



T.C.

KIRIKKALE ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BİR ISI BORUSUNUN AKIŞ VE ISI TRANSFER
KARAKTERİSTİKLERİNİN SAYISAL OLARAK
İNCELENMESİ**

MEVLÜT EMRE ASLANTAŞ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

DANIŞMAN

Dr. Öğr. Üyesi Tolga DEMİRCAN

KIRIKKALE-2022



T.C.
KIRIKKALE ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BİR ISI BORUSUNUN AKIŞ VE ISI TRANSFER
KARAKTERİSTİKLERİNİN SAYISAL OLARAK
İNCELENMESİ**

MEVLÜT EMRE ASLANTAŞ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

DANIŞMAN
Dr. Öğr. Üyesi Tolga DEMİRCAN

KIRIKKALE-2022

Mevlüt Emre ASLANTAŞ tarafından hazırlanan “BİR ISI BORUSUNUN AKIŞ VE ISI TRANSFER KARAKTERİSTİKLERİNİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ” adlı tez çalışması, aşağıdaki jüri tarafından OY BİRLİĞİ ile Kırıkkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalında YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Danışman: Prof. Dr. Yahya DOĞU

İmza.....

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Kırıkkale Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum/onaylamıyorum.

Başkan: Doç. Dr. Nureddin DİNLER

İmza.....

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum/onaylamıyorum.

Üye: Dr. Öğr. Üyesi Tolga DEMİRCAN

İmza.....

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Kırıkkale Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum/onaylamıyorum.

Tez Savunma Tarihi: 04/03/2022

Jüri tarafından kabul edilen bu tezin Yüksek Lisans Tezi olması için gerekli şartları yerine getirdiğini onaylıyorum.

.....

Prof. Dr. Recep ÇALIN

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

ETİK BEYANI

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

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

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

Mevlüt Emre ASLANTAŞ

04.03.2022

ÖZET

BİR ISI BORUSUNUN AKIŞ VE ISI TRANSFER KARAKTERİSTİKLERİNİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

ASLANTAŞ, Mevlüt Emre

Kırıkkale Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Yüksek Lisans Tezi

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Tolga DEMİRCAN

Mart 2022, 71 sayfa

Bu çalışmada ısı kontrol uygulamalarında önemli bir yere sahip olan bir ısı borusunun ısı ve akış karakteristikleri incelenmiştir. Isı borusunun yoğunlaştırıcı bölümünde kesit genişlemesi ve daralması yapılarak farklı geometriler tasarlanmıştır. Düz ısı borusu çapının genişleme ve daralma kısımdaki çapına oranları (K_r) sırasıyla 0,5, 1 ve 1,5 olacak şekilde değiştirilerek üç farklı model geometri oluşturulmuştur. Bu model geometriler için, ısı girdileri 10W ile 80W arasında, doluluk oranı ise %40 ile %60 arasında değiştirilerek Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği aracılığı ile sayısal analizler yapılmıştır. Bu kapsamda, iki fazlı akış yaklaşımı ile zamana bağlı çözümler yapılmış, ısı borusu içindeki akışın sıcaklık ve hız dağılımları belirlenmiştir. Sonuç olarak bu çalışmada incelenen parametre aralığında, model geometrinin yoğunlaştırıcı kısmının geometrisinin değiştirilmesi ile ısı performansı olumlu yönde etkilediği gözlemlenmiştir. Ayrıca üç farklı doluluk oranları arasında %50 doluluk oranının optimum ısı performans sergilediği belirlenmiştir. Belirlenen optimum çalışma şartları altında normal ısı borusu haricinde tekrar genişlemeli ve daralmalı ısı borusu olmak üzere toplamda üç farklı model geometri detaylı olarak incelenmiş ve genişlemeli ısı borusu modelinin normal modele ek olarak %45 daha ısı performanslı olduğu gözlemlenmiştir.

Anahtar kelimeler: Isı borusu, Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD), İki fazlı akış, Isı transferi.

ABSTRACT

NUMERICAL INVESTIGATION OF FLOW AND HEAT TRANSFER CHARACTERISTICS OF A HEAT PIPE

ASLANTAŞ,

Kırıkkale University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering, Master's Thesis

Supervisor: Assist. Prof. Dr. Tolga DEMİRCAN

March 2022, 71 pages

In this study, the thermal and flow characteristics of a heat pipe, which has an important place in thermal control applications, have been investigated. In the condenser section of the heat pipe, cross-sectional expansion and contraction are made and different geometries are designed. Three different model geometries were created by changing the ratio (K_r) of the straight heat pipe diameter to its diameter in the expansion and contraction section to be 0.5, 1 and 1.5, respectively. For these model geometries, numerical analyzes were made by means of Computational Fluid Dynamics by varying the heat inputs between 10W and 80W and the occupancy rate between 40% and 60%. In this context, time-dependent solutions were made with the two-phase flow approach, and the temperature and velocity distributions of the flow in the heat pipe were determined. As a result, in the parameter range examined in this study, it was observed that the model geometry affected the thermal performance positively by changing the geometry of the condenser part. In addition, it was determined that 50% occupancy rate among three different occupancy rates exhibited optimum thermal performance. In addition to the normal heat pipe, three different geometry models, including re-expansion and contraction heat pipe, were examined in detail under the determined optimum operating conditions and it was observed that the expansion heat pipe model had 45% more thermal performance in addition to the normal model.

Key Words: Heat pipe, Computational fluid dynamics (CFD), Two phase flow, Heat transfer.

TEŞEKKÜR

Lisans ve yüksek lisans eğitimim süresince, tezimi hazırlarken yaptığım araştırmalar ve simülasyonlar sırasında her türlü imkânı sunan ve yardımlarını esirgemeyen, bilgi, tecrübe ve görüşlerinden yararlandığım çok değerli danışman hocam, Sayın Dr. Öğr. Üyesi Tolga DEMİRCAN'a, bölümümüz laboratuvar imkanları için her türlü desteği sunan, bilgi, tecrübe ve yardımlarını esirgemeyen değerli hocam, Makine Mühendisliği Bölümü Bölüm Başkanımız Sayın Prof. Dr. Yahya DOĞU'ya teşekkürlerimi sunarım. Tez çalışmalarım esnasında, bilimsel konularda daima yardımını gördüğüm Arş. Gör. Bahadır GEMİCİOĞLU'na teşekkür ederim.

Her zaman yanımda olan gerek maddi gerekse manevi olarak desteklerini hiç esirgemeyen aileme, her türlü fedakârlığı gösterip her zaman ve her yerde yanımda olan sevgili eşim Tıbbi Sekreter Sümeyye ASLANTAŞ' a ve oğlum Ömer Alp ASLANTAŞ' a teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER DİZİNİ

	<u>Sayfa</u>
ÖZET.....	iii
ABSTRACT	iv
TEŞEKKÜR.....	v
İÇİNDEKİLER DİZİNİ	vi
ÇİZELGELER DİZİNİ	viii
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	ix
SİMGELER DİZİNİ.....	xiv
KISALTMALAR DİZİNİ	xv
1. GİRİŞ	1
1.1. Bileşenleri ve Çalışma Prensibi.....	2
1.1.1. Bileşenleri.....	2
1.1.2. Çalışma Prensibi.....	4
1.2. Tezin Amaç ve Kapsamı	7
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI.....	9
3. ISI BORULARINDA AKIŞ VE ISI TRANSFER KARAKTERİSTİKLERİNİN SAYISAL ANALİZ MODELİ.....	17
3.1. Fiziksel Model ve Sistem Açıklaması	17
3.2. Matematiksel Formülasyon	19
3.3. Sınır Şartları	22
3.4. Sayısal Çözüm Yöntemi.....	27
3.5. Çözüm Ağı (Mesh) Yapısı ve Zamandan Bağımsızlık Testleri	32
3.6. Sayısal Yöntemin Güvenilirliğin Test Edilmesi.....	35

3.7.	Isı Borusu HAD Analiz Matrisi	37
4.	BULGULAR VE TARTIŞMALAR	41
4.1.	%50 Doldurma Oranlarına Sahip Farklı Kr Modellerinin İncelenmesi ...	41
4.2.	80W Isı Girdisi ile %60 Doldurma Oranına ve Farklı Kr Oranlarına Sahip Bir Isı Borusunun İncelenmesi.....	51
4.3.	40W Isı Girdisi ve Sabit Kr=1,5 Oranına Sahip Bir Isı Borusunun Farklı Doldurma Oranları Altında İncelenmesi	54
4.4.	Kr=1,5 Modelli Bir Isı Borusunun Doluluk Oranı %50 Ve Farklı Giriş Isıları ve Farklı Geometrik Yapıları Altında İncelenmesi.....	56
4.5.	Kr=0,5 Modelli Bir Isı Borusunun Doluluk Oranı %50 Ve Farklı Giriş Isıları ve Farklı Geometrik Yapıları Altında İncelenmesi.....	59
4.6.	Farklı Kr Oranlarına Sahip Isı Borusunun Zamana Göre İncelenmesi	62
5.	SONUÇLAR	67
	KAYNAKLAR	68
	ÖZGEÇMİŞ	71

ÇİZELGELER DİZİNİ

<u>ÇİZELGE</u>	<u>Sayfa</u>
Çizelge 3.1 Farklı ısı girdilerinde buharlaştırıcı yüzeyine uygulanan ısı akıları.....	24
Çizelge 3.2 Farklı düğüm sayıları ile yapılan $K_r=1$ oranı için %50 doldurma ve 40W ısı girdisi ile bağımsız çalışmasının sonuçları	33
Çizelge 3.3 Farklı K_r oranlı ısı borusu modelleri ve düğüm sayıları bilgileri	35
Çizelge 3.4 Farklı zaman adımları ve sonuçları	35
Çizelge 3.5 Isı borusu HAD Analiz Matrisi	37
Çizelge 3.6 Isı borusu HAD Analiz Matrisi Devamı	38
Çizelge 3.7 Isı borusu HAD Analiz Matrisi Devamı	39

ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>ŞEKİL</u>	<u>Sayfa</u>
1.1 Isı borusunun genel yapı ve bileşenleri	3
1.2 Dizüstü bilgisayarlarda kullanılan ısı boruları uygulaması [2]	3
1.3 Isı borularında yaygın olarak kullanılan fitil yapıları.....	4
1.4 Bir ısı borusunun çalışma prensibi [4]	5
1.5 Fitilli bir ısı borusunun çalışma prensibi [4]	6
3.1 Model geometrilerin şematik olarak gösterimi	18
3.2 $Kr= 1$ Modeli için farklı doluluk oranlarının tanımlanması.....	19
3.3 $Kr= 1$ Modeli için %50 doluluk oranının başlangıç şartlarına yamasının yapılması	20
3.4 Türbülans denklemlerinin paket programdaki ayarları ve sabit terimlerin tanımlanması	22
3.5 Buharlaştırıcı bölümü ısı akısı sınır şartı uygulanması	23
3.6 Buharlaştırıcı yüzey alanının hesaplanması	24
3.7 Adyabatik bölüm sınır şartı uygulanması.....	25
3.8 Yoğuşturucu bölüm sınır şartı uygulanması.....	26
3.9 Başlangıç sınır şartlarının uygulanması	27
3.10 Çoklu faz modeli altında bulunan akışkan hacimleri modeli (VOFmodel)	28

3.11 Sıvı su ve su buharı fazlarının tanımlamaları	29
3.12. Faz değişim ayarları ve yüzey gerilim değerinin tanımlamaları	30
3.13 Sıvı suyun ısı borusu kabının tüm iç duvarlarındaki temas açısının tanımlanması	31
3.14 Çözücü programın çözüm algoritmalarının ayarları	32
3.15 Ağ yapılarının karşılaştırılması	33
3.16 Farklı düğüm sayısına sahip ağ yapıları için elde edilen sonuçların karşılaştırılması	34
3.17 Literatür sonuçları ile bu çalışmanın sonuçlarının karşılaştırılması	36
3.18 Literatür (Saha ve ark.) ve bu çalışma için buhar hacim oranının karşılaştırılması. [24].....	37
4.1 $K_r=1$ ve doluluk oranı %50 olduğu durumda, farklı ısı girdileri için sıcaklık kontur gösterimleri	42
4.2 $K_r=1$ ve doldurma oranı %50 olduğu durumda farklı ısı girdilerindeki buhar ve suyun hacimsel oranları kontur gösterimleri	42
4.3 $K_r=1$ ve doldurma oranı %50 olduğu durumda farklı ısı girdilerindeki basınç dağılım kontur gösterimleri	43
4.4 $K_r=1$ ve doldurma oranı %50 olduğu durumda farklı ısı girdilerindeki hız kontur gösterimleri.....	44
4.5 $K_r=0,5$ ve doluluk oranı %50 olduğu durumda, farklı ısı girdileri için sıcaklık kontur gösterimleri	45
4.6 $K_r=0,5$ ve doldurma oranı %50 olduğu durumda farklı ısı girdilerindeki buhar ve suyun hacimsel oranları kontur gösterimleri	45

4.7 $K_r=0,5$ ve doldurma oranı %50 olduğu durumda farklı ısı girdilerindeki basınç dağılım kontur gösterimleri.....	46
4.8 $K_r=0,5$ ve doldurma oranı %50 olduğu durumda farklı ısı girdilerindeki hız kontur gösterimleri.....	46
4.9 $K_r=1,5$ ve doluluk oranı %50 olduğu durumda, farklı ısı girdileri için sıcaklık kontur gösterimleri.....	47
4.10 $K_r=1,5$ ve doldurma oranı %50 olduğu durumda farklı ısı girdilerindeki buhar ve suyun hacimsel oranları kontur gösterimleri.....	47
4.11 $K_r=1,5$ ve doldurma oranı %50 olduğu durumda farklı ısı girdilerindeki basınç dağılım kontur gösterimleri.....	48
4.12 $K_r=1,5$ ve doldurma oranı %50 olduğu durumda farklı ısı girdilerindeki hız kontur gösterimleri.....	48
4.13 Doluluk oranı %50 olduğu durumda, farklı K_r oranları için (a) ısı direnç, (b) buharlaştırıcı sıcaklığı ve (c) su ve buhar dengesi değerlerinin giren ısı ile değişimi.....	50
4.14 Giren ısı 80 W ve doluluk oranı %60 olduğu durumda, farklı K_r oranları için sıcaklık kontur gösterimleri.....	52
4.15 Doluluk oranı %60 olduğu durumda, farklı giriş ısıları için (a) ısı direnç ve (b) buharlaştırıcı sıcaklık değerlerinin K_r oranları ile değişim.....	53
4.16 $K_r=1,5$ ve ısı girdisi 40 W olduğu durumda, farklı doluluk oranları için sıcaklık kontur gösterimleri.....	54
4.17 Farklı K_r oranları ve giren ısı 40 W olduğu durumda, (a) ısı direnç ve (b) buharlaştırıcı sıcaklık değerlerinin doluluk oranları ile değişimi.....	55
4.18 $K_r=1,5$ Dikdörtgen geometrik yapı ısı borusunun doluluk oranı %50 ve farklı giriş ısıları için sıcaklık kontur gösterimleri.....	56

4.19 $K_r=1,5$ Oval geometrik yapılı ısı borusunun doluluk oranı %50 ve farklı giriş ısıları için sıcaklık kontur gösterimleri.....	57
4.20 $K_r=1,5$ Üçgen geometrik yapılı ısı borusunun doluluk oranı %50 ve farklı giriş ısıları için sıcaklık kontur gösterimleri.....	57
4.21 $K_r= 1,5$ ve doluluk oranı %50 olduğu durumda, farklı genleşme geometrileri için (a) ısı direnç ve (b) buharlaştırıcı sıcaklık değerlerinin farklı giriş ısıları ile değişimi	58
4.22 $K_r=0,5$ Dikdörtgen geometrik yapılı ısı borusunun doluluk oranı %50 ve farklı giriş ısıları için sıcaklık kontur gösterimleri	59
4.23 $K_r=0,5$ Oval geometrik yapılı ısı borusunun doluluk oranı %50 ve farklı giriş ısıları için sıcaklık kontur gösterimleri.....	59
4.24 $K_r=0,5$ Üçgen geometrik yapılı ısı borusunun doluluk oranı %50 ve farklı giriş ısıları için sıcaklık kontur gösterimleri.....	60
4.25 $K_r=0,5$ ve doluluk oranı %50 olduğu durumda, farklı daralma geometrileri için (a) ısı direnç ve (b) buharlaştırıcı sıcaklık değerlerinin farklı giriş ısıları ile değişimi	61
4.26 $K_r=1$, 40W ısı girdisinde ve doluluk oranı %50 olduğu durumda, farklı zamanlardaki sıcaklık kontur gösterimleri	62
4.27 $K_r=1$, 40W ısı girdisinde ve doluluk oranı %50 olduğu durumda, farklı zamanlardaki buhar ve suyun hacimsel oranlarının kontur gösterimleri	62
4.28 $K_r=1.5$, 40W ısı girdisinde ve doluluk oranı %50 olduğu durumda, farklı zamanlardaki sıcaklık kontur gösterimleri	63
4.29 $K_r=1.5$, 40W ısı girdisinde ve doluluk oranı %50 olduğu durumda, farklı zamanlardaki buhar ve suyun hacimsel oranlarının kontur gösterimleri	64

4.30 $K_r=0.5$, 40W ısı girdisinde ve doluluk oranı %50 olduğu durumda, farklı zamanlardaki sıcaklık kontur gösterimleri	64
4.31 $K_r=0.5$, 40W ısı girdisinde ve doluluk oranı %50 olduğu durumda, farklı zamanlardaki buhar ve suyun hacimsel oranlarının kontur gösterimleri	65
4.32 Farklı K_r oranları için %50 doldurma oranı ve 40 W için ısı direncin (a) sıcaklıkların (b) zamana göre değişimi	66
4.33 Farklı K_r oranları için %50 doldurma oranı ve 40W için ısı borusu içerisindeki hacimsel oranının zamana göre değişimi.....	66



SİMGELER DİZİNİ

A	Isı transfer alanı (m^2)
c_p	Özgül ısı kapasitesi (J/kgK)
D	Isı borusu çapı (mm)
E	İç enerji (kJ/kg)
g	Yer çekim ivmesi (m/s^2)
L	Uzunluk (mm)
P	Basınç (Pa)
R	Isıl direnç (K/W)
Q	Isı (W)
S_m	Kütle kaynak terimi (W/m^3)
S_h	Gizli ısı kaynağı (kg/m^3s)
t	Zaman (s)
h	Isı taşınım katsayısı (W/m^2K)
k	Isıl iletkenlik katsayısı (W/mK)
K_r	Kritik oran
\dot{m}	Kütleli debi (kg/s)
T	Sıcaklık (K)
V	Hız (m/s)
Δ	İlgili parametrenin değişimi
ΔT	Sıcaklık Farkı
μ	Dinamik viskozite (kg/ms)
ν	Kinematik viskozite (m^2/s)
ρ	Yoğunluk (kg/m^3)
α	Hacimsel Oran
β	Genleşme Katsayısı (1/K)
b	Buhar
s	Sıvı
eff	Efektif

KISALTMALAR DİZİNİ

CFD	Computational Fluid Dynamics
HAD	Hesaplamaalı Akışkanlar Dinamiği
Nu	Nusselt sayısı
Pr	Prandtl Sayısı
Re	Reynolds sayısı
Gr	Grashof sayısı
Ra	Rayleigh sayısı





1. GİRİŞ

Günümüzde uzay, haberleşme, savunma vb. birçok önemli sektörde, bilgisayar ve benzeri elektronik devre işlemcilerinin ısı kontrolünde, iklimlendirme uygulamalarında, güneş kolektörleri gibi alanlarda sıklıkla ısı boruları kullanılmaktadır. Isı boruları, küçük boyut ve hafif ağırlıkta olmalarına rağmen ısı transferinde etkili olmalarından dolayı, özellikle uzay alanındaki uygulamalar da öne çıkmaktadırlar. Isı transferinde sağladığı önemli performans, ısı borularının geniş bir kullanım alanı bulmasına sebep olmuştur. Günümüze kadar gelişen ve yenilikçi teknoloji ile birçok farklı şekil ve forma dönüşmüştür.

Elektronik devre elemanları, küçük bir hacim içinde sürekli ısı üretimi oluşturmakta ve çok yüksek sıcaklıklara ulaşabilmektedir. Bu yüksek sıcaklıklar, elektronik devre elemanının bulunduğu elektronik sisteme ciddi hasarlara neden olabilmektedir. Dolayısıyla elektronik bileşenlerin ve sistemlerin, çalışma devamlılığının korunabilmesi için, ısı enerjisinin çevreye verimli bir şekilde aktarılması ve sistemlerin güvenli çalışma sıcaklıklarına indirilmeleri gerekmektedir. Bu sebeple, bilgisayarların soğutulmasından uzay araçlarının termal kontrolüne kadar birçok uygulamada, sistemi soğutma ve güvenli çalışma sıcaklıklarında tutma işlemi için ısı boruları kullanılmaktadır.

Pratik uygulamalarda birçok farklı ısı borusu konfigürasyonu olduğu görülmektedir. Bu konfigürasyonlar ısı borularının geometrik özellikleri ve çalışma parametreleri farklılaştırılarak oluşturulmaktadır. Bir ısı pompasının tasarımı, fiziksel boyutlar, kanatçık eklentileri, tüp malzemesi, dönüş sayısı vb. gibi fiziksel parametreleri; tahliye basıncı, eğim, doluluk oranı, ısı girdisi vb. gibi çalışma parametrelerini içerebilmektedir. Ayrıca geleneksel çalışma akışkanları (su, metil alkol, etil alkol vb.) ve geleneksel olmayan çalışma akışkanları (nanoakışkanlar, soğutucu akışkanlar, vb.) gibi parametreleri barındırmaktadır. Özellikle son yıllarda, çeşitli çalışmalarda ısı borusunun içine fitilli bir yapı eklentisi ve çalışma akışkanı olarak geleneksel olmayan nanoakışkan kullanımı üzerine yoğunlaşmaktadır. Bu çalışmalar, geleneksel olmayan akışkan kullanımının ısı borusunun termal performansını etkilediğini göstermiştir. Günümüzde araştırmacılar, mikroelektronik teknolojisinin hızlı gelişmesi ve bu

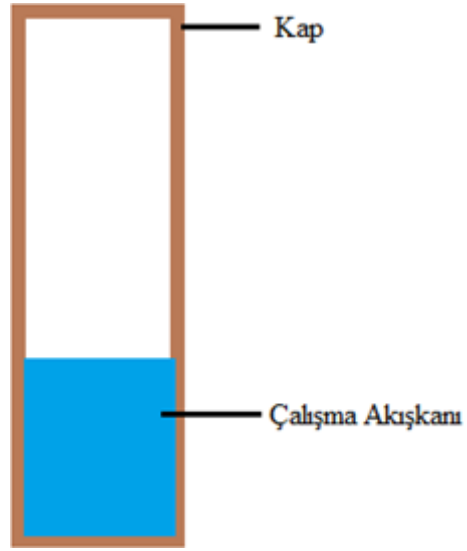
mikroelektronik devrelerin ısı kontrolünde harici bir mekanik güç girişine ihtiyaç duyulmaması sebebiyle, ısı borusu çalışmaları üzerine yoğunlaşmışlardır.

Isı boruları, kısaca buharlaştırıcı ve yoğuşturucu arasındaki sıcaklık farkı ile çalışan ve bu iki konum arasında büyük miktarda ısı aktarabilen bir ısı transfer cihazıdır. Isı borularında ısı transferinin çalışma mekanizması, buharlaşma ve yoğuşma yoluyla gerçekleştirilir. Bu yöntem ile aynı geometrik boyutlardaki katı bir bakıra göre kat ve kat daha yüksek etkili ısı iletkenlik değerleri elde edilebilir [1].

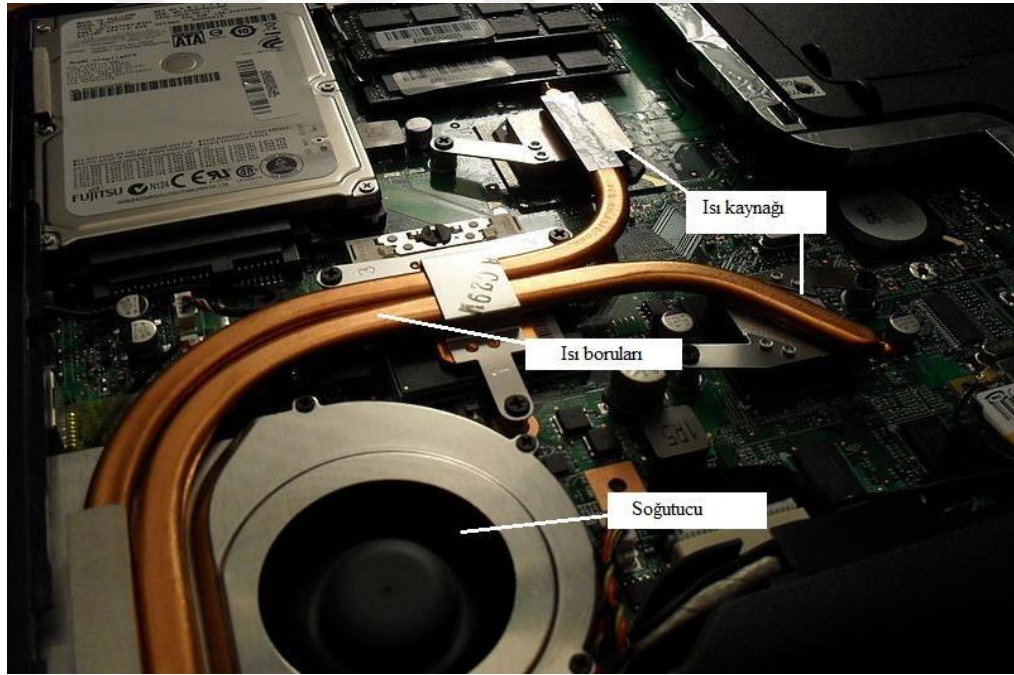
1.1. Bileşenleri ve Çalışma Prensibi

1.1.1. Bileşenleri

Bir ısı borusunun üç temel bileşeni vardır. Bunlar kap, çalışma akışkanı ve fitil yapısıdır. Bir ısı borusunun kap bölümü, ısı iletkenliği yüksek malzemelerden yapılmaktadır. Kap bölümü içerisine, önceden belirlenmiş bir oranda çalışma akışkanı yerleştirilir ve sızdırmazlık sağlanır. Fitil yapıları ise, ısı borularının yerçekimine karşı veya yatay yönde çalışmasına yardımcı olur. Fitil yapısı bulunmayan ısı boruları da bulunmaktadır. Bu ısı borularına termosifon adı verilir. Termosifonlar yalnızca yerçekimi altında çalışabilir. Bu nedenle yerçekimi destekli ısı boruları olarak adlandırılır. Çalışma prensibi, fitilli yapıya sahip ısı boruları ile çok benzerdir. Şekil 1.1'de, bir ısı borusunun genel yapısı ve bileşenleri gösterilmiştir. Şekil 1.2'de ise bir dizüstü bilgisayara takılan bükülmüş ısı boruları ve düz ısı boruları verilmektedir.



Şekil 1.1 Isı borusunun genel yapı ve bileşenleri

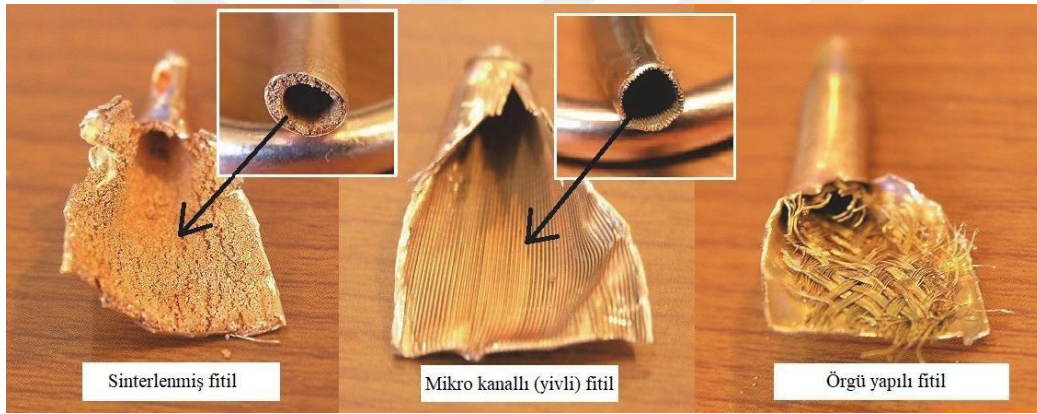


Şekil 1.2 Dizüstü bilgisayarlarda kullanılan ısı boruları uygulaması [2]

Çalışma akışkanı, bir ısı borusu içinde sıvıdan buhara sonra tekrar sıvıya döngüsel olarak sürekli faz değişimine uğrayan akışkandır. Çalışma akışkanının seçimi, ısı borusunun çalışması için tasarlanan tasarım ve çalışma aralığı tarafından belirlenir.

İklimlendirme, uzay ve endüstriyel uygulamalarda kullanılan ısı borularında, en yaygın kullanılan çalışma akışkan saf sudur. Çünkü su, orta seviye sıcaklıkta çalışma şartları için uygun bir çalışma akışkanı seçimidir. Bir ısı borusunda çalışma akışkanı olarak kullanıldığında, suyun en verimli çalışma sıcaklık aralığı 300K ile 600K'dir. Genellikle amonyak ve metanol düşük çalışma sıcaklıkları, sodyum ise yüksek çalışma sıcaklıkları için çalışma akışkanı olarak kullanılmaktadır.

Bazı ısı borularında fitil yapıları da kullanılmaktadır. Bu fitil yapıları, ısı borularının termal performans yeteneklerini artırmaktadırlar. Bundan dolayı ısı borularında kullanımı yaygındır. Şekil 1.3'de, ısı borularının içinde kullanılan bazı fitil tasarımları görülmektedir.

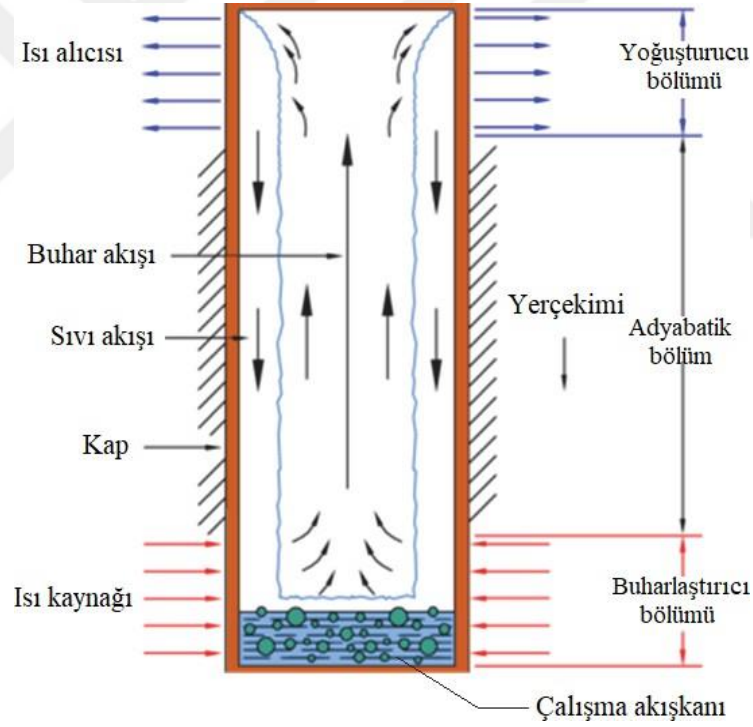


Şekil 1.3 Isı borularında yaygın olarak kullanılan fitil yapıları

1.1.2. Çalışma Prensibi

Bir ısı borusunun uzunluğu üç ana bölüme ayrılır bunlar: buharlaştırıcı, adyabatik ve yoğuşturucu bölümleridir. Bu bölümler, bir ısı borusunun çalışması esnasındaki işlevlerine göre adlandırılır. Buharlaştırıcı ısı kaynağına ve yoğuşturucu bölümü ısı alıcısına maruz bırakılır. Adyabatik bölüm ise, herhangi bir etkili ısı transferi için tasarlanmamıştır ve genellikle sistemdeki ısı transferini azaltmak için yalıtılmıştır. Buharlaştırıcı bölümü, ısı borusu çalışmadığında sıvı halde bulunan çalışma akışkanını içerir. Isı kaynağı ile buharlaştırıcı bölümü arasında farklı ısı transferi yöntemleri ile ısı transferi gerçekleşebilir. Isı kaynağı ile ısı borusunun buharlaştırıcı bölümü temas

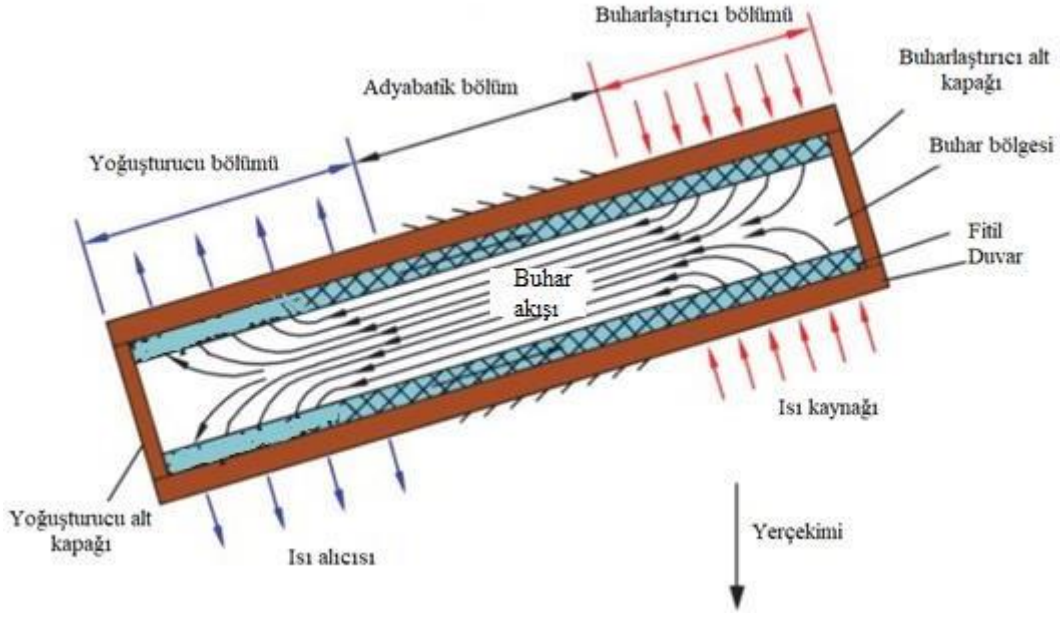
halinde ise, erçekleşen ısı transferi iletim yolu ile gerçekleşir. Buharlaştırıcı bölümü bir ısı eşanjörü şeklinde tasarlandığında durumlarda ise, gerçekleşen ısı transferinde baskın yöntem taşınımıdır. Her iki durumda da buharlaştırıcı bölümü kaynaktan ısı almak ve onu kap duvarı boyunca çalışma akışkanına taşımak üzere tasarlanmıştır. Bir ısı borusunun buharlaştırıcı bölümü yüksek sıcaklıklara maruz kaldığında, buharlaştırıcı bölümünde bulunan çalışma akışkanı gerçekleşen ısı transferinin etkisi ile kaynama sıcaklığına ulaşır. Bu durum çalışma akışkanının buhar basıncında bir artışa neden olur. Bu basınç, buharın yoğunlaştırıcı bölümüne doğru yüksek hızlı bir akışın oluşmasına neden olur. Yoğuşturucu bölümüne ulaşan buhar, gizli enerjisini kap duvarı boyunca ısı alıcısına verir ve yoğunlaşır. Yoğunlaşan çalışma akışkanı ise, Şekil 1.4'te gösterildiği gibi, yerçekimi yardımıyla alttaki buharlaştırıcı bölümüne geri döner ve budur durum sürekli tekrarlanır.



Şekil 1.4 Bir ısı borusunun çalışma prensibi [4]

Eğimli ve fitilli bir ısı borusunun çalışma prensibi ise Şekil 1.5'de gösterilmektedir. Eğim açısının değişiminin ısı borusunun çalışma performansını etkilediği literatürde bulunan birçok çalışmada belirtilmiştir. Eğim açısı ve ısı performans arasındaki ilişki bu çalışmada tartışılmamıştır. Bu çalışma kapsamında ele alınan ısı borusunun dik

konumda, dolayısıyla eğim açısının 90° olduğu varsayılmıştır. Ayrıca, bir ısı borusunun döngüsel (sürekli) çalışabilmesi için, yoğuşma ve buharlaşma proseslerinin iyi optimize edilmiş olması önemli bir unsurdur. Bu nedenle, herhangi bir soğutma uygulama için, ısı borusunun tasarlanması kritik bir süreçtir. Isı borusu çalışma parametrelerinin hiçbirinin, döngüsel faz değişim sürecini engellememesi sağlanmalıdır.



Şekil 1.5 Fitilli bir ısı borusunun çalışma prensibi [4]

Bu çalışmada, daha basit bir yapı ve düşük maliyete sahip olmalarından dolayı yerçekimi destekli ısı boruları üzerine odaklanılmıştır. Bu kapsamda, bu çalışmada ısı kontrol uygulamalarında önemli bir yere sahip olan bir ısı borusunun ısı ve akış karakteristikleri incelenmiştir. Optimum geometri ve çalışma parametreleri belirlenerek, maksimum termal performansa sahip yerçekimi destekli bir ısı borusu sistemi belirlenmeye çalışılmıştır.

1.2. Tezin Amaç ve Kapsamı

Yukarıda ki bölümlerde de belirtildiği üzere, ısı boruları termal kontrol sistemlerinde önemli bir rol üstlenmektedir. Ek olarak, ısı transferinin gerçekleştiği birçok mühendislik uygulamasında da karşımıza çıkabilmektedir. Bundan dolayı bu çalışmada, bir ısı borusunun ısı performansını etkileyen önemli parametrelerden olan geometrik boyutlar, sınır şartları ve doluluk oranları değiştirilerek incelemeler yapılmıştır. Bu kapsamda yerçekimi destekli bir ısı borusu model tasarımı yapılmıştır. Bu model ısı borusunun literatüre benzer olarak, buharlaştırıcı bölüm, adyabatik bölüm ve yoğunlaştırıcı bölüm olmak üzere 3 farklı bölümden oluştuğu düşünülmüştür. Ancak bu çalışmada, literatürden farklı olarak ısı borusunun buharlaştırıcı bölümünde boru kesit çapı ve şekli değiştirilerek, farklı buharlaştırıcı geometrisine sahip yeni modeller oluşturulmuştur. Bu kapsamda buharlaştırıcının farklı geometrik yapıları, ısı borusunun farklı doluluk oranları ve farklı ısı girdileri için analizler yapılmıştır. Bu parametrelerin değişiminin ısı borularının ısı performansına olan etkileri irdelenmiş ve incelenen ısı borusunun optimum çalışma şartları tayin edilmeye çalışılmıştır.



2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Günümüzde yüksek sıcaklıklara ulaşan elektronik sistem elemanlarının soğutularak güvenli çalışma sıcaklıklarına indirilmesi önemli bir problemdir. Literatür incelendiğinde, birçok araştırmacının yüksek sıcaklıklara ulaşan sistemlerin soğutulması için çapraz akışla soğutma, çarpan jetle soğutma vb. alternatif soğutma yöntemlerinin üzerinde çakıştıkları görülmüştür. Ancak tüm bu soğutma yöntemlerinde fan benzeri ekstra sistem elemanlarına ihtiyaç duyulması bir dezavantaj oluşturmaktadır. Isı boruları yardımıyla yapılan soğutmada, sistem geometrisi çok basittir ve ekstra sistem elemanlarına ihtiyaç duyulmamaktadır. Isı boruları üzerine yapılan çalışmalar incelendiğinde, ilk çalışmaların 1960'lı yıllarda başladığı ve günümüze kadar birçok önemli çalışma yapıldığı gözlemlenmiştir. Yapılan bu çalışmalarda, incelenen ısı borusundaki basınç ve sıcaklık dağılımının belirlenmesi, optimum ısı borusu geometrisinin belirlenmesi ve ısı transfer performansının geliştirilmesi üzerine yoğunlaşıldığı görülmektedir. Bu kapsamda, ısı borusu çapı, dönüş sayısı, doluluk oranı, ısı girdisi ve kullanılan akışkan tipi gibi parametrelerin değiştirilerek çalışmalar yapıldığı görülmektedir. Literatürde bulunan çalışmalardan bir kısmı aşağıda detaylı olarak verilmiştir.

Pachghare ve ark. ısı borularının ısıl performans optimizasyonunun üzerine deneysel olarak çalışmışlardır. Çalışmalarında bakırdan yapılmış kapalı döngü titreşimli bir ısı borusunu (CLPHP) ele almışlardır. Bu kapsamda 20W ile 60W arasında değişen ısı girdilerinde, çalışma akışkanını su, etanol, methanol, aseton, su-etanol, su-metanol ve su-aseton olarak değiştirerek ısıl performans üzerindeki etkileri incelemişlerdir. Deneylelerinin sonucunda termal direncin, 40W ısı girişine kadar sorunsuz bir şekilde azaldığını, ardından sabit kaldığını belirlemişlerdir. Su-aseton karışimli çalışma sıvısının, ısı borusunda kullanılan diğer çalışma sıvılarının kullanımına göre ısıl performans bakımından üstün olduğu sonucuna varmışlardır. [5]

Baitule ve ark. iki tur kapalı döngülü titreşimli bir ısı borusunun ısıl performans optimizasyonunu üzerine deneysel olarak çalışmışlardır. Kılcal bakır ısı boru üzerinde geçici ve sabit durum deneylerini gerçekleştirmişlerdir. 10W ile 100W arasında değişen farklı ısı girdileri ve %0 ile %100 arasında değişen farklı dolum oranları için

çalışmışlardır. Çalışma akışkanları olarak su, etanol, metanol ve aseton kullanmışlardır. Bu deneysel çalışmalar sonucunda, düşük ısı direnç ve yüksek ısı transfer katsayısı olduğunda, %60 doluluk oranında daha iyi ısı transfer özellikleri gösterdiğini gözlemlemişlerdir. [6]

Rahman ve ark. çalışmalarında, bakırdan yapılmış kapalı, 8 döngülü, titreşimli bir ısı borusunu (CLPHP) incelemişlerdir. Bu kapsamda, 0°, 30° ve 45° eğim açısına sahip kanatlı ve kanatsız ısı borusu geometrilerinin ısı transfer performansları üzerine yoğunlaşmışlardır. Sonuç olarak, çalışma akışkanı olarak etanol kullanımı, %50 doluluk oranı ve yoğunlaştırıcı bölümünde dikey pozisyonda kanatçık kullanımı durumunda, ısı borusunun daha iyi bir performans gösterdiğini gözlemlemişlerdir. [7]

Naik ve ark. tek tur kapalı titreşimli bakır bir ısı borusu için deneysel çalışmalar yapmışlardır. Deneylerini hem yatay hem de düşey yönlerde, %60 ve %80 farklı dolum oranları ve ısı girdisi 9-15W arasında değişen koşullar için tekrarlamışlardır. Çalışma akışkanı olarak aseton, metanol ve etanol kullanmışlardır. Sonuç olarak, çalışma akışkanı olarak aseton kullanıldığı, doluluk oranı %60 olduğu durumda, daha düşük ısı direnç ve daha yüksek ısı transfer katsayısına ulaşıldığını gözlemlemişlerdir. [8]

Clement ve ark. bakırdan yapılmış çapı 1,375 mm olan ve 15 turdan oluşan bir titreşimli ısı borusu üzerinde deneysel çalışmalar yapmışlardır. Bu kapsamda, çalışma akışkanı aseton, metanol ve su için, doluluk oranını %30-70 aralığında, ısı girdilerini ise 80 ile 180 W arasında değiştirerek deneylerini tekrarlamışlardır. Bu çalışmanın sonucunda, metanolün %60 doluluk oranıyla aseton ve etanol ile karşılaştırıldığında daha iyi bir ısı performans sergilediğini belirtmişlerdir. [9]

Geometrik yapının değiştirilmesinin, ısı borularında ısı transferi iyileştirmek için etkili bir yöntem olduğu Wang ve ark. [10] ile Fertahi ve ark. [11] tarafından vurgulanmıştır. Wang ve ark. titreşimli bir ısı borusu içerisindeki termal ve hidrodinamik davranışları analiz etmek için tasarladıkları bir ısı borusu üzerinde çalışmışlardır. Çalışmalarında, ısı borusunun ısı performansını ANSYS-Fluent paket programını kullanarak sayısal olarak incelemişlerdir. Sonuç olarak, buharlaştırıcı ve yoğunlaştırıcı konfigürasyonunda, kısmen yatay yapıya sahip ısı borusunun kullanımının termal performansın artmasında etkili olduğunu belirtmişlerdir. [10]

Fertahi ve ark. ise kapalı döngülü bir ısı borusunun termal performansını ve akış özelliklerini sayısal olarak analiz etmek için CFD simülasyonu gerçekleştirmişlerdir. Çalışmalarında, ısı borusunun içindeki akış yapısında düzensizlik yaratmak için, kesit değişimi (boru çapında daralmalar veya genişlemeler) veya kanatçıklar gibi çeşitli ısı transferi iyileştirmeleri yapılarak bir model oluşturmuşlardır. ANSYS-Fluent paket programını kullanarak ısı performansını sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmalarının sonucunda, yoğunlaştırıcı bölümünde eğimli kanatçık kullanımının ısı performansını artırdığını gözlemlemişlerdir. [11]

Kumaer, mikro kanallı yapıya sahip bir ısı borusu içerisindeki akış ve ısı performans optimizasyonunu belirlemek için yarı dairesel, dikdörtgen ve trapez tipteki mikro kanallı ısı borusu üzerinde deneysel ve sayısal olarak çalışmıştır. Sonuç olarak, trapez şekilli mikro kanalda ısı transferinin yaklaşık olarak %12 arttığını gözlemlemiş ve sayısal çalışmasının sonuçlarını deneysel sonuçlar ile karşılaştırarak doğrulamıştır. [12]

Pouryoussefi ve ark. buharlaştırıcı ve yoğunlaştırıcı için sırasıyla 100–180 °C ve 20–50 °C aralığında 2 boyutlu kapalı döngü titreşimli bir ısı borusundaki akışı sayısal olarak araştırmışlardır. Çalışmalarında Lyapunov üssü teorisini kullanmışlardır. Sonuçlarında Lyapunov üssünün, çoğunlukla düşük doluluk oranı için sıcaklığın artmasıyla yükseldiğini gözlemlemişlerdir. Ayrıca sonradan eklenen doluluk oranı ile bu pozitif değere karşılık gelen sıcaklık aralıklarının arttığını göstermişlerdir. [13]

Wang ve ark. çalışmalarında farklı ıslatabilirliğe sahip su ile doldurulmuş 3 boyutlu bir ısı borusunu sayısal olarak incelemişlerdir. Çeşitli ısı girişlerinde elde edilen termal performans verilerinin, hem yüzey ıslatabilirliğinden hem de ısı giriş yüklerinden etkilendiği kanaatine varmışlardır. Düşük ısı akışı altında hidrofobik yüzeye sahip olan ısı borusunun hidrofilik yüzeye sahip olanlara göre daha düşük termal dirence sahip olduğunu belirtmişlerdir. Tersine durumda ise yüksek ısı akışı altında hidrofilik yüzeye sahip olan ısı borusunun hidrofobik yüzeye sahip olana göre daha iyi ısı performansına sahip olduğunu gözlemlemişlerdir. [14]

Gupta ve ark. sayısal çalışmalarında su ve $\text{CeO}_2/\text{H}_2\text{O}$ nano-akışkanını çalışma akışkanı olarak kullanmışlardır. %0,5, 1,0, ve 1,5 olmak üzere farklı hacimsel konsantrasyon oranları ve 10, 15 ve 20 kW/m^2 olmak üzere farklı ısı akıları için 2 boyutlu simülasyonlar yapmışlardır. Çalışmalarının sonucunda $\text{CeO}_2/\text{H}_2\text{O}$ nano-akışkan kullanılan ısı borusunun, su kullanılabildiğine göre daha iyi ısı performans sergilediğini belirlemişlerdir. [15]

Gamit ve ark. kapalı döngülü bir ısı borusunda, doldurma oranı ve giriş ısılarının performans üzerindeki etkisini incelemek için çeşitli deneyler yapmışlardır. Çalışma sıvısı olarak su ve boru malzemesi olarak, çapı 2.15 mm olan bakır bir kap kullanmışlardır. Doluluk oranını %40, %50 ve %60 ve ısı girişini 10W, 20W, 30W, 40W ve 50W olacak şekilde değiştirerek 12 farklı deney yapmışlardır. Daha düşük doluluk oranı ve daha yüksek ısı girişi ile en verimli ısı borusu performansı olduğu sonucuna varmışlardır. [16]

Rahman ve ark. kapalı döngülü bir ısı borusunun ısı performansını incelemişlerdir. Çalışma akışkanı olarak metanol kullanılan, 8 döngülü, %50 doluluk oranına sahip bir ısı borusu kullanmışlardır. Bu kapsamda, %0 (dikey), %30 ve %45 eğim açısına sahip kanatlı ve kanatsız yoğunlaştırıcı modellerinin ısı performanslarını analiz ederek karşılaştırmışlardır. Sonuç olarak, kanatçık eğim açısının %45 olduğu kanatlı ısı borusunun ısı performansında, kanatsız ısı borusuna kıyasla önemli bir artış olduğunu belirtmişlerdir. [17]

Rao ve ark. ise iç çapı 2 mm ve dış çapı 3 mm olan pirinç borudan yapılmış bir ısı borusunu deneysel olarak incelemişlerdir. Aseton, Metanol, Etanol ve Propanol çalışma akışkanları ve %50, %60, %70 ve %80 hacimsel doldurma oranları için deneyler yapmışlardır. Buharlaştırıcı bölümünde, 7 ile 12 W arasında değişen giriş ısı gücü uygulamışlardır. Çalışmalarının sonucunda, inceledikleri ısı borusunun ısı performansının, doldurma oranları ve ısı girişi üzerindeki değişikliklerden etkilendiğini görmüşlerdir. Asetonun diğer çalışma akışkanlarına kıyasla daha iyi bir ısı performans sergilediğini gözlemlemişlerdir. [18]

Shi ve ark. çalışma akışkanı olarak Etanol-Su, Etanol-Metanol ve Etanol-Aseton karışımları kullanılan bir ısı borusunun ısı performansını deneysel olarak

incelemişlerdir. Çalışmalarında ısı girdilerini 10W ile 100W arasında değiştirmiş ve doluluk oranları %45 ile %90 arasında olacak şekilde incelemeler yapmışlardır. Çalışmalarının sonucunda, Etanol-Aseton karışımı kullanılan ve %45 doluluk oranına sahip ısı borusunun en iyi ısı performansını verdiği sonucuna varmışlardır. [19]

Khodami ve ark. bir ısı borusu vasıtasıyla egzoz ısısının geri kazanıldığı bir prototip ısı eşanjörü tasarlamışlardır. Çalışmalarında çalışma akışkanı olarak etanol ve nanoakışkan kullanmışlardır. Çalışmalarının sonuçlarında, etanol yerine kullanılan nanoakışkanın ekserji verimini %1,3'e kadar artırdığı, ekserji kayıplarını ise %8.14'e kadar azalttığını belirtmişlerdir. [20]

Xingyu ve ark. çalışmalarında, farklı soğutucu akışkanların ısı borusunun ısı performansını üzerindeki etkilerini deneysel olarak araştırmışlardır. Çalışmalarında buharlaştırıcı ısı girdisi ve yoğuşturucu sıcaklığı sabit tutulmuş olup, sadece çalışma akışkanını değiştirilmiştir. Çalışma akışkanı olarak R134a, R404a ve R600a kullanmışlardır. Sonu olarak, çalışma akışkanı olarak R134a kullanılan ısı borusunun diğer soğutucu akışkan kullanan ısı borularına göre daha iyi bir ısı performansını sergilediğini gözlemlemişlerdir. [21]

Pouryoussefi ve ark. üç boyutlu kapalı döngülü bir ısı borusunun sayısal ve deneysel incelemesini yapmışlardır. Çalışmalarında buharlaştırıcı bölümü için sabit ısı girdisi, yoğuşturucu bölümü için ise sabit sıcaklık sınır şartı uygulamışlardır. Çalışma akışkanı olarak su ve etanol kullanılmışlardır. Sayısal analizlerden elde ettikleri sonuçları yaptıkları deneysel çalışma ile karşılaştırmışlar ve birbirleri ile uyumlu olduğu sonucuna varmışlardır. [22]

Patil, soğutma serpantinleri yerine ısı borusu kullanılan uygun maliyetli bir klima geliştirmeyi amaçlamayan bir çalışma yapmıştır. Çalışmasında bir klimada bulunan kompresörün, çok yüksek güç tüketen bir cihaz olması ve büyük miktarda elektrik enerjisine ihtiyaç duymasından dolayı, alternatif olarak ısı borulu bir sistem tasarlamıştır. Çalışmasının sonucunda kompresör kullanımının ortadan kaldırılması ile güç tüketiminin ortadan kalktığını belirtmiş, ancak klima performansının düştüğünü gözlemlemiştir. [23]

Torresin ve ark. çalışmalarında, otomotiv teknolojisine yönelik yeni bir ısı borusu tasarımı sunmuşlardır. Bu kapsamda, istenen sonucu elde etmek için paralel yerleştirilmiş çok sayıda alüminyum tüp kullanmışlardır. Bu boruların alt kanallarını, yoğuşturucu haznesine direkt bir şekilde bağlamışlardır. Çift yoğuşturucu alanına sahip soğutma sistemi deneysel olarak çalışmışlardır. Çalışma akışkanı olarak R245a kullanmışlardır. Isı girdisi, çalışma akışkanı doluluk oranı ve boruların eğim açısı gibi farklı parametreleri incelemişlerdir. Sonuç olarak, ısı performansın dikey, yatay ve dikey olmayan tüm yönlerde aynı olduğu sonucuna varmışlardır. [24]

Bastakoti ve ark. titreşimli bir ısı borusunun ısı performansını belirlemek için deneysel bir araştırma yapmışlardır. Çalışmalarında Metanol, Etanol ve Setil-Trimetilin farklı konsantrasyonları ve doluluk oranlarına sahip ısı borusunu, amonyum klorür, setrimonyum klorür ve deiyonize su ile karşılaştırılmıştır. Bu kapsamda 15 W ile 80 W arasında değişen ısı girdileri için, ısı borusunun ısı performansını incelemişlerdir. CTAC çözeltilisinin daha düşük yüzey gerilimi, daha düşük doldurma oranı ve ısı girdisinde avantajlı olduğu sonucuna varmışlardır. Çalışmanın sonucunda, yüzey aktif madde çözeltisi ile %35 ve %50 doluluk oranlarında elde edilen ısı direncin, deiyonize suyunkinden daha düşük olduğu sonucuna varmışlardır. [25]

Solomon ve ark. çalışmalarında fitilli bir yapıya sahip olan ve çalışma akışkanı olarak su kullandıkları bakır bir ısı borusunun ısı performansını belirlemek için farklı ısı girdilerinde deneysel olarak çalışma yapmışlardır. Bu çalışmalarında ısı girdisinin yükselmesi ile buharlaştırıcı ve yoğuşturucu kısımlarındaki sıcaklık farkının arttığını buna bağlı olarak ta ısı performansın iyileştiği sonucuna varmışlardır. Ayrıca bu çalışmalarının sonucunda ısı iletkenlik değerinin, ısı girdisi yükseldikçe arttığını sonucuna varmışlar ve bu değerlerin bulunabilmesi için geliştirdikleri matematiksel modelleri deneysel çalışmalarındaki sonuçlar ile uyumlu olduğu sonucuna varmışlardır. [26]

Mahdavi ve ark. fitilli bir yapıya sahip olan ısı borusu ile yaptıkları çalışmalarında, doldurma oranını, ısı girdisi ve eğim açısının ısı borusu üzerindeki ısı performansını incelemek amacıyla deneysel olarak çalışmışlardır. Bu çalışmalarının sonucunda ise, yoğuşturucu bölgesindeki sıcaklığı sabit tutarak ısı girdisinin arttırılmasının, çalışma

akışkanın sıcaklığını arttırdığını ve buna bağlı olarak ta ısı performansta olumlu yönde artış olduğu sonucuna varmışlardır. Doldurma oranına bağlı olarak yaptıkları çalışmalarda ise ısı borusunun az doldurulduğu senaryolarda, ısı performansın düştüğünü ve bunun tam tersi olan fazla doldurma durumu için ise ısı performansın iyileştiği sonucuna varmışlardır. [27]

Schlitt ve ark. oluklu bir yapıya sahip ısı borularında farklı çalışma akışkanı olarak metanol, etanol ve amonyak kullanarak sayısal ve deneysel çalışma yapmışlardır. Çalışmalarında farklı eğim açılarını, farklı doldurma oranlarının ısı performans etkilerini incelemişlerdir. Yapılan bu çalışma sonucunda çalışma akışkanlarının farklı performanslar gösterdiklerini söylemişlerdir. [28]

Castle ve ark. yaptıkları deneysel çalışmalarında oluklu yapıya sahip ısı borularında çalışma akışkanı etanol olan bir ısı borusunun dolum oranının ısı performansları üzerine olan etkilerini çalışmışlardır. Doldurma oranı arttıkça, kapiler limitin arttığını, ısı performansın ise önemli ölçüde arttığı sonucuna varmışlardır. [29]

Mozumder ve ark. çalışmalarında farklı çalışma akışkanları ve akışkanların farklı doldurma oranları üzerine ısı borusunun ısı performansını incelemişlerdir. Bu çalışmalarında çalışma akışkanı olarak metanol ve aseton bulunan ısı borularında ısı girdisi arttıkça ısı performansında arttığı sonucuna varmışlardır ancak çalışma akışkanı su olan durumda ise herhangi bir önemli değişikliğe rastlamamışlardır. Farklı doldurma oranlarını incelediklerinde ise, %80'in üzerindeki doldurma oranlarında, ısı performansın arttığı sonucuna varmışlardır. [30]

Yukarıda ki çalışmalardan da görüldüğü üzere, ısı boruları termal kontrol sistemlerinde önemli bir rol üstlenmektedir. Ayrıca ısı transferinin olduğu birçok mühendislik uygulamasında karşımıza çıkabilmektedir. Bundan dolayı bu çalışmada, bir ısı borusunun ısı performansını etkileyen önemli parametrelerden olan geometrik yapılar ve boyutlar, sınır şartları ve doluluk oranları değiştirilerek çalışmalar yapılmıştır. Bu parametrelerin ısı borularının ısı performansına olan etkileri irdelenmiş ve incelenen ısı borusunun optimum çalışma şartları tayin edilmeye çalışılmıştır.



3. ISI BORULARINDA AKIŞ VE ISI TRANSFER KARAKTERİSTİKLERİNİN SAYISAL ANALİZ MODELİ

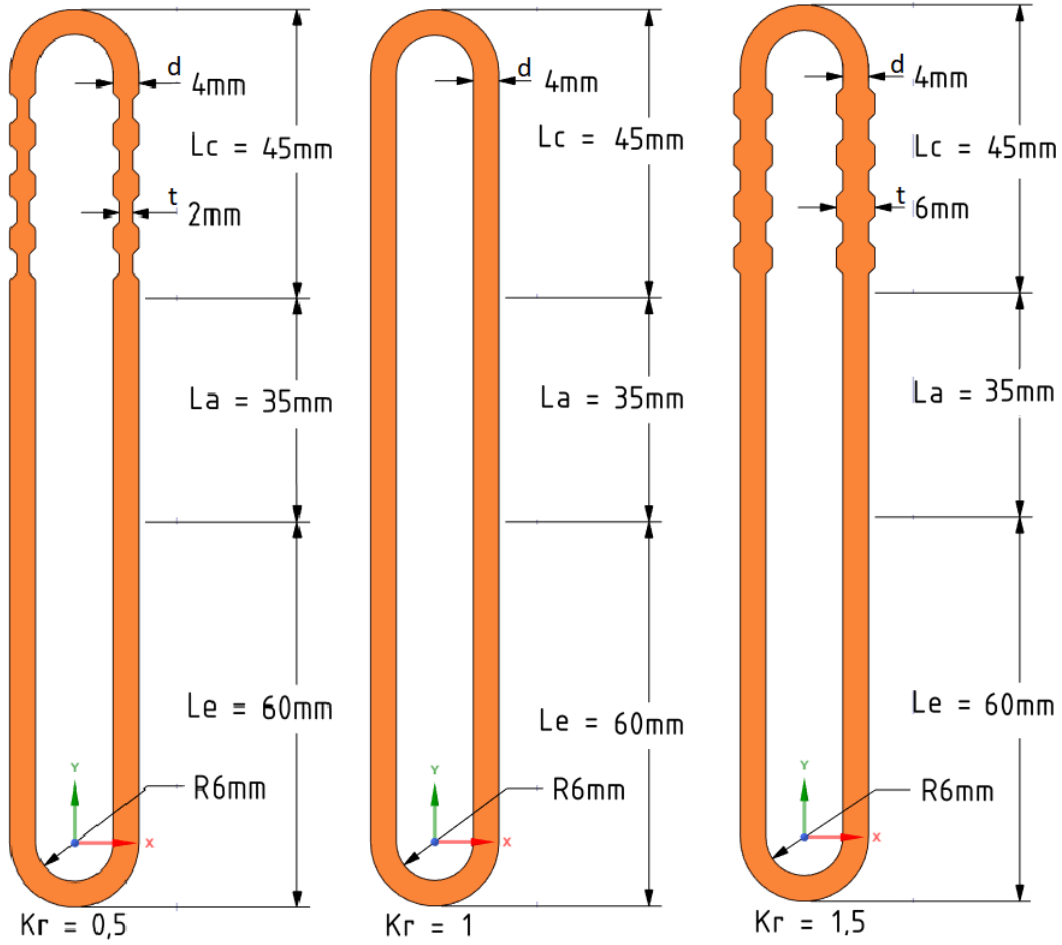
3.1. Fiziksel Model ve Sistem Açıklaması

Sürekli gelişen dünyamızda, sürdürülebilir enerji kaynağı geliştirebilmek ve daha verimli kullanabilmek amacıyla zamana karşı bir yarış söz konusudur. 1990'ların başında ısı borusu ile soğutma teknolojileri gelişmeye başlamıştır. Isı boruları basit, pasif, verimli, kompakt ve daha yüksek ısı akışı sağlayabilen yapıları nedeniyle, özellikle mikro elektronik alanında soğutma amacıyla tercih edilmişlerdir. Tarihi süreçte, ısı borusunun formunu geliştirmek ve daha verimli çalışmasını sağlayabilmek amacıyla birçok farklı çalışma yapılmıştır. Ancak bir ısı borusunun çalışma mekanizmasının tam olarak anlaşıldığı henüz söylenememektedir. Çünkü bir ısı borusunda, hidrodinamik ve termodinamik proseslerin karmaşık bir şekilde birlikte ele alınması gerekmektedir. Yine de ısı boruları, ısı kontrol alanında birçok uygulama alanı bulmuştur. Son yıllarda ısı boruları üzerine yapılan araştırmalarda, geleneksel olmayan geometriler ve farklı gövde tasarımları üzerine yapılmış, görselleştirme tekniklerini ve titiz hesaplama çalışmalarını içeren daha kapsamlı çalışmalar üzerine yoğunlaşıldığı görülmektedir. Benzer olarak, bu çalışmada da bir ısı borusunun geometrik parametreleri ve çalışma parametreleri değiştirilerek, bu parametrelerin soğutma performansı üzerindeki etkileri irdelenmeye çalışılmaktadır.

Bu çalışma kapsamında, kapalı döngülü bir ısı borusu modeli ele alınmıştır. Bu kapsamda incelenen ısı borusu için geliştirilen model geometrilerinin, temel bölümleri ve geometrik boyutları Şekil 3.1'de şematik olarak verilmektedir. Şekilden de görüldüğü üzere incelenen ısı borusu bir buharlaştırıcıdan, bir yoğuşturucudan ve adyabatik bir bölümden oluşmaktadır. Isı borusunun temel bölümleri olan yoğuşturucu bölümünün geometrik yapısı normal, genişlemeli ve daralmalı olacak şekilde değiştirilerek, üç temel model geometrisi oluşturulmuştur. Bu kapsamda, yoğuşturucu kısmındaki genişleme ve daralma yapıları için elde edilen sonuçlar, normal (düz) yoğuşturucu yapılı ısı borusu ile karşılaştırılarak ısı borusunun ısı performansı üzerine incelemeler yapılmıştır. Yoğuşturucu bölümündeki genişleme veya daralma

kısımındaki boru çapının normal yapıdaki boru çapına oranı kritik oran (K_r) olarak tanımlanmış olup, sırasıyla 0,5, 1, 1,5 olacak şekilde değiştirilerek analizler tekrarlanmıştır.

Kritik oran; $K_r = t / d$ formülü ile hesaplanmıştır.

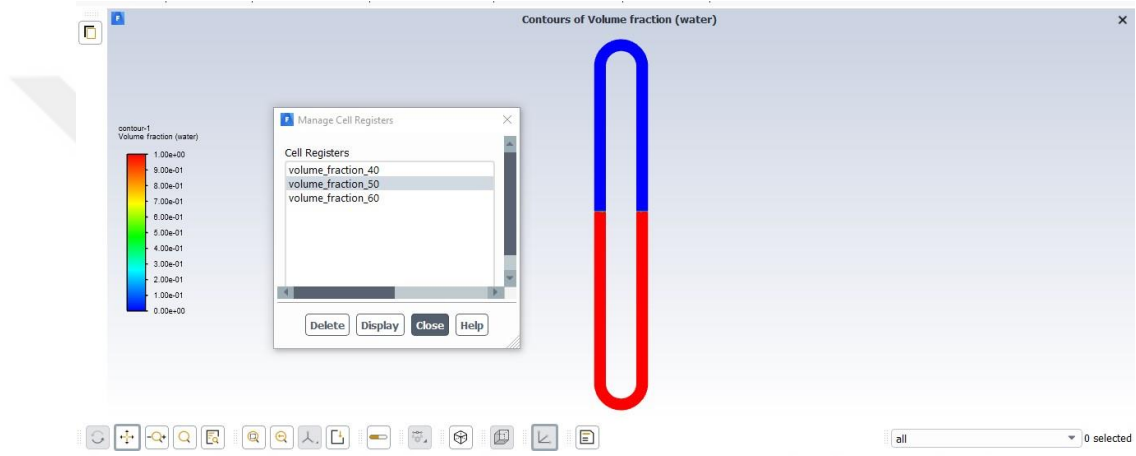


Şekil 3.1 Model geometrilerin şematik olarak gösterimi

3.2. Matematiksel Formülasyon

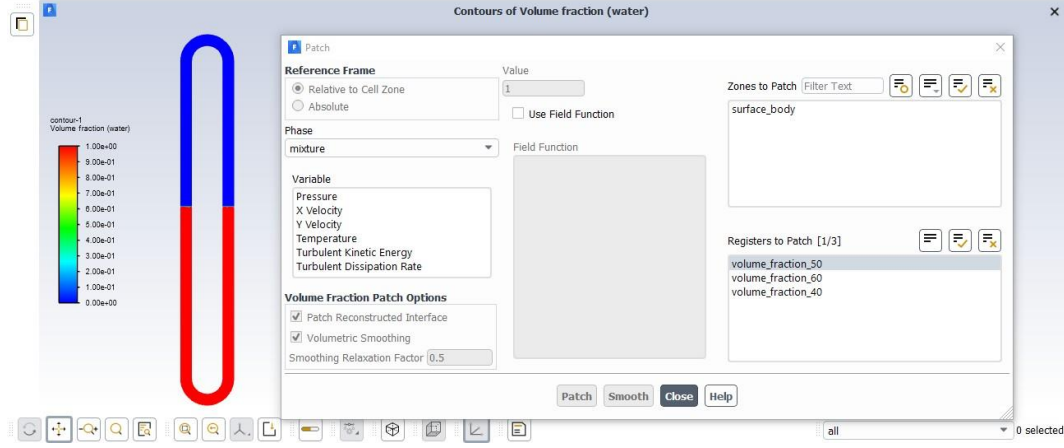
Bu çalışmada iki fazlı akış için akışkan hacmi modeli (volume of fluid, VOF) kullanılarak incelemeler yapılmıştır. Bu kapsamda, akış içinde bulunan sıvı faz ile buhar fazın hacimsel oranı aşağıda ki gibi ifade edilmiştir. Burada α_b ve α_s sırasıyla akış içerisinde bulunan buhar fazın ve sıvı fazın hacimsel oranını temsil etmektedir. [31] [32]

$$\alpha_b + \alpha_s = 1 \quad (3.1)$$



Şekil 3.2 Kr=1 Modeli için farklı doluluk oranlarının tanımlanması

Eşitlik 3.1’de verilen ifadelerin Fluent arayüzüne işlenişi ise Şekil 3.2’de tarif edilmiştir. Dolayısıyla, Şekil 3.2’de başlangıç şartlarındaki bir ısı borusunun içerisindeki durağan haldeki sıvı fazın tanımlanmasını gösterilmektedir. Fluent programında başlangıç şartlarının ataması yapılırken (Initialize) aynı zamanda ısı borusu içerisindeki sıvı fazın nerde duracağı ve ne kadar miktarda olacağı yani kabın içerisindeki doluluk oranı yama yapma yöntemi ile (patch) tanımlanır. Çalışma şartlarına yer çekim ivmesi dahil edildiğinden dolayı sıvı faz ısı borusu kabının aşağı kısmına tanımlanmıştır. Şekil 3.3 de yama (patch) yapma ekranı gösterilmiştir.



Şekil 3.3 Kr=1 Modeli için %50 doluluk oranının başlangıç şartlarına yamasının yapılması

Akış içinde bulunan sıvı faz ve buhar faz için kütle korunumu denkleminin genel formu ayrı ayrı yazılabilir. Bu denklemlerde, S ve ρ terimleri sırasıyla ilgili fazın kaynak terimini ve yoğunluğunu temsil etmektedir. [31] [32]

$$\frac{\partial a_s}{\partial t} + \nabla \cdot \left(\rho_s \vec{v} \right) = S_{m,s} \quad (3.2)$$

$$\frac{\partial a_b}{\partial t} + \nabla \cdot \left(\rho_b \vec{v} \right) = S_{m,b} \quad (3.3)$$

Sıvı hacmi modeline göre, momentum denkleminin genel formu ise aşağıda ki gibi yazılabilir [26] [27]. Burada ρ akışın ortalama yoğunluğunu, F ise yüzey gerilimini temsil etmektedir. F değeri, akışın buhar faz ve sıvı fazının hacimsel oranları ve yoğunluklarına bağlı olarak belirlenir.

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla P + \nabla [\mu (\nabla \vec{v}^T)] + \rho \vec{g} + \vec{F} \quad (3.4)$$

İki fazdan oluşan akışın enerji denkleminin genel hali ise aşağıda verilmiştir [31] [32]. Burada E, P, k_{eff} ve S_h terimleri sırasıyla akışın iç enerjini, basıncını, efektif ısı iletkenliğini ve kaynak terimini temsil etmektedir.

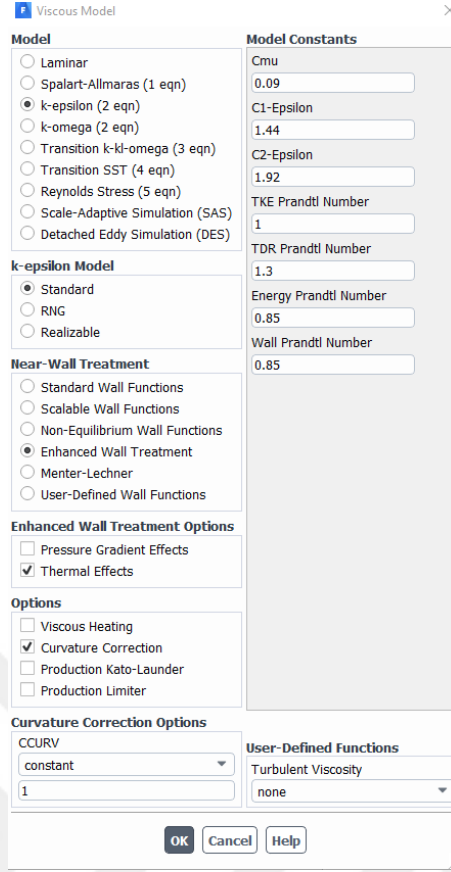
$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho E) + \nabla \cdot (\vec{v}(\rho E + P)) = \nabla \cdot \left(\mu_{eff} \nabla T \right) + S_h \quad (3.5)$$

Kullanılan türbülans denklemlerinin genel hali ise aşağıdaki gibidir [31] [32].

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha \mu_{k,eff} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (3.6)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha \mu_{\varepsilon,eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1s} \frac{\varepsilon}{k} G_k + C_{3s} G_b - C_{2s} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R_s + S_s \quad (3.7)$$

Yukarıda görülen türbülans denklemlerinin Fluent arayüzüne işlenişi ise Şekil 3.4'de tarif edilmiştir. Kullanılan türbülans katsayıları da Şekil 3.4'de görülmektedir.



Şekil 3.4 Türbülans denklemlerinin paket programdaki ayarları ve sabit terimlerin tanımlanması

Isı borularının ısı kapasitesi genellikle ısı direnç ile tahmin edilir. Eşdeğer termal direnç, yoğuşturucu ile buharlaştırıcı arasındaki ortalama sıcaklık farkının termal yüklere bölünmesiyle elde edilir. Bu nedenle, eşdeğer ısı direnç R_{th} aşağıdaki denklemle ifade edilebilir.

$$R_{th} = \frac{T_b - T_y}{Q_{giren}} \quad (3.8)$$

3.3. Sınır Şartları

Yukarıda verilen diferansiyel denklemlerin sayısal olarak çözülebilmesi için sınır şartlarına ihtiyaç duyulmaktadır. Bu çalışmada incelenen ısı borusunun yoğuşturucu bölümü, adyabatik bölümleri ve buharlaştırıcı bölümünün yüzeylerine uygulanan sınır şartları aşağıda verilmiştir.

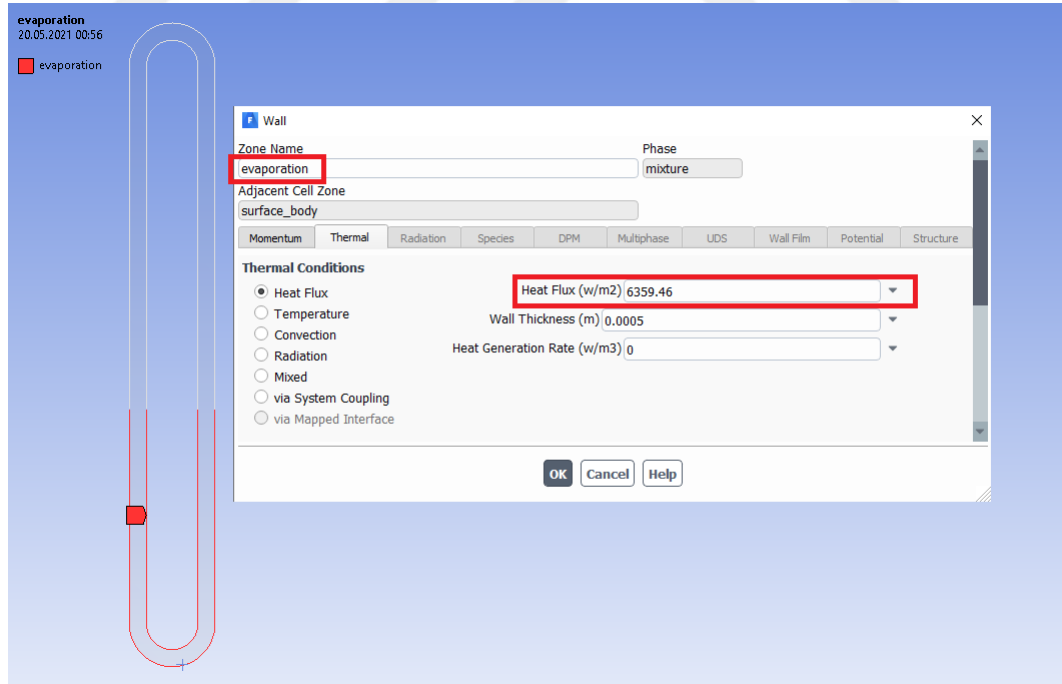
Buharlaştırıcı bölümünün yüzeylerine sabit ısı akısı sınır şartı uygulanmıştır.

$$-k \frac{\partial T}{\partial n} = q'' \quad (3.9)$$

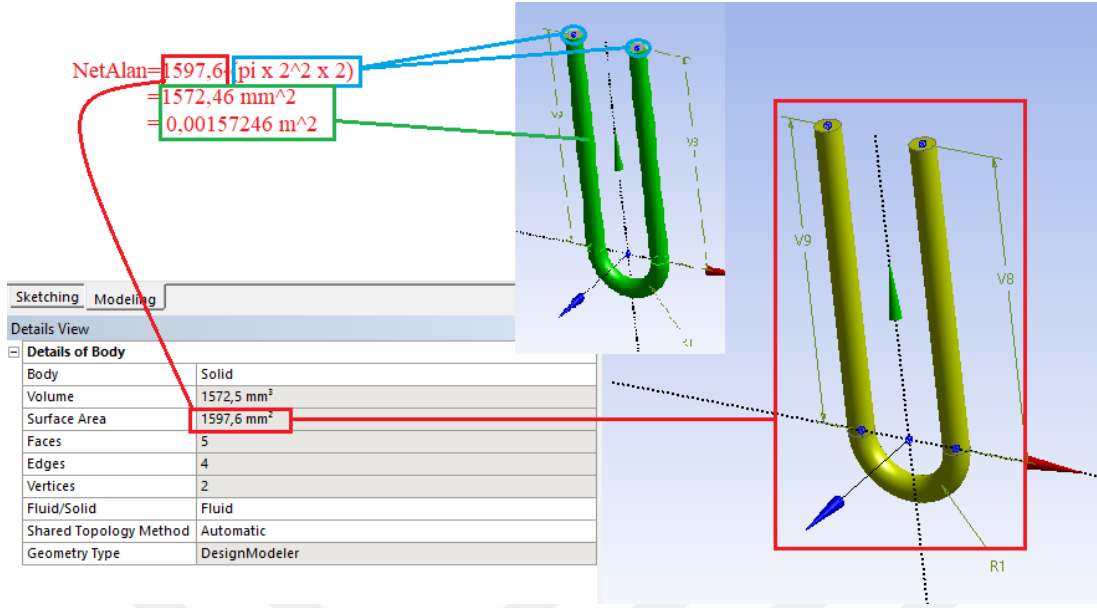
Burada ısı akısı q'' aşağıdaki formül aracılığı ile hesaplanabilmektedir.

$$q'' = \frac{Q_{giren}}{A_{buharlaştırıcı}} \quad (3.10)$$

Eşitlik 3.10da verilen ısı akısının Fluent ara yüzüne eklenişi Şekil 3.5’de görülmektedir. Buharlaştırıcının yüzey alanının hesaplanma yöntemi ise Şekil 3.6’da tarif edilmektedir. Bu çalışma kapsamında kullanılan ısı girdileri ise Çizelge 3.1’de görülmektedir. Bu çalışma kapsamında 4 farklı ısı girdisi ele alınmıştır. Bu ısı girdilerine karşılık gelen ısı akıları ise Çizelge 3.1’de görüldüğü gibidir.



Şekil 3.5 Buharlaştırıcı bölümü ısı akısı sınır şartı uygulanması



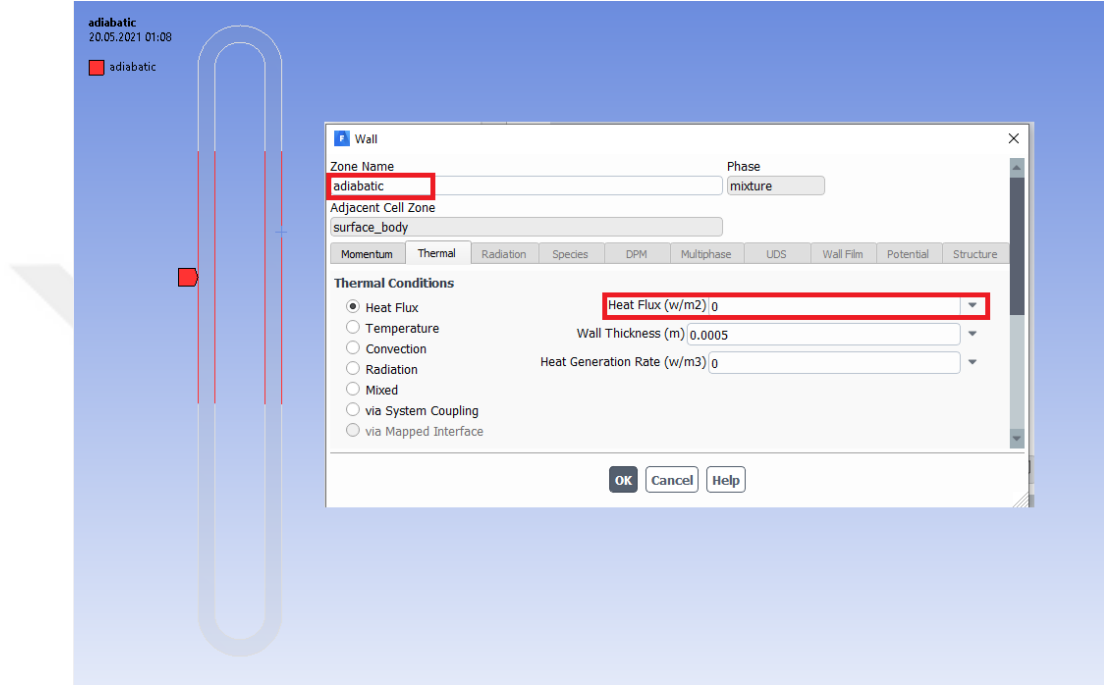
Şekil 3.6 Buharlaştırıcı yüzey alanının hesaplanması

Çizelge 3.1 Farklı ısı girdilerinde buharlaştırıcı yüzeyine uygulanan ısı akıları

$Q_{giren} (W)$	$A_{buharlaştırıcı} (m^2)$	$q'' (W/m^2)$
10	0,00157246	6359,462244
20	0,00157246	12718,92449
40	0,00157246	25437,84898
80	0,00157246	50875,69795

Adyabatik bölümler için sınır tanımlaması yapılırken Eşitlik 3.11’de verilen adyabatik yüzey sınır şartı kullanılmıştır. Bu yüzeylerde ısı akısı geçişinin olmadığı düşünülerek Şekil 3.7’de görüldüğü şekilde Fluent ara yüzüne tanımlanmıştır.

$$\frac{\partial T}{\partial n} = 0 \quad (3.11)$$

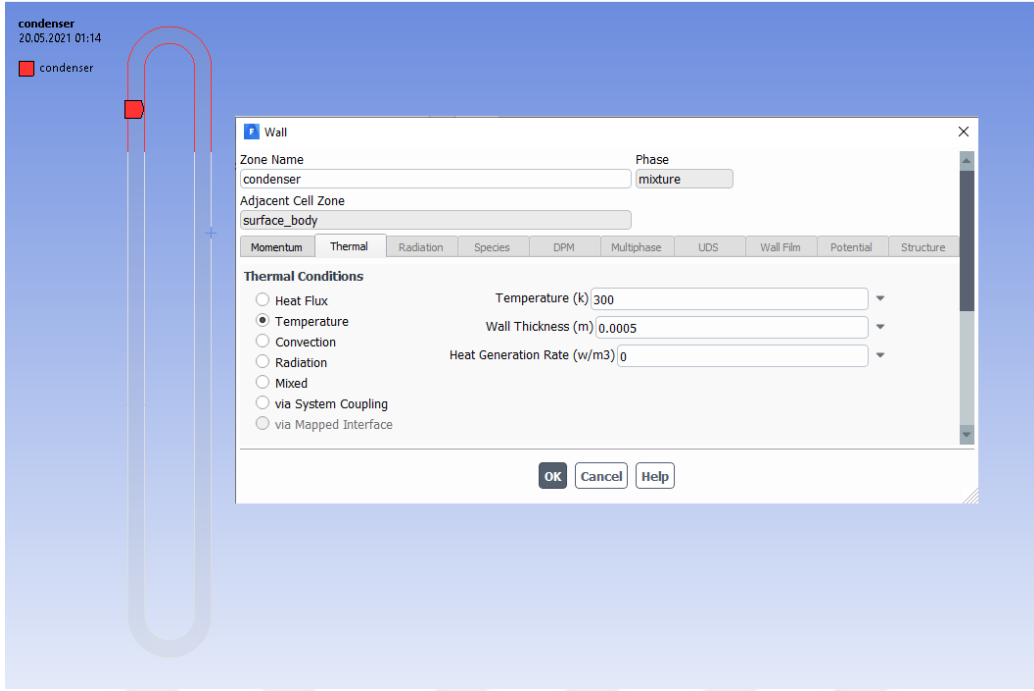


Şekil 3.7 Adyabatik bölüm sınır şartı uygulanması

Yoğuşturucu bölümünün yüzeylerine ise Şekil 3.8’de görüldüğü gibi sabit 300 K sıcaklık sınır şartı uygulanmıştır.

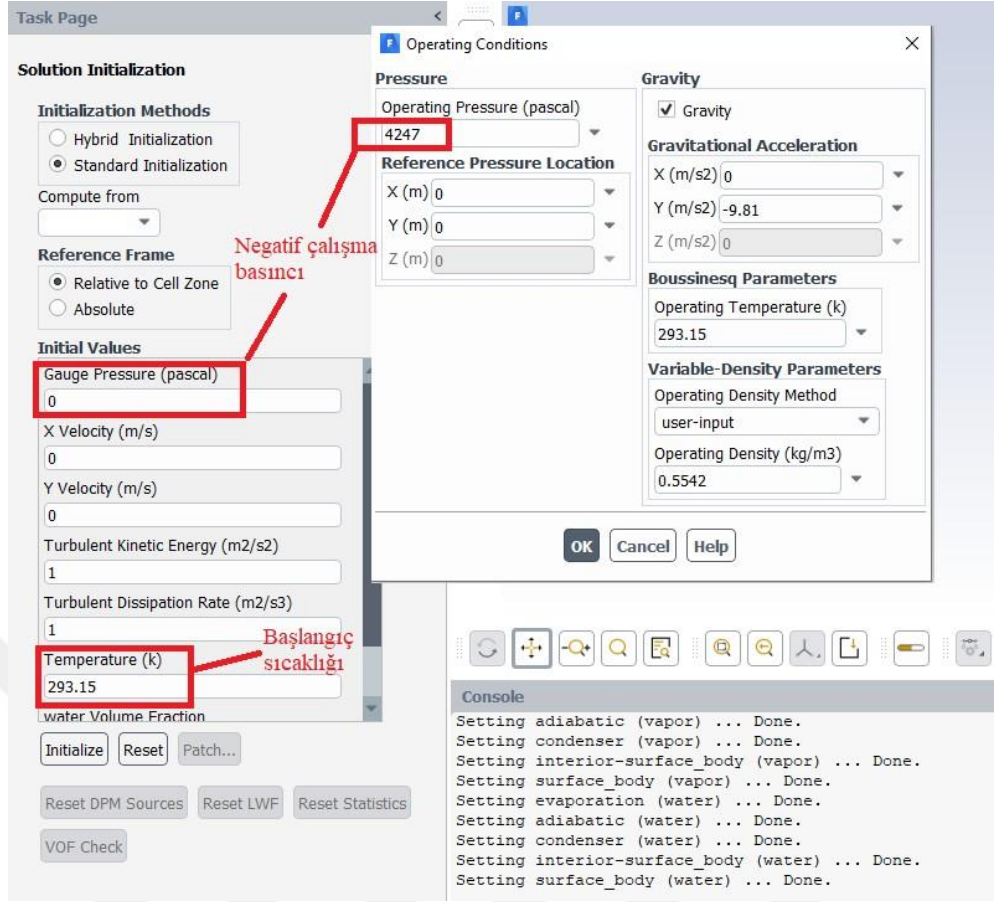
$$T_{yoğuşturucu}=300 \text{ K} \quad (3.12)$$

Bu sabit yüzey sınır şartı, Fluent ara yüzüne eklenişi Şekil 3.8’de verilmektedir.



Şekil 3.8 Yoğuşturucu bölüm sınır şartının uygulanması

Diferansiyel denklemler zamana bağlı olarak çözüleceğinden dolayı, çözücü programda başlangıç sınır şartı tanımlanması gerekmektedir. Bu kapsamda başlangıç sınır şartı olarak, sabit 293,15 K sıcaklık ve negatif çalışma basıncı kabul edilmiştir. Bu başlangıç sınır şartlarının Fluent ara yüzüne eklenişi ise Şekil 3.9’da görülmektedir.

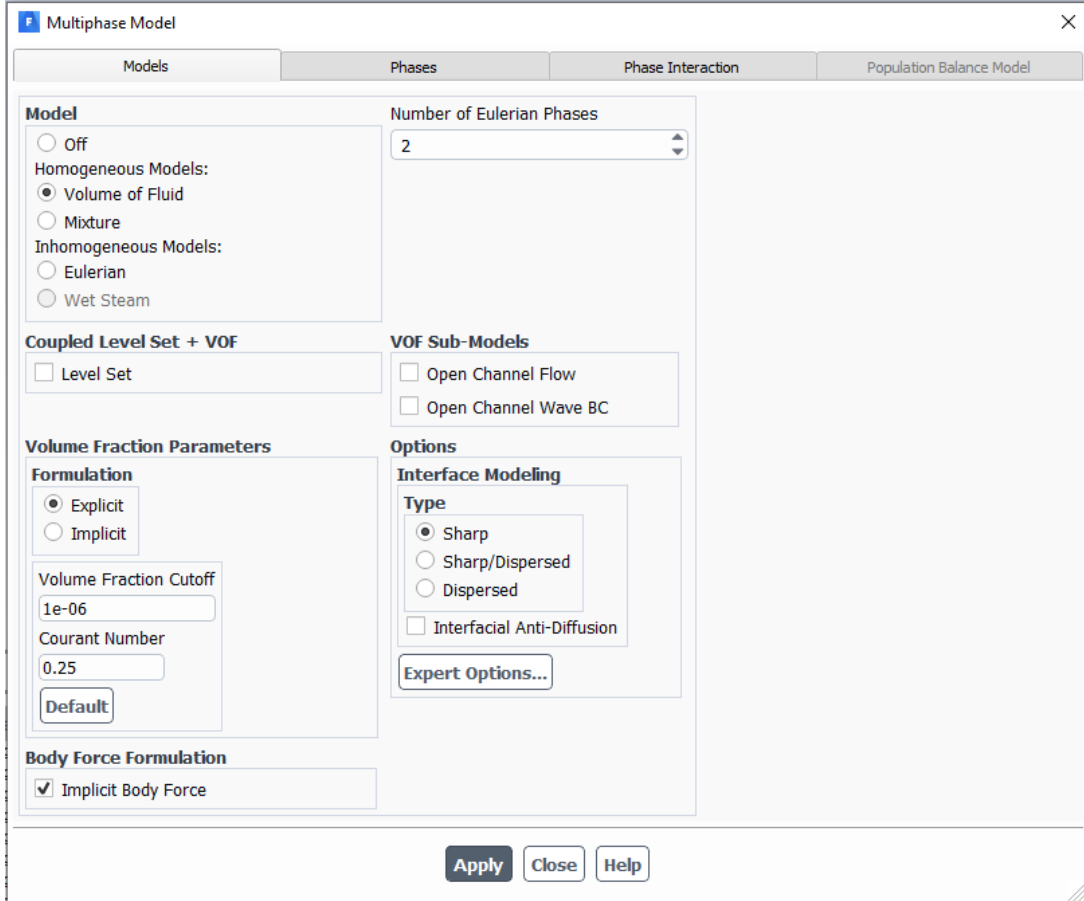


Şekil 3.9 Başlangıç sınır şartlarının uygulanması

3.4. Sayısal Çözüm Yöntemi

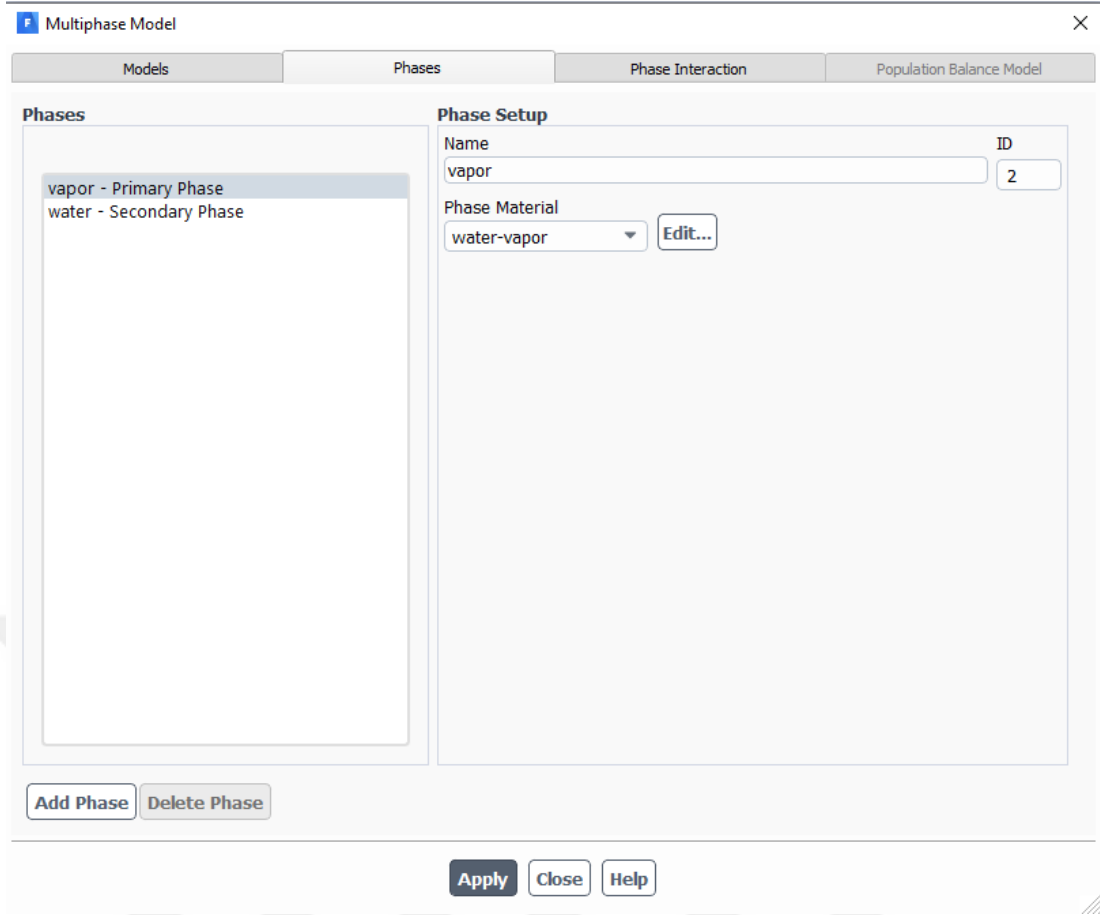
Bir ısı borusunun ısıl performansını önemli derecede yükseltebilmek için, ısıl direncinin düşürülmesi gerekmektedir. Bunu sağlamanın bir yolu, farklı konfigürasyon ve farklı çalışma parametrelerine sahip ısı borusu tasarımlarının deneysel düzenekler ile test edilerek optimum tasarım parametrelerinin belirlenmesidir. Bu kapsamda, güvenilir sonuçların bulunması açısından bu parametrelerin sonuca etkisinin hem eş zamanlı hem de birbirinden bağımsız olarak araştırılması gerekmektedir. Mümkün olabilecek tüm konfigürasyonların deneysel olarak test edilmesi hem zaman hem de maliyet açısından uygulanabilir olmadığından, bu çalışma kapsamında Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği prensibine dayanan sayısal yöntem ile çözüm yapılmıştır. Bu kapsamda, kullanılan sayısal çözüm yöntemi için aşağıda verilen sayısal metodoloji dikkate alınmıştır.

Bu çalışmada, incelenen ısı borusu içinde ki akış su ve su buharı olmak üzere iki fazdan oluşmaktadır. Bu fazların birbirine oranı ise zamanla anlık olarak değişiklik göstermektedir. Bu iki fazlı akışın sayısal olarak modellenmesi için, akışkan hacmi (Volume of Fluid, VOF) modeli kullanılmıştır. Bu modelin Fluent ara yüzünde seçilişi Şekil 3.10'da görülmektedir.



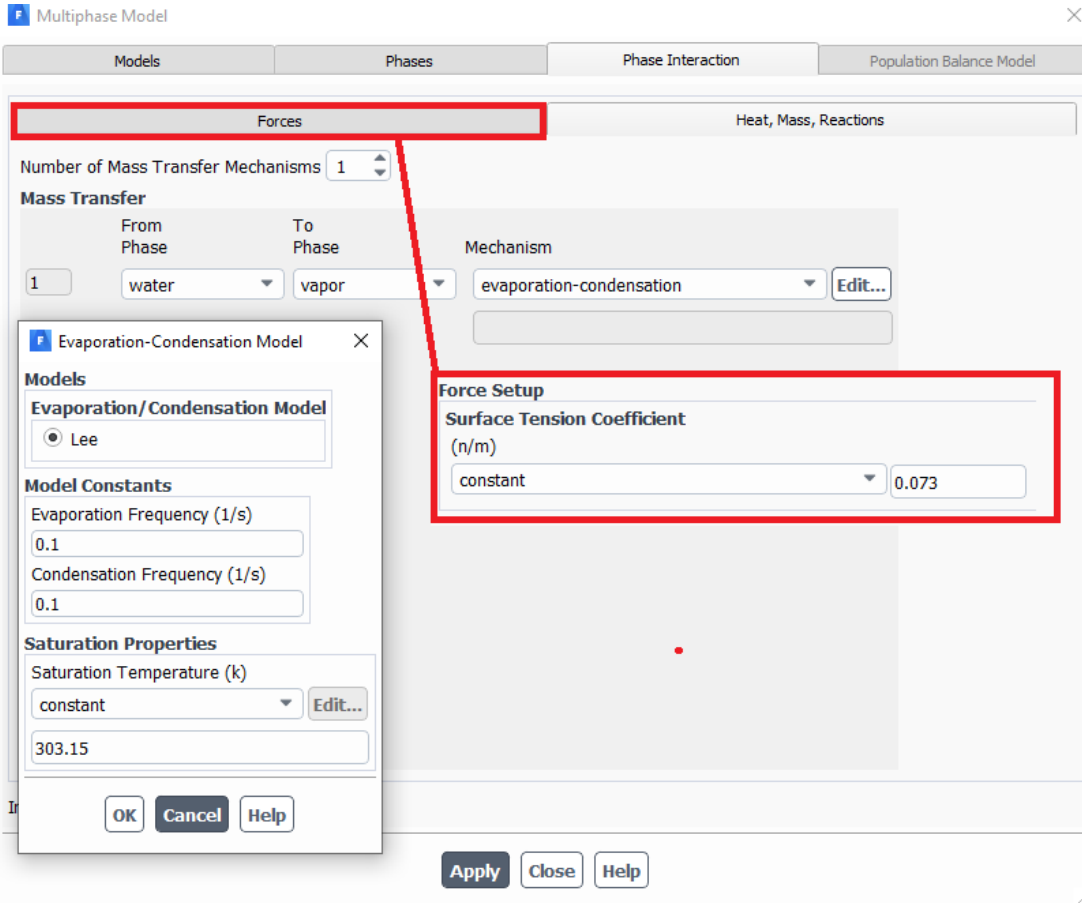
Şekil 3.10 Çoklu faz modeli altında bulunan akışkan hacimleri modeli (VOFmodel)

Bu kapsamda su buharı birincil faz, sıvı su ise ikincil faz olarak belirlenmiştir. Bu belirlemenin Fluent ara yüzünde yapılışı Şekil 3.11'de verilmiştir. Bu modelin alt yapısındaki süreklilik denklemleri, momentum korunum denklemleri, enerji korunum denklemleri ve türbülans denklemleri benimsenmiş ve sayısal olarak çözülmüştür.

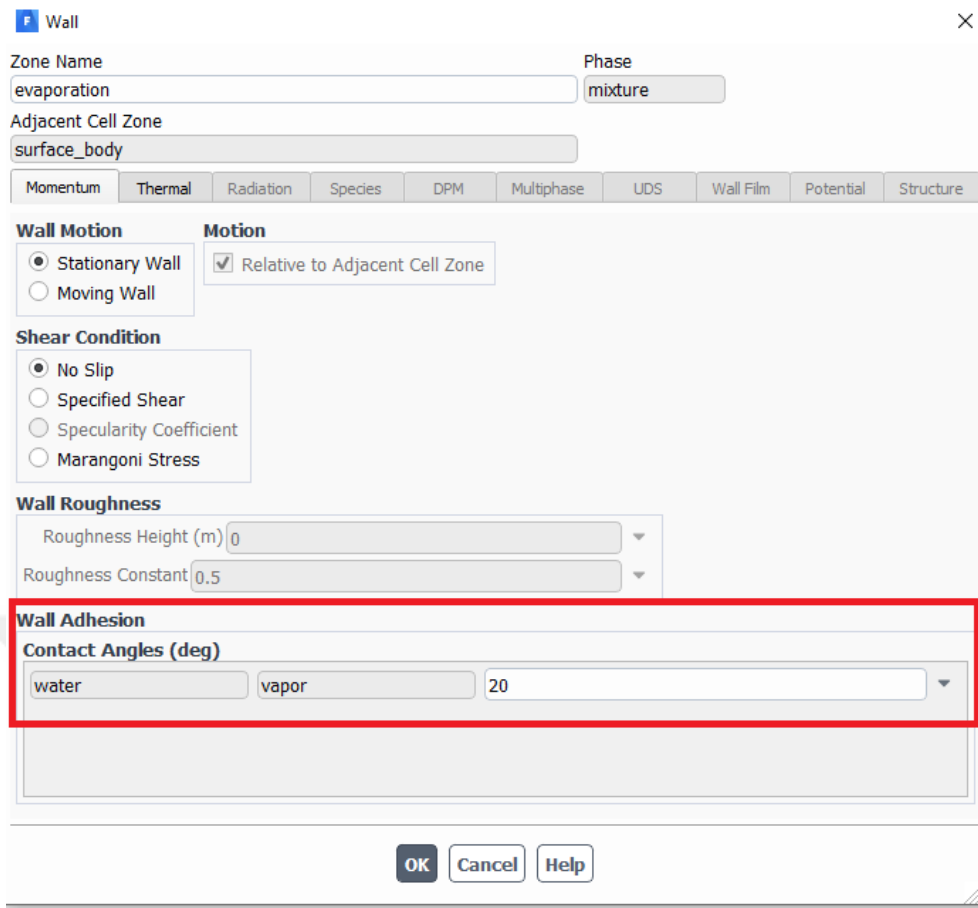


Şekil 3.11 Sıvı su ve su buharı fazlarının tanımlamaları

Akış sırasında gerçekleşen, yoğunlaşma ve buharlaşma olayları ise gelişmiş Lee modeli kullanılarak hesaba katılmıştır. Sıvı ve buhar arasındaki ara yüzeyde gözlemlenen yüzey gerilimleri için, sürekli yüzey kuvveti (Continuum Surface Force, CSF) modeli benimsenmiş ve yüzey gerilim değeri $F_{CSF} = 0,073 \text{ N/m}$ olarak alınmıştır. Fluent ara yüzünde yapılan faz değişim ayarları ve yüzey gerilim değerinin tanımlamaları Şekil 3.12’de görülmektedir. Sıvı suyun ısı borusu kabının tüm iç duvarlarındaki temas açısının tanımlanması ise Şekil 3.13’de verilmektedir.

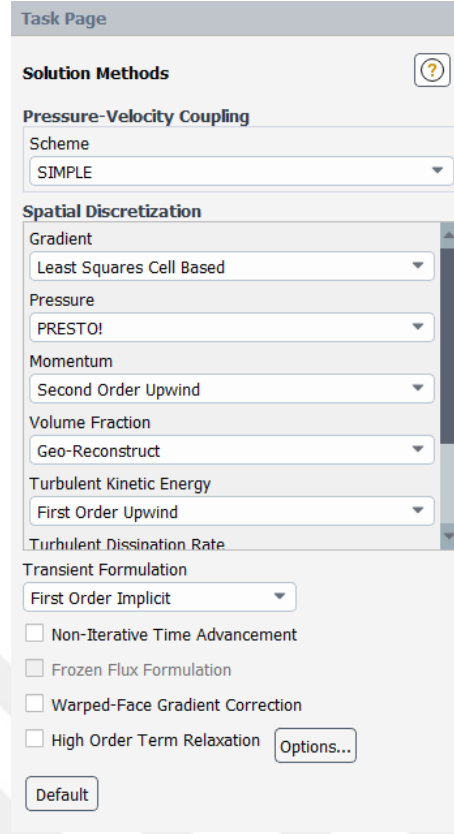


Şekil 3.12. Faz değişim ayarları ve yüzey gerilim değerinin tanımlamaları



Şekil 3.13 Sıvı suyun ısı borusu kabının tüm iç duvarlarındaki temas açısının tanımlanması

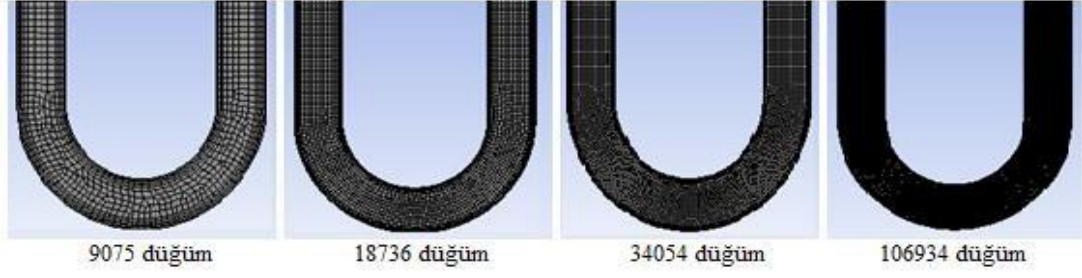
Sayısal çözüm yöntemi olarak SIMPLE algoritması tercih edilmiştir. Enerji ve momentum denkleminin ayrıklaştırılmasında Second order upwind metodu tercih edilmiştir. Basınç enterpolasyon şemasının çözümü için PRESTO yaklaşımı kullanılmıştır. Çözücü programın çözüm algoritmalarının ayarları Şekil 3.14’de verilmiştir. Zaman adımından bağımsızlaştırma işlemi yapılarak, optimum zaman adımı 5×10^{-4} s olarak belirlenmiştir.



Şekil 3.14 Çözücü programın çözüm algoritmalarının ayarları

3.5. Çözüm Ağı (Mesh) Yapısı ve Zamandan Bağımsızlık Testleri

Bu çalışmada incelenen modeller için ağ yapısı oluşturulurken, ısı borusunun yüzeylerine yakın bölgelere daha sık iç bölgelere ise daha seyrek bir ağ yapısı oluşturulmuştur. Kullanılan ağ yapısı yoğunluğunun, sayısal çözüm sonuçlarını etkilememesi amacıyla, sonuçları ağ yapısından bağımsızlaştırma işlemi yapılmıştır. Bu kapsamda, $K_r=1$ oranlı ısı borusu modeli için 9075, 18736, 34054 ve 106934 düğüm noktasına sahip dört farklı mesh yapısı oluşturularak, diğer tüm parametreler sabit kalması koşuluyla sayısal simülasyonlar tekrarlanmıştır. Oluşturulan ağ yapıları Şekil 3.15’de, elde edilen sonuçların karşılaştırılması ise Şekil 3.16’da verilmektedir.



Şekil 3.15 Ağ yapılarının karşılaştırılması

Şekil 3.15 ve Çizelge 3.2 incelendiğinde, $K_r=1$ oranlı ısı borusu modelinde %50 doldurma oranlı ve 40 W ısı girdisi altında buharlaştırıcı sıcaklığı ve direncinin ağ yapısını oluşturan düğüm sayısı ile değişimi görülmektedir. 34054 ve 106934 düğüm nokta sayısına sahip ağ sistemleri için, elde edilen her iki sonucun da birbirine oldukça yakın değerde olduğu görülmektedir. Fazla düğüm sayısının, sayısal çözümde yapılan işlem sayısını ve çözüm süresini artıracığından dolayı 34054 düğüm sayısı için oluşturulan ağ yapısının, optimum ağ yapısı olarak kullanılabilmesine karar verilmiş ve bu çalışma sırasında yapılan tüm analizlerde ağ yapısı olarak kullanılmıştır.

Çizelge 3.2 Farklı düğüm sayıları ile yapılan $K_r=1$ oranı için %50 doldurma ve 40W ısı girdisi ile bağımsız çalışmasının sonuçları

Düğüm sayısı	$T_{buharlaştırıcı}$ (K)	R_{th} (K/W)
9075	346,15	1,082
18736	351,21	1,139
34054	340,13	0,976
106934	340,52	0,982



Şekil 3.16 Farklı düğüm sayısına sahip ağ yapıları için elde edilen sonuçların karşılaştırılması

Benzer prosedür $K_r=0,5$ ve $K_r=1,5$ geometrileri için de yapılmış ve optimum ağ yapıları belirlenmiştir. Farklı K_r oranlı ısı borusu modelleri için belirlenen optimum düğüm sayıları Çizelge 3.3’de birlikte görülmektedir. Bu çalışma kapsamında yapılan tüm simülasyonlarda bu optimum ağ yapıları kullanılmıştır. Bu sayede, elde edilen çözüm sonuçlarının kullanılan ağ yapısından etkilenmesini minimuma indirmeye çalışılmıştır.

Çizelge 3.3 Farklı Kr oranlı ısı borusu modelleri ve düğüm sayıları bilgileri

Kr	Düğüm Sayısı
0,5	32338
1	34054
1,5	35852

Çok fazlı akışların simülasyon çalışmaları ile ilgili en büyük sorun, zaman adımının parçacıkların hareketini yakalamak için yeterince küçük olması ve aynı zamanda hesaplama süresini azaltmak için büyük olması gerektiğidir. Buradaki yapılan zamandan bağımsızlaştırma testi ile simülasyon için farklı zaman adımları kullanılmış ve sonuçları Çizelge 3.4’te özetlenmiştir. Sonuç olarak 5×10^{-4} s’lik bir zaman adımı, diğerlerine göre en iyi sonuç verdiği için bu zaman adımı kullanılmıştır. Ayrıca, adım sayısı 20 saniyelik simülasyon için gereken sayı olarak seçilmiştir.

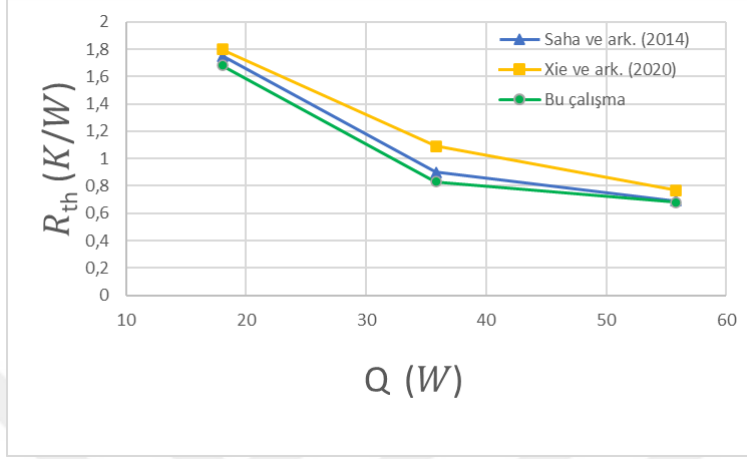
Çizelge 3.4 Farklı zaman adımları ve sonuçları

Zaman adımı (s)	Sonuç
0.1	Çok hızlı uzaklaştı
0.01	Uzaklaştı
0.001	Bir süre sonra uzaklaştı
0.0005	Uzun sürdü ancak sonuç yakınsadı

3.6. Sayısal Yöntemin Güvenilirliğin Test Edilmesi

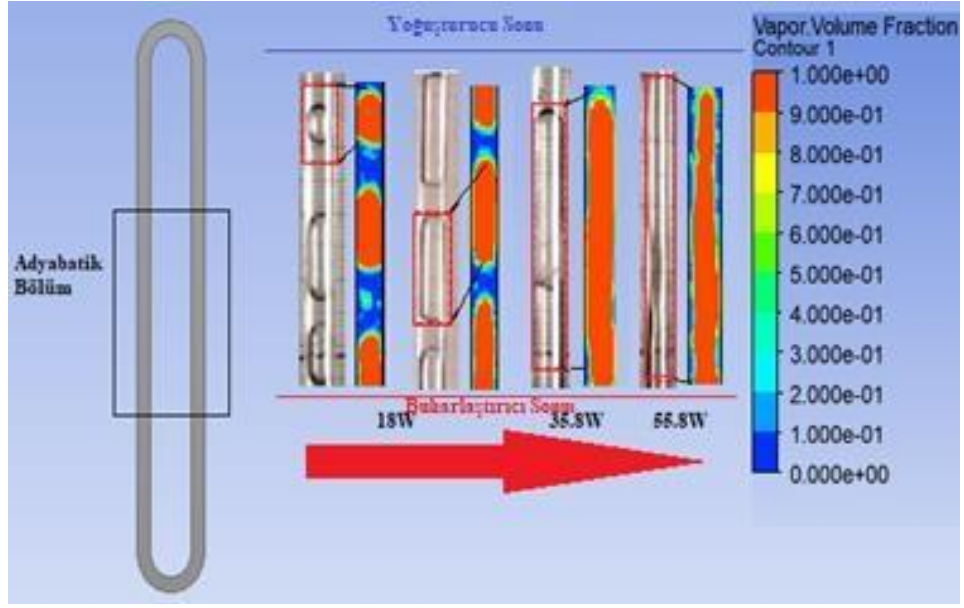
Bu çalışma sırasında kullanılan sayısal metodolojinin ve elde edilen sonuçların güvenilirliğini belirleyebilmek amacıyla, literatürde bulunan benzer bir çalışmanın geometrisi ve sınır şartları birebir kullanılarak sayısal çözüm yapılmıştır. Bu kapsamda literatürde bulunan Saha ve ark. (2014) tarafından yapılan deneysel bir çalışmanın geometrisi kullanılarak, %60 doluluk oranı ve 18 W için simülasyon yapılmıştır. Bu simülasyon sonucu elde edilen sonuçlar ve diğer çalışmanın sonuçları Şekil 3.17’de

birlikte verilmektedir. Şekil incelendiğinde, her iki çalışmadan elde edilen sonuçlar için çizilen eğrilerin birbiri ile oldukça uyumlu olduğu görülmektedir. Bundan sonraki yapılacak çalışmalar analiz yöntemi yönünden güvenilirliği uygun görülmüş ve ikinci bir doğrulama olarak sayısal sonuçlar ampirik bir bağıntı ile karşılaştırılmıştır.



Şekil 3.17 Literatür sonuçları ile bu çalışmanın sonuçlarının karşılaştırılması

Isı borularına etkileyen termal güçlerin artması, ısı borularının termohidrodinamiği üzerinde önemli bir etkiye sahip olan sıvı-buhar akış modellerinde değişikliklere neden olmaktadır. Bundan dolayı, bu çalışma sonucu elde edilen buhar hacim oranları için çizilen kontur grafikleri ile deneysel çalışmadan elde edilen görüntüler Şekil 3.18’de birlikte verilmiştir. Her iki çalışma sonuçları birlikte incelendiğinde, buhar kabarcıklarının büyüklüğünün ve yerinin birbirleri ile oldukça uyumlu olduğu görülmektedir. Şekil 3.17 ve Şekil 3.18 birlikte değerlendirildiğinde, bu çalışmada kullanılan sayısal yöntemin ve elde edilen sonuçların güvenilebilir bir seviyede olduğu söylenebilir.



Şekil 3.18 Literatür (Saha ve ark.) ve bu çalışma için buhar hacim oranının karşılaştırılması. [33]

3.7. Isı Borusu HAD Analiz Matrisi

Isı borusu analizlerinde incelenen tüm parametreler dikkate alınarak oluşturulan HAD analiz matrisi Çizelge 3.4'te gösterilmiştir. Öncelikle Kr oranı 0,5'ten 1,5'e kadar yoğuşturucu geometrisi trapez olmak üzere %40 ile %50 doluluk oranları arasında ve 10W ile 80W aralığında HAD analizleri gerçekleştirilmiştir. Daha sonra farklı Kr oranları için %50 doluluk oranında farklı ısı girdilerinde yoğuşturucu geometrileri değiştirilerek toplamda 60 adet farklı analiz yapıp sonuçları Bölüm 4'te detaylı olarak karşılaştırılmıştır.

Çizelge 3.5 Isı borusu HAD Analiz Matrisi

Analiz No	Model (Kr)	Yoğuşturucu Geometrisi	Doluluk Oranı (%)	Isı Girdisi (W)
1	0,5	Trapez	40	10
2	0,5	Trapez	50	10
3	0,5	Trapez	60	10

**Çizelge 3.6 Isı borusu HAD Analiz Matrisi
(Devamı)**

4	0,5	Trapez	40	20
5	0,5	Trapez	50	20
6	0,5	Trapez	60	20
7	0,5	Trapez	40	40
8	0,5	Trapez	50	40
9	0,5	Trapez	60	40
10	0,5	Trapez	40	80
11	0,5	Trapez	50	80
12	0,5	Trapez	60	80
13	1	Trapez	40	10
14	1	Trapez	50	10
15	1	Trapez	60	10
16	1	Trapez	40	20
17	1	Trapez	50	20
18	1	Trapez	60	20
19	1	Trapez	40	40
20	1	Trapez	50	40
21	1	Trapez	60	40
22	1	Trapez	40	80
23	1	Trapez	50	80
24	1	Trapez	60	80
25	1,5	Trapez	40	10
26	1,5	Trapez	50	10
27	1,5	Trapez	60	10
28	1,5	Trapez	40	20
29	1,5	Trapez	50	20
30	1,5	Trapez	60	20
31	1,5	Trapez	40	40
32	1,5	Trapez	50	40
33	1,5	Trapez	60	40

Çizelge 3.7 Isı borusu HAD Analiz Matrisi
(Devamı)

34	1,5	Trapez	40	80
35	1,5	Trapez	50	80
36	1,5	Trapez	60	80
37	0,5	Dikdörtgen	50	10
38	0,5	Dikdörtgen	50	20
39	0,5	Dikdörtgen	50	40
40	0,5	Dikdörtgen	50	80
41	0,5	Üçgen	50	10
42	0,5	Üçgen	50	20
43	0,5	Üçgen	50	40
44	0,5	Üçgen	50	80
45	0,5	Oval	50	10
46	0,5	Oval	50	20
47	0,5	Oval	50	40
48	0,5	Oval	50	80
49	1,5	Dikdörtgen	50	10
50	1,5	Dikdörtgen	50	20
51	1,5	Dikdörtgen	50	40
52	1,5	Dikdörtgen	50	80
53	1,5	Üçgen	50	10
54	1,5	Üçgen	50	20
55	1,5	Üçgen	50	40
56	1,5	Üçgen	50	80
57	1,5	Oval	50	10
58	1,5	Oval	50	20
59	1,5	Oval	50	40
60	1,5	Oval	50	80

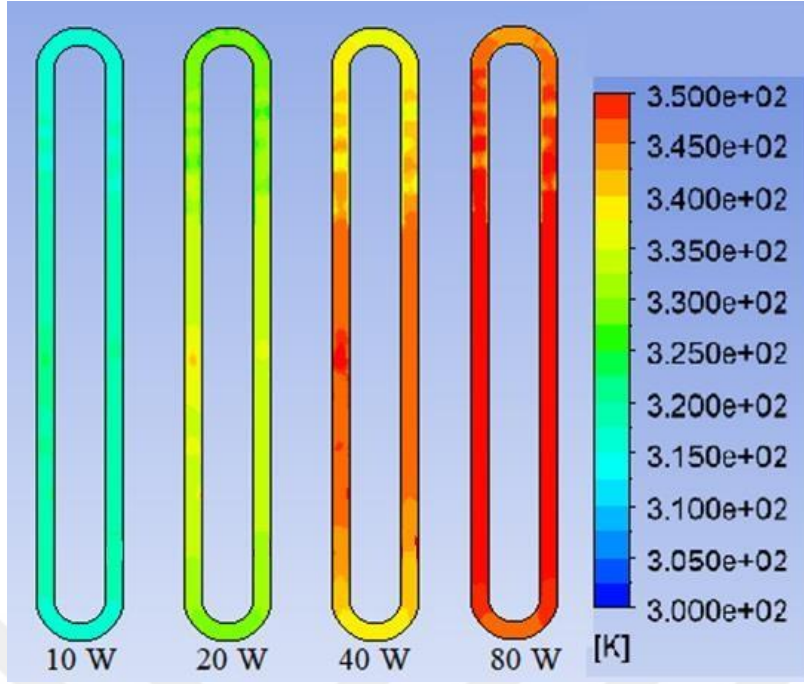


4. BULGULAR VE TARTIŞMALAR

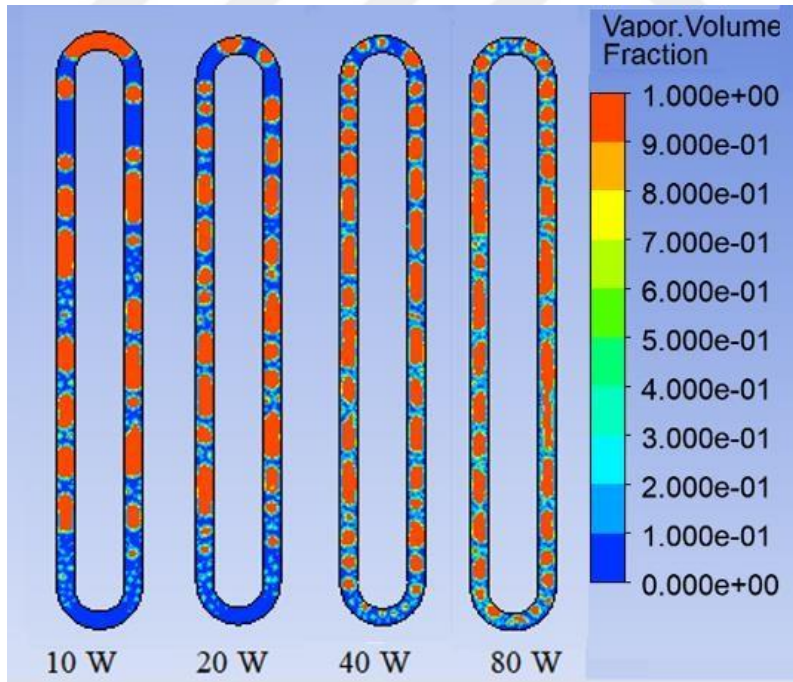
Bu çalışma kapsamında incelenen ısı borusunun gövdesi 4 mm çapa sahip bakır bir borudan yapıldığı varsayılmıştır. Ancak $K_r=0,5$ ve $K_r=1,5$ modellerinde yoğuşturucu kısmında boru çapında daralmalar ve genişlemeler yapılmıştır. Yapılan tüm analizlerde yoğuşturucu sıcaklığı 300 K, buharlaştırıcı uzunluğu 60 mm, adyabatik bölüm uzunluğu 35 mm, yoğuşturucu uzunluğu 45 mm, çalışma akışkanı ise su olacak şekilde sabit olarak belirlenmiştir. Isı borusunun buharlaştırıcı kısmı aşağıda olacak şekilde dikey konumda durduğu düşünülmüştür. Isı girdileri 10W ile 80W arasında, doluluk oranı ise %40 ile %60 arasında değiştirilmiştir. Yoğuşturucu bölümdeki daralma ve genişleme alanlarındaki çapların normal ısı borusu gövdesindeki çapa oranı sırasıyla $K_r=0,5$, 1 ve 1,5 olacak şekilde model geometriler oluşturularak, ısı borusunun akış ve ısıl karakteristikleri incelenmiştir. İki fazlı akış şartları için, zamana bağlı çözüm yapılarak ilk 20 saniye için çözümler irdelenmiştir. Elde edilen veriler aracılığı ile, çalışılan parametre aralığında incelenen ısı borusunun akış karakteristikleri ve ısıl performansı belirlenmeye çalışılmıştır. Bu amaçla çizilen bazı grafikler aşağıda irdelenmiştir.

4.1. Giren Isı Miktarının Değişiminin Etkisinin İncelenmesi

$K_r=1$ ve doluluk oranı %50 olduğu durumda, ısı borusunun içindeki sıcaklık dağılımının, giren ısı miktarı ile değişimi aşağıdaki şekillerde verilmektedir. Şekil 4.1 incelendiğinde, ısı borusunun buharlaştırıcı bölümünden giren ısı miktarı arttıkça, ısı borusu içindeki akışkanın sıcaklık değerlerinin de arttığı görülmektedir. Özellikle 80 W değerinde oldukça yüksek sıcaklıklar gözlemlenmiştir. Isı borusu içinde bölgesel sıcaklık farkı arttıkça, oluşan yoğunluk farkından dolayı akışkanın hızı da artış göstermektedir. Ayrıca giren ısı miktarının artması ile ısı borusu içindeki su ve buhar dengesinin değiştiği gözlemlenmiştir.

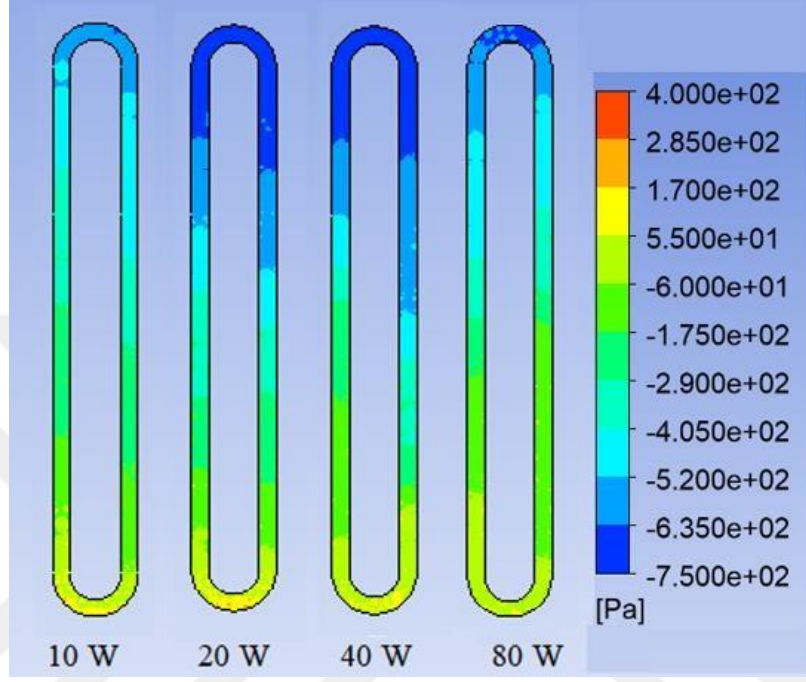


Şekil 4.1 $Kr=1$ ve doluluk oranı %50 olduğu durumda, farklı ısı girdileri için sıcaklık kontur gösterimleri

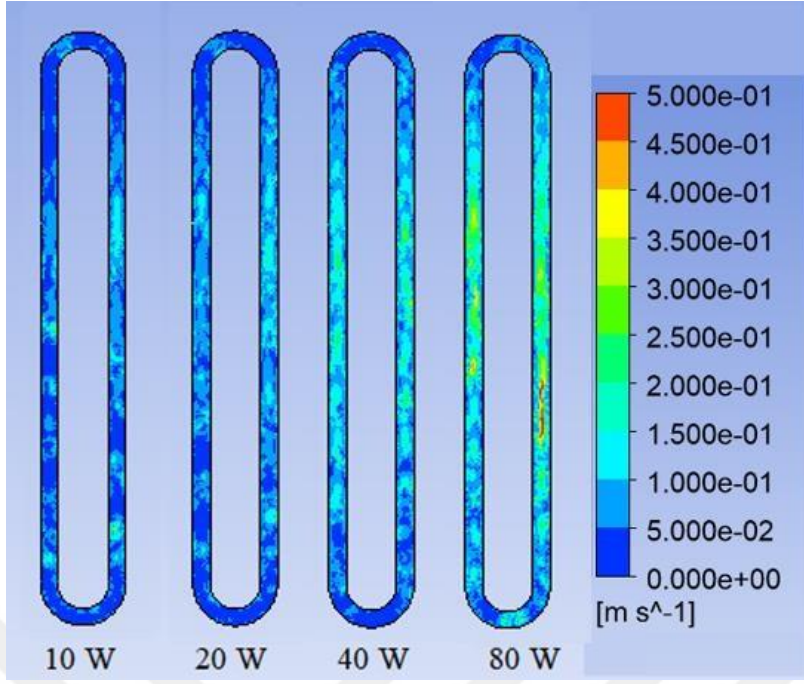


Şekil 4.2 $Kr=1$ ve doldurma oranı %50 olduğu durumda farklı ısı girdilerindeki buhar ve suyun hacimsel oranları kontur gösterimleri

Şekil 4.2’de ki kontur gösteriminde mavi renk su fazını kırmızı renk ise buhar fazını temsil etmektedir. Kontur gösterimlerden de görüldüğü üzere giren ısı miktarı arttıkça ısı borusu içerisindeki buhar faz oranının arttığı gözlemlenmiştir.

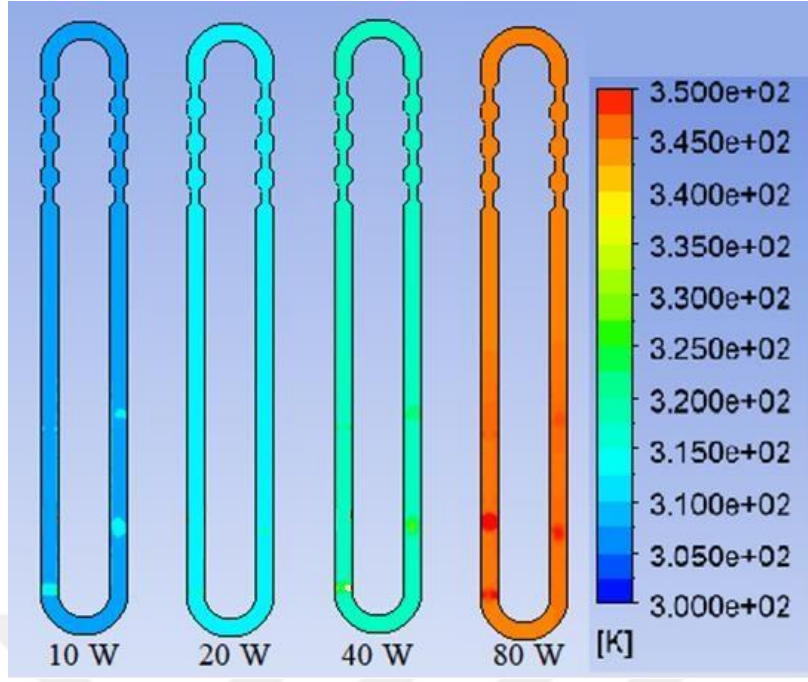


Şekil 4.3 $K_r=1$ ve doldurma oranı %50 olduğu durumda farklı ısı girdilerindeki basınç dağılım kontur gösterimleri

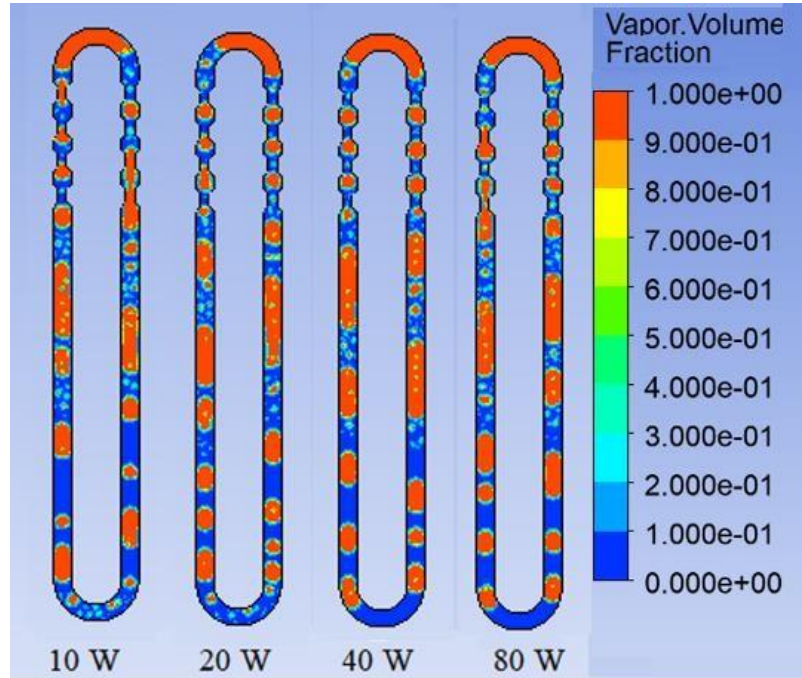


Şekil 4.4 $K_r=1$ ve doldurma oranı %50 olduğu durumda farklı ısı girdilerindeki hız kontur gösterimleri

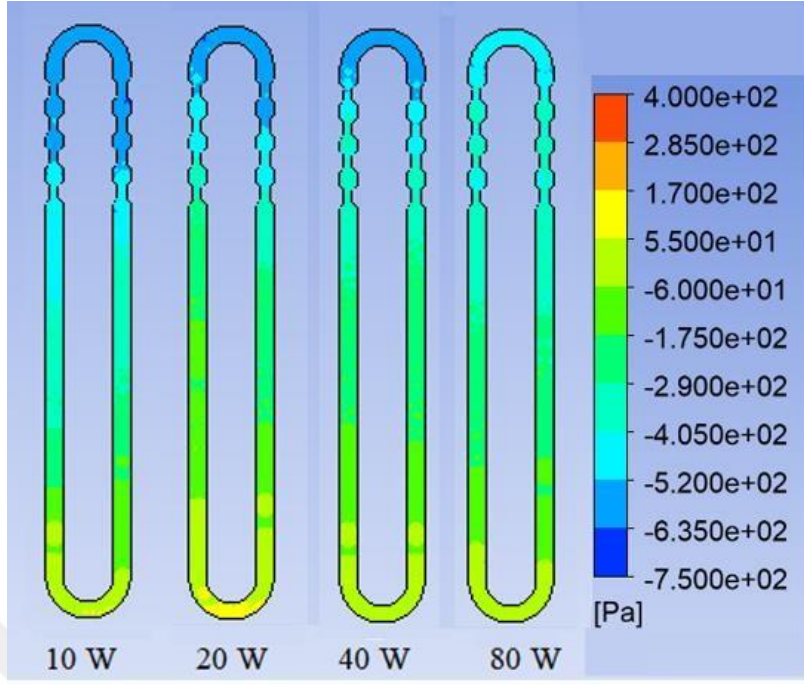
$K_r=1$ model yapısındaki ısı borusunun yüksek ısı girdilerinde ısı performansının azaldığı görülmektedir ve bu duruma rakip olarak yeniden tasarlanan $K_r=0,5$ ve $K_r=1,5$ model geometrilerinin aynı şartlar altında tüm ısı girdilerinde $K_r=1$ modeline göre daha başarılı ısı performans sergilediği gözlemlenmiştir. Şekil 4.5 ve Şekil 4.9’da gösterilen farklı ısı girdilerinde sıcaklık kontur gösterimlerinden de görülmektedir.



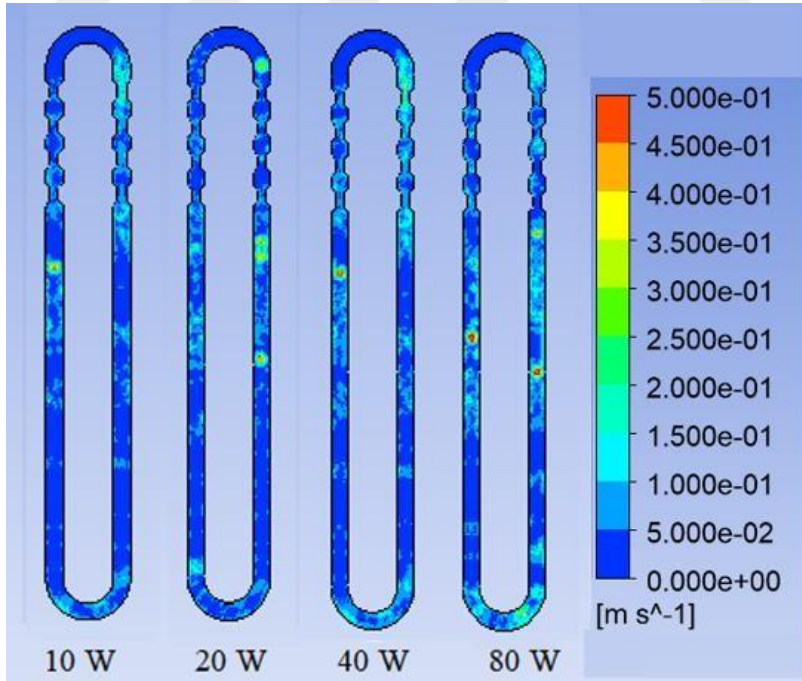
Şekil 4.5 $Kr=0,5$ ve doluluk oranı %50 olduğu durumda, farklı ısı girdileri için sıcaklık kontur gösterimleri



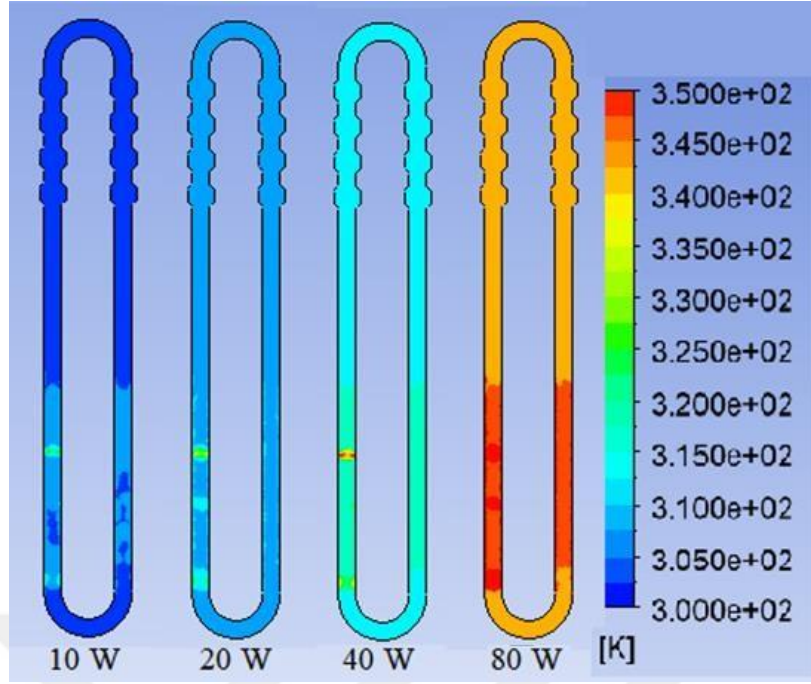
Şekil 4.6 $Kr=0,5$ ve doldurma oranı %50 olduğu durumda farklı ısı girdilerindeki buhar ve suyun hacimsel oranları kontur gösterimleri



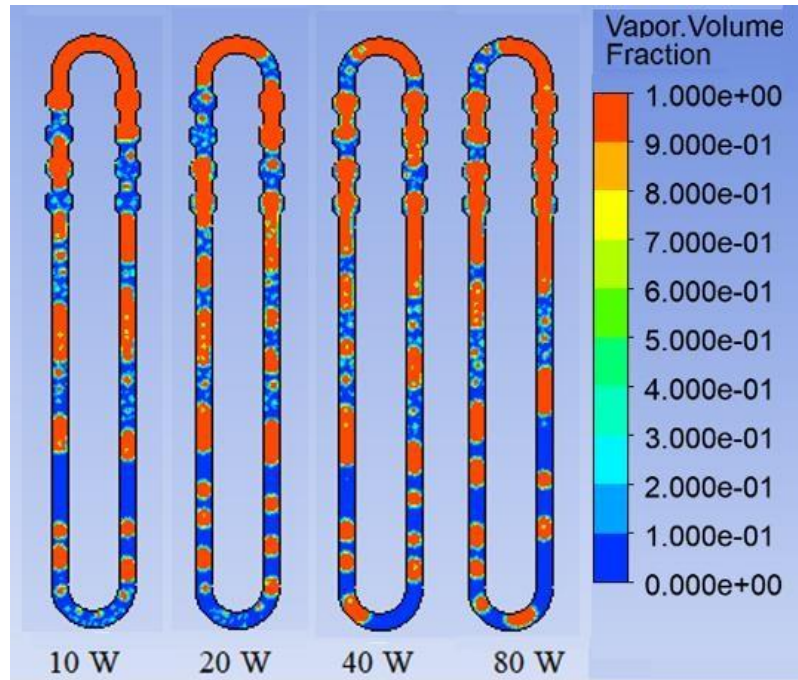
Şekil 4.7 $K_r=0,5$ ve doldurma oranı %50 olduğu durumda farklı ısı girdilerindeki basınç dağılım kontur gösterimleri



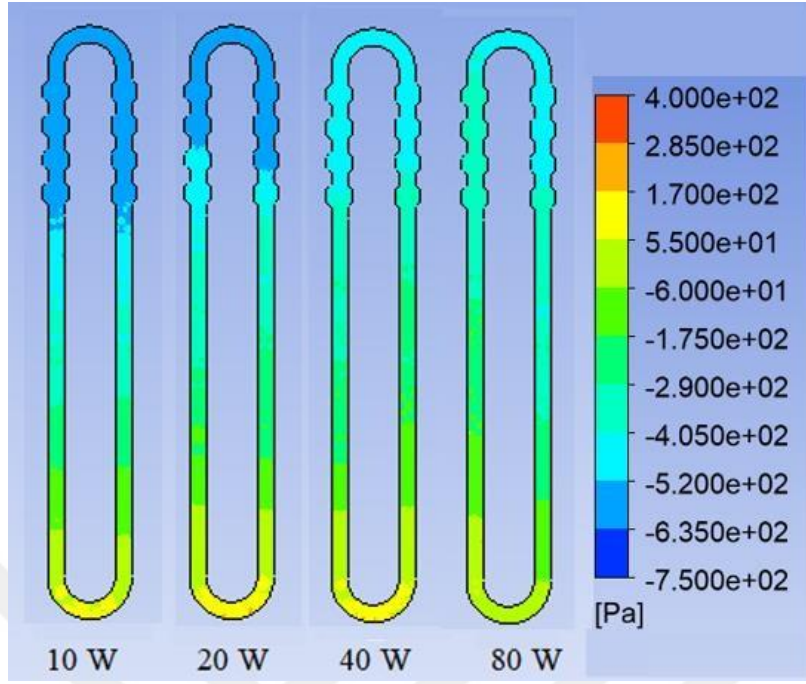
Şekil 4.8 $K_r=0,5$ ve doldurma oranı %50 olduğu durumda farklı ısı girdilerindeki hız kontur gösterimleri



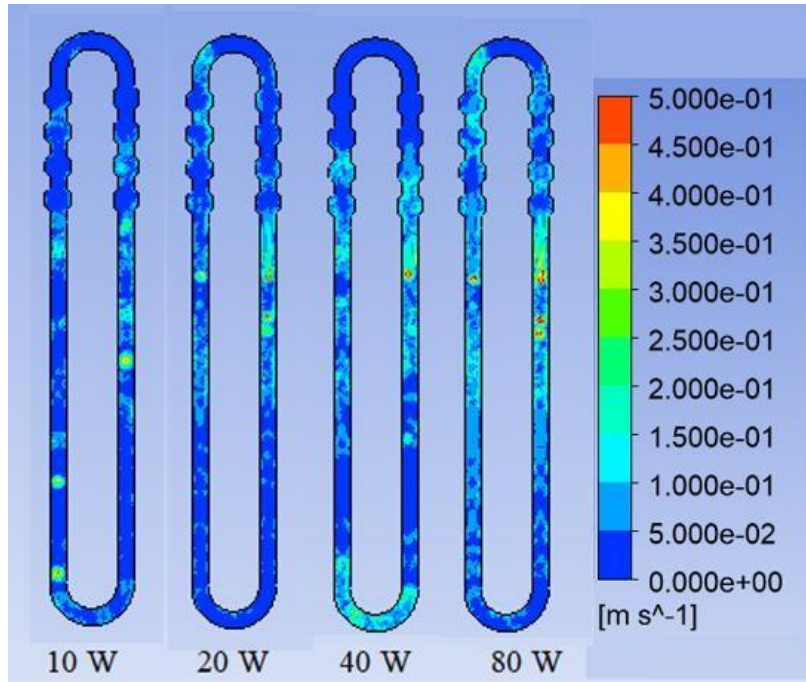
Şekil 4.9 $Kr=1,5$ ve doluluk oranı %50 olduğu durumda, farklı ısı girdileri için sıcaklık kontur gösterimleri



Şekil 4.10 $Kr=1,5$ ve doldurma oranı %50 olduğu durumda farklı ısı girdilerindeki buhar ve suyun hacimsel oranları kontur gösterimleri



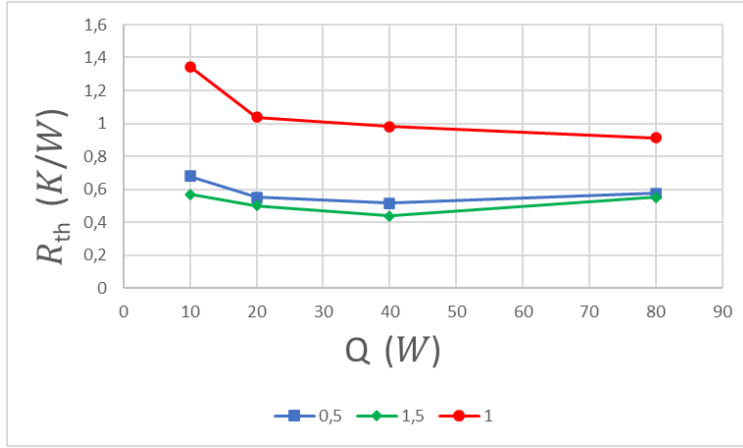
Şekil 4.11 $K_r=1,5$ ve doldurma oranı %50 olduğu durumda farklı ısı girdilerindeki basınç dağılım kontur gösterimleri



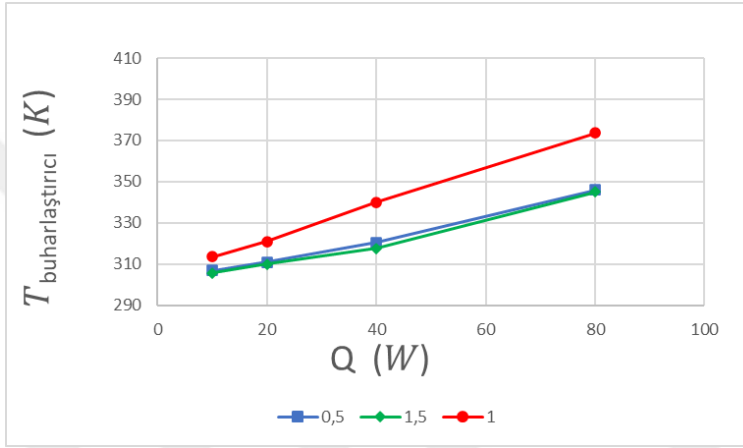
Şekil 4.12 $K_r=1,5$ ve doldurma oranı %50 olduğu durumda farklı ısı girdilerindeki hız kontur gösterimleri

Doluluk oranı %50 olduğu durumda, farklı Kr oranları için, ısı direnç ve buharlaştırıcı sıcaklık değerlerinin giren ısı miktarı ile değişimi sırasıyla Şekil 4.13a ve Şekil 4.13b’de verilmektedir. Şekillerden de görüldüğü üzere, tüm farklı Kr oranları için ısı borusuna giren ısı miktarının artması ile ısı direnç değeri azalış göstermektedir. Isıl dirençte görülen bu azalış, giren ısı miktarı arttıkça ısı borusunun ısı performansının attığını belirtmektedir. Ancak, tüm Kr oranları için ısı borusuna giren ısı miktarının artması ile buharlaştırıcı sıcaklığının da arttığı görülmektedir.

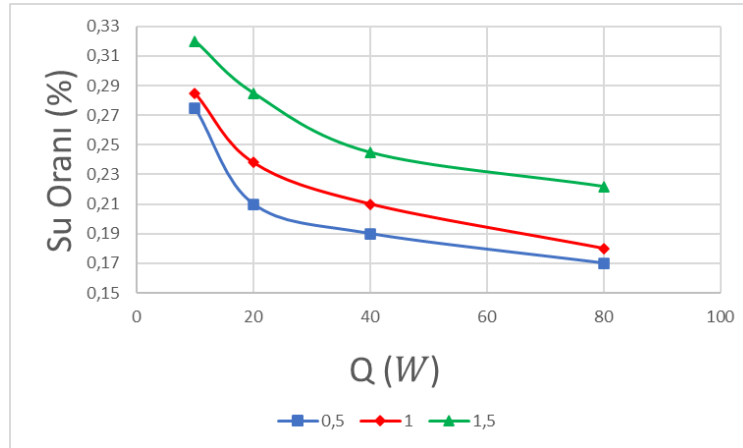




(a)



(b)



(c)

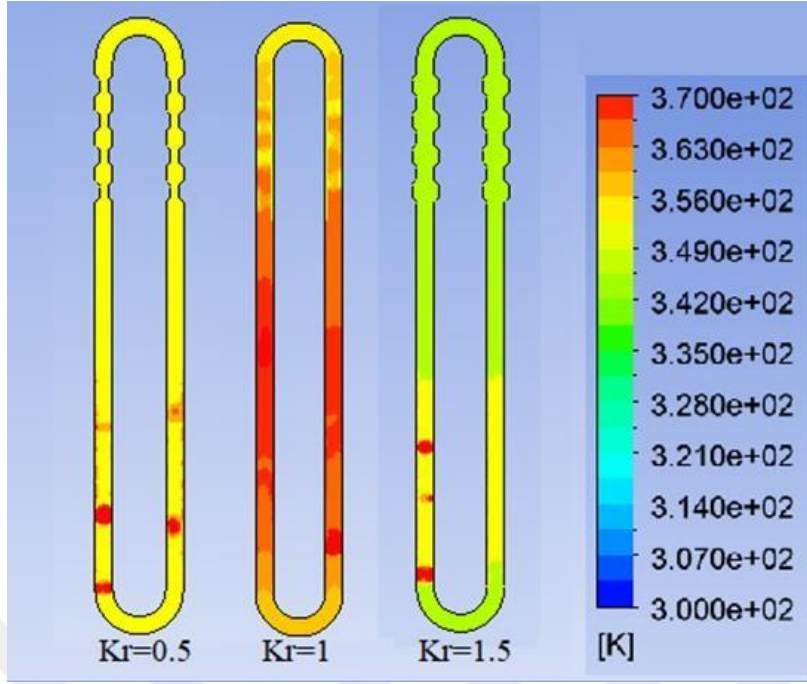
Şekil 4.13 Doluluk oranı %50 olduğu durumda, farklı Kr oranları için (a) ısıl direnç, (b) buharlaştırıcı sıcaklığı ve (c) su ve buhar dengesi değerlerinin giren ısı ile değişimi

Aynı sınır şartları altında üç farklı Kr oranlarına sahip yoğuşturucu yapısının sonuçları karşılaştırıldığında, $Kr=1.5$ 'in en düşük termal dirence sahip olduğu sonucuna varılmıştır. Ayrıca 80 W ısı güç için elde edilen verim değerleri detaylı olarak incelendiğinde, $Kr=1,5$ ve $Kr=0.5$ 'in ısı dirençlerinin yaklaşık olarak $Kr=1$ 'e göre %63,43 daha düşük olduğu görülmektedir. Genleşme ve daralma yapılarının yoğuşturucu bölgesindeki ısı performansı artırmak için önemli bir teknik olan ısı sınır tabakayı kesintiye uğratabilmesidir. Ayrıca genleşme ve daralma geometrisi, yoğuşturucu kısmındaki ısı transfer alanını genişletmiştir.

Tüm ısı girdileri aralığındaki su oranı, farklı ısı boruları için Şekil 4.13c'de gösterilmektedir. Isı girdileri 10'dan 80 W'a sürekli olarak artması, tüm ısı boruları yapısı için su oranı keskin bir şekilde azalır.

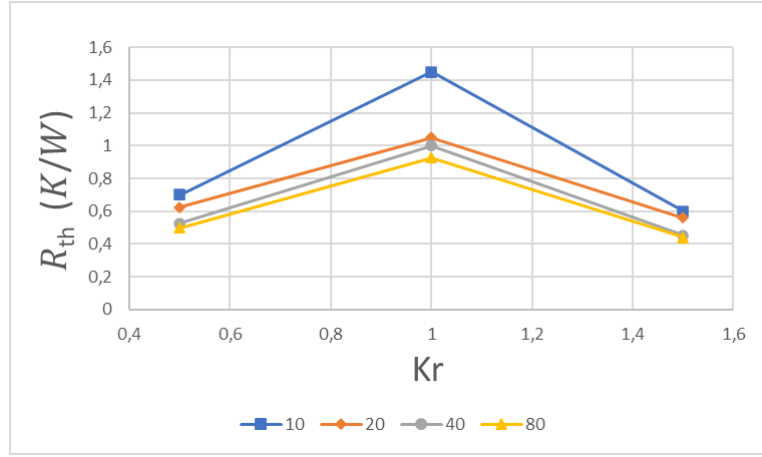
4.2. Kr Oranının Değişiminin Etkisinin İncelenmesi

Giren ısı 80 W ve doluluk oranı %60 olduğu durumda, ısı borusunun içindeki sıcaklık dağılımının, Kr oranı ile değişimi aşağıdaki şekilde verilmektedir. Şekil 4.14 incelendiğinde, ısı borusunun $Kr=1,5$ oranında sıcaklık değerlerinin daha çok azaldığı görülmektedir. Bu durumun yoğuşturucu bölümündeki genleşme yapılarının akış rejiminde yarattığı kararsızlıklardan ve akış hızındaki değişikliklerin artmasından dolayı ısı borusundan atılan ısı miktarının artması ile gerçekleştiği söylenebilir. Ayrıca $Kr=1,5$ oranının da olduğu gibi $Kr=0,5$ oranının da benzer şekilde ısı performansı etkilediği gözlemlenmiştir.

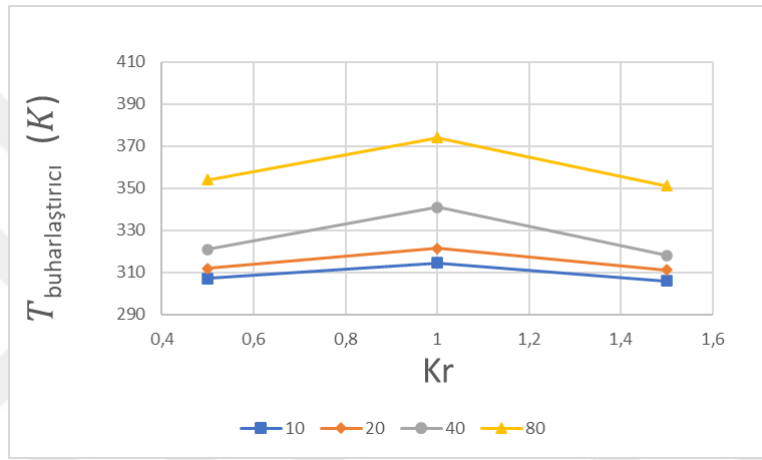


Şekil 4.14 Giren ısı 80 W ve doluluk oranı %60 olduğu durumda, farklı K_r oranları için sıcaklık kontur gösterimleri

Doluluk oranı %60 olduğu durumda, farklı giren ısı miktarları için, ısı direnç ve buharlaştırıcı sıcaklık değerlerinin giren ısı miktarı ile değişimi sırasıyla Şekil 4.15a ve Şekil 4.15b’de verilmektedir. Şekiller incelendiğinde yüksek giren ısı miktarları için, K_r oranının değişmesi ile genişleme ve daralmalı geometrik ısı borusu modellerinin ısı direnç değerinin ve buharlaştırıcı sıcaklığının azaldığı görülmektedir.



(a)

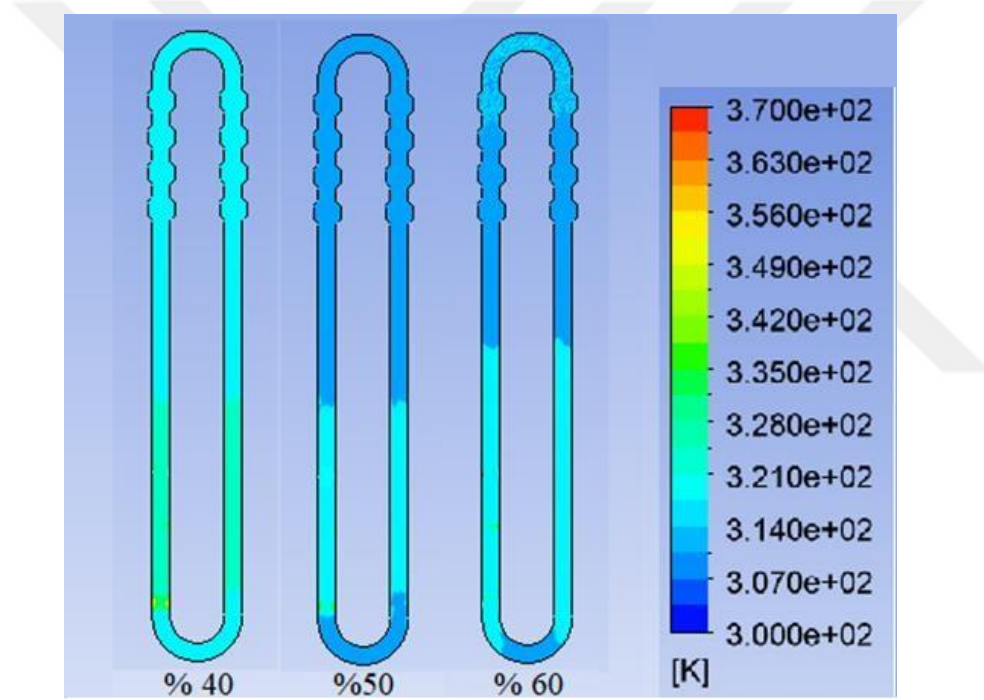


(b)

Şekil 4.15 Doluluk oranı %60 olduğu durumda, farklı giriş ısıları için (a) ısı direnç ve (b) buharlaştırıcı sıcaklık değerlerinin Kr oranları ile değişimi

4.3. Doluluk Oranının Değişiminin Etkisinin İncelenmesi

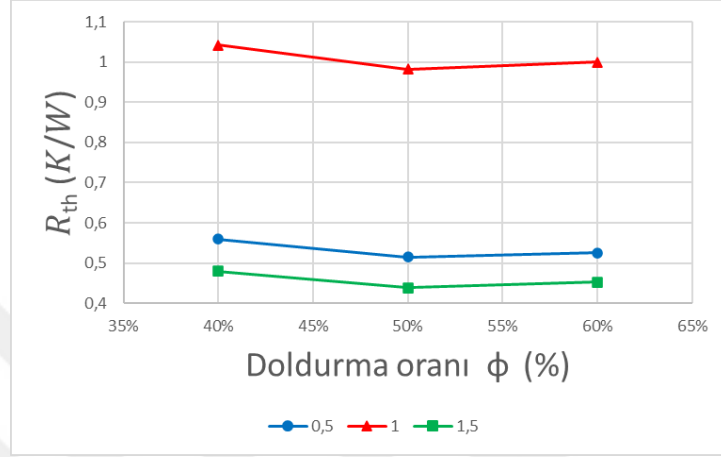
Aşağıdaki şekillerde ise $K_r=1,5$ ve giren ısı miktarı 40 W olduğu durumda, %40 ile %60 doluluk oranı arasında değişen üç farklı doluluk oranını için, ısı borusunun sıcaklık dağılımı. Şekil incelendiğinde, doluluk oranı %40 için buharlaştırıcı sıcaklığının %50 doluluk oranına göre yüksek seviyede olduğu görülmüştür. Ancak %50 doluluk oranları için sıcaklık değerleri biraz daha düşmektedir. Diğer parametreler sabit iken, ısı borusunun doluluk oranının %50 değerinden artırılması ile sıcaklık değerlerinde bir miktar artma meydana geldiği belirlenmiştir. Ayrıca doluluk oranının artması ile ısı borusu içindeki su ve buhar dengesinin değiştiği gözlemlenmiştir.



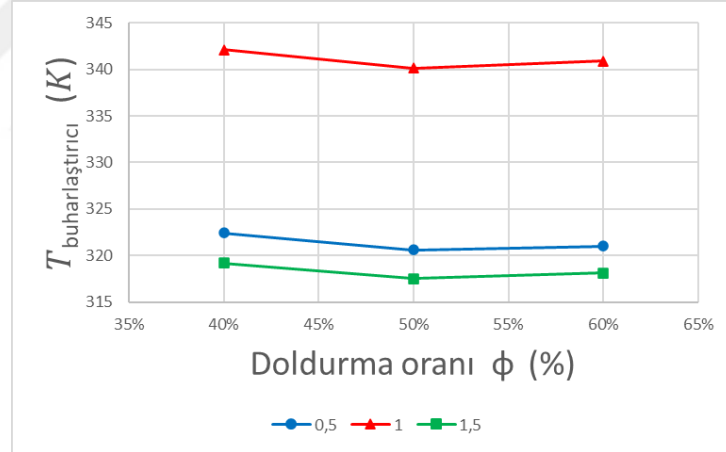
Şekil 4.16 $K_r=1,5$ ve ısı girdisi 40 W olduğu durumda, farklı doluluk oranları için sıcaklık kontur gösterimleri

Şekil 4.17’de $K_r=1,5$ ve giren ısı 40 W olduğu durumda, ısı direnç ve buharlaştırıcı sıcaklığının doluluk oranları ile değişimi görülmektedir. Şekillerden de görüldüğü üzere, doluluk oranı %40 olduğu durumda hem ısı direnç hem de buharlaştırıcı sıcaklığı maksimum değerdedir. Ancak doluluk oranının %50’ye çıkması ile bu iki değerde de ani bir düşüş gerçekleşmekte ve minimum seviyeye inmektedir. Doluluk oranı artmaya devam ettikçe hem ısı direnç hem de buharlaştırıcı sıcaklığı artış

göstermektedir. Dolayısıyla, doluluk oranının değişimi ile ısıl direncin ve buharlaştırıcı sıcaklığının değişiminin benzer bir davranış gösterdiği söylenebilir. İncelenen doluluk oranlarında, ısı direncinin en düşük olduğu %50 doluluk oranının, ısı borusunun soğutma performansı açısından optimum doluluk oranı olduğu görülmektedir.



(a)

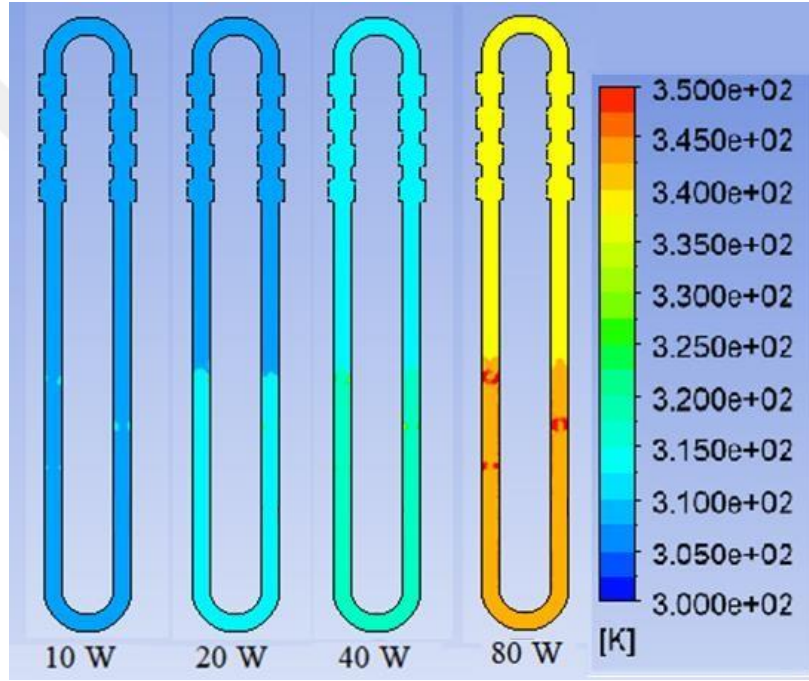


(b)

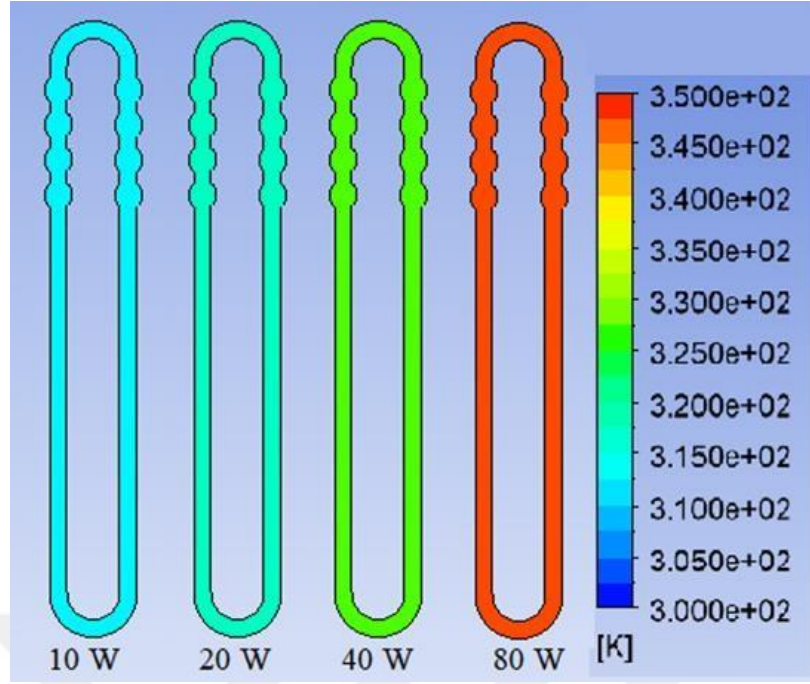
Şekil 4.17 Farklı K_r oranları ve giren ısı 40 W olduğu durumda, (a) ısıl direnç ve (b) buharlaştırıcı sıcaklık değerlerinin doluluk oranları ile değişimi

4.4. Kr Oranı 1,5 için Geometrik Değişimin Etkisinin İncelenmesi

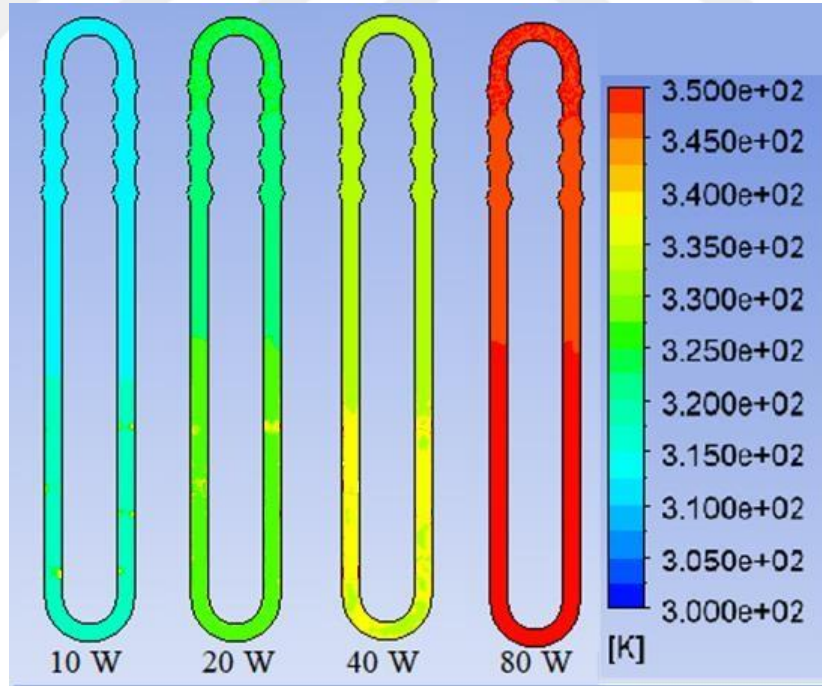
Tüm bu çalışmalara sonucunda elde edilen verilere göre ısı performansına olumlu etki eden trapez geometrik yapıları genişleme ve daralma yapılarını daha detaylı incelemek amacıyla genişleme ve daralma yapılarındaki geometriler değiştirilerek incelemeler yapılmıştır. Bu geometrik yapılar dikdörtgen, üçgen ve oval geometrik yapılar olmak üzere hem $K_r=0,5$ hem de $K_r=1,5$ için tekrar analizler yapılmış ve incelenmiştir. Bu çalışmaların sonuçları aşağıda verilmiştir.



Şekil 4.18 $K_r=1,5$ Dikdörtgen geometrik yapıları ısı borusunun doluluk oranı %50 ve farklı giriş ısıları için sıcaklık kontur gösterimleri

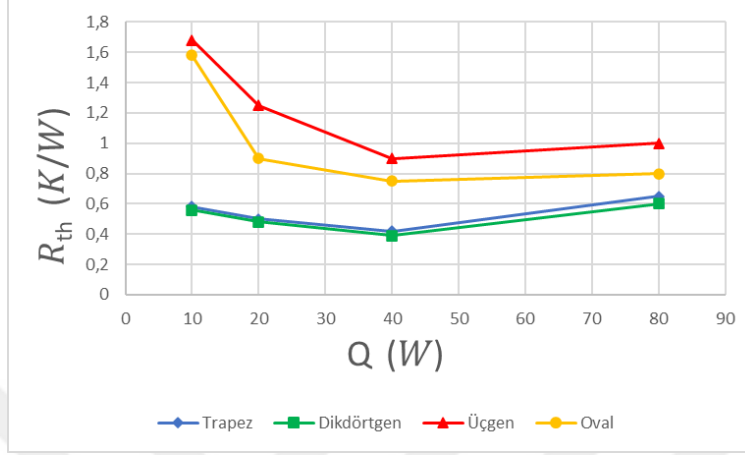


Şekil 4.19 $K_r=1,5$ Oval geometrik yapılı ısı borusunun doluluk oranı %50 ve farklı giriş ısıları için sıcaklık kontur gösterimleri

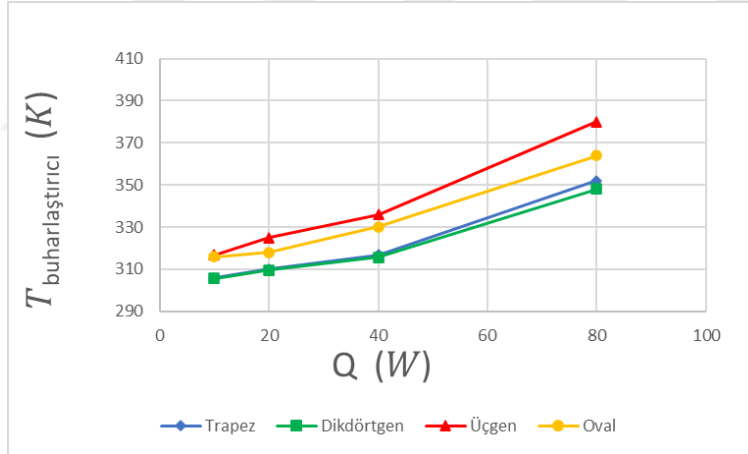


Şekil 4.20 $K_r=1,5$ Üçgen geometrik yapılı ısı borusunun doluluk oranı %50 ve farklı giriş ısıları için sıcaklık kontur gösterimleri

Genleşme yapılarındaki incelenen farklı geometrik modeller sonucunda dikdörtgen yapılı geometrik modelin ilk başta incelenen trapez yapılı geometrik modele göre ısı performansının en yüksek olduğu gözlemlenmiş ve ayrıca tüm farklı yapıdaki genleşme geometri modellerinin karşılaştırılması Şekil 4.21 de verilmiştir.



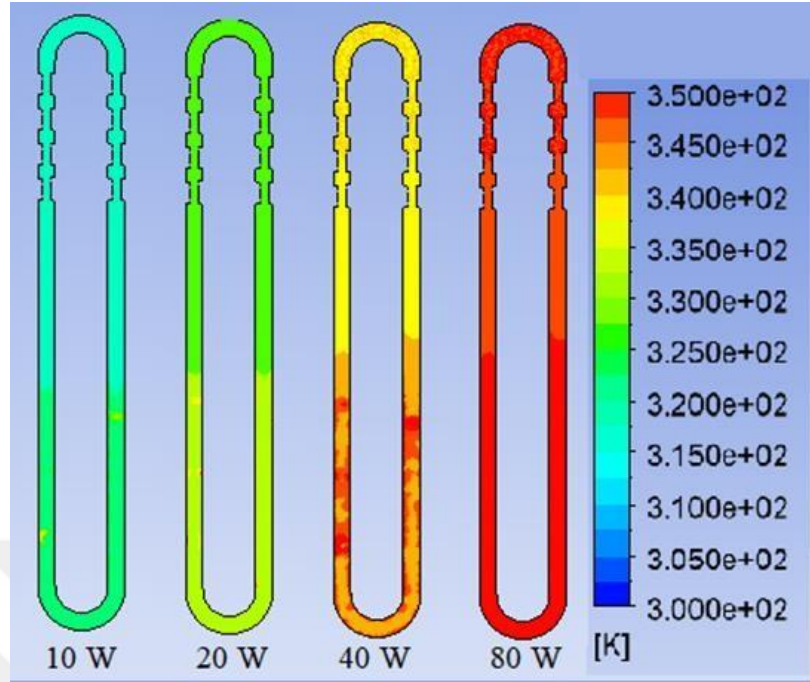
(a)



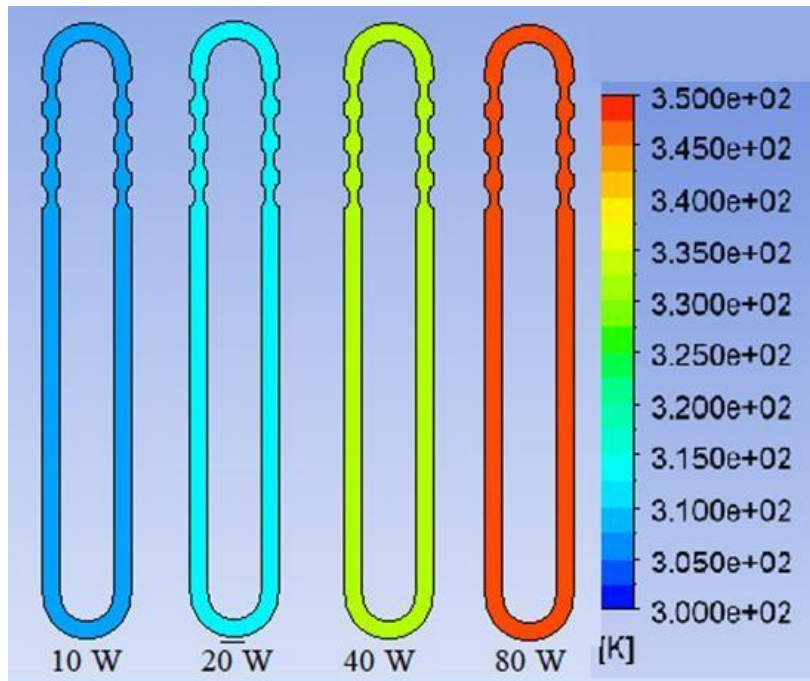
(b)

Şekil 4.21 $K_r=1,5$ ve doluluk oranı %50 olduğu durumda, farklı genleşme geometrileri için (a) ısı direnç ve (b) buharlaştırıcı sıcaklık değerlerinin farklı giriş ısıları ile değişimi

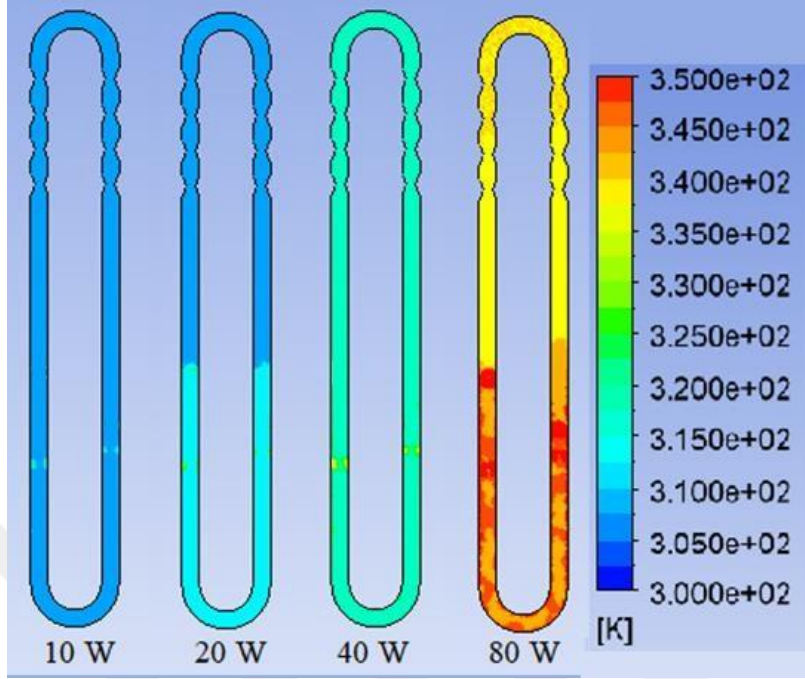
4.5. K_r Oranı 0,5 için Geometrik Değişimin Etkisinin İncelenmesi



Şekil 4.22 $K_r=0,5$ Dikdörtgen geometrik yapılu ısı borusunun doluluk oranı %50 ve farklı giriş ısıları için sıcaklık kontur gösterimleri

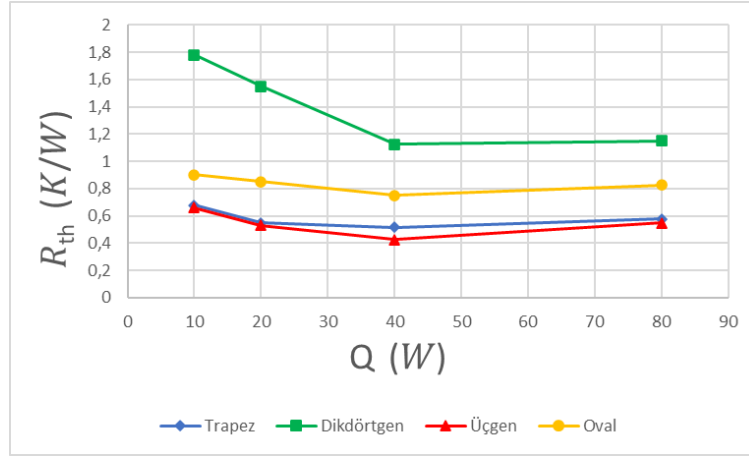


Şekil 4.23 $K_r=0,5$ Oval geometrik yapılu ısı borusunun doluluk oranı %50 ve farklı giriş ısıları için sıcaklık kontur gösterimleri

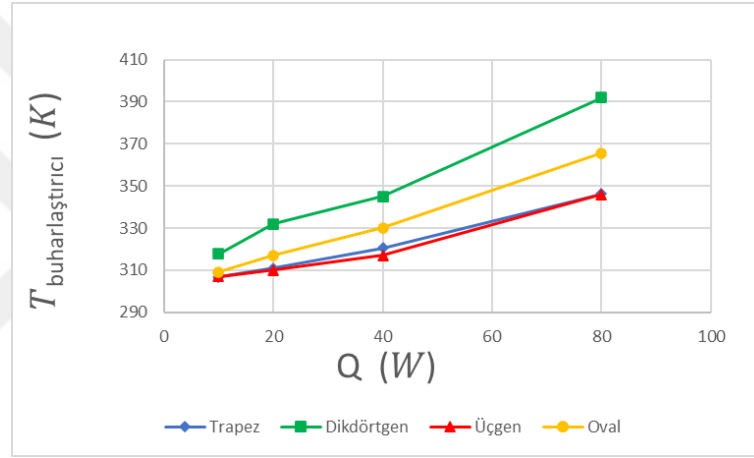


Şekil 4.24 $K_r=0,5$ Üçgen geometrik yapılı ısı borusunun doluluk oranı %50 ve farklı giriş ısıları için sıcaklık kontur gösterimleri

Daralma yapılarındaki incelenen farklı geometrik modeller sonucunda ise genişleme modelindekinden farklı olarak üçgen yapıli geometrik modelin ilk başta incelenen trapez yapıli geometrik modele göre ısıli performansın en yüksek olduğu gözlemlenmiş ve ayrıca tüm farklı yapıdaki genişleme geometri modellerinin karşılaştırılması Şekil 4.25’de verilmiştir.



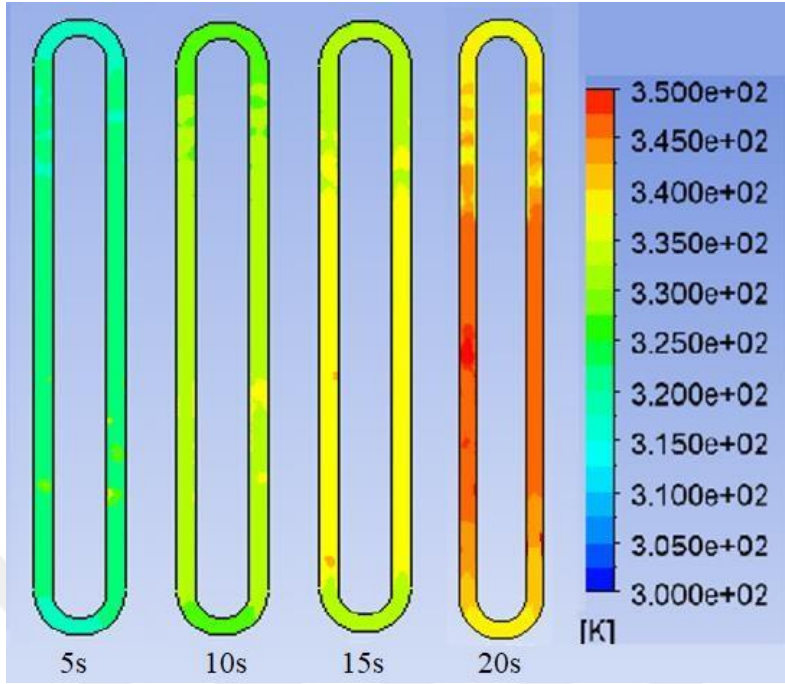
(a)



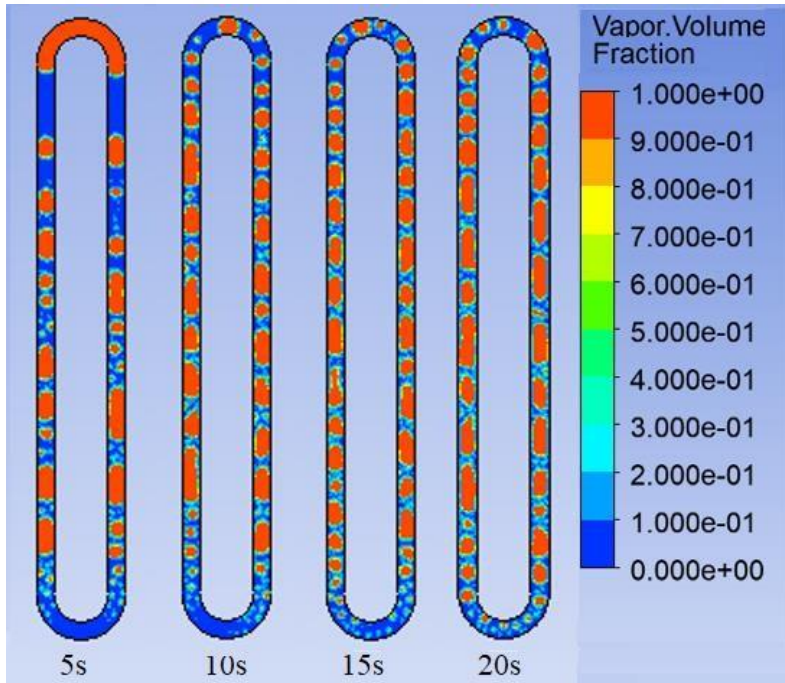
(b)

Şekil 4.25 $K_r=0,5$ ve doluluk oranı %50 olduğu durumda, farklı daralma geometrileri için (a) ısııl direnç ve (b) buharlaştırıcı sıcaklık değerlerinin farklı giriş ısıları ile değişimi

4.6. Zamana Göre Değişimin İncelenmesi

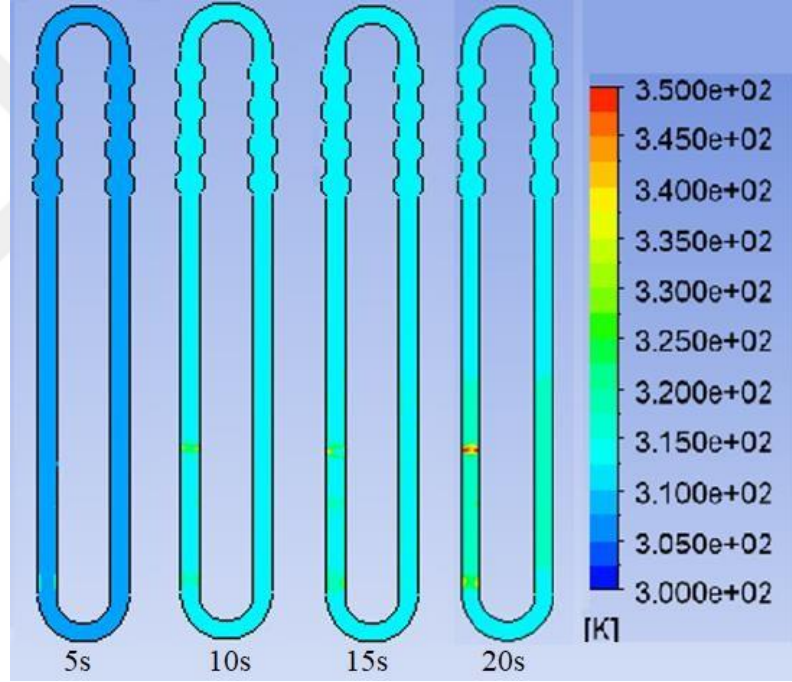


Şekil 4.26 $Kr=1$, 40W ısı girdisinde ve doluluk oranı %50 olduğu durumda, farklı zamanlardaki sıcaklık kontur gösterimleri

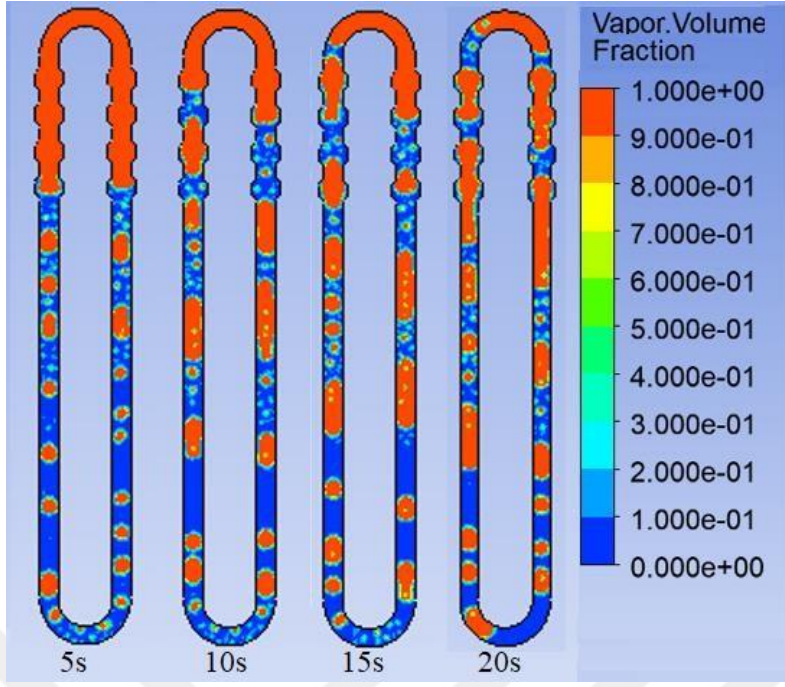


Şekil 4.27 $Kr=1$, 40W ısı girdisinde ve doluluk oranı %50 olduğu durumda, farklı zamanlardaki buhar ve suyun hacimsel oranlarının kontur gösterimleri

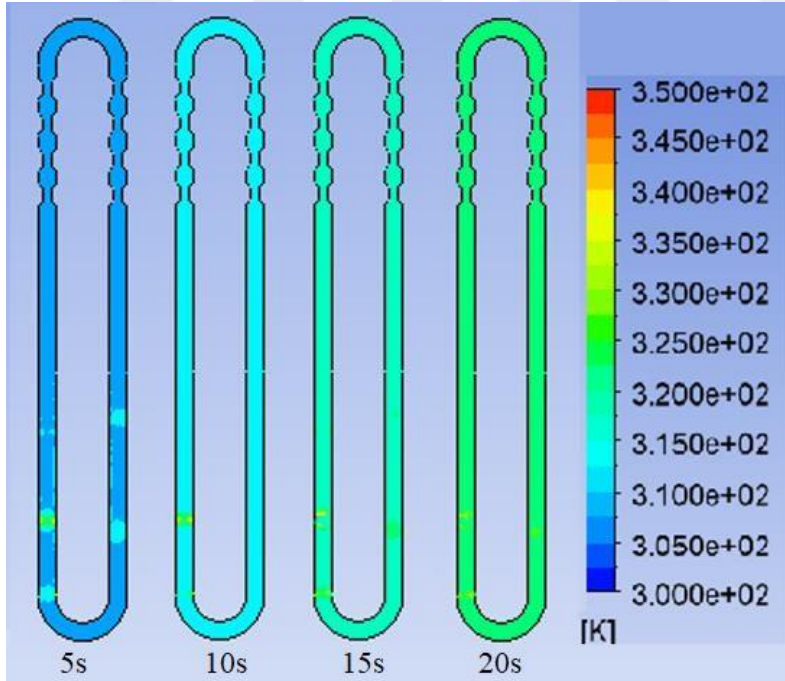
Şekil 4.27 de gösterildiği gibi, zaman içinde çeşitli pozisyonlarda su ve buhar fazlarının kontur gösterimleri, kaynama, kabarcıkların birleşmesi ve buhar oluşumu periyotları için elde edilmiştir. 40W ısı girişi ve %50 doluluk oranı tüm modellerde korunmuştur. Buharlaştırıcı bölümüne ısı girişi uygulandığında, ısıtma işleminin ilk saniyelerinde buhar kabarcığı ortaya çıkmaya başlar ve ısı transfer mekanizması çalışmaya başlar. Geniş ve küçük kabarcıklar oluşur ve sürekli olarak birleşir. Ardından, buharlaştırıcı bölgesinde daha yüksek basınca yol açan sürekli ısı girdisi, kabarcıkları yavaş yavaş uzun buhar yığınlarına dönüştürür. Aynı anda, ısı borusunun her iki tarafındaki su ve buhar sütunları, doğal taşınım kuvveti nedeniyle yoğunlaştırıcıya doğru itilir ve orada yoğunlaşır ve sonrasında kaybolur.



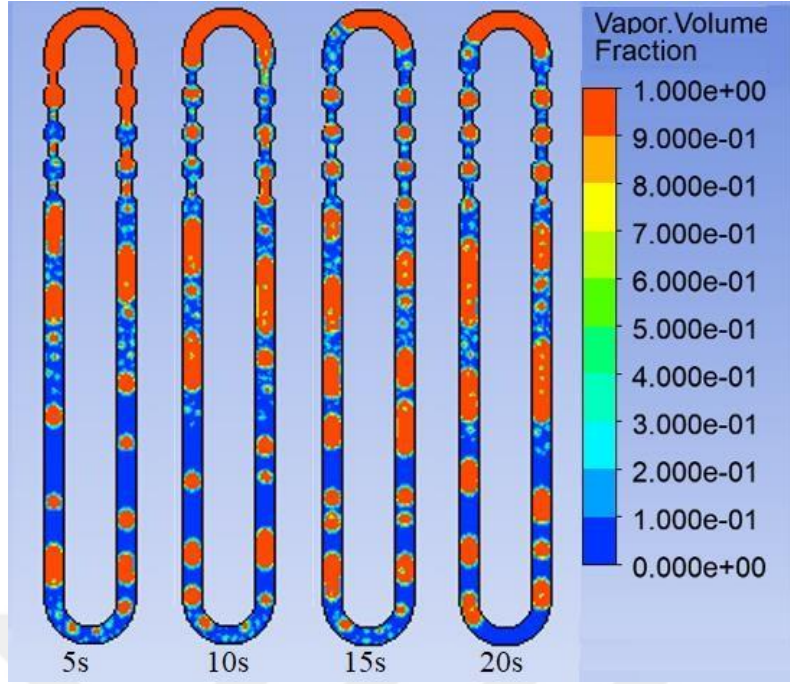
Şekil 4.28 $Kr=1,5$, 40W ısı girdisinde ve doluluk oranı %50 olduğu durumda, farklı zamanlardaki sıcaklık kontur gösterimleri



Şekil 4.29 $Kr=1,5$, 40W ısı girdisinde ve doluluk oranı %50 olduğu durumda, farklı zamanlardaki buhar ve suyun hacimsel oranlarının kontur gösterimleri

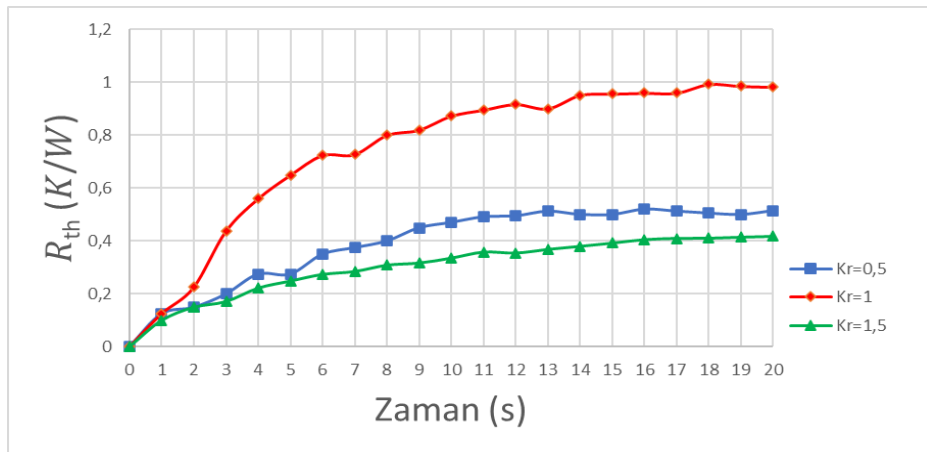


Şekil 4.30 $Kr=0,5$, 40W ısı girdisinde ve doluluk oranı %50 olduğu durumda, farklı zamanlardaki sıcaklık kontur gösterimleri

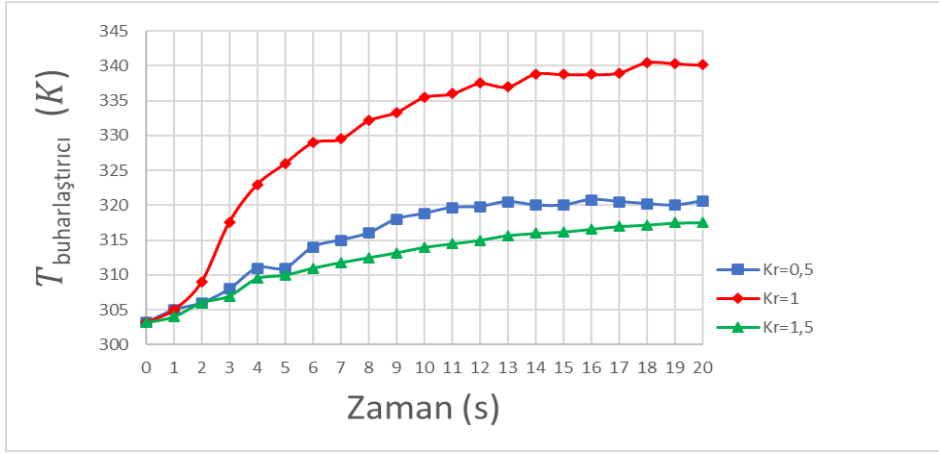


Şekil 4.31 $Kr=0,5$, $40W$ ısı girdisinde ve doluluk oranı %50 olduğu durumda, farklı zamanlardaki buhar ve suyun hacimsel oranlarının kontur gösterimleri

Isı borusunun ısıl direnç ve buharlaştırıcı sıcaklık değerlerinin zamanla arttığı, ancak yaklaşık olarak 12. saniyeden sonra dengeli bir durum sergilediği belirlenmiştir.

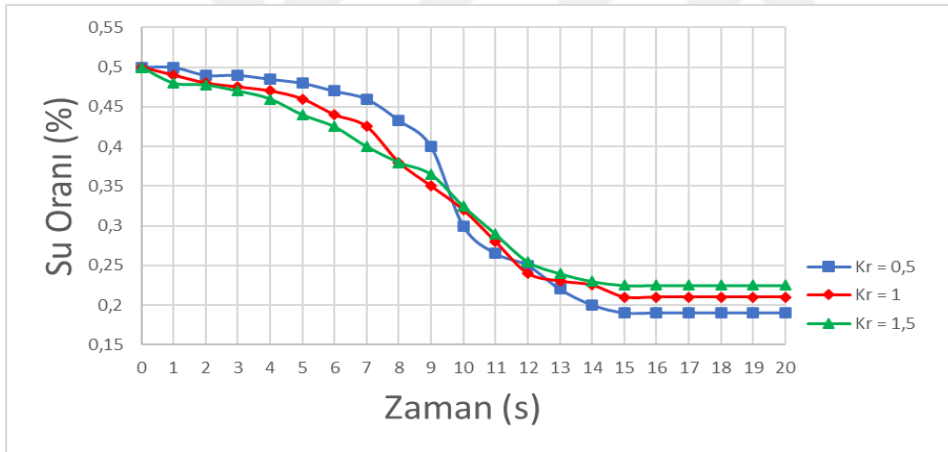


(a)



(b)

Şekil 4.32 Farklı Kr oranları için %50 doldurma oranı ve 40 W için ısıl direncin (a) sıcaklıkların (b) zamana göre değişimi



Şekil 4.33 Farklı Kr oranları için %50 doldurma oranı ve 40W için ısı borusu içerisindeki hacimsel oranının zamana göre değişimi

Şekil 4.33de, 20s boyunca hacimsel oranların değişimini göstermektedir. Sürekli olarak ısı girişi ile suyun buharlaşmaya başladığı ve kaynama nedeniyle su buharı faz oluşumunun meydana geldiği açıktır. Daha sonra su oranı başlangıç aşamasında yavaş yavaş bozulur sonra yüksek sıcaklık ve yüksek basıncın var olduğu yoğunlaşma ve buharlaşma oranının dengesiz koşulları nedeniyle sürekli ısı girişi yani sürekli ısıtma ile su oranındaki düşüşün daha hızlı olduğunu gözlemlenmiştir.

5.

SONUÇLAR

Bu çalışma kapsamında, uzay, haberleşme, savunma vb. birçok önemli sektörde, bilgisayar ve benzeri elektronik devre işlemcilerinin ısı kontrolünde, iklimlendirme uygulamalarında, sıklıkla kullanılan bakır bir borudan yapılan ve kapalı döngülü ısı boruları, hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) ile ısı borularının ısı performansı sayısal olarak incelenmiştir. Analizler sonucunda elde edilen sonuçların ve HAD modelinin doğrulanması ve karşılaştırılması için literatürdeki bir çalışma ile doğrulanmıştır.

Bu amaçla, farklı model geometrileri, farklı ısı girdileri ve farklı doluluk oranları için iki fazlı akış şartlarında, iki boyutlu ve zamana bağımlı olarak sayısal analizler yapılmıştır. Elde edilen veriler aracılığı ile, çalışılan parametre aralığında incelenen ısı borusunun akış karakteristikleri ve ısı performansı belirlenmeye çalışılmıştır. Yapılan analizler sonucunda, diğer parametreler sabit iken ısı borusunun buharlaştırıcı bölümünden giren ısı miktarı arttıkça, ısı borusu içindeki akışkanın sıcaklık ve hız değerlerinin arttığı ısı direncinin ise azaldığı belirlenmiştir. K_r 0,5 ve 1,5 olması ile ısı direnç değerinin ve buharlaştırıcı sıcaklığının azaldığı tespit edilmiştir. Isı borusunun doluluk oranı %40 olduğu durum da hem ısı direnç hem de buharlaştırıcı sıcaklığının maksimum değerinde olduğu belirlenmiştir. Ancak doluluk oranının %50'ye çıkması ile bu iki değerde de ani bir düşüş gerçekleşerek minimum seviyeye indiği gözlemlenmiştir.

Sonuç olarak, bir ısı borusunun yoğuşturucu bölümünde yapılan genişleme ve daralma yapılarının ısı performansı olumlu yönde etkilediği, ısı borusunun doluluk oranı %50 olduğu durumda ise optimum ısı performans sağlandığı söylenebilir.

KAYNAKLAR

- [1] Baghban, Noie & Hossein, Seyed, “Application of heat pipe heat exchangers in heating, ventilation and air conditioning (HVAC) systems”. *Scientific research and essays*, vol. 6, 2011.
- [2] Vikipedi (2010)
https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Laptop_Heat_Pipe.JPG
[Alıntı 03.03.2021].
- [4] Understanding CPU Heatsinks: Picking the Best CPU Cooler. [Alıntı 03.03.2021]. [Alınan adres: <https://www.gamersnexus.net/guides/981-how-cpu-coolers-work>]
- [5] Pachghare P. R., Mahalle A. M. (2014), Thermo-hydrodynamics of closed looppulsating heat pipe: an experimental study. In No 3387-3394 India
- [6] Baitule D. A., Pachghare P. R. (2013), Experimental analysis of closed loop pulsating heat pipe with variable filling ratio. *International Journal Mechanical Engineering and Robotics Research 2*, No 3
- [7] Rahman M. L., Sultan R. A., Islam T., Noor M. H., Mohammad A. (2015), An experimental investigation on the effect of fin in the performance of closed loop pulsating heat pipe. In No.1216 Bangladesh
- [8] Naik R., Varadarajan V., Pundarika G., Narasimha K. R. (2013), Experiment investigation and performance evaluation of a Closed loop PHP, *Journal of Applied Fluid Mechanics*, 6(2), 267-275
- [9] Clement J. and Wang X. (2011), Experimental investigation of pulsating heat pipe performance with regard to fuel cell cooling application, *Applied Thermal Engineering*, 50, 268-274
- [10] Wang J., Bai X. (2018), The features of clphp with partial horizontal structure, *Applied Thermal Engineering*, 133, 682–689
- [11] Fertahi S.D., Bouhal T., Agrouaz Y., Kousksou T., Rhafiki T.E., Zéraouli Y. (2018), Performance optimization of a two-phase closed thermosyphon through cfd numerical simulations, *Applied Thermal Engineering*, 128, 551–563
- [12] Kumaer P. (2019), Numerical investigation of fluid flow and heat transfer in trapezoidal microchannel with groove structure, *International Journal of Thermal Science*, 136, 33–43
- [13] Pouryoussef S.M., Zhang Y. (2017), Analysis of chaotic flow in a 2D multi-turn closed-loop pulsating heat pipe, *Applied Thermal Engineering*, 126, 1069–1076
- [14] Wang J., Xie J., Liu X. (2020), Investigation of wettability on performance of pulsating heat pipe, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 150, 119354

- [15] Gupta N.K., Barua A., Mishra S., Singh S.K., Tiwari A.K., Ghosh S. K. (2019), Numerical study of CeO₂/H₂O nanofluid application on thermal performance of heat pipe, *Materials Today: Proceedings*, 18, 1006–1016
- [16] Gamit H., More V., Mukund B., H. B. Mehta H. B. (2015) Experimental investigations on pulsating heat pipe , *Energy Procedia* 75, 3186 – 3191
- [17] Rahman M. L., Sultan R. A., Islam T., Hasan N. M., Ali M. (2015) An experimental investigation on the effect of fin in the performance of closed loop pulsating heat pipe (CLPHP), *Energy Procedia* 105, 137 – 144
- [18] Rao C.S., Gupta A., Narasimha K.R. (2016) Parametric Characterization on the Thermal Performance of a Closed Loop Pulsating Heat Pipe, *Journal of Applied Fluid Mechanics* 9, 615-624
- [19] Shi S., Cui X., Han H., Weng J., Li Z. (2016) A study of the heat transfer performance of a pulsating heat pipe with ethanol-based mixtures, *Applied Thermal Engineering* 102, 12191227
- [20] Khodami R., Nejad A. A., Khabbaz M.R.A. (2016) Experimental investigation of energy and exergy efficiency of a pulsating heat pipe for chimney heat recovery, *Sustainable Energy Technologies and Assessments* 16, 11–17
- [21] Xingyu W., Li J. (2016) Experimental Study on Heat Transfer Performance of Pulsating Heat Pipe with Refrigerants, *Journal of Thermal Science* 25, 449–453
- [22] Pouryoussefi S. M., Zhang Y. Nonlinear Analysis of Chaotic Flow in a Three-Dimensional Closed-Loop Pulsating Heat Pipe, Department of Mechanical and Aerospace Engineering University of Missouri Columbia, MO 65211
- [23] Patil B. (2016) Pulsating Heat Pipe for Air Conditioning System: an Experimental Study , *International Journal for Scientific Research & Development* 4, 2321–0613
- [24] Torresin D., Agostini F., Mularczyk A., Agostini B., Habert M. (2017) Double condenser pulsating heat pipe cooler, *Applied Thermal Engineering* 126, 1051–1057
- [25] Bastakoti D., Zhang H., Cai W., Li F. (2018) An experimental investigation of thermal performance of pulsating heat pipe with alcohols and surfactant solutions, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 117, 1032–1040
- [26] Solomon, A. B., Sekar, M. and Yang, S.H. (2016). Analytical expression for thermal conductivity of heat pipe. *Applied Thermal Engineering*, 100, 462-467.
- [27] Mahdavi, M., Tiari, S., Schampheleire, S. D. and Qiu, S. (2018). Experimental study of the thermal characteristics of a heat pipe. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 93, 292-304.
- [28] Schlitt, K.R., Brennan, P.J. and Kirkpatrick, J.P. (1975). Parametric performance of extruded axial grooved heat pipes from 100 to 300 K. *Astronautics and Aeronautics: Heat Transfer with thermal Control Applications*, 39, 215–227.

- [29] Castle, M. R., Thomas S. K. and Yerkes K. L. (2001). The effect of working fluid inventory on the performance of revolving helically grooved heat pipes. *Journal of Heat Transfer*, 123.
- [30] Mozumder, A. K., Akon, A. F., Chowdhury, M. S. H. and Banik, S. C. (2010). Performance of heat pipe for different working fluids and fill ratios, *Journal of Mechanical Engineering*, 41(2), 97-102.
- [31] Xie F., Li X., Qian P., Huang Z., Liu M. (2020), Effects of geometry and multisource heat input on flow and heat transfer in single closed-loop pulsating heat pipe, *Applied Thermal Engineering* (168) 114856
- [32] Wang J., Ma H., Zhu Q. (2015), Effects of the evaporator and condenser length on the performance of pulsating heat pipes, *Applied Thermal Engineering*, 91, 1018-1025
- [33] Saha N., Das P.K., Sharma P. (2014), Influence of process variables on the hydrodynamics and performance of a single loop pulsating heat pipe, *International Journal Heat Mass Transfer*, 74, 238–250
- [34] Y. A. Çengel and Afshin J. Ghajar, “*Heat And Mass Transfer Fundamentals & Applications.*”
- [35] Suyun sıcaklığa göre termofiziksel özellikleri. [Alıntı 15.07.2021] .
[Alınan adres: <https://www.aralsan.com/su-fiziksel-ozellikleri>]
- [36] Lin Z.R., Wang S.F., Chen J.J. (2011), Experimental study on effective range of miniature oscillating heat pipes, *Applied Thermal Engineering*, 31(5), 880–886
- [37] Wu R., Hong T., Cheng Q., Zou H., Fan Y., Luo X. (2019), Thermal modeling and comparative analysis of jet impingement liquid cooling for high power electronics, *International Journal of Thermal Science* (137) 42–51
- [38] Noori S.M.A., Abadi R, Meyer J.P., Dirker J. (2018), Numerical simulation of condensation inside an inclined smooth tube, *Chemical Engineering Science*, 182, 132–145
- [39] Masip Y., Campo A., Nunez S.M. (2020), Experimental analysis of the thermal performance on electronic cooling by a combination of cross-flow and an impinging air jet, *Applied Thermal Engineering*, 167, 114779
- [40] Çalışır T., Çalışkan S., Kılıç M., Başkaya Ş. (2017), Çarpan akışkan jetleri kullanarak kanatçıklı yüzeyler üzerindeki akış alanının sayısal olarak incelenmesi, *Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 32, 127-138
- [41] Kilic M. (2018), A numerical analysis of transpiration cooling as an air cooling mechanism, *Heat Mass Transfer*, 54, 3647–3662

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler :
Adı Soyadı : Mevlüt Emre ASLANTAŞ
Doğum Tarihi ve Yeri:
Yabancı Dil : İngilizce
e- posta :
Adres : Atatürk Mahallesi Aktürk Sokak Turkuaz Evleri No:3/22
Kaharamankazan/ANKARA

Eğitim Durumu:

Yüksek Lisans :Kırıkkale Üniversitesi, Makine Müh. Bölümü, 2018-2022
Lisans :Kırıkkale Üniversitesi, Makine Müh. Bölümü, 2013-2017

Çalıştığı Kurumlar ve Yıllar:

2015-... :Aslantek Çelik İnşaat ve Makina

Yayınları:

Aslantas, M.E., Demircan, T. 2021, “*Bir Isı Borusunun Akış ve Isı Transfer Karakteristiklerinin Sayısal Olarak İncelenmesi*”, Uluslararası Mühendislik Araştırma ve Geliştirme Dergisi. 13(2), 600-611.

Araştırma Alanları:

Isı Değiştiriciler, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği, Isı Transferi, Akışkanlar Mekaniği.