

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**ZORLANMIŞ SALINIMLI DİKEY AKIŞTA
GÖZENEKLİ ORTAMIN ISI GEÇİŞİNE ETKİSİNİN
DENEYSEL İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Esra KEŞAF

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı-Akışkan Programı

OCAK 2015

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**ZORLANMIŞ SALINIMLI DİKEY AKIŞTA
GÖZENEKLİ ORTAMIN ISI GEÇİŞİNE ETKİSİNİN
DENEYSEL İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Esra KEŞAF
(503101134)**

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı-Akışkan Programı

Tez Danışmanı: Öğr. Gör. Dr. Ersin SAYAR

OCAK 2015

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün **503101134** numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Esra KEŞAF**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “**ZORLANMIŞ SALINIMLI DİKEY AKIŞTA GÖZENEKLİ ORTAMIN ISI GEÇİŞİNE ETKİSİNİN DENEYSEL İNCELENMESİ**” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Öğr. Gör. Dr. Ersin SAYAR**
İstanbul Teknik Üniversitesi

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

Doç. Dr. Ş. Özgür ATAYILMAZ
Yıldız Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : **15 Aralık 2014**
Savunma Tarihi : **14 Ocak 2015**

Lucy, Garip ve diğçerlerine,

ÖNSÖZ

İçinden bir akışkanı geçirebilen gözenekli bir ortamda enerji geçişi ve akışkan akışı konusu bilim ve mühendisliğin çok değişik alanlarını ilgilendirmektedir. Günümüzde halen gözenekli ortamlarda hesaplanamayan ya da ölçülemeyen akış ve ortam özelliklerine yönelik çalışmalar yoğun olarak sürmektedir.

Gözenekli ortamın karakteristiklerine, uzayda bulunduğu konuma (dikey/yatay vb.), birlikte kullanıldığı malzemenin geometrik özelliklerine (plaka, silindir vb.) göre pek çok kullanım alanı oluşmuş ve incelemeler yapılmıştır. Gözenekli ortamlardaki çalışmalar esas olarak Fransa'da Henry Darcy tarafından 1856 yılında bir hastaneye temiz su getirme projesi kapsamında yapılmıştır. Gözenekli ortam içinde akış incelenirken salınımlı akışın gözenekli ortamda davranışı da merak konusu olmuştur. Akış karakteristikleri açısından periyodik akışlar salınımlı ve çalkantılı akışlar olmak üzere iki farklı alt gruba 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 makineler gibi. Gözenekli ortamda ise yakıt hücreleri, nükleer atık depolama sistemleri, nükleer yakıt tipleri, petrol çıkarma, jeotermal enerji sistemleri gibi pek çok pek çok mühendislik sistemleridir. Salınımlı akışın gözenekli ortam içinde davranışı ısı geçişi konusu son yıllarda üzerinde araştırma yapılan en önemli konulardan birisi olmuştur. Bu çalışmada, üzerinde henüz az sayıda araştırma bulunan düşey halkasal bir boruda sanki sürekli rejimde sıvı-buhar arayüzüne sahip salınımlı akışta ve ayrıca gözenekli ortam içinde ısı geçişi mekanizmasını kaynamalı rejimde deneysel ve teorik olarak incelemek amaçlanmıştır.

Tez çalışmalarım esnasında, çalışmalarımı yakından takip eden tez danışmanım İ.T.Ü. Makina Fakültesi öğretim elemanı sayın Öğr. Gör. Dr. Ersin SAYAR'a ne kadar teşekkür etsem de bu tezi yazmamda emeklerini anlatmaya kelimelerim yetersiz kalır. Deneysel çalışmalarında ihtiyaç duyduğum sistemlerin temin edilmesinde yardımlarını esirgemeyen, yaratıcı fikirleriyle bana çok yardımcı olan, her konuda desteğini gördüğüm, çözüm üretme yeteneğini ömür boyu unutmayacağım, geniş bilgi ve tecrübelerinden yararlandığım İ.T.Ü. Makina Fakültesi öğretim üyesi sayın Prof.Dr. Mustafa ÖZDEMİR'e ve deneysel düzeneğin hazırlanmasında ve temizlenmesinde yardımcı olan, ayrıca düzenekle ilgili soru ve sorunlarımda anında imdadıma yetişen kıymetli ağabeyim teknisyen sayın Selman BENLİ'ye çok teşekkür ederim. Ayrıca, tez çalışmalarım süresince her zaman yanımda olan, sıkıntılarımı paylaştığım ve yorumlarıyla yardımlarını aldığım anneme ve kardeşime çok teşekkür ederim.

Ocak 2015

Esra KEŞAF
(Nükleer Enerji Mühendisi)

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	vii
İÇİNDEKİLER.....	ix
KISALTMALAR.....	xi
TABLO LİSTESİ.....	xiii
ŞEKİL LİSTESİ.....	xv
SEMBOL LİSTESİ.....	xxi
ÖZET.....	xxv
SUMMARY.....	xxvii
1. GİRİŞ.....	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI, TEORİK ESASLAR.....	3
2.1 Salınlı Akışa Ait Genel Bilgiler.....	3
2.2 Fluidyne Isı Makinası.....	6
2.3 Salınlı Akışın Teorisi.....	8
2.3.1 Benzerlik parametreleri.....	9
2.3.2 Salınlı akış karakteristikleri.....	10
2.3.3 Sürtünme katsayısı.....	12
2.3.4 Salınlı akış hız profili.....	14
2.4 Salınlı Akışta Isı Geçişi.....	15
2.4.1 Salınlı akışta taşınım ile ısı geçişi.....	16
2.5 Kaynama.....	18
2.5.1 İki fazlı akışlar için genel gözlemler.....	18
2.5.2 Borularda taşınım ile kaynama.....	20
2.5.3 Bir boyutlu iki fazlı bir akışa ait temel modeller ve yürütücü denklemler.....	28
2.5.4 Isıtılmış yüzeyler üzerinde habbe oluşumu.....	31
2.5.5 Kopma anı habbe çapı ve habbe salınım frekansı.....	33
2.6 Gözenekli Ortam.....	35
2.6.1 Gözenekli ortamlara ilişkin genel bilgiler.....	35
2.6.2 Gözenekli ortamların kullanıma uygulamaları ve.....	36
Gözenekli ortamdan yararlanılarak geliştirilen cihazlar.....	36
2.6.3 Gözenekli ortam teorisine giriş.....	37
2.6.3.1 Benzerlik parametreleri.....	38
2.6.3.2 Gözenekli ortamda akış karakteristikleri.....	40
2.6.3.3 Gözenekli ortamda sürtünme katsayısı.....	46
2.6.3.4 Gözenekli ortamda hız profili.....	47
2.6.3.5 Gözenekli ortamda salınlı durumda hız profili.....	49
2.6.4 Gözenekli ortamda ısı geçişi.....	50
2.6.4.1 Gözenekli ortamda ısı iletimi ve difüzyon.....	53
2.6.4.2 Gözenekli ortamda ısı taşınımı.....	54
2.6.5 Gözenekli ortamlar konusunda literatür araştırması.....	55
2.6.5.1 Gözenekli ortamda iki fazlı akışlar için genel gözlemler.....	60

2.6.5.2 Gözenekli ortamda salınımlı akış.....	62
2.6.5.3 Gözenekli ortamda kaynama.....	64
2.6.5.4 Isıtılmış yüzeyler üzerinde habbe oluşumu.....	67
2.6.5.5 Kopma anı habbe çapı ve habbe salım frekansı.....	68
2.7 Sonuçlar.....	71
3. DENEYSEL ÇALIŞMA.....	73
3.1 Deney Tesisatı.....	73
3.3 Deneysel Ölçmeler.....	79
3.3.1 Sıvı kolonu konum-zaman değerlerinin bulunması.....	82
3.3.2 Isıtıcı yüzey sıcaklığının belirlenmesi.....	83
3.3.3 Problardan ölçülen sıcaklıklar.....	85
3.3.4 Cam dış yüzey sıcaklıkları.....	87
3.3.5 Buhar kaçağı-kontrol hacminin kütesinin azalması.....	87
3.4 Isı Geçişi Hesabı.....	87
3.4.1 Silindirik boruda iletim ile ısı kaybı.....	88
3.4.2 Soğutma suyu tarafından çekilen ısı.....	90
3.4.3 Su tarafına geçen net ısının belirlenmesi.....	90
3.5 Deney Sonuçlarının Değerlendirilmesinde İzlenen Hesap Yöntemi.....	93
4. SONUÇLAR.....	101
4.1 Değerlendirme.....	101
4.2 Gözlemler.....	103
4.3 Gelecekte Yapılabilecek Çalışmalar.....	104
KAYNAKLAR.....	107
EKLER.....	111
ÖZGEÇMİŞ.....	155

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)
TTH	: Temsili Temel Hacim

TABLO LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Tablo 2.1 : Periyodik akış için β_{cri} nin kritik değerleri [23]	12
Tablo 3.1 : Termoeleman Konumları ve Örnek Deney İçin Ortalama Sıcaklık Değerleri.....	80
Tablo 3.2 : Termoeleman uçlarının konumları.....	81
Tablo 3.3 : Kalibrasyon parametreleri	82
Tablo 3.4 : Çevreye Geçen Isıyı Hesaplamakta Kullanılan Termoelemanlar ve Konumları (115 W, 0.1 m, 20 d/d)	89
Tablo 3.5 : Termoeleman Konumlarına Göre Oluşturulan Bölgelerden Çevreye Isı Geçişi Hesabında Kullanılan Termoeleman Numaraları	89
Tablo E.1 : Yapılan deneyler ve değiştirilen temel parametreler.....	142
Tablo F.1 : Yapılan Deneysel Ölçmelere Ait Global Parametreler.....	143
Tablo H.1 : Nusselt Sayıları.....	147
Tablo H.2 : Nusselt Sayıları.....	149

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1	: Tipik bir Fluidyne Isı Makinası.....	8
Şekil 2.2	: Zhao ve Cheng [25] tarafından bulunan sonlu uzunluktaki boru boyunca hız profilleri.....	15
Şekil 2.3	: Düşey Boruda Düşük Isı Akısında Akış Kaynaması Rejimleri, Kaynama	20
Şekil 2.4	: Sabit Isı Akısı Sınır Koşulunda Kaynama Rejimleri [34]	22
Şekil 2.5	: Aşırı soğutulmuş Kaynama Rejimlerinin Akış Boyunca Değişimi [34] ..	23
Şekil 2.6	: Akış Kaynaması İçin Akış Haritası [34].....	25
Şekil 2.7	: Kısmi kaynama rejimi hesaplarında kullanılan referans noktalar [34]....	26
Şekil 2.8	: Gaz-sıvı İki Fazlı Akışlarında Momentum Transferinin İdealleştirilmiş Modeli [34].....	29
Şekil 2.9	: Habbe odağında, bekleme süresi ve takip eden büyüme-salım periyodu [34]	31
Şekil 2.10	: Sürtünme etkeni - Re sayısı. Ergun ve Blake-Kozeny ; $Re < 10$; Ergun ve Burke-Plummer denklemi ; $Re > 1000$	45
Şekil 2.11	: Gözenekli ortamda akışkan akışı için sürtünme faktörü.....	46
Şekil 2.12	: Atımsız durumda hız profili. $S = 0.2$, $B = 0.32$	48
Şekil 2.13	: Gözenekli ortamın kalınlığına bağlı basınç düşüşü.....	48
Şekil 2.14	: Gözenekli ortamın kalınlığına bağlı Nu sayıları	49
Şekil 2.15	: (a) Genlik (b) Çeşitli Da sayıları için atımlı durumda faz açısı ($A =$ 0.9 , $B = 0.32$, $S = 0.2$).....	50
Şekil 2.16	: Isı geçişinin artırılması : a) gözenekli kanal, b) gözenekli yapı.....	51
Şekil 2.17	: Duvar yüzey sıcaklığına gözenekli ortamın etkisi ve soğutucu kütle akısı	52
Şekil 2.18	: Gözenekli ortam içeren silindirik boru.....	53
Şekil 2.19	: Darcy deney düzeneği.....	56
Şekil 2.20	: Sabit sıcaklık ve basınçta, sabit ısı ve kütle akısına maruz dikey tek boyutlu sistem.....	61
Şekil 2.21	: Gözenekli ortamda kaynama.....	65
Şekil 2.22	: Heterojen çekirdeklenme	67
Şekil 2.23	: Yoğunlaşmayan gazların habbe aktiflik sıcaklığına etkisinin habbe çapına göre değişimi	68
Şekil 2.24	: Tek habbe oluşumu, Dikey yönde titreştirilen habbe	69
Şekil 2.25	: Habbe sütun reaktöründe salınımın habbe oluşumuna etkisi.....	69
Şekil 2.26	: (a) Beyaz kısım habbe, mavi kısım akışkan ve eflatun kısım ise katıdır...	70
Şekil 3.1	: Deney Tesisatının Şematik Görünümü	77
Şekil 3.2	: Deney tesisatı fotoğrafı.....	78
Şekil 3.3	: (a) Termoelemanların konumları (b) Hareketli sıvı kolonunun geometrisi	79
Şekil 3.4	: Isıtıcı Cidarında Sıcaklık Farkı Isıtıcıya Uygulanan Isı İlişkisi	82
Şekil 3.5	: Isıtıcı iç yapısı ve termoelemanların konumları.....	83
Şekil 3.6	: Isıtıcı iç yüzeyinde sıcaklığın konumla değişimi	84

Şekil 3.7 : Buhar Ortalama Sıcaklığının, Hızın ve Konumunun Zamanla Değişimleri.....	87
Şekil 3.8: Deneysel hesaplama için seçilen kontrol hacmi ve boyutları.....	94
Şekil A.1 : Isıtıcı İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Frekansa Tekabül Eden Re_ω ile Değişimi.....	112
Şekil A.2 : Isıtıcı İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Frekansa Tekabül Eden Re_ω ile Değişimi.....	113
Şekil A.3 : Isıtıcı İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Frekansa Tekabül Eden Re_ω ile Değişimi.....	113
Şekil A.4 : Isıtıcı İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Frekansa Tekabül Eden Re_ω ile Değişimi.....	113
Şekil A.5 : Isıtıcı İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Frekansa Tekabül Eden Re_ω ile Değişimi.....	114
Şekil A.6 : Isıtıcı İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Frekansa Tekabül Eden Re_ω ile Değişimi.....	114
Şekil A.7 : Isıtıcı İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Frekansa Tekabül Eden Re_ω ile Değişimi.....	115
Şekil A.8 : Isıtıcı İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Frekansa Tekabül Eden Re_ω ile Değişimi.....	115
Şekil A.9 : Isıtıcı İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Frekansa Tekabül Eden Re_ω ile Değişimi.....	116
Şekil A.10 : Isıtıcı İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Frekansa Tekabül Eden Re_ω ile Değişimi.....	116
Şekil A.11 : Isıtıcı İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Frekansa Tekabül Eden Re_ω ile Değişimi.....	117
Şekil A.12 : Isıtıcı İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Frekansa Tekabül Eden Re_ω ile Değişimi.....	117
Şekil A.13 : Isıtıcı Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Genlik A_o ile Değişimi (Q=115 W, $Re=1453$ Deney No:4,5,ek28).....	118
Şekil A.14 : Isıtıcı Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Genlik A_o ile Değişimi (Q=132,5 W, $Re=2107$ Deney No:21,18,ek23).....	118
Şekil A.15 : Isıtıcı Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Genlik A_o ile Değişimi (Q=150 W, $Re=2759$ Deney No:11,8,ek17).....	119
Şekil A.16 : Isıtıcı Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Genlik A_o ile Değişimi (Q=180 W, $Re=4011$ Deney No:32,ek11,ek14).....	119
Şekil A.17 : Isıtıcı Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Genlik A_o ile Değişimi (Q=180 W, $Re=5200$ Deney No:33,ek12,ek13).....	120
Şekil A.18 : Isıtıcı Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Isıtıcıya Verilen Isı ile Değişimi ($Re=1453$, $A_o=5.128$ $Z_o=1575$ mm Deney No:4,20,9,29)	120
Şekil A.19 : Isıtıcı Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Isıtıcıya Verilen Isı ile Değişimi ($Re=2107$, $A_o=5.128$, $Z_o=1575$ mm Deney No:3,21,10,30).....	121

Şekil A.20 : Isıtıcı Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Isıtıcıya Verilen Isı ile Değişimi ($Re=2759$, $A_o=7.692$, $Z_o=1600$ mm Deney No:ek3,ek4,8,28).....	121
Şekil A.21 : Isıtıcı Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Isıtıcıya Verilen Isı ile Değişimi ($Re=5200$, $A_o=7.692$, $Z_o=1625$ mm Deney No:ek8,ek6,ek10,ek12).....	122
Şekil A.22 : Isıtıcı Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Isıtıcıya Verilen Isı ile Değişimi ($Re=4011$, $A_o=10.256$, $Z_o=1625$ mm Deney No:ek25,ek21,ek18,ek14)	122
Şekil B.1 : Soğutucu Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Frekansa Tekabül Eden Re_ω ile Değişimi ($Q=115W$, $Z_o=1625$ mm, $A_o=5.128$ Deney No:4,3,2,1,ek1)	123
Şekil B.2 : Soğutucu Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Frekansa Tekabül Eden Re_ω ile Değişimi.....	123
Şekil B.3 : Soğutucu Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Frekansa Tekabül Eden Re_ω ile Değişimi.....	124
Şekil B.4 : Soğutucu Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Frekansa Tekabül Eden Re_ω ile Değişimi.....	124
Şekil B.5 : Soğutucu Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Frekansa Tekabül Eden Re_ω ile Değişimi.....	125
Şekil B.6 : Soğutucu Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Frekansa Tekabül Eden Re_ω ile Değişimi.....	125
Şekil B.7 : Soğutucu Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Genlik A_o ile Değişimi ($Q=115$ W, $Re=1453$, Deney No:4,5,ek28).....	126
Şekil B.8 : Soğutucu Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Genlik A_o ile Değişimi ($Q=115$ W, $Re=4011$, Deney No:1,ek7,ek25).....	126
Şekil B.9 : Soğutucu Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Genlik A_o ile Değişimi ($Q=132.5$ W, $Re=2107$, Deney No:21,18,ek23).....	127
Şekil B.10 : Soğutucu Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Genlik A_o ile Değişimi ($Q=150W$, $Re=1453$ Deney No:9,6,15)	127
Şekil B.11 : Soğutucu Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Genlik A_o ile Değişimi ($Q=150W$, $Re=2759$ Deney No:11,8,ek17).....	128
Şekil B.12 : Soğutucu Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Genlik A_o ile Değişimi ($Q=180W$, $Re=5200$ Deney No:33,ek12,ek13).....	128
Şekil B.13 : Soğutucu Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum-Isıtıcıya Verilen Isı ile Değişimi ($Re=2107$, $A_o=5.128$, $Z_o=1575$ mm Deney No:3,21,10,30)	129
Şekil B.14 : Soğutucu Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum-Isıtıcıya Verilen Isı ile Değişimi ($Re=5200$, $A_o=5.128$, $Z_o=1575$ mm Deney No:ek1,24,13,33)	129
Şekil B.15 : Soğutucu Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum-Isıtıcıya Verilen Isı ile Değişimi ($Re=1453$, $A_o=7.692$, $Z_o=1600$ mm Deney No: 5,17,6,26).....	130
Şekil B.16 : Soğutucu Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum-Isıtıcıya Verilen Isı ile Değişimi ($Re=2559$, $A_o=5.128$, $Z_o=1575$ mm Deney No:3,21,10,30)	108
Şekil B.17 : Soğutucu Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum-Isıtıcıya Verilen	

Isı ile Değişimi ($Re=3352$, $A_o=5.128$, $Z_o=1575\text{mm}$ Deney No: 2,22,11,31).....	109
Şekil B.18 : Soğutucu Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum-Isıtıcıya Verilen Isı ile Değişimi ($Re=2500$, $A_o=10.256$, $Z_o=1625\text{mm}$ Deney No: ek25, ek21,ek18,ek14).....	109
Şekil C.1 : Cam Dış Yüzey Sıcaklığının Konum ve Boyutsuz Frekansa Tekabül Eden Re_ω ile Değişimi	132
Şekil C.2 : Cam Dış Yüzey Sıcaklığının Konum ve Boyutsuz Frekansa Tekabül Eden Re_ω ile Değişimi	132
Şekil C.3 : Cam Dış Yüzey Sıcaklığının Konum ve Boyutsuz Genlik A_o ile Değişimi ($Q=132.5\text{ W}$, $Re=1671$, Deney No:19,17,20).....	133
Şekil C.4 : Cam Dış Yüzey Sıcaklığının Konum ve Boyutsuz Genlik A_o ile Değişimi ($Q=150\text{W}$, $Re=1671$, Deney No:14,6,9)	133
Şekil C.5 : Cam Dış Yüzey Sıcaklığının Konum ve Isıtıcıya Verilen Isı ile Değişimi	134
Şekil C.6 : Cam Dış Yüzey Sıcaklığının Konum ve Isıtıcıya Verilen Isı ile Değişimi	134
Şekil D.1 : Yalıtım Dış Yüzey Sıcaklığının Konum ve Boyutsuz Frekans Re_ω ile Değişimi.....	135
Şekil D.2 : Yalıtım Dış Yüzey Sıcaklığının Konum ve Boyutsuz Frekans Re_ω ile Değişimi.....	135
Şekil D.3 : Yalıtım Dış Yüzey Sıcaklığının Konum ve Boyutsuz Genlik A_o ile Değişimi.....	136
Şekil D.4 : Yalıtım Dış Yüzey Sıcaklığının Konum ve Boyutsuz Genlik A_o ile Değişimi.....	136
Şekil D.5 : Yalıtım dış yüzey sıcaklığının konum ve ısıtıcıya uygulanan güç ile değişimi	137
Şekil D.6 : Yalıtım dış yüzey sıcaklığının konum ve ısıtıcıya uygulanan güç ile değişimi	137
Şekil D.7 : Yalıtım dış yüzey sıcaklığının konum ve ısıtıcıya uygulanan güç ile değişimi	138
Şekil D.8 : Yalıtım dış yüzey sıcaklığının konum ve ısıtıcıya uygulanan güç ile değişimi	138
Şekil D.9 : Su probu ortalama sıcaklıklarının genlik ve ısı akısıyla değişimleri	139
Şekil D.10 : Buhar probu ortalama sıcaklıklarının genlik ve ısı akısıyla değişimleri	139
Şekil D.11 : Su probu ortalama sıcaklıklarının frekans ve genlik ile değişimleri.....	140
Şekil D.12 : Buhar probu ortalama sıcaklıklarının frekans ve genlik ile değişimleri	140
Şekil D.13 : Su probu ortalama sıcaklıklarının frekans ve ısı akısıyla değişimleri...	141
Şekil D.14 : Buhar probu ortalama sıcaklıklarının frekans ve ısı akısıyla değişimleri	141
Şekil G.1 : Yalıtım Dış Yüzeyinden Çevreye Geçen Isı	145
Şekil I.1 : Tüm deneylere ait deneysel ve korelasyon ile oluşturulmuş Nu sayıları	151
Şekil I.2 : Kaynama olmayan deneylere ait deneysel ve korelasyon ile oluşturulmuş Nu sayıları.....	151
Şekil I.3 : Kaynama olan deneylere ait deneysel ve korelasyon ile oluşturulmuş Nu sayıları	152

Şekil I.4 :	Kaynama olan ve $A_0 = 7.692$ oladeneylere ait deneysel ve korelasyon ile oluşturulmuş	152
Şekil I.5 :	Kaynama olan ve $A_0 = 5.128$ olan deneylere ait deneysel ve korelasyon ile oluşturulmuş	153

SEMBOL LİSTESİ

a, a	: Habbelerin ivmesi [m/s^2], Womersly sayısı parametresi, yarıçap [m]
a_{vd}	: Parçacık belirgin yüzeysel alanı
$A_{gç}$	: 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]
B	: Basınç düşüşünün atımsız kısmı
B_o	: Bond sayısı
c, c_p, c_v	: Özgül ısı [kJ/kgK]; kütleli oran
c_f, c_f	: Anlık, çevrim ortalama sürtünme katsayısı
d	: Karakteristik lineer gözenek boyutu
d_b	: Habbe çapı [m]
d_d	: Kopma anı habbe çapı [m]
$dh = hb-ha$	: Darcy Deney düzeneğinde A ve B noktaları arasındaki hidrolik yük kaybı(m)
dh/dL	: Hidrolik eğim (hydraulic gradient) () boyutsuz; yer altı suyu akım yönünde birim uzunluktaki hidrolik yük azalmasına hidrolik eğim denilmektedir.
dL	: Darcy Deney düzeneğinde A ve B noktaları arasındaki uzaklık [m]
D	: Hidrolik çap [m]
Da	: Darcy sayısı
D_d	: Cam boru dış çapı [m]
D_p	: Gözenek çapı
f	: Forschheimer sayısı
$f_{sürt}$	: Fanning sürtünme katsayısı
F	: Sürtünme kuvveti [N]
F^*	: Eşdeğer sürtünme etkeni
G	: Kütleli akı [kg/m^2s]
g	: Yerçekimi ivmesi [m/s^2]
h, h	: Entalpi [kJ/kg] ; Hidrolik yük (hydraulic head) [m] ; fazlar arası taşınım ile ısı geçişi katsayısı [W/m^3K]
h_{fg}	: Buharlaşma gizli ısı [kJ/kg]
h_{le}	: Kaynama rejiminde eşdeğer tek fazlı ısı geçiş katsayısı [W/m^2K]
$\bar{h}$	: Isı geçiş katsayısı [W/m^2K]
k_k	: Carman-Kozeny sabiti, geçirgenlik
k_0	: Gözenekli ortamı oluşturan kanalların sabit fonksiyonu
k	: Isı iletim katsayısı [W/mK]
k_B	: Boltzmann sabiti [$m^2 kg s^{-2} K^{-1}$]
K, K	: Darcy formülünde sabit bir oransallık katsayısı olan K, hidrolik iletkenlik (hydraulic conductivity) olarak tanımlanır. [m/s],

	Hacimsel basınç katsayısı
L	: Isıtıcı boyu [m]
L_T	: Sıvı kolonu toplam boyu [m]
L_x	: Gözenekli ortam içinde akışkanın alabildiği yol [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]
n_e	: Etkin porozite ya da gözeneklilik []
N	: Avogadro sayısı
$\overline{Nu}$	: Çevrimsel ortalama Nusselt sayısı
P_p	: Atmosferik hava basıncı [101325 Pa]
Pr	: Prandtl sayısı
Q	: Suyun debisi (discharge) [m ³ /s]
$\dot{Q}_k$	: Çevrim boyunca çevreye birim zamanda olan ısı kaybı [W]
Q_l	: Çevrim boyunca suya geçen toplam ısı [J]
q	: Özgül debi ya da Darcy hızı (zahiri hız) [m/s]
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]
q'''	: Birim hacimde üretilen ısı akısı [W/m ³]
R, R	: Boyutsuz koordinat, yarıçap [m, cm]
R^*	: Kritik yarıçap [m, cm]
R_1	: İç boru yarıçapı [m]
R_2	: Dış boru yarıçapı [m]
R_c	: Oyuk yarıçapı [m]
R_v	: Volan yarıçapı [m]
Re_ω, Re	: Kinetik Reynolds sayısı, Reynolds sayısı
Re_δ	: Stokes sınır tabakası cinsinden Reynolds sayısı
Re^*	: Genelleştirilmiş Reynolds sayısı
Re_1	: Değiştirilmiş Re sayısı
R_k	: Gözenekli ortamın suya etkin termal iletkenliğinin oranı
S	: Gözenekli ortam kalınlığı
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^*	: Gözenekli ortam sıcaklığı (düzensiz yapı)
T_a	: Ortam sıcaklığı [°C]
T_b	: Yerel ortalama karışım (bulk, yığın) 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 [$^{\circ}\text{C}$]
T_{10}, T_p	: Prob 1 sıcaklığı [$^{\circ}\text{C}$]
T_{20}	: Prob 2 sıcaklığı [$^{\circ}\text{C}$]
T_{ONB}	: Kabarcıklı kaynamanın başlangıç sıcaklığı [$^{\circ}\text{C}$]
T_{wx}	: Isıtıcı ortalama iç yüzey sıcaklığı [$^{\circ}\text{C}$]
T_{wo}	: Çevrim ortalama yüzey sıcaklığı [$^{\circ}\text{C}$]
$u, \mathbf{u}$	: Ortalama hız [m/s], iç enerji [J/kg]
U	: Boyutsuz hız
u_m	: Maksimum hız [m/s]
$\mathbf{v}_s$	: Arayüzeyin hızı [m/s]
v	: Gerçek hız [m/s]
$v, v_{L1}, \langle v \rangle$	: Ortalama sıvı hızı [m/s]
$\mathbf{v}_{bl}$	: Bağlı hız [m/s]
$\mathbf{v}^*$	: Makroskopik boyutta gözenekli ortamda akışkan hızı [m/s]
V	: Kontrol hacminin kapladığı hacim [m^3]
V_a	: Katı içindeki akışkan veya boşluk hacmi [m^3]
V_k	: Yalnızca katı iskeletin hacmi [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 eksen, doldurma yüksekliği [m]

Yunan Harfleri:

α	: Isı yayılım katsayısı [m^2/s], boşluk oranı
α_{et}	: Gözenekli ortamın etkin ısı yayılım katsayısı [m^2/s]
β_{cri}	: Boyutsuz laminlerden türbülansa geçiş kriteri
δ	: Momentum (Stokes) sınır tabaka kalınlığı [m]
ε	: Gözeneklilik
φ, φ_3	: Sürtünme katsayısının tayin edilmesinde kullanılan değişken
ϕ	: Konum, sıcaklık ölçmeleri arası faz açısı [$^{\circ}$], (gecikme)
γ	: Yüzey-akışkan özellikleri faktörü
γ_M	: Dolguların yerel yapısına göre değişen geometrik etken
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], Akışkana doymuş gözenekli ortamın ısı depolama sığası
τ	: Çevrim süresi [s], boyutsuz zaman (particle relaxation time)
ω	: Açısal frekans [rad/s]
Ω	: Akış doğrultusunun yatayla yaptığı açı [$^{\circ}$]
ξ	: Akış yatağı

Alt İndisler:

<i>b</i>	: Buhar, habbe
<i>c</i>	: Cam, oyuk
<i>ç</i>	: Çıkan
<i>d</i>	: Doyma
<i>eff</i>	: Etkin
<i>eq</i>	: Denge
<i>f</i>	: Doymuş sıvı
<i>fdb</i>	: Tek başına tam gelişmiş kaynamanın başladığı
<i>g</i>	: Giren, gaz
<i>i</i>	: Sıvı veya buhar
<i>l</i>	: Sıvı
<i>o</i>	: Ortalama
<i>p</i>	: Prob
<i>s</i>	: Gözenekli ortamda katı kısım
<i>spl</i>	: Tek fazlı taşınımın katkısı
<i>sub</i>	: Soğutulmuş kaynama
<i>sürt</i>	: Sürtünme
<i>toplamlam</i>	: Soğutulmuş kaynama ve tek fazlı taşınımın toplam etkisi
<i>v</i>	: Buhar
<i>w</i>	: Duvar

ZORLANMIŞ SALINIMLI DİKEY AKIŞTA GÖZENEKLİ ORTAMIN ISI GEÇİŞİNE ETKİSİNİN DENEYSEL İNCELENMESİ

ÖZET

Bu çalışmada, sürekli olduğu varsayılan düşey halkasal sıvı kolonunda, sinüzoidal salınımlı ve zorlanmış laminar akış için, tel örgü katmanlar ile gözenekli ortam oluşturarak kabarcıklı kaynama rejiminde ısı geçişi deneysel ve teorik olarak incelenmiştir. Daha önce Ünal AKDAĞ, Mustafa ÖZDEMİR ve Ersin SAYAR'ın yaptıkları deneysel ölçmeler ve değerlendirmeler sonucunda, sabit ısı akısına sahip bir yüzeyden, salınımlı akışta ısı geçişine etki eden parametrelerin frekans, genlik ve yüzey sıcaklığı olduğu görülmüştü. Deneylerden elde edilen değerler için bir hesap tarzı geliştirilmiş ve Nusselt sayıları bulunmuştu. Bulunan Nusselt sayıları için boyutsuz sayılara bağlı olarak bir korelasyon bağıntısı verilmişti.

Bu çalışmadaki fark ise temelde Ersin SAYAR'ın yapmış olduğu “Sinüzoidal Salınımlı Akış İçin Hareketli Dikey Sıvı Kolonundaki Kaynamaya Ait İnceleme”nin, tel örgü katman oluşturarak gözenekli ortam için irdelenmesidir. Çalışma sonucu elde edilen bağıntılar literatürde bulunan tek fazlı çalışmalarla karşılaştırılmıştır. Böylelikle gözenekli ortamın 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 ısı enerjisi 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. Gözenekli ortamın saydam ve akışkanla termal dengede olduğu kabul edilmiştir. Akışkan ve gözenekli ortamın viskozite, termal iletkenlik, özgül ısı ve geçirgenlik gibi özellikleri sabit alınmıştır. Gözenekli ortamın homojen ve izotropik olduğu kabul edilmiştir.

Bu yüksek lisans tez çalışmasında, literatürde yapılan çalışmalar doğrultusunda, akışkana doymuş gözenekli ortam ve bu ortama komşu akışkan tabakasından oluşan bileşik bir sistemde akış analitik olarak incelenmiştir. Tel örgü katmanlardan oluşan bir gözenekli ortam kabulü yapılmıştır.

Hem salınımlı akışın varlığı hem de gözenekli ortamın ısı geçişine etkisi incelenmiştir. Gözenekli ortamın ısı geçişini artırdığı gözlenmiştir. Ayrıca, arayüzeyde sinüzoidal bir hız ifadesi kullanılarak ve akışkan tabakada momentum denklemi yatay ve düşey eksen için yazılarak elde edilen denklemler analitik olarak çözülmüştür. Sonuçlar, gözeneklilik, akışkan tabakası kalınlığı ve Darcy sayısına bağlı olarak hız ve sıcaklık dağılımları şeklinde gösterilmiştir.

EXPERIMENTAL INVESTIGATIONS ON THE EFFECT OF POROUS MEDIA ON HEAT TRANSFER FROM VERTICAL FORCED OSCILLATED FLUID 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.

It was before observed by Unal AKDAG, Mustafa OZDEMIR and Ersin SAYAR. Their studies 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.

Heat transfer effect is very important in industrial usage with porous media such as space craft design, inuclear reactors, pollution of environment etc. Flow through porous media have numerous engineering problems, for example, in the study of underground water resources, the movement of oil and natural gas through oil reservoirs, purification of crude oil, pulp.

Heat and mass transfer in oscillating flow has been fundamental investigation field in recent years. Oscillation-induced heat transport processes maintain an effective heat enhancement comparable with heat pipes.

It has many important applications in the compact heat exchangers, cooling processes of nuclear plants, the design of Stirling heat machines and heat transport in the internal combustion machines.

The two dimensional Oscillatory flow in thin channels with a porous wall has numerous applications in various branches of Engineering and Technology such as filtration, boundary layer control and Lubrication approximation problems. It plays an important role in the study of problems which involve porous media, adhesion, biological flows and some manufacturing flows.

For flow in porous media, the Darcy equation has been applied. The Darcy equation is based on the principle of a linear relation between the velocity and the pressure gradient in the porous media. The linear factor is expressed as porosity and is representing the resistant to flow in a solid media. The flow process in porous media is governed by several physical phenomena such as viscous forces and also the forces coming from surface tensions between solid and fluid, but also surface tensions between different phases of the fluid. The flow process would in principle be best modeled by use of the momentum equation, but it takes more simulation effort to solve the momentum equation than use the Darcy equation. For this reason the Darcy equation is most commonly applied in simulations of fluid flow through porous media.

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.

Multiphase flow through porous media is important for a various applications such as CO₂ sequestration, and enhanced oil recovery. These often involve the displacement of a nonwetting invading fluid from a porous medium by a wetting fluid, a physical phenomenon known as imbibition. Modeling of multiphase flow, on the other hand is still an enormous technical challenge. To capture the best model of multiphase flow, true description of fluid interaction such as capillary pressure and relative permeability is inevitable.

A correlation equation was obtained for the Nusselt number depending on dimensionless numbers. The basic difference of this study from Ersin Sayar's observation of Investigation of Heat Transfer in Reciprocating Boiling Flow is that the analysis on heat transfer in a laminar oscillating vertical annular liquid column flowing in the bubbly flow regime was changed by using foam layers to produce a porous medium in the system.

The increment of heat transfer coefficient for the studied working regime was obtained comparing correlation with ones for single phase flows.

According to the experimental results, bubbles induce highly efficient heat transfer mechanisms. The effect of the porous media in transport mechanics are analysed with this study. Experimental setup and mathematical model related to reciprocating flow were examined with two different approximations.

Firstly 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.

The two-phase flowmodel considered here is based on the following assumptions:

1. Pore air and pore water are single-component fluids.
2. Mass transfers between the fluids, i.e. the dissolution of air in water and the evaporation of water, are neglected.
3. The flow is isothermal.
4. Both fluid phases are barotropic, i.e. each phase density depends only on the pressure in the respective phase.

5. The solid phase is homogeneous, materially incompressible and does not react with the pore fluids.
6. The solid skeleton is rigid.
7. The flow of each fluid can be described by the extended Darcy formula including the relative permeability coefficient. An analysis of the flow of a viscous, incompressible fluid through a highly porous medium is presented when the free stream velocity oscillates in time about a non-zero constant mean. The permeability of the medium is assumed to be periodic because of which the problem becomes three-dimensional.

The skin friction at the plate in the direction of the flow, rate of heat transfer in terms of Nusselt number, the velocity field and the temperature field are obtained in nondimensional forms .

Expressions for the transient velocity, transverse velocity component and skin friction have been obtained by series expansion method. During the course of discussion, it is found that in the porous medium the separation is prevented considerably despite larger frequency of the free stream oscillations.

It was assumed that porous media is in thermal equilibrium with fluid an liquid. Viscosity, thermal conductivity, heat capacity and permeability of the fluid and porous media is thought to be constant.

Stainless steel wire layers were used as porous media. It was assumed to be homogeneous and isotropic. Fluid flow of a compact system which was full of saturated porous media and fluid layer in contact with this medium was analysed by the literature.

There were made sixty experiments. Heat flux was changed four times, radial frequency was changed five times and amplitude was changed three times. According to experiment results some graphics were drawn.

These were the ones determining the relationship between Reynolds numbers and Nusselt numbers or Reynolds numbers and heat fluxes and temperatures of the system or heat fluxes and amplitude of oscillations and temperatures of the system etc.

Some correlations according to experimental results are gained. These correlations give an opinion about getting Nusselt numbers in such kind of a system under the conditions in the project.

In literature there are some investigations on porous media by using foam layers. Layers were generally inside paralel walls or cylinders. In this study, there are two coaxial cylinders and positioned as vertical and porous layer is just wounded by the inside heater cylinder. Water was used as liquid in the project.

System has both a heater and cooler pipe and adiabatic parts itself. To minimize the heat losses insulation with foam layers wounded by the outside cylinder was used. The effect of both oscillated flow and porous media on the heat transfer was observed. It is understood that porous media increases heat transfer.

Sinusoidal velocity expression was used at interface and momentum equation is written on horizontal and vertical faces with the equations that are analytically solved. Results were shown as Reynolds numbers and temperature diagrams related to Nusselt numbers.

1. GİRİŞ

Zamana bağılı ısı-kütle transferi ve kaynama olaylarıyla pratikte sıkça karşılaşılır. Geçici rejim veya zamana bağılı 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. 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'e geçmeden önce gözenekli ortam için tüm bilgiler detaylı olarak aktarılmıştır.

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

Bu çalışmaya esas oluşturan başlıca kaynaklar ve yararlanma şekli bu paragrafta özetlenmektedir. Daha önce Ünal AKDAĞ hareketli sıvı kolonundan ısı geçişini konusunu incelemiştir [1]. Mustafa ÖZDEMİR ve Ersin SAYAR'ın yaptıkları, hareketli sıvı kolonunda kaynamayı inceledikleri deneysel ölçmeler ve değerlendirmeler sonucunda; sabit ısı akısına sahip bir yüzeyden salınlımlı akışta ısı geçişine etki eden parametrelerin frekans, genlik ve yüzey sıcaklığı olduğu görülmüştü [2]. Deneylerden elde edilen değerler için bir hesap tarzı geliştirilmiş ve Nusselt sayıları bulunmuştu. Bu çalışmadaki fark temelde sinüzoidal salınlımlı akış için hareketli dikey sıvı kolonundaki kaynamaya ait incelemenin, tel örgü katman oluşturarak gözenekli ortam için genişletilmesidir.

2.1 Salınlımlı 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, mikroeletromekanik 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 taşınımından zorlanmış taşınımına 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 [3]. Kuzay, Collins ve Koons tarafından yapılan derleme makalesinde [4] kaynama hususunda yayımlanan birçok deneysel sonuç özetlenmiştir. 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 [5-7]. 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 ısı 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 [3].

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 [3]. 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 üflemleri motorları) 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 ısı 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 [8]. 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 kütleli yayılım hesapları yaygın olarak tek yönlü eşdeğer gelişmekte olan akış, tam gelişmiş laminar ve/veya türbülanslı akışın formülasyonlarıyla yapılır. Kaynak araştırması sonucu bu tarz bir yaklaşımın hatalar içereceği sonucuna varılmıştır. Nika ve diğerleri (vd.) [8] tarafından belirtildiği üzere sürekli rejim akış olayları başta olmak kaydıyla ısı transferi klasik formülasyonu hesaplarda uygulanamaz. Bu durum tüm fiziksel parametreler (basınçlar, yer değiştirmeleri, hızlar, sıcaklıklar vb.) ve enerji transferi arasında faz farkı bulunmasından kaynaklanır. Bu ayrıca duvar sıcaklık profili ve akışkanın salınımı arasındaki kısmi etkileşimin bir sonucudur [8]. Chou vd. [3] 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 vd. [8] salınımlı akışta çalışan bu tarz ısı değiştiricilerinin tasarımı için iki temel öneri sunmuştur; 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 ısı etkileşim sıfırlanır [9]. Bu durumdan sakınmak için Nika vd., “Isı değiştiricisinin duvarı boyunca sıcaklık gradyanı varsa geri kazanım etkisi nedeniyle verimde keskin düşüş gözlemlenebilir. 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 [8]. Ayrı bir araştırma alanı da kapiler (kılcallık) 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 [10] 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 [10]. Nika vd. [8, 9] duvar ve akışkan giriş sıcaklığının sıkıştırılmaz 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 sıkıştırılmaz 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 ısı 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 ısı parametresidir [8].

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 [11], Arslan [12] ile Arslantürk ve Özgüç [13] 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, yoğunlaşma bölgesinde ısının çekilmesiyle yoğunlaştırılmaktadır.

Sıcak ve soğuk kolonlardaki kütle giriş çıkışı ve buharın yatay boru boyunca ilerleyişi nedeniyle, buharlaşma ve yoğunlaşma bölgeleri arasında basınç farkı oluşmaktadır. Bu fark nedeniyle, sıvı kolonları daimi rejimde titreşim hareketi yapmaktadır.

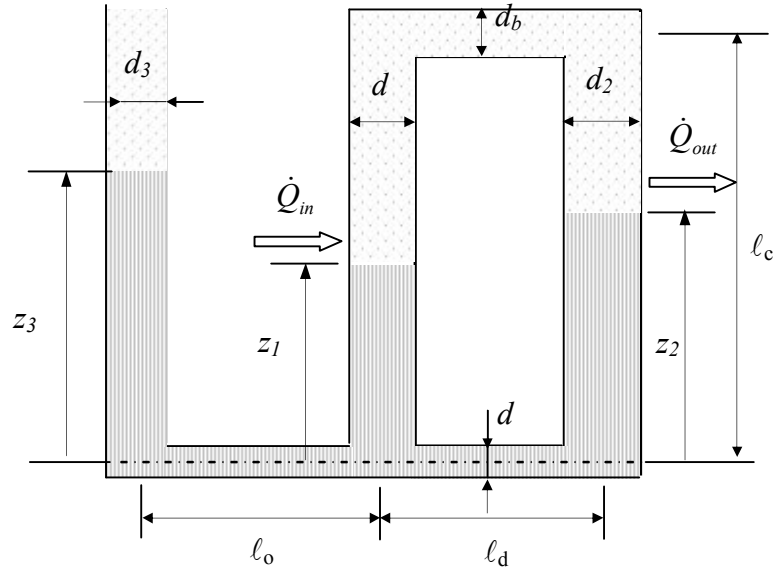
Çıkış kolonuna emme ve basma doğrultusunda konulacak birer çekvalf ile su pompalamak mümkündür. Tamamen atık ısı veya güneş enerjisini ısı kaynağı olarak kullanıp, buradan aldığı ısının bir kısmını mekanik enerjiye çevirmesi bu makinenin en önemli özelliğidir.

Özdemir ve Özgüç [14] 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 Salınlı Akışın Teorisi

Salınlı akışlar ile ilgili ilk bilimsel çalışmalar, düz boru ve kanallarda laminar akış bölgesinde yapılmıştır. İlk yapılan çalışmalarda laminar 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 anlaşılmasına başlanması ile birlikte salınlı akışta ısı geçişi üzerinde çalışmalar artmıştır.

Bir boru içerisinde periyodik basınç değişimiyle oluşturulan salınlı akış problemi pek çok araştırmacı tarafından analitik ve deneysel olarak incelenmiştir. Bunların arasında Richardson ve Tyler tarafından yapılan çalışmada salınlı bir boru akışında ilk defa hız dağılımı ölçülmüş ve “halkasal etki” (annular effect) nin varlığı keşfedilmiştir. Hızlı salınım yapan bir boru akışında maksimum aksel hızın borunun merkezinden ziyade cidarın yakınlarında olduğu görülmüştür ve buna da halkasal etki adı verilmiştir. Halkasal etkinin varlığı Womersley [15] ve Uchida [16] tarafından yapılan çalışmalarla hem sinüzoidal hem de sinüzoidal olmayan hareketlerde tam gelişmiş salınlı akış için doğrulanmıştır. Akhavan vd. [17] tarafından yapılan çalışmalarda Uchida [16] nın analitik sonuçları, bir boru

içerisindeki suyun salınımlı akışı için, deneysel hız profili ölçümleriyle de doğrulanmıştır.

Hino vd. [18] tarafından yapılan deneylerde, bir boru içerisindeki salınımlı akışta laminlerden türbülansa geçiş için, frekansa bağlı olarak Stokes Sınır Tabakası kalınlığı belirlenmiştir.

Gerrard ve Hughes [19] 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 [20] laminar 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 vd. [21] salınımlı akış giriş bölgesindeki akış için, hız profili üzerinde çalışmalar yapmışlar ve hız dağılımını analitik olarak elde etmişlerdir.

Kurzweg vd. tarafından yapılan deneysel çalışmalarda, salınımlı akışın bağlı olduğu boyutsuz parametreler göz önüne alınarak, laminlerden 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 $Re_\omega = \frac{\omega D^2}{\nu}$ kinetik Reynolds sayısıdır ve ν de akışkanın kinematik

viskozitesidir. $A_0 = \frac{x_m}{D}$ boyutsuz genlik, $Pr = \frac{\nu}{\alpha_l}$ Prandtl sayısıdır, α_l de

akışkanın ısı yayılım katsayısıdır. Ja , Jakob sayısı olup kaynama sırasında buhar tarafından kazanılan en büyük duyulur enerjinin buhar tarafından kazanılan gizli

enerjiye oranıdır $Ja = \frac{c_{pb}\Delta T}{h_{fg}}$.

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,

$$Wo = \lambda = a\sqrt{\frac{\omega}{\nu}} = \frac{1}{2}\sqrt{Re_\omega} \quad (2.1)$$

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 laminar 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 [22] 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 salınlı 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

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

bağıntısı önerilmiştir [23].

Salınlı 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

$$\beta_{cri} = \sqrt{2}(Re_\delta)_{cri} \quad (2.3)$$

olarak ifade edilebilir,

Burada, $Re_\delta = u_m \delta / \nu$ dir. Eşitliğin 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. [23].

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

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

şeklinde verilmiştir [24]. 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

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

şeklinde verilmektedir [24]. Aynı zamanda denklem (2.4)'ten salınım yapan plakanın cidarındaki sürtünme katsayısı da belirlenebilir.

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

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

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

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

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 salınlı tam gelişmiş bir boru akışında anlık ve çevrim ortalama sürtünme katsayılarının tam çözümleri Zhao ve Cheng tarafından

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

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

şeklinde ifade edilmiştir [25] . Hesaplamalarda kolaylık olsun diye bu ifadeler bazı sınırlar dahilinde araştırmacılar tarafından basitleştirilmiştir. Eşitlik (2.9) ve (2.10)'daki F_ω ve φ_3 değerleri, $Re_\omega \leq 400$ için (2.11)-(2.12) bağıntılarıyla hesaplanabilir.

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

$$\varphi_3 = 0.647 [1 - 1.015 \text{Exp}(-0.019 \text{Re}_{\omega})] \pm 1.9 \quad (2.12)$$

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

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

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) laminar salınımlı bir akışta yalnız $\text{Re}_{\omega} \leq 400$ değerleri için geçerlidir.

2.3.4 Salınımlı akış hız profili

Uchida [16] bir dairesel boru içerisinde (çapı $D = 2a$ olan) tam gelişmiş laminar salınımlı akışta aksenal hız profili için tam çözümü elde etmiştir. Zhao ve Cheng bu çözümü basitleştirerek hız profilini

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

ile vermişlerdir [22]. Burada A ve B sırasıyla aşağıda verilmiştir,

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

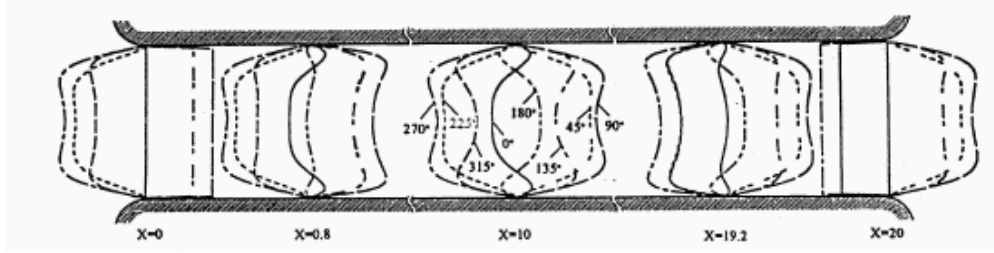
$$B = \frac{\text{ber}(\lambda) \text{ber}(2\lambda R) - \text{bei}(\lambda) \text{bei}(2\lambda R)}{\text{ber}^2(\lambda) + \text{bei}^2(\lambda)} \quad (2.16)$$

şeklinde tanımlanmış olup, $R=r/D$ boyutsuz çapsal koordinatı, λ Womersley sayısını göstermektedir. Ayrıca $I_0(\lambda\sqrt{i}) = \text{ber}(\lambda) + i\text{bei}(\lambda)$, olup bu ifadeler Bessel fonksiyonlarının özel kökleridir.[26].

Eşitlik (2.14)'ün boyutsuzlaştırılmasıyla tam gelişmiş laminar salınımlı akış için boyutsuz hız profili:

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

şeklinde verilmiştir [22]. Burada $\tau' = \omega t$ dır. Eşitlik (2.17) laminar 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.
($A_0=10$, $Re_\omega=100$, $L/D=20$).

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 yayınının salınımlı akışta davranışı incelenmiştir. Salınımlı akışta ısı geçişi ile ilgili ilk çalışmalar daha çok Kurzweg ve diğerleri [27] tarafından geliştirilen ve daha sonra rüya boru olarak adlandırılan sistem üzerinde ısı geçiş mekanizmasının anlaşılması üzerine yapılmıştır. Daha sonra, salınımlı akışta taşınım ile ısı geçişi üzerinde çeşitli çalışmalar yapılmıştır. Bu bölümde, salınımlı akışta taşınım ile ısı geçişi için yapılan çalışmalardan bahsedilmiştir.

2.4.1 Salınlımlı akışta taşınım ile ısı geişı

Laminer salınlımlı 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 geişı üzerinde yapılan araştırmalarda giderek bir artış olmuştur. Bu konu halen pek çok araştırmacı tarafından büyük bir ilgiyle incelenmektedir. Buradaki temel konu salınlımın 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 salınlımlı akışta sabit ısı akısı ve duvar sıcaklığı durumlarında bir boru içerisindeki akışın deneysel ve teorik olarak incelenmesidir.

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

$$\overline{Nu} = 0,024 A_0^{0,85} Re_\omega^{0,58} \quad (2.18)$$

korelasyonu önerilmiştir [22]. Eşıtlık (2.18) $8,5 \leq A_0 \leq 35$ ve $23 \leq Re_\omega \leq 400$ aralığı için geçerlidir. Burada $\overline{Nu}$, evrim boyunca ortalama Nusselt sayısını göstermektedir.

Zhao ve Cheng (Zhao, 1995) tarafından yapılan sayısal çalışmalarda sonlu uzunluktaki bir boruda laminer salınlımlı akışta ısı geişı için

$$\overline{Nu} = 0,00495 A_0^{0,9} Re_\omega^{0,656} \quad (2.19)$$

korelasyonu önerilmiştir [29]. Bu eşıtlikte verilen zaman ve konuma göre çevrim boyunca ortalama Nusselt sayısı $10 \leq A_0 \leq 35$ ve $10 \leq Re_\omega \leq 400$, $L/D=40$ aralığı için geçerlidir. Sonlu uzunluktaki bir akışta L/D nin etkisinin göz önüne alındığı

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

şeklinde bir korelasyon eşıtlığı yine bu araştırmacılar tarafından aşağıda verilmiştir. Burada $\overline{Nu}$, evrim boyunca ortalama Nusselt sayısını göstermektedir. Konumdan

bağımsız olarak sabit ısı akısıyla ısıtılan boru cidarındaki sıcaklığın, çevrim boyunca logaritmik olarak değiştiği görülmüştür. Eşitlik $8,5 \leq A_0 \leq 35$ ve $23 \leq Re_\omega \leq 46$ aralığı için hassas sonuçlar vermektedir, daha geniş Re_ω aralığında uygun sonuçlar verdiği de ($Re_\omega < 500$) araştırmacılar tarafından belirtilmiştir.

Thang ve Cheng [30] kapalı çevrimli bir test düzeneği üzerinde yaptıkları çalışmada silindirik bir kanalda salınımlı akış için sabit ısı akısında ısı geçişini incelemiştir. 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 vd. [28] tarafından yapılan benzer çalışmalarda ısı 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 laminar salınımlı akışta ısı geçişini 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 incelemiştir [25]. Cidardan sabit ısı akısıyla olan ısı geçişini için yaptıkları deneysel çalışma sonucunda elde ettikleri deneysel sonuçlar için

$$Nu = 0.318 Re_o^{0.5} Pr^{0.5} \quad (2.21)$$

korelasyonu sunmuşlardır [31] .

2.5 Kaynama

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

2.5.1 İki fazlı akışlar için 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 karmaşıktır.

Şekil 2.3'teki 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* aşamasında (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* aşamasını, 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 [32]. Buhar hızı yüksek olduğunda, sıvı filmi ara yüzeyi, ara yüzeyde çalkantılara neden olan Helmholtz 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

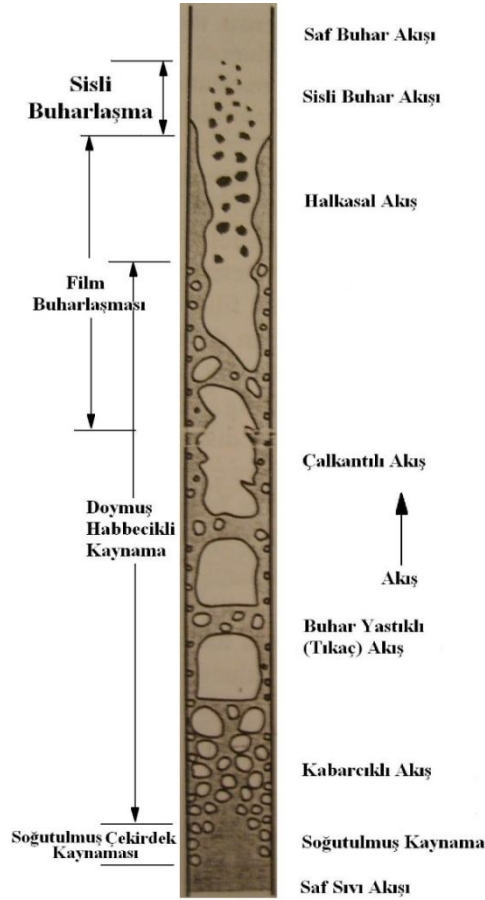
ise merkezdeki buhar akışının içinde çözünmüş vaziyette yoğun sıvı kümeli halkasal akış görülür. Bu akış rejimi halkasal akışın bir tipi olmasına rağmen literatürde *dar* ('wispy) *halkasal akış* olarak bilinir.

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 taşınım ile ısı geçişi sonucu kızdırılır. Yukarıda açıklanan iki-fazlı akış aşamalarının nicelendirilmesi için geliştirilen çok sayıdaki bağıntıların değerlendirilmesi kaynaklardan bulunabilir [33]. Kaynamanın yapısı, gerçekleştiği koşullara göre belirgin oranda değişir. Bu koşullar: Isı akışının düzeyi, sıvı-buharın termofiziksel özellikleri, 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. [34].

2.5.2 Borularda taşınımli kaynama

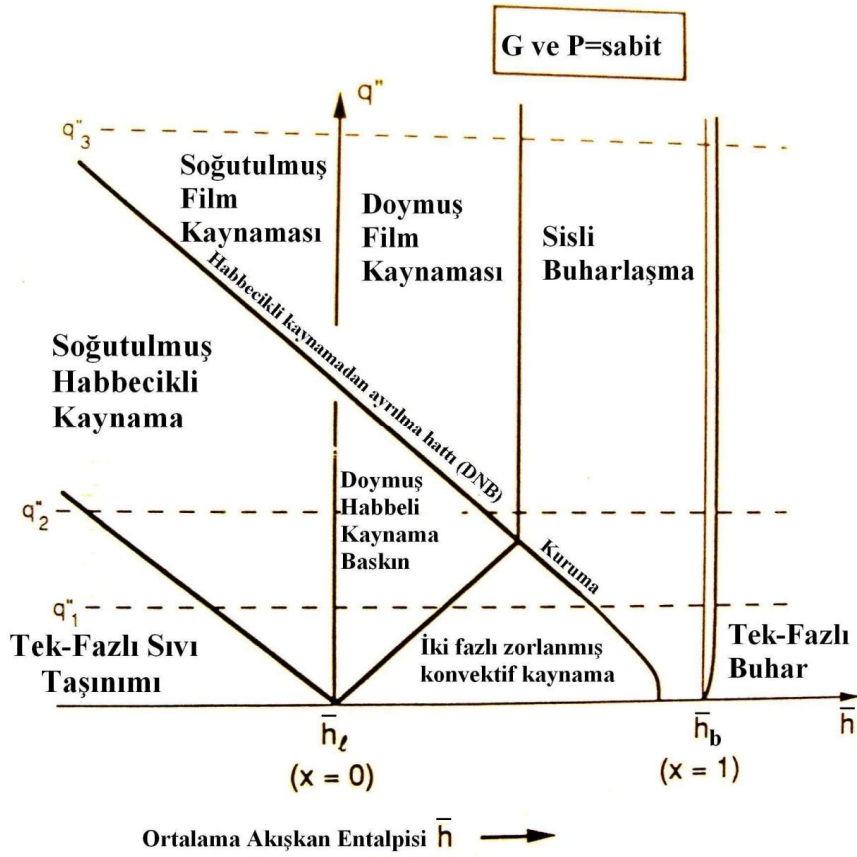
Havuz kaynamasından farklı olarak taşınımli kaynamada boru boyunca kaynama olayı ilerlediğinden, akışın buhar muhteviyatı artar. Verilen kütleli debi boru

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 [35]. Şekil 2.4'te görülen sabit ısı akısı için kaynama rejimleri haritasında x eksenini 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 taşınımli 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. Taşınımli 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.

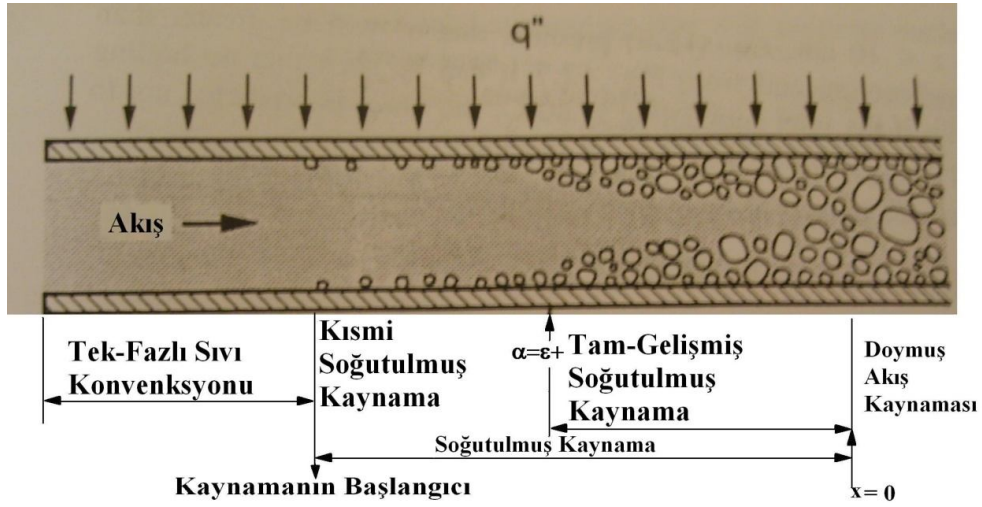


Şekil 2.4 : Sabit Isı Akısı Sınır Koşulunda Kaynama Rejimleri [34].

Düşük-orta kalitelerde, kabarcıklı kaynama ve kısmi soğutulmuş kaynama mekanizmalarının her ikisi de önemli olabilir. Duvar üzerindeki sıvı inceliğiyle, 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 çığırına doğru akmasıyla film kalınlığını indirme meylinde. 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, ışıınım 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 [34].

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 özellikleri, 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 karmaşık 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 [34].

Boru içerisindeki toplam kütleli debi sabit olduğundan, sistem haritası

$$\rho_b j_b + \rho_l j_l = G \quad (2.22)$$

ile

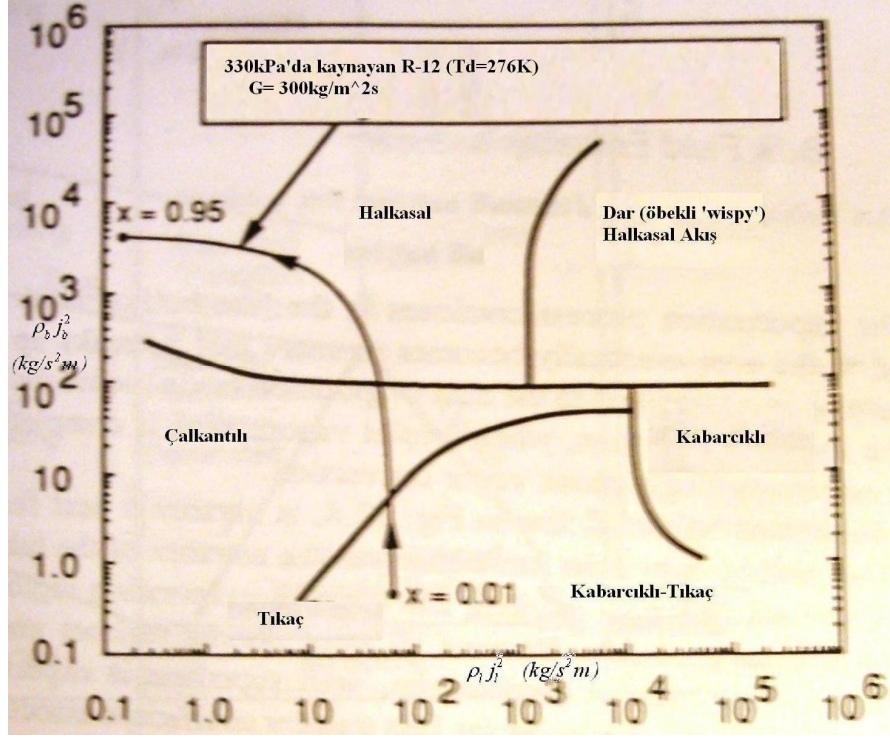
$$(\rho_b)^{0.5} (\rho_b j_b^2)^{0.5} + (\rho_l)^{0.5} (\rho_l j_l^2)^{0.5} = G \quad (2.23)$$

Şeklinde düzenlendiği gibi ifade edilir. Belirlenen kütleli 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 [34].

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

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



Şekil 2.6 : Akış Kaynaması İçin Akış Haritası. [34].

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

$$h = (h_{spl}^2 + h_{sub}^2)^{0.5} \quad (2.25)$$

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

Son araştırmalarda

$$q_{toplamlam}'' = q_{spl}'' + q_{sub}'' \quad (2.26)$$

olarak verilmektedir.

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

$$T_d \leq T_w \leq T_{w,fdb} \Rightarrow q_{spl}'' = h_{le}(T_d - T_l(z)) \quad (2.27)$$

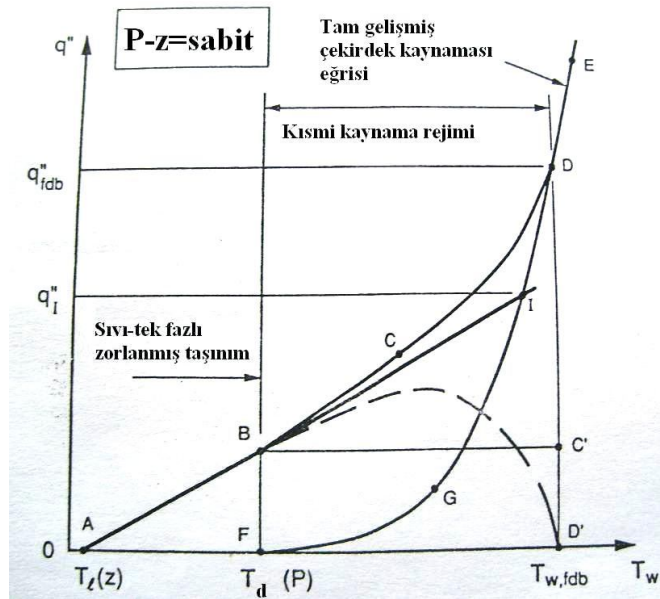
$$T_{w,fdb} \leq T_w \Rightarrow q_{spl}'' = 0 \quad (2.28)$$

ile ifade edilebilirler. Bu metodu kullanabilmek için D noktası özellikleri (Bkz. Şekil 2.7) tespit edilmelidir.

Tek başına tam gelişmiş kaynamanın (tam gelişmiş habbecik kaynaması) başladığı ısı akısı olan q_{fdb}''

$$q_{fdb}'' = 1,4q_I'' \quad (2.29)$$

bağıntısıyla verilmektedir.



Şekil 2.7 : Kısmi kaynama rejimi hesaplarında kullanılan referans noktalar. [34].

q_I'' tek fazlı taşıyım doğrusuyla tam gelişmiş habbecikli kaynama eğrisinin kesişimindeki ısı akısıdır.

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

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

korelasyonu geçerlidir. Burada tanımlanan γ ve m vasıtasıyla

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

ve q_l'' yardımıyla

$$T_{w, fdb} = \left(\frac{1,4q_l''}{\gamma}\right)^{\frac{1}{m}} + T_d \quad (2.32)$$

$T_{w, fdb}$ sıcaklığı Eşitlik (2.32)'den elde edilir. $T_{w, fdb}$, q_{fdb}'' nın bilinmesiyle q_{spl}'' 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 [36].

Rohsenow tarafından önerilen yaklaşımda ise tek fazlı taşınımın katkısı;

$$q_{spl}'' = h_{le} [T_w - T_l(z)] \quad (2.33)$$

şeklinde ortaya konduktan sonra deneysel toplam ısı transferinden tek fazlı taşınımı katkısı çıkartılarak kısmi soğutulmuş kaynamada ısı transferine habbecikli kaynamanın katkısı bulunur [37].

Geriye kalan habbecikli kaynamanın katkısı Rohsenow'un havuz kaynaması bağıntısıyla

$$q_{sub}'' = \mu_f h_{fb} \left[\frac{g(\rho_f - \rho_b)}{\sigma} \right]^{0,5} Pr_l^{-s/r} \left[\frac{c_{pf} [T_w - T_d(P_l)]}{C_{sf} h_{fb}} \right]^{1/r} \quad (2.34)$$

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 [38] yaklaşımına göre kısmi soğutulmuş kaynama rejiminde $q'' > q''_{ONB}$ olması halinde ısı transferinin tespiti için

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

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 alınır, q_D'' elde edilir. Bu q_D'' değerine karşı gelen kabarcıklı kaynamanın başlangıcı sıcaklığı (T_{ONB})

$$q_{onb}'' = 5,30 P^{1,156} [1,80(T_W - T_{d_{onb}})]^{2,41} / P^{0,0234} \quad (2.36)$$

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 iki fazlı bir akışa ait temel modeller ve yürütücü denklemler

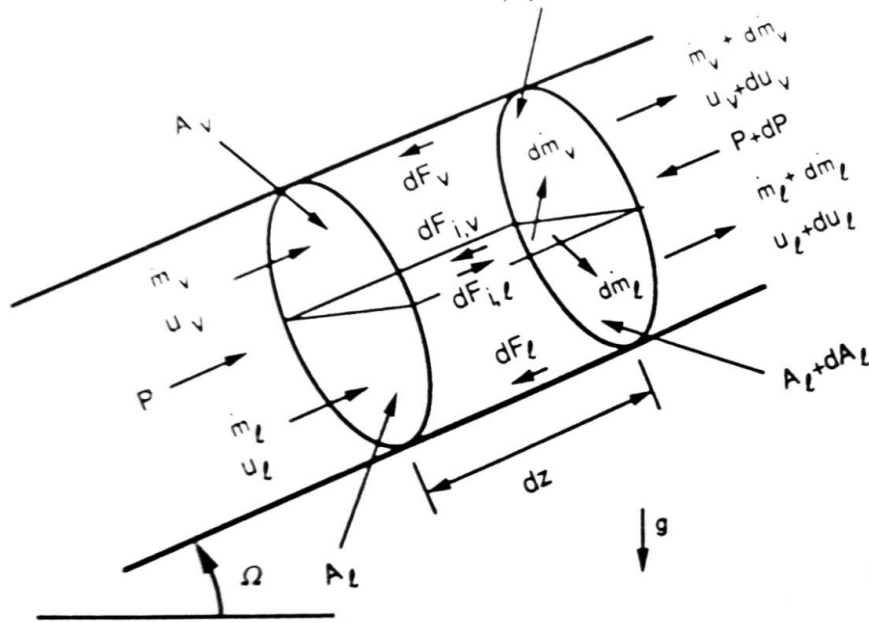
Tek fazlı akıştaki alışagelmış atalet, viskoz ve basınç kuvvetlerinin yanında, iki fazlı akışlar fazlar arası gerilme kuvvetleri, sıvının yüzeyi ıslatma karakteristiği ve akış içerisinde sıvı buhar fazları arasındaki momentum transferinden etkilenirler.

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 [34]. Ancak literatürde belirtilen doğruluğun sürekli akış için geçerli olduğu düşünülürse, kompleks akış geometrilerine adapte edilebilen ve geniş geçerliliği olan ayırık 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 [34].

Basınç Düşüşü

Üç boyutlu, zamana bağlı iki fazlı akış yürütücü denklemleriyle ilgili gelişmeler Ishii'nin [39] ve Boure'un [40] 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 [34].

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

$$U_b = \frac{Gx}{\rho_b \alpha} \quad (2.37)$$

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

şeklinde olur.

Bu durumda Şekil 2.8'deki diferansiyel kontrol hacmine süreklilik denkleminin uygulanmasıyla

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

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

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

momentum dengesi,

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

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. Kanalin kesit alanı da sabitse Denklem (2.41)

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

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

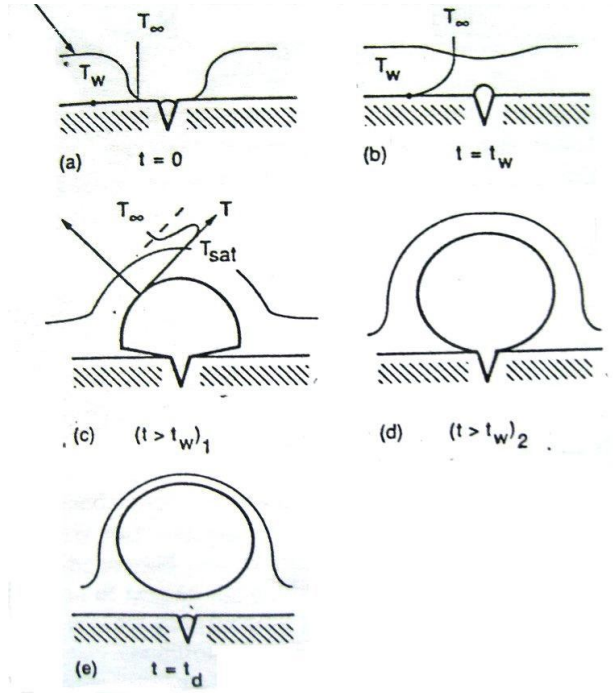
$$-\frac{dP}{dz} = \left[-\phi_{lo}^2 \left(\frac{2f_{lo} G^2 v_l}{D} \right) + \frac{G^2 v_{lb} dx}{dz} + \frac{g \sin \Omega}{v_l + v_{lb} x} \right] / [1 + G^2 x (dv_b / dP)] \quad (2.43)$$

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 ısı 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 periyodu. [34].

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 periyodu 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 periyodunun 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. Bağlı 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 fizikine 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 modellemişler. Bulunan sıcaklık dağılımından habbeye ısı geçişi ve habbe arayüzeyinde neden olduğu kaynama debisi hesaplanmıştır. Bu debi ve bekleme zamanı formülasyonundan yararlanarak habbe yarıçapının zamana bağlı değişimi elde edilmiştir.

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

- Yüzeye temas eden akışkan T_{∞} sıcaklığında değil $T_w > T_d(P_{\infty}) > T_{\infty w} > T_{\infty}$ olarak belirtilecek $T_{\infty w}$ sıcaklığındadır.
- Sıvıyla geçici rejimde gerçekleşen ısı geçişi periyodik 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 zamanının ve habbenin kopma anı çapına gelmesi için gereken sürenin toplamı olmalıdır. İfadesi

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

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 termodinamik özelliklerinden etkilenebilir.

Literatür araştırması sonucu kopma anı habbe çapının, Bond sayısını (Bo) içeren korelasyonlarla ifade edildiği tespit edilmiştir.

Kopma anı habbe çapı yaygın olarak kullanılan

$C=1,5 \times 10^{-4}$ su için ve

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

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

Cole-Rohsenow korelasyonları ile ifade edilir [41].

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

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

Jacop sayısını içeren ve ısı transferi kontrollü habbe büyümesinde geçerli olan

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

bağıntısını önermişlerdir. [42].

2.6 Gözenekli Ortam

Gözenekli malzemenin olduğu ortamda akışkan akışı ve ısı geçişine değinmeden önce gözenekli ortam hakkında bilgi verilmelidir. Gözenekli ortam, katı bir iskelet içinde, birbirleriyle bağlantılı boşlukların bulunduğu malzeme olarak tanımlanabilir. Örnek olarak, deniz kumu, kireçtaşı, odun, çavdar ekmeği, akciğer ve dokuları örnek verilebilir.

Gözenekli ortam, en az bir fazı katı olan, çok fazlı heterojen ortamdır. Bu konuda yapılan çalışmalarda içinde akışkan akışı ve ısı geçişinin modellendiği gözenekli ortam yapısal bozunmaya uğramayan, homojen ve izotropik olarak alınmıştır. [43].

2.6.1 Gözenekli ortamlara ilişkin genel bilgiler

Gözenekli ortamdan yararlanılarak elde edilen malzemeler günümüz teknolojisinde önemli rol oynamaktadırlar. İçinden bir akışkanın geçtiği gözenekli ortamlar ise bilim ve mühendisliğin ilgi alanına girmektedir. Bu ilginin sebebi endüstride kullanılabilecek pek çok cihazın geliştirilebilmesi olasılığından ileri gelmektedir. Genel anlamda gözenekli madde, içinde delikler bulunan katıdır. Ancak içi boş kabuklara gözenekli madde denilemez. Bu nedenle gözenekli madde tanımlamasının iyi yapılması gerekmektedir. Bir malzemeye gözenekli ortam denilebilmesi için aşağıdaki özelliklere sahip olmalıdır:

- a) Malzeme kendi boyutları ile karşılaştırıldığında içinde çok küçük ve birbiri ile irtibatlı boşluklar içerir. Bir katı matris içinde oluşan bu boşluklar, hava su vb. gibi akışkanlar veya farklı akışkanlardan oluşan karışımlar bulundurur.
- b) Akışkan katı malzemenin bir ucundan girip öbür ucundan çıkabilmelidir.

Doğal bir gözenekli ortam içinde bulunan boşlukların büyüklüğü ve şekli düzensizdir. Kum, kumtaşı, tahta, sünger, insan akciğeri, çavdar ekmeği, balık yumurtası doğal gözenekli ortamlara örneklerdir.

Gözeneklilik ve geçirgenlik, gözenekli yapıya ait özelliklerdendir. Aşağıda gözenekli ortam teorisi bölümünde bu bilgiler detaylı olarak ele alınmıştır.

2.6.2 Gözenekli ortamların kullanılma uygulamaları ve

Gözenekli ortamdan yararlanılarak geliştirilen cihazlar

Gözenekli ortamda doğal ve zorlanmış taşınım ile ısı geçişi kimya, biyokimya, makine ve çevre mühendisliklerinin ve diğer bilim dallarının yoğun olarak çalıştığı bir konudur. Bu konuda yapılan çalışmaların bazıları Nield ve Bejan, Ingham ve Pop ve Vafai tarafından yapılmıştır.

Gözenekli ortamların kullanım alanları: Gazlı ya da su esaslı katalitik ve aletli dolu yatak reaktörleri, filtreleme, kuruma, küçük yatak reaktörleri, dolu yatak kromatografisi, yanan ürünlerin havaya olan zararlarının azaltılması için katalitik dönüştürme işlemleri, yüzeylerde toplanma, çıkma, zarlardan kütle transferi, biyoreaktörlerde, toz tablet sentezlerinde, farmakolojik ürün biçimleri ve yakıt hücreleri... Tek fazlı ve iki fazlı soğutma, , jeotermal enerji toplanması, yüzeyde çalışmayla arttırılmış ısı transferi, yağlama, radyoaktif parçacıklardan akan soğutucuların kullanıldığı nükleer reaktörler, ikili karışımların erimesi/katılaşması, rutubet giderme, yayılan gözenekli yakıcılar, hepa filtre, sağlık gereçleri, osmoz sistemleri, doğal ısı depoları vb.

Gözenekli ortamda ısı iletkenliğinin belirlenmesi mühendisler arasında büyük ilgi görmüştür. Uzay çalışmalarında, uzay araçlarında, iki fazlı ısı kontrol sistemlerinde son yıllardaki araştırmalar birçok deneye dayalı ve teorik modellerin mevcut olduğunu göstermiştir. Gözenekli ortamlarda her ne kadar katı parçacıklar arasında radyasyon sıvı parçacıklar arasında taşınım önemli rol oynasa da, temel olarak parçanın sıcaklığına ve gözeneklere bağlı olarak iletim metodu ile oluşur. Pitchumani ve Yaou gözenekli ortamlarda ısı iletkenliği heterojen malzemelerde aynı sürekli rejim karakteristiğini gösteren, eşit homojen ortamın ısı iletkenliği olarak tanımlamışlardır. Nozed hacimsel ortalama yöntemine bağlı olup ortalama akıyı, ortalama sıcaklık gradyanları ve ısı iletkenlik cinsinden açıklamıştır. [44].

Gözenekli malzemeler çoğunlukla mühendislikte kullanılır. Termik izolasyonda, otomotiv katalitik dönüştürücülerde, kimyasal katalizörlerde, nükleer reaktör yakıt çubuklarında, ısı değiştiricilerde, arıtma kurutma proseslerinde kullanılırlar. Örneğin bir reaktördeki katalizörlerin soğutulması ve ısıtılmasının hesaplanması için bu malzemelerin etkin ısı iletkenlik bilgilerine ihtiyaç vardır. Yeraltı ısı kaynaklarının ısı dağılımı hesaplamaları toprağın ısı iletkenliğine bağlıdır. Dökümün katılaşma

süresi ve oranı kalıp kumlarının ısı geçirgenliğine bağlıdır. Bu yüzden bu tür malzemelerin etkin ısı iletkenliği üzerine yaygın teorik ve deneysel çalışmalar yapılmaktadır. [45].

2.6.3 Gözenekli ortam teorisine giriş

Gözenekli ortam teorisi 18. yy'da ortaya çıkmış ve gelişerek günümüze kadar gelmiştir. Öncelikle, gözenekli cisimler tanımlanmıştır. Bu cisimlerin mekanik davranışları üzerinde durulmuş ve bu teorinin önemli bir parçası olan hacimsel oran kavramı ortaya çıkmıştır. Ödüllü geometri uzmanı olan Leonhard Eulerand (Euler) ve daha sonra mühendis Reinhard Woltman bu konuda çok büyük ilerlemeler katedilmesini sağlamışlardır. İlk olarak hacimsel oran kavramını ortaya atan Woltman olmuştur. Woltman 1794'te hacimsel oranı şöyle tanımlamıştır:

Doymuş su ile dolu gözenekli cismin her bir bireysel bileşeninin hacimsel elemanlarının cismin kendi yığın hacim elemanına oranı.

Bu teoride bu kavram adeta bir çığır açmıştır. Örnek vermek gerekirse, doymuş gözenekli cismin yüzey elemanlarının bilinmesi sayesinde momentum dengesi bulunabilmektedir. Bu konuyla ilgili maden mühendisi A. Delesse (1848) kayda değer bir inceleme yapmıştır. Yüzey oranlarının hacimsel oranlara eşit olduğunu göstermiştir. Maden mühendisi olduğu için bir kaya parçası içinde yer alan minerallerin oranını bulması gerekmektedir. Daha sonra kayaları kırmadan içindeki minerallerin oranını bulmaya karar verdiğindeyse çığır açacak bir gözleme ulaşmış oldu. Çalışmaları sonucunda hacimsel oranların bulunmasının neredeyse imkansız olduğunu anladı. Konuyla ilgili büyük gayretler sarfeden araştırmacılar; Fillunger(1913, 1935), von Terzaghiand Rendulic(1934), von Terzaghi(1934a), Heinrichand Desoyer(1955, 1956), Darcy, Stefan. [46]

Fick (1855) ise difüzyon (yayılım) konusunda büyük çalışmalar yapmıştır. Öncelikle gözenekli ortamı tanımlayan araştırmacılar, yıllar içinde sürtünme, kılcallık, etkin gerilme gibi kavramları çözmek üzerinde yoğunlaşmışlardır.

1920 ve 1930'larda ise doymuş gözenekli katıların bozulabilme özellikleri üzerinde durulmaya başlanmıştır. Günümüzde ise konu ile ilgili endüstriyel çalışmalar yoğunlukta olup ayrıca bilimsel olarak derin incelemeler yapılmakta ve çok çeşitli deneysel koşullar altında gözenekli ortama etki eden faktörler incelenmektedir.

2.6.3.1 Benzerlik parametreleri

J.Sheridon ve A. Williams Gözenekli ortamda doğal taşınım sonucu ısı ve kütle geçişini deneysel metotla incelemişlerdir. Modelleri, Nu sayısına, Ra sayısına ve Darcy sayısına bağlı bir model ve ısı ve kütle transferindeki benzerlikten oluşturulan benzeşim modelidir. Yaptıkları deney sonucunda parametrik modelin akış ve akışın bağlantıları hakkında benzeşim modeline nazaran daha iyi fikir verdiğini görmüşlerdir. Buharlaşıma ve yoğunlaşmanın meydana geldiği nemli gözenekli ortamda ısı ve kütle geçişini A.Bouddor, J.L.Auriault, M.M. Hamdi Alauı deneysel metotla incelemişlerdir. Homojen sistemler için deneysel yöntemlerin aksine matematiksel modellemenin daha kesin sonuçlar getirdiğini gözlemlemişlerdir. Gıda ve hububat depoları için de önemli bir örnek teşkil eden gözenekli ortam deneyi soğutma prosesi için O.Laguerre, S.Ben Amara ve D.Flick yapmışlardır.

Gözeneklilik, ε , malzeme içindeki toplam boşluk hacminin malzemenin toplam hacmine oranı şeklinde tanımlanır ve gözeneklilik sıfır ile bir arasında bir değer alabilir. Gözenekliliğin tanımı aşağıdaki denklemle açıklanabilir.

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_a + V_k} \quad (2.49)$$

Gözenekli bir maddenin en önemli özelliği gözenekliliktir. Çünkü malzemenin bütün fiziksel özellikleri gözeneklilikten etkilenir.

Gözeneklilik, tuğla için 0.12 - 0.34, kömür için 0.17 - 0.49, kum için 0.37 - 0.5, toprak için 0.43 - 0.54, beton için 0.02 - 0.07 ve kireç taşı için 0.04 - 0.1 değerleri arasında değişmektedir (Nield ve Bejan, 2006). Gözeneklilik ölçümü, ışığın veya elektromanyetik gama ışınlarının malzeme içerinden geçerken zayıflamasının tespiti ile gerçekleştirilir (Kaviany, 1995). Özellikleri her yerde aynı olan bir gözenekli ortamda, gözeneklilik sabit olabilir fakat genelde yere bağlı olarak değişir.

Akış yatağı yapısı, ξ , fiziksel olarak bir sabite eşit değildir ve gözenekliliğe, boşluklar arasındaki küçük akış kanallarının şekline, tanecik çapına bağlı olarak değişir. Akış yatağı yapısının deneysel olarak tespiti çok zordur. Liu ve Masliyah (1999) bir çakıl yatak için akış yatağını gözenekliliğe bağlı olarak aşağıdaki gibi tanımlamışlardır:

$$\xi = \sqrt{\varepsilon} \quad (2.50)$$

Aşağıda bahsi geçen geçirgenlik, k_k , gözenekli ortamın akış iletkenliğinin veya malzeme içinden akışkanın geçme kolaylığının bir ölçüsüdür. Geçirgenlik akışkanın değil gözenekli malzemenin bir özelliğidir. Geçirgenlik ancak çok düzgün tane yapılı ve homojen gözenekli ortamlarda deneysel olarak ölçülmektedir, genellikle gözenekliliğe bağlı olarak tanımlanan bazı eşitlikler kullanılarak hesaplanmaktadır. Genellikle ortamlar özellikle doğa söz konusu ise, yani toprak ve kayalar inceleniyorsa değişken gözenekliliğe ve dolayısı ile değişken geçirgenliğe sahiptirler. Geçirgenliği etkileyen faktörlerden birkaçını, kil şişmesi, sıkışma, yapının mekanik değişimi ve çözülme olarak söyleyebiliriz. Birimi m^2 olup çakıl taşının $10^{-7} - 10^{-9}$, temiz kumun $10^{-9} - 10^{-12}$, tuğlanın $10^{-11} - 10^{-9}$, sigaranın $1.1 \cdot 10^{-5}$ ve betonun $10^{-9} - 10^{-7} m^2$ 'dir. (Niield ve Bejan, 2006). Geçirgenliğin çoğu zaman birimi Darcy olarak kullanılır ve $Da = 0.987 \times 10^{-12} m^2$ 'dir.

Gözenekli ortam özellikleri mikroskobik ve makroskobik olmak üzere iki seviyede tanımlanır. Mikroskobik tanımlama ortamın gözenek yapısının ve gözenek dağılımının incelenmesine dayanır. Bu incelemede gözenek boyutu dağılımı istatistiksel olarak tanımlanır. Gözenekli ortamın makroskobik özellikleri ise birçok gözenekten oluşan seçilmiş bir bölgenin ortalama davranışlarını göstermektedir. Yani makroskobik özellikler bir gözenekten daha büyük boyutlar için tanımlanırlar. Kural olarak ısı bilimlerinde bilinen denklemler taşımınla ısı ve kütle geçişi olaylarını tanımlar ve genelde bu tanımlama mikroskobik seviyededir. Gözenekli bir ortam içinde özellikle mikroskobik seviyede ısı ve akış problemlerinin çözümü ve tanımlanması çoğu zaman istenilen çözüme ulaşılmasını engeller. Bu durumda gözenekli ortam içinde taşınım denklemlerinin tanımlanması için farklı bir seviye yani makroskobik boyutta inceleme gereklidir. Bu sayede ölçülebilir, sürekli ve değişken nicelikler belirlenebilir ve ayrıca sınır değer problemleri gözenekli ortam içinde açıklanabilir ve çözülebilir hale gelir. Bu durumda, katı ve akışkan malzemelerden oluşan gözenekli ortam bir sürekli ortam olarak kabul edilerek bir Temsili Temel Hacim (TTH) tanımı yapılır. Temsili Temel Hacim tüm gözenekli ortamın özelliklerini temsil edecek boyutta seçilmelidir. TTH'in boyutu tüm sistemin boyutlarına göre çok küçük fakat gözenek boyutlarına göre büyük olmalıdır. Ancak bu durumda güvenli hacim ortalaması alınabilir ve tüm ortam içinde her bir TTH, sıcaklık, hız, yoğunluk ve basınç gibi tek bir özelliği içerebilir. Gözenekli ortam için bir sistem ve TTH gösterimi alan değişkenlerini temsil edebilir. Diferansiyel kütle,

momentum ve enerji korunum denklemlerinin, göz önüne alınan sürekli ortamda yazılabilmeleri sözü edilen alan değişkenlerinin ortalama değerlerinin tanımlanması ile mümkün olur. Ölçülebilir en küçük hacim TTH ise, gözenekli ortamın ölçülebilir özellikleri de TTH kavramına dayanan sürekli ortam özellikleri olur. Böylece sürekli ortam veya makroskobik korunum denklemleri mikroskobik korunum denklemlerinin alan veya hacim ortalamları alınarak bulunur (Baytaş, 2006).

Örneğin akışkan hızının, TTH'ler üzerinden hacim ortalaması aşağıdaki denklem ile açıklanabilir:

$$\langle v \rangle = \frac{1}{V} \int_v v^* dV \quad (2.51)$$

Ayrıca diğer bir ortalama tanımı olarak hızın o faz için ortalaması;

$\langle \tilde{v} \rangle$ olarak tanımlanırsa aşağıdaki denklem elde edilir:

$$\langle \tilde{v} \rangle = \frac{1}{V_f} \int_{V_f} v dV \quad (2.52)$$

Akışkanın TTH içindeki hacmi V_f olarak adlandırılmaktadır. Buna dayanarak aşağıdaki eşitlik elde edilir:

$$\varepsilon = \frac{\langle v \rangle}{\langle \tilde{v} \rangle} \quad (2.53)$$

Bu aşamadan sonra her bir terim için tüm ortalama değerler alınarak enerji ve kütle korunumu denklemleri elde edilir.

2.6.3.2 Gözenekli ortamda akış karakteristikleri

Gözenekli ortamda akış karakteristiklerini inceleyebilmek için öncelikle bazı ifade ve terimleri bilmek gerekmektedir. [47].

Gözenekli Ortam İçin Temel Bazı İfadeler Ve Denklemler:

Darcy Kanunu :

$$u = -\frac{k_k}{\mu} \nabla p \quad (2.54)$$

Yerçekimi göz önüne alındığında;

$$u = -\frac{k_k}{\mu} \nabla(p + \rho g z) \quad (2.55)$$

Kararlı veya kararsız durumda sıkıştırılamaz ortam için:

$$\nabla^2 p = 0; \nabla \cdot u = 0 \quad (2.56)$$

Sıkıştırılabilir ortam için;

$$\frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial t} + \nabla \cdot \rho u = 0 \quad (2.57)$$

Sıkıştırılabilir akışkan için;

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot \rho u = 0 \quad \rho = \rho(p) \quad \text{lineer} \quad (2.58)$$

$$\frac{\partial p}{\partial t} = \alpha \nabla_p^2 \quad ; \quad \nabla^2 p^2 = 0 \quad (\text{kararlı}) \quad (2.59)$$

Genişletilmiş Darcy Yasası:

$$u = -\frac{[k_k]}{\mu} \cdot \nabla p \quad (2.60)$$

$$\nabla \cdot [k_k] \nabla p = 0 \quad (2.61)$$

Not: Düşük Re sayılarında Darcy yasası Stoke Denklemlerinden elde edilebilmektedir. [48]

Brinkman;

$$0 = -\nabla p + \frac{\mu}{k_k} u + \frac{\mu'}{\varepsilon} \nabla^2 u$$

$$(\text{düşük Re sayılarında } \mu' = \mu) \quad (2.62)$$

Momentum Denklemi:

$$\frac{\rho}{\varepsilon} \frac{du}{dt} = \frac{\rho}{\varepsilon} \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \cdot \nabla u \right) = -\nabla p + \frac{\mu}{k_k} u + \frac{\mu'}{\varepsilon} \nabla^2 u \quad (2.63)$$

Tüm Re sayılarında geçerli gövde kuvveti alanı:

$$\frac{\mu}{k_k} u \rightarrow \frac{\mu}{k_k} u + fu|u| \quad (2.64)$$

(akışmaz+şekil direnci)

Forschheimer sabiti

$$f = \frac{1.8}{(180\varepsilon^5)^{0.5}} \rho \varepsilon \frac{1}{\sqrt{k_k}} \quad (2.65)$$

Brinkman-Forschheimer Düzeltilmiş Momentum Denklemi:

$$\frac{\rho}{\varepsilon} \frac{du}{dt} = \frac{\rho}{\varepsilon} \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \cdot \nabla u \right) = -\nabla p + \frac{\mu}{k_k} u + fu|u| + \frac{\mu'}{\varepsilon} \nabla^2 u \quad (2.66)$$

Gözenekli Ortamda Darcy Kanununa Uymayan Akış:

Kütle korunum için : $\nabla \cdot u = 0$

Momentum:

$$\frac{\rho}{\varepsilon} \frac{du}{dt} = \frac{\rho}{\varepsilon} \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \cdot \nabla u \right) = -\nabla p + \frac{\mu}{k_k} u + fu|u| + \frac{\mu'}{\varepsilon} \nabla^2 u \quad (2.67)$$

Enerji Denklemi:

Termal Denge için:

$$(\rho C)_f \left(\frac{\partial T}{\partial t} + u \cdot \nabla T \right) = \nabla \cdot (k_{eff}) \nabla T \quad (2.68)$$

$$k_{eff} = k_k(\text{ortam}) + \text{sabit} \times u D_p \times (\rho C)_{ortam} \quad (\text{Yayılma}) \quad (2.69)$$

Termal Kararsızlık Durumu:

Akışkan:

$$\varepsilon \left(\frac{\partial T_f}{\partial t} + \frac{u}{\varepsilon} \cdot \nabla T_f \right) = \frac{1}{Pe} \nabla \cdot \left(\frac{k_{eff}}{k_k} \right) \nabla T_f - \frac{Nu}{Pe} A_f (T_f - T_s) \quad (2.70)$$

Katı:

$$(1 - \varepsilon) \frac{\partial T_s}{\partial t} = \frac{\beta / \lambda}{Pe} \nabla \cdot \left(\frac{k_{eff}}{k_k} \right) \nabla T_s + \frac{Nu}{Pe} A_f \beta (T_f - T_s) \quad (2.71)$$

(T_f, T_s : Akışkan ve katıya ait sıcaklık değerleri)

Bir tarafını gözenekli ortam ve diğer tarafını akışkanın oluşturduğu bileşik sistemler günümüzde halen yoğun olarak incelenmektedir. Pek çok araştırmacı, gözenekli ortamda akış karakteristiklerini bulabilmek için borular ve kanallarda incelemeler yapmışlardır. Akış karakteristiklerinin en belirleyici unsuru ise Re sayısı olmuştur. Genellikle laminar akış için Re sayısının 2100 değerini geçmemesi gerekir. Oysa gözenekli ortamda kesin bir tanımlama yapılamamaktadır. [49].

Ayrıca gözeneklilik ve geçirgenlik terimleri de akış ile ilgili önemli unsurlardır. Gözeneklilik boşluk yüzey hacminin tüm hacme oranı olarak tanımlanabilir.[50].

Geçirgenlik ise gözenekli ortamın akışkanı geçirebilme kapasitesiyle ilgili bir durumdur.

Laminer Akış için: Bird, (1960), geçirgenlik için aşağıdaki tanımı uygun bulmuştur:

$$k_k = k_0 (1 / T^*)^2 \quad (2.72)$$

$k_0 = 2$, (halkasal kanallar için) değeri 2 ile 2.5 arasındadır diğer geometrilerde. (Happel and Brenner, 1983; Liu ve diğerleri, 1994).

Deneysel sonuçlara göre $1/T^* \approx 2.5$, Carman-Kozeny denklemi:

$$k_k = \frac{\varepsilon^3}{180(1 - \varepsilon)^2} D_p^2 \quad ; \text{ gözenek çapı ile değişimler} \quad (2.73)$$

Carman (1937) ($k_k = 5$)

Evrensel sabit olup gözenekli ortamdan bağımsızdır. Fakat deneyler bu değer için gözeneklilik ve parça şekillerine bağlı olduğunu ortaya koymuştur. (Coulson, 1948; Wyllie and Gregory, 1955).

Dolgulu yatak kürecikler için, $k_k \approx 5$, gözeneklilik ise ~ 0.4 (Fand ve diğerleri, 1987).

Blake-Kozeny denklemi (sürtünme faktörü ile ilintili)

$$f_{sürt} = \frac{180 (1 - \varepsilon)^2}{Re \varepsilon^3} \quad (2.74)$$

Literatürde: Rumpf ve Gupte, 1971; Agarwal ve O'Neill, 1988; Ziolkoskwa ve Ziokolwski, 1988; Dullien, 1992; Liu ve Masliyah (1996) konuyu inceleyenler arasındadır.

Laminer akışta elde edilen eşitlik;

$$-\frac{\Delta p}{L} = \frac{36k_1\mu(1-\varepsilon)^2}{D_p^2\varepsilon^{11/3}}v \quad (2.75)$$

k_1 = Carman-Kozeny sabiti gibi bir sabit

Çalkantılı Akış

Basınç düşüşü ve sürtünme faktörü ile ilintili olarak;

$$\frac{\Delta p}{L_x} = \frac{1}{d_h} \frac{1}{2} \rho \left(\frac{v}{\varepsilon} \right)^2 4f_{sürt} \quad (2.76)$$

$6f_{sürt} \approx 3.5$, buna göre;

$$\frac{\Delta p}{L_x} = 1.75 \frac{1}{D_p} \rho v^2 \frac{(1-\varepsilon)}{\varepsilon^3} \quad (2.77)$$

Burke-Plummer Denklemini

$$f_{sürt} = 0.875 \frac{1-\varepsilon}{\varepsilon^3} \quad (2.78)$$

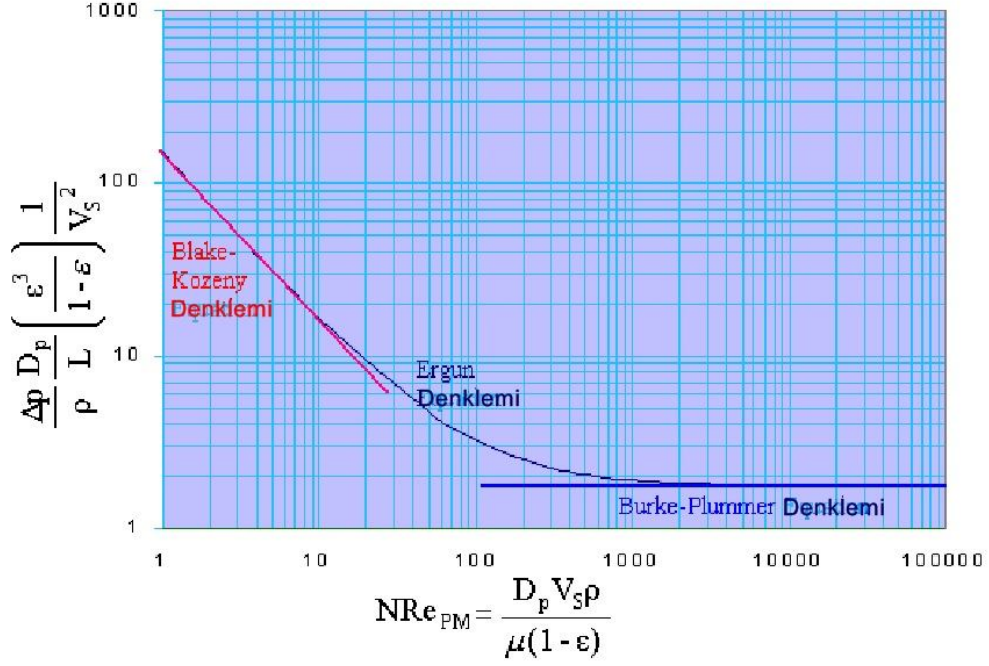
Türbülanslı akış için gerekli denklemler laminar akıştan benzerlikle türetilmiş olup sürtünme katsayısının bir boru içinde sabit olduğu düşünülmüştür.

Ergun Denklemini ve Kapsamı

Blake-Kozeny ve Burk-Plummer denklemleri akışın sadece sınırlı rejimlerinde geçerlidir. Bu şu demektir ki: ya sürtünme ya da atalet kuvvetleri baskındır. Ara rejimler için Ergun (1952) iki sınırlı ifadenin toplam değerlerinin gözenekli ortam boyunca akışın toplam basıncı olduğunu belirtmiştir.

$$\frac{\Delta P}{L_x} = A \frac{\mu}{D_p^2} \frac{(1-\varepsilon)^2}{\varepsilon^3} v + B \frac{\rho}{D_p} \frac{1-\varepsilon}{\varepsilon^3} v^2 \quad (2.79)$$

Ergun (1952) deneylerde $A = 150$ ve $B=1.75$ bulmuştur. MacDonald (1979) ise bu sabitleri $A=180$ ve $B= 1.80$ (pürüzsüz parçalar için) veya $B=4.00$ (pürüzlü parçalar için) olarak bulmuştur. Düzensiz gözeneklere sahip ortamlarda bu katsayılar değişkenlik göstermektedir (Comiti and Renaud, 1989).



Şekil 2.10 : Sürtünme etkeni - Re sayısı. Ergun ve Blake-Kozeny;
 $Re < 10$; Ergun ve Burke-Plummer denklemi;
 $Re > 1000$.

Kim (1985) ve Kececioğlu ve Jiang (1994), MacDonald (1979)'ın deneysel verilerini esas alarak çalışmışlar; Rumpf ve Gupta (1971) ve Comiti ve Renaud (1989) ise Ergun (1952) nin A ve B sabitleri için daha uygun sayılar oluşturmuşlardır.

$$F^* = \frac{\Delta P D_p \epsilon^3}{L_x \rho v^2 (1-\epsilon)} \quad ; \quad Re^* = \frac{\rho v D_p}{\mu(1-\epsilon)} \quad (2.80)$$

MacDonald Denklemi

$$F^* = \frac{A}{Re^*} + B \quad (2.81)$$

Sırasıyla, (Ahmed ve Sunada, 1969; Ziółkoska ve Ziółkowski, 1988; Venkataraman ve Rao, 1998; Trussel ve Chang, 1999), Liu (1994), Liu ve Masliyah (1996, 1999) çalkantılı akışta Re sayısı ve sürtünme etkenini göze alarak incelemeler yapmışlardır. [51].

Comiti ve Renaud (1989) MacDonald denklemini, gözeneklerin çarpıklığına (akış yatağı) bağlı olarak geliştirmeye çalışmışlardır.

(Mauret ve Renaud, 1997) ise aşağıdaki denklemi elde etmişlerdir:

$$\frac{\Delta P}{L_x} = 2\gamma_M \mu a_{vd}^2 \left(\frac{1}{T^{*2}} \right) \left(\frac{(1-\varepsilon)^2}{\varepsilon^3} \right) v + \frac{f}{2} \rho \frac{1}{T^{*3}} a_{vd} \frac{1-\varepsilon}{\varepsilon^3} v^2 \quad (2.82)$$

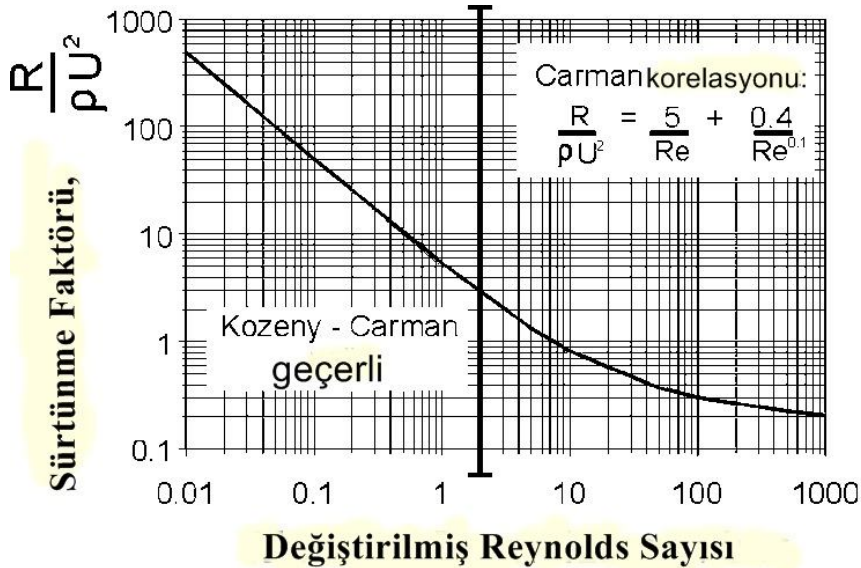
$$f/2=0.0968$$

T^* ve a_{vd} deneysel olarak bulunmaktadır.

2.6.3.3 Gözenekli ortamda sürtünme katsayısı

Borular ve kanallar içindeki akışta, sürtünme faktörü için gerekli korelasyonlar Carman tarafından belirlenmiştir.

Şekilde gözenekli ortam için sürtünme faktörü görülmektedir. Katıların yüzeyindeki kesme gerilmesi ve basınç düşüşü ile ilintilidir.



Şekil 2.11 : Gözenekli ortamda akışkan akışı için sürtünme faktörü.

Sürtünme faktörü $R/\rho U^2$

ile gösterilmektedir. R kesme gerilmesi olup, parçacık yüzeyinde birim alana etki eden sürüklenme kuvvetinin bir ölçüsüdür.

$$\text{Parçacıkların yüzey alanı} = S_v(1-\varepsilon)LA$$

$$\text{Sürüklenme kuvveti} = R \cdot \text{Parçacık yüzey alanı}$$

$$\text{Akışkanda basınç düşüşü} = \Delta P$$

$$\text{Akışkanın uyguladığı kuvvet} = \Delta P A \varepsilon$$

Gözenekli ortamlarda değiştirilmiş Re sayısı kullanılmaktadır. Akışkan hızı u ve karakteristik lineer boyut ise d ile gösterilmektedir. [52].

$$d = \frac{AL\varepsilon}{AL(1-\varepsilon)S_v} \quad (2.83)$$

Burada ε ile gösterilen terim gözenekli ortam içindeki boşlukları ifade etmektedir. Buna göre değiştirilmiş Re sayısı Re_1 ile gösterilirse;

$$Re_1 = \frac{\varepsilon}{(1-\varepsilon)S_v} \frac{U_0}{\varepsilon} \frac{\rho}{\mu} = \frac{\rho U_0}{(1-\varepsilon)S_v \mu} \quad (2.84)$$

2.6.3.4 Gözenekli ortamda hız profili

Aşağıdaki şekil hız profillerini yeterli şekilde oluşturacak düzgün ısı akısına maruz bırakılmış bir gözenekli ortam için çizilmiştir.

Xu vd. termal kararsızlık için akış yatağı kavramı olmaksızın gerekli denklemleri oluşturmuşlardır. Brinkman genişletilmiş Darcy hız profilini kullanmışlardır. Fakat sonuçları asla termal denge için geçerli olmamıştır. [53].

Dukhan vd., Darcy hızının duvara çok yakın küçük bir bölgede aksi yönde mümkün olduğunu göstermişlerdir. Xu vd.nin yaptığı çalışmalar tıkaç akışına bağlı olarak gösterilmiştir.

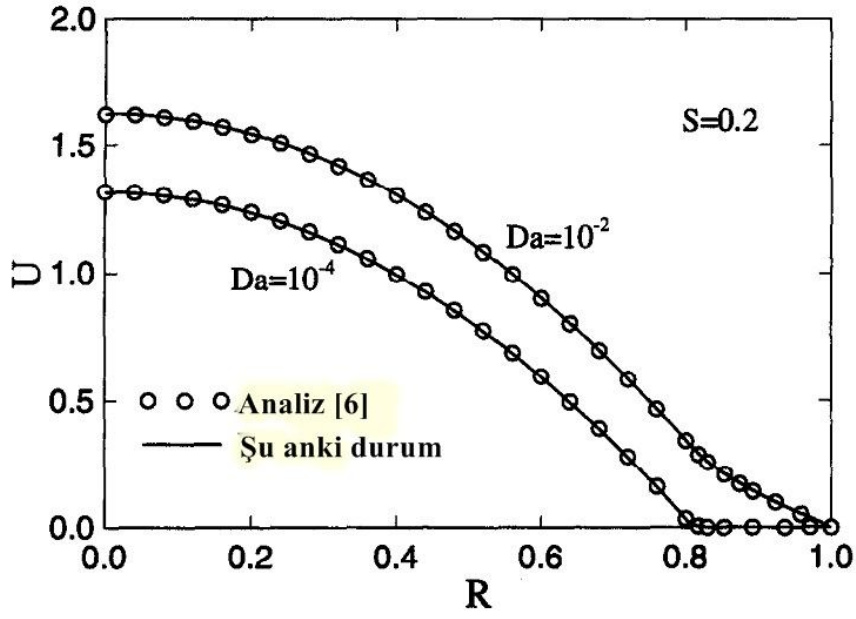
Darcy yasasına göre, duvar yüzeyindeki bir gözenekli tabakadan tıkaç akışı olduğu düşünülerek aşağıdaki denklemi elde etmişlerdir:

$$u = -\frac{k_k}{\mu} \frac{dp}{dx} \equiv u_i = \text{sabit} \quad (2.85)$$

Brinkman-Forchheimer-kapsamlı Darcy modeli için gözenekli ortamda bir inceleme yapmışlardır. Bunun için boru akışını kullanmışlardır.

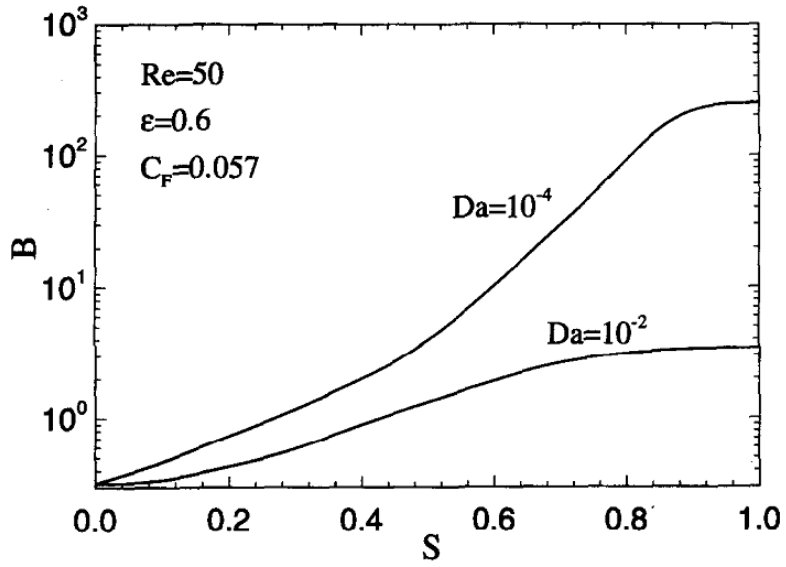
Darcy sayısı Da , gözenekli tabakanın kalınlığı S ve gözenekli ortamın suya etkin termal iletkenliğinin oranına (R_k) ait etkileri gözlemlenmiştir.

Gözenekli ortamı borunun bir kısmında uygulayan araştırmacılar, hem salınımlı hem de salınımsız durum için incelemeler yapmışlardır.

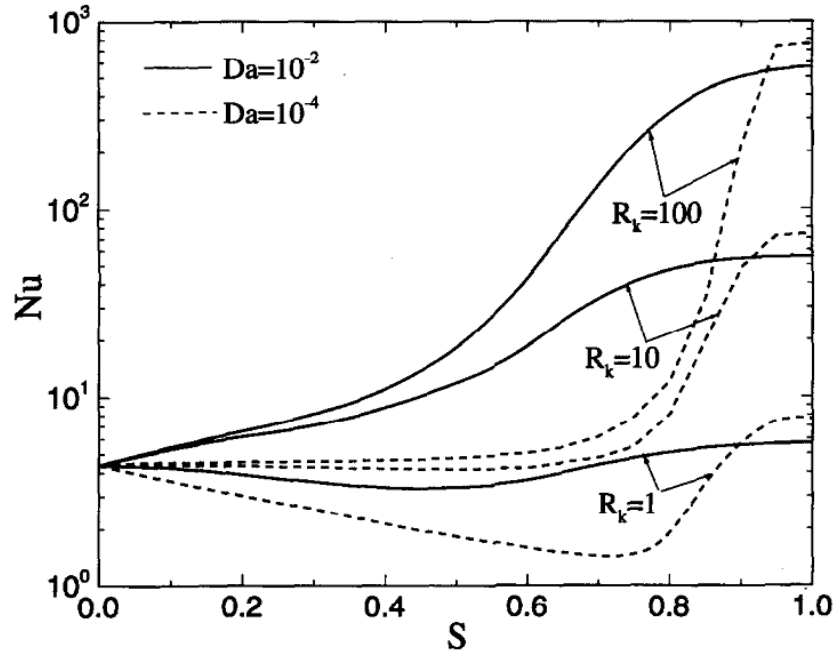


Şekil 2.12 : Atımsız durumda hız profili. $S = 0.2$, $B = 0.32$.

İncelemelerini sürdüren araştırmacılar aşağıdaki grafikleri elde etmişlerdir:



Şekil 2.13 : Gözenekli ortamın kalınlığına bağlı basınç düşüşü.



Şekil 2.14 : Gözenekli ortamın kalınlığına bağlı Nu sayıları.

Tüm bu detaylı sayısal ve deneysel incelemelerin ardından, gözenekli ortamın geçirgenliği düşük olduğunda akış ve ısı geçişi için bir direnç oluşturduğu gözlenmiştir. Fakat yüksek iletkenliğe sahip gözenekli malzemeler için Da sayısının ısı geçişinde önemli rol oynadığı ortaya çıkmıştır.

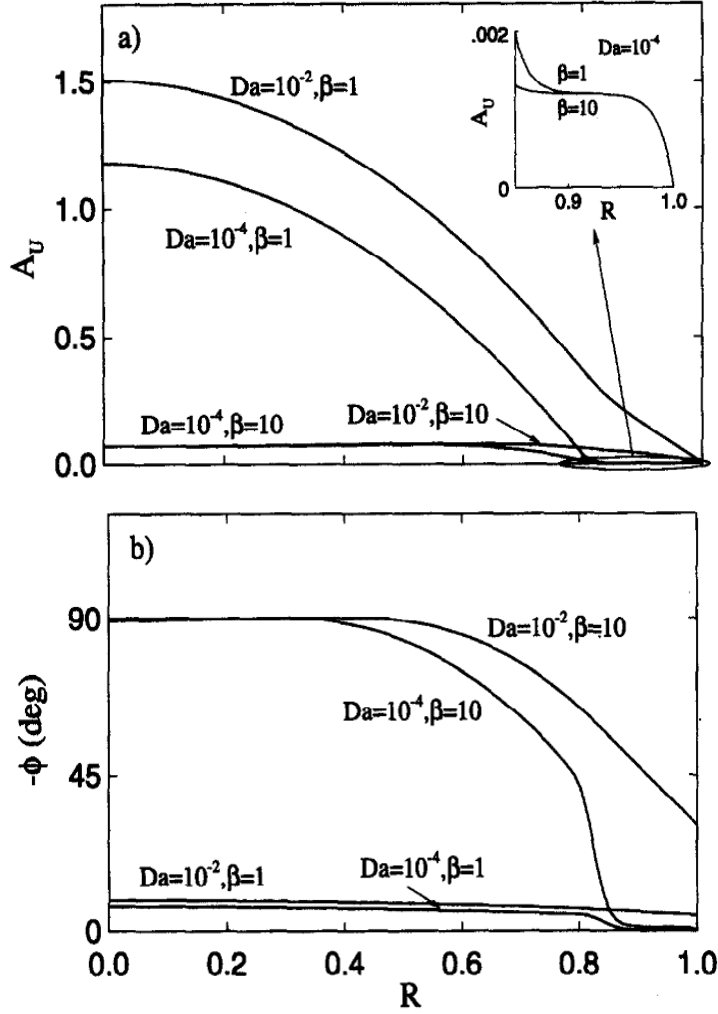
Buradan anlaşılan yegane durum ise, gözenekli ortam ister ısı geçişini artırmak, isterse yalıtım malzemesi olarak kullanılsın, boruyu tamamen gözenekli ortam ile kaplamaya gerek yoktur. Özellikle de ortam yüksek geçirgenlikte ise bu durum söz konusudur. [54].

2.6.3.5 Gözenekli ortamda salınımlı durumda hız profili

Boruda atımlı akış ve ısı geçişi için grafikler a) ve b) yukarıda görülmektedir.

Not: Grafiklerde β ile gösterilen bu tezde λ ile ifade ettiğimiz Wo sayısıdır.

En yüksek ısı geçişi borunun tamamen gözenekli ortam ile kaplı olmasında ya da hiç gözenekli ortam bulunmamasında değil, boruda parçalı olarak gözenekli ortam bulunmasıyla gerçekleşmektedir. [55].



Şekil 2.15 : (a) Genlik (b) Çeşitli Da sayıları için atımlı durumda faz açısı. ($A = 0.9$, $B = 0.32$, $S = 0.2$).

2.6.4 Gözenekli ortamda ısı geçişi

Gözenekli ortam ısı geçişinin hesaplanması ve matematik modellerle ifade edilebilmesi açısından oldukça kolaylıklar sağlamaktadır.

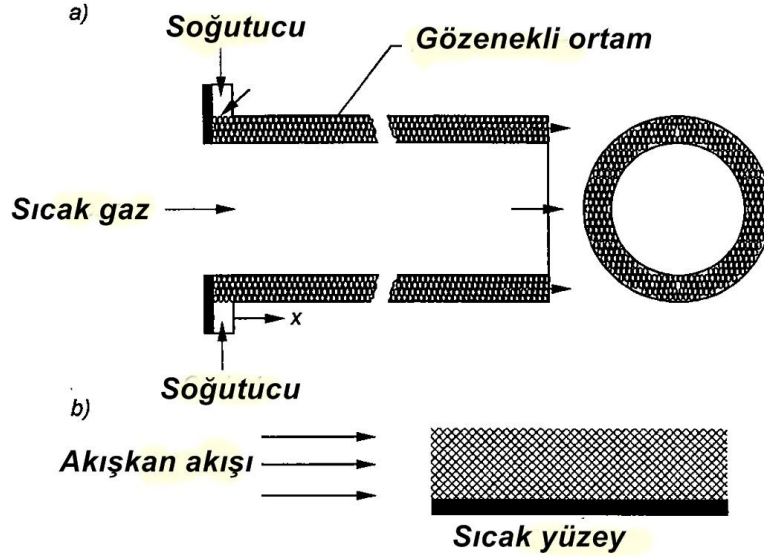
Örneğin Sinisivan'ın ısı değiştiriciler için yaptığı deney düzeneğinde akışı gözenekli ortam ile ikiye ayırarak ölçümler almıştır.

Gözenekli ortam oluşturmak için kullandığı oluklu tüpler sayesinde ısı geçişini incelemekte büyük kolaylık sağlamıştır. [56].

Bu bölümde gözenekli ortamda ısı geçişinin etkisi incelenmiştir. Akışın laminar, akışkan yoğunluğunun ve akışmazlığının sabit olduğunu varsayarak aşağıdaki

denklemlere ulaşılmıştır. Atalet kuvvetlerinin önemli rol oynadığı görülmüştür. Darcy yasası ve genelleştirilmiş Forchheimer denkleminde faydalanılmıştır. [55].

Forchheimer modelinin kesin ve geçerli olduğu anlaşılmıştır.



Şekil 2.16 : Isı geçişinin artırılması : a) Gözenekli kanal, b) Gözenekli yapı.

Gözenekli ortamda akışı ifade etmek için aşağıdaki denklemlerden faydalanılabilir:

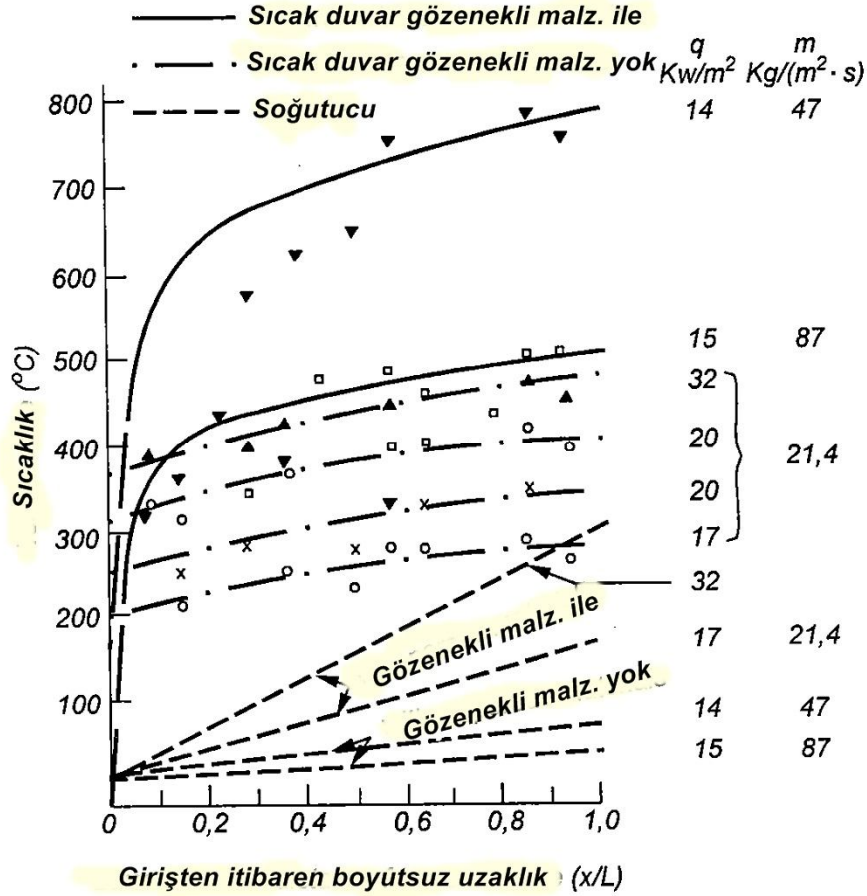
$$\varepsilon \frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot \rho \mathbf{v} = 0 \quad (2.86)$$

Temsili Temel Hacim yöntemiyle Navier Stokes denklemlerini Vafai ve Tien (1981) elde etmişlerdir.

$$\rho \left[\frac{\partial \langle \mathbf{v} \rangle}{\partial t} + (\langle \mathbf{v} \rangle \cdot \nabla) \langle \mathbf{v} \rangle \right] = \nabla (\varepsilon \langle p \rangle) + \mu \nabla^2 \langle \mathbf{v} \rangle - \frac{\mu}{K} \varepsilon \langle \mathbf{v} \rangle - c \rho \varepsilon^2 |\langle \mathbf{v} \rangle| \langle \mathbf{v} \rangle + \rho \mathbf{g} \quad (2.87)$$

Sol taraf sırasıyla yerel ivmelenmeyi ve atalet terimlerini,

Sağ taraf sırasıyla gözenekli ortam içinde akışkanın basınç değişimini, viskoz kuvvetleri, Darcy akışı etkisiyle viskoz sürüklenme kuvvetini, şekil sürüklenme kuvvetini ve son terim de gövde kuvvetlerini göstermektedir. [57].



Şekil 2.17 : Duvar yüzey sıcaklığına gözenekli ortamın etkisi ve soğutucu kütle akısı.

Hacim ortalananmış enerji denklemi:

$$\frac{\partial(\rho c_p T)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho c_p v T) = \nabla \cdot (k \nabla T) \quad (2.88)$$

Gözenekli ortam için ise;

$$\rho_f c_{pf} \left\{ \frac{\partial(\varepsilon \langle T \rangle_f)}{\partial t} + \langle v \rangle \cdot \nabla \langle T \rangle_f \right\} = \nabla \cdot \{ k_f \nabla \varepsilon \langle T \rangle_f \} + h(T_s - T_f) + \varepsilon q_f''' \quad (2.89)$$

$$(1 - \varepsilon) \rho_s c_{ps} \frac{\partial \langle T \rangle_s}{\partial t} = \nabla \cdot \{ k_s \nabla (1 - \varepsilon) \langle T \rangle_s \} + h(T_f - T_s) + (1 - \varepsilon) q_s''' \quad (2.90)$$

Gözenekli ortamda her iki fazın sıcaklığı aynı kabul edilmeyeceğinden denklem iki şekilde de yazılmak zorundadır. [58].

Isıl dengesizlik hali, mesela fazlar arası sıcaklık farkının çok fazla olduğu nükleer reaktör kazalarının modellenmesi sırasında kullanılmak zorundadır. [45].

Gözenekli ortamda karşılaşılan pek çok problemde hız çok düşük olduğundan fazlar arası sıcaklık farkı yokmuş gibi düşünülebilir.

Bu gibi durumlarda fazlar ısı dengede olduğundan sistemde tek bir sıcaklık mevcut olmuş olur.

Böylece aşağıdaki denklem elde edilir:

$$\sigma \frac{\partial \langle T \rangle}{\partial t} + \langle v \rangle \cdot \nabla \langle T \rangle = \nabla \cdot \{ \alpha_{et} \nabla \langle T \rangle \} + q''' \quad (2.91)$$

$$\sigma = \frac{\varepsilon(\rho c_p)_f + (1 - \varepsilon)(\rho c)_s}{(\rho c)_f} \quad (2.92)$$

$$\alpha_{et} = \frac{\varepsilon k_f + (1 - \varepsilon)k_s}{(\rho c)_f} \quad (2.93)$$

2.6.4.1 Gözenekli ortamda ısı iletimi ve difüzyon

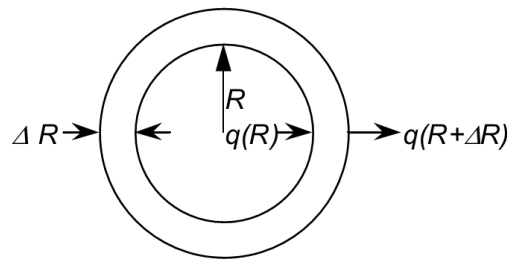
Gözenekli ortamın ısı iletkenliğini ifade etmek amacıyla k_{eff} tanımlanmıştır.

$$k_{eff} = \varepsilon k_f + (1 - \varepsilon)k_s \quad (2.94)$$

Gözenekli ortamda difüzyon

A.A. Mohamad tamamen veya bir kısmı gözenekli ortam içeren silindir boru için ısı iletimi denklemlerini oluşturmuş olup, ısı taşınımı katsayısının gözenekli ortam için daha etkin olduğunu ortaya koymuştur. [59]. Aşağıda gözenekli ortam için difüzyon denklemi görülmektedir. Darcy yasası sayesinde aşağıdaki denklemler elde edilmiştir. [60]. Silindirik (Radyal) koordinatlarda akışkan akışının düzenleyen denklemler elde etmek istenirse,

$A(R) = 2\pi RH$ olmak üzere;



Şekil 2.18 : Gözenekli ortam içeren silindir boru.

$$\frac{dm}{dt} = \frac{d(\rho\varepsilon 2\pi HR\Delta R)}{dt} = 2\pi HR \frac{d(\rho\varepsilon)}{dt} \Delta R \quad (2.95)$$

$$\Delta R \rightarrow 0$$

$$\frac{d(\rho q R)}{dR} = R \frac{d(\rho\varepsilon)}{dt} \quad (2.96)$$

Buradan kütle korunuma geçmek için Fick Kanunu'nun yardımıyla,

Darcy yasasını da kullanarak;

$$\frac{k}{\mu} \frac{d}{dR} \left(\rho R \frac{dP}{dR} \right) = \rho\varepsilon (c_f + c_s) R \frac{dP}{dt} \quad (2.97)$$

$$\frac{1}{R} \frac{d}{dR} \left(R \frac{dP}{dR} \right) + c_f \left(\frac{dP}{dR} \right)^2 = \frac{\varepsilon\mu (c_f + c_s)}{k} \frac{dP}{dt} \quad (2.98)$$

$$\frac{dP}{dt} = \frac{1}{\varepsilon\mu c_f} \frac{1}{R} \frac{d}{dR} \left(R \frac{dP}{dR} \right) \quad (2.99)$$

denklemleri elde edilir. [61].

2.6.4.2 Gözenekli ortamda ısı taşınımı

Isı iletimi ile akışkan hareketinin birleşik etkisi sonucu gerçekleşen ısı transferi taşınım olarak tanımlanmıştır. Eğer akışkan hareketi bir dış etki, örneğin bir fan yada pompayardımla gerçekleşiyorsa proses zorlanmış taşınım olarak adlandırılır. Herhangi bir kütlelesel kuvvet, örneğin yüzeydeki yoğunluk gradyanı sonucunda gerçekleşiyorsa doğal taşınım olarak isimlendirilir. Özel bir durum olarak eğer akışkan her yerde durgun ise bu süreç katı cisimlerde olduğu gibi iletimdir. [62].

Taşınım katsayısı akış şartlarının, viskozitenin, akışkanın ısı iletim katsayısı, özgül ısı, yoğunluk gibi ısı özellikleri, sınır şartlarının ve yüzeyin geometrisi ve boyutlarının bir hayli karmaşık fonksiyonudur. Sayısal değerler ise genellikle yüzey boyunca değişkendir. Deneysel bulgular, yüzeyle temas halindeki akışkan parçacıklarının hareketinin yüzey ile aynı olduğunu göstermiştir. Dolayısıyla katı bir yüzeyden akışkana ısı transferinin fiziksel mekanizması, akışkan ister durgun isterse hareketli olsun iletim ve ışıdır. Birçok durumda ve özellikle normal sıcaklıklarda ışı ile transfer edilen enerji iletimin yanında ihmal edilir.

Taşınm ısı transferinin amacı katı bir yüzey ile bir akışkan arasında gerçekleşen ısı akısını ve akışkan içerisindeki sıcaklık dağılımını belirlemektir. Bu tür bir hesaplamanın her türlü yüzey için, her türlü sınır, başlangıç ve giriş şartı için yapılabilmesi esastır.

Makroskopik değişkenler içeren kanunları üretmenin yolu akışkanın uyum sağladığı standart denklemlerle başlayıp çok gözenekli alanlar ya da hacimlerin ortalamasını olarak makroskopik denklemler elde etmektir. Ortalama almanın iki yolu vardır; uzaysal ya da istatistiksel. Uzaysal yaklaşımda, bir makroskopik değişken yeterince geniş bir elemanter hacmi üzerinde uygun bir araç olarak tanımlanır; bu işlem temsili elemanter hacmin merkez noktasındaki değişkenin değerine yer açar. Buna göre sonucun temsili elemanter hacimden bağımsız olduğu varsayılır. Aşağıda detaylı olarak incelenmiştir.

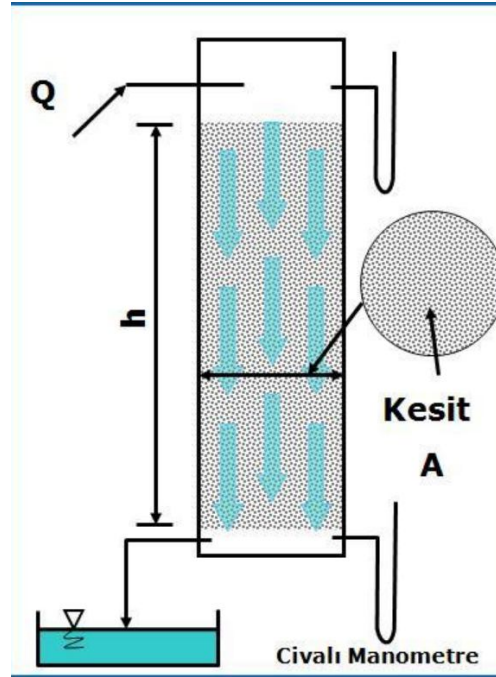
2.6.5 Gözenekli ortamlar konusunda literatür araştırması

Gözenekli ortamlarda ilk çalışmalar Darcy tarafından yapılmıştır. Darcy'nin kum yataklarından su akışı üzerine temellenen çalışmasının (su filtreleme uygulaması) yer aldığı kitabı 1856 'da yayımlanmıştır. Darcy yalnızca ölçüme dayalı gözlemler yapmış ve bu gözlemler sonucunda alana göre ortalananmış gözenekli malzeme kolonu boyunca akışkan hızının doğrudan basınç gradyanı ile orantılı olduğunu ortaya çıkarmıştır. Bu basit bir model olup geçerlilik aralığı içinde iyi bir şekilde uygulanmıştır. O zamana kadar borulardan tek faz akış, Navier'den sonra Stokes'tan Poisson'dan ve de Saint Venant'tan daha gelişmiş akışkan mekaniğini kullanan Hagen Poiseuille tarafından çözümlenmişti. Böylece gözenekli ortamda transferden anladıklarımız için yapılan katkılar, doğrudan Darcy, Carman, Leverett ve dolaylı olarak Hagen, Knudsen, Taylor'a bağlıdır.

Darcy Deneyi

Fransız hidrolik mühendis Henry Darcy 1856 yılında Şekil 2.19'da gösterilen düzeneği kullanarak silindirik kum kolonunda suyun hareketini inceleyerek kendi adını taşıyan kanunu geliştirmiştir. Darcy deneyinde, kolon homojen kum malzemesi ile doldurulduktan sonra her iki tarafından kapatılır. Su, kolon içerisine belirli bir basınç altında kolon girişinden uygulanır ve ortam suya doymuş hale gelinceye ve kolona giren ve kolondan çıkan suyun debisi eşit oluncaya kadar suyun

kolon içerisinde hareketine izin verilir. Su basınçları suyun akış yönünde kolonun her iki ucuna yerleştirilen manometreler yardımıyla ölçülür. [63].



Şekil 2.19 : Darcy deney düzeneği.

Darcy yaptığı kolon deneylerinde aşağıdaki sonuçlara ulaşmıştır:

- 1) Suyun debisi (Q) kolonun iki ucu arasında meydana gelen hidrolik yük kaybı ($h_b - h_a$) ile doğru orantılıdır. $Q \propto (h_b - h_a)$
- 2) Suyun debisi akışyolunun uzunluğu ile (dL) tersorantılıdır. $Q \propto 1/dL$
- 3) Suyun debisi (Q) kolonun kesit alanı (A) ile doğru orantılıdır. $Q \propto A$

Bu deney sonuçları aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$Q = -KA \frac{dh}{dL} = -KA \frac{h_b - h_a}{dL} \quad (2.100)$$

Darcy formülündeki negatif (-) işareti, suyun hareketinin hidrolik yükün azaldığı yönde olduğu göstermektedir.

Darcy Kanunu;

$$\frac{Q}{A} = q = -K \frac{dh}{dL} \quad (2.101)$$

Özgöl debi ya da darcy hızı suyun gerçek hızı değildir. Kesit alanı A, boşluk ve danelerin kapladığı alanın toplamıdır.

Özgöl debi, suyun toplamkesit alanı boyunca olan hızını ifade etmektedir. Fakat suyun hareketi bu kesit alanının sadece bir bölümünde, yani birbirleri ile bağlantılı gözenekler içerisinde meydana gelmektedir.

Bu nedenle gerçek hız (average linear velocity), özgöl debiyi etkin poroziteye bölerek hesaplanır ($v = q / n_e$). Gerçek hız, zahiri hızdan büyüktür. Çünkü suyun hareketi sadece ortamın gözeneklerinde meydana gelmektedir.

Darcy kanunu matematiksel olarak ispatı olmayan deneysel verilere dayalı bir kanundur. Gözenekli ortamlarda suyun hareketinin matematiksel olarak ifade etmek için akışkanlar mekaniğinin temel prensiplerinden faydalanılmaktadır.

Mikroskopik ölçekte gözenekli ortamlarda su moleküllerinin izlediği yollara bakacak olursak şu sonuçlara varabiliriz:

Suyun izlediği yollar dolambaçlıdır.

Dolambaçlı bu yolların geometrisini tanımlamak çok zordur.

Gözeneklerin büyüklükleri değişmektedir. Bu genel olarak gözenekli ortamda suyun hareketini matematiksel olarak ifade etmeyi zorlaştırmaktadır.

Darcy Kanunu'nun Geçerliliği:

Aşağıda ayrıntılı olarak incelenen Darcy deneyinde şu varsayımlar yapılmıştır:

1. üniform bir ortam
2. sıkıştırılamayan bir akışkan
3. tek bir fazın varlığı(sadece su)
4. izotermal bir akışkan
5. sabit kesit alanı
6. sabit bir akım (akım zamana bağlı değişmemektedir.)
7. laminar akım

Darcy kanunun geçerli olabilmesi için yukarıdaki şartların var olması gerekmektedir. Laminer akım'da, akım iplikçikleri birbirine paraleldir ve hareketin hızı çok yavaştır. Yer altı su akımı laminer bir akımdır. Türbülanslı akımda, akım iplikçikleri kaotik bir yapıya sahiptir yani düzensizdir. Laminer akımlara göre akımın hızı çok daha fazladır.

Bir akımın laminar ya da türbülanslı olup olmadığı akışkanın hızına, yoğunluğuna, viskozitesine ve ortamın gözeneklerinin büyüklüğüne yada dane çapına bağlıdır. Laminer ve türbülanslı akımları, tüm akım sistemlerinde tanımlayacak evrensel Re değerleri yoktur.

Sahraoui ve Kaviany (1992) çalışmalarında, silindirlerden oluşan gözenekli ortam ile üzerindeki akışkanı iki boyutlu modelleyerek gözenekli ortam ile akışkanın ara yüzeyindeki hidrodinamik sınır koşulunu incelemişlerdir. Kayma katsayısı içeren kayma sınır koşulu ve etkin viskoziteyi içeren kayma olmayan sınır koşulu incelenmiştir. Kayma katsayısının akışın yönüne (ara yüzey plakasına göre), gözenekliliğe, Reynolds sayısına (birim hücre uzunluğu ve Darcy hızı temel alınarak), ara yüzeyin yerinin seçimine ve silindirlerden oluşan düzene olan bağlılığı da detaylı olarak incelenmiştir. Sayısal sonuçlar kayma katsayısının sadece yapıya değil aynı zamanda akışın yönüne, Reynolds sayısına, plakanın uzunluğuna ve yüzey parçalarının düzenine bağlı olduğunu göstermiştir. Ayrıca, ara yüzeyin gözenekli kısma bakan tarafındaki bölgesel hızın doğru tahmin etmek için etkin viskozitenin gözenekli ortamda değişmesi gerektiği bulunmuştur. Bu sonuç etkin viskozite değerinin ve bölgesel geçirgenliğin genel biçimde kullanıldığı Brinkman denkleminin gözenekli ortamdaki akışı modelleyemediğini göstermektedir. Do, Min ve Kim (2007) çalışmalarında dış yüzeydeki ısı akısı ve sıcaklık dağılımı eş olan ve çeperi gözenekli ortamdan oluşan silindirik borunun ısı optimizasyonunu incelemişlerdir. Yapılan çalışmada silindirin çevresindeki gözenekli ortamın kanatlı ya da dişli bir yapı gibi katı ve boşluklu bir yapıdan oluştuğu kabulü yapılmıştır. Gözenekli ortamdaki akışkan akışı için Brinkman-Darcy denklemi ısı taşınımı için iki ayrı denklem kullanılmıştır. Silindirin merkezindeki boşluktaki akış için Navier - Stokes ve enerji denklemleri kullanılmıştır. Yapılan analitik çalışmadaki hız ve sıcaklık dağılımlarının daha önce yapılan deneysel, teorik ve nümerik çalışmalarla uyum içinde olduğu sonucuna varılmıştır. Sonuç olarak, çeperdeki ısı performansı en üst düzeye çıkarılarak ulaşılan optimum koşullar daha önce geliştirilmiş analitik sonuçlar kullanılarak elde edilmiştir.

Min ve Kim (2005) çalışmalarında akışkana doymuş gözenekli ortam ve bu ortama komşu akışkan tabakasından oluşan bileşik bir sistemde akışkan akışını ve ısı transferini yeni bir model üzerinde incelemişlerdir. Bu modelin özelliği gözenekli ortam yerine birbirini periyodik bir yapıda takip eden kanallardan oluşmasıdır. Bu

modelde gözenekli ortama bitişik akışkan tabakadaki hız ve sıcaklık dağılımı denklemlerinin arayüze paralel ve dik olarak değişimi dikkate alınmıştır. Analitik çözümler daha önce yapılmış deneysel ve sayısal çalışmalarla karşılaştırılmıştır. Bu analitik çalışmanın en önemli özelliği daha önce yapılmış çalışmalarda olduğu gibi bilinmeyen katsayıların kullanılmamış olmasıdır. Buna ek olarak, daha önce yapılmış çalışmalarda kullanılan kayma gerilmesi ve sıçrama akısı koşullarının analitik olarak çözümü ile bunların gözenekliliğe, Darcy sayısına ve gözenek çapına bağlı olduğu bulunmuştur.

Gözenekli ortamlarda akış ile ilgili ilk kayıtlı çalışma Henry Philibert Gaspard Darcy tarafından 1856 yılında Fransa'nın Dijon kentine temiz su getirme projesi kapsamında yapılan bir deneysel çalışmadır. Bu deneysel çalışmanın sonuçları daha sonraları gözenekli ortamlarda akış problemlerine uygulanabilecek güncel bir matematik model haline getirilmiştir ve halen kullanılmaktadır. (Baytaş, 2006). Doğada, bilimde, teknolojiye yani günlük hayatımızın her alanında karşılaşılan bir malzemeye gözenekli ortam denebilmesi için aşağıdaki özelliklere sahip olması gerekir. (Dullien, 1992).

- a) Malzeme kendi boyutları ile karşılaştırıldığında içerisinde çok küçük ve birbirine ile irtibatlı boşluklar içermelidir. Bir katı iskelet içerisinde oluşan bu boşluklar, hava, su vb. akışkanlar veya farklı akışkanlardan oluşan karışımlar içermelidir.
- b) Akışkan katı malzemenin bir ucundan girip öbür ucundan çıkabilmelidir. Ortamın içinde birim zamanda bir akışkan akışı olmalıdır. Katı iskelet içerisindeki boşlukların büyüklüklerinin ve şekillerinin düzensiz olması, gözenekli ortamın bütün makroskopik özelliklerini etkiler. Özellikle doğal gözenekli ortamlarda bu düzensizlik yaygındır.
- c) Bir ortamın makroskopik gözenek yapısı değişkenleri, gözenekli ortamın ortalama özelliklerini temsil eder. En önemli gözenek yapısı değişkenleri; gözeneklilik, geçirgenlik ve akış yatağıdır. Gözeneklilik ve akış yatağı yapısı gözenekli ortamın fiziksel özellikleridir, geçirgenlik ise gözenekli ortamın kütle geçiş özelliğini temsil etmektedir.

2.6.5.1 Gözenekli ortamda iki fazlı akışlar için genel gözlemler

Mühendislik uygulamalarının en önemli ve en çok karşılaşılan işlemlerinden birisi, farklı sıcaklıklardaki iki veya daha fazla akışkan arasındaki ısı değişimidir. Isı değiştiricilerinin yapımında yumuşak çelikler, alaşımlı çelikler, özellikle bakır gibi diğer alaşımlar, seramikler veya özel maksatlar için de grafit gibi malzemeler kullanılır. Bu malzemelerin seçiminde korozi, sıcak, basınçlı, asitli veya bazik ortam çalışma koşullarına dayanıklılığının yanısıra, özellikle metal malzemelerde imalat kolaylığının (bilhassa kaynak edilebilme), ısıletim katsayısı, yoğunluk, ısı yayılım katsayısı gibi fiziksel özellikler, uygulamada standart çap ve boyutlarda imal edilebilme ve fiyat gibi etkenler göz önünde tutulmalıdır.

Liter ve Kaviany yaptıkları çalışmalarında, gözenekli yüzeylere sahip ısı değiştiricileri ile kılcal etkisiyle (capillary effect) çift fazlı ısı transferi (sıvı ve gaz) ve aynı zamanda artırılmış yüzey alanı elde etmişler ve böylece düz bir plakaya göre %300 gibi bir artışla ısı transferi kapasitesine ulaşılabilirliğini göstermişlerdir. Ulaşılan bu sonuç, yakıt hücresi ve elektronik cihazların soğutucularında gözenekli yüzeylere sahip ısı değiştiricilerinin kullanılabileceği yönünde bir motivasyon oluşturmuştur. [64].

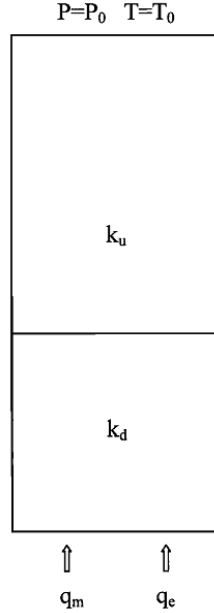
Sadece iletim için iki fazlı bir akış denklemi yazmak gerekirse, Darcy Kanunu sayesinde;

$$q_g = \frac{-kk_g}{\mu_g} \frac{dP_g}{dx} \quad ; \quad q_f = \frac{-kk_f}{\mu_f} \frac{dP_f}{dx} \quad (2.102)$$

İki fazlı akışlar genellikle yüksek sıcaklıklarda meydana gelmektedir. Çünkü matematiksel olarak kütle, enerji ve momentum denklemlerinin korunumu lineer olmaktan oldukça uzaktırlar. [ör. Brownell vd., 1977; Faust ve Mercer, 1979; Lowell, 1991, Mercer ve Faust, 1979; Faust vd., 1984; Wang vd., 1994; Lai vd., 1994; Ingebritsen ve Sorey, 1985, 1988; Xu ve Lowell]. Donaldson, 1968 bir jeotermal rezervuar düşünmüştür; kararlı ve iki fazlı sabit ısı akısına maruz bir sistem tasarlamıştır.

Sheu vd., 1979 ve Straus ve Schubert, 1981 Yellowstone Ulusal Parkı ve Kamojang için tek boyutlu iki fazlı sistem tasarlamışlardır. Sondergeld ve Turcotte, 1977 ve Bau ve Torrance, 1982 laboratuvarında tek boyutlu sistemler üzerine çalışmışlardır.

Aşağıda tek boyutlu dikey bir sistem görülmektedir. Sabit basınçta tutulan sistem sabit kütle ve ısı akısına maruz kalmıştır. Sistem çok etkin bir ısı borusudur ve net kütle akısı neredeyse sıfırdır. [Konuyu inceleyenler White vd., 1971; Pruess, 1985].



Şekil 2.20 : Sabit sıcaklık ve basınçta, sabit ısı ve kütle akısına maruz dikey tek boyutlu sistem.

Ayrıca geçirgenlik ifadeleri şekil içinde gösterilmiştir. Bu süreksizlik, mevcut iki faz var ise sistemde salınımlı bir kararsızlığa neden olabilmektedir. Aşağıda yeralan denklemler böyle bir durumun varlığını ifade eden ve çözüme yönelik denklemlerdir. Lineer kararlılık analizi sonucunda, iki fazlı akışın kararsız olabileceği ve doygunluk tedirginliklerinin, sistemi salınımlı bir duruma getirecek şekilde doygun dalga hızıyla süreksizlik noktasından ayrıldığı görülmüştür. Salınımsal kararsızlık terimi böyle bir durum için kullanılmaktadır. Sonuçta basınç, sıcaklık gibi değerlerde salınımlar oluşacaktır. Laboratuvar deneyleri ile Bau ve Torrance, 1982 salınımsal kararsızlığı incelemişlerdir. [65].

Faust ve Mercer, 1979 'in matematiksel modeline göre, enerji kaynakları ve kılcallık etkisi ihmal edilirse korunum denklemleri aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t} + \nabla \cdot (q_f'' + q_q'') = 0 \quad (2.103)$$

Enerji;

$$\frac{\partial}{\partial t}[\varepsilon \rho h + (1 - \varepsilon) \rho c T] + \nabla \cdot (q_f'' h_f + q_g'' h_g) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) \quad (2.104)$$

Darcy Kanunu'na uygun ısı akıları;

$$q_f'' = -\frac{k k_{kf} \rho_f}{\mu_f} (\nabla p + \rho_f g)$$

$$q_g'' = -\frac{k k_{kg} \rho_g}{\mu_g} (\nabla p + \rho_g g) \quad (2.105)$$

İki fazlı akış içinde, basınç ve sıcaklık birbirlerine Clapeyron eğrisi $T = T(p)$ ile bağlıdır ve entalpi, yoğunluk, doygunluk da verilen bir basınç için birbiri ile ilişkilidir. Bağımsız değişken olan sıcaklık ve basınç iki fazlı akış içinde değişkenlik gösterebilmektedir. Akı yükseldiğinde salınımsal dengesizliğin arttığı görülmektedir. Dalga hızları 0.01 m/s olduğunda ve dalga hız vektörleri yukarı doğru ise, herhangi bir süreksizlik durumunda tedirginlikler sistemin yukarısına doğru dağılacak ve bu bir dakikadan çok daha kısa sürecektir. Bu tabii ki salınımları etkilemeyecektir; çünkü zaman skalası çok düşüktür (900s); ancak geçirgenlik süreksizliğindeki tedirginlikler için periyodiklik değişecektir. Yani salınımlar temelde değişmeyecek, ancak periyodikliği değişecektir.

İki fazlı sistemlerde salınım frekansları sarsımlar ile ilgilidir. Doymunluk tedirginlikleri böyle sistemlerde küçük değildir ve tam bir bilgi edinmek değişken frekanslar nedeniyle oldukça zordur. Teorik olarak yapılan sayımların deneyler ile kanıtlanması ve gözlemlene olasılığı ise oldukça azdır.

2.6.5.2 Gözenekli ortamda salınımlı akış

Sayısal olarak Sozen ve Vafai dolgu yatak etrafındaki ideal sıkıştırılabilir gaz akışını simüle eden bir sistem geliştirmişlerdir. Bu arada zorlanmış taşınım ve salınımlı akış konularını da inceleme fırsatı bulmuşlardır. Aynı inceleme daha önce Kim ve diğerleri tarafından da yapılmış olup sonuçları akışkan ve kanal duvarı arasında küçük atım frekanslarında ve büyük genlikte daha fazla çalışılma imkanı bulunduğunu göstermiştir. Jue ise doymun gözenekli ortamda karışık taşınım ile kararlı boşluklu akıştaki salınım konusunu araştırmıştır. Bulgularına göre, en yüksek ısı geçişi parçalı frekans olarak da bilinen rezonans frekansında elde edilmekte olup ayrıca salınımlı frekansa göre ısı geçişinin değişimi Darcy sayısından oldukça

etkilenmektedir. Ayrıca Huang ve Yang akışkan akışının ve salınlı akışın, ardışık olarak dizilmiş iki adet gözenekli birbirine monte edilmiş blokları içeren bir kanal boyunca termal karakteristiklerini incelemişlerdir ve en yüksek ısı akışını elde etmek için Strouhal sayısının (salınım frekansı) önemini fark etmişlerdir. Bu değerin altında veya aşagısında ısı geçişini yükselten etmenin düştüğü görülmüştür. Küçük bir genlikte bu durum genleşmektedir. ($A= 0.6$). Ayrıca salınım genliğinin artışıyla ısı geçişi yükseltme etmeninin her iki ısıtıcı için de değişimi gözlemlemişlerdir. [66]. Buluşlarına göre salınlı ısı geçişi yükseltme etmeninin her zaman durağan salınlı ısı geçişinden yüksek olduğunu söylemek mümkün değildir. Burada genlik ve frekans önemli etmenlerdir. Durağan ve salınlı akış için bir kanalda kısmen iki adet gözenekli tabaka oluşturan ve bunları sabit ısı akısına maruz bırakan Forooghi vd. sayısal sonuçlar elde etmiştir. Onların çalışmalarında salınımın ısı geçişine etkisi olduğu görünmekle birlikte, aslında olay ortalama Nusselt sayısının Womersley sayısına veya frekansa göre nasıl değiştiğinin bir ölçüsüdür. Parçalı bir frekansta minimum seviyedeysen, şaşırtıcı biçimde en düşük frekansta en yüksek ortalama Nusselt sayısına ulaşılmaktadır. Bu durum salınım genliğinin büyük olduğu durumda incelenmiştir ($A= 1.5$). Buradan anlaşılmaktadır ki, ısı geçişi üzerindeki salınım frekansının etkisi salınım genliğine bağlıdır. Böyle bir durumun ilerideki çalışmalara temel oluşturacağı açıktır.

Halkasal bir silindir içindeki gözenekli ortam üzerindeki taşınımın ısı geçişi çok büyük bir merak ve inceleme konusudur. Bu çalışmalardan çoğu ise zorlanmış taşınım etkisini içeren çalışmalardır. Murty ve diğerleri Reynolds, Darcy ve Forchheimer sayılarının gözenekli ortam içindeki halkasal bir silindirde zorlanmış taşınım altında nasıl değiştiğini gözlemlemiştir. Kullanılan gözenekli ortamın geçirgenliğine de bağlı olan Nusselt sayısını etkileyen atalet kuvvetleri üzerinde çalışmalar gerçekleştirmiştir. Thevenin ve Sadaoui, Darcy–Brinkmann modelini, 1-100 arasındaki Re sayısı değişimleri için lifli gözenekli yapıda zorlanmış ısı geçişini incelemişlerdir. Isı geçişinin %80’inden fazlası yüksek Darcy sayısında tek bir silindiri gözenekli ortam içine koyarak elde edilir. Bu çalışmayı Layeghi ve Nouri-Borujerdi yapmış olup ayrıca Darcy ve Darcy–Brinkman modellerini kullanarak silindirlerden bir dizin oluşturarak da çalışmayı genişletmiştir. Düşük Péclet sayısı(640) için gözenekli olan ve olmayan ortamları tek bir silindirde denemiş ve aradeğer bir Péclet sayısı(6300) için de silindir dizinini kullanmıştır. Nouri-Borujerdi

düşük Pe sayısı civarında aynı deneyi salınımsız durumda gerçekleştirmiş olup bunu yaparken Darcy modelini, gözeneklilik ve geçirgenlik özelliklerinden de yararlanarak kullanmıştır. Daha sonra Younis, bir demet çapraz silindir üzerindeki zorlanmış taşınımlı çapraz akış ve ısı geçişi ile gözenekli ve gözeneksiz ortamda Navier-Stokes denklemlerini Darcy-Brinkmann modelini kullanarak ortaya çıkarmıştır. Younis ve Mohamad de Darcy-Brinkmann modelini kullanmışlardır. Gözenekli ortamda doymuş akışkan olarak havayı kullanmışlardır. Von Karman girdabında, gözenekli ortam varlığının etkisini, silindir gerisinde girdap akımının dökülüşünü inceleyerek belirlemişlerdir. Ayrıca gözenekli ortamın ısı geçişine direkt olarak etkisinin varlığı gözlemlenmiştir. Yüksek termal iletkenlik ve düşük geçirgenliğe sahip gözenekli ortamın ısı geçişini çokça artırdığı gözlemlenmiştir. Yerel termal dengesizlik enerji modelini kullanarak Rees vd. ve Wong vd. katı ve sıvı fazların termal alanlarının ve yatay bir halkasal silindirin etrafındaki ısı geçişinin yerel termal denge durumu olmamasından etkilendiğini ortaya çıkarmışlardır. Iwai vd. akışkan akışı ve ısı geçişini, salınımlı bir durumda, içi boş ve yatay bir silindir için incelemişlerdir.

Bazı kabuller altında bu analizler yapılmıştır:

Akışkan sıkıştırılamaz ve akış laminar.

Zorlanmış taşınım etkileri doğal taşınım etkilerinin tamamen ihmal edilmesini sağlayacak kadar güçlü

Akışkan Newtonyen.

Gözenekli ortam homojen ve izotropik.

Akışkan ve katı arasındaki termofiziksel özelliklerin değişimi ihmal edilebilir.

Gözenekli ortamda arayüzlerden ışıma ile ısı geçişi ihmal edilmiştir.

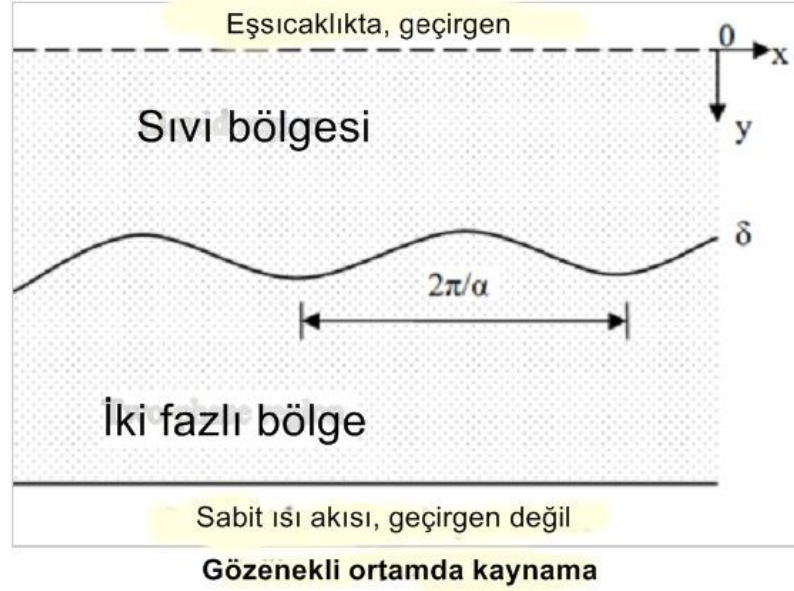
Gözenekli ortam içinde ısı üretimi olmamaktadır.

Kaviany ve Nield ve Bejan hacim ortalamaları ile bu kabuller altında yukarıda bahsi geçen, gözenekli ortam için geçerli olan korunum denklemlerini elde etmişlerdir.

2.6.5.3 Gözenekli ortamda kaynama

Dar kanallarda iki fazlı ve kaynama olan akış için yerel akış koşulları ve boşluk oranı dağılımları etkilidir. Islak duvar ısı geçişi ve kurumuş durumdaki ısı geçişi olarak ikiye ayrılarak incelenebilir. Islak duvar ısı geçişinde akışkan duvar ile temasta iken, kurumuş durumda duvar ile temasta olan sadece buhardır ve akışkan buhar içinde sıvı damlacıkları olarak ya da sıvı kalbi olarak hareket etmektedir.

Gözenekli ortamda kaynamaya etki eden pek çok faktör mevcuttur. Klasik havuz kaynaması gözenekli ortamın varlığında daha az belirgindir. Costello ve Redeker kaynama gerçekleşmesi için fitil olarak kullanılan bir cismi soğutucu olarak kullanıp deneyler yapmışlardır.



Şekil 2.21 : Gözenekli ortamda kaynama.

Buharın kolayca sistem dışına çıkabileceği yerlere kanallar ekleyerek sistemin ısı geçişi performansı ve verimi artırılmıştır. Buradan da buharın kaynama yüzeyinden atmosfere düzgün dağılmasının kaynama yüzeyine soğutucu etkisini sağlamada önemli rol oynadığı görülmüştür. Dikey konumlanmış bir kaynama tüpünde, Baum ve Greaney incelemelerde bulunmuştur. [67].

Tüpün alt kısmında çekirdek kaynaması ve üst kısmında ise kararlı bir buhar film tabakası oluşmuştur. Bu durum, şekillenen bir buhar filminin, akışkan akışının tüp yüzeyine geçmesini engellediğine dair bir kanıttır.

Cornwell ve diğerleri, 6 mm kalınlığında gözenekli poliüretan köpük altında akışkan ve buhar davranışlarını kaynama yüzeyinde incelemişlerdir. Radyasyon ile ısıtılan pürex bir levhada ise kaynamanın aşağıdan başladığı görülmüştür. Abramenko ve diğerlerinin çalışmalarında, sinterlenmiş bronz ile kaplı bir yüzeyde taşınım ile olan kaynamada tüm havuz kaynama rejimi görülebilmektedir. Fakat kaynama yeri ve büyüklüğü farklıdır. Rannenberg ve Beer maksimum ısı akısında tellerden bir ızgara yapısı oluşturarak soğutucu akışkanlar için kaynama konusunda çalışmışlardır.

Paslanmaz çelik veya boğaz bronz tel ızgarasını ısıtıcı üzerine yerleştirerek deneyler yapılmıştır.

İnce ızgara yapılarında habbe oluşumunun önlendiği, kaynama başlangıcında duvar süperısının da yükseldiği görülmüştür.

Sondergeld ve Turcotte (1977) 'nin yaptığı deneylerin sonuçlarına göre gözenekli ortamda kaynamanın başlayabilmesi için herhangi bir süperısıya gerek duyulmamaktadır. Gözenekli ortamın tepesinde oluşan buharlaşma, buhar habbelerinin şekillenme ve büyümesi için çok büyük bir etki meydana getirmemektedir.

Ek olarak, buhar habbeleri, zayıf yüzey üzerinde kaynama olduğunda gözenekli ortamdan kaçamamaktadır. Sonuç olarak kaynama olduğunda gözenekli ortam akışkan ve buharın oluşturduğu iki kısma ayrılmalıdır. Akışkan tarafındaki sıcaklık doymuş sıcaklıktan azdır; kaynamadan sonra taşınım da gerçekleşebilmektedir. Akışkanın tek başına kendi yoğunluğu, içinde bulunduğu sistemdeki yoğunluktan fazla olduğundan dolayı akışkan ve iki fazlı bölge arasındaki batmazlık ve yerçekimi kararsızlıkları nedeniyle kararsız bir ortam oluşmaktadır.

Yüzey gerilim kuvvetlerinin şekil kuvvetlerine oranı olarak tanımlanabilecek olan Bond sayısı gözenekli ortamlar için önemlidir. Yüksek Bo sayısı sistemin yüzey gerilim etkilerinden pek etkilenmediğini, düşük Bo sayısı ise (<1) yüzey gerilimin sistemde etkin olduğunu gösterir. Bu sayının belirlenmesi için yöntemlerden biri de katı yüzey üzerine düşen sıvı damlasının basıncının ölçülmesidir.

$$Bo = \frac{g(\rho_f - \rho_v)k_k / \varepsilon}{\sigma} \quad (2.106)$$

Çekirdek kaynamasında geçici kaynamaya geçerken oluşan en yüksek ısı akısı ve geçici kaynamadan da film kaynamaya geçerken oluşan en düşük ısı akısı Fukusako ve diğerleri (1986) tarafından incelenmiştir.

Bu durumda, çekirdekli kaynamadan film kaynamasına geçiş en yüksek ısı akısına geçmeden gerçekleşmektedir. Gözenekli ortamda geçici kaynama için Fukusako ve diğerleri (1986) kendi deney sonuçlarına göre Nusselt sayısı korelasyonu ortaya koymuşlardır:

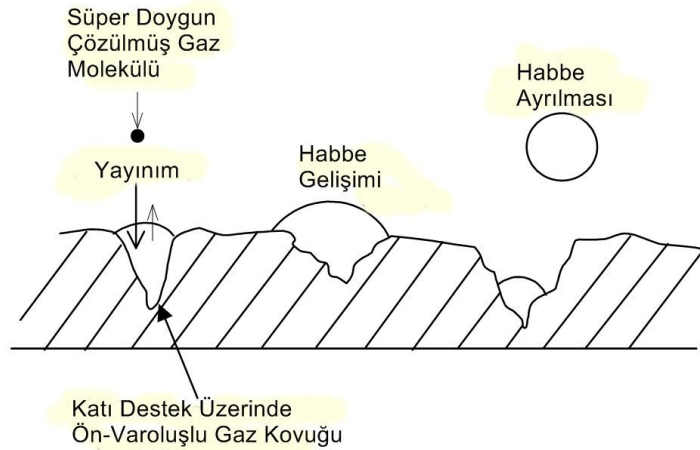
$$\begin{aligned}
Nu_f &= \frac{q'' D_p}{\Delta T_f k_{eff,f}} \\
&= 0.075 \left(\frac{Dp}{\sqrt{\sigma / [g(\rho_f - \rho_v)]}} \right)^{0.9} \left(\frac{h_v - h_f}{c_{eff,f} \Delta T_{eff}} \right)^m Pr_f^{2.37} \left(\frac{k_{eff,f}}{k_f} \right)^n \\
m &= 1.3 \left(\frac{Dp}{\sqrt{\sigma / [g(\rho_f - \rho_v)]}} \right)^{0.6} Pr_f^{-0.8} ; \quad n = -0.59 Pr_f^{0.3}
\end{aligned} \tag{2.107}$$

2.6.5.4 Isıtılmış yüzeyler üzerinde habbe oluşumu

Habbe oluşumunun temelleri:

Habbe çekirdeklenmesi

Çözülmüş bir gazın süper doygunluğunu takiben çözeltide habbelerin oluşabilmesi için çekirdeklenme aşaması gereklidir [68].



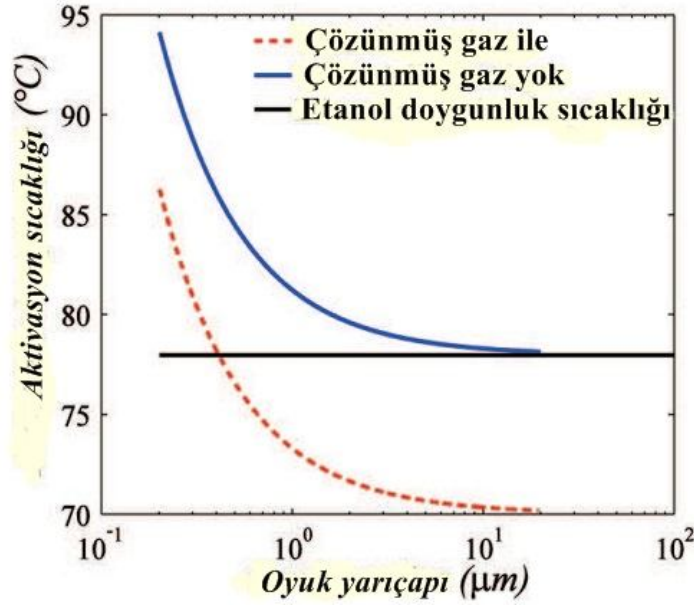
Şekil 2.22 : Heterojen çekirdeklenme.

Çekirdeklenmeyi etkileyenler:

Oluşan habbelerin askıdaki parçacıkların tipine ve suyun durumuna göre değişimleri söz konusudur (Keller 1972). Pürüzlü su itici yüzeyler habbelerin çekirdeklenmesini düşük süperdoygunluk için bile mümkün kılarlar. Su çeken veya az su itici yüzeyler ise sadece büyük süperdoygunluk durumunda habbe oluşumuna izin verirler. (Ryan ve Hemmingsen 1998; Ryan ve Hemmingsen 1993). Gaz çekirdeklenmesi belirsiz olarak yüzeylerde meydana gelir (Libermann 1957; Tikuisis 1984).

Sabun gibi yüzey gerilim azaltıcı maddeler düşük tanecik derişikliklerinde habbe çekirdeklenmesini düşürürler. Kritik tanecik derişikliklerinin üzerinde çekirdeklenmeyi artırırılar (Hilton ve diğerleri 1993). [69].

C. Louriou ve M. Prat, yanal olarak ısıtılmış boru üzerinde çeşitli gazların gözenekli yüzeyler üzerinde habbeler oluşturmalarını incelemişlerdir. Habbelerin çapının değişimini farklı akışkanlar kullanarak değerlendirmişlerdir. [70].



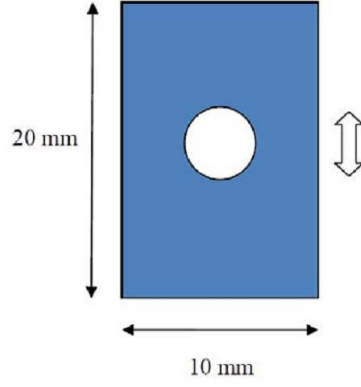
Şekil 2.23 : Yoğunlaşmayan gazların habbe aktiflik sıcaklığına etkisinin habbe çapına göre değişimi.

2.6.5.5 Kopma anı habbe çapı ve habbe salım frekansı

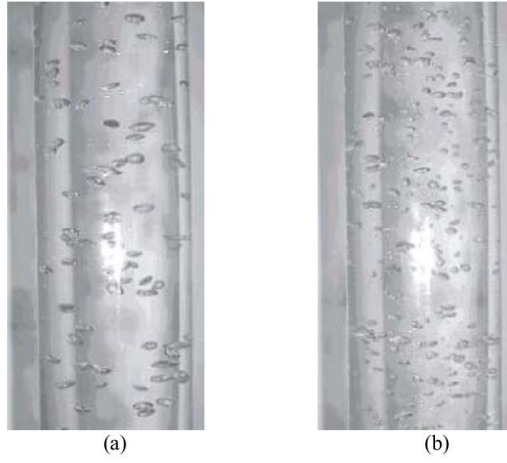
Tek habbe salınımı

Oluşan habbenin kütesine ve zaman ile salınımın ve çevrimsel hareketin değişimine göre habbe salımı etkilenmektedir. [71].

Şekilde çağı 4 mm olan bir habbe görünmektedir. Tüm sınır koşulları kayma durumu olmadığı şeklinde düşünülmüştür.



Şekil 2.24: Tek habbe oluşumu, Dikey yönde titreştirilen habbe.



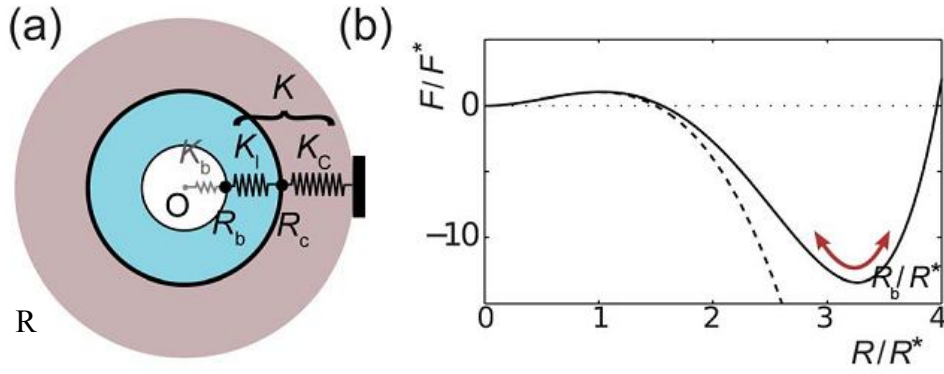
Şekil 2.25: Habbe sütun reaktöründe salınımın habbe oluşumuna etkisi.

a) Salınım yok b) Salınlımlı durum ($f=150\text{Hz}$ and $A=1\text{mm}$).

Yukarıdaki şekilde salınım ile küçülen habbeler görülmektedir. (Krishna ve Ellenberger).

Artan Bond sayılarında salınımın da arttığı ve habbe oluşumlarının da büyük değişimler gösterdiği incelenmiştir.

Habbe şeklini belirleyen en önemli özellik onun yarıçapı R 'dir. Habbenin oyuk içinde olduğu ve küresel koordinatların geçerli olduğu varsayılmıştır. [72].



Şekil 2.26 : (a) Beyaz kısım habbe, mavi kısım akışkan ve eflatun kısım ise katıdır.
 (b) Salınım durumunda bir habbe. F/F^* , teorik potansiyel enerjiyi, R/R^* ise yarıçapı (boyutsuz) göstermektedir. R_b/R^* ise salınımın başladığı durumu belirtmektedir. R tüm sistemin yarıçapıdır.

R_b etrafında sistem harmoniktir; ($R = R_b + R_c$).

Noktalı çizgiler sonsuz bir sıvıdaki habbeyi belirtmektedir (klasik çekirdeklenme teorisi). Tek çizgi ise sınırlı bir çevre içindeki habbeyi belirtmektedir.

$R^* = 2\sigma / (-p_o)$ kritik yarıçap

$F^* = (4/3) \pi R^{*2} \sigma$ (çekirdeklenme bariyerinin yüksekliği ile ilgili)

R_c = Oyuk yarıçapı

Hacimsel basınç katsayısı

$K = 1 / (K_l^{-1} + K_c^{-1})$ olmak üzere;

$$p(R) = p_0 + K \left(\frac{R}{R_c} \right)^3 \quad (2.108)$$

m_{eff} = Etkin kütle

$$\text{Kinetik habbe enerjisi : } E_k = \frac{1}{2} m_{eff} R^2 \quad ; \quad (2.109)$$

$$\text{Doğal salınım frekansı : } f = \left(\frac{k}{m_{eff}} \right)^{1/2} / 2\pi \quad (2.110)$$

Denge durumunda habbenin hacimsel basınç katsayısı

$$K_b = p_{eq} + 4\sigma / 3R_b = p_{g,eq} - 2\sigma / 3R_b \quad (2.111)$$

Denge durumu

$$p_0 + K(R_b / R_c)^3 = p_{g,eq} - 2\sigma / R_b \quad ; \quad p_{g,eq} = Nk_B T / (4\pi R_b^3 / 3) \quad (2.112)$$

Tüm bu denklemler düzenlendiğinde; doğal salınım frekansı:

$$f = \frac{1}{2\pi R_b} \left(\frac{3}{\rho} \right)^{1/2} \sqrt{K \left(\frac{R_b}{R_c} \right)^3 + K_b} \quad (2.113)$$

Habbe salınımı frekansı MHz mertebesinde olup oyuktaki basınca bağlıdır. Habbelerin salımı yankılanımlı olup herhangi bir oyuktan kaynaklanmasına bağlı olmaksızın gerçekleşmektedir ve yankılanımlı bir alandan etkilenecek sınırlı (çevrelenmiş) bir akışkan içinde oluşmaktadır.

2.7 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_0 , 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 $\beta_{cri} = (A_0 \sqrt{Re_\omega})_{cri}$ ile ifade edilen bir kriter belirlenmiştir ve bu değerin 400 ile 800 arasında değiştiği kabul edilmiştir.
- Aynı frekans ve genlikte sürtünme katsayısının türbülanslı akışta laminar 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. [36].

- Gözenekli ortam kullanıldığında ısı geçişi etkisinin arttığı görülmektedir. Buna bağlı bulunan Nusselt sayılarında artış olduğu hesaplanmıştır. Isıl giriş uzunluğu etkisinin, akış hızına bağlı olarak arttığı gözlenmiştir.

3. DENEYSEL ÇALIŞMA

Bu bölümde, hareketli sıvı kolonunda kaynama halinde ısı geçişi mekanizmasının anlaşılması ve ısı geçişinin hesaplanması için laboratuvarında 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.

Salınlı 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. Salınlı akış ile durgun hal ve aynı ortalama hıza sahip daimi akış rejimleri karşılaştırılarak salınlı akışın kaynamayı ve buna bağlı ısı geçişini artırdığı gösterilmektedir. Salınlı durum için geçerli tüm konu başlıkları gözenekli durum için de incelenmektedir. Gözenekli ortam kullanılarak temel korunum denklemleri yazılmaktadır. Akış salınlı da olduğundan böyle bir koşul altında gözenekli ortamın hız profili ve kaynama durumunda oluşan habbelerin şekillerine dair genel bilgiler verilmektedir.

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 151 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 37 adet termoeleman vasıtasıyla yapılmıştır. Isıtıcıda bulunan 5 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 devir sayısı 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 kaçaqlarının izlenmesi amacıyla ön deneyler yapılmıştır.

Deney tesisatı fotoğrafı Şekil 3.2'de görülmektedir. Deneylerde kullanılan gözenekli ortama dair bilgiler ise aşağıdadır:

Kullanılan Gözenekli Ortama Dair Teknik Bilgiler:

Deneylerde kullanılan 304 Kalite paslanmaz çelik olup;

	304	Birimler
Yoğunluk	7.90 x 10 ^{3**}	kg/m ³
Esneklik Katsayısı	193	GPa

Poisson Oranı	0.26	
Özgül Isı		
Kapasitesi	500	J/kg K
Termal İletkenlik:		
100°C 'de	16.2	W/mK
500°C 'de	21.5	W/mK
Elektriksel Direnç	72	nWm

Ortalama Isıl Genişleme

Katsayıları Aralıkları		
0 - 100°C	17.2	µm/mK
0 - 315°C	17.8	µm/mK
0 - 540°C	18.4	µm/mK
0 - 700°C	18.9	µm/mK
Erime Aralığı	1400 - 1450	C°
Magnetik Özellikler	Magnetik-Değil*	

Kütle : 20*3 = 60 g
Hacim : 53 ml
Dış çapı : 4mm
Boşluk oranı: %90

Deneylerin Yapılışı:

Ölçme cihazlarının kılavuzlarında 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 ayarlanır¹.

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 şekilde ampül ile

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

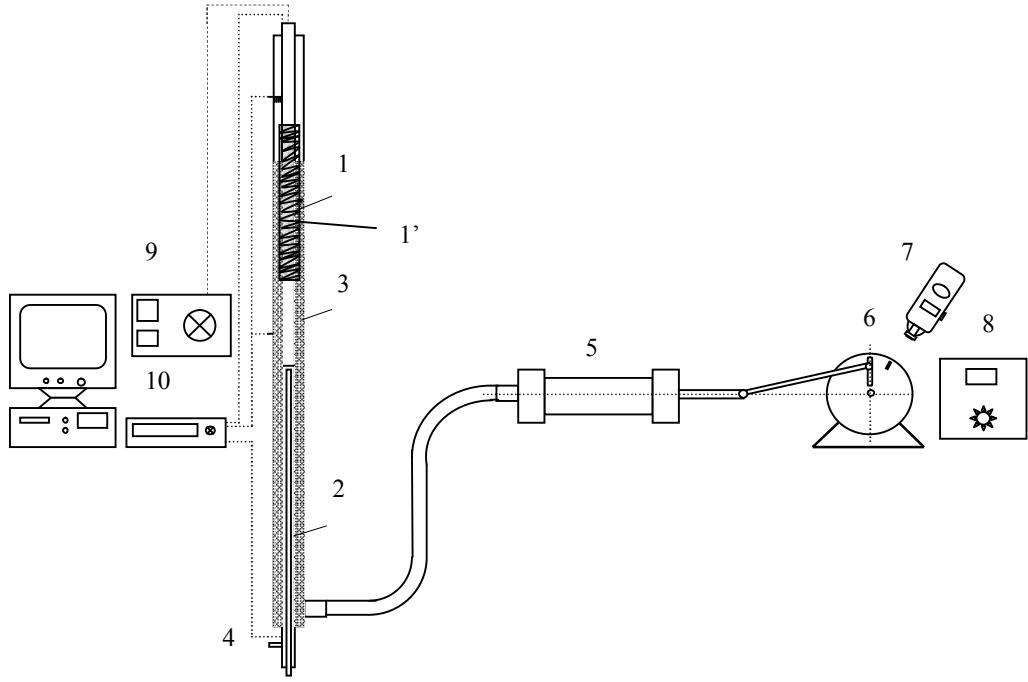
aydınlatma üzerinde ince ayar yapılır. Sistem rejim haline ulaşıncaya kadar çalışmaya devam eder. Sistemin rejim haline gelip gelmediği, süreleri ve verileri kaydedilmekte olan sıcaklık görüntülemelerinden anlaşılmaktadır. Rejim haline geldikten sonra bir an piston en ileri konumdayken hareket durdurularak, 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 ısı 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 ısı genleşmesi ihmal edilerek oluşturulan skaladan yapılmaktadır. Deneyin başlangıcında ve bitişinden yaklaşık 10 dakika sonra sıvı kolonundaki su seviyeleri ölçülüp-kıyaslanarak, deney süresince eksilen hacimden tesisat üzerinde buhar kaçağı olup olmadığı gözlenmektedir. 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 [73].



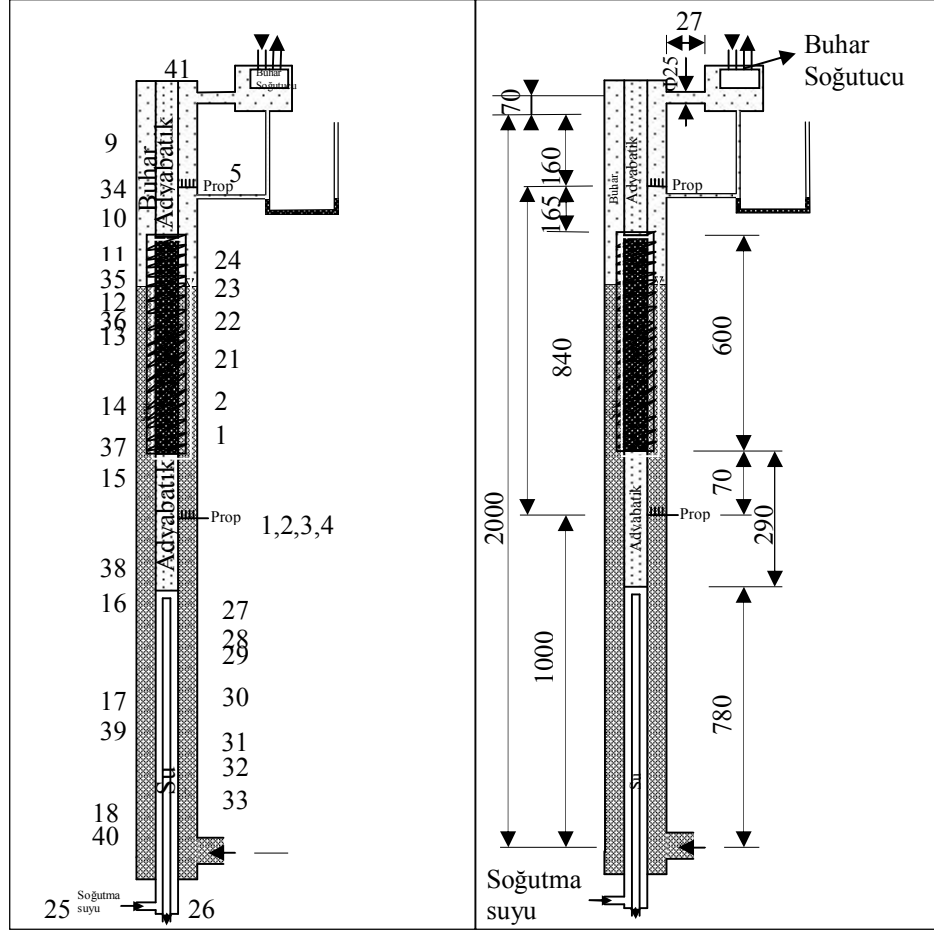
Şekil 3.1 : Deney Tesisatının Şematik Görünümü.

Şematik görünüm ile ilgili tanımlamalar:

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),
- 1'. Isıtıcı etrafına sarılan gözenekli ortam tel örgü katmanlar.



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 (1), ısıtıcı (5), soğutucu (7), cam dış yüzeyi (10), yalıtım dış yüzeyi (6) diğer (4) olmak üzere toplam 37 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 girişine dört ve çıkışına bir termoelemanlı prob yerleştirilmiş ve bu prob lar vasıtasıyla çapsal yöndeki sıcaklıklar anlık ölçülebilmektedir.

Tablo 3.1 : Termoeleman Konumları ve Örnek Deney İçin Ortalama Sıcaklık Değerleri. (115 W, $A_o=5.128$, $Re_o=2559$) ².

No		Konum(mm)	°C	No		Konum(mm)	°C
1	Prob1 Su	1000	86.78	25	Soğutucu Giriş		24.6
2		1000	86.38	26	Soğutucu Çıkış		24.81
3		1000	86.19	27	Soğutucu	750	45.26
4		1000	85.92	28		600	39.68
5	Prob2 Buhar	1840	89.76	29		500	38.71
9	Cam dış Yüzey	1925	72.01	30		400	38.62
10		1750	86.26	31		300	38.41
11		1625	98.64	32		200	40.49
12		1500	99.4	33		100	37.77
13		1375	97.84	35	Yalıtım Dış Yüzey Sıcaklığı	1750	48.64
14		1250	78.62	36		1625	60.00
15		1000	84.22	37		1500	56.41
16		750	41.58	38		1250	53.4
17		500	25.86	39		750	32.81
18		250	25.24	40		250	27.6
19	Isıtıcı	1124.5	121.8	41	Bakır Dış Yüzey Sıcaklığı	2070	55.72
21		1274.5	156.45	42	Ortam Sıcaklığı		30.16
22		1347.5	166.21				
23		1428.5	159.52				
24		1576.5	131.59				

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

Termoelemanların test düzeneği üzerindeki yerleşimi Şekil 3.3a’da görülmektedir. Ayrıca termoeleman uçlarının yerleşim listesi Tablo 3.2’de verilmektedir.

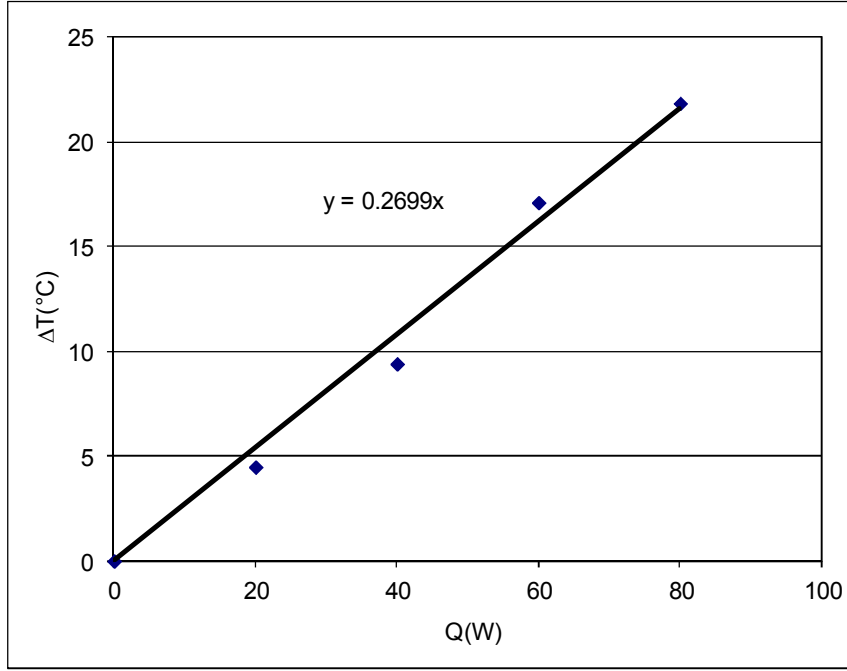
Yapılan deneylerde sıvı-buhar arayüzeyinin hızının sinüzoidal olduğu ve verilen frekans aralığında yüzeyde herhangi bir dalgalanmanın olmadığı gözlemlenmiştir. Isıtıcı aktif kısmı su içerisinde kalacak şekilde, ısı güçleri dört kez, genlik üç kez ve frekans beş kez değiştirilerek 60 deney yapılmıştır (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)	25	Soğutma suyu giriş sıcaklığı
2	Prob1 de bulunan 2 nolu eleman (T_{p1} 2)	26	Soğutma suyu çıkış sıcaklığı
3	Prob1 de bulunan 3 nolu eleman (T_{p1} 3)	27	Soğutucu yüzey sıcaklığı (T_s 1)
4	Prob1 de bulunan 4 nolu eleman (T_{p1} 4)	28	Soğutucu yüzey sıcaklığı (T_s 3)
5	Prob2 de bulunan 1 nolu eleman (T_{p2} 1)	29	Soğutucu yüzey sıcaklığı (T_s 4)
9	Cam dış yüzey sıcaklığı (T_c 1)	30	Soğutucu yüzey sıcaklığı (T_s 5)
10	Cam dış yüzey sıcaklığı (T_c 2)	31	Soğutucu yüzey sıcaklığı (T_s 6)
11	Cam dış yüzey sıcaklığı (T_c 3)	32	Soğutucu yüzey sıcaklığı (T_s 7)
12	Cam dış yüzey sıcaklığı (T_c 4)	33	Soğutucu yüzey sıcaklığı (T_s 8)
13	Cam dış yüzey sıcaklığı (T_c 5)	35	Yalıtım dış yüzey sıcaklığı (T_i 1)
14	Cam dış yüzey sıcaklığı (T_c 6)	36	Yalıtım dış yüzey sıcaklığı (T_i 2)
15	Cam dış yüzey sıcaklığı (T_c 7)	37	Yalıtım dış yüzey sıcaklığı (T_i 3)
16	Cam dış yüzey sıcaklığı (T_c 8)	38	Yalıtım dış yüzey sıcaklığı (T_i 4)
17	Cam dış yüzey sıcaklığı (T_c 9)	39	Yalıtım dış yüzey sıcaklığı (T_i 5)
18	Cam dış yüzey sıcaklığı (T_c 10)	40	Yalıtım dış yüzey sıcaklığı (T_i 6)
19	Isıtıcı yüzey sıcaklığı (T_w 1)	41	Bakır dış yüzey sıcaklığı
21	Isıtıcı yüzey sıcaklığı (T_w 3)	42	Ortam sıcaklığı (T_o)
22	Isıtıcı yüzey sıcaklığı (T_w 4)		
23	Isıtıcı yüzey sıcaklığı (T_w 5)		
24	Isıtıcı yüzey sıcaklığı (T_w 6)		

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. Isıtıcı etrafına gözenekli katman oluşturulduğu için ısıtıcı dış yüzey sıcaklığı hesapları gözenekli ortama ait sıcaklık değerleri ile ilgili bilgi vermektedir. 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

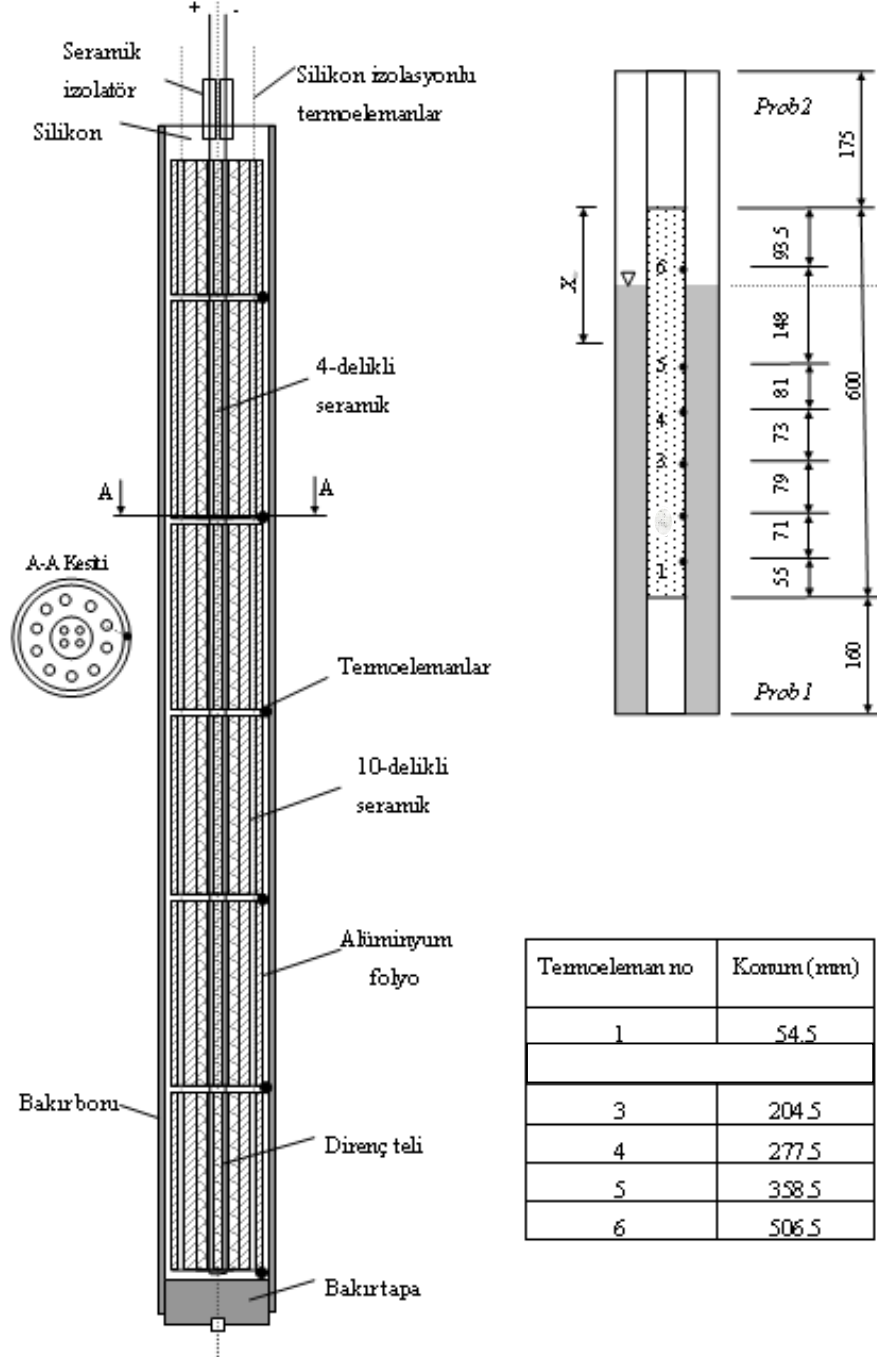
Sıvı kolonunun hareketi araştırmacılar tarafından bulunan ampirik bağıntı,

$$z(t) = z_o - z_m \cos(\omega t + \phi) \quad (3.1)$$

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. [73]. Kolon yüksekliğinin zamana göre türevi ortalama sıvı hızını vermektedir.

3.3.2 Isıtıcı yüzey sıcaklığının belirlenmesi

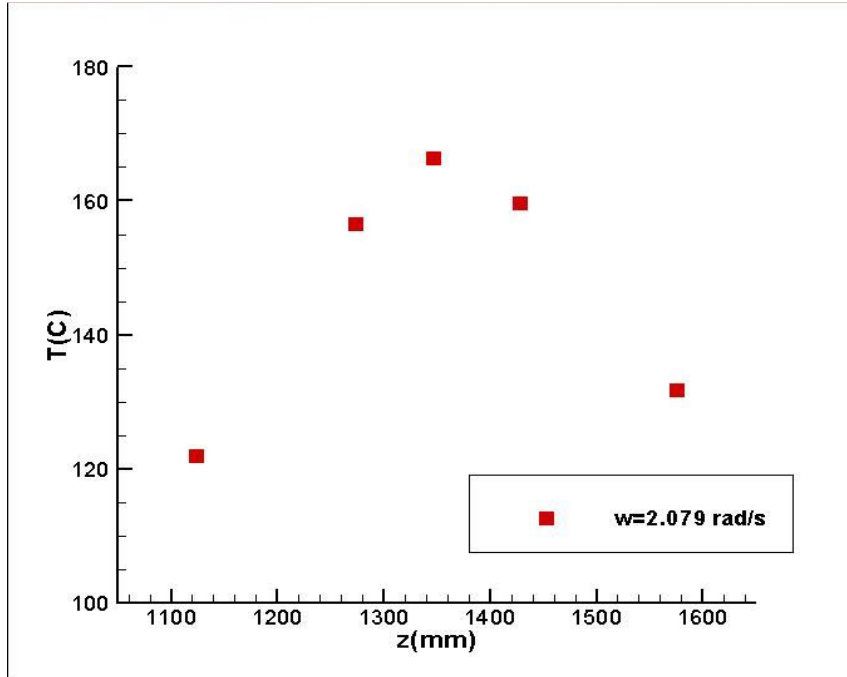


Şekil 3.5 : Isıtıcı iç yapısı ve termoelemanların konumları.

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 akışı 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, deney3, 0.1m, 20 d/d).

Şekil 3.6’da görüldüğü gibi uzunluk olarak ısıtıcının yaklaşık %40’ı eş sıcaklıktadır. Sırasıyla ısıtıcı 1, 3, 4, 5 ve 6 nolu termoelemanlar 1124.5, 1274.5, 1347.5, 1428.5 ve 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 93.5 mm 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. 2 nolu termoeleman arızalı olduğundan ölçümlerde yer almamıştır.

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

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

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.

$$T_{wo} = \frac{1}{A} \int_A T_{w,x}(x) dA \cong \frac{T_{w1} + T_{w3} + T_{w4} + T_{w5} + T_{w6}}{5} \quad (3.3)$$

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 etkin ısıl direncin ortalaması vasıtasıyla akışkan yerel ortalama sıcaklığının zaman ortalaması

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

$\bar{h}$ Akdağ'ın yaptığı çalışmada önerilen Nusselt korelasyonu vasıtasıyla T_{wo} yerine T_w ve T_m yerine T_∞ kullanarak $Pr \approx 3,5$ olduğundan kullanılabilir. Çünkü bu bölgede henüz kaynama görülmemektedir ve akışkan yığın sıcaklığı Akdağ'ın çalışma aralığına düşmektedir. [73].

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 problemler vasıtasıyla saniyelik kesit ortalama sıcaklıkları ve çapsal doğrultudaki sıcaklık değişimleri elde edilebilmektedir. Problemlerden bir tanesi akış boyunca tamamen su içerisinde bir tanesi de kısmen buhar kısmen yoğunlaşmış sıvı içerisinde kalmaktadır. Bu problemlerden su içerisinde kalana Prob1, buhar içerisinde kalana Prob2 adı verilmiştir. Bu problemler vasıtasıyla kesit ortalama sıcaklıkları bulunabilmektedir. Ancak akışın kaynama içeren ve periyodik olmasından dolayı bu problemler vasıtasıyla sıcaklık profilini tam olarak yakalamak mümkün değildir. Sıcaklık profilini yakalamak için problem içerisine (kesit üzerine) çok sayıda termoeleman yerleştirmek, ek olarak veri alma sıklığını artırmak gerekmektedir.

Ancak bu durum akışın bozulmasına sebep olacaktır. Problem içinde bulunan dört adet termoelemenden alınan bu sıcaklıkların alan ağırlıklı ortalamaları alınarak kesit için kanallar arasındaki veri alma sıklığı kadar farklar nedeniyle saniyelik ortalama sıcaklık değeri

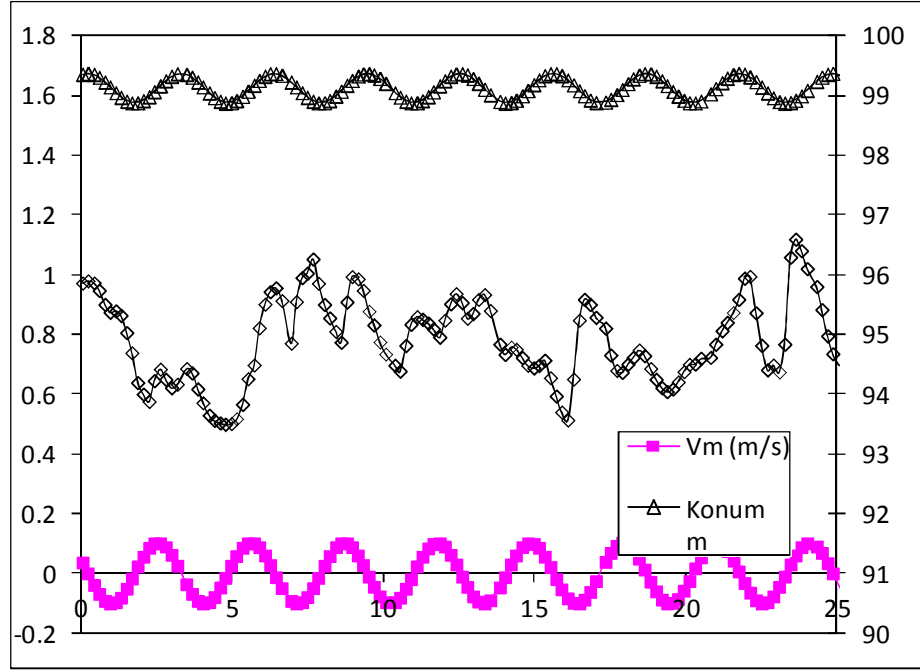
$$T_{10}(t) = \frac{1}{A} \int_A T_i(t, y) dA = \frac{1}{\pi(R_2^2 - R_1^2)} [A_1 T_1 + A_2 T_2 + A_3 T_3 + A_4 T_4] \quad (3.5)$$

şeklinde elde edilmektedir.

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 yoğunlaşmış sıvı ile temasta olması buhar tarafı için sade tek frekanslı basit harmonik hareket kabulüne dayanan analizi geçersiz kılar (Şekil 3.7). Ancak kaynama olmayan deneylerde belirgin çevrimsellik gözlenmektedir.

Akışkan üzerinde hız alanı bilgisi içeren ölçümler yapılamamış olduğundan ve imkanlar dahilinde çalışılan ısı akışı aralığında ara bağlantı boruları yalıtılsa bile bu bölgedeki yoğunlaşma ihmal edilemez ve belirlenemez değerler aralığında kaldığından kaynama debisi enerji dengesinden arda kalan terim olarak elde edilmiştir.



Şekil 3.7 : Buhar Ortalama Sıcaklığının, Hızın ve Konumunun Zamanla Değişimleri.

3.3.4 Cam dış yüzey sıcaklıkları

Dış cidar üzerine yapıştırılan 10 adet termoeleman vasıtasıyla camın dış yüzey sıcaklıkları ölçülmektedir (Bkz. 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 sinüzoidalite bozulmakta ve sıcaklıklar yaklaşık sabit bir değerde kalmaktadır.

3.3.5 Buhar kaçağı-kontrol hacminin kütlesinin azalması

Kaynama görülen deneylerde sıvı kolonu yüksekliği alçalmış ve hatta su eklemek durumunda kalılabilmektedir. 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 ısınin tayin edilmesi gerekmektedir. Çevreye geçen ısınin

büyük bir kısmını HSK içerisinde kaynayan akışkanın buhar soğutucusun bakır bağlantı Te lerinden çevreye doğal taşınım ve ışınlımla 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 iletim ile ısı 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 6 termoeleman yerleştirilmiştir (Tablo 3.2). Hesaplarda bu termoelemanların konumlarına göre bölgeler halinde çözüme gidilmiştir (Tablo 3.4).

Yalıtım yapılmayan bölgelerde diğer sonuçları teyit amacıyla doğal taşınım vasıtasıyla Eşitlik (3.7)'yi kullanarak ısı geçişi hesabı yapılmıştır. Yalıtımdan çevreye kayıplar Ek G1'te gösterilmiştir.

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

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

Tablo 3.4 : 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	72.01
10	1750	86.26
11	1625	98.64
12	1500	99.4
13	1375	97.84
14	1250	78.62
15	1000	84.22
16	750	41.58
17	500	25.86
18	250	25.24
35	1750	48.64
36	1625	60.00
37	1500	56.41
38	1250	53.4
39	750	32.81
40	250	27.6

Tablo 3.5 : Termoeleman Konumlarına Göre Oluşturulan Bölgelerden Çevreye Isı Geçişi Hesabında Kullanılan Termoeleman Numaraları.

Konum(mm)	İletim	Taşıyım
1925-1751	9-10	9-Ortam
1750-1626	10-35	
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 3.5). 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 güvenilirliğini azaltmaktadır.

3.4.2 Soğutma suyu tarafından çekilen ısı

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

$$\dot{Q}_s = \dot{m}c_p(T_g - T_\varphi) \quad (3.8)$$

ifadesinden yararlanarak hesaplanmaktadır.

Yapılan deneyler sonucunda ısıtıcı yüzeyinden verilen ısıнын 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 ısıнын 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 3.5)'den son dört konum aralığını içermektedir.

3.4.3 Su tarafına geçen net ısıнын belirlenmesi

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

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

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 [13] 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

$$x_m = 2 R_v A_p / A \quad (3.10)$$

Yerçekimi ivmesi volan eylemsizlik ataleti yanında ihmal edilebilecek mertebelerdedir. Bu durumda ara yüzey hareketi en genel halde

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

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

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.

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

$$v_s(t) = \frac{x_m}{2} \omega \sin(\omega t + \phi) \quad (3.12)$$

³ Sıcaklıkla akışkan genişmekte olduğundan deney başlangıcında salınım eksenine göre çakışık olan doldurma yüksekliği deney anında bir miktar farklılık göstermektedir. Sıcaklık salınım genliği ve frekansta ancak ihmal edilir farklılıklara yol açmaktadır.

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 ($\Delta T_{\max} < 1^\circ\text{C}$).

Suyun termodinamik özellikleri alan ağırlıklı ortalama sıcaklığın zaman ortalamasında alınmıştır. İstenen an için kesitten geçen enerji;

$$\dot{Q} = u_i A \rho_i c_i T_{bi}(y, t_i) \quad (3.13)$$

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. Bulunan bu değerler, sayısal integral alma metodu olan trapezoid kuralıyla ve ikinci bir yol olarak sigmaplot programıyla ön tanımlı fonksiyonlarla,

$$\dot{Q} = \int u A \rho_i c_i T_{bi}(0, t) \quad (3.14)$$

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 periyod içerisinde eşit olarak bölüşülmemesine, deneysel ölçümlerde belirgin çalkantıların mevcut olmasına, sıcaklık ve hız dağılımının tüm kesite yayılmışken kesitin belirli bir kısmında ancak ve sınırlı sayıda gerçekleştirilen sıcaklık ölçmelerinin yetersiz kalmasına ve kaynamanın fiziki gereği deneysel zorluklar içermesine bağlanmaktadır.

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 tespit 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 tespiti gerekmektedir.

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 sıkıştırılmaz 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

$$v_s(t) = u_m \sin(\omega t + \phi) \quad (3.15)$$

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)’in integrasyonu ile

$$z(t) = z_0 - \frac{x_m}{2} \cos(\omega t + \phi) \quad (3.16)$$

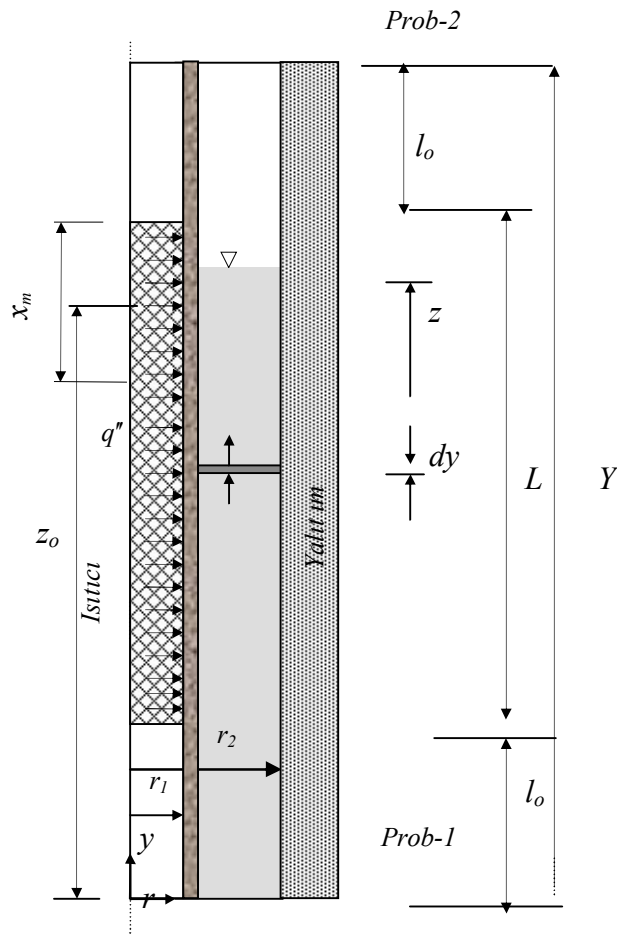
bulunur. Burada $x_m = 2 R_v A_p / A$ dır.

Şekil 3.8’den de anlaşılacağı gibi sıvı kolonunun titreşim eksenini 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 5 adet termoelemanından 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 $9(\sqrt{2\nu/\omega})$ mertebelerindedir. Duvardan uzaklaştıkça (duvar) momentum yayılımı hızla azalır. Duvar etkisinin etkili olduğu derinlik yaklaşık

$$\delta \cong 3\sqrt{2\nu/\omega} \quad (3.17)$$

olup su için bu derinlik, bu çalışmadaki frekanslar için 1 mm'nin altında kalmaktadır. Bu sebeple, halkasal kanal içinde hız profili düzenli tek serbestlik dereceli sinüzoidal kabul edilebilir. Viskoz yayılım, 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.



Şekil 3.8: Deneysel hesaplama için seçilen kontrol hacmi ve boyutları.

Kaynamanın görülmediği durumda enerjinin korunumu

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

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,

$$\frac{\partial T_b(y, t)}{\partial t} + u(t) \frac{\partial T_b(y, t)}{\partial z} = \frac{q'' P}{\rho c A} = \frac{2}{\rho c (R_1^2)} (R_1 q_1'') \quad (3.19)$$

Burada ortalama karışım sıcaklığı $T_b = \frac{1}{A} \int_A T dA$ 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,

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

olmak üzere;

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

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

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

$u(t) - v_s$ farkı ihmal edilirse sol taraftaki ikinci terim düşer. Denklem (3.20) 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 ısı 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,

$$\frac{1}{\tau} \int_{t=0}^{t=\tau} \left[\frac{\partial}{\partial t} \int_{l_0}^{z(t)} T_b(y,t) dy \right] dt - \frac{1}{\tau} \int_{t=0}^{t=\tau} u(t) T_b(l_0,t) dt = \frac{1}{\tau} \int_{t=0}^{t=\tau} \frac{q'' P}{\rho c A} y dt \quad (3.23)$$

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

$$-\frac{1}{\tau} \int_{t=0}^{t=\tau} u(t) T_b(l_0,t) dt = \frac{q'' P}{\rho c A} y \quad (3.24)$$

elde edilir.

Burada y^* girişten menisküse kadar olan mesafeyi göstermektedir. *Menisküs*

cam malzemelere konulan sıvının yüzeyinin, sıvının cam çeperleri ıslatması nedeniyle oluşturduğu görünüşe denilmektedir.

$$Q_l = \int_0^{\tau} \int_{l_0}^{y^*} 2\pi r_1 q_1'' dy dt \quad (3.25)$$

suya bir çevrim boyunca geçen

$$\frac{1}{\tau} \int_{t=0}^{t=\tau} \frac{q'' P}{\rho c A} y dt = \frac{1}{\rho c A} \int_0^{\tau} \int_{l_0}^{y^*} 2\pi r_1 q_1'' dy dt \quad (3.26)$$

olur.

Kaynama Görülen Durum

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

Termodinamiğin I.yasası

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{V_s} \rho e dV + \int_{A_{gc}} \rho h u(t) dA = \dot{Q} - \dot{W} \quad (3.27)$$

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

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

Terimler açılırsa denklem

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{V_s} \rho u dV + \frac{\partial}{\partial t} \int_{V_s} \rho(ke + pe) dV + \int_{A_{gg}} \rho h u dA + \int_{A_{gg}} \rho(ke + pe) u dA = \dot{Q} - \dot{W} \quad (3.29)$$

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

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

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

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

elde edilir. Yapılan deney sanki sürekli bir rejimde yapılan periyodik 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.

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

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

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

eldesine 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_I , ortalama ısıtıcı yüzey sıcaklığı ve suyun giriş ortalama sıcaklığı arasında,

$$Q_l = 2\pi r_l \bar{L} \bar{h} (T_{wo} - T_m) \left(\frac{2\pi}{\omega} \right) \quad (3.34)$$

ilişkisini yazarsak Nusselt sayısı;

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{h}L}{k} = \frac{L}{k} \frac{Q_l}{2\pi R_l L (T_{wo} - T_m) \left(\frac{2\pi}{\omega} \right)} \quad (3.35)$$

olarak tariflenebilir. Bu bağıntı kullanılarak deneylerde elde edilen Nusselt sayıları Şekil 3.10'da boyutsuz parametrelere bağlı olarak toplu halde verilmiştir. Burada ortalama su sıcaklığı,

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

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

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 belirtilmiştir.

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

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 elde edilmiştir. Korelasyonlar; tüm deneyler, kaynama olmayan deneyler, kaynama olan deneyler, kaynama olan $A_o = 5.128$ ve kaynama olan $A_o = 7.692$ olan deneyler için yapılmış olup

Tüm Deneyler

$$\overline{Nu} = 6.477 A_o^{0.382} Re^{0.31} Pr^{-0.237} \quad (3.38)$$

$$\text{Hata } R^2 = 0.248$$

Kaynama Olmayan Deneyler

$$\overline{Nu} = 2.283 A_o^{0.437} Re^{0.383} Pr^{0.051} \quad (3.39)$$

$$\text{Hata } R^2 = 0.464$$

Kaynama Olan Deneyler

$$\overline{Nu} = 13250 A_o^{0.449} Ja^{0.147} Re^{-0.221} Pr^{-5.097} \quad (3.40)$$

$$\text{Hata } R^2 = 0.492$$

Kaynama Olan Deneylerden $A_o = 7.692$ olanlar

$$\overline{Nu} = 0.826 \text{Ja}^{0.975} \text{Re}^{0.737} \text{Pr}^{4.07} \quad (3.41)$$

$$\text{Hata } R^2 = 0.477$$

Kaynama Olan Deneylerden $A_o = 5.128$ olanlar

$$\overline{Nu} = 40060 \text{Ja}^{0.111} \text{Re}^{-0.23} \text{Pr}^{-5.766} \quad (3.42)$$

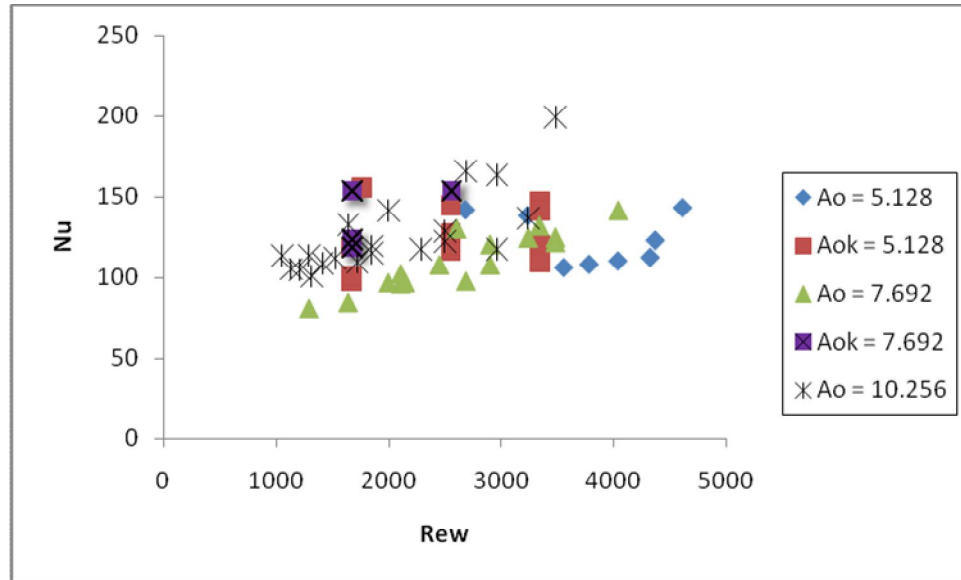
$$\text{Hata } R^2 = 0.485$$

şeklinde verilebilir. Bu eşitliklerin geçerli olduğu aralık,

$$1000 < \text{Re}_w < 5000$$

Akışkan özellikleri akışkan ortalama sıcaklığında alınmalıdır. Sırasıyla Eşitlikler (3.38 - 3.42) ile deneysel verilerin karşılaştırması EK İ’de grafikler ile verilmiştir.

Aşağıdaki grafikte, Nusselt sayılarının boyutsuz genliğe göre değişimi görünmekte olup, Nu sayılarının ilgili boyutsuz parametrelere bağlı olarak değişimi ise tüm deneyler için Ek H’de tablo halinde toplu olarak verilmiştir.



Şekil 3.9: Nusselt sayılarının boyutsuz genliğe göre değişimi.

Şekil 3.9’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. Salınlımlı akışta ısı geçişi için iki önemli parametrenin *genlik* ve *frekans* olduğu söylenebilir.

4. SONUÇLAR

4.1 Değerlendirme

Buharlaşmanın ihmal edilebildiği durum için kurulmuş olan deney düzeneğine eksilen kütlenin basınç dalgalanmalarını göz önüne alarak geri kazandırılabilceği hareketli sıvı kolonu tank ilavesiyle deneyler gerçekleştirilmiştir. Deneylerde amaçlanan sinüzoidal zorlanmış halkasal akışta gözenekli ortamda kaynamanın ısı transferine etkisinin tespit edilmesidir. Bu amaçla yapılanlar, salınlı, çalkantılı akışlar ile ilgili temel bilgiler araştırılmış mevcut bilgilerden incelenen durumla ilgili ne tür parametrelerin ve fiziksel olayların deneysel, teorik çalışmaları etkileyebileceği belirlenmiştir.

Aynı durumların gözenekli ortamda nasıl değişeceği kavramı literatürden araştırılmıştır. Kaynamalı durumda salınlı akışlarla ilgili olaylardan eksenel kütle yayılımının ve kütle yayılım kaynaklı ısı geçişinin ihmal edilebilir olduğu kabul edilmiştir. Pi teoremi yardımıyla sonlu uzunluktaki bir boruda salınlı akış için korunum denklemlerinin boyutsuzlaştırılması ile elde edilen benzerlik parametrelerinden, kinetik Reynolds sayısı Re_w , 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 tespit edilmiştir. İki fazlı akışlar hususunda akış karakteristiği incelenip akış rejimi tespit edildikten sonra taşınım yukarı doğru düşey akış kaynaması durumunda karşılaşılan akış rejimi yaklaşımlarının salınlı akışlar için kullanılabilirliği araştırılmıştır. Mevcut analizin bir boyutlu iki fazlı akışa ait temel modellerden ayrık akış modeli kullanılarak türetilen bir yapıya uygun olduğu tespit edilmiştir. Sıcaklık ölçmeleri ve nitel gözlemlerle tesbit edilen soğutulmuş akış kaynamasının kabarcıklı bölgesi için ısı transferi hesabı için Bowring [36], Rohsenow [37] ve Bergles-Rohsenow'un [38] ortaya koyduğu üç ayrı yaklaşım incelenmiştir. Salınlı akışta habbe oluşumu mekanizmasının ne gibi farklılıklar içerebileceği araştırıldıktan sonra habbe salım frekansı için Mikic-Rohsenow bağıntısı önerilmiştir [42].

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'nin kontrol hacmi yaklaşımıyla modelleri üzerinde güncelleştirmeler yapılmıştır. Sinüzoidal sıcaklık dağılımlı üniform sıkıştırılmaz akış durumunu olayın fiziğini ortaya koymadığı gösterilmiştir.

Sonuçlar özellikle düşük Reynolds sayılarında, yüksek ısı girişinde sürtünme direncinin azaldığını göstermektedir. Verilen bir ısı girişi için, düşük Reynolds sayılarında, sürtünme kayıplarındaki azalmanın, sıcaklığa bağlı akışkan viskozitesindeki azalmadan kaynaklandığı düşünülmüştür. Kritik bir salınım akışı frekansının üstünde Newton'un soğuma yasası geçerliliğini kaybetmektedir.

Daha büyük bir ısı geçişi alanı sağlayan; fakat aynı zamanda akışa da direnç oluşturan gözenekli ortamın varlığında ısı geçişi katsayısı ve dolayısıyla Nu sayıları artış göstermektedir.

Deneylerden elde edilen değerlerle bulunan Nusselt sayıları için boyutsuz sayılara bağlı olarak

Tüm Deneyler

$$\overline{Nu} = 6.477 A_o^{0.382} Re^{0.31} Pr^{-0.237} \quad (4.1)$$

$$\text{Hata } R^2 = 0.248$$

Kaynama Olmayan Deneyler

$$\overline{Nu} = 2.283 A_o^{0.437} Re^{0.383} Pr^{0.051} \quad (4.2)$$

$$\text{Hata } R^2 = 0.464$$

Kaynama Olan Deneyler

$$\overline{Nu} = 13250 A_o^{0.449} Ja^{0.147} Re^{-0.221} Pr^{-5.097} \quad (4.3)$$

$$\text{Hata } R^2 = 0.492$$

Kaynama Olan Deneylerden $A_o = 7.692$ olanlar

$$\overline{Nu} = 0.826 Ja^{0.975} Re^{0.737} Pr^{4.07} \quad (4.4)$$

$$\text{Hata } R^2 = 0.477$$

Kaynama Olan Deneylerden $A_o = 5.128$ olanlar

$$\overline{Nu} = 40060 Ja^{0.111} Re^{-0.23} Pr^{-5.766} \quad (4.5)$$

$$\text{Hata } R^2 = 0.485$$

bağıntıları bulunmuştur. Bu eşitliklerin geçerli olduğu aralık,

$$1000 < Re_{\omega} < 5000 \text{ ' dir.}$$

4.2 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.
- Gözenekli ortamın ısı transferine etkisi, sıcaklıklarda, ısı transferi katsayılarında ve Nu sayılarında oluşturduğu artış Ek H de ve grafiklerde belirgin biçimde görülmektedir.
- Gözenekli ortamda yüksek ısı akısında düşük frekansta motor gücünün salınımlı akış oluşturmaya yetmediği gözlemlenmiştir.

4.3 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.
- Nümerik çözüm yöntemlerinden veya bunlardan yararlanan yazılımlar kullanılabilir.
- Kullanılan gözenekli ortam çeşitlendirilebilir; farklı geometrilerde ve teknik özelliklerde malzemeler kullanılabilir.
- Gözenekli ortamın daha homojen olarak ısıtıcı çevresine sarılması sağlanabilir. Böylelikle hesaplamamalarındaki olası hatalar da en aza indirilir.
- Yüksek ısı akısı ve düşük genlikte gözenekli ortamın oluşturduğu dirençten kaynaklı durumun önüne geçmek için daha büyük güçte bir motor kullanılabilir.
- Elde edilen Nu sayılarında kaynama olan ve olmayan deneyler arasında ani sıçramalar görülmektedir. Bunun için daha detaylı bir inceleme yapılabilir. İki deney arasındaki frekans değiştirilerek arada birkaç deney daha yaparak Nu sayısındaki ani değişimin tam nedeni açıklanabilir.

KAYNAKLAR

1. **Akdağ, Ü.** (2005). *Hareketli sıvı kolonunda ısı geçişinin incelenmesi*, in *Makina Fakültesi*. İstanbul Teknik Üniversitesi: İstanbul.
2. **Sayar, E.** (2008). *Hareketli sıvı kolonunda kaynamanın incelenmesi*, in *Makina Fakültesi*. İstanbul Teknik Üniversitesi: İstanbul.
3. **Chou, H.-M., R.-F. Horng, and Y.-S. Liu.** (2002). *The effects of vibration and reciprocating on boiling heat transfer in cylindrical container*. International Communications in Heat and Mass Transfer. **29**(1): p. 87-95.
4. **Kuzay, T.M., J.T. Collins, and J. Koons.** (1999). *Boiling liquid nitrogen heat transfer in channels with porous copper inserts*. International Journal of Heat and Mass Transfer **42**(7): p. 1189-1204.
5. **D. Japikse.** (1964). *Advances in heat transfer*. Vol. 9. New York ; London : Academic Press.
6. **Greif, R.** (1988). *Natural Circulation Loops*. Journal of Heat Transfer. **110**(4b): p. 1243-1258.
7. **Huang, B.J. and R. Zelaya.** (1988). *Heat Transfer Behavior of a Rectangular Thermosyphon Loop*. Journal of Heat Transfer. **110**(2): p. 487-493.
8. **Nika, P. et al.** (2007). *Wall and fluid inlet temperature effect on heat transfer in incompressible laminar oscillating flows*. International Journal of Refrigeration. **30**(6): p. 946-957.
9. **Nika, P., Y. Bailly, and F. Guermeur.** (2005). *Thermoacoustics and related oscillatory heat and fluid flows in micro heat exchangers*. International Journal of Heat and Mass Transfer. **48**(18): p. 3773-3792.
10. **Zhang, Y. and A. Faghri.** (2002). *Heat transfer in a pulsating heat pipe with open end*. International Journal of Heat and Mass Transfer. **45**(4): p. 755-764.
11. **Arslanturk, C.** (1997). *Analysis of fluidyne heat machine*, in *Mechanical engineering*. Istanbul Technical University: Istanbul,Turkey.
12. **Arslan, G.** (2007). *Üç kolonlu titreşimli ısı borusunun matematiksel modellenmesi ve deneysel incelenmesi*.
13. **Arslanturk, C. and A. Ozguc.** (2000). *Hydrodynamic and thermal analysis of Fluidyne heat engine*. Applied Mechanics and Engineering. **5**: p. 435-449.
14. **Özdemir, M. and A.F. Özgüç.** (2003). *A simple mathematical model to analyse a fluidyne heat machine*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy. **217**(1): p. 91-100.
15. **Womersley, J.R.** (1955). *Method for the calculation of velocity, rate of flow and viscous drag in arteries when the pressure gradient is known*. The Journal of physiology. **127**(3): p. 553-563.
16. **Uchida, S.** (1956). *The pulsating viscous flow superposed on the steady laminar motion of incompressible fluid in a circular pipe*. Zeitschrift für angewandte Mathematik und Physik ZAMP. **7**(5): p. 403-422.

17. **Akhavan, R., R. Kamm, and A. Shapiro.** (1991). *An investigation of transition to turbulence in bounded oscillatory Stokes flows Part 1. Experiments.* Journal of Fluid Mechanics. **225**: p. 395-422.
18. **Hino, M., M. Sawamoto, and S. Takasu.** (1976). *Experiments on transition to turbulence in an oscillatory pipe flow.* Journal of Fluid Mechanics. **75**(02): p. 193-207.
19. **Gerrard, J. and M. Hughes.** (1971). *The flow due to an oscillating piston in a cylindrical tube: a comparison between experiment and a simple entrance flow theory.* Journal of Fluid Mechanics. **50**(01): p. 97-106.
20. **Peacock, J. and J. Stairmand.** (1983). *Film gauge calibration in oscillatory pipe flow.* Journal of Physics E: Scientific Instruments. **16**(6): p. 571.
21. **Atabek, H.B. and C.C. Chang.** (1961). *Oscillatory flow near the entry of a circular tube.* Zeitschrift für angewandte Mathematik und Physik ZAMP. **12**(3): p. 185-201.
22. **Zhao, T. and P. Cheng.** (1996). *The friction coefficient of a fully developed laminar reciprocating flow in a circular pipe.* International journal of heat and fluid flow. **17**(2): p. 167-172.
23. **Zhao, T. and P. Cheng.** (1998). *Heat transfer in oscillatory flows.* Annual review of heat transfer. **9**: p. 1-64.
24. **Schlichting, H., K. Gersten, and K. Gersten.** (2000). *Boundary-layer theory.* Springer.
25. **Zhao, T. and P. Cheng.** (1997). *A numerical study of laminar reciprocating flow in a pipe of finite length.* Applied scientific research. **59**(1): p. 11-25.
26. **Abramowitz, M. and I.A. Stegun.** (1972). *Handbook of mathematical functions: with formulas, graphs, and mathematical tables.* Courier Dover Publications.
27. **Kurzweg, U., E. Lindgren, and B. Lothrop.** (1989). *Onset of turbulence in oscillating flow at low Womersley number.* Physics of Fluids A: Fluid Dynamics (1989-1993). **1**(12): p. 1972-1975.
28. **Lee, D.-Y., S.-J. Park, and S.T. Ro.** (1995). *Heat transfer by oscillating flow in a circular pipe with a sinusoidal wall temperature distribution.* International journal of heat and mass transfer. **38**(14): p. 2529-2537.
29. **Zhao, T. and P. Cheng.** (1995). *A numerical solution of laminar forced convection in a heated pipe subjected to a reciprocating flow.* International journal of heat and mass transfer. **38**(16): p. 3011-3022.
30. **Xiaoguo, T. and P. Cheng.** (1993). *Correlations of the cycle-averaged Nusselt number in a periodically reversing pipe flow.* International communications in heat and mass transfer. **20**(2): p. 161-172.
31. **Chen, Z. and J. Chen.** (1998). *A simple analysis of heat transfer near an oscillating interface.* Chemical engineering science. **53**(5): p. 947-950.
32. **Incropera, F.P.** (2011). *Fundamentals of heat and mass transfer.* John Wiley & Sons.
33. **Kutateladze, S.S.** (1952). *Heat transfer in condensation and boiling.* State Scientific and Technical Publishers of Literature on Machinery.
34. **Carey, V.P.** (1992). *Liquid-vapor phase-change phenomena.*
35. **Collier, J.G. and J.R. Thome.** (1994). *Convective boiling and condensation.* Oxford University Press.
36. **Bowring, R.** (1962). *Physical model, based on bubble detachment, and calculation of steam voidage in the subcooled region of a heated channel.* Norway. Institutt for Atomenergi. OECD Halden Reaktor Prosjekt.

37. **Rohsenow, W.M.** (1953). *Heat transfer with evaporation*. in *Proceedings of Heat Transfer—A Symposium Held at the University of Michigan During the Summer of 1952*.
38. **Bergles, A. and W. Rohsenow.** (1964). *The determination of forced-convection surface-boiling heat transfer*. *Journal of Heat Transfer*. **86**(3): p. 365-372.
39. **Ishii, M.** (1975). *Thermo-fluid dynamic theory of two-phase flow*. NASA STI/Recon Technical Report A. **75**: p. 29657.
40. **Ginoux, J.J.** (1978). *Two-phase flows and heat transfer with application to nuclear reactor design problems*.
41. **Cole, R. and W. Rohsenow.** (1969). *Correlation of bubble departure diameters for boiling of saturated liquids*. in *Chem. Eng. Prog. Symp. Ser.*
42. **Mikic, B. and W. Rohsenow.** (1969). *Bubble growth rates in non-uniform temperature field*. *Prog. Heat Mass Transfer*. **2**: p. 283-292.
43. **Güven, R.T.** (2005). *İçinde ısıtıcı bloklar bulunan bir kanalda zorlanmış taşınım ile soğutmanın iyileştirilmesi için gözenekli malzeme kullanımının etkilerinin sayısal olarak incelenmesi*, in *Makina Mühendisliği, Fen Bilimleri Enstitüsü*. Gazi Üniversitesi: Ankara.
44. **Kamışlı, F.** (t.y.). *Gözenekli ortamda akan akışının termodinamik analizi*.
45. **Alakuş, B.** (2010). *Non-isothermal flow models with mass diffusion for a stationary porous media by employing representative elementary volume*. *Journal of the Institute of Science & Technology of Dumlupınar University/Dumlupınar Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi*, (23).
46. **De Boer, R.** (1998). *Theory of porous media—past and present*. *ZAMM-Journal of Applied Mathematics and Mechanics/Zeitschrift für Angewandte Mathematik und Mechanik* **78**(7): p. 441-466.
47. **Maerefat, M., S.Y. Mahmoudi, and K. Mazaheri.** (2011). *Numerical simulation of forced convection enhancement in a pipe by porous inserts*. *Heat Transfer Engineering*, **32**(1): p. 45-56.
48. **Abiodun, M.** (2007). *Mathematical model for Darcy-Forchheimer flow with application to well performance analysis*. Master Thesis in Petroleum Engineering, Texas tech university, Lubbock.
49. **Kamath, P.M., C. Balaji, and S. Venkateshan.** (2013). *Heat transfer studies in a vertical channel filled with a porous medium*. *FDMP: Fluid Dynamics & Materials Processing* **9**(2): p. 111-126.
50. **Martins, A.A. et al.** (t.y.). *Modeling of transport phenomena in porous media using network models*.
51. **Guimard, P. et al.** (2004). *Pressure Drop for Flow Through Packed Beds*. Transport Process Laboratory, Carnegie Mellon University.
52. **Holdich, R.G.** (2002). *Fundamentals of particle technology*. Midland Information Technology and Publishing.
53. **Yang, C., A. Nakayama, and W. Liu.** (2012). *Heat transfer performance assessment for forced convection in a tube partially filled with a porous medium*. *International Journal of Thermal Sciences*. **54**: p. 98-108.
54. **Huang, X.Y. and C.Y. Liu.** (1996). *The developing flow in a channel filled with porous media*. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, **23**(1): p. 123-132.

55. **Guo, Z., S.Y. Kim, and H.J. Sung.** (1997). *Pulsating flow and heat transfer in a pipe partially filled with a porous medium.* International journal of heat and mass transfer. **40**(17): p. 4209-4218.
56. **Shokouhmand, H. and H. Sayehvand.** (2010). *Study of forced convection in a pipe partially filled with a porous medium.* Journal of Enhanced Heat Transfer. **17**(3).
57. **Amhalhel, G. and P. Furmański.** (1997). *Problems of modeling flow and heat transfer in porous media.* Journal of Power Technologies. **85**: p. 55-88.
58. **Quintard, M.** (2014). *Transfers in Porous Media.*
59. **Civan, F.** (2011). *Porous media transport phenomena.* John Wiley & Sons.
60. **Bear, J. and Y. Bachmat.** (1990). *Introduction to modeling of transport phenomena in porous media.* Vol. 4.: Springer.
61. **Zimmerman, R.W.** et al. (2004). *Non-linear regimes of fluid flow in rock fractures.* International Journal of Rock Mechanics and Mining Sciences. **41**: p. 163-169.
62. **A Cihat Baytaş.** (2011). *Gözenekli ortamlarda taşınım olayı.* Fen Bilimleri. **4**(1): p. 3-13.
63. **Kulga, İ.B.** (2010). *Gözenekli ortam ve komşu akışkan tabakadan oluşan bileşik sistemde akışın analitik olarak incelenmesi.*
64. **Yusuf, U. and A. Köylü.** (2012). *Yakıt hücrelerinde kullanılacak gözenekli paslanmaz çelik toz metal parçaların üretim parametrelerinin araştırılması.* Gazi Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi. **27**(2).
65. **Xu, W. and R.P. Lowell.** (1998). *Oscillatory instability of one-dimensional two-phase hydrothermal flow in heterogeneous porous media.* Journal of Geophysical Research: Solid Earth (1978–2012). **103**(B9): p. 20859-20868.
66. **Al-Sumaily, G.F. and M.C. Thompson.** (2013). *Forced convection from a circular cylinder in pulsating flow with and without the presence of porous media.* International Journal of Heat and Mass Transfer. **61**: p. 226-244.
67. **Hovi, V.** (2008). *Calculations of Boiling Two-Phase Flow Using a Porous Media Model.* Master's Thesis. Lappeenranta University of Technology.
68. **Hunt, A. and M. Manga.** (2003). *Effects of bubbles on the hydraulic conductivity of porous materials—Theoretical results.* Transport in porous media. **52**(1): p. 51-65.
69. **Scardina, P.** (2000). *Water Treatment: Fundamentals and Practical Implications of Bubble Formation.* Virginia Polytechnic Institute and State University.
70. **Louriou, C. and M. Prat.** (2012). *Pore network study of bubble growth by vaporisation in a porous medium heated laterally.* International Journal of Thermal Sciences. **52**(0): p. 8-21.
71. **Movassat, M.** (2012). *Bubble Dynamics, Oscillations and Breakup under Forced Vibration,* in *Graduate Department of Mechanical and Industrial Engineering.* University of Toronto.
72. **Vincent, O.** et al. (2014). *The fast dynamics of cavitation bubbles within water confined in elastic solids.* Soft matter. **10**(10): p. 1455-1461.
73. **Akdağ, Ü., A.F. Özgüç, and M. Özdemir.** (2014). *Hareketli sıvı kolonunda ısı geçişinin incelenmesi.* İTÜ Dergisi:D. **5**(2).

EKLER

EK A : Isıtıcı sıcaklık değişimleri

EK B : Soğutucu sıcaklık değişimleri

EK C : Cam dış yüzey sıcaklık değişimleri

EK D : Yalıtım yüzeyi sıcaklık değişimleri

EK E : Deneysel parametreler

EK F : Deneylere ait global parametreler

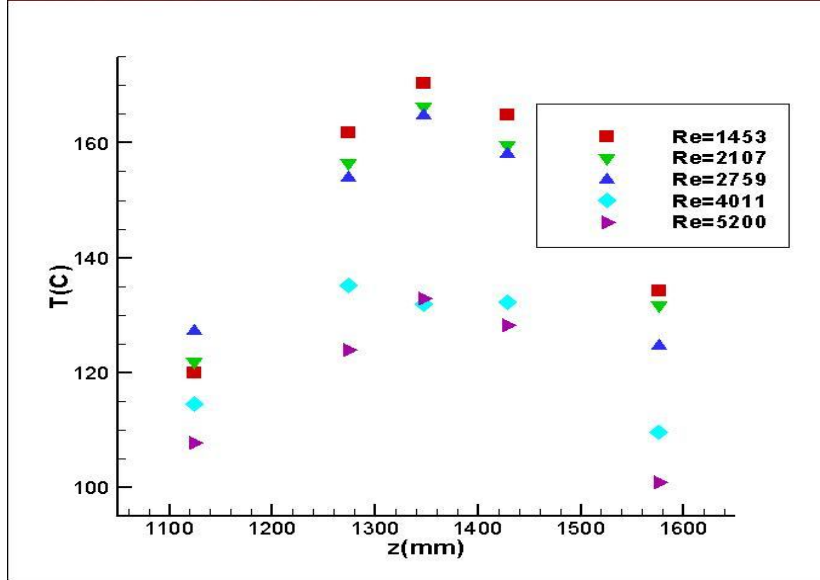
EK G: Çevreye geçen ısı

EK H: Nusselt Sayıları

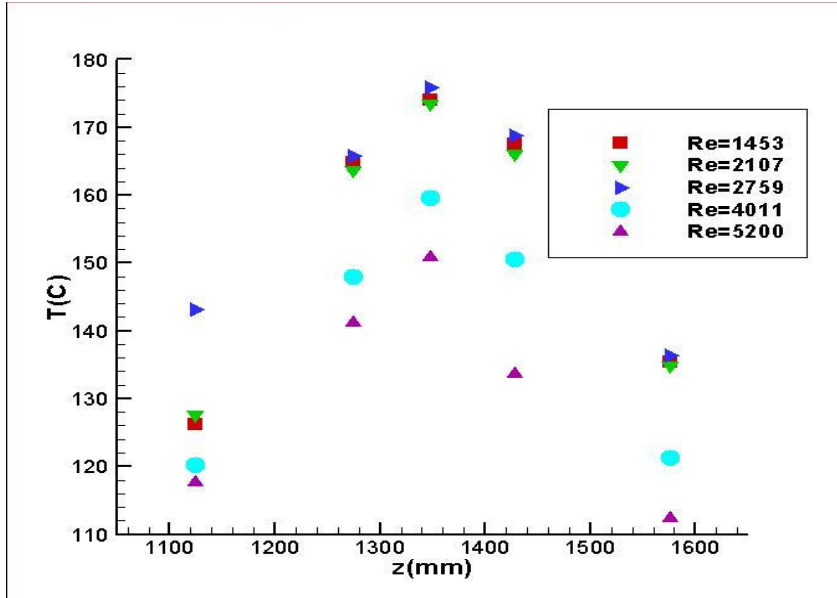
EK I : Nusselt Korelasyonları

EK A:

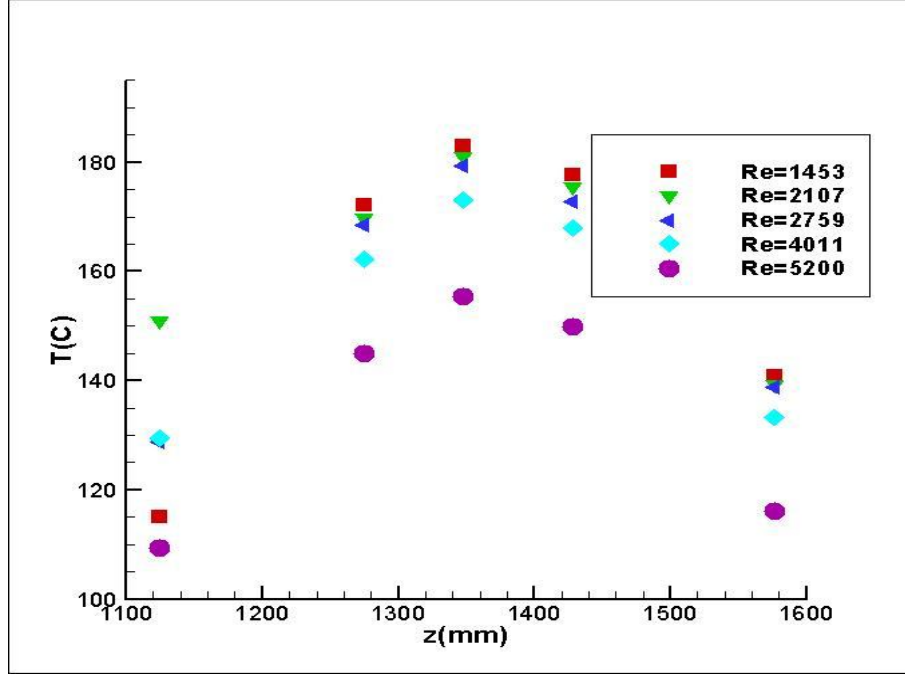
A. Isıtıcı Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Frekansa Tekabül Eden veya Boyutsuz Genlik veya Isıtıcıya Verilen Isı ile Değişimi



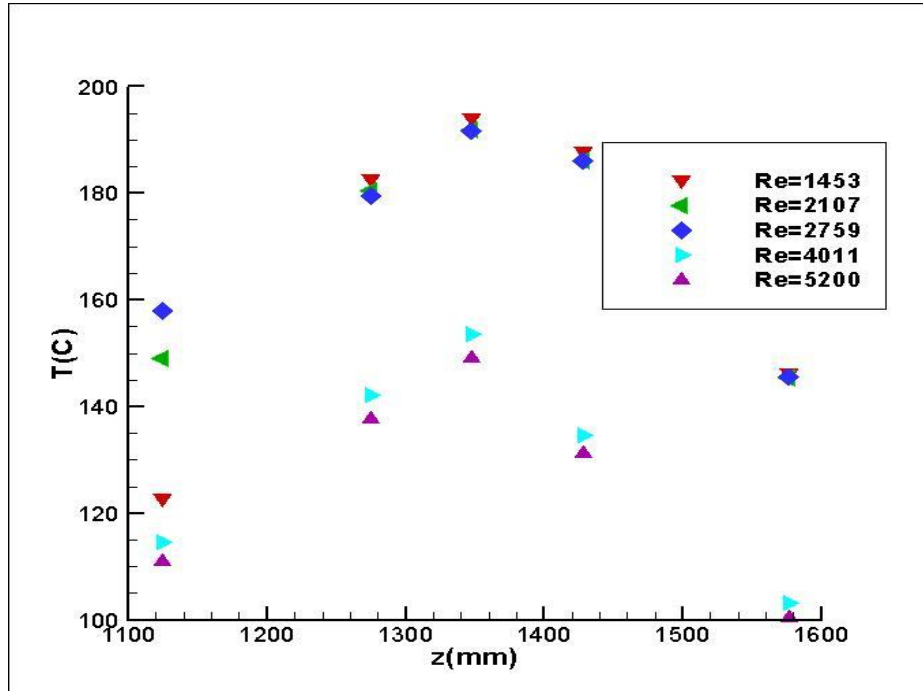
Şekil A.1 : Isıtıcı İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Frekansa Tekabül Eden Re_w ile Değişimi ($Q=115$ W, $Z_0=1625$ mm $A_0=5.128$ Deney No:1,2,3,4,ek1)



Şekil A.2 : Isıtıcı İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Frekansa Tekabül Eden Re_ω ile Değişimi
($Q=132.5$ W, $Z_0=1625$ mm, $A_0=5.128$ Deney No:20-24)

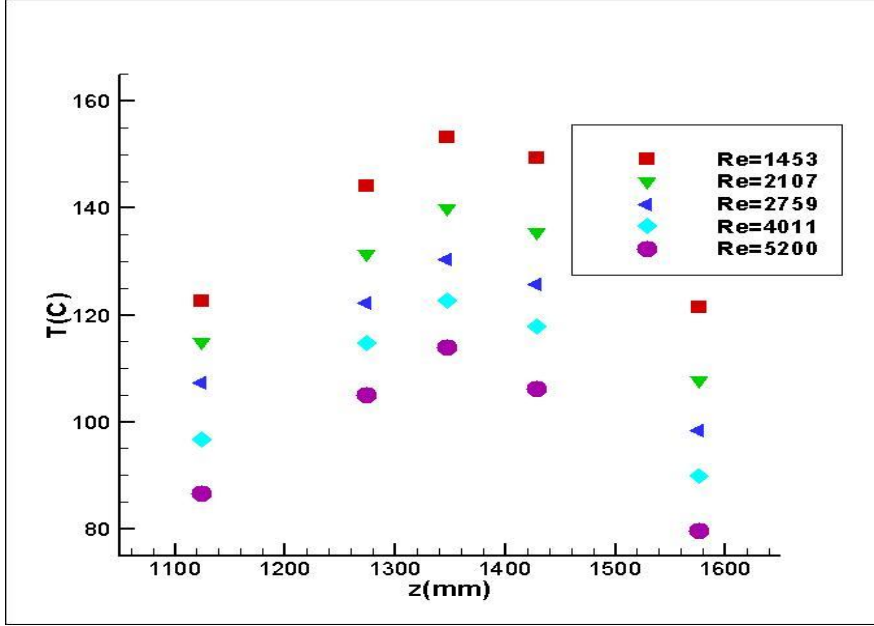


Şekil A.3 : Isıtıcı İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Frekansa Tekabül Eden Re_ω ile Değişimi ($Q=150$ W, $Z_0=1625$ mm, $A_0=5.128$ Deney No:9-13)

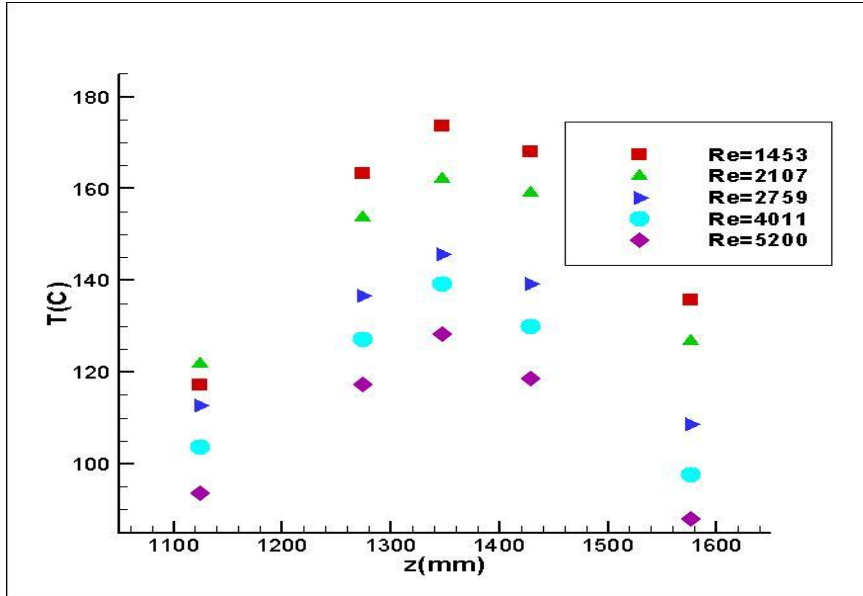


Şekil A.4 : Isıtıcı İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Frekansa

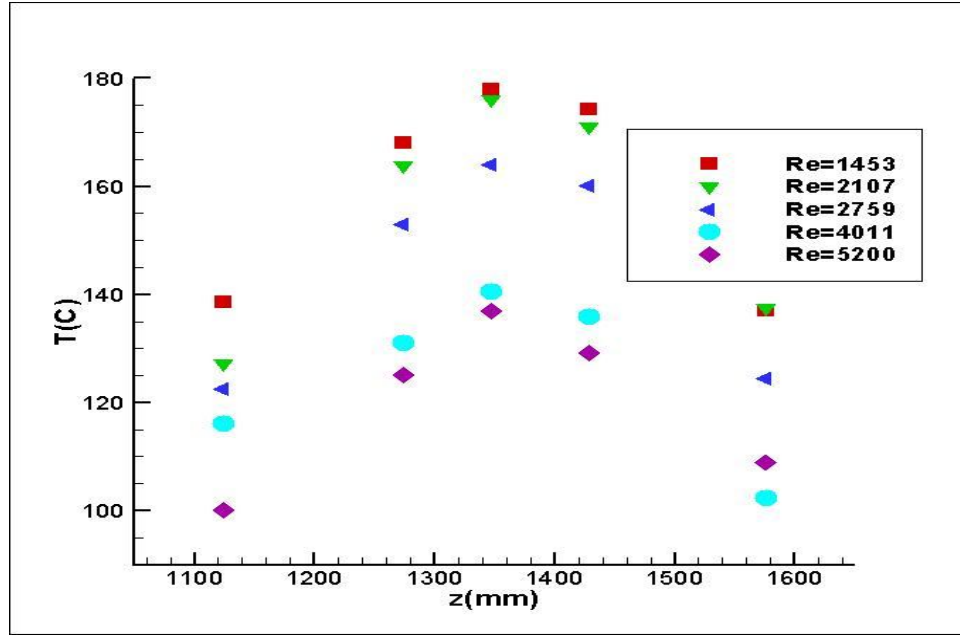
Tekabül Eden Re_ω ile Değişimi ($Q=180$ W, $Z_0=1625$ mm,
 $A_0=5.128$ Deney No:29-33)



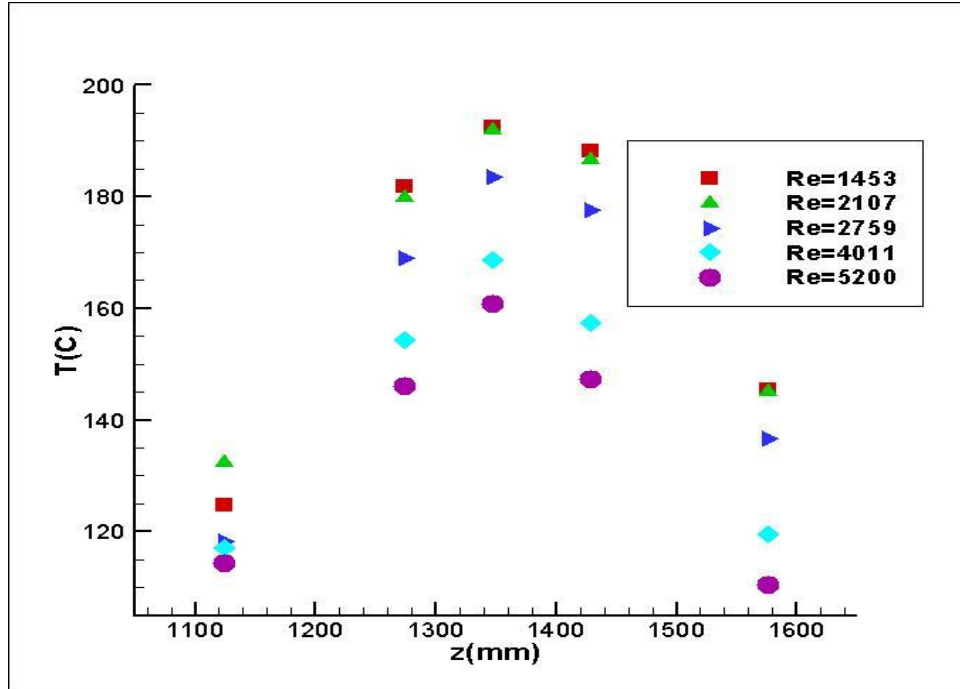
Şekil A.5 : Isıtıcı İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Frekansa Tekabül Eden Re_ω ile Değişimi ($Q=115$ W, $Z_0=1600$ mm,
 $A_0=7.692$ Deney No:5,ek2,ek3,ek7,ek8)



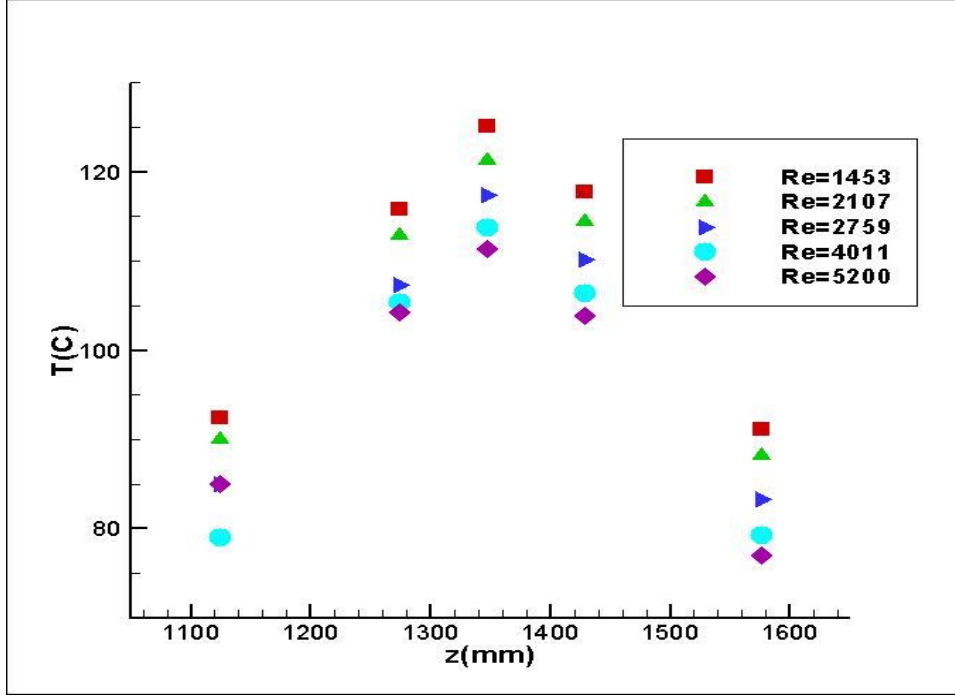
Şekil A.6 : Isıtıcı İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Frekansa Tekabül Eden Re_ω ile Değişimi ($Q=132.5$ W, $Z_0=1600$ mm,
 $A_0=7.692$ Deney No:17,18,ek4,ek5,ek6)



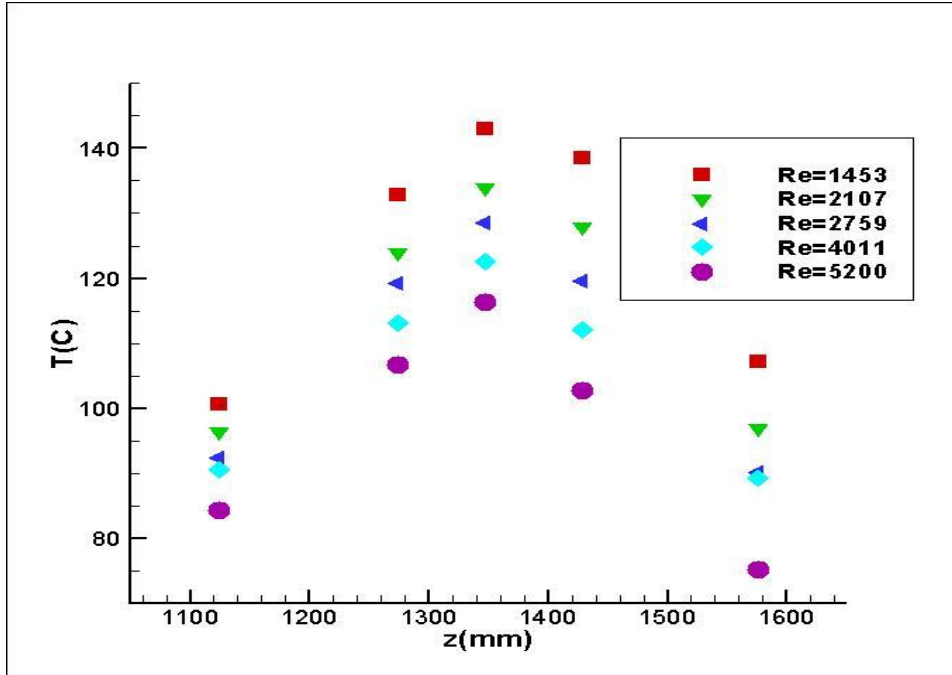
Şekil A.7 : Isıtıcı İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Frekansa Tekabül Eden Re_ω ile Değişimi ($Q=150$ W, $Z_0=1600$ mm, $A_0=7.692$ Deney No:6,7,8,ek9,ek10)



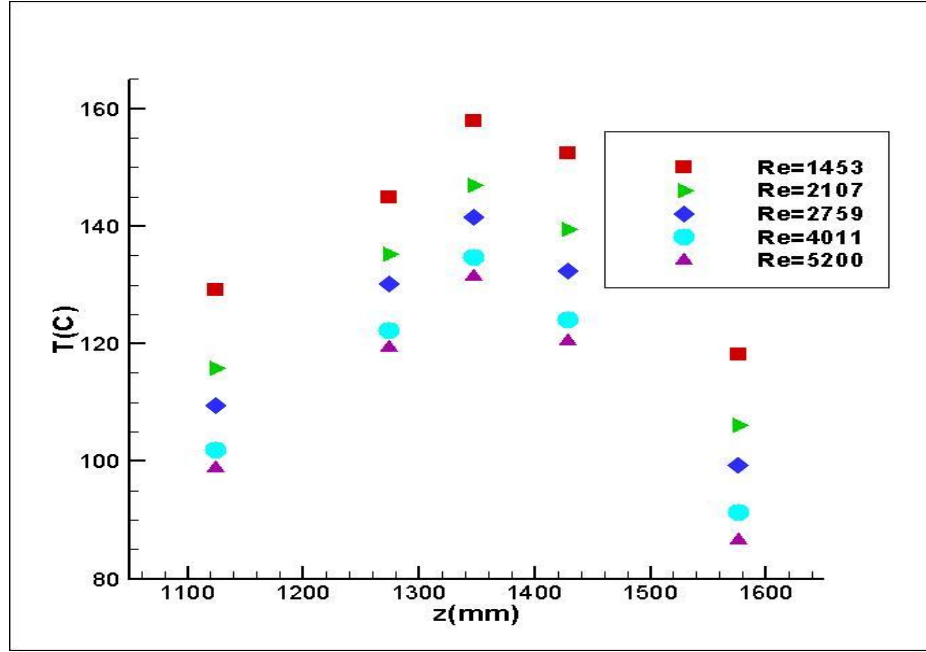
Şekil A.8 : Isıtıcı İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Frekansa Tekabül Eden Re_ω ile Değişimi ($Q=180$ W, $Z_0=1600$ mm, $A_0=7.692$ Deney No:26,27,28,ek11,ek12)



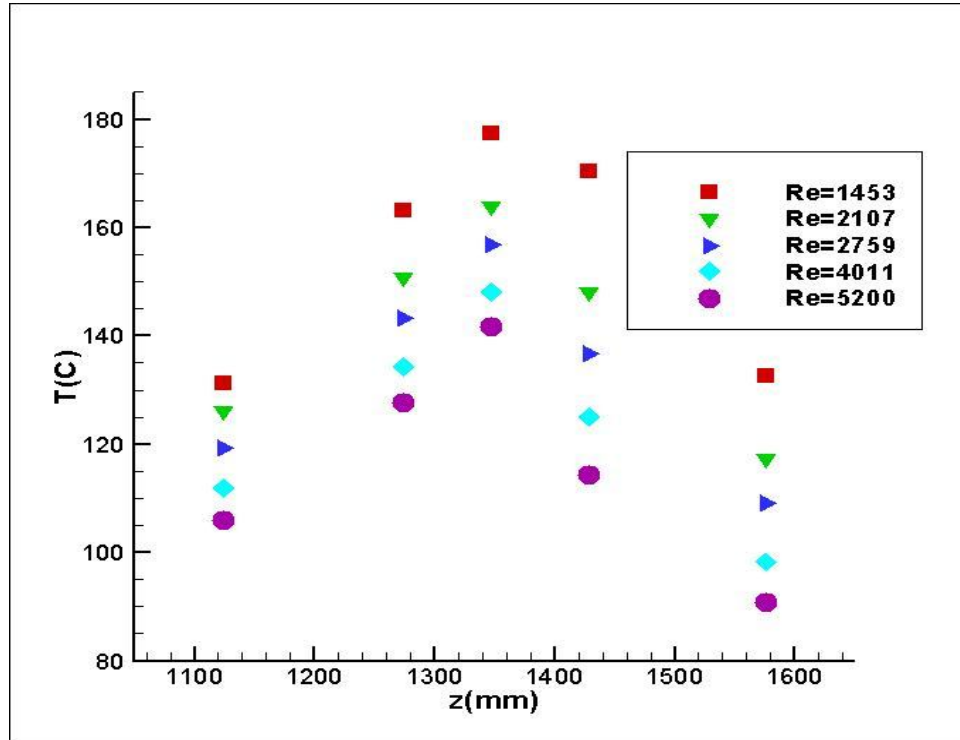
Şekil A.9 : Isıtıcı İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Frekansa Tekabül Eden Re_ω ile Değişimi ($Q=115$ W, $Z_0=1575$ mm, $A_0=10.256$ Deney No:ek28,ek27,ek26,ek25,ek24)



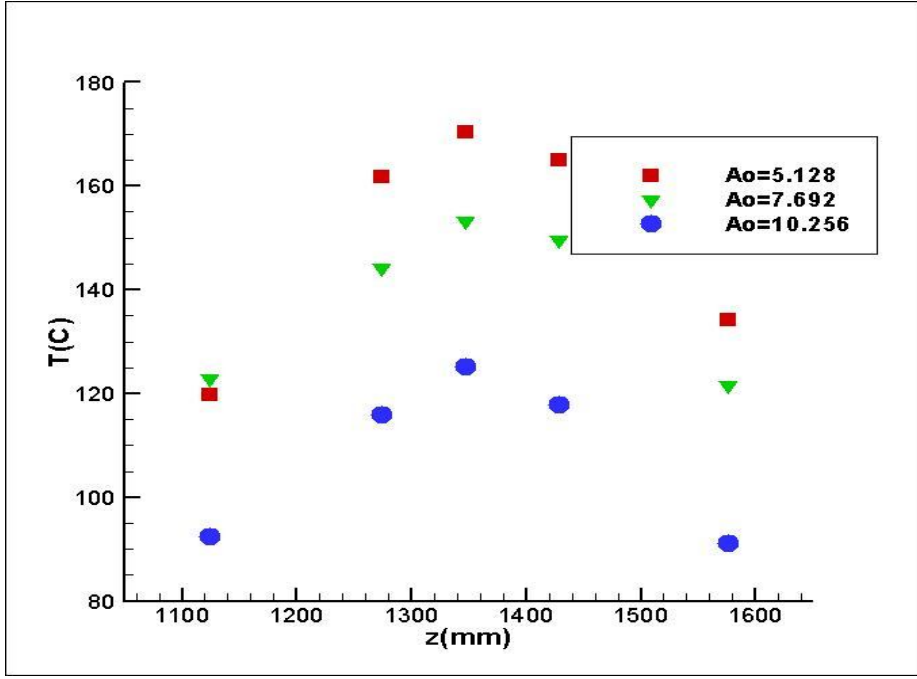
Şekil A.10 : Isıtıcı İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Frekansa Tekabül Eden Re_ω ile Değişimi ($Q=132.5$ W, $Z_0=1575$ mm, $A_0=10.256$ Deney No:19,ek23,ek22,ek21,ek20)



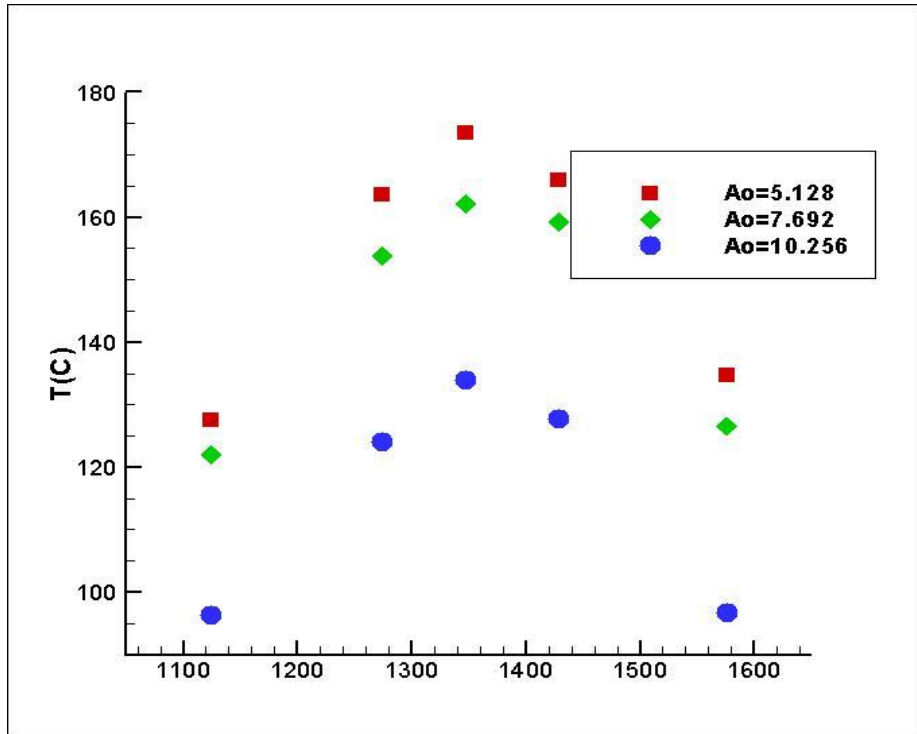
Şekil A.11 : Isıtıcı İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Frekansa Tekabül Eden Re_ω ile Değişim ($Q=150$ W, $Z_0=1575$ mm, $A_0=10.256$ Deney No:14/15,16,ek17,ek18,ek19)



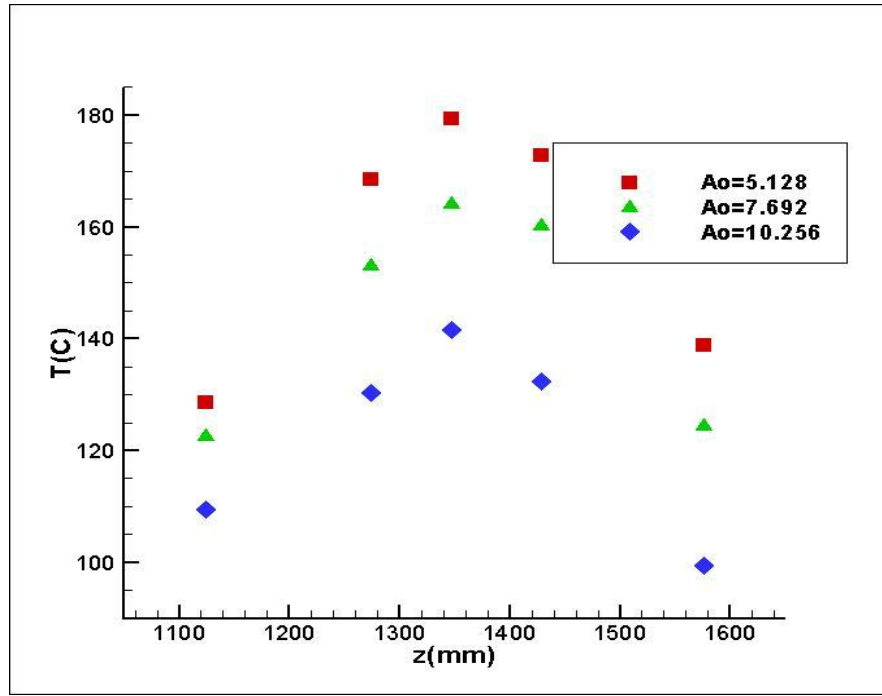
Şekil A.12 : Isıtıcı İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Frekansa Tekabül Eden Re_ω ile Değişim ($Q=180$ W, $Z_0=1575$ mm, $A_0=10.256$ Deney No:25,ek16,ek15,ek14,ek13)



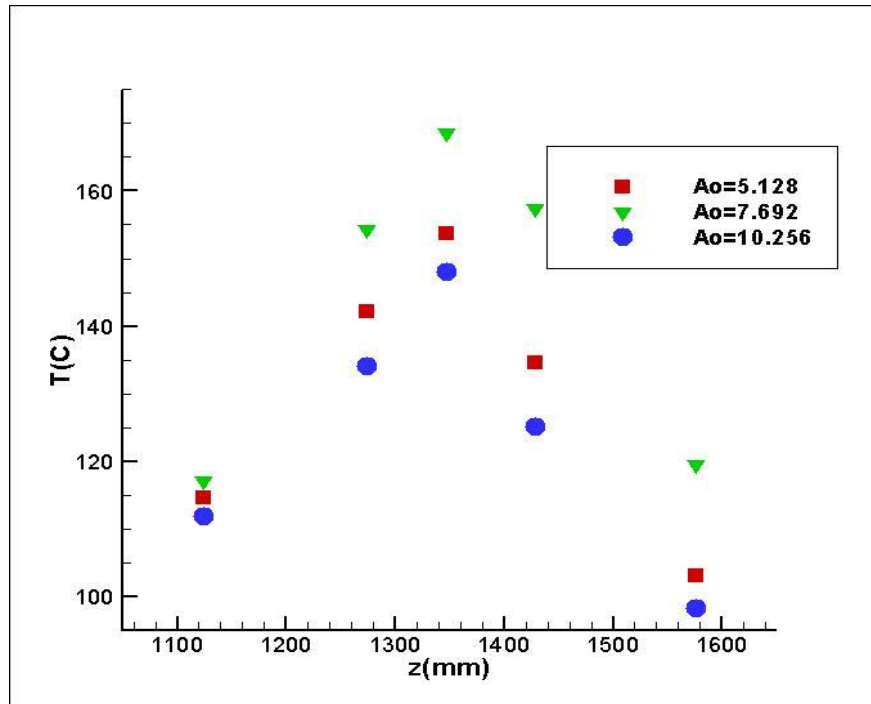
Şekil A.13 : Isıtıcı Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Genlik A_o ile Değişimi ($Q=115$ W, $Re=1453$ Deney No:4,5,ek28)



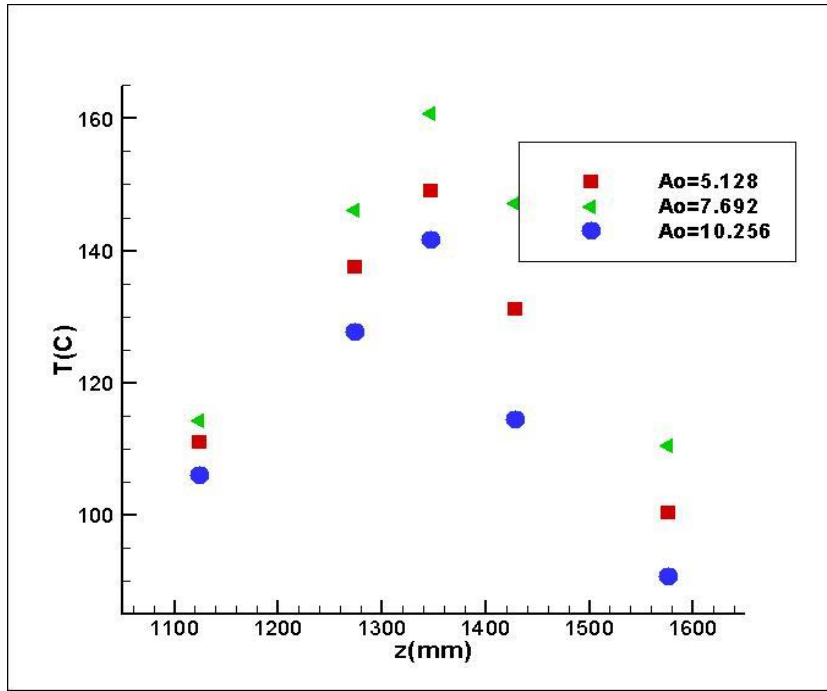
Şekil A.14 : Isıtıcı Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Genlik A_o ile Değişimi ($Q=132,5$ W, $Re=2107$ Deney No:21,18,ek23)



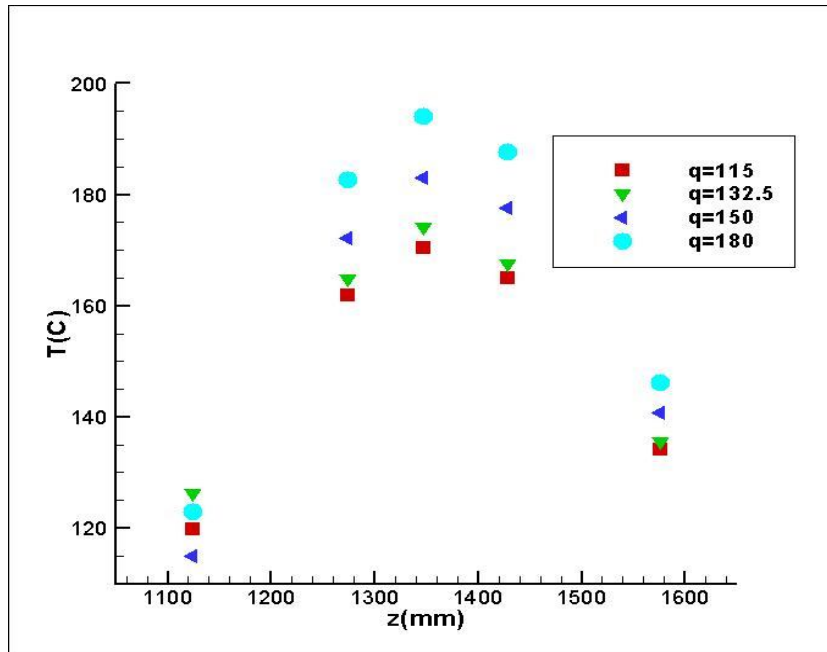
Şekil A.15 : Isıtıcı Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Genlik A_o ile Değişimi ($Q=150$ W, $Re=2759$ Deney No:11,8,ek17)



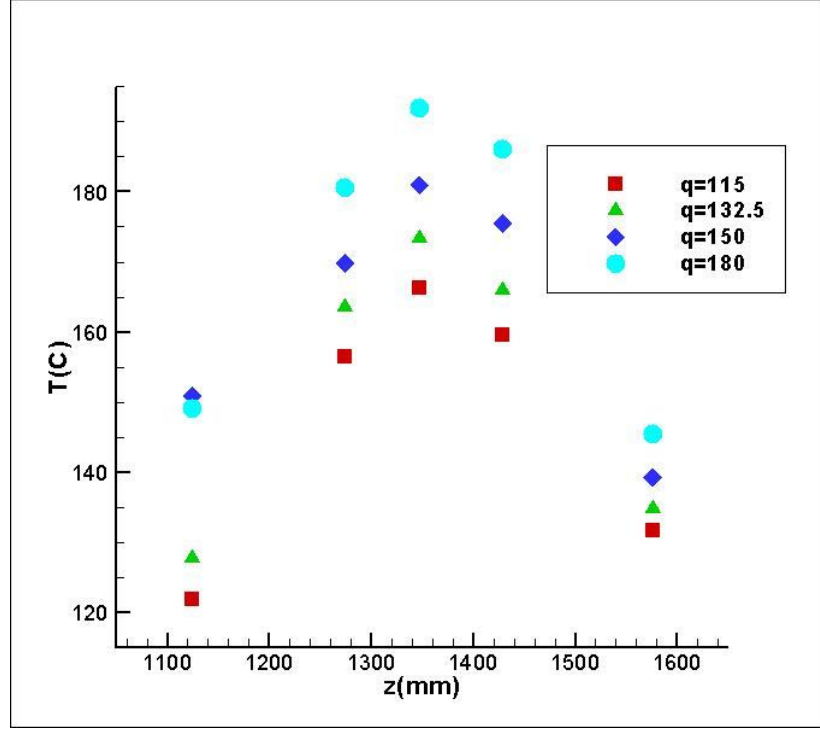
Şekil A.16 : Isıtıcı Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Genlik A_o ile Değişimi ($Q=180$ W, $Re=4011$ Deney No:32,ek11,ek14)



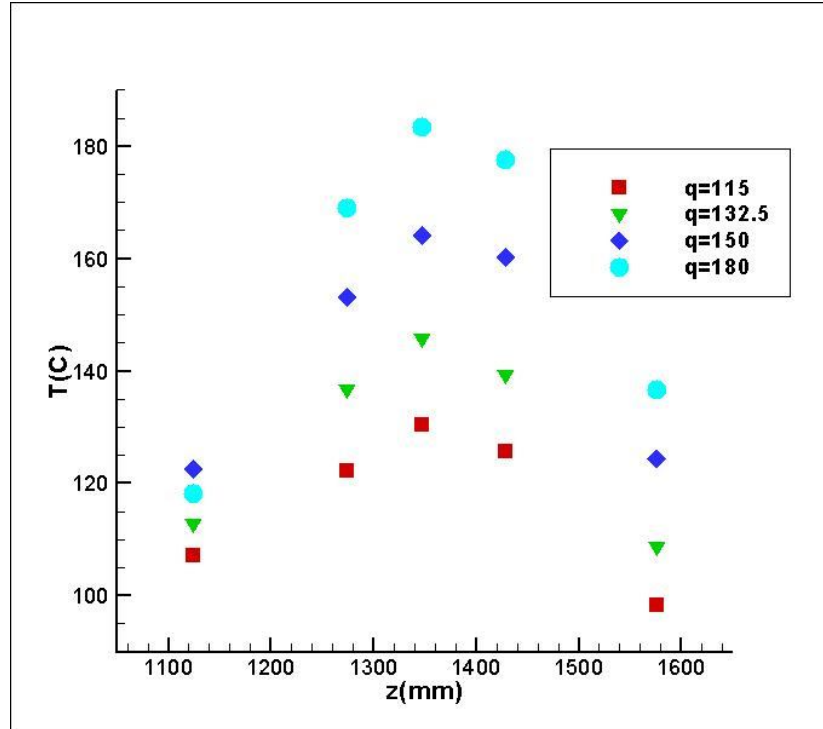
Şekil A.17 : Isıtıcı Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Genlik A_o ile Değişimi ($Q=180$ W, $Re=5200$ Deney No:33, ek12, ek13)



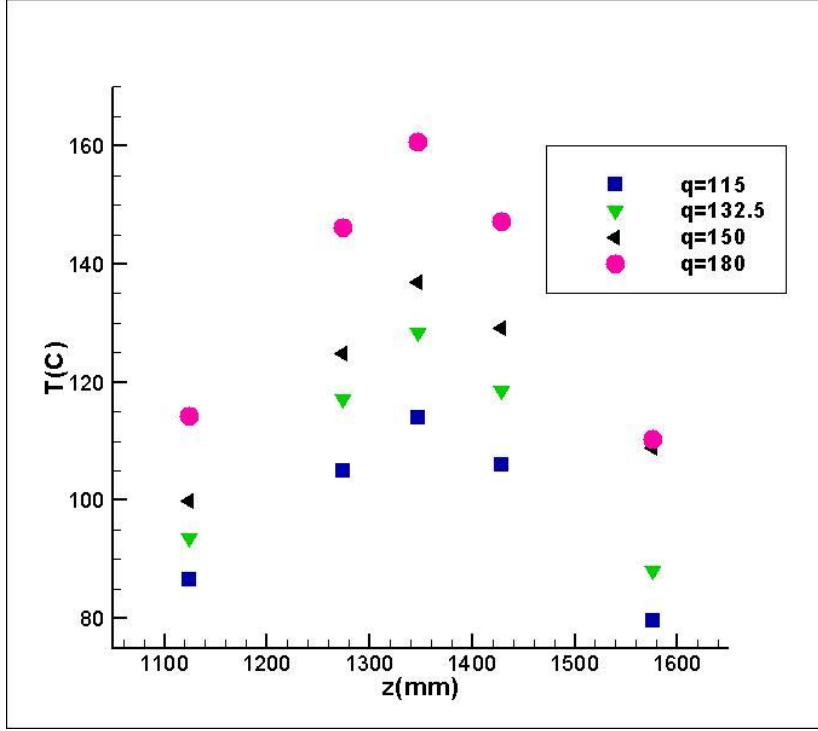
Şekil A.18 : Isıtıcı Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Isıtıcıya Verilen Isı ile Değişimi ($Re=1453$, $A_o=5.128$ $Z_o=1575$ mm Deney No:4,20,9,29)



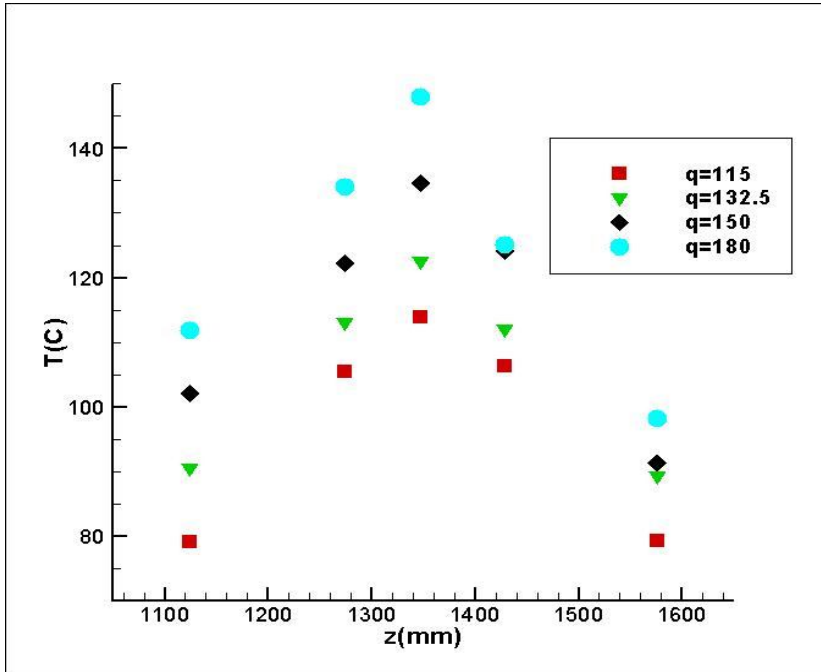
Şekil A.19 : Isıtıcı Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Isıtıcıya Verilen Isı ile Değişimi
($Re=2107$, $A_0=5.128$, $Z_0=1575$ mm Deney No:3,21,10,30)



Şekil A.20 : Isıtıcı Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Isıtıcıya Verilen Isı ile Değişimi
($Re=2759$, $A_0=7.692$, $Z_0=1600$ mm Deney No:ek3,ek4,8,28)



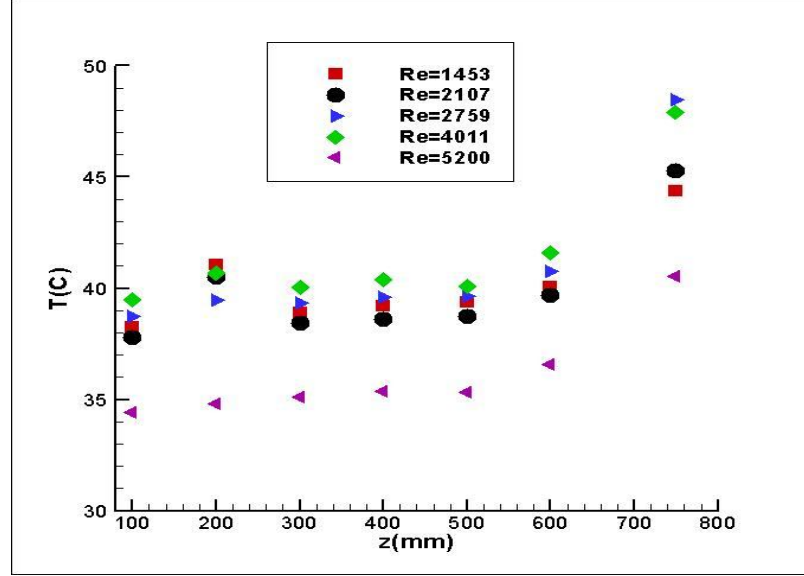
Şekil A.21 : Isıtıcı Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Isıtıcıya Verilen Isı ile Değişimi ($Re=5200$, $A_o=7.692$, $Z_o=1625$ mm
Deney No:ek8,ek6,ek10,ek12)



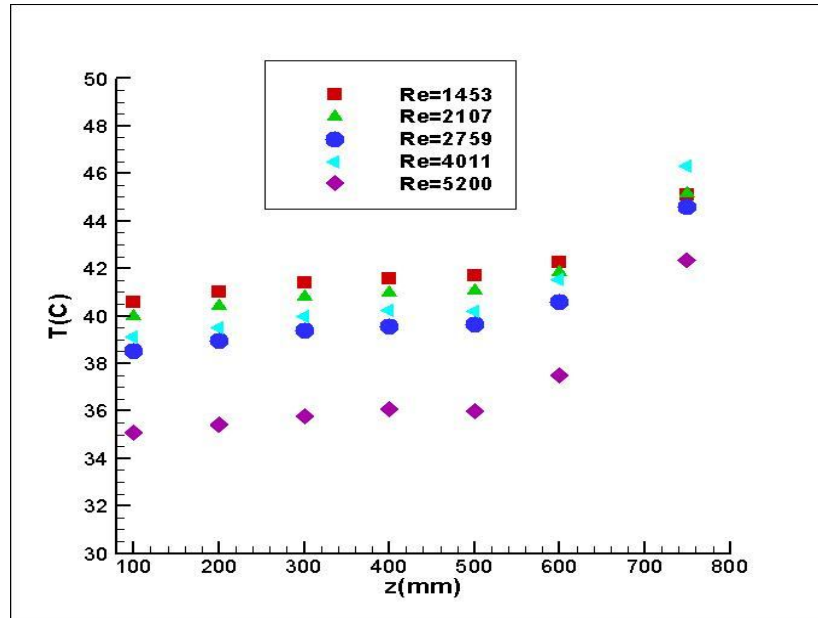
Şekil A.22 : Isıtıcı Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Isıtıcıya Verilen Isı ile Değişimi ($Re=4011$, $A_o=10.256$, $Z_o=1625$ mm
Deney No:ek25,ek21,ek18,ek14)

EK B:

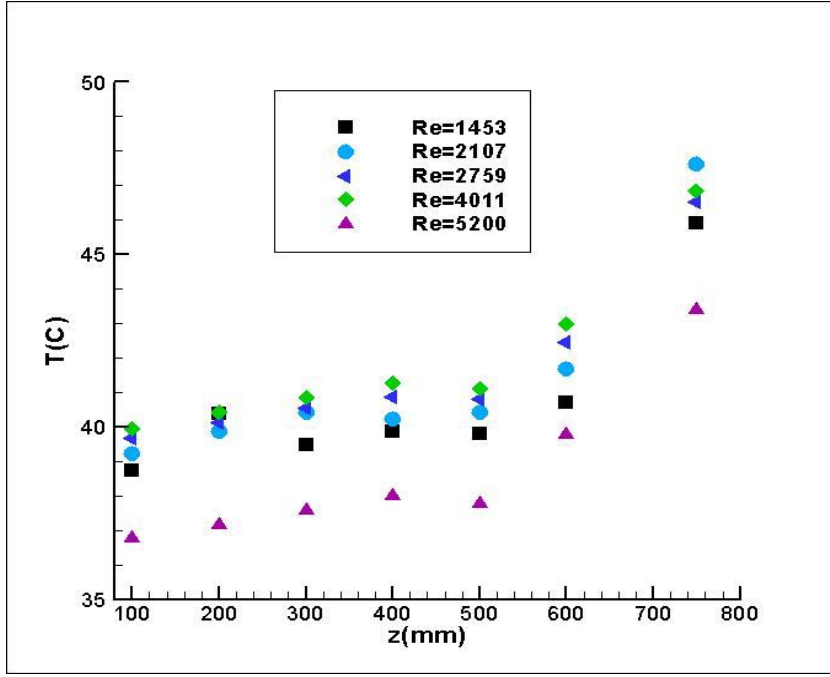
B. Soğutucu Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Frekansa Tekabül Eden veya Boyutsuz Genlik veya Isıtıcıya Verilen Isı ile Değişimi



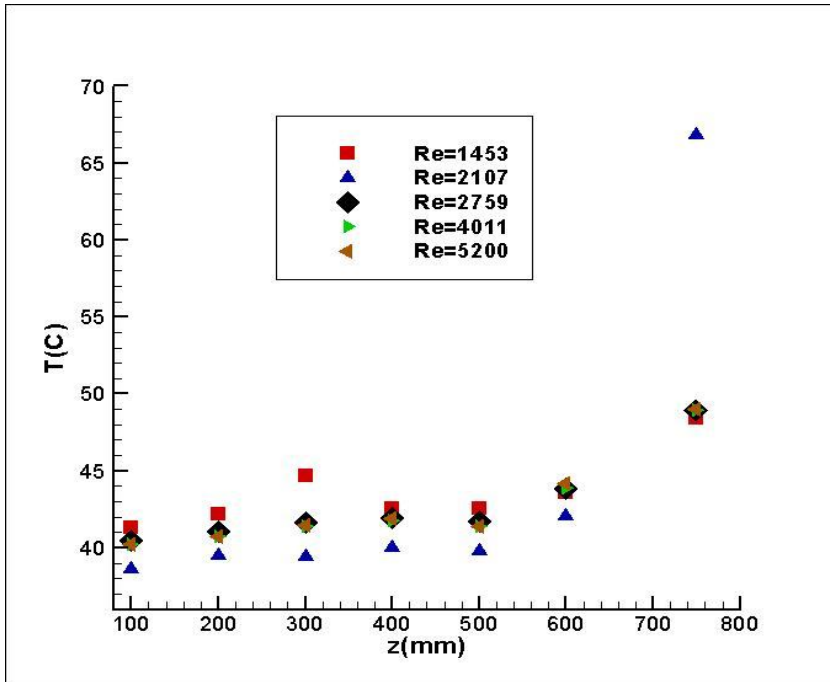
Şekil B.1 : Soğutucu Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Frekansa Tekabül Eden Re_{ω} ile Değişimi
($Q=115W$, $Z_o=1625$ mm, $A_o=5.128$ Deney No:4,3,2,1,ek1)



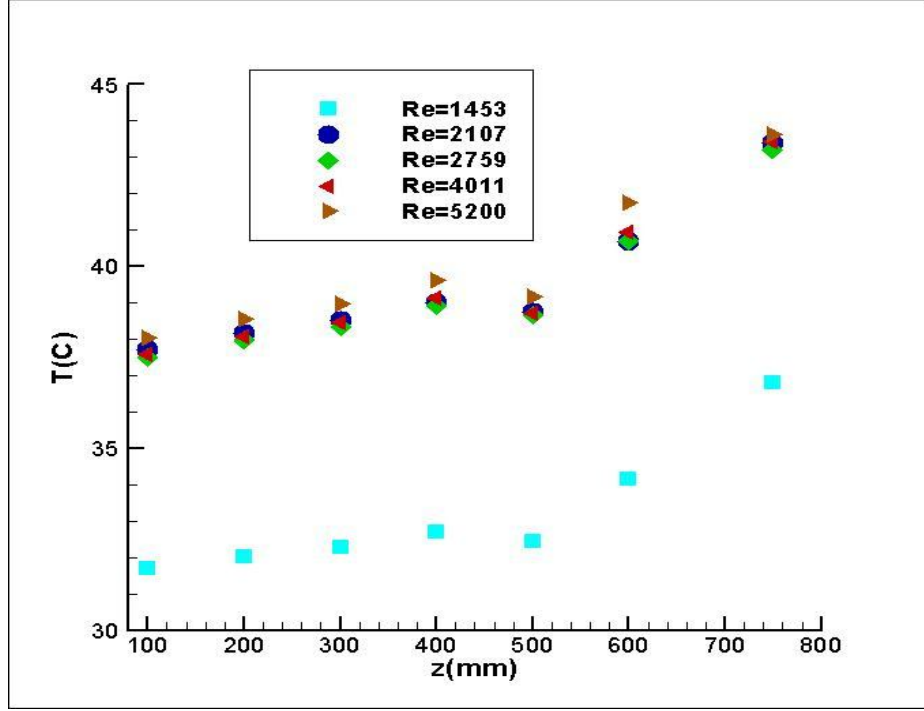
Şekil B.2 : Soğutucu Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Frekansa Tekabül Eden Re_{ω} ile Değişimi
($Q=150W$, $Z_o=1625$ mm, $A_o=5.128$ Deney No:9-13)



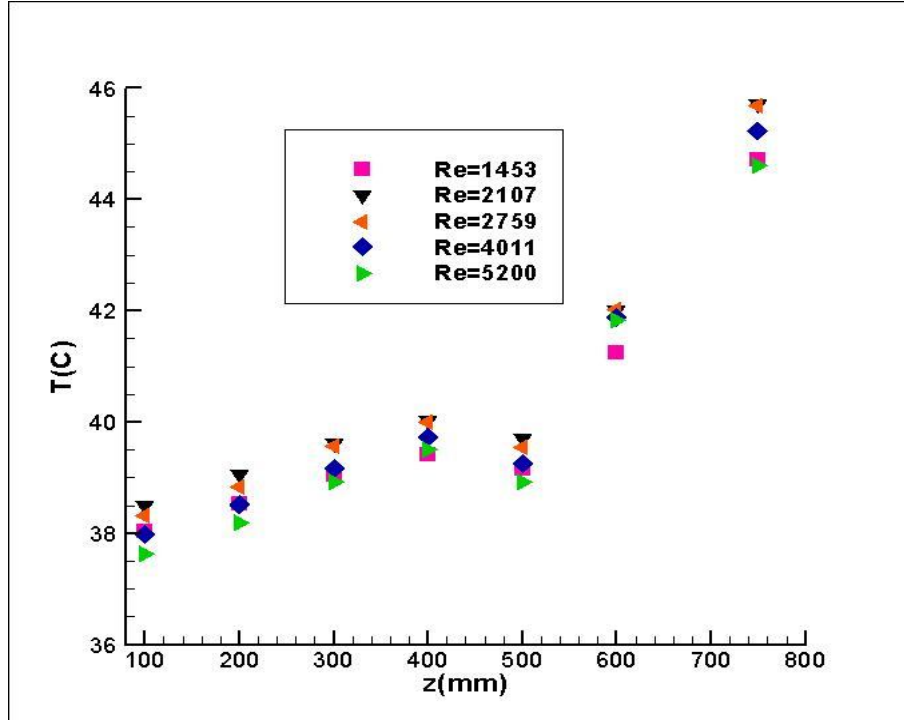
Şekil B.3 : Soğutucu Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Frekansa Tekabül Eden Re_ω ile Değişimi ($Q=132.5W$, $Z_o=1625$ mm, $A_o=7.692$ Deney No:17,18,ek4,ek5,ek6)



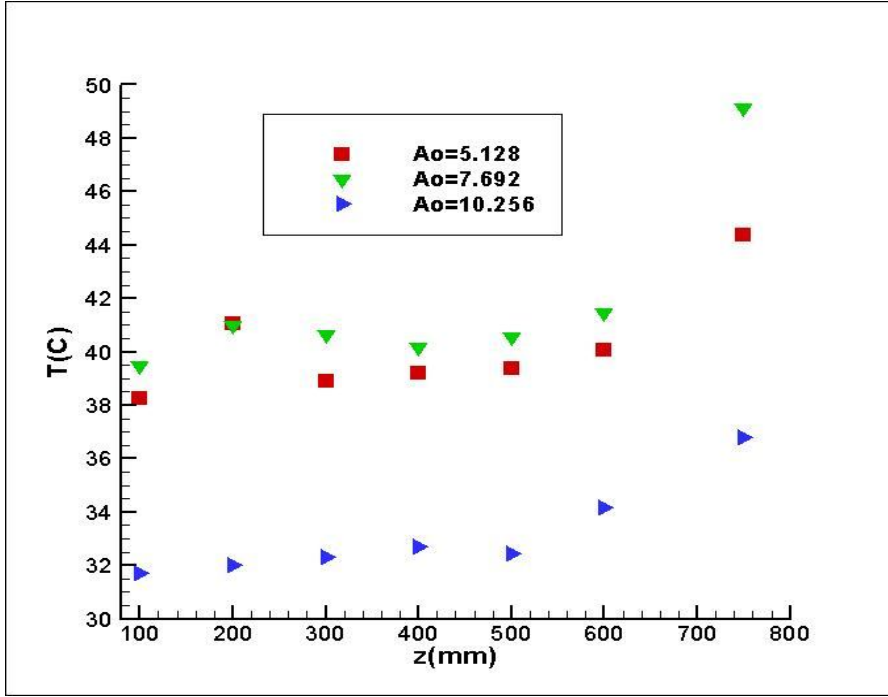
Şekil B.4 : Soğutucu Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Frekansa Tekabül Eden Re_ω ile Değişimi ($Q=180W$, $Z_o=1625$ mm, $A_o=7.692$ Deney No:26,27,28,ek11,ek12)



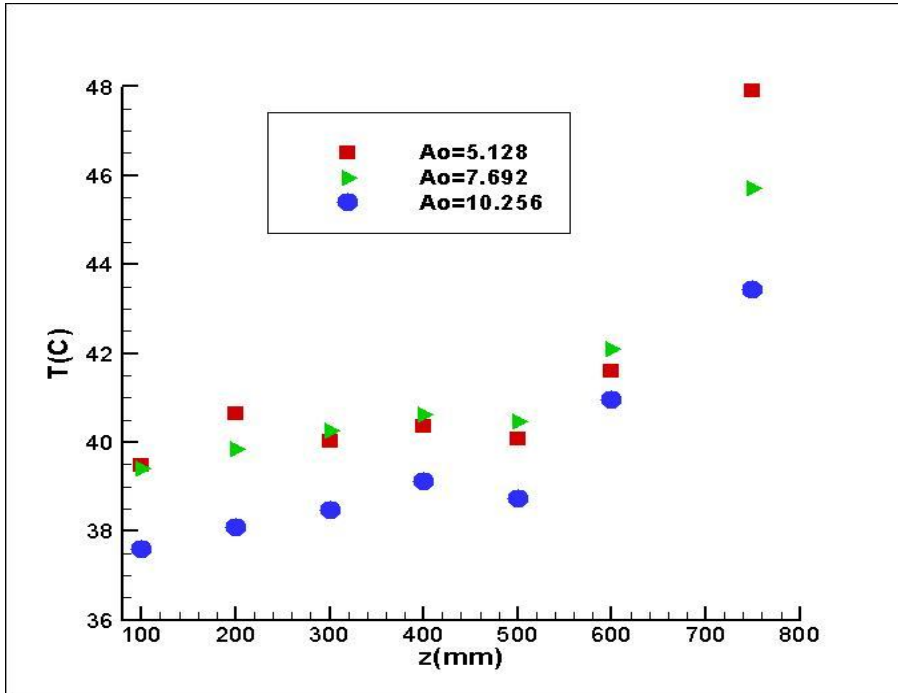
Şekil B.5 : Soğutucu Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Frekansa Tekabül Eden Re_ω ile Değişimi ($Q=115W$, $Z_0=1625$ mm, $A_0=10.256$ Deney No:ek28-ek24)



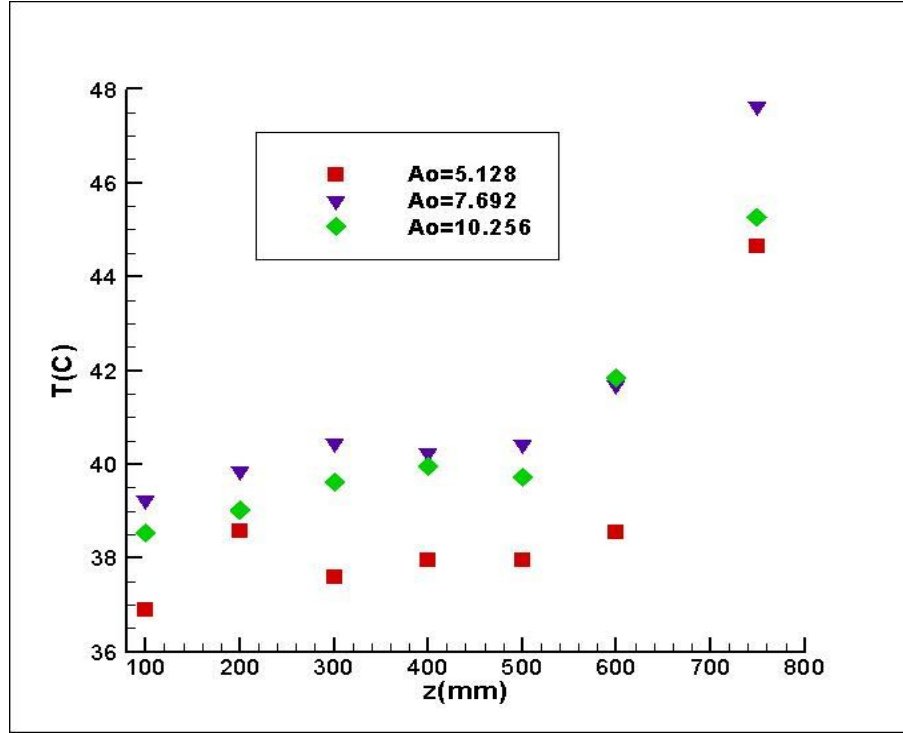
Şekil B.6 : Soğutucu Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Frekansa Tekabül Eden Re_ω ile Değişimi ($Q=150W$, $Z_0=1625$ mm, $A_0=10.256$ Deney No:15,16,ek17,ek18,ek19)



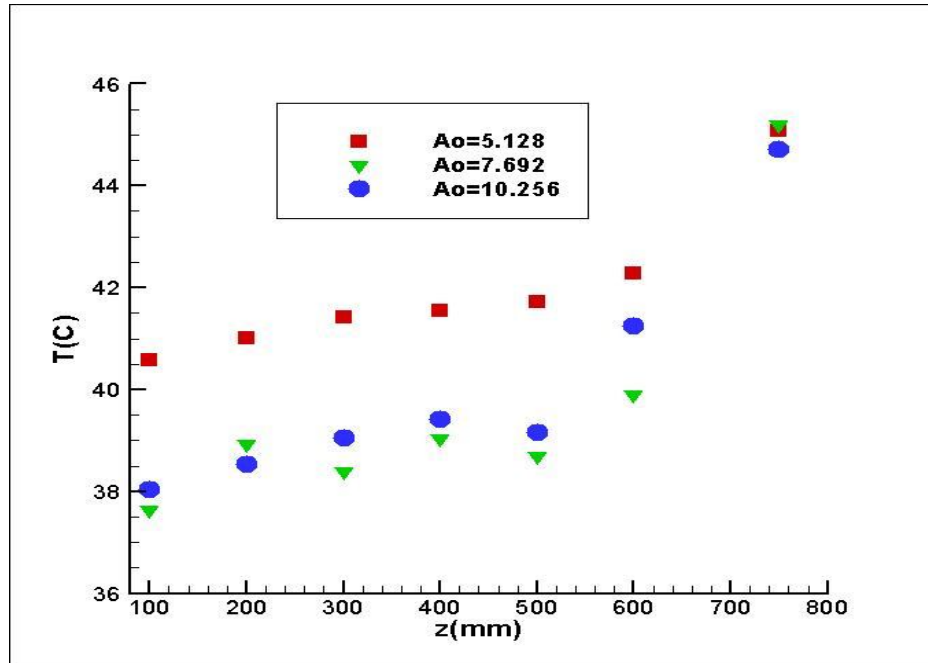
Şekil B.7 : Soğutucu Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Genlik A_o ile Değişimi
($Q=115$ W, $Re=1453$, Deney No:4,5,ek28)



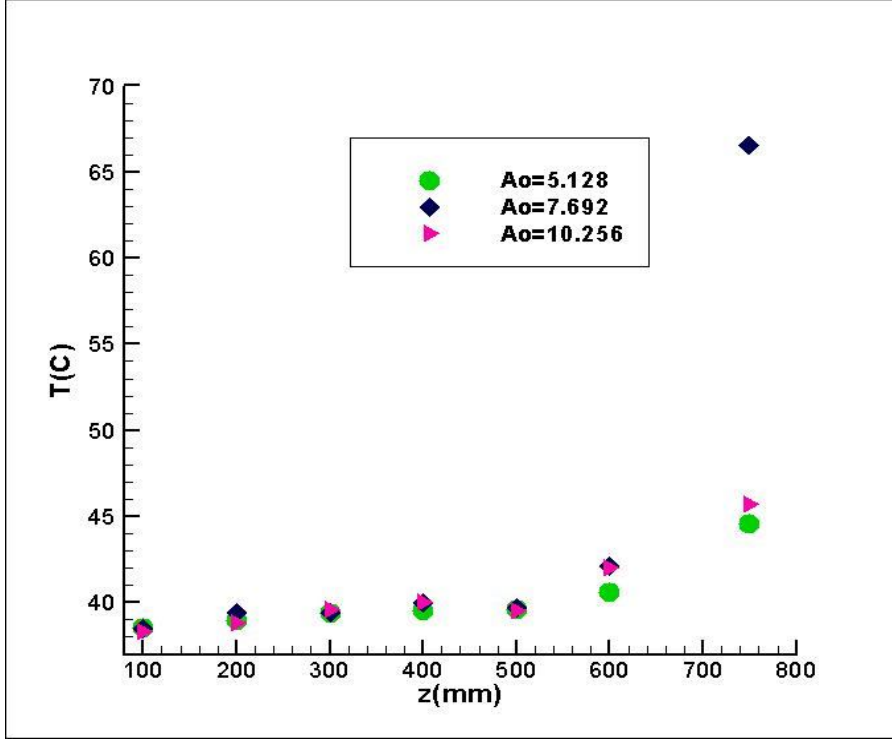
Şekil B.8 : Soğutucu Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Genlik A_o ile Değişimi
($Q=115$ W, $Re=4011$, Deney No:1,ek7,ek25)



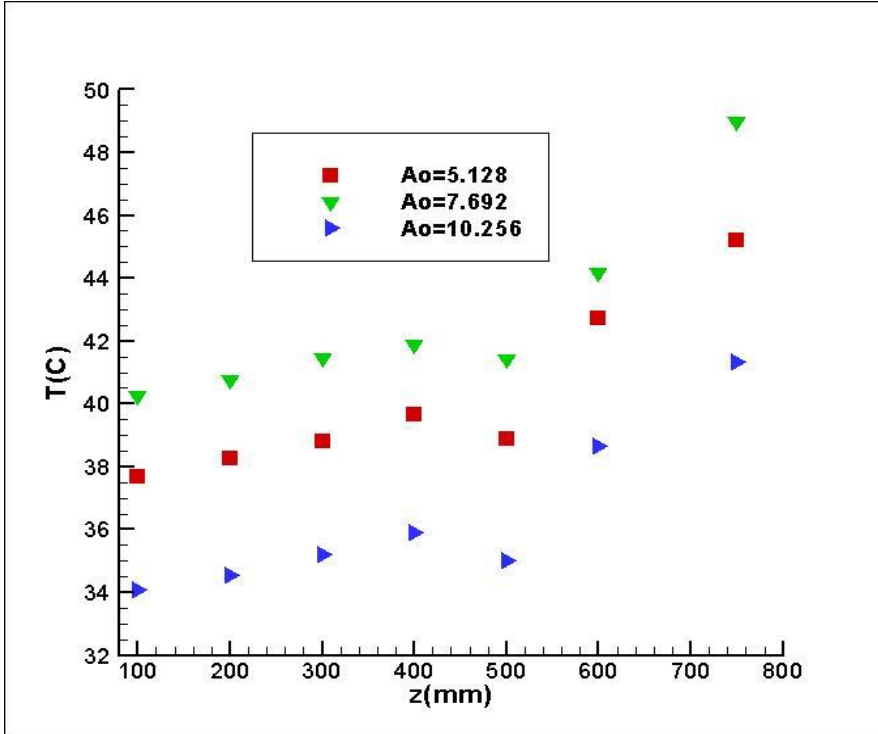
Şekil B.9 : Soğutucu Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Genlik A_o ile Değişimi ($Q=132.5$ W, $Re=2107$, Deney No: 21,18,ek23)



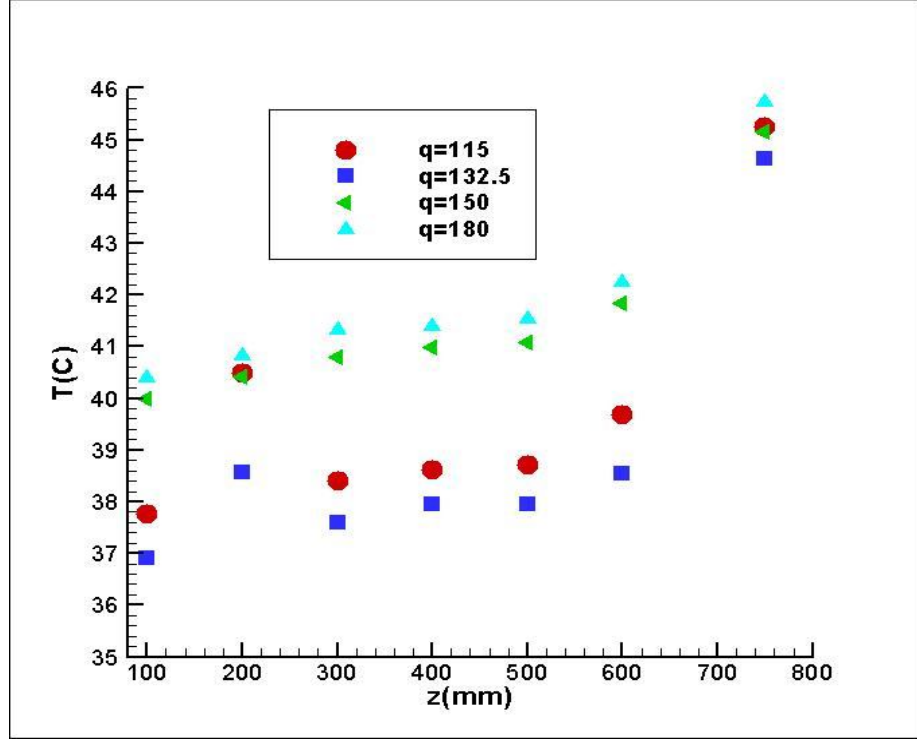
Şekil B.10 : Soğutucu Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Genlik A_o ile Değişimi ($Q=150$ W, $Re=1453$ Deney No: 9,6,15)



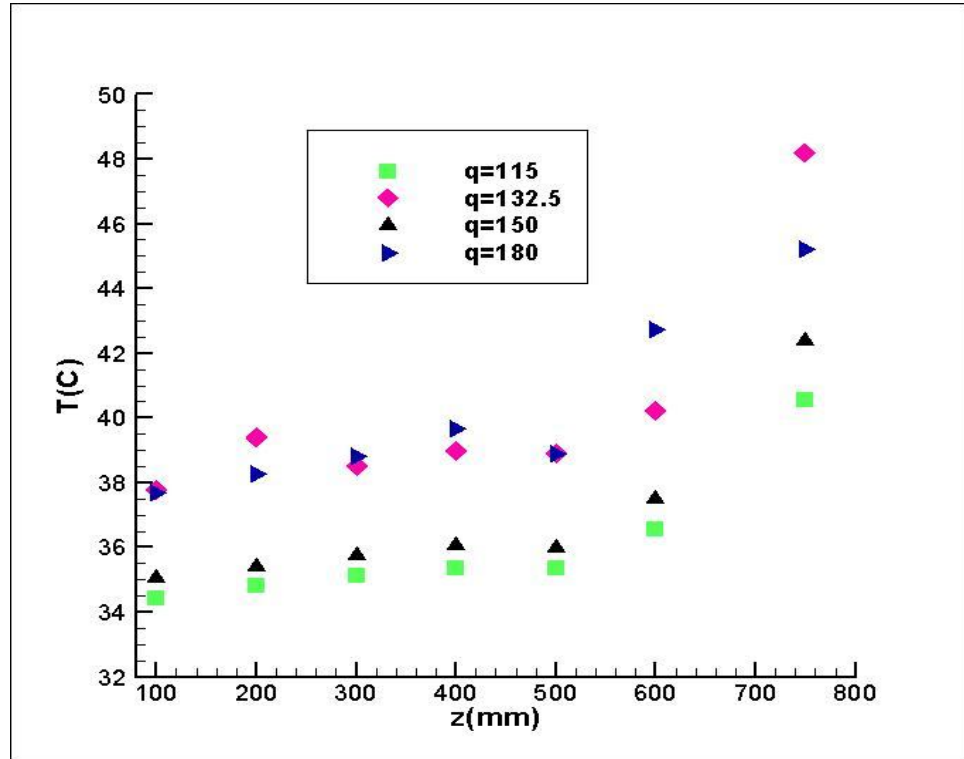
Şekil B.11 : Soğutucu Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Genlik A_o ile Değişimi (Q=150W, Re=2759 Deney No:11,8,ek17)



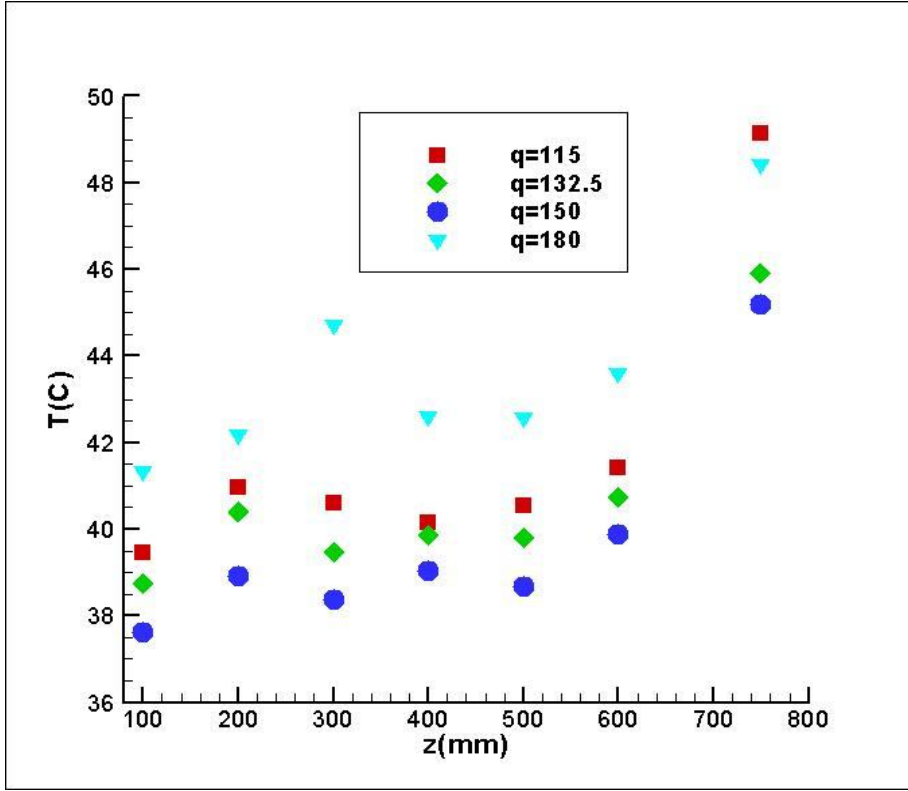
Şekil B.12 : Soğutucu Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Genlik A_o ile Değişimi (Q=180W, Re=5200 Deney No:33,ek12,ek13)



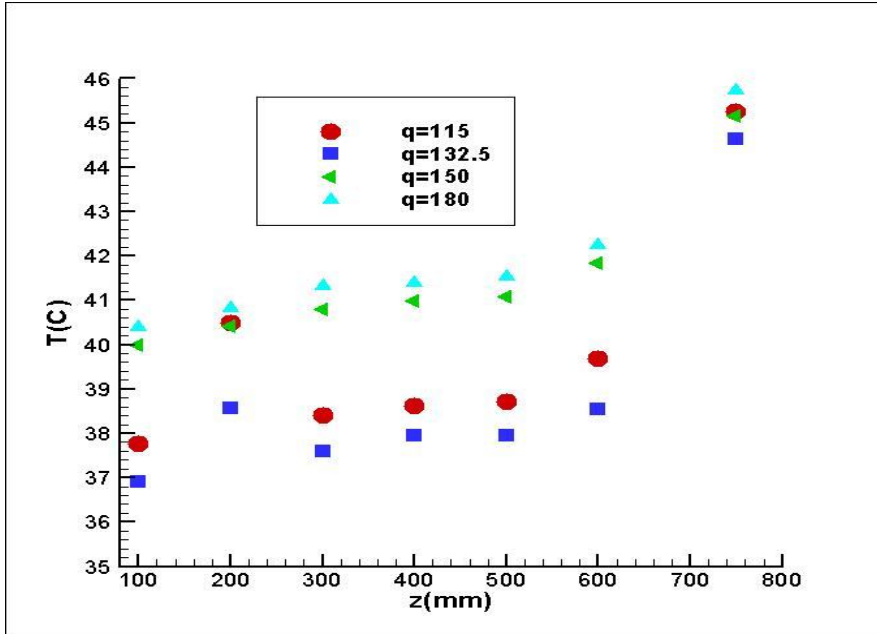
Şekil B.13 : Soğutucu Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum-Isıtıcıya Verilen Isı ile Değişimi ($Re=2107$, $A_o=5.128$, $Z_o=1575$ mm Deney No:3,21,10,30)



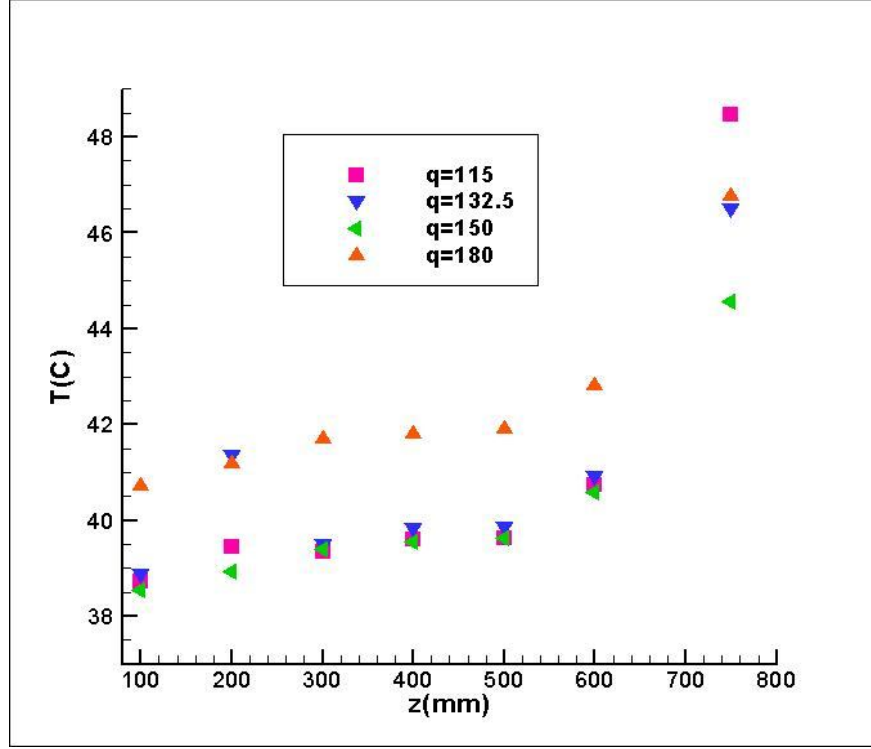
Şekil B.14 : Soğutucu Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum-Isıtıcıya Verilen Isı ile Değişimi ($Re=5200$, $A_o=5.128$, $Z_o=1575$ mm Deney No:ek1,24,13,33)



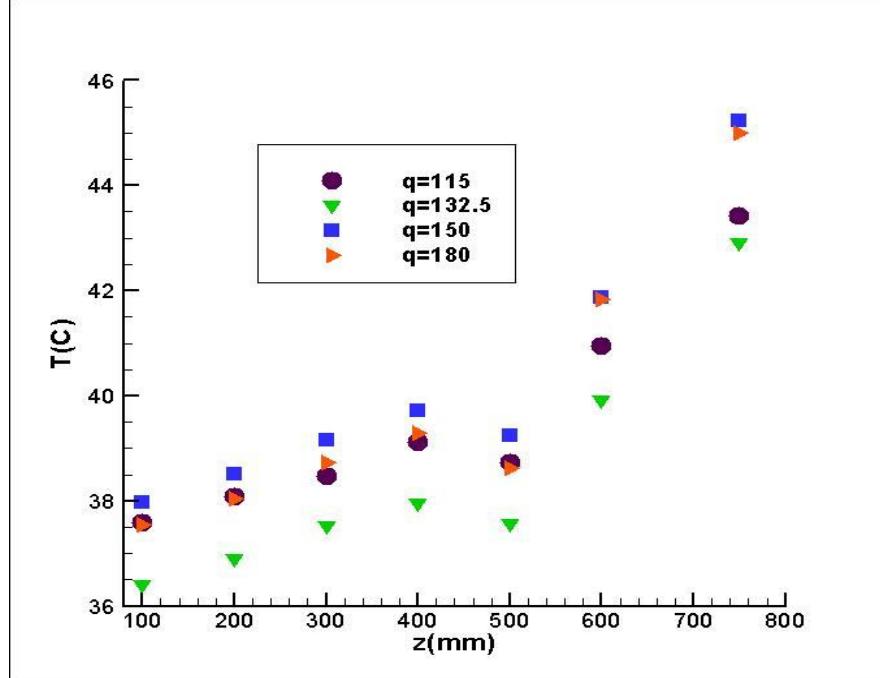
Şekil B.15 : Soğutucu Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum-Isıtıcıya Verilen Isı ile Değişimi ($Re=1453$, $A_o=7.692$, $Z_o=1600$ mm Deney No: 5,17,6,26)



Şekil B. 16: Soğutucu Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum-Isıtıcıya Verilen Isı ile Değişimi ($Re=2559$, $A_o=5.128$, $Z_o=1575$ mm Deney No: 3,21,10, 30)



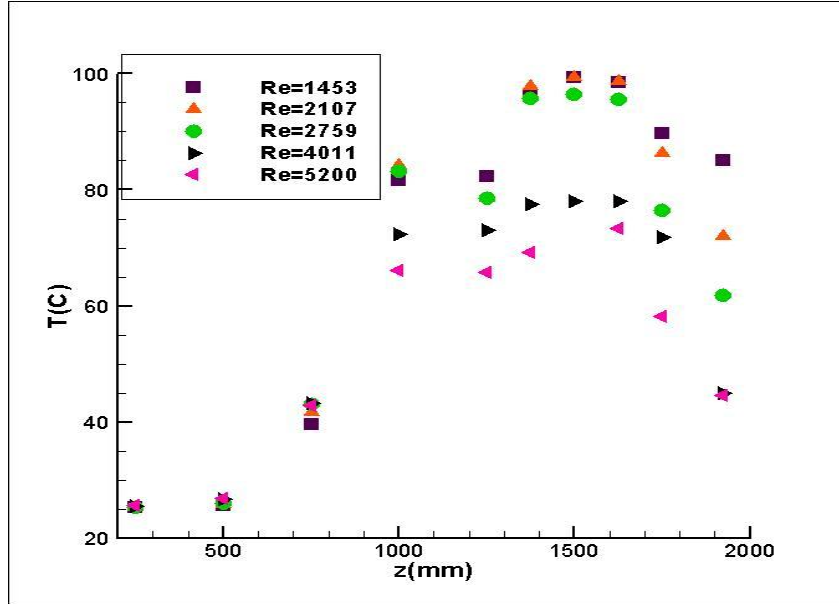
Şekil B.17 : Soğutucu Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum-Isıtıcıya Verilen Isı ile Değişimi ($Re=3352$, $A_0=5.128$, $Z_0=1575$ mm)
Deney No: 2, 22, 11, 31)



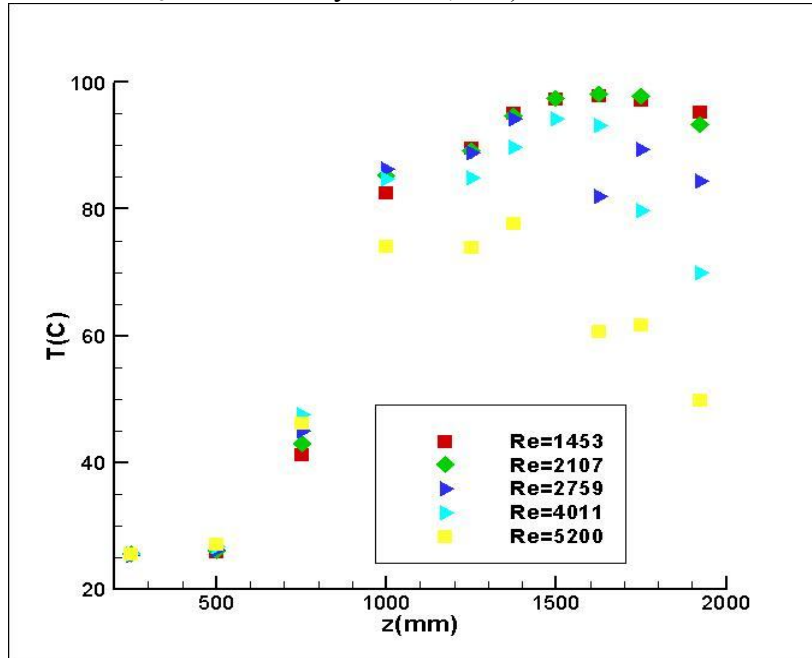
Şekil B.18 : Soğutucu Deneysel İç Yüzey Sıcaklıklarının Konum-Isıtıcıya Verilen Isı ile Değişimi ($Re=2500$, $A_0=10.256$, $Z_0=1625$ mm)
Deney No: (ek25, ek21, ek18, ek14))

EKC:

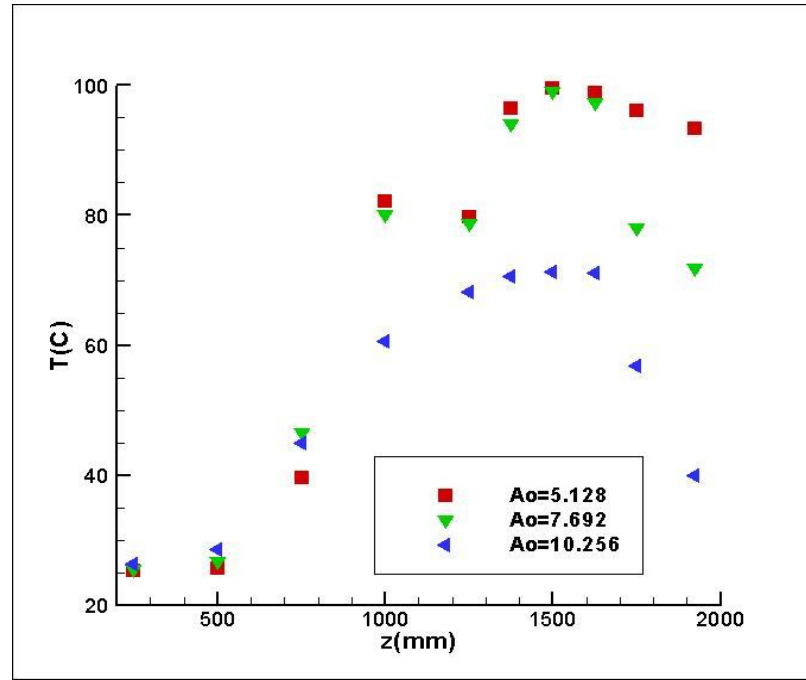
C. Cam Dış Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Frekansa Tekabül Eden veya Boyutsuz Genlik veya Isıtıcıya Verilen Isı ile Değişimi



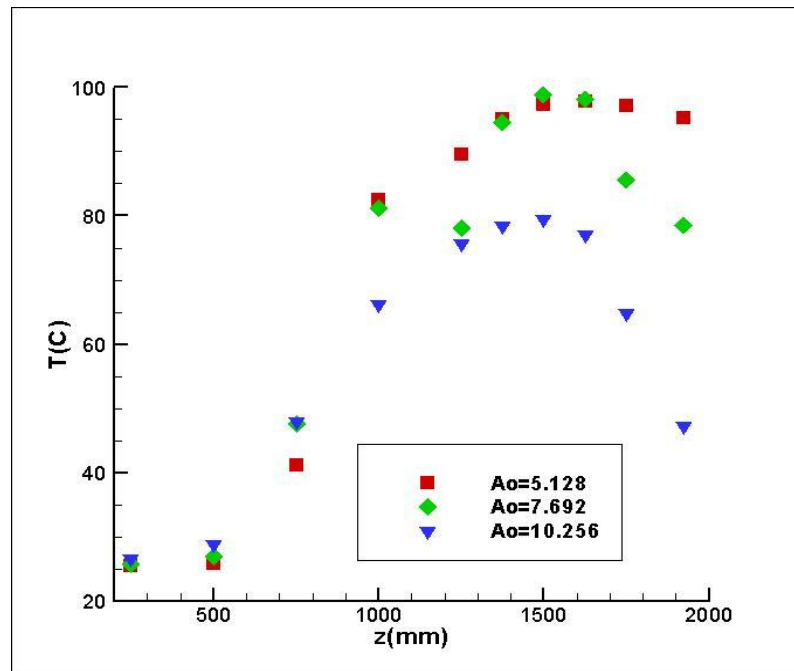
Şekil C.1: Cam Dış Yüzey Sıcaklığının Konum ve Boyutsuz Frekansa Tekabül Eden Re_ω ile Değişimi ($Q=115W$, $Z_0=1625mm$, $A_0=5.128$ Deney No:1-4, ek1)



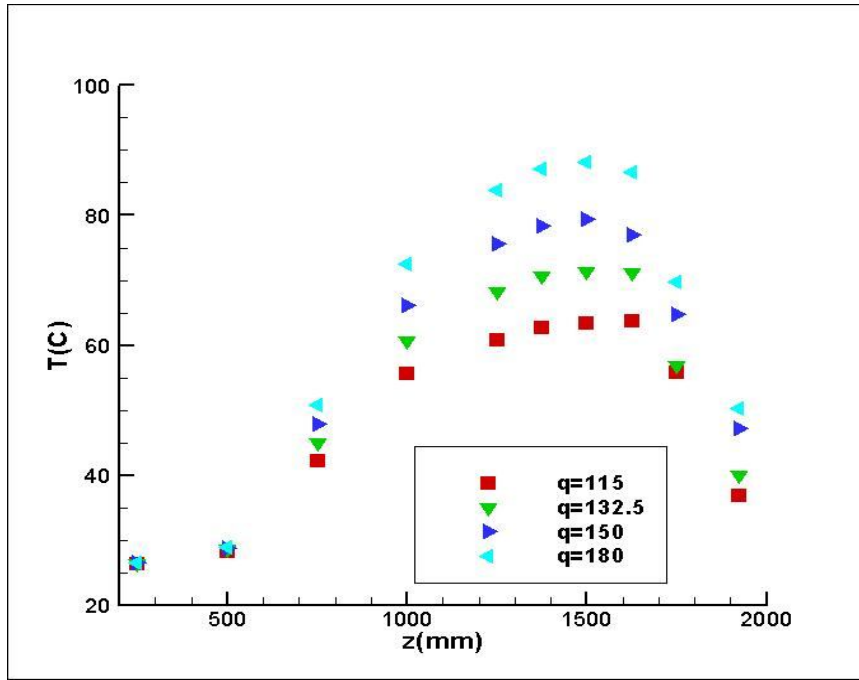
Şekil C.2 : Cam Dış Yüzey Sıcaklığının Konum ve Boyutsuz Frekansa Tekabül Eden Re_ω ile Değişimi ($Q=150W$, $Z_0=1625mm$, $A_0=5.128$ Deney No:9-13)



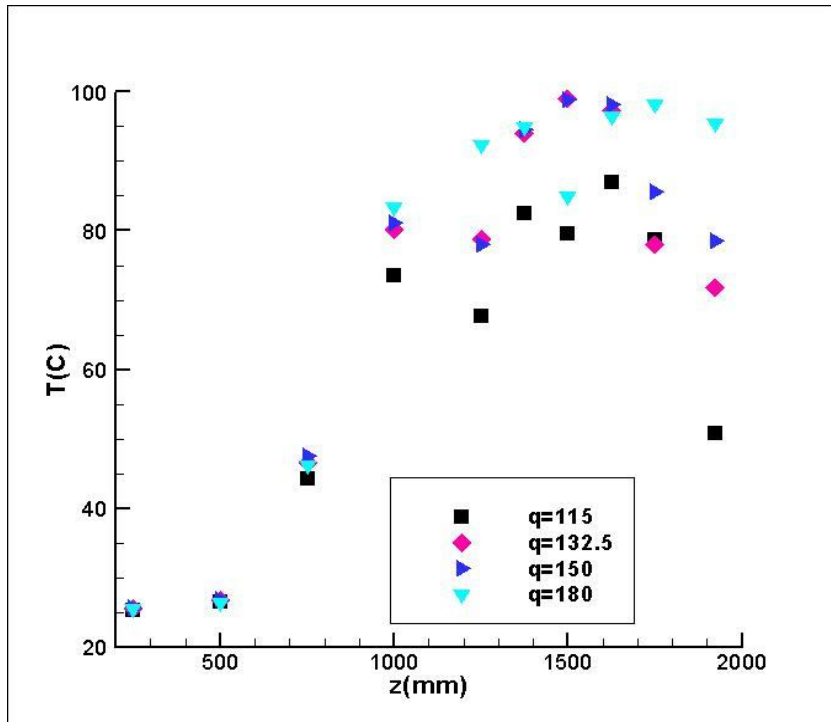
Şekil C.3: Cam Dış Yüzey Sıcaklığının Konum ve Boyutsuz Genlik A_o ile Değişimi
($Q=132.5$ W, $Re=1671$, Deney No:19,17,20)



Şekil C.4: Cam Dış Yüzey Sıcaklığının Konum ve Boyutsuz Genlik A_o ile Değişimi
($Q=150$ W, $Re=1671$ Deney No:14,6,9)



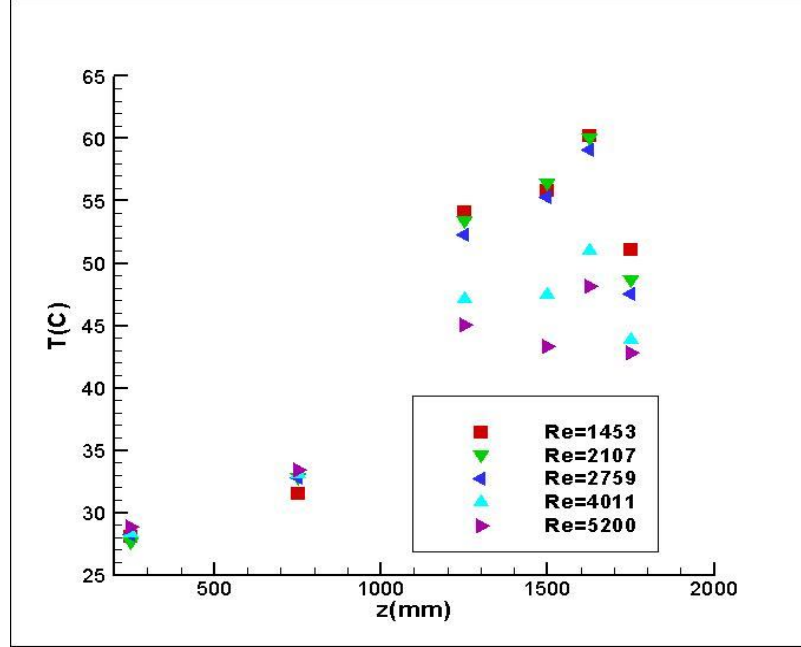
Şekil C.5 : Cam Dış Yüzey Sıcaklığının Konum ve Isıtıcıya Verilen Isı ile Değişimi
($Re=1291$, $A_0=10.256$, $Z_0=1575\text{mm}$ Deney No:19,15,25,ek28)



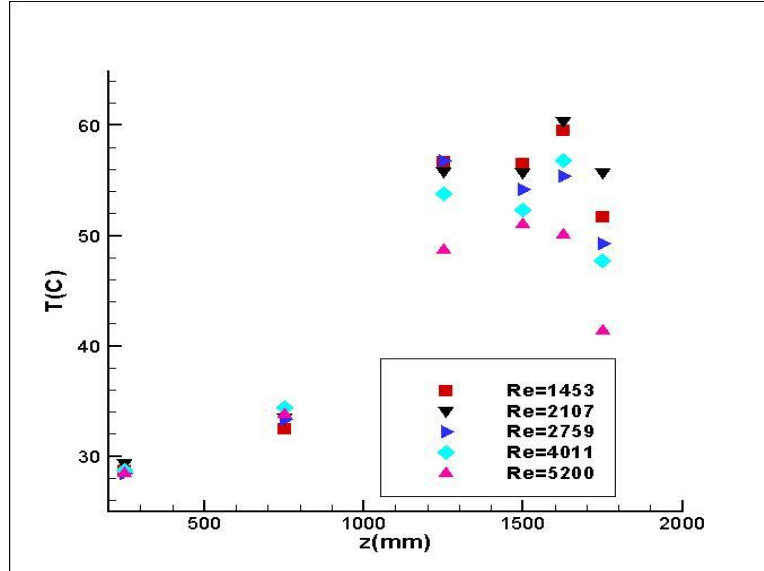
Şekil C.6 : Cam Dış Yüzey Sıcaklığının Konum ve Isıtıcıya Verilen Isı ile Değişimi
($Re=1671$, $A_0=7.692$, $Z_0=1600\text{mm}$ Deney No:5,17,6,26)

EK D:

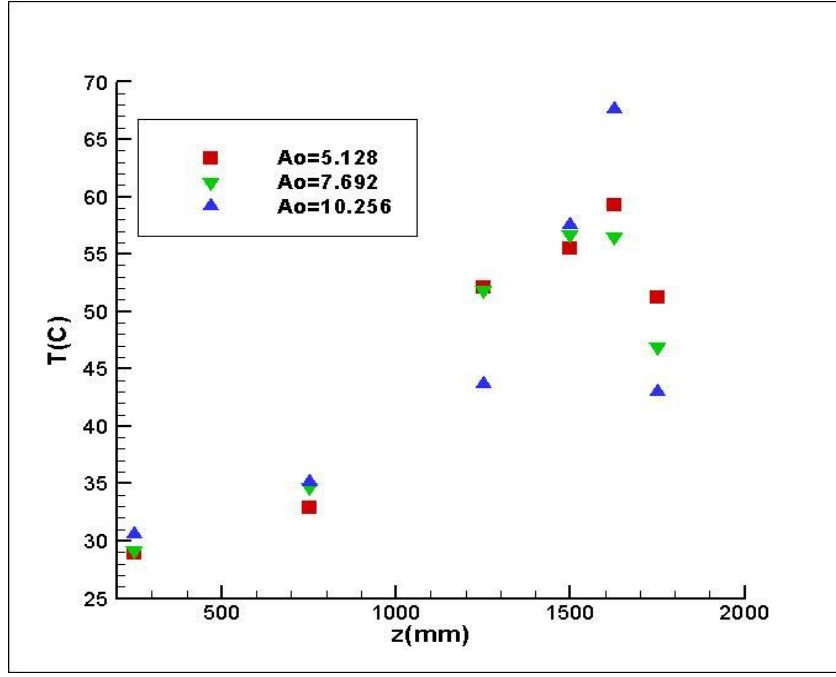
D. Buhar, Su Probu, Yalıtım Dış Yüzey Sıcaklıklarının Konum ve Boyutsuz Frekansa Tekabül Eden veya Boyutsuz Genlik veya Isıtıcıya Verilen Isı ile Değişimi



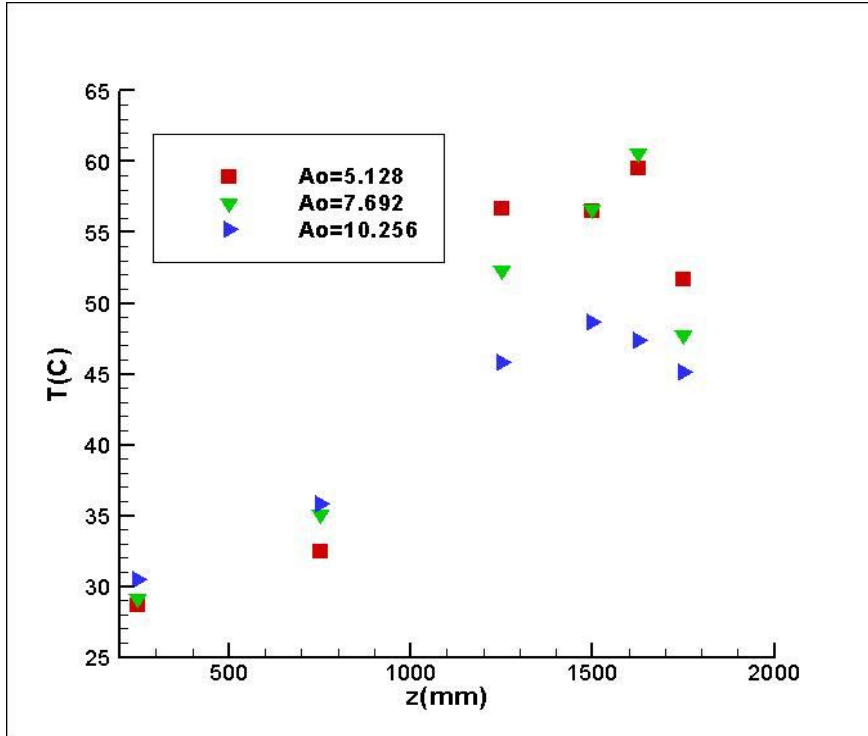
Şekil D.1 : Yalıtım Dış Yüzey Sıcaklığının Konum ve Boyutsuz Frekans Re_{ω} ile Değişimi
($Q=115W$ $Z_0=1625mm$ $A_0=5.128$ Deney No:1-4, ek1)



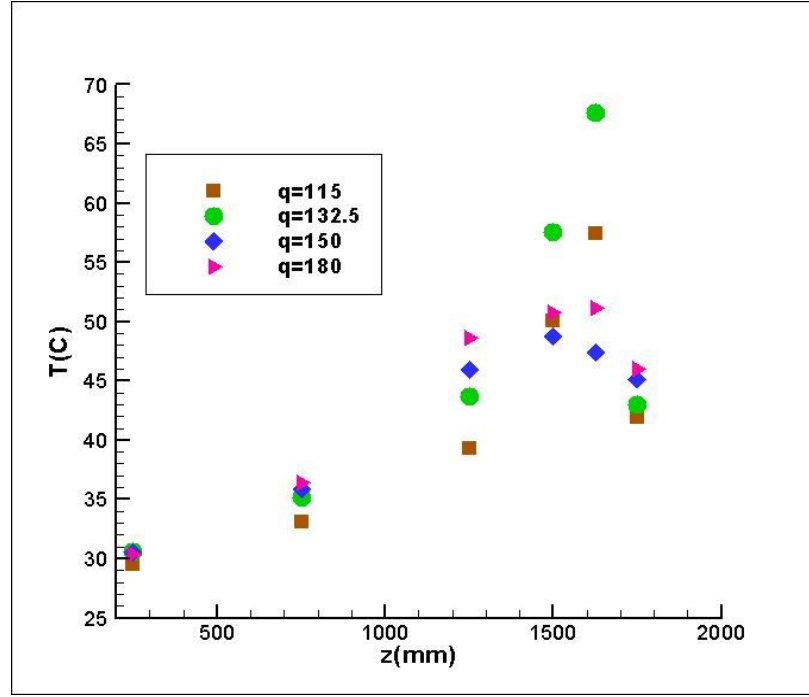
Şekil D.2 : Yalıtım Dış Yüzey Sıcaklığının Konum ve Boyutsuz Frekans Re_{ω} ile Değişimi
($Q=150W$, $Z_0=1625mm$, $A_0=5.128$ Deney No: 9-13)



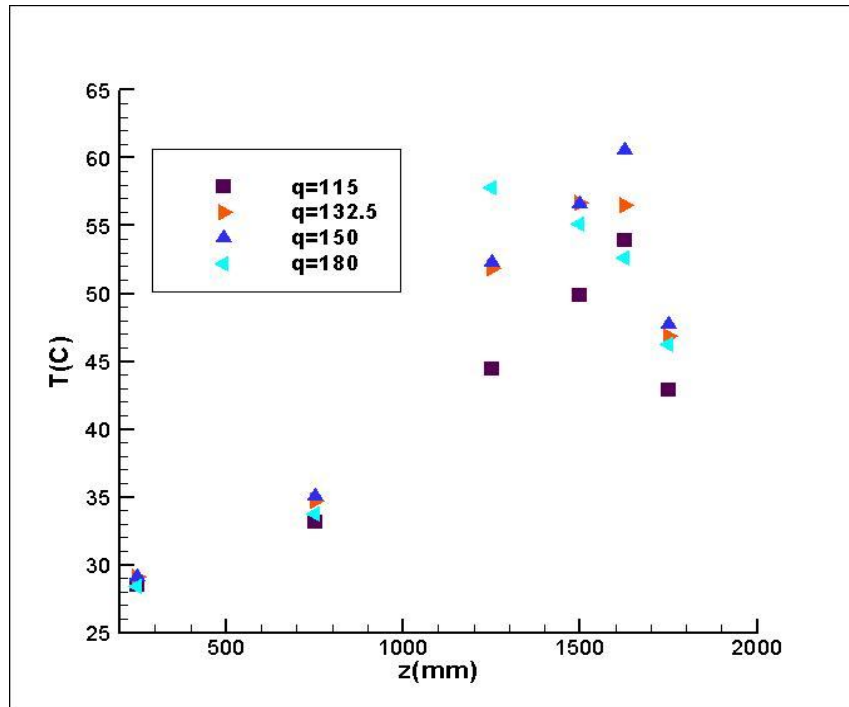
Şekil D.3 : Yalıtım Dış Yüzey Sıcaklığının Konum ve Boyutsuz Genlik A_o ile Değişimi ($Q=132.5W$, $Re=1671$ Deney No:19,17,20)



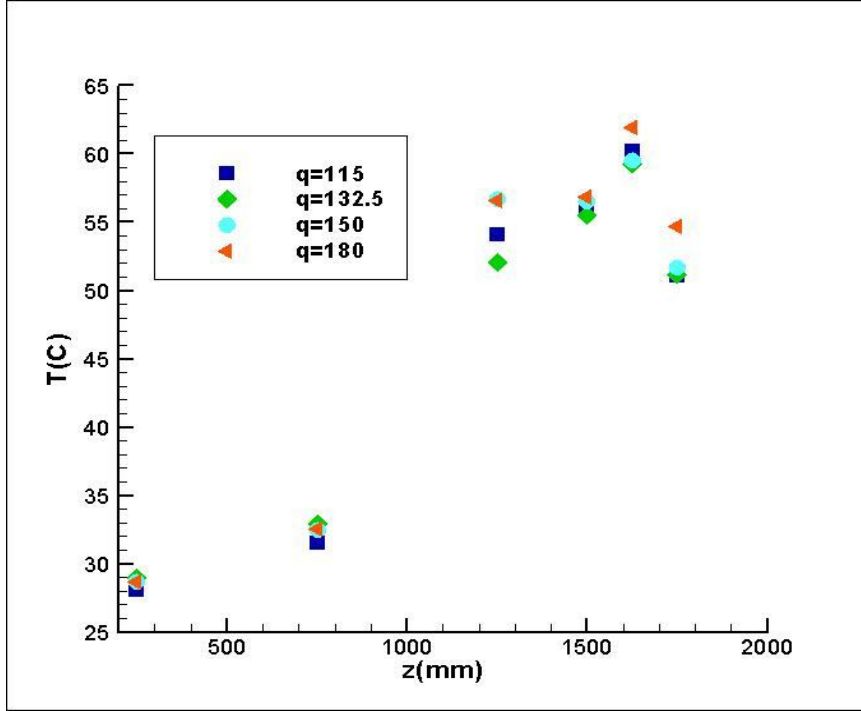
Şekil D.4 : Yalıtım Dış Yüzey Sıcaklığının Konum ve Boyutsuz Genlik A_o ile Değişimi ($Q=150W$, $Re=1671$ Deney No:14,6,9)



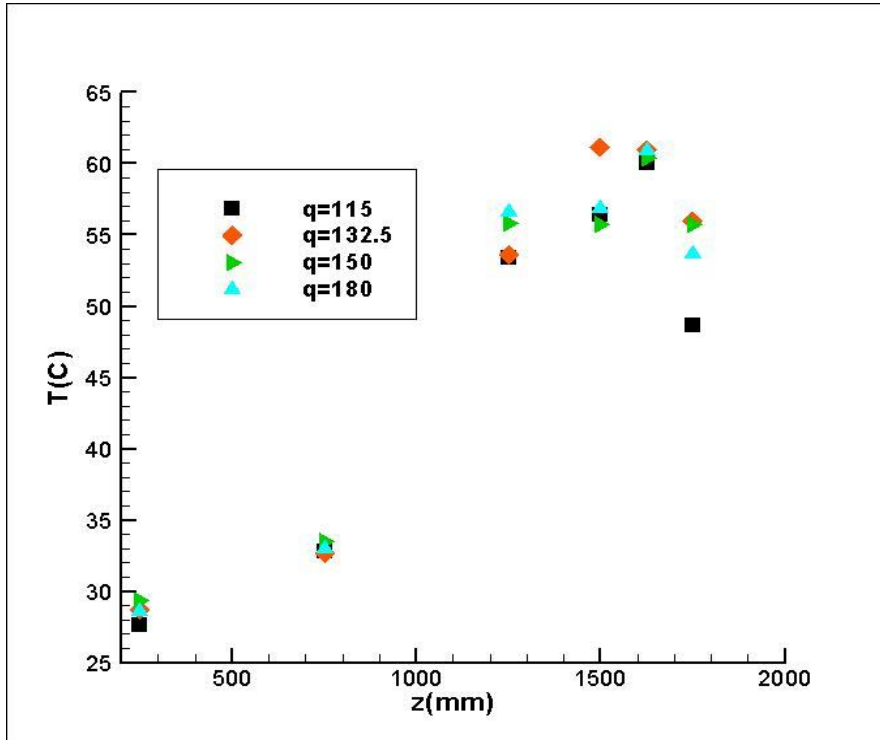
Şekil D.5 : Yalıtım dış yüzey sıcaklığının konum ve ısıtıcıya uygulanan güç ile değişimi ($A_o=10.256$, $Z_o=1575\text{mm}$, $Re=1291$
Deney No: 19,15,25,ek28)



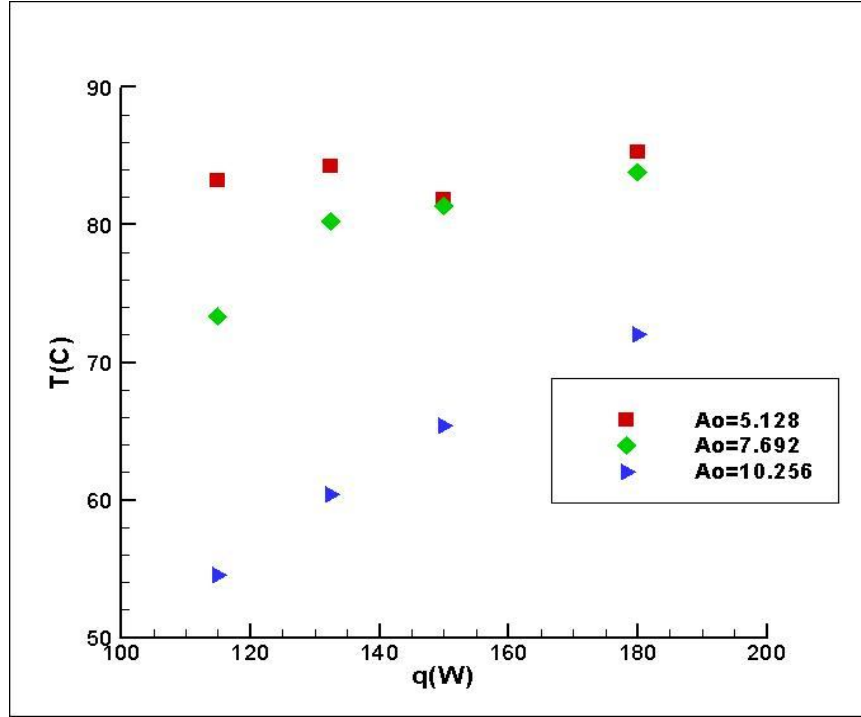
Şekil D.6 : Yalıtım dış yüzey sıcaklığının konum ve ısıtıcıya uygulanan güç ile değişimi
($A_o=7.692$, $Z_o=1600\text{ mm}$, $Re=1671$ Deney No: 5,17,6,26)



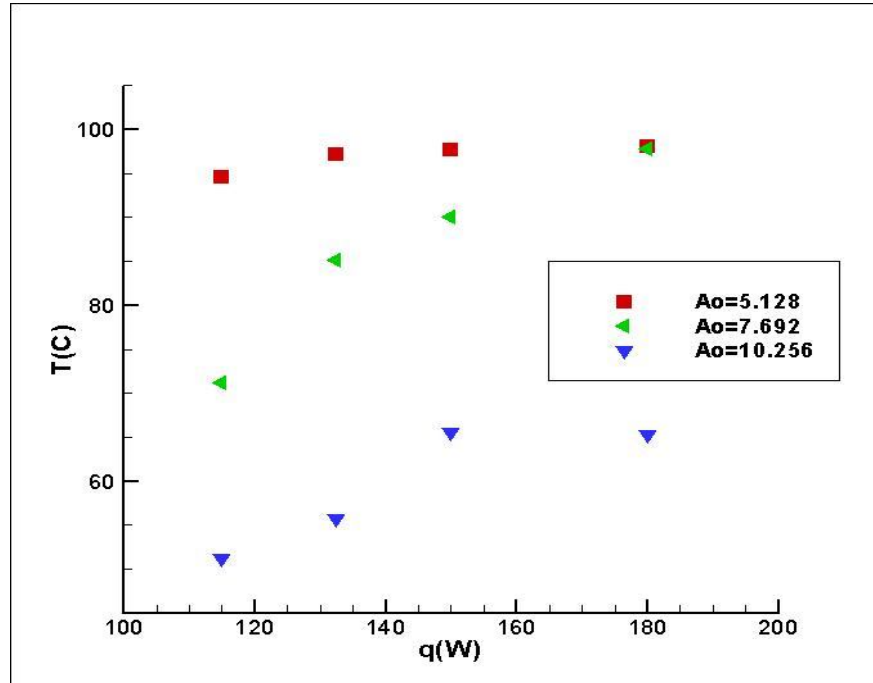
Şekil D.7 : Yalıtım dış yüzey sıcaklığının konum ve ısıtıcıya uygulanan güç ile değişimi
($A_o=5.128$, $Z_o=1625\text{mm}$, $Re=1671$ Deney No:4,20,9,29)



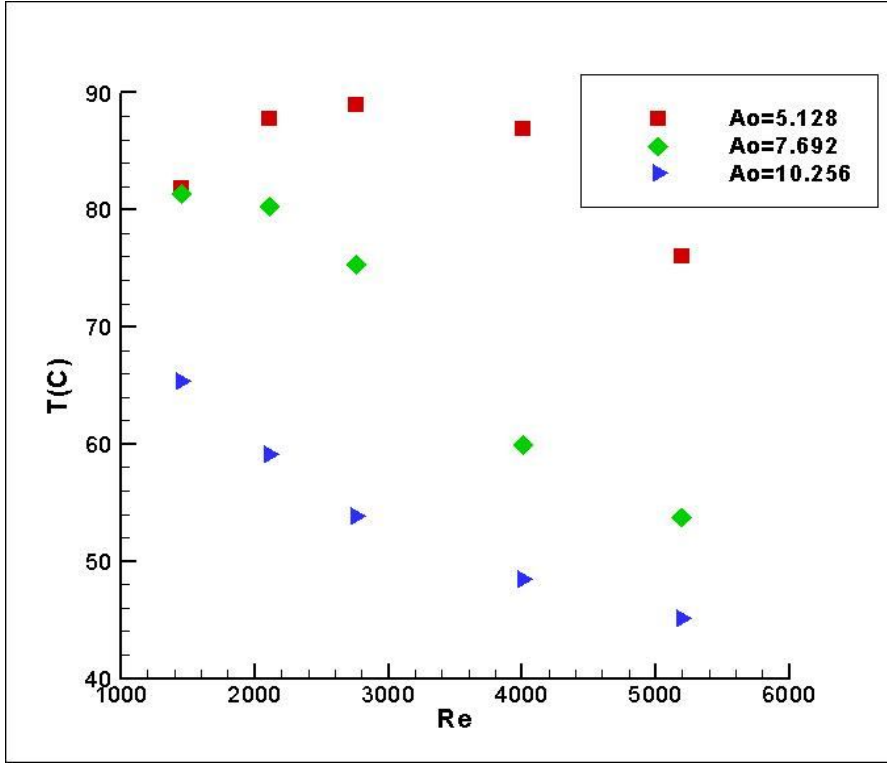
Şekil D.8 : Yalıtım dış yüzey sıcaklığının konum ve ısıtıcıya uygulanan güç ile değişimi
($A_o=5.128$, $Z_o=1625\text{mm}$, $Re=2559$ Deney No: 3,21,10,30)



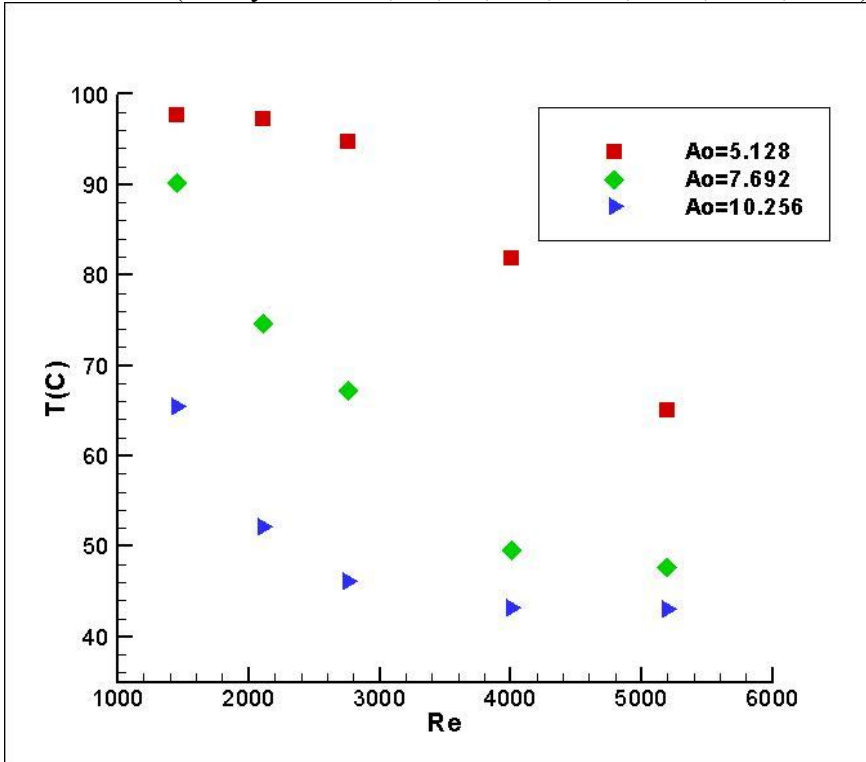
Şekil D.9 : Su probu ortalama sıcaklıklarının genlik ve ısı akısıyla değişimleri
(Deney No:4, 5, 6, 9, 15, 17, 19, 20, 25, 26,29, ek28)



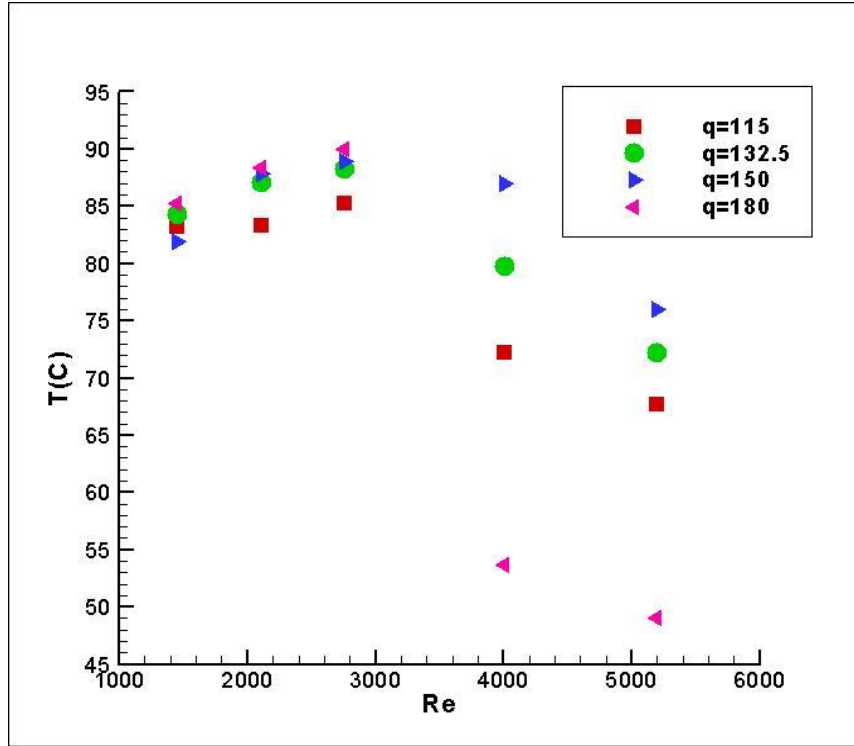
Şekil D.10 : Buhar probu ortalama sıcaklıklarının genlik ve ısı akısıyla değişimleri
(Deney No:4, 5, 6, 9, 15, 17, 19, 20, 25, 26,29, ek28)



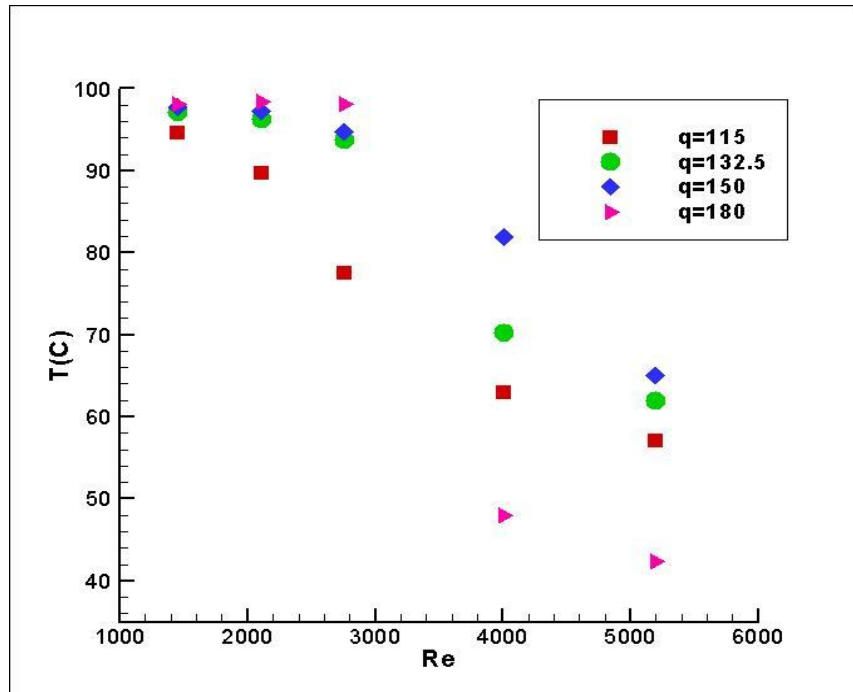
Şekil D.11 : Su probu ortalama sıcaklıklarının frekans ve genlik ile değişimleri
(Deney No: 6-13, 15, 16, ek9, ek10, ek17, ek18, ek19)



Şekil D.12 : Buhar probu ortalama sıcaklıklarının frekans ve genlik ile değişimleri
(Deney No: 6-13, 15, 16, ek9, ek10, ek17, ek18, ek19)



Şekil D.13 : Su probu ortalama sıcaklıklarının frekans ve ısı akısıyla değişimleri
(Deney No: 1-4, ek1, 9-13, 20-24, 29-33)



Şekil D.14 : Buhar probu ortalama sıcaklıklarının frekans ve ısı akısıyla değişimleri
(Deney No: 1-4, ek1, 9-13, 20-24, 29-33)

EK E:

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	deneyek28	deney19	deney14/15	deney25
		2.079	deneyek27	deneyek23	deney16	deneyek16
		2.7227	deneyek26	deneyek22	deneyek17	deneyek15
		3.958	deneyek25	deneyek21	deneyek18	deneyek14
		5.1313	deneyek24	deneyek20	deneyek19	deneyek13
1600	150	1.434	deney5	deney17	deney6	deney26
		2.079	deneyek2	deney18	deney7	deney27
		2.7227	deneyek3	deneyek4	deney8	deney28
		3.958	deneyek7	deneyek5	deneyek9	deneyek11
		5.1313	deneyek8	deneyek6	deneyek10	deneyek12
1625	100	1.434	deney4	deney20	deney9	deney29
		2.079	deney3	deney21	deney10	deney30
		2.7227	deney2	deney22	deney11	deney31
		3.958	deney1	deney23	deney12	deney32
		5.1313	deneyek1	deney24	deney13	deney33

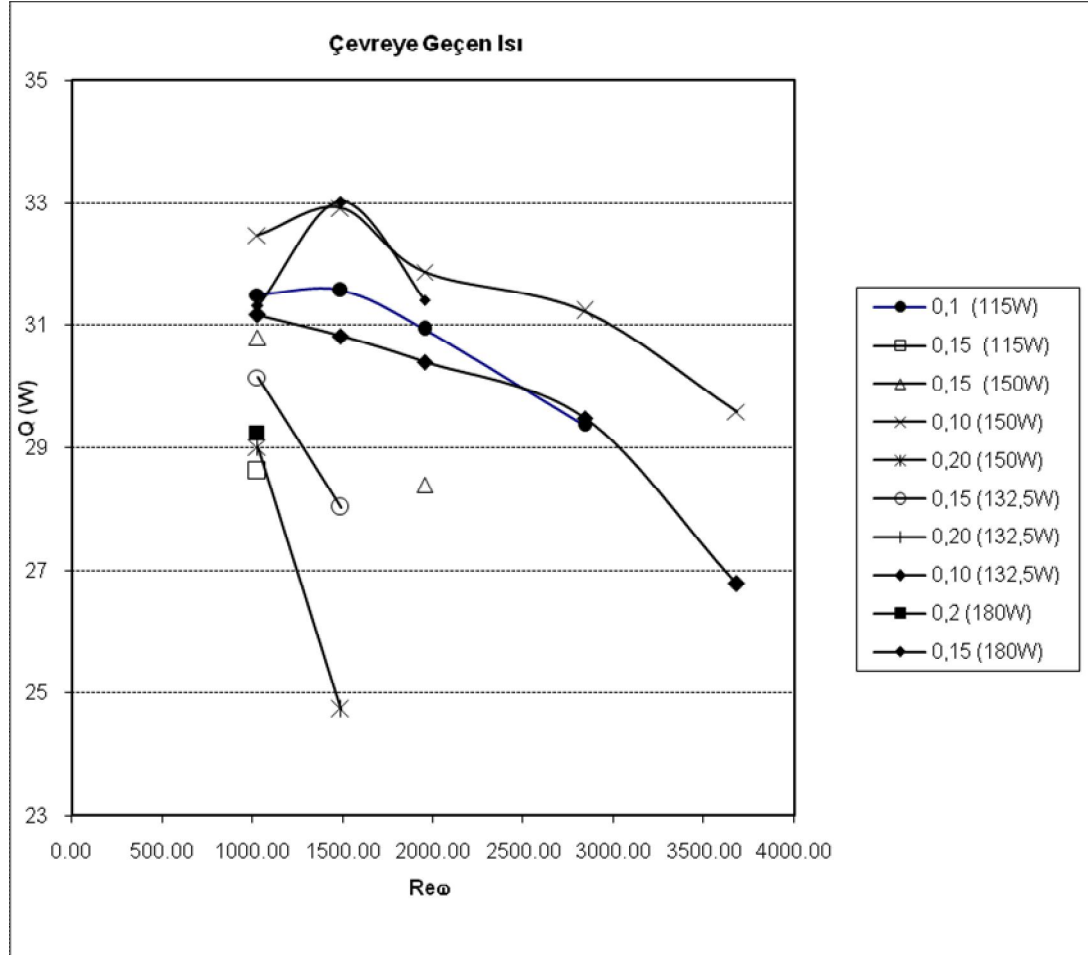
EK F:**F. Yapılan Deneysel Ölçmelere Ait Global Parametreler****Tablo F.1 : Yapılan Deneysel Ölçmelere Ait Global Parametreler**

	q(W)	ω	Xmax (m)	Eks. kütle (kg)	Süre (s)	T ortam (°C)
den1	115	3.958	0.1		18000	28
den2	115	2.7227	0.1		18000	26
den3	115	2.079	0.1	0.063	15180	26
den4	115	1.434	0.1	0.03	14400	28
den5	115	1.434	0.15	0.12	12000	26
den6	150	1.434	0.15	0.1	9000	27.5
den7	150	2.079	0.15	0.358	8400	29
den8	150	2.7227	0.15	0.352	17340	26.5
den9	150	1.434	0.1	0.01	9900	29
den10	150	2.079	0.1	0.1	6900	28
den11	150	2.7227	0.1		14400	27
den12	150	3.958	0.1	0.06	6000	27
den13	150	5.1313	0.1	0.128	6000	26
den14/15	150	1.434	0.2	0.073	3900	29
den16	150	2.079	0.2		2100	29
den17	132.5	1.434	0.15		7200	28
den18	132.5	2.079	0.15	0.05	10500	28
den19	132.5	1.434	0.2	0.09	3000	29
den20	132.5	1.434	0.1	0.105	18000	26.5
den21	132.5	2.079	0.1	0.07	14400	27
den22	132.5	2.7227	0.1	0.009	10800	29
den23	132.5	3.958	0.1	0.019	13980	27
den24	132.5	5.1313	0.1		6720	28
den25	180	1.434	0.2		4200	29
den26	180	1.434	0.15		8400	28.5
den27	180	2.079	0.15	0.138	10800	28
den28	180	2.7227	0.15	0.126	5400	29
den29	180	1.434	0.1	0.108	2700	29
den30	180	2.079	0.1		6300	29
den31	180	2.7227	0.1	0.142	5400	29
den32	180	3.958	0.1		3000	27
den33	180	5.1313	0.1		3000	27
denek1	115	5.1313	0.1	0.184	5400	27
denek2	115	2.079	0.15		2400	27

denek3	115	2.7227	0.15	0.05	4800	27
denek4	132.5	2.7227	0.15		2700	29
denek5	132.5	3.958	0.15	0.102	12900	29
denek6	132.5	5.1313	0.15	0.07	10800	29
denek7	115	3.958	0.15	0.137	14400	27
denek8	115	5.1313	0.15	0.178	17400	27
denek9	150	3.958	0.15	0.213	19080	27
denek10	150	5.1313	0.15		7920	28
denek11	180	3.958	0.15	0.075	5400	29
denek12	180	5.1313	0.15	0.162	5400	28.5
denek13	180	5.1313	0.2		5100	26
denek14	180	3.958	0.2	0.085	3300	26
denek15	180	2.7227	0.2		2400	26
denek16	180	2.079	0.2	0.09	3300	26
denek17	150	2.7227	0.2	0.067	4200	31
denek18	150	3.958	0.2		2760	31
denek19	150	5.1313	0.2	0.14	9180	31
denek20	132.5	5.1313	0.2	0.046	1860	30
denek21	132.5	3.958	0.2		3660	30
denek22	132.5	2.7227	0.2	0.16	3840	29
denek23	132.5	2.079	0.2		3000	29
denek24	115	5.1313	0.2		3300	27
denek25	115	3.958	0.2		5400	27
denek26	115	2.7227	0.2	0.1	3900	27
denek27	115	2.079	0.2		7200	27
denek28	115	1.434	0.2		4200	27

EK G:

G. Çevreye Geçen Isı



Şekil G.1 : Yalıtım Dış Yüzeyinden Çevreye Geçen Isı

EK H:

H. Nusselt Sayıları

Tablo H.1 : Nusselt Sayıları

Deney No	Ao	w	Rew	q _e (W)	T ₂₀	T ₁₀	Two	Tm	$\bar{h}$	Ja	Pr	$\overline{Nu}$
1	5.128	3.958	3562.404	115.0	62.95	72.20	96.51	67.57	117.11		2.55	105.96
2	5.128	2.7227	3351.675	115.0	77.47	85.26	117.56	92.63	135.95	0.032731	1.85	120.49
3	5.128	2.079	2559.273	115.0	89.76	86.32	118.89	93.16	131.72	0.035264	1.85	116.73
4	5.128	1.434	1670.976	115.0	94.56	83.25	122.46	91.62	109.91	0.041867	1.96	97.70
5	7.692	1.434	1290.674	115.0	71.18	73.28	110.10	72.23	89.51		2.55	80.99
6	7.692	1.434	1670.976	150	90.12	81.33	122.62	90.66	138.33	0.042166	1.96	122.96
7	7.692	2.079	2106.899	150	74.54	80.23	118.43	77.39	107.72		2.22	96.46
8	7.692	2.7227	2450.570	150	67.11	75.31	108.19	71.21	119.53		2.55	108.15
9	5.128	1.434	1670.976	132.5	97.73	81.89	125.35	90.95	113.52	0.047247	1.96	100.91
10	5.128	2.079	2559.273	150	97.23	87.81	126.64	93.91	135.07	0.049721	1.85	119.70
11	5.128	2.7227	3351.675	150	94.79	88.96	121.02	94.48	166.58	0.039239	1.85	147.63
12	5.128	3.958	4375.433	150	81.85	86.97	116.49	84.41	137.79		2.08	122.84
13	5.128	5.1313	4618.434	150	65.01	76.00	98.47	70.51	158.11		2.55	143.06
14/15	10.256	1.434	1210.078	150	65.51	65.36	103.93	65.44	114.84		2.75	104.56
16	10.256	2.079	1524.041	150	52.18	59.10	92.11	55.64	121.21		3.25	112.02
17	7.692	1.434	1670.976	132.5	85.14	80.23	119.34	90.11	133.64	0.036043	1.96	118.79
18	7.692	2.079	2106.899	132.5	77.41	79.00	112.33	78.21	114.46		2.22	102.50
19	10.256	1.434	1130.168	132.5	55.62	60.40	92.12	58.01	114.50		2.98	104.98

20	5.128	1.434	1670.976	132.5	97.14	84.26	121.29	92.13	133.90	0.039686	1.96	119.03
21	5.128	2.079	2559.273	132.5	96.22	87.09	120.74	93.54	143.60	0.038709	1.85	127.27
22	5.128	2.7227	3351.675	132.5	93.76	88.22	125.63	94.11	123.91	0.047839	1.85	109.81
23	5.128	3.958	3786.325	132.5	70.27	79.73	107.54	75.00	120.00		2.38	107.98
24	5.128	5.1313	4330.036	132.5	61.90	72.25	98.74	67.08	123.31		2.75	112.27
25	10.256	1.434	1290.674	180	65.30	72.05	111.01	68.68	125.32		2.55	113.39
26	7.692	1.434	1670.976	180	97.86	83.87	122.66	91.93	172.66	0.042238	1.96	153.47
27	7.692	2.079	2559.273	180	93.33	85.15	123.20	92.57	173.21	0.043309	1.85	153.51
28	7.692	2.7227	2604.605	180	75.35	77.46	113.04	76.40	144.82		2.38	130.32
29	5.128	1.434	1765.270	180	98.13	85.27	122.75	92.63	176.13	0.04247	1.85	156.10
30	5.128	2.079	2559.273	180	98.37	88.36	126.69	94.18	163.16	0.049825	1.85	144.60
31	5.128	2.7227	3351.675	180	98.10	89.98	128.21	94.99	159.72	0.052649	1.85	141.56
32	5.128	3.958	2686.739	180	47.90	53.64	85.68	50.77	151.97		3.55	141.68
33	5.128	5.1313	3241.376	180	42.38	49.02	81.87	45.70	146.67		3.91	138.15

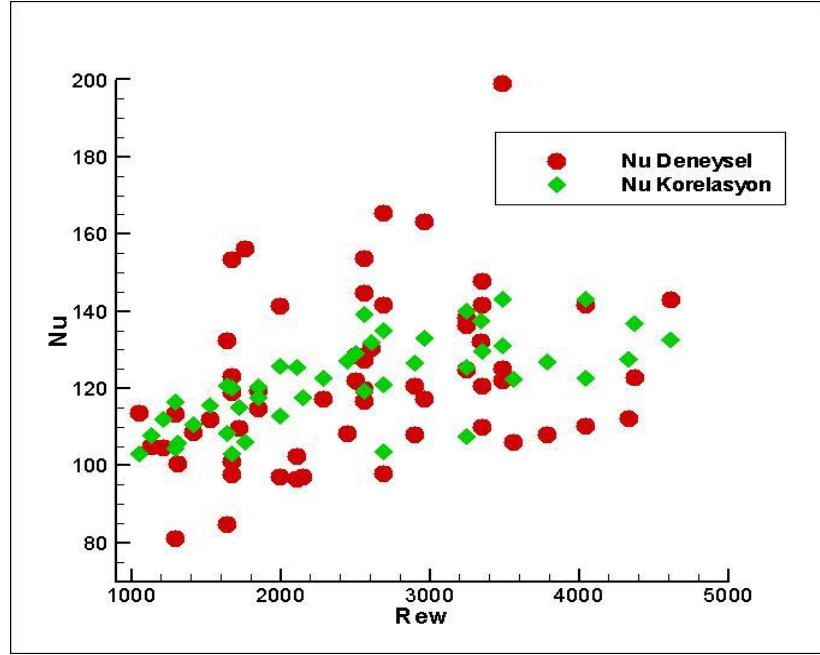
Tablo H.2 : Nusselt Sayıları

Deney No	Ao	w	Rew	q _e (W)	T ₂₀	T ₁₀	T ₂₀	T _m	$\bar{h}$	Ja	Pr	$\overline{Nu}$
ek1	5.128	5.1313	4044.094	115	57.06	67.72	90.61	62.39	120.12		2.98	110.14
ek2	7.692	2.0790	1638.507	115	55.71	66.55	97.81	61.13	92.41		2.98	84.73
ek3	7.692	2.7227	1995.915	115	52.68	60.17	88.72	56.42	104.95		3.25	96.99
ek4	7.692	2.7227	2145.822	132.5	53.23	65.51	96.27	59.37	105.84		2.98	97.04
ek5	7.692	3.9580	2901.470	132.5	50.24	57.35	87.18	53.80	116.98		3.25	108.10
ek6	7.692	5.1313	3483.189	132.5	43.70	51.52	76.74	47.61	134.07		3.55	124.99
ek7	7.692	3.9580	2686.739	115	43.36	52.60	80.25	47.98	105.04		3.55	97.92
ek8	7.692	5.1313	3241.376	115	41.27	47.83	70.15	44.55	132.42		3.91	124.72
ek9	7.692	3.9580	2901.470	150	49.56	59.89	88.60	54.73	130.54		3.25	120.63
ek10	7.692	5.1313	3483.189	150	47.65	53.79	84.49	50.72	130.90		3.55	122.03
ek11	7.692	3.9580	3339.949	180	58.47	67.11	99.35	62.79	145.12		2.75	132.13
ek12	7.692	5.1313	4044.094	180	54.29	60.72	91.83	57.51	154.55		2.98	141.70
ek13	10.256	5.1313	3483.189	180	46.02	48.50	72.10	47.26	213.60		3.91	199.13
ek14	10.256	3.9580	2686.739	180	47.11	52.18	79.53	49.64	177.54		3.55	165.51
ek15	10.256	2.7227	1995.915	180	50.27	58.51	89.09	54.39	152.87		3.25	141.27
ek16	10.256	2.0790	1638.507	180	58.08	62.99	97.27	60.53	144.41		2.98	132.41
ek17	10.256	2.7227	1848.202	150	46.16	53.85	85.91	50.01	123.13		3.55	114.79
ek18	10.256	3.9580	2500.218	150	43.15	48.41	78.21	45.78	136.34		3.91	128.42
ek19	10.256	5.1313	3241.376	150	43.03	45.12	74.66	44.07	144.54		3.91	136.14
ek20	10.256	5.1313	2964.414	132.5	40.45	43.31	64.65	41.88	171.55		4.32	163.12
ek21	10.256	3.9580	2500.218	132.5	40.00	45.85	73.07	42.93	129.57		3.91	122.04
ek22	10.256	2.7227	1848.202	132.5	43.53	50.67	77.60	47.10	128.04		3.91	119.36

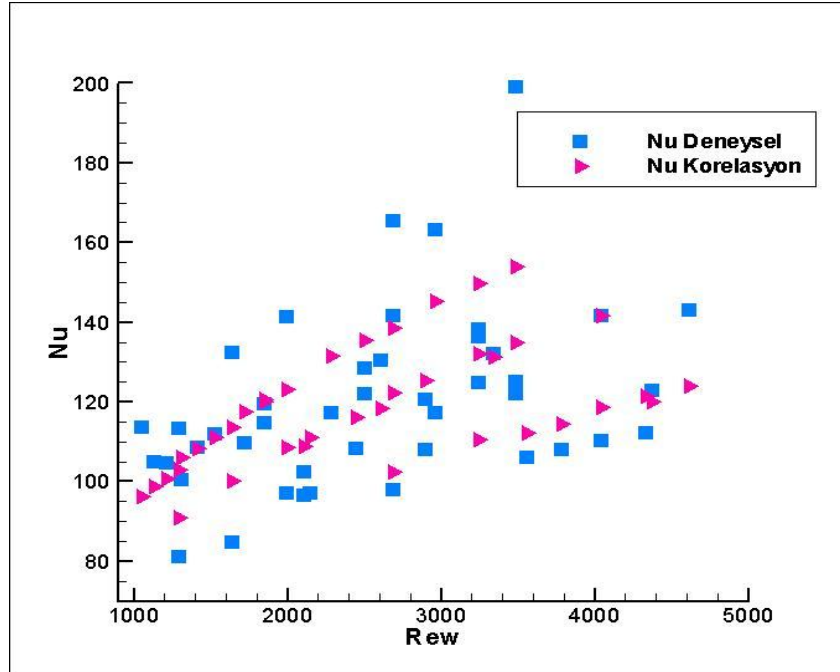
ek23	10.256	2.0790	1411.251	132.5	45.47	54.39	83.44	49.93	116.54		3.55	108.65
ek24	10.256	5.1313	2964.414	115	39.71	41.62	68.16	40.66	123.28		4.32	117.22
ek25	10.256	3.9580	2286.585	115	38.93	43.44	68.70	41.19	123.18		4.32	117.13
ek26	10.256	2.7227	1719.895	115	39.85	46.93	72.53	43.39	116.33		3.91	109.57
ek27	10.256	2.0790	1313.278	115	41.12	49.97	77.31	45.55	106.72		3.91	100.52
ek28	10.256	1.434	1051.215	115	51.14	54.57	80.44	52.85	122.87		3.25	113.55

EK İ:

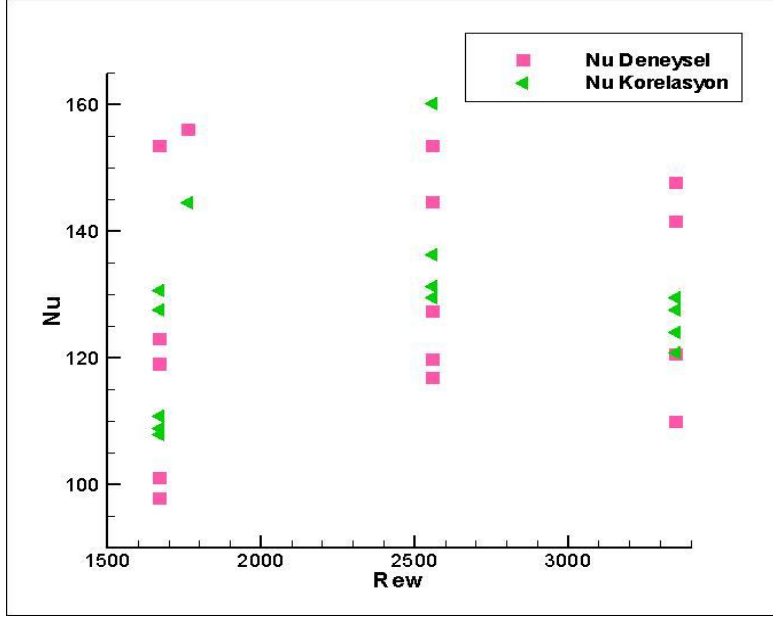
İ. Deneylerde elde edilen Nu sayılarının, teorik hesap için oluşturulan Nu sayıları ile karşılaştırılması



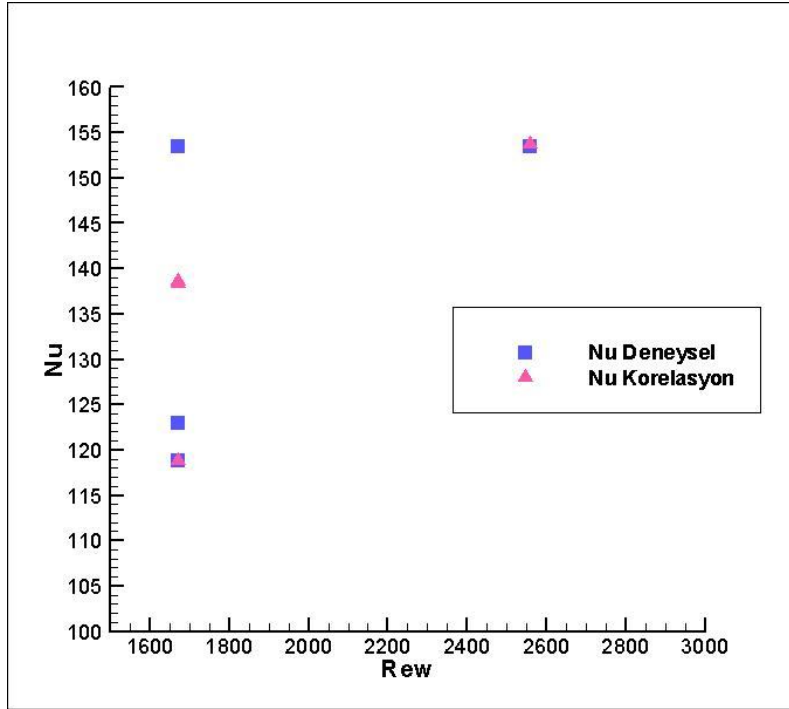
Şekil İ.1 : Tüm deneylere ait deneysel ve korelasyon ile oluşturulmuş Nu sayıları



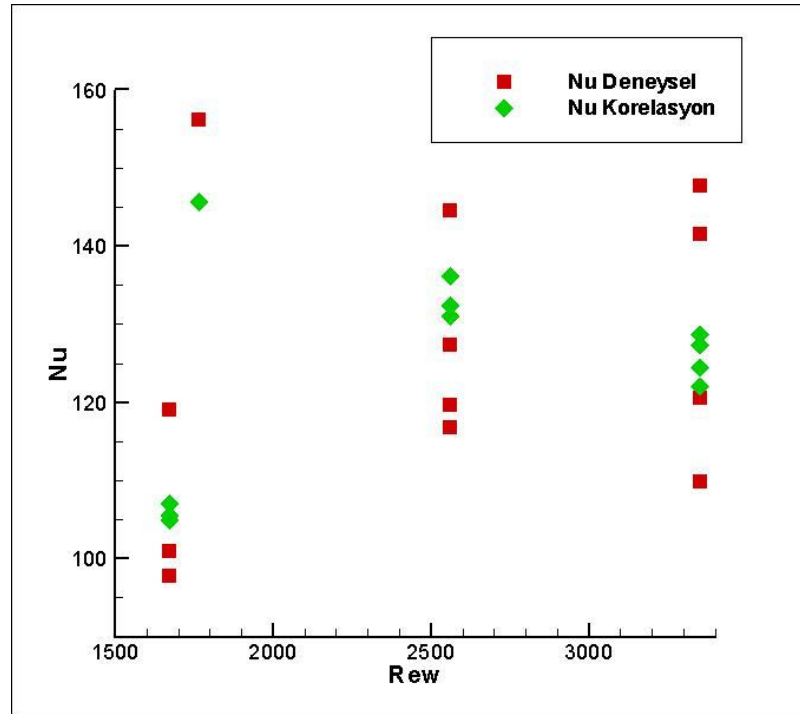
Şekil İ.2 : Kaynama olmayan deneylere ait deneysel ve korelasyon ile oluşturulmuş Nu sayıları



Şekil İ.3 : Kaynama olan deneylere ait deneysel ve korelasyon ile oluşturulmuş Nu sayıları

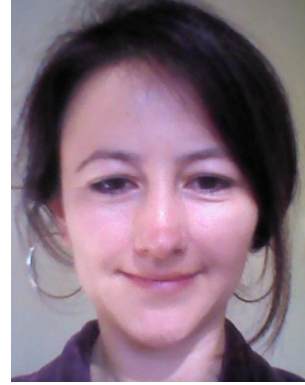


Şekil İ.4 : Kaynama olan ve $A_0 = 7.692$ olандeneylere ait deneysel ve korelasyon ile oluşturulmuş Nu sayıları



Şekil İ.5 : Kaynama olan ve $A_o = 5.128$ olan deneylere ait deneysel ve korelasyon ile oluşturulmuş Nu sayıları

ÖZGEÇMİŞ



Ad Soyad : Esra Keşaf
Doğum Yeri ve Tarihi : Sarıkamış, 1981
E-posta : esra.kesaf@taek.gov.tr

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2006, Hacettepe Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Nükleer Enerji Mühendisliği Bölümü
- **Yükseklisans** : 2015, İstanbul Teknik Üniversitesi, Makine Mühendisliği, Isı Akışkan Programı

ÇALIŞILAN KURUM:

- Türkiye Atom Enerjisi Kurumu
Çekmece Nükleer Araştırma ve Eğitim Merkezi

