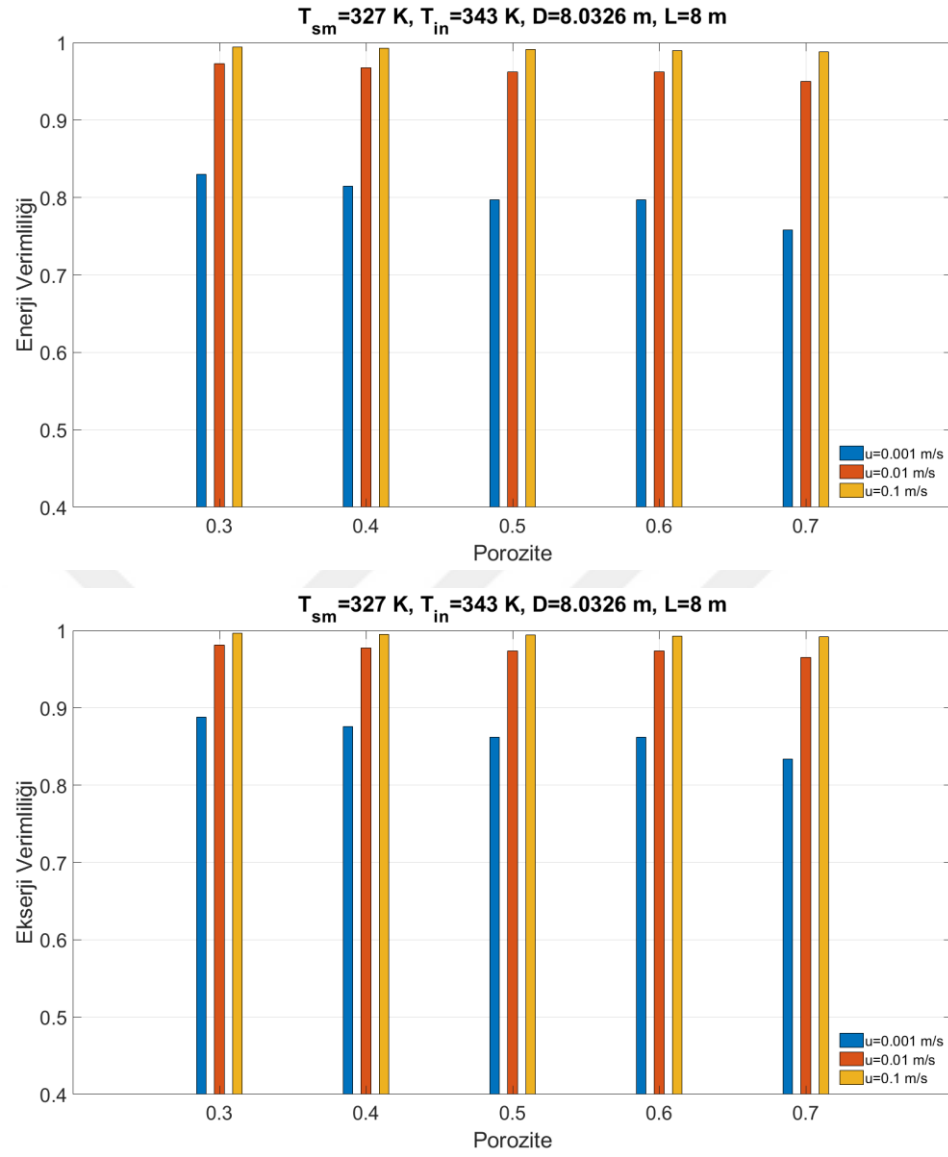
Şekil 3. 76. $T_{sm} = 317 \text{ K}$ ve $T_{in} = 353 \text{ K}$ olduğu durum için farklı porozitelerdeki ısı transfer akışkanının enerji ve ekserji verimliliğine etkisi



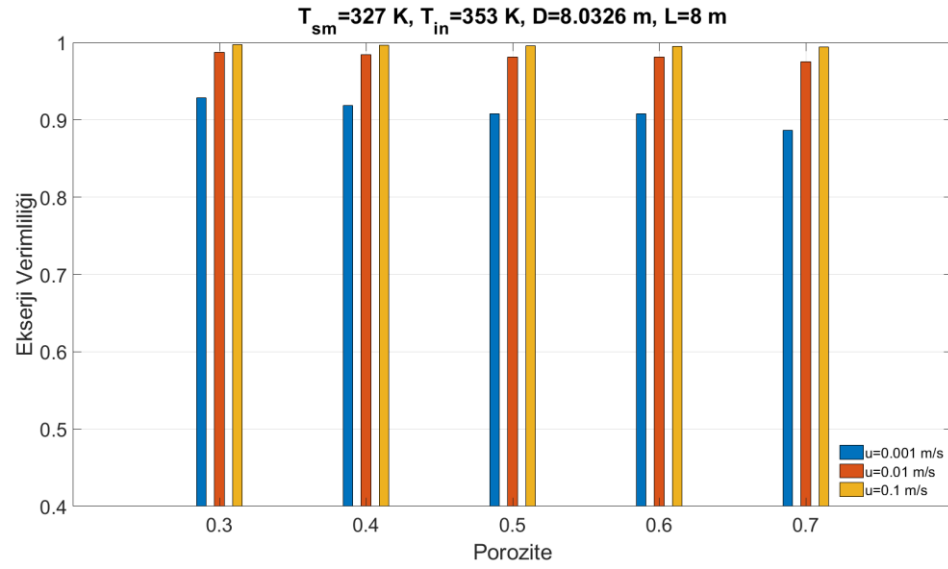
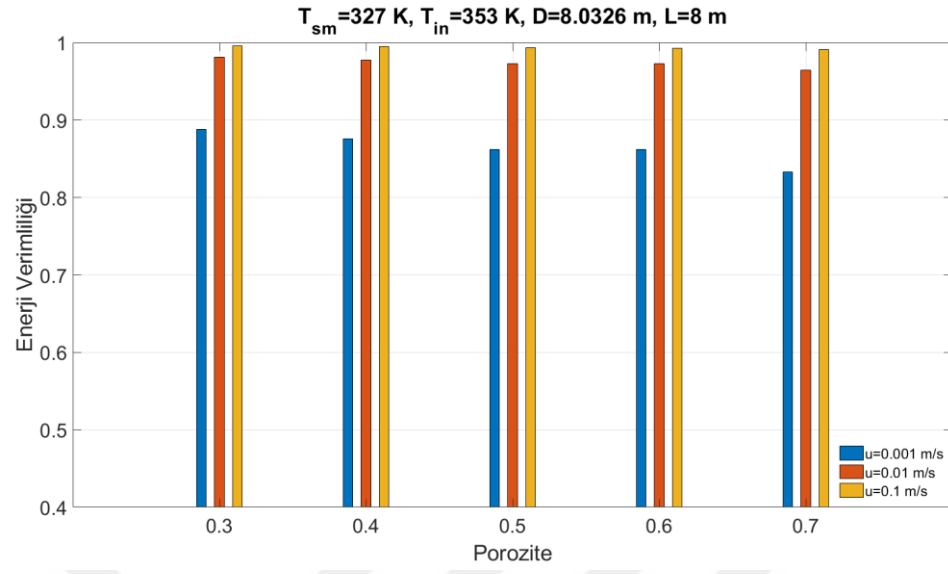
Şekil 3. 77. $T_{sm} = 317\text{ K}$ ve $T_{in} = 363\text{ K}$ olduğu durum için farklı porozitelerdeki ısı transfer akışkanının enerji ve ekserji verimliliğine etkisi



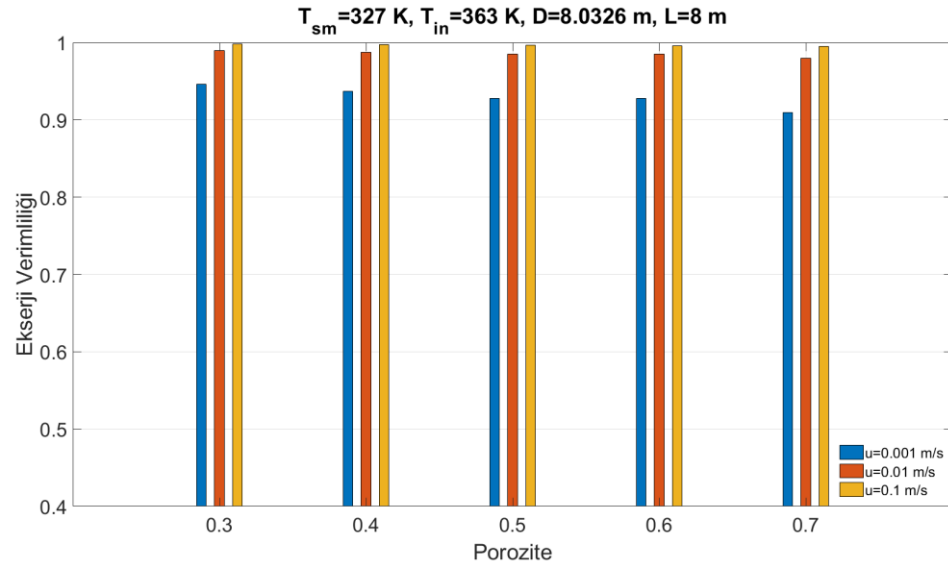
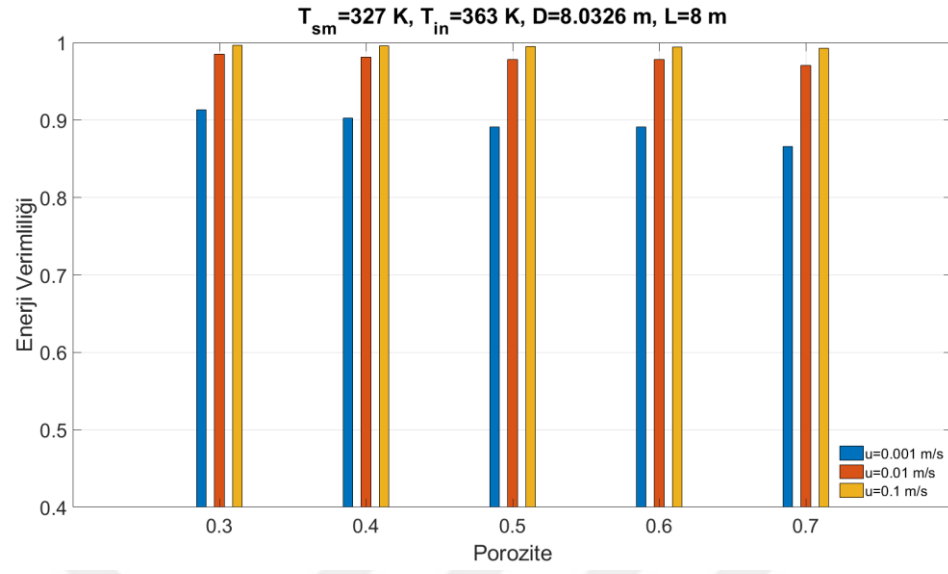
Şekil 3. 78. $T_{sm} = 327\text{ K}$ ve $T_{in} = 333\text{ K}$ olduğu durum için farklı porozitelerdeki ısı transfer akışkanının enerji ve ekserji verimliliğine etkisi



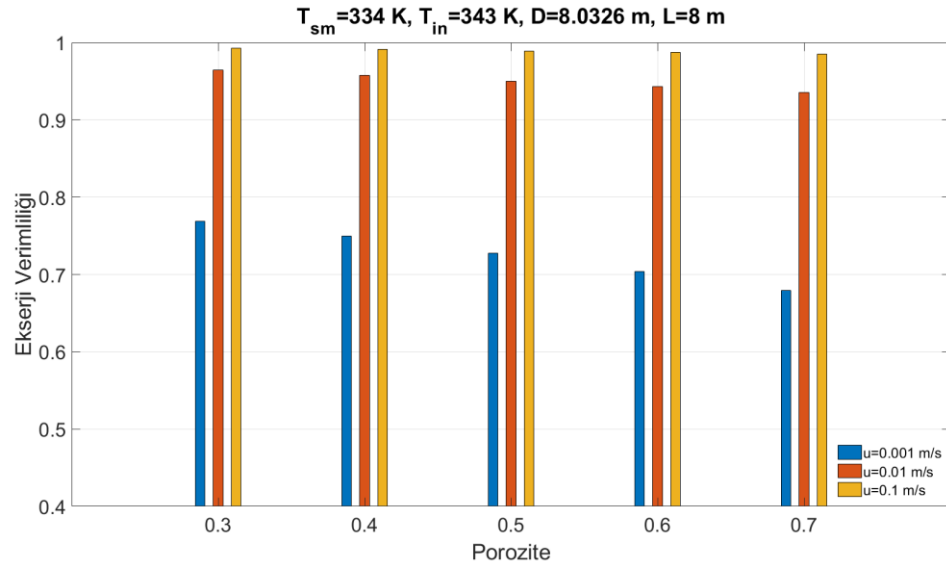
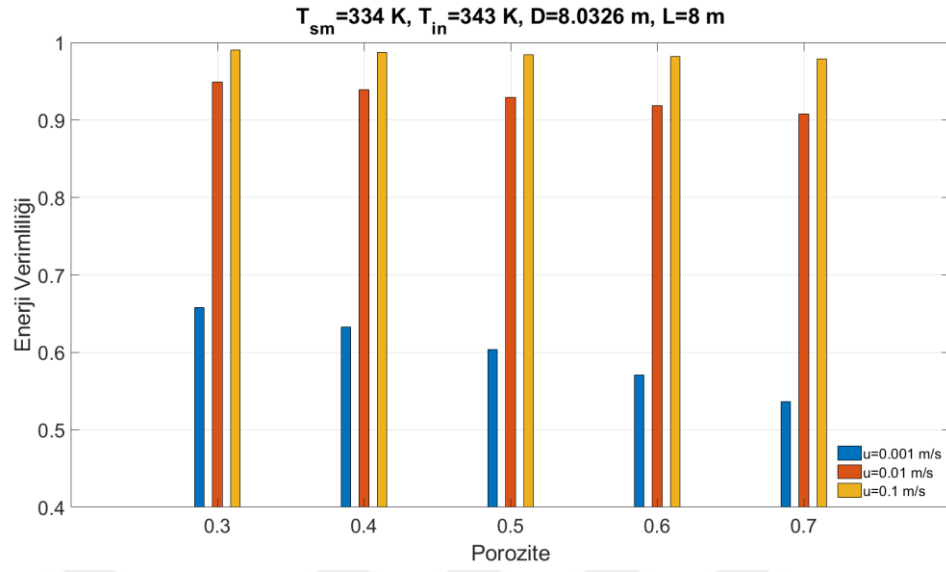
Şekil 3. 79. $T_{sm} = 327 \text{ K}$ ve $T_{in} = 343 \text{ K}$ olduğu durum için farklı porozitelerdeki ısı transfer akışkanının enerji ve ekserji verimliliğine etkisi



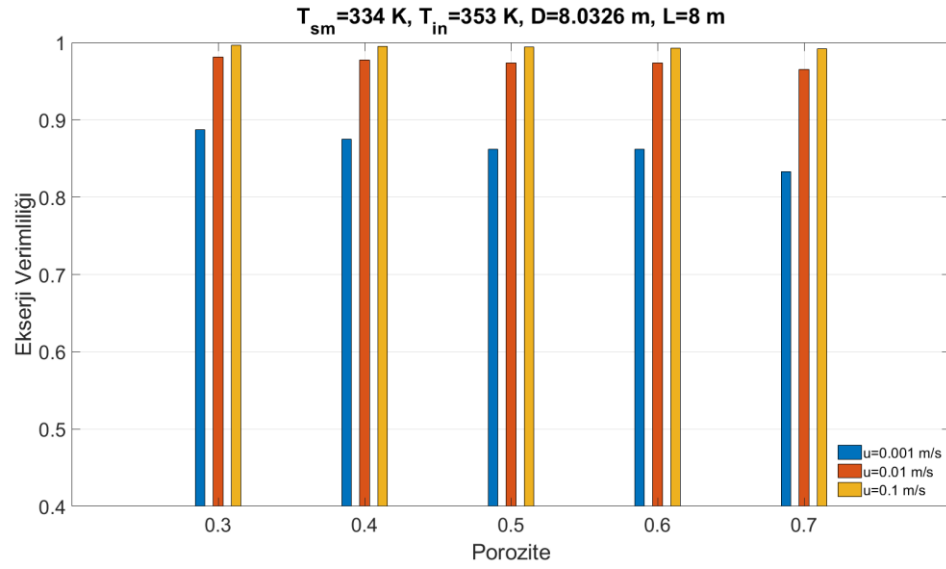
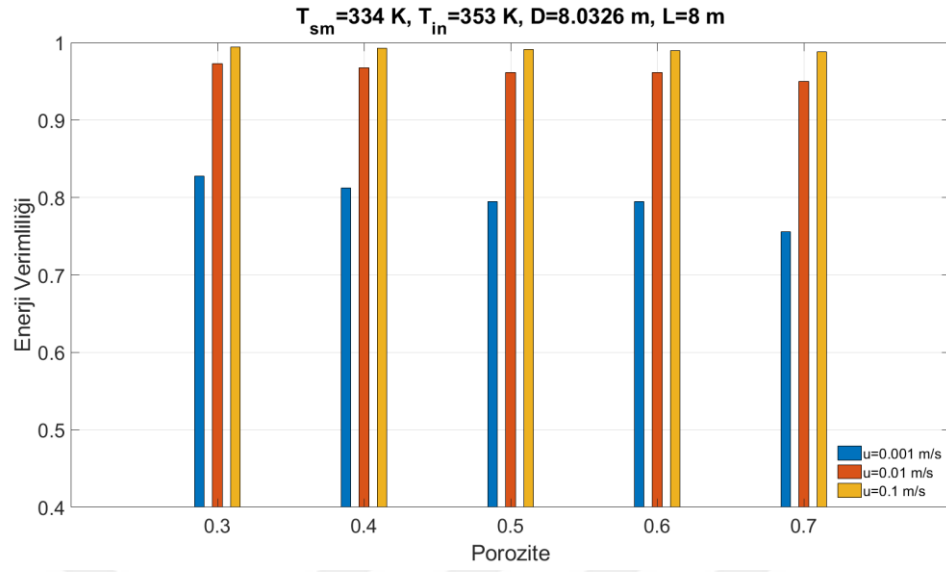
Şekil 3. 80. $T_{sm} = 327 \text{ K}$ ve $T_{in} = 353 \text{ K}$ olduğu durum için farklı porozitelerdeki ısı transfer akışkanının enerji ve ekserji verimliliğine etkisi



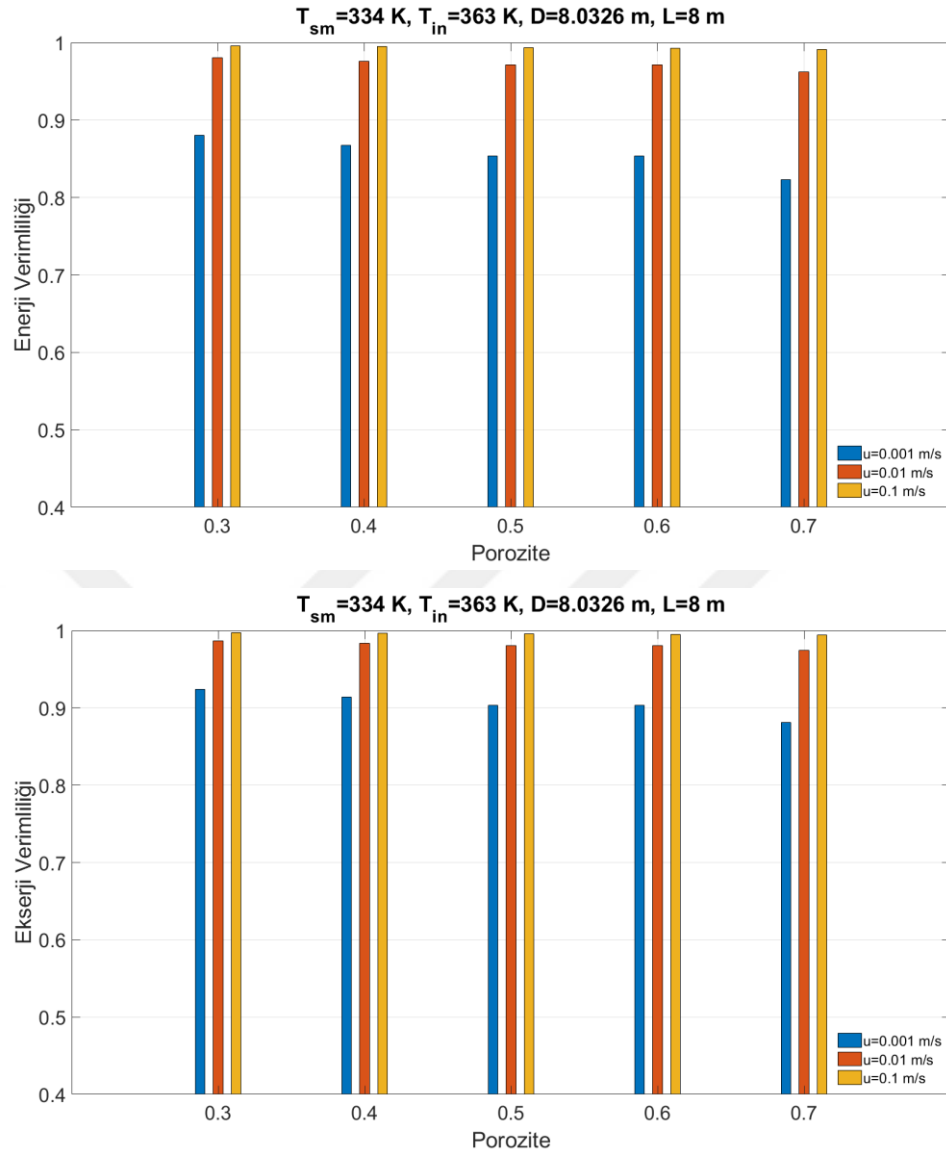
Şekil 3. 81. $T_{sm} = 327\text{ K}$ ve $T_{in} = 363\text{ K}$ olduğu durum için farklı porozitelerdeki ısı transfer akışkanının enerji ve ekserji verimliliğine etkisi



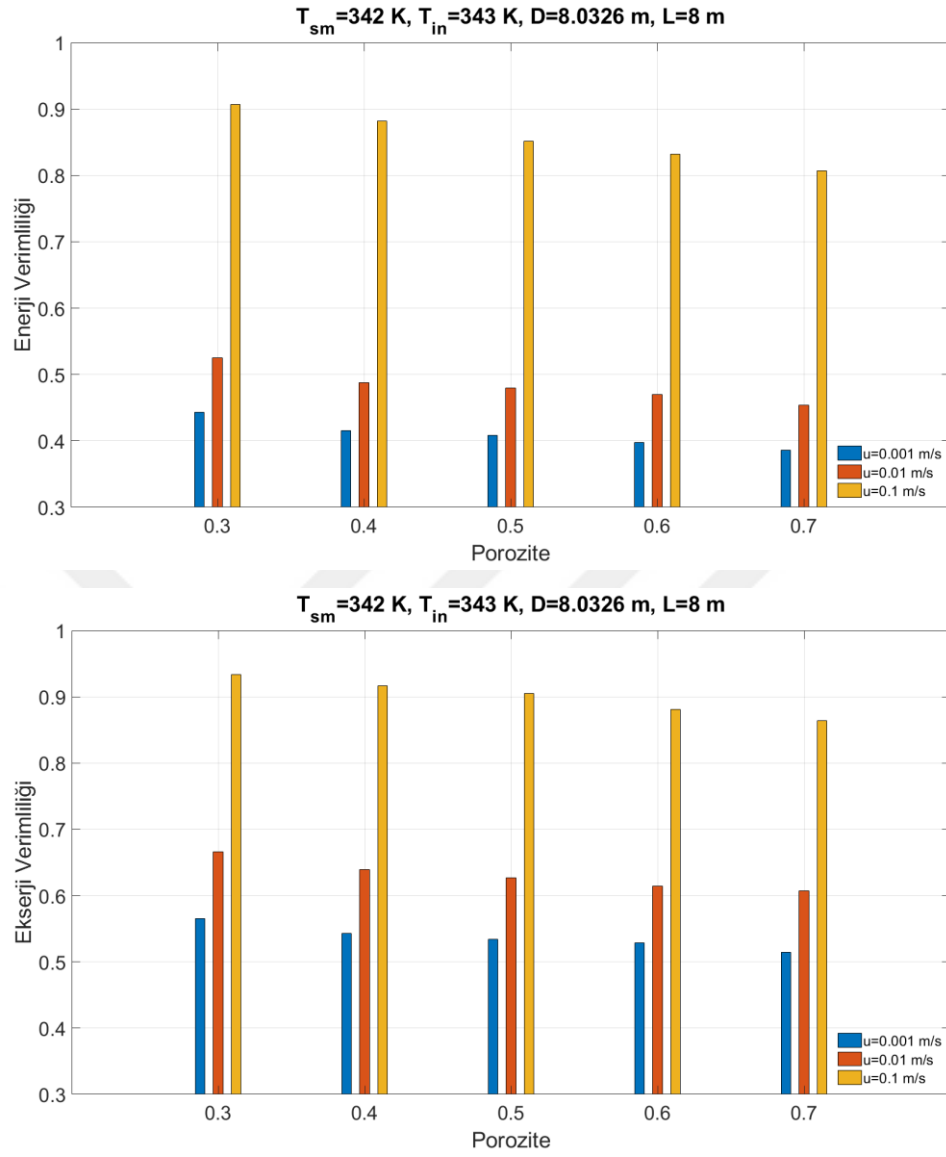
Şekil 3. 82. $T_{sm} = 334 \text{ K}$ ve $T_{in} = 343 \text{ K}$ olduğu durum için farklı porozitelerdeki ısı transfer akışkanının enerji ve ekserji verimliliğine etkisi



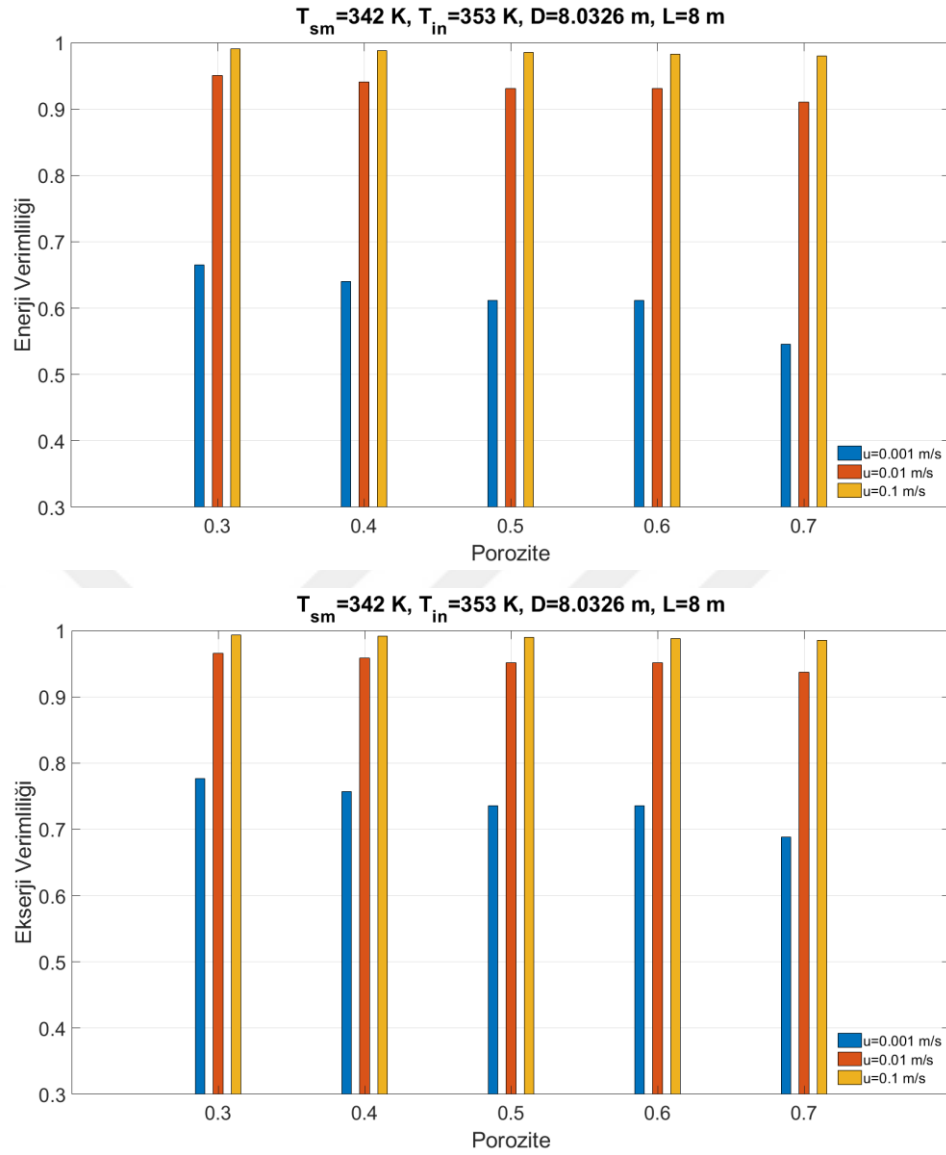
Şekil 3. 83. $T_{sm} = 334 \text{ K}$ ve $T_{in} = 353 \text{ K}$ olduğu durum için farklı porozitelerdeki ısı transfer akışkanının enerji ve ekserji verimliliğine etkisi



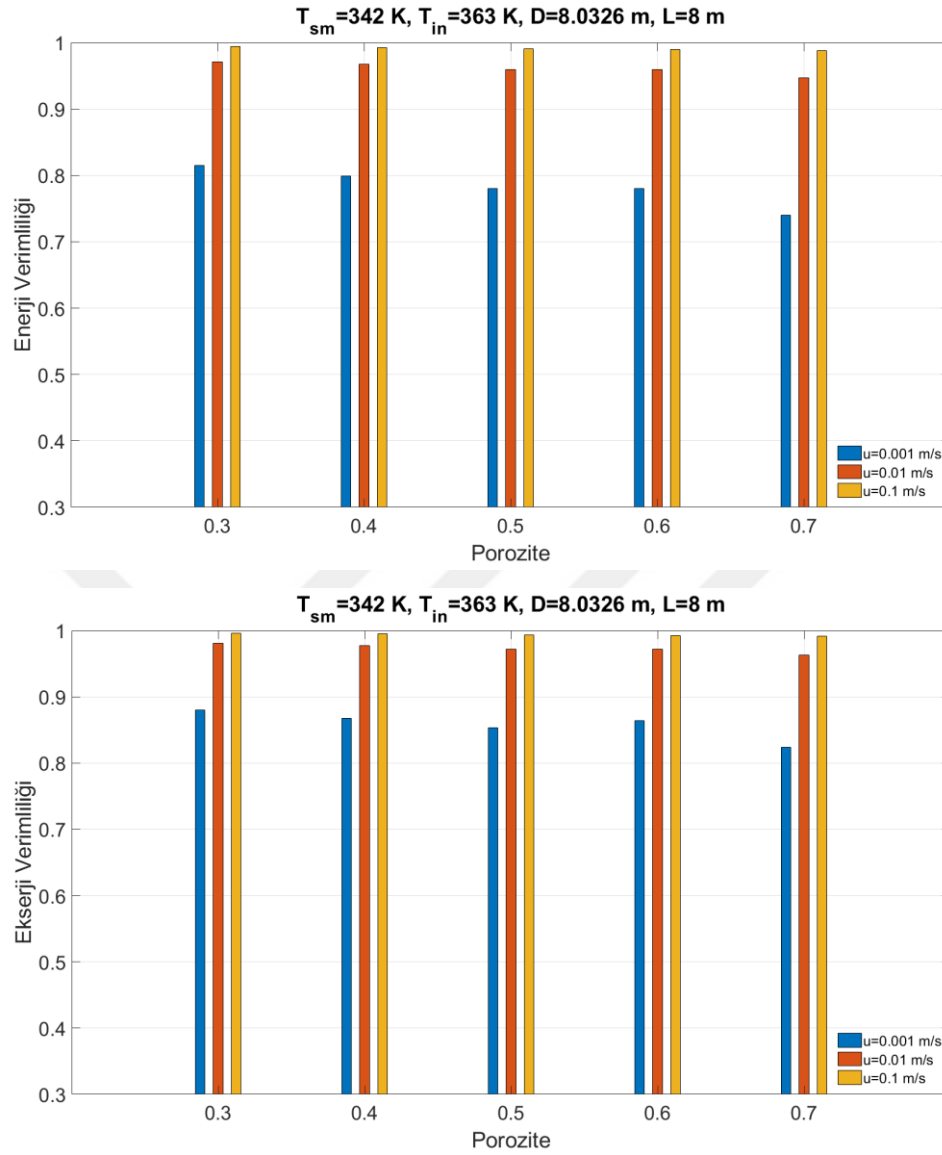
Şekil 3. 84. $T_{sm} = 334 \text{ K}$ ve $T_{in} = 363 \text{ K}$ olduğu durum için farklı porozitelerdeki ısı transfer akışkanının enerji ve ekserji verimliliğine etkisi



Şekil 3. 85. $T_{sm} = 342\text{ K}$ ve $T_{in} = 343\text{ K}$ olduğu durum için farklı porozitelerdeki ısı transfer akışkanının enerji ve ekserji verimliliğine etkisi



Şekil 3. 86. $T_{sm} = 342 \text{ K}$ ve $T_{in} = 353 \text{ K}$ olduğu durum için farklı porozitelerdeki ısı transfer akışkanının enerji ve ekserji verimliliğine etkisi



Şekil 3. 87. $T_{sm} = 342 K$ ve $T_{in} = 363 K$ olduğu durum için farklı porozitelerdeki ısı transfer akışkanının enerji ve ekserji verimliliğine etkisi

Yukarıda verilen Şekil 3.81 - 3.95’de faz değiştiren materyal sıcaklıklarında ve ısı transfer akışkanının belirtildiği tanka giriş sıcaklıklarında her bir hız durumu için, beş farklı porozite değerlerinin enerji ve ekserji verimliliğini nasıl etkilediği gösterilmiştir. Görüldüğü üzere porozite değeri arttıkça verimlilikler azalmaktadır. Bu durum özellikle düşük hızlarda daha çok gözlemlenebilir haldedir. En yüksek hız değeri olan 0.1 m/s’de ise verimliliklerdeki düşüş gözlemlenemeyecek kadar azdır. Böylece özellikle ısı transfer akışkanının tanka yüksek debilerde girdiği durumlarda porozitenin etkisinin daha az olduğu yorumu yapılabilir. $T_{sm} = 317 K$ ve $T_{in} = 323 K$ olduğu durum incelenecek

olursa, ısı transferi akışkanını giriş hızının 0.001 m/s ve porozite değeri 0.3 ve 0.7 iken enerji verimlilikleri sırasıyla 0.69 ve 0.61, ısı transfer akışkanını hızının 0.01 m/s değeri için enerji verimlilikleri 0.96 ve 0.93 ve ısı transfer akışkanını hızının 0.1 m/s değeri için enerji verimlilikleri 0.99 ve 0.98 olduğu görülmüştür. Yapılacak bir hesaplama ile porozite değeri arttıkça ısı transfer akışkanını hızının 0.001 m/s olduğu durum için enerji verimliliği %5, hızın 0.01 m/s olduğu durum için %3 ve hızın 0.1 m/s olduğu durum için %1 azaldığı hesaplanabilir. Bu değerlendirmeler neticesinde ısı transfer akışkanını hızı düştükçe porozite değerinin artması verimlilik değerlerini daha yüksek oranda düşürmektedir.

3.5. Hızın, Giriş Sıcaklığının Ve Porozitenin Çıkış Sıcaklıkları Üzerine Etkisi

Tablo 4. 1. $T_{sm} = 317\text{ K}$, $\varepsilon = 0.5$ olan ısı transfer akışkanının tanka giriş hızlarının ve giriş sıcaklık değerlerinin çıkış sıcaklığına etkisi

Giriş hızları Giriş sıcaklıkları	$u_1 = 0.001 \frac{m}{s}$	$u_2 = 0.01 \frac{m}{s}$	$u_3 = 0.1 \frac{m}{s}$
$T_{in,1} = 50^\circ\text{C}$ $= 323\text{K}$	$T_{out} = 317.8695\text{K}$	$T_{out} = 319.92\text{K}$	$T_{out} = 321.5359\text{K}$
$T_{in,2} = 60^\circ\text{C}$ $= 333\text{K}$	$T_{out} = 319.3143\text{K}$	$T_{out} = 324.8021\text{K}$	$T_{out} = 329.0826\text{K}$
$T_{in,3} = 70^\circ\text{C}$ $= 343\text{K}$	$T_{out} = 320.7607\text{K}$	$T_{out} = 329.6799\text{K}$	$T_{out} = 336.6373\text{K}$
$T_{in,4} = 80^\circ\text{C}$ $= 353\text{K}$	$T_{out} = 322.2072\text{K}$	$T_{out} = 334.5578\text{K}$	$T_{out} = 344.1919\text{K}$
$T_{in,5} = 90^\circ\text{C}$ $= 363\text{K}$	$T_{out} = 323.6357\text{K}$	$T_{out} = 339.4357\text{K}$	$T_{out} = 351.7467\text{K}$

Aşağıdaki tabloda ise, sistem tasarımı ile ilgili özelliklerden olan porozitenin sıcaklık dağılımı üzerindeki etkisi incelenmiştir. Bu etkiyi inceleyebilmek adına ısı transfer

akışkanının tanka giriş hızı $u = 0.01 \frac{m}{s}$ sabit değer olarak alınarak T_{sm} 317 K olduğu durumda tüm giriş sıcaklıkları için porozitenin etkisi gösterilmiştir.

Tablo 4. 2. $T_{sm} = 317$ K, $\varepsilon = 0.5$ olan ısı transfer akışkanının farklı porozite değerlerindeki çıkış sıcaklığına etkisi

Porozite	$\varepsilon_1 = 0.3$	$\varepsilon_2 = 0.4$	$\varepsilon_3 = 0.5$	$\varepsilon_4 = 0.6$	$\varepsilon_5 = 0.7$
$T_{in} = 323K$	318.8115 K	319.4414 K	319.7668 K	319.9462K	320.5826 K
$T_{in} = 333K$	321.8379 K	323.5221 K	324.3021 K	324.8021 K	326.5746 K
$T_{in} = 343K$	324.8621 K	327.5995 K	328.1354 K	329.6799 K	332.5613 K
$T_{in} = 353K$	327.8864 K	331.6769 K	332.9578 K	334.5578 K	338.548 K
$T_{in} = 363K$	330.9106 K	335.7543 K	338.0357 K	339.4357 K	344.5347 K

4. BÖLÜM

SONUÇ VE ÖNERİLER

4.1. Sonuçlar

Bu tez çalışmasında, kapsüllü buzda enerji depolama sistemlerinde kullanılan tankların ısı analizi yapılmıştır ve gözenekli ortamlardaki genel enerji denklemi analitik olarak çözülmüştür. Analitik metotlar çerçevesinde literatürdeki çalışmalar incelendiğinde, bu enerji denklemi ya 1 boyutlu olarak çözülmüştür ya da 2.boyutta (çoğu zaman radyal yönde) kabul yapılmış şekilde 2 boyutlu olarak çözülmüştür. Bu tez çalışmasının önemi, literatürdeki çalışmalardan farklı olarak gözenekli ortamlardaki genel enerji denklemi 2 boyutta (yani hem radyal hem eksenel yönde) aynı zamanda çözülmüş olmasıdır. Yapılan bu çözüm, enerji denklemini 1 boyutlu olarak veya 2.boyutta kabul yapmadan elde edilen bir sonuç olduğu için literatürdeki mevcut çalışmalar ile kıyaslandığında daha doğru sıcaklık dağılımı sonuçları verdiği düşünülmektedir. Daha sonrasında elde edilen bu sıcaklık dağılımlarıyla depolama tankının termodinamik analizleri yapılmış ve belirlenen parametrelerin değişimi ile enerji ve ekserji verimlilikleri incelenmiştir. Yapılan çalışmalar kapsamında aşağıdaki temel bulgulara ulaşılmıştır;

- Soğutma uygulamalarında, soğutucu akışkanın hızı arttıkça sıcaklık dağılımının derecesi de artmaktadır. Sıcaklık dağılımı derecesinin artması sistemin ısı performansını olumlu yönde etkilemektedir. Artan hız ile birlikte depolama tankı içerisindeki türbülans etkileri artmaktadır. Bu durum Reynolds sayısının artmasına sebep olurken, ısı geçişini de arttırmaktadır.
- Soğutucu akışkanın tanka giriş sıcaklığının en düşük olduğu yani faz değiştiren materyalin donma noktası ile arasındaki farkın en fazla olduğu durumda en

yüksek sıcaklık değişimi meydana gelmektedir. Diğer bir ifade ile, ısı transfer akışkanı ve faz değiştiren materyal arasındaki sıcaklık gradyeninin artmasıyla ısı geçişi hızı da artmaktadır.

- Porozite değeri azaldıkça tank ekseni boyunca sıcaklık dağılımı daha hızlı değişmektedir. Ayrıca soğutucu akışkanın tanka giriş hızının daha yüksek değere sahip olduğu şartlar altında porozite değişimi ile sıcaklık dağılımı, daha yavaş olduğu şartlara göre eğimi daha az bir paraboliklik göstermektedir.
- Yapılan çalışmada görüldüğü üzere azalan porozite (gözeneklilik) ile tank içerisindeki sıcaklık dağılımı daha iyi olmaktadır. Artan bu sıcaklık tabakalaşmasının derecesi ile birlikte sistemin enerji ve ekserji verimleri de artmaktadır. Bu artışın sebebi, azalan porozite ile türbülans etkilerinin artmasıdır. Çünkü azalan bu gözeneklilik ile buz kapsülleri arasındaki mesafede azalmaktadır. Azalan mesafe ile tank içerisinde buz kapsülleri arasındaki akan ısı transfer akışkanı için yerel Reynolds sayısı artmaktadır. Artan Reynolds sayısı ile Nusselt sayısı da artacaktır. Böylece tank içerisindeki ısı geçiş katsayısı da yükselecektir.
- Soğutucu akışkanın debisi arttıkça hem enerji hem de ekserji verimliliği iyileşmektedir. Soğutucu akışkanın tanka giriş sıcaklık değerleri arttığında ise verimlilikler azalmaktadır. Bunun sebebi ise ısı transfer akışkanının tanka giriş sıcaklığı ile faz değiştiren materyalin sıcaklığı arasındaki farkın azalmasıdır. Bir diğer parametre olan porozite değeri arttıkça verimlilikler azalmaktadır. Bu durum özellikle düşük hızlarda daha çok gözlenebilir haldedir.
- Isıtma uygulamalarında ise, soğutma uygulamalarındaki değişim trendine benzer olarak artan ısı transferi akışkanı hızı ile tank içerisindeki sıcaklık tabakalaşmasının derecesi de artmaktadır. Bu durum tank içerisindeki türbülans etkilerini arttırarak ısı geçişinin daha fazla gerçekleşmesini sağlamaktadır.
- Isı transfer akışkanının tanka giriş sıcaklığının en yüksek olduğu yani faz değiştiren materyalin erime noktası ile arasındaki farkın en çok olduğu durumda en yüksek sıcaklık değişimi meydana gelmektedir, ki bu durum ısı geçişi hızını arttırmaktadır.

- Isıtma uygulamalarında, soğutma uygulamalarında elde edilen sonuçlara benzer olarak porozite değerinin azalması ile tank ekseni boyunca sıcaklık dağılımı daha hızlı değişmektedir. Azalan porozite değeri kapsüller arası mesafenin azalmasına sebep olur ve yerel Reynolds ve Nusselt sayısı artar. Bu durum ise türbülans etkilerini arttırmaya yönelik etki yaratacağından ötürü sıcaklık tabakalaşmasının derecesi artar, ki bu şartlarda sistemin enerji ve ekserji verimlerini arttırır.
- Isıtma uygulamalarında da beklendiği üzere ısı transfer akışkanının debisinin artmasıyla enerji ve ekserji verimlilikleri artış trendi göstermektedir. Bunun sebebi akışkanın hızının artmasıyla ısı transfer katsayısının yükselmesidir. Sıcaklık değerinin etkisi incelendiğinde ise, tanka giriş sıcaklığı arttıkça verimlilikler artmaktadır. Bunun sebebi ise ısı transfer akışkanının tanka giriş sıcaklığı ile faz değiştiren materyalin sıcaklığı arasındaki farkın artmasıdır. Bu durum ısı transferinin artmasına sebep olacağı için verimlilik değerlerinin yükselmesi, özellikle ısı transfer akışkanın daha yüksek hızlarında ısı taşınım katsayısı da artacağı için beklenen bir sonuçtur. Bir diğer parametre olan porozite değeri arttıkça verimlilikler azalmaktadır. Bu durum özellikle düşük hızlarda daha çok gözlenebilir haldedir.

4.2. Öneriler

Yapılmış olan bu tez çalışmasına ilave olarak aşağıda belirtilen öneriler dikkate alınabilir;

- Bu çalışmada yapılan analitik çözümde zaman değişkeni (t) diferansiyel denkleme dahil edilmemiştir. Bu bağlamda zamana bağlı çözüm yapılmamış olup, sıcaklık dağılımları eksenel ve radyal doğrultularda elde edilmiştir. Enerji ve ekserji verimliliklerinin daha hassas hesaplanabilmesi için ilerleyen çalışmalarda zamana bağlı çözüm ya diferansiyel formda yani analitik olarak ya da sayısal olarak çözülmelidir.
- Yapılan analitik çözümde silindirik koordinatlarda iki boyutlu çözüm yapılmıştır ve dikkate alınan doğrultular eksenel ve radyal doğrultulardır. Üçüncü boyut olan açısıl (θ) doğrultu dikkate alınmamıştır. Bunun sebebi ise sıcaklık dağılımının simetrik olacağı öngörülmesidir. Buna ek olarak, üçüncü bir bağımsız değişkenin çözülmüş olan diferansiyel denkleme eklenmesi analitik çözümü oldukça

zorlaştıracaktır. Zira, bu boyutun eklenmesi durumunda çözülmesi gereken diferansiyel denklem üç bağımsız değişkene sahip, nonlineer ve nonhomojen bir diferansiyel denkleme dönüşecektir, ki bu durum çözümü karmaşıklatacaktır. Bu nedenle üç boyutlu çözüm için sayısal çalışmalar yapılmalıdır.

- Isı transfer akışkanı ile ilgili özelliklerden olan akışkan tipi parametre olarak kabul edilerek farklı akışkan türleri için de verimler hesaplanarak karşılaştırmalar yapılabilir. Bunun için bu tez çalışmasında sunulan analitik çözüm yöntemine farklı akışkan türlerinin termofiziksel özelliklerini yerleştirmek sonuca ulaştırılabilir. Benzer şekilde sistem tasarım parametrelerinden olan tankın çap ve boyu değişken olarak kullanılabilir.
- Bu tez çalışması kapsamında, literatürdeki denklemlerin büyük geometrileri çözme hususunda kısıtlamaları olduğu için basınç düşümü dikkate alınmamıştır. Eğer basınç düşümü hesaplaması yapılır ise termodinamik analizler daha doğru sonuçlar vereceği öngörülmektedir.

KAYNAKÇA

1. Liu Z, Quan Z, Zhao Y, Jing H, Liu X, Wang L., 2021. Experimental research on the performance of ice thermal energy storage device based on micro heat pipe arrays. **Applied Thermal Engineering**;185:116452.
2. Erdemir D., 2019. Numerical investigation of thermal performance of geometrically modified spherical ice capsules during the discharging period. **International Journal of Energy Research**;43(9):4554–68.
3. Erdemir D, Atesoglu H, Altuntop N., 2019. Experimental investigation on enhancement of thermal performance with obstacle placing in the horizontal hot water tank used in solar domestic hot water system. **Renewable Energy**.138:187–97.
4. Aziz S, Amin NAM, Abdul Majid MS, Belusko M, Bruno F., 2018. CFD simulation of a TES tank comprising a PCM encapsulated in sphere with heat transfer enhancement. **Applied Thermal Engineering** 143:1085–92.
5. Oró E, Castell A, Chiu J, Martin V, Cabeza LF., 2013. Stratification analysis in packed bed thermal energy storage systems. **Applied Thermal Engineering** ;109:476–87
6. Yang L, Villalobos U, Akhmetov B, Gil A, Khor JO, Palacios A, et al., 2021. A comprehensive review on sub-zero temperature cold thermal energy storage materials, technologies, and applications: State of the art and recent developments. **Applied Thermal Engineering**;288:116555.
7. Nie B, Palacios A, Zou B, Liu J, Zhang T, Li Y., 2020. Review on phase change materials for cold thermal energy storage applications. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**.134:110340.
8. Fang G, Tang F, Cao L., 2016. Dynamic characteristics of cool thermal energy storage systems - A review. **International Journal of Green Energy**. 13(1):1–13.
9. Rismanchi B, Saidur R, Boroumandjazi G, Ahmed S., 2012. Energy, exergy and environmental analysis of cold thermal energy storage (CTES) systems. **Renewable**

and Sustainable Energy Reviews 16(8):5741–6.

10. Wang B, Li X, Zhang M, Yang X., 2003. Experimental investigation of discharge performance and temperature distribution of an external melt ice-on-coil ice storage tank. **HVAC and R Research.**;9(3):291–308.
11. Raul A, Jain M, Gaikwad S, Saha SK., 2018. Modelling and experimental study of latent heat thermal energy storage with encapsulated PCMs for solar thermal applications. **Applied Thermal Engineering** . 143:415–28.
12. Zhao B, Cheng M, Liu C, Dai Z. , 2017. An efficient tank size estimation strategy for packed-bed thermocline thermal energy storage systems for concentrated solar power. **Solar Energy.**;153:104–14.
13. Pakrouh R, Hosseini MJ, Ranjbar AA, Bahrampoury R., 2017. Thermodynamic analysis of a packed bed latent heat thermal storage system simulated by an effective packed bed model. **Energy.**;140:861–78.
14. Erdemir D, Altuntop N., 2019. Investigation of the effect of using graded porosity on the thermal performance of the encapsulated ice thermal energy storage tank. **Energy Storage.**
15. MacPhee D, Dincer I, Beyene A., 2012. Numerical simulation and exergetic performance assessment of charging process in encapsulated ice thermal energy storage system. **Energy.**;41(1):491–8.
16. Zhu Y, Zhang Y., 2000. Dynamic modeling of encapsulated ice tank for HVAC system simulation. **HVAC and R Research.**;6(3):213–28.
17. Erdemir D, Altuntop N., 2020 Experimental investigation of phase change material utilisation inside the horizontal mantled hot water tank. **International Journal of Exergy.**;31(1):1–13.
18. Esence T, Bruch A, Molina S, Stutz B, Fourmigué JF., 2017. A review on experience feedback and numerical modeling of packed-bed thermal energy storage systems. **Solar Energy**;153:628–54.
19. de Gracia A, Cabeza LF., 2017. Numerical simulation of a PCM packed bed system:

- A review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**.;69:1055–63.
20. Cascetta M, Cau G, Puddu P, Serra F., 2016. A comparison between CFD simulation and experimental investigation of a packed-bed thermal energy storage system. **Applied Thermal Engineering** ;98:1263–72.
 21. Izquierdo-Barrientos MA, Sobrino C, Almendros-Ibáñez JA., 2016. Modeling and experiments of energy storage in a packed bed with PCM. **International Journal of Multiphase Flow** ;86:1–9.
 22. Peng H, Li R, Ling X, Dong H., 2015. Modeling on heat storage performance of compressed air in a packed bed system. **Applied Energy** .;160:1–9.
 23. Bindra H, Bueno P, Morris JF, Shinnar R., 2013 Thermal analysis and exergy evaluation of packed bed thermal storage systems. **Applied Thermal Engineering**;52(2):255–63.
 24. Karthikeyan S, Velraj R., 2012. Numerical investigation of packed bed storage unit filled with PCM encapsulated spherical containers - A comparison between various mathematical models. **International Journal of Thermal Sciences** .;60:153–60.
 25. Mueller GE., 2005. Numerically packing spheres in cylinders. **Powder Technology**.;159(2):105–10.
 26. Rosen, M.A., Dincer, İ., Pedinelli, N., 2000, Thermodynamic Performance of Ice Thermal Energy Storage Systems. *Journal of Energy Resources Technology*. **122(4)**: 205-211
 27. Acar, C., Dincer, İ., 2016. Energy and Exergy Analyses of a Residential Cold Thermal Energy Storage System, **International Journal of Exergy** **19(4)**, 441-458.
 28. Güngör, A., 2012. Buz Depolama Teknolojileri ve İklimlendirme Sistemlerinde Uygulama Potansiyeli ve Enerji Verimliliği Açısından Değerlendirilmesi.
 29. Regin, A. F., Solanki, S.C., Saini, J.S., 2008. Heat Transfer Characteristics of Thermal Energy Storage System Using PCM Capsules: **A Review, Renewable and Sustainable Energy Reviews**, **12(9)**, pages 2438-2458.

30. Ismail, K.A.R., Stuginsky Jr., R., 1999. A parametric Study On Possible Fixed Bed Models for PCM and Sensible Heat Storage, **Applied Thermal Engineering** **19(7)**:757-788.
31. Akinshilo, T. A., 2017. Steady Flow and Heat Transfer Analysis of Third Grade Fluid with Porous Medium and Heat Generation, Engineering Science and Technology, **Engineering Science and Technology, an International Journal**, **20**: 1602 – 1609.
32. Erdemir, D., Altuntop, N., 2018. Buzda Enerji Depolama Sistemlerinde Depolama Tankı İçerisinde Kademeli Porozitenin Sistem Performansı Üzerindeki Etkisinin Analitik Olarak İncelenmesi, **4. Uluslararası Katılımlı Anadolu Enerji Sempozyumu**.
33. MacPhee, D., Dincer, İ., 2009. Thermal Modeling of a Packed Bed Thermal Energy Storage System During Charging, **Applied Thermal Engineering**, **29(4)**:695 – 705.
34. Kousksou, T., Bedecarrats, J.P., Dumas, J.P., Mimet, A., 2005. Dynamic Modelling of the Storage of an Encapsulated Ice Tank, **Applied Thermal Engineering**, **25(10)**:1534 – 1548.
35. Chen, S.L., Chen, C.L., Tin, C.C., Lee, T.S., Ke, T.S., 2000. An Experimental Investigation of Cold Storage in an Encapsulated Thermal Storage Tank, Encapsulated Thermal Storage Tank, **Experimental Thermal and Fluid Science**, **23**:133 – 144.
36. Lee, A.H. and Jones, J.W., 1996. Modeling of an ice-on-coil thermal energy storage system, **Energy Conversion and Management**, **37(10)**:1493 – 1507.
37. Saito, A., 2002. Recent advances in research on cold thermal energy storage, **International Journal of Refrigeration**, **25(2)**:177 – 189.
38. Soltan, B.K. and Ardehali, M.M., 2003. Numerical simulation of water solidification phenomenon for ice-on-coil thermal energy storage application, **Energy Conversion and Management**, **44(1)**:85 – 92.

39. Zhu, Y. and Zhang, Y., 2001. Modeling of thermal processes for internal melt ice-on-coil tank including ice-water density difference, **Energy and Buildings**, 33(4):363 – 370
40. Erek, A. and Dincer, I., 2009. Numerical heat transfer analysis of encapsulated ice thermal energy storage system with variable heat transfer coefficient in downstream, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 52(3–4):851 – 859.
41. Ismail, K., Henríquez, J., and da Silva, T., 2003. A parametric study on ice formation inside a spherical capsule, **International Journal of Thermal Sciences**, 42(9):881 – 887.
42. MacPhee, D. and Dincer, I., 2009. Thermodynamic Analysis of Freezing and Melting Processes in a Bed of Spherical PCM Capsules, **ASME Journal of Heat Transfer**, 131(8):031017.
43. MacPhee, D. and Dincer, I., 2009. Heat Transfer and Thermodynamic Analyses of Some Typical Encapsulated Ice Geometries During Discharging Process, **Journal of Heat Transfer**, 8(131):082301.
44. Corvaro, S., Seta, E., Mancinelli, A. and Brocchini, M., 2014. Flow Dynamics on a Porous Medium, **Coastal Engineering**, 91:280 – 298.
45. MacPhee, D., Dincer, I. and Beyene, A., 2012. Numerical Simulation and Exergetic Performance Assessment of Charging Process in Encapsulated Ice Thermal Energy Storage System, **Energy**, 41:491 – 498.
46. Acar, C., 2018. A Comprehensive Evaluation of Energy Storage Options for Better Sustainability, **International Journal of Energy Research**, 42(12):1 – 15.
47. Whitaker, S., 1972. Forced convection heat transfer correlations for flow in pipes, past flat plates, single cylinders, single spheres, and for flow in packed beds and tube bundles. **Journal of AIChE**, 18:361
48. Nield, D.A., Kuznetsov, A.V., 2005. Transport Phenomena in Porous Media III. Elsevier, Oxford.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı: Gözde DEMİRBAŞ
Uyruğu: Türkiye (T.C)

EĞİTİM

Derece	Kurum	Mezuniyet Tarihi
Yüksek Lisans	Erciyes Üniversitesi, Makine Mühendisliği	
Lisans	Erciyes Üniversitesi, Makine Mühendisliği	2017
Lise	Prof. Dr. Şevket Raşit Hatipoğlu Anadolu Lisesi	2012

YABANCI DİL

İngilizce

YAYINLAR

1. ERDEMİR D. , ALTUNTOP N. , DEMİRBAŞ G.. (2017). Yatay Mantolu Sıcak Su Tanklarında Tank İçerisine Engel Yerleştirmenin Enerji ve Ekserji Yönünden Değerlendirilmesi. *IV. Enerji Verimliliği Kongresi, Kocaeli, Türkiye, 13 - 14 Ekim 2017*, ss.521-529.