İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

HAREKETLİ SIVI KOLONUNDA KAYNAMANIN İNCELENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Müh. Ersin SAYAR

Anabilim Dalı : MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ

Programı : ISI-AKIŞKAN

OCAK 2008

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

HAREKETLİ SIVI KOLONUNDA KAYNAMANIN İNCELENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mak. Müh. Ersin SAYAR

(503061108)

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih: 24 Aralık 2007

Tezin Savunulduğu Tarih: 31 Ocak 2008

Tez Danışmanı : **Yrd. Doç. Dr. Mustafa ÖZDEMİR**

Diğer Jüri Üyeleri **Prof. Dr. A. Feridun ÖZGÜÇ (İ.T.Ü.)**

Prof. Dr. Ahmet DURMAYAZ (İ.T.Ü.)

OCAK 2008

ÖNSÖZ

Zamana bağlı ısı ve kütle transferi olaylarıyla pratikte sıkça karşılaşılır. Geçici rejim veya zamana bağlı olayların bir kısmı yönü periyodik olarak değişen sinüzoidal salınımlı akışlar içerir. Periyodik akışlar salınımlı ve çalkantılı akışlar olmak üzere iki farklı alt guruba ayrılmıştır. Bu tür akış olaylarının uygulamaları; içten yanmalı motorların doldurma, boşaltma işlemleri ve piston hareketleri, hidrolik ve pnömatik hatlar, kontrol sistemleri, özel tip ısı değiştiricileri, ısı boruları ve Stirling çevrimine göre çalışan makinalar gibi pek çok mühendislik sistemlerindir. Salınımlı ve çalkantılı akışta ısı-kütle geçişi ve kaynama mekanizmasının çok iyi anlaşılması bu tür cihazların geliştirilmesinde çok büyük önem arz etmektedir. Salınımlı akışta ısı geçişi konusu son yıllarda üzerinde araştırma yapılan en önemli konulardan birisi olmuştur. Bu çalışmada, henüz üzerinde araştırmanın yapılmadığı düşey halkasal bir boruda sanki sürekli rejimde sıvı-buhar arayüzeyine sahip salınımlı akışta ısı geçişi mekanizmasını kaynamalı rejimde deneysel ve teorik olarak incelemek amaçlanmıştır.

Tez çalışmalarım esnasında geniş bilgi ve tecrübelerinden yararlandığım, her konuda desteğini gördüğüm, çözüm üretme yeteneğini ömür boyu unutmayacağım, çalışmalarımı yakından takip eden tez danışmanım İ.T.Ü. Makina Fakültesi öğretim üyesi sayın Yrd.Doç.Dr. Mustafa ÖZDEMİR'e teşekkürü bir borç bilirim. Deneysel çalışmalarımda ihtiyaç duyduğum sistemlerin temin edilmesinde yardımlarını esirgemeyen İ.T.Ü. Makina Fakültesi öğretim üyesi sayın Yrd.Doç.Dr. Levent KAVURMACIOĞLU'na, tüm sorularıma tereddütsüz yanıt veren öğretim görevlisi Dr.Turgut YILMAZ'a, aynı ortamı paylaştığım İ.T.Ü Makina Fakültesi Isı ve Kütle Geçişi laboratuvarında bulunan mesai arkadaşım Fırat Nuri İLYASOĞLU'na ve deneysel düzeneğin hazırlanmasında yardımcı olan teknisyen Selman BENLİ'ye teşekkür ederim. Ayrıca, tez çalışmalarım süresince her zaman yanımda olan, sıkıntı ve mutluluklarımı birlikte paylaştığım ve yardımları için anneme, babama ve ablama da teşekkürlerimi sunarım.

Ocak 2008 Ersin SAYAR

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ ii
İÇİNDEKİLER iii
KISALTMALAR v
TABLO LİSTESİ vi
ŞEKİL LİSTESİ vii
SEMBOL LİSTESİ xi
ÖZET xv
SUMMARY xvii

1. GİRİŞ 1

2 KAYNAK ARAŞTIRMASI, TEORİK ESASLAR 3
2.1 Salınımlı Akışa Ait Genel Bilgiler 3
2.2 Fluidyne Isı Makinası 6
2.3 Salınımlı Akışın Teorisi 7
2.3.1 Benzerlik Parametreleri 9
2.3.2 Salınımlı Akış Karakteristikleri 10
2.3.3 Sürtünme Katsayısı 11
2.3.4 Salınımlı Akış Hız Profili 13
2.4 Salınımlı Akışta Isı Geçişi 14
2.4.1 Salınımlı Akışta Taşınımla Isı Geçişi 15
2.5 Kaynama 17
2.5.1 İki Fazlı Akışlar İçin Genel Gözlemler 17
2.5.2 Borularda Taşınımlı Kaynama 20
2.5.3 Bir Boyutlu İki Fazlı Bir Akışa Ait Temel Modeller ve Yürütücü Denklemler 27
2.5.4 Isıtılmış Yüzeyler Üzerinde Habbe Oluşumu 29
2.5.5 Kopma Anı Habbe Çapı ve Habbe Salım Frekansı 32
2.6 Sonuçlar 33

3. DENEYSEL ÇALIŞMA 35
3.1 Deney Tesisatı 35
3.2 Deneylerin Yapılışı 36

3.3 Deneysel Ölçmeler 40
3.3.1 Sıvı Kolonu Konum-Zaman Değerlerinin Bulunması 43
3.3.2 Isıtıcı Yüzey Sıcaklığının Belirlenmesi 44
3.3.3 Problardan Ölçülen Sıcaklıklar 46
3.3.4 Cam Dış Yüzey Sıcaklıkları 50
3.3.5 Buhar Kaçağı-Kontrol Hacminin Kütlesinin Azalması 50
3.4 Isı Geçişi Hesabı 50
3.4.1 Silindirik Boruda İletim İle Isı Kaybı 51
3.4.2 Soğutma Suyu Tarafından Çekilen Isı 52
3.4.3 Su Tarafına Geçen Net Isının Belirlenmesi 53
3.5 Deney Sonuçlarının Değerlendirilmesinde İzlenen Hesap Yöntemi 57

4. FORMÜLASYON 65
4.1 Diferansiyel Formülasyon 65
4.1.1 Hız Profilinin Bulunması 69
4.1.2 Kontrol Hacmi Bölgesi Sıcaklık Profili İçin Analitik Yaklaşım 71
4.2 Kontrol Hacmi Formülasyonu 74
4.2.2 Kontrol Hacmi Yaklaşımı İle Hareketli Sıvı Kolonunun Modellenmesi 74
4.2.2 Elde Edilen Denklemler 79
4.2.3 Denklemlerin Boyutsuzlaştırılması 79
4.2.4 Sinüzoidal Sıcaklık Dağılımlı, Sıkıştırılamaz Akış Durumunda Probtan Geçen Isı 81
5. SONUÇLAR 83
5.1 Değerlendirme 83
5.2 Gözlemler 84
5.3 Gelecekte Yapılabilecek Çalışmalar 85

KAYNAKLAR 86

EKLER 89

ÖZGEÇMİŞ 110

KISALTMALAR

DIOPTR : Çift Girişli Darbe Tüpü Soğutucuları (Double Inlet Orifice Pulse Tube Refrigerator)

FFT : Hızlı Fourier Dönüşümü

HSK : Hareketli Sıvı Kolonu

OPTR **:** Diyaframlı Darbe Tüpü Soğutucuları (Orifice Pulse Tube Refrigerators)

PHP **:** Darbe şeklinde çalışan Isı Borusu

PTR **:** Darbe Tüpü Soğutucuları (Pulse Tube Refrigerators)

TABLO LİSTESİ

Sayfa No

Tablo 2.1: Periyodik akış için β_{cri} nin kritik değerleri [16]……. 11

Tablo 3.1: Termoeleman Konumları ve Örnek Deney İçin Ortalama Sıcaklık Değerleri (115 W, Ao=5,128, Re_{ω}=2168)….. ……..…..… 41

Tablo 3.2: Termoeleman uçlarının konumları…….. 42

Tablo 3.3: Kalibrasyon parametreleri…….…….. 43

Tablo 3.4: Problardan Veri Alma Sıklığı…….. 48

Tablo 3.5: Çevreye Geçen Isıyı Hesaplamakta Kullanılan Termoelemanlar ve Konumları (115 W, 0,1m, 20d/d)…….…….. 51

Tablo 3.6: Termoeleman Konumlarına Göre Oluşturulan Bölgelerden Çevreye Isı Geçişi Hesabında Kullanılan Termoeleman Numaraları. 52

Tablo 3.7: Deneysel Verilerin Periyodikliğinin İncelenmesi…..……... 54

Tablo E.1: Yapılan Deneyler ve Değiştirilen Temel Parametreler……..... 105

Tablo F.1: Yapılan Deneysel Ölçmelere Ait Parametreler…… 106

Tablo H.1: Nusselt Sayıları **…….……** 109

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa No

Şekil 2.1: Tipik bir Fluidyne Isı makinesi……. 7

Şekil 2.2: Zhao ve Cheng tarafından bulunan sonlu uzunluktaki boru boyunca hız profilleri (A_o=10, Re_ω =100, D/L=20) [25]…..…… 14

Şekil 2.3: Düşey Boruda Düşük Isı Akısında Akış Kaynaması Rejimleri, Kaynama Mekanizmaları…… 19

Şekil 2.4: Sabit Isı Akısı Sınır Koşulunda Kaynama Rejimleri…….. 21

Şekil 2.5: Soğutulmuş Kaynama Rejimlerinin Akış Boyunca Değişimi……. 22

Şekil 2.6: Akış Kaynaması İçin Akış Haritası……. 24

Şekil 2.7:Kısmi Kaynama Rejimi Hesaplarında Kullanılan Referans Noktalar 25

Şekil 2.8: Gaz-sıvı İki Fazlı Akışlarında Momentum Transferinin İdealleştirilmiş Modeli……. 28

Şekil 2.8: Habbe odağında, bekleme ve takip eden büyüme-salım periyodu …. 30

Şekil 3.1: Deney Tesisatının Şematik Görünümü…… 38

Şekil 3.2: Deney Tesisatı Fotoğrafı…… 39

Şekil 3.3:(a)Termoelemanların Konumları(b)Hareketli Sıvı Kolonu Geometrisi.. 40

Şekil 3.4: Isıtıcı Cidarında Sıcaklık Farkı Isıtıcıya Uygulanan Isı İlişkisi…….. 43

Şekil 3.5: Isıtıcı İç Yapısı ve Termoelemanların Konumları…….. 44

Şekil 3.6: Isıtıcı İç Yüzeyinde Sıcaklığın Konumla Değişimi (115 W, Ao=5,128, Re_ω=2168)…….. 45

Şekil 3.7: Deneysel Verilerin Periyodikliğinin İncelenmesi…….. 47

Şekil 3.8: Buhar Ortalama Sıcaklığının, HSK Hızının ve Konumunun Zamanla Değişimleri…… 49

Şekil 3.9: Prob2 sıcaklıklarının zamana bağlı değişimleri……. 49

Şekil 3.10: Su Tarafı Probu Sıcaklık Verileri FFT Analizi Sonuçları…… 55

Şekil 3.11: Prob1 Sıcaklıklarının Zamana Bağlı Değişimleri……. 56

Şekil 3.12: Prob1 için Ortalama sıcaklık, Hız ve Konumun Zamanla Değişimleri 57

Şekil 3.13: Deneysel Hesaplama İçin Seçilen Kontrol Hacmi ve Boyutları…….. 58

Şekil 3.14: Nusselt Sayısının Boyutsuz Parametrelere Bağlı Olarak Değişimi…. 62

Şekil 3.15: Nusselt Sayısının Boyutsuz Parametrelere Bağlı Olarak Değişimi…. 63

Şekil 3.16: Nusselt Sayılarının Boyutsuz Genliğe Göre Değişimi…….. 64

Şekil 4.1: Salınımlı Akış Alanı ve Koordinat Sistemi…….…… 65

Şekil 4.2: Matematiksel Model İçin Hareketli Sıvı Kolonu Geometrisi…..…….. 74

Şekil 4.3: Herhangi Bir t Anında Kontrol Hacimleri $V = V_A + V_B + V_C$ ……..…… 77

Şekil A.1: Isıtıcı İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Frekansa Tekabül Eden Re_ω ile Değişimi

(Q=132,5 W, Zo=1625 mm Ao=5,13 Deney No:20-24)…….. 89

Şekil A.2: Isıtıcı İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Frekansa Tekabül Eden Re_ω ile Değişimi

(Q=150 W, Zo=1625 mm Ao=5,13 Deney No:9-13)…….……. 89

Şekil A.3 : Isıtıcı İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Frekansa Tekabül Eden Re_ω ile Değişimi

(Q=115W,Zo=1625mm Ao=5,13 Deney No:1-4)……..…… 90

Şekil A.4: Isıtıcı İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Frekansa Tekabül Eden Re_ω ile Değişimi

(Q=150 W, Zo=1600 mm, Ao=7,69 Deney No:6-8)……..…… 90

Şekil A.5: Isıtıcı İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Frekansa Tekabül Eden Re_ω ile Değişimi

(Q=150 W, Zo=1600 mm, Ao=7,69 Deney No:26-28)……..…… 90

Şekil A.6: Isıtıcı Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Genlik A_o ile Değişimi (Q=132,5 W, Re=1457 Deney No:19,17,20)……. 91

Şekil A.7: Isıtıcı Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Genlik A_o ile Değişimi (Q=150 W, Re=1457 Deney No:14,6,9)…… 91

Şekil A.8: Isıtıcı Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Genlik A_o ile Değişimi (Q=132,5 W, Re=2112 Deney No:18,21)…….. 91

Şekil A.9: Isıtıcı Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Genlik A_o ile Değişimi (Q=180 W, Re=1457 Deney No:25,26)…… 92

Şekil A.10: Isıtıcı Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Genlik A_o ile Değişimi (Q=150 W, Re=2112 Deney No:16,7,10)…… 92

Şekil A.11: Isıtıcı Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Isıtıcıya Verilen Isı ile Değişimi (Re=2112, Ao=10,26, Zo=1575 mm Deney No:19,15,25) 92

Şekil A.12: Isıtıcı Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Isıtıcıya Verilen Isı ile Değişimi (Re=1457, Ao=7,69, Zo=1600 mm Deney No:5,17,6,26) 93

Şekil A.13: Isıtıcı Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Isıtıcıya Verilen Isı ile Değişimi (Re=2112, Ao=7,69, Zo=1600 mm Deney No:18,7,27)… 93

Şekil A.14: Isıtıcı Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Isıtıcıya Verilen Isı ile Değişimi (Re=1457, Ao=5,13, Zo=1625 mm Deney No:1,20,9)…. 93

Şekil A.15: Isıtıcı Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Isıtıcıya Verilen Isı ile Değişimi (Re=2112, Ao=5,13, Zo=1625 mm Deney No:2,21,10)… 94

Şekil A.16: Isıtıcı Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Isıtıcıya Verilen Isı ile Değişimi (Re=2766, Ao=5,13, Zo=1625 mm Deney No:3,22,11)… 94

Şekil A.17: Isıtıcı Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Isıtıcıya Verilen Isı ile Değişimi (Re=4021, Ao=5,13, Zo=1625 mm Deney No:4,23,12)… 94

Şekil B.1: Soğutucu Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Genlik A_o ile Değişimi (Q=132,5 W, Re=1457, Deney No:19,17,20)…….... 95

Şekil B.2: Soğutucu Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Genlik A_o ile Değişimi (Q=150W, Re=1457 Deney No:14,6,9)…….. 95

Şekil B.3 : Soğutucu Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Genlik A_o ile Değişimi (Q=150W, Re=2112 Deney No:16,7,10)…… 95

Şekil B.4 : Soğutucu Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum-Isıtıcıya Verilen Isı ile Değişimi (Re=1457, Ao=10,26, Zo=1575mm Deney No:19,15,25) 96

Şekil B.5: Soğutucu Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum-Isıtıcıya Verilen Isı ile Değişimi (Re=1457, Ao=7,69, Zo=1600mm Deney No: 5,17,6,26) 96

Şekil B.6: Soğutucu Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum-Isıtıcıya Verilen Isı ile Değişimi (Re=2112, Ao=5,13, Zo=1625mm Deney No: 2,21,10).. 96

Şekil B.7 : Soğutucu Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum-Isıtıcıya Verilen Isı ile Değişimi (Re=2766, Ao=5,13, Zo=1625 mm Deney No: 3,22,11). 97

Şekil B.8 : Soğutucu Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum-Isıtıcıya Verilen Isı ile Değişimi (Re=4021, Ao=5,13, Zo=1625 mm Deney No: 4,23,12). 97

Şekil B.9 : Soğutucu Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Frekansa Tekabül Eden Re_ω ile Değişimi

(Q=150W, Zo=1625 mm, Ao=5,13 Deney No:9-13)…….. 97

Şekil C.1: Cam Dış Yüzey Sıcaklığının Konum ve Boyutsuz Frekansa Tekabül Eden Re_ω ile Değişimi (Q=115W, Zo=1625mm, Ao=5,13 Deney No:1-4).. 98

Şekil C.2: Cam Dış Yüzey Sıcaklığının Konum ve Boyutsuz Frekansa Tekabül Eden Re_ω ile Değişimi (Q=150W, Zo=1625mm, Ao=5,13 Deney No:9-13) 98

Şekil C.3: Cam Dış Yüzey Sıcaklığının Konum ve Boyutsuz Genlik A_o ile Değişimi (Q=132,5W, Re=1457, Deney No:19,17,20)…… 98

Şekil C.4: Cam Dış Yüzey Sıcaklığının Konum ve Boyutsuz Genlik A_o ile Değişimi (Q=150W, Re=1457 Deney No:14,6,9)…… 99

Şekil C.5: Cam Dış Yüzey Sıcaklığının Konum ve Isıtıcıya Verilen Isı ile Değişimi

(Re=1457, Ao=10,26, Zo=1575mm Deney No:19,15,25)…….. 99

Şekil C.6: Cam Dış Yüzey Sıcaklığının Konum ve Isıtıcıya Verilen Isı ile Değişimi

(Re=1457, Ao=7,69, Zo=1600mm Deney No:5,17,6,26)……. 99

Şekil D.1: Yalıtım ve Bakır(z=2070mm) Dış Yüzey Sıcaklığının Konum ve Boyutsuz Frekans Re_{ω} ile Değişimi

(Q=115W Zo=1625mm Ao=5,13 Deney No:1-4)…….. 100

Şekil D.2: Yalıtım ve Bakır(z=2070mm) Dış Yüzey Sıcaklığının Konum ve Boyutsuz Frekans Re_{ω} ile Değişimi

(Q=150W,Zo=1625mm,Ao=5,13 DeneyNo9-13)…….. 100

Şekil D.3: Yalıtım Dış Yüzey Sıcaklığının Konum ve Boyutsuz Genlik A_o ile Değişimi (Q=132,5W, Re=1457 Deney No:19,17,20)……. 100

Şekil D.4: Yalıtım Dış Yüzey Sıcaklığının Konum ve Boyutsuz Genlik A_o ile Değişimi (Q=150W, Re=1457 Deney No:14,6,99)…….. 101

Şekil D.5: Yalıtım dış yüzey sıcaklığının konum ve ısıtıcıya uygulanan güç ile değişimi (Ao=10,26, Zo=1575mm, Re=1457 Deney No:19,15,25)…. 101

Şekil D.6: Yalıtım dış yüzey sıcaklığının konum ve ısıtıcıya uygulanan güç ile değişimi (Ao=7,69, Zo=1600mm, Re=1457 Deney No:5,17,6,26)….. 101

Şekil D.7: Yalıtım dış yüzey sıcaklığının konum ve ısıtıcıya uygulanan güç ile değişimi (Ao=5,13, Zo=1625mm, Re=1457 Deney No:1,20,9)…….... 102

Şekil D.8: Yalıtım dış yüzey sıcaklığının konum ve ısıtıcıya uygulanan güç ile değişimi (Ao=5,13, Zo=1625mm, Re=2112 Deney No:2,21,10)……. 102

Şekil D.9: Buhar probu ortalama sıcaklıklarının genlik ve ısı akısıyla değişimleri (Deney No:1, 5, 6, 9, 15, 17, 19, 20, 25, 26)……. 102

Şekil D.10: Su probu ortalama sıcaklıklarının genlik ve ısı akısıyla değişimleri (Deney No:1, 5, 6, 9, 15, 17, 19, 20, 25, 26)……. 103

Şekil D.11: Su probu ortalama sıcaklıklarının frekans ve genlik ile değişimleri (Deney No: 6-13, 15, 16)…… 103

Şekil D.12: Buhar probu ortalama sıcaklıklarının frekans ve genlik ile değişimleri (Deney No: 6-13, 15,16)…… 103

Şekil D.13: Su probu ortalama sıcaklıklarının frekans ve ısı akısıyla değişimleri (Deney No:1-4, 9-13, 20-24)…….. 104

Şekil D.14: Buhar probu ortalama sıcaklıklarının frekans ve ısı akısıyla değişimleri (Deney No: 1-4, 9-13, 20-24)…… 104

Şekil G.1: Su Seviyesi Eksilme Mertebesi ……. 107

Şekil G.2: Soğutma Suyu Tarafından Çekilen Isı Mertebesi……..…… 107

Şekil G.3: Yalıtım Dış Yüzeyinden Çevreye Geçen Isı ……..…….. 108

SEMBOL LİSTESİ

$\boldsymbol{a}$, a	: Habbelerin ivmesi [m/s^2], Womersly sayısı parametresi, yarıçap [m]
$A_{gç}$	: Kontrol hacmi giriş-çıkış alanları [m^2]
A	: Sıvı kolonu halkasal kesit alanı [m^2]
A_o	: Boyutsuz genlik
A_{ok}	: Kaynama görülmeyen deneylere ait boyutsuz genlik
A_p	: Piston kesit alanı [m^2]
c, c_p, c_v	: Özgül ısı [kJ/kg-K]; kütlesel oran
c_f, $\overline{c_f}$	: Anlık, çevrim ortalama sürtünme katsayısı
d_b	: Habbe çapı [m]
d_d	: Kopma anı habbe çapı [m]
D	: Hidrolik çap [m]
D_d	: Cam boru dış çapı [m]
$f_{sürt}$	: Fanning sürtünme katsayısı
$\boldsymbol{F}$	: Sürtünme kuvveti [N]
G	: Kütlesel akı [kg/m^{2}s]
h	: Entalpi [kJ/kg]
h_{fg}	: Buharlaşma gizli ısısı [kJ/kg]
h_{le}	: Kaynama rejiminde eşdeğer tek fazlı ısı geçiş katsayısı [W/m^2-K]
$\overline{h}$	: Isı geçiş katsayısı [W/m^2-K]
k	: Isı iletim katsayısı [W/m-K]
L	: Isıtıcı boyu [m]
L_T	: Sıvı kolonu toplam boyu [m]
l_o	: Probdan ısıtıcıya olan mesafe [m]
l_g	: Sıvı kolonu başlangıcından ısıtıcıya kadar olan uzunluk [m]
$\dot{m}$	:Kesitten birim zamanda geçen ortalama akışkan debisi [kg/s]
$\dot{m}_b$	:Kaynama debisi [kg/s]
$\overline{Nu}$	: Çevrim ortalama Nusselt sayısı
Pr	: Prandtl sayısı
$\dot{Q}_k$	: Çevrim boyunca çevreye birim zamanda olan ısı kaybı [W]

Q_l : Çevrim boyunca suya geçen toplam ısı [J]

$q_D^{"}$: T_{ONB} sıcaklığında tam gelişmiş habbecikli kaynama ısı akısı [W/m^2]

q_e : Isıtıcıdan kontrol hacmine geçen ısı [W]

q_1'' : Isıtıcı yüzeyinden olan toplam ısı akısı [W/m^2]

$q_l^{"}$: Tek fazlı taşınım doğrusuyla tam gelişmiş habbecikli kaynama eğrisinin kesişimindeki ısı akısı [W/m^2]

R_v : Volan yarıçapı [m]

Re_ω : Kinetik Reynolds sayısı

Re_δ : Stokes sınır tabakası cinsinden Reynolds sayısı

R_1 : İç boru yarıçapı [m]

R_2 : Dış boru yarıçapı [m]

x_m : Genlik [m]

t : Zaman [s]

t_w : Habbe oluşum periyodu bekleme zamanı [s]

$t_{2R(t)}$: Habbenin kopma anı çapına gelmesi için gereken süre [s]

T : Sıcaklık [°C, K]

T_a : Ortam sıcaklığı [°C]

T_b : Yerel ortalama karışım (bulk) sıcaklığı [°C]

T_d : Ara yüzey sıcaklığı [°C]

T_g : V_B kontrol hacmine giriş sıcaklığı [°C]

T_m : Kontrol hacminin ortalama karışım sıcaklığı [°C]

T_o : Sıvı kolonuna giriş sıcaklığı [°C]

T_{10}, T_p : Prob 1 sıcaklığı [°C]

T_{20} : Prob 2 sıcaklığı [°C]

T_{ONB} : Kabarcıklı kaynamanın başlangıcı sıcaklığı [°C]

T_{wx} : Isıtıcı ortalama iç yüzey sıcaklığı [°C]

T_{wo} : Çevrim ortalama yüzey sıcaklığı [°C]

$\boldsymbol{u}$: Ortalama hız [m/s], iç enerji [J/kg]

u_m : Maksimum hız [m/s]

$\boldsymbol{v_s}$: Arayüzeyin hızı [m/s]

v, v_{L1} : Ortalama sıvı hızı [m/s]

$\boldsymbol{v_{bl}}$: Bağıl hız [m/s]

V : Kontrol hacminin kapladığı hacim [m^3]

y : Düşey koordinat

y^* : Referans noktasından menüsküse olan mesafe [m]

Y : Sıvı kolonu başlangıcından ısıtıcı üst ucuna kadar olan uzaklık ($Y=l_g+L$) [m]

z : Arayüzey konumu [m]

z_o : Titreşim ekseni, ya da doldurma yüksekliği [m]

Yunan Harfleri:

α : Isı yayınım katsayısı [m^2/s], boşluk oranı

β_{cri} : Boyutsuz laminerden türbülansa geçiş kriteri

δ : Momentum (Stokes) sınır tabaka kalınlığı [m]

φ, φ_3 : Sürtünme katsayısının tayin edilmesinde kullanılan değişken

ϕ : Konum, sıcaklık ölçmeleri arası faz açısı [°]

γ : Yüzey-akışkan özellikleri faktörü

λ : Womersly sayısı (Wo)

η : Hız profilinin belirlenmesinde kullanılan benzerlik parametresi

μ : Dinamik viskozite [Pa s]

ρ : Akışkanın yoğunluğu [kg/m^3]

ν : Kinematik viskozite [m^2/s]

θ : Boyutsuz sıcaklık

σ : Yüzey gerilmesi [N/m]

τ : Çevrim süresi [s], boyutsuz zaman (particle relaxation time)

ω : Açısal frekans [rad/s]

Ω : Akış doğrultusunun yatayla yaptığı açı [°]

Alt İndisler:

b : Buhar

c : Cam

ç : Çıkan

d : Doyma

eff : Etkin

f : Doymuş sıvı

fdb : Tek başına tam gelişmiş kaynamanın başladığı

g : Giren

i : Sıvı veya buhar

l : Sıvı

o	: Ortalama
p	: Prob
spl	: Tek fazlı taşınımın katkısı
sub	: Soğutulmuş kaynama
sürt	: Sürtünme
toplam	: Soğutulmuş kaynama ve tek fazlı taşınımın toplam etkisi
w	: Duvar

HAREKETLİ SIVI KOLONUNDA KAYNAMANIN İNCELENMESİ

ÖZET

Bu çalışmada, sürekli olduğu varsayılan düşey halkasal sıvı kolonunda, sinüzoidal zorlanmış laminer salınımlı bir akışta, kabarcıklı kaynama rejiminde ısı geçişi deneysel ve teorik olarak incelenmiştir. Yapılan deneysel ölçmeler ve değerlendirmeler sonucunda, sabit ısı akısına sahip bir yüzeyden, salınımlı akışta ısı geçişine etki eden parametrelerin frekans, genlik ve yüzey sıcaklığı olduğu görülmüştür. Deneylerden elde edilen değerler için bir hesap tarzı geliştirilmiş ve Nusselt sayıları bulunmuştur. Bulunan Nusselt sayıları için boyutsuz sayılara bağlı olarak bir korelasyon bağıntısı verilmiştir. Bu bağıntı literatürde bulunan tek fazlı çalışmalarla karşılaştırılmıştır. Böylelikle kaynamanın ısı transferine etkisi tespit edilmiştir.

Deney tesisatı ve salınımlı akışa uygun olarak kurulan matematiksel model iki farklı yaklaşımla ele alınmıştır. İlk olarak diferansiyel yaklaşımla genel olarak ele alınan kütle, momentum ve enerji denklemleri salınımlı akış şartlarına göre sadeleştirilerek geçerli denklemler bulunmuştur. Hız profili için halkasal kesitte sınır şartları yazılarak momentum denklemi analitik olarak çözülmüştür. İkinci olarak kontrol hacmi yöntemiyle integral formda süreklilik, momentum ve enerji denklemi yazılarak hareketli sınıra sahip kontrol hacminde ısıl enerji dengesi yazılmıştır.

Tek fazlı bölgede, ısı geçişinde etkili olan mekanizmanın akışın merkezini takip edemeyen hidrodinamik sınır tabakadan kaynaklandığı, bu durumun ısı geçişini artırdığı doğrulanmıştır. Salınımlı akışta kısmi soğutulmuş kaynamanın ve tam gelişmiş soğutulmuş kaynamanın etkin olduğu rejimde ısı geçişi tek fazlı durum ile kıyaslanmış, kabarcıkların ısı geçiş katsayısında keskin bir artış sağladıkları doğrulanmıştır.

INVESTIGATION OF HEAT TRANSFER IN RECIPROCATING BOILING FLOW

SUMMARY

In this study; in quasi-steady state conditions, heat transfer in a laminar oscillating vertical annular liquid column flowing in the bubbly flow regime investigated experimentally and theoretically. Experimental study proved that the frequency , displacement amplitude and wall temperature were important parameters affecting heat transfer from a uniform heat flux surface to reciprocating flow. For the experimental investigation a new approach was considered in the calculation of Nusselt number. A correlation equation was obtained for the Nusselt number depending on dimensionless numbers. The increment of heat transfer coefficient for the studied working regime was obtained comparing correlation with ones for single phase flows.

Experimental setup and mathematical model related to reciprocating flow were examined with two different approximations. First of all, mass, momentum and energy equations examined generally by using differential approximation. Then equations were simplified according to reciprocating flow and governing equations were obtained. In order to obtain velocity profile, using the appropriate boundary conditions in an annular cross-section, momentum equations were solved analytically. Secondly, using the control volume approach mass, momentum and energy equations were written in integral form, then energy balance on the moving control volume were written.

For the single phase region of flow, it is understood that, the effective heat transfer mechanism is due to the hydrodynamic boundary layer which can not follow the core flow. Because of this condition, it is found that the heat flow has been increasing. In reciprocating flow, the heat transfer coefficient which is strongly affected by single phase flow and nucleate-bubbly flow boiling conditions was studied. According to the experimental results, bubbles induce highly efficient heat transfer mechanisms.

1. GİRİŞ

Zamana bağlı ısı-kütle transferi ve kaynama olaylarıyla pratikte sıkça karşılaşılır. Geçici rejim veya zamana bağlı olayların bir kısmı yönü periyodik olarak değişen sinüzoidal salınımlı akışlar veya darbeler içerir. Periyodik akışlar salınımlı (reciprocating flow) ve çalkantılı akışlar (pulsating flow) olmak üzere iki farklı alt guruba ayrılabilir. Bu akışlara doğadan verilebilecek bir örnek insanların solunum ve dolaşım sistemlerindeki biyolojik akışlardır. Bu tür akış olaylarının uygulamaları; içten yanmalı motorların doldurma, boşaltma işlemleri ve piston hareketleri, hidrolik ve pnömatik hatlar, kontrol sistemleri, özel tip ısı değiştiricileri, ısı boruları ve Stirling çevrimine göre çalışan makinalar gibi pek çok mühendislik sistemleridir. Salınımlı ve çalkantılı akışta ısı-kütle geçişi ve kaynama mekanizmasının çok iyi anlaşılması bu tür cihazların geliştirilmesinde çok büyük önem arz etmektedir. Salınımlı akışta ısı geçişi konusu son yıllarda üzerinde araştırma yapılan en önemli konulardan birisi olmuştur. Bu çalışmada, henüz üzerinde araştırmanın yapılmadığı düşey halkasal bir boruda sanki-sürekli rejimde sıvı-buhar arayüzeyine sahip salınımlı akışta ısı geçişi mekanizması, kaynamalı rejimde deneysel ve teorik olarak incelenmektedir. Yapılan incelemeler bölümler halinde verilmiştir.

Bölüm 2'de salınımlı akışlar ve kaynama ile ilgili yapılan çalışmalardan konuyla ilgili olanlar özetlenmektedir. İlk olarak, mevcut çalışmanın neden kaynaklandığı ve salınımlı akışlarla ilgili genel bilgiler verilmektedir. Bu konu ile ilgili yapılan çalışmalardan Fluidyne Isı Makinesinden bahsedilmekte, Fluidyne Isı Makinasının analizinde ortaya konmuş olan hız, konum ifadeleri; kaynamanın benzerlik parametreleri, yaklaşık çapsal hız profili ve sürtünme katsayısı araştırılmıştır. Bu çalışmada sunulacak modelde, faz değişimi nedeniyle başka hangi parametrelerin ve fiziksel olayların dikkate alınması gerektiği tek-fazlı duruma göre hangi parametrelerin ihmal edilebilir boyutta olduğu belirtilmiştir. Ayrıca yapılan deneysel çalışmalar incelenerek kurulacak analitik model için yararlı sonuçlar çıkarılmıştır. Bunlardan başka, salınımlı akışla ilgili akış karakteristikleri, sürtünme kayıpları ve ısı geçişi ile ilgili çalışmalar anlatılmış ve son olarak kaynamanın fiziğiyle ilgili kısa

bilgiler verilip deneysel çalışmada görülen kaynama rejimi detaylı olarak anlatılmıştır.

Bölüm 3'te, yapılan deneysel çalışma tanıtılmıştır. Deney düzeneği ve deneylerin yapılışı anlatılarak, deneysel ölçmeler hakkında bilgi verilmiştir. Deneylerin hangi şartlarda yapıldığı, hangi parametrelerin değiştirildiği ve ısı kayıplarının nasıl hesaplandığı açıklanmıştır. Deneylerden elde edilen değerler için bir hesap tarzı geliştirilerek, bir çevrim boyunca suya geçen ısı için, Nusselt sayıları hesaplanmıştır.

Bölüm 4'te, salınımlı akışa göre temel (kütle, momentum ve enerji) denklemler yazılarak, yönetici denklemler bulunmuştur. Bu denklemlerin boyutsuzlaştırılması ile sistemin bağlı olduğu fiziksel parametreler elde edilmiştir. Daha sonra sistem, kontrol hacmi formülasyonuna göre modellenmiştir. İdeal sinüsoidal üniform sıkıştırılamaz akışın olayın fiziğini temsil etmediği gösterilmiştir.

Bölüm 5'de, yapılan çalışmada elde edilen deneysel veriler için genel bir değerlendirme yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar tartışılarak bu konuda yapılabilecek çalışmalar için önerilerde bulunulmuştur.

2 KAYNAK ARAŞTIRMASI, TEORİK ESASLAR

Bu bölümde salınımlı akışlar ile ilgili yapılan literatür araştırmasının sonuçları verilmektedir. İlk olarak, mevcut çalışmanın nereden kaynaklandığı ve salınımlı akışlarla ilgili genel bilgiler verilmekte, bu konu ile ilgili yapılan çalışmalardan Fluidyne Isı Makinesinden bahsedilmekte, salınımlı akışla ilgili akış karakteristikleri, sürtünme kayıpları ve ısı geçişi ile ilgili çalışmalar anlatılmakta ve son olarak kaynamanın fiziğiyle ilgili kısa bilgiler verilip deneysel çalışmada görülen kaynama rejimi detaylı olarak anlatılmaktadır.

2.1 Salınımlı Akışa Ait Genel Bilgiler

Elektronik endüstrisindeki artan bilgi işleme kapasitesi ve yüksek hızlarda çalışmanın gerekliliği, ayrıca yarı iletken devre teknolojisindeki ilerlemenin artışının çok hızlı olması, cihazların boyutlarının küçültülmesini vazgeçilmez yapmaktadır. Ek olarak, mikroelektromekanik sistemlerdeki mamur gelişme imal edilen cihazlarda birim hacimden üretilen ısının eksponansiyel biçimde artmasına yol açmaktadır. Bu durum, soğutma tekniğinin daha etkin bir ısı transferi yapısına geliştirilmesini zorunlu hale getirmiştir. Örneğin, doğal taşınımdan, zorlanmış taşınıma ve hatta çok küçük sıcaklık farklarında yüksek miktarda ısı çekebilmek için kaynama ile soğutma yöntemine geçilmiştir. Bu anlamda araştırılan kaynamanın görüldüğü ısı geçişinden tam anlamıyla yararlanmak için son 60 yılda bu konuda birçok çalışma yapılmıştır[1]. Kuzay, Collins ve Koons tarafından yapılan derleme makalesinde kaynama hususunda yayımlanan birçok deneysel sonuç özetlenmiştir [2]. Son yıllarda kaynamalı ısı geçişinin özellikleri önemli araştırma konularından olmaya devam etmektedir. Isı boruları ve termosifonlar konuyla ilgili uygulamalar ve teknolojik uygulamalardan iki önemli tipik örnek olarak ün kazananlardır [3-5]. Isı boruları icat edildiği 1942 yılından beri çok küçük sıcaklık farkında aracı akışkanın faz değişimi sayesinde büyük miktarda ısıyı ani olarak taşımaya imkan sağladıklarından endüstride bir hayli araştırılır hale gelmiştir. Isı boruları ısıl kayıpları geri kazanma sistemlerinin, elektronik ekipmanların ve nükleer reaktörlerin

soğutulması, güneş enerjisi kollektörleri, jeotermal uygulamaları ve enerjinin geri kazanılması (regeneration) için ısı değiştiricisi çalışma şekillerinde önemli bir uygulamadır.

Kaynamanın görüldüğü ısı olaylarının performansının iyileştirilmesi ile ilgili raporlar genellikle yatay bir boru ve onun dış yüzey karakteristikleriyle ilgilenirler.

Bu kaynakların büyük bir çoğunluğu yüzey özelliklerinin kaynamaya etkisini inceler. Titreşim, dönme ve farklı boyut ve miktarlarda katkı ilavesinin kaynamaya etkisiyle ilgilenen makaleler literatürde nadir olarak bulunabilmektedir [1]. Bu nedenle ve aşağıda sıralanan ve henüz kullanımı olmayan cihazların daha iyi anlaşılabilmesi amacıyla, salınımlı akışın kaynama olayı üzerine etkisinin incelenmesinin faydalı olacağı düşünülmüştür.

Salınımlı iç akış ile çalışan çok çeşitli ısı makineleri vardır. Bunlar sırasıyla; Stirling soğutucuları; kinematik motorları ve serbest pistonlu ya da serbest yer değiştiricili motorları (Martini modeli, Ringbom modeli ve Manson modeli gibi sıcak hava üflemeli motorlar) içeren bütün tiplerde Stirling motorları darbe tüpü soğutucularının tüm modelleri (Pulse Tube Refrigerators: PTR, OPTR, DIOPTR) ve durgun-artan dalga prensibine dayanan termoakustik sistemlerdir. Tüm bu makineler yıllardır bilinmesine rağmen henüz yaygın kullanım alanları yoktur. Fakat, bu makineler harici yollarla sağlanan çok çeşitli enerji kaynaklarıyla (biyogaz, güneş enerjisi, jeotermal, endüstriyel proseslerin atık ısısı ve termoakustik atık ısı) çalışabildikleri için (bu şekilde içten yanmalı motorların en önemli problemlerinden sürdürülebilir yakıt sağlayamamayı ortadan kaldırarak) yakın gelecekte çok daha büyük bir yer edinebilecekler [6]. Ayrıca, içerisinde hareketli parça içermeyen tipteki cihazlar, bakım ve işletme maliyetlerinin düşük, imalatlarının ucuz, kolay olmasından ve çevre ortama daha az rahatsızlık verdiklerinden dolayı da çok tercih edilmektedir.

Endüstriyel uygulamalarda salınımlı akışa ait basınç düşümü, ısı transferi ve kütlesel yayınım hesapları yaygın olarak tek yönlü eşdeğer gelişmekte olan akış, tam gelişmiş laminar ve/veya türbülanslı akışın formülasyonlarıyla yapılırlar. Kaynak araştırması sonucu bu tarz bir yaklaşımın hatalar içereceği sonucuna varılmıştır. Nika ve diğerleri (2007) tarafından belirtildiği üzere sürekli rejim akış olayları başta olmak kaydıyla ısı transferi klasik formulasyonu hesaplarda uygulanamaz. Bu durum tüm fiziksel parametreler (basınçlar, yerdeğiştirmeleri, hızlar, sıcaklıklar vb.) ve enerji transferi arasında faz farkı bulunmasından kaynaklanır. Bu ayrıca duvar sıcaklık

profili ve akışkanın salınımı arasındaki kısmi etkileşimin bir sonucudur [6]. Chou ve diğerleri (2002) yaptıkları çalışmada akışkanın su olduğu durumlarda ısı yükü, plastik veya çelik taneler eklenilmesinin, titreşim ve çalkalama frekansının silindirik kap içerisindeki ısı transferi olayına etkisini ayrıntılı biçimde incelemiştir. Deney sonuçlarından görülmüştür ki aktif yöntemler kaynamalı ısı transferini kayda değer biçimde artırabilmektedir. Titreşim veya çalkalama ile birlikte uygun miktarda katkı ilavesiyle kaynamalı ısı geçişi %20-%65 arasında artırılabilir.Nika ve diğerleri (2007) salınımlı akışta çalışan bu tarz ısı değiştiricilerinin tasarımı için iki temel öneri sunmuştur [6]; ısı değiştiricisinin boyu salınımlı akış modunda salınımın genliğe eşit olmalıdır. Ayrıca duvardaki sıcaklık dağılımı geri kazanım etkisi ortaya çıkarabilmektedir. Göz önüne alınan bu durumda akışkan ters yöne aynı noktadan akarken duvarlarla ileri yönde ilerlerken değiştiği enerjiye eşit miktarda enerji kazanır, böylece toplam ısıl etkileşim sıfırlanır [7]. Bu durumdan sakınmak için Nika ve diğerleri (2007); "Isı değiştiricisinin duvarı boyunca sıcaklık gradyeni varsa geri kazanım etkisi nedeniyle verimde keskin düşüş gözlenebilir. Bu durum ısı değiştiricisi tasarımcıları için önemlidir. Sayılarla ifade edilirse Pr=0,7 durumu için Womersly sayısının 1,3'ten büyük ($\beta<2$ ye tekabül eder) olmasından, işletme frekansına göre hidrolik çap seçerek kaçınılmalıdır" yargısını önermektedir [6]. Ayrı bir araştırma alanı da kapiler etkilerin ve yüzey gerilmesi kuvvetlerinin etkili olduğu uygulamalardır. Darbe şeklinde çalışan ısı borusu (PHP), buhar kabarcıklarının buhar tıkaçları oluşturabileceği kadar küçük iç çapa sahip, bağıl olarak uzun ve ince akışkanın iki fazını birden içeren kapalı bir borudur. Zhang ve Faghri (2002) açık çıkışlı darbe şeklinde çalışan ısı borusunun buharlaştırıcı ve yoğuşturucu kısımlarındaki ısı geçişini ince film kaynaması ve yoğuşmasının analiziyle modellemişlerdir. PHP termal modeline ısı geçişi analizi parametrik şekilde uygulanarak çözümlenmiştir. Sonuçlar göstermiştir ki darbe şeklinde çalışan ısı borusundaki ısı geçişi temel olarak hissedilir ısı transferi şeklindedir. Sürekli salınımlar elde edildikten sonra salınımların frekansı ve genliği yüzey geriliminden hemen hemen etkilenmezler. Azalan çapla salınımların genliği düşer. Ayrıca ısıtıcı kısmının yüzey sıcaklıkları düştüğünde salınımların genliği düşer, fakat salınımların frekansı etkilenmez. İnce sıvı filmi üzerindeki kaynama ve yoğuşma açık çıkışlı darbe şeklinde çalışan ısı borularının belirleyici özellikleridir [8]. Nika ve diğerleri. duvar ve akışkan giriş sıcaklığının sıkıştırılamaz laminar salınımlı akış ısı transferine etkisini analitik olarak incelemişlerdir. Genel yürütücü denklemler en genel halde

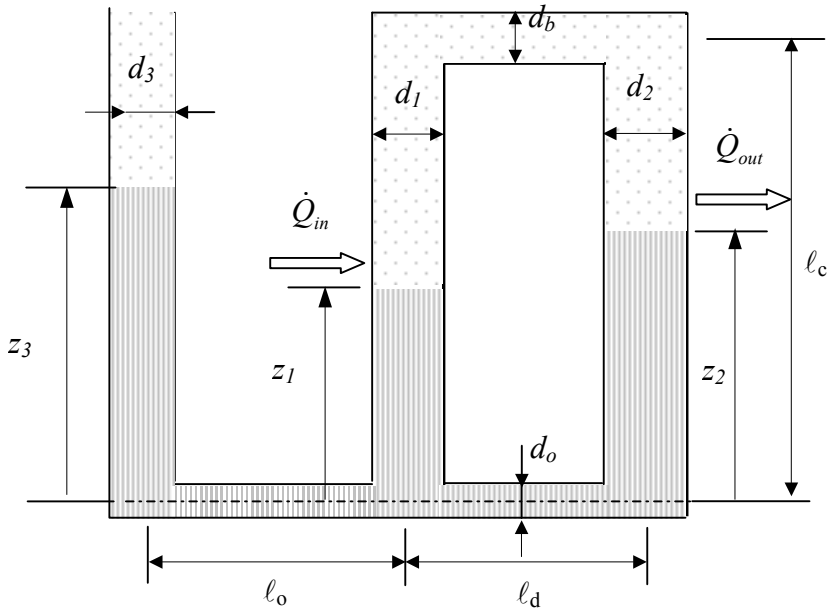
çözülemediğinden gazlar üzerine çalışma yapan yazarlar, en belirgin kolaylaştırıcı kabul olan sıkıştırılamaz akış kabulü yapmışlardır. Ancak, her bir parçacığın akış karakteristiğini tanımlamaya gayret gösterilerek, bu duruma imkân sağlayan lagranj tipi formülasyon kullanılmıştır. Bu şekilde her bir parçacığın toplam ısıl etkisi hesaplanabilmiş ve ısı değiştiricisi boyunca sıcaklık dağılımı elde edilebilmiştir. Konumdan bağımsız olmayan yüzey sıcaklığı, akışkanın girişteki sıcaklık ve basıncı arasındaki faz kayması durumları incelenmiştir. Elde edilen sonuçlara göre duvardan akışkana ısı transferi iki önemli parametreye bağlıdır: birincisi ısı değiştiricisi uzunluğu, parçacık salınım genliği geometrik oranı; ikincisi Prandtl sayısı, işletme basıncı ve anlık ısı akısı-duvar akışkan arası sıcaklık farkı arasındaki faz farkıyla ilişkili, sıcaklık profillerinin belirleyicisi konumundaki β ısıl parametresidir [6].

2.2 Fluidyne Isı Makinası

Hareketli sıvı kolonuna benzer bir uygulama, Stirling çevrimine göre çalışan Fluidyne Isı Makinasında görülmektedir. Endüstride atık ısıların değerlendirilmesi için bu tip ısı makinaları kullanılmaktadır. Bu çalışmada oluşturulan model, fluidyne ısı makinası üzerinde yapılan çalışmalardan kaynaklanmıştır. Fluidyne ısı makinası üzerinde yapılan pek çok çalışmanın yanında, Arslantürk [9], Arslan[10] ile Arslantürk ve Özgüç [11] tarafından yapılan deneysel ve teorik çalışmalar bu çalışma için bir temel teşkil etmiştir.

Tipik bir Fluidyne Isı Makinesi Şekil 2.1'de görülmektedir. Burada iki kolon atmosfere kapalı ve sadece bir kolon atmosfere açıktır. Düşey kolonlar sırasıyla; çıkış kolonu (üçüncü kolon), sıcak kolon (birinci kolon) ve soğuk kolon (ikinci kolon) olarak adlandırılmıştır. Sıcak kolonda, arayüzeye yakın bölgeden verilen ısı vasıtasıyla buharlaşan su, yoğuşma bölgesinde ısının çekilmesiyle yoğuşturulmaktadır. Sıcak ve soğuk kolonlardaki kütle giriş çıkışı ve buharın yatay boru boyunca ilerleyişi nedeniyle, buharlaşma ve yoğuşma bölgeleri arasında basınç farkı oluşmaktadır. Bu basınç farkı nedeniyle, sıvı kolonları daimi rejimde titreşim hareketi yapmaktadır. Çıkış kolonuna emme ve basma doğrultusunda konulacak birer çekvalf ile su pompalamak mümkündür. Tamamen atık ısı veya güneş enerjisini ısı kaynağı olarak kullanıp, buradan aldığı ısının bir kısmını mekanik enerjiye çevirmesi bu makinanın en önemli özelliğidir. Özdemir ve Özgüç [12] Fluidyne ısı makinesi için basit bir matematik model önermişlerdir. Bu çalışmada fluidyne ısı makinesi,

kontrol hacmi metoduyla modellenmiş ve denklemler sayısal olarak çözülmüştür. Verilen ve çekilen ısı akılarına göre Fluidyne ısı makinesinin davranışı incelenmiş ve çalışma karakteristikleri ortaya çıkarılmıştır. Ancak Fluidyne üzerinde yapılan çalışmalarda, sıcak ve soğuk sıvı kolonlarında gerçekleşen ısı geçişi mekanizması üzerinde ayrıntılı bir şekilde durulmamıştır. Bu tez çalışmasında, bu ısı makinesinin performansının iyileştirilmesi hedeflenmektedir. Yapılan çalışmalar ışığında, buharlaşmanın gerçekleştiği hareketli sıvı kolonu yerine kaynama rejiminde sıvı kolonu yerleştirilirse ısı geçişinin değişimi ayrıntılı olarak incelenmektedir.



Şekil 2.1 Tipik bir Fluidyne Isı Makinası

2.3 Salınımlı Akışın Teorisi

Salınımlı akışlar ile ilgili ilk bilimsel çalışmalar, düz boru ve kanallarda laminer akış bölgesinde yapılmıştır. İlk yapılan çalışmalarda laminer akış göz önüne alınmış ve akışın iki boyutlu hız profili elde edilmiştir. Daha sonra yapılan çalışmalarda, sınır tabaka, sürtünme etkileri ve türbülanslı akış durumları incelenmiştir. Akışın anlaşılmaya başlanması ile birlikte salınımlı akışta ısı geçişi üzerinde çalışmalar artmıştır.

Bir boru içerisinde periyodik basınç değişimiyle oluşturulan salınımlı akış problemi pek çok araştırmacı tarafından analitik ve deneysel olarak incelenmiştir. Bunların arasında Richardson ve Tyler tarafından yapılan çalışmada salınımlı bir boru akışında ilk defa hız dağılımı ölçülmüş ve "halkasal etki "(annular effect) nin varlığı

keşfedilmiştir. Hızlı salınım yapan bir boru akışında maksimum eksenel hızın borunun merkezinden ziyade cidarın yakınlarında oluştuğu görülmüştür ve buna da halkasal etki adı verilmiştir. Halkasal etkinin varlığı Womersley [13] ve Uchida [14] tarafından yapılan çalışmalarla hem sinüzoidal hem de sinüzoidal olmayan hareketlerde tam gelişmiş salınımlı akış için doğrulanmıştır. Akhavan ve diğerleri [15] tarafından yapılan çalışmalarda Uchida [14] nın analitik sonuçları, bir boru içerisindeki suyun salınımlı akışı için, deneysel hız profili ölçümleriyle de doğrulanmıştır.

Hino vd. [17] tarafından yapılan deneylerde, bir boru içerisindeki salınımlı akışta laminerden türbülansa geçiş için, frekansa bağlı olarak Stokes Sınır Tabakası kalınlığı belirlenmiştir.

Gerrard ve Hughes [18] salınımlı akışta giriş bölgesi üzerinde yaptıkları çalışmada, giriş uzunluğunun daimi akışa göre çok daha kısa olduğu ve karakteristik giriş uzunluğunun boru çapı kadar olduğunu belirtmişlerdir bu nedenle yapılan çalışmada deneyler tam gelişmiş akış bölgesinde kabul edilebilirler. Peacock ve Stairmand [19] laminer salınımlı akışta giriş bölgesinde hız profilinin üniform akışta olduğu gibi düz olma eğiliminde olduğundan, değişmediğini giriş ve çıkışta salınımlı akış hız profilinin korunduğunu belirtmişlerdir. Atabek ve diğerleri [20] salınımlı akış giriş bölgesindeki akış için, hız profili üzerinde çalışmalar yapmışlar ve hız dağılımını analitik olarak elde etmişlerdir.

Kurzweg ve diğerleri tarafından yapılan deneysel çalışmalarda, salınımlı akışın bağlı olduğu boyutsuz parametreler göz önüne alınarak, laminerden türbülansa geçiş bölgesi için bazı değerler tespit edilmiştir. Bu değerler analitik sonuçlarla karşılaştırılarak doğruluğu sağlanmıştır. Bu çalışmalarda sıcak ve soğuk iki rezervuar arasında oluşturulan yatay veya düşey eksenli sıvı kolonlarında ısı geçişi problemi bir boyutlu olarak incelenmiş ve nümerik olarak çözülmüştür. Zamana bağlı hız ve sıcaklık profilleri ve sıvının yer değiştirmesi çeşitli Womersley sayılarında elde edilmiştir. Bu çalışmalar için Kurzweg ve arkadaşları tarafından geliştirilen deneysel düzeneğe daha sonra araştırmacılar tarafından “rüya boru” (dream pipe) adı verilmiştir. Rüya boru mekanizması ile ilgili diğer araştırmacılar tarafından da çok sayıda inceleme yapılmış ve ısı geçişi mekanizması anlatılmıştır.

2.3.1 Benzerlik Parametreleri

Bir boru içerisinde $(D = 2a)$ sinüzoidal olarak hareket eden piston-silindir düzeneği vasıtasıyla uygulanan periyodik basınç titreşimlerine maruz faz değişimi görülen sıkıştırılamaz bir akışa, süreklilik, momentum ve enerjinin korunumu denklemleri uygulanır ve salınımlı akışa göre uygun fiziksel parametrelerle boyutsuzlaştırılırsa benzerlik parametreleri elde edilir.

Sıkıştırılamaz akışkanın bir boru içerisindeki salınımlı kaynama hareketinde ısı geçişi üzerinde etkili olan benzerlik parametreleri A_0, Re_ω (Wo ya da λ), Pr, Ja *(Jakob) ve* L/D 'dir.

Burada $\mathrm{Re}_\omega = \dfrac{\omega D^2}{\nu}$ kinetik Reynolds sayısıdır ve ν de akışkanın kinematik viskozitesidir. $A_0 = \dfrac{x_m}{D}$ boyutsuz genlik, $\mathrm{Pr} = \dfrac{\nu}{\alpha_l}$ Prandtl sayısıdır, α_l de akışkanın ısı yayınım katsayısıdır. Ja, Jakob sayısı olup kaynama sırasında buhar tarafından kazanılan en büyük duyulur enerjinin buhar tarafından kazanılan gizli enerjiye oranıdır $Ja = \dfrac{c_{pb}\Delta T}{h_{fg}}$.

Ayrıca, x_m salınımın genliğini, ω da açısal frekansı göstermektedir. Sonlu uzunluktaki bir boruda bu tip bir akışta ısıtıcı uzunluğunun hidrolik çapa oranı olarak tarif edebileceğimiz L/*D* ise bir parametre olarak göz önüne alınır. Bazı araştırmacılar tarafından salınım frekansının etkisini belirtmek için bu sayılar yerine Womersley sayısı da kullanılmaktadır. Bu sayı,

$$Wo = \lambda = a\sqrt{\frac{\omega}{\nu}} = \frac{1}{2}\sqrt{\mathrm{Re}_\omega} \qquad \textbf{(2.1)}$$

olarak tanımlandığından, kinetik Reynolds sayısının değişik bir ifadesidir. Özet olarak sıkıştırılamaz akışkanın bir boru içerisinde kaynama rejiminde salınımlı hareketinde etkili olan benzerlik parametreleri A_0 , Re_ω (Wo ya da λ), Pr, Ja ve L/D olarak belirtilebilir.

2.3.2 Salınımlı Akış Karakteristikleri

Isı geçişi ve sürtünme kayıpları için korelasyon eşitlikleri elde edilmeden önce akışın türbülanslı mı yada laminer mi olduğu bilinmelidir. Daha önce yapılan deneysel çalışmalara dayanarak geliştirilen korelasyonlar ve türbülansın başlangıcı için tahmin edilen değerler, uygun benzerlik parametreleri kullanılarak araştırmacılar tarafından sunulmuştur. Genelde yapılan ölçümler salınımlı akışta türbülansa geçişin daimi akıştan farklı olduğunu göstermiştir. Zhao ve Cheng [21] tarafından yapılan çalışmalarda kızgın tel anemometresiyle, salınımlı bir akışta yapılan ölçümlerde A_0 ve Re_ω'nin artan değerlerinde, cidara yakın olan kısımlarda periyodik türbülansın başladığı gözlenmiştir. Burada yapılan gözlemlerde duvar kenarındaki çalkantı değerlerinin borunun merkezine göre çok daha güçlü olduğu belirtilmiştir. Boru cidarına yakın bölgede oluşan rahatsızlıkların sebep olduğu çalkalanmaların çapsal momentum transferine sebep olduğu, bu sebeple çalkantı değerlerinin daha düşük değerlerde merkeze doğru iletildiği anlaşılmıştır. Bu yüzden yüksek kinetik Reynolds sayılarında cidarın yakınlarındaki eksenel hızın merkezdeki eksenel hızdan daha büyük olduğu ve duvar yakınlarında hız profilinde bir bükülmenin olduğu yapılan ölçümler ve gözlemler sonunda tespit edilmiştir. Verilen genliğe (A_0) karşılık eğer kinetik Reynolds sayısı kritik bir değeri aşarsa ilk olarak cidarın yakınında rahatsızlıklar başlar ve cidar yakınında girdaplar oluşmaya başlar. Bu girdaplar iç akış bölgesine (akışın merkezine) transfer edilir, bu da küçük çalkantılara sebep olur.

Genel olarak salınımlı akışta türbülansa geçiş için iki önemli boyutsuz parametrenin etkili olduğu konusunda literatürde görüş birliği vardır. Boyutsuz genlik A_0 ve kinetik Reynolds sayısı Re_ω nin artmasıyla akıştaki rahatsızlıkların başladığı ve belirli bir değerden sonra türbülansın başladığı belirtilmiştir. Türbülansa geçiş için

$$\beta_{cri} = (A_0\sqrt{Re_\omega})_{cri} = (x_m\sqrt{\omega/\nu})_{cri} \qquad \textbf{(2.2)}$$

bağıntısı önerilmiştir [16].

Salınımlı akışta meydana gelen sınır tabakaya "Stokes-Sınır Tabakası" adı verilir, ve bu tabakanın kalınlığı $\delta \cong \sqrt{2\nu/\omega}$ olarak belirtilir. Eşitlik Stokes sınır tabakası cinsinden de

$$\beta_{cri} = \sqrt{2}(\mathrm{Re}_{\delta})_{cri} \qquad \textbf{(2.3)}$$

olarak ifade edilebilir,

Burada, $Re_{\delta} = u_m \delta / \nu$' dir. Eşitlik (2.3)ün fiziksel anlamı çok açıktır: Reynolds sayısı Re_{δ} Stokes sınır tabakası kalınlığı δ, belirli bir kritik değeri geçtiğinde türbülans başlayacaktır. Türbülansın başlangıcı için kritik değerler *(β_{cri}* değeri) çeşitli araştırmacılar tarafından elde edilmiştir ve bu değerler Tablo 2.1'de verilmiştir. Burada bulunan kritik değerler arasındaki farklılıklar, araştırmacılar tarafından kullanılan farklı yöntemler ve hatalardan kaynaklanmıştır. Bazı araştırmacılar akış görüntüleme yöntemi kullanarak türbülansın başlangıcını belirlerken bazıları da kızgın tel anemometresiyle yaptıkları ölçümleri esas almışlardır.

Tablo 2.1 : Periyodik akış için β_{cri} nin kritik değerleri [16]

Araştırmacı	Yıl	$\beta_{cri} = (A_0 \sqrt{Re_{\omega}})_{cri}$
Li	1954	800
Collins	1963	230
Sergeev	1966	700
Vincent	1967	160
Pelissier	1973	150-420
Daneshvar	1973	730
Merkli ve Thomann	1975	400
Hino, Savamoto ve Takasu	1975	780
Ohmi, Iguchi ve Urahata	1982	800
Kurzweg Lindgren ve Lathrop	1989	700
Zhao ve Cheng	1996	761

2.3.3 Sürtünme Katsayısı

Harmonik olarak titreşen sonsuz uzunlukta düz bir levha üzerindeki durgun akışkanda sınır tabaka davranışı, Schlichting tarafından incelenmiştir ve salınımlar yapan bir plakanın üzerindeki akış için hız dağılımı

$$U(Y,\tau) = \frac{u(y,t)}{u_m} = e^{-\eta} Cos(\tau - \eta) \qquad \textbf{(2.4)}$$

şeklinde verilmiştir [22].

Burada $\eta = y\sqrt{\omega/2\nu}$ dir. Eşitlik (2.4) sönümlü bir harmonik titreşim hareketini ifade etmektedir. Çünkü, burada $e^{-\eta}$ ile verilen terim sönüm elemanıdır. Bir y mesafesindeki akışkan hızının sahip olduğu faz açısı $\eta = y\sqrt{\omega/2\nu}$ ile ilişkilidir. Burada önemli bir husus salınımlı sınır tabaka kalınlığının derecesi $\delta \sim \sqrt{2\nu/\omega}$ ile orantılı olmasıdır. Frekans arttıkça sınır tabaka kalınlığı incelmektedir. Burada düz levha için sınır tabaka kalınlığı (Stokes sınır-tabaka kalınlığı) Schlichting tarafından

$$\delta \cong \sqrt{\frac{2\nu}{\omega}} \qquad \textbf{(2.5)}$$

şeklinde verilmektedir [22]. Aynı zamanda denklem (2.4)'ten osilasyon yapan plakanın cidarındaki sürtünme katsayısı da belirlenebilir.

$$c_f = \frac{2\tau_w}{\rho u_m^2} = \frac{2\mu\left(\frac{\partial u}{\partial y}\right)_{y=0}}{\rho u_m^2} = \frac{4}{\sqrt{(Re_\omega)_x}} Sin(\omega t - \frac{\pi}{4}) \qquad \textbf{(2.6)}$$

Zhao ve Cheng tarafından yapılan çalışmalarda, yatay bir dairesel boruda laminer tam gelişmiş salınımlı akışta sürtünme katsayısının tayini bu konuda daha önce yapılan çalışmalar kullanılarak deneysel ve teorik olarak incelenmiştir [16,21, 25,26]. Boru içerisinde meydana gelen salınımlı akışta anlık sürtünme katsayısı c_f ve çevrimin ortalama sürtünme katsayısı $\bar{c}_f$

$$c_f = \frac{\tau_w}{\frac{1}{2}\rho u_m^2} = \frac{\mu(\frac{\partial u_t}{\partial r})_{r=a}}{\frac{1}{2}\rho u_m^2} \qquad \textbf{(2.7)}$$

$$\bar{c}_f = \frac{1}{2\pi}\int_0^{2\pi}\sqrt{c_f^2}\,d\tau \qquad \textbf{(2.8)}$$

şeklinde ifade edilmişlerdir.

Burada μ akışkanın viskozitesidir. Eşitlik (2.7) tam gelişmiş bir akış için sürtünme katsayısını vermekte olup zamanın ve konumun bir fonksiyonudur. Laminer salınımlı tam gelişmiş bir boru akışında anlık ve çevrim ortalama sürtünme katsayılarının tam çözümleri Zhao ve Cheng tarafından

$$c_{f,\infty} = \frac{32F_{\omega}}{A_0}\sin(\varphi + \varphi_3) \quad \textbf{(2.9)}$$

$$\bar{c}_{f,\infty} = \frac{64F_{\omega}}{\pi A_0} \quad \textbf{(2.10)}$$

şeklinde ifade edilmiştir [25]. Hesaplamalarda kolaylık olsun diye bu ifadeler bazı sınırlar dahilinde araştırmacılar tarafından basitleştirilmiştir [25]. Eşitlik (2.9)-(2.10) daki F_{ω} ve φ_3 değerleri, $\mathrm{Re}_{\omega} \le 400$ için (2.11)-(2.12) bağıntılarıyla hesaplanabilir.

$$F_{\omega} = \frac{0.161}{(\mathrm{Re}_{\omega}^{0.548} - 2.039)} \pm 3.3\% \quad \textbf{(2.11)}$$

$$\varphi_3 = 0.647\left[1 - 1.015\,Exp(-0.019\mathrm{Re}_{\omega})\right] \pm 1.9 \quad \textbf{(2.12)}$$

Eğer Eşitlik (2.11)'i Eşitlik (2.10)'da yazarsak elde edilen

$$\bar{c}_{f,\infty} = \frac{3.272}{A_0(\mathrm{Re}_{\omega}^{0.548} - 2.039)} \quad \textbf{(2.13)}$$

bağıntısı bize çevrimin ortalama sürtünme katsayısını verir. Buradan da görüldüğü gibi ortalama sürtünme katsayısı A_0 ve Re_{ω} terimlerinin her ikisiyle de ters orantılıdır. Eşitlik (2.13) laminer salınımlı bir akışta yalnız $\mathrm{Re}_{\omega} \le 400$ değerleri için geçerlidir.

2.3.4 Salınımlı Akış Hız Profili

Uchida [14] bir dairesel boru içerisinde (çapı $D = 2a$ olan) tam gelişmiş laminer salınımlı akışta eksenel hız profili için tam çözümü elde etmiştir. Zhao ve Cheng bu çözümü basitleştirerek hız profilini

$$u(r,t) = \frac{A_t}{\omega}\left[B\cos\omega t + (1-A)\sin\omega t\right] \quad \textbf{(2.14)}$$

ile vermişlerdir [21]. Burada A ve B sırasıyla aşağıda verilmiştir,

$$A = \frac{ber(\lambda)\ ber(2\lambda R) + bei(\lambda)\ ber(2\lambda R)}{ber^2(\lambda) + bei^2(\lambda)} \quad \textbf{(2.15)}$$

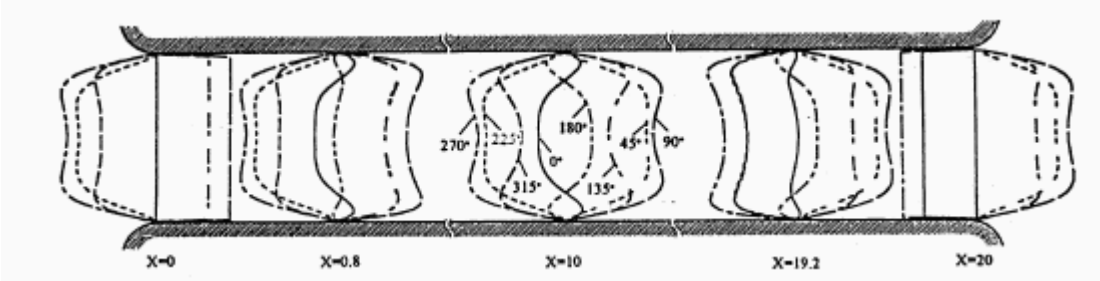
$$B = \frac{ber(\lambda)\ bei(2\lambda R) - bei(\lambda)\ bei(2\lambda R)}{ber^2(\lambda) + bei^2(\lambda)} \quad \textbf{(2.16)}$$

şeklinde tanımlanmış olup, $R=r/D$ boyutsuz çapsal koordinatı, λ Womersley sayısını göstermektedir. Ayrıca $I_0(\lambda\sqrt{i}) = ber(\lambda) + ibei(\lambda)$, olup bu ifadeler Bessel fonksiyonlarının özel kökleridir[23]. Eşitlik (2.14)'ün boyutsuzlaştırılmasıyla tam gelişmiş laminer salınımlı akış için boyutsuz hız profili.

$$U(R,\tau') = \frac{u}{u_m} = \frac{32}{\sigma\, Re_\omega}\left[B\cos\tau' + (1-A)\sin\tau'\right] \qquad \textbf{(2.17)}$$

şeklinde verilmiştir [21]. Burada $\tau' = \omega t$ dür. Eşitlik (2.17) laminer salınımlı tam gelişmiş bir akış için boyutsuz eksenel hızı göstermektedir. Verilen bir konum ve zamanda hız yalnızca kinetik Reynolds sayısının bir fonksiyonudur, çünkü A, *B* ve σ da yalnızca Re_ω (Wo ya da λ) ya bağlıdır.

.



Şekil 2.2 : Zhao ve Cheng [25] tarafından bulunan sonlu uzunluktaki boru boyunca hız profilleri (A_o=10, Re_ω =100, L/D=20)

Şekil 2.2'de Zhao ve Cheng [25] tarafından yapılan sayısal çalışmada $A_0 = 10$, $Re_\omega = 100$, $L/D = 20$ değerleri için bulunmuş sonlu uzunluktaki bir boruda hız profilleri sunulmuştur. Burada, giriş ve çıkış etkileri göz önüne alınarak yapılan değerlendirmede hızın boru boyunca konumdan bağımsız olduğu ve kesit boyunca aynı yapıyı koruduğu görülmüştür. Yani giriş ve çıkışta hız dağılımı konumdan bağımsızdır ve hızın eksenel yöndeki değişimi sıfırdır. İncelenen bu çalışma sonucu L/D =30 olan deneysel çalışmada hızın benzer yapıda olduğu söylenebilir.

2.4 Salınımlı Akışta Isı Geçişi

Salınımlı akış üzerinde yapılan deneysel ve teorik çalışmalarda ilk olarak kimyasal türlerin yayınımının salınımlı akışta davranışı incelenmiştir. Salınımlı akışta ısı geçişi ile ilgili ilk çalışmalar daha çok Kurzweg ve diğerleri [24] tarafından

geliştirilen ve daha sonra rüya boru olarak adlandırılan sistem üzerinde ısı geçiş mekanizmasının anlaşılması üzerine yapılmıştır. Daha sonra, salınımlı akışta taşınımla ısı geçişi üzerinde çeşitli çalışmalar yapılmıştır.Bu bölümde, salınımlı akışta taşınımla ısı geçişi için yapılan çalışmalardan bahsedilmiştir.

2.4.1 Salınımlı Akışta Taşınımla Isı Geçişi

Laminer salınımlı boru akışında ısı transferi problemi hem deneysel hem de analitik olarak çok sayıda araştırmacı tarafından incelenmiştir. Araştırmalar ilk olarak eksenel yayınımla ısı geçişinin artırılması üzerinde yoğunlaşmıştır. Daha sonra taşınımla ısı geçişi üzerinde yapılan araştırmalarda giderek bir artış olmuştur. Bu konu halen pek çok araştırmacı tarafından büyük bir ilgiyle incelenmektedir. Buradaki temel konu salınımın ısı transferine olan etkisinin ortaya çıkarılmasıdır. Araştırmacılar, incelemelerinde taşınım terimlerinin eksenel iletim terimlerinin yanında çok büyük olduğunu kabul ederek eksenel iletimi ihmal etmişlerdir [28]. Cidarlarda sınır şartı olarak sabit ısı akısı ve sabit duvar sıcaklığı olmak üzere iki farklı sınır şartı için incelemeler yapılmıştır. Zhao ve Cheng [25] tarafından yapılan ise, laminer zorlanmış salınımlı akışta sabit ısı akısı ve duvar sıcaklığı durumlarında bir boru içerisindeki akışın deneysel ve teorik olarak incelenmesidir.

Bu çalışmalarda Zhao ve Cheng yaptıkları sayısal analizler ve çok sayıda deney için akışı etkileyen boyutsuz parametrelere bağlı olarak korelasyon eşitlikleri önermişlerdir [25]. Yukarıdaki deneysel düzenek üzerinde iş yapan akışkan olarak havanın kullanıldığı deneylerden elde edilen ortalama Nusselt sayısı için

$$\overline{Nu} = 0,024 A_0^{0,85} \,\mathrm{Re}_\omega^{0,58} \qquad \textbf{(2.18)}$$

korelasyonu önerilmiştir [21]. Eşitlik (2.18) $8,5 \le A_0 \le 35$ ve $23 \le \mathrm{Re}_\omega \le 400$ aralığı için geçerlidir. Burada $\overline{Nu}$, çevrim boyunca ortalama Nusselt sayısını göstermektedir.

Zhao ve Cheng (1995) tarafından yapılan sayısal çalışmalarda sonlu uzunluktaki bir boruda laminer salınımlı akışta ısı geçişi için

$$\overline{Nu} = 0,00495 \; A_0^{0,9} \,\mathrm{Re}_\omega^{0,656} \qquad \textbf{(2.19)}$$

korelasyonu önerilmiştir [26]. Bu eşitlikte verilen zaman ve konuma göre çevrim boyunca ortalama Nusselt sayısı $10 \le A_0 \le 35$ ve $10 \le \mathrm{Re}_\omega \le 400$, L/D=40 aralığı için geçerlidir. Sonlu uzunluktaki bir akışta L/D nin etkisinin göz önüne alındığı

$$\overline{Nu} = 0,00495 A_0^{0,9}\, \mathrm{Re}_\omega^{0,656}[43,74(D/L)^{1,18} + 0,06] \qquad \textbf{(2.20)}$$

şeklinde bir korelasyon eşitliği yine bu araştırmacılar tarafından aşağıda verilmiştir. Burada $\overline{Nu}$, çevrim boyunca ortalama Nusselt sayısını göstermektedir. Konumdan bağımsız olarak sabit ısı akısıyla ısıtılan boru cidarındaki sıcaklığın, çevrim boyunca logaritmik olarak değiştiği görülmüştür. Eşitlik $8,5 \le A_0 \le 35$ ve $23 \le \mathrm{Re}_\omega \le 46$ aralığı için hassas sonuçlar vermektedir, daha geniş Re_ω aralığında uygun sonuçlar verdiği de (Re_ω<500) araştırmacılar tarafından belirtilmiştir.

Thang ve Cheng [27] kapalı çevrimli bir test düzeneği üzerinde yaptıkları çalışmada silindirik bir kanalda salınımlı akış için sabit ısı akısında ısı geçişini incelemişlerdir. Çevrim ortalama Nusselt sayısını tariflemek için akışkanın yığın sıcaklığını kanalın giriş ve çıkış sıcaklıklarının ortalamaları olarak almışlardır. Elde ettikleri sonuçları bir regresyon analizi kullanarak korelasyon eşitliği şeklinde boyutsuz parametreler cinsinden ifade etmişlerdir.

Lee ve diğerleri [28] tarafından yapılan benzer çalışmalarda ısıl olarak gelişmiş bir bölgede keyfi sınır şartları için sıcaklık dağılımı analitik olarak incelenmiştir. Bu çalışmalarda eksenel mesafenin bir fonksiyonu olan sinüzoidal cidar sıcaklığını zamana göre ortalama bir değer kabul ederek, dairesel bir boruda laminer salınımlı akışta ısı geçişi teorik olarak analiz edilmiştir. Ayrıca akış içerisinde eksenel yöndeki ısı iletiminin taşınım terimlerinin yanında oldukça küçük olduğunu ve bu yüzden akışkan içerisindeki eksenel iletimin ihmal edilebileceğini kabul etmişlerdir. Bu kabuller neticesinde salınımlı akış için yazdıkları denklemleri basitleştirmişler ve analitik olarak çözmüşlerdir. Bu çözümler eksenel yöndeki lineer olmayan sıcaklık değişimleri ve çevrim ortalama akışkan sıcaklığı için seri açılımları şeklinde verilmiştir. Bulunan sonuçlardan çevrim ortalama Nusselt sayısı için boyutsuz parametrelere bağlı olarak bir bağıntı vermişlerdir.

Chen, Z.D. ve Chen, J.J.J. dikdörtgen kesitli düşey bir kanal üzerine yerleştirilmiş ısıtıcı yüzeyin yakınında salınım yapan hava sıvı ara yüzeyine sahip akışta ısı geçişini incelemişlerdir [25]. Cidardan sabit ısı akısıyla olan ısı geçişi için

yaptıkları deneysel çalışma sonucunda elde ettikleri deneysel sonuçlar için

$$Nu = 0.318\, Re_o^{0.5}\, Pr^{0.5} \qquad \textbf{(2.21)}$$

korelasyonu sunmuşlardır [29].

2.5 Kaynama

Deneysel çalışmada hakim olan ısı geçişi mekanizması kaynama rejimleriyle ilişkili olduğundan, kaynama hakkında geniş literatür araştırması yapılmıştır.

2.5.1 İki Fazlı Akışlar İçin Genel Gözlemler

Zorlanmış taşınımlı iç akışta kaynama, içinden bir sıvı akarken ısıtılan bir borunun iç yüzeyinde kabarcık oluşumu ile gerçekleşir. Kabarcık büyümesi ve yüzeyden ayrılması, akış hızından şiddetle etkilenir ve hidrodinamik etkiler, havuz tipi kaynamada (pool boiling) ortaya çıkanlardan önemli ölçüde farklıdır. Genelleştirilebilir savların geliştirilmesini engelleyen, farklı iki-fazlı akış düzenlerinin varlığı nedeniyle işlem çok karmaşıklaşır.

Şekil 2.3deki ısıtılan düşey borunun içinde, akışın gelişimi göz önüne alınsın. Boruya, aşırı-soğutulmuş sıvı olarak giren akışkana ısı geçişi, başlangıçta, zorlanmış taşınım ile olur ve zorlanmış taşınım bağıntıları kullanılarak hesaplamalar yapılabilir. Ancak, kaynama bir kez başladıktan sonra, yüzeyde ortaya çıkan kabarcıklar büyür ve ana sıvı akışı içine taşınırlar. Akış düşük kuruluk derecesindedir. Ayrık buhar habbeleri sürekli sıvı fazının içerisine yayılmıştır. Kabarcıklı akışta (bubbly flow) habbelerin ortalama çapı genellikle boru çapından küçüktür. Bu *kabarcıklı akış aşamasın*da (tıkaç akış, slug flow) taşınımla ısı geçiş katsayısında, keskin bir artış vardır. Buharın hacim oranı, kuruluk derecesi arttıkça, ayrık kabarcıklar birleşerek kesitin neredeyse tamamını kaplayan buhar yastıkları oluştururlar. Bu *buhar yastıklı akış aşamasın*ı, sıvının neredeyse tamamının yüzeyde bir film oluşturduğu kuruluk derecesinin çok daha yüksek neredeyse tamamının buhar olduğu konfigürasyon izler. Buhar, daha büyük bir hızla borunun orta kısmı boyunca hareket ederken bu film, borunun iç yüzeyi boyunca hareket eder. Açıkça görülen nedenlerle bu rejim *halka kesitli akış aşaması* (annular flow) adını alır. Akış boyunca daha çok buharın üretilmesiyle birlikte, boşluk oranı artar, akış sıvı-buhar ara yüzeyinden buharlaşmanın çok daha önemli olduğu halkasal veya sanki halkasal yapıya bürünür

[30]. Buhar hızı yüksek olduğunda, sıvı filmi ara yüzeyi, ara yüzey de çalkantılara neden olan Helmboltz kararsızlığında olabilir. Çalkantılardan kopan sıvı damlacıkları merkezdeki buhar akışının içine katılırlar. Orta kuruluk derecelerinde, ek olarak iki akış rejiminden biri görünür. Eğer sıvı ve buhar fazlarının her ikisi de yüksek hızda ise merkezdeki buhar akışının içinde çözünmüş vaziyette yoğun sıvı kümeli halkasal akış görülür. Bu akış rejimi halkasal akışın bir tipi olmasına rağmen literatürde *dar ('wispy) halkasal akış* olarak bilinir.

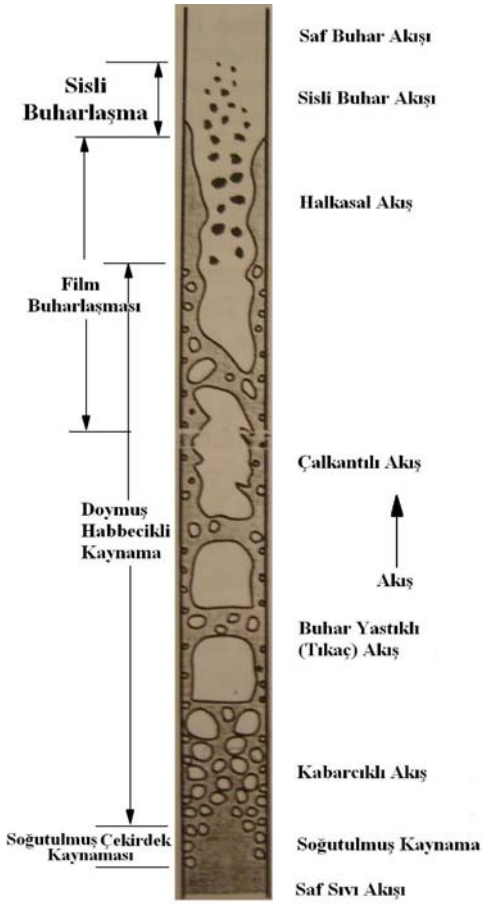
Orta kuruluk derecesi ve düşük debilerde sıvı-buhar ara yüzeyi üzerindeki kayma gerilmesi, uygulanan basınç gradyeninin ve aşağı yönlü kütle kuvveti olan yerçekiminin toplam etkisini elimine edecek mertebelerdedir. Bu nedenle sıvı akışı kararsız ve salınımlı olmaya meyillidir. Ancak ortadaki buhar akışı sürekli olarak yukarı doğrudur. Sıvı filminin ortalama hızı yukarı doğru olduğu halde sıvı yukarı-aşağı arada kalan hareket yapar. Bu nedenle bu koşullardaki akış yüksek mertebeden rahatsızlıklar içeren, çok düzensiz bir ara yüzeyle sonuçlanır. Bu salınımlı akış *çalkantılı akış* (churn flow) olarak bilinir.

Kabarcıklı akış aşaması boyunca ve *halka kesitli akış* aşamasının çoğunda ısı geçiş katsayısı yükselmeye devam eder. Fakat sonunda, iç yüzey üzerinde kuru noktalar belirir ve bundan sonra ısı taşınım katsayısı azalmaya başlar. Geçiş aşamasında ise kuru noktaların gittikçe büyüdüğü ve sonunda yüzeyin tamamen kuruyup, kalan sıvının, ortadaki buharın içinde damlacıklar halinde sürüklendiği görülür. Bu aşamada, ısı taşınım katsayısı azalmaya devam eder. Tüm damlacıklar buhara dönüşene değin süren sisli akış aşamasında bu katsayıda çok az değişme olur. Daha sonra ise, buhar yüzeyden olan zorlanmış taşınımla ısı geçişi sonucu kızdırılır. Yukarıda açıklanan iki-fazlı akış aşamalarının nicelendirilmesi için geliştirilen çok sayıdaki bağıntıların değerlendirilmesi kaynaklardan bulunabilir [31]. Kaynamanın yapısı, gerçekleştiği koşullara göre belirgin oranda değişir. Bu koşullar: ısı akısının düzeyi, sıvı-buharın termofiziksel özelikleri, yüzey malzemesi ve yüzey özellikleri, ısıtılan yüzeyin alanıdır.

İki fazlı akışların uygulamaları göz önüne getirilirse, dairesel borular teknolojik uygulamalarda en çok rastlanan geometrilerdir. Ayrıca dikey ya da yatay iki fazlı akışlar en çok kullanılan konfigürasyonlardır. Fakat bazı farklı akış konfigürasyonları ve kanal geometrileri, yeni uygulamalarda kullanılmaya başlanmıştır. Üzerlerinde yapılan incelemeler sonucu akış rejimleri genellikle

dairesel borulara benzemesine rağmen bazı durumlarda akış davranışı üzerinde belirgin farklılıklar meydana getirdikleri gözlenmiştir.

İki fazlı karışım kanal içinde akarken faz değişimi görülüyorsa genellikle değişik akış rejimleri boru boyunca değişik koordinatlarda görülür. Düşey yukarı doğru akış kaynamasında düşük veya orta mertebelerde ısı akısında akış rejimleri Şekil (2.3)'de görülmektedir. Akışkan yerel yığın sıcaklığı doyma sıcaklığına ulaşmadan kaynamaya başlayabilir. Bu durumda görülen rejim, yapılan çalışmada görsel olarak izlenen ve sıcaklık ölçümleriyle doğrulanan düşük boşluk oranındaki kabarcıklı akıştır. Ayrıca kabarcıklı kaynamanın başlangıcı (Onset of Nucleate Boiling T_{ONB}) civarında genellikle habbecikli kaynama baskın olan kaynama mekanizmasıdır.



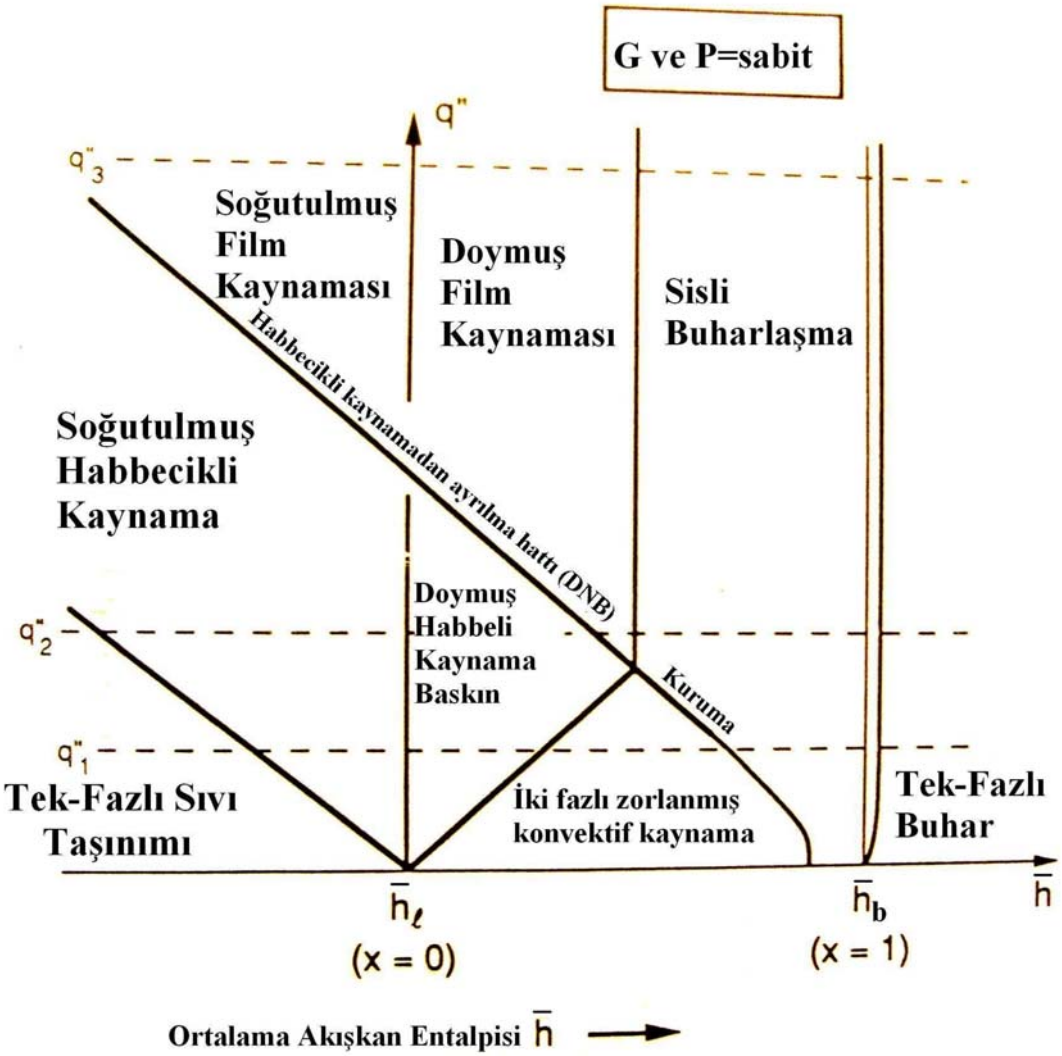
Şekil 2.3 Düşey Boruda Düşük Isı Akısında Akış Kaynaması Rejimleri, Kaynama Mekanizmaları [32]

2.5.2 Borularda Taşınımlı Kaynama

Havuz kaynamasından farklı olarak taşınımlı kaynamada boru boyunca kaynama olayı ilerlediğinden, akışın buhar muhteviyatı artar. Verilen kütlesel debi boru boyunca sağlanacağından, akışkanın yerel ortalama yoğunluğu düştüğünden süreklilik denkleminin bir sonucu olarak yerel akışkan hızı belirgin bir şekilde artar.

Yukarı Doğru Düşey Akış

Burada tanımlanan akış rejimleri ve kaynama mekanizmaları düşük duvar ısı akısına ve/veya düşük yüzey sıcaklığına karşılık gelir. Isı akısının ve kızdırma sıcaklığının kaynama mekanizmaları ve akış üzerindeki etkisi kaynama rejimi haritalarıyla daha iyi anlaşılır [33]. Şekil 2.4'te görülen sabit ısı akısı için kaynama rejimleri haritasında x ekseni kaynayan akışkanın yerel yığın entalpisini, dikey eksen ise uygulanan ısı akısının gösterir. Şekilde $q_1^{''}$ ile gösterilen doğru (Şekil 2.3'te gösterilen kaynama mekanizmalarının tamamen aynısıdır.) düşük ısı akısına tabi bir sistemin kaynama rejimlerini gösterir. $q_3^{''}$ ile yüksek ısı akılarını gösteren doğru incelendiğinde sıkıştırılmış sıvı film kaynaması borunun hemen hemen girişinde görülür. Boru içinde akış ilerledikçe doymuş film ve sisli buhar kaynaması görülür. Bahsedilen üç kaynama rejimi de etkin olmayan ısı transferi mekanizmalarıyla karakterize edildiğinden boru yüzeyindeki kızma farkı yüksektir. Bu rejimlerdeki ısı transferi katsayısının çok düşük olması ve yüzey sıcaklıklarının yüksekliği, nedeniyle, ısı transferi ekipmanları kaynamanın habbecikli kaynama ve iki fazlı zorlanmış taşınımlı kaynamayla (ısı transferi etkinliğinin genellikle yüksek olduğu) sağlandığı düşük ısı akılarında çalışacak şekilde tasarlanırlar. İhmal edilebilir boyutta olsa da akış kaynaması işlemlerinin son bir bakış açısı da Şekil 2.4'te gösterilen denge durumunda olmayan koşulların varlığıdır. Örneğin, düşük yüzey kızdırma sıcaklıklarında ve ısı akısı seviyelerinde kaynamanın başlamasından önce ve/veya habbecikli kaynama sırasında duvarın yakınında kızdırılmış sıvı bölgesi mevcut olabilir. Taşınımlı kaynama olaylarının akış karakteristiklerini tespit ederken eğer hassas tahmin edilmek isteniyorsa dengeden uzaklaşma ve iki fazlı yapısı üzerinde faz değişimi olayının olası etkileri göz önüne alınmalıdır.

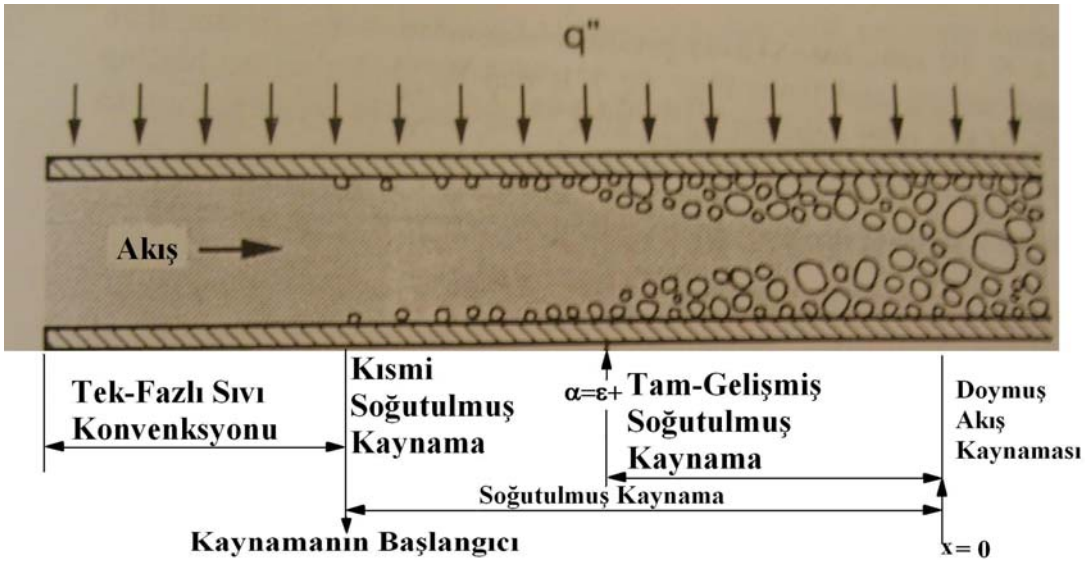


Şekil 2.4 Sabit Isı Akısı Sınır Koşulunda Kaynama Rejimleri [32]

Düşük-orta kalitelerde, kabarcıklı kaynama ve kısmi soğutulmuş kaynama mekanizmalarının her ikisi de önemli olabilir. Duvar üzerindeki sıvı incelmesiyle, film kaynaması (film boiling) çok verimli olur ve baskın mekanizmadır. Halkasal akışın (annular flow) son safhalarında merkezde akmakta olan buharın hızlanması sıklıkla sıvı damlacıklarının buhar içinde çözünmesini sağlar. Bu etki filmin direk buharlaşmasıyla birlikte filmin yukarı çığrına doğru akmasıyla film kalınlığını indirme meylindedir. Bu olayın sonucu olarak film boru cidarının bazı bölgelerinde tamamen ortadan kalkabilir. Bu olay **kuruma** (dryout) veya burada olduğu gibi boru cidarının kısmi kuruması olarak bilinir.

Sisli Buhar Bölgesinde Isı Transferi incelendiğinde, kısmi kuruma olan bölgenin yakınlarında film oldukça ince olduğundan sıvı filmine ısı transferi oldukça etkindir. Bu nedenle, habbecikli kaynama ve film kaynamasının toplu etkisi bu bölgeye

yaklaştıkça ısı transferi katsayısının artmasını sağlar. Kısmi kurumaların başlamasıyla, kuruma olan bölgeler, ince film kaynaması olan bölgelere göre ısı transferi bakımından ihmal edilebilir ölçekte kalmaktadır. Dolayısıyla boru boyunca ilerledikçe ıslak bölgenin alanının azalması yüzünden tüm alana göre tariflenen ısı transfer katsayısı düşer. Sisli buhar bölgesinde yüzey tamamen kurudur ancak buhar içerisinde çözünmüş sıvı zerrecikleri hala mevcuttur. Bu bölgede kaynama gazda ısı taşınımı, ışınım ve su zerreciklerinin duvarla veya duvarın çok yakınında çarpışmasıyla sağlanan, diğer kısımlara göre düşük mertebede olan ısı transferi mekanizmalarıyla sağlanır. Isı taşınım katsayısı boru boyunca tek fazlı buhar akışı elde edilinceye kadar düşmeye devam eder. Kuru buhar bölgesinde tek fazlı taşınım bağıntıları geçerlidir.



Şekil 2.5 Aşırı soğutulmuş Kaynama Rejimlerinin Akış Boyunca Değişimi [32]

Aşırı Soğutulmuş Sıvı Akış Kaynaması (Subcooled boiling)

Şekil 2.5'de sıkıştırılmış sıvının kaynamasıyla ilgili ardışık rejimler şematik olarak gösterilmektedir. Kabarcıklı kaynamanın başlangıcı (T_{ONB}) geçilir geçilmez kısmi soğutulmuş kaynama görülür. Bu bölge zorlanmış taşınım ve habbecikli kaynama etkilerinin (akış yönünde habbecikli kaynama mekanizmaları etkisini artırır.) ikisinin de etkili olduğu geçiş bölgesidir. T_{ONB} yakınında habbecikler az ve aralıklıdır. Bu bölgedeki habbe oluşumu ve salınımının toplam ısı transferine etkisi küçüktür. İster sabit yüzey sıcaklığında ister sabit ısı akısında olsun akış ilerledikçe habbecik oluşumu daha elverişli bir hal alır. Bu durum kısmi kaynama bölgesinde ilerledikçe habbecik yoğunluğunun artmasına neden olur. Sonuç olarak habbe odağı yoğunluğu

çok artar. Habbecikli kaynamanın ısı transferine katkısı doymuş habbecikli havuz kaynamasının etkisine eşitlenir. Böylece akışın tam gelişmiş habbecikli kaynama bölgesine girdiği söylenir. Bu rejimde habbecikli kaynama ısı transferi mekanizmasında tamamen baskın olanıdır. Tam gelişmiş habbecikli kaynamanın baskın olmasıyla ısı transferi debiden ve soğutma derecesinden bağımsız olur. Bu orta ve yüksek kızdırma derecelerinde habbecikli havuz kaynamasının çevresel hareketten ve soğutma derecesinden çok az etkilenmesinin direkt sonucudur.

Akış Rejimi ve Kaynama Mekanizmaları

Akışkan sıkıştırılmış sıvı olarak girip, kızgın buhar olarak çıkarsa mümkün olan en geniş akış koşulları elde edilir. Gözlenen akış rejimlerinin dağılımı, akış karakteristikleri, debi, kanal yönelimi, akışkan özelikleri, duvardaki ısı akısının değeri ve dağılımına bağlıdır. İki fazlı akış rejimi genellikle iki fazın bağıl hızlarına bağlıdır. Akışın ivmelenmesi, ortalama sıvı-buhar hızları arasındaki farkları arttırarak akış rejiminin değişmesine neden olur.

Akış kaynaması akış rejimi değişikliklerine ilave olarak boru boyunca değişik noktalarda değişik kaynama mekanizmalarına neden olabileceğinden çok komplike bir olaydır.

Akış Rejiminin Tespiti

Yapılan deneysel çalışmada tek fazlı akış, kabarcıklı akış ve tıkaç akış gözlemlenmiştir. Çalışılan akış rejimi ısı transferi üzerinde belirgin etkiler gösterdiğinden saptanması büyük önem arz etmektedir. Bu nedenle Hewitt Roberts akış rejimi haritaları ve Taitel-Duckler analitik ifadeleri kullanılmıştır. İki fazlı akış haritaları genellikle denge halinde, adyabatik, iki fazlı akışlar için türetildiği halde düşük-orta ısı akısında taşınım kaynaması boyunca akış karakteristiklerinin kestirilmesi için genellikle kayda değer kalitede veri sağlarlar.

Hewitt Roberts Akış Rejimi Haritası [32]

Boru içerisindeki toplam kütlesel debi sabit olduğundan, sistem haritası

$$\rho_b j_b + \rho_l j_l = G \qquad \textbf{(2.22)}$$

İle

$$(\rho_b)^{0,5}(\rho_b j_b^2)^{0,5} + (\rho_l)^{0,5}(\rho_l j_l^2)^{0,5} = G \qquad \textbf{(2.23)}$$

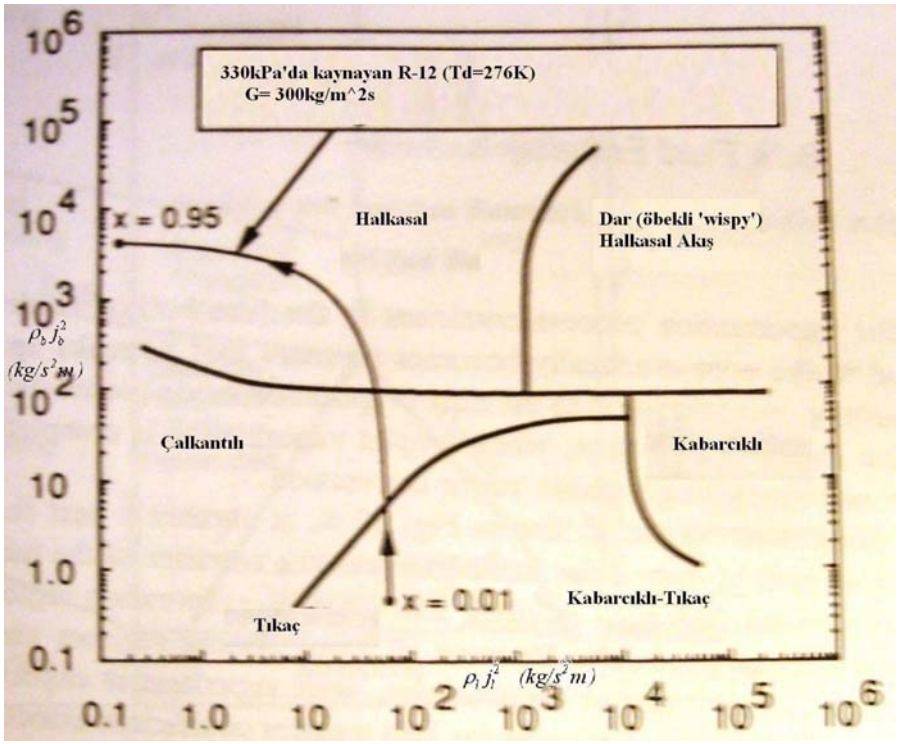
Şeklinde düzenlendiği gibi ifade edilir. Belirlenen kütlesel akı (G) değeri için log-log grafiği çizilirse Şekil 2,6'ya benzer olacağı görülür. Hewitt Roberts akış rejimi

haritasında düşey koordinat buharın yatay koordinat sıvının boru boyunca etkin momentum akısını göstermektedir.

Taitel-Duckler Analitik İfadeleri [32]

$$j_l / j_b = 2,34 - 1,07 \frac{[g(\rho_l - \rho_b)\sigma]^{0,25}}{j_b \rho_l^{1/2}} \qquad \textbf{(2.24)}$$

bağıntısı ile teorik çalışmalardan kabarcıklı akıştan tıkaç akışa (slug flow) geçişi gösterir.



Şekil 2.6 Akış Kaynaması İçin Akış Haritası [32]

Kısmi Soğutulmuş Kaynamada Isı Transferi

Kısmi soğutulmuş kaynama rejiminde ısı transferinin tespiti habbecikli kaynama ve zorlanmış taşınımın paralel ve bağımsız gerçekleştiği kabulüne dayanır. Kutateladze ısı transferi katsayısını

$$h = (h_{spl}^2 + h_{sub}^2)^{0,5} \qquad \textbf{(2.25)}$$

biçiminde vermektedir. Yüzey sıcaklığı artarsa soğutulmuş kaynamanın katkısı (h_{sub}) tek fazlı sıvı taşınımının katkısına (h_{spl}) göre artar.

Son araştırmalarda

$$q''_{toplam} = q''_{spl} + q''_{sub} \qquad \textbf{(2.26)}$$

olarak verilmektedir. Kısmi kaynama rejimindeki toplam ısı transferi ve tam gelişmiş habbecikli kaynama arasındaki fark taşınımdan gelen ısı akısını verir. Yaklaşık olarak

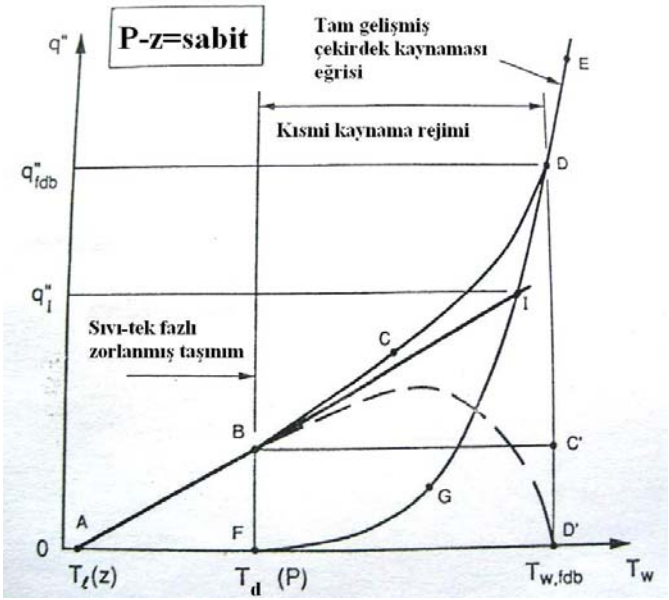
$$T_d \le T_W \le T_{w,fdb} \Rightarrow q''_{spl} = h_{le}(T_d - T_l(z)) \quad \textbf{(2.27)}$$

$$T_{w,fdb} \le T_w \Rightarrow q''_{spl} = 0 \quad \textbf{(2.28)}$$

ile ifade edilebilirler. Bu metodu kullanabilmek için D noktası özellikleri (bknz.şekil 2.7) tespit edilmelidir. Tek başına tam gelişmiş kaynamanın (tam gelişmiş habbecik kaynaması) başladığı ısı akısı olan q''_{fdb}

$$q''_{fdb} = 1,4q''_l \quad \textbf{(2.29)}$$

bağıntısıyla verilmektedir.



Şekil 2.7 Kısmi kaynama rejimi hesaplarında kullanılan referans noktalar [32]

q''_l tek fazlı taşınım doğrusuyla tam gelişmiş habbecikli kaynama eğrisinin kesişimindeki ısı akısıdır.

Tam gelişmiş habbecikli kaynama için 2<m<4, γ yüzey-akışkan özellikleri faktörü olmak üzere

$$q'' = \gamma[T_w - T_d(P)]^m \quad \textbf{(2.30)}$$

korelasyonu geçerlidir. Burada tanımlanan γ ve m vasıtasıyla

$$(\frac{q''_l}{\gamma})^{1/m} - \frac{q''_l}{h_{le}}[1 + 4(\frac{h_{le}}{Gc_{pl}})(\frac{z}{d_h})] + [T_d - T_{l,in}] = 0 \quad \textbf{(2.31)}$$

ve $q_l^{"}$ yardımıyla

$$T_{w,fdb} = (\frac{1,4q_l^{"}}{\gamma})^{\frac{1}{m}} + T_d \qquad \textbf{(2.32)}$$

$T_{w, fdb}$ sıcaklığı Eşitlik (2.32)'den elde edilir. $T_{w, fdb}$, q_{fdb}^{tt} nın bilinmesiyle q_{spl}^{tt} elde edilir. Tam gelişmiş habbecikli kaynamaya eklenmesiyle kısmi soğutulmuş kaynama bölgesinde toplam ısı transferi elde edilir. Kısmi soğutulmuş kaynamada ısı transferini hesaplamaya yarayan bu yaklaşım Bowring tarafından önerilmiştir [34].

Rohsenow tarafından önerilen yaklaşımda ise tek fazlı taşınımın katkısı

$$q_{spl}^{"} = h_{le}[T_w - T_l(z)] \qquad \textbf{(2.33)}$$

şeklinde ortaya konduktan sonra deneysel toplam ısı transferinden tek fazlı taşınımı katkısı çıkartılarak kısmi soğutulmuş kaynamada ısı transferine habbecikli kaynamanın katkısı bulunur [35]. Geriye kalan habbecikli kaynamanın katkısı Rohsenow'un havuz kaynaması bağıntısıyla

$$q_{sub}^{"} = \mu_f h_{fb}[\frac{g(\rho_f - \rho_b)}{\sigma}]^{0,5}\,\mathrm{Pr}_l^{-s/r}[\frac{c_{pf}[T_w - T_d(P_l)]}{C_{sf}h_{fb}}]^{1/r} \qquad \textbf{(2.34)}$$

ifade edilir. Bu bağıntıda r = 0,33'tür. S ise su için 1; diğer akışkanlar için ise 1,7'den yararlanarak C_{sf} değerleri elde edilir.

Başka bir hesap yöntemi olan Bergles- Rohsenow [29] yaklaşımına göre kısmi soğutulmuş kaynama rejiminde q''> q''_{ONB} olması halinde ısı transferinin tespiti için

$$q'' = q_{spl}^{"}\left\{1 + [\frac{q_{sub}^{"}}{q_{spl}^{"}}'(1 - \frac{q_D^{"}}{q_{spl}^{"}})]^2\right\}^{\frac{1}{2}} \qquad \textbf{(2.35)}$$

korelasyonu kullanılır. Denklem (2.35)'teki $q_{spl}^{"}$ tek fazlı taşınım bağıntılarından $q_{sub}^{"}$ yerel tam gelişmiş soğutulmuş kaynama korelasyonundan elde edilir. q'' deneysel ölçümlerden alınırsa, $q_D^{"}$ elde edilir. Bu $q_D^{"}$ değerine karşı gelen kabarcıklı kaynamanın başlangıcı sıcaklığı (T_{ONB})

$$q_{onb}^{"} = 5,30P^{1,156}[1,80(T_W - T_d)_{onb}]^{2,41/P^{0,0234}} \qquad \textbf{(2.36)}$$

tam gelişmiş habbecikli kaynama bağıntısında $q_{onb}^{"}$ yerine $q_D^{"}$ yazılarak elde edilir.

Artan yüzey sıcaklığıyla $q_{sub}^{"}$ $q_{spl}^{"}$ ve $q_D^{"}$ ye göre büyük olur. q'' bu durumda $q_{sub}^{"}$ a yaklaşır. Belirtilen yaklaşımlarda tam gelişmiş habbecikli kaynamanın etkisi

incelenirken, sıvı taşınımının olduğu durumda soğutulmuş habbecikli kaynamanın sıklıkla doymuş havuz kaynamasına benzer olduğu kabul edilir. Ancak, yüksek kızdırma seviyelerinde böyle bir hesaplama büyük hatalar getirebilir. Dikkat edilerek kullanılmalıdır.

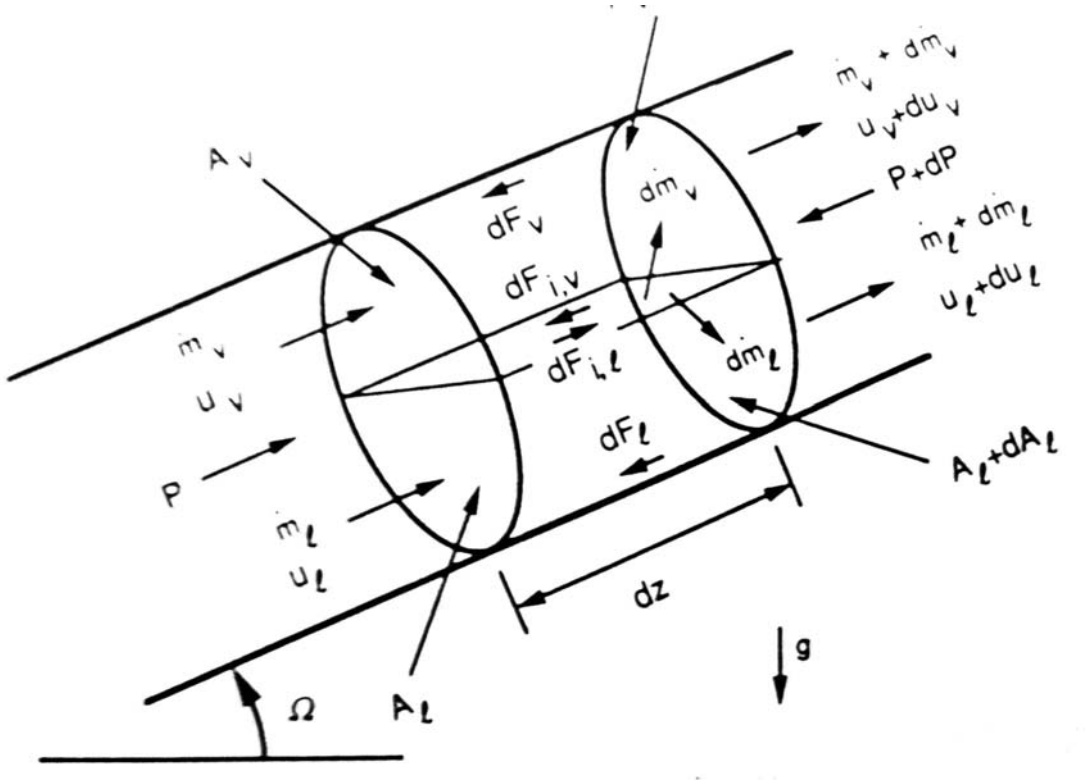
2.5.3 Bir Boyutlu İki Fazlı Bir Akışa Ait Temel Modeller ve Yürütücü Denklemler

Tek fazlı akıştaki alışagelmiş atalet, viskoz ve basınç kuvvetlerinin yanında, iki fazlı akışlar fazlar arası gerilme kuvvetleri, sıvının yüzeyi ıslatma karakteristiği ve akış içerisinde sıvı buhar fazları arasındaki momentum transferinden etkilenirler.

Mühendislik tasarım hesaplamalarında, iki fazlı modelinin seçimi dikkatle yapılmalıdır. Homojen akış modeli yeterli doğrulukta sonuçları yalnızca sınırlı durum için verir. Bunlardan en güzel uyumun görüldükleri; deneysel çalışmada karşılaşılanı da kapsayan kabarcıklı akış ve buhar içine küçük su zerreciklerinin saçıldığı fazlar arasındaki kayma hızının düşük olduğu buhar akışlarıdır [32]. Ancak literatürde belirtilen doğruluğun sürekli akış için geçerli olduğu düşünülürse, kompleks akış geometrilerine adapte edilebilen ve geniş geçerliliği olan ayrık akış modeliyle kullanılan Martinelli-Nelson korelasyonlarının kullanımı zorunludur. Bu korelasyonlar en iyi sonuçları adyabatik durum için düşük basınçlarda ve gerçekleştirilen deneysel çalışmadaki duruma benzer biçimde düşük ısı akısındaki kaynama durumunda verir [32].

Basınç Düşüşü

Üç boyutlu, zamana bağlı iki fazlı akış yürütücü denkleriyle ilgili gelişmeler Ishii'nin [37] ve Boure'un [38] çalışmalarından bulunabilir. Yürütücü denklemlerin formülasyon yapısı, zaman veya alan ortalaması alınarak kolaylaştırılabilir. Fakat bu durum, akışın anlık, yerel karakteristik bilgisini göz ardı eder. Burada incelenen iç gaz-sıvı akışlarında tüm bağımlı değişkenlerin herhangi kesit üzerinde sabit olduğu yalnızca eksenel doğrultuda değiştiği idealleştirmesi yapılmış, akış sürekli ve bir boyutlu kabul edilmiştir.



Şekil 2.8 Gaz-sıvı İki Fazlı Akışlarında Momentum Transferinin İdealleştirilmiş Modeli [32]

Fazların ortalama hızları, birim alandan geçen debi ve boşluk oranıyla ifade edilirse:

$$U_b = \frac{Gx}{\rho_b \alpha} \tag{2.37}$$

$$U_l = \frac{G(1-x)}{\rho_l (1-\alpha)} \tag{2.38}$$

şeklinde olur.

Bu durumda Şekil2.8'deki diferansiyel kontrol hacmine süreklilik denkleminin uygulanmasıyla

$$\frac{d(\rho_b GxA)}{dz} + \frac{d(\rho_l G(1-x)A)}{dz} = 0 \tag{2.39}$$

elde edilir.

Eksenel yönde kuvvet momentum dengesi yazılıp, sürekli halde ara yüzey kayma kuvvetlerinin dengesinden, iki fazın kanal duvarındaki toplam sürtünme etkisini ifade eden sonsuz küçük basınç gradyeni tanımlanırsa

$$dF_1 + dF_b = -(\frac{dP}{dz})_{fr} Adz \tag{2.40}$$

momentum dengesi,

$$-\frac{dP}{dz}=-\frac{P}{A}(\frac{dA}{dz})-(\frac{dP}{dz})_{fr}+[(1-\alpha)\rho_l+\alpha\rho_v]g\sin\Omega$$
$$+(\frac{1}{A})\frac{d}{dz}\left[\frac{G^2x^2A}{\rho_v\alpha}+\frac{G^2(1-x)^2A}{\rho_l(1-\alpha)}\right] \quad \textbf{(2.41)}$$

halini alır.

Denklem (2.41)'in sağ tarafında görüldüğü gibi iki fazlı akışın toplam basınç düşümüne etki eden dört nicelik vardır. Bunlar akış alanı kaynaklı, sürtünme kaynaklı, yerçekimi kaynaklı ve akışın hızlanıp yavaşlaması kaynaklıdır. Ek kabuller; belirlenen noktada sıvı ve buhar hızı üniformdur. Ancak değerleri farklı olabilir. İki faz yerel olarak termodinamik dengededir. Yerel akış karakteristiklerini tarifleyen iki fazlı çarpanları ve α boşluk oranının ampirik korelasyonları mevcuttur. Kanalın kesit alanı da sabitse Denklem (2.41)

$$-\frac{dP}{dz}=-\phi_l^2(\frac{dP}{dz})_l+[(1-\alpha)\rho_l+\alpha\rho_b]g\sin\Omega$$
$$+\frac{d}{dz}\left[\frac{G^2x^2}{\rho_b\alpha}+\frac{G^2(1-x)^2}{\rho_l(1-\alpha)}\right] \quad \textbf{(2.42)}$$

halini alır.

Ayrıca, sıvı buhar fazlarının hızlarını eşit, iki fazı akışın ortalama özelliğinde tek fazlı kabul ederek sıvı yoğunluğunun kanal boyunca sıcaklık, basınç değişimi nedeniyle değişimini ihmal ederek

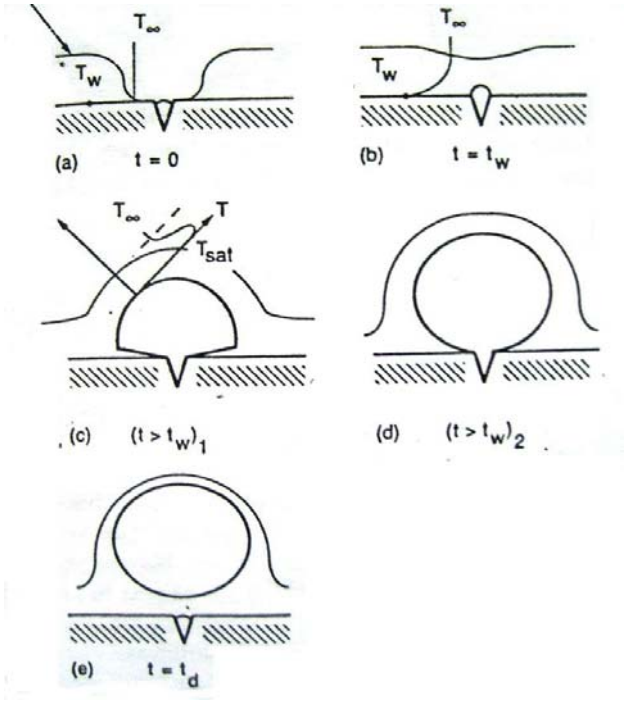
$$-\frac{dP}{dz}=[-\phi_{lo}^2(\frac{2f_{lo}G^2v_l}{D})+\frac{G^2v_{lb}dx}{dz}+\frac{g\sin\Omega}{v_l+v_{lb}x}]/[1+G^2x(dv_b/dP)] \quad \textbf{(2.43)}$$

ifadesi elde edilir. Bu ifadenin eksen doğrultusunda integrasyonu, kanal boyunca basınç düşümünü verir. Alternatif olarak iki fazlı çarpanı (ϕ_{lo}) ve boşluk oranının (α) eldesiyle basınç düşümü ayrık akış modeliyle de hesaplanabilir.

2.5.4 Isıtılmış Yüzeyler Üzerinde Habbe Oluşumu

Kızdırılmış bir yüzeyin yakınında ısıl sınır tabakanın içinde küresel simetri olmaması ve çevreleyen akışkanın eşsıcaklıkta olmaması nedeniyle buhar kabarcıklarının oluşması küresel simetrik habbe oluşumuna göre daha kompleks bir olaydır.

Bu belirgin farklılıklara rağmen, kızdırılmış yüzey yakınında habbe oluşumu; sonsuz, homojen kızdırılmış ortamda küresel habbe oluşumuna benzer şekilde; atalet ve ısı transferi kontrollü rejimlerde oluşur.



Şekil 2.9 Habbe odağında, bekleme süresi ve takip eden büyüme-salım peryodu [32]

Isıtılan duvar yakınındaki habbe oluşumu işlemi şekil2.9da görülen fazlardan oluşur. Habbenin kopmasından sonra, akışkan yığın sıcaklığındaki (T_∞) sıvı, $T_w > T_d$ (P_∞) sıcaklığındaki yüzeyle temas eder. Habbe oluşumunun olmadığı t_w bekleme peryodu olarak bilinen zaman diliminde geçici rejimde ısı iletimi görülür. Habbe oluşumunun başlamasıyla, sıvıyı buharlaştırmaya yetecek enerji arayüzeylerden çekilir, en azından habbe ile temasta olan bekleme anında kızdırılmış olan sıvıdan habbe oluşumunun ilk safhalarında, arayüzeyin çok yakınındaki sıvı yüksek miktarda kızdırılmıştır. Arayüzeyden ısı transferi kısıtlayıcı bir parametre değildir. Çekirdeği oluşturan kabarcığın habbeciklenme boşluğunu doldurmasıyla, habbenin eğrilik yarıçapının birden artmasıyla sonuçlanan ani genişleme tetiklenir. Tetiklenen ani genişleme ilk olarak sıvının atalet direnci ile karşılaşır. Bu nedenle atalet kontrollü habbe büyümesinin bu ilk aşamasında habbe yarıküresel şekildedir. Habbe çapsal olarak büyürken ısıtılan duvar ile kabarcık arayüzeyi arasında ince bir sıvı mikrotabakası oluşur. Isı duvardan buhar yüzeyine direk olarak arayüzeydeki sıvının buharlaştırılmasıyla geçer. Bu sıvı filmi habbeciklenmenin başladığı yerlerde tamamen buharlaşarak yüzey sıcaklığının kayda değer bir şekilde artmasına neden

olur. Bu olay oluşurken yüzey tekrar eden habbe büyümesi-kopması sonucu yüzey sıcaklığının belirgin dalgalanmasına neden olarak çevrimsel kuruyup ıslatılma işlemi tekrarlanır.

Habbe büyümesiyle birlikte arayüzey civarındaki sıvı bölgesi adım adım kızgınlık derecesini kaybeder. Bu bölge literatürde "relaxation microlayer" olarak bilinmektedir. Habbe büyümesi peryodunun ortasındaki sıcaklık profili; arayüzey, sıvısının çevre basıncına karşılık gelen doyma sıcaklığındadır. Sıvının sıcaklığı arayüzeyden uzaklaştıkça artarak tepe yapmakta, ardından çevre sıcaklığına düşmektedir. Habbe büyümesi devam ettikçe, arayüzeye ısı transferi sınırlayıcı faktör olmakta ve habbe büyümesi ısı transferi kontrollü olmaktadır. Bağıl olarak azalan basınç ve sıvı atalet kuvvetleri nedeniyle, yüzey gerilmesi habbeyi daha düzgün küresel şekil almaya zorlar. Habbe büyümesi süresince temas çizgisi boyunca etki eden arayüzey gerilmesi kabarcığı yüzeyde tutmaya çalışır. Kaldırma (bouyancy-lift), sürtünme (drag) ve/veya akışkan hareketinden doğan atalet kuvvetleri habbeyi koparmaya çalışırlar. Yapılan çalışmada salınımlı olarak etki eden bu kuvvetin habbe oluşum mekanizmasına belirgin etkisinin olacağı düşünülmektedir. Habbeyi koparmaya çalışan kuvvetler habbe büyüdükçe artarlar. Habbe bu kuvvetler temas çizgisindeki yüzey gerilmesi kuvvetlerinin tutunma etkisini yendiğinde kopar. Habbe oluşumu atalet ve ısı geçişi kontrollü olabileceği gibi olayın fiziğine göre bunlardan herhangi biriyle sınırlandırılıyor olabilir. Isı transferi kontrollü habbe oluşumu daha çok;

- Düşük kızdırma
- Uygulanan düşük ısı akısı
- Büyük ve orta ölçekte pürüzlülükte yüzeyler
- Orta temas açısı (orta derecede ıslatan sıvı)
- Yüksek gizil buharlaşma ısısı
- Orta ve yüksek sistem basıncı uygulamalarında görülür.

Kızdırılmış duvar yakınında üniform olmayan yüzey sıcaklığında ısı transferi kontrollü habbe büyümesinin analitik çözümleriyle ilgili çalışmalarında Mikic ve Rohsenow problemi iki kısımdan oluşan geçici rejimde bir boyutlu ısı iletimi kabulüyle modellemiştirler. Bulunan sıcaklık dağılımından habbeye ısı geçişi ve habbe arayüzeyinde neden olduğu kaynama debisi hesaplanmıştır. Bu debi ve

bekleme zamanı formulasyonundan yararlanarak habbe yarıçapının zamana bağlı değişimi elde edilmiştir.

Ancak, salınımlı akışta akışkan kütlesel hareketinden dolayı değişen ısı transferi cidarı durgun ortam gibi kabul eden formülasyonu aşağıda belirtilen nedenlerle geçersiz kılar;

- Yüzeye temas eden akışkan T_∞ sıcaklığında değil $Tw>Td(P_\infty)>T_{\infty w} > T_\infty$ olarak belirtilecek $T_{\infty w}$ sıcaklığındadır.
- Sıvıyla geçici rejimde gerçekleşen ısı geçişi peryodik çalkantılarla rahatsız edilmektedir.
- Sıvıyı buharlaştırmaya yetecek enerji yine arayüzeyden çekilmektedir. Ancak incelenen kontrol hacmi içerisine kütle giriş-çıkışı vardır.
- Habbe oluşumunun ilk safhalarında arayüzeyin çok yakınındaki sıvının durgun ortamda kaynamaya göre çok daha yüksek miktarda kızdırılmış olması gerekmektedir.
- Atalet kontrollü habbe oluşumu için salınımların genliği ve frekansı göz önüne alınmalıdır.

2.5.5 Kopma Anı Habbe Çapı ve Habbe Salım Frekansı

Sıvının ısınması habbeciklenme, habbe büyümesi ve kopmasından oluşan kaynama çevrimi (ebullition cycle) olarak bilinen bütün çevrim habbecikli kaynama sırasında kızdırılmış duvardan olan ısı geçişinin temel mekanizmasıdır. Bu çevrim boyunca ısı transferini etkileyen iki önemli parametre: d_d kopma anı habbe çapı ve f habbe salım, üretim frekansıdır. Frekansın tersi olan habbe oluşumu periyodu bekleme zamanın ve habbenin kopma anı çapına gelmesi için gereken sürenin toplamı olmalıdır. İfadesi

$$\frac{1}{f} = \tau = t_w + t_{2R(t)=d_d} \qquad \textbf{(2.44)}$$

Bu nedenle frekans kopmanın gerçekleşmesi için habbenin ne kadar büyümesi gerektiği ile ve büyüme hızıyla ilgilidir. Kopma anındaki habbe çapı temel olarak yüzey üzerinde büyürken üzerine etkiyen kuvvetlerin net etkisiyle ilgilidir. Kontakt çizgisi boyunca etkiyen arayüzey gerilmesi kabarcığı yüzey üzerinde tutmaya çalışır. Yüzey üzerinde ivmelenme ve yerçekimi kütle kuvvetlerinin yönüne bağlı olmakla birlikte kaldırma kuvveti genel olarak en önemli bileşendir.

Eğer habbe çok hızlı oluşursa etrafında oluşan akış alanının doğurduğu atalet kabarcığı yüzeyden koparan yönde etki edebilir. Yüzeyle temas halindeki sıvı yığın harekete sahipse sürtünme (drag) ve kaldırma (lift) kuvvetleri kabarcığın yüzeyden temasını kesmeye çalışacaktır. Ek olarak habbe büyüme hızı ve habbelerin şekli habbe salınım frekansını etkileyebileceğinden kopma habbe çapı yüzeyin kızdırılma derecesinden, ısı akısından, akışkan yüzey arası temas açısından ve sıvı-buhar fazlarının termofiziksel özeliklerinden etkilenebilir. Literatür araştırması sonucu kopma anı habbe çapının, Bond sayısını (Bo) içeren korelasyonlarla ifade edildiği tespit edilmiştir.

Kopma anı habbe çapı yaygın olarak kullanılan

C=1,5 10^{-4} su için ve

$$Bo = \frac{g(\rho_l - \rho_v)d_d^2}{\sigma} \text{ olmak üzere} \qquad \textbf{(2.45)}$$

$$Bo^{\frac{1}{2}} = C(Ja^*)^{\frac{5}{4}} \text{ dir.} \qquad \textbf{(2.46)}$$

Cole-Rohsenow korelasyonları ile ifade edilir [39].

İncelenen Koşullardaki Habbe Salım Frekansı

Mikic ve Rahsenow üniform olmayan sıcaklık alanına sahip yüzeyin yakınında habbe bekleme ve büyüme zamanları yardımıyla habbe salım frekansını bulmaya imkan sağlayan

$$Ja = \frac{(T_\infty - T_d)c_{pl}\rho_l}{\rho_b h_{lb}} \qquad \textbf{(2.47)}$$

Jacop sayısını içeren ve ısı transferi kontrollü habbe büyümesinde geçerli olan

$$f^{0.5}d_d = \frac{4}{\pi} Ja\sqrt{3\pi\alpha_l}\left[\left(\frac{t_g}{t_w + t_g}\right) + \left(1 + \frac{t_g}{t_w + t_g}\right)^{0.5} - 1\right] \qquad \textbf{(2.48)}$$

bağıntısını önermişlerdir [40].

2.6 Sonuçlar

Araştırmacılar tarafından bu konuda yapılan deneysel ve teorik çalışmalar sonucunda bu tip akışlar için elde edilen önemli bulgular aşağıda özetlenmiştir.

- Sonlu uzunluktaki bir boruda salınımlı akış için benzerlik parametrelerinin, kinetik Reynolds sayısı Re_ω, boyutsuz genlik A_o, boru için ısıtılmış uzunluk

çap oranı *L/D*, Jakob sayısı *Ja* ve akışkanın Prandtl sayısı *Pr* olduğu anlaşılmıştır.

- Türbülans başlangıcı için literatürde kabul gören ve $\beta_{cri} = (A_0\sqrt{\mathrm{Re}_\omega})_{cri}$ ile ifade edilen bir kriter belirlenmiştir ve bu değerin 400 ile 800 arasında değiştiği kabul edilmiştir.
- Aynı frekans ve genlikte sürtünme katsayısının türbülanslı akışta laminer akışa göre çok daha büyük olduğu görülmüştür.
- Yapılan sayısal incelemelerde yüksek kinetik Reynolds sayılarında sıcaklık profilinde de halkasal etkinin var olduğu ifade edilmiştir.
- Atalet etkiler önemli olduğunda ve yarıküresel habbe büyümesi görüldüğünde habbenin çekirdeğindeki buharlaşma mikrotabakasının arayüzeyindeki buhar üretimi önemli rol oynamaktadır. Bu nedenle habbe büyümesi modelinde göz önüne alınmalıdır [34].

3.DENEYSEL ÇALIŞMA

Bu bölümde, hareketli sıvı kolonunda kaynama halinde ısı geçişi mekanizmasının anlaşılması ve ısı geçişinin hesaplanması için laboratuvarda imal edilen HSK (Hareketli Sıvı Kolonu) üzerinde yapılan deneyler açıklanmaktadır. Isı geçişi deneylerinin yapıldığı tesisat tanıtıldıktan sonra, deneylerin yapılış yöntemi, sıcaklık ölçme noktaları, ölçme yöntemi ve deneysel verilerin nasıl değerlendirildiği sırayla anlatılmaktadır. Salınımlı akışta kaynamanın ve ısı geçişinin, bağlı olduğu parametrelerin etkisinin ortaya çıkarılabilmesi ve ısı taşınım katsayısının hesaplanabilmesi için deney düzeneği üzerinde sıcaklık ölçümleri yapılmaktadır. Bu ölçümler yardımıyla ısı geçişi hesaplanmakta ve Nusselt sayıları bulunmaktadır. Bulunan Nusselt sayıları için boyutsuz parametrelere bağlı olarak bir korelasyon bağıntısı önerilmektedir. Salınımlı akış ile durgun hal ve aynı ortalama hıza sahip daimi akış rejimleri karşılaştırılarak salınımlı akışın kaynamayı ve buna bağlı ısı geçişini artırdığı gösterilmektedir.

3.1 Deney Tesisatı

Hareketli sıvı kolonu deney düzeneği şematik olarak şekil 3.1'de görülmektedir. Düşey olarak yerleştirilmiş test düzeneği iç içe iki borudan meydana gelmektedir. Dıştaki boru dış çapı 42,5 mm, iç çapı 37,5 mm ve uzunluğu 2 m olan üst kısmı 15l hacmindeki kapalı, suyla soğutulan buhar soğutucusuna bağlı cam borudur. Buhar soğutucu, piston en ileri-en geri konumlar arasında gidip gelme hareketi yaparken basınç dalgalanmalarını tolere edilebilecek boyutlarda imal edilmiştir, basınç dalgalanmaları deneyler boyunca U manometre ile izlenmiştir.

Cam borunun dış kısmında buhar probunun seviyesine kadar dış çapı 62 mm iç çapı 42 mm olan 0,04W/mK ısı iletim katsayılı polietilen yalıtım bulunmaktadır. Cam borunun merkezinde bulunan iç boru 18 mm dış çapında olup soğutucu, adyabatik bölge ve ısıtıcı kısımlardan meydana gelmektedir. 600 mm uzunluğundaki ısıtıcı ve 760 mm uzunluğundaki soğutucu bakır malzemeden olup aralarındaki adyabatik kısım ise 300 mm uzunluğunda teflon malzemedendir. Isıtıcı olan bakır boru

içindeki elektrik direnci, ayarlanabilir bir güç kaynağı ile beslenmektedir. Soğutucu bakır boru ise iç içe iki boru şeklinde olup içteki borudan giren soğutma suyu dıştaki borudan dışarı çıkmaktadır. Böylece cam boru içindeki su ile soğutma suyu karışmamaktadır.

Sıcaklık ölçmeleri düşey kolon üzerinde ve ısıtıcı ve soğutucunun iç yüzeylerine yerleştirilmiş 43 adet termoeleman vasıtasıyla yapılmıştır. Isıtıcıda bulunan 6 adet termoeleman bakır borunun iç tarafında olup içeriden geçirilerek dışarıya çıkarılmaktadır. Soğutucuda bulunan ve yüzeye kaynak edilen 7 adet termoelemanın kabloları ise soğutucu suyu içinden geçirilerek dışarı çıkartılmaktadır. Deneylerde piston en ileri konumdayken ısıtıcının tamamen su ile belirlenen, tek bir konuma kadar su ile dolu olması gözetilerek genliğe göre doldurma yüksekliği ayarlanan su kolunu çift etkili bir piston silindir düzeneği vasıtasıyla, hızı ayarlanabilir 1 kW'lık DC bir motor ile tahrik edilmektedir. Motor devir sayısı (Lutron DT-2234B) foto tip dijital devirsayısı ölçer cihazla ölçülmektedir. Düşey kolon alt ucundan buhar probuna kadar ısı geçişinin kontrollü olması için yalıtılmaktadır. Deneylere başlamadan plastik şeffaf hortum üzerinde genliğin ve pistondan olası yağ kaçaklarının izlenmesi amacıyla ön deneyler yapılmıştır. Deney tesisatı fotoğrafı Şekil 3-2'de görülmektedir.

3.2 Deneylerin Yapılışı

Ölçme cihazlarının klavuzlarında belirtilen süre gözetilerek deneye başlanılmadan önce cihazlar çalıştırılır. Sıvı doluluk oranı önceden belirlenen değerine göre sıvı kolonu su ile doldurulur. Soğutucu giriş sıcaklığı çekilen ısı üzerinde etkili olduğundan tüm deneylerde sabit sıcaklığa ayarlı sabit sıcaklık kabına bağlı soğutucu içerisinden soğutma suyu geçirilerek soğutma sağlanır. İlk soğutma debileri ölçüldükten sonra, ısıtıcı aktif gücü belirlenen değere ampermetre ve voltmetre değerleri eş zamanlı izlenerek hedef değeri aşma yapmayacak şekilde küçük adımlarda artırarak ayarlanır[1]. Piston-motor düzeneği ile sıvı kolonuna belirlenen genlik (tahrik kolunun uzunluğuyla) ve frekansta (dc kontrolör ünitesiyle ayarlanır, takometre ile kontrol edilir) hareket verilir. Zaman kaydedilir. DC güç kaynağıyla beslenen sensör ve ampül devresi çalıştırılır. Manüel olarak sıvı seviyesi üst konumu sensör tarafından yakalanıp yakalanamadığı gözlenir, bu durumu gerçekleştirecek

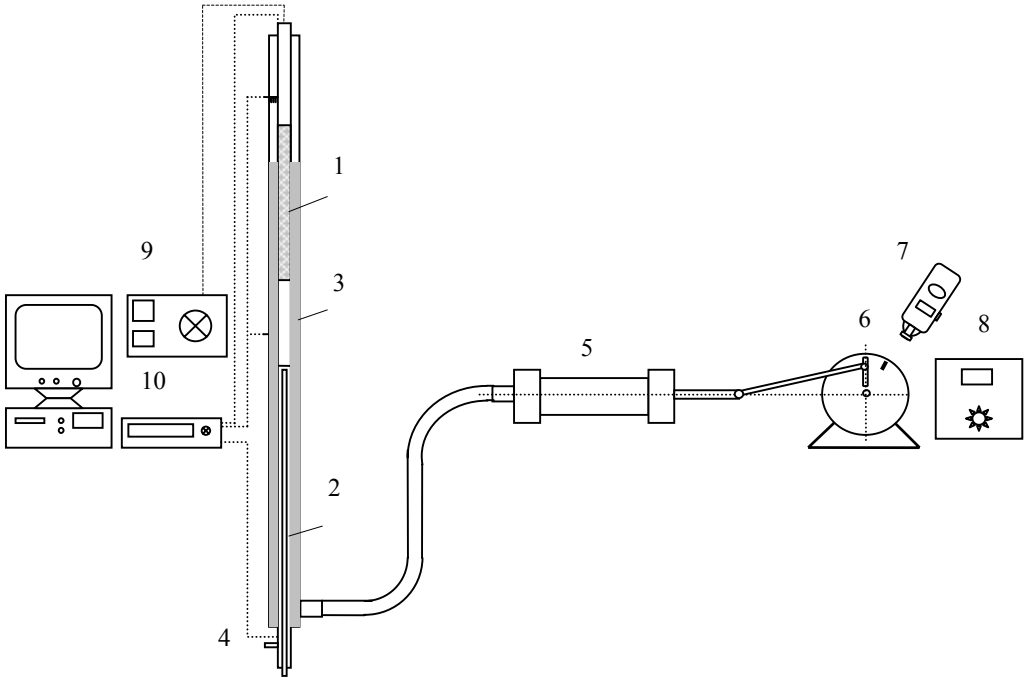
[1] Sistem dalgalı akım kaynağıyla beslenmiştir. Güç akım ve gerilim değerlerinin ortalama değerleri kullanılarak hesaplanmıştır.

şekilde ampül ile aydınlatma üzerinde ince ayar yapılır. Sistem rejim haline ulaşıncaya kadar çalışmaya devam eder. Sistemin rejim haline gelip gelmediği, süreleri ve verileri kaydedilmekte olan sıcaklık görüntülemelerinden anlaşılmaktadır. Rejim haline geldikten sonra bir an piston en ileri konumdayken hareket durdurularak, ısıtıcının tamamen su ile belirlenen tek bir konuma kadar su ile dolu olması sağlanarak tekrar sistem hareket ettirilir. Rejime ulaştığı anda çevre koşulları olan ortam sıcaklığı, basıncı, bağıl nemi kaydedilir. Ayrıca tesisat üzerinde başta ilk habbenin görüldüğü konum, nitel habbe sıklığı-boyutu ve buhar soğutucusu basınç dalgalanmaları olmak üzere gözle kontroller yapılır. Daha sonra tek tek komponentlerin ısıl davranışları gözlemlenip saatleriyle birlikte kayıt edilir. HSK içerisindeki suyun seviyesi cam borunun en alt ucu referans alınarak belirlenmektedir. Sıvı seviyesinin ölçümü cam boru üzerinde camın çalışılan sıcaklık aralığında ısıl genleşmesi ihmal edilerek oluşturulan skaladan yapılmaktadır. Deneyin başlangıcında ve bitişinden yaklaşık 10dakika sonra sıvı kolonundaki su seviyeleri ölçülüp-kıyaslanarak, deney süresince eksilen hacimden tesisat üzerinde buhar kaçağı olup olmadığı gözlenmektedir. (EK G1'de kaynama görülmeyen deneylerde seviye eksilmesinin göz önüne alınması gerektiği gösterilmiştir.)

Deney boyunca belirli noktalardan (Şekil 3.3'de termoelemanların yerleri görülmektedir) sıcaklıklar ölçülerek kaydedilmektedir.

Termoelemanların Konumlarının Seçimi

Termoelemanlar konumlandırılırken (Şekil 3.3-Tablo 3.1) akışkan ile diğer komponentlerle yüksek ısı akısında enerji transferi olan olan bölgelerde termoeleman sıklığı artırılmıştır. Yalıtım elemanlarının kolay demonte edilebilme özelliğine sahip olmaları için boru formundaki geometrileri bir tarafından kesilmiştir, bu bölgelerden olan ısı kayıpları diğer kısımlara göre yüksek miktarda olacağından yalıtımdan çevreye ısı kaybında yalıtımın dış yüzeyinin orta noktadan ölçülen eş sıcaklıkta olduğu kabul edilmiştir. Ayrıca düşey kolonun dış yüzeyinden ölçülen sıcaklıklar artan frekanslarda sıvının hareketini takip edememektedir. Bu sıcaklıklar camın direncinden dolayı ortalama bir değerde kalmaktadır [41].

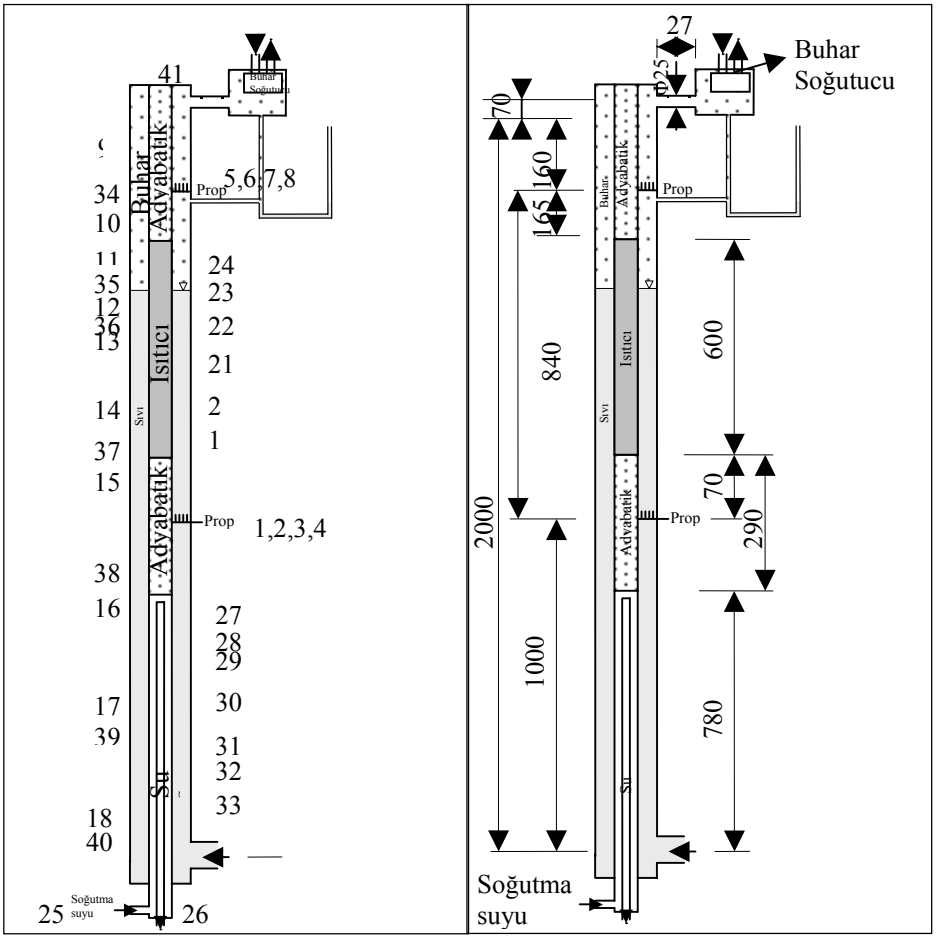


Şekil 3.1 Deney Tesisatının Şematik Görünümü 1.Isıtıcı, 2.Soğutucu, 3.Cam boru, 4.Soğutma suyu giriş çıkışı, 5.Piston-silindir, 6.DC Motor, 7.Dijital devir ölçer, 8.Hız kontrol, 9.Güç kaynağı, 10.Veri toplama sistemi (Keithley-2700)

Soğutma suyu tarafından çekilen ısının belirlenebilmesi için giriş ve çıkış sıcaklık değerleri ölçülmektedir. Soğutucudan geçen suyun debisi belirli bir süre için toplanan suyun hassas terazide tartılmasıyla belirlenmektedir. Ancak kütlesel debi tartım yoluyla, seyrek olarak ölçülebiliyor ayrıca soğutucu giriş-çıkış sıcaklık farkının ölçme sisteminin belirsizlik aralığından küçük olması, debi ölçümü ile soğutucu sıcaklıklarının ölçümünün eş zamanlı yapılamaması bu yöntemle atılan ısının güvenilir olarak hesaplanabilmesini imkansız hale getirmiştir (bknz. EK G2).



Şekil 3-2 Deney tesisatı fotoğrafı



Şekil 3.3 : (a) Termoelemanların konumları (b) Hareketli sıvı kolonunun geometrisi

3.3 Deneysel Ölçmeler

Sıcaklık Ölçme Yöntemi

Isıtıcı ve soğutucu yüzey sıcaklıkları ile su, cam, bakır ve hava sıcaklıkları Omega 0,3 mm çapında (K-tipi) kromel-alumel malzemelerden imal edilmiş termoelemanlar kullanılarak ölçülmektedir.

Deneylerde karakteristiği etkilememek amacıyla ısıtıcı-soğutucu sıcaklıkları iç yüzeyden; cam, bakır Te, yalıtım sıcaklıkları dış yüzeyden; prob ve soğutma suyu giriş-çıkış sıcaklıkları akışın gerçekleştiği kesitten doğrudan; ortam sıcaklığı ise yerden 2 m yüksekliğe yatay olarak monte edilen bakır çubuktan ölçülmüştür. Sıcaklıklar prob1 (4), prob2 (4), ısıtıcı (6), soğutucu (7), cam dış yüzeyi (10), yalıtım dış yüzeyi (7) diğer (5) olmak üzere toplam 43 noktadan 0,3 mm çapında (K-tipi) kromel-alumel termoelemanlar kullanılarak izlenmiştir (Tablo 3.1).

Deneyler esnasında sıcaklık ölçmeleri bir Veri Toplama Sistemi (20Hz/kanal) ve sıcaklık kartı (Keithley-2700 Multimetre) yardımıyla kanal başına 512 veri şeklinde yapılmakta ve bağıl zamana göre elde edilen sonuçlar bilgisayara kaydedilmektedir. Sonuçlar doğrudan bilgisayar ortamına aktarılmakta ve değerlendirilmektedir.

Bir kesitten geçen entalpinin bulunabilmesi için kontrol hacmi giriş ve çıkışına dörder termoelemanlı birer prob yerleştirilmiş ve bu problar vasıtasıyla çapsal yöndeki sıcaklıklar anlık ölçülebilmiştir. Termoelemanların test düzeneği üzerindeki yerleşimi Şekil 3.3a'da görülmektedir. Ayrıca termoeleman uçlarının yerleşim listesi Tablo 3.2'de verilmektedir.

Tablo 3.1 Termoeleman Konumları ve Örnek Deney İçin Ortalama Sıcaklık Değerleri

(115 W, Ao=5,128, Re_{ω}=2168) [2]

No		Konum(mm)	ºC	No		Konum(mm)	ºC
1	Prob1 Su	1000	61,0	23	Isıtıcı	1428,5	168,1
2		1000	60,7	24		1576,5	131,7
3		1000	60,5	25			27,6
4		1000	60,4	26			28,5
5	Prob2 Buhar	1840	94,8	27	Soğutucu	750	39,2
6		1840	94,9	28		600	35,5
7		1840	94,8	29		500	35,0
8		1840	94,7	30		400	34,8
9	Cam dış Yüzey	1925	89,0	31		300	34,7
10		1750	96,1	32		200	34,6
11		1625	99,2	33		100	34,5
12		1500	101,3	34	Yalıtım Dış Yüzey Sıcaklığı	1820	53,6
13		1375	100,4	35		1620	57,0
14		1250	96,2	36		1430	58,3
15		1000	61,6	37		1150	52,9
16		750	34,9	38		850	33,4
17		500	25,0	39		450	25,3
18		250	24,5	40		230	25,1
19	Isıtıcı	1124,5	102,9	41		2070	81,7
20		1195,5	156,2	42			28,8
21		1274,5	165,4	43			27,8
22		1347,5	173,7	44			

Yapılan deneylerde sıvı-buhar arayüzeyinin hızının sinüzoidal olduğu ve verilen

[2] Hesaplarda ölçüm noktalarına ait ortalama sıcaklıklardan yararlanılmıştır.
Tüm konumlar cam boru alt ucu referans alınarak verilmiştir.

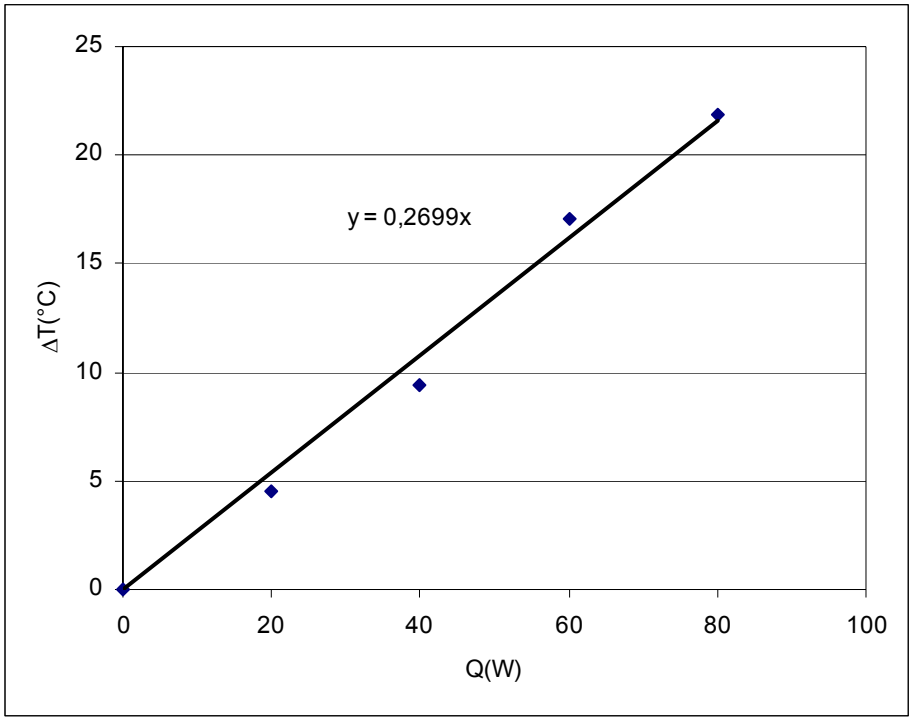
frekans aralığında yüzeyde herhangi bir dalgalanmanın olmadığı gözlemlenmiştir. Isıtıcı aktif kısmı su içerisinde kalacak şekilde, ısıl güçleri dört kez, genlik üç kez ve frekans beş kez değiştirilerek 28 deney yapılmıştır (EK E-EK F).

Tablo 3.2 Termoeleman uçlarının konumları

No	Ölçme Noktası	No	Ölçme Noktası
1	Prob1 de bulunan 1 nolu eleman (T_{p1} 1)	23	Isıtıcı yüzey sıcaklığı (T_{w5})
2	Prob1 de bulunan 2 nolu eleman (T_{p1} 2)	24	Isıtıcı yüzey sıcaklığı (T_{w6})
3	Prob1 de bulunan 3 nolu eleman (T_{p1} 3)	25	Soğutma suyu giriş sıcaklığı
4	Prob1 de bulunan 4 nolu eleman (T_{p1} 4)	26	Soğutma suyu çıkış sıcaklığı
5	Prob2 de bulunan 1 nolu eleman (T_{p2} 1)	27	Soğutucu yüzey sıcaklığı (T_s 1)
6	Prob2 de bulunan 2 nolu eleman (T_{p2} 2)	28	Soğutucu yüzey sıcaklığı (T_s 2)
7	Prob2 de bulunan 3 nolu eleman (T_{p2} 3)	29	Soğutucu yüzey sıcaklığı (T_s 3)
8	Prob2 de bulunan 4 nolu eleman (T_{p2} 4)	30	Soğutucu yüzey sıcaklığı (T_s 4)
9	Cam dış yüzey sıcaklığı (T_c 1)	31	Soğutucu yüzey sıcaklığı (T_s 5)
10	Cam dış yüzey sıcaklığı (T_c 2)	32	Soğutucu yüzey sıcaklığı (T_s 6)
11	Cam dış yüzey sıcaklığı (T_c 3)	33	Soğutucu yüzey sıcaklığı (T_s 7)
12	Cam dış yüzey sıcaklığı (T_c 4)	34	Yalıtım dış yüzey sıcaklığı (T_i 1)
13	Cam dış yüzey sıcaklığı (T_c 5)	35	Yalıtım dış yüzey sıcaklığı (T_i 2)
14	Cam dış yüzey sıcaklığı (T_c 6)	36	Yalıtım dış yüzey sıcaklığı (T_i 3)
15	Cam dış yüzey sıcaklığı (T_c 7)	37	Yalıtım dış yüzey sıcaklığı (T_i 4)
16	Cam dış yüzey sıcaklığı (T_c 8)	38	Yalıtım dış yüzey sıcaklığı (T_i 5)
17	Cam dış yüzey sıcaklığı (T_c 9)	39	Yalıtım dış yüzey sıcaklığı (T_i 6)
18	Cam dış yüzey sıcaklığı (T_c 10)	40	Yalıtım dış yüzey sıcaklığı (T_i 7)
19	Isıtıcı yüzey sıcaklığı (T_{w1})	41	Bakır dış yüzey sıcaklığı
20	Isıtıcı yüzey sıcaklığı (T_{w2})	42	Ortam sıcaklığı (T_o)
21	Isıtıcı yüzey sıcaklığı (T_{w3})	43	Bağlantı noktası sıcaklığı
22	Isıtıcı yüzey sıcaklığı (T_{w4})		

Deneysel ölçmelerde kullanılan termoelemanlar deneylerden önce kalibrasyon için hazırlanan bir düzenek üzerinde test edilmiştir. Isıtıcı yüzey sıcaklıkları deneylerde iç yüzeyden ölçülmektedir, dış yüzey sıcaklıkları için hazırlanan sabit debili sabit sıcaklık kabı ortamında dış yüzeye kalibrasyon için yapıştırılan termoelemanlarla kalibre edilmişlerdir (Şekil 3.4). Kalibrasyonlar yapılırken uygulanan her bir ısı akısında deneylerde kullanılan sabit soğutma suyu giriş sıcaklığına ayarlanan sabit sıcaklık kabı ortamında ısıtıcı iç yüzey sıcaklıklarına karşılık gelen dış yüzey sıcaklıkları ölçülmüş, efektif direçler kıyaslanmış, uygulanan ısıl güç sıcaklık farkı ilişkisi grafiğe dökülmüş ve lineer eğri uydurarak ısıtıcı iç-dış yüzey sıcaklıkları ısıl

güç ilişkisi belirlenmiştir. Deneylerde her bir eleman için bulunan sıcaklıklar bu denklemler kullanılarak düzeltilmektedir (Tablo 3.3).



Şekil 3.4: Isıtıcı Cidarında Sıcaklık Farkı Isıtıcıya Uygulanan Isı İlişkisi

Tablo 3.3 Kalibrasyon parametreleri

Isıtıcı-3					
W	**Su (°C)**	**İç (°C)**	**Dış (°C)**	**Keff (W/mK)**	**ΔT (°C)**
20	20,69	26,8	22,32	0,067765	4,47
40	20,63	32,95	23,55	0,064488	9,4
60	20,55	41,98	24,87	0,053194	17,1
80	20,45	45,26	23,42	0,05553	21,84

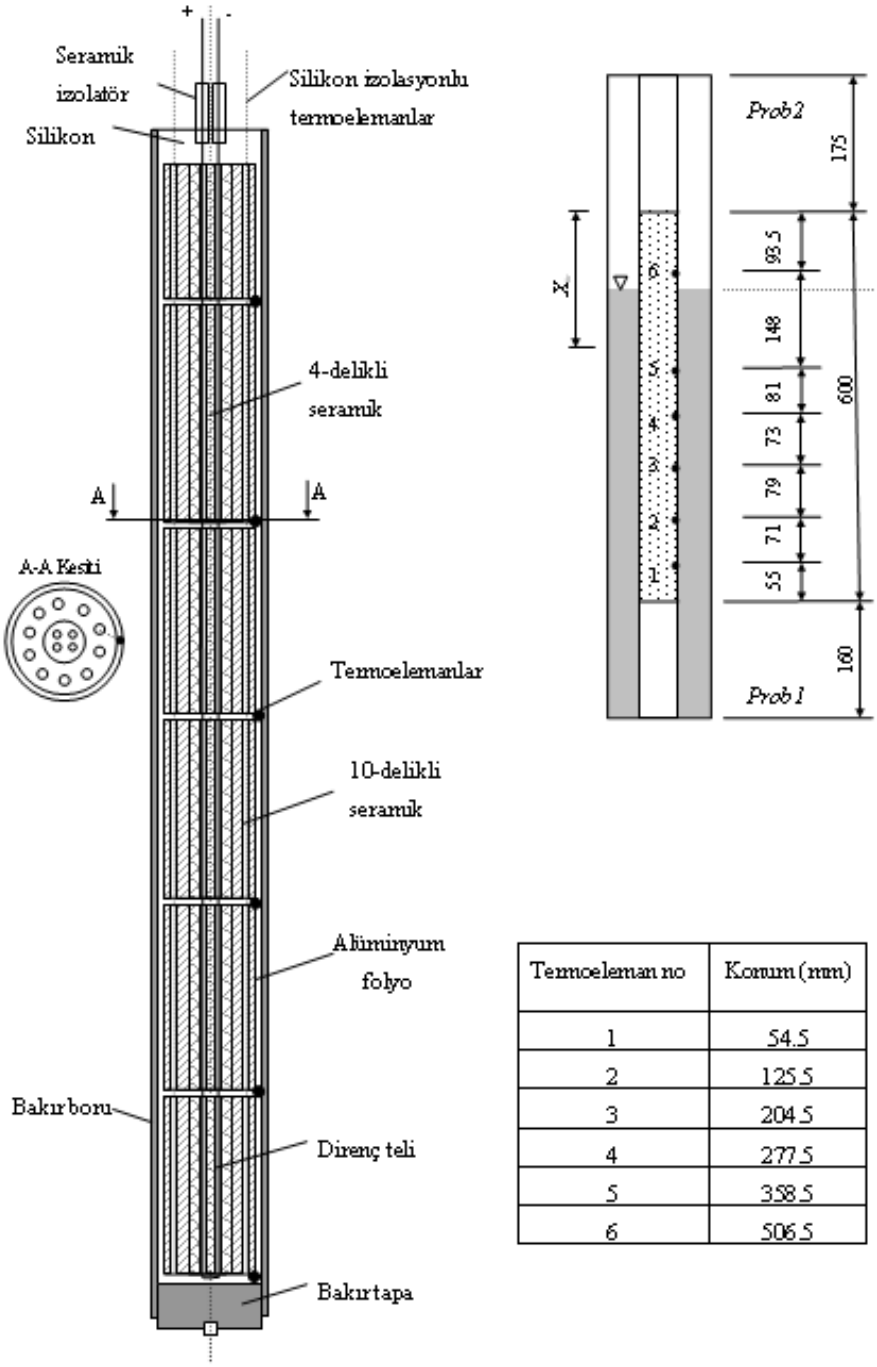
3.3.1 Sıvı Kolonu Konum-Zaman Değerlerinin Bulunması

Sıvı kolonunun hareketi araştırmacılar tarafından bulunan ampirik bağıntı,

$$z(t) = z_o - z_m \, Cos(\omega t + \phi) \qquad \textbf{(3.1)}$$

ile ifade edilmektedir. Habbeler kaynaklı düzensizlikler ihmal edilirse deneysel olarak elde edilen kolon yükseklikleri ile bu bağıntı kullanılarak bulunan değerler arasında karşılaştırmalar yapıldığında çok iyi bir uyum sağlandığı görülmektedir [41]. Kolon yüksekliğinin zamana göre türevi ortalama sıvı hızını vermektedir.

3.3.2 Isıtıcı Yüzey Sıcaklığının Belirlenmesi



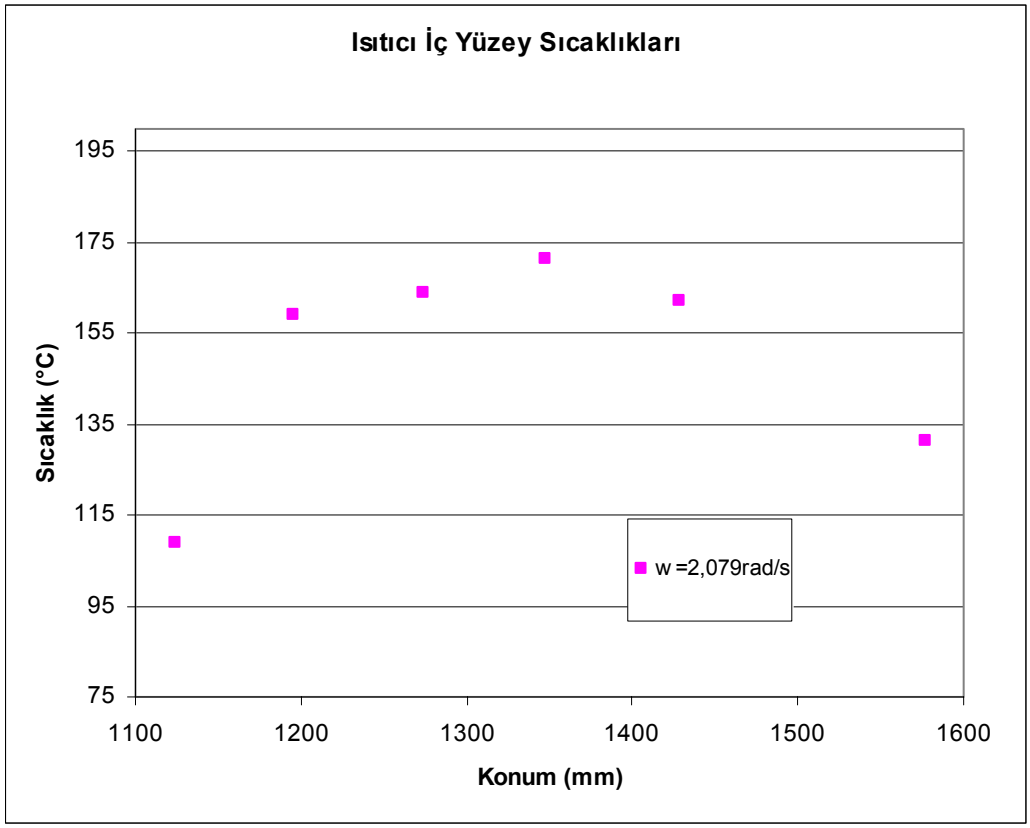
Termoeleman no	Konum (mm)
1	54.5
2	125.5
3	204.5
4	277.5
5	358.5
6	506.5

Şekil 3.5 : Isıtıcı iç yapısı ve termoelemanların konumları

Şekil 3.5'te kesit olarak görülen ısıtıcı 18 mm dış çapında ve 1 mm et kalınlığında bakır borudan yapılmış olup cam borunun merkezine yerleştirilmiştir. 600 mm uzunluğundaki ısıtıcı içerisine iç içe yerleştirilen seramik izolatörler konulmuştur. İç kısımdaki seramiğe elektrik direnç telleri sarılmış, dıştaki seramik üzerindeki deliklerden de termoeleman kabloları geçirilmiştir. Dıştaki seramik içerisinden

geçirilen bu termoelemanların uçları bakır cidara temas edecek şekilde yerleştirilmiştir. Ayrıca elemanlar arasındaki temas direncini yenmek ve daha düzgün bir ısı akısı elde etmek amacıyla ısıtıcı iç yüzeyi alüminyum folyo ile kaplanmıştır. Bakır borunun bir ucuna bakır tapa kaynatılarak kapatılmış ve diğer ucundan da kablolar çıkarılmıştır. Isıtıcı olan bakır boru içindeki elektrik direnci, ayarlanabilir bir güç kaynağı ile beslenmektedir.

Deney boyunca ısıtıcı içerisine yerleştirilen termoelemanların her birinden alınan anlık sıcaklık değerleri ayrı ayrı kaydedilmektedir. Bir elemandan alınan anlık sıcaklık değerleri sinüzoidal olarak değişmektedir.



Şekil 3.6: Isıtıcı iç yüzeyinde sıcaklığın konumla değişimi (115W, 0,1m, 20 d/d)

Şekil 3.6'da görüldüğü gibi uzunluk olarak ısıtıcının yaklaşık %40'ı eş sıcaklıktadır. Sırasıyla ısıtıcı 1-6 nolu termoelemanlar 1124,5-1576,5 mm konumundadırlar. 6 nolu termoeleman üst kısmındaki ısıtıcı eksenel uzunluğu kısadır ayrıca 1 nolu termoeleman ısıtıcı alt ucuna 55 mm uzaklıkta iken 6 nolu termoeleman üst uca 93,5mm uzaklıktadır. Bu nedenle bahsedilen termoelemanlarda uç etkileri hissedilmektedir. Ancak termoeleman 1 ve 6'nın sırasıyla 126 mm ve 240 mm

komşuluğu bakır yüzeyle temasta olduklarından ölçümler anlamlıdır. Bu bölgelerde eksenel aktarımın belirgin olduğu söylenebilir.

Yüzeye yerleştirilen her bir termoelemandan alınan anlık sıcaklıkların zaman ortalaması alınarak bu noktaların ortalama sıcaklığı bulunur. Zaman aralıkları eşit olduğu için ortalama sıcaklıklar,

$$T_{w,x} = \frac{1}{N\Delta t}\sum_{i=1}^{N} T_{w,i}(x,t)\Delta t \qquad \textbf{(3.2)}$$

şeklinde hesaplanmaktadır. Burada, N toplam veri sayısını $T_{w,i}$ de anlık ölçülen sıcaklıkları göstermektedir. Bulunan bu ortalama sıcaklık daha önce elde edilen kalibrasyon denklemleriyle düzeltilir ve yüzeydeki doğru sıcaklık değeri elde edilir. Yerel ortalama sıcaklıklar yardımıyla yüzeyin ortalama sıcaklığı Eşitlik (3.3)'te verildiği gibi aritmetik ortalamalar alınarak bulunmaktadır.

$$T_{wo} = \frac{1}{A}\int_{A} T_{w,x}(x)dA \cong \frac{T_{w1}+T_{w2}+T_{w3}+T_{w4}+T_{w5}+T_{w6}}{6} \qquad \textbf{(3.3)}$$

Isıtıcı 1 nolu termoeleman

Isıtıcı geometrisi incelendiğinde, ısıtıcı 1 nolu termoelemanın (Şekil 3.5'te en aşağı konumda siyah nokta ile gösterilmektedir) kalibrasyonlarla elde edilen etkkin ısıl direncin ortalaması vasıtasıyla akışkan yerel ortalama sıcaklığının zaman ortalaması

$$(T_{ÖLÇ} - T_w)2\pi L \ln(R_2/R_1)k_{eff} = (T_w - T_\infty)2\pi R_1 L\bar{h} \qquad \textbf{(3.4)}$$

$\bar{h}$ Akdağ'ın yaptığı çalışmada önerilen Nusselt korelasyonu vasıtasıyla T_{wo} yerine T_w ve T_m yerine T_∞ kullanarak Pr≈3,5 olduğundan kullanılabilir. Çünkü bu bölgede henüz kaynama görülmemektedir ve akışkan yığın sıcaklığı Akdağ'ın çalışma aralığına düşmektedir [41].

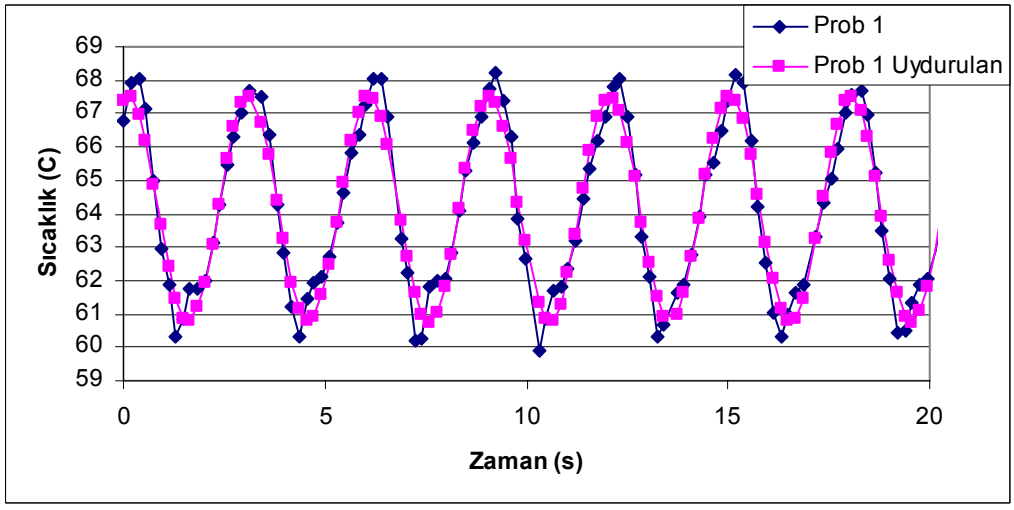
3.3.3 Problardan Ölçülen Sıcaklıklar

Deneysel verilerden ısı geçişini hesaplamak için iki prob arasındaki hacim kontrol hacmi olarak belirlenmiştir. Probların yerleri Şekil 3.3'te görülmektedir. Probların içerisine kesit alanının dar olmasından ve akışın bozulmasının engellenmesi açısından ancak dört termoeleman yerleştirilebilmiştir. Bu problar vasıtasıyla sanki-anlık kesit ortalama sıcaklıkları ve çapsal doğrultudaki sıcaklık değişimleri elde

edilebilmektedir. Problardan bir tanesi akış boyunca tamamen su içerisinde bir tanesi de kısmen buhar kısmen yoğuşmuş sıvı içerisinde kalmaktadır. Bu problardan su içerisinde kalana Prob1, buhar içerisinde kalana Prob2 adı verilmiştir. Bu problar vasıtasıyla kesit ortalama sıcaklıkları bulunabilmektedir. Ancak akışın kaynama içeren ve periyodik olmasından dolayı bu problar vasıtasıyla sıcaklık profilini tam olarak yakalamak mümkün değildir. Sıcaklık profilini yakalamak için prob içerisine (kesit üzerine) çok sayıda termoeleman yerleştirmek, ek olarak veri alma sıklığını artırmak gerekmektedir. Ancak bu durum akışın bozulmasına sebep olacaktır. Prob içinde bulunan dört adet termoelemandan alınan bu sıcaklıların alan ağırlıklı ortalamaları alınarak kesit için kanallar arasındaki veri alma sıklığı kadar farklar nedeniyle (Tablo 3.4) sanki anlık ortalama sıcaklık değeri

$$T_{10}(t) = \frac{1}{A}\int_A T_i(t,y)dA = \frac{1}{\pi(R_2^2 - R_1^2)}\left[A_1T_1 + A_2T_2 + A_3T_3 + A_4T_4\right] \qquad \textbf{(3.5)}$$

Şeklinde elde edilmektedir. Şekil 3.7'de görüldüğü gibi su için kesit ortalama sıcaklıkları zamanla sinüzoidal olarak değişmektedir. Sıvı kolonu yukarı doğru hareket ederken prob1 kesitinden yukarıya doğru daha soğuk akışkan geçtiğinden sıcaklık düşmektedir. Bu durum buhar içerisine yerleştirilen prob2 kesiti için tam tersi olmaktadır. Buhara gizli ısıyla geçen ısı haricinde buharda hissedilir sıcaklığın genliği su tarafına göre oldukça küçük olmaktadır. Bu durumda buhar tarafına geçen entalpinin salınımlı akıştan ziyade kaynamayla sağlandığı söylenebilir.



Şekil 3.7 Deneysel Verilerin Periyodikliğinin İncelenmesi

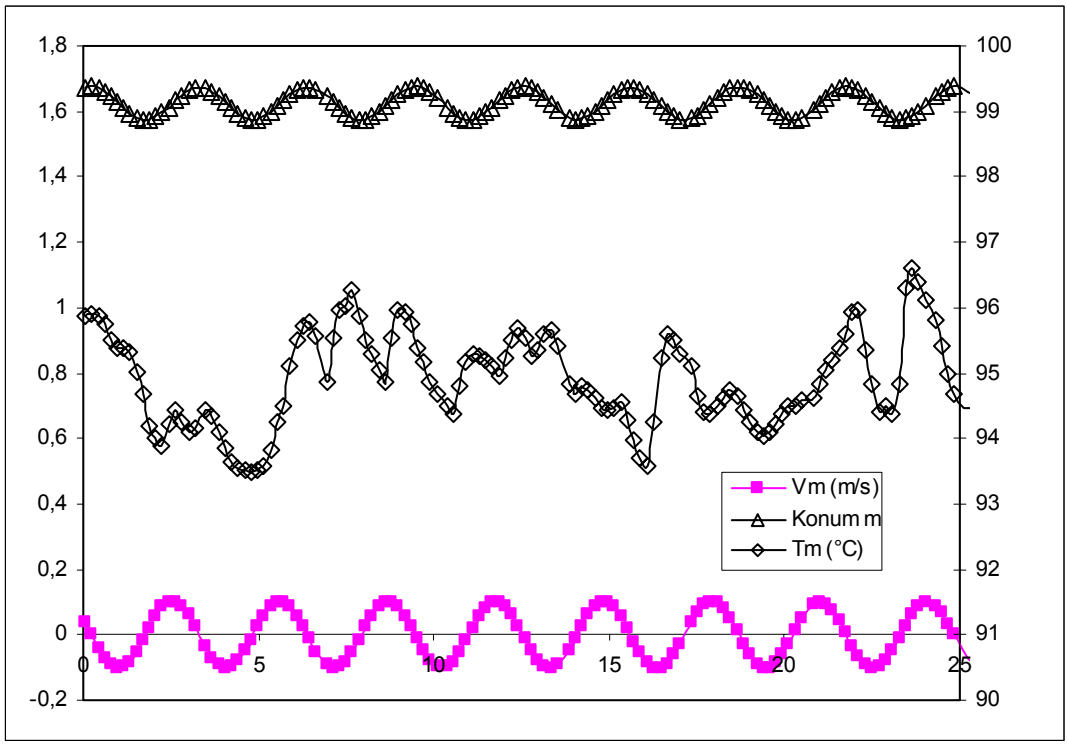
Tablo 3.4 Problardan Veri Alma Sıklığı

	Prob1-1	Prob1-2	Prob1-3	Prob1-4
Veri Aralığı(sn)	0,322741	0,322778	0,322778	0,323667
Standart Sapma(ºC)	0,048312	0,04909	0,049361	0,047835

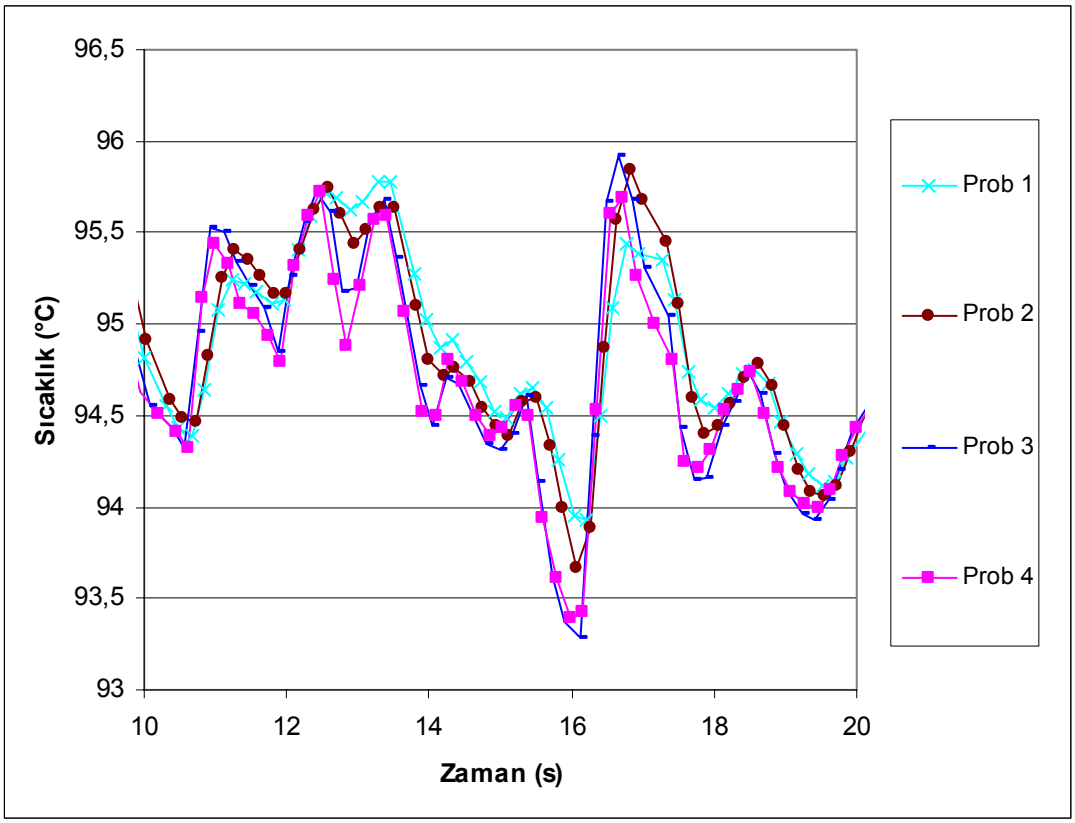
Buhar Probu

Prob2 civarında buharın şüphesiz sinüsoidal çalkantılar içeren akışı söz konusudur ancak doyma sıcaklığı civarındaki su buharının sahip olduğu adveksiyon-difüzyon ve buhar probunun yüksek sıcaklıkta yoğuşmuş sıvı ile temasta olması buhar tarafı için sade tek frekaslı basit harmonik hareket kabulüne dayanan analizi geçersiz kılar (Şekil 3.8). Ancak kaynama olmayan deneylerde belirgin çevrimsellik gözlenmektedir. Akışkan üzerinde hız alanı bilgisi içeren ölçümler yapılamamış olduğundan ve imkanlar dahilinde çalışılan ısı akısı aralığında ara bağlantı boruları yalıtılsa bile bu bölgedeki yoğuşma ihmal edilemez ve belirlenemez değerler aralığında kaldığından kaynama debisi enerji dengesinden arda kalan terim olarak elde edilmiştir.

Prob2 termoelemanlarının sıcaklıklarının kendi zamanlarıyla değişimleri incelendiğinde çapsal koordinatla sıcaklığın değişiminin ihmal edilebileceği görülür (Şekil 3.9). Ayrıca prob2, 4 nolu termoelemanın ölçüm farklılığının nedeni cam dış yüzeyinin yakınında etkili olan halkasal etki, cam yalıtım kaynaklı ısıl nüfuz derinliğinde olması ve yerçekimi yönünde akan sıvı filmi nedeniyle ıslanmakta olduğudur.



Şekil 3.8 Buhar Ortalama Sıcaklığının, Hızın ve Konumunun Zamanla Değişimleri



Şekil 3.9: Prob2 sıcaklıklarının zamana bağlı değişimleri

3.3.4 Cam Dış Yüzey Sıcaklıkları

Dış cidar üzerine yapıştırılan 10 adet termoeleman vasıtasıyla camın dış yüzey sıcaklıkları ölçülmektedir (bknz. Ek C). Ölçülen sıcaklıklardan düşük frekanslarda sıcaklığın salınımı takip ettiği ancak camın direncinden dolayı genliğin çok düşük olduğu neredeyse sabit bir değerde salınım yaptığı görülmüştür. Artan frekansla bu sinüzoidallik bozulmakta ve sıcaklıklar yaklaşık sabit bir değerde kalmaktadır.

3.3.5 Buhar Kaçağı-Kontrol Hacminin Kütlesinin Azalması

Kaynama görülen deneylerde sıvı kolonu yüksekliği yaklaşık % 0,5 mertebesinde alçalmıştır. Bu durum buharın deney başlangıcından sonuna kadar buharlaşmalar sonucu bağlantı elemanları, buhar soğutucu, yoğuşma geri dönüş kanalı içinde yoğuşan miktarının ihmal edilebilir boyutlarda olduğunu göstermektedir, yani deneyler boyunca kaynayan su sürekli olarak sisteme geri kazandırılabilmiştir.

3.4 Isı Geçişi Hesabı

Bu problemde ısı taşınım katsayısının bulunabilmesi için ölçülen parametreler yardımıyla suya geçen net ısının tayin edilmesi gerekmektedir. Çevreye geçen ısının büyük bir kısmını HSK içerisinde kaynayan akışkanın buhar soğutucusun bakır bağlantı Te lerinden çevreye doğal taşınım ve ışınımla geçen ısısı oluşturur. Bunun haricinde HSK yı buhar probuna kadar çepeçevre saran yalıtım dış yüzeyinden çevreye ihmal edilebilir mertebede ısı geçmektedir. Çevreye geçen ısı silindirik boruda ısı iletimi yaklaşımı ile hesaplanmaktadır. Soğutucudan çekilen ısı da tesbit edilip sistemin toplam enerji bilançosu göz önüne alınırsa geriye akışkanı kaynatmaya harcanan ısı kalır.

Bu sistemde ısı geçişi zamanın ve sıvı kolonunun yüksekliğinin fonksiyonu olarak değişmektedir. Deneylerde ısıtıcı yüzeyi, yüzey alanının 1/6-1/4 ve 1/3'üne tekabül eden buhar ile salınımlı olarak yalanmaktadır. Isıtıcının ara yüzeyle temasta olan bu kısmı su sütunu aşağı doğru inerken sıvı filmi ile kaplanmaktadır. Sıvı filmine geçen ısı suya geçmekte yani sıvı filminin buharlaşması sonucu doğrudan buhara geçen ısı ihmal edilmektedir. Belirlenen frekans ve genliğe göre ısıtıcının sıvı içerisinde kaldığı ve buhar ile temasta olduğu koşullar değişmekle birlikte gerçekleştirilen deneylerin hiçbirinde ısıtıcı yüzeyinde sıvı filmi kurumamıştır. İki fazlı su-buhar bölgesindeki ısı taşınım katsayısı buhar bölgesi ısı taşınım katsayısına göre çok daha

fazla olduğu için buhara ısıtıcı yüzeyinden doğrudan tek fazlı taşınımla geçen ısı ihmal edilebilir.

3.4.1 Silindirik Boruda İletim İle Isı Kaybı

Çevreye cam ve yalıtım dış yüzeyinden geçen ısı hesabı Denklem (3.6)'yı kullanarak çapsal sistemlerde bir boyutlu ısı iletimi prensibiyle yapılmıştır. Cam boru dış yüzeyine 10 yalıtım dış yüzeyine 7 termoeleman yerleştirilmiştir (Tablo 3.2). Hesaplarda bu termoelemanların konumlarına göre bölgeler halinde çözüme gidilmiştir (Tablo 3.5). Yalıtım yapılmayan bölgelerde diğer sonuçları teyit amacıyla doğal taşınım vasıtasıyla Eşitlik (3.7)'yi kullanarak ısı geçişi hesabı yapılmıştır. Yalıtımdan çevreye kayıplar Ek G3'te gösterilmiştir.

$$\dot{Q}_{ki} = \frac{T_{ci} - T_{yi}}{\frac{\ln(r_y / r_2)}{2\pi k_y l_i}} \tag{3.6}$$

$$Q_{kt} = 2\pi h_{dt} l_i (T_{ci} - T_a) \tag{3.7}$$

Tablo 3.5: Çevreye Geçen Isıyı Hesaplamakta Kullanılan Termoelemanlar ve Konumları (115 W, 0,1 m, 20 d/d)

Termoeleman No	Konum (mm)	Ortalama Sıcaklık (°C)
9	1925	89,0
10	1750	96,1
11	1625	99,2
12	1500	101,3
13	1375	100,4
14	1250	96,2
15	1000	61,6
16	750	34,9
17	500	25,0
18	250	24,5
34	1820	53,6
35	1620	57,0
36	1430	58,3
37	1150	52,9
38	850	33,4
39	450	25,3
40	230	25,1

Tablo 3.6: Termoeleman Konumlarına Göre Oluşturulan Bölgelerden Çevreye Isı Geçişi Hesabında Kullanılan Termoeleman Numaraları

Konum(mm)	İletim	Taşınım
1925-1751	9-10-34	9-Ortam
1750-1626	10-34	
1625-1501	11-35	
1500-1376	12-36	
1375-1251	13-36	
1250-1001	14-37	
1000-751	15-38	
750-501	16-38	
500-251	17-39	
250-0	18-40	

Burada yapılan hesaplar sonucu bulunan ısı kayıpları deney sonuçlarının değerlendirilmesinde izlenen hesaplama yöntemi içerisinde ısı kaybı bulunamadığından teyit edilememiştir (Tablo 3.6). Deney şartlarında ortam şartlarındaki en ufak bir değişiklik ısı geçişi üzerinde etkili olmaktadır. Ayrıca olayın zamanla periyodik olarak değişmesi de bu durumu etkileyen diğer bir parametredir. Buradaki mekanizmanın karışıklığı bu hesap tarzıyla bulunan değerlerin güvenirliğini azaltmaktadır.

3.4.2 Soğutma Suyu Tarafından Çekilen Isı

Soğutucu paralel akışlı iç içe eş eksenli boru türü ısı değiştiricisidir. Soğutma suyu tarafından çekilen ısı, soğutma suyu giriş ve çıkışlarına konulan termoelemanlar vasıtasıyla ölçülen sıcaklıklardan

$$\dot{Q}_s = \dot{m} c_p (T_g - T_ç) \qquad \textbf{(3.8)}$$

ifadesinden yararlanarak hesaplanmaktadır. Yapılan deneyler sonucunda ısıtıcı yüzeyinden verilen ısının büyük bir kısmının soğutma suyu tarafından çekildiği görülmüştür. Soğutma devresi akışkanı suyun debisi ancak belli aralıklarla ölçülebildiğinden ve 1°C belirsizlik içeren ölçme sisteminde minimum akışkan debisinde dahi fark sıcaklığın 1°C çıkması bu yöntemle hesaplanan çekilen ısının güvenilir sonuçlar içermediğini göstermektedir.

Ancak su tarafı probundan geçen ısı sürekli halde soğutma suyuna ve çevreye giden ısıya eşit olduğundan probdan hesaplanan ısı akısıyla çevreye-soğutma suyuna giden ısı akısı oranlanarak niteliksel-kıyaslama amaçlı analiz yapılmıştır. Su probu

altındaki hacimden yalıtım yüzeyinden çevreye giden ısı (Tablo 3.6)'dan son dört konum aralığını içermektedir

3.4.3 Su Tarafına Geçen Net Isının Belirlenmesi

Probtan sıvı tarafına geçen ısının hesaplanması seçilen kontrol hacmi için enerji dengesi ifadelerinin türetilmesinde büyük önem arz etmektedir. Bu nedenle kesitten geçen net ısının belirlenebilmesi amacıyla su ve buhar tarafına yerleştirilen bu problar vasıtasıyla bir kesitten geçen akışkanın anlık ortalama sıcaklık değişimleri belirlenmeye çalışılmıştır. Akışkan için kesitten birim zamanda geçen enerjinin;

$$\dot{Q} = \dot{m}(t)h(t) = 2\pi \int_{R_1}^{R_2} \rho c_p v T r dr \qquad \textbf{(3.9)}$$

ile ifade edilebileceği basitçe gösterilebilir. Bu formülün uygulaması kolon yüksekliğinin, hızının ve ortalama sıcaklığının değişimi ifadelerini gerektirmektedir. Bu amaçla yapılan literatür araştırması sonucu; sıvı kolonunun hareketi için Arslantürk ve Özgüç [11] yaptıkları deneyler sonucunda tam gelişmiş, sıkıştırılamaz, çapsal koordinattan bağımsız akış kabulleriyle, sıvı kolonlarının hareketi için Eşitlik 3.11'te belirtilen korelasyonu önermişlerdir.

A_p : Piston alanı

R_v : Volan etkin yarıçapı

A: Halkasal kesit alanı

x_m : Salınımın genliği (osilasyon büyüklüğü) olmak üzere

$$x_m = 2 R_v A_p / A \qquad \textbf{(3.10)}$$

Yerçekimi ivmesi volan eylemsizlik ataleti yanında ihmal edilebilecek mertebelerdedir, ayrıca prob1'i oluşturan termoelemanlara hata analiziyle doğrulandığı şekilde sinüsoidal eğri uydurulabildiği görülmektedir (Şekil 3.7). Bu durumda ara yüzey hareketi en genel halde

$$z(t) = z_o - \frac{x_m}{2}\cos(\omega t + \phi) \qquad \textbf{(3.11)}$$

ile ifade edilebilen salınım ekseni, genliği ve frekansı bilinen tek serbestlik dereceli basit harmonik harekete indirgenmektedir.

Tablo 3.7'da R^2 (coefficient of determination) değerleri ve uydurulan korelasyonlarla deneysel sonuçların uyumu görülmektedir. Böylece hız-konum ve sıcaklık

değerlerinin; FFT analizinden de yararlanarak tek serbestlik dereceli sinüsoidal karakterli olduğu görülür (bknz Şekil 3.10). Eşitlik (3.11)'de

z_o : Kolonun salınım ekseninin referans düzlemine olan uzaklığı (doldurma yüksekliği)[3]

ω : Açısal frekans

ϕ : Faz farkını

z(t) : Sıvı-buhar ara yüzeyinin konumdan bağımsız hız dağılımı kabulüyle konumunu göstermektedir.

Tablo 3.7 Deneysel Verilerin Periyodikliğinin İncelenmesi

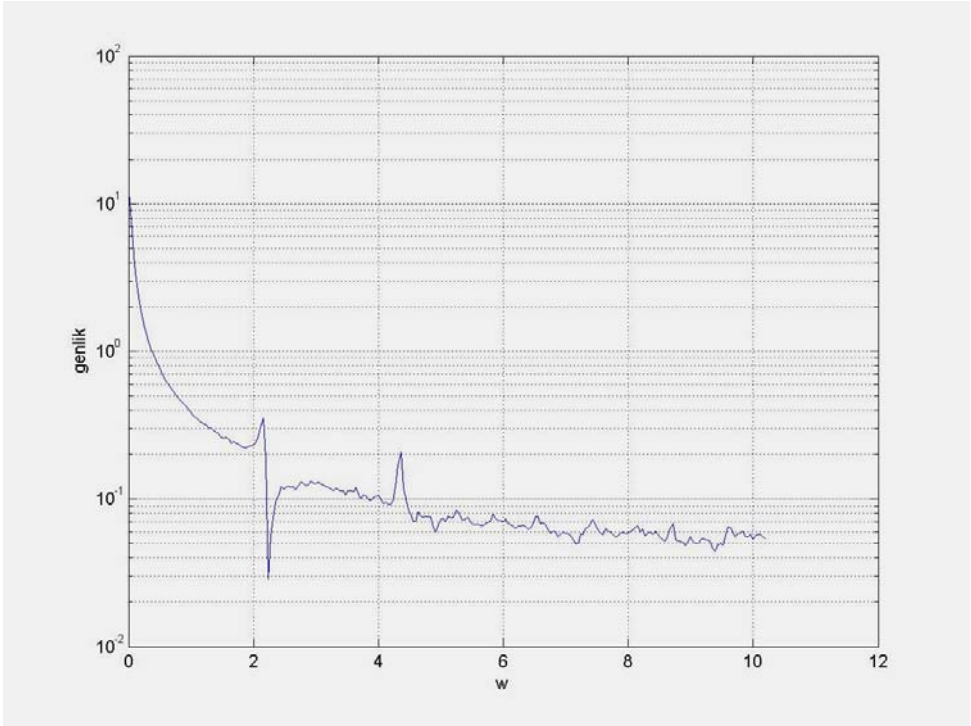
$T_i = T_o + aCos(2\pi t/b+\varphi)$				
	T_1	T_2	T_3	T_4
a [mm]	3,375	3,287	3,078	2,860
b[sn^2]	2,989	2,988	2,988	2,988
φ [rad]	1,328	1,246	1,109	1,228
T_o [mm]	64,13	64,00	63,71	63,80
R^2	0,934	0,905	0,891	0,838
ω [rad/s]-$2\pi/b$	2,1021	2,1028	2,1028	2,1028

Su-buhar arayüzeyi hızı içinse önerilen z(t) denkleminin (Eşitlik (3.11)) türevinden yararlanılmıştır.

$$v_s(t) = \frac{x_m}{2}\omega Sin(\omega t + \phi) \qquad \textbf{(3.12)}$$

Bulunan prob sıcaklıkları vasıtasıyla, hızı da bilinen akışkan için kesitten geçen enerji Denklem (3.9) aracılığıyla hesaplanabilir. Hesaplarda probdan okunan dört sıcaklık verisinin eş zamanlı olduğu kabul edilmiştir. Prob1'i oluşturan termoelemanların ortalama sıcaklıkları incelendiğinde deneysel belirsizlik içerisinde alan ağırlıklı ortalama sıcaklıkla hesapların yürütülebilir olduğu görülmüştür (ΔT_{max}<1ºC).

[3] Sıcaklıkla akışkan genleşmekte olduğundan deney başlangıcında salınım ekseniyle çakışık olan doldurma yüksekliği deney anında bir miktar farklılık göstermektedir. Sıcaklık salınım genliği ve frekansta ancak ihmal edilir farklılıklara yol açmaktadır.



Şekil 3.10 Su Tarafı Probu Sıcaklık Verileri FFT Analizi Sonuçları

Prob1 sıcaklıklarının zamanlara bağlı değişimleri incelendiğinde (bknz. Şekil 3.11) çapsal koordinatla sıcaklığın değişiminin ihmal edilebileceği görülür. Ayrıca probdan geçen ısı akısı, alan ağırlıklı ortalama sıcaklıklardan yararlanarak elde edilmiştir.

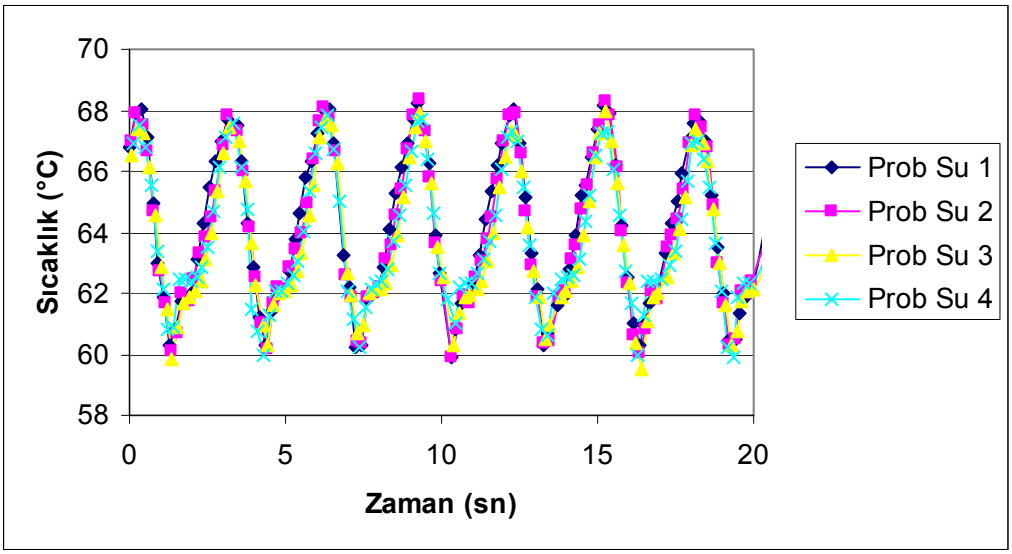
Konum ve sıcaklık değerleri eş zamanlı hale getirilirken sıvı kolonu en alt seviyedeyken sıcaklıkların en yüksek değeri aldığı kabulünden yararlanılmıştır (Şekil 3.12). Suyun termodinamik özelikleri alan ağırlıklı ortalama sıcaklığın zaman ortalamasında alınmıştır. İstenen an için kesitten geçen enerji;

$$\dot{Q} = u_i A \rho_l c_l T_{bi}(y, t_i) \qquad \textbf{(3.13)}$$

bağıntısı ile belirlenmiştir. Denklem (3.13)'te bulunan ve kesitten geçen entalpiyi gösteren H_i değerleri sinüzoidal olarak değişmektedir. Bu durumda entalpi akışı pozitif ve negatif değerler almaktadır. Burada net entalpiyi bulmak için sinüzoidal eğrinin oluşturduğu alanlar ayrı ayrı bulunmaktadır. Bu denklemlerde kullanılan açısal frekans takometre ile, termoeleman verilerinin FFT analizi ile ve verilere sinüzoidal eğri uydurarak belirlenmiş aralarında kıyaslamalar yapılmıştır. Bulunan bu değerler, sayısal integral alma metodu olan trapezoid kuralıyla ve ikinci bir yol olarak sigmaplot programıyla ön tanımlı fonksiyonlarla,

$$\dot{Q} = \int u A \rho_l c_l T_{bl}(0, t) \qquad \textbf{(3.14)}$$

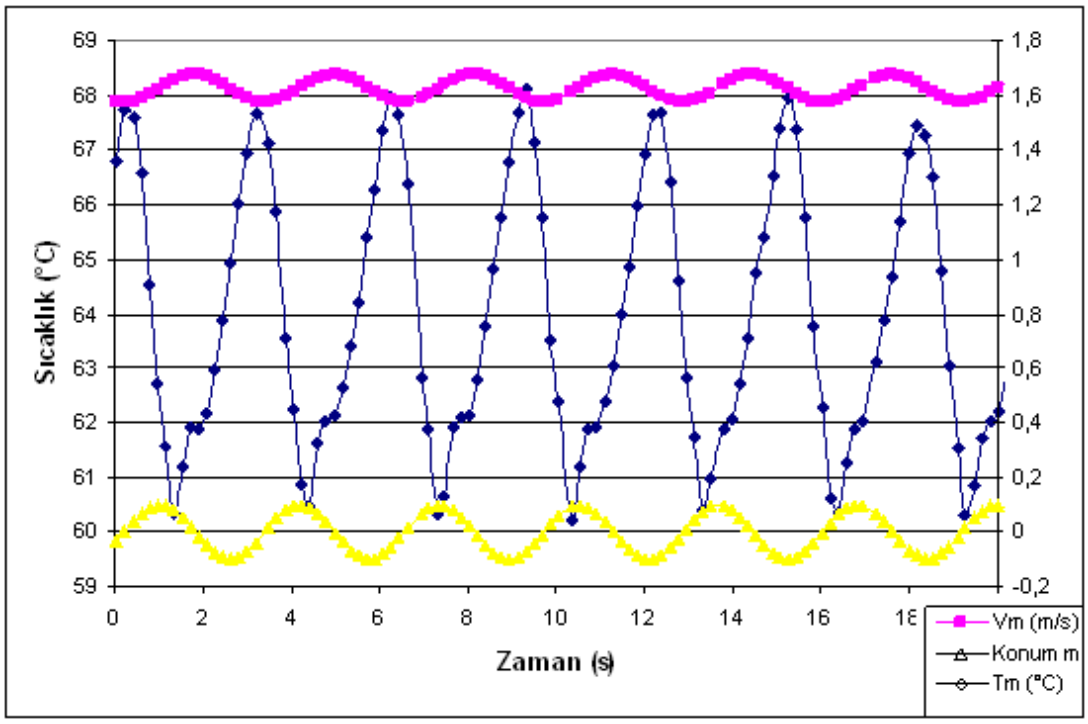
çevrim başına kesitten geçen enerji karşılaştırılarak tespit edilmiştir. Hesaplarda suyun entalpisi ortalama sıcaklıkta özgül ısıdan ve 7. derece polinom ifade içeren bağıntıdan ayrı ayrı hesap edilerek sonuçlar teyit edilmiştir. İlave olarak hesaplarda anlık entalpi akısı değerleri toplanırken çevrimin tam katı olması gerekliliği de göz önüne alınmıştır. Tüm bu yapılan çalışmalar sonucu net entalpi geçişi bulunamamıştır bu durum; olayın çevrimsel bir olay olmasına ancak ısınma ve soğuma zaman dilimlerinin peryod içerisinde eşit olarak bölüşülmemesine, deneysel ölçümlerde belirgin çalkantıların mevcut olmasına (bknz. Şekil 3.12), sıcaklık ve hız dağılımının tüm kesite yayılmışken kesitin belirli bir kısmında ancak ve sınırlı sayıda gerçekleştirilen sıcaklık ölçmelerinin yetersiz kalmasına ve kaynamanın fiziği gereği deneysel zorluklar içermesine bağlanmaktadır.



Şekil 3.11 Prob1 sıcaklıklarının zamana bağlı değişimleri

Kesitten birim zamanda geçen net enerjiyi hesaplamayı olanaksızlaştıran durum ise gerek hız maksimumken ya da minimumken sıcaklığın minimum veya maksimum olması veya farklı bir yaklaşımla konum maksimum veya minimumdayken sıcaklığın minimum veya maksimum olması durumlarının tümünün ayrı ayrı denendiği şartlarda birçok deneysel veriyi kullanarak tesbit edilen hız ve sıcaklık sinüsleri arasındaki faz farkının sonuç üzerinde çok belirgin etkisi vardır. Yani konum veya hız ile sıcaklığın faz farkının çok çok hassas bir şekilde tesbiti gerekmektedir. Bu amaçla arayüzey konumunun en alt ve en üst konumlarını tesbit amacıyla CNY70 fotodetektör devresi kullanılmıştır bu durumda da osiloskopla yapılan kontrollerde arayüzeyin konumunun darbe sinyal şeklinde cevap oluşturduğu görülmüştür. Bu sinyali 20 veri/s veri sıklığıyla yakalamak mümkün olmamıştır.

İlerde yapılabilecek çalışmalar için yapılan araştırmalar sonucu konum en ilerde veya gerideyken veri almaya başlayarak faz farkını elimine edecek şekilde çalışmaya imkan sağlayan trigger devresinin kullanılmasının gerekli olduğu tespit edilmiştir.



Şekil 3.12 Prob1 için Ortalama sıcaklık, Hız ve Konumun Zamanla Değişimleri

3.5 Deney Sonuçlarının Değerlendirilmesinde İzlenen Hesap Yöntemi

Şekil 3.1'de görüldüğü gibi düşey sıvı kolonu, devir sayısı ayarlanabilen bir motorla tahrik edilen piston-silindir düzeneği ile hareket ettirilmektedir. Motor momenti karşı yüke göre oldukça büyük olduğundan yerçekimi kuvvetinin motor devrine etkisi ihmal edilebilecek düzeyde kalmaktadır. Dolayısıyla sıkıştırılamaz akış kabulüyle motor frekansı sıvı kolonunun frekansı ile aynı olacaktır. Piston kesit alanı, sıvı kolonu kesit alanı, volan yarıçapı ve frekansa bağlı olarak sıvı kolonunun maksimum hızı $R_v \omega A_p / A = u_m$ olmak üzere, sıvı kolonunun ortalama hızının zamanla değişimi

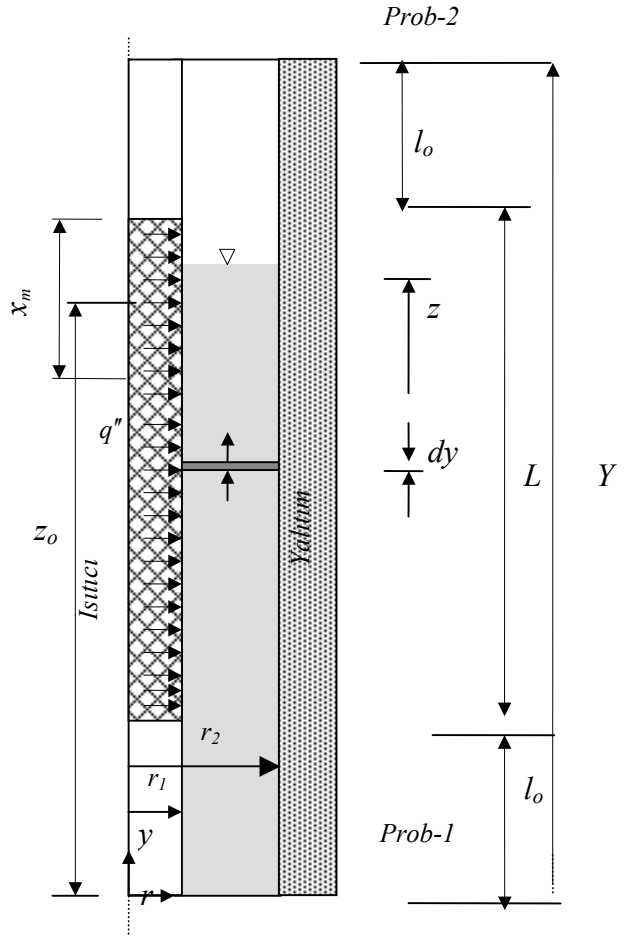
$$v_s(t) = u_m \, Sin(\omega t + \phi) \qquad \textbf{(3.15)}$$

olacaktır. Su-buhar arayüzeyinde kılcallık ve duvar etkileri ihmal edilirse arayüzey düz bir serbest yüzey olarak kabul edilebilir. Bu durumda arayüzeyin konumunu gösteren z yüksekliği Denklem (3.15) ün integrasyonu ile

$$z(t) = z_0 - \frac{x_m}{2} Cos(\omega t + \phi) \qquad \textbf{(3.16)}$$

bulunur. Burada $x_m = 2 R_v A_p / A$ dır.

Şekil 3.13'den de anlaşılacağı gibi sıvı kolonunun titreşim ekseni ısıtıcı bölgesinde bulunmaktadır. Salınım hareketiyle sıvı sütununun harmonik hareketle ısıtıcıyı yaladığı alan artıp azalmaktadır. Ayrıca sıvı ve buhar tarafının ısıtıcı ile temasta oldukları süre frekansa bağlı olarak değişmektedir. Isıtıcının uçları arasında bulunan



Şekil 3.13 : Deneysel hesaplama için seçilen kontrol hacmi ve boyutları

6 adet termoelemandan alınan yüzey sıcaklıkları zamanla frekansa-genliğe bağlı olarak salınmaktadır. Frekansın artışı yüzey sıcaklıklarını azaltırken, çalkantılar

sebebiyle harmonik değişimi bir miktar bozmaktadır ve veri alma sıklığının kısmen yetersiz kalmasıyla belirsizlikler artmaktadır. Sıcak duvar sıcaklıklarının zaman ortalamalarının duvar boyunca değişimi kaynama görülen ve görülmeyen durumlar

için Ek A'da ayrıntılı olarak incelenmektedir. Konumla lineere yakın değişim gösteren yüzey sıcaklıkları, frekans arttıkça azalmaktadır.

Atalet kuvvetleri ile viskoz kuvvetlerin aynı mertebede olduğu bölge $\vartheta(\sqrt{2\nu/\omega})$ mertebelerindedir. Duvardan uzaklaştıkça (duvar) momentum yayınımı hızla azalır. Duvar etkisinin etkili olduğu derinlik yaklaşık

$$\delta \cong 3\sqrt{2\nu/\omega}\,, \qquad \textbf{(3.17)}$$

olup su için bu derinlik, bu çalışmadaki frekanslar için 1 mm'nin altında kalmaktadır. Bu sebeple, halkasal kanal içinde hız profili üniform tek serbestlik dereceli sinüsoidal kabul edilebilir. Viskoz yayınım, iç enerji üretimi ve akış doğrultusunda ısı iletiminin ihmal edildiği durum için ısıl enerji korunumu denklemi kaynamanın olup olmasına göre ve problar arasındaki bölge olarak seçilen kontrol hacminin ısıtıcı bölgesi-adyabatik kısımlarında farklılıklar arz eder.

Kaynamanın görülmediği durumda enerjinin korunumu

$$\frac{\partial T(r,z,t)}{\partial t} + u(t)\frac{\partial T(r,z,t)}{\partial z} = \alpha \frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(r\frac{\partial T(r,z,t)}{\partial r}\right) \qquad \textbf{(3.18)}$$

şeklinde olacaktır. Denklem (3.18)'i kesit alanı boyunca yalıtımdan çevre ortama ısı geçişini ($q''_{R_2} = 0$) ihmal ederek çapsal doğrultuda R_1'den R_2'ye integre edersek,

$$\frac{\partial T_b(y,t)}{\partial t} + u(t)\frac{\partial T_b(y,t)}{\partial z} = \frac{q''P}{\rho cA} = \frac{2}{\rho c(R_1^2)}\left(R_1 q_1''\right) \qquad \textbf{(3.19)}$$

Burada ortalama karışım sıcaklığı $T_b = \frac{1}{A}\int_A TdA$ şeklinde belirlenmiştir. q_1'' de ısıtıcı birim yüzeyinden birim zamanda geçen ısı akısıdır. Düşey koordinat, ara yüzey hızı-konumu ve ortalama karışım sıcaklığı göz önüne alınarak,

$$\int \frac{\partial T_b(z,t)}{\partial t}dy = \frac{\partial}{\partial t}\int_{l_0}^{z(t)} T_b(y,t)dy - T_b(z,t)\dot{z} \qquad \textbf{(3.20)}$$

olmak üzere

Denklem (3.19) l_0 dan z(t)' ye dy boyunca (3.20)'den yararlanarak integre edilirse

$$\frac{\partial}{\partial t}\int_{l_0}^{z(t)} T_b(y,t)dy - T_b(z,t)v_s + u(t)T_b(z,t) - u(t)T_b(l_0,t) = \frac{q''P}{\rho cA}y \qquad \textbf{(3.21)}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}\int_{l_0}^{z(t)} T_b(y,t)dy + T_b(z,t)(u(t)-v_s) - u(t)T_b(l_0,t) = \frac{q''P}{\rho cA}y \qquad \textbf{(3.22)}$$

$u(t)-v_s$ farkı ihmal edilirse sol taraftaki ikinci terim düşer. Denklem (3.30) zaman değişkeninde çevrim boyunca integre edilirse deneyler sanki sürekli halde gerçekleştirildiğinden ilk terim ihmal edilebilir. İncelenen problem su, su-habbeler ve su buharından oluşan bileşik bir ısı geçişi problemidir. Su-buhar arayüzeyi hem kılcallığa hem de harekete bağlı olarak düzlem bir yüzey olmayacaktır. Suyun sıcak yüzeyi ıslattığı süreç yalnız *z* konumu ile belirlenemez. Denklem (3.18) ile yazılan ısıl enerji korunumu ifadesinde buhar-su arayüzeyinde, arayüzey geometrisi ve hız alanı bilinmediğinden su ve buhar için ayrı ayrı yazılması pratik sonuç vermez. Ancak enerji denklemini su ve buhar sistemi için integral formda yazıp τ çevrim süresi zaman değişkeni yardımıyla bir çevrim boyunca integre edersek,

$$\frac{1}{\tau}\int_{t=0}^{t=\tau}[\frac{\partial}{\partial t}\int_{l_0}^{z(t)}T_b(y,t)dy]dt-\frac{1}{\tau}\int_{t=0}^{t=\tau}u(t)T_b(l_0,t)dt=\frac{1}{\tau}\int_{t=0}^{t=\tau}\frac{q^{"}P}{\rho cA}ydt \qquad \textbf{(3.23)}$$

elde edilir. Çevrimsel bir olayda ilk terim sıfırdır. Isı akısı zamanla değişmediğinden integral dışına çıkarsa

$$-\frac{1}{\tau}\int_{t=0}^{t=\tau}u(t)T_b(l_0,t)dt=\frac{q^{"}P}{\rho cA}y \quad \text{elde edilir.} \qquad \textbf{(3.24)}$$

Burada y* girişten menüsküse kadar olan mesafeyi göstermektedir. *Menisküs* cam malzemelere konulan sıvının yüzeyinin, sıvının cam çeperleri ıslatması nedeniyle oluşturduğu görünüşe denilmektedir.

$$Q_l=\int_0^{\tau}\int_{l_0}^{y^*}2\pi r_1 q_1''dydt \qquad \textbf{(3.25)}$$

suya bir çevrim boyunca geçen

$$\frac{1}{\tau}\int_{t=0}^{t=\tau}\frac{q^{"}P}{\rho cA}ydt=\frac{1}{\rho cA}\int_0^{\tau}\int_{l_0}^{y^*}2\pi r_1 q_1''dydt \qquad \textbf{(3.26)}$$

olur.

Kaynama Görülen Durum

Seçilen kontrol hacmi su tarafı probu ve su buhar arayüzeyiyle sınırlı olan sıvıdır.

Termodinamiğin I.yasası

$$\frac{\partial}{\partial t}\int_{V_s}\rho edV+\int_{A_{gç}}\rho hu(t)dA=\dot{Q}-\dot{W} \quad . \qquad \textbf{(3.27)}$$

e= u+ke+pe olmak üzere kontrol hacmine uygulanırsa

$$\frac{\partial}{\partial t}\int_{V_s}\rho e dV + \int_{A_{gç}}\rho(e+Pv)u(t)dA = \dot{Q}-\dot{W} \quad . \qquad \textbf{(3.28)}$$

Terimler açılırsa denklem

$$\frac{\partial}{\partial t}\int_{V_s}\rho u dV + \frac{\partial}{\partial t}\int_{V_s}\cancel{\rho(ke+pe)dV} + \int_{A_{gç}}\rho h u dA + \int_{A_{gç}}\cancel{\rho(ke+pe)udA} = \dot{Q}-\dot{W} \qquad \textbf{(3.29)}$$

halini alır. Kinetik ve potansiyel enerjileri ihmal ederek eşitliğin sol tarafındaki kontrol hacmi giriş çıkışlarını belirten terim açılırsa

$$\frac{\partial}{\partial t}\int_{V_s}\rho u dV + \dot{m}_b h_g - \dot{m}_b h_f - \dot{m} h_g = \dot{Q} - P_a A v_s \qquad \textbf{(3.30)}$$

elde edilir. Deney süresi boyunca denklemin her iki tarafı zaman üzerinde integre edilirse

$$\int_0^{nT}[\frac{\partial}{\partial t}\int_{V_s}\rho u dV + \dot{m}_b h_{fg} - \dot{m} h_g]dt = \int_0^{nT}(\dot{Q}-P_a A\dot{z})dt \qquad \textbf{(3.31)}$$

elde edilir. Yapılan deney sanki sürekli bir rejimde yapılan peryodik bir olaydır bu nedenle zamana bağlı değişimlerin toplamı olan sol taraftaki ilk terim sıfırdır. Ayrıca, piston ileri doğru hareket ederken karşı basınca karşı yapılan iş piston geri doğru hareket ederken kazanıldığından sağ taraftaki terim sıfırlanır.

$$\int_0^{nT}[\frac{\partial}{\partial t}\cancel{\int_{V_s}\rho u dV}]dt + \int_0^{nT}\dot{m}_b h_{fg}dt - \int_0^{nT}\dot{m} h_g dt = \int_0^{nT}(\dot{Q}-\cancel{P_a A\dot{z}})dt \qquad \textbf{(3.32)}$$

Bu denklemdeki terimler incelenirse sol taraftaki ilk terim kaynama debisini, ikinci terim ise su ve buhar taraflarına geçen ısıların ayrı ayrı bilinmesini gerektirir.

Ve su tarafına geçen net ısının belirlenmesi, bölüm 3.4.3'te ayrıntılı olarak incelenen

$$\dot{Q} = \int_0^{nT}\rho A u(t) h_g dt \approx \int_0^{nT}\rho A u(t) C_p T_m(t) dt \qquad \textbf{(3.33)}$$

eldesi problemine indirgenir.

Ayrıca ısıtıcıdan ısının tamamı suya geçmektedir, bu nedenle kontrol hacmi yaklaşımında kaynama görülüp görülmemesi (3.34-3.35) denklemlerinde farklılığa neden olmamaktadır. Deney boyunca ısı akısının sabit olduğu da unutulmamalıdır. Bir çevrim boyunca suya geçen toplam ısı miktarı Q_l, ortalama ısıtıcı yüzey sıcaklığı ve suyun giriş ortalama sıcaklığı arasında,

$$Q_l = 2\pi \mathrm{r}_1 L\bar{h}(T_{wo}-T_m)(\frac{2\pi}{\omega}) \qquad \textbf{(3.34)}$$

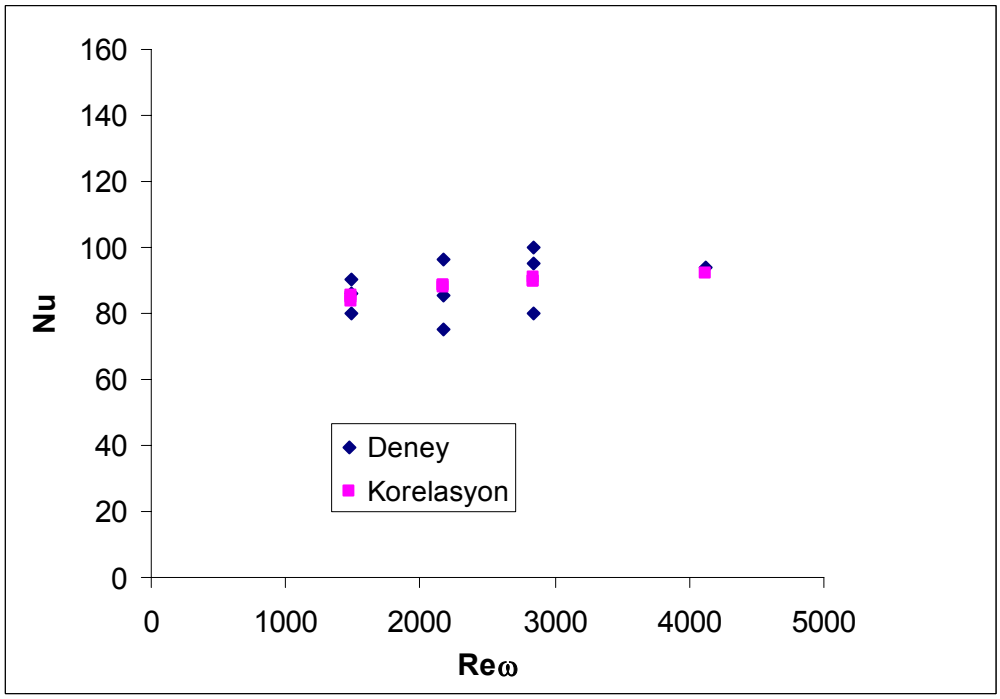
ilişkisini yazarsak Nusselt sayısı;

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{h}L}{k} = \frac{L}{k}\frac{Q_l}{2\pi R_1 L(T_{wo} - T_m)(2\pi/\omega)} \qquad \textbf{(3.35)}$$

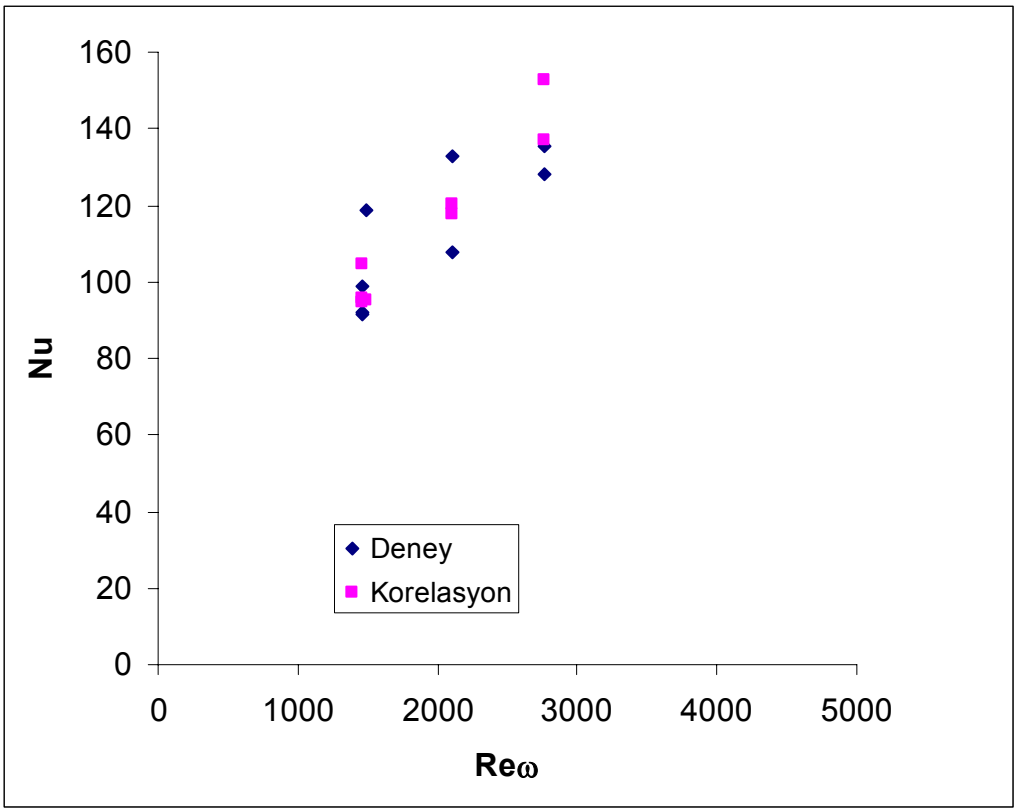
olarak tariflenebilir. Bu bağıntı kullanılarak deneylerde elde edilen Nusselt sayıları Şekil 3.16'da boyutsuz parametrelere bağlı olarak toplu halde verilmiştir. Burada ortalama su sıcaklığı,

$$T_m = \frac{T_{10} + T_{20}}{2} \qquad \textbf{(3.36)}$$

olarak tarif edilmiştir. T_{10} ve T_{20} da sırayla birinci ve ikinci prob sıcaklıklarıdır.



Şekil 3.14 : Nusselt sayısının boyutsuz parametrelere bağlı olarak değişimi



Şekil 3.15 : Nusselt sayısının boyutsuz parametrelere bağlı olarak değişimi

Bu tür bir akışta Nusselt sayısının bağlı olduğu parametreler daha önce belirtildiği gibi kinetik Reynolds sayısı, boyutsuz genlik, Prandtl, Jakob sayıları ve ısıtıcı uzunluğunun hidrolik çapa oranı olan geometrik parametre olarak belirtilmişti.

$$\overline{Nu} = f(Re_\omega, A_o, Pr, D/L, Ja) \qquad \textbf{(3.37)}$$

Bu çalışmada, genlik ve geometrik parametre *(D/L*=1/30*)* sabit tutularak frekans ve ısı akısı değiştirilmiştir. Bu durumda Nusselt sayıları için elde edilen korelasyonlar

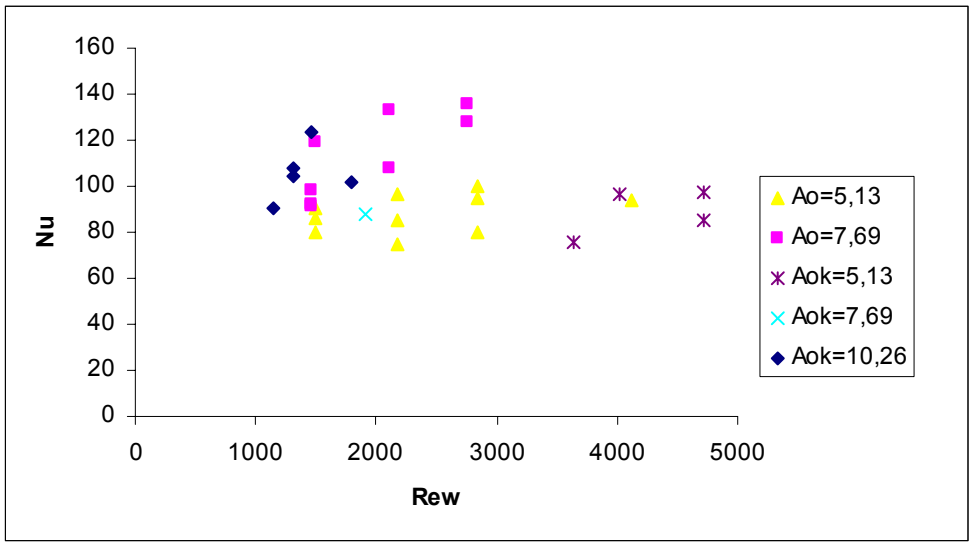
$$\overline{Nu} = 52,86\ \mathrm{Re}_\omega^{0,101}\ Ja^{0,08} \qquad \text{ve} \quad A_0 = 5,13 \quad \mathrm{Pr}=2,22 \qquad \textbf{(3.38)}$$

$$\overline{Nu} = 1,70\ \mathrm{Re}_\omega^{0,45}\ Ja^{-0,206} \qquad \text{ve} \quad \mathrm{A_0}=7,69 \quad \mathrm{Pr}=2,38 \qquad \textbf{(3.39)}$$

şeklinde verilebilir. Bu eşitliklerin geçerli olduğu aralık,

$1000 < \mathrm{Re}_\omega < 5000$

Akışkan özelikleri akışkan ortalama sıcaklığında alınmalıdır. Sırasıyla Eşitlik (3.38) ve (3.39) ile deneysel verilerin karşılaştırması Şekil 3.14 ve Şekil3.15'te verilmiştir. Grafikten de görüldüğü gibi bulunan korelasyon deneylerle iyi bir uyum sağlamaktadır. Nusselt sayısının boyutsuz parametrelere bağlı olarak değişimi tüm deneyler için Ek-H'de tablo halinde toplu olarak verilmiştir.



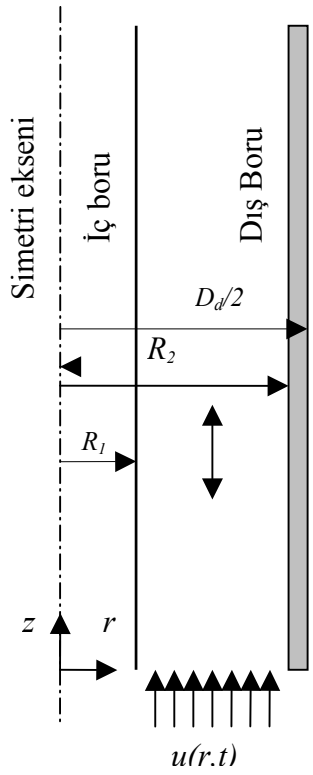
Şekil 3.16 : Nusselt sayılarının boyutsuz genliğe göre değişimi

Şekil 3.16'da genliğin frekansın ve kaynamanın ısı geçişine etkisi görülmektedir. Seri adı k ile gösterilen veriler kaynama görülmeyen deneylere aittir. Görüldüğü gibi aynı frekansta genlik arttıkça Nusselt sayısı tüm durumlarda artmaktadır. Aynı frekansta, genlikte kaynama olan durumlarda ısı geçişi artmaktadır. Ayrıca aynı genlikte frekans arttıkça ısı geçişi katsayısı artmaktadır. Salınımlı akışta ısı geçişi için iki önemli parametrenin *genlik* ve *frekans* olduğu söylenebilir.

4. FORMÜLASYON

4.1 Diferansiyel Formülasyon

Bu bölümde, düşey bir sıvı kolonu içerisinde sabit ısı akısı sınır koşulunda kaynama rejimindeki silindirik bir yüzey etrafındaki sinüzoidal titreşimlere maruz halkasal akışta diferansiyel korunum denklemleri çıkarılmıştır. Halkasal akış için önce silindirik koordinatlarda genel diferansiyel eşitlikler yazılmış ve daha sonra yapılan kabuller altında bu eşitlikler basitleştirilerek geçerli (yönetici) denklemler elde edilmiştir.



Şekil 4.1 : Salınımlı akış alanı ve koordinat sistemi

Problemde hem iki fazın bir arada bulunması hem de kaynamanın olması olayı çok daha karmaşık hale getirmekte ve denklemlerin çözümünü zorlaştırmaktadır. Genel salınım hareketiyle birlikte buhar habbelerinin oluşması, sıvı faz içinde habbelerin yukarıya doğru hareket ederken sıvıyı karıştırması ve homojen buhar bölgesi ile habbeli sıvı bölgesini ayıran ara yüzeyde son bulması söz konusudur. Buhar

habbelerinin oluşma miktarının salınım hareketine bağlı olarak değişken olması, salınımın etkisiyle habbelerin birleşerek daha büyük habbeler meydana getirmesi ve kısa süre içinde ana buhar bölgesine ulaşarak sıvıyı terk etmesi, bu olayın belirli bir çok fazlı akış rejimine uymasını zorlaştırmaktadır. Bu sebeple probleminin matematik analizini kolaylaştırıcı aşağıdaki kabuller yapılmaktadır.

- Buhar ve sıvı ayrı ayrı sıkıştırılamaz (ρ_b, ρ_l =sabit), ve Newtoniyen akışkandır. Cidarda kayma yoktur.
- Sıvı bölgesindeki buhar habbelerinin sıvı içindeki hareketleri ihmal edilmektedir. Buhar habbelerinin hacmi ve kütlesi doğrudan ana buhar bölgesine dahil edilmektedir. Böylece sıvı bölgesi bir ara yüzeyle buhar bölgesinden ayrılmış olarak ele alınmaktadır. Bu sebeple, buharlaşan kütle miktarının tamamının bu ara yüzeyden sıvı bölgesini terk ettiği kabul edilmektedir.
- Yukarıdaki kabulle iki ayrı bölge olarak ele alınan sıvı ve buhar fazlarında akış eksenel olarak simetriktir. $\partial / \partial \theta = 0, \quad V_\theta = 0$
- Halkasal bölgede akış tek boyutludur. Radyal yönde hız bileşeni sıfırdır. $V_r=0$
- Akışkanın termofiziksel özellikleri sabit, (k_b , c_{pl} k_l , c_{pb}, sabit)
- Viskoz dissipasyon etkileri konvektif terimlerle karşılaştırıldığında ihmal edilebilmektedir.
- Ara yüzeyde kinetik enerji ve momentum değişimi ihmal edilebilir. Ara yüzey eğriliği ve yüzey gerilimini etkisi ihmal edilebilir.

Yukarıdaki kabuller altında bir ara yüzeyle ayrılmış buhar ve sıvı fazların salınımlı akışında kütle momentum ve enerjinin korunumu ifadeleri ayrı ayrı aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$\rho_b \frac{\partial u_b}{\partial z} + \rho_l \frac{\partial u_l}{\partial z} = 0 \qquad \textbf{(4.1)}$$

$$\left(\frac{\partial u_b}{\partial t}\right) = -\frac{1}{\rho_b}\frac{\partial P}{\partial z} + \nu_b \left[\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(r\frac{\partial u_b}{\partial r}\right)\right] - g_z \qquad \textbf{(4.2)}$$

$$\left(\frac{\partial u_l}{\partial t}\right) = -\frac{1}{\rho_l}\frac{\partial P}{\partial z} + \nu_l \left[\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(r\frac{\partial u_l}{\partial r}\right)\right] - g_z \qquad \textbf{(4.3)}$$

$$\rho c_{pb}\left[\frac{\partial T_b}{\partial t}+u_b\frac{\partial T_b}{\partial z}\right]=k_b\left[\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(r\frac{\partial T_b}{\partial r}\right)+\frac{\partial^2 T_b}{\partial z^2}\right] \quad \textbf{(4.4)}$$

$$\rho c_{pl}\left[\frac{\partial T_l}{\partial t}+u_l\frac{\partial T_l}{\partial z}\right]=k_l\left[\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(r\frac{\partial T_l}{\partial r}\right)+\frac{\partial^2 T_l}{\partial z^2}\right] \quad \textbf{(4.5)}$$

Ara yüzeyde ise kütle, momentum ve enerji korunum denklemlerinin sağlaması gereken snır koşulları (jump conditions)

$$\rho_s(u_s-v_s)=\rho_b(u_b-v_s)$$

$$P=P_b=P_s \quad \textbf{(4.6)}$$

$$\rho_b(u_b-v_s)h_b-\rho_s(u_s-v_s)h_s=k_b\frac{\partial T_b}{\partial z}-k_s\frac{\partial T_s}{\partial z}$$

Akış eksenel simetriktir ve konumdan bağımsız bir basınç gradyanı tarafından hareket ettirilmektedir. Basınç gradyanı yalnızca zamanın bir fonksiyonudur. Denklem (4.2) ve (4.3)'ü basitleştirmek için yerçekimi terimini basınç terimine ilave edebiliriz. Yerçekimi ifadesi bir potansiyelden türetilebildiğinden, basınç terimi $\text{grad}(p+\rho gz)$ şeklinde yazılabilir. Bu durumda yerçekimi ifadesini basınç terimine ilave ederek değiştirilmiş basınç cinsinden bunları ifade edebiliriz. Burada,

$$\left(\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial z}+g\right)=\frac{1}{\rho}\frac{\partial P}{\partial z} \quad \textbf{(4.7)}$$

şeklinde değiştirilmiş basınç terimi kullanılabilir. Düşey eksenli silindirik bir boruda akışın yönünün yukarı doğru olduğu göz önüne alındığı için bu terim toplanmıştır. Burada eğer salınımlı akışı (hareketli sıvı kolonu) göz önüne alırsak, bu akışı meydana getiren kuvvetin basınç kuvveti olduğundan yola çıkarak, basınç terimleri için

$$-\frac{1}{\rho}\frac{\partial P}{\partial z}=K\,Cos(\omega t) \quad \textbf{(4.8)}$$

dönüşümü yapabiliriz. (Salınımlı formda basınç gradyanı) [16]. Buna göre Denklem (4.3)'ü tekrar düzenlersek,

$$\left(\frac{\partial u_l}{\partial t}\right) = K Cos\omega t + v_l\left[\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(r\frac{\partial u_l}{\partial r}\right)\right] \qquad \textbf{(4.9)}$$

haline gelir. Burada K ve ω dışarıdan akışa uygulanan basınç gradyanının büyüklüğü ile ilgili terimlerdir, K basınç genliği ve ω da basıncın açısal frekansını göstermektedir.

Silindirik koordinatlarda düşey bir boruda ısı geçişini göz önüne alarak mevcut problem için Denklem (4.4), (4.5)'i düzenlersek, bu denklemde sağ taraftaki ikinci terim, birinci terimin yanında çok küçüktür. Bunun nedeni radyal yönde iletim terimlerinin, eksenel yönde ise taşınım terimlerinin daha büyük olmasındandır. Bu durumda sağ taraftaki ikinci terim birinci terime göre çok küçük olduğundan bu terim ihmal edilebilir [29]. Bu kabul altında denklem basitleşir ve,

$$\frac{\partial T_i}{\partial t} + u\frac{\partial T_i}{\partial z} = \frac{k_i}{\rho_i c_{pi}}\left[\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(r\frac{\partial T_i}{\partial r}\right)\right] \qquad \textbf{(4.10)}$$

haline gelir. Salınımlı akışa etki eden boyutsuz büyüklükleri bulmak için bu denklemleri uygun fiziksel parametrelerle boyutsuzlaştırmak gerekmektedir. Akışın bağlı olduğu parametreleri boyutsuzlaştırmak için seçilen fiziksel büyüklükler aşağıda verilmiştir [16].

$$\tau = \omega t\ , \quad R = \frac{r}{D}\ , \quad Z = \frac{z}{D}\ , \quad U_b = \frac{u}{u_{mb}}\ , \quad \mathrm{P} = P/\rho_l u_m^2\ , \quad \theta_l = \frac{k_l T_l}{q'' D}$$

$$\theta_b = \frac{k_b T_b}{q'' D} \quad U_s = \frac{u}{u_{ml}}$$

Burada $q_1^{"}$, cidardan akışkana uygulanan sabit ısı akısı, D, hidrolik çap, ve L akışkana ısı akısının uygulandığı, (ısıtıcı aktif kısmı) cidar uzunluğu olarak alınmıştır. Yapılan boyutsuzlaştırmalar sonunda elde ettiğimiz kütle, momentum ve enerjinin korunumu denklemleri,

$$\frac{\partial U_b}{\partial z} + \frac{\partial U_l}{\partial z} = 0 \qquad \textbf{(4.11)}$$

$$\frac{\partial U_i}{\partial \tau} = \frac{A_o}{2} Cos\tau + \frac{1}{\mathrm{Re}_{\omega i}}\left[\frac{1}{R}\frac{\partial}{\partial R}\left(R\frac{\partial U_i}{\partial R}\right)\right] \qquad \textbf{(4.12)}$$

$$\frac{\partial \theta_i}{\partial \tau} + \frac{A_o}{2} U_i(\tau, R) \frac{\partial \theta i}{\partial Z} = \frac{1}{\mathrm{Pr}_i \, \mathrm{Re}_{\omega i}} \left[\frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left(R \frac{\partial \theta_i}{\partial R} \right) \right] \quad \textbf{(4.13)}$$

dır. Burada, A_o, sıvının toplam yerdeğiştirme uzunluğunun hidrolik çapa oranı olan boyutsuz genliktir. Diğer boyutsuz çarpanlarda kinetik Reynolds sayısı Re_{ω} ve Prandtl sayısı Pr_i, olarak ifade edilmektedir. Ayrıca ilave bir parametre olarak cidardan sabit ısı akısı uygulanan ısı geçişi probleminde, yerdeğiştiren sıvının ne kadarlık bir kısmının ısıtıcı ile temasta olduğunu belirten (*L/D*) oranı alınabilir.

Bu durumda salınımlı akışta ısı geçişine etki eden boyutsuz değişkenler, A_0, $\mathrm{Re}_{\omega i}$, Pr, ve (L/D) oranı olarak belirlenebilir. Daha öncede bahsedildiği gibi, bu sayılara salınımlı akış *benzerlik parametreleri* denilmektedir.

4.1.1 Hız Profilinin Bulunması

İncelenen problemde kaynama rejimi baskın olarak kabarcıklı kaynamadır. Bu rejimde önceki kısımlarda belirtildiği gibi iki fazlı akışı iki fazın ortalama özelliğinde tek fazlı akış olarak kabul eden homojen akış modeli kullanılabilir. Bu yaklaşım problemi literatürde çözümleri bulunan koşullara getirmektedir. Uchida [14] bir dairesel boru içerisinde (çapı $D = 2a$ olan) tam gelişmiş laminer salınımlı akışta eksenel hız profili için tam çözümü elde etmiştir. Zhao ve Cheng [21] elde edilen bu ifadeyi tam gelişmiş salınımlı akış için düzenleyerek analitik bir çözüm vermişlerdir. Bu konuda yapılan bir başka çalışmada da Shahin tarafından halkasal zorlanmış salınımlı akışta hız dağılımı analitik ve deneysel olarak incelenmiştir. Bu bölümde elde edilen Eşitlik (4.9)'un analitik çözümü Shahin tarafından verilmiştir. Dolayısıyla hız denklemi laminer akışta analitik olarak çözülebilmektedir.

Çözüm için gerekli olan sınır şartları;

Sınır Şartları u=u(r,t),

i-) $r = R_1$ için , $u=u(r,t)$, $u=0$ (cidarda hız sıfır)

ii-) $r=R_2$ için, $u=u(r,t)$, $u=0$ (cidarda hız sıfır)

ii-) $t \geq 0$ için $r_1 \leq r \leq r_2$ $u = u_o(r) e^{i\omega t}$

Denklem (4.9)'un bu sınır şartları altında, çözümünü kolaylaştırmak amacıyla, basınç terimi uygun kompleks formda

$$K \, Cos \, \omega t = K e^{i\omega t} \quad \textbf{(4.14)}$$

şeklinde yazılabilir. Hız için,

$$u(r,t) = f(r)e^{i\omega t} \tag{4.15}$$

fonksiyonu şeklinde çözümler aranır ve bu fonksiyon Denklem (4.9)'da yazılırsa, aşağıdaki diferansiyel eşitlik elde edilir.

$$f''(r) + \frac{1}{r} f'(r) - \frac{i\omega}{r} f(r) = -\frac{K}{v} \tag{4.16}$$

Denklemin önce homojen kısmı göz önüne alınırsa, bunun bir Bessel diferansiyel denklemi olduğu görülür. Bu durumda diferansiyel Eşitlik (4.16)'nin tam çözümü aşağıdaki gibi olacaktır.

$$f(r) = AJ_0\left(r\sqrt{\frac{-i\omega}{v}}\right) + BY_0\left(r\sqrt{\frac{-i\omega}{v}}\right) + \frac{K}{-i\omega} \tag{4.17}$$

f(r) yi (4.15) denkleminde yerine yazarsak hız profili,

$$u(r,t) = Ae^{i\omega t}J_0\left(r\sqrt{\frac{-i\omega}{v}}\right) + Be^{i\omega t}Y_0\left(r\sqrt{\frac{-i\omega}{v}}\right) + \frac{Ke^{i\omega t}}{-i\omega} \tag{4.18}$$

olarak bulunur. Denklemlerdeki sabitleri bulmak için sınır şartlarını uygularsak, birinci sınır şartından ($r= R_1$, $u=0$)

$$A = \frac{\dfrac{-K}{i\omega} - BY_0(\eta R_1)}{J_0(\eta R_1)} \tag{4.19}$$

ikinci sınır şartından ($r= R_2$, $u=0$)

$$B = \frac{\dfrac{K}{i\omega}\left[J_0(\eta R_2) - J_0(\eta R_1)\right]}{\left[Y_0(\eta R_2)\,J_0(\eta R_1) - Y_0(\eta R_1)\,J_0(\eta R_2)\right]}) \tag{4.20}$$

bulunur ve bu ifadeyi *A* da yerine yazarsak,

$$A = -\frac{K}{J_0(\eta R_1)i\omega} - \left[\ \frac{\dfrac{K}{i\omega}Y_0(\eta R_1)\left[J_0(\eta R_2) - J_0(\eta R_1)\right]}{J_0(\eta R_1)\left[Y_0(\eta R_2)\,J_0(\eta R_1) - Y_0(\eta R_1)\,J_0(\eta R_2)\right]}\ \right] \tag{4.21}$$

denklemlerdeki bilinmeyen sabitler bulunur. Bu sabitleri hız denkleminde yerine yazarsak hız profili elde edilir.

$$u(r,t) = e^{i\omega t}\Bigg(\left[-\frac{K}{J_0(\eta R_1)\, i\omega} - \frac{\frac{K}{i\omega} Y_0(\eta R_1)\left[J_0(\eta R_2) - J_0(\eta R_1)\right]}{J_0(\eta R_1)\left[Y_0(\eta R_2)\, J_0(\eta R_1) - Y_0(\eta R_1)\, J_0(\eta R_2)\right]} \right] J_0(\eta r) \tag{4.22}$$

$$+ \left[\frac{\frac{K}{i\omega}\left[J_0(\eta R_2) - J_0(\eta R_1)\right]}{\left[Y_0(\eta R_2)\, J_0(\eta R_1) - Y_0(\eta R_1)\, J_0(\eta R_2)\right]} \right] Y_0(\eta r) + \frac{K}{-i\omega} \Bigg)$$

4.1.2 Kontrol Hacmi Bölgesi Sıcaklık Profili İçin Analitik Yaklaşım

Bu bölümde kontrol hacmi bölgesi sıcaklık profili için analitik bir yaklaşım önerilmektedir.

Isıtıcı Bölgesi

Salınımlı akışta viskoz yayınım, iç enerji üretimi ve akış doğrultusunda ısı iletiminin ihmal edildiği durum için; ısıl enerji denklemi, problar arasındaki bölge olarak seçilen kontrol hacminin ısıtıcı bölgesinde belirtildiği şekilde

$$\frac{\partial T_b(z,t)}{\partial t} + u(t)\frac{\partial T_b(z,t)}{\partial z} = \frac{q'' P}{\rho c A} = \frac{2}{\rho c (r_1^2)}\left(r_1 q_1''\right) \tag{4.23}$$

şeklini alıyordu.

İncelenen olay zamana bağlı bir olaydır ve deneysel gözlemlerden konumla sanki lineer değiştiği kabul edilebileceği gözlemlenmiştir. Ayrıca belirli bir konumdan sonra değeri sabit kalmaktadır.

$$T_b(y,t) = \tau(t) Z(y) \tag{4.24}$$

Şeklinde sıcaklık zamana bağlı bir terimle konuma bağlı terim şeklinde düşünülebilir.

$$a = \frac{q^{"} P}{\rho c A} \tag{4.25}$$

olmak üzere

$$Z\tau' + u\tau Z' = a \tag{4.26}$$

denkleminden yararlanarak

$$\frac{\tau'}{\tau} = 0 \tag{4.27}$$

$$uZ'/Z = 0 \tag{4.28}$$

yardımıyla, b deneysel ölçümlerden tesbit edilebilen bir sabit olmak üzere $Z=a(1-e^{-bz})$ elde edilir.

Böylece $T = a\tau(t)(1-e^{-by})$ ye indirgenir. **(4.29)**

$$\frac{d\tau}{dt}a(1-e^{-by}) + \tau uabe^{-by} = a \quad \textbf{(4.30)}$$

a lar sadeleştirilip

$$\frac{d\tau}{dt}(1-e^{-by}) + \tau ube^{-by} = 1 \quad \textbf{(4.31)}$$

Çözüme gidilirse

$\frac{d\tau}{\tau} = \frac{ube^{-by}}{1-e^{-by}}dt$ ye ulaşılır. **(4.32)**

$u = c\cos(\omega t)$ ve bc=B olmak üzere integre edilirse

$$\ln\tau = \frac{B\sin(\omega t)}{\omega(1-e^{-by})}e^{-by} \quad \textbf{(4.33)}$$

denklemin sağ tarafını e^{-by} parantezine alıp eksponansiyeli alınırsa

$\tau(t) = \exp[\frac{B\sin(\omega t)}{\omega(e^{by}-1)}]$ elde edilir. **(4.34)**

Buradan ısıtıcı bölgedeki sıcaklık profili için yaklaşık çözüm elde edilir;

$$T(z,t) = a(1-e^{-by})\exp[\frac{B\sin(\omega t)}{\omega(e^{by}-1)}] \quad \textbf{(4.35)}$$

Adyabatik Kısım

$$\frac{\partial T(r,y,t)}{\partial t} + u(t)\frac{\partial T(r,y,t)}{\partial y} = 0 \quad \textbf{(4.36)}$$

olacaktır. Denklem (4.36)'yı kesit alanı boyunca yalıtımdan çevre ortama ısı geçişini ihmal ederek çapsal doğrultuda integre edersek,

$\frac{\partial T_b(y,t)}{\partial t} + u(t)\frac{\partial T_b(y,t)}{\partial y} = 0$ elde edilir. **(4.37)**

$$\int\frac{\partial T_b(z,t)}{\partial t}dy = \frac{\partial}{\partial t}\int_{l_0}^{z(t)} T_b(y,t)dy - T_b(z,t)v_s \quad \textbf{(4.38)}$$

olmak üzere

Denklem(4.37)'den z(t)'ye dy boyunca Denklem (4.38)'den yararlanarak integre edilirse

$$\frac{\partial}{\partial t}\int_{l_0}^{z(t)} T_b(y,t)dy - T_b(z,t)v_s + u(t)T_b(z,t) - u(t)T_b(l_0,t) = 0 \quad \textbf{(4.39)}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}\int_{l_0}^{z(t)} T_b(y,t)dy + T_b(z,t)(u(t) - v_s) - u(t)T_b(l_0,t) = 0 \quad \textbf{(4.40)}$$

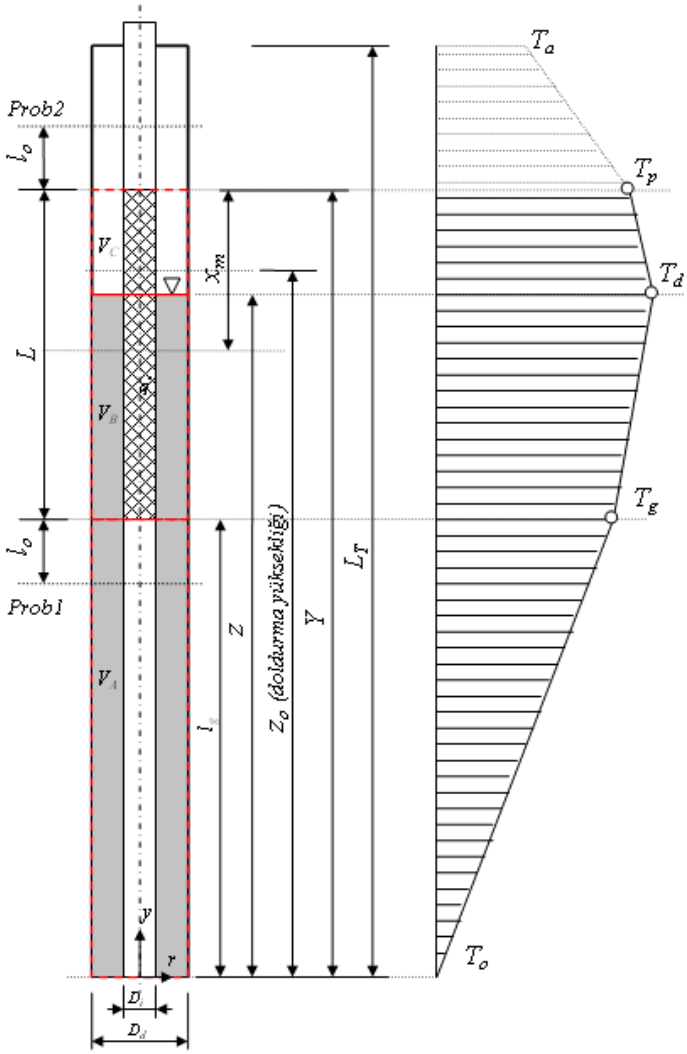
$u(t) - v_s$ farkı ihmal edilirse sol taraftaki ikinci terim düşer. Denklem (4.40) zaman değişkeninde çevrim boyunca integre edilirse deneyler sanki sürekli halde gerçekleştirildiğinden ilk terim ihmal edilebilir. Enerji denklemini su ve buhar sistemi için integral formda yazıp bir çevrim boyunca integre edersek,

$$-\frac{1}{\tau}\int_{t=0}^{t=\tau} u(t)T_b(l_0,t)dt = 0 \quad \textbf{(4.41)}$$

elde edilir.

4.2 Kontrol Hacmi Formülasyonu

4.2.2 Kontrol Hacmi Yaklaşımı İle Hareketli Sıvı Kolonunun Modellenmesi



Şekil 4.2 : Matematiksel model için Hareketli Sıvı Kolonu geometrisi

Hareketli sınıra sahip bir kontrol hacmi için kütle, momentum ve enerjinin korunumu ifadeleri integral formda aşağıdaki gibi yazılabilir,

$$\frac{\partial}{\partial t}\int_{V_A}\rho dV + \int_{S_A}\rho(\mathbf{v}-\mathbf{v}_s)\cdot\mathbf{n}dA = 0 \qquad \textbf{(4.42)}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}\int_{V_A}\rho\mathbf{v}dV + \int_{S_A}\rho\mathbf{v}(\mathbf{v}-\mathbf{v}_s)\cdot\mathbf{n}dA = \sum\mathbf{F} \qquad \textbf{(4.43)}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}\int_{V_A}\rho\left(u+\frac{|\mathbf{v}|^2}{2}+gz\right)dV+\int_{S_A}\rho\left(h+\frac{|\mathbf{v}|^2}{2}+gz\right)(\mathbf{v}-\mathbf{v}_s)\cdot\mathbf{n}dA=\dot{Q}-\dot{W} \qquad \textbf{(4.44)}$$

Ara yüzey korunum eşitlikleri için; ara yüzeyde ve tüm cidarlarda yüzey gerilmeleri ve adhezyon kuvvetleri ihmal edilmektedir. Sıvı ve buhar akışları Newtonien akışlardır. Bu kabuller altında arayüzey korunum eşitlikleri yeniden düzenlenebilir. Çözüm için Şekil 4.2'de görülen kontrol hacmi; problemin çözümünde kolaylık sağlaması açısından $V=V_A+V_B+V_C$ şeklinde üçe bölünmüştür. Bu kontrol hacminin A ve B kısımları için toplam kütlenin korunumu eşitliği yazılırsa,

$$\dot{m}+\dot{m}_g-\dot{m}_ç=\rho_l A v_s+\rho_l A(v_{L1}-v_s)-\rho_l A v_1=0 \qquad \textbf{(4.45)}$$

denklemi elde edilir. Burada sıvı yoğunluğu sabit ve sıvı hızı ortalama olarak alınırsa, bu kabuller altında aşağıdaki eşitlik elde edilir.

$$v_{L1}=v_1 \qquad \textbf{(4.46)}$$

Aynı şekilde kontrol hacmi için momentum denklemini elde edelim, genel momentum ifadesi yazılır,

$$\frac{\partial}{\partial t}\left[\int_0^z \rho v A dz\right]+\left[\rho v(v-v_s)A\right]_{çıkan}-\left[\rho v(v-v_s)A\right]_{giren}=\sum F \qquad \textbf{(4.47)}$$

ve düzenlenirse,

$\rho A z\dot{v}=\sum F$ =(Sürtünme kuvvetleri+yerçekimi+basınç kuvvetleri)

ve buradan momentum denklemi,

$$P_x-(P_o+\rho\dot{v}z+\rho gz+F/A)=0 \qquad \textbf{(4.48)}$$

olarak elde edilir. Şimdi de kontrol hacmi için toplam enerji dengesine bakalım, Denklem (4.44) düzenlenirse, daha basit bir ifadeyle enerji denklemi,

$$\frac{d}{dt}\int_V \rho\left(u+\frac{v^2}{2}+gz\right)dV+\dot{m}_ç\left(h+\frac{v^2}{2}+gz\right)_ç-\dot{m}_g\left(h+\frac{v^2}{2}+gz\right)_g \qquad \textbf{(4.49)}$$
$$=\dot{Q}-\dot{W}-\dot{W}_{sürt}$$

şeklinde yazılabilir. Bu ifadeyi düzenlersek,

$$\frac{d}{dt}\int_v \rho u dV + \dot{m}_ç u_ç - \dot{m}_g u_g + \rho_l \frac{d}{dt}\int_0^z \left(\frac{v^2}{2}+gz\right)Adz + \dot{m}_ç\left(h+\frac{v^2}{2}+gz\right)_ç$$
$$-\dot{m}_g\left(h+\frac{v^2}{2}+gz\right)_g = \dot{Q}-\dot{W}-\dot{W}_{sürt} \qquad \textbf{(4.50)}$$

elde edilir. Bu denklemde $\dot{W} = P_o A v_s$ atmosfere karşı yapılan işi, $W_{sürt}$ de sürtünmelere karşı yapılan işi göstermektedir. Burada çözümü kolaylaştırmak için,

$$\dot{m}_ç\left(\frac{P}{\rho}+\frac{v^2}{2}+gz\right)_ç - \dot{m}_g\left(\frac{P}{\rho}+\frac{v^2}{2}+gz\right)_g$$
$$= \underbrace{\dot{m}_ç\left(\frac{P_O}{\rho_b}+\frac{v_b^2}{2}+gz\right)-\dot{m}_ç\left(\frac{P_0}{\rho_l}+\frac{v_1^2}{2}+gz\right)}_{Isıl\ \text{Enerji}} + \underbrace{\dot{m}_ç\left(\frac{P_0}{\rho_l}+\frac{v_1^2}{2}+gz\right)-\dot{m}_g\left(\frac{P_x}{\rho_l}+\frac{v_1^2}{2}+0\right)}_{\text{Mekanik Enerji}} \qquad \textbf{(4.51)}$$

dönüşümü yapılırsa, denklem (4.50)'de bulunan mekanik enerji terimleri,

$$\rho_l \frac{d}{dt}\int_0^z \left(\frac{v^2}{2}+gz\right)Adz + \rho_l A\left(v-v_s\right)\left(\frac{P_o}{\rho_l}+\frac{v^2}{2}+gz\right) - \rho_l Av\left(\frac{P_x}{\rho_l}+\frac{v^2}{2}\right) \qquad \textbf{(4.52)}$$
$$= -W - W_{sürt}$$

olarak yazılabilir. Bu ifade düzenlenirse Denklem (4.48)'de verilen momentum eşitliği elde edilir. Elde edilen momentum ifadesini Denklem (4.49)'da yazarsak mekanik enerji ile ilgili terimler enerji denkleminden düşer. Bu durumda geriye sadece ısıl enerji dengesi kalır ve denklem,

$$\frac{d}{dt}\int_v \rho u dV + \dot{m}_ç u_ç - \dot{m}_g u_g + \dot{m}_ç\left(\frac{P_0}{\rho_b}+\frac{v_b^2}{2}+gz\right) - \dot{m}_ç\left(\frac{P_0}{\rho_l}+\frac{v_1^2}{2}+gz\right) = \dot{Q} \qquad \textbf{(4.53)}$$

haline gelir. Arayüzeyde momentum dengesinden, $v_1 = v_b$, elde edilir. Bu durumda Denklem (4.53)2den

$$\frac{d}{dt}\int_v \rho u dV + \dot{m}_ç h_b - \rho_l A v u_g + \rho_l A(v\text{-}v_s)\frac{v_b^2}{2} - \rho_l A(v\text{-}v_s)\left(\frac{P_0}{\rho_l}+\frac{v^2}{2}\right) = \dot{Q} \qquad \textbf{(4.54)}$$

elde edilir, düzenlenirse, ısıl enerji dengesi için,

$$\frac{d}{dt}\int_v \rho u dV + \dot{m}_ç h_ç - \dot{m}_g h_g = \dot{Q} - P_0 A v_s \qquad \textbf{(4.55)}$$

ifadesi elde edilir. Bu aşamadan sonra çözümü kolaylaştırmak için, V kontrol hacmini Şekil 4.3'de görüldüğü gibi üçe bölelim, $V = V_A + V_B + V_C$ ve Denklem (4.55)'ü bu kontrol hacimlerine sırayla uygulayalım.

$V_A = Al_g$, $V_B = A(z - l_g)$, $V_C = A(Y - z)$ ve $V = V_A + V_B + V_C = YA$

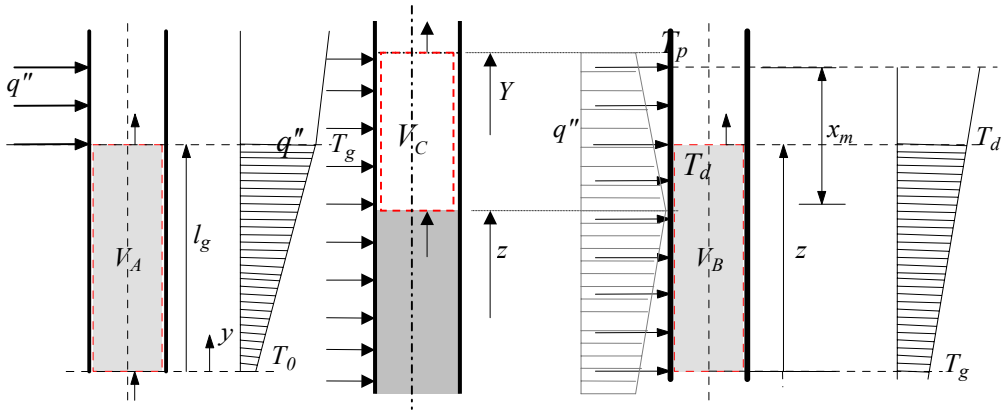
Isıtıcıdan sıvıya geçen ısı $\dot{Q}_l = \pi D(z - l_g)q_l''$ ve buhara geçen de $\dot{Q}_b = \pi D(Y - z)q_l''$ ile ifade edilsin.

Sıvı kolonu boyunca sıcaklık değişimi lineer olarak kabul edilirse, V_A kontrol hacmi boyunca sıcaklık değişimi,

$T(y) = ay + b$ gibi lineer bir bağıntı ile belirlenebilir.

$$T_A(y) = T(y) = \frac{T_g - T_0}{l_g} y + T_0 \qquad \textbf{(4.56)}$$

Bu ifadeyi Denklem (4.55)'de yerine yazar ve entalpiler için, $h = c_p T$ dönüşümü yapılırsa V_A hacmi için,



Şekil 4.3 : $V = V_A + V_B + V_C$ herhangi bir t anında kontrol hacimleri

$$\frac{\partial}{\partial t}\int_0^{l_g}\left\{\rho c_b A\left[\frac{T_g - T_0}{l_g}y + T_0\right]\right\}dy + \underbrace{\rho_l A v}_{\dot{m}_ç}\underbrace{c_{pl}T_g}_{h_ç} - \underbrace{\rho_l A v}_{\dot{m}_g}\underbrace{c_{pl}T_0}_{h_g} = 0 \qquad \textbf{(4.57)}$$

elde edilir. Buradan,

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{dt}}\left\{\rho c_b A\left[\frac{T_g - T_0}{l_g}\frac{y^2}{2} + T_0 y\right]\right\}_0^{l_g} + \rho_l A c_{pl} v(T_g - T_0) = 0 \qquad \textbf{(4.58)}$$

bulunur ve düzenlersek,

$$\rho c_v A l_g \frac{\mathrm{d}}{\mathrm{dt}}\left[\frac{T_g + T_0}{2}\right] + \rho_l A c_{pl} v(T_g - T_0) = 0 \qquad \textbf{(4.59)}$$

bulunur.

Şimdi de V_B hacmi için, aynı yöntem uygulanırsa, V_B kontrol hacmi boyunca sıcaklık değişimi,

$$T(y) \cong T_d - \frac{T_d - T_g}{z - l_g}(z - y) = T_B(y) \qquad \textbf{(4.60)}$$

olarak elde edilir ve Denklem (4.55)

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{dt}}\left\{\rho c_v A\left[T_d y - \frac{T_d - T_g}{z - l_g}(zy - \frac{y^2}{2})\right]\right\}_{l_g}^{z} + \dot{m}_ç h_ç - \dot{m}_g h_g = \dot{Q}_l - P_0 A v_s \qquad \textbf{(4.61)}$$

haline gelir. Tekrar düzenlersek, V_B hacmi için aşağıdaki bağıntı elde edilir.

$$\tfrac{1}{2}\rho l c_{v_l} A\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{dt}}\left[(T_d + T_g)(z - l_g)\right] + \underbrace{\rho_l A(v - \dot{z})}_{\dot{m}_b}\underbrace{c_{p_b}T_d}_{h_ç} + \underbrace{\rho_l A v}_{\dot{m}_g}\underbrace{c_{p_l}T_g}_{h_g} \qquad \textbf{(4.62)}$$
$$= \dot{Q}_l - P_0 A v_s$$

Benzer şekilde V_C hacmi için, doğrusal sıcaklık değişimi kabulüyle enerji denklemi yazılırsa,

$$\tfrac{1}{2}\rho_b c_{v_b} A \frac{d}{dt}\left[(T_d + T_p)(Y\text{-}z)\right] + \underbrace{\rho_b A v}_{\dot{m}_ç}\underbrace{c_{p_b} T_p}_{h_ç} - \underbrace{\rho_b A(v-\dot{z})}_{\dot{m}_b}\underbrace{c_{p_b} T_d}_{h_g} \quad \textbf{(4.63)}$$
$$= \dot{Q}_b - P_0 A\dot{z}$$

elde edilir.

4.2.2 Elde Edilen Denklemler

$$v_{L1} = v_1 \qquad \text{(Kütle)} \qquad \textbf{(4.64)}$$

$$P_x - (P_o + \rho\dot{v}z + \rho gz + F/A) = 0 \qquad \text{(Momentum)} \qquad \textbf{(4.65)}$$

$$\frac{d}{dt}\int_v \rho u dV + \dot{m}_ç h_ç - \dot{m}_g h_g = \dot{Q} - P_0 A\dot{z} \qquad \text{(Enerji)} \qquad \textbf{(4.66)}$$

Enerji denkleminin kontrol hacimlerine uygulanması ile elde edilen denklemler,

V_A hacmi için,

$$\rho c_v A l_g \frac{d}{dt}\left[\frac{T_g + T_0}{2}\right] + \rho_f A c_{p_l} v(T_g - T_0) = 0 \quad \textbf{(4.67)}$$

V_B hacmi için,

$$\tfrac{1}{2}\rho_l c_{v_l} A \frac{d}{dt}\left[(T_d + T_g)(z - l_g)\right] + \underbrace{\rho_l A(v-\dot{z})}_{\dot{m}_b}\underbrace{c_{p_b} T_d}_{h_ç} + \underbrace{\rho_l A v}_{\dot{m}_g}\underbrace{c_{p_l} T_g}_{h_g} \quad \textbf{(4.68)}$$
$$= \dot{Q}_l - P_0 A v_s$$

V_C hacmi için,

$$\tfrac{1}{2}\rho_b c_{v_b} A \frac{d}{dt}\left[(T_d + T_p)(Y\text{-}z)\right] + \underbrace{\rho_b A v}_{\dot{m}_ç}\underbrace{c_{p_b} T_p}_{h_ç} - \underbrace{\rho_b A(v-\dot{z})}_{\dot{m}_b}\underbrace{c_{p_b} T_d}_{h_g} \quad \textbf{(4.69)}$$
$$= \dot{Q}_b - P_0 A v_s$$

denklemleri elde edilmiştir.

4.2.3 Denklemlerin Boyutsuzlaştırılması

Elde edilen denklemler olayda kullanılan fiziksel parametrelerin hangisinin daha etkili olduğunu bulmak ve değişken sayısını azaltarak çözümü kolaylaştırmak için boyutsuzlaştırılmıştır. Bu çalışma için boyutsuzlaştırmada kullanılan fiziksel parametreler aşağıda verilmiştir.

$$(Z,H)=(\frac{z}{D},\frac{Y}{D}),\qquad U=\frac{u}{u_m},\qquad P=\frac{p}{\rho u_m^2},\qquad \theta=\frac{T-T_0}{\frac{q''D}{k}},\qquad \tau=\omega t$$

Yönetici denklemler;

$$v_s=\dot{z}=\frac{X_m\omega}{2}Sin(\omega t)$$ Konum

(4.70)

$$\dot{v}=\left[P_x-(P_o+\rho gz+F/A)\right]/(\rho z)$$ Hız **(4.71)**

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{dt}}\int_{\mathrm{v}}\rho u\mathrm{d}V+\dot{\mathrm{m}}_{\mathrm{ç}}\mathrm{h}_{\mathrm{ç}}-\dot{\mathrm{m}}_{\mathrm{g}}\mathrm{h}_{\mathrm{g}}=\dot{\mathrm{Q}}-\mathrm{P}_0\mathrm{Av}_{\mathrm{s}}$$ Enerji denklemi **(4.72)**

Boyutsuz denklemler,

$$\dot{Z}=Sin\,\tau$$ **(4.73)**

$$\dot{U}=\left[P_x-(P_o+Z\left(\frac{gD}{U^2}\right)+\left(\frac{F}{\rho U^2A}\right)\right]/\left(\frac{2Z}{A_o}\right)$$ **(4.74)**

Burada $Fr=\frac{gD}{U^2}$ Froude sayısı, $We=\frac{F}{\rho U^2A}$ Weber sayısını göstermektedir.

Isıl enerji dengesi,

V_A hacmi için,

$$L_g\dot{\theta}_g+A_oU\theta_g=0$$ **(4.75)**

V_B hacmi için,

$$1/2\frac{d}{d\tau}\left[\left(\theta_d+\theta_g\right)\left(Z-L_g\right)\right]+1/2\,A_oU\theta_d-\theta_d\dot{Z}+1/2\,A_o\theta_gU=\frac{1}{\mathrm{Re}_\omega\,\mathrm{Pr}}\left[\frac{\dot{Q}_l}{q''A}-\frac{p_o\omega D}{q''}\dot{Z}\right]$$ **(4.76)**

V_C hacmi için,

$$1/2\frac{d}{d\tau}\left[\left(\theta_d+\theta_p\right)\left(H-Z\right)\right]+1/2\,A_oU\theta_p-1/2\,A_oU\theta_d+\dot{Z}\theta_d=\frac{1}{\mathrm{Re}_\omega\,\mathrm{Pr}}\left[\frac{\dot{Q}_a}{q''A}-\frac{p_o\omega D}{q''}\dot{Z}\right]$$ **(4.77)**

olarak kontrol hacimleri için ayrı ayrı elde edilir. Burada daha önce yapılan kabullere göre buharlaşma ihmal edilmiştir. Arayüzey sıcaklığı değişken olarak

alınmıştır. Bu durumda çözülen denklemler sayısal çözüme uygun formda yazılarak aşağıda sırayla verilmiştir.

$$\dot{Z} = Sin\,\tau \tag{4.78}$$

$$\dot{U} = \left[P_x - (P_o + Z\left(\frac{gD}{U_m^2}\right) + \left(\frac{F}{\rho U_m^2 A}\right)\right] / \left(\frac{2Z}{A_o}\right) \tag{4.79}$$

$$\dot{\theta}_g = -\frac{A_o}{L_g} U\theta_g \tag{4.80}$$

$$\dot{\theta}_d = \left[\frac{2}{\mathrm{Re}_\omega \,\mathrm{Pr}} \left[\frac{\dot{Q}_l}{q'' A} - \frac{p_o \omega D}{q''} \dot{Z} \right] - \theta_g (Z - L_g) - (\dot{\theta}_d + \theta_g)\dot{Z} - A_o U \theta_g \right] / (Z - L_g) \tag{4.81}$$

$$\dot{\theta}_p = \left[\frac{2}{\mathrm{Re}_\omega \,\mathrm{Pr}} \left[\frac{\dot{Q}_a}{q'' A} - \frac{p_o \omega D}{q''} \dot{Z} \right] - \theta_d (H - Z) - (\dot{\theta}_d + \theta_p)\dot{Z} - (\dot{\theta}_p + \theta_d) A_o U - 2\theta_d \dot{Z} \right] / (H - Z) \tag{4.82}$$

4.2.4 Sinüzoidal Sıcaklık Dağılımlı, Sıkıştırılamaz Akış Durumunda Probtan Geçen Isı

Düzgün sıcaklık dağılımlı, sıkıştırılamaz akış durumunda probtan geçen ısının teorik olarak incelenmesi amacıyla

Su tarafı probu sıcaklık dağılımının

$$T_m(t) = T_0 + T_{mc} \sin(\omega t) \tag{4.83}$$

ve sıkıştırılamaz, sürtünmesiz, konumdan bağımsız hız dağılımı kabulüyle hız dağılımının

$u(t) = u_m \sin(\omega t - \pi/2)$ olduğu kabul edilmiştir.

Bu durumda kontrol hacmine probdan giren ısı

$$\dot{Q} = \int_0^{nT} \rho A u(t) h_g dt \approx \int_0^{nT} \rho A u(t) C_p T_m(t) dt \text{ dır.} \tag{4.84}$$

Terimler denklemde yerine konursa

$$\dot{Q} = \int_0^{nT} u(t) T_m(t) dt = \int_0^{nT} u_m \sin(\omega t - \pi/2)(T_0 + T_{mc} \sin(\omega t)) dt \text{ elde edilir.} \tag{4.85}$$

Çarpmanın toplama üzerine dağılma özeliğiyle

$$\dot{Q} = \int_0^{nT} T_o u_m \sin(\omega t - \pi/2)dt + \int_0^{nT} u_m T_m \sin(\omega t)\sin(\omega t - \pi/2)dt \text{ dır.} \quad \textbf{(4.86)}$$

$$\dot{Q} = -\frac{T_o u_m}{\omega}\cos(\omega t - \pi/2)\Big|_0^{nT} + u_m T_m \int_0^{nT} \sin(\omega t)\sin(\omega t - \pi/2)dt \quad \textbf{(4.87)}$$

$$-\cos(\omega t) = \sin(\omega t - \pi/2) \quad \textbf{(4.88)}$$

$\sin(\omega t)\cos(\omega t) = \frac{1}{2}\sin(2\omega t)$ matematiksel özdeşlikleri yardımıyla

$$\dot{Q} = -\frac{T_o u_m}{\omega}\cos(\omega t - \pi/2)\Big|_0^{nT} - \frac{u_m T_m}{4\omega}\cos(2\omega t)\Big|_0^{nT} = 0 \quad \textbf{(4.89)}$$

elde edilir. Ve bu denklemin sonucu sıfırdır, probdan net anlamda ısı geçmediği anlamına gelir.Yani, düzgün sinüsoidal sıcaklık dağılımlı, sıkıştırılamaz akış durumu belirlenen problemin fiziğini tam olarak ifade edememektedir.

5. SONUÇLAR

5.1 Değerlendirme

Buharlaşmanın ihmal edilebildiği durum için kurulmuş olan deney düzeneğine eksilen kütlenin basınç dalgalanmalarını göz önüne alarak geri kazandırılabileceği hareketli sıvı kolonu tank ilavesiyle deneyler gerçekleştirilmiştir. Deneylerde amaçlanan sinüzoidal zorlanmış halkasal akışta kaynamanın ısı transferine etkisinin tesbit edilmesidir. Bu amaçla yapılanlar, salınımlı, çalkantılı akışlar ile ilgili temel bilgiler araştırılmış mevcut bilgilerden incelenen durumla ilgili ne tür parametrelerin ve fiziksel olayların deneysel, teorik çalışmaları etkileyebileceği belirlenmiştir. Kaynamalı durumda salınımlı akışlarla ilgili olaylardan eksenel kütlesel yayınımın ve kütlesel yayınım kaynaklı ısı geçişinin ihmal edilebilir olduğu kabul edilmiştir. Pi teoremi yardımıyla sonlu uzunluktaki bir boruda salınımlı akış için korunum denklemlerinin boyutsuzlaştırılması ile elde edilen benzerlik parametrelerinden, kinetik Reynolds sayısı Re_{ω}, boyutsuz genlik A_{o}, boru için uzunluk çap oranı olarak da ifade edilen geometrik parametre L/D, ve akışkanın Prandtl sayısı Pr yanında *Jakop* sayısı *Ja* sayısının önemli olduğu tesbit edilmiştir. İki fazlı akışlar hususunda akış karakteristiği incelenip akış rejimi tesbit edildikten sonra taşınımlı yukarı doğru düşey akış kaynaması durumunda karşılaşılan akış rejimi yaklaşımlarının salınımlı akışlar için kullanılabilirliği araştırılmıştır. Mevcut analizin bir boyutlu iki fazlı akışa ait temel modellerden ayrık akış modeli kullanılarak türetilen bir yapıya uygun olduğu tesbit edilmiştir. Sıcaklık ölçmeleri ve nitel gözlemlerle tesbit edilen soğutulmuş akış kaynamasının kabarcıklı bölgesi için ısı transferi hesabı için Bowring [34], Rohsenow [35] ve Bergles-Rohsenowun [36] ortaya koyduğu üç ayrı yaklaşım incelenmiştir. Salınımlı akışta habbe oluşumu mekanizmasının ne gibi farlılıklar içerebileceği araştırıldıktan sonra habbe salım frekansı için Mikic-Rohsenow bağıntısı önerilmiştir [40].

Deney tesisatının ayrıntılı enerji bilançosu ortaya konmuş, bileşenlerin üzerinden olabilecek kayıplar üzerine ekte belirtilen yaklaşık hesaplar yapılmıştır. HSK sıvı sütunu yüksekliği, frekansıyla sıcaklık ölçmelerini eş zamanlı hale getirmek, su

tarafına geçen net ısıyı hesaplayabilmek amacıyla çalışmalar yapılmıştır. Diferansiyel formülasyon kısmında literatürden hız profili bulunmuş kontrol hacmi bölgesi sıcaklık profili için ısıtıcı bölgesi ve adyabatik kısımlar için analitik bir yaklaşım önerilmiştir. HSK'nın kontrol hacmi yaklaşımıyla modelleri üzerinde güncelleştirmeler yapılmıştır. Sinüzoidal sıcaklık dağılımlı üniform sıkıştırılamaz akış durumunu olayın fiziğini olayın fiziğini ortaya koymadığı gösterilmiştir. Deneylerden elde edilen değerlerle bulunan Nusselt sayıları için boyutsuz sayılara bağlı olarak

$$Nu = 52,86\,\mathrm{Re}_{\omega}^{0,101}\,Ja^{0,08} \qquad \text{ve} \qquad A_0 = 5,13 \;\; \mathrm{Pr}=2,22 \qquad \textbf{(5.1)}$$

$$Nu = 1,70\,\mathrm{Re}_{\omega}^{0,45}\,Ja^{-0,206} \qquad \text{ve} \qquad \mathrm{A_0}=7,69 \;\; \mathrm{Pr}=2,38 \qquad \textbf{(5.2)}$$

bağıntıları bulunmuştur. Bu eşitliklerin geçerli olduğu aralık,

$1000 < \mathrm{Re}_{\omega} < 5000$ 'dır.

5.2 Gözlemler

Yapılan deneysel sıcaklık, frekans, doldurma yüksekliği, güç ölçmeleri ve literatür araştırmaları sırasında deney tesisatı için aşağıdaki gözlemler elde edilmiştir.

- Kaynama olan deneylerde buhar probunun sıcaklığı dar bir aralıkta kalmaktadır.
- Yüksek genlikli çalışma aralığındaki deneylerde ısı akısı ile buhar probu sıcaklığı ilişkisinin doğrusal olduğu söylenebilir.
- Yüksek genlikli deneylerde ısı akısı ile su probu sıcaklığı ilişkisinin doğrusal olduğu söylenebilir.
- Kaynama olan deneylerde su probunun sıcaklığı ısı akısından ziyade genlikten etkilenmektedir.
- Kaynama bölgesinde prob sıcaklıkları aynı frekansta genlikle 14°C ye kadar farklılıklar gösterebilirken, aynı genlikte frekansla bu farklılıklar 7°C nin altında kalmaktadır.
- Kaynama görülmeyen deneylerde su probu sıcaklığı artan frekansla düşer.
- Kaynama görülen deneylerde prob sıcaklığı ısı akısından kuvvetli bir miktarda etkilenmez.
- Ek H1 incelendiğinde kaynama görülen deneylerde artan frekans, genlik ve güç ile Nusselt sayısının arttığı görülmüştür.

- Gerek hesaplanan Nu sayılarından gerekse Ek A ısıtıcı iç yüzey sıcaklıklarının artışından kaynama olan durumda ısı taşınım katsayısının arttığı tesbit edilmiştir.
- Artan genlikle ısıtıcı yüzey sıcaklıkları belirgin olarak düşmektedir.
- Soğutucu tarafından çekilen ısı artan frekans, güç ve genlik ile artmaktadır.
- Soğutucu yüzey sıcaklıkları artan frekans, güç ile artmaktadır. Artan frekansla soğutucu yüzey sıcaklığı kaynama olmayan durum için en düşük olmakla birlikte (soğutucu bir ve iki numaralı termoelemanlar hariç) artan genlikle artmaktadır. Ek B incelendiğinde soğutucu üzerinde eksenel ısı aktarımının etkili olduğu söylenebilir.
- Soğutucu yüzey sıcaklıkları artan frekans ile belirgin bir şekilde artmaktadır.
- Cam dış yüzey sıcaklığı artan frekans ve genlikle düşmekle birlikte kaynama olan bölgede salınımı takip etmemekte sabit kalmaktadır.
- Yalıtım dış yüzeyinden çevreye geçen ısı artan frekans-genlikle kaynama olan deneylerde sabit kalırken, kaynama olmayan deneylerde azalmaktadır.

5.3 Gelecekte Yapılabilecek Çalışmalar

Yapılan çalışmalar ışığında bu konuda yapılabilecek diğer çalışmalar aşağıda özetlenmiştir.

- Daha geniş ısı akılarında, doldurma yüksekliklerinde, frekans aralığında ve genliklerde deneyler tekrarlanarak ısı geçişine etkileri ortaya çıkarılabilir. Kaynama debisi ölçülebilir. Kaynama debisinin ve soğutucuya giden ısının tespitindeki belirsizlikleri azaltacak büyük kapasitede ısıtıcılar kullanılabilir.
- Bu çalışmada akışkan olarak yalnızca su kullanılmıştır, farklı akışkanlar kullanılarak akışkanın ısı geçişine etkisi incelenebilir.
- Farklı geometrilerde deney düzeneği kurularak geometrinin etkisi daha net olarak ortaya çıkarılabilir.
- Isıtıcı soğutucu iç yüzeyinden ölçülen sıcaklıkların yerel özellikleri ölçebilme kabiliyeti artırılabilir. Sıvı kristal termografisi ve kızılötesi sıcaklık ölçümü gibi yöntemlerden yararlanılabilir.
- Numerik çözüm yöntemlerinden veya bunlardan yararlanan yazılımlar kullanılabilir.

KAYNAKLAR

[1] **Chou,H., Horng, R. F., Liu, Y.S**., 2002, The Effects of Vibration on Boiling Heat Transfer in Cylindrical Container, *Int.Com.Heat Mass Transfer*, **29**,87-95

[2] **T.M.Kuzay**, 1999, *Int.J.Heat Mass Transfer*, 42, 1189

[3] **D.Japikse**, 1973, Advances in Thermosyphon Technology, Advances in Heat Transfer, 9,1-111, *Academic Pres*, New York R.

[4] **Greif**, Natural Circulation Loops, 1988, *ASME J.Heat Tr*., **110**, 1243

[5] **B.J. Huang, R.Zelaya**, 1988, Heat Transfer Behaviour of a Rectangular Thermosyphon Loop, *ASME J. Heat Transfer*, **110**, 487

[6] **Nika, P., Bailly, Y., Guermeur, F., Lanzetta, F.**, 2007, Wall and fluid inlet temperature effect on heat transfer in incompressible laminar oscillating flows, *Int. Journal of Refrigeration*, **30**, 946-957

[7] **Nika, P., Bailly, F., Lanzetta, F**., 2005, Thermoacoustics and related oscillatory heat and fluid flows in micro heat exchangers, *Int. Journal of Heat Mass Transfer*, **48**, 3373-3792

[8**] Zhang, Y., Faghri, A.**, 2002, Heat Transfer In A Pulsating Heat Pipe With Open End, *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, **45**, 755-764

[9] **Arslantürk, C**., 1997. Fluidyne Isı Makinasının Analizi, *Doktora Tezi*, *İTÜ. Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul

[10] **Arslan, G.**, 2006, Üç Kolonlu Titreşimli Isı Borusunun Matematik Modellenmesi ve Deneysel İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, *İTÜ. Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul

[11] **Arslantürk, C., Özgüç, F.**, 2000. Hydrodynamic and Thermal Analysis of Fluidyne Heat Engine, *Applied Mechanics and Engineering,* **5(2)**, 435-449

[12] **Özdemir, M. and Özgüç**, F., 2003. A simple mathematical model to analyse a fluidyne heat machine, *J. Power and Energy*, PartA, Proc. Inst.Mech. Eng., **217**, 91-100

[13] **Womersley, J.R.**, 1950. Method for the Calculation of Velocity, Rate of the Flow and Viscous Drag in Arteries When the Pressure Gradient is Known, *J. Physics*., **127**, 553-563.

[14] **Uchida, S.**, 1950. The Pulsating Viscous Flow Superposed on the Steady Laminar Motion of an Incompressible Fluid in a Circular Pipe, *ZAMP*, **7**, 403-422

[15] **Akhavan, R., Kamm, R. D., and Shapiro, A. H**., 1991. An Investigation of the Transition to Turbulence in Bounded Oscillatory Stokes Flows, Part 1 Experiments. *J. Fluid Mech,* **225**, 423-444

[16] **Zhao, T. S. and Cheng, P.**, 1998. Heat Transfer in Oscillatory Flow*, Annual Review of Heat Transfer, 9* , The Hong Kong University of Science & Technology, Clear Water Bay, Kowloon, Hong Kong, (Chapter 7)

[17] **Hino, M., Savamato, M. and Takasu, S.**, 1976. Experiments on Trasition to Turbulence in an Oscillatory Pipe Flow, *J. Fluid Mech*., **75**, (2), 193-207

[18] **Gerrard, J. H. and Hughes**, M. D., 1971. The Flow Due to an Oscillating Piston in a Cylindrical tube a Comparison between Experiment and a Simple Entrance Flow Theory, *J. Fluid Mec*h. , **50 (1)**, 97-106

[19] **Peacock, J. A. and Stairmand, J. W.**, 1983. Film Gauge Calibration in Oscillatory Pipe Flow, J. Physics, *E Scientific Instruments*, **16**, 571-576

[20**] Atabek, H. B. and Chang,C. C.**, 1961. Oscillatory Flow Near the Entry of Circular Tube, *ZAMP*, **12**, 185-201

[21**] Zhao, T.S. and Cheng, P.**, 1996. The Friction Coefficient of a Fully Developed Laminar Reciprocating Flow in a Circular Pipe, *Int. J. Heat and Fluid Flow*, **17**, 167-172

[22**] Schlichting, H.**, 1979. Boundary-Layer Theory, *7th Ed. Mcgraw Hill Publishing Co*., New York

[23] **Abramowitz, M. and Stegun, I.A.**, 1965. Handbook of Mathematical Functions; with formulas, graphs and mathematical tables

[24] **Kurzweg**, **U. H., Lindgren,E. R. and Lothrop, B.,** 1989. Onset of Turbulence in Oscillating Flow at Low Womersley Number, *Physics of Fluids*, A, **12**, 1972-1975

[25] **Zhao, T.S. and Cheng, P**., 1998. A Numerical Study of Laminer Reciprocating Flow in a Pipe of Finite Length, *Applied Scientific Research*, **59**, 11-25

[26] **Zhao, T.S. and Cheng, P.**, 1995. A Numerical Solution of Laminer Forced Convection in a Heated Pipe Subjected to a Reciprocating Flow, *Int. J. Heat Mass Transfer*, **38(16)**, 3011-3022

[27] **Thang, X. and Cheng, P.**, 1993. Correlations of the Cycle-Averaged Nusselt Number in a Periodically Reversing Pipe Flow, *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, **20**. 161-172

[28] **Dae-Young Lee, Sang-Jin Park and Sung Tack Ro.**, 1995. Heat Transfer by Oscillating Flow in a Circular Pipe with a Sinusoidal Wall Temperature Distribution, *Int. J. Heat Mass Transfer*, **38**, 2529-2537

[29] **Chen, Z. D. and Chen, J. J. J.**, 1998. A Simple Analysis of Heat Transfer near an Oscillating İnterface, *Chemical Engineering Science*, **53(5),** 947-950

[30] **Incropera, F.P., Dewitt, D.P.,** 2001, Fundamentals of Heat and Mass Transfer, Fourth Edition, *John Wiley&Sons Inc*., New York

[31] **Kutateladze,S.S.**, , 1952, Heat transfer during condensation and boiling, *State Scientific and Technical Publishing House of Literature of Machinery*

[32] **Carey, Van P**., 1992, Liquid-Vapor Phase-Change Phenomena, *Hemisphere Pub. Corperation Washington DC*

[33] **Collier**, J.G., 1982, Convective Boiling and Condensation, *Mc Graw Hill NY*

[34] **Bowring, R. W.,** , 1962, Physical model based on bubble detachment and calculation of steam voidage in the subcooled region of a heated channel, *OECD Halden Reactor Project Report HPR-10*

[35] **Rohsenow, W. M.,** 1953, Heat transfer with evaporation, Heat Transfer-A Symposium Held at the University of Michigan During the Summer of 1952, *Univ. Of Michigan Press*, Ann Arbor, pp. 101-150

[36] **Bergles, A. and Rohsenow,** , 1964, W. M. The determination of forced-convection surface boiling heat transfer, *J. Heat Transfer*, **86**, 365-372

[37] **Ishii, M.,** 1975, Thermo-Fluid Dynamic Theory of Two-Phase Flow, *Eyrolles*, Paris

[38] **Boure, J. A.,** 1978,Constitutive equations for two-phase flows, in Two-Phase Flows and Heat Transfer with application to Nuclear Reactor design Problems, *Vom Karman Institute Book*, Hemisphere, New York, chap. 9

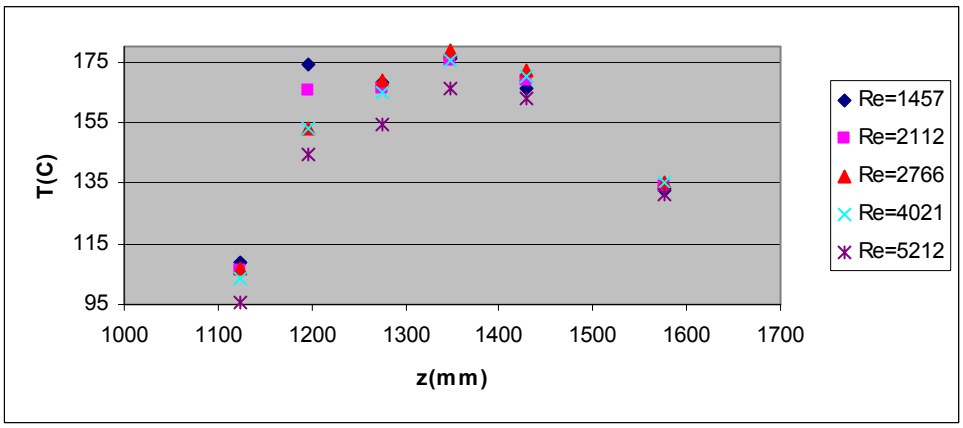
[39] **Cole, R., Rohsenow, W.M.,** 1968,Correlation of bubble departure diameters for boiling of saturated liquids, *Chem. Eng. Prog. Sym. Ser.,* . **65,** no. 92, pp. 211-213

[40] **Mikic, B.B., Rohsenow, W.M.,** 1969, Bubble growth rates in non-uniform temperature field, *Prog. Heat Mass Transfer*, . **2**, pp. 283-292

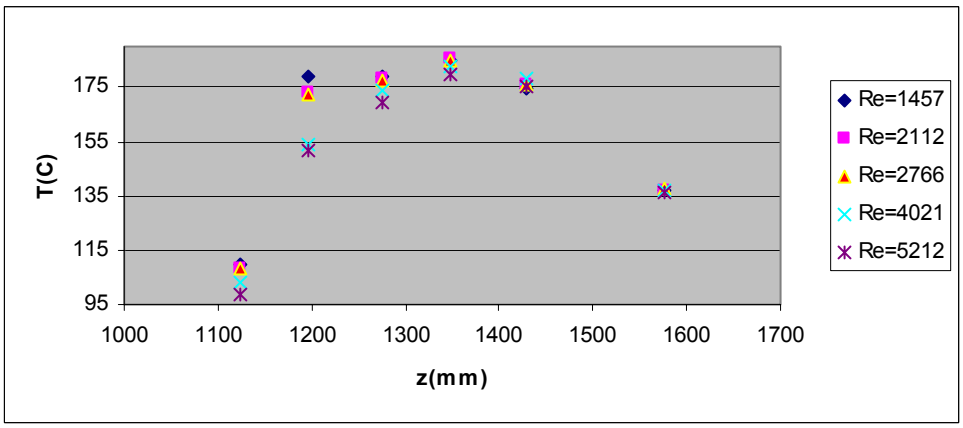
[41] **Akdağ, Ü.,** 2005, Hareketli Sıvı Kolonunda Isı geçişinin İncelenmesi, *İTÜ. Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul

EKLER

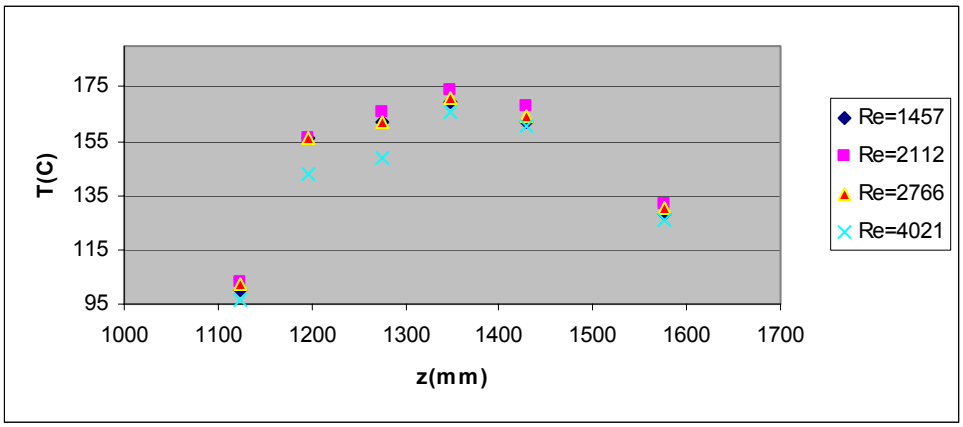
EK A: Isıtıcı Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Frekansa Tekabül Eden Re_{ω} veya Boyutsuz Genlik A_o veya Isıtıcıya Verilen Isı ile Değişimi



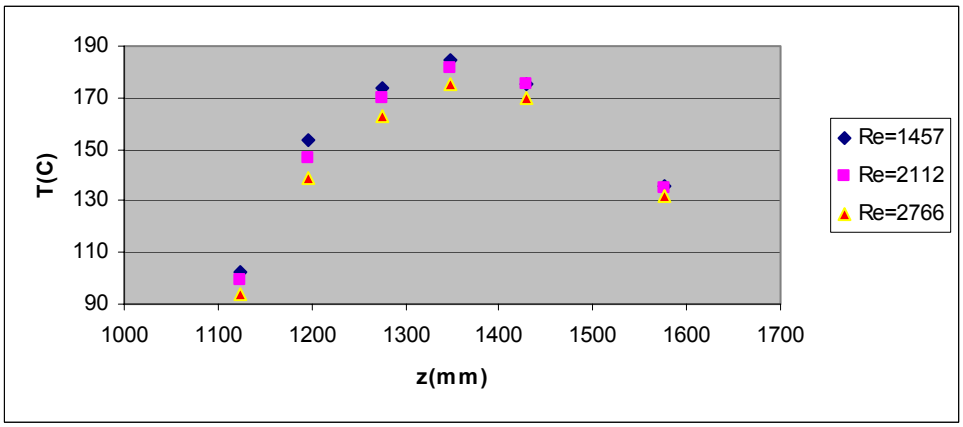
Şekil A. 1: Isıtıcı İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Frekansa Tekabül Eden Re_{ω} ile Değişimi (Q=132,5 W, Zo=1625 mm Ao=5,13 Deney No:20-24)



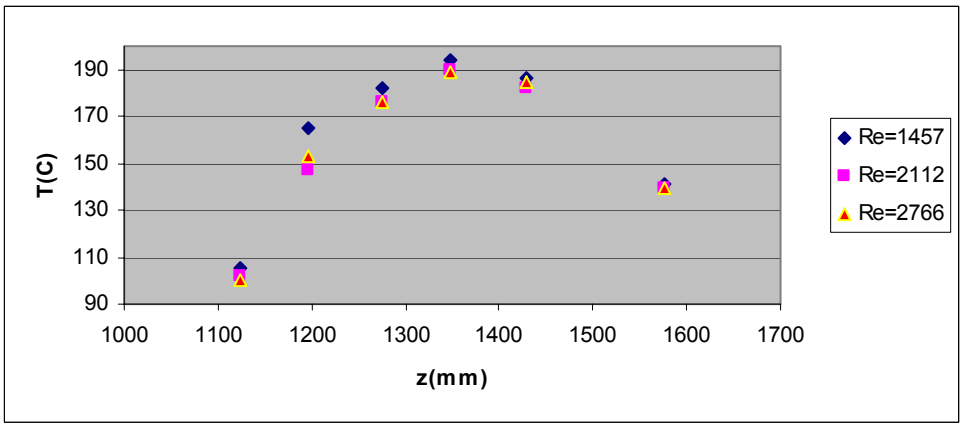
Şekil A. 2: Isıtıcı İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Frekansa Tekabül Eden Re_{ω} ile Değişimi (Q=150 W, Zo=1625 mm Ao=5,13 Deney No:9-13)



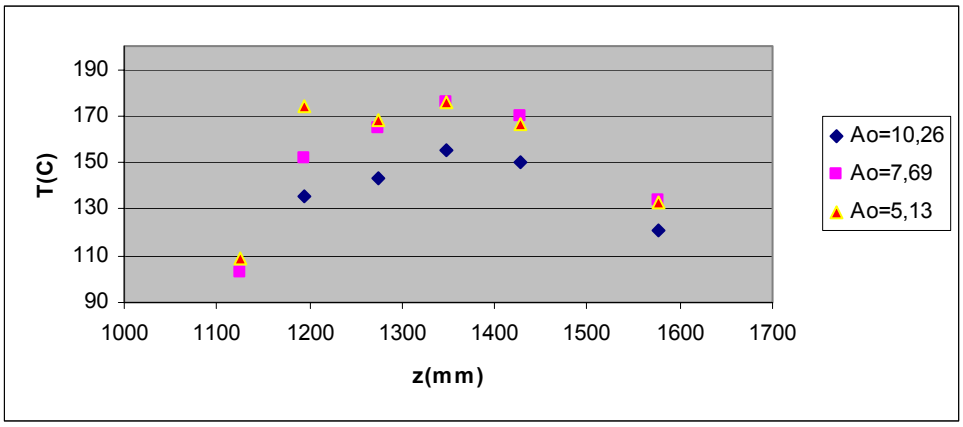
Şekil A.3 : Isıtıcı İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Frekansa Tekabül Eden Re_{ω} ile Değişimi (Q=115 W, Zo=1625 mm Ao=5,13 Deney No:1-4)



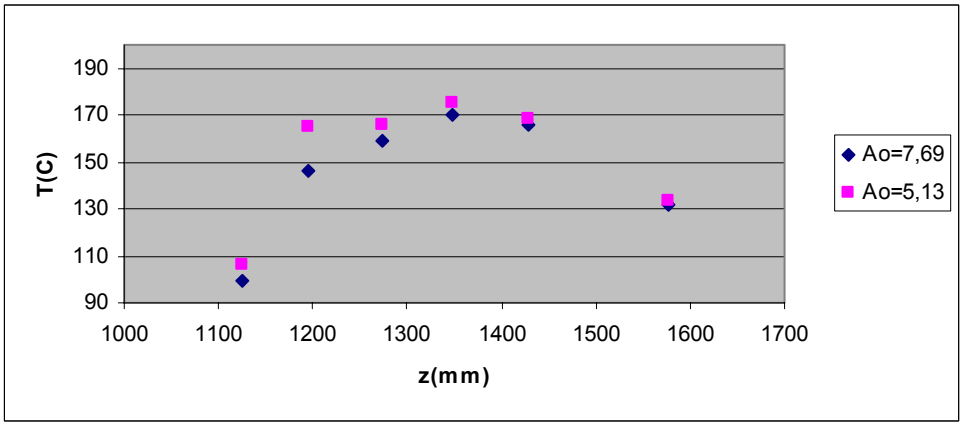
Şekil A. 4: Isıtıcı İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Frekansa Tekabül Eden Re_{ω} ile Değişimi (Q=150 W, Zo=1600 mm, Ao=7,69 Deney No:6-8)



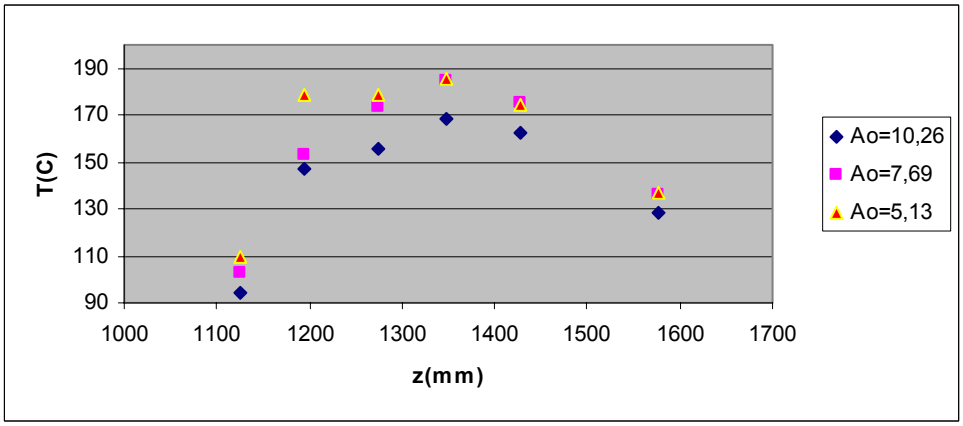
Şekil A. 5: Isıtıcı İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Frekansa Tekabül Eden Re_{ω} ile Değişimi (Q=150 W, Zo=1600 mm, Ao=7,69 Deney No:26-28)



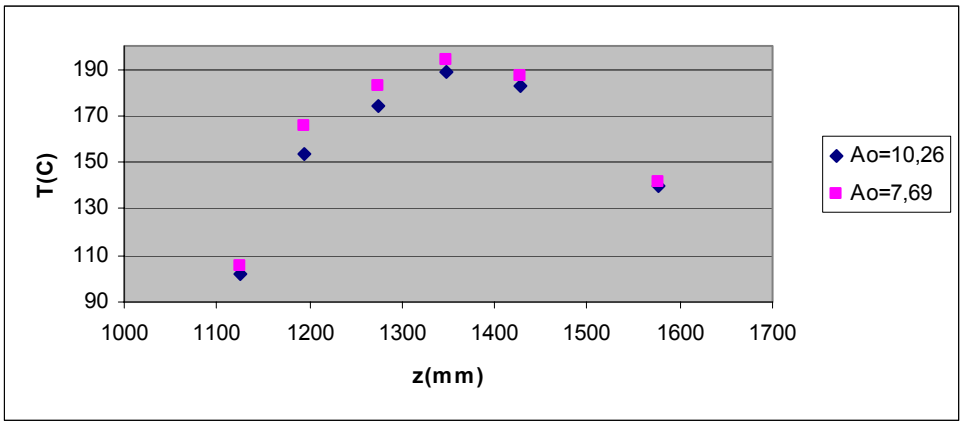
Şekil A. 6: Isıtıcı Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Genlik A_o ile Değişimi (Q=132,5 W, Re=1457 Deney No:19,17,20)



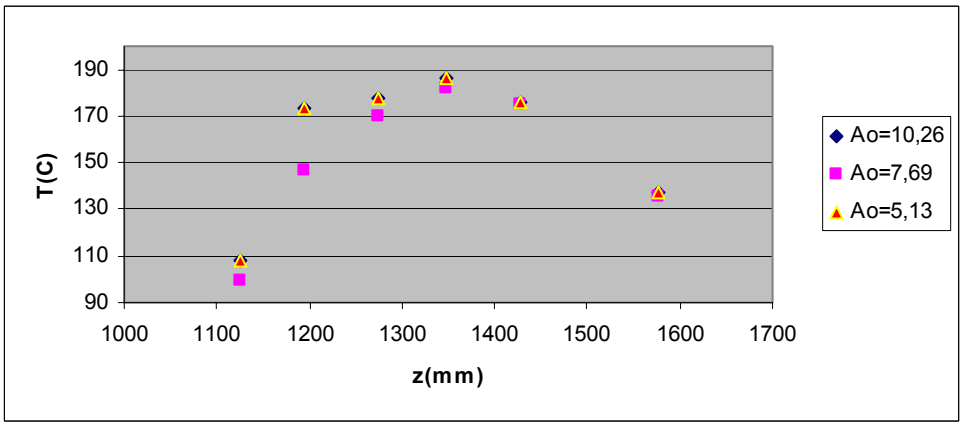
Şekil A. 7: Isıtıcı Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Genlik A_o ile Değişimi (Q=150 W, Re=1457 Deney No:14,6,9)



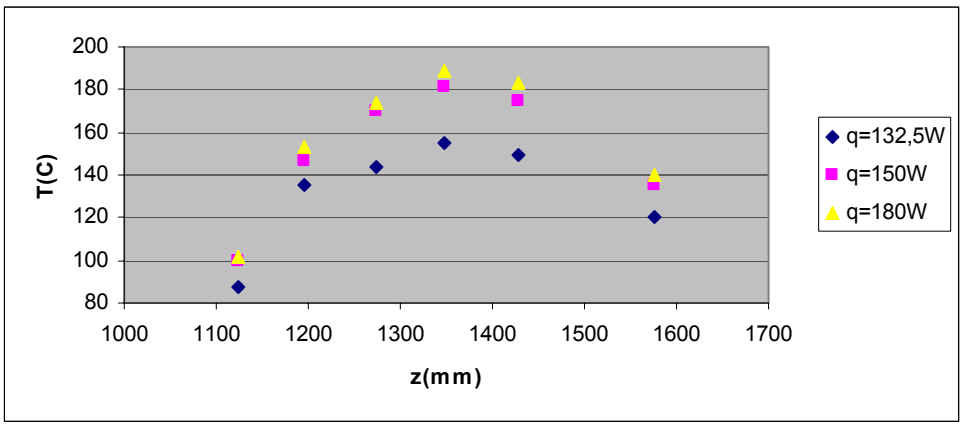
Şekil A. 8: Isıtıcı Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Genlik A_o ile Değişimi (Q=132,5 W, Re=2112 Deney No:18,21)



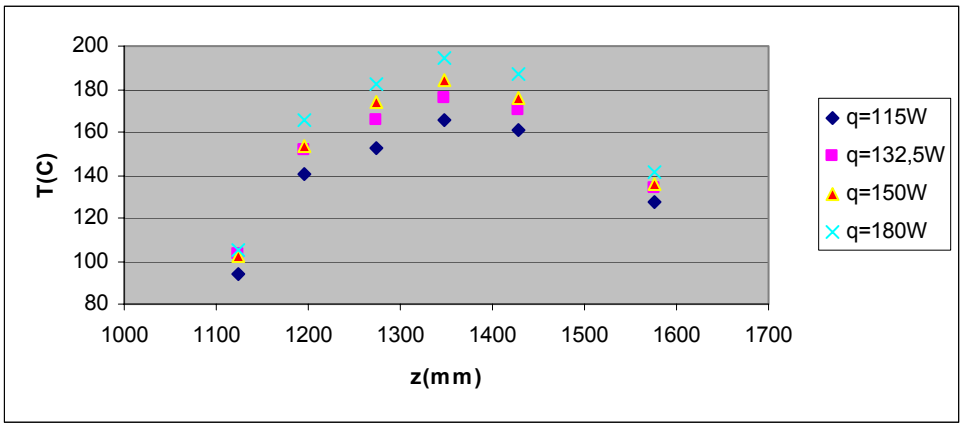
Şekil A. 9: Isıtıcı Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Genlik A_o ile Değişimi (Q=180 W, Re=1457 Deney No:25,26)



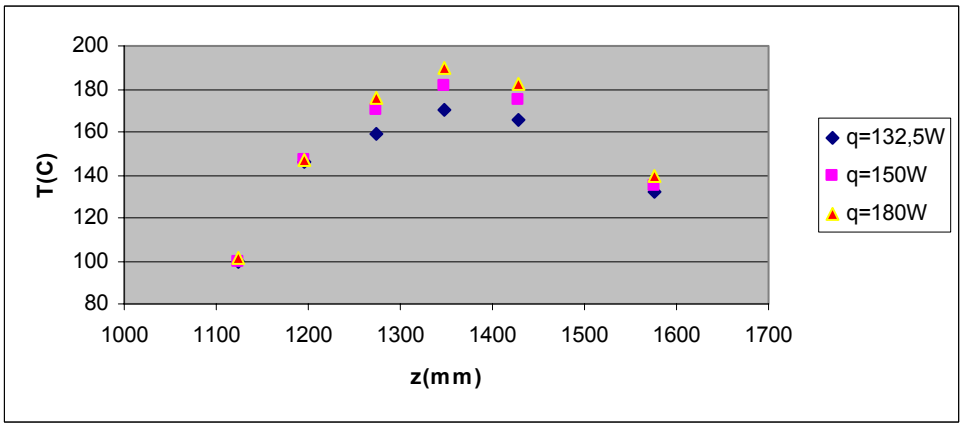
Şekil A. 10: Isıtıcı Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Genlik A_o ile Değişimi (Q=150 W, Re=2112 Deney No:16,7,10)



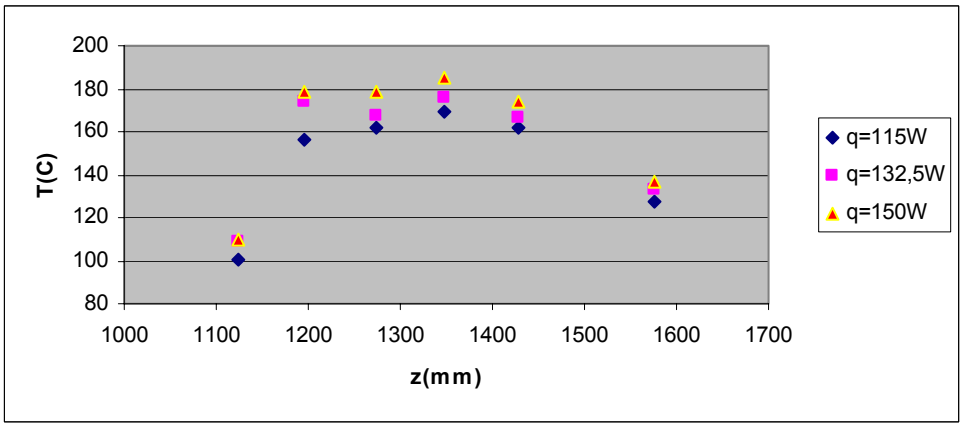
Şekil A. 11: Isıtıcı Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Isıtıcıya Verilen Isı ile Değişimi (Re=2112, Ao=10,26, Zo=1575 mm Deney No:19,15,25)



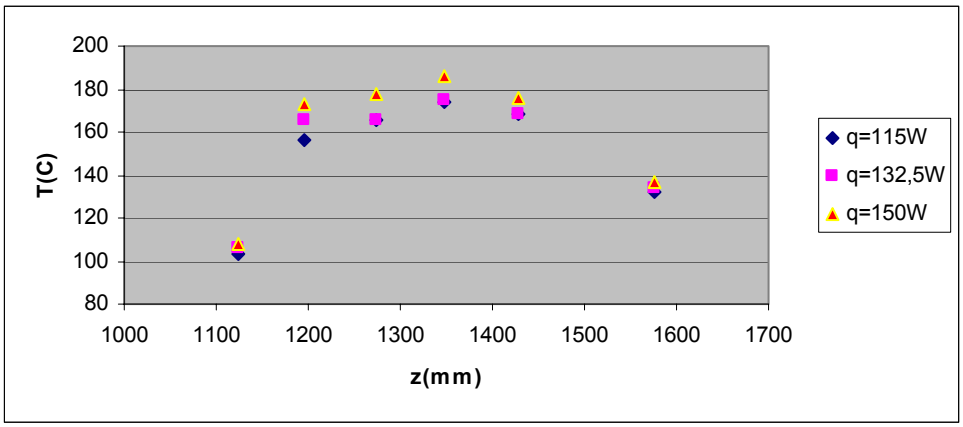
Şekil A. 12: Isıtıcı Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Isıtıcıya Verilen Isı ile Değişimi (Re=1457, Ao=7,69, Zo=1600 mm Deney No:5,17,6,26)



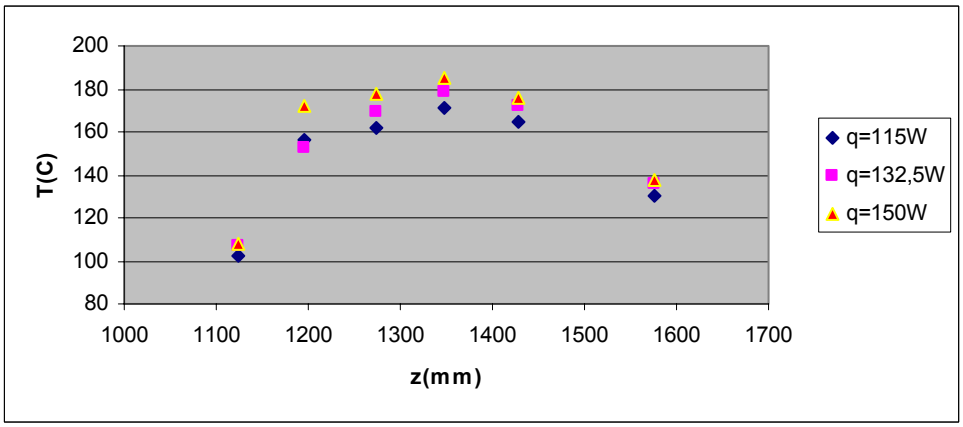
Şekil A.13: Isıtıcı Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Isıtıcıya Verilen Isı ile Değişimi (Re=2112, Ao=7,69, Zo=1600 mm Deney No:18,7,27)



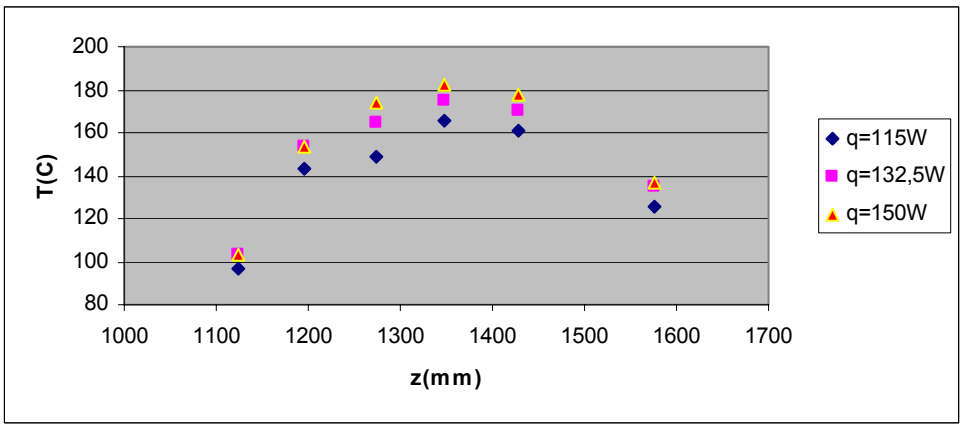
Şekil A.14: Isıtıcı Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Isıtıcıya Verilen Isı ile Değişimi (Re=1457, Ao=5,13, Zo=1625 mm Deney No:1,20,9)



Şekil A.15: Isıtıcı Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Isıtıcıya Verilen Isı ile Değişimi (Re=2112, Ao=5,13, Zo=1625 mm Deney No:2,21,10)

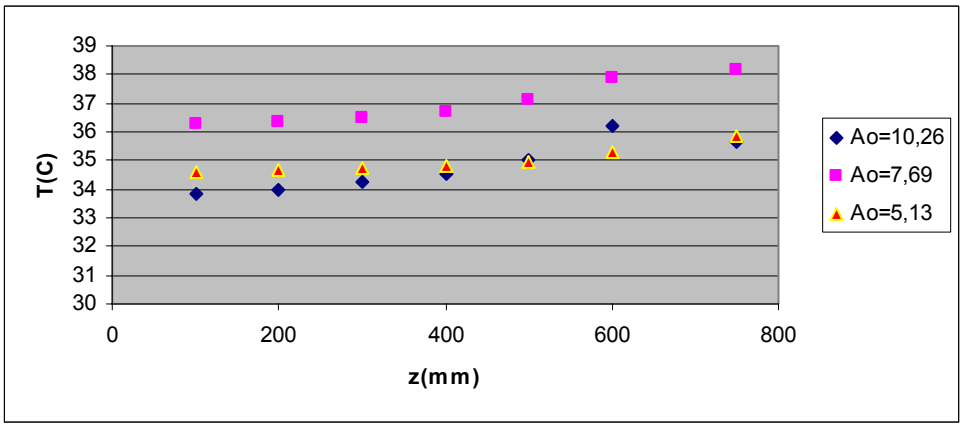


Şekil A.16: Isıtıcı Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Isıtıcıya Verilen Isı ile Değişimi (Re=2766, Ao=5,13, Zo=1625 mm Deney No:3,22,11)

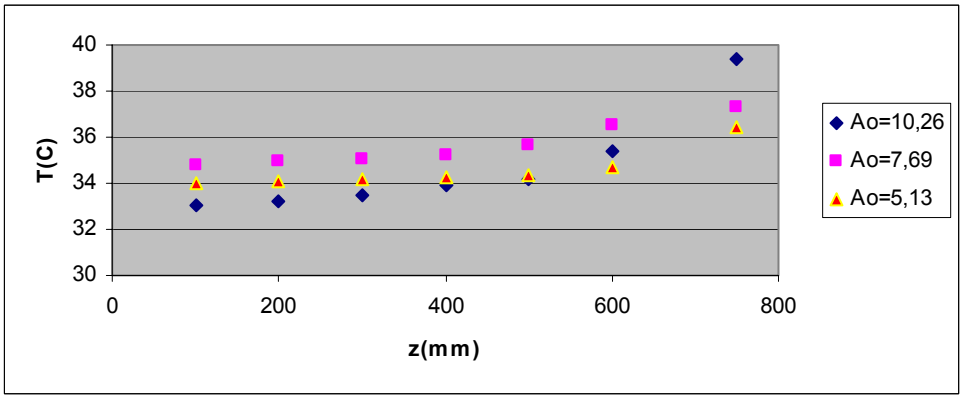


Şekil A.17: Isıtıcı Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Isıtıcıya Verilen Isı ile Değişimi (Re=4021, Ao=5,13, Zo=1625 mm Deney No:4,23,12)

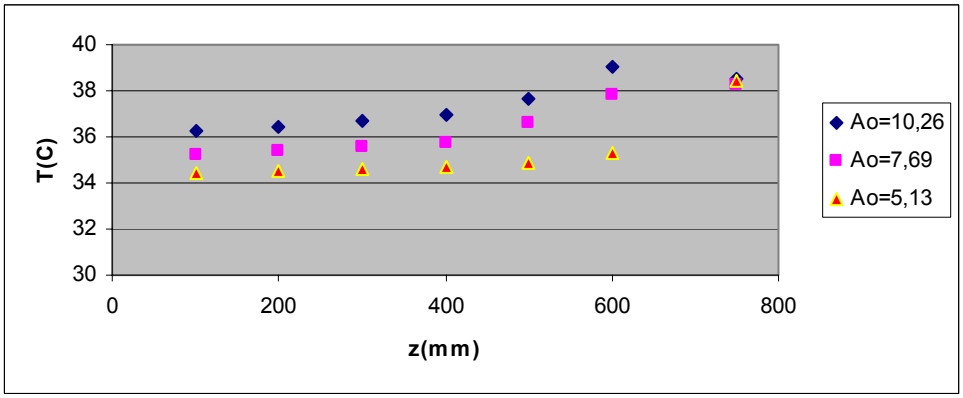
EK B Soğutucu Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Frekansa Tekabül Eden Re_{ω} veya Boyutsuz Genlik A_o veya Isıtıcıya Verilen Isı ile Değişimi



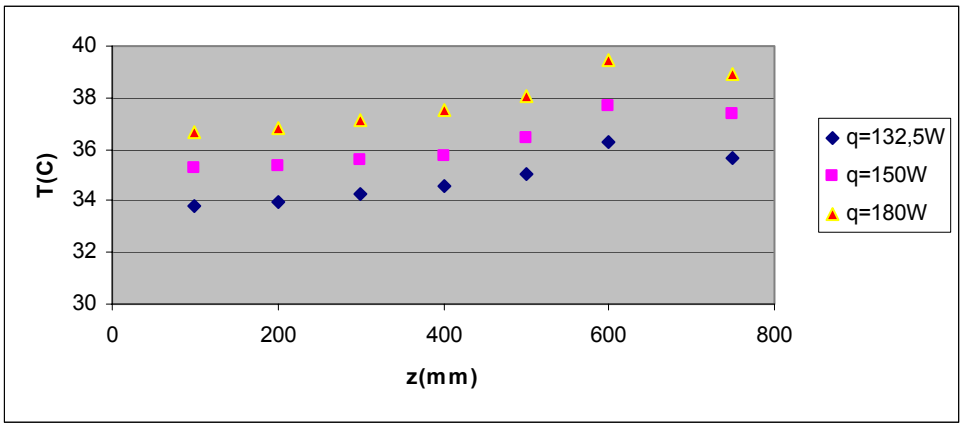
Şekil B.1: Soğutucu Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Genlik A_o ile Değişimi (Q=132,5 W, Re=1457, Deney No:19,17,20)



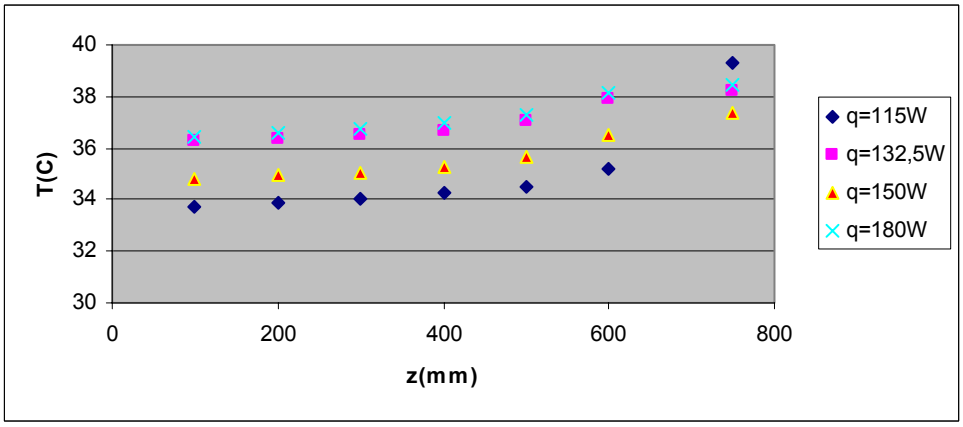
Şekil B. 2: Soğutucu Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Genlik A_o ile Değişimi (Q=150W, Re=1457 Deney No:14,6,9)



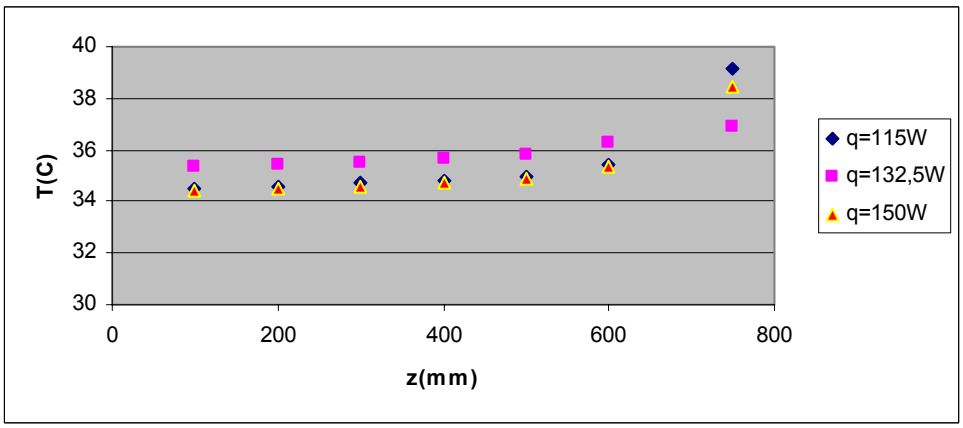
Şekil B.3 : Soğutucu Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Genlik A_o ile Değişimi (Q=150W, Re=2112 Deney No:16,7,10)



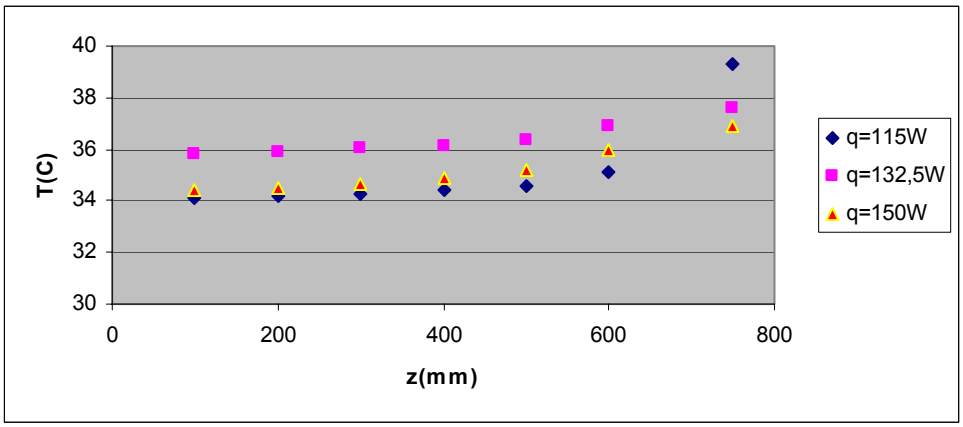
Şekil B.4 : Soğutucu Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum-Isıtıcıya Verilen Isı ile Değişimi (Re=1457, Ao=10,26, Zo=1575mm Deney No:19,15,25)



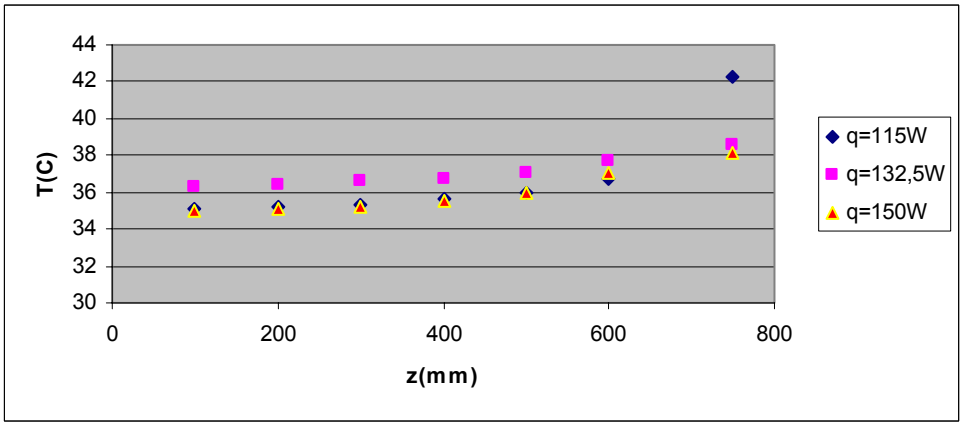
Şekil B. 5: Soğutucu Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum-Isıtıcıya Verilen Isı ile Değişimi 8Re=1457, Ao=7,69, Zo=1600mm Deney No: 5,17,6,26)



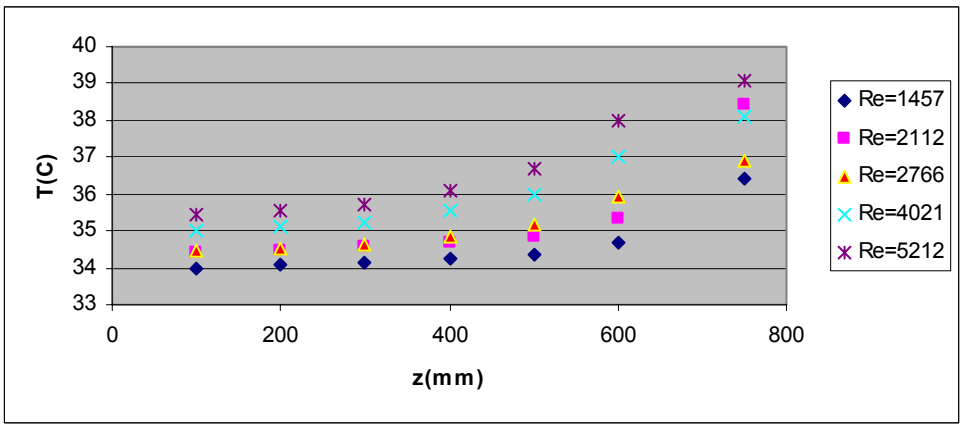
Şekil B. 6: Soğutucu Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum-Isıtıcıya Verilen Isı ile Değişimi (Re=2112, Ao=5,13, Zo=1625mm Deney No: 2,21,10)



Şekil B.7 : Soğutucu Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum-Isıtıcıya Verilen Isı ile Değişimi (Re=2766, Ao=5,13, Zo=1625 mm Deney No: 3,22,11)

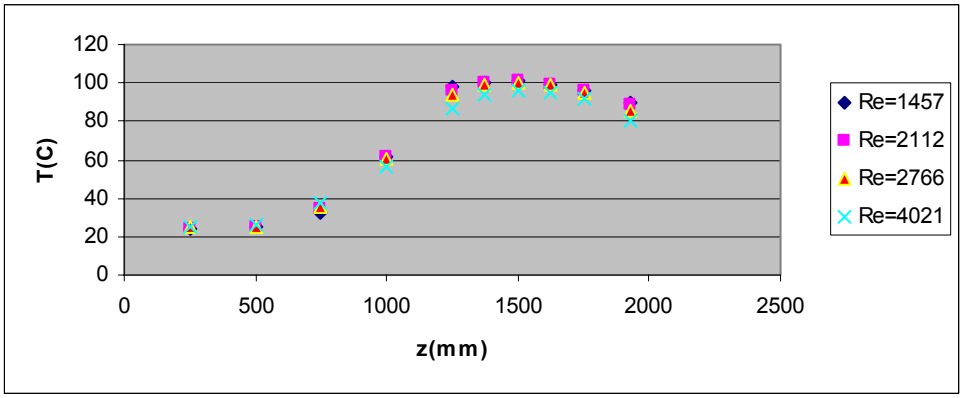


Şekil B.8 : Soğutucu Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum-Isıtıcıya Verilen Isı ile Değişimi (Re=4021, Ao=5,13, Zo=1625 mm Deney No: 4,23,12)

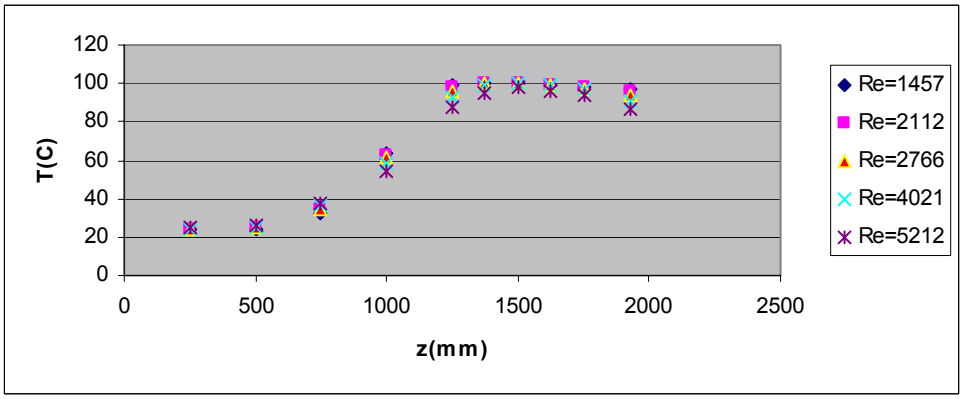


Şekil B.9 : Soğutucu Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Frekansa Tekabül Eden Re_{ω} ile Değişimi (Q=150W, Zo=1625 mm, Ao=5,13 Deney No:9-13)

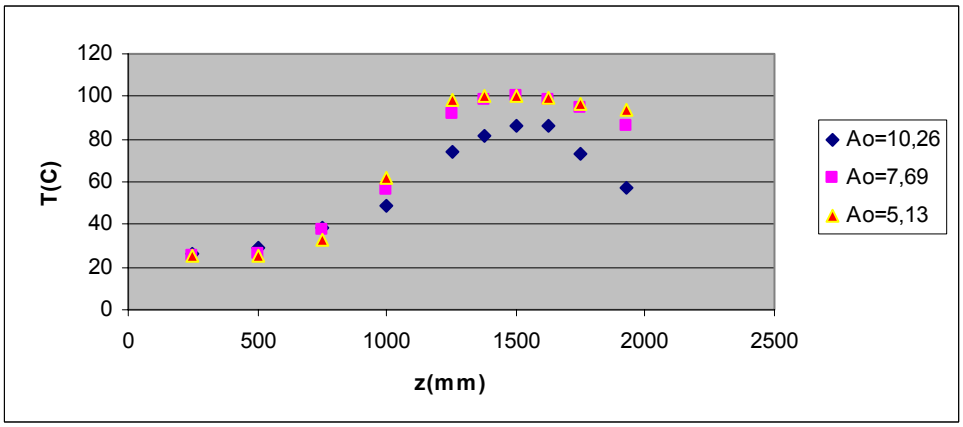
EK C Cam Dış Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Frekansa Tekabül Eden Re_{ω} veya Boyutsuz Genlik A_o veya Isıtıcıya Verilen Isı ile Değişimi



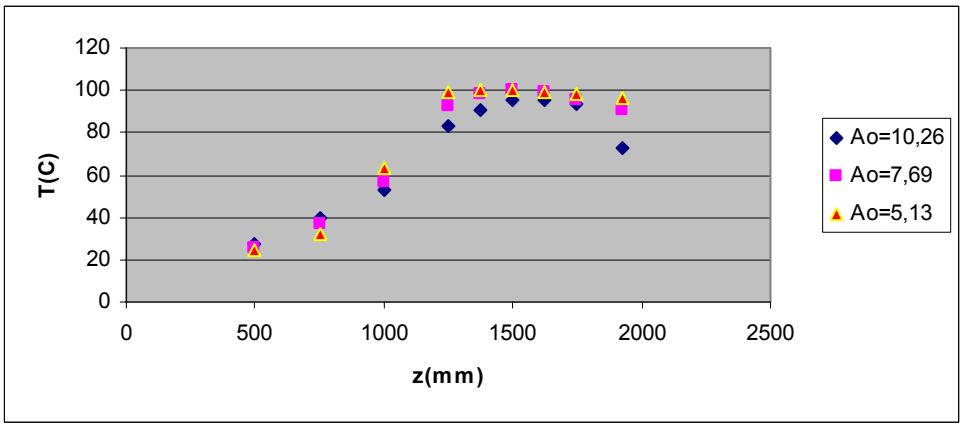
Şekil C.1: Cam Dış Yüzey Sıcaklığının Konum ve Boyutsuz Frekansa Tekabül Eden Re_{ω} ile Değişimi (Q=115W, Zo=1625mm, Ao=5,13 Deney No:1-4)



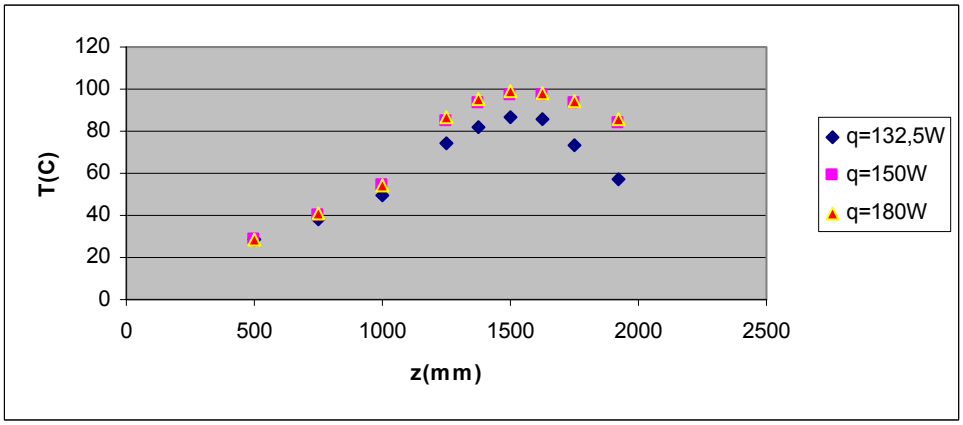
Şekil C.2: Cam Dış Yüzey Sıcaklığının Konum ve Boyutsuz Frekansa Tekabül Eden Re_{ω} ile Değişimi (Q=150W, Zo=1625mm, Ao=5,13 Deney No:9-13)



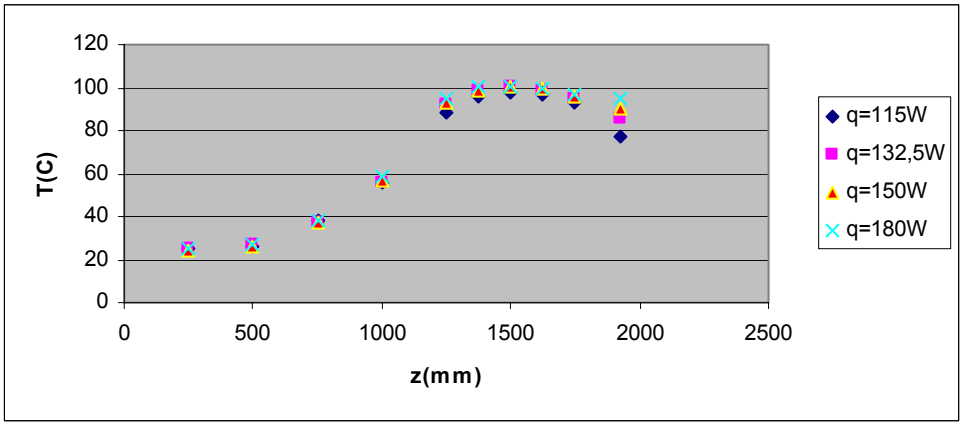
Şekil C.3: Cam Dış Yüzey Sıcaklığının Konum ve Boyutsuz Genlik A_o ile Değişimi (Q=132,5W, Re=1457, Deney No:19,17,20)



Şekil C.4: Cam Dış Yüzey Sıcaklığının Konum ve Boyutsuz Genlik A_o ile Değişimi (Q=150W, Re=1457 Deney No:14,6,9)

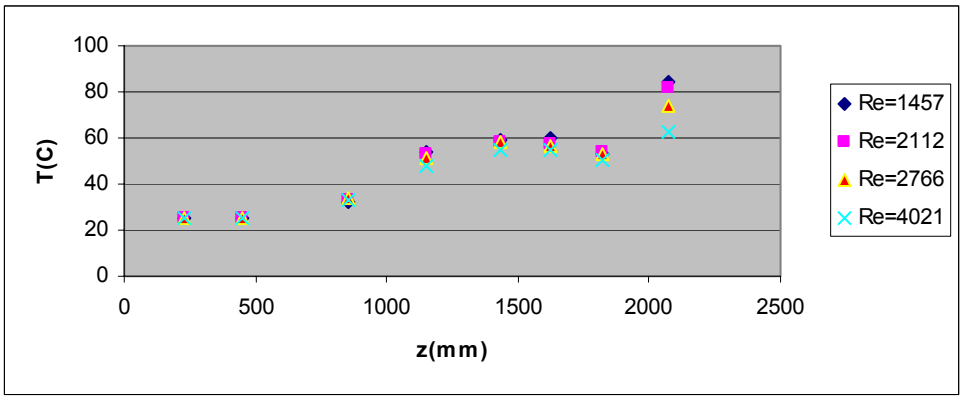


Şekil C.5: Cam Dış Yüzey Sıcaklığının Konum ve Isıtıcıya Verilen Isı ile Değişimi (Re=1457, Ao=10,26, Zo=1575mm Deney No:19,15,25)

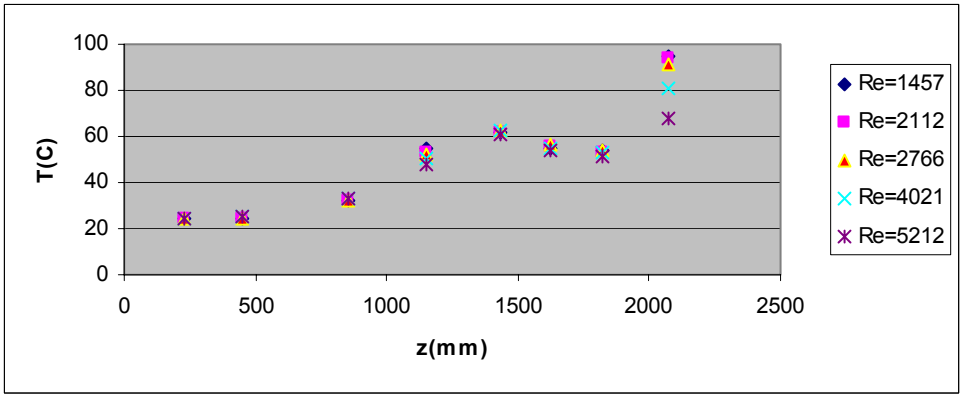


Şekil C.6: Cam Dış Yüzey Sıcaklığının Konum ve Isıtıcıya Verilen Isı ile Değişimi (Re=1457, Ao=7,69, Zo=1600mm Deney No:5,17,6,26)

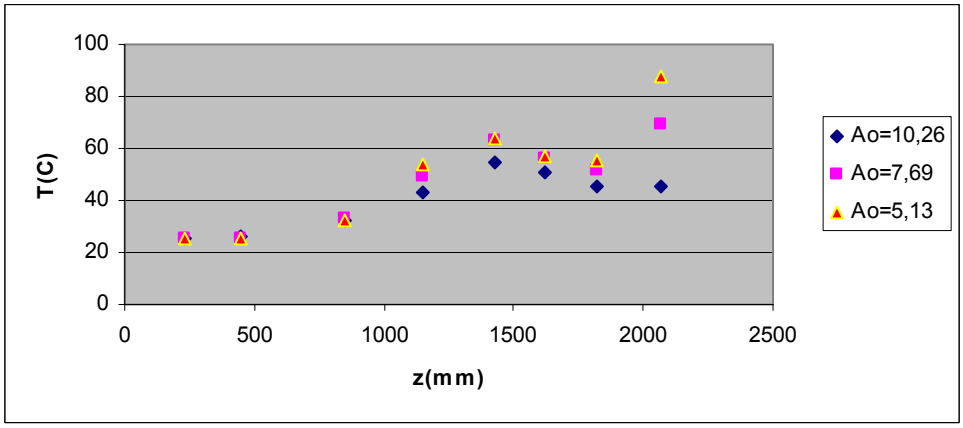
EK D:Buhar, Su Probu, Yalıtım ve Bakır(z=2070mm) Dış Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Frekansa Tekabül Eden Re_{ω} veya Boyutsuz Genlik A_o veya Isıtıcıya Verilen Isı ile Değişimi



Şekil D.1: Yalıtım ve Bakır(z=2070mm) Dış Yüzey Sıcaklığının Konum ve Boyutsuz Frekans Re_{ω} ile Değişimi (Q=115W Zo=1625mm Ao=5,13 Deney No:1-4)

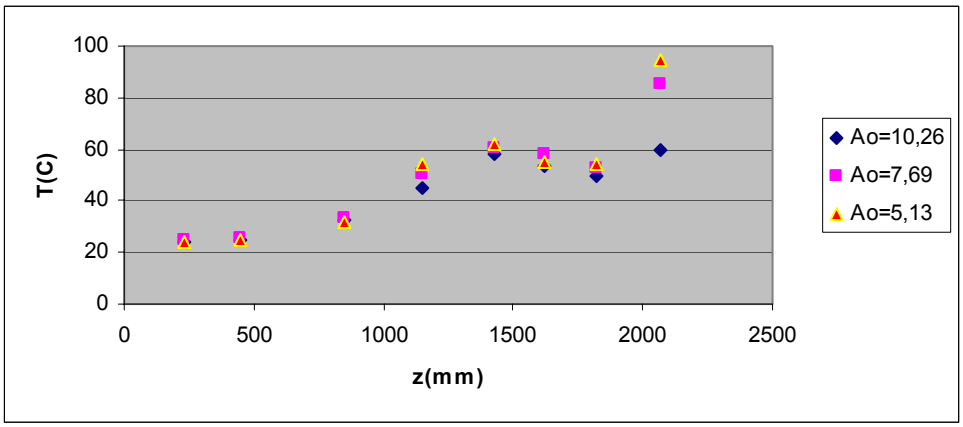


Şekil D.2: Yalıtım ve Bakır(z=2070mm) Dış Yüzey Sıcaklığının Konum ve Boyutsuz Frekans Re_{ω} ile Değişimi (Q=150W,Zo=1625mm,Ao=5,13 DeneyNo9-13)

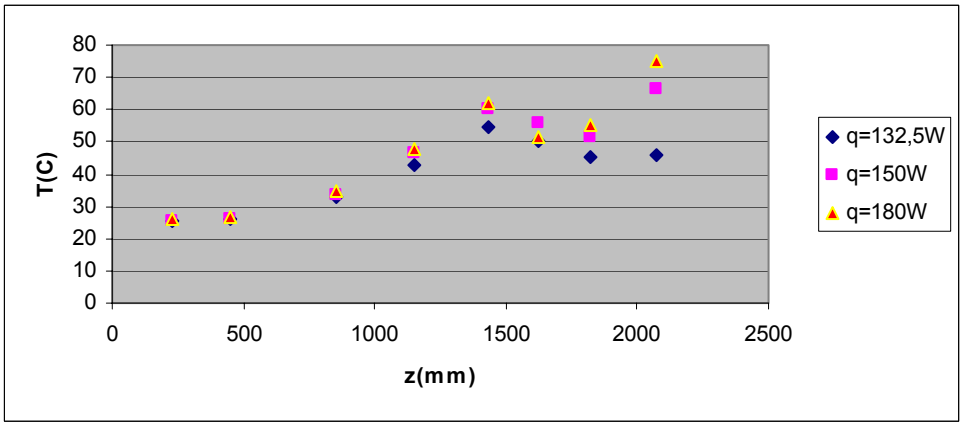


:

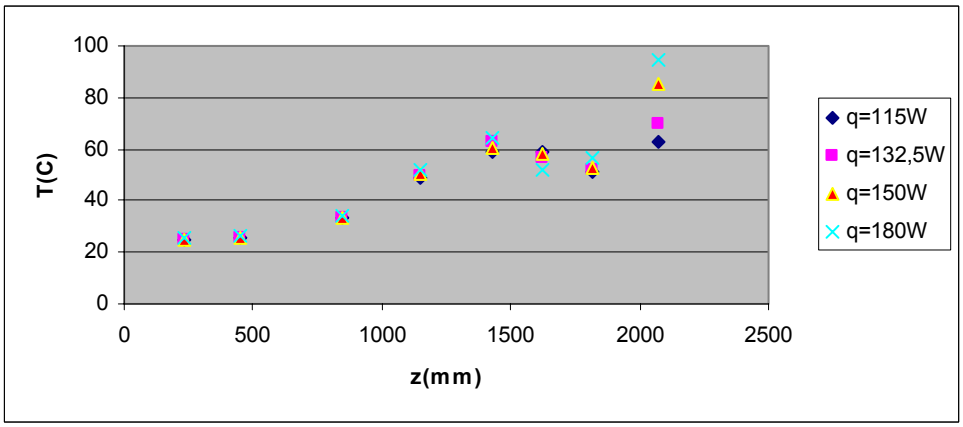
Şekil D. 3: Yalıtım Dış Yüzey Sıcaklığının Konum ve Boyutsuz Genlik A_o ile Değişimi (Q=132,5W, Re=1457 Deney No:19,17,20)



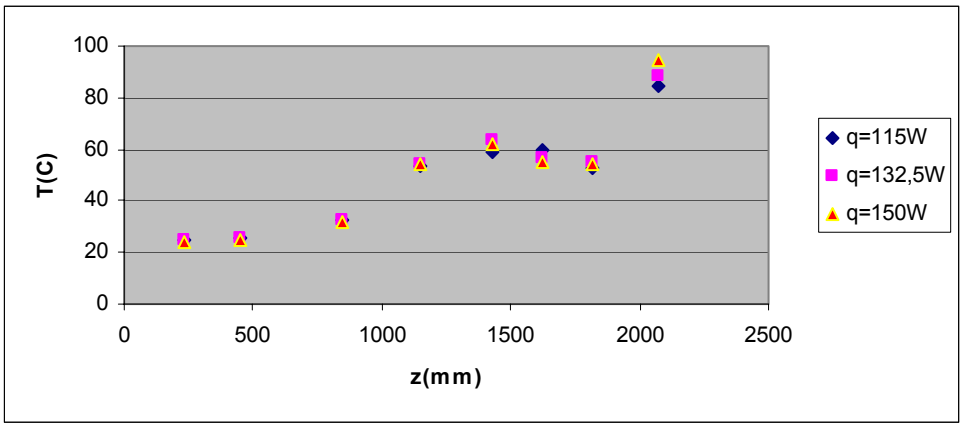
Şekil D.4: Yalıtım Dış Yüzey Sıcaklığının Konum ve Boyutsuz Genlik A_o ile Değişimi (Q=150W, Re=1457 Deney No:14,6,99)



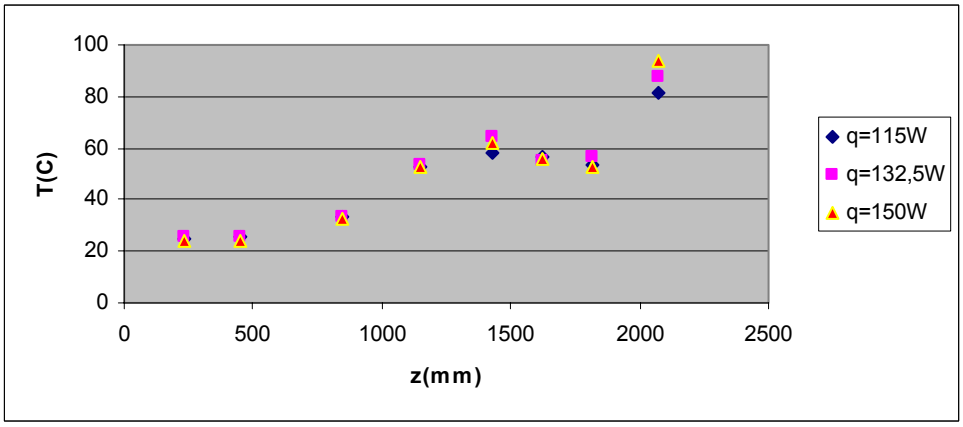
Şekil D. 5: Yalıtım dış yüzey sıcaklığının konum ve ısıtıcıya uygulanan güç ile değişimi (Ao=10,26, Zo=1575mm, Re=1457 Deney No:19,15,25)



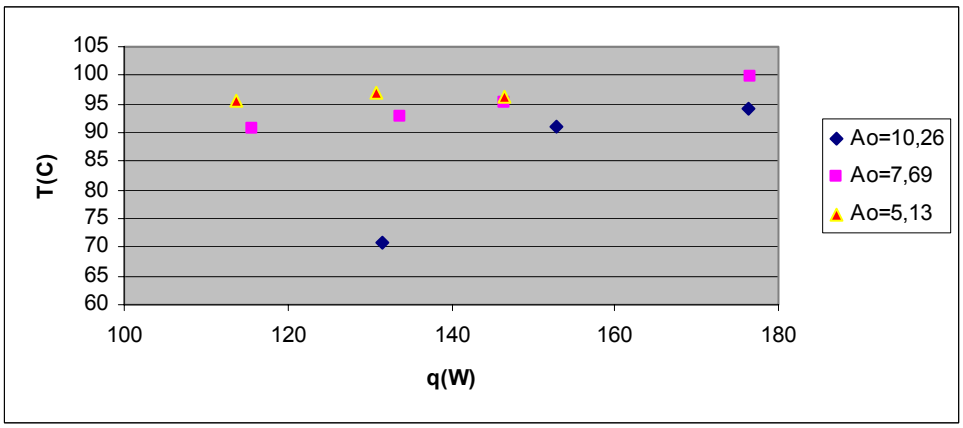
Şekil D.6: Yalıtım dış yüzey sıcaklığının konum ve ısıtıcıya uygulanan güç ile değişimi (Ao=7,69, Zo=1600mm, Re=1457 Deney No:5,17,6,26)



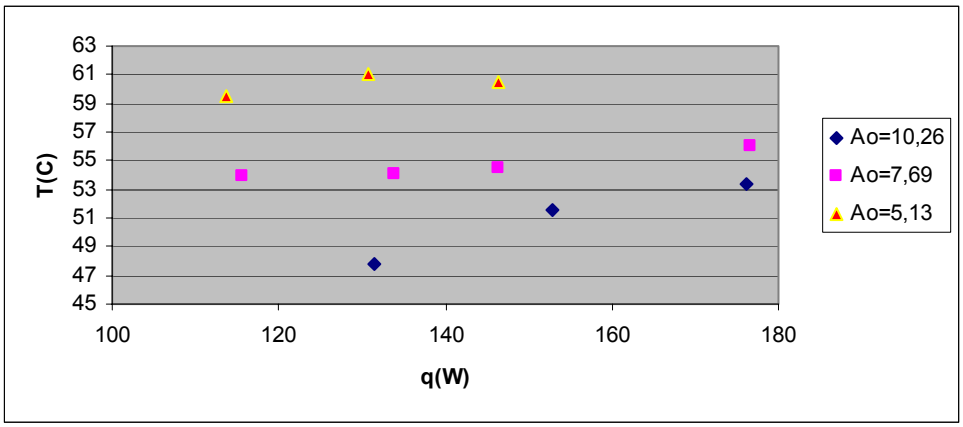
Şekil D.7: Yalıtım dış yüzey sıcaklığının konum ve ısıtıcıya uygulanan güç ile değişimi (Ao=5,13, Zo=1625mm, Re=1457 Deney No:1,20,9)



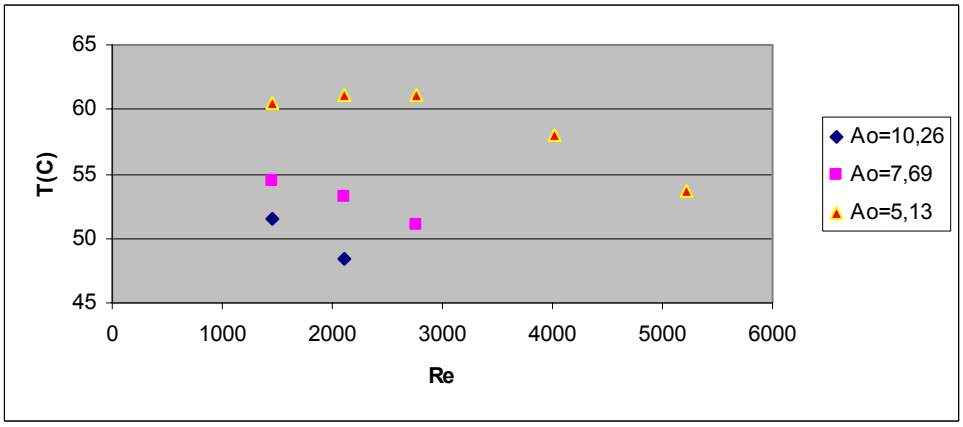
Şekil D.8: Yalıtım dış yüzey sıcaklığının konum ve ısıtıcıya uygulanan güç ile değişimi (Ao=5,13, Zo=1625mm, Re=2112 Deney No:2,21,10)



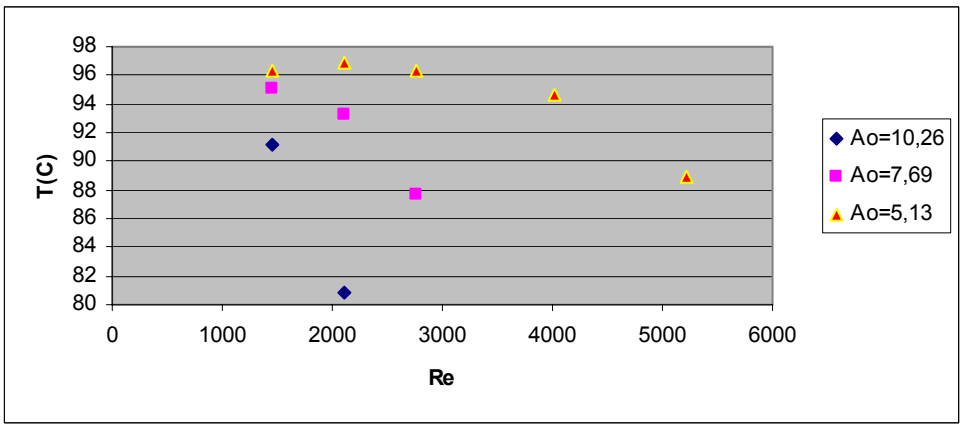
Şekil D.9: Buhar probu ortalama sıcaklıklarının genlik ve ısı akısıyla değişimleri (Deney No:1, 5, 6, 9, 15, 17, 19, 20, 25, 26)



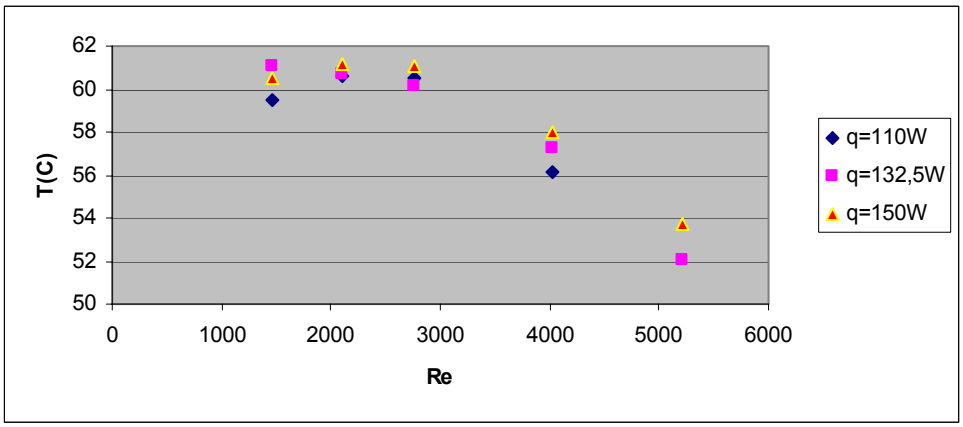
Şekil D.10: Su probu ortalama sıcaklıklarının genlik ve ısı akısıyla değişimleri (Deney No:1, 5, 6, 9, 15, 17, 19, 20, 25, 26)



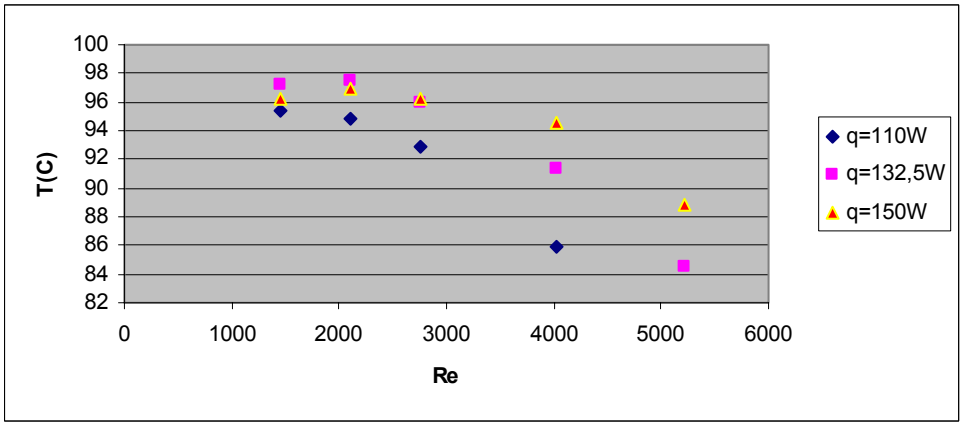
Şekil D.11: Su probu ortalama sıcaklıklarının frekans ve genlik ile değişimleri (Deney No: 6-13, 15, 16)



Şekil D.12: Buhar probu ortalama sıcaklıklarının frekans ve genlik ile değişimleri (Deney No: 6-13, 15,16)



Şekil D.13: Su probu ortalama sıcaklıklarının frekans ve ısı akısıyla değişimleri (Deney No:1-4, 9-13, 20-24)



Şekil D.14: Buhar probu ortalama sıcaklıklarının frekans ve ısı akısıyla değişimleri (Deney No: 1-4, 9-13, 20-24)

EK E:

DENEYSEL PARAMETRELER

Tablo E.1: Yapılan deneyler ve değiştirilen temel parametreler

h [mm]	X max [mm]	w [rad/s]	q_e Isıtıcı gücü [W]			
Doldurma yüksekliği	Genlik	Frekans	115	132,5	150	180
1575	200	1,434		deney19	deney14/15	deney25
		2,079			deney16	
		2,7227				
		3,958				
		5,1313				
1600	150	1,434	deney5	deney17	deney6	deney26
		2,079		deney18	deney7	deney27
		2,7227			deney8	deney28
		3,958				
		5,1313				
1625	100	1,434	Deney1	deney20	deney9	
		2,079	Deney2	deney21	deney10	
		2,7227	Deney3	deney22	deney11	
		3,958	Deney4	deney23	deney12	
		5,1313		deney24	deney13	

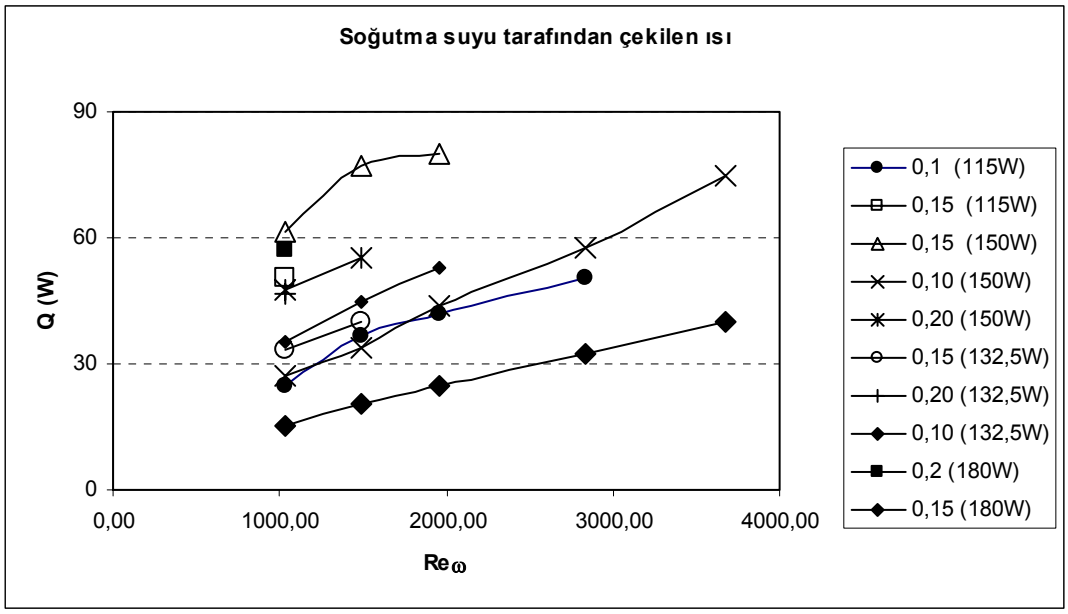
EK F

Tablo F.1: Yapılan Deneysel Ölçmelere Ait Global Parametreler

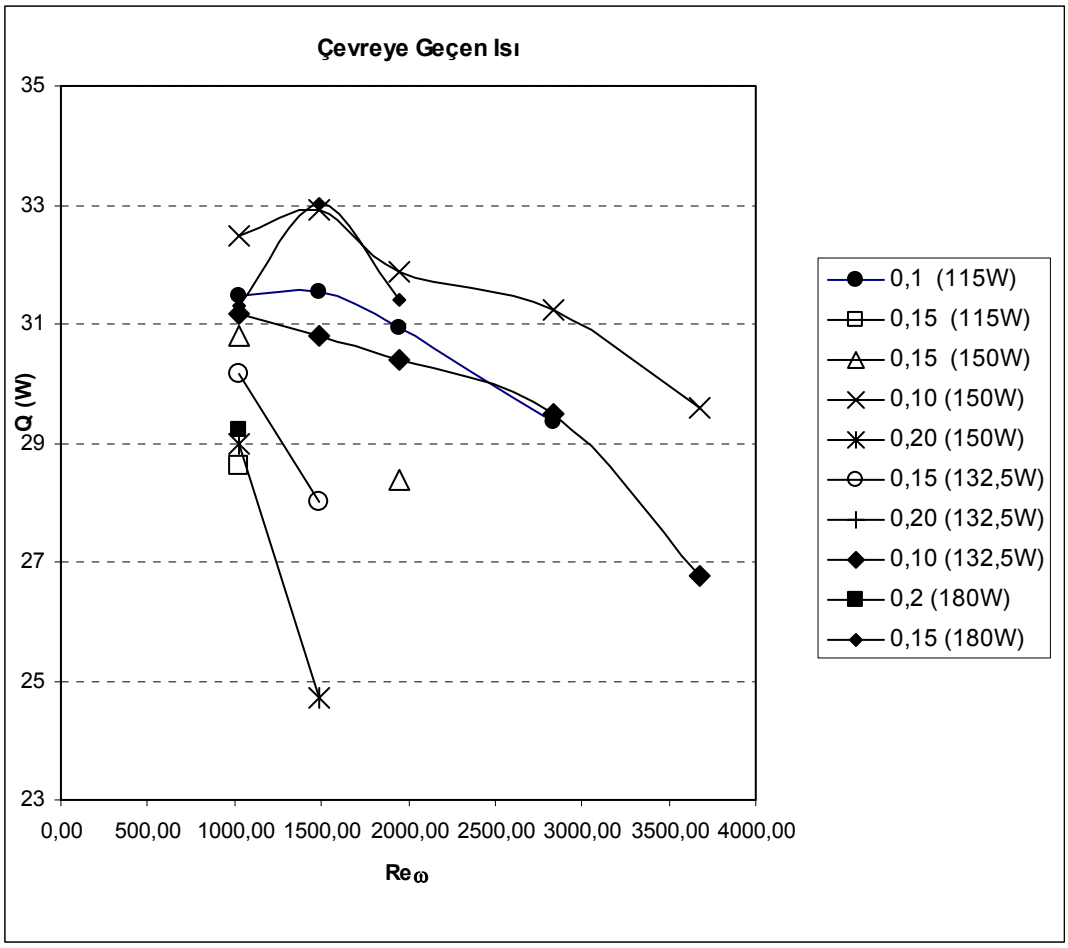
	q(W)	ω	Xmax (m)	Eks.kütle (kg)	Süre(s)	Sog. Su debisi(kg/s)	T ortam(◦C)
den1	113,6	1,434	0,1	0,0223	8580	0,0138	25
den2	113,9	2,079	0,1	0,0066	4560	0,0183	24
den3	114,8	2,7227	0,1	0,0187	6000	0,0183	25
den4	113,2	3,958	0,1	0,0145	2400	0,0209	25
den5	115,7	1,434	0,15	0,005	7200	0,0155	24
den6	146,4	1,434	0,15	0,0158	3900	0,0216	24
den7	148,7	2,079	0,15	0,0075	4740	0,0206	24
den8	150,7	2,7227	0,15	0,0108	4140	0,0204	24
den9	146,5	1,434	0,1	0,0304	4020	0,0206	24
den10	149	2,079	0,1	0,0304	4320	0,0191	24
den11	151,4	2,7227	0,1	0,0199	3600	0,0201	24
den12	147,5	3,958	0,1	0,0075	3720	0,0196	24
den13	151,3	5,1313	0,1	0,0083	3300	0,0198	24
den14	149,1	1,434	0,2	0,0188	9840	0,0189	22
den15	152,9	1,434	0,2	0,0062	3780	0,0185	24
den16	149,6	2,079	0,2	0,0096	3780	0,0185	24
den17	133,8	1,434	0,15	0,0067	2880	0,0185	24
den18	131,5	2,079	0,15	0,0028	2460	0,0185	24
den19	131,5	1,434	0,2	0,0079	8580	0,0185	24
den20	130,7	1,434	0,1		3960	0,0185	24
den21	127,4	2,079	0,1		5520	0,0185	24
den22	135,5	2,7227	0,1	0,0079	4500	0,0185	24
den23	133,3	3,958	0,1	0,0123	5940	0,0185	24
den24	129,9	5,1313	0,1	0,0135	4140	0,0185	24
den25	176,2	1,434	0,2		5640	0,0185	24
den26	176,7	1,434	0,15	0,0118	2760	0,0185	24
den27	172,3	2,079	0,15	0,0058	8940	0,0185	24
den28	178,1	2,7227	0,15	0,0075	3000	0,0185	24

EK G

Hata! Düzenleme alan kodlarından nesneler oluşturulamaz. **Şekil G.1:** Su Seviyesi Eksilme Mertebesi



Şekil G.2: Soğutma Suyu Tarafından Çekilen Isı Mertebesi



Şekil G.3: Yalıtım Dış Yüzeyinden Çevreye Geçen Isı

EK H

Tablo H.1: Nusselt Sayıları

Deney No	Ao	w	Rew	q_e(W)	T_{2O}	T_{1O}	Two	Tm	$\overline{h}$	Ja	Pr	$\overline{Nu}$
1	5,128	1,434	1495,43	114	95,46	59,50	117,20	79,75	89,44	0,0320	2,22	80,1
2	5,128	2,079	2168,06	114	94,79	60,64	120,42	80,32	83,74	0,0380	2,22	75,0
3	5,128	2,723	2839,33	115	92,84	60,48	118,21	80,24	89,09	0,0339	2,22	79,8
4	5,128	3,958	3643,43	113	85,86	56,14	111,02	71,00	83,39		2,55	75,5
5	7,692	1,434	1456,68	116	90,77	53,95	110,36	76,97	102,16	0,0193	2,38	91,9
6	7,692	1,434	1456,68	146	95,09	54,49	116,61	77,24	109,65	0,0309	2,38	98,7
7	7,692	2,079	2111,88	149	93,30	53,28	113,22	76,64	119,80	0,0246	2,38	107,8
8	7,692	2,723	2765,76	151	87,73	51,03	106,76	75,51	142,11	0,0126	2,38	127,9
9	5,128	1,434	1495,43	146	96,26	60,55	122,96	80,28	101,14	0,0427	2,22	90,6
10	5,128	2,079	2168,06	149	96,95	61,14	121,43	80,57	107,46	0,0399	2,22	96,2
11	5,128	2,723	2839,33	151	96,27	61,09	120,58	80,55	111,48	0,0383	2,22	99,8
12	5,128	3,958	4020,60	148	94,61	57,96	116,74	76,28	107,49		2,38	96,7
13	5,128	5,131	4723,48	151	88,89	53,73	112,92	71,31	107,19		2,55	97,0
14	10,256	1,434	1320,03	149	90,30	50,96	107,45	70,63	119,34		2,55	108,0
15	10,256	1,434	1320,03	153	91,10	51,51	110,22	71,31	115,80		2,55	104,8
16	10,256	2,079	1789,16	150	80,89	48,48	104,26	64,69	111,43		2,75	101,5
17	7,692	1,434	1456,68	134	92,65	54,09	115,75	77,04	101,84	0,0293	2,38	91,6
18	7,692	2,079	1913,77	132	90,92	52,13	111,61	71,53	96,72		2,55	87,5
19	10,256	1,434	1149,48	131	70,69	47,79	98,39	59,24	98,96		2,98	90,7
20	5,128	1,434	1495,43	131	97,15	61,08	120,68	80,54	96,00	0,0385	2,22	86,0
21	5,128	2,079	2168,06	127	97,46	60,74	119,76	80,37	95,33	0,0368	2,22	85,4
22	5,128	2,723	2839,33	135	95,94	60,15	117,71	80,07	106,09	0,0329	2,22	95,0
23	5,128	3,958	4127,55	133	91,30	57,24	116,05	78,62	104,99	0,0299	2,22	94,0
24	5,128	5,131	4723,48	130	84,56	52,09	109,10	68,32	93,91		2,55	85,0
25	10,256	1,434	1456,68	176	94,23	53,38	111,71	73,80	137,00		2,38	123,3
26	7,692	1,434	1495,43	177	99,86	56,07	117,24	78,04	132,82	0,0321	2,22	118,9
27	7,692	2,079	2111,88	172	95,25	54,97	111,83	77,48	147,85	0,0220	2,38	133,0
28	7,692	2,723	2765,76	178	93,12	52,95	111,37	76,47	150,40	0,0211	2,38	135,3

ÖZGEÇMİŞ

Ersin Sayar, 1984 yılında Amasya'da doğdu. İlk öğrenimini Amasya Anadolu Lisesinde, ortaöğretimini Kırıkkale Fen Lisesinde tamamladıktan sonra girdiği İ.T.Ü. Makine Mühendisliği bölümünden 2006 yılında mezun oldu.2006 yılında İtü Makine Fakültesi Termodinamik ve Isı Tekniği Anabilimdalında Araştırma Görevlisi olarak atandı. Halen görevine devam etmektedir. Bekârdır.