

**İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**KOMPAKT BUHAR SIKIŞTIRMALI BİR SOĞUTMA SİSTEMİNİN  
DENEYSEL VE MATEMATİK MODELLEME ÇALIŞMASI**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Muhsin Can AKKURT**

**Makina Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Isı Akışkan Programı**

**ARALIK 2017**



**İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**KOMPAKT BUHAR SIKIŞTIRMALI BİR SOĞUTMA SİSTEMİNİN  
DENEYSEL VE MATEMATİK MODELLEME ÇALIŞMASI**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Muhsin Can AKKURT  
(503151120)**

**Makina Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Isı Akışkan Programı**

**Tez Danışmanı: Prof. Dr. Mustafa ÖZDEMİR**

**ARALIK 2017**



İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503151120 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Muhsin Can AKKURT, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “KOMPAKT BUHAR SIKIŞTIRMALI BİR SOĞUTMA SİSTEMİNİN DENEYSEL VE MATEMATİK MODELLEME ÇALIŞMASI” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

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

**Jüri Üyeleri :** **Prof. Dr. İsmail Cem PARMAKSIZOĞLU** .....  
İstanbul Teknik Üniversitesi

**Prof. Dr. Özgür ATAYILMAZ** .....  
Yıldız Teknik Üniversitesi

**Teslim Tarihi** : 17 Kasım 2017  
**Savunma Tarihi** : 14 Aralık 2017





*Aileme,*



## ÖNSÖZ

Bu yüksek lisans tez çalışmasında, günümüzde soğutma uygulamalarında sıkça kullanılan buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimine sahip kompakt bir soğutma sistemi incelenmektedir. Soğutma sisteminde bulunan ısı değıştiricilerindeki hava hızları çevrim elemanlarının sıcaklıklarını ve sistemin performansını etkilemektedir. Diğer taraftan dolaylı olarak, sistemde mevcut olan soğutma hacmine yerleştirilen bir maddenin soğuma davranışı da bu hava hızlarından etkilenmektedir. Deneysel çalışmalar ve matematik modelleme çalışmaları yapılarak bu etkilerin ve sistemdeki ısı geçiş olaylarının anlaşılabilmesi amaçlanmaktadır.

Yüksek lisans öğrenimim süresince yanımda olan ve bana olumlu eleştiri ve önerileri ile yol gösteren değerli hocam Sn. Prof. Dr. Mustafa ÖZDEMİR'e teőekkürlerimi sunarım.

Bu çalışmanın gerçekteşmesi sağlayan ve bana her konuda desteklerini esirgemeyen Sn. Ahmet Refik ÖZDEMİR ve Sn.Tolga Nurettin AYNUR'a; çalışmanın deneysel kısımlarındaki katkılarından dolayı Sn. Mert Can TAŐKIN ve Sn.Seçkin TÜYSÜZ'e ve tüm Arçelik A.Ő Termodinamik ve Akışkanlar Dinamiği Ar-Ge ailesine teőekkürü borç bilirim.

Son olarak, her daim yanımda olan ve her adımında maddi ve manevi desteklerini esirgemeyen aileme ve arkadaşlarıma őükranlarımı sunarım.

Aralık 2017

Muhsin Can Akkurt



## İÇİNDEKİLER

### Sayfa

ÖNSÖZ .....	vii
İÇİNDEKİLER .....	ix
KISALTMALAR .....	xi
SEMBOLLER .....	xiii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xv
ŞEKİL LİSTESİ.....	xvii
ÖZET .....	xix
SUMMARY .....	xxi
<b>1. GİRİŞ .....</b>	<b>1</b>
1.1 Literatür Araştırması .....	2
1.2 Patent Araştırması .....	5
<b>2. SOĞUTMA SİSTEMİNİN TERMODİNAMİK VE ISI GEÇİŞİ</b>	
<b>DENKLEMLERİ.....</b>	<b>9</b>
2.1 Soğutma Sistemi ve Elemanları .....	9
2.2 Soğutma Sistemindeki Akış ve Isı Geçiş Hesapları .....	11
2.2.1 Kompresör.....	11
2.2.2 Kılcal Boru .....	13
2.2.3 Isı Değiştiricileri .....	14
2.3 Isı Taşınım Katsayısı Bağlıları .....	17
2.3.1 Dış akışta ısı taşınım katsayısının bulunması .....	18
2.3.2 İç akışta ısı taşınım katsayısının bulunması .....	18
2.4 Sistem Isı Kazancının Hesabı.....	22
<b>3. DENEYSEL ÇALIŞMALAR.....</b>	<b>27</b>
3.1 Deney Tesisatı .....	27
3.2 Deney Sistematiği .....	33
3.3 Deney Sonuçları .....	34
3.3.1 Sıcaklık çıktıları .....	34
3.3.2 Güç çıktıları.....	38
3.3.3 Yüklü sistemdeki sıcaklık çıktıları.....	40
3.3.4 Debi çıktıları .....	41
3.3.5 Kütle kaybı çıktıları .....	42
<b>4. MATEMATİK MODELLEME ÇALIŞMALARI .....</b>	<b>45</b>
4.1 Soğutma Sisteminin Kabin Bölgesi.....	45
4.2 Soğutma Çevrimi.....	50
4.2.1 Kompresör.....	50
4.2.2 Yoğuşturucu .....	51
4.2.3 Kılcal boru.....	56
4.2.4 Buharlaştırıcı .....	56
4.2.5 Genel Sistem Çözümlemesi .....	59

<b>5. SONUÇLAR</b> .....	<b>61</b>
5.1 Performans Çıktıları .....	61
5.2 Yüklerin Soğuma Eğrileri.....	63
5.3 Çevrim Elemanlarının Sıcaklık Çıktıları .....	64
<b>KAYNAKLAR</b> .....	<b>67</b>
<b>EKLER</b> .....	<b>71</b>
<b>ÖZGEÇMİŞ</b> .....	<b>79</b>



## KISALTMALAR

**Buh** : Buharlaştırıcı (Evaporator)

**Dry** : Filtre-kurutucu (Dryer)

**Komp** : Kompresör

**Lam** : Laminar

**Turb** : Türbölanslı

**Yoğ** : Yoğuşturucu (Condenser)





## SEMBOLLER

<b>A</b>	: Alan
<b>c</b>	: Açıklık oranı (clearance fraction)
<b><math>c_p</math></b>	: Sabit basınçta özgül ısı
<b>Co</b>	: Convection sayısı
<b><math>D_h</math></b>	: Hidrolik çap
<b>Bo</b>	: Bond sayısı
<b>Fr</b>	: Froude sayısı
<b>C</b>	: Isıl kapasite debisi
<b><math>f</math></b>	: Sürtünme katsayısı
<b><math>j</math></b>	: Colburn faktörü
<b>k</b>	: İzantropik katsayı
<b><math>\dot{m}</math></b>	: Kütle debisi
<b>n</b>	: Devir sayısı
<b>N</b>	: Isı değiştiricisindeki boru sayısı
<b>NTU</b>	: Geçiş birimi sayısı
<b>q,Q</b>	: Isı geçişi
<b>P</b>	: Basınç
<b>Pr</b>	: Prandtl Sayısı
<b>s</b>	: Entropi
<b>t</b>	: Zaman
<b>T</b>	: Sıcaklık
<b>U</b>	: Toplam ısı geçiş katsayısı
<b>v</b>	: Hacimsel debi
<b>V</b>	: Hacim
<b><math>\epsilon</math></b>	: Pürüzlülük
<b><math>\epsilon</math></b>	: Isı değiştiricisi etkenliği
<b><math>\mu</math></b>	: Viskozite
<b><math>\eta</math></b>	: Verim
<b><math>v</math></b>	: Özgül hacim

## **Alt indisler**

<b>c</b>	: Soğuk akışkan
<b>d</b>	: Dış
<b>f</b>	: Kanat
<b>h</b>	: Sıcak akışkan
<b>i</b>	: İç ortam
<b>k</b>	: Dış ortam
<b>komp</b>	: Kompresör
<b>m</b>	: Ortalama
<b>t</b>	: Toplam



## ÇİZELGE LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 3.1 : Sıcaklık ölçme noktaları.....	30
Çizelge 3.2 : Deney numaraları ve fan voltajı kombinasyonları.....	33
Çizelge 3.3 : Deney numaraları ve buharlaştırıcı fan hızları kombinasyonları.....	34
Çizelge 3.4 : Çalışma oranları ve dengeye gelme süreleri.....	37
Çizelge 3.5 : Çevrim elemanlarının ortalama sıcaklık değerleri.....	37
Çizelge 3.6 : Deneylerden elde edilen bazı performans çıktıları.....	39
Çizelge 3.7 : Farklı fan hızları için ölçülen debi değerleri.....	41



## ŞEKİL LİSTESİ

### Sayfa

Şekil 2.1 : İdeal buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi [18,19] .....	9
Şekil 2.2 : Gerçek buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi [20].....	11
Şekil 2.3 : Pistonlu kompresörlerde strok hacmi ve ölü hacim[19].....	12
Şekil 2.4 : Kılcal boru için basınç-sıcaklık eğrisi[25] .....	14
Şekil 2.5 : İki akışkanın da karışmadığı, çapraz akışlı ısı değiştiricisinin etkenliği ve sembolik gösterimi [27]. .....	15
Şekil 2.6 : Kaydırılmış sıralı borulu bir kanat ve temsili bir parçası [28]. .....	16
Şekil 2.7 : Dairesel kanadın verim hesabı [28].....	17
Şekil 2.8 : Dairesel boru etrafındaki yalıtım ve ısı direnci [27]. .....	22
Şekil 2.9 : Soğutma hacmi ve ısı geçişi olayları. ....	23
Şekil 2.10 : Kabin içine konulan kabin ve hava akışının şematik gösterimi. ....	24
Şekil 3.1 : Soğutma tesisatının şematik görünüşü. 1.Kabin, 2.Buharlaştırıcı Fanı, 3.Buharlaştırıcı, 4. Kompresör, 5.Yoğuşturucu, 6.Kılcal Boru, 7.Yoğuşturucu fanı, 8.Drayer.....	28
Şekil 3.2 : Kompakt soğutma sisteminin üç boyutlu modeli. ....	29
Şekil 3.3 : Buharlaştırıcı bölgesindeki sıcaklık ölçme noktaları. ....	29
Şekil 3.4 : Kompresör grubu sıcaklık ölçme noktaları. ....	30
Şekil 3.5 : Buharlaştırıcı fanının debi ölçümü için hazırlanan deney düzeneği. ....	31
Şekil 3.6 : Buharlaştırıcı fanının kalibrasyon eğrisi. ....	31
Şekil 3.7 : Etil-Metil Selüloz bileşimli yük paketi. ....	32
Şekil 3.8 : Su ve gıdanın ağırlık kaybını ölçmek üzere kabine yerleştirilen hassas terazi.....	33
Şekil 3.9 : Sıcaklıkların Deney 1’deki değişim grafiği.....	35
Şekil 3.10 : Bir döngü zaman aralığında sıcaklık değişimi(Deney 1). ....	36
Şekil 3.11 : Altı deney için denge halinde, tek bir döngü boyunca noktaların ortalama sıcaklık değerlerinin değişimi. ....	38
Şekil 3.12 : Deney 1 (12V-12V fan durumu) boyunca sistemin çektiği toplam gücün değişim grafiği. ....	38
Şekil 3.13 : Sistemin çektiği maksimum güç değerleri. ....	39
Şekil 3.14 : Kabin ve 5°C’ye şartlanmış paketin sıcaklık değişimi.....	40
Şekil 3.15 : Kabin ve oda sıcaklığına şartlanmış paketin sıcaklık değişimi. ....	41
Şekil 3.16 : Sabit fan hızı için su kütlesinin zamana bağlı azalma grafiği. ....	42
Şekil 3.17 : Sabit fan hızı için gıda kütlesinin zamana bağlı azalma grafiği.....	42
Şekil 4.1 : Soğutma hacminin ve gıda maddesinin kontrol hacimleri. ....	46
Şekil 4.2 : Kabine yerleştirilen gıda maddesinde ısı ve kütle geçişi. ....	47
Şekil 4.3 : Yük paketinin ve gıdanın soğuma eğrileri. ....	49
Şekil 4.4 : Faz değişiminin olmadığı durumda iç akıştaki ısı taşınım katsayısının hesabı.....	52
Şekil 4.5 : Dış akışta ısı taşınım katsayısının hesabı. ....	53
Şekil 4.6 : Yoğuşturucunun ilk bölgesindeki hal değişiminin T-s diyagramı üzerinde gösterimi.....	54

<b>Şekil 4.7</b> : Yoğuşturucunun ikinci bölgesindeki hal değişiminin T-s diyagramı üzerinde gösterimi. ....	<b>55</b>
<b>Şekil 4.8</b> : Buharlaştırıcıdaki hal değişiminin T-s diyagramında gösterimi. ....	<b>57</b>
<b>Şekil 4.9</b> : İç akışta buharlaşmanın olduğu durumda ısı taşınım katsayısının hesabı. ....	<b>58</b>
<b>Şekil 4.10</b> : Üç farklı hava hızı için soğutma çevrimindeki bazı nokta sıcaklıkları. .	<b>60</b>
<b>Şekil 5.1</b> : Sistemlerin dengeye gelene kadar harcadıkları enerji miktarları. ....	<b>61</b>
<b>Şekil 5.2</b> : Sistemlerin dengedeyken 1 saatte harcadıkları enerji miktarları. ....	<b>62</b>
<b>Şekil 5.3</b> : Yük paketinin deneyden ve matematik modelden elde edilen soğuma eğrileri. ....	<b>63</b>
<b>Şekil 5.4</b> : Yük paketinin ve bir gıda maddesinin matematik modelden elde edilen soğuma eğrisi. ....	<b>64</b>
<b>Şekil 5.5</b> : Çevrim elemanlarının üç farklı buharlaştırıcı fan hızında deneylerden ve matematik modelden elde edilen sıcaklıkları. ....	<b>65</b>
<b>Şekil A.1</b> : Sıcaklıkların Deney 2'deki değişim grafiği. ....	<b>72</b>
<b>Şekil A.2</b> : Sıcaklıkların Deney 3'teki değişim grafiği. ....	<b>73</b>
<b>Şekil A.3</b> : Sıcaklıkların Deney 4'teki değişim grafiği. ....	<b>74</b>
<b>Şekil A.4</b> : Sıcaklıkların Deney 5'teki değişim grafiği. ....	<b>75</b>
<b>Şekil A.5</b> : Sıcaklıkların Deney 6'daki değişim grafiği. ....	<b>76</b>
<b>Şekil B.1</b> : Sistemin çektiği gücün Deney 2'deki değişim grafiği. ....	<b>77</b>
<b>Şekil B.2</b> : Sistemin çektiği gücün Deney 3'teki değişim grafiği. ....	<b>77</b>
<b>Şekil B.3</b> : Sistemin çektiği gücün Deney 4'teki değişim grafiği. ....	<b>78</b>
<b>Şekil B.4</b> : Sistemin çektiği gücün Deney 5'deki değişim grafiği. ....	<b>78</b>

## KOMPAKT BUHAR SIKIŞTIRMALI BİR SOĞUTMA SİSTEMİNİN DENEYSSEL VE MATEMATİK MODELLEME ÇALIŞMASI

### ÖZET

Bu tez çalışmasında buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimine sahip harici bir soğutma sistemindeki ısı geçişi olayları; deneysel çalışmalar ve matematik modelleme çalışmaları dahilinde incelenmektedir. Bu soğutma sisteminde temel elemanlar olarak hermetik kompresör, kılcal boru, buharlaştırıcı, buharlaştırıcı fanı, yoğuşurucu ve yoğuşurucu fanı yer almaktadır. Buharlaştırıcı ve yoğuşurucu olarak kaydırılmış sıralı borulu düz kanatlı ısı değiştiricileri kullanılmaktadır. Bu ısı değiştiricileri üzerindeki hava hızlarının sistem performansına ve sistemdeki sıcaklıkların değişimlerine olan etkisi ele alınmaktadır. Öte yandan, soğutma hacmindeki soğuma davranışları tek bir hava hızı için incelenmektedir.

Buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminin anlaşılabilmesi amacıyla öncelikle, çevrim elemanları ve çevre koşullarına ait termodinamik, akış ve ısı geçişi kısaca özetlenmektedir. Soğutma sistemi elemanlarının görevleri ve buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi hakkında genel bilgiler üzerinde durulmaktadır. İdeal ve gerçek buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimleri arasındaki farklara değinilmektedir. Soğutma sistemindeki bileşenlerin modellemesinde ve sisteme ait ısı kazancının belirlenmesinde kullanılacak denklemler, bileşenlerin çevrimde aldığı görevlere uygun olarak verilmektedir. Yoğuşurucu ve buharlaştırıcıda iç akış tarafında faz değişimi baskın olduğundan, ısı taşınım katsayıları bulunurken her iki eleman için farklı korelasyonlar verilmektedir. Dış taraftaki akış özellikleri benzer olduğundan tek bir korelasyon verilmektedir. Isı değiştiricilerindeki ısı geçişi hesaplamalarında kullanılan  $\epsilon$ -NTU metodu kısaca açıklanmaktadır. Bunun yanı sıra, kaydırılmış sıralı borulu düz kanatlı ısı değiştiricilerinin kanat hesabına değinilmektedir. Aynı bölümde, kabin içindeki hava ile çevre ortamı arasında gerçekleşen ısı geçişine ait denklemler çıkarılmaktadır. Kabin içerisine bir maddenin yerleştirilmesi durumunda meydana gelen ısı ve kütle geçişi ifadeleri belirlenmektedir.

Deneysel çalışmalar bölümünde; soğutma çevrimi elemanlarında, soğutma yapılacak olan hacimde ve soğutma sistemi ile hacim arasındaki bağlantıyı sağlayan hava kanallarında belirli noktalara termoeleman bağlanarak bu noktaların sıcaklık ölçümleri yapılmaktadır. Sıcaklık ölçümleri ile eş zamanlı olarak soğutma sisteminin performansını belirlemek için sistemin çektiği güç ölçümleri de yapılmaktadır. Bu ölçümler buharlaştırıcı ve yoğuşurucu fanının besleme voltajı değiştirilerek altı farklı kombinasyonda tekrarlanmaktadır. Soğutma sisteminin performansını etkileyen bir parametre olan buharlaştırıcı fanının debisi, soğutma sistemine uygun olarak tasarlanan bir düzenek ile 6V, 9V ve 12V fan besleme voltajı değerleri için ölçülmektedir. Bu deneysel çalışmaların dışında, soğutma sistemine bir yük yerleştirilerek tek bir fan hızı kombinasyonu için yükün ve soğutma hacminin sıcaklık değişimi incelenmektedir. Yükün kütle değişiminin de incelenmesi için sisteme yük olarak gıda maddesi konularak kütle kaybı deneyleri gerçekleştirilmektedir.

Deneyisel alışmaları yapılan soğutma sistemine uygun olarak, soğutma çevrimi ve soğutma hacmi için matematik model kurulmaktadır. Soğutma evrimi için oluşturulan modelde, her çevrim elemanı için uygun kabuller yapılarak elemanlar ayrı ayrı ele alınmaktadır. Her bir bileşen için yapılan uygun kabuller doğrultusunda meydana gelen özel durumlara ait korelasyonlar literatürden alınmaktadır. Bu bağıntılar yardımıyla oluşturulan matematik modellerin hesabı, bilgisayar ortamında oluşturulan bir program ile yapılamaktadır. Programdan elde edilen bileşen sıcaklıkları grafikler halinde verilmektedir. Soğutma hacmi için kurulan matematik modelde ise, soğutma hacmindeki havanın ve hacme yerleştirilen yükün sıcaklığının, zamana bağlı olarak tahmin edilebilmesi amaçlanmıştır.

Çalışmanın son bölümünde, soğutma sisteminin farklı buharlaştırıcı fan debileri için deneyisel çalışmalardan elde edilen; sistemin harcadığı enerji miktarları, çalışma oranları ve benzeri performans değerleri irdelenmektedir. Performans değerleri incelendiğinde, buharlaştırıcıdaki hava hızı arttıça sistemin çalışma oranı (runtime) dūřeceđinden soğutma hacminin istenilen sıcaklık değerine gelme süresi ve bu sürede harcadığı enerji miktarının azaldığı söylenebilmektedir. Benzer şekilde çalışma oranının, sistemlerin dengeye geldikten sonra harcadığı enerji miktarlarında da etkili olduğu görölmektedir. Ardından, soğutma hacmindeki yük paketi için deneyden ve modelden elde edilen soğuma eğrileri karşılaştırılmaktadır. Yük paketinin ve gerçek bir gıda maddesinin soğuma eğrileri ise modelden elde edilen sonuçlar kullanılarak karşılaştırılmaktadır. Oda sıcaklığında soğutma hacmine yerleştirilen yük paketinin 7 saat sonunda sıcaklığı yaklaşık 6°C'ye ulaşırken, aynı sıcaklıkta yerleştirilen gerçek bir gıdanın sıcaklığı, gıdadan soğutma hacmine geçen nem miktarının da matematik modele dahil edilmesi nedeniyle yaklaşık 9°C dolaylarına ulaştığı görölmektedir. Son olarak, soğutma çevrim elemanlarının üç farklı fan kombinasyonu için matematik modelden elde edilen sıcaklık değerleri ile deneylerden elde edilen sıcaklık verileri karşılaştırılmaktadır. evrim bileşenleri için yapılan kabuller nedeniyle bazı nokta sıcaklıklarında elde edilen iki veri arasında bir miktar fark görölse de büyük oranda benzer sonuçlara ulaşılmıştır. Her iki veri de incelendiğinde buharlaştırıcı üzerindeki hava hızı arttıça sistemin çalıştığı sıcaklık aralığının arttığı gözlenmiştir.

## **EXPERIMENTAL AND MATHEMATICAL MODELLING STUDIES OF A COMPACT VAPOR COMPRESSION REFRIGERATION SYSTEM**

### **SUMMARY**

In this thesis, heat transfer phenomena in a cooling system with vapor compression refrigeration cycle is investigated through experimental and mathematical modeling studies. Experimental studies were carried out in a compact cooling system using R134a as refrigerant. The effect of air velocities on evaporator and condenser on the system performance is experimentally considered. A mathematical model is developed to calculate instantaneous temperature values of system components at three different air velocities on heat exchangers. The generated model is solved by using MathCAD with the evaporation and condensation pressures being taken from the experimental data. The obtained values are compared with the temperature outputs from experiments. On the other hand, the temperature changes depending on time of the air in the cooling volume and a material placed in the volume was obtained from experiments and mathematical models, and these curves of the temperature changes were compared.

Vapor compression refrigeration system in which the experimental works are performed has an hermetic compressor, expansion valve, evaporator, evaporator fan, condenser and condenser fan as basic components. A capillary tube is used as an expansion valve for the refrigerator. As the evaporator and condenser, plate-fin heat exchangers with staggered tube arrangement that are frequently used in household refrigeration applications were used. This cooling system is a compact structure located at the bottom of the cooling volume. The cooling volume, which has a constant volume, is wanted to be cooled to 5°C from room temperature and maintained around this temperature. Cooling operation is provided by the cold air taken from the evaporator located under the cooling volume using the evaporator fan. The cold air is delivered to the cooled cabinet by the air blowing duct, and after receiving some heat from the cabinet, it is conveyed back to the evaporator by the air suction duct.

In experimental studies, firstly temperature measurements are made for certain points in the refrigeration cycle components, the volume to be cooled and the air ducts by connecting thermoelements. Simultaneously conducted in the same experiment with temperature measurements, measurements of the power are taken by the system to determine the performance of the cooling system. These measurements are repeated for six different combinations by changing the supply voltage of the evaporator and condenser fans. The flow rate of the evaporator fan, a parameter that affects the performance of the cooling system, is measured for fan supply voltage values of 6V, 9V and 12V by using a setup designed for the blowing duct. In addition, a load is placed on the cooling system for a single fan supply voltage combination to examine the temperature change of the load and the cooling volume. In these experiments, a load package with similar thermal properties of a foodstuff (fillet steak) was used as the load. Apart from the temperature change experiments, two different mass loss

experiments are carried out in which foodstuff (fillet steak) and water are placed in the system. These experiments are carried out by continuously measuring the mass using a precision balance placed in the cooling volume.

In the section where the Mathematical Model is created, the cooling volume is first investigated. It is aimed to obtain the time-dependent cooling curves of the cooling volume and material placed in the volume. For this reason, two differential equations are established in accordance with the energy balance for the control volumes of the cooling volume and the cooled material. In these equations, the temperature of the air entering the cabinet (cooling volume) is considered constant. On the other hand, it is assumed that the air at the exit of the cabinet is the function of the time and equal to the temperature of the air inside the cabinet. The heat gain from the piping system of the refrigeration cycle is neglected. The natural and forced convection expressions were used to determine the heat gain from the cabinet. The inside temperature of the cabin and the temperature of the material are taken as 24.5 °C (room temperature), the initial conditions. The two equations are solved in the MathCAD program with these initial conditions and assumptions to obtain the cooling curves of the air and the material inside the cabinet. Two different solutions have been obtained for the cases in which the material placed in the system was a load package used in experiments and was real foodstuff. In the case of real food material, the heat transfer due to transferred moisture to the air from the food should also be considered. For this reason, the amount of heat transfer due to water evaporation is added to the energy balance equations established for the control volumes.

The other mathematical model is created for the whole refrigeration cycle in order to obtain instantaneous temperatures of the components of the cycle. The model created by making suitable assumptions for all components are solved using the MathCAD program. As the models are constructed in this section, the evaporation and condensation pressures are taken from the experimental datas as inputs.

The number of revolutions, power and displacement volume of the compressor are taken from the catalog information in order to determine mass flow rate circulating in the cycle. In the compressor model, it is assumed that the compression process is adiabatic and reversible.

The expansion process in the capillary tube is assumed to be adiabatic, and the enthalpies at the inlet and outlet of the component are considered to be equal.

In the models of the condenser and the evaporator, similar expressions are used because both heat exchangers are plate-fin heat exchangers with staggered tube arrangement. The correlation used to find the heat transfer coefficient in external flow side for this type of heat exchanger is the same for the both components. On the internal flow side, a correlation that is valid for the cases in which condensation occurs in circular tubes is used in the part of the condenser where condensation occurs, In the phase-change part of the evaporator, a correlation is selected which is valid for the case of evaporation in straight-line pipelines. On the other hand, in the parts of both components where the phase of the refrigerant does not change, the same correlation obtained from the literature was used. In the mathematical model, all dimensions of the heat exchangers were taken as input. After calculating the fin efficiencies of the heat exchangers, the heat transfer quantities in these components were determined using the  $\epsilon$ -NTU method. Thus exit enthalpies have been obtained. As the evaporation and condensation pressures are known, the temperatures at the exits of the components were obtained.

In the last part of the thesis, the amount of energy consumed by the system, run-time and some performance values obtained from the experimental studies for the different flow rates of the evaporator fan of the cooling system are examined. According to the performance outputs, it can be said that as the air velocity on the evaporator increases, the runtime of the system decreases. In other words, the time the system runs in a certain period of time is decreasing. Therefore the duration of reaching the desired temperature of cooling volume is reduced so that the amount of energy consumed decreases during this period. In a similar way, it is seen that the run-time is also effective in the amount of energy that the systems consume after they have stabilized. Then, the cooling curves obtained from the experiment and the mathematical model are compared for the load package in the cooling volume. On the other hand, cooling curves of the load package and a real foodstuff (fillet steak) are compared using the results obtained from the model. It is observed that the temperature of the load pack placed at room temperature reaches about 6 °C after 7 hours, the temperature of the foodstuff placed at the same temperature reaches about 9°C because of the amount of moisture passing from the food to the cooling volume. Finally, the temperature values of the cycle components obtained from the experiments are compared with the values obtained from the mathematical model for the three different evaporator fan voltage combinations. Although there are some differences between the data obtained for some points due to the assumptions made for the cycle components, very similar results have been achieved from both studies. It is observed that as the air velocity on the evaporator increases, the temperature range that the system operates also increases.



## 1. GİRİŞ

Soğutma; iklimlendirme ve soğuk depo uygulamaları, gıda ürünlerinin soğutulması veya dondurulması, buharın yoğuşması ve benzeri pek çok uygulamalarda yaygın olarak kullanılmaktadır. Yakın zamanda birçok yenilikçi soğutma uygulamaları geliştirilmiştir. Buhar sıkıştırımlı soğutma sistemleri de gelişmekte olan bu endüstrinin önemli bir parçası olup pratik uygulamalarda en sık rastlanan soğutma sistemidir. Günümüzde, çalışma hacimlerinin azalması nedeniyle, soğutma sistemlerinin daha az hacim kaplayan elemanlardan oluşması veya daha kompakt yapıya sahip olmaları istenmektedir. Ayrıca kompakt soğutma sistemlerinin ağırlık, sessiz çalışma ve enerji verimliliği bakımından da bazı avantajları vardır. Literatürde kompakt soğutma sistemlerinin; özellikle elektronik cihazların soğutulmasında ve bazı ev tipi soğutma uygulamalarında kullanılabilmesi için çalışmalar yapılmaktadır.

Bu çalışmada, yaklaşık 40 litrelik hacme sahip bir kabinin, taze yemek sıcaklığında (5°C) tutulması için tasarlanan kompakt bir soğutma sisteminin soğutma çevrimindeki ve kabin bölgesindeki ısı geçişinin deneysel ve teorik olarak incelenmesi amaçlanmaktadır. Tasarlanan bu soğutma sistemi, buhar sıkıştırımlı soğutma sistemi olup, buharlaştırıcı ve yoğuşturucu fanı gibi enerji tüketen ek elemanlar içermektedir. Bu nedenle, soğutma sisteminin farklı koşullardaki performans değerleri incelenmekte ve kabinin optimum koşullarda soğutulması için çalışmalar yapılmaktadır. Soğutma çevrimindeki ısı geçişi olaylarının anlaşılması amacıyla, belli parametrelere göre her bir çevrim elemanı için kurulan matematik modeller çözülmektedir. Bunun yanında, kabin içine konulan maddelerin soğuma süreleri ve davranışları hakkında bilgi edinmek amacıyla, belirli bir madde için bu bölgedeki ısı geçişi olayları araştırılmaktadır.

Bu bölümde; kompakt buhar sıkıştırımlı soğutucular, bu soğutucu sistemler ile ilgili yapılan simülasyonlar ve deneysel çalışmalar, soğutucu sistemin matematik modelinin kurulabilmesi için gerekli olan korelasyonlar literatürde bulunan çalışmalardan araştırılmaktadır. Ardından kompakt soğutucularla ilgili genel bir patent taraması verilmektedir. 2.Bölüm’de tez çalışmasında ihtiyaç duyulan akış ve ısı geçişi konuları

için genel bir altyapı bilgilendirmesi yapılmaktadır. 3.Bölümde, tasarlanan soğutucunun farklı hava debilerindeki soğutma performansı ölçümleri, soğutucu elemanlarına ait bazı ölçümler ve soğutulan hacimdeki ısı alışverişi ile ilgili deneysel çalışmalardan bahsedilmektedir. Tezin 4.Bölümünde, deneysel çalışmaları yapılmış olan soğutucuya ait bir matematik model oluşturulmakta ve gerekli kabuller yapılarak çözdürülmektedir. Son bölümde ise kompakt soğutucunun performansına ait çıktılar verilmektedir. Soğutma hacmine konulan malzemelerin soğuma davranışları, deneysel veriler ve matematik model çıktıları yardımıyla tartışılmaktadır. Son olarak, soğutma çevrimi elemanlarının deneyden elde edilen anlık sıcaklık çıktıları ve matematik modelden elde edilen sıcaklık çıktıları karşılaştırılmaktadır.

## **1.1 Literatür Araştırması**

### **Kompakt buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi**

Possamai F. ve çalışma arkadaşlarının [1], düşük enerji tüketimine, düşük ağırlığa ve boyuta sahip olması amaçlanan bir buhar sıkıştırımlı soğutma sistemi hakkında çalışmaları mevcuttur. Üst düzey bir oyun bilgisayarına soğuk hava sağlayarak performansını artırmak için kompakt bir sistemi tasarlanmaktadır. Bu soğutma sistemi için uygun soğutucu akışkanın tayini, birkaç soğutucu maddenin soğutucu akışkan özellikleri ve 10 - 45°C arasındaki izentropik performansları araştırılarak yapılmıştır. İzobutan, R245fa'ya kıyasla düşük COP'ye sahip olmasına rağmen, çalışma basıncının düşük olması ve yüksek hacimsel değişim gerektirmemesi nedeniyle çalışma sıvısı olarak seçilmiştir.

Kompresör seçimi çalışma frekansına uygun olarak yapılmıştır. Soğutma sisteminin temel amacı, yaklaşık 30 W'lık bir soğutma kapasitesinin karşılanması ve oda sıcaklığının 10°C altında tutulmasıdır. Çalışmada, elektronik donanıma soğuk hava sağlamak için tam bir soğutma sistemi tasarlanmıştır. Kompakt yapıyı sağlamak amacıyla son derece dar ve küçük bir alan kullanan kompresör, yoğuşturucu ve buharlaştırıcı seçilmiştir.

Wu Z. ve Du R. [2] soğutma kapasitesi 200 W olan 0.3m x 0.23m x 0.07m boyutlarında bir buhar sıkıştırımlı kompakt soğutucu sistem üzerine çalışmışlardır. Bu sistem; minyatür bir kompresör, kılcal boru, yoğuşturucu ve bir soğuk plakadan oluşmaktadır. Kompresör, DC güç ünitesi ile çalışmaktadır. Yoğuşturucu olarak ise mikro kanallı bir ısı değiştiricisi modeli kullanılmıştır.

Deneylere göre, 200W soğutma yükü ile soğuk levhanın sıcaklığı, saatler boyunca 60 °C'de muhafaza edilebilmektedir. Kılcal boru uzunluğunun 1800 mm, soğutucu akışkan şarj miktarının 100g ve kompresör devir sayısının 2585 rpm olduğu durum en iyi sistem koşulu olarak belirlenmiştir. Sistemin ikinci yasa verimliliği ise %23 ile %31 arasında değişmektedir.

### **Simülasyonlar ve deneysel çalışmalar**

Parise [3], buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminin genel performansını tahmin etmek amacıyla sistem elemanları için bir model geliştirmiştir. Kompresör hızı, kaynak ve kuyu sıcaklıkları, soğutucu akışkan debi değerleri, sıkıştırmanın politropik üssü ve ısı değiştiricilerinin toplam ısı geçiş katsayıları modelde girdi olarak kullanılmıştır.

Buharlaşma ve yoğuşma basınçlarının modelden elde edilen tahmini değerleri ile deneysel veriler karşılaştırılmıştır. Genel sonuçların karşılaştırılmasında ortalama hata %10'u geçmemektedir. Farklı uygulamalarda, daha fazla modifikasyonun yapılabilmesi için bir yazılım geliştirilmiştir.

Lemos ve Zapparoli [4], daimi koşullarda uygun modelleri ve girdi parametreleri kullanarak ev tipi bir soğutma sisteminin simülasyonunu yapmıştır. Tüm sistem bileşenlerinin çözümleri sayısal olarak yapılmış ve C++ ile bir bilgisayar programı oluşturulmuştur. Programda, kompresör tarafından pompalanan akışkan debisi ile kapiler borudan geçen debinin eşit olması ve genel sistemdeki enerji dengesi ile soğutucu akışkanın buharlaştırıcıdan geçerken kazandığı enerjinin karşılaştırılması istenmiştir. Sistemde farklı akışkanlar kullanılarak çözüm yapılmış ve çözümler karşılaştırılmıştır.

Bolaji ve Falade [5] tarafından, buhar sıkıştırımlı bir soğutma sisteminin performans ve yapı testleri yapılmıştır. Deneyden elde edilen veriler, termodinamiğin birinci ve ikinci yasası kullanılarak; sistemden çekilen net ısı, etkinlik katsayısı (COP), kompresör işi vb. değerlerin bulunması ile analiz edilmiştir. Deneylelerden elde edilen sonuçlar, farklı parametreler için düzenlenmiştir.

Sıkıştırma işleminde, soğutucu akışkan ideal gaz olarak kabul edilmiş ve kompresör işi basınçlar oranı kullanılarak elde edilmiştir. Kompresörün izantropik verimi ise izantropik sıkıştırma işinin kompresör işine oranı olarak hesaplanmıştır. Test boyunca izantropik verim ve ortalama soğutma kapasitesi sırasıyla %86.7 ve 915.8W olarak bulunmuştur.

## **Korelasyonlar**

Shah [6], kritik altı ısı akılarında yatay ve düşey kanal içinde, doymuş kaynama boyunca geçerli ısı geçiş katsayılarının elde edilebilmesi için genel bir korelasyon sunmuştur. Bu korelasyon, sekiz akışkan için yapılan 19 deneysel çalışmadan elde edilen 780 veri noktası ile karşılaştırılmış ve ortalama sapma %14 olarak bulunmuştur.

Kandlikar [7], yatay ve düşey boru içinde doymuş akış kaynaması durumundaki ısı geçiş katsayılarının belirlenmesi için yaptığı çalışmada, 10 akışkanla yapılan 24 deneysel çalışmadan 5246 veri noktası elde etmiştir. Bu çalışmada sunulan korelasyon, su için %15.9 ve tüm soğutucu akışkanlar için %18.8 ortalama sapma değerine sahiptir.

Gungor ve Winterton [8], çoğu yatay ve düşey kanallarda olmak üzere, doymuş kaynamaya ait verileri kullanarak zorlanmış taşınım kaynama için genel bir korelasyon geliştirmiştir. Hesaplanan ve ölçülen doymuş kaynama ısı geçiş katsayıları arasındaki ortalama sapma %21.4 olarak bulunmuştur.

Fang [9], soğutucu akışkan R134a'nın çift fazlı kaynama akışlarındaki ısı geçiş katsayısında geçerli bir korelasyon geliştirmiştir. Bu korelasyon, akış kaynamaları ile büyük oranda ilgili, Fang tarafından geliştirilen boyutsuz sayıdan(Fa) yararlanmaktadır. Ortalama mutlak sapma değeri %14.2 değerine sahip olup diğer soğutucu akışkanlar için de yüksek tahmin doğruluğu göstermektedir.

Dobson ve ark. [10] yatay kanallarda, yoğuşmanın olduğu durumlarda bazı soğutucu akışkanların (R12, R22, R134a ve R32-R125'in %50-%50 ve %60-%40 karışımları) ısı geçiş katsayılarını araştırmıştır. Yerçekimi-baskın ve kayma-baskın akışlar için birkaç korelasyon önerilmiştir. Kendi çalışmalarındaki ve diğer kaynaklardaki verilerin başarılı bir şekilde tahmini yapılmıştır.

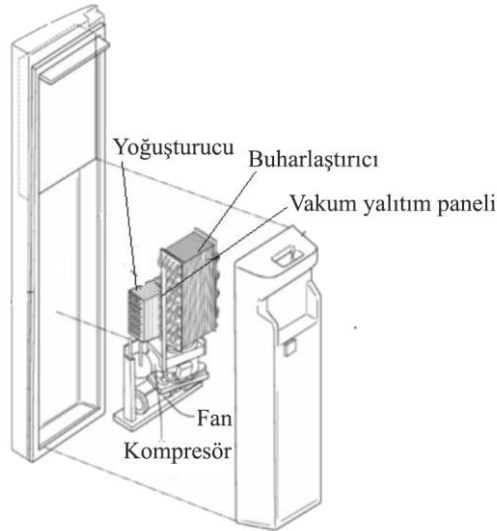
Thome ve ark.[11] farklı akış rejimleri için yoğuşmanın olduğu yatay borularda, deneysel verileri tahmin edebilmek amacıyla akış modeline dayalı bir model önermiştir. Bu model 15 farklı akışkan (R-11, R-12, R-22, R-32, R-113, R-125, R-134a, R-236ea, R-32/R-125 near-azeotrope, R-404A, R-410A, propan, n-bütan, iso-butan and propilen) için test verileri ile karşılaştırılmıştır. Karşılaştırmalar, kütle akılarının 24-1022 kg/m<sup>2</sup>s, kuruluk derecelerinin 0.03-0.97, indirgenmiş basınçların 0.02-0.8MPa ve kanal iç çaplarının 3.1-21.4mm değerleri aralığında olduğu koşullarda yapılmıştır. Model, hidrokarbon olmayan bileşik veri tabanının (1850 veri noktası)

%85'ini ve hidrokarbon verilerinin (2771 veri noktası) %75'ini  $\pm 20$  olarak tahmin etmiştir.

Cavallini ve Ark.[12], pürüzsüz ve iç çapı 3mm'den büyük borulardaki akışlarda, sıcaklık farkına ( $\Delta T$ ) bağlılığına göre yoğuşma ısı geçiş katsayısının bulunması için yeni bir metot önermiştir. Metot, hidrofloroklorokarbonlar, hidroflorokarbonlar, hidrokarbonlar, karbondioksit, amonyak ve suya ait toplam 5478 veri noktası içeren veri tabanını % 14'lk ortalama mutlak sapma ile tahmin etmiştir.

## 1.2 Patent Araştırması

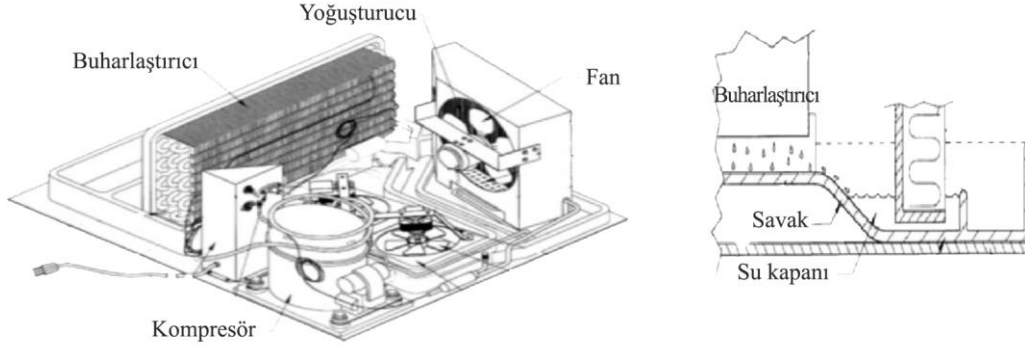
Whirlpool Co., kapıya yerleştirilen kompakt bir soğutma sistemini vurgulayan US9097454 B2 (2015) yayın numarasıyla bir patent çalışması [13] gerçekleştirmiştir. Kompakt soğutma sistemi (şekil 1.1), aralarında iletişim sıvısı bulunan bir buzdolabı bölmesi ve bir dondurucu bölmesinden oluşmaktadır. Kabin içindeki taşınabilir bir bölme duvarı, buzdolabının bölmesini değiştirmeye olanak tanır. Vakum yalıtım paneli kullanılarak buharlaştırıcı ile yoğuşturucu arasındaki ısı kayıplarının en aza indirgenmesi amaçlanmıştır. Ayrıca, buz yapıcıyı ve buz dağıtıcısını, soğutma sisteminin üstünde ve kapıda konumlandırmak amaçlanmıştır.



şekil 1.1 Kapıda Kompakt Soğutma Sistem Tasarımı [13].

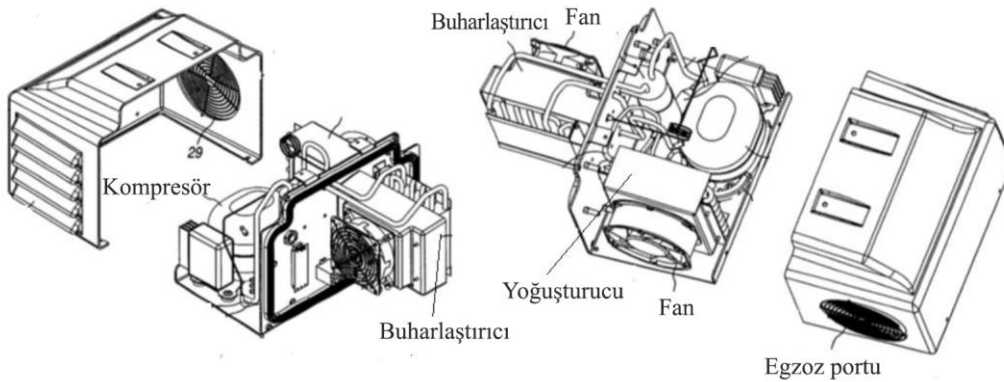
Victory Refrigerator Company, US6070424 A (2000) yayın numarasına sahip, tüm soğutma bileşenlerinin monte edildiği bir plastik taban içeren kompakt bir soğutma birimi (şekil 1.2) hakkında bir patent [14] icat etmiştir. Bu buluşta genel anlamda

yoğuşmanın kontrolü amaçlanmaktadır. Tasarım, yoğuşan suyun yoğuşturucudan buharlaştırıcıya bir savak yoluyla akışını amaçlamaktadır. Sıcak havanın kapak alanına girmesini önlemek için savağa yakın bir su tuzağı oluşturulmuştur. Yalıtım amacıyla kapakta iç ve dış duvar mevcuttur.



**Şekil 1.2** Kompakt Soğutma Ünitesinin Genel Görünümü [14].

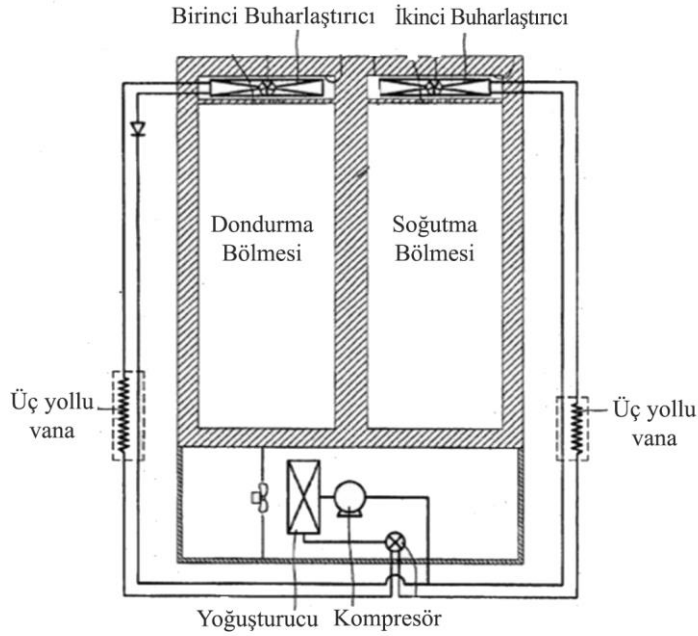
US6345512 B1 (2002) yayın numarasıyla Marconi Commi Inc. tarafından icat edilen patent [15]; verimli, DC güç kullanan ve çalışma sıvısı olarak etilen glikol kullanan bir sistemle (Şekil 1.3) ilgilidir. Herhangi bir elektrik kesintisi durumunda, yedek piller güç temin etmektedir. Bu buluş, gerekli gücün düşük miktarlara kadar indirilmesi ve maksimum verimliliğe sahip olması için düzenlenmiştir. Buharlaştırıcının monte edilmesi ile hava akışının minimum dirence sahip olması amaçlanmaktadır.



**Şekil 1.3** DC Soğutma Sistemi Tasarımı [15].

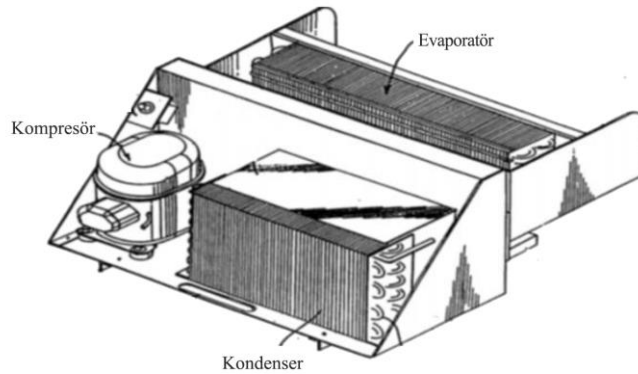
US2010162744 A1 (2010) yayın numaralı, LG Electronics Inc.a ait buluşun [16] temel amacı, kapasitenin artması ve bölgenin daha düzgün yayılı soğuk havaya sahip olmasıdır. Bu amaçlar, Şekil 1.4'te görülen sistemdeki hava kanalları, buharlaştırıcılar ve tavanın iç tarafındaki buharlaştırıcı fanlarıyla sağlanır. Patent tasarımını, tek bir

kompresöre ayrı ayrı bağlanan iki buharlaştırıcıya sahiptir. Bu soğutucu, bir bölme duvarı ile ayrılmış dondurma bölgesi ve soğutma bölgesinden oluşmaktadır. Bölgelerde düzgün dağılmış bir sıcaklığa sahip olunması, dolabın kapı tasarımını için çok önemlidir.



Şekil 1.4 Soğutma Sisteminin Genel Görünümü [16].

Coca Cola Company, birçok sökülebilir modüler birimden oluşan ve kompakt bir soğutma aparatı olan US5417079 A (1995) yayın numarasına sahip bir patent çalışması [17] gerçekleştirmiştir. Soğutma ünitesi (Şekil 1.5) kabinin alt kısmına yerleştirilmiştir. Alt bölmeye yerleştirilmiş iki fan, arka duvardan ön duvara doğru havanın dairesel bir biçimde akmasını sağlayarak ısı geçişini artırmaktadır.



Şekil 1.5 Kompakt Soğutma Aparatı Tasarımı [17].



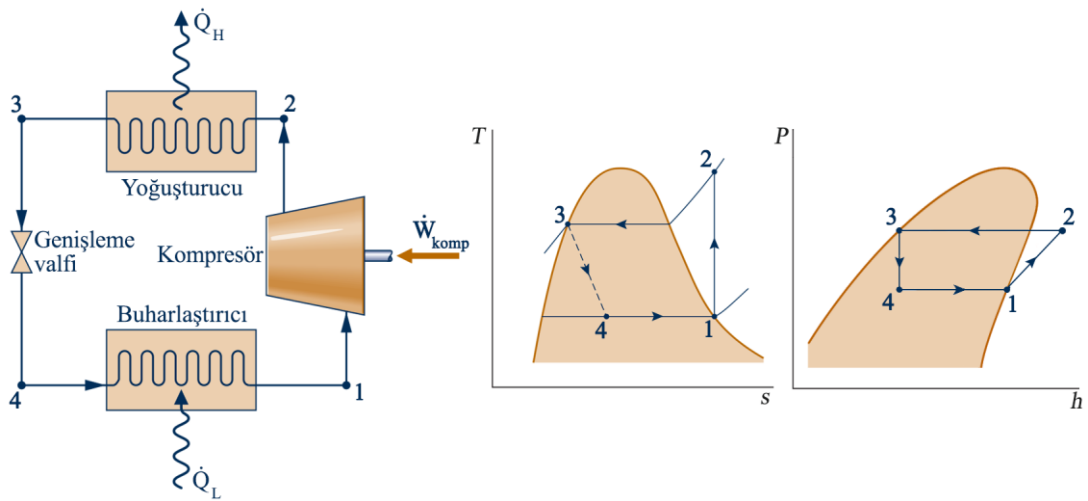
## 2. SOĞUTMA SİSTEMİNİN TERMODİNAMİK VE ISI GEÇİŞİ DENKLEMLERİ

Bir soğutma sisteminin iyi bir şekilde tanınması ve buna uygun olarak bazı kabullerin yapılması gerekmektedir. Diğer yandan, simülasyon sırasında akışkanın sahip olduğu kütle debisi, buharlaştırıcının soğutulan hacimden çektiği ısı, yoğuşturucunun dış ortama verdiği ısı, sistemin toplam ısı kazancı vb. hesapların yapılabilmesi için bazı denklem ve korelasyonlara ihtiyaç duyulmaktadır. Bu bölümde, gerekli olan termodinamik ve ısı geçişi altyapısı üzerinde durulmaktadır.

### 2.1 Soğutma Sistemi ve Elemanları

Akışkanın tamamen buharlaştırılarak bir kompresörde sıkıştırıldığı ve bir genişleme elemanı ile genişleme işlemi uygulandığı soğutma çevrimleri; buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimleri olarak bilinmektedir. İdeal bir buhar sıkıştırımlı çevriminde; kompresör, buharlaştırıcı, yoğuşturucu ve genişleme valfi bulunmaktadır.

Soğutma çevrimlerinde kullanılan akışkana soğutucu akışkan denilmektedir. Soğutucu akışkanın ideal bir buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimindeki hal değişimlerinin T-s ve P-h diyagramları üzerindeki gösterimi ve çevrimde kullanılan elemanlar Şekil 2.1'de görülmektedir.



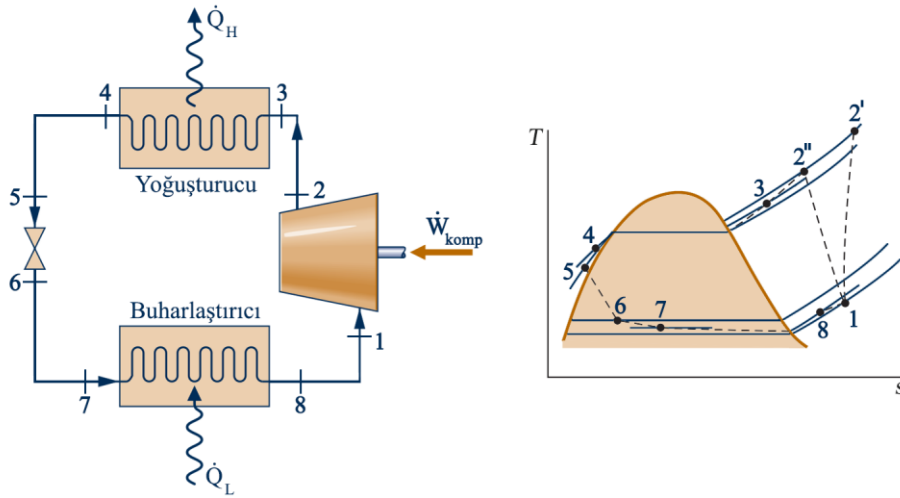
Şekil 2.1 : İdeal buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi.[18,19].

1-2 halleri arasındaki izantropik sıkıştırma, bir kompresör ve 3-4 halleri arasındaki izantropik genişleme bir genişleme vanası ile yapılmaktadır. Buharlaşma (4-1) ve yoğuşma (2-3) işlemleri ise sırasıyla buharlaştırıcı ve yoğuşturucu tarafından sağlanmaktadır. Burada, soğutucu akışkan buharlaştırıcıya doymuş sıvı-buhar karışımı olarak girmekte ve doymuş buhar olarak olarak çıkmaktadır. Kompresörden kızgın buhar olarak çıkan soğutucu akışkan ise kondesere girip doymuş sıvı olarak çıkmaktadır. Bu halde genişleme vanasına girerek, entalpi sabit kalacak şekilde (izantropik) genişletilmektedir.

Gerçek buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi ise, akışkandaki basınç düşümleri ve sistemin çevreyle olan ısı geçişi olayları dolayısıyla ideal çevrimden farklıdır. Gerçek buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminin elemanları ve T-s diyagramı Şekil 2.2'de gösterilmektedir. Gerçek buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi, ideal buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi ile karşılaştırılacak olursa; 1-2 arasındaki hal değişimi yani sıkıştırma işlemi boyunca soğutucu akışkanın entropisinin artabileceği veya azalabileceği görülmektedir. Eğer tersinmezlik varsa ve soğutucu akışkana dışarıdan bir ısı geçişi oluyorsa, entropi artmakta ve 1-2' hal değişimi geçerli olmaktadır. Fakat soğutucu akışkandan dışarıya ısı geçişi oluyor ise entropide azalma meydana gelmekte ve bu durumda 1-2" hal değişimi geçerli olmaktadır. Yoğuşturucudan ayrılan soğutucu akışkan ise sıkıştırılmış sıvı halinde olabilmektedir. Yoğuşturucuda ve bağlantı borularında basınç düşümü olmakta ve akışkanın genişleme vanasına girmesi daha düşük sıcaklık ve basınçta gerçekleşmektedir. Bu durum, soğutucu akışkanın buharlaştırıcıya daha düşük entalpide girmesine ve dolayısıyla buharlaştırıcının soğutulan hacimden daha fazla ısı çekmesine neden olacağı için bir kazanç olarak görülmektedir. Soğutucu akışkan, buharlaştırıcı ve genişleme vanası arasındaki borularda ve buharlaştırıcıda bir miktar basınç düşümüne uğramaktadır. Buharlaştırıcıdan kızgın buhar olarak çıkan akışkanın basıncında yeniden bir basınç düşüşü olmakta ve akışkan, dış ortamdan bir miktar ısı almaktadır. Bu durum ise kompresör işinde bir artışa neden olduğundan kayıp olarak nitelendirilmektedir.

Ev tipi soğutma sistemlerinde, ideal ve gerçek buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimlerinin temel elemanlarına ek olarak, yardımcı elemanların da kullanımı söz konusu olabilmektedir. Bunlardan bir tanesi filtre – kurutucudur (dryer'dir). Bu elemanın temel görevi; nemi, asidi ve talaş vb. pislikleri tutmaktır. Sıvı hattı ve emiş hattı filtre kurutucusu olmak üzere iki çeşittir. Sıvı hattı filtre kurutucusu daha çok nem

tutma amaçlı kullanılırken, emiş hattı filtre kurutucusu pislik tutma amaçlı kullanılmaktadır[21].



**Şekil 2.2 :** Gerçek buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi.[20].

## 2.2 Soğutma Sistemindeki Akış ve Isı Geçişi Hesapları

Bu çalışmada incelenen buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi elemanları için akış ve ısı geçişi denklemlerinin kullanılması ve bazı kabullerin yapılması gerekmektedir. Bu kısımda, soğutma sistemine ait önemli denklemler, çevrim elemanlarının sistemde üstlendikleri görevlere bağlı olarak ayrı ayrı verilmektedir.

### 2.2.1 Kompresör

Bir kompresör pistonunun üst ölü konumunda, vana bağlantı noktalarını ve üretim toleranslarını karşılamak için her zaman küçük bir buhar hacmi kalır. Bu açıklık hacmi, silindire giren buhar miktarını azaltmaktadır. Açıklık hacminin etkisini hesaba katmak amacıyla; ideal kütle debisi, hacimsel verim (volumetric efficiency) ile çarpılır[23].

$$\dot{m}_{komp} = \frac{\dot{V}_s}{v_1} \eta_v \quad (2.1)$$

$n$  ve  $V_s$  sırasıyla devir sayısı ve çevrim başına strok (süpürme) hacmi olmak üzere,  $\dot{V}_s = V_s \cdot n$  şeklinde bir bağıntı mevcuttur.  $\dot{V}_s$ , kompresörün süpürme hızıdır. Bu doğrultuda Denklem 2.1, aşağıdaki gibi düzenlenebilmektedir.

$$\dot{m}_{komp} = \frac{V_s}{v_1} n \eta_v \quad (2.2)$$

Burada  $\dot{m}_{komp}$  bir ideal kompresörün kütle debisidir.  $v_1$ , kompresörün emme portundaki basınç ve sıcaklığın fonksiyonu olarak hesaplanabilen özgül hacmi ifade etmektedir.  $\eta_v$  ise aşağıdaki bağıntı ile hesaplanabilmektedir.

$$\eta_v = 1 - c \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{k}} - 1 \right] \quad (2.3)$$

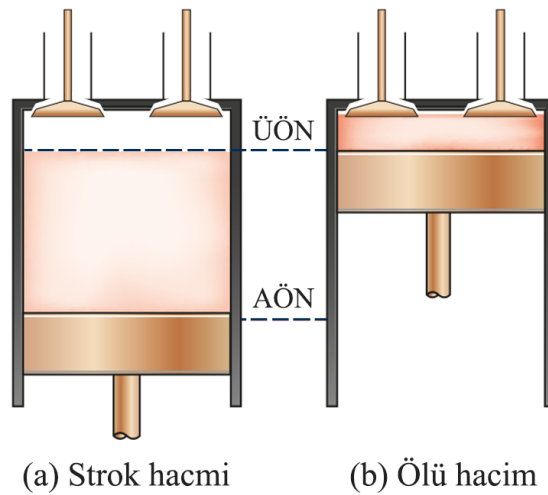
Burada,  $p_2$  ve  $p_1$  sırası ile basma ve emme tarafındaki basınç değeri ve  $k$  ise soğutucu akışkanın özgül ısılar oranıdır.  $c$  açıklık oranı (clearance fraction) olup Denklem 2.4'den elde edilmektedir.

$$c = \frac{\text{Ölü hacim}}{\text{Strok hacmi}} = \frac{V_c}{V_s} \quad (2.4)$$

Bir pistonlu kompresörde açıklık hacmi, piston üst ölü noktadayken aldığı minimum hacim; strok (süpürme) hacmi ise pistonun alt ölü nokta ve üst ölü nokta arasında, kompresörün süpürdüğü hacimdir. Bu hacimlerin şematik gösterimi Şekil 2.3'te mevcuttur.

İdeal bir pistonlu kompresörün işi, sıkıştırmanın izantropik ( $pv^k = \text{sabit}$ ) olduğu durumda aşağıdaki gibi ifade edilebilmektedir[23].

$$w_{komp} = p_1 v_1 \frac{k}{k-1} \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{1/k} - 1 \right] \quad (2.5)$$



Şekil 2.3 : Pistonlu kompresörlerde strok hacmi ve ölü hacim [19].

$h_1$  ve  $h_2$  sırasıyla emme ve basma tarafındaki entalpi değerleri olmak üzere kompresörün izantropik verimi,  $\eta_{komp}$  aşağıdaki ifade ile tanımlanmaktadır.

$$\eta_{komp} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (2.6)$$

Kompresörün gücü ise aşağıda bulunan Denklem 2.7'den elde edilebilmektedir.

$$\dot{W}_{komp} = \dot{m}_{komp} \frac{(h_{2s} - h_1)}{\eta_{komp}} \quad (2.7)$$

Basma tarafındaki entalpi değeri, kompresör duvarında enerji dengesi yardımıyla elde edilen aşağıdaki ifadeden hesaplanabilmektedir.

$$h_2 = h_1 + \frac{(\dot{W}_{komp} - \dot{Q}_{komp})}{\dot{m}_{komp}} \quad (2.8)$$

Kompresör duvarının çevre ile arasında gerçekleşen ısı geçişi,

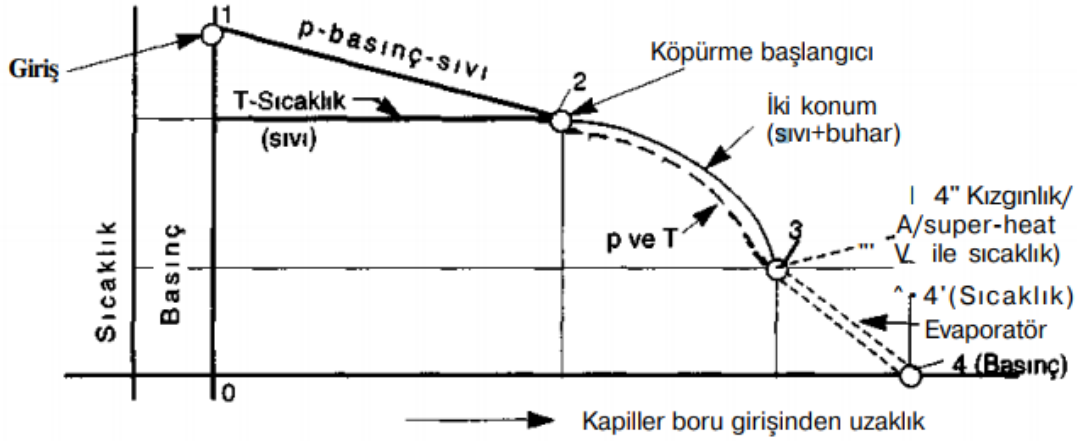
$$\dot{Q}_{komp} = UA_{komp}(T_{2s} - T_{\infty}) \quad (2.9)$$

bağıntısından elde edilebilmektedir. Burada  $T_{\infty}$  çevre sıcaklığı,  $T_{2s}$  izantropik kompresör çıkış sıcaklığı ve  $UA_{komp}$  kompresör duvarının toplam ısı geçiş katsayısıdır.[24]

### 2.2.2 Kılcal Boru

Buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminin genişleme elemanı olarak, ev tipi soğutma uygulamalarında yaygın olarak kullanılan kılcal boru tercih edilmektedir. Kılcal borular, çapı küçük ve boyu gerektiği kadar uzun borulardır. Akışkandaki basınç düşümünü, akışkanın geçişini sınırlayarak sağlamaktadırlar. Şekil 2.4'te kılcal boru boyunca basınç ve sıcaklık değişimi verilmektedir.

Kılcal borudaki ısı kayıpları, kinetik ve potansiyel enerjilerdeki küçük değişimler ihmal edilirse, kılcal borunun giriş ve çıkış entalpilerinin eşit olduğu söylenebilmektedir.



Şekil 2.4 : Kılcal boru için basınç-sıcaklık eğrisi [25].

Kılcal boru giriş ve çıkışındaki basınç farkı ise, çevrimde dolaşan soğutucu akışkanın debisi ile ilişkilidir ve boru çapı küçüldükçe artmaktadır. Kılcal boru boyunca ortalama özgül hacme  $v_m$  denilirse, kütle debisi[4]:

$$\frac{m_t}{A} = \left( \frac{P_4 - P_3}{v_m \left[ \ln \left( \frac{P_4}{P_3} \right) + 2f_m \frac{L}{D} \right]} \right)^{1/2} \quad (2.10)$$

olarak ifade edilmektedir. Burada  $L, D$  sırasıyla kapileri tüpün boyu ve çapıdır. Ayrıca  $f_m$  ortalama sürtünme katsayısını ifade etmektedir. Sürtünme katsayısının ifadeleri Denklem 2.11a ve 2.11b'de verilmektedir. [30]

$$\frac{1}{f^{1/2}} = -1.8 \log \left[ \frac{6.9}{Re_D} + \left( \frac{\epsilon}{3.7} \right)^{1.11} \right] \quad (\text{Türbülanslı akış}) \quad (2.11a)$$

$$f = \frac{64}{Re_D} \quad (\text{Laminar Akış}) \quad (2.11b)$$

### 2.2.3 Isı Değiştiricileri

Bu çalışmada ısı değiştirici görevi gören soğutma çevrimi elemanları (buharlaştırıcı ve yoğuşurucu) ev tipi soğutma uygulamalarında yaygın olarak kullanılan, birbirinden farklı düz-kanatlı borulu ısı değiştiricileridir. Her iki elemanda da ısı geçişi miktarını artırmak için birer fan ile oluşturulan çapraz akış mevcuttur. Çapraz akışlı ısı değiştiricilerinde ısı geçişi hesabı için  $\epsilon$ -NTU metodu kullanılmaktadır.

### $\varepsilon - NTU$ metodu

Sıcak akışkandan soğuk akışkana birim zamanda geçen ısı miktarı,

$$\dot{Q} = \varepsilon C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i}) = \varepsilon C_{min} \Delta T_{max} \quad (2.12)$$

olarak tanımlanmaktadır. Burada  $\varepsilon$  ısı değıştiricisinin etkenliğidir.  $C_h$  ve  $C_c$  sırasıyla sıcak akışkanın ve soğuk akışkanın ısı kapasite debileri olmak üzere  $C_{min}$ ;  $C_h$  ve  $C_c$ 'den küçük olanı,  $\Delta T_{max}$  ise akışkanların giriş sıcaklıkları farkıdır.

Etkenlik; herhangi bir akış düzenine sahip ısı değıştiricisi için sıcak akışkandan soğuk akışkana geçen gerçek ısının ( $\dot{Q}$ ), olabilecek maksimum ısı geçişine ( $\dot{Q}_{max}$ ) oranı olarak tanımlanmaktadır.

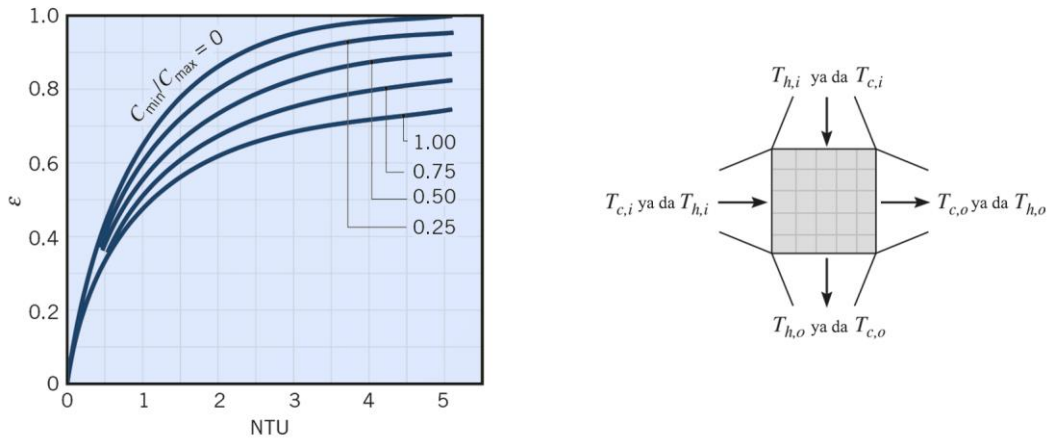
$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} \quad (2.13)$$

Bu methodda çözüm için gerekli olan  $NTU$  (geçiş birimi sayısı),

$$NTU \equiv \frac{UA}{C_{min}} \quad (2.14)$$

şeklinde tanımlanmaktadır.

Çalışmada kullanılan kanatlı borulu ısı değıştiricisinde, sıcak ve soğuk akışkanlar kendi arasında karışmamaktadır. Bu durumun sembolik gösterimi ile  $\varepsilon$  ve  $NTU$  arasındaki ilişki Şekil 2.5'te verilmektedir.



**Şekil 2.5 :** İki akışkanın da karışmadığı, çapraz akışlı ısı değıştiricisinin etkenliği ve sembolik gösterimi [27].

Düz kanatlı borulu bir ısı değiştiricisi için UA değeri aşağıdaki bağıntıdan bulunabilmektedir.

$$UA = \left( \frac{1}{\eta_0 h_d A} + \frac{\ln(d_d/d_i)}{2\pi k_f N_t L_1} + \frac{1}{h_i \pi d_i L_1 N_t} \right)^{-1} \quad (2.15)$$

Bu ifadede,  $N_t$  ısı değiştiricisindeki toplam boru sayısını,  $L_1$  hava akışı boyunca ısı değiştiricisinin boyunu ve  $\eta_0$  genişletilmiş yüzey verimini ifade etmektedir.  $A$  ve  $A_f$  sırasıyla ısı değiştiricisinin ve kanadın toplam ısı geçişi yüzey alanı olmak üzere,  $\eta_0$ 'a ait bağıntı aşağıda verilmiştir.

$$\eta_0 = 1 - (1 - \eta_f) \frac{A_f}{A} \quad (2.16)$$

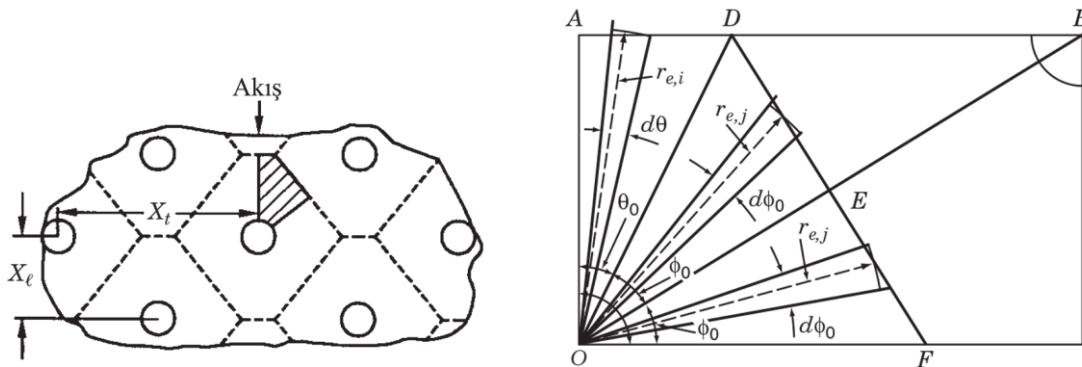
Burada  $\eta_f$ , kanat verimini ifade etmektedir.

### Kanat verimi ( $\eta_f$ )

Düz kanatlı dairesel borulu ve kaydırılmış sıralı boru demetli ısı değiştiricilerindeki  $\eta_f$  değerinin elde edilmesi için *eşdeğer halka metodu* (equivalent annulus method) kullanılabilir. Bu metodda kanat verimi Denklem 2.17'den elde edilmekte ve sonrasında metoda ait temel bağıntılar belirtilmektedir[28].

$$\eta_f = \frac{\sum_{i=1}^m \eta_{f,i} A_{f,i} + a \sum_{j=1}^n \eta_{f,j} A_{f,j}}{\sum_{i=1}^m A_{f,i} + a \sum_{j=1}^n A_{f,j}} \quad (2.17)$$

Eşdeğer halka metodu dâhilindeki kanat verimi hesabında, Şekil 2.6'da görülebilen eşdeğer altıgen bir kanat, dairesel boru çevresinde aynı kanat yüzeyine sahip dairesel kanatlar cinsinden ifade edilmektedir.



Şekil 2.6 : Kaydırılmış sıralı borulu bir kanat ve temsili bir parçası [28].

Şekil 2.6’da görülen  $\theta_0$  ve  $\phi_0$  açılarının sırasıyla m ve n adet parçaya bölünmesi ile  $\Delta\theta$  ve  $\Delta\phi$  elde edilmektedir.

Her bir altıgen dilimin dış yarıçap değerleri,

$$r_{e,i} = X_l \left[ \frac{\tan(i\Delta\theta) - \tan[(i-1)\Delta\theta]}{\Delta\theta} \right]^{1/2} \quad (2.18a)$$

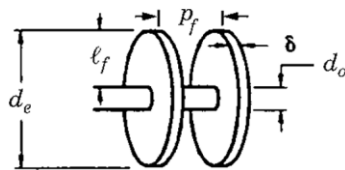
$$r_{e,j} = \frac{[X_l^2 + (X_l/2)^2]^{1/2}}{2} \left[ \frac{\tan(j\Delta\phi) - \tan[(j-1)\Delta\phi]}{\Delta\phi} \right]^{1/2} \quad (2.18b)$$

şeklinde elde edilmektedir. Kanat yüzey alanı ise bu değerler yardımı ile aşağıdaki bağıntılar kullanılarak hesaplanmaktadır[28].

$$A_{f,i} = r_{e,i} \cdot \tan(\Delta\theta) - 2\Delta\theta \frac{d_c^2}{4} \quad (2.19a)$$

$$A_{f,j} = r_{e,j} \cdot \tan(\Delta\phi) - 2\Delta\phi \frac{d_c^2}{4} \quad (2.19b)$$

Denklem 2.19’da  $d_c$  halka (collar) çapıdır ve boru dış çapı ile kanat kalınlığının toplamına eşittir. Denklem 2.17’de yerine yazılmak üzere  $\eta_{f,i}$  ve  $\eta_{f,j}$  ifadeleri Şekil 2.7’deki bağıntılar yardımı ile hesaplanabilmektedir.



Dairesel kanat

$$\eta_f = \begin{cases} a(m\ell_e)^{-b} & \text{for } \Phi > 0.6 + 2.257(r^*)^{-0.445} \\ \frac{\tanh \Phi}{\Phi} & \text{for } \Phi \leq 0.6 + 2.257(r^*)^{-0.445} \end{cases}$$

$$a = (r^*)^{-0.246} \quad \Phi = m\ell_e(r^*)^n \quad n = \exp(0.13m\ell_e - 1.3863)$$

$$b = \begin{cases} 0.9107 + 0.0893r^* & \text{for } r^* \leq 2 \\ 0.9706 + 0.17125 \ln r^* & \text{for } r^* > 2 \end{cases}$$

$$m = \left( \frac{2h}{k_f \delta} \right)^{1/2} \quad \ell_e = \ell_f + \frac{\delta}{2} \quad r^* = d_e o$$

Şekil 2.7 : Dairesel kanadın verim hesabı [28].

### 2.3 Isı Taşınım Katsayısı Bağıntıları

Soğutma sisteminde bulunan ısı değiştiricilerinin, iç ve dış taraflarında akış mevcut olduğu için ısı taşınım katsayılarının bilinmesi gereklidir. Yoğuşturucu ve buharlaştırıcının aynı ısı değiştiricisi sınıfına dâhil olmasına rağmen, iç taraftaki akış

özellikleri farklı olduğundan ısı taşınım katsayılarının tespiti için kullanılacak bağıntılar farklılık göstermektedir. Bu bölümde, düz kanatlı dairesel borulu ısı değiştiricilerde dış akış, dairesel borularda tek fazlı iç akış, buharlaşmanın ve yoğuşmanın olduğu iç akış durumları için bağıntılar incelenmektedir.

### 2.3.1 Dış akışta ısı taşınım katsayısının bulunması

Bahsi geçen ısı değiştiricileri için ısı transferi korelasyonu Wang ve Chi [29] tarafından geliştirilmiştir. Akış yönünde boru satır sayısı ( $N_r$ ) 2'den büyük ısı değiştiricilerinde geçerli korelasyon aşağıdaki gibi özetlenmektedir.

$$j = 0.086 Re_{dc}^{c_3} \cdot N_r^{c_4} \left(\frac{p_f}{d_c}\right)^{c_5} \left(\frac{p_f}{D_h}\right)^{c_6} \left(\frac{p_f}{X_t}\right)^{-0.93} \quad (2.20)$$

Burada  $p_f$ , fin aralığı ve  $d_c$ , halka (collar) çapıdır.  $Re_{dc} = \rho u_m d_c / \mu$  olarak ifade edilmektedir. Diğer katsayılar ise Denklem 2.21'de bulunan bağıntılarla hesaplanabilmektedir.

$$c_3 = -0.361 - \frac{0.042 N_r}{\ln Re_{dc}} + 0.158 \cdot \ln \left[ N_r \left(\frac{p_f}{d_c}\right)^{0.41} \right] \quad (2.21a)$$

$$c_4 = -1.224 - \frac{0.076 (X_l / D_h)^{1.42}}{\ln Re_{dc}} \quad (2.21b)$$

$$c_5 = -0.083 + \frac{0.058 N_r}{\ln Re_{dc}} \quad (2.21c)$$

$$c_6 = -5.735 + 1.21 \ln \frac{Re_{dc}}{N_r} \quad (2.21d)$$

Bu ifadelerde  $X_l$  ve  $X_t$  sırasıyla akışa paralel ve dik doğrultudaki iki ardışık boru arasındaki mesafeyi belirtmektedir.

### 2.3.2 İç akışta ısı taşınım katsayısının bulunması

Soğutma sistemindeki ısı değiştiricilerinde, yoğuşma ve buharlaşma olmak üzere iki farklı faz değişiminin olduğu ve hiç faz değişiminin olmadığı üç farklı akış tipi vardır. Her bir akış tipi için boru içindeki ısı taşınım katsayısı hesabı aşağıdaki bağıntılardan elde edilebilmektedir.

### Faz değişiminin olmadığı durumda Nusselt bağintıları

Isı değiştiricilerinin faz değişimi olmayan kısımlarında kullanılacak korelasyonlar verilmektedir. Akışın; laminar, geçiş veya türbölans bölgesinde olma durumuna göre üç muhtemel korelasyon mevcuttur[26].

Laminar akış durumunda ısıtma ve soğutma uygulamalarında ortalama Nusselt sayısı;  $RePrd_i/l$ 'nin düşük değerlerinde,

$$Nu_{o,1} = 3.66 \quad (2.22)$$

$RePrd_i/l$ 'nin yüksek değerlerinde,

$$Nu_{o,2} = 1.615\sqrt[3]{RePrd_i/l} \quad (2.23)$$

olarak tanımlanmaktadır.

$Pr < 1$  durumunda da geçerli olan,  $d_i/l$ 'nin yüksek değerlerinde (kısa borularda) geçerli Nusselt bağintısı ise denklem 2.24'teki gibi tavsiye edilmektedir.

$$Nu_{o,3} = \left(\frac{2}{1 + 22Pr}\right)^{1/6} (RePrd_i/l)^{1/2} \quad (2.24)$$

Burada  $d_i$  borunun iç çapı ve  $l$  borunun toplam uzunluğudur. Akışın ısı ve hidrodinamik gelişimi boyunca tüm dairesel boru uzunlukları için geçerli olan ortalama Nusselt sayısı denklemlerinden birisi aşağıdaki şekilde ifade edilmektedir[26].

$$Nu_o = \left\{ Nu_{o,1}^3 + 0.7^3 + [Nu_{o,2} - 0.7]^3 + Nu_{o,3}^3 \right\}^{1/3} \quad (2.25)$$

Türbölanslı akış bölgesinde, ortalama nusselt sayısı için  $\xi = (1.8\log_{10}Re - 1.5)^{-2}$  olmak üzere aşağıdaki denklem öne sürölmektedir. [26].

$$Nu_{o,t} = \frac{(\xi/8)RePr}{1 + 12.7\sqrt{\xi/8}(Pr^{2/3} - 1)} \left[ 1 + (d_i/l)^{2/3} \right] \quad (2.26)$$

Geçiş bölgesinde ise Nusselt sayısı;

$$\gamma = \frac{Re - 3000}{10^4 - 2300}, \quad 0 \leq \gamma \leq 1 \quad (2.27)$$

olmak üzere,

$$Nu = (1 - \gamma)Nu_{lam,2300} + \gamma Nu_{turb,10^4} \quad (2.28)$$

şeklinde ifade edilmiştir[26].

### Yoğuşmanın olduğu durumda Nusselt bağıntısı

Soğutucu akışkanın yoğuşturucudaki akışında, yoğuşturucunun belli bir kısmında yoğuşma gerçekleşmektedir. Dobson ve Chato [10], yoğuşmanın olduğu yatay borularda, yüksek buhar hızlarında Nusselt sayısının elde edilmesi için aşağıdaki bağıntıyı önermiştir.

$$Nu_D = \frac{hD}{k_l} = 0.023 Re_{D,l}^{0.8} Pr_l^{0.4} \left[ 1 + \frac{2.22}{X_{tt}^{0.89}} \right] \quad (2.29)$$

Denklem 2.29'da  $Re_{D,l} = 4m(1 - X)/(\pi D \mu_l)$ ,  $X = m_v/m$ 'dir ve  $X_{tt}$ 'nin ifadesi aşağıda gösterilmektedir.

$$X_{tt} = \left( \frac{1 - X}{X} \right)^{0.9} \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.5} \left( \frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0.1} \quad (2.30)$$

### Buharlaştırmanın olduğu durumda ısı taşınım katsayısı bağıntısı

Buharlaştırıcıya doymuş sıvı buhar karışımı halinde giren soğutucu akışkan, akış boyunca ısı alarak buharlaşmaktadır. Bu nedenle, borunun iç tarafı için seçilen korelasyonun dairesel boru içinde buharlaşma etkilerini içermesi gerekmektedir. Buharlaşma anında yatay borularda kullanılacak bir korelasyon aşağıda gösterilmektedir[31].

Sıvı fazın ısı taşınım katsayısı  $h_s$ , aşağıdaki Dittus-Boelter denklemi ile hesaplanmaktadır.

$$h_s = 0.023 \left[ \frac{m_t (1 - x) D}{A \mu_s} \right]^{0.8} Pr_s^{0.4} \frac{k_s}{D} \quad (2.31)$$

İki fazlı ısı geçiş katsayısı  $h_{if}$ ,  $\psi$  boyutsuz parametresi cinsinden,

$$h_{if} = \psi \cdot h_s \quad (2.32)$$

Denklemleri ile hesaplanabilmektedir.  $\psi$  elde edilmesinde kullanılan boyutsuz parametreler aşağıda gösterilmektedir.

$$Co = \left(\frac{1}{x} - 1\right)^{0.8} (\rho_g/\rho_s); \quad Bo = \frac{q}{\frac{m_t}{A} \cdot i_{fg}}; \quad Fr_L = \frac{\left(\frac{m_t}{A}\right)^2}{\rho_g^2 g D} \quad (2.33)$$

Yatay borularda N boyutsuz parametresi aşağıdaki gibi tanımlanmıştır (Chart Korelasyonu).

$$N = \begin{cases} Co, & Fr_L \leq 0.04 \\ 0.38 Fr_L^{-0.3} Co, & Fr_L > 0.04 \end{cases} \quad (2.34)$$

- $N > 1.0$  için;

$$\psi_{nb} = \begin{cases} 230 Bo^{0.5}, & Bo > 0.3 \cdot 10^{-4} \\ 1 + 46 Bo^{0.5}, & Bo < 0.3 \cdot 10^{-4} \end{cases} \quad (2.35)$$

$$\psi_{cb} = 1.8/N^{0.8} \quad (2.36)$$

ifadeleri geçerlidir ve  $\psi$ ,  $\psi_{nb}$  ve  $\psi_{cb}$  değerlerinden büyük olanına eşittir.

- $0.1 < N \leq 1.0$  için;

$$\psi_{bs} = F \cdot Bo^{0.5} \exp(2.74N^{-0.1}) \quad (2.37)$$

$$\psi_{cb} = 1.8/N^{0.8} \quad (2.38)$$

$$\psi_{cb} = 1.8/N^{0.8}$$

ifadeleri geçerlidir ve  $\psi$ ,  $\psi_{bs}$  ve  $\psi_{cb}$  değerlerinden büyük olanına eşittir.

- $N \leq 0.1$  durumunda ise Denklem 2.39 ve Denklem 2.40'da bulunan ifadeler kullanılmaktadır.

$\psi$ , aşağıdaki  $\psi_{bs}$  ve  $\psi_{cb}$  değerlerinden büyük olanına eşittir.

$$\psi_{bs} = F \cdot Bo^{0.5} \exp(2.47N^{-0.15}) \quad (2.39)$$

$$\psi_{cb} = 1.8/N^{0.8} \quad (2.40)$$

$N$  boyutsuz parametresinin elde edilmesi için kullanılan ifadelerde bulunan  $F$  sabiti de aşağıdaki gibi elde edilmektedir.

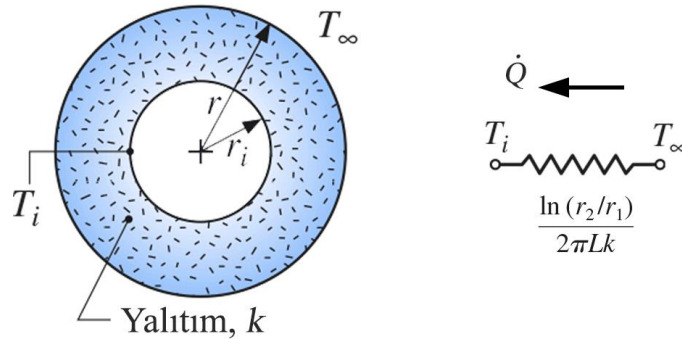
$$F = \begin{cases} 14.7, & Bo \geq 11 \cdot 10^{-4} \\ 15.43, & Bo < 11 \cdot 10^{-4} \end{cases} \quad (2.41)$$

## 2.4 Sistem Isı Kazancının Hesabı

Sistem çalışırken, dış ortam sıcaklığından farklı olan bölgeler ile dış ortam arasında ısı geçişi olayı meydana gelmektedir. Sisteme giren net ısı, sistemin ısı kazancı olarak adlandırılmaktadır. Isı kazancı kapsamında, soğutma elemanları arasındaki bağlantıyı sağlamak amaçlı yapılan boru sistemine ve soğutulan hacme, dış ortamdan geçen ısı incelenmektedir.

### Borulardan olan ısı kazancı

Soğutma uygulamalarında ısı kazancının en aza indirgenmesi için boru sistemine Şekil 2.8'de görüldüğü gibi bir ısı yalıtımı yapılması gerekmektedir. Borunun dış sıcaklığı ve ısı yalıtım malzemesinin iç sıcaklığı, soğutucu akışkanın sıcaklığına eşit kabul edildiği durumlarda oluşan ısı direnci ve ısı geçişi olayı Şekil 2.8'de gösterilmektedir.



Şekil 2.8 : Dairesel boru etrafındaki yalıtım ve ısı direnci [27].

Yalıtım malzemesinin iç sıcaklığı ve dış ortam sıcaklığı, sırasıyla  $T_i$  ve  $T_\infty$  olarak gösterilmektedir. Dış ortamdaki geçen ısı miktarı,

$$\dot{Q} = \frac{2\pi Lk}{\ln(r/r_i)} (T_\infty - T_i) \quad (2.42)$$

olarak ifade edilmektedir.

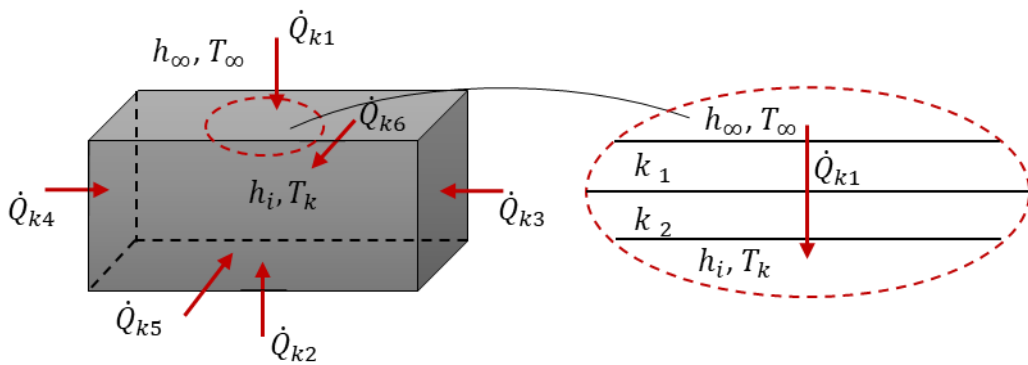
### Kabinden olan ısı kazancı

Şekil 2.9'da görüldüğü gibi soğutma hacmine altı farklı yüzeyden ısı geçişi olmaktadır. Kabin yüzeylerinden gerçekleşen ısı geçişinin hesaplanmasında, düz levhadan tek boyutlu ısı geçişi hesabı yapılmaktadır.

Dış ortam sıcaklığı olarak sabit çevre sıcaklığı ( $T_\infty$ ), kabinin iç tarafındaki sıcaklık olarak ise kabin içinde bulunan havanın sıcaklığı ( $T_k$ ) alınmaktadır. Isı geçişi birden fazla yüzeyden olduğu için toplam ısı geçiş miktarı  $\dot{Q}_k$ , Denklem 2.43 ile hesaplanabilmektedir.

$$\dot{Q}_k = \sum_{n=1}^6 \frac{T_\infty - T_k}{\frac{1}{h_\infty A_n} + \sum \frac{L_i}{k_i A_n} + \frac{1}{h_i A_n}} = \sum_{n=1}^6 (UA)_n [T_\infty - T_k] \quad (2.43)$$

Burada  $h_i$  kabinin iç tarafındaki ve  $h_\infty$  dış ortamdaki ısı taşınım katsayısını ifade etmektedir.

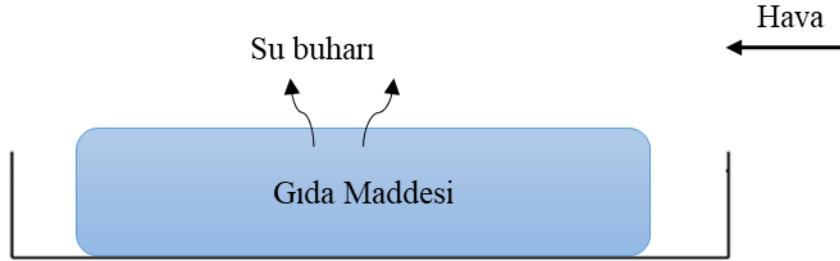


Şekil 2.9 : Soğutma hacmi ve ısı geçişi olayları.

Kabin içindeki ısı taşınım katsayısının ( $h_i$ ) belirlenmesinde, düz levha üzerinden olan akış durumundaki Nusselt bağıntıları kullanılmaktadır. Kabin dışındaki ısı taşınım katsayısının belirlenmesinde ise dış ortam havası durgun olduğu için, düz levha üzerinde doğal taşınım bağıntıları geçerlidir.

### Kabin içindeki kütle geçişi hesapları

Soğuk ya da soğumakta olan kabin havasına oda sıcaklığında bir madde konulması durumunda, bu madde kabin havasına ısı vererek soğuma eğilimi gösterir. Maddenin kabin içinde soğuması sırasında, Şekil 2.10'da görüldüğü gibi gıdadan hareket halindeki kabin havasına nem difüzyonu olmaktadır. Bu nedenle sistem ısı kazancı belirlenirken kütle geçişinden kaynaklı ısı geçişi de göz önüne alınmalıdır.



Şekil 2.10 : Kabin içine konulan kabin ve hava akışının şematik gösterimi.

Suyun difüzyon miktarı havada bulunan nem miktarına bağlıdır. Havada bulunan nem miktarı ise havanın bağıl nemi ile doğrudan ilişkilidir. Bu ilişki;  $X$  ve  $\varphi$  sırasıyla özgül nem ve bağıl nem olmak üzere, aşağıdaki Denklem 2.44 ile ifade edilmektedir.

$$X = 0.622 \frac{\varphi P_s}{P_T - \varphi P_s} \quad (2.44)$$

Burada  $P_s$  ve  $P_T$  sırasıyla, belli bir sıcaklıkta suyun doymuş halde kısmi basıncı ve toplam basıncı ifade etmektedir.

Gıda içerisindeki suyun, gıda yüzeyinden havaya olan kütle geçişi, aşağıdaki bağıntı ile ifade edilebilmektedir.

$$\dot{n}_{A,z} \cong h' C (x_{su,0} - x_{su,\infty}) \quad (2.45)$$

Burada  $h'$  kütle geçişi katsayısı,  $C$  molar derişiklik,  $x_{su,0}$  suyun yüzeydeki molar derişikliği ve  $x_{su,\infty}$ : suyun yüzeyinden uzaktaki molar derişikliğidir.

Düz levha üzerinden laminar akış koşullarının dikkate alındığı durum için, ortalama Sherwood sayısı Denklem 2.46 yardımıyla hesaplanabilmektedir[27].

$$\overline{Sh}_x = 0.664Re_x^{1/2}Sc^{1/3} \quad (2.46)$$

$L$  karakteristik uzunluk ve  $D_{AB}$  kütle yayınımlı olmak üzere  $h'$  aşağıdaki formülden hesaplanmaktadır.

$$h' = \frac{D_{AB}Sh}{L} \quad (2.47)$$





### 3. DENEYSEL ÇALIŞMALAR

Bu tez çalışması için, Bölüm 1’de de belirtildiği gibi yaklaşık 40 litrelik bir hacmin iç ortam sıcaklığını 5°C’de tutabilecek bir soğutma sistemi tasarlanmıştır. Bunu sağlamak amacıyla buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi dahilindeki genel sistem komponentleri (kompresör, yoğuşturucu, yoğuşturucu fanı, kılcal boru, buharlaştırıcı, buharlaştırıcı fanı vb.) içeren bir buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi kullanılmaktadır. Soğutma işlemi sırasında hacim olarak, en iyi performansı sağlamak üzere boyutlandırılan bir kabin belirlenmiştir. Kabin ve soğutma sistemi ile çevre arasında gerçekleşen ısı geçişini en aza indirmek için kabinin ve soğutma çevriminin bir kısmı yalıtım malzemesi ile kaplanmıştır.

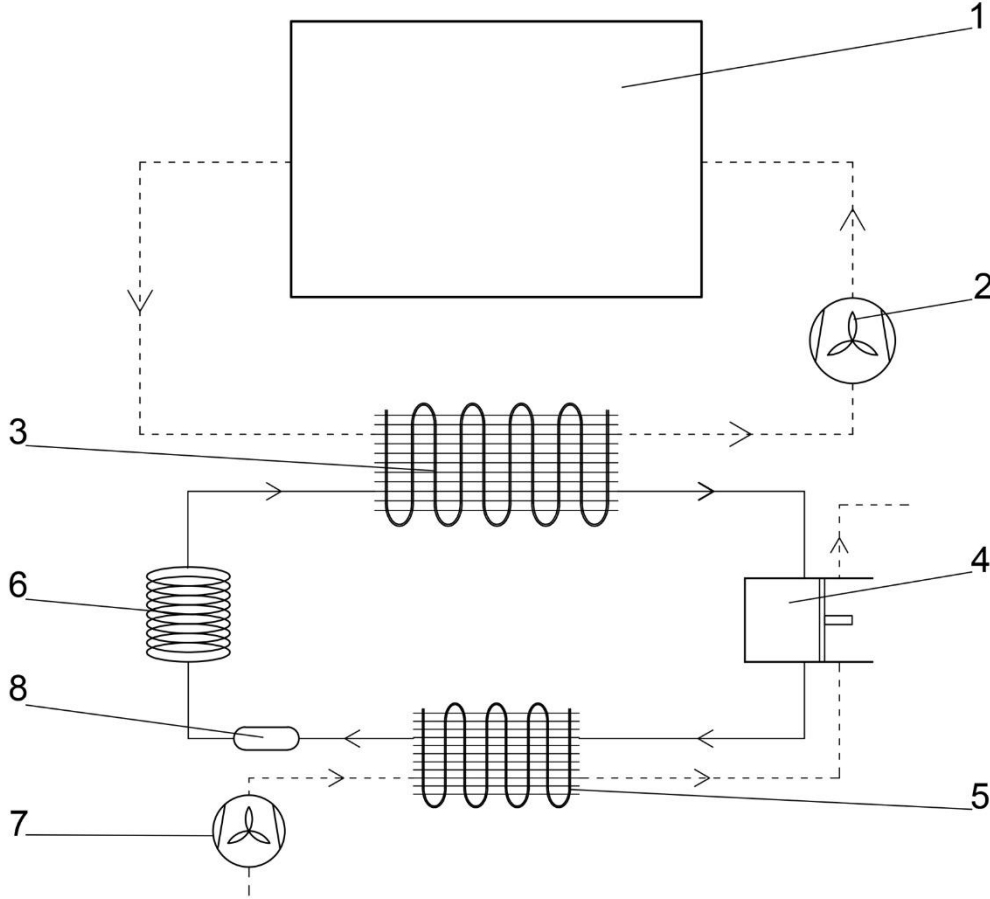
Oluşturulan bu soğutma sistemine ait deneyler; sistem elemanlarının sıcaklık değişimlerinin, sistemin performansının, kabine konulan bir gıda maddesinin davranışlarının incelenmesi amacıyla 25°C sıcaklık ve %35 bağıl neme sahip bir ortamda yürütülmektedir.

#### 3.1 Deney Tesisatı

Tasarlanan soğutma sistemi Şekil 5.1’de verilen bir kabini (1) soğutmaktadır. Kabin içinde dolaşan hava buharlaştırıcı üzerindeki radyal fan (2) ile emilip buharlaştırıcı üzerinden geçirilerek tekrar kabine basılmaktadır. Sistem dahilinde kullanılan kanatlı borulu ısı değiştiricisinden (Buharlaştırıcı) buharlaşarak çıkan soğutucu akışkan hermetik kompresöre (4) girmektedir. Kompresörden kızgın buhar olarak yüksek basınçta çıkan soğutucu akışkan; diğer bir kanatlı borulu bir ısı değiştiricisi olan yoğuşturucuya (5) girmekte ve bu bölgeden yoğuşarak çıkmaktadır. Sonrasında kılcal boruda (6) genişleyen akışkan tekrar buharlaştırıcıya girmektedir. Yoğuşturucu üzerindeki eksenel fan (7) ile çevre havası yoğuşturucu üzerinden geçirilmektedir.

Bu sistemde kabinin ortalama 5°C’de kalması istendiğinden, sistemin kabin içi sıcaklığının 4-6°C arasında kalacak şekilde çalışması istenmektedir. Bu nedenle sistemde sıcaklığı kontrol eden bir termostat mevcuttur. Bu sayede 4°C’ye geldiğinde kompresör durmakta, 6°C’ye yükseldiğinde tekrar devreye girmektedir. Sistem, bu

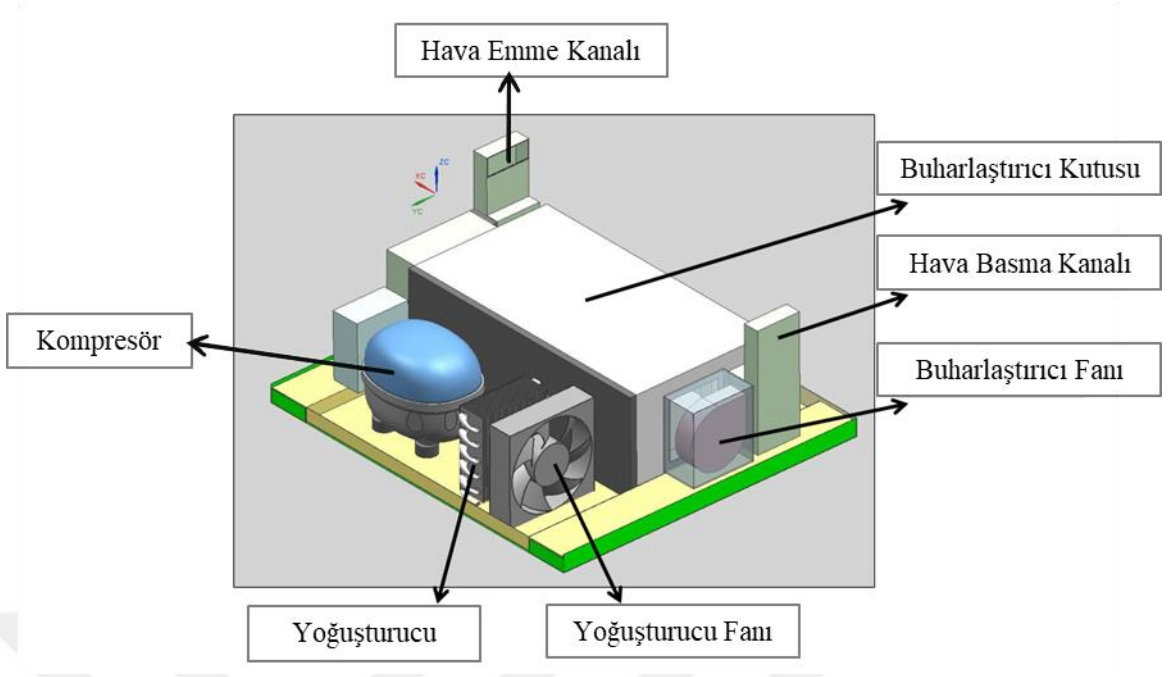
sıcaklık aralığında kalabilmek için dur-kalk (on/off) çevrimle kontrol edilerek denge koşullarına ulaştırılmaktadır.



**Şekil 3.1 :** Soğutma tesisatının şematik görünüşü. 1.Kabin, 2.Buharlaştırıcı Fanı, 3.Buharlaştırıcı, 4. Kompresör, 5.Yoğuşturucu, 6.Kılcal Boru, 7.Yoğuşturucu fanı, 8.Drayer.

Kompresör grubu, Şekil 3.2’de görüldüğü gibi aynı şasi üzerinde monte edilmiş hermetik kompresör, yoğuşturucu, yoğuşturucu fanı, kılcal boru ve diğer borulardan oluşmaktadır. Yoğuşturucu fanı dış havadan emdiği havayı önce yoğuşturucu üzerinden sonra kompresör üzerinden geçirmektedir.

Buharlaştırıcının içinde bulunduğu buharlaştırıcı kutusu, soğutma kabininin hemen altında ve kompresör grubunun yanında bulunmaktadır (Şekil 3.2).

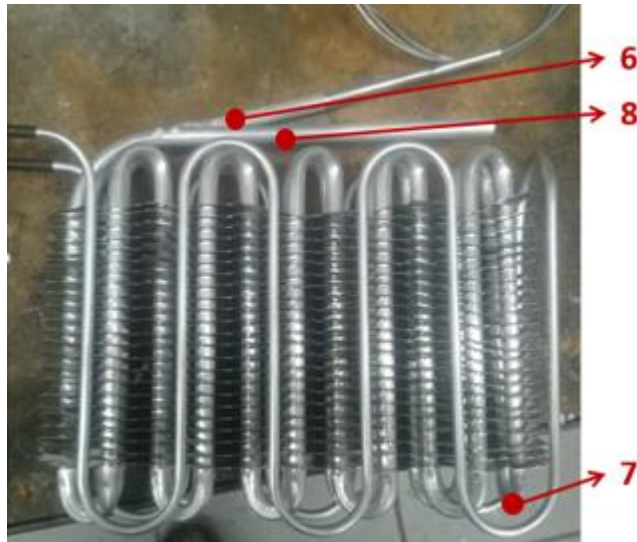


**Şekil 3.2 :** Kompakt soğutma sisteminin üç boyutlu modeli.

### Sıcaklık ölçümleri

Soğutma çevrimi üzerinde sıcaklık ölçümleri T tipi termoelemanlar kullanılarak yapılmaktadır. Bütün sıcaklık sinyalleri veri toplama sistemi (datalogger) ile toplanarak bilgisayar ortamına aktarılmaktadır. Soğutma çevrimi üzerindeki sıcaklıklar boru yüzeyinden ölçülmektedir. Termoelemanlar boru üzerine lehimlenerek sabitlenmektedir.

Buharlaştırıcı üzerindeki sıcaklık ölçme noktaları Şekil 3.3'te, kompresör grubu sıcaklık ölçme noktaları ise Şekil 3.4'te görülmektedir.



**Şekil 3.3 :** Buharlaştırıcı bölgesindeki sıcaklık ölçme noktaları.



**Şekil 3.4 :** Kompresör grubu sıcaklık ölçme noktaları.

Buharlaştırıcının giriş ve çıkışındaki hava sıcaklıkları ile kabin içinde tam orta noktadan hava sıcaklığı ölçülmektedir. Çizelge 3.1’de bütün sıcaklık ölçme noktaları, veri toplama sisteminden alınan sıraya uygun olarak listelenmektedir.

**Çizelge 3.1 :** Sıcaklık ölçme noktaları.

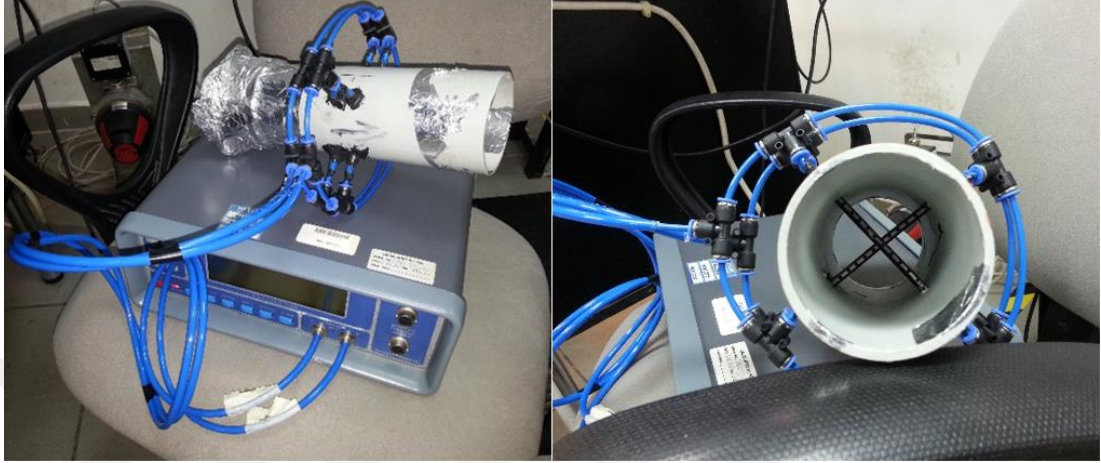
Termoeleman Numarası	Sıcaklık Ölçüm Noktası	Sıcaklık
1	Kompresör Çıkışı	T <sub>1</sub>
2	Yoğuşturucu Girişi	T <sub>2</sub>
3	Yoğuşturucu Orta Noktası	T <sub>3</sub>
4	Yoğuşturucu Çıkışı	T <sub>4</sub>
5	Drayer Çıkışı	T <sub>5</sub>
6	Buharlaştırıcı Girişi	T <sub>6</sub>
7	Buharlaştırıcı Orta Noktası	T <sub>7</sub>
8	Buharlaştırıcı Çıkışı	T <sub>8</sub>
9	Kompresör Girişi	T <sub>9</sub>
10	Buharlaştırıcıdan Çıkan Hava	T <sub>10</sub>
11	Buharlaştırıcıya Giren Hava	T <sub>11</sub>
12	Kabinin İçi	T <sub>12</sub>

### **Güç ve enerji ölçümleri**

Buharlaştırıcı ve yoğuşturucu fanlarının besleme voltaj değerleri değiştirilerek, sistem üzerinde farklı hava debileri sağlanmaktadır. Kompresör ve fanların çalıştığı süre boyunca ne kadar güç çektiği ölçülmekte ve ölçüm panosu kullanılarak bilgisayar ortamına aktarılmaktadır.

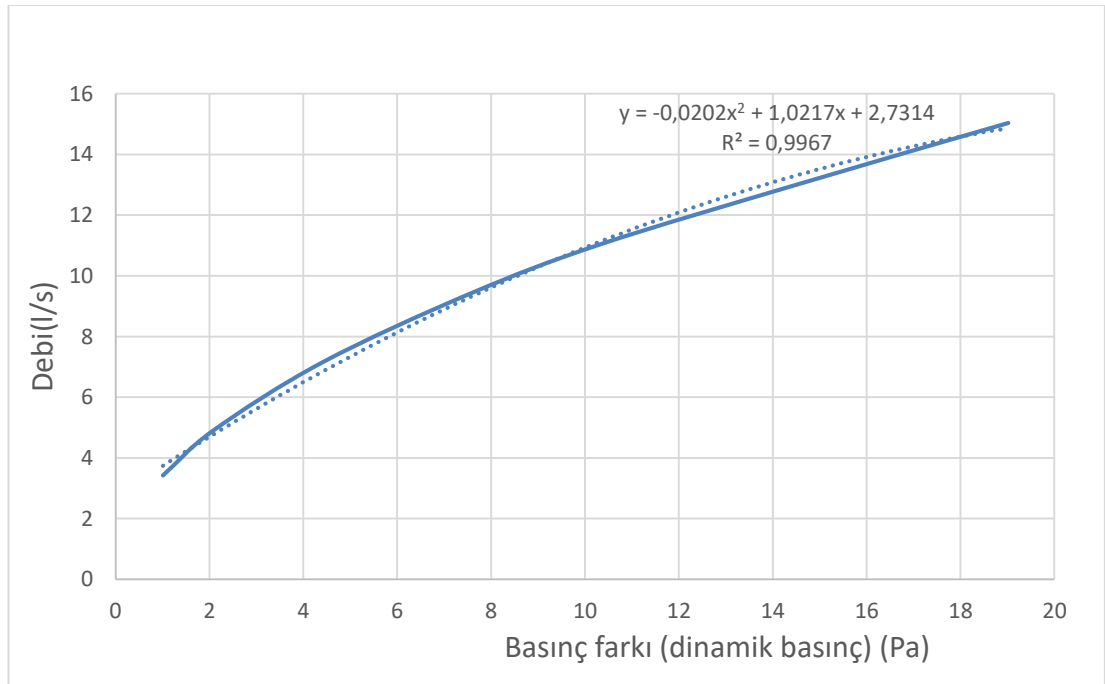
### Buharlaştırıcı fanının debi ölçümleri

Soğutma hacminde hava dolaşımı sağlayarak, bu hacmin soğutulması işleminde görev alan buharlaştırıcı fanının debi ölçümü gerçekteşirilmifitir. Debinin tespiti için Şekil 3.5'te görüldüğü gibi sistem donanımına uygun bir deney düzeneği hazırlanmıştır.



Şekil 3.5 : Buharlaştırıcı fanının debi ölçümü için hazırlanan deney düzeneği.

Kanala giren havanın dinamik basıncı ardarda iki noktadan alınan basınç sinyalleri ile belirlenmektedir. Bir manometre yardımıyla okunan değerler, kanalın mevcut kalibrasyon verileri (Şekil 3.6) ile karşılaştırılarak kanaldan geçen debi değerleri belirlenmektedir.



Şekil 3.6 : Buharlaştırıcı fanının kalibrasyon eğrisi.

### **Yüklü sistemde sıcaklık ölçümleri**

Gıdanın sıcaklık değişimi davranışlarının incelenebilmesi için, içeriğinde etil-metil selüloz ve büyük oranda su bulunan deney paketleri, bu çalışmada yük olarak kullanılmaktadır. Yüksüz soğutma sisteminde yapılan sıcaklık ölçümlerinden bağımsız olarak soğutma sistemine konulan bir gıdanın, soğuma ve ısınma davranışını incelemek amacıyla Şekil 3.7'de görülen bir paket yerleştirilmektedir. Bu yük paketinin ve soğutma hacminin sıcaklığı, orta noktalara yerleştirilen bir termoeleman ile ölçülmektedir.

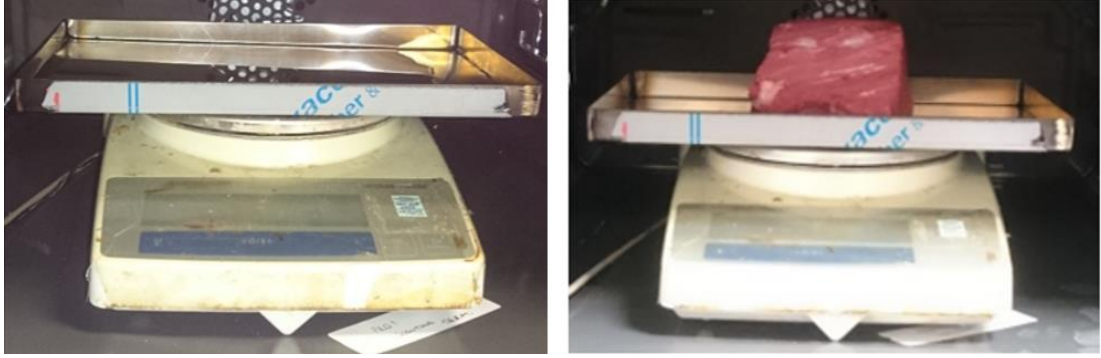


**Şekil 3.7 :** Etil-Metil Selüloz bileşimli yük paketi.

### **Kütle kaybı ölçümleri**

Buharlaştırıcı fanının soğutma kabini içerisinde sağladığı hava dolaşımının etkisiyle, kabin içine konulan bir gıdanın ya da suyun kütlelerinde zamanla bir azalma görülmektedir. Bunun nedeni suyun hareket halindeki havaya difüze olmasıdır. Difüze olan su buharı miktarı, kabin içine Şekil 3.8'da görüldüğü gibi yerleştirilen hassas bir terazi aracılığıyla belirlenmektedir.

Deney boyunca teraziden anlık olarak alınan ağırlık verileri bilgisayara aktarılarak ağırlık kaybının miktarı ve zamanla değişimi gözlenmektedir.



**Şekil 3.8 :** Su ve gıdanın ağırlık kaybını ölçmek üzere kabine yerleştirilen hassas terazi.

### 3.2 Deney Sistematiği

#### Sıcaklık ve güç deneyleri

Fan hızlarının etkilerinin, kabin içine herhangi bir yük konulmadan incelenmesi için Çizelge 3.2’de verilen farklı fan besleme voltajı kombinasyonlarıyla 6 adet deney yapılmaktadır. Ölçümler sistem kapalı durumda iken başlatılıp, soğutulmak istenen sıcaklığa ulaşıncaya kadar, başka bir ifadeyle kompresör dur-kalk çalışma durumuna geçene kadar devam etmektedir.

**Çizelge 3.2 :** Deney numaraları ve fan voltajı kombinasyonları.

Deney Numarası	Buh. Fan Voltajı	Yoğ. Fan Voltajı	Yük Durumu
1	12V	12V	Yok
2	9V	12V	Yok
3	9V	9V	Yok
4	6V	12V	Yok
5	6V	6V	Yok
6	4.5V	12V	Yok

Bu deneylerde bütün sıcaklıklar, kompresörün ve fanların çektiği güç değerleri zamana bağlı olarak kaydedilmektedir.

#### Yüklü sistemde sıcaklık deneyleri

Yüklü durumda soğutma sistemi 9V-9V fan hızlarında çalıştırılarak bir deney (Deney 7) yapılmıştır. Bu deneyde yük paketi (Şekil 5.7) kabin içerisine oda sıcaklığında konulmaktadır. Yük soğuyup 5°C’ye geldikten bir süre sonra, soğutma sistemi kapatılarak yükün oda sıcaklığına gelmesi beklenmektedir. Yükün soğuma ve ısınma aşamaları sırasında sıcaklık ölçümü yapılmaktadır.

Yine aynı fan hızlarında yük paketi, bu kez soğutulmuş halde (5°C’de) kabine yerleştirilerek deney yapılmaktadır (Deney 8). Bu deneyde de soğutma sistemi dengeye geldikten sonra soğutma sistemi kapatılarak yükün ısınma davranışı deneysel olarak takip edilmektedir.

Her iki deneyde de, deney boyunca buharlaştırıcı fanı 9V besleme voltajı değerinde çalışmaya devam etmektedir.

### **Kütle kaybı deneyleri**

Sisteme yerleştirilen bir maddenin kütle kaybı davranışını incelemek için yapılan bu deneylerde sabit 9V-9V fan voltaj değerleri kullanılmaktadır. Soğutma sistemi dengeye (dur-kalk çalışma durumuna) geldikten sonra yük kabine yerleştirilmektedir. Yük olarak suyun (Deney 9) ve etin (Deney 10) kullanıldığı iki farklı deney yapılmıştır. Deneylerde teraziden saniye başına bir veri alınarak bilgisayar ortamına aktarılmaktadır. Deneyler boyunca fanlar sürekli olarak çalışmaktadır.

### **Buharlaştırıcı fanının debi deneyleri**

Bu deney soğutma sistemi çalışırken; 6V, 9V ve 12V fan besleme voltaj değerleri için tekrarlanmıştır. Sırasıyla bu değerlere göre yapılan deneyler Çizelge 3.3’te gösterilmektedir.

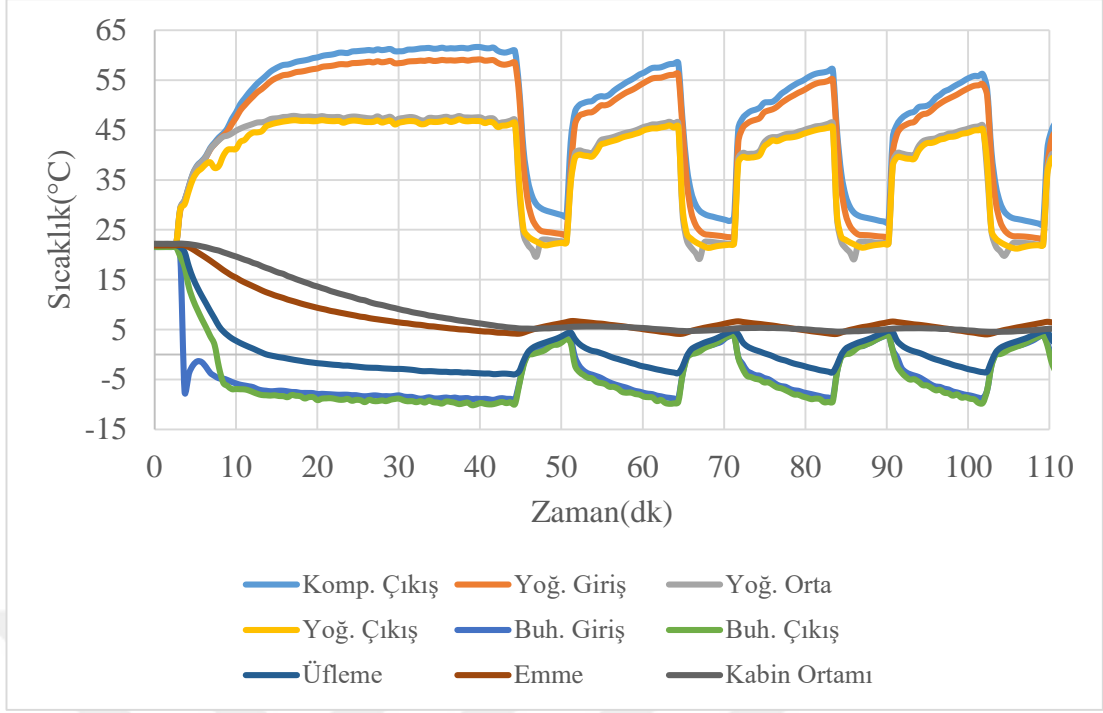
**Çizelge 3.3 :** Deney numaraları ve buharlaştırıcı fan hızları kombinasyonları.

Deney Numarası	Buh. Fan Voltajı	Yük Durumu
11	6V	Yok
12	9V	Yok
13	12V	Yok

## **3.3 Deney Sonuçları**

### **3.3.1 Sıcaklık çıktıları**

Soğutma sisteminin sıcaklık ölçümleri kapsamında yapılan 6 adet deney sonucunda alınan veriler bilgisayar ortamında derlenmektedir. Buharlaştırıcı ve yoğuşturucu fan besleme voltaj değerleri 12V (Deney 1) iken yapılan deneyden elde edilen sıcaklık değişim grafiği Şekil 3.9’da gösterilmektedir. Diğer deneylerin sonuçları Ek A’da verilmektedir.

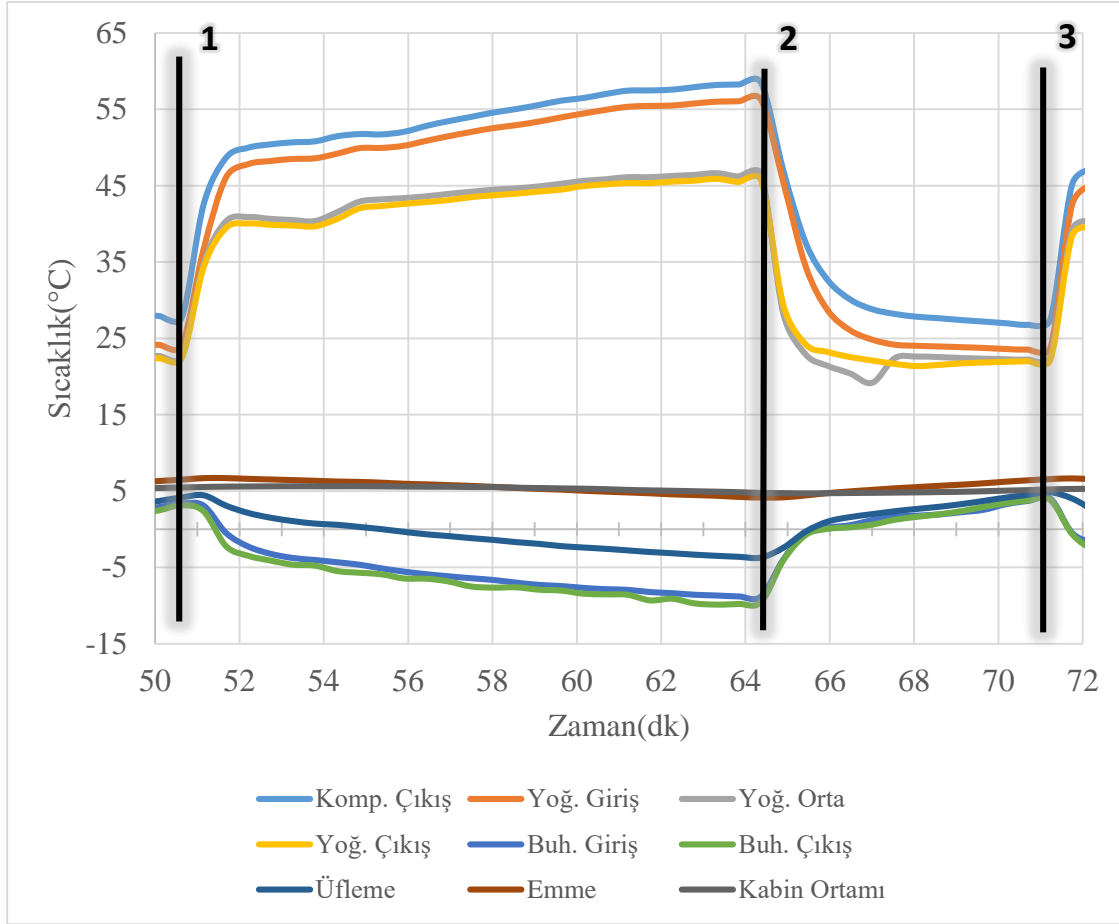


**Şekil 3.9 :** Sıcaklıkların Deney 1'deki değişim grafiği.

Ölçüm başladığı anda sistem kapalı olduğundan tüm sıcaklıklar oda sıcaklığına eşittir. Sistem çalışmaya başladığı andan itibaren Şekil 3.9'da görülebildiği gibi buharlaştırıcı ve yoğuşturucu sıcaklıkları arasındaki fark açılmaya başlamaktadır. Zamanla buharlaştırıcı sıcaklıkları düşmekte, buharlaştırıcı fanı yardımı ile buharlaştırıcıdan çıkan hava buharlaştırıcıya ısı vererek soğumaktadır. Bu nedenle soğutulmak istenen bölgenin sıcaklığı azalmaktadır.

Buharlaştırıcıdan çıkarak kabine giren hava, kabin içinde dolaştıktan sonra emme kanalına girmektedir. Bu esnada dolaşım hareketi yapan hava, kabinden bir miktar ısı çektiği için buharlaştırıcıya giren (emme kanalından gelen) ve buharlaştırıcıdan çıkan (basma kanalına giden) hava sıcaklıkları arasında belli bir fark oluşmaktadır. Buharlaştırıcıya giren hava ve kabin içi sıcaklığı birbirine yakındır ve benzer bir değişim göstermektedir.

Kabin içi sıcaklığının 4-6°C arasında kalacak şekilde çalışması istendiğinden, kabin 4°C'ye düştüğü ilk andan itibaren, sıcaklığa bağlı olarak kontrollü (dur/kalk) şekilde çalışmaya geçmektedir. Deney 1'de dengeye gelme süresinin yaklaşık 45dk olduğu görülmektedir. Bu sürenin sonunda kompresör durmaktadır. Daha sonra kabin içi sıcaklık 6dk'da 6°C'ye kadar ısınmakta ve kompresör yeniden devreye girmektedir. Bu davranışın detaylı olarak incelenebilmesi için kompresörün çalışmaya başladığı iki an arasındaki zaman aralığı yani bir periyodu incelenmektedir (Şekil 3.10).



**Şekil 3.10 :** Bir döngü zaman aralığında sıcaklık değişimi(Deney 1).

Bir periyot boyunca (Şekil 5.10'da 1-3 konumları arası) ele alınan bu zaman aralığında, sistemin denge anındaki davranışı daha detaylı bir şekilde irdelenebilmektedir. Sistem denge halinde iken kompresör çalışmaya başladıktan sonra kabin sıcaklığının tekrar 4°C'ye düşmesi yaklaşık 13.5dk (1-2 konumları arası) sürmektedir. Bu süre boyunca buharlaştırıcı ve yoğuşturucu sıcaklıkları arasındaki fark zamanla artmaktadır. Denge halinde çalışma durumunda kompresörün kapalı kalma süresi ise yaklaşık 7dk'dır. Bu süre boyunca soğutma elemanları arasındaki sıcaklık farkı kapanma eğilimi göstermektedir.

Denge halinde kompresörün çalıştığı sürenin, toplam süreye oranı çalışma oranı (run-time) olarak ifade edilmektedir. Deney 1 için kompresörün çalışma oranı (run-time) yaklaşık olarak  $13.5dk/20dk=0.67$  (%67)'tir (Şekil 5.10'da 1-2 konumları arası/1-3 konumları arası). Altı deney için dengeye gelme süreleri ve çalışma oranları Çizelge 3.4'te verilmektedir.

**Çizelge 3.4 : Çalışma oranları ve dengeye gelme süreleri .**

Deney Numarası	Dengeye Gelme Süresi [dk]	Çalışma Oranı(Runtime) [%]
1	41	67
2	51	68
3	64	73
4	92	77
5	61	61
6	-	100

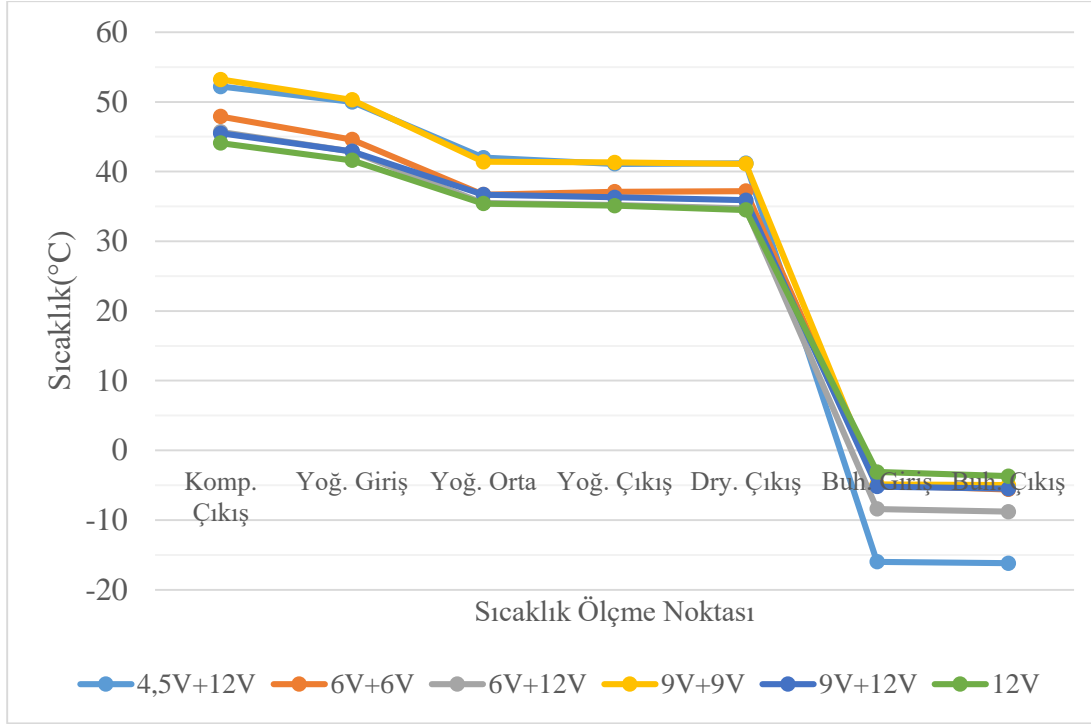
Deney 6’da buharlaştırıcı fanı 4.5V’luk besleme voltaj değeri ile çalıştırılmaktadır. Bu değerin sağladığı hava hızı düşük olduğundan kabin içinden yeteri kadar ısı çekilememektedir. Bu nedenle kabinin sıcaklığı 4°C’ye düşmemekte ve kompresör sürekli olarak çalışmaktadır. Belli bir süreden sonra sıcaklıklar sabit kalmaktadır. Bu deneydeki sıcaklık değişimleri ekte bulunan Şekil A.5’te yer almaktadır.

Yapılan altı deneyde bir periyot davranışı boyunca sıcaklık ölçüm noktalarından alınan sıcaklıkların ortalama değerleri hesaplanmaktadır. Elde edilen ortalama değerler Çizelge 3.5’te, bu değerlerin akışkanın izlediği yol boyunca olan değişimi Şekil 3.11’de sunulmaktadır.

**Çizelge 3.5 : Çevrim elemanlarının ortalama sıcaklık değerleri.**

Deney Numarası	Yoğ. Giriş[°C]	Yoğ. Orta[°C]	Yoğ. Çıkış[°C]	Dry. Çıkış[°C]	Komp. Çıkış[°C]	Buh. Giriş[°C]	Buh. Orta[°C]	Buh. Çıkış[°C]
1	41.6	35.4	35.1	34.5	44.1	-3.1	-3.1	-3.7
2	42.9	36.7	36.3	35.9	45.5	-5.2	-5.2	-5.5
3	50.3	50.8	41.3	41.1	53.2	-4.9	-5.1	-5.0
4	42.9	35.5	35.2	34.7	45.7	-8.4	-7.6	-8.8
5	44.6	36.7	37.1	37.2	47.9	-5.0	-4,9	-5.6
6	50.0	42.0	41.1	41.2	52.2	-16.0	-15.1	-16.2

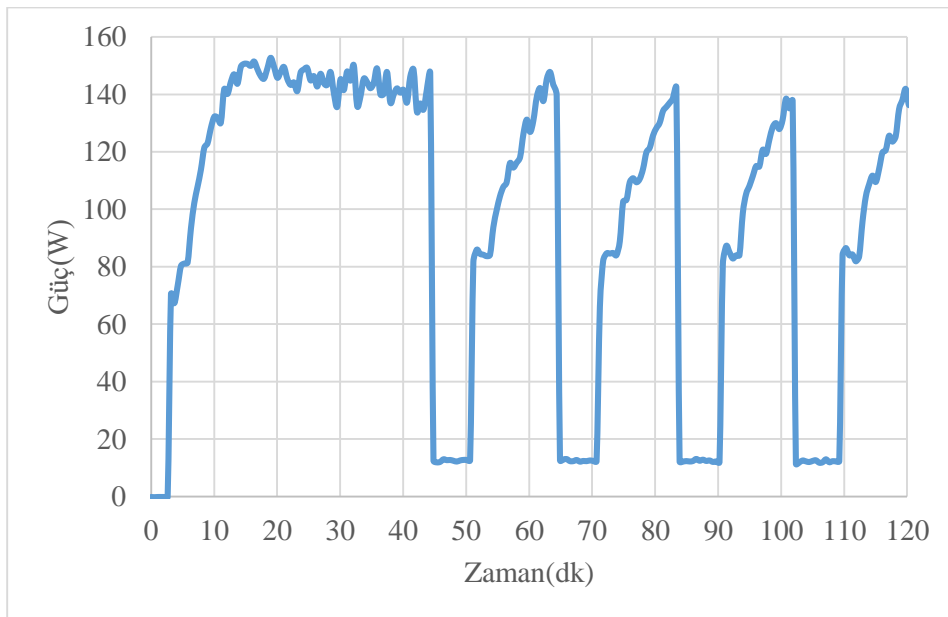
Fan besleme voltaj değerleri yani buharlaştırıcı ve yoğuşturucunun hava hız değerleri arttıkça çevrim bileşenlerinin çalıştığı sıcaklık aralığı daralmaktadır (Şekil 3.11). Diğer bir deyişle hava hızlarının artması, havanın buharlaştırıcıya verdiği ve yoğuşturucudan çektiği ısıyı artırmaktadır. Hava hızlarının artması, buharlaştırıcı sıcaklıklarını artırırken, yoğuşturucu sıcaklıklarını düşürmektedir.



**Şekil 3.11** : Altı deney için denge halinde, tek bir döngü boyunca noktaların ortalama sıcaklık değerlerinin değişimi.

### 3.3.2 Güç çıktıları

İlk beş deney kapsamında kompresörün ve fanların çektiği toplam güç değerleri ölçülmektedir. Deney 1'den elde edilen güç eğrisi Şekil 3.12'de gösterilmektedir. Diğer deneylerin sonuçları Ek B'de verilmiştir.



**Şekil 3.12** : Deney 1(12V-12V fan durumu) boyunca sistemin çektiği toplam gücün değişim grafiği.

Şekil 3.12'deki zamana bağlı güç eğrisinde görülebilen keskin iniş ve çıkışlar, sırasıyla kompresörün devreden çıkmasını ve devreye girmesini ifade etmektedir. Kompresör devreden çıktıktan sonra sistemin çektiği güç, buharlaştırıcı ve yoğuşturucu fanlarının çektiği güce eşittir.

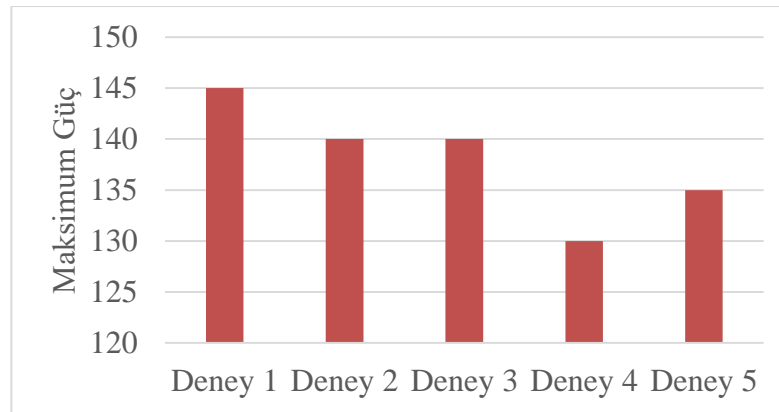
Güç eğrisinin davranışından kompresörün devrede olduğu zaman aralıkları belirlenip beş deney için sistemin performans çıktıları derlenmiştir. Dengeye gelene kadar geçen süre, dengeye geldikten sonra kompresörün açık kalma oranı ve sistemin çektiği maksimum güç değerleri Çizelge 3.6'da verilmektedir.

**Çizelge 3.6 : Deneylerden elde edilen bazı performans çıktıları.**

Deney Numarası	Dengeye Gelme Süresi[dk]	Çalışma Oranı(Runtime)[%]	Maksimum Güç[W]
1	41	67	145
2	51	68	140
3	64	73	140
4	92	77	130
5	61	61	135

Buharlaştırıcı fanının hızı arttıkça sistemin dengeye gelme süresinde azalma görülmektedir. Dengeye gelme süresinin azalması, bu süre boyunca sistemin harcadığı toplam enerji miktarında belirleyici olmaktadır.

Sistemin çektiği maksimum güç değerleri Şekil 3.13'te verilmiştir. Maksimum gücün en yüksek olduğu deney, yoğuşturucu ve buharlaştırıcı fanının en yüksek devirde 12V besleme voltajı ile çalıştığı Deney 1'dir.

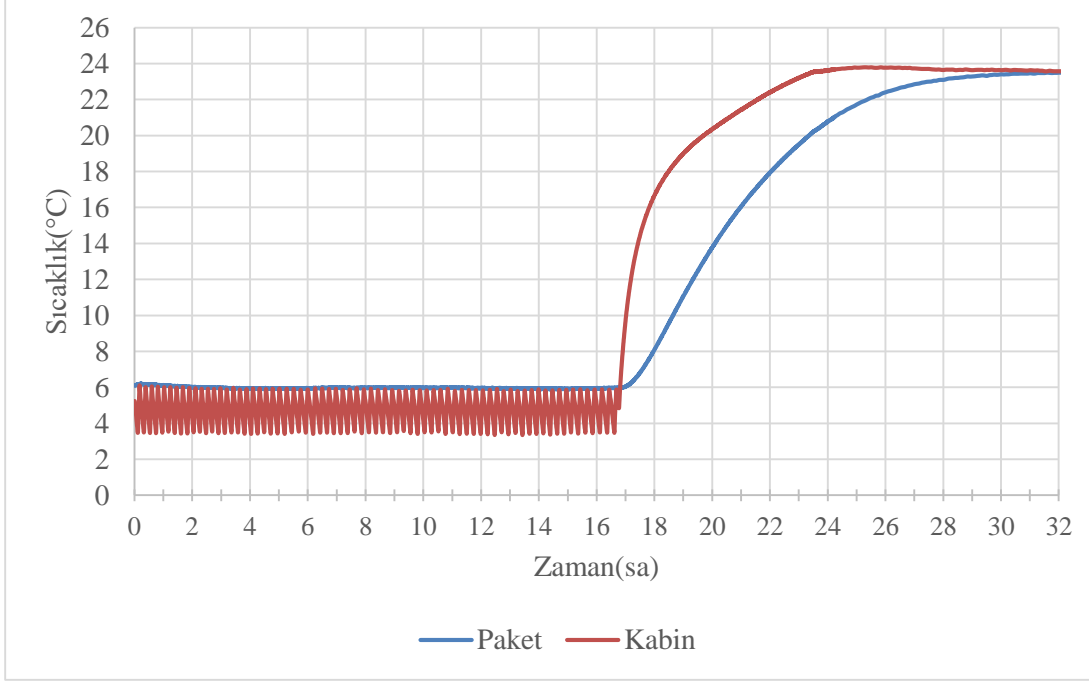


**Şekil 3.13 : Sistemin çektiği maksimum güç değerleri.**

### 3.3.3 Yüklü sistemdeki sıcaklık çıktıları

#### Deney 7: 5°C'ye şartlanmış paketli sistem ölçümleri

Ölçüm boyunca soğutmanın devam ettiği sürede, 5°C'ye şartlanmış paket ile yüklenmiş sistemin sıcaklığında bir değişim gözlenmemektedir. Kompresör durduktan sonra, paketin ve kabinin iç bölge sıcaklığında meydana gelen değişim Şekil 3.14'te gösterilmektedir.

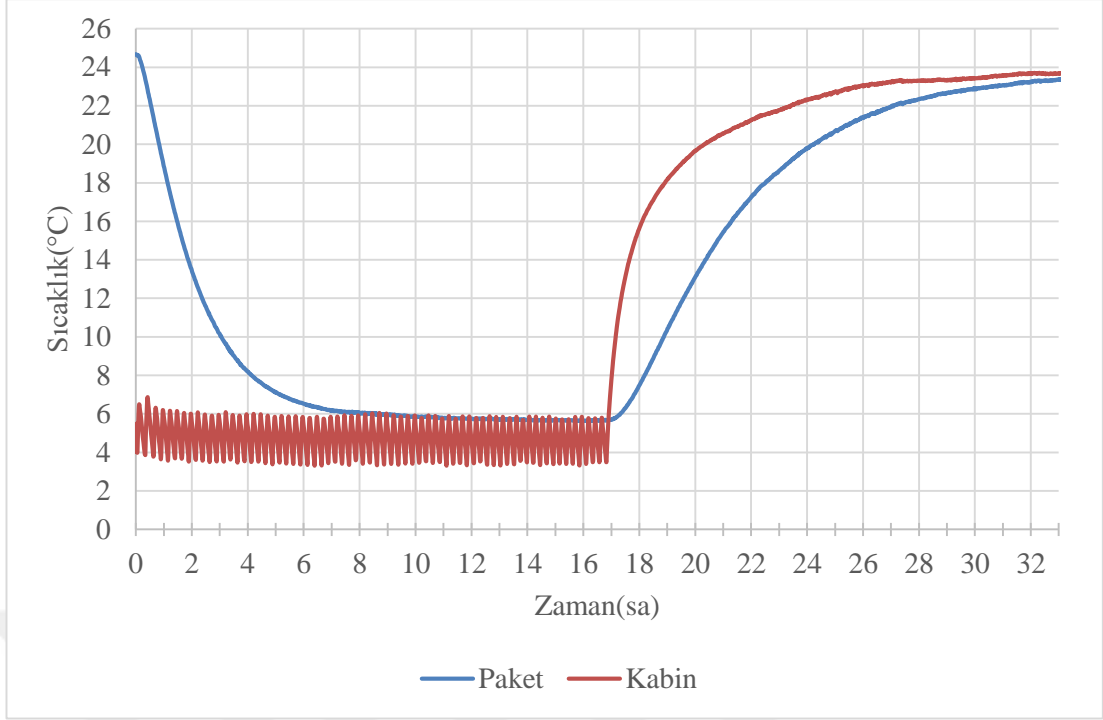


Şekil 3.14 : Kabin ve 5°C'ye şartlanmış paketin sıcaklık değişimi.

Soğutma sisteminin durdurulmasının ardından, kabinin iç ortam sıcaklığının yaklaşık 7 saat sonra, paket sıcaklığının ise yaklaşık 15 saat sonra dış hava sıcaklığı ile aynı değere geldiği saptanmaktadır. Sistemin durmasının ardından kabin ve paketin ısınmasının nedeni dışarıdan olan ısı kazancıdır. Isı geçişi ilk olarak kabininin içinde bulunan havaya olmaktadır. Havanın ısınmaya başlaması ile havadan pakete ısı geçişi olmaya başlamakta ve paketin de sıcaklığı artmaktadır.

#### Deney 8: Oda sıcaklığına şartlanmış paketli sistem ölçümleri

Oda sıcaklığındaki paket, denge haline ulaşmış bir sisteme konulduktan sonra, paketin denge sıcaklığına ulaşma eğrileri elde edilmektedir. Öte yandan denge halinde bulunan sistemde, soğutma durdurulduktan sonra kabin ve paket sıcaklığının oda sıcaklığına gelene kadar geçen sürenin tespit edilmesi istenmektedir. Bunun için ölçümlerden elde edilen veriler Şekil 3.15'da gösterilmiştir.



**Şekil 3.15 :** Kabin ve oda sıcaklığına şartlanmış paketin sıcaklık değişimi.

Bu koşullarda kabine yerleştirilen paketin 10 saat sonunda, kabin sıcaklığına ulaştığı görülmektedir. Bu esnada sistemin periyodik davranışında önemli bir bozulma veya değişim görülmemektedir. Her iki deneyde (Deney 7-8) sistem kapatıldığı anda sıcaklıklar yakın olduğundan, meydana gelen sıcaklık değişimi de benzerdir.

### 3.3.4 Debi çıktıları

Farklı fan besleme voltaj değerleri için yapılan üç farklı deney için elde edilen debi değerleri Çizelge 3.7’de verilmektedir.

**Çizelge 3.7 :** Farklı fan hızları için ölçülen debi değerleri.

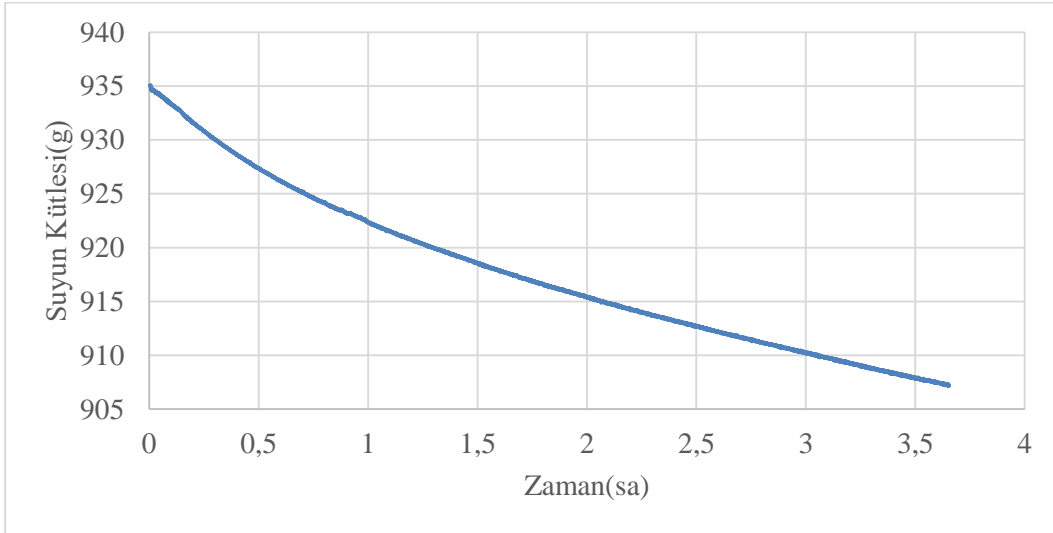
Deney numarası	Besleme Voltajı(V)	Manometreden Okunan Değer (Pa)	Debi (l/s)
9	12	4.82	7.2
10	9	2.92	5.5
11	6	1.29	4.0

Elde edilen değerler, Bölüm 4’te kurulan matematik modelin çözümü için havanın kütle debisinin hesaplanmasında kullanılacaktır. Debinin artması birim zamanda kabine giren soğuk hava kütlelerini artırdığından ortamdan çekilecek ısı kapasitesini artırmaktadır.

### 3.3.5 Kütle kaybı çıktıları

#### Su hazneli kütle kaybı ölçümleri

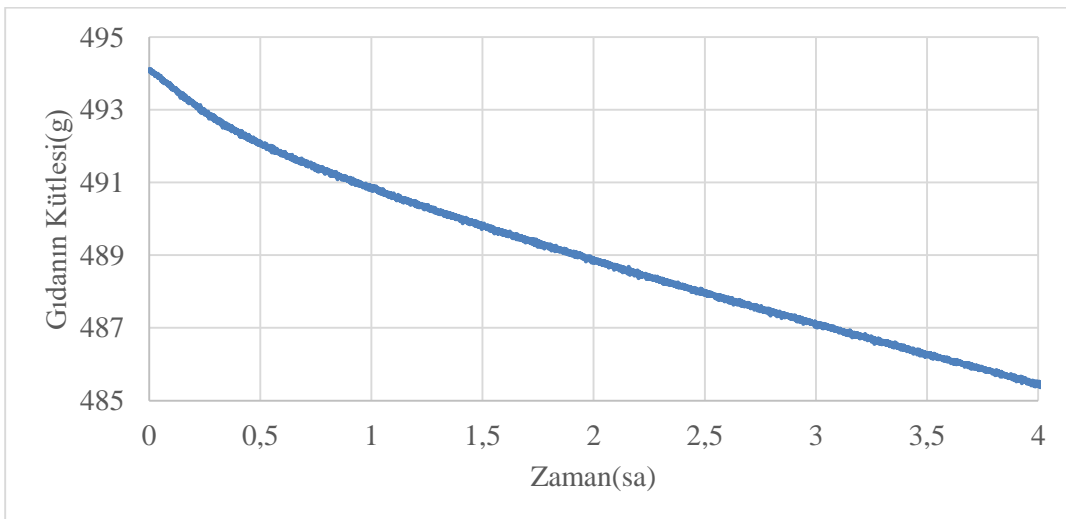
Sabit fan besleme voltaj değeri için zamanla suyun ağırlık kaybının incelendiği deneyden (Deney 12) elde edilen veriler Şekil 3.16’da gösterilmektedir.



Şekil 3.16 : Sabit fan hızı için su kütlesinin zamana bağlı azalma grafiği.

#### Gıda kütle kaybı ölçümleri

Soğutma hacmine konulan bir gıdanın kütle kaybının incelenmesi için Deney 12’deki fan hızı kullanılarak ayrı bir deney yapılmıştır (Deney 13). Gıdada meydana gelen kayıp Şekil 3.17’de verilmektedir.



Şekil 3.17 : Sabit fan hızı için gıda kütlesinin zamana bağlı azalma grafiği.

Burada gıdadan (etten) olan kütle (nem) kaybının, 1 saat sonrasında zamana göre tamamen lineer olduğu görülmektedir. Deneyin başlatıldığı anda gıda etrafında

bulunan kabuk tabakası çok daha ince olduğu için bu zaman aralığında kısmen daha hızlı bir nem difüzyonu olduğu söylenebilmektedir.





## 4. MATEMATİK MODELLEME ÇALIŞMALARI

Bu bölümde, deneysel çalışmaları yapılan soğutma sisteminin, matematik modelleme çalışmaları yapılmaktadır. İlk olarak soğutma sisteminin kabini ve kabine konulan gıda maddesinin matematik modeli oluşturulmaktadır. Sonrasında ise sistemin dengeye geldiği andaki sıcaklık değerlerini elde etmek amacıyla oluşturulan buhar sıkıştırırmalı soğutma sisteminin genel matematik modeli üzerinde durulmaktadır.

### 4.1 Soğutma Sisteminin Kabin Bölgesi

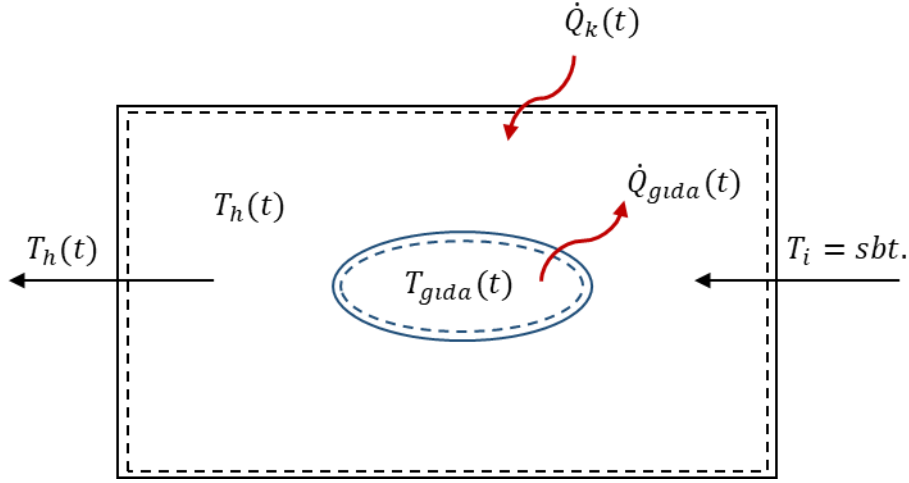
Bu bölümde, deneysel çalışmaları yapılan soğutma sisteminin, matematik modelleme çalışmaları yapılmaktadır. İlk olarak soğutma sisteminin kabini ve kabine konulan gıda maddesinin matematik modeli oluşturulmaktadır. Sonrasında ise sistemin dengeye geldiği andaki sıcaklık değerlerini elde etmek amacıyla oluşturulan buhar sıkıştırırmalı soğutma sisteminin genel matematik modeli üzerinde durulmaktadır. Mathcad paket programı kullanılarak çözülen matematik modellerin sonuçları, Mathcad ve Excel programı yardımıyla sunulmaktadır.

#### **Kabuller**

Kabin bölgesinde soğutma, önceki bölümlerde bahsedildiği gibi buharlaştırıcı tarafından soğutulan havanın kabine girerek buradan ısı alması ile sağlanmaktadır. Daha sonra, ısınmış olan hava tekrar buharlaştırıcıya iletilerek bir döngü oluşturulmaktadır.

Kabin içerisindeki havanın sıcaklığı zamanla değiştiğinden, gıda maddesinin sıcaklığı, dışarıdan olan ısı kazancı ve gıda maddesinden olan ısı kazancı da (sırasıyla  $T_{gıda}$ ,  $\dot{Q}_{gıda}$  ve  $\dot{Q}_k$ ) zamanla değişmektedir.

Gıdadan kabin içinde dolaşım halinde olan havaya geçen su buharı miktarının hesabı yapılırken, gıdanın Şekil 4.2'de görülmekte olan kabin hacmini doldurduğu ve ortalama sabit bir yüzey sıcaklığı olduğu kabulü yapılmaktadır. Gıdaya ait ısı geçişi hesaplarında ise, gıdanın silindirik bir hacim ve yığın kütle olduğu kabul edilmektedir.



**Şekil 4.1** : Soğutma hacminin ve gıda maddesinin kontrol hacimleri.

Şekil 4.1’de görüleceği gibi buharlaştırıcıdan çıkarak kabine giren havanın sıcaklığı  $T_i$ ’nin sabit olduğu kabul edilmektedir. İçeri giren hava, kabin içinde bir dolaşım hareketi yaptığı için kabinden ayrılan havanın sıcaklığı ( $T_h$ ) ile kabinin iç hacmindeki havanın sıcaklığı ( $T_h$ ) eşit kabul edilmektedir.

Yapılan kabuller eşliğinde, Şekil 4.1’de görülmekte olan, kabinin kontrol hacmi için enerji dengesi aşağıdaki gibi ifade edilmektedir.

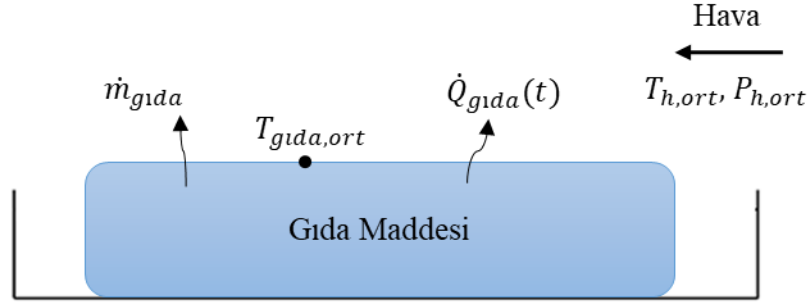
$$(\rho V c_p)_h \frac{dT_h}{dt} + \dot{m}_h c_p (T_h(t) - T_i) = \dot{Q}_k(t) + \dot{Q}_{gıda}(t) \quad (4.1)$$

Burada  $\dot{Q}_k(t)$  ve  $\dot{Q}_{gıda}(t)$  sırasıyla dış ortamdan ve gıdadan kabin ortamına gerçekleşen ısı geçişi olayıdır. Bu iki terim, dış ortam sıcaklığı sabit olduğundan  $T_h(t)$  ve  $T_{gıda}(t)$  sıcaklıklarına bağlıdır. Bu nedenle gıda maddesinin kontrol hacmi için yazılacak bir enerji dengesine gereksinim vardır. Gıda maddesi ve üzerinden akan hava arasında olan ısı geçişi olayı ele alındığından, enerji dengesi;

$$(\rho V c_p)_{gıda} \frac{dT_{gıda}}{dt} = -\dot{Q}_{gıda}(t) \quad (4.2)$$

olarak ifade edilmektedir.

Eğer, Şekil 4.2’de görüleceği gibi gıdadan havaya kütle geçişi oluyorsa, kütle geçişi nedeniyle gerçekleşen ısı geçişi de  $\dot{Q}_{gıda}(t)$  terimi hesaplanırken dikkate alınmalıdır.



**Şekil 4.2 :** Kabine yerleştirilen gıda maddesinde ısı ve kütle geçişi.

Bu nedenle Denklem 4.2,  $\dot{m}_{gıda}$  ve  $h_{fg}$ , sırasıyla birim zamanda buharlaşan su kütlesi ve suyun buharlaşma entalpisi olmak üzere aşağıdaki denkleme eşit olmaktadır.

$$\dot{Q}_{gıda}(t) = h_{gıda}A_{gıda}[T_{gıda}(t) - T_h(t)] - \dot{m}_{gıda}h_{fg} \quad (4.3)$$

$T_h(t)$  ve  $T_{gıda}(t)$  sıcaklıklarının elde edilebilmesi için Denklem 4.1 ve Denklem 4.2'in çözülmesi gerekmektedir. Denklem 4.1'de bulunan  $\dot{Q}_k(t)$  terimi, altı farklı yüzeyden gerçekleşen ısı geçişi içerdiği için, Denklem 2.43 yardımıyla aşağıdaki gibi ifade edilmektedir.

$$\dot{Q}_k(t) = \sum_{n=1}^6 \frac{T_{\infty} - T_h(t)}{\frac{1}{h_{\infty}A_n} + \sum \frac{L_i}{k_i A_n} + \frac{1}{h_i A_n}} = \sum_{n=1}^6 (UA)_n [T_{\infty} - T_h(t)] \quad (4.4)$$

$\dot{Q}_k(t)$  ve  $\dot{Q}_{gıda}(t)$  terimlerinin hesaplanabilmesi için  $h_{\infty}, h_i, h_{gıda}$  ve  $\dot{m}_{gıda}$ 'nın bulunması gereklidir.

Kabine giren soğuk havanın, gıda yüzeyinden geçmesiyle zorlanmış taşınım meydana gelmektedir. Gıdaya ait ısı taşınım katsayısı  $h_{gıda}$  bulunurken; Gnielinski[32] tarafından, çeşitli profiller üzerinden çapraz akış durumları için önerilen ortalama  $Nu$  bağıntısı kullanılmaktadır[26].

$$Nu = 0.3 + \sqrt{Nu_{lam}^2 + Nu_{turb}^2} \quad (4.5)$$

Bu bağıntıdaki  $Nu_{lam}$  ve  $Nu_{turb}$  terimleri Denklem 4.6 ve 4.7'deki bağıntılardan hesaplanmaktadır.

$$Nu_{lam} = 0.664Re^{0.5}Pr^{1/3} \quad (4.6)$$

$$Nu_{turb} = \frac{0.037Re^{0.8}Pr}{1 + 2.443Re^{-0.1}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (4.7)$$

Buharlaştırıcı fanı daimi olarak çalıştığından, iç duvardaki ısı taşınım katsayısı bulunurken, düz levha üzerinden olan akış durumu için geçerli ısı geçişi bağıntıları kullanılmaktadır. Kabin içi hızlar düşük olması dolayısıyla akışın laminar olduğu kabul edilmektedir. Bu durumda aşağıdaki ortalama Nusselt sayısı bağıntısı kullanılmaktadır[27].

$$\overline{Nu}_x = 0.664Re_x^{1/2}Pr^{1/3} \quad (4.8)$$

İç tarafa ait ısı taşınım katsayıları hesaplanırken, Reynolds sayısının elde edilmesi için ölçülen 9V besleme voltajında çalışan fanın debi değeri kullanılmaktadır. Pr sayısı için ise kabin havasının ortalama sıcaklık değeri esas alınmaktadır.

Kabin dışındaki ısı taşınım katsayısı bulunurken, düz yüzey üzerinden doğal taşınım durumu için geçerli olan aşağıdaki bağıntılar kullanılmaktadır[27].

$$\overline{Nu}_L = 0.68 + \frac{0.67Ra_L^{1/4}}{[1 + (0.492/Pr)^{9/16}]^{4/9}} \quad (\text{Yan yüzeyler}) \quad (4.9)$$

$$\overline{Nu}_L = \begin{cases} 0.54Ra_L^{1/4} & 10^4 \leq Ra_L \leq 10^7, Pr \geq 0.7 \\ 0.15Ra_L^{1/3} & 10^7 \leq Ra_L \leq 10^{11} \end{cases} \quad (\text{Yatay yüzeyler}) \quad (4.10)$$

Burada, Ra ve Pr sayısı için dış ortam sıcaklığındaki hava özellikleri esas alınmaktadır.

Kütle geçişi mevcutsa, gıda maddesi için yapılan kabuller doğrultusunda düz levha üzerinden laminar akış koşulları dikkate alınarak kütle geçişi hesapları yapılmaktadır. Bu nedenle, ortalama Sh sayısı için aşağıdaki ifade geçerli olmaktadır.[27]

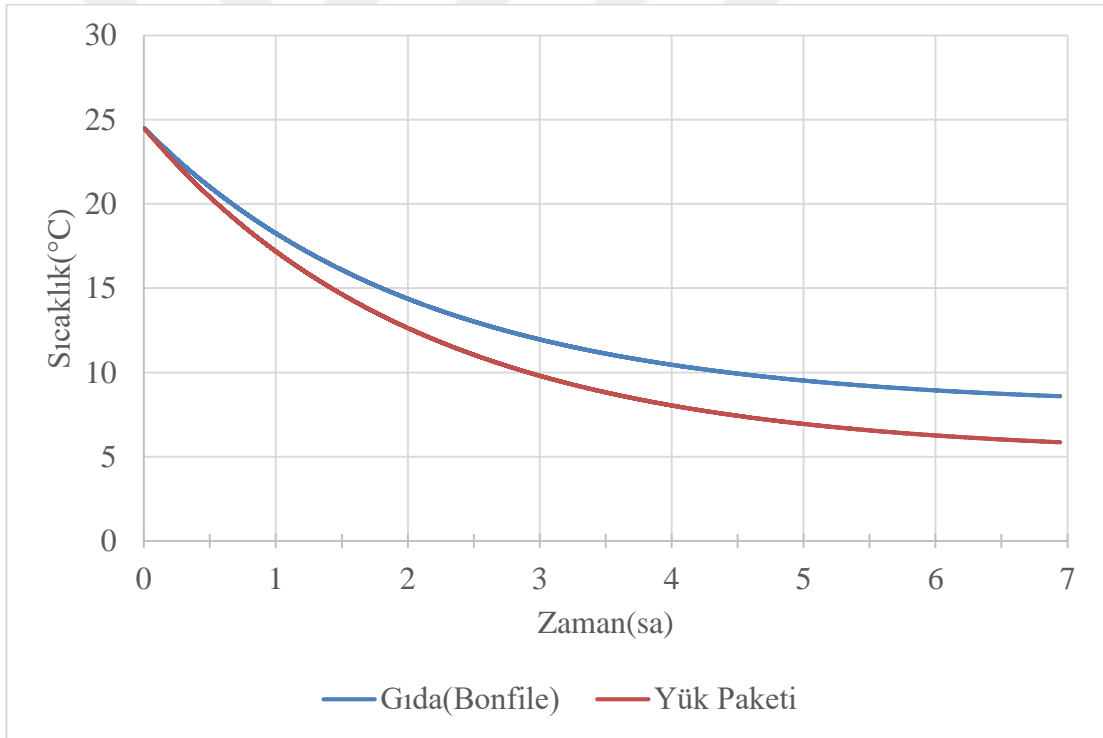
$$\overline{Sh}_x = 0.664Re_x^{1/2}Sc^{1/3} \quad (4.11)$$

$M$  toplam kütle ve  $\rho = C \cdot M$  olmak üzere, Denklem 2.45 yeniden düzenlenirse, kütle akışı ( $\dot{N}_{a,z}$ ), Denklem 4.12'deki bağıntıdan elde edilmektedir.

$$\dot{n}_{a,z}M_{gıda} = \dot{N}_{a,z} = h' \rho (X_0 - X_\infty) \quad (4.12)$$

$X_0$  ve  $X_\infty$  sırasıyla gıdanın yüzeyindeki ve yüzeyden uzaktaki özgül nemi ifade etmekte ve Denklem 2.44'dan elde edilmektedir. Burada, kabin içindeki havanın ortalama sıcaklıktaki özellikleri kullanılmaktadır.

$h_\infty, h_i, h_{gıda}$  ve  $\dot{m}_{gıda}$  terimlerinin elde edilmesinin ardından, Denklem 4.1 ve Denklem 4.2 diferansiyel denklemleri, MathCad programında  $T_h(0) = 25^\circ C$  ve  $T_{gıda}(0) = 25^\circ C$  başlangıç koşulları atanarak çözdürülmektedir. Bu çözüm, deneysel çalışmalarda gıda maddesinin soğuma davranışlarının incelenmesi amacıyla konulan yük paketi ve gerçek gıda için yapılmıştır. Yük paketinin çözümünde kütle geçişi olmayacağından  $\dot{m}_{gıda}$  terimi sifıra eşittir. Her iki malzeme için elde edilen soğuma eğrisi Şekil 4.3'te gösterilmektedir.



**Şekil 4.3 :** Yük paketinin ve gıdanın soğuma eğrileri.

Burada, 7 saat sonunda gıdanın sıcaklığı  $24.5^\circ C$ 'den  $8.5^\circ C$ 'ye düşerken, yük paketinin sıcaklığı  $24.5^\circ C$ 'den  $5.9^\circ C$ 'ye düşmektedir. Yani, kütle geçişinin ihmal edilmediği durumda soğumanın daha yavaş gerçekleşeceği görülmektedir.

## 4.2 Soğutma Çevrimi

Soğutma sisteminde dolaşan soğutucu akışkanın, çevrim elemanlarındaki sıcaklıklarının belirlenmesi için çevrimin matematik modeli oluşturulmaktadır. Her bir çevrim elemanına uygun kabuller yapılarak bileşenlerin modelleri ayrı ayrı elde edilmektedir. Bunun yanı sıra borulama sisteminin ısı kazancı veya kaybı ve basınç düşümü ihmal edilmektedir. Gerçek çevrimde yer alan drayerdeki kayıplar, genel sisteme oranla düşük seviyelerde kaldığından modellemede yer almamaktadır.

Matematik model, MathCad programında, tüm bileşenlerin ardışık olarak çözümünün yapılabileceği şekilde oluşturulmaktadır. Farklı fan kombinasyonlarında çözümü yapılan çevrimin buharlaşma ve yoğuşma basınç değerleri modele girdi (input) olarak atanmaktadır. Akabinde buharlaştırıcı ile kompresör arası borulama sisteminde bir ısı kaybı olmadığı kabul edilerek çözüm yapılmaktadır.

### 4.2.1 Kompresör

Deneyisel çalışmalarda kullanılan kompresörün güç değeri, yer değiştirme mesafesi ve devir sayısı katalog bilgisinden alınmakta ve modelde girdi olarak kullanılmaktadır.

#### Kabuller

Model kurulurken, hermetik kompresörün izantropik sıkıştırma yaptığı ve dış ortam ile kompresör arasında herhangi bir ısı geçişi olmayacağı ( $\dot{Q}_{komp} = 0$ ) kabul edilmektedir. Bu nedenle kompresöre giren ve çıkan soğutucu akışkanın entropi değerleri sırasıyla  $s_1$  ve  $s_2$  olmak üzere:

$$s_1 = s_2 \quad (4.13)$$

kabulü yapılmaktadır. Ayrıca, buharlaştırıcıdan çıkan akışkan sıcaklığının herhangi bir ısı kazancı olmadan kompresöre girdiği kabul edilmektedir.

Yapılan kabuller eşliğinde, kompresörün debi değeri Denklem 2.1'den,

$$\dot{m}_{komp} = \frac{\dot{V}_s}{v_1} \eta_v \quad (4.14)$$

şeklinde olduğu bilinmektedir. Doymuş buhar veya kızgın buhar halinde bulunan akışkanın, bu denklemden elde edilecek debi ile kompresöre girmesinin ardından, kompresörde entropi sabit kalacak şekilde sıkıştırılmaktadır. ( $s_1 = s_2$ )

Deneysel verilerden, yoğuşma sıcaklığı, dolayısıyla yoğuşma basıncı ( $P_C$ ) elde edilebildiğinden kompresörü terk eden akışkanın sıcaklığı ( $T_2$ ) mevcut iki bilinen ile hesaplanabilmektedir.

#### 4.2.2 Yoğuşturucu

Deneysel çalışmalarda yoğuşturucu görevi üstlenen kanatlı-borulu ısı değiştiricisinin tüm boyutları, toplam boru sayısı vb. biçimsel özellikleri ısı değiştiricisi üzerinden tespit edilerek modelde girdi olarak kullanılmıştır.

##### **Kabuller**

Kompresörden çıkan soğutucu akışkanın yoğuşturucuya taşınması sırasında geçtiği borulama sisteminde herhangi bir ısı kaybı ve basınç düşümü olmadığı kabul edilmektedir. Yani yoğuşturucuya giren soğutucu akışkan sıcaklığı, kompresörden çıkan akışkan sıcaklığına ( $T_2$ ) eşit alınmaktadır.

Yoğuşturucuda meydana gelen basınç düşüşleri ve yoğuşturucunun giriş ve çıkışındaki ısı kayıpları ihmal edilmektedir.

Yapılan kabuller eşliğinde,  $T_2$  sıcaklığında yoğuşturucuya kızgın buhar olarak giren soğutucu akışkan, burada fan yardımıyla üzerinden geçen havaya ısı vererek ilk önce doymuş buhar haline, daha sonra da doymuş sıvı veya sıkıştırılmış sıvı haline geçerek yoğuşturucuyu terk edecektir.

Matematik modelde, akışkanın doymuş haldeki akışı (doymuş gazdan doymuş sıvı olana kadar) ile tek fazdaki akışı (kızgın buhar hali) ayrı ayrı incelenmektedir.

Soğutucu akışkanın yoğuşma basıncında ( $P_C$ ) doyma sıcaklığına  $T_2'$  denilirse,  $T_2'$  den  $T_2'$  sıcaklığına ulaşana kadar iç akış tarafındaki ısı taşınım katsayısı, Bölüm 2.3.2 'de bahsedilen bağıntılarla [26], Şekil 4.4'te görüldüğü gibi Mathcad programı kullanılarak elde edilmektedir.

$$\begin{aligned}
h_{ic}(d_i, T, 1) := & \left. \begin{aligned}
& \text{Re} \leftarrow \frac{4 \cdot m_{komp}}{\pi \cdot d_i \cdot \mu_2(T)} \\
& \text{Pr} \leftarrow \frac{\mu_2(T) \cdot c_{p2}(T)}{k_2(T)} \\
& \xi \leftarrow (1.8 \cdot \log(\text{Re}) - 1.5)^{-2} \\
& \text{Nu} \leftarrow 3.66 \text{ if } \text{Re} < 2300 \\
& \text{if } 2300 \leq \text{Re} \leq 10^4 \\
& \quad \text{Nu}_{mT1} \leftarrow 3.66 \\
& \quad \text{Nu}_{mT2} \leftarrow 1.615 \cdot \sqrt[3]{2300 \cdot \text{Pr} \cdot \frac{d_i}{1}} \\
& \quad \text{Nu}_{mT3} \leftarrow \left( \frac{2}{1 + 22 \cdot \text{Pr}} \right)^{\frac{1}{6}} \cdot \sqrt[3]{2300 \cdot \text{Pr} \cdot \frac{d_i}{1}} \\
& \quad \text{Nu}_{lam2300} \leftarrow \left[ \text{Nu}_{mT1}^3 + 0.7^3 + (\text{Nu}_{mT2} - 0.7)^3 + \text{Nu}_{mT3}^3 \right]^{\frac{1}{3}} \\
& \quad \text{Nu}_{turb104} \leftarrow \frac{\frac{\xi}{8} \cdot \text{Re} \cdot \text{Pr}}{1 + 12.7 \cdot \sqrt{\frac{\xi}{8}} \cdot \left( \frac{2}{\text{Pr}^3} - 1 \right)} \cdot \left[ 1 + \left( \frac{d_i}{1} \right)^{\frac{2}{3}} \right] \\
& \quad \gamma \leftarrow \frac{\text{Re} - 2300}{10^4 - 2300} \\
& \quad \text{Nu} \leftarrow (1 - \gamma) \cdot \text{Nu}_{lam2300} + \gamma \cdot \text{Nu}_{turb104} \\
& \quad \text{Nu} \leftarrow \frac{\frac{\xi}{8} \cdot \text{Re} \cdot \text{Pr}}{1 + 12.7 \cdot \sqrt{\frac{\xi}{8}} \cdot \left( \frac{2}{\text{Pr}^3} - 1 \right)} \cdot \left[ 1 + \left( \frac{d_i}{1} \right)^{\frac{2}{3}} \right] \text{ if } \text{Re} > 10^4 \\
& \quad \text{Nu} \\
& \quad h \leftarrow \text{Nu} \cdot \frac{k_2(T)}{d_i} \\
& \quad h
\end{aligned} \right.
\end{aligned}$$

**Şekil 4.4** : Faz değişiminin olmadığı durumda iç akıştaki ısı taşınım katsayının hesabı.

Burada  $m_{komp}$  ve  $d_i$ , sırasıyla sistemde dolaşan akışkanın kütle debisi ve yoğuşturucu borularının iç çapıdır. Yoğuşturucunun aynı kısmının dış akış tarafındaki ısı taşınım

katsayısının bulunmasında, diğer kısımlar için de geçerli olacak Şekil 4.5'te görülen blok hesap kullanılmaktadır.

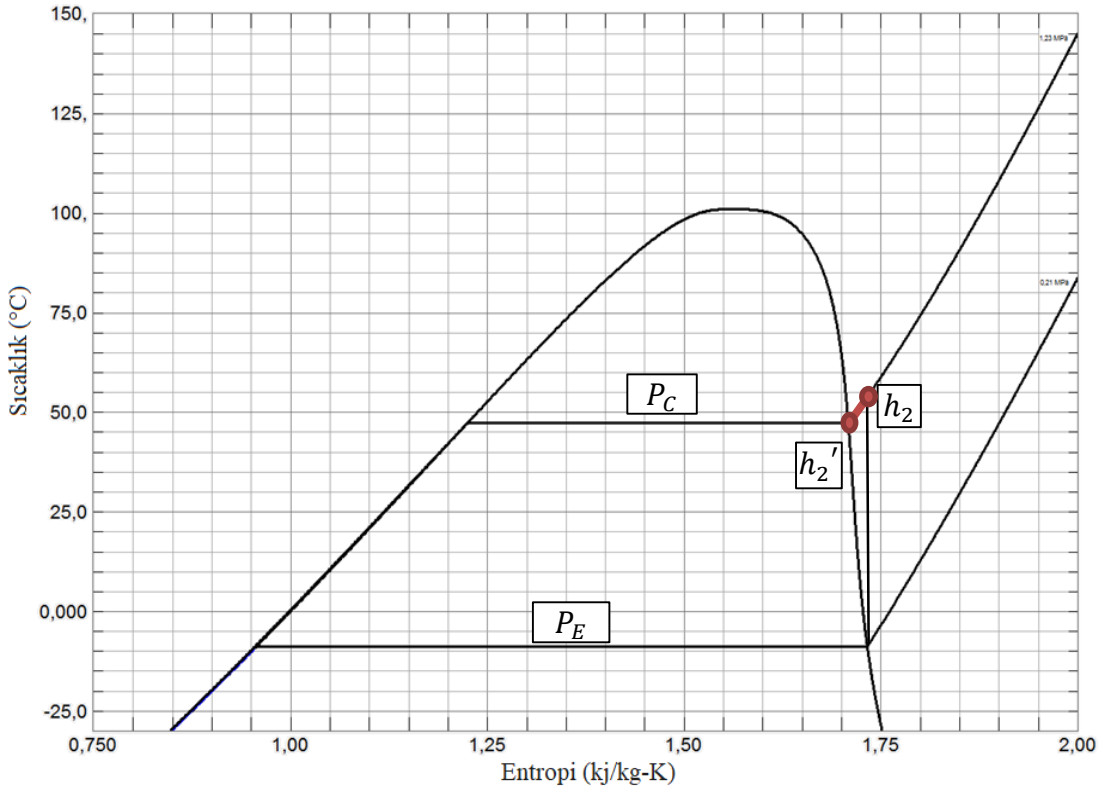
$$\begin{aligned}
 h(v, T_{.ort}) := & \left| \begin{array}{l}
 u_m \leftarrow \frac{v}{A_0} \\
 Re_{.dc} \leftarrow \frac{\rho(T_{.ort}) \cdot u_m \cdot d_c}{\mu(T_{.ort})} \\
 \text{if } N_r = 1 \\
 \left| \begin{array}{l}
 c_1 \leftarrow 1.9 - 0.23 \cdot \ln(Re_{.dc}) \\
 c_2 \leftarrow -0.236 + 0.126 \cdot \ln(Re_{.dc}) \\
 j \leftarrow 0.108 \cdot Re_{.dc}^{-0.29} \left(\frac{X_t}{X_1}\right)^{c_1} \left(\frac{p_f}{d_c}\right)^{-1.084} \left(\frac{p_f}{D_h}\right)^{-0.786} \left(\frac{p_f}{X_t}\right)^{c_2}
 \end{array} \right. \\
 \text{if } N_r \geq 2 \\
 \left| \begin{array}{l}
 c_3 \leftarrow -0.361 - \frac{0.042 \cdot N_r}{\ln(Re_{.dc})} + 0.158 \cdot \ln \left[ N_r \cdot \left(\frac{p_f}{d_c}\right)^{0.41} \right] \\
 c_4 \leftarrow -1.224 - \frac{0.076 \cdot \left(\frac{X_1}{D_h}\right)^{1.42}}{\ln(Re_{.dc})} \\
 c_5 \leftarrow -0.083 + \frac{0.058 \cdot N_r}{\ln(Re_{.dc})} \\
 c_6 \leftarrow -5.735 + 1.21 \cdot \ln \left(\frac{Re_{.dc}}{N_r}\right) \\
 j \leftarrow 0.086 \cdot Re_{.dc}^{c_3} \cdot N_r^{c_4} \cdot \left(\frac{p_f}{d_c}\right)^{c_5} \cdot \left(\frac{p_f}{D_h}\right)^{c_6} \cdot \left(\frac{p_f}{X_t}\right)^{-0.93}
 \end{array} \right. \\
 Pr \leftarrow \frac{\mu(T_{.ort}) \cdot c_p(T_{.ort})}{k(T_{.ort})} \\
 Nu \leftarrow j \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \cdot Re_{.dc} \\
 h \leftarrow Nu \cdot \frac{k(T_{.ort})}{D_h} \\
 h
 \end{array} \right.
 \end{aligned}$$

Şekil 4.5 : Dış akışta ısı taşınım katsayısının hesabı.

Burada  $v$  ve  $T_{ort}$ , sırasıyla yoğuşturucunun dış tarafından geçen havanın lt/s cinsinden hacimsel debisini ve ortalama sıcaklığını ifade etmektedir. İç ve dış taraftaki  $h$  taşınım katsayılarının bulunmasının ardından aşağıdaki ifadeden  $UA$  değeri elde edilmektedir.

$$UA = \left( \frac{1}{\eta_0 h_d A} + \frac{\ln(d_d/d_i)}{2\pi k_f N_b L_1} + \frac{1}{h_i \pi d_i L_1 N_b} \right)^{-1} \quad (4.15)$$

$UA$ 'nın elde edilmesinden sonra  $\varepsilon - NTU$  yöntemi kullanılarak, yoğuşturucunun bu kısmından havaya geçen ısı  $\dot{Q}_{H-I}$  hesaplanmaktadır.  $\dot{Q}_{H-I}$ , Şekil 4.6'da bulunan ve Refprop (NIST) programı yardımıyla oluşturulan T-s diyagramındaki 2 – 2' hal değişimi (kızgın buhardan doymuş buhar haline geçme) için gereken ısı geçişi miktarına eşit olmalıdır.



**Şekil 4.6 :** Yoğuşturucunun ilk bölgesindeki hal değişiminin T-s diyagramı üzerinde gösterimi.

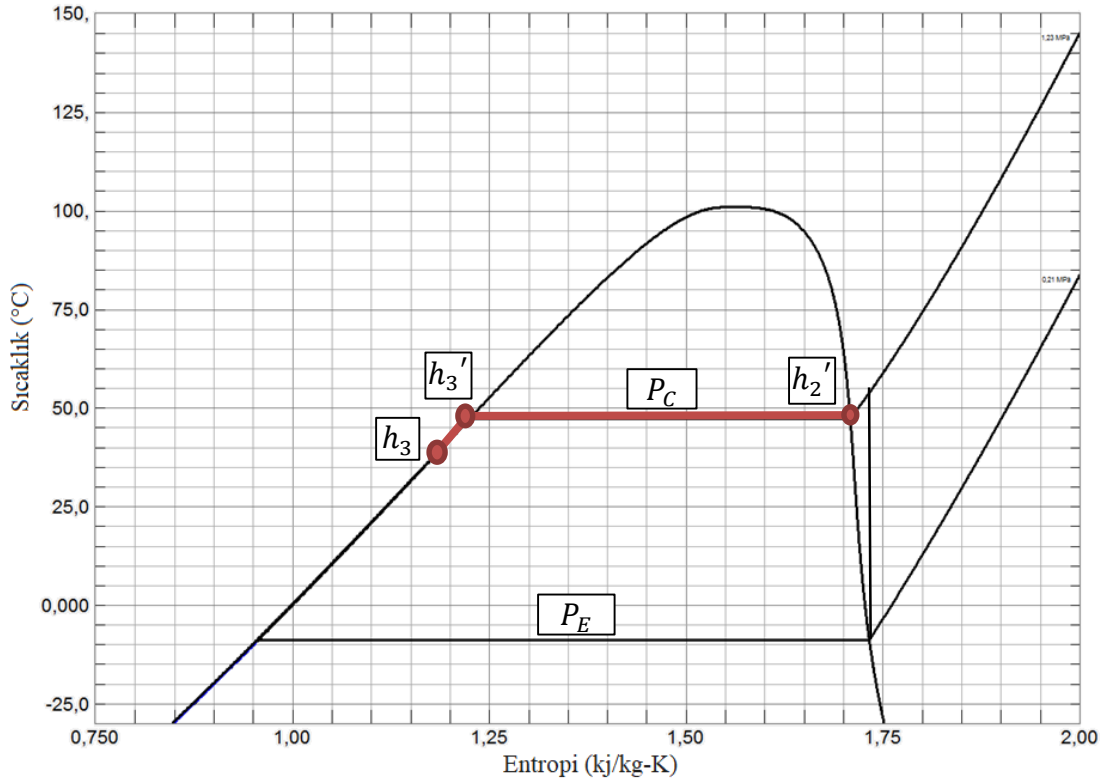
Bu hal değişimi için gereken birim zamandaki ısı geçişi miktarı:

$$\dot{Q}_{2-2'} = \dot{m}_{komp}(h_2 - h_2') \quad (4.16)$$

ile ifade edilmektedir.  $UA$  ifadesinde bulunan  $N_b$ ,  $\dot{Q}_{H-I}$ 'in  $\dot{Q}_{2-2'}$ 'ye eşit olması için gereken boru sayısıdır ve iteratif olarak bulunmaktadır. Yoğuşturucuda geriye kalan

diğer borular ise soğutucu akışkanı yoğuşturmak ve sıkıştırılmış sıvı bölgesine geçirmek için kullanılmaktadır.

Yoğuşmanın gerçekleştiği kısımda, Bölüm 2.3.2’de bahsedildiği gibi Dobson&Chato tarafından geliştirilen bağıntıdan elde edilen h taşınım katsayısı geçerli olmaktadır. Dış taraftaki ısı taşınım katsayısı değişmeyeceğinden kızgın buhar bölgesinde elde edilen değer kullanılmaktadır. Bu kısımda havaya aktarılan ısı miktarı  $\dot{Q}_{H-II}$  bulunurken UA ifadesindeki  $N_b$  değeri, toplam boru sayısından ilk kısımda kullanılan boru sayısı çıkarılarak bulunmaktadır. Hesaplanan  $\dot{Q}_{H-II}$  değeri, akışkanı yoğuşturmak için gereken ısı miktarından büyükse, sıvı sıkıştırılmış sıvı bölgesine geçiyor demektir. Bu hal değişimi ( $2' - 3$ ), Şekil 4.7’de T-s diyagramında gösterilmektedir.



**Şekil 4.7 :** Yoğuşturucunun ikinci bölgesindeki hal değişiminin T-s diyagramı üzerinde gösterimi.

Burada, akışkanın yoğuşması,  $2' - 3'$  halleri arasındaki değişim olarak gösterilmektedir ve bu hal değişimi için gereken birim zamandaki ısı miktarı,

$$\dot{Q}_{2'-3'} = \dot{m}_{komp}(h_2' - h_3') \quad (4.17)$$

şeklinde hesaplanmaktadır. Sıkıştırılmış sıvı bölgesine geçen soğutucu akışkanın entalpisi ise Denklem 4.18’den bulunabilmektedir.

$$h_3 = h_3' - \frac{\dot{Q}_{H-II} - \dot{Q}_{2'-3'}}{\dot{m}_{komp}} \quad (4.18)$$

Bu durumda yoğuşturucudan çıkış entalpisi ve basıncı belli olduğundan, çıkış sıcaklığı  $T_3$  bulunabilmektedir. Diğer yandan hesaplanan  $\dot{Q}_{H-II}$  değeri, sıvının tamamının yoğuşması için yeterli değilse yoğuşturucudan çıkış sıcaklığı, doyma sıcaklığı olmakta ve akışkanın kuruluk derecesi, entalpi değeri kullanılarak hesaplanabilmektedir.

#### 4.2.3 Kılcal boru

Deneyde genişleme vanası olarak kılcal boru kullanılmaktadır. Bu nedenle kılcal boruya uygun kabul ve ifadeler geçerli olmaktadır.

##### Kabuller

Bu çalışmada, kılcal borudaki genişleme işleminin adyabatik olduğu ( $q \cong 0$ ) kabul edilmektedir.

Dışardan ısı kazancı ya da dışarıya ısı kaybı olmadığından, bu bileşene giren ve bileşenden çıkan entalpiler birbirine eşittir.

$$h_3 = h_4 \quad (4.19)$$

Sistemin çalıştığı basınç aralığı bilindiğinden, entalpi değerinin bulunması ile kılcal borudan çıkan akışkanın sıcaklığı  $T_4$  bulunabilmektedir.

#### 4.2.4 Buharlaştırıcı

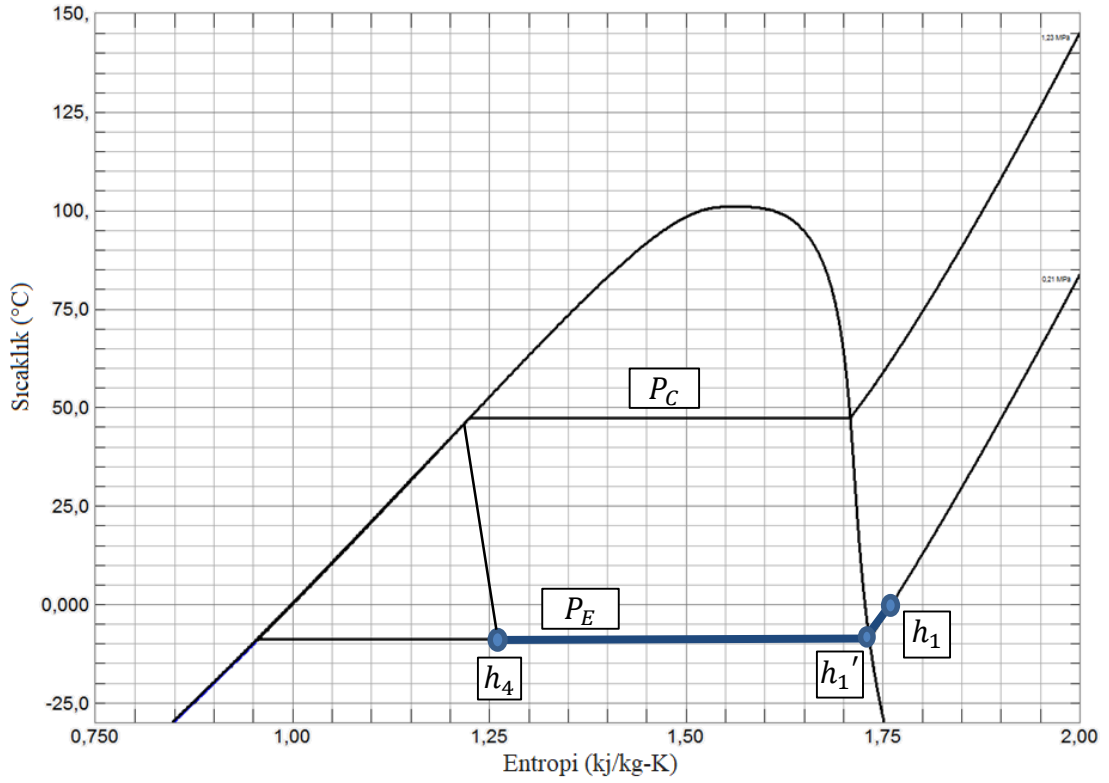
Deneyde çalışmalarda buharlaştırıcı görevi üstlenen kanatlı-borulu ısı değiştiricisinin tüm boyutları, toplam boru sayısı vb. biçimsel özellikleri ısı değiştiricisi üzerinden tespit edilerek modelde girdi olarak kullanılmaktadır.

##### Kabuller

Buharlaştırıcıya giren akışkanın  $P_4$  ( $P_E$ ) basıncında olduğu ve buharlaştırıcıda herhangi bir basınç kaybına uğramadan sabit kaldığı kabulü yapılmaktadır.

Burada ısı geçişinin çok büyük bir kısmı faz değiştirme sırasında (çift fazlı durumda) gerçekleştiğinden, tek bir ısı taşınım katsayısı bulunarak birim zamanda geçen toplam ısı miktarı elde edilecektir.

Doymuş sıvı buhar karışımı olarak  $T_4$  sıcaklığında buharlaştırıcıya giriş yapan soğutucu akışkan, üzerinden akan havadan (dış ortamdan) ısı olarak Şekil 4.8’de görüldüğü gibi önce doymuş sıvı, daha sonra da kızgın buhar haline (4 halinden 1 haline) geçmektedir.



**Şekil 4.8 :** Buharlaştırıcıdaki hal değişiminin T-s diyagramında gösterimi.

Akış boyunca çift fazlı akış kabulü yapıldığından, birim zamanda geçen ısının toplam miktarı tek aşamada elde edilmektedir. Bunun için ihtiyaç duyulan boru içi ısı taşınım katsayısı, yatay borularda buharlaşmanın olduğu durumlar için Shah’ın[28] önerdiği taşınım katsayısı bağıntısından elde edilmektedir. Bu bağıntının Mathcad programına aktarılmış hali Şekil 4.9’da yer almaktadır.

Buharlaştırıcının da yoğuşturucu gibi düz kanatlı-borulu ısı değiştiricisi olması dolayısıyla, dış akış tarafındaki ısı taşınım katsayısı aynı bağıntıdan bulunabilmektedir.

$$\begin{aligned}
h_{\text{evaic}}(m_{\text{komp}}, d_{\text{iç}}, Q, x) := & \Pr_1 \leftarrow \frac{\mu_1 \cdot c_{p1}}{k_1} \\
& Co \leftarrow \left( \frac{1}{x} - 1 \right)^{0.8} \cdot \left( \frac{\rho_g}{\rho_1} \right)^{0.5} \\
& G \leftarrow \frac{m_{\text{komp}}}{\left( \frac{\pi \cdot d_{\text{iç}}^2}{4} \right)} \\
& i_{fg} \leftarrow h_g - h_1 \\
& Bo \leftarrow \frac{Q}{G \cdot i_{fg}} \\
& Fr_L \leftarrow \frac{G^2}{\rho_1^2 \cdot 9.81 \cdot d_{\text{iç}}} \\
& F \leftarrow 14.7 \text{ if } Bo > 11 \cdot 10^{-4} \\
& F \leftarrow 15.43 \text{ otherwise} \\
& N \leftarrow Co \text{ if } Fr_L \geq 0.04 \\
& N \leftarrow 0.38 \cdot Fr_L^{-0.3} \cdot Co \text{ otherwise} \\
& \psi_{cb} \leftarrow \frac{1.8}{N^{0.8}} \\
& \text{if } N > 1 \\
& \quad \left| \begin{array}{l} \psi_{nb} \leftarrow 230 \cdot Bo^{0.5} \text{ if } Bo > 0.3 \cdot 10^{-4} \\ \psi_{nb} \leftarrow 1 + 46 \cdot Bo^{0.5} \text{ otherwise} \\ \psi \leftarrow \psi_{nb} \text{ if } \psi_{nb} > \psi_{cb} \\ \psi \leftarrow \psi_{cb} \text{ otherwise} \end{array} \right. \\
& \text{if } 0.1 < N \leq 1 \\
& \quad \left| \begin{array}{l} \psi_{bs} \leftarrow F \cdot Bo^{0.5} \cdot e^{2.74 \cdot N^{-0.1}} \\ \psi \leftarrow \psi_{bs} \text{ if } \psi_{bs} > \psi_{cb} \\ \psi \leftarrow \psi_{cb} \text{ otherwise} \end{array} \right. \\
& \text{if } N \leq 0.1 \\
& \quad \left| \begin{array}{l} \psi_{bs} \leftarrow F \cdot Bo^{0.5} \cdot e^{2.47 \cdot N^{-0.15}} \\ \psi \leftarrow \psi_{bs} \text{ if } \psi_{bs} > \psi_{cb} \\ \psi \leftarrow \psi_{cb} \text{ otherwise} \end{array} \right. \\
& h_1 \leftarrow 0.023 \cdot \left[ \frac{G \cdot (1-x) \cdot d_{\text{iç}}}{\mu_1} \right]^{0.8} \cdot Pr_1^{0.4} \cdot \frac{k_1}{d_{\text{iç}}} \\
& h_{\text{shah}} \leftarrow \psi \cdot h_1
\end{aligned}$$

Şekil 4.9 : İç akışta buharlaşmanın olduğu durumda ısı taşınım katsayısının hesabı.

Dış ortamdan birim zamanda çekilen toplam ısının miktarı  $\dot{Q}_L$ , yine yoğuşturucudaki hesaba benzer şekilde  $\varepsilon - NTU$  yöntemi kullanılarak hesaplanmaktadır. Elde edilen  $\dot{Q}_L$  değeri akışkanın buharlaşması için gereken miktara yakınsa buharlaştırıcıdan çıkış sıcaklığı, buharlaşma basıncındaki doyma sıcaklığına eşit olduğu kabul edilmektedir. Buharlaşma, yani akışkanın Şekil 4.8'de 4 – 1' arası ile gösterilen hal değişimi için birim zamanda gereken enerji miktarı,

$$\dot{Q}_{4-1'} = \dot{m}_{komp}(h_1' - h_4) \quad (4.20)$$

bağıntısından hesaplanmaktadır. Eğer  $\dot{Q}_L$  ile buharlaşma için gereken miktar arasında hatırı sayılır bir fark varsa bu fark, akışkanın doymuş buhar halindeki entalpisine ( $h_1'$ ) eklenerek çıkış entalpisini ve dolayısıyla sıcaklığı bulunmaktadır.

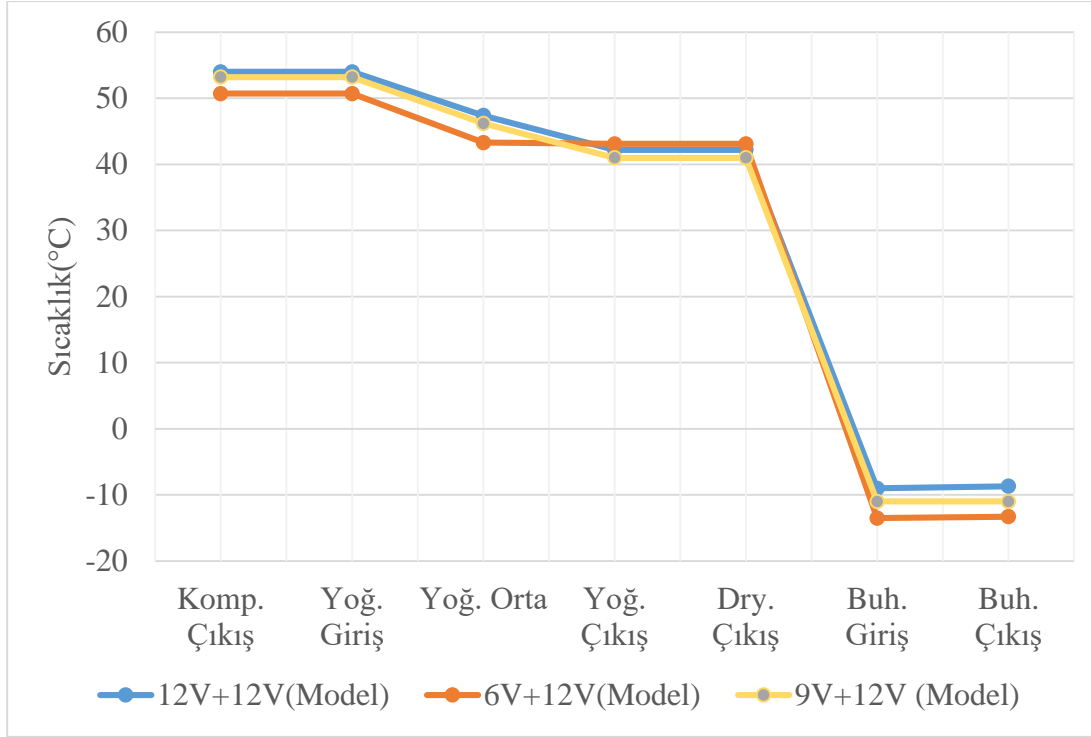
$$h_1 = h_1' + \frac{\dot{Q}_L - \dot{Q}_{4-1'}}{\dot{m}_{komp}} \quad (4.21)$$

#### 4.2.5 Genel Sistem Çözümlemesi

Buharlaştırıcı fanının farklı voltajlardaki debi değerleri bilindiğinden; 6V, 9V ve 12V besleme voltajında çalıştığı durumlar incelenmektedir. Yoğuşturucu fanı ise 12V besleme voltaj değerinde sabit tutulmaktadır. Tüm fan besleme voltajı kombinasyonlarında, sistemin çalıştığı basınç aralığı değişkenlik göstermektedir. Bu nedenle sistem dengeye geldiği anda buharlaşma ve yoğuşma basınçları, ilgili deney verilerinden elde edilmektedir. Bu sayede sistem kapsamında yapılan kabuller ve bilinen bileşen özellikleri ile çözümleme yapılabilmektedir.

Çalışmada kullanılan soğutma sisteminin temel bileşenlerinin verilen modelleri, ardışık olarak çözümlenerek bu bileşenlerin sıcaklık değerleri üç farklı fan kombinasyonu için elde edilmektedir.

Şekil 4.10'da görülebileceği gibi buharlaştırıcı fanı besleme voltaj değeri arttıkça, buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları artmaktadır. 9V ve 12V buharlaştırıcı fanı besleme voltaj değeri için soğutucu akışkan yoğuşturucu çıkışında sıkıştırılmış sıvı halindedir. 6V değerinde ise doymuş sıvı halinde yoğuşturucuyu terk etmektedir.



**Şekil 4.10 :** Üç farklı hava hızı için soğutma çevrimindeki bazı nokta sıcaklıkları.

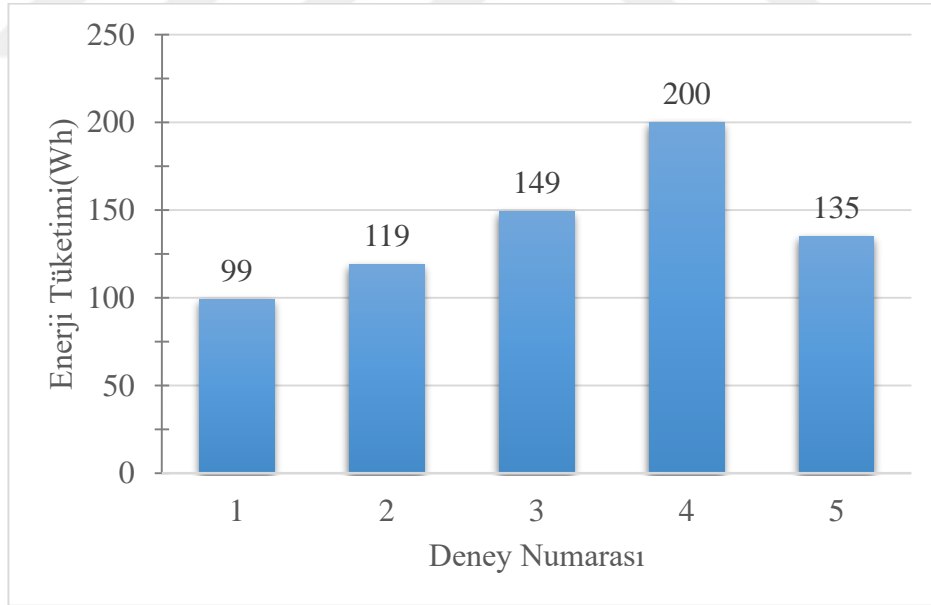
Drayerde soğutucu akışımın ısı ve basınç kayıpları ihmal edildiğinden, yoğuşturucudan çıkış ve drayer çıkış bölgesindeki sıcaklıklar birbirine eşittir. Drayer çıkış sıcaklığında kılcal boruya giren soğutucu akışkan, burada genişlemeye uğrayarak buharlaştırıcıya girmektedir. Tüm fan kombinasyonları için buharlaştırıcı çıkış bölgesinde soğutucu akışkan, tamamen buharlaştıktan sonra bir miktar daha ısı alarak kızgın buhar bölgesine geçiş yapmaktadır.

## 5. SONUÇLAR

Bu tez çalışmasında, bir kabinin yüklü veya yüksüz durumda iken ortalama 5°C sıcaklıkta denge haline gelip, bu sıcaklığı muhafaza edebilen bir kompakt soğutma sistemine ait deneysel çalışmalar yapılmakta ve bu sistemin termodinamik olarak matematik modeli oluşturulmaktadır.

### 5.1 Performans Çıktıları

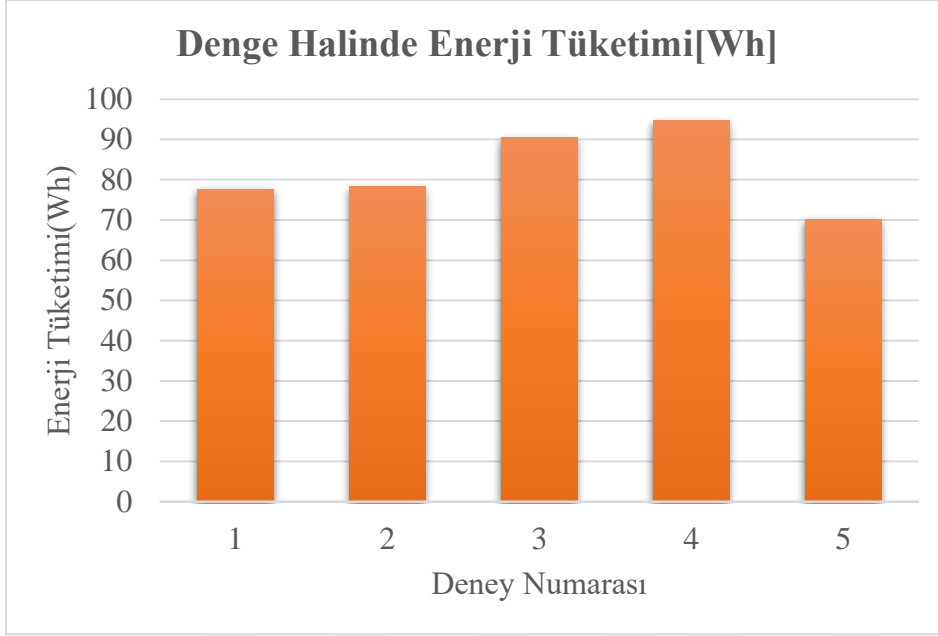
Deneysel çalışmalar kapsamında yapılan güç ölçümlerine göre, farklı buharlaştırıcı fan voltajı kombinasyonlarında soğutma sisteminin belli bir sürede harcadığı enerjiler, Şekil 5.1 ve Şekil 5.2’de görülebileceği gibi değişkenlik göstermektedir. Şekil 5.1’de sistemin dengeye gelene kadar (kabin içindeki hava, oda sıcaklığından 4°C’ye gelene kadar) harcadığı enerjiler gösterilmektedir.



**Şekil 5.1 :** Sistemlerin dengeye gelene kadar harcadıkları enerji miktarları.

Sistemin dengeye gelmesi süresi boyunca harcanan enerji, en yüksek değerine 4 numaralı deneyde (Eva:6V+Kond:12V) 200 Wh’lık enerji miktarı ile ulaşmaktadır. En düşük değer ise 1 numaralı deneyden (Eva:12V+Kond:12V) 99 Wh’lık enerji miktarı ile elde edilmektedir. Bölüm 2’de verilen fan debi ölçümlerinden görülebileceği gibi,

buharlaştırıcı besleme voltaj değeri düştükçe, hava debisi değeri azalmaktadır. Bu nedenle sistemin dengeye gelme süresi ve dolayısıyla dengeye gelme süresinde harcanan enerji miktarı da artmaktadır. Şekil 5.2’de ise sistem denge haline ulaştıktan sonra, sistemin 1 saatte harcadığı ortalama enerji miktarları gösterilmektedir.

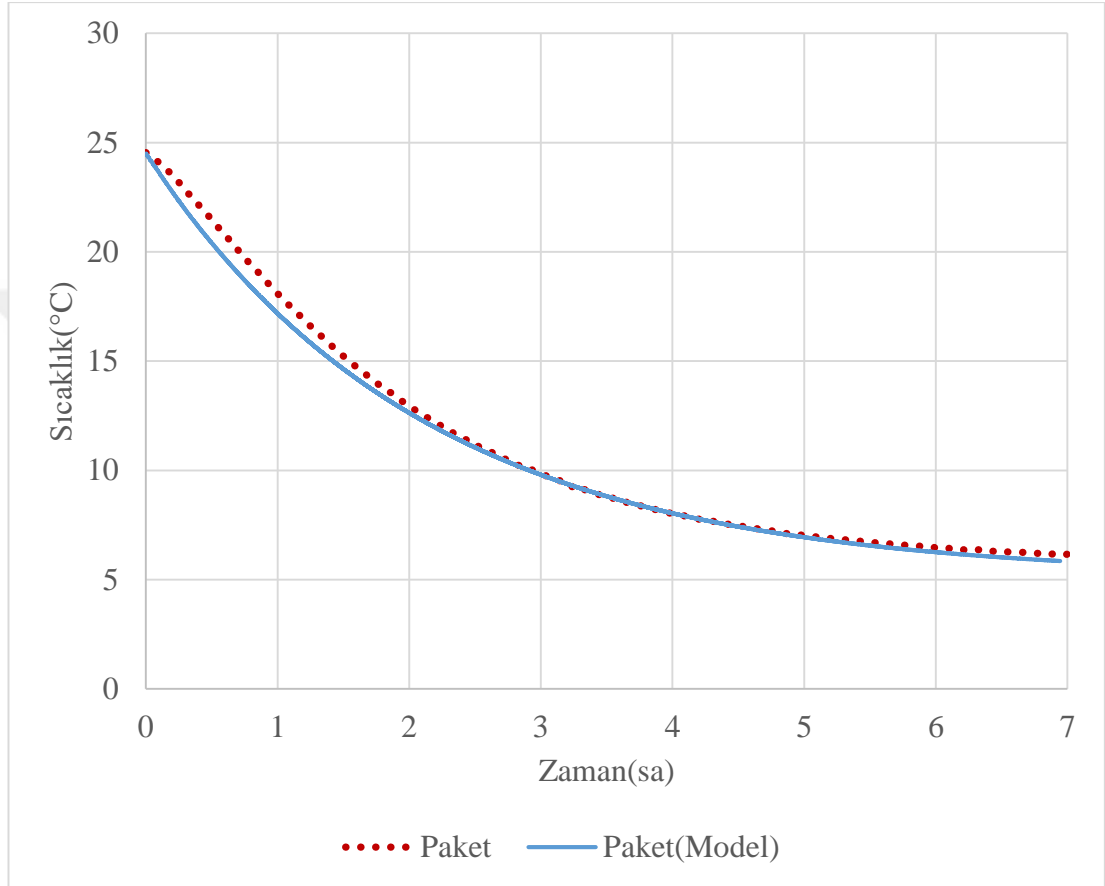


**Şekil 5.2 :** Sistemlerin dengedeiken 1 saatte harcadıkları enerji miktarları.

Şekil 5.2’ye göre, denge halinde yaklaşık 95Wh’lik enerji tüketimi ile en çok enerji harcayan sistemin, dengeye gelme süresinde olduğu gibi 4 numaralı deneydeki sistem olduğu görülmektedir. Bunun yanı sıra diğer deneylere bakıldığında, Şekil 5.1’deki enerji tüketimlerine benzer bir sıralama olduğu söylenebilir. Bölüm 3’te verilen çalışma oranları, birim zamanda sistemin açık kaldığı süreyi belirttiğinden, farklı fan kombinasyonlarında çalıştırılan sistemlerdeki enerji tüketimi değişmektedir. Örneğin 1 numaralı deneyde, iki fan da maksimum devirde çalıştığından sistemin çektiği maksimum güç değeri en fazladır. Fakat çalışma oranı düşük olduğu yani kabin hacmini daha kısa sürede istenilen sıcaklığa düşürdüğü için soğutma sisteminin birim zamanda harcadığı enerji bakımından, sistemler arasında birinci değil, dördüncü sıradadır.

## 5.2 Yüklere Soğuma Eğrileri

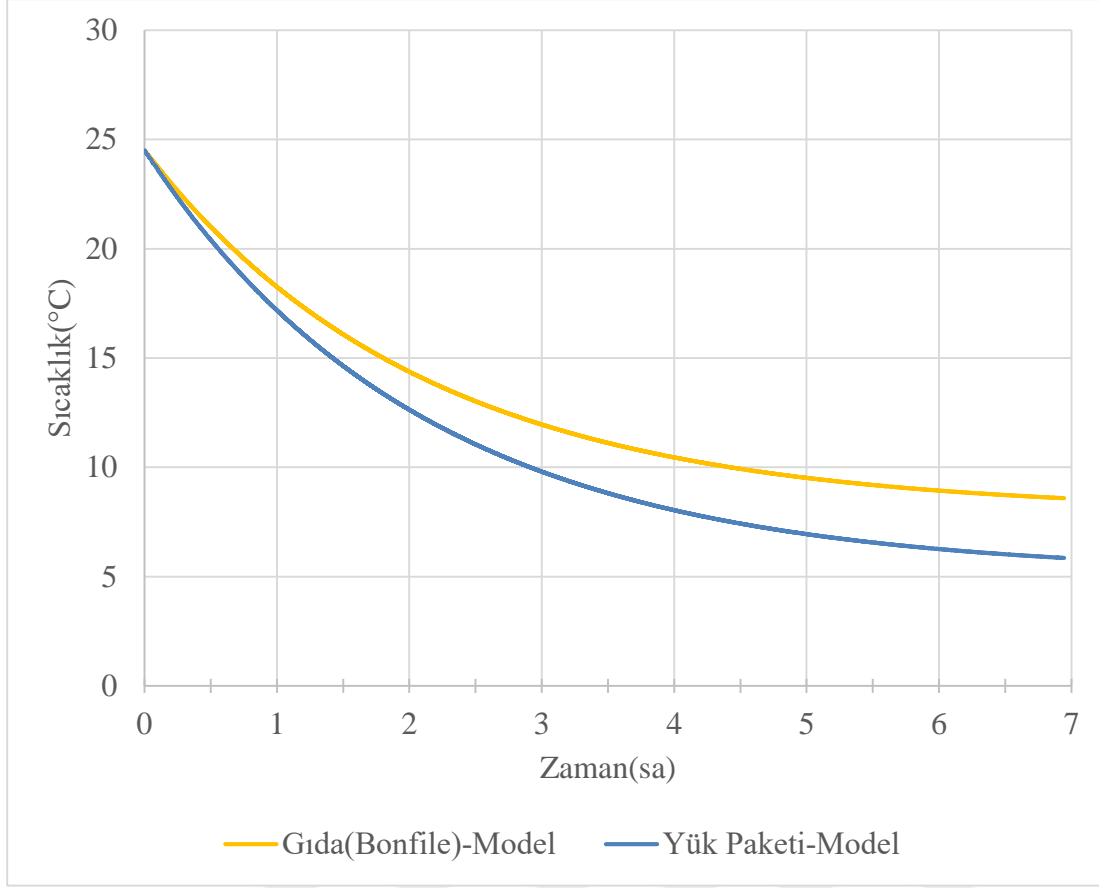
Oda koşullarında soğutma hacmine konulan herhangi bir maddenin (yükün) soğuma davranışının anlaşılabilmesi için Bölüm 3'te deneysel çalışmalar ve Bölüm 4'te matematik modelleme çalışmaları yapılmıştır. Deney paketi için yapılan bu çalışmaların karşılaştırması Şekil 5.3'te gösterilmektedir.



**Şekil 5.3 :** Yük paketinin deneyden ve matematik modelden elde edilen soğuma eğrileri.

Şekil 5.3'te karşılaştırmalı olarak verilen soğuma eğrileri benzer bir değişim göstermektedir. İki çalışmada da 7 saat sonunda paket sıcaklığının yaklaşık 6°C dolaylarına düştüğü gözlenmektedir.

Kabin ortamına konulacak gerçek bir gıda maddesinden, gıdaya bağlı olarak değişecek şekilde kabin ortamına su buharı geçişi olmaktadır. Şekil 5.4'te; paketin Şekil 5.3'te verilen soğuma eğrisi ile gıda(bonfile) maddesinde meydana gelen kütle geçişi hesaba katılarak oluşturulan modelden elde edilen eğri karşılaştırılmaktadır.

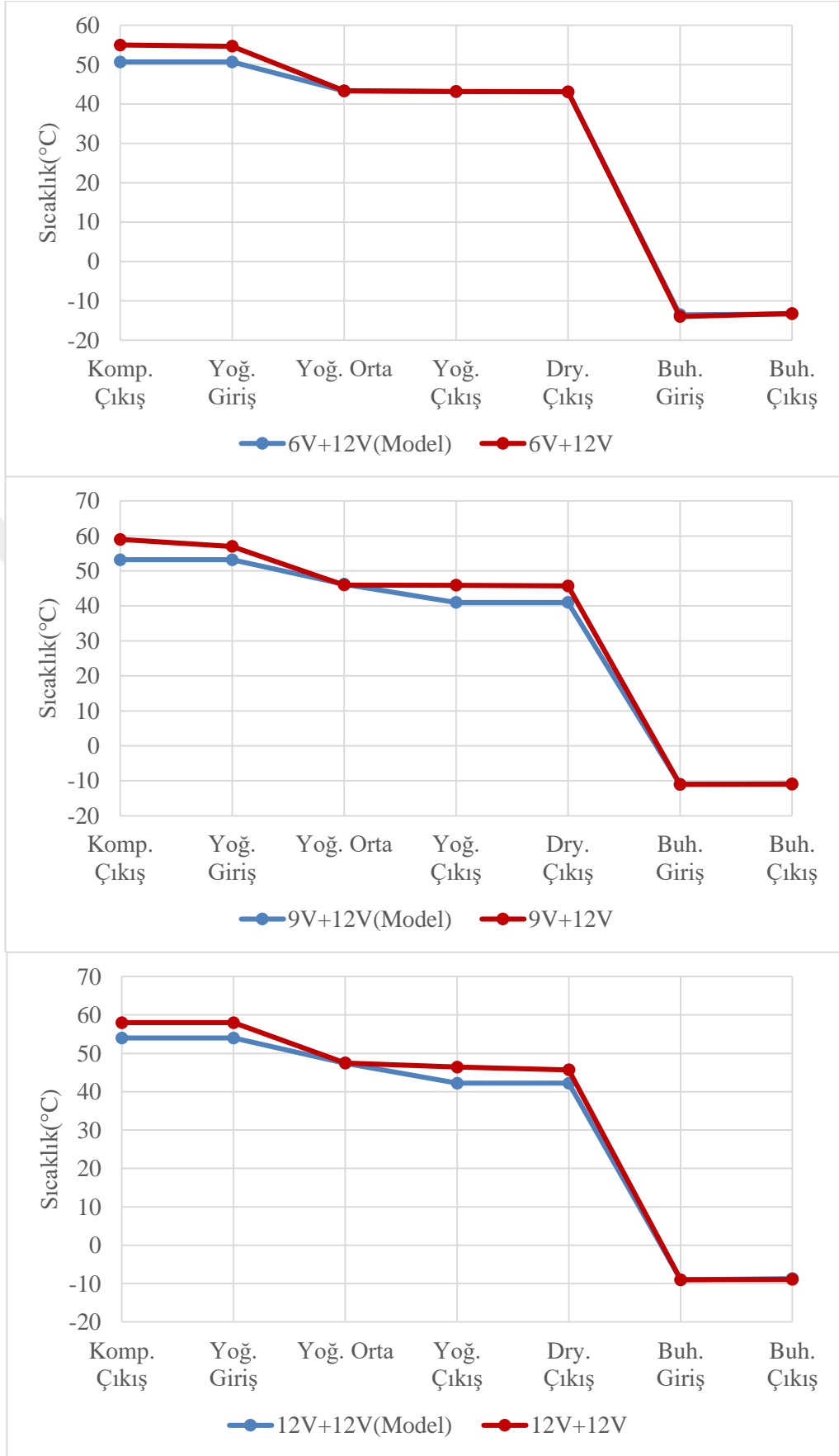


**Şekil 5.4 :** Yük paketinin ve bir gıda maddesinin matematik modelden elde edilen soğuma eğrisi.

Yukarıdaki eğrilerden, gıdanın sıcaklığının yük paketine oranla daha yavaş düştüğü görülmektedir. 7 saat sonunda gıda ile paket arasında yaklaşık 2.5°C'lik bir sıcaklık farkı oluşmaktadır. Bunun nedeni gıdanın bünyesindeki suyun buharlaşması için havadan aldığı buharlaşma ısıdır. Buharlaşma ısı arttıkça, birim zaman başına oluşacak sıcaklık farkının artacağı söylenebilir.

### 5.3 Çevrim Elemanlarının Sıcaklık Çıktıları

DeneySEL çalışmalar ve matematik modelleme çalışmaları kapsamında buharlaştırıcı üzerinden geçen hava hızının, çevrim elemanlarının sıcaklıklarına etkisi gözlenebilmektedir. DeneySEL çalışmalardan ve modelleme çalışmalarından, buharlaştırıcı fanının 3 farklı debi değeri için elde edilen sıcaklık çıktıları Şekil 5.5'te karşılaştırılmaktadır.



Şekil 5.5 : Çevrim elemanlarının üç farklı buharlaştırıcı fan hızında deneylerden ve matematik modelden elde edilen sıcaklıkları.

Deneyisel çalışmalardan elde edilen sonuçlar incelendiğinde, kompresörden çıkan soğutucu akışkanın sıcaklığının, yoğuşturucu girişine gelene kadar az da olsa dūřtūĐu gōzlenmektedir. Modelde ise borulama sistemindeki sıcaklık kayıpları ihmal edildiğinden iki nokta arasındaki sıcaklıklar eşittir. DiĐer yandan ũ kombinasyonda da kompresōr çıkış sıcaklıkları arasında belli bir miktar fark olduğu gōzlenmektedir. Bunun nedeninin kompresōr modelinde yapılan kabuller olduğu sōylenilmektedir. Gerçek durumda entropi artacak şekilde aynı basınç değerine sıkıştırma yapılacağından, kompresōr çıkışında daha yũksek sıcaklıklar elde edilmesi beklenmektedir. Bu nedenle, deneyisel çalışmalarda bu sıcaklığın daha yũksek olduğu gōrũlmektedir. Deneyisel çalışmalarda, yoğuşturucu çıkışındaki sıcaklığın ise doyma sıcaklığına çok yakın olduğu gōrũlebilmektedir.



## KAYNAKLAR

- [1] **Possamai, F., Lilie, D. E. B., Zimmermann, A. J. P., ve Mongia, R.** (2008). Miniature Vapor Compression System, *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, Paper 963. Purdue University, July 14-17.
- [2] **Wu, Z. & Du, R.** (2011). Design and experimental study of a miniature vapor compression refrigeration system for electronics cooling, *Applied Thermal Engineering*, 31, 385-390.
- [3] **Parise J. A. R.** (1986). Simulation of vapour-compression heat pumps, *Simulation*, 46 (2), 71-76.
- [4] **de Lemos M.J.S. & Zapparoli E.L.** (1996). Steady-State Numerical Solution of Vapor Compression Refrigeration Units, *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, Paper 330. Purdue University
- [5] **Bolaji B.O & Falade T.O.** (2012). Development of an Experimental Apparatus for Demonstrating Vapour Compression Refrigeration System, *Int. J. of Thermal & Environmental Engineering, Volume 4*, No. 1, 1-6
- [6] **Shah, M.M.** (1976). A new correlation for heat transfer during boiling flow through pipes, *ASHRAE Trans.* 82 (2), 66–86
- [7] **Kandlikar, S.G.** (1990). A general correlation for saturated twophase flow boiling heat transfer inside horizontal and vertical tubes, *J. Heat Transfer*, 112, 219–228.
- [8] **Gungor, K.E., Winterton, R.H.S.** (1986). A general correlation for flow boiling in tubes and annuli, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 29 (3), 351-358.
- [9] **Fang X.** (2017). A new correlation of flow boiling heat transfer coefficients based on R134a data, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 107, 972–981.
- [10] **Dobson, M.K., Chato, J.C.** (1998). Condensation in smooth horizontal tubes, *J. Heat Transfer*, 120 (1), 193–213.
- [11] **Thome, J.R., Haja, J.E. & Cavallini, A.** (2003). Condensation in horizontal tubes, part 2: new heat transfer model based on flow regimes, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 46 (18), 3365–3387.
- [12] **Cavallini, A., Del Col, D., Doretti, L., Matkovic, M., Rossetto, L., ..... Zilio, C.** (2006). Condensation in horizontal smooth tubes: a new heat transfer model for heat exchanger design, *Heat Trans. Eng.* 27 (8), 31–38.
- [13] **Douglas L.** (2015). In-The-Door Compact Cooling System For Domestic Refrigerators, *United States Patent, No: 9097454*
- [14] **Jeffrey B.** (2000). Modular Refrigeration Unit, *United States Patent, No: 6070424*

- [15] **Michael, C.** (2002). Power Efficient, Compact DC Cooling System, *United States Patent, No:6345512*
- [16] **Keun, L. H.** (2010). Refrigerator, *United States Patent, No: 2010162744*
- [17] **Arthur, R.** (1995). Modular Refrigeration Apparatus, *United States Patent, No:5417079*
- [18] **Moran, M.J., Shapiro, H.N., Boettner, D.D., Bailey, M.B.** (2011). *Fundamentals of Engineering Thermodynamics, Seventh Edition*, John Wiley & Sons.
- [19] **Çengel, Y., Boles, M.** (2015). *Thermodynamics: An engineering approach, Eighth Edition*, McGraw-Hill.
- [20] **Sonntag, R.E., Borgnakke C.** (2013). *Fundamentals of Thermodynamics, Eighth Edition*, John Wiley & Sons.
- [21] **Yamankaradeniz, N., Coşkun, S., Horuz. İ., Kaynaklı, Ö., Yamankaradeniz R.** (2013). Soğutma Tekniği ve Isı Pompası Uygulamaları,
- [22] **Gosney, W.B.** (2002). Principles of Refrigeration, Cambridge University Press.
- [23] **Negrão, C.O.R., Erthal, R.H., Andrade, D.E.V. & da Silva L.W.** (2011). A semi-empirical model for the unsteady-state simulation of reciprocating compressors for household refrigeration applications, *Applied Thermal Engineering, Vol. 31*, 1114-1124.
- [24] **Borges, B.N., Hermes C.J.L., Gonçalves J.M., Melo C.** (2011). Transient simulation of household refrigerators: A semi-empirical quasi-steady approach, *Applied Energy, Vol. 88*, 748-754.
- [25] **Özkol, N.** (1999). *Uygulamalı Soğutma Tekniği, Beşinci Baskı*, MMO.
- [26] (2010). *VDI Heat Atlas, 2nd Edition*, Springer-Verlag Berlin Heidelberg
- [27] **Bergman, T.L., Lavine A.S., Incropera F.P., & Dewitt D.P.** (2011). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer, Seventh Edition*, John Wiley & Sons.
- [28] **Shah, R.K. & Sekulic, D.P.** (2003). *Fundamentals Of Heat Exchanger Design*, John Wiley & Sons.
- [29] **Wang, C.C., & K.U. Chi.** (2000). Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers; Part 2; Correlation, *Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 43*, pp. 2692–2700.
- [30] **White, F.M.** (1999). *Fluid Mechanics, Fourth Edition*, McGraw-Hill.
- [31] **Shah, M.M.**, (1982). Chart correlation for saturated boiling heat transfer: equations and further study. ASHRAE Trans. 88 (1), 185–196
- [32] **Gnielinski V.** (1975). Berechnung mittlerer Wärme- und Stoffübergangskoeffizienten an laminar und turbulent überströmten Einzelkörpern mit Hilfe einer einheitlichen Gleichung, *Forschung im Ingenieurwesen A*, 41(5), 145–153
- [33] **Dinçer, İ. & Kanoğlu, M.** (2010). *Refrigeration Systems And Applications*, Wiley.
- [34] **Arpacı, V.** (1966). *Conduction Heat Transfer*, Addison Wesley

- [35] **Bird, R.B., Stewart W.E. & Lightfoot, E.N.** (2007). *Transport Phenomena, revised 2nd. Edition*, Wiley
- [36] **Welty J., Rorrer G.L., Foster D.G.** (2015). *Fundamentals of Momentum, Heat and Mass Transfer, 6th Edition*, Wiley





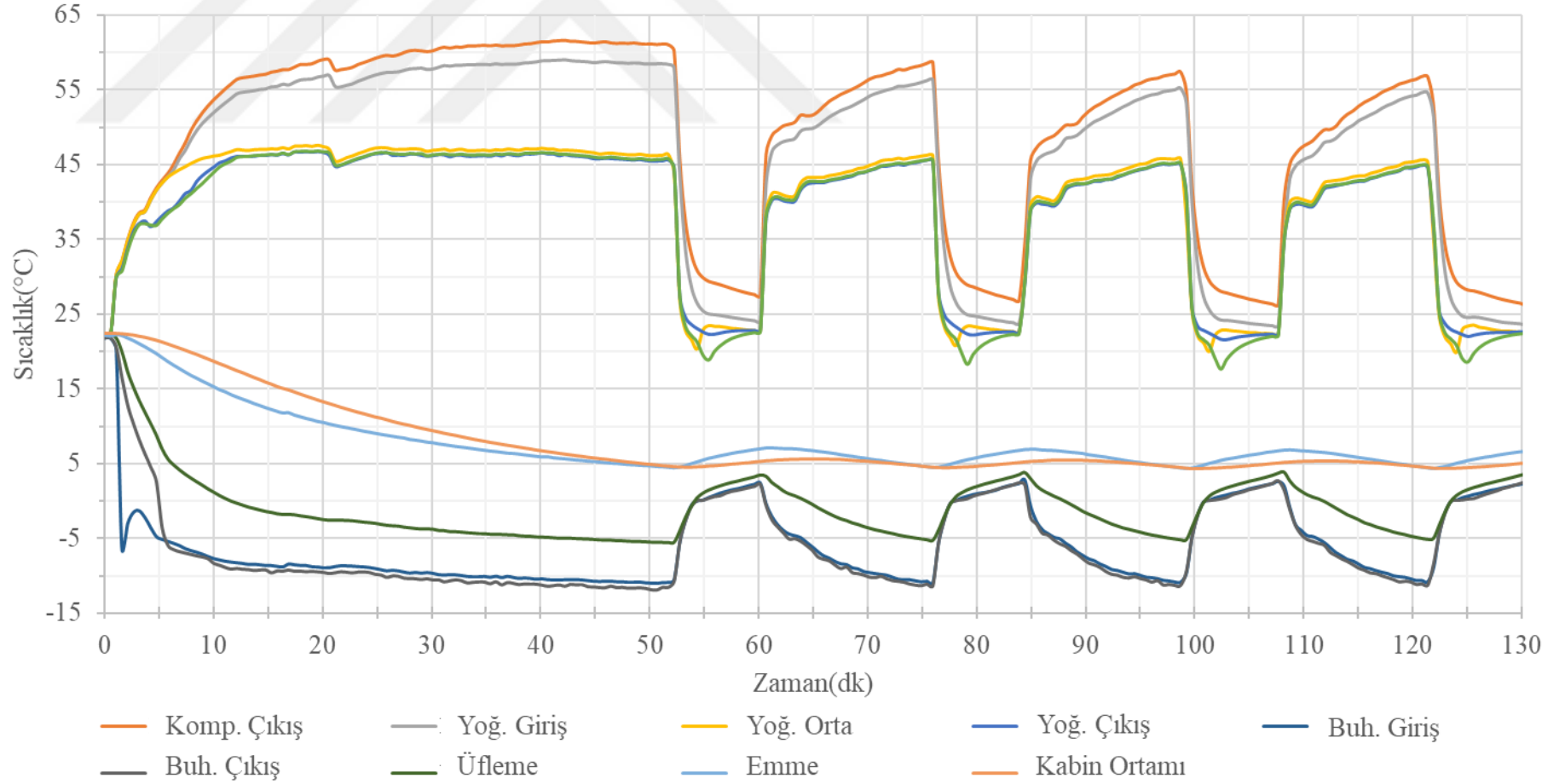
## **EKLER**

**EK A:** Deney 2,3,4,5,6 için sıcaklık çıktıları

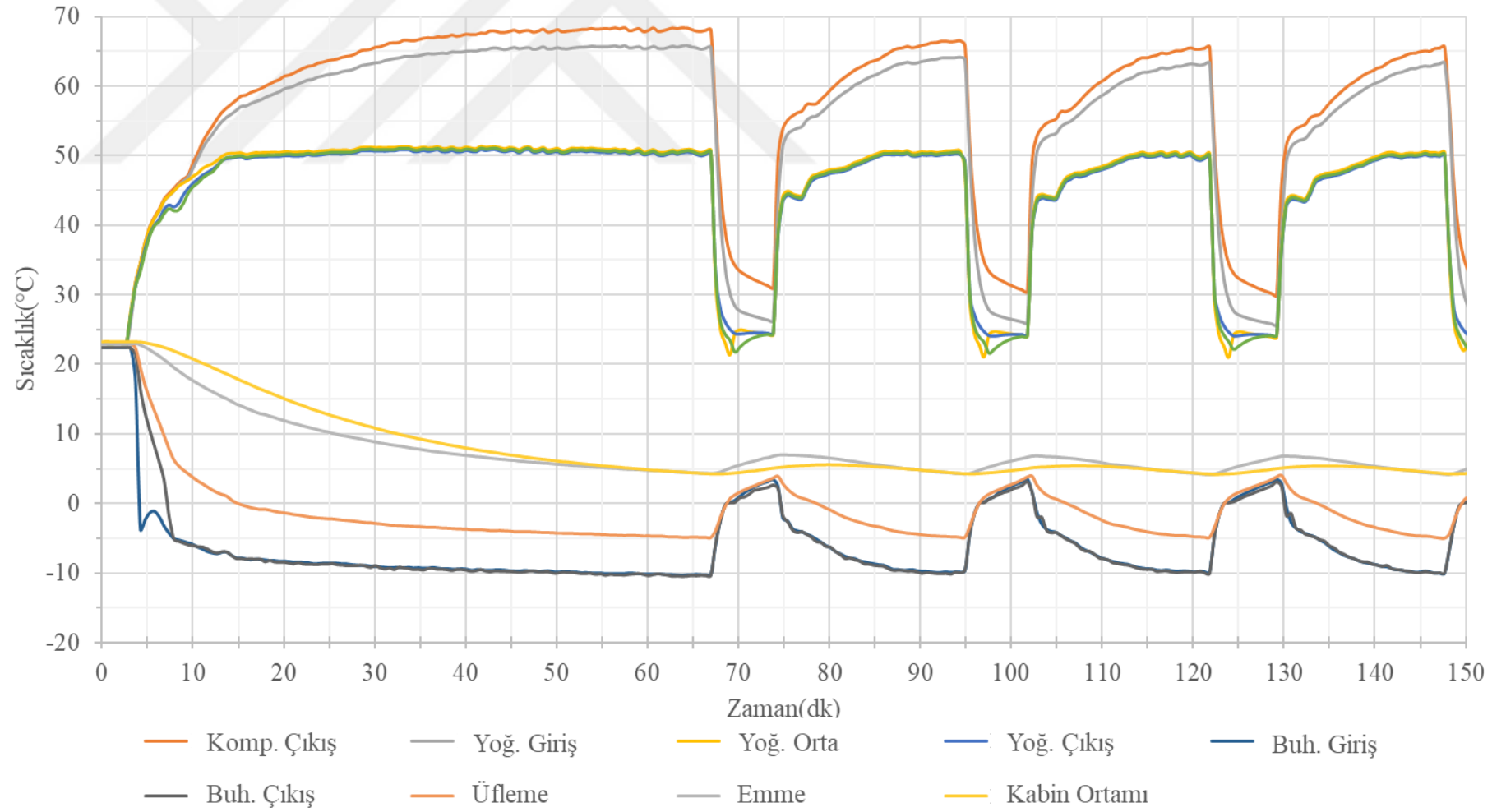
**EK B:** Deney 2,3,4,5 için güç çıktıları



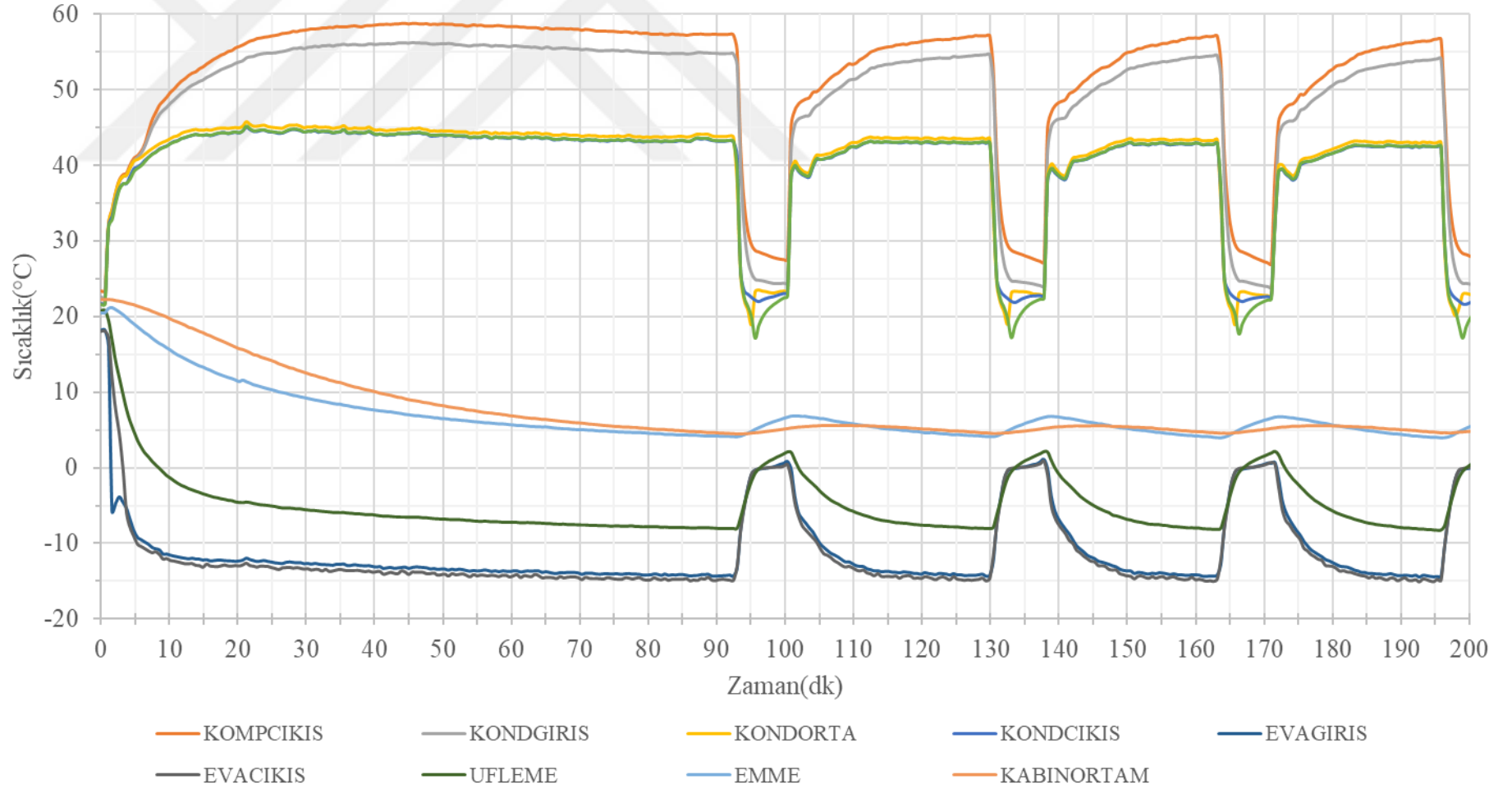
EK A



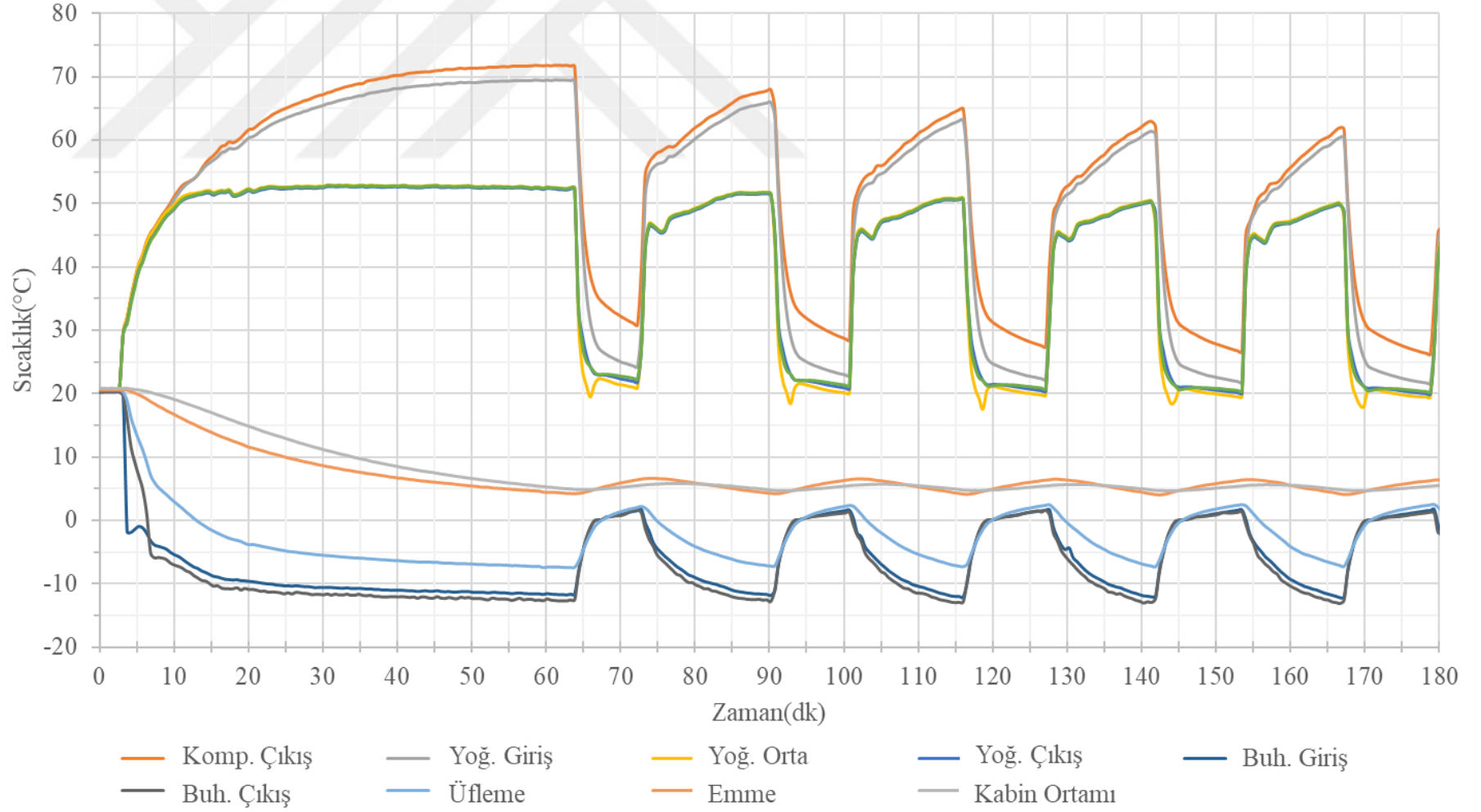
Şekil A.1 : Sıcaklıkların Deney 2'deki değişim grafiği.

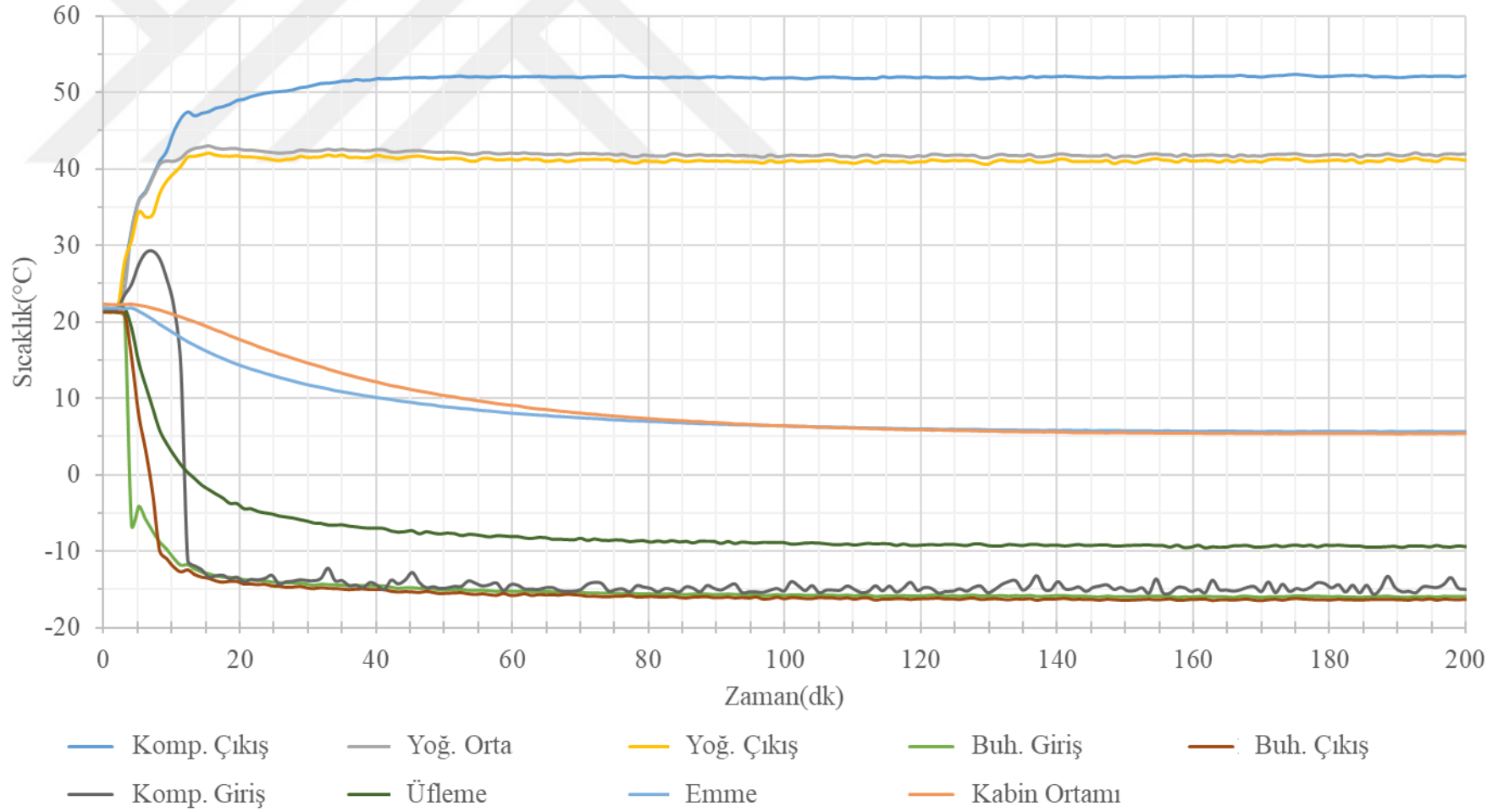


**Şekil A.2 :** Sıcaklıkların Deney 3'teki değişim grafiği.



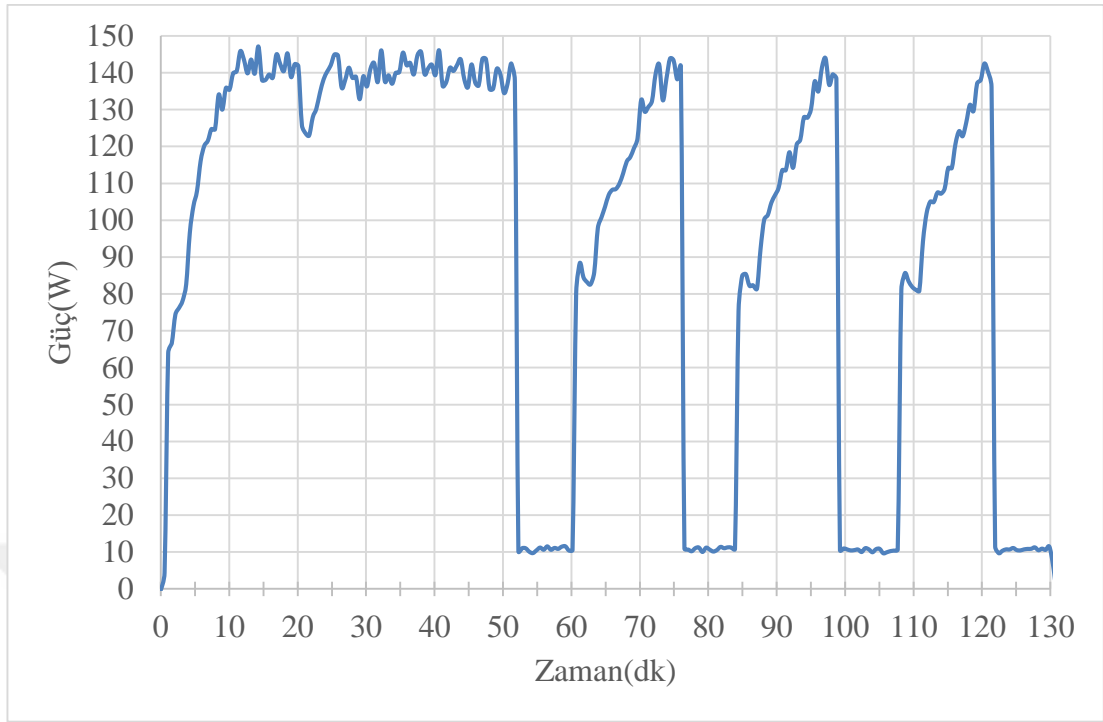
Şekil A.3 : Sıcaklıkların Deney 4'teki değişim grafiği.



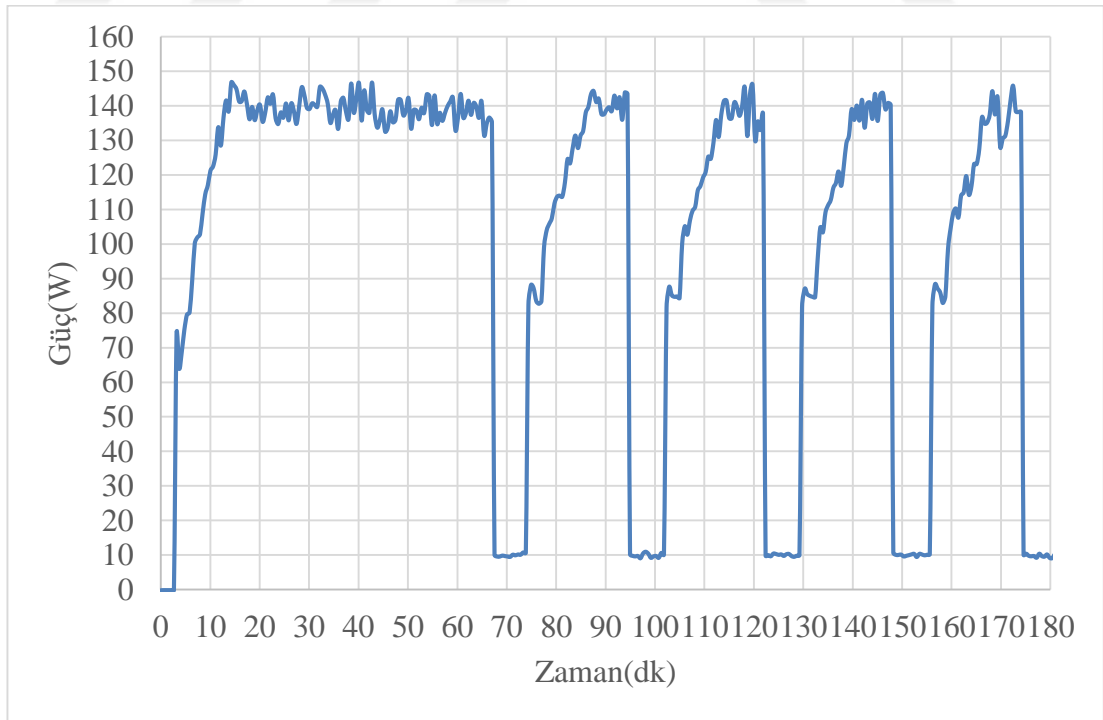


**Şekil A.5 :** Sıcaklıkların Deney 6'daki değişim grafiği.

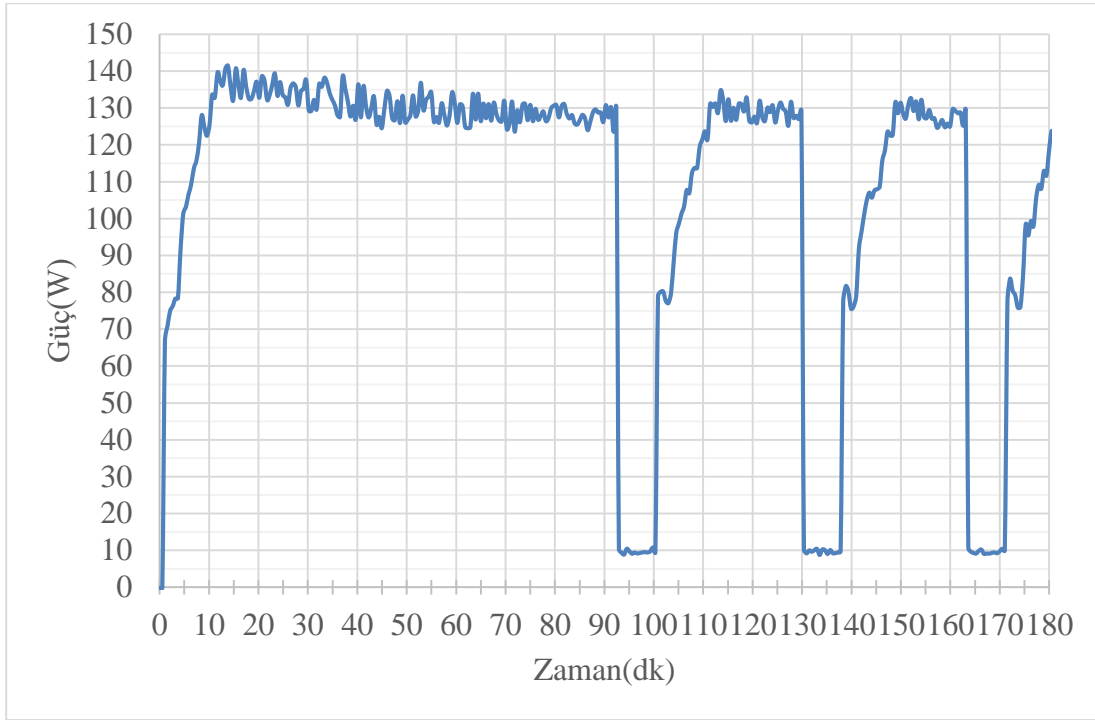
## EK B



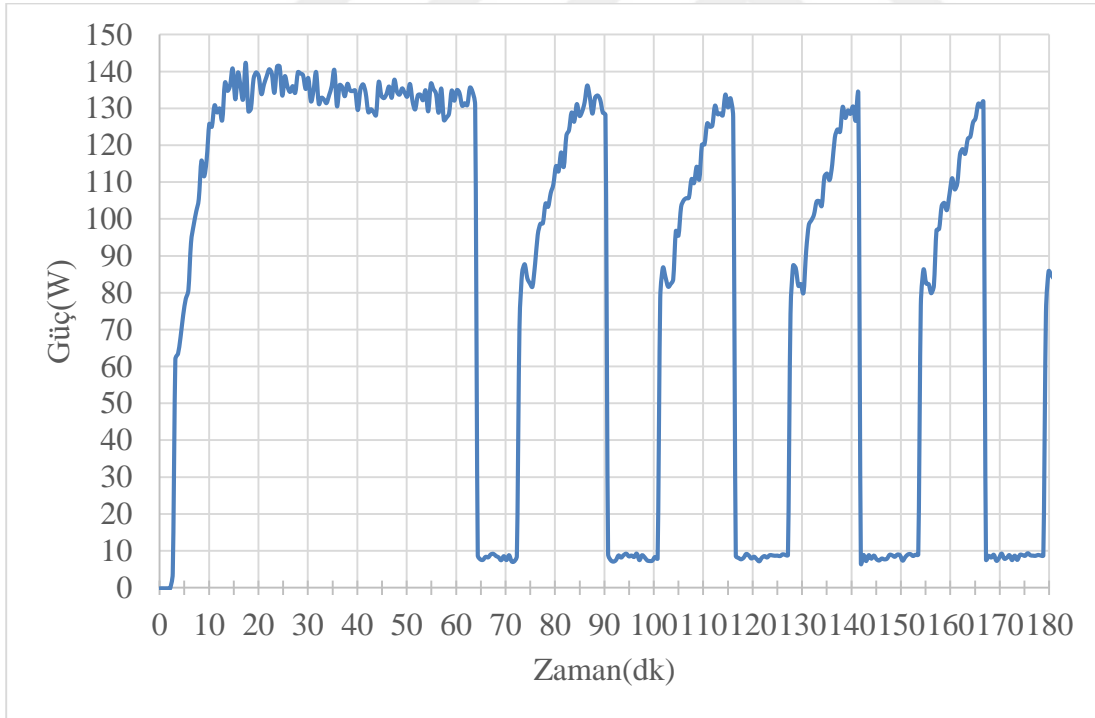
Şekil B.1 : Sistemin çektiği gücün Deneysel 2'deki değişim grafiği.



Şekil B.2 : Sistemin çektiği gücün Deneysel 3'teki değişim grafiği.



**Şekil B.3** : Sistemin çektiği gücün Deney 4'teki değişim grafiği.



**Şekil B.4** : Sistemin çektiği gücün Deney 5'deki değişim grafiği.

## ÖZGEÇMİŞ



**Ad-Soyad** : Muhsin Can Akkurt  
**Doğum Tarihi ve Yeri** : 07.07.1992 Eskişehir  
**E-posta** : mcakkurt@gmail.com

### ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2015, İstanbul Teknik Üniversitesi, Makina Fakültesi, Makina Mühendisliği
- **Yükseklisans** : 2018 (Bekleniyor), İstanbul Teknik Üniversitesi, Makina Mühendisliği, Isı Akışkan Programı

### MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

- 2016-2017 aralığında Arçelik A.Ş Merkez Ar-Ge Termodinamik Teknolojilerinde çalıştı.
- Temmuz 2017'den itibaren İstanbul Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Anabilim dalında araştırma görevlisi olarak çalışmaktadır.