

**T.C.
ONDOKUZ MAYIS ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI
TERMODİNAMİK BİLİM DALI**



**HABBECİK POMPASI TASARIMI VE PERFORMANS
ANALİZİ**

Yüksek Lisans Tezi

Ahmed DALLOUL

Danışman

Doç. Dr. Mustafa ÖZBEY

SAMSUN
2021

TEZ KABUL VE ONAYI

Ahmed DALLOUL tarafından, Doç. Dr. Mustafa ÖZBEY danışmanlığında hazırlanan “Habbecik Pompası Tasarımı ve Performans Analizi” başlıklı bu çalışma, jürimiz tarafından 15.4.2021 tarihinde yapılan sınav sonucunda oy birliği ile başarılı bulunarak Yüksek Lisans Tezi olarak kabul edilmiştir.

	Unvanı Adı Soyadı Üniversitesi Ana Bilim/Ana Sanat Dalı	İmza	Sonuç
Başkan	Prof. Dr. Hakan ÖZCAN Ondokuz Mayıs Üniversitesi Makine Mühendisliği Anabilim Dalı		<input checked="" type="checkbox"/> Kabul <input type="checkbox"/> Ret
Üye (Danışman)	Doç. Dr. Mustafa ÖZBEY Ondokuz Mayıs Üniversitesi Makine Mühendisliği Anabilim Dalı		<input checked="" type="checkbox"/> Kabul <input type="checkbox"/> Ret
Üye	Dr. Öğr. Üyesi Bilal SUNGUR Samsun Üniversitesi Makine Mühendisliği Anabilim Dalı		<input checked="" type="checkbox"/> Kabul <input type="checkbox"/> Ret

Bu tez, Enstitü Yönetim Kurulunca belirlenen ve yukarıda adları yazılı jüri üyeleri tarafından uygun görülmüştür.

ONAY
... / ... / ...
Prof. Dr. Ali BOLAT
Enstitü Müdürü

BİLİMSEL ETİĞE UYGUNLUK BEYANI

Hazırladığım Yüksek Lisans tezinin bütün aşamalarında bilimsel etiğe ve akademik kurallara riayet ettiğimi, çalışmada doğrudan veya dolaylı olarak kullandığım her alıntıya kaynak gösterdiğimi ve yararlandığım eserlerin Kaynaklar'da gösterilenlerden oluştuğunu, her unsurun enstitü yazım kılavuzuna uygun yazıldığını ve TÜBİTAK Araştırma ve Yayın Etiği Kurulu Yönetmeliği'nin 3. bölüm 9. maddesinde belirtilen durumlara aykırı davranılmadığını taahhüt ve beyan ederim.

İmza
29/ 03/ 2021
Ahmed DALLOUL

TEZ ÇALIŞMASI ÖZGÜNLÜK RAPORU BEYANI

Tez Başlığı: Habbecik Pompası Tasarımı ve Performans Analizi

Yukarıda başlığı belirtilen tez çalışması için şahsım tarafından 11/03/2021 tarihinde intihal tespit programından alınmış olan özgünlük raporu sonucunda;

Benzerlik oranı : % 3
Tek kaynak oranı : % 1 çıkmıştır.

İmza
29/ 03/ 2021
Doç.Dr. Mustafa ÖZBEY

ÖZET

HABBECİK POMPASI TASARIMI VE PERFORMANS ANALİZİ,

Ahmed DALLOUL

Ondokuz Mayıs Üniversitesi

Lisansüstü Eğitim Enstitüsü

Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı

Yüksek Lisans, Mart/2021

Danışman: Doç. Dr. Mustafa ÖZBEY

Habbecik pompası, soğutma sistemi tasarımında enerji verimliliği açısından büyük önem arz etmektedir. Bu tezde, birçok kullanım için geçerli olan entegre bir soğutma sistemi tasarımı için habbecik pompası kaldırma tüplerinin dağılımı, rezervuar, sıcaklık sensörleri, kontrolörler, su seviye sensörlerinin konumu ve otomatik kontrolü açısından deneysel olarak incelenerek performans analizi yapılmıştır.

Tasarım koşulları olarak 550 W ve 1500 W olarak iki farklı ısı gücü baz alınmıştır. Yüzey sıcaklığı belirli bir sınırın altında tutularak 8 mm iç çapa sahip 1 - 4 sayıda kaldırma tüpü kullanarak atmosferik basınç altında ve 0.3, 0.4 ve 0.5 olmak üzere 3 farklı batma oranlarında deneyler yapılmıştır.

Bu sistemi tasarlama süreci, mevcut literatürün yerel ve küresel ölçekte incelenmesi ile başlamıştır. Sonra, sistemi çalıştırmak için gerekli bileşenleri belirlemektir. Seçim kriterleri, bu bileşenlerin verimliliği, maliyeti ve enerji tüketimine dayanmaktadır. Sonra, parçaların ve bileşenlerin en uygun konfigürasyonu tasarlanarak elektrik ve elektronik ekipmanları kontrol etmek için otomatik bir kontrol sistemi geliştirilmiştir. Ortaya konan model sistem deneysel olarak performans testine tabi tutularak kaydedilen veriler analiz edilerek değerlendirilmiştir. Nihayi olarak verimi deneysel olarak belirlenmiştir. Ayrıca teorik analizi de yapılarak ortaya konan teorik model ile deneysel veriler karşılaştırılarak önerilen teorik model optimize edilmiştir. Sonuç olarak, pompa performansının, yani kütle akım hızının batma oranı ve 3 adet kaldırma tüp sayısına kadar doğru orantılı olarak arttığı belirlenmiştir. Soğutma yükünün 1500 W olduğu yüksek güçte habbecik pompası kaldırma tüplerinde slug akış deseni, 500 W düşük güçte churn akışı meydana gelmiştir. Slug akışının verimi itileştirdiği ve her iki güçte de optimum tüp sayısının 4 olduğu ortaya konarak 1500 W ısıtma gücünde 0.5 batma oranında 4 tüplü konfigürasyon için habbecik pompası kaldırma verimi maksimum olarak %3.4 olarak belirlenmiştir ve kaldırma tüplerinin sayısının daha da artırılması ile en fazla pompalama veriminin %4'e kadar yükseltilebileceği ön görülmektedir. Ancak, düşük ısıtma güçlerinde maliyet açısından optimum konfigürasyon olarak tek tüplü pompa seçiminin uygun olacağı önerilmektedir.

Anahtar Sözcükler: Habbecik Pompası, Kaldırma Burosı, Batma oranı.

ABSTRACT

BUBBLE PUMP DESIGN AND PERFORMANCE ANALYSIS

Ahmed Dalloul

Ondokuz Mayıs University

Institute of Graduate Studies

Department of Mechanical Engineering

Master, March/ 2021

Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Mustafa ÖZBEY

The design of the bubble pump refrigeration system is a critical aspect because it has to be efficient and energy saving more than the previous similar designs. In this report, an integrated cooling system in terms of lifting tube distribution, water reservoir, temperature sensors, controllers, water level sensor locations, and automatic control systems have been designed which is applicable for many uses.

The design conditions were assumed that a hot surface released different amounts of heat 550, and 1500W is to be cool and maintain the temperature under the desirable limit, the experiments have been conducted under the atmospheric pressure used many alternative configurations such as using a different number of lifting tubes from 1 to 4 tubes, and different submergence ratios 0.3, 0.4, and 0.5, and taking into account that, the inner diameter of the lifting tubes was 8mm.

The sizing has been made to find the capacity of each component in the refrigeration cycle. Then, the optimal arrangement of parts and components was designed, and an automatic control system has been developed to control the electrical equipment. after preparing everything the data have been recorded and tabulated, and the efficiency has been calculated, then the theoretical model has been compared with the experimental data and optimizing the setup by correct errors that may exist.

At the last step, the conclusion has been extracted, through that, the slug flow pattern could be noticed in the experiments where the heating power is 1500W, and for low input heating power 550W, the churn flow was obvious, so after determined the efficiencies, the perfect flow type for the experiments was slug flow. and by comparing the results of experiments with the theoretical model, it was obvious that the performance was directly proportional to the submergence ratio and the number of lifting tubes.

Keywords: Bubble Pump, Lifting Tubes, Submergence Ratio.

ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR

Filistin'deki Gazze şehrinden her koşulda beni destekleyen Annem, Babam ve bütün Aileme, yüksek lisansın başlangıcından, bu tezi teslim edene kadar her aşamada çalışmayı yönlendiren, danışman hocam Sayın Doç. Dr. Mustafa ÖZBEY'e, çalışma süresi boyunca beni destekleyen tüm öğretim üyeleri Sayın Prof. Dr. Hakan ÖZCAN, Sayın Prof. Dr. Bahittin TOPALOĞLU, Sayın Doç. Dr. Lütfü NAMLI ve Doç. Dr. Kemal YILDIZLI'ya, deneyler esnasında yardımını esirgemeyen Sayın Arş. Gör. Fevzi ŞAHİN'e, ve bu çalışmada kurulum işlemlerinde birlikte çalıştığımız Teknisyen Erdal ÇULHA'ya teşekkürlerimi sunarım.

Ahmed DALLOUL

İÇİNDEKİLER

ÖZET	iii
ABSTRACT.....	iv
ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR.....	v
İÇİNDEKİLER	vi
SİMGELER VE KISALTMALAR	viii
ŞEKİLLER DİZİNİ	x
TABLolar DİZİNİ	xiii
1. GİRİŞ	1
1.1. Geçmiş Deneyimler	2
1.1.1. Difüzyon Absorpsiyon Soğutma Sistemleri (DAAS)	6
1.1.2. Habbecik Pompalı Buhar Absorpsiyon Soğutma (BASS) Sistemleri	7
1.2. Piyasa Seçenekleri	9
2. LİTERATÜR İNCELEMESİ	18
2.1. Habbecik Pompası Konfigürasyonları	20
2.2. Habbecik Pompası Uygulamaları.....	22
3. MATERYAL VE METOT	24
3.1. Soğutma Döngüsünün Boyutlandırılması	24
3.1.1. Soğutma Yüğü	24
3.1.2. Varsayımlar.....	24
3.1.3. Seçme ve Boyutlandırma	25
4. TASARIM VE BULGULAR.....	35
4.1. Düzenleme	36
4.2. Analiz.....	38
4.3. Kontrol.....	39
4.3.1. Parametre	40
4.3.2. Seçme.....	42
5. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	45
5.1. Teorik Model	48
5.2. Deneysel Sonuçlar	64
5.2.1. Batma Oranının Habbecik Pompasının Performansına Etkisi	64
5.2.2. Habbecik Pompasının Performansına Artan Kaldırma Borusu Sayılarının Etkisi.....	67
5.2.3. Pompanın Kaldırma Verimi	69
5.2.4. Çok Tüplü Habbecik Pompasının Tüplerinde Akış Desenleri	71
5.3. Deneysel Verilerin Analizi.....	74
5.4. Değerlendirmeler	78
KAYNAKLAR	82

ÖZ GEÇMİŞ.....	86
-----------------------	-----------

SİMGELER VE KISALTMALAR

ρ_l	Sıvı yoğunluğu
ρ_g	Buhar yoğunluğu
N	Kaldırma tüpleri sayısı
η	Pompanın kaldırma verimliliği
H	Kaldırma tüplerinin içindeki sıvının yüksekliği
L	Kaldırma tüp uzunluğu
g	Yerçekimi ivmesi
A	Kesit alanı
D	Kaldırma borusu çapı
Q_l	Sıvı kütle akış hızı
Q_g	Gaz kütle akış hızı
v_l	Sıvı faz özgül hacmi
λ_{10}	Sürtünme direnci katsayısı
ϕ_{10}^2	Saf sıvı faktörü
C	Türbülanslı akış rejiminin katsayısı
ρ_s	Tek fazlı sıvının yoğunluğu
μ_g	Sıvı fazının dinamik viskozitesi
μ_l	Gaz fazının dinamik viskozitesi
Δp_{TP}	Konik trompet basınç kayıpları
x	Kütle gazı boşluk oranı

X	Martinelli değeri
$S_{akım}$	Statik basıç yükü, mSS
G	İki fazlı akışın kütle akış hızı
α	Gaz boşluk oranı
f	Sürtünme faktörü
Δp_1	Tek fazlı akış sürtünme direnci
Δp_g	Yerçekimi basınç düşüşü
Δp_m	Hızlandırılmış basınç düşüşü
Δp_f	Sürtünme basınç düşüşü
L_s	Bağlantı tüplerinin uzunluğu
D_s	Bağlantı tüplerinin çapı

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1. Habbecik pompasının basit prensibinin bir şeması (White, 2001)	3
Şekil 1.2. Hava kaldırma pompasının basit prensibinin bir şeması (Rashid, 2020)	3
Şekil 1.3. Kaldırma tüplerinin içindeki akış tipleri (Nick Connor, 2019)	4
Şekil 1.4. Difüzyon absorpsiyon soğutma (DAAS) sisteminin şematik gösterimi	6
Şekil 1.5. Habbecik pompalı buhar emme soğutma sistemleri (BASS) şematik gösterimi	8
Şekil 1.6. Habbecik pompası döngüsü (Aman vd, 2016)	9
Şekil 1.7. Pleksiglas ve akrilik tüpler (Acrylic Fabrication, 2021)	10
Şekil 1.8. Cam tüpler (Krafsman, 2020)	10
Şekil 1.9. Tipik bir hava soğutmalı kondenser (Smartclima, 2020)	12
Şekil 1.10. Tipik bir su soğutmalı kondenser (Shell and tube condenser, 2018)	12
Şekil 1.11. Düz ve spiral boru rezistanslı elektrik ısıtıcı elemanları (Electric Hot Plate Cooker Coil Tube Heating Element, 2020)	12
Şekil 1.12. Çelik çerçeve (Çelik Raf, 2021)	13
Şekil 1.13. Habbecik pompası jeneratörünün şematik gösterimi (Aman vd, 2018)	14
Şekil 1.14. Sıvı seviye sensör tipleri (Level sensors, 2021)	14
Şekil 1.15. Conta (Head gasket, 2021)	15
Şekil 1.16. Selenoid valf (Vacuum selenoid valve, 2021)	15
Şekil 1.17. Ayırıcı tank çalışma prensibi (Koyfman vd, 2003)	15
Şekil 1.18. Sıcaklık sensörü, RTD tip (Mini Dijital Prob Termometre, 2021)	16
Şekil 1.19. Arduino çipi (Arduino Boards, 2021)	17
Şekil 1.20. PLC kontrol ünitesi (PLC control panel, 2021)	17
Şekil 2.1. Kahve makinesi çalışma prensibi (Asner vd, 2004)	23
Şekil 2.2. Portatif buzdolapları çalışma prensibinin şeması (Mahto ve Pathania, 2012)	23
Şekil 3.1. Atmosferik basınç altında çalışan çok kaldırma tüplü habbecik pompasının 3D görünümü	25
Şekil 3.2. Habbecik pompası için tasarlanmış jeneratör	27
Şekil 3.3. Jeneratör kapağı	27
Şekil 3.4. Galvanizli çelik raf profili	28
Şekil 3.5. Tasarlanmış su tankı	28
Şekil 3.6. Paslanmaz çelik sıvı su seviye sensörü ve yatay montaj şamandıra anahtarı	29

Şekil 3.7. ½ inç çapında 12V selenoid valf.....	29
Şekil 3.8. Tasarlanmış ayırıcı tankı	30
Şekil 3.9. Arduino UNO.....	30
Şekil 3.10. 2x16 LCD ekran, arka ışık mavi-beyaz, Arduino.....	31
Şekil 3.11. Tek kanallı 5V röle kartı	31
Şekil 3.12. Kablolı su geçirmez 10K NTC 50 cm ısı sıcaklık sensörü.....	31
Şekil 3.13. 10K direnç ¼ W	32
Şekil 3.14. Değişken direnç B50K 3 pinli.....	32
Şekil 3.15. Breadboard 800 bağlantı noktası.....	32
Şekil 3.16. Bağlantı kabloları.....	33
Şekil 3.17. 1750W elektrikli ısıtıcı.....	33
Şekil 3.18. 800W elektrikli ısıtıcı.....	33
Şekil 3.19. 2000W elektrikli ısıtıcı.....	34
Şekil 3.20. Kauçuk silindir	34
Şekil 3.21. Siyah sıvı silikon Conta	34
Şekil 4.1. Sıcak yüzeyleri soğutmak için habbecik pompasının çalışma prensibi.....	35
Şekil 4.2. Habbecik pompası çalışma ortamı için T-s diyagramı	36
Şekil 4.3. Habbecik pompalı kapalı bir soğutma çevriminin şematik gösterimi	37
Şekil 4.4. Habbecik pompalı açık bir soğutma çevriminin şematik gösterimi	38
Şekil 4.5. Sıcaklık sensörü ile su seviye sensörünün konumları	40
Şekil 4.6. Su seviye sensörü kontrolü için parametrelerin akış şeması	41
Şekil 4.7. Sabit elektrikli ısıtıcı kontrolü için parametrelerin akış şeması	42
Şekil 4.8. Fritzing'de kontrol sistemi simüle şeması	43
Şekil 4.9. Su tankın içindeki elektrikli ısıtıcı kontrol devresi.....	44
Şekil 4.10. Selenoid valf kontrol devresi.....	44
Şekil 5.1. Deneyler için tasarlanmış habbecik pompası (kesit görünümü).....	45
Şekil 22. Deneylerde kullanılan habbecik pompası soğutma cihazı.....	47
Şekil 5.3. Ayırıcıdan su tankına dönen sıcak suyun kütesini ölçmek için kullanılan elektronik hassas terazi.....	47
Şekil 5.4. Jeneratördeki karışımın kontrol hacmi.....	49

Şekil 5.5. Jeneratördeki her buhar kabarcığını çevreleyen kontrol hacmi.....	51
Şekil 5.6. Buhar habbeciğinin küre etrafındaki akım olarak modellenmesi	56
Şekil 5.7. Kürenin yüzeyine etki eden kuvvetler.....	60
Şekil 5.8. Kürenin etrafındaki akışın akış çizgileri	61
Şekil 5.9. Jeneratörün altındaki buhar kabarcığı oluşumu.....	63
Şekil 5.10. Damlacıkları etkileyen kuvvetler	64
Şekil 5.11. İki farklı ısıtma gücünde kütle akış hızının batma oranına göre değişimi (N=4)	66
Şekil 5.12. İki farklı ısıtma gücünde ve 3 farklı batma oranında kütle akış hızının kaldırma tüpü sayısına göre değişimi.....	66
Şekil 5.13. Batma oranının ve kaldırma tüplerinin sayısının kütle akış hızı üzerindeki etkisi (ısıtma gücü 550W).....	68
Şekil 5.14. Batma oranının ve kaldırma tüplerinin sayısının kütle akış hızı üzerindeki etkisi (ısıtma gücü 1500W).....	68
Şekil 5.15. Giriş ısıtma gücünün ve kaldırma tüplerinin sayısının kütle akış hızı üzerindeki etkisi (batma oranı = 0.5).....	69
Şekil 5.16. Farklı giriş ısıtma güçlerinde ve 0.5 batma oranında pompa kaldırma veriminin kaldırma tüpleri sayısına göre değişimi.....	70
Şekil 5.17. Kaldırma tüplerindeki akış deseni görselleri (ısıtma gücü 550W) (a) N=1, (b) N=2, (c) N=3, (d) N=4.....	73
Şekil 5.18. Kaldırma borusunun içindeki akış deseni görselleri (ısıtma gücü 1500W) (e) N=1, (f) N=2, (g) N=3, (h) N=4	74
Şekil 5.19. Önerilen model ile mevcut deneysel sonuçlar arasındaki karşılaştırmalar (N=1)	76
Şekil 5.20. Önerilen model ile mevcut deneysel sonuçlar arasındaki karşılaştırmalar (N=2).	77
Şekil 5.21. Önerilen model ile mevcut deneysel sonuçlar arasındaki karşılaştırmalar (N=3).	77
Şekil 5.22. Önerilen model ile mevcut deneysel sonuçlar arasındaki karşılaştırmalar (N=4).	78

TABLÖLAR DİZİNİ

Tablo 1.1. Hava kaldırma pompası ve habbecik pompası arasındaki farklar	4
Tablo 5.1. Elektriğe ihtiyaç duyan ekipmanlar	46
Tablo 5.2. Model faktörlerinin manuel hesaplamaları	75

1. GİRİŞ

Günlük yaşamda ısı dağılımı, endüstriyel olarak ve insanların kullandığı bilgisayar ve serverler gibi elektronik cihazlar için çok önemlidir. Bu önem, üretim seviyeleri, ürün kalitesi ve bu cihazların verimliliği üzerindeki etkisinden kaynaklanmaktadır. Birçok günlük kullanımda etkin ve hızlı soğutma gereklidir, bu nedenle bu anlık soğutmayı etkili bir şekilde sağlamak için bir soğutma sistemi gereklidir, bu soğutma sistemlerinin tasarımı ve seçimi, iklim, iç sıcaklık kaynağı ve soğutucu akışkan türü gibi birçok faktöre bağlıdır. Ayrıca, uygun bir soğutma sistemi seçimini gerekli kılar, aksi takdirde mevcut soğutma sistemini geliştirmek veya tamamen yeni bir soğutma sistemi tasarlamayı gerektirir. Bu durumda doğru kriterleri belirleme, enerji etkinliği ve verimliliği gibi faktörler de öne çıkmakta olup mevcudun değiştirilmesine veya yeni bir tasarıma ilişkin finansal ve teknik bir dizi çalışma ve analiz hasıl olur. Soğutma sistemleri bünyesinde birçok problem barındırmaktadır, gereğinden fazla enerji tüketmeleri, yani enerji verimliliğinin düşük olması gibi. Bu durum enerji kaynaklarının sınırlı olması, enerji de büyük oranda dışa bağımlı olmamız, gün geçtikçe artan enerji ihtiyacı ve artan enerji maliyetleri ile çevresel faktörler açısından büyük önem arz etmektedir. Bu da verimlilik ve tasarruf noktasında üreticiler arasındaki rekabeti kızıştırılmaktadır.

Dolayısıyla, enerji kaynaklarının kıtlığı ve çevresel bozulma nedeniyle, enerji tasarrufu sağlayan ve çevre dostu sistemlere artan bir ihtiyaç vardır. Bu sorunları çözmek için araştırmacılar, çevre dostu bir çalışma sıvısı arayışına giderek aynı zamanda mevcut sistemleri dönüştürerek daha verimli soğutma sistemleri tasarımına yöneldiler.

Bu tezde, elektronik cihazların soğutulmasını sağlamak için tipik yerel koşullar için bir soğutma sistemi tasarlanmıştır. Sistem, soğutma için nadiren kullanılan bir cihaz olan habbecik pompasına dayanır. Tasarlanan habbecik pompasına dair teorik bir model önerilerek deneysel olarak incelenmiştir. Ortaya konan model, atmosferik basınç altında su bazlı habbecik pompası tasarımı için kütle akış hızını tahmin etmekte kullanılır. Yeni sunulan model, batma oranı, kaldırma tüpleri çapı ve sayısı ile ısı girişi gibi kritik parametreleri baz alarak geliştirilmiştir.

Tasarım süreci, yerel ve uluslararası ölçekte mevcut sistemler ile literatür incelenerek ile başlamıştır. Dünyada bulunan üç ana kullanımı vardır ve hepsi aynı

çalışma prensibine dayandığı için aralarında büyük bir fark yoktur. Mevcut soğutma sistemleri incelenerek ve literatür taraması yapılarak soğutma döngüsü bileşenleri ve konfigürasyonları belirlendi. Bu işlem, en verimli, en ucuz ve en sürdürülebilir bileşenleri belirlemeye dayanmaktadır. Bu bileşenlerin boyutlandırılması, miktar ve kapasitelerine göre yapıldı. Son aşamada, soğutma sistemini mümkün olan en az miktarda elektrik tüketimi ile mümkün olan en yüksek verimde çalışacak şekilde tasarlamak, optimize etmek ve bunu sağlamak için bir kontrol haritası oluşturuldu. Bu kapsamda, üretim sürecinden kalan sıcak suyu kullanma ve soğutucuyu ısıtmak için güneş enerjisi kullanımı ile enerji tüketimini azaltarak enerji verimli bir sistem ortaya koymak hedeflenmiştir.

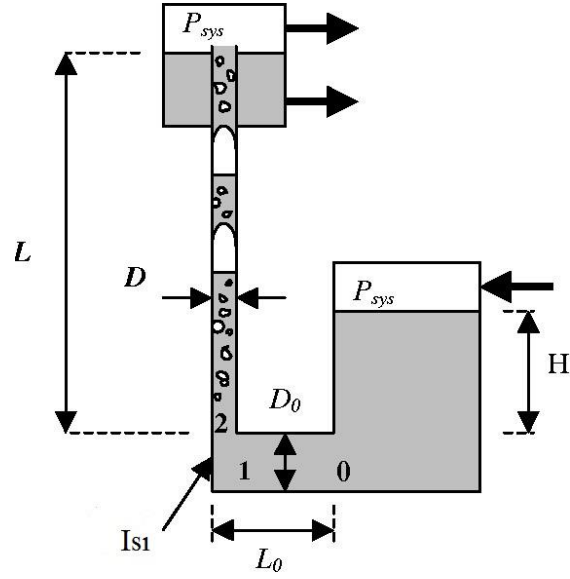
1.1. Geçmiş Deneyimler

Bir habbecik pompası, temel olarak bir ucundan (altta) bir ısı kaynağı ile ısıtılan bir tüpten oluşur (Chan ve McCulloch, 2013). Isıtma kaynağı, sıvı slugları ile taşıyıcısını daha yüksek bir seviyeye yükselten buhar slugu üretir (Şekil 1.1’de gösterilmiştir).

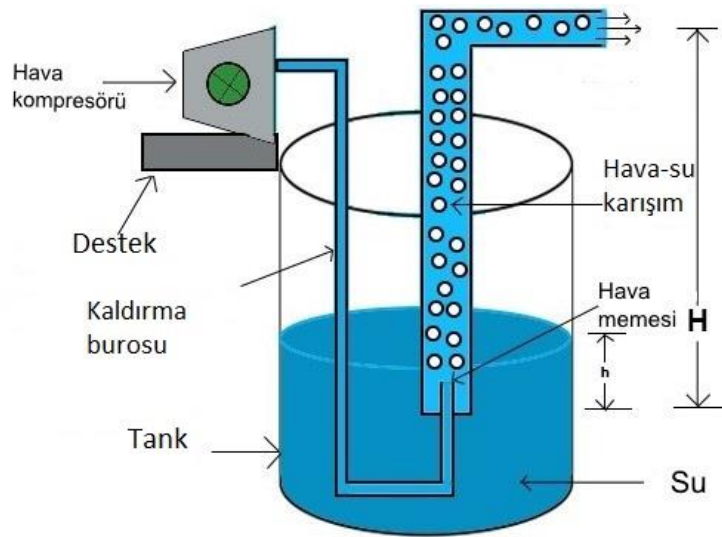
Sıvı-gaz karışımından oluşan iki fazlı akışta slug (sülük) akışı tipik bir akım desendir. Burada slug, daha ağır ve yavaş hareket eden sıvıya atfen akımı karakterize eden bir kavramdır. Gaz kabarcıkları sıvı-gaz karışımından oluşan iki fazlı akışta sıvıya kıyasla daha hafiftirler ve etki eden kaldırma kuvvetinin etkisiyle daha hızlı hareket ederler. Bu sayede sıvı için de bir itici kuvvet oluştururlar. Diğer türlerine (plug akışına) kıyasla bu akış, bir boru içinde nispeten daha uzun, büyük ve daha hızlı hareket eden gaz kabarcıkları ile oluşan aralıklı sıvı dizinlerini karakterize eder. Slug akışı basınç salınımlarına sebep olabilir.

Sıvıya temas eden bir çark benzeri mekanik eleman olmadan sıvıyı yukarı doğru kaldırarak transfer etmek için vakum pompası ve habbecik pompası olmak üzere iki olası yöntem vardır. Habbecik pompası dinamik bir mekanik parça içermemektedir. Habbecik pompasında pompalama teorisi sisteme verilen hava veya ısı ile su buharlaştırılarak meydana gelen gaz kabarcıklarının sıvıya kıyasla daha hafif olmalarından dolayı üzerlerine etki eden kaldırma kuvvetinin etkisiyle dik bir tüp içinde sıvıya kıyasla daha hızlı hareket etmeleri neticesinde sıvıyı yukarı doğru sürüklemeleri prensibine dayanır. Şekil 1.2’de gösterildiği gibi hava veya basınçlı hava direkt olarak kaldırma tüpüne enjekte edilir veya Şekil 1.1’de gösterildiği gibi

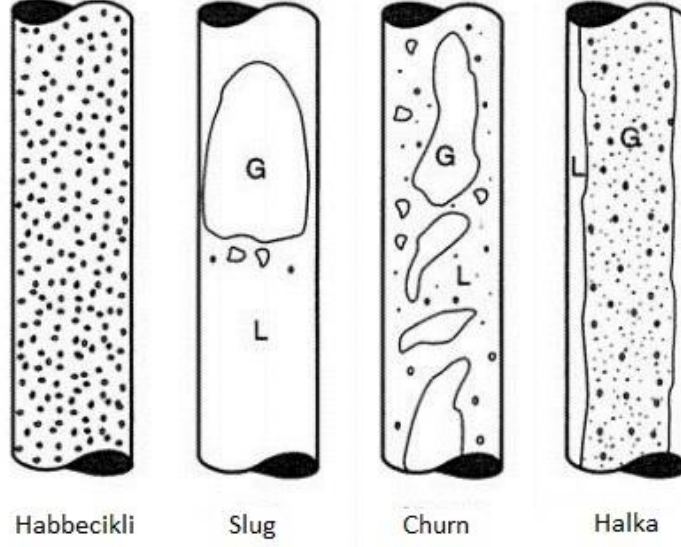
sıvıyı buharlaştırmak için kaldırma tüpünün bağlı olduğu kolona ısı verilerek buharlaşmaya başlaması sağlanır. Her iki durumda da, ilkinde hava, diğerinde buhar fazındaki gaz kabarcıkları yükselerek sıvıyı da taşırlar. Kaldırma tüpü olarak anılan dikey boruda, Şekil 1.3'te gösterildiği gibi 4 farklı karakterde (desenli) akım meydana gelebilir: habbecikli (bubbly), slug, churn ve halka (annular). Akış deseni akım hızındaki artışa bağlı olarak habbeciklerden halkalara doğru gelişir. Bu akım şekli günlük yaşamda önemli bir rol oynar, ancak birçok insan varlığından habersizdir, örneğin, kahve makinaları.



Şekil 1.1. Habbecik pompasının basit prensibinin bir şeması (White, 2001)



Şekil 1.2. Hava kaldırma pompasının basit prensibinin bir şeması (Rashid, 2020)



Şekil 1.3. Kaldırma tüplerinin içindeki akış tipleri (Nick Connor, 2019)

Habbecik pompaları, hava kaldırma pompalarıyla aynı çalışma prensibine sahiptir, ancak slug buharı habbecikleri, hava kaldırma pompasındaki hava habbecikleri kadar tutarlı (kararlı) değildir. Hava kaldırma pompası ve habbecik pompası arasındaki farklar Tablo 1.1'de gösterilmiştir.

Tablo 1.1. Hava kaldırma pompası ve habbecik pompası arasındaki farklar

Açıklama	Hava kaldırma pompası	Habbecik pompası
Taşıma ortamı	Hava ve sıvı	Buhar ve sıvı
Habbecik tutarlılığı	Süreç boyunca tutarlı	Yoğuşma nedeniyle tutarsız
Pompalama döngüsü süresi	Döngü süresi yok	Buhar üretmek için gereken çevrim süresi

Habbeciklerin tutarlılığı, örneğin sistemin ısı kaybı ve çalışma sıvısının kaynama noktası (sıcaklığı) gibi birkaç faktöre bağlıdır. Hava kaldırma pompalarının genellikle en verimli akış sistemi olduğu için slug akışında çalıştığı düşünülmektedir (Bennett, 2004).

Dolayısıyla, habbecik pompası hava kaldırma pompası ile karşılaştırıldığında daha karmaşık ve komplekstir. Çünkü, farklı olarak sisteme kaynama ile sıvı-buhar faz

değişimi dahil olmaktadır ve ısı kaybına bağlı olarak meydana gelen yoğuşma kararsız akımın meydana gelmesine sebep olmaktadır (White, 2001). Su bazlı habbecik pompasının çalışma prensibi, su dizinlerini yükseltmek için yeterli kaldırma gücüne sahip buhar habbecikleri üretmektir. Habbecik pompası ile uzun ve sürekli habbecikler üretmek önemlidir ve bunun için yeterli miktarda enerji birikimi gerçekleşmesi gerekir. Yeterince enerji birikimi sağlanamadığı durumda ısıtma bölgesinde üretilen buhar habbecikleri, yüzeye ulaşmadan önce yoğuşur. Bu nedenle, her habbecik pompasının kendi pompalama döngüsü vardır (Benhmidene vd, 2015), pompalama döngüsünden kasıt yeterli kaldırma kuvveti ile bir habbecik oluşturmak için gerekli zaman kastedilir. Habbecik pompası içinde gerçekleşen yoğuşma sistem yüzeylerinden gerçekleşen ısı kaybı ile ilgilidir ve kararlı durumda ısı kaybının kaldırma tüplerinin yüzeyinden konveksiyon (taşınım) ve iletim yoluyla çevreye yayılan ısı olduğu varsayılır.

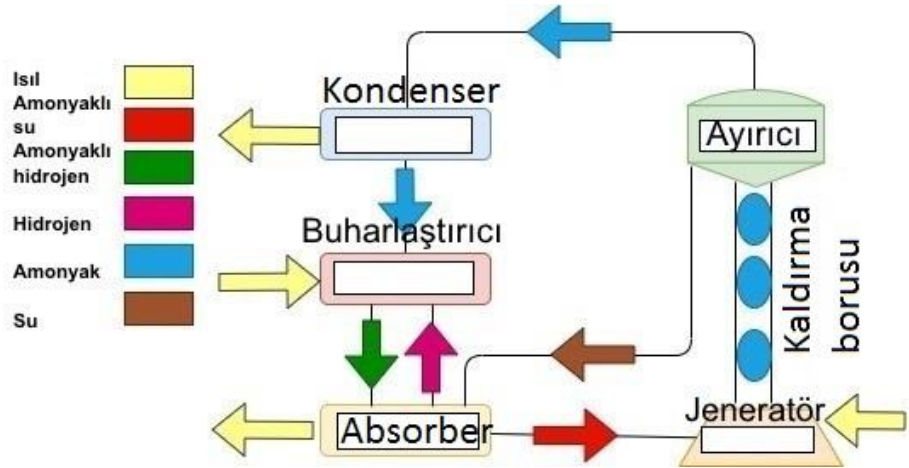
Bir buhar habbeciği yoğuştuğunda merkezine doğru çöker (çekilir). Bunun nedeni, buhar habbeciğindeki ısının, ısı dengesini elde etmek için çevresi ile paylaşılmasıdır. Yoğuşma meydana geldiğinde, habbeciği çevreleyen suyu çökme noktasına doğru çeker ve akışta kısa bir durmaya neden olur. Bu da akımın kararsız olmasına sebep olur. Buna ek olarak, habbecik pompası önemli ölçüde tek basınç absorpsiyon soğutma çevriminden oluşur (Ezzine vd, 2010). Habbecik pompasının kütle akış hızı doğru bir şekilde tahmin edilebilirse, habbecik pompasının uygulanması daha verimli hale gelebilir. Örneğin, hedeflenen kahve aromasının elde edilmesi için gerekli suyun doğru miktarda sağlanması kütle akış hızının doğru tahmin edilmesine bağlıdır (Ahmed vd, 2016). Bunun yanında habbecik pompasının herhangi bir mekanik parça içermemesine bağlı olarak elektrik tüketimi olmamasından dolayı sıcak suyu ilave güç tüketmeden taşımak ve absorpsiyon soğutma sistemlerinde daha az enerji tüketimi ile daha yüksek soğutma performansı (COP) üreterek enerji verimliliği sağlaması gibi avantajları haizdir . Fakat, sistem gereksinimlerini sağlaması, dolayısıyla bu amaçlara ulaşmak için kütle akış hızını doğru tahmin etmek büyük öneme sahiptir ve bunun için etkili bir model gereklidir.

Pompa tasarımı soğutucu akışkanın habbecik yardımıyla kaldırarak taşınması ilkesine dayanmaktadır ve pompa konfügurasyonu kullanılan soğutucu akışkanın türüne göre değişiklik göstermektedir. Temel olarak iki tip habbecik pompası mevcuttur:

1.1.1. Difüzyon Absorpsiyon Soğutma Sistemleri (DAAS)

Habbecik pompası, difüzyon absorpsiyon soğutma (DAAS) sistemlerinde önemli bir bileşendir ve ısı tahrikli olarak soğutucu çözeltilisini emiciden jeneratöre sirküle etmek için kullanılır. Şekil 1.4'de şematik olarak gösterildiği gibi habbecik pompası, kazan veya jeneratörden gelen sıvı ve buhar akışının gerçekleştiği dikey bir borudan ibarettir. Sıvı faz, kaldırma borusunu önceden ayarlanmış seviyeye kadar doldurur ve buhar fazına geçiş ile oluşan habbecikler bu seviye boyunca yukarı doğru sıvı faz içinden geçerek tüpün geri kalan kısmında sıvıyı yukarı doğru taşıyan pistonlar gibi hareket eder.

Absorpsiyonlu soğutma teknolojisi içinde, tek basınç absorpsiyonlu soğutma sistemleri daha fazla dikkat çekicidir. Çünkü, bu teknolojinin bireyselliği, habbecik pompasının geleneksel mekanik pompanın yerini almasından ve sistemi yönlendirmek için herhangi bir mekanik enerjiye, dolayısıyla elektrik enerjisi tüketimine gerek olmamasından kaynaklanmaktadır. Bunun yanı sıra, bu teknoloji mekanik basitlik, gürültüsüz ve titreşimsiz çalışma, düşük maliyet ve yüksek güvenilirlik gibi avantajlara sahiptir. Percolator (süzücü) kahve makinelerinde yaygın olarak kullanılan habbecik pompası, evsel güneş enerjili su ısıtma sistemleri için önerilmektedir (Chan ve McCulloch, 2013).



Şekil 1.4. Difüzyon absorpsiyon soğutma (DAAS) sisteminin şematik gösterimi

Geleneksel absorpsiyon soğutma döngüsü, kondenser (yoğuşturucu) ve evaporatör (buharlaştırıcı) arasındaki doyumluk sıcaklık farkını elde etmek için iki basınç seviyesinde çalışır. Ancak, çözeltilinin dolaşımının bir habbecik pompası

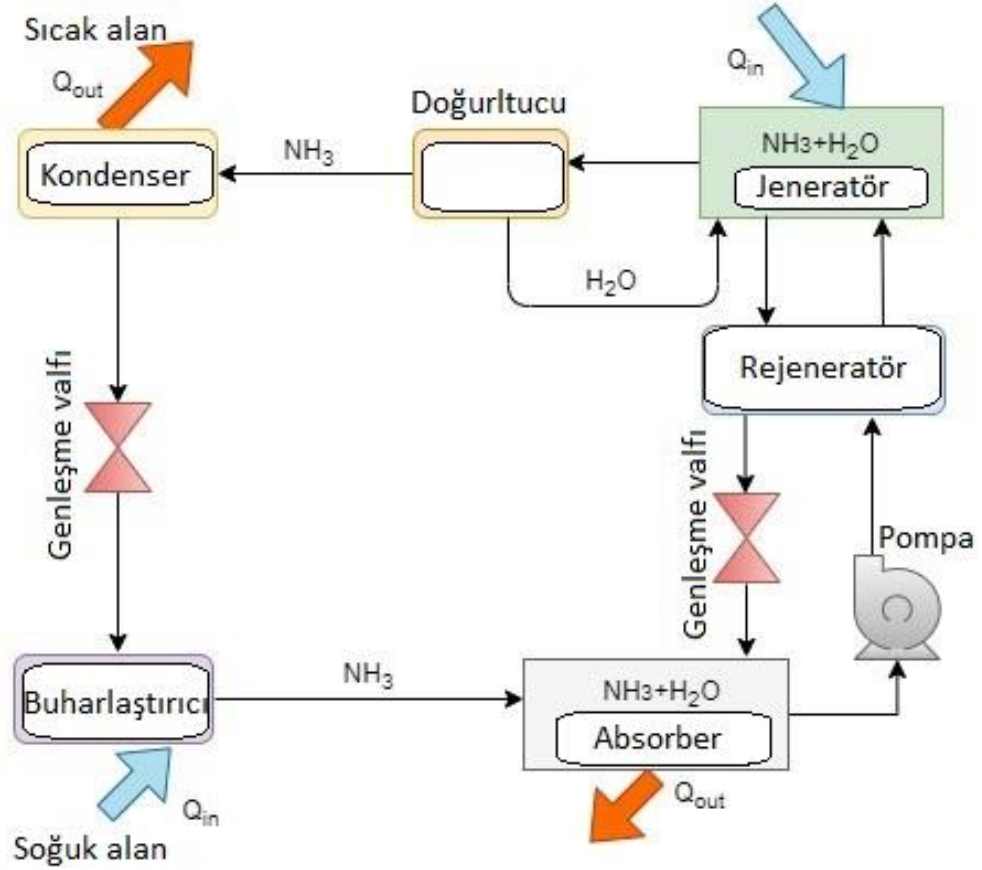
tarafından gerçekleştirildiği bir difüzyon absorpsiyon soğutma sisteminde, tüm döngü boyunca esasen tek bir basınç vardır. ‘Tek basınç’ sistemi olarak adlandırılırsa da düşük sürtünme ve yerçekimi nedeniyle küçük de olsa basınç değişimleri gerçekleşir. ısı tahrikli habbecik pompası, akışkanın bu akış sürtünmesine ve yerçekimine karşı bir döngü boyunca hareket etmesini sağlayan bir mekanizmadır.

Tek basınç absorpsiyon sistemi döngüsü iki termodinamik döngü üzerinde çalışır: amonyak-su-hidrojen döngüsü ve Einstein döngüsü. En tanınan olanı, İsveçli mühendisler Platen ve Munter tarafından 1920’de patentlenen Şekil 1.4’te gösterilen difüzyon absorpsiyon soğutma (DAAS) döngüsü olarak bilinen amonyak-su-hidrojen döngüsüdür (Chan ve McCulloch, 2013). Bu döngü, tek bir basınç seviyesinde düşük buharlaşma sıcaklığı ve yüksek yoğunlaşma sıcaklığı elde etmek için en az üç çalışma sıvısı kullanır. Üçüncü, (inert) sıvı, evaporatördeki soğutucu akışkanın kısmi basıncını düşürmek ve sistem boyunca basınç dengelemesini sağlamak için çalışma sıvısına sokulur. Böylece, soğutucu akışkan evaporatörde daha düşük bir sıcaklıkta buharlaşabilir. Bu döngü için en yaygın çalışma sıvıları amonyak-su-hidrojen/helyumdur, burada amonyak soğutucu akışkan, su emicidir ve hidrojen veya helyum, sistemin basınç dengelemesini sağlayan inert gazdır. Platen ve Munter döngüsünde, soğutucu amonyak su tarafından emilir ve kısmi basıncı inert gaz hidrojen veya helyum tarafından düşürülür. Su, amonyağı inert gazdan ayırır. 1930’da Albert Einstein ve Szilard Leo, bütan, amonyak ve su kullanan başka bir tek basınçlı soğutma döngüsünü ortaya koydu. Platen ve Munter döngüsünden farklı olarak, Einstein döngüsü, inert gaz yerine basıncı dengelemek için emici sıvı kullanır. Bu döngüde, bütan soğutucu olarak çalışır, amonyak soğutucu akışkanın kısmi basıncını düşürmek için kullanılır ve su amonyağı absorpsiyon ve bütanı ayırmak için kullanılır (Aman vd, 2018) .

1.1.2. Habbecik Pompalı Buhar Absorpsiyon Soğutma (BASS) Sistemleri

Bir buhar absorpsiyon soğutma (BASS) sistemi atık ısı veya güneş termal enerjisi ile tahrik edilebilir. Jeneratörden gelen yüksek basınçlı soğutucu akışkan buharı kondenserde yoğuştuktan sonra basıncı kısımla vanası ile düşürülür ve düşük basınçlı bir sıvı soğutucu haline gelir. Bu düşük basınçlı ve düşük sıcaklıklı sıvı soğutucu, soğutma etkisinin meydana geldiği evaporatöre girer. Evaporatörden gelen düşük basınçlı buharlaştırılmış soğutucu buharı, emicideki sıvı çözelti tarafından emilir ve daha sonra çözelti pompası tarafından jeneratöre pompalanır. Jeneratördeki

soğutucuyu buharlaştırdıktan sonra, kalan sıvı çözelti basınç düşürücü kısılma valfinden geçer ve düşük basınçta emiciye geri akar, Şekil 1.5'de gösterildiği gibi (Totla vd, 2016).



Şekil 1.5. Habbecik pompalı buhar emme soğutma sistemleri (BASS) şematik gösterimi

Bir pompa, soğutucu emici çözeltiyi düşük basınçlı emiciden yüksek basınçlı jeneratöre sirküle etmek için emme sisteminin kritik bir bileşenidir. Bu pompayı çalıştırmak için yüksek miktarda mekanik/elektrik enerjisi harcanır. Ayrıca, pompa yüksek sıcaklıkta aşındırıcı çözeltilere dayanıklı olmalıdır. Atık ısı veya güneş termal enerjisi ile güçlendirilebilen termal tahrikli bir habbecik pompası, sıvı çözeltiyi sirküle etmek ve gerekli soğutmayı sağlamak için kullanılabilir. Bir habbecik pompasında, oluşturulan buhar (ısıtma yoluyla) üzerinde meydana gelen kaldırma kuvveti etkisiyle sıvının iki fazlı akış koşulları altında dikey bir boruda yükselerek taşınmasını sağlar. Konut iklimlendirme gibi küçük ölçekli uygulamalar için, bu sistem bir elektrikli pompadan daha güvenilir ve elektrik tüketiminde bağımsız olur. Ancak, daha büyük



Şekil 1.7. Pleksiglas ve akrilik tüpler (Acrylic Fabrication, 2021)

➤ Avantajları:

- Camdan 30 kat daha dayanıklı
- Camdan 2 kat daha hafif
- Daha ucuz
- Çalışmak daha kolay
- Saydam
- Camdan daha güvenli

➤ Dezavantajları:

- Çizilmeye karşı cama kıyasla daha yatkındır
- Isıya dayanıklı değildir

2. Cam tüpler (Şekil 1.8'de gösterilmiştir).



Şekil 1.8. Cam tüpler (Krafsman, 2020)

➤ Avantajları:

- Isıya dayanıklıdırlar, şekil değıştirmezler
- Temizlenmesi daha kolaydır ve sık sık tekrar kullanılabilirler

➤ Dezavantajları:

- Kırılğandırılar, güvenli olmayan bir ortamı yaratabilirler
- Hidroflorik asit tutmak için kullanılamazlar

Kondenser

Evaporatörde emilen ısı kondenser vasıtasıyla çevreleyen ortama aktarılır. Üç temel kondenser tipi vardır: sırasıyla Şekil 1.9 ve 1.10'da gösterildiği gibi hava soğutmalı ve su soğutmalı kondenserler ile evaporatif kondenserler. Soğutucu akışkan, kondensere girmeden önce bir miktar ısını habbecik pompasına verir ve pompa çalışma akışkanını buharlaştırır, dolayısıyla pompada basınç ve sıcaklık yüksektir. Soğutucu akışkan daha sonra kondensere girer ve genel olarak hava veya su ile çevreleyen ortama ısını aktarır, yani ısı kaybeder. Bir kondenserin ısı kapasitesi, aşağıda verildiği gibi belli bir süre boyunca aktardığı ısı miktarı olarak tanımlıdır.

$$Q = UA (T_2 - T_1), W$$

burada, U overall ısı transfer katsayısı, $W/m^2\text{°C}$

A = kondenser yüzey alanı, m^2

T_2 = soğutucu akışkanın kondenser basıncındaki doyma sıcaklığı °C ,

T_1 = ısı aktarılan ortamın sıcaklığı °C ,

Bir kondenserin ısı transfer kapasitesini etkileyen faktörler:

- Malzeme
- Sıcaklık farkı
- Soğutucu akışkanın debisi
- Kondenser bobin duvarının kalınlığı
- Temas yüzey alanı



Şekil 1.9. Tipik bir hava soğutmalı kondenser (Smartclima, 2020)



Şekil 1.10. Tipik bir su soğutmalı kondenser (Shell and tube condenser, 2018)

Elektrikli Isıtıcı

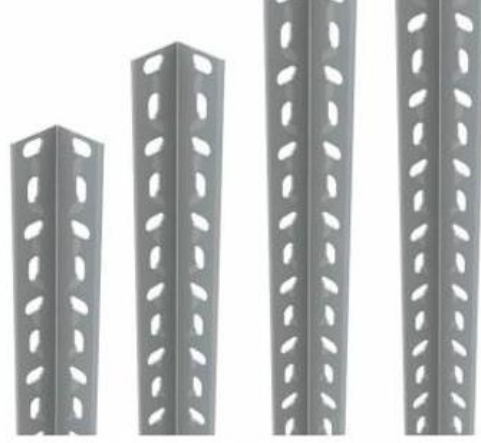
Rezistanslı elektrikli ısıtıcılar Şekil 1.11’de verildiği düz veya spiral gibi birçok farklı formda olabilirler ve pompa çalışma akışkanının ısıtarak doymuş buhar fazına geçmesini sağlamak için laboratuvar deneyleri esnasında kullanılırlar.



Şekil 1.11. Düz ve spiral boru rezistanslı elektrik ısıtıcı elemanları (Electric Hot Plate Cooker Coil Tube Heating Element, 2020)

Çelik Çerçeve

Şekil 1.12’de gösterildiği gibi çelik çerçevelerin, sistemin verimli çalışması adına parçaların, özellikle kaldırma tüplerinin doğru dikey şekilde monte edilmesi için kullanımı önemlidir.



Şekil 1.12. Çelik çerçeve (Çelik Raf, 2021)

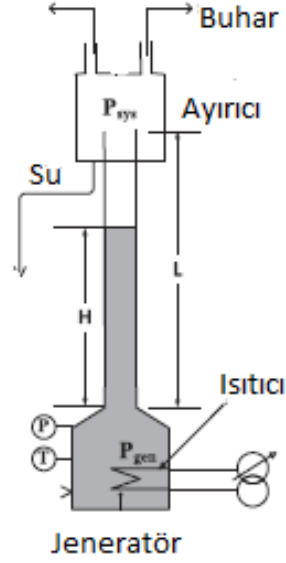
Su Tankı ve Su Deposu

Su tankı, soğutucu akışkanın jeneratöre sabit bir miktarda tedariki için kullanılır. Jeneratöre alttan yatay bir tüp ile bağlanır.

Su deposu da jeneratöre bağlı rezervuardaki soğutma sıvısı eksikliğini telafi etmek için kullanılır. Soğutma sıvısının eksikliği özellikle yüzey çatlaklarından gaz halinde çevreye sızmasından kaynaklanır.

Jeneratör tankı

Jeneratör, Şekil 1.13’te gösterildiği gibi habbecik tüplerinin tabanına bağlı olan ana tanktan oluşan kısımdır ve soğutma çevriminde evaporatör olarak görev yapar, çünkü evaporatörde soğutucu akışkana ısı aktarılır ve soğutucu akışkanın doymuş buhar fazına geçmesi sağlanır, daha sonra bu ısıyı habbecik pompası tüplerinden aktararak bir miktar kaybeder. Jeneratör tankı, yüksek sıcaklıklara dayanıklı olması için metal olması tercih edilir. şekilde demir olmalıdır.



Şekil 1.13. Habbeçik pompası jeneratörünün şematik gösterimi (Aman vd, 2018)

Seviye Sensörü

Sıvı yükseklik sensörü, sistemin ihtiyaca cevap vermesi ve kararlılığı açısından sabit bir batma oranını korumak için önemlidir ve tank tankına yerleştirilir ve sırasıyla Şekil 1.14’te gösterildiği gibi aynı amaca yönelik birçok şekil ve tipte olabilir:

1. Optik
2. Şamandıra anahtarlı
3. Ultrasonik



Şekil 1.14. Sıvı seviye sensör tipleri (Level sensors, 2021)

Conta

Conta, monte edilecek iki parça arasına yerleştirilerek sıvıların ve gazların kaçmasını önlemek için kullanılır. Tipik bir conta Şekil 1.15’te gösterilmiştir.



Şekil 1.15. Conta (Head gasket, 2021)

Selenoid valf

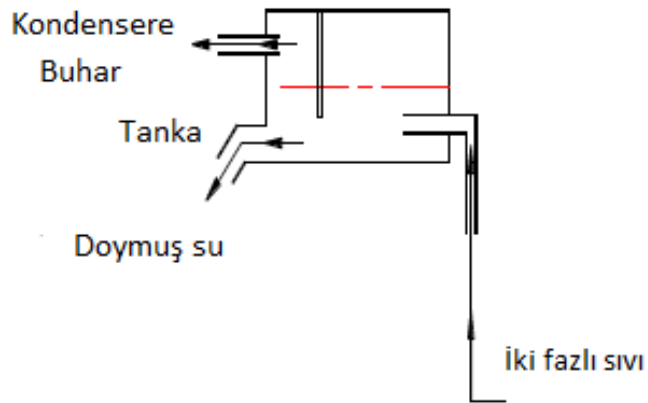
Soğutma sıvısının su deposundan su rezervuana geçişini kontrol etmek için kullanılan elektronik bir valftir ve sıvı seviye sensörü ile birlikte sabit bir batma oranını korumak için birlikte kullanılırlar. Tipik bir selenoid valf Şekil 1.16’da gösterilmiştir.



Şekil 1.16. Selenoid valf (Vacuum selenoid valve, 2021)

Ayırıcı (Separatör)

Sıvı-buhar ayırıcı, habbecik pompasının çıkışına bağlanır ve sıvının durumuna bağlı olarak çalışma sıvısını su tankına veya kondensere geri beslemek için kullanılır. Sıvı fazda ayırıcıya giren akışkan, ayırıcının tabanına akar ve daha sonra su tankına geri yönlendirilir. Şekil 1.17’de gösterildiği gibi ayırıcıya giren buhar ise ayırıcının üst kısmındaki bir tüpten çıkar ve buradan kondensere aktarılır.



Şekil 1.17. Ayırıcı tank çalışma prensibi (Koyfman vd, 2003)

Sıcaklık sensörü

Sistemde sıcaklık sensörleri kullanmak soğutma verimliliğini sağlamak adına önemlidir. Enerji kaybı miktarını hesaplamak için sıcaklık ölçümü gereklidir. Ayrıca, soğutucuyu bir elektronik kontrol cihazı ile kontrol ederek doymuş buhar halinde tutmak veri sağlar. Sistemde kullanıma uygun bazı sıcaklık sensör tipleri şu şekildedir:

- Termokupllar
- RTD (direnç sıcaklık dedektörü), Şekil 1.18’de gösterilmiştir.
- Yarı iletken tabanlı Ic'ler



Şekil 1.18. Sıcaklık sensörü, RTD tip (Mini Dijital Prob Termometre, 2021)

Elektronik Kontrolör

Bir denetleyici, ölçülen değişken büyüklüğe dair aldığı giriş sinyalini karşılaştırır ve önceden belirlenmiş set değeri ile kıyaslar. Ayrıca, son kontrol elemanı tarafından kontrol döngü içinde düzeltici eylem sağlamak için gerekli çıkış sinyalini uygun miktarda belirler. Ölçüm noktasına monte edilen bir elektronik sıcaklık sensörü (Termokupl veya RTD) sürekli olarak kontrolöre bir giriş sinyali gönderir.

Ayarlanan aralıklarla, kontrolör bu sinyali önceden tanımlanmış bir ayar noktası ile karşılaştırır. Giriş sinyali ayar noktasından saparsa, kontrolör kontrol elemanına düzeltici bir çıkış sinyali gönderir. Bu elektrik sinyali, hava ile çalışan bir valf ile kullanıldığında pnömomatik bir sinyale dönüştürülmelidir; esas olarak iki tip elektronik kontrolör vardır, Aurdino ve PLC:

Aurdino

Arduino, multidisipliner projelerde etkileşimli elektroniklerin kullanımını kolaylaştırmak için tasarlanmış, programlanmış bir mikrodenetleyiciye sahip açık kaynaklı bir elektronik devreden oluşan bir elektronik geliştirme kartıdır. Arduino esas

olarak sıcaklık, rüzgâr, ışık, basınç vb. gibi çeşitli çevresel sensörlerin oluşturulmasını amaçlayan etkileşimli elektronik, elektro-mekanik projelerde kullanılır. Tipik bir arduino Şekil 1.19’da gösterilmiştir.



Şekil 1.19. Arduino çipi (Arduino Boards, 2021)

PLC

Bir PLC temel olarak makine kontrolünde kullanılmak üzere tasarlanmış dijital bir bilgisayardır. Endüstriyel ortamda çalışacak şekilde tasarlanmıştır ve özel giriş/çıkış arayüzleri ve bir kontrol programlama dili ile donatılmıştır. Tipik bir PLC ünitesi Şekil 1.20’de gösterilmiştir.



Şekil 1.20. PLC kontrol ünitesi (PLC control panel, 2021)

2. LİTERATÜR İNCELEMESİ

Tek basınç absorpsiyon soğutma çevrimi, habbecik pompasının sınırlı uygulamasından dolayı nispeten düşük verimlilik, yani düşük performans katsayısı sergilemektedir. Bu nedenle habbecik pompası bu tez çalışmasının odak noktası olmuştur. Aslında, habbecik pompasının çalışma prensibi hava kaldırma pompası ile benzerdir. Bu çalışmada, Stenning ve Martin (Mahrous, 2012; Shallouf vd, 2019) tarafından sunulan hava kaldırma pompasının analizinden yola çıkılarak kütle korunumu ve momentum denklemleri ile habbecik pompasının teorik analizi yapılarak uygulamaya yönelik tasarlanmıştır ve deneysel çalışma ile performans incelemesi yapılarak ayrıca teorik modelin doğrulaması yapılmıştır. Daha sonra bu model Schaeffer tarafından iki fazlı bir sürtünme faktörü dikkate alınarak genişletilmiştir (Shelton vd, 2002). Schaeffer, boru çaplarının, batma oranının, sıvı kütle akış hızının ve geri kazanma gücünün habbecik pompasının performansı üzerindeki etkilerini analiz etmiştir.

Habbecik pompası ile ilgili mevcut çalışmaların gözden geçirilmesiyle yaklaşık son 25 yılda dikkate değer sayıda çalışma ortaya kinsa da sınırlı ölçüde gelişme sağlandığı görülmektedir. 1996 yılında, Chen ve ark. tarafından difüzyon absorpsiyon buzdolabının ısı eşanjörüne sahip bir jeneratör-habbecik pompası tasarlanmış ve üretilmiştir. Bu konfigürasyon, ısı kayıplarının azaltılmasına olanak sağladı ve böylece ısıtma kapasitesini ve COP verimliliğini arttırdı. Daha sonra, difüzyon absorpsiyon buzdolabının performansını daha da artırmak için Zohar ve ark. geleneksel jeneratör-habbecik pompasını yeniden tasarladı (Lin vd, 2016). Farklı yapısal formlara sahip üç jeneratör-habbecik pompası konfigürasyonu geliştirdiler ve performanslarını sayısal simülasyon yöntemiyle karşılaştırdılar. Üç konfigürasyon arasındaki temel farklar, zengin bir çözelti, zayıf çözelti ve ısı giriş noktası için boru düzenlemesinde yatmaktadır. Düzenleme, minimum ısıyı kullanmayı amaçlamaktadır. Jakob ve ark. ise güneş ısısına sahip dolaylı olarak ısıtılmış bir jeneratör-habbecik pompası üzerinde yaptıkları araştırmalarında amonyak/su ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$) difüzyon absorpsiyonu sağlamışlardır (Benhmidene vd, 2011a). Çalışma sıvısının yuvarlak bir dikey boruya aktığı ve ısı transfer ortamının çalışma sıvısını ısıtarak kabuğa aktığı yeni bir koaksiyel çözelti ısı eşanjörü habbecik pompası geliştirdiler. Dahası, Vicatos ve Bennett gibi bazı bilim adamları, habbecik pompası yükselticilerinin (kaldırma tüplerinin) sayısının artırılmasının buzdolabının kapasitesini artırabileceğini öne sürmüşlerdir (Bennett,

2004). Vicatos, çalışma akışkanı olarak su kullanarak kapalı devre ve çoklu kaldırma tüplü habbecik pompasını test etmiştir. Diğer taraftan, habbecik pompalarının sıvı oranlarını tahmin etmek için deneysel çalışmalarında elde edilen verileri destekleyen matematiksel modeller geliştirmişlerdir. Gurevich ve ark., üç paralel kaldırma borusuna sahip bir habbecik pompasının performansını araştırmışlardır (Gurevich vd, 2015). Habbecik pompasının, tüp başına 150–200W'lık bir ısı girişinde verimli bir şekilde çalıştığını belirlemişlerdir. Ek olarak, çoklu kaldırma tüplü bir pompa kullanan bir difüzyon absorpsiyon buzdolabı geliştirilmişlerdir.

Özetlemek gerekirse, habbecik pompaları ile ilgili çalışmalar hala birincil aşamadadır, yani mevcut araştırmalar bazı özel koşullara odaklanmıştır, ancak benzer koşullar için sistematik bir araştırma yapılmamıştır. Bu nedenle, bu çalışmada, performansı hakkında daha kapsamlı bir çalışma önermek için yeni bir tip çoklu kaldırma tüpü habbecik pompası tasarlanarak teorik ve deneysel performans analizi yapılmıştır. Vicatos ve Bennett çalışmalarında, habbecik pompasının performansını test etmek için birden fazla kaldırma tüplü habbecik pompası imal etmiş olsa da daha çok kaldırma tüplerinin sayısını artırarak soğutma kapasitesini artırmak üzerine odaklanmışlardır. Bu çalışmada ise, sıvı dağıtımını tahmin etmek için bir model önerisinde bulunularak pompalama performansı deneysel olarak incelenmiştir (Bennett, 2004). Batma oranı ile ilgili parametrik bir çalışma da yapılmıştır. Ayrıca, kaldırma tüpü sayısının pompa performansı üzerindeki etkisini incelemek için aynı çap ve batma oranına sahip borular kullanılmıştır.

Son zamanlarda, buhar absorpsiyon soğutma (BASS) sistemleri, çevre dostu soğutucu akışkanlar kullanmaları, atık ısı veya güneş termal enerjisi ile tahrik edilebildikleri için klima uygulamalarında önemli düzeyde bir ilgi görmektedirler (Ghyadh vd, 2018). Libr-H₂O ve NH₃-H₂O, BASS için en yaygın soğutucu akışkan çiftleridir. Libr-H₂O soğutucu akışkanlı absorpsiyon sistemi daha yüksek verimliliğe sahiptir, ancak kristalleşme ve korozyon problemleri nedeniyle, NH₃-H₂O akışkanlı sistemler küçük ölçekli ticari veya konut uygulamaları için daha çok tercih edilirler. BASS sistemlerinin ana bileşenleri, Şekil 1.5'te gösterildiği gibi jeneratör, kondenser, emici, çözelti ısı eşanjörü ve evaporatördür (Aman, 2018).

Bu soğutma sisteminde, döngü çift basınçta çalışır. Çözeltiyi emiciden jeneratöre iletmek ve kondenser ile evaporatör arasında bir basınç farkı oluşturmak için elektrikli bir pompa kullanılır, bu da bu iki bileşen arasındaki soğutucu akışkanın

doyma sıcaklığı farkını üretir. Bu elektrikli pompa, yüksek sıcaklıkta aşındırıcı çözeltiliye maruz kalır ve bu sistemde elektrik enerjisi tüketen tek bileşendir. Elektrikli pompayı ortadan kaldırmak ve VAR'ları elektrikten tamamen bağımsız hale getirmek için, çözeltiliyi sisteme sirküle etmek ve gerekli soğutma etkileri için gerekli soğutucuyu üretmek için ısı tahrikli bir habbecik pompası jeneratörü kullanılabilir. Bu uygulamada, BASS tek basınçlı bir soğutma çevriminde çalışacaktır.

Konut iklimlendirme gibi küçük ölçekli uygulamalar için bu sistem daha güvenilir ve elektrik mevcudiyetinden bağımsız olacaktır. Habbecik pompasıyla çalışan BASS sistemlerinin daha büyük ölçekli uygulamaları için, çoklu paralel tüplü pompalar araştırılabilir (Aman, 2018).

2.1. Habbecik Pompası Konfigürasyonları

Benhmiden ve ark. (Rattner ve Garimella, 2015) ortaya koydukları ilk konfigürasyon, ısı girişinin alt kısmındaki küçük bir ısıtma alanı ile sınırlı olan tek bir kaldırma borusundan oluşan bir tasarımı, diğer konfigürasyonları ise direkt ve dolaylı olarak ısıtılmış bir güneş kolektörü ısı eşanjörü ile birlikte çeşitli kaldırma borularından oluşmaktadır.

Zohar ve ark. (Zohar vd, 2005) bir habbecik pompası ile üç farklı jeneratör konfigürasyonunun bir DAAS sisteminin performansı üzerindeki etkisini incelemek için bir termodinamik analiz yapmışlardır.

Benhmiden ve ark. (Benhmidene vd, 2011a; Benhmidene vd, 2011b) tarafından iki akışkanlı bir model kullanılarak üniform giriş ısısının çeşitli çalışma koşullarında habbecik pompaları üzerindeki etkisini araştırmışlardır. Optimum ısı girişi, tüp çapının ve kütle akış hızının bir fonksiyonu iken, sıvıyı pompalamak için gereken minimum ısı girişinin tüp çapı ile ilişkili olduğunu belirlemişlerdir. Ek olarak, Benhmiden ve ark. (Belman-Flores vd, 2014) habbecik pompasının girişinde ve çıkışında çözeltili içindeki amonyak kütlesinin, tüp çapı, basıncı ve sürtünmesi ile geometrinin etkisini araştırmışlardır. Araştırmacılar, tüp çapının habbecik pompasının çalışması üzerinde en etkili faktör olduğu sonucuna varmışlardır.

Ma et al. (Sarmiento vd, 2020) iki fazlı modeller kullanarak bir termosifonunu modellemişlerdir. Habbecik pompasının düzgün ısıtılmış kaldırma tüpünde Garma ve ark. (Single-serve "pod" coffee makers, 2021) akım yapısını CFD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) yöntemleri ile ANSYS / FLUENT yazılımını kullanarak sayısal

olarak incelenmişlerdir. Isıtma dağılımının dikey borudaki suyun kaynama akışı üzerindeki etkisini ve duvarın kısmen ısıtıldığında boşluk yüzdesinin daha yüksek olduğunu göstermişlerdir.

Su ve ark. (Benhmidene vd, 2016) absorpsiyon-difüzyon soğutması için habbecik pompalarında doymuş akış, kaynama ve ısı transferinin çok boyutlu sayısal simülasyonunu gerçekleştirmişlerdir. Dikey tüplü habbecik pompasının dış duvar yüzeyi tüm uzunluğu boyunca eşit olarak ısıtılmıştır. Araştırmacılar, tek boyutlu sayısal modelin amonyak/su habbeciği pompalarını daha gerçekçi bir şekilde çözümlendiğini ortaya koymuşlardır.

Pfaff ve ark. (Jo vd, 2014) su/lityum bromür absorpsiyon soğutma çevrimi için inceledikleri habbecik pompasının performansını değerlendirmek için bir basınç göstergesi prensibini kullanan matematiksel bir model geliştirmişlerdir. Pompalama oranının ısı girişinden bağımsız olduğunu ve habbecik pompasının giriş sıcaklığı arttıkça veya tüp çapı azaldığında pompalama frekansının arttığını belirlemişlerdir.

Ratner ve Garemela (Jo vd, 2014), çok çeşitli çalışma koşullarında çalışma akışkanı olarak su buharı ile 7.8 mm iç çaplı bir habbecik pompası jeneratörünün pilot çalışmasını incelemişlerdir. Habbecik pompası jeneratörü, sıvının doyma sıcaklığının üzerinde 11 °C'lik düşük bir ısı giriş sıcaklığı ile çalıştırılabilir. Bu araştırma, sıvı ısıtmalı entegre habbecik pompası jeneratörlerinin geleneksel spot ısıtmalı konfigürasyonlara kıyasla umut verici bir alternatif olduğunu ve düşük dereceli termal enerji ile soğutmayı sağlayabileceğini göstermiştir.

Bin Azina Al. (Koyfman vd, 2003) hava soğutmalı difüzyon absorpsiyon soğutma makinesinin pilot bir araştırmasını gerçekleştirmişlerdir. Genellikle kombine jeneratör yerine ayrı bir kazan ve habbecik pompasından oluşan yeni bir jeneratör konsepti test etmişlerdir. Habbecik pompasındaki ısı girişi 170W ila 350W arasında değişirken, çalışma sıcaklığı 120-150 °C aralığında, evaporatörün girişine ulaşan en düşük sıcaklık ise 138 °C iken 260 W ısı girişi için 10 °C olarak gerçekleşmiştir. Bu çalışma koşullarında makinenin COP değeri maksimum 0.14'e ulaşmıştır.

Jakobet al. (Jemaa vd, 2016) Güneş ısısı kaynaklı amonyak/su absorpsiyon soğutucusunun bir avantajı da maksimum 0.38 gibi bir COP performansı göstermesidir.

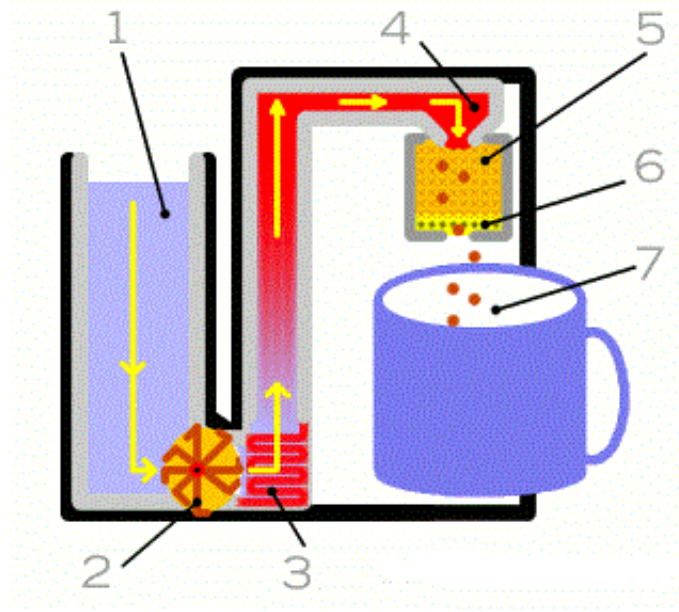
Diğer deneysel ve teorik çalışmalar (Van der Walt, 2012), belirli bir sıcaklık girişi için, kaldırma tüplerinin çapının pompalama hızı üzerinde hiçbir etkisi olmadığını göstermiştir. Kaldırma tüplerinin maksimum çapı aşıldığında, akış deseni slugten kesintili çıkış akışına değişir. Belirli bir pompalama yüksekliğini aştıktan sonra da pompalama eylemi durur.

Bu deneysel çalışmada, su/buhar karışımı habbecik pompası tasarlanarak imal edilmiş ve ısı girişine bağlı olarak batma oranının ısı pompasının performansı üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Şekil 4.3 ve Şekil 4.4'te gösterildiği gibi.

2.2. Habbecik Pompası Uygulamaları

Günlük yaşamda birçok uygulama alanı vardır:

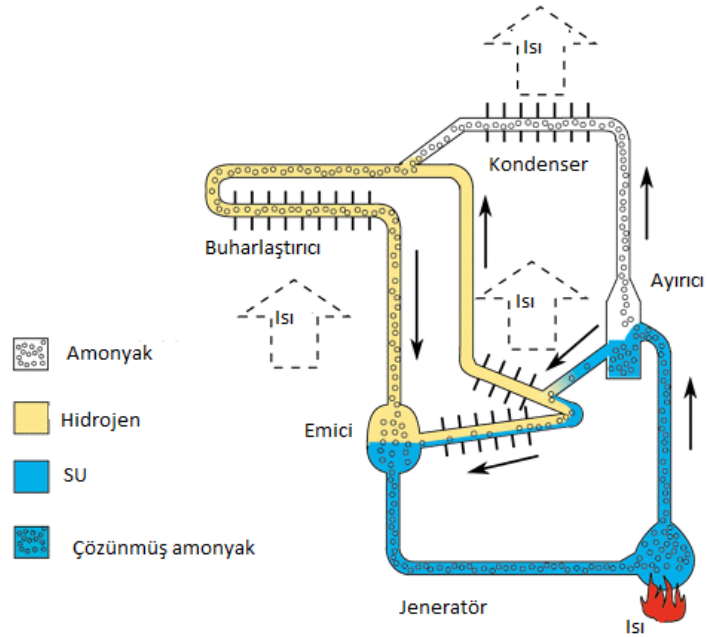
- A. Kahve makinesi, Şekil 2.1'de gösterildiği gibi., çalışma prensibi şu şekildedir (Benhmidene vd, 2010):
- 1) Su arkadaki tanka konulur
 - 2) Alttaki bir pompa suyu emer ve pompalar
 - 3) Su, ısıtma elemanından geçerken ideal sıcaklığa kadar ısınır
 - 4) Su, basıncını arttırmak için lüle çıkış ağzından bir hazneye aktarılır
 - 5) Sıcak ve basınçlı su, haznedeki öğütülmüş kahve ile beraber pompalanarak kahvenin suda çözünmesi ile lezzeti serbest kalır. Tassimo'da, su pompalanır ve kenardaki dar bir delikten poda girer, daha sonra merkezdeki daha büyük bir delikten tekrar aşağı dökülür.
 - 6) Haznenin altındaki bir filtre kâğıdı parçası, kahve telvesinin kahveye düşmesini önler.
 - 7) Kahve, fincana damlar.



Şekil 2.1. Kahve makinesi çalışma prensibi (Asner vd, 2004)

B. Portatif Buzdolapları (PBD)

Bu tür bir döngüde, Şekil 2.2’de gösterildiği gibi (Aman vd, 2018), soğutucu akışkan olarak üç bileşenli sıvı kullanılır ve habbecik pompası, dış ısı kaynağından güneş enerjisi veya doğrudan ısı olarak buzdolabının içine monte edilen evaporatör ile kabin içinden ısı çekerek soğutma sağlanır.



Şekil 2.2. Portatif buzdolapları çalışma prensibinin şeması (Mahto ve Pathania, 2012)

3. MATERYAL VE METOT

Bir soğutma sisteminin tasarımı, eski çalışmalar ve habbecik pompalarının mevcut konfigürasyonları için literatür taraması ve pazar çalışması ile başlar. Bölüm 2'de açıklandı gibi konfigürasyonlarda çok çeşitli varyasyonlar görülebilir. Çalışma koşullarını yerine getirmek için doğru bileşeni belirleme sürecine seçim denir. Habbecik pompası için doğru parçayı seçerken ve seçilen amaca ulaşırken göz önünde bulundurulması gereken birçok parametre vardır.

Bu bölümde, döngünün her bir parçası için seçim yapılacaktır. Seçim süreci sadece parça türlerini kapsar, çünkü her cihazın çalışma sınırları vardır, bu nedenle döngü için hesaplanan çalışma sınırları altında çalışacak uygun parçayı seçmek için boyutlandırma gereklidir.

3.1. Soğutma Döngüsünün Boyutlandırılması

Her parçanın miktarını ve kapasitesini bulmak için boyutlandırma yapılır.

3.1.1. Soğutma Yüğü

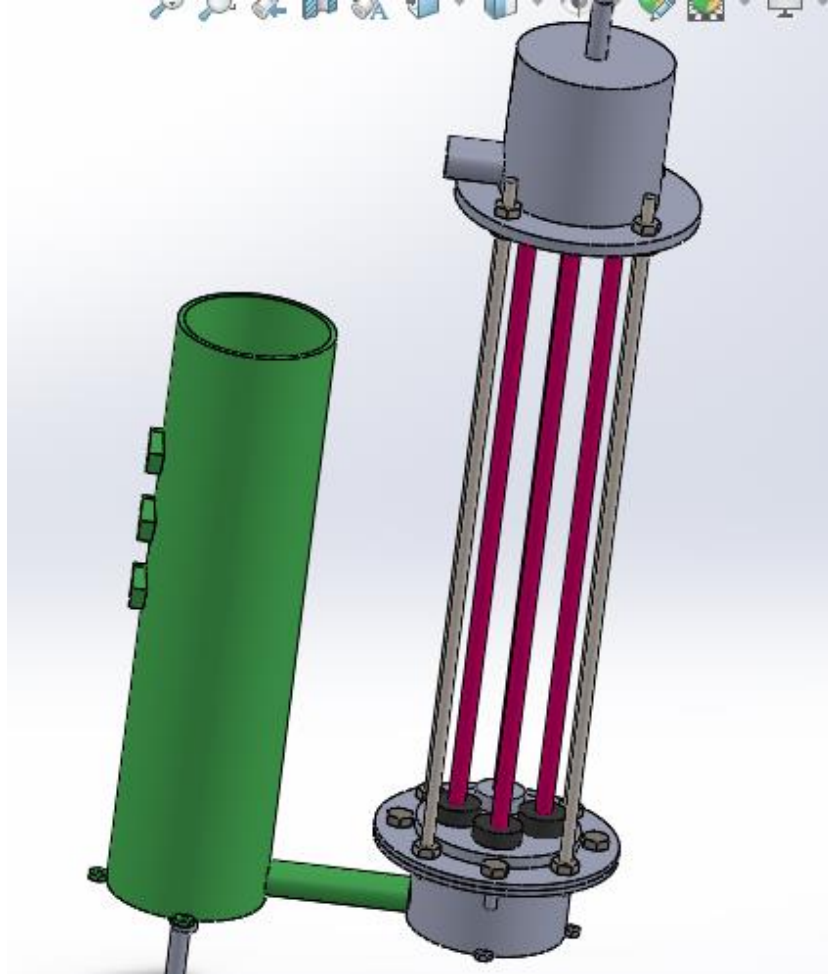
Soğutma yüğü, belirli bir alandan çekilmesi gereken ısı enerjisi miktarı olarak tanımlanabilir. Söz konusu sistem için soğutma yüğü sıcak ortamdan veya yüzeyden iletimle çekilen ısıdır ve sırasıyla 550W ve 1500W olarak seçilmiştir.

3.1.2. Varsayımlar

Hesaplamalarda yapılan varsayımlar şu şekildedir:

- Kaldırma borusundaki akışın kararlı, tek boyutlu ve adyabatik olduğu.
- Kaldırma borularında sürtünme olmadığı, dolayısıyla sürtünme kaynaklı basınç kaybı ve de buna bağlı olarak enerji kaybı olmadığı.
- Habbecik pompasındaki pompalama performansı, akımın atalet ve yerçekimi kuvvetleri arasındaki rekabet dikkate alınarak belirlenmiştir, başka bir ifadeyle, akım basınç yüğü tüm sistemin toplam basıncına eşittir.
- Sistem boyunca ısı kaybı olmadığı, yani sistem adyabatik olarak ele alınmıştır
- Doymuş su soğutucu akışkan olarak kullanılmıştır.
- Kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilmiştir.
- Sistem atmosferik basınçta çalışmaktadır.

- Jeneratörün altındaki elektrikli ısıtıcının soğutulması gereken sıcak bir yüzey olduğu göz önüne alındığında. Şekil 3.1'de gösterildiği gibi.



Şekil 3.1. Atmosferik basınç altında çalışan çok kaldırma tüplü habbecik pompasının 3D görünümü

3.1.3. Seçme ve Boyutlandırma

Parçaların seçim süreci, verimlilik, enerji tüketimi, kolay bakım ve çalışma limitleri gibi birçok faktöre bağlıdır. Bu bölümde, pompa döngüsünün her bir parçası için seçim işlemi gerçekleştirilmiştir.

Tüpler

Dikey tüplerin amacı, jeneratörden sıcak suyu buhar habbecikleri yardımıyla ayırıcıya taşımaktır, buhar daha sonra ayırıcıdan kondensere veya çevreye salınırken, sıvı sıcak su tankıya geri döner.

Seçilen tüpler cam borudur, çünkü kaynamış su kullanılmaktadır, cam şeffaf tüpler yüksek sıcaklığa dayanıklı olduklarından tercih edilmişlerdir ve Bölüm 1'de belirtildiği gibi birçok avantaja sahiptir. Seçilen tüp uzunluğu 600mm ve iç çapı 8 mm'dir.

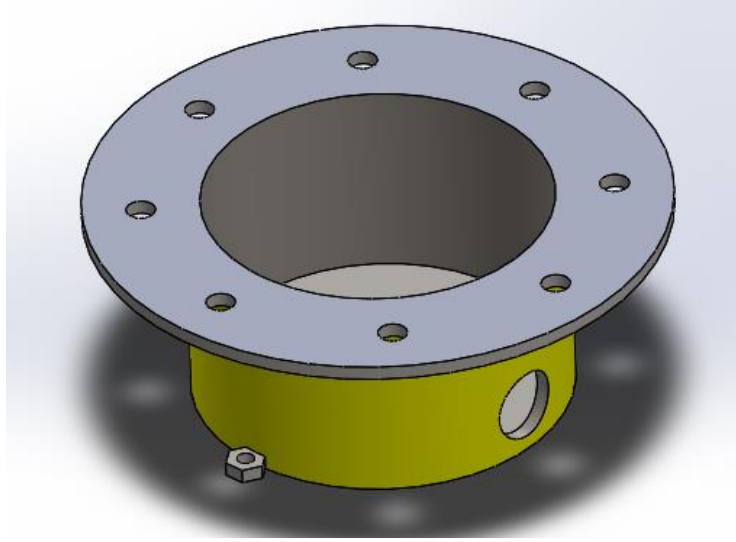
Kondenser

Herhangi bir soğutma çevriminde ısı, buharlaştırıcıdaki buhar fazındaki soğutucu akışkan tarafından çekilir ve yüksek sıcaklıktaki buhar soğutucu akışkan kondenserde yoğuşarak sıvı faza dönüşür. Bakır kondenserlerden yüksek maliyeti açısından vazgeçilebilir ve bu çalışmada soğutucu akışkan buhar fazında direkt olarak çevreye salınmıştır, eksilen suyu telafi etmek için ise çevrime mevcut tesisattan su ilavesi yapılmıştır.

Jeneratör (Evaporatör)

Soğutucu akışkan olarak doymuş su, iletim ve taşınım yoluyla bir ısı kaynağından ısıyı emerek jeneratörde buhara dönüştürülür. Bu deneysel çalışmada ısı kaynağı olarak bir elektrik ısıtıcısı kullanılmıştır. Sıvı soğutucu akışkan jeneratöre ulaştığında, basıncı düşürüldü ve ısı yükü dağıtıldı. Bu, soğutucu akışkanı çevreleyen sıvıdan ısıyı emmesine ve düşük kaynama noktasına hızla ulaşmasına neden olur. Soğutucu akışkan daha sonra maksimum düzeyde ısı emerek buharlaşır. Bu ısı daha sonra soğutucu akışkan tarafından jeneratörden doymuş bir su buharı karışımı olarak habbecik pompasından ayırıcıya taşınır ve burada soğutma tekrarlanır.

Seçilen evaporatör, ısıyı sıcak yüzeyden (elektrikli ısıtıcı) jeneratöre emen soğuk plakalı bir ısı eşanjörüdür. Jeneratör, Şekil 3.2'de gösterildiği gibi bu proje için özel olarak üretilmiştir; toplam iç alanı yaklaşık 0.735 L olan 5 mm kalınlığında çelik levhadan imal edilmiştir.



Şekil 3.2. Habbecik pompası için tasarlanmış jeneratör

Evaporatörün Üst Kapağı

Jeneratörü kaplar ve kaldırma boruları ile evaporatör arasında montaj görevi görür, Şekil 3.3'de görüldüğü gibi 10 mm kalınlığında çelik levhadan imal edilmiştir.



Şekil 3.3. Jeneratör kapağı

Çelik Çerçeve

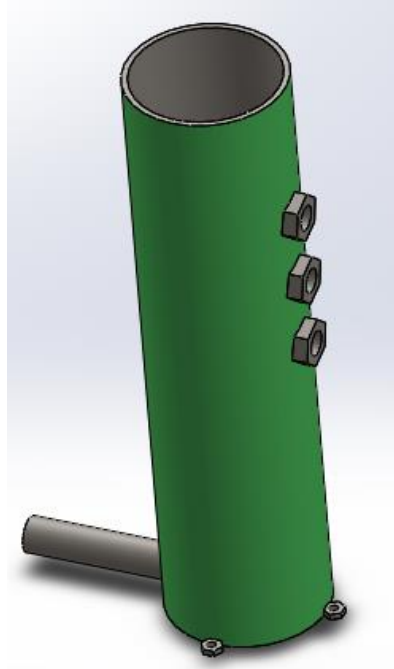
Çelik çerçeve, pompanın şasisidir ve diğer tüm parçalar cıvata ve somunlarla üzerine monte edilir. Cihaz parçalarının kolay montajı için delikli çelik kolonlar seçilmiştir. Şekil 3.4'de gösterildiği gibi seçilen galvanizli çelik raf profili 500 mm genişlik ve 1250 mm uzunluğundadır.



Şekil 3.4. Galvanizli çelik raf profili

Su Tankı

Su tankı, doymuş suyun jeneratöre girdiği ve suyu doymuş su olarak tutmak için bir elektrikli ısıtıcı içeren habbecik pompası soğutma sisteminin ana parçasıdır. Yüksek sıcaklığa dayanacak şekilde Şekil 3.5'de gösterildiği gibi 5 mm kalınlığında çelik sacdan üretilmiştir.



Şekil 3.5. Tasarlanmış su tankı

Su Deposu

Su deposu, özellikle kondenserin bulunmadığı durumlarda, buhar olarak döngüden çıkan su sızıntısını telafi etmek için gerekli önemli bir elemandır. Selenoid valf vasıtasıyla tank tankına eksilen suyu telafi etmek için kullanılabilir ve su deposu yerine direkt olarak su şebekesine bağlanabilir. seçilebilir.

Sıvı Seviye Sensörü

Sıvı seviye sensörü, su tankındaki su seviyesini kontrol etmek için sensörü selenoid valfe bağlayarak sabit bir batma oranında çalışmak için döngünün çok önemli bir parçasıdır. Şekil 3.6'da, bu çalışmada kullanılan paslanmaz çelik sıvı su seviye sensörü, yatay montaj şamandıra anahtarı ile birlikte gösterilmiştir.



Şekil 3.6. Paslanmaz çelik sıvı su seviye sensörü ve yatay montaj şamandıra anahtarı.

Selenoid Valf

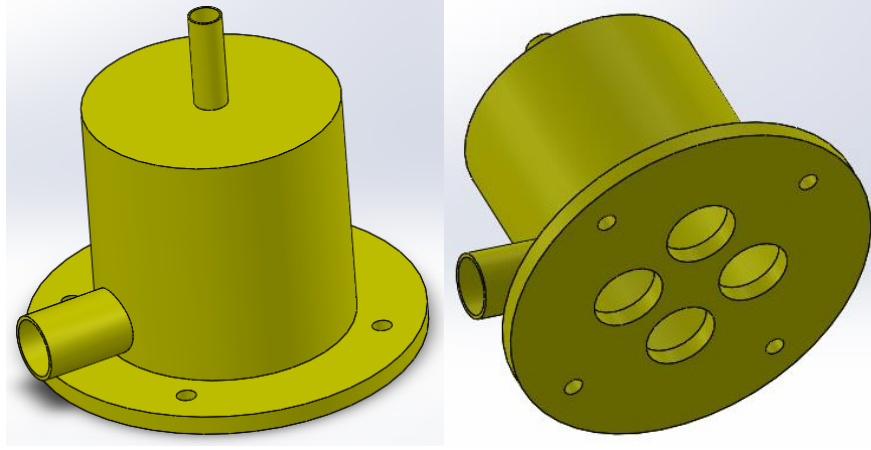
Selenoid valf, habbecik pompasının batma oranını kontrol etmek için bir su seviye sensörü ile eşzamanlı olarak çalışır. Şekil 3.7'de bu çalışmada kullanılan ½ inç çapındaki 12V kaynaklı selenoid valf görünümü verilmiştir.



Şekil 3.7. ½ inç çapında 12V selenoid valf

Ayırıcı Tankı

Kaldırma tüplerinin üst kısmına bir ayırıcı tank monte edilir ve sıvı suyu doğrudan su tankına transfer ederek ve buharı kondansatöre veya çevreye tahliye ederek sıvı ve buharı ayırmak için kullanılır. Proje hedeflerine uygun olarak seçilen, yaklaşık 1.357 L'lik toplam iç hacme sahip özel tasarım ve çelik sacdan imal edilmiş tank Şekil 3.8'de gösterilmiştir.



Şekil 3.8. Tasarlanmış ayırıcı tankı

Kontrol Devresi

Soğutma Cihazının kontrol devresi esas olarak bir Arduino çipinden ibarettir, durumu görüntülemek için bir LCD ekrana, anahtarlar olarak da iki röle devresi içerir. Diğer elemanları şu şekildedir: sıcaklık sensörleri, sabit ve değişken dirençler, elektrikli breadboard ve bağlantı telleri:

1. Arduino çipi

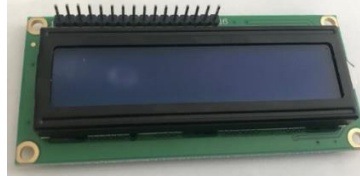
Arduino çipi, sensörleri diğer parçalara bağlayarak ve daha sonra bilgisayar üzerinden yazılı bir programlama kodu ile soğutma cihazının elektronik ve elektrikli parçalarını kontrol etmek için kullanılır. Bu işlem manuel müdahale olmadan sorunsuz bir şekilde yapılabilir. Kullanılan Arduino UNO çipi Şekil 3.9'da gösterilmiştir.



Şekil 3.9. Arduino UNO

2. LCD Ekranı

LCD ekranı, elektrikli ısıtıcı ve selenoid valf gibi elektrikli parçaların sıcaklığı ve durumu gibi döngü çıkışlarını görüntülemek için kullanılır. Kullanılan 2x16 LCD ekran Şekil 3.10'da gösterilmiştir.



Şekil 3.10. 2x16 LCD ekran, arka ışık mavi-beyaz, Arduino

3. Röle

Röle, yük devresini Arduino kartına bağlayan, iki devreyi birbirine bağlayan bir anahtardır. Seçilen tip Şekil 3.11'de gösterildiği gibi tek kanallı 5V röle kartıdır.



Şekil 3.11. Tek kanallı 5V röle kartı

4. Sıcaklık sensörü

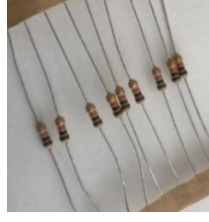
Sıcaklık sensörleri, suyun sıcaklığını ölçmek ve soğutma çevrimini kontrol etmek için denetleyiciye veri sağlamak için kullanılır. Kullanılan sıcaklık sensörü Şekil 3.12'de gösterildiği gibi.



Şekil 3.12. Kablolu su geçirmez 10K NTC 50 cm ısı sıcaklık sensörü

5. Dirençler

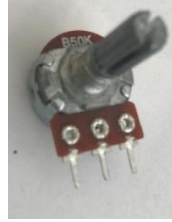
Direnç, akım yoğunluğunu azaltır ve elektrik devrelerindeki voltaj farkını artırır, böylece onları yüksek akımdan korur. Seçilen direnç Şekil 3.13'de gösterildiği gibi.



Şekil 3.13. 10K direnç 1/4 W

6. Değişken direnç

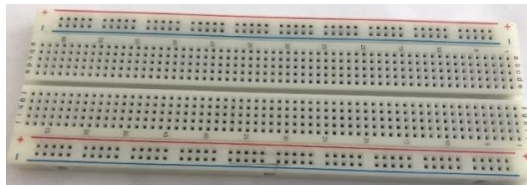
Değişken direnç, farklı bir değer kümesi sunarak elektrik akımının değişimini kontrol eder. Direnç değeri ne kadar yüksekse devre ve tam tersi akan akım değeri azalır. Değişken direnç, voltaj farkını kontrol ederek LCD ekranın parlaklığını kontrol eder. Seçilen değişken direnç Şekil 3.14'de gösterildiği gibi B50K 3 pinli tiptedir.



Şekil 3.14. Değişken direnç B50K 3 pinli

7. Breadboard

Breadboard, elektronik devreleri birbirine bağlamak için kullanılır ve elektronik elemanlar için bir montaj şasisi görevi görür. Seçilen Breadboard . Şekil 3.15'de gösterildiği gibi 800 bağlantı noktalı bir paneldir.



Şekil 3.15. Breadboard 800 bağlantı noktası

8. Bağlantı kabloları

Bağlantı kabloları, bir örneği Şekil 3.16'da gösterildiği gibi elektronik parçaları Breadboard ve Arduino'ya bağlamak için kullanılır.



Şekil 3.16. Bağlantı kabloları

9. Elektrikli Isıtıcılar

Habbecik pompasında iki tip elektrikli ısıtıcı kullanılmıştır. Sabit güçteki elektrik ısıtıcı jeneratör içine daldırılarak su tankındaki suyu doymuş fazda tutmak için, diğer gücü değiştirilebilir ısıtıcı ise jeneratörün altına yerleştirilerek iletim yoluyla soğutulacak sıcak yüzeyi simüle etmek için kullanılmıştır. Şekil 3.17'de gösterildiği gibi bu çalışmada kullanılan sürekli güç çıkışlı elektrik ısıtıcı düz tip ve 220 V, 1.75 kW kapasitelidir.



Şekil 3.17. 1750W elektrikli ısıtıcı

Kullanılan değişken güçte elektrikli ısıtıcılar 220 V akımda 800 W ve 2000 W kapasitelidir ve sırasıyla Şekil 3.18 ve 3.19'da gösterilmişlerdir. Jeneratörün altına yerleştirildikleri için, gücün bir kısmı çevreye yayılır, yani bir miktar enerji kaybına maruz kalır, Bu sebeple ısıtıcı ile elemandan çalışma akışkanına iletim ve taşınım yoluyla aktarılan toplam ısı geçişinin yaklaşık 550 W ve 1500 W olduğu ilgili hesaplamalarda kabul edilebilirler.



Şekil 3.18. 800W elektrikli ısıtıcı



Şekil 3.19. 2000W elektrikli ısıtıcı

Kauçuk silindirler

Camdan yapılmış kaldırma borularını jeneratöre ve çelikten yapılmış ayırıcıya sabitlemek ve soğutucu sızıntısını önlemek için kullanılan kauçuk silindirler bir nevi conta görevi de gören bir montaj elemanıdır. Deney konfigürasyonlarında değişiklik yapabilmek için kolayca söküp takılabilecek yapıdadırlar. Kullanılan kauçuk silindirler Şekil 3.20'de gösterildiği gibi 40 mm dış çap, 11 mm iç çap ve 20 mm yüksekliğindedir.



Şekil 3.20. Kauçuk silindir

Conta

Parçaların montajında aralarındaki soğutucu akışkan sızıntısını önlemek için Şekil 3.21'de gösterildiği gibi conta görevi gören ısıya dayanıklı siyah sıvı silikon tercih edilmiştir.

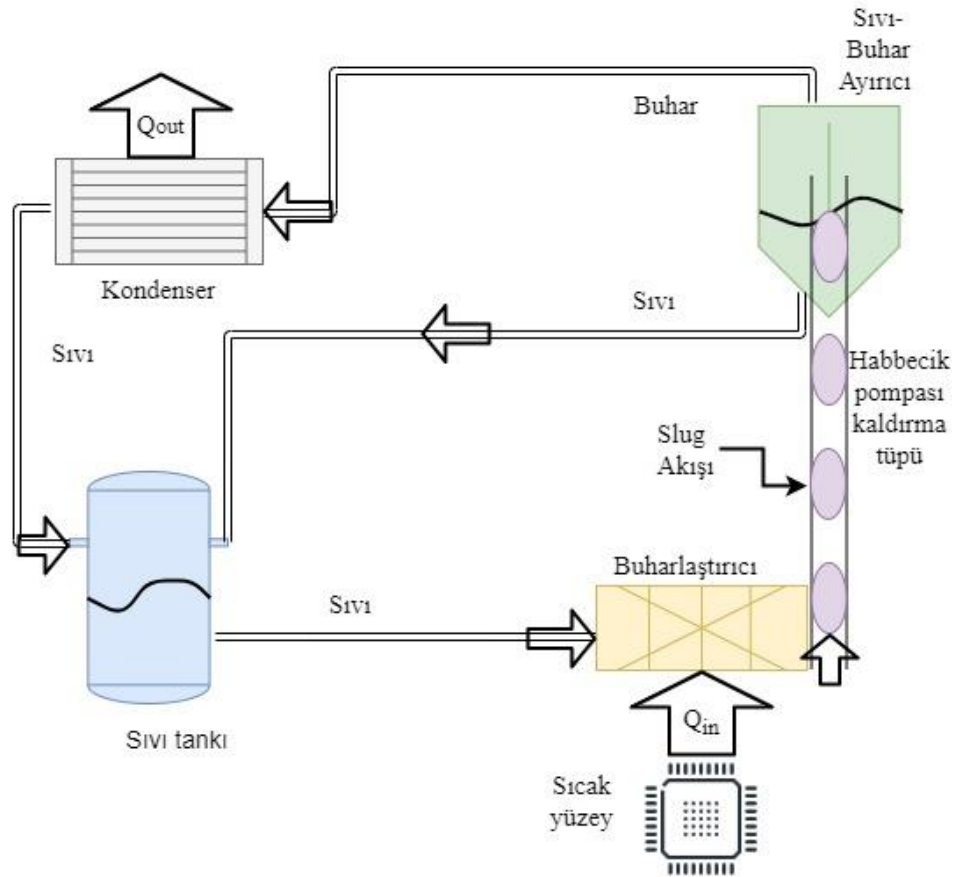


Şekil 3.21. Siyah sıvı silikon Conta

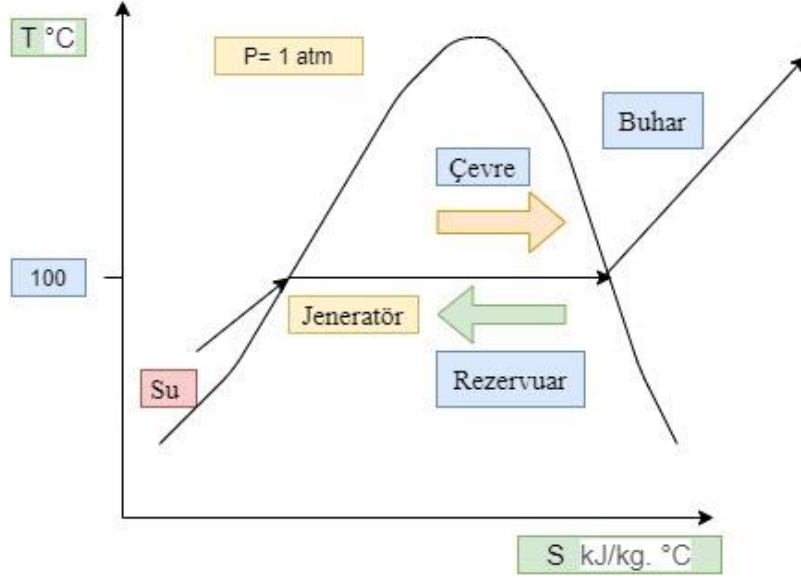
4. TASARIM VE BULGULAR

Elektronik cihazlar gibi sıcak yüzeylerin soğutulmasında, örneğin Şekil 4.1'de gösterildiği gibi yüzey sıcaklığı 100°C 'nin üzerinde olan serverler veya büyük elektrik motorlarında yüksek kurulum maliyeti nedeniyle soğutucu akışkan olarak amonyak veya R134a yerine doymuş su kullanılabilir.

Su, yaklaşık 23°C 'lik bir ortam sıcaklığında su şebekesinden tank tankına soğutma döngüsüne girdiğinde ve sonra yaklaşık 99°C 'e doymuş bir sıcaklığa ısıtılmalıdır, Şekil 4.2'de gösterildiği gibi. Habbecik pompası konfigürasyonları açısından entegre bir soğutma sistemi tasarımında en düşük maliyetle en yüksek verimliliği sağlamak adına kaldırma tüplerinin sayısı 1'den 4'e kadar artırılabilir. Diğer taraftan cihazın güvenli çalışması ve ihtiyaca tam cevap verebilmesi ve ayrıca insan hatalarını en aza indirebilmek için otomatik bir kontrol sistemi kullanılmalıdır.



Şekil 4.1. Sıcak yüzeyleri soğutmak için habbecik pompasının çalışma prensibi



Şekil 4.2. Habbecik pompası çalışma ortamı için T-s diyagramı

Bu tasarım için en uygun ekipman türleri daha önce tartışılmıştır ve soğutma yükü ihtiyacına göre her eleman için gerekli boyut hesapları yapılarak kaldırma tüplerinin sayısı, evaporatörün, elektrikli ısıtıcıların, valflerin ve sensörlerin özellikleri belirlenmiştir. Bu projenin temel amacı, enerji tasarrufu sağlayan ve mevcut tasarımlardan daha verimli bir soğutma sistemi tasarlamaktır.

Habbecik pompası, farklı çaplarda kaldırma boruları ile çalışabilir ve mevcut kaldırma tüplerinin sayısı 1-4 olabilir. Tasarımın diğer temel ayakları şu şekildedir:

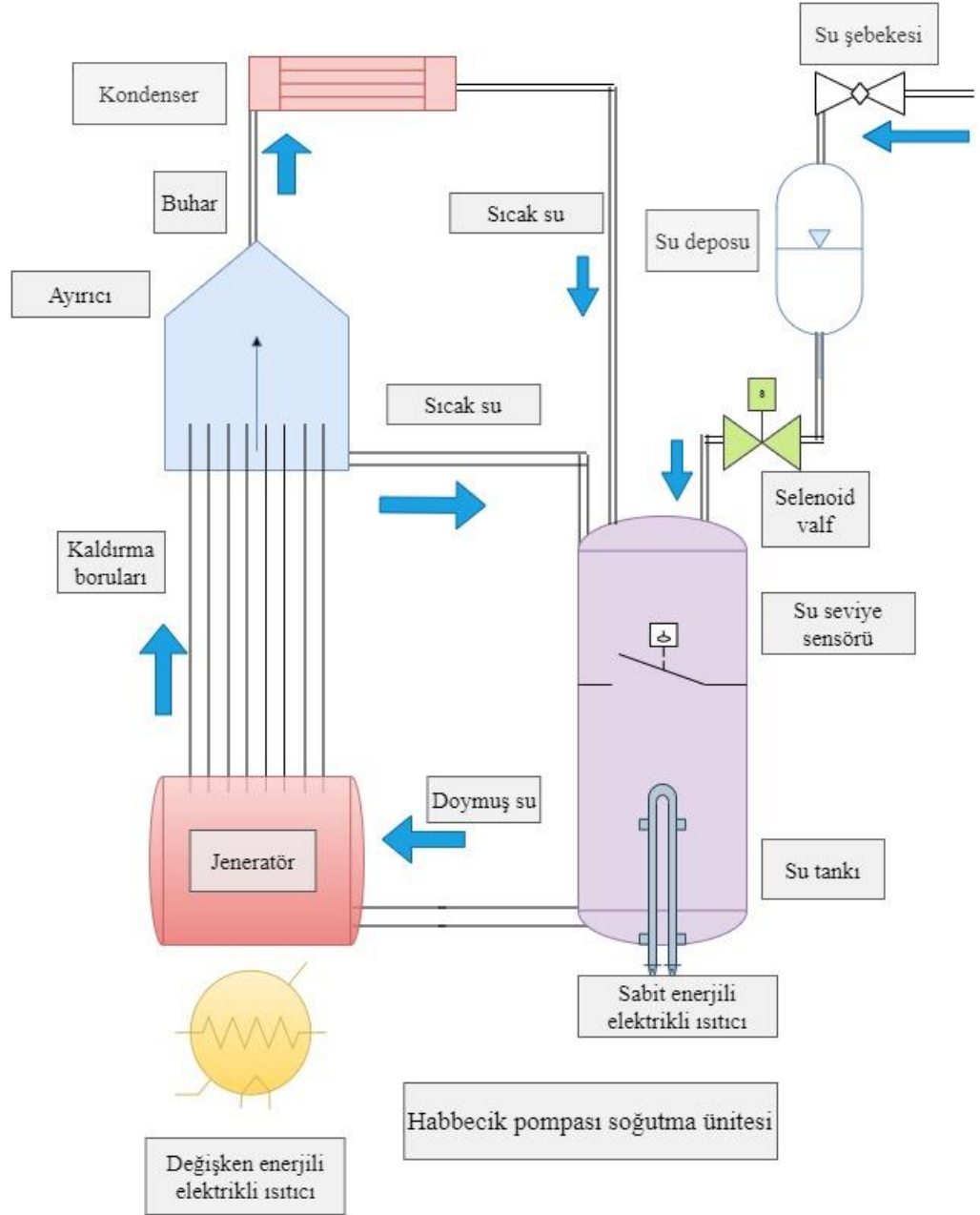
- Sıvı sıcak suyu su haznesine geri döndürmek ve buharı çevreye serbest bırakmak için ayırıcı tasarlanmıştır.
- Kontrol haritası oluşturularak, sistem kontrolünü sağlamak için sıcaklık ve sıvı seviye sensörleri bağlantılı selenoid valf ile donatılmıştır.
- Soğutucu akışkanı doymuş buhar fazında tutmak için rezervuara bağlı sıcaklık sensörleri tarafından kontrol edilen elektrikli ısıtıcı kullanılmıştır.

4.1. Düzenleme

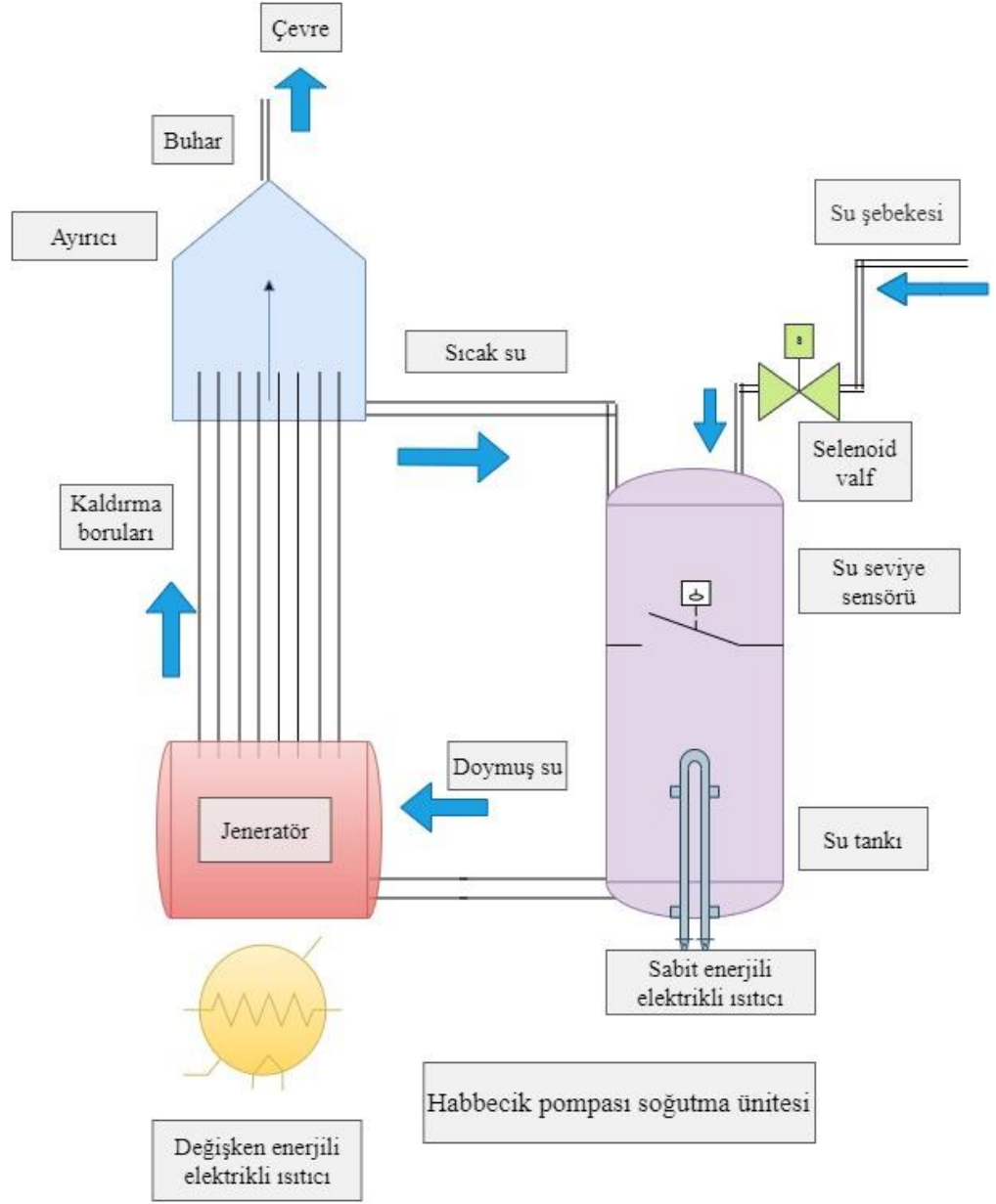
Kontrol sistemi belirli bir batma oranını korumak için habbecik pompasının konfigürasyonunu ve su sirkülasyonunu kontrol eder.

Aynı ihtiyaç için aynı kapasiteye sahip birkaç tasarım yapmak mümkündür, ancak maliyeti, su soğutma sistemindeki parçaların tasarımına bağlıdır. Bu nedenle, tasarımda dikkate alınan hususlar şu şekildedir:

- İşletme maliyeti de dikkate alınarak tasarım maliyetinin mümkün olduğunca düşük olması.
- Bakım gerektirmeden uzun süre çalışabilecek bir tasarım.
- Tasarımda, habbecik pompasının soğutma çevrimi elemanları düşük maliyet ve işletme ile bakım kolaylığı açısından dikkate alınmıştır. Habbecik pompasının kullanıldığı bir soğutma sisteminin elemanları ve termodinamik çevrimi şematik olarak Şekil 4.3'te gösterilmiştir.



Şekil 4.3. Habbecik pompalı kapalı bir soğutma çevriminin şematik gösterimi



Şekil 4.4. Habbecik pompalı açık bir soğutma çevriminin şematik gösterimi

4.2. Analiz

Şekil 4.3'te, ana bileşenleri de dahil olmak üzere habbecik pompası soğutma döngüsünün tasarımı gösterilmektedir. Tasarım 4 kaldırma borusu, jeneratör, ayırıcı, kondenser, elektrikli ısıtıcılar, su deposu, su tankı ve boru ve valfler ile bağlantı elemanlarından oluşmaktadır. Ancak tasarımı daha ucuz ve daha basit hale getirmek için kondenser ve su deposu kullanılmamıştır. Şekil 4.4'te gösterildiği gibi. Gerekli ısı ihtiyacını karşılamak için elektrikli ısıtıcılar kullanılmıştır. Bu ısıtıcılar aynı zamanda çevreye aktarılan ısı ve diğer ısı kayıpları nedeniyle değişen ihtiyacı karşılamak için bir kontrol mekanizmasına sahiptir. Kontrol sistemi, su haznesinin içindeki sıcaklık

sensörünü okuyarak sabit elektrikli ısıtıcıyı kontrol eder. Su şebekesi, çevreye buhar sızıntısı nedeniyle eksilen suyu telafi etmek için suyu sürekli olarak su deposuna besler. Su seviye sabit batma oranını korumak için yüzer valf tipi su seviye sensörü ile kontrol edilir. Buharın ve sıcak suyun ayrılması ayırıcı tarafından yapılır, ayrılmış buhar çevreye salınır ve sıcak su doğrudan bir borudan su rezervuara geri döner. Jeneratörün altındaki elektrikli ısıtıcı, sıcak yüzeye temas ederek çalışır ve farklı yük koşullarına uygun olacak şekilde değişken bir güç kapasitesine sahiptir. Soğutma döngüsünün en önemli parçaları kaldırma tüpleridir (habbecik pompasıdır). Deneylede, su-buhar karışımını evaporatörden (jeneratör) ayırıcıya transfer etmek için 1, 2, 3 ve 4 adet kaldırma tüpü kullanılarak farklı çalışma koşulları test edilmiştir. Kaldırma tüpleri içindeki akış desenini göstermek için şeffaf cam kullanılmıştır, Şekil 4.4'te gösterildiği gibi.

Sabit güçte çalışan elektrikli ısıtıcı, soğutucu akışkanı doymuş su fazında tutmak için su haznesinin içinde bulunur ve gerekli sıcaklığa ulaşıldığında otomatik olarak durması için bir sıcaklık sensörü ile kontrol sistemine bağlıdır. Jeneratör, evaporatör olarak çalışmak üzere çelikten imal edilmiştir ve alt yüzeyi soğutulacak cihazla temas halinde çalışır.

Kondenser, herhangi bir soğutma çevriminin ana parçasıdır ve çevreye ısı aktararak buharı sıvı faza geri döndürmek, yani yoğuşturmak için kullanılır, Şekil 4.3'te gösterildiği gibi. Ancak, bu tezde yapılan tasarımda maliyetleri en aza indirmek için kullanılmadı. Bunun yerine, su şebekesinden gelen su, eksilen buharı telafi etmek için kullanılmıştır.

Su tankı sistemin önemli bir parçasıdır. Alt kısımdaki bir boru vasıtasıyla jeneratöre doymuş su sağlar ve içine monte edilmiş su seviye sensörüne bağlı bir kontrol sistemi ile belirli sabit bir batma oranı sağlanır.

4.3. Kontrol

Kontrol sisteminin amacı, döngü sıcaklıklarını, döngüye giren ve çıkan su akış hızlarını ve sıcak yüzey (elektrikli ısıtıcının gücü) tarafından temsil edilen soğutulacak cihazdan gelen ısı aktarım oranını kontrol etmektir. Mevcut kontrol sistemi hem su tank içindeki ısıtıcı hem de selenoid valf için otomatik açma/kapama yapar.

Su tankının içindeki soğutucu akışkanın sıcaklığını sensörler vasıtasıyla ölçerek suyun doymuş buhar halinde kalması için elektrikli ısıtıcı bir kontrol sistemine bağlı

çalışmaktadır. Ayrıca, kontrol sistemi, akuple olduğu su seviye sensörü ile birlikte kontrol edilen selenoid valf vasıtasıyla açık/kapalı modda çalışarak ayırıcı boyunca çevreye buharlaşma ve sızma nedeniyle suyun azalmasına bakılmaksızın sabit bir batma oranını korumak, buharlaşan suyu telafi etmek için su şebekesinden su deposuna su sağlayan selenoid valfi yönetmek görevlerini de üstlenmektedir. Şekil 4.6 ve 4.7 habbecik pompası için tasarlanan kontrol sistemi yazılımını göstermektedir.

- Kontrol sistemi tasarlanırken ayrıca şu hususlar da dikkate alınmıştır:
 - ✓ Sıcaklık sensörlerinin sayısı ve yerleri.
 - ✓ Sıvı seviye sensörünün tipleri ve yerleri, Şekil 4.5'te gösterildiği gibi.
 - ✓ Selenoid valfin yeri.
 - ✓ Kaldırma tüplerinin sayısı ve boyutları.



Şekil 4.5. Sıcaklık sensörü ile su seviye sensörünün konumları

4.3.1. Parametre

Herhangi bir kontrol sistemi tasarlanırken en başta kontrol edilecek durumun hangi parametreler ölçülerek ve bu ölçümlerle yönetilecek elemanlar belirlenir. Bu çalışmada kontrol edilecek durum elektrikli ısıtıcı ile gerekli ısıyı sağlatayak tank içindeki suyu doymuş buhar halinde tutmak ve sistemde eksilen suyu şebekeden telafi

etmek ile sistemdeki batma oranını belirli bir sabit değerde tutmaktır. Bu işlemler için ölçülen parametreler sıcaklık ve su seviyesidir. Kontrol edilen elemanlar ise elektrikli ısıtıcı ile selenoid valftir.

Soğutma çevriminde ısı için sadece iki kaynak vardır:

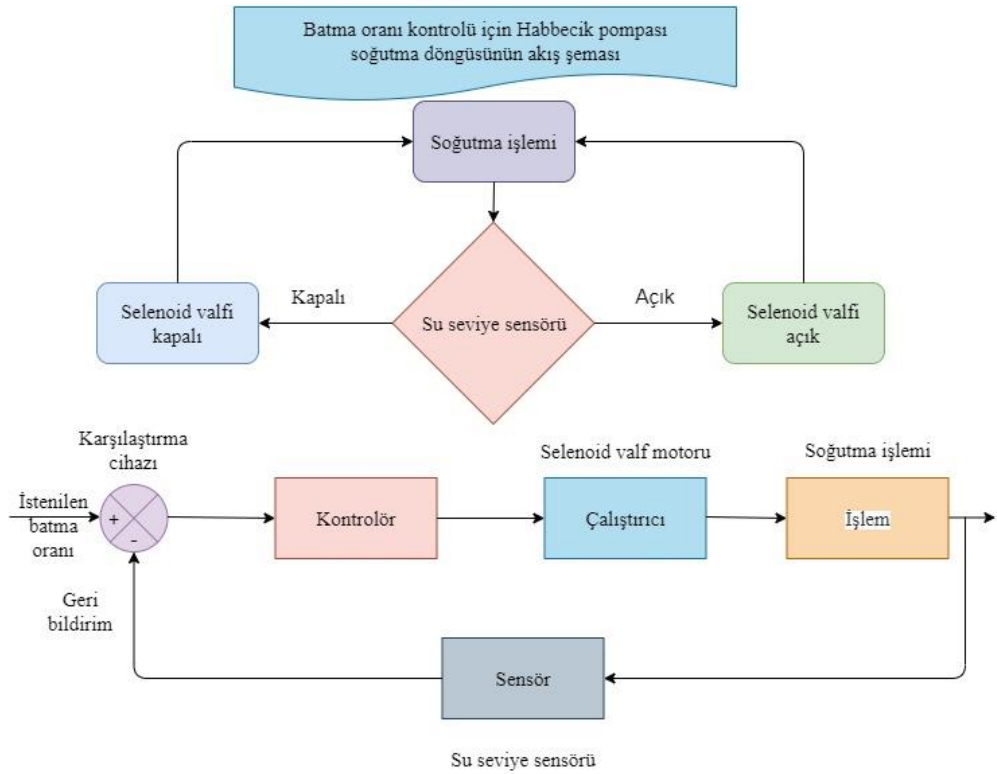
1. Su tankın içindeki sabit güçteki elektrikli ısıtıcı.
2. Jeneratörün altındaki değişken güçteki elektrikli ısıtıcı.

Ayrıca, su tankına giren su için de iki kaynak vardır.

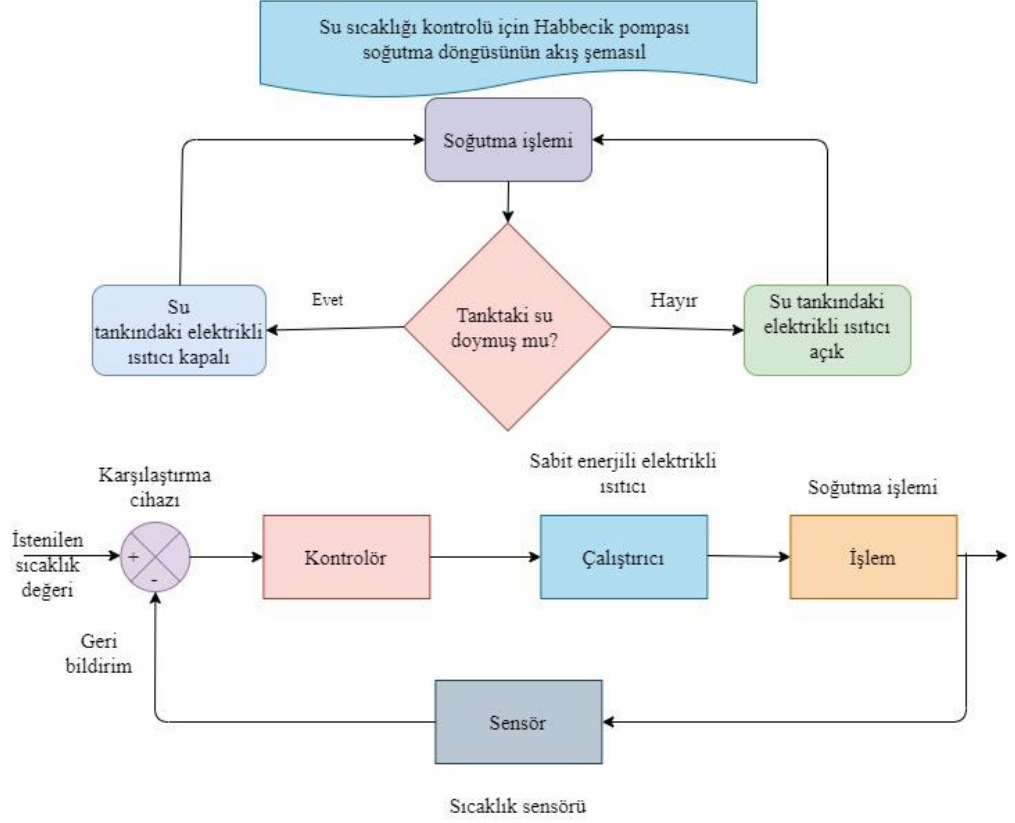
1. Ayırıcıdan dönen su.
2. Su şebekesinden gelen su.

Şekil 4.6 ve 4.7'de kontrol sisteminin elemanlarını göstermektedir. Kontrol sisteminde mevcut bilgisayarlı kontrol elemanları şu şekildedir:

- ✓ Sensörler
- ✓ Kontrolörler
- ✓ Enerji kaynağı.



Şekil 4.6. Su seviye sensörü kontrolü için parametrelerin akış şeması



Şekil 4.7. Sabit elektrikli ısıtıcı kontrolü için parametrelerin akış şeması

4.3.2. Seçme

Bu tasarımda iki kontrol sistemi vardır:

- Su rezervuardaki su seviye için kontrol sistemi, Şekil 4.6'da gösterildiği gibi.
- Su sıcaklığı kontrol sistemi, Şekil 4.7'de gösterildiği gibi.

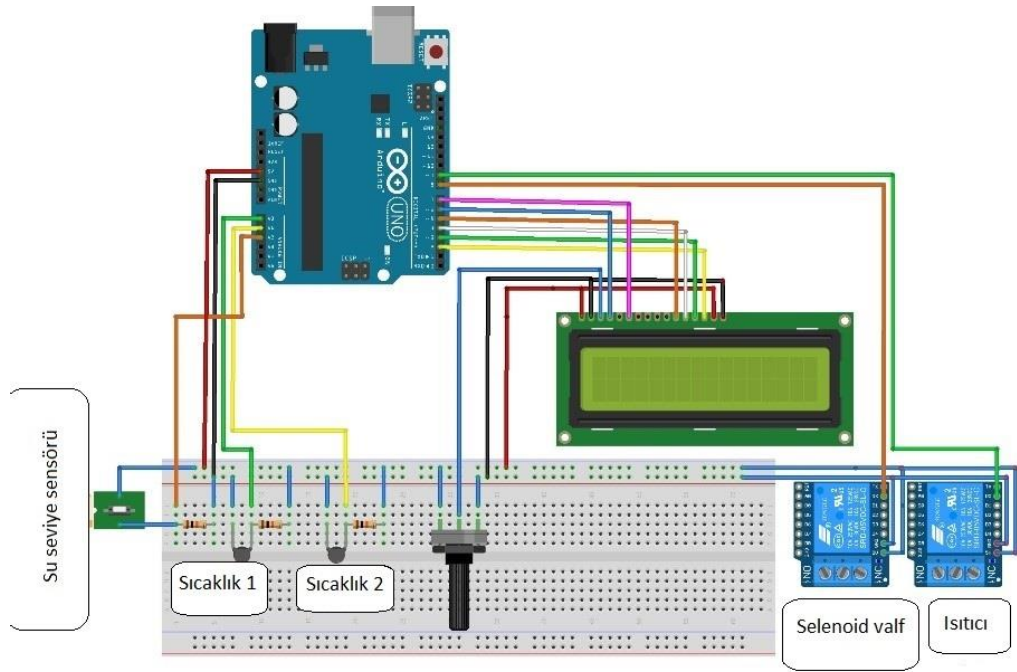
Her iki kontrol sistemi de sistemin optimum çalışmasını sağlamak için birbiri ile entegre çalışmaktadır.

- Daha önce, Bölüm 3'te soğutma sistemi kontrol elemanlarının seçimi yapılmıştır.
- Kaldırma tüplerinin sayısı basit bir sökme takma işlemi ile ayarlanabilir.
- Soğutma çevrimi kontrol sistemi, özel tiplerde valf, kontrolörler ve sensörler içerir.

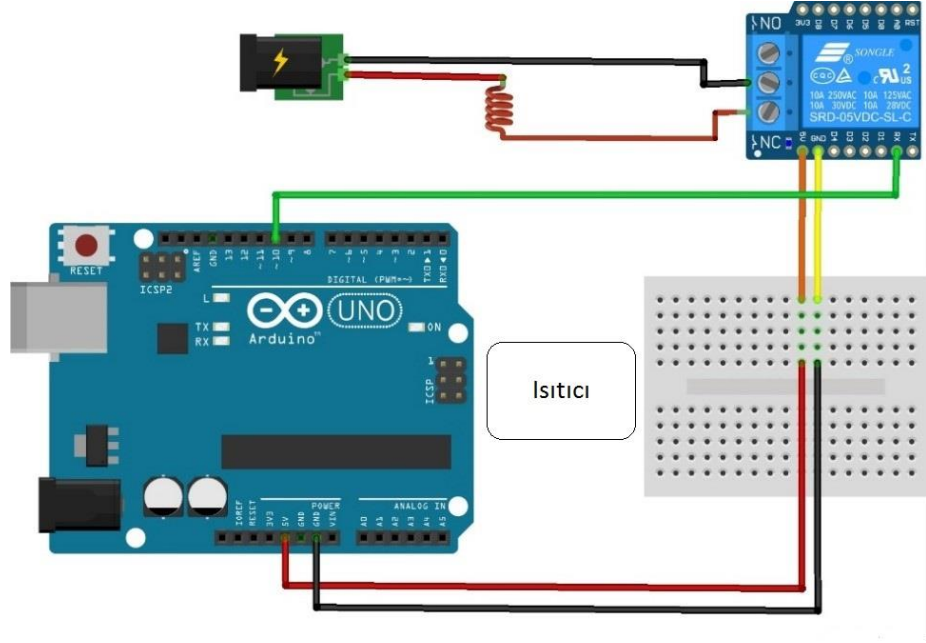
Su şebekesinden rezervuara kontrollü su sağlamak için selenoid valf kullanılmıştır. Soğutma çevriminde kullanılan sensörler ise sıvı seviye sensörleri ile sıcaklık sensörleridir. Sıvı seviye sensörleri rezervardaki su seviyesini, sıcaklık sensörleri ise rezervardaki suyun ve ortam sıcaklığını ölçmek için kullanılmışlardır,

Şekil 4.5'te gösterildiği gibi. Soğutma çevriminde kullanılan kontrolör tipi ise Arduino UNO çipidir.

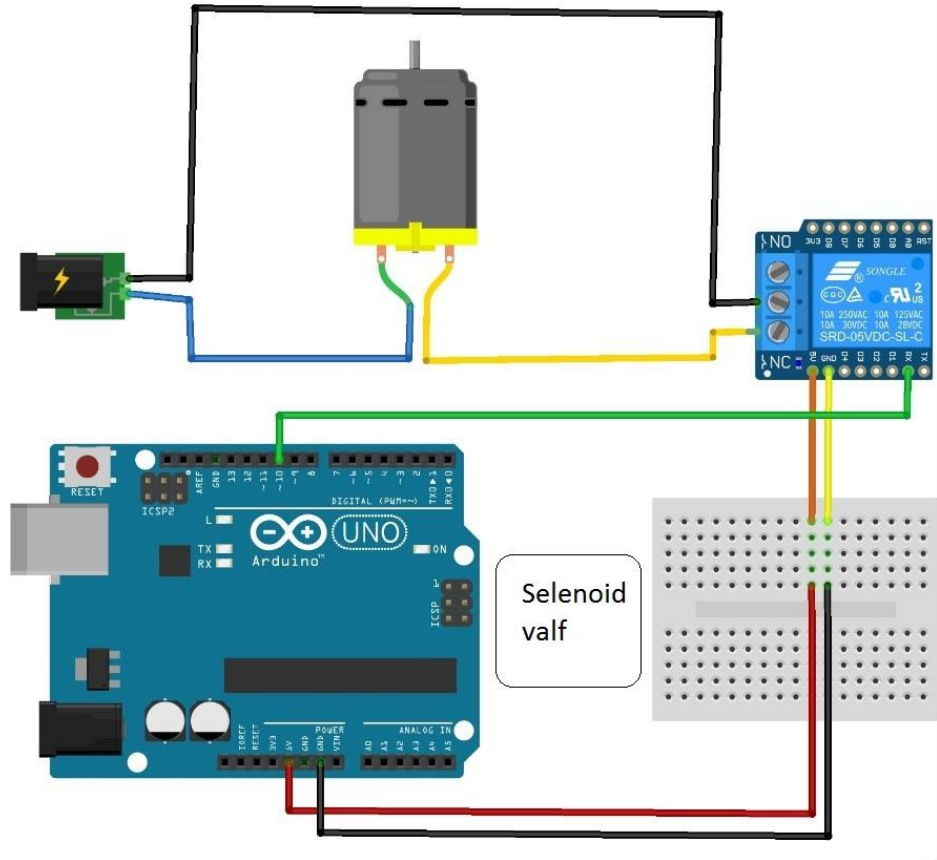
Şekil 4.8'de gösterildiği gibi Fritzing yazılımı ile kontrol sistemi simüle edilmiştir. Fritzing, elektrik devrelerini çizmek ve simüle etmek için kullanılan bir programdır. Tank içindeki elektrikli ısıtıcıyı kontrol etmek için tasarlanan devrenin kontrol sistem şeması Şekil 4.9'da verilmiştir. Selenoid valfi kontrol etmek için tasarlanan devrenin kontrol şeması ise Şekil 4.10'da verilmiştir.



Şekil 4.8. Fritzing'de kontrol sistemi simüle şeması



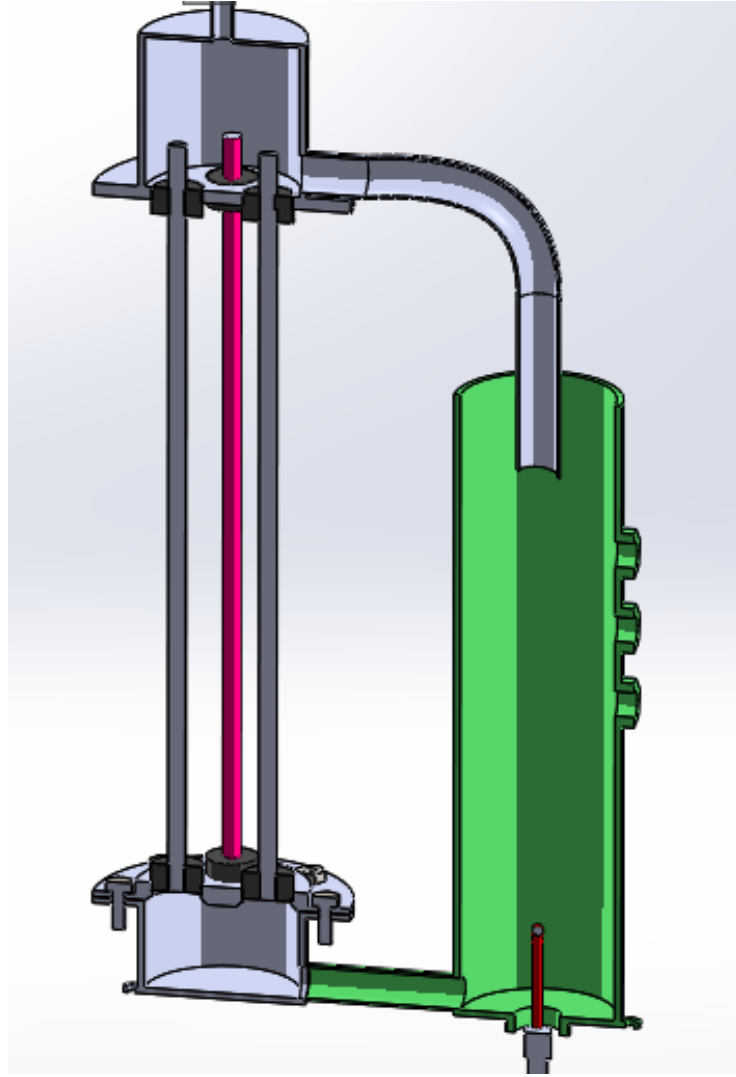
Şekil 4.9. Su tankın içindeki elektrikli ısıtıcı kontrol devresi



Şekil 4.10. Selenoid valf kontrol devresi

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bölüm 3'te, absorpsiyonlu bir soğutma sistemi için habbecik pompası sistem elemanları tanıtılarak açıklanmıştır. Bölüm 4'te ise habbecik pompasının tasarımı konfigürasyonu ve boyut ile kapasiteleri belirlenerek yapılmıştır. Tasarlanan habbecik pompasının kesit görünümü Şekil 5.1'de gösterilmiştir. Bu ünite farklı konfigürasyonların kapasite ve performans üzerine etkileri deneysel olarak incelenmiştir. Burada amaç olarak düşük maliyetli, düşük enerji tüketimi ile gerekli kapasiteyi karşılayan, enerji verimliliği yüksek, aynı zamanda bakım gerektirmeden uzun süre hizmet verebilecek bir ürüne ulaşmak hedeflenmiştir.



Şekil 5.1. Deneyler için tasarlanmış habbecik pompası (kesit görünümü)

Tablo 5.1’de elektriksel güç girişine ihtiyaç duyan elemanların gerilim ve güçleri verilmiştir.

Tablo 5.1. Elektriğe ihtiyaç duyan ekipmanlar

Aygıt	Gerilim farkı ve tipi	Güç
Solenoid valf	12 VDC	5 W
Sabit güç elektrikli ısıtıcı	220 VAC	1750 W
Aurdino çipi	5 VDC	5 W
Sıcak yüzey A olarak elektrikli ısıtıcı	220 VAC	550 W
Sıcak yüzey B olarak elektrikli ısıtıcı	220 VAC	1500 W

Cihaz kurulumu tamamlandıktan sonra yürütülen deney prosedürü şu şekildedir: Sistem belli bir batma oranında su ile dolduruldu, daha sonra soğutulacak sıcak yüzeyin simülatörü olarak 550 watt elektrikli ısıtıcı kullanılarak sistem 4 adet kaldırma tüpü ile çalıştırıldı. Ayırıcıdan su tankına dönen sıcak suyun kronometre ile tutulan belli bir süre için kütlesi Şekil 5.3'de gösterildiği gibi hassas terazi ile ölçülerek kütleli debisi belirlenmiştir. Bu ölçümler sistem kararlı hale geldiğinde daha doğru bir okuma elde etmek için 5 kez tekrarlanarak ortalamaları esas alınmıştır.

Cihazın performansını farklı sayıda kaldırma tüpüyle ölçmek için, her seferinde kaldırma borularından biri çıkarılarak yukarıda açıklanan işlemler tekrarlanmıştır. Aynı deneyler daha yüksek soğutma ihtiyacı için, 550 W elektrikli ısıtıcı 1500 W’lık elektrikli ısıtıcı ile değiştirilerek 4 farklı kaldırma tüplü konfigürasyonlar için aynı deney prosedürü tekrarlanmıştır, Şekil 5.2'de gösterildiği gibi.



Şekil 22. Deneylerde kullanılan habbecik pompası soğutma cihazı



Şekil 5.3. Ayırıcıdan su tankına dönen sıcak suyun kütlesini ölçmek için kullanılan elektronik hassas terazi

5.1. Teorik Model

Habbecik pompası, kaldırma tüplerindeki akış deseni, habbecik boyutu ve şekil ile düzeni açısından hava kaldırma pompasından farklıdır. Bu nedenle, farklı çalışma koşulları için habbecik pompası tasarımında kapasitesi, boyutları, performansına yönelik özellikle kütle akış hızını tahmin etmek ve habbecik oluşumunu ve buna eşlik eden kuvvetleri incelemek için uygulanabilen ve yalın bir analitik model tanımlamak önemlidir. Sıvı kütle akış hızını tahmin etmek için, iki fazlı akıştaki basınç düşüşü teorisinden ve Bölüm 3'te açıklanan varsayımları dikkate alarak bir model geliştirilmiştir. Dalma oranı (H/L), habbecik pompasının performansını etkileyen en önemli parametrelerden biridir ve kaldırma tüplerindeki sıvının yüksekliğinin (H) toplam tüp uzunluğuna (L) oranıdır.

Habbecik pompasının verimi pompa kaldırma verimi (η) olarak anılır ve performansını temsil eden boyutsuz bir performans parametresidir. Habbecik pompasının verimi Denklem (5.1)'de verildiği gibi çıkış gücünün giriş gücüne oranı olarak tanımlanmıştır. Bir başka ifade ile akışkana habbecik pompası birim ısı girişi başına kazandırılan akış gücü olarak da açıklanabilir ve pompa performansı üzerinde net kaldırmanın ($L - H$) etkisini dikkate almaz.

$$\eta = \frac{Gg(L - H)}{P_{in}} \quad (5.1)$$

Burada, G sıvı kütle akış hızıdır, ($L - H$) net kaldırma yüksekliğidir, P_{in} giriş ısıtma gücüdür.

Pompa çalışırken, kaldırma borularının altındaki jeneratörde sıvı akışkan bir ısı kaynağından ısı çekerek ısınarak doymuş sıvı haline gelir ve başlayan buharlaşma ile meydana gelen habbecikler üzerine etki eden kaldırma kuvvetinin etkisiyle habbecikler arasında kalan sıvıyı sürükleyerek yukarı doğru taşırlar. Dolayısıyla, burada, kaldırma tüplerinde sıvı ve buhar karışımından oluşan farklı desenler sergileyen iki fazlı akım oluşmaktadır. Kaldırma tüpü uzunluğu boyunca, yani düşey doğrultudaki toplam basınç gradyeni statik, momentum ve sürtünme etkilerine bağlı olarak üç bileşenden oluşur. Burada basınç gradyeni akışkanın birim hacmine etki eden kuvvetleri temsil eder.

$$\frac{dp}{dz} = \left(\frac{dp}{dz}\right)_{statik} + \left(\frac{dp}{dz}\right)_{momentum} + \left(\frac{dp}{dz}\right)_{sürtme} \quad (5.2)$$

Bunun için, gaz boşluk oranı dikkate alınarak statik basınç (sıvının ağırlığından kaynaklanan basınç) $S_{akım}$ şu şekilde ifade edilir:

$$S_{akım} = (\Delta p_g)_{sıvı} - (\Delta p_g)_{karışım} \quad (5.3)$$

$(\Delta p_g)_{sıvı} = \rho_L g H$, sıvı fazın yerçekimi (potansiyel) basınç düşüşü.

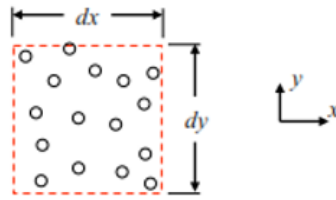
$(\Delta p_g)_{karışım} = \rho_M g L$, sıvı-gaz karışımına yerçekimi (potansiyel) basınç düşüşü.

$\rho_M = \alpha \rho_g + (1 - \alpha) \rho_l$, karışımın yoğunluğu

$$S_{sıvı} = \rho_l g H - [\alpha \rho_g + (1 - \alpha) \rho_l] g L \quad (5.4)$$

Burada ρ_l , ρ_g ve g , sırasıyla sıvı ve buhar yoğunluğu ile yerçekimi ivmesini, ve α ise gaz boşluk temsil eder. α sıvı-gaz karışımında gaz tarafından işgal edilen hacim fraksiyonudur.

Jeneratör içindeki sınırlı bir hacmi kontrol hacim olarak ele alarak süreklilik denklemini uyguladığımızda karışımın yoğunluğuna bir bağıntı elde edebiliriz: (Şekil 5.4'de gösterildiği gibi)



Şekil 5.4. Jeneratördeki karışımın kontrol hacmi

Kontrol hacim içinde birim zamandaki kütle değişimi:

$$\dot{m}_{CV} = \frac{\partial}{\partial t} (\rho_M dx dy dz) = \frac{\partial \rho_M}{\partial t} dx dy dz \quad (5.5)$$

x doğrultusunda kontrol hacim sınırlarından birim zamanda geçen net kütle:

$$\dot{m}_{x, net \text{ into CV}} = \rho_M u_x dydz - \left[\rho_M u_x + \frac{\partial}{\partial t} (\rho_M u_x) dx \right] dydz \quad (5.6)$$

$$\dot{m}_{x, net \text{ into CV}} = - \frac{\partial}{\partial x} (\rho_M u_x) dx dy dz \quad (5.7)$$

Sırasıyla y ve z doğrultularında benzer yaklaşımla kontrol hacim sınırlarından birim zamanda geçen net kütle:

$$\dot{m}_{y, net \text{ into CV}} = - \frac{\partial}{\partial y} (\rho_M u_y) dx dy dz \quad (5.8)$$

$$\dot{m}_{z, net \text{ into CV}} = - \frac{\partial}{\partial z} (\rho_M u_z) dx dy dz \quad (5.9)$$

Böylece, kütle korunumundan:

$$\sum_{giren} \dot{m} - \sum_{çıkan} \dot{m} = \frac{dm}{dt} \quad (5.10)$$

$$\begin{aligned} - \frac{\partial}{\partial x} (\rho_M u_x) dx dy dz - \frac{\partial}{\partial y} (\rho_M u_y) dx dy dz - \frac{\partial}{\partial z} (\rho_M u_z) dx dy dz \\ = \frac{\partial \rho_M}{\partial t} dx dy dz \end{aligned} \quad (5.11)$$

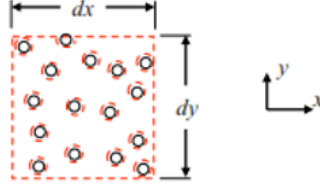
Süreklilik denklemi:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u) = 0 \quad (5.12)$$

Ve böylece, karışım için süreklilik denklemi:

$$\frac{\partial \rho_M}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho_M u_i) = 0 \quad (5.13)$$

Sıvı fazın süreklilik denklemini elde etmek için, kontrol hacminin her buhar habbeciğini çevrelediği aşağıdaki Şekil 5.5'te gösterildiği gibi bir kontrol hacim ele alalım:



Şekil 5.5. Jeneratördeki her buhar kabarcığını çevreleyen kontrol hacmi

Kontrol hacmi içindeki sıvı kütleinin birim zamandaki değişimi:

$$\frac{\partial}{\partial t} [\rho_l (1 - \alpha) dx dy dz] = \frac{\partial}{\partial t} [(1 - \alpha) \rho_l] dx dy dz \quad (5.14)$$

x doğrultusunda kontrol hacim sınırlarından birim zamanda geçen net sıvı kütle:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{x, net} \text{ into CV} &= (1 - \alpha) \rho_l u_x dy dz \\ &- \left\{ (1 - \alpha) \rho_l u_x + \frac{\partial}{\partial x} [(1 - \alpha) \rho_l u_x] dx \right\} dy dz \end{aligned} \quad (5.15)$$

$$\dot{m}_{x, net} \text{ into CV} = - \frac{\partial}{\partial x} [(1 - \alpha) \rho_l u_x] dx dy dz \quad (5.16)$$

y ve z doğrultularında benzer olarak:

$$\dot{m}_{y, net} \text{ into CV} = - \frac{\partial}{\partial y} [(1 - \alpha) \rho_l u_y] dx dy dz \quad (5.17)$$

$$\dot{m}_{z, net} \text{ into CV} = - \frac{\partial}{\partial z} [(1 - \alpha) \rho_l u_z] dx dy dz \quad (5.18)$$

Sıvı kütleinin buhar kütleisine dönüşme hızı:

$$\dot{m}_{\text{buharlaşma nedeniyle}} \text{ kontrol hacminden çıkan} = s(1 - \alpha) dx dy dz \quad (5.19)$$

Burada s, birim hacim için kütleli akım hızı ve özgül kütleli debi olarak tanımlanır, bu nedenle kütle korunumundan:

$$\begin{aligned}
& \frac{\partial}{\partial t} (1 - \alpha) \rho_l dx dy dz \\
& = - \frac{\partial}{\partial x} [(1 - \alpha) \rho_l u_x] dx dy dz \\
& \quad - \frac{\partial}{\partial y} [(1 - \alpha) \rho_l u_y] dx dy dz \\
& \quad - \frac{\partial}{\partial z} [(1 - \alpha) \rho_l u_z] dx dy dz - s(1 - \alpha) dx dy dz
\end{aligned} \tag{5.20}$$

ve sıvı faz için süreklilik denklemleri şu şekilde elde edilir:

$$\frac{\partial}{\partial t} [(1 - \alpha) \rho_l] + \frac{\partial}{\partial x_i} [(1 - \alpha) \rho_l u_i] = -(1 - \alpha) s \tag{5.21}$$

Sıvı faz için momentum denklemlerini belirlemek için, sıvı faz süreklilik denklemlerini elde etmek için kullanılan aynı kontrol hacmine sıvı faz için momentum denklemini uygulayalım. Kontrol hacim içindeki birim zamanda sıvı momentumundaki değişim:

$$\frac{d}{dt} \int_{cv} \mathbf{u} \rho dV = \frac{\partial}{\partial t} [u_i \rho_l (1 - \alpha) dx dy dz] = \frac{\partial}{\partial t} [u_i \rho_l (1 - \alpha)] dx dy dz \tag{5.22}$$

Kontrol hacmin sınırlarından birim zamanda geçen net doğrusal momentum:

$$\begin{aligned}
\int_{cs} \mathbf{u} \rho (\mathbf{u}_{rcl} \cdot d\mathbf{A}) &= \frac{\partial}{\partial x} [u_i (1 - \alpha) \rho_l u_x] dx dy dz \\
&+ \frac{\partial}{\partial y} [u_i (1 - \alpha) \rho_l u_y] dx dy dz \\
&+ \frac{\partial}{\partial z} [u_i (1 - \alpha) \rho_l u_z] dx dy dz + u_i s (1 - \alpha) dx dy dz \\
&= \frac{\partial}{\partial x_j} [u_i (1 - \alpha) \rho_l u_j] dx dy dz + u_i s (1 - \alpha) dx dy dz
\end{aligned} \tag{5.23}$$

(s'i içeren terim, sıvının buharlaşması nedeniyle sıvı faza geçen akımın momentum değişim hızıdır).

Sıvı faz için doğrusal momentum denklemini uyguladığımızda:

$$\sum F = \sum_{giren} \dot{m}V - \sum_{çikan} \dot{m}V \quad (5.24)$$

Kontrol hacme etki eden kuvvetler yüzey kuvvetleri (F_S) ile vücut (body) kuvvetleridir (F_B):

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_B + \mathbf{F}_S = & -\frac{\partial \sigma_{ji}}{\partial x_j} dx dy dz + f_{vonl,i} \rho_l (1 - \alpha) dx dy dz \\ & + g_i \rho_l (1 - \alpha) dx dy dz \end{aligned} \quad (5.25)$$

Gerilme terimlerinin, kontrol hacminin sınırlarına etki eden yüzey kuvvetleri, son terim ise sıvı faza etki eden yerçekimi, $f_{vonl,i}$ terimi ise buhar fazının sıvı faza uyguladığı birim kütle başına kuvvettir, denklemdaki son terim ise sıvı faza etki eden yerçekimi kuvvetidir.

Sıvı faz için doğrusal momentum denkleminde yerlerini alarak basitleştirdiğimizde aşağıdaki bağıntı elde edilir:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} [u_i \rho_l (1 - \alpha)] + \frac{\partial}{\partial x_j} [u_i (1 - \alpha) \rho_l u_j] \\ = -\frac{\partial \sigma_{ji}}{\partial x_j} + f_{vonl,i} \rho_l (1 - \alpha) - u_i s (1 - \alpha) \\ + g_i \rho_l (1 - \alpha) \end{aligned} \quad (5.26)$$

Sıvı faz için daha önce türetilen süreklilik denklemi (denklem 5.26) momentum denklemini daha da basitleştirmek için kullanılabilir. Ve birim zamanda akan gazın hacimi: (Carey, 2018)

$$Q_g = u_B A V_B \quad (5.27)$$

$$u_B = \frac{Q_g}{\alpha A} \quad (5.28)$$

Düzenli slug akımı için tek bir slug habbeciğinin hızı aşağıdaki gibidir:

$$V_{slug} = 0.35 \sqrt{gD} \quad (5.29)$$

Homojen olmayan akış için:

$$\frac{Q_g}{\alpha A} = 1.2 \left(\frac{Q_g}{A} + \frac{Q_l}{A} \right) + 0.35\sqrt{gD} \quad (5.30)$$

Nicklin (Nicklin, 1962) tarafından kullanılan modelde α denklemi aşağıdaki gibi vermiştir:

$$\alpha = \frac{\frac{Q_g}{A}}{1.2 \frac{Q_l + Q_g}{A} + 0.35\sqrt{gD}} \quad (5.31)$$

Burada Q_g ve Q_l , sırasıyla hacimsel gaz ve sıvı akış hızıdır, diğer bir ifadeyle hacimsel debileridir, D ve A sırasıyla kaldırma tüpünün çapı ve kesit alanıdır. Şekil 3.1'de gösterildiği gibi, tüm sistemin basınç kaybı, habbecik pompasından önceki borudaki tek fazlı akım sürtünme direnci, dikey kaldırma tüpündeki iki fazlı akım direnci ve konik redüksiyondaki yerel direncin toplamıdır.

Tek fazlı kararlı ve sıkıştırılamaz akım için hidromekaniğin temel teorisine göre, jeneratörden rezervuara sıvı akışının maruz kaldığı sürtünme ve yerel etkilere bağlı basınç kaybı aşağıdaki denklemle verilir:

$$\Delta p_1 = f \frac{L_s}{D_s} \frac{\rho_s u_s^2}{2} + (k_e + k_d) \frac{\rho_s u_s^2}{2} \quad (5.32)$$

Burada ρ_s , tek fazlı sıvının yoğunluğunu simgeler; L_s ve D_s sırasıyla kaldırma tüplerinin uzunluğu ve çapıdır. f ise sürtünme faktörüdür ve kaldırma tüpü pürüzsüz cam tüplerden oluştuğu için sadece Reynolds sayısına bağlıdır. Kaldırma tüplerinde tek fazlı sıvı akımı özellikle u_s sıvı fazın akım hızının düşük olmasından dolayı düşük Reynolds sayılarında gerçekleşir ve akım rejimi laminerdir. Ayrıca, yerel kayıp katsayıları k_e ve k_d sırasıyla giriş ve çıkışta 0.5 ve 1 değerlerine sahiptir.

İki fazlı akışta basınç düşüşünü belirlemek için homojen akış modeli kullanılmıştır ve yerçekimsel basınç düşüşü Δp_g aşağıdaki gibi verilir:

$$\Delta p_g = [\alpha \rho_g + (1 - \alpha) \rho_l] gL \quad (5.33)$$

İki fazlı akışın momentum denkleminde dayanarak, ivmelenmiş basınç kaybı:

$$\Delta p_m = G^2 \left[x_e \left(\frac{1}{\rho_g} - \frac{1}{\rho_l} \right) \right] \quad (5.34)$$

Burada G, iki fazlı akışın kütle hızıdır, yani sıvı fazın kütleli debisidir ve x_e çıkıştaki kütle gazı boşluk oranıdır. Borudaki iki fazlı akışın sürtünme basınç kaybının belirlenmesi karmaşıktır, ancak homojen akış modeline göre aşağıdaki gibi verilebilir:

$$\Delta p_f = \frac{\lambda_{10} G^2 \nu_l}{2D} \phi_{10}^2 L \quad (5.35)$$

Burada λ_{10} ve ϕ_{10}^2 sırasıyla sürtünme direnci katsayısı ve saf sıvı faktörü, ν_l sıvı faza özgü hacimdir. Δp_f 'yi Denklem (5.35) ile hesaplamak için, Blasius denklemlerine dayanarak λ_{10} ve ϕ_{10}^2 tanımlanmalıdır:

$$\lambda_{10} = 0.3164 R_{ef}^{-0.25} = 0.3164 \left(\frac{G \cdot D}{\mu_l} \right)^{-0.25} \quad (5.36)$$

$$\phi_{10}^2 = \left(1 + \frac{C}{X} + \frac{1}{X^2} \right) (1 - x)^{1.75} \quad (5.37)$$

Burada μ_l sıvı fazın dinamik viskozitesi, x ise kütle gazı boşluk oranıdır. C katsayısı türbülanslı akım rejiminde yaklaşık 20 değerine sahiptir. ϕ_{10}^2 hesaplamak için tanımlanan Martinelli değeri X, aşağıdaki gibi verilir (Dare ve Otuhrhoyi, 2007):

$$\frac{1}{X} = \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0.5} \left(\frac{x}{1-x} \right)^{0.9} \left(\frac{\mu_g}{\mu_l} \right)^{0.1} \quad (5.38)$$

Bir jeneratörde üretilen doymuş sıvı ve doymuş buhar, habbecik pompasının kaldırma tüplerine girerken yerel dirence neden olur. Δp_{TP} olarak simgelenen bu konik redüksiyon elemanından kaynaklanan yerel basınç kayıpları göz ardı edilemez. İki fazlı akışın momentum denkleminde dayanarak, basınç gradyanı şu şekilde verilir:

$$-\left(\frac{dp}{dz} \right)_{TP} = G^2 \frac{dv}{dz} - \frac{G^2 v}{A} \frac{dA}{dz} \quad (5.39)$$

Burada,

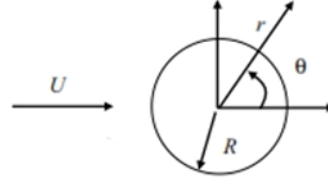
$$v = v_l \left[1 + x \left(\frac{v_g}{v_l} \right) \right] \quad (5.40)$$

Denklemleri (5.31)–(5.40) birleştirilerek, habbecik pompasının birden fazla tüp ile teorik modeli elde edilir:

$$N \times S_{flow} = N(\Delta p_\alpha + \Delta p_f + \Delta p_{TP}) + \Delta p_l \quad (5.41)$$

Burada N, tüp sayısıdır. Geometrik parametreler (H, L, D, L_s ve D_s), boyutları ve akışkan özellikleri teorik model denklemlerine girdi verileri olarak Tablo 5.2’de verilmiştir.

Kaldırma tüplerindeki iki fazlı akımı dış akım teorisine göre analiz edersek buhar habbeciğini bir küre olarak ele alabiliriz ve Stokes teoremini kullanarak küre habbecik etrafındaki akım analizi şu şekilde yapılabilir: (Şekil 5.6’te gösterildiği gibi)



Şekil 5.6. Buhar habbeciğinin küre etrafındaki akım olarak modellenmesi

Küre etrafındaki akımı küresel polar koordinatlarda (r, θ, ϕ) akım fonksiyonunu ele alarak inceleyebiliriz. Akım aksenal doğrultuda simetrik olduğundan, akım fonksiyonu sadece r ve θ 'nin bir fonksiyonu olacaktır. Akım fonksiyonunu biharmonik denklemlerle değiştirdikten sonra (küresel koordinatlarda ve aksenal simetrik bir problem için ϕ yönünde herhangi bir değişiklik olmadığını dikkate alarak):

$$\nabla^4 \psi = 0$$

$$\left[\frac{\partial^2}{\partial r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2}{\partial \theta^2} - \frac{\cot \theta}{r^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \right]^2 \psi = 0 \quad (5.42)$$

Hız bileşenlerinin akım fonksiyonu ile ilişkisi küresel koordinatlarda şu şekildedir:

$$u_r = \frac{1}{r^2 \sin \theta} \frac{\partial \psi}{\partial \theta} \quad (5.43)$$

$$u_{\theta} = -\frac{1}{r \sin \theta} \frac{\partial \psi}{\partial r} \quad (5.44)$$

Akım fonksiyonu ile hız bileşenlerinin ilişkisi küresel polar koordinatlarda sıkıştırılamaz akım için ki süreklilik denklemine ikame edilerek doğrulanabilir. Çünkü, akım fonksiyonu süreklilik denklemini sağlayan bir fonksiyon olarak tanımlıdır (Masliyah vd, 1987).

$$\frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} (r^2 u_r) + \frac{1}{r \sin \theta} \frac{\partial}{\partial \theta} (u_{\theta} \sin \theta) = 0 \quad (5.45)$$

Denklem (5.43) ve (5.44)'ü değiştirerek daha basit olmak:

$$\begin{aligned} \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{\sin \theta} \frac{\partial \psi}{\partial \theta} \right) + \frac{1}{r \sin \theta} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(-\frac{1}{r} \frac{\partial \psi}{\partial r} \right) \\ = \frac{1}{r^2 \sin \theta} \left(\frac{\partial^2 \psi}{\partial r \partial \theta} \right) - \frac{1}{r^2 \sin \theta} \left(\frac{\partial^2 \psi}{\partial \theta \partial r} \right) = 0 \end{aligned} \quad (5.46)$$

Yüzey sınır şartı, yüzeyde kayma olmamasından dolayı:

$$u_r(r = R) = u_{\theta}(r = R) = 0$$

Dolayısıyla,

$$\frac{\partial \psi}{\partial \theta}(r = R) = 0$$

ve

$$\frac{\partial \psi}{\partial r}(r = R) = 0$$

olur ve küreden uzak, $r \rightarrow \infty$ iken, akım fonksiyonu düzenli (uniform) bir akış için ki akım fonksiyonuna yaklaşır:

$$\psi(r \rightarrow \infty) = \frac{r^2}{2} U \sin^2 \theta + Constant \quad (5.47)$$

$$u_r \rightarrow U \cos \theta, \text{ and } u_{\theta} \rightarrow -U \sin \theta$$

Değişkenlerin ayrılmasını kullanarak verilen sınır koşullarıyla diferansiyel denklemi çözersek:

$$\psi = f(r) \sin^2 \theta \quad (5.48)$$

$$\left[\frac{\partial^2}{\partial r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2}{\partial \theta^2} - \frac{\cot \theta}{r^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \right]^2 [f(r) \sin^2 \theta] = 0 \quad (5.49)$$

Önceki denklem, bir sonraki denklemi elde etmek için basitleştirildi:

$$\left(\frac{d^2}{dr^2} - \frac{2}{r^2} \right)^2 f(r) = 0 \quad (5.50)$$

Son sıradan diferansiyel denklemi çözmek için $f = r^n$ formunu kullanabiliriz:

$$\left[\frac{d^2}{dr^2} - \frac{2}{r^2} \right]^2 r^n = [(n-2)(n-3) - 2][(n)(n-1) - 2]r^{n-4} = 0 \quad (5.51)$$

$$\Rightarrow n = -1, 1, 2, 3$$

$$\therefore f(r) = \frac{A}{r} + Br + Cr^2 + Dr^3 \quad (5.52)$$

Karşılık gelen akım fonksiyonu ve hız bileşenleri şu şekilde elde edilir:

$$\psi(r, \theta) = \left[\frac{A}{r} + Br + Cr^2 + Dr^3 \right] \sin^2 \theta \quad (5.53)$$

$$u_r = \left[\frac{A}{r^3} + \frac{B}{r} + r + Dr \right] \cos \theta \quad (5.54)$$

$$u_\theta = - \left[-\frac{A}{r^3} + \frac{B}{r} + 2C + 3Dr \right] \sin \theta \quad (5.55)$$

Burada A, B, C, D birer sabittir ve sınır koşullarını uyguladıktan sonra sabitler şu şekilde elde edilir:

$$A = \frac{UR^3}{4}, B = -\frac{3UR}{4}, C = \frac{U}{2}, D = 0$$

Sonuç olarak:

$$\psi(r, \theta) = \frac{R^2 U}{4} \left(\frac{R}{r} - \frac{3r}{R} + \frac{2r^2}{R^2} \right) \sin^2 \theta \quad (5.56)$$

$$u_r = U \cos \theta \left(1 + \frac{R^3}{2r^3} - \frac{3R}{2r} \right) \quad (5.57)$$

$$u_\theta = U \sin \theta \left(-1 + \frac{R^3}{4r^3} + \frac{3R}{4r} \right) \quad (5.58)$$

Basınç, momentum denklemi kullanılarak bulunmuştur: $\nabla p = \mu \nabla^2 \mathbf{u}$:

$$p = p_- - \frac{3\mu U}{2R} \left(\frac{R}{r} \right)^2 \cos \theta \quad (5.59)$$

Newton tipi akışkanlar için viskoz gerilmeler şu şekildedir:

$$\sigma_{rr} = 2\mu \frac{\partial u_r}{\partial r} \quad (5.60)$$

$$\sigma_{\theta\theta} = 2\mu \left(\frac{1}{r} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} + \frac{u_r}{r} \right) \quad (5.61)$$

$$\sigma_{\phi\phi} = 2\mu \left[r \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{u_\theta}{r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial u_r}{\partial \theta} \right] \quad (5.62)$$

$$\sigma_{r\theta} = \mu \left[r \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{u_\theta}{r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial u_r}{\partial \theta} \right] \quad (5.63)$$

$$\sigma_{r\phi} = \mu \left[\frac{1}{r \sin \theta} \frac{\partial u_r}{\partial \phi} + r \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{u_\phi}{r} \right) \right] \quad (5.64)$$

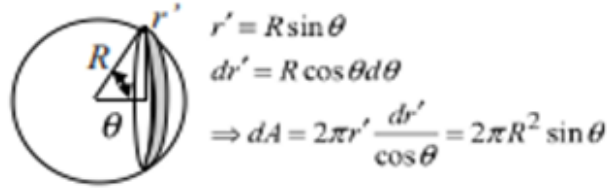
$$\sigma_{\phi\theta} = \mu \left[\frac{\sin \theta}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{u_\phi}{\sin \theta} \right) + \frac{1}{r \sin \theta} \frac{\partial u_\theta}{\partial \phi} \right] \quad (5.65)$$

Kürenin yüzeyinde ($r=R$) ise bu gerilmeler:

$$\sigma_{rr}|_{r=R} = \sigma_{\phi\phi}|_{r=R} = \sigma_{\theta\theta}|_{r=R} = \sigma_{r\phi}|_{r=R} = \sigma_{\theta\phi}|_{r=R} = 0 \quad (5.66)$$

$$\sigma_{r\theta}|_{r=R} = -\frac{3\mu U}{2R} \sin \theta \quad (5.67)$$

Kürenin yüzeyine etki eden sürtünme kuvveti ($r=R$), basınç ve viskoz kuvvetleri kürenin tüm yüzeyi boyunca yatay yönde integre edilerek bulunmuştur: (Şekil 5.7'te gösterildiği gibi)



Şekil 5.7. Kürenin yüzeyine etki eden kuvvetler

$$F = - \int_0^{\pi} \sigma_{r\theta} |_{r=R} \sin \theta dA - \int_0^{\pi} p |_{r=R} \cos \theta dA \quad (5.68)$$

Aynı zamanda

$$dA = 2\pi R^2 \sin \theta d\theta$$

$$\Rightarrow F = 4\pi\mu UR + 2\pi\mu UR$$

Bu nedenle, küre üzerine etki eden toplam kuvvet, 2/3 oranında viskoz kuvvetten (denklemdaki ilk terim) ve 1/3 oranında basınç kuvvetinden (denklemdaki ikinci terim) oluşur: $F = 6\pi\mu UR$

Bu denklem düşük Reynolds sayılarında ($Re < 1$) küre bir cisim üzerine etki eden drag (direnc) kuvvetini veren Stokes denklemi olarak anılır. Burada dikkat edilecek olursa:

1. Stokes drag sadece $R \rightarrow 0$ iken tam geçerlidir, ancak deneysel olarak $Re=1$ 'e kadar makul bir geçerliliktedir (Richardson ve Zaki, 1954).
2. Direncin sıvı yoğunluğundan bağımsız olduğuna ve hız ile doğru orantılı olduğuna (hızın karesi ile değil) dikkat ediniz.
3. Stokes drag genellikle boyutsuz bir şekilde drag katsayısı C_D olarak şu şekilde verilebilir:

$$c_D \equiv \frac{F}{\frac{1}{2} \rho U^2 (\pi R^2)} = \frac{6\pi\mu UR}{\frac{1}{2} \rho U^2 (\pi R^2)} = \frac{12\mu}{\rho UR} = \frac{24\mu}{\rho UD} \quad (5.69)$$

Burada karakteristik uzunluk olarak kürenin çapı esas alınarak tanımlanan Reynolds sayısı kullanılarak düşük Reynolds sayılı ($Re < 1$) küre etrafı viskoz akım için Stokes drag (sürüklenme) katsayısı:

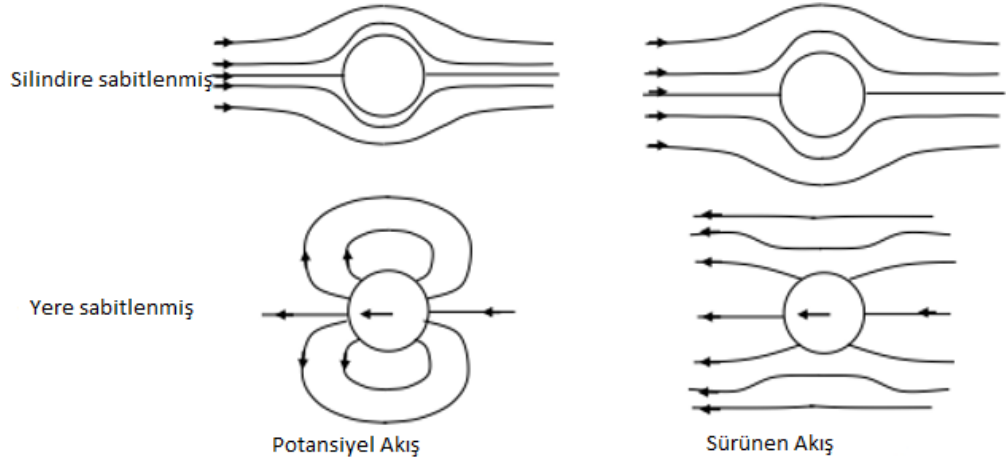
$$c_D = \frac{24}{Re_D} \quad (5.70)$$

4. Drag analizinde birinci dereceden atalet etkilerini de içeren bir sürüklenme katsayısı ortaya koydu:

$$c_D = \frac{24}{Re_D} \left(1 + \frac{3}{16} Re_C \right) \quad (5.71)$$

Bu sürtünme katsayısının $Re_D = 5$ 'e kadar iyi sonuçlar verdiği belirlenmiştir.

5. Bir küre etrafındaki akım çizgileri, potansiyel bir akım ile Stokes akımı arasında benzer görünse de bazı önemli farklılıklar vardır. Potansiyel akım çizgileri, Stokes akımına göre kürenin yakınında birbirine daha yakın kümelenir. Daha çarpıcı bir şekilde, akım çizgileri, sıvının küreden uzak durduğu (ve kürenin sabit bir U hızı ile hareket ettiği) bir referans çerçeve kullanılarak çizilmişse, potansiyel akımda sıvının itildiği tespit edilecektir. Stokes akımında ise sıvı küre ile birlikte sürüklenir (Happel ve Brenner, 2012). (Şekil 5.8'da gösterildiği gibi)



Şekil 5.8. Kürenin etrafındaki akışın akış çizgileri

İki fazlı akımda bir sıvının (μ_o) farklı bir küresel sıvı damlacığını (μ_i) sürüklerken damlacık üzerine etki eden sürüklenme kuvvetini belirlemek için burada sunulan çözüm yaklaşımını da kullanabilir. Genel diferansiyel denklem aynıdır, ancak sınır koşulları farklıdır. Küresel damlacık problemi için, küre yüzeyindeki sınır koşulları farklıdır: aksiyel hız bileşeni kayma olmama şartından dolayı sıfırdır fakat teğetsel hız sıfır değildir. Bu teğetsel hız damlacık sıvısı ile dış sıvı arasındaki sürekli gerilmelerden oluşur. Dolayısıyla, damlacık üzerine etkiden sürüklenme kuvveti şu şekilde olur:

$$F = 6\pi R\mu_o U \frac{1 + 2\mu_o/3\mu_i}{1 + \mu_o/\mu_i} \quad (5.72)$$

$\mu_i \gg \mu_o$ için. (örneğin, bir gaz veya sıvıdaki katı bir damlacık) orijinal Stokes sürüklenme denklemini elde ederiz:

$$F = 6\pi\mu_o UR \quad (5.73)$$

$\mu_i \ll \mu_o$ için ise (yani bir sıvıdaki gaz kabarcığı durumunda) daha düşük bir sürüklenme kuvveti elde edilir (çünkü dış sıvı sınır yüzeyinde kayabilir):

$$F = 4\pi\mu_o UR \quad (5.74)$$

Bir Stokes akışındaki düzensiz bir cisim üzerindeki sürüklenme (drag) kuvveti, cisim çevreleyen küre esas alınarak belirlenebilir (Bagheri ve Bonadonna, 2016). Bu pratik uygulamalar için yararlı bir yaklaşımdır.



$$D_{yazılı küre} < D_{düzensiz nesne} < D_{sınırlı küre}$$

İlginç bir gözlem olarak Stokes paradoksu, boyutsal analiz kullanılarak ortaya koyulabilir. Atalet kuvvetlerinin Stokes akışı için önemsiz olduğu varsayılarak, cisim üzerine etki eden drag kuvveti:

$$F = fcn(\mu, U, L)$$

Burada μ , U ve L sırasıyla dinamik viskozite, akım hızı ve karakteristik uzunluktur. 2-boyutlu akım için, kuvvetin boyutu F/L (birim derinlik başına kuvvet) olurken, bir 3-boyutlu bir akım için kuvvetin boyutu sadece F olacaktır.

$$F'_{2D} = \frac{F_{2D}}{\mu U} = Sabit \quad (5.75)$$

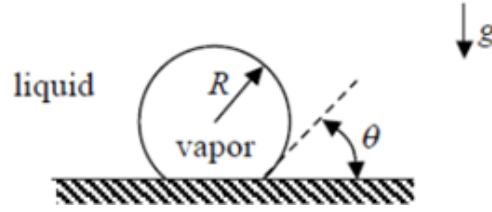
$$F'_{3D} = \frac{F_{3D}}{\mu UL} = Sabit \quad (5.76)$$

Burada F' boyutsuz kuvvettir, Denklem (5.75), 2-boyutlu Stokes akımında bir cisim üzerine etki eden drag kuvvetinin cisim boyutundan bağımsız olduğunu gösterir. Bu, gerçekte gözlemlenebilecek olanla çelişir. Bu nedenle, sıvı ataletinin ihmal edilebilir olduğu ilk varsayım yanlış olmalıdır. 2-boyutlu akımlar için yoğunluk, bir nesne üzerindeki kuvvetin belirlenmesinde bir faktör olmalıdır.

$$F_{2D} = fcn(\rho, \mu, U, L)$$

$$\Rightarrow F'_{2D} = \frac{F_{2D}}{\mu U} = fcn\left(\frac{\rho UL}{\mu}\right)$$

Kaynar su jeneratörünün (evaporatör) tabanında oluşan buhar habbecikleri, yeterli boyuta ulaşıncaya kadar sabit kalır, bu durumda habbecik üzerine etki eden kaldırma kuvveti, habbeciğin tabana temas yüzeyine etki eden yüzey gerilim kuvvetini yenemez. (Şekil 5.9'de gösterildiği gibi)

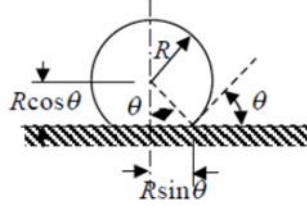


Şekil 5.9. Jeneratörün altındaki buhar kabarcığı oluşumu

Tabana temas eden küresel habbecik şeklinin kesilmiş bir küre olduğu ve temas alanının bir daire olduğu varsayılarak sıvı boyunca sabit hızla yükselen bir kabarcığın yarıçapı için yüzey gerilimi σ , temas açısı θ , sıvının yoğunluğu ρ_l ve yerçekimi ivmesine bağlı bir bağıntı ortaya koymak için düşey doğrultuda Newton hareket kanununu uygulayarak başlayalım (Kulkarni ve Joshi, 2005):

$$\Sigma F = 0 = F_B - F_S$$

Burada F_B ve F_S sırasıyla kaldırma ve yüzey gerilimi kuvvetleridir. Buhar yoğunluğu sıvı yoğunluğundan çok daha küçük olduğu için habbeciğin ağırlığı ihmal edilebilir. (Şekil 5.10'de gösterildiği gibi)



Şekil 5.10. Damlacıkları etkileyen kuvvetler

Kaldırma kuvveti,

$$F_B = \rho_l g V \quad (5.77)$$

Kesik küre için hacim:

$$\begin{aligned} V &= \int_{z=-R\cos\theta}^{z=R} \pi r^2 dz = \int_{z=-R\cos\theta}^{z=R} \pi(R^2 - z^2) dz \\ &= \pi \left[R^3(1 + \cos\theta) - \frac{1}{3}R^3(1 + \cos^3\theta) \right] \\ &= \pi R^3 \left[\frac{2}{3} + \cos\theta - \frac{1}{3}\cos^3\theta \right] \end{aligned} \quad (5.78)$$

Yüzey gerilimi kuvveti,

$$F_s = \sigma(2\pi R \sin\theta) \sin\theta = 2\pi\sigma R \sin^2\theta \quad (5.79)$$

Denklem (5.78) ve (5.79)'ü denklem (5.77)'e entegre edildiğinde R için çözüm:

$$0 = \rho_l \pi R^3 \left[\frac{2}{3} + \cos\theta - \frac{1}{3}\cos^3\theta \right] g - 2\pi R \sigma \sin^2\theta \quad (5.80)$$

$$\therefore R = \sqrt{\frac{2\sigma \sin^2\theta}{\rho_l \left[\frac{2}{3} + \cos\theta - \frac{1}{3}\cos^3\theta \right] g}} \quad (5.81)$$

5.2. Deneysel Sonuçlar

5.2.1. Batma Oranının Habbecik Pompasının Performansına Etkisi

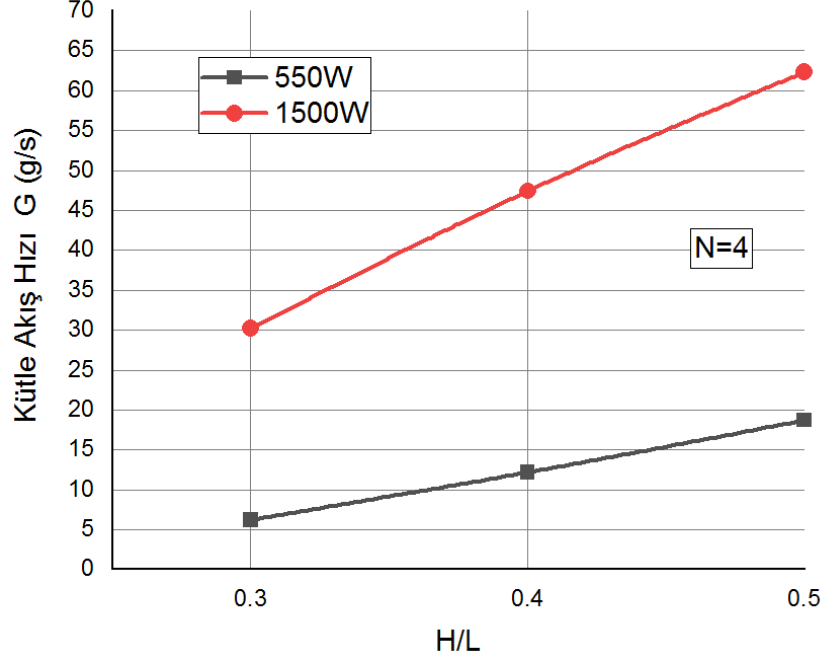
Ayırıcıdan rezervuara dönen sıcak suyun kütleli debisi, batma oranı olarak ifade edilir ve sıvı yüksekliğinin (H) tüp uzunluğuna (L) oranı olarak tanımlanır. Bu tezde 0.3, 0.4 ve 0.5 batma oranlarında çalışılmıştır. Ayrıca, 550 W ve 1500 W olmak üzere iki farklı ısıtma gücünde 8 mm çapındaki 1, 2, 3 ve 4 adet kaldırma tüplü

habbecik pompasında performans deneyleri yapılmıştır. Şekil 5.11'de gösterildiği gibi, iki farklı giriş ısıtma gücünde 4 adet kaldırma tüplü ($N=4$) habbecik pompasının batma oranı (H/L) ile kütleli debisi arasındaki ilişkiyi göstermektedir. Şekil 5.12'de gösterildiği gibi, ise iki farklı giriş ısıtma gücünde ve 3 farklı batma oranlarında kaldırma tüpü sayısı (N) ile habbecik pompasının kütleli debisi arasındaki ilişkiyi göstermektedir.

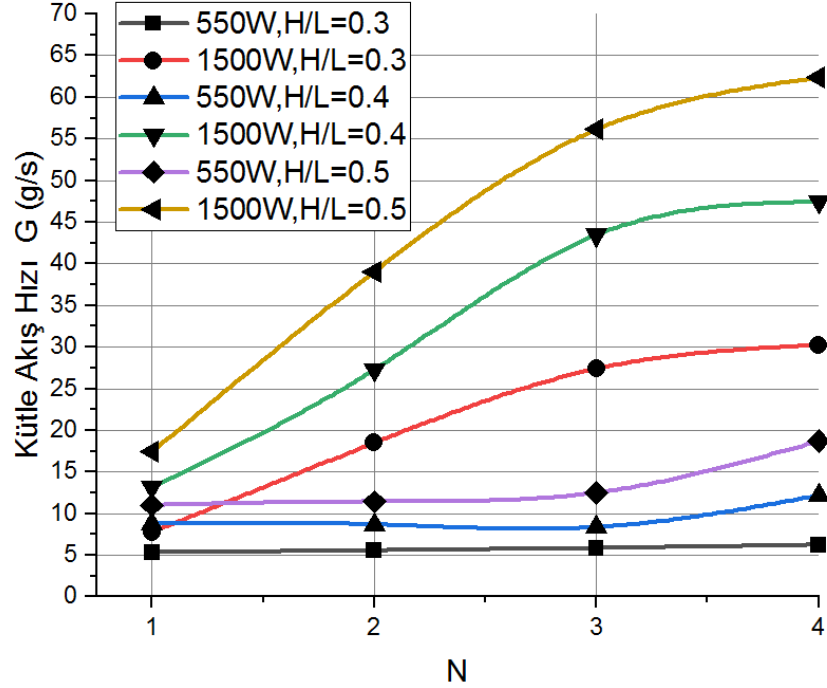
Her iki ısıtma gücünde de batma oranı arttıkça kütleli debinin doğrusal olarak arttığı görülmektedir. Ancak, 1500 W gücünde kütleli debinin batma oranı ile artışı 550 W güce kıyasla daha hızlı gerçekleşmektedir. Çünkü, 1500 W güçte gerçekleşen kütleli debinin batma oranı ile doğrusal artış hızı, yani eğrinin eğimi 550 W güçtekine kıyasla daha fazladır. Kütleli debinin batma oranı ile artmasının nedeni, oran arttıkça, rezervuardaki yüksekliğin (H) artmasıdır. Çünkü kaldırma tüpündeki sıvının rezervuara transferi için kat etmesi gereken mesafe kısalmaktadır. Ayrıca, yüksek ısıtma gücündeki aynı kütleli debi değerini elde etmek için, düşük ısıtma gücünde batma oranı ve kaldırma tüp sayısı artırılmalıdır. Örneğin, Şekil 5.12'den gösterildiği gibi 0.5'lik bir batma oranında yaklaşık 18 g/s sıvı kütle akış hızı için gereken ısıtma gücü, $N=1$ ile yaklaşık 1500 W ve $N=4$ ile 550 W olmaktadır.

550 W giriş gücünde kütle akış hızının 1, 2, ve 3 adet kaldırma tüpü için sabit batma oranlarında hemen hemen değişmediği Şekil 5.12'den görülmektedir. Kaldırma tüp sayısı 4'e çıkarıldığında 0,3 batma oranında yine hemen hemen kütle akış hızı sabit kalırken 0,4 ve 0,5 batma oranlarında belirgin bir artış gözlemlenmektedir. 1500 W güçte ise kütle akış hızının tüp sayısı ile artışı 3 adete kadar doğrusal olarak her bir batma oranı için artmaktadır. Ancak, tüp sayısı 4, çıkınca her bir batma oranı için kütle akış hızının artış hızı azalmaktadır, yani kütle akış hızının tüp sayısı ile artışı doğrusal olarak artmaya devam etmeyerek parabolik olarak azalan bir eğimle artmaktadır. Bu durum tüp sayısının daha da artırılması durumunda bu artışın devam etmeyeceğine işaret etmektedir. Dolayısıyla, 1500 W gibi yüksek bir ısıtma gücünde ve belli bir batma oranında kütleli debiyi en fazla artırmak için optimum tüp sayısı 4 olarak belirlenmiştir. Diğer taraftan, 500 W gibi düşük güçlerde belirli bir batma oranında kütleli debiyi artırmak için tüp sayısını artırmanın dikkate değer ölçüde etkisinin olmadığı belirlenmiştir. Dolayısıyla, 500 W gibi düşük ısıtma güçlerinde maliyet açısından habbecik pomposunun tek tüplü konfigüre edilmesi en optimum durum olacaktır. Çünkü, tüp sayısının artırılmasının belli bir batma oranında pompa

performansını, yani kütleli debisini pek de artırmadığı görülmektedir. Fakat, batma oranının yüksek olmasının pompa performansını, yani kütleli debiyi artırması üzerindeki etkisi göz ardı edilmemelidir.



Şekil 5.11. İki farklı ısıtma gücünde kütle akış hızının batma oranına göre değişimi (N=4)



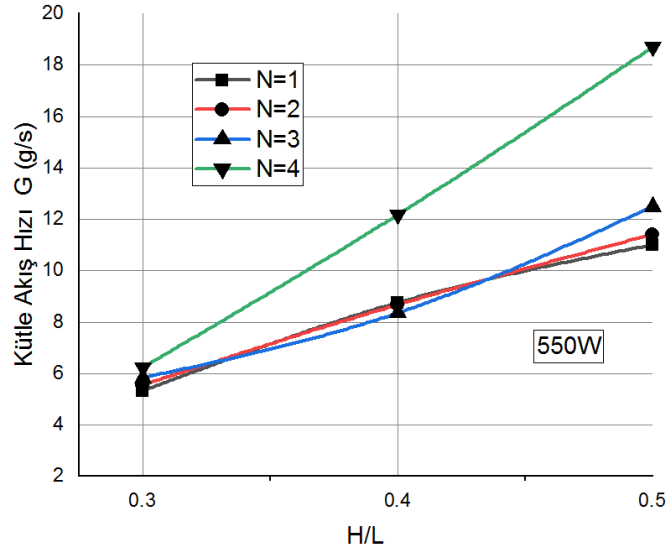
Şekil 5.12. İki farklı ısıtma gücünde ve 3 farklı batma oranında kütle akış hızının kaldırma tüpü sayısına göre değişimi

5.2.2. Habbecik Pompasının Performansına Artan Kaldırma Borusu Sayılarının Etkisi

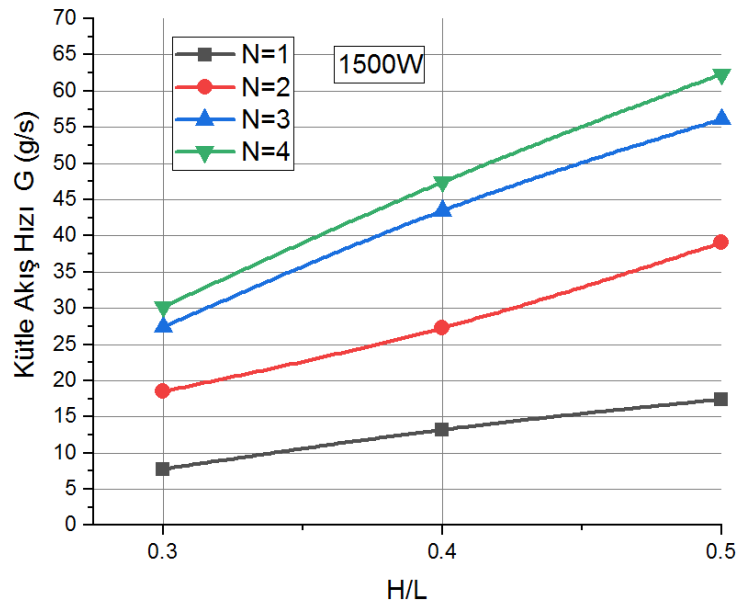
Artan kaldırma tüpü sayısının pompa performansı üzerindeki etkisini görmek için sabit bir ısıtma gücünde 0.3, 0.4 ve 0.5 batma oranlarında (H/L) 1, 2, 3 ve 4 adet kaldırma tüpüne sahip konfigürasyonlarda kütleli debi ölçüm deneyleri yapılmıştır. ile gerçekleştirilir. Performans eğrileri 550 W ısıtma gücü için Şekil 5.14'te ve 1500 W ısıtma gücü için Şekil 5.13'te sunulmuştur. Şekil 5.14'te, 500 W ısıtma gücü için 1, 2 ve 3 adet kaldırma tüplü pompa konfigürasyonları için kütleli debinin batma oranı ile doğrusal artışı hemen hemen örtüşmektedir. Tüp sayısı 4'e çıktığında yine batma oranı ile kütleli debinin artışı doğrusal gerçekleşmektedir, fakat 4 tüplü konfigürasyon için kütleli debinin batma oranı ile doğrusal artışı tüp sayısı 3'e kadar olanlardan belirgin düzeyde ayrılmaktadır. 0.3 batma oranında tüm kaldırma tüpü sayılarında hemen hemen kütleli debi aynı iken batma oranı arttıkça 4 tüp için ki kütleli debinin artan batma oranı ile artışı tüp sayısı 1, 2 ve 3 olanlardan daha hızlı bir şekilde artış göstermektedir. Bu durum Şekil 5.13'ten 4 tüplü konfigürasyon için kütleli debini batma oranı ile artış eğiminin diğerlerine kıyasla daha fazla olmasından açıkça görülmektedir. Dolayısıyla, 550 W ısıtma gücünde kütle akış hızında pik artış sağlamak için kaldırma tüpü sayısının 4 olması gerektiği ortaya çıkmaktadır, tüp sayısının 1, 2 ve 3 olmasının belli bir batma oranında birbirinden dikkate değer ölçüde farkı olmadığı anlaşılmaktadır. Pik sıvı kütle akış hızının, kaldırma tüpü sayısı 4 olduğunda elde edilmesi ısıtma gücünün habbecik pompasına daha düzenli bir ısı dağılımı sağladığı şeklinde açıklanabilir. Tüp sayısı 4 için en yüksek performans değeri, yani kütleli debi 18.7 g/s'dir ve maksimum sıvı kütle akış hızını göstermektedir. Kütle akış hızının artması sadece kaldırma tüplerinin sayısındaki artışla değil, aynı zamanda daha yüksek batma oranıyla da ilgilidir, bu da farklı sayıda kaldırma tüpünün performans üzerinde farklı bir etki yarattığı anlamına gelir. düşük bir ısıtma gücü seviyesinde, kaldırma borularının sayısı pompanın kapasitesini etkilemez.

Şekil 5.14'te gösterildiği gibi, ise daha yüksek, 1500 W ısıtma gücü için, kaldırma tüpleri sayısının (N) ve batma oranının habbecik pompasının kütleli debisi üzerindeki etkisini göstermektedir. Habbecik pompası, tüp sayısı 4 için 0.5 batma oranında 62.3 g/s'lik pik kütleli debi ve tüp sayısı 1 için de 0.3 batma oranında 7.8 g/s'lik minimum kütleli debi sergilemektedir. 550 W güç için sergilediği

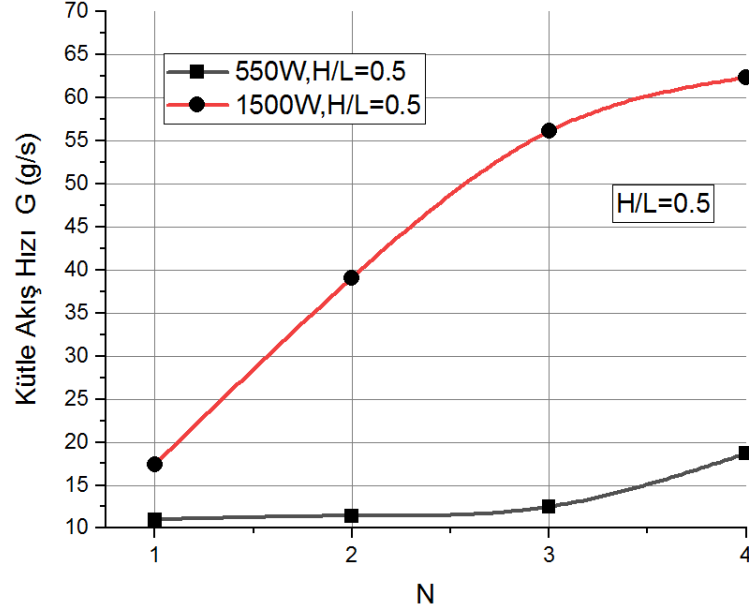
performanstan farklı olarak tüm farklı tüp sayılı konfigürasyonlarında kütleli debinin batma oranı ile doğrusal artışı birbirinden farklılaşmaktadır, yani tüp sayıları için kütleli debi batma oranının artması ile doğrusal artmaktadır ve artış hızları, yani doğrusal eğrilerin eğimleri hemen hemen aynıdır fakat eğriler merite olarak farklıdır, yani tüp sayısı arttıkça artan batma oranına göre sergilediği kütleli debiler daha yüksektir.



Şekil 5.13. Batma oranının ve kaldırma tüplerinin sayısının kütle akış hızı üzerindeki etkisi (ısıtma gücü 550W)



Şekil 5.14. Batma oranının ve kaldırma tüplerinin sayısının kütle akış hızı üzerindeki etkisi (ısıtma gücü 1500W)



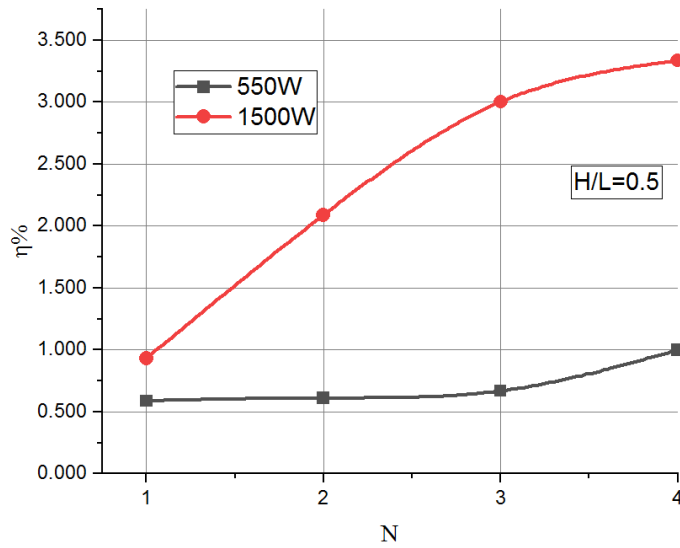
Şekil 5.15. Giriş ısıtma gücünün ve kaldırma tüplerinin sayısının kütle akış hızı üzerindeki etkisi (batma oranı = 0.5)

Bu, her bir kaldırma borusuna bağlı ısıtma gücünün, daha fazla kaldırma borusu eklendiğinde azaldığı anlamına gelir, yüksek güçlü ısıda, sıvı kütle akış hızı, daha fazla kaldırma tüpü sayısı ile artar. Bu, her bir tüpün ısıtma gücünün artırılmasının, tüp akış deseninin sümüklüböcek akışına yaklaşmasına ve daha sonra kaldırma kapasitesini artırmasına izin verdiği anlamına gelir.

5.2.3. Pompanın Kaldırma Verimi

Habbecik pompasının verimi Denklem (5.1)'de verildiği gibi, Şekil 5.15'te gösterildiği gibi, 0.5 batma oranında 550 W ve 1500 W ısıtma gücü için pompa kaldırma veriminin tüp sayısına göre değişimini vermektedir. 550 W güçte tüp sayısı 3'e kadar pompa kaldırma verimi ihmal edilebilecek ölçüde doğrusal olarak çok az artmaktadır, ancak tüp sayısı 4'te dikkate değer ölçüde bir artış sergilemektedir. 1500 W ısı gücünde ise tüp sayısı 3'e kadar arttıkça pompa kaldırma verimi oldukça hızlı bir şekilde doğrusal olarak artmaktadır. Ancak, tüp sayısı 4'e artırıldığında verimdeki artış hızı azalmaktadır, yani tüp sayısı 3'ten 4'e çıkarıldığında verim azalan bir eğimle artmaktadır. Genel olarak, Şekil 5.16'dan her iki ısı gücünde de pompa veriminin tüp sayısı ile artış gösterdiği görülmektedir. En yüksek verimler her iki güçte de tüp sayısının 4 olduğu konfigürasyonda sergilediği belirlenmiştir. Farklı olarak 550 W gibi düşük ısı güçlerinde verim artışı tüp sayısı 3'e kadar oldukça sınırlı iken tüp sayısı 4'e çıkarıldığında belirgin bir artış sergilemektedir. 1500 W gibi yüksek ısı gücünde tüp

sayısı 3'e kadar oldukça dikkate değer ölçüde verim artarken, tüp sayısı 4'e çıkarıldığında yine verim artmakta, yalnız verimin tüp sayısı ile artış hızı azalmaktadır. Aynı zamanda yüksek ısıtma gücünde pompa verimi düşük ısıtma gücüne kıyasla belirli bir tüp sayısında oldukça yüksektir. Ancak, dikkat edilecek olursa yüksek ısı gücünde 1 adet kaldırma tüpü ile pompa verimi yaklaşık 0.93 iken düşük ısı gücünde 4 adet tüplü konfigürasyon için pompa verimi yaklaşık 1'dir. Diğer bir ifadeyle, düşük güçte soğutma işlemi için 4 tüplü konfigürasyon, yüksek güçte tek tüplü konfigürasyona kıyasla daha yüksek verimlilik sergilemektedir. Dolayısıyla, verimlilik açısından düşük güçte soğutma işlemi için 4 tüplü konfigürasyon, yüksek güçte tek tüplü konfigürasyona kıyasla daha tercih edilebilir sonucuna varılmaktadır. Pompalama verimliliği, ısıtma gücü maksimum değere ulaştığında ve kaldırma tüplerinin sayısı arttıkça artar (Shelton vd, 2002).



Şekil 5.16. Farklı giriş ısıtma güçlerinde ve 0.5 batma oranında pompa kaldırma veriminin kaldırma tüpleri sayısına göre değişimi

Örneğin, 1 kaldırma tüpü için, verimlilik 1500 W'lık bir ısıtma gücünde %0.93 değerine ulaşırken, kaldırma tüplerinin sayısı 4'e çıkarıldığında, aynı verimlilik değerini elde etmek için ısıtma gücü en az 550 W olmalıdır. Şekil 5.15 ile 5.16'da gösterildiği gibi, kıyaslandığında 2 farklı ısıda ve 0.5 batma oranında kütleli debinin tüp sayısı ile değişimi ile pompa kaldırma veriminin tüp sayısı ile değişim eğrileri birbirine oldukça benzerdir. Buradan habbecik pompasının kaldırma verimi üzerinde en baskın etkinin kütleli debi olduğu sonucuna varılabilir.

Tüp sayısı 1, 2, 3 olduğunda ve düşük giriş ısıtma gücünde, sıvı kütle akış hızı ve verimliliği önemli bir artış göstermezken, neredeyse sabit kalırken yüksek ısıtma gücü girişinde, kaldırma tüplerinin sayısındaki artış, aynı batma oranındaki kütle akış hızını ve buna karşılık gelen verimi artırmaktadır. Ayrıca, sıvı kütle akış hızı, dalma oranları ile artar, daha fazla sıvı kütle akış hızı elde etmek için düşük verimlilik gereklidir ve daha yüksek verimlilik elde etmek için daha az güç ısıtma da gereklidir. Bu nedenle, sıvı kütle akış hızı ile pompa verimi arasında nasıl bir tercih yapılacağı, pompa sisteminin özel gereksinimlerine göre belirlenmelidir (Shelton vd, 1999).

5.2.4. Çok Tüplü Habbecik Pompasının Tüplerinde Akış Desenleri

Bir habbecik pompasının yükselticisindeki, yani kaldırma tüplerinde akış dikey yukarı doğru ve tek fazlı akıma kıyasla daha karmaşık bir sıvı-buhar karışımından oluşan iki fazlı bir akımdır. Dikey yukarı akış desenleri, güç girişine karşılık gelen gaz kütle akış hızı ile değişmektedir (Taitel vd, 1980) ve akış desenleri Şekil 1.3'te gösterildiği gibi habbecikli, slug, churn ve halka şeklinde dört farklı türde kategorize edilir (Hewitt, 1978; Barnea vd, 1983; Mishima ve Hibiki, 1996; Furukawa ve Fukano, 2001).

Bir habbecik pompasının dikey borusundaki baskın akış paterni (deseni) slug akışıdır. Bu deneysel çalışmada, 8 mm çapında ve 600 mm uzunluğunda kaldırma tüplerinde dikey yukarı doğru suyun sıvı-gaz iki fazlı akımında 0.5'lik bir batma oranında dört kaldırma borusunda akım gözlemlendi. Sırasıyla Şekil 5.17 ve 5.18'de 550 W ve 1500 W ısıtma gücü için akış desenleri fotoğraflanarak gösterilmiştir. Şekillerde, sırasıyla 550 W için (a) ile (d) arasında ve 1500 W ısıtma gücü girişi için (e) ile (h) arasında 1'den 4'e kadar sırasıyla artan tüp sayısına göre kaldırma tüplerindeki akış desenleri verilmiştir.

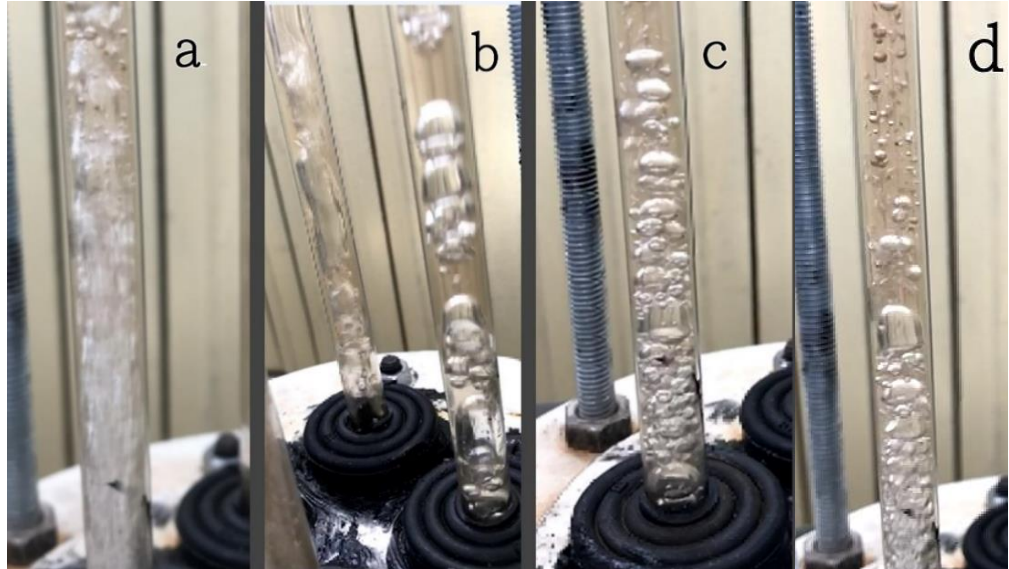
Şekil 5.17'de verilen 550 W düşük güç girişinde meydana gelen habbeciklerin genel olarak büyüklü küçüklü, benzersiz şekilli, düzensiz dağılım, birbirleri ile etkileşim içinde olduğu görülmektedir. Habbeciklerin oluşturduğu bu şekildeki akış deseni churn olarak tanımlanır ve bu akım tipinde habbecik birbiri ile yeterince etkileşim içinde değildir. Bu akış rejimi, yüksek gaz ve düşük sıvı hızına sahip bir sistemde büyük bir gaz fraksiyonu olduğunda oluşur. Bu churn habbecikleri nispeten 550 W gibi düşük ısıtma gücü, dolayısıyla düşük kütleli debilerde oluşmaktadır.

550 W gibi düşük ısıtma güçlerinde habbecik pompası kaldırma tüplerinde meydana gelen sıvı-gaz iki fazlı akımda churn akış desenleri oluşur. Şekil 5.17'den akış deseni tüp sayısı 1 olan konfigürasyonda büyüklü küçüklü habbecikler kaldırma tüpünün tüm uzunluğu boyunca hemen hemen düzenli bir dağılım gösterirken, yani o bulutlu akım deseni tüm uzunluk boyunca etkili olurken tüp sayısı arttıkça nispeten büyük habbeciklerin daha çok aşağıya, yani tüp girişine yakın kümелendiği, küçük habbeciklerin ise tüp yukarısına, yani çıkışına doğru kümелendiği görülmektedir.

Isıtma gücü 550 W olduğunda, Şekil 5.17'de görüldüğü gibi kaldırma tüplerinde meydana gelen churn desenli akışta Şekil 5.17(a)'da, tüp sayısı 1 iken ($N=1$ 'de) habbeciklerin nispeten daha hızlı olduğu, büyük habbeciklerin oluşmadığı, düzensiz habbecik dağılımının tüm tüp uzunluğu boyunca dağılım gösterdiği; Şekil 5.17(b)'de, $N=2$ 'de, jeneratördeki ısı dağılımının kaldırma tüplerine dağılımı eşit olmadığından buhar, su tankına en yakın kaldırma borusunda daha hızlıydı ve yine nispeten büyük habbecikler oluşmadığı; Şekil 5.17(c)'de, $N=3$ 'te, habbeciklerin nispeten büyüdüğü ve daha yavaş hareket ettiği; Şekil 5.17(d)'de, $N=4$ 'te, buhar habbeciklerinin kaldırma tüplerinin alt kısmında daha büyük olduğu ve üst kısmına doğru daha küçük ve daha hızlı hareket ettiği gözlemlenmiştir. Yani, 550 W gibi düşük ısıtma güçlerinde meydana gelen churn akış deseninde tüp sayısı arttıkça büyük küçük habbeciklerin tüp uzunluğu boyunca birbirinden ayrıştığı söylenebilir. Fakat genel olarak churn akışında buhar habbecikleri nispeten küçük, düzensiz ve birbirine yakın bir dağılım sergilemektedir. Bu durumda habbecikler üzerine etki eden kaldırma kuvveti düşük olmaktadır ve habbecikler birbirine yakın kümелendiği için aralarına aldıkları sıvı miktarı da az olduğundan churn akımında kütleli debi, yani habbeciklerin taşıdığı sıvı kütlesi düşük olmaktadır.

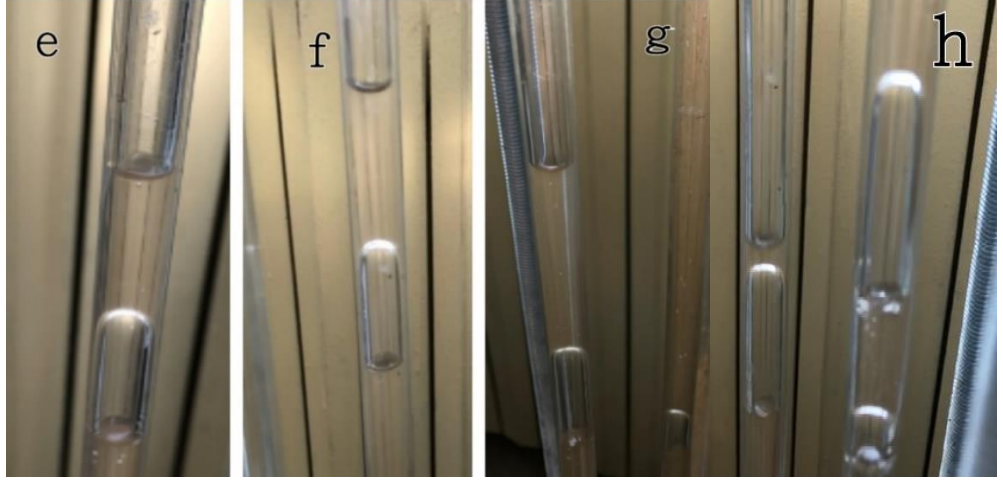
Şekil 5.18'de verilen 1500 W ısı girişindeki kaldırma tüplerindeki iki fazlı akımda ise nispeten daha büyük, haliyle tüp uzunluğu boyunca daha uzun, mermi şeklinde habbecikler gözlemlenmektedir. Bu akış deseninde Şekil 5.18'de da görüldüğü gibi churn akışında meydana gelen küçüklü büyüklü habbeciklerin bir araya toplanarak bir büyük habbecik oluşturduğu, churn deseninde görülen küçüklü büyüklü düzensiz habbecik dağılımının oluşmadığı, daha düzgün dağılımlı, birbirinden nispeten daha ayrık büyük habbeciklerin oluştuğu görülmektedir. Tanımlanan bu akış deseni slug olarak ifade edilir. Slug akışında, küçük habbecikler bir araya gelerek tabiri caizse mermi şeklinde habbecikler oluşturarak kaldırma tüplerinin çıkışına, yani

yukarıya doğru sıvı iten pistonlar gibi hareket ettiği görülmektedir. Ayrıca, bu slug habbeciklerin 1500 W gibi yüksek ısıtma gücünde nispeten düzenli ve kararlı hareket ettiği görülmektedir. Bununla birlikte, yüksek ısıtma gücünde (1500 W) meydana gelen nispeten daha büyük, dolayısıyla daha uzun habbecikli slug deseninde kaldırma tüpünün iç hacmini daha fazla oranda buhar habbeciklerinin kapladığı görülmektedir. Bu durumda da habbecikler üzerine etki eden kaldırma kuvveti daha fazla olacağı için ve habbecikler arasında churn akış desenine göre daha fazla miktarda sıvı olduğundan habbecikler sıvıyı daha düzenli, kararlı ve daha fazla miktarda taşıyarak kütleli debinin artmasında daha etkili olmaktadır. Kaldırma tüplerinin çalkalanması veya sallanmasından kaçınılmalıdır, çünkü slug habbecikleri bozulmaya ve parçalanmaya başlar. Kaldırma tüpleri, alttan üste eşit olmayan gaz dağılımı problemine sahiptir ve bu da her kaldırma borusu için farklı bir akış düzenine yol açar.



Şekil 5.17. Kaldırma tüplerindeki akış deseni görselleri (ısıtma gücü 550W) (a) N=1, (b) N=2, (c) N=3, (d) N=4

Isıtma gücü 1500 W olduğunda, Şekil 5.10'da görüldüğü gibi oluşan slug akışında, Şekil 5.18(e)'de, N=1'de, slug habbeciklerinin nispeten kısa ve daha hızlı hareket ettiği; Şekil 5.18(f)'de, N = 2'de, slug habbeciklerinin uzunluğu ve hızında farklılıkların oluştuğu, su tankına en yakın kaldırma tüplerinin daha küçük habbecikler oluşturduğu ve daha habbeciklerin daha hızlı hareket ettiği; Şekil 5.18(g)'de, N=3'te, slug habbeciklerinin uzunluğu ve akış hızı bakımından N=2'dekine benzer olduğu; Şekil 5.18(h)'de, N=4'te, slug habbeciklerinin diğer konfigürasyonlardan daha uzun şekilli ve daha yavaş hareket ettikleri gözlemlenmiştir.



Şekil 5.18. Kaldırma borusunun içindeki akış deseni görselleri (ısıtma gücü 1500W) (e) N=1, (f) N=2, (g) N=3, (h) N=4

5.3. Deneysel Verilerin Analizi

Burada, önerilen modelin, yani yapılan teorik analizin doğruluğu deneysel veriler ile karşılaştırılarak verilmiştir. Sıvı kütle akış hızlarının 0.5 batma oranında değişen ısıtma gücüne göre değişimi sırasıyla 1, 2, 3 ve 4 tüp sayısına göre Şekil 5.19, 5.20, 5.21 ve 5.22'de teorik sonuçlarla birlikte verilmiştir. Teorik olarak da sıvı kütle akış hızının deneysel olarak olduğu gibi ısıtma gücü ile doğrusal olarak arttığı görülmektedir. Ancak, N=1 için Şekil 5.19'dan görüldüğü gibi teorik değerler tüm kapsanan güç aralığı boyunca deneysel verilerden daha yüksektir. Ayrıca, kütle akış hızının güç ile artışı teorik analiz sonuçlarına göre deneysel bulgulara kıyasla daha hızlı artmaktadır, yani eğri eğiminin yüksek olmasından anlaşılacağı gibi kütle akış hızının güce göre doğrusal değişme hızı daha yüksektir. Şekil 5.20'den görüldüğü gibi 2 adet tüplü konfigürasyonda teorik değerler 1 tüplü konfigürasyonda olduğu gibi tüm kapsanan güç aralığı boyunca deneysel verilerden daha yüksektir. Fakat, teorik ve deneysel performans eğrilerinin eğiminin hemen hemen aynı olduğu görülmektedir, yani kütle akış hızının güç ile artışı teorik ve deneysel olarak aynı hızda artmaktadır. 3 tüplü konfigürasyonda Şekil 5.21'den görüldüğü gibi teorik ve deneysel performans eğrileri birbirine oldukça yakın olmakla beraber ısıtma gücü arttıkça tam uyum içinde oldukları görülmektedir. Şekil 5.22'de ise 4 tüplü konfigürasyonda teorik ve deneysel performans eğrilerinin kapsanan tüm ısıtma gücü aralığı boyunca tam uyum içinde oldukları görülmektedir. Dolayısıyla, teorik analizin 4 tüplü habbecik pompa performansını yüksek doğrulukla verdiği belirlenmiştir, ancak tüp sayısı azaldıkça teorik verilerin deneysel verilerden gösterdiği sapmaların arttığı sonucuna varılmıştır.

Teorik modun doğruluğu slug akım rejiminde yüksektir ve diğer akıma rejimine (churn) geçildiğinde düşmektedir. Bu da modelin sadece slug akışı için uygun olduğu anlamına gelir. Daha önce açıklandığı gibi 1500 W ısıtma gücünde kaldırma tüplerinde meydana gelen akım deseni slug akışıydı, 550 W düşük ısıtma gücünde churn akışıydı. Bu nedenle, teorik model düşük güç koşullarını tahmin etmek için iyi bir seçim olmayacaktır. Buna ilaveten 1500 W ısıtma gücünde gerçekleşen slug akışında 1 ve 2 tüplü konfigürasyonlar için yine teorik modelleme iyi bir sonuç vermemektedir, tüp sayısı 3 ve 4 için, fakat en doğru sonucu 4 tüplü konfigürasyon için vermektedir.

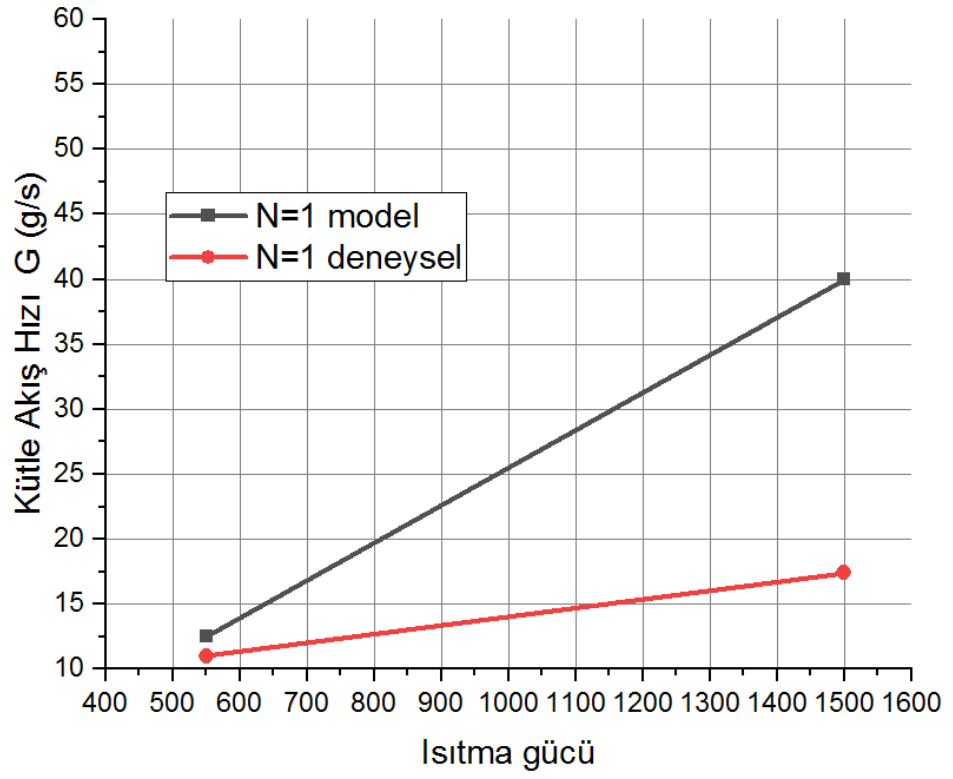
Habbecik pompasının performansını teorik hesaplamalar yaparak belirlemek için gerekli parametreler ve değerleri Tablo 5.2'de verilmiştir. Teorik analiz sonuçları deneysel veriler ile kıyaslamalı olarak performans eğrileri çizilerek Şekil 5.19, 5.20, 5.21 ve 5.22'de verilmiştir.

Tablo 5.2. Model faktörlerinin manuel hesaplamaları

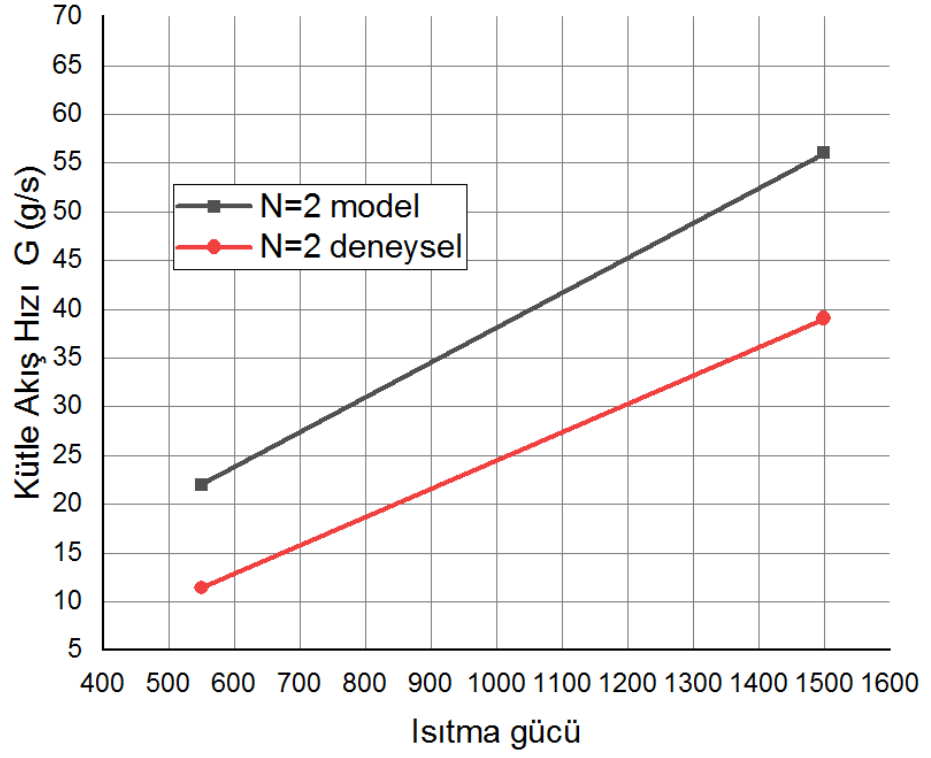
Veri	Miktar	Birim	Veri	Miktar	Birim
ρ_g	0.853	kg / m ³	C	20	-
ρ_l	958.77	kg / m ³	ρ_s	958.77	kg / m ³
H	0.3	m	μ_g	0.0000123	Pa·s
L	0.6	m	μ_l	0.000282	Pa·s
g	9.81	m/s ²	x	0.4	-
A	0.00005022655	m ²	X	0.05878	-
D	0.008	m	v	0.67	m ³ / kg
Q_l	0.000312	m ³ /s	k_e	0.5	-
Q_g	0.00078	m ³ /s	k_d	1	-
v_l	0.001043	m ³ / kg	G	0.0174	kg / s

λ_{10}	0.3775	-	α	0.595	-
ϕ_{10}^2	257.97	-	λ	0.0134	-
v_g	1.672	m^3 / kg			

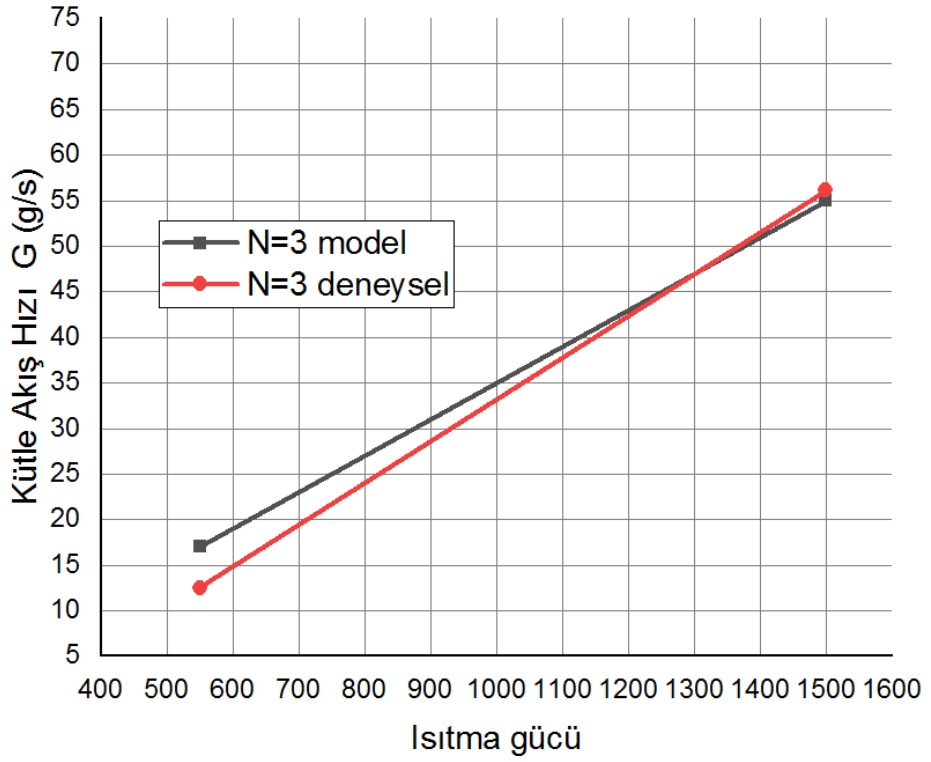
Yani, daha fazla kaldırma borusu için daha geniş bir aralıktaki ısıtma gücü ile sıvı akışı etkili bir şekilde arttırılır. Bu, kaldırma tüplerinin sayısı ne kadar fazla olursa, slug akışını korumak için daha fazla ısıtma gücü gerektirir.



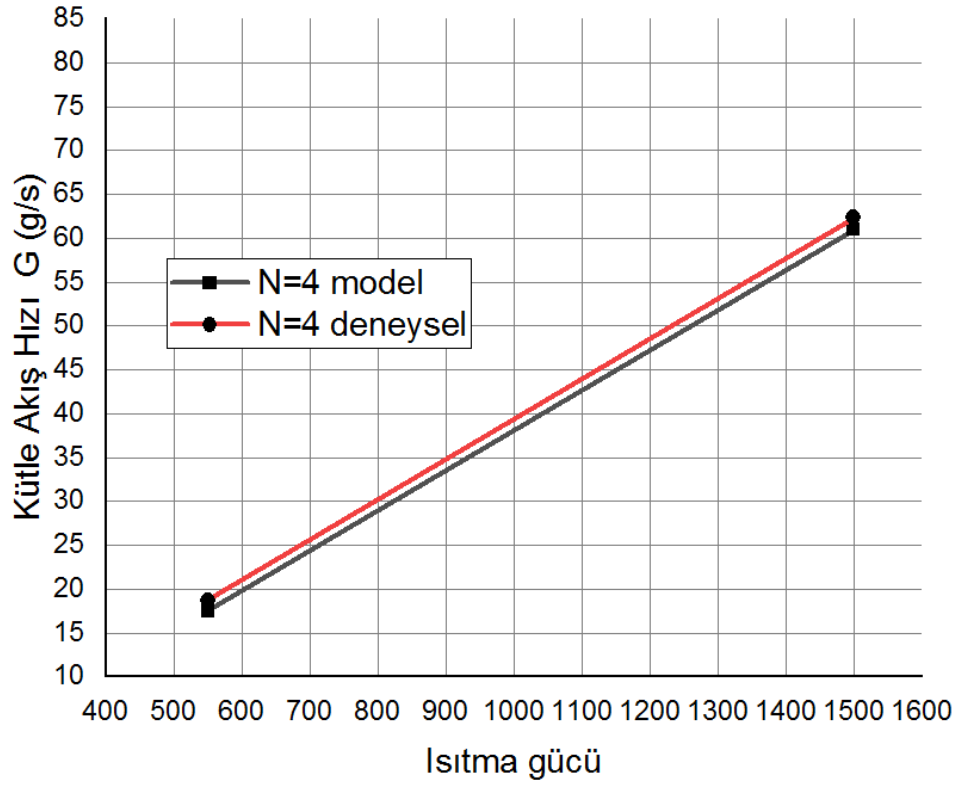
Şekil 5.19. Önerilen model ile mevcut deneysel sonuçlar arasındaki karşılaştırmalar (N=1)



Şekil 5.20. Önerilen model ile mevcut deneysel sonuçlar arasındaki karşılaştırmalar (N=2).



Şekil 5.21. Önerilen model ile mevcut deneysel sonuçlar arasındaki karşılaştırmalar (N=3).



Şekil 5.22. Önerilen model ile mevcut deneysel sonuçlar arasındaki karşılaştırmalar (N=4).

5.4. Değerlendirmeler

Bu tezde, atmosfer basıncında çalışan prototip bir kaldırma tüplü habbecik pompası tasarlanmış ve performansı deneysel olarak belirlenmiştir. Çalışma akışkanı olarak su kullanılmış olup soğutulacak yüzeyi simüle etmek için elektrikli ısıtıcı kullanılmıştır. Performans testleri düşük ve yüksek olmak üzere 550 W ve 1500 W ısıtma güçlerinde 3 farklı batma oranında (0.3, 0.4 ve 0.5) ve 1, 2, 3 ve 4 adet kaldırma tüplü konfigürasyonlar için yapılmıştır. Performans parametresi olarak düşey kaldırma tüpleri ile rezervuara taşınan birim zamandaki kütle miktarı, yani kütleli debi, bir başka ifadeyle sıvı kütle akış hızı ile pompanın kaldırma verimi ele alınmıştır. Sıvı kütle akış hızının ve kaldırma veriminin iki farklı ısıtma gücünde batma oranına ve tüp sayısına göre değişim performans eğrileri verilmiştir. 1500 W ısıtma gücünde ve 0.5 batma oranında 1, 2, 3 ve 4 adet kaldırma tüplü konfigürasyonlar için en yüksek performans, yani sıvı kütle akış hızları sırasıyla 17.4 g/s, 39.06 g/s, 56.12 g/s ve 62.34 g/s'dir, ve en yüksek pompa kaldırma verimliliği N=4'te %3.4'tür.

Batma oranı arttıkça sıvı kütleli debisi doğrusal olarak genel olarak artmaktadır. Dolayısıyla, sıvı kaldırma kapasitesini, yani sıvı kütle akış hızını artırmak

için batma oranının yüksek olması iyidir. Batma oranı arttıkça, sıvıyı kaldırarak taşımak için gerekli olan enerji azalacaktır, ancak burada batma oranının yüksekliği sınırlıdır.

Aynı zamanda tüp sayısının artması da sıvı kütle akış hızını artırmaktadır. 1500 W gibi yüksek bir ısıtma gücünde ve belli bir batma oranında kütleli debiyi en fazla artırmak için optimum tüp sayısı 4 olarak belirlenmiştir. Tüp sayısının 4'ten daha fazla artırılmasının kütleli debiyi artırmak için etkili olmayacağı belirlenmiştir. Diğer taraftan, 500 W gibi düşük güçlerde belirli bir batma oranında kütleli debiyi artırmak için tüp sayısını artırmanın 3 tüpe kadar dikkate değer ölçüde bir etkisinin olmadığı, ancak 4 adet kaldırma tüpünde belirgin bir artış sergilediği belirlenmiştir. Dolayısıyla, 500 W gibi düşük ısıtma güçlerinde maliyet açısından habbecik pomposunun tek tüplü konfigüre edilmesi en optimum durum olacaktır. Bu durumu kaldırma verimi performans eğrileri de doğrulamaktadır. Pompa verimi de ısıtma gücünün, batma oranının ve tüp sayısının artması ile artmaktadır. Aynı zamanda, maksimum pompalama verimi her iki ısıtma gücünde de maksimum sıvı kütle akış hızında gerçekleşmektedir. Pompalama kapasitesinin, yani sıvı kütle akış hızının ısıtma gücü ile artışı pompa kaldırma verimindeki artış ile paralellik göstermektedir. Özellikle tüp sayısı arttıkça 1500 W gibi yüksek ısıtma gücünde kaldırma verimi tüp sayısı 3'e kadar doğrusal olarak artarken tüp sayısı 4'e çıkarıldığında bu artış parabolik olarak azalan bir eğimle devam etmektedir, dolayısıyla bu durum tüp sayısı daha da artırılmasının verimi pek değiştirmeyeceğine işaret etmektedir. 1500 W ısıtma gücünde 0.5 batma oranında 4 tüplü konfigürasyon için habbecik pompası kaldırma verimi maksimum olarak %3.4 olarak belirlenmiştir ve kaldırma tüplerinin sayısının daha da artırılması ile en fazla pompalama veriminin %4'e kadar yükseltilebileceği ön görülmektedir.

550 W ısıtma gücünde ise tüp sayısı 3'e kadar kaldırma verimi hemen hemen hiç değişmemektedir, ancak tüp sayısı 4'e çıkarıldığında belirgin bir artış göstermiştir. Dolayısıyla, her iki yüksek ve düşük ısıtma gücü için en yüksek verimler 4 tüplü konfigürasyonlar için elde edilmiş ise de yüksek ısıtma gücü için optimum tüp sayısı 4 iken düşük ısıtma güçlerinde maliyet açısından en optimum konfigürasyon tek tüplü olmaktadır. Diğer taraftan düşük ısıtma güçlerinde 4 tüplü konfigürasyonun sergilediği sıvı kütle akış hızı ve kaldırma verimi yüksek ısıtma güçlerinde 4 tüplü konfigürasyona kıyasla daha yüksek olması dikkat çekicidir. Yani, bu iki konfigürasyonun birbiri

yerine kullanımı hem daha yüksek kapasite, yani sıvı kütleli debi sağlaması, hem de daha yüksek verimde çalışması adına tercih edilebilir.

1500 W gibi yüksek ısıtma güçlerinde gözlemlenen akış deseni slug akımı iken 550 W gibi düşük güçlerde churn akım deseni. Pompalama kapasitesini ve verimini önemli derecede artıran faktörlerden birinin de slug akımının olduğu sonucuna varılmıştır. Çünkü, slug akımında meydana gelen habbeciklerin churn desenine kıyasla daha büyük, dolayısıyla daha uzun ve düzenlidir ve ayrıca habbecikler arasındaki mesafe de daha fazladır. Dolayısıyla, habbecikler üzerine etki eden kaldırma kuvvetinin daha yüksek olması yanı sıra daha fazla miktarda habbeciklerin sıvı taşınması ve bunu daha az enerji harcayarak yapmalarından dolayı daha fazla pompa kapasitesi, yani sıvı kütle akış hızı ve verimi sergilemektedir.

Ayrıca bu tezde habbecik pompasının kaldırma tüplerindeki akım alanına süreklilik ve momentum denklemleri uygulanarak, ayrıca habbecikler küresel olarak ele alınarak küre etrafı dış akım teorisi baz alınarak teorik analiz yapılmıştır. Teorik analizin 4 tüplü habbecik pompa performansını yüksek doğrulukla verdiği belirlenmiştir, ancak tüp sayısı azaldıkça ve churn akış deseninde teorik verilerin deneysel verilerden gösterdiği sapmaların oldukça fazla olduğu sonucuna varılmıştır. Yani, genel olarak teorik analizin slug desenli akımda daha çok deneysel verilerle uyum içinde olduğu gösterilmiştir, çünkü kaldırma borusunun çapına sahip tamamen slug habbecikleri, sıvı slugları yukarı itmek için bir silindirin içinde bir piston gibi görevi görür.

Bu çalışmada soğutucu akışkan olarak doymuş su kullanan bir habbecik pompasının performans parametrelerinin (pompa kapasitesi olarak anılan taşınan sıvının kütleli debisi, bir diğer ifadeyle sıvı kütle akış hızı, pompa kaldırma verimi, batma oranı, kaldırma tüplerinin sayısı ve giriş ısıtma gücü) birbiri ile ilişkileri araştırılmıştır ve en yüksek kapasite ve verimlilik açısından en uygun konfigürasyonun (batma oranı ve tüp sayısı) belirlenmesi hedeflenmiştir. Çalışma akışkanı olarak bu tezde kullanılan doymuş suyun, amonyak veya R134a (ancak yüksek basınç altında çalışmak zorundalar) gibi diğer yaygın soğutucu akışkanlarla yer değiştirmesi ve kondenserin soğutma çevrimine dahil edilmesi kapalı devre sistemin performansı ve habbecik pompası kullanımının ticari olarak yaygınlaşmasını sağlamak için atmosfer basıncından daha yüksek basınçlar altında performansının araştırılması araştırmacılar için bir potansiyel arz etmektedir. Aynı zamanda işletim sistemleri, serverlar ve

transformatör gibi birçok farklı elektrikli ve elektronik cihazların soğutulması için kullanılan konvansiyonel yöntem ve sistemlere kıyasla enerji verimliliği sağlamak ve enerji tüketiminden tasarruf yapmak için habbecik pompası kullanımını dikkate değer bir potansiyel arz etmektedir.

KAYNAKLAR

- Acrylic Fabrication (2021). Retrieved from http://www.acrylicsheetmanufacturer.com/Product/Acrylic-Fabrication_1_3.html
- Ahmed, S., Jayakrishnan, N., Ganesh, S. ve Mathew, R. G. 2016. Analysis of a Bubble Pump Driven Absorption Refrigeration System (Einstein-Szilard Refrigerator Variant). *International Journal of Mechanical Engineering and Technology (IJMET)*, 7:6.
- Aman, J. 2018. Bubble-Pump-Driven Solar Absorption Air Conditioning for Residential Applications.
- Aman, J., Henshaw, P. ve Ting, D. S. 2018. Bubble-pump-driven LiBr-H₂O and LiCl-H₂O absorption air-conditioning systems. *Thermal Science and Engineering Progress*, 6, 316-322.
- Aman, J., Ting, D. S. ve Henshaw, P. (2016). Modelling and Analysis of Bubble Pump Parameters for Vapor Absorption Refrigeration Systems. ASHRAE Annual Conference.
- Arduino Boards (2021). Retrieved from <https://www.arduino.cc/en/main/boards>
- Asner, D., Nelson, H., Briere, R., Chen, G., Ferguson, T., Tatishvili, G., Vogel, H., Adam, N., Alexander, J. ve Berkelman, K. 2004. Search for C P violation in $D^0 \rightarrow K^0 S^0 \pi^+ \pi^-$. *Physical Review D*, 70:9, 091101.
- Bagheri, G. ve Bonadonna, C. 2016. On the drag of freely falling non-spherical particles. *Powder Technology*, 301, 526-544.
- Barnea, D., Luninski, Y. ve Taitel, Y. 1983. Flow pattern in horizontal and vertical two phase flow in small diameter pipes. *The Canadian Journal of Chemical Engineering*, 61:5, 617-620.
- Belman-Flores, J., Rodríguez-Muñoz, J., Rubio-Maya, C., Ramírez-Minguela, J. ve Pérez-García, V. 2014. Energetic analysis of a diffusion-absorption system: A bubble pump under geometrical and operational conditions effects. *Applied thermal engineering*, 71:1, 1-10.
- Benhmidene, A., Chaouachi, B. ve Gabsi, S. 2010. A review of bubble pump technologies. *Journal of Applied Sciences(Faisalabad)*, 10:16, 1806-1813.
- Benhmidene, A., Chaouachi, B. ve Gabsi, S. 2011a. Effect of operating conditions on the performance of the bubble pump of absorption-diffusion refrigeration cycles. *Thermal Science*, 15:3, 793-806.
- Benhmidene, A., Chaouachi, B., Gabsi, S. ve Bourouis, M. 2011b. Modelling of heat flux received by a bubble pump of absorption-diffusion refrigeration cycles. *Heat and mass transfer*, 47:11, 1341-1347.
- Benhmidene, A., Chaouachi, B., Gabsi, S. ve Bourouis, M. 2015. Modeling of boiling two-phase flow in the bubble pump of diffusion-absorption refrigeration cycles. *Chemical engineering communications*, 202:1, 15-24.
- Benhmidene, A., Hidouri, K., Chaouachi, B., Gabsi, S. ve Bourouis, M. 2016. Experimental investigation on the flow behaviour in a bubble pump of diffusion absorption refrigeration systems. *Case Studies in Thermal Engineering*, 8, 1-9.
- Bennett, A. 2004. Multiple lift tube bubble pumps to increase the capacity of diffusion absorption refrigerators. University of Cape Town
- Carey, V. P. 2018. Liquid-vapor phase-change phenomena: an introduction to the thermophysics of vaporization and condensation processes in heat transfer equipment. *CRC Press*.

- Çelik Raf (2021). Retrieved from https://www.rafgrup.com/urunler/celik-raf-civatali/?gclid=Cj0KCOjw9_mDBhCGARIsAN3PaFNkTa_3wHtBk_c8OvNidM2slvRt065pWBSNKwJ0Eg5f4mM0OnrHLMMaAgDXEALw_wcB
- Chan, K. W. ve McCulloch, M. 2013. Analysis and modelling of water based bubble pump at atmospheric pressure. *International journal of refrigeration*, 36:5, 1521-1528.
- Dare, A. ve Oturuhoi, O. 2007. Experimental investigation of air lift pump. *African Journal of Science and Technology*, 8:1, 56-62.
- Electric Hot Plate Cooker Coil Tube Heating Element (2020). Retrieved from <https://jayeheater.en.made-in-china.com/product/jBMxyvtXnPYA/China-Electric-Hot-Plate-Cooker-Coil-Tube-Heating-Element.html>
- Ezzine, N. B., Garma, R., Bourouis, M. ve Bellagi, A. 2010. Experimental studies on bubble pump operated diffusion absorption machine based on light hydrocarbons for solar cooling. *Renewable Energy*, 35:2, 464-470.
- Furukawa, T. ve Fukano, T. 2001. Effects of liquid viscosity on flow patterns in vertical upward gas-liquid two-phase flow. *International Journal of Multiphase Flow*, 27:6, 1109-1126.
- Ghyadh, N. A., Shahad, H. A. ve Hammadi, S. H. 2018. Overview of working pair used in absorption refrigeration technologies. *International Journal for Research in Applied Science and Engineering Technology*, 6, 662-678.
- Gurevich, B., Jelinek, M., Levy, A. ve Borde, I. 2015. Performance of a set of parallel bubble pumps operating with a binary solution of R134a-DMAC. *Applied thermal engineering*, 75, 724-730.
- Happel, J. ve Brenner, H. 2012. *Low Reynolds number hydrodynamics: with special applications to particulate media*. Springer Science & Business Media,
- Head gasket (2021). Retrieved from <https://www.engine-gasket-manufacturers.com/>
- Hewitt, G. F. 1978. Measurement of two phase flow parameters. *Nasa Sti/recon Technical Report A*, 47262.
- Jemaa, R. B., Mansouri, R. ve Bellagi, A. 2016. Dynamic testing and modeling of a diffusion absorption refrigeration system. *international journal of refrigeration*, 67, 249-258.
- Jo, S. W., Sherif, S. ve Lear, W. 2014. Numerical simulation of saturated flow boiling heat transfer of ammonia/water mixture in bubble pumps for absorption-diffusion refrigerators. *Journal of thermal science and engineering applications*, 6:1.
- Koyfman, A., Jelinek, M., Levy, A. ve Borde, I. 2003. An experimental investigation of bubble pump performance for diffusion absorption refrigeration system with organic working fluids. *Applied Thermal Engineering*, 23:15, 1881-1894.
- Krafsman (2020). Krafsman Glass Tubes for Chemical Laboratory. Retrieved from <https://www.indiamart.com/proddetail/glass-tubes-7163681688.html>
- Kulkarni, A. A. ve Joshi, J. B. 2005. Bubble formation and bubble rise velocity in gas-liquid systems: a review. *Industrial & engineering chemistry research*, 44:16, 5873-5931.
- Level sensors (2021). Retrieved from <https://www.apgsensors.com/>
- Lin, F., Liu, D., Jiang, D., Yang, L. ve Zhao, R. 2016. An experimental study on the performance of guided bubble pump with multiple tubes. *Applied Thermal Engineering*, 106, 1052-1061.
- Mahrous, A. 2012. Numerical study of solid particles-based airlift pump performance. *WSEAS Transactions on Applied and Theoretical Mechanics*, 7:3, 221-230.

- Mahto, D. ve Pathania, A. 2012. Recovery of engine waste heat for reutilization in air conditioning system in an automobile: An investigation. *Global Journal of researches in engineering*, 12:1.
- Masliyah, J. H., Neale, G., Malysa, K. ve Van De Ven, T. G. 1987. Creeping flow over a composite sphere: solid core with porous shell. *Chemical engineering science*, 42:2, 245-253.
- Mini Dijital Prob Termometre (2021). Retrieved from <https://www.trendyol.com/ankara-canli-yem/mini-dijital-termometre-problu-sicaklik-olcer-isi-olcer-derece-p-50138771?boutiqueId=61&merchantId=144565>
- Mishima, K. ve Hibiki, T. 1996. Some characteristics of air-water two-phase flow in small diameter vertical tubes. *International Journal of Multiphase Flow*, 22:4, 703-712.
- Nick Connor (2019). What is Flow Pattern – Two-phase Flow – Definition. Retrieved from <https://www.thermal-engineering.org/what-is-flow-pattern-two-phase-flow-definition/>
- Nicklin, D. 1962. Two-phase bubble flow. *Chemical engineering science*, 17:9, 693-702.
- PLC control panel (2021). Retrieved from <https://www.toshiba.com/tic/other-products/plcs/type1-light>
- Rashid (2020). Air Lift Pump – Working Principle, Parts and Working. Retrieved from <http://www.mechanicalwalkins.com/air-lift-pump-working-principle-parts-and-working/>
- Rattner, A. S. ve Garimella, S. 2015. Coupling-fluid heated bubble pump generators: Experiments and model development. *Science and technology for the built environment*, 21:3, 332-347.
- Richardson, J. ve Zaki, W. 1954. The sedimentation of a suspension of uniform spheres under conditions of viscous flow. *Chemical Engineering Science*, 3:2, 65-73.
- Sarmiento, A., Milanese, F., Mantelli, M. ve Miranda, V. 2020. Theoretical and experimental studies on two-phase thermosyphon shell and shell heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*, 171, 115092.
- Shallouf, M., Ahmed, W. H. ve Abdou, S. 2019. Engineered-airlift pumps for aquaculture applications using multiphase flow analysis. *Aquacultural Engineering*, 87, 101998.
- Shell and tube condenser (2018). Retrieved from <https://www.coowor.com/p/201903201958531KAN/SHELL-AND-TUBE-CONDENSER-ESK.htm>
- Shelton, S., Delano, A. ve Schaefer, L. A. 1999. Second law study of the Einstein refrigeration cycle. *Proceedings of the Renewable and Advanced Energy Systems for the 21st Century*, 1-9.
- Shelton, S. V., Stewart, S. W. ve Erickson, D. 2002. Bubble pump design for single pressure absorption refrigeration cycles. *Ashrae Transactions*, 108:1, 867-876.
- Single-serve "pod" coffee makers (2021). Retrieved from <https://www.explainthatstuff.com/podcoffeemaker.html>
- Smartclima (2020). Copper Tube Coil Immersion Heat Exchanger. Retrieved from <https://www.smartclima.com/copper-tube-coil-immersion-heat-exchanger.htm>
- Taitel, Y., Bornea, D. ve Dukler, A. E. 1980. Modelling flow pattern transitions for steady upward gas-liquid flow in vertical tubes. *AIChE Journal*, 26:3, 345-354.
- Totla, N. B., Arote, S. S., Gaikwad, S. V., Jodh, S. P. ve Kattimani, S. K. 2016. Comparison of the performances of NH₃-H₂O and LiBr-H₂O vapour absorption refrigeration cycles. *Int J Eng Res Appl*, 6, 08-13.

- Vacuum solenoid valve (2021). Retrieved from <https://rsmation.com/en/solenoid-valve/190-107-s301004170n-vacuum-solenoid-valve-22-34nc.html>
- Van der Walt, S. 2012. The design and optimisation of a bubble pump for an aqua–ammonia diffusion absorption heat pump. North-West University
- White, S. J. 2001. Bubble pump design and performance. School of Mechanical Engineering, Georgia Institute of Technology
- Zohar, A., Jelinek, M., Levy, A. ve Borde, I. 2005. Numerical investigation of a diffusion absorption refrigeration cycle. *International Journal of Refrigeration*, 28:4, 515-525.

ÖZ GEÇMİŞ



Ahmed DALLOUL, 12.05.1994 tarihinde Gazze’de doğdu. Alkarmel Lisesi’ni bitirdikten sonra Gazze’deki Islamic Üniversitesi Makine Mühendisliği Fakültesi’nden 2017 yılında mezun oldu. 2018 yılında OMÜ Termodinamik Yüksek Lisans programını girdi. İyi derecede İngilizce ve orta Almanca bilmektedir. Temel ilgi alanları, Termodinamik, 3d basmak ve 3d tasarım (2021).

İletişim Bilgileri

E mail: adalloul12@gmail.com

Telefon: +905538600338

Yayınlanmış Çalışmalar:

- 1. Bubble Pump Design and Performance Analysis, 5th International Anatolian Energy Symposium.**

Kazanılan Ödüller, Teşvikler ve Burslar

- 1. Gazze Islamic Üniversitesi'nde lisans eğitimi için basarlı burs.**
- 2. YTB tarafından yüksek lisans eğitimi için basarlı burs.**