
GAZİ ÜNİVERSİTESİ
Gazi
1926

# BUHAR ODASI YAKLAŞIMI İLE UZAY UYGULAMALARINDA ELEKTRONİK SOĞUTMA PERFORMANS ANALİZİ

**Burak BODUR**

**YÜKSEK LİSANS**
**MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ**
**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**MART 2022**

# ETİK BEYAN

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

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

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

Burak BODUR

29/03/2022

# BUHAR ODASI YAKLAŞIMI İLE UZAY UYGULAMALARINDA ELEKTRONİK SOĞUTMA PERFORMANS ANALİZİ

(Yüksek Lisans Tezi)

Burak BODUR

GAZİ ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Mart 2022

## ÖZET

Son yıllarda, yüksek güç tüketimine sahip elektronik ekipmanlar geliştirilmiştir. Elektronik ekipmanlardaki artan güç, ekipmandan uzaklaştırılması gereken yüksek ısı yüklerinin ortaya çıkmasına sebep olmuştur. Özellikle küçük alana yoğunlaşan ve sıcak noktalar oluşmasına sebep olan konular ekipmanlar için büyük bir problem teşkil etmektedir. Bu soruna üretilen çözümlerden biri buhar odası sistemleridir. Buhar odası sistemi faz değişim malzemesi sayesinde yüksek ısıl iletkenlik sağlamaktadır. Faz değişim malzemesinin iki eksende kullanılması buhar odasını ısı yayıcı bir araç haline getirmektedir. Buhar odası performansının geleneksel yüksek ısıl iletkenliğe sahip bakır ve alüminyum gibi malzemelerle karşılaştırıldığı akademik çalışmalar bulunmaktadır. Elektronik ekipmanlar üzerinde buhar odası ile yapılan çalışmaların birçoğu yer çekimi kuvveti ve atmosferik koşullar altında yürütülmektedir. Bu sistemlerde ısıyı sistemden uzaklaştırmak ve yaymak için konveksiyon ve radyasyon ısı transfer yolları kullanılır. Fakat burada baskın ısı uzaklaştırma yöntemi konveksiyondur. Bu çalışmada buhar odası performansı sadece radyasyon ile ısının pasif olarak uzaklaştırılabildiği uzay sistemleri için ısıl olarak analiz edilmiştir. ANSYS ICEPACK paket programı ile yer sabit yörüngedeki bir uyduda yer alan yıldızizler ekipmanının ürettiği ısı incelenmiş ve buhar odası sistemi ile yıldızizlerden yayılan bu ısının uzaklaştırılması durumu analiz edilmiştir. Analiz sonuçları uygun bir tasarıma sahip ısı kuyusu kullanılarak buhar odası sistemi vasıtasıyla yıldızizlerin çalışma sıcaklıkları arasında kalabildiğini ortaya koymuştur. Buna ek olarak buhar odasının uzay ortamında bakır gibi malzemelerden her iki eksende daha yüksek ısıl iletkenlik sağladığı görülmüştür. Buhar odası yüzeyinin bakıra kıyasla daha izortermal bir ortam sunması ısı kuyusunun daha efektif çalışmasını sağlamıştır.

Bilim Kodu : 91412
Anahtar Kelimeler : Vakum, radyasyon, iletkenlik, ısı
Sayfa Adedi : 68
Danışman : Prof. Dr. Abuzer ÖZSUNAR

PERFORMANCE ANALYSIS OF ELECTRONIC COOLING IN SPACE WITH VAPOR CHAMBER APPROACH

(M. Sc. Thesis)

Burak BODUR

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

Mart 2022

## ABSTRACT

In recent years, electronic equipment that is consuming much power is developed. Rising power in electronic equipment leads to revealing high heat loads that need to be removed from the equipment. Especially issues that concentrate on a small area and cause hot spots reveal a big problem for the equipment. One of the solutions is vapor chamber systems. Vapor chamber systems provide high thermal conductivity with phase change material. Because of using phase change material lining two axes, vapor chamber is called heat spreader device. There are many academic studies about vapor chamber performance by comparing traditional high conductivity materials like copper and aluminum. Many studies with vapor chamber are conducted on electronic devices under gravity force and atmospheric condition. Convection and radiation heat transfer modes are used in order to spread and remove heat from these systems. However, dominant heat transfer mode in these systems is convection. In this study, vapor chamber performance is thermally analyzed only for space systems where heat can be passively removed by radiation. With the ANSYS ICEPACK package program, the heat produced by star tracker equipment on a satellite in geostationary orbit is examined and the situation of removing this heat emitted from the star tracker by the vapor chamber system is analyzed. Because of space vacuum conditions, radiating heat transfer mode is the only way to remove the heat from star tracker. Analysis results show that star tracker temperature can remain in between working temperatures with proper heat sink design. Moreover, vapor chamber provides higher heat conductivity in both axes than usual material like copper in space environment. Heat sink is more efficient with vapor chamber because of presenting more isothermal surface than copper ones.

| | | |
|---|---|---|
| Science Code | : | 91412 |
| Key Words | : | Vacuum, radiation, conductivity, heat |
| Page Number | : | 68 |
| Supervisor | : | Prof. Dr. Abuzer ÖZSUNAR |

# TEŞEKKÜR

“Buhar Odası Yaklaşımı İle Uzay Uygulamalarında Elektronik Soğutma Performans Analizi” isimli tez çalışmam boyunca çalışmama yardım ve katkılarıyla destek sağlayan tez danışmanım Sayın Prof. Dr. Abuzer ÖZSUNAR’a ve manevi destekleriyle beni hiçbir zaman yalnız bırakmayan eşim Deniz BODUR’a teşekkür ederim. Tez çalışmamım bu alanda çalışan diğer araştırmalara ve bilim dünyasına katkı sunacağını ümit ederim. Bu tez çalışmasını, çalışma esnasında motivasyonum artmasına vesile olan ve tez dönemimde dünyaya gelen oğlum İbrahim Mete BODUR’a ithaf ederim.

# İÇİNDEKİLER

**Sayfa**

ÖZET……... iv

ABSTRACT…… v

TEŞEKKÜR…… vi

İÇİNDEKİLER…… vii

ÇİZELGELERİN LİSTESİ……. ix

ŞEKİLLERİN LİSTESİ……... xi

SİMGELER VE KISALTMALAR…… xiii

1. GİRİŞ…….. 1

2. BUHAR ODASI YAKLAŞIMI……... 7

3. MATEMATİKSEL MODEL……..... 13

3.1. Buhar Odası İçin Isıl Direnç Hesaplaması……. 15

3.2. Formüle Edilmiş Termal İletkenlik Yaklaşımları…….…. 20

4. FİZİKSEL MODEL……..... 23

5. ISIL ANALİZLER VE DEĞERLENDİRMELER…….. 31

5.1. Model Analizleri……..... 33

5.1.1. Model-1……..... 33

5.1.2. Model-2……..... 34

5.1.3. Model-3……..... 36

5.1.4. Model-4……..... 37

5.2. Performans Analizleri……..... 39

5.2.1. Isıtıcı boyutu……..... 40

5.2.2. Gözenekli yapı ısıl iletkenlik katsayısı……. 42

5.2.3. Isı kuyusu fiziksel boyutları…….. 46

5.2.4. Buhar odası boyutları……..... 47

**Sayfa**

5.2.5. Giriş gücü……..... 50

5.2.6. Isıtıcı yerleşimi…….. 52

5.3. Optimum Model Analizleri…….. 54

6. SONUÇ VE ÖNERİLER……... 63

KAYNAKLAR……... 65

ÖZGEÇMİŞ……. 68

# ÇİZELGELERİN LİSTESİ

**Çizelge** **Sayfa**

Çizelge 2.1. Buhar odası tasarım parametreleri …… 9

Çizelge 4.1. Model-1 geometri ve malzeme bilgileri……..... 24

Çizelge 4.2. Çözüm ağı ve çözüm modeli…….. 25

Çizelge 4.3. Model-2 geometri ve malzeme bilgileri……. 26

Çizelge 4.4. Model-3 geometri ve malzeme bilgileri……. 27

Çizelge 4.5. Model-4 geometri ve malzeme bilgileri……..... 29

Çizelge 5.1. Analizde yer alan değişkenler……. 31

Çizelge 5.2. Sıcaklık noktalarının tanımlamaları……... 32

Çizelge 5.3. Model-1 için oluşturulan senaryo……... 33

Çizelge 5.4. Model-1 için senaryo-1 altında analiz sonuçları……. 33

Çizelge 5.5. Model-2'ye ait senaryo bilgileri……..... 34

Çizelge 5.6. Model-2 senaryo 2.1 analiz sonuçları…… 35

Çizelge 5.7. Model-3'e ait senaryo bilgileri……... 36

Çizelge 5.8. Model-3 senaryo 3.1 analiz sonuçları……. 36

Çizelge 5.9. Model-4'e ait senaryo bilgileri…… 37

Çizelge 5.10. Model-4 senaryo 4.1 analiz sonuçları…… 38

Çizelge 5.11. Performans analizlerindeki değişken parametreler……... 39

Çizelge 5.12. Isıtıcı boyutu analiz sonuçları…….. 40

Çizelge 5.13. Isıl iletkenlik katsayısı değişkenine göre analiz sonuçları…… 43

Çizelge 5.14. Isı kuyusu fiziksel boyut değişkenine göre analiz sonuçları…… 46

Çizelge 5.15. Buhar odası boyutlarının değişimine göre yapılan analiz sonuçları……. 48

Çizelge 5.16. Isıtıcı gücü değişkenine göre analiz sonuçları……... 50

**Çizelge** **Sayfa**

Çizelge 5.17. Isıtıcı yerleşimi göre yapılan analiz sonuçları…… 52

Çizelge 5.18. Model-X ait tasarım bilgileri…….. 55

Çizelge 5.19. Analiz sonuçları sıcaklık ölçümleri (buhar odası – 13,5 W)…… 56

Çizelge 5.20. Analiz sonuçları sıcaklık ölçümleri (bakır plaka – 13,5 W)…… 56

Çizelge 5.21. Analiz sonuçları sıcaklık ölçümleri (buhar odası – 15,5 W)……... 58

Çizelge 5.22. Analiz sonuçları sıcaklık ölçümleri (bakır plaka – 15,5 W)……..... 58

Çizelge 5.19. Buhar odası model-x ile bakır plakanın analiz sonuçları……. 60

# ŞEKİLLERİN LİSTESİ

**Şekil** **Sayfa**

Şekil 2.1. Isı borusu (üstte) ve buhar odası (altta) yapısı……..... 7

Şekil 2.2. Buhar odası yaklaşımı……..... 8

Şekil 2.3. Bazı gözenek tipleri……. 10

Şekil 3.1. Buhar odası genel fiziksel ve matematiksel modeli……..... 13

Şekil 3.2. Kaynama aşamaları……. 16

Şekil 3.3. Kaynama ısı-sıcaklık grafiği……... 16

Şekil 3.4. Deneysel çalışmalardan elde edilen kaynama grafiği…….. 17

Şekil 3.5. Kapalı ortamda doğal konveksiyon……. 18

Şekil 4.1. ANSYS ICEPACK programında buhar odası fiziksel model kurgusu…… 23

Şekil 4.2. Model-1'in programdaki görünümü…..…….…..... 25

Şekil 4.3. Güneş ısı yükünün programa girilmesi…… 26

Şekil 4.4. Model-2'nin programdaki görünümü…….. 27

Şekil 4.5. Model-3'ün programdaki görünümü……... 28

Şekil 4.6. Model-4'ün programdaki görünümü……... 29

Şekil 4.7. Modellere ilişkin kalıntı grafikleri…….. 30

Şekil 5.1. Sıcaklık ölçüm noktaları……. 32

Şekil 5.2. Mesh yapısı, yaklaşık eleman ve düğüm sayıları (Model-4)…… 32

Şekil 5.3. Model analiz sonuçları…… 38

Şekil 5.4. Isıtıcı boyutuna göre T1 sıcaklığı…… 41

Şekil 5.5. Isıtıcı boyutuna göre delta sıcaklığı…… 42

Şekil 5.6. Isıl iletkenlik katsayısı analizi……. 44

Şekil 5.7. Buhar odası thermal iletkenlik grafiği…… 45

**Şekil** **Sayfa**

Şekil 5.8. Isı kuyusu analiz sonuçlarını içeren grafikler…… 47

Şekil 5.9. Buhar odası boyutlarının farklı konfigürasyonu ile elde edilen analiz sonuçları……..... 49

Şekil 5.10. Isıtıcı gücüne göre analiz sonuçları…….. 51

Şekil 5.11. Isıtıcı yerleşimine göre analiz sonuçlarını içeren grafikler…… 53

Şekil 5.12. Bakır plaka (sol taraf) ve buhar odası sıcaklık konturları (sağ taraf)…… 56

Şekil 5.13. 13,5 W ısı yükü altında y yönünde sıcaklık konturları, bakır plaka (üstte), buhar odası (altta)…….. 57

Şekil 5.14. Bakır plaka (sol taraf) ve buhar odası konturları (sağ taraf)…….. 58

Şekil 5.15. 15,5 W ısı yükü altında y yönünde sıcaklık konturları, bakır plaka (üstte), buhar odası (altta)……... 59

Şekil 5.16. Model-X analiz sonuçlarını içeren grafikler…….. 61

Şekil 5.17. Nguyen ve Mochizuki tarafından yapılan çalışmanın sonuçları……. 62

# SİMGELER VE KISALTMALAR

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

| **Simgeler** | **Açıklamalar** |
|---|---|
| **A** | Alan |
| **d** | Çap |
| **g** | Yerçekimi Kuvveti |
| **h** | Isı Transfer Katsayısı |
| **k-K** | Isıl İletkenlik Katsayısı |
| **K** | Kelvin |
| **L** | Uzunluk |
| **Nu** | Nusselt Sayısı |
| **Pr** | Prandtl Sayısı |
| **R** | Üniversal Gaz Sabiti |
| **Ra** | Rayleigh Sayısı |
| **T** | Sıcaklık |
| **W** | Watt |
| $\boldsymbol{c}$ | Isı Sığası |
| $\boldsymbol{\beta}$ | Hacim Genişleme Katsayısı |
| $\boldsymbol{p}$ | Basınç |
| $\boldsymbol{\rho}$ | Yoğunluk |
| **μ** | Viskozite |
| $\boldsymbol{\nu}$ | Dinamik Viskozite |
| $\boldsymbol{w}$ | Kalınlık |
| $\boldsymbol{\sigma}$ | Stefan-Boltzmann Sabiti |
| **ε** | Yayınım Oranı |
| $\boldsymbol{\dot{e}_{gen}}$ | Üretilen Enerji |
| $\boldsymbol{\dot{Q}}$ | Isı Akısı |
| $\boldsymbol{\dot{q}}$ | Birim Alandaki Isı Akısı |
| **°C** | Santigrat Derece |

| Kısaltmalar | Açıklamalar |
|---|---|
| **GEO** | Yersabit Yörünge |
| **TEC** | Termal Elektrik Soğutucu |

# 1. GİRİŞ

Günümüzde yarı iletken teknolojisine ihtiyaç duyan araçların sayısı geçmiş zamanlara kıyasla bir hayli fazladır. Akıllı teknolojiler olarak sunulan bu araçlarda elektronik devreler aracılığıyla birçok fonksiyon yerine getirilmektedir. Teknoloji ilerledikçe ve fayda fonksiyonları artıkça bu araçlar daha fazla güç tüketmeye dolayısı ile daha fazla ısı yaymaya başlamıştır. Özellikle güç elektroniği olarak adlandırılan devrelerde küçük hacimlerde yüksek ısı atım ihtiyaçları ortaya çıkmıştır. Küçülen hacimler ve artan ısılar beraberinde elektronik ekipman performansını doğrudan etkileyen sıcak noktalar oluşmasına sebep olmaktadır. "Yüksek sıcaklık elektronik bileşenlerin ömrünü kısaltan veya hatalara sebep olan en önemli sebeplerden biridir" [1]. Bu sıcak noktaların soğutulması ve elektronik bileşen/ekipmanın istenilen sıcaklık seviyelerinde tutulmasında ısıl kontrol sistemlerine ihtiyaç duyulmaktadır.

Mevcut ısıl kontrol sistemleri incelendiğinde enerji kullanımına göre pasif ve aktif olarak ısıl kontrol sağlayan ekipmanların olduğu görülmektedir. Bunların içinde elektronik ekipmanların soğutulmasında en yaygın kullanılan pasif ısıl kontrol sistemi ısı borularıdır. Enerji harcamaması, ısıyı taşıması ve güvenilir yapısı ile ısı boruları birçok alanda ısıl kontrol sağlamak için kullanılmaktadır. Uzay uygulamalarında da bu sistem yaygın olarak kullanılmaktadır. Örneğin birçok haberleşme uydusunun görev yükü panellerinde ısı boruları ile ısıl kontrol sağlanmaktadır. Isı borularının kapasitesi elektronik bileşen üzerinde oluşan ve her geçen gün artan ısı yüklerinin uzaklaştırılmasında sınırlı kalmaktadır. Bununla birlikte ısı borularının tek yönde etkili olması ısının yüzeye yayılmasını zorlaştırmaktadır. Bu sebeple farklı ısıl kontrol sistemleri araştırılmakta ve üretilen yüksek güç kapasiteli elektroniklerde yeni teknolojiler kullanılmaktadır. Bu yeni teknolojiler arasında en popüler olanı buhar odası yaklaşımıdır. "Isı yayma işlevselliğini elde etmek için faz değişimi fenomenini kullanan buhar odasının umut verici bir soğutma çözümü olduğu kanıtlanmıştır" [2]. "Buhar odası tasarımındaki son araştırmalar, küçük alanlardan yüksek ısı akılarını (500 W $cm^2$'nin üzerinde) dağıtabilen ısı yayıcılar gerektiren yüksek performanslı ticari ve askeri elektroniklere odaklanmıştır" [3].

Buhar odaları, yüksek ısı transfer katsayısı sağlayan, ayrıca sıcaklık dağılımını homojenleştiren ve ısı merkezileşmesini azaltan ısı yayıcılardır [4]. Buhar odası düz ısı

borusu olarak nitelendirilmekte ve çalışma prensibi ısı borusuna çok benzemektedir. Fakat ısı borusu ile bazı konularda ayrışmaktadır. Bunlardan en temel ve ayırıcı özellik olarak iki sistemin ısıyı uzaklaştırma yönteminin farklılığı söylenebilir. Isı borusu tek yönde ısıyı sıcak taraftan soğuk tarafa taşıyarak uzaklaştırırken, buhar odası ısıyı iki yönde yayarak uzaklaştırır. Bu açıdan buhar odası daha performanslı bir çözüm sunar.

Buhar odası yaklaşımı çeşitli araştırmacılar tarafından incelenmekte ve performansına yönelik araştırmalar yürütülmektedir. Wang ve arkadaşları yüksek performanslı serverlarda buhar odası yaklaşımının etkilerini deneysel yolla incelemiş, buhar odası maksimum ısı akısını 100 $W/cm^2$ belirlemiş ve bu aralıkta efektif termal iletkenliğin sisteme girdi olarak verilen ısı miktarı arttıkça arttığını gözlemlemişlerdir. Ayrıca makalede verilen formül ile yapılan hesaplamada buhar odasının maksimum ısıl iletkenliğinin 870 $W/m^0C$ olduğu belirtilmiştir [1]. Hao ve Wen topolojik optimizasyon ile 2 boyutlu buhar odası tasarımı üzerine çalışmış, optimizasyon sonucunda buhar odası içindeki kanal modellerinin ısıl iletkenlik katsayısı ve Biot sayısı ile ilişkili olduğunu ortaya koymuştur [5]. Mochizuki ve Nguyen çeşitli ince yapıda buhar odalarını tasarım, performans, ömür süresi ve uygulamaları üzerinden incelemiş, minimum iç boşluk yüksekliğinin yaklaşık 0.1 mm ile sınırlı olduğunu, bu boşluk seviyesinde maksimum ısı transfer miktarının birkaç Watt civarında olduğunu belirtmiştir. Bununla birlikte yoğunlaşmayan gazların ince yapıdaki buhar odası ve ısı boruları için kötü bir etki yarattığından bahsedilmiş; iç yüzeyin çok büyük, iç hacmin ise çok küçük olmasından dolayı küçük miktar yoğunlaşmayan gazın çok yer işgal etmesini bu kötü etkiye sebep göstermişlerdir [6]. Chen, Kang, Hung, Huang ve Chien'in yaptığı deneysel çalışmada sinterlenmiş alüminyum tozu ve oluklu yapıdaki buhar odası tasarımları benzer tasarım parametreleri ile kurgulanarak bazı performans parametreleri kıyaslanmıştır. Çalışmada sinterlenmiş alüminyum tozu ile yapılan buhar odasının ısıl veriminin oluklu buhar odasına göre daha iyi olduğu ölçülmüştür. Ayrıca buhar odasında ideal verimin oluşması için %25 oranlı dolum yapılması gerektiği sonucuna ulaşılmıştır [7]. Liu'nun yaptığı "Buhar Odasının Dış ve İç Faktörlerinin Araştırılması" başlıklı master tez çalışmasında ise çok katmanlı gözenekli ortamın buhar odası termal performansını etki edebileceği vurgulanırken en iyi çok katmanlı tasarımın buhar odası gözenekli yapısının ortasında en geniş gözeneklere sahip olan olduğunu ileri sürmüştür. Ayrıca baloncuk ayrılma frekansını artırmak veya alt yüzeydeki buhar yoğunluğunu azaltmak için alt yüzeyin hidrofobik olması gerektiğini belirtmiştir [8]. Han ve Zhang, fiber fitili olan bir mikro düz ısı borusunun termal performansını incelemek ve yapısını optimize etmek için üç boyutlu

bir kararlı durum modeli geliştirmiştir [9]. Aghvami and Faghri keyfi ısı girdileri ile buhar odalarında iki ve üç boyutlu kararlı hal sıcaklık alanları için analitik modeller geliştirmiştir [10]. Xiao ve Faghri duvardaki ısı iletimini ve buhar bölümündeki sıvı akışını ve gözenekli fitilleri içeren düz ısı boruları için ampirik korelasyonları olmayan üç boyutlu bir termal-akışkan modeli geliştirmiştir [11]. Ju, Kaviany, Nam, Sharratt, Hwang, Catton, Fleming ve Dussinger gelişmiş buharlaştırıcı gözenekli yapılarının ve ince düzlemsel buhar odalarının karakterizasyonunu tasarlamıştır [12]. Tang, buharlaştırıcı ve yoğunlaştırıcı gözenekli yapı olarak çalışan üst ve alt plakalarda sinterlenmiş bakır tozu katmanlarından oluşan çok arterli bir buhar odasını incelemiştir [4]. Tsai, ısı yayıcı iki fazlı ısı transfer sistemi olan buhar odasının termal direncini deneysel olarak incelemiştir[13].

Araştırmacıların buhar odası üzerine yaptıkları çalışmalara bakıldığında, buhar odası tasarımlarında birçok faktörün etkili olduğu görülebilir. Bunlardan bazıları iç faktörler olarak nitelendirilirken bazıları ise dış faktörler olarak sınıflandırılır. Lv ve Li tarafından yapılan mikro buhar odası çalışmasında araştırmacılar tarafından çıkarılan sonuçlardan biri mikro buhar odasının performansının yapı, kılcallık kuvveti, ısı akısı, dolum oranı ve yerleşim açısı gibi çok çeşitli faktörlere bağlı olduğu belirtilir [14]. Birçok parametrenin tasarım performansını etkileyebildiği buhar odasındaki en temel problem ise ısıl iletkenlik katsayısının hesaplanmasıdır. Termodinamik olayların gerçekleştiği iç yüzeyde kaynama ve yoğunlaşma olaylarının döngüsel şekilde gerçekleşmesi ve bu fiziksel olayların yüzeyle olan ilişkisi ısıl iletkenlik katsayısının hesaplanmasını zorlaştırmaktadır. Literatürde yer alan çalışmalar bu açıdan incelendiğinde deneysel çalışmaların ön plana çıktığı söylenebilir. Bunun en temel sebebi ısıl iletkenlik katsayısının deneysel yollar ve buna bağlı sıcaklık ölçümleri ile kolay bir şekilde elde edilebilmesidir.

Buhar odası çalışmaları günümüzde ısıl kontrol sistemlerinde kendine oldukça geniş bir alan bulmaktadır. Faz değişim ısı transferi ve ince gözenekli katmanlarda sıvı akışı, elektronik soğutma, nükleer, kimya ve biyokimya endüstrilerinde çok çeşitli uygulamalarda temel bir öneme sahiptir [15]. Serverler, dizüstü bilgisayarlar ve akıllı telefonlar buhar odasının kullanıldığı başlıca yerler olarak sayılabilir. Isı borularının uygulama bulduğu birçok noktada buhar odası çözümü de teorik olarak düşünülebilir. Birçok alanda kullanılmasına karşın sıcaklığın çok keskin değişkenlik gösterdiği uzay ortamında buhar odası çözümlerinin yaygın bir kullanımı bulunmamaktadır. Özellikle uydularda bu sistemin kullanım alanı

bulabileceği, tek başına elektronik soğutma yapabileceği veya ısı boruları ile birlikte kullanılabileceği değerlendirilmektedir.

Bu tez çalışmasında buhar odası yaklaşımı genel literatür çalışmalarına benzer modellemeler ile kurulmuş olup modelin ANSYS Icepack paket programında düzgün işlediği tekrar doğrulanmıştır. Bu doğrulama işlemi modelin programda koşturulması sonucu elde edilen kalıntı grafikleri ve ortaya çıkan sıcaklık değerlerinin değerlendirilmesi ile yapılmıştır. Ayrıca performans analizleri yapılarak hem bazı tasarım parametrelerinin buhar odasının performasına etkisi değerlendirilmiş hem de modelin doğruluğu için kanıt oluşturulmuştur. Buradan elde edilen verilerle ortaya konan parametreler ışığında optimum bir buhar odası tasarımı oluşturulmuştur. Bu tasarım bakır plaka ile karşılaştırılarak performans değerlendirmesi yapılmıştır.

Çalışmayı diğer çalışmalardan ayıran en temel fark uzay ortamında buhar odasının performansının incelenmesi olmuştur. Yerçekimsiz ortamda yüksek ısılara maruz kalan uzay aracı ekipmanlarının soğutulmasında buhar odasının etkisi araştırılmıştır. Mevcut durumda uzay araçlarında ısı boruları ile ısının pasif olarak taşınması ve yüzeylerden atılmasına yönelik ısıl kontrol mekanizmaları yoğun olarak kullanılmakta iken, bu tasarımlara buhar odasının nasıl bir katkı sunabileceği değerlendirilmiştir. Uzay ortamında değerlendirme yapılabilmesi için bir örnek üzerinden hareket etmenin faydalı olacağı değerlendirilmiştir. Bu sebeple uydularda yörünge yönelim kontrol sisteminde yer alan ve yıldızları takip ederek yer kestirimi yapan yıldızizler ekipmanı buhar odası uygulaması için seçilmiştir. Bu ekipmanın boyutlarının uyduya göre küçük olması ve uydunun dış yüzeyine monte edilmesi sebebiyle ısıl kontrolü daha hassas olması gerekmektedir. Isıl hassasiyet beraberinde ekipman performansını etkilediğinden uygulama için ideal bir örnek oluşturduğu değerlendirilmektedir. Bu tip ekipmanların soğutulmasında aktif ve pasif elemanlar bir arada kullanılmaktadır. Fakat bu çalışmada aktif ekipmanlar modellenmemiş olup sadece ısı gücüne yaptığı katkı hesaba katılmıştır. Yıldızizler örneği üzerinden yapılan analizler ile buhar odasının uzay araçları için ısıl bir tasarım çözümü olup olmayacağı konusu tartışılmıştır.

Çalışma boyunca literatürde yer alan kaynaklara yönelik bilgiler sunularak çalışma içinde elde edilen veriler kıyaslanmıştır. Çalışmada oluşturulan model ANSYS paket programının ICEPACK modülünde kurgulanmış ve enerji denklemleri ve ayrık ordinat radrasyon modeli

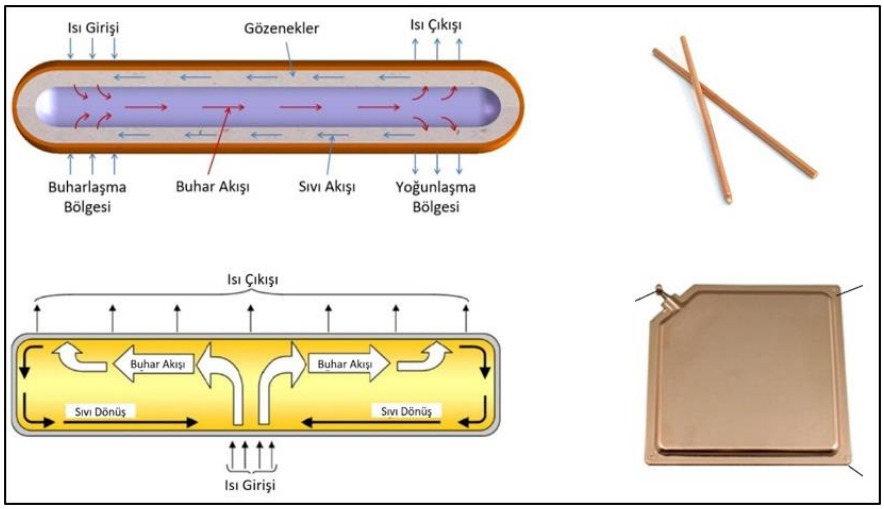
vasıtayla nümerik olarak analiz edilmiştir. Gözenekli yapılar ve yüzey malzemesi katı model kullanılarak modellenmiştir. Modele hesaplanan ya da malzeme özelliklerinde bulunan ısıl bilgiler eklenmiştir. Kurgulanan modelde nümerik analize yönelik programa girdiler sağlanmış olup, yerçekimsiz ortamda buhar odasının alt tarafında ısı akısı sınır şartı, buhar odasının üstünde ise radyasyon sınır şartı uygulanmıştır. Yan duvardaki ısı değişimi ihmal edilmiştir. Buhar odası tasarım parametrelerinden bazıları değiştirilerek performansın nasıl etkilendiği analiz edilmiştir. Analiz hesaplamalarında akış denklemleri ihmal edilmiştir. Uzay ortamının yerçekimsiz ve akış olmayan ortam olması sebebiyle konveksiyon etkisi analizden çıkarılmıştır. Buhar odası içinde termodinamik olarak konveksiyon olayı gerçekleşse de yapılan analizde modellemeler katı olarak seçildiğinden burada termodinamik konveksiyonu karşılayacak ısıl iletkenlik katsayıları kullanılmıştır. Analizde örnek olarak seçilen yıldızizler ekipmanının ısı atımının tamamını buhar odası yüzeyinde yer alan ısı kuyusundan yaptığı varsayılmıştır.

Çalışmada yapılan analizler neticesinde ortaya çıkan sonuçlardan en yüksek performansın sağlanmasına yönelik optimum parametreler değerlendirilmiştir. Yersabit (GEO) yörüngede seyreden haberleşme uydularında yer alan yıldızizler ekipmanı için ısıl performans çözümü incelenmiştir. Tanımlanan şartlar altında buhar odasının bakır plakaya nazaran sağladığı ısıl avantajlar ortaya koyulmuştur. Ayrıca yeni çalışmalar için önerilerde bulunulmuştur.

# 2. BUHAR ODASI YAKLAŞIMI

Günümüzde yeni gelişen teknolojiler ile birlikte ısıl kontrol ekipmanlarına duyulan ihtiyaçlar da artmıştır. Bu ihtiyaca yönelik olarak pasif kontrol sistemleri zaman içinde gelişmiş ve fazla ısının sistemden uzaklaştırılmasına katkı sağlamıştır. Fakat günümüzde artan güç ihtiyaçları ve beraberinde getirdiği ısıl yoğunlaşmalar bu sistemlerin mevcut hali ile yetersiz kalmasına sebep olmuştur. Bu noktada ısı borusu ve buhar odası sıklıkla çözüm seçeneklerinden biri olarak değerlendirilmiştir. Buradaki düşünce ısı borusu ve buhar odası teknolojileri ile ısı yayılımını genişleterek yüksek efektif termal iletkenlik sağlamaktır [16].

Buhar odasının çalışma prensibi ısı boruları ile benzerlik göstermektedir. Literatürdeki birçok kaynakta buhar odası, düz ısı borusu olarak geçmektedir. Her iki sistemde faz değişimine bağlı ısıl kontrol mekanizması bulunmaktadır. Fakat ısıyı taşıma ve yayma bakımında ısı boruları ve buhar odası yaklaşımı arasında farklılıklar bulunmaktadır. Şekil 2.1'de her iki sistemin yapısı gösterilmektedir.

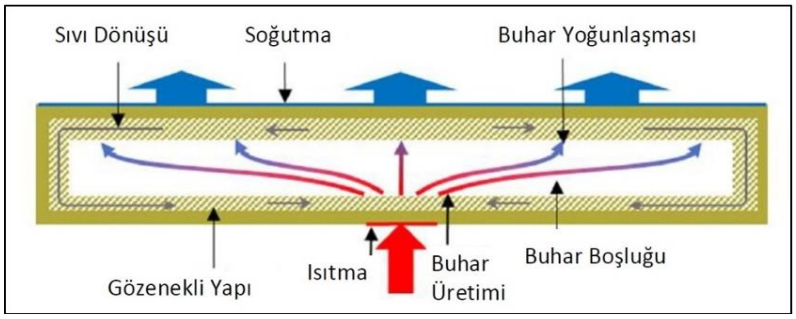



Şekil 2.1. Isı borusu (üstte) ve buhar odası (altta) yapısı

Isı borusu buharlaşma bölümünden aldığı ısıyı buhar boşluğundan ileterek soğuk bölgeye taşır. Soğuk bölgede faz değişimi vasıtasıyla ısıyı atar. Isının bir akışkan vasıtasıyla faz değişimi yöntemiyle taşınması bu sistemin temel çalışma prensibini oluşturur. Buhar odasında da benzer bir prensiple alt yüzeyden alınan ısı akışkanın faz değişimine sebep olur ve üst yüzeye buhar olarak ulaşmasını sağlar. Soğuk olan üst yüzeyden ısı atılır ve akışkan tekrar sıvı hale geçer. Her iki sistemde faz değişimi esaslı ısının taşınması söz konusudur.

Buhar odasını ısı borusundan ayıran temel özellik Şekil 2.1'de yer yapısal farklılığından kaynaklanmaktadır. Buhar odasında yapısal farklılıktan ötürü ısı iki yönlü olarak üst yüzey üzerinden yayılarak izotermal bir alan elde edilir. Isı borusunda ise ısı belirli tek bir yönde ilerler ve yüzeyden taşınarak uzaklaştırılır. Bu açıdan bakıldığında ısı borusu ısı taşıyıcısı olarak nitelendirilebilirken buhar odası ısı yayıcısı olarak isimlendirilebilir. Her iki pasif kontrol mekanizmasının ihtiyaç oluşturduğu durumlar olabileceğinden bu sistemler birlikte de kullanılabilir. Bu sayede sıcak noktasal kaynaklarda ısının yayılması sağlanarak taşınması kolaylaştırılır. Taşıma işlemi ile beraber bu noktalarda etkin soğutma yapılabilir.

Bu çalışmanın konusunu oluşturan buhar odası yaklaşımı daha detaylı incelendiğinde, yapısal özellikleri gereği, tasarımsal parametrelerinin fazla olduğu görülür. Şekil 2.2'de daha detaylı bir buhar odası tasarımı görülmektedir.




Şekil 2.2. Buhar odası yaklaşımı

Buhar odası ısıyı alt yüzeyde bulunan iletkenliği yüksek bir kaplama malzemesinden alır. Yüzey doğrudan ısı kaynağı ile temas ettiğinden (arayüz malzemesi düşünülmezse) ısı kaybı olmaksızın ısı buhar odasına girer. Alt yüzeyde bulunan sıvı haldeki akışkan yüzeyden aldığı ısı ile gözenekli yapı içinde ısınır. Doyma noktasına ulaşan sıvı yoğun şekilde buhar haline geçer ve alt yüzeyden ayrılarak üst yüzeye doğru hareket eder. Soğuk olan üst yüzeye ulaşan buhar halindeki akışkan soğuk yüzeye ısınını bırakır ve sıvı haline döner. Üst yüzeyde gözenekli yapıda gerçekleşen hal değişikliği sonucu oluşan sıvı akışkan kılcallık etkisi ile alt yüzeye doğru hareket eder. Gerçekleşen bu döngü sonucunda ısı soğuk yüzeyden dışarı atılır. Üst yüzeyin büyük bir bölümünde bu hal değişikliği benzer şekilde oluğundan sıcaklık üst yüzeye eşit şekilde yayılır. Bu sebeple üst yüzeydeki iki farklı nokta arasındaki sıcaklık farkı azalır.

Buhar odasının işlevini etkileyen birçok parametre bulunmaktadır. Bu parametreleri iç ve dış faktörler olarak sınıflandırmak mümkündür. Tasarım parametrelerinden bazıları Çizelge 2.1'de yer almaktadır.

Çizelge 2.1. Buhar odası tasarım parametreleri

| TASARIM PARAMETRELERİ | | |
|---|---|---|
| İÇ FAKTÖRLER | DIŞ FAKTÖRLER | LİMİTLER |
| Akışkan Tipi | Fiziksel Ölçüler | Kaynama Limiti |
| Akışkan Dolum Oranı | Giriş Isısı | Sonik Limit |
| Gözenek Tipi ve Yapısı | Isı Kuyusu | Kılcallık Limiti |
| Fiziksel Ölçüler | Arayüz Malzemesi | Viskoz Limit |
| Gözenek Konfigürasyonu | Kaplama Malzemesi | Sürüklenme Limiti |

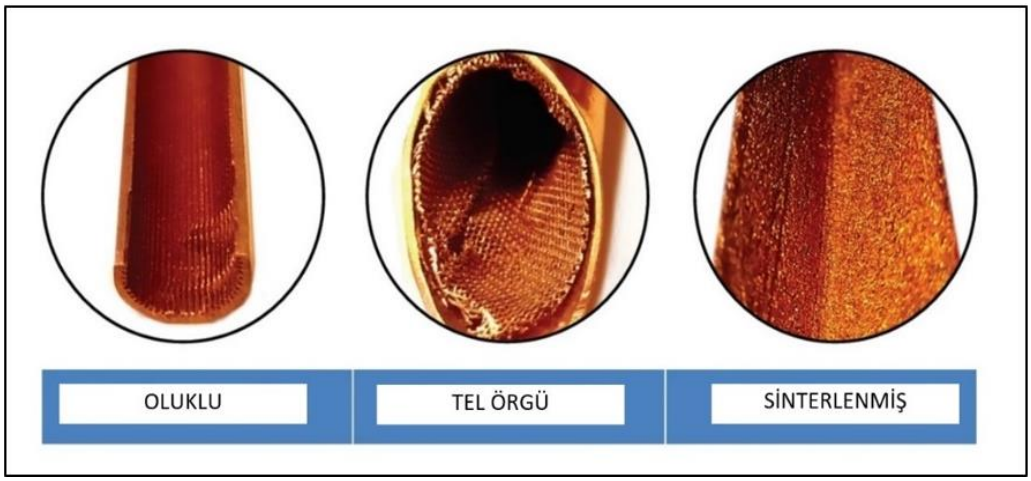
Tablodaki tasarım parametrelerinin buhar odası performansına etkisi farklılıklar içermektedir. Örneğin buhar odasının çalışma sıcaklık aralığına yönelik gereksinimin değişmesi durumunda kullanılacak akışkan tipi de değişebilecektir. Akışkanın kaynama noktası gibi bünyesinde barındırdığı kendine has özellikler akışkan tipinin seçilmesinde etkilidir. Bu noktada akışkan tipi diğer parametrelere de etki edebilen önemli bir tasarım girdisidir. Tabloda yer alan parametrelerin performansa nasıl etki ettiğine yönelik açıklamalar aşağıda yer almaktadır.

*Akışkan Tipi:* Akışkan tipi buhar odasının çalışma sıcaklık aralığını belirleyen en önemli etkendir. Bunun yanında akışkanın yüzey malzemesi veya kaplama ile kimyasal bir reaksiyon oluşturmaması da önemli bir seçim kriteridir. Yapılan birçok buhar odası tasarımında akışkan olarak su kullanılmaktadır. Fakat uzay uygulamalarında amonyak tercih edilmektedir.

*Akışkan Dolum Oranı:* Akışkanın buhar odasının iç hacminde ne kadar yer kaplayacağı buhar odasının performansını etkilemektedir. Akışkanın faz değişimi esnasında sıvı-buhar denge durumu ve buna bağlı ısı aktarımı faz değişim hızını etkilemektedir. Örneğin çok fazla

sıvı akışkan koyulması durumunda iç hacmin önemli bir kısmını sıvı akışkan kaplayacak bu durum sıvı-buhar dönüşüm hızlarını olumsuz etkileyecektir. Ayrıca yan duvarların soğutma hızı yavaşlayacaktır. Buhar odasının önemli bir bölümü sıcak sıvı akışkandan oluşarak yeterli soğutma performansı sağlamayacaktır.

*Gözenek Tipi ve Yapısı:* Buhar odası içinde yer alan ve performansı doğrudan etkileyen gözenekler, sıvı akışkanın alt yüzeye dönmesinde etkili olan kılcallık etkisinin oluşmasını sağlamaktadır. Akışkanın alt yüzeye dönme hızı ısı taşıma hızını doğrudan etkilediğinden gözenek tip ve yapısının tasarımı buhar odası performansının ana belirleyicilerinden biri olmaktadır. Bazı gözenek tipleri Şekil 2.3'de verilmektedir.




Şekil 2.3. Bazı gözenek tipleri

Şekil 2.3'de yaygın olarak kullanılan sırasıyla oluklu, tel örgü ve sinterlenmiş gözenek yapısı gösterilmektedir. Bunlar içinde sinterlenmiş gözenek yapısı pazarda en yaygın olarak kullanılan tiptir [17]. Gözenek tiplerinin yanında gözeneklerin büyüklüğü, tek gözenekli çok gözenekli olup olmaması gibi yapısal hususlarda detaylı bir tasarımda incelenmesi önem teşkil eden hususlardandır.

*Fiziksel Ölçüler:* Fiziksel ölçüler hem iç faktör hem de dış faktör olarak görülebilir. Tüm elemanların soğutma alanına veya ısının yayılacağı alana göre ölçeklendirilmiş olması gerekmektedir. Büyük bir ısı kaynağının yayılmasında daha büyük ölçekte buhar odasına ihtiyaç olacaktır. Ayrıca içyapının yüksekliği buhar fazındaki akışkanın yol alacağı mesafeyi belirlediğinden sıvı-buhar döngü zamanını etkileyecektir. Fiziksel ölçülerin belirlenmesinde

bu gibi etkenlerin yanında kullanılacak yerin ölçüleri ve diğer ekipmanlar ile olan tasarım durumları da dikkate alınması gerekebilir. Genellikle dikdörtgenler prizması şeklinde tasarlanan buhar odalarının basamaklı yapıda olanları da bulunmaktadır.

*Gözenek Konfigürasyonu:* Buhar odası içinde sıvı-buhar dönüşüm hızına etkiyen bir diğer parametre gözenek konfigürasyonudur. Gözeneklerin alt, orta, yan ve üst yüzeylerde farklı yoğunluklara sahip olabileceği bu durumun ise buhar odası performansını etkilediği bilinmektedir. Bazı tasarımlarda daha efektif bir buhar odası elde etmek için alt ve üst yüzeylerde daha yoğun bir gözenek yapısı tercih edilirken orta kısımda daha az yoğunlukta bir gözenek yapısı tasarlanmaktadır.

*Giriş Isısı:* Buhar odasının performansını etkileyen dış faktörlerden en önemlilerinden biri giriş ısısıdır. Giriş ısısı buhar odasının tasarımına gereksinim olarak girdi yapabildiği gibi sabit bir tasarımda giren ısı miktarının değişmesi de sıvı-buhar dönüşüm sürecini etkilemektedir. Bu sebeple giren ısı miktarı ısıl iletkenliği ve dolayısı ile performansı etkilemektedir. Bu parametre sayısal analize sınır şartı olarak girdi yapmaktadır.

*Isı Kuyusu:* Buhar odasının soğuk yüzeyinde bulunan ısı kuyusu farklı tiplerde olabilmektedir. Konveksiyon ve radyasyon ile ısı transferini artırmak amacıyla tasarlanan ısı kuyuları soğutma performansını dolayısı ile buhar odası performansını artırır.

*Arayüz Malzemesi:* Arayüz malzemesi buhar odasının ısı kuyusu ve ısıtıcı ile temas noktalarında bulunan ve iki yapının bir araya gelmesini sağlayan malzemedir. Bu malzeme yapıştırıcı olarak kullanılmaktadır. Yapıştırıcının ısıl direnci buhar odasına ve ısı kuyusuna iletilen ısı miktarını değiştirmektedir. Bu sebeple arayüz malzemesi seçimi önemlidir. Ayrıca arayüz malzemesinin uygulanma şeklinin de ısı iletimine etkisi bulunmaktadır.

*Kaplama Malzemesi:* Buhar odasının dışında yer alan kaplama malzemesi, ısının gözenekli yapıya aktarılmasını sağlarken yüksek ısıl iletkenliği sebebiyle yatay ısıl iletimine de katkı sunar. Bu sebeple kaplama malzemesi seçimi de önemli bir tasarım parametresi olmaktadır. Genellikle tasarımlarda ısıl iletkenliği yüksek alüminyum, bakır, titanyum ve polimer gibi malzemeler seçilmektedir. Kaplama malzemesi seçiminde ısıl iletkenliğin yanında kimyasal özellikler ve yüzey özellikleri de etkili olmaktadır.

Bu parametrelerin yanında, tasarımı sınırlandıran bazı limitlerden de bahsedilmiştir. Bu limitler tasarım parametreleri ile doğrudan ilişkilidir. Örneğin seçilen akışkan tipi, akışkan özelliklerine bağlı olarak kaynama noktasını değiştirebilmektedir. Gözenek tipi ve yapısı ise kılcallık limitini etkilemektedir. Limitler tasarım sınırlarını belirlediğinden yüksek performans için tasarım parametrelerinin optimum seviyelerde seçilmesi gerekmektedir.

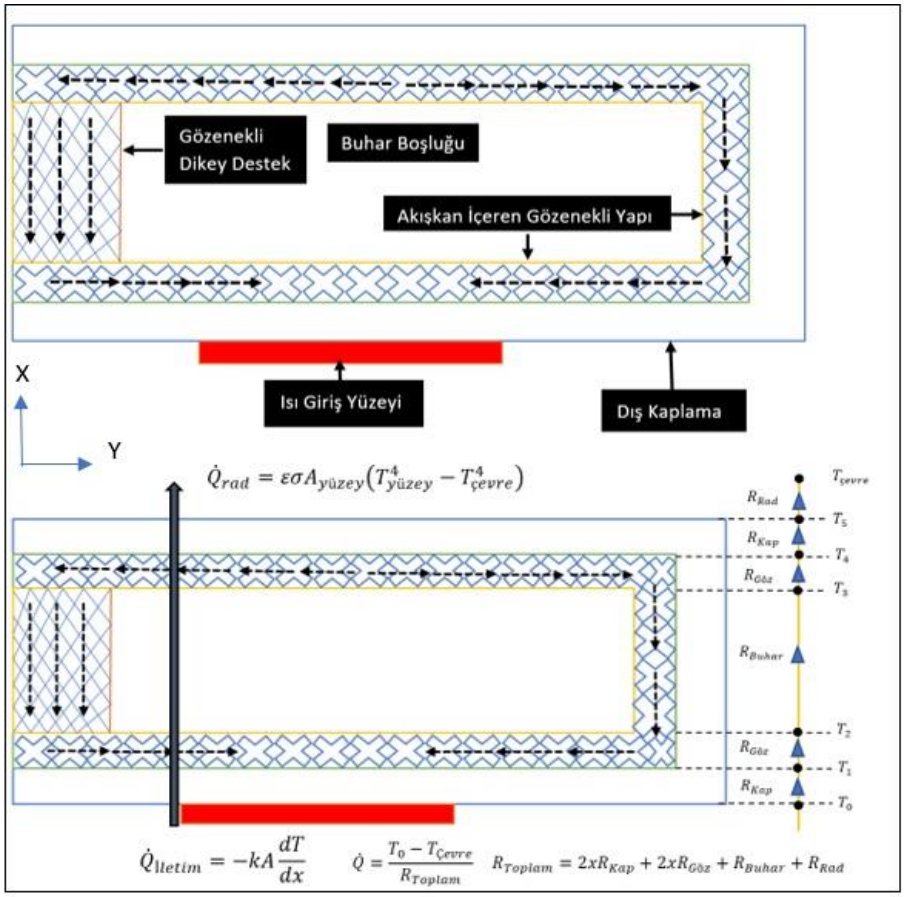
Buhar odası yaklaşımının incelenmesi ve genel olarak performansa etki eden tasarım parametrelerinin belirlenmesi sonrasında buhar odasına yönelik fiziksel ve matematiksel yaklaşımlar irdelenecektir.

# 3. MATEMATİKSEL MODEL

Buhar odası diğer adıyla düz ısı borusu genel termodinamik ve ısı geçişi kanunlarına dayanmaktadır. Bu yasaların getirdiği denklemler analitik ifadeler olmakla birlikte paket programda nümerik yöntemler ile çözülmektedir.

Buhar odası sistemi sıvı akışkanın faz değişimi ile ısı iletimini gerçekleştirdiği bir sistemdir. Bu sebeple buhar odası içinde kaynama ve yoğunlaşma gibi fiziksel olaylar meydana gelmektedir. Kaynama ve yoğunlaşma olaylarını etkileyen birçok parametre buhar odasına etki etmektedir.

Genel olarak buhar odasını fiziksel ve matematiksel olarak incelediğimizde ısının sınırlı bir alt yüzeyden girerek üst yüzeye dağıldığı, bu geçiş esnasında alt yüzey ve üst yüzey arasında termal dirence maruz kaldığı daha sonra üst yüzeyden bulunduğu ortama bağlı olarak iletim, konveksiyon veya radyasyonla ısının atıldığı bir sistemden söz edilebilir.




Şekil 3.1. Buhar odası genel fiziksel ve matematiksel modeli

Şekil 3.1'de yer alan modelde iletim yoluyla buhar odasına giren ısının buhar odası içinde yer alan yapıların termal dirençlerine maruz kalarak üst yüzeyden radyasyon ile atıldığı görülmektedir. Burada 1 boyutlu ısı iletimi için oluşturulan model görülmektedir. Uzay ortamı koşulları altında kurulan bu model basit genel bir yaklaşımla ele alınmıştır. Matematiksel model daha detaylı incelenecek olursa karşımıza daha farklı parametrelerin çıktığı görülecektir. 1 boyutlu genel ısı iletim denklemi yazılırsa;

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(k\frac{dT}{dx}\right)+\dot{e}_{gen}=\rho c\frac{\partial T}{\partial t} \tag{3.1}$$

Genel denklemi enerji üretimi olmayan kararlı hal ve sabit ısı transfer katsayısı için düzenlersek;

$$\frac{d^2T}{dx^2}=0 \tag{3.2}$$

Denklemin iki kere integrali alınırsa;

$$T(x)=C_0x+C_1 \tag{3.3}$$

denklemi elde edilir. Sınır şartları bu model için yazılırsa;

$$-k\frac{dT(0)}{dx}=\dot{q}_0 \tag{3.4}$$

$$-k\frac{dT(L)}{dx}=\varepsilon\sigma[T(L)^4-T_{çevre}^4] \tag{3.5}$$

Bu denklemlerde L ifadesi buhar odası toplam yüksekliğini, k ifadesi kaplamanın ısı iletim katsayısını belirtmektedir. Bu genel denklemlerin yanında termal direnç ifadelerinin tanımlanması gerekmektedir.

$$R_x=\frac{L_x}{k_xA} \tag{3.6}$$

Burada x ifadesi sırasıyla kaplama, gözenekli yapı, buhar boşluğu için ayrı ayrı yazılabilecek değerleri yansıtmaktadır. Radyasyon ısıl direnci ise ayrı bir formül ile hesap edilmektedir.

$$R_{rad} = \frac{1}{h_{rad}A} \qquad h_{rad} = \varepsilon\sigma(T_s^2 + T_{çevre}^2)(T_s + T_{çevre}) \tag{3.7}$$

Isıl direnç formülleri ve genel 1 boyutlu ısıl hesaplamalar bu formüller altında hızlı bir şekilde yapılabilir görünmesine karşın buhar odası içinde yer alan akışkan içerikli gözenekli yapının ve buhar boşluğunun ısıl dirençlerinin hesap edilmesi oldukça zorlayıcıdır. Çoğu zaman bu değerler deneysel olarak elde edilmektedir. Bu sebeple buradaki yaşanan fiziksel ve matematiksel durum daha kapsamlı bir şekilde açıklanmaya çalışılacaktır.

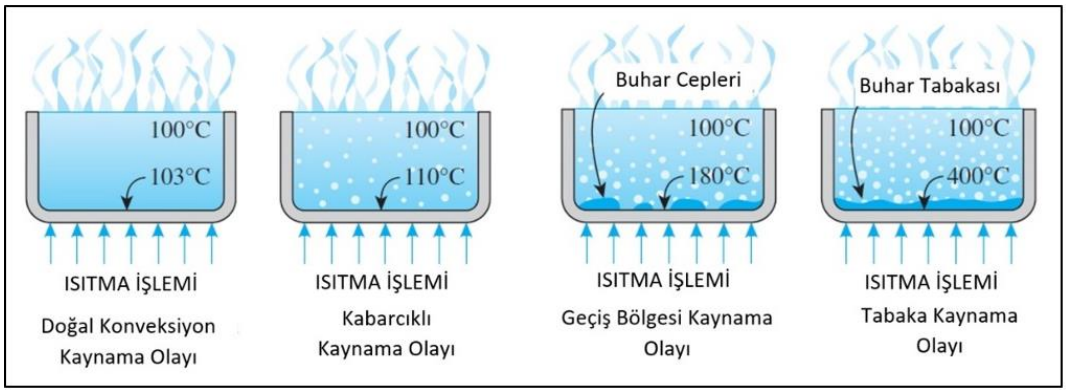
### 3.1. Buhar Odası İçin Isıl Direnç Hesaplaması

Buhar odasında ısı transferi kaynama ve yoğunlaşma olaylarına göre açıklanabilmektedir. Buhar odası alt tabanında yer alan gözenekli yapı içindeki akışkan ısı etkisi ile ısınır ve doyma sıcaklığına kadar gelir. Bu sıcaklıkta kaynama olayı gerçekleşir. Kaynama sırasında sıvı akışkan faz değiştirerek buhar fazına geçer. Buharlaşan sıvı üst tarafta yer alan soğuk yüzeye çarparak tekrar yoğunlaşır. Üst yapıda da yer alan gözenekler sayesinde oluşan kılcallık etkisi ile sıvı akışkan alt yüzeye geri döner. Bu döngü sürekli tekrarlanır ve ısı alt taraftan üst tarafa az bir kayıpla taşınırken alt taraftaki bölgesel ısıtma üst tarafta geniş bir yüzeye yayılır.

*Kaynama ve Buharlaşma Olayı:* Kaynama ve buharlaşma birbirinden farklı durumlardır. Buharlaşma sıvı-buhar arayüzünde gerçekleşirken kaynama katı-sıvı arayüzünde gerçekleşir [18]. Kaynama olayında yüzey sıcaklığı genellikle sıvının sıcaklığından yüksektir. Sıvı belirli bir basınç altında doyma sıcaklığına ulaştığında buhar baloncuklarının sayısı hızla artar ve kaynama olayı gerçekleşir.

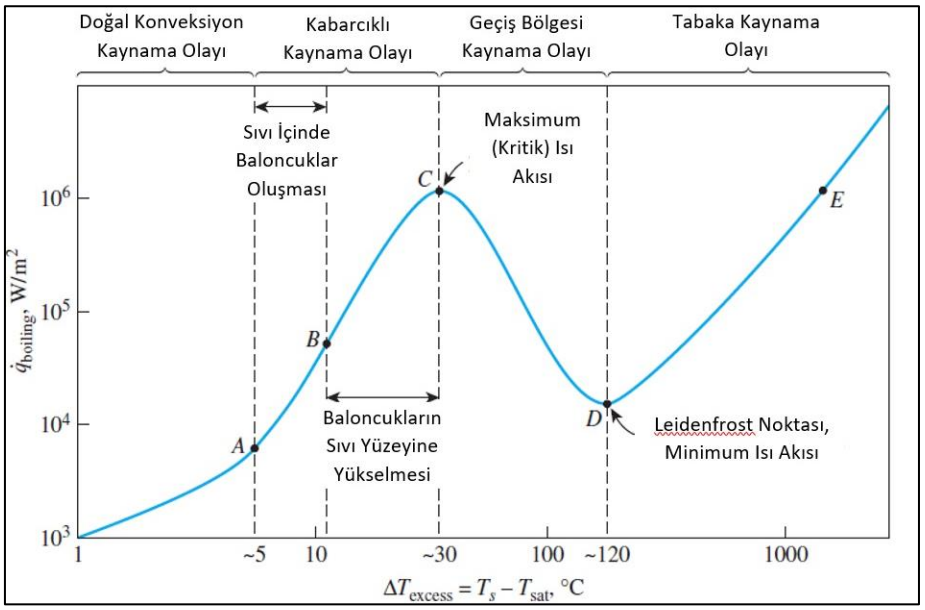
$$\dot{q}_{kaynama} = h(T_{yüzey} - T_{doyma}) \tag{3.8}$$

Bu denklemde h ifadesi buharlaşma gizli ısısı olarak adlandırılır ve sıcaklık ile değişkenlik gösterir. Kaynama olayının çeşitli aşamaları bulunmaktadır. Buhar odasının performansını da doğrudan etkileyebilen bu aşamaların oluşumu Şekil 3.2'de sınıflandırılmıştır.




Şekil 3.2. Kaynama aşamaları [18]

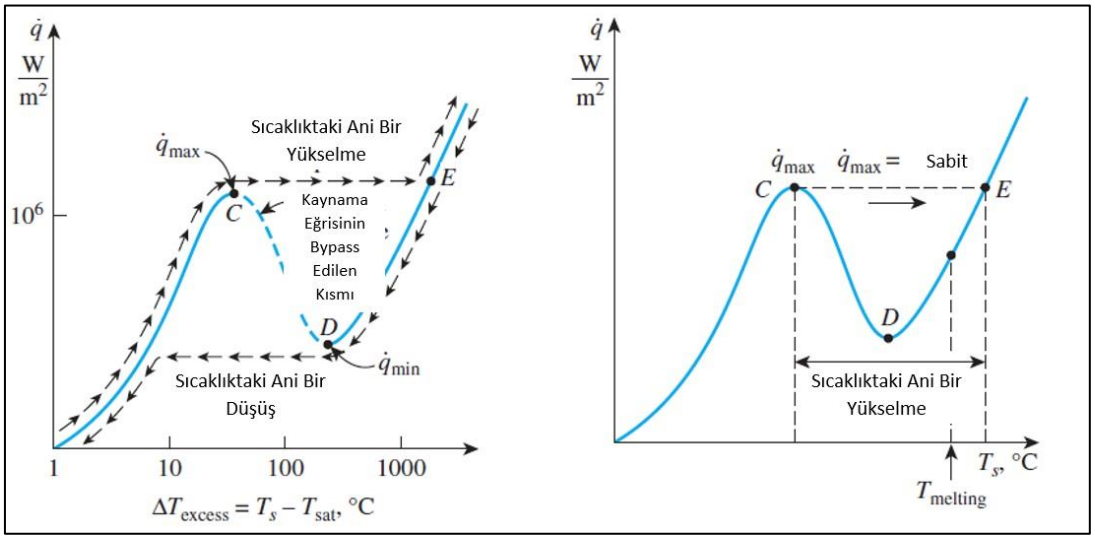
Şekil 3.2'de sıvı haldeki akışkanın doyma sıcaklığına erişmesi sonrasında artan yüzey sıcaklığına göre kaynama durumundaki fiziksel olaylar gözlenmektedir. Yüzey sıcaklığının çok yükselmesi katı yüzeyinde buhar paketlerinin ve buhar filminin oluşmasına neden olmaktadır. Bu yapılar ise ısı geçişini azaltmaktadır. Kaynama aşamalarının ısı geçişine etkisi Şekil 3.3'de grafik olarak gösterilmektedir.




Şekil 3.3. Kaynama ısı-sıcaklık grafiği [18]

Şekil 3.3'de görüldüğü üzere yüzey sıcaklığının doyma sıcaklığından yaklaşık 30 derece fazla olduğu duruma kadar ısı akısı artarken C noktası sonrasında ısı akısının hızla düştüğü görülmektedir. Bu sebeple buhar odası tasarımları yapılırken hem taşınan ısı akısını düşürmemek hem de sıvı akışkanın kılcallık ile üst yüzeyden gelen akışkan ilavesini

karşılamaması sonucunda yüzeyin kuruması durumunu (dry out) engellenmek için tasarımlar C noktasına göre yapılmaktadır.




Şekil 3.4. Deneysel çalışmalardan elde edilen kaynama grafiği [18]

C noktasının bir diğer önemi gerçek hayatta karşımıza çıkmaktadır. Yapılan deneysel çalışmalar göstermiştir ki C noktasından sonra artan yüzey sıcaklıklarında grafik Şekil 3.3 gibi olmamakta C noktası Şekil 3.4'deki gibi aniden E noktasına geçmektedir [18]. Birçok ısıtıcı için bu nokta erime sıcaklığı üstünde olduğundan bu durum yanmaya sebep olabilmektedir. Artan sıcaklıklarda oluşan buhar filmi ısı geçişini oldukça düşürür ve ısı radyasyonla sıvıya aktarılmaya başlar. Sıcaklıklar daha da yükselirse ısı geçişi engellendiğinden ısı birikmesi olur ve sonunda yüzey sıcaklığı ısıtıcı erime noktasına gelerek ısıtıcının yanmasına sebep olur. Bu sebeple tasarımlarda emniyet sağlanması açısından C noktası yanma noktası olarak belirtilir ve bu sıcaklıktaki ısı akısına yanma ısı akısı denir.

Kabarcıklı kaynama rejimi bölgesi ısı tasarımı için tercih edilen alandır. Bu bölgedeki ısı akısı hesaplanmasında Rohsenow (1952) tarafından önerilen aşağıdaki korelasyon denklemi yaygın olarak kullanılmaktadır [19].

$$\dot{q}_{nucleate} = \mu_{sıvı} h_{fg} \left[\frac{g(\rho_s - \rho_b)}{\sigma}\right]^{1/2} \left[\frac{c_{ps}(T_{yüzey} - T_{doyma})}{C_{sf} h_{fg} Pr_s^n}\right]^3 \quad (3.9)$$

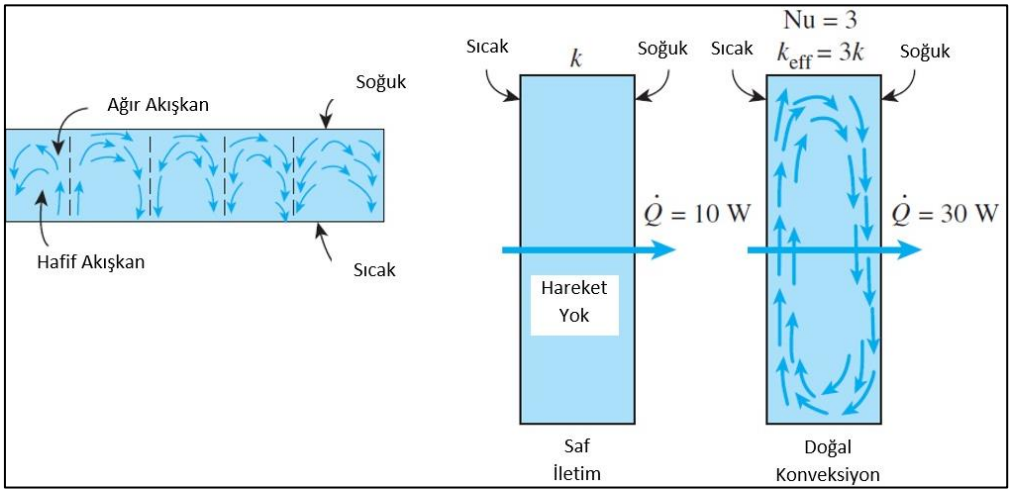
Maksimum ısı transfer miktarı ise teorik olarak Kutateladze ve Zuber tarafından farklı yaklaşımlar kullanılarak elde edilmiştir. Bu denklemde aşağıda yer almaktadır [18].

$$\dot{q}_{max} = C_{cr} h_{fg} [\sigma g \rho^2 \nu (\rho_s - \rho_b)]^{1/4} \tag{3.10}$$

*Yoğunlaşma Olayı:* Yoğunlaşma olayı buhar sıcaklığının doyma sıcaklığı altına düşmesi sonucu görülür. Buhar odasında su damlacıkları şeklinde yoğunlaşma olabileceği varsayılabilir. P.Griffith bakır yüzeydeki buhar için su damlacıkları ile olan yoğunlaşmaya yönelik aşağıdaki basit korelasyonu önermektedir [20].

$$h_{sudamlacığı} = \begin{cases} 51104 + 2044 T_{doyma} & 22°C < T_{doyma} < 100°C \\ 255510 & T_{doyma} > 100°C \end{cases} \tag{3.11}$$

*Kapalı Ortamda Doğal Konveksiyon:* Bu çalışma uzay ortam koşulları için yapılmaktadır. Bu sebeple konveksiyon ile ısı transferi sınır şartlarında yer almamaktadır. Fakat kapalı ortamda doğal konveksiyon mekanizması incelendiğinde buhar odası ile benzer bir eğilim sergilediği düşünülmektedir.




Şekil 3.5. Kapalı ortamda doğal konveksiyon [18]

Kapalı ortamdaki doğal konveksiyon mekanizması incelendiğinde Şekil 3.5'de yer alan doğal konveksiyon mekanizmasındaki akışkan hareketlerinin buhar odası içindeki akışkan hareketi ile benzerlik gösterdiği söylenebilir. Buradaki tek fark doğal konveksiyonda bu

harekete yerçekimi kuvveti sebep olurken buhar odasında kılcallık kuvvetinin akışkan hareketini domine etmesidir.

Kapalı ortamdaki doğal konveksiyonda Şekil 3.5'in solunda yer alan mekanizmanın oluşması için Rayleigh sayısının 1708'den fazla olması gerekmektedir [18]. Bu şekilde oluşan akışkan döngülerine Benard hücresi denilmektedir. Rayleigh sayısı tanımlanırsa;

$$Ra_L = \frac{g\beta(T_1-T_2)L_c^3}{v^2}Pr \tag{3.12}$$

Bu denklemdeki madde özellikleri ortalama sıcaklığa göre belirlenmektedir. $L_c$ karakteristik uzunluğu, $\beta$ hacim genişleme katsayısını temsil etmektedir. Kapalı bir ortamda doğal konveksiyon altında ısı akısı ise;

$$\dot{Q} = hA_s(T_1 - T_2) = kNuA_s\frac{T_1-T_2}{L_c} \tag{3.13}$$

Bu formülden anlaşılacağı üzere kapalı ortamdaki akışkan doğal konveksiyon sebebiyle termal iletkenliği $kNu$ olan bir akışkan gibi davranır. $kNu$ değeri efektif termal iletkenlik olarak ifade edilir.

$$k_{eff} = kNu \tag{3.14}$$

Kapalı ortamdaki doğal konveksiyonda Nusselt sayısının hesaplanmasına yönelik farklı yaklaşımlar bulunmaktadır. Bunlardan bazılarına aşağıda temas edilecektir.

Globe ve Dropkin'in su, silikon yağ ve amonyak için yaptığı deneylerden elde edilen sonuçlara göre yatay düzlemde kapalı ortamdaki Nusselt sayısını formülize etmiştir [18];

$$Nu = 0.069Ra_L^{1/3}Pr^{0.074} \qquad 3x10^5 < Ra_L < 7x10^9 \tag{3.15}$$

Hollands ve arkadaşları tarafından yapılan çalışmada yatay düzlemdeki kapalı ortamda Nusselt sayısını formülize etmiştir [18];

$$Nu = 1 + 1.44\left[1 - \frac{1708}{Ra_L}\right]^{+} + \left[\frac{Ra_L^{1/3}}{18} - 1\right]^{+} \qquad Ra_L < 10^8 \tag{3.16}$$

Bu denklemde + ile gösterilen terimler negatif değer içermesi durumunda 0 alınacağını ifade etmektedir. Bu denklem ortalama Pr sayılarında $Ra_L < 10^5$ için iyi sonuçlar verdiği ifade edilmektedir.

### 3.2. Formüle Edilmiş Termal İletkenlik Yaklaşımları

Buhar odası yaklaşımında termal iletkenlik hesabı yukarıda bahsedilen birçok fiziksel olayın ve bu olaylara etkiyen parametrelerin değerlendirilmesi ile yapılabilmektedir. Bu sebeple yürütülen çalışmaların çoğu deneysel olarak yürütülmektedir. Bu çalışmalardan elde edilen formüller bu kısımda sunulacaktır.

Horiuchi, Mochizuki, Mashiko, Saito, Kiyooka, Cabusao ve Nguyen (2008) tarafından yapılan "Micro Channel Vapor Chamber for High Heat Spreding" başlıklı çalışmada Buhar odası termal direnci için aşağıdaki formül verilmektedir [21].

$$R_{Buhar\ Odası} = \frac{1}{h_{buhar} x A_{Efektif\ buhar}} + \frac{1}{h_{yoğunlaşma} x A_{Efektif\ yoğunlaşma}} \tag{3.17}$$

Struss, Coudrain, Colonna, Souifi, Gontrand, Deschaseaux, Mauguen, Mathieu, Magis, Simon ve Fréchette (2020) tarafından yapılan "Design and fabrication of an ultra-thin silicon vapor chamber for compact electronic cooling" başlıklı çalışmada akışkan içerikli gözenekli yapının termal iletkenliği yöne bağlı olarak tanımlanmıştır [22].

$$k_{eff-para} = \varepsilon k_f + (1 - \varepsilon) k_s \tag{3.18}$$

$$k_{eff-perp} = \frac{k_f k_s}{\varepsilon k_s + (1-\varepsilon) k_f} \tag{3.19}$$

Ghanbarpour, Hosseini, Ranjbar, Rahimi, Bahrampoury ve Ghanbarpour (2021) tarafından yapılan "Evaluation of heat sink performance using PCM and vapor chamber/ heat pipe" başlıklı çalışmada buhar odasının termal iletkenliği kılcallığı da içeren bir denklem ile verilmiştir [23].

$$K_w = \frac{\pi}{8}\left[\frac{r_c}{r_s}\right]^2 K_s + \left[1 - \frac{\pi}{8}\left[\frac{r_c}{r_s}\right]^2\right]\left[\frac{K_l K_s}{\varepsilon' K_s + K_l(1-\varepsilon')}\right] \quad (3.20)$$

$$\varepsilon' = \frac{\varepsilon}{1-\frac{\pi}{8}\left(\frac{r_c}{r_s}\right)} \quad (3.21)$$

Prasher (2003) tarafından yapılan "A Simplified Conduction Based Modeling Scheme for Design Sensitivity Study of Thermal Solution Utilizing Heat Pipe and Vapor Chamber Technology" başlıklı çalışmada buhar için termal iletkenlik aşağıdaki denklem ile hesaplanmıştır [16].

$$k_{buhar} = \frac{L^2 p_v \rho_v d_v^2}{12 R \mu_v T^2} \quad (3.22)$$

Wang, Wang ve Chang (2011) tarafından yapılan "Experimental Analysıs For Thermal Performance Of A Vapor Chamber Applied To High-Performance Servers" başlıklı çalışmada buhar odası termal iletkenliği deneysel yöntemle analiz edilerek aşağıdaki denkleme ulaşılmıştır [1].

$$k_{eff} = 46.1\ (L_{vc} W_{vc})^{0.15} {t_{vc}}^{0.24} {(q)_{in}}^{0.28} \quad (3.23)$$

Wei ve Sikka (2021) tarafından yapılan "Modeling Of Vapor Chamber As Heat Spreadıng Devices" başlıklı çalışmada sinterlenmiş gözenekli yapı için termal iletkenlik Maxwell tarafından aşağıdaki denklemin sunulduğu belirtilir [24].

$$K_w = K_s\left[\frac{2 + K_l/K_s - 2\varepsilon(1-K_l/K_s)}{2 + K_l/K_s + \varepsilon(1-K_l/K_s)}\right] \quad (3.24)$$

Çalışmada buhar kısmına ilişkin termal iletkenliğin belirlenmesine yönelik iki denklem sunulmaktadır.

$$K_{buhar} = \frac{h_{fg}^2 P \rho d^2}{12 R \mu T^2} \quad (3.25)$$

$$K_{buhar} = C_0 \exp(a_0 T^2 + a_1 T + a_2) \left(\frac{d}{0.4}\right)^2 \quad (3.26)$$

$$C_0 = 0.165 \quad a_0 = -0.000349 \quad a_1 = 0.124 \quad a_2 = 6.756 \quad d = VC\ yükseklik$$

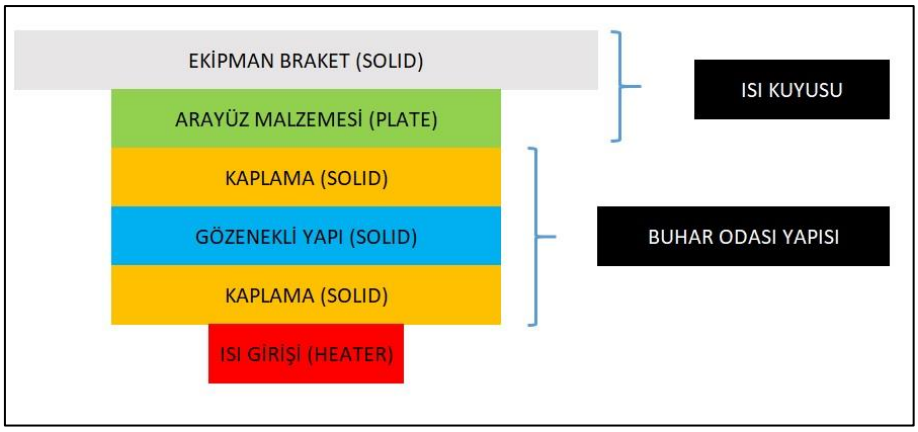
Jiang, Carbajal, Sobhan ve Li (2013) tarafından yapılan "3D Heat Transfer Analysis of a Miniature Copper-Water Vapor Chamber with Wicked Pillars Array" başlıklı çalışmada gözenekli yapının termal iletkenlik değeri için aşağıdaki formül verilmiştir [25].

$$K_{eff} = K_l \left[\frac{(2K_l + K_w) - 2(1-\varepsilon)(K_l - K_w)}{(2K_l + K_w) + (1-\varepsilon)(K_l - K_w)}\right] \quad (3.27)$$

Gözenekli yapının termal iletkenliği ile genel buhar odası termal iletkenliğinin hesaplanması için literatürde standart bir analitik yaklaşım mevcut değildir. Çoğu deneysel verilerden elde edilen ampirik formüller ilgili ortam şartları altında geçerli olmaktadır. Bu sebeple termal iletkenliğin belirlenmesinde ortalama değerlerin kullanılması ve mantıksal yaklaşımlar ile hareket edilmesi yapılacak analizlerin deneysel veriler ile elde edilen sonuçlara yakınsamasını sağlayacağı düşünülmektedir.

# 4. FİZİKSEL MODEL

Matematiksel model buhar odası tasarımı için önemli girdiler sağlamaktadır. Matematiksel modelin ortaya koyduğu parametreler çok çeşitli olmakla beraber farklı araştırmacılar tarafından birbirinden farklı matematiksel denklemler türetilmiştir. Bu parametrelerin tümünü yansıtacak bir fiziksel model kurgulanması mümkün olmamaktadır. Bu sebeple analiz için oluşturulacak fiziksel model basit anlaşılabilir ve performansı yansıtacak şekilde kurgulanmıştır. ICEPACK programında yapılacak analizler için ilk fiziksel model aşağıdaki şekilde oluşturulmuştur.




Şekil 4.1 ANSYS ICEPACK programında buhar odası fiziksel model kurgusu

Buhar odası fiziksel kurgusunda gözenekli yapılar ve buhar boşluğu katı olarak modellenmektedir. Bunun sebebi ise model içinde ısıl iletkenlik katsayılarının analizi domine etmesidir. Diğer yandan gözenekli yapının hem sıvı hem katıdan meydana gelmiş emdirilmiş bir sünger yapısında olması modellenmesini zorlaştırmaktadır. Burada ısıl iletkenlik katsayılarının bilinmesi yapıyı bu iletkenlik katsayındaki bir katı olarak modelleme imkânı sunmaktadır. Ekipman braketi sağladığı radyasyon yüzeyi ile ısı kuyusu görevini görmektedir. Arayüz malzemesi ise buhar odası kaplaması ile ekipman braketi arasındaki temas alanını oluşturmaktadır (Bkz. Şekil 4.1).

*Sınır Şartları:* Modellemeler ve buna bağlı deneme-yanılma yoluyla yapılan doğrulamalar matematiksel modele uygun sınır şartları içermektedir. Uzay ortamında ısı atımı yapan bir bileşen için iletim ve radyasyon ısı geçişi için kullanılabilecek yöntemlerdir. Fakat doğrudan ısı atımı ancak radyasyon ile sağlanabilmektedir. Uzay boşluğu vakum ortamı olduğundan

konveksiyon gerçekleşmemektedir. Buna bağlı olarak akış için problem analiz edilmemektedir. Bu sebeple problem enerji denklemi üzerinde yoğunlaşmaktadır. Fiziksel model üzerinde alt kısımda ısı üretimi kaynaklı ısı akısı sınır şartı, üst tarafta ise radyasyon sınır şartı bulunmaktadır. Yan duvarların ısı geçişleri ana ısı akış yönünde olmadıkları için ve ince yapılı bir tasarım olduğu için ihmal edilmiştir.

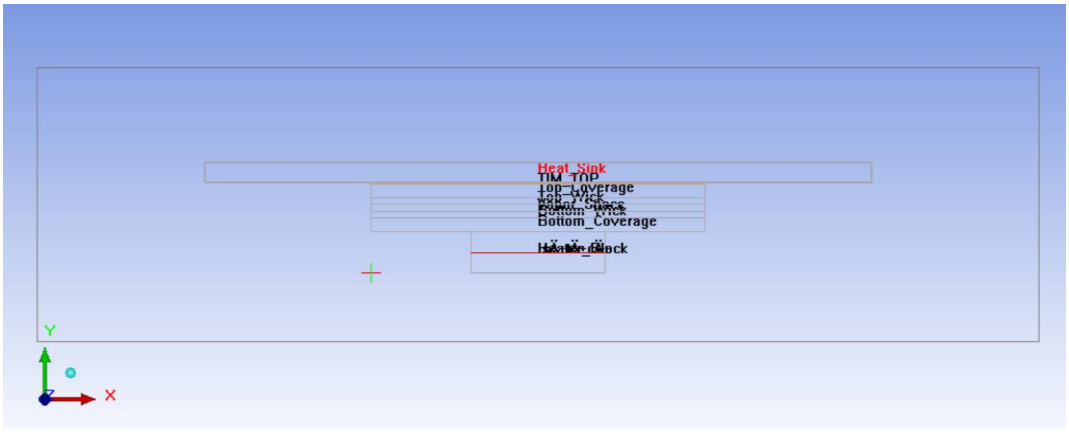
Model dış çevresini oluşturan kabinet tek bir yönde kapalı tutulmuş, diğer tüm yönlerden açık kapı olarak tasarlanmıştır. Bunun sebebi yıldızizler ekipmanının uydu dışında yer alması ve sadece kendi iç yüzeyine doğru kapalı alan oluşturmasıdır.

Şekil 4.1'deki model felsefesi kurgulanarak çeşitli parametre ve senaryolar altında yapılan bazı analizler modellemenin geliştirilmesi için önemli fikirler sunmaktadır. Nihai analiz modeline ulaşmak için yapılan çalışmalardan bazıları aşağıda sunulmaktadır.

*Model-1:* Analiz çalışmasının ilk basamağı başlangıç modelinin oluşturulmasıdır. Başlangıç modeli için oluşturulan geometri ve malzeme özellikleri Çizelge 4.1'de model görünümü ise Şekil 4.2'de verilmektedir.

Çizelge 4.1. Model-1 geometri ve malzeme bilgileri

| GEOMETRİ | | | | | Malzeme Bilgisi | | Malzeme Özellikler | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Yapı | Eleman | x (mm) | y (mm) | z (mm) | Genel Malzeme | Yüzey Malzemesi | İletkenlik (W/mK) | Emissivity |
| Isıtıcı Blok | Katı | 20 | 6 | 20 | Al-Pure | Al-Paint | 240 | 0,35 |
| Alt Kaplama | Katı | 50 | 2 | 50 | Cu-Pure | Cu-Polished | 387,6 | 0,052 |
| Alt Gözenekli Yapı | Katı | 50 | 1 | 50 | Wick-Malzeme | Cu-Polished | 40 | 0,052 |
| Buhar Boşluğu | Katı | 50 | 1 | 50 | Vapor_Space-Mal | Al-Paint | 0,02748 | 0,35 |
| Üst Gözenekli Yapı | Katı | 50 | 1 | 50 | Wick-Malzeme | Cu-Polished | 40 | 0,052 |
| Üst Kaplama | Katı | 50 | 2 | 50 | Cu-Pure | Cu-Polished | 387,6 | 0,052 |
| Arayüz Malzemesi | Plaka | 50 | 0,2 | 50 | Epoxy Resin JSME | | 0,3 | |
| Isı Kuyusu | Katı | 100 | 3 | 100 | Al 6061-T6 | Red Lead Primer Surface | 167 | 0,93 |
| Isıtıcı | Plaka | 10 | - | 10 | - | - | - | - |
| Kabinet | - | 150 | 40 | 150 | - | - | - | - |
| Isı Kuyusu Özellik | Yüzeyden Isı Atımı | | | | | | | |




Şekil 4.2. Model-1'in programdaki görünümü

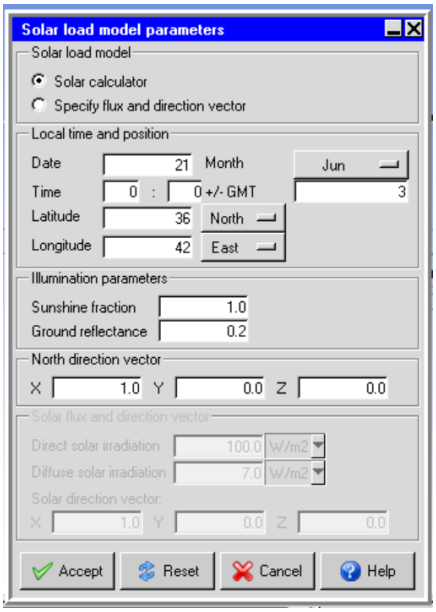
Vadakkan, Chrysler, ve Sane (2005) tarafından yapılan çalışmada wick yapısının ısıl iletkenlik direnci 40 W/mK olarak sunulmuştur [26]. Wick yapısına ait ısıl iletkenlik katsayısı başlangıçta model analizlerinde 40 W/mK olarak alınmıştır. Fakat performans analizlerinde bu değer farklı çalışmalardan elde edilen veriler ve analiz tipine göre geniş bir yelpazede değerlendirilmiştir. Başlangıç parametreleri ile oluşturulan ilk model için analiz bilgileri Şekil 4.3'de sunulmaktadır.

Çizelge 4.2. Çözüm ağı ve çözüm modeli

| Çözüm Ağı | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Buhar Odası Montaj Ağ Boyutları (mm) | | | | | | Genel Ağ Boyutları (mm) | | | |
| Min X | Max X | Min Y | Max Y | Min Z | Max Z | Maksimum Element Boyutları (mm) | | | Minimum Aralık |
| 0,1 | 0,1 | 0,05 | 0,05 | 0,1 | 0,1 | 5 | 0,5 | 5 | 1E-03 |

| Çözüm Modeli | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| Değişkenler | | Sıcaklık | Çözüm Başlangıcı | Zaman Değişkenliği | Kararlı Hal |
| Radyasyon Modeli | | Discreate Ordinates | | X Hızı (m/s) | 0 |
| Akış Rejimi | | - | | Y Hızı (m/s) | 0,001 |
| Yerçekimi | | - | | Z Hızı (m/s) | 0 |
| Oda Koşulları | Sıcaklık (°C) | -170 | | Sıcaklık(°C) | Oda Koşulları |
| | Göstege Basıncı ($N/m^2$) | 0 | Diğer Parametreler | İdeal Gaz Yasası | $5x10^{-5}$ $N/m^2$ |
| | Radyasyon Sıcaklığı(°C) | -170 | | Güneş Yükü | Bknz. Şekil 4.3 |
| | | | | İrtifa Etkisi | - |
| | | | | Türler | - |

Bu değerlerin dışında güneşten gelen enerji yükünü tanımlamak için program içinde yer alan "Solar Loading" kısmına ülkemiz koordinatları girilerek yaz gündönümü için güneş yükü analize eklenmiştir (Bkz. Şekil 4.3).



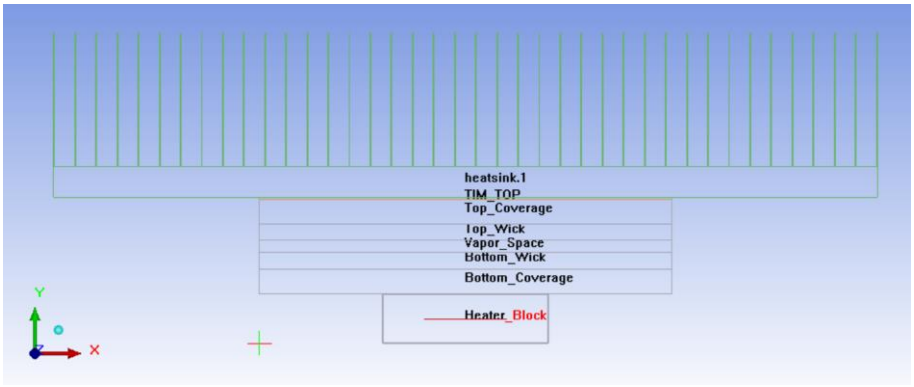

Şekil 4.3. Güneş ısı yükünün programa girilmesi

*Model-2:* Başlangıç modeli ile yapılan ve detayları Bölüm 5'te verilecek olan analizler sonucunda modelin yapısında değişikliğe gidilmiştir. Model-2 olarak isimlendirilen yeni tasarımda geometri benzer yapıda kalmasına karşın katmanların kalınlıkları değiştirilmiştir.

Çizelge 4.3. Model-2 geometri ve malzeme bilgileri

| GEOMETRİ | | | | | Malzeme Bilgisi | | Malzeme Özellikler | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Yapı | Eleman | x (mm) | y (mm) | z (mm) | Genel Malzeme | Yüzey Malzemesi | İletkenlik (W/mK) | Emissivity |
| Isıtıcı Blok | Katı | 20 | 6 | 20 | Al-Pure | Al-Paint | 240 | 0,35 |
| Alt Kaplama | Katı | 50 | 3 | 50 | Cu-Pure | Cu-Polished | 387,6 | 0,052 |
| Alt Gözenekli Yapı | Katı | 50 | 2 | 50 | Wick-Malzeme | Cu-Polished | 40 | 0,052 |
| Buhar Boşluğu | Katı | 50 | 1,5 | 50 | Vapor_Space-Mal | Al-Paint | 0,02748 | 0,35 |
| Üst Gözenekli Yapı | Katı | 50 | 2 | 50 | Wick-Malzeme | Cu-Polished | 40 | 0,052 |
| Üst Kaplama | Katı | 50 | 3 | 50 | Cu-Pure | Cu-Polished | 387,6 | 0,052 |
| Arayüz Malzemesi | Plaka | 50 | 0,2 | 50 | Epoxy Resin JSME | | 0,3 | |
| Isı Kuyusu | Katı | 100 | 3 | 100 | Al-Pure | Red Lead Primer Surface | 240 | 0,93 |
| Isıtıcı | Plaka | 10 | - | 10 | | | | |
| Kabinet | - | 150 | 60 | 150 | | | | |
| Isı Kuyusu Özellik | Extrüzyon Fin (40 Adet Fin, Kalınlık 0,1 mm) | | | | | | | |

Geometride yapılan değişikliklerin yanında ısı kuyusu yapısı ve malzemesi değiştirilmiştir. Isının daha aktif bir şekilde yapıdan atılmasını sağlayan bu değişiklikler ile modelin ısıl performansı artırılmıştır.




Şekil 4.4. Model-2'nin programdaki görünümü

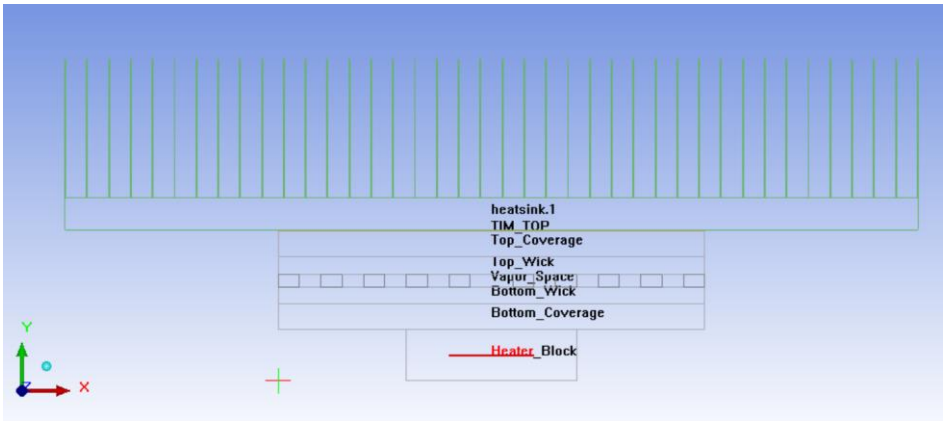
Isı kuyusu üzerindeki finlerde yayınım değeri yüksek yüzey malzemesi kullanılmıştır. Şekil 4.4'de yer alan finler radyasyon ile ısı transferinin arttırılması için ince plaka şeklinde tasarlanmıştır. Model-2'deki çözüm ağı ve modeli ise Model-1 ile aynıdır.

*Model-3:* Model-2'den elde edilen deneme-yanılma tecrübeleri ile istenilen performansın bu yapı ile sağlanabileceği fakat modelin kaba olması kaynaklı problemlerin olduğu görülmüştür. Bunun temelinde buhar boşluğunda dolaşan sıvının ısıl iletkenliğinin yoğunlaşma ve döngü işlemini tam yansıtmaması yatmaktadır. Bu sebeple buhar boşluğunu detaylandıran Model-3 tasarlanmıştır.

Çizelge 4.4. Model-3 geometri ve malzeme bilgileri

| GEOMETRİ | | | | | Malzeme Bilgisi | | Malzeme Özellikler | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Yapı | Eleman | x (mm) | y (mm) | z (mm) | Genel Malzeme | Yüzey Malzemesi | İletkenlik (W/mK) | Emissivity |
| Isıtıcı Blok | Katı | 20 | 6 | 20 | Al-Pure | Al-Paint | 240 | 0,35 |
| Alt Kaplama | Katı | 50 | 3 | 50 | Cu-Pure | Cu-Polished | 387,6 | 0,052 |
| Alt Gözenekli Yapı | Katı | 50 | 2 | 50 | Wick-Malzeme | Cu-Polished | 40 | 0,052 |
| Buhar Boşluğu | Katı | 50 | 1,5 | 50 | Vapor_Space-Mal | Al-Paint | 0,02748 | 0,35 |
| Üst Gözenekli Yapı | Katı | 50 | 2 | 50 | Wick-Malzeme | Cu-Polished | 40 | 0,052 |
| Üst Kaplama | Katı | 50 | 3 | 50 | Cu-Pure | Cu-Polished | 387,6 | 0,052 |
| Arayüz Malzemesi | Plaka | 50 | 0,2 | 50 | Epoxy Resin JSME | | 0,3 | |
| Isı Kuyusu | Katı | 100 | 3,75 | 100 | Al-Pure | Red Lead Primer Surface | 240 | 0,93 |
| Isıtıcı | Plaka | 10 | - | 10 | | | | |
| Kabinet | - | 150 | 60 | 150 | | | | |
| Isı Kuyusu Özellik | Extrüzyon Fin Yapılı 0,1 mm Kalınlık ve 40 Adet Fin | | | | | | | |

Çizelge 4.4'deki geometrik değerler incelendiğinde Model-2 ile benzer olduğu görülecektir. Model-3'te genel geometride ısı kuyusunun boyutu haricinde bir değişikliğe gidilmezken buhar boşluğuna gözenekli yapılar eklenmiştir. Bu ekleme, buhar boşluğundaki akışkanın yoğunlaşma sonrası alt yüzeye dönmesini sağlayan gözenekli yapıların modelde temsil edilmesini sağlamıştır.




Şekil 4.5. Model-3'ün programdaki görünümü

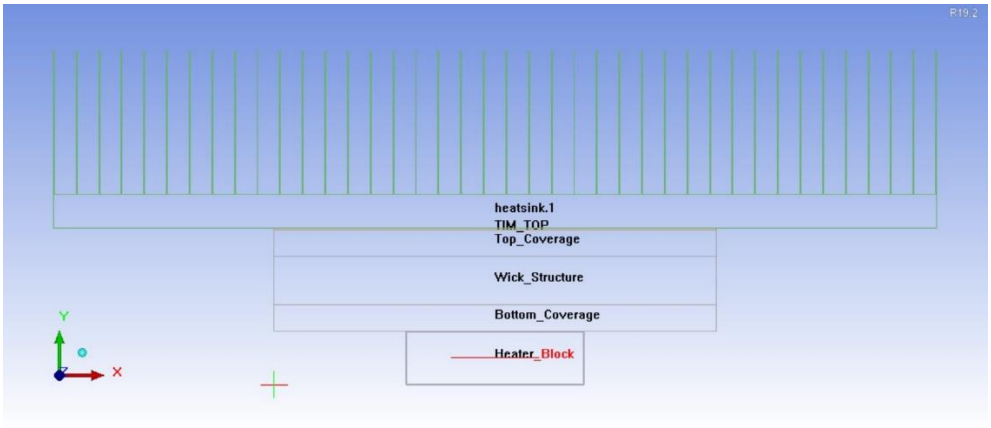
Model tasarımı incelendiğinde, Model-3'de yer alan buhar boşluğunun standart akışkan termal iletkenlik değeri altında yalıtım bölgesi gibi davranabileceği değerlendirilmiştir. Bu sebeple buhar boşluğunun tamamının gözenekli yapı ile temsil edildiği Model-4 oluşturulmuştur.

*Model-4:* Model-4 buhar odasının termal yapısını yansıtan son modeldir. Model-3'den farklı olarak bu modelde buhar boşluğu yapısının olmadığı ve kaplama katmanları arasında sadece efektif termal iletkenliği yüksek gözenekli yapı bulunduğu varsayılmıştır.

Gözenekli yapının buhar boşluğunda kullanılması ile orta tarafta yer alan yapı tamamen gözenekli yapı olarak modellenerek fiziksel modele aktarılmıştır. Bu durum modeli sadeleştirirken ısı geçişinin daha etkin şekilde ısı kuyusuna aktarılmasını sağlamıştır. Fiziksel modele ilişkin geometri bilgisi ve malzeme özellikleri Çizelge 4.5'de verilmektedir. Ayrıca fiziksel modelin Ansys Icepack modülündeki model görüntüsü Şekil 4.6'da verilmiştir.

Çizelge 4.5. Model-4 geometri ve malzeme bilgileri

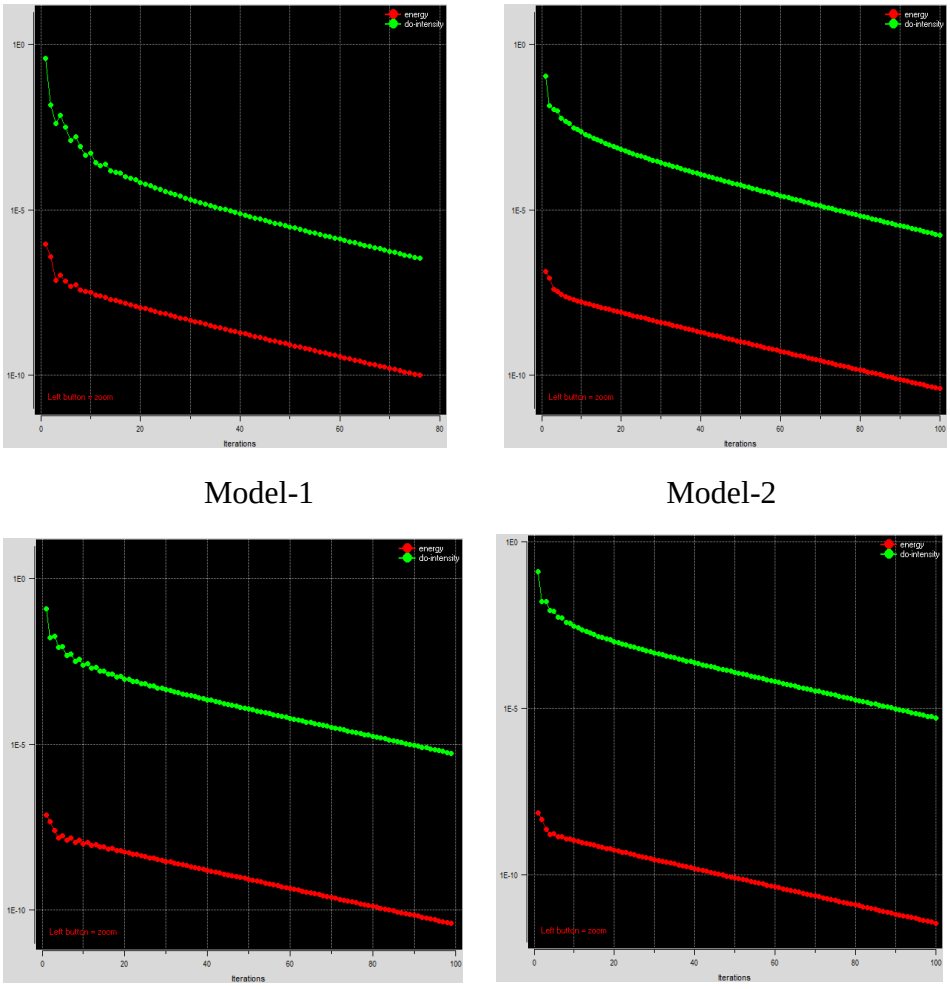
| GEOMETRİ | | | | | Malzeme Bilgisi | | Malzeme Özellikler | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Yapı | Eleman | x (mm) | y (mm) | z (mm) | Genel Malzeme | Yüzey Malzemesi | İletkenlik (W/mK) | Emissivity |
| Isıtıcı Blok | Katı | 20 | 6 | 20 | Al-Pure | Al-Paint | 240 | 0,35 |
| Alt Kaplama | Katı | 50 | 3 | 50 | Cu-Pure | Cu-Polished | 387,6 | 0,052 |
| Gözenekli Yapı | Katı | 50 | 5,5 | 50 | Wick-Malzeme | Cu-Polished | 40 | 0,052 |
| Üst Kaplama | Katı | 50 | 3 | 50 | Cu-Pure | Cu-Polished | 387,6 | 0,052 |
| Arayüz Malzemesi | Plaka | 50 | 0,2 | 50 | Epoxy Resin JSME | | 0,3 | |
| Isı Kuyusu | Katı | 100 | 3,75 | 100 | Al-Pure | Red Lead Primer Surface | 240 | 0,93 |
| Isıtıcı | Plaka | 10 | - | 10 | | | | |
| Kabinet | - | 150 | 60 | 150 | | | | |
| Isı Kuyusu Özellik | Extrüzyon Fin Yapılı 0,1 mm Kalınlık ve 40 Adet Fin | | | | | | | |




Şekil 4.6. Model-4'ün programdaki görünümü

Modeller arası geçişlerde ortaya konan fiziksel yaklaşımlar buhar odası temsilinin program içersinde daha etkin bir şekilde yansıtmasını ve fiziksel kanunların teorik ortamdan model ortamına aktarılırken herhangi bir yanlışlığa sebebiyet vermemesini temin etmektedir. Fakat tam temsilin yapılabilmesi için gözenekli yapı ve bu yapı içerisindeki akışkanın modellenmesi ayrıca akışkanın faz geçişlerinin termadinamik olarak modele aktarılması gerekmektedir. Bu tip bir modelleme ise ısıl analiz açısından kompleks bir yapı oluşturmakla beraber analiz yapılmasını zorlaştırmakta bazen kullanılan paket programın özellikleri de buna izin vermemektedir. Bu sebeple katı modelleme stratejisi ile katmanlara indirgenmiş bir model kullanılması tercih edilmiştir. Model-4'ün bu anlamda ısıl analizler için buhar odasına yönelik yeterli temsili sağladığı değerlendirilmektedir.

Modeller arasındaki farklılıkların analiz bazında kıyası Bölüm 5'te verilecektir. Modellerin doğru çalıştığının gösterilmesi, oluşturulan modelin analiz için uygun olduğuna kanıt olmaktadır. Bu sebeple her üç model 13.5 W ısıtıcı gücü altında (yıldızizler için elde edilen ısı atım değeri) analiz edilmiş ve kalıntı grafikleri çıkarılmıştır (Bkz. Şekil 4.7.).




Model-1 Model-2

Model-3 Model-4

Şekil 4.7. Modellere ilişkin kalıntı grafikleri

Modellerin programda verilen çözüm ağı, sınır şartları ve çözüm modelinde doğru bir şekilde çalıştığı kalıntı grafiklerinden anlaşılabilmektedir. Çözüm esnasında oluşan kalıntıların iterasyon sayısı arttıkça aşağı yönlü düzgün şekilde azalması ve oluşan kalıntı miktarlarının çok küçük değerlere yakınsaması modelin düzgün çalıştığını göstermektedir. Ayrıca Bölüm 5'te gösterilecek analiz sonuçlarından modelin fizik yasaları çerçevesinde mantıksal sonuçlar ürettiği görülebilecektir.

# 5. ISIL ANALİZLER VE DEĞERLENDİRMELER

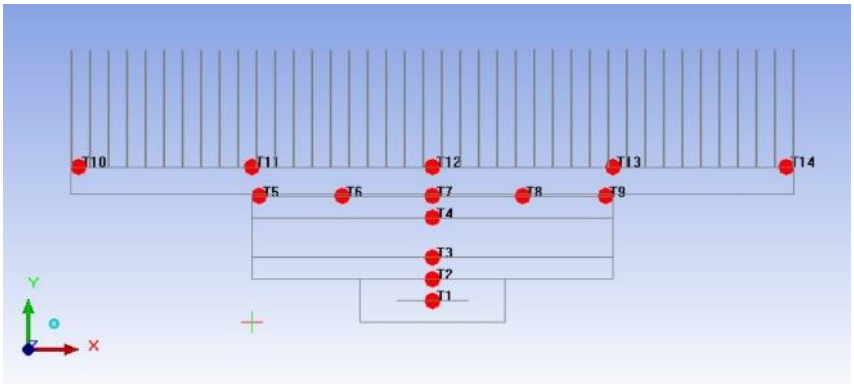
Bu bölümde buhar odası tasarımının performansını ölçmek için ANSYS Icepack programında yapılan çeşitli Isıl analizler sunulmaktadır. Buhar odası performansının değerlendirilebilmesi için benzer tasarıma sahip standart iletken malzeme kullanılarak sonuçların kıyaslanması gerekmektedir. Elde edilmek istenen amaç ise uzay ortamında buhar odasının uygun bir ısı kuyusu vasıtasıyla ısıyı ekipmandan uzaklaştırmakta yeterli olabileceğinin gösterilmesi, buhar odasının uzay ortamında amacına uygun çalıştığının ve standart malzemeden daha etkin bir performans sergilediğinin gösterilmesidir.

GEO uydusunda kullanılan bir yıldızizler ekipmanının tarihçeli üreticisinden alınan bilgilerinde ekipmanın termo elektrik soğutucu (TEC) açık ömür başındaki ısı atım değerinin 13.5 Watt, ömür sonu değerinin ise 15.5 Watt olduğu öğrenilmiştir. Yapılan analizler bu senaryo üzerinden koşturulmuştur. Analizlerde yer alan değişkenler Çizelge 5.1'de verilmektedir.

Çizelge 5.1. Analizde yer alan değişkenler

| No | Parametreler | Konfigürasyonlar |
|---|---|---|
| 1 | Isıtıcı Boyutu | 3x3, 5x5, 10x10 (mm) |
| 2 | Gözenekli Yapı Isıl İletkenlik | 40-20000 W/mK |
| 3 | Isı Kuyusu | Extrüzyon Fin Yükseklik / Fin Taban Kalınlığı |
| 4 | Buhar Odası Boyutlar | Kaplama Kalınlığı, Gözenekli Yapı Kalınlığı, Buhar Boşluğu Kalınlığı |
| 5 | Giriş Gücü | 13,5 W / 15,5 W / 30 W |
| 6 | Isıtıcı Yerleşimi | Doğrudan Temas, Blok İçinde Isı Üretimi |

Çizelge 5.1'de yer alan parametre ve konfigürasyonlar altında buhar odası sisteminin ısıl analizleri yapılarak performansı incelenecektir. Bu parametreler dışında buhar odasını etkileyen farklı parametreler de mevcut olup burada yer alan parametre ve buna göre yapılan analizler kavramsal tasarımın olgunlaşmasına katkı sunacaktır. Analizlerde buhar odası performansının değerlendirilmesi için ısıl iletkenlik değeri yüksek olan bakır plaka buhar odası boyutlarında tasarlanarak benzer girdiler ile analiz edilmiştir. Performansın ölçümü için buhar odası üzerinde 14 adet sıcaklık noktası belirlenmiştir. Bu noktalar ve bulundukları konumlar Şekil 5.1'de verilmektedir.

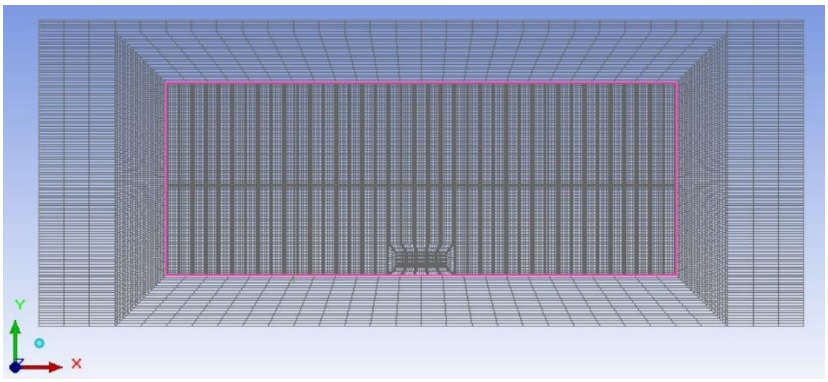



Şekil 5.1. Sıcaklık ölçüm noktaları

Çizelge 5.2. Sıcaklık noktalarının tanımlamaları

| | | | |
|---|---|---|---|
| T1 | Isıtıcı Sıcaklığı | T10 | Üst Kaplama Orta Taraf Sıcaklığı |
| T2 | Kaplama Alt Sıcaklığı | T11 | Üst Kaplama Sağ Orta Taraf Sıcaklığı |
| T3 | Alt Gözenekli Yapı Alt Taraf Sıcaklığı | T12 | Üst Kaplama Sağ Taraf Sıcaklığı |
| T4 | Alt Gözenekli Yapı Üst Taraf Sıcaklığı | T13 | Isı Kuyusu Sol Taraf Sıcaklığı |
| T5 | Buhar Boşluğu Sıcaklığı | T14 | Isı Kuyusu Sol Orta Taraf Sıcaklığı |
| T6 | Üst Gözenekli Yapı Alt Taraf Sıcaklığı | T15 | Isı Kuyusu Orta Taraf Sıcaklığı |
| T7 | Üst Gözenekli Yapı Üst Taraf Sıcaklığı | T16 | Isı Kuyusu Sağ Orta Taraf Sıcaklığı |
| T8 | Üst Kaplama Sol Taraf Sıcaklığı | T17 | Isı Kuyusu Sağ Taraf Sıcaklığı |
| T9 | Üst Kaplama Sol Orta Taraf Sıcaklığı | | |

Analiz için oluşturulan modellerde elde edilen değerler sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak programda koşturulmuştur. Bu yöntemin doğru sonuçlar üretmesi ve program çözücüsü içerisinde hataya yer vermemesi için mesh ağı yapısının düzenlenmesi gerekmektedir. Mesh ağına ilişkin bilgiler Şekil 4.3'de sunulmuş olup, Şekil 5.2'de Şekil 4.3'deki bilgilere göre düzenlenen ağ yapısı, yaklaşık eleman ve düğüm sayıları görülmektedir.




| Yaklaşık Eleman Sayısı | Yaklaşık Düğüm Sayısı |
|---|---|
| 1 666 068 | 1 736 299 |

Şekil 5.2. Mesh yapısı, yaklaşık eleman ve düğüm sayıları (Model-4)

Kurulan analiz konfigürasyonu sonrasında öncelikle Bölüm 4'te değinilen modeller analiz edilmiştir. Bu analizler ile model üzerinde modifikasyonlar yapılmış ve soğutma performansı artırılarak ekipmanın kalifikasyon sıcaklıkları arasında kalması hedeflenmiştir. Analizler sonucu gelinen nihai model üzerinden (Model-4) detaylı performans analizlerine başlanmıştır. Bu analizler kapsamında parametrelerin etkisi araştırılmış ve bakır model ile kıyas edilerek performans değişiklikleri kayıt altına alınmıştır. Analizlerin detayları Bölüm 5.1'de verilmektedir.

## 5.1. Model Analizleri

### 5.1.1. Model-1

Model-1 çalışmalarında genel olarak buhar odası kurgusu yapılarak sistemin nasıl çalıştığı gözlemlenmiştir. Analizlerde buhar odasının içinde yer alan gözenekli yapı için ısıl iletkenlik katsayısı Vadakkan, Chrysler ve Sane tarafından yapılan çalışmada sunulan 40 W/mK olarak alınmıştır [26]. Isıtıcı boyutu 10x10 ($mm^2$) ve blok içi üretim yaptığı varsayılmıştır. Senaryo durumunun özeti aşağıda verilmektedir.

Çizelge 5.3. Model-1 için oluşturulan senaryo

| | Senaryo No | Isıtıcı Boyutu ($mm^2$) | Gözenekli Yapı Isıl İletkenlik (W/mK) | Isı Kuyusu | Giriş Gücü (W) |
|---|---|---|---|---|---|
| Buhar Odası Model-1 | 1.1 | 10x10 | 40 | Doğrudan Yüzey | 13,5 |
| | | Isıtıcı Yerleşimi | Buhar Odası Boyutlar (mm) | | |
| | | | Kaplama Kalınlığı | Gözenekli Yapı Kalınlığı | Buhar Boşluğu Kalınlığı |
| | | Blok İçi | 2 | 1 | 1 |

Bu senaryo altında koşturulan model için 14 noktadan alınan sıcaklık analiz değerleri aşağıda verilmektedir.

Çizelge 5.4. Model-1 için senaryo 1.1 altında analiz sonuçları

| | ANALİZ SONUÇLARI (°C) | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Buhar Odası Model-1 | Senaryo No | Giriş Isısı (W) | T1 | T2 | T3 | T4 | T5 | T6 | T7 | Analiz Sonucu Okunan Noktasal Değerler |
| | 1.1 | 13,5 | 221,46 | 220,8 | 220,68 | 69,66 | 69,6 | 69,62 | 69,65 | |
| | | | T8 | T9 | T10 | T11 | T12 | T13 | T14 | |
| | | | 68,62 | 69,6 | 65,2 | 66,4 | 67,35 | 66,4 | 65,2 | |
| | | | Delta T1 (T7-T9) | | Delta T2 (T7-T5) | | Delta T3 (T1-T12) | | Delta T4 (T2-T7) | |
| | | | 0,05 | | 0,05 | | 154,11 | | 151,15 | |

Analiz sonuçları incelendiğinde;

- Isı üreten kaynakta 221,46 derece sıcaklık elde edilmiştir. Bu değer yıldızizler kalifikasyon sıcaklığı olan 60 derecenin oldukça üzerindedir.
- Delta T1 ve Delta T2 sıcaklığı ısı yayılımı gösteren parametrelerdir. Bunların birbirine eşit olması veya küçük sıcaklık farkı içermesi beklenmektedir. Bu durumda düşük sıcaklık farkı oluştuğu söylenebilir.
- Delta T3 sıcaklığı sistemin toplam ısıl direncini yansıtan sıcaklık parametresidir. Sıcaklık farkının yüksek olması ısıl direncin fazla olduğunu göstermektedir.
- Benzer bir yaklaşımla Delta T4 sıcaklığı buhar odası ısıl direncini ifade etmektedir. Delta T4 sıcaklığının yüksek olması buhar odası direncinin yüksek olduğunu göstermektedir.

Sonuç olarak öncelikle ısı üreten taraftaki sıcaklıkların düşürülerek ekipmanın kalifikasyon sıcaklıkları içinde kalması sağlanması gerektiği sonucu çıkarılmıştır. Bu sebeple ısı kuyusu tasarımında değişikliğe gidilirken ısıl dirençlerin azaltılması için geometrik değerlerde de bazı değişiklikler yapılarak Model-2 kurgulanmıştır.

### 5.1.2. Model-2

Bu modelde ısıtıcı sıcaklıklarının azaltılması ve buhar odasının daha efektif çalışması için bazı tasarımsal değişiklikler yapılmıştır. Isı kuyusu tasarımına radyasyon ısı transferinin artırılması için yüzey alanını artıran ekstrüzyon kanatçık yapıları eklenmiştir. Ayrıca buhar odası içinde yer alan yapıların kalınlıkları değiştirilerek ısıl dirençte iyileşme sağlanması hedeflenmiştir. Bu modele ilişkin senaryo bilgileri aşağıda verilmektedir.

Çizelge 5.5. Model-2'ye ait senaryo bilgileri

<table>
<tr><td rowspan="4">Buhar Odası Model-2</td><td>Senaryo No</td><td>Isıtıcı Boyutu (mm²)</td><td>Gözenekli Yapı Isıl İletkenlik (W/mK)</td><td>Isı Kuyusu</td><td>Giriş Gücü (W)</td></tr>
<tr><td rowspan="3">2.1</td><td>10x10</td><td>40</td><td>Extrüzyon Fin</td><td>13,5</td></tr>
<tr><td rowspan="2">Isıtıcı Yerleşimi</td><td colspan="3">Buhar Odası Boyutlar (mm)</td></tr>
<tr><td>Kaplama Kalınlığı</td><td>Gözenekli Yapı Kalınlığı</td><td>Buhar Boşluğu Kalınlığı</td></tr>
<tr><td></td><td>Blok İçi</td><td>3</td><td>2</td><td>1,5</td></tr>
</table>

Bu senaryo ve tasarım altında programda koşturulan modele ilişkin analiz sonuçları aşağıda verilmektedir.

Çizelge 5.6. Model-2 senaryo 2.1 analiz sonuçları

| Buhar Odası Model-2 | ANALİZ SONUÇLARI (°C) | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | Senaryo No | Giriş Isısı (W) | T1 | T2 | T3 | T4 | T5 | T6 | T7 | Analiz Sonucu Okunan Noktasal Değerler |
| | 2.1 | 13,5 | 237,1 | 236,35 | 236 | 35,8 | 35,79 | 35,79 | 35,85 | |
| | | | T8 | T9 | T10 | T11 | T12 | T13 | T14 | |
| | | | 35,84 | 35,8 | 32,25 | 32,98 | 33,5 | 33 | 32,2 | |
| | | | Delta T1 (T7-T9) | | Delta T2 (T7-T5) | | Delta T3 (T1-T12) | | Delta T4 (T2-T7) | |
| | | | 0,05 | | 0,06 | | 203,6 | | 200,5 | |

Analiz sonuçları değerlendirildiğinde;

- Model-1'e göre ısı üreten kısımdaki sıcaklığın beklendiği gibi düşmediği,
- Isıl dirençleri ifade eden Delta T3 ve Delta T4 sıcaklıklarının beklendiği gibi düşmediği,
- Isı kuyusu tarafında düşük sıcaklıklara ulaşıldığı,
- Kaplama üzerinde izotermal sayılabilecek bir alan oluştuğu Delta T1 ve Delta T2 sıcaklıklarından anlaşılmaktadır.

Model-2'den elde edilen sonuçlar model felsefesinde bir sorun olduğuna işaret etmektedir. Isının etkin şekilde uzaklaştırılması ve ısı üreten taraftaki sıcaklıkların düşmesi beklenirken durum beklendiği gibi olmamıştır. Model-2 üzerine yapılan detaylı incelemelerde sorunun buhar boşluğu kısmındaki modelleme eksikliğinden kaynaklandığı tespit edilmiştir.

Buhar odası sıvıyı buhar haline dönüştürür ve üst yüzeyde yoğunlaştırarak kılcallık etkisi ile alt tarafa sürükler. Dolayısı ile yerçekimsiz ortamda bunu sağlamak için buhar boşluğu içindeki dikey gözenekli yapıların da modellemede yer alması gerekmektedir. Bunun en büyük sebebi buharın ısıl iletkenlik katsayısının normal şartlar altında düşük olması gösterilebilir. Ayrıca katı modelleme yapıldığı ve buhar odası içindeki akış modellenemediği için ısıl iletkenlik katsayısının değeri literatür verilerinde yer alan ve Model-1 ve Model-2'de kullanılan değerden (40 W/mK) daha yüksek olan katsayılar ile değiştirilerek analiz edilmesi gerekmektedir. Bölüm 3'de yer alan matematiksel modelde araştırmacıların formül üretmeye çalıştığı husus burada ortaya çıkmaktadır. Efektif termal iletkenlik katsayısının doğru bir şekilde hesaplanması katı modellemeyi kolaylaştıracak ve analizleri güvenilir kılacaktır.

Model-2'nin Model-1'den daha kötü performans sergilemesinin sebebi ise boyutlarda yapılan değişiklik ile açıklanabilir. Buhar boşluğu modelde düşük ısıl iletim katsayısına

sahip olduğu için yalıtım yüzeyi gibi davranır. Model-2'de buhar boşluğu kalınlığı artırılmıştır. Bu durum ısıl yalıtımın artmasına ve ısıtıcı tarafındaki sıcaklıkların yükselmesine sebep olmuştur. Ayrıca üst tarafa aktarılan ısının azalması ve ısı kuyusunun daha verimli hale getirilmesi, buhar odasının üst yüzeyinde düşük sıcaklıkların görülmesini sebebiyet vermiştir.

Model-3'e geçişte bu durumlar etraflıca değerlendirilmiş ve modellemeye dikey gözenekli yapılar eklenerek dikey yöndeki ısı iletimin sorununa çözüm üretilmiştir.

### 5.1.3. Model-3

Model-3 önceki modellerden elde edilen tecrübeler ile oluşturulmuştur. Bu modelde buhar boşluğu içinde dikey gözenekli yapılar eklenmiştir. Bu modele ilişkin senaryo bilgileri aşağıda verilmektedir.

Çizelge 5.7. Model-3'e ait senaryo bilgileri

| | Senaryo No | Isıtıcı Boyutu ($mm^2$) | Gözenekli Yapı Isıl İletkenlik (W/mK) | Isı Kuyusu | Giriş Gücü (W) |
|---|---|---|---|---|---|
| Buhar Odası Model-3 | 3.1 | 10x10 | 40 | Extrüzyon Fin | 13,5 |
| | | Isıtıcı Yerleşimi | Buhar Odası Boyutlar (mm) | | |
| | | | Kaplama Kalınlığı | Gözenekli Yapı Kalınlığı | Buhar Boşluğu Kalınlığı |
| | | Blok İçi | 3 | 2 | 1,5 |

Model-3 buhar odası tasarımı için doğrulanacak bir diğer modeldir. Modelde boyutlarda herhangi bir değişikliğe gidilmemiştir (Model-2 ile aynıdır). Bu modele ilişkin analiz sonuçları aşağıda verilmektedir.

Çizelge 5.8. Model-3 senaryo 3.1 analiz sonuçları

| | ANALİZ SONUÇLARI (°C) | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Buhar Odası Model-3 | Senaryo No | Giriş Isısı (W) | T1 | T2 | T3 | T4 | T5 | T6 | T7 | Analiz Sonucu Okunan Noktasal Değerler |
| | 3.1 | 13,5 | 47,66 | 46,9 | 46,75 | 44,65 | 44,5 | 44,6 | 44,64 | |
| | | | T8 | T9 | T10 | T11 | T12 | T13 | T14 | |
| | | | 44,6 | 44,5 | 39,77 | 40,75 | 41,5 | 40,75 | 39,75 | |
| | | | Delta T1 (T7-T9) | | Delta T2 (T7-T5) | | Delta T3 (T1-T12) | | Delta T4 (T2-T7) | |
| | | | 0,14 | | 0,14 | | 6,16 | | 2,26 | |

Analiz sonuçları incelendiğinde;

- Isıtıcı tarafındaki sıcaklıklarda düşüş sağlandığı,
- Isıl geçişlerin beklendiği üzere daha az sıcaklık farkları ile gerçekleştiği,
- Isıtıcı tarafında, ekipman kalifikasyon sıcaklık limitlerinin sağlandığı,
- Buhar odası üst yüzeyinde izotermal bir alan oluştuğu,
- Buhar odası ve toplam ısıl dirençlerin düştüğü ve verimliliğin arttığı gözlemlenmiştir.

Model-3'de yer alan buhar boşlukları akışkanın belirli bir sıcaklıktaki değerini yansıtmaktadır. Termodinamik açıdan bakıldığından kaynama ve yoğunlaşma olayları esnasında oluşan efektif termal iletkenlik değerinin, durgun akışkan özelliklerinde yer alan standart termal iletkenlik değerinin karşılayamayacağı değerlendirilmiştir. Bu sebeple modelin fiziksel açıdan daha doğru bir yapıya kavuşturulması için gözenekli yapının buhar odası boşluğunun yerini aldığı yapı kurgulanarak Model-4 oluşturulmuştur.

### 5.1.4. Model-4

Model-4 buhar odası temsilini yansıtan son model örneğidir. Bu model Model-3'den elde edilen tecrübeler ışığında indirgenmiş bir model olarak tasarlanmıştır. Model-3'de yer alan tasarımda buhar boşluğunun oluşturduğu yalıtım kısmı Model-4'de izole edilmiştir. Bu modele ilişkin senaryo bilgileri aşağıda verilmektedir.

Çizelge 5.9. Model-4'e ait senaryo bilgileri

<table>
<tr><td rowspan="5">Buhar Odası Model-4</td><td>Senaryo No</td><td>Isıtıcı Boyutu ($mm^2$)</td><td>Gözenekli Yapı Isıl İletkenlik (W/mK)</td><td>Isı Kuyusu</td><td>Giriş Gücü (W)</td></tr>
<tr><td rowspan="4">4.1</td><td>10x10</td><td>40</td><td>Extrüzyon Fin</td><td>13,5</td></tr>
<tr><td rowspan="2">Isıtıcı Yerleşimi</td><td colspan="3">Buhar Odası Boyutlar (mm)</td></tr>
<tr><td>Kaplama Kalınlığı</td><td colspan="2">Gözenekli Yapı Kalınlığı</td></tr>
<tr><td>Blok İçi</td><td>3</td><td colspan="2">5,5</td></tr>
</table>

Model-4'e ilişkin Çizelge 5.9'da yer alan senayo bilgileri incelendiğinde Model-3 ile benzer bir senaryo altında analiz gerçekleştirildiği görülmektedir. Buradaki temel amaç modelin buhar odasını ısıl açıdan indirgenmiş olarak temsilinin sağlanması ve ekipmanın kalifikasyon sıcaklığı altında tutulmasıdır. Senaryo 4.1. doğrultusunda yapılan analizlerin sonuçları Çizelge 5.10'da verilmektedir.

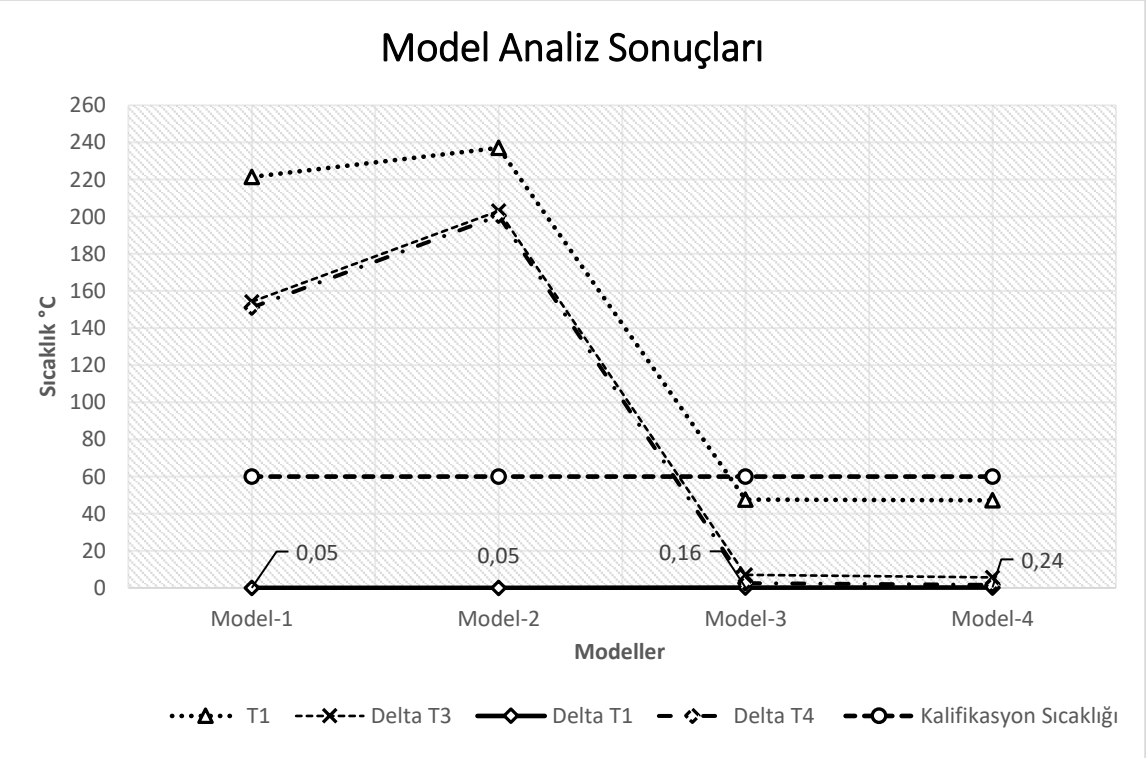
Çizelge 5.10. Model-4 senaryo 4.1 analiz sonuçları

| Buhar Odası Model-4 | ANALİZ SONUÇLARI (°C) | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | Senaryo No | Giriş Isısı (W) | T1 | T2 | T3 | T4 | T5 | T6 | T7 | Analiz Sonucu Okunan Noktasal Değerler |
| | 4.1 | 13,5 | 47,2 | 46,4 | 46,2 | 44,8 | 44,5 | 44,61 | 44,74 | |
| | | | T8 | T9 | T10 | T11 | T12 | T13 | T14 | |
| | | | 44,6 | 44,5 | 39,78 | 40,55 | 41,5 | 40,75 | 39,55 | |
| | | | Delta T1 (T7-T9) | | Delta T2 (T7-T5) | | Delta T3 (T1-T12) | | Delta T4 (T2-T7) | |
| | | | 0,24 | | 0,24 | | 5,7 | | 1,66 | |

Analiz sonuçları incelendiğinde;

- Isıtıcı sıcaklığında ufak da olsa iyileşme sağlandığı,
- Delta T3 ve Delta T4 sıcaklıklarında düşüş sağlandığı,
- Modelin kalifikasyon sıcaklık limitinden güvenli bir şekilde uzaklaştığı gözlemlenmiştir.

Model-4 ile elde edilen sonuçlar buhar odasının etkisini göstermekle beraber, ısı kuyusunun boyutlarında küçülmeye gitmek için bir marj aralığı da sağlamaktadır. Modellerden elde edilen analiz sonuçlarının özeti Şekil 5.3'de sunulmaktadır.




Şekil 5.3. Model analiz sonuçları

Model-4'ün buhar odası tasarımı için genel bir model olduğu burada yapılan analizlerin model doğrulamaya yönelik olduğu akılda tutulmalıdır. Bu analizlerin temel amacı literatürde ve deneysel çalışmalarda işlevsel yapısı ortaya konan buhar odasının Ansys Icepack programında fiziksel metodolojisine uygun bir şekilde modellenmesinin sağlanmasıdır.

Bu aşama sonrasında Bölüm 5.2'de nihai analiz modeli ile (Model-4) daha detaylı performans analizlerine geçiş yapılmıştır. Performansın anlaşılabilmesi ve fizibilite çalışmalarına katkı sağlanması için yapılan analizler standart malzeme ile kıyas edilerek buhar odası kullanımının getireceği artılar ve eksiler tartışılmıştır. Yapılan analizler neticesinde performans parametrelerinin etkileri ve yapılabilecek bazı optimizasyon fikirleri sunulmuştur.

## 5.2. Performans Analizleri

Bu bölümde, çeşitli senaryolar altında buhar odası modeli analiz edilmiştir. Çizelge 5.1'de açıklanan 6 parametre model analizlerinde yol gösterici olmuştur. Burada yapılacak performans analizlerinde ise Çizelge 5.11'deki parametrelerin buhar odasının performansına etkisi incelenmiştir.

Çizelge 5.11. Performans analizlerindeki değişken parametreler

| No | Parametreler | Konfigürasyonlar |
|---|---|---|
| 1 | Isıtıcı Boyutu | 3x3, 5x5, 10x10 (mm) |
| 2 | Gözenekli Yapı Isıl İletkenlik | 40-20000 W/mK |
| 3 | Isı Kuyusu | Extrüzyon Fin Yükseklik / Fin Taban Kalınlığı |
| 4 | Buhar Odası Boyutlar | Kaplama Kalınlığı, Gözenekli Yapı Kalınlığı |
| 5 | Giriş Gücü | 13,5 W / 15,5 W / 30 W |
| 6 | Isıtıcı Yerleşimi | Doğrudan Temas, Blok İçinde Isı Üretimi |

Analizlerde performans karşılaştırması yapmak için bakır plaka tercih edilmiştir. Bunun en önemli sebebi bakır malzemesinin ısıl iletkenlik katsayılarının yüksek olmasıdır (saf bakır 387,6 W/mK). Karşılaştırma yapabilmek için bakır plaka buhar odası boyutlarında tasarlanmıştır. Analizlerde ısıtıcı sıcaklığı ve delta sıcaklıklar performans göstergesi olarak kullanılmıştır.

Performans göstergelerinin tanımlamaları yapılırsa;

T1: Isıtıcı Sıcaklığı (°C)

Delta T1: T7-T9 Sıcaklığı / Isı yayılımı göstergesi (°C)

Delta T2: T7-T5 Sıcaklığı / Isı yayılımı göstergesi (°C)

Delta T3: T1-T12 Sıcaklığı / Kanatçıklar hariç toplam sistem ısıl direnci (°C)

Delta T4: T2-T7 Sıcaklığı / Bakır-Buhar Odası ısıl direnci (°C)

Bu göstergeler sıcaklık ölçüm noktalarından analiz sonucu elde edilen değerlerden hesaplanmaktadır. Anlam karmaşasının önüne geçmek için analizlerde göstergelere konu olan farkların mutlak değeri alınmıştır.

### 5.2.1. Isıtıcı boyutu

Isıtıcı boyutu genel itibariyle buhar odasının işlevselliğini gösteren bir parametredir. Isıtıcı boyutlarının küçülmesi ile buhar odasının performansı ve ısı yayma kapasitesi ortaya çıkmaktadır.

Analizde koşturulacak senaryolar Çizelge 5.10'da verilmektedir. Isıtıcı değişkenine göre yapılan analizler ısıtıcı boyutunun 10x10, 5x5 ve 3x3 ($mm^2$) değişken değerlerine göre yapılmaktadır. Analizlerde gözenekli yapının ısıl iletkenlik katsayısı 40 W/mK olarak varsayılmıştır [26]. Bu analizlerden elde edilen sonuçlar Çizelge 5.10.'da verilmektedir.

Çizelge 5.12. Isıtıcı boyutu analiz sonuçları

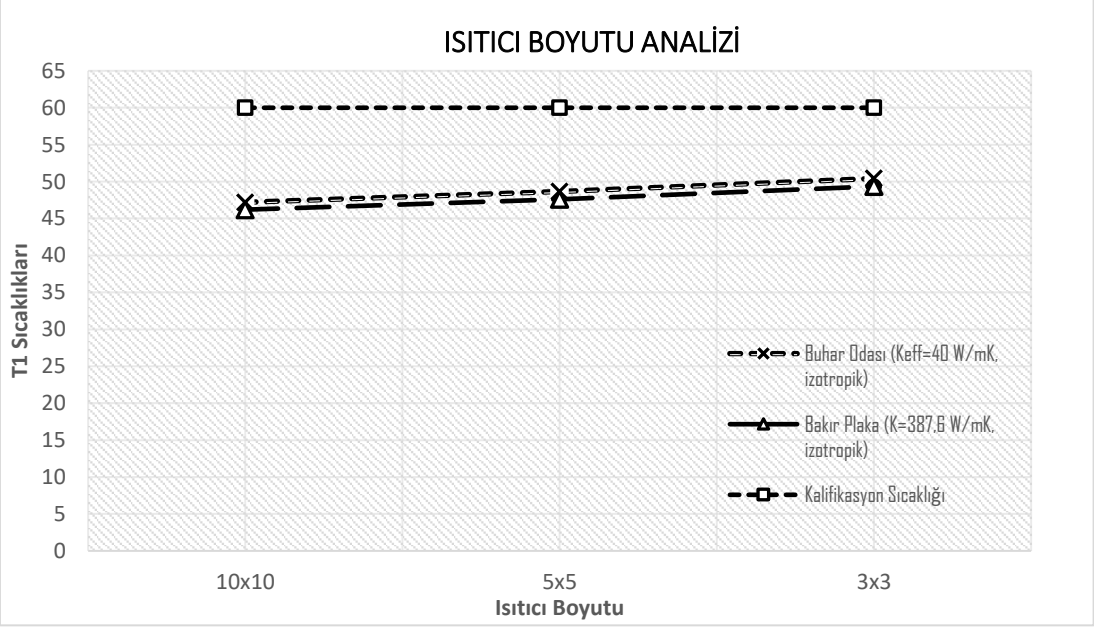
| | Isıtıcı Boyutu ($mm^2$) | Isıtıcı Sıcaklığı (T1) | Delta T1 | Delta T2 | Delta T3 | Delta T4 |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Buhar Odası | 10x10 | 47,2 | 0,24 | 0,24 | 5,7 | 1,66 |
| | 5x5 | 48,65 | 0,3 | 0,3 | 7,05 | 1,9 |
| | 3x3 | 50,42 | 0,27 | 0,27 | 8,92 | 2,1 |
| Bakır Plaka | 10x10 | 46,2 | 0,28 | 0,28 | 4,7 | 0,52 |
| | 5x5 | 47,6 | 0,28 | 0,3 | 6,06 | 0,8 |
| | 3x3 | 49,35 | 0,35 | 0,29 | 7,85 | 0,95 |

Analiz değerleri incelendiğinde;

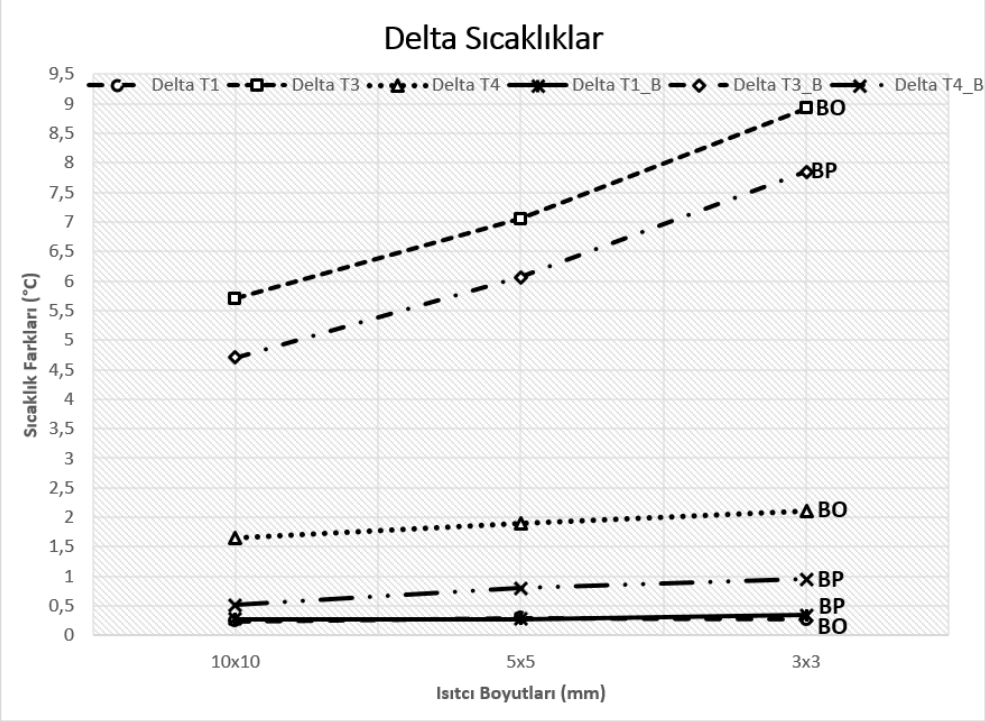
- Delta T1 ve Delta T2 sıcaklıklarına bakıldığında buhar odası ile bakır plaka benzer ısıl yayılım etkisi göstermektedir. Fakat buhar odasının her iki tarafta benzer sıcaklık farkları ürettiği görülmektedir. Bu durum buhar odasının ısıyı bakır plakaya göre daha homojen dağıttığını göstermektedir.
- Delta T3 ve Delta T4 değerleri sistem ısıl direncinin bakır plakada daha düşük olduğunu ayrıca bakır plaka termal direncinin buhar odasına göre daha düşük olduğu görülmektedir.
- Bu durumda buhar odasının ısı yayılımına destek olduğu görülürken toplam direncin artmasına sebep olduğu bununda sıcaklıkların artışına yol açtığı anlaşılmaktadır. Bunun temel sebebinin buhar odası içindeki gözenekli yapı için varsayılan ısıl iletkenlik katsayısının bakır plakanın standart ısıl iletkenlik katsayısına göre düşük olması olduğu söylenebilir.
- Isıtıcı boyutlarının küçülmesi ısıyı yoğunlaştırdığı için ısıtıcı bölgesindeki sıcaklıkların artmasına sebep olmuştur.

Analizlerden daha kolay çıkarım yapılması için ısıtıcı sıcaklığı ve sıcaklık farklılıklarının ısıtıcı boyutu ile olan değişim grafikleri Şekil 5.4'de verilmektedir.

Şekilde buhar odası BO ile bakır plaka ise BP ile ifade edilmiştir.




Şekil 5.4. Isıtıcı boyutuna göre T1 sıcaklığı




Şekil 5.5. Isıtıcı boyutuna göre delta sıcaklıklar

Sonuç olarak;

- Buhar odası çözümünün ekipman soğutması için bu senaryo altında verimli değerler üretmediği görülmüştür. Bunun sebebinin ise gözenekli yapının ısıl iletkenlik katsayısı olduğu değerlendirilmektedir. Gözeneli yapının ısıl iletkenlik katsayısında varsayılan değerin (40 W/mK) bakırın ısıl iletkenlik katsayısının (387,5 W/mK) çok altında kalmaktadır.
- Termal iletkenlik etkisi ile ilgili yapılan bu çıkarım bir sonraki analiz de detaylıca ele alınacaktır.

### 5.2.2. Gözenekli yapı ısıl iletkenlik katsayısı

Buhar odası ile ilgili yapılan birçok çalışma termal direnç ve ısı yayılımı üzerine odaklanmaktadır. Eş. 3.6'da yer alan termal direnç formülü göz önünde bulundurulsa, termal direnç ve ısı yayılımının ısıl iletkenlik katsayısı ile ters orantılı olduğu sonucu çıkarılabilir. Burada yapılacak analizlerde gözenekli yapı ısıl iletkenlik katsayıları sırasıyla 40 (izotropik), 1000 (ortotropik x,z=1 y=0,4), 5000 (ortotropik x,z=1 y=0,08) ve 20000 (ortotropik x,z=1 y=0,02) alınmıştır. Y yönünde k=400 W/mK değeri bakır ile eşdeğer bir ısıl performans

oluşturması ve kıyaslamayı kolaylaştırması için verilmiştir. Diğer tüm değerler sabit tutularak analiz gerçekleştirilmiştir. Analiz sonuçları Çizelge 5.11'de verilmektedir.

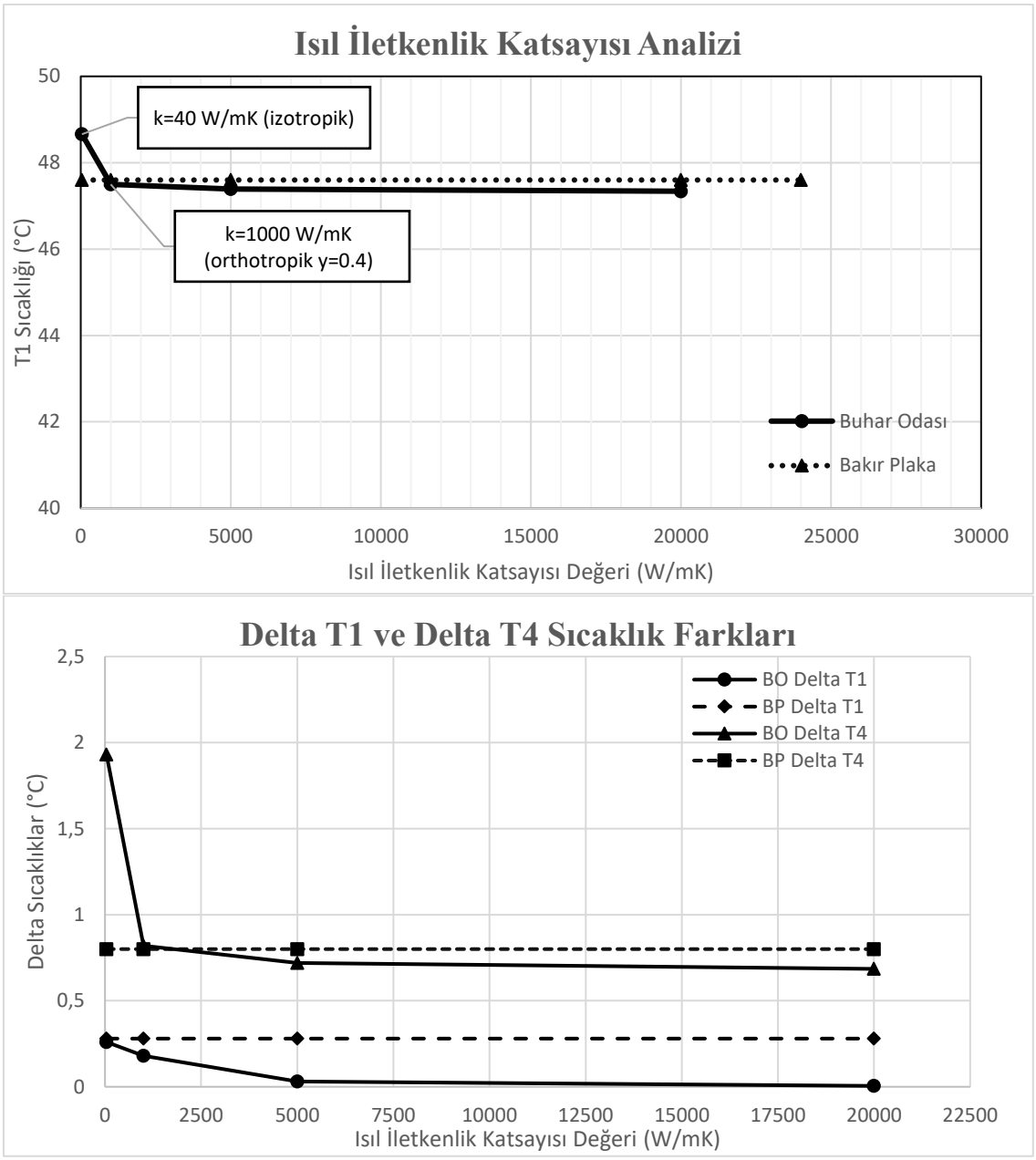
Çizelge 5.13. Isıl iletkenlik katsayısı değişkenine göre analiz sonuçları

| | K Değeri | Isıtıcı Sıcaklığı (T1) | Delta T1 | Delta T2 | Delta T3 | Delta T4 |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Buhar Odası | 40 | 48,66 | 0,26 | 0,27 | 7,11 | 1,93 |
| | 1000 | 47,5 | 0,18 | 0,18 | 6 | 0,82 |
| | 5000 | 47,39 | 0,03 | 0,03 | 5,85 | 0,72 |
| | 20000 | 47,34 | 0,005 | 0,015 | 5,8 | 0,685 |
| Bakır Plaka | 387,5 | 47,6 | 0,28 | 0,3 | 6,06 | 0,8 |

Analiz değerleri incelendiğinde;

- Delta T1 ve Delta T2 sıcaklıklarının k=40 W/mK olduğu durum dışında birbirine eşit veya çok yakın olduğu görülmektedir. Bu durum geometrinin y ekseninde simetri oluşturmasından dolayı beklenen bir durumdur.
- Delta T3 ve Delta T4 sıcaklıklarına bakıldığında k=40 W/mK olduğu durum dışında sistem termal direncinin buhar odası için daha az olduğu fakat buhar odası termal direncinin ancak termal iletkenliğin 5000 W/mK olduğu durumda bakır plaka ile eşitlenerek azalmaya başladığı değerlendirilebilir.
- Öte yandan T1 sıcaklık değerlerine bakıldığında k=40 W/mK durumu dışında ekipman sıcaklık değerlerinin sağlandığı görülmektedir. Isıl iletkenliğin k=40 W/mK'den k=1000 W/mK'e yükseltilmesi T1 sıcaklığında önemli bir düşüşe (15 derece) sebep olmuştur. Fakat bu değerden sonra k=5000 ve k=20000'e çıkartılan ısıl iletkenlik değerleri için aynı durum söz konusu değildir. Bu konfigürasyonda ısıl iletkenliğe karşı sıcaklık hassasiyetinin k=1000 W/mK altında oluştuğu söylenebilir. Bu değer ve üstünde buhar odası bakır plakadan daha iyi bir sıcaklık performansı sergilemektedir.

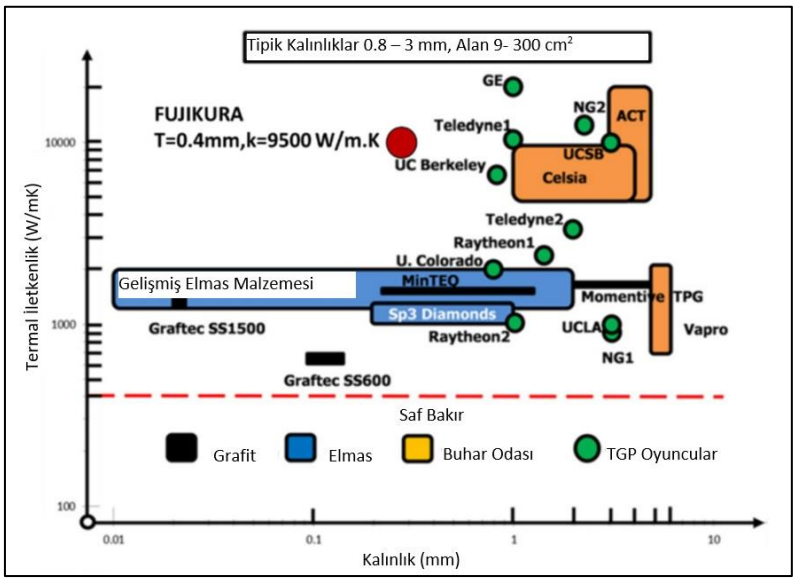
Analizlerden daha kolay çıkarım yapılması için ısıtıcı sıcaklığı ve sıcaklık farklılıklarının ısıl iletkenlik katsayısı ile olan değişim grafikleri Şekil 5.5'de verilmektedir.




Şekil 5.6. Isıl iletkenlik katsayısı analizi

Sonuç olarak ısıl iletkenlik değerindeki değişimler sistemde önemli etkilere sebep olmaktadır. Temelde birçok performans değeri de ısıl iletkenlik değeri ile ilgilidir. Bu sebeple birçok araştırmacı bu değeri elde etmek için çeşitli formüller ortaya atmıştır [18-25]. Fakat bu değerin belirlenebilmesi buhar odası tasarımının farklı parametreler içermesi ve kompleks yapısı sebebiyle matematiksel olarak zorlayıcıdır. Vadakkan ve arkadaşları (2005) tarafından yapılan çalışmada gözenekli yapı ısıl iletkenlik katsayısı 40 W/mK olarak hesaplanmıştır [26]. Öte taraftan Wang ve arkadaşları tarafından yapılan çalışmada maksimum efektif termal iletkenlik 870 W/mK olarak hesaplanmıştır [1]. Mochizuki ve

Nguyen tarafından yapılan çalışmada ise kendi tasarımları olan buhar odası ile 4500 ile 9500 W/mK arasında değişen ısıl iletkenlik katsayıları elde edilmiştir [6]. Aynı çalışmanın içinde piyasada yer alan buhar odası tasarımlarına yönelik ısıl iletkenlik değerleri sunulmuştur.




Şekil 5.7. Buhar odası thermal iletkenlik grafiği [6]

Şekil 5.6'de yer alan buhar odası tasarımlarında değişken değerler olmakla beraber ısıl iletkenlik katsayında genel eğilimin 1000-10000 W/mK arasında değişkenlik gösterdiği görülebilir.

Bu çalışmalar değerlendirildiğinde analizlerde kullanılan k=40 W/mK değerinin model için uygun olmadığı değerlendirilmektedir. Çizelge 5.10 ve Çizelge 5.11'de yer alan analiz verileri de bu durumu desteklemektedir. Bir diğer destekleyici unsur ise ısı borusu performanslarında ortaya çıkmaktadır. Ansys Icepack çalışmalarını içeren resmi program dokümanında verilen bir ısı borusu örneğinde ısı borusu için ısıl iletkenlik değeri ilgili yönde 20000 W/mK olarak verilmektedir [27]. Isı borusu ile benzer bir çalışma prensibine sahip olması sebebiyle buhar odası ısıl iletkenliğinin de bu değerlere yakın aralıkta olması gerektiği sonucuna ulaşılabilir.

Bu sebeple bundan sonra yapılacak analizler k=800 W/mK olarak alınmıştır. Fakat Şekil 3.1'de ifade edilen matematiksel modelde y yönünde 400 W/mK olarak belirlenmiştir. Bu durumda güvenli bölgede kalınabileceği ve güvenilir bir analiz verisi üretilebileceği değerlendirilmiştir.

### 5.2.3. Isı kuyusu fiziksel boyutları

Isı kuyusu ısının atıldığı bölge olup, tasarımı özellikle ekipman sıcaklığının kontrolünde kritik bir öneme sahiptir. Buhar odası ısıyı eşit bir şekilde yüzeye dağıtır. Bu sebeple ısı kuyusu kanatçıklarının verimi buhar odası ile artabilmektedir. Bu analizde değişken taban ve yükseklik boyutlarında ısı kuyusu eklenen sistem için sıcaklık analizlere gerçekleştirilmiştir. Buhar odası ısıl iletkenliği 5.2.2'de bahsedilen sebeplerden ötürü 800 W/mK olarak alınmıştır. Diğer değişkenler her analiz için sabit bırakılmıştır. Analiz sonuçları Çizelge 5.12'de verilmiştir.

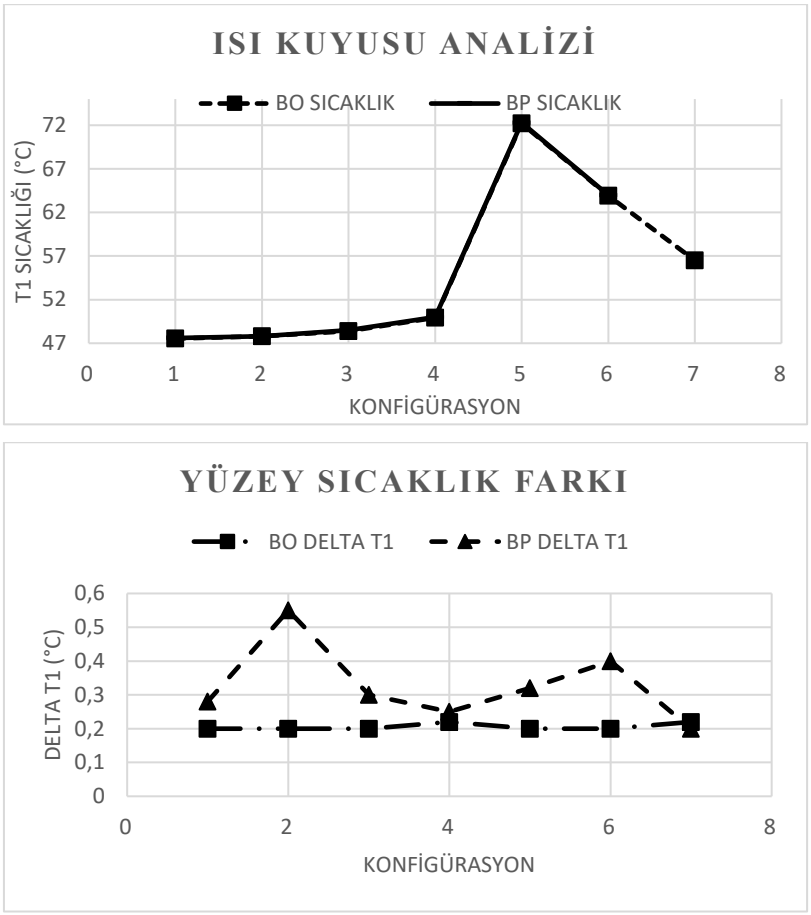
Çizelge 5.14. Isı kuyusu fiziksel boyut değişkenine göre analiz sonuçları

| | Isı Kuyusu Konfigürasyon | Isıtıcı Sıcaklığı (T1) | Delta T1 | Delta T2 | Delta T3 | Delta T4 |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Buhar Odası | Taban 3,75, Yükseklik 20 mm | 47,54 | 0,2 | 0,2 | 5,99 | 0,8 |
| | Taban 3, Yükseklik 20 mm | 47,8 | 0,2 | 0,2 | 5,88 | 0,75 |
| | Taban 2, Yükseklik 20 mm | 48,4 | 0,2 | 0,2 | 5,7 | 0,8 |
| | Taban 1, Yükseklik 20 mm | 49,94 | 0,22 | 0,22 | 5,25 | 0,76 |
| | Taban 1, Yükseklik 5 mm | 72,2 | 0,2 | 0,2 | 5,2 | 0,75 |
| | Taban 1, Yükseklik 10 mm | 63,9 | 0,2 | 0,2 | 5,2 | 0,77 |
| | Taban 1, Yükseklik 15 mm | 56,5 | 0,22 | 0,22 | 5,22 | 0,78 |
| Bakır Plaka | Taban 3,75, Yükseklik 20 mm | 47,6 | 0,28 | 0,3 | 6,06 | 0,8 |
| | Taban 3, Yükseklik 20 mm | 47,8 | 0,55 | 0,4 | 5,9 | 0,7 |
| | Taban 2, Yükseklik 20 mm | 48,5 | 0,3 | 0,3 | 5,95 | 0,9 |
| | Taban 1, Yükseklik 20 mm | 50 | 0,25 | 0,25 | 5,3 | 0,85 |
| | Taban 1, Yükseklik 5 mm | 72,3 | 0,32 | 0,32 | 5,3 | 0,8 |
| | Taban 1, Yükseklik 10 mm | 64 | 0,4 | 0,4 | 5,25 | 0,7 |
| | Taban 1, Yükseklik 15 mm | 56,5 | 0,2 | 0,35 | 5,3 | 0,8 |

Analiz sonuçları değerlendirildiğinde;

- T1 sıcaklıklığı ve Delta sıcaklıklara bakıldığında buhar odası ve bakır plaka arasında bariz bir fark oluşmadığı gözlemlenmiştir. Bu durumun temel sebebinin y yönünde ısıl iletkenliklerin birbirine yakın olması olarak değerlendirilmektedir. Bir diğer neden ise buhar odası boyutlarının ince olmasıdır. Etki değerlerinin daha iyi gözlemlenebilmesi için boyutların büyütülmesi ve ısı gücünün artırılması gerekmektedir.

Analizlerden daha kolay çıkarım yapılması için ısıtıcı sıcaklığı ve sıcaklık farklılıklarının ısı kuyusu tasarımı ile olan değişim grafikleri Şekil 5.7'de verilmektedir. Burada Çizelge 5.12'de yer alan ısı kuyusu boyut değişkenleri sırasıyla 1,2,3,4,5,6 ve 7 olarak numaralandırılarak ifade edilmiştir. Ayrıca buhar odası ve bakır plaka sırasıyla BO ve BP olarak kısaltılmıştır.




Şekil 5.8. Isı kuyusu analiz sonuçlarını içeren grafikler

Sonuç olarak ısı kuyusu boyutlarının ince tasarımlı buhar odası için bakır ile performans farkı oluşturmadığı ancak ısı kuyusu tasarımının farklı şekillerde yapılabileceği ve bu tasarımlarında ısıtıcı sıcaklığını değiştirebileceği değerlendirilmektedir.

### 5.2.4. Buhar odası boyutları

Buhar odası tasarımlarında en önemli parametrelerden biri de buhar odası boyutlarıdır. Isı atılacak yüzey ve atılacak ısı miktarının yanında buhar odasının iç dinamikleri de boyutlarda

etkili olabilmektedir. Kaplama kalınlığı, gözenekli yapı kalınlığı ve buhar odası kalınlığında yapılan değişiklikler ile analizler gerçekleştirilmiştir. Analiz sonuçları Çizelge 5.13'de verilmiştir.

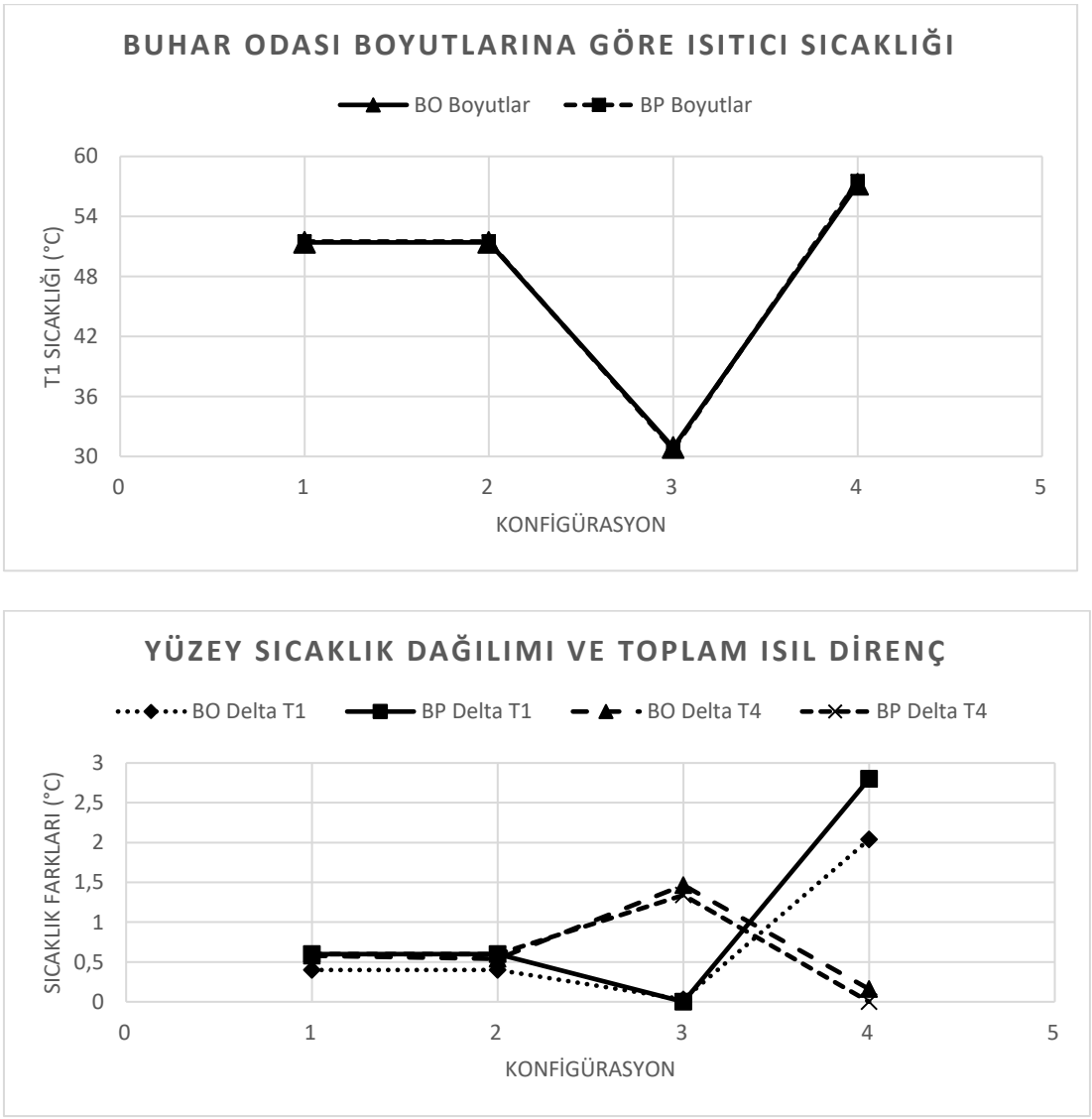
Çizelge 5.15. Buhar odası boyutlarının değişimine göre yapılan analiz sonuçları

| | Boyutlar | Isıtıcı Sıcaklığı (T1) | Delta T1 | Delta T2 | Delta T3 | Delta T4 |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Buhar Odası | KK: 1,5 mm GK: 1,5 mm BK: 1,5 | 51,4 | 0,4 | 0,38 | 5,64 | 0,58 |
| | KK: 1 mm GK: 2 mm BK: 1,5 mm | 51,4 | 0,4 | 0,4 | 5,6 | 0,54 |
| | KK: 10 mm GK: 15 mm BK: 5 mm | 30,9 | 0,03 | 0,025 | 5,88 | 1,465 |
| | KK: 0,5 mm GK: 0,3 mm BK: 0,1 | 57,2 | 2,04 | 2,04 | 6,4 | 0,16 |
| Bakır Plaka | 4,5 mm | 51,5 | 0,6 | 0,6 | 5,95 | 0,6 |
| | 4,5 mm | 51,5 | 0,6 | 0,6 | 5,95 | 0,6 |
| | 30 mm | 30,7 | 0 | 0 | 5,9 | 1,34 |
| | 0,9 mm | 57,54 | 2,8 | 2,8 | 6,64 | 0 |
| Açıklamalar: KK-Kaplama Kalınlığı, GK-Gözenekli Yapı Kalınlığı, BK-Buhar Boşluğa Kalınlığı | | | | | | |

Analiz sonuçları değerlendirildiğinde;

- Çizelge 5.13'de yer alan T1 sıcaklıklarına bakıldığında her bir boyutlandırma durumunda buhar odası tasarımlarının ısıtıcı sıcaklığını düşük tutmada bakır plaka ile eşdeğer etkinlikte olduğu söylenebilir. Ekipman kalifikasyon sıcaklığı üst limitinin 60 derece olmasından dolayı tüm durumlarda ekipman ürettiği ısı yükünü atabilmektedir.
- 13,5 W ısı yükü altında buhar odası ve bakır plaka boyutlarının büyütülmesi ısıtıcı sıcaklıklarının düşmesini sağlamıştır. Buhar odasının boyutlarının büyümesi ile bakır ile benzer performanslar göstermeye başladığı anlaşılmıştır. Buradan çıkarılabilecek doğal bir sonuç düşük ısı yükleri altında boyutların artması buhar odası verimliliğini düşürmekte ve bakır plaka gibi standart çözümleri daha makul kılmaktadır.
- Ultra ince buhar odası tasarımının (KK:0,5-GK:0.3-BK:0,1) performansına bakıldığında bakırdan (0,9 mm) daha düşük bir ısıtıcı sıcaklığı sunduğu (fark yaklaşık 0,3°C) görülmektedir. Ayrıca bu boyutlarda buhar odasının işlevi de daha net bir şekilde ortaya çıkmaktadır. Isı yayılımını ifade eden Delta T1 ve Delta T2 sıcaklıklarına bakıldığında buhar odasının bakırdan 0,8 °C daha iyi bir ısı yayılımı sağladığı anlaşılmaktadır. Ayrıca toplam direnci ifade eden Delta T3 değerinde de buhar odası ile iyileşme sağlanmıştır.

Analizlerden daha kolay çıkarım yapılması için ısıtıcı sıcaklığı ve sıcaklık farklılıklarının buhar odası boyutları ile olan değişm grafikleri Şekil 5.8'de verilmektedir. Burada Çizelge 5.13'de yer alan buhar odası boyutlarının farklı değerler alınması sonucu oluşan durumlar sırasıyla 1,2,3 ve 4 olarak numaralandırılarak ifade edilmiştir. Ayrıca buhar odası ve bakır plaka sırasıyla BO ve BP olarak kısaltılmıştır.




Şekil 5.9. Buhar odası boyutlarının farklı konfigürasyonu ile elde edilen analiz sonuçları

Sonuç olarak, buhar odası tasarımında boyutların performansı doğrudan etkilediği görülmüştür. Bu beklenen doğal bir sonuçtur. Analizden elde edilen en önemli sonuçlardan biri boyutlar ve ısı miktarı ile performans arasındaki ilişkidir. Bu örnekte 13.5 watt ısı altında küçük boyutlarda buhar odası performansını yüksek olduğu görülmüştür. Boyutlar arttıkça görece düşük ısı yükü altında buhar odasının ıyı yayılım performansı bakır ile aynı seviyeye

gelmektedir. Buradan çıkarılabilecek en önemli sonuç buhar odasının yoğun ısı yükü altında kullanımının daha uygun olduğudur. Ayrıca Şekil 5.3'deki boyutlar ile ilgili değerlere bakıldığında tasarımların 0,8-3 mm arasında değiştiği görülmektedir. Bu boyutlarda elde edilen tasarımlarda buhar odasının daha verimli çalıştığı söylenebilir.

### 5.2.5. Giriş gücü

Buhar odası tasarımlarının ısı çözümü olarak kullanılması ısı yüküne ve bu yükün dağılımına bağlıdır. Bu durum bir önceki analizde açıklanmıştır. Tasarımda boyutların bu ısı yüküne göre optimize edilmesi gerekmektedir. Bu bölüm de giriş ısısı için 13,5 W, 15,5 W ve 30W değerleri verilerek ve diğer tüm değişkenler sabit tutularak bakır plaka ve buhar odası için analizler gerçekleştirilmiştir. Analiz sonuçları Çizelge 5.14'de verilmektedir.

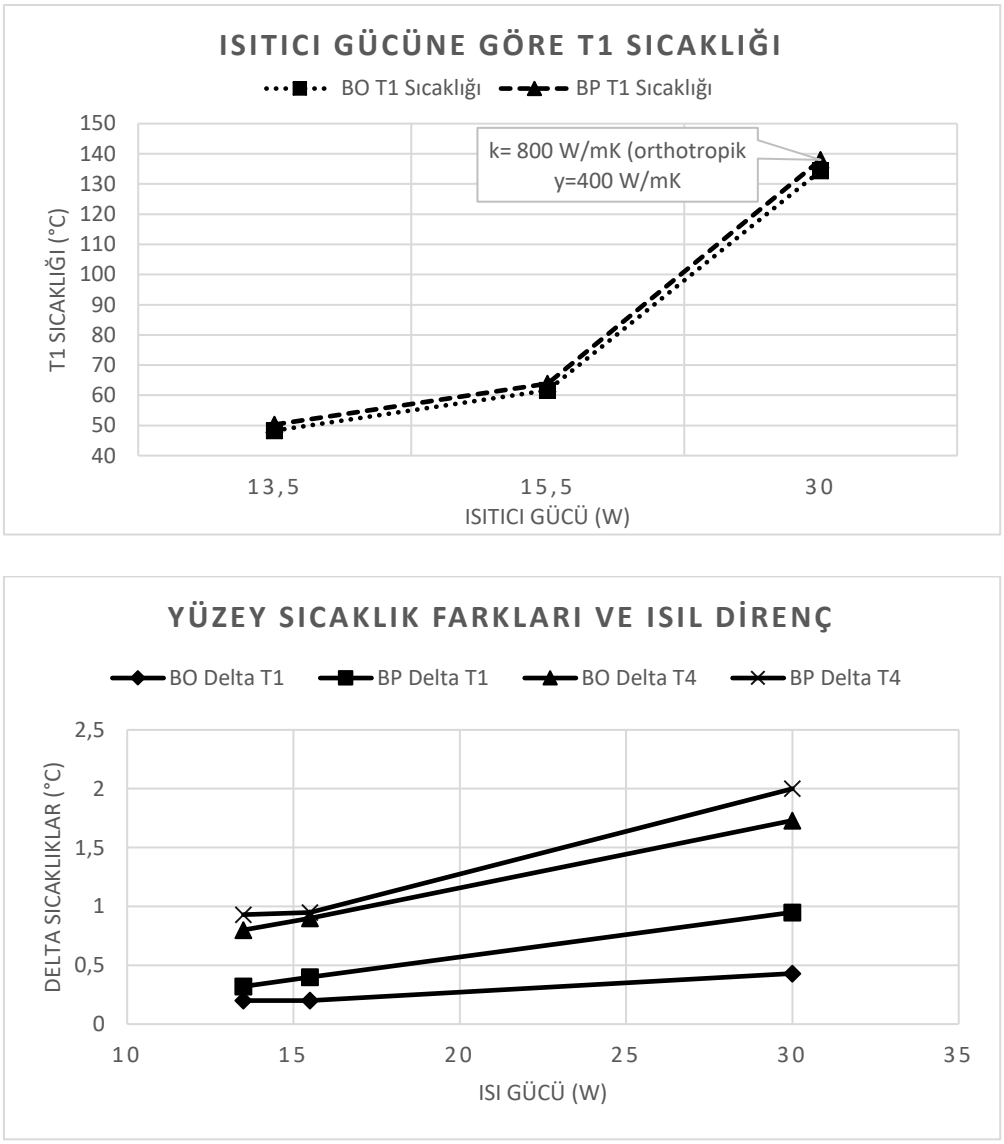
Çizelge 5.16. Isıtıcı gücü değişkenine göre analiz sonuçları

| | Isıtıcı Gücü | Isıtıcı Sıcaklığı (T1) | Delta T1 | Delta T2 | Delta T3 | Delta T4 |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Buhar Odası | 13,5 | 48,3 | 0,2 | 0,2 | 5,7 | 0,8 |
| | 15,5 | 61,6 | 0,2 | 0,2 | 6,5 | 0,9 |
| | 30 | 134,4 | 0,43 | 0,43 | 12,7 | 1,73 |
| Bakır Plaka | 13,5 | 50,3 | 0,32 | 0,32 | 7,8 | 0,93 |
| | 15,5 | 63,85 | 0,4 | 0,3 | 8,9 | 0,95 |
| | 30 | 138,6 | 0,95 | 0,8 | 17,35 | 2 |

Analiz sonuçları değerlendirildiğinde;

- Buhar odasının 13,5, 15,5, 30 W arasında değişen ısılarda bakır plakadan daha iyi bir performans sergilemektedir. T1 sıcaklıklarına bakıldığında buhar odasının bakır plakaya göre 2-5 derece arasında daha iyi bir soğuma sağladığı görülmektedir.
- Delta T1 ve Delta T2 sıcaklıkları incelendiğinde buhar odasının bakıra göre 13,5 W ısı yükü altında 0,12 derece, 15,5 W ısı yükü altında 0,1-0,2 derece arasında 30 W ısı yükü altında ise 0,4-0,5 derece arasında ısı yayılımında iyileşme sağladığı görülmektedir.
- Ayrıca ısı yükü arttıkça ısı yayılımında bakır plakanın buhar odasına göre daha hassas olduğu anlaşılmaktadır.

Analizlerden daha kolay çıkarım yapılması için ısıtıcı sıcaklığı ve sıcaklık farklılıklarının ısıtıcı gücü ile olan değişim grafikleri Şekil 5.9'da verilmektedir. Burada Çizelge 5.14'de yer alan ısıtıcı güçleri sırasıyla 13,5, 15,5 ve 30 W ile değişimler incelenmiştir. Grafiklerde buhar odası ve bakır plaka sırasıyla BO ve BP olarak kısaltılmıştır.




Şekil 5.10. Isıtıcı gücüne göre analiz sonuçları

Sonuç olarak, ısı yükündeki artışlar analizde buhar odasının işlevselliğini ortaya çıkarmıştır. Buhar odası ve bakır plakanın üst yüzey sıcaklık farklarını ifade eden Delta T1 ve Delta T2 sıcaklıkları ısıtıcı gücüne bağlı olarak farklı değişimler göstermiştir. Beklendiği üzere buhar odası ısı yayıcı pasif bir system olarak bakır plakadan daha başarılı olmuştur. Toplam direnç (Delta T3) ve buhar odası direncinde de (Delta T4) iyileşme sağlanmıştır.

### 5.2.6. Isıtıcı yerleşimi

Isıtıcı yerleşimi buhar odası modelinin programda doğru sonuçlar üretmesi ve tasarımlarda buhar odası yerleşiminin doğru bir şekilde yapılabilmesi için önem arz etmektedir. Bu bölüme kadar yapılan analizlerde ısıtıcı bir blok içine yerleştirilerek sisteme aktarılmıştır. Buradaki amaç ısıtıcı bloğun ekipmanı temsil etmesinin sağlanması ve ekipmanın orta kısmında ekipman işlevselliğinde ötürü bu ısının oluştuğunun gösterilmesidir. Fakat sistem seviyesi ısıl analizlerde genellikle ekipman ısıl taban noktası referans alınır. Yapılan test aktiviteleri de test sıcaklıklarının bu noktalarda sağlanması itibariyle geçerli olmaktadır. Ayrıca ısıtıcının orta noktalardan köşe noktalara taşınması ısı yayılımının görülmesi için daha uygun ortam sunmaktadır.

Bu bölümde ısıtıcı yerleşimi ısıtıcının blok içinde olması, yüzeye doğrudan temas etmesi, orta tarafta olması ve köşe noktada olması durumları için analiz edilmiştir. Analiz sonuçları Çizelge 5.15'de verilmektedir.

Çizelge 5.17. Isıtıcı yerleşimi göre yapılan analiz sonuçları

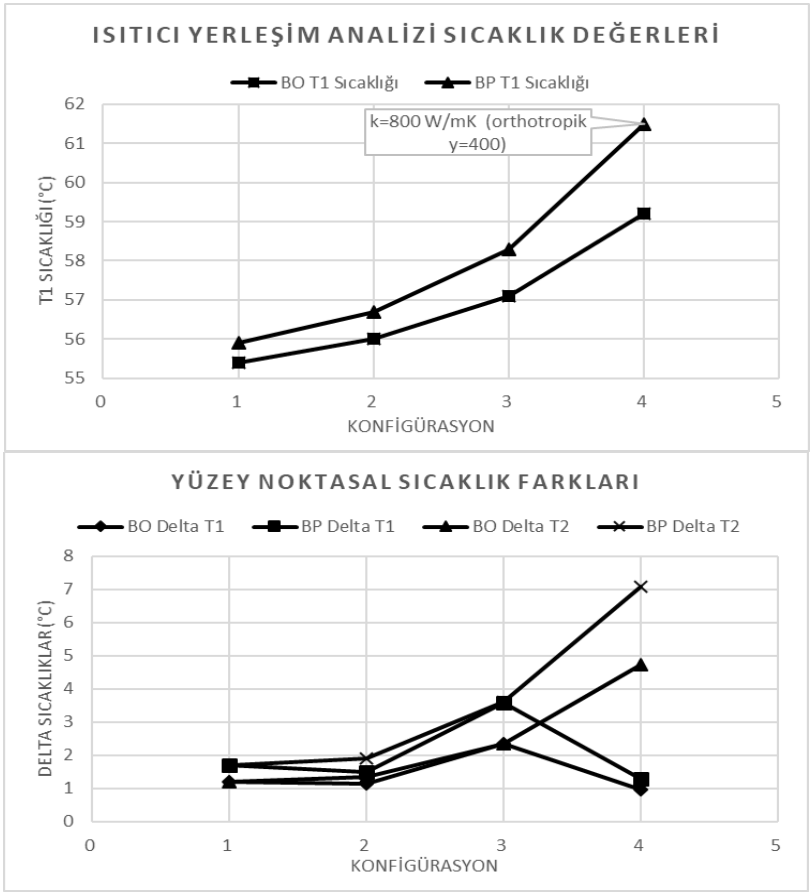
| | Isıtıcı Yerleşimi | Isıtıcı Sıcaklığı (T1) | Delta T1 | Delta T2 | Delta T3 | Delta T4 |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Buhar Odası | Blok içi, orta | 55,4 | 1,2 | 1,2 | 5,88 | 0,25 |
| | Blok içi, kenar | 56 | 1,14 | 1,36 | 6,6 | 0,01 |
| | Doğrudan temas,orta | 57,1 | 2,35 | 2,35 | 6,65 | 1,85 |
| | Doğrudan temas,kenar | 59,2 | 0,97 | 4,73 | 9,05 | 0,02 |
| Bakır Plaka | Blok içi, orta | 55,91 | 1,69 | 1,7 | 6,26 | 0,25 |
| | Blok içi, kenar | 56,7 | 1,5 | 1,9 | 7,2 | 0 |
| | Doğrudan temas,orta | 58,3 | 3,58 | 3,6 | 7,6 | 1,8 |
| | Doğrudan temas,kenar | 61,5 | 1,3 | 7,1 | 2,38 | 0,05 |

Analiz sonuçları değerlendirildiğinde;

- Isıtıcının doğrudan temas olarak modellendiği durumlarda ısıtıcı sıcaklığı yaklaşık 2 derece artmıştır. Bu beklenen bir durumdur. Isıtıcı doğrudan uygulandığından herhangi bir ısıl direnç alanı yoktur. Bu sebeple sıcaklıklar yüksektir. Bir başka ifade ile ısıtıcı bloğun oluşturduğu termal direnç T1 sıcaklığının T2 sıcaklığından fazla olmasına sebep olmaktadır. Doğrudan temasta ısıtıcı yerleşimi orta tarafta olanlar için T1 sıcaklığı T2 sıcaklığına eşittir. Bu sebeple T2 sıcaklığı yüksek olmakta ve ısıtıcı sıcaklığı yükselmektedir.

- Analizin en önemli sonuçlarından biri Delta T1 ve Delta T2 sıcaklıklarında görülmektedir. Kenar noktalara yerleştirilen ısıtıcılarda buhar odasının ısı yayıcı etkisi ile bakır plakadan daha az delta sıcaklıklar sağladığı anlaşılmaktadır. Bu durum yüzeyde buhar odasının bakır plakadan daha iyi bir izotermal yüzey oluşturabildiğini kanıtlamaktadır.
- Son durum (bakır için) hariç geriye kalan tüm durumlarda T1 sıcaklıkları incelendiğinde yıldızizler ekipmanı kalifikasyon sıcaklıkları içinde kaldığı görülmektedir. Burada unutulmaması gereken husus buhar odası için güvenli alanda kalınacak bir ısıl iletkenlik değeri alındığıdır. Diğer bir deyişle kötümser bir yaklaşımla buhar odası için termal iletkenlik katsayısı seçilmiştir.

Analizlerden daha kolay çıkarım yapılması için ısıtıcı sıcaklığı ve sıcaklık farklılıklarının ısıtıcı yerleşimi ile olan değişim grafikleri Şekil 5.10'da verilmektedir. Şekilde Çizelge 5.15'de yer alan ısıtıcı yerleşim durumları 1, 2, 3 ve 4 olarak numaralandırılmıştır. Grafiklerde buhar odası ve bakır plaka sırasıyla BO ve BP olarak kısaltılmıştır.




Şekil 5.11. Isıtıcı yerleşimine göre analiz sonuçlarını içeren grafikler

Sonuç olarak, ısıtıcı yerleşim analizi ile buhar odasının modelleme mantığı ve fiziksel kısıtlar gibi durumlarda etkileri değerlendirilmiştir. Kenar yerleşimlerinde sıcaklık farkları artmıştır. Bu artış bakır plakada buhar odasına göre daha fazla olmuştur. Buhar odası ısıyı kötümser bir yaklaşımla seçilen ısıl iletkenlik katsayısına rağmen başarılı şekilde yaymıştır. Buhar odası ısıtıcı kenar yerleşim durumlarında özellikle fiziksel kısıtların olduğu yerlerde oldukça etkili olmaktadır. Örneğin akıllı telefonların ürettiği ısı, arka kapağın üst kısmında yer alan işlemcilerden kaynaklanmaktadır. Burada fiziksel kısıtlardan ötürü orta alana ısı kaynağının yerleştiği buhar odası kullanılamaz. Bu durumda kenara yerleştirilecek ısı kaynağı ile buhar odası uygulaması yapılır. Bu durumda telefonun arka kapağının üst kısmında oluşan ısı tüm arka kapak yüzeyine yayılarak daha etkin bir soğutma sağlanır.

Bu kısımda 6 parametre için buhar odası analizleri yapılmış ve genel tasarım parametrelerine göre performans etkileri değerlendirilmiştir. Bu bilgilerden hareketle bir sonraki başlıkta optimum buhar odası tasarımı yapılarak bakır plaka ile kıyaslamalı sıcaklık analizleri verilecektir.

### 5.3. Optimum Model Analizleri

Bu kısıma kadar buhar odası için başlangıç modeli tasarlanmış ve model analizleri ile buhar odasını temsil eden geliştirilmeler yapılarak performans analizleri için buhar odası modeli geliştirilmiştir. Ardından bu model ısıtıcı boyutu, ısıl iletkenlik katsayısı, ısıtıcı gücü, ısıtıcı yerleşimi, buhar odası boyutları ve ısı kuyusu için analiz edilmiş ve bu analizler bakır plaka analizleri ile kıyaslanarak değerlendirilmiştir. Bu kısımda ise yapılan analizlerden elde edilen sonuçlara ve değerlendirmelere göre optimum bir buhar odası modellenerek gelinen son aşamada tasarımın ne kadar iyileştirilebildiği görülecektir. Buhar odasının yeniden modellenmesi öncesinde analizlerden yapılan çıkarımları kısaca hatırlamak gerekirse;

- 13,5 W ısıtıcı gücü altında buhar odası kalınlığının 1-3 mm civarında olmasının bakır plakaya göre daha iyi avantaj sağladığı,
- Isı yayılımının daha iyi görülebilmesi için ısıtıcı boyutunun küçük seçilmesinin (3x3) olumlu katkı sunabileceği,
- Isı kuyusunda fiziksel boyutları küçülterek alandan kazanmak için ekipman kalifikasyon sıcaklığını aşmayan fakat kalifikasyon sıcaklığına yakın ısı kuyusu boyutlarının tercih edilmesi gerektiği (taban: 1 mm yükselik:15 mm),

- Isıl iletkenlik katsayısının piyasada var olan ticari örneklerin ortalaması alınarak seçilmesinin daha doğru olacağı ayrıca 13,5 W için yapılan analizlerde 1000 W/mK ve yukarısı iletkenlik değerlerinde değişim hassasiyetinin zayıf olması sebebiyle bu değer üzerinde alınmasının uygun olabileceği,
- Isıtıcı gücü değerinin değişken tutulmasının buhar odasının ekipman için limitlerini göstermesi bakımından faydalı olacağı,
- Isı yayılımının ve buhar odası işleyişinin avantajlarını ortaya koymak için ısıtıcının kenar bir bölgeye yerleştirilmesinin daha uygun olacağı, ayrıca ekipmanların genellikle arayüz sıcaklıkları üzerinden testler yapıldığından ısıtıcının doğrudan temas şeklinde modellenmesinin daha iyi bir temsil modeli sunacağı,
- Tüm iyileştirmeler yapıldığında ortaya çıkacak analiz sonuçlarına göre ufak modifikasyonların yapılması ihtiyacı oluşabileceği ve bu durumun parametrelerin birlikte değiştirilmesinden dolayı oluşan etkilerden kaynaklanmakta olduğu bilinmekte ve değerlendirilmektedir.

Bu değerlendirmeler ışığında Model-4 üzerine inşa edilen optimum değerleri içeren ve Model-X olarak isimlendirilen modelin özellikleri Çizelge 5.16'da gösterilmektedir.

Çizelge 5.18. Model-X ait tasarım bilgileri

<table>
<tr><td rowspan="5">Model-X</td><td>Senaryo No</td><td>Isıtıcı Boyutu (mm$^2$)</td><td>Gözenekli Yapı Isıl İletkenlik (W/mK)</td><td>Isı Kuyusu</td><td>Giriş Gücü (W)</td></tr>
<tr><td rowspan="4">10X</td><td>3x3</td><td>5000 (y=0,2)</td><td>Extrüzyon Fin (40 fin, 0,1 mm kalınlık, taban yüksekliği 1 mm, yükseklik 20 mm)</td><td>13,5</td></tr>
<tr><td rowspan="2">Isıtıcı Yerleşimi</td><td colspan="3">Buhar Odası Boyutlar (mm)</td></tr>
<tr><td>Kaplama Kalınlığı</td><td colspan="2">Gözenekli Yapı Kalınlığı</td></tr>
<tr><td>Doğrudan Temas, Kenar</td><td>0,6</td><td colspan="2">1</td></tr>
</table>

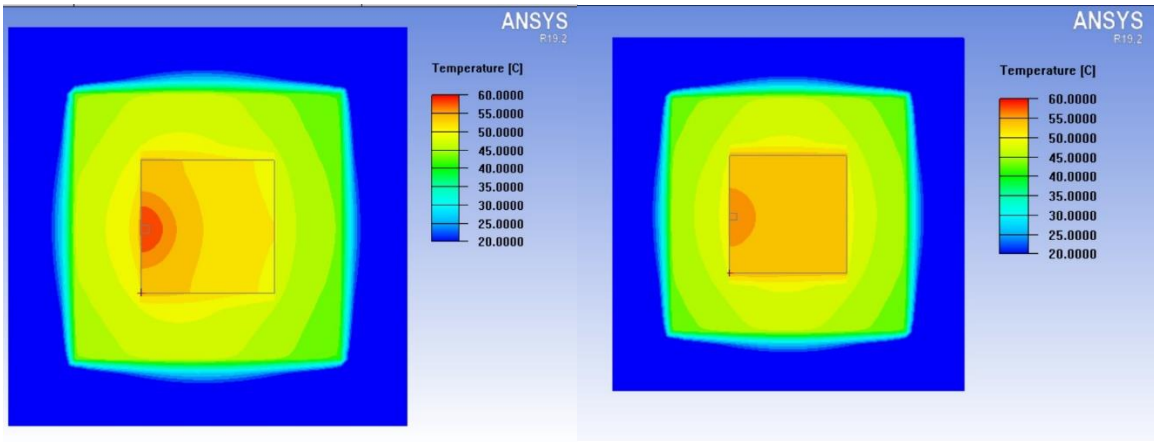
Model-X buhar odasını en iyi şekilde temsil etmek üzere tasarlanmıştır. Buradaki esas amaç buhar odasını işlevsellğini ön plana çıkarmaktır. Bakır plaka tasarımı ise aynı değişkenler ile buhar odası kalınlığında tasarlanarak analiz edilmiştir. 13,5 Watt ısı yükü altında yapılan analiz sonuçlarının sıcaklık ölçümleri ve kontur benzetimleri Çizelge 5.19, Çizelge 5.20 ve Şekil 5.12'de verilmiştir.

Çizelge 5.19. Analiz sonuçları sıcaklık ölçümleri (buhar odası – 13,5 W)

| | ANALİZ SONUÇLARI (°C) | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Buhar Odası Model-X | Senaryo No | Giriş Isısı (W) | T1 | T2 | T3 | T4 | T5 | T6 | T7 | Analiz Sonucu Okunan Noktasal Değerler |
| | 10X | 13,5 | 58,98 | 55,18 | 55,18 | 55,18 | 56,93 | 55,68 | 55,173 | |
| | | | T8 | T9 | T10 | T11 | T12 | T13 | T14 | |
| | | | 54,913 | 54,81 | 47,23 | 50,8 | 52,8 | 50,28 | 46,8 | |
| | | | Delta T1 (T7-T9) | | Delta T2 (T7-T5) | | Delta T3 (T1-T12) | | Delta T4 (T2-T7) | |
| | | | 0,363 | | 1,757 | | 6,18 | | 0,007 | |

Çizelge 5.20. Analiz sonuçları sıcaklık ölçümleri (bakır plaka – 13,5 W)

| | ANALİZ SONUÇLARI (°C) | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Bakır Plaka Model-X | Senaryo No | Giriş Isısı (W) | T1 | T2 | T3 | T4 | T5 | T6 | T7 | Analiz Sonucu Okunan Noktasal Değerler |
| | 10X | 13,5 | 66,5 | 53,44 | | | 64,07 | 56,03 | 53,4 | |
| | | | T8 | T9 | T10 | T11 | T12 | T13 | T14 | |
| | | | 52,1 | 51,6 | 48,85 | 53,3 | 52,6 | 49,4 | 46,08 | |
| | | | Delta T1 (T7-T9) | | Delta T2 (T7-T5) | | Delta T3 (T1-T12) | | Delta T4 (T2-T7) | |
| | | | 1,8 | | 10,67 | | 13,9 | | 0,04 | |

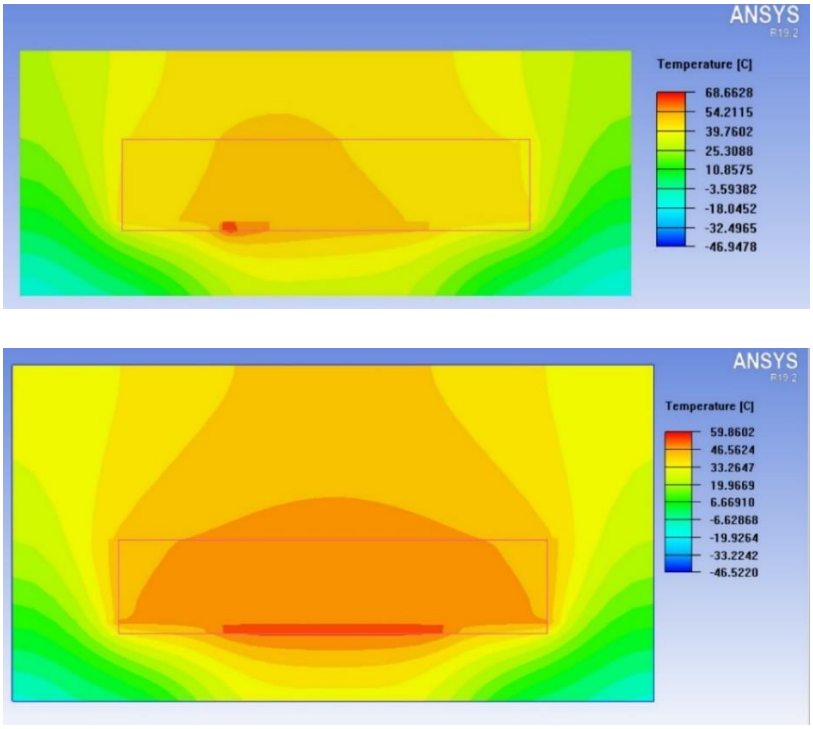



Şekil 5.12. Bakır plaka (sol taraf) ve buhar odası sıcaklık konturları (sağ taraf)

Analiz sonuçları incelendiğinde 13,5 W ısı yükü altında bakır plaka ısıtıcı sıcaklığının ekipman sıcaklığının üzerinde olduğu görülmektedir (T1= 66,5 °C > 60 °C). Buhar odası ise ekipman çalışma sıcaklığı içinde soğutma yapabilmektedir (T1= 58,98 °C < 60 °C). Aynı ısı yükü ve diğer tasarım parametreleri altında buhar odasının daha efektif bir sonuç ürettiği anlaşılmaktadır. Kontur grafiklerine bakıldığında bakır plakanın üst yüzeyini gösteren konturlarda renklerin kırmızı renk tonlarında olduğu (Kırmızı renk tonları yüksek sıcaklığı ifade etmektedir.), buna karşın buhar odasının üst yüzeyini gösteren konturların daha açık tonlarda olduğu (Düşük sıcaklığı ifade etmektedir.). görülmektedir. Ayrıca renk geçişleri incelendiğinde bakır plaka konturlarında geçişler sert çizgilerle görülebilirken buhar odasında daha yumuşak geçişler söz konusudur (Bkz. Şekil 5.11). Bu durum buhar odasının üst yüzeyinin izotermale yakın bir yüzey sunduğunu göstermektedir. Bakır plakanın üst

yüzeyinde sıcaklığın buhar odasına nazaran değişken olması sert geçişler oluşmasına sebep olmuştur. Değerlendirmelerin renk tonlarında sağlıklı yapılabilmesi için ölçüm aralığı her iki analizde de 20°C - 60°C arasında tutulmuştur.

Üst yüzey sıcaklarının yanında y yönünde dikey sıcaklıkların kontur grafikleri de sıcaklık değişkenliklerini değerlendirmek için önemlidir. Y yönünde sıcaklık dağılımları Şekil 5.12'de verilmektedir.




Şekil 5.13. 13,5 W ısı yükü altında y yönünde sıcaklık konturları, bakır plaka (üstte), buhar odası (altta)

Y yönünde sıcaklık konturlarına bakıldığında bakır plakada ısı kuyusunun ısıtıcı tarafından gelen ısı yüklerini ısıtıcıya yakın kanatçıklar vasıtasıyla attığı görülmektedir. Öte yandan ısıtıcıya uzak kanatçıklarda sıcaklık düştüğünden performans kaybı yaşandığı değerlendirilebilir. Buhar odasındaki konturlara bakıldığında sıcaklığın düzgün bir dağılım sergilediği görülebilir. Özellikle ısı kuyusunun kanatçıklarının benzer bir performansla çalıştığı değerlendirilebilir. Burada sıcaklıkların değerlerini aynı renk konturu üzerinden değerlendirmek mümkün değildir. Bunun sebebi ise global sınırlarda ölçek kullanılmasıdır. Her şekil kendi renk ölçeğinde geçerli değerleri üretmektedir. Bu açıdan ölçekler incelendiğinde buhar odasının daha iyi bir soğutma performansı sergilediği söylenebilir.

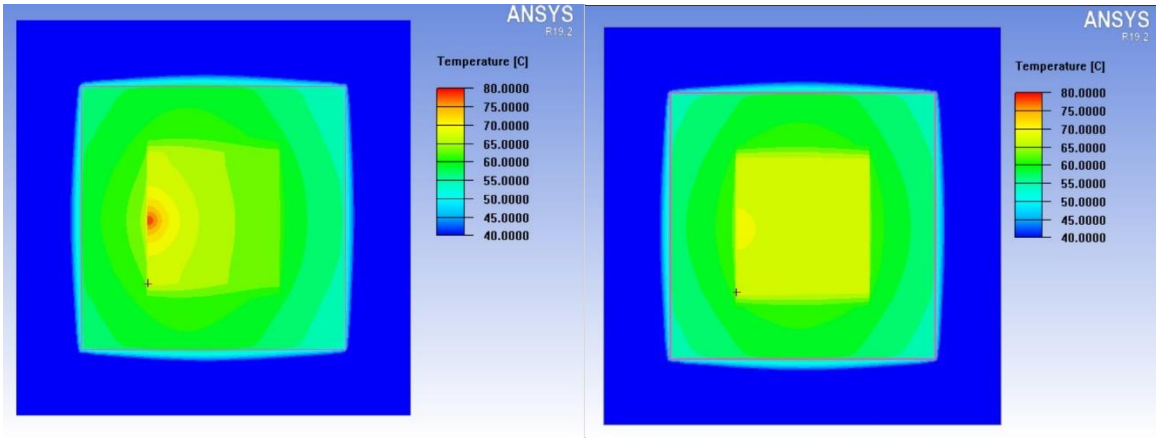
Benzer analizler ekipman en kötü durum senaryosunda 15,5 W ısı yükü altında tekrarlanmıştır. Bakır plaka ve buhar odası için sıcaklık analiz sonuçları Çizelge 5.21, Çizelge 5.22 ve Şekil 5.13'de verilmektedir.

Çizelge 5.21. Analiz sonuçları sıcaklık ölçümleri (buhar odası – 15,5 W)

| | ANALİZ SONUÇLARI (°C) | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Buhar Odası Model-X | Senaryo No | Giriş Isısı (W) | T1 | T2 | T3 | T4 | T5 | T6 | T7 | Analiz Sonucu Okunan Noktasal Değerler |
| | 10X | 15,5 | 72,82 | 68,45 | 68,45 | 68,45 | 70,46 | 69,02 | 68,45 | |
| | | | T8 | T9 | T10 | T11 | T12 | T13 | T14 | |
| | | | 68,14 | 68,03 | 59,3 | 63,4 | 65,7 | 62,8 | 58,9 | |
| | | | Delta T1 (T7-T9) | | Delta T2 (T7-T5) | | Delta T3 (T1-T12) | | Delta T4 (T2-T7) | |
| | | | 0,42 | | 2,01 | | 7,12 | | 0 | |

Çizelge 5.22. Analiz sonuçları sıcaklık ölçümleri (bakır plaka – 15,5 W)

| | ANALİZ SONUÇLARI (°C) | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Bakır Plaka Model-X | Senaryo No | Giriş Isısı (W) | T1 | T2 | T3 | T4 | T5 | T6 | T7 | Analiz Sonucu Okunan Noktasal Değerler |
| | 10X | 15,5 | 81,3 | 66,4 | | | 78,6 | 69,4 | 66,36 | |
| | | | T8 | T9 | T10 | T11 | T12 | T13 | T14 | |
| | | | 64,85 | 64,25 | 61,12 | 66,2 | 65,4 | 61,7 | 57,95 | |
| | | | Delta T1 (T7-T9) | | Delta T2 (T7-T5) | | Delta T3 (T1-T12) | | Delta T4 (T2-T7) | |
| | | | 2,11 | | -12,24 | | 15,9 | | 0,04 | |



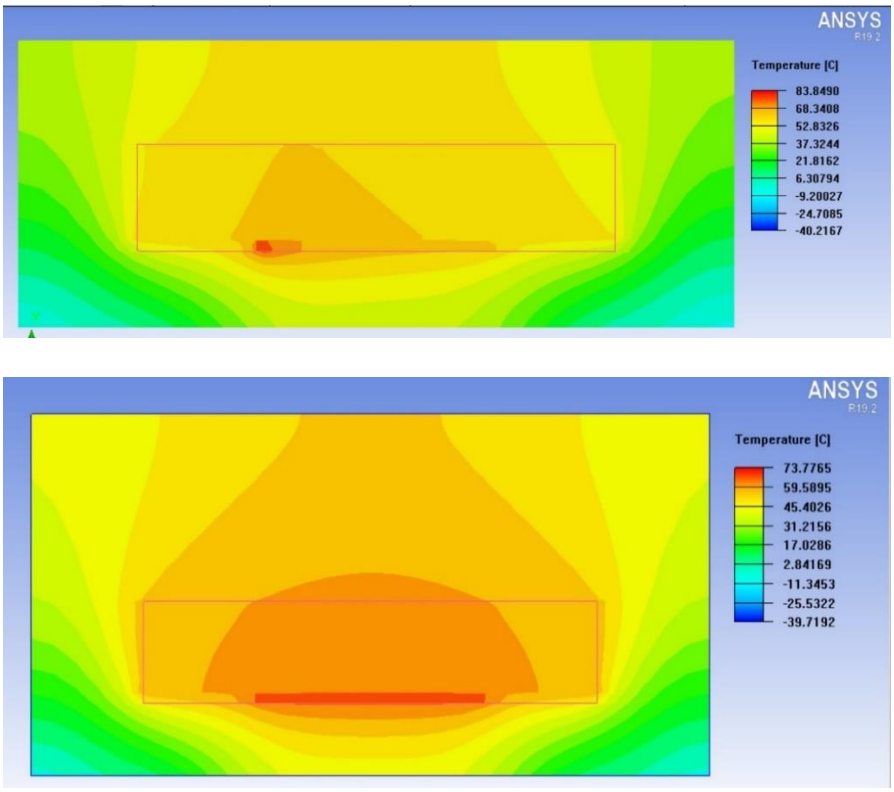

Şekil 5.14. Bakır plaka (sol taraf) ve buhar odası sıcaklık konturları (sağ taraf)

15,5 W ısı yükü altında her iki sistemde ekipmanı kalifikasyon sıcaklıklarında tutmayı başaramamaktadır (Bakır plaka T1= 81,3 °C > 60 °C; Buhar odası 72,8 °C > 60 °C). Bu ısı yükünde uygun soğutma yapılabilmesi için ısı kuyusu tasarımında veya sistem tasarımında değişikliğe gidilmesi gerekmektedir. Fakat iki sistemin soğutma performansına bakıldığında buhar odasının bakır plakaya göre aynı değişkenler altında 8,5 °C daha iyi bir soğutma performansı sergilediği görülmektedir. Isı yayılımlarına bakıldığında Delta T1 ve Delta T2 sıcaklık değerleri arasında yaklaşık 1,5 °C ile 10 °C arasında değişen farklar bulunmaktadır.

Bakır plakada Delta T1 ve Delta T2 sıcaklıkları daha yüksektir. Bu durum bakırın ısıyı yaymada buhar odası kadar başarılı olamadığını göstermektedir.

Delta T1 ve Delta T2 sıcaklıkları orta noktalar baz alınarak köşe noktalara kıyasla sıcaklık farklarını yansıtmaktadır. Burada esas sıcaklık farkını ısıtıcı köşesi ile ısıtıcı olmayan diğer köşe arasındaki sıcaklık farkı oluşturmaktadır. Delta T1 ve Delta T2 sıcaklıkları yüzey sıcaklık farklılılarını göstermesi açısından benzer bir değerlendirme sunmasına karşın esas ısı yayılım farklılıklarını Çizelge 5.17'de görmek mümkündür.

15,5 W ısı yükü altında y yönündede sıcaklık durumuna bakılmış olup sonuçlar Şekil 5.14'de verilmektedir.




Şekil 5.15. 15,5 W ısı yükü altında y yönünde sıcaklık konturları, bakır plaka (üstte), buhar odası (altta)

Isı yayılımının nasıl oluştuğuna yönelik Şekil 5.7 iyi bir fikir sunmaktadır. Bakır plakada ısı ısıtıcı tarafında y yönünde yoğun dağılım gösterirken buhar odasında sistemin tamamına yayıldığı görülmektedir. Burada Şekil 5.5'de olduğu gibi global limitler ile konturlar ölçeklendirilmiştir. Renkler her bir ölçeklendirme için ayrı ayrı belirlenmiştir. Burda

bakılması gereken en önemli nokta benzer renklerin kapladığı alanlardır. Bu açıdan buhar odasında renkler sistemin belirli bölgelerini bakır plakaya nazaran daha fazla kaplamıştır. Bu durum sıcaklığın daha geniş bir alana eşit ve eşide yakan sekilde yayıldığını göstermektedir.

Buhar odası için yapılan optimum tasarımın analiz edilmesi sonucunda ısı yayılımının bakır plakaya oranla daha iyi bir performans sergilediği değerler elde edilmiştir. Bu kısımda yer alan analizlerin özeti Çizelge 5.19'de sunulmaktadır.

Çizelge 5.23. Buhar odası model-x ile bakır plakanın analiz sonuçları

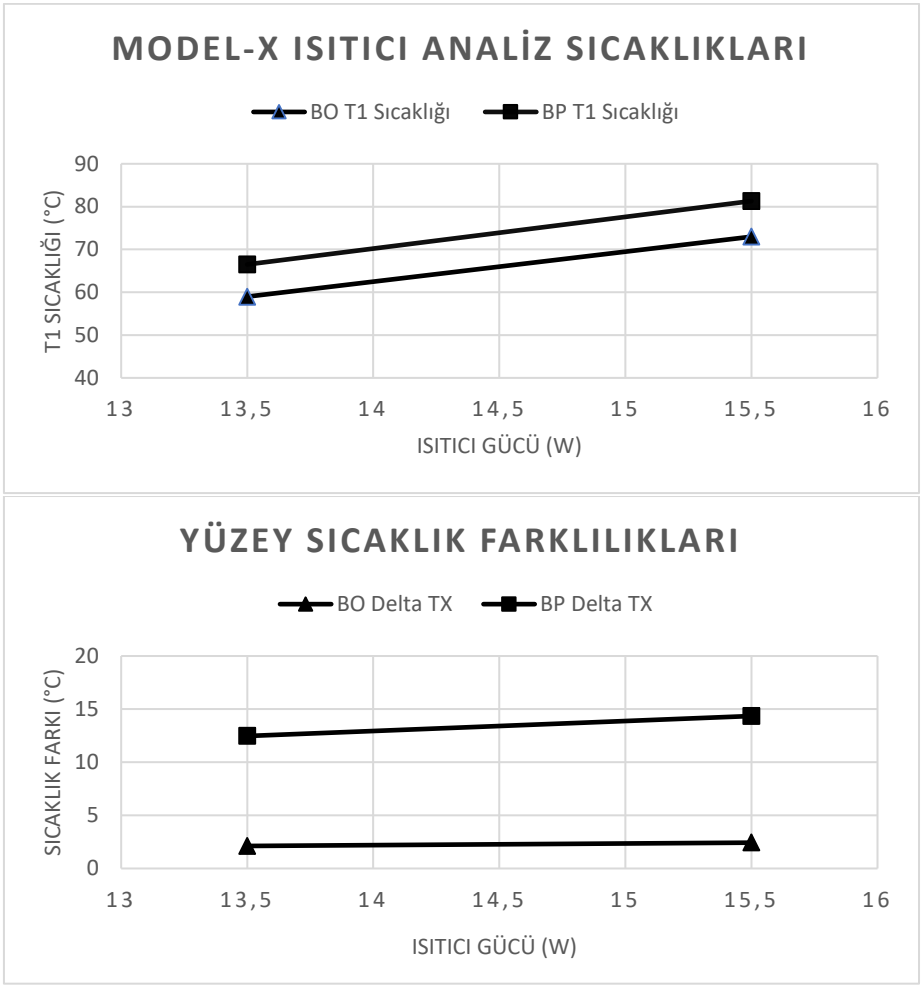
| Model | Giriş Isısı (W) | T1 (°C) | Delta TX (T5-T9) (°C) |
|---|---|---|---|
| Buhar Odası-X | 13,5 | 58,98 | 2,12 |
| Buhar Odası-X | 15,5 | 72,98 | 2,43 |
| Bakır Plaka-X | 13,5 | 66,5 | 12,47 |
| Bakır Plaka-X | 15,5 | 81,3 | 14,35 |

Çizelge 5.23'de yer alan Delta TX sıcaklığı daha önce tanımlanmamış bir sıcaklıktır. Buradaki analizlerde ısı yayılımını ifade etmek için ısıtıcı konumlandırılan köşe ile diğer köşe arasında üst plaka yüzeyinde oluşan sıcaklıkların farkı tanımlanmış ve bu farka Delta TX ismi verilmiştir. Delta TX sıcaklıklarına bakıldığında bakır plakanın buhar odasından yaklaşık 10-12 derece daha yüksek fark oluşturduğu görülmektedir. Şekil 5.4 ve Şekil 5.6'da üst plaka için sıcaklık konturlarına göre değerlendirilen ısı yayılımının burada net ölçümleri verilmiştir. Verilen analiz ölçümlerinden de anlaşılacağı üzere buhar odası ısıtıcı yerleştirilen köşeden karşı köşeye ısıyı yaklaşık 2-2,5 derece fark ile taşımıştır. Öte yandan bakır plaka aynı ısıyı yaklaşık 12-14 derece farkla karşı köşeye taşımıştır.

Burada bir diğer önemli husus ısı artışına karşın ısı yayılımındaki hassasiyettir. Buhar odası 13,5 W ısı yükünden 15,5 W ısı yüküne geldiğinde Delta TX sıcaklığındaki değişim 0,33 derece olmaktadır. Öte yandan bakır plaka 13,5 W ısı yükünden 15,5 W ısı yüküne geçişte Delta TX sıcaklığında 1,78 derece değişiklik olmaktadır. Burada bakır plakanın ısı yayılım değerinin ısı yüküne karşı buhar odasına göre daha hassas olduğu söylenebilir. Bu durum

yüksek ısı yüklerinde bakır plakanın buhar odasına karşı daha yetersiz bir tablo çizeceğini göstermektedir.

Analizlerden daha kolay çıkarım yapılması için ısıtıcı sıcaklığı ve sıcaklık farklılıklarının Model-X ve bakır plaka için değişimini içeren grafikler Şekil 5.15'de verilmektedir. Grafiklerde buhar odası ve bakır plaka sırasıyla BO ve BP olarak kısaltılmıştır. Şekilde yer alan grafikler incelendiğinde buhar odasının Model-X tasarımı bakır plakaya nazaran performans üstünlüğü görülebilir.

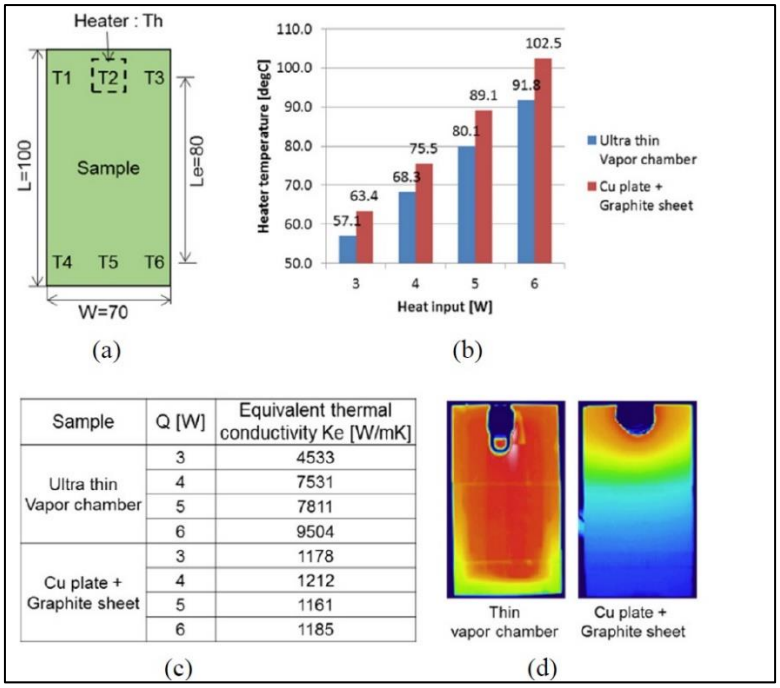



Şekil 5.16. Model-X analiz sonuçlarını içeren grafikler

Buhar odası analizlerinden elde edilen sonuçlar uzay ortamında bu sistemin uygun bir ısı kuyusu ile soğutma amaçlı kullanılabileceğini göstermektedir. Isıl değeri yüksek standart malzemeye göre buhar odası performanslı sonuçlar üretmektedir. Tasarımda sadece dış faktörlerden faydanıldığı düşünüldüğünde geliştirilecek yeni tasarımlar ile daha iyi

sonuçların üretilebileceği değerlendirilebilir. Ayrıca güvenli bir analiz sonucu elde etmek için deneysel yollar dışında kestirilmesi oldukça zor olan ısıl iletkenlik katsayısının ortalama-düşük değerleri ile hareket edilmesi, buhar odasının ısıl performansının gerçek fiziksel ortamda daha başarılı sonuçlar üretebileceği çıkarımını yapmamazı sağlar.

Nguyen ve Mochizuki tarafından yapılan çalışmada, geliştirilen bir buhar odası tasarımı bakır plaka ile karşılaştırılmış ve buhar odasının ısıtıcı sıcaklığında ve yüzey yayılımında daha başarılı sonuç ürettiği gösterilmiştir [6]. Bu çalışmaya ilişkin ortaya çıkan sonuçlar Şekil 5.16'da verilmiştir.




| Sample | Q [W] | Equivalent thermal conductivity Ke [W/mK] |
|---|---|---|
| Ultra thin Vapor chamber | 3 | 4533 |
| | 4 | 7531 |
| | 5 | 7811 |
| | 6 | 9504 |
| Cu plate + Graphite sheet | 3 | 1178 |
| | 4 | 1212 |
| | 5 | 1161 |
| | 6 | 1185 |

(c)

Şekil 5.17. Nguyen ve Mochizuki tarafından yapılan çalışmanın sonuçları

Sonuçlara bakıldığında ultra ince buhar odasının ısının yüzey yayılmasında bakır göre ısı girişine bağlı değişen oranlarda daha iyi bir performans ortaya koyduğu görülmektedir. Yüzey yayılımının daha etkin olması soğutma performansını da artırmış ve bu durum ısıtıcı sıcaklığına yansımıştır. Şekil 5.16'nın b kısmında yer alan grafikte ısıtıcı sıcaklıklarının buhar odasında bakır plakaya göre düşük kaldığı görülmektedir. Çalışma da elde edilen sonuçlar ile Şekil 5.15'de yer alan sonuçlar kıyaslandığında buhar odası ile bakır plaka arasında ısı geçişlerinin benzer eğilimler sergilediği değerlendirilebilir. Bu durum tez çalışmasında elde edilen sonuçların güvenilirliğini destekler niteliktedir.

# 6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Elektronik ekipmanlar ve bileşenleri her geçen gün daha güçlü hale gelmekte ve bu sebeple daha fazla ısı yaymaktadır. Ekipman veya bileşenlerin yoğun ısının oluşturduğu yüksek sıcaklıklardan korunabilmesi için ısıyı güvenli bir şekilde uzaklaştırmaları gerekmektedir. Buhar odası sağladığı iki yönlü yüksek ısıl iletkenlikle ısıyı yoğun bölgeden daha geniş bir alana yayarak ısının uzaklaştırılmasını kolaylaştırır. Bu sebeple buhar odası yaklaşımı son yıllarda araştırmacıların ilgi alanlarından birisini haline gelmiştir.

Bu çalışma literatürdeki çalışmalardan farklı olarak buhar odasının uzay ortamındaki performansının araştırılmasına ve bu performansı etkileyen parametrelerin incelenmesine odaklanmıştır. Buhar odası yaklaşımının en temel sorunlarından biri gözenekli yapının ısıl iletkenlik katsayısının hesaplanmasıdır. Literatürdeki çalışmalarda farklı formüller önerilmiş fakat birbirini yakın değer üreten standart bir formül bulunamamıştır. Literatürdeki çalışmalardan çıkarılan en önemli sonuç buhar odası ısıl direncini ve ısıl iletkenlik katsayısını en kolay belirleme yönteminin buhar odası tasarımının test edilmesi olduğudur. Buhar odasında akışkan ortamdaki kaynama-yoğunlaşma döngüsünün kılcal kuvvet ile sürekli devam etmesi ve bu döngünün vakum şartları altında ilerlemesi, buhar odasının gerçeğe yakın modellenmesini zorlayıcı unsurlardır. Analizi daha kolay ve verimli hale getirmek ancak katı modelleme kurallarını kullanmakla mümkün olmaktadır. Bu modelleme şeklinde ise ısıl iletkenlik katsayısı belirleyici unsur olmaktadır. Analizlerde ve kıyaslamalarda bu parametrenin birçok diğer parametreyi domine etmesi tasarımların sadece analiz ile doğrulanmasının çeşitli riskler oluşturabileceğini göstermektedir.

Çalışmada yer sabit yörüngede seyreden bir haberleşme uydusunda bulunan yıldızizler ekipmanı göz önüne alınarak analizler gerçekleştirilmiştir. Literatürde yer alan ısıl iletkenlik değerleri güvenli bir marj etrafında analize dahil edilerek uzay ortamı için analizler koşturulmuştur. Sonuçlara bakıldığında uygun bir ısı kuyusu tasarımı ile buhar odasının tek başına ekipmanı kalifikasyon sıcaklık limitleri içinde tutabileceği görülmüştür. Tasarımlarda belli başlı bazı dış parametrelerin buhar odası performansına hangi ağırlıkta bir etki oluşturduğu performans analizlerinde değerlendirilmiştir. Bunun sonucunda optimum tasarım bu parametreler çerçevesinde oluşturularak performansı analizi tekrar edilmiştir. Çalışmanın her aşamasında yapılan analizler ısıl iletkenliği yüksek olan bakır plaka ile de

tekrar edilmiş, çeşitli karşılaştırmalar yapılarak buhar odası yaklaşımının fayda fonksiyonuna girdiler sunulmuştur. Bununla birlikte buhar odası kullanmanın bakır plaka kullanmaya kıyasla hangi mertebelerde etkiler yarattığı analizlerde ortaya çıkmıştır.

Analizler çerçevesinde buhar odası yaklaşımının uzayda uygulanabileceği ve sıcaklıkların çok yüksek olduğu bir ortamda çözüm olarak kullanılabileceği değerlendirilmektedir. Bu çalışmada sadece dış faktörler üzerinden bir değerlendirme yapılmış olup, gözenekli yapı, sınırlayıcı limitler, kaynama ve yoğunlaşma mekanizmaları ile bunların daha efektif hale getirilmesine yönelik yeni çalışmalara ihtiyaç duyulmaktadır. Ayrıca standart bir matematiksel yaklaşıma ulaşmak için yeni deneysel çalışmalara da ihtiyaç olacağı düşünülmektedir. Efektif ısıl iletkenlik katsayısı genel olarak iç faktörlerden etkilenmektedir. Bu sebeple iç faktörlerin araştırılması ve ısıl iletkenlik katsayısına etkilerinin belirlenmesi buhar odası tasarımlarına yön vereceği değerlendirilmektedir.

Buhar odası yaklaşımı sadece uzay ortamında değil birçok farklı alanlarda da kullanılan bir pasif ısıl kontrol sistemidir. İleri çalışmalarda özellikle elektrikli arabaların batarya ısıl kontrolünde kullanılabileceği, uzay araçlarında 3 boyutlu ısıl kontrol yapılabileceği ve uydu panellerine entegre edilerek panel yüzeyi boyunca izotermal alanlar elde edilebileceği değerlendirilmektedir.

# KAYNAKLAR


1. Wang, R. T., Wang, J. C., and Chang, T. L. (2011). Experimental analysis for thermal performance of a vapor chamber applied to high performance servers. *Journal of Marine Science and Technology*, 19(4), 353-360

2. Wei, M., He, B., Somasundaram, S., Tan, C., and Wang, E. (2016, 31 May – 3 June). *Optimization and thermal characterization of uniform micropillar based silicon evaporator in advanced vapor chambers*. 2016 15th IEEE Intersociety Conference on Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems (ITherm), Las Vegas, NV, USA, 1019-1024.

3. Patankar, G. (2019). *Characterization, modeling and design of ultra-thin vapor chamber heat spreaders under steady-state and transient conditions.* Doktora Tezi, Purdue University School of Mechanical Engineering, West Lafeyette, Indiana, 19-21.

4. Tang, Y., Yuan, D., Lu, L., and Wang, Z. (2013). A multi-artery vapor chamber and its performance. *Applied Thermal Engineering*, 60(1-2), 15-23.

5. Hao, Y., and Wen, W. (2018, 29 May - 1 June). *2D design of channels in vapor chamber with topological optimization*. 17th IEEE Intersociety Conference on Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems (ITherm), San Diego, CA, USA, 296-301.

6. Mochizuki, M., and Nguyen, T. (2019). Review of various thin heat spreader vapor chamber designs,performance, lifetime reliability and application. *Frontiers in Heat and Mass Transfer (FHMT)*, 13(12), 1-6.

7. Chen, Y. T., Kang, S. W., Hung, Y. H., Huang, C. H., and Chien, K. C. (2013). Feasibility study of an aluminum vapor chamber with radial grooved and sintered powders wick structures. *Applied Thermal Engineering*, 51(1-2), 864-870.

8. Liu, B. (2020). *Vapor chamber external and ınternal factors ınvestigation*. Yüksek Lisans Tezi, University Of California Mechanical and Aerospace Engineering, Irvine, CA, USA, 1-7.

9. Han T., and Zhang Z. (2012, 8 - 10 December). *A mathematical model for optimizing the structure of a flat micro heat pipe with fiber wick*. 2012 Second International Conference on Instrumentation, Measurement, Computer, Communication and Control, *Harbin*, P.R. China, 1393-1397.

10. Aghvami M., and Faghri A. (2011). Analysis of flat heat pipes with various heating and cooling configurations. *Applied Thermal Engineering*, 31(14–15), 2645–2655.

11. Xiao B., and Faghri A. (2008). A three-dimensional thermal-fluid analysis of flat heat pipes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 51(11-12), 3113–3126.

12. Ju, Y.S., Kaviany, M., Nam, Y., Sharratt, S., Hwang, G.S., Catton, I., Fleming, E., and Dussinger P. (2013). Planar vapor chamber with hybrid evaporator wicks for the thermal management of high-heat-flux and high-power optoelectronic devices. *International Journal of Heat Mass Transfer*, 60, 163–169.

13. Tsai, M.-C., Kang, S.-W., and Paiva, K. (2013). Experimental studies of thermal resistance in a vapor chamber heat spreader. *Applied Thermal Engineering*, 56(1-2), 38-44.

14. Lv, L., and Li, J. (2013). Micro flat heat pipes for microelectronics cooling: review. *Recent Patents on Mechanical Engineering*, 6(3), 169-184.

15. Wang, Y., and Peterson, G. (2003). Analytical model for capillary evaporation limitation in thin porous layers. *Journal Of Thermophysics And Heat Transfer*,17(2), 145-149.

16. Prasher, R. (2003). A simplified conduction based modeling scheme for design sensitivity study of thermal solution utilizing heat pipe and vapor chamber Technology. *Transactions of the ASME*, 125(3), 378-385

17. Modak, Y. A. (2016). *Cfd analysıs of vapor chamber wıth micro pillars as heat spreader for high power electronic device.*Yüksek Lisans Tezi, University Of Texas Mechanical Engineering, Arlington, 1-27.

18. Çengel, Y., and Ghajar, A. (2015). *Heat and mass transfer*. (Fifth Edition). New York: McGraw-Hill Education, 552-634.

19. Rohsenow, W. M. (1952). A method of correlating heat transfer data for surface boiling of liquids. *ASME Transactions*, 74, 969–975.

20. Griffith, P. (1983). Dropwise condensation., E. U. Schlunder, Kenneth J. Bell, Duncan Chisholm, Geoffrey F. Hewitt, Frank W. Schmidt, D. Brian Spalding, Jerry Tahorek, Algirdas Zukauskas , V. Gnielinski (Eds.). *Heat exchanger design book*, New York: Hemisphere, 660-680.

21. Horiuchi, Y., Mochizuki, M., Mashiko, K., Saito, Y., Kiyooka, F., Cabusao, G., and Nguyen, T. (2008, 9-12 December). *Micro channel vapor chamber for high heat spreading*. 10. Electronics Packaging Technology Conference, Singapore, 749-754.

22. Struss, Q., Coudrain, P., Colonna, J.-P., Souifi, A., Gontrand, C., Deschaseaux, É., Mauguen, G., Mathieu, V., Magis, T., Simon, G. and Fréchette, L. (2020, 3-30 June). *Design and fabrication of an ultra-thin silicon vapor chamber for compact electronic cooling*. 70th Electronic Components and Technology Conference (ECTC), Orlando, FL, USA, 2259-2265.

23. Ghanbarpour, A., Hosseini, M., Ranjbar, A., Rahimi, M., Bahrampoury, R., and Ghanbarpour, M. (2021). Evaluation of heat sink performance using PCM and vapor chamber/heat pipe. *Renewable Energy*, 163, 698-719.

24. Wei, X., and Sikka, K. (2006, 30 May - 2 June). *Modelling of vapor chamber as heat spreader devices*. Thermal and Thermomechanical Proceedings 10th Intersociety Conference on Phenomena in Electronics Systems, 2006 (ITHERM 2006), San Diego, CA, USA, 578-585.

25. Jiang, Y., Carbajal, G., Sobhan, C., and Li, J. (2013). 3D heat transfer analysis of a miniature copper-water vapor chamber with wicked pillars array. *International Scholarly Research Notices Mechanical Engineering*, 2013(2), 1-10.

26. Vadakkan, U., Chrysler, G., and Sane, S. (2005, 15-17 March). *Silicon/Water vapor chamber as heat spreaders for microelectronic packages*. Semiconductor Thermal Measurement and Management IEEE Twenty First Annual IEEE Symposium, San Jose, CA, USA, 182-186.

27. Ansys, Inc. (2011). *ANSYS icepak tutorials*. Canonsburg, PA, USA: SAS IP, Inc, 109-111.



*GAZİ GELECEKTİR...*