

ATMOSFER ALTI BASINÇLARDAKİ DAİRESEL KESİTLİ KAPALI ORTAMLARDA ISI
TRANSFERİNİN NÜMERİK İNCELENMESİ: YENİ NESİL GÜNEŞ TOPLAYICISI
TASARIMI

Halit ARAT

Kütahya Dumlupınar Üniversitesi
Lisansüstü Eğitim Öğretim ve Sınav Yönetmeliği Uyarınca
Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalında
DOKTORA TEZİ
Olarak Hazırlanmıştır.

Danışman: Prof. Dr. Oğuz ARSLAN

Mayıs - 2021

KABUL VE ONAY SAYFASI

Halit ARAT tarafından hazırlanan “ATMOSFER ALTI BASINÇLARDAKİ DAİRESEL KESİTLİ KAPALI ORTAMLARDA ISI TRANSFERİNİN NÜMERİK İNCELENMESİ: YENİ NESİL GÜNEŞ TOPLAYICISI TASARIMI” adlı tez çalışması, aşağıda belirtilen jüri tarafından Kütahya Dumlupınar Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Öğretim ve Sınav Yönetmeliğinin ilgili maddeleri uyarınca değerlendirilerek OY BİRLİĞİ ile Kütahya Dumlupınar Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalında DOKTORA TEZİ olarak kabul edilmiştir.

03/05/2021

Prof. Dr. Şahmurat ARIK
Enstitü Müdürü, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü

Prof. Dr. Ramazan KÖSE
Anabilim Dalı Başkanı, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Prof. Dr. Oğuz ARSLAN
Danışman, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Bilecik Şeyh Edebali Üniversitesi

Sınav Komitesi Üyeleri

Prof. Dr. Oğuz ARSLAN (Danışman)
Makine Mühendisliği Bölümü, Bilecik Şeyh Edebali Üniversitesi

Prof. Dr. Emin AÇIKKALP
Makine Mühendisliği Bölümü, Eskişehir Teknik Üniversitesi

Dr. Öğr. Üyesi Ümran ERÇETİN
Makine Mühendisliği Bölümü, Kütahya Dumlupınar Üniversitesi

Dr. Öğr. Üyesi Abdullah KEÇECİLER
Endüstri Mühendisliği Bölümü, Kütahya Dumlupınar Üniversitesi

Dr. Öğr. Üyesi Oğuzhan ERBAŞ
Makine Mühendisliği Bölümü, Kütahya Dumlupınar Üniversitesi

ETİK İLKE VE KURALLARA UYGUNLUK BEYANI

Bu tezin hazırlanmasında Akademik kurallara riayet ettiğimizi, özgün bir çalışma olduğunu ve yapılan tez çalışmasının bilimsel etik ilke ve kurallara uygun olduğunu, çalışma kapsamında teze ait olmayan veriler için kaynak gösterildiğini ve kaynaklar dizininde belirtildiğini, Yüksek Öğretim Kurulu tarafından kullanılmak üzere önerilen ve Dumlupınar Üniversitesi tarafından kullanılan İntihal Programı ile tarandığını ve benzerlik oranının %5 çıktığını beyan ederiz. Aykırı bir durum ortaya çıktığı takdirde tüm hukuki sonuçlara razı olduğumuzu taahhüt ederiz.

Prof. Dr. Oğuz ARSLAN

Halit ARAT

ATMOSFER ALTI BASINÇLARDAKİ DAİRESEL KESİTLİ KAPALI ORTAMLARDA ISI TRANSFERİNİN NÜMERİK İNCELENMESİ: YENİ NESİL GÜNEŞ TOPLAYICISI TASARIMI

Halit ARAT

Makine Mühendisliği, Doktora Tezi, 2021

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Oğuz ARSLAN

ÖZET

Atmosfer altı basınç şartlarında düşük sıcaklıkta buharlaşma ve yoğunlaşma işlemiyle çift fazlı akışın meydana geldiği dairesel kesitli kapalı ortamlarda etkin bir ısı transferi gerçekleşmektedir. Bu çalışmada, kapsamlı deneysel yöntemler ve yeni bir iki aşamalı birleştirilmiş nümerik model kullanılarak vakumlu cam ve bakır boruların ısı performansı üç boyutlu olarak araştırılmıştır. Bu amaçla, *Volume of Fluid* ve *Eulerian* çoklu faz modelleri iki aşamalı yeni modelde ele alınmıştır. Sayısal modelin doğrulanması için farklı sıvı hacimleri (5ml, 10ml, 15ml ve 20ml) ve farklı eğim açıları (30°, 45°, 60° ve 90°) kullanılarak vakumlu boru yüzeyinde sıcaklık dağılımı sıvıya dalan kısımda 5 adet teflon izolasyona sahip şaftlı ve diğer kısımlarda 15 adet K tip termokupl olmak üzere toplam 20 farklı noktadan sıcaklık ölçümü ve video ile termal kamerayla kapsamlı bir deneysel çalışma gerçekleştirilmiştir. Deneysel çalışmada, iç çapı, dış çapı ve uzunluğu sırasıyla 26mm, 28mm ve 1500mm olan cam -boru içi fiziksel mekanizmayı detaylı bir şekilde gözlemlemek için- ve bakır boru 6,32kPa mutlak basınç değerine vakumlanarak 355K sıcaklığındaki ısıtıcı su içine daldırılmıştır. Deneysel ve sayısal sıcaklık değerleri her bir zaman adımı için kıyaslanarak ortalama hata oranları bulunmuştur. Hesaplanan bu hata değerleri literatürdeki verilerle karşılaştırılarak sayısal model doğrulanmış ve bu model parametrik (farklı türbülans modelleri, ısı güçleri, vb.) olarak incelenmiştir. Doğrulanmış sayısal model kullanılarak literatürde mevcut düzlemsel plakalı güneş kolektöründe giriş ve çıkışı olan borular yerine kapalı vakumlu bakır borular kullanılarak kolektör tasarımı gerçekleştirilmiştir. Bu tasarımda, farklı boru sayıları için düzlemsel plakalı güneş kolektörünün optimum çalışma şartları araştırılmıştır. Farklı durum ve parametreler için yeni nesil güneş kolektörünün enerji ve ekserji verimleri hesaplanarak en yüksek verime sahip kolektörün tasarımı tamamlanmıştır. 8 borulu yeni nesil güneş kolektörü veriminin referans alınan 10 borulu düzlemsel plakalı güneş kolektörü veriminden yüksek olduğu görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Atmosfer altı basınç, Çift fazlı akış, Dairesel kesitli kapalı ortam, Düzlemsel güneş toplayıcısı, Güneş enerjisi, Isı transferi, Nümerik analiz.

NUMERICAL INVESTIGATION OF HEAT TRANSFER OF THE ENCLOSURES WITH CIRCULAR CROSS-SECTION AT THE VACUUM PRESSURES: DESIGNING OF A NEW SOLAR COLLECTOR

Halit ARAT

Mechanical Engineering, Ph. D. Thesis, 2021

Thesis Supervisor: Prof. Dr. Oğuz ARSLAN

SUMMARY

Effective heat transfer occurs in closed enclosures with circular cross-sections where multiphase flow occurs with low-temperature evaporation and condensation under sub-atmospheric pressure conditions. In this study, the thermal performance of the vacuumed glass and copper pipes was investigated in 3D using comprehensive experimental methods and a new two-stage numerical model. For this purpose, Volume of Fluid and Eulerian multiphase models are selected in a new two-stage model. For the verification of the numerical model, a comprehensive experimental study was carried out with temperature measurement from 20 different points (five teflon-insulated shafts and fifteen K-type thermocouples) on the surface of the vacuumed pipe by using different liquid volumes (5ml, 10ml, 15ml, and 20ml) and inclination angles (30° , 45° , 60° , and 90°), and a video and thermal camera. In the experimental study, the glass - to observe the physical mechanism inside the pipe in detail - and copper pipe with the inner-outer diameter and length of 26-28mm and 1500mm respectively was vacuumed to 6.32kPa absolute pressure and immersed in heating water at 355K. Average error values were found by comparing the experimental and numerical temperature values for each time step. The numerical model was verified by comparing these calculated error values with the data in the literature, and this model was examined parametrically (different turbulence models, heat powers, etc.). Using the validated numerical model, the collector design was carried out using closed vacuumed copper pipes instead of pipes with inlets and outlets in the flat plate solar collector in the literature. In this design, optimum operating conditions of the collector have been investigated for different pipe numbers. By calculating the energy and exergy efficiencies of the new generation solar collector for different conditions and parameters, the design of the collector with the highest efficiency has been completed. It has been observed that the efficiency of the 8-pipe new generation solar collector is higher than the 10-pipe flat plate solar collector's efficiency.

Keywords: Enclosures with a circular cross-section, Flat-plate solar collector, Heat transfer, Numerical analysis, Solar energy, Two-phases flow, Vacuum pressure.

TEŞEKKÜR

Tezimle ilgili çalışmaların her aşamasında görüşleriyle tezime yön veren ve değerli katkılarını benden hiçbir zaman esirgemeyen tez danışmanım ve çok değerli hocam Prof. Dr. Oğuz ARSLAN'a teşekkürlerimi sunarım.

Değerli bilgi ve tecrübeleriyle çalışmalarımda yardımcı olup yönlendiren başta Dr. Öğr. Üyesi Ümran ERÇETİN ve Dr. Öğr. Üyesi Abdullah KEÇECİLER ile Doç. Dr. Abdullah AKBULUT'a teşekkür ederim.

Bugünlere gelmemin gerçek mimarları olan annem Ayşe ARAT ve babam İsmail ARAT'a ve hayatımın her anında gösterdiği ilgi, alaka ve sabırdan dolayı hayat arkadaşım sevgili eşim Firdes ARAT'a sonsuz teşekkür ederim.

Doktora eğitimim süresince vermiş oldukları desteklerden dolayı Türkiye Bilimsel ve Teknolojik Araştırma Kurumu, Bilim İnsanı Destekleme Daire Başkanlığı'na (TÜBİTAK-BİDEB) teşekkür ederim.

Bu tez çalışması Kütahya Dumlupınar Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Komisyonunca desteklenmiştir (Proje No: 2017-55). Tez çalışmamda sağlamış olduğu destekler için Kütahya Dumlupınar Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Komisyonu'na teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖZET	v
SUMMARY	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ	x
ÇİZELGELER DİZİNİ	xviii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	xx
 1. GİRİŞ	 1
2. LİTERATÜR ÇALIŞMASI	3
3. MATERYAL VE METOD	18
3.1. Yerçekimi Destekli Isı Borusu	19
3.2. Isı Borularında Kullanılan Akışkanlar	20
3.3. Isı Borularında Kullanılan Malzemeler	23
3.4. Çift Fazlı Akış	25
3.5. Yoğuşma	27
3.6. Güneş Kollektörü	30
3.6.1. Düzlemsel güneş kollektörü	30
3.6.2. Cam kaplamasız güneş kollektörü	31
3.6.3. Vakum borulu güneş kollektörü	32
3.6.4. Havalı güneş kollektörü	35
4. DENEYSEL ÇALIŞMA	36
5. SAYISAL MODELLEME	48
5.1. Model Geometrisi	54
5.2. Model Ağ Yapısı	56
5.3. Model Sınır Şartları	58
5.4. Sayısal Model Çözümlemeleri	58
6. VAKUMLU BORUYA AİT BULGULAR VE TARTIŞMA	63
6.1. Deneysel Bulgular	66
6.2. Sayısal Bulgular	120

İÇİNDEKİLER (devam)

Sayfa

6.3. Deneysel ve Sayısal Bulguların Karşılaştırılması	134
6.4. Parametrik Sayısal Bulgular	144
7. YENİ NESİL GÜNEŞ KOLLEKTÖRÜ TASARIMI.....	153
7.1. Yeni Nesil Güneş Kollektörünün Birinci Kanun Analizi	153
7.1.1. Sayısal modelleme.....	158
7.1.2. Sayısal model analizi	160
7.2. Yeni Nesil Güneş Kollektörünün İkinci Kanun Analizi	160
7.3. Yeni Nesil Güneş Kollektörüne ait Sayısal Bulgular	162
8. SONUÇLAR.....	211
KAYNAKLAR DİZİNİ	215
EKLER	
1. İzolasyon Malzemesinin Özellikleri.	
2. Emici Plaka Ve Bakır Boru Dizilimi Etrafındaki Toplam Kayıp Isı Transfer Katsayıları.	
3. Kütahya İli Farklı Yıllara Göre Yıllık Ortalama Aylara Göre Güneş Işınım Şiddeti Değerleri.	
ÖZGEÇMİŞ	

ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
3.1. Isı borusunun şematik gösterimi.	18
3.2. Zorlanmış taşınımlı kaynamada bir boru içerisindeki akış düzenleri.	26
3.3. Bir yüzey üzerindeki film (a) ve damlacık (b) yoğuşması.....	28
3.4. Damlacıklı ve film tipi yoğuşmada ısı taşınım katsayısının değişimi.	28
3.5. Yüzeyin ıslatma kabiliyeti.	29
3.6. Düzlemsel güneş kolektörünün yapısı.....	31
3.7. Cam kaplamasız güneş kolektörünün yapısı.....	32
3.8. Vakum borulu güneş kolektörünün yapısı.....	33
3.9. Vakum borulu güneş kolektörü çeşitleri; (a) su-cam borulu kolektör, (b) U-tipi kolektör ve (c) ısı borulu kolektör.	33
3.10. Vakumlu iç içe cam borudaki kayıplar ve enerji dengesi.	34
3.11. Havalı güneş kolektörünün yapısı.	35
4.1. Vakumlu boru için tasarlanan deney düzeneğine ait akış diyagramı	36
4.2. K tipi termokuplların yerleşim yerlerinin gösterimi.....	38
4.3. Deneylerin yapıldığı ortam ve deney düzeneği; (a) cam boru, (b) bakır boru.	42
4.4. Deneylerin yapıldığı ortam basıncının barometre ile ölçülmesi.	43
4.5. Deneylerde kullanılan Testo 880 marka termal kamera.	45
5.1. Saf maddelerin P-T diyagramı.	53
5.2. Vakumlu borunun Design Modeler programıyla oluşturulan geometrisi.	55
5.3. Geometrinin ağ yapısı; (a) uzaktan, (b) yakınlştırılmış	56
5.4. Modelin ağ yapısı üzerine gerçekleştirilen bağımsızlık çalışması.	57
6.1. M sayısının bu çalışmada kullanılan sıcaklık değerlerinde farklı akışkanlar için değişimi.	63
6.2. Farklı boru iç çapı değerlerinde Bo sayısının bu çalışmada kullanılan sıcaklık değerlerinde su için değişimi.	64
6.3. 330 K sıcaklığında Bo sayısının farklı boru iç çaplarında su için değişimi.	65
6.4. 330 K sıcaklığında ve farklı iç çaplı boruda Bo sayısının farklı eğim açılarında su için değişimi.	66
6.5. 10 ml sıvı içeren vakumlu ve yatayla 90° eğim açısına sahip bakır boruya ait zamana bağlı sıcaklık değişimi.....	67
6.6. 10 ml sıvı içeren vakumlu ve yatayla 90° eğim açısına sahip cam boruya ait zamana bağlı sıcaklık değişimi.....	68

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
6.7. Yatayla 90° eğim açısına sahip vakumlu bakır borunun kaynama bölgesinin ortalama yüzey sıcaklık değerlerinin farklı sıvı hacimlerinde zamana göre değişimi.	69
6.8. Yatayla 90° eğim açısına sahip vakumlu bakır borunun buharlaşma bölgesinin ortalama yüzey sıcaklık değerlerinin farklı sıvı hacimlerinde zamana göre değişimi.	70
6.9. Yatayla 90° eğim açısına sahip vakumlu bakır borunun yoğuşma bölgesinin ortalama yüzey sıcaklık değerlerinin farklı sıvı hacimlerinde zamana göre değişimi.	71
6.10. Yatayla 90° eğim açısına sahip vakumlu bakır borunun ortalama ısıtıcı ve ortam sıcaklığı değerlerinin farklı sıvı hacimlerinde zamana göre değişimi.	72
6.11. Yatayla 90° eğim açısına sahip vakumlu bakır borunun kaynama bölgesi etrafındaki ısıtıcı suyun $Ra_{su,Lkay}$ sayısının farklı sıvı hacimlerinde zamana göre değişimi.	73
6.12. Yatayla 90° eğim açısına sahip vakumlu bakır borunun kaynama bölgesi etrafındaki ısıtıcı suyun h_{su} değerlerinin farklı sıvı hacimlerinde zamana göre değişimi.	74
6.13. Yatayla 90° eğim açısına sahip vakumlu bakır borunun kaynama bölgesi etrafındaki ısıtıcı su için $Ra_{su,Lkay}^{-1/4}$ değerlerinin farklı sıvı hacimlerinde zamana göre değişimi.	75
6.14. Yatayla 90° eğim açısına sahip vakumlu bakır borunun buharlaşma bölgesi etrafındaki havanın $Ra_{hava,Lbuh}$ sayısının farklı sıvı hacimlerinde zamana göre değişimi.	76
6.15. Yatayla 90° eğim açısına sahip vakumlu bakır borunun buharlaşma bölgesi etrafındaki havanın $h_{hava,buh}$ değerlerinin farklı sıvı hacimlerinde zamana göre değişimi.	77
6.16. Yatayla 90° eğim açısına sahip vakumlu bakır borunun buharlaşma bölgesi etrafındaki hava için $Ra_{hava,Lbuh}^{-1/4}$ değerlerinin farklı sıvı hacimlerinde zamana göre değişimi.	78
6.17. Yatayla 90° eğim açısına sahip vakumlu bakır borunun yoğuşma bölgesi etrafındaki havanın $Ra_{hava,Lyoğ}$ sayısının farklı sıvı hacimlerinde zamana göre değişimi.	79
6.18. Yatayla 90° eğim açısına sahip vakumlu bakır borunun yoğuşma bölgesi etrafındaki havanın $h_{hava,yoğ}$ değerlerinin farklı sıvı hacimlerinde zamana göre değişimi.	80
6.19. Yatayla 90° eğim açısına sahip vakumlu bakır borunun yoğuşma bölgesi etrafındaki hava için $Ra_{hava,Lyoğ}^{-1/4}$ değerlerinin farklı sıvı hacimlerinde zamana göre değişimi.	81
6.20. 10 ml sıvı içeren vakumlu bakır borunun kaynama bölgesinin ortalama yüzey sıcaklık değerlerinin yatayla farklı eğim açılarında zamana göre değişimi.	82
6.21. 10 ml sıvı içeren vakumlu bakır borunun buharlaşma bölgesinin ortalama yüzey sıcaklık değerlerinin yatayla farklı eğim açılarında zamana göre değişimi.	83
6.22. 10 ml sıvı içeren vakumlu bakır borunun yoğuşma bölgesinin ortalama yüzey sıcaklık değerlerinin yatayla farklı eğim açılarında zamana göre değişimi.	84
6.23. 10 ml sıvı içeren vakumlu bakır borunun ortalama ısıtıcı ve ortam sıcaklığı değerlerinin yatayla farklı eğim açıları için zamana göre değişimi.	85

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
6.24. 10 ml sıvı içeren vakumlu bakır borunun kaynama bölgesi etrafındaki ısıtıcı suyun $Ra_{su,Lkay}$ sayısının yatayla farklı eğim açıları için zamana göre değişimi...	86
6.25. 10 ml sıvı içeren vakumlu bakır borunun kaynama bölgesi etrafındaki ısıtıcı suyun h_{su} değerlerinin farklı eğim açıları için zamana göre değişimi.	87
6.26. 10 ml sıvı içeren vakumlu bakır borunun kaynama bölgesi etrafındaki ısıtıcı su için $Ra_{su,Lkay}^{-1/4}$ değerlerinin farklı eğim açıları için zamana göre değişimi.	88
6.27. 10 ml sıvı içeren vakumlu bakır borunun buharlaşma bölgesi etrafındaki havanın $Ra_{hava,Lbuh}$ sayısının farklı eğim açıları için zamana göre değişimi.	89
6.28. 10 ml sıvı içeren vakumlu bakır borunun buharlaşma bölgesi etrafındaki havanın $h_{hava,buh}$ farklı tüm eğim açıları için zamana göre değişimi.	90
6.29. 10 ml sıvı içeren vakumlu bakır borunun buharlaşma bölgesi etrafındaki hava için $Ra_{hava,Lbuh}^{-1/4}$ değerlerinin farklı eğim açıları için zamana göre değişimi.	91
6.30. 10 ml sıvı içeren vakumlu bakır borunun yoğunlaşma bölgesi etrafındaki havanın $Ra_{hava,Lyoğ}$ sayısının farklı eğim açıları için zamana göre değişimi.	92
6.31. 10 ml sıvı içeren vakumlu bakır borunun yoğunlaşma bölgesi etrafındaki havanın $h_{hava,yoğ}$ değerlerinin farklı eğim açıları için zamana göre değişimi.	93
6.32. 10 ml sıvı içeren vakumlu bakır borunun yoğunlaşma bölgesi etrafındaki hava için $Ra_{hava,Lyoğ}^{-1/4}$ değerlerinin farklı eğim açıları için zamana göre değişimi.	94
6.33. Farklı sıvı hacmi ve eğim açısı değerlerinde vakumlu bakır boru içerisindeki $h_{kay,DNY}$ değerlerinin zamana göre değişimi.	95
6.34. Farklı sıvı hacmi ve eğim açısı değerlerinde vakumlu bakır boru içerisindeki $h_{kay,DNY}$ değerlerinin 240s-300s arasında değişimi.	96
6.35. Farklı sıvı hacimleri için $h_{kay,DNY}$ değerlerinin literatürdeki $h_{kay,Shi}$ değerleri ile kıyaslanması.	97
6.36. Farklı eğim açıları için $h_{kay,DNY}$ değerlerinin literatürdeki $h_{kay,Shi}$ değerleri ile kıyaslanması.	98
6.37. Farklı sıvı hacmi ve eğim açısı değerlerinde vakumlu bakır boru içerisindeki $h_{yoğ,DNY}$ değerlerinin 240s-300s arasında değişimi.	100
6.38. Farklı sıvı hacimleri ve eğim açıları değerlerinde vakumlu bakır borunun zamana bağlı R_{DNY} değerlerinin değişimi.	101
6.39. 10 ml sıvı içeren vakumlu cam borunun kaynama bölgesinin ortalama yüzey sıcaklık değerlerinin yatayla farklı eğim açıları için zamana göre değişimi.	102
6.40. 10 ml sıvı içeren vakumlu cam borunun buharlaşma bölgesinin ortalama yüzey sıcaklık değerlerinin yatayla farklı eğim açıları için zamana göre değişimi.	103
6.41. 10 ml sıvı içeren vakumlu cam borunun yoğunlaşma bölgesinin ortalama yüzey sıcaklık değerlerinin yatayla farklı eğim açıları için zamana göre değişimi.	104

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
6.42. 10 ml sıvı içeren vakumlu cam borunun ortalama ısıtıcı ve ortam sıcaklığı değerlerinin yatayla farklı eğim açıları için zamana göre değişimi.	105
6.43. 10 ml sıvı içeren vakumlu cam borunun kaynama bölgesi etrafındaki ısıtıcı suyun $Ra_{su,Lkay}$ sayısının yatayla farklı eğim açıları için zamana göre değişimi.	106
6.44. 10 ml sıvı içeren vakumlu cam borunun kaynama bölgesi etrafındaki ısıtıcı suyun h_{su} değerlerinin farklı eğim açıları için zamana göre değişimi.	107
6.45. 10 ml sıvı içeren vakumlu cam borunun kaynama bölgesi etrafındaki ısıtıcı su için $Ra_{su,Lkay}^{-1/4}$ değerlerinin farklı eğim açıları için zamana göre değişimi.	108
6.46. 10 ml sıvı içeren vakumlu cam borunun buharlaşma bölgesi etrafındaki havanın $Ra_{hava,Lbuh}$ sayısının farklı eğim açıları için zamana göre değişimi.	109
6.47. 10 ml sıvı içeren vakumlu cam borunun buharlaşma bölgesi etrafındaki havanın $h_{hava,buh}$ farklı tüm eğim açıları için zamana göre değişimi.	110
6.48. 10 ml sıvı içeren vakumlu cam borunun buharlaşma bölgesi etrafındaki hava için $Ra_{hava,Lyog}^{-1/4}$ değerlerinin farklı eğim açıları için zamana göre değişimi. .	111
6.49. 10 ml sıvı içeren vakumlu cam borunun yoğunlaşma bölgesi etrafındaki havanın $Ra_{hava,Lyog}$ sayısının farklı eğim açıları için zamana göre değişimi.	112
6.50. 10 ml sıvı içeren vakumlu cam borunun yoğunlaşma bölgesi etrafındaki havanın $h_{hava,yog}$ değerlerinin farklı eğim açıları için zamana göre değişimi.	113
6.51. 10 ml sıvı içeren vakumlu cam borunun yoğunlaşma bölgesi etrafındaki hava için $Ra_{Lhava,yog}^{-1/4}$ değerlerinin farklı eğim açılarında zamana göre değişimi.	114
6.52. 10 ml sıvı içeren 90° eğim açısına sahip vakumlu cam borunun buharlaşma ve yoğunlaşma bölgelerinin termal kamera görüntülerinin zamana göre değişimi.	115
6.53. 10 ml sıvı içeren (a) 30°, (b) 45°, (c) 60° ve (d) 90° yatayla eğim açılarındaki vakumlu cam borunun buharlaşma ve yoğunlaşma bölgelerinin termal kamera görüntülerinin değişimi.	116
6.54. Vakumlu cam borunun sıvı bölgesindeki farklı zaman adımları için buhar hacminin değişimi.	117
6.55. Vakumlu cam borunun buharlaşma bölgesindeki farklı zaman adımları için buhar hacminin değişimi.	118
6.56. Vakumlu cam borunun yoğunlaşma bölgesindeki farklı zaman adımları için buhar hacminin değişimi.	119
6.57. Vakumlu cam ve bakır boru içerisindeki basıncın zamana göre değişimi.	120
6.58. VOF modeline ait sayısal çalışma sonundaki 10 ml sıvı içeren vakumlu cam borunun 3B sıcaklık dağılımı ve hız vektörü profilleri.	121
6.59. VOF modelinin 2B düzlemde 10ml sıvı içeren vakumlu cam borunun z-yönündeki hız bileşeninin zamana göre değişimi.	122

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
6.60. Eulerian modelinin 2B düzlemde 10ml sıvı içeren vakumlu cam borunun z-yönündeki hız bileşeninin zamana göre değişimi.	123
6.61. VOF modelinin 2B düzlemde 10ml sıvı içeren vakumlu cam boru içindeki buhar hacminin zamana göre değişimi.	124
6.62. Eulerian modelinin 2B düzlemde 10ml sıvı içeren vakumlu cam boru içindeki buhar hacminin zamana göre değişimi.	125
6.63. VOF modelinin 2B düzlemde 10ml sıvı içeren vakumlu cam boru içindeki sıcaklığın zamana göre değişimi.	126
6.64. Eulerian modelinin 2B düzlemde 10ml sıvı içeren vakumlu cam boru içindeki sıcaklığın zamana göre değişimi.	127
6.65. VOF modeline ait sayısal çalışma sonundaki 10 ml sıvı içeren vakumlu bakır borunun kaynama, buharlaşma ve yoğunlaşma bölgelerine ait 3B sıcaklık dağılımı ve hız vektörü profilleri.	128
6.66. VOF modelinin 2B düzlemde 10ml sıvı içeren vakumlu bakır borunun z-yönündeki hız bileşeninin zamana göre değişimi.	129
6.67. Eulerian modelinin 2B düzlemde 10ml sıvı içeren vakumlu bakır borunun z-yönündeki hız bileşeninin zamana göre değişimi.	130
6.68. VOF modelinin 2B düzlemde 10ml sıvı içeren vakumlu bakır boru içindeki buhar hacminin zamana göre değişimi.	131
6.69. Eulerian modelinin 2B düzlemde 10ml sıvı içeren vakumlu bakır boru içindeki buhar hacminin zamana göre değişimi.	132
6.70. VOF modelinin 2B düzlemde 10ml sıvı içeren vakumlu bakır boru içindeki sıcaklığın zamana göre değişimi.	133
6.71. Eulerian modelinin 2B düzlemde 10ml sıvı içeren vakumlu bakır boru içindeki sıcaklığın zamana göre değişimi.	134
6.72. Vakumlu cam borunun <i>DNY</i> ve <i>HAD</i> analiz sonuçlarının zamana göre değişimi.	135
6.73. Vakumlu cam borusundaki bazı termokupllardaki deneysel ve sayısal sıcaklıkların 60s, 120s ve 180s için değişimi.	136
6.74. Vakumlu cam borusundaki tüm termokupllardaki deneysel ve sayısal sıcaklıkların analiz sonundaki değişimi.	138
6.75. Vakumlu bakır borunun <i>DNY</i> ve <i>HAD</i> analiz sonuçlarının zamana göre değişimi.	139
6.76. Vakumlu bakır borusunun bazı termokupllardaki deneysel ve sayısal sıcaklıkların 60s, 120s ve 180s için değişimi.	140
6.77. Vakumlu bakır borusundaki tüm termokupllardaki deneysel ve sayısal sıcaklıkların analiz sonundaki değişimi.	142
6.78. VOF modelinin 2B düzlemde farklı türbülans modelleri kullanılarak 10ml sıvı içeren vakumlu cam borudaki sayısal sıcaklık değişimi.	145

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
6.79. 10ml sıvı içeren vakumlu cam borudaki $T_{kay,ort}$, $T_{buh,ort}$ ve $T_{yoğ,ort}$ değerlerinin farklı türbülans modellerine göre değişimi.	146
6.80. VOF modelinin 2B düzlemde kaynama bölgesine 100W ısı uygulandığında 10ml sıvı içeren vakumlu bakır borudaki sayısal sıcaklığın ve buhar hacminin değişimi.	147
6.81. Farklı ısıların uygulandığı Eulerian modelinin 10ml sıvı içeren vakumlu bakır borunun analiz sonundaki sayısal sıcaklığın bazı termokupllardaki değişimi.	148
6.82. Farklı ısıların uygulandığı Eulerian modelinin 10ml sıvı içeren vakumlu bakır borunun analiz sonundaki ortalama sayısal sıcaklığın bölgelere göre değişimi.....	149
6.83. Eulerian modelinin 10ml sıvı içeren vakumlu bakır borunun farklı Q değerlerine göre R_{HAD} 'nin değişimi.....	150
6.84. Eulerian modelinin sabit taşınım katsayısı değeri için vakumlu bakır borunun dört farklı sıvı hacmi değerlerine göre R_{HAD} 'nin değişimi.....	151
6.85. Eulerian modelinin 10ml sıvı içeren vakumlu bakır borunun farklı eğim açısı değerlerine göre R_{HAD} değerinin değişimi.	152
7.1. Emici plaka ve bakır boruların dizilimi; (a) güneşi gören emici plaka üst kısım, (b) emici plaka altındaki bakır borular.	153
7.2. Yeni nesil güneş kolektörünün iç bölgesinin üç boyutlu ve ön düzlem kesit görünümü.	154
7.3. Kütahya ili 2007-2016 yılları arasında yıllık ortalama aylara göre rüzgar hızının değişimi.....	156
7.4. Kütahya ili 2007-2016 yılları arasında yıllık ortalama aylara göre dış ortam havasının kuru termometre sıcaklığının değişimi.	157
7.5. 10 borulu kolektör için tek borunun Design Modeler kullanılarak çizilen geometrisi..	158
7.6. Kolektörde kullanılan borunun Fluent programında tanımlanan yüzeyleri.	159
7.7. Dış cam ile emici plaka arasında bulunan havanın $Ra_{hava,boş}$ sayısının ortalama sıcaklığa göre değişimi.....	162
7.8. Dış cam ile emici plaka arasında bulunan havanın $Nu_{hava,boş}$ ve $h_{hava,boş}$ sayılarının ortalama sıcaklığa göre değişimi.	163
7.9. Farklı yüzey sıcaklıklarına göre yaz ve kış mevsimi için $h_{üst}$ değerleri ve eğri eşitlikleri.	164
7.10. Depo içine daldırılan kısmın su ile doğal taşınımına bağlı hesaplanan Ra_{Lyog} ve $Ra_{Lyog}^{-1/4}$ sayısının ortalama sıcaklığa göre değişimi.....	165
7.11. Depo içindeki suyun Nu_{Lyog} ve $h_{d,t}$ sayılarının ortalama sıcaklığa göre değişimi.	166
7.12. Farklı adyabatik yüzey sıcaklıklarına göre yaz ve kış mevsimi için $h_{d,t}$ değerleri ve eğri eşitlikleri.	167
7.13. 6 borulu güneş kolektörünün $T_{üst}$ değerlerinin farklı ısı akılarına göre boru uzunluğu boyunca değişimi.	168

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
7.14. 6 borulu güneş kolektörünün T_{merkez} değerlerinin farklı ısı akılarına göre boru uzunluğu boyunca değişimi.	169
7.15. 6 borulu güneş kolektörünün T_{alt} değerlerinin farklı ısı akılarına göre boru uzunluğu boyunca değişimi.	170
7.16. 8 borulu güneş kolektörünün $T_{üst}$ değerlerinin farklı ısı akılarına göre boru uzunluğu boyunca değişimi.	172
7.17. 8 borulu güneş kolektörünün T_{merkez} değerlerinin farklı ısı akılarına göre boru uzunluğu boyunca değişimi.	173
7.18. 8 borulu güneş kolektörünün T_{alt} değerlerinin farklı ısı akılarına göre boru uzunluğu boyunca değişimi.	174
7.19. 10 borulu güneş kolektörünün $T_{üst}$ değerlerinin farklı ısı akılarına göre boru uzunluğu boyunca değişimi.	176
7.20. 10 borulu güneş kolektörünün T_{merkez} değerlerinin farklı ısı akılarına göre boru uzunluğu boyunca değişimi.	177
7.21. 10 borulu güneş kolektörünün T_{alt} değerlerinin farklı ısı akılarına göre boru uzunluğu boyunca değişimi.	178
7.22. 12 borulu güneş kolektörünün $T_{üst}$ değerlerinin farklı ısı akılarına göre boru uzunluğu boyunca değişimi.	180
7.23. 12 borulu güneş kolektörünün T_{merkez} değerlerinin farklı ısı akılarına göre boru uzunluğu boyunca değişimi.	181
7.24. 12 borulu güneş kolektörünün T_{alt} değerlerinin farklı ısı akılarına göre boru uzunluğu boyunca değişimi.	182
7.25. 14 borulu güneş kolektörünün $T_{üst}$ değerlerinin farklı ısı akılarına göre boru uzunluğu boyunca değişimi.	184
7.26. 14 borulu güneş kolektörünün T_{merkez} değerlerinin farklı ısı akılarına göre boru uzunluğu boyunca değişimi.	185
7.27. 14 borulu güneş kolektörünün T_{alt} değerlerinin farklı ısı akılarına göre boru uzunluğu boyunca değişimi.	186
7.28. Dış ortam sıcaklığının 298K olduğu durumda farklı boru sayılı kolektör için farklı ısı akılarına göre η değerinin değişimi.	188
7.29. Dış ortam sıcaklığının 298K olduğu durumda farklı boru sayılı kolektör için farklı ısı akılarına göre η_{II} değerinin değişimi.	189
7.30. Dış ortam sıcaklığının 303K olduğu durumda farklı boru sayılı kolektör için farklı ısı akılarına göre η değerinin değişimi.	190
7.31. Dış ortam sıcaklığının 303K olduğu durumda farklı boru sayılı kolektör için farklı ısı akılarına göre η_{II} değerinin değişimi.	191
7.32. Dış ortam sıcaklığının 296,222K olduğu 400 W/m ² ısı akısında farklı boru sayılı kolektör için farklı rüzgar hızlarına göre η değerinin değişimi.	192

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
7.33. Dış ortam sıcaklığının 296,222K olduğu 400 W/m ² ısı akısında farklı boru sayılı kollektör için farklı rüzgar hızlarına göre η_{II} değerinin değişimi.....	193
7.34. Dış ortam sıcaklığının 296,222K olduğu 600 W/m ² ısı akısında farklı boru sayılı kollektör için farklı rüzgar hızlarına göre η değerinin değişimi.	194
7.35. Dış ortam sıcaklığının 296,222K olduğu 600 W/m ² ısı akısında farklı boru sayılı kollektör için farklı rüzgar hızlarına göre η_{II} değerinin değişimi.....	195
7.36. Rüzgar hızının 2,892 m/s olduğu 800 W/m ² ısı akısında farklı boru sayılı kollektör için farklı ortam sıcaklıklarına göre η değerinin değişimi.....	196
7.37. Rüzgar hızının 2,892 m/s olduğu 800 W/m ² ısı akısında farklı boru sayılı kollektör için farklı ortam sıcaklıklarına göre η_{II} değerinin değişimi.....	197
7.38. Rüzgar hızının 2,892 m/s olduğu 800 W/m ² ısı akısında farklı boru sayılı kollektör için farklı ortam sıcaklıklarına göre ΔT değerinin değişimi.	198
7.39. Rüzgar hızının 2,892 m/s olduğu 8 borulu kollektörde farklı ısı akıları için farklı ortam sıcaklıklarına göre ΔT değerinin değişimi.....	199
7.40. Dış ortam sıcaklığının 296,222K olduğu 800 W/m ² ısı akısında farklı boru sayılı kollektör için farklı rüzgar hızlarına göre ΔT değerinin değişimi.....	200
7.41. Dış ortam sıcaklığının 296,222K olduğu 8 borulu kollektörde farklı ısı akıları için farklı rüzgar hızlarına göre ΔT değerinin değişimi.	201
7.42. Rüzgar hızının 2,892 m/s ve ortam sıcaklığının 296,222K olduğu 800 W/m ² ısı akısında farklı boru sayılı kollektör için farklı boru uzunluklarına göre ΔT değerinin değişimi.....	202
7.43. 8 borulu kollektör veriminin $(T_{su,depo} - T_{ortam})/I$ terimine göre değişimi.	203
7.44. 8 borulu kollektör veriminin $(T_{su,ort} - T_{ortam})/I$ terimine göre değişimi.	204
7.45. 8 borulu kollektörün ekserji veriminin $(T_{su,depo} - T_{ortam})/I$ terimine göre değişimi. .	205
7.46. 8 borulu kollektörün ekserji veriminin $(T_{su,ort} - T_{ortam})/I$ terimine göre değişimi. ...	206
7.47. Kütahya ili Yaz mevsiminde farklı ısı akıları için farklı duş sıcaklıklarında elde edilebilecek günlük ortalama su miktarları.....	207
7.48. Kütahya ili Kış mevsiminde farklı ısı akıları için farklı duş sıcaklıklarında elde edilebilecek günlük ortalama su miktarları.....	208
8.1. YNGK veriminin Gunjo vd., 2017 güneş kollektör verimiyle karşılaştırılması.	213

ÇİZELGELER DİZİNİ

<u>Çizelge</u>	<u>Sayfa</u>
3.1. Yoğuşma geri dönüş yöntemleri.....	19
3.2. Isı borusunda kullanılabilecek bazı iş akışkanları.....	22
3.3. Bazı iş akışkanları için uyumlu ve uyumsuz ısı borusu malzemeleri.....	24
4.1. Termokupllar arası mesafeler.....	37
4.2. Suyun farklı basınçlardaki fiziksel özellikleri.....	44
4.3. Cam ve bakır borunun malzeme özellikleri.....	44
4.4. Deneylerde kullanılan ölçüm ve kontrol cihazlarının teknik özellikleri.....	46
5.1. Vakumlu boru üzerinde A, B ve C bölgelerinin uzunlukları.....	56
5.2. Bakır ve cam borunun malzeme özellikleri.....	59
5.3. Sıvı ve buhara ait diğer fiziksel özellikler.....	59
5.4. VOF ve Eulerian modelde kullanılan sayısal çözüm metotları.....	62
6.1. Farklı sıvı hacimleri ve eğim açıları için $h_{kay,DNY}$ değerlerinin literatürdeki $h_{kay,Shi}$ ve $h_{kay,Imu}$ değerleri arasındaki ortalama hata değerleri.....	99
6.2. Vakumlu cam boruya ait Şekil 6.73'teki termokuplların 30s, 60s, 120s ve 180s için istatistiksel sonuçlar.....	137
6.3. Vakumlu bakır boruya ait Şekil 6.76'daki termokuplların 30s, 60s, 120s ve 180s için istatistiksel sonuçlar.....	141
6.4. Ölçüm cihazlarının teknik özellikleri.....	143
6.5. Vakumlu cam ve bakır boruda kullanılan ölçüm cihazlarının X , SD ve U değerleri.....	144
7.1. Yeni nesil güneş kolektöründe kullanılan sabit ölçüler ve malzeme özellikleri.....	155
7.2. Kolektör boru sayısına bağlı tek bir borunun genişlik ölçüleri.....	159
7.3. Farklı güneş ısı akıları için farklı boru sayılarında tek boruya gelen net ısı değerleri.....	160
7.4. Kolektör boru sayısına bağlı tek bir borunun genişlik ölçüleri.....	164
7.5. 6 borulu güneş kolektörünün buharlaşma ve yoğuşma kesit bölgelerindeki sayısal sıcaklık değerlerinin farklı ısı akılarına göre değişimi.....	171
7.6. 8 borulu güneş kolektörünün buharlaşma ve yoğuşma kesit bölgelerindeki sayısal sıcaklık değerlerinin farklı ısı akılarına göre değişimi.....	175
7.7. 10 borulu güneş kolektörünün buharlaşma ve yoğuşma kesit bölgesindeki sayısal sıcaklık değerlerinin farklı ısı akılarına göre değişimi.....	179
7.8. 12 borulu güneş kolektörünün buharlaşma ve yoğuşma kesit bölgesindeki sayısal sıcaklık değerlerinin farklı ısı akılarına göre değişimi.....	183
7.9. 14 borulu güneş kolektörünün buharlaşma ve yoğuşma kesit bölgesindeki sayısal sıcaklık değerlerinin farklı ısı akılarına göre değişimi.....	187

ÇİZELGELER DİZİNİ (devam)

<u>Çizelge</u>	<u>Sayfa</u>
7.10. Isıtılan su sıcaklığı olarak 313K seçilerek Kütahya ili Yaz mevsiminde hesaplanan parametreler.	209
7.11. Isıtılan su sıcaklığı olarak 313K seçilerek Kütahya ili Kış mevsiminde hesaplanan parametreler.	209



SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
A	Alan (m^2)
α	Isıl yayılım katsayısı (m^2/s)
Bo	Bond sayısı (-)
β	Hacimsel genleşme katsayısı ($1/K$)
c_p	Sabit basınçtaki özgül ısı ($J/kg.K$)
D	Çap (mm)
ΔT	Sıcaklık farkı (K)
Δt	Zaman farkı (s)
$\dot{E}$	Birim zamandaki enerji (W)
$\dot{E}_x$	Birim zamandaki ekserji (W)
e	Ortalama Hata (%)
η	Enerji verimi (%)
η_{II}	Ekserji verimi (%)
Fr	Froude sayısı (-)
g	Yer çekimi ivmesi (m/s^2)
Gr	Grashof sayısı (-)
h	Isı transfer katsayısı ($W/m^2.K$)
h_{sb}	Buharlaştırma ısısını (J/kg)
k	Isı iletim katsayısı ($W/m.K$)
L	Uzunluk (mm)
M	Merit sayısı (W/m^2)
$\dot{m}$	Kütleli debi (kg/s)
μ	Dinamik viskozite ($Pa.s$)
ν	Kinematik viskozite (m^2/s)
Nu	Nusselt sayısı (-)
P	Basınç (kPa)
Pr	Prandtl sayısı (-)
$\dot{Q}$	Birim zamandaki ısı enerjisi (W)
q	Isı kapasitesi (W/m^2)

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam)

R	Termal direnç (K/W)
Ra	Rayleigh sayısı (-)
Re	Reynolds sayısı (-)
ρ	Yoğunluk (kg/m ³)
s	Entropi (J/kg.K)
σ	Yüzey gerilmesi (N/m)
T	Sıcaklık (K)
U	Belirsizlik (K, kPa)
x	Kuruluk derecesi
$\bar{X}$	Ölçümlerin aritmetik ortalaması (-)
V	Hız (m/s)
v	Özgül hacim (m ³ /kg)
z	Yükseklik (m)

Kısaltmalar

Açıklama

AARE	Ortalama mutlak bağıl hata oranı
CFD	Computational Fluid Dynamics
cov	Değişim Katsayısı
DNY	DeneySEL
HAD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
MPE	Ortalama Hata Yüzdesi
PHP	Titreşimli Isı Borusu
R^2	Regrasyon (Geçek ve Tahmin verileri için belirleme katsayısı)
RANS	Reynolds-Oranlı Navier-Stokes
RMSE	Ortalama Karekök Hata
SAS	Ölçek Uyarlamalı Simülasyon
SD	Standart Sapma
VOF	Volume of Fluid
YNGK	Yeni Nesil Güneş Kollektörü
ZLES	Bölgesel Geniş Eddy Simülasyonu

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam)

<u>Alt indisler</u>	<u>Açıklama</u>
<i>b</i>	Buhar
<i>buh</i>	Buharlaşıma
<i>doy</i>	Doyma
<i>d,t</i>	Doğal taşınım
<i>kay</i>	Kaynama
<i>ort</i>	Ortalama
<i>s</i>	Sıvı
<i>sb</i>	Sıvı-buhar
<i>yoğ</i>	Yoğuşma

1. GİRİŞ

Son yıllarda teknolojiadaki gelişmeler ve artan dünya nüfusuna bağlı olarak ülkelerin enerji tüketimleri günden güne artmaktadır. Ülkeler artan bu talebi karşılayabilmek için enerji üretim yöntemlerini çeşitlendirmek ve mevcut sistemlerini verimli hale getirmek üzerine yoğun bir çaba göstermektedirler. Dünyada bu yöndeki eğilime paralel olarak ülkemizde de son yıllarda fosil kaynaklı yakıtların kullanımı azaltılarak daha verimli ve temiz alternatif enerji sistemlerinin kullanılması ülke politikası olarak benimsenen bir durum haline gelmiştir. Ülkemizde enerji tüketiminin önemli ölçüde ısıtma sistemlerinde gerçekleşmesi bu sistemlerin iyileştirilmesi üzerine yapılan çalışmaları da arttırmaktadır. Öte yandan ısıtma sistemlerinin iyileştirilmesi temelde ısı transferinin etkin bir şekilde sağlanmasıyla mümkündür. Isı transferini iyileştirmenin en ekonomik ve uygulanabilir bir yolu da çift fazlı akışların meydana geldiği sistemlerin kullanılmasıdır.

Çift fazlı akış, bir akışkanın sıvı-gaz fazlarının ikisini bulundurduğu durumda meydana gelen akış olarak tanımlanabilir. Çift fazlı akışlardaki ısı transfer katsayısının tek fazlı akışlardaki ısı transfer katsayısına göre daha yüksek olması sebebiyle, çift fazlı akışların rol oynadığı mekanizmalar yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Bu mekanizmalar güç üretim, iklimlendirme, yakma vb. sistemlerinin iyileştirilmesine önemli katkı sağlamaktadır. Vakumlu kapalı tip boru sistemlerinde de düşük sıcaklıklarda meydana gelen buharlaşma ile boru içerisinde çift fazlı akış oluşmaktadır. Bu sistemler literatürde genel olarak ısı borusu olarak adlandırılmaktadır.

Isı borusu tarihinin önemli bir parçası olarak değerlendirilen tek fazlı ve yüksek basınçlı suyun boru içerisinde sirkülasyonu ile dolaylı ısıtma sağlayan Perkins isimli cihazın 1831 yılında Angier March Perkins tarafından patenti alınmıştır. Isı borusu prensibine ilk orijinal ısı borusu fikri 1942 yılında Richard S. Gaugler tarafından ısı transfer cihazı olarak önerilmiştir. 1960ların başlarında George M. Grover'in buharlaşma-yoğuşma ısı transfer cihazı ile ilgili çalışmalarına kadar ısı borusunun geliştirilmesi üzerine ciddi bir çalışma yapılmamıştır. Ayrıca 'Isı Borusu' ismini de ilk olarak Grover kullanmıştır (Faghri, 1995; Reay vd., 2006).

Isı borusu bir kaynaktan aldığı ısıyı düşük kayıplarla soğuk bölgeye aktaran çift fazlı akışın meydana geldiği kapalı devre pasif olarak çalışan bir ısı transfer cihazıdır. Isı borusu kaynama, buharlaşma ve yoğuşma bölgesi olmak üzere üç ana bölümden oluşmaktadır. Kapalı ortamın en alt kısmında dış kaynaktan ısının alındığı ısı transfer bölgesi bulunmaktadır. Bu bölge atmosfer altı basınçlarda tutulan az bir miktar akışkan ile doludur. Akışkan, transfer edilen ısı ile birlikte düşük sıcaklıklarda kaynamaya başlamakta ve bu işlem tüm akışkan buharlaşana kadar

devam etmektedir. Akışkan miktarı ve ısıtma bölgesinin uzunluğunun değişimi kapalı ortamda gerçekleşen ısı ve akış olaylarını etkilemektedir. Kapalı ortamın orta kısmında, buhar fazındaki akış mevcut olup oluşan basınç farkı ile üst bölgelere taşınmaktadır. Bu kısım adyabatik olarak yalıtılmış olup çevreye ısı kaybı engellenmektedir. Kapalı ortamın üst kısmı ise yoğuşmaya bağlı ısı transferinin ve ısının dış ortama transferinin gerçekleştiği esas bölgedir. Isı borusu içerisindeki akışkan ısıtıldığında, kaynamaya başlamakta ve oluşan buhar sabit sıcaklıkta bulunan borunun üst kısmına doğru yükselmektedir. Bu noktada, yükselen buhar yoğuşmaya başlamakta ve ısı borusu içinde çift fazlı akış meydana gelmektedir. En üst kısımda daha düşük sıcaklıktaki ortama ulaşan buhar yoğuşmakta ve yerçekimi etkisi ile sıvı fazında aşağı doğru akmaktadır.

Bu çalışmada, yerçekimi destekli ısı borusunda kaynama ve yoğuşma olayına bağlı olarak gelişen çift fazlı akışın ısı transfer ve akış mekanizmaları nümerik olarak modellenerek ısı transfer performansı incelenmiştir. Hesaplamalı (sayısal) akışkanlar dinamiği-*HAD* (Computational Fluid Dynamic- *CFD*) programları deneysel çalışmalar için sistem kurulumunun pahalı olması, uzun zaman gerektirmesi ve bazı durumlarda teknik zorluklarından dolayı tercih edilen bir tekniktir. Bu bağlamda, kapsamlı bir parametrik çalışmayı içeren bu çalışmada, düşük mali giderler ve mümkün olduğu kadar kısa zamanda kabul edilebilir doğrulukta çözümler veren ANSYS-Fluent analiz programı kullanılmıştır. Bu sayısal model, detaylı sıcaklık ve buhar hacmi değişiminin incelenmesi için cam ve bakır boru ele alınarak çoklu faz *VOF* ve Eulerian modellerinin birlikte kullanılmasıyla oluşturulmuştur. Elde edilen bu sayısal model sonuçlarının doğrulanması için cam ve bakır boru ele alınarak boru yüzeyinde sıcaklık dağılımı sıvıya dalan kısımda 5 adet teflon izolasyona sahip şaftlı ve diğer kısımlarda 15 adet K tip termokupl olmak üzere toplam 20 farklı noktadan sıcaklık ölçümü ve termal kamera kullanılarak farklı parametrelerde kapsamlı bir deneysel çalışma gerçekleştirilmiştir. Doğrulan sayısal model, literatürde mevcut düzlemsel plakalı güneş kolektöründe giriş ve çıkışı olan borular yerine kapalı vakumlu bakır boruların sayısal modellenmesinde kullanılarak farklı boru sayıları için düzlemsel plakalı güneş kolektörünün optimum çalışma şartları araştırılmıştır. Farklı durum ve parametreler için yeni nesil güneş kolektörünün enerji ve ekserji verimleri hesaplanarak en yüksek verime sahip özgün bir kolektör tasarımı yapılmıştır.

2. LİTERATÜR ÇALIŞMASI

Güneş destekli ısıtma sistemlerinin kullanılması ve iyileştirilmesi üzerine çok sayıda çalışma gerçekleştirilmiştir. Literatürde, atmosfer altı basınçlarda çalışan ve çift fazlı akışın meydana geldiği ısı borularındaki ısı transferinin deneysel ve nümerik olarak incelendiği çalışmalar mevcuttur. Bu çalışmalarda iletim, taşınım ve ışıyım gibi ısı transfer mekanizmalarının farklı faz değişimleriyle ısı transferini iyileştirildiği gözlemlenmiştir. Ele alınan bu çalışmalardan bazıları aşağıda verilmiştir.

Mochida vd. (1997), birleştirilmiş ışıyım ve iletimle ısı transferinin geçici özelliklerini analiz eden metodu geliştirmek için endüstriyel vakum fırını içerisindeki ısı transferini sayısal olarak analiz etmişlerdir. Sistemin çevresindeki duvarlar ve üzerindeki yalıtımda geçici rejimde iletimle ısı transferi dâhil olmak üzere ışıyım ve ısı transferini çözmek için genel amaçlı üç boyutlu bir bilgisayar programı geliştirmişlerdir. Analiz sonucu, endüstriyel bir fırın için hesaplanan sıcaklık değişimlerinin deneysel sonuçlarla iyi bir uyum yakaladığını ortaya çıkarmışlardır. Yeni yapılacak fırın tasarımları için sıcaklık dağılımının ve ısı bölgelerinin doğru bir şekilde elde edilmesinde geliştirdikleri modelin kolaylıkla kullanılabileceğini belirtmişlerdir.

Rivera ve Xicale (2001), bir güneş absorpsiyonlu soğutma sistemini çalıştıran homojen ısıtılmış paslanmaz çelikten imal edilen dikey bir boruda içinde akan su/lityum bromür karışımı için doymuş çekirdek kaynamasıyla meydana gelen ısı transferini inceleyerek yerel ve ortalama ısı transfer katsayılarını deneysel olarak araştırmışlardır. Çift fazlı akışın meydana geldiği sistemde karışım için konsantrasyon aralığını ağırlıkça %48 ile %56 olarak ele almışlardır. Çalışma sonucunda, en yüksek ortalama ısı transfer katsayısının solüsyon konsantrasyonunun ağırlıkça %50 olduğu durum için gözlemlenmiştir. Yerel ısı transfer katsayılarının yaklaşık 1,0-9,0 kW/m².°C değerleri arasında ve ortalama ısı transfer katsayılarının ise yaklaşık 1,0-4,0 kW/m².°C değerleri arasında değiştiği sonucuna varmışlardır. Ayrıca, ısı transfer katsayılarının, ısı akısının artmasıyla arttığını buna karşın sıcaklık farkı ile çözelti konsantrasyonunun artmasıyla azaldığını ortaya koymuşlardır.

Saji vd. (2001), helyum soğutucuda kullanılan alüminyum plakalı ısı değiştiricisinin yerine iç çapı 0,5 mm olan paslanmaz çelik mikro boruların kullanıldığı laminar akışlı ısı değiştiricisini ele alıp soğutucunun ısı performansını sürekli sistem olarak incelemişlerdir. Isı değiştiricisinde uzunluğu 310 mm, dış çapı 0,7 mm ve iç çapı 0,5 mm olan 4800 adet paslanmaz boru kullanmışlardır. İçerisinde iş akışkanı olarak debisi 6 g/s olan He dolaşan borularda akış tipi olarak karışık akış rejimini belirlemişlerdir. Çalışma sonucunda, sıcaklık farkının 20 K değerinden

az olduğu durumlarda alüminyum plakalı ısı değiştiricisinin ısı performansında düşüş meydana geldiğini ortaya koymuşlardır. Kanatçıklı alüminyumdan yapılan ısı değiştiricisi yerine paslanmaz çelikten mikro boruların kullanıldığı ısı değiştiricisinin ısı performans açısından daha iyi olduğu sonucuna ulaşmışlardır.

Wang ve Sun (2002), vakum soğutması sırasında pişmiş etin üç boyutlu, zamana bağlı rejimde, kütle ve ısı transferini sonlu elemanlar metodunu kullanarak modellemişlerdir. Ele alınan parçayı bütün bir blok olarak modelleyip sonlu elemanlar metodu için 1000 adet küp parçaya, her sekiz köşeli küpü de 6 tane dörtyüzlü elemana bölüp toplam 6000 adet dörtyüzlü eleman ve 1331 düğüm noktası elde etmişlerdir. Sonlu eleman formülasyonu için elemanın etki alanı üzerinde Galerkin yöntemini kullanmışlardır. Deneysel çalışmada et numunesini vakum soğutma işlemine başlamadan önce, 80-82°C'deki ısı kaynağıyla etin çekirdek sıcaklığının yaklaşık 74°C olana kadar pişirmişlerdir. Modelleme sonucunda, 5,3 kg pişmiş etin çekirdek sıcaklığının 74°C'den 10°C'ye düşmesi için 17-18 dakika geçmesi gerektiğini buna karşın vakum soğutmasız aynı sıcaklık değerine düşmesi için 0°C'deki havanın 3 m/s hızla 330 dakika üflenmesi gerektiğini bulmuşlardır. Ayrıca, etin çekirdek sıcaklığının 74°C'den 8°C'ye düştüğü durumda kütle kaybını vakum soğutmada %8,7 olarak hesaplarken hava üflemeli de bu değer %4,7 olarak gerçekleştiğini gözlemlemişlerdir.

Esen ve Esen (2005), iki fazlı kapalı sistem bir yer çekimi destekli ısı borulu güneş kollektörünün iş akışkanı olarak R134a, R407C ve R410A akışkanlarının kullanılması durumunda kollektörün ısı performansını deneysel olarak incelemişler ve sonuçları literatürdeki benzer çalışmalarla kıyaslamışlardır. Güneş kollektöründe bakırdan imal edilmiş dış çapı 6,32 mm ve uzunluğu 1050 mm olan iki adet fitilsiz ısı borusu kullanmışlardır. Farklı noktadaki sıcaklık değerlerinin ölçülmesi için T-tipi termokupl kullanılmış ve ölçülen veriler bir kayıt cihazı ile kaydedilmiştir. Deneyler Elazığ ili dış ortam şartlarında, sabah 8:30 ile akşam 19:00 arasında ölçülen tüm değerlerin 5'er dakika aralıklarla ve her yarım saatte bir ortalaması alınarak gerçekleştirilmiştir. Çalışma sonucunda, kullanılan iş akışkanları arasında en yüksek güneş enerjisi toplama performansının R410A akışkanının kullanıldığı durumda gerçekleştiğini ve elde edilen sonuçların literatürdeki benzer çalışmalarla makul ölçüde aynı olduğu sonucuna varmışlardır.

Noie (2005), yerçekimi destekli ısı borusunda farklı parametrelerin -verilen ısı (100<Q<900W), iş akışkanı dolum oranının ($30\leq FR\leq 90$) ve buharlaştırıcı bölgesinin uzunluğunun (en-boy oranı)- ısı transfer performansına etkisini deneysel olarak araştırmıştır. Deneylerde iş akışkanı olarak saf suyun kullanıldığı ısı borusunun toplam uzunluğunu 980 mm,

dış çapını 32 mm ve iç çapını 25 mm olarak belirlemiştir. Çalışma sonucunda, buharlaştırıcı bölgesi dış sıcaklık değerinin, dolum oranının %60 ve en-boy oranının 11,8 olduğu durumda dolum oranının %90 ve en-boy oranının 7,45 olduğu duruma göre daha düşük olduğunu gözlemlemiştir. Maksimum ısı transferinin, en-boy oranının 11,8 ile dolum oranının %60 olduğu durum ve en-boy oranının 7,45 ile 9,8 ile dolum oranının sırasıyla %90 ve %30 olduğu durumlarda meydana geldiğini ortaya koymuştur.

Fang vd. (2006), standart polistiren ve düz cam numuneleri için camlardaki vakum seviyesini, cam üzerinde ölçülen-tahmin edilen yüzey sıcaklığı profillerini ve sistemin ısı transfer katsayılarını karşılaştırarak tahmin edilmesinde kullanılmak üzere matematiksel bir model geliştirmişlerdir. Bölme arkasına 60 W gücünde DC elektrikli ısıtıcı monte etmişler ve iki adet T-tipi termokuplu bakır bölmeye tutturmuşlardır. Ayrıca, üç tane T-tipi termokuplu ise test numunesine temas halindeki hava boşluğuna yerleştirmişlerdir. Çalışma sonucu bu matematiksel modelin kullanıldığı numunelerin, belirlenen ısı transfer katsayısındaki toplam belirsizliğinin %8,5'ten az olduğunu belirlemişlerdir. 1 numaralı vakumlu cam numunesi için, numunenin merkezi cam bölgesinin toplam ısı transfer katsayısını deneysel $0.97 \pm 0.08 \text{ W.m}^{-2}\text{K}^{-1}$ olarak belirlerken, 2 numaralı numune için bu değeri $1.06 \pm 0.09 \text{ W.m}^{-2}\text{K}^{-1}$ olarak bulmuşlardır. Ayrıca, tahliye edilen alandaki artık gaz basıncının, 1 numaralı numune için 0,1Pa'dan ve 2 numaralı numune için 1,30Pa'dan daha düşük olduğunu tespit etmişlerdir.

Boye vd. (2007), 1500 μm çapındaki dairesel mikro kanal içerisinde gerçekleşen suyun kaynama ısı transfer karakteristiğini deneysel olarak araştırmışlardır. Buharlaşma olayı, sabit ısı akısı tanımlanan sınır şartında meydana geldiğinden 3 bar giriş basıncında farklı kütle akıları (50 ve 100 $\text{kg/m}^2\text{s}$ arasında) ve farklı ısı akıları (10 kW/m^2 'den 115 kW/m^2 'ye) için bu fiziksel olayı incelemişlerdir. Uyguladıkları termografik ölçüm metoduyla duvar sıcaklığının geçici ve eksenel profillerini elde etmişlerdir. Teorik ısı transfer katsayılarını ise bir film modeli kullanarak bulmuşlardır. Orta kalitedeki bölgede, deneysel ısı transfer katsayılarının oluşturulan modelin değerleriyle mükemmel bir uyum sağladığını ortaya koymuşlardır.

Noie vd. (2007), yerçekimi destekli ısı borusunun ısıl performansı üzerine eğim açısının etkisini farklı dolum oranları (%15, %22 ve %30) için deneysel olarak incelemişler ve sonuçları literatürdeki verilerle kıyaslamışlardır. Dış çapı 16 mm, iç çapı 14,5 mm ve uzunluğu 1000 mm olarak ele aldıkları ısı borusunda iş akışkanı olarak su kullanmışlardır. Ayrıca, buharlaştırıcı ve yoğunlaştırıcı uzunluğunu 410 mm olarak belirlerken yalıtılmış kısmın uzunluğu ise 180 mm olarak ele almışlardır. Çalışma sonucunda, akışkan dolum oranı arttıkça yoğunlaşma ısı transfer katsayısının arttığını gözlemlemişlerdir. Bununla birlikte en yüksek ısı transfer katsayısının

dolum oranlarının %22 ve %30 ile eğim açısının 30° olduğu durumda ve dolum oranının %15 ile eğim açısının 45° olduğu durumda elde edildiğini bulmuşlardır. Ayrıca, ısı transferinin dolum oranının artmasıyla arttığını ve maksimum değerin her üç dolum oranı için 15° ile 60° eğim açısı değerlerinde meydana geldiğini ortaya koymuşlardır.

In ve Jeong (2009), iç çapı 0,19 mm olan bir dairesel mikro-kanal içindeki akış kaynamasının ısı transferini deneysel olarak çalışmışlardır. İş akışkanı olarak farklı fiziksel özelliklere sahip R123 ve R134a'nın ısı performansını farklı deneysel parametreler -ısı akıları, kütle hızları, buhar kaliteleri ve doyma basınçları- kullanarak incelemişlerdir. Yapılan deneysel çalışma sonucu elde edilen bulguların, literatürde daha önce ortaya konulmuş bağlantılarla tam olarak uyum göstermediğini sadece kısmi olarak benzerlik olduğunu gözlemlemişlerdir. R123'ün ısı transfer katsayılarının kütle hızına, ısı akısına ve kuruluk derecesine bağlı olduğunu ortaya koymuşlardır. Öte yandan, R134a'nın ısı transfer katsayılarının güçlü bir şekilde ısı akısına ve düşük ile orta kuruluk derecesindeki doyma basıncına bağlı olduğunu fakat kütle hızı ve kuruluk derecesi etkilerinin önemsiz olduğunu bulmuşlardır.

Jayakumar vd. (2010), tek fazlı sıvı akışının ve ısı transferinin detaylı karakteristiklerini belirlemek için dikey olarak yönlendirilmiş 20 mm çaplı sarmal boru demeti içerisindeki akışı HAD programı Fluent ile modellemişlerdir. Programda sayısal çözümleme için basınç hız bağlantısını SIMPLEC şeması ve momentum eşitliklerini QUICK şemasını kullanarak gerçekleştirmişler ve türbülans modeli olarak da $k-\epsilon$ türbülans modelini seçmişlerdir. Enerji dengesinin yakınsama kriteri olarak $1,0e-07$ değerini belirlemişlerdir. Analizleri hem sabit duvar sıcaklığı hem de sabit duvar ısı akısı için gerçekleştirmişlerdir. Borunun uzunluğu boyunca çeşitli noktalardaki Nusselt sayılarını tahmin etmişlerdir. Çalışma sonucunda, sarmal borunun dış tarafındaki Nusselt sayısının ele alınan kesitteki diğer tüm noktalara göre en yüksek olduğunu bulurlarken, sarmal borunun iç tarafındaki değerin ise en düşük olarak gerçekleştiğini ortaya koymuşlardır. Ayrıca, iki sınır şartı için hız profillerinin uyuştuğunu ancak, sıcaklık profillerinin farklı olduğunu gözlemlemişlerdir.

Liv vd. (2010), güneş enerjisiyle ısıtma sisteminde kullanılan cam vakum tüplü kollektörün ısı transfer modelini oluşturmuşlardır. Kollektörün basitleştirilmiş ısı transferini tekli cam tüpteki doğal taşınım ve manifold başındaki zorlanmış akışla oluşturmuşlardır. Tüpteki sürtünme ve kaldırma kuvvetlerini analiz ederek akış eşitliğini elde etmişlerdir. Kollektörün ortalama sıcaklığı ve çıkış sıcaklığı arasındaki ilişkiyi bu eşitlikler yardımıyla elde etmişler ve deneysel çalışmayla bu ilişkiyi doğrulamışlardır. Çalışma sonucunda, tahmin ve ölçüm sonuçları

arasında %5 sapmanın olduğunu hesaplamışlar ve bu değerin mühendislik uygulamaları için kabul edilebilir ölçüde olduğunu belirtmişlerdir.

Ma vd. (2010), cam boru içerisinde bulunan U-tipi bakır boru kullanılarak geliştirilmiş vakum tüplü güneş toplayıcısının ısı performansını analitik olarak araştırmışlardır. Ele aldıkları toplayıcıda dış cam ve emici cam boru arası kapalı kesit olarak oluşturmuşlar ve aradaki boşlukta vakumlanmış hava kabulü yapmışlardır. Bu şekilde, güneş ışınlarının en üst seviyede emilerek en az kayıpla bakır veya alüminyum U borusuna aktarıldığını gözlemlemişlerdir. İçinde bileşimi ticari olarak saklanan farklı türde akışkan bulunan U borusuna bu akışkan düşük sıcaklıkta girip sıcaklığını artırarak U borusundan çıktığını modellemişlerdir. Camdan yapılmış dış boru ve absorbe borunun çaplarını sırasıyla 47 mm ve 37 mm olarak ele alırlarken uzunluğunu ise 1200 mm olarak kabul etmişlerdir. Bununla birlikte bakırdan imal edilen U-tipi bakır borunun çapını ise 8 mm olarak hesaplamalara dahil etmişlerdir. Analitik çözümünü gerçekleştirdikleri vakum tüplü güneş toplayıcısının çalışmasını sürekli akışlı açık sistem olarak ele almışlardır. Çalışma sonucunda, iletkenlik değerinin 5 W/mK değerinden 40 W/mK değerine arttırıldığında güneş toplayıcısının veriminin %10 ve çıkış sıvısı sıcaklığının %16 oranında arttığını ortaya koymuşlardır. Ayrıca, güneş ışını yoğunluğunun artmasıyla ısı verimliliğin arttığını ancak kademeli olarak sabit bir değere ulaştığı sonucuna varmışlardır.

Badar vd. (2011), vakum borulu bir güneş kollektörünün toplam ısı kayıp katsayısını teorik ve deneysel olarak incelemişlerdir. Boru içinde ele alınan hava, hidrojen, helyum ve argon gazlarının farklı basınç ve sıcaklık altındaki ısı kayıp katsayısının değişimini deneysel olarak ölçerek oluşturdukları teorik modellerdeki değerlerle kıyaslamışlardır. Kullandıkları gazın düşük basınç altındaki (0,0005–0,05mbar) hidrojen olması durumunda kayıp katsayılarında bir artış meydana geldiği sonucuna varmışlardır.

Badar vd. (2012), tek ve iki fazlı akışları içeren koaksiyal boru (direkt akışlı) ile ayrı bir vakum borulu güneş kollektörünün ısı performansını incelemek için analitik sürekli rejim modelini geliştirmişlerdir. Farklı ısı transfer mekanizmalarını ve akış koşullarını tanımlayan bir eşitlik sistemini kurmuşlar, ayrıklaştırıp iteratif yöntemlerle çözmüşlerdir. Yapılan modelleme sonucunda, tümü-sıvı-tek-fazlı akışkan durumunda kütleli debinin düşürülmesiyle kollektör veriminin azaldığını gözlemlemişlerdir. Sıvının belirli bir kütleli debede kaynama noktasına ulaştığında, deneysel çalışmalarını doğrular nitelikte, kollektör veriminde önemli bir azalma olmadığı sonucuna varmışlardır. Çift fazlı akışta ise, modelleme sonuçlarının deneysel gözlemlerle iyi bir uyum gösterdiğini bulmuşlardır.

Cheng vd. (2012), farklı vakum şartları altında farklı malzemelerden -paslanmaz çelik, pirinç, Nikel esaslı implant çelik- yapılmış yatay boru demetlerinin yoğuşma durumundaki ısı transfer karakteristiğini deneysel olarak incelemişlerdir. Yaptıkları çalışma sonucunda, yüksek bir vakum basıncında (0,07 MPa) Nikel esaslı implant çelik boru demetinin yoğuşma ısı transfer katsayısını paslanmaz çeliğinkinin yaklaşık 1,4 katı olarak hesaplamışlardır. Öte yandan, iyon implant pirinç boru demetinin yoğuşma ısı transfer katsayısını yaygın kullanılan pirinç boru demetinkinden 1,3 kat daha fazla olduğunu bulmuşlardır.

Cogné vd. (2013), tekli damlacıkların buharlaştırılması ile vakum donma sırasında ısı ve kütle transferini modellemek için ticari bir yazılım olan COMSOL'u kullanarak sayısal bir simülasyon geliştirmişlerdir. Oluşturdukları sayısal simülasyonlar süresince yerel su içeriğini, sıcaklık ve kütle kayıplarını tahmin etmişlerdir. Yapılan bu modelleme yaklaşımıyla hem donma zamanlarını hem de kütle kayıplarını deneysel sonuçlar ile teyit etmişlerdir. Çalışma sonunda, dondurucu zamanlarının damlacık çapı ve başlangıçtaki damlacık sıcaklığındaki kütle kayıplarıyla güçlü bir şekilde etkilendiği sonucuna varmışlardır.

Danielewicz vd. (2014), yerçekimi destekli ısı borularıyla oluşturulmuş ısı değiştiricisinin performansını ve ısı değiştiricisi üzerindeki sıcaklıklar ile akış şartlarını ε -NTU yöntemini kullanarak sayısal ve deneysel olarak incelemişlerdir. Havadan havaya ısının aktarıldığı ısı değiştiricisinde dış çapı 27 mm, kalınlığı 3,5 mm ve uzunluğu 2200 mm olan 100 adet fitilsiz ısı borusu kullanmışlardır. Isı borulu eşanjörün her sıradaki ısı geri kazanım özelliklerini etkin bir şekilde analiz ettikleri bilgisayar programı yardımıyla ısı değiştiricisinin etkinliğini, geri kazanılan ısı gücü, basınç düşüşlerini, eşanjör ve borular üzerindeki sıcaklık değerlerini hesaplamışlardır. Deney sonuçlarının, performans analizi için eşanjördeki gerekli tüm parametreleri tahmin eden ε -NTU yöntemiyle geliştirilen hesaplama modelini doğruladığını ortaya koymuşlardır. Isı değiştiricisi boyunca akış ilerledikçe ısı geri kazanım oranının arttığı ve literatürdeki çalışmalara benzer olarak her iki kütleli debi arasındaki oran arttıkça eşanjör etkinliğinin arttığı sonucuna ulaşmışlardır.

Gao vd. (2014), boru eksen ve yarıçap boyunca sıcaklık dağılımını ele alan vakum tüplü U-borulu güneş (*UpEST*) toplayıcısının ısı performansını tahmin etmek için bir matematiksel model oluşturmuşlar ve modelleme sonucu elde edilen tahminleri deneysel veriler kullanılarak doğrulamışlardır. Model doğrulamasından sonra *UpEST* toplayıcısının ısı verimi üzerine parametrelerin etkilerini gözlemlemek için bir analiz gerçekleştirmişlerdir. Dış cam borunun çapını 58 mm, içteki cam borunun çapını 47 mm ve bakır U borunun çapını ise 10 mm olarak belirlemişlerdir. Ayrıca bakır borunun etrafına alüminyumdan imal edilmiş ve çapı 41 mm olan

kanatçık yapmışlardır. Simülasyon için gerekli meteorolojik verileri, *TRNSYS* yazılımını kullanarak Çin'deki beş şehir için 2904 saatlik tipik yıllık verilerden elde etmişlerdir. Çalışma sonucunda, güneş toplayıcısının ısı veriminin boru uzunluğunun artmasıyla kesin olarak artmayacağını ortaya koymuşlardır. Emicilik katsayısının 0,85'ten 0,94'e artması ve ısı kayıp katsayısının 0,8'den 2,4 W/m².°C'e yükseltilmesi gibi farklı koşullar altında etkinliğin değişmediğini ortaya koymuşlardır.

Barraza vd. (2015), ısıtılmış bir yatay borudan akan hidrokarbon karışımların (metan, etan, propan ve seyreltilmiş azot) geniş sıcaklık aralığında (100K'den oda sıcaklığına) buharlaşma esnasında taşınım ısı transfer katsayılarının ölçülmesini amaçlayan bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Yapılan çalışma sonucunda, ısı transfer katsayılarının ısı akısı, kütle akısı, basınç ve bileşim gibi parametrelere duyarlılık gösterdiğini ortaya koymuşlardır. Ancak, ısı akısı değişimlerinin ısı transfer katsayıları üstünde çok önemli bir etkisinin olmadı sonucuna varmışlardır.

Diani vd. (2015), iç çapı 3,4 mm olan bir mikro kanatçıklı mini boru içindeki R1234yf akışkanının kaynamasını deneysel olarak incelemişlerdir. Sabit 30°C'lik doyma sıcaklığında, kütle hızını 190 ile 940 kg/m².s, ısı akısını 10 ile 50 kW ve kuruluk derecesini 0,10 ile 0,99 arasında değiştirmişlerdir. Yapılan çalışma sonucunda, iki fazlı sürtünmeli basınç gradyeninin sabit kuruluk derecesinde kütle hızı artarken arttığını; sabit kütle hızında ise kuruluk derecesiyle birlikte arttığını ve bir maksimum değere ulaştıktan sonra tekrar azaldığını bulmuşlardır. Ayrıca, kütle hızı arttığında kritik ısı akısının da arttığını sonucuna ulaşmışlardır.

Nookaraju vd. (2015), iyonsuz suyun kullanıldığı sinterlenmiş bakır malzemeden yapılan eğimli bir ısı borusunun deneysel ve sayısal çalışmasını gerçekleştirmişlerdir. Deney setini, dirençli ısıtıcıyla farklı ısı yüklerinin uygulandığı (50-200 W) buharlaştırıcı bölge ile akış kontrollü su ceketli borunun diğer kısmından ısının çekildiği yoğunlaştırıcı bölgeden oluşturmuşlardır. Tüm sıcaklık değişimlerini kararlı duruma erişinceye kadar 10 dakikalık aralıklarla ölçerek farklı debi ve ısı yükleri için verim ifadelerini hesaplamışlardır. Ayrıca, CATIA V5 programında tasarladıkları ısı borusu geometrisini FLUENT yazılımında sayısal olarak analiz etmişlerdir. Sayısal analizde QUICK şemasıyla çoklu faz modelini kullanmışlardır. Sayısal modelleme ve deney sonuçları karşılaştırdıklarında, sonuçların birbirleriyle iyi bir uyum gösterdiğini ortaya koymuşlardır. Isı yükü değerinin artırılmasıyla sıcaklık farkının arttığını aynı zamanda ısı direnç ve yoğunlaştırıcı basıncının da arttığını gözlemlemişlerdir.

Omara vd. (2015), harici bir yoğunlaştırıcı ve yansıtıcı ile birleştirilmiş ondüleli ve fitilli bir güneş enerjili hibrit deniz suyu arıtma sisteminin performansını incelemişlerdir. Oluşan vakum

sayesinde geleneksel yöntemle göre verimde %180 oranında bir artış sağlayarak temiz su üretim miktarını arttırmışlardır.

Zaidi (2015), yöntem olarak destek vektör regresyonunu (SVR) kullanan bir ısı değiştiricisinde kaynama ısı transfer katsayısının tahmini için birleştirilmiş veri odaklı bir modeli önermişlerdir. Boyutsuz parametreler açısından $-Pe_B$, X_{tt} , Pr_B ve σ_{water}/σ_L - kaynama ısı transfer katsayısı (Nu sayısı şeklinde) için SVR modeli geliştirmişlerdir. Oluşturduğu modeli literatürdeki 300 deneysel çalışmayı kullanarak doğrulamışlardır. Yapılan çalışma sonucunda, SVR-tabanlı model hem eğitim verileri hem de test verileri için model değerlendirme endeksleri açısından yüksek doğruluk oranına sahip veri tahminlerinde bulunmuşlardır. Bu modelin, eğitim verilerinde %8,43 ve test verilerinde %9,8 olan ortalama mutlak bağıl hata oranı (AARE) ile ileri derecede gelişmiş tahmin ve genelleme performansı gösterdiğini ortaya koymuşlardır.

Zhang vd. (2015), dikey helezoni sarmal bir boru içindeki süper kritik basınçlarda -8,02, 9,03 ve 10,05 MPa- CO₂'in karışık taşınımıyla ısı transferini sabit ısı akısı şartları altında deneysel olarak araştırmışlardır. Isı akısını 0,4-50,0 kW/m² ve kütle akısını 0-650,0 kg/m².s aralığında denemişlerdir. Yapılan çalışma sonucunda, kaldırma ve merkezkaç kuvveti boru çevresi boyunca en düşük duvar sıcaklığının en alt ve dış taraf arasında gerçekleştiğini ortaya koymuşlardır. Kütle akısının arttırılmasının sürekli olarak daha yüksek bir ısı transfer katsayısına yol açtığı sonucuna varmışlardır.

Chen vd. (2016), farklı parametreler (termal iletkenlik, hacimsel ısı kapasitesi, giriş akışı, suyun giriş sıcaklığı, toprak gözenekliliği, Darcy'nin hızı ve delik derinliği) kullanarak dikey bir toprak ısı değiştiricisinin simülasyonu için 3 boyutlu sayısal model geliştirmişlerdir. Toprak altında içinden sıvı geçen U borunun çapını 37 mm ve dıştaki dolgunun çapını ise 150 mm olarak belirlemişlerdir. Modelleme süreci ayrıntılı olarak tanımlanmış ve 101'den fazla durum için analiz etmişlerdir. Her durumda, toprak ısı değiştiricisini 24 saat boyunca çalıştırmışlar ve saatlik olarak kayıt almışlardır. Yapılan çalışma sonucunda, bir toprak ısı değiştiricisinin performansının suyun giriş sıcaklığı, giriş akışı, Darcy'nin hızı ve sondaj derinliği tarafından önemli ölçüde etkilendiğini, volumetrik ısı kapasitesi ve toprak gözenekliliğinin ise toprak ısı değiştiricisini hafif bir şekilde etkilediğini ortaya koymuşlardır. Bunun yanı sıra, toprağın iletkenlik kabiliyetini ve Darcy'nin hızını arttırmanın, yeraltının başlangıç şartlarıyla sınırlı kalmasına rağmen oluşturulan modelin toprak ısı değiştiricilerinin ısı değişim kapasitelerinin tahmin edilmesinde kullanılabileceğini kanıtlamışlardır.

Li vd. (2016), dış yüzeyinde çukur geometrili kanatçıklı paslanmaz çelikten imal edilmiş geliştirilmiş bir borunun kullanıldığı çift borulu bir ısı değiştiricisinin ısı transfer ve basınç düşüşü

karakteristiklerini deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Sürekli durumda tek fazlı akış deneyleri, Nusselt sayısını ve sürtünme katsayısını belirlemek için gerçekleştirmişlerdir. Reynolds sayısını, su için yaklaşık 500-8000 değerleri arasında ve glikol/su karışımı içinse 150-2000 değerleri arasında değiştirmişlerdir. Sayısal simülasyonları pürüzsüz ve geliştirilmiş borunun ısı transfer ve basınç düşüşü karakteristiklerini elde etmekte kullanmışlar ve bu simülasyonları ticari *HAD* programı Fluent'te gerçekleştirilmiştir. Borudaki çukurların türbülanslı akış ve hız bölgesi üzerindeki etkisini değerlendirmek için *k-ε* türbülans modelini kullanmışlardır. Çalışma sonucunda, borudaki çukurların sınır tabakaları bozduğunu ve karıştırdığını bununla birlikte türbülans seviyesini geliştiren ikincil akışları oluşturduğunu bulmuşlardır. Isı transferinin Reynolds sayısının arttırılması ve pürüzsüz boruya göre geliştirilmiş boru kullanılmasıyla iyileştiğini ortaya koymuşlardır. Basınç düşüş oranının Reynolds sayısı 500 ile 2000 arasında iken arttığını 2000 değerinden yüksek olduğunda 1,8 değerinde sabit kaldığını bulmuşlardır. Ayrıca, deneysel ve sayısal simülasyon sonuçları karşılaştırıldığında $\pm\%10$ hatanın meydana geldiğini dolayısıyla verilerin iyi bir uyum gösterdiği sonucuna varmışlardır.

Liu vd. (2016), parabolik alıcının sıcaklığın ve kısmi basıncın artmasıyla içinde oluşan artık gazların ve kimyasal bileşenlerin değişimlerini yüksek hassasiyetli dört kutuplu kütle spektrometresi gaz analiz cihazıyla ölçmüşlerdir. Artık gaz ve gaz gidericinin parabolik alıcının vakum ömrü üzerindeki etkilerini analiz etmişlerdir. Yapılan analiz sonucunda, hidrojen gaz çıkış oranının sıcaklık 390°C olduğunda zamanla önemli ölçüde azaldığını ve parabolik alıcı ile gaz gidericinin 390°C'de birkaç saat boyunca ısıtıldığında çıkan ana gazın N₂ olduğunu gözlemlenmiştir. Çıkan azot ve asal gaz miktarının parabolik alıcının vakum ömrünü hesaplamak için önemli bir faktör olduğunu bulmuşlardır.

Naik vd. (2016), çıkış sıcaklığını ve farklı çalışma akışkanı tarafından net ısı kazancını tahmin etmek için vakumlu U tipi borulu güneş toplayıcının matematiksel modellemesini geliştirmişlerdir. Literatürde deneysel olarak gerçekleştirilen iki farklı çalışmaya ait parametreleri oluşturdukları modeli doğrulamak için kullanmışlardır. Dış cam borunun çapını 47 mm ile 58 mm, içteki cam borunun çapını 37 mm ile 47 mm ve bakır U borunun çapını ise 8 mm ile 10 mm olarak farklı boyutlarda ele almışlardır. Modellemelerinde, ortam hava sıcaklığını 34°C, ortam hava hızını 2,5 m/s, iş akışkanı giriş sıcaklığını ve debisini sırasıyla 32°C ve 0,018 kg/s ve güneş ışınlam şiddetini ise 834 W/m² olarak sabit kabul etmişlerdir. Elde ettikleri sonuçların, literatürde bulunan benzer çalışma sonuçlarıyla uyumlu olduğunu ortaya koymuşlar; düşük kütleli debi ve optimize edilmiş toplayıcı uzunluğunun çalışma akışkanının çıkış sıcaklığını arttırdığını bulmuşlardır. Ayrıca suyun, hava ve LiCl-H₂O çözeltisiyle karşılaştırıldığında en yüksek ısı enerjisi tutma kapasitesine sahip olduğu sonucuna varmışlardır.

Chaudhry vd. (2017), havalandırma sisteminde ısı borusunun kullanımını sayısal olarak incelemişler ve oluşturdukları modele ait sonuçları rüzgar tüneli deneyinde doğrulamışlardır. Ele aldıkları sistemin sayısal olarak modellenmesi ve rüzgar tüneline deneyel olarak incelenmesi için alt kısımları hava giriş çıkışına maruz kalan, üst kısımları ise sabit sıcaklıkta bulunan havalandırma ünitesi geometrisini oluşturmuşlardır. Buharlaştırıcı kısmının 2/3'ü iş akışkanını ile doldurulmuş olup su ve R134a olmak üzere iki farklı iş akışkanını denemişlerdir. Havanın giriş sıcaklığını, soğuk kaynak sıcaklığını ve hava hızını sırasıyla 314 K, 288K ve 2,3 m/s olarak tanımlamışlardır. Basınç temelli ele alınan sayısal çözümlemede, türbülans modeli olarak $k-\epsilon$ ve çoklu faz modeli olarak Mixture modelini kullanmışlardır. Sayısal analiz ve deney sonuçlarının birbirleriyle uyum gösterdiğini ortaya koymuşlardır.

El Maakoul vd. (2017), dairesel yan sarmal saptırma plakası olan bir çift borulu ısı değiştiricisinin tasarımını ve termo-hidrolik performansını, sayısal olarak modelleyip incelemişlerdir. Fluent yazılımını kullanarak geliştirilen üç boyutlu *HAD* modelini, farklı konfigürasyonlar için yan sarmal plaka tarafındaki akışı, ısı transfer katsayısını ve basınç düşüşünü araştırmak için oluşturmuşlardır. Reynolds sayısı ve bölme aralığının farklı değerleri için (0,025m-0,1m) sayısal analizi parametrik olarak gerçekleştirmişlerdir. Sayısal modeli ilk önce ampirik korelasyonlarla karşılaştırarak basit bir çift borulu ısı değiştiricisi için doğrulamışlar daha sonra bu modeli sarmal perdelerin etkilerini araştırmak için kullanmışlardır. Çalışma sonucunda, geleneksel ısı değiştiricisine göre dairesel yan sarmal saptırma plakası olan bir çift borunun kullanıldığı durumda taşınım ile ısı transferinin ortalama %5, %17, %30 ve %45 oranında artmasıyla birlikte basınç düşüşünde ise ortalama 2, 5, 11 ve 21 kez bir artış olduğunu bununla birlikte; yüksek basınç düşüşünün esas olarak giriş bölgesi etkisinden kaynaklandığını ortaya koymuşlardır. En yüksek termo-hidrolik performansın laminar akış rejiminde sarmal bölmeler kullanıldığında elde edildiğini ve laminar rejimde ortalama termal performans geliştirme faktörünün türbülanslı rejimden %19 ve %35 daha yüksek olduğu sonucuna varmışlardır.

Gao vd. (2017), farklı akış modellerinde (kabarcıklı akış, darbeli akış ve dairesel-sis akışı) ısı transfer mekanizmasını analiz etmişler ve termal sınır teorisini deneyel simülasyon ile birleştirmişlerdir. Soğutma ortamına sahip iki fazlı akışın ısı transfer katsayısını hesaplamak için yeni matematiksel ifadeler geliştirmişlerdir. İçteki boruyu çift fazlı akışın gerçekleştiği çapı 60 mm, et kalınlığı 5 mm, sıvı debisi 10 m³/h'e kadar ayarlanabilir ve maksimum enjekte edilen gaz debisi 200 m³/h olan karbon çeliğinden imal etmişlerdir. Dıştaki boruyu aynı malzemeden imal edilen ve üzeri yalıtılmış çapı 100 mm ve et kalınlığı 5 mm olan ısı transferinin gerçekleşmediği kısım olarak ele almışlardır. Çalışma sonucunda, farklı akış modelleri için Prandtl sayısının hemen hemen aynı olduğunu ve sıvı faz Reynolds sayısının ise ısı transfer katsayısı üzerinde

güçlü bir etkiye sahip olduğunu ortaya koymuşlardır. Kabarcıklı akışta, gaz kayması ve bozulmaya bağlı olarak ısı transfer katsayısının arttığını ve darbeli akışta ise gaz hacim oranının artmasıyla ısı transfer katsayısının büyük ölçüde dalgalanarak azaldığı sonucuna varmışlardır. Ayrıca, dairesel-sis akışında, ısı transfer katsayısının küçük bir dalgalanma gösterdiğini ve gaz hacim kesitinin artmasıyla ısı transfer katsayısının azaldığını ortaya koymuşlardır. Isı transferi deneylerine ve teorik analizlere dayanarak, farklı akışlar için ısı transfer katsayısının yeni ifadesini gaz hacim oranı kavramını kullanarak geliştirmişlerdir. Öte yandan, elde ettikleri verilerin %95'inin $\pm$ %20 hata aralığında iyi bir performans gösterdiğini ortaya koymuşlardır.

Grissa vd. (2017), güneş kolektöründe kullanılan silindirik ısı borusunu nümerik olarak modellemişlerdir. Eğim açısını değiştirerek ele aldıkları ısı borusunun yoğunlaştırıcı kısmına su ceketini yaparak ısıyı buradaki suya aktarmışlardır. Farklı akışkanların etkisini incelemek için ısı borusunun içerisinde iş akışkanı olarak su, metanol, etanol ve aseton kullanmışlardır. Su ceketinin olduğu bölümü 0,30 m, yalıtılmış bölümü 0,06 m ve buharlaştırıcı bölümünü 1,40 m olarak ele almışlar ve bu bölümü sistemin güneş ışınlarını aldığı kısım olarak tanımlamışlardır. Modelleme sonucunda, akışkanlar arasında ısı performans açısından en iyi performansı asetonun gösterdiğini ve eğim açısının 45° olması durumunda 30° olması durumuna göre ısı direncin %5 oranında azaldığı sonucuna varmışlardır.

Papukchiev ve Buchholz (2017), yeni nesil reaktör sistemlerinin ısı-akış simülasyonunu gerçekleştirmek için ANSYS CFX yazılımını kullanarak yenilikçi soğutucular geliştirmiş, uygulamış ve doğrulamışlardır. Gaz soğutmalı reaktördeki ısı transferini ve akışını, L-STAR (Hava çubuğu, Ara parça, Pürüzlülük) deneyinin analiziyle ele almışlardır. L-STAR test bölümünü, ortasında hava soğutmalı silindirik ısıtılmış çubuklu altıgen akış kanalından oluşturmuşlardır. Test düzeneğinde debiyi 0,33 kg/s, gaz basıncını 0,1-0,15 MPa, giriş ve çıkış sıcaklıklarını sırasıyla 7-40 °C ile 200 °C olarak belirlemişlerdir. Oluşturdıkları simülasyonu doğrulamak için soğutucularda yüksek kaliteli ölçümler yapmışlardır. Simülasyonlarda RANS (Reynolds-Ortamalı Navier-Stokes), SAS (Ölçek Uyarlamalı Simülasyon) ve ZLES (Bölgesel Geniş Eddy Simülasyonu) temelli farklı türbülans yaklaşımlarını kullanmışlardır. Çalışma sonucunda, hesaplanan ve ölçülen verilerin iyi bir uyum gösterdiğini ve ANSYS CFX'in L-STAR deneylerinde gaz akış modelini doğru bir şekilde tahmin edebilme kabiliyetinin olduğunu ortaya koymuşlardır. Sayısal değerlerin deneysel verilerden sapma değerlerinin 6K'den düşük olduğunu bulmuşlardır.

Venkata ve Bhramara (2017), iş akışkanı olarak metanol kullanılan ve buharlaştırıcıda değişen yük koşullarına sahip bir titreşimli ısı borusunun (PHP) ısı transfer performansını

hesaplama akışkanlar dinamiği yazılımı olan ANSYS'i kullanarak incelemişlerdir. Sayısal olarak modelledikleri *PHP*, sırasıyla iç ve dış çapı 2 mm ve 3 mm olan iki dönüşlü kapalı tip bakır borudan yapılmış olarak ele almışlardır. Yoğuşturucu, adyabatik ve buharlaştırıcı olmak üzere üç temel bölgeden oluşturdıkları sistemde; yoğuşturucu bölgesi sınır koşulunu sabit sıcaklık 302 K, adyabatik bölge sınır koşulunu $0 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ ve ısı kaynağının bağlı olduğu buharlaştırıcı bölgesi sınır koşulunu $4423 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ olarak tanımlamışlardır. Yaptıkları analiz sonucunda, *CFX* yazılımını kullanarak *PHP* içinde meydana gelen çift fazlı akışı başarılı bir şekilde simüle ettiklerini ortaya koymuşlardır. Kaotik akışkan hareketi nedeniyle oluşan ısı akısının artmasıyla ısıl direncin azaldığını ve ısı transfer katsayısının arttığını gözlemlemişlerdir. Ayrıca, kapalı döngü titreşimli ısı borusunun ısıl direncinin ısı yükünün artmasıyla azaldığı sonucuna varmışlardır.

Wang vd. (2017), akışkan debisinin $11 \text{ kg/m}^2.\text{s}$ değerinden fazla olmadığı ve buhar ile soğutma suyu arasındaki sıcaklık farkının sırasıyla 3°C , 5°C ve 7°C olduğu durumlarda bir vakumlu yatay borudaki buhar yoğuşmasının ısı transfer karakteristiğini deneysel olarak araştırmışlardır. Toplam 8 m uzunluğundaki test düzeneğini, her biri aynı çift-borulu ısı değiştiricisi olan dört kısımdan oluşturmuşlardır. Alüminyumdan yapılan içteki borunun çapını 18 mm ve 1,8 m uzunluğunda iken dıştaki paslanmaz çelikten borunun çapını 35 mm olarak ele almışlardır. Buhar doyma sıcaklığını 50°C ile 70°C arasında ve aynı zamanda mutlak basıncı 12335 Pa ile 31160 Pa arasında değiştirmişlerdir. Yaptıkları çalışma sonucunda, akış yönü boyunca buhar sıcaklığının azaldığını ayrıca yoğuşma sıcaklık farkının önce azaldığını sonra arttığını gözlemlemişlerdir. ısı transfer katsayısının doyma sıcaklığı ile artışı ve yoğuşma sıcaklık farkı ile azaldığı sonucunu elde etmişlerdir.

Zhang vd. (2017), ısı borulu düzlemsel güneş kollektörünün ısıl performansını sayısal olarak incelemişlerdir. Ele aldıkları geometrik modeli 400 , 700 ve 1000 W/m^2 gibi farklı ısı akıları altında kararlı rejimde (steady state) analiz etmişlerdir. Ayrıca, ısı borusu çapının, buharlaştırıcı uzunluğunun ve eğim açısının kollektör verimi üzerine etkisini parametrik olarak araştırmışlardır. Yaptıkları sayısal analiz sonucunda, seçilen bölge için güneş kollektörü eğim açısının 30° ile 45° arasında olduğu durumda en iyi kollektör tasarımının ve optimizasyonunun gerçekleştirileceğini ortaya koymuşlardır.

Han ve Wang (2018), düşük sıcaklıktaki ısı kaynağında yüksek ısı transfer verimine sahip ısı geri kazanım ekipmanına entegre ettikleri yeni bir eş merkezli ısı borulu bir eşanjör tasarlayıp deneysel olarak incelemişlerdir. Al 6063 malzemesinden imal ettikleri yerçekimi destekli ısı borularında iş akışkanı olarak asetonu kullanmışlardır. ısı değiştiricisini beş adet dış çapı 10 mm

olan ısı borularından oluşturmuşlar ve yoğunlaştırıcı kısmında çapı 40 mm olan boru geometrisine sahip içinden soğutma suyunun geçtiği iç çapı 27 mm olan boruyla eş merkezli olarak tasarlamışlardır. Geleneksel ısı borusuyla kıyasladıklarında, yeni tasarladıkları ısı değiştiricisinin daha iyi performans gösterdiği sonucuna ulaşmışlardır. Geliştirdikleri bu ısı değiştiricisi en iyi performansını; ısı borusunun uzunluğunun sabit, buharlaştırıcı uzunluğunun 260 mm, soğutma suyu sıcaklığının 30°C ve debisinin 0,5 m³/h ve ısıtma gücünün 1600 W olduğu durumda gösterdiğini ortaya koymuşlardır. Belirledikleri bu optimum andaki ortalama ısıl direnci ise 0,042°C/W olarak hesaplamışlardır.

Korniliou vd. (2018), mikro kanallarda karmaşık fiziksel olay çift fazlı akış kaynamasını araştırmak için kızılötesi termografi ile akış görselleştirmesini birleştirmişlerdir. İki fazlı ısı transfer katsayılarının iki boyutlu haritalarını, girişten mikro kanalın çıkışına kadar doğrusal profili varsayan entegre basınç sensörlerinden elde edilen eşzamanlı basınç verileriyle birlikte, şeffaf indiyum kalay oksitten (ITO)/cam tabandan elde edilen yüksek mekânsal (15.33 lm) ve geçici (0.015 s) çözünürlüklü duvar sıcaklığı ölçümlerini kullanarak elde etmişlerdir. Çalışma sonucunda, kanal girişinin merkezinde ısı transfer katsayısının yerel olarak arttığını ortaya çıkarmışlardır. Düşük kütle ve ısı akıları (<45 kW/m²) için kanal girişinde tam sınırlı kabarcıklı eksenel genişlemeden önce maksimum ısı transfer katsayısı oluştuğunu bulmuşlardır. Ele aldıkları tüm durumlarda kanal kesiti boyunca ısı transfer katsayısı profilinin girişin merkezinde zirveye ulaştığını ve bu durumun esas olarak kanalın girişinde, düşük kütle akışları için kapalı bir kabarcığın eksenel genişlemesinden hemen önce meydana geldiğini ortaya koymuşlardır. Dairesel akışın, yüksek ısı akılarında (>45 kW/m²) film kaynaması ve tabanında beklenmedik kurumasına sebep olan buhar halkasında sıvı damlalarının sürüklenmesi ile birlikte meydana gelen ana akış rejimi olduğunu gözlemlemişlerdir.

Korres ve Tzivanidis (2018), optik ve termal performansını analiz etmek için mini bileşik parabolik yoğunlaştırıcı ve seçici silindirik soğuruculu bir U tipi vakum borulu toplayıcıyı üç boyutlu olarak simüle etmişlerdir. Kalınlığı 1 mm olan alüminyumdan yaptıkları parabolik levhanın üzerine 1000 mm uzunluğunda, dış çapı 44 mm ve iç çapı 32 mm olan vakumlu cam boru içerisine 8 mm çapında U profil bakır boruyu yerleştirerek sistemi oluşturmuşlardır. Global ışıyım değerini 1000 W/m², rüzgâr taşınım katsayısını 10 W/m²K, bakır boru içerisine giren suyun debisini 0,0025 kg/s seçerek suyun giriş sıcaklığını 10-100°C değerleri arasında onar onar arttırarak parametrik olarak SolidWorks programını kullanarak sayısal model simülasyonunu gerçekleştirmişlerdir. Simülasyon sonucunda, genel ısı kayıplarının artmasına bağlı olarak suyun giriş sıcaklığı azaldıkça toplayıcının ısı veriminin de azaldığını ve ısı kayıpların, vakum rejimine bağlı olarak suyun ısı kazancına göre çok düşük olduğunu, cam sıcaklığının ise aynı nedenden

dolayı emiciden çok daha düşük olduğunu gözlemlemişlerdir. Ayrıca, yuvarlak emicinin optik performansının, daha fazla yansıyan radyasyonu yakalamasına imkan veren daha büyük geometrisi nedeniyle diğerine kıyasla daha büyük olduğunu ortaya koymuşlardır.

Venkata ve Bhramara (2018), kapalı döngü U şeklinde geometriye sahip ısı borusu ANSYS HAD programını kullanarak modellemişler ve analiz etmişlerdir. İş akışkanı olarak geometrinin yarısını dolduracak şekilde su-metanol ve su-etanol karışımı kullanmışlardır. Buharlaştırıcı, yoğuşturucu ve adyabatik bölge olmak üzere 3 bölgeye ayırdıkları modelde; buharlaştırıcı bölgesine 10W, 30W, 50W ve 70W ısı verirken adyabatik bölgeye 0 W/m²K ısı akısı tanımlayarak yalıtılmış hale getirmişlerdir. Yoğuşturucu bölgesine ise sınır şartı olarak -1000 W/m²K ısı akısı tanımlamışlardır. Çoklu faz modeli olarak VOF (Volume of Fluid) modelini kullanırlarken türbülans modeli olarak *k-ε* türbülans modelini seçmişlerdir. Analiz sonucunda, modelledikleri geometriye ait sayısal sonuçların deneysel sonuçlarla iyi bir uyum yakaladığını ortaya koymuşlardır.

Kong vd. (2019), yaptıkları çalışmada termosifon güneş enerjili sıcak kullanım suyu sisteminin termal performansını değerlendirmek ve tahmin etmek için bir test yöntemi önermişlerdir. Matematiksel modelin değerlendirmesini, yaygın bir şekilde güneş kolektörü test alanında kullanılan iki-düğüm teorisi temeline dayalı olarak geliştirmişlerdir. Ortalama akışkan sıcaklığı eşitliğinin tahmin edilmesinin güneş enerjili sıcak kullanım suyu sisteminin ısı performansını tahmin etmek için kullanmışlardır. Termosifon güneş enerjili sıcak kullanım suyu sistemini eğim açısı 50° olan 18 adet cam vakum tüplü borudan oluşturmuşlardır. Vakum tüplü boruların açıklık alanı 2,61m² iken depolama tankının hacmini ise 190 L olarak hesaplamışlardır. Depolama tankında tahmin edilen ortalama akışkan sıcaklıklarını, deneysel olarak ölçülen değerlerle karşılaştırmışlardır. Yaptıkları çalışma sonucunda, bir günlük test ile ölçülen ve tahmin sıcaklık değerleri arasındaki farkın maksimum 1,4°C olduğunu ve tüm testten sonra yeni yöntemin, termosifon güneş enerjili sıcak kullanım suyu sisteminin ısı performansını doğru tahmin ettiğini gösteren enerji kazancının bağıl hatasının %5 değeri içinde olduğunu ortaya koymuşlardır.

Yerne ve Bhusnoor (2019), yaptıkları çalışmada 150°C, 250°C ve 350°C sıcaklıklarında hava ve farklı Reynolds sayılarındaki zorlanmış konvektif ısıtma ve soğutma şartlarında simülasyonu yapılan dizel motor egzoz ısı geri kazanımı için tek boru fitilsiz ısı borulu eşanjörün performans parametrelerini (ısı ve geometrik) teorik olarak araştırmışlardır. Dizel motorun egzoz gazları şartlarının simülasyonu için 5 BG gücüne sahip silindirik 80 mm çaplı, 110 mm stroklu ve 1500 d/d dizel motoru atık ısı kaynağı olarak dikkate almışlardır. Isı borusu olarak iç çapı 12 mm

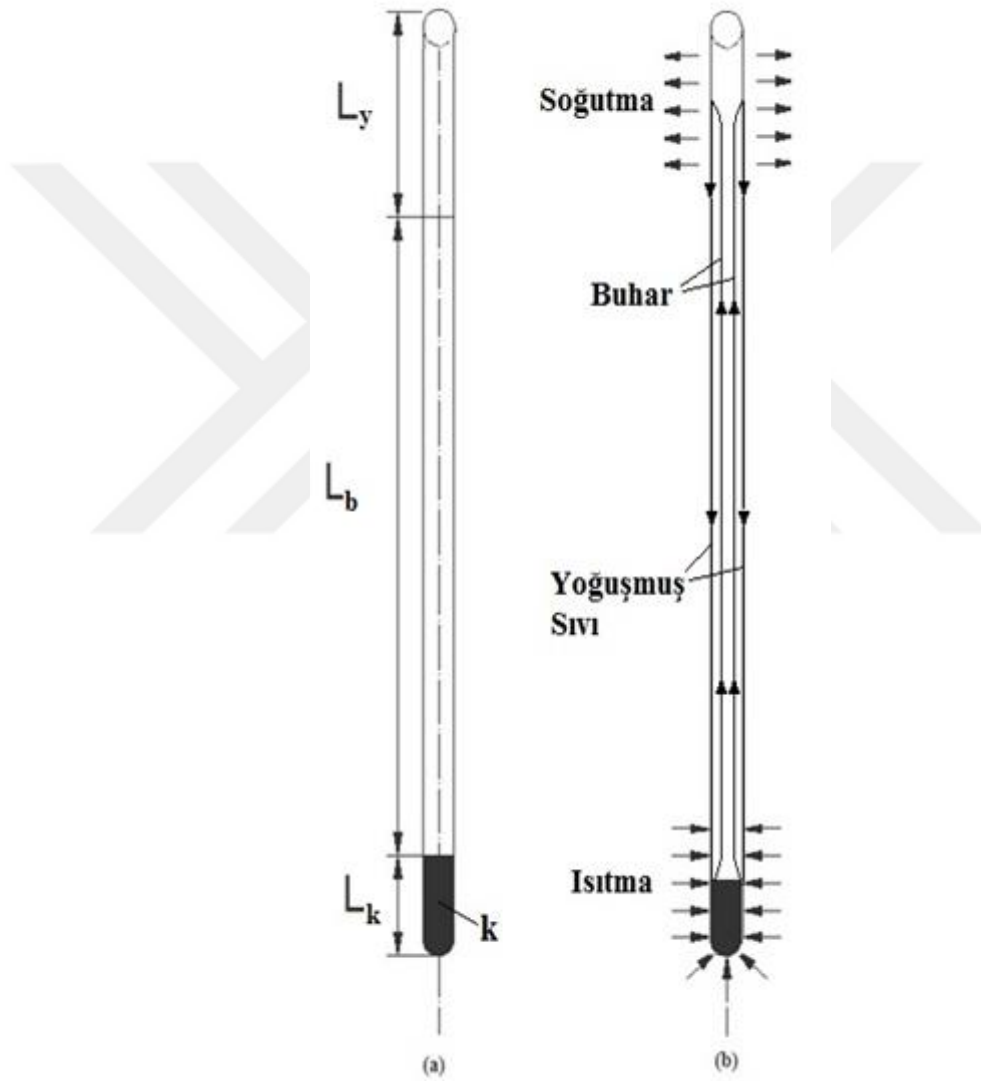
ve dış çapı 16 mm ile buharlaştırıcı ve yoğunlaştırıcı uzunluğu 150 mm olmak üzere toplam uzunluğu 350 mm olan bakır boru kullanmışlardır. Yaptıkları çalışma sonucunda, teorik analizde havanın hızı arttıkça buharlaştırıcı giriş ve çıkış tarafları ile yoğunlaştırıcı bölümleri arasındaki sıcaklık farkının azaldığını ortaya koymuşlardır. Ayrıca, toplam deneysel etkinlik katsayısının 350°C sıcak gaz giriş sıcaklığında sıcak hava giriş hızının 1 m/s'ye düşürülmesiyle %88 değerine kadar arttırılabileceği sonucuna ulaşmışlardır.

Yongqi vd. (2020), iş akışkanı olarak amonyak kullandıkları paslanmaz çelik yerçekimi destekli döngülü ısı borusunun termoelektrik jeneratör kullanıldığı veya kullanılmadığı durumlar için hızlanma koşulları altında geçici çalışma performansını araştırmak için deneysel bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Çalışma sonucunda, farklı ısı güçlerinde (25W-300W) döngülü ısı borusunun sürekli bir biçimde çalıştığını ve termoelektrik jeneratör ile bu çalışma performansının daha da iyileşeceğini ve çalışma sıcaklığını düşüreceğini bulmuşlardır. Ayrıca, hızlanma koşullarıyla ek basınç etkisiyle döngü toplam basınç kaybının ve çalışma sıcaklığının arttığı sonucuna varmışlardır.

Markal vd. (2021), farklı dolum oranları (%50-%80), farklı geometri, farklı eğim açısı (0°-90°) ve farklı ısıtma gücü (5W-65W) değerleri için titreşimli ısı borusunun (PHP) ısı transfer özelliklerini karmaşık termofiziksel mekanizma analizi eşliğinde incelemişlerdir. Isı borusunu önce vakumlamışlar ardından iş akışkanı olarak istenilen oranda etanol dolumu yapmışlar ve sistemin eğim açısını istenilen değere ayarlamışlardır. Isı kaynağı olarak güç kaynağı kullanmışlar, ilk ısıtma gücünü 5W olarak ayarladıktan sonra farklı ısı güçleri için 5W adımlarla artırarak her değerde sistem karalı hale geldiğinde sıcaklık ölçümü ve akış görüntülerini almışlardır. Öte yandan, buharlaştırıcı bölümün ortalama sıcaklığı 110°C değerine ulaştığında sistem güvenliği için deneyi durdurmuşlar ve farklı eğim açısı ile dolum oranları için bu adımları tekrarlamışlardır. Çalışma sonucunda, üniform PHP sistemlerinin performansının dolum oranının artmasıyla azaldığını ve bunun sebebinin de sıvı içeriğinin fazla olmasında kaynaklandığını ortaya koymuşlardır. Öte yandan, üniform olmayan PHP sistemlerinin en önemli avantajının ise uygun dolum oranları için yatay konumda düzgün bir şekilde çalışabilmesi olduğu sonucuna varmışlardır.

3. MATERİYAL VE METOD

Isı borusu bir kaynaktan aldığı ısıyı düşük kayıplarla soğuk bölgeye aktaran çift fazlı akışın meydana geldiği kapalı devre pasif olarak çalışan bir ısı transfer cihazıdır. Isı borusunun şematik gösterimi Şekil 3.1’de verildiği gibi kaynama, buharlaşma ve yoğuşma bölgesi olmak üzere üç ana bölümden oluşmaktadır.



Şekil 3.1. Isı borusunun şematik gösterimi.

Şekil 3.1 incelendiğinde, dairesel kesitli kapalı ortam üç farklı bölgeden oluşmaktadır. Kapalı ortamın en alt kısmında (k-bölgesi) L_{kay} uzunluğundaki dış kaynaktan ısının alındığı kaynama bölgesi bulunmaktadır. Bu bölge atmosfer altı basınçlarda tutulan az bir miktar akışkan ile doludur. Akışkan transfer edilen ısı ile düşük sıcaklıklarda kaynamaya başlamakta ve bu işlem

tüm akışkan buharlaşana kadar devam etmektedir. Akışkan miktarı ve ısıtma bölgesinin uzunluğunun değişimi kapalı ortamda gerçekleşen ısı ve akış olaylarını etkilemektedir. Kapalı ortamın L_{buh} uzunluğundaki orta kısmında, buhar fazındaki akış mevcut olup oluşan basınç farkı ile üst bölgelere taşınmaktadır. Bu kısım adyabatik olarak yalıtılmış olup çevreye ısı kaybı engellenmektedir. Kapalı ortamın $L_{yoğ}$ uzunluğundaki üst kısmı ise yoğuşmaya bağlı ısı transferinin ve ısının dış ortama transferinin gerçekleştiği esas bölgedir.

Isı borusu içerisindeki akışkan ısıtıldığında, kaynamaya başlamakta ve oluşan buhar sabit sıcaklıkta bulunan borunun üst kısmına doğru yükselmektedir. Bu noktada, yükselen buhar yoğuşmaya başlamakta ve ısı borusu içinde çift fazlı akış meydana gelmektedir. En üst kısımda daha düşük sıcaklıktaki ortama ulaşan buhar yoğuşmakta ve yerçekimi etkisi ile sıvı fazında aşağı doğru akmaktadır. Çeşitli yoğuşma geri dönüş yöntemleri Çizelge 3.1’de verilmiştir:

Çizelge 3.1. Yoğuşma geri dönüş yöntemleri (Reay vd., 2006).

Yöntem	Cihaz Adı
Yerçekimi	Termosifon
Kılcal kuvvet	Standart ısı borusu Döngü ısı borusu
Merkezcil kuvvet	Dönel ısı borusu
Elektrokinetik kuvvetler	Elektrohidrodinamik ısı borusu Elektro-ozmatik ısı borusu
Manyetik kuvvetler	Manyetohidrodinamik ısı borusu Manyetik akışkan ısı borusu
Ozmotik kuvvetler	Ozmotik ısı borusu
Baloncuk pompası	Ters termosifon

Çizelge 3.1’deki geri dönüş yöntemlerine bağlı olarak farklı kullanım alanları için ısı boruları tasarlanmaktadır. Bu çalışmada ise yerçekimi destekli ısı borusunun (termosifon) güneş kollektörü tasarımında kullanılması araştırılmıştır.

3.1. Yerçekimi Destekli Isı Borusu

Çift fazlı kapalı tip bir termosifon yerçekimi destekli fitilsiz bir ısı borusu olarak adlandırılmaktadır. Buharlaşma bölgesi en altta ve yoğuşma bölgesi ise borunun en üst kısmında olması nedeniyle yerçekimi etkisiyle boru içerisinde sürekli bir döngü sağlanmaktadır. Kılcal tahrikli ısı borularında olduğu gibi yerçekimi destekli ısı borularında da ses ve buhar basıncı

limitleri sistemin çalışmasını kısıtlayan etkenler olarak ön plana çıkmaktadır. Yerçekimi destekli ısı borularında kaynama sınırı kılcal tahrikli ısı borularında olduğu gibi çekirdek kaynamasından ziyade film kaynamasından kaynaklanmaktadır. Yerçekimi destekli ısı borularındaki kaynama sınırı, boru duvarı ve ısı borusunun buharlaşma bölgesindeki sıvı arasında bir buhar filmi oluştuğunda meydana gelmektedir. Küçük sıvı dolum hacimleri için tüm çalışma akışkanının sıvı filmde tutulduğu ve sıvı havuzunun bulunmadığı kuruma sınırına ulaşılabilir. Bu durumda, giriş sıcaklığındaki herhangi bir artış buharlaşma bölümünün altında ciddi bir sıcaklık artışına neden olacaktır. Yerçekimi destekli ısı borusunun çalışması dolu iş akışkanı hacmine duyarlıdır. Fıtılsız ısı borularında, iş akışkanı hacminin belli bir değere kadar arttırılmasıyla ısı transferinin maksimum değere ulaştığı deneysel olarak görülmüştür (Faghri, 2012).

Yerçekimi kuvvetlerinin yüzey veya ara yüzey gerilim kuvvetlerine oranı olarak tanımlanan (Eşitlik 3.1) boyutsuz Bond sayısı (Bo) yerçekimi destekli ısı borularının çalışma şartlarının belirlenmesinde önemli bir parametre olarak kullanılmaktadır.

$$Bo = \frac{D_i}{\sqrt{\frac{\sigma}{g} \times (\rho_s - \rho_b)}} \quad (3.1)$$

burada D_i borunun iç çapını, σ yüzey gerilmesini ve g yerçekimi ivmesini ifade ederken ρ_s ve ρ_b sırasıyla sıvı ve buhar yoğunluğunu tanımlamaktadır. Bo sayısının 1'den çok küçük olduğu değerlerde söz konusu akışın zayıf bir şekilde yerçekimi kuvvetlerine bağlı olduğunu gösterirken, 1'den çok büyük olduğu değerlerde ise yerçekimi kuvvetlerinin ara yüzey kuvvetleri üzerinde baskın olduğunu ifade etmektedir (Reay vd., 2006).

3.2. Isı Borularında Kullanılan Akışkanlar

Isı borularında uygun bir iş akışkanı belirlemek için ilk olarak çalışma buhar sıcaklık aralığı dikkate alınmalıdır. Bu aralıkta birkaç akışkan bulunabilir ve bu akışkanlara arasında seçim yapmak için çeşitli özelliklerin incelenmesi gerekmektedir. Temel gereklilikler aşağıdaki gibi sıralanabilir (Reay vd., 2006):

- Fıtıl ve duvar malzemeleriyle uyumluluk,
- İyi ısıl kararlılık,
- Fıtıl ve duvar malzemelerinin ıslanabilirliği,
- Buhar basınçlarının çalışma sıcaklık aralığının ne çok üstünde ne çok altında olması,
- Yüksek gizli ısı,
- Yüksek ısıl iletkenlik,
- Düşük sıvı ve buhar viskoziteleri,

- Yüksek yüzey gerilimi,
- Kabul edilebilir donma yada akma noktası.

Isı borularının uzun ömürlü çalışma şartlarında meydana gelen sorunların çoğu malzeme uyumsuzluğunun doğrudan bir sonucu olarak yorumlanmaktadır. Bununla birlikte iş akışkanına özgü bir diğer özellikte akışkandaki ısı bozulma ihtimalidir. Bazı organik sıvılarda, sıvının farklı bileşenlere ayrılmasını önlemek için film sıcaklığının belirli bir değerin altında tutulması gerekmektedir. Bu nedenle iyi bir ısı kararlılık, çalışma sıcaklığı aralığında iş akışkanının seçimi için gerekli bir özelliktir. Öte yandan, sıvı yüzeyindeki gerilme yüzey alanından bağımsız olarak bir sıvının yüzeyi gerilmiş bir deri gibi davranmaktadır. Yüzey geriliminin etkin değeri sıvı/buhar, sıvı/sıvı yada katı yüzeylerdeki yabancı madde birikmesiyle büyük ölçüde değişebilmektedir (Marcus, 1972; Reay vd., 2006). İş akışkanı olarak kullanılacak akışkanların erime ve kaynama noktaları ile kullanım aralıkları Çizelge 3.2’de verilmiştir (Wallin, 2012).

Çizelge 3.2. Isı borusunda kullanılabilecek bazı iş akışkanları (Wallin, 2012).

Akışkan	Erime Noktası (°C)	Atmosfer Basıncındaki Kaynama Noktası (°C)	Kullanım Aralığı (°C)
Amonyak	-78	-33	(-60) – 100
Aseton	-95	57	0 – 120
Azot	-210	-196	(-203) – (-160)
Civa	-39	361	250 – 650
Etanol	-112	78	0 – 130
Flutec PP2	-50	76	10 – 160
Flutec PP9	-70	160	0 – 225
Gümüş	960	2212	1800 – 2300
Helyum	-271	-261	(-271) – (-269)
Heptan	-90	98	0 – 150
Lityum	179	1340	1000 – 1800
Metanol	-98	64	10 – 130
Pentan	-130	28	(-20) – 120
Potasyum	62	774	500 – 1000
Sezyum	29	670	450 – 900
Sodyum	98	892	600 – 1200
Su	0	100	30 – 200
Thermex	12	257	150 – 350
Tolüen	-95	110	50 – 200

Isı borularında kullanılan akışkanlar yaygın olarak Merit sayısı (M) kullanılarak seçilmektedir. Eşitlik 3.2’de verilen M değeri arttıkça ısı taşıma kabiliyeti de artmaktadır.

$$M = \frac{\rho_s \cdot \sigma_s \cdot h_{sb}}{\mu_s} \quad (3.2)$$

burada ρ_s , σ_s ve μ_s sırasıyla akışkanın sıvı halinin yoğunluğunu, yüzey gerilmesini ve viskozitesini ifade ederken h_{sb} ise gizli buharlaşma ısıdır. Yüksek sıvı yoğunluğu ve yüksek gizli ısı, belirli bir gücü taşımak için gereken sıvı akışını azaltırken, yüksek yüzey gerilimi pompalama kapasitesini artırmaktadır. Düşük bir sıvı viskozitesi, belirli bir güç için sıvı basıncı düşüşünü azaltmaktadır (Reay vd., 2006).

3.3. Isı Borularında Kullanılan Malzemeler

Isı borusunun imal edildiği malzeme ve geometri, içinde bulunan iş akışkanını dış ortamdaki izole etmelidir. Bu nedenle, ısı borusunun sızdırmaz olması, iç çeperlerindeki basınç değişimini koruması ve ısının iş akışkanına iletilmesinin sağlaması gerekmektedir. Isı borusu imalatında genellikle paslanmaz çelik, bakır, alüminyum, nikel, titanyum vb. malzemeler kullanılmaktadır.

Isı borusu imalatında kullanılacak malzemenin iş akışkanı ile uyumlu çalışması boru malzemesinin belirlenmesinde büyük önem arz etmektedir. Eğer iş akışkanı boru malzemesi ile kimyasal tepkimeye girecek özellikte ise boru içerisinde yabancı bir gaz oluşması muhtemeldir. Meydana gelen bu yabancı gaz ısı borusunun buharlaştırıcı veya yoğuşurucu bölgesini doldurmak suretiyle buralardaki ısı transferini ve boru içindeki döngüye engelleyecektir. Bunun önüne geçmek için ısı borusu malzemesi ve iş akışkanı seçimi birlikte ele alınmalıdır. Çizelge 3.3'te bazı iş akışkanları için uyumlu ve uyumsuz ısı borusu malzemeleri verilmiştir.

Çizelge 3.3. Bazı iş akışkanları için uyumlu ve uyumsuz ısı borusu malzemeleri (Babu ve Kamath, 2015).

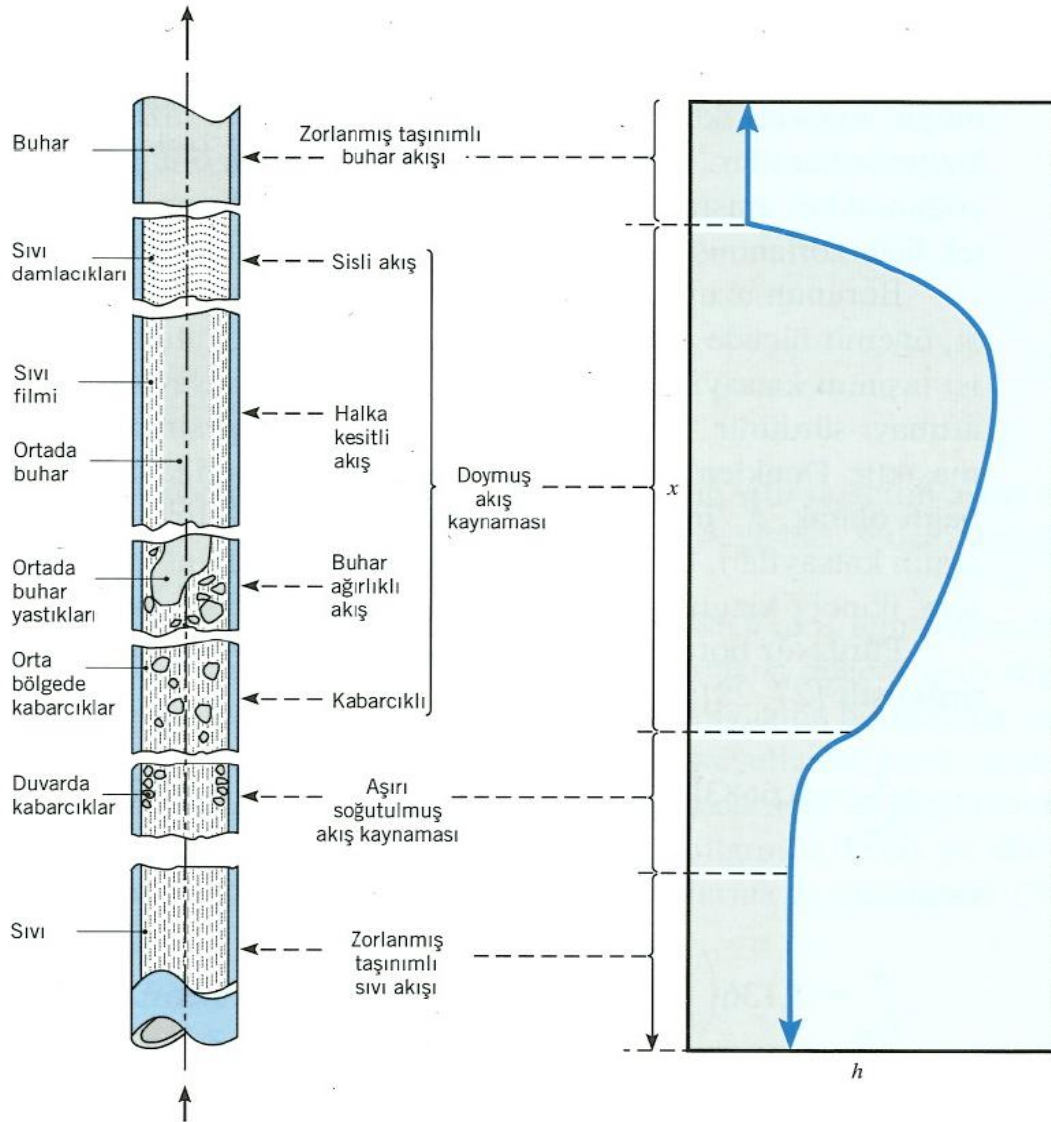
İş Akışkanı	Uyumlu Malzeme	Uyumsuz Malzeme
Amonyak	Alüminyum Paslanmaz Çelik Soğuk Haddelenmiş Çelik Nikel	Bakır
Aseton	Alüminyum Paslanmaz Çelik Bakır Pirinç Nikel Silika	-
Heptan	Alüminyum	-
Metanol	Paslanmaz Çelik Bakır Pirinç Nikel Silika	Alüminyum
Su	Paslanmaz Çelik Bakır Nikel Titanyum Silika	Alüminyum İnkonel
Thermex	Paslanmaz Çelik Bakır Silika	-

3.4. Çift Fazlı Akış

Bir akışkanın sıvı-gaz fazlarının ikisini birlikte bulundurduğu durumda meydana gelen akış çift fazlı akış olarak tanımlanmaktadır. Sıvı ve buhar karışımının bir boru içerisinde akması durumunda sıvı fazın kütsel oranına, her iki fazdaki akışkanın fiziksel özelliklerine ve akış debisine bağlı olarak birkaç akış modeli oluşur. İçinden sıvı fazda bir akışkan akarken ısıtılan bir borunun iç yüzeyinde zorlanmış taşınımli kaynamaya bağlı olarak kabarcık oluşumu meydana gelir. Oluşan kabarcıkların büyümesi ve iç yüzeyden ayrılması akış hızından önemli ölçüde etkilenir. Çift fazlı akış farklı hidrodinamik etkilerden dolayı değişik düzenlerde gerçekleşir (Genceli, 1997). Boru yüzeyinde sabit ısı akısı olan düşey bir boru içerisindeki akışkanın yukarı yönlü hareketinin gelişimi Şekil 3.2’de verilmiştir.

Şekil 3.2 incelendiğinde, doyma sıcaklığı değerinin altında başlangıçta boruya aşırı soğutulmuş olarak giren akışkana ısı geçişi tek fazlı zorlanmış taşınım ile olmaktadır. Borunun üst kısımlarında, duvar sıcaklığı sıvının doyma sıcaklığı değerini geçer ve aşırı soğutulmuş akış kaynaması bölgesinde buharlaşmaya başlar. Bu bölge büyük radyal sıcaklık değişimleri ile öne çıkar ve ısıtılan duvarda kabarcıklar oluşurken, borunun ortasına yakın bölgede aşırı soğutulmuş sıvı akışı gerçekleşir. Akış yönünde, kabarcıklı bölge kalınlaşır ve ardından ortada akan sıvı doyma sıcaklığına ulaşır. Bu aşamadan sonra, kabarcıklar herhangi bir radyal konumda yer alabilir ve bu konumlarda kuruluk derecesi sıfırdan büyük ıslak buhar olarak bulunur. Bu nokta, doymuş akış kaynaması bölgesinin başlangıcıdır ve bu bölgede artan kuruluk derecesine bağlı olarak buhar ile sıvı fazları arasındaki yoğunluk farkı sebebiyle akışkanın ortalama hızı önemli ölçüde artar.

Doymuş akış kaynaması bölgesinin ilk aşaması kabarcıklı akış düzenidir. Kuruluk derecesinin akış yönünde giderek artmasıyla tekil haldeki buharlıklar birleşerek buhar yastıkları oluştururlar. Bu buhar yastıklı akış aşamasını, boru duvarında bir sıvı filminin olduğu halka kesitli akış aşaması izler. Buhar, daha büyük bir hızla borunun orta kısmı boyunca hareket ederken, bu film borunun iç yüzeyi boyunca ilerler. Daha sonra, borunun iç yüzeyi üzerinde kuru noktaların belirdiği ve geçiş aşamasında bu noktaların boyutlarının gittikçe büyüdüğü görülür. Sonunda, borunun tüm yüzeyleri kurur ve kalan sıvının borunun ortasında bir sis akışı içinde yüksek hızla hareket eden damlacıklar biçiminde olduğu görülür. Damlacıklar da tümüyle buharlaştıktan sonra akışkan ikinci bir tek fazlı zorlanmış taşınım düzenine geçer ve kızgın buhar olur. Boru uzunluğu boyunca buhar oranının artması ile sıvı ve buhar fazlarının yoğunlukları arasındaki büyük fark bir araya gelince ortalama akış hızının, birinci (sıvı fazı) ve ikinci (buhar fazı) tek fazlı zorlanmış taşınım bölgeleri arasında onlarca kat arttığı görülür (Bergman vd., 2015).



Şekil 3.2. Zorlanmış taşınimli kaynamada bir boru içerisindeki akış düzenleri (Bergman vd., 2015).

Borunu uzunluğu boyunca, kuruluk derecesi (x) ve ortalama hız (u_m) azalır veya artarken yerel ısı taşınım katsayısı önemli ölçüde değişir. Genel olarak, aşırı soğutulmuş akış kaynaması bölgesi boyunca ısı taşınım katsayısı on kat artabilir. Taşınım katsayısı doymuş akış kaynaması bölgesinde artmayı sürdürür ve bu bölgenin içlerinde ise şartlar çok daha karmaşık olmaktadır. Pürüzsüz borular içindeki doymuş akış kaynaması bölgesi için aşağıdaki bağıntı geliştirilmiştir (Bergman vd., 2015):

$$\frac{h}{h_{tf}} = 0,6683 \left(\frac{\rho_s}{\rho_b} \right)^{0,1} x^{0,16} (1-x)^{0,64} f(Fr) + 1058 \left(\frac{q''_y A_c}{\dot{m} h_{sb}} \right)^{0,7} (1-x)^{0,8} G_{y,s} \quad (3.3a)$$

veya

$$\frac{h}{h_{tf}} = 1,136 \left(\frac{\rho_s}{\rho_b} \right)^{0,45} x^{0,72} (1-x)^{0,08} f(Fr) + 667,2 \left(\frac{q''_y A_c}{\dot{m} h_{sb}} \right)^{0,7} (1-x)^{0,8} G_{y,s} \quad (3.3b)$$

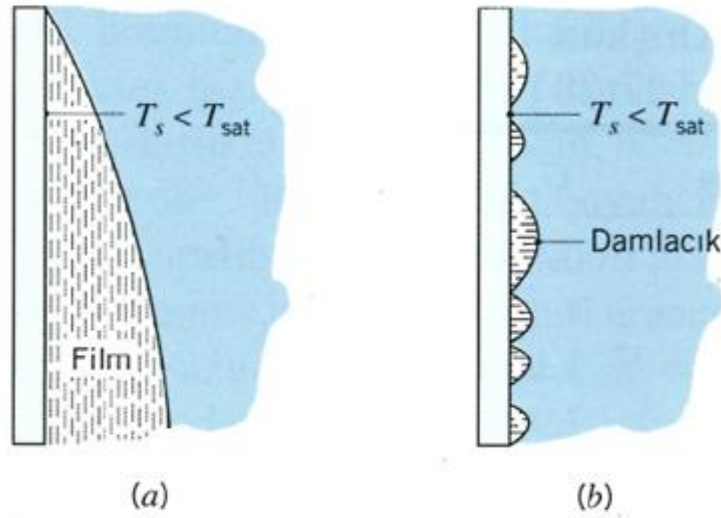
$$0 < x \lesssim 0,8$$

Burada, h_{tf} tek faz için taşınım katsayısını; ρ_s ile ρ_b sıvı ve buhar yoğunluklarını; Fr Froude sayısını ($Fr = (\dot{m}/\rho_s A_c)^2 / gD$); $f(Fr)$ katmanlaşma parametresini (düşey borular için değeri 1'dir); q''_y yüzeyden geçen ısı akısını; $\dot{m}$ kütleli debiyi; h_{sb} buharlaşma ısını ve $G_{y,s}$ yüzey akışkan ikilisine bağlı bir katsayıyı (bakır boru içindeki su ve paslanmaz çelik borular için değeri 1'dir) ifade etmektedir.

3.5. Yoğuşma

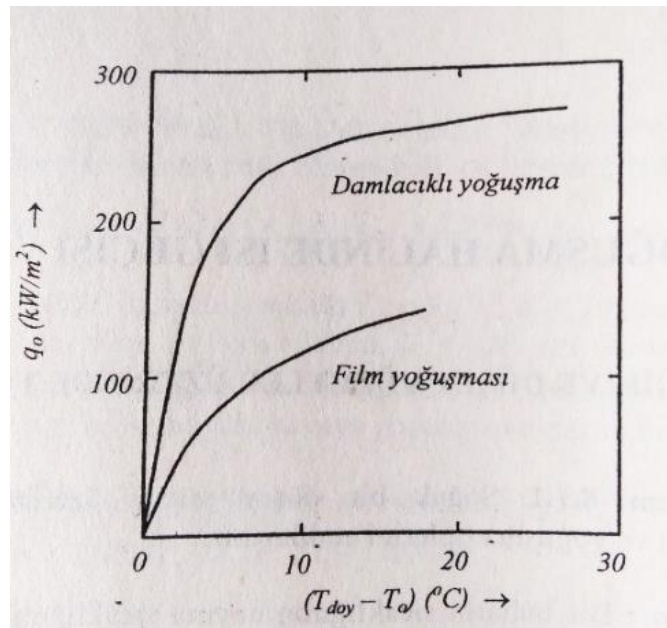
Bir düşey boru içerisinde bulunan buharın sıcaklığı doyma sıcaklığının altına düşürüldüğünde buhar, gizli ısını bırakarak yüzeye geçmesini sağlar ve boru iç duvarında yoğunlaşarak sıvı hale gelir. Sıvı da yerçekimi ivmesi ile boru iç duvarından aşağıya doğru kayar. Şekil 3.3'te bir yüzeydeki film (a) ve damlacık (b) yoğuşması gösterilmiştir.

Şekil 3.3 incelendiğinde, yoğuşma yüzey şartlarına bağlı olarak başlıca iki yolla gerçekleşmektedir. Pratikte çoğunlukla görülen yoğuşma şekli film tipi yoğuşmadır. Film yoğuşmasında buhar tarafından açığa çıkan gizli buharlaşma ısı sıvı filminin geçerek yüzeye ulaşır. Burada sıvı filmi ısı geçişinde bir ısıl direnç oluşturur. Buna karşılık yüksek derecede parlatılmış veya yağ asitlerinin sürülmüş olduğu yüzeylerde pratikte daha az karşılaşılan damlacıklı yoğuşma görümleri ve burada buhar doğrudan doğruya soğuk yüzey ile temas halindedir. Yüzeyde oluşan damlalar aşağı doğru kayarken yüzey üzerindeki diğer damlaları da sürükleyerek yüzeyin buhar ile temas haline gelmesini sağlar. Bu şekilde temizlenmiş bu yüzey üzerinde çok sayıda yeni damlacık meydana gelir.



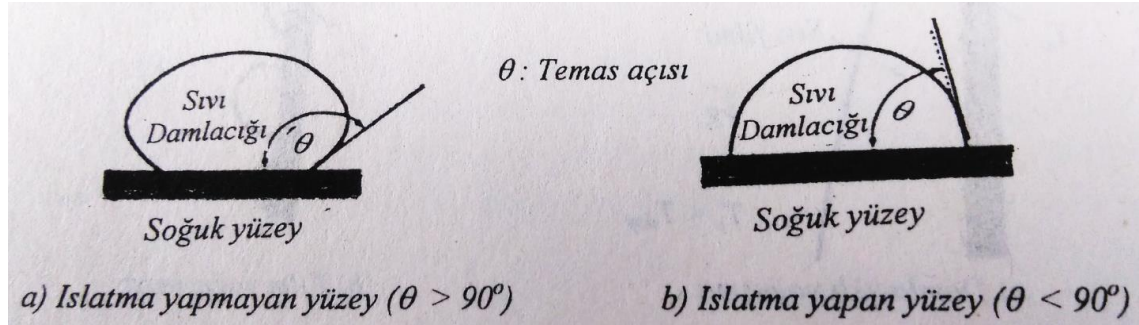
Şekil 3.3. Bir yüzey üzerindeki film (a) ve damlacık (b) yoğuşması (Bergman vd., 2015).

Yoğuşma ister bir film ister damlacıklı gerçekleşsin, sıvı fazı buhar ile yüzey arasında ısı geçişine karşı bir direnç oluşturur. Bu direnç, akış boyunca büyüyen sıvı kalınlığı ile arttığı için film yoğuşması olan durumlarda kısa düşey yüzeylerin veya yatay silindirlerin kullanılması uygun olur. Damlacıklı yoğuşmadaki ısı geçişi, aynı şartlardaki film tipi yoğuşmaya göre çok fazladır. Şekil 3.4'te atmosferik basınç altında aynı şartlara sahip düşey bir yüzey üzerinde damlacıklı ve film tipi yoğuşmada yaklaşık ısı geçiş miktarlarının değişimleri görülmektedir.



Şekil 3.4. Damlacıklı ve film tipi yoğuşmada ısı geçiş miktarlarının değişimi (Genceli, 2002).

Şekil 3.4 incelendiğinde, damlacıklı yoğuşmada ısı taşınım katsayısının (170-290 kW/m²K gibi) çok yüksek değerlerde olması nedeniyle pratikte uygulamalarda bu tip yoğuşmanın olması istenmektedir. Şekil 3.5'te gösterilen damlacık ile yüzey arasındaki θ temas açısı, damlacıklı yoğuşmaya etki eden en önemli parametre olup sıvı-yüzey kombinasyonuna bağlıdır (Genceli, 2002).



Şekil 3.5. Yüzeyin ıslatma kabiliyeti (Genceli, 2002).

Şekil 3.5 incelendiğinde, $\theta > 90^\circ$ iken ıslatma yapmayan yüzey damlacıklı yoğuşmaya; $\theta > 90^\circ$ iken ıslatma yapan yüzey ise film tipi yoğuşmaya meyillidir. Yüzeylerin ıslatmayı engelleyen silikon, teflon, yağ vb. malzemeler ile kaplanması sonucu damlacıklı yoğuşma kolaylaştırılmaktadır. Damlacıklı yoğuşmada ısı taşınım katsayısı çok büyük olmasına rağmen, emniyetli olması bakımından pratikteki hesaplamalar genellikle film tipi yoğuşmaya göre ele alınmaktadır (Genceli, 2002).

Yatay boru içerisinde yüksek buhar hızlarında çift fazlı akış, türbülanslı ve halka kesitli akış düzenini almaktadır. Buhar, halkanın ortasındaki bölgeyi kaplar ve kenardaki yoğuşmuş sıvı tabakasının kalınlığı akış yönünde arttıkça buharın kapladığı kısım da giderek küçülür ve yerel ısı taşınım katsayısı Dobson ve Chato tarafından:

$$\frac{h \cdot D}{k_s} = Nu = 0,023 Re_s^{0,8} \cdot Pr_s^{0,4} \left[1 + \frac{2,22}{X_{tt}^{0,89}} \right] \quad (3.4)$$

olarak önerilmiştir (Dobson ve Chato, 1998). Burada $Re_s = 4\dot{m}(1-x)/(\pi D \mu_s)$ olup x kuruluk derecesini ve X_{tt} hem sıvı hem de buhar fazında türbülanslı akışın varlığını tanımlayan Lockhart Martinelli parametresini ifade etmekte ve

$$X_{tt} = \left(\frac{\rho_b}{\rho_s} \right)^{0,5} \left(\frac{\mu_s}{\mu_b} \right)^{0,1} \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \quad (3.5)$$

olarak hesaplanmaktadır.

Düşey boru içerisinde yüksek buhar hızı boru içindeki yoğuşmayı etkilemektedir. Böyle durumlarda ölçülen ısı taşınım katsayıları teorik olarak hesaplanan değerlerin on katı olabilmektedir. Boru içerisinde buharın aşağı veya yukarı yönde akmasına göre düşey borularda yoğuşmaya ait teorik hesaplama değerlerinde farklı sapma değerleri meydana gelmektedir. Düşey boru içinde buharın yukarı doğru aktığı durum için film tipi yoğuşma halinde ısı taşınım katsayısı aşağıda verildiği gibi hesaplanmaktadır (Genceli, 1997):

$$h = 0,065 \left(\frac{c_{p_{ys}} k_{ys} \rho_{ys} f'}{2 \mu_{ys} \rho_b} \right) \quad (3.6)$$

burada ys alt indisi ile verilenler yoğuşan sıvıya ait özellikler olup f' ise içinde yoğuşmuş sıvı bulunan borulardaki sürtünme katsayısını ifade etmektedir.

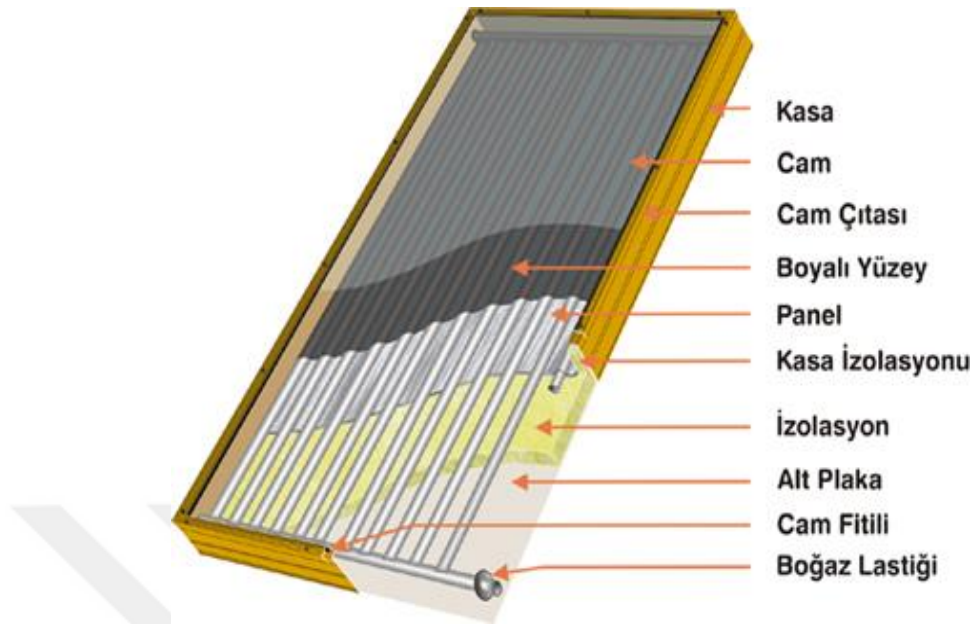
3.6. Güneş Kollektörü

Güneşten gelen ışınımı doğal veya zorlanmış taşınım ile ısı enerjisine çevirerek bir depolama tankında kullanım için hazır olarak bekleten sistemler güneş kollektörü olarak adlandırılmaktadır. Güneş kollektörleri genellikle sıcak kullanım suyu sağlanması veya mahal ısıtması amacıyla kullanılmaktadır. Kollektörler başlıca, yoğunlaştırılmış ve yoğunlaştırılmamış olmak üzere iki grupta ele alınmaktadır. Yoğunlaştırılmış güneş kollektörleri genellikle güneş enerji santrallerinde kullanılırken, yoğunlaştırılmamış güneş kollektörleri ise konut ve ticari binaların mahal ısıtmasında kullanılmaktadır (Maurer vd., 2017).

Literatürde, konut ve ticari binaların mahal ısıtmasında kullanılan yoğunlaştırılmamış güneş kollektörleri; düzlemsel (flat-plate), cam kaplamasız (unglazed), vakum borulu (evacuated tube) ve havalı güneş kollektörü (solar air) olmak üzere başlıca dört çeşit olarak ele alınmaktadır (Evangelisti vd., 2019).

3.6.1. Düzlemsel güneş kollektörü

Düzlemsel güneş kollektörleri, sıcak kullanım suyu ihtiyacını karşılamak üzere yaygın bir şekilde kullanılan cihazlardır. Şekil 3.6'da gösterildiği gibi güneş ışını cam yüzeyden geçerek koyu renkteki bir emici plakayı ısıtır ve bu plakanın enerjisiyle ısınan aracı su kullanım için bir tankta depolanır.

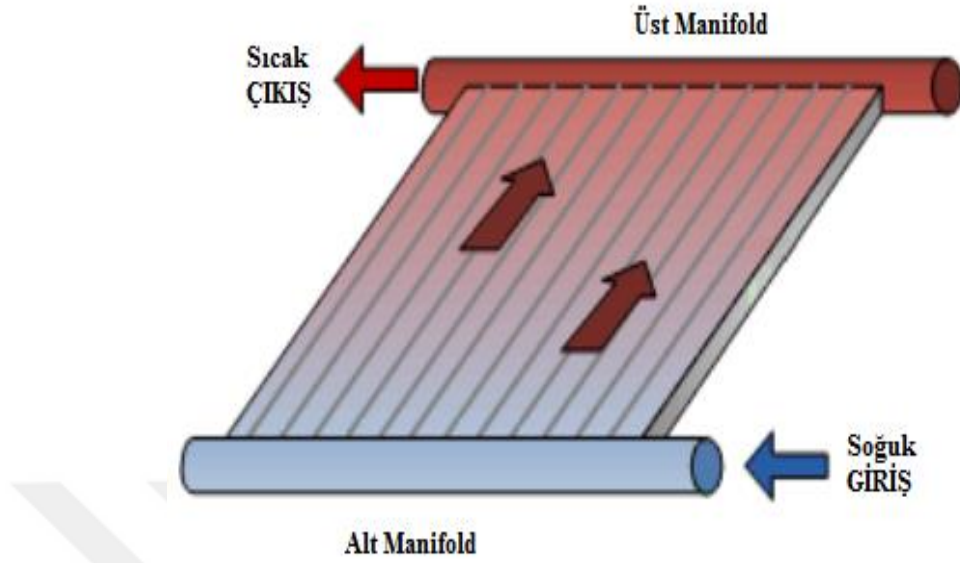


Şekil 3.6. Düzlemsel güneş kolektörünün yapısı (Ünsan, 2017).

Şekil 3.6 incelendiğinde, düzlemsel güneş kolektörü başlıca on farklı parçadan oluşmaktadır. Genellikle ahşap veya metalden yapılan kasanın üzeri izolasyon malzemesiyle kaplanır. Gerekli izolasyondan sonra alüminyum veya bakırdan yapılan borular serilir, üzeri siyaha boyanır ve cam yüzeyle kapatılarak kolektör oluşturulur.

3.6.2. Cam kaplamasız güneş kolektörü

Cam kaplamasız güneş kolektörlerinde güneşten gelen ışınlarla ısıtılan hava genellikle havalandırma ve ısıtma uygulamalarında kullanılmaktadır. Şekil 3.7’de gösterildiği gibi cam kaplamasız güneş kolektörleri emici bir cam kullanılmadan yalıtımsız olarak oluşturulmuşlardır. Bu kolektörler genellikle 30°C’den az sıcaklık gereken düşük sıcaklıklı uygulamalarda kullanılmaktadırlar.

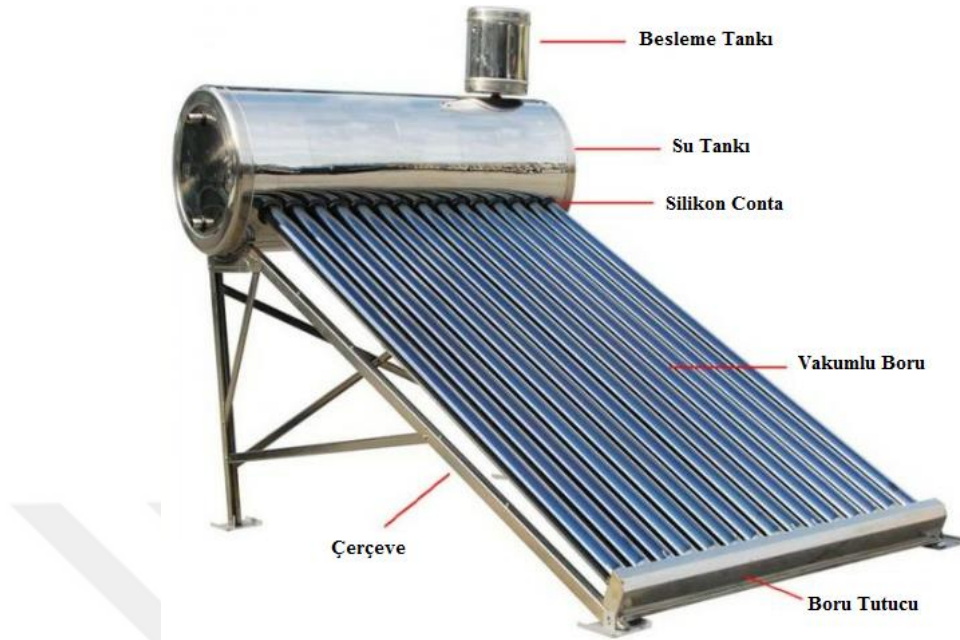


Şekil 3.7. Cam kaplamasız güneş kolektörünün yapısı (Alternative Energy, 2017).

Şekil 3.7 incelendiğinde, cam kaplamasız güneş kolektörleri güneş ışınından en fazla ölçüde yararlanmak için siyah renkli plastik ve koyu renkli delikli yüzeye sahip metal malzemeden imal edilmektedir. Bu kolektörlerin cam kaplaması olmadığından güneş ışınımı yüksek oranda emilmektedir. Bunun yanı sıra, kolektörler yalıtılmadığı için özellikle rüzgarlı dış ortam şartlarında emilen ısının önemli bir kısmı kaybolması en büyük dezavantajıdır (Bandara vd., 2018).

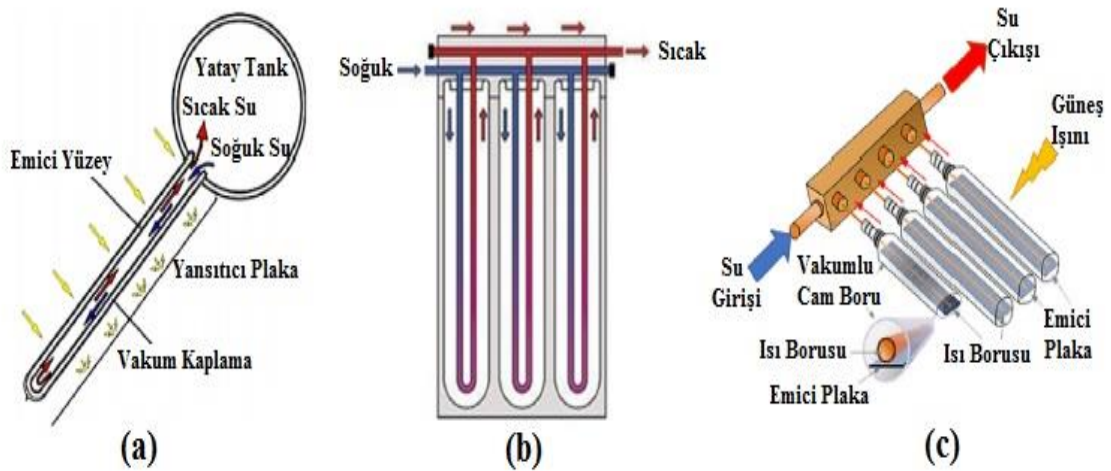
3.6.3. Vakum borulu güneş kolektörü

Düzlemsel güneş kolektörünün farklı bir yapıya sahip çeşidi olan vakum borulu güneş kolektörü, emici plaka ile saydam kaplama arası vakumlanarak havasız bir boşluk elde edilen vakumlu cam borulardan oluşmaktadır. Emici yüzey ile kaplama arasındaki vakumlu ortam taşınım kayıplarını azaltmakta hatta ortadan kaldırmaktadır. Düzlemsel güneş kolektörlerinde elde edilen sıcaklık 30-80°C aralığındayken vakum borulu güneş kolektörleri 50°C ile 200°C sıcaklık aralığına ulaşabilmektedir (Kalogirou vd., 2016). Şekil 3.8’te gösterildiği gibi her vakumlu boru güneş ışınını emebilen koyu renkli seçici boya uygulanmış ikincil bir eş merkezli boru içermektedir.



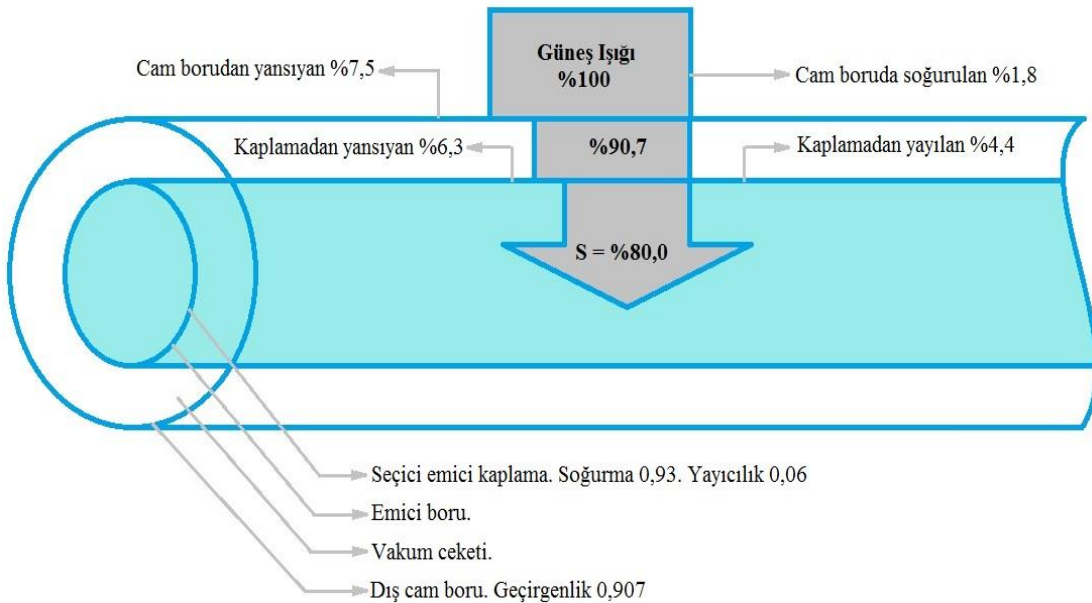
Şekil 3.8. Vakum borulu güneş kolektörünün yapısı (Thermal Solar, 2017).

Şekil 3.8 incelendiğinde, vakum borulu güneş kolektörü besleme tankı, su tankı, silikon conta, vakumlu boru, çerçeve ve boru tutucu olmak üzere altı ana yapıdan oluşmaktadır. Vakumlu cam borular çerçevenin alt kısmındaki boru tutucuya yerleştirilerek güneş ısının çekildiği emici bölgeyi oluştururlar. Vakumlu cam borular üst kısımda silikon contalar yardımıyla su tankına bağlanarak güneşten elde edilen ısı burada kullanım suyuna aktarılmaktadır. Şekil 3.9’da verildiği gibi vakum borulu güneş kolektörünün 3 farklı çeşidi bulunmaktadır.



Şekil 3.9. Vakum borulu güneş kolektörü çeşitleri; (a) su-cam borulu kolektör, (b) U-tipi kolektör ve (c) ısı borulu kolektör (Evangelisti vd., 2019).

Şekil 3.9 incelendiğinde, vakum borulu güneş kolektörü; su-cam borulu kolektör, U-tipi kolektör ve ısı borulu kolektör olmak üzere 3 çeşittir. Su-cam borulu kolektör (Şekil 3.9a) tek bir ucu kapalı diğer ucu tanka açık olan su dolu vakumlu cam borulardan oluşmaktadır. İki eş merkezli cam borudan imal edilen vakumlu cam boruda iç borunun dış yüzeyi üzerinde işlem görmüş bir seçici yüzeyle kapatılmış olup iki boru arası havasız vakumlu ortam elde edilmiştir. Vakumlu cam borudan yatay su tankına ısı transferi doğal taşınım ile meydana gelmektedir. Güneş ışını, borunun üst kısmı boyunca kademeli olarak yükselen suyu ısıtmakta ve daha sıcak su tanktaki soğuk su ile yer değiştirerek bir çevrim vasıtasıyla çalışmaktadır. U-tipi kolektör (Şekil 3.9b), su ve hava gibi termal sıvı vakumlu cam boru içerisine yerleştirilmiş U-şeklindeki seçici siyah boyalarla işlenmiş metal boru içinde akarak güneşten aldığı enerjiyle ısınarak enerjisini dışarıya vermektedir. Isı borulu kolektör (Şekil 3.9c), vakumlu cam boru içerisine yerleştirilen bir emici plaka üzerine koyulan bir ısı borusu ile oluşturulan her bir vakumlu borunun çerçeve üzerine dizilmesiyle elde edilmektedir. Vakumlu cam tüp içindeki ısı borusu, düşük sıcaklıklarda buharlaşabilen alkollü bir çözelti ile doldurulmuş bakırdan imal edilen özel bir borudur. Emici plaka yardımıyla güneşten emilen ışınlama alkollü çözelti ısıtarak buharlaşır ve borunun üst kısmına ulaşarak kullanım suyunu ısıtır. Burada ısıyı kaybeden alkollü çözelti buharı yoğunlaşarak sıvı formda tekrar borunun alt kısmına iner ve bu şekilde sürekli bir çevrimde çalışmaktadır (Colangelo vd., 2016; Evangelisti vd., 2019). Bu üç kolektör çeşidi tek katlı vakumlu cam boru içerisine veya Şekil 3.10’da gösterilen vakumlu iç içe cam boru içerisine yerleştirilerek güneşten emilen enerjiyi kullanmaktadırlar.

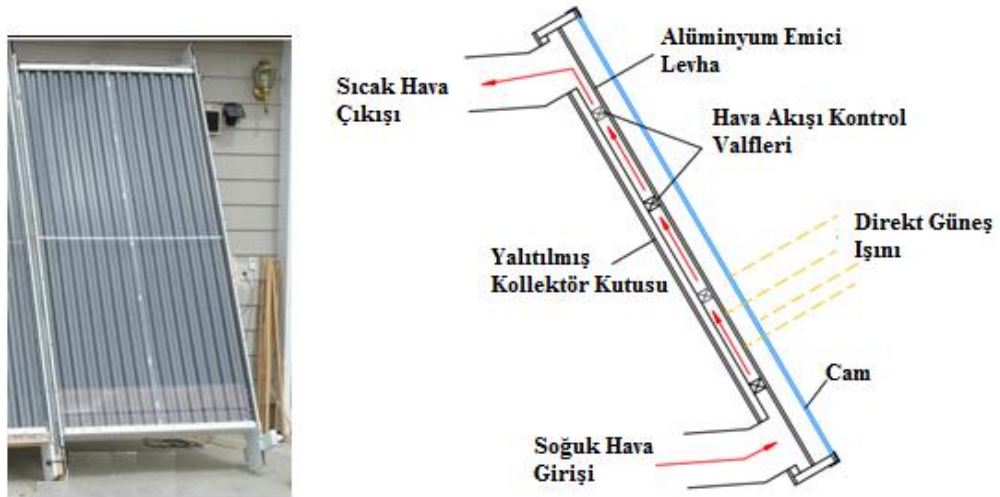


Şekil 3.10. Vakumlu iç içe cam borudaki kayıplar ve enerji dengesi (Kim vd., 2007).

Şekil 3.10 incelendiğinde, içi içe iki adet cam boru araları vakumlanarak dış bir kabuk oluştururken içteki cam boru seçici emici bir yüzeyle kaplanmaktadır. Güneşten gelen enerjinin %7,5'i dış cam borudan yansıyan ve %1,8'i dış cam boruda soğurulan olarak kaybolmakta iken %6,3'ü kaplamadan yansıyan ve %4,4'ü kaplamadan yayılan olarak içteki kaplamalı boruya ulaşmamaktadır. Böylelikle güneş ışınından gelen 100 birimlik enerjinin 80 birimi seçici emici kaplama tarafından emilerek (S) iş akışkanına verilen net ısı kazancına eşittir (Kim vd., 2007).

3.6.4. Havalı güneş kolektörü

Havalı güneş kolektörleri, cam kaplamalı olup emici yüzeyleri tarafından elde edilen güneş enerjisi iş akışkanı olarak kullanılan havaya aktararak ısıtmaktadır. Üretilen sıcak hava evsel ısıtma ve bazı endüstriyel ürünlerin kurutulmasında kullanılmaktadır.



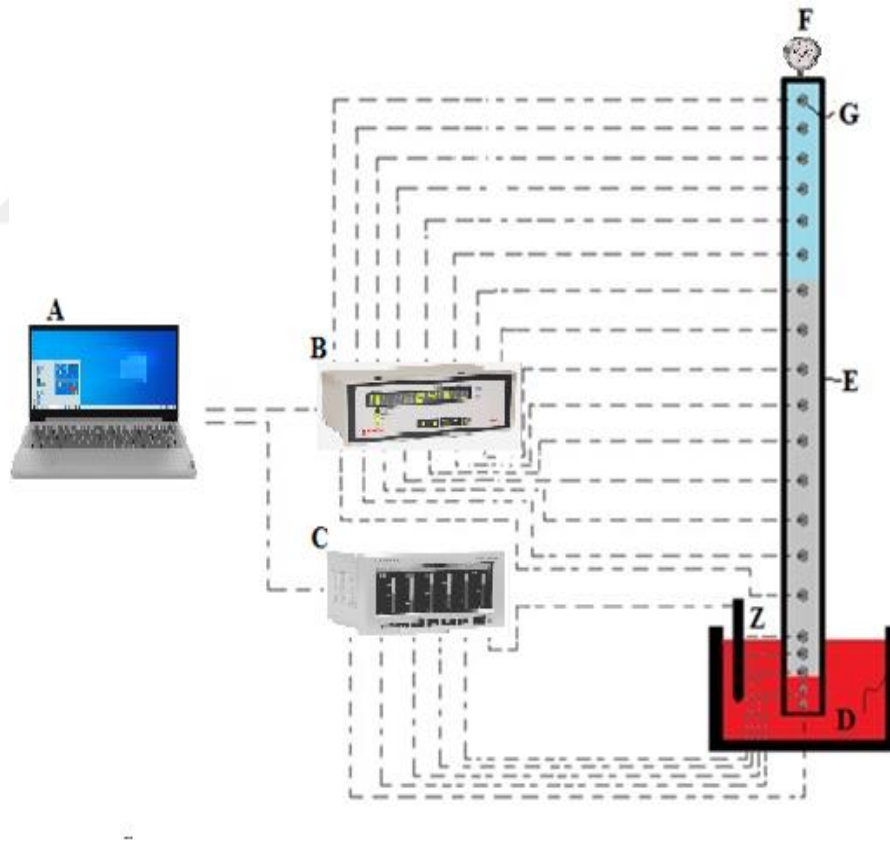
Şekil 3.11. Havalı güneş kolektörünün yapısı (Stonehaven Life, 2017).

Şekil 3.11’de gösterildiği gibi havalı güneş kolektörü, alüminyum emici levha, hava akışı kontrol valfleri, yalıtılmış kolektör kutusu ve en üstte cam kaplama olmak üzere başlıca dört bileşenden oluşmaktadır. Cam kaplamadan geçen direkt güneş ışını alüminyum emici levha tarafından emilerek soğuk olarak giren havayı ısıtmaktadır. Isınan hava yoğunluk farkı ile yükselerek debi ayarlaması sağlayan hava akışı kontrol valflerinden geçerek kullanılmak üzere direkt olarak istenilen sürece yönlendirilmektedir.

4. DENEYSEL ÇALIŞMA

Mühendislik problemlerin sayısal olarak çözümlenmesinin geçerli olması için problemin deney düzeneğinin kurularak deneysel çalışmanın yapılması gerekmektedir. Bu tezde ele alınan yer çekimi destekli ısı borusunun ısıl performans analizi laboratuvar ortamında kurulan deney düzeneği kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Bir sonraki bölümde elde edilen *HAD* sonuçları deneysel çalışma sonucu elde edilen sonuçlarla kıyaslanarak sayısal modelin doğrulanması yapılacaktır. Deneysel çalışma, farklı parametreler (boru malzemesi, eğim açısı, sıvı hacmi vb.) kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

Tasarlanan deney düzeneğine ait akış diyagramı Şekil 4.1’de verildiği gibidir. Buna göre ölçüm sistemi; bilgisayar (A), veri kaydedicileri (B-C), resistanslı ısıtıcı-ısı kaynağı (D), vakumlu bakır ve cam boru (E), manometre (F), termokupllar (G-Z)’dan oluşmaktadır.



Şekil 4.1. Vakumlu boru için tasarlanan deney düzeneğine ait akış diyagramı.

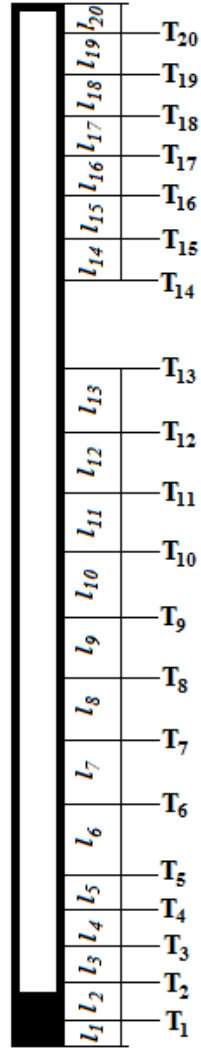
Şekil 4.1’de görüldüğü gibi dış ısı kaynağı olarak ayarlanabilir sıcaklığa sahip su ısıtıcısı kullanılmıştır. Su ısıtıcısının sıcaklığı belirlenen sabit bir sıcaklığa ayarlanmakta ayrıca

içerisindeki su sıcaklığı ve ortam sıcaklığı da anlık olarak ölçülmektedir. Boru yüzeyinde sıcaklık ölçümü sıvıya dalan kısımda 5 adet teflon izolasyona sahip şaftlı ve diğer kısımlarda 15 adet K tip termokupl ile yapılırken basınç ölçümü ise Pakkens marka analog manometre ile gerçekleştirilmiştir. Sıcaklık ölçümleri Elimko marka veri kaydedicileri vasıtasıyla anlık olarak kayıt altına alınmıştır.

Uzunluğu 1500 mm, iç çapı 26 mm ve dış çapı 28 mm olan bakır ve cam boru mutlak 6 kPa basınca vakumlanmıştır. K tipi termokupllar boru yüzeyinde olmak üzere sıvı bölgesinde alttan 1 cm mesafeden itibaren 2 cm aralıklarla 5 adet teflon izolasyona sahip şaftlı, buharlaşma bölgesinde 10 cm aralıklarla 8 adet ve yoğunlaşma bölgesinde 5 cm aralıklarla 7 adet olmak üzere toplam 20 adet kullanılmıştır. Ayrıca, ayarlanabilir ısıtıcının ve ortamın sıcaklığını anlık olarak takip etmek üzere birer adet termokupl kullanılmıştır. Termokuplların yerleşim yerleri ve termokupllar arası mesafeler sırasıyla Şekil 4.2 ve Çizelge 4.1’de gösterildiği gibidir.

Çizelge 4.1. Termokupllar arası mesafeler.

	l_1	l_2	l_3	l_4	l_5	l_6	l_7	l_8	l_9	l_{10}
Uzunluk (mm)	10	20	20	20	20	100	100	100	100	100
	l_{11}	l_{12}	l_{13}	l_{14}	l_{15}	l_{16}	l_{17}	l_{18}	l_{19}	l_{20}
Uzunluk (mm)	100	100	100	50	50	50	50	50	50	20



Şekil 4.2. K tipi termokuplların yerleşim yerlerinin gösterimi.

Şekil 4.2’de verilen termokupllardan alınan değerler kullanılarak kaynama, buharlaşma ve yoğuşma bölgelerinin ortalama sıcaklıkları aşağıda verilen eşitlikler yardımıyla hesaplanmıştır:

$$T_{kay,ort} = \frac{T_1+T_2+T_3+T_4+T_5}{5} \quad (4.1)$$

$$T_{buh,ort} = \frac{T_6+T_7+T_8+T_9+T_{10}+T_{11}+T_{12}+T_{13}}{8} \quad (4.2)$$

$$T_{yoğ,ort} = \frac{T_{14}+T_{15}+T_{16}+T_{17}+T_{18}+T_{19}+T_{20}}{7} \quad (4.3)$$

Vakumlu boru deneylerde sabit sıcaklıkta tutulan bir ısı kaynağına daldırılmakta ve zamanla boru ısınmaktadır. Boruya verilen ısı miktarı, borunun birim zamanda ortam

sıcaklığından ölçülen sıcaklığa ulaşmasını sağlayan enerjiye eşittir. Sıvı içerisine daldırılan vakumlu borunun kaynama bölgesinde ve dış hava ortamına açık veya sıvı içerisine daldırılmış yoğuşma bölgesinde doğal taşınım gerçekleşmektedir. Kaldırma kuvvetlerinin sürtünme kuvvetlerine oranı olarak tanımlanan Grashof sayısı doğal taşınımında rol oynayan önemli bir parametredir. Bu boyutsuz sayı L uzunluğundaki bir yüzey için aşağıdaki eşitlik yardımıyla hesaplanmaktadır.

$$Gr_L \equiv \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu^2} \quad (4.4)$$

burada β ve ν sırasıyla hacimsel genleşme katsayısını ve kinematik viskoziteyi ifade etmektedir. Laminer akışta uzun bir düşey silindir için doğal taşınım bağıntıları vakumlu boru çevresindeki taşınımında geçerlidir. Churchill ve Chu tarafından düşey silindirdeki ortalama Nusselt sayısı için bir bağıntı önermişlerdir (Churchill ve Chu, 1975).

$$\overline{Nu}_L = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 Ra_L^{1/6}}{[1 + (0.492/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 \quad (4.5)$$

burada Ra_L ve Pr sırasıyla Rayleigh ve Prandtl sayılarını ifade etmektedir (Bergman vd., 2015). Eşitlik 4.5 tüm Ra_L sayılarında geçerli olmasına rağmen bu eşitlik sadece $D/L \gtrsim 35/Gr_L^{1/4}$ şartının geçerli olduğu durumlarda kullanılabilir. Bu koşul bu çalışmada sağlanamadığı için ince uzun düşey silindirler için geçerli farklı bağıntılara ihtiyaç duyulmaktadır. Bu nedenle, L uzunluğunda ve D çapına sahip bir boru için ortalama $\overline{Nu}_L$ ve Ra_L sayısı için aşağıdaki eşitlik önerilmiştir (Le Fevre vd., 1956; Bejan, 2013).

$$\overline{Nu}_L = \frac{4}{3} \left[\frac{7Ra_L Pr}{5(20+21Pr)} \right]^{1/4} + \frac{4(272+315Pr)L}{35(64+63Pr)D} \quad (4.6)$$

$$Ra_L = \frac{g\beta\Delta T L^3}{\alpha\nu} \quad (4.7)$$

burada ΔT boru yüzeyi ile sıvı ısı kaynağı arasındaki sıcaklık farkını ifade ederken α ise ısı yayılım katsayısıdır. Eşitlik 4.6 tüm Ra_L sayılarında geçerli olmasına rağmen bu eşitlik sadece $D/L > Ra_L^{-1/4}$ şartının geçerli olduğu durumlarda kullanılabilir. Su içine dalmış vakumlu borunun kaynama bölgesindeki ortalama duvar ısı transfer katsayısı ve toplam ısı aşağıdaki eşitlikler yardımıyla hesaplanmaktadır.

$$\bar{h}_{su} = \frac{k \cdot \overline{Nu}_{L_{kay}}}{L_{kay}} \quad (4.8)$$

$$\dot{Q}_{su} = \bar{h}_{su} (\pi \times D_{dış} \times L_{kay}) \Delta T_{su} \quad (4.9)$$

burada ΔT_{su} ısı kaynağı sıcak su ile boru cidarı arasındaki sıcaklık farkını ifade etmektedir. Sıcak su ısı kaynağının verdiği ısı miktarı vakumlu borunun aldığı ısı miktarına eşit olup vakumlu borunun kaynama bölgesindeki ısı transfer katsayısı aşağıdaki eşitlik yardımıyla hesaplanmaktadır:

$$h_{kay,DNY} = \frac{\dot{Q}_{kay}}{(\pi \times D_{iç} \times L_{kay})(T_{cidar,kay} - T_{doy})} = \frac{\dot{Q}_{su}}{(\pi \times D_{iç} \times L_{kay})(T_{cidar,kay} - T_{doy})} \quad (4.10)$$

Eşitlik 4.10 ile hesaplanan $h_{kay,DNY}$ değerlerini doğrulamak için literatürde kullanılan bazı eşitlikler ile kıyaslanması gerekmektedir. Bu amaçla, deneysel ısı transfer katsayıları literatürdeki Shiraishi vd. (Shiraishi vd., 1982) ve Imura vd. (Imura vd., 1983) bağıntıları kullanılmıştır (Andrzejczyk, 2019).

$$h_{kay,Shi} = 0.32 \left(\frac{\rho_{su}^{0.65} k_{su}^{0.3} c_{p,su}^{0.7} g^{0.2}}{\rho_{buhar}^{0.25} h_{sb}^{0.4} \mu_{su}^{0.1}} \right) \left(\frac{P_{buhar}}{P_{atm}} \right)^{0.23} \left(\frac{\dot{Q}}{A_{kay}} \right)^{0.4} \quad (4.11)$$

$$h_{kay,Imu} = 0.32 \left(\frac{\rho_{su}^{0.65} k_{su}^{0.3} c_{p,su}^{0.7} g^{0.2}}{\rho_{buhar}^{0.25} h_{sb}^{0.4} \mu_{su}^{0.1}} \right) \left(\frac{P_{buhar}}{P_{atm}} \right)^{0.3} \left(\frac{\dot{Q}}{A_{kay}} \right)^{0.4} \quad (4.12)$$

Deney şartlarındaki ortam havasıyla temas halindeki buharlaşma ve yoğunlaşma bölgelerinde de havayla doğal taşınım meydana gelecektir. Burada meydana gelen taşınım ile ısı transferi hesaplayabilmek için Eşitlik 4.6 kullanılacak olup ilgili parametreler hava için bulunacaktır. Buharlaşma bölgesindeki ortalama duvar ısı transfer katsayısı ve toplam ısı aşağıdaki eşitlikler yardımıyla hesaplanmaktadır.

$$\bar{h}_{hava,buh} = \frac{k \cdot \overline{Nu}_{L_{buh}}}{L_{buh}} \quad (4.13)$$

$$\dot{Q}_{hava,buh} = \bar{h}_{hava,buh} (\pi \times D_{dış} \times L_{buh}) \Delta T_{hava,buh} \quad (4.14)$$

burada $\Delta T_{hava,buh}$ ortam havası ile buharlaşma bölgesinin boru cidarı arasındaki sıcaklık farkını ifade etmektedir. Aynı şekilde yoğunlaşma bölgesindeki ortalama duvar ısı transfer katsayısı ve toplam ısı aşağıdaki eşitlikler yardımıyla hesaplanmaktadır.

$$\bar{h}_{hava,yoğ} = \frac{k \cdot \overline{Nu}_{L_{hava,yoğ}}}{L_{yoğ}} \quad (4.15)$$

$$\dot{Q}_{hava,yoğ} = \bar{h}_{hava,yoğ} (\pi \times D_{dış} \times L_{yoğ}) \Delta T_{hava,yoğ} \quad (4.16)$$

burada $\Delta T_{hava,yoğ}$ ortam havası ile yoğunlaşma bölgesinin boru cidarı arasındaki sıcaklık farkını ifade etmektedir. Düşey boru içerisinde yoğunlaşma aynı düşey levha bir levha üzerinde gerçekleşen laminar film yoğunlaşması olarak kabul edilebilir. Burada yoğunlaşan buhar sıvı hale dönüşürken

buharlaşma gizli ısı denilen bir ısı açığı çıkartır. Buna bağlı olarak vakumlu borunun yoğuşma bölgesinin ortalama ısı transfer katsayısı (Bergman vd., 2015):

$$h_{yoğ,DNY} = \frac{\overline{Nu}_{Lyoğ}.k_s}{L_{yoğ}} = 0,943 \left[\frac{g.\rho_s(\rho_s-\rho_b)k_s^3.h'_{sb}}{\mu_s(T_{doy}-T_{cidar,yoğ})L_{yoğ}} \right]^{1/4} \quad (4.17)$$

eşitliği yardımıyla hesaplanmaktadır. Burada, $\overline{Nu}_{Lyoğ}$ ortalama Nusselt sayısını ve h'_{sb} ısı etkilerden kaynaklanan kitlesel hareketin de göz önüne alınmasıyla elde edilen düzeltilmiş gizli buharlaşma ısını ifade etmekte olup aşağıdaki eşitlikle hesaplanmaktadır:

$$h'_{sb} = h_{sb}(1 + 0,68 Ja) \quad (4.18)$$

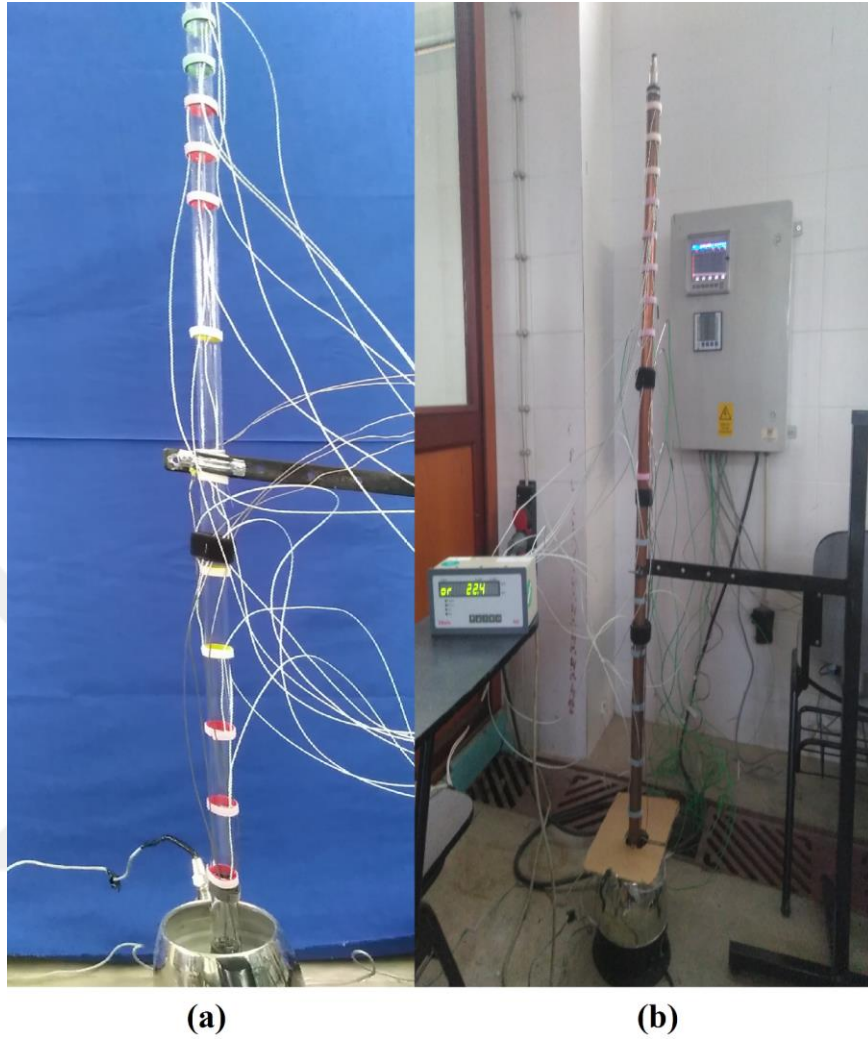
Burada Ja , Jakob sayısı olup

$$Ja = c_{p,s} (T_{doy} - T_{cidar,yoğ}) \quad (4.19)$$

eşitliği yardımıyla bulunmaktadır. Eşitlik 4.18 ve 4.19 kullanılırken tüm sıvı özellikleri ortalama film sıcaklığına ($T_f = (T_{doy} - T_{cidar,yoğ})/2$) göre ele alınmalıdır. Öte yandan, ρ_b ve h_{sb} doyma sıcaklığında tablodan okunmalıdır (Bergman vd., 2015). Bununla birlikte vakumlu borunun deneysel termal performansı (R_{DNY}) aşağıdaki eşitlik yardımıyla hesaplanmaktadır (Liu vd.,2011):

$$R_{DNY} = \frac{(T_{kay,ort}-T_{yoğ,ort})}{\dot{Q}_{verilen}} \quad (4.20)$$

Boru içerisine farklı hacimlerde (5 ml, 10 ml, 15 ml ve 20 ml) su konulmuş ve vakum pompasıyla boru içi vakumlandıktan sonra içerideki basınç Pakkens marka analog manometre ile kontrol edilmiştir. Deneyler sistem kararlı hale gelene kadar yaklaşık olarak 10 dakikalık süre için gerçekleştirilirken her saniye anlık olarak ölçüm alınmıştır. Deneylerin yapıldığı ortam ve deney düzeneği şekil 4.3'te verilmiştir.



Şekil 4.3. Deneylerin yapıldığı ortam ve deney düzeneği; (a) cam boru, (b) bakır boru.

Şekil 4.3'te verilen deney ortamı Kütahya Dumlupınar Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü Termodinamik ve Isı Tekniği Laboratuvarında kurulmuştur. Deney ortamı deniz seviyesinden 1025 m yükseklikte olup bu seviyedeki ortalama atmosfer basıncı kPa cinsinden (Çengel ve Cimbala, 2012):

$$P_{ortam} = 101,325 \times (1 - 0,02256 \times z)^{5,256} \quad (4.21)$$

formülü yardımıyla hesaplanmaktadır. Burada, z km cinsinden ortamın deniz seviyesinden yüksekliğini ifade etmektedir. Eşitlik 4.21 kullanılarak deney ortamının ortalama atmosfer basıncı 89,60 kPa olarak hesaplanmıştır. Öte yandan, Şekil 4.4'te gösterildiği gibi barometre kullanılarak deney yapılan ortamın atmosfer basıncı 899,6 hPa (89,96 kPa) olarak ölçülmüştür.



Şekil 4.4. Deneylerin yapıldığı ortam basıncının barometre ile ölçülmesi.

Eşitlik 4.21 kullanılarak hesaplanan değer ile barometreyle ölçülen değer arasında %0,4'lük bir fark bulunmaktadır. İki değer arasındaki bu fark oldukça küçük olup kabul edilebilir ölçüdedir. Mutlak vakum basıncının hesaplanmasında (Eşitlik 4.22) barometre ile ölçülen değer kullanılmıştır.

$$P_{mutlak} = P_{ortam} - P_{vakum} \quad (4.22)$$

Eşitlik 4.22 kullanılarak hesaplanan mutlak basınca göre doyma sıcaklığı değişmektedir. İş akışkanı olarak su kullanıldığından mutlak basınca göre doyma sıcaklığı, yoğunluğu ve buharlaşma entalpisi gibi fiziksel özellikleri Çizelge 4.2'de verilmiştir (Çengel ve Boles, 2012).

Çizelge 4.2. Suyun farklı basınçlardaki fiziksel özellikleri (Çengel ve Boles, 2012).

P_{mutlak} (kPa)	T_{doyma} (°C)	$\rho_{sıvı}$ (kg/m ³)	ρ_{buhar} (kg/m ³)	h_{sb} (kJ/kg)
1,0	6,97	1000	0,00774	2484,4
1,5	13,02	999,001	0,01137	2470,1
2,0	17,50	999,001	0,01493	2459,5
2,5	21,08	998,004	0,01844	2451,0
3,0	24,08	997,009	0,02190	2443,9
4,0	28,96	996,016	0,02874	2432,3
5,0	32,87	995,025	0,03548	2423,0
7,5	40,29	992,063	0,05199	2405,3
10	45,81	990,099	0,06817	2392,1
15	53,97	986,193	0,09980	2372,3
20	60,06	983,284	0,13075	2357,5
25	64,96	980,392	0,16120	2345,5
30	69,09	978,474	0,19125	2335,3
40	75,86	974,659	0,25042	2318,4
50	81,32	970,874	0,30861	2304,7

Çizelge 4.2 incelendiğinde, suyun buharlaşması için buharlaşma entalpisi değerinde enerjiye ihtiyaç duyarken yoğunlaşırken de aynı değer de enerji açığa çıkmaktadır. Öte yandan, basınç arttıkça sıvı yoğunluğunun azaldığı ve buhar yoğunluğunun arttığı görülmektedir. Deneylerde kullanılan cam ve bakır borunun malzeme özellikleri Çizelge 4.3'te verilmiştir.

Çizelge 4.3. Cam ve bakır borunun malzeme özellikleri

.	ρ (kg/m ³)	c_p (J/kg.K)	k (W/m.K)
Cam	2500	800	0,80
Bakır	8978	381	387,60

Deneylerde cam ve bakır borunun yüzey sıcaklıkları termokupllar yardımıyla ölçülmüştür. Boru içerisinde meydana gelen fiziksel değişimlerin incelenmesi amacıyla kullanılan cam borunun görüntüsü video kamera ile kayıt altına alınmıştır. Elde edilen video kaydı

program yardımıyla anlık görüntülere dönüştürülmüştür. Öte yandan deney süresinde eş zamanlı olarak cam borunun buharlaşma ve yoğuşma bölgesi termal kamera ile görüntülenmiştir. Deneylerde Şekil 4.5'te verilen Testo 880 termal kamera kullanılmıştır.



Şekil 4.5. Deneylerde kullanılan Testo 880 marka termal kamera.

Deneylerde kullanılan tüm cihazlar ölçülen değerleri belirli bir hassasiyet içerisinde ölçmektedirler. Üretici tarafından belirlenen bu hassasiyet değerleri ölçüm parametreleri üzerinde dikkate alınması gereken değerlerdir. Bu çalışmada kullanılan ölçüm ve kontrol cihazlarının teknik özellikleri Çizelge 4.4'te verilmiştir.

Çizelge 4.4. Deneylerde kullanılan ölçüm ve kontrol cihazlarının teknik özellikleri.

Ölçüm ve Kontrol Cihazı	Teknik Özellikler
Termokupl-1 (T1)	Termal izolasyona sahip şaftlı K-tipi. Hassasiyet: $\pm 1,5^{\circ}\text{C}$ yada Ölçüm Değerinin $\pm \%1,5$ 'i (hangisi büyükse)
Termokupl-2 (T2)	
Termokupl-3 (T3)	
Termokupl-4 (T4)	
Termokupl-5 (T5)	
Termokupl-6 (T6)	K-tipi. Hassasiyet: $\pm 1,5^{\circ}\text{C}$ yada Ölçüm Değerinin $\pm \%1,5$ 'i (hangisi büyükse)
Termokupl-7 (T7)	
Termokupl-8 (T8)	
Termokupl-9 (T9)	
Termokupl-10 (T10)	
Termokupl-11 (T11)	
Termokupl-12 (T12)	
Termokupl-13 (T13)	
Termokupl-14 (T14)	
Termokupl-15 (T15)	
Termokupl-16 (T16)	
Termokupl-17 (T17)	
Termokupl-18 (T18)	
Termokupl-19 (T19)	
Termokupl-20 (T20)	
Vakum manometre	Pakkens, Analog Ø100 Manometre. Hassasiyet: $\pm \%1$ tam skala üzerinden.
Veri kaydedicisi-1	Elimko PR-100, 12 kanal. Hassasiyet: Kaydedilen değer $\pm \%0,5$ 'i yada $\pm 1^{\circ}\text{C}$
Veri kaydedicisi -2	
Termal Kamera	Testo 880, $32^{\circ} \times 24^{\circ}$ standart lens. Hassasiyet: $\pm 2^{\circ}\text{C}$ yada Ölçüm Değerinin $\pm \%2$ 'si (hangisi büyükse)

Çizelge 4.4 incelendiğinde, hassasiyeti en düşük cihaz $\pm \%2$ ile termal kamera iken en yüksek hassasiyete sahip cihaz $\pm \%0,5$ değerle veri kaydedicileridir. Elde edilen ölçüm değerleri

değerlendirilirken, Çizelge 4.4'te verilen hassasiyet değerleri de göz önünde bulundurulmalıdır. Öte yandan deneyler gerçekleştirilirken belirlenemeyen ölçüm hataları meydana gelmektedir. Bu hatalar genel olarak deney ölçüm belirsizliği olarak adlandırılmaktadır. Deneyler sonucu elde edilen veriler, n ; yapılan ölçüm sayısı, X_m ; yapılan ölçümleri belirtmek üzere, belirsizlik analizi yapılarak değerlendirilmiştir. Ölçümlerin aritmetik ortalaması ($\bar{X}$);

$$\bar{X} = \frac{\sum X_m}{n} \quad (4.23)$$

eşitliği ile verilmektedir. Standart sapma (SD);

$$SD = \sqrt{\frac{\sum_{m=1}^n (X_m - \bar{X})^2}{(n-1)}} \quad (4.24)$$

eşitliği ile hesaplanırken; belirsizlik (U);

$$U = \frac{SD}{\sqrt{n}} \quad (4.25)$$

eşitliği ile hesaplanmaktadır (Senturk Acar ve Arslan; 2018). Tüm sıcaklık ve basınç ölçüm cihazları için belirsizlik değerleri hesaplanarak deney ölçüm belirsizlik analizi gerçekleştirilmiştir.

5. SAYISAL MODELLEME

Bu çalışmada, yerçekimi destekli ısı borusunun performansının değerlendirilmesi için temel matematiksel formüllerin geliştirilerek modellenmesi ve bu modelin matematiksel işlemler yardımıyla çözülmesi gerekmektedir. Bunun yanı sıra, termodinamik kanunlar ve gerekli kabullerden elde edilen matematiksel bir model yerçekimi destekli ısı borusunun sayısal ısı performans analizinde kullanılmaktadır. Matematiksel modellemede kullanılan korunum eşitlikleri; kütle, momentum ve enerjinin korunumu eşitlikleridir:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{V}) = 0 \quad (5.1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{V}) + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{V} \vec{V}) = -\vec{\nabla} P + \mu \nabla^2 \vec{V} \quad (5.2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho c T) + \vec{\nabla} \cdot (\rho c \vec{V} T) = \vec{\nabla} \cdot (k \nabla T) \quad (5.3)$$

Kütle korunumu (Eşitlik 5.1), genel olarak bir proseste işlem boyunca sistemin kütle miktarının sabit kalacağını yani korunacağını ifade etmektedir. Δt zaman aralığında kontrol hacmine giren veya çıkan kütle, Δt süresinde kontrol hacmi içerisindeki net kütle değişimine eşittir. Momentum korunumu (Eşitlik 5.2), bünyesel ve yüzeysel kuvvetler gibi dış kuvvetlerin, kontrol yüzeyinden çıkan ve giren kütlelerin taşıdıkları momentumlar arasındaki farkın ve kontrol yüzeyindeki kütle miktarının değişiminden kaynaklanan momentum değişiminin toplamına eşittir. Genel olarak dış kuvvetlerin toplamının atalet kuvvetlerine eşit olması olarak tanımlanabilir. Enerjinin korunumu (Eşitlik 5.3), genel olarak enerji yok edilemez, yoktan da var edilemez sadece şekil değiştirir ifadesiyle tanımlanan enerjinin korunumunu matematiksel olarak ifade etmektedir.

Çift fazlı akışın sayısal olarak modellenmesi akışkan hacmi modeli seçilerek (VOF) gerçekleştirilmiştir. Bu model, iki veya daha fazla birbirine karışmayan akışkan arasındaki bir serbest yüzeyin hareketini ve konumunu izlemek için tasarlanmıştır. Modele eklenen her bir faz için hesaplama hücrendeki fazın hacim oranı bir değişken olarak eklenmektedir. Her kontrol hacminde, tüm fazların hacim kesirleri tam olarak toplanmaktadır. Her fazın hacim kesri her konumda bilindiği sürece, tüm değişkenler ve özellikler için bölgeler fazlar tarafından paylaşılmakta ve ortalama hacim değerleri olarak temsil edilmektedir. Dolayısıyla, herhangi bir hücredeki değişkenler ve özellikler hacim kesri değerlerine bağlı olarak fazların biri veya bir karışımındaki fazlar şeklinde temsil edilmektedir. Başka bir deyişle, eğer p . akışkanın hücre içindeki hacim kesri α_p olarak tanımlanırsa, aşağıdaki üç koşul mümkündür:

- $\alpha_p = 0$: Hücre boştur (p . akışkanın).
- $\alpha_p = 1$: Hücre doludur (p . akışkanın).
- $0 < \alpha_p < 1$: Hücre p . akışkan ile bir veya daha fazla akışkan arasındaki ara yüzü içermektedir.

α_p 'nin yerel değerine göre, uygun özellikler ve değişkenler alan içindeki her bir kontrol hacmine atanacaktır. Fazlar arasındaki ara yüzlerin takibi, fazlardan birinin (veya daha fazlasının) hacim kesri için süreklilik eşitliğinin (5.1) bir çözümü ile gerçekleştirilir. p . faz için bu eşitlik aşağıdaki gibi yazılır:

$$\frac{1}{\rho_p} \left[\frac{\partial}{\partial t} (\alpha_p \rho_p) + \nabla \cdot (\alpha_p \rho_p \vec{V}_p) \right] = S_{\alpha_p} + \sum_{q=1}^n (\dot{m}_{qp} - \dot{m}_{pq}) \quad (5.4)$$

Burada $\dot{m}_{pq}$ p . fazdan q . faza kütle transferini, $\dot{m}_{qp}$ q . fazdan p . faza kütle transferini ve S_{α_p} ise kaynak terimi olup varsayılan olarak sıfırdır ancak her faz için sabit veya kullanıcı tanımlı bir kütle kaynağı belirtilebilmektedir. Hacim kesri eşitliği birincil faz için çözülmeyip; birincil faz hacim bölümü aşağıdaki kısıtlamaya göre hesaplanmaktadır:

$$\sum_{p=1}^n \alpha_p = 1 \quad (5.5)$$

Hacim kesri eşitliği (5.4), dolaylı veya dolaysız zaman ayrıklığı yöntemiyle çözülebilmektedir (ANSYS, 2013). Zaman ayrıklaştırma için dolaylı yöntem kullanıldığında ANSYS Fluent'in standart sonlu fark enterpolasyon şemaları *QUICK*, *First Order Upwind*, *Second Order Upwind* ve *Modified HRIC* şemaları tüm hücreler için yüzey akılarını (ara yüze yakın olanlar dahil) elde etmek için kullanılmaktadır:

$$\frac{\alpha_p^{n+1} \rho_p^{n+1} - \alpha_p^n \rho_p^n}{\Delta t} V + \sum_f (\rho_p^{n+1} U_f^{n+1} \alpha_{p,f}^{n+1}) = \left[S_{\alpha_p} + \sum_{q=1}^n (\dot{m}_{qp} - \dot{m}_{pq}) \right] V \quad (5.6)$$

Bu eşitlik, geçerli zaman adımında (dolaysız yöntemde olduğu gibi önceki adımda değil) hacim kesri değerlerini gerektirdiğinden, standart bir skaler transport eşitliği her bir zaman adımında ikincil faz hacim kesirlerinin her biri için tekrarlanarak çözülmektedir. Dolaysız zaman ayrıklığı yönteminde, standart sonlu fark enterpolasyon şemaları önceki zaman adımında hesaplanan hacim kesri değerlerine uygulanmaktadır:

$$\frac{\alpha_p^{n+1} \rho_p^{n+1} - \alpha_p^n \rho_p^n}{\Delta t} V + \sum_f (\rho_p U_f^n \alpha_{p,f}^n) = \left[S_{\alpha_p} + \sum_{q=1}^n (\dot{m}_{qp} - \dot{m}_{pq}) \right] V \quad (5.7)$$

bu eşitliklerde $n + 1$ yeni (geçerli) zaman adımını, n önceki zaman adımını, $\alpha_{p,f}$ p . hacim kesrinin yüzey değerini (enterpolasyon şemalarından hesaplanan), V hücrenin hacmini ve U_f ise

normal hıza dayanan yüzey boyunca hacim akısını ifade etmektedir. Bu formülasyon, dolaylı şema için gerekli olduğu gibi, her bir zaman adımı boyunca transport eşitliğinin tekrarlı bir çözümünü gerektirmemektedir. Dolaysız şema zaman ayrıklaştırma için kullanıldığında, yüzey akıları ya ara yüz rekonstrüksiyonu ya da sonlu hacimli bir ayrıklaştırma şeması kullanılarak enterpole edilebilmekte ayrıca, dolaysız şema kullanıldığında zamana bağlı bir çözüm hesaplanmaktadır.

Transport eşitliklerinde görünen özellikler her kontrol hacminde bileşen fazlarının varlığı ile belirlenir. Örneğin, iki fazlı bir sistemde fazlar 1 ve 2 simgeleri tarafından temsil edilirse ve bunların ikincisinin hacim oranı izleniyorsa, her bir hücredeki yoğunluk şu şekilde verilmektedir:

$$\rho = \alpha_2 \rho_2 + (1 - \alpha_2) \rho_1 \quad (5.8)$$

Genel olarak, bir n -fazlı sistem için hacim kesri ortalama yoğunluğu aşağıdaki formu almaktadır:

$$\rho = \sum \alpha_p \rho_p \quad (5.9)$$

Diğer tüm özellikler (örneğin, viskozite) bu şekilde hesaplanmaktadır.

Tek bir momentum eşitliği etki boyunca çözülmekte ve ortaya çıkan hız alanı fazlar arasında paylaşılır. Eşitlik 5.2 VOF için ρ ve μ özellikleri ile tüm fazların hacim kesirlerine bağlıdır (Kunkelmann ve Stephan, 2009):

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{V}) + \nabla \cdot (\rho \vec{V} \vec{V}) = -\nabla p + \rho \vec{g} + \nabla \cdot [\mu (\nabla \vec{V} + \nabla \vec{V}^T)] + \vec{F}_{st} \quad (5.10)$$

burada p basıncı, μ dinamik viskoziteyi, $\vec{g}$ yerçekimi ivmesini ve $\vec{F}_{st}$ ise yüzey gerilim kuvvetini ifade etmektedir. Yüzey gerilimi, yüzeydeki basınç sıçraması açısından yazılabilir. Yüzeydeki kuvvet, diverjans teoremi kullanılarak bir hacim kuvveti olarak ifade edilebilir. Momentum eşitliğine eklenen kaynak terim bu hacim kuvvetidir (Brackbill vd., 1992; Du vd., 2015):

$$F_{vol} = \sigma_{ij} \frac{\rho \kappa_i \nabla \alpha_i}{\frac{1}{2}(\rho_i + \rho_j)} \quad (5.11)$$

burada ρ eşitlik 5.9 kullanılarak hesaplanan ortalama hacim yoğunluğunu, σ fazların yüzey gerilme katsayısını ve κ ise i . fazın yüzey eğriliğini ifade etmektedir. Eşitlik 5.11, bir hücre için yüzey gerilimi kaynak teriminin hücredeki ortalama yoğunluk ile orantılı olduğunu göstermektedir.

Fazlar arasında paylaşılan enerji eşitliği (5.3) aşağıda verilmiştir (Jouhara vd., 2016):

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho E) + \nabla \cdot (\vec{v}(\rho E + p)) = \nabla \cdot (k \nabla T) + S_h \quad (5.12)$$

VOF modeli bu eşitlikteki enerji (E) ve sıcaklık (T) değerlerinin ortalama değişkenler olarak ele almaktadır:

$$E = \frac{\sum_{p=1}^n \alpha_p \rho_p E_p}{\sum_{p=1}^n \alpha_p \rho_p} \quad (5.13)$$

burada her faz için E , o fazın özgül ısısına ve ortak sıcaklığına dayanmaktadır. Yoğunluk (ρ) ve etkin ısı iletkenliği (k) özellikleri fazlar tarafından paylaşılmaktadır. Kaynak terimi (S_h) diğer hacimsel ısı kaynakları ve ışıınımı içermektedir.

ANSYS Fluent, çok fazlı ve ara yüzey ısı transferi modellerine bağlı buharlaşma-yoğuşma yoluyla fazlar arası kütle transferi için Lee veya Termal Faz Değişikliği modelinden birini kullanmaktadır. Çoğu durumda Lee modeli kullanılırken istisna olarak Eulerian çok fazlı modelin ara yüzey ısı transferi için iki dirençli model ile birlikte kullanılması durumunda Termal Faz Değişikliği modeli kullanılmaktadır. Lee modeli fiziksel temelli mekanik bir modeldir. Toplam ara yüzey ısı transfer katsayısı modellerinden biri (iki dirençli modelin aksine) kullanıldığı takdirde, karışım ve VOF çok fazlı modellerin yanı sıra Eulerian çok fazlı modeliyle birlikte kullanılmaktadır. Lee modelinde, sıvı-buhar kütle transferi (buharlaşma ve yoğuşma) buhar transport eşitliği tarafından yönetilmektedir (Lee, 1979):

$$\frac{\partial}{\partial t} (\alpha_b \rho_b) + \nabla \cdot (\alpha_b \rho_b \vec{V}_b) = \dot{m}_{sb} - \dot{m}_{bs} \quad (5.14)$$

burada b buhar fazını, α_b buhar hacmi kesrini, ρ_b buhar yoğunluğunu, $\vec{V}_b$ buhar fazının hızını, $\dot{m}_{sb}$ ve $\dot{m}_{bs}$ sırasıyla buharlaşma ve yoğuşmaya bağlı kütleli debiyi ifade etmektedir. Eşitlik 5.14'ün sağ tarafında gösterildiği gibi, ANSYS Fluent buharlaşma-yoğuşma problemleri için sıvıdan buhar haline pozitif kütle transferini tanımlamaktadır. Aşağıdaki sıcaklık rejimlerine dayanarak, kütle transferi aşağıdaki gibi ifade edilmektedir:

Eğer $T_s > T_{doym}$ (buharlaşma):

$$\dot{m}_{sb} = coeff * \alpha_s \rho_s \frac{T_s - T_{doym}}{T_{doym}} \quad (5.15)$$

Eğer $T_b < T_{doym}$ (yoğuşma):

$$\dot{m}_{bs} = coeff * \alpha_b \rho_b \frac{T_{doym} - T_b}{T_{doym}} \quad (5.16)$$

burada T_s sıvının sıcaklığını, T_b buharın sıcaklığını ve T_{doym} ise doyma sıcaklığını tanımlamaktadır. $coeff$ ayarlanması gereken bir katsayısı olup bir rahatlatma zamanı olarak ifade

edilebilmektedir. Enerji eşitliği için kaynak terimi, kütsel debinin gizli ısı ile çarpılmasıyla elde edilebilir.

Buharlaşıma maddenin doğal yapısına ve yüzeyin sıcaklığına bağlı olarak mümkün olan en yüksek oranda gerçekleşmektedir ancak bu buharlaşma hızı gaz moleküllerinin ulaşabileceği ses hızı ile sınırlıdır. Buhar moleküllerinin yoğunlaşma sırasında sıvı hale gelmesi tersi olarak da gazların kinetik teorisine dayanan buharlaşma işlemi sırasında birim yüzey başına mümkün olan en yüksek buharlaşma oranı Hertz-Knudsen tarafından aşağıdaki gibi tanımlanmıştır (Persad ve Ward, 2016; Knaster vd., 2016):

$$\dot{m}_H = P \sqrt{\frac{M_a}{2\pi R_u T}} \quad (5.17)$$

burada M_a moleküler kütleyi, R_u evrensel gaz sabitini, T sıvının mutlak sıcaklığını ve P bu sıcaklıktaki buhar basıncını ifade etmektedir. Buharlaşıma ve yoğunlaşma katsayıları bazı basit sıvılar için eşit olabilirken buharlaşma ve yoğunlaşma olaylarının farklı değişkenlere bağlı olduğu göz önüne alındığında bu eşitlik dengeden çıkarılan koşullar altında ortadan kalkmaktadır.

Buhar-sıvı ara yüzeyindeki moleküller arasındaki etkileşimin denge koşulları altında net buharlaşma oranı aşağıdaki forma dönüşür (Librovich vd., 2017):

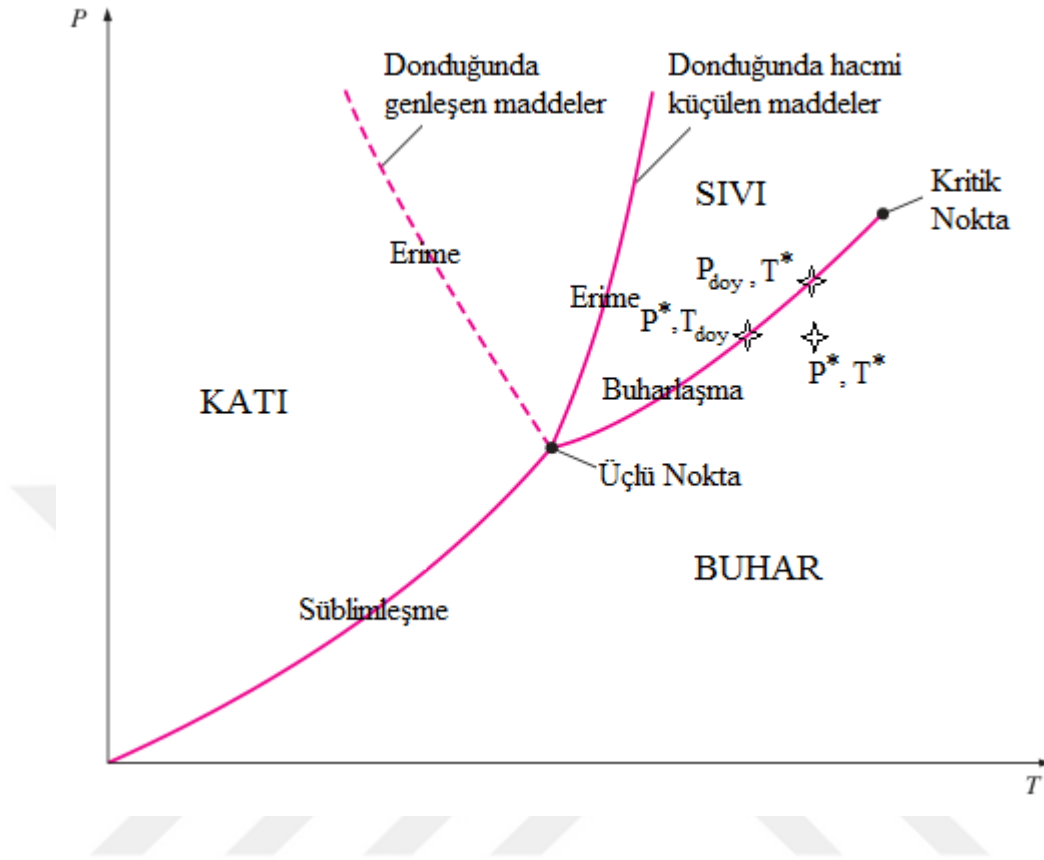
$$\dot{m}_H = \sqrt{\frac{M_a}{2\pi R_u T_{doy}}} \beta (P^* - P_{doy}) \quad (5.18)$$

burada β buhar moleküllerinin sıvı yüzeyine giren kısmını gösteren yerleşim katsayısını ve P^* ise buhar tarafındaki ara yüzdeki buharın kısmi basıncını ifade etmektedir.

Genelleştirilmiş bir buhar-basınç eşitliği temel teoriler ve mühendislik uygulamaları için büyük önem taşımaktadır. 1834 yılında önerilen Clausius-Clapeyron eşitliği, doyma koşullarında buhar basıncını sıcaklıkla ilişkilendiren ve buhar ile sıvı kimyasal potansiyellerinin eşitlenmesiyle elde edilmiştir (Xiang, 2005):

$$\frac{dP}{dT} = \frac{h_{sb}}{T(v_b - v_s)} \quad (5.19)$$

burada h_{sb} buharlaşma gizli ısını, v_b ve v_s sırasıyla buharın ve sıvının özgül hacimlerini ifade etmektedir. Şekil 5.1’de saf bir maddenin P - T diyagramı olarak gösterilen ve her üç fazı birbirinden eğriyle ayıran faz diyagramında, eğrinin eğimi Clausius-Clapeyron eşitliği tarafından tanımlanmaktadır.



Şekil 5.1. Saf maddelerin P - T diyagramı (Çengel ve Boles, 2012).

Şekil 5.1 incelendiğinde, süblimleşme eğrisi katı-buhar bölgelerini, erime eğrisi katı-sıvı bölgelerini ve buharlaşma eğrisi sıvı-buhar bölgelerini birbirinden ayırdığı görülmektedir. Fazları ayıran bu üç eğri her üç fazın dengede olduğu üçlü noktada kesişerek buluşmaktadırlar. Öte yandan, buharlaşma eğrisi kritik noktada sona ermektedir çünkü kritik noktanın üzerinde sıvı ve buhar fazları arasında bir ayrım yapılamamaktadır. Dondduğunda genişleyen veya hacmi küçülen maddelerin diyagram üzerinde sadece erime eğrisinde farklılık vardır (Çengel ve Boles, 2012). Diyagram üzerinde görüldüğü üzere P^* ve T^* doyma şartlarına yakın basınç ve sıcaklık değerleri olduğu sürece Eşitlik 5.19 aşağıdaki forma dönüşür:

$$(P^* - P_{doy}) = \frac{h_{sb}}{T_{doy}(v_b - v_s)}(T_{doy} - T^*) \quad (5.20)$$

veya

$$(P^* - P_{doy}) = \frac{h_{sb}}{T_{doy}} \left(\frac{\rho_s \rho_b}{\rho_s - \rho_b} \right) (T_{doy} - T^*) \quad (5.21)$$

Buharın fiziksel özellikleriyle tanımlanan β yerleşim katsayısı denge koşullarında 1 değerine yaklaşmaktadır. Bununla birlikte Eşitlik 5.21'deki $(P^* - P_{doy})$ ifadesi Eşitlik 5.18'de yerine yazılırsa:

$$\dot{m}_H = \sqrt{\frac{M_a}{2\pi R_u T_{doy}}} \frac{h_{sb}}{T_{doy}} \left(\frac{\rho_s \rho_b}{\rho_s - \rho_b} \right) (T_{doy} - T^*) \quad (5.22)$$

eşitliği elde edilir. Bu eşitlik buharlaşma ve yoğunlaşma işlemi sırasındaki kütle aktarımını tanımlamakta olup birimi $\text{kg/m}^2 \cdot \text{s}$ 'dir. Ancak, bu eşitlik kütle kaynak terimi olarak elde edilmesi için birimi $\text{kg/m}^3 \cdot \text{s}$ olmalı ve bu yüzden Eşitlik 5.22 hacimsel ara yüzey alanı ile çarpılmalıdır. Bu yüzey alanı buhar kabarcığının (d_{bk}) Sauter ortalama çapı ve buhar/sıvı fazın hacim oranıyla ilişkili olup $A_{ara} = \frac{6\alpha_b \alpha_s}{d_{bk}}$ şeklinde tanımlanmakta ve Eşitlik 5.22 ile çarpılırsa:

$$\dot{m}_H \cdot A_{ara} = \frac{6}{d_{bk}} \sqrt{\frac{M_a}{2\pi R_u T_{doy}}} \left(\frac{h_{sb}}{\rho_s - \rho_b} \right) \left[(\alpha_s \rho_s \alpha_b \rho_b) \frac{(T_{doy} - T^*)}{T_{doy}} \right] \quad (5.23)$$

eşitliği elde edilir. Bu eşitliğe bağlı olarak, buharlaşma (Eşitlik 5.24) ve yoğunlaşma (Eşitlik 5.25) için kütle transferi zaman rahatlatma faktörleri sırasıyla f_1 ve f_2 (1/s) biriminde aşağıda verilmiştir:

$$f_1 = \frac{6}{d_{bk}} \sqrt{\frac{M_a}{2\pi R_u T_{doy}}} h_{sb} \left(\frac{\rho_b}{\rho_s - \rho_b} \right) \quad (5.24)$$

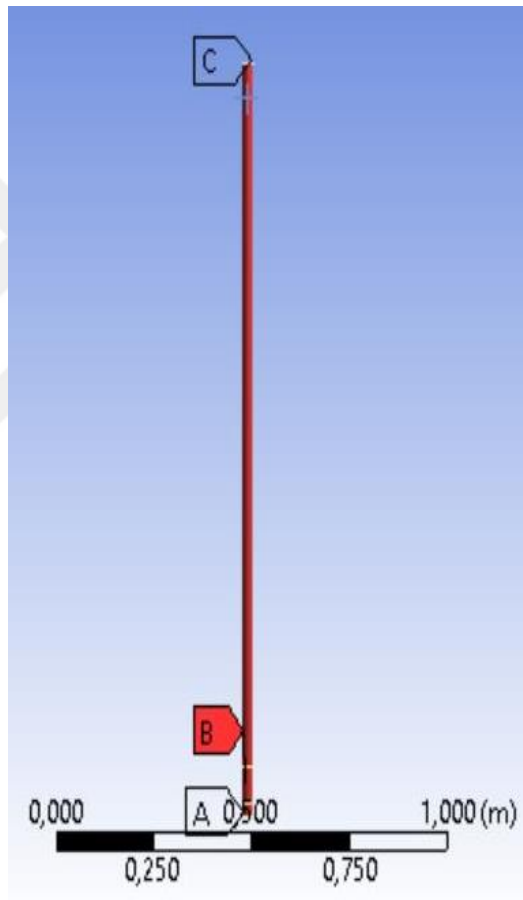
$$f_2 = \frac{6}{d_{bk}} \sqrt{\frac{M_a}{2\pi R_u T_{doy}}} h_{sb} \left(\frac{\rho_s}{\rho_s - \rho_b} \right) \quad (5.25)$$

Yukarıdaki eşitliklerde buharlaşma ve yoğunlaşma ifadeleri için verilen f_1 ve f_2 katsayıları teorik olarak farklı olmalıdır. Ayrıca teorik ifadeler, düz arayüz, sabit çaplı dağınık rejim ve β yerleşim katsayısının bilinmesi varsayımları üzerine kuruludur. Buhar kabarcığının çapı ve yerleşim katsayısı genellikle çok iyi bilinmemekte dolayısıyla f_1 ve f_2 katsayıları deneysel verilere uyacak şekilde ayarlanmalıdır. Varsayılan olarak f_1 ve f_2 katsayıları 0,1 olarak belirlenirken pratikte bu değerler 10^3 büyüklüğüne kadar ulaşabilmektedir (De Schepper vd., 2009).

Bu eşitlikler, ANSYS 15.0 yazılımı yardımıyla sayısal olarak kolayca çözülebilen karmaşık eşitliklerin iteratif yollarla bir kontrol hacmi yaklaşımı kullanılarak ayrıştırılmaktadır.

5.1. Model Geometrisi

Üç boyutlu olarak ele alınan vakumlu boru geometrisi kaynama, buharlaşma ve yoğuşma bölgesi olmak üzere üç farklı bölümden oluşmaktadır. Kaynama bölgesi dış kaynaktan boruya ısının verildiği su ve düşük yoğunluktaki havanın bulunduğu bölge, buharlaşma bölgesi ısınan suyun kaynarak yukarı yönde buharlaşmaya başladığı aynı zamanda çift fazlı akışın meydana geldiği bölge ve yoğuşma bölgesi başlangıçta vakum sebebiyle düşük yoğunluktaki hava bulunan zamanla oluşan buharın dolduğu ve ısının dış ortama verilerek yoğuşmanın gerçekleştiği bölgedir. Model geometrisi Fluent yazılımının tasarım aracı olan Design Modeler programı kullanılarak Şekil 5.2’de verildiği gibi oluşturulmuştur.



Şekil 5.2. Vakumlu borunun Design Modeler programıyla oluşturulan geometrisi.

Şekil 5.2 incelendiğinde, A, B ve C olmak üzere vakumlu boru geometrisinin başlıca üç ana bölgeye ayrıldığı görülmektedir. A ve B bölgesi dış kaynaktan ısının verildiği bölgeler olup A bölgesi 10 ml su ile dolu iken B bölgesi vakum sebebiyle düşük yoğunluklu hava ile doludur. C bölgesi çift fazlı akışın ve yoğuşmanın meydana geldiği bölge olup borunun ısını dış ortama aktaran ve başlangıçta düşük yoğunluklu hava ile dolu olan bölgedir. Bu bölgelerin boru üzerindeki uzunlukları Çizelge 5.1’de verildiği gibidir.

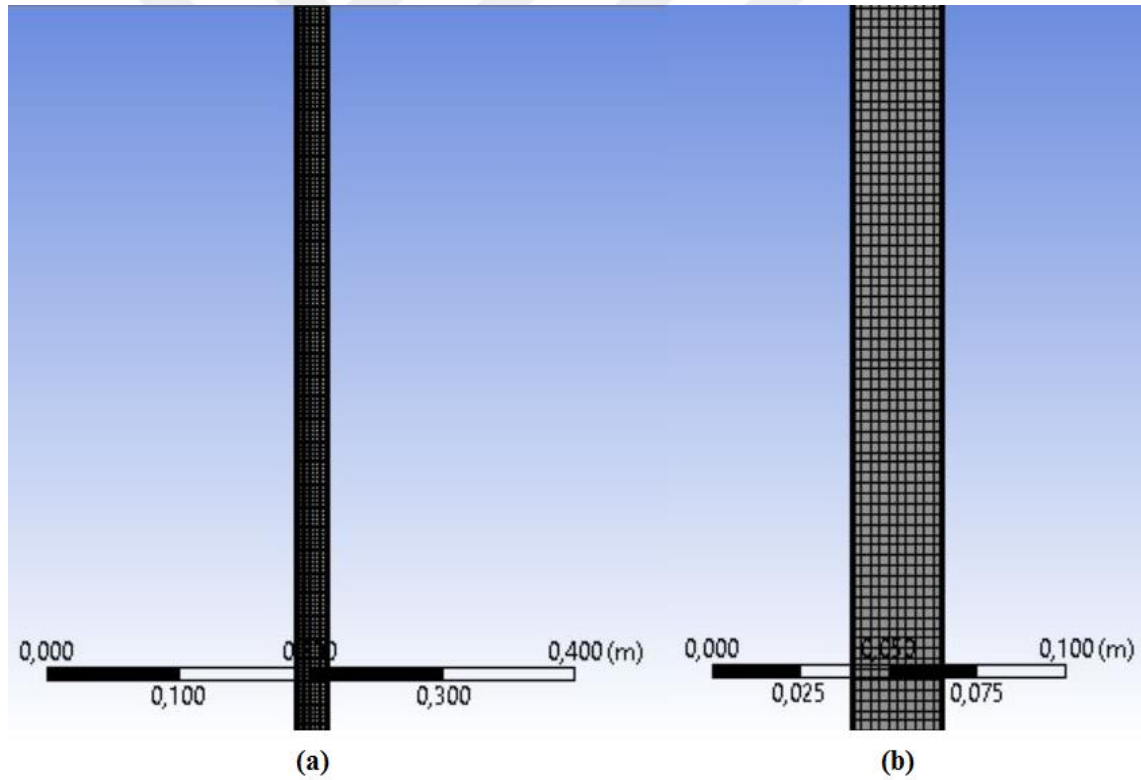
Çizelge 5. 1. Vakumlu boru üzerinde A, B ve C bölgelerinin uzunlukları.

	l_A	l_B	l_C
Uzunluk (mm)	25	75	1400

Cam ve bakır seçilerek iki farklı malzemeden oluşturulan vakumlu borular toplam 1500 mm uzunluğunda olup iç ve dış çapları sırasıyla 26 mm ve 28 mm olarak ele alınmıştır.

5.2. Model Ağ Yapısı

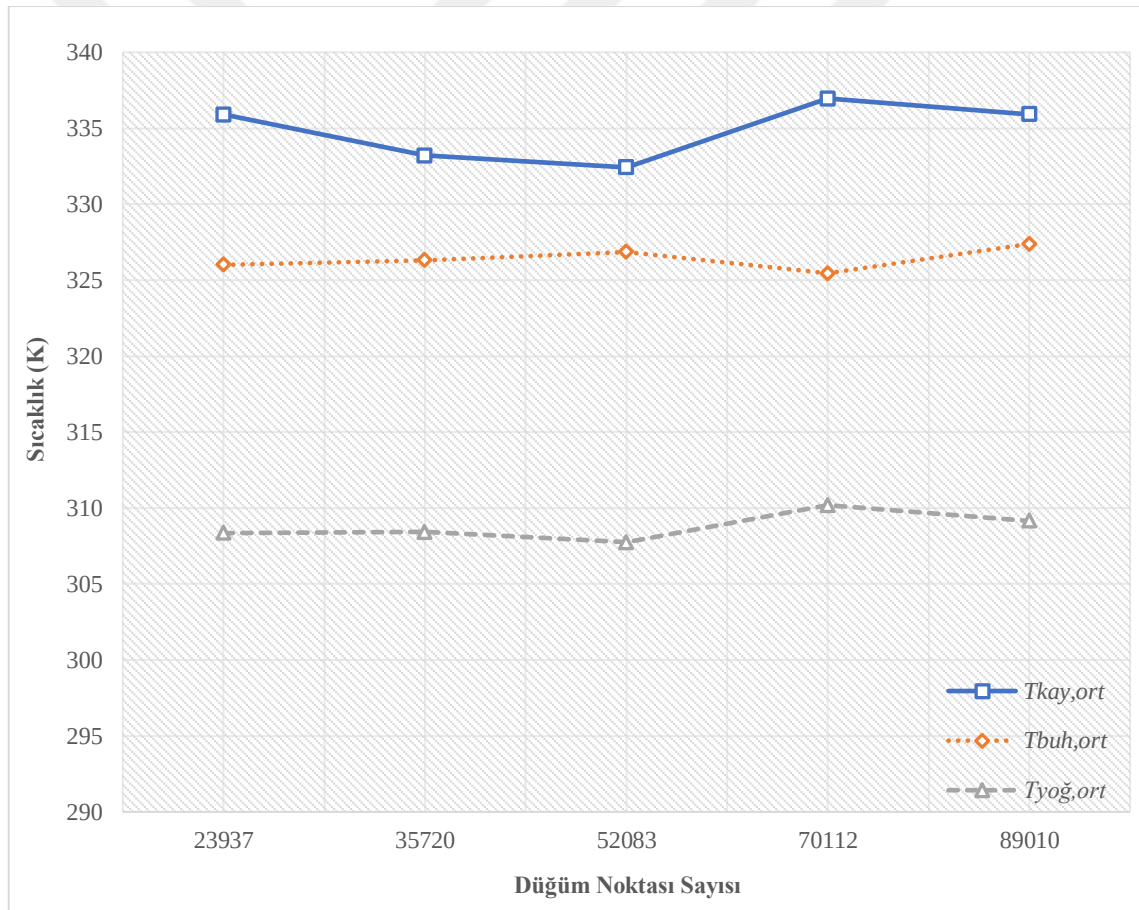
Üç boyutlu olarak ele alınan vakumlu boru geometrisinin ağ yapısı Fluent yazılımının Meshing (ICEM CFD) programı kullanılarak oluşturulmuştur. Şekil 5.3'te gösterildiği gibi oluşturulan ağ montajında Cutcell yapısı kullanılmıştır.



Şekil 5.3. Geometrinin ağ yapısı; (a) uzaktan, (b) yakınlaştırılmış

Şekil 5.3 incelendiğinde, ağ yapısında 52089 düğüm noktası oluşturulurken ağ kalitesinin göstergesi olan ortalama ortogonal kalite ve eğiklik (skewness) kalitesi sırasıyla 0,979 ve 0,077 olarak hesaplanmıştır.

Eşitliklerin ayrıklaştırıldığı sayısal çözümlerde ağ yapısı değiştirildiğinde farklı sonuçların elde edilmesi ön görülmektedir. Ağ yapısında kullanılan elemanların iri yapıdan ince yapıya dönüştürülmesiyle sonuçların değişmesi ihtimali temel ayrıklaştırma hatasının bir fonksiyonu olarak tanımlanmaktadır. Ağ yapısı elemanları daha da küçük yapılarak artık ağ yapısından bağımsız bir çözüm elde edilmesini sağlamaktadır. Bu sayede sayısal çözüm sonucunda ulaşılan sonuçların ağ yapısından bağımsız olarak elde edilmesi çözümün doğruluğunun ispatı olarak kabul edilmektedir (Lippert vd., 2005; Al-Waked vd., 2013). $T_{kay,ort}$ kaynama bölgesinin ortalama sıcaklığını, $T_{buh,ort}$ buharlaşma bölgesinin ortalama sıcaklık değerini ve $T_{yoğ,ort}$ yoğuşma bölgesinin ortalama sıcaklığını ifade etmek üzere oluşturulan modelin ağ yapısı üzerine gerçekleştirilen bağımsızlık çalışması Şekil 5.4'te verilmiştir.



Şekil 5.4. Modelin ağ yapısı üzerine gerçekleştirilen bağımsızlık çalışması.

Şekil 5.4 incelendiğinde, kaynama, buharlaşma ve yoğuşma bölgelerinin ortalama sıcaklık değerleri düğüm noktası sayılarına göre küçük dalgalanmalar göstermektedir. Meydana

gelen bu küçük dalgalanmalara rağmen ortalama sıcaklık değerleri arasındaki fark kabul edilebilir ölçüde olup elde edilen çözümlerin ağ yapısından bağımsız olduğu ispatlanmıştır.

5.3. Model Sınır Şartları

Vakumlu boru deneylerde sabit sıcaklıkta tutulan bir ısı kaynağına daldırılmakta ve zamanla boru ısınmaktadır. Boruya verilen ısı miktarı, borunun birim zamanda ortam sıcaklığından ölçülen sıcaklığa ulaşmasını sağlayan enerjiye eşittir. Sıvı içerisine daldırılan vakumlu borunun kaynama bölgesinde ve dış hava ortamına açık veya sıvı içerisine daldırılmış yoğuşma bölgesinde doğal taşınım gerçekleşmektedir.

Sayısal modelde tanımlamak için kaynama bölgesi ısı transfer katsayısı deneysel çalışmayla elde edilen ve Eşitlik 4.10 ile hesaplanan h_{kay} değeri kullanılmıştır. Öte yandan, yoğuşma bölgesinin ısı transfer katsayısı olarak Eşitlik 4.16 ile hesaplanan $h_{yoğ}$ değeri dikkate alınmıştır. Bu değerler sayısal modelin doğrulaması için gerçekleştirilen deneysel çalışmalardan elde edilmiştir. Bununla birlikte parametrik sayısal modellemede farklı ısı transfer katsayıları sayısal analiz sonucu elde edilecektir. Kaynama bölgesine uygulanan ısı akısı (q_{kay}) aşağıdaki eşitlik yardımıyla hesaplanmaktadır:

$$q_{kay} = \frac{\dot{Q}_{verilen}}{\pi \times D_{iç} \times L_{kay}} \quad (5.26)$$

burada $D_{iç}$ vakumlu borunun iç çapını ifade etmektedir. Öte yandan, yoğuşma bölgesinin ısı akısı ($q_{yoğ}$) aşağıdaki eşitlik yardımıyla hesaplanmaktadır (Liu vd.,2011; Özsoy ve Çorumlu,2018):

$$q_{yoğ} = \frac{\dot{Q}_{verilen}}{\pi \times D_{iç} \times L_{yoğ}} \quad (5.27)$$

Bununla birlikte vakumlu borunun sayısal termal performansı (R_{HAD}) aşağıdaki eşitlik yardımıyla hesaplanmaktadır (Liu vd.,2011):

$$R_{HAD} = \frac{(T_{kay,ort} - T_{yoğ,ort})}{\dot{Q}_{verilen}} \quad (5.28)$$

5.4. Sayısal Model Çözümlemeleri

Vakumlu borunun sayısal modeli oluşturulmuş ve ANSYS Fluent 15 yazılımı kullanılarak analiz edilmiştir. Vakumlu boru malzemesi olarak ANSYS Fluent 15 yazılımının Materials kısmından bakır ve cam seçilmiştir. Seçilen bu malzemelerin özellikleri Çizelge 5.2’de verilmiştir.

Çizelge 5.2. Bakır ve cam borunun malzeme özellikleri.

Malzeme Özellikleri	Bakır Boru	Cam Boru
Yoğunluk (kg/m ³)	8978	2500
Özgül Isı (J/kg.K)	381	75
Isıl İletkenlik (W/m.K)	387,6	1,4

Vakumlu boru içerisinde bulunan akışkanlardan *VOF* modelindeki başlangıçta boş olan vakumlu hacim düşük yoğunluktaki hava olarak tanımlanmıştır. Bununla birlikte, buhar yoğunluğu *VOF* modelinde 0,07865 kg/m³ ve Eulerian modelinde 0,11530 kg/m³ olarak tanımlanırken ortalama doyma sıcaklığı ise *VOF* ve Eulerian modelinde sırasıyla 309,93K (6kPa) ve 330K (17,213kPa)'dir. Öte yandan, her iki çok fazlı modelde de sıvı haldeki suyun yoğunluğu (ρ_{su}) ile sıvı ve buhar fazı arasındaki yüzey gerilim (σ_{s-b}) değeri aşağıdaki eşitlikler yardımıyla hesaplanmıştır (REFPROP, 2010).

$$\rho_{su} = 750,4359 + 2,14358 \times T - 0,0051 \times T^2 + 2,27243e^{-06} \times T^3 \quad (5.29)$$

$$\sigma_{s-b} = 0,083112 + 0,000107 \times T - 5,8e^{-07} \times T^2 + 3,15661e^{-10} \times T^3 \quad (5.30)$$

Bu eşitlikler (Eşitlik 5.29 ve 5.30) REFPROP yazılımındaki veriler kullanılarak oluşturulmuş ve ANSYS Fluent 15 yazılımının Materials ile kurulumdaki Setting Up Physics bölümlerinde tanımlanmıştır. Bu sayede, ρ_{su} ile σ_{s-b} değerleri vakumlu bakır ve cam borunun farklı sıcaklık değerleri için hesaplanmıştır. Öte yandan, 298 K referans sıcaklığındaki sıvı ve buhara ait diğer fiziksel özellikler Çizelge 5.3'te verildiği gibi ANSYS Fluent 15 yazılımının Materials kısmında tanımlanmıştır.

Çizelge 5.3. Sıvı ve buhara ait diğer fiziksel özellikler.

Fiziksel Özellikleri	Sıvı Su	Su Buharı
Özgül Isı (J/kg.K)	4182	2014
Isıl İletkenlik (W/m.K)	0,6	0,0261
Viskozite (kg/m.s)	0,001003	0,0000134
Moleküler Ağırlık (kg/kgmol)	18,0152	18,01534

Vakumlu borunun *HAD* analizlerinde farklı türbülans modelleri kullanılarak elde edilen sonuçlar kıyaslanmıştır. Bir türbülans modeli kullanılırken sürekli rejimde elde edilen Navier-

Stokes eşitliği yerine Reynolds-ortalamalı Navier-Stokes eşitliği kullanılmaktadır. Sürekli, sıkıştırılmaz ve türbülanslı akış için bu eşitlik (Çengel ve Cimbala, 2012):

$$(\vec{V} \cdot \vec{\nabla})\vec{V} = -\frac{1}{\rho}\vec{\nabla}P' + \nu\nabla^2\vec{V} + \vec{\nabla} \cdot (\tau_{ij,türbülans}) \quad (5.31)$$

Eşitliğin en sağındaki terim türbülans çalkantıları hesaba katan ek bir terim olup $\tau_{ij,türbülans}$ özgül Reynolds gerilme tensörü olarak adlandırılmakta ve kartezyen koordinatlarda;

$$\tau_{ij,türbülans} = \begin{pmatrix} \overline{u'^2} & \overline{u'v'} & \overline{u'w'} \\ \overline{u'v'} & \overline{v'^2} & \overline{v'w'} \\ \overline{u'w'} & \overline{v'w'} & \overline{w'^2} \end{pmatrix} \quad (5.32)$$

olarak ifade edilmektedir. Buradaki üst çizgiler iki çalkantı hız bileşeninin zamana göre ortalamasını ve üsler ise çalkantı hız bileşenlerini tanımlamaktadır. Eşitlik (5.32)'deki altı yeni bilinmeyen terim türbülans modelleriyle çeşitli şekillerde modellenmektedir. Tek, çift eşitlikli ve Reynolds gerilme modelleri de olmak üzere sayısal hesaplamalarda kullanılabilen birçok türbülans modeli bulunmaktadır. Türbülans modelleri arasında en çok kullanılan üçü $k-\varepsilon$, $k-\omega$ ve $q-\omega$ modelleridir. İki-eşitlikli türbülans modelleri adı verilen bu modeller korunum eşitlikleri ile aynı anda çözülmesi gereken iki tane daha transport eşitliği getirmektedir (Çengel ve Cimbala, 2012).

Bu çalışmada türbülans modeli olarak çok fazla modellerde kullanılan $k-\varepsilon$ türbülans modeli kullanılmıştır. Standart $k-\varepsilon$ türbülans modeli, türbülans kinetik enerji (k) ve onun yayılım oranı (ε) için transport eşitliklerini içermektedir. k için transport eşitliği belirli tam eşitlikten türetilirken, ε için transport eşitliği fiziksel akıl yürütme kullanılarak elde edilmiştir. Temelde standart $k-\varepsilon$ türbülans modelinden farklı olarak gerçekleşebilir $k-\varepsilon$ türbülans modelinde, ε eşitliği ortalama-karesel girdap dalgalanmasından türetilmektedir. $k-\varepsilon$ transport eşitlikleri (Zhang vd., 2010):

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = -\overline{u_i u_j} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \rho \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right\} + c_{fk} G_v \quad (5.33)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \varepsilon u_j) = -c_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \overline{u_i u_j} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - c_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right\} + c_{\varepsilon 2} c_{f\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon}{k} G_v \quad (5.34)$$

burada u_i ortalama hızları, G_v hızlardan kaynaklanan türbülans kinetik enerjisi üretimini, c_{fk} , $c_{\varepsilon 1}$, $c_{\varepsilon 2}$, ve $c_{f\varepsilon}$ türbülans sabitlerini ifade ederken σ_k ve σ_ε ise sırasıyla k ve ε için tanımlanan Prandtl sayılarını tanımlamaktadır (Kaya ve Karagöz, 2007). $k-\varepsilon$ türbülans modeli ile birlikte $k-\omega$, Re -Stress, $k-kl$ ω geçiş, Large Eddy Simülasyonu ve Scale-Adaptive Simülasyonu türbülans modelleri de ele alınarak incelenmiştir. Öte yandan, k ve özgül dağılım oranından (ω) oluşturulan

standart $k-\omega$ modeli düşük-Reynolds sayısı etkileri, sıkıştırılabilirlik ve kayma akış dağılımı için modifikasyonları içermektedir. Kayma gerilimi transport (SST) $k-\omega$ modeli, yakın alandaki $k-\omega$ modelinin güçlü ve açık formülasyonu ile uzak alandaki $k-\varepsilon$ modelinin serbest akış bağımsızlığını harmanlamak için kullanılmaktadır. Reynolds ortalamalı Navier-Stokes (RANS) eşitliklerine yakın olan Reynolds Gerilme Modeli (RSM), yayılım oranı için bir eşitlikle birlikte Reynolds gerilmeleri için transport eşitliklerini çözmekte kullanılmaktadır. Bununla birlikte, sınır tabakasının bir laminardan türbülanslı bir rejime geçişini etkili bir şekilde ele almak için kullanılabilen $k-k_l \omega$ geçiş türbülans modeli, sınır tabakası gelişimini tahmin etmek ve geçiş başlangıcını hesaplamak için kullanılmaktadır. Large Eddy Simülasyonunda (LES), büyük girdaplar doğrudan çözülürken küçük girdaplar modellenmektedir. Çoğunlukla momentum, kütle, enerji ve diğer pasif skalerleri taşıyan LES, çözülen ölçeklerin oranı açısından doğrudan sayısal simülasyon ile RANS arasında yer almaktadır. Scale-Adaptive Simülasyon (SAS) türbülans modeli, kararsız türbülanslı akışların simülasyonu için bir yaklaşımdır ve çoğu ω -tabanlı kararsız RANS (URANS) türbülans modelleriyle birlikte uygulanmaktadır. Ayrıca SAS, SST $k-\omega$ türbülans modeliyle birlikte uygulamak için seçilebilir (Shih vd., 1995; Wilcox, 1998; Guardo vd., 2005; Menter, 2009).

Çoklu faz modeli olarak VOF ve Eulerian modelleri birlikte ele alınmış başlangıç analizlerinde VOF kullanılırken devamında Eulerian çoklu faz modeli seçilmiştir. Sayısal model çözümleri zaman adımına bağlı olarak gerçekleştirilirken VOF modelinde zaman adım boyutu olarak 0,0005s değerinde 120000 zaman adımı kullanılmış ve ilk 60s'lik çözümler elde edilirken Eulerian modelinde zaman adım boyutu olarak 0,0005s değerinde 240000 zaman adımı kullanılmış ve diğer 120s'lik çözümler elde edilerek toplam 180s'lik sayısal çözümleme sonuçlarına ulaşılmıştır. Literatürde, sayısal çözümleme sonucu vakumlu boru içerisindeki sıcaklık dağılımının kararlı hale gelmesi için 30 s ile 60 s (Fadhl vd., 2013) ve 120 saniye (Bouhal vd., 2018) geçmesi gerekmiştir. VOF ve Eulerian modelde kullanılan sayısal çözüm metotları Çizelge 5.4'te verilmiştir.

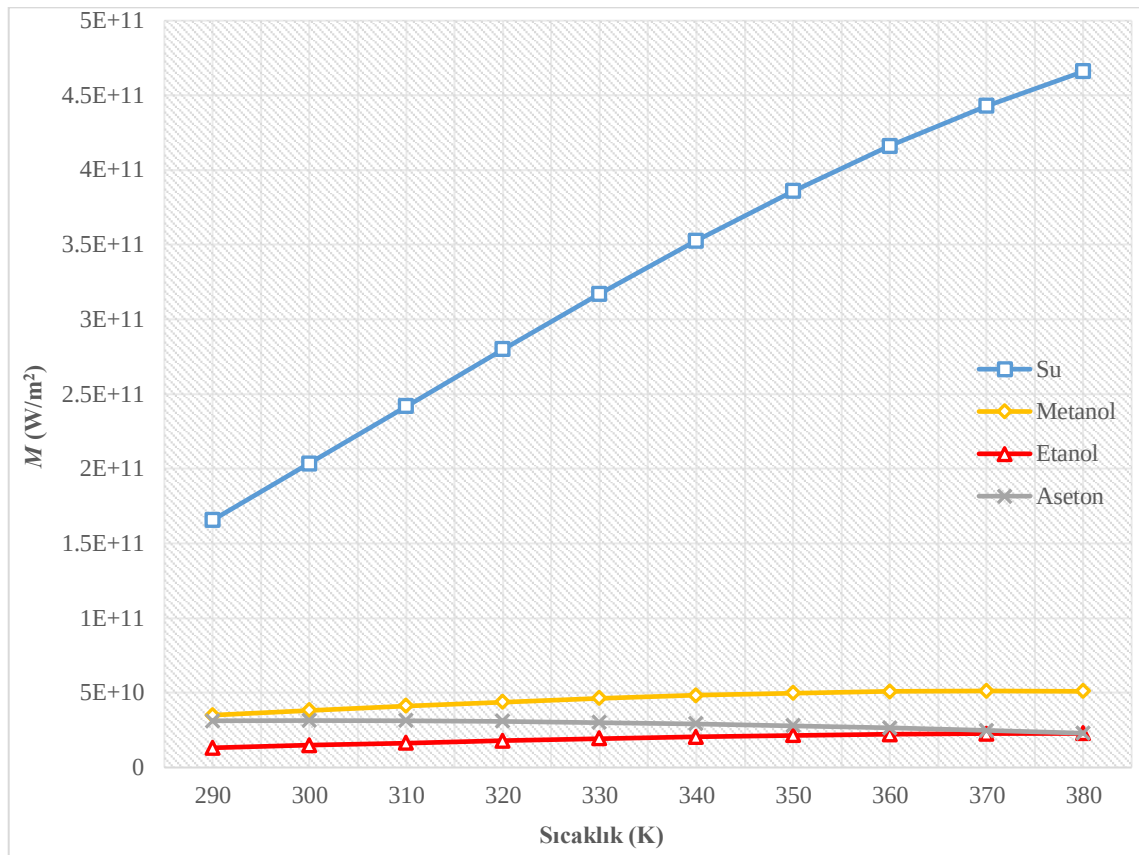
Çizelge 5.4. VOF ve Eulerian modelde kullanılan sayısal çözüm metotları.

Çözüm Metodu	VOF Modeli	Eulerian Modeli
Pressure-Velocity Coupling Scheme	SIMPLE	PC-SIMPLE
Gradient	Least Squares Cell Based	Least Squares Cell Based
Momentum	Second Order Upwind	Second Order Upwind
Volume Fraction	Geo-Reconstruct	Modified HRIC
Turbulent Kinetic Energy	Second Order Upwind	Second Order Upwind
Turbulent Dissipation Rate	Second Order Upwind	Second Order Upwind
Energy	Second Order Upwind	Second Order Upwind
Transient Formulation	Second Order Implicit	Second Order Implicit

Çizelge 5.4'te verilen çözüm metotları kullanılarak hibrit başlatma gerçekleştirilmiştir. Başlatma sonrası VOF modelinde sıvının ve düşük yoğunluklu havanın bulunduğu hacim bölgesi tanımlanırken Eulerian modelinde sıvı dolu bölge işaretlenirken diğer bölgeler buhar ile dolu kabul edilmiştir. Bu tanımlamaların ardından çözümleme başlatılmış ve çözüm metotları yardımıyla akış alanının sayısal çözümüne bir yaklaşım gerçekleştirilmiştir.

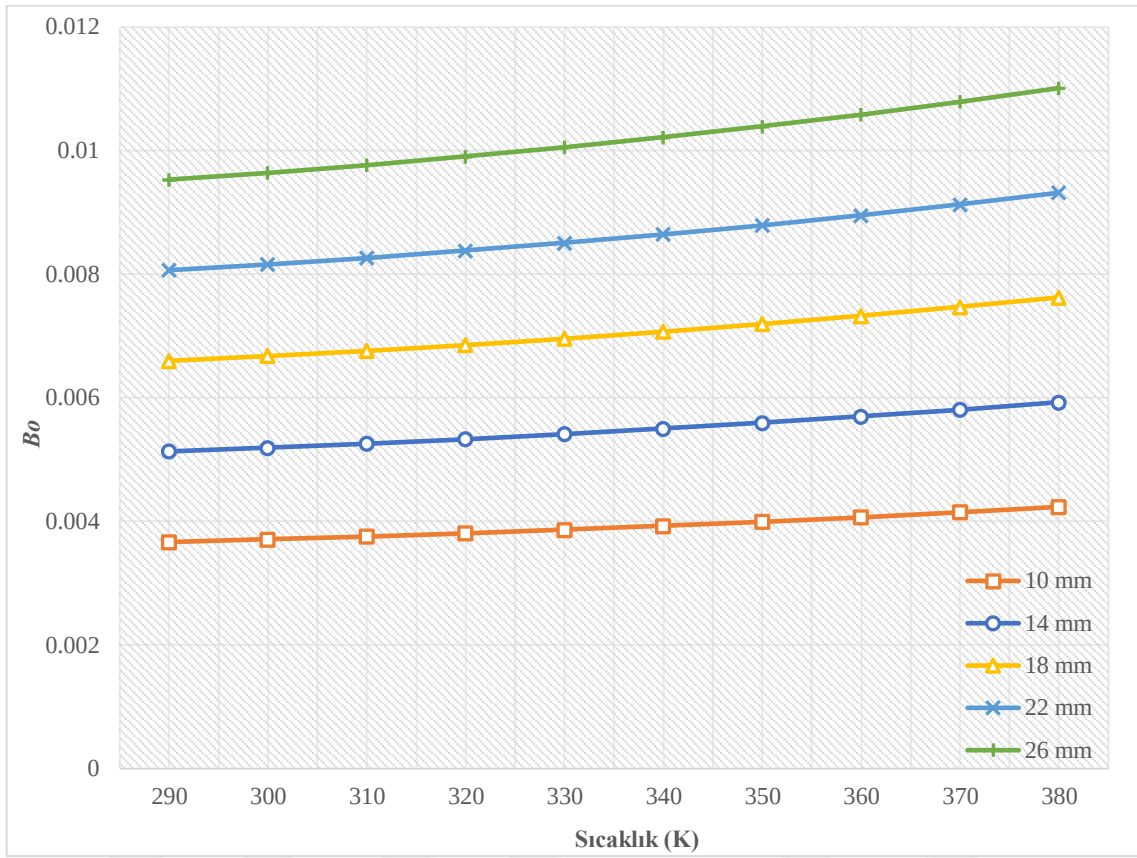
6. VAKUMLU BORUYA AİT BULGULAR VE TARTIŞMA

Bu çalışmada, çok fazlı modellerin kullanıldığı vakumlu bakır ve cam borunun ısı performans analizleri kapsamlı bir deneysel ve sayısal çalışma ile gerçekleştirilmiştir. Bu amaçla iç ve dış çapı ile uzunluğu sırasıyla 26 mm, 28 mm ve 1500 mm olan cam ve bakırdan yapılmış borular kullanılmıştır. Isı taşıma kabiliyetinin bir ölçüsü Merit (M) sayısının bu çalışmada kullanılan sıcaklık değerlerinde farklı akışkanlar için değişimi Şekil 6.1’de verilmiştir.



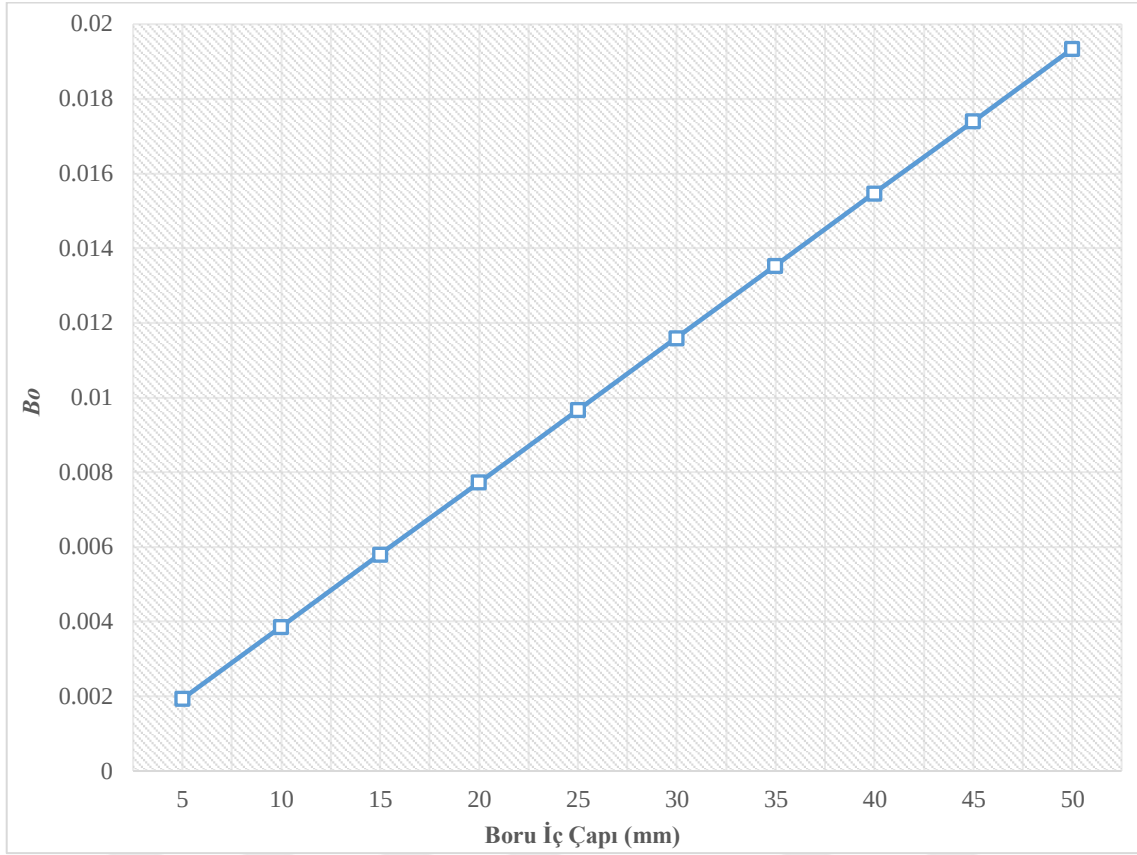
Şekil 6.1. M sayısının bu çalışmada kullanılan sıcaklık değerlerinde farklı akışkanlar için değişimi.

Şekil 6.1 incelendiğinde, metanol ve etanol akışkanlarının M sayısı değerlerinin sıcaklığın artmasıyla bir miktar arttığı fakat çok fazla değişmediği görülmektedir. Öte yandan, sıcaklığın artmasıyla asetonun M sayısı değerleri azalmaktadır. Bununla birlikte, suyun M sayısı değerleri belirlenen sıcaklık aralığında sürekli arttığı ortaya koyulmuştur. Bu çalışmada, vakumlu borular içinde iş akışkanı olarak ısı taşıma kapasitesi çok yüksek olan su kullanılmıştır. Boyutsuz Bond sayısının (Bo) bu çalışmada kullanılan sıcaklık değerlerinde su için farklı boru iç çapı değerlerinde değişimi Şekil 6.2’de verilmiştir.



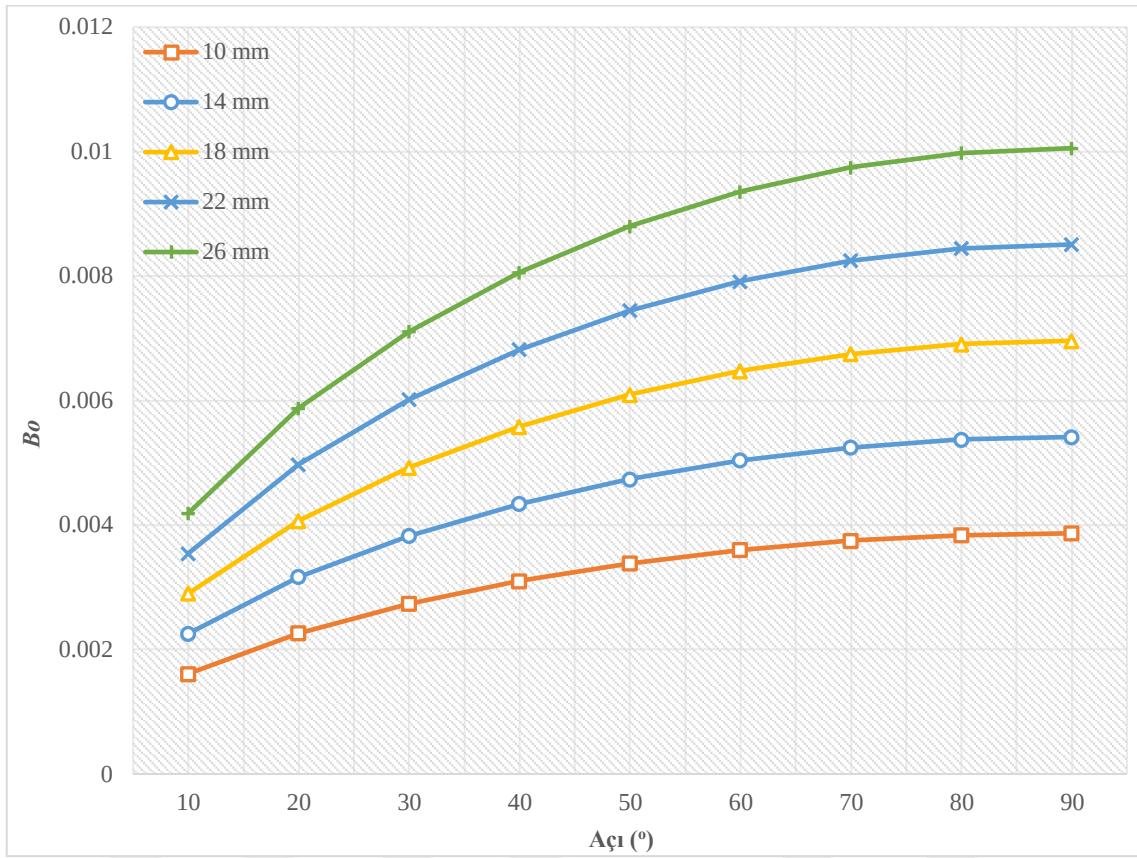
Şekil 6.2. Farklı boru iç çapı değerlerinde Bo sayısının bu çalışmada kullanılan sıcaklık değerlerinde su için değişimi.

Şekil 6.2 incelendiğinde, farklı boru iç çapı değerlerinde Bo sayısı sıcaklık değerlerinin artmasıyla yatay olarak arttığı görülmüştür. En küçük Bo sayısı değeri 0,003667 olarak 290 K sıcaklığında 10 mm boru iç çapı için hesaplanırken en büyük Bo sayısı değeri 0,011015 olarak 380 K sıcaklığında 26 mm boru iç çapı için bulunmuştur. 330 K sıcaklığında Bo sayısının farklı boru iç çaplarında su için değişimi Şekil 6.3'te verilmiştir.



Şekil 6.3. 330 K sıcaklığında Bo sayısının farklı boru iç çaplarında su için değişimi.

Şekil 6.3 incelendiğinde, 330 K sıcaklığında Bo sayısı boru iç çapının artmasıyla doğrusal olarak sürekli bir artış gösterdiği ortaya çıkmıştır. 5 mm, 20 mm, 35 mm ve 50 mm boru iç çapı değerlerinde Bo sayısı değerleri sırasıyla 0,001934, 0,007735, 0,013537 ve 0,019338 olarak hesaplanmıştır. 330 K sıcaklığında ve farklı iç çaplı boruda Bo sayısının farklı eğim açılarında su için değişimi Şekil 6.4'te verilmiştir.



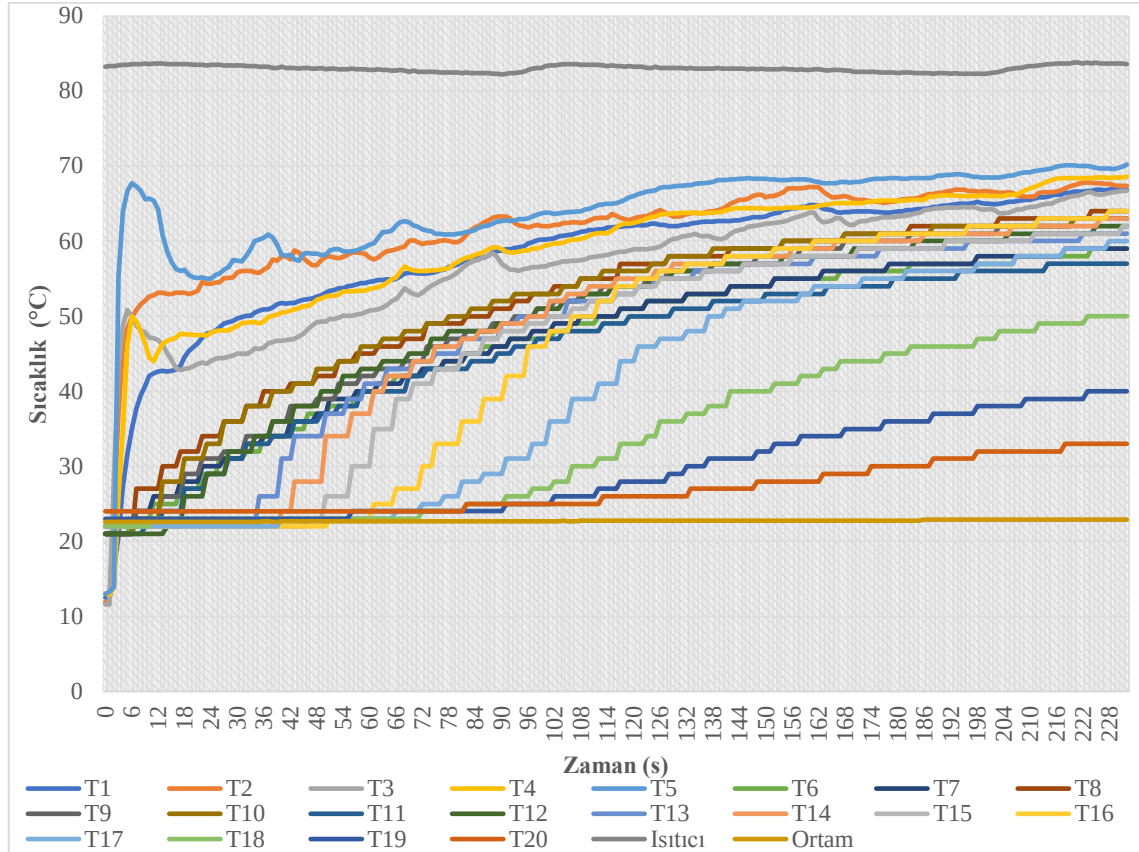
Şekil 6.4. 330 K sıcaklığında ve farklı iç çaplı boruda Bo sayısının farklı eğim açılarında su için değişimi.

Şekil 6.4 incelendiğinde, 330 K sıcaklığında ve farklı iç çap değerlerinde Bo sayısının eğim açılarının artmasıyla önce sürekli bir artış gösterdiği ve 80°’den sonra yatay bir eğilim gösterdiği görülmüştür. En küçük Bo sayısı değeri 10° eğim açısında 0,001612 olarak 10 mm boru iç çapı için hesaplanırken en büyük Bo sayısı değeri 90° eğim açısında 0,010056 olarak 26 mm boru iç çapı için bulunmuştur. Öte yandan, Bo sayısı değerlerinin boru iç çaplarının artmasıyla birlikte sürekli olarak arttığı görülmüştür. Bo sayısının 1’den çok küçük olduğu değerlerde söz konusu akışın zayıf bir şekilde yerçekimi kuvvetlerine bağlı olduğunu gösterirken, 1’den çok büyük olduğu değerlerde ise yerçekimi kuvvetlerinin ara yüzey kuvvetleri üzerinde baskın olduğunu ifade etmektedir. Deneysel ve sayısal çalışma sonucu elde edilen bulgular aşağıda verilmiştir.

6.1. Deneysel Bulgular

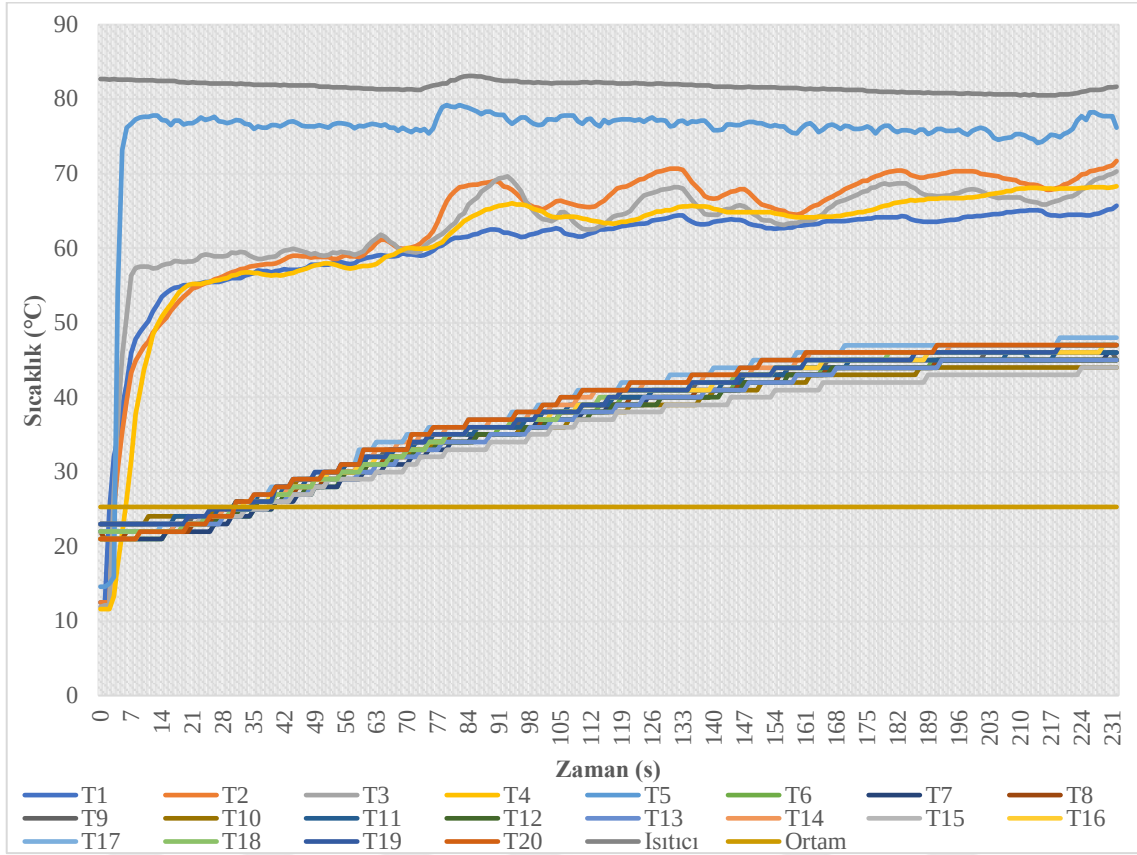
Boru yüzeyinde sıcaklık dağılımı sıvıya dalan kısımda 5 adet teflon izolasyona sahip şaftlı ve diğer kısımlara 15 adet K tip termokupllar ile yapılırken basınç ölçümü Pakkens marka

analog manometre ile gerçekleştirilmiştir. Ayrıca, ortam ve ısıtıcı sıcaklıkları da anlık olarak ölçülüp kaydedilmiştir. 10 ml sıvı içeren vakumlu ve yatayla 90° eğim açısına sahip bakır boruya ait zamana bağlı sıcaklık değişimi Şekil 6.5'te verilmiştir.



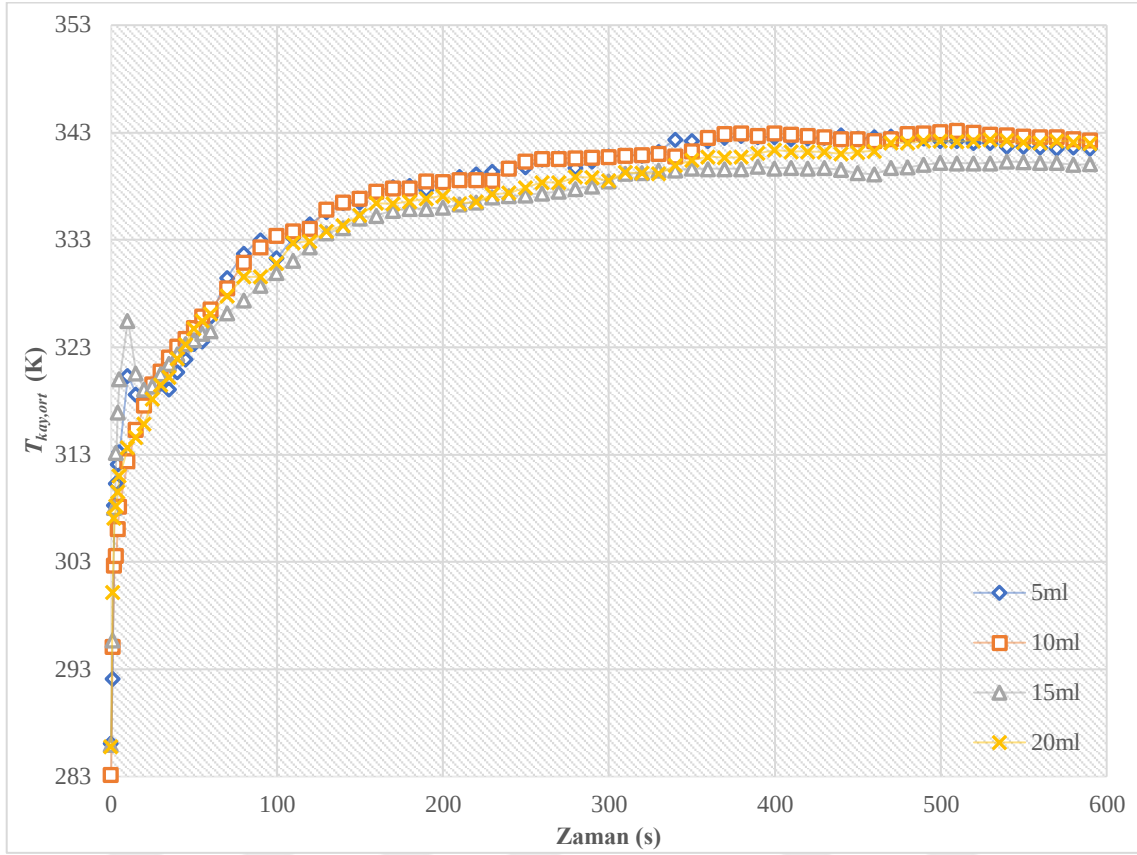
Şekil 6.5. 10 ml sıvı içeren vakumlu ve yatayla 90° eğim açısına sahip bakır boruya ait zamana bağlı sıcaklık değişimi.

Şekil 6.5 incelendiğinde, dalgalanmalarla birlikte borunun üst kısmının zamanla ısındığı görülmektedir. İlk anda en yüksek sıcaklığa en hızlı bir şekilde T_5 noktasında ulaşılmış ardından bu değer belli bir süre azaldıktan sonra tekrar artmaya başlamıştır. Bu nokta, ısının boruya verildiği ve boru içinde vakuma bağlı düşük yoğunlukta havanın bulunduğu yerdir. Öte yandan, ısıtıcı ve ortam sıcaklığında deney süresinde önemli bir değişiklik olmamıştır. Ortam sıcaklığının $22,9^\circ\text{C}$ ve ısıtıcı sıcaklığının $83,7^\circ\text{C}$ olduğu bir anda; sıvı, buharlaşma ve yoğunlaşma bölgelerinin ortalama sıcaklıkları sırasıyla $67,84^\circ\text{C}$, 61°C ve $52,57^\circ\text{C}$ olarak ölçülmüştür. 10 ml sıvı içeren vakumlu ve yatayla 90° eğim açısına sahip cam boruya ait boru yüzeyinin zamana bağlı sıcaklık değişimi Şekil 6.6'da verilmiştir.



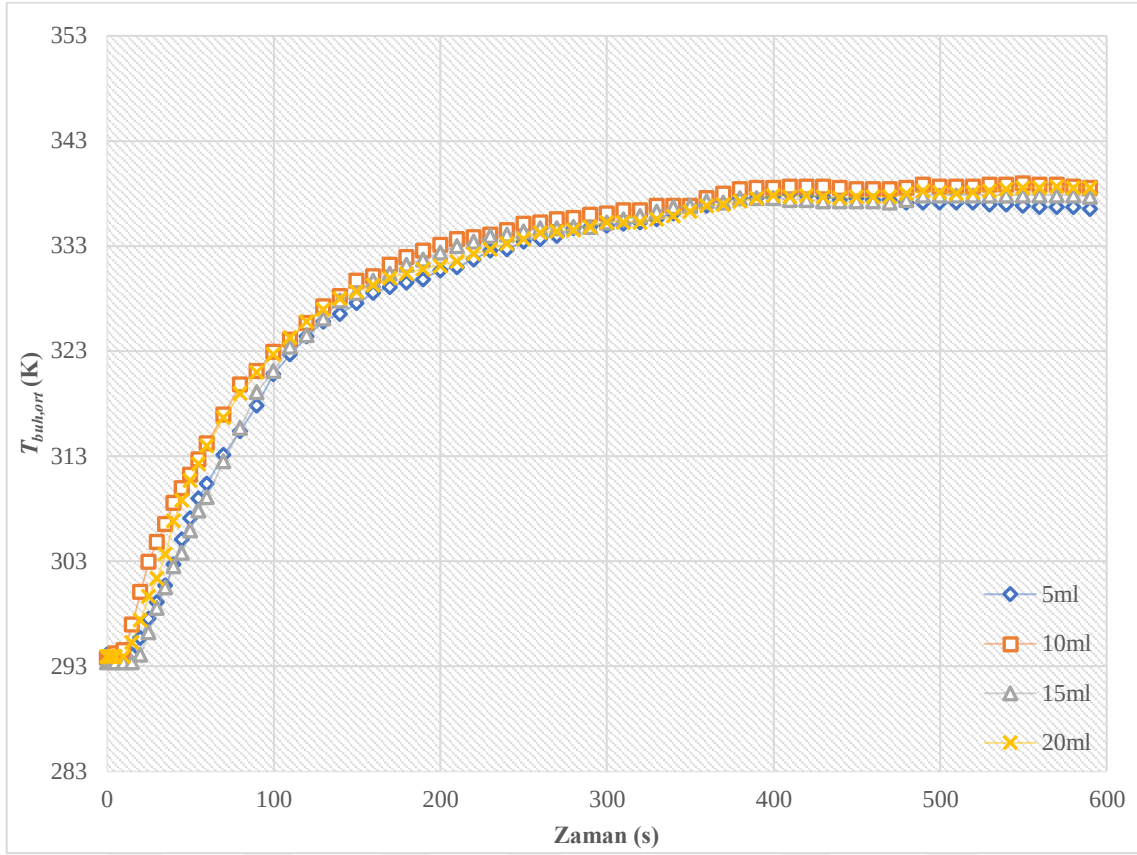
Şekil 6.6. 10 ml sıvı içeren vakumlu ve yatayla 90° eğim açısına sahip cam boruya ait zamana bağlı sıcaklık değişimi.

Şekil 6.6 incelendiğinde, borunun üst kısmının zamanla ısındığı görülmektedir. İlk anda en yüksek sıcaklığa en hızlı bir şekilde T_5 noktasında ulaşılmış ve deney sonuna kadar önemli bir ölçüde bu değer değişmemiştir. Ayrıca, ısıtıcının boruya verildiği diğer noktalarda (T_1 - T_4) da sıcaklık değeri benzer bir eğilim göstermişlerdir. Diğer sıcaklık ölçüm noktalarında (T_6 - T_{20}) ise, sıcaklık değerleri deney sonuna kadar yatay bir seyir izleyerek artmıştır. Öte yandan, ısıtıcı ve ortam sıcaklığında deney süresinde önemli bir değişiklik olmamıştır. Ortam sıcaklığının 22,9°C ve ısıtıcı sıcaklığının 83,7°C olduğu bir anda; sıvı, buharlaşma ve yoğuşma bölgelerinin ortalama sıcaklıkları sırasıyla 67,84°C, 61°C ve 52,57°C olarak ölçülmüştür. Yatayla 90° eğim açısına sahip vakumlu bakır borunun kaynama bölgesinin ortalama yüzey sıcaklık değerlerinin farklı sıvı hacimlerinde zamana göre değişimi Şekil 6.7’de verilmiştir.



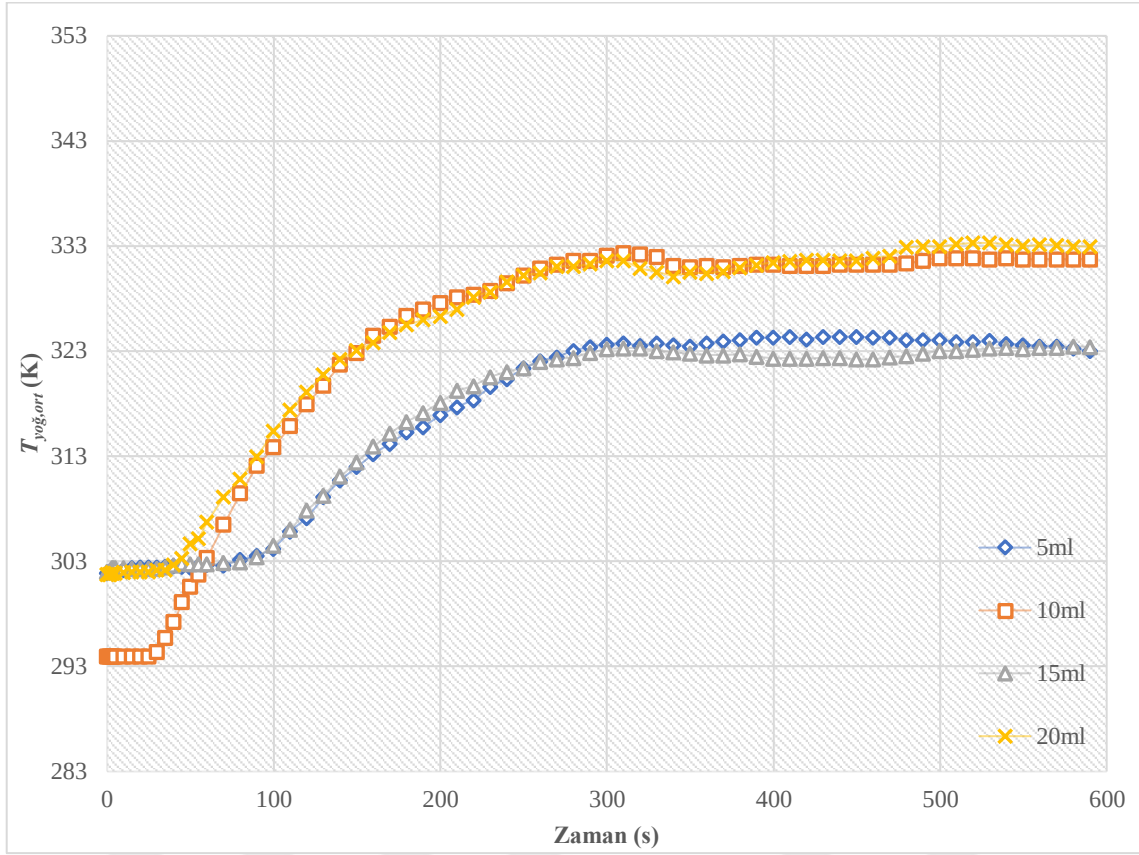
Şekil 6.7. Yatayla 90° eğim açısına sahip vakumlu bakır borunun kaynama bölgesinin ortalama yüzey sıcaklık değerlerinin farklı sıvı hacimlerinde zamana göre değişimi.

Şekil 6.7 incelendiğinde, farklı başlangıç sıcaklıklarında olan vakumlu bakır boruların ilk 10 s içerisindeki sıcaklıkları önce hızlı bir şekilde artmış daha sonra biraz azaldıktan sonra tekrar artmaya başlamıştır. Tüm sıvı hacimleri için kaynama bölgesinin ortalama sıcaklığı benzer bir eğilim göstermiştir. Deney sonundaki kaynama bölgesinin ortalama sıcaklık değerleri 5 ml, 10 ml, 15 ml ve 20 ml sıvı için sırasıyla 341,54 K, 342,28 K, 340,08 K ve 342 K olarak hesaplanmıştır. Yatayla 90° eğim açısına sahip vakumlu bakır borunun buharlaşma bölgesinin ortalama yüzey sıcaklık değerlerinin farklı sıvı hacimlerinde zamana göre değişimi Şekil 6.8’de verilmiştir.



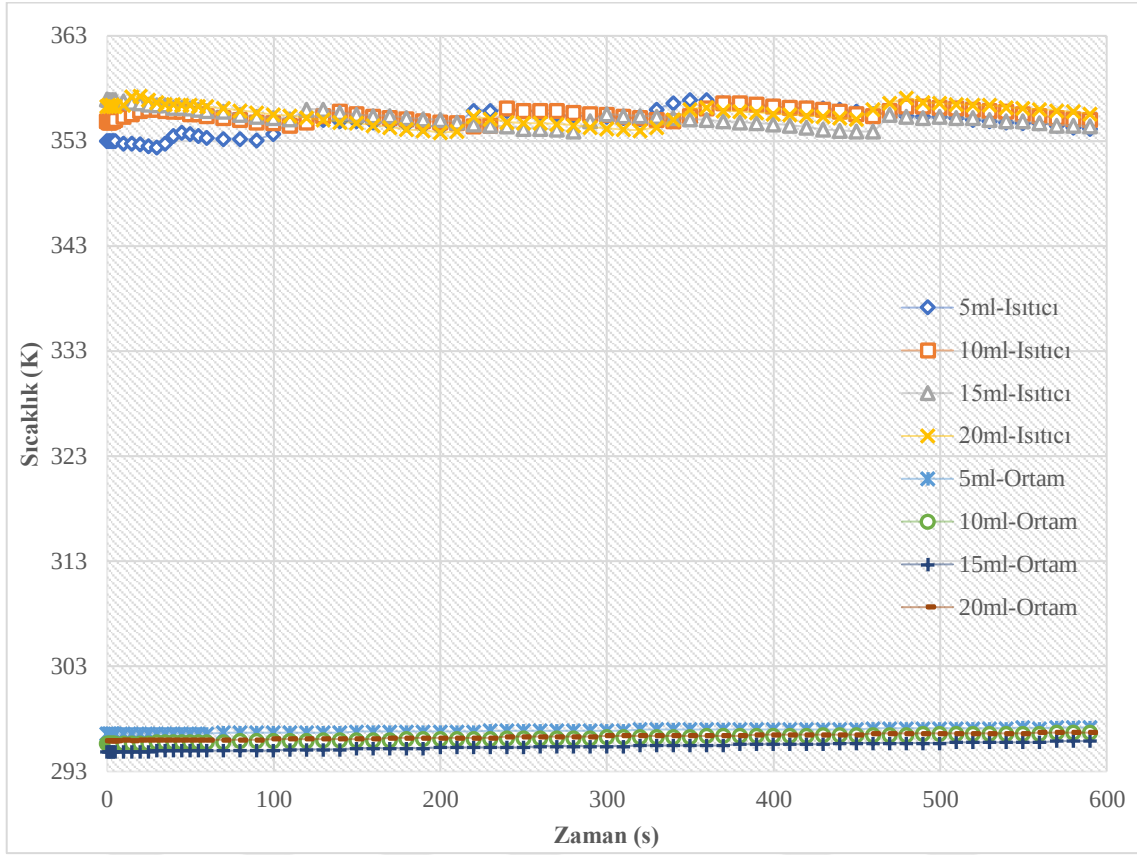
Şekil 6.8. Yatayla 90° eğim açısına sahip vakumlu bakır borunun buharlaşma bölgesinin ortalama yüzey sıcaklık değerlerinin farklı sıvı hacimlerinde zamana göre değişimi.

Şekil 6.8 incelendiğinde, aynı başlangıç sıcaklıklarında olan vakumlu bakır borunun buharlaşma bölgesinin ortalama sıcaklığı 350. saniyeye kadar sürekli bir artış gösterirken 10 ml ve 20 ml sıvı hacimlerinde daha hızlı bir artış gözlemlenmiştir. Bu andan itibaren 5ml sıvı hacminin sıcaklığı biraz düşüş eğilimi gösterirken diğer sıvı hacim değerlerinde sıcaklık büyük oranda sabit kalmıştır. Tüm sıvı hacimleri için buharlaşma bölgesinin ortalama sıcaklığı benzer bir eğilim gösterirken artış ve azalış değerlerinde ufak farklılıklar gözlemlenmiştir. Deney sonundaki buharlaşma bölgesinin ortalama sıcaklık değerleri 5 ml, 10 ml, 15 ml ve 20 ml sıvı için sırasıyla 336,57 K, 338,57 K, 337,71 K ve 338,57 K olarak hesaplanmıştır. Yatayla 90° eğim açısına sahip vakumlu bakır borunun yoğuşma bölgesinin ortalama yüzey sıcaklık değerlerinin farklı sıvı hacimlerinde zamana göre değişimi Şekil 6.9'da verilmiştir.



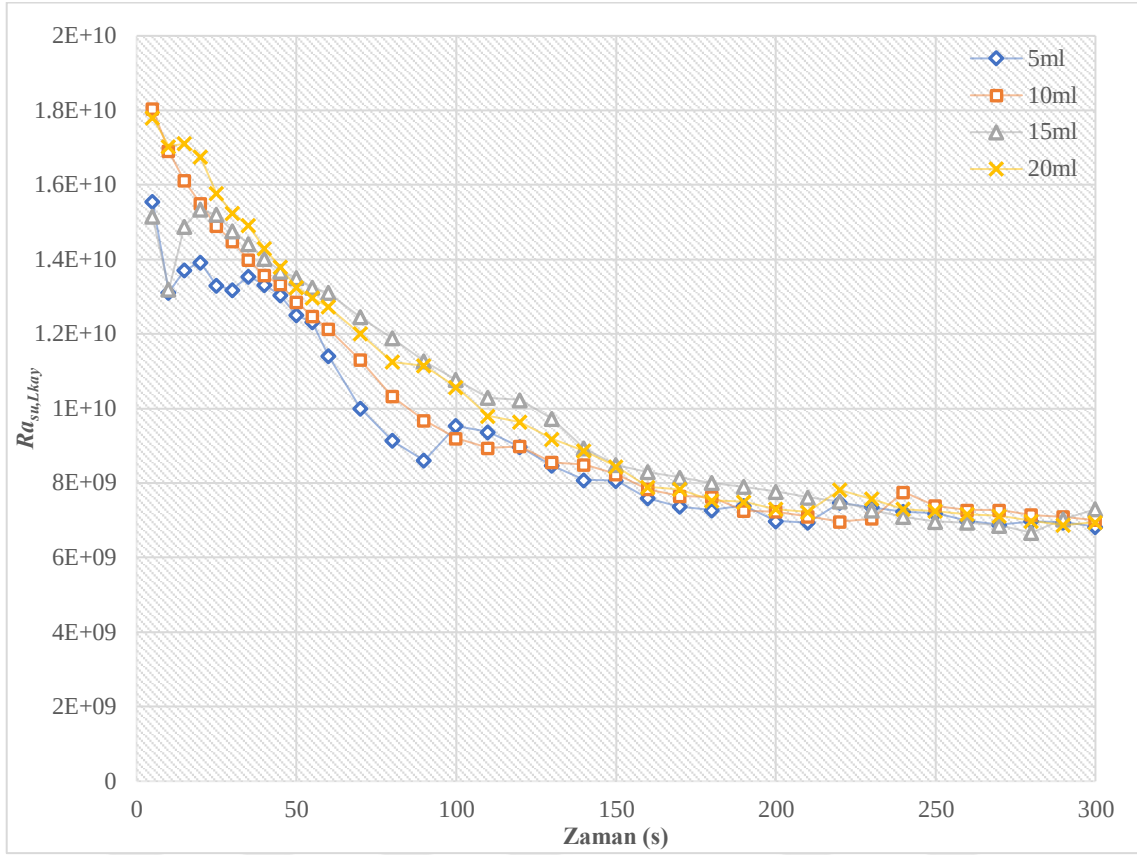
Şekil 6.9. Yatayla 90° eğim açısına sahip vakumlu bakır borunun yoğuşma bölgesinin ortalama yüzey sıcaklık değęerlerinin farklı sıvı hacimlerinde zamana göre değışimi.

Şekil 6.9 incelendiğinde, 293 K başlangıç sıcaklığındaki 10 ml sıvı hacimli ile yaklaşık 303 K başlangıç sıcaklıklarına sahip 5 ml, 15 ml ve 20 ml hacimli sıvı içeren vakumlu bakır borunun yoğuşma bölgesinin ortalama sıcaklığı 300. saniyeye kadar sürekli bir artış gösterirken 10 ml ve 20 ml sıvı hacimlerinde az bir düşüş sonrası sıcaklığın fazla değışmediğı gözlemlenmiştir. Bu andan itibaren 5ml sıvı hacminin sıcaklığı biraz yükseliş eğilimi gösterirken 15 ml sıvı hacminin sıcaklığı ise biraz düşüş sonrası büyük oranda sabit kalmıştır. Tüm sıvı hacimleri için yoğuşma bölgesinin ortalama sıcaklığı benzer bir eğilim gösterirken artış ve azalış değęerlerinde ufak farklılıklar gözlemlenmiştir. Ayrıca, 10 ml ve 20 ml sıvı hacimli borulardaki ortalama sıcaklık değęerleri diğęerlerinden büyük ölçüde yüksek olduğı görülmüştür. Deney sonundaki yoğuşma bölgesinin ortalama sıcaklık değęerleri 5 ml, 10 ml, 15 ml ve 20 ml sıvı için sırasıyla 323,03 K, 331,75 K, 323,43 K ve 332,95 K olarak hesaplanmıştır. Deney süresince, yatayla 90° eğim açısına sahip vakumlu bakır borunun ortalama ısıtıcı ve ortam sıcaklığı değęerlerinin farklı sıvı hacimlerinde zamana göre değışimi Şekil 6.10'da verilmiştir.



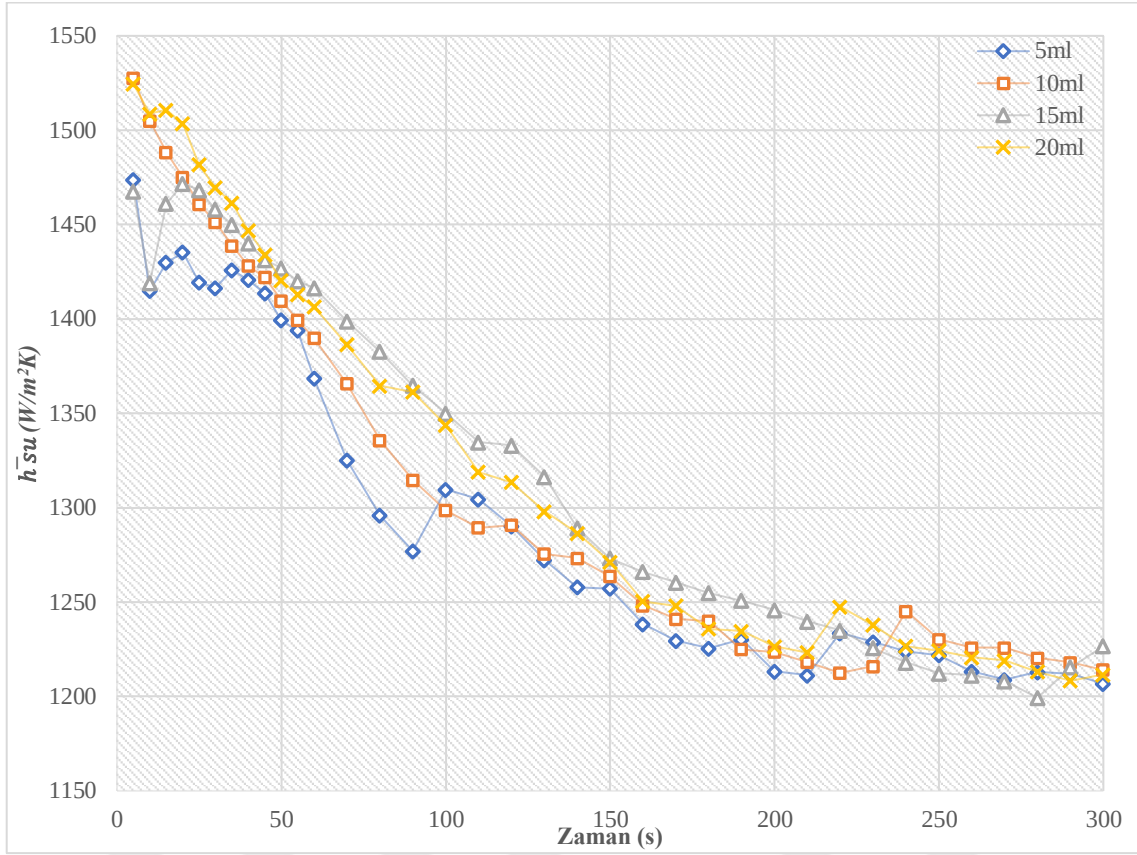
Şekil 6.10. Yatayla 90° eğim açısına sahip vakumlu bakır borunun ortalama ısıtıcı ve ortam sıcaklığı değerlerinin farklı sıvı hacimlerinde zamana göre değişimi.

Şekil 6.10 incelendiğinde, tüm sıvı hacimleri için ortam sıcaklığının neredeyse başlangıç değerinde sabit kaldığı ve ısıtıcı sıcaklığının ise ufak düşüş ve çıkışlarla büyük oranda değişmediği görülmüştür. 10 ml ve 20 ml hacimli vakumlu boru deneyinde ortam sıcaklığı 296 K değerinde sabit kaldığı, 5 ml ve 15 ml sıvı hacimlerinin ise sırasıyla 297 K ve 295 K değerinde çok fazla değişmediği gözlemlenmiştir. Tüm deneyler içim ısıtıcı sıcaklığı 355 K değerine ayarlanmış olup ısıtıcının devreye girip çıkmasıyla küçük dalgalanmalar meydana gelmiştir. Deney sonundaki ortalama ısıtıcı sıcaklık değerleri 5 ml, 10 ml, 15 ml ve 20 ml sıvı için sırasıyla 354,20 K, 355 K, 354,4 K ve 355,60 K olarak ölçülmüştür. Yatayla 90° eğim açısına sahip vakumlu bakır borunun kaynama bölgesi etrafındaki ısıtıcı suyun $Ra_{su,L_{kay}}$ sayısının farklı sıvı hacimlerinde zamana göre değişimi Şekil 6.11’de verilmiştir



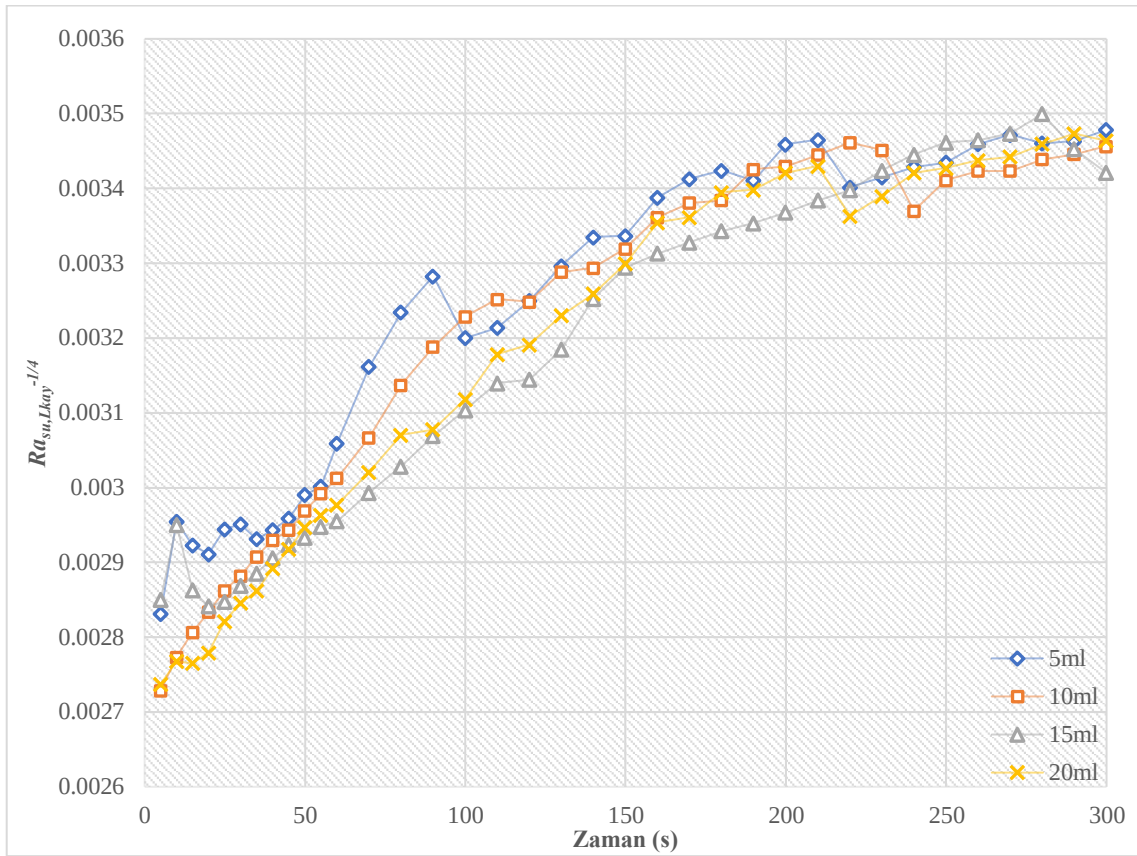
Şekil 6.11. Yatayla 90° eğim açısına sahip vakumlu bakır borunun kaynama bölgesi etrafındaki ısıtıcı suyun $Ra_{su,L_{kay}}$ sayısının farklı sıvı hacimlerinde zamana göre değişimi.

Şekil 6.11 incelendiğinde, $Ra_{su,L_{kay}}$ değerleri tüm sıvı hacimlerinde zamanla azalarak benzer bir eğilim göstermişlerdir. 15 ml ve 20 ml sıvı hacimleri için $Ra_{su,L_{kay}}$ değerleri birbirine yakın değerlerde olduğu görülürken 150. saniyeye kadar 5 ml ve 10 ml için $Ra_{su,L_{kay}}$ değerleri diğerlerinden düşük olduğu izlenmiştir. Öte yandan, 150. saniyeden sonra tüm sıvı hacimleri için $Ra_{su,L_{kay}}$ değerleri bazı anlarda inişli çıkışlı olmak üzere benzer eğilim gösterirken $Ra_{su,L_{kay}}$ değerleri $2,46 \times 10^{10}$ ile $6,67 \times 10^9$ arasında değiştiği elde edilmiştir. Yatayla 90° eğim açısına sahip vakumlu bakır borunun kaynama bölgesi etrafındaki ısıtıcı suyun ortalama ısı taşınım katsayısının ($\bar{h}_{su}$) farklı sıvı hacimlerinde zamana göre değişimi Şekil 6.12’de verilmiştir



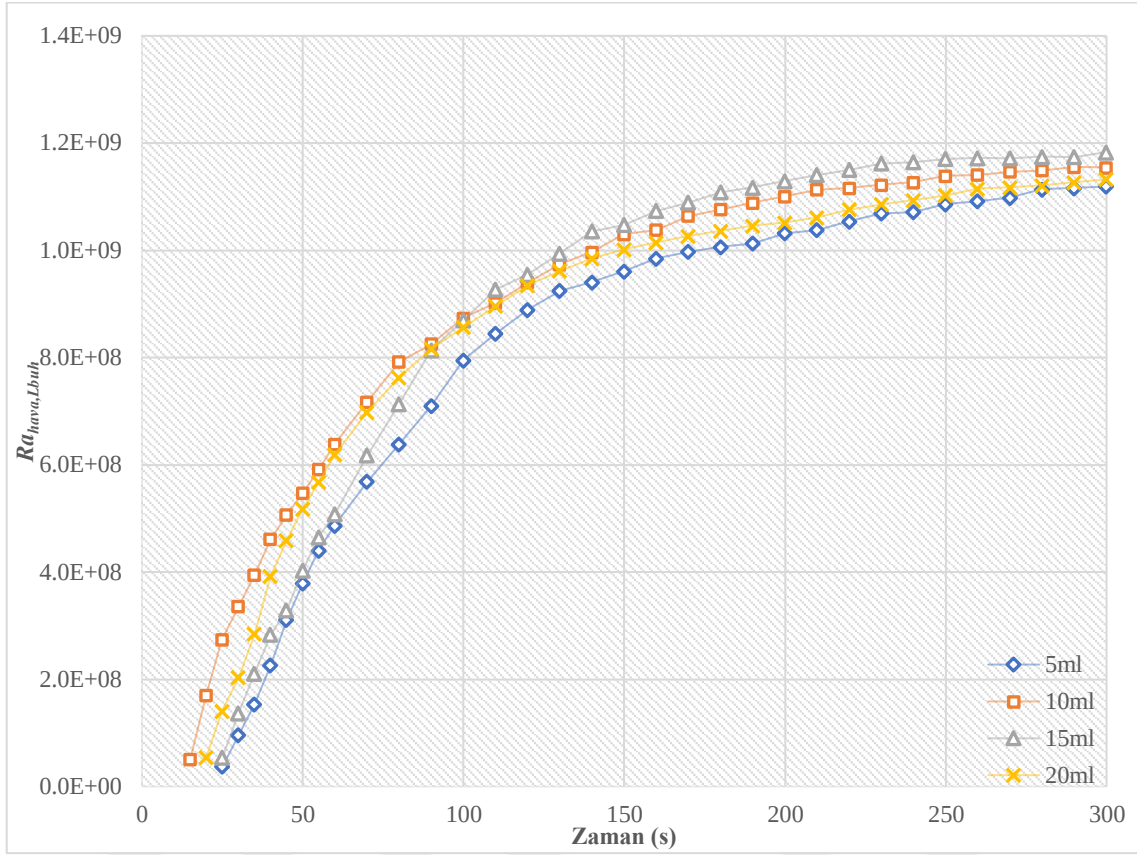
Şekil 6.12. Yatayla 90° eğim açısına sahip vakumlu bakır borunun kaynama bölgesi etrafındaki ısıtıcı suyun $\bar{h}_{su}$ değerlerinin farklı sıvı hacimlerinde zamana göre değişimi.

Şekil 6.12 incelendiğinde, $\bar{h}_{su}$ değerleri farklı zaman dilimlerinde azalış ve artış göstermelerine rağmen genel olarak zamanla azalmıştır. İlk 100 saniye en düşük $\bar{h}_{su}$ değerlerinin hesaplandığı 5 ml sıvı hacminde 300. saniyeye kadar inişli çıkışlı değerler gösterirken diğerlerine kıyasla genellikle en düşük $\bar{h}_{su}$ değerleri elde edilmiştir. En yüksek $\bar{h}_{su}$ değerleri deney başlangıcında 5 ml, 10 ml, 15 ml ve 20 ml sıvı hacimleri için sırasıyla 1473,81 W/m²K, 1527,76 W/m²K, 1467,45 W/m²K ve 1524,44 W/m²K olarak hesaplanırken en düşük değerler ise sırasıyla 1206,72 W/m²K, 1212,47 W/m²K, 1199,31 W/m²K ve 1208,3 W/m²K olarak bulunmuştur. Elde edilen bu değerlerin geçerli olabilmesi için D/H değerinin (bu deneyler için 0.280) $Ra_{su,L_{kay}}^{-1/4}$ değerinden büyük olması gerekmektedir. Yatayla 90° eğim açısına sahip vakumlu bakır borunun kaynama bölgesi etrafındaki ısıtıcı su için $Ra_{su,L_{kay}}^{-1/4}$ değerlerinin farklı sıvı hacimlerinde zamana göre değişimi Şekil 6.13'te verilmiştir.



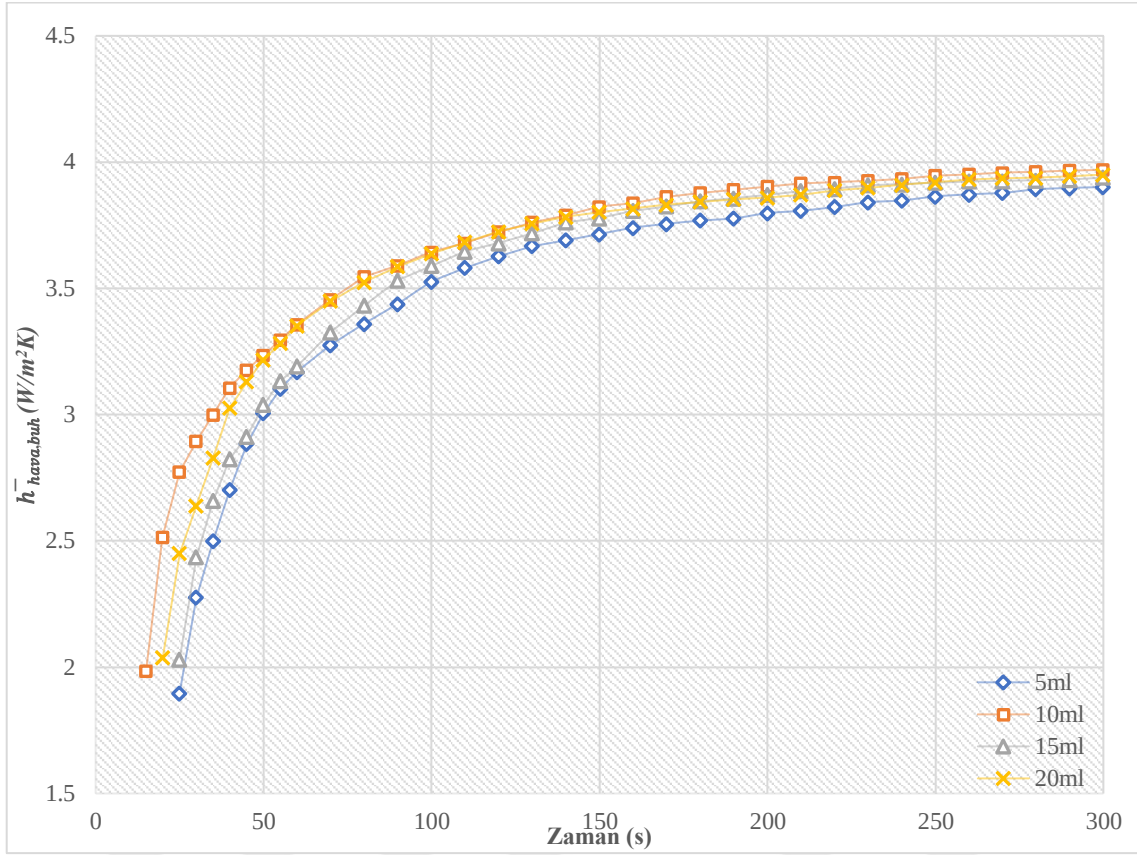
Şekil 6.13. Yatayla 90° eğim açısına sahip vakumlu bakır borunun kaynama bölgesi etrafındaki ısıtıcı su için $Ra_{su,L_{kay}}^{-1/4}$ değerlerinin farklı sıvı hacimlerinde zamana göre değişimi.

Şekil 6.13 incelendiğinde, $Ra_{su,L_{kay}}^{-1/4}$ değerlerinin tüm sıvı hacimleri için dalgalanmalarla birlikte zamanla sürekli olarak arttığı görülmektedir. En yüksek $Ra_{su,L_{kay}}^{-1/4}$ değerleri 5 ml, 10 ml, 15 ml ve 20 ml sıvı hacimleri için sırasıyla 0,00348, 0,00346, 0,00350 ve 0,00347 olarak hesaplanmıştır. Tüm zaman dilimleri içerisinde tüm sıvı hacimleri için hesaplanan $Ra_{su,L_{kay}}^{-1/4}$ değerleri bu deneyler için hesaplanan D/H (0.280) değerinden küçük olduğu ve hesaplanan $\bar{h}_{su}$ değerlerinin geçerli olduğu ortaya konulmuştur. Yatayla 90° eğim açısına sahip vakumlu bakır borunun buharlaşma bölgesi etrafındaki havanın $Ra_{hava,L_{buh}}$ sayısının farklı sıvı hacimlerinde zamana göre değişimi Şekil 6.14'te verilmiştir



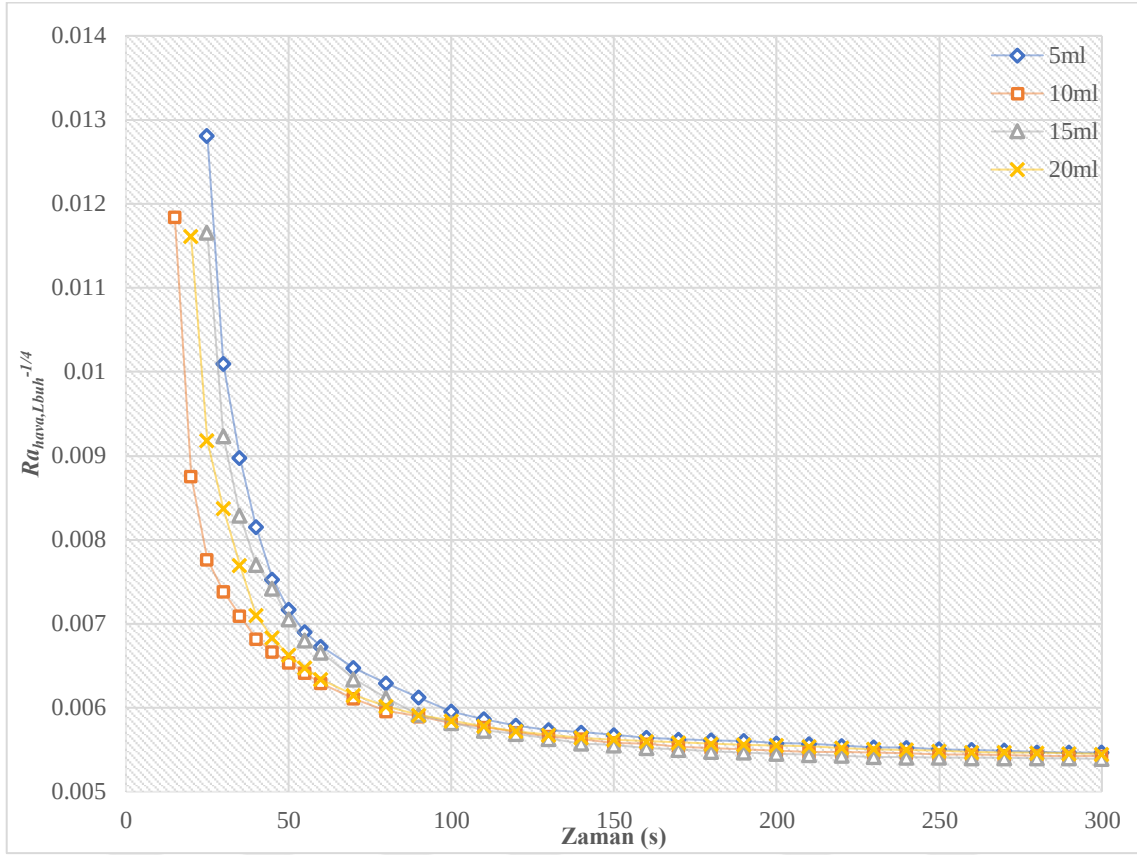
Şekil 6.14. Yatayla 90° eğim açısına sahip vakumlu bakır borunun buharlaşma bölgesi etrafındaki havanın $Ra_{hava,L_{buh}}$ sayısının farklı sıvı hacimlerinde zamana göre değişimi.

Şekil 6.14 incelendiğinde, $Ra_{hava,L_{buh}}$ değerlerinin tüm sıvı hacimleri için 150. saniyeye kadar hızlı bir şekilde artarken bu zamandan sonra deney sonuna kadar yatay bir artış gerçekleştirdikleri görülmüştür. $Ra_{hava,L_{buh}}$ değerlerinin $3,71 \times 10^7$ ile $1,18 \times 10^9$ arasında değiştiği görülürken 5 ml sıvı hacmindeki $Ra_{hava,L_{buh}}$ değerleri görece diğer sıvı hacimlerinden düşük olarak hesaplanmıştır. Öte yandan, deney başlangıcı özellikle ilk 20 saniyede $T_{buh,ort}$ değerlerinin ortam sıcaklığından düşük olduğu için bu zaman dilimlerinde $Ra_{hava,L_{buh}}$ değerleri hesaplanamamıştır. Yatayla 90° eğim açısına sahip vakumlu bakır borunun buharlaşma bölgesi etrafındaki havanın ortalama ısı taşınım katsayısının ($\bar{h}_{hava,buh}$) farklı sıvı hacimlerinde zamana göre değişimi Şekil 6.15'te verilmiştir



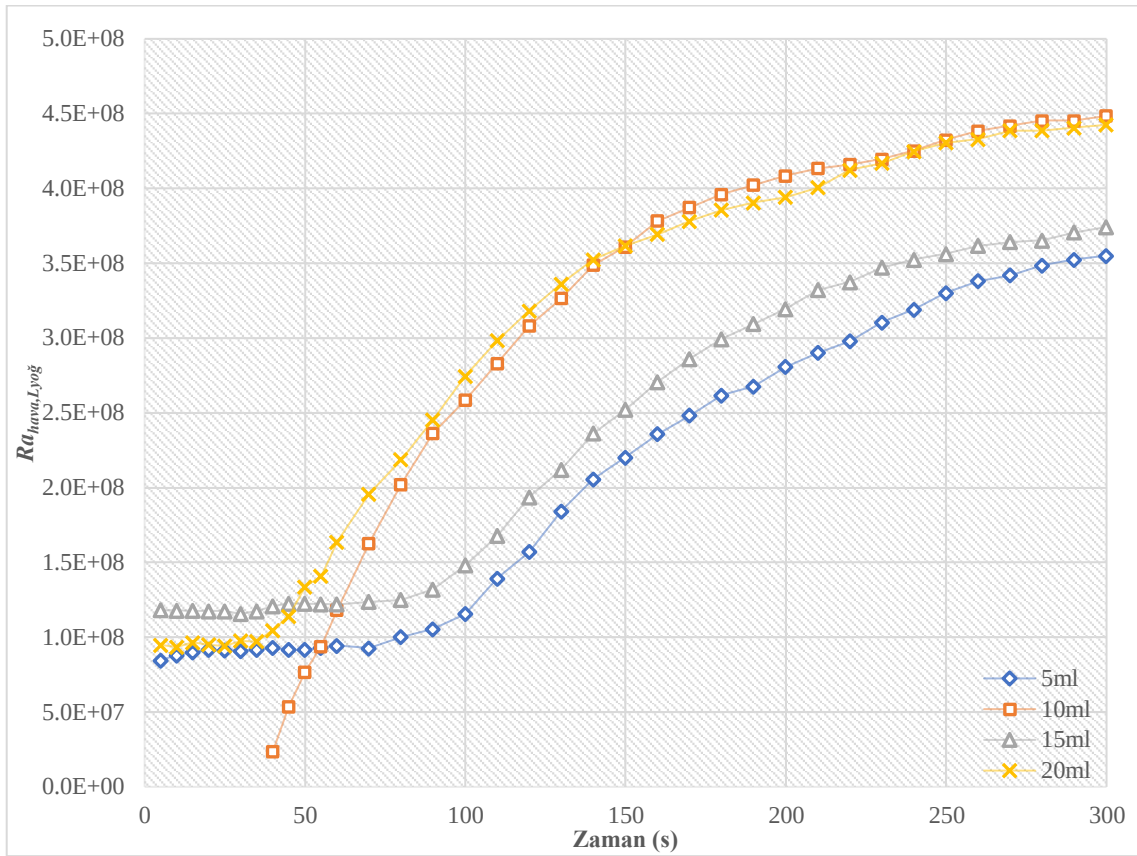
Şekil 6.15. Yatayla 90° eğim açısına sahip vakumlu bakır borunun buharlaşma bölgesi etrafındaki havanın $\bar{h}_{hava,buh}$ değerlerinin farklı sıvı hacimlerinde zamana göre değişimi.

Şekil 6.15 incelendiğinde, $\bar{h}_{hava,buh}$ değerleri farklı zaman dilimlerinde sürekli olarak zamanla artarken bu artış 150. saniyeden sonra yatay bir seyir göstermiştir. İlk 100 saniye en düşük $\bar{h}_{hava,buh}$ değerlerinin hesaplandığı 5 ml sıvı hacminde 300. saniyeye kadar yatay bir seyirle artarken en düşük $\bar{h}_{hava,buh}$ değerleri elde edilmiştir. En düşük $\bar{h}_{hava,buh}$ değerleri deney başlangıcında 5 ml, 10 ml, 15 ml ve 20 ml sıvı hacimleri için sırasıyla 1,90 W/m²K, 1,99 W/m²K, 2,03 W/m²K ve 2,04 W/m²K olarak hesaplanırken en yüksek değerler ise sırasıyla 3,90 W/m²K, 3,97 W/m²K, 3,94 W/m²K ve 3,95 W/m²K olarak bulunmuştur. Elde edilen bu değerlerin geçerli olabilmesi için D/H değerinin $Ra_{hava,L_{buh}}^{-1/4}$ değerinden büyük olması gerekmektedir. Yatayla 90° eğim açısına sahip vakumlu bakır borunun buharlaşma bölgesi etrafındaki hava için $Ra_{hava,L_{buh}}^{-1/4}$ değerlerinin farklı sıvı hacimlerinde zamana göre değişimi Şekil 6.16'da verilmiştir.



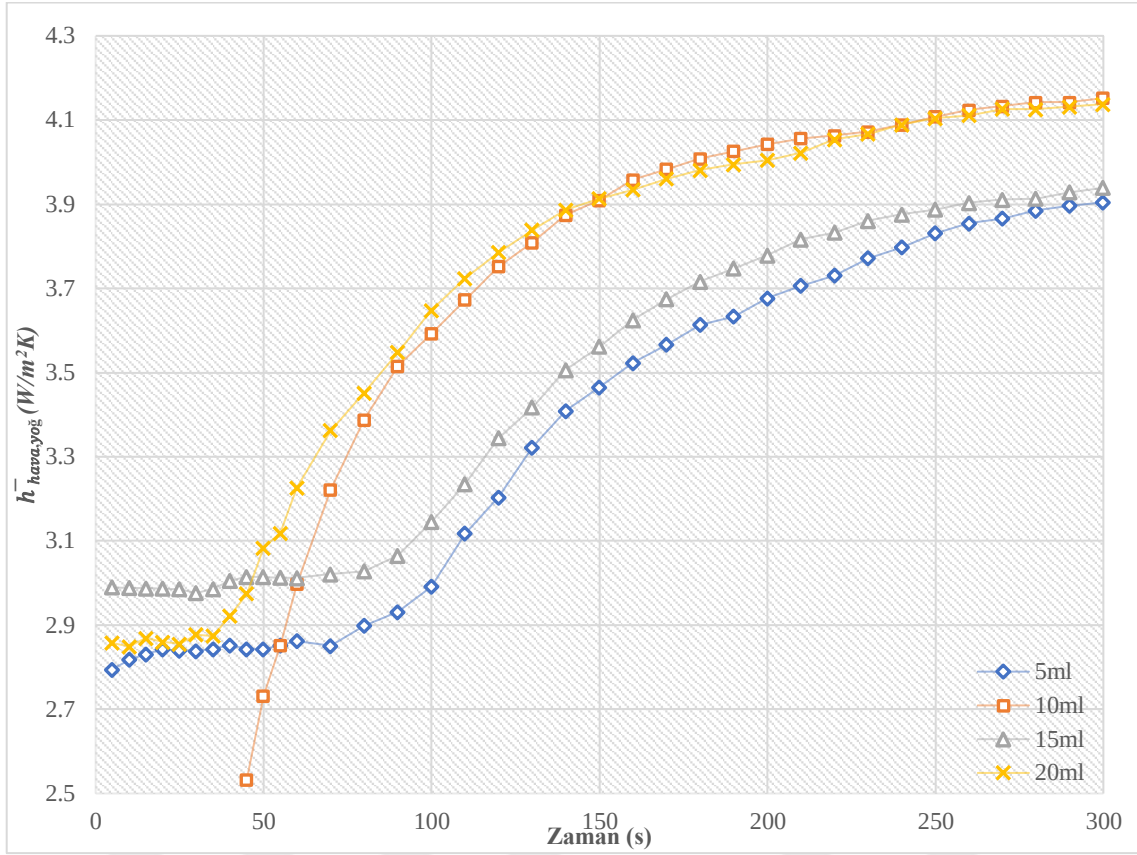
Şekil 6.16. Yatayla 90° eğim açısına sahip vakumlu bakır borunun buharlaşma bölgesi etrafındaki hava için $Ra_{hava,L_{buh}}^{-1/4}$ değerlerinin farklı sıvı hacimlerinde zamana göre değişimi.

Şekil 6.16 incelendiğinde, $Ra_{hava,L_{buh}}^{-1/4}$ değerlerinin tüm sıvı hacimleri için 150. saniyeye kadar sürekli olarak bu zamandan sonra da yatay olarak azaldığı görülmektedir. En yüksek $Ra_{hava,L_{buh}}^{-1/4}$ değerleri 5 ml, 10 ml, 15 ml ve 20 ml sıvı hacimleri için sırasıyla 0,01281, 0,01185, 0,01166 ve 0,01162 olarak hesaplanmıştır. Tüm zaman dilimleri içerisinde tüm sıvı hacimleri için hesaplanan $Ra_{hava,L_{buh}}^{-1/4}$ değerleri bu deneyler için hesaplanan D/H (0.035) değerinden küçük olduğu ve hesaplanan $\bar{h}_{hava,buh}$ değerlerinin geçerli olduğu ortaya konulmuştur. Yatayla 90° eğim açısına sahip vakumlu bakır borunun yoğunlaşma bölgesi etrafındaki havanın $Ra_{hava,L_{yoğ}}$ sayısının farklı sıvı hacimlerinde zamana göre değişimi Şekil 6.17’te verilmiştir



Şekil 6.17. Yatayla 90° eğim açısına sahip vakumlu bakır borunun yoğuşma bölgesi etrafındaki havanın $Ra_{hava,L_{yoğ}}$ sayısının farklı sıvı hacimlerinde zamana göre değişimi.

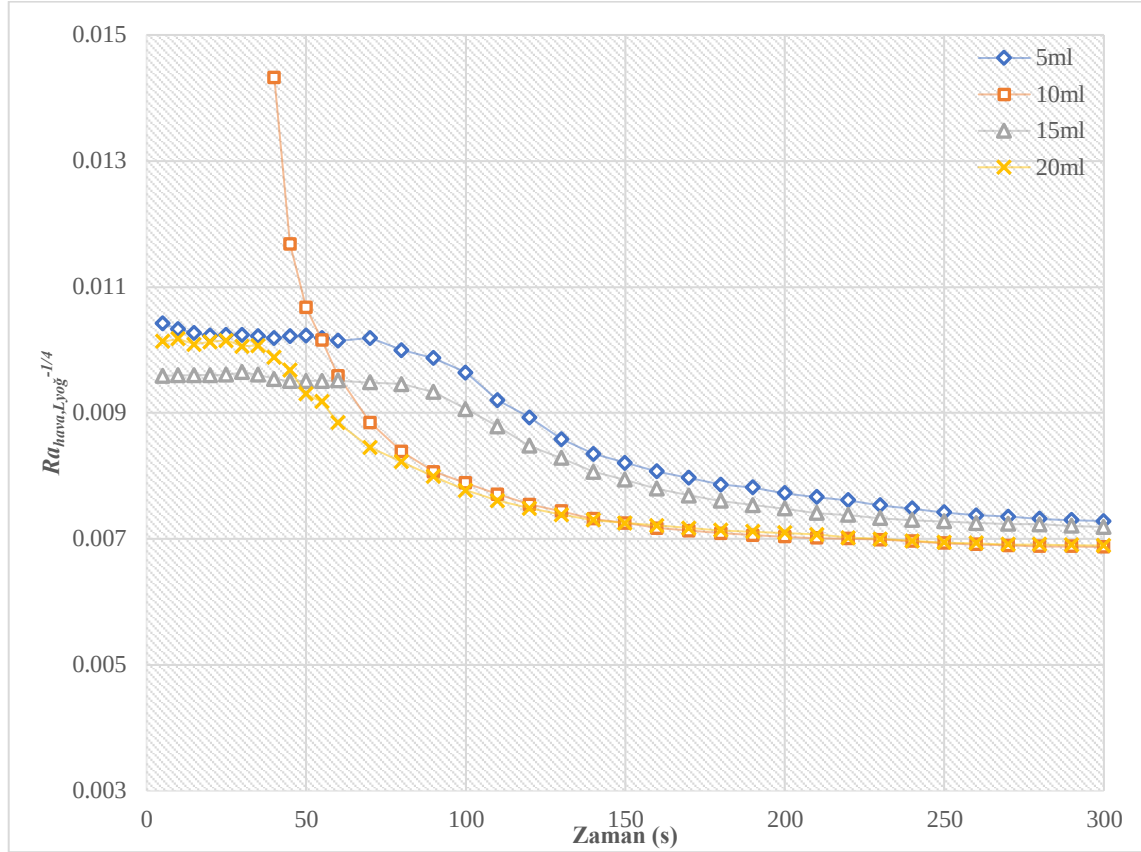
Şekil 6.17 incelendiğinde, $Ra_{hava,L_{yoğ}}$ değerlerinin tüm sıvı hacimleri için 250. saniyeye kadar hızlı bir şekilde artarken bu zamandan sonra deney sonuna kadar yatay bir artış gerçekleştirdikleri görölmüştür. $Ra_{hava,L_{yoğ}}$ değerlerinin $2,37 \times 10^7$ ile $4,49 \times 10^8$ arasında değiştiği görölrken 10 ml ve 20 ml sıvı hacimlerinde bu değerlerin birbirine yakın olduğu, 15 ml sıvı hacmindekilerin bunlardan biraz düşük ve 5 ml sıvı hacmindeki $Ra_{hava,L_{yoğ}}$ değerleri diğer sıvı hacimlerinden daha az olarak hesaplanmıştır. Öte yandan, deney başlangıcında ilk 35 saniyede 10 ml sıvı hacminde $T_{buh,ort}$ değerlerinin ortam sıcaklığından düşük olduğu için bu zaman dilimlerinde $Ra_{hava,L_{yoğ}}$ değerleri hesaplanmamıştır. Yatayla 90° eğim açısına sahip vakumlu bakır borunun yoğuşma bölgesi etrafındaki havanın ortalama ısı taşımın katsayısının ($\bar{h}_{hava,yoğ}$) farklı sıvı hacimlerinde zamana göre değişimi Şekil 6.18'de verilmiştir



Şekil 6.18. Yatayla 90° eğim açısına sahip vakumlu bakır borunun yoğuşma bölgesi etrafındaki havanın $\bar{h}_{hava,yoğ}$ değerlerinin farklı sıvı hacimlerinde zamana göre değişimi.

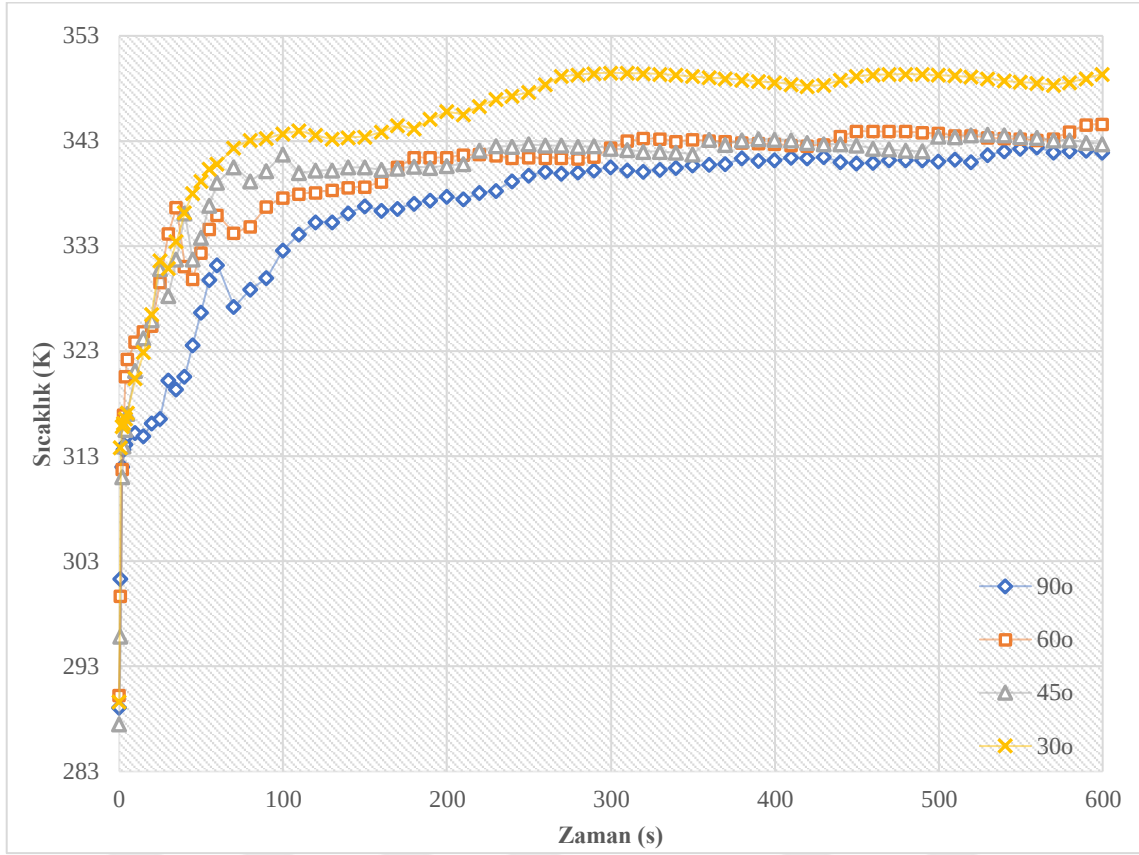
Şekil 6.18 incelendiğinde, $\bar{h}_{hava,yoğ}$ değerleri farklı zaman dilimlerinde sürekli olarak zamanla artarken bu artış 250. saniyeden sonra yatay bir artış seyri göstermiştir. İlk 55 saniye en düşük $\bar{h}_{hava,yoğ}$ değerleri 10 ml sıvı hacminde hesaplanırken bu andan itibaren sürekli bir artış göstererek deney sonunda en yüksek $\bar{h}_{hava,yoğ}$ değerleri bu sıvı hacmi için bulunmuştur. Öte yandan ilk 35 saniyede 10 ml sıvı hacminde $T_{buh,ort}$ değerlerinin ortam sıcaklığından düşük olduğu için bu zaman dilimlerinde $\bar{h}_{hava,yoğ}$ değerleri negatif olduğu için dikkate alınmamış ve bu sıvı hacminde 40. saniyeden itibaren değerler şekilde verilmiştir. En düşük $\bar{h}_{hava,yoğ}$ değerleri deney başlangıcında 5 ml, 10 ml, 15 ml ve 20 ml sıvı hacimleri için sırasıyla 2,78 W/m²K, 2,53 W/m²K, 2,96 W/m²K ve 2,85 W/m²K olarak hesaplanırken en yüksek değerler ise sırasıyla 3,90 W/m²K, 4,15 W/m²K, 3,94 W/m²K ve 4,14 W/m²K olarak bulunmuştur. Elde edilen bu değerlerin geçerli olabilmesi için D/H değerinin $Ra_{hava,L,yoğ}^{-1/4}$ değerinden büyük olması gerekmektedir.

Yatayla 90° eğim açısına sahip vakumlu bakır borunun yoğuşma bölgesi etrafındaki hava için $Ra_{hava,L_{yoğ}}^{-1/4}$ değerlerinin farklı sıvı hacimlerinde zamana göre değişimi Şekil 6.19’da verilmiştir.



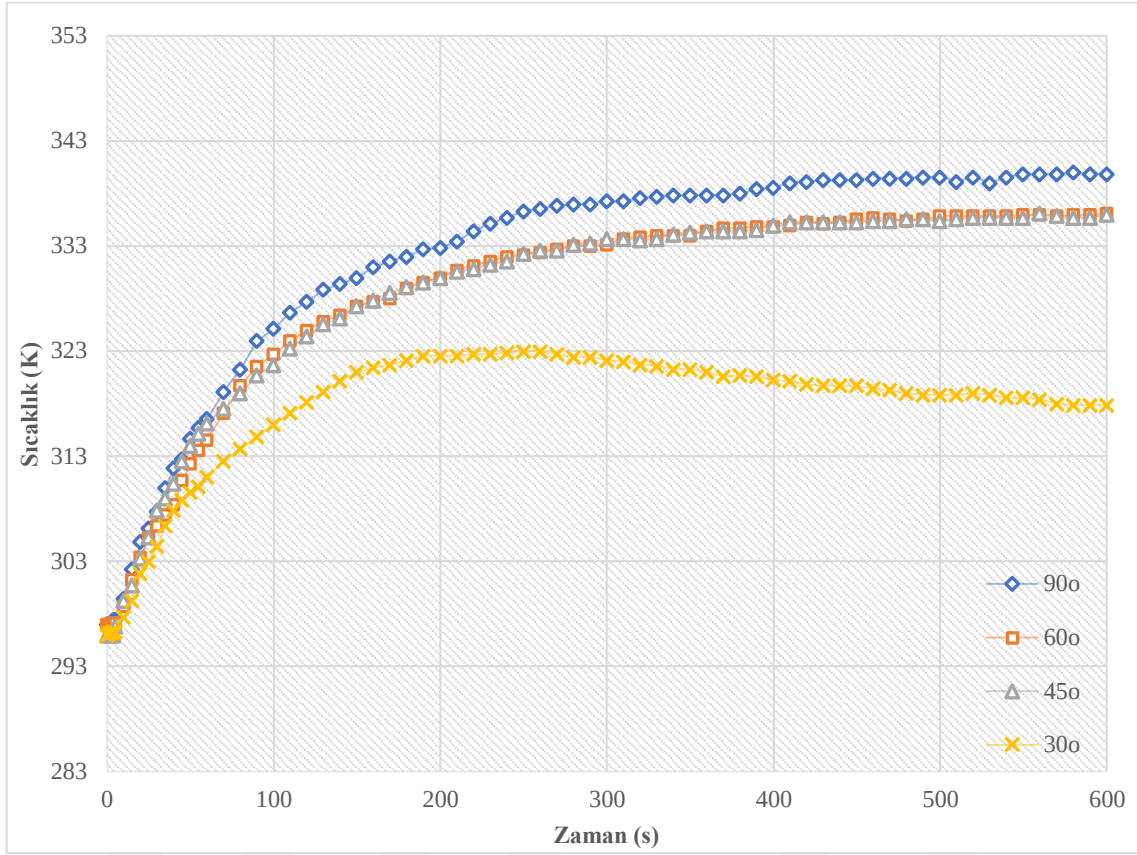
Şekil 6.19. Yatayla 90° eğim açısına sahip vakumlu bakır borunun yoğuşma bölgesi etrafındaki hava için $Ra_{hava,L_{yoğ}}^{-1/4}$ değerlerinin farklı sıvı hacimlerinde zamana göre değişimi.

Şekil 6.19 incelendiğinde, $Ra_{hava,L_{yoğ}}^{-1/4}$ değerlerinin tüm sıvı hacimleri için 60. Saniyeden 250. saniyeye kadar sürekli olarak bu zamandan sonra da yatay olarak azaldığı görülmektedir. En yüksek $Ra_{hava,L_{yoğ}}^{-1/4}$ değerleri 5 ml, 10 ml, 15 ml ve 20 ml sıvı hacimleri için sırasıyla 0,01049, 0,01433, 0,00971 ve 0,01019 olarak hesaplanmıştır. Tüm zaman dilimleri içerisinde tüm sıvı hacimleri için hesaplanan $Ra_{hava,L_{yoğ}}^{-1/4}$ değerleri bu deneyler için hesaplanan D/H (0.04667) değerinden küçük olduğu ve hesaplanan $\bar{h}_{hava,yoğ}$ değerlerinin geçerli olduğu ortaya konulmuştur. 10 ml sıvı içeren vakumlu bakır borunun kaynama bölgesinin ortalama yüzey sıcaklık değerlerinin yatayla farklı eğim açılarında zamana göre değişimi Şekil 6.20’de verilmiştir.



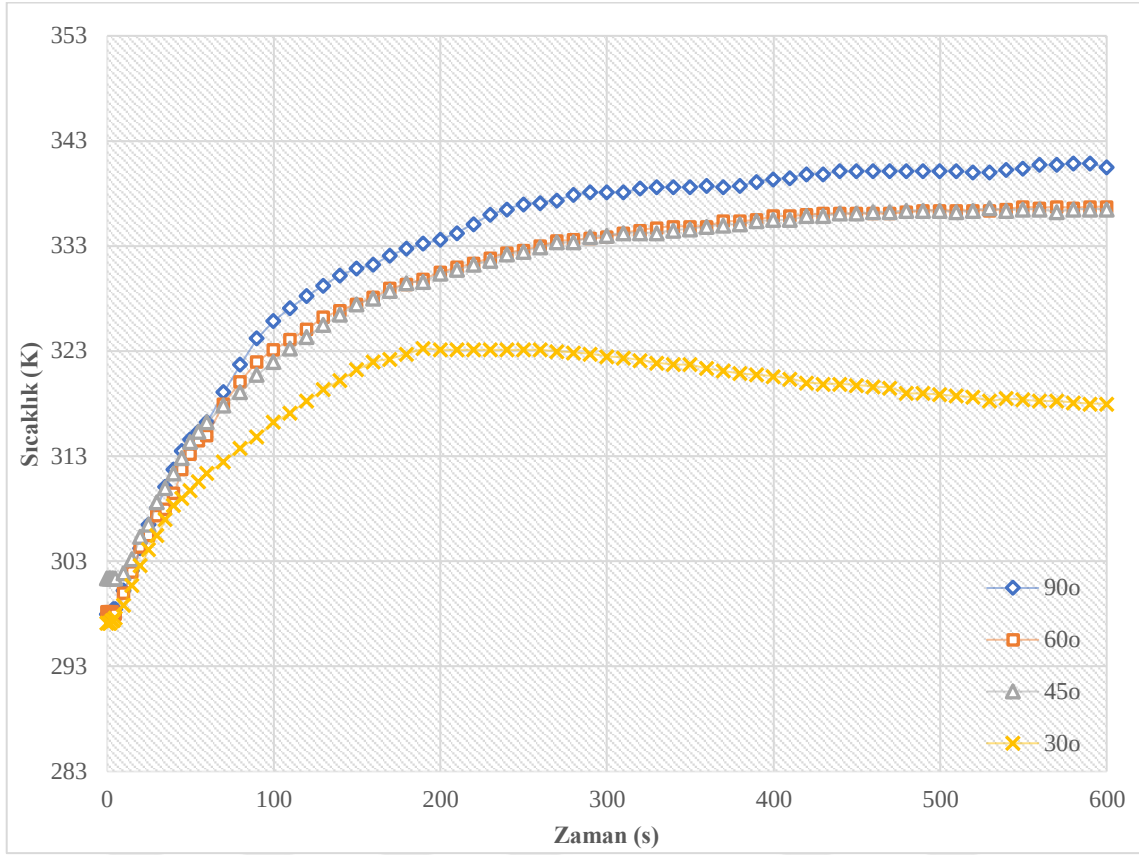
Şekil 6.20. 10 ml sıvı içeren vakumlu bakır borunun kaynama bölgesinin ortalama yüzey sıcaklık değerlerinin yatayla farklı eğim açılarında zamana göre değişimi.

Şekil 6.20 incelendiğinde, yaklaşık aynı başlangıç sıcaklıklarında olan vakumlu bakır boruların ilk 100 s içerisindeki sıcaklıkları önce hızlı bir şekilde artmış daha sonra hafif yatay bir eğimle artmaya devam etmiştir. Tüm eğim açıları için kaynama bölgesinin ortalama sıcaklığı dalgalanmalarla birlikte benzer bir eğilim gösterirken 30° eğim açısındaki sıcaklık değerleri diğerlerinin üzerinde olduğu gözlemlenmiştir. Deney sonundaki kaynama bölgesinin ortalama sıcaklık değerleri yatayla 90°, 60°, 45° ve 30° eğim açıları için sırasıyla 341,94 K, 344,60 K, 342,72 K ve 349,38 K olarak hesaplanmıştır. 10 ml sıvı içeren vakumlu bakır borunun buharlaşma bölgesinin ortalama yüzey sıcaklık değerlerinin yatayla farklı eğim açılarında zamana göre değişimi Şekil 6.21’de verilmiştir.



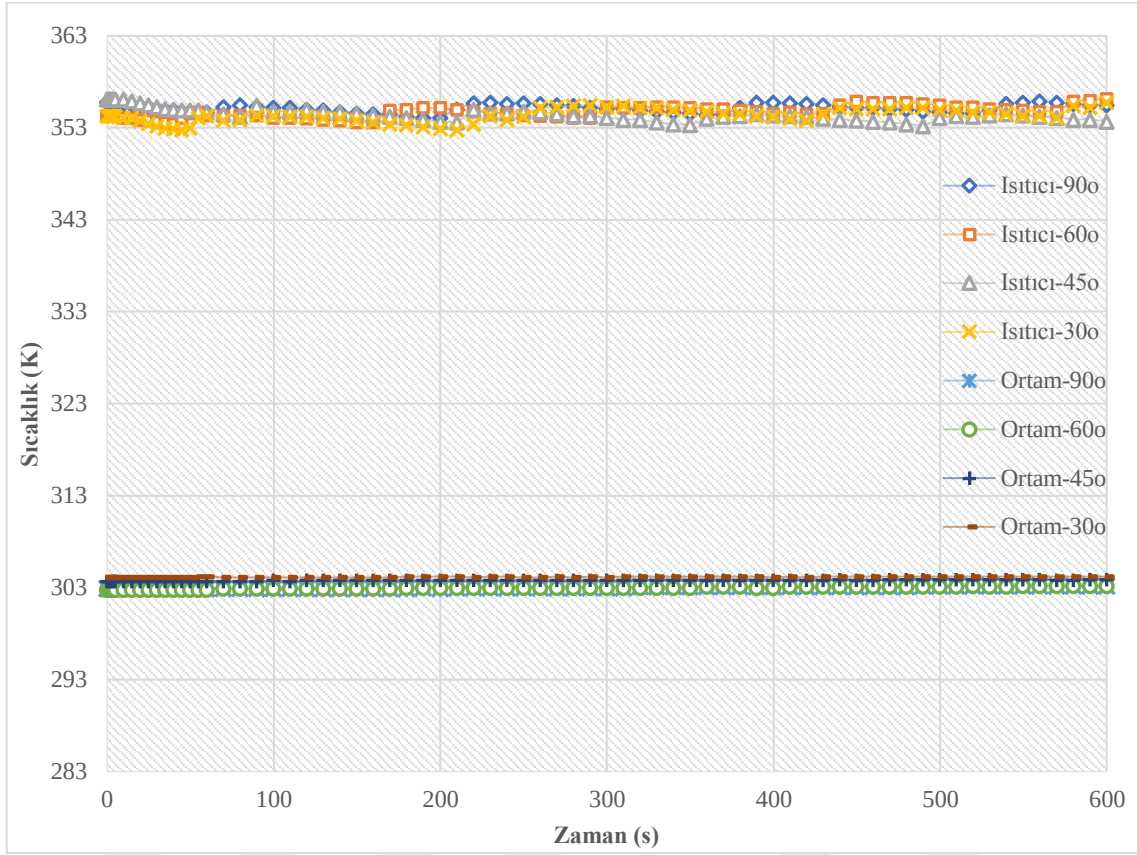
Şekil 6.21. 10 ml sıvı içeren vakumlu bakır borunun buharlaşma bölgesinin ortalama yüzey sıcaklık değerlerinin yatayla farklı eğim açılarında zamana göre değişimi.

Şekil 6.21 incelendiğinde, aynı başlangıç sıcaklıklarında olan vakumlu bakır borunun buharlaşma bölgesinin ortalama sıcaklığı deney süresince 90°, 60° ve 45° eğim açılarında sürekli bir artış gösterirken 30° eğim açısında yaklaşık 280. saniyeye kadar arttığı daha sonra deney sonuna kadar azaldığı gözlemlenmiştir. Öte yandan, 60° ve 45° eğim açısındaki ortalama sıcaklık değerlerinin birbirine yakın olduğu 90° eğim açısındaki değerlerin ise tüm eğim açılarındaki değerlerden yüksek olduğu görülmüştür. 90°, 60° ve 45° eğim açıları için buharlaşma bölgesinin ortalama sıcaklığı benzer bir eğilim gösterirken artış ve azalış değerlerinde ufak farklılıklar gözlemlenmiştir. Deney sonundaki buharlaşma bölgesinin ortalama sıcaklık değerleri yatayla 90°, 60°, 45° ve 30° eğim açıları için sırasıyla 339,86 K, 336,14 K, 336 K ve 317,86 K olarak hesaplanmıştır. 10 ml sıvı içeren vakumlu bakır borunun yoğunlaşma bölgesinin ortalama yüzey sıcaklık değerlerinin yatayla farklı eğim açılarında zamana göre değişimi Şekil 6.22’de verilmiştir.



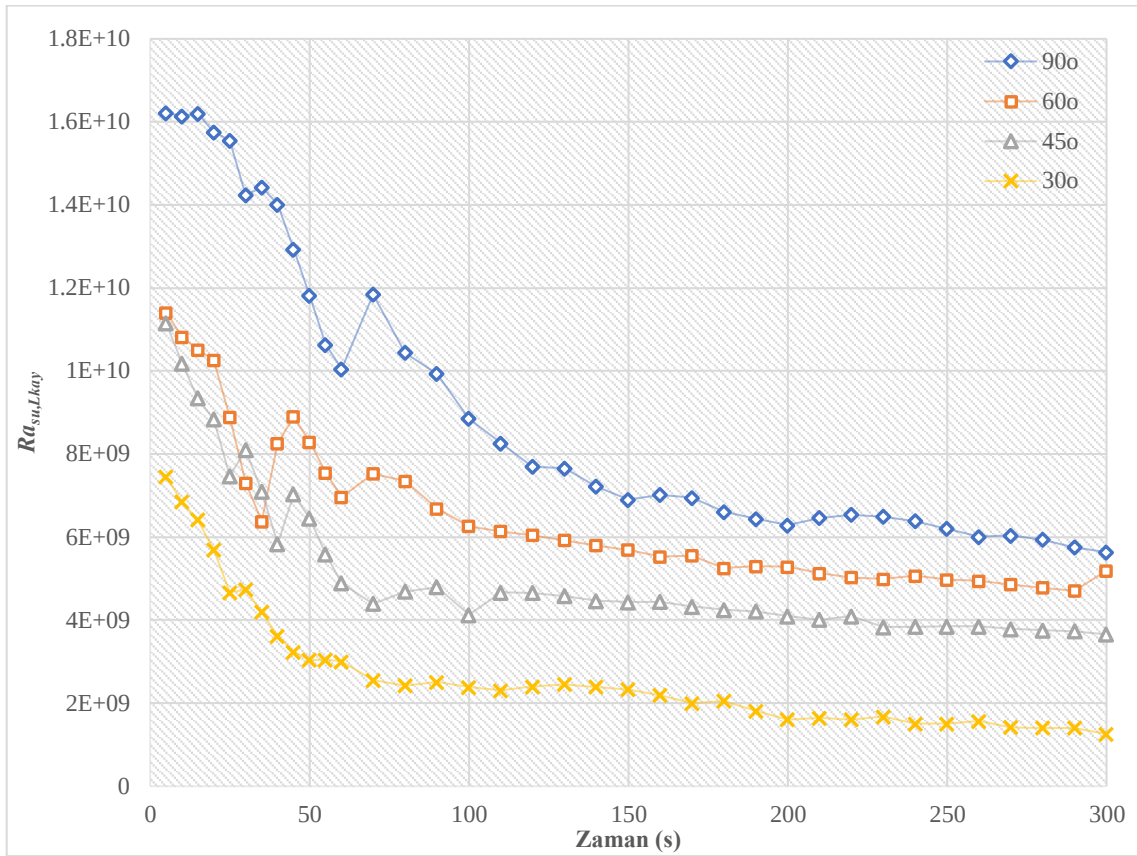
Şekil 6.22. 10 ml sıvı içeren vakumlu bakır borunun yoğuşma bölgesinin ortalama yüzey sıcaklık değerlerinin yatayla farklı eğim açılarında zamana göre değişimi.

Şekil 6.22 incelendiğinde, yaklaşık aynı başlangıç sıcaklıklarına sahip 90°, 60° ve 45° eğim açılarında vakumlu bakır borunun yoğuşma bölgesinin ortalama sıcaklığı deney sonuna kadar sürekli bir artış gösterirken 30° eğim açısında yaklaşık 200. saniyeye kadar arttığı daha sonra 280. saniyeye kadar sabit kaldığı ardından deney sonuna kadar sürekli azaldığı gözlemlenmiştir. 90°, 60° ve 45° eğim açıları için buharlaşma bölgesinin ortalama sıcaklığı benzer bir eğilim gösterirken artış ve azalış değerlerinde ufak farklılıklar görülmüştür. Deney sonundaki yoğuşma bölgesinin ortalama sıcaklık değerleri yatayla 90°, 60°, 45° ve 30° eğim açıları için sırasıyla 340,50 K, 336,75 K, 336,50 K ve 318 K olarak hesaplanmıştır. Deneyler süresince, 10 ml sıvı içeren vakumlu bakır borunun ortalama ısıtıcı ve ortam sıcaklığı değerlerinin yatayla farklı eğim açıları için zamana göre değişimi Şekil 6.23'te verilmiştir.



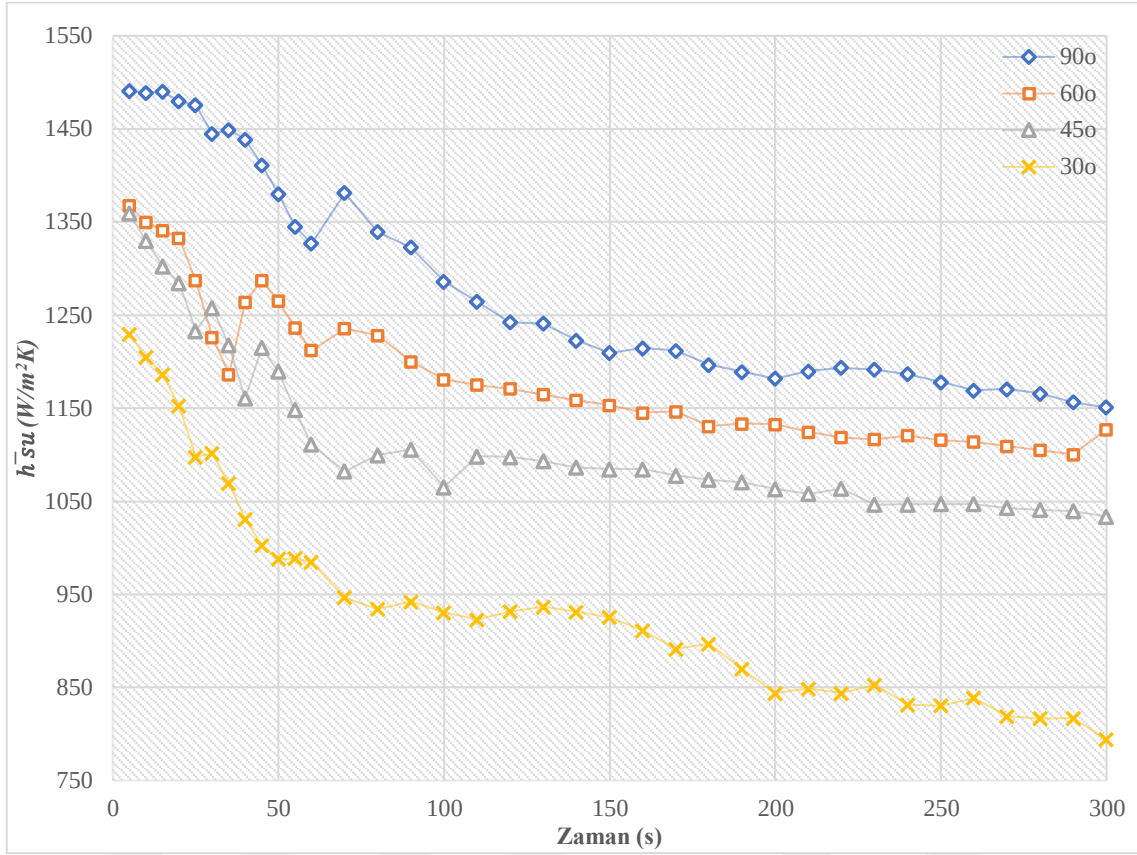
Şekil 6.23. 10 ml sıvı içeren vakumlu bakır borunun ortalama ısıtıcı ve ortam sıcaklığı değerlerinin yatayla farklı eğim açıları için zamana göre değişimi.

Şekil 6.23 incelendiğinde, tüm eğim açıları için ortam sıcaklığının neredeyse başlangıç değerinde sabit kaldığı ve ısıtıcı sıcaklığının ise ufak düşüş ve çıkışlarla büyük oranda değişmediği görülmüştür. 90° ve 60° eğim açılarında vakumlu boru deneyi için ortam sıcaklığı yaklaşık 303 K değerinde sabit kaldığı, 45° ve 30° eğim açılarında ise 304 K değerinde çok fazla değişmediği gözlemlenmiştir. Tüm deneyler içim ısıtıcı sıcaklığı 355 K değerine ayarlanmış olup ısıtıcının devreye girip çıkmasıyla küçük dalgalanmalar meydana gelmiştir. Deney sonundaki ortalama ısıtıcı sıcaklık değerleri yatayla 90°, 60°, 45° ve 30° eğim açıları için sırasıyla 355,50 K, 356,20 K, 353,70 K ve 355,80 K olarak ölçülmüştür. 10 ml sıvı içeren vakumlu bakır borunun kaynama bölgesi etrafındaki ısıtıcı suyun $Ra_{su,L_{kay}}$ sayısının yatayla farklı eğim açıları için zamana göre değişimi Şekil 6.24'te verilmiştir



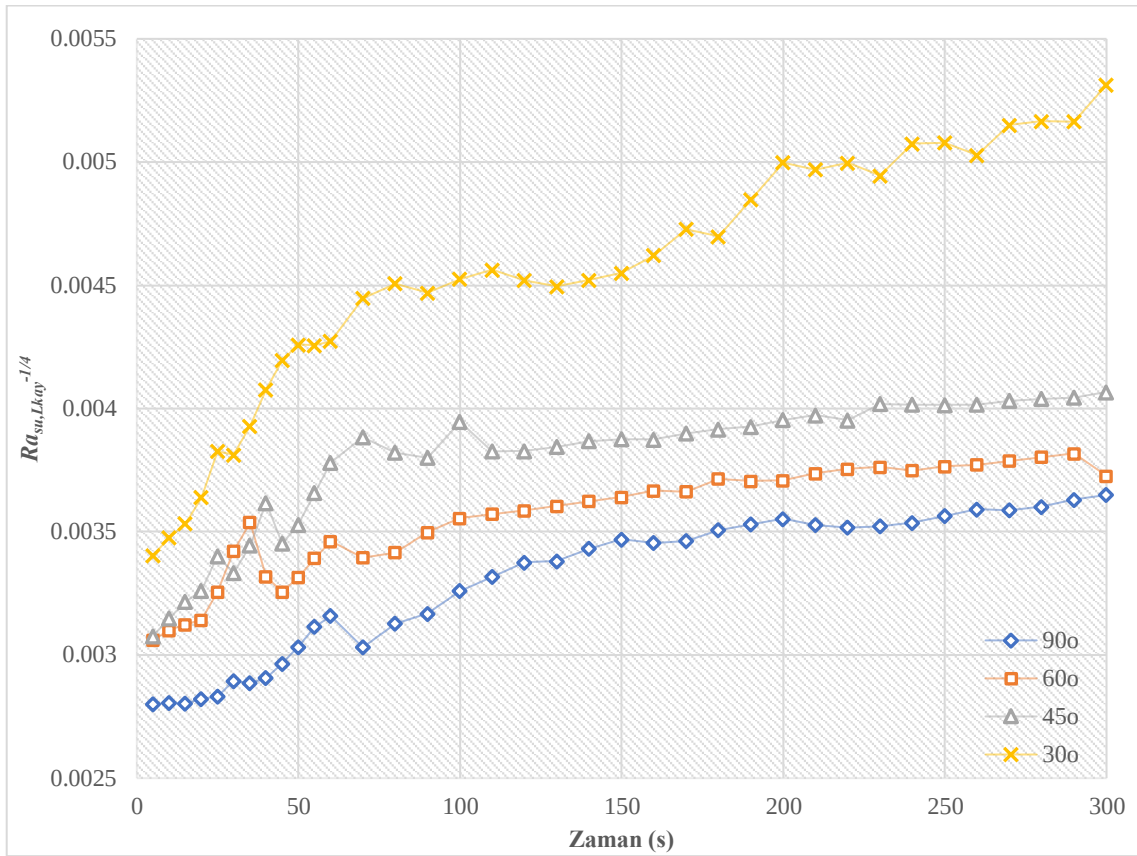
Şekil 6.24. 10 ml sıvı içeren vakumlu bakır borunun kaynama bölgesi etrafındaki ısıtıcı suyun $Ra_{su,L_{kay}}$ sayısının yatayla farklı eğim açıları için zamana göre değişimi.

Şekil 6.24 incelendiğinde, $Ra_{su,L_{kay}}$ değerleri tüm sıvı hacimlerinde zamanla azalarak benzer bir eğilim göstermişlerdir. 30° eğim açısındaki $Ra_{su,L_{kay}}$ değerleri tüm zamanlarda en düşük değerler olurken 90° eğim açısındaki $Ra_{su,L_{kay}}$ değerler ise tüm zamanlarda en yüksek değerler olarak hesaplanmıştır. 45. saniyeye kadar 45° ve 60° eğim açısındaki $Ra_{su,L_{kay}}$ değerleri birbirinin altında ve üstünde değerler gösterirken bu andan itibaren 60° eğim açısındaki $Ra_{su,L_{kay}}$ değerleri deney sonuna kadar 45° eğim açısındakilerden yüksek olduğu görülmektedir. Öte yandan, 200. saniyeden sonra tüm eğim açıları için $Ra_{su,L_{kay}}$ değerleri benzer yatay eğilim gösterirken $Ra_{su,L_{kay}}$ değerleri $2,34 \times 10^{10}$ ile $1,25 \times 10^9$ arasında değiştiği elde edilmiştir. 10 ml sıvı içeren vakumlu bakır borunun kaynama bölgesi etrafındaki ısıtıcı suyun ortalama ısı taşınım katsayısının ($\bar{h}_{su}$) farklı eğim açıları için zamana göre değişimi Şekil 6.25'te verilmiştir



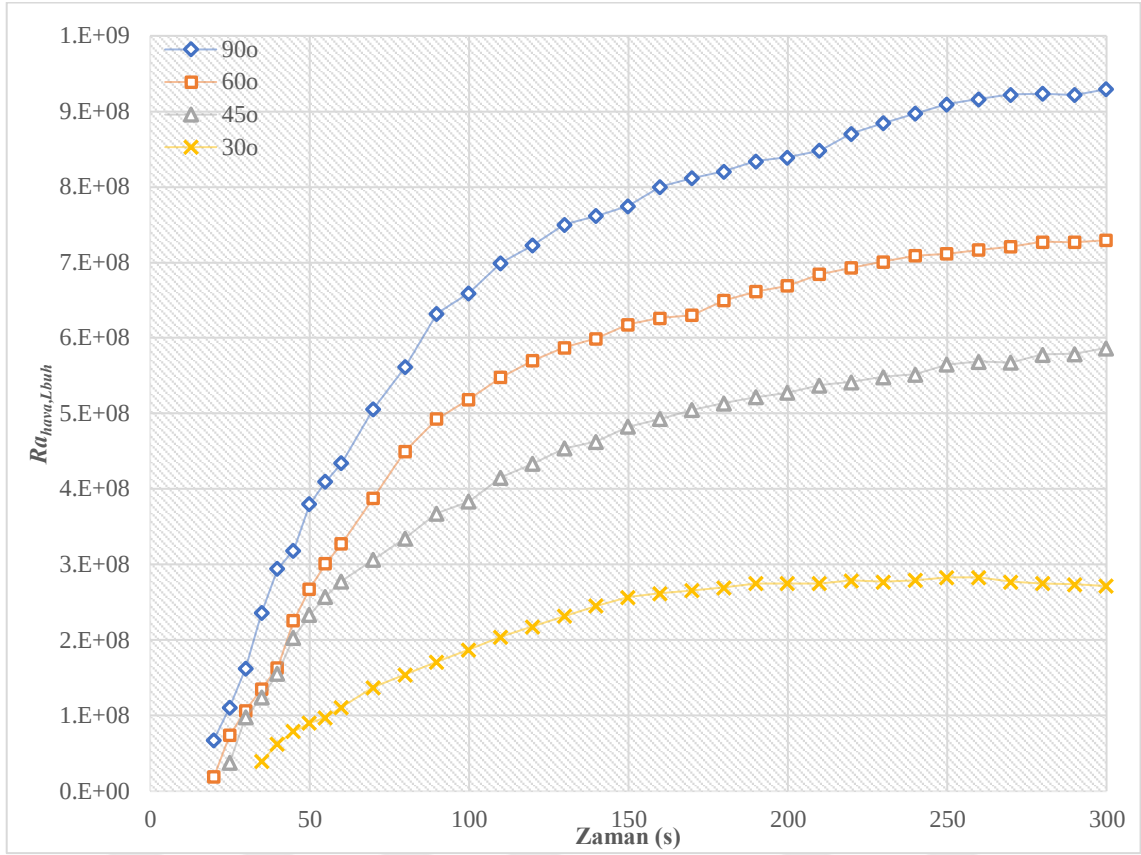
Şekil 6.25. 10 ml sıvı içeren vakumlu bakır borunun kaynama bölgesi etrafındaki ısıtıcı suyun $\bar{h}_{su}$ değerlerinin farklı eğim açıları için zamana göre değişimi.

Şekil 6.25 incelendiğinde, 45°, 60° ve 90° eğim açıları için $\bar{h}_{su}$ değerleri farklı zaman dilimlerinde azalış ve artış göstermelerine rağmen genel olarak zamanla azalırken 30° eğim açısında ise sürekli olarak azaldığı görülmüştür. Tüm zaman dilimleri için en düşük $\bar{h}_{su}$ değerleri 30° eğim açısında hesaplandığı ve değerler incelendiğinde bu eğim açısındaki deneyde bir problem olabileceği düşünülmektedir. En yüksek $\bar{h}_{su}$ değerleri deney başlangıcında 30°, 45°, 60° ve 90° eğim açıları için sırasıyla 1350,06 W/m²K, 1491,84 W/m²K, 1545,12 W/m²K ve 1618,32 W/m²K olarak hesaplanırken en düşük değerler ise sırasıyla 794,16 W/m²K, 1033,72 W/m²K, 1100,49 W/m²K ve 1150,80 W/m²K olarak bulunmuştur. Elde edilen bu değerlerin geçerli olabilmesi için D/H değerinin (bu deneyler için 0.280) $Ra_{su,L_{kay}}^{-1/4}$ değerinden büyük olması gerekmektedir. 10 ml sıvı içeren vakumlu bakır borunun kaynama bölgesi etrafındaki ısıtıcı su için $Ra_{su,L_{kay}}^{-1/4}$ değerlerinin farklı eğim açıları için zamana göre değişimi Şekil 6.26'da verilmiştir.



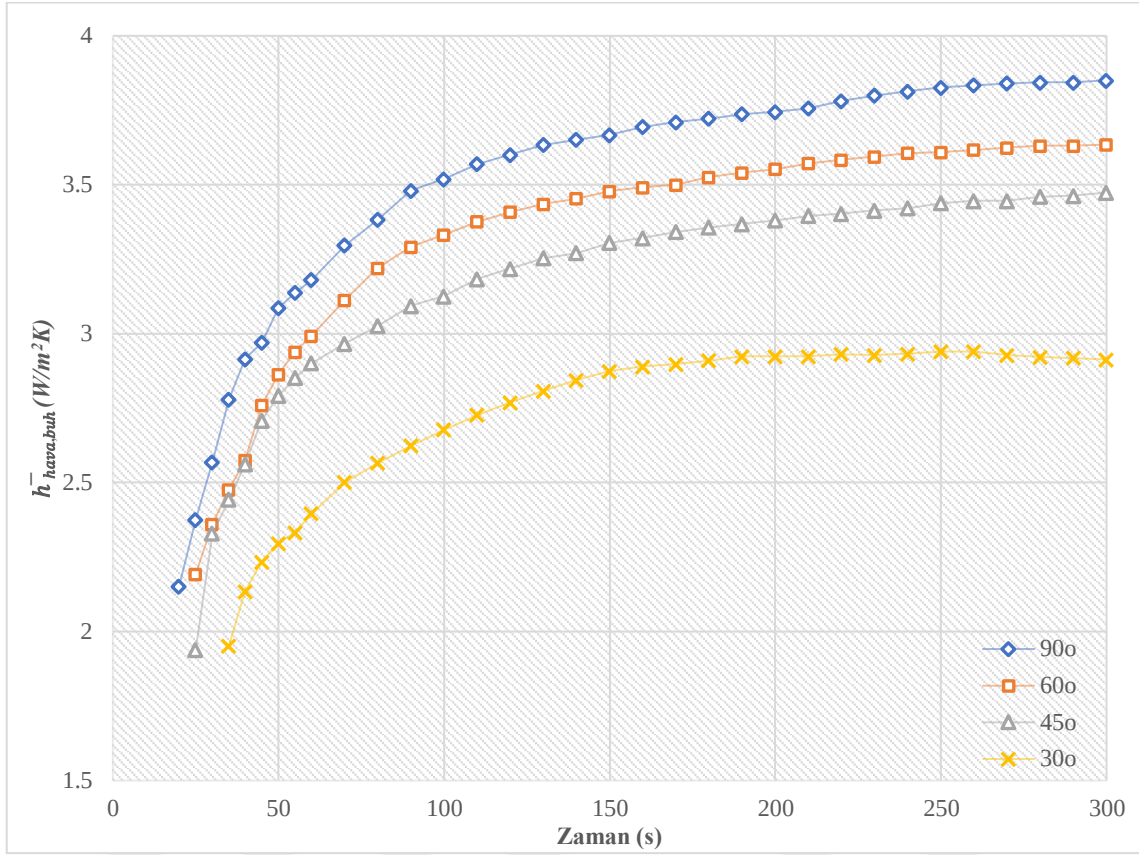
Şekil 6.26. 10 ml sıvı içeren vakumlu bakır borunun kaynama bölgesi etrafındaki ısıtıcı su için $Ra_{su,L_{kay}}^{-1/4}$ değerlerinin farklı eğim açıları için zamana göre değişimi.

Şekil 6.26 incelendiğinde, $Ra_{su,L_{kay}}^{-1/4}$ değerlerinin tüm sıvı hacimleri için dalgalanmalarla birlikte zamanla sürekli olarak arttığı görülmektedir. En yüksek $Ra_{su,L_{kay}}^{-1/4}$ değerleri 30°, 45°, 60° ve 90° eğim açıları için sırasıyla 0,00531, 0,00407, 0,00373 ve 0,00365 olarak hesaplanmıştır. Tüm zaman dilimleri içerisinde tüm eğim açıları için hesaplanan $Ra_{su,L_{kay}}^{-1/4}$ değerleri bu deneyler için hesaplanan D/H (0.280) değerinden küçük olduğu ve hesaplanan $\bar{h}_{su}$ değerlerinin geçerli olduğu ortaya konulmuştur. 10 ml sıvı içeren vakumlu bakır borunun buharlaşma bölgesi etrafındaki havanın $Ra_{hava,L_{buh}}$ sayısının farklı eğim açıları için zamana göre değişimi Şekil 6.27’te verilmiştir



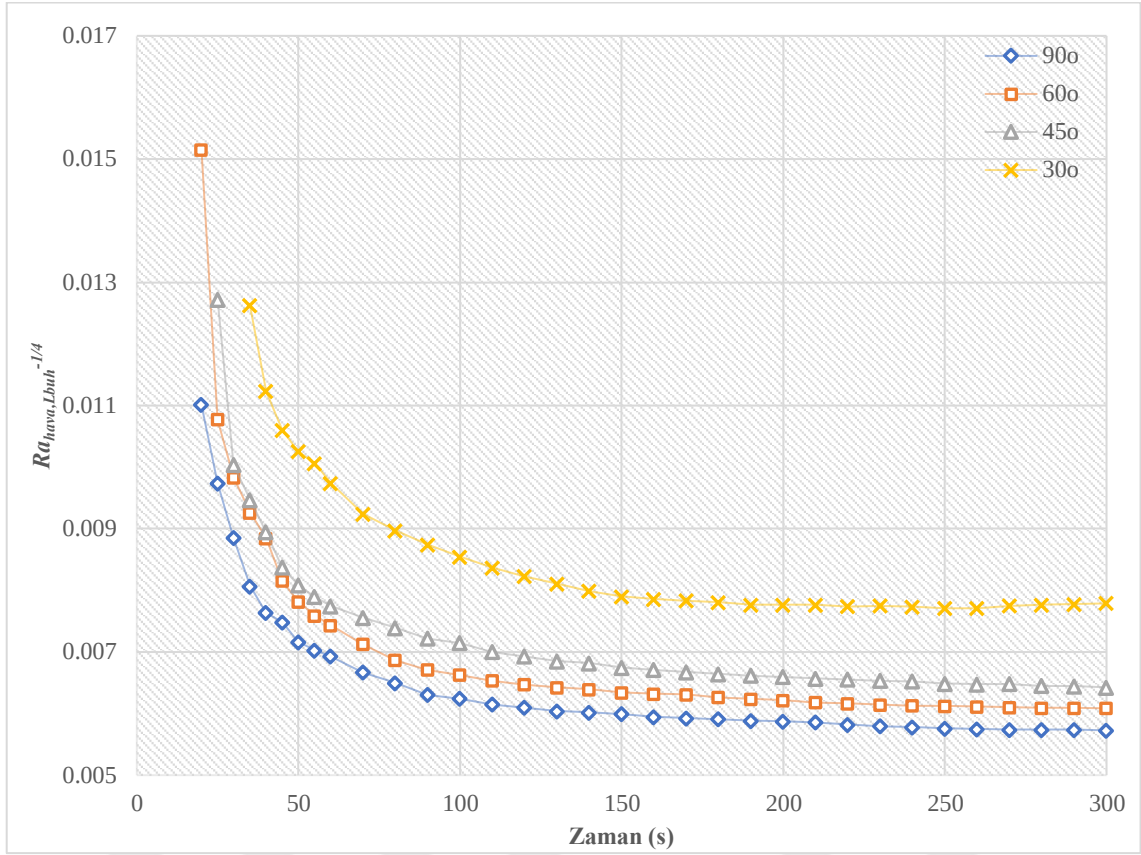
Şekil 6.27. 10 ml sıvı içeren vakumlu bakır borunun buharlaşma bölgesi etrafındaki havanın $Ra_{hava,L_{buh}}$ sayısının farklı eğim açıları için zamana göre değişimi.

Şekil 6.27 incelendiğinde, $Ra_{hava,L_{buh}}$ değerlerinin tüm eğim açıları için 200. saniyeye kadar hızlı bir şekilde artarken bu zamandan sonra deney sonuna kadar yatay bir artış gerçekleştirdikleri görülmüştür. $Ra_{hava,L_{buh}}$ değerlerinin $1,89 \times 10^7$ ile $9,29 \times 10^8$ arasında değiştiği görülürken 30° eğim açısındaki $Ra_{hava,L_{buh}}$ değerlerinin ise diğer eğim açılarından oldukça düşük olarak hesaplandığı görülmektedir. Öte yandan, deney başlangıcı özellikle ilk 20 saniyede $T_{buh,ort}$ değerlerinin ortam sıcaklığından düşük olduğu için bu zaman dilimlerinde $Ra_{hava,L_{buh}}$ değerleri hesaplanmamıştır. 10 ml sıvı içeren vakumlu bakır borunun buharlaşma bölgesi etrafındaki havanın ortalama ısı taşınım katsayısının ($\bar{h}_{hava,buh}$) farklı eğim açıları için zamana göre değişimi Şekil 6.28’de verilmiştir.



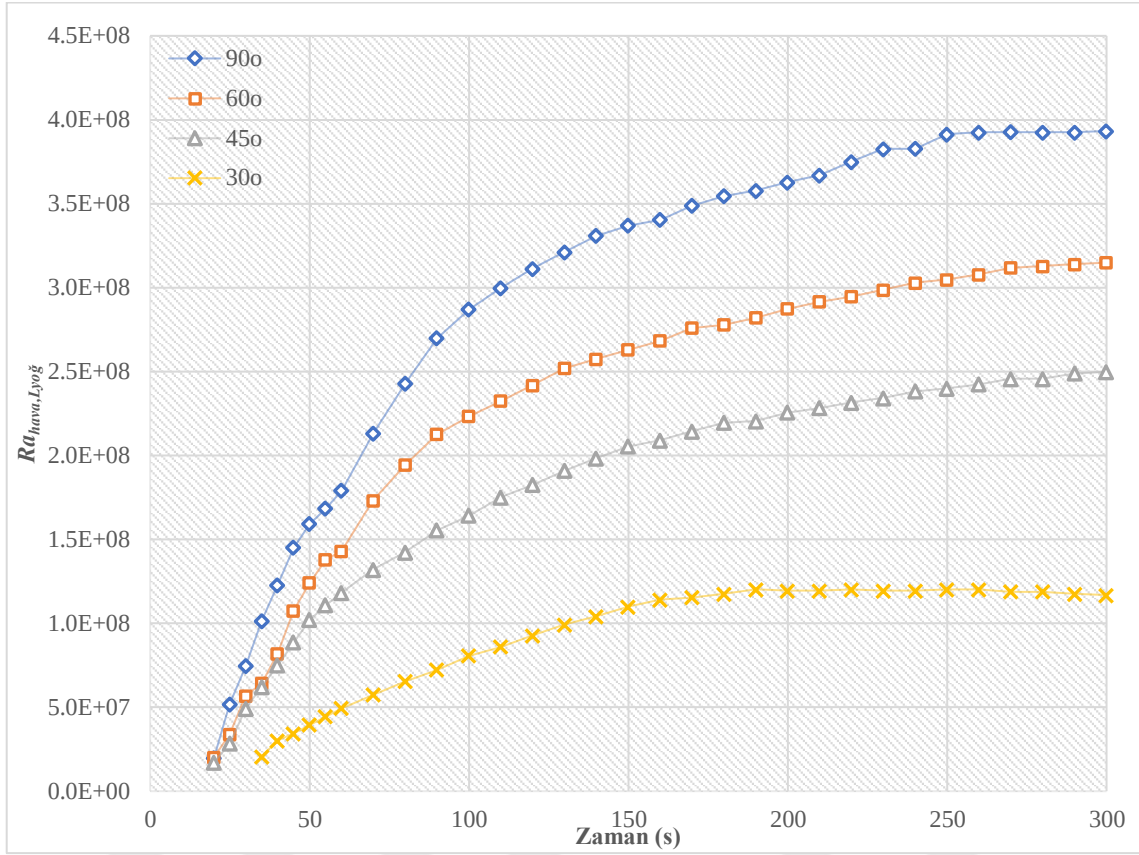
Şekil 6.28. 10 ml sıvı içeren vakumlu bakır borunun buharlaşma bölgesi etrafındaki havanın $\bar{h}_{hava,buh}$ farklı tüm eğim açıları için zamana göre değişimi.

Şekil 6.28 incelendiğinde, $\bar{h}_{hava,buh}$ değerleri farklı zaman dilimlerinde sürekli olarak zamanla artarken bu artış 150. saniyeden sonra yatay bir seyir göstermiştir. Tüm deney süresi içerisinde en düşük $\bar{h}_{hava,buh}$ değerleri 30° eğim açısında hesaplanırken en yüksek $\bar{h}_{hava,buh}$ değerleri ise 90° eğim açısı için bulunmuştur. En düşük $\bar{h}_{hava,buh}$ değerleri deney başlangıcında 30°, 45°, 60° ve 90° eğim açıları için sırasıyla 1,95 W/m²K, 1,94 W/m²K, 2,19 W/m²K ve 2,15 W/m²K olarak hesaplanırken en yüksek değerler ise sırasıyla 2,91 W/m²K, 3,47 W/m²K, 3,64 W/m²K ve 3,85 W/m²K olarak bulunmuştur. Elde edilen bu değerlerin geçerli olabilmesi için D/H değerinin $Ra_{hava,L_{buh}}^{-1/4}$ değerinden büyük olması gerekmektedir. 10 ml sıvı içeren vakumlu bakır borunun buharlaşma bölgesi etrafındaki hava için $Ra_{hava,L_{buh}}^{-1/4}$ değerlerinin farklı eğim açıları için zamana göre değişimi Şekil 6.29'da verilmiştir.



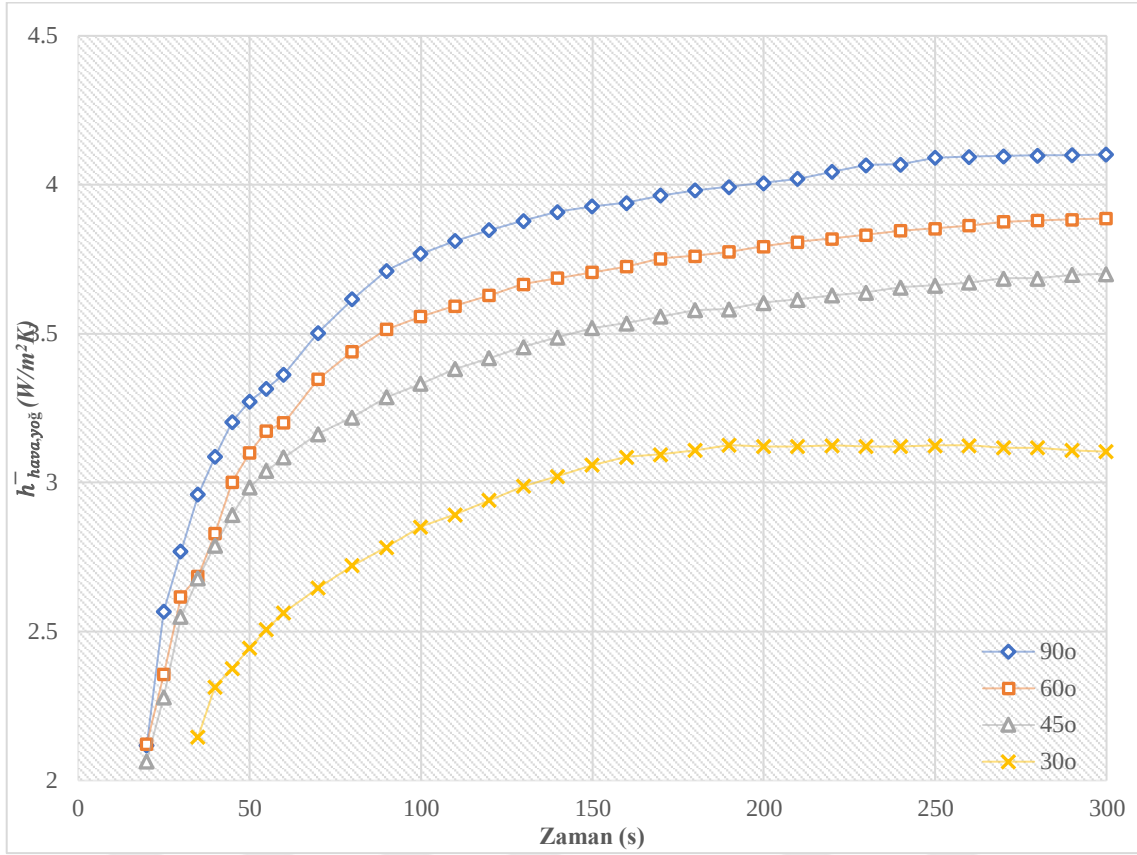
Şekil 6.29. 10 ml sıvı içeren vakumlu bakır borunun buharlaşma bölgesi etrafındaki hava için $Ra_{hava,L_{buh}}^{-1/4}$ değerlerinin farklı eğim açıları için zamana göre değişimi.

Şekil 6.29 incelendiğinde, $Ra_{hava,L_{buh}}^{-1/4}$ değerlerinin tüm eğim açıları için 150. saniyeye kadar sürekli olarak bu zamandan sonra da yatay olarak azaldığı görülmektedir. En yüksek $Ra_{hava,L_{buh}}^{-1/4}$ değerleri 30°, 45°, 60° ve 90° eğim açıları için sırasıyla 0,01262, 0,01272, 0,01515 ve 0,01101 olarak hesaplanmıştır. Tüm zaman dilimleri içerisinde tüm eğim açıları için hesaplanan $Ra_{hava,L_{buh}}^{-1/4}$ değerleri bu deneyler için hesaplanan D/H (0.035) değerinden küçük olduğu ve hesaplanan $\bar{h}_{hava,buh}$ değerlerinin geçerli olduğu ortaya konulmuştur. 10 ml sıvı içeren vakumlu bakır borunun yoğuşma bölgesi etrafındaki havanın $Ra_{hava,L_{yoğ}}$ sayısının farklı eğim açıları için zamana göre değişimi Şekil 6.30'da verilmiştir



Şekil 6.30. 10 ml sıvı içeren vakumlu bakır borunun yoğunlaşma bölgesi etrafındaki havanın $Ra_{hava,L_{yoğ}}$ sayısının farklı eğim açıları için zamana göre değişimi.

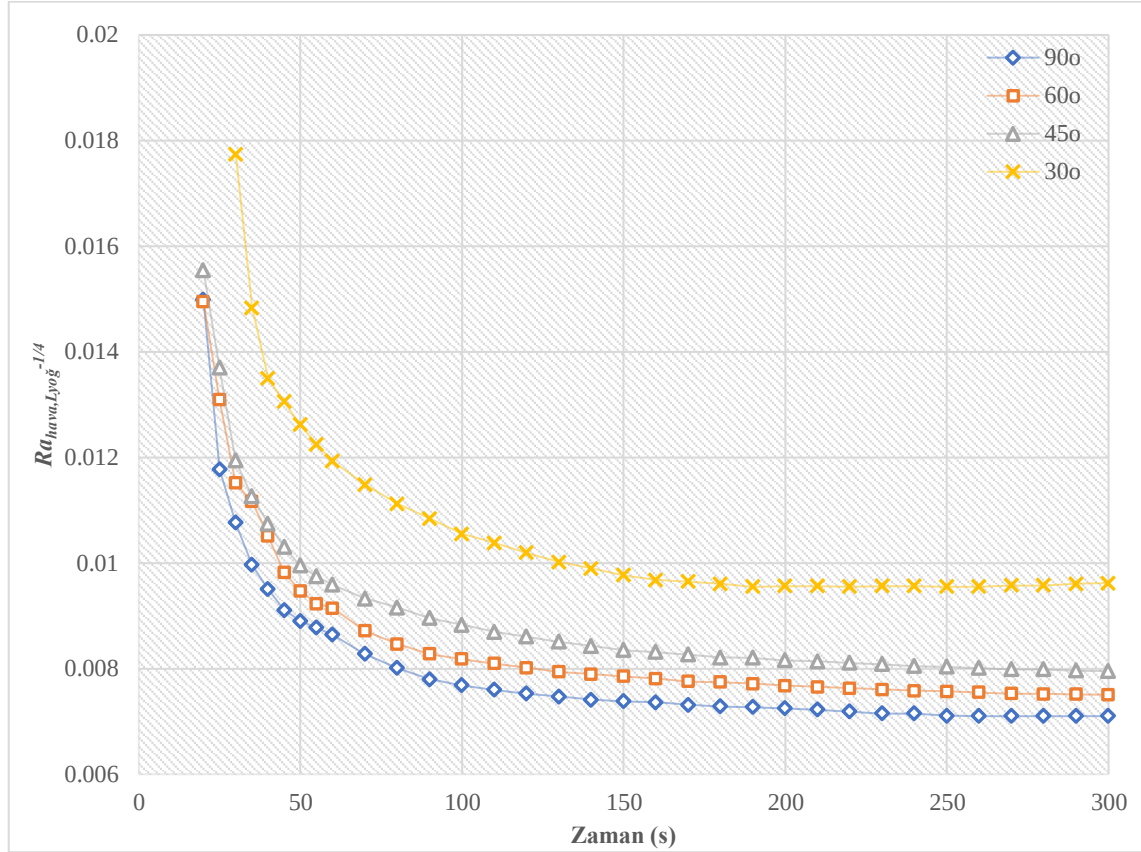
Şekil 6.30 incelendiğinde, $Ra_{hava,L_{yoğ}}$ değerlerinin tüm eğim açılarında 250. saniyeye kadar hızlı bir şekilde artarken bu zamandan sonra deney sonuna kadar 45°, 60° ve 90° eğim açılarında yatay bir artış gerçekleşmiş ve 30° eğim açısında azalış görülmüştür. $Ra_{hava,L_{yoğ}}$ değerlerinin $1,71 \times 10^7$ ile $3,93 \times 10^8$ arasında değiştiği görülürken 45° ve 60° eğim açılarında $Ra_{hava,L_{yoğ}}$ değerlerinin başlangıçta birbirine yakın olduğu, 90° eğim açısındakilerin bunlardan biraz yüksek ve 30° eğim açısındaki $Ra_{hava,L_{yoğ}}$ değerlerinin ise diğer eğim açılarındakinden daha düşük olarak hesaplandığı görülmüştür. Öte yandan, deney başlangıcında ilk 20-30 saniyede tüm eğim açılarındaki $T_{buh,ort}$ değerlerinin ortam sıcaklığından düşük olduğu için bu zaman dilimlerinde $Ra_{hava,L_{yoğ}}$ değerleri hesaplanmamıştır. 10 ml sıvı içeren vakumlu bakır borunun yoğunlaşma bölgesi etrafındaki havanın ortalama ısı taşınım katsayısının ($\bar{h}_{hava,yoğ}$) farklı eğim açıları için zamana göre değişimi Şekil 6.31'de verilmiştir



Şekil 6.31. 10 ml sıvı içeren vakumlu bakır borunun yoğuşma bölgesi etrafındaki havanın $\bar{h}_{hava,yoğ}$ değerlerinin farklı eğim açıları için zamana göre değişimi.

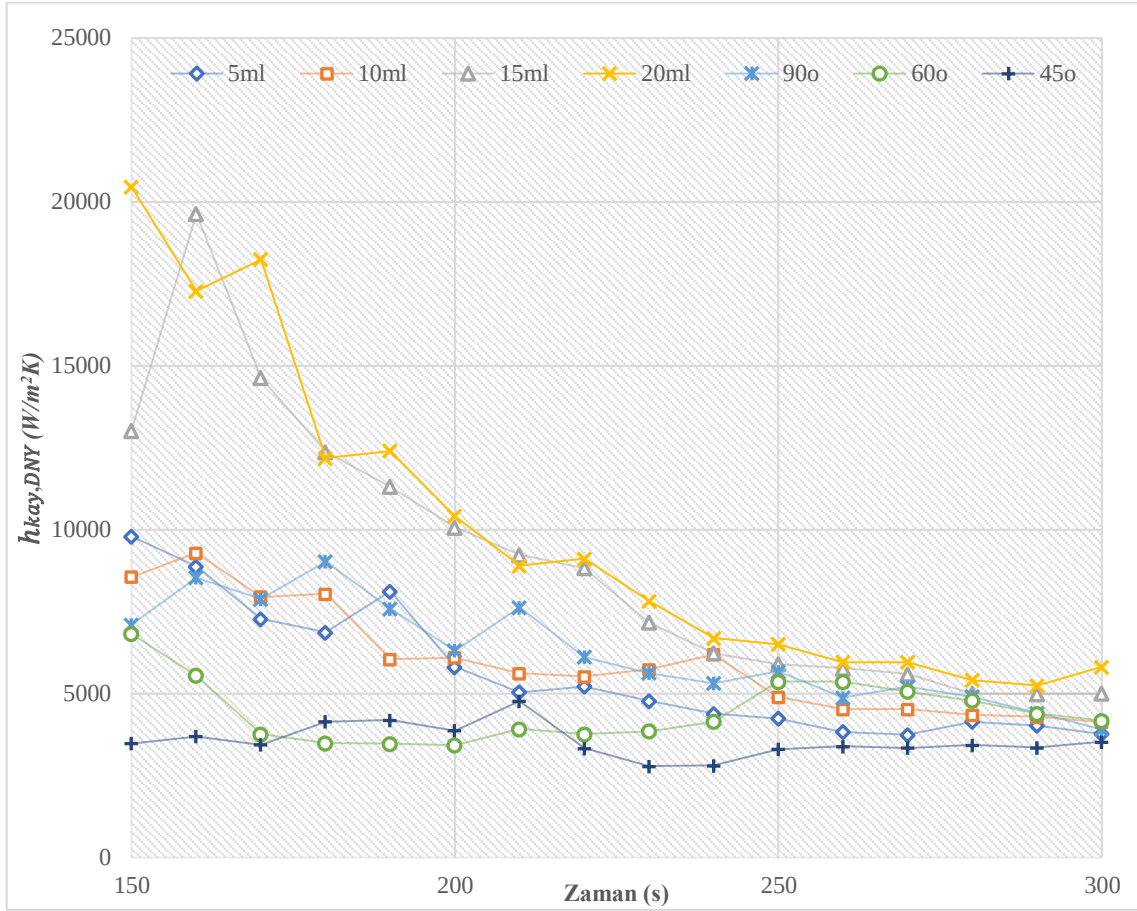
Şekil 6.31 incelendiğinde, $\bar{h}_{hava,yoğ}$ değerleri farklı zaman dilimlerinde sürekli olarak zamanla artarken bu artış 250. saniyeden sonra 45°, 60° ve 90° eğim açıları için yatay bir artış gerçekleşirken 30° eğim açısında yatay azalış seyri göstermiştir. İlk andan itibaren 45°, 60° ve 90° eğim açıları için $\bar{h}_{hava,yoğ}$ değerleri birbirlerine yakın bir seyir izlerken 30° eğim açısındaki $\bar{h}_{hava,yoğ}$ değerleri deney sonuna kadar diğerlerinden çok düşük olarak hesaplanmıştır. Öte yandan, deney başlangıcında ilk 15-20 saniyede tüm eğim açılarındaki $T_{buh,ort}$ değerlerinin ortam sıcaklığından düşük olduğu için bu zaman dilimlerinde $\bar{h}_{hava,yoğ}$ değerleri negatif olduğu için dikkate alınmamış ve tüm eğim açılarındaki 15-20. saniyeden itibaren değerler şekilde verilmiştir. En düşük $\bar{h}_{hava,yoğ}$ değerleri deney başlangıcında 30°, 45°, 60° ve 90° eğim açıları için sırasıyla 2,15 W/m²K, 2,07 W/m²K, 2,12 W/m²K ve 2,12 W/m²K olarak hesaplanırken en yüksek değerler ise sırasıyla 3,10 W/m²K, 3,70 W/m²K, 3,89 W/m²K ve 4,10 W/m²K olarak bulunmuştur. Elde edilen bu değerlerin geçerli olabilmesi için D/H değerinin $Ra_{hava,L,yoğ}^{-1/4}$ değerinden büyük olması

gerekmektedir. 10 ml sıvı içeren vakumlu bakır borunun yoğuşma bölgesi etrafındaki hava için $Ra_{hava,L_{yoğ}}^{-1/4}$ değerlerinin farklı eğim açılarında zamana göre değişimi Şekil 6.32’de verilmiştir.



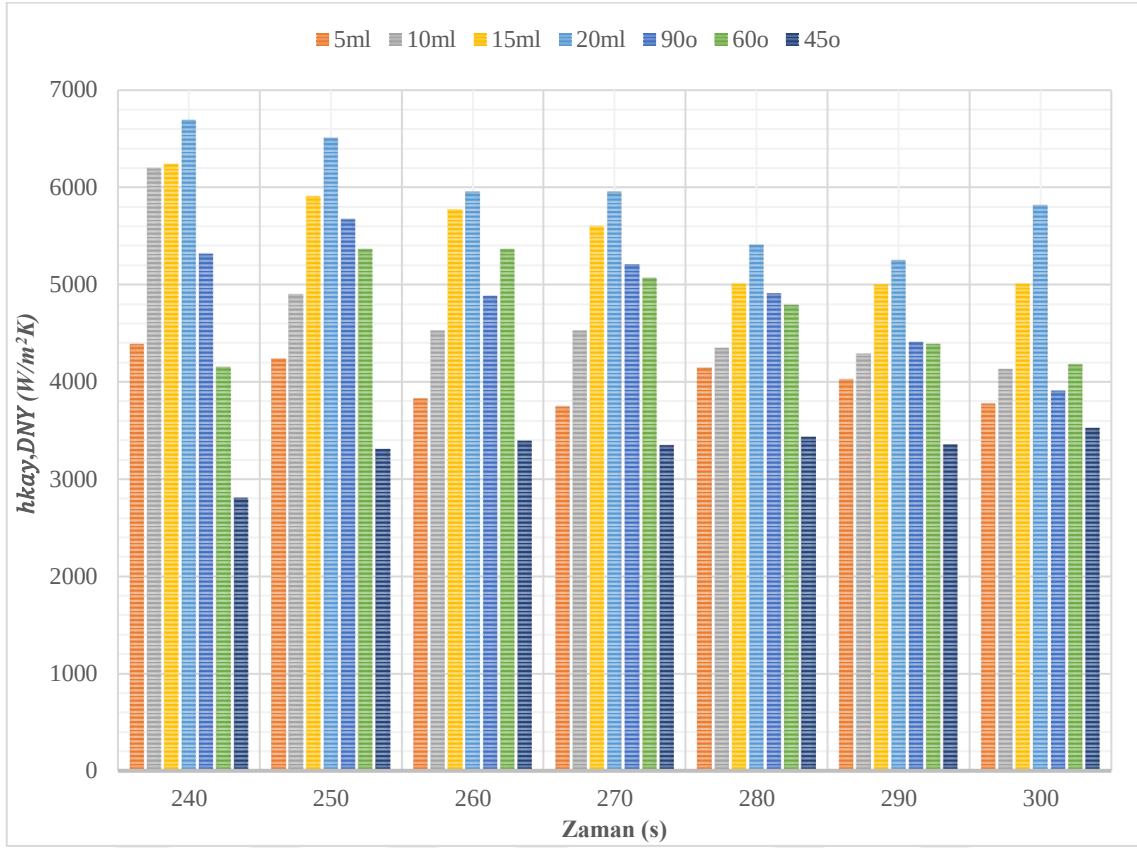
Şekil 6.32. 10 ml sıvı içeren vakumlu bakır borunun yoğuşma bölgesi etrafındaki hava için $Ra_{hava,L_{yoğ}}^{-1/4}$ değerlerinin farklı eğim açılarında zamana göre değişimi.

Şekil 6.32 incelendiğinde, $Ra_{hava,L_{yoğ}}^{-1/4}$ değerlerinin tüm eğim açıları için ilk andan 100. saniyeye kadar sürekli olarak bu zamandan sonra da yatay olarak azaldığı görülmektedir. En yüksek $Ra_{hava,L_{yoğ}}^{-1/4}$ değerleri 30°, 45°, 60° ve 90° eğim açıları için sırasıyla 0,01774, 0,01554, 0,01495 ve 0,01499 olarak hesaplanmıştır. Tüm zaman dilimleri içerisinde tüm eğim açıları için hesaplanan $Ra_{hava,L_{yoğ}}^{-1/4}$ değerleri bu deneyler için hesaplanan D/H (0.04667) değerinden küçük olduğu ve hesaplanan $\bar{h}_{hava,yoğ}$ değerlerinin geçerli olduğu ortaya konulmuştur. Farklı sıvı hacimleri ve eğim açıları değerlerinde vakumlu bakır boru içerisindeki $h_{kay,DNY}$ değerlerinin zamana göre değişimi Şekil 6.33’te verilmiştir.



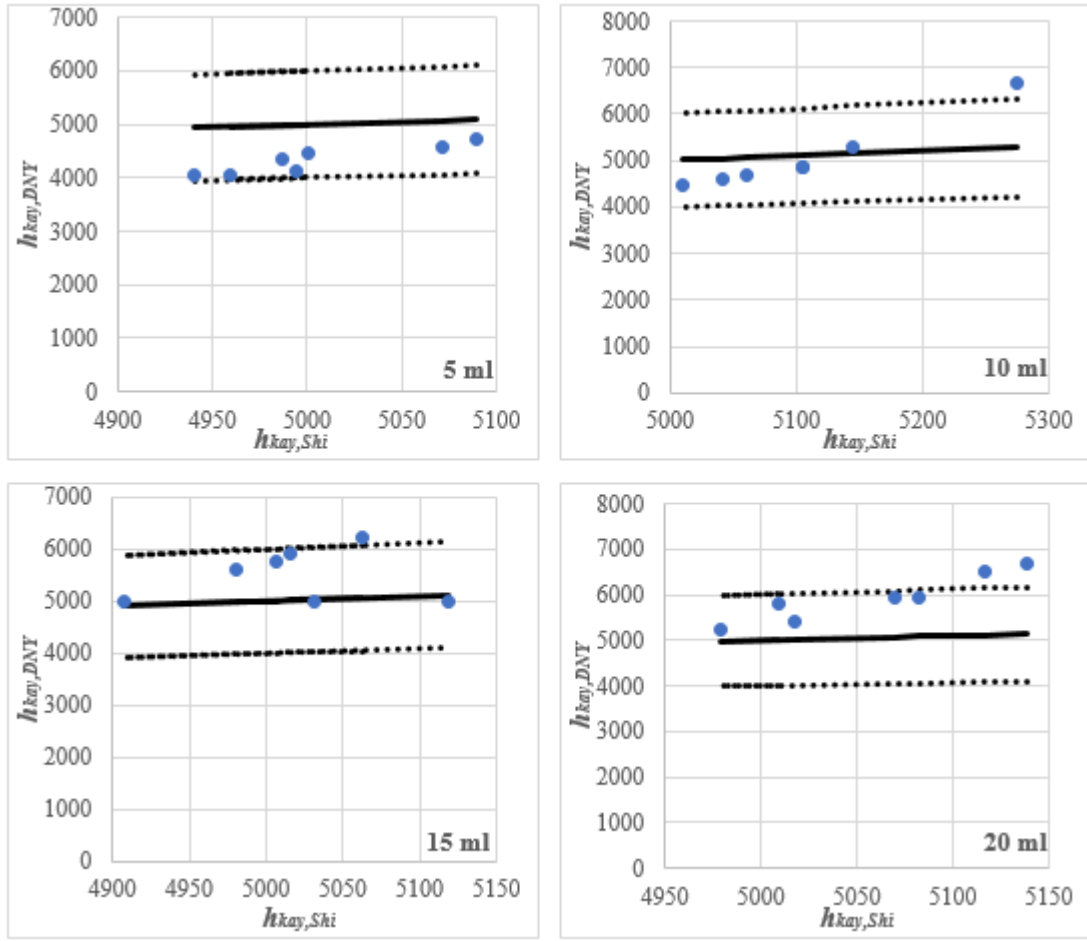
Şekil 6.33. Farklı sıvı hacmi ve eğim açısı değerlerinde vakumlu bakır boru içerisindeki $h_{kay,DNY}$ değerlerinin zamana göre değişimi.

Şekil 6.33 incelendiğinde, vakumlu bakır boruda farklı sıvı hacimleri ve eğim açıları için $h_{kay,DNY}$ değerleri zamanla genellikle azalırken inişli çıkışlı dalgalanmalar görülmüştür. 15 ml ve 20 ml sıvı hacimleri haricindeki diğer parametrelerde 160.saniyeden 300.saniyeye kadar çok önemli bir değişme meydana gelmemiştir. Öte yandan, $T_{kay,ort}$ değerlerinin T_{doy} değerlerinden küçük olduğundan $h_{kay,DNY}$ değerleri negatif olarak hesaplanmış ve bu değerler 150.saniyeden sonrası için değerlendirilmiştir. Farklı sıvı hacimleri ve eğim açıları değerlerinde vakumlu bakır boru içerisindeki $h_{kay,DNY}$ değerlerinin 240s-300s arasında değişimi Şekil 6.34'te verilmiştir.



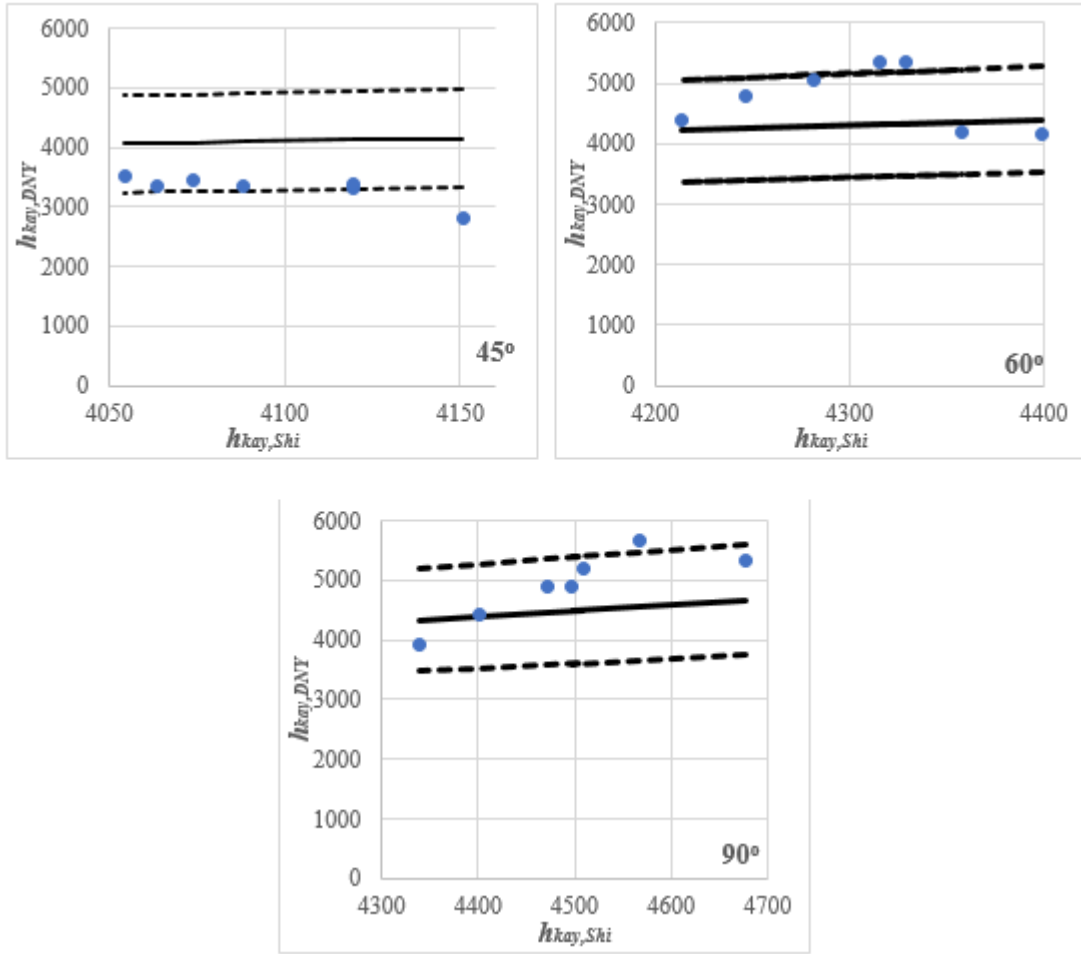
Şekil 6.34. Farklı sıvı hacmi ve eğim açısı değerlerinde vakumlu bakır boru içerisindeki $h_{kay,DNY}$ değerlerinin 240s-300s arasında değişimi.

Şekil 6.34 incelendiğinde, tüm zaman dilimleri için en yüksek $h_{kay,DNY}$ değerleri 90° eğim açısında 20 ml sıvı hacminde 6690,89 W/m²K ve 5816,60 W/m²K arasında hesaplanırken en düşük $h_{kay,DNY}$ değerleri ise 45° eğim açısında 10 ml sıvı hacminde 2808,68 W/m²K ve 3527,44 W/m²K aralığında bulunmuştur. Diğer parametreler için $h_{kay,DNY}$ değerleri verilen zaman aralığında benzer bir eğilim göstermiştir. Bu zaman diliminde, farklı sıvı hacimleri için $h_{kay,DNY}$ değerlerinin literatürdeki $h_{kay,Shi}$ değerleri ile kıyaslanması Şekil 6.35'te verilmiştir.



Şekil 6.35. Farklı sıvı hacimleri için $h_{kay,DNY}$ değerlerinin literatürdeki $h_{kay,Shi}$ değerleri ile kıyaslanması.

Şekil 6.35 incelendiğinde, 5ml sıvı hacmindeki $h_{kay,DNY}$ değerleri $h_{kay,Shi}$ değerleriyle %20 hata sınırlarının arasında kaldığı 10 ml ve 15 ml sıvı hacimlerinde bir noktada %20 hata sınır aşılırken 20 ml sıvı hacminde iki noktada bu değerin aşıldığı görülmüştür. Bununla birlikte tüm sıvı hacimleri için $h_{kay,DNY}$ değerlerinin genellikle $h_{kay,Shi}$ değerleriyle bir uyum gösterdiği sonucuna varılmıştır. Farklı eğim açıları için $h_{kay,DNY}$ değerlerinin literatürdeki $h_{kay,Shi}$ değerleri ile kıyaslanması Şekil 6.36’da verilmiştir.



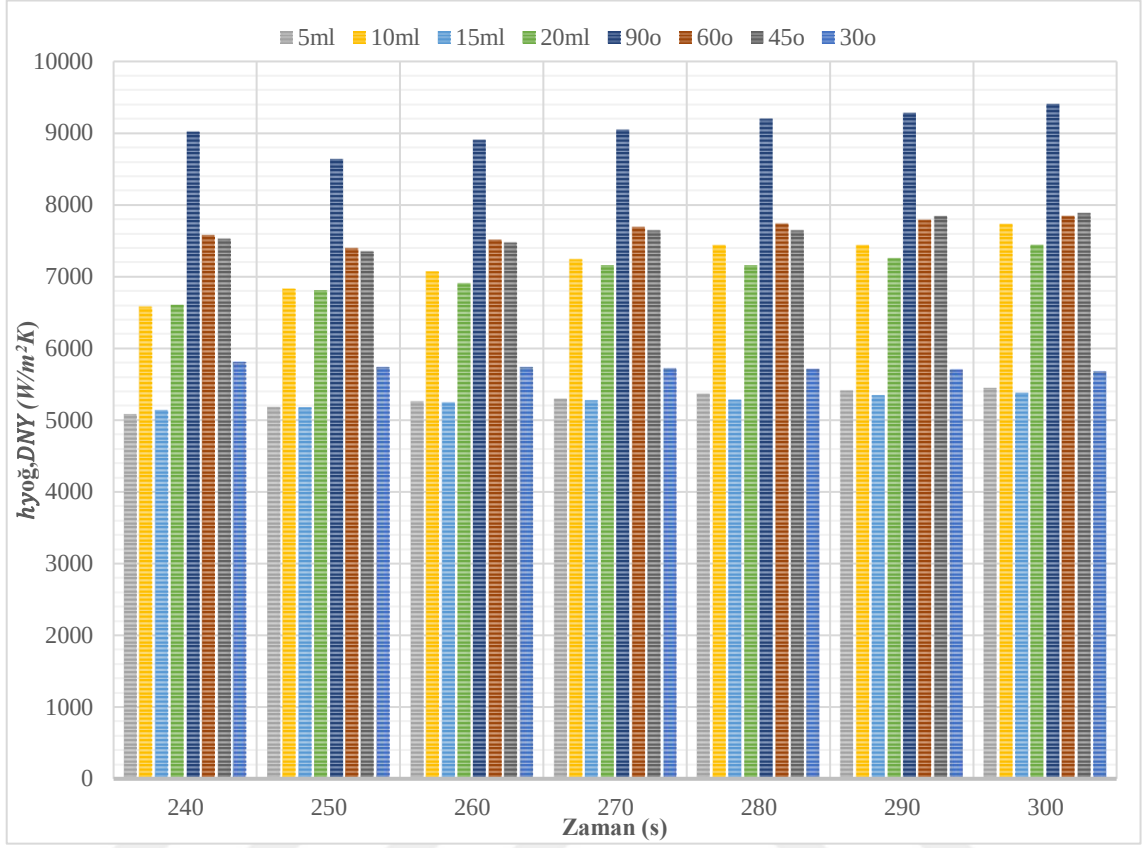
Şekil 6.36. Farklı eğim açıları için $h_{kay,DNY}$ değerlerinin literatürdeki $h_{kay,Shi}$ değerleri ile kıyaslanması.

Şekil 6.36 incelendiğinde, 45° eğim açısında $h_{kay,DNY}$ değerlerinin $h_{kay,Shi}$ değerleriyle %20 hata sınırına yakın olmakla birlikte bir nokta haricinde hata sınırları içerisinde kaldığı 60° eğim açısında ise $\pm\%20$ hata sınırına yakın değerler görülürken bir noktada bu hata sınırını aştığı görülmüştür. Öte yandan, 90° eğim açısındaki $h_{kay,DNY}$ değerleri $h_{kay,Shi}$ değerleriyle bir nokta haricinde %20 hata sınırı içinde kaldığı ortaya konulmuştur. Bununla birlikte tüm eğim açıları için $h_{kay,DNY}$ değerlerinin genellikle $h_{kay,Shi}$ değerleriyle bir uyum gösterdiği görülmüştür. Farklı sıvı hacimleri ve eğim açıları için $h_{kay,DNY}$ değerlerinin literatürdeki $h_{kay,Shi}$ ve $h_{kay,Imu}$ değerleri arasındaki ortalama hata değerleri Çizelge 6.1’de verilmiştir.

Çizelge 6.1. Farklı sıvı hacimleri ve eğim açıları için $h_{kay,DNY}$ değerlerinin literatürdeki $h_{kay,Shi}$ ve $h_{kay,Imu}$ değerleri arasındaki ortalama hata değerleri.

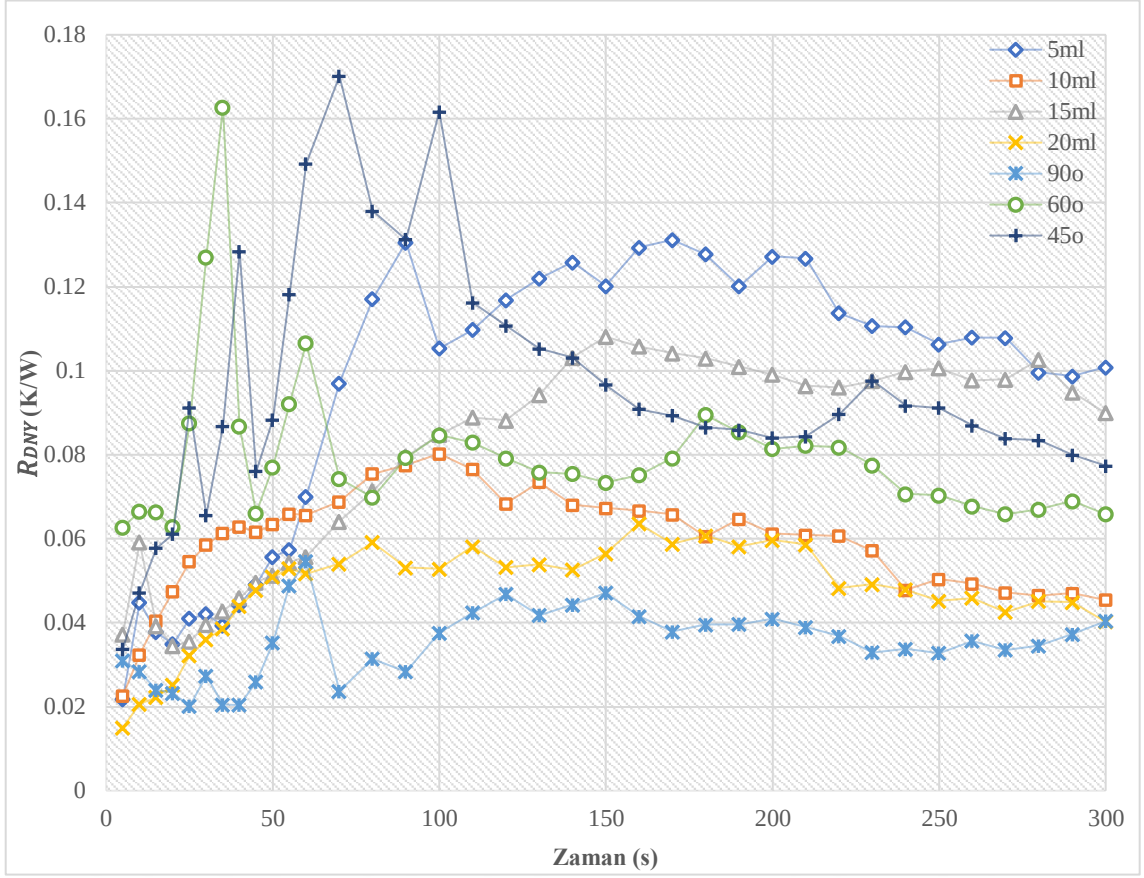
Parametre	5 ml	10 ml	15 ml	20 ml	45°	60°	90°
Ortalama Hata $h_{kay,Shi}$ (%)	19,69	13,09	10,50	17,36	19,14	13,36	11,69
Ortalama Hata $h_{kay,Imu}$ (%)	11,43	8,53	20,96	29,43	10,83	21,91	20,23

Çizelge 6.1 incelediğinde, $h_{kay,DNY}$ değerlerinin literatürdeki $h_{kay,Shi}$ değerleri ile kıyaslandığında en büyük ortalama hata %19,69 ile 5 ml sıvı hacminde hesaplanırken en küçük değer %10,50 ile 15 ml sıvı hacmi için bulunmuştur. Aynı zamanda, $h_{kay,DNY}$ değerlerinin literatürdeki $h_{kay,Imu}$ değerleri ile kıyaslandığında en büyük ortalama hata %29,43 ile 20 ml sıvı hacmi için bulunurken en küçük değer %8,53 ile 10 ml sıvı hacminde hesaplanmıştır. Öte yandan, 5 ml ve 10 ml sıvı hacimleri için sırasıyla hesaplanan %11,43 ve %8,53 $h_{kay,Imu}$ ortalama hata değerleri $h_{kay,Shi}$ değerlerinden küçük iken diğer tüm parametrelerde $h_{kay,Shi}$ ortalama hata değerlerinin $h_{kay,Imu}$ değerlerinden küçük olduğu ortaya konulmuştur. Bununla birlikte, bu ortalama hata değerleri literatürde iş akışkanı su kullanıldığında hesaplanan %2,60 ile %36 arasında (Táboas vd., 2007) hata değerleriyle benzer bir eğilim göstermiştir. Aynı zamanda, bu çalışmadaki ortalama hata değerlerinin literatürdeki hata değeri %14,30 (Mahmoud ve Karayiannis, 2013) olan ve %14,99 ile %24,28 arasında (Andrzejczyk, 2019) değişen çalışmalardan daha iyi sonuçlar olduğu ortaya konulmuştur. Farklı sıvı hacimleri ve eğim açıları değerlerinde vakumlu bakır boru içerisindeki $h_{yog,DNY}$ değerlerinin 240s-300s arasında değişimi Şekil 6.37’de verilmiştir.



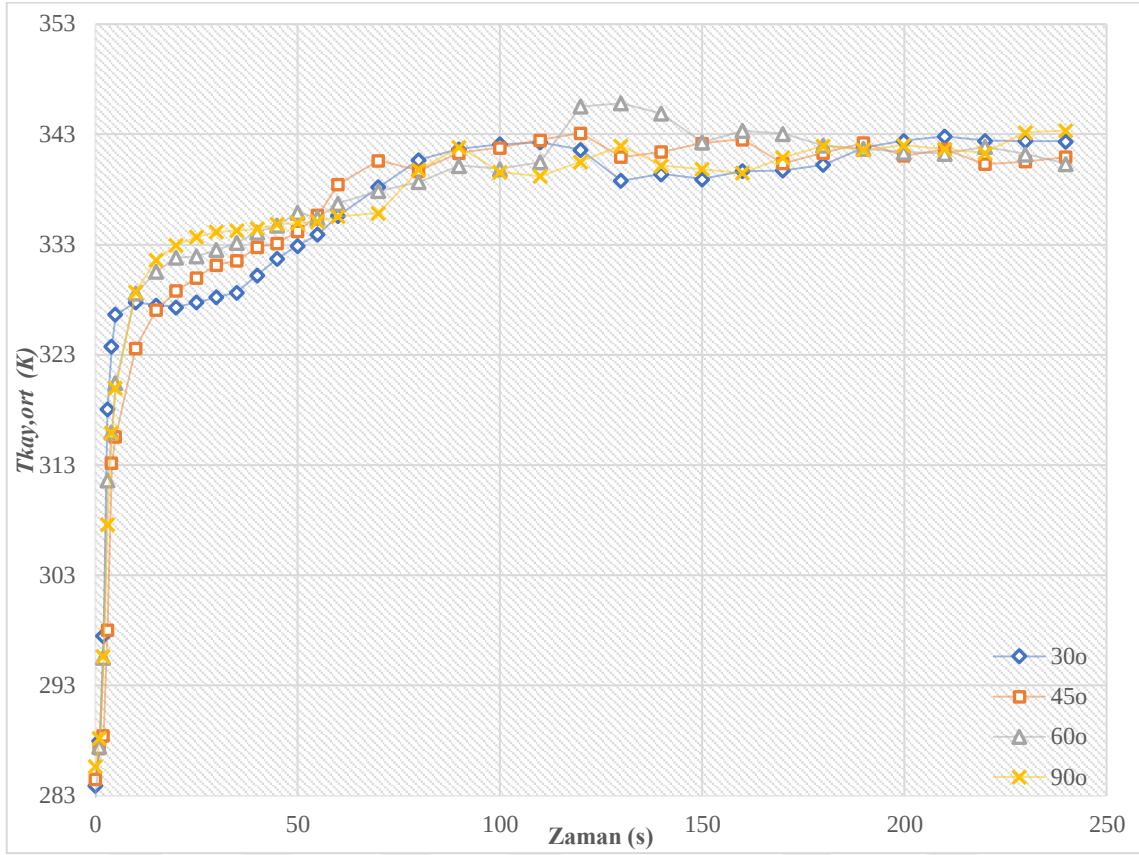
Şekil 6.37. Farklı sıvı hacmi ve eğim açısı değerlerinde vakumlu bakır boru içerisindeki $h_{yog,DNY}$ değerlerinin 240s-300s arasında değişimi.

Şekil 6.37 incelendiğinde, tüm zaman dilimleri için en yüksek $h_{yog,DNY}$ değerleri 90° eğim açısında 10 ml sıvı hacminde 8635,61 W/m²K ve 9401,55 W/m²K arasında hesaplanırken en düşük $h_{yog,DNY}$ değerleri ise 90° eğim açısında 15 ml sıvı hacminde 5143,48 W/m²K ve 5384,65 W/m²K aralığında bulunmuştur. Diğer parametreler için $h_{yog,DNY}$ değerleri verilen zaman aralığında benzer bir eğilim göstermiştir. Farklı sıvı hacimleri ve eğim açıları değerlerinde vakumlu bakır borunun zamana bağlı deneysel termal performansının (R_{DNY}) değişimi Şekil 6.38’de verilmiştir.



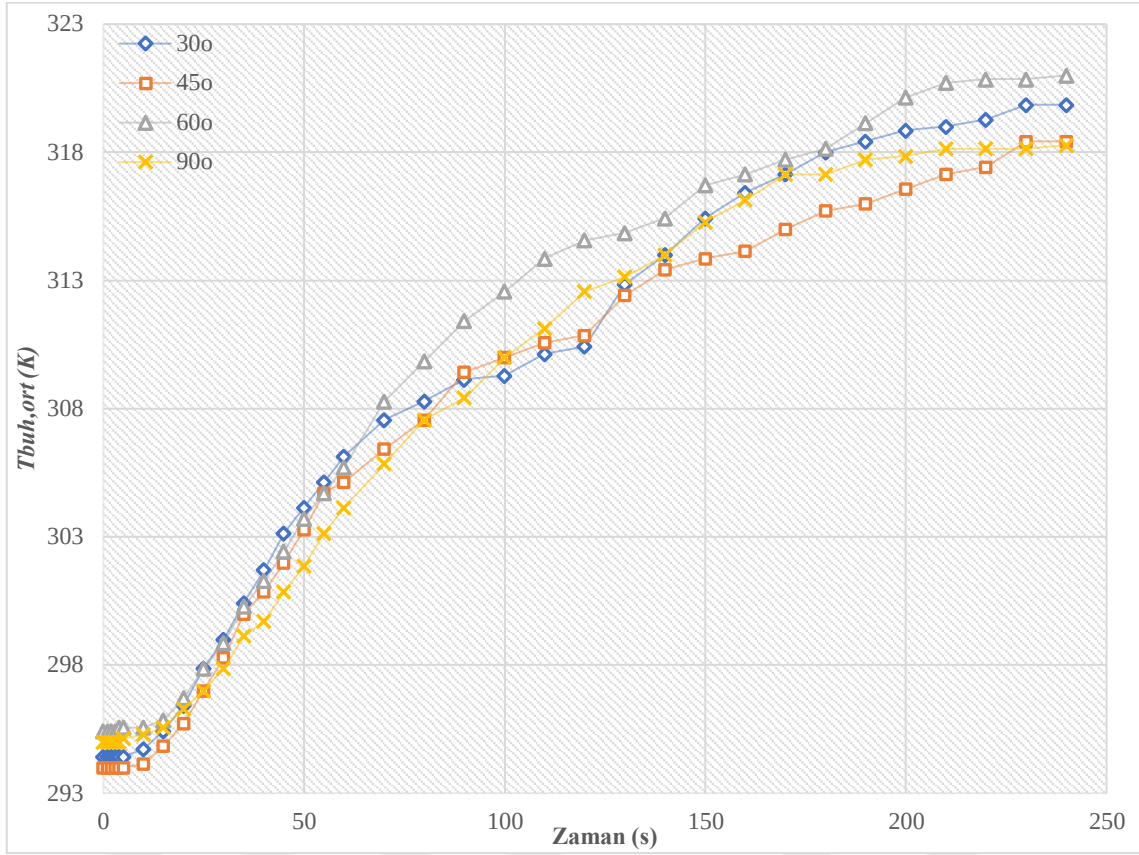
Şekil 6.38. Farklı sıvı hacimleri ve eğim açıları değerlerinde vakumlu bakır borunun zamana bağlı R_{DNY} değerlerinin değişimi.

Şekil 6.38 incelendiğinde, vakumlu bakır borunun R_{DNY} değerleri tüm sıvı hacimleri ve eğim açıları için dalgalanmalarla birlikte zaman boyunca artış ve azalışlar göstermiştir. En küçük R_{DNY} değerleri deney başlangıcından sonuna kadar vakumlu borunun 10 ml sıvı hacmi içeren 90° eğim açısında elde edilmiştir. Öte yandan, en yüksek R_{DNY} değerleri ise 120.saniyeden sonra vakumlu borunun 5 ml sıvı hacmi içeren 90° eğim açısında hesaplanmıştır. Deney sonunda, R_{DNY} değerleri 45°, 60° ve 90° eğim açıları için sırasıyla 0,0774, 0,0659 ve 0,0404 olarak hesaplanırken 5 ml, 10 ml, 15 ml ve 20 ml sıvı hacimleri için ise sırasıyla 0,1009, 0,0454, 0,0899 ve 0,0403 olarak bulunmuştur. 10 ml sıvı içeren vakumlu cam borunun kaynama bölgesinin ortalama yüzey sıcaklık değerlerinin yatayla farklı eğim açılarında zamana göre değişimi Şekil 6.39'da verilmiştir.



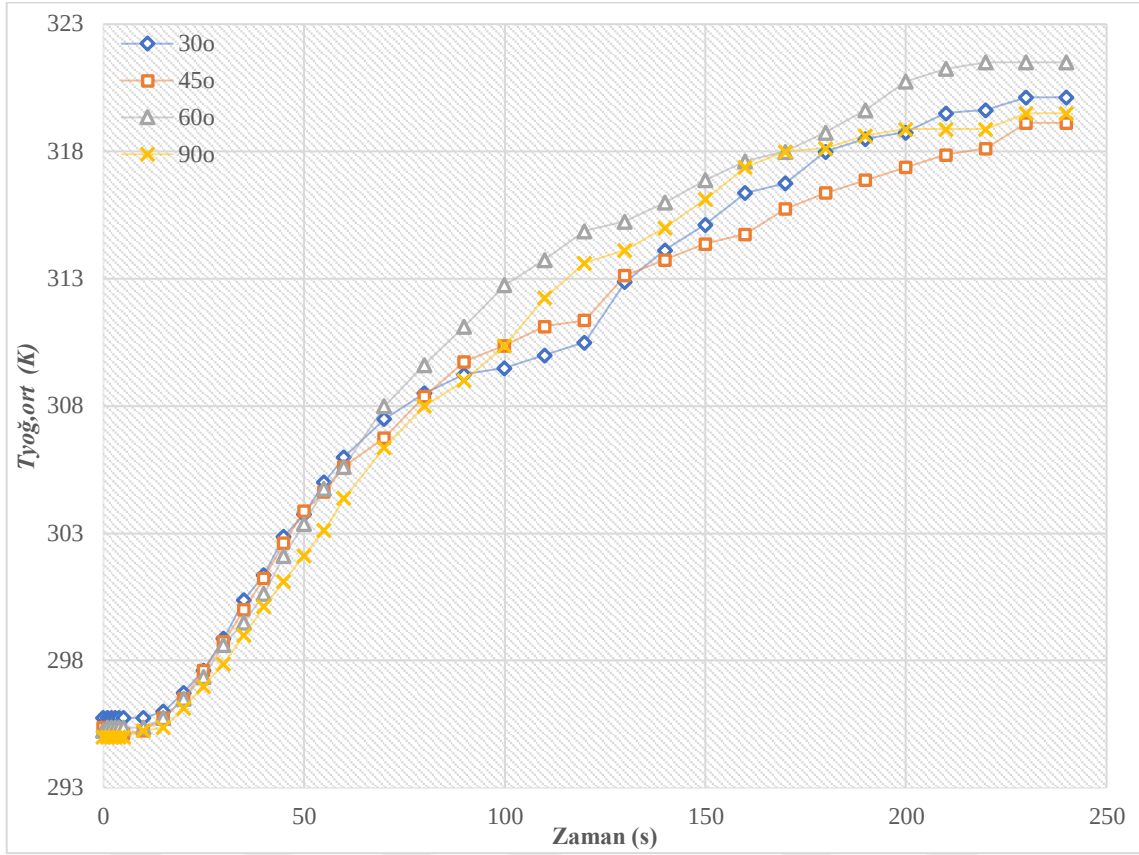
Şekil 6.39. 10 ml sıvı içeren vakumlu cam borunun kaynama bölgesinin ortalama yüzey sıcaklık değerlerinin yatayla farklı eğim açılarında zamana göre değişimi.

Şekil 6.39 incelendiğinde, yaklaşık aynı başlangıç sıcaklıklarında olan vakumlu cam boruların ilk 10 s içerisindeki sıcaklıkları önce hızlı bir şekilde artmış daha sonra hafif yatay bir eğimle artmaya devam etmiştir. Tüm eğim açıları için kaynama bölgesinin ortalama sıcaklığı dalgalanmalarla birlikte benzer bir eğilim göstermiştir. Deney sonundaki kaynama bölgesinin ortalama sıcaklık değerleri yatayla 15°, 30°, 45° ve 90° eğim açıları için sırasıyla 342,36 K, 340,96 K, 340,34 K ve 343,34 K olarak hesaplanmıştır. 10 ml sıvı içeren vakumlu cam borunun buharlaşma bölgesinin ortalama yüzey sıcaklık değerlerinin yatayla farklı eğim açılarında zamana göre değişimi Şekil 6.40'ta verilmiştir.



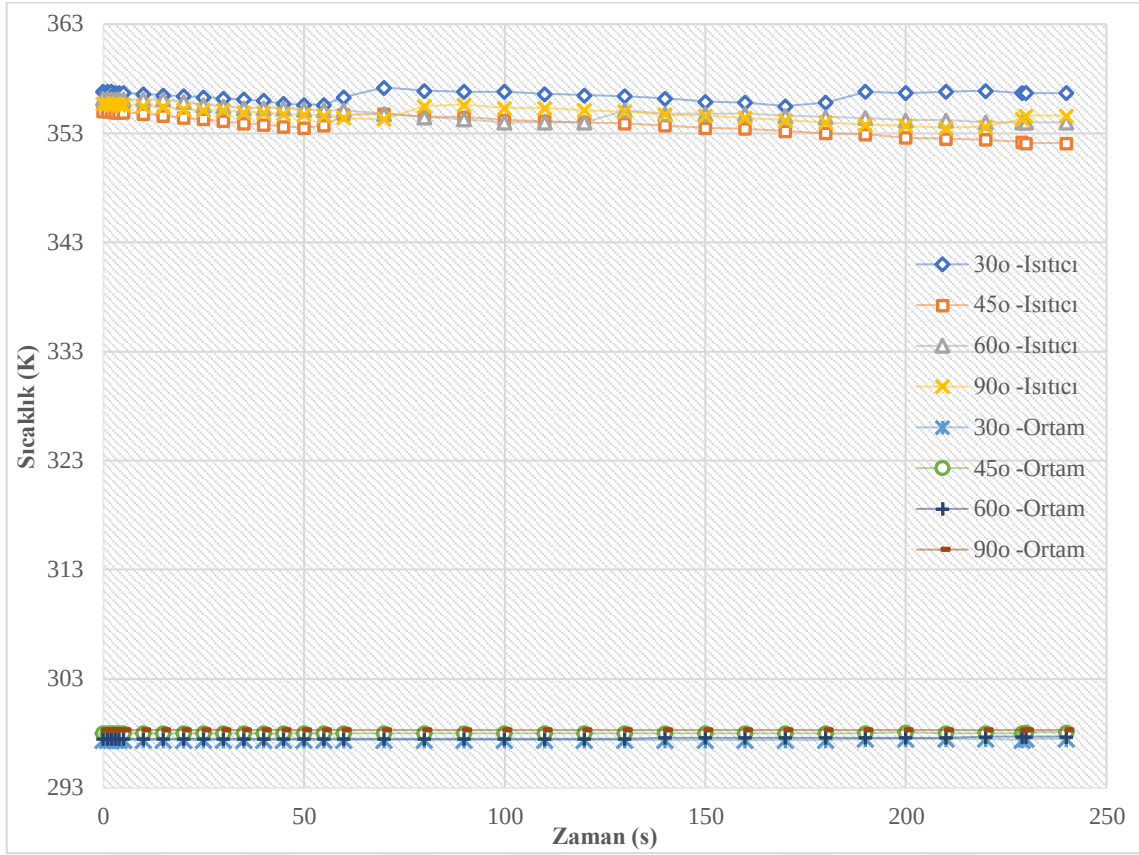
Şekil 6.40. 10 ml sıvı içeren vakumlu cam borunun buharlaşma bölgesinin ortalama yüzey sıcaklık değerlerinin yatayla farklı eğim açılarında zamana göre değişimi.

Şekil 6.40 incelendiğinde, aynı başlangıç sıcaklıklarında olan vakumlu cam borunun buharlaşma bölgesinin ortalama sıcaklığı deney süresince sürekli bir artış gösterirken 15° ve 90° eğim açılarının birbirine yakın değerlerde olduğu gözlemlenmiştir. Öte yandan, 45° eğim açısındaki değerler diğerlerinin biraz üstünde seyrederken 30° eğim açısındaki değerler görece düşük olduğu görülmüştür. Tüm eğim açıları için buharlaşma bölgesinin ortalama sıcaklığı benzer bir eğilim gösterirken artış ve azalış değerlerinde ufak farklılıklar gözlemlenmiştir. Deney sonundaki buharlaşma bölgesinin ortalama sıcaklık değerleri yatayla 15°, 30°, 45° ve 90° eğim açıları için sırasıyla 319,86 K, 318,43 K, 321 K ve 318,29 K olarak hesaplanmıştır. 10 ml sıvı içeren vakumlu cam borunun yoğunlaşma bölgesinin ortalama yüzey sıcaklık değerlerinin yatayla farklı eğim açılarında zamana göre değişimi Şekil 6.41’de verilmiştir.



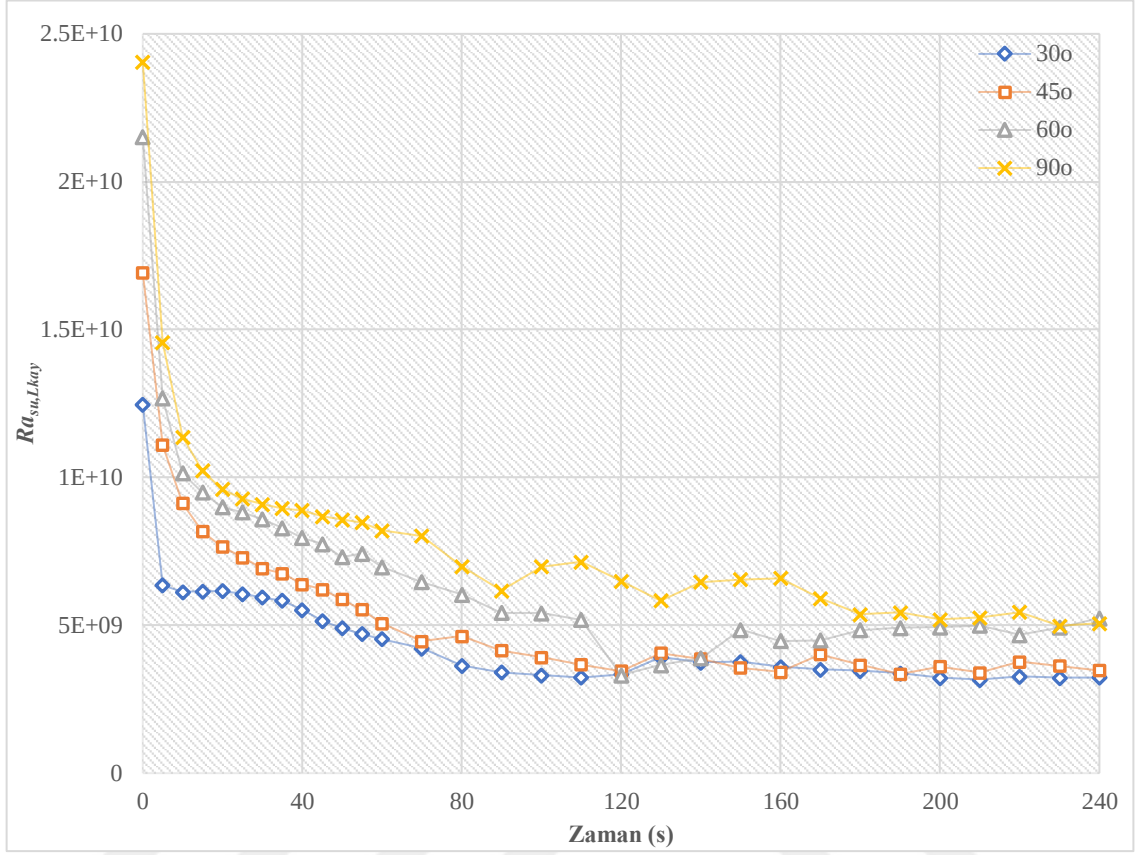
Şekil 6.41. 10 ml sıvı içeren vakumlu cam borunun yoğuşma bölgesinin ortalama yüzey sıcaklık değerlerinin yatayla farklı eğim açılarında zamana göre değişimi.

Şekil 6.41 incelendiğinde, yaklaşık 295 K başlangıç sıcaklıklarına sahip tüm eğim açısı değerleri için vakumlu cam borunun yoğuşma bölgesinin ortalama sıcaklığı deney sonuna kadar sürekli bir artış gösterirken 45° ve 90° eğim açılarında az bir düşüş sonrası sıcaklığın fazla değişmediği gözlemlenmiştir. Tüm eğim açıları için yoğuşma bölgesinin ortalama sıcaklığı benzer bir eğilim gösterirken artış ve azalış değerlerinde ufak farklılıklar gözlemlenmiştir. Deney sonundaki yoğuşma bölgesinin ortalama sıcaklık değerleri yatayla 15°, 30°, 45° ve 90° eğim açıları için sırasıyla 320,13 K, 319,13 K, 321,50 K ve 319,50 K olarak hesaplanmıştır. Deneyler süresince, 10 ml sıvı içeren vakumlu cam borunun ortalama ısıtıcı ve ortam sıcaklığı değerlerinin yatayla farklı eğim açıları için zamana göre değişimi Şekil 6.42’de verilmiştir.



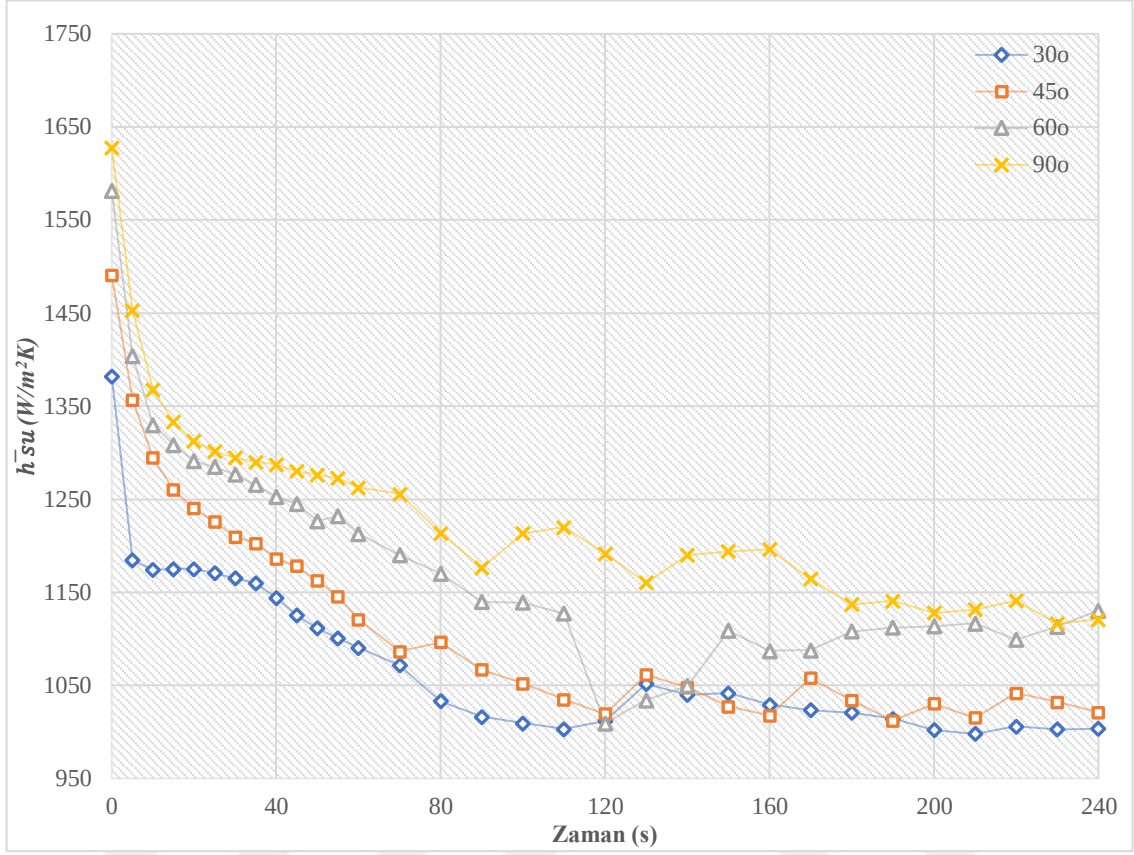
Şekil 6.42. 10 ml sıvı içeren vakumlu cam borunun ortalama ısıtıcı ve ortam sıcaklığı değerlerinin yatayla farklı eğim açıları için zamana göre değişimi.

Şekil 6.42 incelendiğinde, tüm eğim açıları için ortam sıcaklığının neredeyse başlangıç değerinde sabit kaldığı ve ısıtıcı sıcaklığının ise ufak düşüş ve çıkışlarla büyük oranda değişmediği görülmüştür. 15° ve 45° eğim açılarında vakumlu boru deneyi için ortam sıcaklığı 297 K değerinde sabit kaldığı, 30° ve 90° eğim açılarında ise 298 K değerinde çok fazla değişmediği gözlemlenmiştir. Tüm deneyler içim ısıtıcı sıcaklığı 355 K değerine ayarlanmış olup ısıtıcının devreye girip çıkmasıyla küçük dalgalanmalar meydana gelmiştir. Deney sonundaki ortalama ısıtıcı sıcaklık değerleri yatayla 15°, 30°, 45° ve 90° eğim açıları için sırasıyla 357 K, 352,40 K, 354 K ve 353,60 K olarak ölçülmüştür. 10 ml sıvı içeren vakumlu cam borunun kaynama bölgesi etrafındaki ısıtıcı suyun $Ra_{su,L_{kay}}$ sayısının yatayla farklı eğim açıları için zamana göre değişimi Şekil 6.43'te verilmiştir



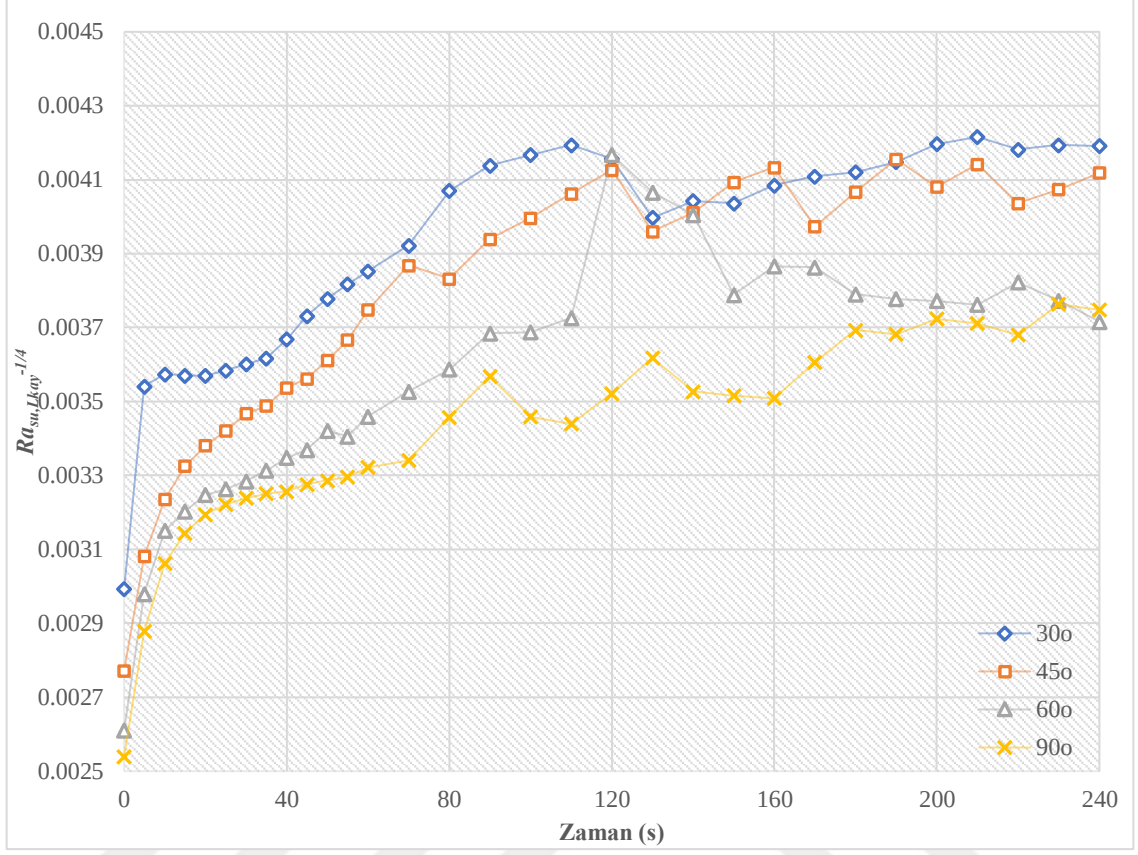
Şekil 6.43. 10 ml sıvı içeren vakumlu cam borunun kaynama bölgesi etrafındaki ısıtıcı suyun $Ra_{su,L_{kay}}$ sayısının yatayla farklı eğim açıları için zamana göre değişimi.

Şekil 6.43 incelendiğinde, $Ra_{su,L_{kay}}$ değerleri tüm sıvı hacimlerinde zamanla azalarak benzer bir eğilim göstermişlerdir. 120. saniyeye kadar 30° eğim açısındaki $Ra_{su,L_{kay}}$ değerleri tüm zamanlarda en düşük değerler olurken 90° eğim açısındaki $Ra_{su,L_{kay}}$ değerler ise tüm zamanlarda en yüksek değerler olarak hesaplanmıştır. 120 saniyeden 240. saniyeye kadar 30° ve 45° eğim açısındaki $Ra_{su,L_{kay}}$ değerleri birbirinin altında ve üstünde değerler gösterirken bu andan itibaren 60° eğim açısındaki $Ra_{su,L_{kay}}$ değerleri deney sonuna kadar bu iki açı değerinkinden yüksek olduğu görülmektedir. Öte yandan, 80. saniyeden sonra tüm eğim açıları için $Ra_{su,L_{kay}}$ değerleri benzer yatay eğilim gösterirken $Ra_{su,L_{kay}}$ değerleri $2,41 \times 10^{10}$ ile $3,24 \times 10^9$ arasında değiştiği elde edilmiştir. 10 ml sıvı içeren vakumlu cam borunun kaynama bölgesi etrafındaki ısıtıcı suyun ortalama ısı taşınım katsayısının ($\bar{h}_{su}$) farklı eğim açıları için zamana göre değişimi Şekil 6.44'te verilmiştir



Şekil 6.44. 10 ml sıvı içeren vakumlu cam borunun kaynama bölgesi etrafındaki ısıtıcı suyun $\bar{h}_{su}$ değerlerinin farklı eğim açıları için zamana göre değişimi.

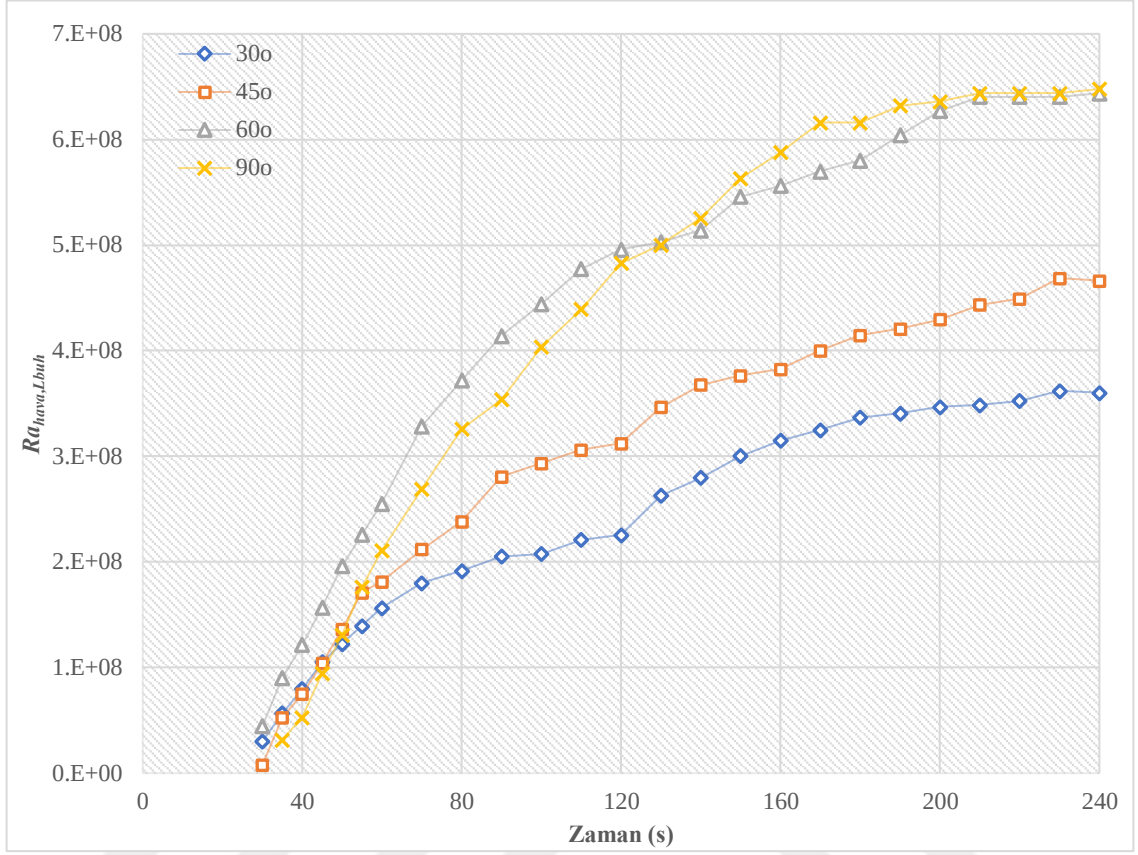
Şekil 6.44 incelendiğinde, 45°, 60° ve 90° eğim açıları için $\bar{h}_{su}$ değerleri farklı zaman dilimlerinde azalış ve artış göstermelerine rağmen genel olarak zamanla azaldığı görülmüştür. Başlangıçtan 120.saniyeye kadar en düşük $\bar{h}_{su}$ değerleri 30° eğim açısında hesaplandığı bu andan sonra 45° eğim açısındakilere yakın değerlerde olduğu görülmüştür. En yüksek $\bar{h}_{su}$ değerleri deney başlangıcında 30°, 45°, 60° ve 90° eğim açıları için sırasıyla 1382,40 W/m²K, 1490,44 W/m²K, 1581,41 W/m²K ve 1627,44 W/m²K olarak hesaplanırken en düşük değerler ise sırasıyla 1003,66 W/m²K, 1020,96 W/m²K, 1130,35 W/m²K ve 1120,74 W/m²K olarak bulunmuştur. Elde edilen bu değerlerin geçerli olabilmesi için D/H değerinin (bu deneyler için 0.280) $Ra_{su,Lkay}^{-1/4}$ değerinden büyük olması gerekmektedir. 10 ml sıvı içeren vakumlu cam borunun kaynama bölgesi etrafındaki ısıtıcı su için $Ra_{su,Lkay}^{-1/4}$ değerlerinin farklı eğim açıları için zamana göre değişimi Şekil 6.45'te verilmiştir.



Şekil 6.45. 10 ml sıvı içeren vakumlu cam borunun kaynama bölgesi etrafındaki ısıtıcı su için

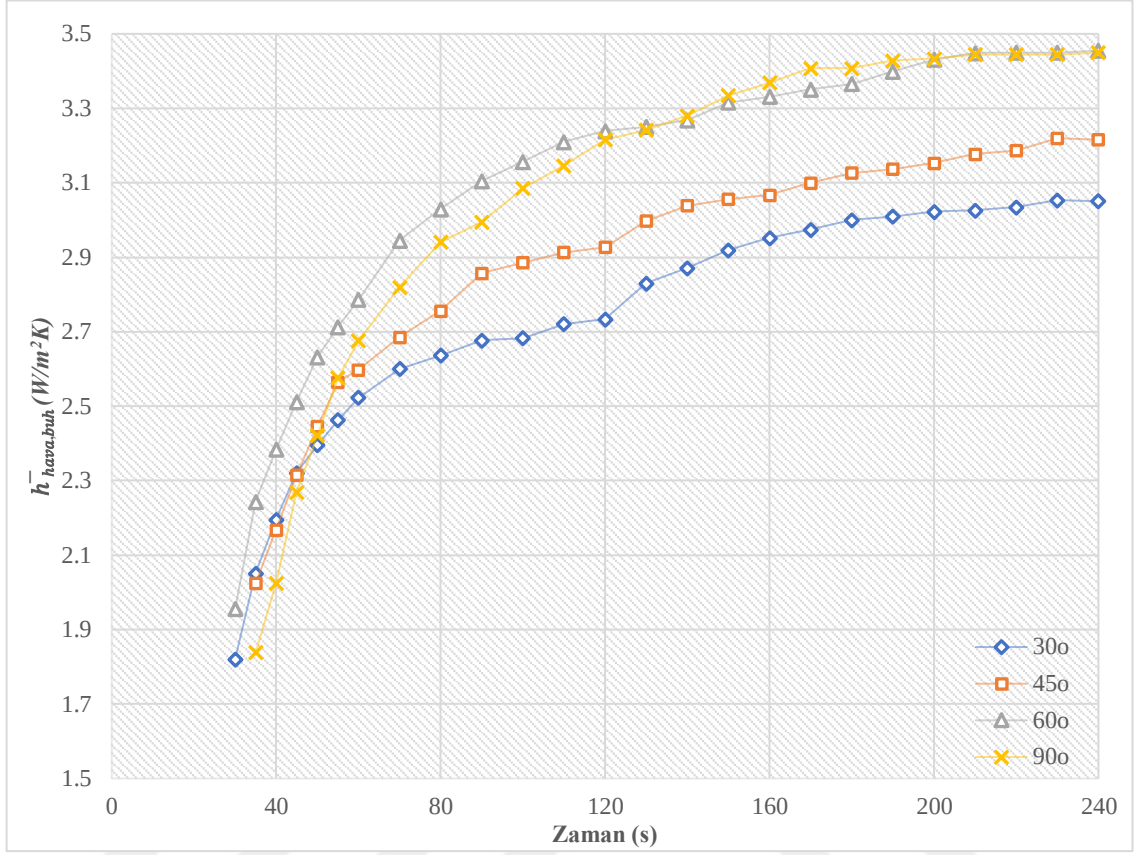
$Ra_{su,L_{kay}}^{-1/4}$ değerlerinin farklı eğim açıları için zamana göre değişimi.

Şekil 6.45 incelendiğinde, $Ra_{su,L_{kay}}^{-1/4}$ değerlerinin tüm sıvı hacimleri için dalgalanmalarla birlikte zamanla sürekli olarak arttığı görülmektedir. En yüksek $Ra_{su,L_{kay}}^{-1/4}$ değerleri 30°, 45°, 60° ve 90° eğim açıları için sırasıyla 0,00299, 0,00277, 0,00261 ve 0,00254 olarak hesaplanmıştır. Tüm zaman dilimleri içerisinde tüm eğim açıları için hesaplanan $Ra_{su,L_{kay}}^{-1/4}$ değerleri bu deneyler için hesaplanan D/H (0.280) değerinden küçük olduğu ve hesaplanan $\bar{h}_{su}$ değerlerinin geçerli olduğu ortaya konulmuştur. 10 ml sıvı içeren vakumlu cam borunun buharlaşma bölgesi etrafındaki havanın $Ra_{hava,L_{buh}}$ sayısının farklı eğim açıları için zamana göre değişimi Şekil 6.46'da verilmiştir.



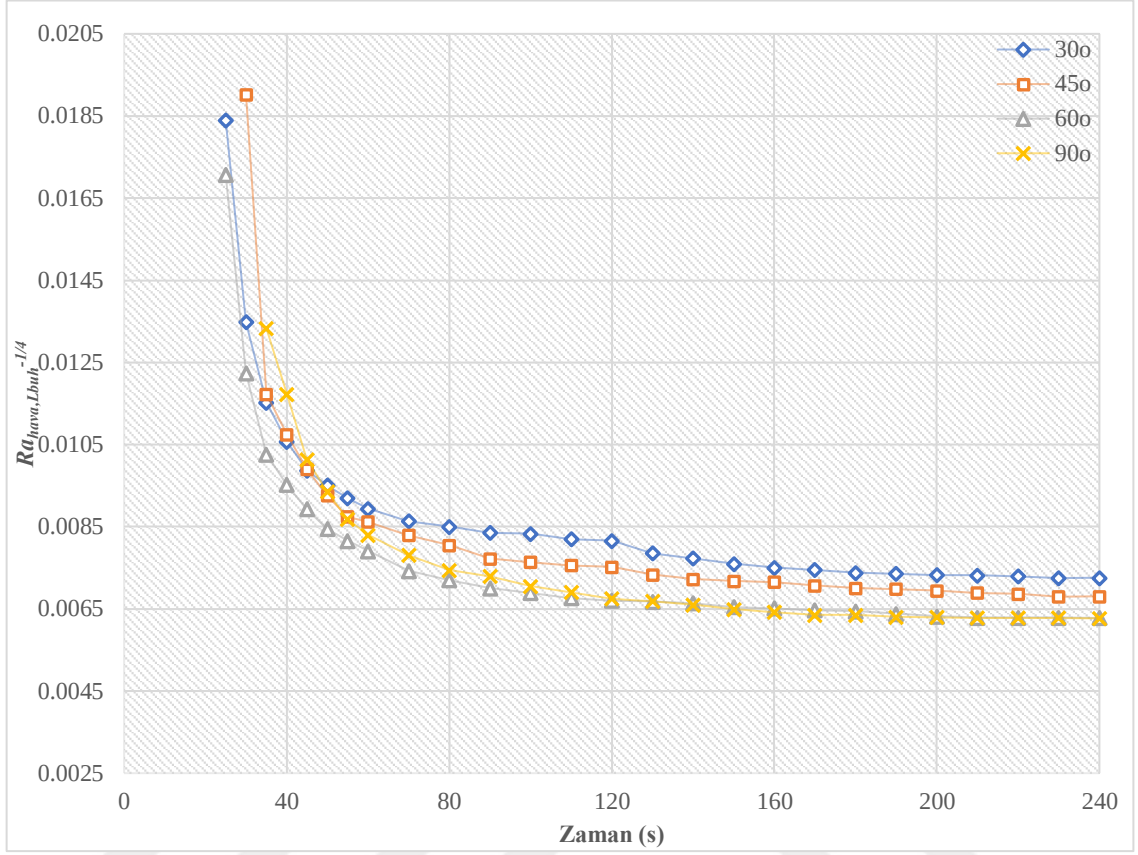
Şekil 6.46. 10 ml sıvı içeren vakumlu cam borunun buharlaşma bölgesi etrafındaki havanın $Ra_{hava,L_{buh}}$ sayısının farklı eğim açıları için zamana göre değişimi.

Şekil 6.46 incelendiğinde, $Ra_{hava,L_{buh}}$ değerlerinin tüm eğim açıları için 200. saniyeye kadar hızlı bir şekilde artarken bu zamandan sonra deney sonuna kadar yatay bir artış gerçekleştirdikleri görülmüştür. $Ra_{hava,L_{buh}}$ değerlerinin $7,64 \times 10^6$ ile $6,48 \times 10^8$ arasında değiştiği görülürken 30° eğim açısındaki $Ra_{hava,L_{buh}}$ değerlerinin ise diğer eğim açılarından az olarak hesaplandığı görülmektedir. Öte yandan, deney başlangıcı özellikle ilk 20 saniyede $T_{buh,ort}$ değerlerinin ortam sıcaklığından düşük olduğu için bu zaman dilimlerinde $Ra_{hava,L_{buh}}$ değerleri hesaplanmamıştır. 10 ml sıvı içeren vakumlu cam borunun buharlaşma bölgesi etrafındaki havanın ortalama ısı taşınım katsayısının ($\bar{h}_{hava,buh}$) farklı eğim açıları için zamana göre değişimi Şekil 6.47’de verilmiştir.



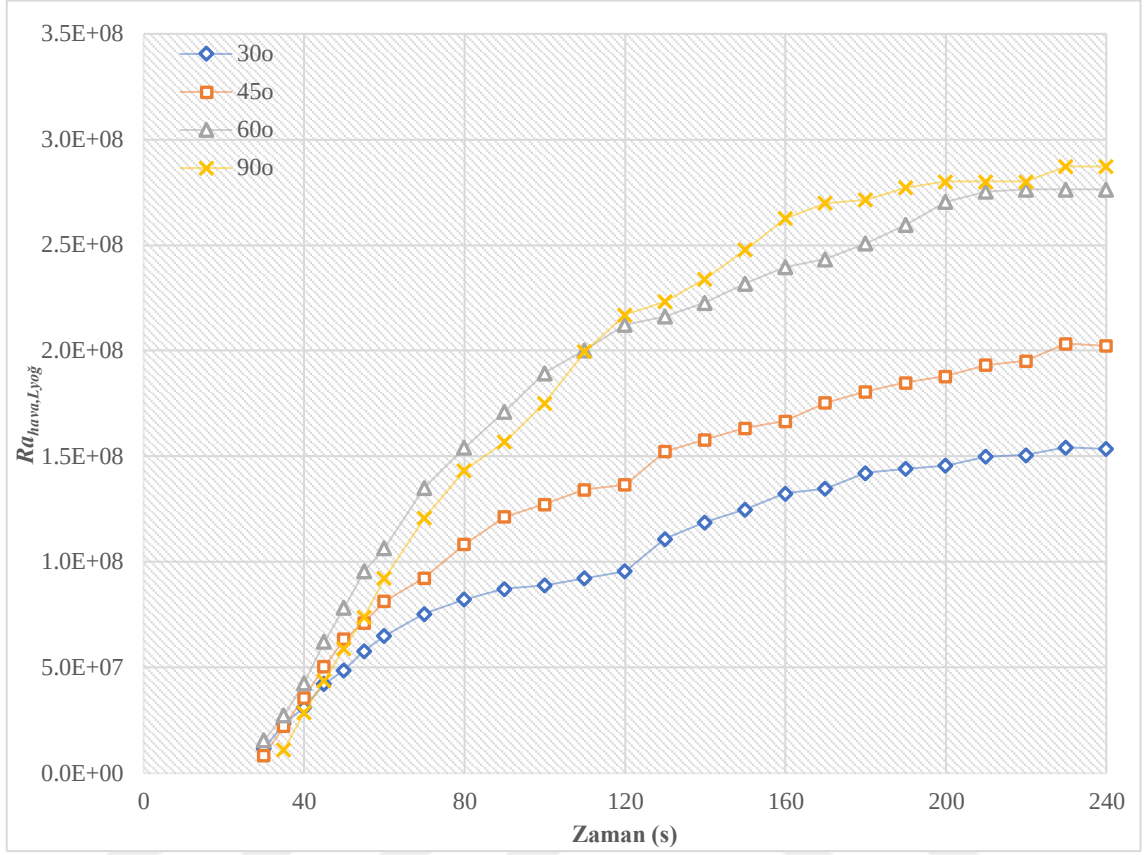
Şekil 6.47. 10 ml sıvı içeren vakumlu cam borunun buharlaşma bölgesi etrafındaki havanın $\bar{h}_{hava,buh}$ değerinin tüm eğim açıları için zamana göre değişimi.

Şekil 6.47 incelendiğinde, $\bar{h}_{hava,buh}$ değerleri farklı zaman dilimlerinde sürekli olarak zamanla artarken bu artış 160. saniyeden sonra yatay bir seyir göstermiştir. Tüm deney süresi içinde en düşük $\bar{h}_{hava,buh}$ değerleri 30° eğim açısında hesaplanırken en yüksek $\bar{h}_{hava,buh}$ değerleri ise 60° ve 90° eğim açıları için bulunmuştur. En düşük $\bar{h}_{hava,buh}$ değerleri deney başlangıcında 30°, 45°, 60° ve 90° eğim açıları için sırasıyla 1,82 W/m²K, 2,02 W/m²K, 1,96 W/m²K ve 1,84 W/m²K olarak hesaplanırken en yüksek değerler ise sırasıyla 3,05 W/m²K, 3,22 W/m²K, 3,46 W/m²K ve 3,45 W/m²K olarak bulunmuştur. Elde edilen bu değerlerin geçerli olabilmesi için D/H değerinin $Ra_{hava,L_{buh}}^{-1/4}$ değerinden büyük olması gerekmektedir. 10 ml sıvı içeren vakumlu cam borunun buharlaşma bölgesi etrafındaki hava için $Ra_{hava,L_{buh}}^{-1/4}$ değerlerinin farklı eğim açıları için zamana göre değişimi Şekil 6.48'de verilmiştir.



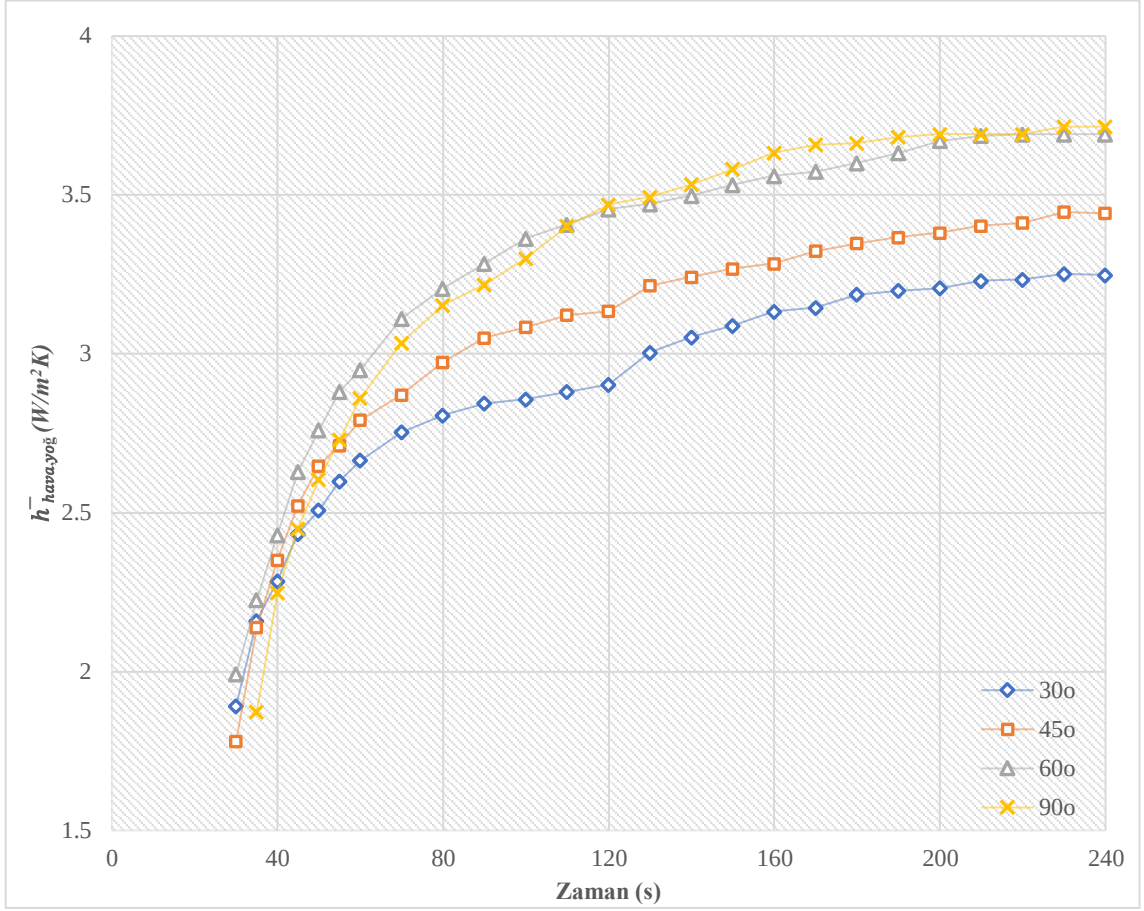
Şekil 6.48. 10 ml sıvı içeren vakumlu cam borunun buharlaşma bölgesi etrafındaki hava için $Ra_{hava,L_{buh}}^{-1/4}$ değerlerinin farklı eğim açıları için zamana göre değişimi.

Şekil 6.48 incelendiğinde, $Ra_{hava,L_{buh}}^{-1/4}$ değerlerinin tüm eğim açıları için 160. saniyeye kadar sürekli olarak bu zamandan sonra da yatay olarak azaldığı görülmektedir. En yüksek $Ra_{hava,L_{buh}}^{-1/4}$ değerleri 30°, 45°, 60° ve 90° eğim açıları için sırasıyla 0,01840, 0,01902, 0,01707 ve 0,01334 olarak hesaplanmıştır. Tüm zaman dilimleri içerisinde tüm eğim açıları için hesaplanan $Ra_{hava,L_{buh}}^{-1/4}$ değerleri bu deneyler için hesaplanan D/H (0.035) değerinden küçük olduğu ve hesaplanan $\bar{h}_{hava,buh}$ değerlerinin geçerli olduğu ortaya konulmuştur. 10 ml sıvı içeren vakumlu cam borunun yoğuşma bölgesi etrafındaki havanın $Ra_{hava,L_{yoğ}}$ sayısının farklı eğim açıları için zamana göre değişimi Şekil 6.49'da verilmiştir



Şekil 6.49. 10 ml sıvı içeren vakumlu cam borunun yoğuşma bölgesi etrafındaki havanın $Ra_{hava,L_{yoğ}}$ sayısının farklı eğim açıları için zamana göre değişimi.

Şekil 6.49 incelendiğinde, $Ra_{hava,L_{yoğ}}$ değerlerinin tüm eğim açıları için 200. saniyeye kadar hızlı bir şekilde artarken bu zamandan sonra deney sonuna kadar yatay bir artış görülmüştür. $Ra_{hava,L_{yoğ}}$ değerlerinin $8,44 \times 10^6$ ile $2,87 \times 10^8$ arasında değiştiği görülürken 45° ve 60° eğim açılarında $Ra_{hava,L_{yoğ}}$ değerlerinin başlangıçta birbirine yakın olduğu, 90° eğim açısındakilerin bunlardan biraz yüksek ve 30° eğim açısındaki $Ra_{hava,L_{yoğ}}$ değerlerinin ise diğer eğim açılarındakinden daha az olarak hesaplandığı görülmüştür. Öte yandan, deney başlangıcında ilk 20 saniyede tüm eğim açılarındaki $T_{buh,ort}$ değerlerinin ortam sıcaklığından düşük olduğu için bu zaman dilimlerinde $Ra_{hava,L_{yoğ}}$ değerleri hesaplanmamıştır. 10 ml sıvı içeren vakumlu cam borunun yoğuşma bölgesi etrafındaki havanın ortalama ısı taşınım katsayısının ($\bar{h}_{hava,yoğ}$) farklı eğim açıları için zamana göre değişimi Şekil 6.50'de verilmiştir

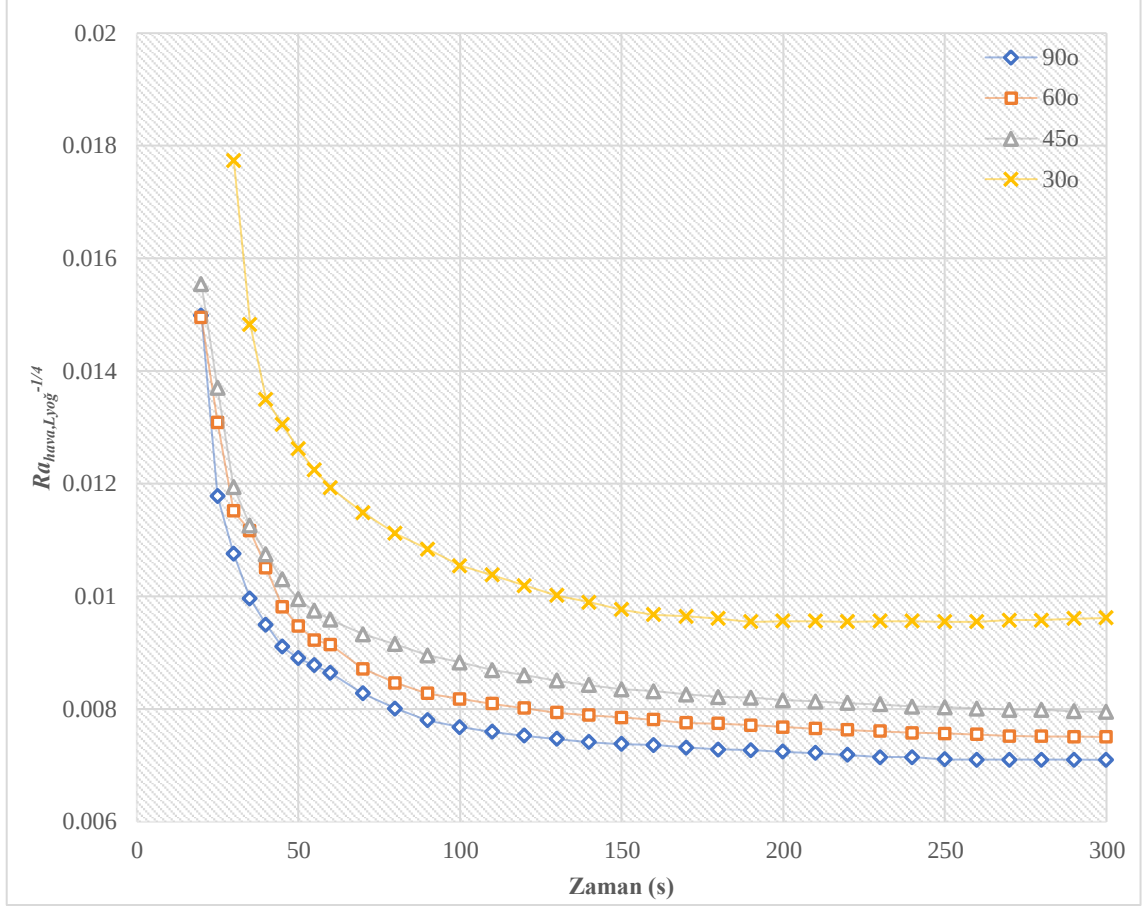


Şekil 6.50. 10 ml sıvı içeren vakumlu cam borunun yoğuşıma bölgesi etrafındaki havanın

$\bar{h}_{hava,yoğ}$ değerlerinin farklı eğim açıları için zamana göre değişimi.

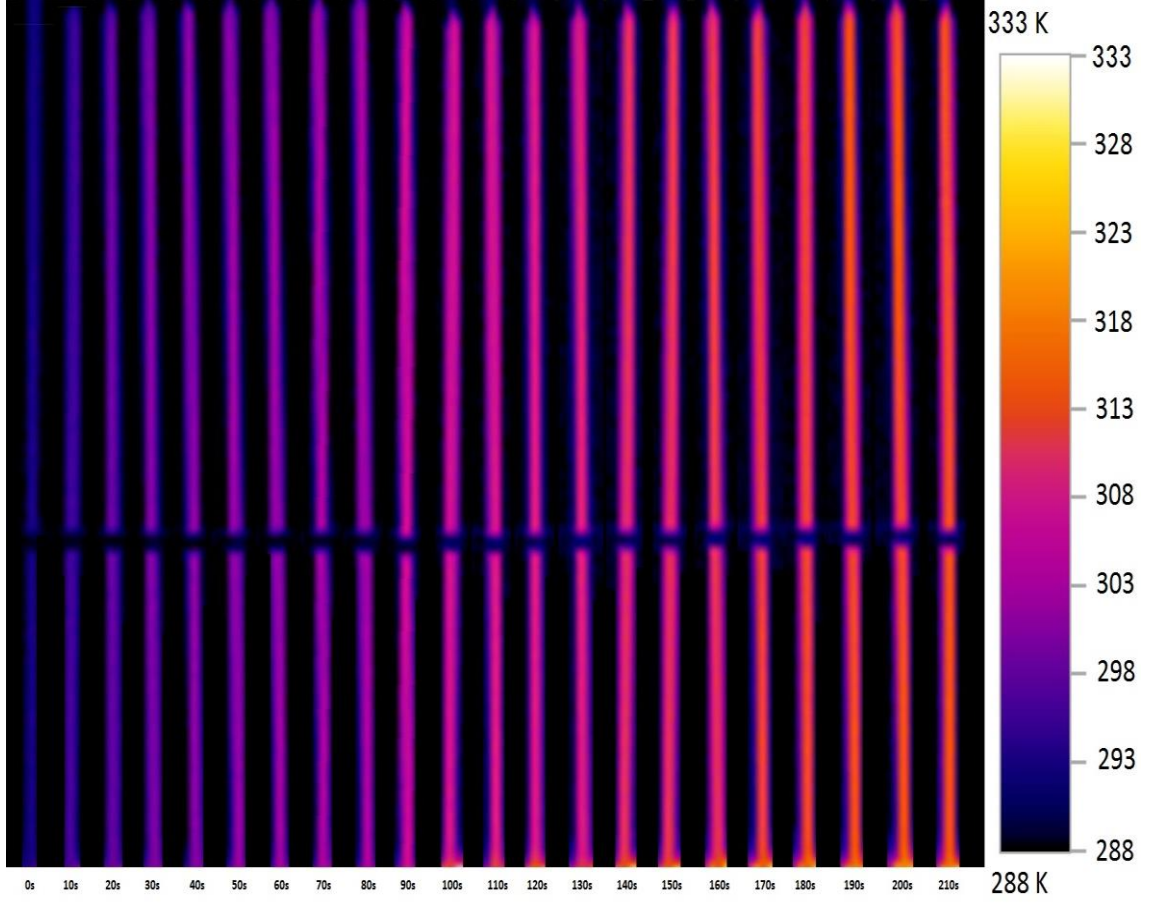
Şekil 6.50 incelendiğinde, $\bar{h}_{hava,yoğ}$ değerleri farklı zaman dilimlerinde sürekli olarak zamanla artarken bu artış 200. saniyeden sonra tüm eğim açıları için yatay bir artış seyri göstermiştir. İlk andan itibaren 60° ve 90° eğim açıları için $\bar{h}_{hava,yoğ}$ değerleri birbirlerine yakın bir seyir izlerken 30° eğim açısındaki $\bar{h}_{hava,yoğ}$ değerlerinin deney sonuna kadar diğerlerinden düşük olarak hesaplandığı görülmüştür. Öte yandan, deney başlangıcında ilk 20-25 saniyede tüm eğim açılarındaki $T_{buh,ort}$ değerlerinin ortam sıcaklığından düşük olduğu için bu zaman dilimlerinde $\bar{h}_{hava,yoğ}$ değerleri negatif olduğu için dikkate alınmamış ve tüm eğim açılarında 20-25. saniyeden itibaren değerler şekilde verilmiştir. En düşük $\bar{h}_{hava,yoğ}$ değerleri deney başlangıcında 30°, 45°, 60° ve 90° eğim açıları için sırasıyla 1,89 W/m²K, 1,78 W/m²K, 1,99 W/m²K ve 1,87 W/m²K olarak hesaplanırken en yüksek değerler ise sırasıyla 3,25 W/m²K, 3,44 W/m²K, 3,69 W/m²K ve 3,72 W/m²K olarak bulunmuştur. Elde edilen bu değerlerin geçerli olabilmesi için D/H değerinin $Ra_{hava,L,yoğ}^{-1/4}$ değerinden büyük olması gerekmektedir. 10 ml sıvı

içeren vakumlu cam borunun yoğuşma bölgesi etrafındaki hava için $Ra_{hava,L_{yoğ}}^{-1/4}$ değerlerinin farklı eğim açılarında zamana göre değişimi Şekil 6.51’de verilmiştir.



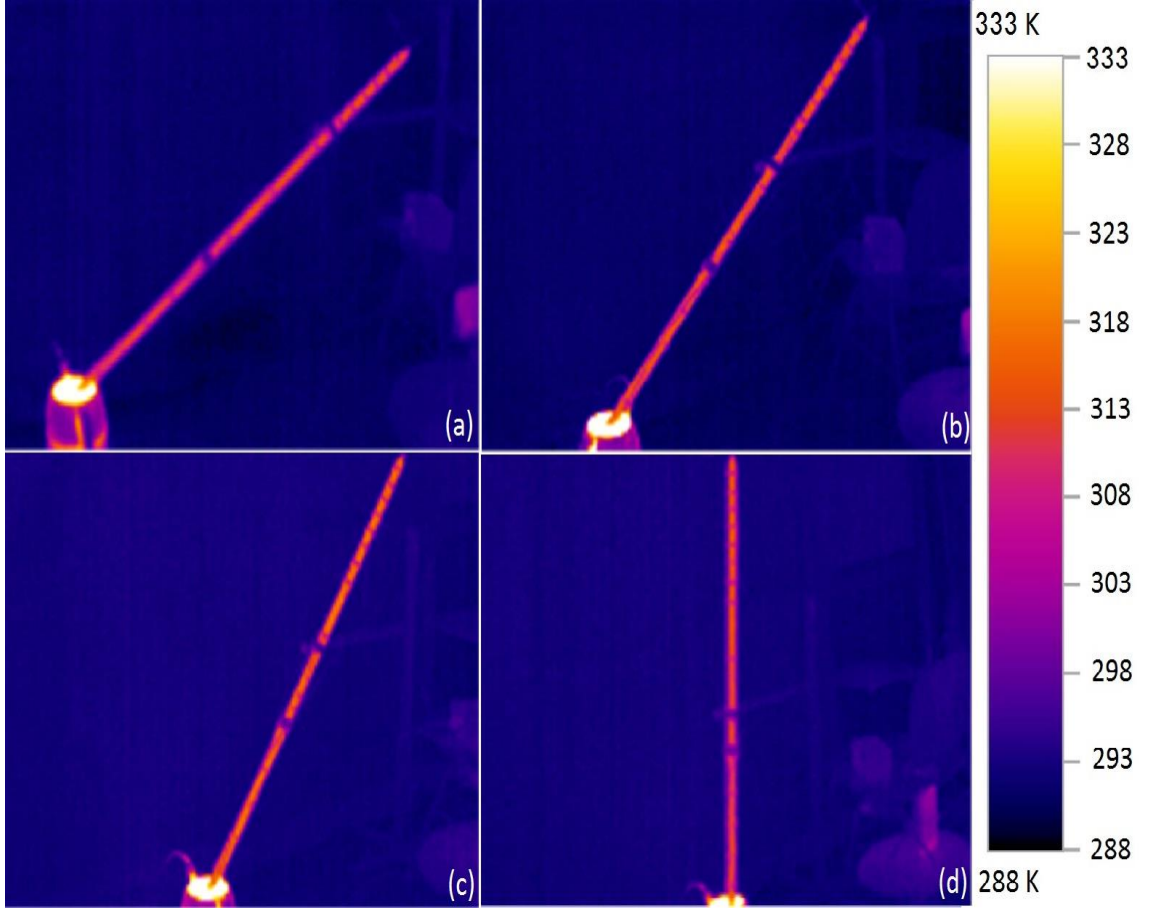
Şekil 6.51. 10 ml sıvı içeren vakumlu cam borunun yoğuşma bölgesi etrafındaki hava için $Ra_{hava,L_{yoğ}}^{-1/4}$ değerlerinin farklı eğim açılarında zamana göre değişimi.

Şekil 6.51 incelendiğinde, $Ra_{hava,L_{yoğ}}^{-1/4}$ değerlerinin tüm eğim açıları için ilk andan 150. saniyeye kadar sürekli olarak bu zamandan sonra da yatay olarak azaldığı görülmektedir. En yüksek $Ra_{hava,L_{yoğ}}^{-1/4}$ değerleri 30°, 45°, 60° ve 90° eğim açıları için sırasıyla 0,01437, 0,01456, 0,01592 ve 0,01733 olarak hesaplanmıştır. Tüm zaman dilimleri içerisinde tüm eğim açıları için hesaplanan $Ra_{hava,L_{yoğ}}^{-1/4}$ değerleri bu deneyler için hesaplanan D/H (0.04667) değerinden küçük olduğu ve hesaplanan $\bar{h}_{hava,yoğ}$ değerlerinin geçerli olduğu ortaya konulmuştur. Deneyler süresince, 10 ml sıvı içeren 90° eğim açısına sahip vakumlu cam borunun buharlaşma ve yoğuşma bölgelerinin termal kamera görüntülerinin zamana göre değişimi Şekil 6.52’de verilmiştir.



Şekil 6.52. 10 ml sıvı içeren 90° eğim açısına sahip vakumlu cam borunun buharlaşma ve yoğuşma bölgelerinin termal kamera görüntülerinin zamana göre değişimi.

Şekil 6.52 incelendiğinde, 10 ml sıvı içeren 90° eğim açısına sahip vakumlu cam borunun buharlaşma ve yoğuşma bölgelerinin başlangıç anından ilk 80 s değerine kadar yüzey sıcaklıkları sürekli artarken 90-130 s arası küçük değişimler meydana gelmiştir. Daha sonra az bir miktar artışın ardından deney sonuna kadar sıcaklık değerleri önemli ölçüde değişiklik göstermemiştir. Sıcaklık değerleri buharlaşma ve yoğuşma bölgeleri boyunca zamana göre artmakla beraber bölgeler arası sıcaklık değerlerinin birbirine yakın olduğu görülmüştür. Deneyler sonunda, 10 ml sıvı içeren yatayla farklı eğim açılarında vakumlu cam borunun buharlaşma ve yoğuşma bölgelerinin termal kamera görüntülerinin değişimi Şekil 6.53'te verilmiştir.



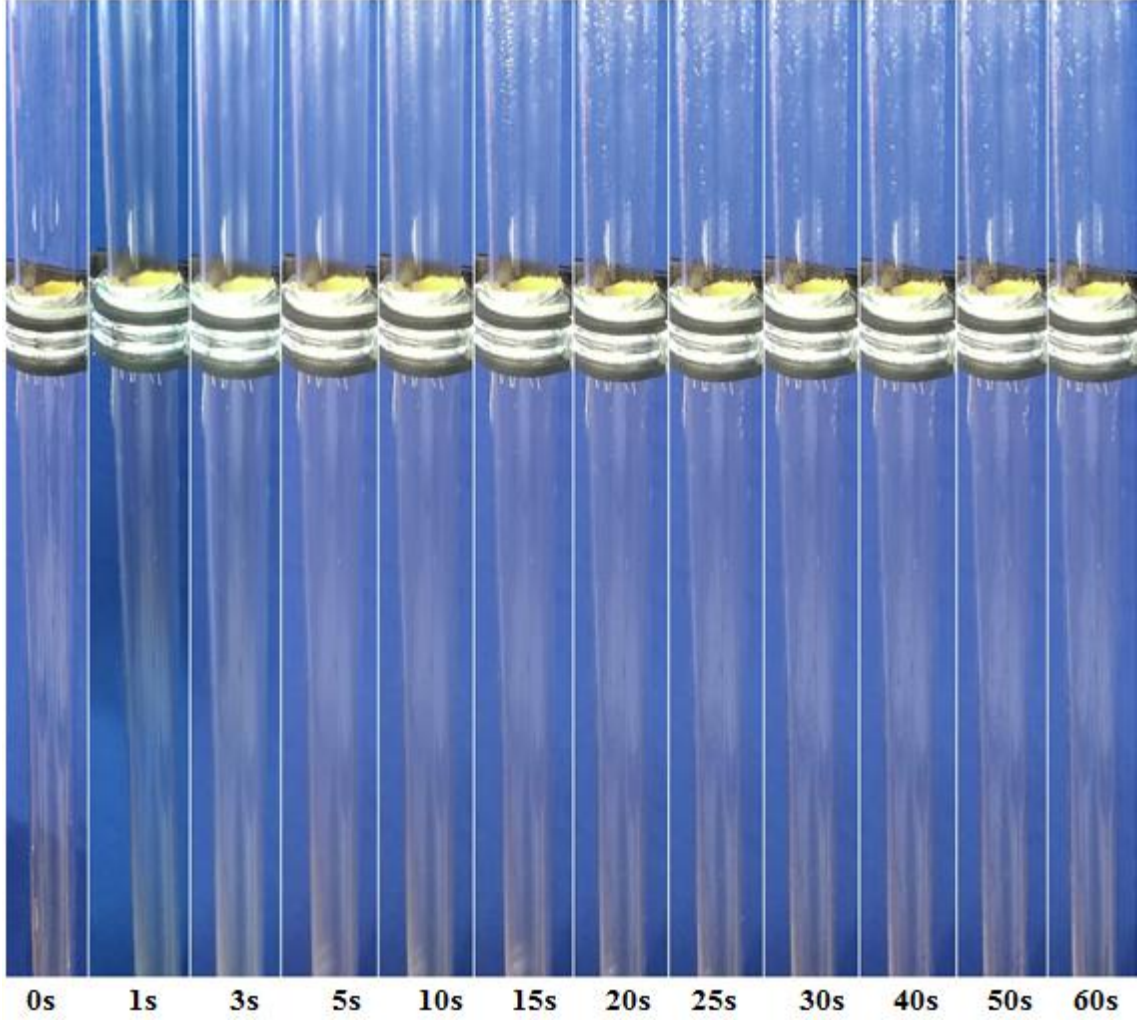
Şekil 6.53. 10 ml sıvı içeren (a) 30°, (b) 45°, (c) 60° ve (d) 90° yatayla eğim açılarındaki vakumlu cam borunun buharlaşma ve yoğuşma bölgelerinin termal kamera görüntülerinin değişimi.

Şekil 6.53 incelendiğinde, 10 ml sıvı içeren yatayla farklı eğim açılarında vakumlu cam borunun buharlaşma ve yoğuşma bölgelerinin deney sonunda termal kamera görüntüleri (a) 30°, (b) 45°, (c) 60° ve (d) 90° yatayla eğim açılarındaki değerleri göstermektedir. (a) görüntüsü incelendiğinde, sıcaklığın yoğuşma bölgesinde oldukça azaldığı görülmekte iken (b), (c) ve (d) görüntülerindeki buharlaşma bölgelerinin sıcaklık değerleri birbirine yakın görülmektedir. Tüm görüntülerdeki yoğuşma bölgesine doğru gözüken koyu renkli kesitler, boru bağlantı yerlerini ifade etmektedir. Vakumlu boru içerisinde gerçekleşen fiziksel değişimleri gözlemlemek için kullanılan cam boru video kamera ile deney süresince kayıt altına alınmıştır. Bu video görüntüleri bir yazılım yardımıyla belirli zaman dilimleri için fotoğrafa dönüştürülmüştür. Video kamera ile elde edilmiş vakumlu cam borunun sıvı bölgesindeki farklı zaman adımları için buhar hacminin değişimi Şekil 6.54’te verilmiştir.



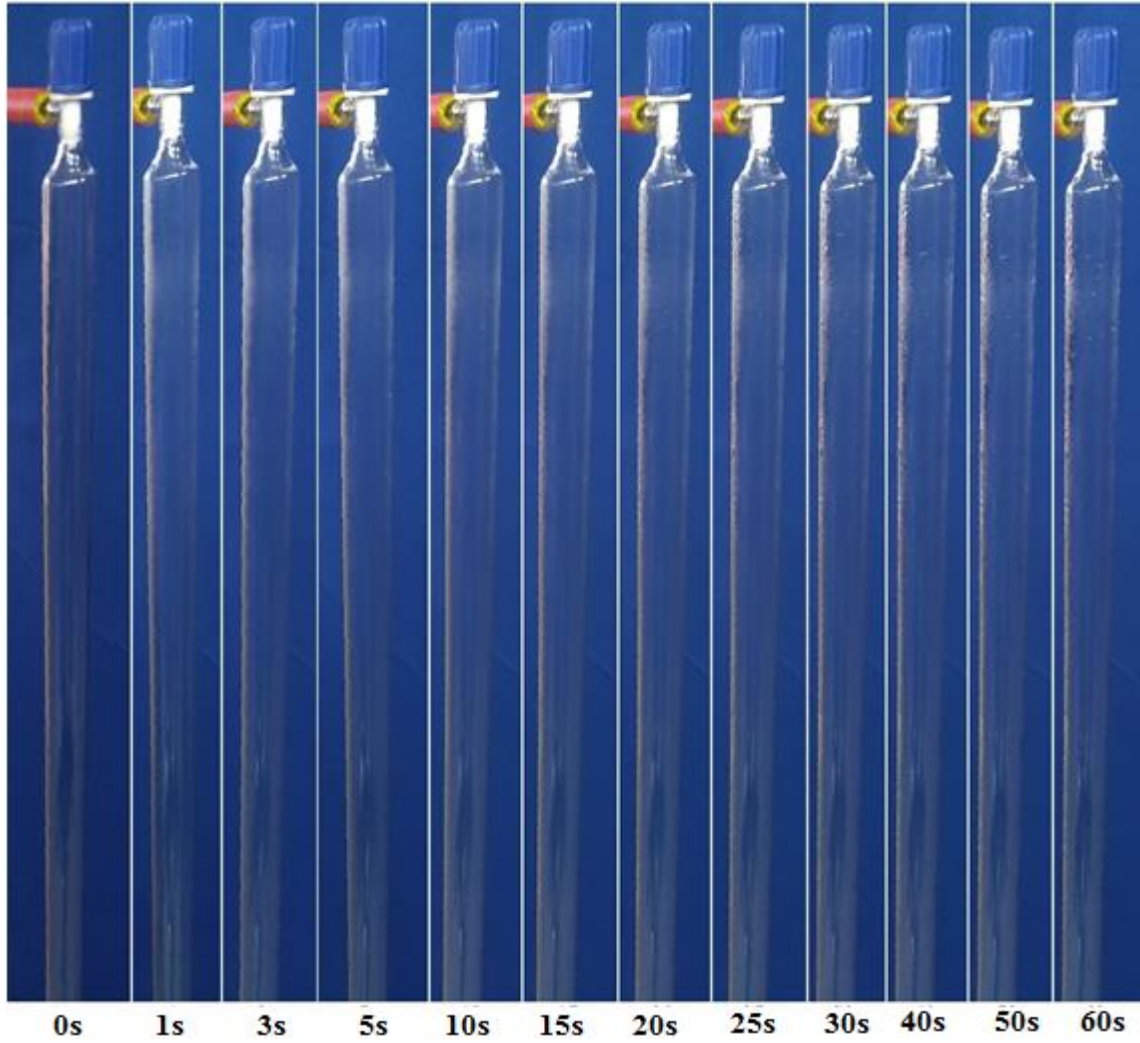
Şekil 6.54. Vakumlu cam borunun sıvı bölgesindeki farklı zaman adımları için buhar hacminin değişimi.

Şekil 6.54 incelendiğinde, sıvı bölgesi içindeki kaynama 25. saniyeye kadar kabarcıklı ve buhar ağırlıklı akış olarak gerçekleşmiştir. Bu andan sonra kaynama süreci yavaşlamasına rağmen ara ara 40. saniyedeki gibi patlamalı kaynama meydana gelmiştir. 1. saniyeden itibaren buhar hacmi artarken, buharlaşma ve yoğuşma oluşmaktadır. Ayrıca, sıvı bölgesindeki su miktarı azalmasına rağmen deney süresince asla bitmediği görülmüştür. Vakumlu cam borunun buharlaşma bölgesindeki farklı zaman adımları için buhar hacminin değişimi Şekil 6.55'te verilmiştir.



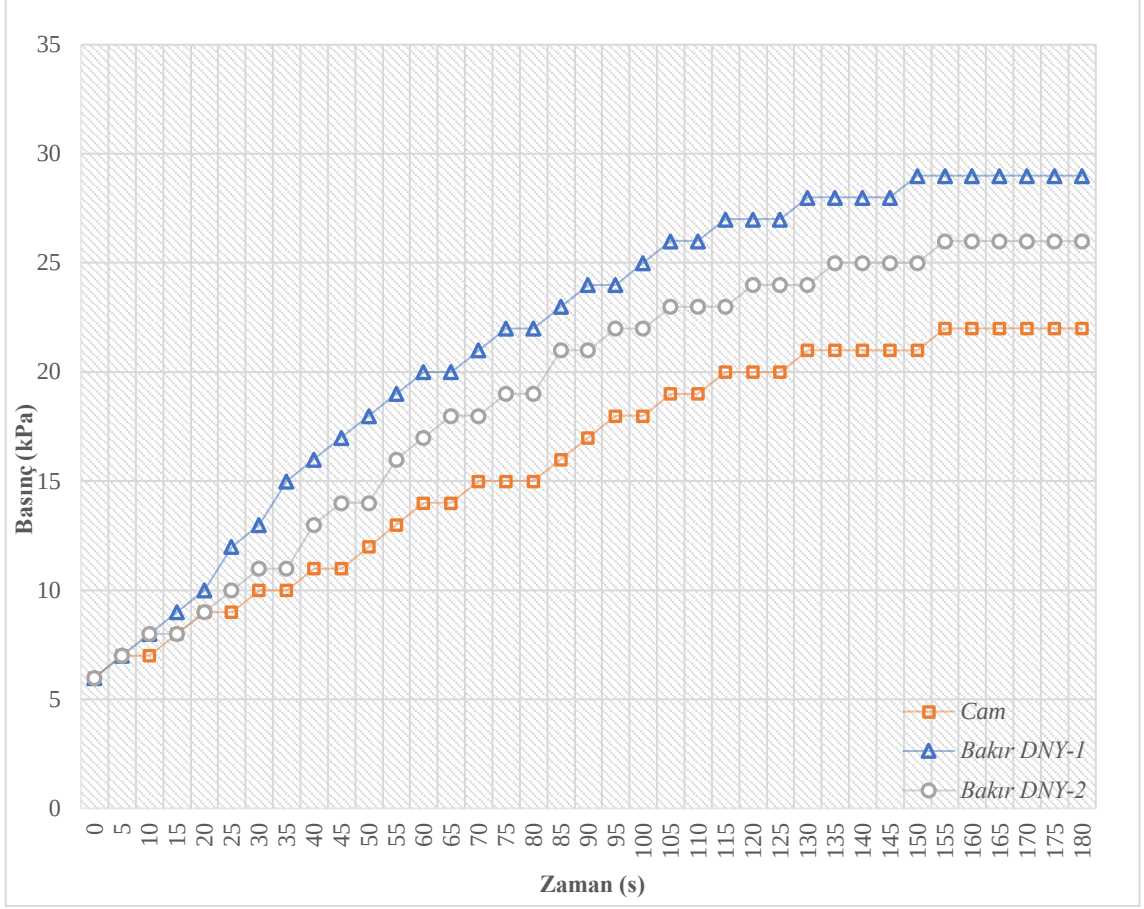
Şekil 6.55. Vakumlu cam borunun buharlaşma bölgesindeki farklı zaman adımları için buhar hacminin değişimi.

Şekil 6.55 incelendiğinde, deneyin başlangıcında vakumlu cam borunun içinde buhar olmadığı ve 1. saniyeden sonra buhar hacminin oluşmaya başladığı görülmüştür. 3. saniyeden sonra buharlaşma ve yoğunlaşma işlemi bu bölge boyunca meydana gelmekte ve cam boru yüzeyinde su damlacıkları görülmeye başlamıştır. Orta bölümde bulunan metalik renkli contalı parça boru klapesi olup deney süresinde vakumlu borunun sabit bir şekilde ısı kaynağına dalmasını sağlamaktadır. Vakumlu cam borunun yoğunlaşma bölgesindeki farklı zaman adımları için buhar hacminin değişimi Şekil 6.56’da verilmiştir.



Şekil 6.56. Vakumlu cam borunun yoğuşma bölgesindeki farklı zaman adımları için buhar hacminin değişimi.

Şekil 6.56 incelendiğinde, yoğuşma bölgesinde deney başladıktan 3 saniye sonra buhar hacmi oluşmaya başlarken başlangıçta bu değer sıfırdır. Ayrıca, cam boru yüzeyindeki su damlacıkları 15 saniyeden sonra görülmeye başlamıştır. Buhar hacmi 30 s ile 60 s arasında önemli bir oranda değişmemiştir. Bu periyotta, düşük yoğunluktaki hava cam borunun üst kısmında neredeyse sabit kalmıştır. Vakumlu cam ve bakır boru içerisindeki basıncın zamana göre değişimi Şekil 6.57’de verilmiştir.



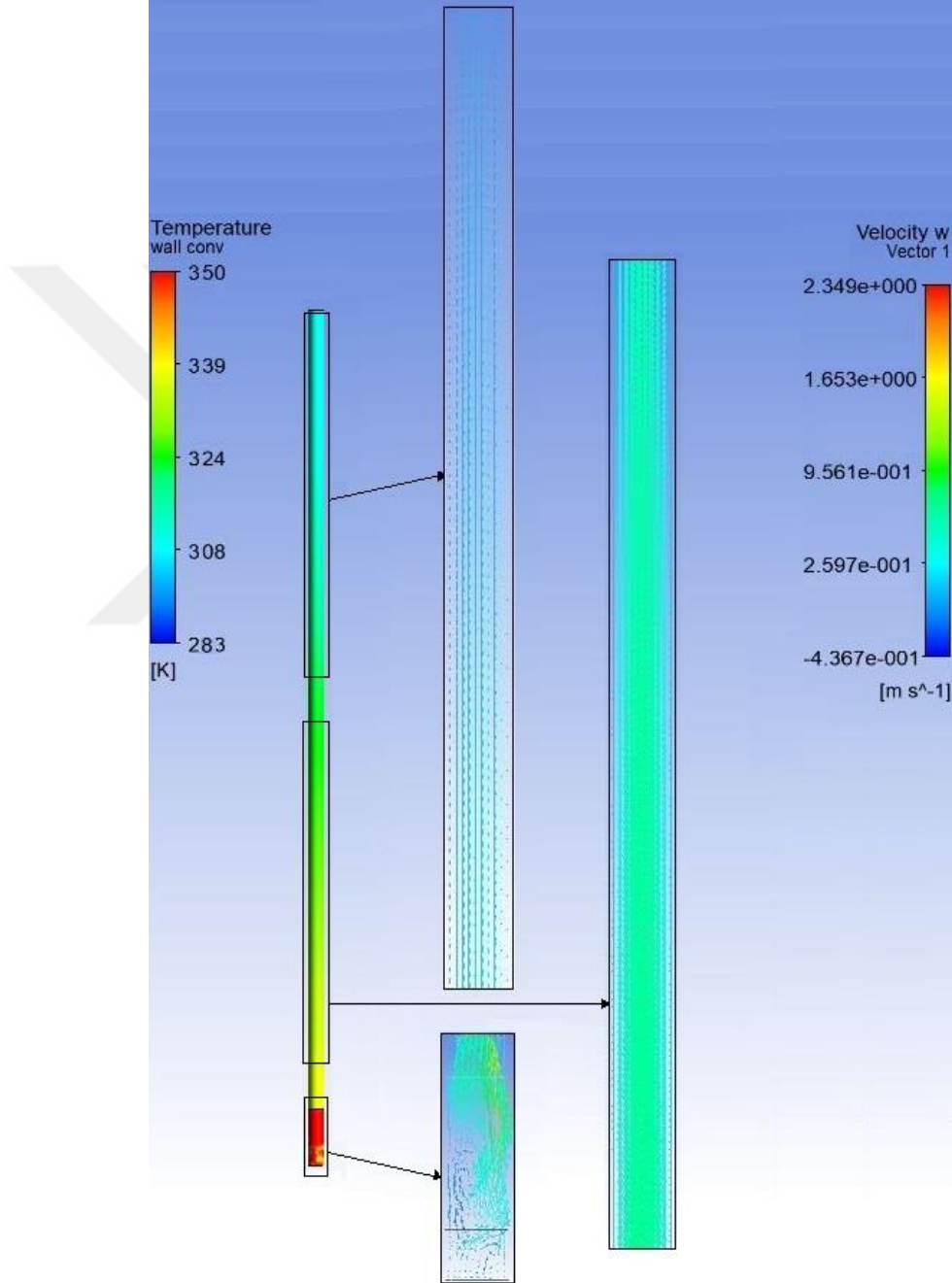
Şekil 6.57. Vakumlu cam ve bakır boru içerisindeki basıncın zamana göre değişimi.

Şekil 6.57 incelendiğinde, başlangıçta 6 kPa olan bakır boru içindeki vakum basıncı 20. saniyede *DNY-1* için 10 kPa ve *DNY-2* için 9 kPa olarak ölçülürken 60. saniyede sırasıyla 20 kPa ve 17 kPa değerine ulaşan basınç değeri 120. saniye sonunda sırasıyla 27 kPa ve 24 kPa değerine ulaşmıştır. Öte yandan, başlangıçta 6 kPa olan cam boru içindeki vakum basıncı 20. saniyede 9 kPa değerine ulaşırken 60. saniyede 14 kPa değerine ulaşan basınç değeri 120. saniye sonunda 20 kPa olarak ölçülmüştür. Bu andan itibaren basınç değerlerinde önemli bir değişim olmazken 180.saniye sonunda bakır boru *DNY-1*, *DNY-2* ve cam boru içerisinde basınç sırasıyla 29 kPa, 26 kPa ve 22 kPa olarak gözlemlenmiştir.

6.2. Sayısal Bulgular

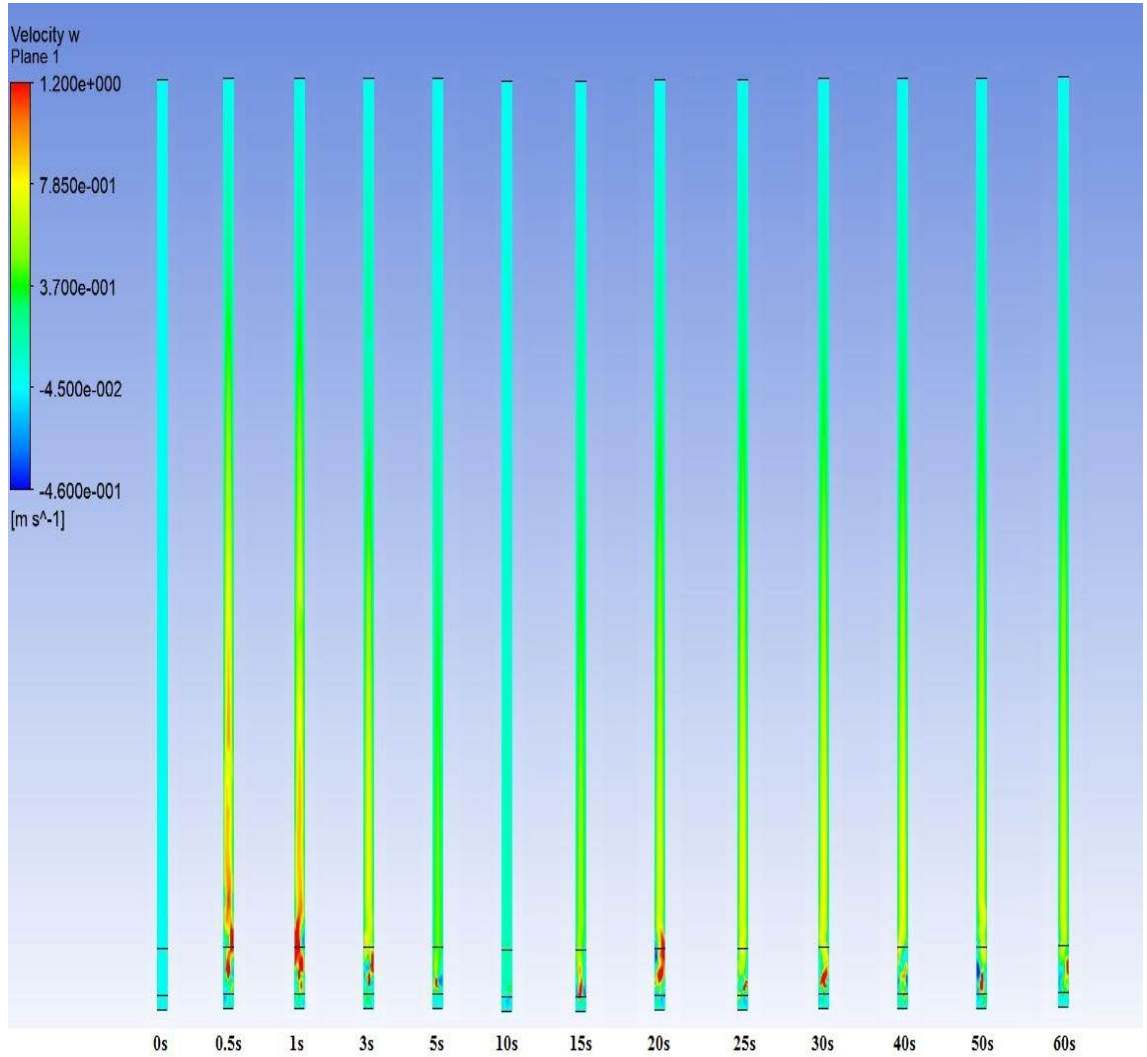
Vakumlu borunun sayısal modeli oluşturulmuş ve ANSYS Fluent 15 yazılımı kullanılarak analiz edilmiştir. Çoklu faz modeli olarak *VOF* ve Eulerian modelleri birlikte ele alınmış zaman adımına bağlı olarak gerçekleştirilirken *VOF* modelinde 60 saniyelik çözümler elde edilirken Eulerian modelinde 120 saniyelik çözümler elde edilerek toplam 180 saniyelik

sayısal çözümleme sonuçlarına ulaşılmıştır. Sayısal çözümleme sonucu elde edilen bulgular şekiller, akım çizgileri, vektörel ve grafik gösterim, vb. yöntemlerle ortaya çıkarılmıştır. VOF modeline ait sayısal çalışma sonundaki 10ml sıvı içeren vakumlu cam borunun üç boyutlu (3B) sıcaklık dağılımı ve hız vektörü profilleri Şekil 6.58’de verilmiştir.



Şekil 6.58. VOF modeline ait sayısal çalışma sonundaki 10 ml sıvı içeren vakumlu cam borunun 3B sıcaklık dağılımı ve hız vektörü profilleri.

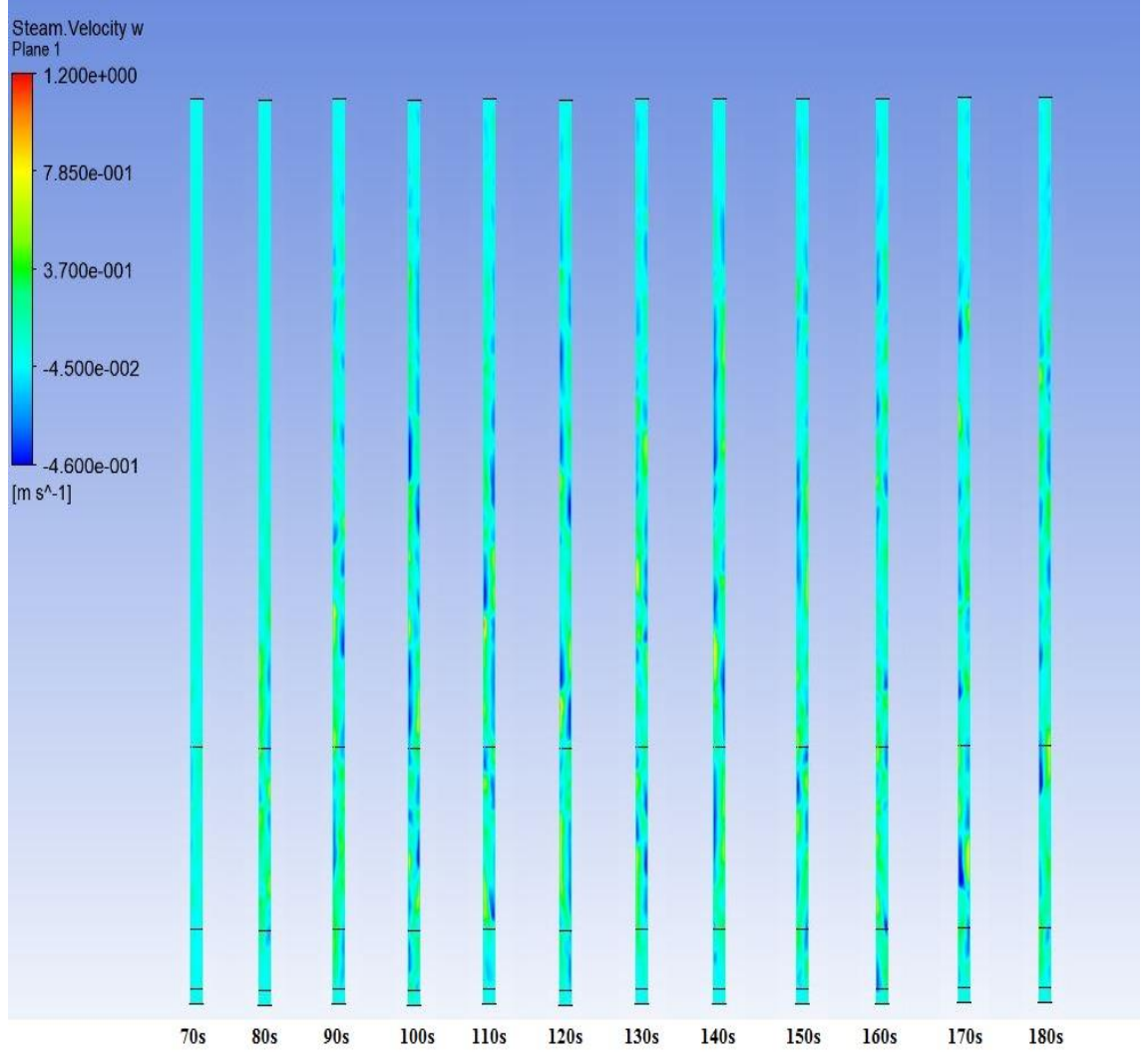
Şekil 6.58 incelendiğinde, vakumlu cam borunun yüzey sıcaklık değerlerinin 293 K ile 355 K arasında değiştiği ve bu değerlerin kaynama bölgesinden yoğunlaşma bölgesine doğru azaldığı görülmüştür. Diğer taraftan, vakumlu cam borunun buharlaşma ve yoğunlaşma bölgelerinin orta kısımlarında hız vektörlerinin çok olduğu ve yoğunlaşma bölgesine doğru azaldığı ortaya çıkmıştır. Kaynama bölgesinde ise, hız vektörleri sürekli devam eden bir girdap hareketi şeklinde meydana gelmiştir. VOF modelinin iki boyutlu (2B) düzlemde 10ml sıvı içeren vakumlu cam borunun z-yönündeki hız bileşeninin zamana göre değişimi Şekil 6.59’da verilmiştir.



Şekil 6.59. VOF modelinin 2B düzlemde 10ml sıvı içeren vakumlu cam borunun z-yönündeki hız bileşeninin zamana göre değişimi.

Şekil 6.59 incelendiğinde, vakumlu cam boru içi z-yönündeki hız değerleri başlangıçtan 3. saniyeye kadar sürekli olarak artmakta sonra 10. saniyeye kadar azalmaya başlamaktadır. Bu

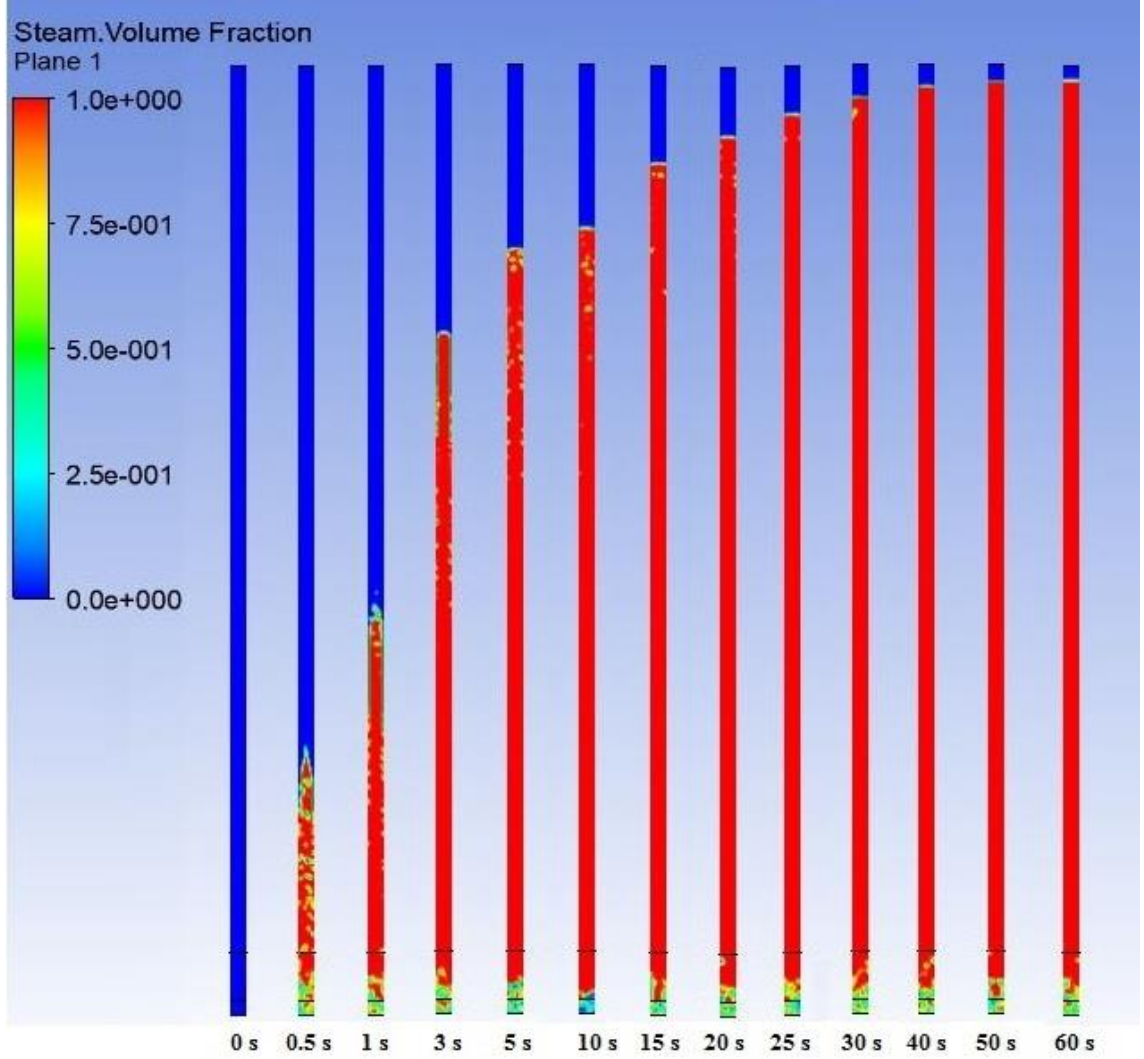
andan itibaren analiz sonuna kadar z-yönündeki hız değerlerinin arttığı gözlemlenmiştir. Sayısal çözümleme boyunca kaynama bölgesinde z-yönündeki hız değerlerinde göze çarpan bir şekilde artış ve azalışların meydana geldiği görülmüştür. *Eulerian* modelinin 2B düzlemde 10ml sıvı içeren vakumlu cam borunun z-yönündeki hız bileşeninin zamana göre değişimi Şekil 6.60'ta verilmiştir.



Şekil 6.60. *Eulerian* modelinin 2B düzlemde 10ml sıvı içeren vakumlu cam borunun z-yönündeki hız bileşeninin zamana göre değişimi.

Şekil 6.60 incelendiğinde, vakumlu cam borunun z-yönü hız değerleri 80. saniyeden sonra buharlaşma ve yoğunlaşmaya bağlı olarak belirli bölgelerde artarken bazı bölgelerde ise bu değerler azalmıştır. 90. saniyeden itibaren yoğunlaşan su damlaları boru cidarlarından aşağı doğru süzüldüğü kaynama bölgesinden yükselen buharın ise genellikle borunun orta kısmından

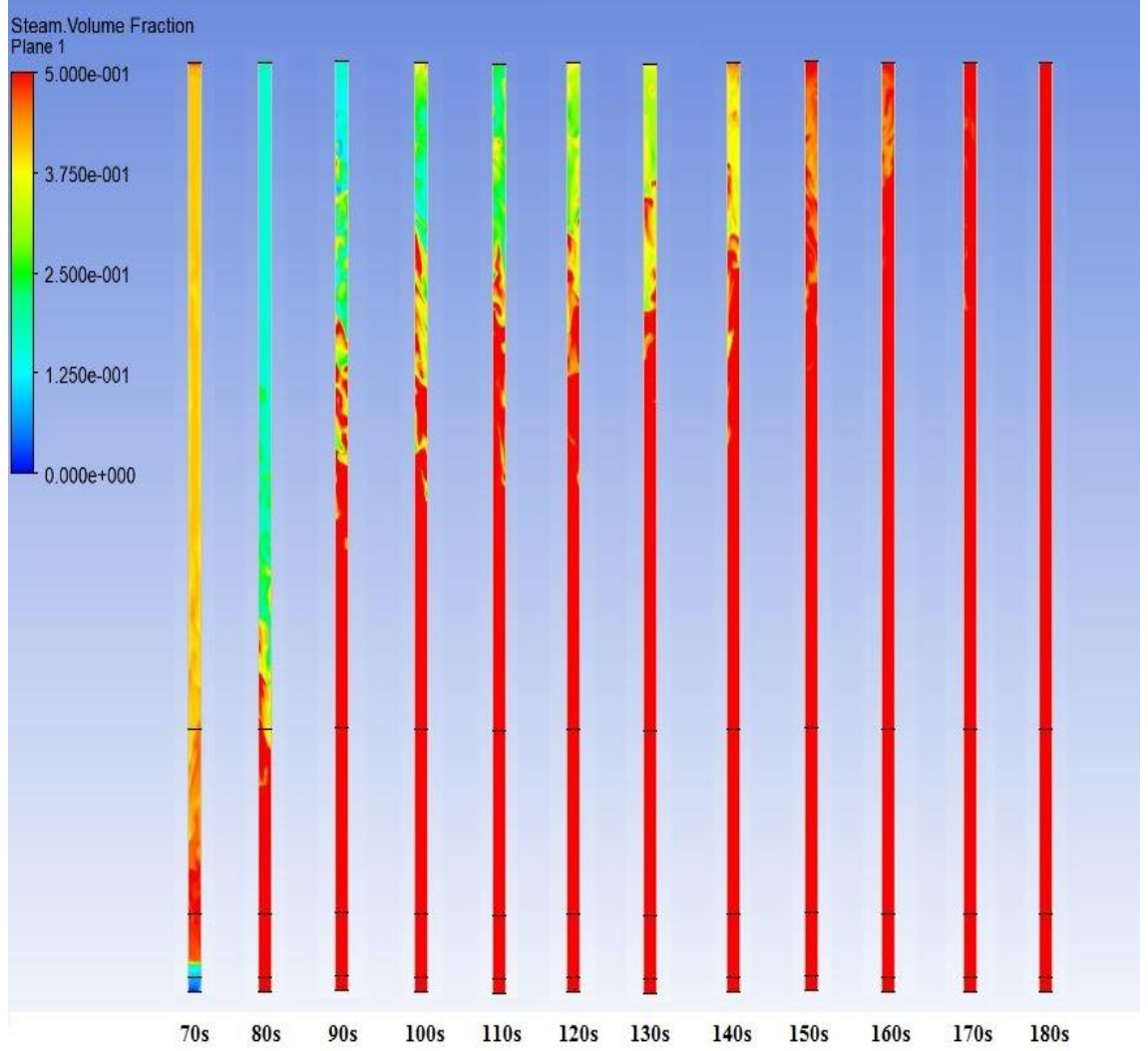
yoğuşma bölgesine doğru ilerlediği görülmüştür. *Eulerian* modelin sayısal analizi boyunca z-yönündeki hız değerlerindeki artış veya azalışın borunun tamamında meydana geldiği açıkça görülmüştür. *VOF* modelinin 2B düzlemde 10ml sıvı içeren vakumlu cam boru içindeki buhar hacminin zamana göre değişimi Şekil 6.61’de verilmiştir.



Şekil 6.61. *VOF* modelinin 2B düzlemde 10ml sıvı içeren vakumlu cam boru içindeki buhar hacminin zamana göre değişimi.

Şekil 6.61 incelendiğinde, vakumlu cam boru içerisindeki buhar hacmi değerlerinin 0 ile 1 arasında olduğu görülmektedir. Başlangıçta vakumlu cam boru içinde buhar olmadığı analiz başladıktan sonra kaynama bölgesindeki sıvının kaynamaya başladığı ve zamanla buharlaşarak yükseldiği gözlemlenmiştir. 3 s sonra buhar yoğuşma bölgesine ulaşmış ve 40 s sonra neredeyse tüm yoğuşma bölgesini kaplamıştır. Ayrıca, vakumlu bakır borunun buharlaşma ve yoğuşma

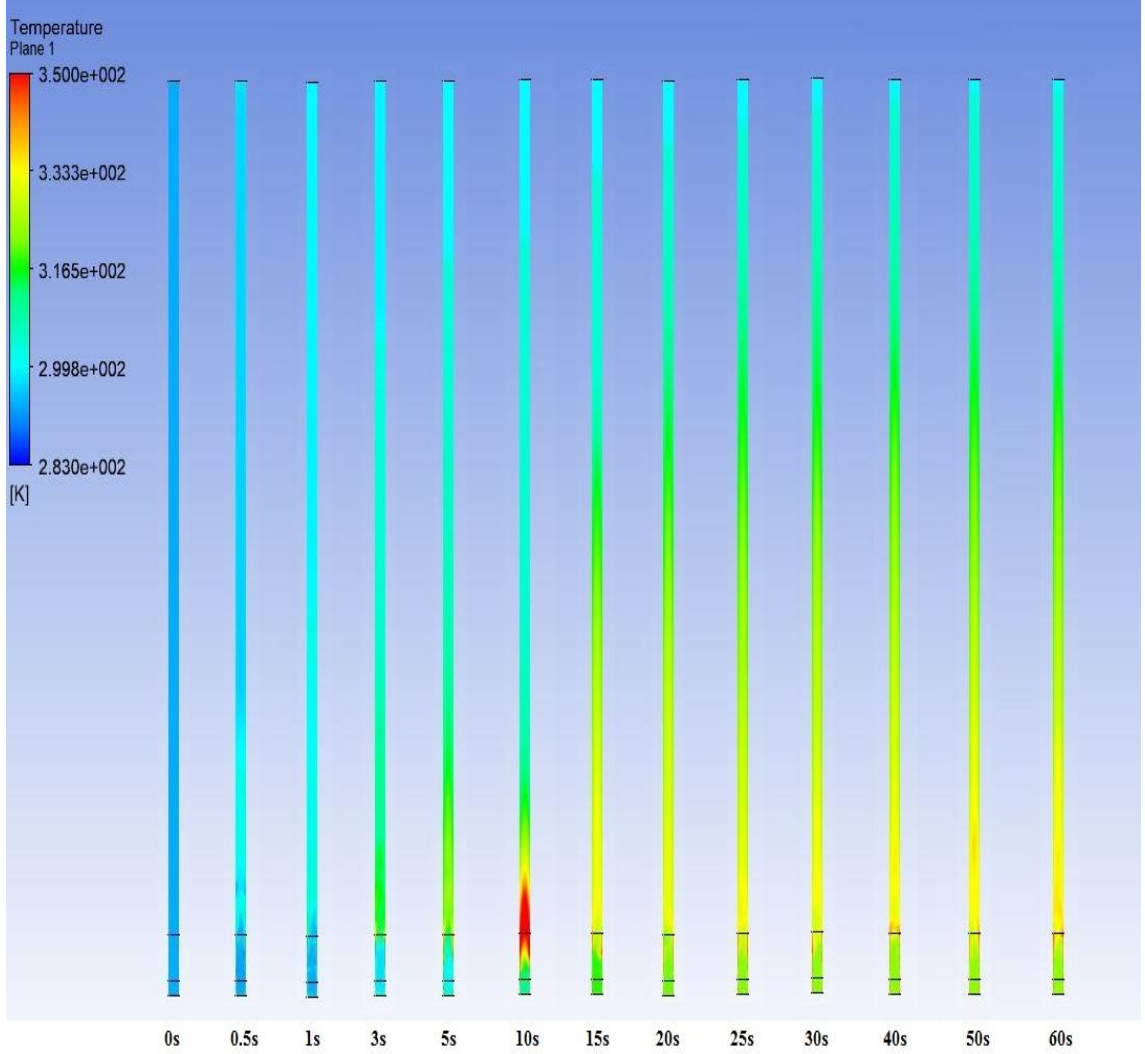
bölgeleri boyunca buharlaşma ve yoğuşma işleminin devam edegeldiği ve kaynama bölgesindeki sıvının ise hiç bitmediği görülmüştür. *Eulerian* modelinin 2B düzlemde 10ml sıvı içeren vakumlu cam boru içindeki buhar hacminin zamana göre değişimi Şekil 6.62’de verilmiştir.



Şekil 6.62. *Eulerian* modelinin 2B düzlemde 10ml sıvı içeren vakumlu cam boru içindeki buhar hacminin zamana göre değişimi.

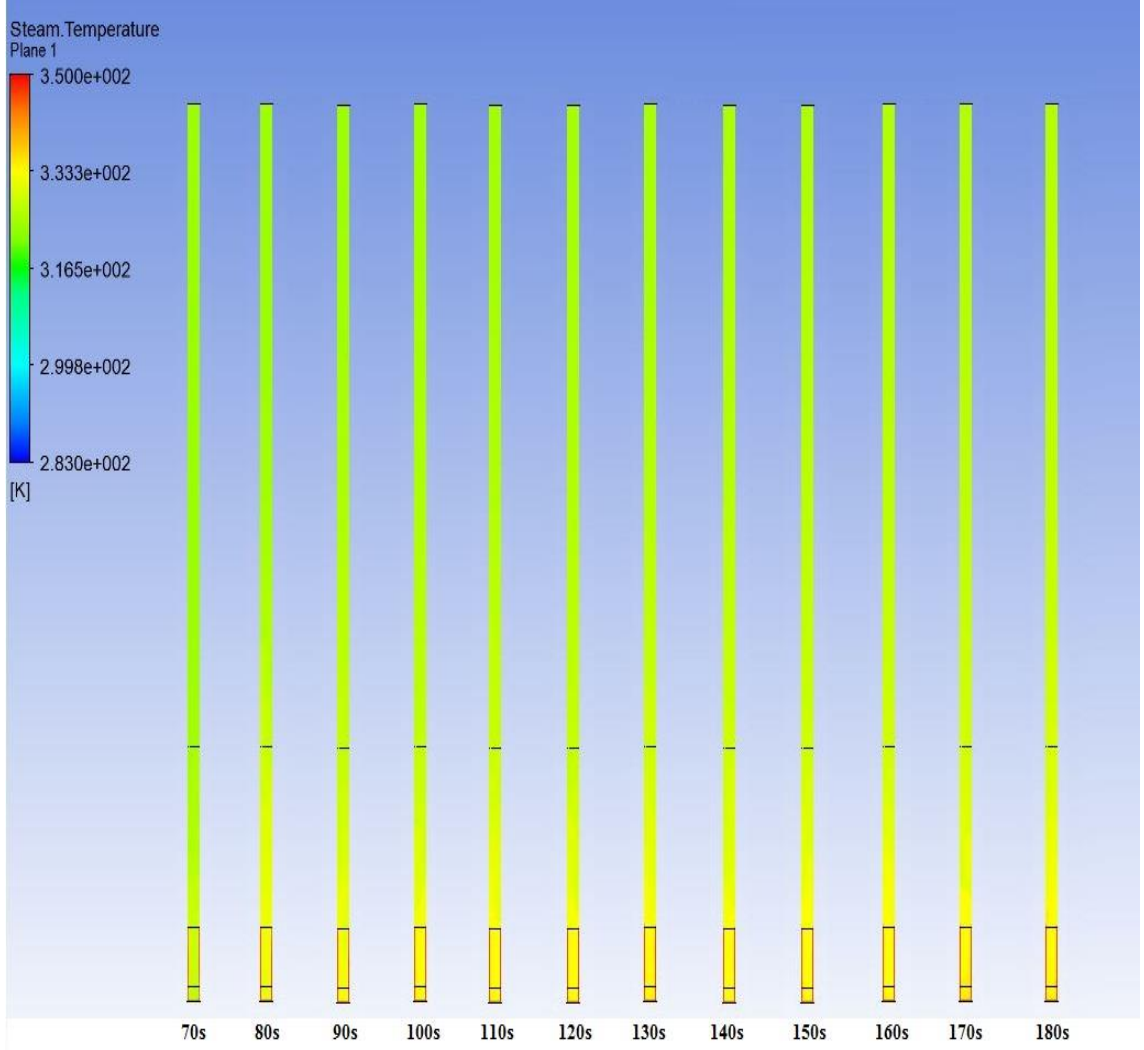
Şekil 6.62 incelendiğinde, ilk 60 saniyelik kısmı *VOF* modeli kullanılarak elde edilen 10 ml sıvı içeren cam boru içinde 70.saniyeden itibaren *Eulerian* modeli kullanılarak elde edilen buhar hacminin 140.saniyeye kadar arttığı ardından analiz sonuna kadar çok fazla değişmediği görülmektedir. Buhar hacminin başlangıçta hızlı bir şekilde arttığı sonra yoğuşmayla birlikte buhar hacminin biraz azaldığı, 100s-130s aralığında dengeli bir değişimin olduğu

gözlemlenmiştir. *VOF* modelinin 2B düzlemde 10ml sıvı içeren vakumlu cam boru içindeki sıcaklığın zamana göre değişimi Şekil 6.63'te verilmiştir.



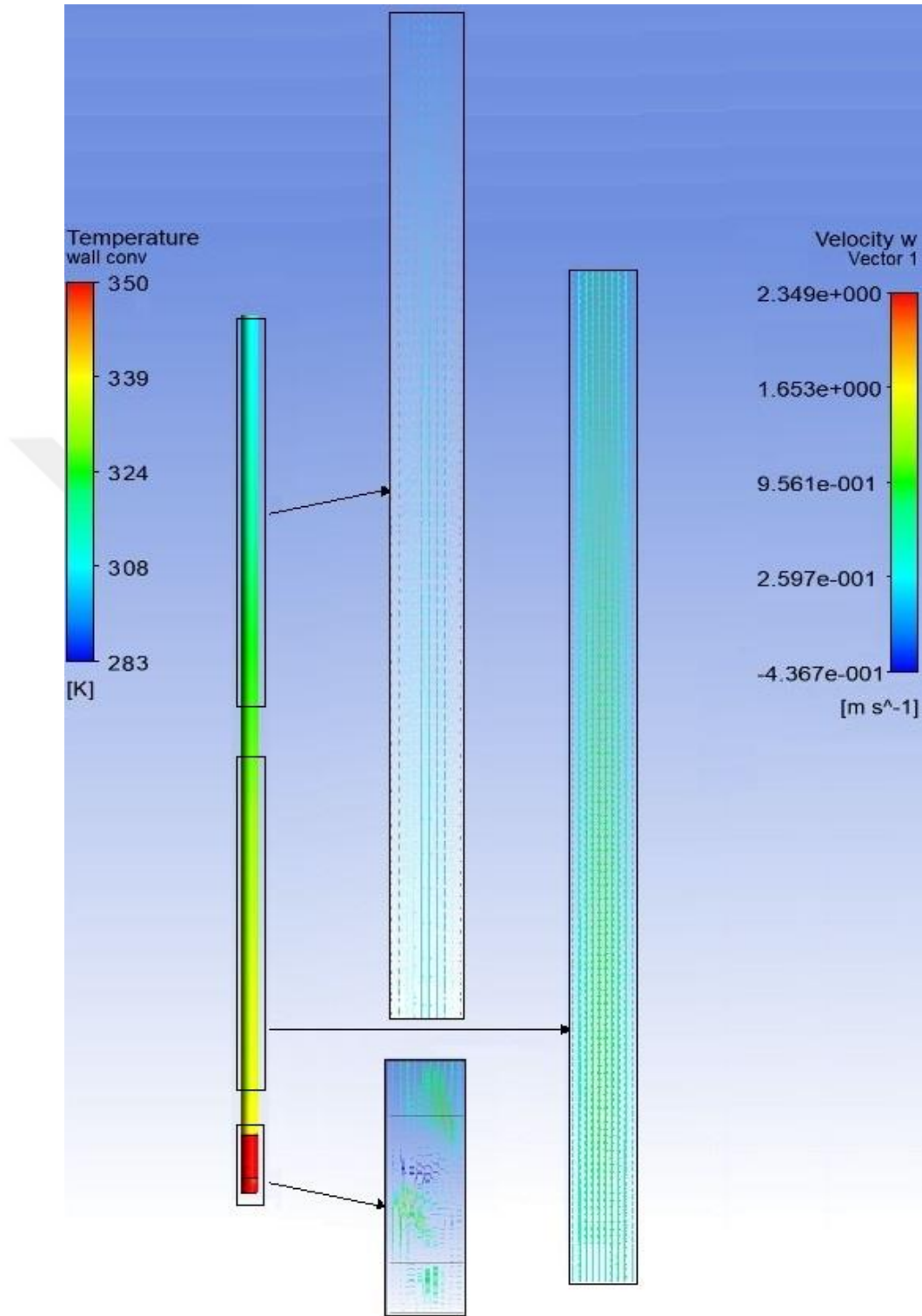
Şekil 6.63. *VOF* modelinin 2B düzlemde 10ml sıvı içeren vakumlu cam boru içindeki sıcaklığın zamana göre değişimi.

Şekil 6.63 incelendiğinde, vakumlu cam boru içindeki sıcaklık değerlerinin zaman adımlarıyla arttığı ve 293 K ile 355 K arasında değiştiği görülmektedir. 10. saniyede buharlaşma bölgesinin ortalama sıcaklığı 312,74 K iken bu değer analiz sonunda 328,94 K değerine ulaşmaktadır. Öte yandan, yoğunlaşma bölgesinin ortalama sıcaklık değeri ise 302,87 K'den 309,59 K'ye artmıştır. 30 saniyelik sayısal çözümleme sonundaki sıcaklık dağılımının analiz sonuna kadar çok fazla değişmediği görülmüştür. *Eulerian* modelinin 2B düzlemde 10ml sıvı içeren vakumlu cam boru içindeki sıcaklığın zamana göre değişimi Şekil 6.64'te verilmiştir.



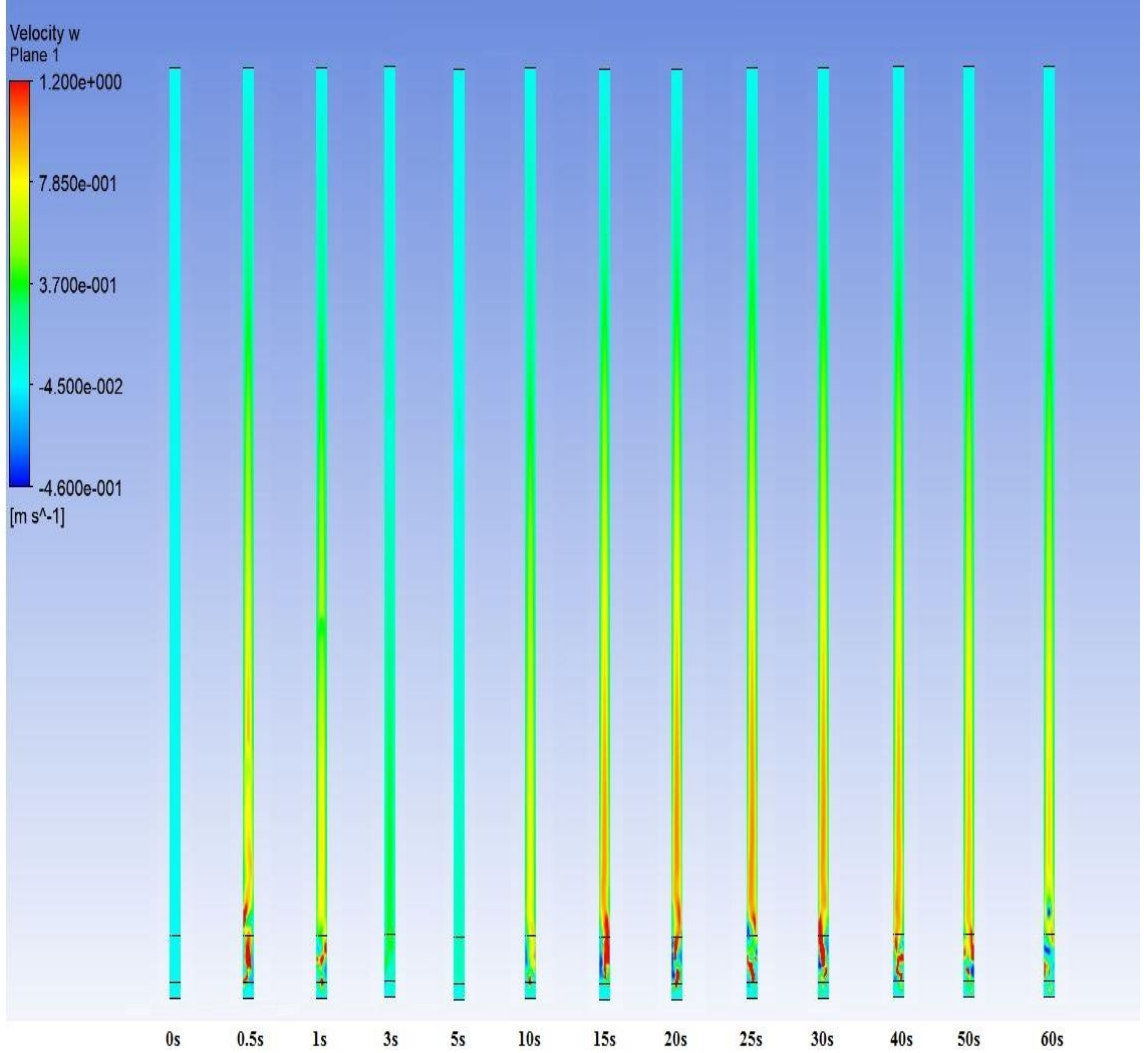
Şekil 6.64. *Eulerian* modelinin 2B düzlemde 10ml sıvı içeren vakumlu cam boru içindeki sıcaklığın zamana göre değişimi.

Şekil 6.64 incelendiğinde, 70. saniyede kaynama bölgesinin ortalama sıcaklığı 339,01 K iken bu değer analiz sonunda 344,11 K değerine ulaşmaktadır. Öte yandan, buharlaşma ve yoğuşma bölgesinin ortalama sıcaklık değerleri ise sırasıyla 324,19 K ve 323,46 K değerinden 328,45 K ve 326,08 K değerine artmıştır. 70. saniyeden analizin sonuna kadar sıcaklığın çok fazla değişmediği ancak az miktarda arttığı görülmektedir. *VOF* modeline ait sayısal çalışma sonundaki 10ml sıvı içeren vakumlu bakır borunun kaynama, buharlaşma ve yoğuşma bölgelerine ait 3B sıcaklık dağılımı ve hız vektörü profilleri Şekil 6.65'te verilmiştir.



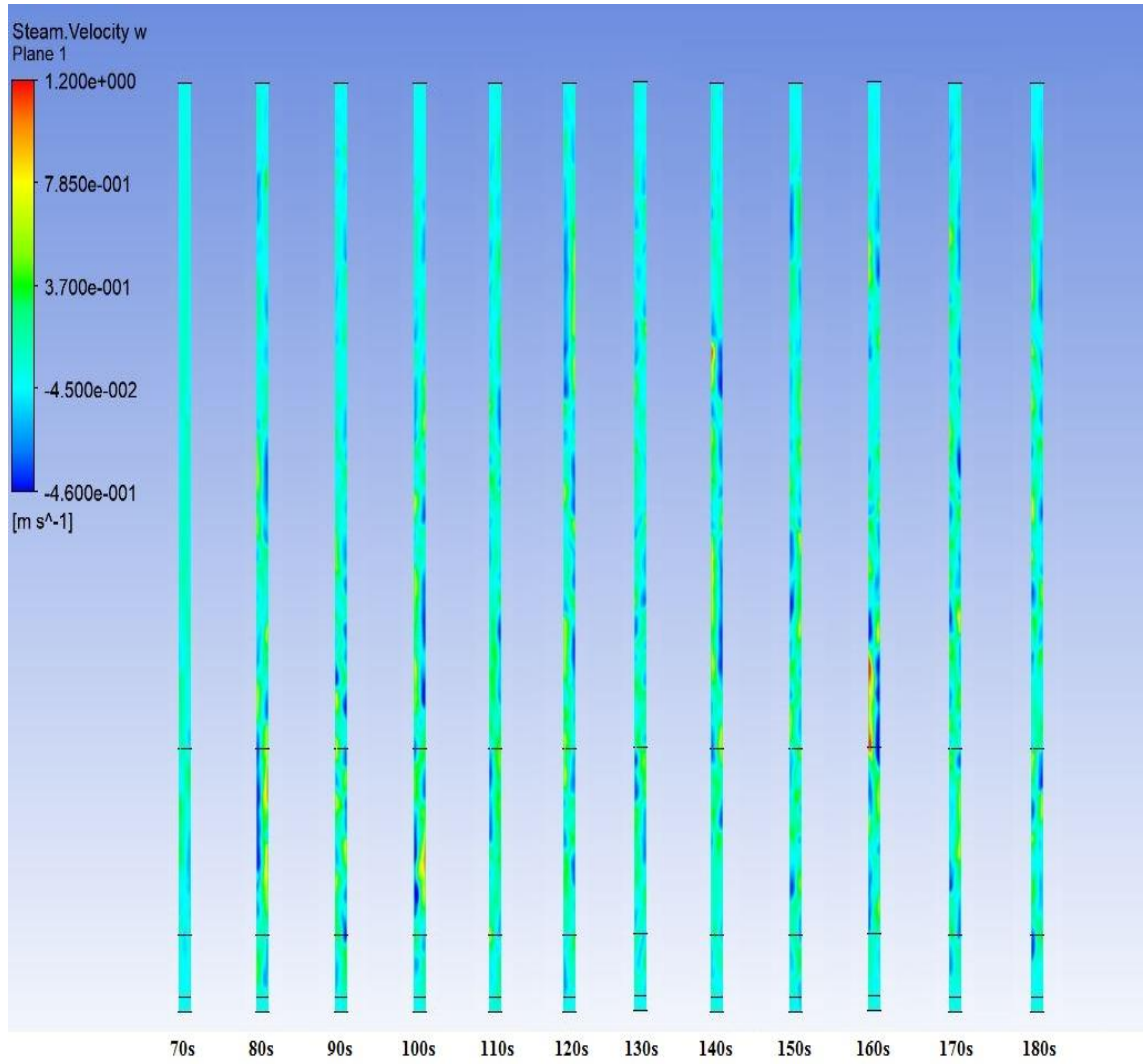
Şekil 6.65. VOF modeline ait sayısal çalışma sonundaki 10 ml sıvı içeren vakumlu bakır borunun kaynama, buharlaşma ve yoğuşma bölgelerine ait 3B sıcaklık dağılımı ve hız vektörü profilleri.

Şekil 6.65 incelendiğinde, vakumlu bakır borunun yüzey sıcaklık değerleri kaynama bölgesinden yoğuşma bölgesine doğru azalmakta ve 293 K ile 355 K arasında değişmektedir. Ayrıca, kaynama, buharlaşma ve yoğuşma bölgelerinin sıcaklık değerleri her bir bölge içinde birbirine yakın değerlerde olduğu görülmektedir. Öte yandan, kaynama bölgesinde sürekli bir girdap hareketi meydana gelmektedir. Bununla birlikte, buharlaşma ve yoğuşma bölgelerindeki hız profili kenarlardan ortaya doğru artarken borunun alt kısmından üst kısmına doğru azalmaktadır. z-yönündeki hız değerleri -0,4367 m/s ile 2,349 m/s arasında değiştiği görülmüştür. VOF modelinin 2B düzlemde 10ml sıvı içeren vakumlu bakır borunun z-yönündeki hız bileşeninin zamana göre değişimi Şekil 6.66'da verilmiştir.



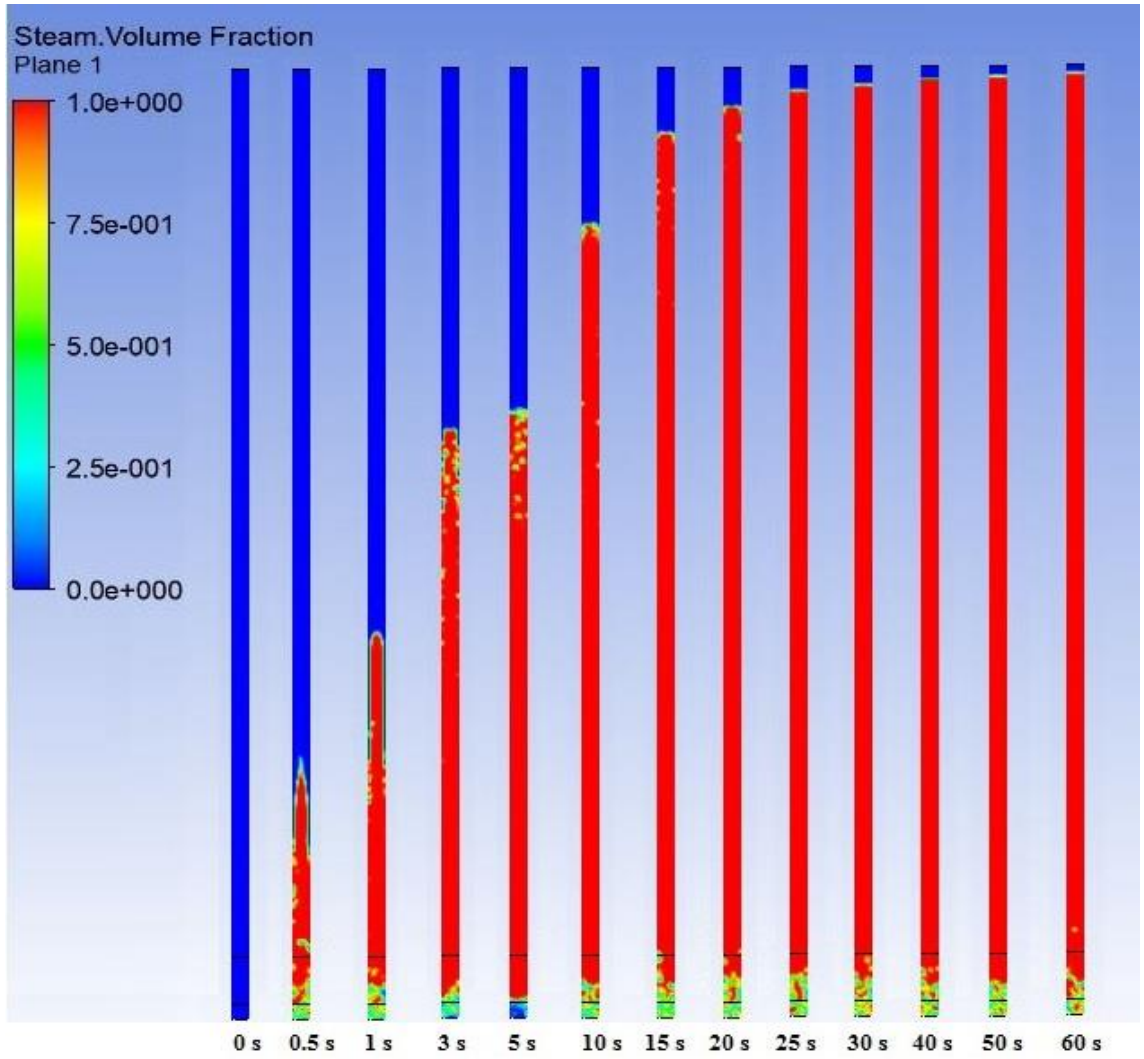
Şekil 6.66. VOF modelinin 2B düzlemde 10ml sıvı içeren vakumlu bakır borunun z-yönündeki hız bileşeninin zamana göre değişimi.

Şekil 6.66 incelendiğinde, vakumlu bakır borunun z-yönü hız değerleri 1. saniyeye kadar sürekli artmakta sonra 5. saniyeye kadar azalmaya başlamaktadır. Bu andan itibaren 30. saniyeye kadar hız değerleri artmakta ve bu değerler sayısal çözümlemenin sonuna kadar sabit kalmaktadır. Öte yandan z-yönündeki hız değerleri 0,5 ve 30 saniyedeki gibi bazı zamanlarda 2,349 m/s hız değerini aştığı ortaya çıkmıştır. Sayısal analiz boyunca z-yönündeki hız değerlerindeki artış veya azalışın çoğunlukla kaynama bölgesinde meydana geldiği açıkça görülmüştür. *Eulerian* modelinin 2B düzlemde 10ml sıvı içeren vakumlu bakır borunun z-yönündeki hız bileşeninin zamana göre değişimi Şekil 6.67’de verilmiştir.



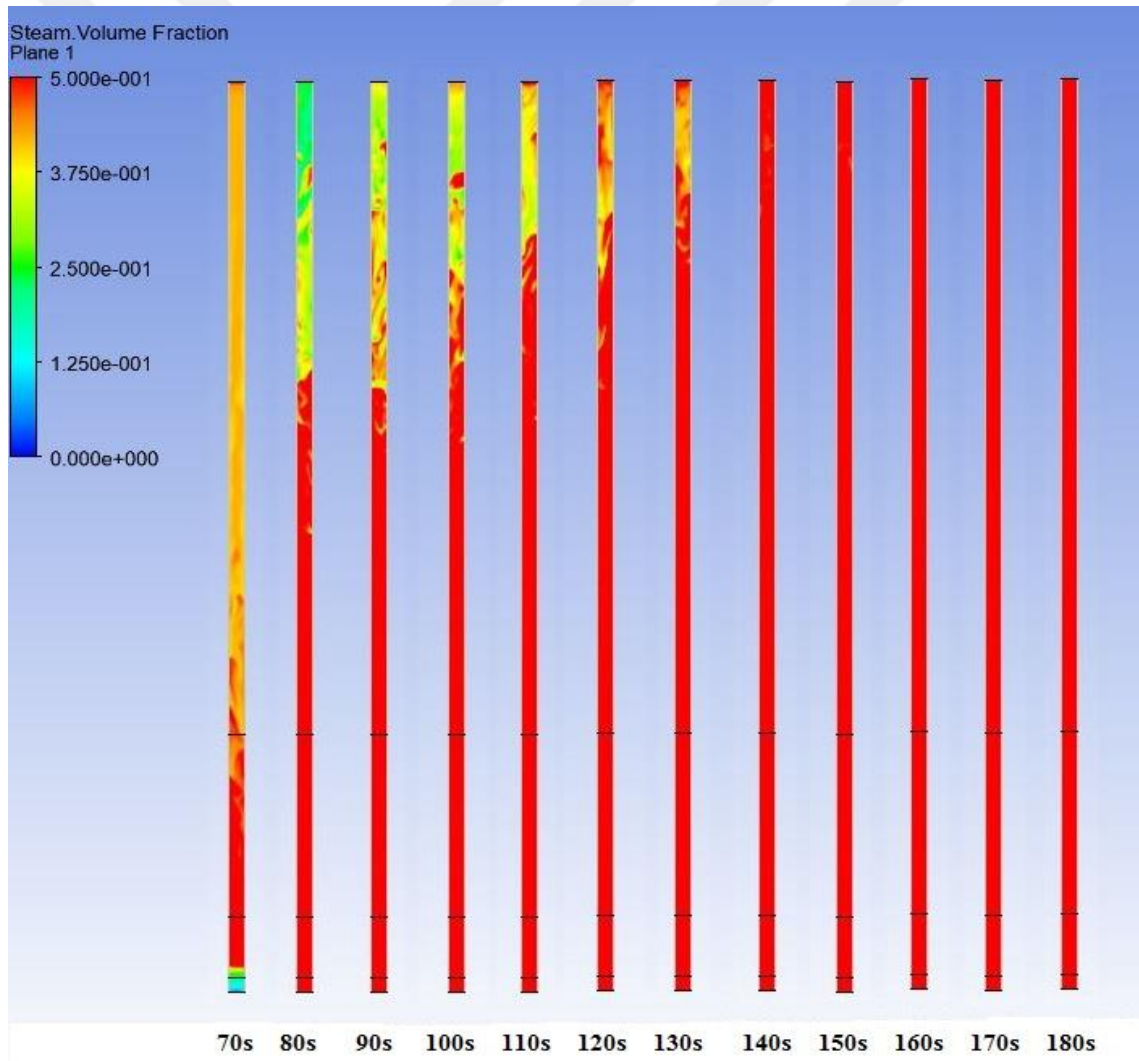
Şekil 6.67. *Eulerian* modelinin 2B düzlemde 10ml sıvı içeren vakumlu bakır borunun z-yönündeki hız bileşeninin zamana göre değişimi.

Şekil 6.67 incelendiğinde, vakumlu bakır borunun z-yönü hız değerleri 70. saniyeden sonra buharlaşma ve yoğuşmaya bağlı olarak belirli bölgelerde artarken bazı bölgelerde ise bu değerler azalmıştır. 80. saniyeden itibaren yoğuşan su damlaları boru cidarlarından aşağı doğru süzülürken kaynama bölgesinden yükselen buhar genellikle borunun orta kısmından yoğuşma bölgesine doğru ilerlemiştir. *Eulerian* modelin sayısal analizi boyunca z-yönündeki hız değerlerindeki artış veya azalışın borunun tamamında meydana geldiği açıkça görülmüştür. VOF modelinin 2B düzlemde 10ml sıvı içeren vakumlu bakır boru içindeki buhar hacminin zamana göre değişimi Şekil 6.68’de verilmiştir.



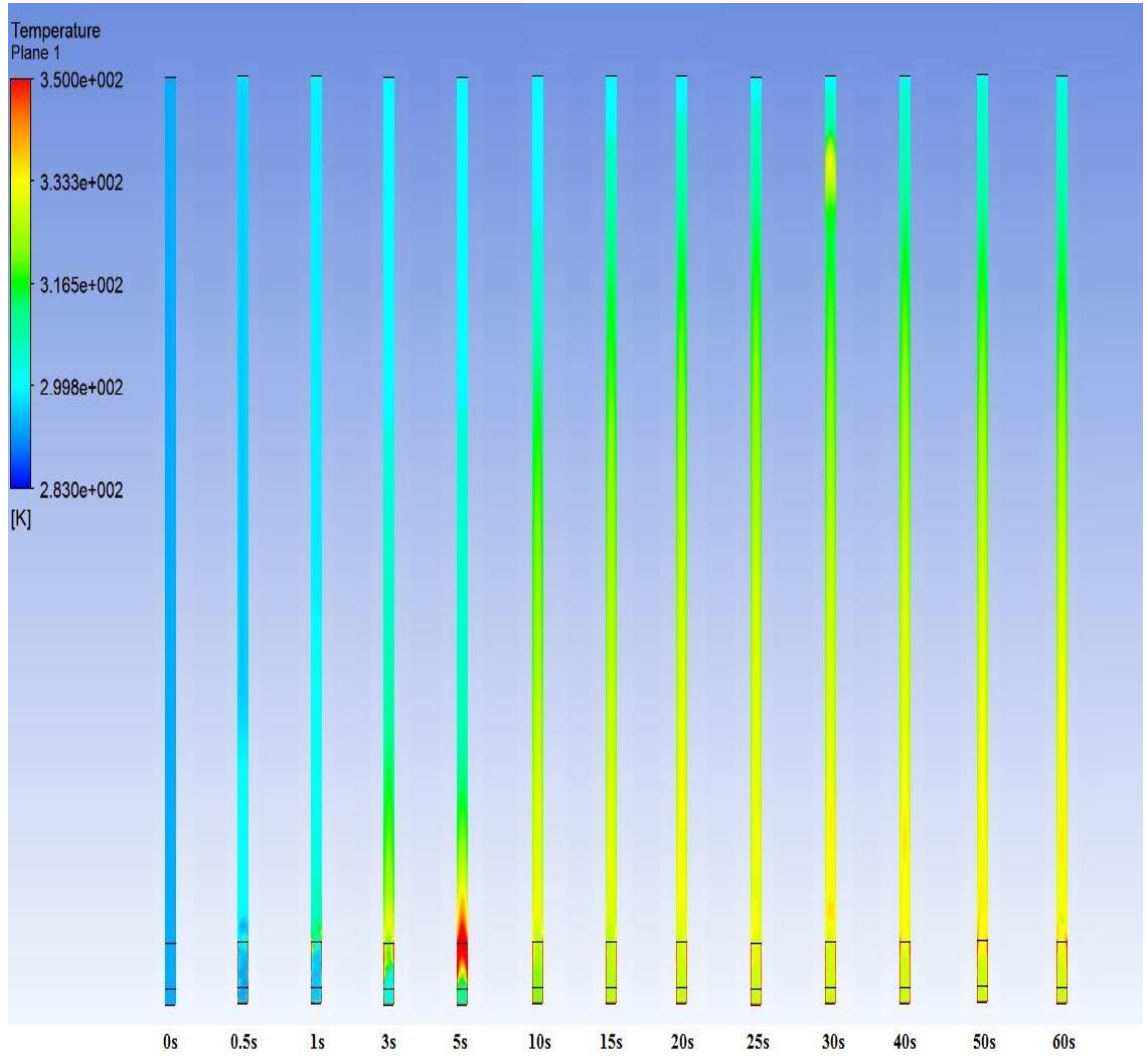
Şekil 6.68. VOF modelinin 2B düzlemde 10ml sıvı içeren vakumlu bakır boru içindeki buhar hacminin zamana göre değişimi.

Şekil 6.68 incelendiğinde, vakumlu bakır boru içindeki buhar hacminin 0 ile 1 arasında değişmekte; gerçekte olduğu gibi sayısal çözümleme başlangıcında vakumlu bakır boru içerisindeki buhar hacminin 0 olduğu görülmektedir. Bunun yanı sıra vakumlu boru içindeki buhar hacminin 3. saniyeye kadar sürekli arttığı ve 5. saniyeye kadar neredeyse bu değerin korunduğu ortaya çıkmıştır. Bu andan itibaren 30. saniyeye kadar buhar hacminin artmaya başladığı ardından sayısal çözümleme sonuna kadar çok fazla değişim göstermediği görülmüştür. Ayrıca, vakumlu bakır boruda buharlaşma ve yoğunlaşma işleminin devam edegeldiği ve kaynama bölgesindeki sıvının ise hiç bitmediği ortaya çıkmıştır. *Eulerian* modelinin 2B düzlemde 10ml sıvı içeren vakumlu bakır boru içindeki buhar hacminin zamana göre değişimi Şekil 6.69'da verilmiştir.



Şekil 6.69. *Eulerian* modelinin 2B düzlemde 10ml sıvı içeren vakumlu bakır boru içindeki buhar hacminin zamana göre değişimi.

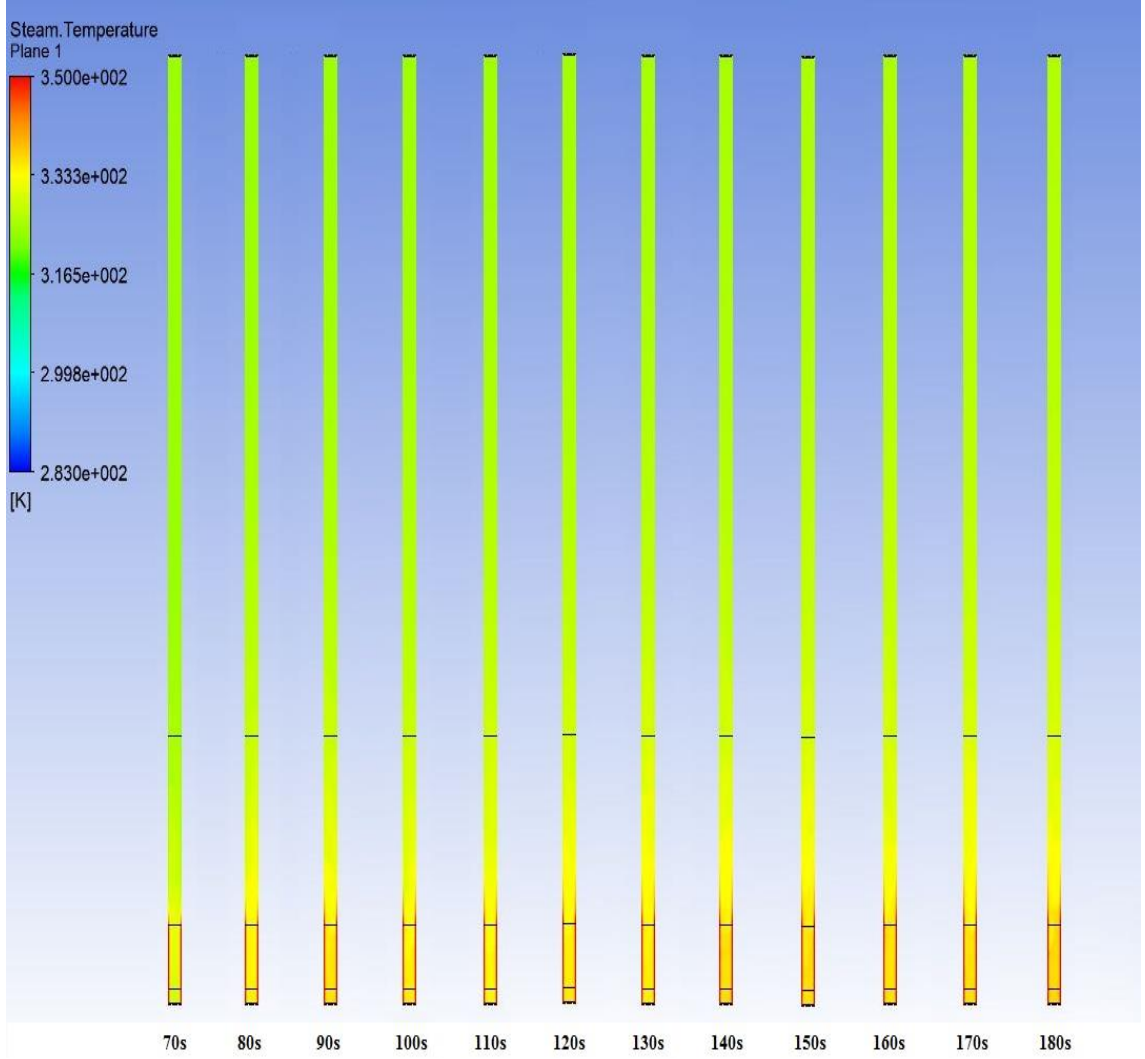
Şekil 6.69 incelendiğinde, ilk 60 saniyelik kısmı *VOF* modeli kullanılarak elde edilen 10 ml sıvı içeren bakır boru içinde 70.saniyeden itibaren *Eulerian* modeli kullanılarak elde edilen buhar hacminin 130.saniyeye kadar arttığı ardından analiz sonuna kadar çok fazla değişmediği görülmektedir. Buhar hacminin başlangıçta hızlı bir şekilde arttığı sonra yoğunlaşmayla birlikte buhar hacminin biraz azaldığı, 80s-100s aralığında dengeli bir değişimin olduğu gözlemlenmiştir. *VOF* modelinin 2B düzlemde 10ml sıvı içeren vakumlu bakır boru içindeki sıcaklığın zamana göre değişimi Şekil 6.70’te verilmiştir.



Şekil 6.70. *VOF* modelinin 2B düzlemde 10ml sıvı içeren vakumlu bakır boru içindeki sıcaklığın zamana göre değişimi.

Şekil 6.70 incelediğinde, 5. saniyede buharlaşma bölgesinin ortalama sıcaklığı 312,09 K iken bu değer analiz sonunda 331,64 K değerine ulaşmaktadır. Öte yandan, yoğunlaşma bölgesinin

ortalama sıcaklık değeri ise 299,89 K'den 320,96 K'e artmıştır. 30 saniyelik sayısal çözümleme sonundaki sıcaklık dağılımının analiz sonuna kadar çok fazla değişmediği görülmüştür. *Eulerian* modelinin 2B düzlemde 10ml sıvı içeren vakumlu bakır boru içindeki sıcaklığın zamana göre değişimi Şekil 6.71'de verilmiştir.

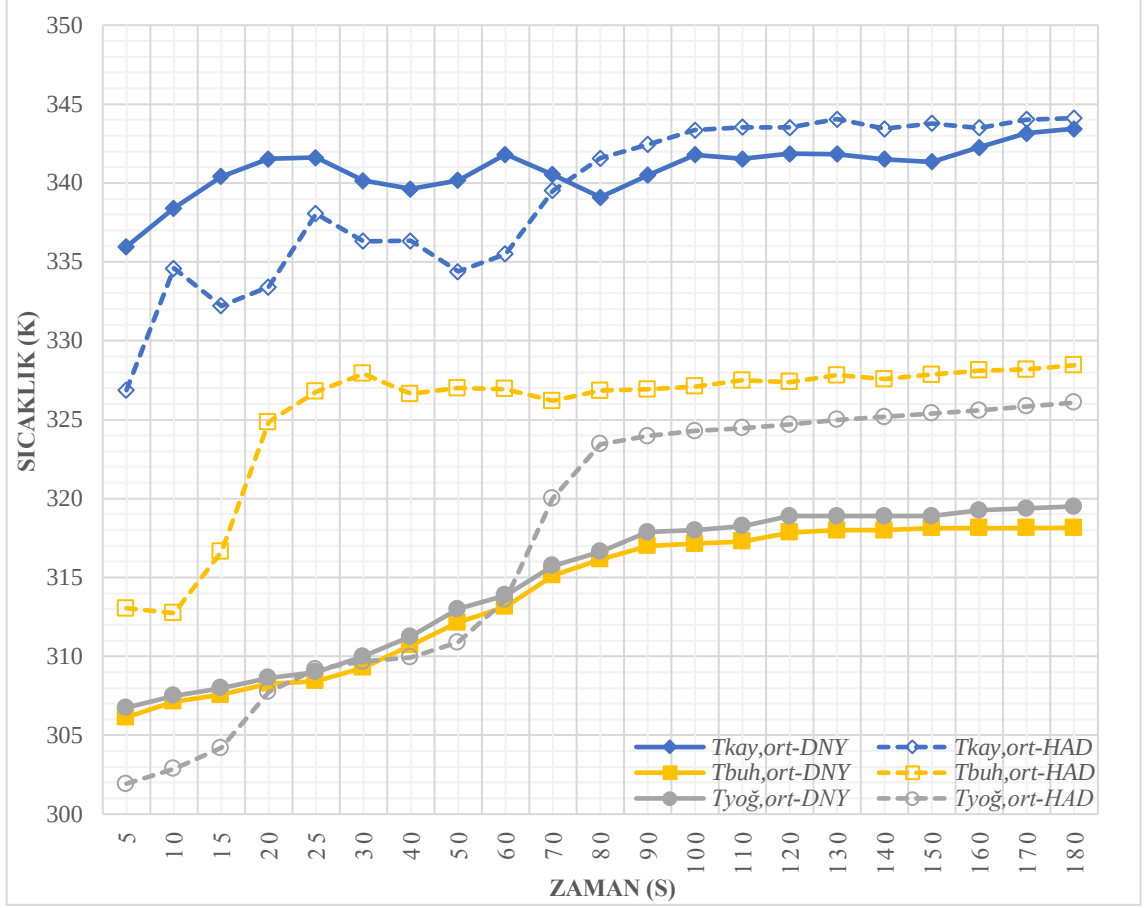


Şekil 6.71. *Eulerian* modelinin 2B düzlemde 10ml sıvı içeren vakumlu bakır boru içindeki sıcaklığın zamana göre değişimi.

Şekil 6.71 incelendiğinde, 70. saniyeden analiz sonuna kadar sıcaklığın çok fazla değişmediği ancak belirli ölçüde arttığı görülmektedir. 70. saniyede kaynama bölgesinin ortalama sıcaklığı 341,39 K iken bu değer analiz sonunda 345,64 K değerine ulaşmaktadır. Öte yandan, yoğunlaşma bölgesinin ortalama sıcaklık değeri ise 323,25 K'den 325,75 K'e artmıştır.

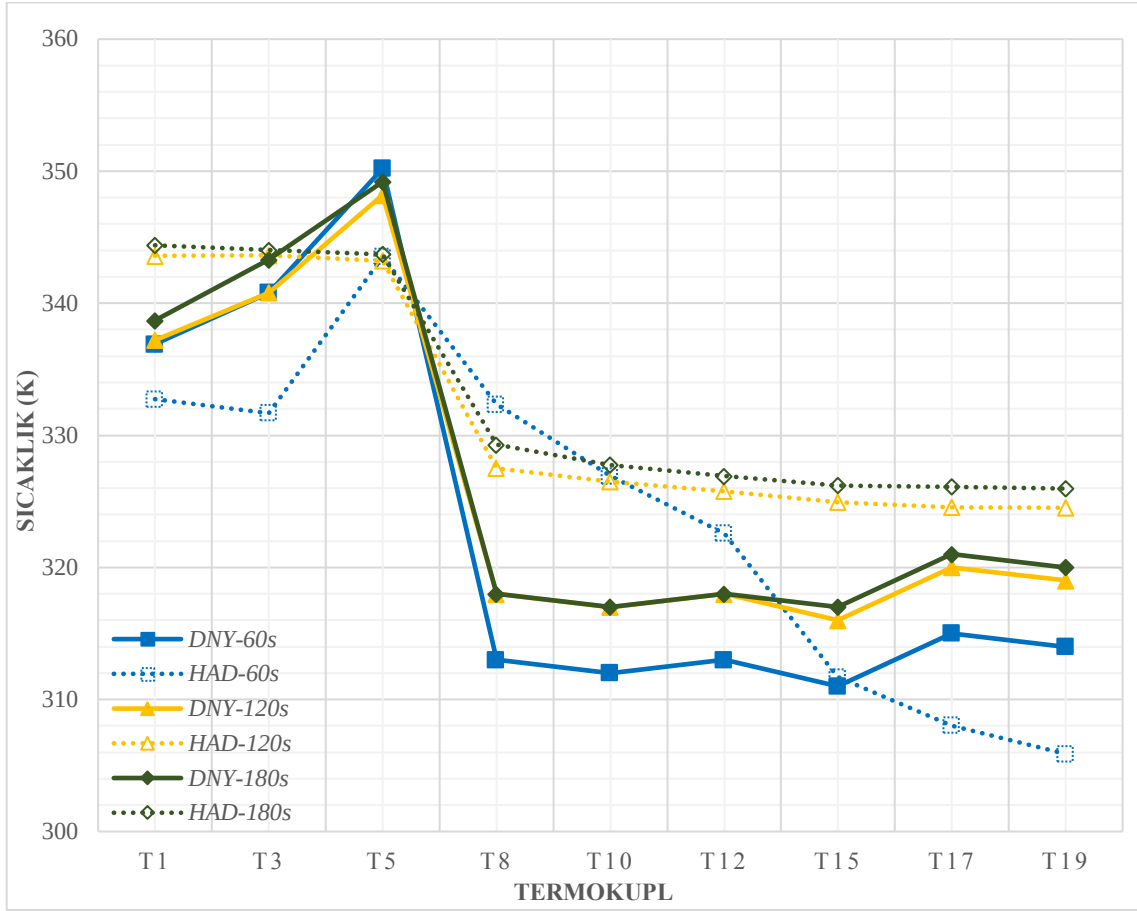
6.3. Deneysel ve Sayısal Bulguların Karşılaştırılması

Elde edilen deneysel ve sayısal bulgular kıyaslanarak sayısal modelin doğrulanması gerçekleştirilmiştir. Vakumlu cam borunun deneysel (*DNY*) ve sayısal (*HAD*) analiz sonuçları arasındaki $T_{kay,ort}$, $T_{buh,ort}$ ve $T_{yoğ,ort}$ değerlerinin zamana göre değişimi Şekil 6.72’de verilmiştir.



Şekil 6.72. Vakumlu cam borunun *DNY* ve *HAD* analiz sonuçlarının zamana göre değişimi.

Şekil 6.72 incelendiğinde, vakumlu cam borunun sayısal $T_{kay,ort}$ ve $T_{yoğ,ort}$ değerleri deneysel sonuçlarla benzer bir eğilim gösterirken sayısal $T_{buh,ort}$ değerlerinde diğerlerine göre biraz fazla sapma görülmüştür. Öte yandan, tüm zaman dilimlerinde deneysel $T_{buh,ort}$ ve $T_{yoğ,ort}$ değerleri birbirine yakın sonuçlar gösterirken sayısal $T_{buh,ort}$ ve $T_{yoğ,ort}$ değerleri ise 80.saniyeden sonra yakın bir çizgide seyretilmişlerdir. Maksimum e_{ort} değerleri kaynama, buharlaşma ve yoğuşma bölgeleri için sırasıyla 5.saniyede %2,7057, 30.saniyede %6,1969 ve 80.saniyede %2,1508 olarak hesaplanmıştır. Vakumlu cam borusundaki bazı termokupllardaki deneysel ve sayısal sıcaklıkların 60s, 120s ve 180s için değişimi Şekil 6.73’te verilmiştir.



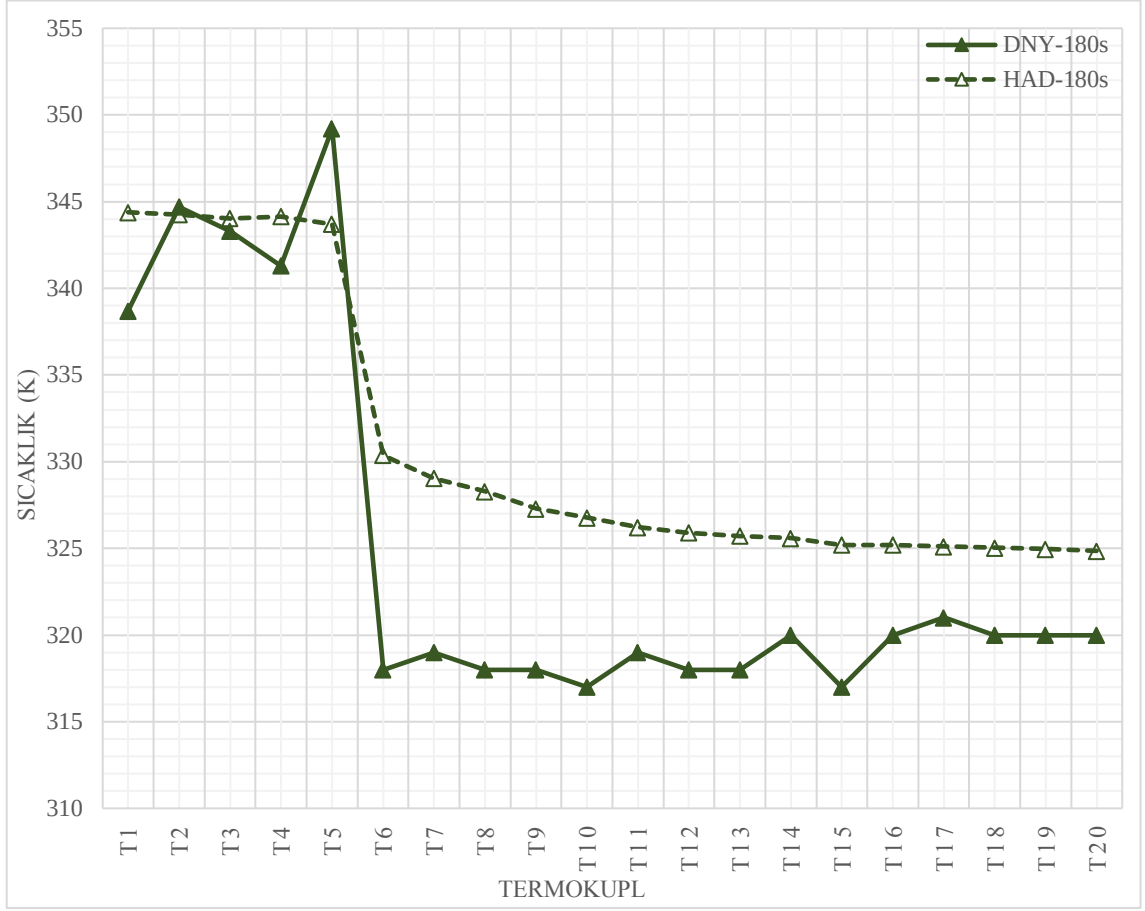
Şekil 6.73. Vakumlu cam borusundaki bazı termokupllardaki deneysel ve sayısal sıcaklıkların 60s, 120s ve 180s için değişimi.

Şekil 6.73 incelendiğinde, sıcaklık değerleri arasındaki en yüksek sapma değerleri 60s, 120s ve 180s için sırasıyla T8’de %6,17891, T10’da %2,99407 ve T8’de %3,54605 olarak hesaplanmıştır. Diğer taraftan 60s, 120s ve 180s için en yüksek sapma değerleri T8 ve T10 ölçüm noktalarında meydana geldiği görülmüştür. Vakumlu cam boruya ait Şekil 6.73’teki termokuplların 30s, 60s, 120s ve 180s için istatistiksel sonuçlar Çizelge 6.2’de verilmiştir.

Çizelge 6.2. Vakumlu cam boruya ait Şekil 6.73'teki termokuplların 30s, 60s, 120s ve 180s için istatistiksel sonuçlar.

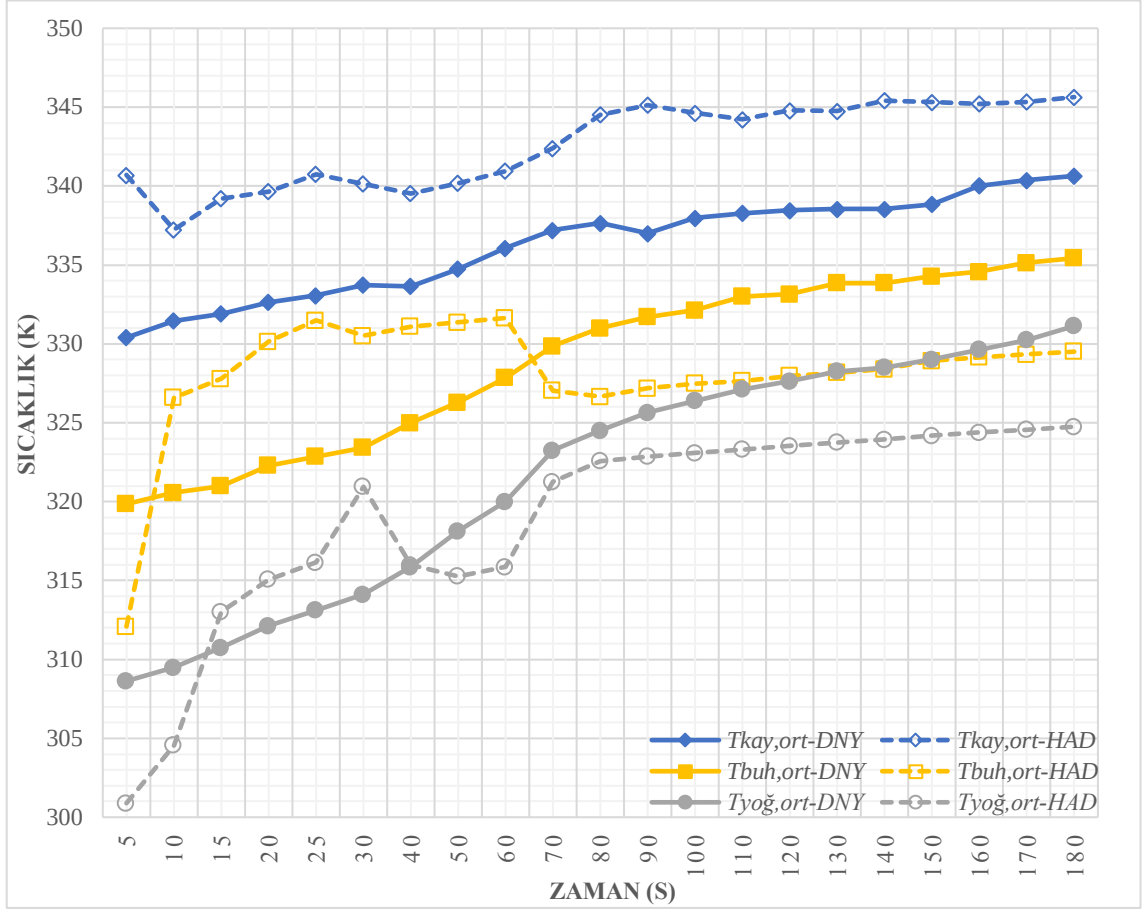
Zaman (s)	cov	MPE	RMSE	R²
30	3,32764	19,77778	10,64623	0,59133
60	3,17898	22,55527	10,26423	0,51241
120	2,15865	20,69871	7,03768	0,91915
180	2,35107	21,78248	7,68590	0,91675

Çizelge 6.2 incelendiğinde, dört farklı zaman kıyaslandığında 120s ait istatistiksel sonuçlar en iyi sonucu ($R^2=0,91915$) gösterirken en kötü sonuç ($R^2=0,51241$) 60s ait istatistiksel sonuçlarda elde edilmiştir. Diğer taraftan, en yüksek *RMSE* değeri 10,64623 olarak 30.saniyede hesaplanırken en küçük *RMSE* değeri 7,03768 olarak 120.saniyede elde edilmiştir. Vakumlu cam borusundaki tüm termokupllardaki deneysel ve sayısal sıcaklıkların analiz sonundaki değişimi Şekil 6.74'te verilmiştir.



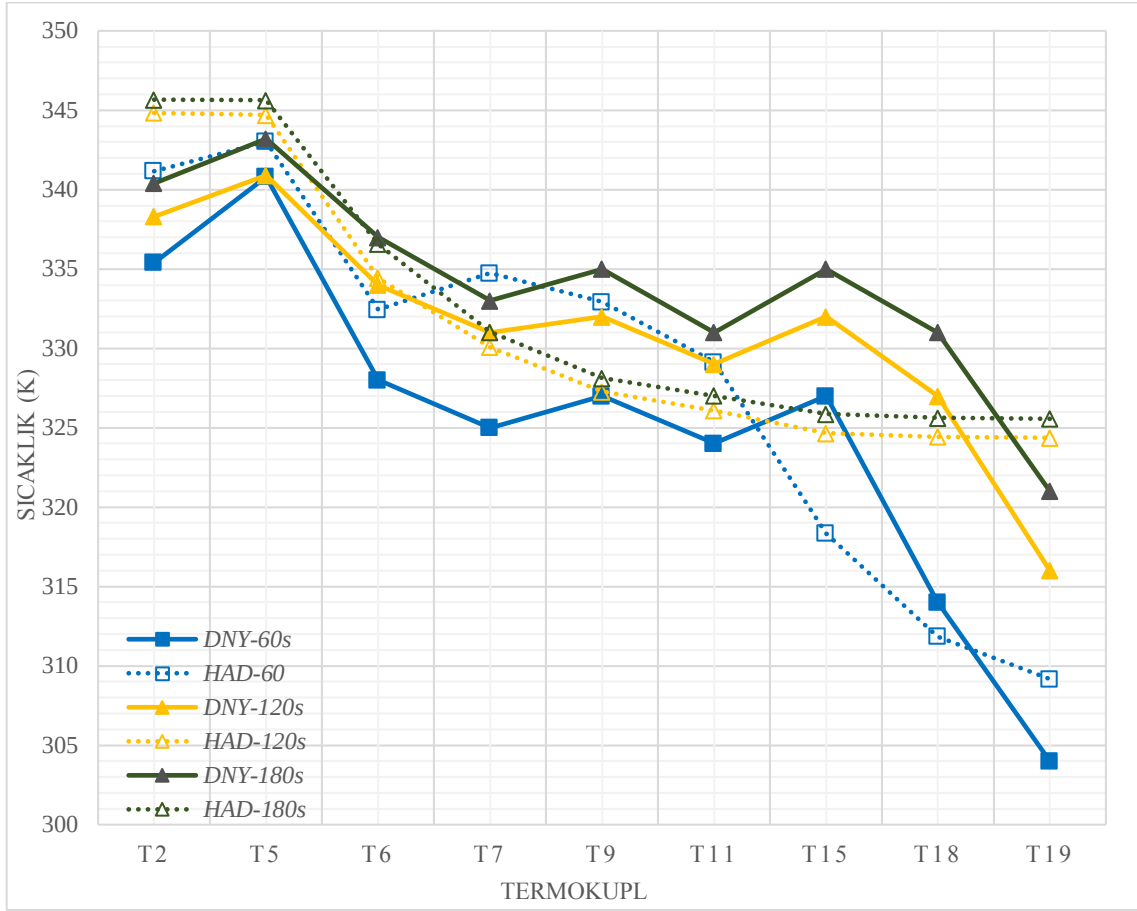
Şekil 6.74. Vakumlu cam borusundaki tüm termokupllardaki deneysel ve sayısal sıcaklıkların analiz sonundaki değişimi.

Şekil 6.74 incelendiğinde, *DNY* ve *HAD* değerleri benzer bir eğilim gösterirken bu değerlerin birbirine çok yakın olduğu görülmektedir. Bununla birlikte tüm termokupllarda *DNY* ve *HAD* değerleri arasındaki maksimum e_{ort} değerleri %3,88731 olarak T6 için, %3,23158 olarak T8 için ve %3,14889 olarak T7 için hesaplanmıştır. Tüm termokupllar için ortalama e_{ort} değeri %1,98762 olarak hesaplanmıştır. Vakumlu bakır borunun *DNY* ve *HAD* analiz sonuçları arasındaki $T_{kay,ort}$, $T_{buh,ort}$ ve $T_{yoğ,ort}$ değerlerinin zamana göre değişimi Şekil 6.75'te verilmiştir.



Şekil 6.75. Vakumlu bakır borunun DNY ve HAD analiz sonuçlarının zamana göre değişimi.

Şekil 6.75 incelendiğinde, vakumlu bakır boruya ait sayısal sonuçlar deney sonuçlarıyla benzer bir eğilim göstermiştir. En büyük e_{ort} değerleri kaynama, buharlaşma ve yoğuşma bölgeleri için sırasıyla 5.saniyede %3,11743, 25.saniyede %2,67617 ve 5.saniyede %2,83187 olarak hesaplanmıştır. Vakumlu bakır borusunun bazı termokupllardaki deneysel ve sayısal sıcaklıkların 60s, 120s ve 180s için değişimi Şekil 6.76’da verilmiştir.



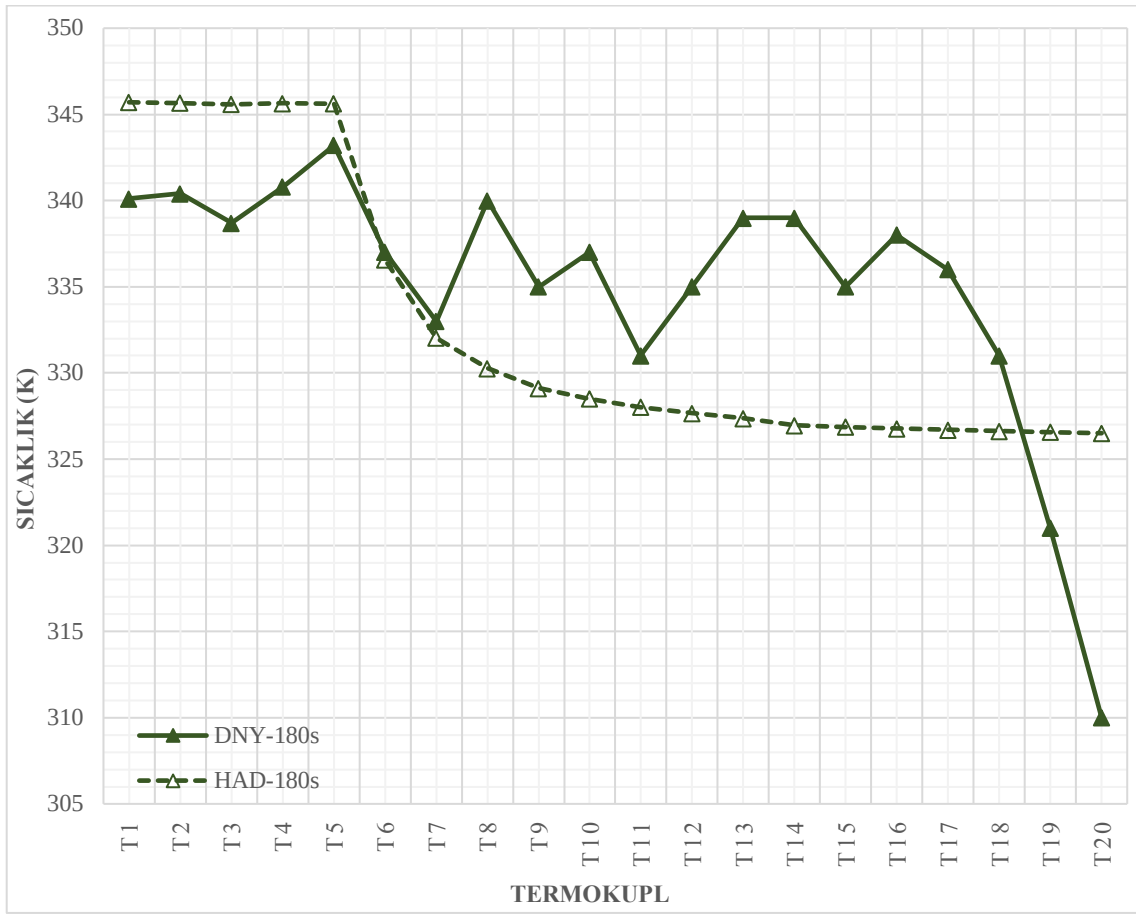
Şekil 6.76. Vakumlu bakır borusunun bazı termokupllardaki deneysel ve sayısal sıcaklıkların 60s, 120s ve 180s için değişimi.

Şekil 6.76 incelendiğinde, sıcaklık değerleri arasındaki en yüksek sapma değerleri 60s, 120s ve 180s için sırasıyla T7’de %2,99385, T19’da %2,64889 ve T15’te %2,72698 olarak hesaplanmıştır. Diğer taraftan 60s, 120s ve 180s için diğer en yüksek sapma değerleri T15 ölçüm noktasında meydana geldiği görülmüştür. Vakumlu bakır boruya ait Şekil 6.76’daki termokuplların 30s, 60s, 120s ve 180s için istatistiksel sonuçlar Çizelge 6.3’te verilmiştir.

Çizelge 6.3. Vakumlu bakır boruya ait Şekil 6.76'daki termokuplların 30s, 60s, 120s ve 180s için istatistiksel sonuçlar.

Zaman (s)	cov	MPE	RMSE	R^2
30	3,12917	23,00731	10,01881	0,95168
60	1,60801	12,24034	5,22243	0,92693
120	1,29560	13,49420	4,28877	0,69376
180	1,22518	15,46392	4,09150	0,71414

Çizelge 6.3 incelendiğinde, dört farklı zaman kıyaslandığında 30s ait istatistiksel sonuçlar en iyi sonucu ($R^2=0,95168$) gösterirken en kötü sonuç ($R^2=0,69376$) 120s ait istatistiksel sonuçlarda elde edilmiştir. Diğer taraftan, en yüksek *RMSE* değeri 10,01881 olarak 30.saniyede hesaplanırken en küçük *RMSE* değeri 4,09150 olarak 180.saniyede elde edilmiştir. Vakumlu bakır borusundaki tüm termokupllardaki deneysel ve sayısal sıcaklıkların analiz sonundaki değişimi Şekil 6.77'de verilmiştir.



Şekil 6.77. Vakumlu bakır borusundaki tüm termokupllardaki deneysel ve sayısal sıcaklıkların analiz sonundaki değişimi.

Şekil 6.77 incelendiğinde, vakumlu bakır borunun *DNY* ve *HAD* sıcaklık değerleri benzer eğilimi gösterirken bu sıcaklık değerlerinin birbirine oldukça yakın oldukları görülmektedir. Bununla birlikte tüm termokupllarda *DNY* ve *HAD* değerleri arasındaki maksimum e_{ort} değerleri %5,32392 olarak T20 için, %3,55109 olarak T14 için ve %3,43156 olarak T13 için hesaplanmıştır. Tüm termokupllar için ortalama e_{ort} değeri %2,09438 olarak hesaplanmıştır. Deney sıcaklıklarındaki ani dalgalanmalar yoğunlaşan su damlacıklarından meydana gelirken T20’de oluşan fark vakumlu bakır borudaki kirlilik ve bağlantı hataları gibi bilinmeyen faktörlerden dolayı oluşmuştur. Ölçüm cihazlarının teknik özellikleri ile vakumlu cam ve bakır boruda kullanılan ölçüm cihazlarının $\bar{X}$, SD ve U değerleri sırasıyla Çizelge 6.4 ve 6.5’te verilmiştir.

Çizelge 6.4. Ölçüm cihazlarının teknik özellikleri.

Ölçüm Cihazı	Teknik Özellikleri	Doğruluğu
Termokupllar 1'den 20'ye kadar (T1-T20)	K-tipi termokupl.	$\pm 1,5^{\circ}\text{C}$ veya ölçüm değerinin $\pm 1,5$ 'i (Hangisi büyükse)
Vakum Manometre	Pakkens, Analog Ø100 Manometre.	Tam skala üzerinden ± 1
Veri Kaydedicisi-1	Elimko PR-100, 12 kanallı.	Kaydedilen değer $\pm 0,5$ 'i veya $\pm 1^{\circ}\text{C}$.
Veri Kaydedicisi-2	Elimko E-680 32 kanallı.	Kaydedilen değer $\pm 0,5$ 'i
Termal Kamera	Testo 880 · Thermal Imager (Yüksek kaliteli geniş-açılı lens 32° x 24°)	$\pm 2^{\circ}\text{C}$ ($\pm 3.6^{\circ}\text{F}$) veya okunan değer ± 2 'si (Hangisi büyükse)

Çizelge 6.5. Vakumlu cam ve bakır boruda kullanılan ölçüm cihazlarının $\bar{X}$, SD ve U değerleri.

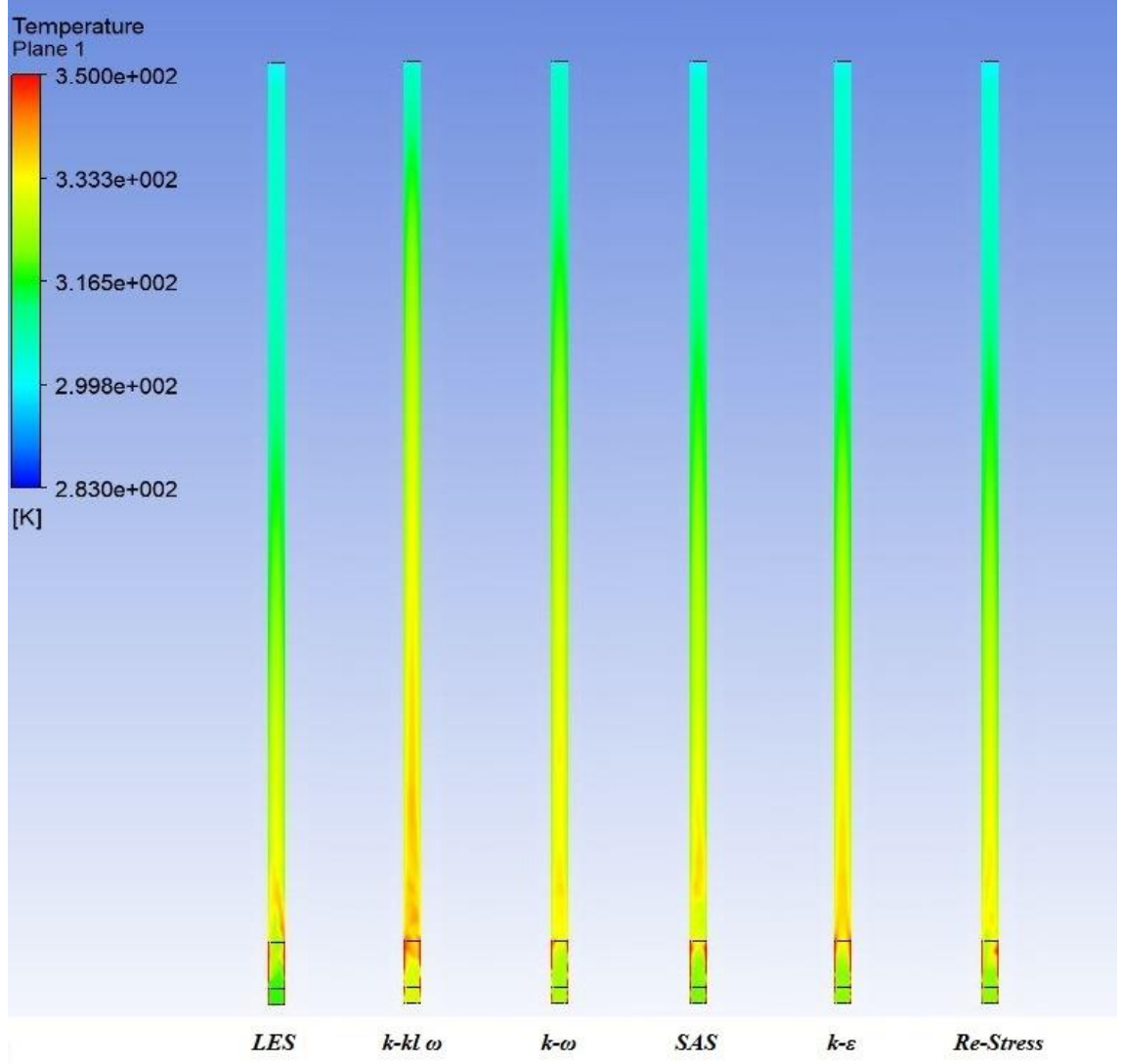
Ölçüm Cihazı	Cam Boru			Bakır Boru		
	$\bar{X}$	SD	U	$\bar{X}$	SD	U
T1	60,881	4,942	$\pm 0,323$ K	64,504	6,543	$\pm 0,271$ K
T2	64,145	7,327	$\pm 0,479$ K	65,607	6,075	$\pm 0,252$ K
T3	63,660	4,993	$\pm 0,327$ K	63,209	7,233	$\pm 0,299$ K
T4	61,739	7,876	$\pm 0,516$ K	65,301	6,877	$\pm 0,285$ K
T5	75,995	4,809	$\pm 0,315$ K	67,353	6,115	$\pm 0,254$ K
T6	36,682	7,982	$\pm 0,523$ K	60,232	10,029	$\pm 0,416$ K
T7	36,425	8,165	$\pm 0,535$ K	56,883	9,746	$\pm 0,404$ K
T8	36,773	7,826	$\pm 0,513$ K	63,512	9,568	$\pm 0,397$ K
T9	37,584	7,768	$\pm 0,509$ K	58,194	9,719	$\pm 0,403$ K
T10	36,455	7,053	$\pm 0,462$ K	59,995	10,413	$\pm 0,432$ K
T11	37,511	7,674	$\pm 0,503$ K	54,711	9,662	$\pm 0,401$ K
T12	36,571	7,789	$\pm 0,510$ K	58,826	10,543	$\pm 0,437$ K
T13	36,511	7,864	$\pm 0,515$ K	61,911	11,621	$\pm 0,482$ K
T14	38,210	8,412	$\pm 0,551$ K	61,089	11,994	$\pm 0,497$ K
T15	35,481	7,079	$\pm 0,464$ K	56,861	11,747	$\pm 0,487$ K
T16	37,502	8,210	$\pm 0,538$ K	57,457	12,560	$\pm 0,521$ K
T17	38,768	8,546	$\pm 0,559$ K	53,160	12,845	$\pm 0,532$ K
T18	37,597	8,316	$\pm 0,545$ K	48,328	12,029	$\pm 0,497$ K
T19	37,846	7,955	$\pm 0,521$ K	41,778	10,088	$\pm 0,418$ K
T20	38,412	8,749	$\pm 0,555$ K	35,574	8,110	$\pm 0,336$ K
Vakum Manometresi	13,320	4,385	$\pm 0,877$ kPa	18,280	6,674	$\pm 1,335$ kPa

Çizelge 6.5 incelendiğinde, termokupllar arasındaki en yüksek U değeri ± 0.559 K olarak T_{17} 'de vakumlu cam borunun deneyinde hesaplanırken en küçük U değeri ise T_2 'de vakumlu bakır borunun deneyinde ± 0.252 K olarak bulunmuştur. Bununla birlikte, vakum manometresine ait U değerleri vakumlu cam ve bakır boru için sırasıyla ± 0.877 kPa ve ± 1.335 kPa olarak hesaplanmıştır.

6.4. Parametrik Sayısal Bulgular

Vakumlu borunun termal performansı farklı parametreler kullanılarak gerçekleştirilen sayısal çalışmalarla detaylı olarak incelenmiştir. Vakumlu borunun sayısal modeli farklı türbülans modelleri kullanılarak oluşturulmuştur. VOF modelinin 2B düzlemde farklı türbülans modelleri

kullanılarak 10ml sıvı içeren vakumlu cam borudaki sayısal sıcaklık değişimi Şekil 6.78’de verilmiştir.



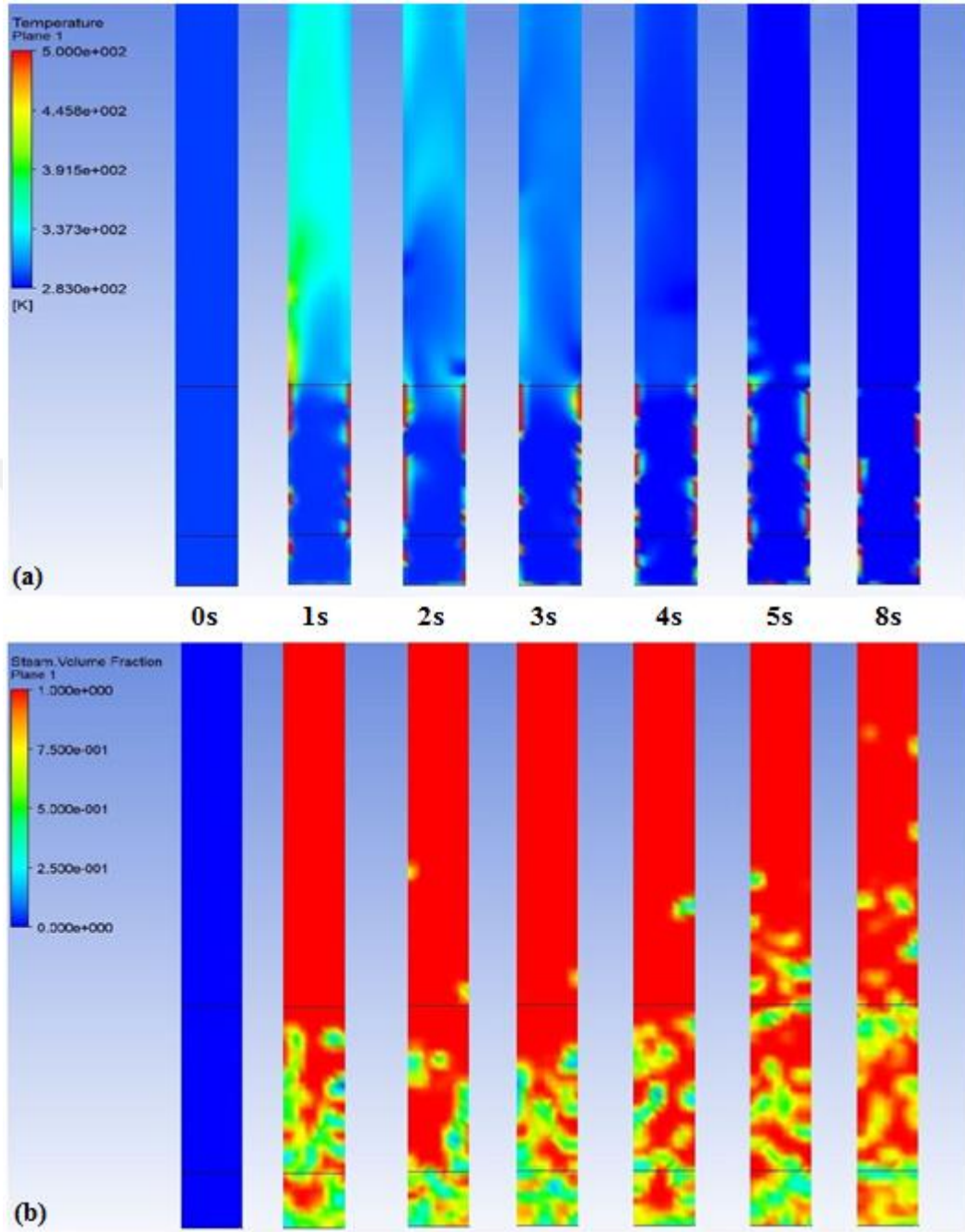
Şekil 6.78. VOF modelinin 2B düzlemde farklı türbülans modelleri kullanılarak 10ml sıvı içeren vakumlu cam borudaki sayısal sıcaklık değişimi.

Şekil 6.78 incelendiğinde, buharlaşma ve yoğunlaşma bölgelerindeki en yüksek sıcaklık değerleri $k-kl \omega$ geçici türbülans modeli kullanıldığında elde edilirken en düşük sıcaklık değerleri ise LES türbülans modelinde gerçekleşmiştir. Öte yandan, $Re-Stress$ türbülans modelinin kullanıldığı sayısal çalışma 46,6.saniyede sıcaklık sapması sebebiyle hata vererek sona ermiştir. Bununla birlikte, farklı türbülans modelinin kullanıldığı diğer analizlerde çözüm yakınsamıştır. 10ml sıvı içeren vakumlu cam borudaki $T_{kay,ort}$, $T_{buh,ort}$ ve $T_{yoğ,ort}$ değerlerinin farklı türbülans modellerine göre değişimi Şekil 6.79’da verilmiştir.



Şekil 6.79. 10ml sıvı içeren vakumlu cam borudaki $T_{kay,ort}$, $T_{buh,ort}$ ve $T_{yoğ,ort}$ değerlerinin farklı türbülans modellerine göre değişimi.

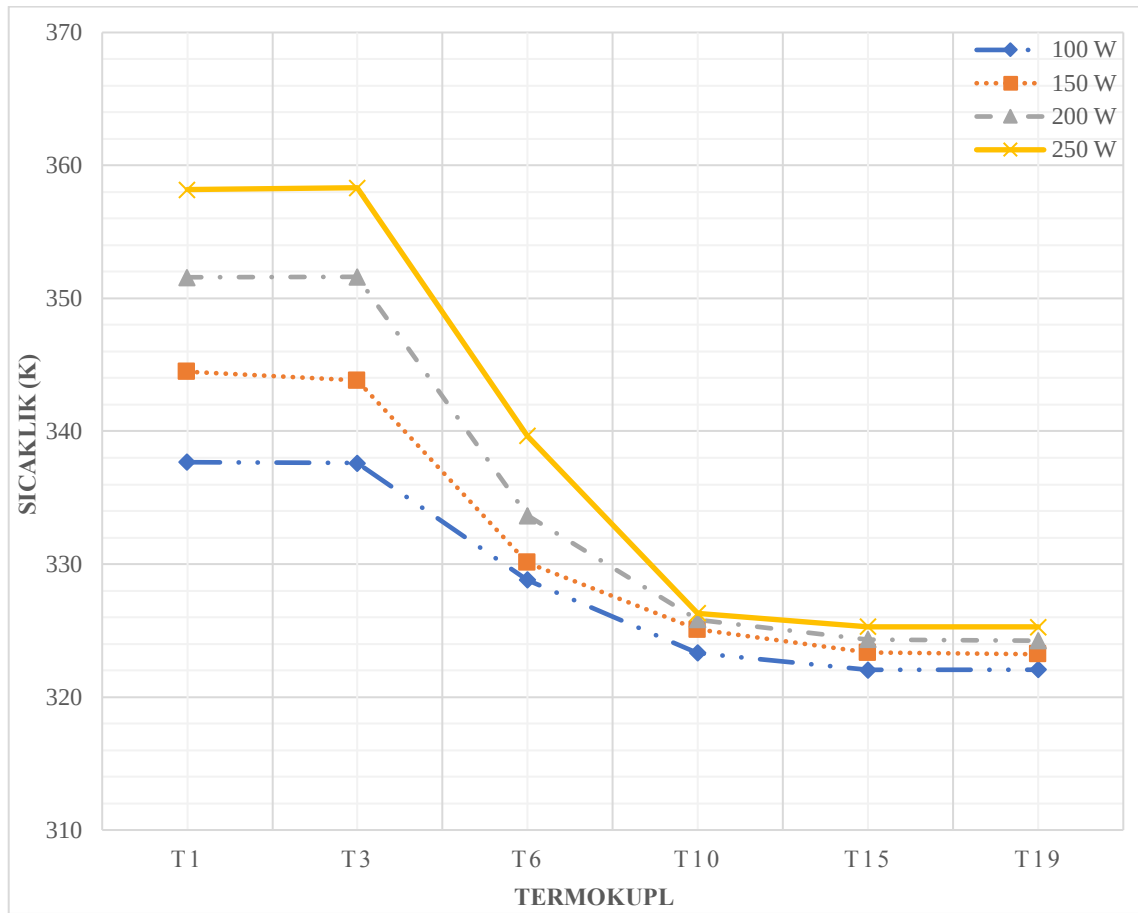
Şekil 6.79 incelendiğinde, SAS, $k-\epsilon$ ve Re-Stress türbülans modellerinin kullanıldığı sıcaklık değerleri birbirleriyle benzer eğilim göstermişlerdir. Ortalama sıcaklık değerleri deneydekilerle karşılaştırıldığında, en yüksek e_{ort} değeri %6,93408 olarak buharlaşma bölgesinde $k-kl\ \omega$ geçici türbülans modeli kullanıldığında elde edilmiştir. LES, $k-kl\ \omega$ geçici, $k-\omega$, SAS, $k-\epsilon$ ve Re-Stress türbülans modelleri için toplam e_{ort} değerleri sırasıyla %2,74302, %3,37385, %2,61058, %2,62539, %2,73155 ve %2,55062 olarak bulunmuştur. VOF modelinin 2B düzlemde kaynama bölgesine 100W ısı uygulandığında 10ml sıvı içeren vakumlu bakır borudaki sayısal sıcaklığın ve buhar hacminin değişimi Şekil 6.80’de verilmiştir.



Şekil 6.80. VOF modelinin 2B düzlemde kaynama bölgesine 100W ısı uygulandığında 10ml sıvı içeren vakumlu bakır borudaki sayısal sıcaklığın ve buhar hacminin değişimi.

Şekil 6.80 incelendiğinde, vakumlu bakır borunun sayısal sıcaklık değerleri kaynama bölgesine 100W ısı uygulandığında aniden artmış ve ardından 4s sonra kaynama bölgesinin sıcaklığı azalmaya başlamıştır. Öte yandan, buhar hacmi hızlı bir şekilde buharlaşma bölgesini doldurmuş ve 4s sonra yoğunlaşma başlamıştır. Sayısal sıcaklık ve buhar hacmi değerleri

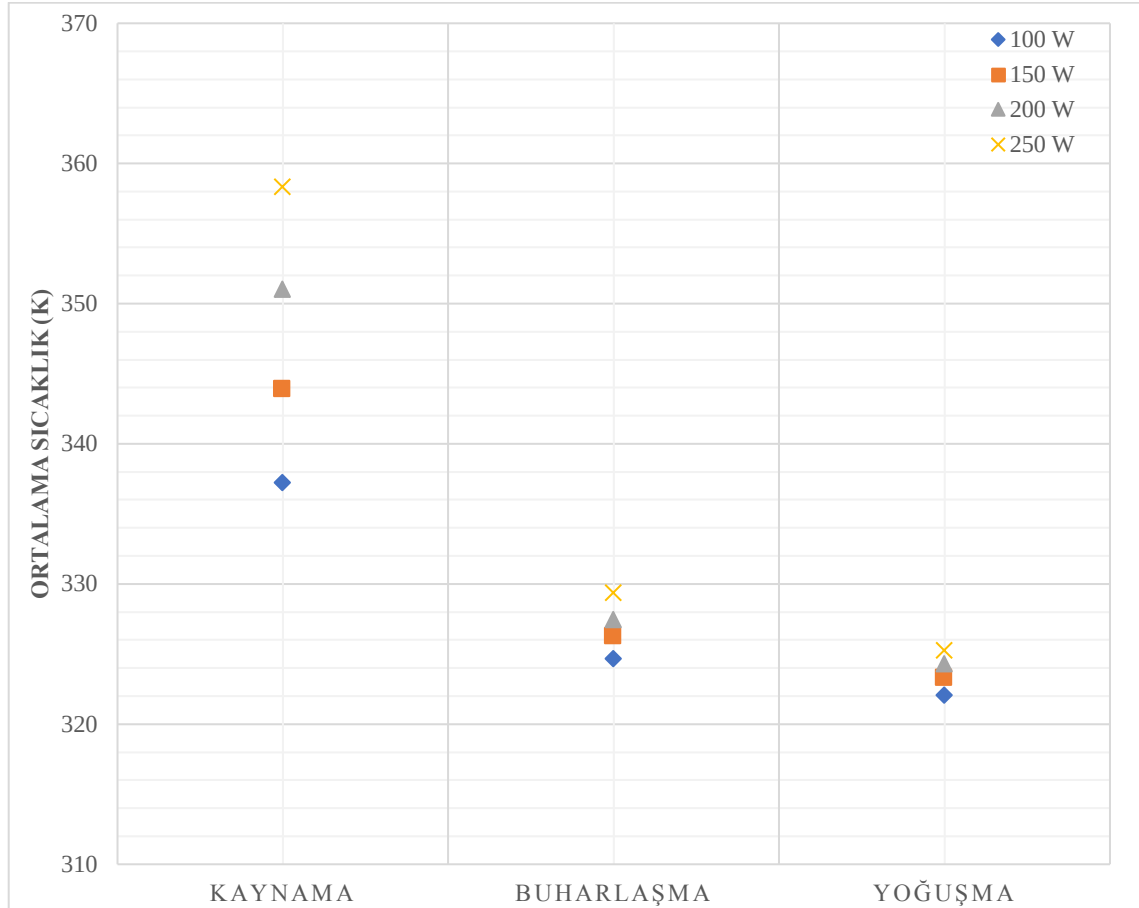
birbirleriyle uyumlu olmalarına rağmen 8,02. saniyede sıcaklık sapmasının tespiti dolayısıyla sayısal analiz hata vererek kesilmiştir. VOF modelindeki bu sapmadan dolayı farklı ısı akılarının uygulandığı parametrik sayısal analizler Eulerian modeli kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Kaynama bölgesine farklı ısıların uygulandığı Eulerian modelinin 10ml sıvı içeren vakumlu bakır borunun analiz sonundaki sayısal sıcaklığın bazı termokupllardaki değişimi Şekil 6.81’de verilmiştir.



Şekil 6.81. Farklı ısıların uygulandığı Eulerian modelinin 10ml sıvı içeren vakumlu bakır borunun analiz sonundaki sayısal sıcaklığın bazı termokupllardaki değişimi.

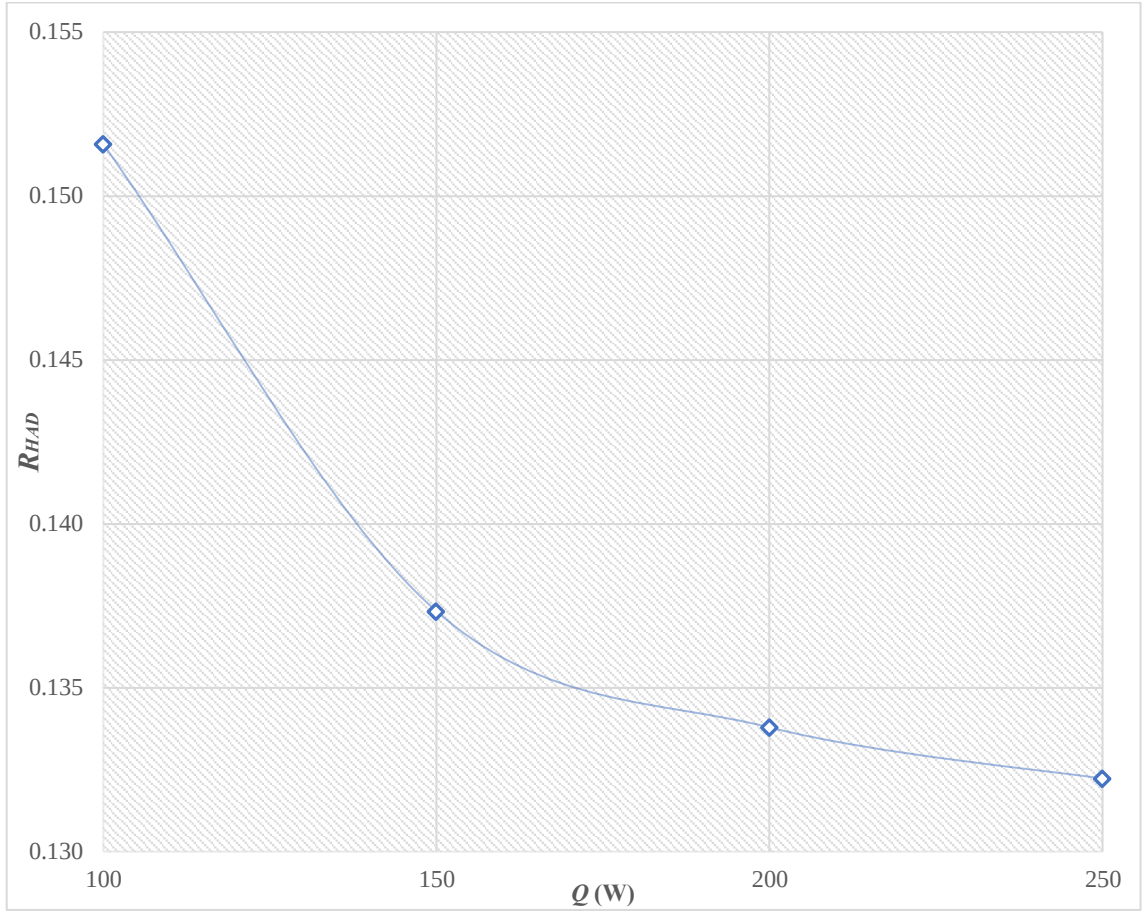
Şekil 6.81 incelendiğinde, kaynama bölgesine 100W, 150W, 200W ve 250W uygulandığı durumda T1’de elde edilen sayısal sıcaklık değerleri sırasıyla 337,67K, 344,48K, 351,56K ve 358,18K’dir. Bununla birlikte, aynı ısı güçlerinde T6’da sayısal sıcaklık değerleri sırasıyla 328,82K, 330,13K, 333,65K ve 339,65K olarak elde edilmiştir. Öte yandan, T15’te elde edilen sayısal sıcaklıklar ise aynı ısı güçleri için sırasıyla 322,05K, 323,34K, 324,24K ve 325,28K’dir. Tüm ısı güçleri için elde edilen sayısal sıcaklık değerler birbirinden farklı olmasına rağmen benzer

bir eğilim göstermişlerdir. Kaynama bölgesine farklı ısıların uygulandığı Eulerian modelinin 10ml sıvı içeren vakumlu bakır borunun analiz sonundaki ortalama sayısal sıcaklığın bölgelere göre değişimi Şekil 6.82’de verilmiştir.



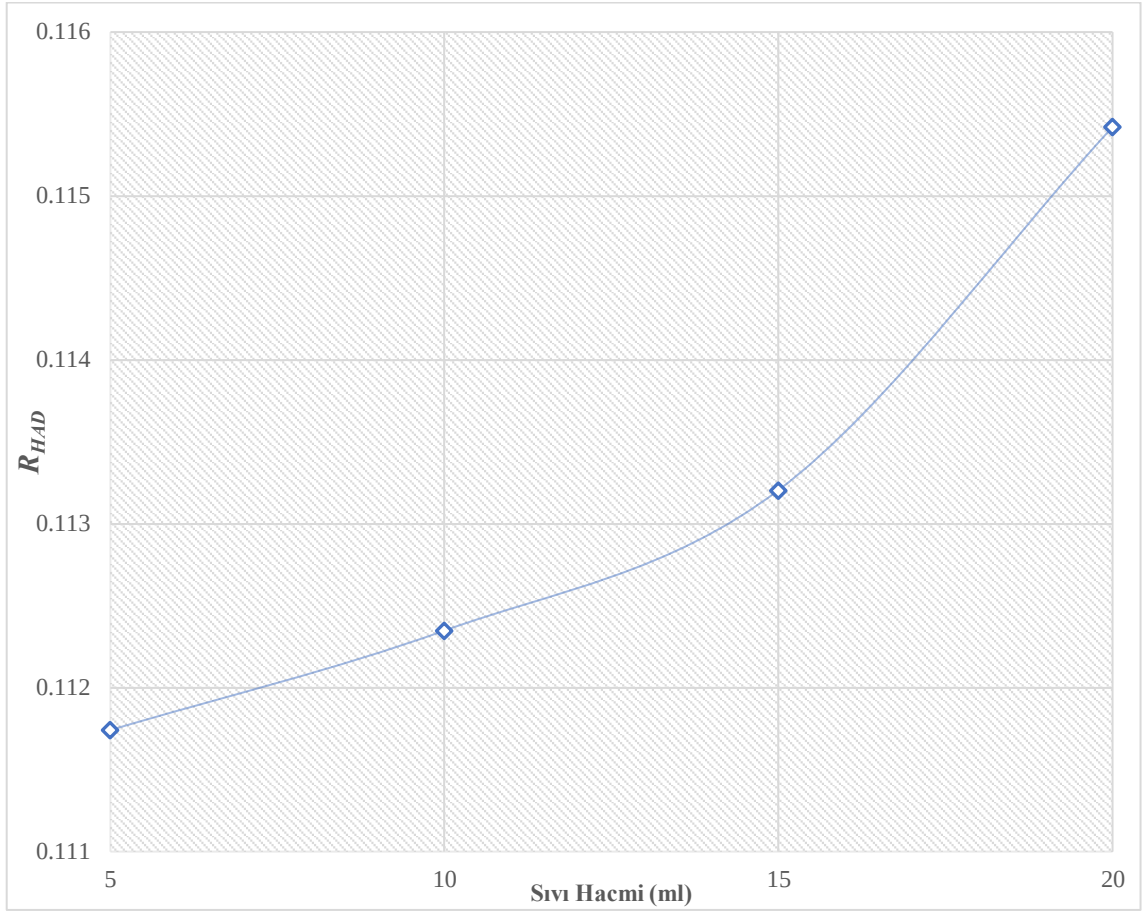
Şekil 6.82. Farklı ısıların uygulandığı Eulerian modelinin 10ml sıvı içeren vakumlu bakır borunun analiz sonundaki ortalama sayısal sıcaklığın bölgelere göre değişimi.

Şekil 6.82 incelendiğinde, kaynama bölgesine 100W, 150W, 200W ve 250W uygulandığı durumda $T_{kay,ort}$ değerleri sırasıyla 337,22K, 343,90K, 351,05K ve 358,34K olarak hesaplanmıştır. Bununla birlikte, aynı ısı güçleri için $T_{buh,ort}$ değerleri sırasıyla 324,66K, 326,27K, 327,46K ve 329,36K olarak bulunmuştur. Öte yandan, $T_{yoğ,ort}$ değerleri aynı ısı güçleri için sırasıyla 322,06K, 323,30K, 324,29K ve 325,28K olarak hesaplanmıştır. Eulerian modelinin 10ml sıvı içeren vakumlu bakır borunun farklı Q değerlerine göre sayısal termal performans (R_{HAD}) değerinin değişimi Şekil 6.83’te verilmiştir.



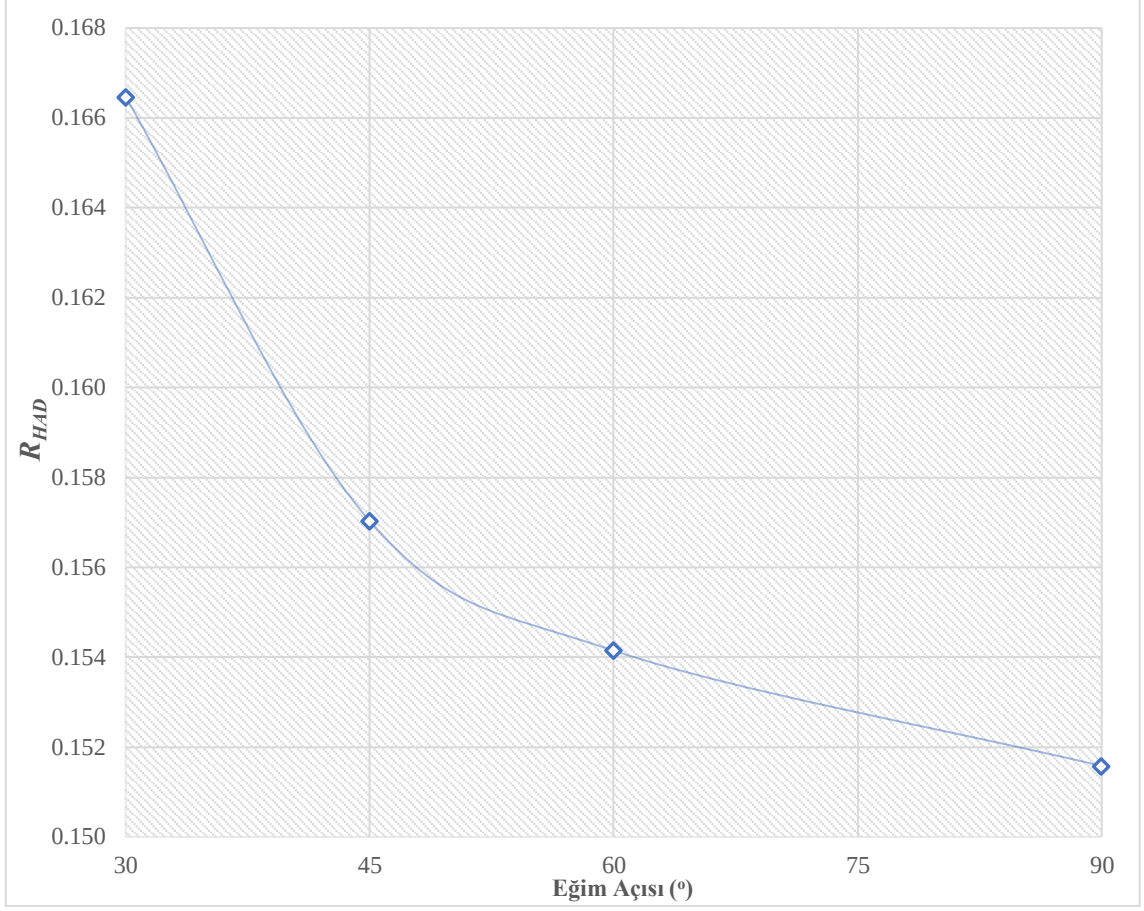
Şekil 6.83. Eulerian modelinin 10ml sıvı içeren vakumlu bakır borunun farklı Q değerlerine göre R_{HAD} 'nin değişimi.

Şekil 6.83 incelendiğinde, R_{HAD} değeri 100W'tan 150W'a kadar hızlı bir şekilde azaldığı ardından 250W değerine kadar yatay bir şekilde azaldığı görülmüştür. Kaynama bölgesine 100W, 150W, 200W ve 250W ısı uygulandığı durumda R_{HAD} değerleri sırasıyla 0,1516, 0,1373, 0,1338 ve 0,1322 olarak hesaplanmıştır. Eulerian modelinin sabit taşınım katsayısı değeri için vakumlu bakır borunun dört farklı sıvı hacmi değerlerine göre R_{HAD} değerinin değişimi Şekil 6.84'te verilmiştir.



Şekil 6.84. Eulerian modelinin sabit taşınım katsayısı değeri için vakumlu bakır borunun dört farklı sıvı hacmi değerlerine göre R_{HAD} 'nin değişimi.

Şekil 6.84 incelendiğinde, R_{HAD} değeri 5 ml sıvı hacminden 15 ml sıvı hacmine kadar yatay bir seyirde artmakta ardından 20 ml hacmine hızlı bir şekilde artmaktadır. Vakumlu bakır boru içerisine tanımlanan 5 ml, 10 ml, 15 ml ve 20 ml sıvı hacimleri için R_{HAD} değerleri sırasıyla 0,1117, 0,1124, 0,1132 ve 0,1154 olarak hesaplanmıştır. Eulerian modelinin 10ml sıvı içeren vakumlu bakır borunun farklı eğim açısı değerlerine göre R_{HAD} değerinin değişimi Şekil 6.85'te verilmiştir.



Şekil 6.85. Eulerian modelinin 10ml sıvı içeren vakumlu bakır borunun farklı eğim açısı değerlerine göre R_{HAD} değerinin değişimi.

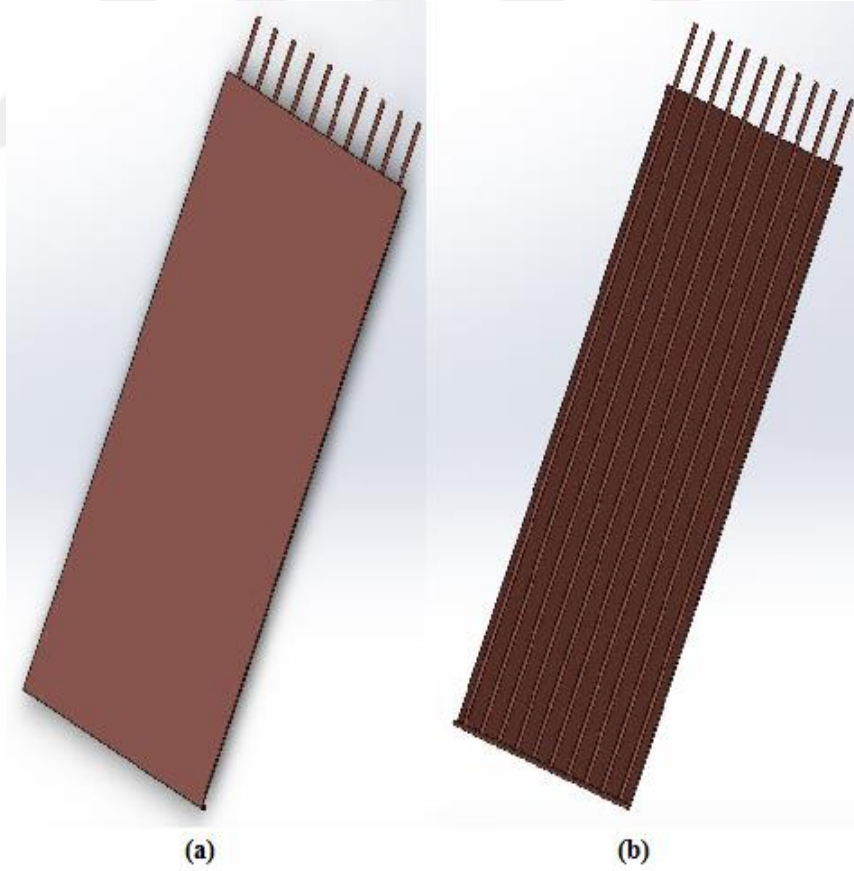
Şekil 6.85 incelendiğinde, 100 W sabit ısıtma gücünde R_{HAD} değerinin vakumlu borunun yatayla yaptığı açı 30°'den 45°'ye hızlı bir şekilde azaldığı ve 60°'ye kadar ise görece yavaş bir azalışın ardından 90°'ye kadar sürekli bir azaldığı görülmüştür. En yüksek R_{HAD} değeri 0,1665 olarak 30° eğim açısında hesaplanırken en küçük R_{HAD} değeri 90° eğim açısında 0,1516 olarak bulunmuştur. Öte yandan, 45° ve 60° eğim açılarındaki ise R_{HAD} değerleri sırasıyla 0,1570 ve 0,1542 olarak hesaplanmıştır.

7. YENİ NESİL GÜNEŞ KOLLEKTÖRÜ TASARIMI

Yeni nesil güneş kollektörü tasarımı önceki bölümlerde detaylı deneysel ve sayısal olarak ele alınan vakumlu boruların farklı güneş ışıınım şiddeti değerleri kullanılarak farklı buharlaşma ve yoğuşma bölgesi uzunlukları için farklı dizilimlerle oluşturulması gerçekleştirilmiştir. Bu amaçla düzlemsel güneş kollektöründeki plakanın altına farklı sayılarda vakumlu borular yerleştirilerek tasarımlar oluşturulmuştur. Oluşturulan yeni nesil düzlemsel güneş kollektörünün ısıl performansı klasik düzlemsel güneş kollektörü ile kıyaslanmıştır. Ayrıca, yeni nesil güneş kollektörünün enerji ve ekserji analizi yapılmıştır.

7.1. Yeni Nesil Güneş Kollektörünün Birinci Kanun Analizi

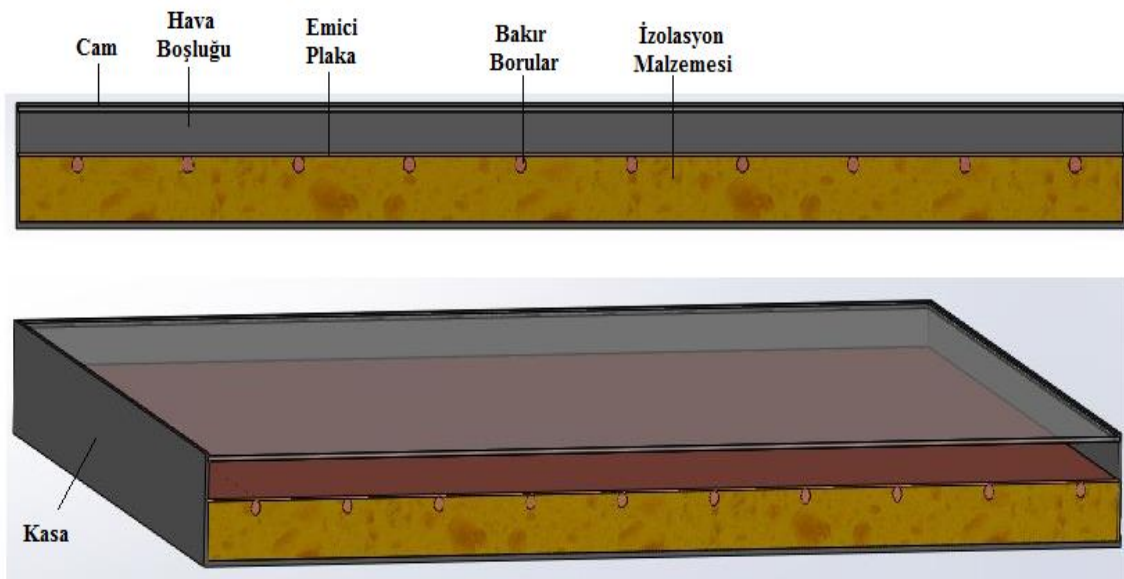
Kollektör yüzeyine güneşten gelen ısı emici yüzeyin üst tarafından (Şekil 7.1a) emilerek alt kısımdaki borulara (Şekil 7.1b) ısı geçişi meydana gelmektedir. Emici plaka tarafından güneşten emilen ısı (Gunjo vd., 2017);



Şekil 7.1. Emici plaka ve bakır boruların dizilimi; (a) güneşi gören emici plaka üst kısım, (b) emici plaka altındaki bakır borular.

$$\dot{Q}_{emilen} = (\alpha_{em}\tau)I \times A_{üst} \quad (7.1)$$

eşitliği yardımıyla hesaplanmaktadır. Burada, α_{em} ve τ sırasıyla emicilik ve geçirgenlik katsayısı iken I ve A_p ise sırasıyla yüzeye dik gelen güneş ışınım şiddetini ve emici plaka üst yüzey alanını ifade etmektedir. Bu çalışmada I değerleri 200-1000 W/m² arasında parametrik olarak ele alınmıştır. α_{em} ve τ değerleri Eraslan firmasının ürün kataloğundan sırasıyla 0,95 ve 0,91 olarak seçilmiştir (Eraslan, 2020). Yeni nesil güneş kolektörünün iç bölgesinin üç boyutlu ve ön düzlem kesit görünümü Şekil 7.2’de verilmiştir.



Şekil 7.2. Yeni nesil güneş kolektörünün iç bölgesinin üç boyutlu ve ön düzlem kesit görünümü.

Şekil 7.2 incelendiğinde, yeni nesil güneş kolektörü; kasa, dış cam, emici plaka, bakır boru dizisi ve izolasyon malzemesi olmak üzere başlıca beş ana parçadan oluşmaktadır. Kasa malzemesi olarak eloksallı alüminyum kullanılırken emici plaka olarak bakır seçici yüzey kullanılmıştır. Dış cam örtü ile emici plaka arasında hava boşluğu yer almaktadır. 50 mm kalınlığında kullanılan izolasyon malzemesinin özellikleri EK 1’de verilmiştir. Yeni nesil güneş kolektörü, literatürde mevcut ele alınan bir düzlemsel güneş kolektörü ölçüleri (Gunjo vd., 2017) ve ticari ürün (Eraslan, 2020) verilerinden yararlanılarak tasarlanmış ve çalışma sonunda performans verileri literatürde ele alınan ürünün performans değerleriyle karşılaştırılmıştır. Yeni nesil güneş kolektöründe kullanılan sabit ölçüler ve malzeme özellikleri Çizelge 7.1’de verilmiştir.

Çizelge 7.1. Yeni nesil güneş kolektöründe kullanılan sabit ölçüler ve malzeme özellikleri.

Parametre	Değer
Bakır Boru Uzunluğu (m)	1,8
Bakır Boru Dış/İç Çapı (mm)	12,5/11,8
Bakır Boru Isıl İletkenliği (W/m.K)	387,6
Bakır Boru Yoğunluğu (kg/m ³)	8978
Emici Plaka Uzunluğu (m)	1,65
Emici Plaka Genişliği (m)	1,125
Emici Plakanın Isıl İletkenliği (W/m.K)	386
Emici Plakanın Yoğunluğu (kg/m ³)	8954
Emici Plakanın Kalınlığı (mm)	0,5
Cam Örtünün Isıl İletkenliği (W/m.K)	0,8
Cam Örtünün Yoğunluğu (kg/m ³)	2500
Cam Örtü Kalınlığı (mm)	4
Kasa Malzemesinin Isıl İletkenliği (W/m.K)	237
Kasa Malzemesinin Yoğunluğu (kg/m ³)	2720
Kasa Malzemesinin Kalınlığı (mm)	5
İzolasyon Malzemesinin Kalınlığı (mm)	50
Cam Örtü ile Emici Plaka Arasındaki Hava Boşluğunun Kalınlığı (mm)	32

Tasarlanan yeni nesil güneş kolektörünün atmosfer ortamına açık olan alt, yan ve üst yüzeylerinden ısı kaybı meydana gelmekte olup alt ($\dot{Q}_{kayıp,alt}$) ve yan ($\dot{Q}_{kayıp,yan}$) yüzeylerden kaybolan ısı birlikte ele alınarak sayısal modele tanımlanmıştır. Öte yandan, üst yüzeyden meydana gelen ısı kaybı ($\dot{Q}_{kayıp,üst}$) ise analitik olarak hesaplanarak ele alınmıştır. Yeni nesil güneş kolektöründe meydana gelen toplam ısı kaybı:

$$\dot{Q}_{kayıp} = \dot{Q}_{kayıp,alt} + \dot{Q}_{kayıp,yan} + \dot{Q}_{kayıp,üst} \quad (7.2)$$

eşitliği yardımıyla hesaplanmaktadır. Emici plakaların alt ve yan yüzeylerinden bakır boru diziliminde meydana gelen ısı kaybı ise;

$$\dot{Q}_{kayıp,alt} = h_{alt} \times A_{alt} \times (T_{yüzey,ısı} - T_{ortam}) \quad (7.3)$$

$$\dot{Q}_{kayıp,yan} = 2 \times h_{yan} \times A_{yan} \times (T_{yüzey,ısı} - T_{ortam}) \quad (7.4)$$

eşitlikleri ile hesaplanmaktadır. Burada, A_{alt} , A_{yan} , $T_{yüzey,ısı}$ ve T_{ortam} sırasıyla plaka alt ile yan yüzeyin toplam alanını, ısıtılan boru yüzeyi ile ortam sıcaklıklarını ifade etmektedir. h_{alt} ve h_{yan}

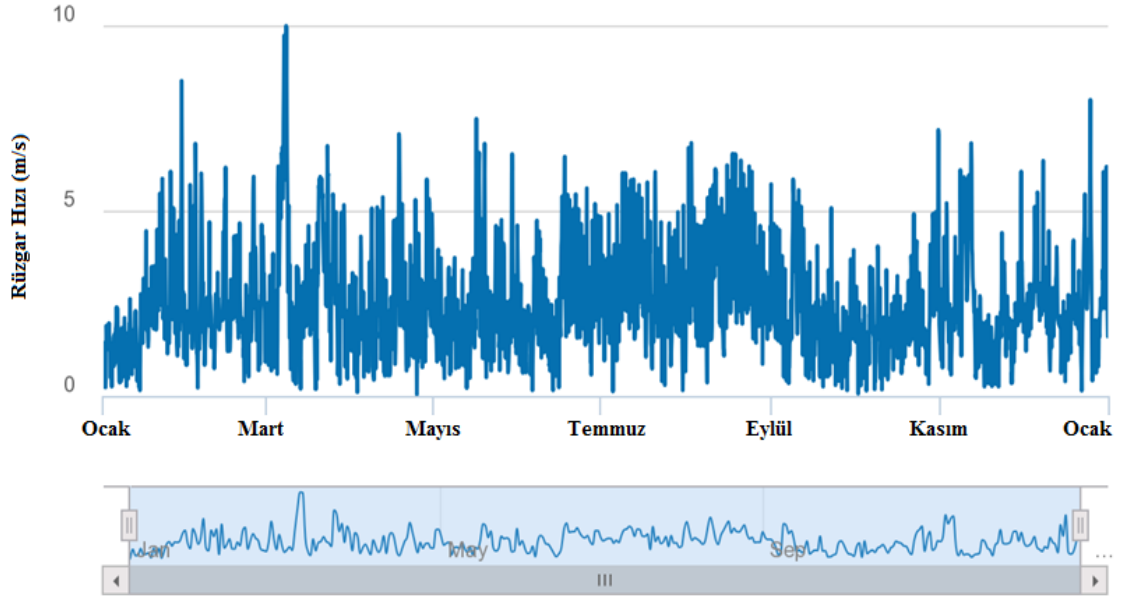
ise sırasıyla alt ve yan yüzeylerden taşınım ile kayıp ısı transfer katsayısı olup sırasıyla EK 2.1 ve EK 2.2’de gösterilen şema ve eşitlikler yardımıyla hesaplanmaktadır. Öte yandan, emici plakanın üst yüzeyinden taşınım ile kayıp ısı transfer katsayısı $h_{üst}$ (Zhang vd., 2017) EK 2.3’te gösterilen şema ve eşitlikler yardımıyla hesaplanırken kayıp olan ısı aşağıdaki eşitlikle hesaplanmaktadır.

$$\dot{Q}_{kayıp,üst} = h_{üst} \times A_{üst} \times (T_{yüzey,üst} - T_{ortam}) \quad (7.5)$$

Burada, $A_{üst}$ ve $T_{yüzey,üst}$ sırasıyla plaka boru üst yüzeyi toplam alanını ve boru yüzey sıcaklıklarını ifade etmektedir. Güneş kolektörünün bulunduğu dış ortamın taşınım transfer katsayısı, $V_{rüzgar}$ rüzgar hızını tanımlamakta olup aşağıda verilen eşitlik yardımıyla hesaplanmaktadır (Watmuff vd., 1977; Chow vd., 2006).

$$h_{dış} = 2,8 + 3 \times V_{rüzgar} \quad (7.6)$$

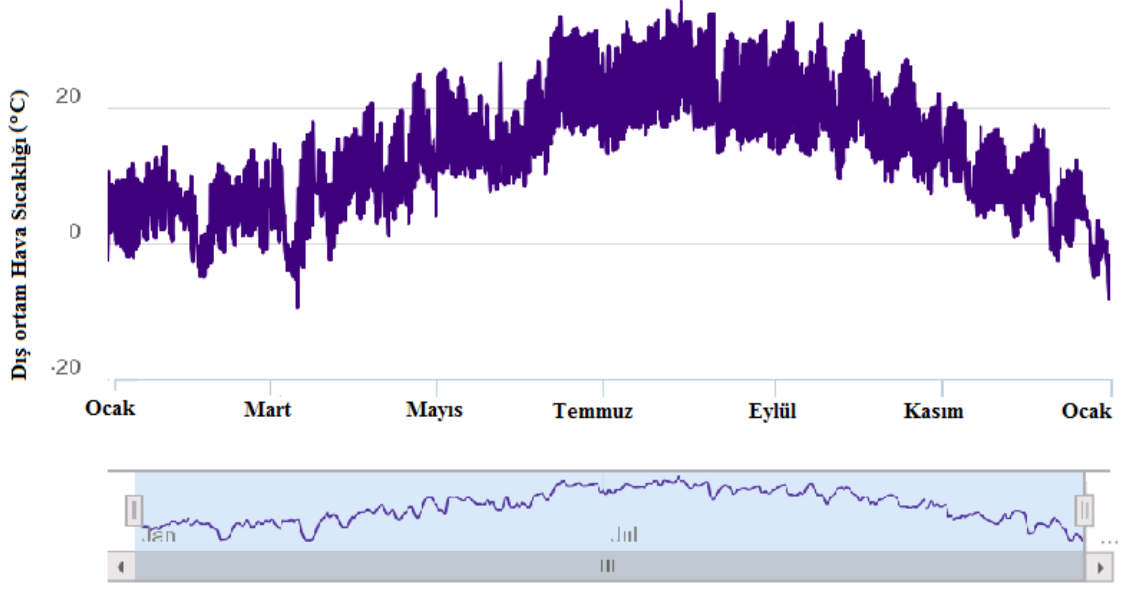
Kütahya ili 2007-2016 yılları arasında yıllık ortalama aylara göre rüzgar hızının değişimi Şekil 7.3’te verilmiştir (EC RH, 2020).



Şekil 7.3. Kütahya ili 2007-2016 yılları arasında yıllık ortalama aylara göre rüzgar hızının değişimi.

Şekil 7.3’te verilen rüzgar hızı değerleri gündüz güneş ışının geldiği saat dilimleri için düzenlenmiş olup Kış (Kasım-Nisan arası) mevsiminde ortalama rüzgar hızı 2,837 m/s olarak hesaplanırken Yaz (Mayıs-Ekim arası) mevsimi için ortalama rüzgar hızı 2,892 m/s olarak

bulunmuştur. Kütahya ili 2007-2016 yılları arasında yıllık ortalama aylara göre dış ortam havasının kuru termometre sıcaklığının değişimi Şekil 7.4'te verilmiştir (EC KTS, 2020).



Şekil 7.4. Kütahya ili 2007-2016 yılları arasında yıllık ortalama aylara göre dış ortam havasının kuru termometre sıcaklığının değişimi.

Şekil 7.4'te verilen dış ortam hava sıcaklığı değerleri gündüz güneş ışının geldiği saat dilimleri için düzenlenmiş olup Kış (Kasım-Nisan arası) mevsiminde ortalama dış ortam hava sıcaklığı 284,569K olarak hesaplanırken Yaz (Mayıs-Ekim arası) mevsimi için ortalama dış ortam hava sıcaklığı 296,222K olarak bulunmuştur. Bununla birlikte, Kış ve Yaz mevsimleri için ortalama şebeke suyu sıcaklığı sırasıyla 282,62K ve 290,32K olarak alınmıştır (Özcan, 2020). Öte yandan, Kütahya ili Kış ve Yaz mevsimi için ortalama güneşlenme süresi sırasıyla 5,18 sa/gün ve 9,42 sa/gün olarak hesaplanmıştır (EC GDR, 2020). Kütahya ili 2007-2016 yılları arasında yıllık ortalama aylara göre global ve direkt ışıınım değerlerinin değişimi sırasıyla EK 3.1 ve EK 3.2'de verilmiştir. Bununla birlikte, yeni nesil güneş kolektöründe emilen ısı kollektörünün üst kısmındaki borulardan depo içindeki suya doğal taşınım ile aktarılmaktadır. Depoya aktarılan faydalı ısı;

$$\dot{Q}_{depo} = \bar{h}_{d,t} \times A_{boru,depo} \times (T_{yüzey,soğ} - T_{su,depo}) \quad (7.7)$$

eşitliği yardımıyla bulunmaktadır. Burada, $A_{boru,depo}$, $T_{yüzey,soğ}$ ve $T_{su,depo}$ sırasıyla depoya daldırılan boruların yüzey alanını, soğutulan boru yüzeyi ile depodaki suyun sıcaklıklarını ifade

etmektedir. $\bar{h}_{d,t}$ ise doğal taşınım ile ortalama ısı transfer katsayısı olup aşağıdaki eşitlik yardımıyla hesaplanmaktadır.

$$\bar{h}_{d,t} = \frac{k \cdot \overline{Nu}_{L_{yoğ}}}{L_{yoğ}} \quad (7.8)$$

Burada, $\overline{Nu}_{L_{yoğ}}$ depo içinde suya daldırılan bakır borular için ortalama Nusselt sayısı olup aşağıdaki eşitlikle bulunmaktadır (Le Fevre vd., 1956; Bejan, 2013).

$$\overline{Nu}_{L_{yoğ}} = \frac{4}{3} \left[\frac{7 Ra_{L_{yoğ}} Pr}{5(20+21Pr)} \right]^{1/4} + \frac{4(272+315Pr)L_{yoğ}}{35(64+63Pr)D_{dış}} \quad (7.9)$$

Eşitlik 7.9 tüm Ra_L sayılarında geçerli olmasına rağmen bu eşitlik sadece $D/L_{yoğ} > Ra_{L_{yoğ}}^{-1/4}$ şartının geçerli olduğu durumlarda kullanılabilmektedir. Yeni nesil güneş kolektöründen elde edilen net faydalı ısı:

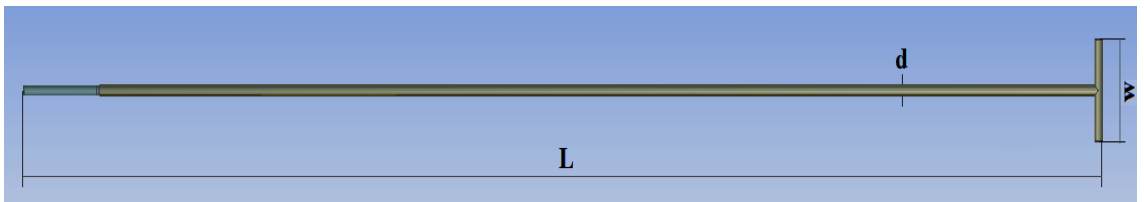
$$\dot{Q}_{fay} = \dot{Q}_{depo} - \dot{Q}_{kayıp} \quad (7.10)$$

eşitliği yardımıyla hesaplanmaktadır. Bununla birlikte, yeni nesil güneş kolektörünün enerji verimi aşağıdaki eşitlik yardımıyla hesaplanmaktadır.

$$\eta = \frac{\dot{Q}_{fay}}{I \times A_{üst}} \quad (7.11)$$

7.1.1. Sayısal modelleme

Yeni nesil güneş kolektörü, geleneksel düzlemsel güneş kolektörü ile daha önceki bölümlerde detaylı bir şekilde ele alınan vakumlu boruların birleştirilmesiyle oluşturulmuştur. Yeni nesil güneş kolektörü üzerinde farklı sayıda vakumlu borunun yer almasıyla sayısal performansı incelenerek kullanılması gereken optimum boru sayısı araştırılmıştır. Literatürde ele alınan mevcut bir düzlemsel güneş kolektörü 10 adet borudan oluşturularak incelenmiş olup bu çalışmada da 6, 8, 10, 12 ve 14 borulu yeni nesil güneş kolektörünün sayısal modellemesi yapılmıştır. Dolayısıyla Şekil 7.5'te geometrisi verilen kolektör borusunun çapı ve uzunluğu sabit kalırken genişliği farklı boru sayıları için değişmektedir.



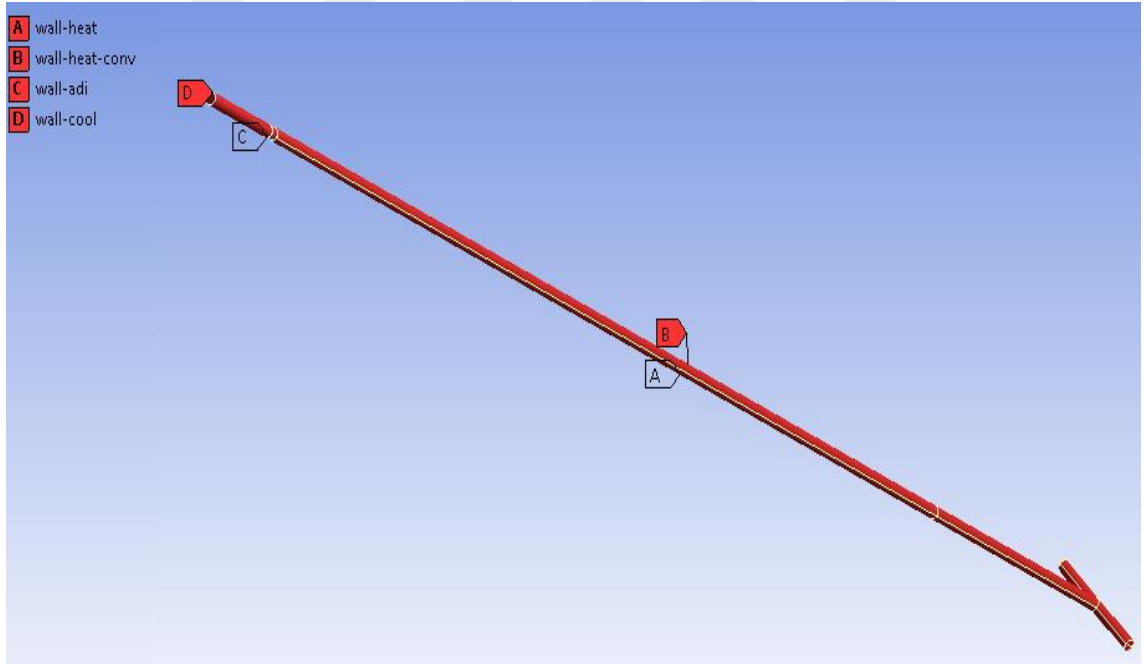
Şekil 7.5. 10 borulu kolektör için tek borunun Design Modeler kullanılarak çizilen geometrisi.

Şekil 7.5'te boru uzunluğu ve iç-dış çap değerlerinin farklı sayılardaki tüm borular için Çizelge 7.1'de verildiği gibi aynı değerler geçerli olup boru genişliği (w) değerleri ise sabit plaka genişliğinde farklı boru sayıları için Çizelge 7.2'de verildiği gibidir.

Çizelge 7.2. Kollektör boru sayısına bağlı tek bir borunun genişlik ölçüleri.

Kollektör Boru Sayısı	6	8	10	12	14
Boru Genişliği (mm)	187,500	140,625	112,500	93,750	80,357

Farklı boru sayıları için sayısal model oluşturulurken tek bir boru olarak ele alınmış ve Şekil 7.2'de gösterildiği gibi plaka altında kalan boruların üst yarım yüzeyine gelen alana ısı akısı sınır şartı uygulanmıştır. Öte yandan, yalıtım malzemesi ile temas halinde kalan borunun alt yarım alanına ve depo içine daldırılmış olarak ele alınan borunun üst kısmına ise taşınım ile ısı transferi sınır şartı uygulanmıştır. Bununla birlikte kasa kenarı ile temas halinde olan kasa kalınlığı uzunluğundaki bölgeye ise adyabatik sınır şartı olarak $0 \text{ W/m}^2\text{K}$ ısı akısı tanımlanmıştır. Boru yüzeyinde tanımlanan bölgeler Şekil 7.6'da gösterilmiştir.



Şekil 7.6. Kollektörde kullanılan borunun Fluent programında tanımlanan yüzeyleri.

Şekil 7.6 incelendiğinde, A bölgesi farklı boru çapları için farklı ısı akıları tanımlanan ısıtma bölgesi, B bölgesi kasa içinde kalan borunun alt yarım kısmı olup ortam sıcaklığı ile alt bölge ısı kayıp katsayısının (Eşitlik 7.3) tanımlandığı konveksiyon bölgesi, C bölgesi kasa kenarında

kalan adyabatik ($h_a = 0 \text{ W/m}^2\text{K}$) bölge ve D bölgesi depo içerisindeki suya gömülü olan ve su sıcaklığı ile doğal taşınım ile ortalama ısı transfer katsayısının (Eşitlik 7.8) tanımlandığı soğutma bölgesidir. Çizelge 7.3'te farklı boru sayılarında tek boruya gelen net ısı değerleri farklı güneş ısı akıları için verilmiştir.

Çizelge 7.3. Farklı güneş ısı akıları için farklı boru sayılarında tek boruya gelen net ısı değerleri.

Güneş Isı Akıları (W/m^2)	200	400	600	800	1000
6 Boruluda $\dot{Q}_{net,tek\ boru}$ (W)	53,491	106,982	160,473	213,964	267,455
8 Boruluda $\dot{Q}_{net,tek\ boru}$ (W)	40,118	80,236	120,355	160,473	200,591
10 Boruluda $\dot{Q}_{net,tek\ boru}$ (W)	32,095	64,189	96,284	128,378	160,473
12 Boruluda $\dot{Q}_{net,tek\ boru}$ (W)	26,746	53,491	80,236	106,982	133,727
14 Boruluda $\dot{Q}_{net,tek\ boru}$ (W)	22,925	45,849	68,774	91,699	114,623

7.1.2. Sayısal model analizi

Farklı boru sayılarından oluşan kollektörlere ait tek boruların sayısal model analizinde Bölüm 5'te detaylı bir şekilde anlatılan çözüm metotları kullanılmıştır. Kollektörde kullanılan vakumlu borunun çoklu fazlı çözümlemesi için Eulerian çoklu fazlı modeli seçilmiştir. Çok uzun süren zamana bağlı çoklu faz model çözümlemesinde zaman adım boyutu olarak 0,001s değerinde 60000 zaman adımı kullanılmış ve 60s'lik çözümler elde edilmiştir. Bununla birlikte sayısal model çözümlemesi için 2.20 GHz Intel® Xeon® CPU E5-2630 v4 işlemci, 32 GB RAM ve 64-bit Windows 10 işletim sistemine sahip Dell iş istasyonu ile 2.50 GHz Intel® Core™ i7-4710MQ CPU işlemci, 16 GB RAM ve 64-bit Windows 10 işletim sistemine sahip Monster dizüstü bilgisayar kullanılmıştır. Ayrıca sayısal model çözümünde Çizelge 5.4'te Eulerian çoklu faz için verilen çözüm metotları kullanılmıştır.

7.2. Yeni Nesil Güneş Kollektörünün İkinci Kanun Analizi

Isıl ve kimyasal süreçlerin termodinamiksel eksikliklerinin sebeplerini ortaya çıkarmak ve değerlendirilmesini yapmayı amaçlayan ekserji analizi, maksimum iş yapabilme kapasitesinin bir ölçüsü olarak tanımlanmaktadır. Enerji analizi sadece enerjinin korunumu olan birinci kanununu esas alırken, ekserji analizi ise termodinamiğin birinci ve ikinci kanunlarının her ikisini birden dikkate almaktadır. Bu nedenle ekserji, enerji azalmalarının nicel olarak değerlendirilmesine olanak sağlar (Morris ve Szargut, 1986; Arat, 2016). Genel ekserji dengesi ise;

$$\dot{E}x_{isl} + \dot{E}x_{i\eta} + \dot{E}x_{k\ddot{u}tle,g} - \dot{E}x_{k\ddot{u}tle,\zeta} = \dot{E}x_d \quad (7.12)$$

eşitliğiyle verilirken eşitliğinin sağ tarafındaki ifade ekserji yıkımını ifade etmektedir. Aynı eşitliğin sol tarafındaki ifadeler, ısı etkileşimi sonucu oluşan ekserji ($\dot{E}x_{isl}$), iş etkileşimi ($\dot{E}x_{i\dot{s}}$) sonucu oluşan ekserji ve kütle akışına bağlı olarak giren ($\dot{E}x_{k\ddot{u}tle,g}$) ve çıkan ($\dot{E}x_{k\ddot{u}tle,\dot{\varsigma}}$) ekserjiler aşağıda tanımlandığı gibidir (Bejan vd., 1995).

$$\dot{E}x_{isl} = \sum \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q} \quad (7.13)$$

$$\dot{E}x_{i\dot{s}} = \sum \dot{W} \quad (7.14)$$

$$\dot{E}x_{k\ddot{u}tle,g} = \sum (\dot{m}\psi)_g \quad (7.15)$$

$$\dot{E}x_{k\ddot{u}tle,\dot{\varsigma}} = \sum (\dot{m}\psi)_{\dot{\varsigma}} \quad (7.16)$$

burada, $\dot{Q}$; T sıcaklığındaki sistem sınırlarında transfer edilen ısı ve $\dot{W}$; iştir.

Yeni nesil güneş kolektörü kapalı sistem olarak ele alınmış olup yoğuşma bölgesinde elde edilen ısı doğal taşınım ile üst bölgedeki depoya aktarılacaktır. Dolayısıyla, ekserji oluşumu ısı transferiyle oluşacaktır. Eşitlik 7.11 ile verilen I. Kanun verimi ifadesi literatürde tek bir bağıntıyla hesaplanırken II. Kanun verimi için literatürde görüş birliği sağlanmış bir ifade bulunmamaktadır. Ancak, genel olarak II. Kanun (ekserji) verimi aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır (Çengel ve Boles, 2012).

$$\eta_{II} = \frac{\text{Elde Edilen Ekserji}}{\text{Sağlanan Ekserji}} = 1 - \frac{\text{Ekserji Yok Oluşu}}{\text{Sağlanan Ekserji}} \quad (7.17)$$

Eşitlik 7.17 yeni nesil güneş kolektörü için ele alınırsa ekserji verimi, faydalı ekserjinin ($\dot{E}x_{fay}$) güneş kolektör yüzeyinde elde edilen ekserjiye ($\dot{E}x_{koll}$) oranı olarak ifade edilebilir ve aşağıdaki eşitlikler yardımıyla hesaplanır (Hepbaşlı, 2008).

$$\eta_{II,koll} = \frac{\dot{E}x_{fay}}{\dot{E}x_{koll}} \quad (7.18)$$

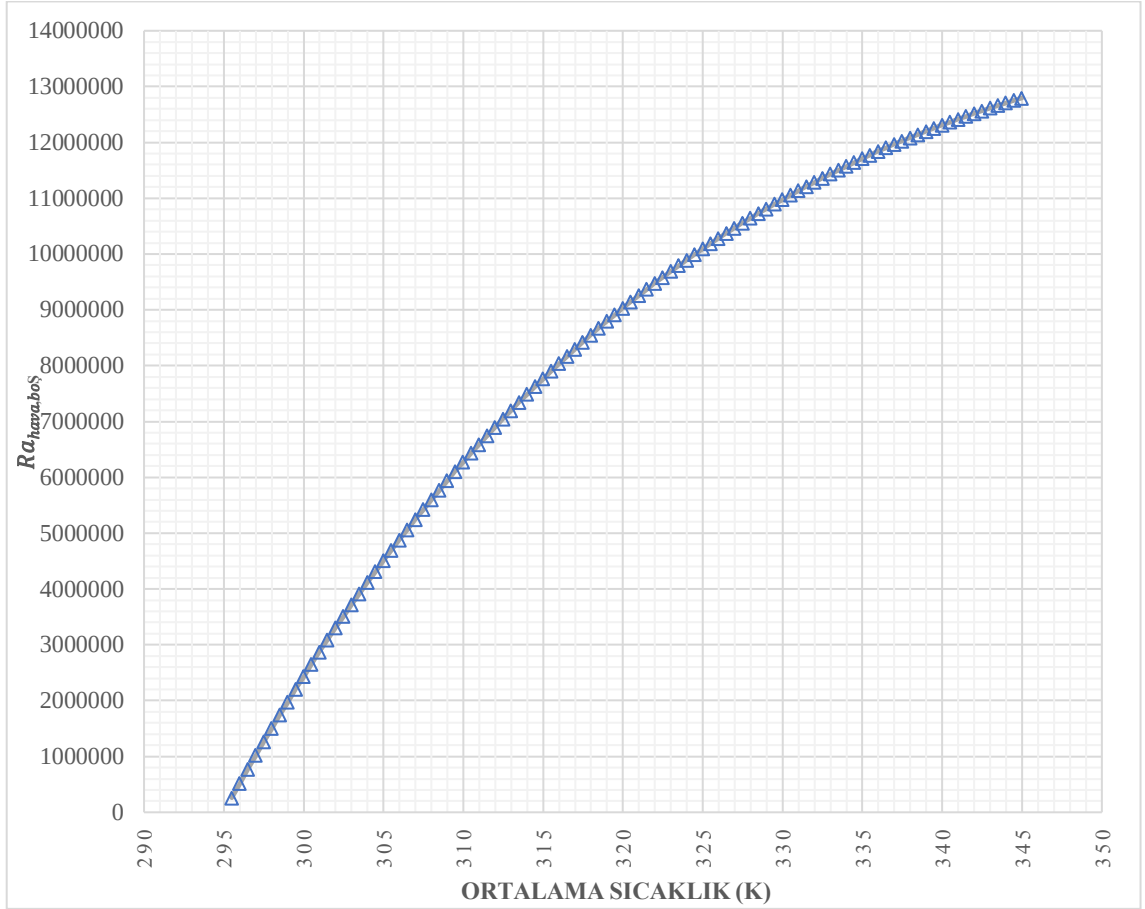
$$\dot{E}x_{fay} = \dot{Q}_{fay} \left[1 - \frac{T_{ortam}}{T_{y\ddot{u}zey,transfer}} \right] \quad (7.19)$$

$$\dot{E}x_{koll} = I \times A_{koll} \left(1 + \frac{1}{3} \left(\frac{T_{ortam}}{T_G} \right)^4 - \frac{4}{3} \left(\frac{T_{ortam}}{T_G} \right) \right) \quad (7.20)$$

Burada $T_{y\ddot{u}zey,transfer}$, A_{koll} ve T_G sırasıyla ısıнын transfer edildiği boru yüzey sıcaklığını, kolektör yüzey alanını ve güneş sıcaklığını ifade etmekte olup T_G değeri 6000 K olarak kabul edilmiştir (Shafieian vd., 2019).

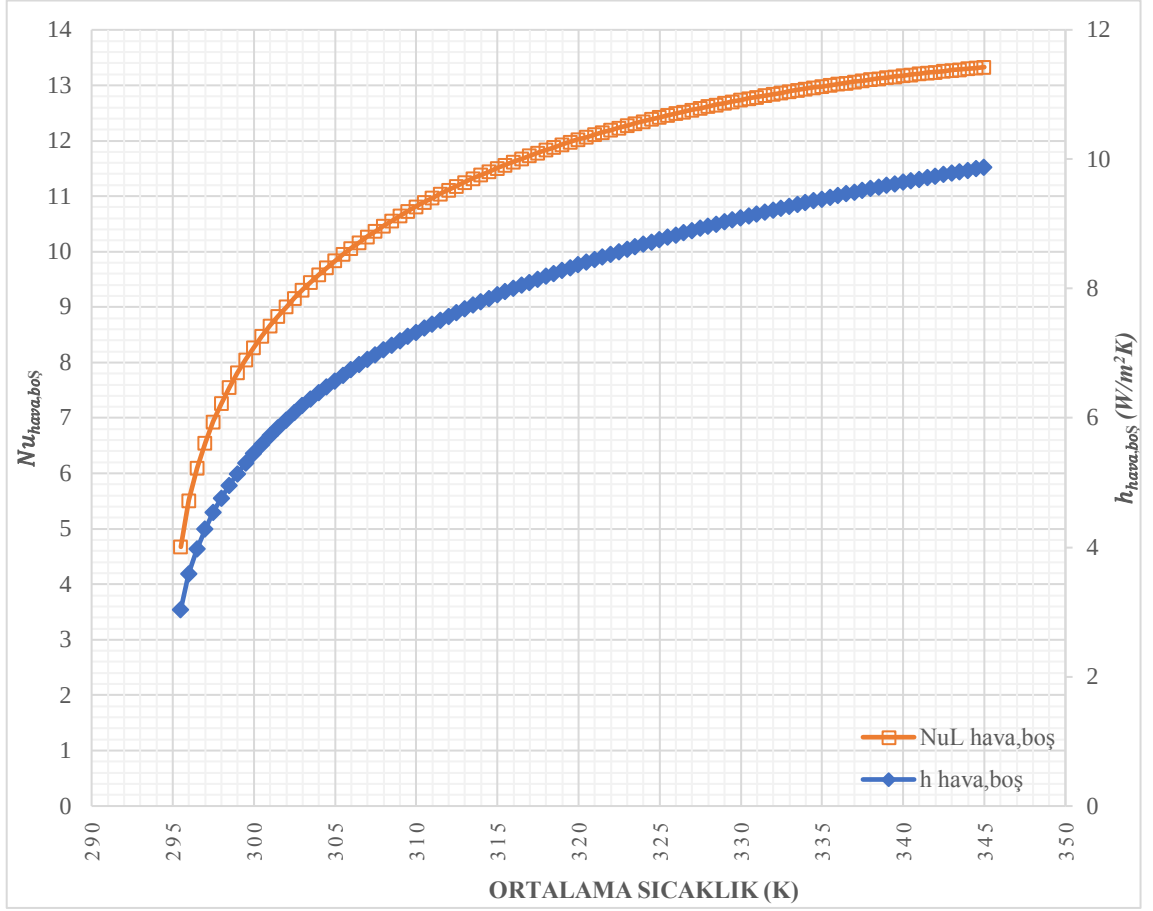
7.3. Yeni Nesil Güneş Kollektörüne ait Sayısal Bulgular

Bu çalışmada daha önceki bölümlerde detaylı bir şekilde incelenen vakumlu borunun yeni nesil güneş kolektörünün tasarımında kullanılması amacıyla farklı boru sayılarına sahip kolektör borunun sayısal model çözümleri gerçekleştirilmiştir. Kollektör üstündeki dış cam ile emici plaka arasında bulunan havanın doğal taşınımına bağlı hesaplanan $Ra_{hava,boş}$ sayısının ortalama sıcaklığa göre değişimi Şekil 7.7’de verilmiştir.



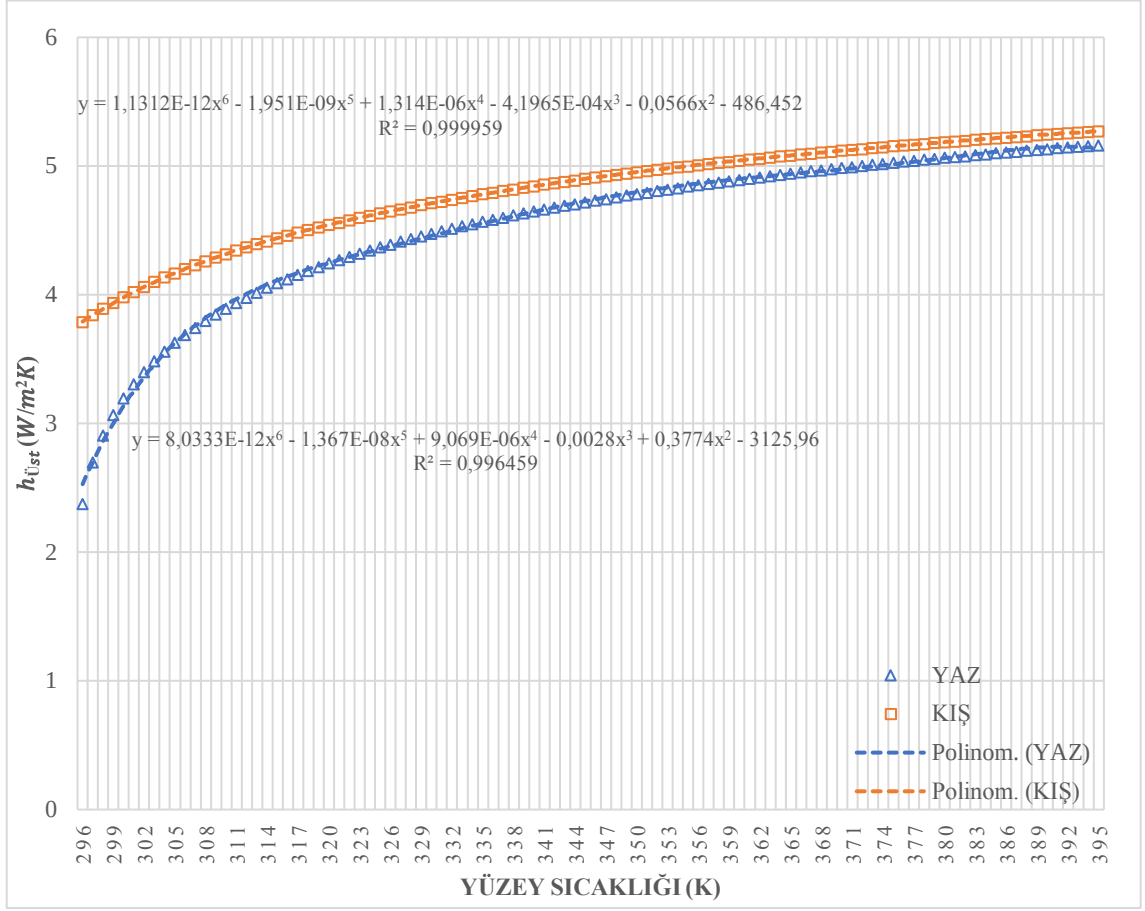
Şekil 7.7. Dış cam ile emici plaka arasında bulunan havanın $Ra_{hava,boş}$ sayısının ortalama sıcaklığa göre değişimi.

Şekil 7.7 incelendiğinde, dış cam ile emici plaka arasında bulunan havanın $Ra_{hava,boş}$ sayısı değerlerinin 260901,4 ile 12797386 arasında değiştiği ve ortalama sıcaklığın artmasıyla $Ra_{hava,boş}$ sayısının da hızlı bir şekilde arttığı görülmektedir. Kollektör üstündeki dış cam ile emici plaka arasında bulunan havanın ortalama Nusselt sayısının ve ısı taşınım katsayısının ortalama sıcaklığa göre değişimi Şekil 7.8’de verilmiştir.



Şekil 7.8. Dış cam ile emici plaka arasında bulunan havanın $Nu_{hava,boş}$ ve $h_{hava,boş}$ sayılarının ortalama sıcaklığa göre değişimi.

Şekil 7.8 incelendiğinde, dış cam ile emici plaka arasında bulunan havanın $Nu_{hava,boş}$ ile $h_{hava,boş}$ sayılarının ortalama sıcaklık değerinin artmasıyla 310K'e kadar hızlı bir şekilde daha sonra ise yatay bir şekilde arttığı görülmektedir. Bununla birlikte, $Nu_{hava,boş}$ sayısı değerlerinin 4,6752 ile 13,3280 arasında değişirken $h_{hava,boş}$ değerlerinin ise 3,0442 W/m²K ile 9,8780 W/m²K arasında değiştiği ortaya koyulmuştur. Farklı yüzey sıcaklıklarına göre emici üst yüzeyden ortam sıcaklığına bağlı olarak taşınım ile kayıp ısı transfer katsayısı $h_{üst}$ ve eğri eşitlikleri yaz ve kış mevsiminde farklı olmak üzere Şekil 7.9'da verildiği gibi hesaplanmıştır.



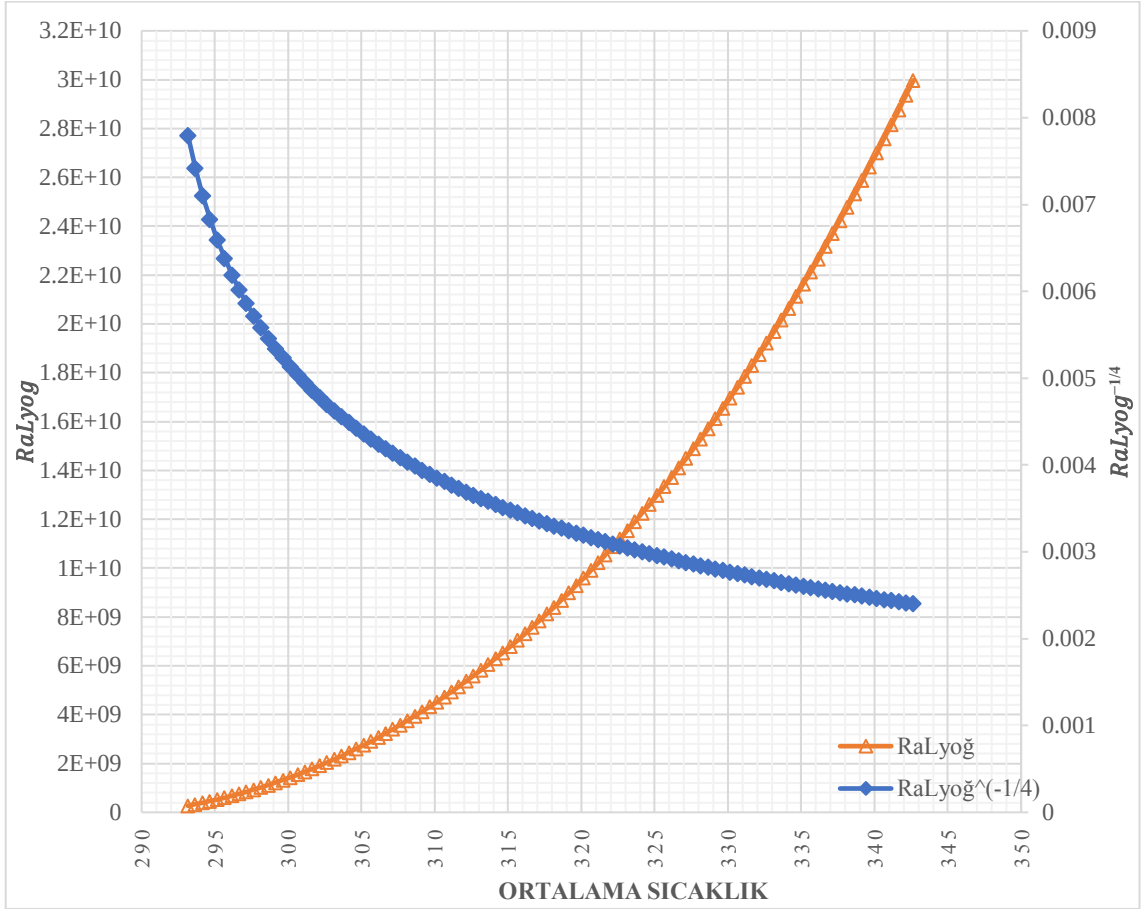
Şekil 7.9. Farklı yüzey sıcaklıklarına göre yaz ve kış mevsimi için $h_{üst}$ değerleri ve eğri eşitlikleri.

Şekil 7.9'da verilen $h_{üst}$ değerlerinin hesaplanması için grafik üzerinde uydurulan eğri eşitlikleri kullanılmıştır. Yaz ve kış mevsimi için uydurulan bu eğri eşitliklerinin R^2 değerleri sırasıyla 0,996459 ve 0,999959 olarak hesaplanmıştır. Bununla birlikte, tek bir boru için toplam iki yan ($h_{yan,top}$) ve tüm alt (h_{alt}) yüzeylerden kayıp ısı transfer katsayıları yaz ve kış mevsimi için Çizelge 7.4'te verildiği gibi hesaplanmıştır.

Çizelge 7.4. Kollektör boru sayısına bağlı tek bir borunun genişlik ölçüleri.

Kollektör Boru Sayısı	6	8	10	12	14
$h_{yan,top}$ (W/m²K)-YAZ	0,76308	1,00629	1,24422	1,47705	1,70493
$h_{yan,top}$ (W/m²K)-KİŞ	0,76271	1,00565	1,24324	1,47566	1,70308
h_{alt} (W/m²K)-YAZ	0,69516	0,69516	0,69516	0,69516	0,69516
h_{alt} (W/m²K)-KİŞ	0,69455	0,69455	0,69455	0,69455	0,69455

Çizelge 7.4 incelendiğinde, tüm farklı boru sayılı kollektörler için h_{alt} değerleri değişmezken farklı boru genişliklerinden kaynaklı $h_{yan,top}$ değerleri farklılık göstermiştir. Bununla birlikte, h_{alt} ve $h_{yan,top}$ değerleri rüzgar hızına bağlı farklı dış ortam taşınım katsayına bağlı yaz ve kış mevsimi için ayrı ayrı hesaplanarak çizelgede verilmiştir. Depo içine daldırılan kısmın su ile doğal taşınımına bağlı hesaplanan Ra_{Lyog} sayısının ve Eşitlik 7.9'un kullanılabilmesi için hesaplanan $Ra_{Lyog}^{-1/4}$ sayısının ortalama sıcaklığa göre değişimi Şekil 7.10'da verilmiştir.

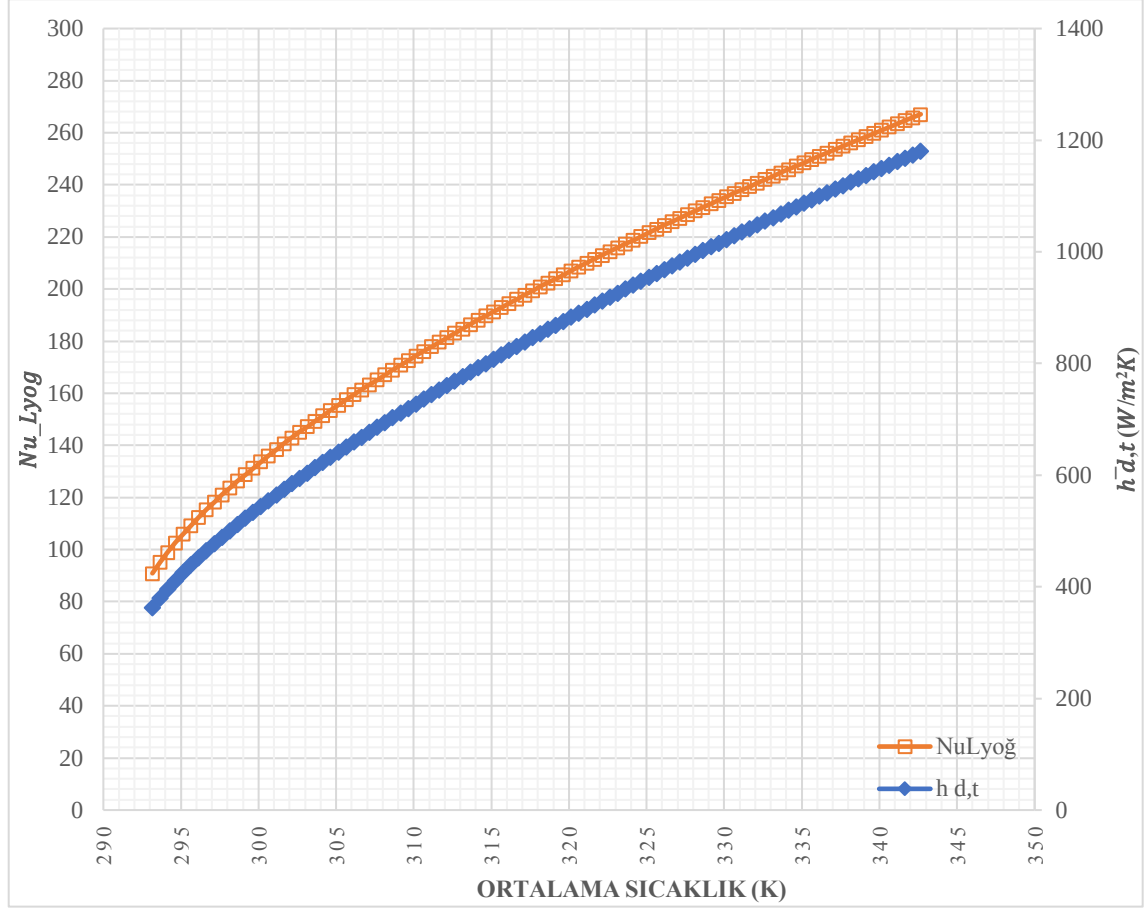


Şekil 7.10. Depo içine daldırılan kısmın su ile doğal taşınımına bağlı hesaplanan Ra_{Lyog} ve

$Ra_{Lyog}^{-1/4}$ sayısının ortalama sıcaklığa göre değişimi.

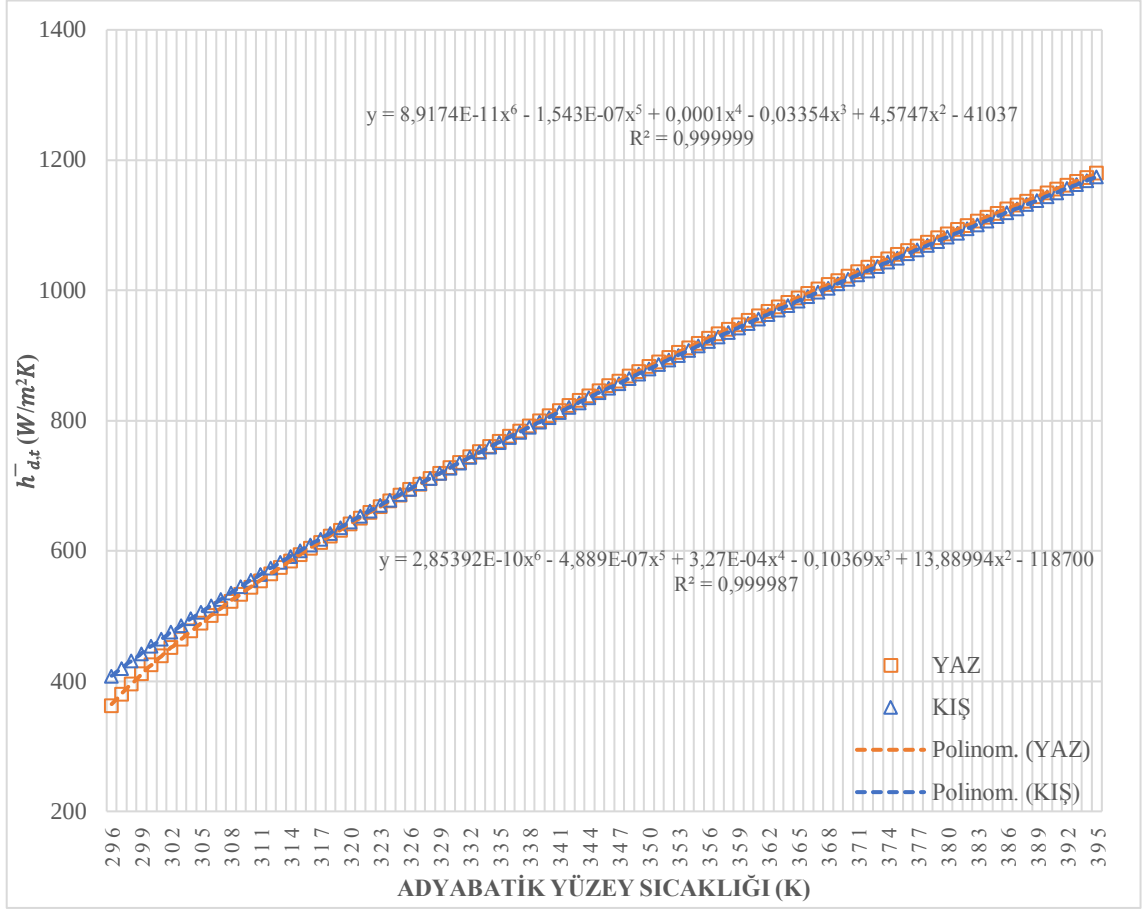
Şekil 7.10 incelendiğinde, depo içine daldırılan kısmın su ile doğal taşınımına bağlı hesaplanan Ra_{Lyog} sayısı değerlerinin 2,707E+08 ile 2,998E+10 arasında değiştiği ve ortalama sıcaklığın artmasıyla Ra_{Lyog} sayısının önce yavaş daha sonra da hızlı bir şekilde arttığı görülmektedir. Bununla birlikte, Eşitlik 7.9'un kullanılabilmesi için hesaplanan $Ra_{Lyog}^{-1/4}$ sayısı

değerlerinin de sıcaklığın artmasıyla 0,0078'den 0,0024 değerine azaldığı ve bu değerlerin $D/L_{yoğ}$ oranı olan 0,0862 değerinden küçük olduğu görülmektedir. Dolayısıyla tüm ortalama sıcaklık değerleri için $D/L_{yoğ} > Ra_{L_{yoğ}}^{-1/4}$ şartının geçerli olduğu ve Eşitlik 7.9'un bu sıcaklık değerleri arasında kullanılabileceği ortaya koyulmuştur. Depo içindeki suyun ortalama Nusselt sayısının ve ısı taşınım katsayısının ortalama sıcaklığa göre değişimi Şekil 7.11'de verilmiştir.



Şekil 7.11. Depo içindeki suyun $Nu_{L_{yoğ}}$ ve $\bar{h}_{d,t}$ sayılarının ortalama sıcaklığa göre değişimi.

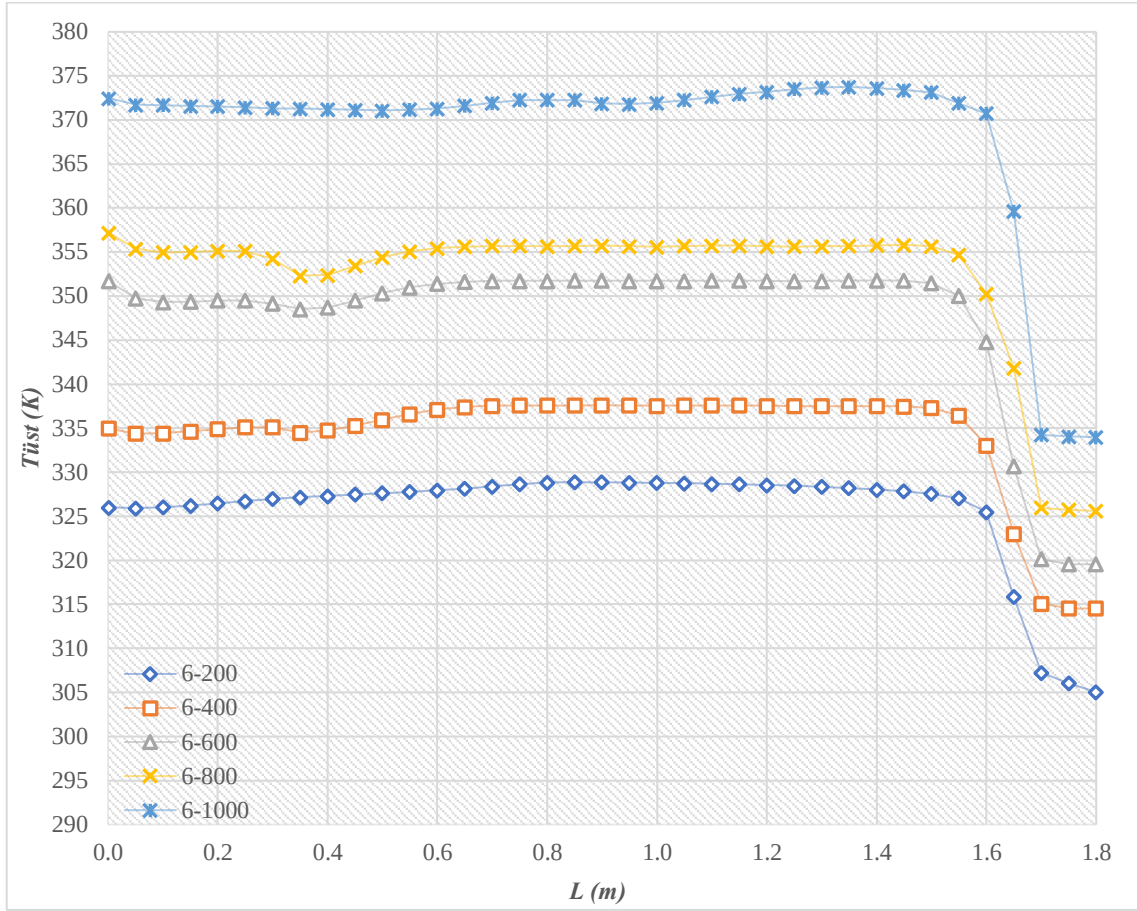
Şekil 7.11 incelendiğinde, depo içindeki suyun ortalama $Nu_{L_{yoğ}}$ ve $\bar{h}_{d,t}$ sayılarının ortalama sıcaklık değerinin artmasıyla 305K'e kadar hızlı bir şekilde daha sonra ise yatay bir şekilde arttığı görülmektedir. Bununla birlikte, $Nu_{L_{yoğ}}$ sayısının değerlerinin 90,8996 ile 267,1027 arasında değişirken $\bar{h}_{d,t}$ sayısının değerlerinin ise 362,6713 W/m²K ile 1180,1311 W/m²K arasında değiştiği ortaya koyulmuştur. Öte yandan, depo içerisine daldırılan boru üst yüzeyindeki doğal taşınım ile ortalama ısı transfer katsayısının ($\bar{h}_{d,t}$) adyabatik yüzey sıcaklığına bağlı olarak değişimi ve eğri eşitlikleri Şekil 7.12'de verilmiştir.



Şekil 7.12. Farklı adyabatik yüzey sıcaklıklarına göre yaz ve kış mevsimi için $\bar{h}_{d,t}$ değerleri ve eğri eşitlikleri.

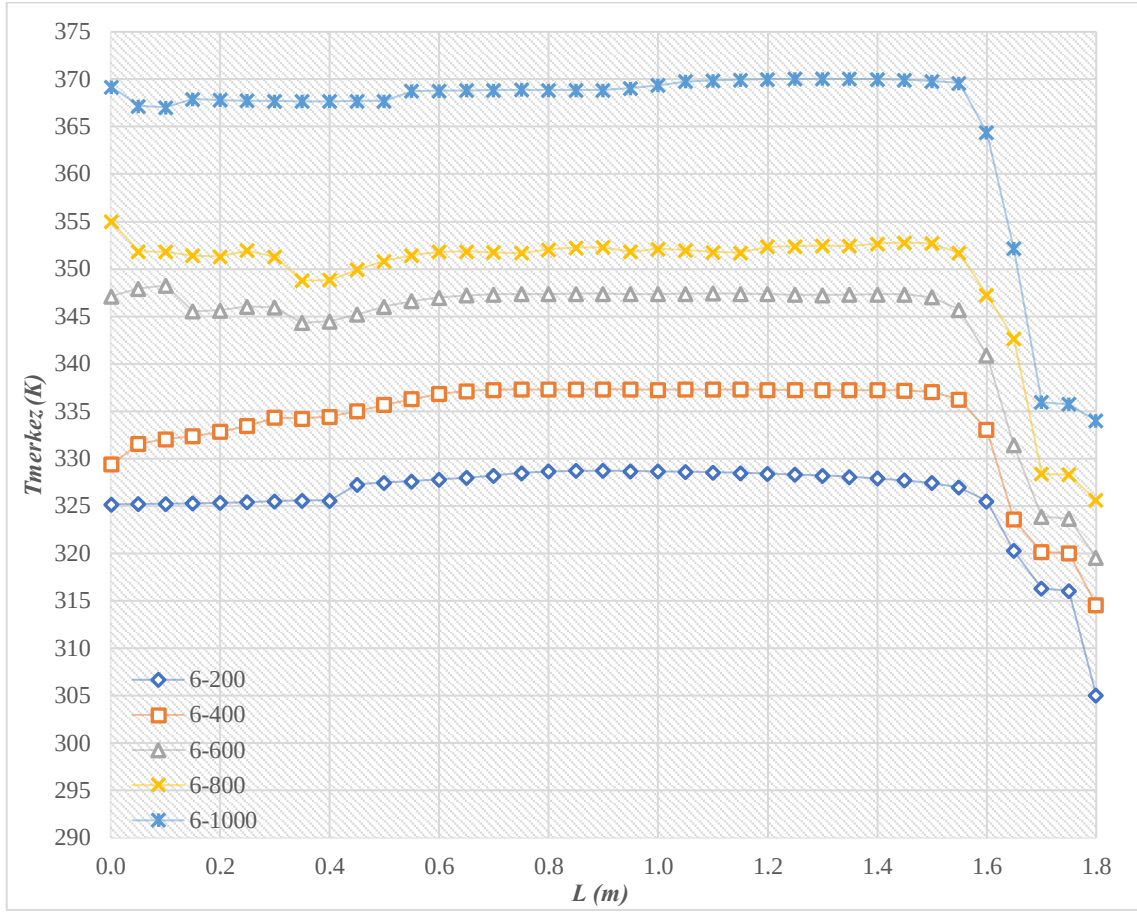
Şekil 7.12’de verilen $\bar{h}_{d,t}$ değerlerinin hesaplanması için grafik üzerinde uydurulan eğri eşitlikleri kullanılmıştır. Yaz ve kış mevsimi için uydurulan bu eğri eşitliklerinin R^2 değerleri sırasıyla 0,999987 ve 0,999999 olarak hesaplanmıştır.

Kollektör borularının sıcaklık değerleri borunun ısı akısının uygulandığı üst ($T_{üst}$), boru içi orta merkez (T_{merkez}) ve kasa içinde yalıtımın içinde kalan alt (T_{alt}) bölgeleri olmak üzere üç bölgede ele alınarak hesaplamalara katılmıştır. 6 borulu güneş kollektörünün $T_{üst}$ değerlerinin farklı ısı akılarına göre boru uzunluğu boyunca değişimi Şekil 7.13’te verilmiştir.



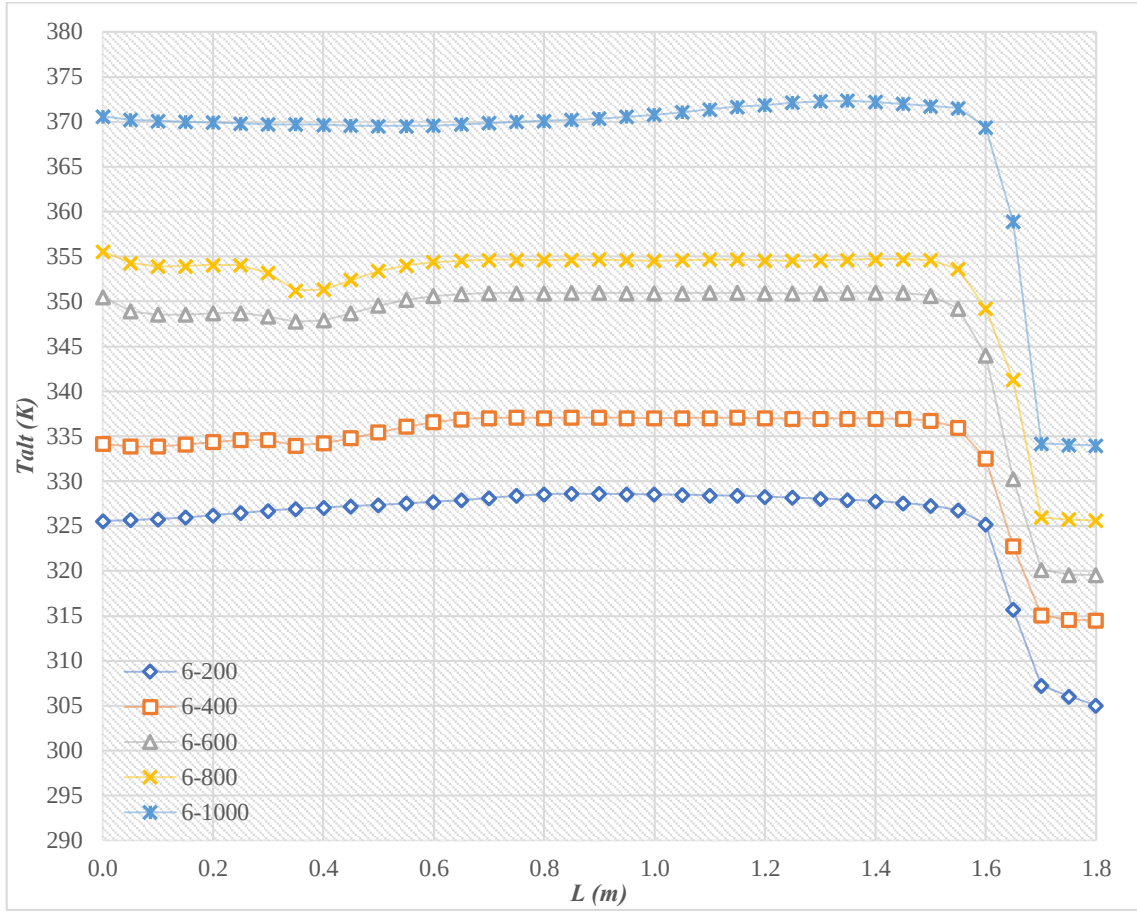
Şekil 7.13. 6 borulu güneş kolektörünün $T_{üst}$ değerlerinin farklı ısı akılarına göre boru uzunluğu boyunca değişimi.

Şekil 7.13 incelendiğinde, farklı ısı akılarına göre $T_{üst}$ değerlerinin 305,05K ile 373,74K arasında değiştiği görülmektedir. 200 W/m², 400 W/m², 600 W/m², 800 W/m² ve 1000 W/m² ısı akıları için ısıtma bölgesinde ortalama $T_{üst}$ değerleri sırasıyla 327,71K, 336,45K, 350,72K, 355,07K ve 372,11K olarak hesaplanmıştır. 6 borulu güneş kolektörünün T_{merkez} değerlerinin farklı ısı akılarına göre boru uzunluğu boyunca değişimi Şekil 7.14'te verilmiştir.



Şekil 7.14. 6 borulu güneş kolektörünün T_{merkez} değerlerinin farklı ısı akılarına göre boru uzunluğu boyunca değişimi.

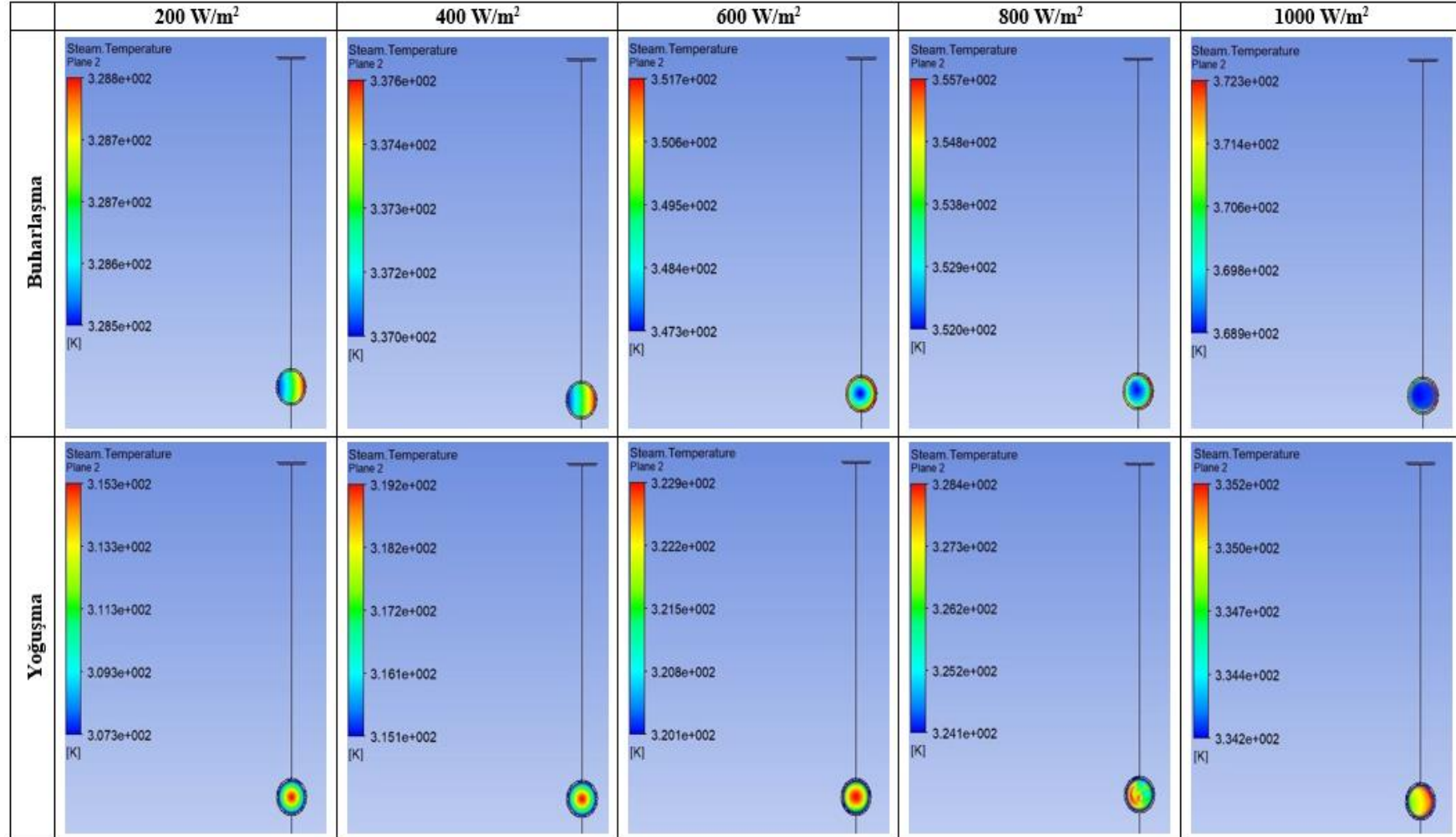
Şekil 7.14 incelendiğinde, farklı ısı akılarına göre T_{merkez} değerlerinin 305,06K ile 370,05K arasında değiştiği görülmektedir. 200 W/m², 400 W/m², 600 W/m², 800 W/m² ve 1000 W/m² ısı akıları için ısıtma bölgesinde ortalama T_{merkez} değerleri sırasıyla 327,30K, 335,70K, 346,62K, 351,64K ve 368,73K olarak hesaplanmıştır. 6 borulu güneş kolektörünün T_{alt} değerlerinin farklı ısı akılarına göre boru uzunluğu boyunca değişimi Şekil 7.15'te verilmiştir.



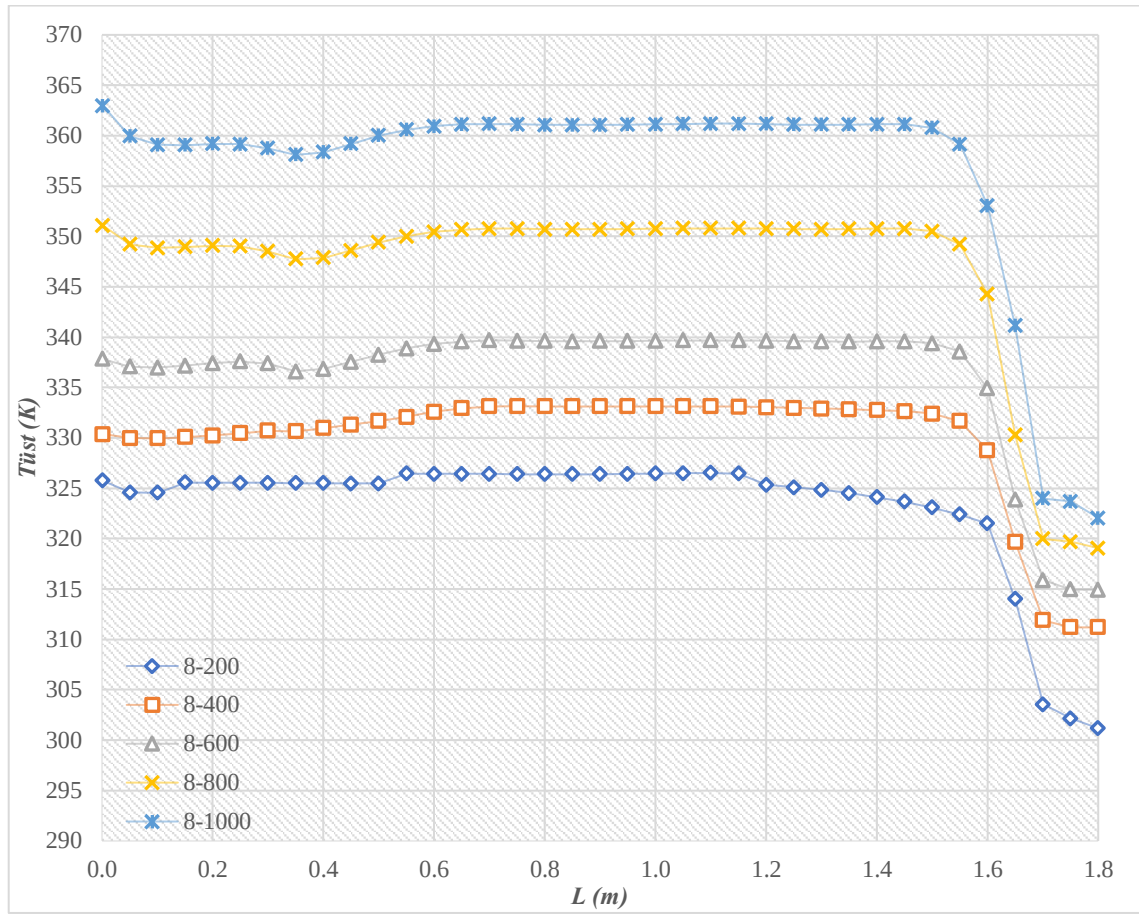
Şekil 7.15. 6 borulu güneş kolektörünün T_{alt} değerlerinin farklı ısı akılarına göre boru uzunluğu boyunca değişimi.

Şekil 7.15 incelendiğinde, farklı ısı akılarına göre T_{alt} değerlerinin 305,05K ile 372,34K arasında değiştiği görülmektedir. 200 W/m², 400 W/m², 600 W/m², 800 W/m² ve 1000 W/m² ısı akıları için ısıtma bölgesinde ortalama T_{alt} değerleri sırasıyla 327,44K, 335,91K, 349,90K, 353,99K ve 370,58K olarak hesaplanmıştır. 6 borulu güneş kolektörünün buharlaşma ve yoğuşma kesit bölgelerindeki sayısal sıcaklık değerlerinin farklı ısı akılarına göre değişimi Çizelge 7.5'te verilmiştir.

Çizelge 7.5. 6 borulu güneş kolektörünün buharlaşma ve yoğuşma kesit bölgelerindeki sayısal sıcaklık değerlerinin farklı ısı akılarına göre değişimi.

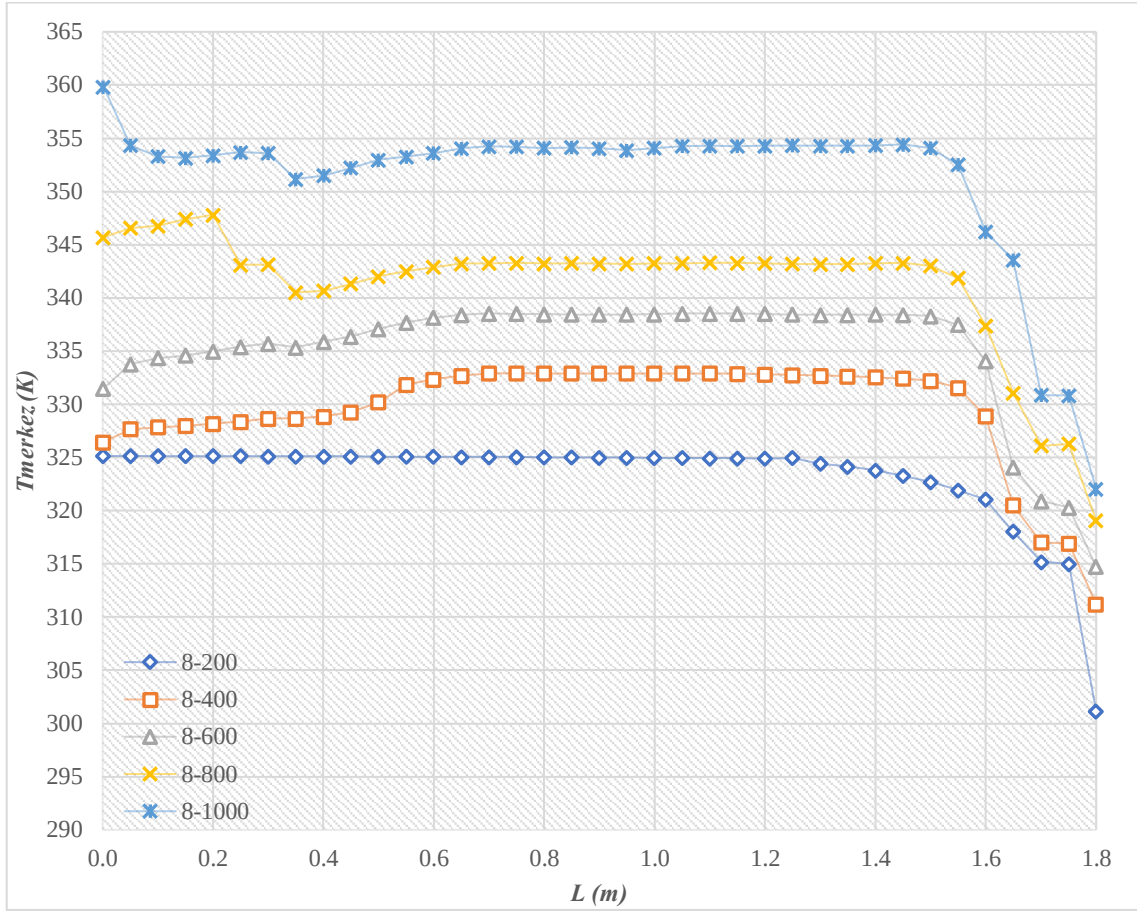


Çizelge 7.5 incelendiğinde, buharlaşma ve yoğuşma bölgelerinin orta bölümünde kesit olarak alınan sayısal sıcaklık değişimlerinde buharlaşma bölgesinde sıcaklık kenarlardan merkeze doğru gittikçe azalırken bu durum yoğuşma bölgesinde ise tam tersidir. Öte yandan, buharlaşma bölgesinde sağ kenarın sıcaklığı ısı akısının uygulandığı bölge olduğu için sol taraftaki kenarın sıcaklığından daha yüksek olduğu görülmektedir. 8 borulu güneş kolektörünün $T_{üst}$ değerlerinin farklı ısı akılarına göre boru uzunluğu boyunca değişimi Şekil 7.16’da verilmiştir.



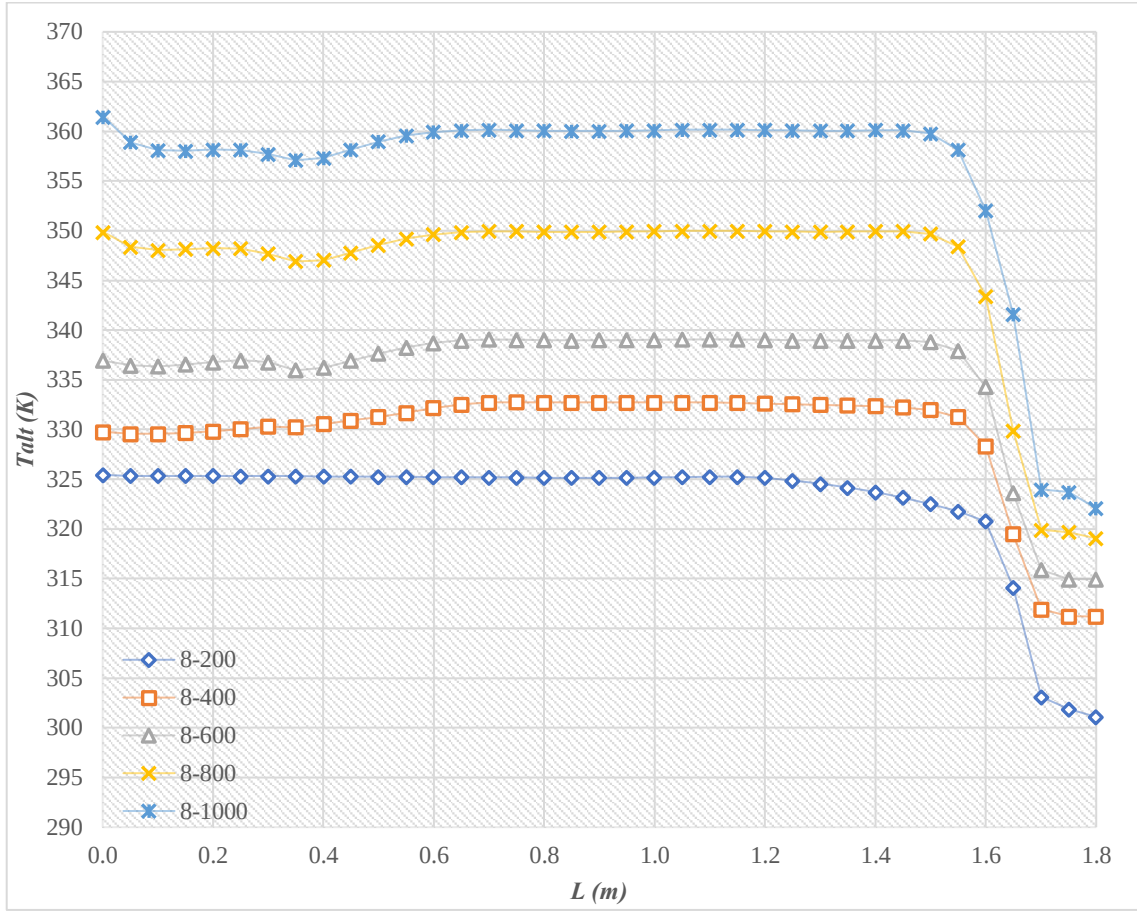
Şekil 7.16. 8 borulu güneş kolektörünün $T_{üst}$ değerlerinin farklı ısı akılarına göre boru uzunluğu boyunca değişimi.

Şekil 7.16 incelendiğinde, farklı ısı akılarına göre $T_{üst}$ değerlerinin 301,17K ile 361,18K arasında değiştiği görülmektedir. 200 W/m², 400 W/m², 600 W/m², 800 W/m² ve 1000 W/m² ısı akıları için ısıtma bölgesinde ortalama $T_{üst}$ değerleri sırasıyla 325,37K, 331,98K, 338,64K, 349,86K ve 360,22K olarak hesaplanmıştır. 8 borulu güneş kolektörünün T_{merkez} değerlerinin farklı ısı akılarına göre boru uzunluğu boyunca değişimi Şekil 7.17’de verilmiştir.



Şekil 7.17. 8 borulu güneş kolektörünün T_{merkez} değerlerinin farklı ısı akılarına göre boru uzunluğu boyunca değişimi.

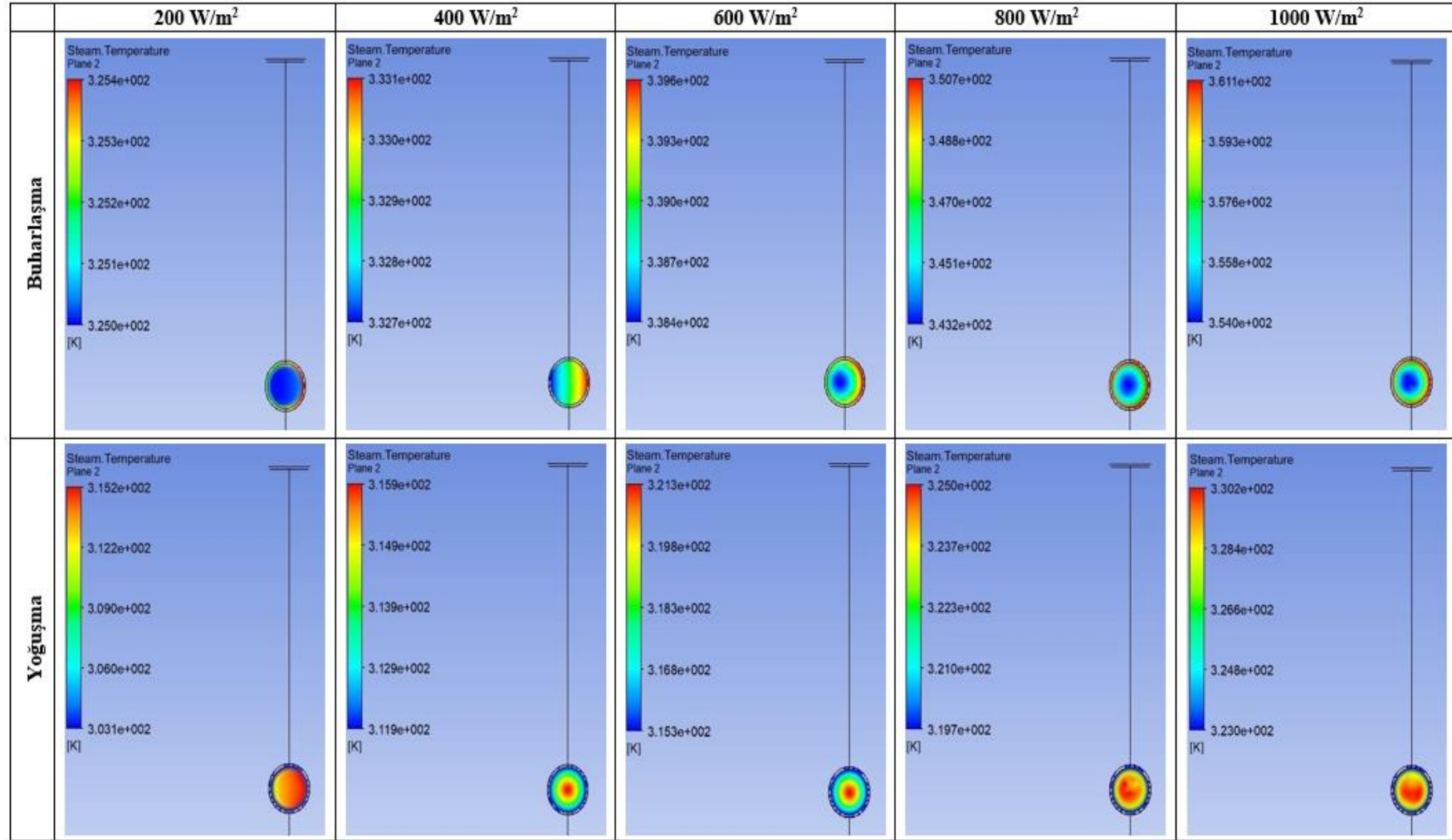
Şekil 7.17 incelendiğinde, farklı ısı akılarına göre T_{merkez} değerlerinin 301,14K ile 354,41K arasında değiştiği görülmektedir. 200 W/m², 400 W/m², 600 W/m², 800 W/m² ve 1000 W/m² ısı akıları için ısıtma bölgesinde ortalama T_{merkez} değerleri sırasıyla 324,63K, 331,10K, 337,11K, 343,26K ve 353,65K olarak hesaplanmıştır. 8 borulu güneş kolektörünün T_{alt} değerlerinin farklı ısı akılarına göre boru uzunluğu boyunca değişimi Şekil 7.18’de verilmiştir.



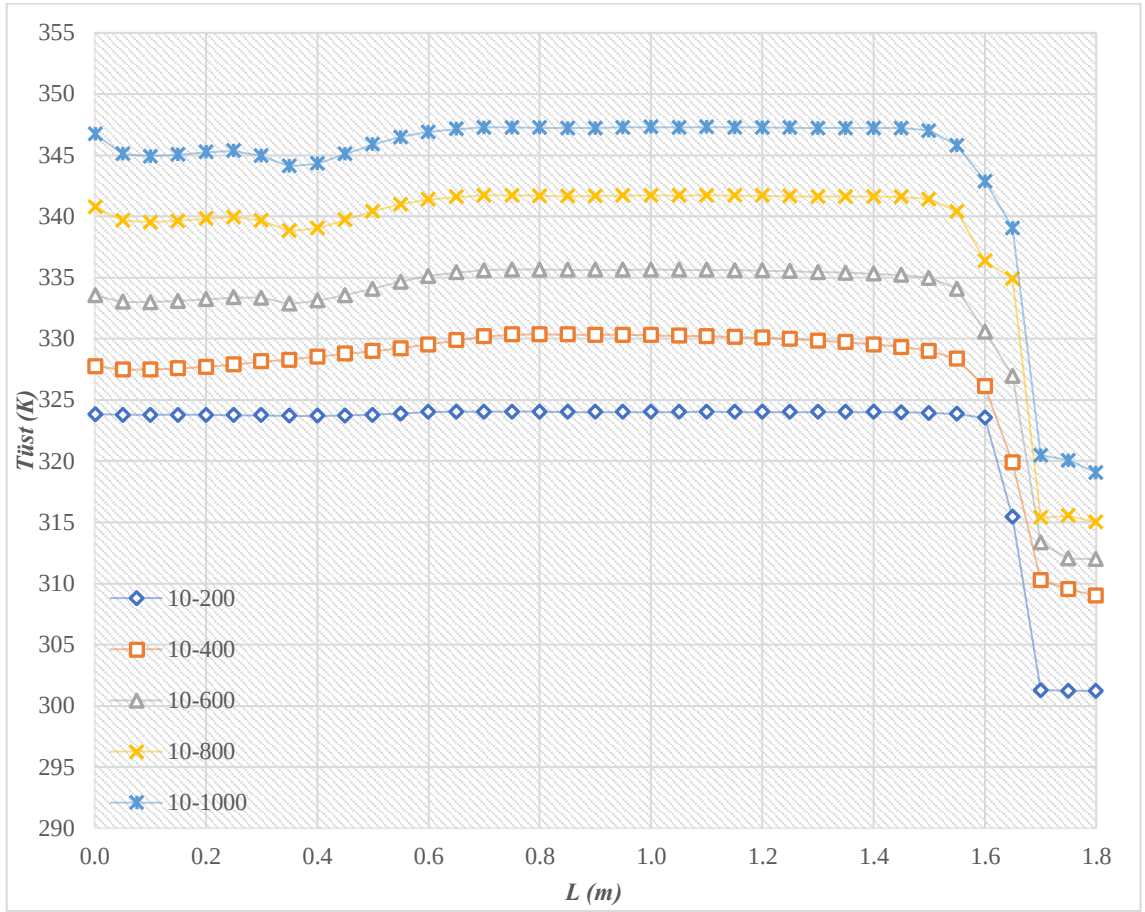
Şekil 7.18. 8 borulu güneş kolektörünün T_{alt} değerlerinin farklı ısı akılarına göre boru uzunluğu boyunca değişimi.

Şekil 7.18 incelendiğinde, farklı ısı akılarına göre T_{alt} değerlerinin 301,10K ile 360,16K arasında değiştiği görülmektedir. 200 W/m^2 , 400 W/m^2 , 600 W/m^2 , 800 W/m^2 ve 1000 W/m^2 ısı akıları için ısıtma bölgesinde ortalama T_{alt} değerleri sırasıyla 324,75K, 331,56K, 338,02K, 349,03K ve 359,18K olarak hesaplanmıştır. 8 borulu güneş kolektörünün buharlaşma ve yoğuşma kesit bölgelerindeki sayısal sıcaklık değerlerinin farklı ısı akılarına göre değişimi Çizelge 7.6'da verilmiştir.

Çizelge 7.6. 8 borulu güneş kolektörünün buharlaşma ve yoğuşma kesit bölgelerindeki sayısal sıcaklık değerlerinin farklı ısı akılarına göre değişimi.

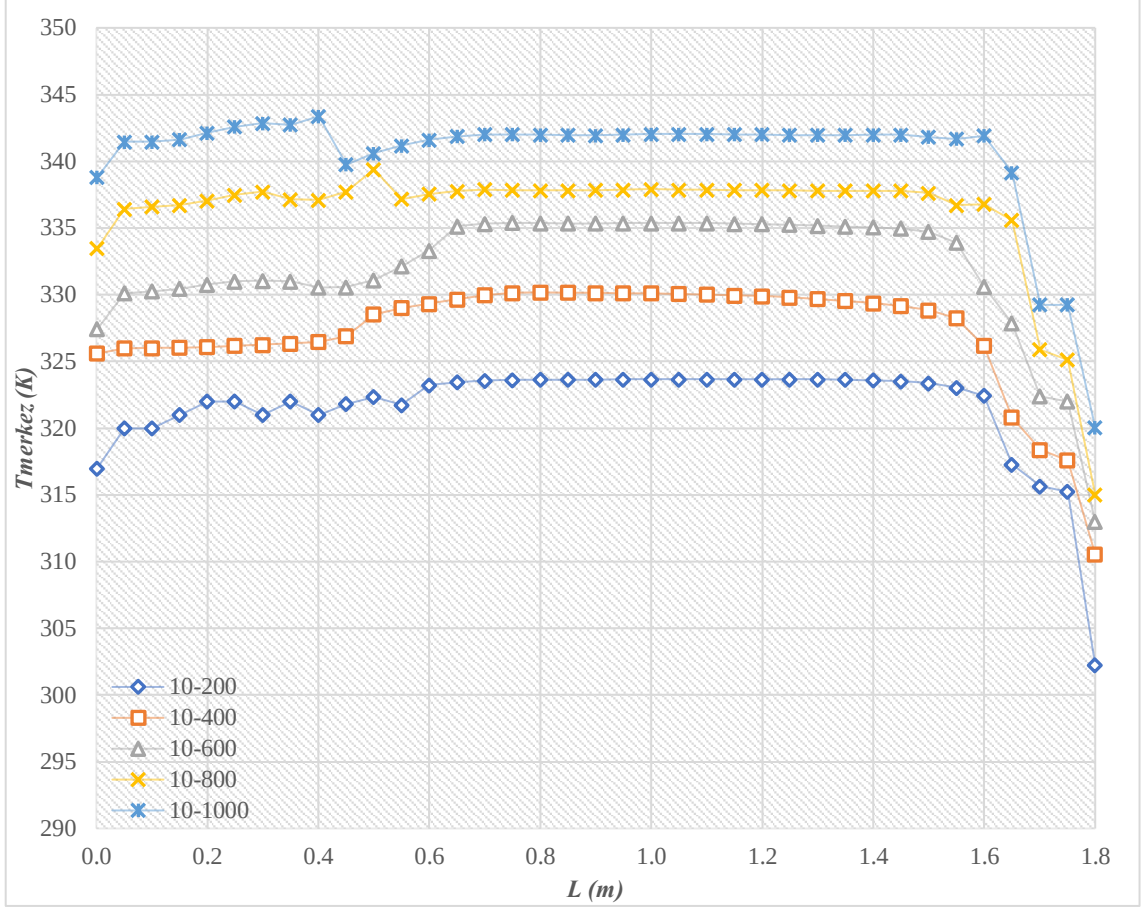


Çizelge 7.6 incelendiğinde, buharlaşma ve yoğuşma bölgelerinin orta bölümünde kesit olarak alınan sayısal sıcaklık değişimlerinde buharlaşma bölgesinde sıcaklık kenarlardan merkeze doğru gittikçe azalırken bu durum yoğuşma bölgesinde ise tam tersidir. Öte yandan, buharlaşma bölgesinde sağ kenarın sıcaklığı ısı akısının uygulandığı bölge olduğu için sol taraftaki kenarın sıcaklığından daha yüksek olduğu görülmektedir. 10 borulu güneş kolektörünün $T_{üst}$ değerlerinin farklı ısı akılarına göre boru uzunluğu boyunca değişimi Şekil 7.19’da verilmiştir.



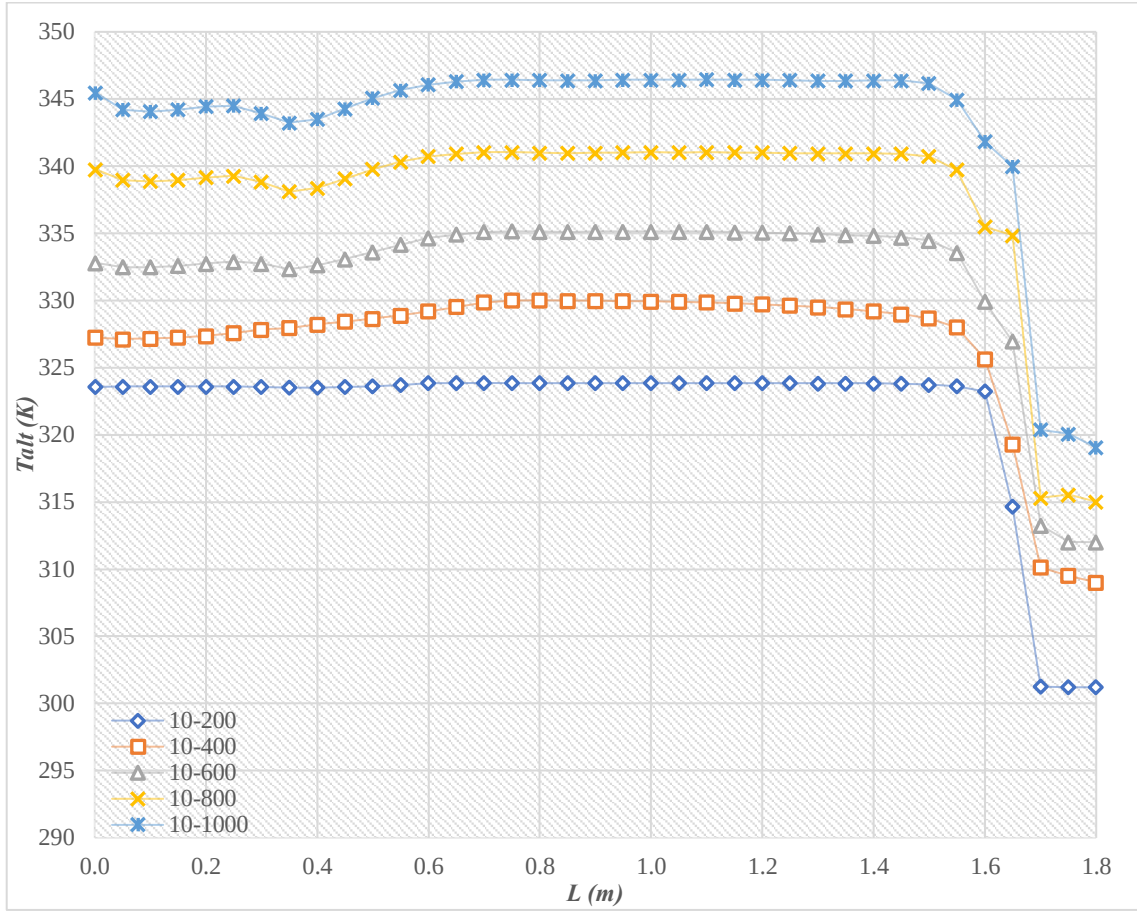
Şekil 7.19. 10 borulu güneş kolektörünün $T_{üst}$ değerlerinin farklı ısı akılarına göre boru uzunluğu boyunca değişimi.

Şekil 7.19 incelendiğinde, farklı ısı akılarına göre $T_{üst}$ değerlerinin 301,22K ile 347,29K arasında değiştiği görülmektedir. 200 W/m², 400 W/m², 600 W/m², 800 W/m² ve 1000 W/m² ısı akıları için ısıtma bölgesinde ortalama $T_{üst}$ değerleri sırasıyla 323,91K, 329,15K, 334,54K, 340,79K ve 346,33K olarak hesaplanmıştır. 10 borulu güneş kolektörünün T_{merkez} değerlerinin farklı ısı akılarına göre boru uzunluğu boyunca değişimi Şekil 7.20’de verilmiştir.



Şekil 7.20. 10 borulu güneş kolektörünün T_{merkez} değerlerinin farklı ısı akılarına göre boru uzunluğu boyunca değişimi.

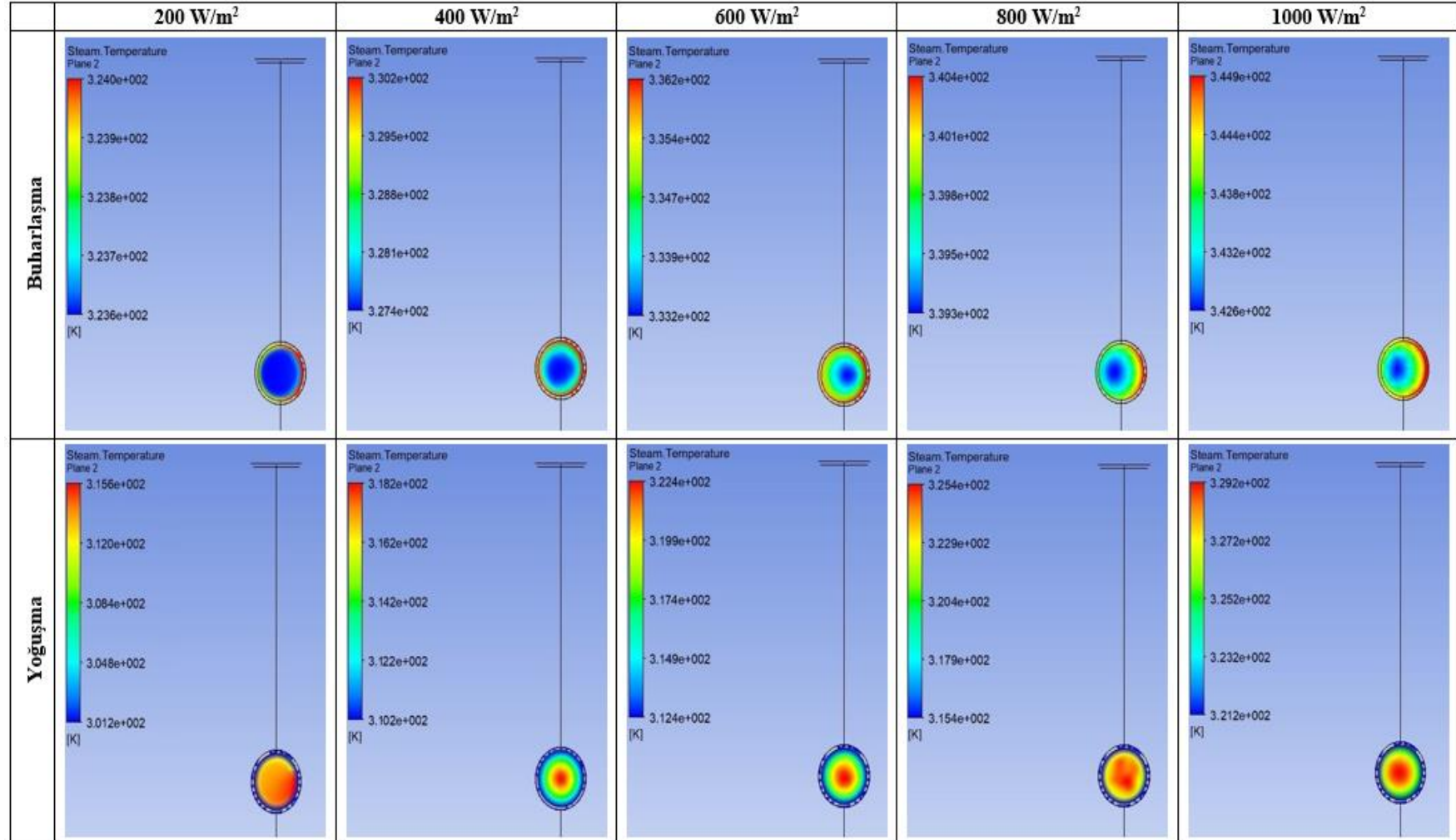
Şekil 7.20 incelendiğinde, farklı ısı akılarına göre T_{merkez} değerlerinin 302,25K ile 342,86K arasında değiştiği görülmektedir. 200 W/m², 400 W/m², 600 W/m², 800 W/m² ve 1000 W/m² ısı akıları için ısıtma bölgesinde ortalama T_{merkez} değerleri sırasıyla 322,59K, 328,49K, 333,29K, 337,45K ve 341,80K olarak hesaplanmıştır. 10 borulu güneş kolektörünün T_{alt} değerlerinin farklı ısı akılarına göre boru uzunluğu boyunca değişimi Şekil 7.21’de verilmiştir.



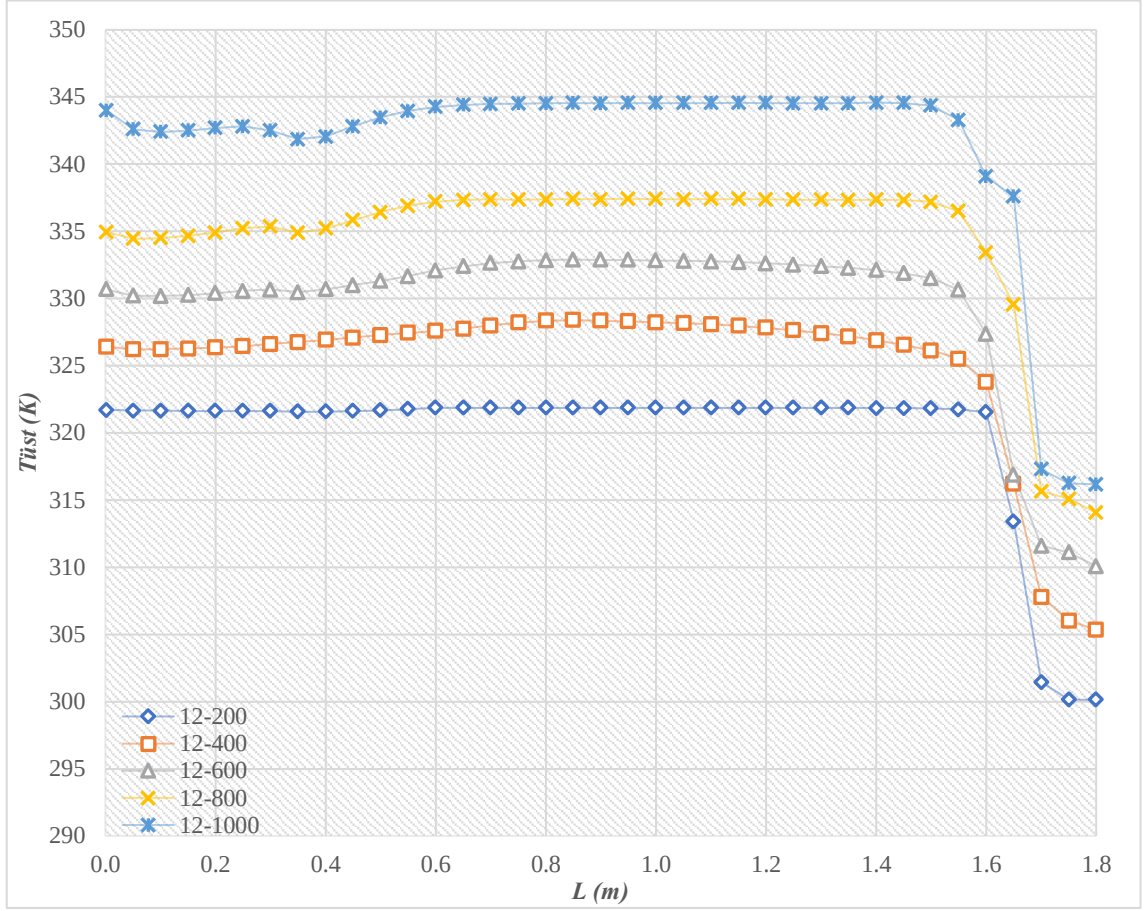
Şekil 7.21. 10 borulu güneş kolektörünün T_{alt} değerlerinin farklı ısı akılarına göre boru uzunluğu boyunca değişimi.

Şekil 7.21 incelendiğinde, farklı ısı akılarına göre T_{alt} değerlerinin 301,21K ile 346,45K arasında değiştiği görülmektedir. 200 W/m², 400 W/m², 600 W/m², 800 W/m² ve 1000 W/m² ısı akıları için ısıtma bölgesinde ortalama T_{alt} değerleri sırasıyla 323,73K, 328,81K, 334,02K, 340,09K ve 345,47K olarak hesaplanmıştır. 10 borulu güneş kolektörünün buharlaşma ve yoğuşma kesit bölgesindeki sayısal sıcaklık değerlerinin farklı ısı akılarına göre değişimi Çizelge 7.7’de verilmiştir.

Çizelge 7.7. 10 borulu güneş kolektörünün buharlaşma ve yoğuşma kesit bölgesindeki sayısal sıcaklık değerlerinin farklı ısı akılarına göre değişimi.

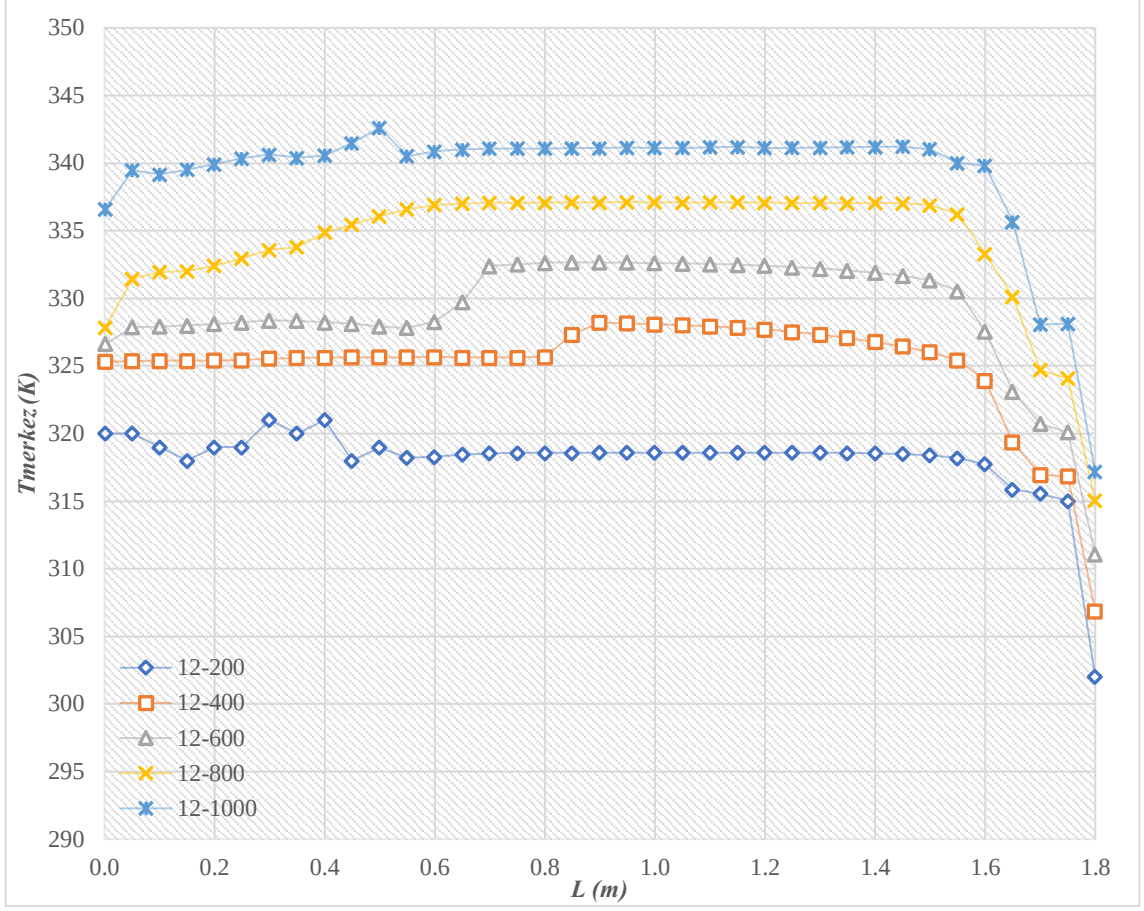


Çizelge 7.7 incelendiğinde, buharlaşma ve yoğuşma bölgelerinin orta bölümünde kesit olarak alınan sayısal sıcaklık değişimlerinde buharlaşma bölgesinde sıcaklık kenarlardan merkeze doğru gittikçe azalırken bu durum yoğuşma bölgesinde ise tam tersidir. Öte yandan, buharlaşma bölgesinde sağ kenarın sıcaklığı ısı akısının uygulandığı bölge olduğu için sol taraftaki kenarın sıcaklığından daha yüksek olduğu görülmektedir. 12 borulu güneş kolektörünün $T_{üst}$ değerlerinin farklı ısı akılarına göre boru uzunluğu boyunca değişimi Şekil 7.22’de verilmiştir.



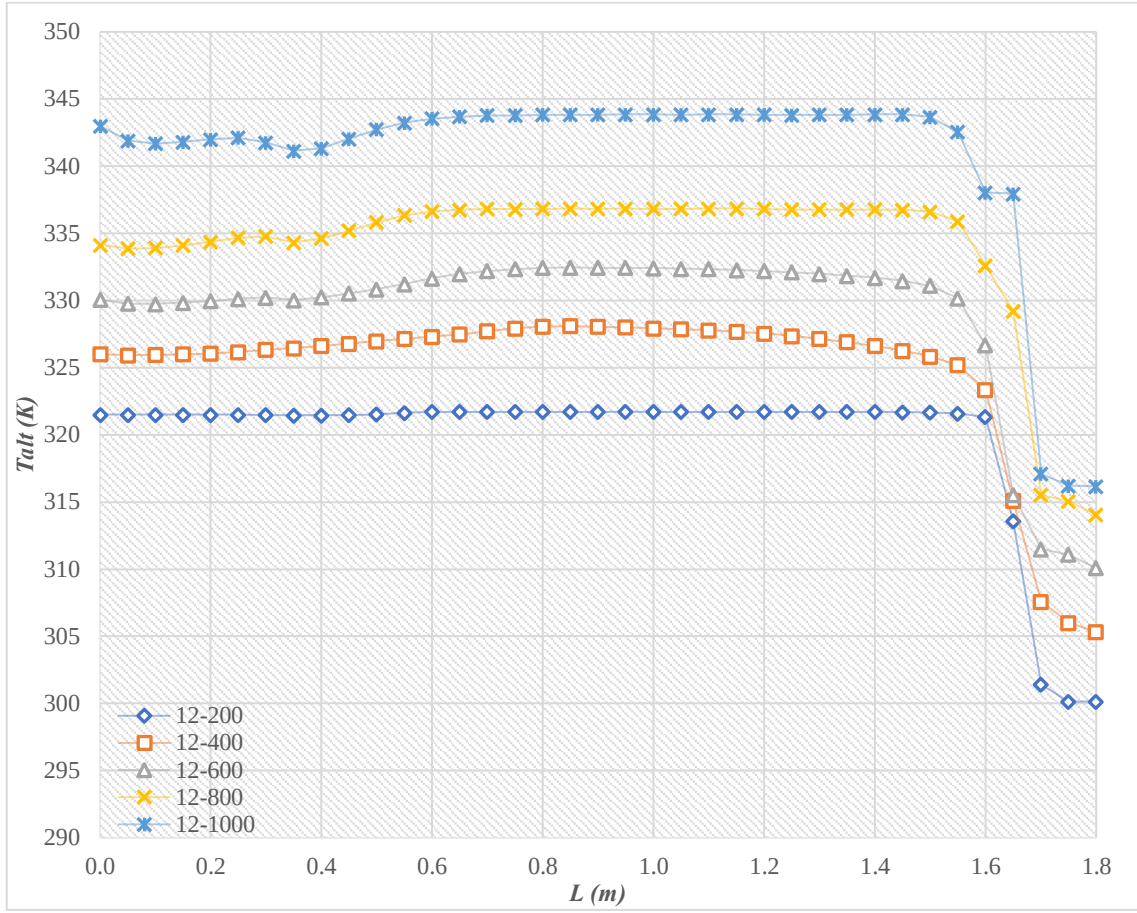
Şekil 7.22. 12 borulu güneş kolektörünün $T_{üst}$ değerlerinin farklı ısı akılarına göre boru uzunluğu boyunca değişimi.

Şekil 7.22 incelendiğinde, farklı ısı akılarına göre $T_{üst}$ değerlerinin 300,14K ile 344,58K arasında değiştiği görülmektedir. 200 W/m², 400 W/m², 600 W/m², 800 W/m² ve 1000 W/m² ısı akıları için ısıtma bölgesinde ortalama $T_{üst}$ değerleri sırasıyla 321,77K, 327,16K, 331,64K, 336,46K ve 343,69K olarak hesaplanmıştır. 12 borulu güneş kolektörünün T_{merkez} değerlerinin farklı ısı akılarına göre boru uzunluğu boyunca değişimi Şekil 7.23’te verilmiştir.



Şekil 7.23. 12 borulu güneş kolektörünün T_{merkez} değerlerinin farklı ısı akılarına göre boru uzunluğu boyunca değişimi.

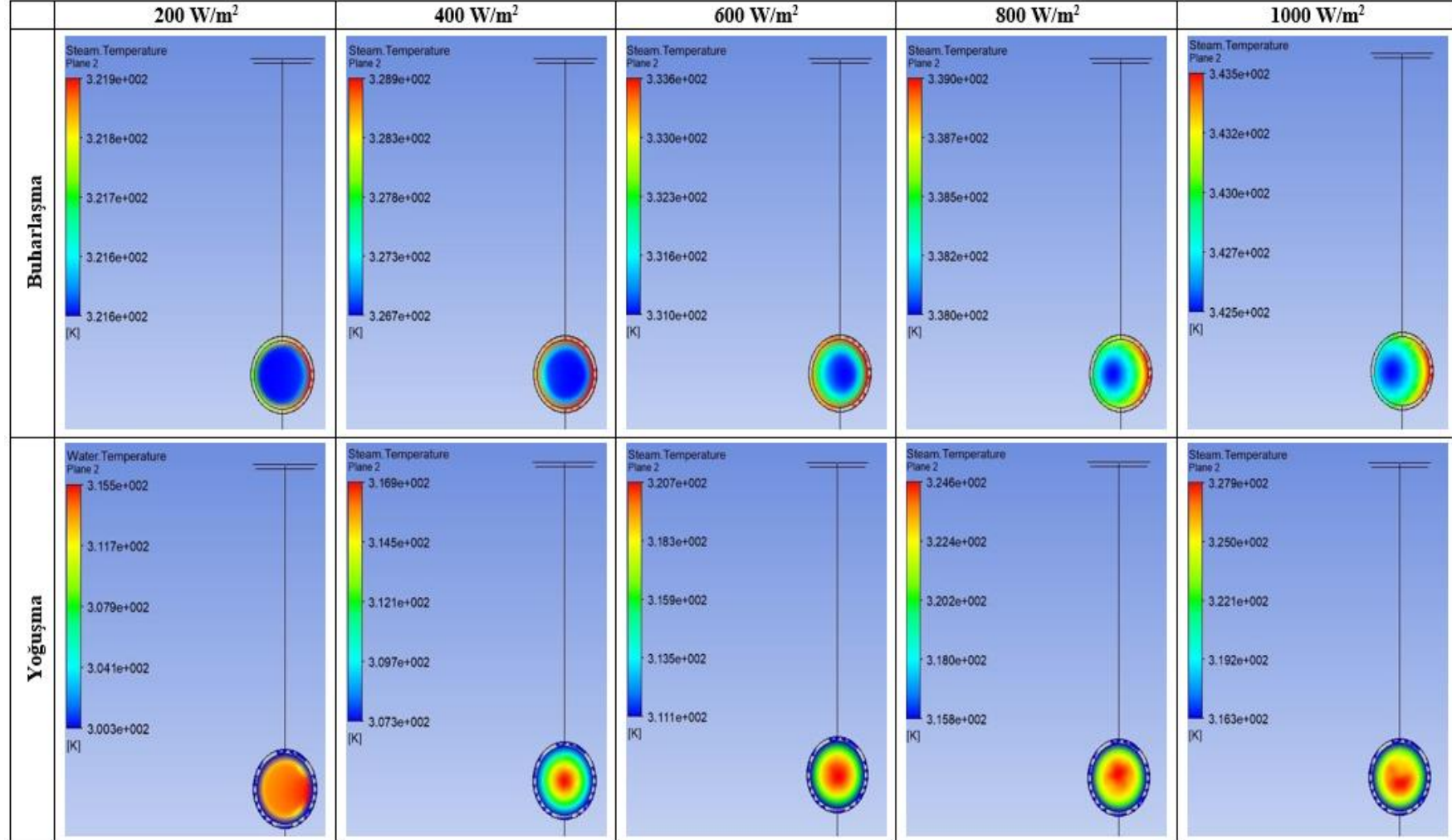
Şekil 7.23 incelendiğinde, farklı ısı akılarına göre T_{merkez} değerlerinin 302,04K ile 342,61K arasında değiştiği görülmektedir. 200 W/m², 400 W/m², 600 W/m², 800 W/m² ve 1000 W/m² ısı akıları için ısıtma bölgesinde ortalama T_{merkez} değerleri sırasıyla 318,80K, 326,30K, 330,34K, 335,53K ve 340,67K olarak hesaplanmıştır. 12 borulu güneş kolektörünün T_{alt} değerlerinin farklı ısı akılarına göre boru uzunluğu boyunca değişimi Şekil 7.24'te verilmiştir.



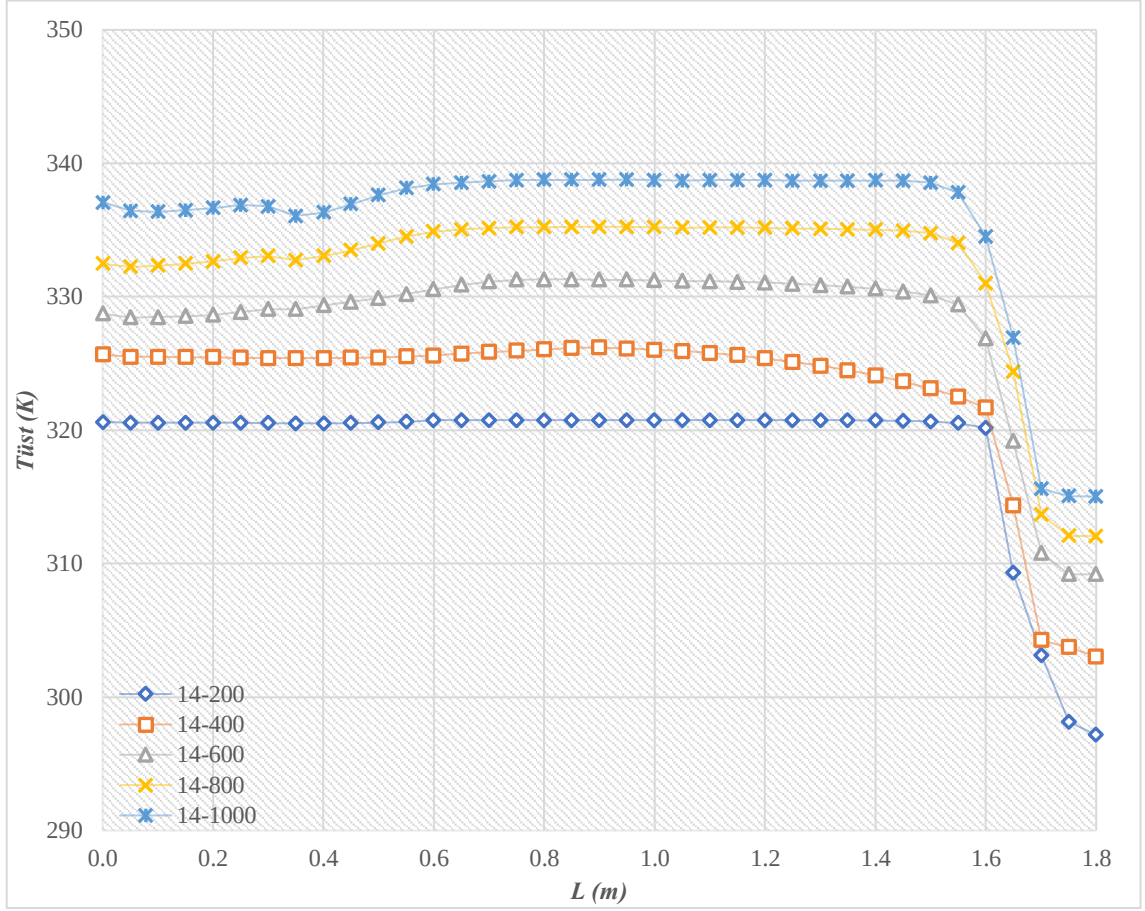
Şekil 7.24. 12 borulu güneş kolektörünün T_{alt} değerlerinin farklı ısı akılarına göre boru uzunluğu boyunca değişimi.

Şekil 7.24 incelendiğinde, farklı ısı akılarına göre T_{alt} değerlerinin 300,14K ile 343,86K arasında değiştiği görülmektedir. 200 W/m², 400 W/m², 600 W/m², 800 W/m² ve 1000 W/m² ısı akıları için ısıtma bölgesinde ortalama T_{alt} değerleri sırasıyla 321,62K, 326,87K, 331,19K, 335,87K ve 342,96K olarak hesaplanmıştır. 12 borulu güneş kolektörünün buharlaşma ve yoğuşma kesit bölgesindeki sayısal sıcaklık değerlerinin farklı ısı akılarına göre değişimi Çizelge 7.8’de verilmiştir.

Çizelge 7.8. 12 borulu güneş kolektörünün buharlaşma ve yoğuşma kesit bölgesindeki sayısal sıcaklık değerlerinin farklı ısı akılarına göre değişimi.

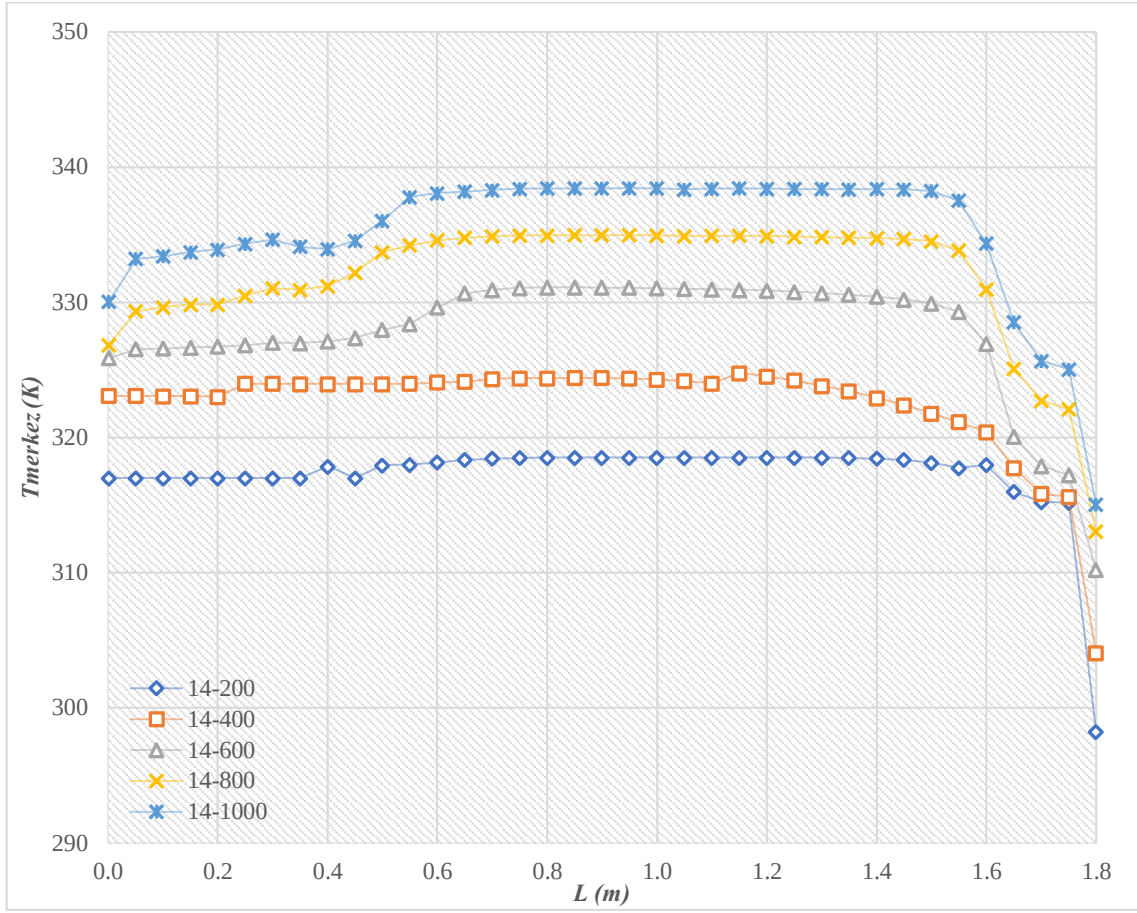


Çizelge 7.8 incelendiğinde, buharlaşma ve yoğuşma bölgelerinin orta bölümünde kesit olarak alınan sayısal sıcaklık değişimlerinde buharlaşma bölgesinde sıcaklık kenarlardan merkeze doğru gittikçe azalırken bu durum yoğuşma bölgesinde ise tam tersidir. Öte yandan, buharlaşma bölgesinde sağ kenarın sıcaklığı ısı akısının uygulandığı bölge olduğu için sol taraftaki kenarın sıcaklığından daha yüksek olduğu görülmektedir. 14 borulu güneş kolektörünün $T_{üst}$ değerlerinin farklı ısı akılarına göre boru uzunluğu boyunca değişimi Şekil 7.25'te verilmiştir.



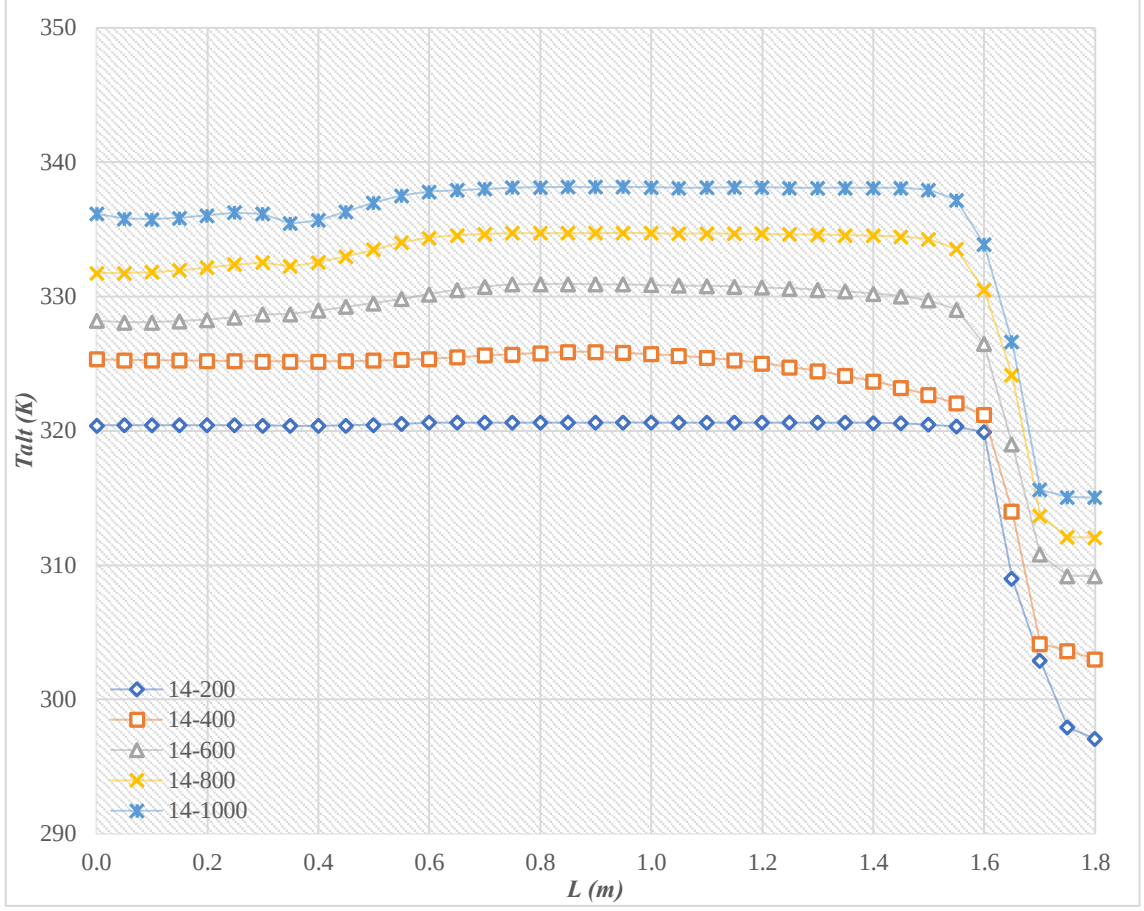
Şekil 7.25. 14 borulu güneş kolektörünün $T_{üst}$ değerlerinin farklı ısı akılarına göre boru uzunluğu boyunca değişimi.

Şekil 7.25 incelendiğinde, farklı ısı akılarına göre $T_{üst}$ değerlerinin 297,15K ile 338,78K arasında değiştiği görülmektedir. 200 W/m², 400 W/m², 600 W/m², 800 W/m² ve 1000 W/m² ısı akıları için ısıtma bölgesinde ortalama $T_{üst}$ değerleri sırasıyla 320,65K, 325,20K, 330,11K, 334,18K ve 337,85K olarak hesaplanmıştır. 14 borulu güneş kolektörünün T_{merkez} değerlerinin farklı ısı akılarına göre boru uzunluğu boyunca değişimi Şekil 7.26'da verilmiştir.



Şekil 7.26. 14 borulu güneş kolektörünün T_{mercez} değerlerinin farklı ısı akılarına göre boru uzunluğu boyunca değişimi.

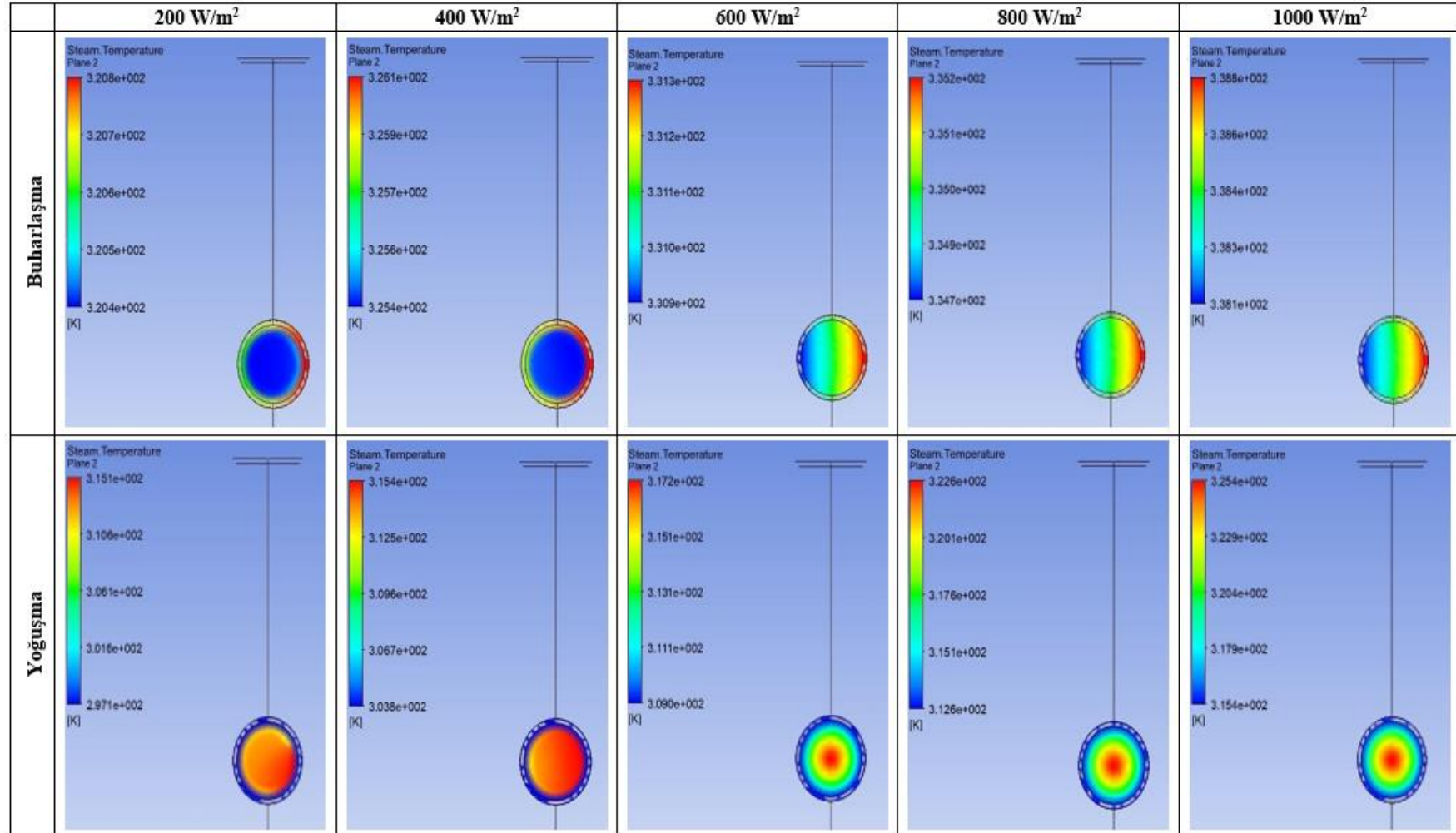
Şekil 7.26 incelendiğinde, farklı ısı akılarına göre T_{mercez} değerlerinin 298,23K ile 338,45K arasında değiştiği görülmektedir. 200 W/m², 400 W/m², 600 W/m², 800 W/m² ve 1000 W/m² ısı akıları için ısıtma bölgesinde ortalama T_{mercez} değerleri sırasıyla 317,98K, 323,62K, 329,22K, 333,22K ve 336,68K olarak hesaplanmıştır. 14 borulu güneş kolektörünün T_{alt} değerlerinin farklı ısı akılarına göre boru uzunluğu boyunca değişimi Şekil 7.27’de verilmiştir.



Şekil 7.27. 14 borulu güneş kolektörünün T_{alt} değerlerinin farklı ısı akılarına göre boru uzunluğu boyunca değişimi.

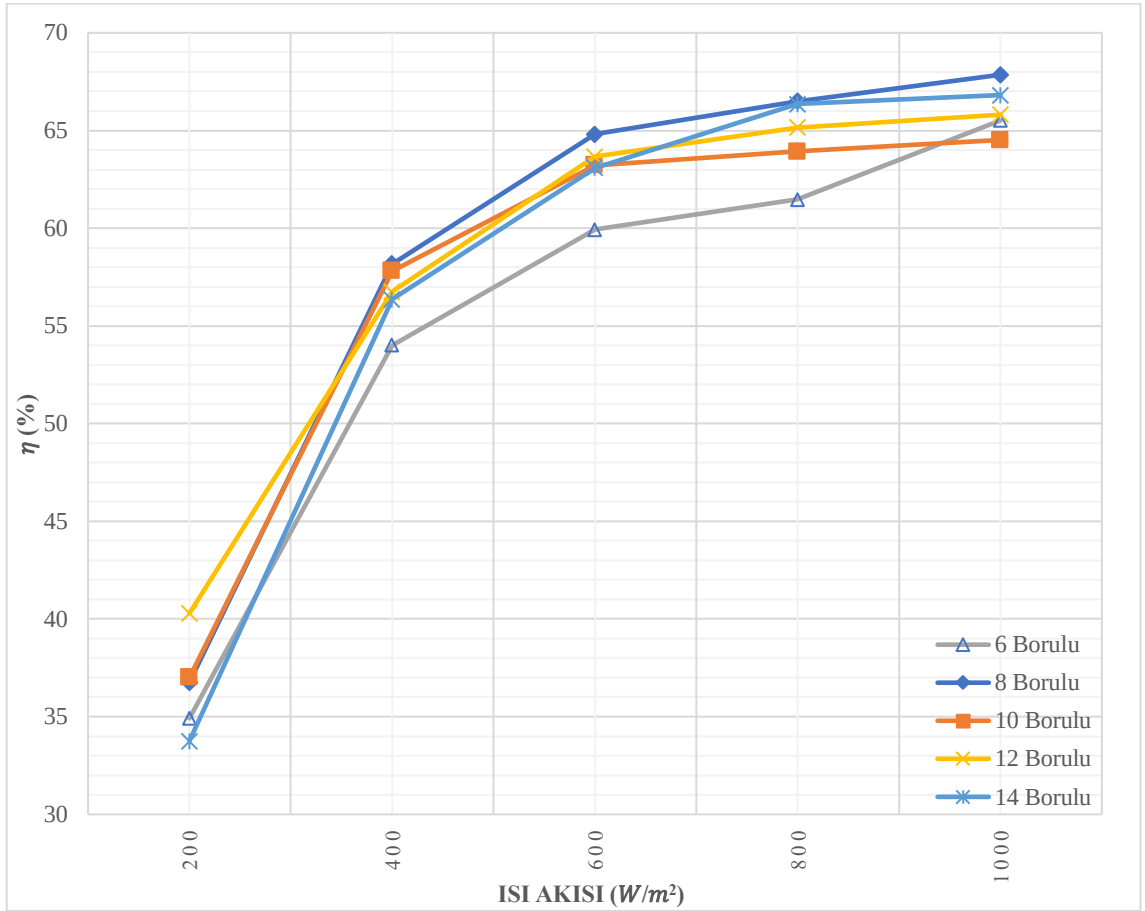
Şekil 7.27 incelendiğinde, farklı ısı akılarına göre T_{alt} değerlerinin 297,08K ile 338,17K arasında değiştiği görülmektedir. 200 W/m², 400 W/m², 600 W/m², 800 W/m² ve 1000 W/m² ısı akıları için ısıtma bölgesinde ortalama T_{alt} değerleri sırasıyla 320,56K, 324,89K, 329,73K, 333,68K ve 337,23K olarak hesaplanmıştır. 14 borulu güneş kolektörünün buharlaşma ve yoğuşma kesit bölgesindeki sayısal sıcaklık değerlerinin farklı ısı akılarına göre değişimi Çizelge 7.9'da verilmiştir.

Çizelge 7.9. 14 borulu güneş kolektörünün buharlaşma ve yoğuşma kesit bölgesindeki sayısal sıcaklık değerlerinin farklı ısı akılarına göre değişimi.



Çizelge 7.9 incelendiğinde, buharlaşma ve yoğuşma bölgelerinin orta bölümünde kesit olarak alınan sayısal sıcaklık değişimlerinde buharlaşma bölgesinde sıcaklık kenarlardan merkeze doğru gittikçe azalırken bu durum yoğuşma bölgesinde ise tam tersidir. Öte yandan, buharlaşma bölgesinde sağ kenarın sıcaklığı ısı akısının uygulandığı bölge olduğu için sol taraftaki kenarın sıcaklığından daha yüksek olduğu görülmektedir.

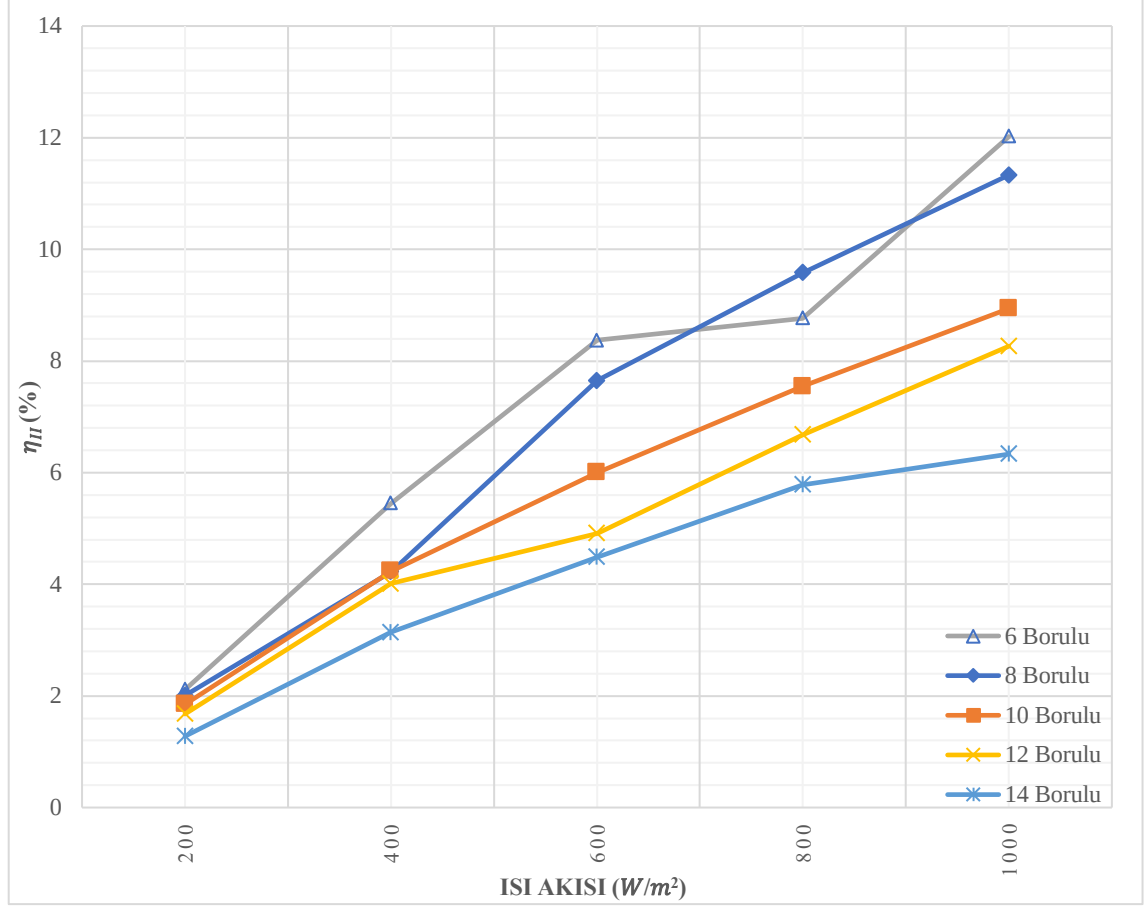
Dış ortam sıcaklığının 298K olduğu durumda farklı boru sayılı kolektör için farklı ısı akılarına göre enerji veriminin (η) değişimi Şekil 7.28’de verilmiştir.



Şekil 7.28. Dış ortam sıcaklığının 298K olduğu durumda farklı boru sayılı kolektör için farklı ısı akılarına göre η değerinin değişimi.

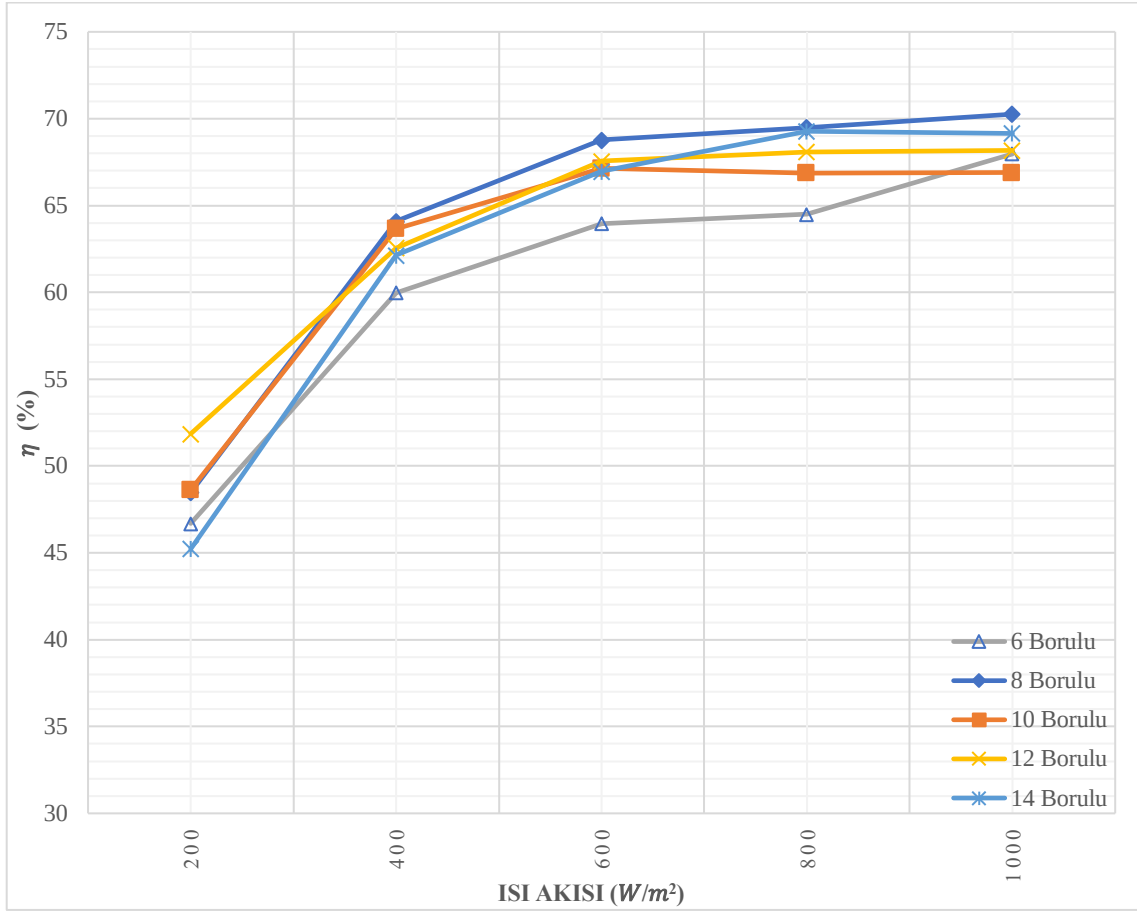
Şekil 7.28 incelendiğinde, farklı boru sayılı tüm kolektörler için ısı akısının artmasıyla η değerlerinin ufak dalgalanmalarla birlikte sürekli olarak arttığı görülmektedir. 400-600 W/m^2 ısı akısı değerlerinde en düşük η değerleri 6 borulu kolektör için hesaplanırken en yüksek η değerleri ise 8 borulu kolektör için hesaplanmıştır. Bununla birlikte, 800 W/m^2 ısı akısında 6, 8, 10, 12 ve 14 borulu kolektörler için η değerleri sırasıyla %61,4659, %66,5077, %63,9233, %65,1577 ve

%66,3553 olarak hesaplanırken 8 ve 14 borulu kollektör verimlerinin birbirine oldukça yakın olduğu görülmüştür. Dış ortam sıcaklığının 298K olduğu durumda farklı boru sayılı kollektör için farklı ısı akılarına göre ekserji veriminin (η_{II}) değişimi Şekil 7.29’da verilmiştir.



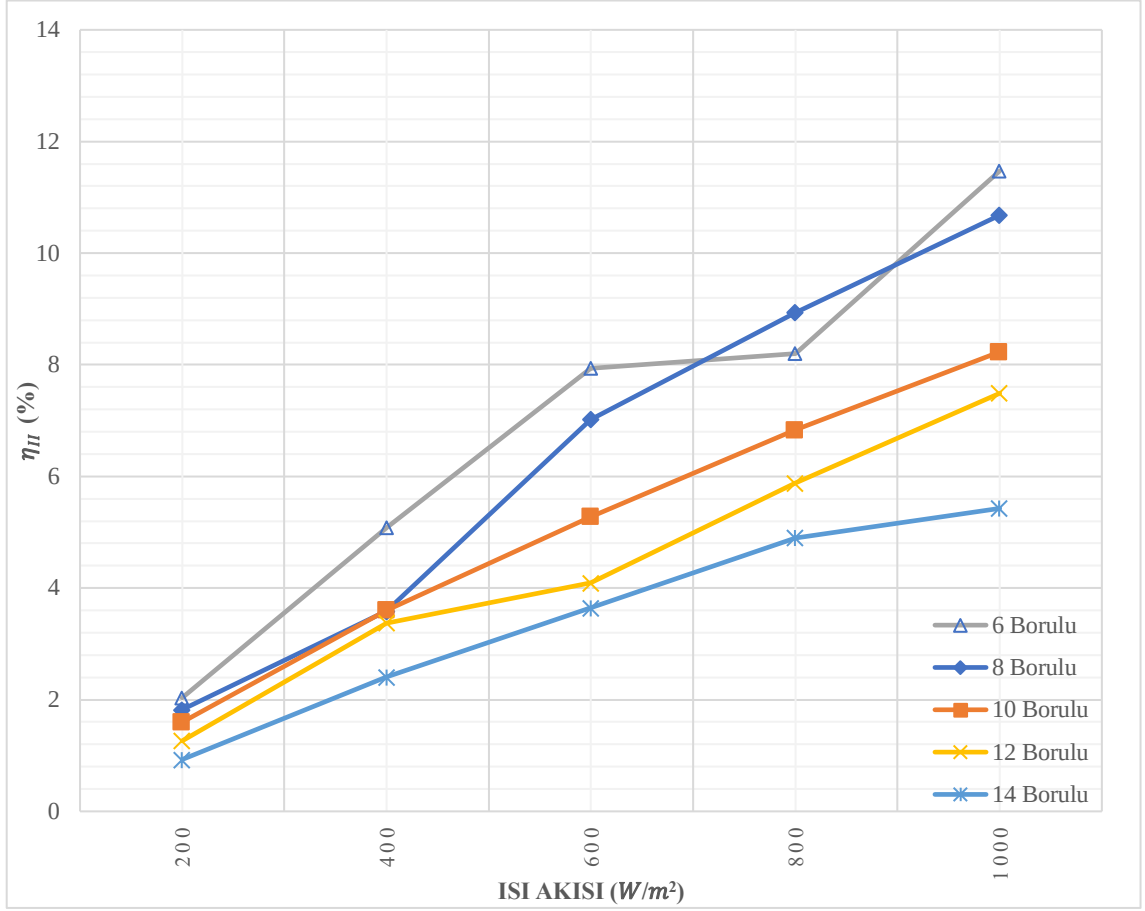
Şekil 7.29. Dış ortam sıcaklığının 298K olduğu durumda farklı boru sayılı kollektör için farklı ısı akılarına göre η_{II} değerinin değişimi.

Şekil 7.29 incelendiğinde, farklı boru sayılı tüm kollektörler için ısı akısının artmasıyla η_{II} değerlerinin küçük dalgalanmalarla birlikte yatay olarak arttığı görülmektedir. Tüm ısı akısı değerlerinde 14 borulu kollektöre ait η_{II} değerleri diğerlerine göre en düşük olarak hesaplanırken bir nokta haricinde 6 borulu kollektöre ait η_{II} değerleri ise diğerlerine göre daha yüksek olarak bulunmuştur. Bununla birlikte, 800 W/m² ısı akısında 6, 8, 10, 12 ve 14 borulu kollektörler için η_{II} değerleri sırasıyla %8,7675, %9,5772, %7,5463, %6,6809 ve %5,7820 olarak hesaplanmıştır. Dış ortam sıcaklığının 303K olduğu durumda farklı boru sayılı kollektör için farklı ısı akılarına göre η değerinin değişimi Şekil 7.30’da verilmiştir.



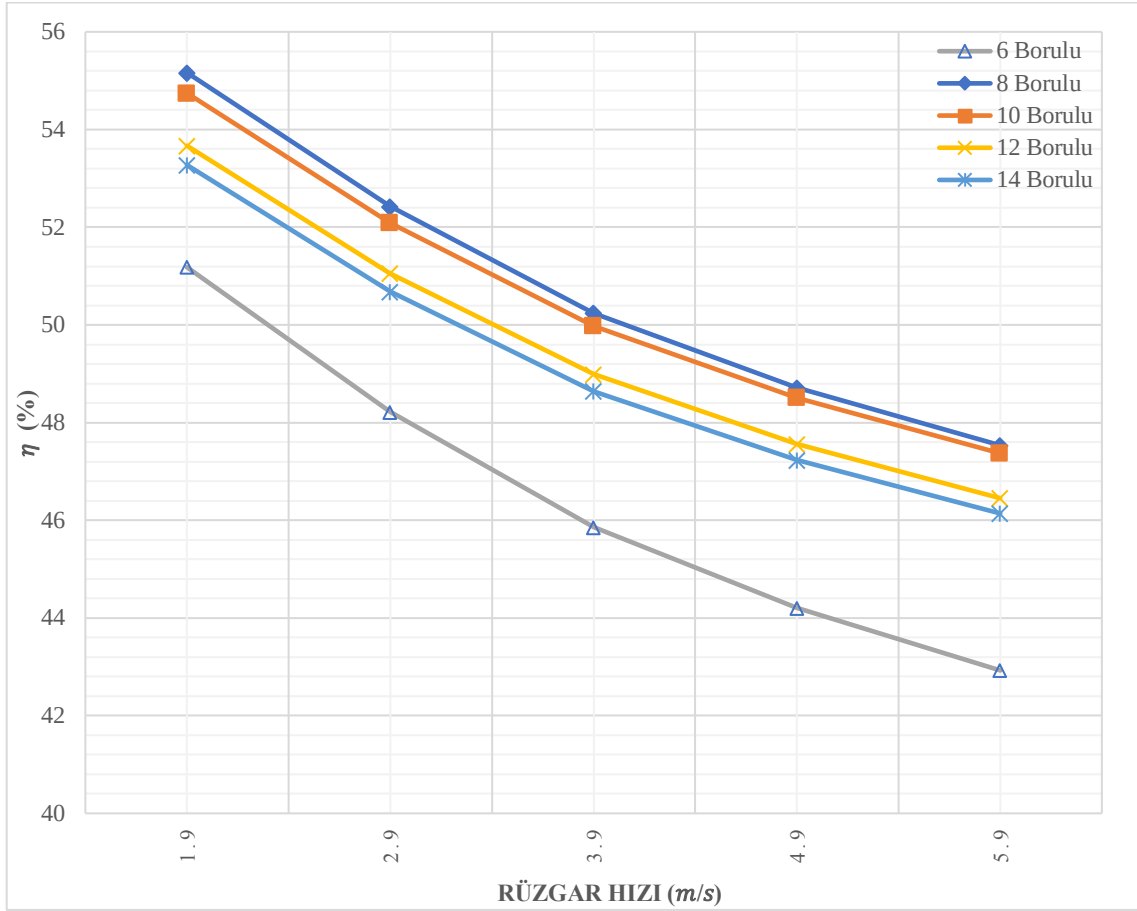
Şekil 7.30. Dış ortam sıcaklığının 303K olduğu durumda farklı boru sayılı kolektör için farklı ısı akılarına göre η değerinin değişimi.

Şekil 7.30 incelendiğinde, farklı boru sayılı tüm kolektörler için ısı akısının artmasıyla η değerlerinin ufak dalgalanmalarla birlikte sürekli ve 600 W/m^2 değerinden sonra yatay olarak arttığı görülmektedir. 400-600 W/m^2 ısı akısı değerlerinde en düşük η değerleri 6 borulu kolektör için hesaplanırken en yüksek η değerleri ise 8 borulu kolektör için hesaplanmıştır. Bununla birlikte, 800 W/m^2 ısı akısında 6, 8, 10, 12 ve 14 borulu kolektörler için η değerleri sırasıyla %64,5041, %69,4958, %66,8833, %68,0896 ve %69,2743 olarak hesaplanırken 8 ve 14 borulu kolektör verimlerinin birbirine oldukça yakın olduğu görülmüştür. Dış ortam sıcaklığının 303K olduğu durumda farklı boru sayılı kolektör için farklı ısı akılarına göre η_{II} değerinin değişimi Şekil 7.31’de verilmiştir



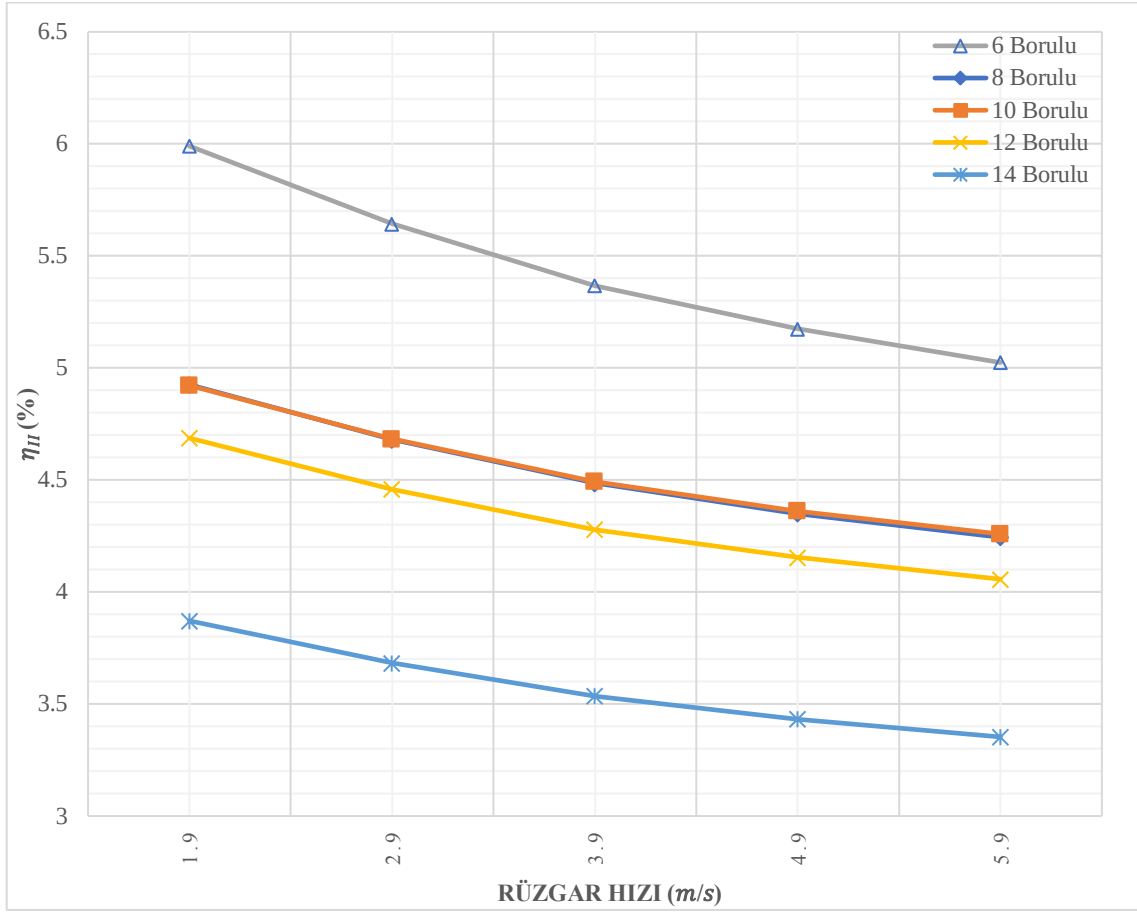
Şekil 7.31. Dış ortam sıcaklığının 303K olduğu durumda farklı boru sayılı kollektör için farklı ısı akılarına göre η_{II} değerinin değişimi.

Şekil 7.31 incelendiğinde, farklı boru sayılı tüm kollektörler için ısı akısının artmasıyla η_{II} değerlerinin küçük dalgalanmalarla birlikte yatay olarak arttığı görülmektedir. Tüm ısı akısı değerlerinde 14 borulu kollektöre ait η_{II} değerleri diğerlerine göre en düşük olarak hesaplanırken bir nokta haricinde 6 borulu kollektöre ait η_{II} değerleri ise diğerlerine göre daha yüksek olarak bulunmuştur. Bununla birlikte, 6, 8, 10, 12 ve 14 borulu kollektörler için η_{II} değerleri 600 W/m² ısı akısında sırasıyla %7,9400, %7,0241, %5,2781, %4,0900 ve %3,6424 olarak bulunurken 800 W/m² ısı akısında sırasıyla %8,2060, %8,9373, %6,8346, %5,8822 ve %5,7820 olarak hesaplanmıştır. Dış ortam sıcaklığının Kütahya ili yaz ortalaması olan 296,222 olduğu 400 W/m² ısı akısında farklı boru sayılı kollektör için η değerlerinin farklı rüzgar hızlarına göre değişimi Şekil 7.32’de verilmiştir.



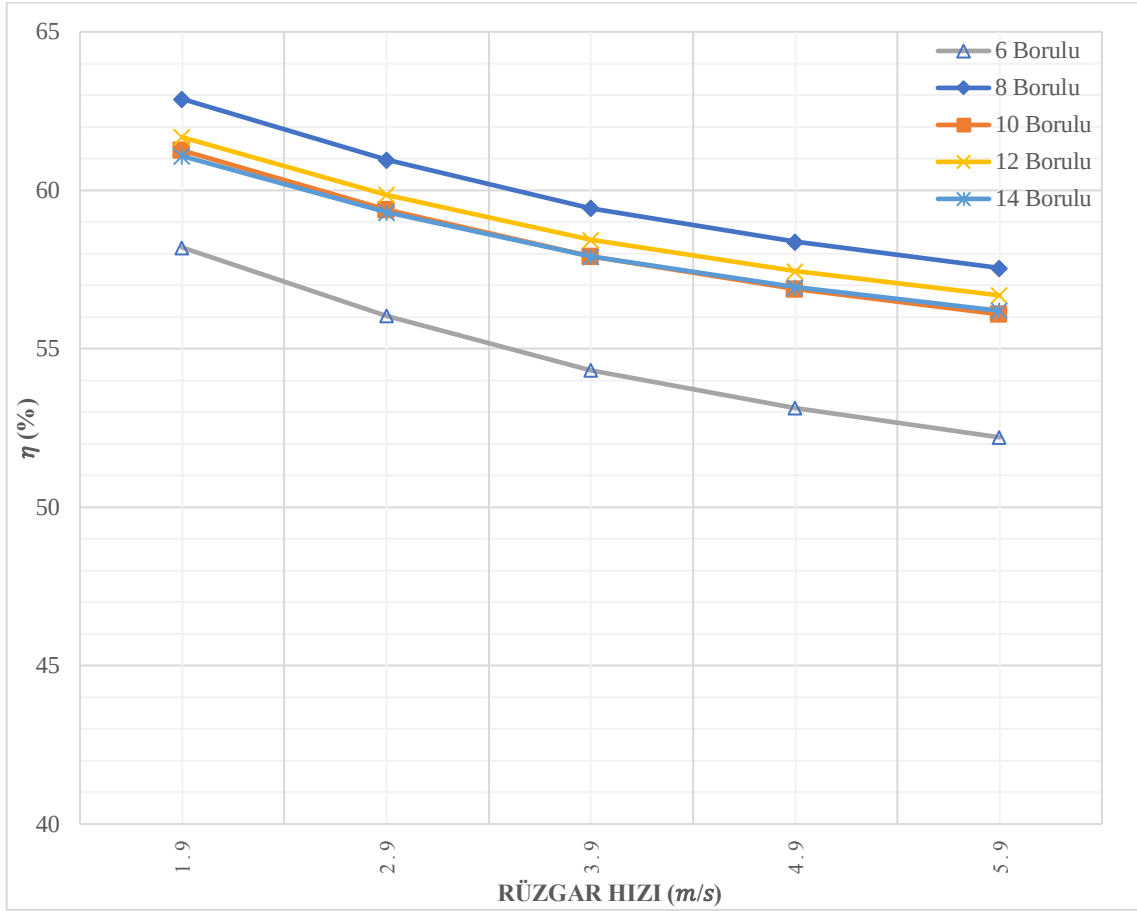
Şekil 7.32. Dış ortam sıcaklığının 296,222K olduğu 400 W/m² ısı akısında farklı boru sayılı kollektör için farklı rüzgar hızlarına göre η değerinin değişimi.

Şekil 7.32 incelendiğinde, dış ortam sıcaklığının 296,222K olduğu 400 W/m² ısı akısında farklı boru sayılı tüm kollektörler için rüzgar hızının artmasıyla η değerlerinin sürekli olarak azaldığı görülmektedir. Bununla birlikte, 6, 8, 10, 12 ve 14 borulu kollektörler için η değerleri 1,9 m/s rüzgar hızında sırasıyla %51,1818, %55,1642, %54,7448, %53,6689 ve %53,2730 olarak bulunurken bu değerler 5,9 m/s rüzgar hızında sırasıyla %42,9263, %47,5358, %47,3717, %46,4525 ve %46,1406 olarak hesaplanmıştır. Öte yandan, rüzgar hızının 1,9 m/s değerinden 5,9 m/s değerine çıkmasıyla 6, 8, 10, 12 ve 14 borulu kollektörler için η değerlerinin sırasıyla %16,1297, %13,8285, %13,4681, %13,4460 ve %13,3884 oranında azaldığı görülmüştür. Dış ortam sıcaklığının 296,222 olduğu 400 W/m² ısı akısında farklı boru sayılı kollektör için η_{II} değerlerinin farklı rüzgar hızlarına göre değişimi Şekil 7.33'te verilmiştir.



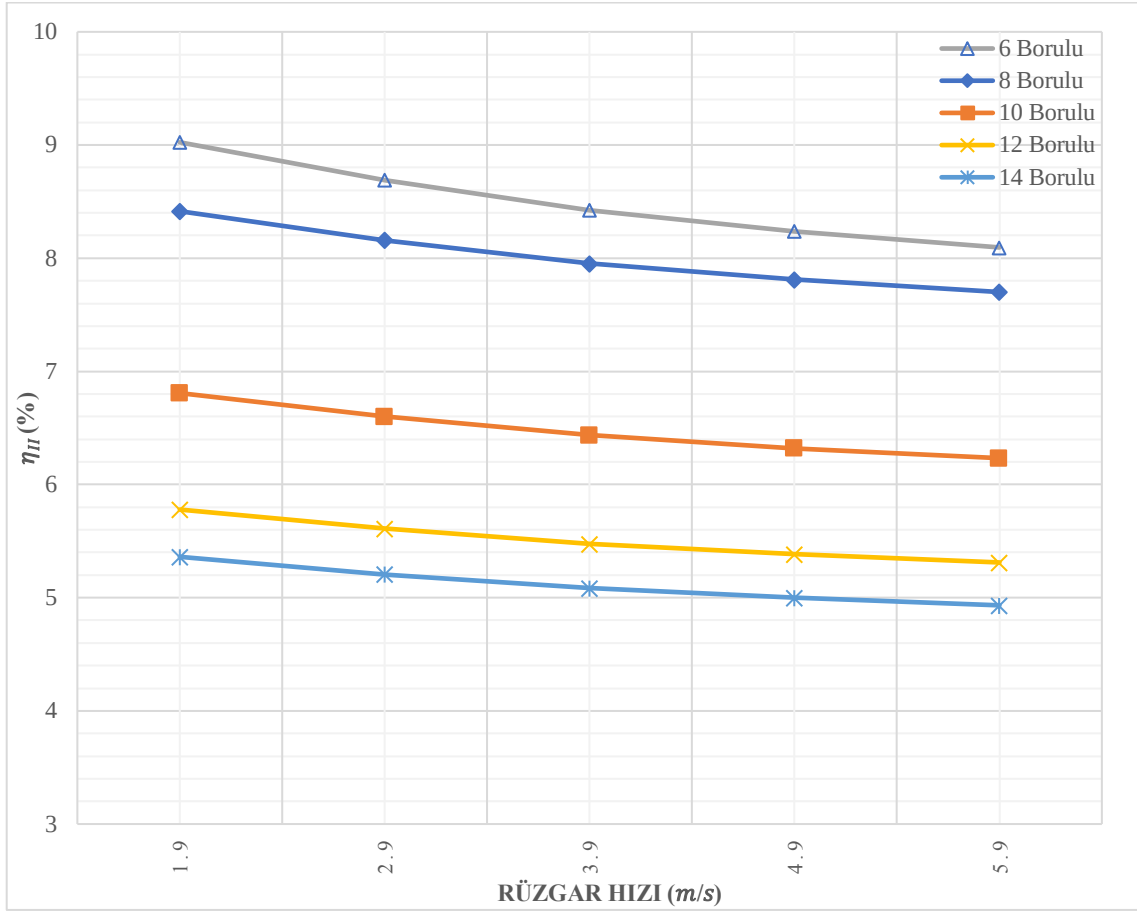
Şekil 7.33. Dış ortam sıcaklığının 296,222K olduğu 400 W/m² ısı akısında farklı boru sayılı kollektör için farklı rüzgar hızlarına göre η_{II} değerinin değişimi.

Şekil 7.33 incelendiğinde, dış ortam sıcaklığının 296,222K olduğu 400 W/m² ısı akısında farklı boru sayılı tüm kollektörler için rüzgar hızının artmasıyla η_{II} değerlerinin sürekli olarak azaldığı görülmektedir. Bununla birlikte, 6, 8, 10, 12 ve 14 borulu kollektörler için η_{II} değerleri 1,9 m/s rüzgar hızında sırasıyla %5,9903, %4,9252, %4,9215, %4,6872 ve %3,8714 olarak bulunurken bu değerler 5,9 m/s rüzgar hızında sırasıyla %5,0241, %4,2441, %4,2587, %4,0569 ve %3,3531 olarak hesaplanmıştır. Dış ortam sıcaklığının 296,222 olduğu 600 W/m² ısı akısında farklı boru sayılı kollektör için η değerlerinin farklı rüzgar hızlarına göre değişimi Şekil 7.34’te verilmiştir.



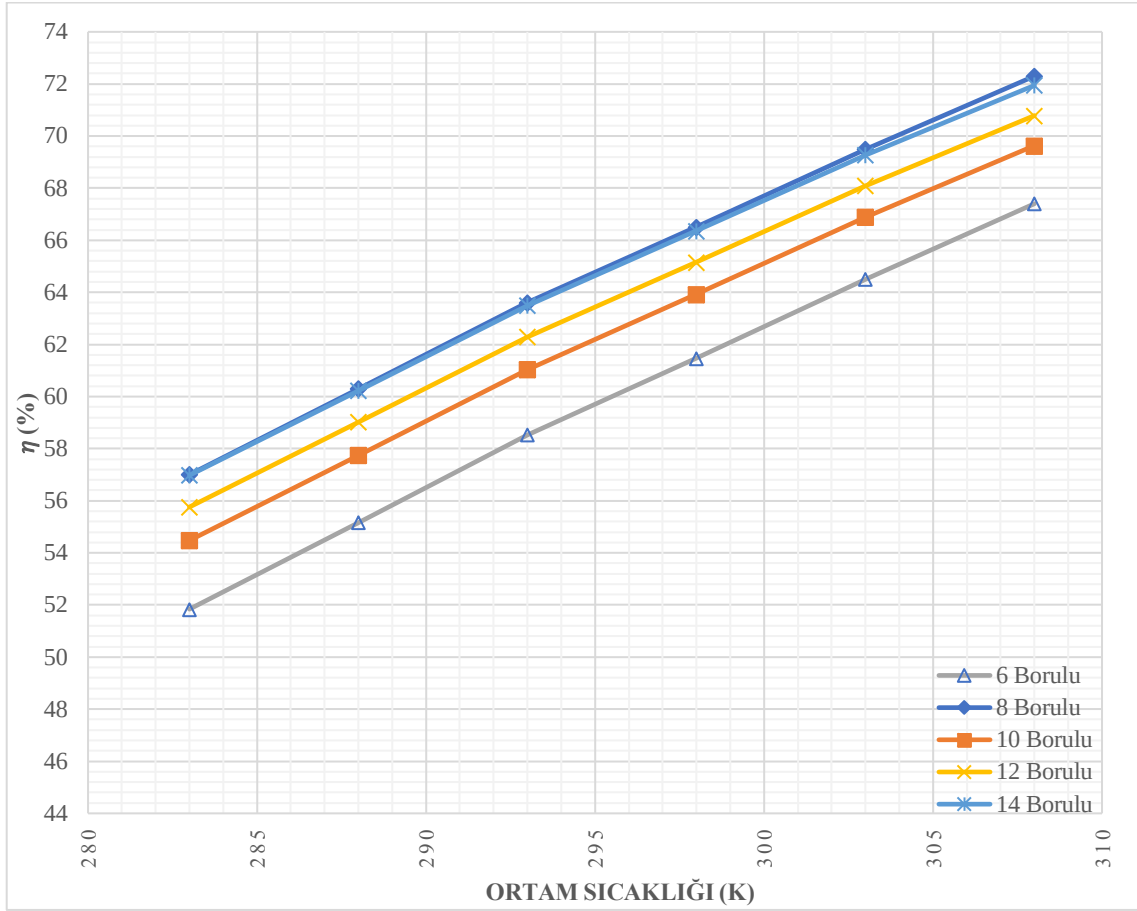
Şekil 7.34. Dış ortam sıcaklığının 296,222K olduğu 600 W/m² ısı akısında farklı boru sayılı kollektör için farklı rüzgar hızlarına göre η değerinin değişimi.

Şekil 7.34 incelendiğinde, dış ortam sıcaklığının 296,222K olduğu 600 W/m² ısı akısında farklı boru sayılı tüm kollektörler için rüzgar hızının artmasıyla η değerlerinin sürekli olarak azaldığı görülmektedir. Bununla birlikte, 6, 8, 10, 12 ve 14 borulu kollektörler için η değerleri 1,9 m/s rüzgar hızında sırasıyla %58,1943, %62,8830, %61,2569, %61,6737 ve %61,0792 olarak bulunurken bu değerler 5,9 m/s rüzgar hızında sırasıyla %52,2029, %57,5473, %56,0856, %56,6836 ve %56,1977 olarak hesaplanmıştır. Öte yandan, rüzgar hızının 1,9 m/s değerinden 5,9 m/s değerine çıkmasıyla 6, 8, 10, 12 ve 14 borulu kollektörler için η değerlerinin sırasıyla %10,2956, %8,4851, %8,4419, %8,0911 ve %7,9921 oranında azaldığı görülmüştür. Dış ortam sıcaklığının 296,222 olduğu 600 W/m² ısı akısında farklı boru sayılı kollektör için η_{II} değerlerinin farklı rüzgar hızlarına göre değişimi Şekil 7.35'te verilmiştir.



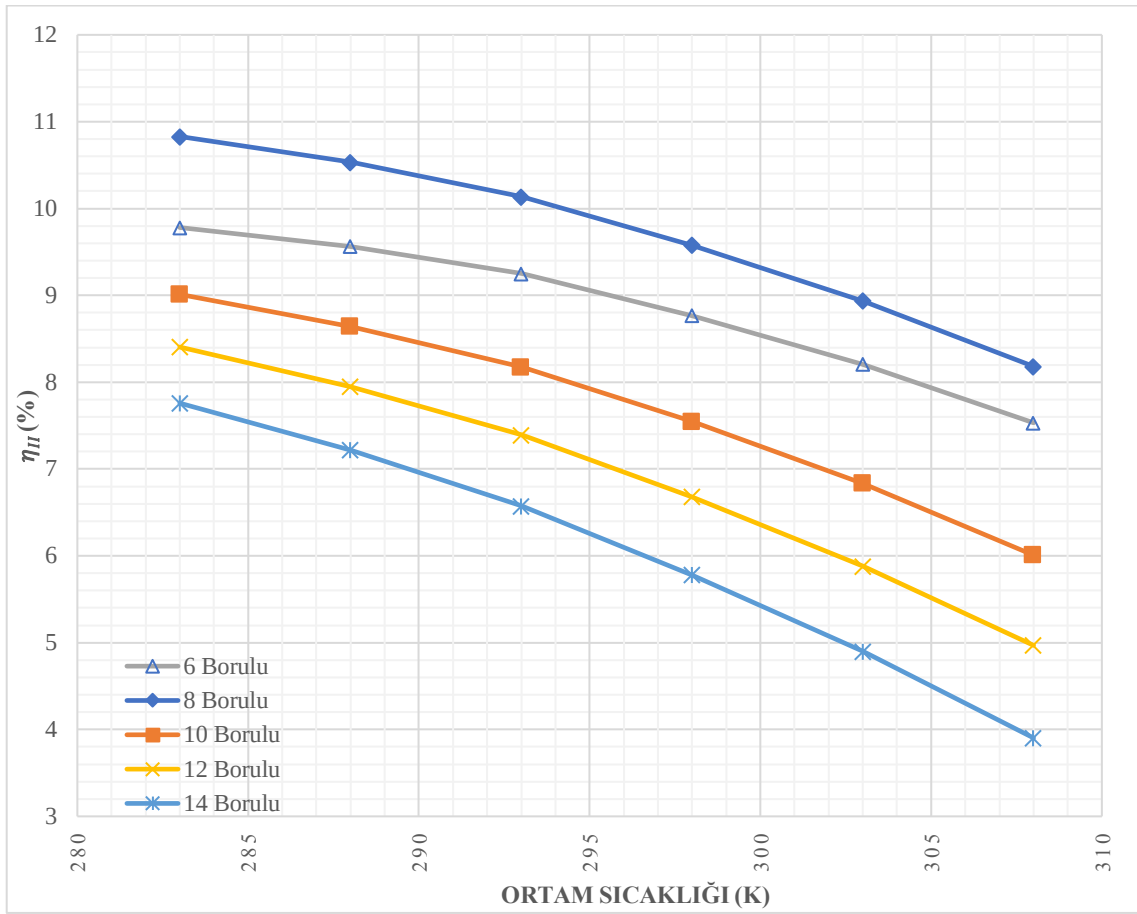
Şekil 7.35. Dış ortam sıcaklığının 296,222K olduğu 600 W/m² ısı akısında farklı boru sayılı kollektör için farklı rüzgar hızlarına göre η_{II} değerinin değişimi.

Şekil 7.35 incelendiğinde, dış ortam sıcaklığının 296,222K olduğu 600 W/m² ısı akısında farklı boru sayılı tüm kollektörler için rüzgar hızının artmasıyla η_{II} değerlerinin yatay olarak azaldığı görülmektedir. Bununla birlikte, 6, 8, 10, 12 ve 14 borulu kollektörler için η_{II} değerleri 1,9 m/s rüzgar hızında sırasıyla %9,0241, %8,4150, %6,8078, %5,7789 ve %5,3611 olarak bulunurken bu değerler 5,9 m/s rüzgar hızında sırasıyla %8,0950, %7,7010, %6,2331, %5,3113 ve %4,9326 olarak hesaplanmıştır. Dış ortam rüzgar hızının Kütahya ili yaz ortalaması olan 2,892 m/s olduğu 800 W/m² ısı akısında farklı boru sayılı kollektör için η değerlerinin farklı dış ortam sıcaklıklarına göre değişimi Şekil 7.36'da verilmiştir.



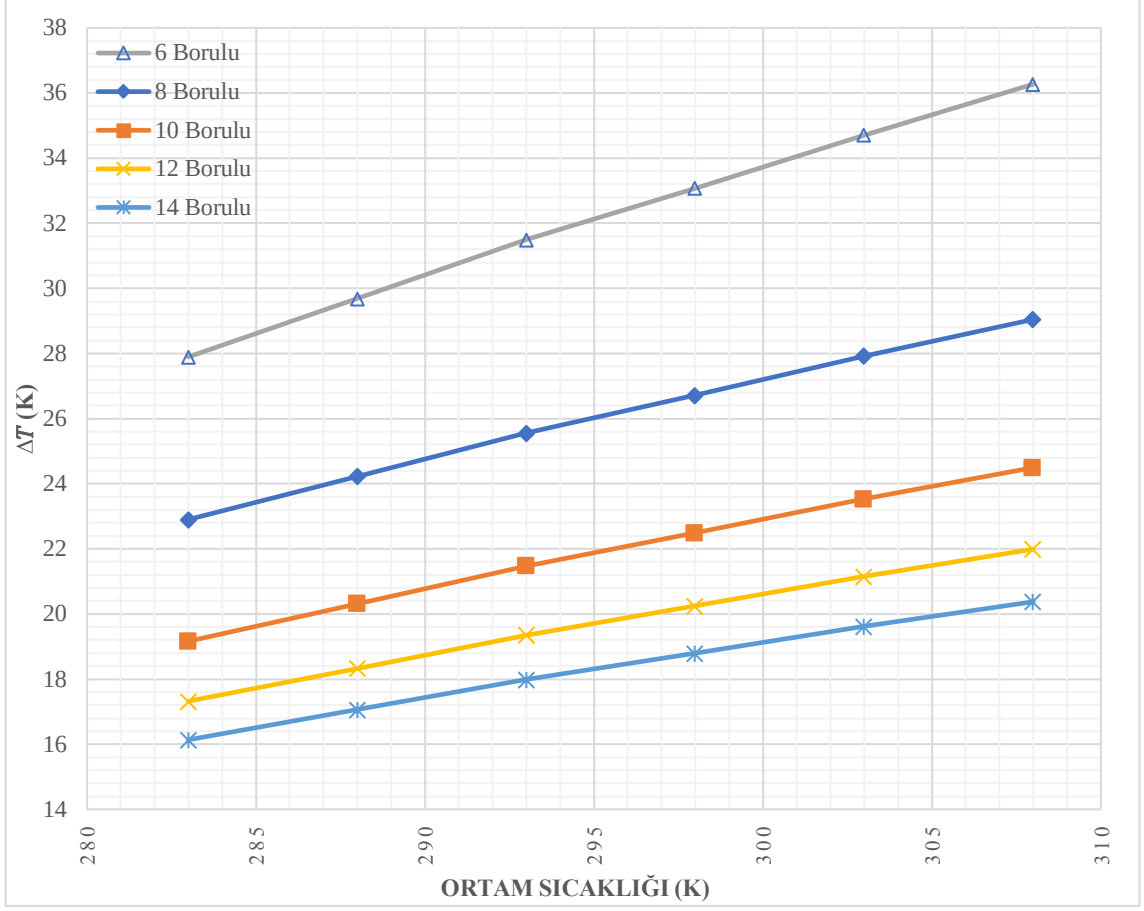
Şekil 7.36. Rüzgar hızının 2,892 m/s olduğu 800 W/m² ısı akısında farklı boru sayılı kollektör için farklı ortam sıcaklıklarına göre η değerinin değişimi.

Şekil 7.36 incelendiğinde, rüzgar hızının 2,892 m/s olduğu 800 W/m² ısı akısında farklı boru sayılı tüm kollektörler için ortam sıcaklığının artmasıyla η değerlerinin sürekli olarak arttığı görülmektedir. Bununla birlikte, 6, 8, 10, 12 ve 14 borulu kollektörler için η değerleri 283K dış ortam sıcaklığında sırasıyla %51,8379, %57,0037, %54,4749, %55,7581 ve %56,9767 olarak bulunurken bu değerler 308K dış ortam sıcaklığında sırasıyla %67,4019, %72,2998, %69,6330, %70,7851 ve %71,9445 olarak hesaplanmıştır. Öte yandan, dış ortam sıcaklığının 283K değerinden 308K değerine çıkmasıyla 6, 8, 10, 12 ve 14 borulu kollektörler için η değerlerinin sırasıyla %30,0245, %26,8336, %27,8258, %26,9504 ve %26,2701 oranında arttığı görülmüştür. Rüzgar hızının 2,892 m/s olduğu 800 W/m² ısı akısında farklı boru sayılı kollektör için η_{II} değerlerinin farklı ortam sıcaklıklarına göre değişimi Şekil 7.37’de verilmiştir.



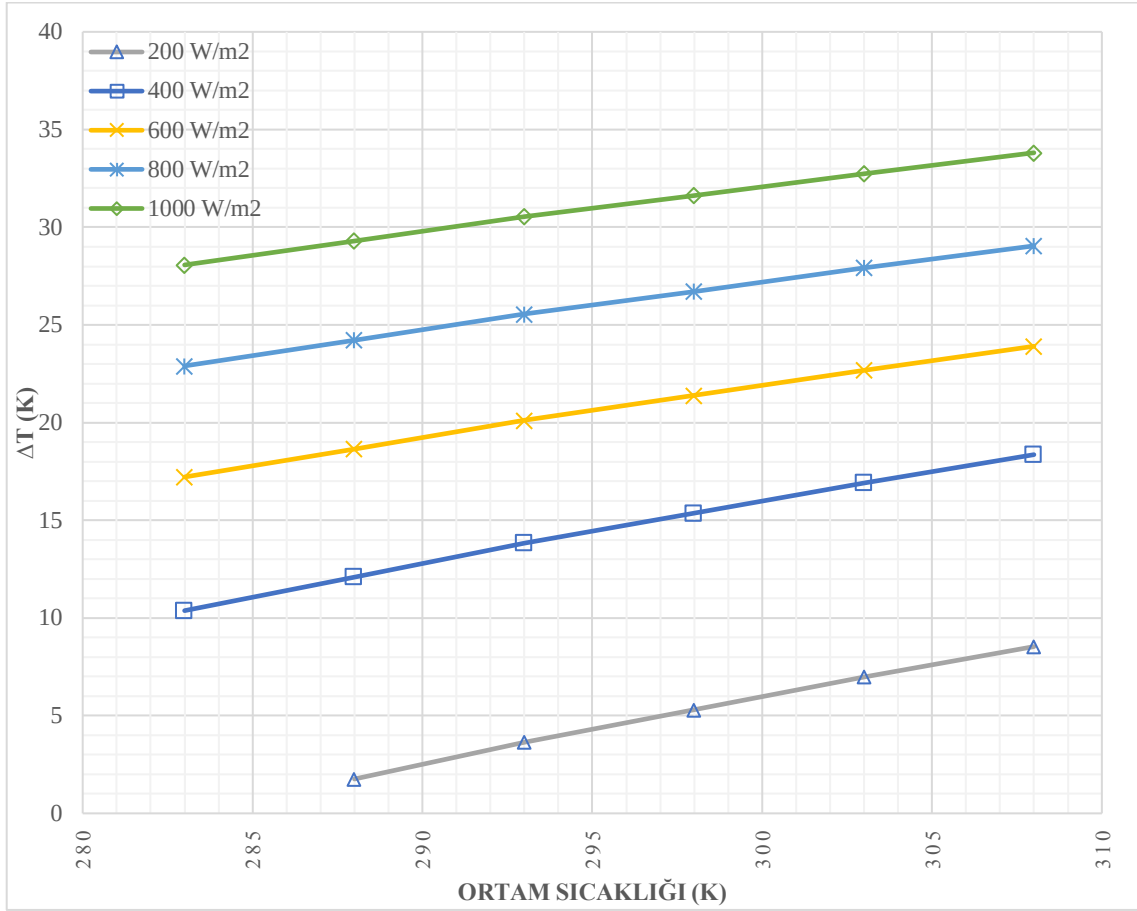
Şekil 7.37. Rüzgar hızının 2,892 m/s olduğu 800 W/m² ısı akısında farklı boru sayılı kollektör için farklı ortam sıcaklıklarına göre η_{II} değerinin değişimi.

Şekil 7.37 incelendiğinde, rüzgar hızının 2,892 m/s olduğu 800 W/m² ısı akısında farklı boru sayılı tüm kollektörler için ortam sıcaklığının artmasıyla η_{II} değerlerinin yatay olarak azaldığı görülmektedir. Bununla birlikte, 6, 8, 10, 12 ve 14 borulu kollektörler için η_{II} değerleri 283K dış ortam sıcaklığında sırasıyla %9,7814, %10,8296, %9,0115, %8,4050 ve %7,7585 olarak bulunurken bu değerler 308K dış ortam sıcaklığında sırasıyla %7,5326, %8,1819, %6,0081, %4,9695 ve %3,9032 olarak hesaplanmıştır. Dış ortam rüzgar hızının olan 2,892 m/s olduğu 800 W/m² ısı akısında farklı boru sayılı kollektör için giriş çıkış sıcaklık farkı (ΔT) değerlerinin farklı dış ortam sıcaklıklarına göre değişimi Şekil 7.38’de verilmiştir.



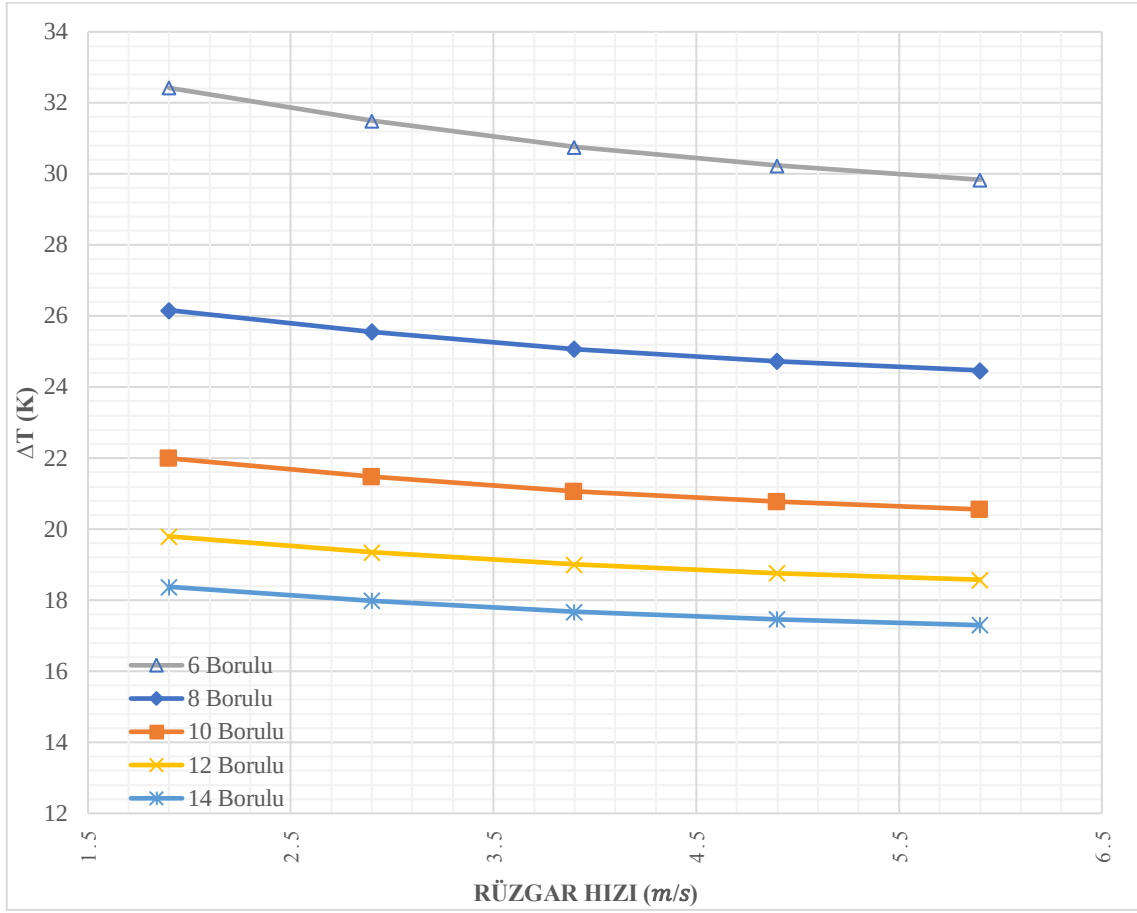
Şekil 7.38. Rüzgar hızının 2,892 m/s olduğu 800 W/m² ısı akısında farklı boru sayılı kollektör için farklı ortam sıcaklıklarına göre ΔT değerinin değişimi.

Şekil 7.38 incelendiğinde, rüzgar hızının 2,892 m/s olduğu 800 W/m² ısı akısında farklı boru sayılı tüm kollektörler için ortam sıcaklığının artmasıyla ΔT değerleri artarken boru sayısının azalmasıyla da bu değerlerin arttığı görülmüştür. Bununla birlikte, 6, 8, 10, 12 ve 14 borulu kollektörler için ΔT değerleri 283K dış ortam sıcaklığında sırasıyla 27,8952K, 22,9015K, 19,1633K, 17,3222K ve 16,1371K olarak bulunurken bu değerler 308K dış ortam sıcaklığında sırasıyla 36,2706K, 29,0468K, 24,4956K, 21,9906K ve 20,3764K olarak hesaplanmıştır. Rüzgar hızının 2,892 m/s olduğu 8 borulu kollektörde farklı ısı akıları için ΔT değerlerinin farklı dış ortam sıcaklıklarına göre değişimi Şekil 7.39’da verilmiştir.



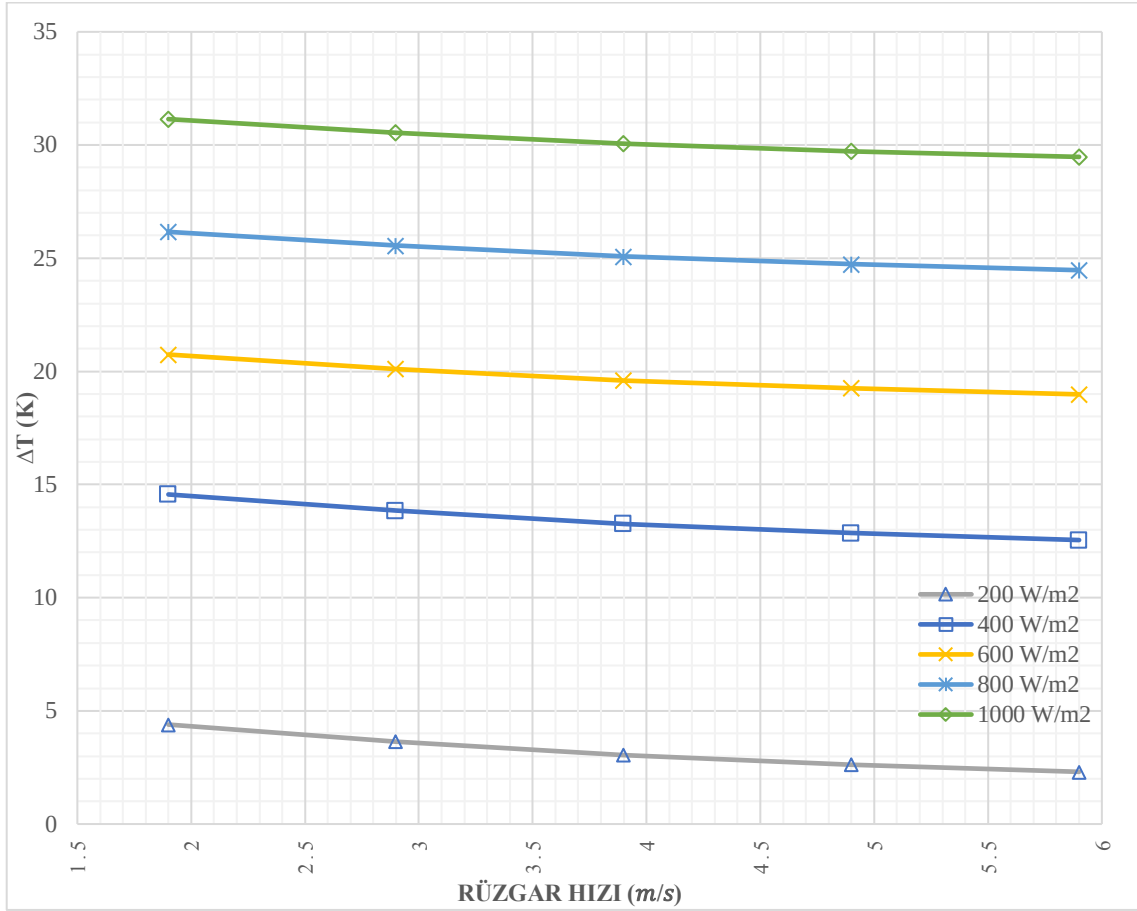
Şekil 7.39. Rüzgar hızının 2,892 m/s olduğu 8 borulu kollektörde farklı ısı akıları için farklı ortam sıcaklıklarına göre ΔT değerinin değişimi.

Şekil 7.39 incelendiğinde, rüzgar hızının 2,892 m/s olduğu 8 borulu kollektörde farklı ısı akıları için ortam sıcaklığının artmasıyla ΔT değerleri artarken ısı akısının artmasıyla da bu değerlerin arttığı görülmüştür. Bununla birlikte, 200 W/m², 400 W/m², 600 W/m², 800 W/m² ve 1000 W/m² ısı akıları için ΔT değerleri 288K dış ortam sıcaklığında sırasıyla 1,7574K, 12,1022K, 18,6600K, 24,2241K ve 29,3025K olarak bulunurken bu değerler 303K dış ortam sıcaklığında sırasıyla 6,9843K, 16,9154K, 22,6887K, 27,9203K ve 32,7522K olarak hesaplanmıştır. Ayrıca, boru yüzeyinden kayıpların çok yüksek olması nedeniyle 283K dış ortam sıcaklığında 200 W/m² ısı akısı için sıcaklık farkı değeri hesaplanamamıştır. Dış ortam sıcaklığının 296,222K olduğu 800 W/m² ısı akısında farklı boru sayılı kollektör için ΔT değerlerinin farklı rüzgar hızlarına göre değişimi Şekil 7.40'ta verilmiştir.



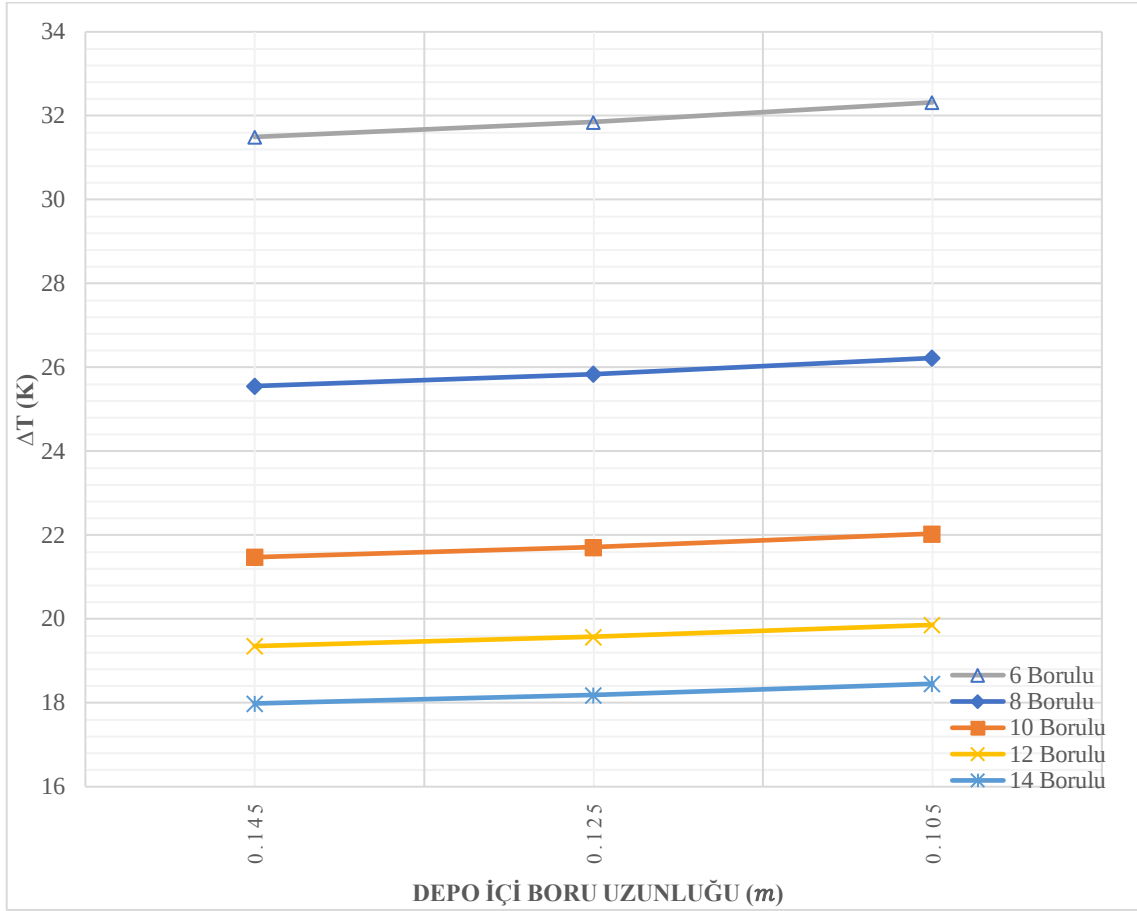
Şekil 7.40. Dış ortam sıcaklığının 296,222K olduğu 800 W/m² ısı akısında farklı boru sayılı kollektör için farklı rüzgar hızlarına göre ΔT değerinin değişimi.

Şekil 7.40 incelendiğinde, dış ortam sıcaklığının 296,222K olduğu 800 W/m² ısı akısında farklı boru sayılı tüm kollektörler için rüzgar hızının artmasıyla ΔT değerleri azalırken boru sayısının azalmasıyla da bu değerlerin arttığı görülmüştür. Bununla birlikte, 6, 8, 10, 12 ve 14 borulu kollektörler için ΔT değerleri 1,9m/s rüzgar hızında sırasıyla 32,4222K, 26,1638K, 21,9955K, 19,7969K ve 18,3774K olarak bulunurken bu değerler 5,9m/s rüzgar hızında sırasıyla 29,8366K, 24,4698K, 20,5559K, 18,5774K ve 17,2986K olarak hesaplanmıştır. Dış ortam sıcaklığının 296,222K olduğu 8 borulu kollektörde farklı ısı akıları için ΔT değerlerinin farklı rüzgar hızlarına göre değişimi Şekil 7.41’de verilmiştir.



Şekil 7.41. Dış ortam sıcaklığının 296,222K olduğu 8 borulu kollektörde farklı ısı akıları için farklı rüzgar hızlarına göre ΔT değerinin değişimi.

Şekil 7.41 incelendiğinde, Dış ortam sıcaklığının 296,222K olduğu 8 borulu kollektörde farklı ısı akıları için rüzgar hızının artmasıyla ΔT değerleri azalırken ısı akısının artmasıyla da bu değerlerin arttığı görülmüştür. Bununla birlikte, 200 W/m², 400 W/m², 600 W/m², 800 W/m² ve 1000 W/m² ısı akıları için ΔT değerleri 2,9 m/s rüzgar hızında sırasıyla 3,6452K, 13,8375K, 20,1107K, 25,5539K ve 30,5430K olarak bulunurken bu değerler 4,9 m/s rüzgar hızında sırasıyla 2,6301K, 12,8585K, 19,2553K, 24,7314K ve 29,7331K olarak hesaplanmıştır. Daha önce verilen tüm grafiklerde depo içerisine daldırılan kısım 0,145m olarak ele alınmıştı. Rüzgar hızının 2,892 m/s ve dış ortam sıcaklığının 296,222K olduğu 800 W/m² ısı akısında farklı boru sayılı kollektör için ΔT değerlerinin farklı depo içi boru uzunluğuna göre değişimi Şekil 7.42’de verilmiştir.

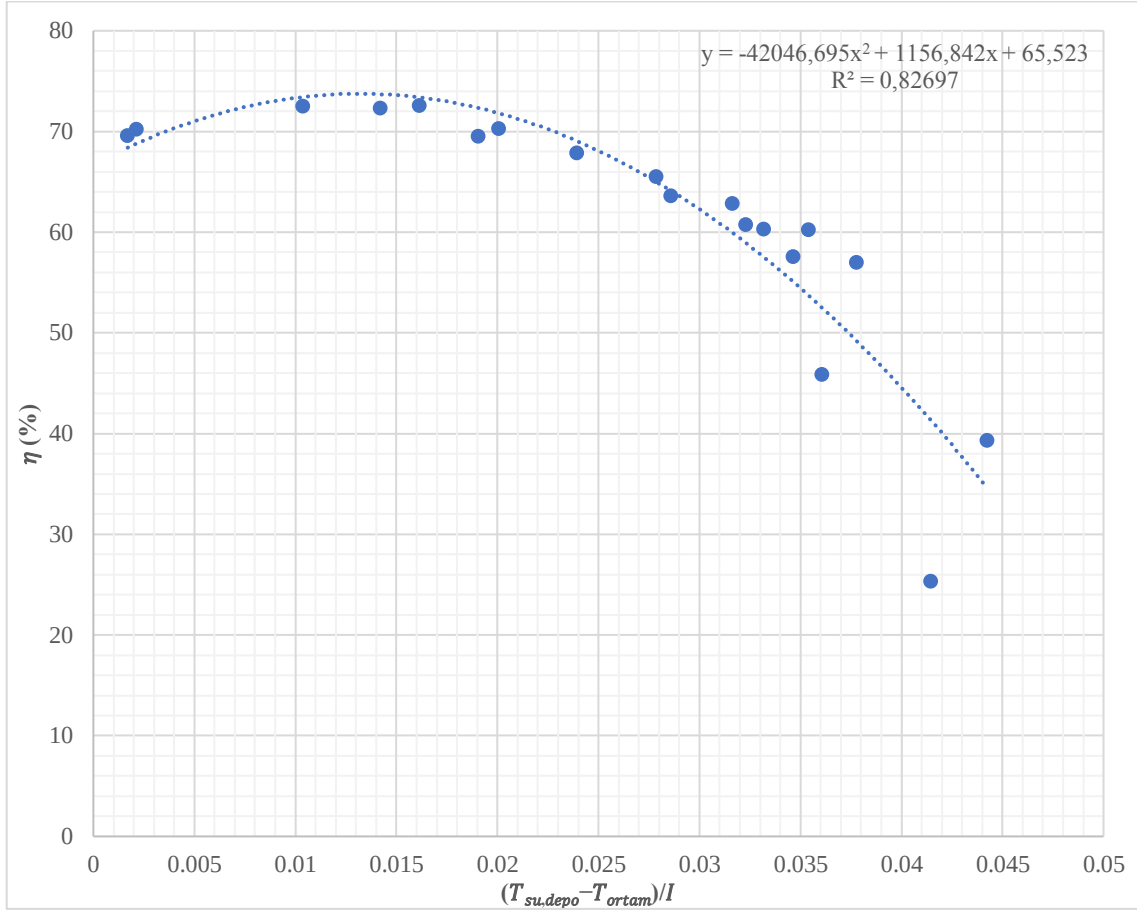


Şekil 7.42. Rüzgar hızının 2,892 m/s ve ortam sıcaklığının 296,222K olduğu 800 W/m² ısı akısında farklı boru sayılı kollektör için farklı boru uzunluklarına göre ΔT değerinin değişimi.

Şekil 7.42 incelendiğinde, rüzgar hızının 2,892 m/s olduğu 800 W/m² ısı akısında farklı boru sayılı tüm kollektörler için ortam sıcaklığının artmasıyla ΔT değerleri artarken boru sayısının azalmasıyla da bu değerlerin arttığı görülmüştür. Bununla birlikte, 6, 8, 10, 12 ve 14 borulu kollektörler için ΔT değerleri 0,145m depo içi boru uzunluğunda sırasıyla 31,4944K, 25,5539K, 21,4730K, 19,3526K ve 17,9846K olarak bulunurken bu değerler 0,105m depo içi boru uzunluğunda sırasıyla 32,3186K, 26,2226K, 22,0349K, 19,8590K ve 18,4552K olarak hesaplanmıştır. Hesaplanan bu değerler arasında çok fazla değişim olmamasının nedeni boru etrafındaki ısı taşınım katsayısının bulunmasında kullanılan Ra_L ve Nu_L sayılarının bu boru uzunluklarına bağlı olarak hesaplanmasından kaynaklanmaktadır.

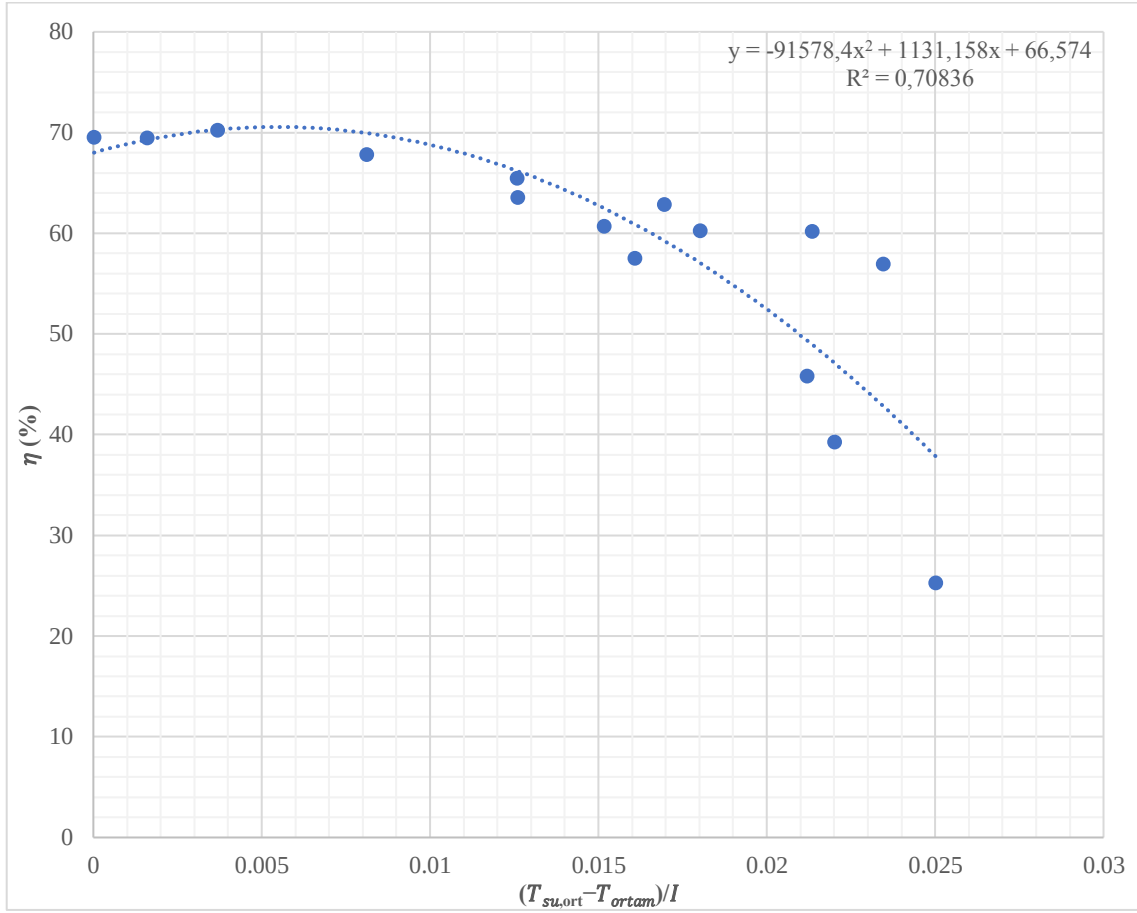
Yukarıda verilen verim hesaplamaları incelendiğinde, farklı boru sayılı kollektör verimleri arasında en yüksek değerler ve en ideal sıcaklık farkı değerleri 8 borulu kollektör için

hesaplanmıştır. 8 borulu kollektör veriminin azaltılmış sıcaklık $(\frac{T_{su,depo}-T_{ortam}}{I})$ terimine göre değişimi Şekil 7.43'te verilmiştir.



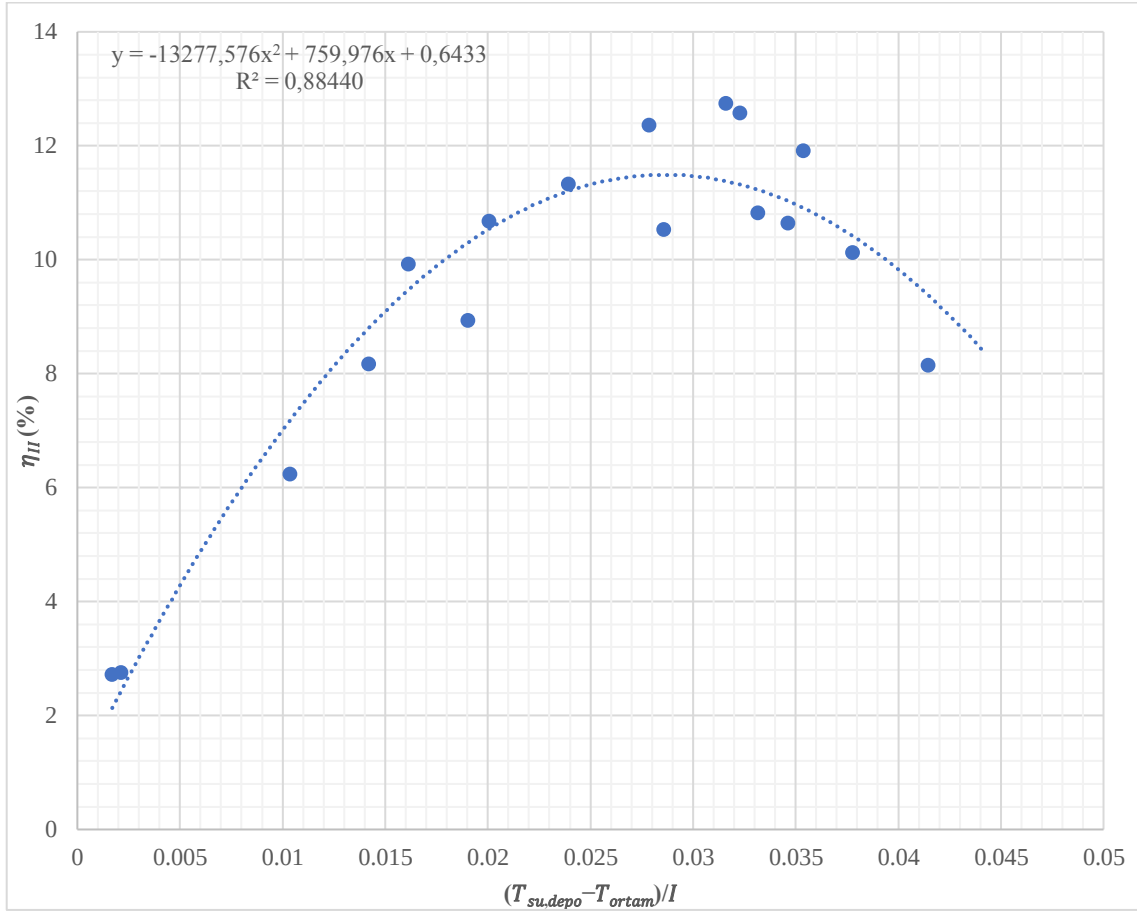
Şekil 7.43. 8 borulu kollektör veriminin $\frac{T_{su,depo}-T_{ortam}}{I}$ terimine göre değişimi.

Şekil 7.43 incelendiğinde, 8 borulu kollektör için $\frac{T_{su,depo}-T_{ortam}}{I}$ değerinin artmasıyla kollektör veriminin azaldığı görülmektedir. Gerçek veriler kullanılarak verim ifadesi $\frac{T_{su,depo}-T_{ortam}}{I}$ terimine bağlı olarak ikinci dereceden bir eği uydurulmuştur. Bu eği eşitliği kullanılarak elde edilen tahmini veriler ile gerçek veriler arasındaki örtüşmenin bir ölçüsü olan R^2 değeri 0,82697 olarak hesaplanmıştır. 8 borulu kollektör veriminin azaltılmış sıcaklık $(\frac{T_{su,ort}-T_{ortam}}{I})$ terimine göre değişimi Şekil 7.44'te verilmiştir.



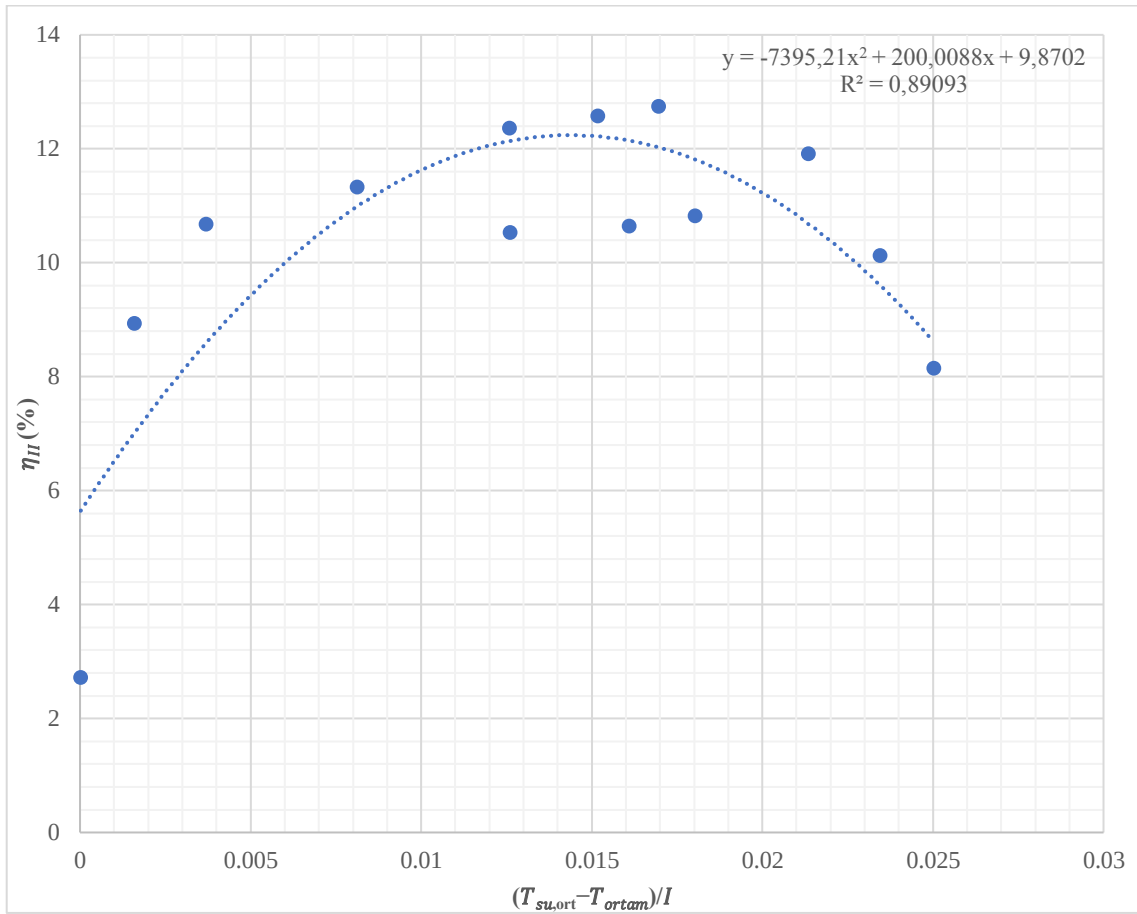
Şekil 7.44. 8 borulu kolektör veriminin $\frac{T_{su,ort} - T_{ortam}}{I}$ terimine göre değişimi.

Şekil 7.44 incelendiğinde, 8 borulu kolektör için $\frac{T_{su,ort} - T_{ortam}}{I}$ değerinin artmasıyla kolektör veriminin azaldığı görülmektedir. Gerçek veriler kullanılarak verim ifadesi $\frac{T_{su,ort} - T_{ortam}}{I}$ terimine bağlı olarak ikinci dereceden bir eğri uydurulmuştur. Bu eğri eşitliği kullanılarak elde edilen tahmini veriler ile gerçek veriler arasındaki örtüşmenin bir ölçüsü olan R^2 değeri 0,70836 olarak hesaplanmıştır. Şekil 7.43 ve 7.44'te elde edilen bu R^2 değerleri literatürdeki ikinci dereceden eğri uydurularak gerçekleştirilen ve R^2 değeri 0,86 (Shafieian vd., 2019) ile birinci dereceden eğri uydurularak gerçekleştirilen ve R^2 değeri 0,6125 (Siuta-Oлча vd., 2020) olarak hesaplanan vakum tüplü kolektör çalışmaları ile örtüştüğü görülmektedir. Öte yandan, 8 borulu kolektörün ekserji veriminin azaltılmış sıcaklık $(\frac{T_{su,depo} - T_{ortam}}{I})$ terimine göre değişimi Şekil 7.45'te verilmiştir.



Şekil 7.45. 8 borulu kolektörün ekserji veriminin $\frac{T_{su,depo}-T_{ortam}}{I}$ terimine göre değişimi.

Şekil 7.45 incelendiğinde, 8 borulu kolektör için $\frac{T_{su,depo}-T_{ortam}}{I}$ değerinin artmasıyla kolektörün ekserji veriminin arttığı görülmektedir. Gerçek veriler kullanılarak ekserji verimi ifadesi $\frac{T_{su,depo}-T_{ortam}}{I}$ terimine bağlı olarak ikinci dereceden bir eğri uydurulmuştur. Bu eğri eşitliği kullanılarak elde edilen tahmini veriler ile gerçek veriler arasındaki örtüşmenin bir ölçüsü olan R^2 değeri 0,88440 olarak hesaplanmıştır. Bununla birlikte, 8 borulu kolektörün ekserji veriminin azaltılmış sıcaklık $(\frac{T_{su,ort}-T_{ortam}}{I})$ terimine göre değişimi Şekil 7.46’da verilmiştir.

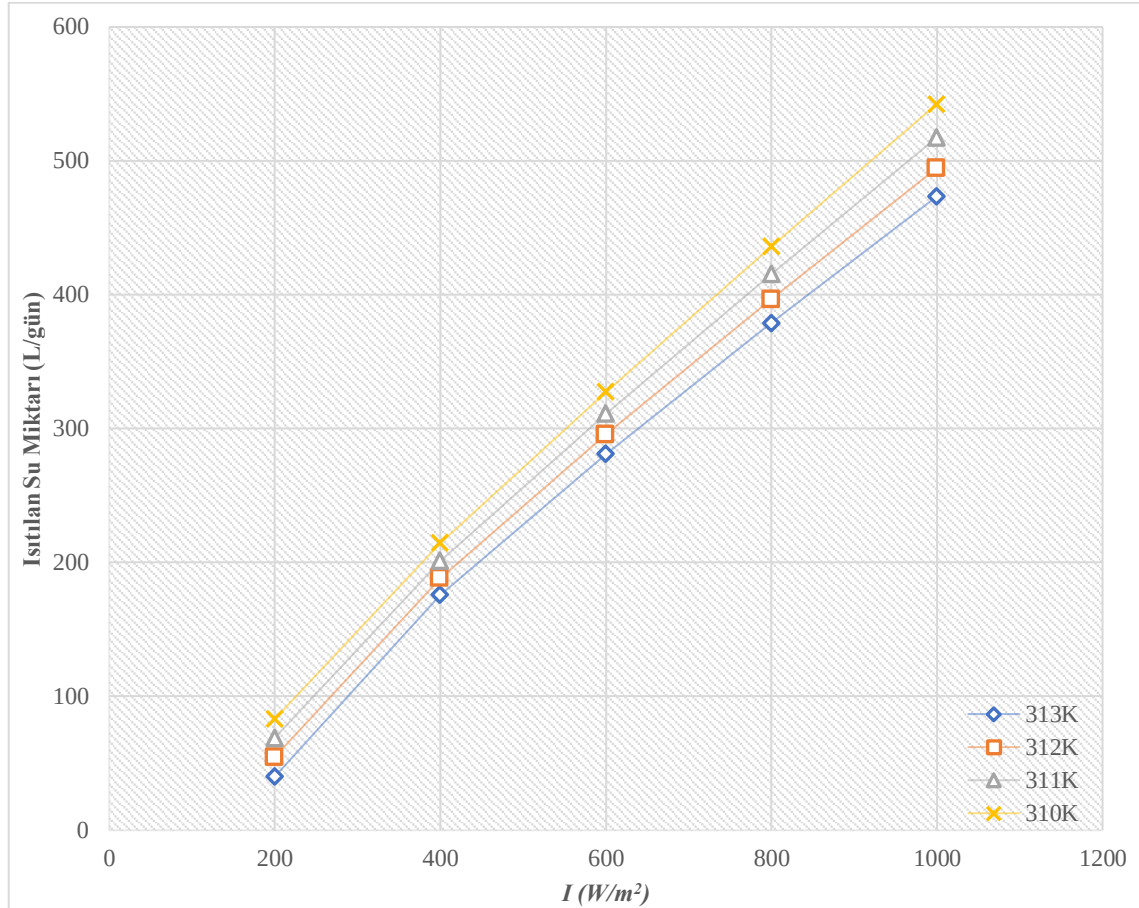


Şekil 7.46. 8 borulu kollektörün ekserji veriminin $\frac{T_{su,ort} - T_{ortam}}{I}$ terimine göre değişimi.

Şekil 7.46 incelendiğinde, 8 borulu kollektör için $\frac{T_{su,ort} - T_{ortam}}{I}$ değerinin artmasıyla kollektörün ekserji veriminin arttığı görülmektedir. Gerçek veriler kullanılarak ekserji verimi ifadesi $\frac{T_{su,ort} - T_{ortam}}{I}$ terimine bağlı olarak ikinci dereceden bir eğri uydurulmuştur. Bu eğri eşitliği kullanılarak elde edilen tahmini veriler ile gerçek veriler arasındaki örtüşmenin bir ölçüsü olan R^2 değeri 0,89093 olarak hesaplanmıştır. Şekil 7.45 ve 7.46'da elde edilen bu R^2 değerleri sayısal olarak ikinci dereceden eğri uydurularak gerçekleştirilen ve R^2 değeri 0,86 (Shafieian vd., 2019) ile deneysel olarak üstel eğri uydurularak gerçekleştirilen ve R^2 değeri 0,4349 (Siuta-Oлча vd., 2020) olarak hesaplanan literatürdeki vakum tüplü kollektör çalışmalarıyla örtüştüğü görülmektedir.

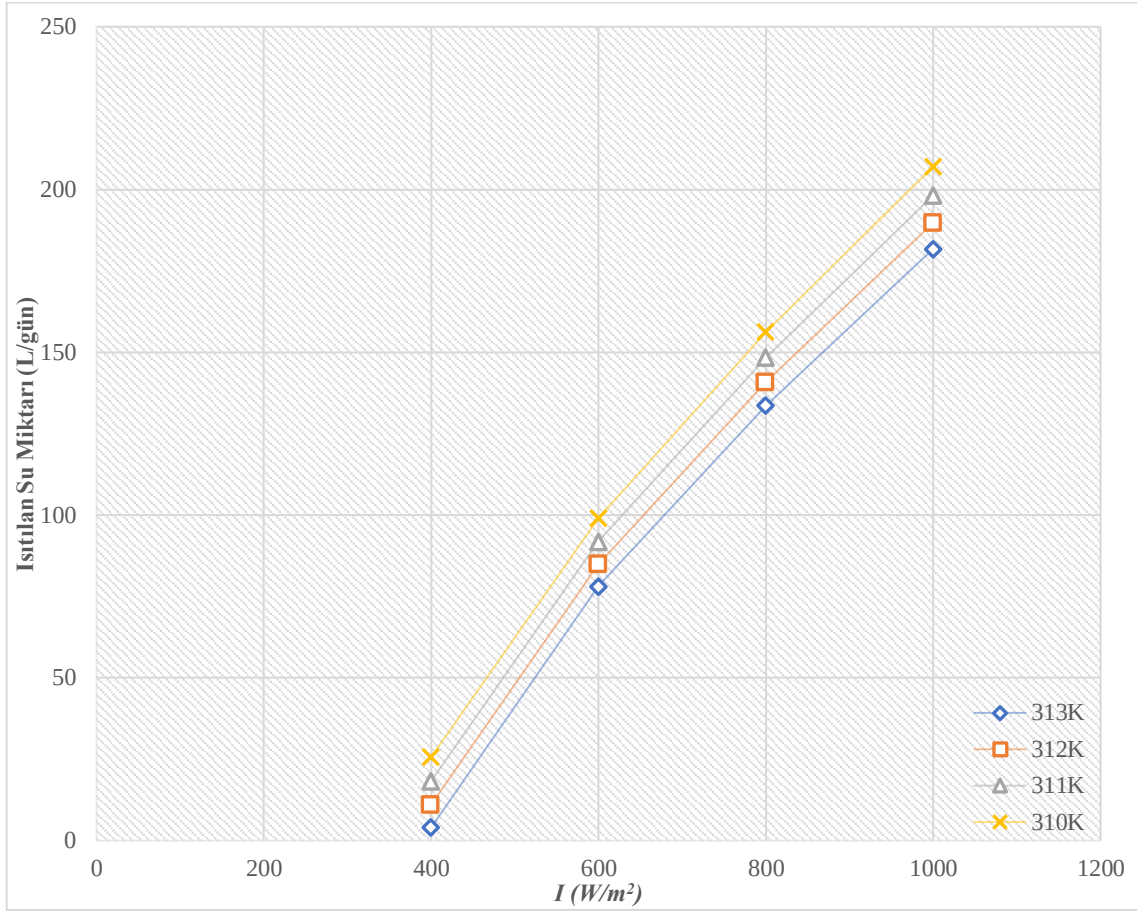
Tasarımı yapılan yeni nesil güneş kollektörü kullanılarak Kütahya ili için yaz ve kış dönemi için ortalama günlük ısıtılacak su miktarı hesaplanmıştır. Literatürde, cilde zarar vermeden vücuttaki bakterilerin arındırılması için ideal duş sıcaklığı olarak 310K-313K

arasındaki sıcaklıklar tercih edilmektedir (Wong vd., 2010). Kütahya ili Yaz mevsiminde farklı ısı akıları için farklı duş sıcaklıklarında elde edilebilecek günlük ortalama su miktarları Şekil 7.47’de verilmiştir.



Şekil 7.47. Kütahya ili Yaz mevsiminde farklı ısı akıları için farklı duş sıcaklıklarında elde edilebilecek günlük ortalama su miktarları.

Şekil 7.47 incelendiğinde, duş sıcaklığının 313K değerinden 310K değerine azalmasıyla ve ısı akısının artmasıyla ısıtılabilir günlük su miktarının arttığı görülmektedir. 200 W/m^2 ısı akısında 313K, 312K, 311K ve 310K sıcaklığına ısıtılabilir günlük su miktarları sırasıyla 40,068 L/gün, 54,720 L/gün, 69,092 L/gün ve 83,139 L/gün olarak bulunurken 1000 W/m^2 ısı akısında 313K, 312K, 311K ve 310K sıcaklığına ısıtılabilir günlük su miktarları ise sırasıyla 473,469 L/gün, 494,668 L/gün, 517,578 L/gün ve 542,459 L/gün olarak hesaplanmıştır. Kütahya ili Kış mevsiminde farklı ısı akıları için farklı duş sıcaklıklarında elde edilebilecek günlük ortalama su miktarları Şekil 7.48’de verilmiştir.



Şekil 7.48. Kütahya ili Kış mevsiminde farklı ısı akıları için farklı duş sıcaklıklarında elde edilebilecek günlük ortalama su miktarları.

Şekil 7.48 incelendiğinde, duş sıcaklığının 313K değerinden 310K değerine azalmasıyla ve ısı akısının artmasıyla ısıtılacak günlük su miktarının arttığı görülmektedir. 400 W/m^2 ısı akısında 313K, 312K, 311K ve 310K sıcaklığına ısıtılacak günlük su miktarları sırasıyla 4,074 L/gün, 11,127 L/gün, 18,336 L/gün ve 25,720 L/gün olarak bulunurken 800 W/m^2 ısı akısında 313K, 312K, 311K ve 310K sıcaklığına ısıtılacak günlük su miktarları ise sırasıyla 133,712 L/gün, 140,909 L/gün, 148,442 L/gün ve 156,350 L/gün olarak hesaplanmıştır. Öte yandan, Kütahya ili Kış mevsiminde 200 W/m^2 ısı akısı için 310K-313K sıcaklık aralığında su ısıtılamamaktadır.

Isıtılan su sıcaklığı olarak ortalama duş sıcaklığı olan 313K seçilerek Kütahya ili Yaz mevsiminde hesaplanan parametreler Çizelge 7.10'da verilmiştir.

Çizelge 7.10. Isıtılan su sıcaklığı olarak 313K seçilerek Kütahya ili Yaz mevsiminde hesaplanan parametreler.

$T_{su,sıcak}$ (K)	T_{ortam} (K)	I (W/m ²)	η (%)	$\dot{Q}_{net}$ (W)	$T_{su,soğuk}$ (K)	Isıtılan Su Miktarı (L/gün)
313	296,222	200	29,627	109,990	290,32	40,068
313	296,222	400	65,027	482,822	290,32	175,888
313	296,222	600	69,304	771,870	290,32	281,186
313	296,222	800	70,032	1039,973	290,32	378,854
313	296,222	1000	70,017	1299,697	290,32	473,469

Çizelge 7.10 incelendiğinde, güneşten gelen ısı akısı 200-1000 W/m² değiştirilmesiyle yeni nesil kolektör veriminin de %29,627 ile %70,017 arasında değiştiği görülmektedir. Öte yandan, 200 W/m², 400 W/m², 600 W/m², 800 W/m² ve 1000 W/m² ısı akılarında yeni nesil güneş kolektöründen elde edilen net ısılar sırasıyla 109,990 W, 482,822 W, 771,870 W, 1039,973 W ve 1299,697 W olarak bulunurken ısıtılacak su miktarları ise sırasıyla 40,068 L/gün, 175,888 L/gün, 281,186 L/gün, 378,854 L/gün ve 473,469 L/gün olarak hesaplanmıştır. Isıtılan su sıcaklığı olarak ortalama duş sıcaklığı olan 313K seçilerek Kütahya ili Kış mevsiminde hesaplanan parametreler Çizelge 7.11’de verilmiştir.

Çizelge 7.11. Isıtılan su sıcaklığı olarak 313K seçilerek Kütahya ili Kış mevsiminde hesaplanan parametreler.

$T_{su,sıcak}$ (K)	T_{ortam} (K)	I (W/m ²)	η (%)	$\dot{Q}_{net}$ (W)	$T_{su,soğuk}$ (K)	Isıtılan Su Miktarı (L/gün)
299	284,569	200	12,697	47,139	282,62	13,075
310	284,569	400	20,875	155	282,62	25,720
313	284,569	400	3,669	27,243	282,62	4,074
313	284,569	600	46,937	522,764	282,62	78,179
313	284,569	800	60,209	894,104	282,62	133,712
313	284,569	1000	65,496	1215,770	282,62	181,817

Çizelge 7.11 incelendiğinde, güneşten gelen ısı akısı 200-1000 W/m² değiştirilmesiyle yeni nesil kolektör veriminin de %12,697 ile %65,496 arasında değiştiği görülmektedir. Öte yandan, 200 W/m², 400 W/m², 600 W/m², 800 W/m² ve 1000 W/m² ısı akılarında yeni nesil güneş kolektöründen elde edilen en yüksek net ısılar sırasıyla 47,139 W, 155 W, 522,764 W, 894,104 W ve 1215,770 W olarak bulunurken ısıtılacak su miktarları ise sırasıyla 13,075 L/gün, 25,720 L/gün, 78,179 L/gün, 133,712 L/gün ve 181,817 L/gün olarak hesaplanmıştır. Öte yandan, Çizelge 7.11’de görüleceği üzere 200 W/m² ısı akısında ısıtılacak su sıcaklığı 299K olarak ele

alınmıştır çünkü 313K değerine su ısıtılamamaktadır. Dolayısıyla, 200 W/m^2 ısı akısında ısıtılan 13,717 L/gün miktarındaki suyun sıcaklığı 299K değerindedir. Bununla birlikte, 400 W/m^2 ısı akısında ısıtılacak su sıcaklığı 310K olduğunda ısıtılacak su miktarı 25,720 L/gün iken su sıcaklığı 313K olduğunda bu değer 4,074 L/gün olarak hesaplanmıştır.



8. SONUÇLAR

Bu çalışmada, literatürde mevcut düzlemsel plakalı güneş kolektöründe giriş ve çıkışı olan borular yerine kapalı vakumlu bakır borular kullanılarak yeni nesil güneş kolektörü tasarımı gerçekleştirilmiştir. Vakumlu bakır boruların sıcaklık dağılımları ANSYS Fluent programı kullanılarak elde edilen sayısal model çözümlemesi sonucu elde edilmiştir. Bu sayısal model, detaylı sıcaklık ve buhara hacmi değişiminin incelenmesi için cam ve bakır boru ele alınarak çoklu faz *VOF* ve Eulerian modellerinin birlikte kullanılmasıyla oluşturulmuştur. Elde edilen bu sayısal model sonuçlarının doğrulanması için cam ve bakır boru ele alınarak boru yüzeyinde sıcaklık dağılımı sıvıya dalan kısımda 5 adet teflon izolasyona sahip şaftlı ve diğer kısımlarda 15 adet K tip termokupl olmak üzere toplam 20 farklı noktadan sıcaklık ölçümü yapılarak ve video ile termal kamera kullanılarak farklı parametrelerde görüntüler alınarak kapsamlı bir deneysel çalışma gerçekleştirilmiştir. Doğrulan model kullanılarak farklı boru sayıları için düzlemsel plakalı güneş kolektörünün optimum çalışma şartları araştırılmıştır. Farklı durum ve parametreler için yeni nesil güneş kolektörünün enerji ve ekserji verimleri hesaplanarak en yüksek verime ve sıcaklık farkına sahip kolektörün tasarımı tamamlanmıştır.

Farklı sıvı hacmi ve eğim açısı değerleri için vakumlu boru içerisindeki deneysel ısı transfer katsayılarının literatürdeki Shiraishi bağıntısı (Shiraishi vd., 1982) kullanıldığında ortalama hata oranının %10,50 ile %19,69 arasında ve Imura bağıntısı (Imura vd., 1983) kullanıldığında ortalama hata oranının %8,53 ile %29,43 arasında olduğu bulunmuştur. Bu ortalama hata değerleri, literatürde iş akışkanı su kullanıldığında hesaplanan %2,60 ile %36 arasında (Táboas vd., 2007) hata değerleriyle benzer bir eğilim göstermiştir. Aynı zamanda, bu çalışmadaki ortalama hata değerlerinin literatürdeki hata değeri %14,30 (Mahmoud ve Karayiannis, 2013) olan ve %14,99 ile %24,28 arasında (Andrzejczyk, 2019) değişen çalışmalardan daha iyi sonuçlar olduğu ortaya konulmuştur.

Deneysel çalışma sırasında meydana gelen belirsiz ölçüm hatalarının elde edilen sonuçları ne ölçüde etkilediğinin ortaya koyulması amacıyla belirsizlik (*U*) analizi gerçekleştirilmiştir. Termokupllar arasındaki en yüksek *U* değeri ± 0.559 K olarak T17'de vakumlu cam borunun deneyinde hesaplanırken en küçük *U* değeri ise T2'de vakumlu bakır borunun deneyinde ± 0.252 K olarak bulunmuştur. Bununla birlikte, vakum manometresine ait *U* değerleri vakumlu cam ve bakır boru için sırasıyla ± 0.877 kPa ve ± 1.335 kPa olarak hesaplanmıştır. Elde edilen bu belirsizliklerin ölçüm sonuçları üzerinde oldukça küçük bir etkisinin olduğu görülmektedir.

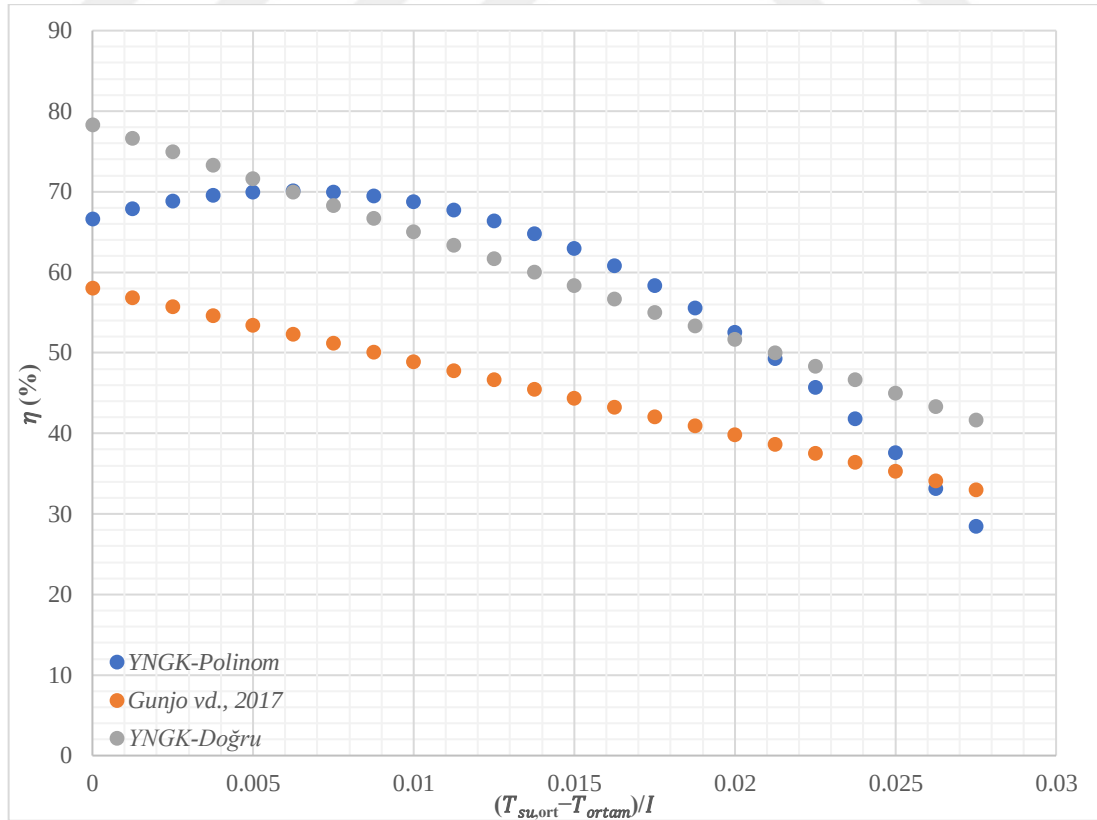
Deneysel ve sayısal model sonuçları karşılaştırıldığında, analiz sonunda farklı bölgeler için elde edilen ortalama en yüksek hata oranlarının bakır boru için %3,4316 ile %5,3239 arasında değiştiği hesaplanırken cam boru için bu değerler %3,1489 ile %3,8873 arasında bulunmuştur. Bununla birlikte, tüm ölçüm noktaları için deneysel ve sayısal sıcaklık değerleri karşılaştırıldığında, ortalama hata oranları vakumlu bakır boru için %2,0944 ve cam boru için ise %1,9876 olarak hesaplanmıştır. Farklı türbülans modelleri kullanılarak elde edilen ortalama sıcaklık değerleri deneysel değerlerle karşılaştırıldığında, en yüksek ortalama hata değerinin %6,9341 olarak buharlaşma bölgesinde $k-k_l \omega$ geçici türbülans modeli kullanıldığı durumda elde edilmiştir. Bu hata oranları literatürde ortalama hata oranları %1,92 ile %10,78 arasında değişen çalışmayla (Fadhl vd., 2013) benzer bir eğilim göstermektedir. Öte yandan, literatürde ilk defa ele alınan farklı zaman dilimleri için elde edilen deneysel ve sayısal sonuçlar istatistiksel açıdan değerlendirildiğinde, vakumlu bakır boruya ait R^2 değerlerinin 0,69376 ile 0,95168 arasında değiştiği vakumlu cam boru için bu değerlerin 0,51241 ile 0,91915 arasında olduğu bulunmuştur.

Dış ortam sıcaklığının 298K olduğu durumda 800 W/m^2 ısı akısında 6, 8, 10, 12 ve 14 borulu kolektörler için η değerleri sırasıyla %61,4659, %66,5077, %63,9233, %65,1577 ve %66,3553 olarak hesaplanırken dış ortam sıcaklığının 303K olduğu durumda bu değerler sırasıyla %64,5041, %69,4958, %66,8833, %68,0896 ve %69,2743 olarak bulunmuştur. Bununla birlikte, dış ortam sıcaklığının 298K olduğu durumda 800 W/m^2 ısı akısında 6, 8, 10, 12 ve 14 borulu kolektörler için η değerleri sırasıyla %8,7675, %9,5772, %7,5463, %6,6809 ve %5,7820 olarak hesaplanırken dış ortam sıcaklığının 303K olduğu durumda bu değerler sırasıyla %8,2060, %8,9373, %6,8346, %5,8822 ve %5,7820 olarak hesaplanmıştır. Genel olarak, yeni nesil güneş kolektörüne ait hesaplamalar dikkate alındığında, dış ortam sıcaklığının ve ısı akısının artmasıyla kolektör veriminin arttığı, rüzgar hızının artmasıyla ise kolektör veriminin azalığı görülmüştür.

Rüzgar hızının $2,892 \text{ m/s}$ olduğu 800 W/m^2 ısı akısında farklı boru sayılı tüm kolektörler için ortam sıcaklığının artmasıyla ΔT değerleri artarken boru sayısının azalmasıyla da bu değerlerin arttığı görülmüştür. Bununla birlikte, 6, 8, 10, 12 ve 14 borulu kolektörler için ΔT değerleri 0,145m depo içi boru uzunluğunda sırasıyla 31,4944K, 25,5539K, 21,4730K, 19,3526K ve 17,9846K olarak bulunurken bu değerler 0,105m depo içi boru uzunluğunda sırasıyla 32,3186K, 26,2226K, 22,0349K, 19,8590K ve 18,4552K olarak hesaplanmıştır. Hesaplanan bu değerler arasında çok fazla değişim olmamasının nedeni boru etrafındaki ısı taşınım katsayısının bulunmasında kullanılan Ra_L ve Nu_L sayılarının bu boru uzunluklarına bağlı olarak hesaplanmasından kaynaklanmaktadır.

En yüksek verime sahip 8 borulu yeni nesil güneş kolektörünün genel enerji ve ekserji verim ifadeleri $\frac{T_{su,depo}-T_{ortam}}{I}$ terimine bağlı olarak ikinci dereceden birer eğri uydurulmuş ve bu eğri eşitlikleri kullanılarak elde edilen tahmini veriler ile gerçek veriler arasındaki örtüşmenin bir ölçüsü olan R^2 değerleri enerji ve ekserji verimi için sırasıyla 0,82697 ve 0,88440 olarak hesaplanmıştır. Bununla birlikte, 8 borulu yeni nesil güneş kolektörünün genel enerji ve ekserji verim ifadeleri $\frac{T_{su,ort}-T_{ortam}}{I}$ terimine bağlı olarak ikinci dereceden birer eğri uydurulmuş bu eğri eşitliklerinin R^2 değerleri enerji ve ekserji verimi için sırasıyla 0,70836 ve 0,89093 olarak hesaplanmıştır. Elde edilen bu R^2 değerleri literatürdeki ikinci dereceden eğri uydurularak gerçekleştirilen ve R^2 değerleri enerji ve ekserji verimi için 0,86 (Shafieian vd., 2019) ile birinci dereceden eğri uydurularak gerçekleştirilen ve R^2 değerleri enerji verimi için 0,6125 ve ekserji verimi için 0,4349 (Siuta-Oлча vd., 2020) olarak hesaplanan vakum tüplü kolektör çalışmaları ile örtüştüğü görülmektedir.

Tasarımı yapılan 8 borulu yeni nesil güneş kolektör (YNGK) veriminin literatürde ölçüleri referans alınan 10 borulu düzlemsel plakalı güneş kolektör (Gunjo vd., 2017) verimiyle farklı $\frac{T_{su,ort}-T_{ortam}}{I}$ değerleri için karşılaştırılması Şekil 8.1’de verilmiştir.



Şekil 8.1. YNGK veriminin Gunjo vd., 2017 güneş kolektör verimiyle karşılaştırılması.

Şekil 8.1 incelendiğinde, 8 borulu olarak tasarlanan yeni nesil güneş kolektörü için $\frac{T_{su,ort}-T_{ortam}}{I}$ teriminin sıfır olduğu noktada verim değeri %66,574 olarak bulunurken bu verim değeri literatürde ölçüleri referans alınan 10 borulu düzlemsel plakalı güneş kolektörü (Gunjo vd., 2017) için %58 olarak hesaplanmıştır. Bununla birlikte, $\frac{T_{su,ort}-T_{ortam}}{I}$ teriminin 0,025'ten büyük değerlerinde Gunjo vd., 2017 güneş kolektör veriminin YNGK veriminden büyük olduğu ortaya koyulmuştur. Ancak literatürdeki bu çalışmada, 0,025 değerinde yazarların hesapladığı verim %20 civarındayken uydurulan eğri ile bu noktadaki verim %35'in üstünde gözükmemektedir. Eğer bu çalışmada da verim ifadesi için bir doğru denklemi uydurulsaydı, Şekil 8.1'de YNGK-Doğru ile gösterilen, tüm noktalarda verim değeri Gunjo vd., 2017 çalışmasındaki değerlerden büyük olacağı aşıkardır. Fakat uydurulan bu doğru denkleminin R^2 değeri ise 0,57841 olarak hesaplanmış ve bu değer uydurulan polinom eğrisinin R^2 değerinden düşük olduğu görülmüştür.

Kütahya ili Yaz mevsimi için güneşten gelen ısı akısının 200-1000 W/m² değiştirilmesiyle yeni nesil kolektör veriminin %29,627 ile %70,017 arasında değiştiği görülmektedir. Öte yandan, 200 W/m², 400 W/m², 600 W/m², 800 W/m² ve 1000 W/m² ısı akılarında yeni nesil güneş kolektöründen elde edilen net ısılar sırasıyla 109,990 W, 482,822 W, 771,870 W, 1039,973 W ve 1299,697 W olarak bulunmuştur. Öte yandan, Kütahya ili Kış mevsimi için güneşten gelen ısı akısının 200-1000 W/m² değiştirilmesiyle yeni nesil kolektör veriminin de %12,697 ile %65,496 arasında değiştiği görülmektedir. Öte yandan, 200 W/m², 400 W/m², 600 W/m², 800 W/m² ve 1000 W/m² ısı akılarında yeni nesil güneş kolektöründen elde edilen en yüksek net ısılar sırasıyla 47,139 W, 155 W, 522,764 W, 894,104 W ve 1215,770 W olarak hesaplanmıştır. Kütahya ili için 313K sıcaklığına ısıtılabilir en yüksek ortalama su miktarları Yaz mevsimi için 473,469 L/gün olarak bulunurken bu değer Kış mevsimi için 181,817 L/gün olarak hesaplanmıştır.

Bu çalışmada detaylı bir şekilde analizi yapılarak tasarlanan yeni nesil güneş kolektörü bundan sonra güneş enerjisiyle su ısıtması gerçekleştirilecek tüm çalışmalar da kullanılabilecektir. Daha sonraki çalışmalarda yeni nesil güneş kolektörü, ısı pompası, bölgesel ısıtma, geleneksel sıvı yakıtlı bireysel ısıtma vb. sistemlerle hibrit olarak ele alınarak farklı ısıtma sistemlerine uygulanması detaylı olarak araştırılacaktır.

KAYNAKLAR DİZİNİ

Alternative Energy Tutorials (2017, Haziran), *Cam kaplamasız güneş kolektörünün yapısı*, <http://www.alternative-energy-tutorials.com/images/stories/heating/alt47.gif>

Al-Waked, R., Nasif, M. S., Morrison, G., & Behnia, M. (2013). CFD simulation of air to air enthalpy heat exchanger. *Energy Conversion and Management*, 74, 377-385.

Andrzejczyk, R. (2019). Experimental Investigation of the Thermal Performance of a Wickless Heat Pipe Operating with Different Fluids: Water, Ethanol, and SES36. Analysis of Influences of Instability Processes at Working Operation Parameters. *Energies*, 12(1), 80.

ANSYS Fluent User's Guide, 2013, Ansys Inc.

Arat H., (2016), Jeotermal Kaynaklı Isı Pompasının Bölgesel Isıtma Sisteminde Kullanımının Araştırılması ve Termodinamik Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Dumlupınar Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Kütahya, 21s.

Babu, N. N., & Kamath, H. C. (2015). Materials used in Heat Pipe. *Materials Today: Proceedings*, 2(4-5), 1469-1478.

Badar, A. W., Buchholz, R., & Ziegler, F. (2011). Experimental and theoretical evaluation of the overall heat loss coefficient of vacuum tubes of a solar collector. *Solar Energy*, 85(7), 1447-1456.

Badar, A. W., Buchholz, R., & Ziegler, F. (2012). Single and two-phase flow modeling and analysis of a coaxial vacuum tube solar collector. *Solar Energy*, 86(1), 175-189.

Bandara, W. B. M. A. C., Amarasekara, B. K., & Rupasinghe, C. P. (2018). Assessment of the possibility of unglazed transpired type solar collector to be used for drying purposes: a comparative assessment of efficiency of unglazed transpired type solar collector with glazed type solar collector. *Procedia Engineering*, 212, 1295-1302.

Barraza, R., Nellis, G., Klein, S., & Reindl, D. (2015). Measurements of Convection Heat Transfer Coefficients for Hydrocarbon Mixtures during Boiling in a Heated Horizontal Pipe from 100K to Room Temperature. *Physics Procedia*, 67, 557-562.

Bejan A., Tsatsaronis G. & Moran M., (1995), *Thermal System and Optimization*, John Wiley&Sons Publications.

Bejan, A. (2013). *Convection Heat Transfer: Fourth Edition*. John Wiley & Sons.

Bergman, T. L., Incropera, F. P., Lavine, A. S., & DeWitt, D. P. (2015). *Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri*, Yedinci Baskıdan Çeviri. Palme Yayıncılık, Ankara.

Bouhal, T., Kousksou, T., Jamil, A., & Benbassou, A. (2018). Experimental study and CFD thermal assessment of horizontal hot water storage tank integrating Evacuated Tube Collectors with heat pipes. *Solar Energy*, 170, 234-251.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- Boye, H., Staate, Y., & Schmidt, J. (2007). Experimental investigation and modelling of heat transfer during convective boiling in a minichannel. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 50(1), 208-215.
- Brackbill, J. U., Kothe, D. B., & Zemach, C. (1992). A continuum method for modeling surface tension. **Journal of Computational Physics**, 100(2), 335-354.
- Chaudhry, H. N., Calautit, J. K., & Hughes, B. R. (2017). Optimisation and analysis of a heat pipe assisted low-energy passive cooling system. **Energy and Buildings**, 143, 220-233.
- Chen, S., Mao, J., & Han, X. (2016). Heat transfer analysis of a vertical ground heat exchanger using numerical simulation and multiple regression model. **Energy and Buildings**, 129, 81-91.
- Cheng, S., Sun, F. Z., & Shi, Y. T. (2012). Experimental study of condensation heat transfer characteristics of horizontal tube bundles in vacuum states. **Journal of Hydrodynamics, Ser. B**, 24(4), 628-634.
- Chow, T. T., He, W., & Ji, J. (2006). Hybrid photovoltaic-thermosyphon water heating system for residential application. **Solar Energy**, 80(3), 298-306.
- Churchill, S. W., & Chu, H. H. (1975). Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a vertical plate. **International Journal of Heat And Mass Transfer**, 18(11), 1323-1329.
- Cogné, C., Nguyen, P. U., Lanoisellé, J. L., Van Hecke, E., & Clausse, D. (2013). Modeling heat and mass transfer during vacuum freezing of puree droplet. **International Journal of Refrigeration**, 36(4), 1319-1326.
- Colangelo, G., Favale, E., Miglietta, P., & de Risi, A. (2016). Innovation in flat solar thermal collectors: A review of the last ten years experimental results. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, 57, 1141-1159.
- Çengel, Y. A. (2012). **Isı ve Kütle Transferi-Pratik Bir Yaklaşım**, 3.Baskı Çeviri Editörü: Tanyıldızı, V. Güven Bilimsel, 124.
- Çengel, Y. A. & Boles, M. A. (2012). **Termodinamik, Mühendislik Yaklaşımıyla**, 5.Baskı Çeviri Editörü: Pınarbaşı, A. Güven Bilimsel, 124.
- Çengel, Y. A. & Cimbala, J. M. (2012). **Akışkanlar Mekaniği: Temelleri ve Uygulamaları**, Tıpkı Basım Çeviri Editörü: Engin, T. Güven Bilimsel.
- Danielewicz, J., Sayegh, M. A., Śniechowska, B., Szulgowska-Zgrzywa, M., & Jouhara, H. (2014). Experimental and analytical performance investigation of air to air two phase closed thermosyphon based heat exchangers. **Energy**, 77, 82-87.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- De Schepper, S. C., Heynderickx, G. J., & Marin, G. B. (2009). Modeling the evaporation of a hydrocarbon feedstock in the convection section of a steam cracker. *Computers & Chemical Engineering*, 33(1), 122-132.
- Diani, A., Mancin, S., & Rossetto, L. (2015). Flow boiling heat transfer of R1234yf inside a 3.4 mm ID microfin tube. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 66, 127-136.
- Dobson, M. K. & Chato, J. C. (1998). Condensation in Smooth Horizontal Tubes. *Journal of Heat Transfer*, 120(1), 193-213.
- Du, W., Zhang, L., Lv, S., Lu, P., Xu, J., & Wei, W. (2015). Numerical study of liquid coverage in a gas-liquid-solid packed bed. *Particuology*, 23, 90-99.
- El Maakoul, A., Laknizi, A., Saadeddine, S., Abdellah, A. B., Meziane, M., & El Metoui, M. (2017). Numerical design and investigation of heat transfer enhancement and performance for an annulus with continuous helical baffles in a double-pipe heat exchanger. *Energy Conversion and Management*, 133, 76-86.
- Eraslan Güneş Enerji Sistemleri (2020, Aralık), *Düzlemsel güneş kolektörü ürün kataloğu*, <https://www.eraslan.com.tr/web/katalog.pdf>
- Esen, M., & Esen, H. (2005). Experimental investigation of a two-phase closed thermosyphon solar water heater. *Solar Energy*, 79(5), 459-468.
- EC (European Commission) GDR (Global-Direkt Radyasyon) (2020, Aralık), *Typical Meteorological Year: Windspeed*, https://re.jrc.ec.europa.eu/pvg_tools/en/#MR
- EC (European Commission) KTS (Kuru Termometre Sıcaklığı) (2020, Aralık), *Typical Meteorological Year: Windspeed*, https://re.jrc.ec.europa.eu/pvg_tools/en/#MR
- EC (European Commission) RH (Rüzgar Hızı) (2020, Aralık), *Typical Meteorological Year: Windspeed*, https://re.jrc.ec.europa.eu/pvg_tools/en/#MR
- Evangelisti, L., Vollaro, R. D. L., & Asdrubali, F. (2019). Latest advances on solar thermal collectors: A comprehensive review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 114, 109318.
- Fadhl, B., Wrobel, L. C., & Jouhara, H. (2013). Numerical modelling of the temperature distribution in a two-phase closed thermosyphon. *Applied Thermal Engineering*, 60(1-2), 122-131.
- Faghri A. (1995). *Heat Pipe Science and Technology*. Taylor and Francis, 874p., London, Great Britain.
- Faghri, A. (2012). Review and advances in heat pipe science and technology. *Journal of Heat Transfer*, 134(12), 123001.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

Fang, Y., Eames, P. C., Norton, B., & Hyde, T. J. (2006). Experimental validation of a numerical model for heat transfer in vacuum glazing. **Solar Energy**, 80(5), 564-577.

Gao, Y., Cui, Y., Xu, B., Sun, B., Zhao, X., Li, H., & Chen, L. (2017). Two phase flow heat transfer analysis at different flow patterns in the wellbore. **Applied Thermal Engineering**, 117, 544-552.

Gao, Y., Fan, R., Zhang, X. Y., An, Y. J., Wang, M. X., Gao, Y. K., & Yu, Y. (2014). Thermal performance and parameter analysis of a U-pipe evacuated solar tube collector. **Solar Energy**, 107, 714-727.

Genceli, O. F. (1997). *İki Fazlı Akış, ASHRAE Temel El Kitabı (Fundamentals)*. Tesisat Mühendisleri Derneği Teknik Yayınlar:2.

Genceli, O. F. (2002). *Çözümlü Isı Taşınımı Problemleri*, Birsan Yayınevi, İstanbul.

Grissa, K., Benselama, A. M., Lataoui, Z., Romestant, C., Bertin, Y., & Jemni, A. (2017). Performance of a cylindrical wick heat pipe used in solar collectors: Numerical approach with Lattice Boltzmann method. **Energy Conversion and Management**, 150, 623-636.

Guardo, A., Coussirat, M., Larrayoz, M. A., Recasens, F., & Egusquiza, E. (2005). Influence of the turbulence model in CFD modeling of wall-to-fluid heat transfer in packed beds. **Chemical Engineering Science**, 60(6), 1733-1742.

Gunjo, D. G., Mahanta, P., & Robi, P. S. (2017). CFD and experimental investigation of flat plate solar water heating system under steady state condition. **Renewable Energy**, 106, 24-36.

Han, X., & Wang, Y. (2018). Experimental investigation of the thermal performance of a novel concentric tube heat pipe heat exchanger. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 127, 1338-1342.

Hepbasli, A. (2008). A key review on exergetic analysis and assessment of renewable energy resources for a sustainable future. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, 12(3), 593-661.

Imura, H., Sasaguchi, K., Kozai, H., & Numata, S. (1983). Critical heat flux in a closed two-phase thermosyphon. **International Journal of Heat And Mass Transfer**, 26(8), 1181-1188.

In, S., & Jeong, S. (2009). Flow boiling heat transfer characteristics of R123 and R134a in a micro-channel. **International Journal of Multiphase Flow**, 35(11), 987-1000.

Jayakumar, J. S., Mahajani, S. M., Mandal, J. C., Iyer, K. N., & Vijayan, P. K. (2010). CFD analysis of single-phase flows inside helically coiled tubes. **Computers & Chemical Engineering**, 34(4), 430-446.

Jouhara, H., Fadhl, B., & Wrobel, L. C. (2016). Three-dimensional CFD simulation of geyser boiling in a two-phase closed thermosyphon. **International Journal of Hydrogen Energy**, 41(37), 16463-16476.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- Kalogirou, S. A., Karellas, S., Braimakis, K., Stanciu, C., & Badescu, V. (2016). Exergy analysis of solar thermal collectors and processes. *Progress in Energy and Combustion Science*, 56, 106-137.
- Kaya F. & Karagöz, İ. (2007) Girdaplı Akışlarda Türbülans Modellerinin Uygunluğunun İncelenmesi. *Uludağ University Journal of The Faculty of Engineering*, 12(1).
- Kim, J. T., Ahn, H. T., Han, H., Kim, H. T., & Chun, W. (2007). The performance simulation of all-glass vacuum tubes with coaxial fluid conduit. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 34(5), 587-597.
- Knaster, J., Kanemura, T., & Kondo, K. (2016). An assessment of the evaporation and condensation phenomena of lithium during the operation of a Li (d, xn) fusion relevant neutron source. *Heliyon*, 2(12), e00199.
- Kong, W., Wang, Z., Li, X., Yuan, G., Fan, J., Perers, B., & Furbo, S. (2019). Test method for evaluating and predicting thermal performance of thermosyphon solar domestic hot water system. *Applied Thermal Engineering*, 146, 12-20.
- Korniliou, S., Mackenzie-Dover, C., Christy, J. R., Harmand, S., Walton, A. J., & Sefiane, K. (2018). Two-dimensional heat transfer coefficients with simultaneous flow visualisations during two-phase flow boiling in a PDMS microchannel. *Applied Thermal Engineering*, 130, 624-636.
- Korres, D., & Tzivanidis, C. (2018). A new mini-CPC with a U-type evacuated tube under thermal and optical investigation. *Renewable Energy*, 128, 529-540.
- Kunkelmann, C., & Stephan, P. (2009). CFD simulation of boiling flows using the volume-of-fluid method within OpenFOAM. *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 56(8), 631-646.
- Lee, W. H. (1979). A pressure iteration scheme for two-phase modeling. *Los Alamos Scientific Laboratory, Los Alamos, NM, Report No. LA-UR*, 79-975.
- Le Fevre, E. J., & Ede, A. J. (1956, September). Laminar free convection from the outer surface of a vertical circular cylinder. In *Proceedings of the 9th International Congress Applied Mechanics* (Vol. 4, pp. 175-183).
- Li, M., Khan, T. S., Al-Hajri, E., & Ayub, Z. H. (2016). Single phase heat transfer and pressure drop analysis of a dimpled enhanced tube. *Applied Thermal Engineering*, 101, 38-46.
- Li, Z., Chen, C., Luo, H., Zhang, Y., & Xue, Y. (2010). All-glass vacuum tube collector heat transfer model used in forced-circulation solar water heating system. *Solar Energy*, 84(8), 1413-1421.
- Librovich, B. V., Nowakowski, A. F., Nicolleau, F. C. G. A., & Michelitsch, T. M. (2017). Non-equilibrium evaporation/condensation model. *International Journal of Applied Mechanics*, 9(08), 1750111.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- Lippert, A. M., Chang, S., Are, S., & Schmidt, D. P. (2005). Mesh independence and adaptive mesh refinement for advanced engine spray simulations (No. 2005-01-0207). **SAE Technical Book**.
- Liu, J., Lei, D., & Li, Q. (2016). Vacuum lifetime and residual gas analysis of parabolic trough receiver. **Renewable Energy**, 86, 949-954.
- Liu, Z. H., Li, Y. Y., & Bao, R. (2011). Compositive effect of nanoparticle parameter on thermal performance of cylindrical micro-grooved heat pipe using nanofluids. **International Journal of Thermal Sciences**, 50(4), 558-568
- Ma, L., Lu, Z., Zhang, J., & Liang, R. (2010). Thermal performance analysis of the glass evacuated tube solar collector with U-tube. **Building and Environment**, 45(9), 1959-1967.
- Mahmoud, M. M., & Karayiannis, T. G. (2013). Heat transfer correlation for flow boiling in small to micro tubes. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 66, 553-574.
- Marcus, B. D. (1972). **Theory and Design of Variable Conductance Heat Pipes**. NASA CR-2018.
- Markal, B., Candere, A., Avci, M., & Aydin, O. (2021). Investigation of flat plate type pulsating heat pipes via flow visualization-assisted experiments: Effect of cross sectional ratio. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, 125, 105289.
- Maurer, C., Cappel, C., & Kuhn, T. E. (2017). Progress in building-integrated solar thermal systems. **Solar Energy**, 154, 158-186.
- Menter, F. R. (2009). Review of the shear-stress transport turbulence model experience from an industrial perspective. **International Journal of Computational Fluid Dynamics**, 23(4), 305-316.
- Mochida, A., Kudo, K., Mizutani, Y., Hattori, M., & Nakamura, Y. (1997). Transient heat transfer analysis in vacuum furnaces heated by radiant tube burners. **Energy Conversion and Management**, 38(10), 1169-1176.
- Morris, D.R. ve Szargut, J., (1986), Standard chemical exergy of some elements and compounds on the planet earth, **Exergy** 11, 733-755.
- Naik, B. K., Varshney, A., Muthukumar, P., & Somayaji, C. (2016). Modelling and performance analysis of U type evacuated tube solar collector using different working fluids. **Energy Procedia**, 90, 227-237.
- Noie, S. H. (2005). Heat transfer characteristics of a two-phase closed thermosyphon. **Applied Thermal Engineering**, 25(4), 495-506.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- Noie, S. H., Sarmasti Emami, M. R., & Khoshnoodi, M. (2007). Effect of inclination angle and filling ratio on thermal performance of a two-phase closed thermosyphon under normal operating conditions. *Heat Transfer Engineering*, 28(4), 365-371.
- Nookaraju, B. C., Rao, P. K., & Nagasarada, S. (2015). Experimental and numerical analysis of thermal performance in heat pipes. *Procedia Engineering*, 127, 800-808.
- Omara, Z. M., Kabeel, A. E., & Essa, F. A. (2015). Effect of using nanofluids and providing vacuum on the yield of corrugated wick solar still. *Energy Conversion and Management*, 103, 965-972.
- Özcan, H. (2020, Aralık), Şebeke suyu sıcaklıkları, *Güneş Enerjisi Ders Notları, Güneş Enerjisi-III*, <https://avys.omu.edu.tr/storage/app/public/ozcanh/71124/GUNES%20ENERJISI-III.pdf>
- Özsoy, A., & Çorumlu, V. (2018). Thermal performance of a thermosyphon heat pipe evacuated tube solar collector using silver-water nanofluid for commercial applications. *Renewable Energy*, 122, 26-34.
- Papukchiev, A., & Buchholz, S. (2017). Validation of ANSYS CFX for gas and liquid metal flows with conjugate heat transfer within the European project THINS. *Nuclear Engineering and Design*, 312, 338-350.
- Persad, A. H., & Ward, C. A. (2016). Expressions for the evaporation and condensation coefficients in the Hertz-Knudsen relation. *Chemical Reviews*, 116(14), 7727-7767.
- Reay, D.A., Kew, P.A., & Dunn, P.D. (2006). *Heat Pipes: Theory, Design and Applications*, Vol. 5th ed. Oxford: Butterworth-Heinemann.
- REFPROP. NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties, NIST Reference Database, Version 9.0, National Institute of Standards and Technology, USA, 2010
- Rivera, W., & Xicale, A. (2001). Heat transfer coefficients in two phase flow for the water/lithium bromide mixture used in solar absorption refrigeration systems. *Solar Energy Materials and Solar Cells*, 70(3), 309-320.
- Saji, N., Nagai, S., Tsuchiya, K., Asakura, H., & Obata, M. (2001). Development of a compact laminar flow heat exchanger with stainless steel micro-tubes. *Physica C: Superconductivity*, 354(1-4), 148-151.
- Senturk Acar, M., & Arslan, O. (2018). Performance analysis of a new hybrid cooling–drying system. *Environmental Progress & Sustainable Energy*, 37(5), 1808-1828.
- Shafieian, A., Khiadani, M., & Nosrati, A. (2019). Thermal performance of an evacuated tube heat pipe solar water heating system in cold season. *Applied Thermal Engineering*, 149, 644-657.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

Shih, T. H., Liou, W. W., Shabbir, A., Yang, Z., & Zhu, J. (1995). A new $k-\epsilon$ eddy viscosity model for high reynolds number turbulent flows. *Computers & Fluids*, 24(3), 227-238.

Shiraishi, M., Kikuchi, K., & Yamanishi, T. (1982). Investigation of heat transfer characteristics of a two-phase closed thermosyphon. *In Advances in Heat Pipe Technology* (pp. 95-104). Pergamon.

Siuta-Olcha, A., Cholewa, T., & Dopieralska-Howoruszko, K. (2020). Experimental studies of thermal performance of an evacuated tube heat pipe solar collector in Polish climatic conditions. *Environmental Science and Pollution Research*, 1-10.

Stonehaven Life (2017, Haziran), *Havalı güneş kollektörünün yapısı*, <http://stonehavenlife.com/comparing-solar-air-heater-designs-performance/>

Táboas, F., Valles, M., Bourouis, M., & Coronas, A. (2007). Pool boiling of ammonia/water and its pure components: comparison of experimental data in the literature with the predictions of standard correlations. *International Journal of Refrigeration*, 30(5), 778-788.

Thermal Solar Water Heater (2017, Haziran), *Vakum borulu güneş kollektörünün yapısı*, http://www.thermalsolarwaterheater.com/photo/thermalsolarwaterheater/editor/20170620160102_60166.jpg

Ünsan Güneş Enerji Sistemleri (2017, Haziran), *Düzlemsel güneş kollektörünün yapısı*, <http://unsanenerji.com.tr/wp-content/uploads/G%C3%BCne%C5%9F-Kollekt%C3%B6r%C3%BC-Par%C3%A7alar%C4%B1.jpg>

Venkata, J., & Bhramara, P. (2017). CFD Analysis of Multi turn Pulsating Heat pipe. *Materials Today: Proceedings*, 4(2), 2701-2710.

Venkata, J., & Bhramara, P. (2018). CFD Analysis of Copper Closed Loop Pulsating Heat pipe. *Materials Today: Proceedings*, 5(2), 5487-5495.

Wallin, P. (2012). *Heat Pipe, Selection of Working Fluid*. Project Report, MVK160 Heat and Mass Transfer, Lund, Sweden.

Wang, L., & Sun, D. W. (2002). Modelling vacuum cooling process of cooked meat—part 2: mass and heat transfer of cooked meat under vacuum pressure. *International Journal of Refrigeration*, 25(7), 862-871.

Wang, Y., Mu, X., Shen, S., & Zhang, W. (2017). Heat transfer characteristics of steam condensation flow in vacuum horizontal tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 108, 128-135.

Watmuff, J. H., Charters, W. W. S., & Proctor, D. (1977). Solar and wind induced external coefficients-solar collectors. *Cooperation Mediterranee pour l'Energie Solaire*, 56.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

Wilcox, D. C. (1998). ***Turbulence Modeling for CFD*** (Vol. 2, pp. 103-217). La Canada, CA: DCW industries.

Wong, L. T., Mui, K. W., & Guan, Y. (2010). Shower water heat recovery in high-rise residential buildings of Hong Kong. ***Applied Energy***, 87(2), 703-709.

Xiang, H. W. (2005). ***Chapter 6: Vapor Pressures. The Corresponding-States Principle And Its Practice: Thermodynamic, Transport And Surface Properties Of Fluids***. Elsevier.

Yerne, Y. U., & Bhusnoor, S. S. (2019). Theoretical thermal analysis of heat recovery by two phase closed Thermosyphon from engine exhaust. ***Heat and Mass Transfer***, 1-11.

Yongqi, X. I. E., Xinyu, L. I., Sujun, D. O. N. G., Zhang, H., & Hongwei, W. U. (2020). Experimental investigation on operating behaviors of loop heat pipe with thermoelectric cooler under acceleration conditions. ***Chinese Journal of Aeronautics***, 33(3), 852-860.

Zaidi, S. (2015). Novel application of support vector machines to model the two phase boiling heat transfer coefficient in a vertical tube thermosiphon reboiler. ***Chemical Engineering Research and Design***, 98, 44-58.

Zhang, M. L., Li, C. W., & Shen, Y. M. (2010). A 3D non-linear k- ϵ turbulent model for prediction of flow and mass transport in channel with vegetation. ***Applied Mathematical Modelling***, 34(4), 1021-1031.

Zhang, D., Tao, H., Wang, M., Sun, Z., & Jiang, C. (2017). Numerical simulation investigation on thermal performance of heat pipe flat-plate solar collector. ***Applied Thermal Engineering***, 118, 113-126.

Zhang, W., Wang, S., Li, C., & Xu, J. (2015). Mixed convective heat transfer of CO₂ at supercritical pressures flowing upward through a vertical helically coiled tube. ***Applied Thermal Engineering***, 88, 61-70.

EKLER

EK 1. İzolasyon malzemesinin özellikleri.

EK 2. Emici plaka ve bakır boru dizilimi etrafındaki toplam kayıp ısı transfer katsayıları.

EK 2.1. Emici plaka ve bakır boru dizilimi yan bölgesi toplam ısı transfer katsayısı.

EK 2.2. Emici plaka ve bakır boru dizilimi alt bölgesi toplam ısı transfer katsayısı.

EK 2.3. Emici plaka üst bölgesi toplam ısı transfer katsayısı.

EK 3. Kütahya ili farklı yıllara göre yıllık ortalama aylara göre güneş ışınlm şiddeti değeri.

EK 3.1. Global güneş ışınlm değeri.

EK 3.2. Direkt güneş ışınlm değeri.



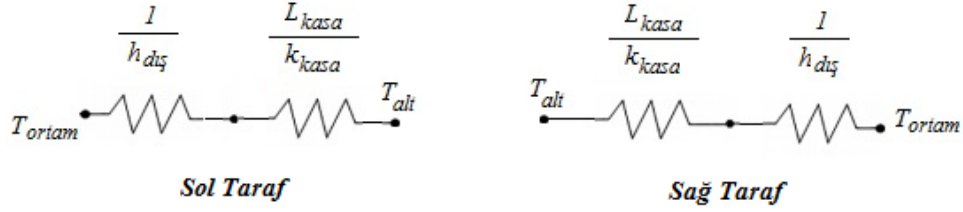
EK 1. İzolasyon malzemesinin özellikleri (Eraslan, 2020).

İzolasyon Malzemesi	Taş Yünü ve Cam Yünü
Isı İletkenliği (W/mK)	0,037
İzolasyon Malzeme Kapasitesi (kJ/kgK)	0,840
İzolasyon Malzeme Yoğunluğu (kg/m ³)	52
İzolasyon Malzeme Kalınlığı (mm)	50



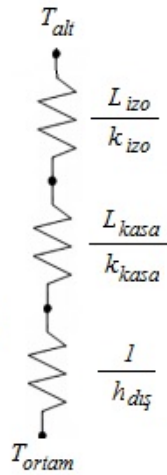
EK 2. Yeni nesil güneş kolektörü emici plaka ve bakır boru dizilimi etrafındaki toplam kayıp ısı transfer katsayıları.

EK 2.1. Emici plaka ve bakır boru dizilimi yan bölgesi toplam ısı transfer katsayısı.



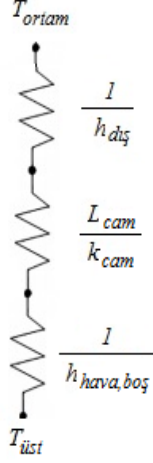
$$h_{yan} = h_{yan,sol} = h_{yan,sağ} = \frac{1}{\frac{1}{h_{dış}} + \frac{L_{kasa}}{k_{kasa}}}$$

EK 2.2. Emici plaka ve bakır boru dizilimi alt bölgesi toplam ısı transfer katsayısı.



$$h_{alt} = \frac{1}{\frac{1}{h_{dış}} + \frac{L_{kasa}}{k_{kasa}} + \frac{L_{izo}}{k_{izo}}}$$

EK 2.3. Emici plaka üst bölgesi toplam ısı transfer katsayısı.



$$h_{üst} = \frac{1}{\frac{1}{h_{dış}} + \frac{L_{cam}}{k_{cam}} + \frac{1}{h_{hava,boş}}}$$

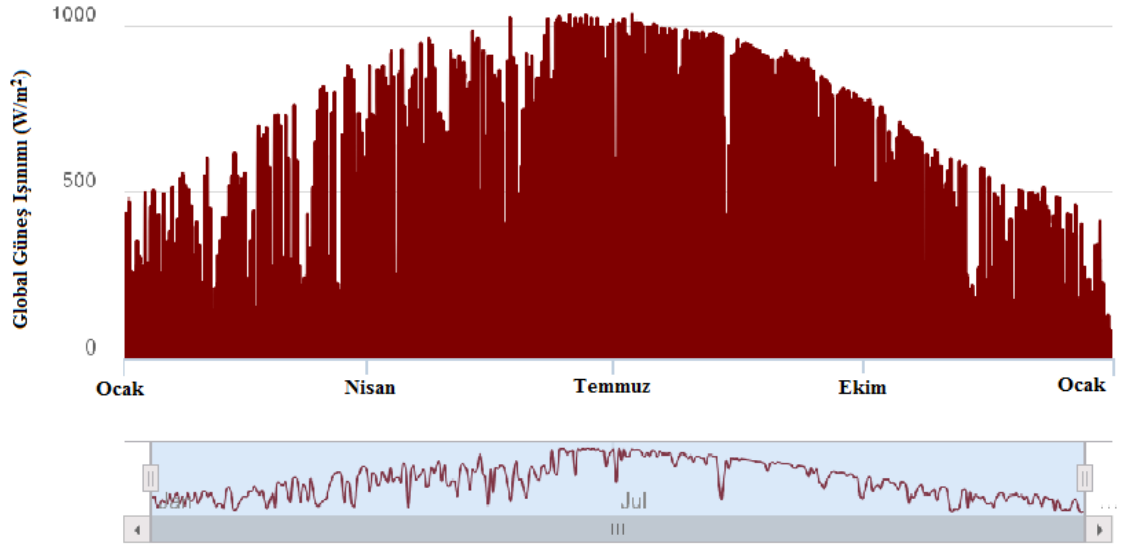
$$h_{hava,boş} = \frac{k_{hava} \times Nu_{hava,boş}}{L_{hava,boş}}$$

$$Nu_{hava,boş} = 1 + 1,44 \left[1 - \frac{1708(\sin 1,7\beta)^{1,6}}{Ra_{hava,boş} \cos \beta} \right] \left[1 - \frac{1708}{Ra_{hava,boş} \cos \beta} \right]^+ + \left[\left(\frac{Ra_{hava,boş} \cos \beta}{5830} \right)^{1/3} - 1 \right]^+$$

Burada, $L_{hava,boş}$ cam yüzey ile emici plaka arasındaki hava boşluğunun yüksekliğini, $Ra_{hava,boş}$ Rayleigh sayısını ve β ise güneş kolektörünün yüzey ile yaptığı açığı ifade etmektedir. Sağ taraftaki parantez üstünde + ile belirtilen değerler pozitif olduğunda hesaba katılırken eğer sonuç negatif ise parantez içi değer 0 kabul edilmektedir (Zhang vd., 2017).

EK 3. Kütahya ili 2007-2016 yılları arasında yıllık ortalama aylara göre güneş ışınım şiddeti değerleri.

EK 3.1. Global güneş ışınım değerlerinin değişimi.



EK 3.2. Direkt güneş ışınım değerlerinin değişimi.



ÖZGEÇMİŞ

ADI SOYADI : Halit ARAT
ÜNVANI : Araştırma Görevlisi
ORCID NO : <https://orcid.org/0000-0002-6634-2535>

ÖĞRENİM DURUMU:

Derece	Bölüm/Program	Üniversite	Yıl
Lisans	Makine Mühendisliği	Yıldız Teknik Üniversitesi	2008-2012
Y.Lisans	Makine Mühendisliği	Kütahya Dumlupınar Üniversitesi	2014-2016
Doktora	Makine Mühendisliği	Kütahya Dumlupınar Üniversitesi	2016-

İŞ DURUMU:

Görev Yeri	Ünvanı	Yıl
AKÜ Teknoloji Fakültesi	Araştırma Görevlisi	2012-2014
DPÜ Mühendislik Fakültesi	Araştırma Görevlisi	2014-

YAYINLAR:

A) Alanında Tanınmış Uluslararası Yayınevlerince Yayımlanan Kitaplarda Bölüm Yazarlığı:

A1. Gökgedik, H., İncili, V., **Arat, H.**, Keçebaş., A., (2015). Energy Systems and Management, Assessment of total operating costs for a geothermal district heating system. *Publisher: Springer International Publishing.*

B) Uluslararası Hakemli Dergilerde Yayımlanan Makaleler:

B1. **Arat, H.**, & Arslan, O. (2017). Optimization of district heating system aided by geothermal heat pump: A novel multistage with multilevel ANN modelling. *Applied Thermal Engineering*, 111, 608-623.

B2. **Arat, H.**, & Arslan, O. (2017). Exergoeconomic analysis of district heating system boosted by the geothermal heat pump. *Energy*, 119, 1159-1170.

C) Ulusal Hakemli Dergilerde Yayımlanan Makaleler:

C1. Akbulut, A., **Arat, H.** & Arslan, O. (2019). Döner Tepsili Kabin Tipi Kurutucuda Kavunun Kuruma Karakteristiğinin İncelenmesi. *Bilecik Şeyh Edebali Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi*, (2), 594 - 604.

D) Uluslararası Bilimsel Toplantılarda Sunulan ve Bildiri Kitabında Basılan Bildiriler:

D1. Akbulut, A., **Arat, H.**, & Arslan, O. (2019). Tepsili Kurutucuda Hava Hızının Havucun Kuruma Karakteristiği Üzerine Etkisinin İncelenmesi, 22nd Congress on Thermal Science and Technology ULIBTK'19, September 11-14, 2019, Kocaeli-Turkey.

D2. **Arat, H.**, Akbulut, A., & Arslan, O. (2019). Tepsili Kurutucuda Elmanın Kuruma Karakteristiğinin İncelenmesi, 22nd Congress on Thermal Science and Technology ULIBTK'19, September 11-14, 2019, Kocaeli-Turkey.

D3. Arslan, O., **Arat, H.**, Ercetin, U., & Akbulut, A. (2018). A Comparison of Multiphase Models for Numerical Thermal Performance Analysis of Vacuumed Heat Pipe, 4th Conference on Advances in Mechanical Engineering ICAME 2018, December 19-21, 2018, Istanbul-Turkey.

D4. Arslan, O., **Arat, H.**, Ercetin, U., & Akbulut, A. (2018). Numerical Thermal Performance Analysis of Vacuumed Heat Pipe by Using Mixture Model, 4th Conference on Advances in Mechanical Engineering ICAME 2018, December 19-21, 2018, Istanbul-Turkey.

D5. Akbulut, A., **Arat, H.**, Acar, M.S., & Arslan, O. (2018). Performance Analysis of Isopentane, R123, and R141b for Organic Rankine Cycle Used in Waste Heat Recovery System, International Congress On Engineering and Life Science ICELIS 2018, April 26-29, 2018, Kastamonu-Turkey.

D6. Akbulut, A., **Arat, H.**, Acar, M.S., & Arslan, O. (2018). Thermodynamic Analysis of Waste Heat Recovery System in Glass Industry, International Congress On Engineering and Life Science ICELIS 2018, April 26-29, 2018, Kastamonu-Turkey.

D7. Kayapınar, O., Acar, M.S., **Arat, H.**, Erbas, O., Topal, H., Altıncı, Y. & Arslan, O. (2017). Thermodynamic Analysis of Flue Gas Desulphurization System, International Congress on Applied Science and Technology ASTECH'2017, April 17-20, 2017, Malaga-Spain.

D8. Acar, M.S., **Arat, H.**, Erbas, O., Topal, H., Altıncı, Y. & Arslan, O. (2017). Performance Analysis of Solar-Geothermal Power Plant, International Congress on Applied Science and Technology ASTECH'2017, April 17-20, 2017, Malaga-Spain.

D9. **Arat, H.**, Acar, M.S., & Arslan, O. (2017). Thermodynamic Analysis of Simav Geothermal District Heating System Assisted by Solar Energy, International Conference On Engineering Technology and Innovation ICETI 2017, March 22-26, 2017, Sarajevo-Bosnia Herzegovina.

D10. Acar, M.S., **Arat, H.**, & Arslan, O. (2016). Thermodynamic Analysis of Ranque-Hilsch Vortex Tube Aided Hybrid Cooling and Drying System, 11th Conference on Sustainable Development of Energy, Water and Environment Systems – 11th SDEWES, September 4-9, 2016, Lisbon-Portugal.

D11. Acar, M.S., **Arat, H.**, & Arslan, O. (2016). Techno-Economic Analysis of Ranque-Hilsch Vortex Tube Aided Hybrid Cooling and Drying System, 4th International Conference on Integrated Systems and Management for Energy, Development, Environment and Health ISMAEDEH '16, June 17-19, 2016, Ischia-Italy. (Pressed in International Journal of Mechanical Engineering, 1, 62-68.)

D12. **Arat, H.**, Acar, M.S., Arslan, O., & Akbulut, A. (2016). Exergoeconomic Evaluation of Geothermal Heat Pump Aided District Heating, 12th International Conference on Energy, Environment, Ecosystems and Sustainable Development EEESD'16, January 29-31, 2016, Venice-Italy.

D13. **Arat, H.**, Acar, M.S., & Arslan, O. (2016). Thermodynamic Analysis of District Heating System Assisted by Geothermal Sourced Heat Pump, 12th International Conference on Energy,

Environment, Ecosystems and Sustainable Development EEESD'16, January 29-31, 2016, Venice-Italy.

D14. Boukelia, T.E., Mecibah, M.S., Arslan, O., & **Arat, H.** (2015). Prediction of The Levelized Cost of Electricity of Parabolic Trough Solar Thermal Power Plant Using Artificial Neural Networks, The First International Conference on Solar Energy INCOSOLE-2015, May 4-5, 2015, University of BBA, Algeria (Poster).

D15. Gökgedik, H., İncili, V., Kecebas, A., & **Arat, H.** (2014). Evaluation of total operating costs for a geothermal district heating system, The First International Conference on Energy and Management ICEM-2014, June 5-7, 2014, Istanbul, Turkey.

E) Ulusal Bilimsel Toplantılarda Sunulan ve Bildiri Kitabında Basılan Bildiriler:

E1. Arat, H., Acar, M.Ş., Akbulut, A., & Arslan, O. (2017). Kütahya-Simav Bölgesel Isıtma Sistemi İçin Güneş Enerjisi Destekli Jeotermal Kaynaklı Isı Pompasının Termodinamik Analizi, 21. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, 13-16 Eylül 2017, Çorum.

E2. Acar, M.Ş., **Arat, H.,** Arslan, O. (2015). Ranque-Hilsch Vorteks Tüpü Destekli Kurutma Sisteminin Enerji ve Ekserji Analizi, 20. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, 2-5 Eylül 2015, Balıkesir.

E3. Arat, H., Acar, M.Ş., Arslan, O. (2015). Jeotermal Kaynaklı Isı Pompası Sisteminin Kütahya Simav Bölgesel Isıtma Sisteminde Kullanılması, 20. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, 2-5 Eylül 2015, Balıkesir (Poster).

F) Diğer Yayınlar:

F1. Jeotermal Kaynaklı Isı Pompasının Bölgesel Isıtma Sisteminde Kullanımının Araştırılması ve Termodinamik Analizi, 2016, Yüksek Lisans Tezi, Dumlupınar Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü. (Tez Danışmanı: Doç. Dr. Oğuz ARSLAN)