PULSATİF BİR ISI BORUSUNDA AKIŞ ANALİZİ

Taner EVCİ

T.C.
BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

PULSATİF BİR ISI BORUSUNDA AKIŞ ANALİZİ

Taner EVCİ
0009-0006-8886-3856

Prof.Dr.Akın Burak ETEMOĞLU
(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2025
Her Hakkı Saklıdır

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

PULSATİF BİR ISI BORUSUNDA AKIŞ ANALİZİ

Taner EVCİ

Bursa Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof.Dr.Akın Burak ETEMOĞLU

Pulsatif ısı boruları geleneksel ısı transfer cihazlarından daha yüksek transfer oranına sahip ısı transfer cihazlarıdır. Isı boruları, ısıyı bir noktadan başka bir noktaya taşımak amacıyla, taşınım ve sıvı-buhar faz dönüşümüne dayalı çalışan sistemlerdir. Genellikle yüzeylerin soğutulmasında ya da sıcaklığın yüzey boyunca dengeli bir şekilde dağıtılmasında kullanılırlar. Birçok endüstriyel uygulamada, ısı değiştiricilerinin termal performansını iyileştirmede ve ticari kullanımlı uygulamalarda enerji tasarrufunu artırma konusunda önemli bir rol oynamaktadır. Isı boruları, evaporatörden topladıkları ısıyı kondensere ileten bir ısı değiştiricisi türüdür. Bu ısı iletimi esnasında hidrodinamik ve termodinamik etkilerden dolayı çift fazlı akış meydana gelir. Bu çalışmada, çift fazlı akış sürecini incelemek ve termal performansını tahmin etmek için kapalı döngü pulsatif ısı borusu tasarlanmış ve bu tasarım için bir hesaplama modeli geliştirilmiştir. Akışkan olarak su seçilmiştir. Modelleme için ise ANSYS programında mixture model tercih edilmiştir. Simülasyon sonuçları grafikler ve konturlar halinde incelenerek hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizi tamamlanmıştır. Isı borularında çift fazlı akış etkisiyle efektif termal iletkenlik çok daha yüksek değerlere çıkmaktadır. Bakırın efektif termal iletkenliği 401 W/(m.K)'dir. Yaptığımız bu çalışmada analiz sonuçlarına göre pulsatif bakır ısı borusunun efektif termal iletkenliğinin 3931 W/(m.K) ile 480 W/(m.K) değerleri arasında değiştiği gözlemlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Çift fazlı akış, Isı borusu, HAD, Buharlaşma, Yoğunlaşma, Isı transferi

2025, viii + 49 sayfa.

ABSTRACT

MSc Thesis

FLOW ANALYSİS IN A PULSATING HEAT PIPE

Taner EVCİ

Bursa Uludağ University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Prof. Dr. Akın Burak ETEMOĞLU

Pulsating heat pipes are heat transfer devices with a considerably greater heat transfer rate than traditional heat transfer devices. Heat pipes are systems that work based on convection and liquid-vapor phase transformation to transfer heat from one point to another. They are generally used to cool surfaces or distribute heat evenly across the surface Heat pipes are becoming increasingly significant in various industrial sectors, especially by enhancing the thermal efficiency of heat exchangers and contributing to energy conservation in commercial applications. Heat Pipes are a type of heat exchanger that collects heat from the evaporator and transmits it to the condenser. During this heat transmission, two-phase flow occurs due to hydrodynamic and thermodynamic effects. In this study, a closed-loop pulsating heat pipe was designed and computational model was developed to investigate the two-phase flow process and predict its thermal performance. Water was chosen as a fluid. Mixture model was preferred in the ANSYS program for modeling. Computational fluid dynamics analysis was completed by examining the simulation results as graphics and contours. In heat pipes, effective thermal conductivity increases to quite higher values due to the effect of multi-phase flow. The effective thermal conductivity of copper is 401 W/(m.K). Based on the analysis conducted in this research, it was monitored that the effective thermal conductivity of the pulsating copper heat pipe varied between 3931 W/(m.K) and 480 W/(m.K) values.

Key words: Two phase flow, heat pipe, CFD, evaporation, condensation, heat transfer

2025, viii + 49 pages.

TEŞEKKÜR

İlk olarak yüksek lisans eğitimim ve yaptığım çalışmalar süresince, engin bilgileri, tecrübesi ve her zaman için örnek almak için gayret ettiğim ve bunun yanı sıra çalışmalarımı sürekli takip ederek inceleyen, bana yol gösteren danışman hocam sayın Prof. Dr. Akın Burak ETEMOĞLU'na çok teşekkür ederim.

Ayrıca eğitim sürecimde analizlerin yapılması konusunda tecrübesi, bilgi birikimi ve edindiği yüksek donanımıyla çalışmalarım süresince bana her zaman yardım eden, desteklerini benden hiçbir zaman esirgemeyen hocam Ebubekir BEYAZOĞLU'na sonsuz şekilde teşekkür ederim.

Taner EVCİ
19/11/2025

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET i
ABSTRACT ii
TEŞEKKÜR iii
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ v
ŞEKİLLER DİZİNİ vii
ÇİZELGELER DİZİNİ viii
1. GİRİŞ 1
1.1. Isı Borularının Tarihsel Gelişimi 2
1.2. Isı Borusu Çalışma Prensibi 4
1.3. Pulsatif Isı Borusu 5
1.3.1. Pulsatif Isı Borusu Çalışma Prensibi 6
1.3.2 Kapalı Döngü Isı Borusu Performansını Etkileyen Parametreler 7
1.3.3 Avantajları 8
1.3.4 Kullanım Alanları 8
1.3.5 Isı Borusu Çalışma Limitleri 9
2. KURAMSAL TEMELLER ve KAYNAK ARAŞTIRMASI 11
3. MATERYAL ve YÖNTEM 16
3.1 Geometrinin Oluşturulması 16
3.2 Ağ(Mesh) Yapısı 18
3.3 Malzeme Bilgileri 22
3.4 Türbülans Modeli 23
3.5 Sınır Şartları 25
3.6 Yönetici Denklemler 26
3.6.1 Süreklilik Denklemi 26
3.6.2. Momentum Denklemi 27
3.6.3. Enerji Denklemi 30
4. BULGULAR (BULGULAR ve TARTIŞMA) 32
4.1. Akış Esnasında Sıcaklık Dağılımı 32
4.2. Akış Boyunca Efektif Termal İletkenlik Dağılımı 34
4.3. Akış Boyunca Su Buharı Hacim Oranı Dağılımı 36
4.4. Akış Boyunca Su Hacim Oranı Dağılımı 38
4.5. Parametrik Çalışma 40
4.6. Akış Boyunca Hız Vektörleri Dağılımı 42
5. SONUÇ 44
6. DOĞRULAMA ÇALIŞMASI 45
KAYNAKLAR 46
EKLER 48
ÖZGEÇMİŞ 49

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler	Açıklama
ω_k	Açısal Hız
p	Basınç, Pa
P	Basın., Pa
°C	Celcius sıcaklık birimi
μ	Dinamik viskozite, N.s/m²
S	Enerji kaynağı
h	Entalpi, J/kg
F	Fridel parametresi
f	Fanning sürtünme faktörü
S_{ij}	Gerinim oranı tensörü
$\vec{V}$	Hız alanı
m/s^2	İvme
v	Kartezyen koordinatlarda *y* doğrultusundaki hız gösterimi
w	Kartezyen koordinatlarda *z* doğrultusundaki hız gösterimi
K	Kelvin sıcaklık birimi
$\dot{Q}$	Kontrol yüzeyinden kontrol hacmine girip çıkan ısının geçiş hızı
$\vec{n}$	Kontrol sınırına dik olan birim vektör
k–ε	K epsilon türbülans modeli
Dk_{eff}	k için Etkili yayılma
m	Metre
mm	Milimetre
$\widetilde{\Omega}_{ij}$	Ortalama dönme hızı tensörü
e	Özgül iç enerji
ε	Porozite
A_0	Sabit sayı 4
A_s	Sabit sayı $\sqrt{6}\cos\varphi$
C_2	Sabit sayı 1.9
C_1	Sabit sayı
σ_k	Sabit sayı 1
$C_{1\varepsilon}$	Sabit sayı 1.44
$C_{2\varepsilon}$	Sabit sayı 1.92
q	Statik kütle kuruluk oranı
σ_ε	Türbülans Prandtl numarası
υ_t	Türbülanslı kinematik vizkozite
k	Türbülans kinetik enerjisi
ε	Türbülanslı yayılma oranı
G_k	Türbülanslı kinetik enerjinin üretimi
σ	Yüzey gerilimi, N/m
τ	Viskoz gerilme tensörü
ρ	Yoğunluk
σ	Yüzey gerilimi, N/m
t	Zaman

$D\varepsilon_{eff}$	ε için etkili yayılma

Kısaltmalar	**Açıklama**
HAD	Hesaplamalı akışkanlar dinamiği
CFD	Computational Fluid Dynamics

ŞEKİLLER DİZİNİ

		Sayfa
Şekil 1.1.	Oyuncak ördek çalışma prensibi.....	3
Şekil 1.2.	Isı borusu çalışma prensibi.....	5
Şekil 1.3.	Açık ve kapalı döngü pulsatif ısı borusu.....	6
Şekil 1.4.	Kapalı döngü ısı borusu çalışma prensibi.....	7
Şekil 1.5.	Dizüstü bilgisayar soğutma sistemi.....	8
Şekil 1.6.	Isı borularının tipik çalışma limitleri.....	10
Şekil 3.1.	Isı borusunun geometrik yapısı.....	17
Şekil 3.2.	Isı borusu duruş şekli.....	18
Şekil 3.3.	Ağ yapısı.....	19
Şekil 3.4.	Düşük Seviye Ağ(mesh) Yapısı 50. Saniyedeki Efektif Termal İletkenlik Dağılımı……..	20
Şekil 3.5.	Orta Seviye Ağ(mesh) Yapısı 50. Saniyedeki Efektif Termal İletkenlik Dağılımı.....	21
Şekil 3.6.	Yüksek Seviye Ağ(mesh) Yapısı 50. Saniyedeki Efektif Termal İletkenlik Dağılımı.....	21
Şekil 4.1.	t= 3 saniyedeki sıcaklık dağılımı.....	33
Şekil 4.2.	t= 50 saniyedeki sıcaklık dağılımı.....	33
Şekil 4.3.	t= 100 saniyedeki sıcaklık dağılımı.....	34
Şekil 4.4.	t= 3. saniyedeki efektif termal iletkenlik dağılımı.....	35
Şekil 4.5.	t= 50. saniyedeki efektif termal iletkenlik dağılımı.....	35
Şekil 4.6.	t= 100. saniyedeki efektif termal iletkenlik dağılımı.....	36
Şekil 4.7.	t= 3. saniyedeki su buharı hacim oranı.....	37
Şekil 4.8.	t= 50. saniyedeki su buharı hacim oranı.....	37
Şekil 4.9.	t= 100. saniyedeki su buharı hacim oranı.....	38
Şekil 4.10.	t= 3. saniyedeki su hacim oranı.....	39
Şekil 4.11.	t= 50. saniyedeki su hacim oranı.....	39
Şekil 4.12.	t= 100. saniyedeki su hacim oranı.....	40
Şekil 4.13.	t= 3. saniyedeki %40 dolum oranında efektif termal iletkenlik dağılımı.....	41
Şekil 4.14.	t= 3. saniyedeki %70 dolum oranında efektif termal iletkenlik dağılımı.....	41
Şekil 4.15	t= 3. saniyedeki karışımın hız vektörleri dağılımı.....	42
Şekil 4.16	t= 50. saniyedeki karışımın hız vektörleri dağılımı.....	43
Şekil 4.17	t= 100. saniyedeki karışımın hız vektörleri dağılımı.....	43

ÇİZELGELER DİZİNİ

		Sayfa
Çizelge 3.1.	Isı Borusunda Kullanılan İş Akışkanları ve uyumlu olduğu Malzemeler	22

1. GİRİŞ

Isı borusu teknolojisi 1960'lı yılların başlarında geliştirilmiş ve o zamandan beri birçok başka şekil ve biçime dönüşmüştür. Ayrıca, bilgisayar soğutmasından uzay aracı termal yönetimine kadar yakıt hücresi soğutma, alan ısıtma ve soğutma dahil olmak üzere çeşitli uygulamalarda kullanılmıştır. Kullanım amacına bağlı olarak, ısı boruları çeşitli şekillerde, boyutlarda ve kombinasyonlarda olabilir. Elektronik ve elektro-mekanik sistemlerin ömrünü uzatmak, performanslarını artırmak ve giderek küçülen tasarımları kolaylaştırmak açısından ısıl kontrol yöntemleri büyük önem taşır. Bu nedenle, bu tür sistemlerde oluşan ısının etkin bir şekilde giderilmesi gereklidir. Ayrıca ısıyı yüzeylere eşit miktarda yayacak etkili yöntemlere ihtiyaç duyulmaktadır. Mevcut yöntemler arasında etkili yöntemlerden birisi ısı borularıdır.

Isı borularının çeşitlerinden bir tanesi pulsatif ısı borularıdır. Pulsatif ısı borularının geleneksel ısı borusuna göre avantajları bulunmaktadır. Örneğin fitil yapısına sahip olmaması, imalatının kolay olması ve ısı transferinin daha iyi olması gibi. Avantajları nedeniyle, elektronik bileşenlerin termal yönetimi, araçlarda yakıt hücresi soğutması gibi birçok alanda geniş çapta kullanılmış ve uygulanmıştır. Genel olarak iki tür pulsatif ısı borusu vardır: birbirine bağlı iki açık ucu olan kapalı döngü ve bağlantısız iki ucu açık olan döngüsüz U şeklinde ısı borusu.

Kapalı döngü ısı boruları bir veya birkaç U dönüşü olan basit bir kıvrımlı borudan oluşur ve termal yönetimi sağlamak için uçtan uca bağlanır. Boru içerisi kısmen çalışma sıvısı ile doldurulur. Kapalı döngü ısı borusunun çapları çok büyük değilse, sıvı kendini buhar kabarcıkları ile ayrılmış bir sıvı kürecikleri düzenine dağıtır. Bu hareket sistemi, boru demetinin bir ucundan ısıyı alarak ve diğer ucuna aktarır. Cihazın içinde termal olarak üretilen basınç titreşimleri, sıvı ve buhar kabarcık hareketini oluşturur ve harici mekanik güce ihtiyaç duymaz. Isı borusu içindeki akışkanın türü, miktarı ve çalışma basıncı, ısı borusunun çalışma sıcaklığına göre belirlenir. Boru sistemindeki alanlardan biri olan adyabatik bölge, buharlaştırıcı bölgesini yoğuşturucu bölgesinden ayırır. Isı, buhar ve sıvı tortularının titreşimli hareketi ile buharlaştırıcıdan yoğuşturucuya aktarılır. Akışkan

hareketini ve ısı transferini başlatmak ve devamında sürdürmek için, kapalı döngü pulsatif ısı boruları harici bir güç kaynağı gerektirmez.

1.1. Isı Borularının Tarihsel Gelişimi

Geleneksel ısı borusu fikrini ilk olarak 1944 yılında Gaugler ortaya atmıştır. O sıralarda soğutma problemleri üzerinde çalışmalar yürüten Gaugler yoğuşmanın olduğu bölümün daha üstünde bir noktada buharlaşmanın olabileceğini ve yoğuşmuş sıvıyı bu yüksekliğe taşımak için ek bir iş yapılmasını gerektirmeyen bir cihaz tasarlamıştır. Bu cihaz içerisinde belirli miktarda çalışma sıvısı bulunan kapalı bir tüpten oluşmaktadır. Belirli bir noktadan ısı alan çalışma sıvısı buharlaşarak tüp boyunca aşağıya doğru iner ve bu bölümde yoğuşarak gizli ısısını buraya bırakır. Ardından yoğuşan sıvı kılcal basınçla tekrar tüpün üst bölmesine geri döner ve işlem yeniden başlar (Murat Aksoy, 2004).

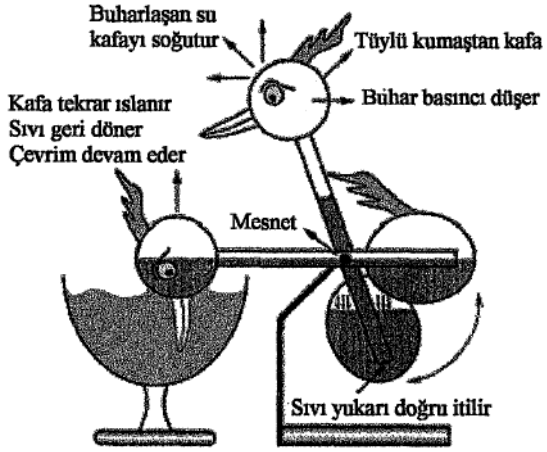
1962 yılında Trefethen ısı borusunu tekrar gündeme getirmiştir. Daha sonra 1963 yılında Grover tarafından yeni bir ısı borusu patenti alınmasıyla girişimler ciddi olarak başlamıştır. Grover içerisinde çalışma sıvısı bulunan bir prototip gerçekleştirmiştir; ardından ise 1100K sıcaklıkta çalışabilen sodyum ısı borusu çalışması izlemiştir. Grover bu çalışmalarına ek olarak ısı borularının ısıyı çok etkin biçimde iletebilen cihazlar olduklarını göstermiştir.

Cotter'in 1965 yılındaki ilk yayınında bahsedilen analiz sonuçları ve tasarım önerileri sonucunda geleneksel ısı borusunun güvenilir bir cihaz olduğu kabul görmeye başlamıştır. Cotter'in bu yayınından sonra dünya genelinde araştırmalar başlamıştır. 1964 yılında ilk kez ticari bir kuruluş olan RCA araştırma faaliyetlerine girişmiştir. Isı borularında, boru malzemesi olarak bakır, nikel, paslanmaz çelik ve molibden; akışkan olarak da su, sezyum, sodyum, lityum ve de bizmut kullanılmıştır. Deneysel çalışmalar sonucunda maksimum 1650°C sıcaklığına ulaşılmıştır.

Isı boruları ilk zamanlar kısıtlı miktarda uygulama alanı bulmuştur. Kılcallık etkilerinden dolayı yerçekimsiz ortamda çalışabilirler; dolayısıyla ilk uygulamalar uzay çalışmalarına yönelikti. Daha sonra enerji maliyetlerinin yükselmesiyle birlikte özellikle Avrupa ve

Japonya'da enerji tasarrufunda sağladıkları avantajlar ile önemleri anlaşılmıştır. Günümüzde gelişmiş ülkeler ısı borularının araştırılması ve geliştirilmesine önem vermektedirler.

Pulsatif ısı borularının atası olarak şekil 1.1.'deki (Murat Aksoy, 2024) oyuncak örneği verilebilir. Bu ördek buharlaşmalı ısı geçişi yolu ile periyodik olarak mekanik hareket üreten çift fazlı kapalı bir sistemin bir örneğidir. İlk olarak dengede olan ördek, gagası suya daldırılıp bırakıldıktan sonra salınım yapmaya başlar. Suya daldırılmış kafasından dışarıya doğru olan ısı geçişi ile beraber kafa bölgesinde bir yoğuşma gerçekleşir; bu kafa bölgesindeki yoğuşan fazladan sıvının meydana getirdiği dengesizlik ve ördeğin gövde kısmındaki mekanik hareketle sıkışan buhar fazındaki akışkanın basınç değişimleri ördeğin devamlı olarak salınımına sebep olur.



Şekil 1.1. Oyuncak ördek çalışma prensibi

Modern elektronik termal yönetimi,ısı akışı bileşenlerin minyatürleştirmesinin ardından önemli zorluklarla karşı karşıyadır. Endüstrinin Moore yasasını yakından takip etmesiyle birlikte, gelecekteki talepler giderek daha zorlayıcı hale geliyor. Çift fazlı akış sağlayan pasif ısı borusu cihazları günümüz çözümlerindendir. Konvansiyonel ısı borusu

teknolojisi, son otuz yılda ısı eşanjörleri, ekonomizörler, uzay uygulamaları ve elektronik soğutma gibi çeşitli uygulamaların termal yönetimi için başarıyla uygulanmıştır.

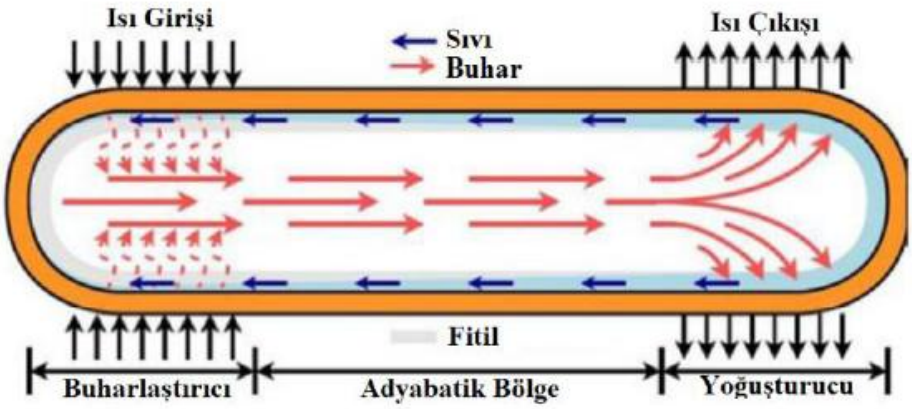
Klasik ısı borularının çok sayıda tasarımı mevcut olmasına rağmen, son endüstri trendleri sıklıkla bu geleneksel tasarımların sınırlamalarını göstermiştir. Bu, mevcut endüstri taleplerinin ihtiyaçlarına uyan yeni kavramların evrimine yol açmıştır. Bu cihaz yelpazesinin, nispeten daha ucuz maliyetlerle birlikte olumlu işletim özellikleri sayesinde, elektronik soğutma endüstrisinin mevcut ve muhtemelen gelecekteki tüm özel gereksinimlerini karşılaması öngörülmektedir.

Pulsatif ısı boruları genel ısı boruları ailesinin bir alt sınıfı olarak gruplandırılmış olsa da, dahili termo-akışkan taşıma fenomeninin ince karmaşıklığı oldukça benzersizdir. Kapsamlı bir çalışma teorisi ve belirli bir mikro elektronik-soğutma gereksinimine göre pulsatif ısı borularının tasarımı için güvenilir bir veri tabanı veya araçlar hala gerçekleştirilememiştir. Bununla birlikte, beklentiler göz ardı edilemeyecek kadar umut vericidir.

1.2. Isı Borusu Çalışma Prensibi

Isı boruları önceden belirlenmiş miktarda akışkan sıvı ile doldurulurlar. Isı borusunun bulunduğu bölgedeki bileşen ısı oluşturduğunda, buharlaştırıcı bölgesinde bu ısı çekilir ve ısı borusunun içindeki akışkan sıvı buharlaşır. Oluşan buhar, hızla yayılım göstererek borunun adyabatik bölgesinden yoğuşturucu bölgeye yönelir. Isı borusunun yoğuşturucu kısmında buhar, çevreye ısı vererek yoğunlaşır ve tekrar sıvı formuna dönüşür. Bu sayede, yüksek sıcaklıktaki bir yüzeyden alınan ısı, daha düşük sıcaklıktaki bir yüzeye aktarılmış olur. Yoğunlaşan sıvı, fitil olarak adlandırılan ince ve gözenekli yapılar aracılığıyla kılcallık etkisiyle buharlaşma bölgesine geri taşınır. Kılcallık kuvveti yeterli olduğu sürece, yoğuşan sıvının buharlaştırıcı bölgeye dönüşü sürekli olarak sağlanır. Isı borusunun sıcak ucunda, ısıyı iletebilen bir katı yüzeyle temas eden sıvı, bu yüzeyden enerji alarak buharlaşır. Oluşan buhar, borunun soğuk bölgesine doğru hareket eder ve burada yoğunlaşarak gizli ısıyı bırakır. Kaynama ve yoğuşma süreçlerinde ortaya çıkan

yüksek ısı transfer katsayıları sayesinde, ısı boruları son derece verimli ısıl iletim elemanları olarak görev yapar.



Şekil 1.2. Isı borusu çalışma prensibi

Isı borusunun çalışma prensibi şematik olarak aşağıdaki gibi gösterilebilir.

(Kapiler (wick) etkiyle sıvı geri döner)

↓ ↑

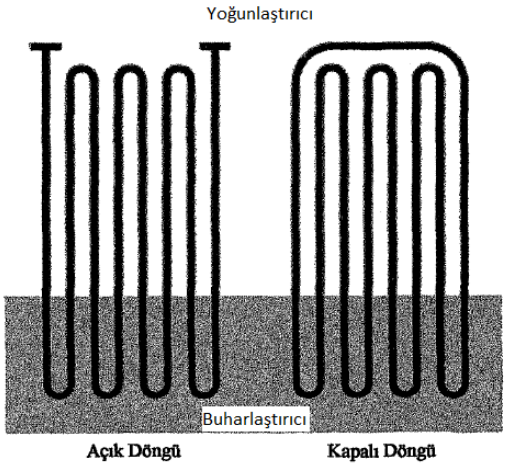
[Isı Kaynağı] => [Evaporator] => [Buhar] => [Adiabatic Bölge] => [Condenser] => [Soğutucu Ortam]

1.3. Pulsatif Isı Borusu

Pulsatif ısı borusu, çok sayıda U dönüşüne sahip olabilir. Bu tüpler boşaltılır ve kısmen çalışma sıvısı ile doldurulur. Borunun çapı çok küçük olduğundan, genellikle 0,1 mm-5,0 mm aralığında değişebilir (Murat Aksoy, 2004), çalışma sıvısı kendisini buhar ve sıvı şeklinde dağıtır. Genel standart bir ısı borusu ile karşılaştırıldığında, borunun içinde fitil malzemesi yoktur.

Şekil 1.3.'te (Murat Aksoy, 2004) gösterildiği gibi iki tip pulsatif ısı borusu vardır.

- Kapalı döngü pulsatif ısı borusu
- Açık döngü pulsatif ısı borusu



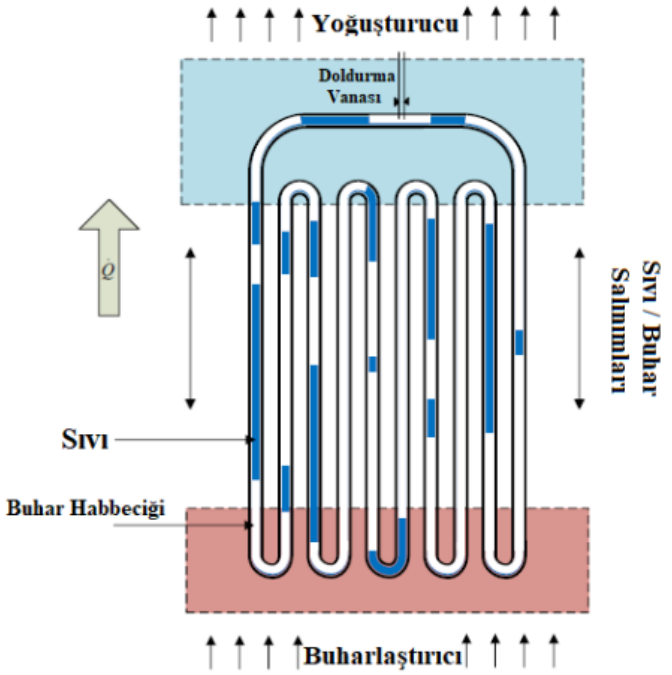
Şekil 1.3. Açık ve Kapalı döngü pulsatif ısı borusu

Kapalı döngü ısı borusu, döngü içindeki salınımların üzerine eklenen sıvı sirkülasyonu nedeniyle açık döngü cihazlarından daha iyi performans gösterir. Döngü içinde çek valf kullanılarak, kapalı döngü ısı borusunun performansı daha da iyileştirilebilir. Ancak bu çek valfin montajı, cihazın küçük yapısı nedeniyle çok zor ve maliyetlidir. Bu nedenle, çoğunlukla çek valfsiz kapalı döngü ısı borusu kullanılır.

1.3.1. Pulsatif Isı Borusu Çalışma Prensibi

Kapalı döngü pulsatif ısı borusunda tüp demetinin bir ucu, ısıyı alır ve bu ısıyı, çalışma sıvısının titreşimli hareketi ile diğerine aktarır. Çalışma sırasında, ısıtılan ve soğutulan uç arasında bir sıcaklık değişimi meydana gelir. Gerçek sistemlerde her zaman mevcut olan ve homojen olmayan ısı transfer oranları nedeniyle, evaporatör ve kondenserin 'U' dirsekleri arasında da küçük sıcaklık farkları mevcuttur. Evaporatör ve kondenser arasındaki her boru bölümü, çalışma akışkanının farklı bir hacimsel dağılımına sahip olduğundan, her bir alt bölümle basınç düşüşü farklıdır. Bu, sonunda termo-akışkan taşımadan sorumlu olan termal olarak tahrik edilen çift fazlı akış kararsızlıklarına yol açan basınç dengesizliklerine neden olur. Isıtıcı tüp bölümlerindeki kabarcık oluşum süreçleri ve diğer uçtaki yoğuşma süreçleri, iç basınç kapalı sistem içinde eşitlenmeye çalışırken sürekli bir "dengesizlik" durumu yaratır. Böylece, kendi kendine devam eden, termal olarak tahrik edilen bir akış elde edilir. İç hidrodinamik söz konusu olduğu sürece,

kapalı döngü ısı borularının çalışmasında 'klasik kararlı durum' oluşmaz. Bunun yerine, bağımsız tüp bölümlerinin her birinde, birbiriyle etkileşen basınç dalgaları ve sıvı titreşimleri meydana gelir. Kapalı döngü ısı borularının termal performansı yöneten çok güçlü bir termo-hidrodinamik bağlantıya sahip karmaşık ısı transfer sistemleri olduğu takdir edilecektir. Soğutma felsefesi, bir yanda geleneksel ısı borularından, diğer yanda tek fazlı akışlı sıvı soğutma sisteminden ilham alır.



Şekil 1.4. Kapalı döngü ısı borusu çalışma prensibi

1.3.2 Kapalı Döngü Isı Borusu Performansını Etkileyen Parametreler

- Akışkan sıvı
- Borunun iç çapı ve et kalınlığı
- Borunun toplam uzunluğu
- Boru malzemesi
- Buharlaştırıcı, yoğunlaştırıcı ve adyabatik bölgenin uzunluğu
- Döngü sayısı
- Akışkan dolum oranı

- Eğim açısı

1.3.3 Avantajları

- Isı borusunun termal iletkenliği, en iyi katı iletkenden kat kat daha fazladır.
- Isı borusunun ağırlığı, katı iletkene kıyasla çok daha azdır.
- Kapalı döngü pulsatif ısı borusunda ısı borusuna göre fitil malzemesi kullanılmaz. Bu nedenle yapıları ve üretimleri basit ve kolaydır.
- Isı borusunun uzunluğu 10 mm ile 15 m arasında değişebilmektedir.
- Pasif bir sistemdir. Dışarıdan bir etki gerekmeden kendi içerisinde döngü halinde çalışır.

1.3.4 Kullanım Alanları

- Isı boruları, elektronik ekipmanları kapalı bir alanda soğutmak için kullanılır.



Şekil 1.5. Dizüstü bilgisayar soğutma sistemi

- Isı boruları, nükleer reaktörün termal kontrolünde kullanılır.
- Isı boruları, hipersonik uçakların ön bölümündeki ısıyı atmak için kullanılır.

- Isı boruları, vücut ısısının kontrolü için kullanılır. Yüksek ısıya maruz kalan bölgelerde çalışan insanların vücudundaki fazla ısıyı çekmek için eldiven, çorap ve giysilere yerleştirilebilir.
- Isı boruları yer altındaki jeotermal ısıyı yüzeye taşıyarak kışın karayollarının, köprülerin ve uçak pistlerinin üzerinde oluşan buzu çözmek için kullanılır.
- Otomotiv sektöründe elektrikli araçların bataryalarında soğutma sistemi olarak kullanılır.

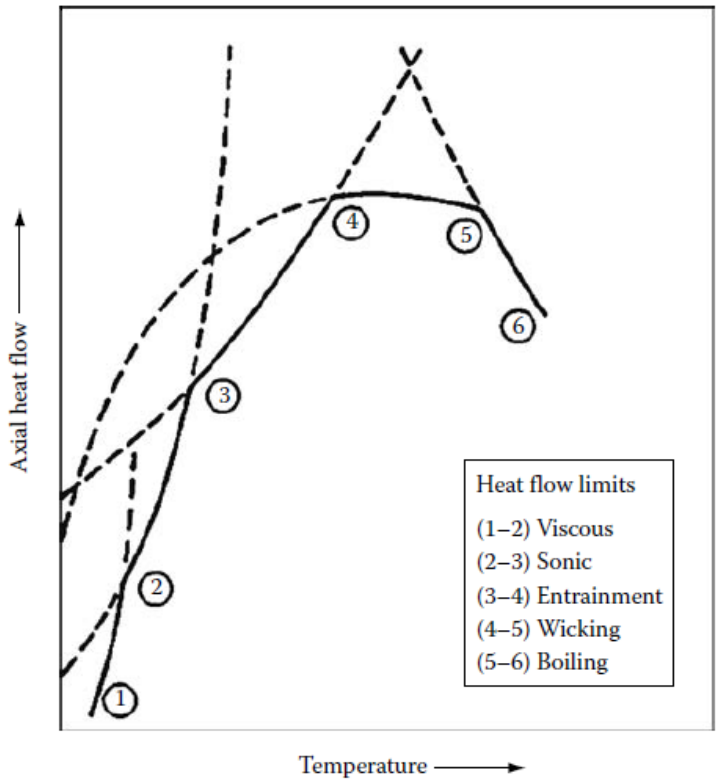
1.3.5 Isı Borusu Çalışma Limitleri

Uygulama türü ne olursa olsun, bir ısı borusunu kullanmayı düşündüğümüzde, ısı borusunun doğru şekilde çalışabilmesi ve kendi uygulama ortamında kendisine yüklenen gereksinimleri karşılayabilmesi için göz önünde bulundurulması gereken belirli sınırlamalar vardır. Bu sınırlamalar şekil 1.6.'da (Bahman Zohuri, 2011) grafikle gösterilmiş ve kısaca aşağıda açıklanmıştır:

1. **Viskoz Limit:** Uzun borularda ve düşük sıcaklıklarda, buhar basıncı düşüktür ve buhar akışı üzerindeki viskoz sürtünme etkisi, atalet kuvvetlerine göre baskın hâle gelebilir. Bu durumda, çalışma akışkanının sirkülasyonu sınırlanır ve buna bağlı olarak boru boyunca ısı transferi de kısıtlanır.
2. **Sonic (Ses Hızı) Limiti:** Düşük buhar basınçlarında, buharın evaporatör çıkışındaki hızı ses hızına ulaşabilir. Bu durumda evaporatör, kondenser basıncındaki daha fazla düşüşe yanıt veremez. Yani buhar akışı "tıkanır (choked flow)" ve buhar debisi sınırlandırılır.
3. **Kapiler Limit:** Kapiler yapı, belirli bir sınıra kadar akışkanın dolaşımını sağlayabilir. Bu limit, fitil yapısının geçirgenliğine ve çalışma akışkanının özelliklerine bağlıdır.
4. **Entrainment (Sürüklenme) Limiti:** Buhar akışı, fitildeki sıvı üzerinde—sıvı buharın ters yönünde akar—bir kayma kesme kuvveti uygular. Bu kesme kuvveti, sıvının yüzey gerilmesiyle sağlanan dirençten büyük olduğunda, buhar akışı küçük sıvı damlacıklarını sürükleyebilir (Kelvin–Helmholtz kararsızlıkları). Sıvının bu şekilde sürüklenmesi, akışkan dolaşımını artırır ancak boru içerisindeki

ısı transferini artırmaz. Eğer kapiler kuvvet bu artan akışı karşılayamazsa, evaporatörde fitilin kuru kalması (dry-out) meydana gelebilir.

5. **Kaynama (Boiling) Limiti:** Yüksek sıcaklıklarda, sıvı tabakasında kabarcık oluşturacak şekilde nükleer kaynama gerçekleşebilir. Oluşan buhar kabarcıkları fitil gözeneklerini tıkayarak buhar akışını azaltabilir. Ayrıca kabarcıkların varlığı, ısı borusu kılıfından sıvı tabakasına yalnızca ısı iletimiyle (conduction) aktarılan ısının etkinliğini düşürür. Bu durum ısı transferini sınırlar.



Şekil 1.6. Isı borularının tipik çalışma limitleri

2. KURAMSAL TEMELLER ve KAYNAK ARAŞTIRMASI

Burak Markal ve Kübra Aksoy (2018), ısı boruları ile ilgili literatürde var olan bilgileri derleyerek bir araştırma gerçekleştirmişlerdir. Modern ısıl kontrol yöntemlerinden birisi olan ısı borularının amacı, çalışma prensibi, çeşitleri, önemi ve kullanım alanları hakkında bilgi vermişlerdir. Çalışmada farklı boru malzemelerinin hangi akışkanlar ile daha verimli çalışacağı hakkında araştırma yapılarak seçim kriterleri konusunda bilgiler de sunulmuştur.

B. Fadhl ve diğ. (2014) fitilsiz bir ısı borusunun çalışması sırasında çift fazlı akış ve ısı transferi olaylarını ayrıntılarını simüle etmek için kapsamlı bir hesaplamalı akışkanlar dinamişi modellemesi yapmıştır. Çalışma sıvısı olarak su kullanılmıştır. Isı borusunda meydana gelen buharlaşma, yoğuşma ve faz değişimi süreçleri ANSYS Fluent programında analiz edilmiştir. Simülasyon sonuçları, aynı koşulda deneysel ölçümlerle karşılaşmış ve tahmin edilen sıcaklık profilleri ile deneysel sıcaklık verileri arasında iyi bir uyum gözlemlenmiştir.

Rudresha S. ve diğ. (2021) yaptığı çalışmada ısı borusu hakkında bilgi vermiş ve çalışma sistemini anlatmıştır. Çalışmada kapalı döngü pulsatif ısı borusunda ısı transferi karakteristiği analizi yapmışlardır. Akışkan olarak su ve metil alkol kullanılmış ve sonuçlar karşılaştırılmıştır. İlk olarak hava-su karışımı ve daha sonra metil alkol hava karışımı analiz edilmiştir. Sonuç olarak, su ve metil alkol gibi sıvıların çeşitli fazları analiz edildiğinde, suyun metil alkolden daha üstün akış ve ısı transfer özelliklerine sahip olduğu gözlemlenmiştir.

S Girish, K Lavanya, P Geeta Krishna (2017) kapalı döngü 1.65 mm çapında 560 mm boyundaki kapalı döngü ısı borusunda 7W'tan 15W'a kadar farklı ısı girdileri ile aseton, etanol ve metanol akışkanları kullanarak analiz gerçekleştirmişlerdir. Analizi %60, %70 ve %80 olacak şekilde farklı dolum oranlarında yapmışlardır. En iyi sonucu 13W ısı girdisi ve %60 dolum oranında aseton ile etmişlerdir. Küçük ısı girdisi değerleri için asetonun diğer akışkanlara göre daha iyi sonuç verdiği gözlemlenmiştir.

Ashutosh Kr Singh (2013) kapalı döngü pulsatif bir ısı borusunun ısı transfer özellikllleri üzerine bir yüksek lisans tezi yazmıştır. Yaptığı çalışmada akışkan olarak su su buharı ve etil alkol etil alkol buharını kullanmıştır. Girişte (evaporatör) değişen ısı akışı altında kapalı döngü pulsatif ısı borularının davranışını bilmek için analiz yapılmıştır. Bunun sonucunda çıkışta (kondenser) çıkış ısı akışı elde etmiş ve ısı akışının farklı koşullar için nasıl değiştiğini bularak çalışmasını tamamlamıştır.

J Venkata Suresh ve P Bhramara (2016) tek döngülü pulsatif bir ısı borusunun ANSYS CFX programında hesaplamalı akışnlar dinamiği metodu ile analizini gerçekleştirmişlerdir. Çalışma akışkanı olarak aseton ve % 60 doluluk oranı kullanmışlardır. Evaporatör bölgesinde 9 W ila 15 W'a eşdeğer ısı akısı sağlanmıştır. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizi yapılmış ve simülasyonların çıktıları grafikler ve konturlar halinde incelenmiştir. Evaporatördeki aseton sıcaklığındaki düşüş, ısının yoğuşturucu kısmına taşındığını göstermiştir. Üç bölgede aseton ve havanın hacim oranlarında değişiklik yani evaporatör, adyabatik bölge ve kondansatör pulsatif ısı borusu içindeki akışkanın akış düzenine yansıdığı gözlemlenmiştir.

Ahmed A Alammar ve diğ. (2016) çalışmalarında doldurma oranı ve eğim açısının ısıl performansı üzerindeki etkisini sıcaklık dağılımı ve termal açıdan araştırmak için termosifon ısı borusu içindeki çift fazlı akışın yeni bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği simülasyonu yapmışlardır. Simülasyonunun sonuçları, sıcaklık dağılımı ve termal direnç için sırasıyla %4,2 ve %8,1'lik maksimum sapma ile iyi bir uyum gösteren yayınlanmış deneysel verilerle karşılaştırılmıştır. Doğrulanmış hesaplamalı akışkanlar dinamiği modellemesini kullanan sonuçlar, düşük doldurma oranı ve düşük eğim açısında evaporatör sıcaklığında önemli bir artış olduğunu göstermiştir. Termal direnç ile ilgili olarak, %65'lik bir doldurma oranı ve 90 derecelik bir eğim açısı kullanılan tüm ısı girdisi değerleri için en düşük termal direnci üretmiştir. Ayrıca ısı girdisi arttıkça doldurma oranı ve eğim açısının etkisi daha önemli hale geldiği gözlemlenmiştir.

Pongsak Kiedcharoensiri ve diğ. (2012) yatay olarak konumlandırılmış kapalı döngü bir ısı borusu içinde çalışma sıvısının çift fazlı akış kaynamasını görsel olarak incelemiştir. İç akış fenomeni, dönüş sayıları, evaporatör sıcaklıkları ve çalışma sıvısının doldurma oranları dikkatlice araştırılmış ve kondenserde soğutma suyuna aktarılan ısının oranı niteliksel olarak değerlendirilmiştir. Dönüş sayısının sistemin çalışmasına etkisi olduğu gözlemlenmiştir. Maksimum performans ise suyun %50 doluluk oranında meydana gelmiştir.

N Santhi Sree ve diğ. (2018) kapalı döngü bir ısı borusunda, çalışma sıvısının dolum oranları, oryantasyon ile değişimi için yapılmıştır. CLPHP'ler, çalışma akışkanı olarak su kullanmışlar ve bakır boru tercih etmişlerdir. Analiz için 16, 32,48W farklı ısı girdileri dikkate alınmış ve evaporatör ve kondenser arasında çalışan parametreleri analiz edilerek simülasyonu gerçekleştirmişlerdir. Farklı geometri yönelimlerine sahip kapalı döngü ısı borusunun üç bölümü arasındaki sıvı hacim oranları, basınç ve sıcaklık değişimleri açıklanmıştır. Sonuç olarak, evaporatörde ısı akısının artmasıyla termal direncin azaldığı gözlemlenmiştir. Ayrıca ısı borusu 45 derecelik bir açıyla eğik konumda çalıştırıldığında daha iyi bir performans vermiştir.

Ali Khounsary (2016) yazmış olduğu makaledeki amacı herkesin ısı borusu hesaplamalı akışkanlar dinamiğinde simülasyonu yeniden üretebilmesini sağlamaktır. Bu çalışma, simülasyonu gerçekleştirmek için basitleştirici varsayımlarla başlar ve daha sonra prosedürü adım adım gösterilir ve bunlar tanıtıldıkça fiziksel olarak da açıklanır. Çalışmanın sonunda elde edilen sonuçlar görsellerle sunulmuştur.

Madhuri ve diğ. (2019) farklı eğim açılarında ısı borusunun performansını tahmin etmek için ısı borusunun deneysel bir çalışmaya odaklanmışlardır. Çalışmalarında damıtılmış su çalışma sıvısı olarak kullanılmışlardır. Isı borusunun performansı, farklı eğim açılarında ve ısı giriş gücünde ısı borusunun farklı bölümlerindeki tahmin edilmektedir. Isı borusunun davranışını anlamak için termal direnç de tahmin edilmektedir. Isı borusunun davranışının diğer eğim açılarına kıyasla 90 derecelik eğimde çok zayıf olduğunu görmüşlerdir. Isı borusundan yüksek termal performans elde etmek için optimum

koşulun, düşük güç girişi için 0 derecelik eğim, ancak yüksek güç girişinde 45 derecelik eğim açısı olduğu sonucunu görmüşlerdir.

Kshitij Desai ve diğ. (2021) ısı borusunun çalışmasını simüle etmek için ANSYS yazılımında simülasyon yaparak basınç, hız, sıcaklık ve efektif termal iletkenlik dahil olmak üzere çeşitli performans değerlerini hesaplayıp sonuçlarını karşılaştırmışlardır. Simülasyon sonuçlarından, geometrideki değişikliğin termal özellikleri önemli ölçüde etkilediği görmüşlerdir. Dairesel geometri üzerinde yapılan iterasyondan, üçgen ve kare geometriye kıyasla en düşük basıncı ve en düşük sıcaklık farkını gözlemlemişlerdir. Üçgen geometri üzerinde yapılan iterasyonda ise, dairesel ve kare geometriye kıyasla en düşük efektif termal iletkenliği gözlemlemişlerdir.

Weixiu Shi ve diğ. (2025) ultrapür su ve faz değişimli mikrokapsül akışkanları kullanılan pulsatif ısı borularının (PHP) duvar sıcaklıklarındaki salınımlar deneysel olarak incelemiş ve sıcaklık verileri sayısal yöntemlerle analiz etmişlerdir. Buhar-sıvı iki fazlı akışın kaotik (düzensiz) özellikleri; gecikme zamanı, gömme boyutu ve korelasyon boyutu gibi parametrelerle değerlendirilmiştir. Bulgulara göre, faz değişimli mikrokapsül konsantrasyonu arttıkça sıcaklık salınımlarının periyodikliği zayıflamakta, bu da sistemin kaotik davranışını göstermektedir. Çekici (attractor) dağılımı, sıcaklık salınımı ile ilişkili olup ısı borusunun çalışma durumunu yansıtmaktadır. Isıtma gücü arttıkça buharlaşma bölgesindeki sıcaklık kararlılığı ve çekici yoğunluğu artmakta, bu da daha iyi bir ısı transfer performansına işaret etmektedir. Düşük ısı girişlerinde çekiciler geniş genlikli ve düşük frekanslı dağınık bir yapı gösterirken, yüksek ısı girişlerinde daha sıkı kümelenmiş bir dağılım sergilemektedir. Bu durum, düşük güçlerde sistem davranışının düşük boyutlu uzayda tam açıklanamadığını, daha karmaşık (yüksek boyutlu) bir analiz gerektirdiğini göstermektedir. Ayrıca, ısıtma gücü arttıkça gecikme zamanı azalmakta, mikrokapsüllü akışkan kullanılan PHP'lerde gömme boyutu ultrapür suya göre daha yüksek çıkmakta; bu da mikrokapsül parçacıklarının akışa getirdiği ek karmaşıklıkla açıklanmaktadır. Korelasyon boyutunun artması, ısı transferini etkileyen faktörlerin çoğaldığını ve sistemin daha karmaşık ama daha verimli bir ısı aktarımı sağladığını göstermektedir.

Dong Liu ve diğ. (2024) ısı borusu uzunlukları asimetrik olarak ayarlamış bir pulsatif ısı borusu tasarlamış ve ısı transfer performansı deneysel olarak incelemişlerdir. Deneylerde sabit sıcaklıklı su banyosu ısı kaynağı olarak kullanılmış, yoğunlaşma bölgesindeki ısı doğal taşınımla uzaklaştırılmıştır. Termal kamera ile yoğunlaşma bölgesi sıcaklık dağılımı kaydedilmiştir. Dalga dönüşüm analizi sonuçlarına göre; ısı kaynağı sıcaklığı arttıkça sistemin başlatma süresi kısalmakta, akış kararlı ve sürekli salınıma geçmekte, salınım genliği azalırken frekansı artmaktadır. 80 °C'de termal direnç minimum 0.0074 K/W, efektif ısıl iletkenlik ise maksimum 666.29 W/(m·K) değerine ulaşmıştır. Ayrıca, yoğunlaşma bölgesi veya buharlaşma–yoğunlaşma mesafesinin kısaltılması, akış ve salınımları olumlu yönde etkilemiştir. Düşük sıcaklıklarda salınım frekansı düşükken, sıcaklık arttıkça frekans yükselmiş ve tüm kanallar benzer karakteristik frekansta birleşmiştir. Bu durumda akış rastgele yönlerde değil, tek yönlü hale gelmiştir. Sonuç olarak, su banyosu ile ısıtılan sistemde maksimum salınım frekansını yaklaşık 0.7 Hz olarak belirlemişlerdir.

Jian hong Liu ve diğ. (2024) pulsatif ısı borusu yapısında yerel boru uzunlukları değiştirilerek asimetrik bir yapı oluşturulmuş ve farklı sıvı doluluk oranları ile ısı kaynağı sıcaklıklarının sistemin başlatma ve çalışma davranışına etkileri deneysel olarak incelenmiştir. Sonuçlara göre, %10, %68 ve %80 doluluk oranlarında sistemin başlatılması zor olmuş, salınım zayıf gerçekleşmiş ve buharlaşma–yoğunlaşma bölgeleri arasındaki sıcaklık farkı 10–25 °C arasında kalmıştır. Buna karşın, %30 ve %50 doluluk oranlarında sistem daha kararlı salınımlar göstermiş, salınım frekansı artmış ve sıcaklık farkı 3–7 °C'ye düşerek ısı transfer performansı iyileşmiştir. Ancak %30 doluluk oranı ve 70 °C ısı kaynağı sıcaklığı koşulunda termal direnç 0.016 K/W'a yükselmiş, buna bağlı olarak efektif ısıl iletkenlik azalmış ve ısı transfer performansı zayıflamıştır.

Bu çalışmada, pulsatif bir ısı borusunun uygulanan girdi parametrelerine göre termal davranışı analiz edilmiştir. Soğutucu akışkan olarak su seçilmiştir ve %70 dolum oranı ve yere 45° derece eğim olacak şekilde konumlandırılmıştır. Evaporatör bölgesinden ısıtma ve soğutma uygulanmıştır. Sonuçlar efektif termal iletkenliğin değişimi inceleme yönünden değerlendirilmiştir.

3. MATERYAL ve YÖNTEM

Bu tezde incelenen cihaz, pulsatif ısı borusudur. Ürün üç boyutlu olarak modellendikten sonra sonlu elemanlar analizi yöntemi ile kapalı döngü sistemin içerisindeki iki fazlı akış modellenerek analizi yapılmıştır. Hem tasarım hem de analiz çalışmaları ANSYS 19.1 programında yapılmıştır.

Isı borusu malzemesi olarak termal iletkenliğinin yüksek olması sebebiyle bakır seçilmiştir ve çalışma akışkanı olarak su tercih edilmiştir.

Sonlu eleman analizinin doğru sonuçlar verebilmesi için bazı aşamaların sırasıyla uygulanması gerekir.

a. 2 boyutlu veya 3 boyutlu katı modelin oluşturulması
b. Ağ(mesh) yapılarının oluşturulması
c. Malzeme verilerinin analiz programına tanıtılması
d. Sınır şartların belirlenmesi
e. Hesaplamalar ve analizlerin yapılması
f. Sonuçların değerlendirilmesi

3.1 Geometrinin Oluşturulması

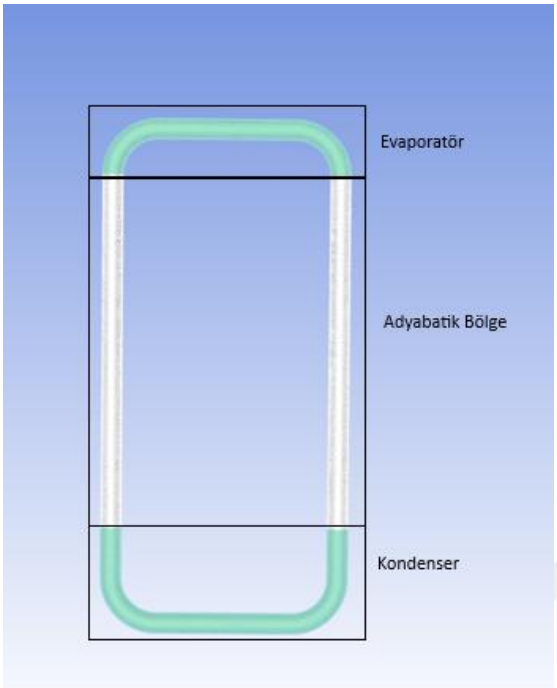
ANSYS FLUENT programı, hacim oranı tekniğini kullanarak boru içi akışı ve ısı transferinin 3 boyutlu bir çalışmasını yapmak için kullanılır. Evaporatör, adyabatik bölüm ve kondenser bölümleri ısı borusunu oluşturur.

Buharlaştırıcı(evaporatör) bölgesinin uzunluğu= 9mm

Yoğunlaştırıcı(kondenser) bölgesinin uzunluğu= 19mm

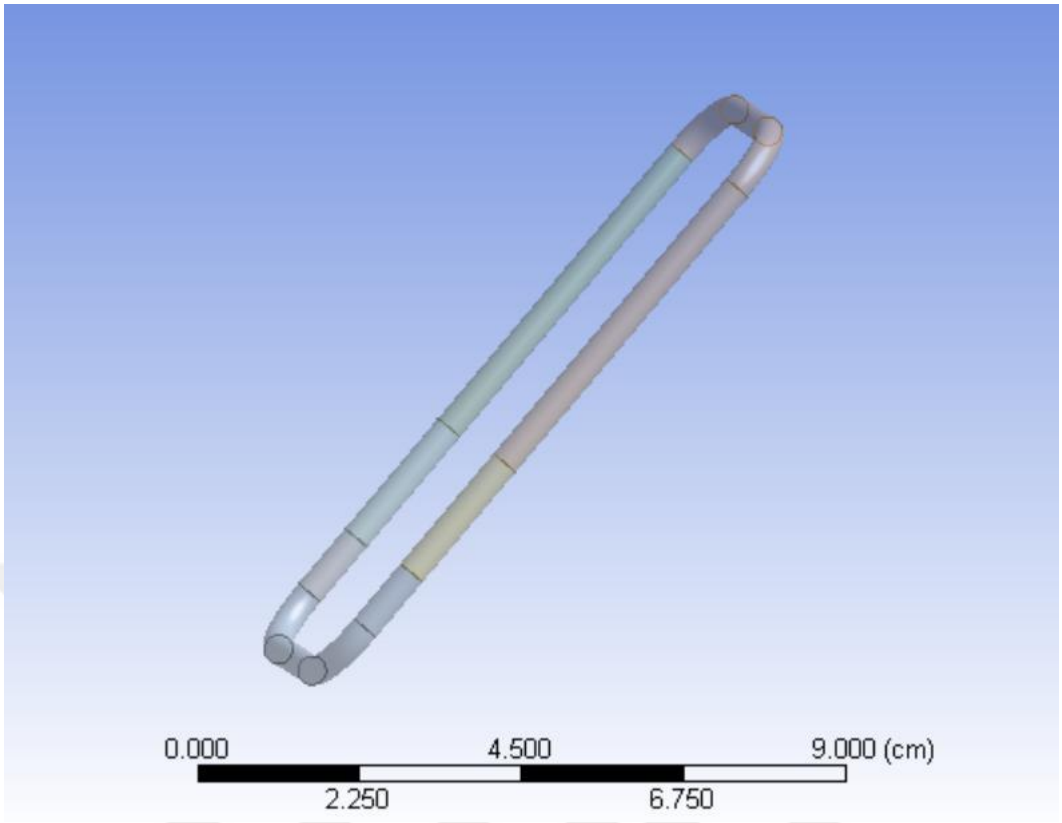
Adyabatik bölgenin uzunluğu= 70mm

Isı borusunun genişliği= 45mm



Şekil 3.1. Isı borusunun geometrik yapısı

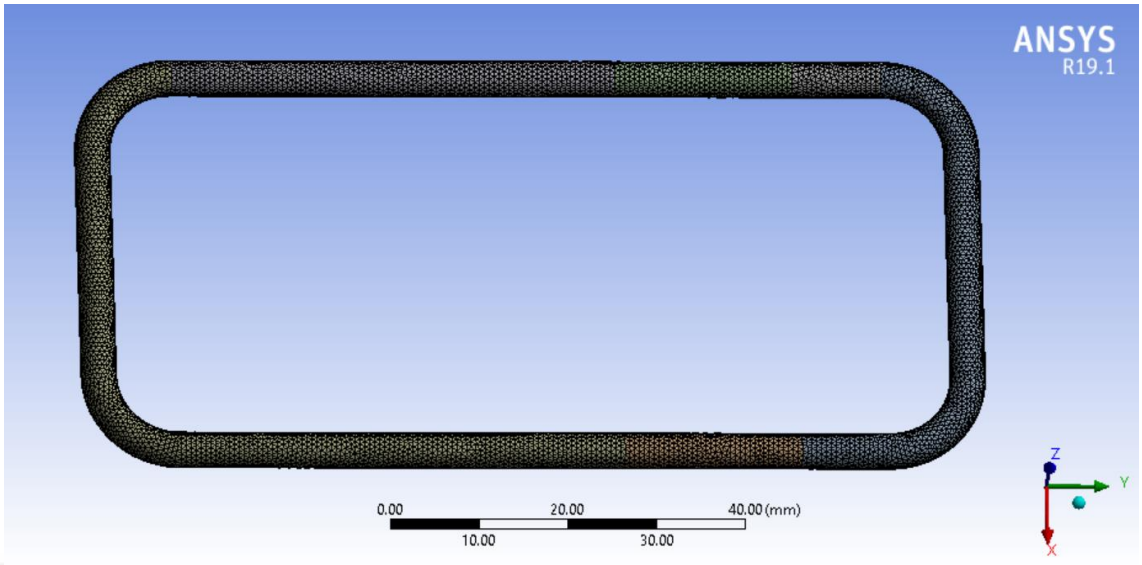
İç çapı 2 mm ve kalınlığı 1 mm olan bir bakır borunun tek tur dönüşünü kullanan kapalı bir ısı borusudur. Geometri modellemede bakır alanı dikkate alınmaz; sadece akışkan alanı dikkate alınır. Şekil 5 oluşturulan geometriyi göstermektedir. Kapalı döngü ısı borusunun geometri tasarımı oluşturulurken araştırma yayınları referans alınarak, bu mevcut çalışmada geometri oluşturulmuştur. İş akışkanlarının uyumlu olduğu malzemeler ile ilgili çalışmalar yapılmıştır. Bu çalışmalara göre suyun en verimli çalıştığı malzeme nikel ve bakır olduğu belirlenmiştir. Bu yüzden çalışma da borunun malzemesi termal iletkenliği yüksek olduğu için bakır seçilmiştir. Boru içindeki akışkan oranı %70 oranındadır ve boru 45° açıyla konumlanmıştır olarak konumlanmıştır. Bu yüzden yerçekimi ivmesi Z yönünde -9.81 m/s^2 olarak alınmıştır.



Şekil 3.2. Isı Borusu Duruş Şekli

3.2 Ağ(Mesh) Yapısı

Ağ oluşturma (mesh üretimi), fiziksel bir tanım alanının kendisinden daha küçük alt bölgelere, yani elemanlara ayrılması süreci olarak tanımlanabilir. Bu örnekte otomatik ağ oluşturma yöntemi seçilmiştir. Yüzeyle temas eden bölgelerde akışkan hızında meydana gelen değişim nedeniyle, bu alanlarda daha doğru hesaplamalar yapabilmek için ağ yapısının, yüzeye doğru kademeli olarak sıklaştırılması ve katmanlı şekilde düzenlenmesi gerekir. Dolayısıyla için programda yer alan ‘inflation’ komutu kullanılarak ağ yapısı oluşturulmuştur. Oluşturulan bu ağ yapısında 303289 adet eleman bulunmaktadır.



Şekil 3.3. Ağ Yapısı

Düşük seviye ağ(mesh) yapısı oluşturulurken 150287 adet eleman kullanılmıştır. Yapılan analizin sonucuna göre 50. saniyedeki efektif termal iletkenlik değeri maksimum 627.2195 W/(m.K) olarak hesaplanmıştır. Orta seviye ağ(mesh) yapısı oluşturulurken 303289 adet eleman kullanılmıştır. Çalışmada orta seviye ana seviye olarak alınmıştır. Yapılan analizin sonucuna göre 50. saniyedeki efektif termal iletkenlik değeri maksimum 627.1669 W/(m.K) olarak hesaplanmıştır. Yüksek seviye ağ(mesh) yapısı oluşturulurken 605076 adet eleman kullanılmıştır. Yapılan analizin sonucuna göre 50. saniyedeki efektif termal iletkenlik değeri maksimum 627.2336 W/(m.K) olarak hesaplanmıştır.

Ağ(mesh) yapısı yapılandırma kriterleri aşağıdaki gibidir

Skewness Değerleri

Maksimum=0.84

Ortalama=0.16

Aspect Ratio Değerleri

Maksimum=80.66

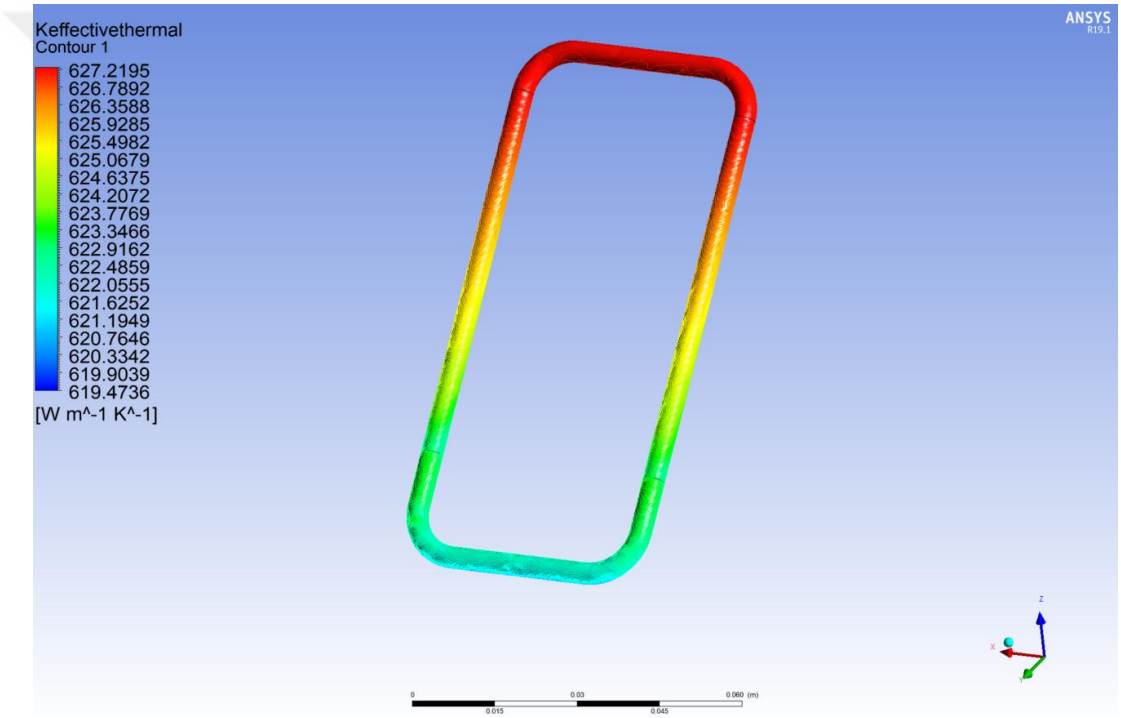
Ortalama=18.04

Orthogonal Quality Değerleri

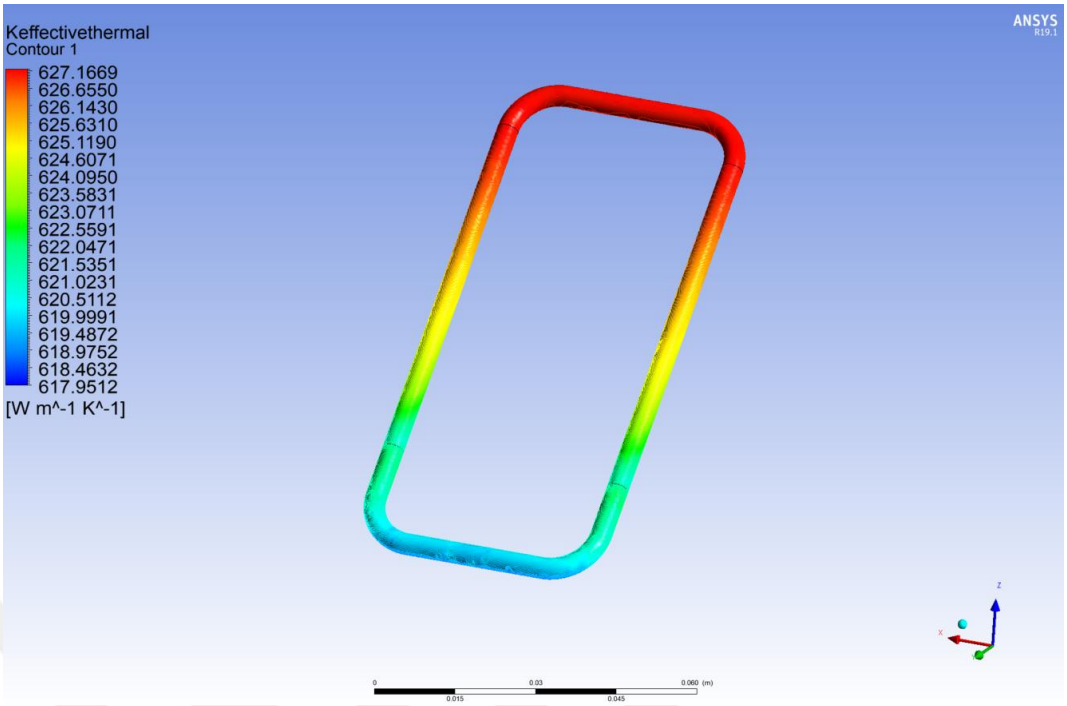
Maksimum=0.99

Ortalama=0.84

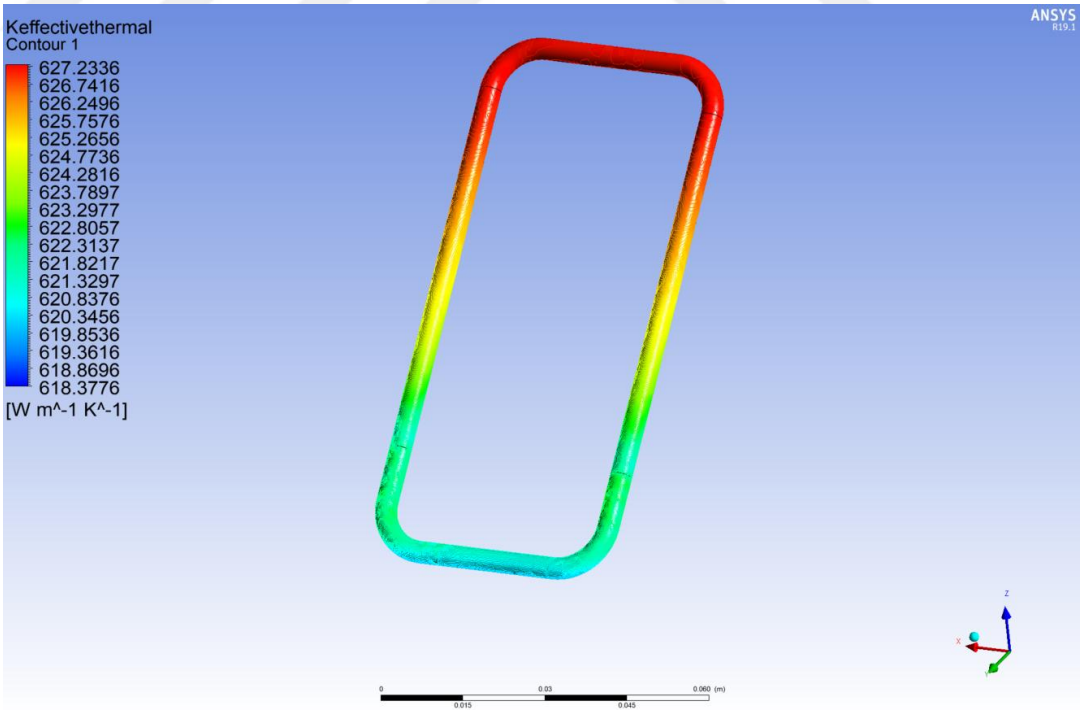
Kullanılan eleman sayısının doğruluğundan emin olmak için ağdan bağımsızlık çalışması yapılmıştır. Orta seviye eleman sayısının yaklaşık olarak yarısı kadar (düşük seviye) ve yaklaşık olarak iki katı kadar (yüksek seviye) olacak seviyede eleman sayısı kullanarak analizler tekrarlanmıştır. Her üç seviyedeki ağ yapısı için efektif termal iletkenlik açısından sonuçların birbirine çok yakın olduğu gözlemlenmiştir.



Şekil 3.4. Düşük Seviye Ağ(mesh) Yapısı 50. Saniyedeki Efektif Termal İletkenlik Dağılımı



Şekil 3.5. Orta Seviye Ağ(mesh) Yapısı 50. Saniyedeki Efektif Termal İletkenlik Dağılımı



Şekil 3.6. Yüksek Seviye Ağ(mesh) Yapısı 50. Saniyedeki Efektif Termal İletkenlik Dağılımı

3.3 Malzeme Bilgileri

Isı borularının tasarımında veya seçiminde en kritik faktörlerden birisi uygun çalışma akışkanının belirlenmesidir. Isı borularında en yaygın olarak kullanılan çalışma akışkanlarından bir kısmı Tablo 1'de (Burak Markal ve Kübra Aksoy, 2018) sunulmuştur. Isı borusundaki çalışma akışkanı, buharlaştırıcı bölgeden aldığı ısıyı yoğuşturucu bölgeye oldukça hızlı ve de etkili bir şekilde iletmelidir. Bu işlevi yerine getirebilmesi için belirli özelliklere sahip olması gerekmektedir. Ayrıca, ısı borusu içine doldurulan akışkan miktarı ile ilgili yapılan araştırmalar, ısı transfer veriminin akışkan miktarına bağlı olarak değiştiğini göstermiştir. Çalışma akışkanlarının uyumlu olduğu malzemeler ile ilgili çalışmalar yapılmıştır. Bu çalışmalara göre suyun en verimli çalıştığı malzeme nikel ve bakır olduğu belirlenmiştir. Bu yüzden çalışma da borunun malzemesi termal iletkenliği yüksek olduğu için bakır seçilmiştir.

Çizelge 3.1. Isı Borusunda Kullanılan İş Akışkanları ve uyumlu olduğu malzemeler

İşletme Aralığı (°C)	**Akışkan Cinsi**	**Kaynama Noktası Sıcaklığı** (°C)	**Gövde İçin Uygun Malzeme**
-200 ile -80	Nitrojen	-196	Paslanmaz çelik
-70 ile -60	Amonyak	-33	Paslanmaz çelik
-60 ile 40	Freon 134a	-26,5	Paslanmaz çelik
-40 ile 120	Freon 21	8,92	Paslanmaz çelik
-10 ile 180	Freon 113	47,6	Paslanmaz çelik
40 ile 220	Freon 114	92,8	Paslanmaz çelik
-20 ile 120	Pentan	28	Paslanmaz çelik
0 ile 120	Aseton	56,2	Bakır, Paslanmaz çelik
10 ile 130	Metanol	65	Bakır, Paslanmaz çelik
0 ile 130	Etanol	78,6	Bakır, Paslanmaz çelik
10 ile 200	Su	100	Bakır, Nikel
190 ile 500	Civa	356	Paslanmaz çelik
400 ile 800	Potasyum	760	Nikel, Paslanmaz çelik
500 ile 900	Sodyum	883	Nikel, Paslanmaz çelik

Isı borusunun dizayn edilmesi ve üretilmesi esnasında; kaynamanın gerçekleşme koşulları, ilk çalıştırma süreci ve akışkan ile malzeme arasındaki uyumluluk gibi faktörler önceden göz önünde bulundurulması gereken önemli parametrelerdir. Uygun bir çalışma akışkanının seçilmesinde dikkate alınması gereken ilk kriter, buharlaşma sıcaklığıdır. İş akışkanı seçiminde; kaynama noktası, buharlaşma gizli ısısı, malzemelerle kimyasal uyumluluk, ısı iletkenliği, yüzey ıslatma yeteneği, buhar basıncı, ısıl dayanıklılık, kinematik viskozite, yüzey gerilimi ve donma noktası gibi temel nitelikler göz önünde bulundurulur.

3.4 Türbülans Modeli

En bilinen türbülans modellerinden biri olan k-epsilon modeli, çoğu hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizinde olduğu gibi bu araştırmada da kullanılmış ve endüstriyel standart model olarak kabul edilmiştir. Literatür araştırmalarında en çok tercih edilen türbülans modelidir (Kshitij D. ve diğ.,2021). İyi bir tahmin kapasitesine sahiptir. Sayısal olarak sağlıklı sonuçlar vermiş ve bu sonuçların kararlılığı yapılan çalışmalar ile gösterilmiştir. k-epsilon, genel amaçlı simülasyonlar için doğruluk ve esneklik arasında makul bir dengedir.

Gerçekleştirilebilir k–ε modelinde, türbülanslı viskozite geliştirilmiş bir yöntem kullanılarak hesaplanır. Ayrıca, büyük bir basınç gradyanı, ayrılmış ve tekrar dolaşan akışlarda sınır tabakası özellikleri için gerçekleştirilebilir k–ε modeli tarafından daha iyi tahmin sağlanır (Rawaa Shaheed ve diğ.,2019).

Bu modeldeki taşıma denklemleri şu şekilde yazılır:

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \frac{\partial k u_i}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i}\left(D k_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_i}\right) + G_k - \varepsilon \qquad (3.1)$$

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial \varepsilon u_i}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i}\left(D\varepsilon_{eff}\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i}\right) + \sqrt{2}C_{1\varepsilon}S_{ij}\varepsilon - C_{2\varepsilon}\frac{\varepsilon^2}{k+\sqrt{\upsilon\varepsilon}} \tag{3.2}$$

türbülanslı viskozite şu şekilde belirlenir:

$$\upsilon_t = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \tag{3.3}$$

burada C_μ şu şekilde hesaplanır:

$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_s\frac{kU^*}{\varepsilon}} \tag{3.4}$$

$$U^* = \sqrt{S_{ij}S_{ij} + \widetilde{\Omega}_{ij}\widetilde{\Omega}_{ij}} \tag{3.5}$$

$$\widetilde{\Omega}_{ij} = \widetilde{\Omega}_{ij} - \varepsilon_{ijk}\omega_k - 2\varepsilon_{ijk}\omega_k \tag{3.6}$$

burada $\widetilde{\Omega}_{ij}$ ortalama dönme hızı tensörüdür ve ω_k açısal hızdır.

A0 ve As sabitleri aşağıdaki gibi belirlenir:

$$A_0 = 4, \qquad A_s = \sqrt{6}\cos\varphi \tag{3.7}$$

$$\varphi = \frac{1}{3}Arc\ \cos(\min(\max(\sqrt{6}W, -1), 1)) \tag{3.8}$$

$$W = \frac{S_{ij}S_{jk}S_{ki}}{\tilde{S}^2} \tag{3.9}$$

$C_{1\varepsilon}$ aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$C_{1\varepsilon} = \max\left(\frac{\eta}{5+\eta}, 0.43\right) \tag{3.10}$$

$$\eta = S\frac{k}{\varepsilon} \tag{3.11}$$

$C_2, \sigma_{k\ ve}\ \sigma_\varepsilon$ sabitleri (Shih, 1995) tarafından belirtilmiştir ve aşağıdaki gibi tanımlanmıştır:

$$\sigma_\varepsilon = 1.2 \quad , \quad C_2 = 1.9\,, \sigma_k = 1.0 \tag{3.12}$$

3.5 Sınır Şartları

Modelin analizinde çalışma akışkanı olarak su %70 ve hava %30 dolum oranı ile alınmıştır. Çift fazlı akışın analizinde, akışın seyrinin hem ısıtma esnasında hem de soğutma esnasındaki davranışını modelleyebilmek amacıyla ısı borusu evaporatör bölgesinden ısıtma ve soğutma yapacak şekilde modellenmiştir. 60 saniye boyunca 350K ve sonraki 60 saniye boyunca 273K sıcaklığındadır. Bu sıcaklık değerlerinin uygulanabilmesi için UDF yazılarak ANSYS programında 'setup' aşamasında evaporatöre tanıtılmıştır.

Kapalı döngü pulsatif ısı borusunun evaporatör ve kondenser kısmı hariç diğer bölümleri adyabatik durumda tutulmuştur.

3.6 Yönetici Denklemler

3.6.1 Süreklilik Denklemi

Süreklilik denklemi, akışkanların bir boru ya da kanal boyunca akarken kütle miktarının korunarak taşındığını ifade eden temel bir denklemdir. Kütle, enerji, momentum, elektrik yükü gibi çeşitli fiziksel nicelikler belirli koşullar altında korunduğundan, pek çok fiziksel süreç süreklilik denklemiyle açıklanabilir. (İbrahim Utku Başyazıcı, 2007).

$$\frac{d}{dt}\iiint_V \rho dV = -\iint_S \rho\vec{V}.\vec{n}\, dS \tag{3.13}$$

Bu denklemde ρ yoğunluğu $\vec{n}$ kontrol sınırına dik olan birim vektörünü ve de $\vec{V}$ hız alanını ifade etmektedir. Bu denklemin hacim integrali alındığında aşağıda yazılmış olan denklem ortaya çıkar.

$$\frac{\partial\rho}{\partial t} + \boldsymbol{\nabla}.(\rho V) = 0 \tag{3.14}$$

Bu ifadedeki yaklaşımda kontrol hacmi sabittir ve akışkanın kontrol hacmine girip çıktığı varsayılır. Bu denklem, kartezyen koordinat sisteminde ifade edilmektedir. Hız ve de yoğunluk ayrı ayrı ele alındığında ise sırasıyla şu iki denklem elde edilir.

$$\boldsymbol{\nabla}.\left(\rho\vec{V}\right) = \frac{\partial}{\partial x}(\rho.u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho.v) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho.w) \tag{3.15}$$

$$\frac{1}{\rho}\left(\frac{\partial\rho}{\partial t} + u.\frac{\partial\rho}{\partial x} + v.\frac{\partial\rho}{\partial y} + w.\frac{\partial\rho}{\partial z}\right) + \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z}\right) = 0 \tag{3.16}$$

Akışın sıkıştırılamaz olması ve yoğunluğun sabit olması durumunda yukarıdaki denklem aşağıdaki hale dönüşür.

$$\left(\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial y}+\frac{\partial w}{\partial z}\right)=0 \tag{3.17}$$

Üç boyutlu çift fazlı akışlar için ise süreklilik denklemi aşağıdaki gibi ifade edilir (Jean Paul Kone ve diğ, 2017).

$$\boldsymbol{\frac{\partial(\varepsilon\rho)}{\partial t}+\nabla.\left(\varepsilon\rho\,\vec{V}\right)=S_m} \tag{3.18}$$

3.6.2. Momentum Denklemi

Hız sınır tabakası içindeki hareket denklemlerinin diferansiyel formları, sınır tabakadaki diferansiyel kontrol hacmine Newton ikinci hareket yasasının uygulanmasıyla türetilir. Momentum korunumu ilkesinin bir yansıması olan bu yasa, kontrol hacmine etki eden net kuvvetin, bu hacimdeki akışkan kütlesi ile ivmesinin çarpımına eşit olduğunu belirtir. Bu ifade aynı zamanda, kontrol hacminden çıkan akışın net momentum hızına denktir.

$$\frac{d}{dt}\int_V \rho\vec{V}\,dV=\sum\vec{F} \tag{3.19}$$

Viskoz etkilerin yoğun olduğu akış şartlarında momentum eşitliğinde, yüzeye dik basınç alanı yerine gerilme tensörü (σ) kullanılır.

Gerilme tensörü;

$$\sigma=-p.\vec{I}+\tau \tag{3.20}$$

olmak üzere ortalama normal gerilmenin basıncın negatifine eşitlendiği durumdan ve viskoz gerilme teriminden oluşur. Momentum denklemi ise aşağıda eşitlikte gösterildiği şekildedir.

$$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = \rho.\vec{f} - \boldsymbol{\nabla}.p + \boldsymbol{\nabla}.\boldsymbol{\tau} \tag{3.21}$$

Bu momentum denklemi kartezyen koordinat sisteminde gösterilmek istenirse aşağıdaki gibi denklemlerle ifade edilir;

$$\rho.\frac{\partial u}{\partial t} + \rho u\frac{\partial u}{\partial x} + \rho v\frac{\partial u}{\partial y} + \rho w\frac{\partial u}{\partial z} = \rho.f_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \boldsymbol{\tau_{xx}}}{\partial x} + \frac{\partial \boldsymbol{\tau_{xy}}}{\partial y} + \frac{\partial \boldsymbol{\tau_{xz}}}{\partial z} \tag{3.22}$$

$$\rho.\frac{\partial v}{\partial t} + \rho u\frac{\partial v}{\partial x} + \rho v\frac{\partial v}{\partial y} + \rho w\frac{\partial v}{\partial z} = \rho.f_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \boldsymbol{\tau_{xy}}}{\partial x} + \frac{\partial \boldsymbol{\tau_{yy}}}{\partial y} + \frac{\partial \boldsymbol{\tau_{yz}}}{\partial z} \tag{3.23}$$

$$\rho.\frac{\partial w}{\partial t} + \rho u\frac{\partial w}{\partial x} + \rho v\frac{\partial w}{\partial y} + \rho w\frac{\partial w}{\partial z} = \rho.f_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial \boldsymbol{\tau_{xz}}}{\partial x} + \frac{\partial \boldsymbol{\tau_{yz}}}{\partial y} + \frac{\partial \boldsymbol{\tau_{zz}}}{\partial z} \tag{3.24}$$

Eğer viskoz gerilmeler hız gradyeni cinsinden gösterilmek istenirse aşağıdaki denklemlerdeki gibi ifade edilebilir.

$$\boldsymbol{\tau_{xx}} = -\frac{2}{3}\mu.Div + 2\,\mu\frac{\partial u}{\partial x} \tag{3.25}$$

$$\boldsymbol{\tau_{yy}} = -\frac{2}{3}\mu.Div + 2\,\mu\frac{\partial v}{\partial x} \tag{3.26}$$

$$\boldsymbol{\tau_{zz}} = -\frac{2}{3}\mu.Div + 2\,\mu\frac{\partial w}{\partial x} \tag{3.27}$$

$$\boldsymbol{\tau_{xy}} = \boldsymbol{\tau_{yx}} = \mu\frac{\partial u}{\partial y} + \mu\frac{\partial v}{\partial x} \tag{3.28}$$

$$\boldsymbol{\tau_{xz}} = \boldsymbol{\tau_{zx}} = \mu\frac{\partial u}{\partial z} + \mu\frac{\partial w}{\partial x} \tag{3.29}$$

$$\boldsymbol{\tau_{yz}} = \boldsymbol{\tau_{zy}} = \mu\frac{\partial v}{\partial z} + \mu\frac{\partial w}{\partial y} \tag{3.30}$$

Viskoz gerilme terimleri momentum denklemi içine dahil edildiğinde Navier-Stokes denklemleri ortaya çıkar. Elde edilen bu Navier-Strokes denklemleri ise kartezyen koordinat sisteminde aşağıda bulunan denklemler ile ortaya çıkar.

$$\rho\frac{Du}{Dt} = \rho.f_x - \frac{\partial p}{\partial x} - \frac{2}{3}.\frac{\partial(\mu.Div)}{\partial x} + 2\frac{\partial}{\partial x}\left(\mu\frac{\partial u}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial x}\left[\mu\left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x}\right)\right] + \frac{\partial}{\partial z}\left[\mu\left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x}\right)\right] \tag{3.31}$$

$$\rho\frac{Dv}{Dt} = \rho.f_y - \frac{\partial p}{\partial y} - \frac{2}{3}.\frac{\partial(\mu.Div)}{\partial y} + 2\frac{\partial}{\partial y}\left(\mu\frac{\partial v}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left[\mu\left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x}\right)\right] + \frac{\partial}{\partial z}\left[\mu\left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y}\right)\right] \tag{3.32}$$

$$\rho\frac{Dw}{Dt} = \rho.f_w - \frac{\partial p}{\partial z} - \frac{2}{3}.\frac{\partial(\mu.Div)}{\partial z} + 2\frac{\partial}{\partial z}\left(\mu\frac{\partial w}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial x}\left[\mu\left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x}\right)\right] + \frac{\partial}{\partial y}\left[\mu\left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y}\right)\right] \tag{3.33}$$

Üç boyutlu çift fazlı akışlar için ise momentum denklemi aşağıdaki gibi ifade edilir (Jean Paul Kone ve diğ, 2017).

$$\frac{\partial\left(\varepsilon\rho\,\vec{V}\right)}{\partial t} + \nabla.\left(\varepsilon\rho\,\vec{V}\vec{V}\right) = -\varepsilon\nabla\mathrm{P} + \varepsilon\mu\nabla^{2\vec{V}}\vec{V} + S_m \tag{3.34}$$

3.6.3. Enerji Denklemi

Bir sistem üzerinde herhangi bir işlem gerçekleştiğinde, işlem süresince sistemin enerji miktarındaki değişim; sisteme giren ve çıkan enerji arasındaki farkla ifade edilir. Bu durum enerji dengesinin temelini oluşturur. Formülsel olarakta $E_G - E_{Ç} = \Delta E_{sistem}$ şeklinde gösterilir. Bir sürekli akış işlemi süresince bir kontrol hacmin toplam enerji içeriği sabit kalır (dolayısıyla $\Delta E_{sistem} = 0$) bir kontrol hacmine giren tüm enerji türlerinin toplamı, hacimden çıkan toplam enerjiye eşit olmalıdır. Bu durumda, sürekli akış koşullarında birim zaman için enerji dengesi genel formda $E_G - E_{Ç} = 0$ denklemiyle ifade edilir.

Termodinamiğin birinci yasasına göre kontrol hacmi için bir enerji denklemi yazılacak olur ise aşağıdaki denklem ile gösterilebilir.

$$\iiint_V \rho \frac{D}{Dt}(e + 0.5.q^2)dV = \iiint_V \rho.\vec{f}.\vec{V}\,dV + \iint_S \vec{n}.(\vec{V}.\sigma - \dot{Q}\,)dS \qquad (3.35)$$

Bu eşitlikte $\dot{Q}$ kontrol yüzeyinden kontrol hacmine girip çıkan ısının geçiş hızını ve e ise özgül iç enerjiyi ifade etmektedir. Denklemin sağ tarafında yer alan ilk integral hacimsel işi ve ikinci integralde kontrol yüzeylerindeki yüzey kuvvetlerinin yaptığı işi ifade eder.
Bu denkleme Gauss teoremi uygulandığında;

$$\upsilon.\frac{D}{Dt}(e + 0.5q^2) - \rho.\vec{f}.\vec{V} - \nabla.(\vec{V}.\sigma) + \nabla.\dot{Q} \qquad (3.36)$$

Gauss teoremi uygulanan bu denklem aynı zamanda mekanik enerji denkleminide içermektedir. Mekanik enerji denklemi ise aşağıdaki gibidir.

$$\upsilon.\frac{D}{Dt}(0.5q^2) - \rho.\vec{f}.\vec{V} - \vec{V}.div\sigma = 0 \qquad (3.37)$$

Elde edilen mekanik enerji denkleminden temel enerji denklemi çıkartıldığında ısıl enerji denklemi hesaplanır.

$$\upsilon.\frac{D}{Dt} - p\nabla.\vec{V} = \boldsymbol{\phi} - \nabla.\dot{Q} \tag{3.38}$$

$$h = e + \frac{p}{\rho} \tag{3.39}$$

denklemi özgül entalpiyi ifade eder.

Fourier'in ısı iletim yasasına göre, ısı geçiş hızı yerel sıcaklık gradyanına bağlıdır.

$$\dot{Q} = -k\nabla T \tag{3.40}$$

Entalpi denklemi kartezyen koordinat sisteminde aşağıdaki gibidir.

$$\rho.\frac{Dh}{Dt} - \frac{Dp}{Dt} = \boldsymbol{\phi} - \frac{\partial}{\partial x}\left(k\frac{\partial T}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(k\frac{\partial T}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(k\frac{\partial T}{\partial z}\right) \tag{3.41}$$

Bu denklemdeki viskoz kayıp terimide aşağıdaki gösterilmiştir.

$$\Phi = 2\,\mu\left[\left(\frac{\partial u}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial y}\right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial z}\right)^2 + 0.5\left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x}\right)^2\right] + 0.5\left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y}\right)^2 + 0.5\left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z}\right)^2 - \frac{2}{3}\mu\left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z}\right)^2 \tag{3.42}$$

Üç boyutlu çift fazlı akışlar için ise enerji denklemi aşağıdaki gibi ifade edilir (Jean Paul Kone ve diğ, 2017).

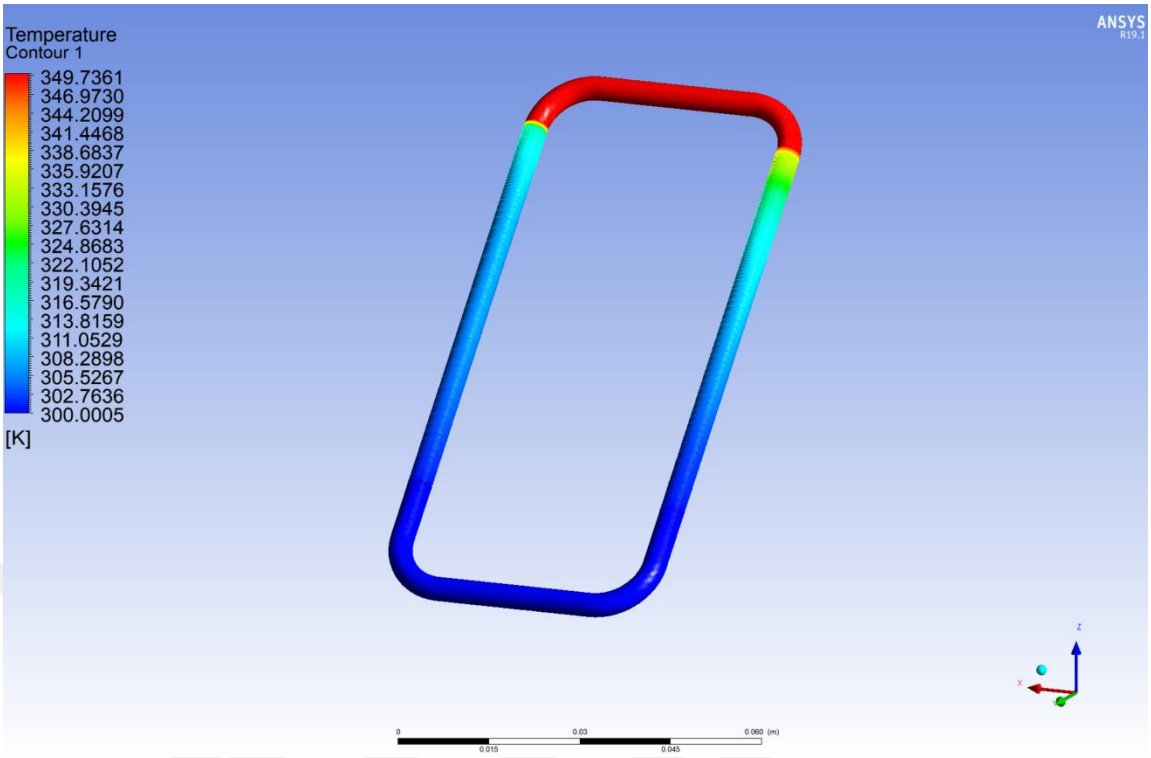
$$\frac{\partial\left(\varepsilon\rho\, c_p T\right)}{\partial t} + \nabla.\left(\varepsilon\rho\, c_p T\vec{V}\right) = \nabla.(k\nabla\mathrm{T}) + S_E \tag{3.43}$$

4. BULGULAR (BULGULAR ve TARTIŞMA)

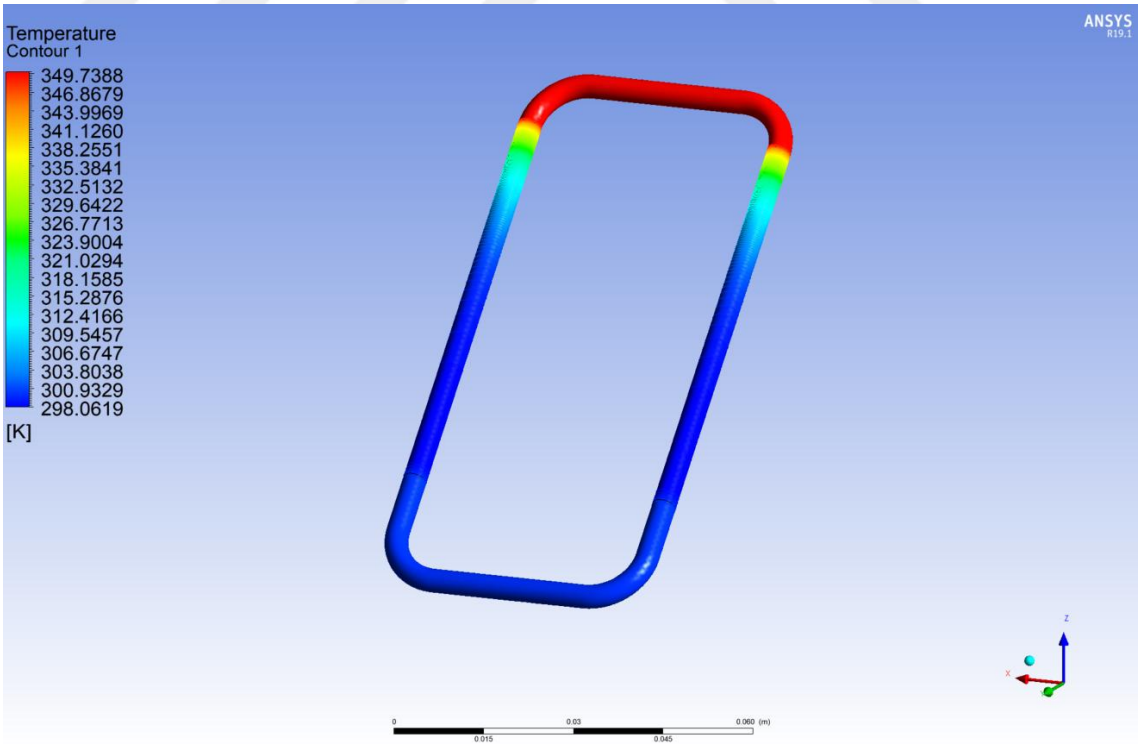
Aşağıda bulunan görseller çalışma sıvısının fazlarını göstermektedir. Bu görseller boru içerisimdeki hava,su ve su buharının oranını göstermektedir. Ayrıca akış boyunca sıcaklık dağılımıda gösterilmiştir. Bu konturlardan faydalanılarak, kapalı döngü pulsatif bir ısı borusu içindeki çalışma sıvısının davranışı incelenip içerisindeki akışın seyri tahmin edilebilir. Evaporatör bölgesinden çekilen ısı boru içerisinde meydana gelen çift fazlı akıştaki faz değişimi esnasında adyabatik bölgeden geçerek yoğuşturucu tarafına iletildiği gözlemlenmiştir. Bu işlemler esnasında sıvı fazdan buhar fazına ve buhar fazından sıvı faza geçişler olmaktadır.

4.1. Akış Esnasında Sıcaklık Dağılımı

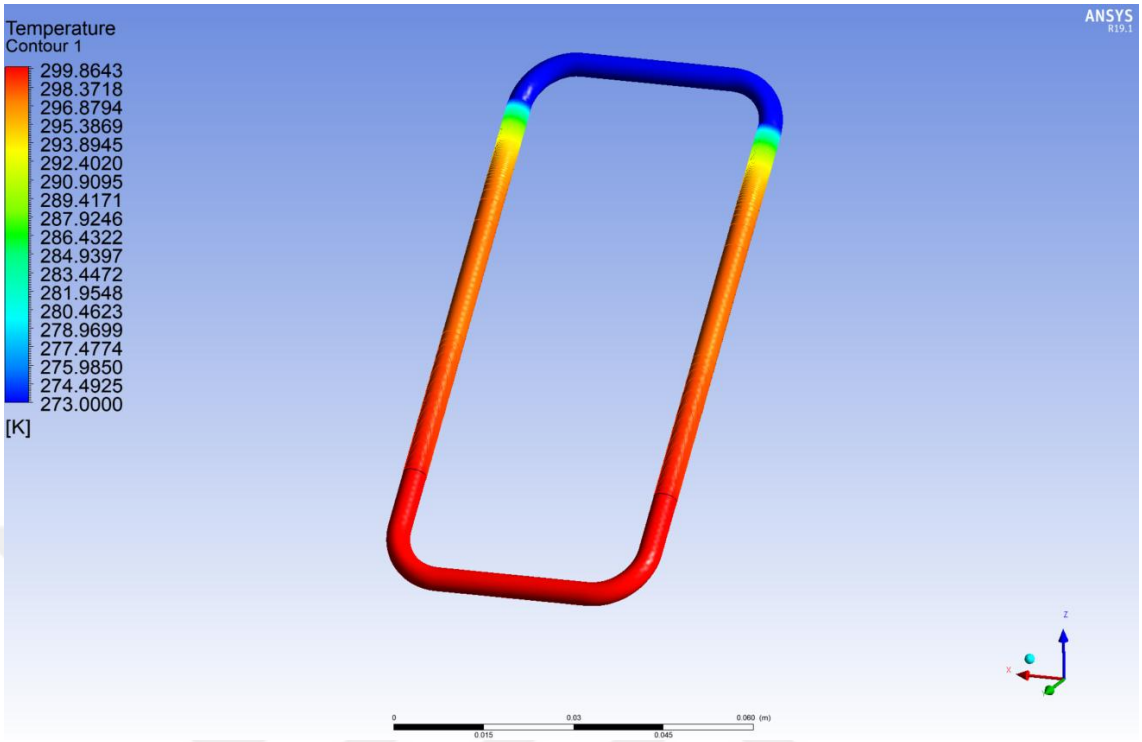
Şekil 4.1, şekil 4.2 ve şekil 4.3'te pulsatif ısı borusunun (PHP) zamana bağlı sıcaklık dağılımını göstermektedir. Görsellerdeki analiz sonuçları, ısı borusunun çalışması sırasında sıcaklığın sistem içinde nasıl yayıldığını açıkça ortaya koymaktadır. Şekil 4.1 (t = 3 s) başlangıç anına yakın bir durumda sıcaklık dağılımı oldukça dengesizdir. Isıtıcı bölge yüksek sıcaklıktadır (kırmızı tonlar), buna karşılık soğutucu bölge düşük sıcaklıktadır. Şekil 4.2 (t = 50 s) zaman ilerledikçe ısı borusu içinde ısının yayılmaya başladığı görülür. Buharlaşma ve yoğuşma süreçleri sonucunda sıcaklık farkı azalmaktadır. Orta bölgelerde sıcaklık gradyeni daha düzgün hâle gelmiştir, sistem kararlı hâle yaklaşmaktadır. Şekil 4.3 (t = 100 s): Uzun süre sonunda (100. saniye) evaportör bölgesinin soğutulduğu zaman aralığıdır. Kondenser bölgesi daha sıcak durumdadır. Renk gradyeni 100. saniyede ısının nasıl dağıldığını göstermektedir.



Şekil 4.1. t= 3 saniyedeki sıcaklık dağılımı



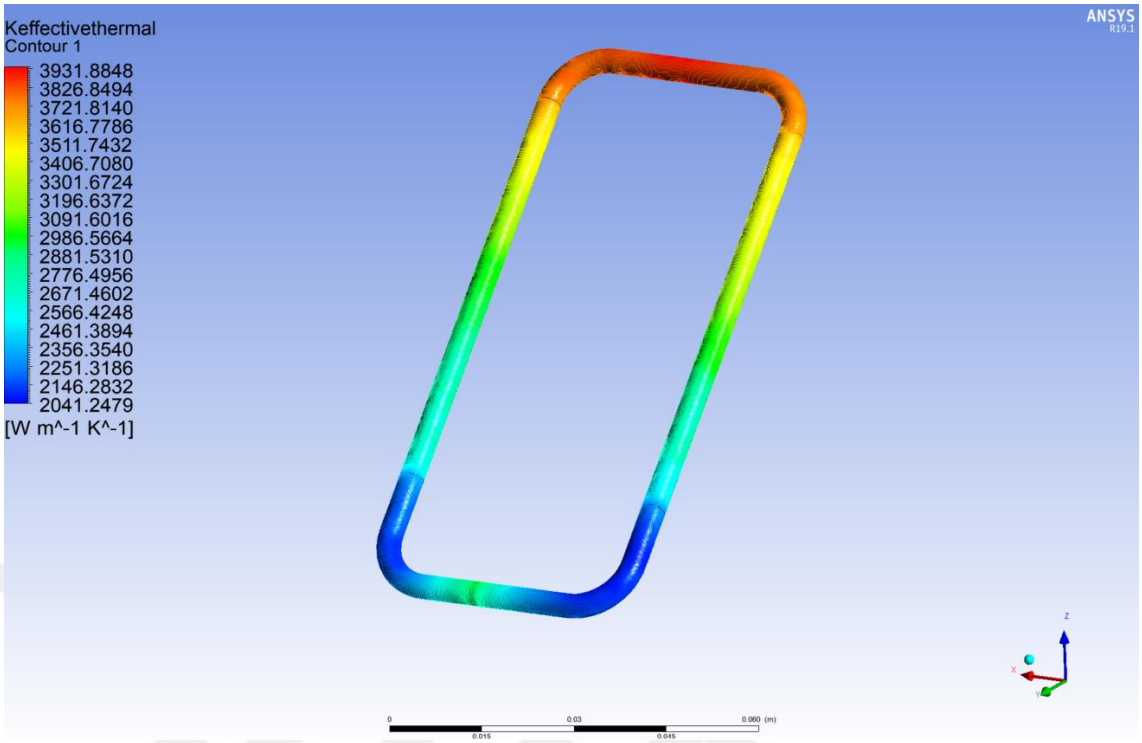
Şekil 4.2. t= 50. saniyedeki sıcaklık dağılımı



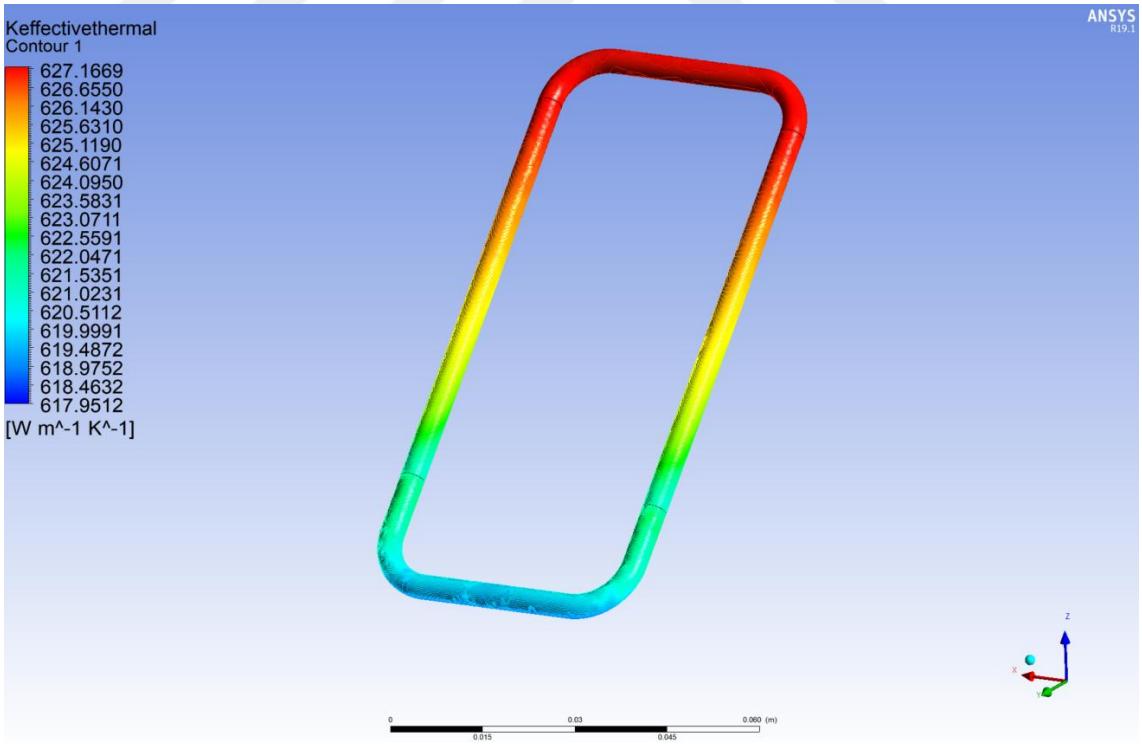
Şekil 4.3. t= 100. saniyedeki sıcaklık dağılımı

4.2. Akış Boyunca Efektif Termal İletkenlik Dağılımı

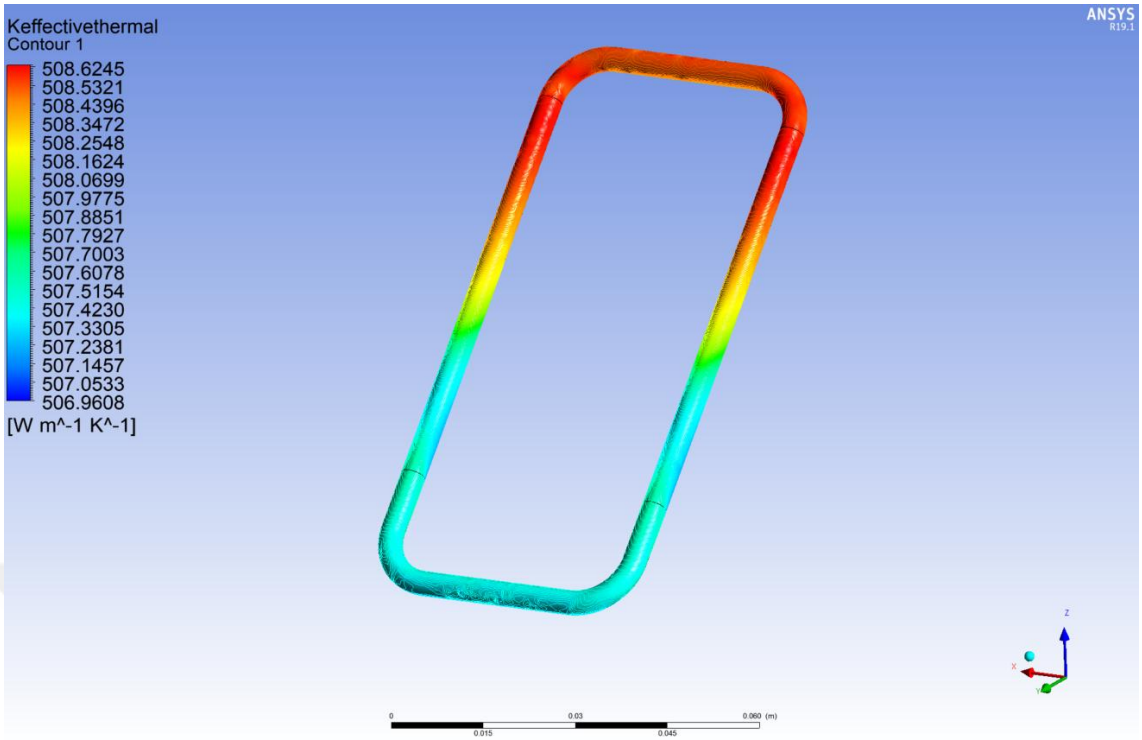
Simülasyon sonuçlarında efektif termal iletkenlik teorik olarak düşünüldüğü gibi yükselmiştir. Bakır malzemenin efektif termal iletkenliği 401 W/(m.K)'dir. Yaptığımız bu çalışmada analiz sonuçlarına göre pulsatif bakır ısı borusunun efektif termal iletkenliğinin 3931 W/(m.K) ile 480 W/(m.K) değerleri arasında değiştiği gözlemlenmiştir.



Şekil 4.4. t= 3. saniyedeki efektif termal iletkenlik dağılımı



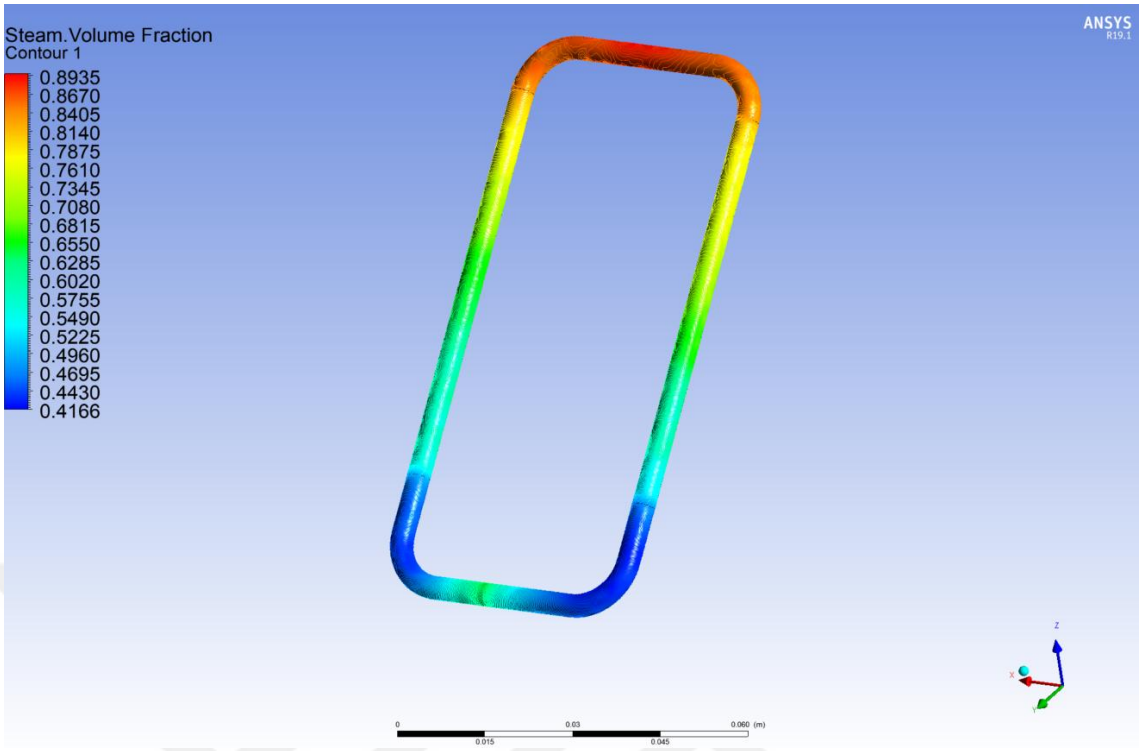
Şekil 4.5. t= 50. saniyedeki efektif termal iletkenlik dağılımı



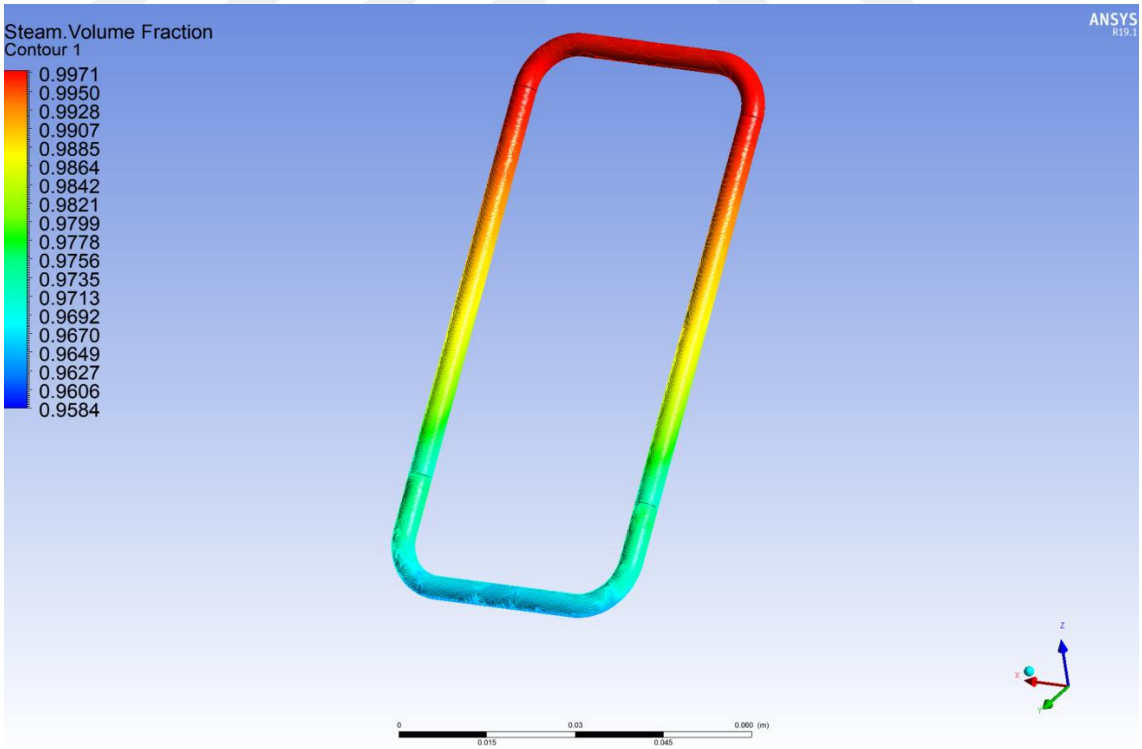
Şekil 4.6. t= 100. saniyedeki efektif termal iletkenlik dağılımı

4.3. Akış Boyunca Su Buharı Hacim Oranı Dağılımı

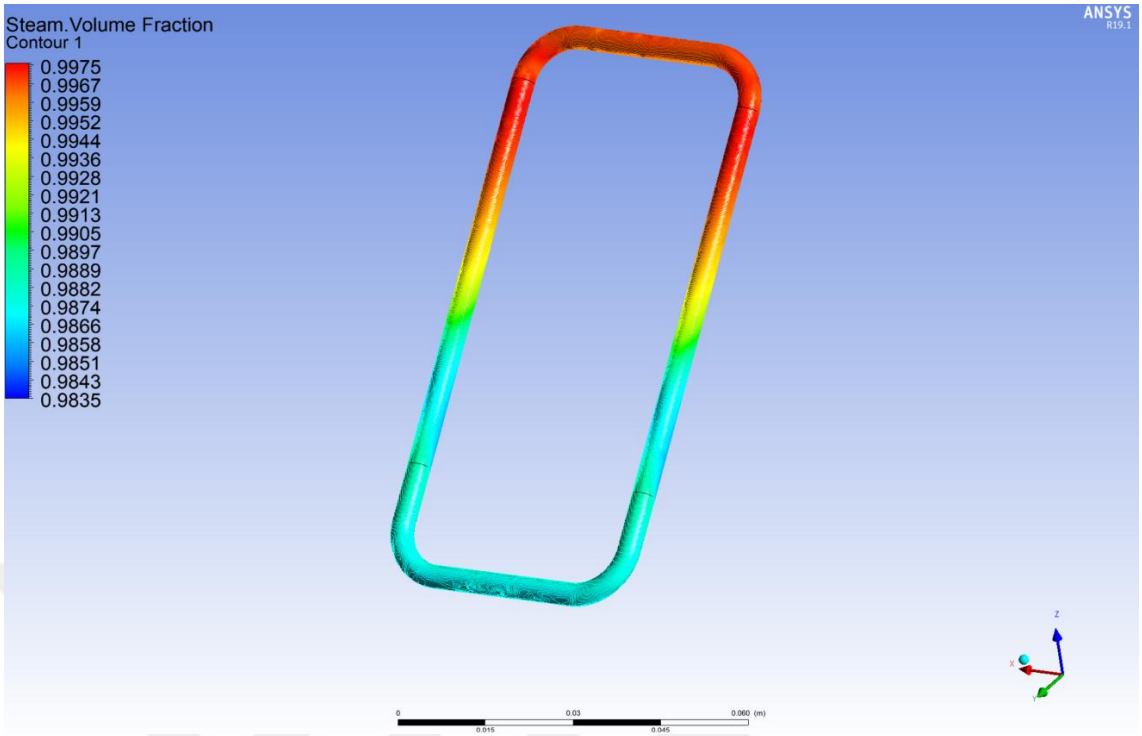
Şekil 4.7, şekil 4.8 ve şekil 4.9 pulsatif ısı borusu içerisindeki su buharı hacim oranının zamana bağlı değişimini göstermektedir. Şekil 4.7 (t = 3 s) simülasyonun başlangıcında buhar fazı sınırlı bir bölgede, özellikle ısıtıcı kısımda yoğunlaşmıştır. Bu aşamada ısıtma yeni başlamış olup, sıvı faz hâkim durumdadır. Buhar hacim oranı düşük seviyededir. Şekil 4.8 (t = 50 s) zaman ilerledikçe ısı borusu içinde buhar üretimi artmıştır. Buhar kabarcıkları evaporatör bölgesinden ayrılarak boru boyunca yayılmakta ve dolaşım hareketi devam etmektedir. Sistem iki fazlı (sıvı + buhar) akış rejimindedir. Şekil 4.9 (t = 100 s) evaporatör bölgesinin soğutulması durumundaki buhar dağılımını göstermektedir. Bu aşamada da sistem iki fazlı (sıvı + buhar) akış rejimindedir.



Şekil 4.7. t= 3. saniyedeki su buharı hacim oranı



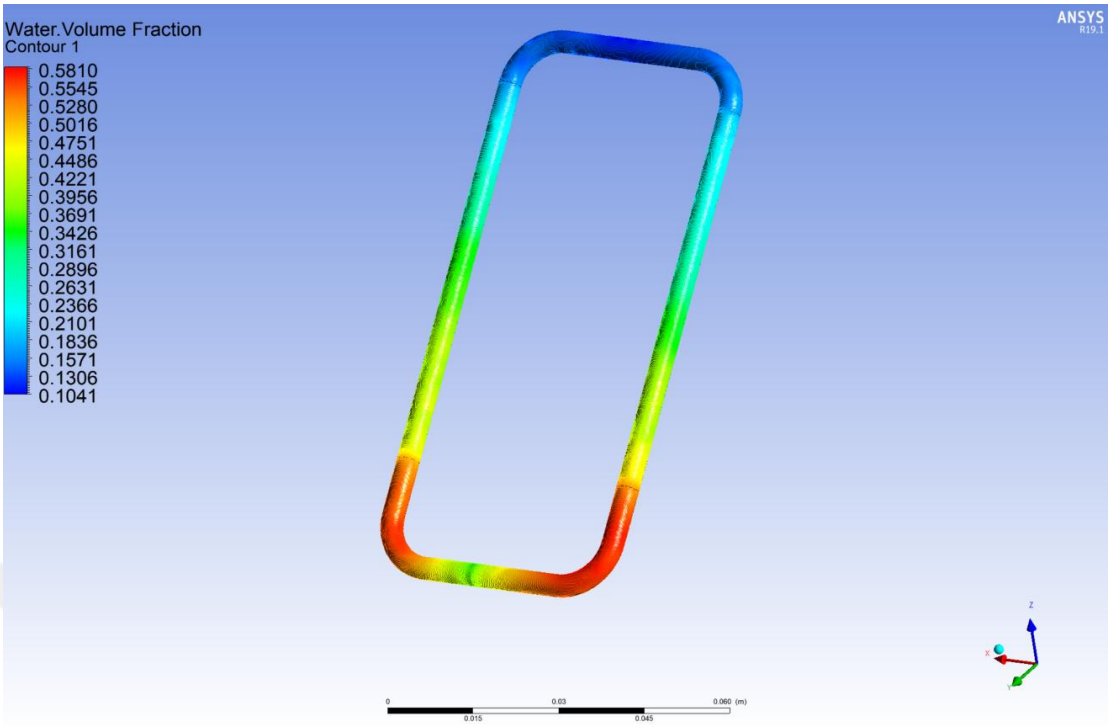
Şekil 4.8. t= 50. saniyedeki su buharı hacim oranı



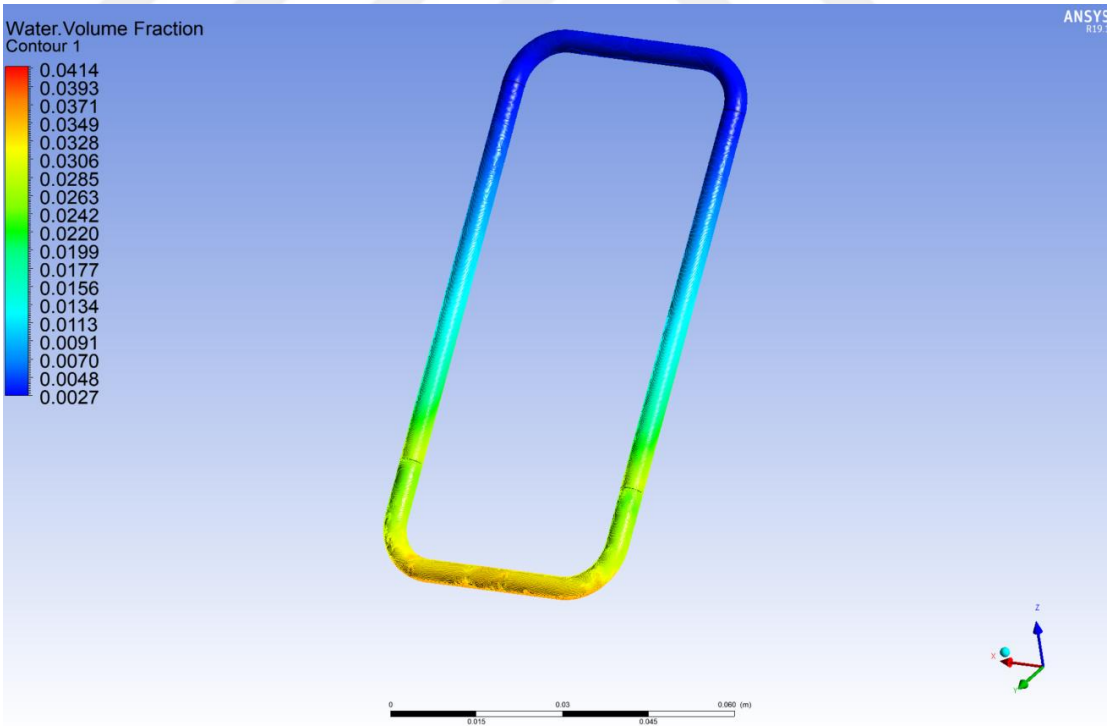
Şekil 4.9. t= 100. saniyedeki su buharı hacim oranı

4.4. Akış Boyunca Su Hacim Oranı Dağılımı

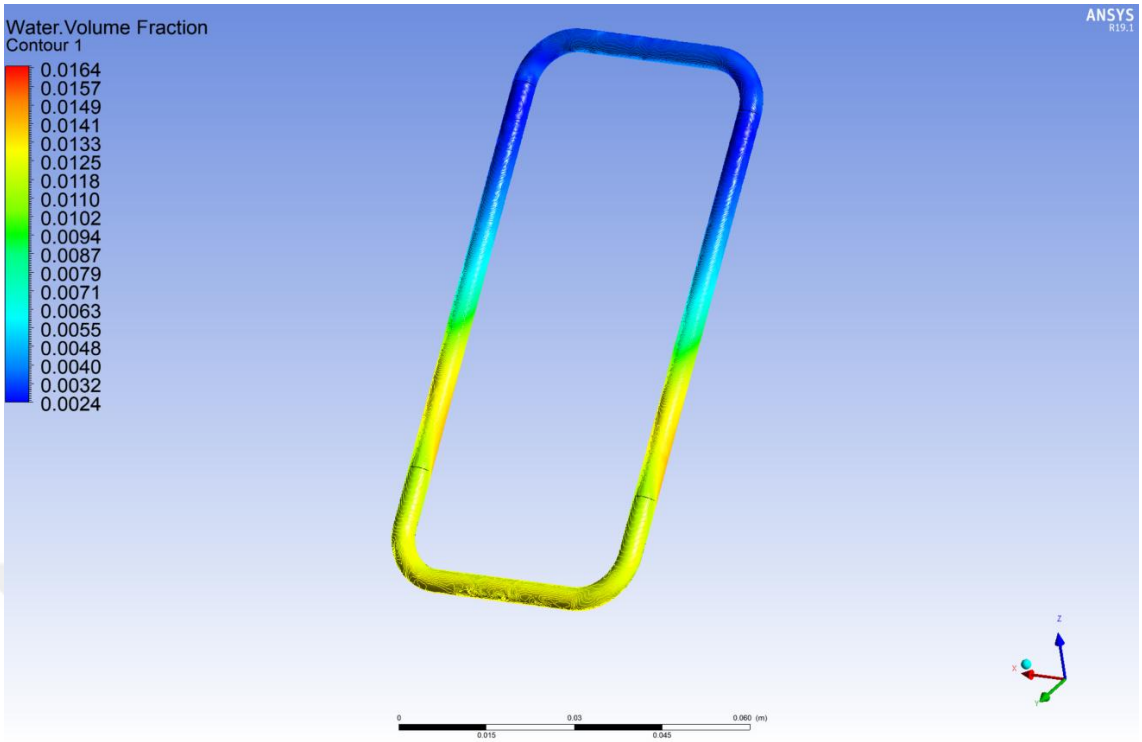
Şekil 4.10, şekil 4.11 ve şekil 4.12 pulsatif ısı borusu içerisindeki sıvı suyun hacim oranının zamana bağlı değişimini göstermektedir. Görseller, sistemdeki buharlaşma-yoğuşma süreciyle birlikte sıvı fazın nasıl dağıldığını ortaya koymaktadır. Şekil 4.10 (t = 3 s) başlangıç aşamasında sıvı su hacim oranı kondenser bölgesinde yüksek, evaporatör bölgesinde (üst kısım) ise düşüktür. Isı girişi nedeniyle buharlaşma başlamış, buna bağlı olarak sıvı fazda yerel azalmalar görülmektedir. Şekil 4.11 (t = 50 s) zaman ilerledikçe buharlaşma-yoğuşma döngüsü belirgin hâle gelmiştir. Sıvı ve buhar fazları arasında sürekli bir geçiş süreci başlamıştır. Şekil 4.12 (t = 110 s) evaporatör bölgesinden soğutma yaparken pulsatif ısı borusu içerisindeki su dağılımını göstermektedir.



Şekil 4.10. t= 3. saniyedeki su hacim oranı



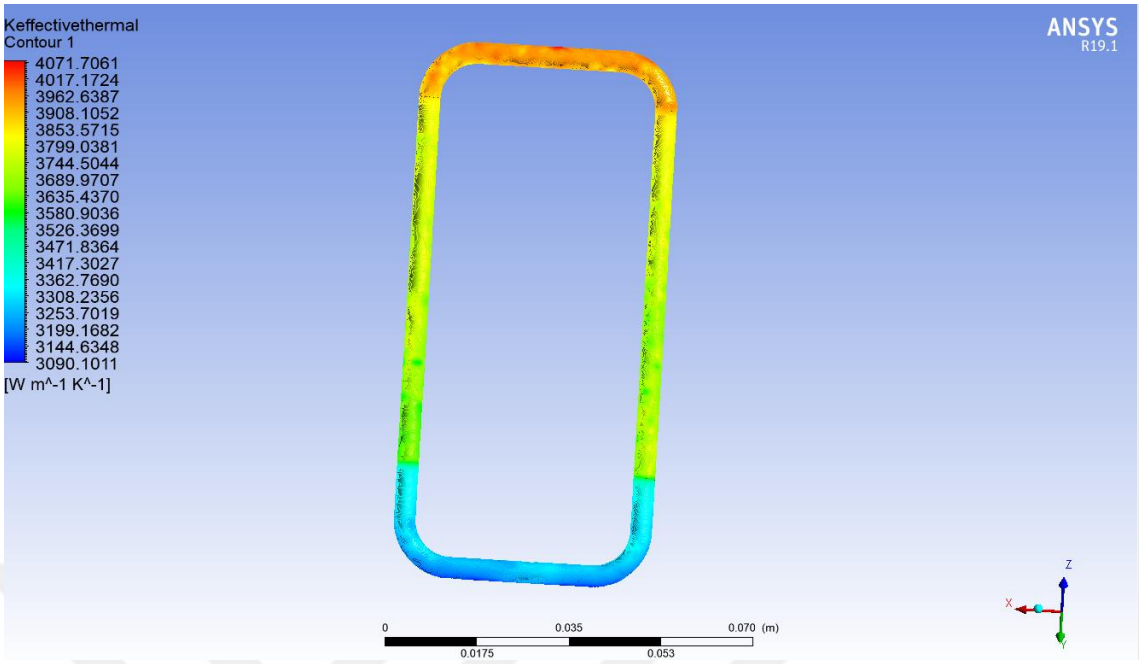
Şekil 4.11. t= 50. saniyedeki su hacim oranı



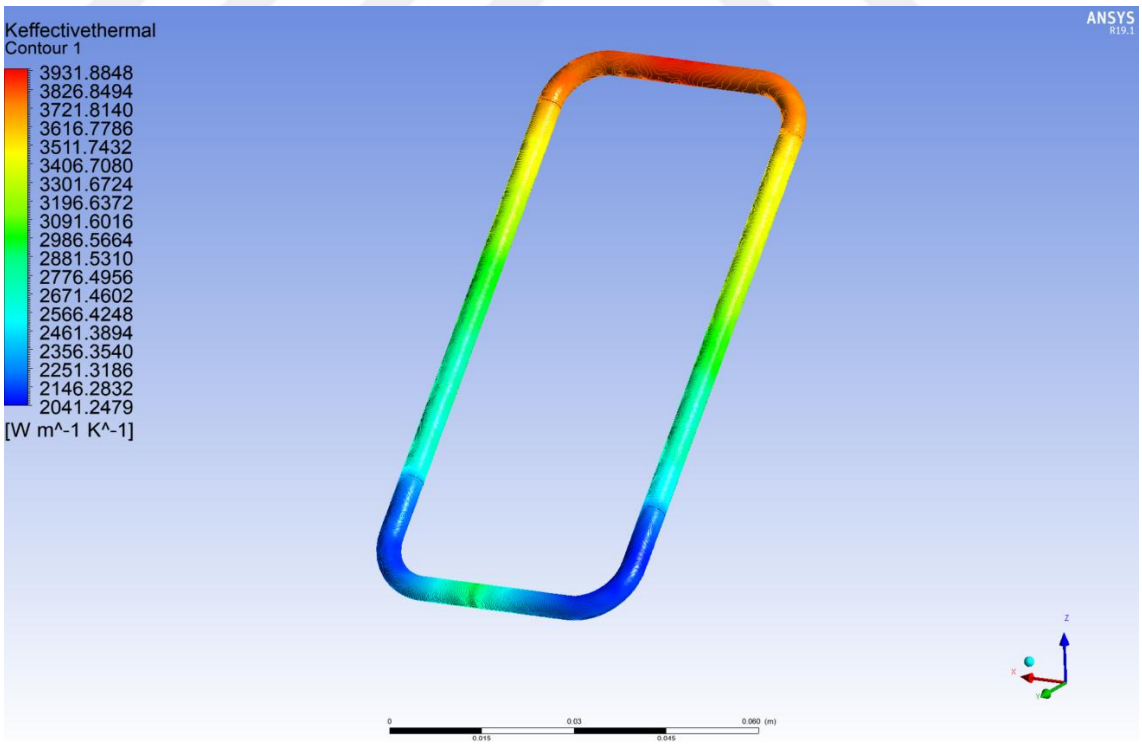
Şekil 4.12. t= 100. saniyedeki su hacim oranı

4.5. Parametrik Çalışma

Yaptığımız çalışmada ısı borusunun içerisindeki çalışma sıvısı olan su %70 dolum oranındadır. Parametrik çalışma yapıp sonuçları karşılaştırabilmek adına çalışma sıvısı olan su %40 oranında alınarak analiz tekrarlanmıştır. Her iki dolum oranında efektif termal iletkenlik karşılaştırılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre %70 dolum oranında analizin üçüncü saniyesinde efektif termal iletkenlik ısı borusunda 3931 W/(m.K) ve 2041 W/(m.K) değerleri aralığında değiştiği gözlemlenirken %40 dolum oranında analizin üçüncü saniyesinde ısı borusunda efektif termal iletkenliğin 4071 W/(m.K) ve 3090 W/(m.K) değerleri aralığında değiştiği gözlemlenmiştir.



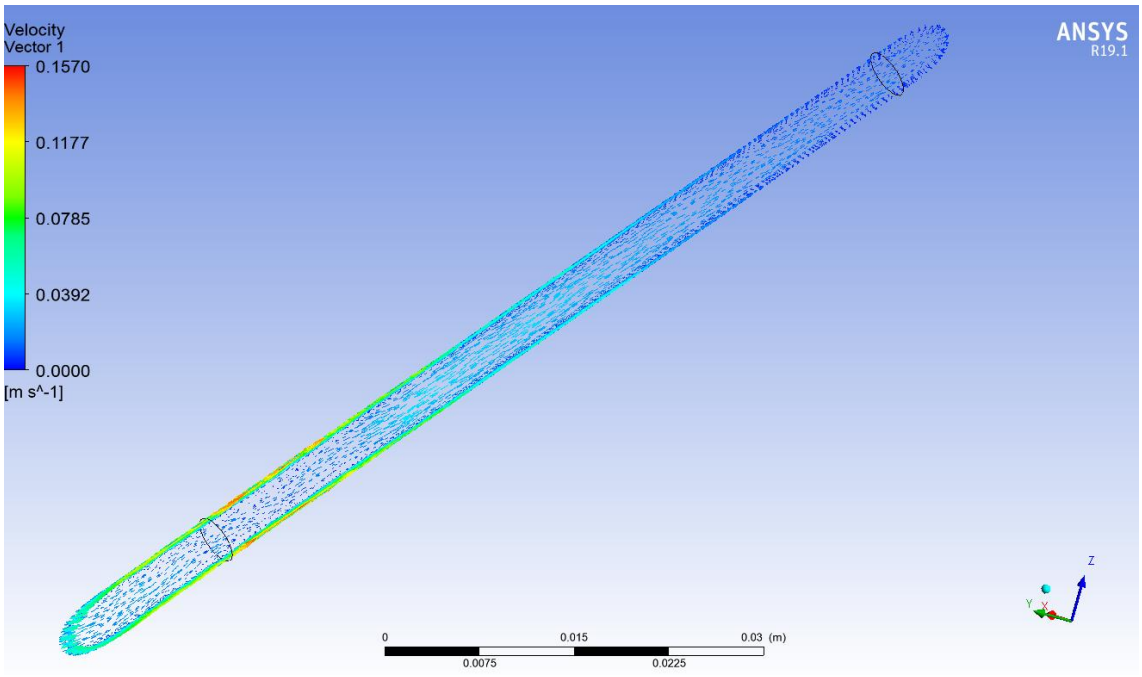
Şekil 4.13. t= 3. saniyedeki %40 dolum oranında efektif termal iletkenlik dağılımı



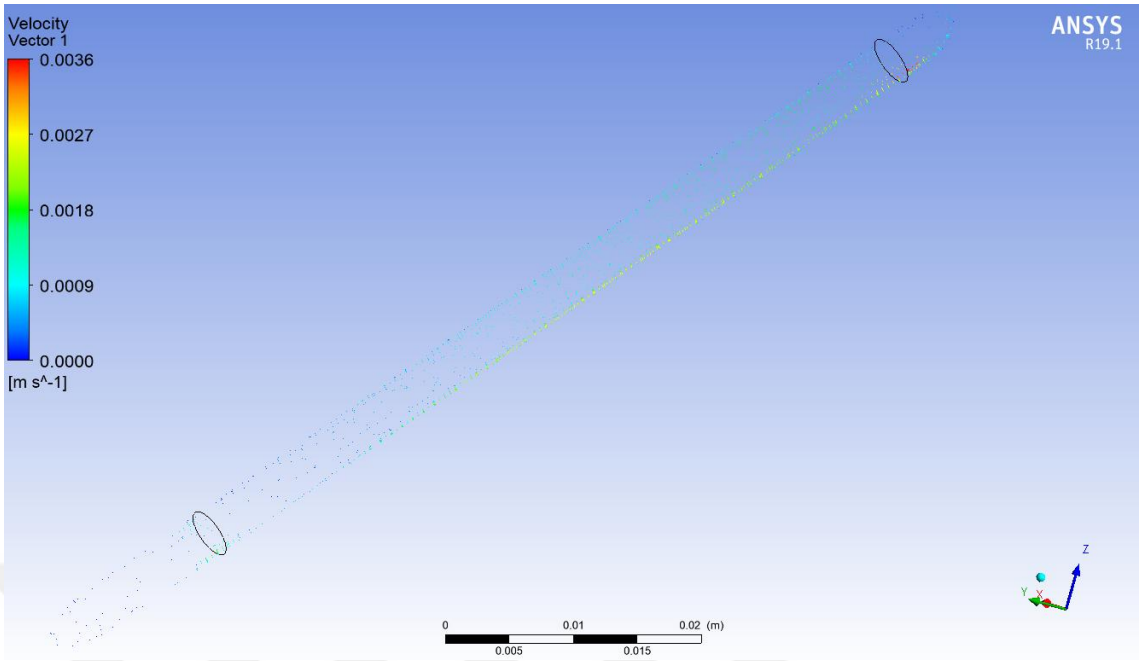
Şekil 4.14. t= 3. saniyedeki %70 dolum oranında efektif termal iletkenlik dağılımı

4.6. Akış Boyunca Hız Vektörleri Dağılımı

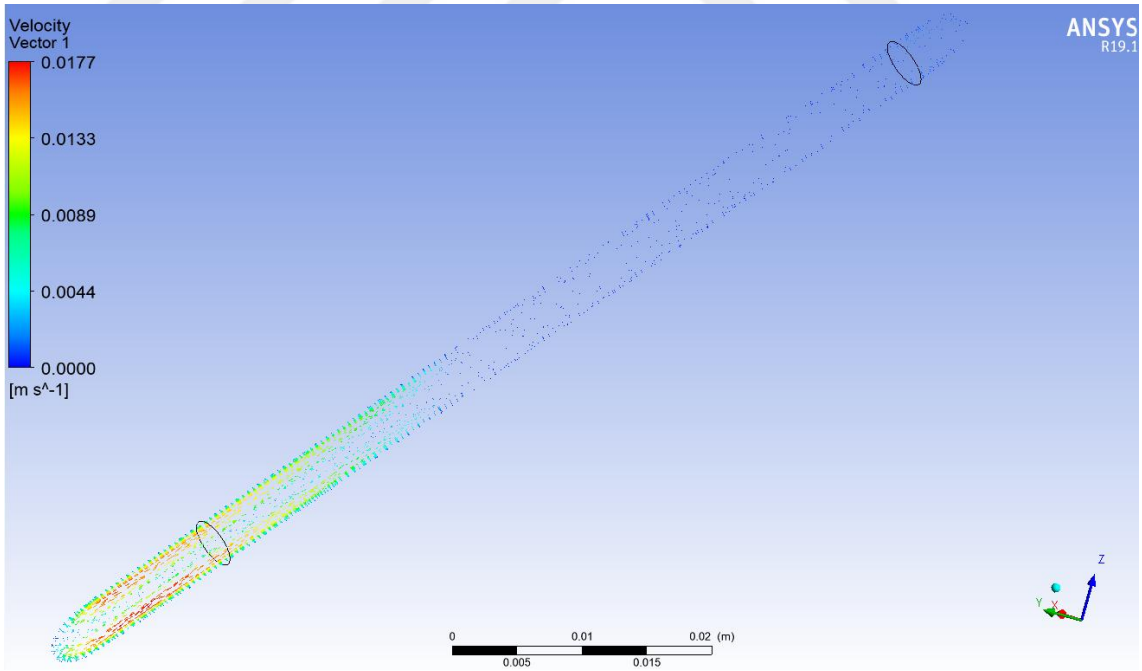
Şekil 4.15, şekil 4.16 ve şekil 4.17 pulsatif ısı borusu boru içerisindeki karışımın hız vektörlerinin dağılımını farklı zaman anlarında göstermektedir. Şekil 4.15 (t = 3 s) ısı borusu hattının giriş kısmında ve boru boyunca yüksek hız vektörlerini (kırmızı/sarı bölgeler) göstermektedir. Akış kısa süre önce başladığı için, akışkan hızları nispeten yüksektir ve dağılım daha belirgin ve yoğundur. Şekil 4.16 (t = 50 s) boru boyunca hız vektörlerinin şiddetini ve yoğunluğu t=3 saniyeye göre önemli ölçüde azaldığını göstermektedir. Vektörler çoğunlukla yeşil/mavi renktedir, bu da hızların daha düşük olduğunu gösterir. Sistemin t=3 saniyeye göre daha kararlı duruma (steady-state) yaklaştığını veya karışım sürecinin daha yavaş olduğunu ve akışkanın boru içinde daha düşük hızlarla hareket ettiğini göstermektedir. Şekil 4.17 (t = 100 s) evaporatör bölgesinden soğutma yapıldığı esnadaki ısı borusu içerisindeki hız vektörlerini göstermektedir.



Şekil 4.15. t= 3. saniyedeki karışımın hız vektörleri dağılımı



Şekil 4.16. t= 50. saniyedeki karışımın hız vektörleri dağılımı



Şekil 4.17. t= 100. saniyedeki karışımın hız vektörleri dağılımı

5. SONUÇ

Bu çalışma, hesaplamalı akışkanlar mekaniği metodolojisi aracılığıyla kapalı döngü pulsatif bir ısı borusundaki akış ve ısı transferi olaylarını araştırmaktadır. Evaporatörde ısıtma ve soğutma olması durumunda akışın davranışı ve seyri incelenmiştir. Kapalı döngü pulsatif bir ısı borusunda buharlaşma ve yoğuşma olaylarının simülasyonlarını gerçekleştirmeye izin veren bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği modelinin geliştirilmiştir. Bu çalışmanın HAD sonuçları, karışım 'mixture' yöntemiyle ANSYS FLUENT yazılımının ısı borusu içindeki karmaşık olayları başarılı bir şekilde modelleyebildiğini göstermektedir. Modelleme zamana bağlı olacak şekilde yapılmıştır.

Mevcut simülasyonlardan önemli sonuçlar çıkarılabilir ve bu sonuçlardan bazıları aşağıdaki gibi sunulmuştur.

-Daha yüksek ısı girişi olması durumunda faz değişimi düşük ısı girişine kıyasla daha hızlı olacaktır.

- Bakırın borunun içerisine çalışma sıvısı olarak su eklendiğinde termal iletkenliği artmaktadır.

- Elde edilen sonuçlar bize herhangi bir deneysel modele ihtiyaç duymadan farklı geometrilere ve çalışma akışkanına sahip pulsatif ısı borularının termal performansını tahmin ve simüle edilebileceğimizi göstermiştir.

- Sonuçlar ısı borusunu optimize edebilme ve deneysel olayların seyri hakkında fikir edinmemize de yardımcı olacaktır.

- Elde ettiğimiz sonuçlardan bakır ısı borusunun çift fazlı akış etkisiyle efektif termal iletkenliğinin 3931 W/(m.K) değerlerine kadar çıkabildiği görülmüştür.

- Elde edilen sonuçlara göre %70 dolum oranında analizin üçüncü saniyesinde efektif termal iletkenlik ısı borusunda 3931 W/(m.K) ve 2041 W/(m.K) değerleri aralığında değiştiği gözlemlenirken %40 dolum oranında analizin üçüncü saniyesinde ısı borusunda efektif termal iletkenliğin 4071 W/(m.K) ve 3090 W/(m.K) değerleri aralığında değiştiği gözlemlenmiştir.

6. DOĞRULAMA ÇALIŞMASI

Bu tez kapsamında gerçekleştirilen analizde, kapalı döngü pulsatif ısı borusu (Closed Loop Pulsating Heat Pipe – CLPHP) modeli kullanılarak sistemin termal performansı incelenmiştir. Isı borusu bakır malzemeden oluşturulmuş ve çalışma akışkanı olarak su seçilmiştir. Evaporatör bölgesinde sıcaklık 350 K değerine ısıtılıp sonrasında tekrar 273K değerine getirilmiştir. Kondenser ve adyabatik bölgelerde ise 273 K olarak tanımlanmış, türbülans modellemesi için Realizable k–ε modeli tercih edilmiştir. Bu model akışların çözümlenmesinde güvenilir sonuçlar vermesi nedeniyle literatürde sıklıkla tercih edilmektedir.

Yapılan hesaplamalar sonucunda elde edilen efektif termal iletkenliğin 3931 W/m·K değerine ulaştığı gözlemlenmiştir. Bu değer, ısı borularında akışkanın faz değişimi yoluyla gerçekleştirdiği ısı taşınımını temsil eden global bir parametre olup, sistemin ısı transfer kabiliyetini sayısal olarak göstermektedir.

Elde edilen bu değer, Kshitij Desai ve diğ. (2021) "Investigation on the effect of thermal properties by changing geometry of a heat pipe using simulation" başlıklı çalışmasında rapor ettikleri sonuçlarla oldukça iyi bir uyum göstermektedir. Söz konusu çalışmada, benzer şekilde bakır gövdeli ve su akışkanlı ısı borusu için evaporatör bölgesi 393K sıcaklığa ısıtılmıştır. Yapılan ANSYS tabanlı analizlerde, ısı borusu için 4018 W/m·K civarında efektif termal iletkenlik değerleri elde edilmiştir.

Benzer malzeme, akışkan ve yakın sıcaklık aralıkları altında gerçekleştirilen bu tez çalışmasında elde edilen 3931 W/m·K değeri, Kshitij Desai ve diğ. (2021) tarafından raporlanan ısı borusunun değerine oldukça yakın olup, ısı borusunun ve faz değişim mekanizmasının doğru şekilde modellenmiş olduğunu göstermektedir. Ayrıca, bu benzerlik, kullanılan gerçekleştirilebilir k–ε türbülans modelinin ve faz değişimli çok fazlı akış yaklaşımının sistemin fiziksel davranışını gerçeğe yakın biçimde temsil ettiğini doğrulamaktadır.

Dolayısıyla, elde edilen sonuçlar hem nicel hem nitel açıdan literatürdeki benzer çalışmalarla uyum göstermekte; bu da geliştirilen modelin sayısal doğruluğunu ve ısı transfer mekanizmasının güvenilirliğini desteklemektedir.

KAYNAKLAR

Alammar, A.A., Al-Dadah R.K., Mahmoud S.M. (2016). Numerical investigation of effect of fill ratio and inclination angle on a thermosiphon heat pipe thermal performance. *Applied Thermal Engineering*, 108:1055-1065.

Suresh, J.V., Bhramara P. (2017). CFD Analysis of Multi turn Pulsating Heat pipe. *5th International Conference of Materials Processing and Characterization (ICMPC 2016)*, Proceedings 4, 2701–2710.

Aytaç İ. (2021). CuO/su ve ZnO/su nanoakışkanların ısı borusu performansına etkisinin incelenmesi. *Politeknik Dergisi*, 24(3): 963-971.

Mozumder A.K., Akon A.F., Chowdhury M.S.H., Banik S.C. (2010). Performance of heat pipe for different working fluids and fill ratios. *Journal of Mechanical Engineering*, Vol. ME 4, 96-102.

Kiedcharoensiri P., Charoensawan P., Terdtoon P. (2012). Two-Phase Flow Analysis of a Horizontal Closed-Loop Oscillating Heat Pipe. *J Sci Technol MSU*, Vol 31, No 5, 571-577.

Gupta A., Parwani A. 2017. CFD modeling for thermal performance of Closed Loop Pulsating heat pipe in bottom heated mode. *Proc. of Sixth International Conference On Advances in Civil, Structural and Mechanical Engineering* -ACSM 2017, 46-50.

Bitencourt U.C. (2016). CFD simulation of a Pulsating Heat Pipe using ANSYS FLUENT. https://www.researchgate.net/publication/305608515 (Erişim tarihi: Haziran 2016)

Dave C., Dandale P., Shrivastava K., Dyahgude D., Rahangdale K., More N. (2021). A review on pulsating heat pipes: latest research, applications and future scope. *Journal of Thermal Engineering*, Vol. 7, No. 3, 87-408

Hrabovsky P., Kolkova Z., Mokrý M., Nemec P. (2018). Basic CFD model of heat pipe. *MATEC Web of Conferences* 168, 02014 . 1-5

Aksoy K., Maral B. (2018). Yenilikçi Soğutma Teknolojileri: Isı Boruları. 1st International Symposium on Innovative Approaches in Scientific Studies, *SETSCI Conference Indexing System*, Vol. 2, 336-342.

Sree N.S., Sudheer N.V.S.S., Bhramara P. (2018). Thermal analysis of closed loop pulsating heat pipe. *International Journal of Mechanical and Production Engineering Research and Development (IJMPERD)* ISSN (P): 2249-6890; ISSN (E): 2249-8001, Vol. 8, Issue 2, 21-36.

Aksoy M., (2004). Pulsatif ısı borularının analizi, Yüksek Lisans Tezi, *İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul.

Başyazıcı U. (2007). İki fazlı akışkanlara sayısal yöntemlerin uygulanması. Yüksek lisans tezi, *Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı*, İstanbul.

Singh K.A. (2013). Numerical Analysis of Performance of Closed-Loop Pulsating Heat Pipe. Yüksek Lisans Tezi, *Department of Mechanical Engineering National Institute of Technology,* Rourkela.

Marengo M., Nikolayev V. (2021). Pulsating heat pipes: basics of functioning and modeling. *Encyclopedia of Two-Phase Heat Transfer and Flow* IV, 63-139.

Hai Y. (2020). Experiment of Thermal Performance of Oscillating Heat Pipe Under Various Conditions. Yüksek Lisans Tezi, *University of California, Mechanical and Aerospace Engineering*, California.

Madhuri ve diğ. (2019), Predicting the Performance of Heat Pipe at Different Inclination Angle, IOP Conf. Series: *Materials Science and Engineering* 691 (2019), 012011, doi:10.1088/1757-899X/691/1/012011.

Kshitij D. ve diğ. (2021), Investigation on the effect of thermal properties by changing geometry of a heat pipe using simulation, *Materials Today: Proceedings* 46 (2021), 8473–8479.

Rawaa Shaheed ve diğ. (2019), A comparison of standard k–ε and realizable k–ε turbulence models in curved and confluent channels, *Environmental Fluid Mechanics* (2019) 19:543–568, doi.org/10.1007/s10652-018-9637-1

Tsan-Hsing Shih, Jiang Zhu, John L.Lumley (1995), A new Reynolds stress algebraic equation model, *Comput. Methods Appl. Mech. Engrg*. 125 (1995) 287-302

Weixiu Shi ve diğ. (2025), Chaotic flow in a closed-loop pulsating heat pipe, *Case Studies in Thermal Engineering* 71 (2025) 106162, https://doi.org/10.1016/j.csite.2025.106162

Dong Liu ve diğ. (2024), Evaluation of the Heat Transfer Performance of a Device Utilizing an Asymmetric Pulsating Heat Pipe Structure Based on Global and Local Analysis, *Energies 2024, 17, 5588*. https://doi.org/10.3390/en17225588

Jianhong Liu ve diğ. (2024), Experimental Study of Thermal Performance of Pulsating-Heat-Pipe Heat Exchanger with Asymmetric Structure at Different Filling Rates, *Energies 2024, 17, 5588*. https://doi.org/10.3390/en17153725

Jena-Paul Kone ve diğ. (2017), Three-dimensional multiphase flowcomputational fluid dynamics models for proton exchange membrane fuel cell: A theoretical development, The Journal of Computational Multiphase Flows, *The Journal of Computational Multiphase Flows*, 2017, Vol. 9(1) 3–25, DOI: 10.1177/1757482X17692341

Bahman Zohuri (2011), Heat Pipe Design and Technology: A Practical Approach, *CRC Press*, First Edition, ISBN: 978-1439845233

EKLER

EK 1 Evaporatöre uygulanan sıcaklık için tanıtılan UDF programı

```
/* UDF to define a simple temperature boundary on Saturation Temperature.
   The "from" phase is the gas phase and the "to" phase is the liquid phase */

  #include "udf.h"
DEFINE_PROFILE(transient_temp,th,i)
{
face_t f;
real flow_time = CURRENT_TIME;
begin_f_loop(f,th)
{
if(flow_time <= 60)
F_PROFILE(f,th,i) = 350.0;
else
F_PROFILE(f,th,i) = 273.0;
}
end_f_loop(f,th);
}
```