

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**ÜÇ KOLONLU TİTREŞİMLİ ISI BORUSUNUN FARKLI ÇALIŞMA
BASINÇLARINDA DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Murat Emre DEMİR

**Makina Mühendisliği Anabilim Dalı
Isı - Akışkan Programı**

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Mustafa ÖZDEMİR

MAYIS 2015

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**ÜÇ KOLONLU TİTREŞİMLİ ISI BORUSUNUN FARKLI ÇALIŞMA
BASINÇLARINDA DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Murat Emre DEMİR
503121120**

**Makina Mühendisliği Anabilim Dalı
Isı - Akışkan Programı**

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Mustafa ÖZDEMİR

MAYIS 2015

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503121120 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Murat Emre Demir ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “Üç Kolonlu Titreşimli Isı Borusunun Farklı Çalışma Basınçlarında Deneysel İncelenmesi” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. Mustafa ÖZDEMİR**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Eş Danışman : **Yrd. Doç. Dr. Bülent GÜZEL**
Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Ali Feridun Özgüç**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. İsmail Cem Parmaksızoğlu
İstanbul Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Ş. Özgür Atayılmaz
Yıldız Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : **4 Mayıs 2015**
Savunma Tarihi : **29 Mayıs 2015**

Aileme,

ÖNSÖZ

Bu tez çalışmasının şekillenmesinde ve ilerlemesinde büyük emeği olan ve de hiçbir desteğini esirgemeyen değerli hocam Prof. Dr. Mustafa Özdemir'e, tez çalışmam boyunca fikirlerine danıştığım, tecrübesiyle yol göstericim olan değerli hocam Yrd. Doç. Dr. Bülent Güzel'e, deney düzeneğinin bakım ve onarımı sırasında yoğun emek ve katkılarından dolayı Teknisyen Selman Benli'ye, Tez çalışmam boyunca fikirlerine danıştığım ve yardımlarını esirgemeyen ağabeyim Elektrik Yük. Müh. Ali Fatih Demir'e ve kıymetli dostum Makine Yük. Müh. Altay Arbak'a, Bugünlere gelmemi sağlayan annem Hülya Demir'e ve babam Prof. Dr. Ahmet Demir'e, yoğun ve yorucu geçen yüksek lisans eğitimimde en büyük destekçim olan sevgili eşim Betül Büşra Demir'e minnettarım ve hepsine teşekkürü bir borç bilirim.

Mayıs 2015

Murat Emre DEMİR
Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri
Mühendisi

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	v
İÇİNDEKİLER	vii
KISALTMALAR	ix
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xi
ŞEKİL LİSTESİ.....	xiii
SEMBOLLER	xv
ÖZET.....	xvii
SUMMARY	xxi
1. GİRİŞ	1
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	3
2.1 Isı Boruları Çeşitleri	3
2.2 Isı Borusu Uygulamaları	9
2.3 Kaynak Araştırması.....	12
3. DENEYSEL ÇALIŞMA	15
3.1 Deney Düzenegi	15
3.2 Deneyin Metodolojisi	21
3.3 Deneylerin Değerlendirilme Yöntemi	22
3.4 Isı Geçiş Katsayısının Hesabı.....	39
3.5 Deney Sonuçları	40
3.6 Boyut Analizi	49
3.7 Nusselt Korelasyonunun Oluşturulması.....	51
4. MATEMATİK MODEL.....	57
4.1 Matematik Model Sonuçları.....	66
5. DEĞERLENDİRME	73
KAYNAKLAR	75
EKLER.....	77
EK A Sabit Güç ve Basınç Değerlerine Göre Ortalama Isı Geçiş Katsayısının Değişimi	78
EK B Sabit Isıtıcı Gücü Değerlerine Göre Ortalama Isı Geçiş Katsayısının Çalışma Basıncı ile Değişimi	79
EK C Sabit Çalışma Basıncı Değerlerine Göre Ortalama Isı Geçiş Katsayısının Isıtıcı Gücü ile Değişimi	80
EK D Sabit Güç ve Basınç Değerlerine Göre Ortalama Prop sıcaklıklarının Değişimi	81
EK E Ortalama Soğutucu Ünite Sıcaklıkları	84
EK F Ortalama Isıtıcı Ünite Sıcaklıkları	85
EK G Boyutsuz Sayılar ve Etki Eden Değişkenler	86
EK H Belirsizlik Analizi	88
EK I HFD ile Kolon Seviyesi Salınım Frekansı Hesabı Matlab Kodları.....	91
EK J HFD ile Buhar Basıncı Salınım Frekansı Hesabı Matlab Kodları	93
ÖZGEÇMİŞ.....	95

KISALTMALAR

EES	:	Engineering Equation Solver
HFD	:	Hızlı Fourier Dönüşümü
IB	:	Isı Borusu
KDTIB	:	Kapalı Döngülü Titreşimli Isı Borusu
NARMAX	:	Nonlinear Auto-Regressive Moving Average With Exogenous Inputs
TIB	:	Titreşimli Isı Borusu
UID	:	Uzaktan Isı Değiştiricili Isı Borusu

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 3.1 : Deney düzeneği boyutları.....	16
Çizelge 3.2 : Isıtıcı ve soğutucu ünite üzerinde termoeleman yerleşimi.	19
Çizelge 3.3 : Deneylerin başlangıç parametreleri.	21
Çizelge 3.4 : Deney sonu verileri.....	40
Çizelge 3.5 : Tüm deneyler için buhar basıncı değerleri.	46
Çizelge 3.6 : Tüm deneyler için prop sıcaklık değerleri.	48
Çizelge 3.7 : Buckingham-Pi Teoreminde kullanılacak büyüklükler.....	50

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1 : Konvansiyonel Isı Değiştiricisi Şeması.....	3
Şekil 2.2 : Mikro Ölçekli Isı Değiştiricisi Şeması[9]	4
Şekil 2.3 : Vapor-Dynamic Termosifon [7].....	5
Şekil 2.4 : Döngülü Isı Borusu.	6
Şekil 2.5 : Alüminyum Çok Kanatlı Titreşimli Isı Borusu Paneli[7]	7
Şekil 2.6 : Titreşimli Isı Borusu.	8
Şekil 2.7 : Dizüstü Bilgisayara yerleştirilmiş UID’li ısı borusu [12]	10
Şekil 2.8 : Isı borulu eldiven tasarımları[12].	12
Şekil 3.1 : Deney düzeneği.	15
Şekil 3.2 : Kaynama, yoğunlaşma ve basınçlandırma kolonları.....	17
Şekil 3.3 : Sabit sıcaklık banyosu.	18
Şekil 3.4 : Kaynama ve yoğunlaşma kolonları.	19
Şekil 3.5 : Basınç tankı ve vakum pompası.	20
Şekil 3.6 : Toplam kütle hesabı.	23
Şekil 3.7 : Görüntü üzerinde su seviyelerinin belirlenmesi.	24
Şekil 3.8 : z_3 kolonundaki anlık sıvı seviyeleri.....	25
Şekil 3.9 : z_3 kolonu su seviyesi değişiminin frekans alanında gösterimi.	25
Şekil 3.10 : Normalize edilmiş z_3 kolonu su seviyesi değişiminin frekans alanında gösterimi.....	26
Şekil 3.11 : Kolonlardaki anlık su seviyesi değişimi.....	27
Şekil 3.12 : Kolon ara kesit anlık hızları.	27
Şekil 3.13 : Kaynama kolonunda salınım.	28
Şekil 3.14 : Buhar basıncının zamanla değişimi.....	29
Şekil 3.15 : Basınç değişiminin frekans alanında gösterimi	30
Şekil 3.16 : Salınım eksenine göre normalize edilmiş basınç değişiminin frekans alanında gösterimi.	31
Şekil 3.17 : Buhar basıncı eğri uydurması ile deney verilerinin kıyaslanması.....	32
Şekil 3.18 : Prop ₁ üzerindeki termoelemanların sıcaklık değerleri.	32
Şekil 3.19 : Prop ₄ üzerindeki termoelemanların sıcaklık değerleri.	33
Şekil 3.20 : Su kısmındaki propoların zamanla sıcaklık değişimi.	33
Şekil 3.21 : Buhar kısmındaki propun zamanla sıcaklık değişimi.....	34
Şekil 3.22 : Prop ₁ sıcaklık değerleri ve z_3 kolon seviyesi eş zamanlaması.	35
Şekil 3.23 : Prop ₁ sıcaklık değerleri ve z_3 ara kesit hızı eş zamanlaması.....	36
Şekil 3.24 : Isıtıcı ünite üzerindeki termoeleman sıcaklıklarının zamanla değişimi.	36
Şekil 3.25 : Isıtıcı rezistans üzerinde zaman ve konuma göre sıcaklık ortalamasının alınması.	37
Şekil 3.26 : Soğutucu ünite üzerindeki termoelemanların sıcaklıklarının zamanla değişimi.	38
Şekil 3.27 : Soğutucu ünite sıcaklık dağılımının zaman ve konuma göre ortalaması	38
Şekil 3.28 : Isıtıcı gücü-salınım frekansı grafiği.	41
Şekil 3.29 : Çalışma basıncı-salınım frekansı grafiği.....	41
Şekil 3.30 : Tüm deneyler için ısıtıcı ünite üzerindeki sıcaklık dağılımı.	42
Şekil 3.31 : 162 Watt ısıtıcı gücünde ısıtıcı ünitenin yüzey sıcaklığı dağılımının basınçla değişimi.	43

Şekil 3.32 : 100 kPa çalışma basıncında ısıtıcı ünite yüzey sıcaklık dağılımının basınçla değişimi.	43
Şekil 3.33 : Tüm deneyler için soğutucu ünite üzerindeki sıcaklık dağılımı.	44
Şekil 3.34 : 162 Watt ısıtıcı gücünde soğutucu ünitenin yüzey sıcaklığı dağılımının basınçla değişimi.	45
Şekil 3.35 : 100 kPa çalışma basıncında soğutucu ünite yüzey sıcaklık dağılımının basınçla değişimi.	45
Şekil 3.36 : Sabit çalışma basıncında ısıtıcı gücü ile buhar basıncı değişimi.	46
Şekil 3.37 : Kolon sıvı seviyesi salınım frekansı ile basınç salınım birinci frekansı karşılaştırılması.	47
Şekil 3.38 : Sabit ısıtıcı gücü ve çalışma basınçlarında ısı geçiş katsayısının değişimi.	49
Şekil 3.39 : Kaynama kolonu için boyut analizi.	51
Şekil 3.40 : Bond Sayısı ile Nusselt Sayısı'nın değişimi.	52
Şekil 3.41 : Kinetik Reynolds Sayısı ile Nusselt Sayısı'nın değişimi.	53
Şekil 3.42 : Jakob Sayısı ile Nusselt Sayısı'nın değişimi.	53
Şekil 3.43 : Weber Sayısı ile Nusselt Sayısı'nın değişimi.	53
Şekil 3.44 : Eşdeğer Grashof Sayısı ile Nusselt Sayısı'nın değişimi.	54
Şekil 3.45 : Deneysel verilerden elde edilen Nusselt sayısının korelasyonla elde edilmiş Nusselt sayısı ile kıyası.	55
Şekil 4.1 : Matematik modelde kullanılan kontrol hacimleri.	57
Şekil 4.2 : Buhar kısmı kontrol hacmi.	64
Şekil 4.3 : 3 kolonun kesişimi bölgesi için kontrol hacmi.	65
Şekil 4.4 : 1. Deney z_1 kolonu sıvı seviyesi için elde edilen sayısal çözüm.	68
Şekil 4.5 : 1. Deney z_2 kolonu sıvı seviyesi için elde edilen sayısal çözüm.	69
Şekil 4.6 : 1. Deney z_3 kolonu sıvı seviyesi için elde edilen sayısal çözüm.	69
Şekil 4.7 : 1. Deney z_1 kolonu sıvı hızı için elde edilen sayısal çözüm.	70
Şekil 4.8 : 1. Deney z_2 kolonu sıvı hızı için elde edilen sayısal çözüm.	70
Şekil 4.9 : 1. Deney z_3 kolonu sıvı hızı için elde edilen sayısal çözüm.	71
Şekil 4.10 : 1. Deney için matematik model verilerine göre normalize edilmiş z_1 kolonu su seviyesi değişiminin frekans alanında gösterimi.	71
Şekil 4.11 : 1. Deney için matematik model verilerine göre normalize edilmiş z_2 kolonu su seviyesi değişiminin frekans alanında gösterimi.	72
Şekil 4.12 : 1. Deney için matematik model verilerine göre normalize edilmiş z_2 kolonu su seviyesi değişiminin frekans alanında gösterimi.	72
Şekil 4.13 : Model verilerine göre normalize edilmiş p_b değişiminin frekans alanında gösterimi.	72

SEMBOLLER

A_h	: Isıtıcı yüzey alanı [m ²]
C_p	: Özgül ısı [kJ/kgK]
d_1	: Kaynama kolonu iç çapı [mm]
d_2	: Yoğuşma kolonu iç çapı [mm]
d_3	: Basınçlandırma kolonu iç çapı [mm]
d_4	: Alt yatay pirinç boru iç çapı [mm]
d_5	: Üst kısım pirinç boru iç çapı [mm]
d_c	: Soğutucu ünite dış çapı [mm]
d_h	: Isıtıcı ünite dış çapı [mm]
g	: Yer çekimi ivmesi [m/s ²]
h	: Özgül entalpi [kJ/kg]
h_o	: Kütle debisine göre kesitteki ortalama entalpi [kJ/kg]
H	: Toplam entalpi [kJ]
H_p	: Prop kesitinden geçen toplam entalpi [kJ]
h_b	: Su buharı entalpisi [kJ/kg]
h_{fg}	: Gizli ısı [kJ/kg]
I	: Akım [A]
J_c^*	: Eşdeğer Jakob sayısı
K	: Isı iletim katsayısı [W/mK]
l_0	: Kaynama ve yoğuşma kolonu boyu [mm]
l_1	: Basınçlandırma kolonu ile prop 1 arası mesafe [mm]
l_2	: Prop 1 ve prop 2 arası mesafe [mm]
l_3	: Kaynama ile basınçlandırma kolonu arası mesafe [mm]
l_4	: Kaynama ile yoğuşma kolonu arası mesafe [mm]
l_5	: Isıtıcı rezistans boyu [mm]
$\dot{m}_y$	: Yoğuşan kütle debisi [kg/s]
$\dot{m}_b$	: Buharlaşan kütle debisi [kg/s]
m_T	: Toplam su kütlesi [kg]
Nu	: Nusselt sayısı
P	: Basınç [Pa]
P_φ	: Çalışma basıncı basıncı [Pa]
P_0	: Buhar basıncı salınım eksenini [Pa]
P_b	: Buhar basıncı [Pa]
Q	: Isıtıcı gücü [W]
$\dot{Q}_c$	: Soğutma yükü [kW]
T_c	: Soğutucu ünite yüzey sıcaklığının zaman ortalaması [°C]
$\bar{T}_c$	: Soğutucu ünite yüzey sıcaklığının zaman ve konum ortalaması [°C]
T_{co}	: Soğutucu üniteden çıkan akışkan sıcaklığı [°C]
T_{ci}	: Soğutucu üniteye giren akışkan sıcaklığı [°C]
T_h	: Isıtıcı ünite yüzey sıcaklığının zaman ortalaması [°C]
$\bar{T}_h$	: Isıtıcı ünite yüzey sıcaklığının zaman ve konum ortalaması [°C]
Pr	: Prandtl sayısı
z_0	: Sıvı salınım eksenini [mm]
z_1	: Kaynama kolonu sıvı seviyesi [mm]
z_2	: Yoğuşma kolonu sıvı seviyesi [mm]
z_3	: Basınçlandırma kolonu sıvı seviyesi [mm]

ρ_f	: Sıvı su yoğunluğu [kg/m ³]
ρ_v	: Su buharı yoğunluğu [kg/m ³]
v	: Sıvı hızı [mm/s]
v_o	: Sıvı ortalama hızı [mm/s]
ϕ	: Sıvı seviyesi faz farkı
ϕ_1	: Buhar basıncı birinci faz farkı
ϕ_2	: Buhar basıncı ikinci faz farkı
ω	: Sıvı salınım frekansı [rad/s]
ω_1	: Buhar basıncı birinci frekansı [rad/s]
ω_2	: Buhar basıncı ikinci frekansı [rad/s]
μ	: Dinamik Viskozite [Pa.s]
τ	: Salınımın periyodu [s]

ÜÇ KOLONLU TİTREŞİMLİ ISI BORUSUNUN FARKLI ÇALIŞMA BASINÇLARINDA DENEYSEL İNCELENMESİ ÖZET

Isı boruları, taşınım ile ısı geçişi ve sıvı-buhar hal değişimi ilkelerinden faydalanılarak ısı geçişini sağlayan cihazlardır. Basit yapıya olmaları, içersinde hareketli parça bulundurmamaları ve yüksek ısı geçiş kapasiteleri nedeniyle birçok ısı değiştiricisi sistemlerinde tercih edilmektedir.

Bu çalışmada, 20. Yüzyılın sonlarında keşfedilen titreşimli ısı borularının(TIB) alternatif bir modeli incelenmiştir. Titreşimli akışta ısı geçişinden faydalanan bu cihazlar, özellikle minyatür yapıda olabilmeleri, ısı iletkenliklerinin yüksek olması ve bakım maliyetlerinin düşük olması nedeni ile elektronik cihazlar için tercih edilmektedirler.

Titreşimli ısı borularının tasarımı birçok parametreye bağlıdır. Bu cihazların ısı verimi, soğutucu akışkana, soğutucu akışkanın boru içindeki akışı dolayısıyla boru çapına, ısı borusundaki kıvrım sayısına (total number of meanderin), ısı borusunun yatay veya dikey konumuna, soğutucu akışkanın doldurulma oranına (filling ratio), çalışma koşullarındaki ısı yüküne vb. gibi birçok parametreye bağlıdır. Olayın mekanik ve termodinamik açıdan karmaşıklığı nedeniyle titreşimli ısı borularında ortalama ısı geçişi hesabı için deneysel çalışmalara ihtiyaç duyulmuştur.

Bu çalışmada öncelikle farklı çalışma basınçlarında titreşimli ısı borusunda kaynama bölgesinden yoğunlaşma bölgesine ısı geçişini incelemek için deney tesisi hazırlanmıştır. Daha sonra ısıtıcı gücü ve çalışma basıncı değiştirilerek, titreşimli ısı borusunun performansı deneysel ve teorik olarak incelenmiş, Deney verileri oluşturulan matematik modelle kıyaslanmıştır. Çalışmada kullanılan deney düzeneği, İTÜ Isı ve Kütle Geçişi Araştırma Laboratuvarında bulunan üç kolonlu titreşimli ısı borusu düzeneğinin geliştirilmesi ile elde edilmiştir.

Bu çalışmada döngülü ısı borusu olarak bilinen (loop heat pipe) ısı borusu modeline üçüncü bir kolon eklenmiş ve bu sayede salınımlı akış sağlanmıştır. Çalışmadaki deney düzeneği temel olarak kaynama, yoğunlaşma ve basınçlandırma kolonu olarak adlandırılan ve birbirlerine pirinç borular ile bağlı, ısıya dayanıklı cam borulardan oluşmaktadır. Deney düzeneğine ısı girişi, kaynama kolonunda bulunan bakır ısıtıcı ünite üzerinden gerçekleşmektedir. Isıtıcı ünitenin içerisinde bulunan rezistans, doğru akım kaynağı ile beslenmektedir. Yoğunlaşma ise yoğunlaşma kolon içerisinde dolaşan soğutma suyu sayesinde gerçekleşmektedir. Soğutma suyu sabit sıcaklık banyosu tarafından beslenmektedir. Düzeneği diğer döngülü ısı borularından ayıran üçüncü sıvı kolonuna bağlı basınçlı tank ile sistemin çalışma basıncı ayarlanabilmektedir. Tank basıncı ise bir vakum pompası ile ayarlanmaktadır.

Deney düzeneğinde ayrıca kesit ve yüzeylerdeki sıcaklık değerlerinin takibi için 21 adet termoeleman bulunmaktadır. Ayrıca buhar kısmındaki basıncın anlık takibi için de bir adet basınç transmitteri bulunmaktadır. Hava tankındaki basınç kontrolü için de dijital barometre bulunmaktadır.

Konvansiyonel ısı borularında faz değişiminin daimi olması gerekir. Bu nedenle de çalışma aralıkları sabittir ve bu aralığın dışına çıkıldığında tamamen sıvı veya gaz fazına geçen akışkan ısı borusunun çalışmasını engellemektedir. Tank basıncının ayarlanabilir olması, bu çalışmadaki ısı borusunun çalışma aralığını genişletmiştir ve yapılan diğer tüm çalışmalardan farklı kılmıştır. Bu çalışmadaki amaç, farklı çalışma

basınçları altında titreşimli ısı borularının performansını deneysel ve teorik olarak incelemek ve titreşimli ısı boruları için çalıştıkları ortam basıncına da bağlı olarak Nusselt korelasyonu oluşturmaktır.

Bu çalışma kapsamında 18 adet deney yapılmıştır. Deneyler üçü atmosfer basıncının altında, üçü de üstünde olmak üzere altı farklı çalışma basıncında gerçekleştirilmiştir. Altı farklı basınçta yapılan deneylerin üçü atmosfer basıncının altında (vakum), diğer üçü de üstündedir. Her bir basınç için üç farklı ısıtıcı gücünde deneyler yapılmıştır. Bu deneylerde tesisat içindeki kütle sabittir. Ancak basınç altında yapılan deneylerde, ısıtıcı gücünün yetersiz kalmasından dolayı tesisattaki su kütlesinin azaltılması gerekmiştir. Tüm sıcaklık ve basınç değerlerinden alınan veriler Keithley 2700 multimetre ile okunmuş ve bilgisayara kaydedilmiştir. Kolonlardaki anlık yükseklikler için ise video kamerayla kayıt yapılmış, her bir saniye 33 kareye bölünmüş ve bu kayıtlar Tracker adlı görüntü takip programı yardımıyla işlenmiştir. Her bir deney için toplam kütle hesabı, kolonların salınım denklemleri, buhar basıncı salınım denklemleri, ısıtıcı ünite, soğutucu ünite, buhar ve sıvı bölgelerindeki prop sıcaklıkları gösterilmiş ve ortalama ısı geçiş katsayısı hesaplanmıştır. Örnek deney olarak seçilen Deney 1 için hesaplamalar ayrıntılı bir biçimde gösterilmiş, diğer deneylerin sonuçları ise çalışma içerisinde çizelge ve tablolarda sunulmuştur.

Çalışmada kullanılan ısı borusunda kaynama ve yoğunlaşma arasındaki faz farkı nedeniyle bu olayların gerçekleştiği kolonlarda kendiliğinden salınım başlamaktadır. Bu salınımlar ısı borusunda taşınım ile ısı geçişini sağlamaktadır. Bu titreşim hareketinin genliği yaklaşık 10 cm mertebelerindedir.

Salınım denklemleri kamera kayıtlarından alınan konumlara Hızlı Fourier Dönüşümü(HFD) uygulanması ile elde edilmiştir. HFD analizi neticesinde tüm kolonlarda tek bir frekansta salınım hareketi yapıldığı gözlenmiştir. 18 deney boyunca salınım frekansı 4,78 ve 4,28 (rad/s) arasında değerler almıştır. En büyük frekans maksimum güçte (230 W) görülürken, en düşük frekans en yüksek basınç altında (130 kPa) görülmüştür. Basınç salınım denklemleri ise basınç transmitterinden okunan değerlere HFD uygulanması ile elde edilmiştir. Basınç salınımlarında 2 farklı frekans gözlenmiştir. Birinci frekans, salınım frekansına çok yakın değerlerde çıkarken, ikinci frekans birinci frekansın iki katı değerinde çıkmıştır. Tüm deneyler için, kolonların salınım frekansları, buhar basıncı, ısıtıcı ünite, soğutucu ünite, buhar ve sıvı bölgelerindeki prop sıcaklıkları ile ortalama ısı geçiş katsayısının değişimi incelenmiştir. Tek başına bu parametrelerin değişimi ortalama ısı geçiş katsayısı hakkında yeterli sonuç vermediği gözlenerek boyut analizi yapılmıştır. 11 adet boyutsuz sayı elde edilmiştir. Bu boyutsuz sayılar kendi aralarında cebirsel işlem yapılarak kaynamada etkili olan Jakob, Weber, Bond, Prandtl ve Eşdeğer Grashof sayıları ile Salınım hareketinde etkili olan Kinetik Reynoldss sayısı elde edilmiştir. Bu 6 boyutsuz sayının Nusselt Sayısı ile olan değişimi incelenmiştir. Nusselt sayısının bu sayıların bir fonksiyonu olduğu görülmüştür. Özellikle Weber, Eşdeğer Grashof ve Bond sayıları Nusselt sayısı ile oldukça uyumlu bir şekilde değişmişlerdir. 6 boyutsuz sayıyı içeren Nusselt Korelasyonu çok değişkenli regresyon analizi yapılarak elde edilmiştir. Korelasyon ile elde edilen değerler deneysel veriler ile kıyaslanmıştır. Korelasyonun başarılı bir şekilde deneysel verilerle uyumluluk gösterdiği gözlenmiştir.

Son olarak tez danışmanının daha önce danışmanlığını yaptığı tez çalışmasındaki matematik model geliştirilmiş, deney şartları için uygulanıp modelin uyumluluğu incelenmiştir. Matematik modelde deneysel verilerde olduğu gibi kolon salınımları,

ortak tek bir frekansın olduğu sinüzoidal hareket yaparak gerçekleşmektedir. Matematik modelde basınç salınımları da yine deneysel verilerde gözlemlendiğı gibi iki frekans altında gerçekleşmektedir. Birinci frekans salınım frekansı ile aynı çıkarken ikinci frekans ise birinci frekansın yaklaşık iki katı olarak hesaplanmıştır. Matematik model salınım eksenini hesaplamak da yetersiz kalmıştır. Bu noktada geliştirilmeye ihtiyaç duymaktadır.

AN EXPERIMENTAL ANALYSIS OF AN OSCILLATING HEAT PIPE CONSISTING OF THREE INTERCONNECTED COLUMNS AT VARIOUS OPERATING PRESSURES

SUMMARY

Heat pipes are devices that working with the principle of heat convection and phase change of the refrigerant fluid. Because of the simplicity of construction, having no moving part and high capacity of heat transfer, these devices are preferred in several heat exchanger systems.

Oscillating heat pipes (OHP) are compact and efficient heat pipes that benefit from the oscillating flow. OHPs were invented in late 20th century and they are especially used in electronics. In this study, an alternative model of oscillating heat pipe is investigated.

Design fundamentals of oscillating heat pipes are depend on various parameters. Refrigerant fluid, fluid flow in heat pipe (diameter of heat pipe), total number of meandering, orientation of heat pipe, filling ratio of heat pipe and total heat flux to condensation zone etc. effects thermal efficiency. Due to the complex characteristics of heat transfer and dynamic oscillating behavior inside oscillating heat pipes, experimental studies are needed for determining overall heat transfer coefficient of OHPs.

In this study, experimental setup was installed first to determine the overall heat transfer coefficient between condensation and evaporation zones. By changing the working pressures and heat flux, thermal and mechanical behavior of OHP is investigated both experimentally and theoretically. A mathematical model was applied cases in this study. The mathematical model was developed before by previous graduate thesis supervised by Dr. Özdemir. Minor changes was made to upgrade the mathematical model. The experimental setup used in this study, is upgraded version of the setup in ITU Faculty of Mechanical Engineering, Research Laboratory of Heat and Mass Transfer.

Experimental setup has similarities with closed end loop heat pipes. It has additional third liquid column which lead oscillating flow in this study. Setup has three interconnected columns called evaporator column, condenser column and compression column. Columns are made of heat-resistant glass of 35.2 mm in inner diameter. The glass columns are interconnected by brass tubes of 35.8 mm inner diameter. Heat input provided by DC power. A DC power supply is used to supply the electrical heater inside brass tube in evaporator column. Condensation is provided by the cooler tube, which is made of two concentric copper tube be supplied by constant temperature bath. Cooling water enters the inner tube, and leaves from the outer tube. Experiment installation, the liquid column makes it different from other third loop heat pipe. Compression column which differs the experimental setup from loop heat pipes, connected to a compression tank. Pressure of the compression tank can be adjusted by vacuum pump.

Experimental setup also consists 21 thermocouples for measuring temperatures on surfaces and cross sections. Furthermore, there is a piezo resistive pressure transmitter between condensation and evaporation columns in order to measure instantaneous

pressure on vapor zone. Also there is a digital barometer to control pressure on compression tank.

Phase transitions should be continuous on conventional heat pipes. So that their operating range is not flexible. If it exceeds operating range, all of working fluid turns into steam or fluid which makes heat pipe unable to work. In this study, due to the fact that tank pressure can be adjusted, it widens the operating range and differs this study from all other studies in the literature. Main goal of this thesis is investigating performance of oscillating heat pipe under different working both experimentally and theoretically. Furthermore, building a Nusselt correlation also depends on working pressure of OHP.

Because of phase lag between the evaporation and condensation processes, liquid in the columns starts to oscillate. Oscillation causes heat transfer by convection. Amplitude of liquid level oscillation is in the order of 10 cm.

In the scope of this study, 18 experiments were made. Experiments were made under six different heat load and tank pressure. Three of tank pressure are below atmospheric pressure and rest of them are above atmospheric pressure. Three different heat load applied each pressure conditions during experiments. Filling ratio of the system was kept constant. However, as lack of DC supply some of liquid discharged in high pressured experiments.

All temperature and pressure data was collected by Keithley 2700 multimeter data acquisition system and saved by computer. A video camera record oscillating motions to measure instantaneous level of liquid columns. Videos were shot 33 frame per second. Liquid levels were determined for every frame with the help of a video tracker program.

Oscillation curves of liquid columns, pressure curves of vapor zone, overall temperature of heater and cooler units, probe temperatures of liquid and vapor zones and overall heat transfer coefficients are determined for all experiments. Experiment #1 is chosen for sample experiment and all calculations are shown detailed in chapters. Rest of the results are represented in tables and charts.

Fitted curves for liquid motion is determined with Fast Fourier Transform (FFT) analysis. The result of the FFT analysis, there is one frequency for oscillation motion. Within 18 experiments, frequencies are varied between 4,78 and 4,28 (rad/s). Largest frequency is obtained from highest heater power load (230 W) and smallest frequency is obtained from highest tank pressure (130 kPa). Fitted curves for pressure oscillations is also obtained by FFT analysis. Unlike the liquid columns, oscillation of the vapor pressure has two frequencies. Primary frequencies are obtained close to liquid oscillation frequency and secondary frequencies are obtained in the order of half value of primary frequencies. Variation of overall heat transfer with frequencies, tank pressure, overall temperature of heater and cooler units, probe temperatures investigated. Due to the fact that, all those parameters couldn't have given enough information for overall heat transfer coefficient, dimensional analysis was applied. 11 dimensionless number obtained. By algebraic manipulations with these numbers, number of dimensionless parameters reduced to 6 which are, Jakob, Weber, Bond, Prandtl, Equivalent Grashof and Kinetic Reynoldss numbers. These 6 number are considered important for the case because first 5 numbers are related with boiling and Kinetic Reynoldss number is related with oscillating motion.

Variation of 5 dimensionless parameters with Nusselt number is investigated and it was seemed that Nusselt number can be written as a function of the other dimensionless numbers. By multi-parameterized regression analysis, Nusselt correlation was found. Validation of Nusselt correlation with experimental data is found highly successful.

Finally. The mathematical model was applied all cases for this study and results are compared with experimental data. Coherent results were obtained from mathematical model.

1. GİRİŞ

Isı boruları genel anlamıyla, iki katı yüzey arasında içlerinde bulunan akışkanın ısı geçişi ve hal değişimi ilkelerinden faydalanılarak imal edilmiş ısı değiştiricileridir. Basit yapılı olmaları, pasif cihazlar olmaları, bakım giderlerinin düşük olmaları, yüksek ısı geçiş kapasiteleri ve çevreci olarak görülmeleri nedeniyle birçok ısı değiştiricisi sistemlerinde tercih edilmektedir.

1831 yılında Angier March Perkins tarafından icat edilen hermik boru kazanından bu yana pek çok uygulaması yapılmıştır. 1970'lerde ise iki fazlı kapalı termosifon konvansiyonel ısı boruları icat edilmiş ve günümüze kadar bu ısı borularının karakteristik özellikleri incelenmiştir.

Özellikle elektronik aletlerde boyutlar küçülürken güç gereksiniminin artması beraberinde soğutma problemi çıkarmış, ısı değiştiricisi çalışmalarının bu yönde yoğunlaşmasını sağlamıştır. Isı akısının yüksek, gerekli gücün daha düşük olduğu sistemlerde buhar hazneli gelişmiş fitilli yapılar veya mikro kanallar uygun çözümler sunarken; endüstriyel ısı değiştiricileri, salınımlı güç uygulamaları, elektromanyetik fırlatıcılarda ve buna benzer diğer yüksek ısı akısı olan ve yüksek güç gereksinimi olan aletlerde ısı kontrol sorun olmaya devam etmiştir [1]. Bununla beraber aşırı yüksek veya düşük sıcaklıklar ve homojen olmayan sıcaklık dağılımları elektronik cihazlarda batarya ömrünü düşürmekte, maliyetleri arttırıp cihazın sağlıklı çalışmasında sorun teşkil etmektedir[2].

Bu gibi problemlerin önüne geçmek amacıyla daha kompakt ve ısı iletkenliği yüksek ısı değiştiricisi sistemleri üzerine çalışmalar sürmüş çeşitli modeller geliştirilmiştir. Bunlardan birisi de akışkanın titreştirilmesiyle oluşturulan titreşimli akışta ısı geçişinden faydalanan titreşimli ısı borularıdır. Titreşimli veya salınımlı ısı boruları patenti Akachi tarafından alınmış diğer ısı borusu türlerine göre yeni bir sistemdir. İki fazlı ısı transferi cihazlarıdır. Klasik ısı borularının aksine fitilsiz cihazlardır ve çalışma prensipleri faz değişimi ve buhar basıncı nedeniyle oluşan salınım üzerinedir. İç çapları küçük olur. Bu sayede yüzey gerilimleri pompa etkisi başlatır. Ancak tüm

bunlara rağmen Kapalı Döngülü Titreşimli Isı Boruları karmaşık davranışları nedeniyle matematik modellemesi zor olduğundan tam olarak çözülememişlerdir[3].

Bu çalışmada, göz önüne alınan ısı borusunda Konvansiyonel titreşimli ısı borularından farklı olarak ve bu tip ısı borularına alternatif olması açısından boru çapları 35 mm olarak kullanılmıştır. Bu nedenle kılcallık etkisi gözükmemektedir. Çalışmada kullanılan ısı borusunda kaynama ve yoğunlaşma arasındaki faz farkı nedeniyle bu olayların gerçekleştiği kolonlarda kendiliğinden salınım başlar. Bu salınımlar ısı borusunda taşınım ile ısı geçişini sağlamaktadır. Bu gözlem tez danışmanının daha önce yaptığı çalışmalarda yapılmıştır [4], [5]. Isı borularında faz değişiminin daimi olması gerekir. Bu nedenle de çalışma aralıkları sabittir ve bu aralığın dışına çıkıldığında tamamen sıvı veya gaz fazına geçen akışkan ısı borusunun çalışmasını engeller. Bu çalışmada ise Tez danışmanının önceki çalışmasında kullandığı deney düzeneğinde atmosfere açık olan serbest kolonun üzerine bir pompa bağlanarak sistemin basıncı değiştirilmiştir. Böylece titreşimli ısı borusunun çalışma aralığı kompresör basıncıyla oynanarak değiştirilmesi sağlanmıştır.

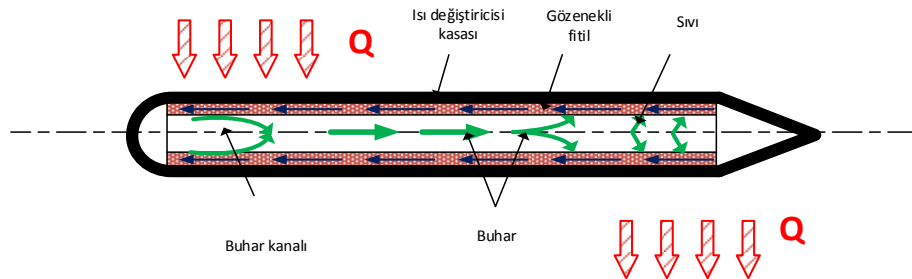
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

2.1 Isı Boruları Çeşitleri

Isı boruları verimli iki fazlı ısı transferi cihazları olarak bilinir. Üstün yüksek ısıl iletkenlikleri yüksek ısı yüklerinin geçişinde minimum ısı kaybı ile yüksek verimlilik sağlar. Bu nedenlerden ötürü kullanımları yaygınlaşmış enerji dostu ve küresel ısınma artışının önüne geçen sistemler olarak görülmüşlerdir [6]. Kökeni 1831 yılına dayanan ısı borularının o tarihten bu yana pek çok uygulaması görülmüştür. Günümüzdeki modern ısı borularını Vasliev [7] 5 ana başlık altında incelemiş olup bu çalışmada da önemli görülenler aynı başlıklar altında incelenecektirler.

(a) Konvansiyonel ısı boruları

Konvansiyonel ısı boruları “sinterlenmiş toz metal” (sintered powder metal) fitil içinde doymuş sıvı bulunduran iyi birer ısı geçişi cihazıdır. Bu cihazların önemli bir özelliği çok yüksek ısıları ısı borusu boyunca düşük kayıplarla taşımalarıdır. Şekil 2.1’de görüldüğü gibi ısı borusuna buharlaştırıcıdan (ısı kaynağı) ısı girişi olmakta ve sıvı buharlaşıp basıncı yükselmektedir. Basıncın etkisiyle buhar hazne boyunca ilerler. Yoğuşturucuda (ısı kuyusu) ısıyı çekilen buhar sıvı faza geçer. Sıvı akışkan fitil boyunca kılcallık etkisiyle ters yönde hareket eder. Bu devir ısı kaynağı ve kuyusu çalıştığı sürece devam eder. Isı boruları için asıl önemli olan nokta, ısı akışının bu borularda istenildiği zaman değiştirilmesi, bu cihazların soğutma ve ısıtma amaçlı olarak kullanabilmeleridir [7].

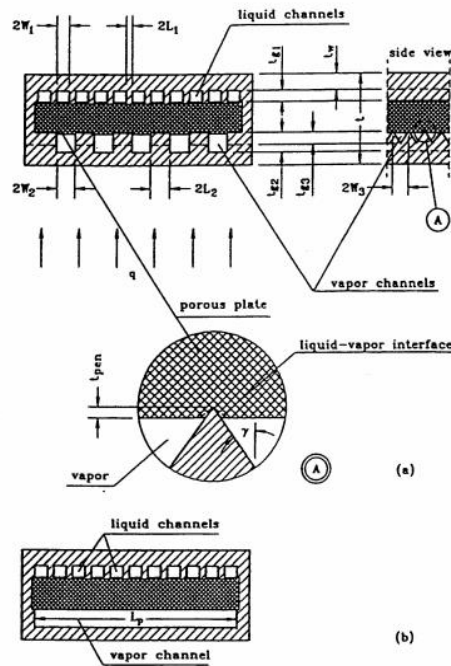


Şekil 2.1 : Konvansiyonel ısı değiştiricisi şeması.

(b) Minyatür ve mikro ölçekli ısı boruları

Elektronik aletlerin git gide küçülmesi, bununla beraber ısı yüklerinin artması, minyatür ısı borularının gelişmesinde en önemli etken olmuştur. Bu sistemler elektronik cihazların soğutulmasında ve soğutma makinalarında kullanılmaktadır. Vasiliev'in [7] de çalışmasında belirttiği gibi bu tip ısı boruları 1998 yılından bu yana elarus Luikov Enstitüsünde imal edilmekte olup buradaki ısı boruları dış çapı 4 mm ve boyu 20 mm olarak imal edilmiştir ve maksimum olarak 50 W ısı çekilmektedir.

Vasiliev'in yine çalışmasında belirttiği üzere NASA Glenn Araştırma merkezinde minyatür ve mikro ısı boruları için çalışma yapılmaktadır [8]. Silikon içinde mikro-döngülü (microloop) ısı boruları olarak anılan bu cihazlar yonga gibi elektronik cihazların soğutulmasında kullanılmak üzere tasarlanmıştır. Isı borusunun buharlaştırıcı kısmı silikondan imal edilmiş olup ısı kaynağı, yonga bağlantı noktası ve sistemdeki akışkan arasında küçük bir ısıl ara yüzey direnci oluşması sağlanmıştır[7].

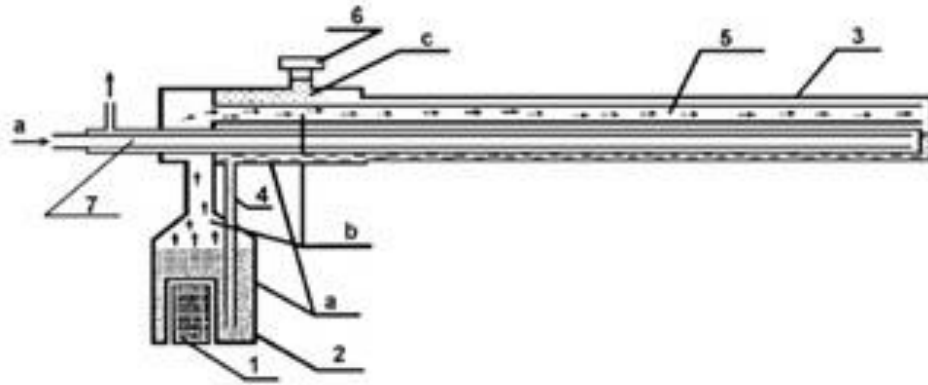


Şekil 2.2 : Mikro ölçekli ısı değiştiricisi şeması[9].

(a)Buharlaştırıcı (b)Adyabatik ve yoğunlaşma bölgeleri

(c) Vapor –dynamic termosifon

Vapor-dynamic termosifonlar ve döngülü ısı boruları üst ve alt soğurma çevrimleri arasında bağlantıyı sağlar (bkz. Şekil 2.3). Bu bağlantı her iki çevrimde de çalışma sıcaklıklarını termodinamik açıdan daha iyi sıcaklıklara gelmesini sağlar. Konvansiyonel ısı değıştircilerine göre ısı kayıpları daha düşüktür. Ayrıca bu ısı değıştircilerin ısıl direnci de düşük olup boyutları metre mertebesine ulaşabilir. Bu ısı değıştircileri sıcak gaz veya alevle ısı alarak soğurma ortamına ısı geçişı sağlarlar. Buhar ve sıvı akışı bir çeperle ayrılmış olup ısı geçişı iç ve dış boruların arasındaki boşlukta gerçekleşir. Yoğuşma ise dıştaki yoğuşturucu borunun iç yüzeyinde gerçekleşir. Bu tip değıştircileri 10 kW’a kadar ısı geçişini sağlayabilmekte olup ısıl direnci $R=0.03-0.05 \text{ K/W}$ ‘dır. Bu değer yatay konumlu Konvansiyonel termosifonlar için ulaşılması güçtür [7].



Şekil 2.3 : Vapor-dynamic termosifon [7].

(1)Elektrikli ısıtıcı, (2) mini kazan, (3)yoğuşturucu, (4)sıvı kolon beslemesi,

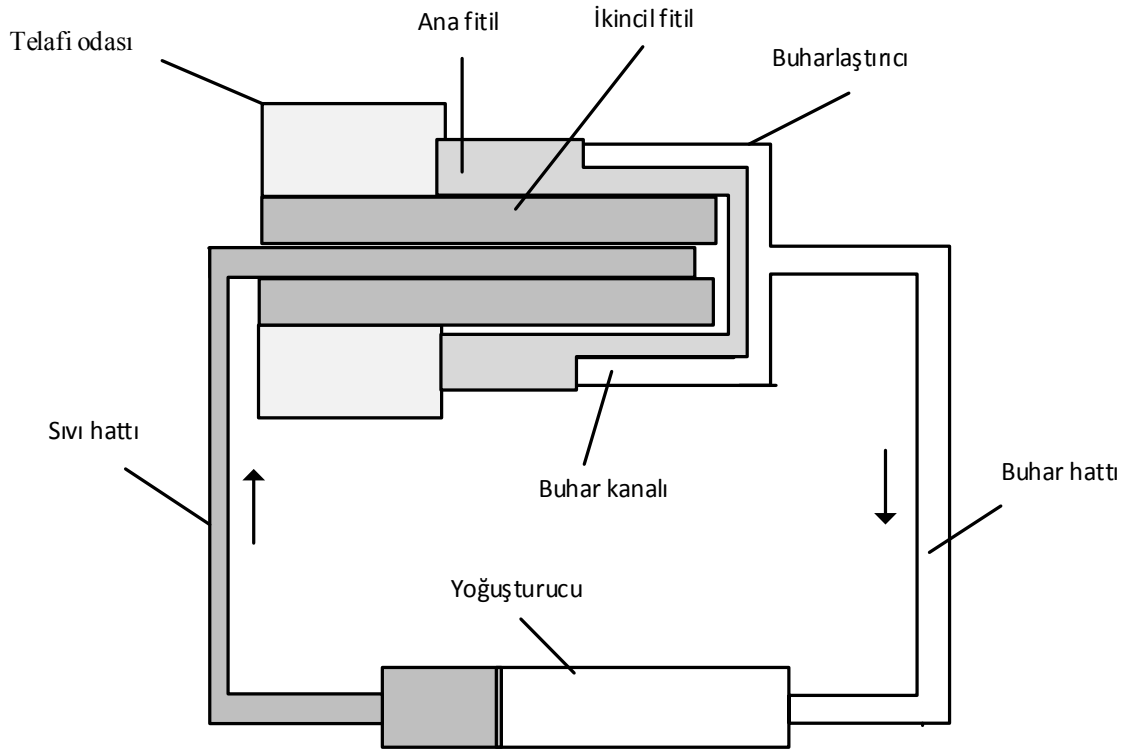
(5)buhar geçişı, (6)buhar tutucu, (7)su ısı değıştircisi; (a)su, (b)buhar,

(c) yoğuşmaz gaz NCG

(d) Döngülü ısı boruları

Döngülü ısı boruları 1980’li yılların başlarında Rusya’da icat edilmiştir. Yüksek ısı yüklerini düşük sıcaklık farklarıyla taşıyan çok yönlü olan bu cihazlar havacılık ve uzay alanında hemen kabul görmüş NASA’nın GLAS, EOS-Chemistry ve GOES uzay mekiğı, ESA’nın ATLID, CNES’nin STENTOR, RKA’nın OBZOR ve diğer birçok ticari amaçlı uydunun ısı kontrolünün temeli bu cihazlara bağlıdır[10].

Şekil 2.4'te görüldüğü gibi sistem bir buharlaştırıcı, yoğuşturucu, telafi odası, buhar ve sıvı geçiş hatlarından oluşmaktadır. Şekil 2.4'ten de anlaşıldığı gibi fitil sadece buharlaştırıcı ve telafi bölümlerindedir. Buharlaştırıcı içindeki fitilin gözeneklerinin iyi olması, döngüyü sağlayan kılcallık için önemlidir. Telafi odasındaki gözenek boyutları sıvı giriş-çıkışı sağlamak için görece olarak daha büyüktür. Bu sistemlerin çalışma prensipleri ise şu şekildedir. Buharlaştırıcıya giren ısı ile beraber sıvı buharlaşır ve buharlaştırıcı içindeki fitilde buhar-sıvı ara yüzeyinde kılcal kuvvetler oluşur. Bu kuvvetin etkisiyle buhar yoğuşturucuya kadar taşınır. Buhar yoğuşturucu bölgesinde sıvı hale geldikten sonra tekrar kılcal kuvvetler sayesinde buharlaştırıcıya gider. Telafi odası ise fazla suyu depolar ve sistemin çalışma sıcaklığını kontrol eder. Bu sistemlerin en önemli özelliği ortamdaki atık ısı sayesinde döngüyü sağlamaları ve hareketi sağlaması için dışardan bir kuvvete ihtiyaç duymayan pasif cihazlar olmasıdır.[10].

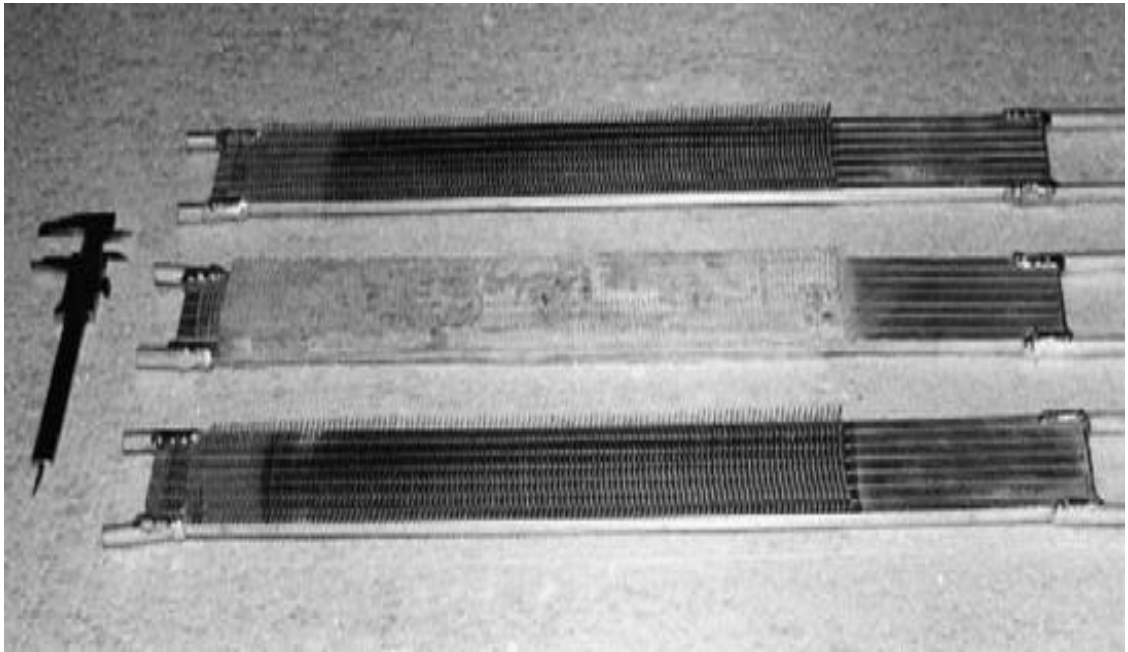


Şekil 2.4 : Döngülü ısı borusu.

(e) Isı borusu panelleri

Konvansiyonel ısı borularının bir başka alternatifi de alüminyum (çok kanallı), soğutucu akışkan olarak propan kullanılan ısı borusu panelleridir (bkz. Şekil 2.5). Isı borusu panelleri elektronik aletleri, ısı pompaları ve buzdolapları için ısı verimliliği yüksek uygun birer ısı kontrol sistemleridir[7].

Fikir verilmesi açısından bu sistemlerin temel boyutları şu şekilde sıralanabilir; Isı Borusu (IB) genişliği 70mm, IB yüksekliği 7mm, IB uzunluğu 70mm, buharlaştırıcı uzunluğu 98mm, yoğuşturucu uzunluğu 500mm, kütlesi ise 0,43 kg'dır. Böyle bir sistemin ısıl direnci $R= 0,05 \text{ K/W}$ olurken, buharlaştırıcı ısı geçiş katsayısı $\alpha=8500 \text{ W/m}^2\text{K}$ olurken yoğuşturucu da bu değer $\alpha=2500 \text{ W/m}^2\text{K}$ 'dir. Sistemdeki akışkanın 0,6 dolum oranında olması halinde ısı borusundaki dinamik hareketler kararlı hale gelir. Bu tip sistemlerde propan, suyun iyi bir alternatifidir [7].

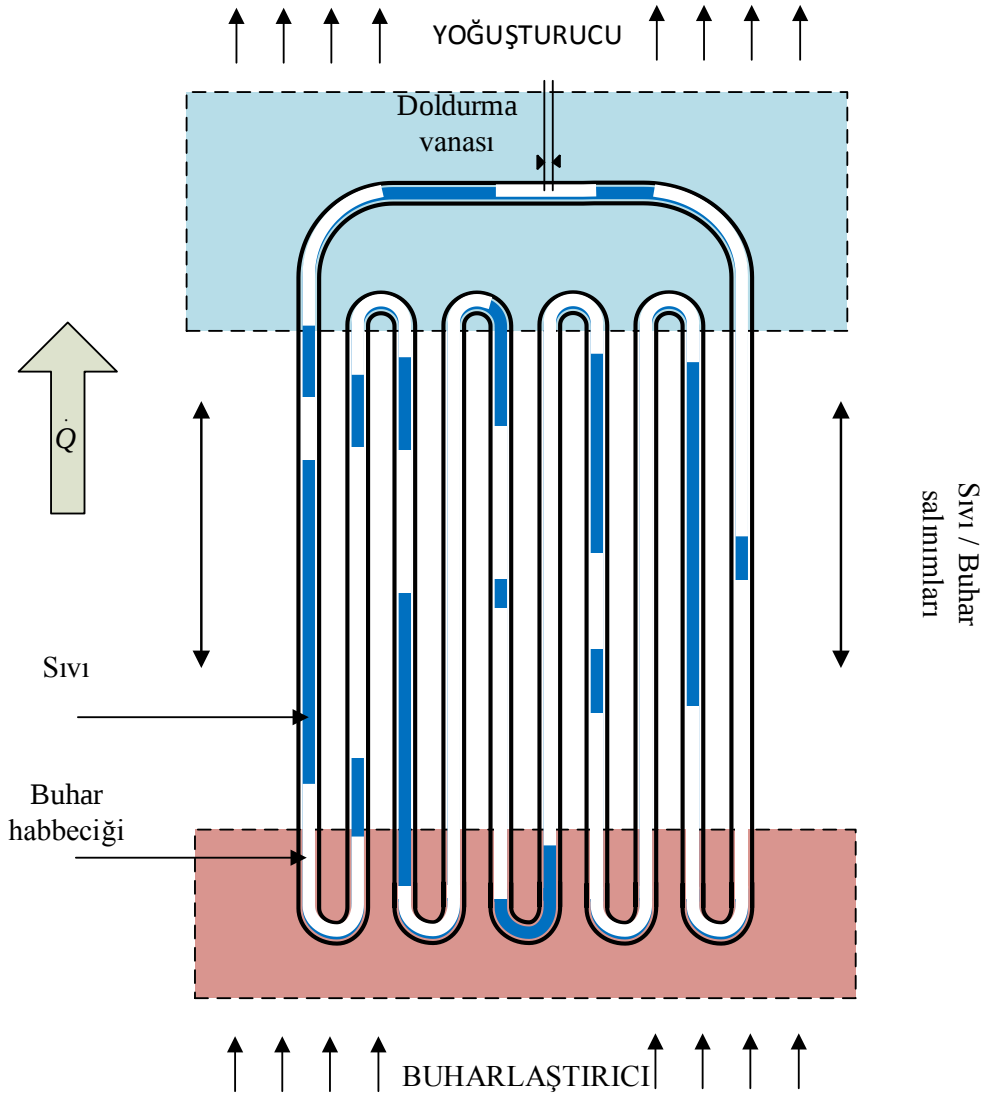


Şekil 2.5 : Alüminyum çok kanatlı titreşimli ısı borusu paneli[7].

(f) Titreşimli ısı boruları

Titreşimli ısı boruları (TIB) verimliliği yüksek, hızlı ısıl yanıtı (thermal response) sahip basit yapıli cihazlardır. Titreşimli ısı boruları kıvrımlı uzun kılcal borulardan, buharlaştırıcı, yoğuşturucu ve adyabatik kısımlardan oluşur. Konvansiyonel ısı borularının aksine titreşimli ısı borularında yoğuşturucu ve buharlaştırıcı bölgeleri arasında hareketi sağlayan fitilli yapı yoktur. Buharlaştırıcı bölgesinden yoğuşturucu

bölgesine ısı geçişi, akışkanın boru içindeki eksenel titreşimler sayesinde gerçekleşir. Boruların kılcal olması buhar kabarcıkları ile sıvı akışkanı bir birbirinden ayırması nedeniyle önemlidir. Literatürde bu sistemlerin açık ve kapalı uçlu çeşitlerini görmek mümkündür[11].



Şekil 2.6 : Titreşimli ısı borusu.

2.2 Isı Borusu Uygulamaları

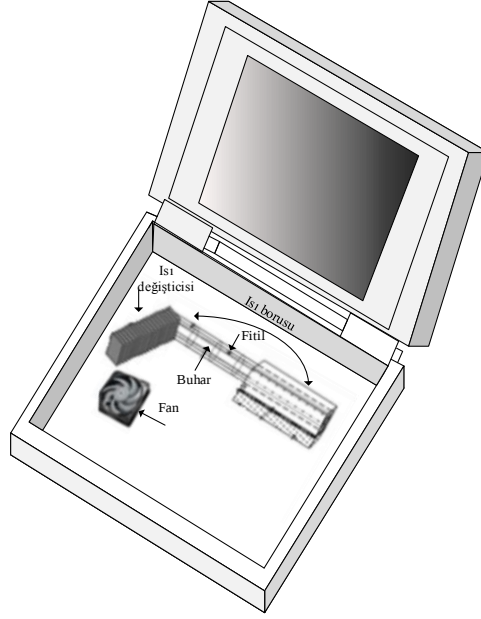
Isı boruları keşiflerinden bu yana birçok alanda kendilerine yer bulabilmişlerdir. 4 ile 3000 K arasında çalışma aralığına sahip olan bu cihazlar kullanılma amaçlarına göre ısı kaynağı ve kuyusu, ısı kontrol ve sıcaklık dengeleyici olarak 3 ana kola ayrılırlar[12]. Bu çalışma altında önemli görülen ve kullanılabilecek alanlar için fikir vermesi adına bazı ısı borusu uygulamaları verilmiştir.

(a) Elektronik cihazlar

Elektronik parçaların küçülmesiyle ortaya çıkan en büyük problemlerden birisi de bu parçaların soğutma ihtiyaçlarının karşılanmasıdır. Örneğin bilgisayar ele alınacak olunursa, zamanının en ileri teknolojisiyle ABD ordusu için İlk kez 7 Ocak 1946 tarihinde üretilen "ENIAC" adlı elektronik bilgisayar 30 ton ağırlığında ve 167 metre kare hacminde iken, Günümüzde daha kapsamlı tasarımlar bir el çantasına sığabilmektedir. Elektronik aletlerin ısınmasındaki en önemli etken olan yongaların daha sağlıklı çalışabilmesi için ısı boruları kullanılmıştır[12].

1993 yılında Pentium işlemciler dünyaya tanıtıldıktan sonra işlemcilerin gücü yıldan yıla artış göstermiştir. 2000 yılına gelindiğinde işlemcilerin ısı akısı yaklaşık 10-15 W/cm² iken 2010 yılında bu değer 120-150 W/cm²'ye çıkmıştır. Ortalama bir dizüstü bilgisayarın gücü 25-50 W, masaüstü cihazların gücü ise 80-150 W arasında değişmektedir. Durum böyle olunca soğutma yükü yüksek kompakt cihazlara ihtiyaç duyulmuştur[12].

Günümüzde hemen hemen tüm cihazlar uzaktan ısı değiştiricili ısı borusu (UID) kullanmaktadır ve gelecekte de böyle olması öngörülmektedir. Şekil 2.7'de UID'nin basit bir şeması gösterilmiştir[12].



şekil 2.7 : Dizüstü bilgisayara yerleştirilmiş UID'li ısı borusu [12] .

Fotokopi Makinelerinde ise buharlaştırıcı ve yoğuşturucunun radyal doğrultuda bir birbirlerinden ayrıldıkları dairesel ısı boruları kullanılır. Bu gibi büyük ölçekli elektronik aletlerin ısı borularında boyutların küçüklüğünden çok verimlilik esastır. Elektrik motorlarının çalışması esnasında soğutma işlemi için rotorun çevresinde ısı boruları içeren tasarımlar geliştirilmiştir. Sıcak suya ya da kızgın buharlı boruların yakın çevresine yerleştirilen yer altı elektrik hatları da ısı limitlerini aşmamak için ve işletme-bakım masraflarının uygunluğundan dolayı ısı borularından faydalanılır. Fazla ısınan bölgelere yerleştirilen ısı boruları sayesinde soğutma sağlanır [12].

(b) Güneş enerji sistemleri

Konut ısınma giderleri yükseldikçe güneş enerjili ısı borusu sistemlerine olan ilgi artmıştır. Nispeten basit bir tasarımı olan bu sistemlerde bir sıra eğimli termosifonlar binanın güney cephesine yerleştirilir. Emilen güneş enerjisinin yaşam alanı içindeki havaya geçişi sağlanır ya da daha sonra kullanılmak üzere su tankında depolanır. Gece boyunca termosifonlar iç borulardan dış borulara tek yönlü ısı geçişi sağladıkları için termal diyot gibi çalışırlar. Benzer bir prensiple çalışan güneş enerjili su arıtma sistemlerinde de ısı boruları kullanılmaktadır[12].

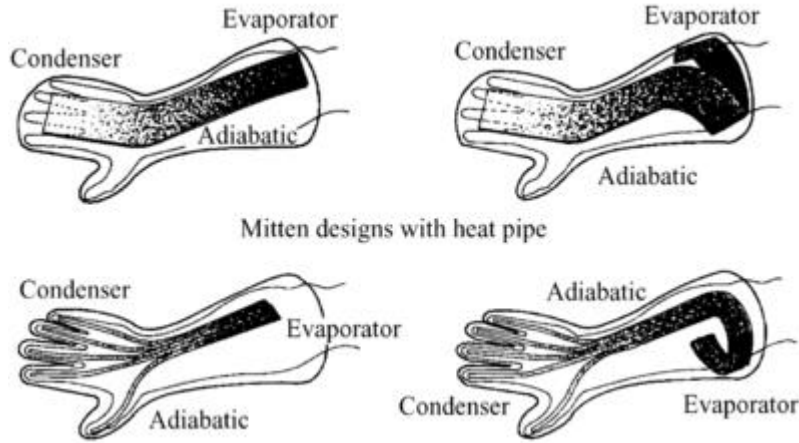
(c) Havacılık ve uzay

Isı boruları güvenilirlikleri ve bakıma ihtiyaç duymamaları nedeniyle uzay araçlarının soğutma ve sıcaklık dengeleme ihtiyaçları için kullanılmaktadır. Güneş enerjisiyle ısınmada sağlanamayan ısıl homojenlik yörünge deneylerinde önemli bir sorundur. Yörünge boyunca sabit bir noktada duran yıldız gibi bir ısı kaynak, uzay aracının bir yanını durmadan ışınlıma maruz bırakır. Bir yanı muazzam şekilde ışınlım altında kalan uzay aracının diğer yanı ise uzay boşluğuna bakmaktadır. Aracın sıcaklığını eşitlemek için sıcak tarafından soğuk tarafına ısı taşımak için ısı boruları kullanılmaktadır. Uydularda elektronik bileşenler tarafından üretilen ısıyı dağıtmak için de ısı boruları kullanılmaktadır [12].

(d) Sağlık

Isı borularının insan fizyolojisi ile ilgili uygulamaları da mevcuttur. İnsan vücudundaki tümörleri yok etmek için dondurucu cerrahi sondalar kullanılmaktadır. Bu tip cerrahi yöntemleri etrafındaki dokuya ışımayla zarar vermediği ve çok az kanama ve ağrıya neden olduğu için tercih edilmektedir. Bu dondurucu cihaz, nitrojen hazneli olup 30 cm boyutundadır ve 77 K sıcaklığa sahiptir. Hastalıklı dokuyu tedavi etmek için hassas sıcaklık kontrolü sağlayan mikro ısı boruları kullanılan tıbbi sondalar da mevcuttur[12].

İnsan fizyolojisi ile ilgili olabilecek bir başka uygulama da vücut sıcaklığının kontrolüdür. Kutup bölgeleri ya da dökümhane gibi uç sıcaklık bölgelerinde çalışan meslek grupları ciddi sağlık problemleri ile karşı karşıyadırlar. Aşırı soğuk bölgelerde uzuv donmaları sorun olurken, aşırı sıcak bölgelerde hipetermi görülmektedir. Isı borusu yerleştirilmiş eldiven, çorap ve kıyafetlerle uzuvlar arasında ısı geçişi sağlanarak bu gibi sorunların önüne geçilebilir. Soğuk iklimlerde, ısı boruları el ve ayak parmaklarının donmasının önüne geçmek için gövdeden ısı çekilebilir[12].



Şekil 2.8 : Isı borulu eldiven tasarımları[12].

Şekil 2.8’de soğuk iklimler için vücut ısını kolun ön bölümünden ısı borularıyla parmaklara geçişini sağlayan eldivenin kavramsal tasarımı görülebilir. Sıcak ortamlar için ise itfaiye erleri için ısı borularıyla soğutmalı takımları uygulanabilir ve şu an kullanılan üniformalardan daha hafif tasarımlar ortaya çıkabilir[12].

Kendi ısını kontrol edemeyen hastalar için de ısı boruları kullanan giysi ve battaniyeler mevcuttur[12].

2.3 Kaynak Araştırması

Literatürde benzer çalışmalara rastlamak mümkündür. Qu ve Wang Kapalı Döngülü Titreşimli Isı Borularını (KDTIB) farklı çalışma akışkanları (etanol ve saf su) altında, 15 – 125 W güç girişi altında akışkanların doldurma oranlarını ve boruların çaplarını değiştirerek deneysel olarak incelemişler. Yapılan çalışmanın sonunda KDTIB’lerin ısı verimliliğinin akışkana, doldurulma oranına ve boru çaplarının hepsine bağımlı olarak çıktığı sonucuna varılmış ve bu değişkenler için en uygun değerler önerilip bu boruların ısı performansını ifade edecek boyutsuz Kutateladze (Ku) sayısı korelasyonu oluşturmuşlardır [6].

Smoot ve Ma KDTIB’lerden oluşan 3 katmanlı titreşimli ısı borusunda kanat katmanlarının ısı geçişi üzerine etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Sonuç olarak kanal katman sayısının artmasının ve sistemin dikey konumlu yerleştirilmesinin ısı geçiş katsayısını büyük oranda arttırdığı görülmüştür [1].

Nagwase ve Pachghare 2 mm çaplı KDTIB'yi hem deneysel hem de nümerik olarak çalışmışlardır. Deney ve modeller karşılaştırıldığında yüzey gerilimi etkisiyle faz değişimini de göz önüne alan model başarılı sonuçlar vermiştir [3].

Rao vd.'nin yaptıkları çalışmada aşırı yüksek ve düşük sıcaklıkların g bataryası üzerindeki aşırı olumsuz etkisini önlemek üzere titreşimli ısı borusu sistemi geliştirilmiştir. Yapılan deneylerin sonucunda bataryanın en sıcak olduğu bölgeyi titreşimli ısı borusunun yoğuşma bölgesine yakın yerleştirmenin batarya ömrü açısından en iyi sonucu verdiği bulunmuş, bununla beraber titreşimli ısı borusunun en uygun dikey konumu ve başlangıç sıcaklıkları elde edilmiştir [2].

Fichera ve Pagano karmaşık dinamik hareketlerde bulunan kapalı döngülü bir termosifon üzerinde deneysel çalışmışlardır. Sonrasında deney giriş ve çıkış değerlerinden faydalanılarak genelleştirilmiş lineer olmayan özbağlanımlı dışsal hareketli ortalamalı modeli (Nonlinear Auto-Regressive Moving Average with eXogenous inputs (NARMAX)) sinir ağları vasıtasıyla oluşturmuşlardır. Yapay sinir ağı tabanlı modellerinden elde ettikleri sonuçları deneyleriyle ve literatürde buldukları sayısal modellerle karşılaştıran araştırmacılar yönetici denklemleri kullanmayan modellerinin doğru sonuçlar verdiğini görmüşlerdir [13].

Alaei ve Kafshgari düşük frekanslı titreşimlerin titreşimli ısı boruların ısı performansları üzerindeki etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. Titreşimli ısı borusunun ısı direnci doldurulma oranı, frekans, g gibi farklı durumlar altında incelenmişlerdir. ıkan sonuçlara göre Düşük frekanslı titreşimler, titreşimli ısı borularının ısı performansı üzerinde çok büyük bir etkileri olduğu görülmüş. Bu titreşimlerin ısı borularında kısıtlayıcı bir faktör olan kurumanın da önüne geçtiği ve düşük doldurma oranlarında ısı verimliliği arttırdığı görülmüştür [14].

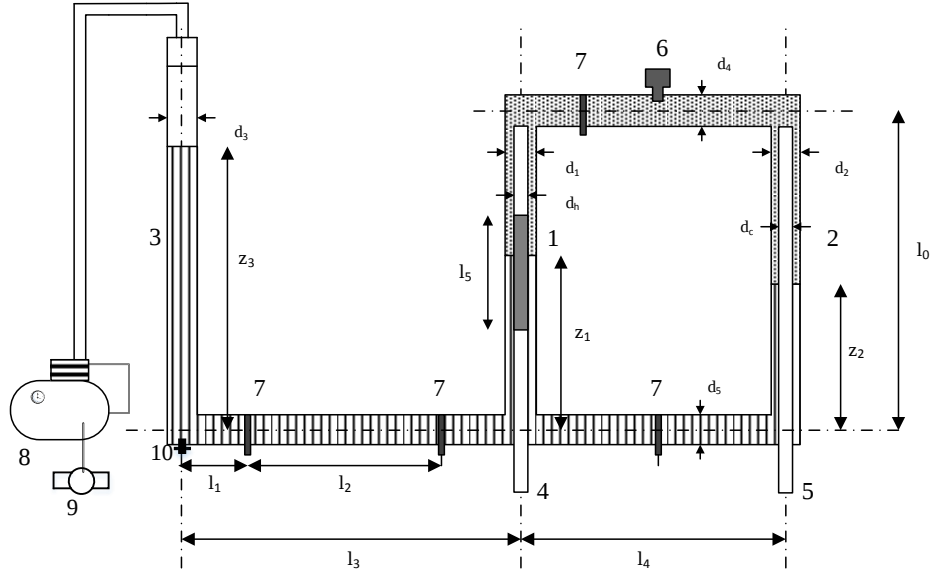
Melkikh ve Dolgirev kendinden titreşimli ısı borularını (self oscilating heat pipe) deneysel olarak incelemişlerdir. Yapılan çalışmada alışılmışın aksine ısıtıcının tesisatın st bölümüne yerleştirildiği durum için bir matematik model kurulmuştur. Salınımları için karakteristik sreler elde edilmiş, bu değerler deneysel verilerle uyumuştur (15 saniye mertebesinde). Ayrıca yapılan çalışma neticesinde ısı borularındaki çevrim sayısı arttıa çalışma sürelerinin de büyük oranda arttığı görülmüştür [15].

Sakulchangsattajai ve diğ. Kapalı uçlu titreşimli ısı boruları ve kapalı döngülü titreşimli ısı boruları normal çalışma şartları altında açık yöntemle çalışan sonlu elemanlar modelini kullanmışlardır. Kapalı uçlu titreşimli ısı boruları ve kapalı döngülü titreşimli ısı borularında ısı geçişine etki eden parametreleri analitik olarak incelemişlerdir. İç sürtünmeli akış kurallarını, temel yönetici denklemleri ve sonlu elemanlar yöntemini kullanarak ısı geçişi hızına ulaşmışlardır. Daha sonra buldukları bu sonucu deney sonuçlarıyla karşılaştırmışlardır. Ayrıca buharlaştırıcı ve iç çapın bu ısı borularına olan etkisini de incelemişlerdir [11]

3. DENEYSEL ÇALIŞMA

3.1 Deney Düzeneği

Deney düzeneği Şekil 3.1’de gösterildiği gibi kaynama, yoğuşma ve basınçlandırma kolonu olarak adlandırılan birbirine bağlı ısıya dayanıklı cam borulardan oluşmaktadır. Döngülü (loop type) ısı borularından farklı olarak üçüncü bir sıvı kolonu vardır. Bu kolona bağlı basınçlı tank ile sistemin çalışma basıncı ayarlanabilmektedir. Kolonların fotoğrafı Şekil 3.2’den görülebilir. Tank basıncı ise bir vakum pompası ile ayarlanmaktadır. Deney esnasında kaynama ve yoğuşma kolonları arasında buhar fazı oluştuğunda bu üç kolonlu sistem titreşmeye başlamaktadır. Bu titreşim hareketinin genliği yaklaşık 10 cm mertebelerindedir. Titreşimli ısı borularında kılcallığın da etkili olduğu bir titreşim hareketi meydana gelirken, bu çalışmadaki ısı borusu ölçüleri göz önüne alındığında kılcallığın etkisi tamamen ihmal edilebilmektedir. Basınçlandırma kolunu denilen üçüncü kolonun yer almadığı döngülü ısı borularında bu tip titreşim hareketi meydana gelmektedir.



Şekil 3.1 : Deney düzeneği.

- (1) kaynama kolonu, (2) yoğuşma kolonu, (3) basınçlandırma kolonu, (4) ısıtıcı,
(5) yoğuşturucu, (6) basınç transmitteri, (7) sıcaklık probları, (8) basınç tankı,
(9) vakum pompası, (10) boşaltma vanası

Çizelge 3.1 : Deney düzeneği boyutları.

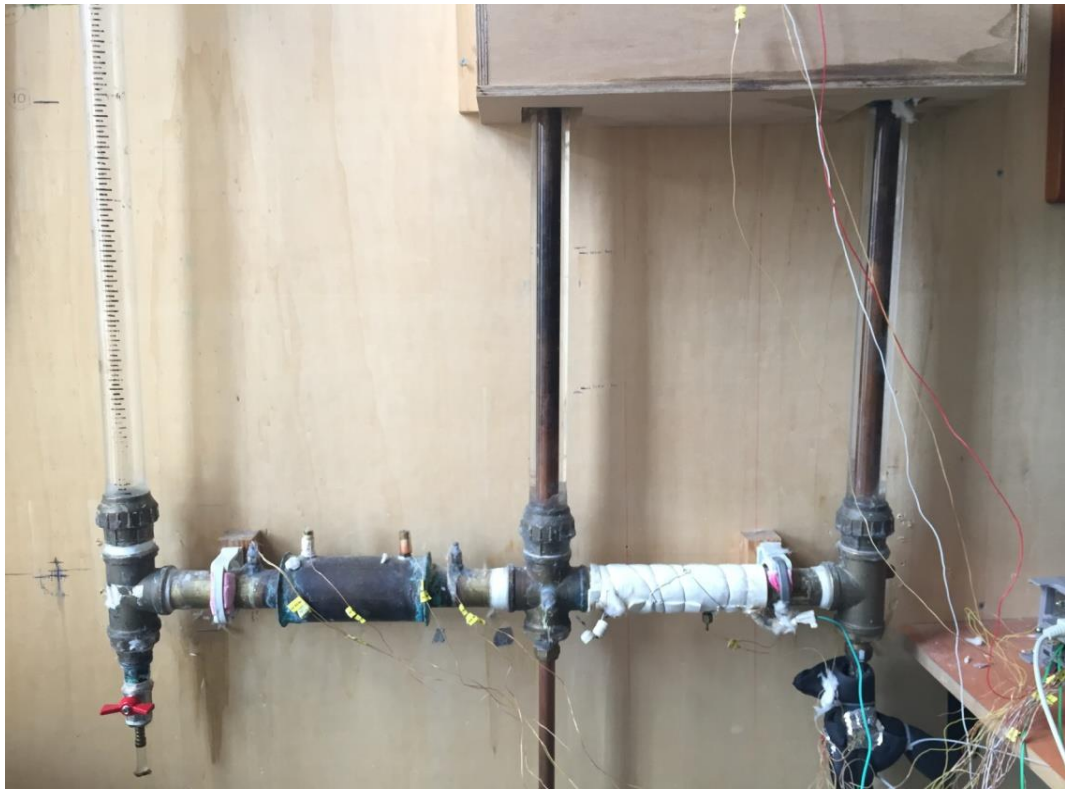
l0 (mm)	610±0,1
l1 (mm)	70±1
l2 (mm)	155±1
l3 (mm)	445±1
l4 (mm)	345±1
l5 (mm)	160±1
dc , dh (mm)	18±0,1
d1, d2, d3 (mm)	35,2±0,5
d4 , d5 (mm)	35,8±1

Kolonlar cam borulardan oluşmakta olup, kaynama ve yoğunlaşma kolonları 610 mm uzunlukta iken basınçlandırma kolonu daha uzun tutulmuştur. İç çapları birbirlerine eş olup d₁, d₂, d₃ 35,2 mm'dir. Bu kolonlar iç çapı d₄, d₅ 35,8 mm olan pirinç borularla birbirlerine bağlanmışlardır. Alt kısım pirinç bağlantı boyu 790 mm iken kaynama ve yoğunlaşma kolonlarını yukarıdan bağlayan pirinç bağlantı boyu 345 mm'dir. Ana boyutlar toplu halde Çizelge 3.1'de verilmiştir.

Kaynama kolonu içerisinde 720 mm uzunluğunda ve d_h 18 mm çapa sahip içinde rezistans bulunan silindirik bakır ısıtıcı ünite bulunmaktadır. Isıtıcı ünite içerisine silindirik seramik yalıtıcılar konulmuş, orta kısmına ise seramik yalıtıcıyı helis şeklinde sarmalayacak şekilde rezistans teli sarılmıştır. Rezistansın boyu l₆=154 mm'dir. Telin bakıra direk temasını engellemek için mika ve ısıya dayanıklı yalıtkan bant ile yalıtılmıştır. Bu noktada rezistans ile bakır iç yüzeyi arasında boşluk kalmaması çok önemlidir. Havanın ısıl direnci düşük olduğu için bakır ile rezistans arasında hava boşluğu kalması rezistansın fazla ısınmasına sebep olur. Yüksek sıcaklıklara ulaşan telin direnci düşeceğinden fazla akım çekecek ve rezistans telinin kopmasına neden olacaktır. Tasarım esnasında dikkat edilmesi gereken bir diğer husus ise rezistansın etrafına sarılan yalıtkanın yüksek sıcaklıklara dayanabilmesidir. Yalıtkanın yanması ile direnç telleri doğrudan bakıra değip ısıtıcıyı kısa devre

yapabilir. Helis olarak sarılan rezistansın direnci multimetre ile 12Ω olarak ölçülmüştür. Rezistans Ametek XG300-5 marka doğru akım kaynağıyla beslenmektedir. Isıtıcı ünite içerisindeki termoelemanlar ise silindirik seramik yalıtıcılar içerisinde geçmiştir. Yüzey sıcaklığının ölçüleceği noktada seramik yalıtıcıya küçük bir delik açılmış, bu noktadan termoeleman geçirilmiş ve bakırın iç yüzeyine teması sağlanmıştır.

Yoğuşma kolonu içerisinde ise yine $d_c=18$ mm çapa sahip silindirik bakır soğutucu ünite bulunmaktadır. Soğutucu ünite iç içe geçmiş iki bakır borudan oluşmuştur. İçteki boruya sabit sıcaklık banyosundan soğutucu akışkan olarak su gönderilir. Su bakır silindir boyunca dolanarak dış borudan tekrar sabit sıcaklık banyosuna ulaşır. Bu sayede sistemde yoğuşma sağlanır. Soğutucu ünite giriş ve çıkışındaki su sıcaklığını ölçmek için iki adet Ni-Cr Omega K tipi termoeleman ünitenin giriş ve çıkış kesitlerine yerleştirilmiştir. Sabit sıcaklık banyosu olarak 1.5 kW güce sahip Lauda Alpha marka sabit sıcaklık banyosu kullanılmıştır. Sabit sıcaklık banyosu Şekil 3.3'te görülebilir.



Şekil 3.2 : Kaynama, yoğuşma ve basınçlandırma kolonları.

Isıtıcı ve soğutucu ünitelerin yüzey sıcaklıklarını ölçmek için elemanların bakır iç yüzeylerine sırasıyla 8 ve 3 adet Ni-Cr Omega K tipi termoeleman yerleştirilmiştir.

Termoelemanların detaylı konumları Çizelge 3.2’de verilmiştir. Çizelge 3.2 ve diğer tüm şekil ve çizelgelerde referans sıfır yüksekliği alt pirinç borunun merkezi alınmıştır.

Şekil 3.1’den de görülebileceği gibi tesisatta sadece yüzey sıcaklıkları değil, kesit sıcaklıklarının da ölçülebilmesi için 4 adet prop bulunmaktadır. Her bir prop elemanda 2 adet Ni-Cr Omega K tipi termoeleman bulunmaktadır. Propların 3 tanesi 3 kolunu alttan bağlayan pirinç boru içerisinde olup bulundukları kesitte su sıcaklığını ölçmektedir. Kaynama ve yoğunlaşma kolonunu üstten bağlayan pirinç boruda da bir adet prop bulunup kesitteki buhar sıcaklığını ölçmektedir



Şekil 3.3 : Sabit sıcaklık banyosu.

Kaynama ve yoğuşma kolonları arasındaki üst bağlantı borusu buhar bölgesini oluşturur. Borunun orta noktasında bulunan Keller Pa 21 Y basınç transmitteri ile buhar basıncı ölçülmektedir.

Sistem basıncını ayarlamak için KNF Labopor marka vakum pompası kullanılmıştır. Basınçlandırma kolonu üzerindeki hava hacmi salınımlarla beraber değişeceğinden, bu durumun yüksek basınç salınımlarına neden olmaması için pompa doğrudan kolona bağlanmamış 50 litrelik çelik hava tankı kullanılmıştır. Pompa ve Tank Şekil 3.5'te gösterilmiştir. Böylece salınımlardan oluşan hacim değişimi 50 litreye göre çok düşük mertebede kalacağından basınç çok değişmeyecektir. Tankın üzerinde bulunan Keller marka dijital barometre ile tankın basınç kontrolü yapılmıştır.



Şekil 3.5 : Basınç tankı ve vakum pompası.

Tüm sıcaklık ve basınç değerlerinden alınan veriler Keithley 2700 multimetre ile okunmuş ve bilgisayara kaydedilmiştir. Kolonlardaki anlık yükseklikler için ise video kamerayla kayıt yapılmış, her bir saniye 33 kareye bölünmüş ve bu kayıtlar Tracker adlı görüntü takip programı yardımıyla işlenmiştir.

Ametek XG300-5 marka DC güç kaynağının üzerinde bulunan dijital ampermetre ile %0,2 hassasiyet ile akım değerleri, yine aynı güç kaynağının dijital voltmetrosi ile %0,1 volt hassasiyetle gerilim değerleri ayarlanabilmektedir.

3.2 Deneyin Metodolojisi

Bu çalışmada Çizelge 3.3'te görüldüğü gibi 18 adet deney yapılmıştır. Altı farklı basınçta yapılan deneylerin üçü atmosfer basıncının altında (vakum), diğer üçü de üstündedir. Her bir basınç için üç farklı ısıtıcı gücünde deneyler yapılmıştır. Bu deneylerde tesisat içindeki kütle sabittir. Ancak basınç altında yapılan deneylerde, ısıtıcı gücünün yetersiz kalmasından dolayı tesisattaki su kütlesinin azaltılması gerekmiştir.

Çizelge 3.3 : Deneylerin başlangıç parametreleri.

Deney No	m (kg)	Q [W]	P [kPa]
1	2,04	162	90
2	2,04	180	90
3	2,04	201	90
4	2,04	162	95
5	2,04	180	95
6	2,04	201	95
7	2,04	162	100
8	2,04	180	100
9	2,04	201	100
10	1,90	190	110
11	1,90	210	110
12	1,90	231	110
13	1,90	190	120
14	1,90	210	120
15	1,90	231	120
16	1,90	190	130
17	1,74	211	130
18	1,74	232	130

Deneyin başlangıcında tesisatta hava kalmaması için deney düzeneği tamamen saf su ile doldurulmuştur. Isıtıcı, DC güç kaynağıyla beslenmeye başladıktan sonra yoğunlaştırucuyu besleyen sabit sıcaklık banyosu devreye alınmıştır. Sabit sıcaklık banyo sıcaklığı tüm deneylerde 80 °C olarak sabit tutulmuştur. Tesisatın ısınma aşamasında yoğunlaşma kolonundaki soğutucuda dolaşan 80 °C sıcaklıktaki su da sistemin ısınmasını sağlamaktadır. Bütün sistem belirli bir sıcaklığa geldikten sonra ısıtıcı yüzeyde buhar kabarcıkları görülmeye başlanmış ve bu buhar kaynama

kolonuyla (z_1) yoğunlaşma kolonu (z_2) arasında kalan kısımda birikmeye başlamaktadır. Bu ara kısım tamamen buhar dolup sıvı kolon yükseklikleri cam kısımlardan görünmeye başladığı anda sıvı kolonları titreşmeye başlamaktadır. Ara kısımda buhar birikmeye başladıktan sonra basınç kolonu hızla yükselmeye başladığından taşmayı önlemek için bu kolonun altında bulunan vana sayesinde gereken su miktarı tesisattan dışarıya alınmaktadır. Alınan su miktarı hassas terazide tartılarak ölçülmüş, böylece tesisatta kalan su miktarı tespit edilmiştir. Su çekildikten sonra sistem çalışma basıncına getirilmiştir. Basınçlandırılma işleminin en son yapılması, su çekme esnasında sisteme hava girişi olmaması açısından önemlidir.

Salınım başladıktan, salınım eksenlerinin değişmediği ve kolonlardaki sıcaklık değişim hızlarının azaldığı sırada (Deneyler için bu süre salınım başladıktan 1 saat sonra olarak gözlenmiştir.) veri toplayıcı sistemi yardımı (Keithley 2700) ile basınç ve sıcaklık değerleri zamana bağlı toplanmıştır. İki termoeleman arası ölçüm süresi ortalama olarak 0,9 s. mertebesinde.

Kolonlardaki anlık su seviyesi ölçümü için kamera kaydı alınmıştır. Alınan görüntüler bir video takip programıyla işlenmiş daha sonra salınım frekansı ve anlık buhar hacmi hesabı için de kullanılmıştır.

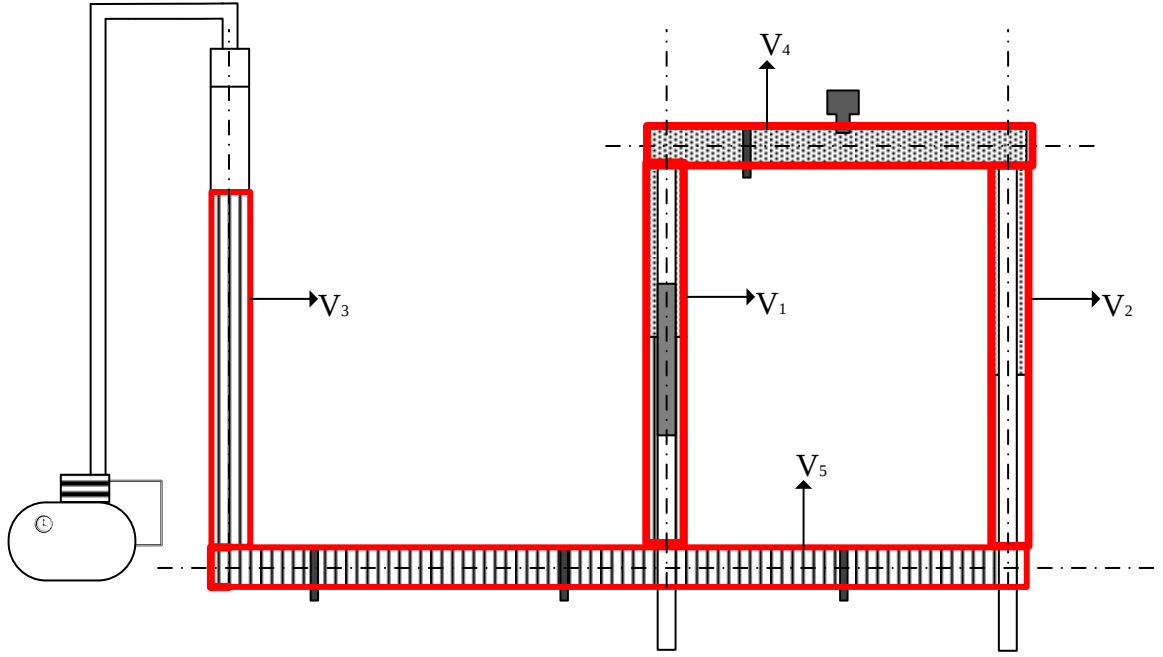
3.3 Deneylerin Değerlendirilme Yöntemi

Bu çalışmada yapılan 18 adet deneyin nasıl değerlendirildiği açıklamak amacıyla burada Deney 1 örnek olarak alınmıştır. Toplam kütle hesabı, kolonların salınım denklemleri, buhar basıncı salınım denklemleri, prop sıcaklıkları gösterilmiş ve ortalama ısı geçiş katsayısı hesaplanmıştır. Bütün deneyler bu şekilde analiz edilerek elde edilen sonuçlar toplu olarak ilerleyen kısımlarda anlatılmaktadır.

(a) Toplam kütle hesabı

Deneyler esnasında sıvı kolon titreşim yükseklikleri ölçülerek bulunmaktadır. Zamanla değişimleri ölçülen z_1 , z_2 ve z_3 ile tesisattaki sıvı ve buhar miktarlarının hesaplanması mümkündür. Bunun için deney düzeneği Şekil 3.6'daki gibi 5 farklı hacim elemanına bölünmüştür dirsek ve T bağlantıları silindirik kabul edilmiştir.

Düzenek içinde bulunan prop hacimleri ise toplam hacim içinde ihmal edilebilir düzeyde kaldığı için hesaplamalara dahil edilmemiştir



Şekil 3.6 : Toplam kütle hesabı.

Bu hacim elemanları silindirik yapıda olup V_1 ve V_2 hacimleri ise iç içe iki boru şeklindedir. Isıtıcı ve soğutucu boruların üst kısmında 2,61 cm'lik bir boşluk vardır. Bu da göz önüne alınarak kaynama kolonu hacmi

$$V_1 = \left(\frac{\pi d_1^2}{4} - \frac{\pi d_h^2}{4} \right) \left(l_0 - \frac{d_5 + d_4}{2} - 0,0261 \right) + \left(\frac{\pi d_1^2}{4} \cdot 0,0261 \right) \quad (3.1)$$

yoğuşma kolon hacmi

$$V_2 = \left(\frac{\pi d_2^2}{4} - \frac{\pi d_c^2}{4} \right) \left(l_0 - \frac{d_5 + d_4}{2} - 0,0261 \right) + \left(\frac{\pi d_2^2}{4} \cdot 0,0261 \right) \quad (3.2)$$

basınçlandırma kolonu

$$V_3 = l_0 \frac{\pi d_3^2}{4} \quad (3.3)$$

üst bağlantı kısmı hacmi

$$V_4 = \left(\frac{\pi d_4^2}{4} \right) \left(l_4 + \frac{d_1 + d_2}{2} \right) \quad (3.4)$$

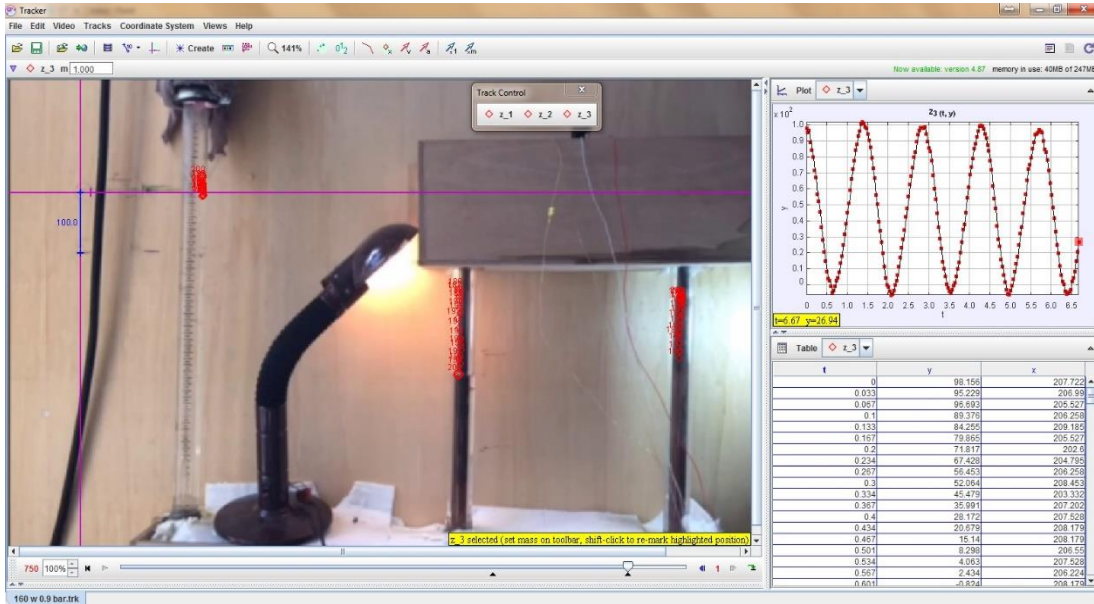
ve alt kısmın hacmi ise

$$V_5 = \left(\frac{\pi d_5^2}{4}\right)(l_3 + l_4 + \frac{d_2 + d_3}{2}) - \left(\left(\frac{\pi d_h^2}{4} d_5\right) + \left(\frac{\pi d_c^2}{4} d_5\right)\right) \quad (3.5)$$

şeklinde hesaplanmıştır Çizelge 3.1’de verilen ölçüler kullanılarak ve bu hacimlerin hesabı yapıldığında toplam hacim 2,62 l olarak bulunmaktadır. Suyun yoğunluğu ile doldurulan sıvı su kütlesi 2,62 kg olmaktadır. Bu deneyde buhar hacminin oluşması sebebiyle çekilen kütle miktarı ise 0,58 kg olarak ölçülmüştür. Buna göre deney esnasında sistemde bulunan kütle miktarı 2,04 kg’dır. Kütle hesabında 0,057 kg belirsizlik vardır. Ayrıntılı hesaplar EK G’de gösterilmiştir.

(b) Kolon su seviyelerinin değişimi

Kolonlardaki su seviyeleri kamera çekimi ile elde edilmiştir. Ardından kamera çekimlerindeki görüntüler, Şekil 3.7’de ara yüzü gösterilen “Tracker” adlı görüntü takip programına aktarılmıştır. Bu program yardımı ile anlık su seviyeleri her bir kolon için belirlenmiştir. Programla her bir saniye 33 kareye bölünmüş olup referans sıfır noktasına (alt silindirik pirinç kolonun merkezi) göre anlık su seviyeleri işaretlenmiştir.

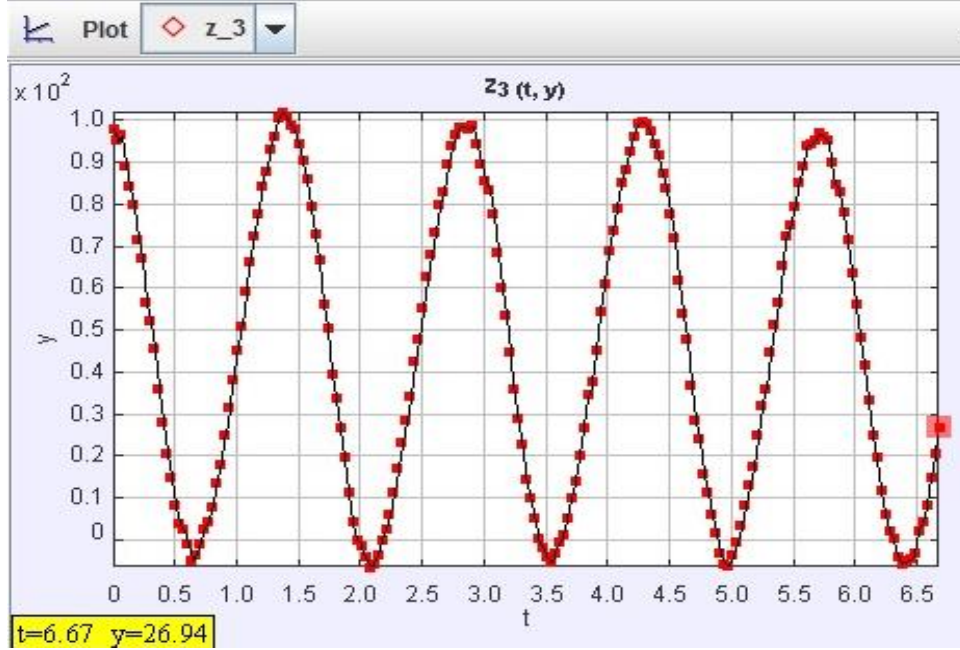


Şekil 3.7 : Görüntü üzerinde su seviyelerinin belirlenmesi.

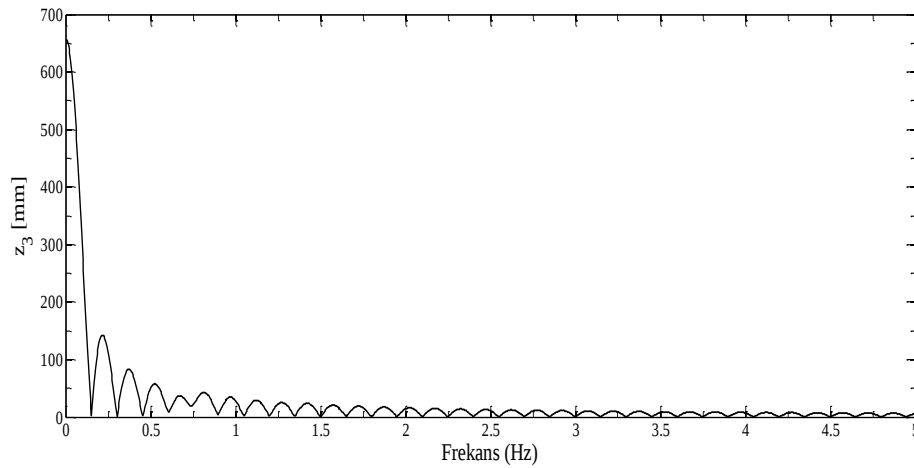
Bu işlem neticesinde Şekil 3.8’de görüldüğü gibi kolonlardaki salınım hareketinin sinüzoidal olduğu gözlenmiştir. Buna göre hareket denklemlerini veren ifade Denklem (3.6)’de gibidir.

$$z_i(t) = z_0 + a \cos(\omega t + \Phi) \quad (3.6)$$

Burada ω salınım frekansı (rad/s), a salınım genliği, ϕ ise faz farkıdır. Bu değerler Matlab’de yazılan bir kod yardımıyla hesaplanmıştır. Salınım eksenini zamana göre konum değerlerinin ortalaması alınarak hesaplanmıştır. Zaman alanından frekans alanına geçişe yarayan Hızlı Fourier Dönüşümü (HFD) algoritması sayesinde frekans ve faz farkı değerleri bulunmuştur.



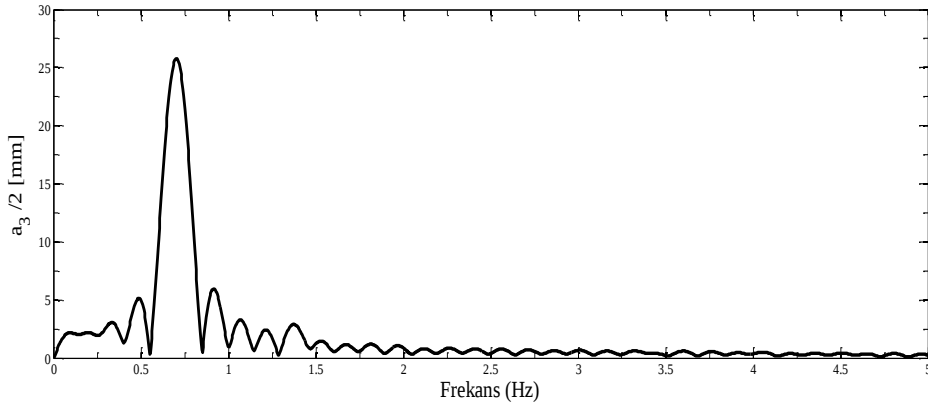
Şekil 3.8 : z_3 kolonundaki anlık sıvı seviyeleri.



Şekil 3.9 : z_3 kolonu su seviyesi değişiminin frekans alanında gösterimi.

Şekil 3.9’da z_3 kolon sıvı seviyesinin salınımı frekans alanında gösterilmeye çalışılmıştır. Ancak görüldüğü üzere salınımın ortalama frekansı olan sıfır frekansı çok büyük çıkmış, diğer frekansları bastırmıştır. Bunun nedeni salınım ekseninin (su seviyesinin zaman ortalaması, 67 cm) salınım genliğine (5 cm) göre çok büyük

olmasıdır. Bunun önüne geçmek için salınım ortalaması z_0 çıkartılarak, salınım eksenine göre tüm seviyeler normalize edilmiştir.



Şekil 3.10 : Normalize edilmiş z_3 kolonu su seviyesi değişiminin frekans alanında gösterimi.

Normalize edilmiş yüksekliklerin frekans alanında gösterimi Şekil 3.10'da verilmiştir. Burada salınımın 0,7 Hz'de 2,5 cm yarı genliğinde tek bir frekansı olduğu gözükmemektedir. Şekildeki diğer tepe noktaları HFD'nin 4 salınım boyunca incelenmesinden ötürü oluşan gürültülerdir. HFD uygulanan aralık sonsuza gittikçe bu gürültüler görülmeyecektir. Tüm deneylerde kullanılan Matlab Kodu Ek I.'da detaylı olarak gösterilmiştir. Çizelge 3.4'te her bir deney için bulunan frekans değerleri mevcuttur.

Deney 1 için;

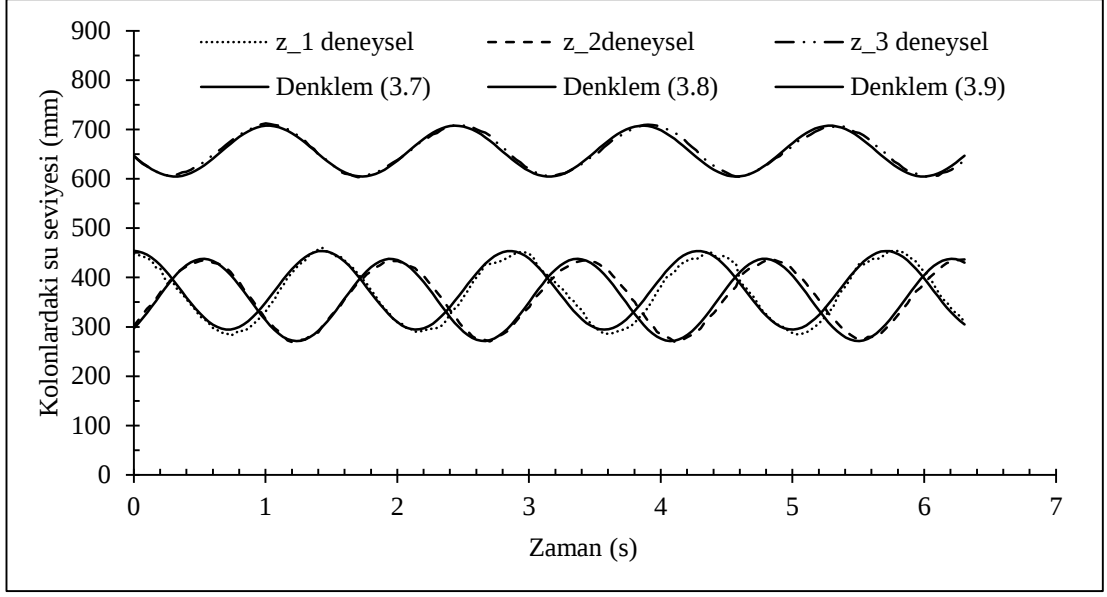
$$z_1(t) = 374 + 80 \cos(4,4t) \quad [mm] \quad (3.7)$$

$$z_2(t) = 355 + 83(\cos 4,4t - 2,34) \quad [mm] \quad (3.8)$$

$$z_2(t) = 355 + 83(\cos 4,4t - 2,34) \quad [mm] \quad (3.9)$$

olarak hesaplanmıştır.

Şekil 3.11'de görüldüğü üzere Denklem (3.7-3.9)'daki çıkan eğriler deneysel sonuçlarla uyumludur. Salınım genliği 1. Deney için z_1 ve z_2 kolonlarında 8 cm iken z_3 kolonunda 5 cm'dir. Salınım frekansı ise tüm kolonlar için 4,4 rad/s olarak ölçülmüştür.



Şekil 3.11 : Kolonlardaki anlık su seviyesi değişimi.

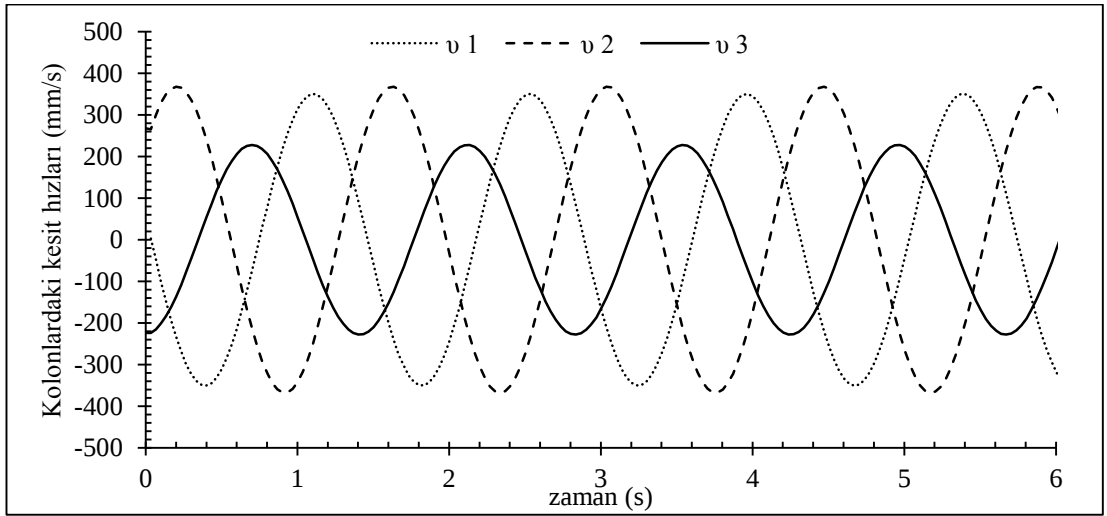
Konum denkleminin zamana göre birinci türevi hız denklemini vereceğinden ara kesitlerdeki hızlar denklem (3.10)'a göre yazılabilir.

$$v_{z,i}(t) = \frac{dz_i(t)}{dt} \quad (3.10)$$

$$v_{z,1} = -352 \sin(4,4t) \quad [mm/s] \quad (3.11)$$

$$v_{z,2} = -365,2 \sin(4,4t - 2,34) \quad [mm/s] \quad (3.12)$$

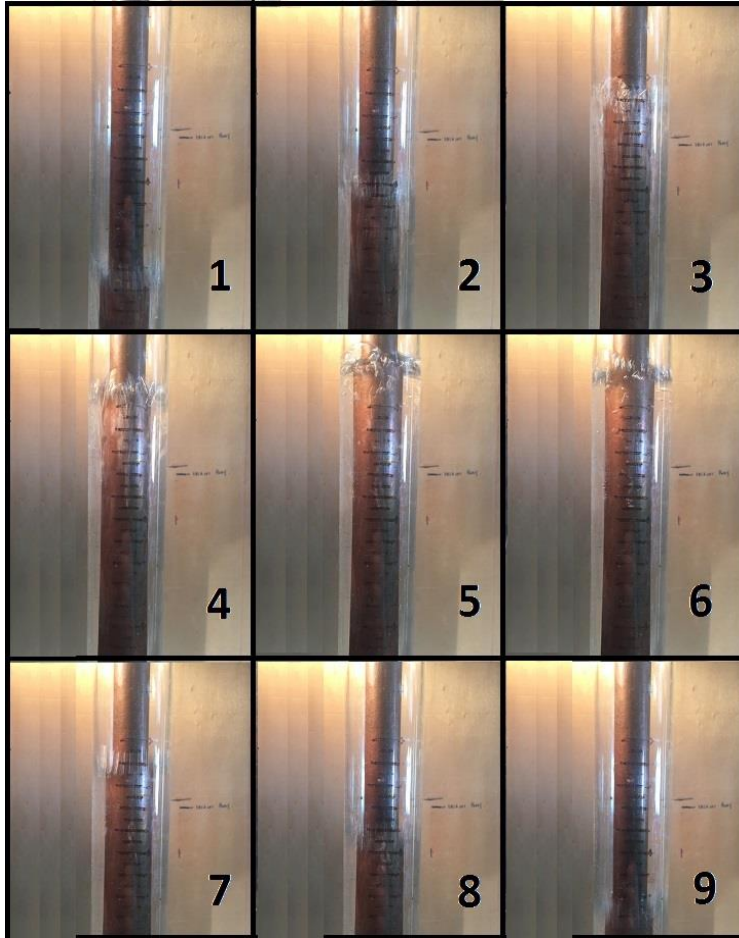
$$v_{z,3} = -228.8 \sin(4,4t + 1,76) \quad [mm/s] \quad (3.13)$$



Şekil 3.12 : Kolon ara kesit anlık hızları.

Şekil 3.12’de görüldüğü üzere salınım genliği 1. Deney için z_1 ve z_2 kolonlarında 3,5 cm/s ve 3,7 cm/s iken z_3 kolonunda 2,3 cm/s’dir. Salınım frekansı ise tüm kolonlar için 4,4 rad/s olarak bulunmuştur. Faz farkları konum denklemlerindeki faz farkları ile aynıdır.

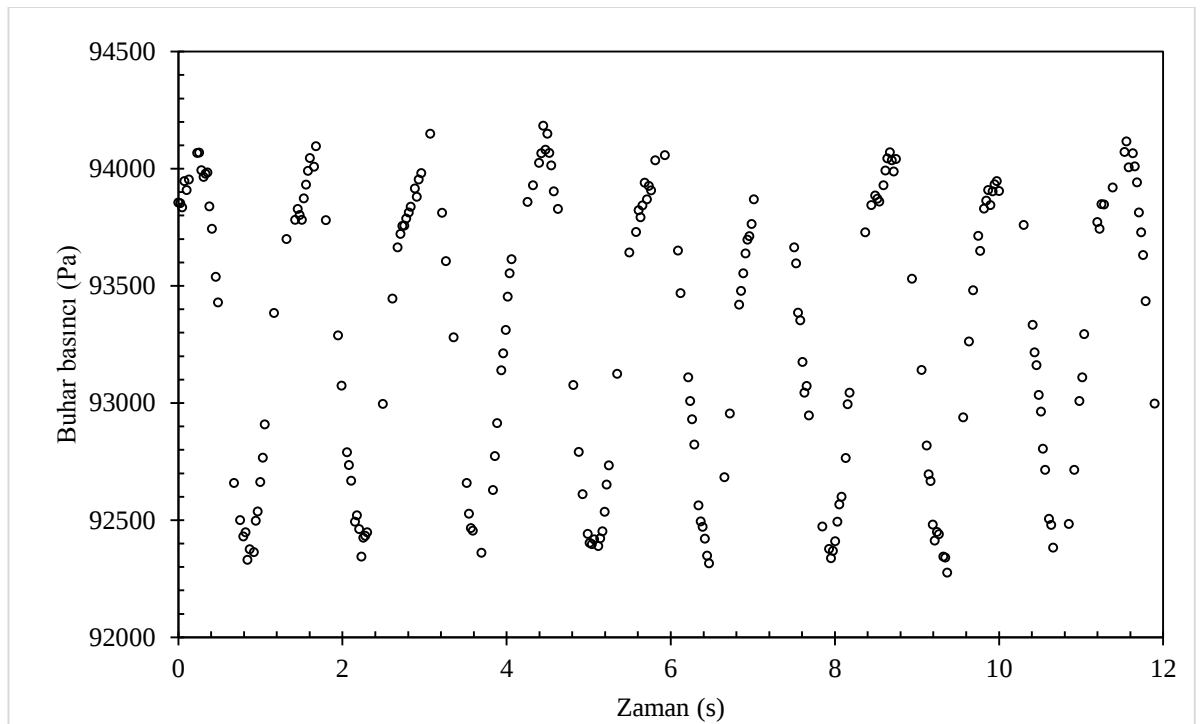
Şekil 3.13’da z_1 kolonunda gerçekleşen salınım ve kaynama olayları gözükmemektedir. Burada bir deney esnasında sinüzoidal salınım hareketi z_1 kolonu için görülebilir. Ayrıca az sayıda oluşan habbeciklerin serbest su yüzeyine çıkana kadar birçoğunun kaybolduğu gözlemlenmiştir. z_1 kolonundaki sıvı seviyesi ölçülürken sıvı yüzeyine yükselen habbecikler bu bölgede seviye ölçümünü zorlaştırmıştır. Üstelik deneyler arasında ısı akısı arttıkça ısıtıcı yüzey sıcaklığı ve doyma sıcaklığı arasındaki fark da beraberinde artmış ve buhar kısmına yükselen habbecik sayısı artmıştır. Bu durum kamera kayıtlarından elde edilen verilerle yapılan sıvı seviyesinin hesabında belirsizliği arttırmıştır.



Şekil 3.13 : Kaynama kolonunda salınım.

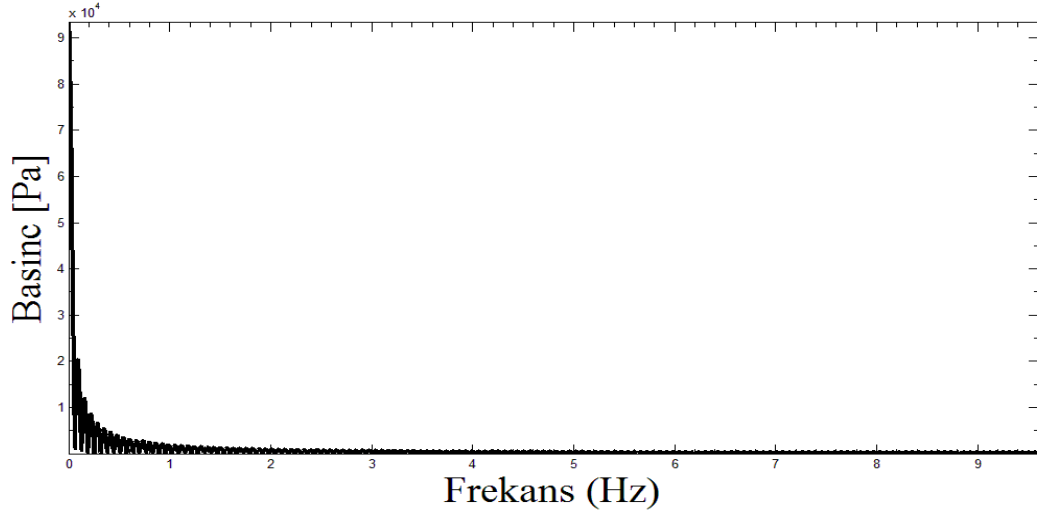
(d) Buhar basıncının zamanla değişimi

Buhar basıncı Keller Pa 21 Y basınç transdüseri ile ölçülmektedir. Zamana bağlı değişimi Şekil 3.14 de gösterildiği gibidir. Kaynama ve yoğuşma arasındaki faz farkı basıncın sabit kalmamasına neden olmuştur. Buhar basıncı da kolon su seviyelerine benzer bir şekilde değişmektedir. Buhar basıncı salınımlarının tüm deneylerde sinüzoidal bir hareket göstermediği, ikinci bir frekansının olabileceği gözlenmiştir. Basınç verileri bu sebeple Hızlı Fourier Dönüşümü uygulanarak incelenmiştir. Bu işlem kolon seviyelerinde olduğu gibi basınç ölçümlerinden alınan verilerin, Matlab'e aktarılması ve Matlab'de yazılan bir kod yardımı ile gerçekleşmiştir.



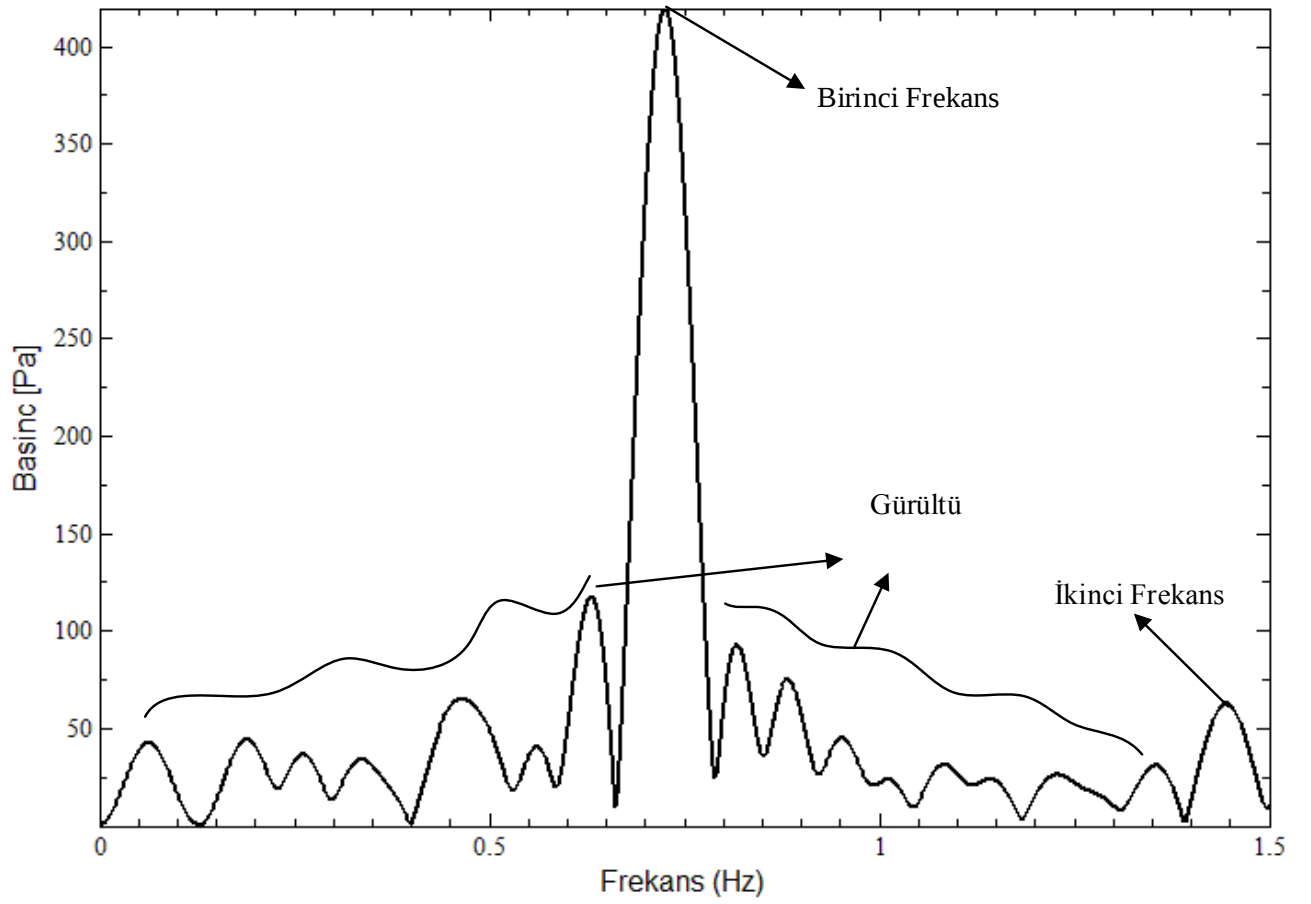
Şekil 3.14 : Buhar basıncının zamanla değişimi.

Şekil 3.15'te de görüleceği üzere kolon seviyelerinde gözlemlendiği gibi sıfır frekansı çok baskın çıkmıştır. Bunun nedeni salınım ekseninin değerinin (93295 Pa) basınç genliklerinden (840 ve 126 Pa) çok büyük olmasıdır. Kolon salınımlarında uygulandığı gibi basınçlar için de Basınç salınım eksenine göre tüm değerler normalize edilmiştir.



Şekil 3.15 : Basınc değişiminin frekans alında gösterimi.

Salınım eksenine göre normalize edilmiş basınçlar Şekil 3.16’da görülebilir. Salınım frekanslarından farklı olarak iki frekans gözlenmiştir.



Şekil 3.16 : Salınım eksenine göre normalize edilmiş basınç değişiminin frekans alanında gösterimi.

Bu nedenden ötürü basınç eğrisini veren ifade Denklem (3.3)'de gösterildiği gibi iki kosinüslü ifadenin toplamı gibidir. 0,7 Hz.'deki frekans sistemin en büyük genlikli birinci frekansıdır. İkinci frekans ise 1,4 Hz.'de görülmüştür. Tüm deneylerde birinci frekans yaklaşık olarak ikinci frekansın yarısı olarak çıkmıştır ve birinci frekans değerlerinin salınım frekansına yakın olduğu gözlenmiştir. Salınım frekanslarında da anlatıldığı üzere HFD'nin sonlu bir aralıkta yapılmasından ötürü frekans alanında gürültü gözlenmiştir. HFD'yi daha uzun zaman aralıklarında uygulayarak gürültüler azaltılabilir.

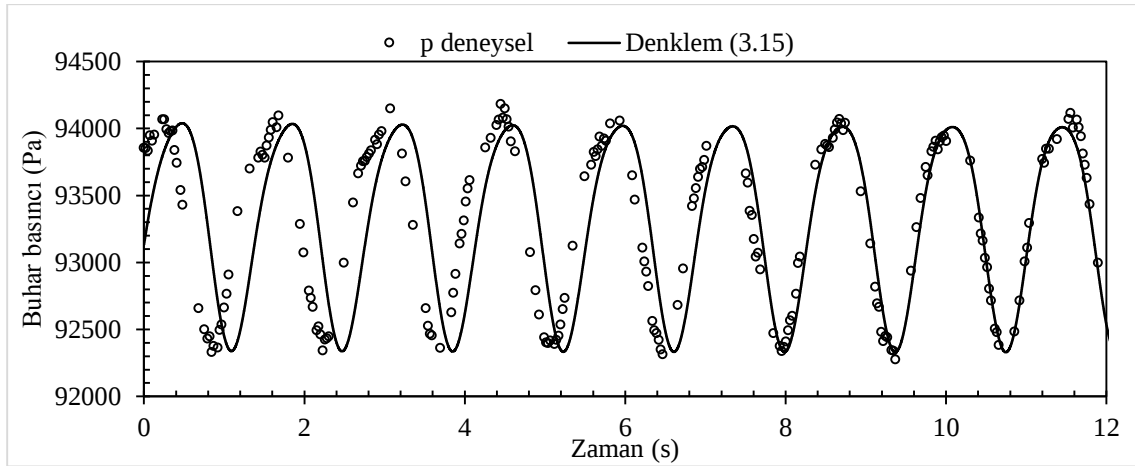
$$P_b(t) = P_0 + b \cos(\omega_1 t + \phi_1) + c \cos(\omega_2 t + \phi_2) \quad (3.14)$$

Burada P_0 basınç salınımlarının ortalamasıdır. ω_1 ve ω_2 salınım frekansı, a ve b salınım genlikleri, ϕ_1 ve ϕ_2 ise faz farkıdır. Kolonlardaki sıvı seviyelerinde olduğu gibi basınç eğrisi çizilirken de Hızlı Fourier Dönüşümü algoritması sayesinde genlik, frekans ve faz farkı değerleri bulunmuştur. Matlab Kodu Ek J.'de detaylı olarak gösterilmiştir.

Deney 1'de Basınç eğrisi denklemi;

$$P_b(t) = 93,30 + 0,84 \cos(4,56t - 1,92) + 0,13 \cos(9,09t - 0,18) \quad (3.15)$$

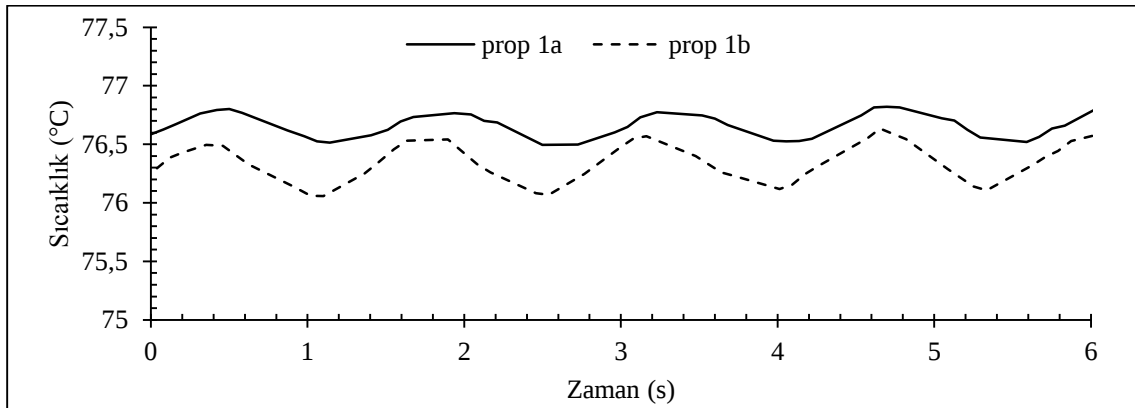
Şekil 3.17'de deneysel veriler ve denklem (3.15)'e göre uydurulan eğrinin büyük oranda uyumlu olduğu gözükmemektedir. Basınç değerlerinin toplanmasının bir amacı da buhar hacminin buhar basıncıyla olan değişimini görmektir. Buhar hacmi kolon sıvı seviyelerinden ölçülebilir. Ancak seviye ölçümü kamera kaydı ile yapılmıştır. Buhar basıncı ise transmitter ve multiplexer yardımı ile toplanmıştır yani bu veriler eşzamanlı değildirler. Buhar basıncı salınımının frekansı ve genliği yüksek olduğu için basınç değerlerinin anlık değişimi de yüksek olacaktır. Bu sebeple basınç ve buhar basıncının eş zamanlı çizimi mümkün olmamıştır.



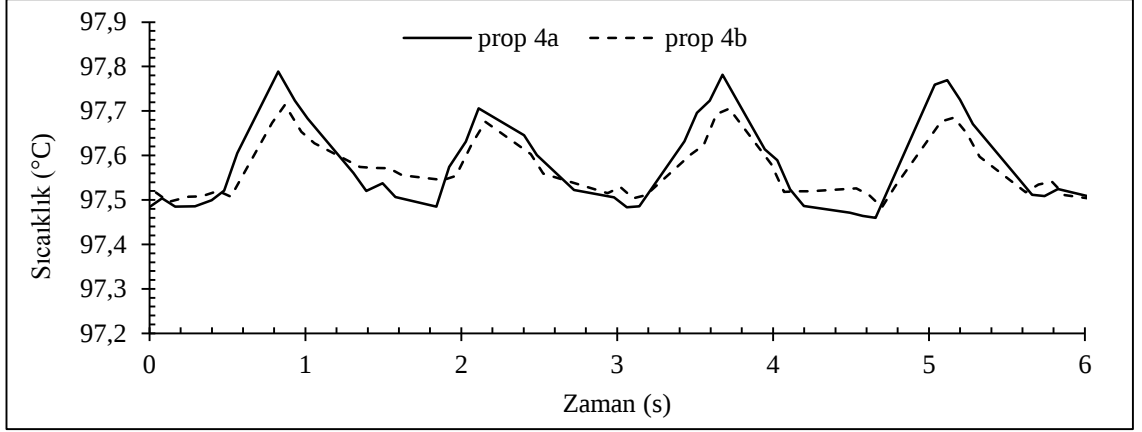
Şekil 3.17 : Buhar basıncı eğri uydurması ile deney verilerinin kıyaslanması.

(e) Proplarda sıcaklık dağılımları

Üç kolonun ortak bağlandığı alt kolonda üç tane, kaynama ve yoğuşma kolonları arasındaki üst buhar bölgesinde de bir tane olmak üzere dört adet proptan sıcaklık ölçümü alınmıştır. Her bir propa iki adet K-tipi termoeleman vardır. Bunlardan biri silindirik kanalın tam ortasında bulunurken diğeri yüzeyle merkezin arasındadır. Bu termoelemanlardan sıcaklıklar ayrı ayrı ölçülmektedir.

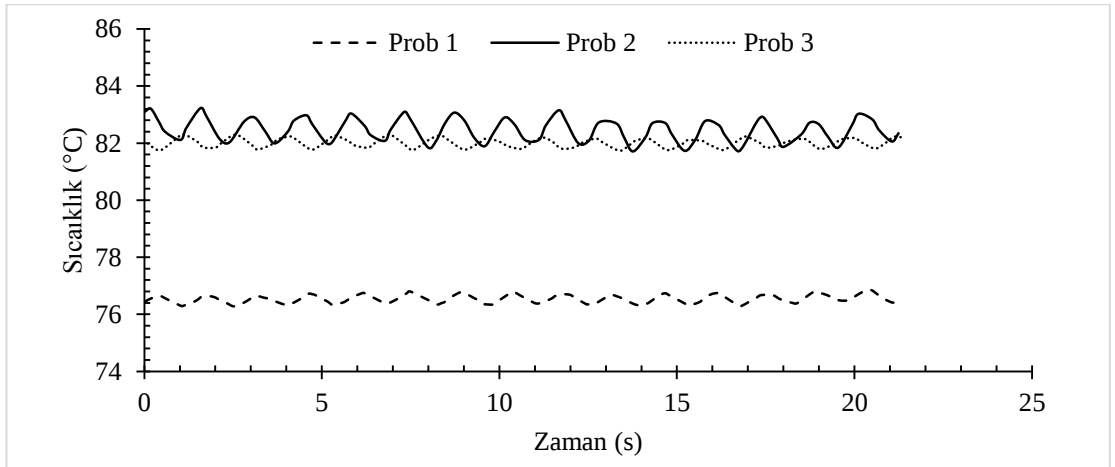


Şekil 3.18 : Prop₁ üzerindeki termoelemanların sıcaklık değerleri.



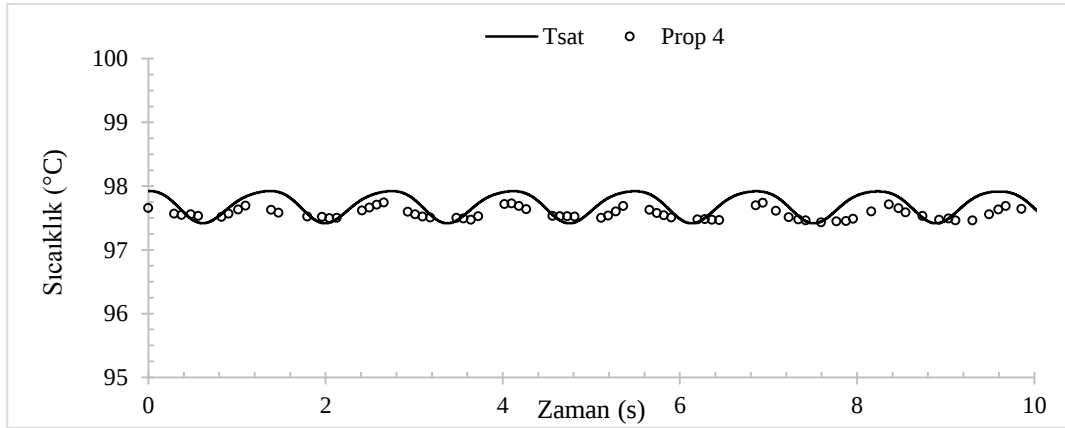
Şekil 3.19 : Prop₄ üzerindeki termoelemanların sıcaklık değerleri.

Şekil 3.18 ve Şekil 3.19’da proplar üzerinde bulunan termoelemanların sıcaklık değişimleri gözükmemektedir. Burada prop_{1a} ve prop_{4a} propların bulundukları silindirik kanal kesitin merkezindeki termoelemanlar iken, prop_{1b} ve prop_{4b} aynı kesitlerdeki merkez ve yüzeyin arasında bulunan termoelemanlardır. Sıvı kesitte bulunan prop 1’de merkezden yüzeye doğru 0,3 °C sıcaklık farkı oluşurken, buhar kısmında bulunan prop 4’de bu fark çok daha azdır. Bu sebeple bu iki termoelemanından alınan değerlerin ortalaması prop sıcaklığı olarak ele alınabilir. Bu ortalama prop sıcaklıklarının zamanla değişimleri Şekil 3.20 ve Şekil 3.21’de görülmektedir. Kaynama kolonu ile yoğunlaşma kolonu arasındaki Prop₃ ile kaynama kolonu ile basınçlandırma kolonu arasındaki Prop₂’nin sıcaklık değişimleri birbirine çok yakındır. Ancak Prop₁ ile Prop₂ arasında ise yaklaşık 6°C’lik bir fark görülmektedir. Bu durum diğer deneylerde de gözlenmektedir. Bütün propların bu deneydeki zaman ortalaması alınmış sıcaklık değerleri sırasıyla 77°C, 82°C, 82°C ve 97°C olarak elde edilmektedir.



Şekil 3.20 : Su kısmındaki propların zamanla sıcaklık değişimi.

Prop₁ ve prop₃ sıcaklık salınımları 0,5 °C'nin altında kalırken ve prop₂ sıcaklık salınımları ise 1 °C civarındadır. Bu sıcaklıkların salınım periyotları yaklaşık olarak kolon seviyelerinin değişimlerini takip etmektedir. Buhar içinde bulunan prop₄'ün sıcaklık değişimleri Şekil 3.21'de görüldüğü gibi çok daha küçük bir aralıkta salınmaktadır. Şekil 3.21'de ayrıca denklem (3.15) ile elde edilen basınç değerlerine karşılık gelen doyma sıcaklıkları da eklenmiştir. Basınlara karşılık gelen doyma sıcaklıkları elde edilirken Engineering Equation Solver (EES) programından faydalanılmıştır. Doyma sıcaklıkları ile ölçülen buhar sıcaklıklarının tutarlı olduğu gözlemlenmiştir. Bu iki sıcaklık değeri arasında ortalama 0,1 °C fark olduğu gözlenmiştir. Bunun nedeni sıcaklık ölçümlerindeki ve denklem (3.15) ile elde edilen basınç değerinden kaynaklanan belirsizliklerdir. Belirsizliğin sıfır olduğu bir ölçümde Prop₄'den elde edilen sıcaklık değerinin doyma basıncına eşit olması beklenir.



Şekil 3.21 : Buhar kısmındaki propun zamanla sıcaklık değişimi.

(f) Propların bulunduğu kesitte entalpi değişimi

Propların bulundukları kesitteki entalpi değişimi en genel halde

$$\int_{A_p} \rho h(t, r) v_z(t, r) dA = \dot{m} h_o(t) \quad (3.16)$$

şeklinde yazılabilir. Burada A_p pirinç boru kesit alanı, T_p silindirik kanal kesitindeki akışkanın yerel sıcaklığı, h akışkanın entalpisi, v_z ise kesitteki akışkanın yerel hızıdır. Alan integrali birim zamanda akışkan debisi ile kesitten geçen toplam entalpiyi göstermektedir. h_o ise kütle debisine göre kesitteki ortalama entalpidir. Bir kesitteki ortalama hız ve ortalama sıcaklık sabit yoğunluk ve özgül ısı göz önüne alınarak

$$\bar{v}_z = \frac{1}{A_p} \int_{A_p} v_z(t, r) dA \quad (3.17)$$

$$\bar{T}_p = \frac{1}{A_p \bar{v}_z} \int_A T_p(t, r) v_z(t, r) dA \quad (3.18)$$

şeklinde tariflenmektedir. Silindirik kanal kesiti için toplam entalpi değişiminin

$$\dot{H}(t) = \dot{m} h_o(t) = 2 \pi \rho c_p \int_0^{r_0} r T(t, r) v_z(t, r) dr = \pi r_o^2 \rho c_p \bar{v}_z(t) \bar{T}(t) \quad (3.19)$$

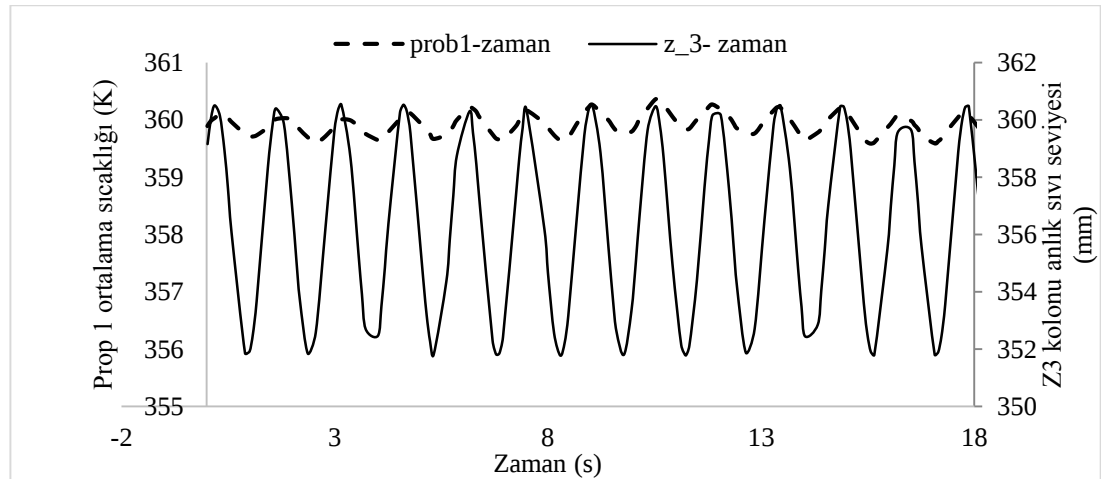
olduğu kolayca bulunur. n adet salınım sonunda A kesitinden geçen entalpi ise Denklem (3.19)'un zaman integrasyonu alınarak bulunabilir.

$$H_p = \int_0^{n\tau} \dot{H}(t) dt \quad (3.20)$$

Burada τ bir salınımın periyodudur. Buradan her bir probun bulunduğu kesitten geçen toplam entalpiyi hesaplamak mümkündür. Ancak deneysel ortalama hız ve ortalama prop sıcaklığının eş zamanlı tespitine ihtiyaç vardır.

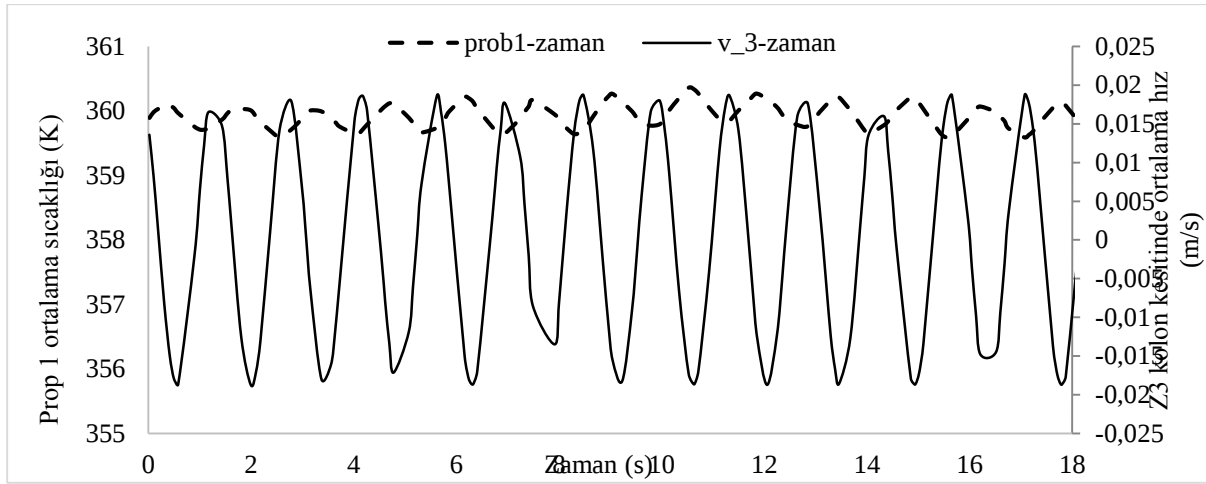
Deneylere başlamadan önce Prop₁ için ortalama hız ve ortalama prop sıcaklığı eş zamanlı hale getirilerek kesitteki entalpi değişim hesabı yapılmaya çalışılmıştır.

z₃'ün maksimum olduğu konumda kaynama kolonundan gelen sıcak akışkanın prop sıcaklığını maksimuma ulaştırdığı kabul edilerek z₃ ve Prop ortalama sıcaklıklarının Şekil 3.22'de görüldüğü gibi tepe noktaları çakışacak şekilde eğriler ötelenmiştir.



Şekil 3.22 : Prop₁ sıcaklık değerleri ve z₃ kolon seviyesi eş zamanlaması.

Bu konum denkleminin faz farkı eklenmiş halinin zamana göre birinci türevi alınırsa, Kesitteki ortalama hıza ulaşılır. Kesitteki eşzamanlı hız-sıcaklık grafiği şekil 3.23'te gösterildiği gibidir. Kesit hızının sıfır olduğu noktalarda prop sıcaklıkları maksimum ve minimum değerlerindedirler.

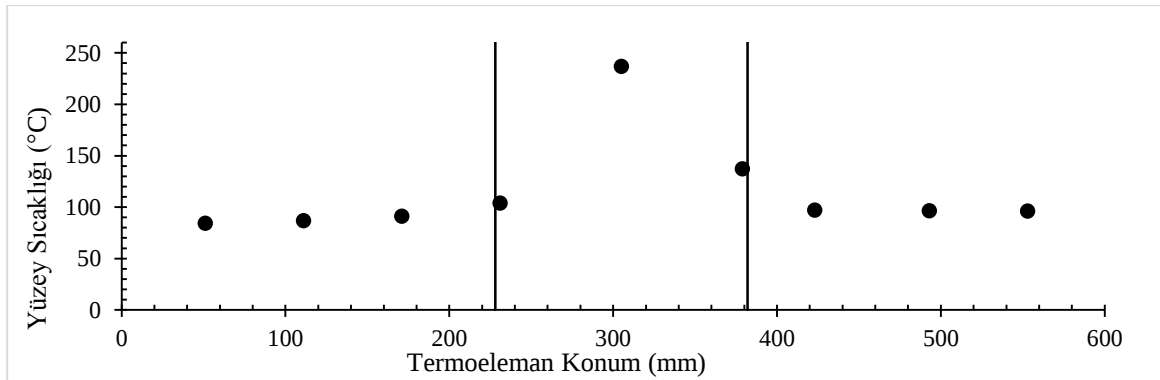


Şekil 3.23 : Prop₁ sıcaklık değerleri ve z₃ ara kesit hızı eş zamanlaması.

Tam yalıtımlı bir sistemde $H_{p1} = 0$ olması beklenir. Bu çalışmada ise $H_{p1} > 0$ bulunmuştur. Prop₁ için Denklem (3.19) uygulandığında kesitteki anlık ortalama entalpi değişiminin 0,6 kW mertebesinde çıktığı görülmüştür. Bunun nedeni termoelemanlardaki $\pm 1^\circ\text{C}$ olan belirsizlik ve kamera kayıtları ile prop sıcaklık verilerinin eşzamanlı alınamamasından kaynaklanan hatalardır.

(g) Isıtıcı ve Soğutucu ünite yüzeylerinde sıcaklık dağılımları

Isıtıcı eleman üzerinde üçü rezistansın bulunduğu hizada olmak üzere toplam dokuz konumda yüzey sıcaklığı ölçülmektedir. Isıtıcı ünite üzerinde konumlarına göre sıcaklık dağılımları Şekil 3.24'te gösterilmektedir. Rezistansın konumu grafik üzerinde dikey çizgiler halinde gösterilmiştir. Isıtıcı ünite üzerinde en yüksek sıcaklık değeri rezistansın ortası hizasındaki T_{h5} 'te çıkmıştır. İkinci en büyük değer ise ısıtıcının üst noktası hizasında bulunan T_{h6} 'da okunmuştur. T_{h7} , T_{h8} , T_{h9} 'da okunan sıcaklık değerleri, bulundukları çalışma basıncı için doyma sıcaklığında iken, T_{h1} , T_{h2} , T_{h3} için sıcaklıklar doyma sıcaklığının altındadır.

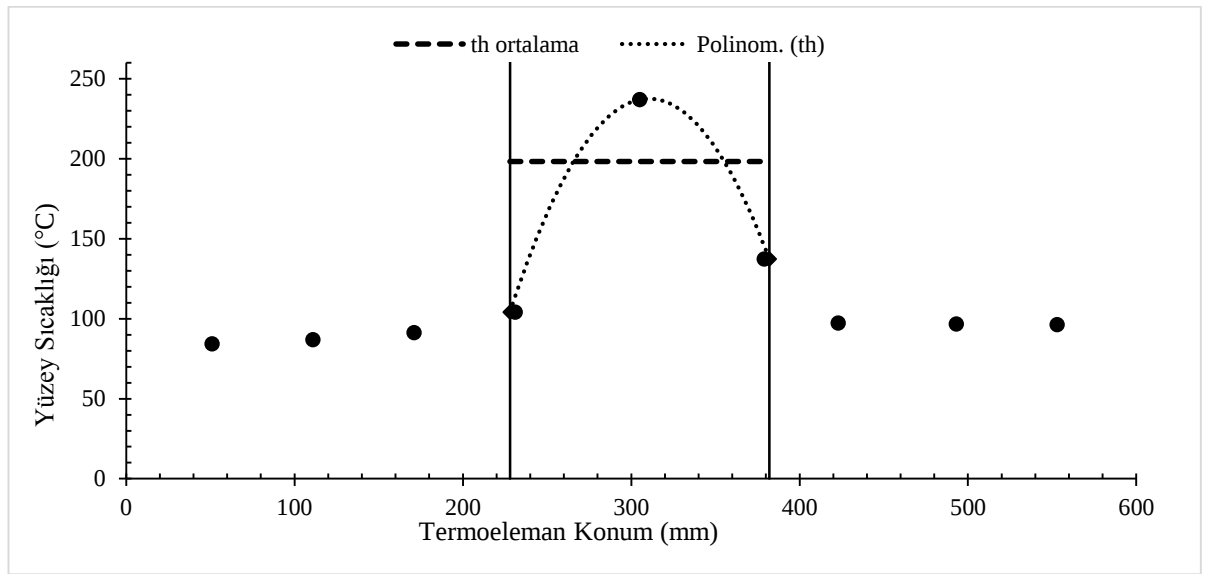


Şekil 3.24 : Isıtıcı ünite üzerindeki termoeleman sıcaklıklarının zamanla değişimi.

Rezistans üzerindeki sıcaklık dağılımı Şekil 3.25'teki gibi polinomik olarak kabul edilmiştir. Bu kabul daha önce tez danışmanı tarafından yürütülen Yüksek Lisans çalışmasında gözlemlendiği üzere yapılmıştır [14]. Isıtıcı rezistans üzerindeki ortalama sıcaklık değeri ise, denklem (3.21)'deki gibi alınmıştır.

$$\bar{T}_h = \frac{1}{l_5} \int_{r_b}^{r_t} T_h(z) dz \quad (3.21)$$

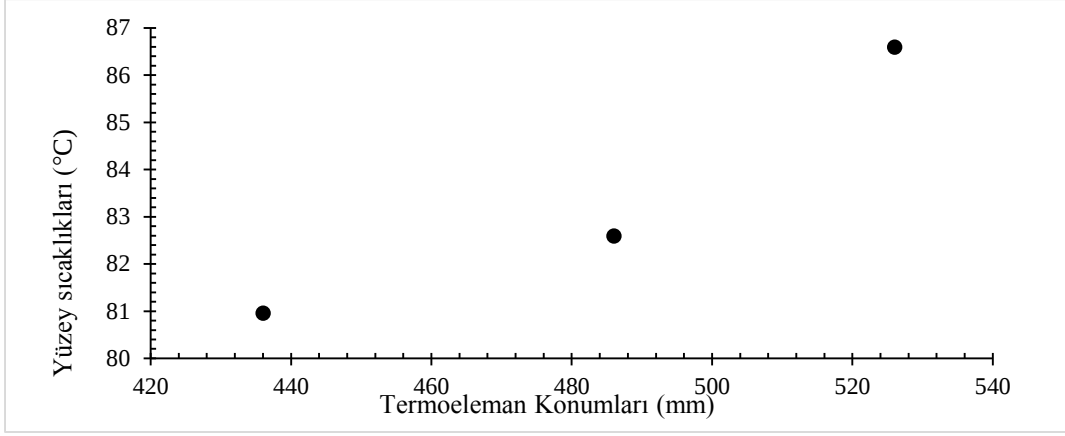
Burada r_b ve r_t rezistansın üst ve alt konumlarını, l_5 rezistans boyunu, $T_h(z)$ Rezistans yüzey sıcaklığının zaman ortalamasını, $\bar{T}_h$ ise rezistans yüzey sıcaklığının konum ve zaman ortalamasını ifade etmektedir. Deney 1 için $\bar{T}_h=198,4^\circ\text{C}$ olarak bulunmuştur.



Şekil 3.25 : Isıtıcı rezistans üzerinde zaman ve konuma göre sıcaklık ortalamasının alınması.

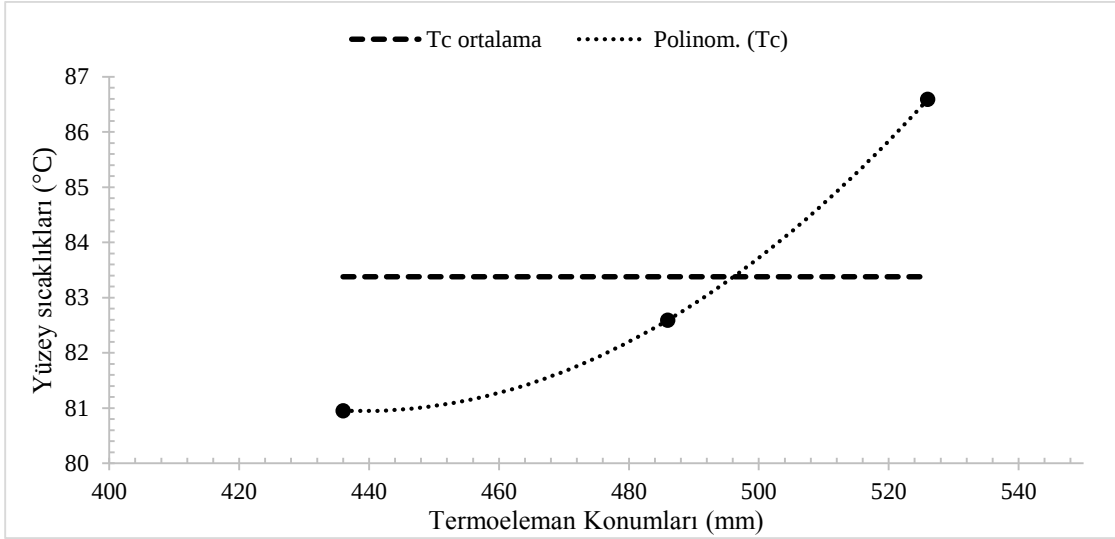
Soğutucu ünite üzerinde ise üç konumdan yüzey sıcaklığı ölçülmüştür ve Şekil 3.26'da gösterilmiştir. Zamana göre sıcaklık ortalaması T_c , Yoğuşma kolondaki termoelemanlardan zaman ve konuma göre alınan sıcaklık ortalamaları $\bar{T}_c$ ile ifade edilmiştir.

Yoğuşma kolonu üzerindeki sıcaklıklar tüm deneylerde soğutucu banyo sıcaklık değerine yakın sıcaklık değerlerinde çıkmışlardır. Şekil 3.26'da görüleceği üzere Buhar kısmının merkezine yaklaştıkça soğutucu ünite sıcaklıkları yükselmiştir. Sıvıyla temas halinde olan ilk termoeleman T_{c1} ise tüm deneylerde soğutucu banyo sıcaklığından 1-2 °C fazla olarak ölçülmüştür.



Şekil 3.26 : Soğutucu ünite üzerindeki termoelemanların sıcaklıklarının zamanla değişimi.

Soğutucu ünite üzerindeki sıcaklık dağılımı Isıtıcı üniteye olduğu gibi polinomik olarak kabul edilmiştir. Sıcaklık dağılımı Şekil 3.27’de görülebilir. Sıcaklık ortalamasını veren ifade denklem (3.22)’de gösterildiği gibidir.



Şekil 3.27 : Soğutucu ünite sıcaklık dağılımının zaman ve konuma göre ortalaması.

$$\bar{T}_c = \frac{1}{l_c} \int_{z_{c1}}^{z_{c3}} T_c(z) dz \quad (3.22)$$

Denklem (3.22) yüzey sıcaklığının konum ve zaman ortalamasını ifade etmektedir. Deney 1 için $\bar{T}_c=82,6^\circ\text{C}$ olarak bulunmuştur.

(h) Soğutucu ünite giriş çıkış-sıcaklıkları

18 mm çapa sahip silindirik bakır soğutucunun içinden geçen soğutucu akışkan giriş çıkış sıcaklıkları, Soğutucu ünitenin giriş ve çıkışına termoeleman daldırılarak

ölçülmüştür. Tüm deneylerde Soğutucu üniteye giren suyun sıcaklığı çıkıştaki suyun sıcaklığından küçük çıkmıştır $T_{co}-T_{ci}=\Delta T_c>0$. 1. Deney için $\Delta T_c=0,31^\circ\text{C}$ 'dir. ΔT_c 'nin hesabı soğutma yükü hesabı için önemlidir. Denklem (3.23)'de soğutma yükü hesabı gösterilmiştir.

$$q_c = \dot{m}_{ba} c p_l \Delta T_c \quad (3.23)$$

$\pm 1^\circ\text{C}$ olan termoeleman belirsizliği burada ΔT_c 'nin çok üzerindedir. Bu da Soğutma yükü hesabındaki belirsizliği arttırmaktadır. Bu sebeple bu çalışmada sisteme verilen ısıнын hepsinin soğutucu tarafından uzaklaştırıldığı kabulü yapılmıştır.

3.4 Isı Geçiş Katsayısının Hesabı

Bölüm 3.5'te anlatıldığı üzere termoelemanlardaki $\pm 1^\circ\text{C}$ olan belirsizlik bu çalışma için sistemdeki kayıp ve soğutma yükünün hesabının deneysel olarak belirlenmesini imkânsız kılmıştır. Sistem iyi yalıtılmış olduğundan kayıplar ihmal edilebilir düzeydedir. $q \cong q_b$ kabulü yapıldığında; Ortalama ısı geçiş katsayısı denklem (3.24-3.31)'deki gibi bulunur.

$$q = U A_h \Delta T \quad (3.24)$$

$$U = \frac{q}{A_h \Delta T} \quad (3.25)$$

Alan olarak seçilen A_h ısı akısının etkin olduğu rezistans hizasındaki bakır boru alanıdır.

$$q = V \times I \quad (3.26)$$

$$A_h = d_h l_s \pi = 0,018 \, 0,154 \pi = 0,0087 m^2 \quad (3.27)$$

ΔT ise;

$$\Delta T = T_h - T_c \quad (3.28)$$

Rezistanstan sisteme ısı akısını sağlayan ve mekanik bir güç olmayan elektrik gücü, akım ve gerilim çarpımıyla bulunur.

$$q = V \times I \quad (3.29)$$

Deney 1 için Denklem (3.30)'daki güç ifadesi hesaplanmıştır.

$$\begin{aligned}
 V &= 44,2 \text{ V}, I = 3,62 \text{ A} \\
 q &= 44,2 \times 3,62 = 162,2 \text{ W}
 \end{aligned}
 \tag{3.30}$$

Tüm bulunan değerler Denklem (3.31)'de yerine konulursa;

$$U = \frac{162,2}{0,0087 \times (237,0 - 83,4)} = 121,2 \text{ W/m}^2\text{K}
 \tag{3.31}$$

elde edilir.

3.5 Deney Sonuçları

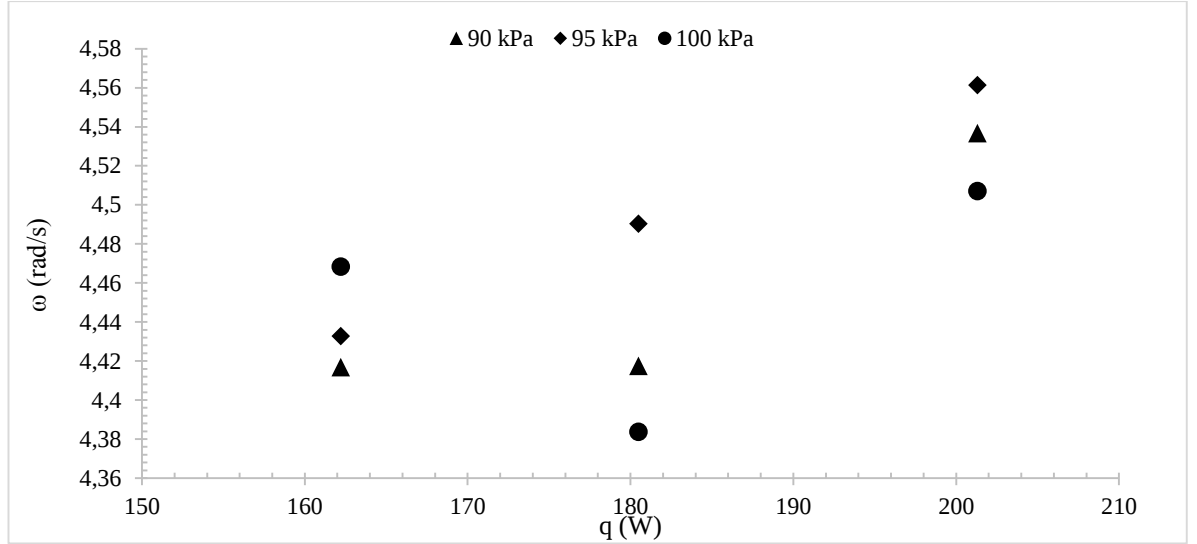
18 deney bölüm 3.4'deki gibi irdelenmiştir. Deneyler sonucunda elde edilen salınım frekansları, ortalama ısı geçiş katsayıları, ısıtıcı ve soğutucu yüzey sıcaklık verileri Çizelge 3.4'de gösterilmiştir. Sonuçlar alt başlıklar halinde bu bölümde açıklanacaktır

Çizelge 3.4 : Deney sonu verileri.

Deney no	q [W]	P [kPa]	T _h [°C]	T _c [°C]	ω [rad/s]	U [W/m ² K]
1	162	90	198,27	82,64	4,42	161
2	180	90	206,37	83,12	4,42	168
3	201	90	215,55	83,52	4,54	175
4	162	95	199,02	82,49	4,43	160
5	180	95	207,75	83,00	4,49	166
6	201	95	217,33	83,66	4,56	173
7	162	100	200,20	82,67	4,47	158
8	180	100	208,83	82,80	4,38	164
9	201	100	218,34	83,58	4,51	172
10	190	110	214,57	82,95	4,50	166
11	210	110	223,28	83,59	4,53	173
12	231	110	231,36	84,25	4,71	181
13	190	120	215,63	82,95	4,48	164
14	210	120	225,19	83,54	4,54	171
15	231	120	233,35	84,29	4,61	179
16	190	130	217,63	83,22	4,48	162
17	211	130	227,84	85,59	4,28	170
18	232	130	236,01	86,34	4,33	178

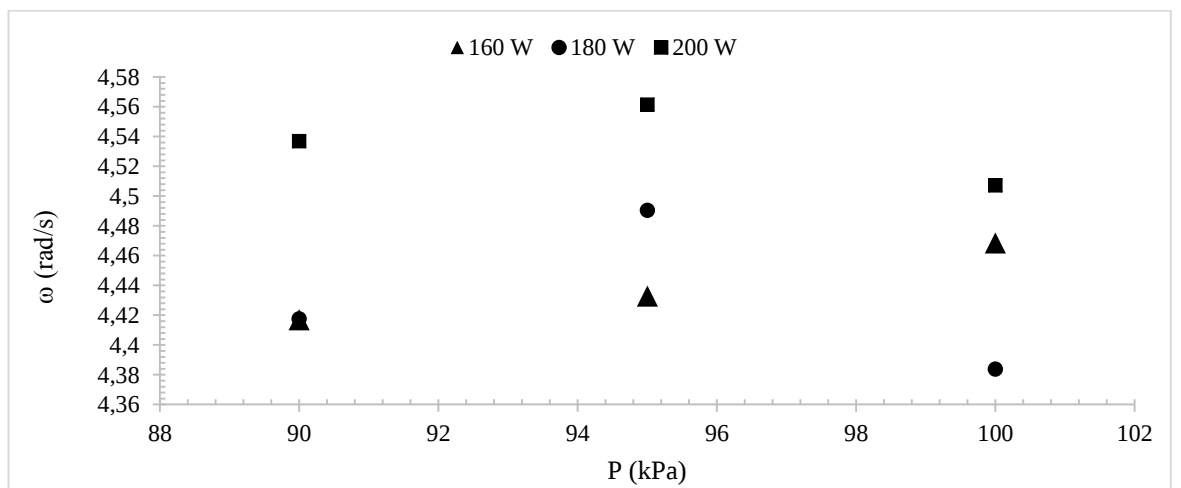
(a) Salınım frekansı

Salınım frekansları, ısı transferine olan etkilerini görmek için deneylerde hesaplanmıştır. 18 deney boyunca salınım frekansı 4,78 ve 4,28 (rad/s) arasında değerler almıştır. En büyük frekans maksimum güçte (230 W) görülürken, en düşük frekans en yüksek basınç altında (130 kPa) görülmüştür.



Şekil 3.28 : Isıtıcı gücü-salınım frekansı grafiği.

Şekil 3.28’de Frekansların 90, 95 ve 100 kPa sabit çalışma basıncı altında, rezistans gücü ile olan değişimi görülebilir. 3 çalışma basıncı için de maksimum güçte (200 W) en yüksek frekans değerleri hesaplanmıştır. Şekil 3.29’da ise Frekansların 160, 180 ve 200 W sabit ısıtıcı gücü altında, basınç ile olan değişimi görülebilir

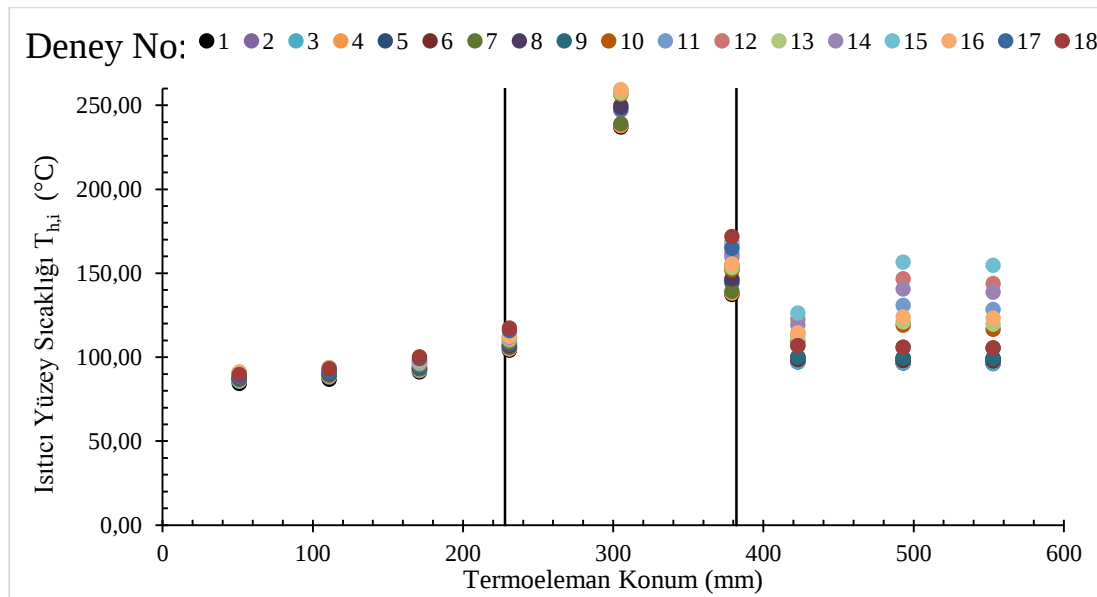


Şekil 3.29 : Çalışma basıncı-salınım frekansı grafiği.

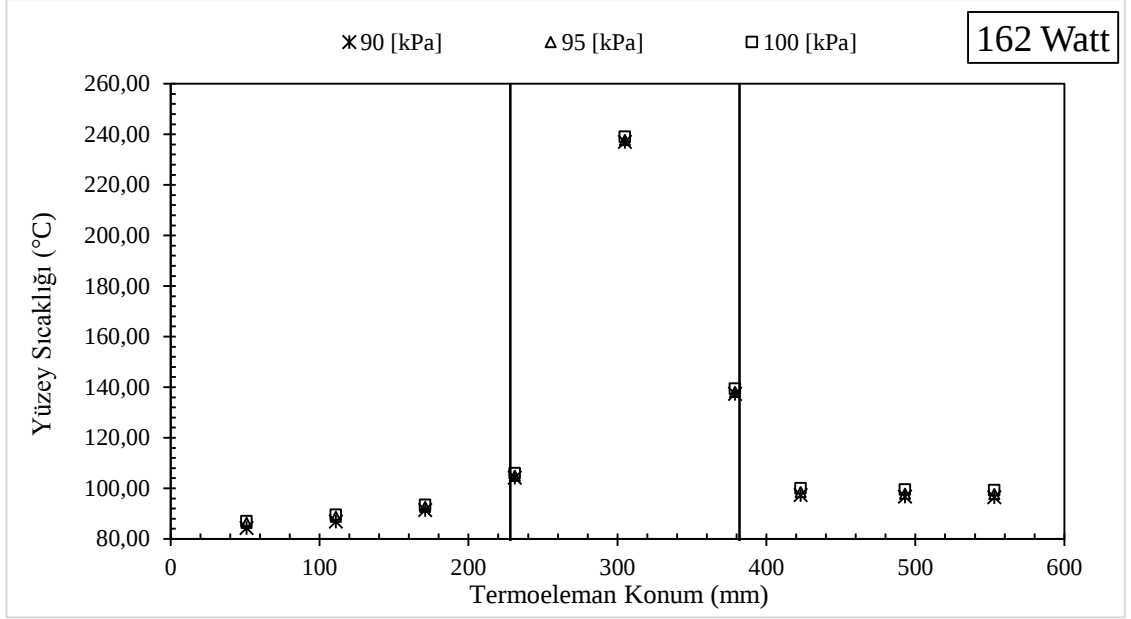
(b) Isıtıcı ve soğutucu ünite yüzey sıcaklıkları

Isı geçişleri ısıtıcı ve soğutucu yüzeylerinde meydana gelmektedir. Akışkan ısıtıcıya girişte önce sıkıştırılmış sıvı halinde olup ısıtıcı yüzey sıcaklığı ile o basınçtaki (ki bu basınç anlık değişmektedir.) doyma sıcaklığı farkı olan kızma farkına göre kaynama ve faz değişimi oluşmaktadır. Salınımına bağlı olarak habbecikli kaynamada değişiklikler meydana gelmektedir. Isıtıcı ünite yüzeyinin salınımlı akışkan tarafından yalanması sebebiyle de yalanan yüzeyde buharlaşma da gerçekleşmektedir. Bu açıdan buhar fazına geçiş mekanizması oldukça karmaşıktır. Yoğuşturucu ünite yüzeyinde ise sıvının hareketli olması yoğuşma yüzeyini değiştirmektedir. Yoğuşan akışkan sıkıştırılmış sıvı haline kadar soğutulmaktadır.

Isıtıcı ünite üzerinde tüm deneyler için konumlarına göre zaman ortalaması alınmış sıcaklık dağılımları Şekil 3.30'da gösterilmektedir. Rezistansın konumu grafik üzerinde dikey çizgiler halinde gösterilmiştir. Isıtıcı ünite üzerinde tüm deneylerde en yüksek sıcaklık değeri rezistansın ortası hizasındaki T_{h5} 'te çıkmıştır. Tüm deneylerde ikinci en büyük değer ise ısıtıcının üst noktası hizasında bulunan T_{h6} 'da okunmuştur. Vakumda yapılan deneylerde T_{h7} , T_{h8} , T_{h9} 'da okunan sıcaklık değerleri, bulundukları çalışma basıncı için doyma sıcaklığında iken basınçlı deneylerde doyma sıcaklığının üzerinde değerler de okunmuştur. T_{h1} , T_{h2} , T_{h3} için tüm deneylerde sıcaklıklar doyma sıcaklığının altındadır.

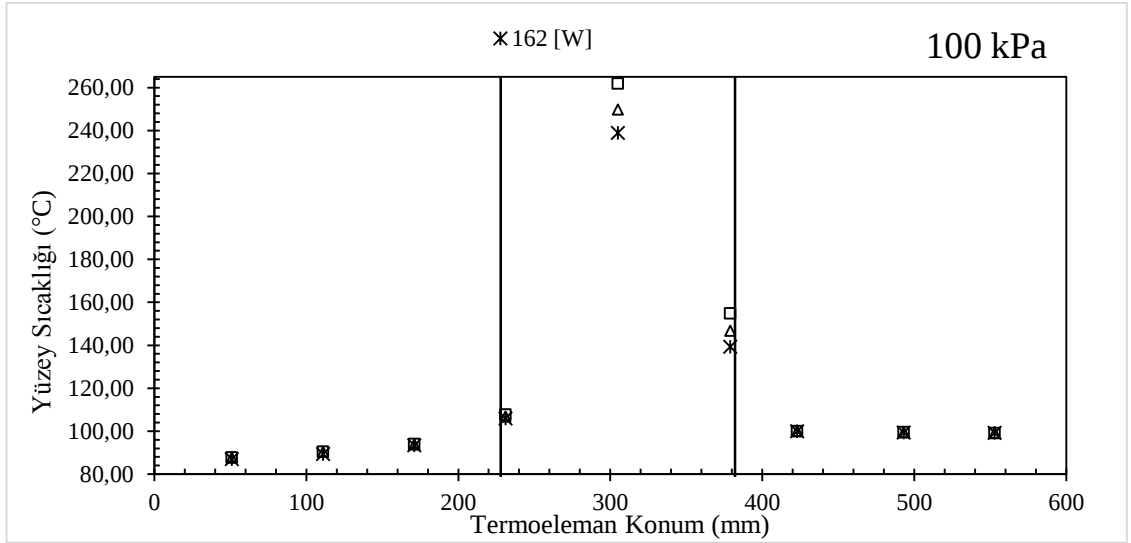


Şekil 3.30 : Tüm deneyler için ısıtıcı ünite üzerindeki sıcaklık dağılımı.



Şekil 3.31 : 162 Watt ısıtıcı gücünde ısıtıcı ünitenin yüzey sıcaklığı dağılımının basınçla değişimi.

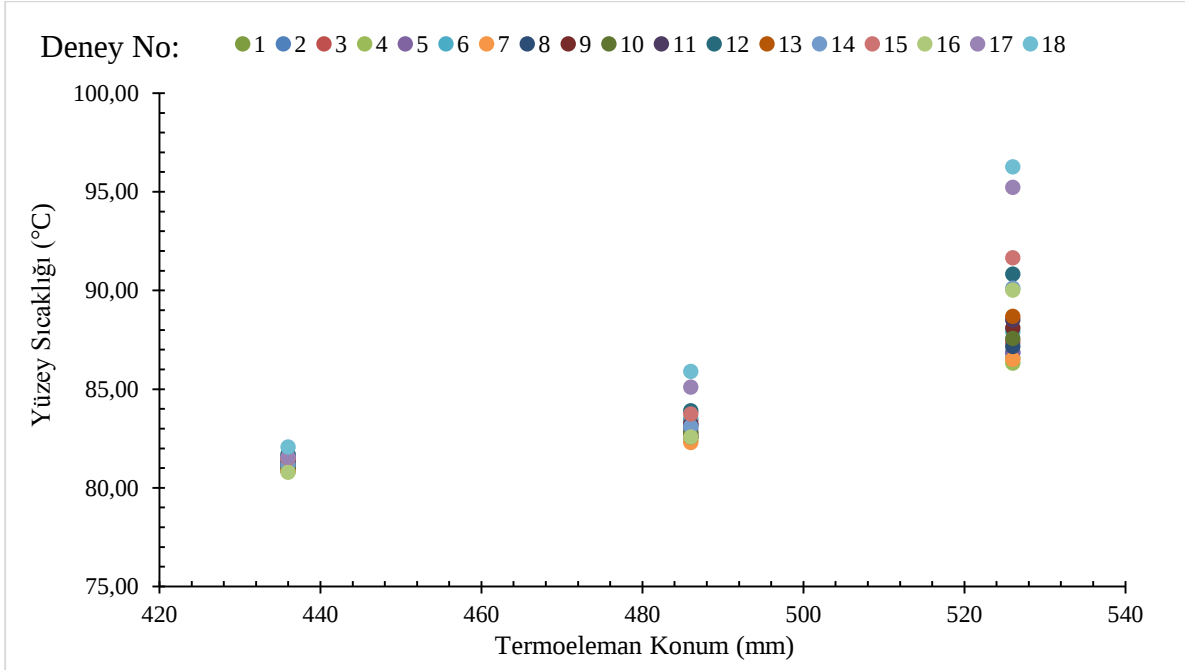
Şekil 3.31'de 162 Watt sabit ısıtıcı gücünde; 90, 95 ve 100 kPa çalışma basıncında ısıtıcı yüzeyinden alınan sıcaklık değerleri gözükmemektedir. Sabit ısıtıcı gücünde basınç değeri arttıkça yüzey sıcaklıklarının da yükseldiği gözükmemektedir. 90-100 kPa basınçları arasında 5 kPa'lık artış suyun doyma sıcaklığını ortalama 1,4 °C arttırmaktadır. Ayrıca Şekil 3.31'de göre 5 kPa'lık basınç artışları ortalama ısıtıcı ünite sıcaklığını da 1,3 °C yükselttiği gözlenmiştir. Isıtıcı rezistans hizasındaki sıcaklık artışı ortalama 1 °C olarak gözlenmiştir.



Şekil 3.32 : 100 kPa çalışma basıncında ısıtıcı ünite yüzey sıcaklık dağılımının basınçla değişimi.

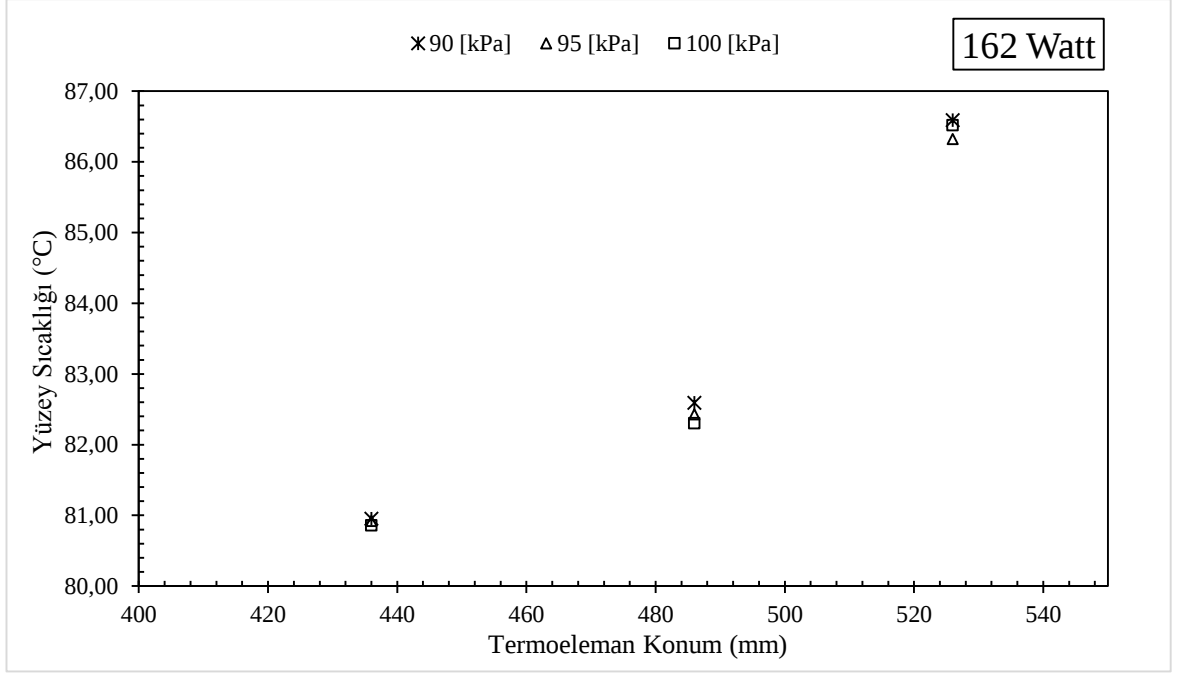
Şekill 3.32’de 100 kPa sabit çalışma basıncında, ısıtıcı gücü arttırılarak ısıtıcı ünite yüzey sıcaklığı dağılımı incelenmiştir. Sabit basınç altında yaklaşık 20 W güç artışı ısıtıcı rezistans hizasında ortalama 9 °C üzerinde sıcaklık artışına neden olurken, diğer bölgelerde sıcaklık artışı 1°C’nin altında olduğu gözlenmiştir.

Soğutucu ünite üzerinde tüm deneyler için konumlarına göre alınmış sıcaklık dağılımları Şekil 3.33’te gösterilmektedir. Soğutucu ünite üzerinde tüm deneylerde sıcaklık değeri sıvı kısmından buhar kısmının merkezine doğru artmaktadır. Tüm deneyler için Tc1 sıcaklık değerleri banyo sıcaklığından ortalama 1 °C yüksek çıkmıştır. yakın En yüksek termoeleman sıcaklık değerleri ($T_{c,i}$) değerleri maksimum çalışma basıncı ve ısıtıcı gücünde yapılan 18. Deney’de gözlenirken en düşük $T_{c,i}$ değerleri 95 kPa ve 162 W altında yapılan 4. Deney’de gözlenmiştir



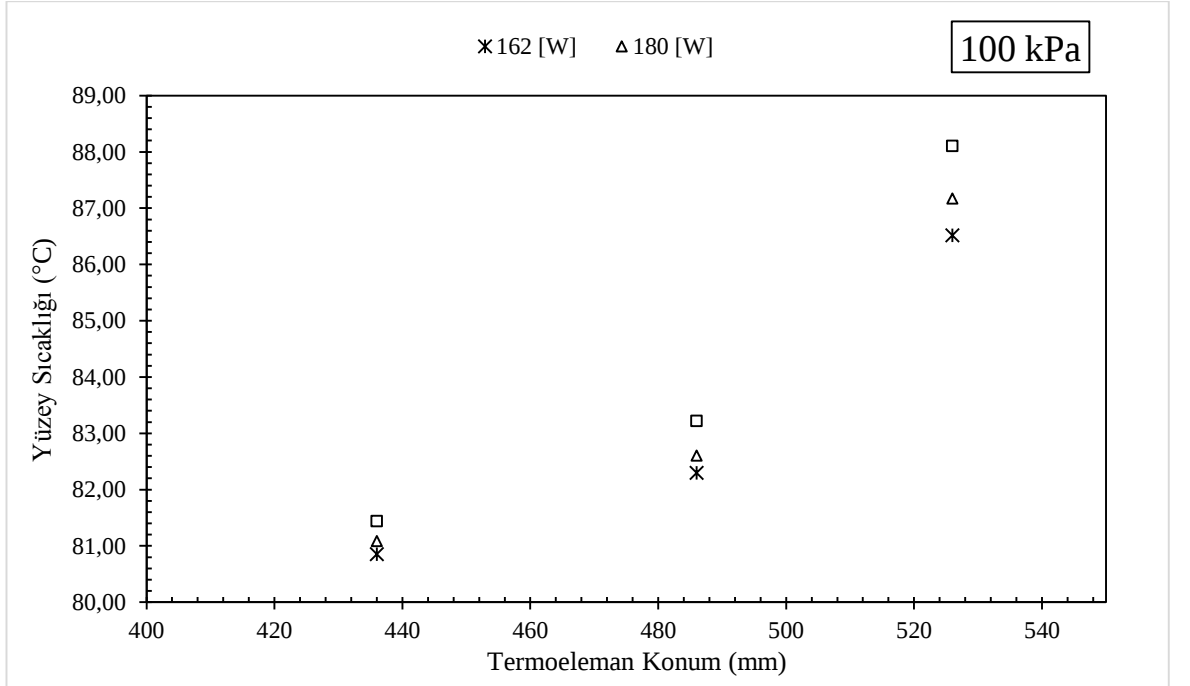
Şekil 3.33 : Tüm deneyler için soğutucu ünite üzerindeki sıcaklık dağılımı.

Şekil 3.34’te 162 Watt sabit ısıtıcı gücünde; 90, 95 ve 100 kPa çalışma basıncında soğutucu yüzeyinden alınan sıcaklık değerleri gözükmemektedir. Sabit ısıtıcı gücünde basınç değerinin artması ve soğutucu yüzey sıcaklık değişimi arasında net bir ilişki gözlenmemiştir. 162 W ısıtıcı gücü altında 90 kPa çalışma basıncından 95 kPa çalışma basıncına çıkıldığında 0,2 °C ortalama yüzey sıcaklığı düşerken 95 kPa çalışma basıncından 100 kPa çalışma basıncına çıkıldığında 0,2 °C ortalama yüzey sıcaklığı yükseldiği gözlenmiştir.



Şekil 3.34 : 162 Watt ısıtıcı gücünde soğutucu ünitenin yüzey sıcaklığı dağılımının basınçla değışimi.

Şekill 3.35’te 100 kPa sabit çalışma basıncında, ısıtıcı gücü artırılarak soğutucu ünite yüzey sıcaklığı dağılımı incelenmiştir. Sabit basınç altında yaklaşık 20 W güç artışı 162 W – 180 W arasında 0,1°C ortalama yüzey sıcaklığı artışına neden olurken, 180 W – 201 W arasında 0,8 °C ortalama yüzey sıcaklığı artışına sebep olmuştur.



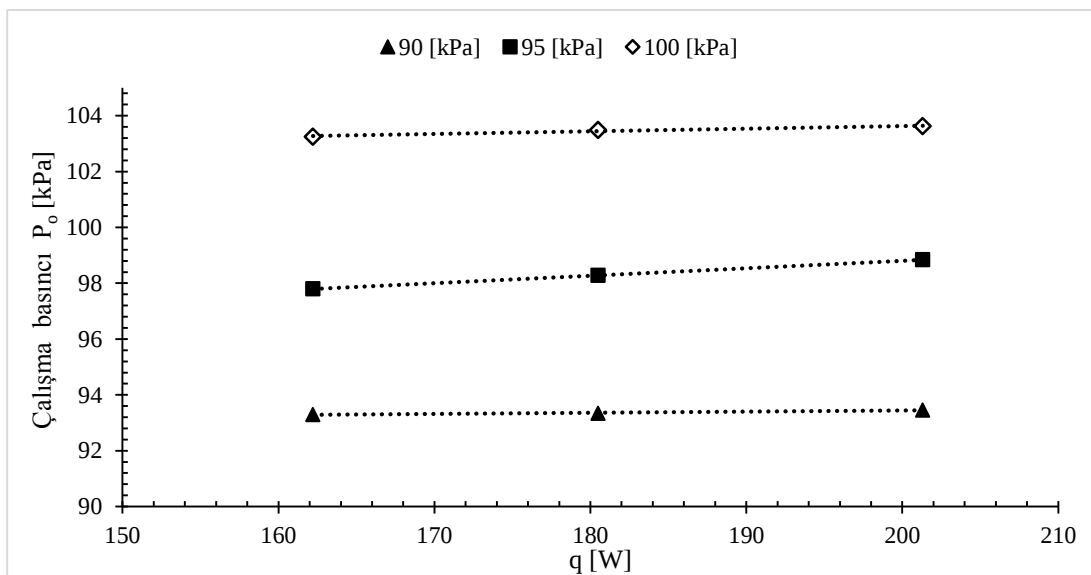
Şekil 3.35 : 100 kPa çalışma basıncında soğutucu ünite yüzey sıcaklık dağılımının basınçla değışimi.

(c) Buhar basıncı

Yapılan 18 deney neticesinde Buhar basıncının zaman ortalaması olan P_0 'ın Çalışma basıncı $P_ç$ 'den ortalama 3 kPa yüksek çıktığı gözlenmiştir. Çizelge 3.5'te tüm deneyler için P_0 ve $P_ç$ ve q değerleri görülebilir.

Çizelge 3.5 : Tüm deneyler için buhar basıncı değerleri.

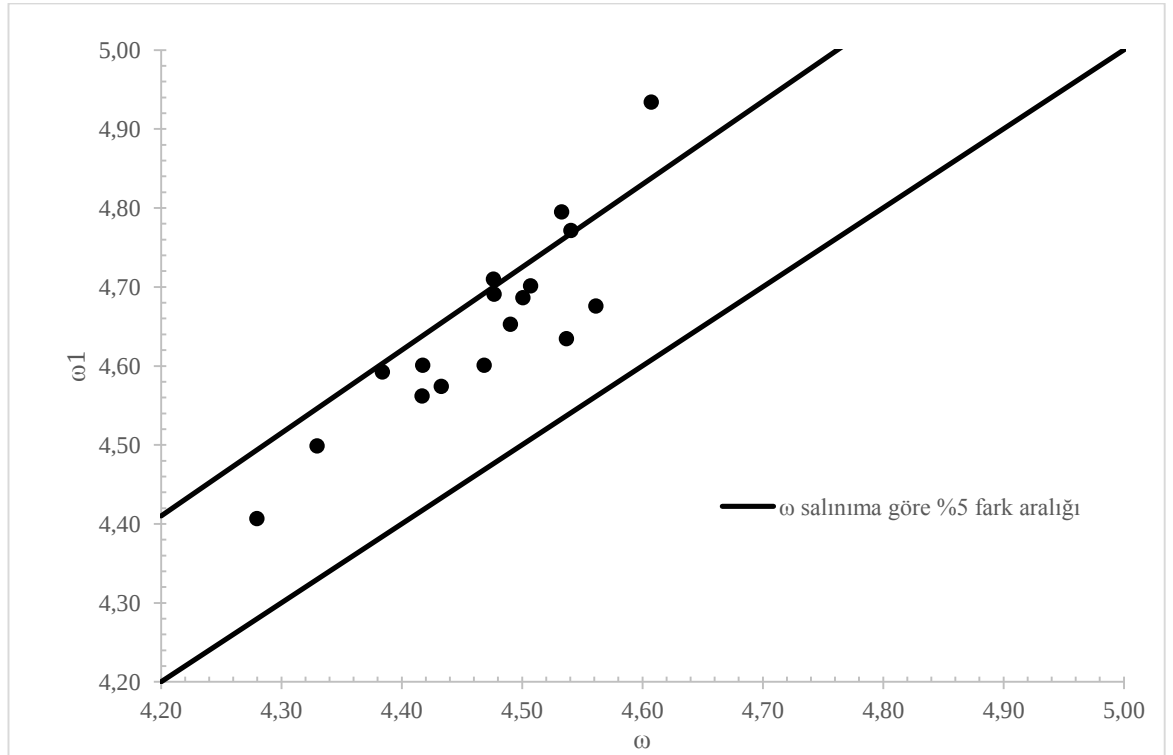
Deney			
No	q [W]	$P_ç$ [kPa]	P_0 [kPa]
1	162	90	93.30
2	180	90	93.34
3	201	90	93.46
4	162	95	97.80
5	180	95	98.28
6	201	95	98.84
7	162	100	103.25
8	180	100	103.49
9	201	100	103.62
10	190	110	113.31
11	211	110	113.53
12	232	110	114.56
13	190	120	123.40
14	211	120	123.40
15	232	120	123.25
16	190	130	132.63
17	211	130	129.85
18	232	130	130.38



Şekil 3.36 : Sabit çalışma basıncında ısıtıcı gücü ile buhar basıncı değişimi.

Şekil 3.36’da 90, 95 ve 100 kPa çalışma basınçlarında ısıtıcı gücü ile buhar basıncının değişimi görülmektedir. 162 W - 201 W aralığında yaklaşık 20 W güç artışı ortalama buhar basıncında ortalama 0,3 kPa artışa neden olmuştur.

Tüm deneylerde buhar basıncındaki birinci frekans, kolonlardaki salınım frekansına çok yakın çıkmıştır. Şekil 3.37’de tüm deneylerde kolonlardaki sıvı salınım frekansı ω ’ya karşılık gelen buhar basıncı birinci frekansı ω_1 gösterilmiştir. Grafikten de görüleceği üzere ω_1 değerleri ω ’dan ortalama 0,2 (rad/s) yüksek çıkmıştır.



Şekil 3.37 : Kolon sıvı seviyesi salınım frekansı ile basınç salınım birinci frekansı karşılaştırılması.

(d) Prop sıcaklıkları

18 deney sonunda zaman ortalaması alınan prop sıcaklıkları Çizelge 3.6’da verilmiştir. Prop₁, prop₂, prop₃ ve prop₄ için maksimum sıcaklık değerleri sırasıyla 83,7°C, 89,4°C, 86,1°C ve 107,1°C iken minimum sıcaklık değerleri; 76,5°C, 82,5°C, 82,0°C ve 97,3°C’dir. Prop sıcaklık değerleri sabit çalışma basıncı ve sabit ısıtıcı gücü değerleri altında gruplandırılarak incelenmiştir. Prop sıcaklıklarının ısıtıcı gücü ve çalışma basıncıyla değişimini gösteren ayrıntılı şekiller Ek D’de mevcuttur.

Çizelge 3.6 : Tüm deneyler için prop sıcaklık değerleri.

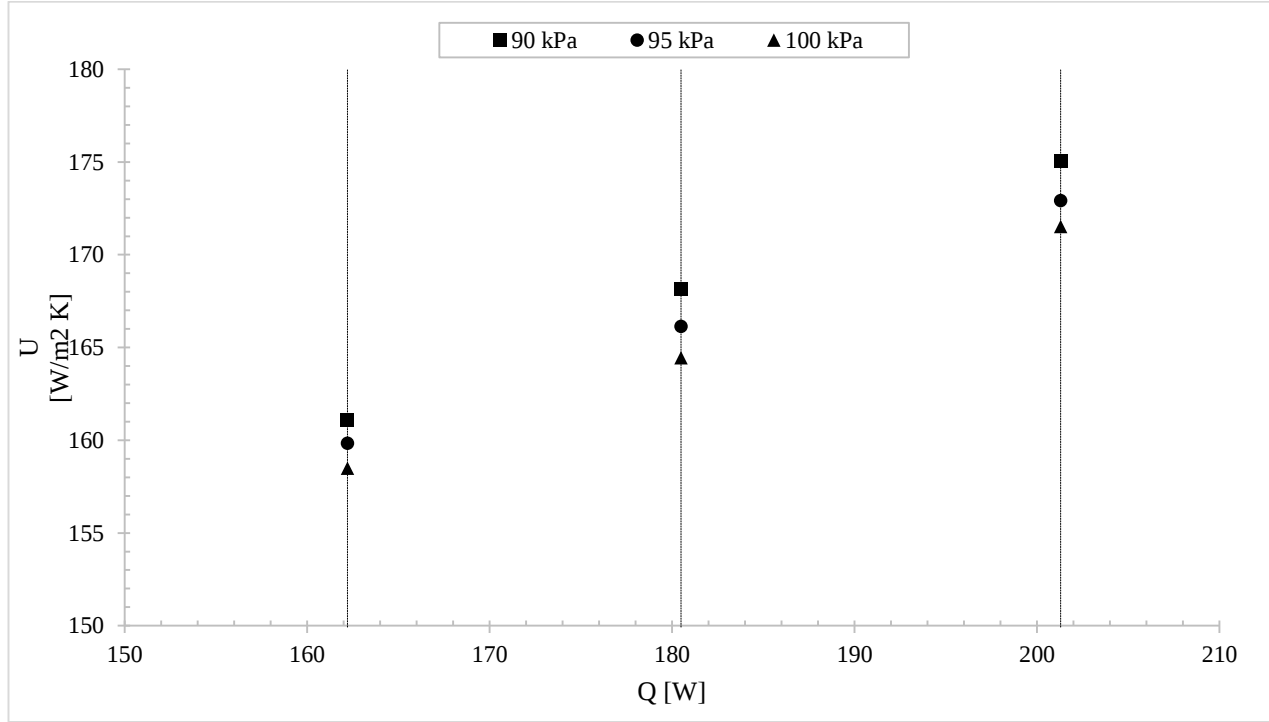
Deney No	Q [W]	P _ç [kPa]	prop ₁ [°C]	prop ₂ [°C]	prop ₃ [°C]	prop ₄ [°C]
1	162	90	76,5	82,5	82,0	97,5
2	180	90	78,8	84,3	82,8	97,3
3	201	90	79,0	84,2	82,8	97,3
4	162	95	79,0	84,7	83,0	98,4
5	180	95	80,3	85,7	83,6	98,5
6	201	95	80,5	85,6	83,5	98,7
7	162	100	79,7	85,3	83,4	99,8
8	180	100	80,8	86,4	83,9	99,8
9	201	100	80,7	86,1	83,8	100,0
10	190	110	81,9	87,7	85,0	102,5
11	211	110	82,6	87,9	85,0	102,6
12	232	110	82,5	88,3	85,2	103,0
13	190	120	82,6	88,4	85,6	104,7
14	211	120	83,5	89,4	86,0	104,7
15	232	120	83,4	89,3	86,0	105,0
16	190	130	83,7	89,3	86,1	106,8
17	211	130	80,8	85,2	84,3	107,0
18	232	130	82,4	87,2	85,4	107,1

(e) Ortalama ısı geçişi katsayısı

Tüm deneyler sonucunda elde edilen ısı geçişi katsayıları bölüm 3.5'in başında Çizelge 3.4'te gösterilmiştir. En düşük ısı iletim katsayısı 7. deneyde 158 [W/m² K] bulunurken, En yüksek ısı iletim katsayısı 12. deneyde 181 [W/m² K] olarak hesaplanmıştır. Şekil 3.38'de sabit ısıtıcı gücü ve çalışma basınçları halinde gruplandırılmış deneyler için ısı geçiş katsayıları görülmektedir.

Şekil 3.38'de görüldüğü üzere sabit basınç altında, ısıtıcı gücüyle beraber ısı geçiş katsayısı da artmıştır. 90-100 [kPa] çalışma basıncı aralığında yaklaşık 20 [W]'lık ısıtıcı gücü artışı 7[W/m² K]'lik ısı geçiş katsayısı artışına neden olmuştur. Diğer yandan sabit ısıtıcı gücü altında Şekil 3.38 irdelenecek olursa 162-201 [W] arasında 5 [kPa]'lık basınç artışları 1-2 [W/m² K]'lik ısı geçiş katsayısı düşüşüne neden olmuştur.

Bu konuda çalışma basıncı ve ısıtıcı gücüne göre irdelenmiş daha fazla grafik EK B ve EK C’de bulunmaktadır. Isı geçiş katsayısının başka hangi parametrelere bağlı olduğunu görmek için boyut analizi yapılmıştır.



Şekil 3.38 : Sabit ısıtıcı gücü ve çalışma basınçlarında ısı geçiş katsayısının değişimi.

3.6 Boyut Analizi

Isı geçiş katsayısının hangi parametreler altında değiştiğini daha iyi görmek ve boyutlardan bağımsız genel bir sonuç elde etmek amacı ile boyut analizi yapılmış, deney düzeneğine ait boyutsuz sayılar elde edilmiştir.

Boyut analizi sisteme ısı geçişinin gerçekleştiği kaynama kolonu için yapılmıştır. Şekil 3.39’da bu bölge gösterilmiştir. Boyut analizi için Buckingham Pi teoremi kullanılmıştır. Çizelge 3.7’de Buckingham-Pi için kullanılacak büyüklükler belirtilmiştir.

Çizelge 3.7’de boyut analizinde kullanılmak üzere 15 adet büyüklük verilmiştir. Bu büyüklükler SI sistemindeki 4 temel boyut olan Kütle [M], Uzunluk [L], Zaman[T] ve Sıcaklık [θ] ile ifade edilebilir.

Çizelge 3.7 : Buckingham-Pi Teoreminde kullanılacak büyüklükler.

Büyüklükler	Tanımı	Temel Boyutlar Cinsinden İfadesi
a_1	z1 kolonundaki sıvının genliği	L
$d_1-d_h=\Delta d$	Sıvı kolonu hidrolik çapı	L
μ_l	Sıvının viskozitesi	L-1 M T-1
σ	Sıvının yüzey gerilmesi	M T-2
ρ_l	Sıvının yoğunluğu	L-3 M
$\rho_l-\rho_g=\Delta\rho$	Sıvı ve buhar yoğunluklarının farkı	L-3 M
c_p	Sıvının özısıısı	L2 T-2 θ
k	Sıvının ısı iletim katsayısı	L M T-3 θ -1
ΔT	z1 ve z2 kolonları arası sıcaklık farkı	θ
ΔT_2	Isıtıcı ünite yüzey sıcaklığının, sıvının doyma basıncından farkı	θ
h_{fg}	buharlaşıma ısıısı	L2 T-2
ω	z1 kolonundaki sıvının açısal frekansı	T-1
v_{z1}	z1 kolonundaki sıvının hızı	L T-1
g	Yerçekimi ivmesi	L T-2
U	Sistemin ortalama ısı geçiş katsayısı	M T-3 θ

Buckingham-Pi'ye göre $15-4=11$ adet boyutsuz bulmak mümkündür. Elde edilen boyutsuz sayılar Denklem (3.32 – 3.42)'de gösterilmiştir.

$$\pi_1 = \frac{\Delta d}{a_1} \quad (3.32)$$

$$\pi_2 = \frac{\Delta\rho}{\rho_l} \quad (3.33)$$

$$\pi_3 = \frac{k}{\mu_l c_p} \quad (3.34)$$

$$\pi_4 = \frac{a_1^2 \rho_l^2 c_p \Delta T}{\mu_l^2} \quad (3.35)$$

$$\pi_5 = \frac{a_1^2 \rho_l^2 c_p \Delta T}{\mu_l^2} \quad (3.36)$$

$$\pi_6 = \frac{a_1^2 \rho_l^2 h_{fg}}{\mu_l} \quad (3.37)$$

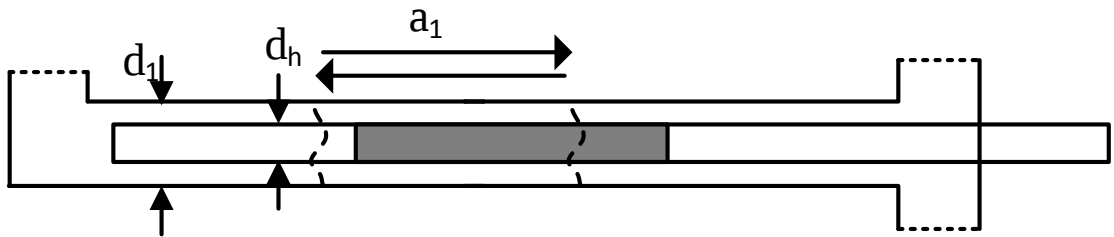
$$\pi_7 = \frac{a_1 \rho_l \omega}{\mu_l} \quad (3.38)$$

$$\pi_8 = \frac{a_1 \rho_l \sigma_l}{\mu_l^2} \quad (3.39)$$

$$\pi_9 = \frac{a_1 \rho_l v_{z1}}{\mu_l} \quad (3.40)$$

$$\pi_{10} = \frac{a_1^3 \rho_l^2 g}{\mu_l^2} \quad (3.41)$$

$$\pi_{11} = \frac{a_1 U}{c_p} \quad (3.42)$$



Şekil 3.39 : Kaynama kolonu için boyut analizi.

3.7 Nusselt Korelasyonunun Oluşturulması

Oluşturulan boyutsuz sayıların fiziksel olarak anlamlı boyutsuz sayılar haline getirmek için, kendi aralarında cebirsel işlemler yapılmış, yeni boyutsuz sayılar Denklem (3.43-3.48)'deki gibi elde edilmiştir.

$$\text{Eşdeğer Grashof Sayısı} = \pi_2 \pi_{10} = \frac{a_1^3 \rho_l \rho g}{\mu_l^2} \quad (3.43)$$

$$\text{Jakob Sayısı} = \frac{\pi_5}{\pi_6} = \frac{c_p \Delta T_2}{h_{fg}} \quad (3.44)$$

$$\text{Prandtl Sayısı} = \frac{1}{\pi_3} = \frac{\mu_l c_p}{k} \quad (3.45)$$

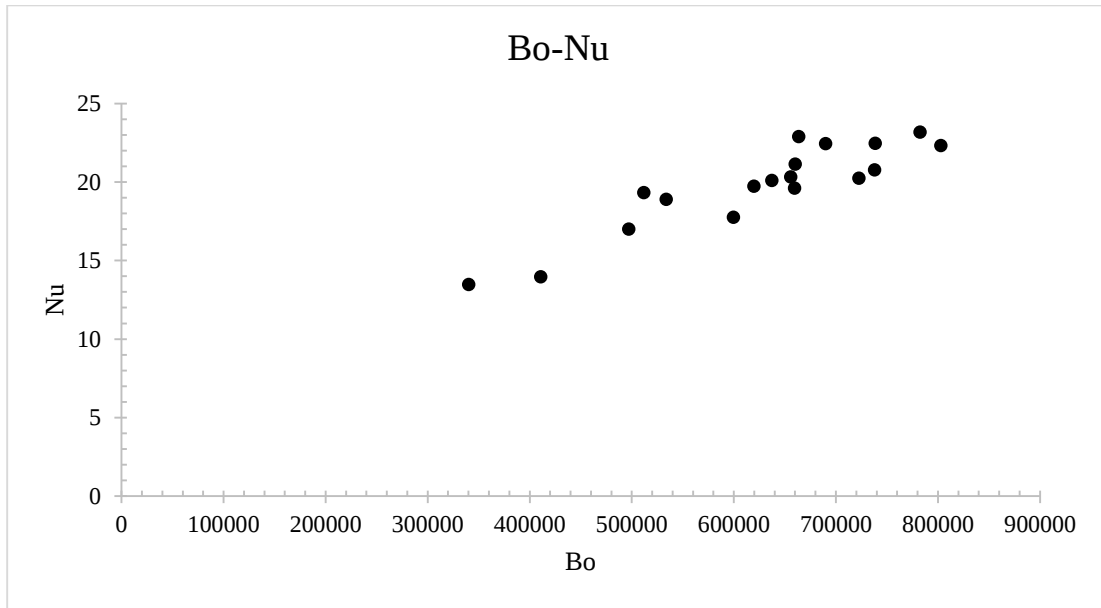
$$\text{Nusselt Sayısı} = \frac{\pi_{11}}{\pi_3} = \frac{U a_1}{k} \quad (3.46)$$

$$\text{Weber Sayısı} = \frac{\pi_9^2}{\pi_8} \pi_9 = \frac{\rho_l v_{z1}^2 a_1}{\sigma} \quad (3.47)$$

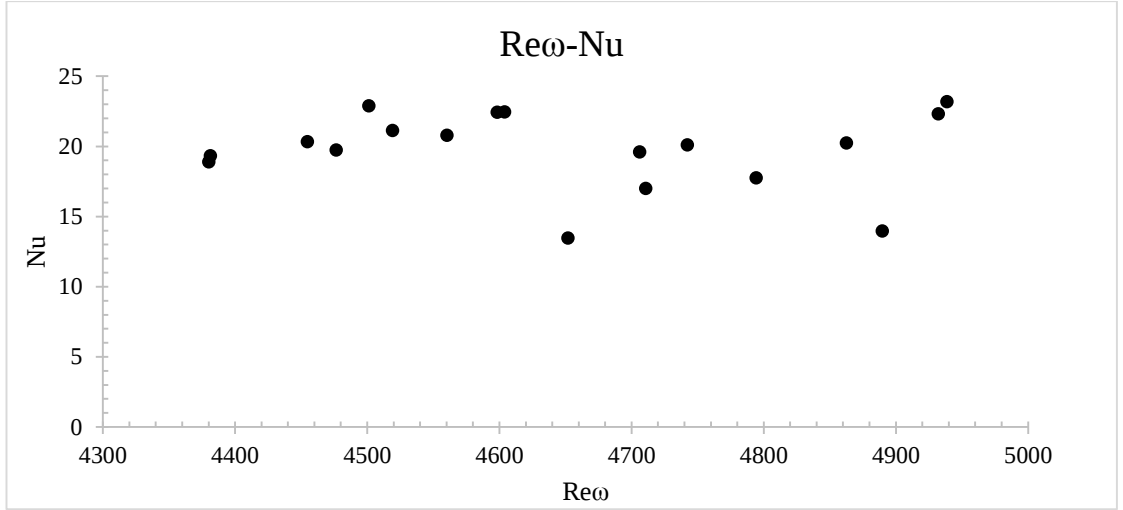
$$\text{Bond Sayısı} = \frac{\pi_2 \pi_{10}}{\pi_8} = \frac{g \Delta \rho a_1^2}{\sigma} \quad (3.48)$$

$$\text{Kinetik Reynolds Sayısı} = \pi_7 \pi_1 = \frac{\Delta d \rho_l \omega}{\mu_l} \quad (3.49)$$

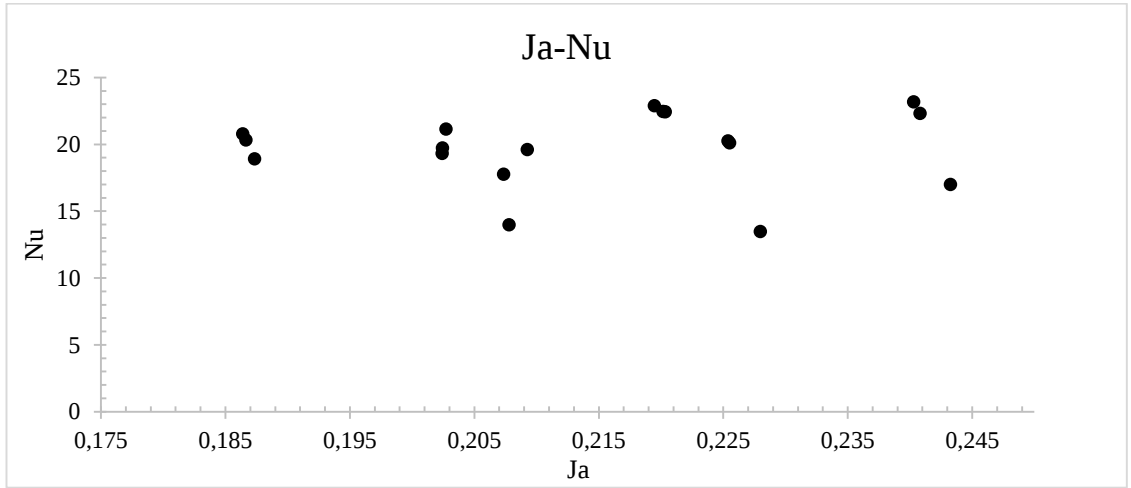
Tüm deneylerde aynı akışkan kullanıldığından ve akışkan özelliğinin çalışma basıncı ile sıcaklığı aralığında çok değişmediği göz önüne alınarak, Prandtl sayısı sabit kabul edilmiştir. Diğer boyutsuz sayıların Nusselt sayısı ile değişimi Şekil 3.40-3.44'te gösterilmiştir.



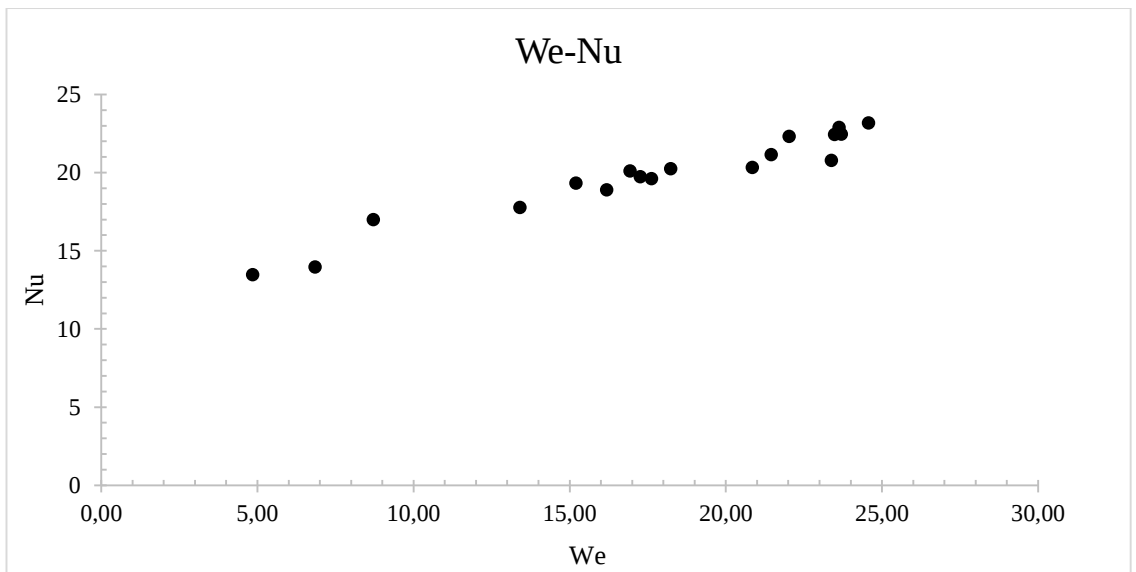
Şekil 3.40 : Bond sayısı ile nusselt sayısı'nın değişimi



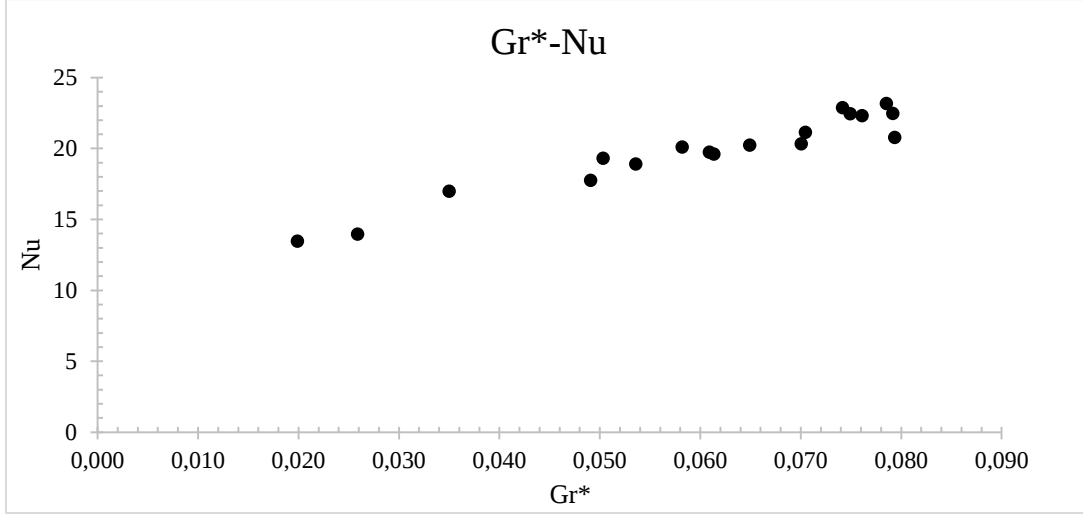
Şekil 3.41 : Kinetik reynolds sayısı ile nusselt sayısı'nın değişimi.



Şekil 3.42 : Jakob sayısı ile nusselt sayısı'nın değişimi.



Şekil 3.43 : Weber sayısı ile nusselt sayısı'nın değişimi.



Şekil 3.44 : Eşdeğer grashof sayısı ile nusselt sayısı'nın değişimi.

Şekil 3.40-3.44'ten görüleceği üzere Nusselt Sayısı Gr^* , $Re\omega$, Ja , We , Bo boyutsuz sayılarının ortak bir fonksiyonu şeklindedir. Bu çalışmada Nusselt sayısı Denklem (3.50)'deki gibi tariflenmiştir.

$$Nu_c = A Gr^{*b} Bo^c We^d Re \omega^e Ja^f \quad (3.50)$$

$$y_i = \beta_0 + \beta_1 x_1 + \beta_2 x_2 + \dots \beta_p x_p \quad (3.51)$$

şeklinde lineer bir eşitlik sunacağından, tüm değişkenleri Denklem (3.51)'deki formata uydurmak için, Denklem (3.50)'deki ifadede eşitliğin iki tarafının da doğal logaritması alınmıştır.

$$\ln(Nu_c) = \ln(A) + b \ln(Gr^*) + c \ln(Bo) + d \ln(We) + e \ln(Re \omega) + f \ln(Ja) \quad (3.52)$$

Denklem (3.52)'ye en küçük kareler yöntemi uygulandığında,

$$S = \sum [\ln(Nu_c)_i - \ln(A) + b \ln(Gr^*)_i + c \ln(Bo)_i + d \ln(We)_i + e \ln(Re \omega)_i + f \ln(Ja)_i]^2 \quad (3.53)$$

$$\frac{\partial S}{\partial \ln(A)} = -2 \sum [\ln(Nu_c)_i - \ln(A) + b \ln(Gr^*)_i + c \ln(Bo)_i + d \ln(We)_i + e \ln(Re \omega)_i + f \ln(Ja)_i] = 0 \quad (3.54)$$

$$\frac{\partial S}{\partial (b)} = -2 \sum \ln(Gr^*)_i [\ln(Nu_c)_i - \ln(A) + b \ln(Gr^*)_i + c \ln(Bo)_i + d \ln(We)_i + e \ln(Re \omega)_i + f \ln(Ja)_i] = 0 \quad (3.55)$$

$$\frac{\partial S}{\partial(c)} = -2 \sum \ln(Bo)_i [\ln(Nu_c)_i - \ln(A) + b \ln(Gr^*)_i + c \ln(Bo)_i + d \ln(We)_i + e \ln(Re \omega)_i + f \ln(Ja)_i] = 0 \quad (3.56)$$

$$\frac{\partial S}{\partial(d)} = -2 \sum \ln(We)_i [\ln(Nu_c)_i - \ln(A) + b \ln(Gr^*)_i + c \ln(Bo)_i + d \ln(We)_i + e \ln(Re \omega)_i + f \ln(Ja)_i] = 0 \quad (3.57)$$

$$\frac{\partial S}{\partial(e)} = -2 \sum \ln(Re \omega)_i [\ln(Nu_c)_i - \ln(A) + b \ln(Gr^*)_i + c \ln(Bo)_i + d \ln(We)_i + e \ln(Re \omega)_i + f \ln(Ja)_i] = 0 \quad (3.58)$$

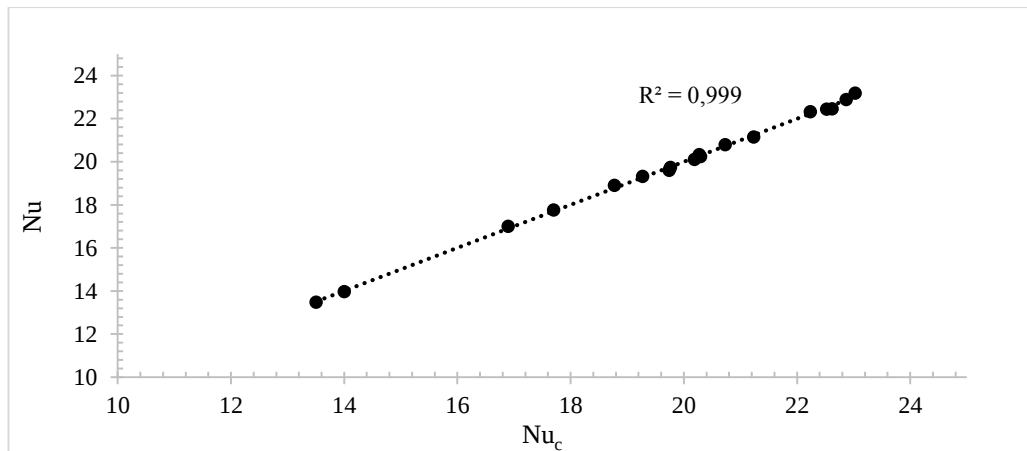
$$\frac{\partial S}{\partial(f)} = -2 \sum \ln(Ja)_i [\ln(Nu_c)_i - \ln(A) + b \ln(Gr^*)_i + c \ln(Bo)_i + d \ln(We)_i + e \ln(Re \omega)_i + f \ln(Ja)_i] = 0 \quad (3.59)$$

Denklem (3.54-3.59) arasındaki lineer denklem takımından elde edilen 6X6 boyutunda bir kare matrisin çözümü ile Denklem (3.50)'deki katsayılar bulunmuştur.

$$Nu_c = 201,6239 Gr^{*-0,4215} Bo^{0,3318} We^{0,5325} Re_{\omega}^{-1,0221} Ja^{0,5320} \quad (3.60)$$

Korelasyon neticesinde elde edilmiş ve deneyler sonucunda elde edilmiş Nusselt sayıları Şekil 3.45'de kıyaslanmıştır.

Şekil 3.45'den de görüleceği üzere korelasyon neticesinde elde edilen boyutsuz Nusselt sayısı deneysel verilerle elde edilen Nusselt sayısıyla neredeyse tamamen aynı çıkmıştır. Korelasyon neticesinde uydurulan eğrinin belirleme katsayısı $R^2=0.999$ elde edilmiştir.



Şekil 3.45 : Deneysel verilerden elde edilen nusselt sayısının korelasyonla elde edilmiş nusselt sayısı ile kıyası.

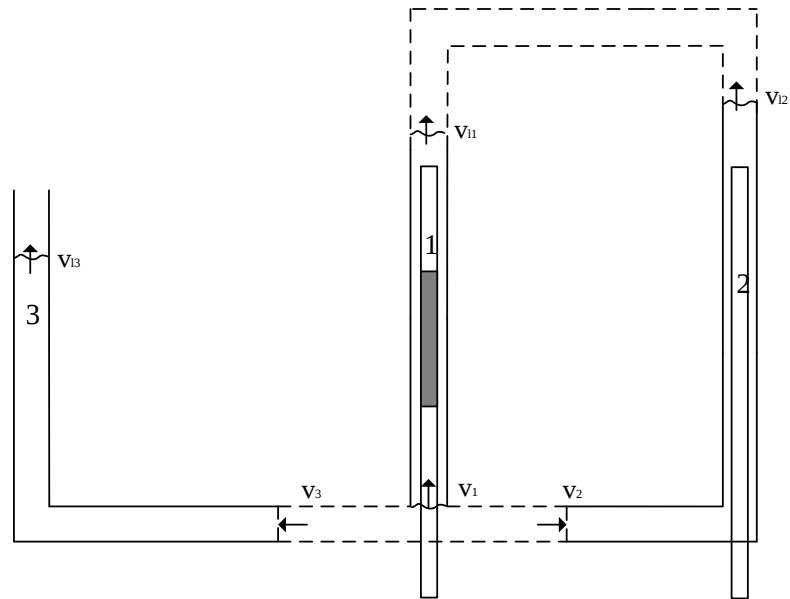
4. MATEMATİK MODEL

Matematik model olarak, tez danışmanının daha önce danışmanlığını yürüttüğü yüksek lisans tez çalışmasında ve başka bir çalışmasında kullanılan model alınmış[16],[17] model üzerinde ufak değişiklikler yapılmıştır. Matematik model üç ayrı kontrol hacmi şeklinde düşünülmüştür. Bu kontrol hacimleri Şekil 4.1’de gösterildiği gibi hareketli sınıra sahiptir.

Model başlangıcında akış ve akışkan için;

- Newtonian akış
- Sıvı su için sıkıştırılmaz
- Kesit hızları uniform
- Yüzey gerilmesi ve kılcallık etkileri ihmal edilmiş
- Sıvı akışı laminar
- Adyabatik sistem

kabulleri yapılmıştır.



Şekil 4.1 : Matematik modelde kullanılan kontrol hacimleri.

Her bir kontrol hacmi için süreklilik, momentum ve enerji korunum denklemleri yazılmıştır. Kontrol hacimlerinin kesiştiği hacim ve kaynama ve yoğunlaşma kolonları arasında kalan buhar hacmi için de ayrıca korunum denklemleri yazılmıştır. Isıtıcı ve yoğunlaşma kolonlarında hal değişimi neticesinde oluşan ara yüzeyler de hesaplara dahil edilmiştir.

(a) Kütlenin Korunumu

Kolonlar için kütlenin korunumu en genel haliyle denklem 4.1’de gösterildiği gibidir.

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{V_A} \rho dV + \int_{S_A} \rho (\vec{v} - \vec{v}_s) \cdot \vec{n} dA = 0 \quad (4.1)$$

Burada v akışkanın hızı iken v_s ara yüzeyin hızıdır. Birinci kontrol hacmi için, z_1 kolonu için denkleme 4.1 uygulanırsa;

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_0^{z_1(t)} \rho A_1 dz_1 + \int_s \rho (v_{L1} - \dot{z}_1) dA - \int_s \rho v_1 dA = 0 \quad (4.2)$$

elde edilir. Burada v_1 kontrol hacmine giren sıvının hızı, v_{L1} kontrol hacminden çıkan sıvının hızı ve z_1 ise sıvı kolonunda oluşan ara yüzey hızıdır. Modelin başında yapılan sıkıştırılamaz akış ve kesitlerde uniform hız kabulü göz önüne alınırsa;

$$v_{L1} = v_1 \quad (4.3)$$

elde edilir. Aynı kabuller eşliğinde, ikinci ve üçüncü kontrol hacimleri için sırası ile;

$$A_2 v_{12} = A_0 v_2 \quad (4.4)$$

$$A_3 \frac{dz_3}{dt} = A_0 v_3 \quad (4.5)$$

Üçüncü kontrol hacminde ara yüzey oluşmadığı için $v_3 = z_{13}$ olarak alınmıştır.

(b) Enerjinin Korunumu

Modeli basitleştirmek adına, sisteme verilen ve sistemden çekilen ısılar sadece buhar ara yüzeyinde olduğu kabul edilmiştir. Bu sebeple enerji denkleminde iç enerji ifadesi düşürülmüştür.

$$\rho_f \frac{d}{dt} \int_V \left(u + \frac{|v|^2}{2} + g z \right) dV + \rho_f \int_s \left(h + \frac{|v|^2}{2} + g z \right) (\vec{v} - \vec{v}_s) \cdot \vec{n} dA = \dot{Q} - \dot{W}$$

$$\rho \frac{d}{dt} \int_0^{z_1} \left(\frac{v^2}{2} + g z \right) A_1 dz + \rho_f A_1 (v_{L1} - \dot{z}_1) \left(\frac{P_{L1}}{\rho_f} + \frac{v_{L1}^2}{2} + g z_1 \right) \quad (4.6)$$

Buna göre 1. Kontrol hacmi için;

$$-\rho_f A_1 v_1 \left(\frac{P_x}{\rho_f} + \frac{v_1^2}{2} \right) = -\dot{W}_1 - \dot{W}_{f1} \quad (4.7)$$

Yazılabilir. Burada $\dot{W}_1$ 1. Kontrol hacminin birim zamanda yaptığı sınır işi iken $\dot{W}_{f1}$ 1. Kontrol hacmindeki sürtünme kayıplarıdır.

$$\dot{W}_1 = P_{L1} A_1 z_1 \quad (4.8)$$

$$\dot{W}_{f1} = \tau_w A_y v_{L1} = \rho_f \pi r_1 C_f z_1 v_{L1}^3 \quad (4.9)$$

Burada C_f fanning sürtünme faktörüne göre boru içinde sürtünme katsayısıdır. Katsayı modelin başında yapılan laminar akış kabulüne göre hesaplanmıştır.

$$C_f = \frac{\tau_w}{(\rho_f v_{L1}^2)} = \frac{16}{Re} \quad (4.10)$$

$\dot{W}_{f1}$ 'nin birim zamandaki sürtünme işi (güç) olduğu belirtilmişti. Bu ifadenin kesitteki hıza bölünmesi ile sürtünme kuvveti elde edilmiş olunur.

$$F_1 = \frac{\dot{W}_{f1}}{v_{L1}} \quad (4.11)$$

$$F_1 = 8 \pi \mu z_1 v_{L1} \quad (4.12)$$

$$\rho_f z_1 v_{L1} + \rho_f g z_1 + P_{L1} - P_x + \frac{F_1}{A_1} = 0 \quad (4.13)$$

Burada P_x kontrol hacmi girişindeki basıncı ifade ederken, P_{L1} kontrol hacminin diğer sınırı olan buhar ara yüzeyindeki basıncı ifade eder.

Aynı şekilde 2. Kontrol hacmi incelenecek olunursa;

$$\rho_f \frac{d}{dt} \int_0^{l_4} \frac{v^2}{2} A_0 dz + \rho_f \frac{d}{dt} \int_0^{z_2} \frac{v^2}{2} A_0 dz + \rho_f A_2 (v_{L2} - z_2) \left(P_{L2} \rho_f + \frac{v_{L2}^2}{2} + g z_2 \right)$$

$$-\rho_f A_0 v_2 \left(P_y \rho_f + \frac{v_2^2}{2} \right) = -\dot{W}_2 - \dot{W}_{f2} \quad (4.14)$$

$$\dot{W}_2 = P_{L2} A_2 \dot{z}_3 \quad (4.15)$$

$$\dot{W}_{f2} = v_{L2} F_2 \quad (4.16)$$

$$F_2 = 8\pi \mu (L_d \frac{A_2^2}{A_0^2}) v_{L2} + A_2 \frac{1}{2} \rho_f K_{L2} |v_{L2}| v_{L2} \quad (4.17)$$

Burada 1. Kontrol hacminden farklı olarak K_{L2} katsayısını içeren bir terim daha kullanılmıştır. Bunun nedeni 1. kontrol hacminden farklı olarak 2. ve 3. kontrol hacimlerinde dirsek bağlantıları bulunmaktadır. Burada K_{L2} ile ifade edilen değer dirsek bağlantısı için yerel kayıp katsayısıdır.

Aynı şekilde 3. Kontrol hacmi için de bu işlemler yapılırsa;

$$\rho_f (L_4 \frac{A_2}{A_0} + z_2) \dot{v}_{L2} + \frac{\rho_f}{2} \dot{v}_{L2} (1 - \frac{A_2^2}{A_0^2}) + \rho_f g z_2 + P_{L2} - P_y + \frac{F_2}{A_2} = 0 \quad (4.18)$$

$$\begin{aligned} \rho_f \frac{d}{dt} \int_0^{L_3} \frac{v_2^2}{2} A_0 dz + \rho_f \frac{d}{dt} \int_0^{z_3} (\frac{v_2^2}{2} + g z) A_3 dz \\ + \rho_f A_0 v_3 (\frac{P_z}{\rho_f} + \frac{v_3^2}{2}) = -\dot{W}_3 - \dot{W}_{f3} \end{aligned} \quad (4.19)$$

$$\dot{W}_3 = P_0 A_3 \dot{z}_3 \quad (4.20)$$

$$\dot{W}_{f3} = \dot{z}_3 F_3 \quad (4.21)$$

$$F_3 = 8\pi \mu (L_3 \frac{A_3^2}{A_0^2} + z_3) \dot{z}_3 + A_3 \frac{1}{2} \rho_f K_{L3} |\dot{z}_3| \dot{z}_3 \quad (4.22)$$

$$\rho_f (L_3 \frac{A_3}{A_0} + z_3) \ddot{z}_3 + \frac{\rho_f}{2} \dot{z}_3^2 (1 - \frac{A_3^2}{A_0^2} + z_3) + \rho_f g z_3 + P_0 - P_z + \frac{F_3}{A_3} = 0 \quad (4.23)$$

elde edilir.

(c) Ara yüzey

Sistemde faz değişiminin olduğu z_1 ve z_2 kolonlarında buharlaşma ve yoğunlaşma ara yüzeyleri oluşmaktadır. Ara yüzey sıvı ve buhar bölgelerini bir birinden ayırmakta olup, çok küçük genişlikte kabul edilmektedir. Sistem içerisinde faz değişimi için gerekli olan ısı geçişi sadece ara yüzeyler üzerinden gerçekleştiği kabul edilmiştir. 1. Kontrol hacminde oluşan ara yüzeyin anlık hacim değişimi;

$$\dot{v}_{ara} = A_1 (v_{L1} - \dot{z}_1) \quad (4.24)$$

Olarak ifade edilebilir. Burada v_{L1} ara yüzeyin hızı iken $\dot{z}_1$ kolondaki sıvının hızıdır. Bu ifade suyun yoğunluğu ile çarpıldığında ara yüzeyde gerçekleşen kütle geçişi yani, buharlaşma hızı bulunur.

$$\dot{m}_b = \rho_f A_1 (v_{L1} - \dot{z}_1) \quad (4.25)$$

Aynı şekilde yoğunlaşma hızı denklem (4.26)'daki gibi ifade edilebilir.

$$\dot{m}_y = \rho_f A_2 (v_{L2} - \dot{z}_2) \quad (4.26)$$

Ayrıca ara yüzeyde viskozite etkiler, buhar fazına geçen sıvının kütle momentumu ve kinetik enerjisi ihmal edilmiştir. O halde ara yüzeylerde momentum denklemini yazıldığında $P_{L1}=P_{L2}=P_b$ elde edilir. Faz değişimi için gerekli olan ısılar ise denklem (4.27) ve (4.28)'deki gibi yazılabilir.

$$\dot{Q}_g = A_1 \rho_f (v_{L1} - \dot{z}_1) h_{fg} \quad (4.27)$$

$$\dot{Q}_c = -A_2 \rho_f (v_{L2} - \dot{z}_2) h_{fg} \quad (4.28)$$

(d) Birim Zamanda Isıtıcı Üzerinden Çekilen ve Buharlaşma İçin Harcanana Isı

Sistemden ısı geçişi ara yüzeyler üzerinden olduğu daha önce belirtilmişti. Burada ara yüzeye gelen sıvı doymuş sıvı olarak geldiği kabul edilmiştir. Bu yüzden faz ara yüzeylerde sadece buharlaşma entalpisi göz önüne alınmıştır. Sistemi doyma sıcaklığına taşıyan ısı bu bölümde incelenecektir. Isıtıcı eleman üzerinden tek boyutta çekilen ısı miktarı denklem (4.29)'da gösterildiği şekilde ifade edilebilir.

$$q_g = h_i (\bar{T}_h - T_d) \quad (4.29)$$

Denklem (4.29)'da gösterilen h_i boru içindeki ısı taşınım katsayısıdır. Bu ifade boru içerisinde tam gelişmiş akış ve salınımlı akış için ısı taşınım katsayılarının toplamı olarak ifade edilmiştir.

$$h_i = h_s + h_t \quad (4.30)$$

Salınımlı akışta ısı taşınım katsayısı sabit kabul edilirken, h_t Reynolds Sayısının bir fonksiyonu olarak ifade edilmiştir.

$$h_t = a Re^b \quad (4.31)$$

$$Re = \frac{\rho \dot{z} D_h}{\mu} \quad (4.32)$$

Kaynama ve yoğuşma kolonları içerisinde ısıtıcı ve soğutucu ünite olduğu için. Karakteristik uzunluk olarak boru çapı doğrudan kullanılmamış, hidrolik çap D_h 'nin tanımına ihtiyaç duyulmuştur.

$$Dh = \frac{4A}{P} \quad (4.33)$$

$$Re = B \dot{z} \quad (4.34)$$

$$h_l = h_s + a B^b |\dot{z}|^b \quad (4.35)$$

Buharlaştırma için birim zamanda çekilen ısı denklem (4.36)'da gösterildiği gibidir.

$$\dot{Q}_g = \pi d_h l_h (\bar{T}_h - T_d) (h_s + a B^b |\dot{z}|^b) \quad (4.36)$$

Burada l_h olarak gösterilen ifade z_1 kolonunda ısıtıcı rezistanstan itibaren sıvı yüksekliğidir. Yani kolon içerisinde ısıtıcı rezistansa kadar olan yüksekliğe l_g denecek olursa;

$$l_h = z_1 - l_g \quad (4.37)$$

Olarak ifade edilir. Denklem (4.37)'ye göre yeniden düzenleme yapılırsa buharlaştırma için birim zamanda çekilen ısıyı;

$$\dot{Q}_g = \pi d_h (z_1 - L_g) (\bar{T}_h - T_d) (h_s + a B^b |\dot{z}|^b) \quad (4.38)$$

$$h_{fg} \rho_f A_1 (v_{L1} - \dot{z}_1) = \pi d_h (z_1 - L_g) (\bar{T}_h - T_d) (h_s + a B^b |\dot{z}|^b) \quad (4.39)$$

Şeklinde ifade etmek mümkündür.

Isıtıcıdan çekilen ısı toplam ısı ise denklem (4.40)'da gösterildiği şekildedir.

$$Q_{imx} = \pi d_h l_5 h_s (\bar{T}_h - T_d) \quad (4.40)$$

Burada l_5 olarak gösterilen değer, ısıtıcı rezistansın uzunluğudur. Sıvı seviyesi ısıtıcı rezistansın altında kaldığı durumda ısıtıcı tarafından ısı geçişi yapılmadığı kabulü altında Birim zamanda buharlaştırma için çekilen ısı denklem (4.40) ve (4.41)'de gösterildiği gibi yazmak mümkündür.

$$\dot{Q}_b = \dot{Q}_{imx} \frac{z_1 - L_g}{L_h} \left(1 + \frac{aB^b |\dot{z}_1|^b}{h_s}\right) z_1 \geq L_g \quad (4.41)$$

$$\dot{Q}_b = 0 \quad z_1 \leq L_g \quad (4.42)$$

(e) Birim Zamanda Soğutucu Üzerinden Çekilen ve Yoğuşmayla Atılan Isı

Modelde buharın soğutucu eleman üzerinde film yoğuşması şeklinde yoğuştuğu kabul edilmiş, Buharın doyma sıcaklığında ve sıcaklık dağılımının homojen olduğu ve sıvı özelliklerinin değişmediği kabul edilmiştir. Bu bölümdeki film yoğuşması ile ilgili bağıntılar Frank P. Incropera vd.'nin “Fundamentals of Heat and Mass Transfer” kitabının 6. Baskısında “Laminar Film Condensation on a Vertical Plate” bölümünden alınmıştır[18]

$$\bar{h}_c = 0,943 \left[\frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) k_l^3 h_{fg}'}{\mu_l (T_d - \bar{T}_c) x} \right]^{1/4} \quad (4.43)$$

Denklem (4.43)'de ifade edilen ısı taşınım katsayısında düzeltilmiş gizli ısı h_{fg}' kullanılmıştır.

$$h_{fg}' = h_{fg} + 0,68 c_{p,l} (T_d - \bar{T}_c) \quad (4.44)$$

$$\dot{m}_y = \frac{1}{h_{fg}} \bar{h}_x \pi d_c x (T_d - \bar{T}_c) \quad (4.45)$$

Yoğuşma hızını veren denklem (4.45)'deki ifade de x olarak gösterilen ifade soğutucu ünitenin doymuş buharla temas halinde olduğu boydur. $\bar{h}_x$ ise Bu bölgedeki ortalama ısı taşınım katsayısını ifade eder.

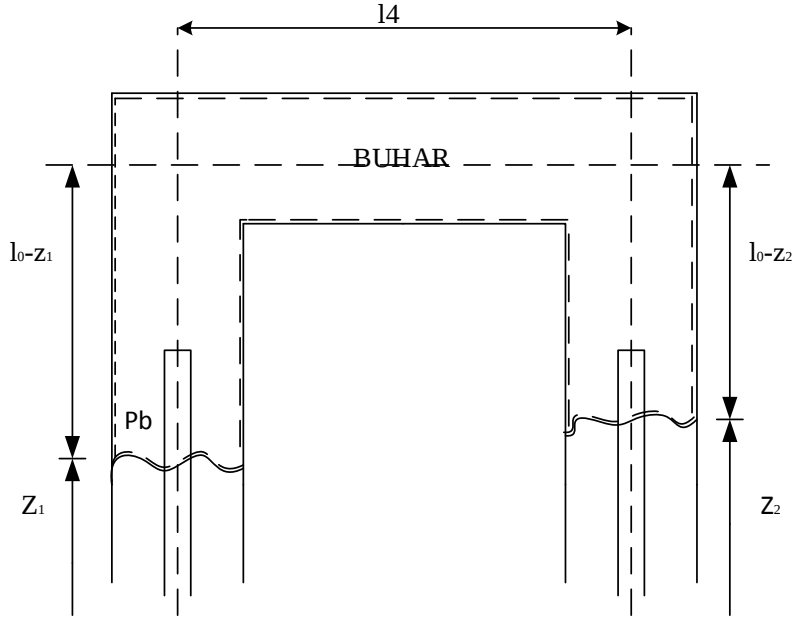
$$\dot{m}_y = 0,943 \frac{\pi d_c (T_d - \bar{T}_c)^{3/4}}{h_{fg}'^{3/4}} \left[\frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) k_l^3}{\mu_l} \right] (L_c - z_2)^{3/4} \quad (4.46)$$

$$\dot{Q}_c = -\dot{m}_y h_{fg} \quad (4.47)$$

(f) Buhar Kısım

Şekil 4.2'de buhar kısmı gösterilmektedir. Buna göre buhar hacmi denklem (4.48)'deki gibi yazılabilir.

$$V_b = A_1 (L_0 - z_1) + A_2 (L_0 - z_2) + A_0 L_4 \quad (4.48)$$



Şekil 4.2 : Buhar kısmı kontrol hacmi.

Kütlenin korunumu:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{V_b} \rho_b dV + \sum_{\text{çıkan}} \dot{m} - \sum_{\text{giren}} \dot{m} = 0 \quad (4.49)$$

$$\frac{d}{dt} (\rho_b V_b) - \dot{m}_b - \dot{m}_y = 0 \quad (4.50)$$

$$V_b \dot{\rho}_b = \rho_b (A_1 v_{L1} + A_2 v_{L2}) + \left(1 - \frac{\rho_b}{\rho_f}\right) \frac{\dot{Q}_g - \dot{Q}_c}{h_{fg}} \quad (4.51)$$

Enerjinin Korunumu;

Buhar kısmında sıcaklık ve basıncın sadece zamanla değiştiği, kontrol hacmi içerisinde homojen olduğu kabul edilmiştir. Kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ve viskoz disipasyon ise ihmal edilmiştir.

Termodinamiğin 1. Yasasına göre

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{V_b} \rho u dV + \sum_{\text{çıkan}} \dot{m} h - \sum_{\text{giren}} \dot{m} h = -(-P_{L1} A_1 \dot{z}_1 - P_{L2} A_2 \dot{z}_2) \quad (4.52)$$

Yazılabilir. $P_{L1} = P_{L2} = P_b$ olduğu daha önceki kısımlarda gösterilmiştir. Anlık buhar hacmi değişimi ise denklem (4.53)'de gösterildiği gibi yazılabilir.

$$A_1 \dot{z}_1 + A_2 \dot{z}_2 = \dot{V}_b \quad (4.53)$$

Denklem (4.52) tekrar düzenlenirse

$$\frac{d}{dt}(\rho u V_b) + \dot{m}_b h_b - \dot{m}_y h_b = P_b \dot{v}_b \quad (4.54)$$

elde edilir.

$$h_b = u_b + \frac{P_b}{\rho_b} \quad (4.55)$$

$$\rho_b \dot{h}_b = \dot{P}_b \quad (4.56)$$

Matematik modelde buhar kısmı ideal gaz olarak kabul edilmemiş dolayısı ile ideal gaz basınç ve sıcaklık ilişkisi ideal gaz yasasına göre kurulmamıştır. Bunun yerine iç enerji ve basınç değerleri için eğri uydurulmuştur. Eğri uydurma sistemin çalışma aralığı olan 90 kPa ve 130 kPa basınç değerleri arasındaki basınç değerleri 100 eşit aralığa bölünmüştür. Bu basınç değerleri için doymuş sıcaklık ve iç enerji değerleri Engineering Equation Solver (EES) yardımı ile bulunmuş, çıkan sonuçlara göre denklem (4.57) ve (4.58)'deki eşitlikler elde edilmiştir.

$$u_b(T) = 1,1743T + 2067,9 \quad (4.57)$$

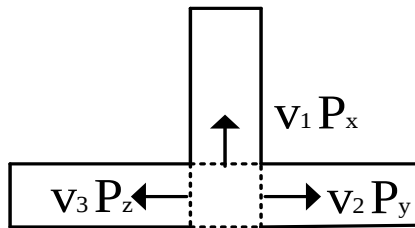
$$\ln P = 17,906 - \frac{4958,3}{T} \quad (4.58)$$

Eğri uydurma sırasında basınç değerleri kPa, sıcaklık değerleri K olarak girilmiştir.

A=17,906 ve B=4958,3 denirse enerji denklemi en sade haliyle (4.59)'daki gibi ifade edilebilir.

$$\dot{T} = e^{(A-\frac{B}{T})} \left[\frac{A_1 V_{L1} + A_2 V_{L2}}{c_{v0} V_b \rho_b} + \left(1 - \frac{\rho_b}{\rho_f}\right) \frac{\dot{Q}_g + \dot{Q}_f}{c_{v0} V_b h_{fg} \rho_b^2} \right] \quad (4.59)$$

(g) Kesişim Noktası İçin Kontrol Hacmi



Şekil 4.3 : 3 kolonun kesişimi bölgesi için kontrol hacmi.

Kütlenin korunumu denklem (4.60)'da gösterildiği gibidir.

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_2 + \dot{m}_3 = 0 \quad (4.60)$$

$$\rho_f A_1 v_{L1} + \rho_f A_2 v_{L2} + \rho_f A_3 v_{L3} = 0 \quad (4.61)$$

Bu bölgede sıvı sıcaklığı her noktada eşit kabul edildiği için yoğunluk terimi düşürülürse denklem (4.62) elde edilir

$$A_1 v_{L1} + A_2 v_{L2} + A_3 \dot{z}_3 = 0 \quad (4.62)$$

Momentumun korumu:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho_f v dV + \rho_f A_1 v_1(0) + \rho_f A_0 v_2^2 + \rho_f A_0 v_3(-v_3) = (P_z - P_y) A_0 \quad (4.63)$$

$$P_z - P_y = \frac{\rho_f}{2} (v_2^2 - v_3^2) \quad (4.64)$$

Burada P_x , P_y ve P_z ile gösterilen ifadeler, sırası ile 1. 2. ve 3. Kontrol hacmi girişindeki sıvı basınçlarıdır.

Enerjinin korunumu:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho_f \frac{v^2}{2} dv + \rho_f A_1 v_1 \left(\frac{P_x}{\rho_f} + \frac{v_1^2}{2} \right) + \rho_f A_0 v_2 \left(\frac{P_y}{\rho_f} + \frac{v_2^2}{2} \right) \\ + \rho_f A_0 v_3 \left(\frac{P_z}{\rho_f} + \frac{v_3^2}{2} \right) = -\dot{W}_{f0} \end{aligned} \quad (4.65)$$

$$A_1 v_1 \left(\frac{P_x}{\rho_f} + \frac{v_1^2}{2} \right) + A_0 v_2 \left(\frac{P_y}{\rho_f} + \frac{v_2^2}{2} \right) + A_0 v_3 \left(\frac{P_z}{\rho_f} + \frac{v_3^2}{2} \right) = -\frac{\dot{W}_{f0}}{\rho_f} \quad (4.66)$$

Denklem 4.67'de T_e bağlantısından kaynaklanan yerel kayıplar gösterilmiştir.

$$\dot{W}_{f0} = A_1 v_{L1} \rho_f \frac{1}{2} K_{L3} |v_{L1}| v_{L1} \quad (4.67)$$

4.1 Matematik Model Sonuçları

Bir önceki bölümdeki denklemler düzenlendiğinde 6 bilinmeyen bağımlı değişkenin, bir de bağımsız değişken olarak zamanın olduğu 6 denklem elde edilir. Bilinmeyenler bağımsız değişkenler $v_{L1}, v_{L2}, z_1, z_2, \rho_b$ ve T' dir.

$$\begin{aligned}
\dot{v}_{L1} Ak = g & \left[\frac{A_2}{A_3} (L_3 \frac{A_3}{A_0} + z_3)(z_2 - z_1) + (L_4 \frac{A_2}{A_0} + z_2)(z_3 - z_1) \right] \\
& + \frac{A_2}{2A_3} (L_3 \frac{A_3}{A_0} + z_3)(v_{L2}^2 - v_{L1}^2) + \frac{1}{2} (L_4 \frac{A_2}{A_0} + z_2)(\dot{z}_3^2 - v_{L1}^2) \\
& + \frac{A_2^2}{2A_0^2} \left[(L_4 \frac{A_2}{A_0} + z_2) v_{L2} - (L_3 \frac{A_3}{A_0} + z_3) \dot{z}_3 \right] \left(\frac{A_3}{A_2} \dot{z}_3 - v_{L2} \right) \\
& + \frac{A_2}{A_3} (L_3 \frac{A_3}{A_0} + z_3) \left(\frac{P_{L2} - P_{L1}}{\rho_f} \right) + (L_4 \frac{A_2}{A_0} + z_2) \left(\frac{P_0 - P_{L1}}{\rho_f} \right) \\
& + \frac{A_2}{A_3} (L_3 \frac{A_3}{A_0} + z_3) \left(\frac{F_2}{\rho_f A_2} - \frac{F_1}{\rho_f A_1} \right) + (L_4 \frac{A_2}{A_0} + z_2) \left(\frac{F_3}{\rho_f A_3} - \frac{F_1}{\rho_f A_1} \right) \\
& - \frac{a}{A_1 v_{L1}} \frac{\dot{W}_{f0}}{\rho_f}
\end{aligned} \tag{4.68}$$

$$A_k = \frac{A_1}{A_3} (L_3 \frac{A_3}{A_0} + z_3) (L_4 \frac{A_2}{A_0} + z_2) + z_1 \left[(L_4 \frac{A_2}{A_0} + z_2) + \frac{A_2}{A_3} (L_3 \frac{A_3}{A_0} + z_3) \right] \tag{4.69}$$

$$a = \frac{A_2}{A_3} (L_3 \frac{A_3}{A_0} + z_3) + (L_4 \frac{A_2}{A_0} + z_2) \tag{4.70}$$

$$\begin{aligned}
\dot{v}_{L2} Ak = g & \left[z_1 (z_3 - z_2) + \frac{A_1}{A_3} (L_3 \frac{A_3}{A_0} + z_3)(z_1 - z_2) \right] \\
& + \frac{1}{2} z_1 (\dot{z}_3^2 - v_{L2}^2) + \frac{A_1}{2A_3} (L_3 \frac{A_3}{A_0} + z_3)(v_{L1}^2 - v_{L2}^2) \\
& + \frac{A_1 A_2}{2A_0^2} \left[z_1 v_{L1} - \left(L_3 \frac{A_3}{A_0} + z_3 \right) \dot{z}_3 \right] \left(\frac{A_3}{A_2} \dot{z}_3 - v_{L2} \right) + z_1 \left(\frac{P_0 - P_{L2}}{\rho_f} \right) \\
& - \frac{A_1}{A_3} (L_3 \frac{A_3}{A_0} + z_3) \left(\frac{P_{L2} - P_{L1}}{\rho_f} \right) + z_1 \left(\frac{F_3}{\rho_f A_3} - \frac{F_2}{\rho_f A_2} \right) \\
& + \frac{A_1}{A_3} (L_3 \frac{A_3}{A_0} + z_3) \left(\frac{F_1}{\rho_f A_1} - \frac{F_2}{\rho_f A_2} \right) + \frac{A_1}{A_3} (L_3 \frac{A_2}{A_0} + z_3) \frac{\dot{W}_{f0}}{A_1 v_{L1} \rho_f}
\end{aligned} \tag{4.71}$$

$$z_1 = v_{L1} - \frac{\dot{Q}_g}{A_1 \rho_f h_{fg}} \tag{4.72}$$

$$z_2 = v_{L2} + \frac{\dot{Q}_\varsigma}{A_2 \rho_f h_{fg}} \tag{4.73}$$

$$\dot{T} = e^{\left(\frac{A-B}{T}\right)} \left[\frac{A_1 V_{L1} + A_2 V_{L2}}{c_{v0} V_b \rho_b} + \left(1 - \frac{\rho_b}{\rho_f}\right) \frac{\dot{Q}_g - \dot{Q}_\varsigma}{c_{v0} V_b h_{fg} \rho_b^2} \right] \tag{4.74}$$

$$V_b \dot{\rho}_b = \rho_b (A_1 v_{L1} + A_2 v_{L2}) + (1 - \frac{\rho_b}{\rho_f}) \frac{\dot{Q}_g - \dot{Q}_c}{h_{fg}} \quad (4.75)$$

$$\dot{v}_{L1} = f_1(z_1, z_2, v_{L1}, v_{L2}, T, \rho_b, t) \quad (4.76)$$

$$\dot{v}_{L2} = f_2(z_1, z_2, v_{L1}, v_{L2}, T, \rho_b, t) \quad (4.77)$$

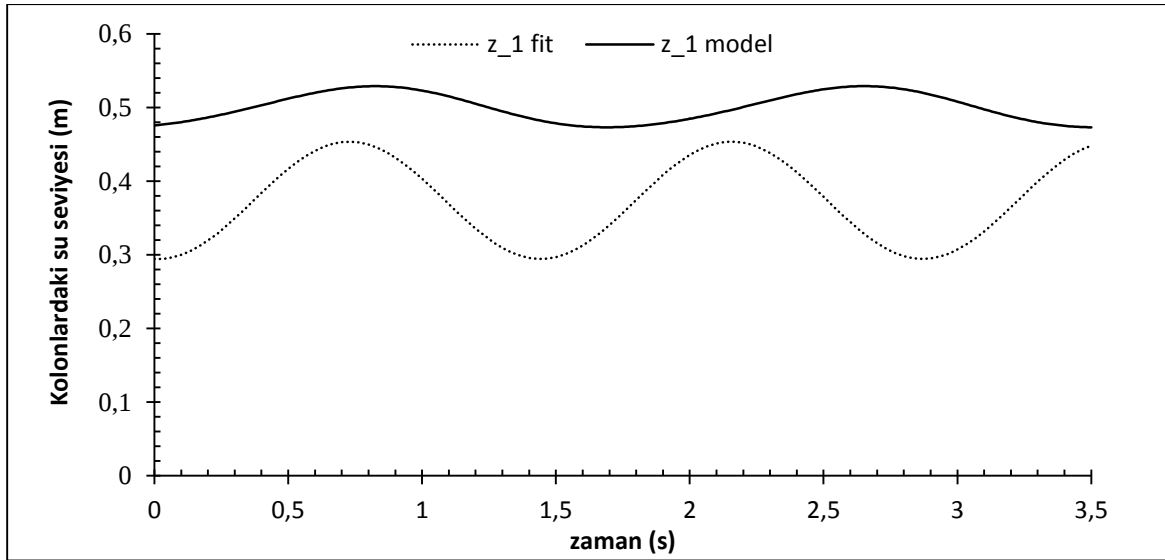
$$\dot{z}_1 = f_3(z_1, z_2, v_{L1}, v_{L2}, T, \rho_b, t) \quad (4.78)$$

$$\dot{z}_2 = f_4(z_1, z_2, v_{L1}, v_{L2}, T, \rho_b, t) \quad (4.79)$$

$$\dot{T} = f_5(z_1, z_2, v_{L1}, v_{L2}, T, \rho_b, t) \quad (4.80)$$

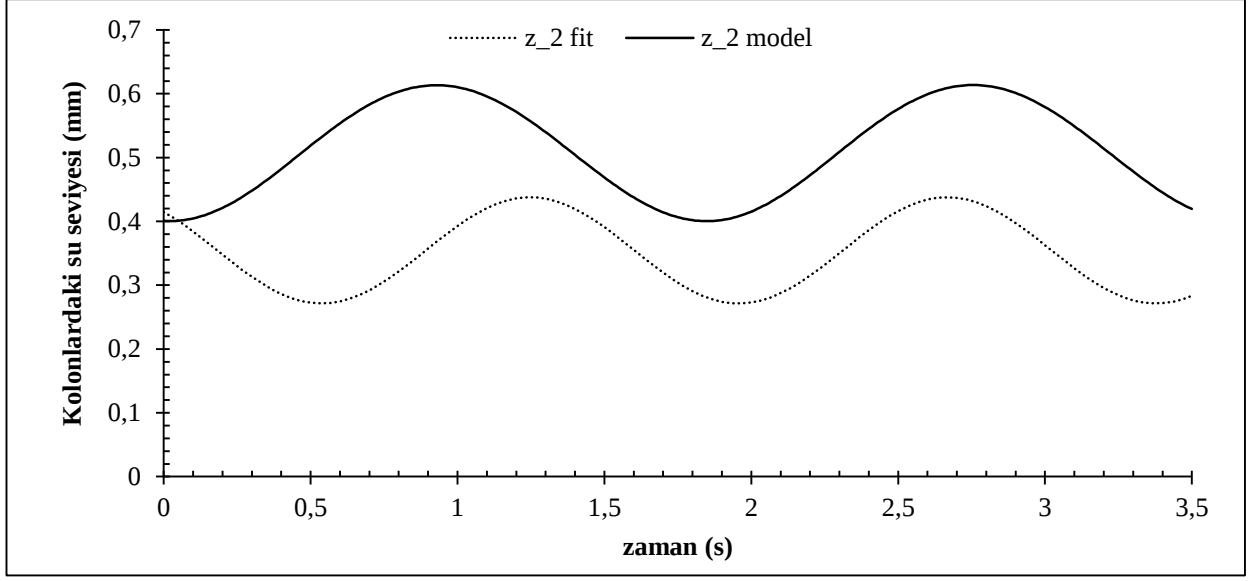
$$\dot{\rho}_b = f_6(z_1, z_2, v_{L1}, v_{L2}, T, \rho_b, t) \quad (4.81)$$

Denklem 4.76'dan 4.81'e kadar olan denklem takımı Matlab'de 4. Dereceden Runge Kutta ile çözdürülmüştür. Zaman adımı $h=0.01$ s olarak seçilmiştir. Şekil 4.4'te 1. Deney için z_1 kolonunda matematik modelden elde edilen anlık sıvı seviyeleri ile deneysel verilere göre uydurulmuş eğri gösterilmiştir. Matematik model, deneysel verilerde gözüktüğü gibi sinüzoidal karakterdedir. Ancak genliği, deneysel veriye kıyasla daha düşük çıkmıştır.



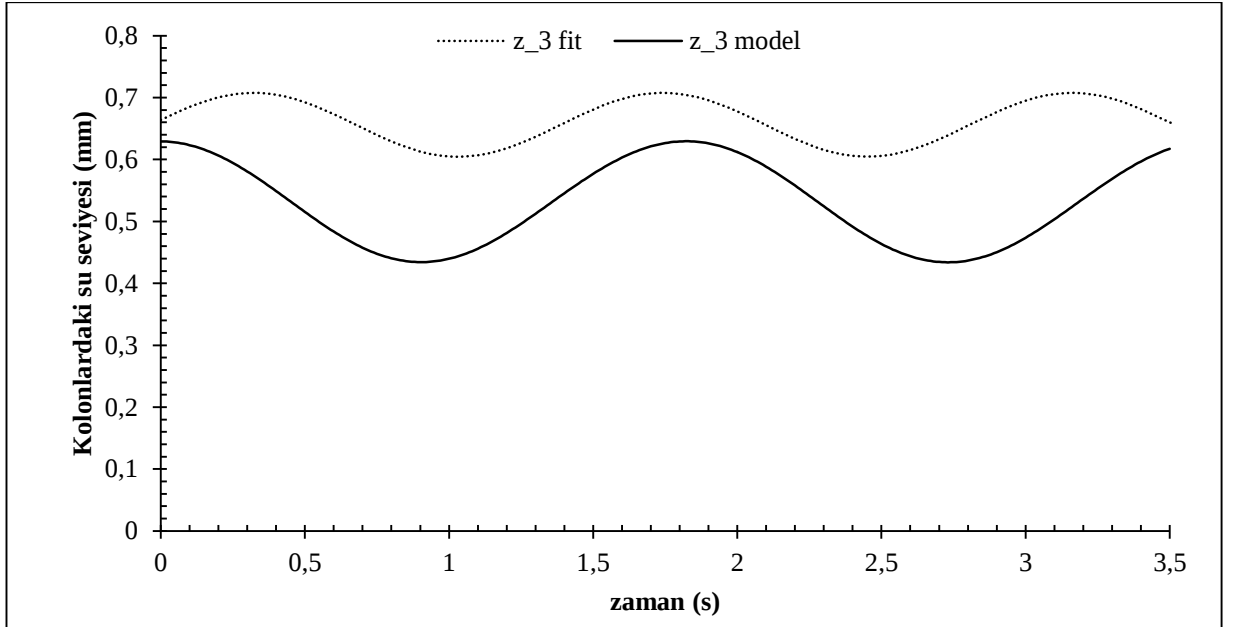
Şekil 4.4 : 1. Deney z_1 kolonu sıvı seviyesi için elde edilen sayısal çözüm.

Şekil 4.5'te 1. Deney için z_2 kolonunda matematik modelden elde edilen anlık sıvı seviyeleri ile deneysel verilere göre uydurulmuş eğri gösterilmiştir. Matematik model, bu kolonda salınım ekseni hariç büyük oranda uyum göstermiştir.



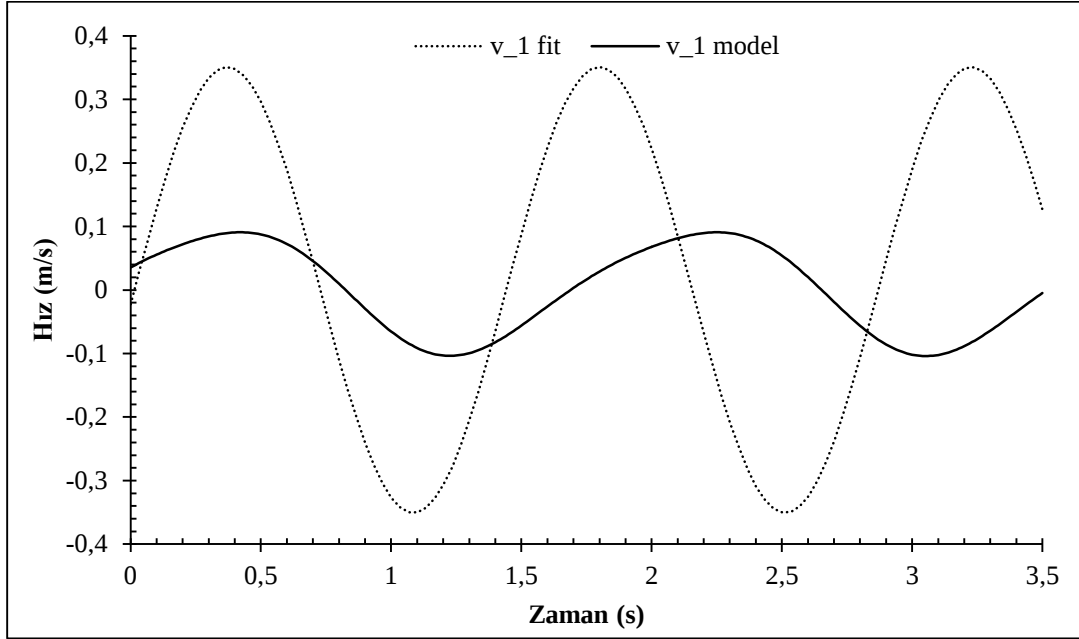
Şekil 4.5 : 1. Deney z_2 kolonu sıvı seviyesi için elde edilen sayısal çözüm.

Şekil 4.6’da 1. Deney için z_3 kolonunda matematik modelden elde edilen anlık sıvı seviyeleri ile deneysel verilere göre uydurulmuş eğri gösterilmiştir. Matematik model, bu kolonda z_2 kolonunda olduğu gibi salınım eksenini hariç büyük oranda uyum göstermiştir.



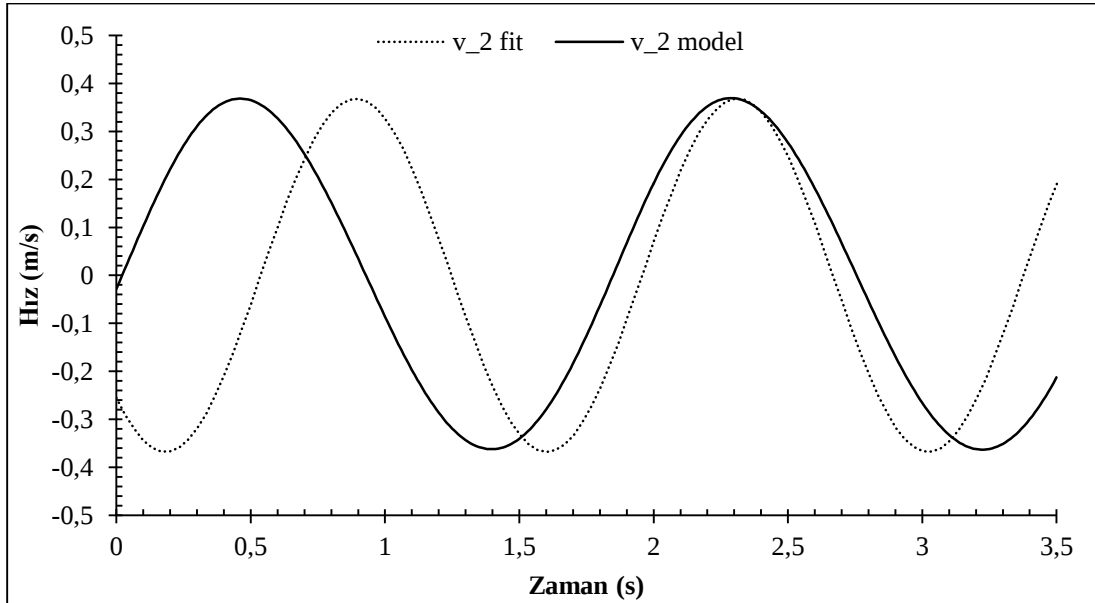
Şekil 4.6 : 1. Deney z_3 kolonu sıvı seviyesi için elde edilen sayısal çözüm.

Matematik model tüm kolonlarda sinüs fonksiyonu biçimindedir. Bu noktada matematik model başarılı sayılabilir. Ancak salınım eksenini ve salınım genliği için model üzerinde iyileştirme yapılmasına gerek duyulmaktadır.



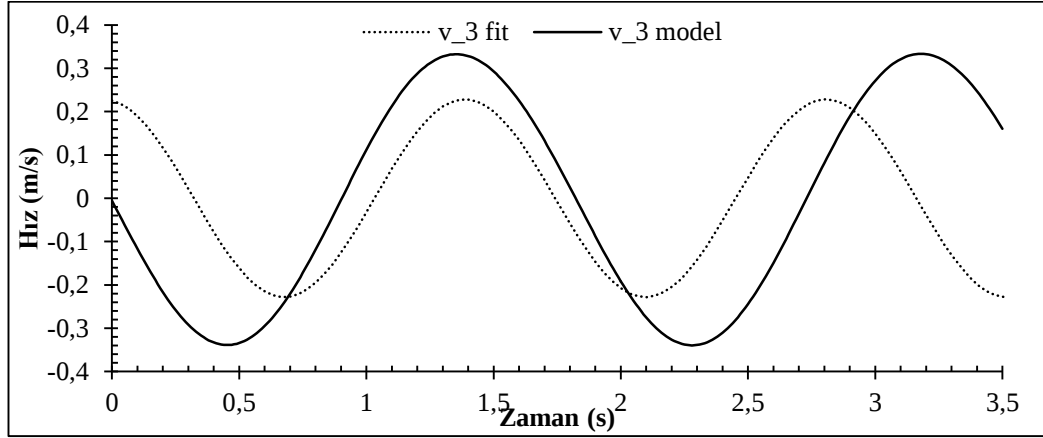
Şekil 4.7 : 1. Deney z_1 kolonu sıvı hızı için elde edilen sayısal çözüm.

Şekil 4.7’de 1. Deney için z_1 kolonunda matematik modelden elde edilen anlık hızlar ile deneysel verilere göre uydurulmuş eğri gösterilmiştir. Matematik modelin salınım genliği deneysel verilerden düşük çıkmıştır.



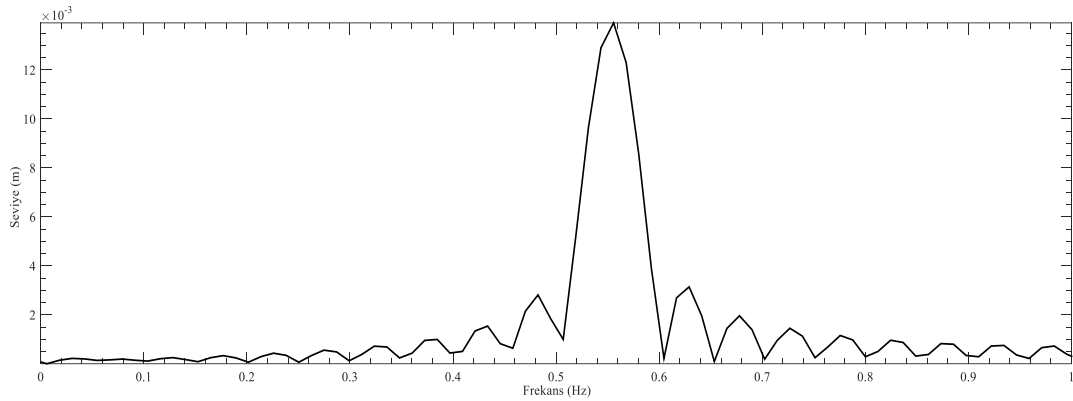
Şekil 4.8 : 1. Deney z_2 kolonu sıvı hızı için elde edilen sayısal çözüm.

Şekil 4.8 ve 4.9’da sırası ile 1. Deney için z_2 ve z_3 kolonunda matematik modelden elde edilen anlık hızlar ile deneysel verilere göre uydurulmuş eğriler gösterilmiştir. Matematik modelin bu kolonlarda oldukça uyumlu olduğu gözlenmiştir.



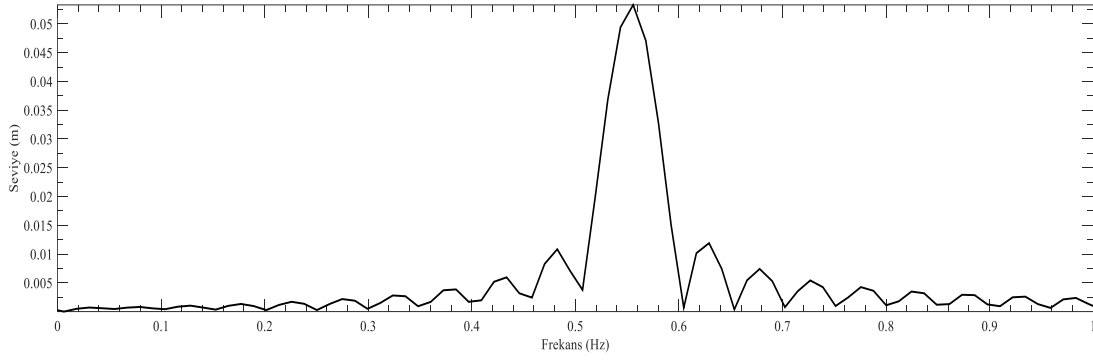
Şekil 4.9 : 1. Deney z_3 kolonu sıvı hızı için elde edilen sayısal çözüm.

Şekil 4.10’da 1. Deney için matematik modele göre z_1 kolonundaki anlık sıvı seviyesi değişimi zaman alanından frekans alanına taşınarak gösterilmiştir.

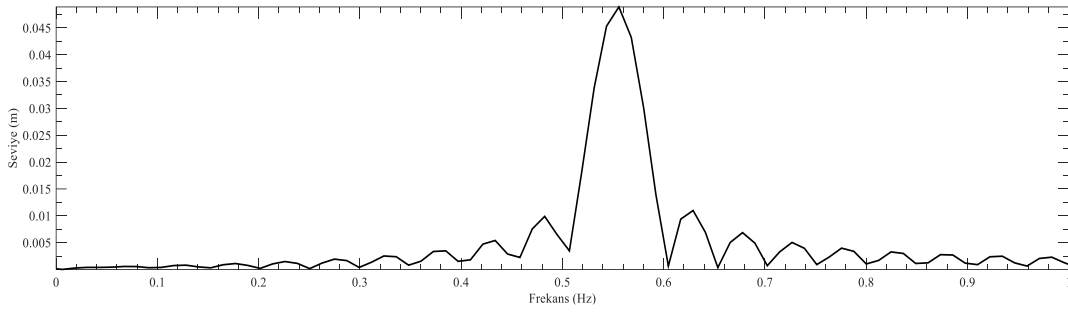


Şekil 4.10 : 1. Deney için matematik model verilerine göre normalize edilmiş z_1 kolonu su seviyesi değişiminin frekans alanında gösterimi.

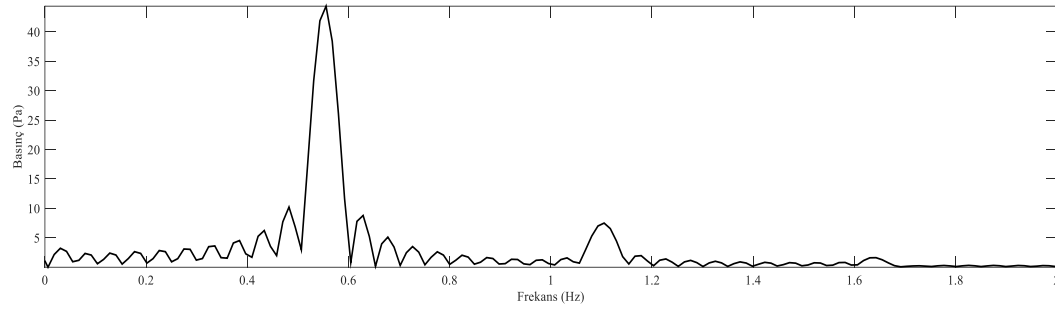
Deneysel verilerde de gözlemlendiği gibi tek frekans çıkmıştır. Bu frekans değeri Şekil 4.11 ve 4.12’de okunan z_2 ve z_3 değerle aynı değerde 0,5558 (Hz) çıkmıştır. Bu değer deneysel verilerden elde edilen frekans değeri 0,7 (Hz)’den 0,1442 (Hz) düşüktür.



Şekil 4.11 : 1. Deney için matematik model verilerine göre normalize edilmiş z_2 kolonu su seviyesi değişiminin frekans alanında gösterimi.



Şekil 4.12 : 1. Deney için matematik model verilerine göre normalize edilmiş z_2 kolonu su seviyesi değişiminin frekans alanında gösterimi.



Şekil 4.13 : Model verilerine göre normalize edilmiş p_b değişiminin frekans alanında gösterimi.

Şekil 4.13'te 1. Deney için matematik modele göre buhar basıncı p_b zaman alanından frekans alanına taşınarak gösterilmiştir. Deneysel verilerde olduğu gibi matematik modelde de 2 adet frekans vardır. Birinci frekans sıvı salınım frekansı ile aynı iken (0,5558(Hz)), ikinci frekans yine deneylerde gözlemlendiği gibi birinci frekansın 2 katı mertebesinde (1.105(Hz)) çıkmıştır.

5. DEĞERLENDİRME

Bu çalışmada alternatif bir ısı borusu modeli olarak üç kolonlu titreşimli ısı borusu değişik çalışma basınçları altında incelenmiş, Ortalama ısı geçiş katsayısına etki eden parametreler belirlenmeye çalışılmıştır. Deneyler esnasında basınç ve ısıtıcı gücü değiştirilmiştir. Genel olarak ortalama ısı geçiş katsayısının ısıtıcı gücü ile doğru, ortam basıncı ile ters orantılı olarak değiştiği gözlenmiştir. Ancak sadece bu iki verinin genel bir bağıntı vermek için yeterli olmadığı görülmüş ve boyut analizi neticesinde kaynamada etkili boyutsuz sayılar Jakob, Weber, Bond, Prandtl ve Eşdeğer Grashof sayıları ile salınımlı harekette etkili olan Kinetik Reynolds sayısı tariflenmiş ve bu sayıların Nusselt sayısı ile değişimine bakılmıştır. Özellikle Weber, Eşdeğer Grashof ve Bond sayıları Nusselt sayısını doğrudan etkilediği görülmüştür. Prandtl sayısı soğutucu akışkan değişmediği deneylerin için çalışma aralığında sabit kabul edilmiş kalan 5 boyutsuz sayı ile Nusselt korelasyonu oluşturulmuştur. Korelasyon neticesinde uydurulan eğrinin belirleme katsayısı $R^2=0.999$ elde edilmiş ve korelasyonun başarılı bir şekilde deneysel verilerle uyumluluk gösterdiği gözlenmiştir.

Çalışma 3 kontrol hacmine bölünmüş matematik model altında da incelenmiştir. Model 6 bağımsız 1 bağımlı değişken eşliğinde nümerik olarak çözdürülmüştür. Matematik modelde deneysel verilerde olduğu gibi kolon salınımlarında, ortak tek bir frekansın olduğu sinüzoidal hareket yaparak gerçekleşmektedir. Matematik modelde basınç salınımları da yine deneysel verilerde gözlendiği gibi iki frekans altında gerçekleşmektedir. Birinci frekans salınım frekansı ile aynı çıkarken ikinci frekans ise birinci frekansın yaklaşık iki katı olarak hesaplanmıştır. Ancak olayın fiziğinin karmaşıklığı sebebiyle matematik model salınım eksenini hesaplamak da yetersiz kalmıştır. Ayrıca frekans değerlerinde de bir miktar sapma mevcuttur Bu noktalarda geliştirilmeye ihtiyaç duymaktadır.

KAYNAKLAR

- [1] **C. D. Smoot ve H. B. Ma**, (2014). “Experimental Investigation of a Three-Layer Oscillating Heat Pipe”, *J. Heat Transfer*, c. 136, sayı 5, s. 051501,
- [2] **Z. Rao, Y. Huo, ve X. Liu**, (2014). “Experimental study of an OHP-cooled thermal management system for electric vehicle power battery”, *Exp. Therm. Fluid Sci.*, c. 57, ss. 20–26.
- [3] **S. Y. Nagwase ve P. R. Pachghare**, (2013). “Experimetal and CFD Analysis of Closed Loop Pulsating Heat Pipe with DI-Water”, ss. 185–190, .
- [4] **M. Özdemir**, (2006). “An experimental study on an oscillating loop heat pipe consisting of three interconnected columns”, *Heat Mass Transf.*, c. 43, sayı 6, ss. 527–534.
- [5] **G. Arslan ve M. Özdemir**, (2008). “Correlation to predict heat transfer of an oscillating loop heat pipe consisting of three interconnected columns”, *Energy Convers. Manag.*, c. 49, sayı 8, ss. 2337–2344.
- [6] **J. Qu ve Q. Wang**, (2013). “Experimental study on the thermal performance of vertical closed-loop oscillating heat pipes and correlation modeling”, *Appl. Energy*, c. 112, ss. 1154–1160.
- [7] **L. L. Vasiliev**, (2005). “Heat pipes in modern heat exchangers”, *Appl. Therm. Eng.*, c. 25, sayı 1, ss. 1–19.
- [8] **M. Weislogel, E. Golliher, ve J. McQuillen**, (2002). “Recent results of the micro scale pulse thermal loop”, *Int. Two-Phase Therm. Control Technol. Work. Newt. white Mansion, Mitchelv.*, ss. 24–26.
- [9] **A. Faghri ve D. Khrustalev**, (1997). “Micro/miniature heat pipe technology for electronic cooling”, Dayton.
- [10] **J. Ku**, (1999). “Operating Characteristics of Loop Heat Pipes”, içinde *29th International Conference on Environmental System*.
- [11] **P. Sakulchangsatjatai, P. Terdtoon, T. Wongratanaphisan, P. Kamonpet, ve M. Murakami**, (2004). “Operation modeling of closed-end and closed-loop oscillating heat pipes at normal operating condition”, *Appl. Therm. Eng.*, c. 24, sayı 7, ss. 995–1008.

- [12] **“Thermal-Fluids Central.”** [Çevrimiçi]. Alındığı Tarih: 25.03.2015, adres: https://www.thermalfluidscentral.org/encyclopedia/index.php/Heat_Pipe_Applications..
- [13] **A. Fichera ve A. Pagano,** (2002).“Neural network-based prediction of the oscillating behaviour of a closed loop thermosyphon”, *Int. J. Heat Mass Transf.*, c. 45, sayı 18, ss. 3875–3884.
- [14] **A. Alaei ve M. Hasanzadeh Kafshgari,** (2014).“Low-Frequency Vibrations on the Thermal Performance of an Oscillating Heat Pipe”, *Ind. Eng. Chem. Res.*, c. 53, sayı 30, ss. 12179–12183.
- [15] **A. V. Melkikh ve Y. E. Dolgirev,** (2006).“Self-oscillations in oscillating heat pipes”, *High Temp.*, c. 44, sayı 4, ss. 542–547.
- [16] **G. Arslan,** (2007).“Üç Kolonlu Titreşimli Isı Borusunun Matematiksel Modellenmesi ve Deneysel İncelenmesi”.
- [17] **Ü. Akdağ ve M. Özdemir,** (2010)“Free Oscillations of Three Armed Liquid Columns”, içinde *HEFAT2010 7th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics*, 2010, sayı July, ss. 525–530.
- [18] **F. P. Incropera, D. P. DeWitt, T. L. Bergman, ve A. S. Lavine,** (2011). *Fundamentals of heat and mass transfer.*

EKLER

EK A: Sabit Güç ve Basınç Değerlerine Göre Ortalama Isı Geçiş Katsayısının Değişimi

EK B: Sabit Isıtıcı Gücü Değerlerine Göre Ortalama Isı Geçiş Katsayısının Çalışma Basıncı ile Değişimi

EK C: Sabit Çalışma Basıncı Değerlerine Göre Ortalama Isı Geçiş Katsayısının Isıtıcı Gücü ile Değişimi

EK D: Sabit Güç ve Basınç Değerlerine Göre Ortalama Prop sıcaklıklarının Değişimi

EK E: Ortalama Soğutucu Ünite Sıcaklıkları

EK F: Ortalama Isıtıcı Ünite Sıcaklıkları

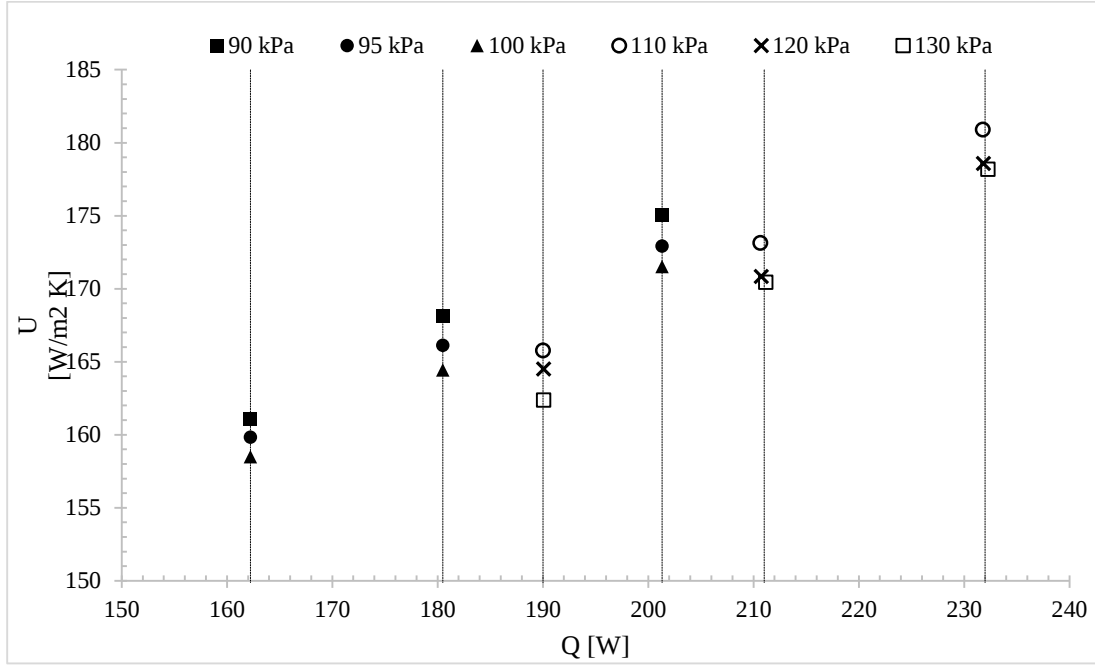
EK G: Boyutsuz Sayılar ve Etki Eden Değişkenler

EK H: Belirsizlik Analizi

EK I: HFD ile Kolon Seviyesi Salınım Frekansı Hesabı Matlab Kodları

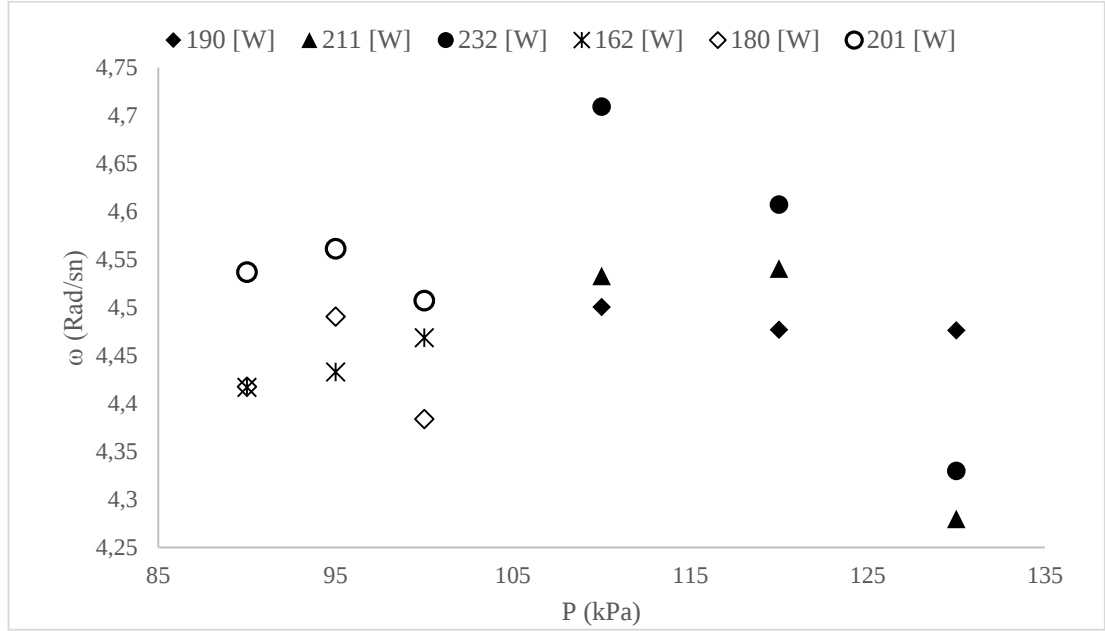
EK J: HFD ile Buhar Basıncı Salınım Frekansı Hesabı Matlab Kodları

EK A Sabit Güç ve Basınç Değerlerine Göre Ortalama Isı Geçiş Katsayısının Değişimi



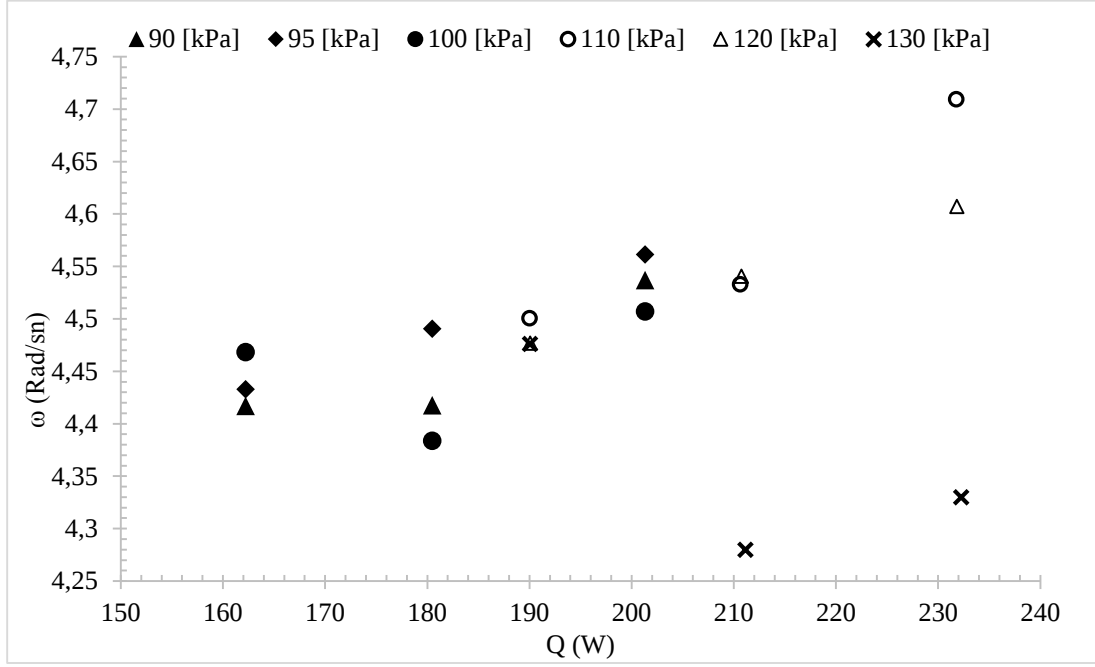
Şekil A.1: Sabit güç ve basınç değerlerine göre ortalama ısı geçiş katsayısının değişimi.

EK B Sabit Isıtıcı Gücü Değerlerine Göre Ortalama Isı Geçiş Katsayısının Çalışma Basıncı ile Değişimi



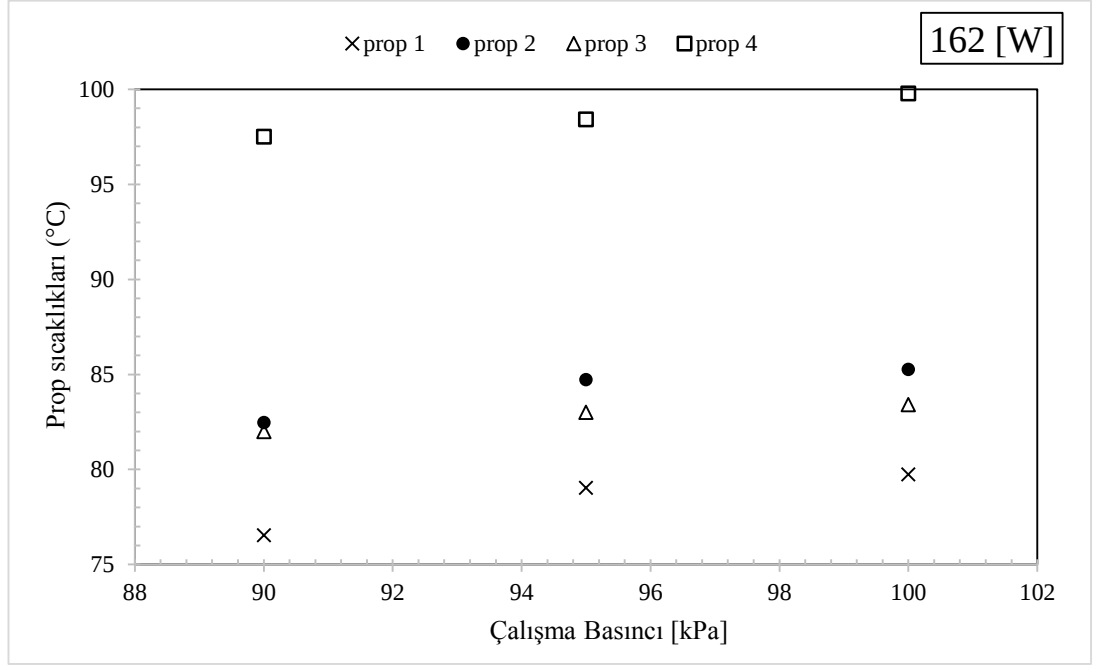
Şekil B.1: Sabit ısıtıcı gücü değerlerine göre ortalama ısı geçiş katsayısının çalışma basıncı ile değişimi.

EK C Sabit Çalışma Basıncı Değerlerine Göre Ortalama Isı Geçiş Katsayısının Isıtıcı Gücü ile Değişimi

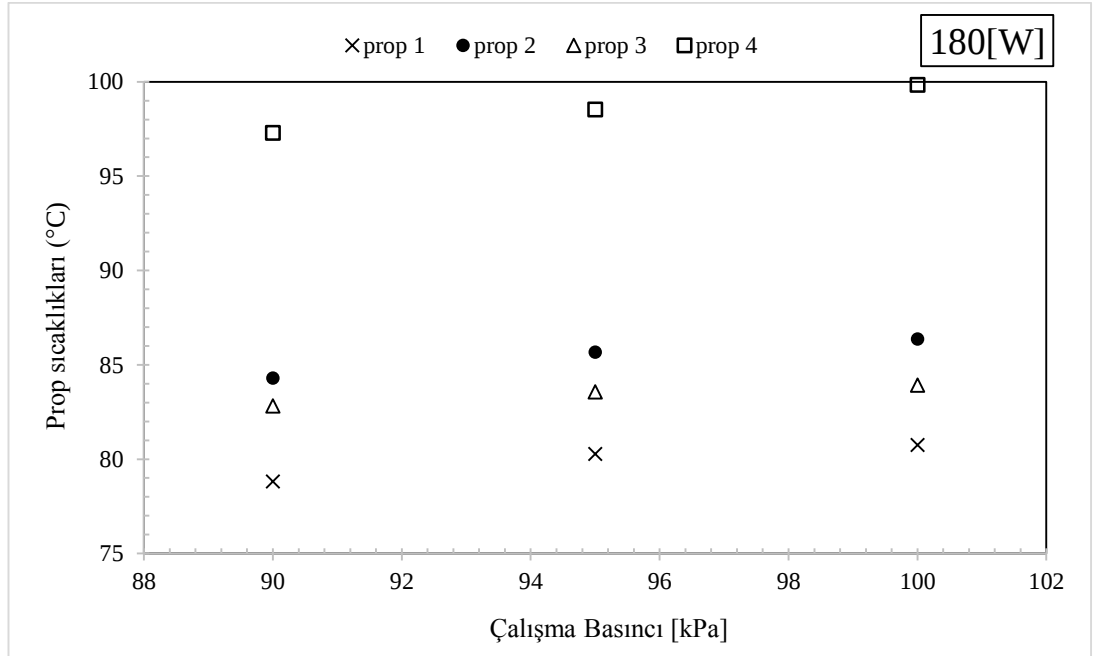


Şekil C.1: Sabit çalışma basıncı değerlerine göre ortalama ısı geçiş katsayısının ısıtıcı gücü ile değişimi.

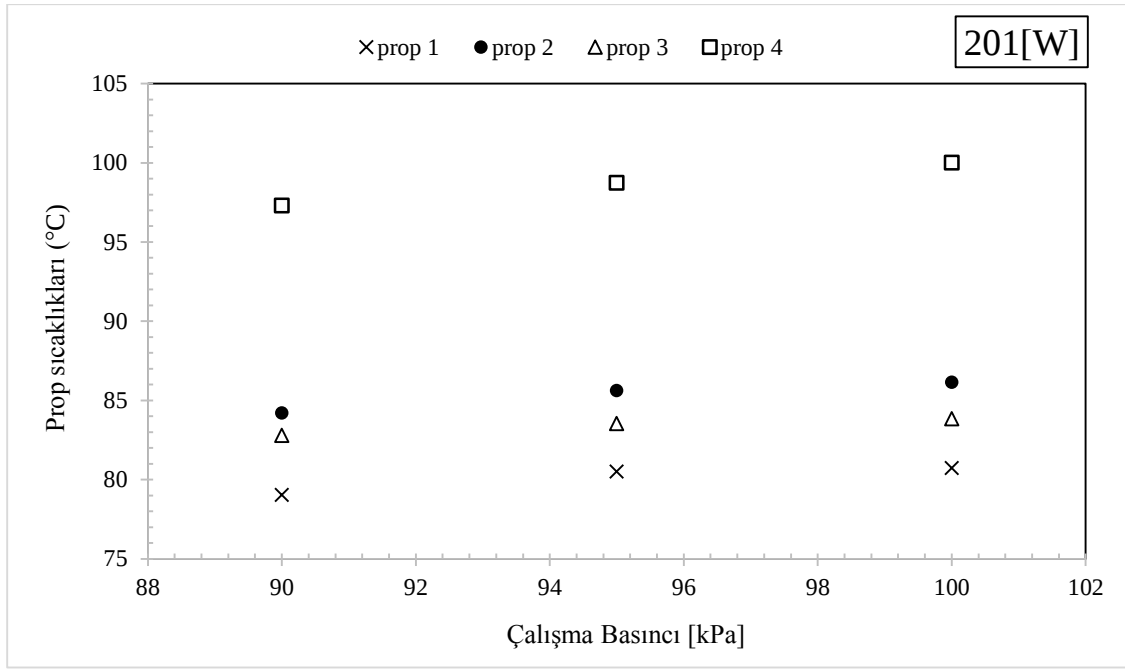
EK D Sabit Güç ve Basınç Değerlerine Göre Ortalama Prop sıcaklıklarının Değişimi



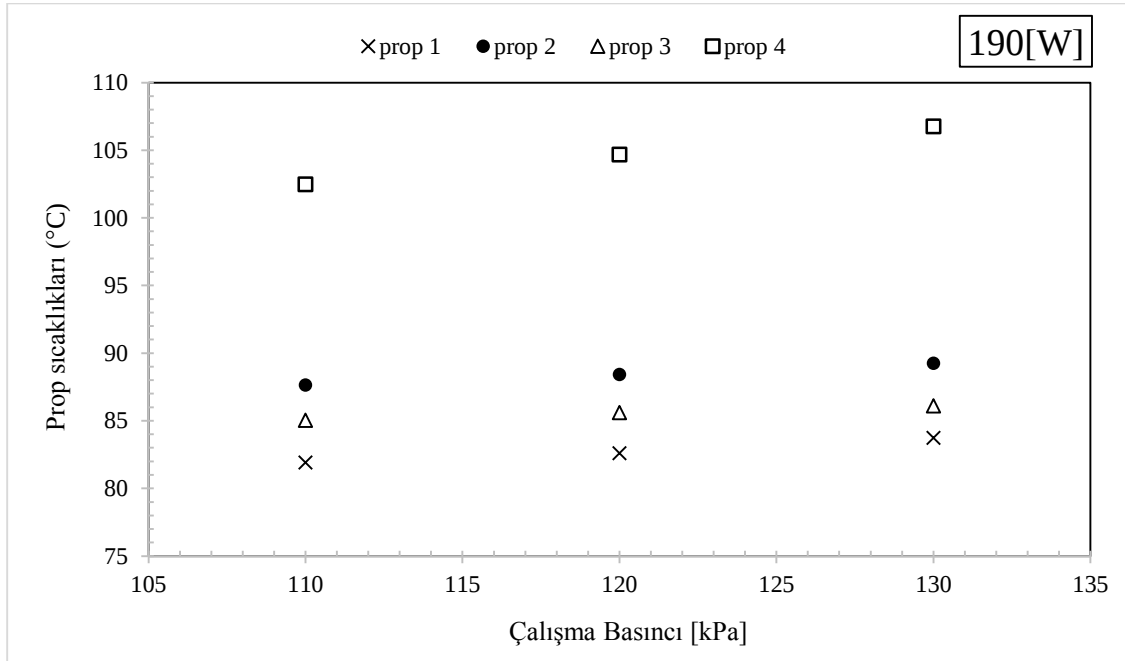
Şekil D.1: Sabit 162 W ısıtıcı gücü değerine göre prop sıcaklıklarının basınç ile değişimi.



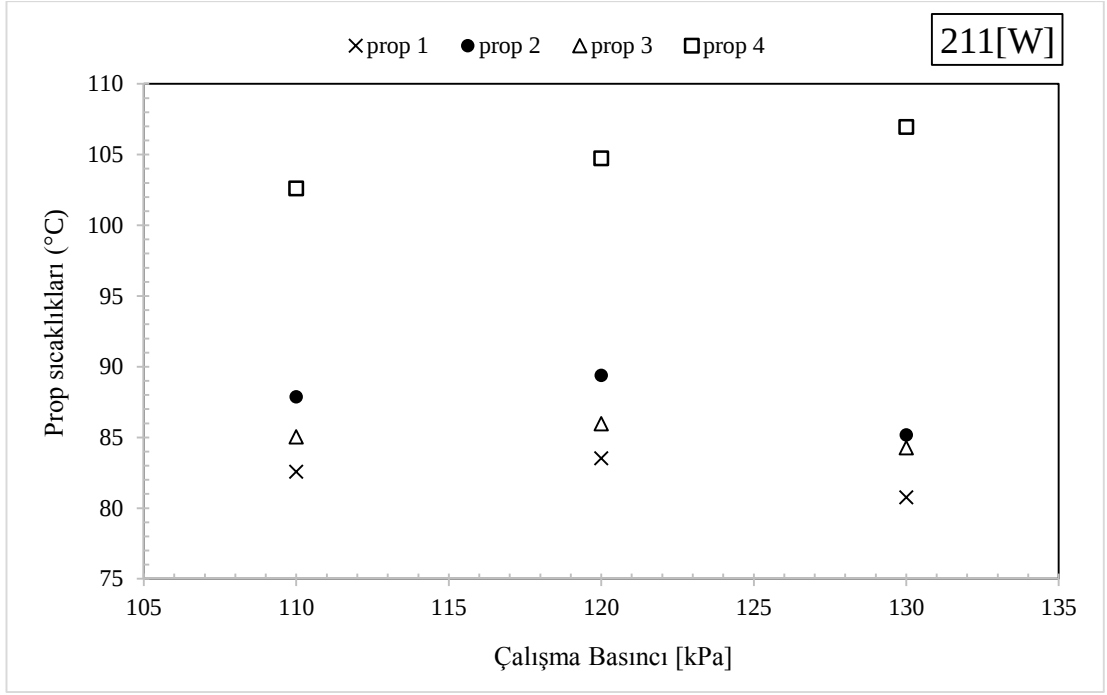
Şekil D.2: Sabit 180 W ısıtıcı gücü değerine göre prop sıcaklıklarının basınç ile değişimi.



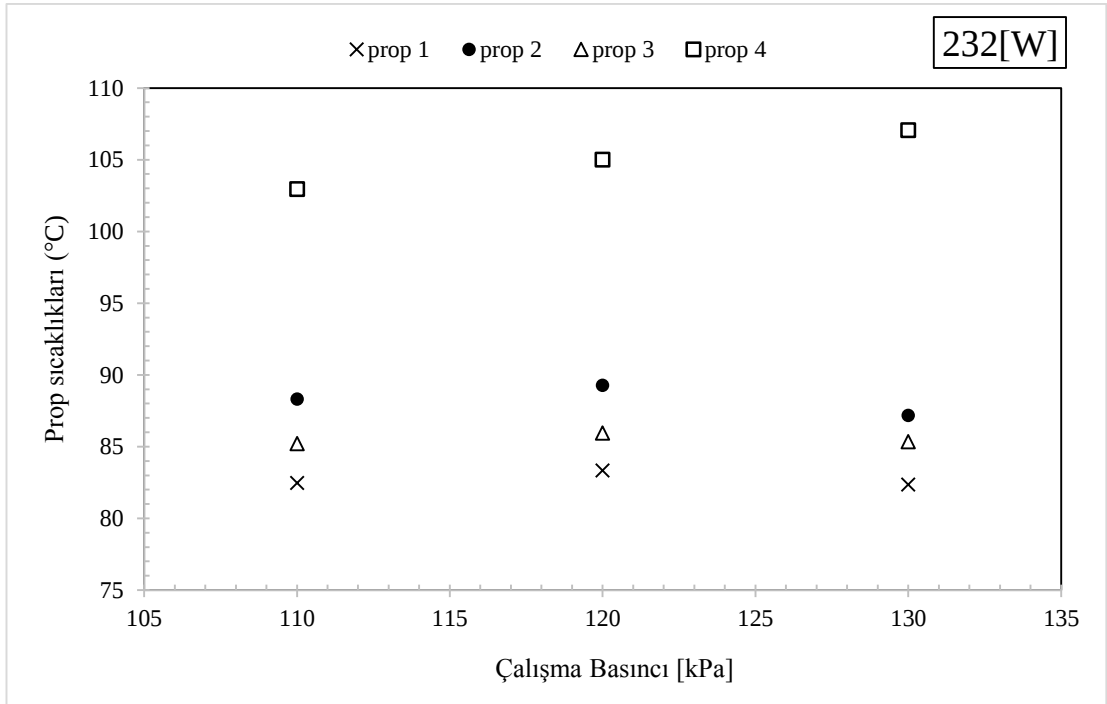
Şekil D.3: Sabit 201 W ısıtıcı gücü değerine göre prop sıcaklıklarının basınç ile değişimi.



Şekil D.4: Sabit 190 W ısıtıcı gücü değerine göre prop sıcaklıklarının basınç ile değişimi.



Şekil D.5: Sabit 211 W ısıtıcı gücü değerine göre prop sıcaklıklarının basınç ile değişimi.



Şekil D.6: Sabit 232 W ısıtıcı gücü değerine göre prop sıcaklıklarının basınç ile değişimi.

EK E Ortalama Soğutucu Ünite Sıcaklıkları

Çizelge E.1: Tüm deneyler için ortalama soğutucu ünite sıcaklık değerleri.

Konum (mm)				
Deney				
No		436	486	526
1		80,95	82,59	86,59
2		81,26	82,98	86,87
3		81,58	83,40	87,39
4		80,92	82,43	86,32
5		81,18	82,76	86,85
6		81,65	83,51	87,92
7		80,86	82,30	86,52
8		81,09	82,61	87,17
9		81,44	83,22	88,10
10		81,07	82,81	87,58
11		81,28	83,19	88,52
12		81,71	83,91	90,83
13		80,86	82,58	88,69
14		81,18	83,11	90,12
15	Sıcaklık (°C)	81,50	83,75	91,66
16		80,79	82,58	90,03
17		81,55	85,10	95,23
18		82,08	85,90	96,28

EK F Ortalama Isıtıcı Ünite Sıcaklıkları

Çizelge F.1: Tüm deneyler için ortalama soğutucu ünite sıcaklık değerleri.

Konum (mm)									
Deney									
No	51	111	171	231	305	379	423	493	553
1	84,3	86,9	91,3	104,2	237,0	137,3	97,3	96,7	96,4
2	85,7	88,3	92,1	105,0	247,2	144,2	97,2	96,6	96,3
3	85,8	88,5	92,1	105,8	258,9	152,0	97,1	96,6	96,2
4	86,3	88,7	92,6	105,0	237,8	138,1	98,5	97,9	97,7
5	87,1	89,6	93,1	105,9	248,8	145,6	98,6	98,0	97,7
6	87,1	89,8	93,3	107,0	260,8	153,8	98,8	98,2	97,9
7	87,0	89,5	93,4	105,9	239,0	139,4	100,0	99,4	99,2
8	87,8	90,4	93,9	106,8	249,9	146,7	100,1	99,5	99,2
9	87,7	90,4	94,0	107,8	261,9	154,8	100,0	99,5	99,1
10	89,1	91,7	95,6	109,4	256,5	152,1	109,3	119,1	116,7
11	89,5	92,2	96,0	110,2	267,5	159,5	114,3	130,9	128,4
12	89,8	92,7	96,5	111,0	277,7	166,4	122,7	146,8	143,8
13	90,1	92,8	97,0	110,8	257,4	153,4	111,8	121,0	119,6
14	91,0	93,8	97,7	111,9	269,4	161,6	119,3	140,6	138,8
15	90,8	93,7	97,9	112,6	279,8	168,5	126,3	156,6	154,7
16	91,1	93,8	98,2	112,4	259,5	155,5	114,6	124,1	123,3
17	88,0	91,4	99,0	115,8	271,6	164,8	106,8	105,9	105,5
18	89,8	93,2	100,2	117,4	281,7	171,9	106,9	105,9	105,5

EK G Boyutsuz Sayılar ve Etki Eden Değişkenler

Çizelge G.1: Boyutsuz sayılara etki eden değişkenler.

Deney No	a_1 (m)	μ_1 (kg/s m) x106	σ (N/m)	ρ_1 (kg/m ³)	Δp (kg/m ³)	c_p (kJ/kg K)	k (W/m K)	ΔT (°C)	ΔT_2 (°C)	h_{fg} (kJ/kg)	ω (rad/s)	v_{z1} (m/s)	U (W/m ² °C)
1	0,080	286,4	0,059	959,9	959,3	4,21	679,3	115,6	100,6	2262,9	4,42	0,112	161,1
2	0,078	286,3	0,059	959,9	959,3	4,21	679,3	123,3	108,7	2262,8	4,42	0,110	168,2
3	0,089	286,2	0,059	959,8	959,3	4,21	679,3	132,0	117,8	2262,8	4,54	0,128	175,1
4	0,086	282,2	0,059	958,7	958,2	4,22	679,7	116,5	100,0	2259,6	4,43	0,122	159,8
5	0,087	281,8	0,059	958,6	958,0	4,22	679,7	124,8	108,6	2259,2	4,49	0,124	166,1
6	0,088	281,3	0,059	958,5	957,9	4,22	679,8	133,7	118,0	2258,8	4,56	0,128	172,9
7	0,089	277,6	0,059	957,6	957,0	4,22	680,3	117,5	99,7	2255,6	4,47	0,127	158,5
8	0,082	277,4	0,059	957,6	957,0	4,22	680,3	126,0	108,2	2255,4	4,38	0,114	164,4
9	0,089	277,3	0,059	957,5	956,9	4,22	680,3	134,8	117,7	2255,3	4,51	0,128	171,5
10	0,081	270,5	0,058	956,0	955,4	4,22	681,5	131,6	111,5	2248,7	4,50	0,115	165,8
11	0,079	270,3	0,058	956,0	955,3	4,22	681,5	139,7	120,1	2248,6	4,53	0,114	173,1
12	0,087	269,6	0,058	955,8	955,1	4,22	681,6	147,1	127,9	2247,9	4,71	0,131	180,9
13	0,074	263,6	0,058	954,2	953,5	4,22	682,5	132,7	110,1	2242,3	4,48	0,105	164,5
14	0,081	263,6	0,058	954,2	953,5	4,22	682,5	141,6	119,6	2242,3	4,54	0,117	170,8
15	0,085	263,7	0,058	954,3	953,5	4,22	682,5	149,1	127,8	2242,4	4,61	0,125	178,6
16	0,059	258,0	0,057	952,7	951,9	4,23	683,3	134,4	109,9	2236,7	4,48	0,084	162,4
17	0,054	259,4	0,058	953,1	952,4	4,23	683,1	142,2	120,7	2238,3	4,28	0,074	170,5
18	0,065	259,1	0,058	953,0	952,3	4,23	683,1	149,7	128,8	2238,0	4,33	0,090	178,2

Çizelge G.2: Boyutsuz sayılar.

Deney No:	Gr*	Bo	We	Ja	Re ω	Nu	Nu Korelasyon
1	0,054	533645	16,18	0,187	4380	18,90	18,78
2	0,050	511855	15,20	0,202	4381	19,32	19,27
3	0,074	663494	23,62	0,219	4501	22,89	22,87
4	0,070	655706	20,85	0,187	4455	20,32	20,27
5	0,070	660030	21,45	0,203	4519	21,14	21,23
6	0,075	690108	23,48	0,220	4598	22,44	22,52
7	0,079	737863	23,38	0,186	4560	20,78	20,73
8	0,061	619647	17,26	0,202	4477	19,73	19,76
9	0,079	738604	23,70	0,220	4604	22,46	22,62
10	0,061	659584	17,62	0,209	4706	19,61	19,74
11	0,058	637352	16,93	0,226	4742	20,11	20,19
12	0,078	782398	24,56	0,240	4939	23,18	23,03
13	0,049	599789	13,40	0,207	4794	17,76	17,70
14	0,065	722739	18,24	0,225	4863	20,25	20,29
15	0,076	802803	22,02	0,241	4932	22,32	22,24
16	0,026	410765	6,84	0,208	4890	13,97	14,00
17	0,020	340280	4,84	0,228	4652	13,47	13,51
18	0,035	497188	8,71	0,243	4711	17,00	16,89

EK H Belirsizlik Analizi

Belirsizlik analizi EES (Engineering Equation Solver) yazılımı yardımı ile yapılmıştır. Kullanılan cihazların belirsizlikleri cihaz kataloglarından tespit edilmiştir.

Belirsizlik formülü:

$$f = f(x, y, \dots)$$

$$w_{f,x} = \frac{\partial f}{\partial x} w_x$$

$$w_{f(x,y,\dots)} = \sqrt{w_{f,x}^2 + w_{f,y}^2 + \dots}$$

Toplam su hacmindeki belirsizlik Denklem (3.1)-(3.5), Ortalama ısı geçiş katsayısı hesabındaki belirsizlik Denklem (3.25) ve Isıtıcı yükündeki belirsizlik Denklem (3.26) kullanılarak hesaplanmıştır. Deney düzeneğindeki temel boyutlara ve kullanılan cihazlardan ölçülen değerlere ait hassasiyetler Çizelge G1’de verilmiştir. Ametek marka DC güç kaynağının belirsizliği çalıştığı yüke göre değişmektedir. Ancak deneylerin yapıldığı çalışma aralığında bu değer önemsiz olacaktır. Bu yüzden akım ve gerilim değerlerindeki belirsizlik Deney 1 için olan değerlerde sabit kabul edilmiştir. Çizelge G1’de V_c olarak belirtilen değer, sistem salınımına başlamadan önce çekilen suyun hacmidir.

Çizelge H.1: Ana boyutlar ve cihazlara ait belirsizlikler.

$d_1 = 0,0352 \pm 0,0005$ (m)	$I = 3,67 \pm 0,00734$ (A)
$d_2 = 0,0352 \pm 0,0005$ (m)	$V = 44,2 \pm 0,0442$ (V)
$d_3 = 0,0352 \pm 0,0005$ (m)	$l_0 = 0,61 \pm 0,0001$ (m)
$d_4 = 0,0358 \pm 0,001$ (m)	$l_3 = 0,445 \pm 0,001$ (m)
$d_5 = 0,0358 \pm 0,001$ (m)	$l_4 = 0,345 \pm 0,001$ (m)
$d_c = 0,018 \pm 0,0001$ (m)	$\bar{T}_h = 198,3 \pm 1$ (°C)
$d_h = 0,018 \pm 0,0001$ (m)	$\bar{T}_c = 82,64 \pm 1$ (°C)
$V_c = 0,000577 \pm 10^{-6}$ (m ³)	

Çizelge H.2: V_1 Hacmi için belirsizlik analizi.

Büyüklik	Kısmi Türev	Belirsizlik payı
$d_1 = 0,0352 \pm 0,0005m$	$\partial V_1 / \partial d_1 = 0,03175$	%98,87
$d_4 = 0,0358 \pm 0,001m$	$\partial V_1 / \partial d_4 = -0,0003593$	%0,05
$d_5 = 0,0358 \pm 0,001m$	$\partial V_1 / \partial d_5 = -0,0003593$	%0,05
$d_h = 0,018 \pm 0,0001m$	$\partial V_1 / \partial d_h = -0,01616$	%1,02
$l_0 = 0,61 \pm 0,0001m$	$\partial V_1 / \partial l_0 = 0,0007187$	%0,00

$$V_1 = 0,0004133 \pm 0,00001596m^3$$

Çizelge H.3: V_2 Hacmi için belirsizlik analizi.

Büyüklik	Kısmi Türev	Belirsizlik payı
$d_2 = 0,0352 \pm 0,0005m$	$\partial V_2 / \partial d_2 = 0,03175$	%98,87
$d_4 = 0,0358 \pm 0,001m$	$\partial V_2 / \partial d_4 = -0,0003593$	%0,05
$d_5 = 0,0358 \pm 0,001m$	$\partial V_2 / \partial d_5 = -0,0003593$	%0,05
$d_c = 0,018 \pm 0,0001m$	$\partial V_2 / \partial d_c = -0,01616$	%1,02
$l_0 = 0,61 \pm 0,0001m$	$\partial V_2 / \partial l_0 = 0,0007187$	%0,00

$$V_2 = 0,0004133 \pm 0,00001596m^3$$

Çizelge H.3: V_3 Hacmi için belirsizlik analizi.

Büyüklik	Kısmi Türev	Belirsizlik payı
$d_3 = 0,0352 \pm 0,0005m$	$\partial V_3 / \partial d_3 = 0,03373$	%100,00
$l_0 = 0,61 \pm 0,0001m$	$\partial V_3 / \partial l_0 = 0,0009731$	%0,00

$$V_3 = 0,0005936 \pm 0,00001686m^3$$

Çizelge H.4: V_4 Hacmi için belirsizlik analizi.

Büyüklik	Kısmi Türev	Belirsizlik payı
$d_1 = 0,0352 \pm 0,0005m$	$\partial V_4 / \partial d_1 = 0,0005033$	%0,01
$d_2 = 0,0352 \pm 0,0005m$	$\partial V_4 / \partial d_2 = 0,0005033$	%0,01
$d_4 = 0,0358 \pm 0,001m$	$\partial V_4 / \partial d_4 = 0,02138$	%99,75
$l_4 = 0,345 \pm 0,001m$	$\partial V_4 / \partial l_4 = 0,001007$	%0,22

$$V_4 = 0,0003827 \pm 0,00002141 m^3$$

Çizelge H.5: V_5 Hacmi için belirsizlik analizi.

Büyüklik	Kısmi Türev	Belirsizlik payı
$d_2 = 0,0352 \pm 0,0005 m$	$\partial V_5 / \partial d_2 = 0,005033$	%0,00
$d_3 = 0,0352 \pm 0,0005 m$	$\partial V_5 / \partial d_3 = 0,005033$	%0,00
$d_5 = 0,0358 \pm 0,001 m$	$\partial V_5 / \partial d_5 = 0,0459$	%99,90
$d_c = 0,018 \pm 0,0001 m$	$\partial V_5 / \partial d_c = -0,001012$	%0,00
$d_h = 0,018 \pm 0,0001 m$	$\partial V_5 / \partial d_h = -0,001012$	%0,00
$l_4 = 0,445 \pm 0,001 m$	$\partial V_5 / \partial l_3 = 0,001007$	%0,05
$l_4 = 0,345 \pm 0,001 m$	$\partial V_5 / \partial l_4 = 0,001007$	%0,05

$$V_5 = 0,0008124 \pm 0,00004592 m^3$$

$$V_c = 0,000577 \pm 10^{-6} m^3$$

$$V_t = V_1 + V_2 + V_3 + V_4 + V_5 - V_c = 0,002038 \pm 0,00005746 m^3 \in$$

$$V_t = 2,038 \pm 0,057 L$$

Çizelge H.6: Ortalama ısı geçiş katsayısı için belirsizlik analizi.

Büyüklik	Kısmi Türev	Belirsizlik payı
$d_h = 0,018 \pm 0,0001 m$	$\partial U / \partial d_h = -8950$	%16,64
$I = 3,67 \pm 0,00734 A$	$\partial U / \partial I = 43,89$	%2,16
$\bar{T}_h = 198,3 \pm 1^\circ C$	$\partial U / \partial \bar{T}_h = -1,393$	%40,33
$\bar{T}_c = 82,64 \pm 1^\circ C$	$\partial U / \partial \bar{T}_c = 1,393$	%40,33
$V = 44,2 \pm 0,0442 V$	$\partial U / \partial V = 3,645$	%0,54

$$U = 161,1 \pm 2,194 W / m^2 K$$

Çizelge H.7: Isıtıcıya verilen güç için belirsizlik analizi.

Büyüklik	Kısmi Türev	Belirsizlik payı
$I = 3,67 \pm 0,00734 A$	$\partial q / \partial I = 44,2$	%80,00
$V = 44,2 \pm 0,0442 V$	$\partial q / \partial V = 3,67$	%20,00

$$q = 162,2 \pm 0,3627 W$$

EK I HFD ile Kolon Seviyesi Salınım Frekansı Hesabı Matlab Kodları

```
clear all, close all, clc
```

```
load('seviyeler');
```

```
figure(1); plot(t,z1, 'b', 'LineWidth', 1.5), grid on, axis tight
```

```
ylabel('z1 kolon seviyesi (mm)','FontSize', 12); x
```

```
label('Zaman (sn)','FontSize', 12);
```

```
title('z1 kolon su seviyesi - Zaman','FontSize', 14);
```

```
z1o= mean(z1);
```

```
z1_norm= z1-z1o;
```

```
samp= length(z1_norm);
```

```
N= 2^13;
```

```
fs= length(t)/max(t);
```

```
x_axis=(-fs/2:(1/(N-1))*fs:fs/2);
```

```
figure(2);
```

```
subplot(211); plot(x_axis, abs(fftshift(fft(z1,N))/samp), 'LineWidth', 1.5); grid on,  
axis tight
```

```
ylabel('Seviye','FontSize', 12); xlabel('Freq (Hz)','FontSize', 12);
```

```
title('z1 kolon su seviyesi - Zaman','FontSize', 14);
```

```
subplot(212); plot(x_axis, abs(fftshift(fft(z1de_norm,N))/samp),'LineWidth', 1.5);  
grid on, axis tight
```

```
ylabel('Seviye','FontSize', 12); xlabel('Freq (Hz)','FontSize', 12);
```

```
title('z1 kolon su seviyesi - Zaman (Normalized)','FontSize', 14);
```

```
phase= angle(fftshift(fft(z1de_norm,N)));
```

```
figure(3);
```

```

subplot(211); plot(x_axis, abs(fftshift(fft(z1de_norm,N))/samp), 'LineWidth', 1.5);
grid on, axis tight

ylabel('Seviye','FontSize', 12); xlabel('Freq (Hz)','FontSize', 12);

title('z1 kolon su seviyesi - Zaman (Seviye)','FontSize', 14);

subplot(212); plot(x_axis, angle(fftshift(fft(z1de_norm,N))), 'LineWidth', 1.5); grid
on, axis tight

ylabel('Radians','FontSize', 12); xlabel('Freq (Hz)','FontSize', 12);

title('z1 kolon su seviyesi - Zaman (Phase)','FontSize', 14);

w1= 0.5558*2*pi; phi1= -2.9

Za= 0.01392*2;

z_fit= z1o + (Za*cos((w1*t) + phi1));

figure(4); plot(t,z1, 'rx', 'MarkerSize', 10, 'LineWidth', 2), grid on, axis tight

ylabel('z1 seviye (mm)','FontSize', 12); xlabel('Zaman (sn)','FontSize', 12);

title('z1 kolon su seviyesi - Zaman','FontSize', 14);

hold on

plot(t,z_fit, 'b', 'LineWidth', 1.5);

legend('Experiment Data', 'Pressure Fit')

hold off

figure(5); plot(t,z1, 'r--', 'LineWidth', 1.5), grid on, axis tight

ylabel('z1 seviye (mm)','FontSize', 12); xlabel('Zaman (sn)','FontSize', 12);

title('z1 kolon su seviyesi - Zaman','FontSize', 14);

hold on

plot(t,z_fit, 'b', 'LineWidth', 1.5);

legend('Deneysel Data', 'Seviye Fit')

hold off

```

EK J HFD ile Buhar Basıncı Salınım Frekansı Hesabı Matlab Kodları

```
clear all, close all, clc

load('Emre_Experiment_Dataset');

p=p'
t=t'

figure(1); plot(t,p, 'b', 'LineWidth', 1.5), grid on, axis tight

ylabel('Pressure (kPa)','FontSize', 12); xlabel('Time (sec)','FontSize', 12);

title('Steam Pressure in Time Domain','FontSize', 14);

Po= mean(p);

p_norm= p-Po;

samp= length(p_norm);

N= 2^13;

fs= length(t)/max(t);

x_axis=(-fs/2:(1/(N-1))*fs:fs/2);

figure(2);

subplot(211); plot(x_axis, abs(fftshift(fft(p,N))/samp), 'LineWidth', 1.5); grid on, axis
tight

ylabel('Magnitude','FontSize', 12); xlabel('Freq (Hz)','FontSize', 12);

title('Steam Pressure in Frequency Domain','FontSize', 14);

subplot(212); plot(x_axis, abs(fftshift(fft(p_norm,N))/samp),'LineWidth', 1.5); grid
on, axis tight

ylabel('Magnitude','FontSize', 12); xlabel('Freq (Hz)','FontSize', 12);

title('Steam Pressure in Frequency Domain (Normalized)','FontSize', 14);

phase= angle(fftshift(fft(p_norm,N)));

figure(3);
```

```

subplot(211); plot(x_axis, abs(fftshift(fft(p_norm,N))/samp), 'LineWidth', 1.5); grid
on, axis tight

ylabel('Magnitude','FontSize', 12); xlabel('Freq (Hz)','FontSize', 12);

title('Steam Pressure in Frequency Domain (Magnitude)','FontSize', 14);

subplot(212); plot(x_axis, angle(fftshift(fft(p_norm,N))), 'LineWidth', 1.5); grid on,
axis tight

ylabel('Radians','FontSize', 12); xlabel('Freq (Hz)','FontSize', 12);

title('Steam Pressure in Frequency Domain (Phase)','FontSize', 14);

w1= 0.747*2*pi;   phi1= -2.304;

Pa= 427.4*2;

w2= 0.5211*2*pi;   phi2= -0.9982

Pb= 104.1*2;

P_fit= Po + (Pa*cos((w1*t) + phi1)) + (Pb*cos((w2*t) + phi2));

figure(4); plot(t,p, 'rx', 'MarkerSize', 10, 'LineWidth', 2), grid on, axis tight

ylabel('Pressure (kPa)','FontSize', 12); xlabel('Time (sec)','FontSize', 12);

title('Steam Pressure Estimation in Time Domain','FontSize', 14);

hold on

plot(t,P_fit, 'b', 'LineWidth', 1.5);

legend('Experiment Data', 'Pressure Fit')

hold off

figure(5); plot(t,p, 'r--', 'LineWidth', 1.5), grid on, axis tight

ylabel('Pressure (kPa)','FontSize', 12); xlabel('Time (sec)','FontSize', 12);

title('Steam Pressure Estimation in Time Domain','FontSize', 14);

hold on

plot(t,P_fit, 'b', 'LineWidth', 1.5);

legend('Experiment Data', 'Pressure Fit')

hold off

```

ÖZGEÇMİŞ



Ad Soyad : Murat Emre DEMİR
Doğum Yeri ve Tarihi : Uşak-09.10.1989
E-Posta : demirmurat1@itu.edu.tr

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lise** : : 2007, Üsküdar Hüseyin Avni Sözen Anadolu. Lisesi, Fen Bilimleri
- **Lisans** : 2012, Y.T.Ü. ,Gemi İnşaatı ve Denizcilik Fakültesi
Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği
- **Yükseklisans** : İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği,
Isı-Akışkan (devam ediyor)

MESLEKİ DENEYİM:

Araştırma Görevlisi: (Ocak 2013 – halen) Gemi İnşaatı ve Denizcilik Fak., Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği, Gemi Makineleri ABD.

YAYINLAR:

- Demir, M. E., Arbak, A., Gül, E., & Özdemir, F. (2014). Forecasting Domestic Energy Demand in Turkey with an Artificial Neural Network Approach. 7th International Ege Energy Symposium & Exhibition. Uşak.
- Demir, M. E., & Sukas, Ö. F. (2014). A Flight Control Model for a Ground Effect Vehicle. 2nd International Symposium on Naval Architecture and Maritime Istanbul.