

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**SOĞUTMA SİSTEMLERİNDE SİSTEM BİLEŞENLERİNİN
TERMODİNAMİKSEL TOPLAM PERFORMANSA
ETKİLERİNİN İNCELENMESİ**

Mak. Müh. Önder BALİOĞLU

**FBE Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Isı Proses Programında
Hazırlanan**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı : Prof. Dr. İsmail TEKE

İSTANBUL, 2008

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ	iv
KISALTIMA LİSTESİ	vi
ŞEKİL LİSTESİ Sayfa	vii
ÇİZELGE LİSTESİ Sayfa	viii
ÖNSÖZ	ix
ÖZET	x
ABSTRACT	xi
1. GİRİŞ	1
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	2
3. BUZDOLABININ KURAMSAL MODELİ	13
3.1 Buzdolabının Çalışma Prensibi	13
3.2 Komponent Özelinde İnceleme	17
4. DENEY DÜZENEĞİ	20
4.1 Soğutma Ünitesi	21
4.2 Veri Toplama Ünitesi	25
4.2.1 Ölçüm Sistemi	27
4.2.1.1 Sıcaklık Ölçümü	29
4.2.1.2 Basınç Ölçümü	30
4.2.1.3 Gerilim ve Akım Ölçümü	31
4.2.1.4 Güç ve Enerji Ölçümü	31
4.2.1.5 Debi Ölçümü	32
4.2.2 Ölçüm Belirsizliği	33
4.3 Deneyler	35
5. KOMPONENTLER ve TOLERANSLARI	36
6. TEMEL BİLGİLER	46
6.1 Kavramsal ve Teorik İrdemeler	46
6.2 Mikroskopik ve Makroskopik Ölçekte Enerji	46
6.3 Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevriminin Performansı	47
7. DENEY VERİLERİNİN TERMODİNAMİKSEL ANALİZİ ve SİSTEM COP KORELASYONU	50

7.1	Boyutsuzlaştırma Yöntemi ve Regresyon İfadesinin Elde Edilmesi.....	50
7.1.1	En Küçük Kareler Yöntemi	53
7.2	Regresyon Modeli Sonuçlarının İrdelenmesi	54
7.2.1	Buharlaşma Basıncının ve Sıcaklığının Sistem Performansı Üzerine Etkisi.....	55
7.2.2	Yoğuşma Basıncının ve Sıcaklığının Sistem Performansı Üzerine Etkisi	56
7.2.3	Aşırı Soğuma Miktarının Sistem Performansı Üzerine Etkisi.....	58
7.2.4	Aşırı Kızma Miktarının Sistem Performansı Üzerine Etkisi	59
8.	SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	61
	KAYNAKLAR.....	63
	EKLER	65
	Ek 1 Sigmaplot regresyon çözüm raporu	66
	ÖZGEÇMİŞ.....	71

SİMGE LİSTESİ

A	Alan (m^2)
A_{fin}	Kanat alanı (m^2)
A_{in}	Boru iç alanı (m^2)
A_{out}	Boru dış yüzeyi alanı ve kanat yüzey alanı toplamı (m^2)
A_{tube}	Boru dış yüzeyi alanı (m^2)
COP_{sistem}	Sistemin termodinamiksel performansı (-)
C_v	Vana seçim katsayısı (-)
D_{char}	Karakteristik uzunluk (m)
D_{in}	İç çap (m^2)
D_{out}	Dış çap (m^2)
dX	Konum değişimi (m)
F	Kuvvet (N)
g	Yerçekimi ivmesi (m/s^2)
G	Kütleli akı (kg/m^2s)
Gr	Grashof sayısı (-)
h	Entalpi (kJ/kg)
h_{air}	Hava tarafı ısı taşınım katsayısı (W/m^2K)
h_{ref}	Soğutkanın ısı taşınım katsayısı (W/m^2K)
$h_{komp,çık}$	Soğutkanın kompresör çıkış entalpisi (kJ/kg)
$h_{komp,gir}$	Soğutkanın kompresör giriş entalpisi (kJ/kg)
k_{steel}	Çelik için ısı iletim katsayısı (W/mK)
k_{liq}	Soğutkanın ısı iletim katsayısı (W/mK)
L_{tube}	Toplam boru boyu (m)
M	Kütle (kg)
\dot{m}	Soğutkanın kütleli debisi (kg/s)
Nu	Nusselt Sayısı (-)
$P_{yoğ}$	Yoğuşturucu basıncı (bar)
P_{buh}	Buharlaştırıcı basıncı (bar)
Q	Vana içinden geçen debi (m^3/s)
Q_{buh}	Buharlaştırıcıdan çekilen ısı miktarı (W)
$Q_{yağ}$	Yağdan transfer olan ısı miktarı (W)
r	Yarıçap (m)
S_t	Boru büküm eksenleri arasındaki mesafe (m)
$T_{asoğ}$	Aşırı soğuma miktarı ($^{\circ}C$)
$T_{akız}$	Aşırı kızma miktarı ($^{\circ}C$)
T_{buh}	Buharlaştırıcı sıcaklığı ($^{\circ}C$)
T_{liq}	Sıvı fazdaki soğutkan sıcaklığı ($^{\circ}C$)
T_{ort}	Ortalama kabin içi sıcaklık ($^{\circ}C$)
T_{ortam}	Ortam sıcaklığı ($^{\circ}C$)
$T_{ortamsağ}$	Sağ taraf ortam sıcaklığı ($^{\circ}C$)
$T_{ortamsol}$	Sol taraf ortam sıcaklığı ($^{\circ}C$)
$T_{yağort}$	Ortalama yağ sıcaklığı ($^{\circ}C$)
$T_{yağgir}$	Yağ giriş sıcaklığı ($^{\circ}C$)
$T_{yağçık}$	Yağ çıkış sıcaklığı ($^{\circ}C$)
$T_{yoğ}$	Yoğuşturucu sıcaklığı ($^{\circ}C$)
U	İç enerji (W)
UA	Isı değiştiricinin toplam ısı transfer katsayısı (W/K)
V	Hacim (m^3)
W_{komp}	Kompresörün harcadığı güç (W)

x	Kuruluk derecesi (-)
$\Delta h_{\text{buhar.}}$	Soğutkanın faz değiştirme entalpi farkı (kJ/kg)
ΔP	Basınç farkı (Pa)
ΔT_{lm}	Logaritmik ortalama sıcaklık farkı (K)
η	Kanat verimi (-)
η_{fin}	Kanat etkenliğini (-)
ρ_{liq}	Soğutkanın sıvı fazdaki yoğunluğu (kg/m ³)
ρ_{gas}	Soğutkanın buhar fazdaki yoğunluğu (kg/m ³)
μ_{liq}	Soğutkanın sıvı fazdaki dinamik viskozitesi (Ns/m ²)
τ	Birim boru boyunda yoğuşan sıvı (kg/ms)

KISALTMA LİSTESİ

ACC	Appliances Components Companies
ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
COP	Coefficient of Performance
DC	Direct Current
EDD	Eşanjör Deney Düzenegi
EES	Engineering Equation Solver
KW	Kilowatt
PLC	Programmable Logic Controller
RTD	Resistance Temperature Dedector
TXV	Thermostatic Expansion Valve
VIP	Vakum İzolasyon Paneli
WOT	Wire On Tube

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1 Deney düzeneğinin şematik görünüşü (Björn, Palm).....	3
Şekil 2.2 Farklı ortam sıcaklıkları ve kısılma elemanı kapasiteleri için enerji tüketiminde meydana gelen değişim (Björn, Palm).....	4
Şekil 2.3 Farklı kompresör devirlerinin enerji tüketimine olan bağlı etkisi (P. Binneberg ve ekibi)	5
Şekil 2.4 Tüm kapasite skalasında enerji tüketimi (P. Binneberg ve ekibi).....	6
Şekil 2.5 Bir döngü boyunca soğutma sisteminde soğutkanın konumu (Björk, Palm).....	8
Şekil 2.6 Bir döngü boyunca sıcaklıkların değişimi (Björk, Palm).....	9
Şekil 2.7 R600a ile kılcal boru karakteristiklerinin incelendiği deney düzeneği (Melo ve diğ).....	11
Şekil 3.1 R600a için lnP – h diyagramında soğutma çevrimi	14
Şekil 4.1 Kurulan parametrik deney düzeneğinin şematik resmi	22
Şekil 4.2 İğne vananın buzdolabı üzerindeki yerleşimi.....	23
Şekil 4.3 Deneysel çalışmalarda kullanılan soğutma sisteminin termostatu.....	25
Şekil 4.4 Veri toplama ünitesi (Dış görünüş üstte, iç görünüş altta).....	26
Şekil 4.5 Parametrik deney düzeneğinde kullanılan veri toplama cihazı	27
Şekil 4.6 Buharlaştırıcıya monte edilmiş bir RTD'nin görünümü	29
Şekil 4.7 Örnek RTD kalibrasyon eğrisi	30
Şekil 4.8 Teorik hesaplamalarda kullanılan kompresörlerden bir tanesi için COP verileri	33
Şekil 5.1 Kanatları kapatılmış buharlaştırıcının deney öncesi görünümü	38
Şekil 5.2 Yoğuşturucunun kanatları kapatılmış durumda EDD'de performans deneyi öncesi görünümü	42
Şekil 5.3 Swagelok M Serisi SS-4MG-MH Kodlu Vananın C_v Değişimi Grafiği.....	44
Şekil 5.4 İki seviyeli A ve B değişken parametreleri için oluşan faktoriyel tasarım	45
Şekil 7.1 Ters Carnot çevrimi.....	47
Şekil 7.2 R600a ile çalışan buhar sıkıştırma soğutma çevriminin lnP-h diyagramında gösterimi	48
Şekil 8.1 Oluşturulan sistem COP modeli ile deneysel çalışmalar sonucunda elde edilen sonuçların karşılaştırılması	55
Şekil 8.2 2 K aşırı soğuma ve 1 K aşırı kızma şartları ile farklı yoğuşma basınçları için buharlaşma basıncının sistem performansı üzerine etkisi.....	56
Şekil 8.3 1 K aşırı soğuma ve 0 K aşırı kızma şartları ile farklı buharlaşma basınçları için yoğuşma basıncının sistem performansı üzerine etkisi.....	57
Şekil 8.4 0,55 bar buharlaşma basıncı ve 0 K aşırı kızma miktarı için aşırı soğuma miktarının farklı yoğuşma sıcaklıklarında sistem performansı üzerine etkisi.....	58
Şekil 8.5 4 bar yoğuşma basıncı ve 2 K aşırı soğuma miktarı için farklı buharlaşma basınçlarında aşırı kızma değerinin değişimi ile sistem COP değişimi.....	59

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1 Deneylede Kullanılan İlgili Değişkenler (Björn, Palm).....	3
Çizelge 2.2 Sayısal modelde kullanılan tüm parametreler (Bansal, Xu).....	7
Çizelge 4.1 Deney düzeneğinde kullanılan ölçüm elemanları listesi	28
Çizelge 4.2 Parametrik deney düzeneğinde kullanılan ölçüm cihazlarının doğruluk değerleri	34
Çizelge 5.1 Deney düzeneğinde çalışılan parametreler ve özellikleri.....	36
Çizelge 5.2 Kanat uzunluğuna bağlı olarak buharlaştırıcı UA değerinde meydana gelen değişim (sol) ve EDD sonuçları (sağ).....	41
Çizelge 5.3 Kanat uzunluğuna bağlı olarak yoğuşturucu UA değerinde meydana gelen değişim (sol) ve EDD sonuçları (sağ).....	43
Çizelge 8.1 Sistem COP analizinde kullanılan fiziksel büyüklükler.....	51

ÖNSÖZ

Yüksek lisans öğrenimim ve tez çalışmam süreci boyunca çok değerli önerileri ve eleştirileri ile katkıda bulunan danışman hocam Sn. Prof. Dr. İsmail TEKE'ye en derin saygı ve teşekkürlerimi sunarım.

Yüksek lisans tez çalışmamın gerçekleşmesini sağlayan ve büyük destek olan Arçelik A.Ş. Araştırma ve Geliştirme Merkezi'ne, başta Sn. Şemsettin EKSERT, Sn. Cemil İNAN ve Sn. Fatih ÖZKADI'ya şahıslarında teşekkür ederim.

Proje süreci içerisinde tecrübelerinden yoğun bir şekilde faydalandığım ve desteğini her zaman gösteren Sn. Yalçın GÜLDALI'na, proje liderliği ile tez çalışmamın sağlıklı bir biçimde ilerlemesini sağlayan Sn. Aydın ÇELİK'e, bilgi ve tecrübelerini her zaman paylaşan ve tez çalışmamın daha nitelikli olmasına katkıda bulunan Sn. Bekir ÖZYURT, Sn. Emre OĞUZ, Sn. Aslı KAYIHAN, Sn. Serdar KOCATÜRK ve Sn. Alper SOYSAL'a teşekkürü borç bilirim.

Deneysel çalışmaların başlamasında ve işleyişinde gösterdikleri özverili çalışma ve ilgiden ötürü Sn. Sabahattin HOCAOĞLU ve Sn. Fikri ÇAVUŞOĞLU'na teşekkürlerimi sunarım.

Deneysel çalışmalar süresince göstermiş oldukları teknik destekten dolayı başta Sn. Faruk KOCABIYIK, Sn. Ercan KURTULDU olmak üzere tüm Arçelik A.Ş. Ar-Ge termodinamik ailesi teknisyenlerine teşekkür ederim.

Yüksek lisans öğrenim ve tez çalışma süresi boyunca göstermiş oldukları idari ve manevi destekten dolayı Sn. Özden AĞRA ve Sn. Özgür ATAYILMAZ'a teşekkür ederim.

Tez çalışmamın yoğun ve sıkıntılı geçen zamanlarını samimiyetleri ve keyifli sohbetleri ile hafifleten değerli dostlarım Sn. Özgür BİLGİÇ, Sn. Kerem KURT, Sn. Onur ÇAĞSAL, Sn. Tuğrul KODAZ, Sn. Ufuk Levan YAKUT, Sn. Murat KANTAŞ'a teşekkürlerimi sunarım.

Varlıklarını ve desteklerini uzun yıllar boyunca hissettiğim çok değerli dostlarım Sn. Alper ŞAHİN, Sn. Müjdat SERT, Sn. Alper YALÇIN ve Sn. Sercan KOCAMANOĞLU'na teşekkür ederim.

Çalışmamın her anında desteğinin ve sevgisinin yanımda olduğunu bildiğim Sn. Deniz AŞKAN'a tüm samimi ve derin duygularıyla teşekkür ederim.

Bugünlere gelmemde bana maddi ve manevi her türlü desteği esirgemediği sağlayan çok değerli AİLEME teşekkürlerimi sunarım.

Aralık 2007

Önder BALIOĞLU

ÖZET

Enerji kaynaklarının hızla azalması ve buna paralel olarak enerji maliyetlerinin artması, birçok gelişmiş ülkenin ve önde gelen global şirketlerin enerji ile ilgili stratejilerini güncellemesine ve bu bağlamda yeni atılımlar ve çalışmalar yapılmasına neden olmuştur. Bu durum, bilim dünyası tarafından da yakın geçmiş içerisinde yapılan araştırmalarla ortaya konmaktadır. Özellikle Avrupa Birliği içerisinde toplumları bilinçlendirmek adına enerji verimliliğinin artırılması ve dolayısıyla enerji tüketiminin azaltılması hedeflenerek gerek hükümetler kanalıyla gerekse bağımsız sivil toplum kuruluşlarının katılımıyla yeni birçok düzenleme ve yönerge yayımlanmaktadır. Bu gelişmeler, enerji verimliliğinin söz konusu olduğu sistemlerde yenilikçi fikirlerin, uygulamaların ve optimizasyonların geliştirilmesi gerekliliğini de beraberinde getirmiştir.

Bu yüksek lisans tez çalışmasında buhar sıkıştırmalı bir soğutma sisteminde, soğutma sistemini oluşturan temel bileşenlerin performans değerlerinin değişimi ile farklılaşan çalışma koşullarının sistem performansına etkileri tespit edilmiştir.

Tez çalışması sekiz ana bölümden oluşmaktadır. Birinci bölümde çalışmaya başlama nedenleri ve çalışma sonucunda hedeflenen sonuçlar genel olarak açıklanmıştır.

İkinci bölümde, konu ile ilgili olarak gerçekleştirilen literatür araştırmasını kapsamaktadır. Literatür araştırması çerçevesinde konu ile ilgili olarak herhangi bir çalışmaya rastlanmamıştır. Bu sebeple tez çalışmasında yer alan literatür araştırması soğutma sistemlerinin genel çalışma prensiplerini ortaya koymak üzere seçilen çalışmalardır. Üçüncü bölümde ise, buzdolaplarının çalışma prensipleri ve buzdolabını oluşturan komponentlerin kuramsal incelemeleri yer almaktadır.

Dördüncü bölümde, tez çalışmasında kullanılan deney tesisatı ve devreleri detaylı olarak açıklanmıştır. Daha sonra deneylerin hazırlanma evreleri ve belirsizliklerin tespiti yapılmıştır.

Beşinci bölümde, deneysel çalışmalarda sistem çalışma koşullarının değiştirilmesi amacıyla kullanılan buzdolabı komponentlerinin öngörülen toleransları ve bu toleransların komponentler üzerinde meydana getirdiği etkilerin tespitinde gerçekleştirilen teorik ve deneysel çalışmalar yer almaktadır.

Altıncı bölümde sistem performansını irdelemek üzere kullanılan temel kavramlar yer almaktadır.

Yedinci bölümde, deneysel çalışmalar sonucunda elde edilen buharlaşma ve yoğunlaşma basıncının, aşırı soğuma ve aşırı kızma miktarlarının ve kompresör performansının soğutma sistemi üzerine olan etkisi Buckingham π teoremi kullanılarak incelenmiştir. Buckingham π teoremi kullanılarak boyutsuzlaştırılan değişkenler ile sistem performansı arasındaki ilişkinin genelleştirilebilmesi amacıyla, doğrusal en küçük kareler regresyon algoritması kullanılarak bir ampirik korelasyon modeli oluşturulmuştur.

Sekizinci ve son bölümde sonuçlar değerlendirilerek öneriler sunulmuştur.

Anahtar kelimeler: COP, sistem performansı, kompresör, kılcal boru, buharlaşma, yoğunlaşma, aşırı soğuma, aşırı kızma, deneysel çalışma, regresyon analizi, korelasyon

ABSTRACT

Due to rapid reduction of energy resources, developed countries' governments and global leading companies revised their future strategies about energy effectiveness. This trend can be brought up by scientific investigations which have been carried out in the last decade. Especially in the European Community, many regulations and directives have been published with the participation of both governmental and non-governmental organizations to raise the consciousness level of the society. These progresses have triggered the innovative ideas for the manufacturers to remain competitive to comply with these regulations.

This study represents effects of operation conditions on a domestic refrigeration system's thermodynamical performance by modifying common components of said refrigeration system.

This thesis study is composed of eight main chapters. In chapter one, motivation and aim of this study have explained in general terms as an introduction.

The second chapter consists of literature research about thesis subject. As a result of literature research, any studies related to this study cannot be found. For this reason, literature research contains general working principles of domestic refrigeration system. In the next chapter, theoretical explanation of a domestic refrigeration system has presented.

Experimental study, components and structure of the experimental setup explained in the first part of the chapter four. The final part of this chapter contains preparation stages of experimental work and uncertainty analysis.

In chapter five, refrigeration components and their tolerances which have been used to modify the working conditions of refrigeration system have presented. Besides, theoretical and experimental studies which have been carried out to determine the effect of these mentioned tolerances on refrigeration system components have explained.

In chapter six, main thermodynamical concepts which have been used to analyse system performance have presented.

In chapter seven, effects of evaporation and condensation pressures, subcool and superheat degrees and compressor performance on the thermodynamical performance of a refrigeration system which have been obtained by experimental study, have analysed by Buckingham π theorem. With the assistance of this theorem, variables effecting thermodynamical performance of a refrigeration system are defined as dimensionless parameteres and an empirical correlation was developed between the defined dimensionless parameters using least squares linear regression algorithm.

In the final chapter results of this study have been evaluated and suggestions have proposed.

Keywords: COP, system performance, compressor, capillary tube, evaporation, condensation, superheating, subcooling, experimental study, regression analysis, correlation.

1. GİRİŞ

Enerji kaynaklarının her geçen gün azalması ve buna paralel olarak enerji maliyetlerinin artması, dünya ülkelerini yeni enerji kaynakları bulma, kullanma ve bunları geliştirme gibi yeni çözüm yöntemleri üzerinde çalışmalar yapmaya itmiştir. Özellikle 1970'deki petrol krizinden itibaren endüstrileşmiş ülkeler enerjinin verimli kullanılması konusunda daha hassas hale gelmişlerdir. Bunun yanında, sahip olunan enerji kaynaklarının daha tasarruflu kullanılması için birçok yeni öngörüler belirlenmiş ve yeni poliçeler ve düzenlemeler tüm dünyada özellikle OECD ülkeleri tarafından benimsenmiştir. Mevcut enerji politikalarının sözü geçen poliçeler ve düzenlemeler aracılığı ile enerji tasarrufu ve verimliliği konusunda hassas davranıyor olması, enerji verimliliğinin önemini ve gerekliliğini arttırmaktadır.

Evsel bir buzdolabının, yapısal ve sistemsel karakteristiklerine bağlı olarak ortaya çıkan enerji verimliliğinin soğutma sistemi açısından karşılığı, soğutma performansıdır. En genel hali ile soğutma sisteminin performansı, yani COP, rejim durumunda buharlaştırıcının çektiği ısı miktarının, kompresörün yaptığı işe oranı olarak tanımlanmaktadır. Bu tanımdan yola çıkarak, COP değerinin minimum olması gerektiği sonucu ortaya çıkmaktadır.

En kaba yaklaşımla, buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimlerinde buharlaştırıcının tam olarak sıvı soğutkan ile doldurulması gerekliliği ve mümkün olan en düşük yoğunlaşma basınçlarında çalışılması ile hem buharlaştırıcı yüksek verimlerde kullanılabilir hem de kompresör sıkıştırma oranı düşeceğinden kompresörün hacimsel verimi artacaktır. Bu verim artışı, kompresörün daha düşük bir entalpi farkı ile çalışmasına neden olacaktır.

Bu çalışmada, soğutulacak hacmi ve komponentlerinin fiziksel ve performansa dayalı özellikleri belirli olan bir buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi için, bu komponentlerin performansının değişimi ile sistem çalışma noktalarının değişimi neticesinde sistem performansında meydana gelen farklılaşmalar deneysel yolla irdelenmiştir. Yapılan deneysel çalışmalar neticesinde boyutsuzlaştırma yöntemi ile ampirik sistem performansı korelasyonu oluşturulmuştur. Bu sayede, incelenen tipte bir sistemin çalışma koşullarının optimizasyonu gerçekleştirilebilecektir.

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Tez kapsamında gerçekleştirilen literatür araştırması sonucunda, tez konusu ile doğrudan ilgili olarak herhangi bir çalışmaya rastlanmamıştır. Bu sebeple, teze içerik olarak dahil edilen bilimsel çıktılar, genel olarak buzdolabı çalışma prensibini ve komponent bazlı incelemeleri içermektedir.

E. BJÖRK ve B. PALM (2006), kısılma vanası kapasitesinin, soğutkan şarjının ve ortam sıcaklığının enerji tüketimine olan etkisi incelenmiştir. Bu parametrelerin enerji tüketimine olan etkisinin belirlenebilmesi için, seçilen bir evsel buzdolabında bu parametrelerin kontrol edilebilmesini sağlayan bir sistem geliştirilmiştir. Test cihazı olarak ise Electrolux ER8893C sadece taze besin bölmeli evsel buzdolabı kullanılmıştır.

Kullanılan buzdolabının özellikleri,

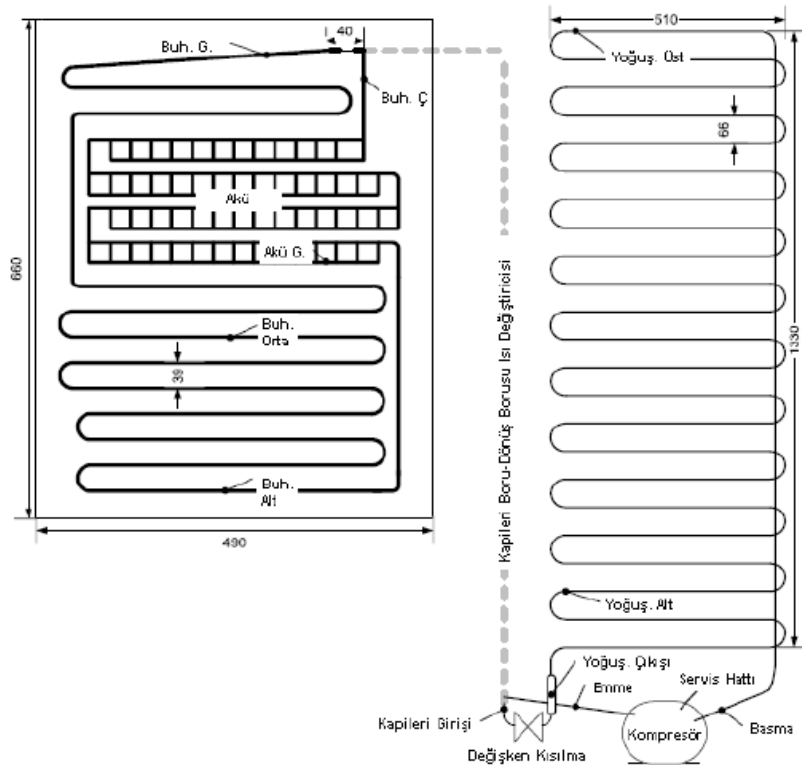
- Kabin: 350 litre iç hacmine sahip, UA değeri 2,3 W/K olan, enerji tüketimi 0,68 kW/24h ve enerji sınıfı B olarak deklare edilmiş buzdolabı kabini.
- Buharlaştırıcı: Doğal taşınımlı, alüminyum ve plaka tipi, arka duvara olan mesafesi 20 mm olan, akülü buharlaştırıcı. Soğutkan hattı boyu (akü ile birlikte) 6,02 m, iç hidrolik çapı 3,2 mm ve iç hacmi 114 ml olan (akü hacmi 46 ml ve rejim halinde akünün yarısının soğutkan ile dolduğu kabulü yapılmıştır.) buharlaştırıcının UA değeri 3,7 W/K'dir.
- Yoğuşturucu: Doğal taşınımlı, çelik, WOT (wire-on-tube), her bir yanında 54 adet tel bulunan (tel çapı 1,5 mm), arka duvara mesafesi 25 mm, iç hacmi 135 ml olan yoğuşturucu kullanılmıştır. İç/dış boru çapı 3,5/5 mm ve UA'sı 7,7 W/K'dir.
- Kılcal borusu ve kısılma cihazı: 2 m boyunda ısı değiştirici olan, 2,54 m boyunda ve 0,6 mm iç çapına sahiptir. Adiyabatik boru uzunlukları girişte 0,5 m ve çıkışta ise 0,04 m'dir.
- Dryer (Kurutucu): 11,3 ml hacmine sahip.
- Piston kompresör: 265 ml yağ hacmine sahip ZEM HQY75AA model (ACC marka), ASHRAE şartlarında soğutma kapasitesi 118 W ve COP değeri 1,49 olan kompresör kullanılmıştır.
- Soğutkan: 33 g R600a şarjlı.
- Otomatik defrostlu, dur-kalk çalışan kontrol sistemi.

Sistem üzerinde modifikasyon yapılırken, mümkün olduğunca orjinal durumun korunması amaçlanmıştır. Bütün komponentlerin yeri aynı kalmış ve sisteme eklenen bağlantı elemanlarının boyu olabilecek en kısa boyda tutulmuştur. Bunun sonucunda orjinal durum ile modifiye durum arasında, on/off süreleri açısından %5'in altında bir fark sağlanabilmektedir. Aşağıda, deneylerde kullanılan ilgili değişkenler ve makalede sözü geçen deney düzeneğinin şematik görünüşü sunulmuştur.

Çizelge 2.1 Deneylerde Kullanılan İlgili Değişkenler (Björn, Palm)

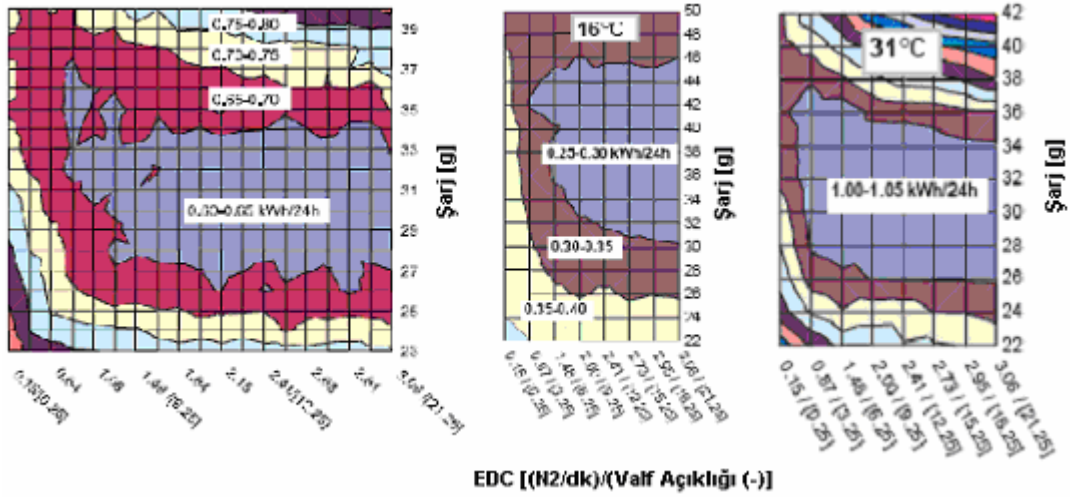
Deney Şartları

Deney Numarası	1	2	3
Ortam Sıcaklığı (°C)	16	25	31
Kısılma Miktarı (l N ₂ /dak)	0,15-3,1	0,15-3,1	0,15-3,1
Şarj Miktarı (g)	22-50	23-40	22-42



Şekil 2.1 Deney düzeneğinin şematik görünüşü (Björn, Palm)

Üç farklı ortam sıcaklığı için gerçekleştirilen deneyler ışığında aşağıdaki grafikler elde edilmiştir.



Şekil 2.2 Farklı ortam sıcaklıkları ve kısılma elemanı kapasiteleri için enerji tüketiminde meydana gelen değişim (Björn, Palm)

Grafiklerde y ekseninde şarj miktarı ve x ekseninde de kısılma cihazı kapasitesi/valf açıklığı verilmiştir. X ekseninde köşeli parantez içerisinde yazılan değerler valfin açıklığını temsil ettiği belirtilmiştir. Örneğin, [0,25], valfin kapalı durumdan çeyrek tur döndürüldüğü anlamına gelmektedir. Grafiklerde meydana gelen dalgalanmaların sebebi olarak da ortam sıcaklığında ve çevrim boylarında meydana gelen rastgele dalgalanmalar gösterilmiştir.

Deneyler sonucunda, enerji tüketiminin minimum olduğu durumun, kılcal borusu kapasitesi ile şarj miktarının belirli kombinasyonları için sağlandığı sonucu çıkmıştır.

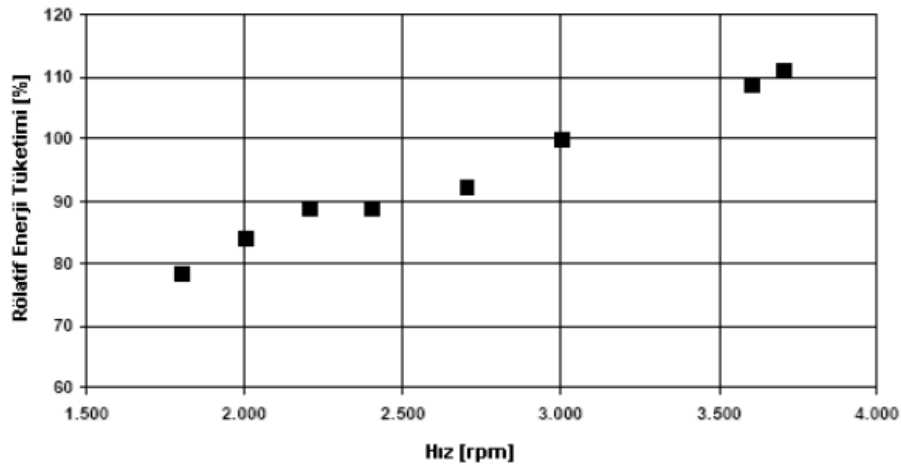
Soğutkan şarjının çok az olduğu durumlarda aşırı kızma sıcaklığı artmış, çok fazla olduğu durumlarda ise emme tarafı sıcaklıklarının çok düşük olduğu tespit edilmiştir. Her iki durumda da enerji tüketimi artmış, bu iki durumun arasında kalan durumlarda da akünün, sistem içerisinde tampon etkisi göstererek enerji tüketimini minimum yatay bir seviyede tuttuğu görülmüştür.

Kısılma elemanı kapasitesinin çok az olduğu durumlarda (kısılma fazla) aşırı kızma sıcaklığı artmış buna paralel olarak da enerji tüketimi artmıştır. Ancak kısılma kapasitesinin fazla olduğu durumda (kısılma az) enerji tüketiminin değişmediği belirtilmiştir.

Bu duruma gerekçe olarak soğutkanın hızlı bir şekilde sistem elemanlarına dağılımı ve bu dağılımın kılcal boru giriş şartlarında meydana gelen değişim neticesinde meydana gelen kısımla kayıplarını sönmülmesi gösterilmiştir.

R. Saidur ve ekibi (2000), aynı kapasiteye sahip iki adet no-frost buzdolabının değişen kullanım özelliklerine bağlı olarak enerji tüketimlerinde meydana gelen farklılaşmalar incelenmiştir. Yapılan deneylerde ortam sıcaklığının, termostat konumunun ve kapı açılmasının enerji tüketimine olan tekil ve bileşik etkileri incelenmiştir. Çalışmalar sonucunda, ortam sıcaklığının enerji tüketiminde en fazla etkiye sahip olduğu belirlenmiştir. Ortam sıcaklığını buzdolabı kapısının açılıp kapanması takip etmiştir. Çalışmanın yürütülmesi esnasında, etken parametrelerin bileşik etkilerinin de iyi analiz edilebilmesi için faktoriyel deney tasarımı kullanılmıştır. Kurulan deney tasarımı ile, deneysel çalışmalardan elde edilen sonuçlar kullanılarak, tepki yüzeyi metodolojisi (RSM) yardımı ile matematiksel model oluşturulmuştur.

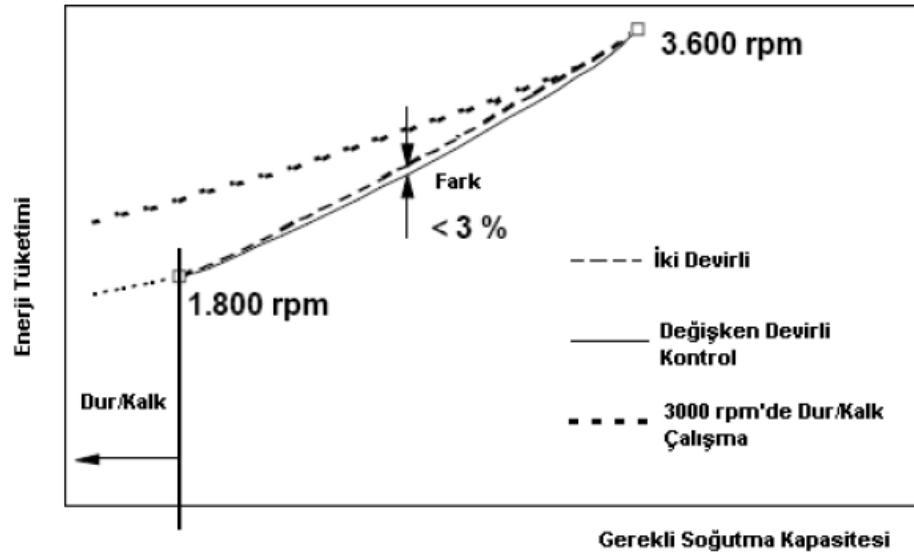
P. Binneberg ve ekibi (2002), kompresör kapasitesinde yapılacak optimizasyon ile enerji tüketiminde ne miktarda azalma görülebileceğini araştırmıştır. Hazırladıkları simülasyon programında gerçekleştirdikleri analizlerin ışığında, kompresörün devir sayısına bağlı olarak buzdolabının enerji tüketiminde meydana gelen bağlı değişimin %21 mertebelerinde olduğu tespit edilmiştir. Bu durum, aşağıdaki grafikte sunulduğu gibidir.



Şekil 2.3 Farklı kompresör devirlerinin enerji tüketimine olan bağlı etkisi (P. Binneberg ve ekibi)

Enerji tüketiminde meydana gelen %21'lik tasarrufu hayata geçirebilmek için, farklı soğutma kapasitelerinde farklı hızlarda çalışan kompresör uygulamasının enerji tüketimi açısından

büyük iyileşme sağlayabileceği öngörülmüştür. Ancak, kompresörü değişken hızlarda çalıştıracak olan elektronik kartın çektiği güç de hesaba katılması gerektiği hatırlatılmıştır. Alternatif bir yöntem olarak da, kompresörün iki farklı devirde çalışması durumu hazırlanan simülasyon programı ile incelenmiştir. Mevcut durumun, iki devirli çalışmanın ve çoklu devirde kompresörün sürülmesinin etkisi aşağıdaki grafikte verildiği gibidir. İki devirli çalışma ile değişken devirli kompresörün oluşturduğu farka bakıldığında, etki maksimum %3 civarında olmuştur. Bu durum, aşağıdaki grafikte sunulmuştur.



Şekil 2.4 Tüm kapasite skalasında enerji tüketimi (P. Binneberg ve ekibi)

P.K Bansal ve B. Xu (2002) diadiyabatik kılcal boruda soğutkan akışını hazırladıkları model yardımı ile incelemiştir. Parametre olarak yoğuşma sıcaklığı, buharlaşma sıcaklığı, kılcal boru girişindeki aşırı soğuma sıcaklığı, dönüş borusu girişinde aşırı kızma miktarı, adiyabatik bölgenin uzunluğu, ısı değiştiricisi boyu uzunluğu ve kılcal borunun iç çapı belirlenmiştir. Kılcal borulardaki akışın karakteristiğini belirlemek için kurulan ve kütle, momentum ve enerjinin korunum yasalarını içeren sayısal bir model anlatılmaktadır. Kurulan sayısal modelde, soğutkan olarak R134a kullanılmış ve model içerisinde hem termodinamiksel hem de geometrik parametrelerin etkileri incelenmiştir. Sınır şartlarından birinin değişimi sonucunda kılcal borusunun performansında meydana gelen farklılık karşılaştırılmış ve akış karakteristiğinde meydana gelen değişim de temel fizik yasalarının bakış açısından hareketle açıklanmıştır.

Sayısal model kullanılarak gerçekleştirilen sayısal analizde kullanılan termodinamiksel ve geometrik parametreler aşağıdaki çizelgede verilmiştir.

Çizelde 2.2 Sayısal modelde kullanılan tüm parametreler (Bansal, Xu)

Parametreler	Değer
Kılcal Borusu Giriş Uzunluğu (L_{inlet})	0,7 m
Isı Değiştiricisi Uzunluğu (L_{HX})	1,0 m
Kılcal Boru İç Çapı (D_c)	0,66 mm
Kılcal Boru Dış Çapı ($D_{c,o}$)	2 mm
Dönüş Borusu İç Çapı (D_s)	6,6 mm
Dönüş Borusu Dış Çapı ($D_{s,o}$)	10 mm
Kılcal Boru İç Yüzeyinin Pürüzlülüğü (ϵ_c)	0,00046 mm
Dönüş Borusu İç Yüzeyinin Pürüzlülüğü (ϵ_s)	0,00046 mm
Buharlaştırma Sıcaklığı (T_{evap})	258,15 K
Yoğuşma Sıcaklığı (T_{cond})	308,1 K
Dönüş Borusundaki Aşırı Kızma Miktarı (ΔT_{sup})	2 K
Kılcal Borusu Girişindeki Aşırı Soğuma (ΔT_{sub})	1 K

Çalışmada, kılcal borunun oluşturduğu basınç düşümü etkisi ile bu etkiye zıt yönde tepki veren “tekrar yoğuşma” durumu çalışılmıştır. Söz konusu parametrelerin “basınç düşümü-tekrar yoğuşma” prosesi içerisinde etkileri hazırlanan simülasyon programı yardımı ile çalışılmıştır.

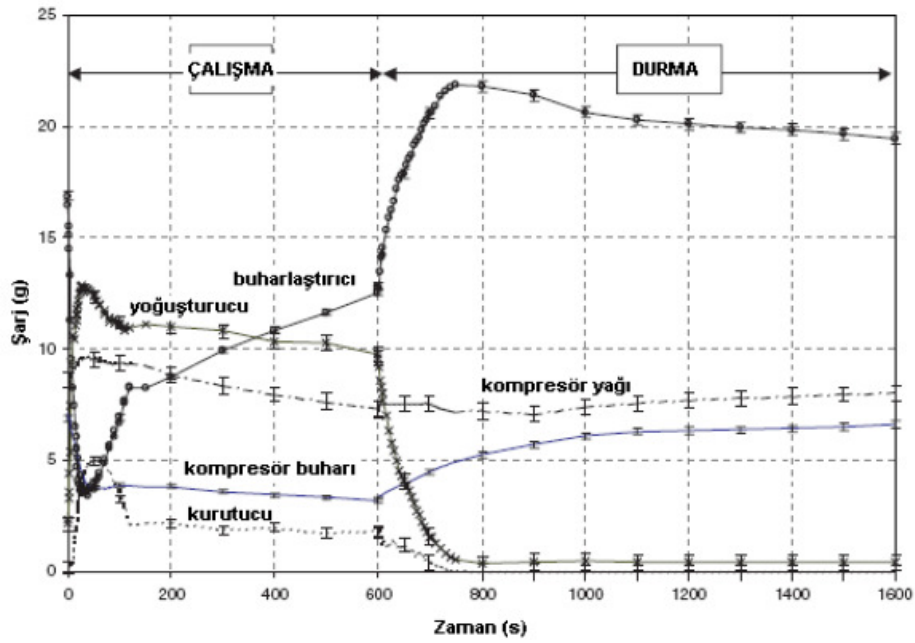
BJÖRK ve PALM (2005), döngüsel çalışan evsel bir buzdolabında soğutkan şarjının dağılımını inceleyen bir çalışma yapmışlardır. Yapılan çalışma, kompresörün durma ve kalkma anlarında soğutkanın nasıl yer değiştirdiğini tespit etmek üzerine kurulmuştur.

Çalışmanın temelini oluşturan soğutkanın yer değişimini ve yer değişim miktarını gözlemlemek amacıyla BJÖRK’ün 2005 yılında yayınlanan bir diğer çalışmasında izlenen yöntem izlenmiştir. Bu yöntem göre, soğutkan vanalar yardımı ile ilgili komponentlere hapsedilmektedir. Daha sonra soğutkan, hacmi bilinen bir tanka genişletilmektedir. Bu genişletilme işlemi sonucunda soğutkan aşırı kızmış bir duruma gelmektedir ve tankın hacmi biliniyor olduğundan, termodinamiksel dengeye ulaşıldığı anda sıcaklık ve basınç ölçülerek

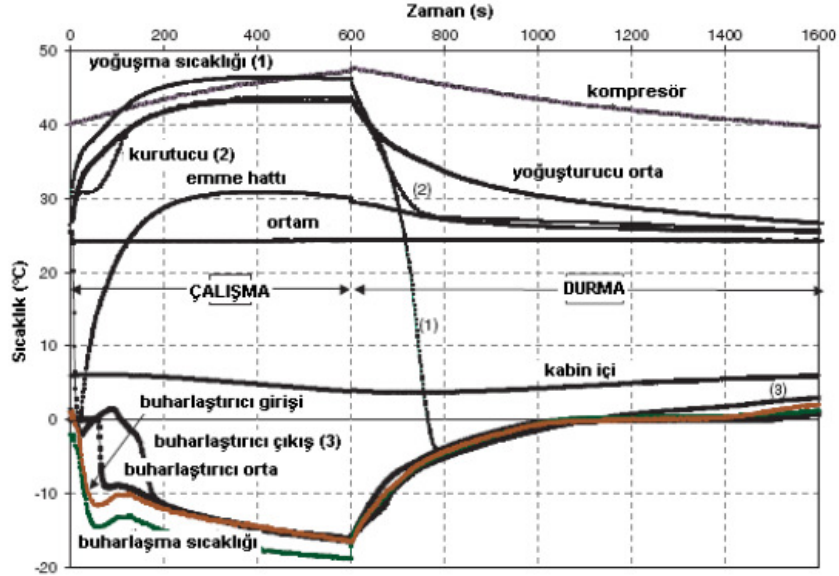
soğutkanın yoğunluğu p-v-T ilişkisi ile tespit edilebilmektedir. Tankın hacmi önceden biliniyor olduğundan tankın içerisinde bulunan soğutkan miktarı tespit edilebilmektedir. Komponentlerde bulunan soğutkan tespit edildikten sonra, bu değer toplam soğutkan şarj değerinden çıkartılarak kompresör yağı içerisinde çözünen soğutkan miktarı da tespit edilebilmektedir.

Deneysel çalışmalarda tek taze besin bölmeli, 350 l hacminde evsel buzdolabı kullanılmıştır. Buharlaştırıcı ve yoğuşturucu doğal taşınım ile ısı transferi gerçekleştirmektedir ve buharlaştırıcıda akü kullanılmıştır. Soğutma sisteminde kullanılan kılcal boru 0,6 mm çapında ve 2,54 m boyundadır ve sistem 35,3 g R600a soğutkan şarj edilmiştir. Bunlara ek olarak, sistemin her bir komponentinde bulunan soğutkanın tespit edilebilmesi amacıyla komponentler solenoid vanalar yardımı ile birbirlerinden ayrılmıştır.

Yapılan deneyler neticesinde, bir döngü boyunca soğutkanın yer değişimi aşağıdaki grafiklerle ortaya koyulmuştur.



Şekil 2.5 Bir döngü boyunca soğutma sisteminde soğutkanın konumu (Björk, Palm)



Şekil 2.6 Bir döngü boyunca sıcaklıkların değişimi (Björk, Palm)

Çalışma süresi boyunca ilk 120 saniyelik bölüme bakıldığında, emme hattı sıcaklığının kompresörün çalışması ile birlikte çok hızlı bir şekilde 0°C 'nin altına düştüğü görülmektedir. Bu duruma neden olarak, ilk kalkış ile birlikte kompresörün buharlaştırıcıdaki bütün soğutkanı süpürmesi gösterilmiştir. Aynı durum komponentlerin soğutkan miktarlarını da gösteren grafikten de görülebilir. Buharlaştırıcıda bulunan soğutkan aynı etki sebebiyle hızlı bir şekilde düşüş göstermektedir. Buharlaştırıcıda meydana gelen ani soğutkan hareketinin tam simetriği yoğuşturucuda gözlemlenmektedir. Kompresör ilk kalkış ile çok hızlı bir şekilde yoğuşturucuya soğutkan yığmaktadır. Kurutucuya bakıldığında, kurutucu içindeki soğutkan durumunun, ilk 2 dakika boyunca iki kez değiştiği gözlemlenmektedir. Önce, 30 saniye sonunda soğutkan aşırı kızmış durumdan aşırı soğumuş duruma (kurutucu sıcaklığı yoğuşturucu sıcaklığından daha düşük) gelmektedir ve 2 dakika sonunda kurutucuda bulunan soğutkan doymuş duruma geldiği belirtilmektedir. İlk 30 saniyelik bölümün de kılcal boru girişinde bir sıvı filmi oluşturmak için gerekli olabileceği belirtilmiştir. Daha sonra, 1,5 dakika boyunca yoğuşturucu çıkışında aşırı soğumuş bir şekilde soğutkan birikmekte ve bunun sonucunda kılcal borudan geçen debinin artmaktadır. Bu proses, buharlaştırıcının 2 dakika sonunda hızlı bir şekilde dolmasını açıklamaktadır.

Kalan çalışma zamanında (120-600 s) soğutkanın komponentler içerisinde yayılması dengeye oturma eğilimine girmektedir. Bu süre zarfı boyunca kabin iç sıcaklığı dengeye yaklaşmaya başlamıştır. Buharlaştırıcı içerisindeki soğutkan miktarı artarken yoğuşturucuda ve kompresör yağı içerisinde çözülmüş olan soğutkan miktarında düşüş gözlemlenmiştir. Bu süre boyunca

soğutkan buharlaştırıcı içerisindeki aküde toplanmaktadır. Kurutucunun durumuna bakıldığında ise, kurutucunun doyma durumunda olduğu ve içerisinde belirsiz bir miktarda sıvı soğutkan bulunmaktadır. Bu durum, kılcal boru girişinde soğutkanın iki fazlı olduğunu belirtmektedir.

Kompresörün durması ile birlikte, sistemde kısılma elemanı açık olduğundan dolayı basınçlar dengelenmeye başlamaktadır. Şarj dağılım grafiğinden de görüleceği üzere, kompresörün durması ile birlikte soğutkanın büyük bir bölümü buharlaştırıcıda toplanmaktadır. Benzer şekilde, kompresörün içerisindeki soğutkan miktarının da arttığı görülmektedir. Yaklaşık olarak 3 dakika sonunda basınçlar tamamen eşitlenmektedir. Ancak, yoğuşturucu sıcaklığı yaklaşık 50 saniye sonra yoğuşma sıcaklığından ayrılmaktadır. Buna gerekçe olarak, kompresörün durması ile birlikte yoğuşturucuda ani basınç düşümü meydana gelmektedir ve bu durum faz değişiminin yoğuşmadan buharlaşmaya dönmesine neden olmaktadır. Buharlaşma süresi de yoğuşturucu içerisindeki bütün soğutkanın aşırı kızmış konuma ulaşması ile son bulmaktadır.

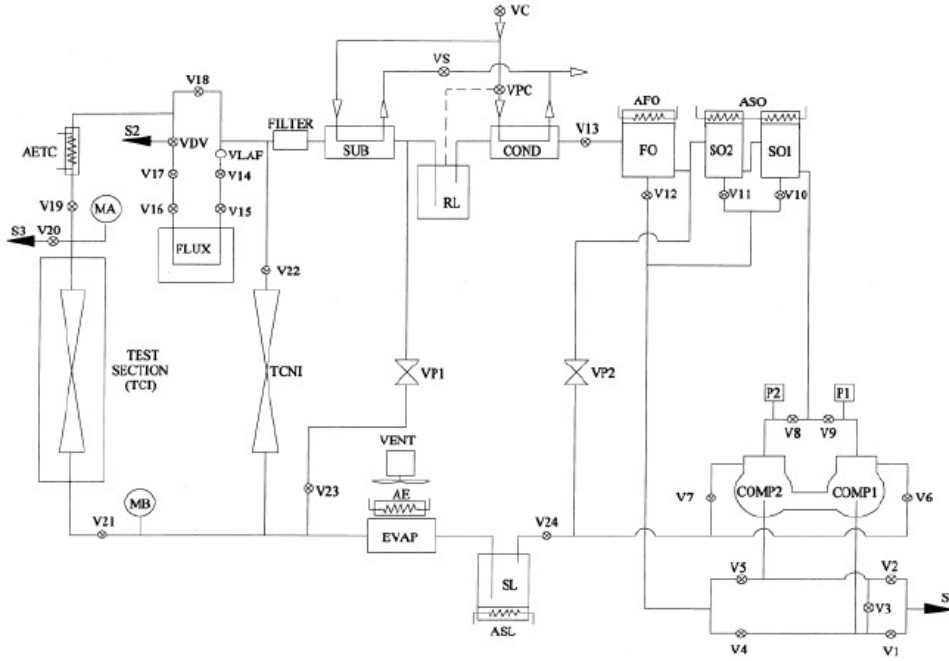
80 saniye sonunda kurutucu sıcaklığı yoğuşma sıcaklığından ayrılmaktadır. Bu komponent yoğuşturucunun en son kısmında ve kılcal boru girişinde bulunduğundan dolayı bu ayrılma kurutucuda oluşan sıvı soğutkan filminin bozularak kılcal borudan soğutkan buharı geçmesinin sonucu olarak görülmüştür. Ancak, söz konusu ayrılmadan sonra kurutucu sıcaklığı düşmeye devam etmekte ve kompresörün durmasından 3 dakika sonrasına kadar bu düşüş sürmektedir. Bu durum, kılcal boru girişinde sıvı filminin bozulmasına rağmen kurutucuda faz değişimi dönüşümü olduğunu işaret etmektedir. Kurutucunun filtreli yapısından dolayı içerisinde bir miktar daha sıvı soğutkan bulundurma ihtimali de söz konusudur.

Çalışmanın devamında, sözü edilen soğutkan yer değiştirmesinden hareket ile döngüsel kayıpların sebepleri belirtilmiş ve döngüsel kayıpların enerji tüketimine olan etkileri teorik olarak hesaplanmıştır.

Melo ve diğ. (2002) R600a soğutkan ile diadiyabatik kılcal boruda ısı değiştiricisi performansı üzerine çalışma yapmıştır. Bu çalışmada, kılcal boru ile buharlaştırıcı dönüş borusu ısı değiştiricisi nin performansı kütleli debi ve dönüş borusu tarafı ısı değiştiricisi çıkış sıcaklığı ile ifade edilmiştir.

Melo ve diğerlerinin R12 ve R134a ile kılcal boru akış karakteristiklerini inceledikleri deney düzeniği bu çalışmanın gerçekleştirilmesi amacıyla R600a için tekrar uyarlanmıştır. Aşağıda,

Melo ve diğ. kullandığı deney düzeneğinin şematik resmi sunulmuştur.



Şekil 2.7 R600a ile kılcal boru karakteristiklerinin incelendiği deney düzeneği (Melo ve diğ)

Deney sayısının son derece fazla olması sebebiyle, deneyleri daha kısa sürede efektif bir biçimde sonlandırmak amacıyla istatistiksel bir yöntem olan “deney tasarımı” benimsenmiştir. Deney tasarımı modülü olarak da, iki seviyeli değişkenler için kullanılabilir $2^k \times 1/n$ yöntemi tercih edilmiştir. Bu formülde k değişken sayısını ve n’de kesir kısmını ifade etmektedir. Değişken olarak seçilen 8 parametre ile 2 seviyeli $2^8 = 256$ deney yapılması gerekliliğine karşın, kesir sayısının 16 seçilmesi ile beraber toplam deney sayısı 16’ya düşmektedir. Kalan 16 deney türünün belirlenmesi amacıyla istatistiksel analiz programları veya teorik hesaplamalar yapılmaktadır.

Gerçekleştirilen deneyler sonucunda, kurulan modelin tutarlılığını belirlemek amacıyla ara deneyler gerçekleştirilmiş ve modelin tutarlılığı denenmiştir.

DeneySEL çalışmaların sonucunda ilgili parametrelere (giriş basıncı P_{in} , aşırı soğuma S_{ub} , emme borusu giriş sıcaklığı T_{in} , kılcal boru iç çapı D , emme borusu iç çapı D_s , kılcal boru uzunluğu L , ısı değiştirici boyu L_{tc} ve adiyabatik kılcal boru boyu L_e) bağlı olarak kütleSEL debi ve ısı değiştiricisi dönüş borusu tarafı çıkış sıcaklığını veren ampirik korelasyonlar elde edilmiştir. İlgili eşitlikler aşağıda verildiği gibidir.

$$\begin{aligned} \dot{m}_{amp} = & -7,1650 + 0,1755P_{in} + 0,8454L + 12,7375D + 0,0276S_{ub} + 0,0960L_{tc} \\ & - 0,0005P_{in}T_{in} - 0,0150S_{ub}L_e - 1,6512DL + 0,0024L_{tc}D_s \end{aligned} \quad (4.1)$$

$$\begin{aligned} T_{amp} = & 10,0861 + 2,3625P_{in} + 2,4964S_{ub} + 5,3390D + 11,4987L_{tc} - 3,1265D_s \\ & + 0,1446P_{in}D_s - 4,4467S_{ub}D + 0,2263T_{in}L_{tc} - 0,0728LL_e \end{aligned} \quad (4.2)$$

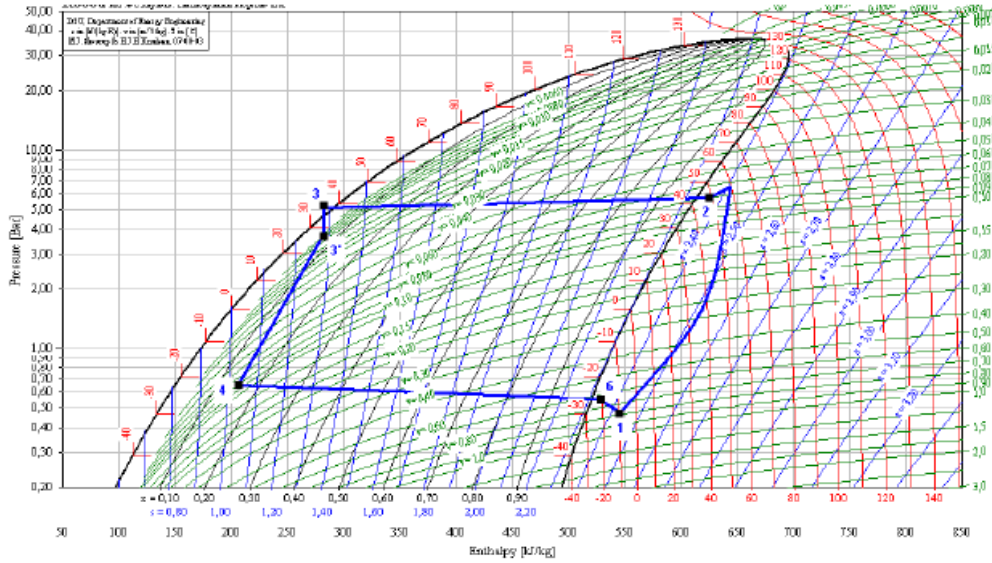
3. BUZDOLABININ KURAMSAL MODELİ

3.1 Buzdolabının Çalışma Prensibi

En genel tanımı ile soğutma, soğutulacak maddenin kendisinden daha düşük sıcaklıktaki bir madde ile ısı temas halinde bulunması durumunda gerçekleşir. Buzdolaplarında veya daha geniş anlamda buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimlerinde, soğutma etkisi buharlaştırıcıda sıvı soğutkanın kabin içerisinden ısı çekerek buharlaştırması ile gerçekleşir. Soğutkanın buharlaşma sıcaklığını belirleyen parametre ise basınçtır.

İdeal gaz kanunu gereği, sabit bir hacimde bulunan gazın basıncının artması ile sıcaklığında artış görülür. Bu noktadan hareket ile, soğutma sistemi içerisinde basınçları kontrol ederek sistemin istenen şartlarda çalışması sağlanabilir. Söz konusu kontrol işlemi, buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimlerinde kompresör yardımı ile gerçekleştirilmektedir. Buzdolaplarında da buharlaştırıcının kompresöre bağlanması ile tasarım sonucunda istenilen buharlaşma basıncı (dolayısıyla sıcaklığı) kontrollü bir biçimde elde edilebilmektedir. Dolayısıyla, kompresörün kapasitesinin artışı ile birlikte, buharlaştırıcı basıncı (ve buharlaştırıcı sıcaklığı) daha fazla azalacak bunun sonucunda da ortamdan çekilen ısı miktarında artış meydana gelecektir. Bu proses, kompresöre giden akışkanın buharlaşma ısısının ortamdan çekilen ısıya eşitlenmesi ile son bulmaktadır. Bu noktada, buharlaştırıcının sıvı soğutkanla (kuruluk derecesi düşük) sürekli olarak dolduruluyor olması soğutma sisteminin devamlılığı için büyük önem taşımaktadır.

Standart bir buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminde, kompresör buharlaştırıcı içerisindeki soğutkanın buharlaşma basıncını vakum yaparak istenilen seviyede tutmaktadır. Kompresörden çıkan soğutkan yoğunlaştırıcıya girmekte, burada sıvı faza geçerek kılcal boru üzerinden tekrar buharlaştırıcıya girmektedir. Aşağıdaki grafikte, R600a soğutkanı için gerçeğe yakın bir soğutma çevrimi sunulmuştur.



Şekil 3.1 R600a için lnP – h diyagramında soğutma çevrimi

Kompresörden 2 noktasında aşırı kızmış ve yüksek basınçta çıkan soğutkan buharı yoğuşturucuya ilerler. Yoğuşturucuda tamamen sıvı faza geçen ve aşırı soğuyan soğutkan 3 noktasından kılcal boruya girmektedir. 3 – 3' noktası arasında adiyabatik olarak kısılan soğutkan daha sonra kılcal boru – dönüş borusu ısı değiştiricisine (DID) girmektedir. Dönüş borusu sıcaklığının kılcal borudan geçen soğutkanın sıcaklığından daha düşük olmasından dolayı, kılcal borudan dönüş borusuna doğru ısı geçişi meydana gelmektedir. Bunun sonucunda kılcal borudan geçen soğutkanın sıcaklığı ve kuruluk derecesi düşmektedir. 4 noktasında buharlaştırıcıya giren iki fazlı soğutkan ortamdan ısı çekerek kaynamaktadır. Buharlaştırıcı çıkışında DID nedeniyle sıcaklığı artan soğutkan buhar fazında kompresöre girmektedir.

Kompresörün durmasından sonra, yoğuşturucuda bulunan sıvı soğutkan basınçların dengeye oturacak olmasından dolayı kılcal boru üzerinden buharlaştırıcıya ilerlemekte ve yoğuşturucuda sadece aşırı kızmış soğutkan buharı bulunmaktadır. Durma periyodunun devamı ile, yoğuşturucu yaklaşık ortam sıcaklığına gelmekte ve bütün komponentler, komponentlerdeki basınç değeri eşitlenmesi ile buharlaştırıcının doyma basıncına karşılık gelen sıcaklığa gelmektedir.

Durma periyodunda soğutkanın büyük bir bölümü buharlaştırıcıda ve yağ içinde çözülmüş bir şekilde kompresörde bulunmaktadır. Kompresör yağı içerisinde çözünme ise iki türlü gerçekleşir:

- Sabit basınçta çözünme gerçekleşiyorsa sıcaklığın artışı ile birlikte çözünen soğutkan miktarı artar.
- Sabit sıcaklıkta çözünme gerçekleşiyorsa basıncın artışı ile birlikte çözünen soğutkan miktarı artar.

Durma periyodunda kompresörün içerisindeki yağın sıcaklığının düşmesi ile birlikte, yağ içerisinde çözünen soğutkan miktarı artar. Evaporatörün sıcaklığı kabin içi sıcaklığına ulaşacağından, evaporatör basıncında artış meydana gelir. Bu basınç artışı ile birlikte kompresörün içerisindeki basınç da artar ve bunun sonucu olarak da kompresörün yağı içerisinde çözünen soğutkan miktarı artar. Bütün bunların bir sonucu olarak da durma periyodunda evaporatörden kompresöre çok az miktarda soğutkan geçişi olur.

Kabin içerisindeki sıcaklık, kabin ısı kazancı nedeniyle arttığında ve termostatın kesme değerine geldiğinde kompresör çalışmaya başlayacaktır. Çalışma periyodunun başlamasından sonra geçen ilk süre geçiş periyodu olarak adlandırılmaktadır. Kompresörün çok hızlı bir şekilde çalışmaya başlaması ile kompresörden en çok etkilenen komponent yoğuşturucu olmaktadır. Kompresörden çıkan yüksek debiye sahip soğutkan, yoğuşturucu basıncını, buharlaştırıcı sıcaklığına karşılık gelen doyma basıncından, yoğuşturucu boru iç sıcaklığına karşılık gelen doyma basıncına çok hızlı bir şekilde çıkartmaktadır. Normal olarak, bu durum kompresör kapasitesine ve yoğuşturucu hacmine bağlı olarak değişiklik gösterir. Bu noktada yoğuşma başlamakta ve basınç artışı çok daha yavaş gerçekleşmektedir.

İlk etapta, kompresörden yoğuşturucuya doğru olan soğutkanın debisi çok yüksektir. Bunun sonucunda basıncın artışı ile beraber, yoğuşturucudan, kılcal boru üzerinden, buharlaştırıcıya akış başlar, fakat başlangıçta kompresörden yoğuşturucuya gelen soğutkan miktarı, kılcal boru ile yoğuşturucudan çıkan soğutkandan çok daha fazla olmaktadır. Bunun sonucunda, yoğuşturucuda bulunan soğutkan miktarı, yoğuşturucudan çıkan soğutkan debisinin kompresörden çıkan soğutkan debisine eşit veya daha fazla olması durumuna kadar artmaya devam etmektedir. Sıvı oluşumundan dolayı aşırı soğuma (subcool) miktarı, artan basınç ile birlikte artmakta ve bunun sonucunda kılcal borudan geçen soğutkan debisinde artış meydana gelmektedir. Aynı zamanda, kompresör emme basıncının düşmesinin ve kompresöre giren aşırı kızmış soğutkan buharının artışı ile birlikte artan yoğuşma basıncının sonucunda kompresörden çıkan soğutkan miktarı azalmaktadır.

Bir süre sonra, kılcal borudan geçen soğutkan miktarı ile kompresörden çıkan soğutkan miktarı yaklaşık olarak eşitlenmekte ve bunun sonucunda komponentlerde bulunan soğutkan miktarında çalışma periyodu boyunca büyük değişiklikler gözlenmemektedir.

Kompresörün çalışmasından birkaç saniye sonra, buharlaştırıcı basıncı neredeyse sabit kalmaktadır. Bunun nedeni, evaporatördeki sıvı soğutkanın buharlaşması ve kompresörün içindeki yağda soğutkanın kaynamasıdır. Çok kısa bir zaman zarfının ardından, soğutkanın yoğunlaştırıcıya birikiyor olmasından dolayı buharlaştırıcı basıncı hızla düşmeye başlamaktadır.

Ayrıca, buharlaştırıcıyı terk eden aşırı kızmış soğutkan miktarı da zamanla artmaya başladığı gözlemlenmektedir. Bunun sebebi olarak da, hem buharlaştırıcıda bulunan soğutkanın azlığı hem de basınçların düşük olması gösterilebilir. Bir miktar gecikme ile, kılcal borudan geçen soğutkanın artışı ile birlikte buharlaştırıcı soğutkan ile tekrar dolmaktadır. Belirli bir süre sonunda, soğutkan “sanki kararlı-hal durumunda” tekrar dağılmaktadır ve buharlaştırıcı ile yoğunlaştırıcunun yüzeylerinin faz değişimi için kullanımı başlangıç durumuna göre daha zayıf olmaktadır.

Buharlaşma sıcaklığının, kompresörün çalışması ile birlikte düzenli olarak düşmesine rağmen, kabin içi ortalama sıcaklığı bu durumu anında “hissedemeyebilir”. Buna neden olarak, buharlaştırıcı yüzey sıcaklığının, buharlaştırıcı yüzeyinden olan ısı transferi ile, hava ile çevre arasında olan ısı transferinin dengede olduğu sıcaklığın altına düşmesidir. Daha basit ifade etmek gerekirse, soğutma çevrimi yapısal olarak dinamik ve ataletli bir yapıya sahiptir.

Kabin içi sıcaklığı, daha doğru olarak ifade etmek gerekirse termostat bulbunun sıcaklığı, istenilen kesme değerine (cut-off) ulaştığında kompresör tekrar durur ve kompresörden soğutkan akışı ani bir şekilde kesilir. Akışın ani bir şekilde kesilmesinin sonucu olarak da içerisindeki sıvı soğutkan buharlaştırıcıya “göç eden” yoğunlaştırıcıda hızlı bir basınç düşümü gerçekleşir. Bunun sonucunda da yoğunlaştırıcıda bulunan sıvı fazdaki soğutkanın bir bölümü çok hızlı buharlaşır (flashing). Buharlaşan sıvı miktarını tahmin etmek ise son derece güçtür. Çünkü buharlaşan miktar, kılcal borudan geçen sıvı soğutkanın debisine ve sıvının ne kadarlık bir bölümünün gaz kabarcıkları ile karışmış olduğuna bağlıdır.

3.2 Komponent Özelinde İnceleme

Hermetik kompresörlerin birçoğunda silindir, kompresör muhafazasının içerisinde buhar fazında bulunan soğutkanı çeker. Bunun sonucu olarak da, silindir içerisine giren buharın sıcaklığı, emme hattından gelen soğutkan buharının sıcaklığından bir miktar daha yüksek olur. Bu ek aşırı kızma, hem kompresörün verimi hem de kapasitesi için olumsuz bir durumdur. Kompresör motorunun sıcaklığının düşük olması gerekli ve istenen bir durum olsa da motor sıcaklığının soğutkan ile düşürülmesi yukarıda söz edilen olumsuzluğa sebep olmaktadır.

Emme hattından kompresöre giren soğutkan iki çeşit yol izler: Soğutkanın bir kısmı muhafazanın içine kaçar ve kalan kısım da doğrudan silindir tarafından emilir. Muhafazanın içerisine kaçan ve pistondaki kaçaklardan muhafaza içerisine giren soğutkan, burada yağ ile karışır. Muhafaza içerisindeki soğutkan ile yağ karışarak motoru soğutur ve ısının “kabuğa” iletilmesini sağlar.

Silindir içerisindeki piston aşağı doğru hareket ettiğinde basınç azalır. Muhafaza içerisindeki basıncın düşmesi ile birlikte (yaklaşık buharlaşma basıncı) giriş valfi açılır ve soğutkan girişi başlar. Piston yukarı doğru harekete başladığında sıkıştırma prosesi başlar ve giriş valfi kapanır. Silindir içerisindeki basınç, silindir çıkış basıncını aştığı zaman (yaklaşık yoğuşma basıncı) kompresörden çıkış evresi başlamış olur ve çıkış valfleri açılır. Bu durumda kompresör muhafazasının sıcaklığı yükselir ve sıkıştırma strokunun sonunda bu değer $\sim 150^{\circ}\text{C}$ seviyelerine çıkabilmektedir. Kompresör çıkışından ölçülen sıcaklık ise, kompresörde meydana gelen ısı transferi nedeniyle rölatif olarak düşüktür.

Sıkıştırma işlemi adiyabatik değildir. Sıkıştırma prosesi başladığında, soğutkan buharı silindirden ısı alır ve sıkıştırma işleminin sonuna doğru soğutkan buharından silindire ısı transferi meydana gelir. Termodinamiğin 1. Yasası uygulanırsa, sıkıştırma prosesinde transfer olan ısı miktarı, genleşme prosesinde olan ısı transferi miktarına eşit kabul edilirse, bu proses adiyabatik olarak da kabul edilebilir.

Kompresörün çalışmasından kısa bir süre sonra basınç, yoğuşturucu borusu iç çeper sıcaklığına karşılık gelen doyma basıncını aşar ve böylece bütün yoğuşturucuda aynı anda film yoğuşması başlar. Daha sonra, yoğuşturucunun ilk kısmı arkadan gelen aşırı kızmış buhar fazındaki soğutkanın etkisiyle daha sıcak olacaktır. Bu kısım, “aşırı kızgın bölüm” olarak nitelenebilir.

Kondenserdeki sıvı soğutkan miktarının sıfır olduğu durumdan kondenserin sıvı ile tamamen dolu olduğu duruma kadar gerçekleşen olayın fiziksel gelişimini ifade etmek gerekirse, sıvı soğutkan miktarının çok az olması durumunda bütün kondenser gaz fazındaki soğutkan ile dolu olmaktadır. Sıvı soğutkan miktarının artışı ilke birlikte, kondenser içerisindeki basınç, bütün kondenser boyunca film yoğuşması için uygun basınç değerine ulaşmaktadır. Bu durumda, bütün kondenser film yoğuşması ile kaplı olmakta ve aşırı kızma bölgesi ortadan kalkmaktadır. Dolayısıyla, kondenserden çıkan soğutkan sıvı ve gaz karışımı halindedir. Kondenserde tutulan soğutkan miktarı arttığında ise, tabii olarak kondenser çıkışındaki sıvı miktarında da artış görülecektir. Kondenser tamamen sıvı ile dolduğunda ise, kondenserden çıkan soğutkan tamamen sıvı fazda bulunmaktadır.

Kılcal boruları, düşük kapasiteli buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimlerinde kısılma elemanı olarak kullanılmaktadır. Literatüre bakıldığında, kılcal boru çaplarının 0,51mm ile 2 mm arasında değiştiği gözlemlenmektedir. Kılcal borunun uzunluğu ise, soğutma çevriminin kapasitesine yani çalışacağı basınç aralığına bakılarak belirlenmektedir. Yüksek kapasite hedeflenen soğutma çevrimlerinde kılcal boru boyu, düşük kapasiteli soğutma çevrimlerinde kullanılan kılcal boru boyuna kıyasla daha kısa olmaktadır. Kılcal boru içerisindeki akış, özellikle kompresör dönüş borusu ile ısıl temasta olan yani adiyabatik olmayan akış şartlarında, çok karmaşık olmaktadır.

Kılcal boruda soğutkan akışı üç farklı rejimde gerçekleşmektedir. Yoğuşturucu çıkışında bir miktar aşırı soğumuş olan soğutkan kılcal boruya girmektedir. Pürüzlü kılcal boru iç yüzeyi ile soğutkan arasında gerçekleşen kayma gerilmeleri sürtünme kayıplarına neden olmaktadır. Kılcal boruda gerçekleşen sürtünme kayıpları sonucu soğutkan basıncı kılcal boru giriş sıcaklığına karşılık gelen doyma basıncına düşene kadar akış sabit sıcaklıkta kalmaktadır.

Soğutkan basıncının doyma sıcaklığına ulaştığı nokta teorik olarak ilk buhar kabarcığının oluştuğu nokta olarak bilinse de, gerçekte doyma basıncına ulaşılan noktada termodinamik denge şartı sağlanamadığından dolayı ilk buhar kabarcığı oluşumu için belirli bir miktar daha basınç düşümüne ihtiyaç olmaktadır. Buharlaşmadaki bu gecikmenin gerçekleştiği bölge kararsız bölge olarak adlandırılmaktadır.

İlk buhar kabarcığının oluşumunun ardından soğutkanın kuruluk derecesi basınç düşümü ile doğru orantılı olarak değişmekte, yani artmaktadır. Bu durumun yanında, soğutkanın özgül hacmi kuruluk derecesinin artışı ile birlikte değiştiğinden dolayı, boru içerisindeki soğutkanın hızı artan ivme ile artmaktadır.

Bu bölge içerisinde sıvı buhar karışımının basınç düşümü sürtünme ve momentum etkilerinin artışı ile birlikte artmaktadır.

Soğutkan kütesinde iki fazlı akış süresince devam eden ivmelenme, boğulmuş akış şartına ulaşıncaya kadar devam etmektedir. Boğulmuş akış rejiminde kılcal borunun çıkış basıncının daha fazla düşürülmesi kılcal borudan geçen soğutkanın kütesel debisinde herhangi bir değişikliğe neden olmayacaktır. Boğulmuş akış rejimi, basınç düşümü parametresinin sonsuza gitmesi ile meydana gelmektedir.

Diadiyabatik kılcal borularda, yukarıda bahsedildiği üzere, soğutkanın basıncı kılcal boru içerisindeki sürtünme ve basınç düşümü faktörleri nedeniyle düşmektedir. Ancak, kompresör dönüş borusu ile olan ısı teması nedeniyle kılcal boru içerisindeki buharın bir kısmı yoğunlaşarak sıvı faza geçecektir. Buradan hareketle, kılcal boru içerisindeki buharın kuruluk derecesi, meydana gelen ısı transferi ile basınç düşümünün oluşturduğu etkilerin arasında bir noktada olacaktır ve soğutkanın akış karakteristiğini bu iki durumun toplam etkisi verecektir. Bu karmaşıklık, diadiyabatik olan bu iki fazlı akışın analiz edilmesinde sayısız zorluğa sebep olmaktadır.

Kılcal boru içerisinde meydana gelen kaynamadan dolayı, buharlaştırıcı girişinde sıvı-buhar karışımı içermektedir. Buharlaştırıcı yüzey sıcaklığının buharlaşma basıncına karışılık gelen doyma basıncından, dolayısıyla doyma sıcaklığından daha yüksek sıcaklığa ulaşması ile teorik olarak kaynama başlamaktadır.

Genel olarak bakıldığında, yoğunlaştırıcı ile buharlaştırıcının davranışı benzerlik göstermektedir. Aralarındaki fark ise, yoğunlaştırıcı girişinde her zaman aşırı kızmış soğutkan bulunurken, buharlaştırıcıda ise sıvı-buhar karışımı soğutkan bulunmaktadır. Ayrıca, yoğunlaştırıcı çıkışında soğutkan aşırı soğumuş durumda olurken, buharlaştırıcı çıkışında ise soğutkan aşırı kızmış bir durumda bulunmaktadır.

4. DENEY DÜZENEĞİ

Soğutma sistemini oluşturan temel komponentlerin farklılaşması, soğutma sisteminin performansını beklenmedik ölçülerde etkileyebilmektedir. Kompresör performans değeri, soğutma çevrimlerinin performans değeri ile aynı anlamı taşıyan COP notasyonu ile temsil edilmektedir. Aynı soğutma kapasitesine sahip kompresörlerin, bu soğutma kapasitesini sağlayabilmek için harcadıkları güç değerlerindeki farklılık, kompresörlerin COP değerlerinde meydana gelen farklılaşmanın en bariz göstergesi olmaktadır. Benzer şekilde, soğutma sistemini oluşturan diğer komponentlerin performans ve/veya yapısal özelliklerindeki farklılaşmalar ve bu farklılaşmaların bileşik etkilerinin meydana gelme olasılığı söz konusu olduğunda, soğutma sisteminin performans değeri ön görülen farklılaşma limitlerinin dışına çıkabilmektedir. Bu noktadan hareketle, komponentlerin performansa dayalı ve yapısal toleranslarının sistem performansına etkisi kritik bir öneme sahip olmaktadır.

Tez çalışması kapsamında, ön görülen komponent performans değişimlerinin sistem çalışma noktaları üzerinde meydana getirdiği değişimin sistem performansı üzerine olan etkisi tespit edilmeye çalışılmıştır. Bu kapsamda yürütülmüş olan deneysel çalışmaların gerçekleştirilebilmesi için komponentleri ve komponent performans değişimleri kontrol edilebilir bir deney düzeneği kurulmuştur. Kurulan düzenek, öngörülen komponent performans değişimlerinin sistem üzerinde herhangi bir değişiklik yapılmadan kararlı halde gözlemlenebileceği bir yüksek soğutma kapasiteli soğutucu kabindir.

Genel olarak, parametrik deney düzeneği aşağıda verilen ünitelerden oluşmaktadır:

- Soğutma ünitesi (yüksek soğutma kapasiteli soğutucu)
- Veri toplama ve ölçüm ünitesi

Soğutma ünitesi, yani yüksek soğutma kapasiteli soğutucu, soğutma performansındaki değişikliklerin inceleneceği sistem olarak kullanılmıştır. Soğutma sisteminin genel yapısında herhangi bir değişiklik yapılmamış, bu sayede mümkün olduğunca az sistem değişkeni ile çalışılmıştır. Veri toplama ve ölçüm ünitesi ise, sistem üzerinden basınç, sıcaklık, akım, gerilim, güç ve enerji değerlerinin okunmasını sağlamakla birlikte, bu verilerin düzenli ve periyodik olarak kaydedilmesine olanak tanımıştır.

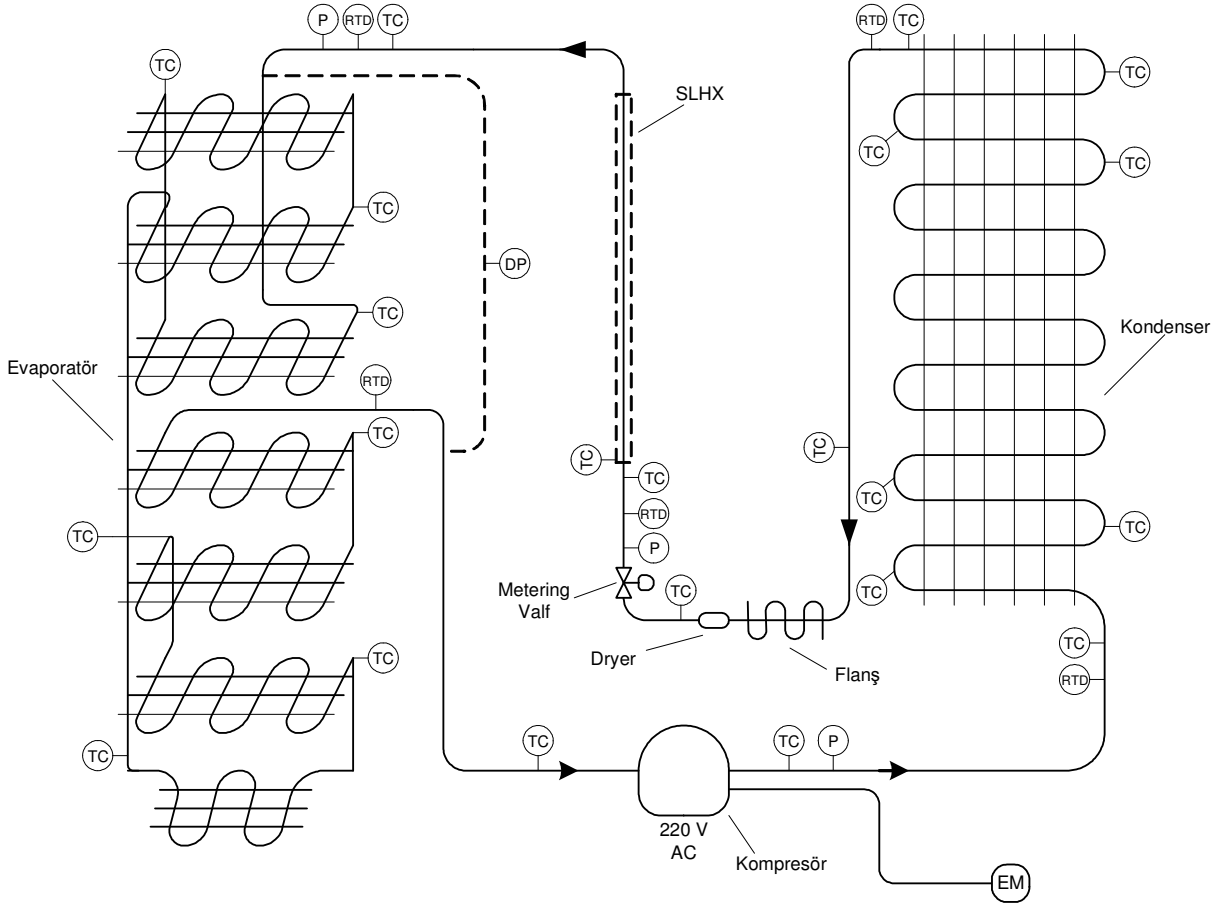
4.1 Soğutma Ünitesi

Yapılacak deneysel çalışmaların sonuçlarından beklentiler, komponent toleranslarının tekil ve bileşik etkilerinin karşılaştırılabilir seviyede analiz edilebileceği bir deney düzeneği ortaya konulmasını gerektirmektedir. Bu sebeple, yüksek soğutma kapasiteli soğutucu üzerinde yapılan modifikasyonlar, buzdolabının genel konfigürasyonundan büyük ölçüde sapma göstermeyecek şekilde tasarlanmıştır. Deneysel çalışmalarda kullanılan yüksek soğutma kapasiteli soğutucu özellikleri:

- ACC marka model kompresöre,
- Doğal taşınımlı, 7 raflı WOT buharlaştırıcıya,
- Doğal taşınımlı, 24 paslı arka WOT yoğunlaştırıcıya,
- Kapısında VIP kullanılan,
- 76 g R600a soğutkan şarja,
- Mekanik termostata,
- 0,66x2400 mm ısı değiştiricili kılcal boruya¹ sahiptir.

Deney sistemi tasarımı gerçekleştirilirken, ölçüm alınacak noktaların tam bir soğutma çevrimini tamamlayacak şekilde yerleştirilmesi amaçlanmıştır. Aşağıda, kurulan parametrik deney düzeneğinin şematik görünüşü sunulmuştur:

¹ Kılcal borularda bu notasyon iç çap x boy (mm) cinsinden verilmektedir.



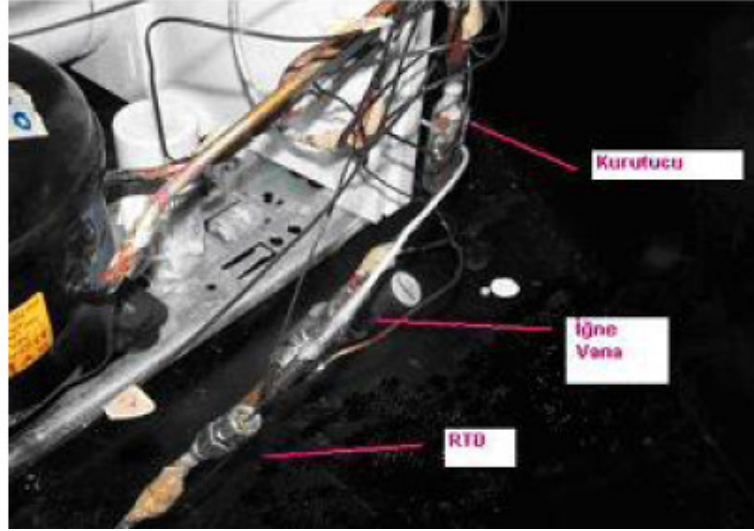
Şekil 4.1 Kurulan parametrik deney düzeneğinin şematik resmi

Sistem üzerine yerleştirilen ölçüm aletleri (RTD, basınç transdüseri, termokupl), sistemin genel yapısını bozmayacak şekilde konumlandırılmıştır. Kabin içerisindeki düşük sıcaklık nedeniyle çalışması mümkün olmayan basınç transdüserleri, kabin yan duvarlarına açılan çok ince (0,66 mm) deliklerden geçirilen kılcal borular yardımı ile kabin dışına alınmıştır.

Hazırlanan deney düzeneğine esas teşkil eden yüksek soğutma kapasiteli soğutucunun iç bölmesi, buharlaştırıcının kendisi rafları oluşturacak şekildedir. Bu sayede kabin içerisinde istenen düşük sıcaklıklara fan kullanmaksızın inilebilmesi mümkün olmaktadır. Birinci ve ikinci raflar dışında kalan bütün bölmelere çeşitli boyutlarda çekmeceler girebilmektedir. Birinci ve ikinci raflarda ise “flap” adı verilen ve öne doğru açılan kapaklar bulunmaktadır. Deneyler gerçekleştirilirken bu kapaklar ve çekmeceler buzdolabının içerisinde çıkartılmakta, bu sayede rölatif olarak gerçek hava dolaşımı sağlanmıştır. Ek olarak, çekmeceler ve kapaklar ölçüm aletlerinin yerleşimi konusunda problem oluşturmaktadır.

Deney sisteminde kullanılan yüksek soğutma kapasiteli soğutucunun standart konfigürasyonundan farklı olarak, sadece kurutucunun (dryer) çıkışına Swagelok M serisi

“SS-4MG-MH” kod numaralı “metering” yani iğne vana yerleştirilmiştir. Monte edilen bu vana yardımı ile kılcal borunun iç direncinin değişimi simüle edilmeye çalışılmıştır. İğne vananın buzdolabı üzerindeki yerleşimi aşağıdaki resimde verilmiştir.



Şekil 4.2 İğne vananın buzdolabı üzerindeki yerleşimi

Soğutma sistemi, standart buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminden farklı herhangi bir yapıya veya komponente sahip değildir ve temel soğutma komponentleri üzerinde ölçüm elemanlarının montajı dışında hiçbir değişiklik yapılmamıştır. Sistemin çalışmaya başlaması ile soğutkan kompresörden yoğuşturucuya geçmekte, yoğuşturucudan ise kabin gövdesi içerisinde poliüretana gömülü durumda bulunan ısıtıcı borulardan geçip kurutucuya, kurutucudan da kılcal boru üzerinden buharlaştırıcıya girmekte ve buharlaştırıcıdan kompresöre dönerek tam bir çevrimi tamamlamaktadır. Söz konusu ısıtıcı boru, yoğuşturucu ile aynı boru çapına sahip olup, yoğuşturucudan çıkan soğutkanın bir miktar daha fazla aşırı soğumasına yardımcı olmaktadır. Kabin gövdesi içerisindeki yerleşimine bakıldığında, ısıtıcı borular, kapı contasının karşılık geldiği bölgeyi dolaşacak şekilde yerleştirilmektedir. Bu şekilde bir geometrik konumun seçilmesinin sebebi, içerisinde mıknatıs bulunan ve kapının gövdeye düzgün bir şekilde yapışmasını sağlayan contanın ve conta bölgesinin sıcaklığının artırılarak, gövdeye daha iyi bir biçimde yapışmasını sağlamaktır. Bu ısınma etkisi tabii olarak kabin içerisine bir miktar ısı kazancı olarak yansımaktadır.

Ancak ısıtıcı boru konfigürasyonunun sisteme olan kazancı, bu ısı kazancından daha fazla olmaktadır. Buna ek olarak, ısıtıcı boruların geçtiği bölgede sıcaklık artışına sebep olmaları, farklı ortam sıcaklıkları ve bağıl nem miktarlarında meydana gelen “terleme” durumunun

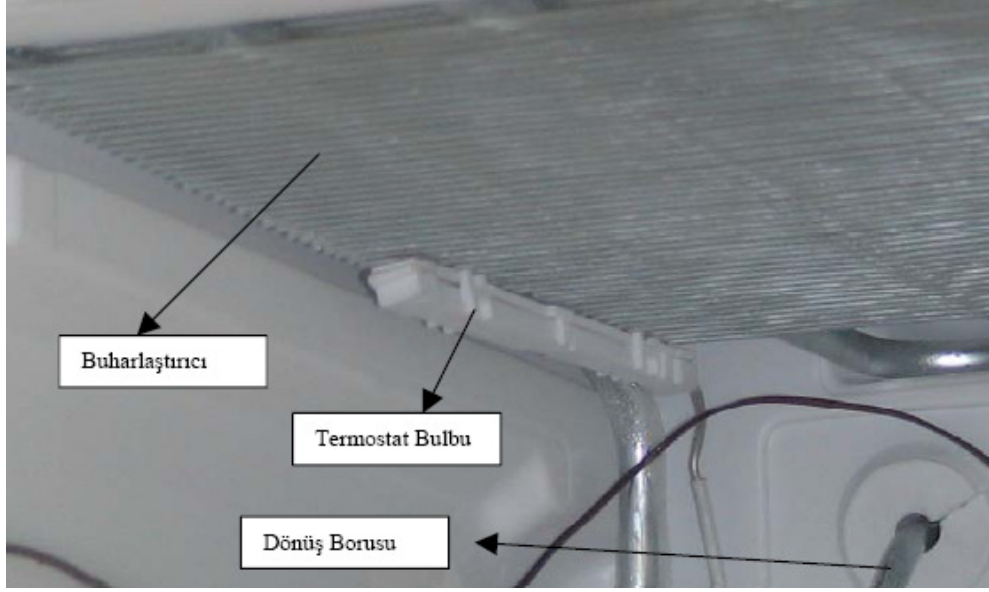
önüne geçilmektedir. Terleme, ortam sıcaklığının ve bağıl neminin yüksek olması durumunda, hava içerisinde bulunan nemin buzdolabının soğuk bölgelerine çarpıp yoğuşması sonucunda meydana gelen bir durumdur.

Buzdolabı gövdesinde, komponent montajı öncesinde dış ortama açılan iki adet boşluk bulunmaktadır. Bunlardan birincisi, kabinin sol üst tarafında, buharlaştırıcı ile kompresörü birbirine bağlayan dönüş borusunun geçtiği boşluktur. Buharlaştırıcı çıkış borusu kabin içerisinde büküm yapmakta ve bu boşluktan kabin dışına yönelmektedir. Kabin dışına çıkan dönüş borusu, yoğuşturucu ile buzdolabı kabini arasından geçerek kompresöre inmektedir. Yoğuşturucu üzerinden hava geçişinin engellenmemesi amacıyla, dönüş borusu yoğuşturucunun yan tarafından geçerek kompresöre inmektedir. Dönüş borusunun çevresi gerek yoğuşturucu sıcaklığından gerekse ortam sıcaklığından etkilenmemesi amacıyla yalıtılmış durumdadır. Ek olarak, kılcal boru bu dönüş borusu ile ısı temas halinde bulunmaktadır.

Gövde üzerinde bulunan ikinci boşluk kabinin alt kısmında, kabin dibinde yer almaktadır. Bu boşluk, “basınç dengeleme deliği” olarak adlandırılmaktadır. İdeal gaz kanunu gereği, sabit bir hacimde bulunan ideal bir gazın sıcaklığının düşüşü ile birlikte basıncı da düşmektedir.

Kabin içi ortalama sıcaklığının -20°C gibi düşük sıcaklıklara indiği durumda, kabin içerisinde vakum meydana gelmektedir ve oluşan vakum buzdolabının kapısının açılmasını zorlaştırmaktadır. Sözü geçen basınç dengeleme deliği, içerisinde bu delikten bir miktar daha düşük ve içerisi hava ile dolu küre şeklinde bir parça içermektedir. Bu parça, basınç dengeleme deliğine monte edilen silindir parçanın içerisinde serbest bir şekilde durmaktadır. Kapının açılması ile birlikte anlık olarak havalanmakta daha sonra tekrar deliğin üzerine düşmektedir ve kabin içerisine bir miktar sıcak hava girmesine sebep olmaktadır. Bu şekilde kabin içerisinde anlık olarak ortam basıncına yaklaşma durumu söz konusu olmaktadır.

Buzdolabı soğutma sisteminin kontrolü mekanik termostat ile yapılmaktadır. En genel hali ile mekanik termostat yapısal olarak sıcaklığı “hisseden” bulb ve içerisinde sıcaklık değişimine bağlı olarak genişliip sıkışabilen akışkan ile devreyi açıp kapatan bir anahtardan oluşmaktadır. Yüksek soğutma kapasiteli soğutucuda kullanılan mekanik termostat bulbu, buharlaştırıcının kabin içerisinde, önden bakıldığında en üst kısmında bulunan kanatları arasında plastik bir muhafaza içerisinde yerleştirilmiş olarak tutturulmaktadır. Termostatın konumlanması aşağıdaki şekilde verildiği gibidir:



Şekil 4.3 Deneysel çalışmalarda kullanılan soğutma sisteminin termostatu

Tırnakları ile buharlaştırıcı kanatlarına geçen termostat bulbu muhafazasının konumu soğutma sistemi için önem taşımaktadır. Bunun sebebi, bulbun buharlaştırıcı borularına olması gerektiğinden yakın veya uzak olması durumunda, termostat sistemi istenen sıcaklardan farklı sıcaklık değerlerinde kapatıp açacaktır. Dolayısıyla soğutma sistemi, kabin içerisinde bulunan ısı yükü yeterli miktarda çekemeyecek veya istenenden daha fazla çekecektir.

Bu durum da soğutma sisteminin verimsiz çalışmasına neden olacaktır. Termostat bulbunun yerleşim yeri bu sebepten dolayı son derece önemlidir. Bu noktadan hareket ile, termostat bulbunun yerleşimi için, sistemin tasarım şartlarına göre en uygun nokta seçilmelidir. Gerçekleştirilen deneylerde, termostat bulbunun standart yerleşim noktası muhafaza edilmiştir ve söz konusu yerleşimden gelebilecek farklılaşmaların önüne geçilmiştir.

4.2 Veri Toplama Ünitesi

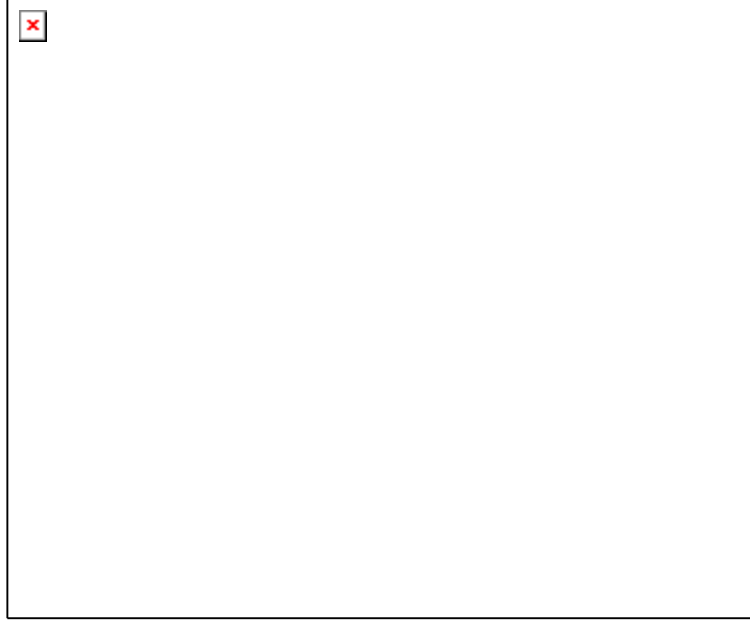
Deney tesisatı üzerinden ölçülen bütün büyüklüklerin anlık olarak görülebilmesi, deney süresince meydana gelen değişimlerin incelenebilmesi ve deney sonucunda bütün verilerin bilgisayar ortamına aktarılabilmesi için veri toplama ünitesi kurulmuştur. Deney düzeneğinde veri toplama için kurulan ünitenin resmi aşağıda sunulduğu gibidir:



Şekil 4.4 Veri toplama ünitesi (Dış görünüş üstte, iç görünüş altta)

Veri toplama ünitesinde bir adet güç ve enerjinin ölçülebilmesi için güç-enerji transduseri, ünitenin elektrik kaçağı durumuna karşı güvenliğini sağlamak amacıyla kaçak akım rölesi, basınç transdüserlerini ve gerekli ölçüm aletlerini beslemek amacıyla bir adet DC güç üretici, gerilim ve akım değerlerinin ölçümü için birer adet gerilim ve akım transduseri ve enerji ölçümü esnasında, güç-enerji transduserinin yolladığı basamak sinyalleri sayması için bir adet kompakt PLC bulunmaktadır. Ünitenin dış kısmında ise, termokuplların kolaylıkla takılıp çıkartılabilmesi için hazırlanan termokupl prizleri bulunmaktadır.

RTD, termokupl ve basınç transduserlerinden gelen elektriksel sinyaller Agilent 34950A marka veri toplama cihazına gelmektedir. Bu cihaz, üzerinde maksimum üç adet veri toplama kartı bulunabilen (multiplexer) bir veri toplama cihazıdır. Her bir kartın üzerinde 22 adet kanal bulunmaktadır. Ölçme elemanlarından gelen sinyaller kartın ilgili yerlerine belirli bir sıra ile takılmakta, veri okuma işlemi bu şekilde gerçekleştirilmektedir. Aşağıdaki resimde, deney düzeneğinde kullanılan veri toplama cihazı sunulmuştur.



Şekil 4.5 Parametrik deney düzeneğinde kullanılan veri toplama cihazı

Veri toplama cihazından ve veri toplama panosundan okunan değerler HP VEE programı ile oluşturulan veri işleme programı tarafından bilgisayar ortamına taşınmaktadır. Yine aynı şekilde HP VEE ile hazırlanan veri analiz programı ile de, deney sonuçları hızlı bir şekilde işlenebilmektedir.

4.2.1 Ölçüm Sistemi

Sistem üzerinden okunan sıcaklık, basınç, gerilim vb değerler ilgili ölçüm aletleri yardımı ile okunan büyüklüğün cinsine göre çeşitli sinyallere dönüştürülerek okunmaktadır. Deney sisteminde sıcaklık, basınç, gerilim, akım, güç ve enerji ölçümleri yapılmıştır. Aşağıdaki çizelgede, sistem üzerine yerleştirilen ölçüm elemanlarının listesi verilmiştir.

Çizelge 4.1 Deney düzeneğinde kullanılan ölçüm elemanları listesi

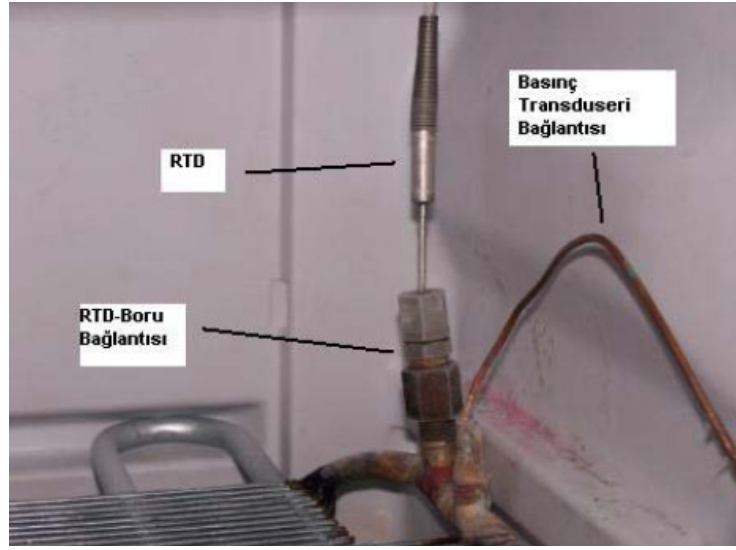
	Evaporatör	Kondenser	Kompresör	Vana	Ortam	Flanş
1	<i>Eva Giriş</i>	<i>Kondenser Giriş</i>	Kompresör Çıkış	Valf Giriş	Ortam Sağ	Flanş Çıkış
2	<i>Eva Çıkış</i>	Kondenser Giriş	<i>Kompresör Çıkış</i>	<i>Valf Giriş</i>	Ortam Sol	
3	<i>Evap Giriş</i>	Kondenser 1.Pas	Kompresör Dönüş	<i>Valf Giriş</i>		
4	<i>Evap Giriş - Çıkış</i>	Kondenser 2.Pas		DID Çıkış		
5	Eva Giriş	Kondenser 3.Pas				
6	Eva 1. Raf Giriş	Kondenser Son 3.Pas				
7	Eva 2. Raf Giriş	Kondenser Son 2.Pas				
8	Eva 7. Raf Giriş	Kondenser Son Pas				
9	Eva 6. Raf Giriş	Kondenser Çıkış				
10	Eva 5. Raf Giriş	<i>Kondenser Çıkış</i>				
11	Eva 4. Raf Giriş	Dryer Çıkış				
12	1. Raf 3"					
13	2. Raf 3"					
14	3. Raf 3"					
15	4. Raf 3"					
16	5. Raf 3"					
17	6. Raf 3"					
18	7. Raf 3"					
19	Eva Çıkış					

Kırmızı RTD
Mavi Basınç Trans.
Siyah Termokupl

Kabin içerisinde bulunan ortalama raf sıcaklıklarının ölçümü için, rafların geometrik merkezlerine konumlandırılmış 3" termokupllar ile ölçüm alınmıştır. Diğer boru üzerinden alınan ölçümlerde ise, termokuplların ortamdaki etkilenmemesi amacıyla dış yüzeyleri yalıtılmış ve termokupllar yüzeye lehim ile tutturulmuştur. Basınç transduserleri ise buzdolabı çalışma şartlarında çalışmadıklarından dolayı ince çaplı borular ile kabin dışına alınmıştır.

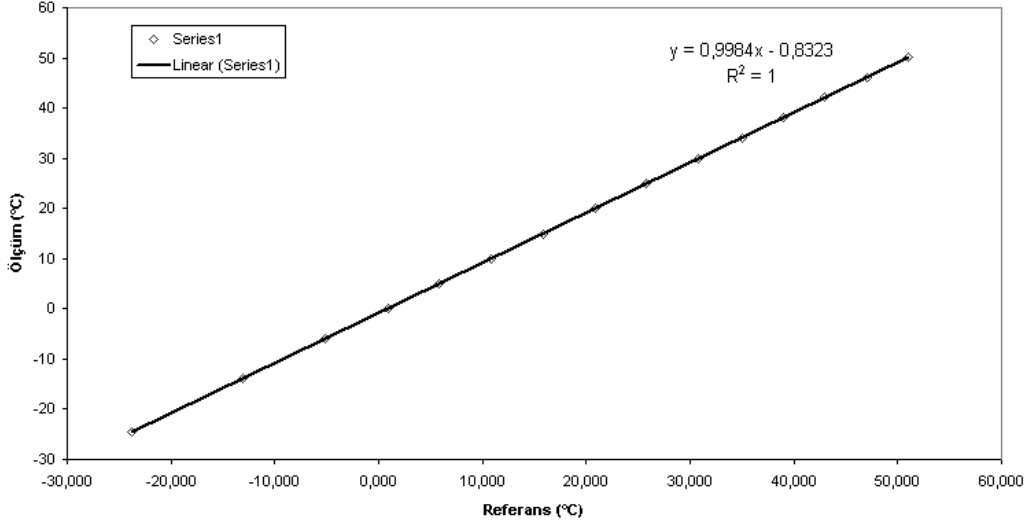
4.2.1.1 Sıcaklık Ölçümü

Sıcaklık ölçümlerini gerçekleştirmek amacıyla termokupllar ve RTD'ler kullanılmıştır. RTD'lerin sistemde kullanılmalarının amacı, daha doğru ve çevresel gürültülerden az etkilenen bir yapıda olmalarıdır. Ayrıca, RTD'ler doğrudan boru içine monte edilip soğutkan sıcaklığını büyük bir doğrulukla okuma imkanı tanırırlar. RTD'lerin yerleşiminde ise kabin iç duvarlarına yakın konumlandırılarak buharlaştırıcı kanatlarını kapatmaları, dolayısıyla hava akışını bozmaları önlenmiştir. Aşağıdaki resimde, sisteme monte edilmiş durumda bulunan bir RTD'nin görünüşü sunulmuştur.



Şekil 4.6 Buharlaştırıcıya monte edilmiş bir RTD'nin görünümü

Termokuplların kalibrasyonu FLUKE 5500 kalibratör yardımı ile gerçekleştirilmiştir. Bu cihaz, termokupl kanallarına istenen sıcaklığa karşılık gelen gerilim değerini yollayarak termokupl kalibrasyonu yapabilmektedir. Gerçekleştirilen kalibrasyon sonucunda, tüm termokupllar için gerekli düzeltme katsayıları elde edilmiştir. RTD'lerin kalibrasyonu için ise sıcaklık banyosu kullanılmıştır. Referans termometre ile kalibrasyonu yapılacak RTD'ler aynı sıcaklık banyosuna daldırılıp her sıcaklık adımı için rejim süresi kadar beklendikten sonra ölçülen sıcaklık değerleri alınmıştır. Aşağıdaki grafikte, örnek bir RTD kalibrasyonu sonucu sunulmuştur.



Şekil 4.7 Örnek RTD kalibrasyon eğrisi

Sistemde kullanılan termokupllar, bakır ve konstantan uçların birleştirilmesi ile üretilmektedir ve tam ölçekte (full scale) yaklaşık olarak 0,2 °C ölçüm belirsizliğine sahiptir. Watlow firması tarafından üretilen RTD'ler ise, tam ölçekteki ölçüm belirsizlikleri %0,15 °C olarak üretici firma tarafından deklare edilmiştir.

RTD'lerin ölçüm belirsizliğine etki eden faktörler; referans termometresinin sıcaklıkları ile düzeltilmiş ölçüm değerleri arasındaki farkın maksimum değeri, ölçüm değerlerinin ortalaması ile ölçüm değerleri arasındaki farkın maksimum değeri ve referans termometresinin ölçüm belirsizliğidir.

4.2.1.2 Basınç Ölçümü

Sistem üzerinden basınç ölçümü Haeni marka basınç transduserleri ile gerçekleştirilmiştir. Çevrim üzerinde yüksek basınç tarafında kullanılan basınç transduserlerinin belirsizliği tam ölçekte %0,4 ve alçak basınç tarafında kullanılan basınç transduserinin belirsizliği ise tam ölçekte %0,2 olarak üretici firma tarafından deklare edilmiştir. Üç adet mutlak basınç okuyan basınç transduserine ek olarak, buharlaştırıcı giriş ve çıkışına bağlanan bir adet Validyne marka ve tam ölçekte %0,25 belirsizliğe sahip fark basınç transduseri mevcuttur. Buharlaştırıcı giriş basıncı mutlak basınç ölçen basınç transduseri ile ölçüldüğünden dolayı, buharlaştırıcı giriş ve çıkışına monte edilen fark basınç transduseri yardımı ile hem buharlaştırıcı içerisinde meydana gelen basınç düşümü hem de buharlaştırıcı çıkış basıncı tespit edilebilmiştir.

Basınç transduserlerinin kalibrasyonu için, sıcaklık kalibrasyonunda olduğu gibi, primer kalibrasyon laboratuvarı tarafından kalibrasyonu yapılmış referans cihaz kullanılmıştır. Basınç transduserleri referans cihaza bağlanarak, belirlenen adımlarda transduserlere basınç uygulanmış ve transduserin okuduğu değerler alınarak kalibrasyon eğrisi oluşturulmuştur.

Sensörlerin ölçüm belirsizliğine etki eden faktörler; basınç kalibratöründeki referans basınç değeri ile düzeltilmiş ölçüm değerleri arasındaki farkın maksimum değeri, ölçüm değerinin ortalaması ile ölçüm değerleri arasındaki farkın maksimum değeri ve basınç kalibratör cihazının ölçüm belirsizliğidir.

4.2.1.3 Gerilim ve Akım Ölçümü

Parametrik deney düzeneğinde, gerilim ve akım büyüklüklerinin ölçümü Rochester marka gerilim ve akım transduserleri ile yapılmıştır.

Sisteme gerilim ve akım transduserlerinin yerleştirilmesinin amacı, şebeke geriliminde meydana gelebilecek dalgalanmaları tespit edebilmek, sonuçların analizinde de olası dalgalanmaların bulunmadığı veya şebeke geriliminin $\pm\%1$ bandı içerisinde bulunduğu aralıkları tespit edebilmektir.

Bu cihazların kalibrasyonu için de termokupl kalibrasyonunda kullanılan FLUKE 5500 kalibratör kullanılmıştır. Sistemin ve şebekenin çalışma şartlarına göre belirlenen gerilim ve akım alt ve üst limitlerinde, belirli aralıklarda transduserlere elektriksel sinyal uygulanmıştır. Transduserlerin uygulanan büyüklüklere karşı gösterdiği değerler alınarak kalibrasyon eğrisi oluşturulmuştur.

4.2.1.4 Güç ve Enerji Ölçümü

Deney düzeneğinde güç ve enerji aynı transduser vasıtası ile ölçülmektedir. Söz konusu büyüklüklerin ölçümünde Ohio marka ve tam ölçekte $\%0,05$ belirsizliğe sahip enerjimetre kullanılmıştır. Enerjimetre, sürekli olarak güç değeri okumakta ve sistemin çektiği güce göre de belirli zaman aralıklarında enerji sinyalleri göndermektedir. Bu sinyallerin doğru bir biçimde sayılabilmesi ve toplanabilmesi için, veri toplama ünitesine Mitsubishi marka kompakt PLC bağlanmıştır.

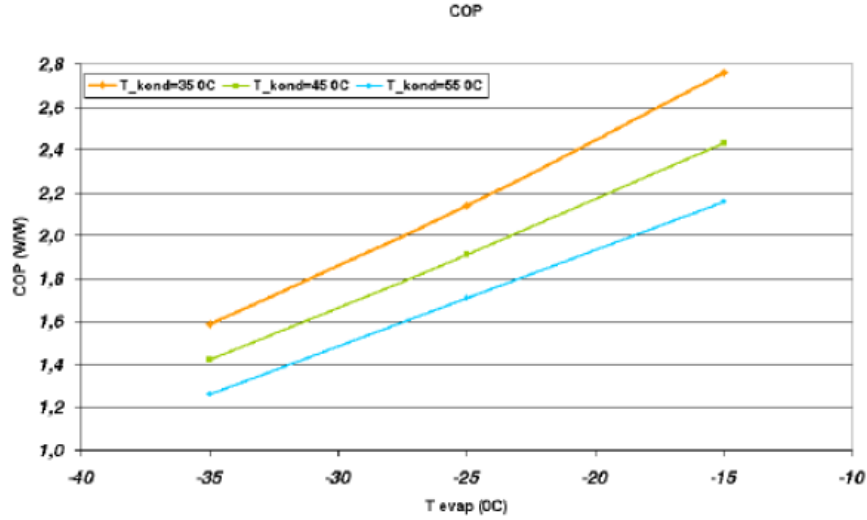
Enerjimetrenin kalibrasyonu da yine FLUKE 5500 kalibratör ile gerçekleştirilmiştir. Sistemin çalışma şartları göz önüne alınarak oluşturulmuş kalibrasyon ölçeği içerisinde uygun aralıklarla cihaza gönderilen güç ve enerji değerlerinin referanstan olan sapması belirlenerek kalibrasyon eğrisi oluşturulmuştur.

4.2.1.5 Debi Ölçümü

Soğutma sistemi içerisinde gerekli hesaplamaların yapılabilmesi için, sistemde dolaşan debiyi tespit etmek büyük önem taşımaktadır. Kurulan deney sistemi üzerinde büyük modifikasyonlar yapılmaması amacıyla, deney düzeneğine debimetre bağlanmamıştır. Ancak, sistemin belirli çalışma şartları için debiyi belirlemek amacıyla, kompresör kalorimetresinde sistemde kullanılan kompresörün buzdolabı çalışma şartlarında (kompresör değişken kapasiteli olduğundan dolayı ilgili devir değerinde) 9 nokta performans deneyi gerçekleştirilmiştir. Termodinamiksel açıdan kararlı hal durumu inceleniyor olduğundan, sistemde dolaşan soğutkan miktarı, yani debi değeri değişmemektedir. Bu performans deneyi sonucunda elde edilen non-lineer eşitlik yardımı ile, belirli yoğuşma ve buharlaşma sıcaklıkları için kompresörün sisteme yolladığı debi %3 belirsizlik ile hesaplanabilmektedir. 9 nokta performans deneyinin gerçekleştirilmesi için üç farklı buharlaşma ve yoğuşma sıcaklığı belirlenmektedir. Her bir yoğuşma veya buharlaşma sıcaklık değeri için geri kalan yoğuşma veya buharlaşma sıcaklıklarında kompresörün gerekli görülen ölçümleri yapılmaktadır. 9 nokta deneyi sonucunda elde edilen veriler yardımı ile non-lineer eşitliğin katsayıları elde edilmektedir. Bu eşitlik aşağıda verildiği gibidir:

$$\dot{m} = a_1 + a_2 T_{buh} + a_3 T_{buh}^2 + (a_4 + a_5 T_{buh} + a_6 T_{buh}^2) T_{yoğ} + (a_7 + a_8 T_{buh} + a_9 T_{buh}^2) T_{yoğ}^2 \quad (4.1)$$

Deneyleerde kullanılan ve ilgili teorik hesaplamalarda kullanılan kompresörlerin kalorimetre test sonuçları, “REFSIM Buzdolabı Analiz Programı” yardımı ile $a_i; i=1:9$ katsayıları hesaplanmıştır. Ek olarak, $a_i; i=1:9$ katsayılarının değişimi ile kompresörün belirli yoğuşma ve buharlaşma sıcaklıklarında harcadığı güç değeri de hesaplanabilmektedir. Aşağıdaki grafikte, 9 nokta performans deneyi sonucunda elde edilen değerler verilmiştir.



Şekil 4.8 Teorik hesaplamalarda kullanılan kompresörlerden bir tanesi için COP verileri

4.2.2 Ölçüm Belirsizliği

Kontrollü parametrik deney düzeneğinde, soğutma çevrimi komponentlerinin yapısal ve performansaa dayalı toleranslarının, soğutma sistemi performansı üzerine olan etkileri araştırılacak olduğundan dolayı, ölçüm belirsizliği kritik bir öneme sahiptir.

Ölçüm belirsizliği hesabında yöntem olarak, Kline ve McClintock tarafından ortaya atılan yöntem kullanılmıştır. Buna göre:

Deney düzeneğinde bir takım ölçümler yapılarak tespit edilmesi/hesaplanması gereken büyüklük P ve bu büyüklüğe etki eden n adet bağımsız değişken ise x_1, x_2, \dots, x_n olmak üzere,

$$P = P(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n)$$

yazılabilir. Her bir bağımsız değişkene ait hata oranları $w_1, w_2, w_3, \dots, w_n$ ve P büyüklüğünün hata oranı w_p ise, belirsizlik analizi yöntemine göre;

$$w_p = \pm \left[\left(\frac{\partial P}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial P}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \left(\frac{\partial P}{\partial x_3} w_3 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial P}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.14)$$

şeklinde ifade edilmektedir. Bağntı incelendiğinde, deneyde en büyük hataya neden olan değişkenin kolaylıkla tespit edilebildiği anlaşılmaktadır.

Parametrik deney düzeneğinde kullanılan cihazların ölçüm belirsizliği aşağıdaki çizelgede sunulmuştur.

Çizelge 4.2 Parametrik deney düzeneğinde kullanılan ölçüm cihazlarının doğruluk değerleri

Ölçüm Cihazı	Firma	Doğruluk (FS)
Enerjimetre	Ohio	0,05%
Gerilim Transdüseri	Rochester	0,25%
Akım Transdüseri	Rochester	0,25%
RTD	Watlow	0,15 °C
Fark Basınç	Validyne	0,25%
	Haeni	0,40%
Basınç Transdüseri	Haeni	0,40%
	Haeni	0,20%
Termokupl	-	0,20 °C

Deney sisteminde elde edilen veriler sonucunda hesaplanacak olan sistem COP değeri:

$$COP_{sistem} = \frac{Q_{eva}}{W_{komp}} \quad (4.4)$$

formülü ile hesaplanmaktadır. Q_{eva} ve W_{komp} değerlerinin hesaplanması için ise,

$$Q_{eva} = \dot{m} \times \Delta h_{evaporatör} \quad \text{ve} \quad (4.5)$$

$$W_{komp} = \dot{m} \times (h_{komp,çu} - h_{komp,in}) \quad (4.6)$$

formülleri kullanılmaktadır. Formüller içerisinde bulunan entalpi değerlerinin hesaplanmasında basınç ve sıcaklık değerleri kullanıldığından, COP_{sistem} için belirsizlik analizi hesaplanabilmektedir. EES programı yardımı ile yukarıda sözü geçen formüller kullanılarak, sistem performansı için ölçüm belirsizliği hesapladığında sonuç %5,8 olarak belirlenmiştir.

4.3 Deneyler

Kurulan parametrik deney düzeneği ile, R600a soğutkanlı yüksek soğutma kapasiteli soğutucuda buhar sıkıştırımalı soğutma çevriminde bulunan komponentlerin performans değişimleri sonucunda sistem çalışma şartlarında meydana gelen değişimin sistem performansı üzerine olan etkisini belirlemek amacıyla deneyler yapılmaktadır.

Deneyler sonucunda, yoğuşturucu ve buharlaştırıcı için toplam ısı geçiş katsayılarının değişimi, kılcal boru için iç direncinin ve kompresör için de COP değişimlerinin etkileri tespit edilebilmektedir.

Parametrik deney düzeneğinde gerçekleştirilen deneyler, boş yani yüksüz kabin ile gerçekleştirilmektedir. Deneylerin başlangıç aşamasında, deney matrisinden seçilen ilgili deney numarası için gerekli olan düzenlemeler sistem üzerinde gerçekleştirilmektedir. Yoğuşturucu veya buharlaştırıcının toplam ısı geçiş katsayısının düşük olduğu deneylerde, yoğuşturucu ve/veya buharlaştırıcının ilgili kanatları yalıtım malzemesi ile yüzeyde herhangi bir hava akışına müsaade edilmeyecek biçimde kapatılmaktadır. Yalıtım ile kapatılan kanatların arasından hava geçişini engellemek amacıyla yalıtımlar plastik kılçıklar ile gerekli bölgelerden sarılmaktadır. Ardından, ilgili kılcal boru direncini ayarlamak amacıyla iğne vana, önceden belirlenen açıklık seviyesine getirilmektedir. Kompresörün değişmesi gereken deneylerde ise sistem üzerinde bulunan ölçü aletlerinin bağlantıları sökülerek buzdolabı kaynak yapılmaya uygun platforma alınıp kaynak işlemi tamamlanmaktadır. Kaynak işlemi öncesinde sistem içerisinde bulunan soğutkan boşaltılmaktadır. Kaynak işleminin bitmesinin ardından ise, sistem kompresör üzerinde bulunan servis vanasından vakum pompasına bağlanmakta ve uzun süre vakumda kalmaktadır. Bunun amacı, sistem içerisinde bulunabilecek havadan kaynaklanan nemin soğutma sistemi içerisinden tahliye edilmesidir. Buzdolabının yapısal olarak deney için hazır duruma gelmesinin ardından HP VEE ile hazırlanan veri toplama programı çalıştırılarak deney başlatılmaktadır.

Deney başladıktan sonra, soğutma sisteminin ilk kalkış süresinin (pull down) geçmesi ve sürekli rejime gelmesi beklenmektedir. Ayrıca, gece ve gündüz zamanlarında ortam sıcaklığında meydana gelen değişimin gözlemlenebilmesi amacıyla deneyler en az bir gün süreyle devam etmektedir. Her yeni deneyin başlangıcında, enerji sinyallerini sayan PLC “reset” tuşu ile sıfırlanmakta, bu sayede uzun süreli sinyal sayımından gelen belirsizlikler de ortadan kaldırılmaktadır.

5. KOMPONENTLER ve TOLERANSLARI

Bilindiği üzere, buhar sıkıştırımlı bir soğutma çevrimi dört temel komponentten oluşmaktadır: Soğutkan buharının sıkıştırıldığı kompresör, yüksek basınçtaki soğutkan buharının sıvı faza yoğunlaştırıldığı yoğunlaştırıcı, kısımla elemanı ve soğutma işini gerçekleştiren buharlaştırıcı. Buzdolaplarında da yaygın olarak kullanılan buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimine ek olarak, sıcaklığı düşürülen soğuk havanın ortam ile olan ısı transferinin kesilmesi veya mümkün olduğunca azaltılması, diğer bir deyişle yalıtım, büyük önem taşımaktadır. Ancak yalıtım etkisi bir parametre olarak deney matrisinin içerisine yerleştirilmemiştir.

Parametrik deney düzeneğinde çalışılmış olan parametreler ve bu parametrelerin performans ve yapısal özelliklerinde meydana gelen değişim miktarları aşağıdaki çizelgede sunulduğu gibidir.

Çizelge 5.1 Deney düzeneğinde çalışılan parametreler ve özellikleri

Parametre	Değişim Parametresi	Öngörülen Değişim Miktarı
Kompresör	COP	3%
Yoğuşturucu	UA	10%
Buharlaştırıcı	UA	10%
Kılcal Boru	İç Direnç	3%

Parametrik deney düzeneğinin soğutma sistemini oluşturan yüksek soğutma kapasiteli soğutucuda takıp çıkartılan tek komponent kompresördür. Farklı COP değerine sahip üç kompresör, ilgili deney seti tamamlandıktan sonra bir sonraki deney seti için değiştirilmektedir. Çıkan kompresörün, veri analizlerinde ve hesaplamalarında kullanılmak üzere, kompresör kalorimetresinde 9 nokta performans deneyleri gerçekleştirilmektedir.

Buharlaştırıcı UA değerindeki %10'luk değişimin gözlemlenebilmesi amacıyla, öncelikle “eşanjör deney düzeneği (EDD)” yardımıyla ilk durumda buharlaştırıcı UA değeri belirlenmiştir. EDD yağ hazırlama ünitesi, pompa, Simovert, debiölçer, buharlaştırıcı, panel ve bir veri toplayıcıdan oluşmaktadır. Yağ hazırlama ünitesi vasıtasıyla yağın istenilen sıcaklığa getirilmesinin ardından, Simovert ile kontrol edilen bir yağ pompası yardımıyla istenen debi değerleri ayarlanabilmekte ve devamında şartlandırılmış yağ buharlaştırıcıya belirli bir debide gönderilerek eşanjör performansı ölçülebilmektedir. Deneyler 2 dakikada bir veri okuma sıklığı ile buharlaştırıcı ve ortam sıcaklığı dengeye geldikten sonra 1 saatlik sürede gerçekleştirilmektedir.

Deney sonuçlarının analizinde kullanılan hesaplama metodu aşağıdaki gibidir

$$\text{Ortam sıcaklığı (}^\circ\text{C)}: T_{ortam} = (T_{ortamsağ} + T_{ortamsol})/2 \quad (5.1)$$

Buharlaştırıcıya yağın giriş ve çıkış sıcaklığı sırası ile $T_{yağgir}$ ve $T_{yağçık}$ olmak üzere, ortalama yağ sıcaklığı,

$$T_{yağağo} = (T_{yağağg} + T_{yağağç})/2 \quad (5.2)$$

Isı transfer yağının termofiziksel özellikleri, üretici firmanın deklare ettiği değerlerden alınarak hesaplanmaktadır. Buharlaştırıcıda \dot{m} kütleli debi ile dolaşan yağın ısı kapasitesi Eşitlik (5.3) ile hesaplanabilmektedir.

$$\text{Isı kapasitesi (W)}: Q_{yağ} = \dot{m}_{yağ} cp_{yağ} (T_{yaggir} - T_{yagcik}) \quad (5.3)$$

Eşanjör giriş ve çıkışındaki ΔT sıcaklık farkları ve eşanjörde ısı geçişi için esas alınan ΔT_{lm} logaritmik sıcaklık farkı aşağıdaki şekilde hesaplanmaktadır.

$$\text{Eşanjör Giriş Sıcaklık Farkı (K)}: \Delta T_1 = T_{yağağg} - T_{ortam} \quad (5.4)$$

$$\text{Eşanjör Çıkış Sıcaklık Farkı (K)}: \Delta T_2 = T_{yağağç} - T_{ortam} \quad (5.5)$$

$$\text{Logaritmik Ortalama Sıcaklık Farkı (K)}: \Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (5.6)$$

Buna göre, deney koşullarında eşanjör için toplam ısı transferi performans katsayısı,

$$UA = \frac{Q_{yağ}}{\Delta T_{lm}} \text{ (W/K)} \quad (5.7)$$

olarak elde edilmektedir.

Hesaplamalar sonucunda elde edilen UA değerinden, %10 miktarında kötüleşme sağlayabilmek amacıyla, ısı transferinde etkiliği son derece büyük olan buharlaştırıcı kanatlarının kapatılması bir yöntem olarak benimsenmiştir. Aşağıdaki resimde, kanatları kapatılmış buharlaştırıcı sunulmuştur.



Şekil 5.1 Kanatları kapatılmış buharlaştırıcının deney öncesi görünümü

Kanatların kapatılması ile, buharlaştırıcı sistem üzerinden sökülmeden, büyük ölçüde hava tarafı ısı taşınım katsayısı değiştirilerek, buharlaştırıcı UA değerinde istenen düşüş sağlanabilecektir. Ancak, EDD'de UA ölçümünde yüksek viskozite değerine sahip ısı transfer akışkanının kullanılıyor olması ve buzdolabı çalışma şartlarında meydana gelecek olan UA değişiminin farklı bir karakter sergileyecek olması nedeniyle, kapatılması gereken kanat sayısı, EES programı yardımı ile teorik hesaplarla belirlenmiştir. WOT buharlaştırıcı için toplam ısı geçişi performans değeri,

$$UA_{top} = \frac{1}{\frac{1}{h_{ref} A_{in}} + \frac{\ln\left(\frac{r_{out}}{r_{in}}\right)}{2\pi L_{tube} k_{steel}} + \frac{1}{\eta h_{air} A_{out}}} \quad (\text{W/K}) \quad (5.8)$$

eşitliği ile hesaplanabilmektedir. Bu eşitliğin paydası sırası ile soğutkan tarafı ısı taşınımı bileşenini, boru üzerinden iletimle olan ısı transferi bileşenini ve son olarak da hava ile dış yüzeyden olan taşınım ile ısı transferi terimini içermektedir. Eşitlikte h ısı taşınım katsayısı ($\text{W/m}^2\text{K}$); A_{in} boru iç alanı (m^2); L_{tube} toplam boru boyu (m); r yarıçap (m), k_{steel} çelik için ısı iletim katsayısı (W/mK), η kanat verimi, A_{out} boru dış yüzeyi alanı ve kanat yüzey alanı toplamı (m^2) şeklinde ifade edilmiştir.

Soğutkan tarafı ısı taşınım katsayısının hesaplanmasında, aşağıda verilen, homojen iki fazlı akış yaklaşımı ile Davis&David'in buharlaşma durumunda ısı taşınım katsayısı hesabı korelasyonu kullanılmıştır.

$$h_{ref} = 0,6 \times \frac{k_{liq}}{D_{in}} \times \left[\frac{\rho_{liq}}{\rho_{gas}} \right]^{0,25} \times \left[D_{in} \frac{G}{\mu_{liq}} \right]^{0,87} \times \text{Pr}_{liq}^{0,4} \times \left[\frac{1}{1 + \left(\frac{1-x}{x} \right) \times \frac{\rho_{liq}}{\rho_{gas}}} \right]^{0,87} \quad (5.9)$$

Bu eşitlikte G kütleli akı ($\text{kg/m}^2\text{s}$), D_{in} çap (m^2), ρ yoğunluk (kg/m^3), μ dinamik viskozite (kg/ms) ve x kuruluk derecesini ifade etmektedir. Bu korelasyon, gerek boşluk oranı ifadesini içermesinden ve buna bağlı olarak daha gerçekçi sonuç vermesinden, gerekse de kullanımı kolay bir yapıya sahip olmasından dolayı tercih edilmiştir.

Evaporatör dış yüzeyinde gerçekleşen taşınım ile ısı transferinin hesaplanmasında, hava tarafı ısı taşınım katsayısı h_{air} ($\text{W/m}^2\text{K}$) ifadesinin hesaplanması için karakteristik uzunluk,

$$D_{char} = \frac{A_{tube} D_{out} + A_{in} D_{fin}}{A_{fin} + A_{tube}} \quad (5.10)$$

olarak seçilmiştir. Grashof sayısı ifadesi ise,

$$Gr = \frac{\left[g \times \left(\frac{1}{T_{ort} + 273} \right) \times \left(-T_{liq} + T_{ort} \right) \right] \times D_{char}^3}{\left[\frac{\mu_{air}}{\rho_{air}} \right]^2} \quad (5.11)$$

şeklinde yazılmıştır. Bütün hesaplamalarda T_{ort} kabin içi ortalama sıcaklık değeri -18°C ve T_{liq} sıvı soğutkan sıcaklık değeri -25°C alınarak hesaplamalar gerçekleştirilmiştir. Nusselt sayısı,

$$Nu = 0,4724Gr^{0,2215} \quad (5.12)$$

ve Nusselt sayısına bağlı hava tarafı taşınım katsayısı,

$$h_{air} = Nu \frac{k_{air}}{D_{char}} \quad (5.13)$$

formülü ile hesaplanmıştır. UA formülü içerisindeki hava tarafı taşınım ile ısı transferi kısmında bulunan kanat verimi için,

$$\eta = \eta_{fin} \times \frac{A_{fin}}{A_{top}} + \frac{A_{tube}}{A_{top}} \quad (5.14)$$

eşitliği kullanılmıştır. Bu eşitlikte η_{fin} kanat etkenliğini ve A_{fin} kanat alanını (m^2) temsil etmektedir. Adiyabatik uçlu, sabit kesitli kanatlar için kanat etkenliğinin hesaplanmasında,

$$\eta_{fin} = \frac{\tanh(B)}{B} \quad (5.15)$$

$$Fin_m = \left[4 \times \frac{h_{air}}{k_{steel} D_{fin}} \right]^{0,5} \quad (5.16)$$

$$Fin_L = \frac{S_t}{2} \quad (5.17)$$

S_t boru büküm eksenleri arasındaki mesafe olmak üzere, bu değer $S_t=0,043$ olarak ölçülmüştür.

$$B = Fin_m \times Fin_L \quad (5.18)$$

ifadeleri kullanılmıştır.

Formüller ışığında, kapatılması gereken kanat sayısının belirlenmesi amacıyla yapılan hesaplamalar ile buharlaştırıcının bir pasının kapatılması sonucunda, yani kanat boyunun S_t mesafesi kadar kısılması durumunda UA değerinin yaklaşık %9 değişeceği tespit edilmiştir.

Aşağıdaki tabloda, hava tarafı taşınım katsayısının değişmemesi kabulü ile kanat uzunluğuna göre meydana gelen UA değişimi ile EDD deney sonuçları paylaşılmıştır.

Çizelge 5.2 Kanat uzunluğuna bağlı olarak buharlaştırıcı UA değerinde meydana gelen değişim (sol) ve EDD sonuçları (sağ)

L_{fin}	UA (W/K)	Değişim (%)	İncelenen Durum	Sıcaklık Farkı- ΔT_{LM} (°C)	Performans Katsayısı (W/K)	Değişim (%)
0,3870	11,37	-				
0,3655	10,96	3,620	Orijinal Durum	12,08	25,96	-
0,3440	10,55	7,240	Kanat Yüzeyleri			
0,3225	10,14	10,84	Kapatılmış Durum	12,12	23,41	-9,8
0,3010	9,730	14,42				
0,2795	9,323	18,00				
0,2580	8,919	21,56				

Buharlaştırıcı değişiminde yaşanacak sorunların yoğunlaştırıcı için de geçerli olduğu düşünüldüğünden, yoğunlaştırıcı kanatlarını kapatılarak UA değeri düşürülmesi gerçekleştirilmiştir. Kapatılacak kanat sayısını hesaplamak ve yoğunlaştırıcunun buzdolabı şartlarındaki performansını hesaplamak amacıyla, buharlaştırıcıda gerçekleştirilen teorik hesaplama yöntemine benzer bir yöntem başvurulmuştur.

İlk etapta yoğunlaştırıcı EDD’de performans ölçümleri gerçekleştirilmiş, ardından yapılan teorik hesaplamalarla kapatılması gereken kanat sayısı tespit edilmiştir. Aşağıdaki resimde, yoğunlaştırıcunun kanat sayısı azaltılmış şekli görülmektedir.



Şekil 5.2 Yoğuşturucunun kanatları kapatılmış durumda EDD’de performans deneyi öncesi görünümü

Yoğuşturucunun toplam performansı hesaplanırken kullanılan toplam ısı transferi (UA) formülü, buharlaştırıcı performansı hesabında kullanılan formül ile aynıdır. Eşitlik içerisinde, farklı olan alan terimlerinin yanında soğutkan tarafı taşınım katsayısının hesaplanmasında da farklılık olacaktır.

Yatay boru içerisinde yoğuşma için,

$$h_{ref} = 0,76 \times k_{liq} \times \left[\frac{\rho_{liq} (\rho_{liq} - \rho_{gas}) \times g}{\mu_{liq} \times \tau} \right]^{(1/3)} \quad (5.19)$$

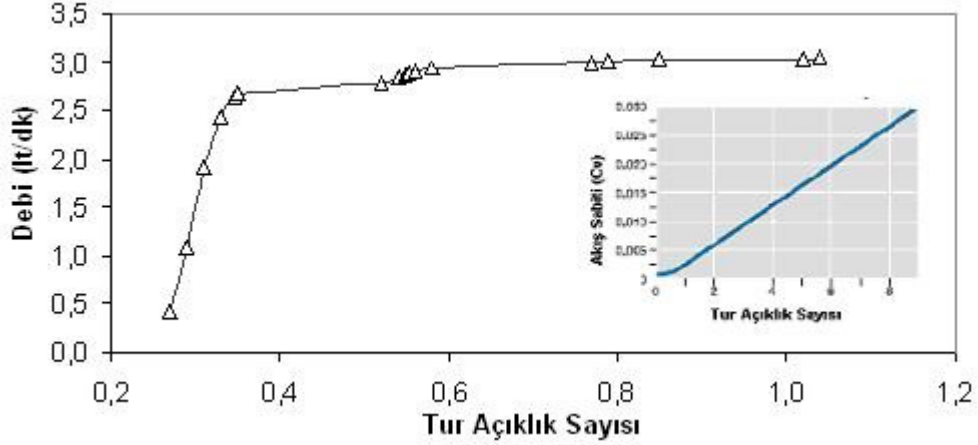
Eşitlik 5.19’da τ , birim boru boyunda yoğuşan sıvıyı (kg/ms) temsil etmektedir.

Yapılan hesaplama sonucunda, kanat sayısına bağlı olarak yoğuşturucu UA değerinde meydana gelen değişim ile EDD deney sonuçları aşağıdaki tabloda sunulduğu gibidir.

Çizelge 5.3 Kanat uzunluğuna bağlı olarak yoğunlaştırıcı UA değerinde meydana gelen değişim (sol) ve EDD sonuçları (sağ)

N_{fin}	Fark	UA	Değişim (%)	İncelenen Durum	Sıcaklık Farkı- ΔT_{LM} (°C)	Performans Katsayısı (W/K)	Değişim (%)
136	-	7,754	-				
132	4	7,574	2,32	Orijinal Durum	13,05	6,16	-
128	8	7,395	4,64				
124	12	7,215	6,95	Kanatları Kapatılmış Durum	13,75	5,42	-12,0
120	16	7,035	9,27				
116	20	6,856	11,59				
112	24	6,676	13,90				

Yüksek soğutma kapasiteli soğutucunun soğutma kapasitesinin büyük olması, dolayısıyla kılcal borusunun nispeten daha kısa olması ve kılcal borunun sarılan uzunluğunun çok küçük olması, basınç düşümü açısından en etkin parametrenin kılcal borusunun iç direnci olduğunu ortaya koymaktadır. Bu direnç seviyesinin belirlenmesi amacıyla kılcal boru buharlaştırıcıya gruplanmış durumda iken 4 bar basınçta azot buharı geçirilmiş, sistem birkaç saniye içerisinde dengeye geldikten sonra, boru grubunun içerisinden geçebilen azot buharı debisi değeri ölçülmüştür. Daha sonra kılcal boruya, bir ucu kılcal boruya diğer ucu da 1/4" 'lik iğne vana girişine takılabilen kılcal boru adaptörüne iğne vana bağlanarak ve iğne vana tam açık durumdayken azot buharı geçiş debisi ölçümü yapılmıştır. İlk etapta, gerek genleşme etkilerinden gerekse vananın oluşturduğu iç dirençten dolayı kılcal borudan geçen azot buharı debisinde azalma meydana gelmiştir. Aynı azot buharı debisini sağlayabilmek amacıyla, kılcal borunun adiyabatik ve sarımsız kısmından 100mm kesilmiş, bunun sonucunda yapılan ölçüm sonucunda kılcal borudan geçen azot buharı debisi, vanasız nominal durumdaki azot akış debisine eşit olduğu görülmüştür. Azot buharı debi değerleri arasında eşitlik sağlandıktan sonra farklı vana açıklıkları için, histerisis oluşturacak şekilde yani artan ve azalan yönde üç tekrarlı olacak şekilde azot buharı ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Bu sayede, hangi vana açıklığında ne kadar azot buharı debisi geçebildiği tespit edilebilmiştir. Elde edilen deneyler sonuçları analiz edildiğinde, sonuçların vana üreticisi tarafından deklare edilen basınç düşümünü sağladığı tespit edilmiştir. Aşağıdaki grafikte, vananın akış karakteristiği ile ölçüm sonuçlarının karşılaştırılması görülebilir.



Şekil 5.3 Swagelok M Serisi SS-4MG-MH Kodlu Vananın C_v Değişimi Grafiği

İğne vananın seçimi yapılırken, vananın C_v karakteristiği incelenmiştir. Vananın takıldığı bölgenin kısılma prosesi sebebi ile kritik olması, yani vananın sebep olduğu direnç etkisinin ve buna bağlı olarak basınç düşümü etkisinin mümkün olduğunca az olması bir tasarım kriteri olarak göz önünde bulundurulmuştur.

Genel olarak vana seçiminde bir kriter olarak kullanılan c_v değeri;

$$\Delta P = \rho \times \left(\frac{Q}{c_v} \right)^2 \quad (5.20)$$

formülü yardımı ile, R600a soğutkan tipi için seçilmiştir.

Eşitlikte v değeri yoğunluk (kg/m^3), ΔP basınç farkı (Pa) ve Q değeri debi'yi (m^3/s) sembolize etmektedir. Seçilen vananın maksimum c_v değerinin (0,03) çok küçük olmasından dolayı sistemde, öngörülen basınç düşümünden daha fazla bir basınç düşümünün meydana gelmesinin önüne geçilmiştir.

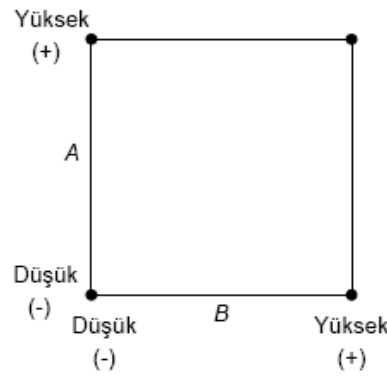
Vananın, kılcal boru adaptörleri vasıtası ile kurutucunun hemen sonuna monte edilmiş olması, vanadan geçen soğutkanın gerek kurutucunun genişleme etkisi gerekse de kullanılan kılcal boru adaptörlerinin genişleme etkisi nedeniyle sıvı fazda olmasını sağlamaktadır. Böylece, vananın önceden tespit edilen açıklık durumlarına getirilmesi ile, kılcal boru iç direncindeki değişim sağlanmış olmaktadır.

Yukarıda söz edilen değişkenlerin sistem COP değeri üzerine olan etkilerinin tespit edilebilmesi amacıyla gerçekleştirilen deneyler, tam faktoriyel deney tasarımı yaklaşımı ile elde edilmiştir. Çalışmaya konu olan değişkenlerin sayısının fazla olmaması nedeniyle kesirli

faktoriyel deney tasarlama yoluna gidilmemiştir.

Deneysel çalışmalarda deney matrisinin tasarlanması için en yaygın olarak kullanılan metod 2^k faktoriyel deney tasarımıdır. Bu yaklaşımda “k” her bir parametrenin iki seviyesinin olduğu, yani 2 farklı değer aldığı durumlarda kullanılabilir. Böyle bir deney tasarımında, $2 \times 2 \times 2 \dots \times 2 = 2^k$ adet deney yapılması gerekmektedir. Böyle bir tasarımda, değişkenin sahip olduğu 2 seviyenin –ki bu seviyeler “yüksek” ve “düşük” seviyeler olarak adlandırılır- arasında meydana gelen etkileşimin doğrusal olduğu kabulü yapılmaktadır.

2^k faktoriyel deney tasarımı geometrik bir nosyona sahiptir. Örneğin $2^2=4$ deney sayısı ile tanımlanan bir deney tasarımı 2 boyutlu kare şekli ile ifade edilirken $2^3=8$ deney sayısı ile tanımlanan deney tasarımı küp ile ifade edilmektedir. $2^2=4$ deney tasarımının sahip olduğu geometrik nosyon aşağıda Şekil 5.4’da sunulduğu gibidir.



Şekil 5.4 İki seviyeli A ve B değişken parametreleri için oluşan faktoriyel tasarım

Yukarıdaki Şekil 5.4’te sunulan karenin köşe noktaları A ve B parametrelerinin değişimi için oluşan önermelerin durumunu göstermektedir. Bu noktalarla ifade edilen değerler değişken parametrelerin hangi seviyelerde denenmesi gerektiğini ifade etmektedir.

Deneysel planının hazırlanma safhasında kompresör dışında kalan parametrelerin seviyeleri yüksek ve düşük olarak belirlenmiş (2 farklı durum) kompresör için ise 3 farklı durum tanımlanmıştır. Parametrelerin seviyeleri 2^k deney tasarımına uygun olmadığı için her bir kompresör için bloklama yapılmıştır.

6. TEMEL BİLGİLER

6.1 Kavramsal ve Teorik İrdellemeler

Herhangi bir bilimsel yaklaşımda veya mühendislik analizlerinde, incelenmekte olan herhangi bir olayı, prosesi vb. tanımlamak son derece önemlidir. Analiz edilen veya incelenen herhangi bir olguyu tanımlamak için sistem kavramı kullanılır. Sistem, maddeler topluluğu olabilir (kapalı kap içerisindeki akışkan); uzayda herhangi bir bölge olabilir (kap ve kabın içerisinde meydana gelen herhangi bir olay) veya herhangi bir bölgeyi kapsayabilir (kap içerisindeki akışkanın etrafında bulunan bir manyetik alan). Sistemler sınırları ile var olmaktadır ve sistem sınırı içerisinde madde veya uzay tanımlanabilir (yani farklı zamanlarda farklı maddeler). Sistem sınırı içerisinde belirli bir madde bulunuyorsa o sistem kontrol kütlesi olarak tanımlanır ve eğer sistem sınırı içerisinde belirli bir uzaydan bahsediliyorsa o sistem kontrol hacmi olarak adlandırılır.

Sistem tanımlandıktan sonra geride kalan herşey çevre olarak tanımlanır ve sistemin çevresi ile olan ilişkisi termodinamiğin temel konusunu oluşturmaktadır. Sistem ile çevresi arasındaki ilişkiyi tanımlamak için kavramsal olarak çevresinden izole edilmiş bir sistem düşünülebilir. Bu sistemin felsefik bir anlam taşımasının sebebi gerçekte böyle bir sistemin var olmayışıdır. Söz konusu sistem izole olduğundan dolayı çevresi ile herhangi bir ilişki içerisinde değildir ve sistemin kütlelerinde herhangi bir değişim meydana gelmediğinden dolayı enerjisinde de bir değişim meydana gelmez.

6.2 Mikroskopik ve Makroskopik Ölçekte Enerji

Enerji, maddelerin veya sistemlerin *özelliklerini* belirlemek amacıyla kullanılan skaler bir fiziksel büyüklüktür. Bilindiği üzere enerji doğada birçok formda bulunabilir ve sadece bir formdan diğerine dönüşebilir.

Mikroskopik ölçekte enerji söz konusu olduğunda, partiküllerin özellikleri ön plana çıkmaktadır. Bir partikülün diğeri ile çarpışması sonucunda diğeri partikül harekete geçer ve kinetik enerji meydana gelir. Poliatomik yapılar kütle merkezlerinde titreşim enerjilerine sahiptir veya elektronların dönmesi sonucunda dönme enerjisi ortaya çıkar. Rölativistik mekanikte ise M kütlelerinde durağan bir partikülün Mc_0^2 ile ifade edilen durağan kütle enerjisi mevcuttur ve nükleer reaksiyonlarda bu enerji türü son derece büyük bir öneme sahiptir.

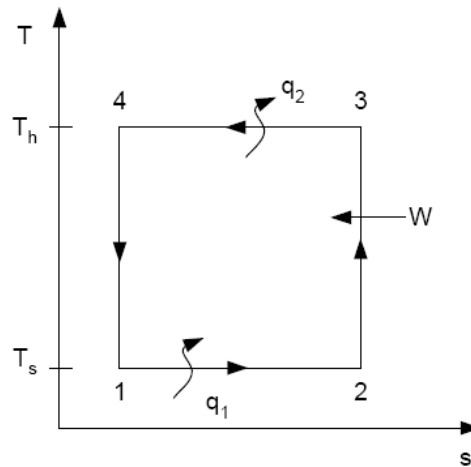
Makroskopik açıdan enerji ele alındığında, kontrol kütlelerinde bulunan milyarlarca molekül söz konusudur. Sistem içerisinde bulunan milyarlarca molekülün sahip olduğu bütün titreşim, kinetik vb. enerjilerin toplamı o sistemin iç enerjisini verir ve iç enerji U ile gösterilir.

Birçok iklimlendirme ve soğutma sisteminde, kararlı hal durumunda sistem içerisindeki kütleli debi sabit olmaktadır (sabit olmadığı durumlarda ise değişim ihmal edilebilir seviyelerde küçük olmaktadır). Birçok ısıtma veya soğutma prosesinde, 2 nokta arasındaki potansiyel ve kinetik enerji terimleri entalpi, yapılan iş veya transfer olan ısı miktarı göz önüne alındığında ihmal edilebilir seviyelerde olmaktadır.

6.3 Buhar Sıkıştırma Soğutma Çevriminin Performansı

Buhar sıkıştırma soğutma çevrimleri içerisinde en yaygın kullanılan sistemlerden birisi olan buzdolabının kavramsal çalışma modeli Bölüm 3.1’de detaylı olarak anlatılmıştır. Genel olarak buhar sıkıştırma soğutma çevrimleri incelendiğinde, kullanılan soğutucu akışkanın soğutulacak ortamdan daha düşük sıcaklığa getirilmesi amacıyla basıncının düşürülmesi ile ortamdan ısı çekilmekte (buharlaştırıcı) ve kompresör yardımı ile soğutkanın basıncı, yani sıcaklığı yükselttilerek soğutulacak bölümden çekilen ısı dış ortama transfer edilmektedir (yoğuşturucu).

Sistem performansının analizini gerçekleştirmek amacıyla, ters Carnot çevrimi ile analogi kurmak, gerekli analizleri yapma konusunda yol gösterici olacaktır. Ters Carnot çevrimi iki izotermal ve iki izentropik prosesden oluşan tersinir bir çevrimdir. Carnot çevrimlerinde ısı olarak enerji transferi 1-2 ve 3-4 izotermal proseslerinde gözlemlenir. Söz konusu çevrimin $T-s$ diyagramı üzerinde gösterimi aşağıda sunulmuştur.



Şekil 7.1 Ters Carnot çevrimi

Ters Carnot çevriminde COP değerini ifade etmek gerekirse;

$$COP_{Carnot\ Soğutma} = \frac{Q_c}{W} \quad (7.13)$$

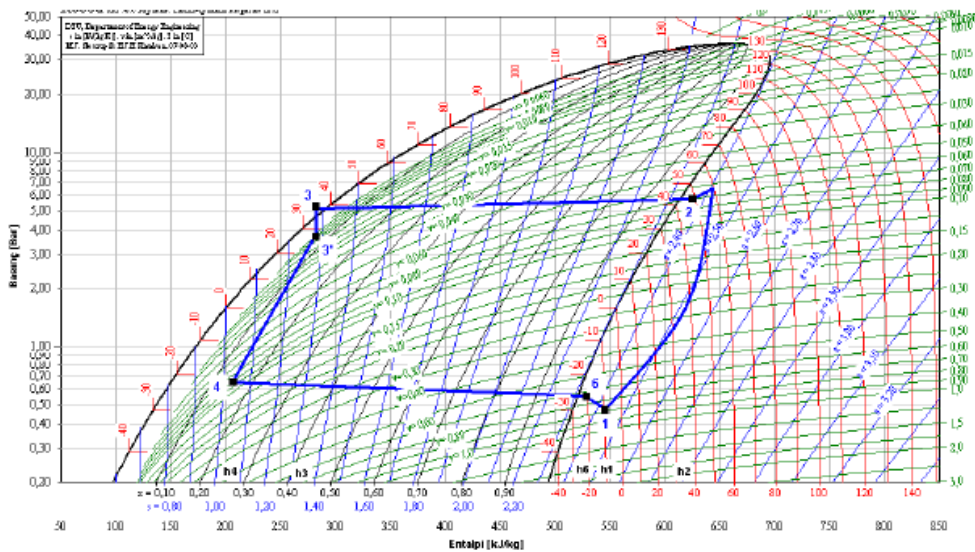
$$COP_{Carnot\ Soğutma} = \frac{Q_C}{Q_H - Q_C} = \frac{T_C}{T_H - T_C} \quad (7.14)$$

Eşitlik (7.14)'den görülebileceği üzere, T_H (yoğuşma sıcaklığı) ile T_C (buharlaştırma sıcaklığı)'nin birbirlerine yaklaşması durumunda COP değeri sonsuza gitmektedir.

Bir buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminin performansı ise, ters Carnot çevrimine benzer olarak soğutma çevriminden elde edilen soğutma işinin kompresör tarafından harcanan güce oranlanması ile elde edilebilmektedir.

$$COP_{sistem} = \frac{Q_{buh}}{W_{komp}} \quad (7.15)$$

Şekil 7.2'de R600a soğutkan ile çalışan bir buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminin lnP-h diyagramında gösterimi sunulmuştur. Eşitlik (7.12)'den ve lnP-h diyagramından yola çıkılarak COP_{sistem} formülü aşağıdaki şekilde ifade edilebilir:



Şekil 7.2 R600a ile çalışan buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminin lnP-h diyagramında gösterimi

$$COP_{sistem} = \frac{\dot{m}\Delta h_{buharlaşuh}}{\dot{m}\Delta h_{kompresör}} = \frac{\dot{m}(h_6 - h_4)}{\dot{m}(h_2 - h_1)} \quad (7.16)$$

Yapılan teorik değerlendirmeler ışığında:

- Buharlaştırıcının toplam ısı transfer katsayısı (UA) değeri arttıkça sistem performansı artar.
- Kompresör giriş ve çıkış şartları arasındaki entalpi farkı arttıkça, aynı soğutma kapasitesi için sistemin performansı azalır.
- Kılcal borunun kısılma etkisi arttığında, yani basınç dūřümü etkisinin artışı ile birlikte buharlaşma sıcaklığında meydana gelen azalma ve soğutkanın kuruluk derecesinde meydana gelen azalma sistemin soğutma kapasitesini dūřürmekte, dolayısıyla soğutma performansı azalmaktadır.
- Diğer komponentlerin aynı kalması kabulü ile, yoğuşma basıncının artışı kompresörün giriş çıkış entalpi farkını arttıracığından dolaylı sistemin performansı azalır.

7. DENEY VERİLERİNİN TERMODİNAMİKSEL ANALİZİ ve SİSTEM COP KORELASYONU

7.1 Boyutsuzlaştırma Yöntemi ve Regresyon İfadesinin Elde Edilmesi

Buckingham, 1. Dünya Savaşı'nın başlangıcında daha önce birçok bilimadamı tarafından çalışılan benzerlik problemini bir adım ileriye taşıyarak 1915 yılında "Buckingham π Teoremini" bulmuştur (E. Buckingham 1915). Lord Rayleigh de aynı zamanlarda benzer bir teorem üzerinde çalışmalarda bulunmuştur (Lord Rayleigh, 1915).

Buckingham π teoremi temel olarak, m adet boyuta sahip n tane büyüklüğü içeren bir fiziksel problemin (n-m) adet bağımsız boyutsuz parametre ile ifade edilebileceğini tanımlamaktadır. Örnek olarak, q_1, q_2, \dots, q_n fiziksel büyüklüklerini kapsayan bir problem ele alalım. Söz konusu bu fiziksel büyüklüklerin aralarında fonksiyonel bir ilişki olduğu şartı sağlanarak;

$$F(q_1, q_2, q_3, \dots, q_n) = 0 \quad (8.1)$$

elde edilir. Eğer $\pi_1, \pi_2, \pi_3, \dots$ boyutsuz ifadeleri q_1, q_2, \dots, q_n fiziksel büyüklüklerinden türetilmiş boyutsuz sayılar ise, 8.1 eşitliği aşağıdaki şekle dönüşür.

$$f(\pi_1, \pi_2, \pi_3, \dots, \pi_{n-m}) = 0 \quad (8.2)$$

Söz konusu farklı π parametrelerinin oluşturulması için takip edilen yöntem, farklı boyutlara sahip olan m adet q büyüklüğünün tekrarlanan üstel biçimleri ve tekrarlanmayan ifadenin yalın halinin çarpılması ile ifadeyi boyutsuz duruma getirecek katsayıların elde edilmesidir (Ö. Bilgiç, 2005).

$$\pi_1 = q_1^{K1} q_2^{K2} q_3^{K3} q_4 \quad (8.3)$$

Gerçekleştirilen deneysel çalışmaların ışığında, deneysel çalışmalara konu olan sistem özelinde, sistem performansına etki eden 6 adet boyutlu ve 1 adet boyutsuz sayının varlığı tespit edilmiştir.

$$COP_{sistem} = f(P_{buh}, T_{buh}, T_{akiz}, P_{yoğ}, T_{yoğ}, T_{asog}, COP_{komp1}, COP_{komp2}) \quad (8.4)$$

Eşitlik 8.4'te sunulan kompresör COP değerinin boyutsuz sayı olduğu bilinmektedir. Ancak kurulacak modelin doğruluğunu pekiştirmesi amacıyla bu boyutsuz sayılar korelasyonun içerisine eklenmiştir. Bu fiziksel büyüklüklerin boyut analizleri yapılmış ve söz konusu

büyükliklerin karşılıkları Çizelge 8.1’de sunulmuştur.

Çizelge 8.1 Sistem COP analizinde kullanılan fiziksel büyüklükler

Büyüklik	Sembol	Boyut
Sıcaklık Farkı	Δt	ΔT
Sıcaklık	$^{\circ}\text{C}$	K
Basınç	p	ML^{-1}T

Çizelge 8.1’de sunulduğu üzere, sistem performansına etki eden parametrelerin sayısı son derece azdır. Parametre sayısının az olması ile birlikte, soğutma sistemi için temel olan sıcaklık ve basınç değerlerinden yola çıkılarak sistemin performansı hakkında bilgi sahibi olunabilmesi mümkün olmaktadır.

Bölüm 8’in başında anlatılan metot kullanılarak boyutsuz sayıların türetilmesi işlemi gerçekleştirilmiştir. Türetilen boyutsuz sayılar ve türetim metotları, boyutsuz sayıların sırasına göre aşağıda sunulduğu gibidir.

π_1 parametresi, sistem çalışma basınçlarını ifade etmek üzere;

$$\pi_1 = P_{yoğ}^{a_1} P_{buh} = (ML^{-1}T)^{a_1} (ML^{-1}T) \quad (8.5)$$

$$a_1 + 1 = 0$$

$$a_1 = -1$$

$$\pi_1 = \frac{P_{buh}}{P_{yoğ}}$$

π_2 parametresi, sistem çalışma şartlarında yüksek basınç bölümünde ölçülen temel sıcaklıkları kapsayacak biçimde tasarlanmıştır.

$$\pi_2 = T_{asoğ}^{a_1} (T_{yoğ} - T_{asoğ}) \quad (8.6)$$

$$a_1 + 1 = 0$$

$$a_1 = -1$$

$$\pi_2 = \frac{(T_{yoğ} - T_{asoğ})}{T_{asoğ}}$$

π_3 parametresi, sistem çalışma şartlarında alçak basınç bölümünde ölçülen temel sıcaklıkları kapsayacak biçimde tasarlanmıştır.

$$\pi_3 = T_{akiz}^{a_1} (T_{buh} - T_{akiz}) \quad (8.7)$$

$$a_1 + 1 = 0$$

$$a_1 = -1$$

$$\pi_3 = \frac{(T_{buh} - T_{akiz})}{T_{akiz}}$$

π_4 parametresi, sistemin farklı çalışma sıcaklıklarını şartlayan kompresörlerin performanslarının modele dahil edilebilmesi amacıyla oluşturulmuştur ve bu boyutsuz parametre kompresör etkisini kapsayacak şekilde tasarlanmıştır.

$$\pi_4 = COP_{komp2}^{a_1} COP_{komp1} \quad (8.8)$$

$$a_1 + 1 = 0$$

$$a_1 = -1$$

$$\pi_4 = \frac{COP_{komp1}}{COP_{komp2}}$$

Boyutsuz katsayıların oluşturulması ile, Eşitlik 7.16'da sunulan sistem performansı boyutsuz sayısı 4 adet boyutsuz sayı ile ifade edilebilir bir duruma gelmiştir. Türetilen boyutsuz sayılar, geleneksel buhar sıkıştırmalı bir soğutma çevriminde temel sıcaklık ve basınç değerlerini kapsamaktadır. Boyutsuzlaştırma işlemi sonucunda elde edilen sistem performansı ifadesi;

$$COP_{sistem} = f(\pi_1, \pi_2, \pi_3, \pi_4)$$

$$COP_{sistem} = a_0 \times \pi_1^{b_1} \times \pi_2^{b_2} \times \pi_3^{b_3} \times \pi_4^{b_4} \quad (8.9)$$

şeklinde ifade edilmiştir. Bu noktada, boyutsuz sayılar ile sistem performansı değişkeni

arasında bir ilişki kurulabilmesi amacıyla boyutsuz π parametreleri uygun katsayılar ile birlikte değerlendirilmiştir. Bu katsayılar ile boyutsuz ifadeler arasındaki bağımlılığın ölçüsünü analiz etmek için kullanılacak en uygun yöntem regresyon analizi yöntemidir. Regresyon analizi, iki veya daha fazla bağımlı değişkenler (dependent variable) ile bağımsız (independent variable) değişkenin birbirleri arasındaki ilişkiyi tahmin ve yaklaşımlarda bulunarak şekillendiren bir istatistiksel analiz metodudur. Regresyon modeli içerisinde, bağımlı ve bağımsız değişkenlerin net bir biçimde ayırt edilmiş olması gerek modelin doğruluğu gerekse problemin sağlıklı bir biçimde çözümü için gerekli bir şarttır.

Sistem performansı korelasyonunun oluşturulmasında seçilen eşitlik doğrusal bir karaktere sahip değildir. Bu eşitlik formu üzerinde regresyon analizi mümkün gözükmemektedir. Bu sebeple Eşitlik (8.9) ifadesinde, eşitliğin her iki tarafının tabii logaritması alınarak eşitlik doğrusal bir forma getirilebilir. Sonuç olarak elde edilen eşitlik ise biçim olarak çoklu regresyon modeline uygun bir forma gelmiştir.

$$\ln COP_{sistem} = a_0 + b_1 \ln \pi_1 + b_2 \ln \pi_2 + b_3 \ln \pi_3 + b_4 \ln \pi_4 \quad (8.10)$$

Oluşan model içerisinde bağımsız değişkenlerin bağımlı değişkeni (COP_{sistem}) hangi ölçüde etkilediği, regresyon analizi kapsamında elde edilecek katsayılar (a_n) ile belirlenebilir bir duruma gelecektir. Çoklu regresyon modellerinin çözümünde ise en küçük kareler yöntemi kullanılmaktadır.

7.1.1 En Küçük Kareler Yöntemi

En küçük kareler yöntemi, veriler kümesinde bulunan veri noktaları ile oluşturulacak eğri arasındaki farklılıkların mümkün olan en küçük değere sahip bir eğri oluşturulması prensibi ile çalışan bir regresyon mekanizması olarak adlandırılabilir. Örneğin,

y , x_1 ve x_2 'nin doğrusal bir fonksiyonu olarak tanımlansın

$$y = a_0 + a_1 x + a_2 x + e \quad (8.11)$$

Söz konusu olan bu iki boyutlu durum düşünüldüğünde, regresyon doğrusu bir düzleme dönüşmüş olur. Katsayıların en iyi değeri, artıkların karelerinin toplamı yardımıyla belirlenir:

$$S_r = \sum_{i=1}^n (y_i - a_0 - a_1 x_{1j} - a_2 x_{2i})^2 \quad (8.12)$$

Bilinmeyen katsayıların her birine göre türev alınarak

$$\frac{\partial S_r}{\partial a_0} = -2 \sum_{i=1}^n (y_i - a_0 - a_1 x_{1i} - a_2 x_{2i}) \quad (8.13)$$

$$\frac{\partial S_r}{\partial a_1} = -2 \sum_{i=1}^n x_{1i} (y_i - a_0 - a_1 x_{1i} - a_2 x_{2i}) \quad (8.14)$$

$$\frac{\partial S_r}{\partial a_2} = -2 \sum_{i=1}^n x_{2i} (y_i - a_0 - a_1 x_{1i} - a_2 x_{2i}) \quad (8.15)$$

ifadeleri elde edilmiş olur. Artıkların karelerinin toplamını minimum yapan katsayılar, kısmi türevlerin sıfıra eşitlenmesi ve sonucun aşağıdaki gibi matris formunda ifade edilmesi ile elde edilir (Chapra ve Canale, 2003):

$$\begin{bmatrix} n & \sum x_{1i} & \sum x_{2i} \\ \sum x_{1i} & \sum x_{1i}^2 & \sum x_{1i}x_{2i} \\ \sum x_{2i} & \sum x_{1i}x_{2i} & \sum x_{2i}^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} a_0 \\ a_1 \\ a_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \sum y \\ \sum x_{1i} y_i \\ \sum x_{2i} y_i \end{Bmatrix} \quad (8.16)$$

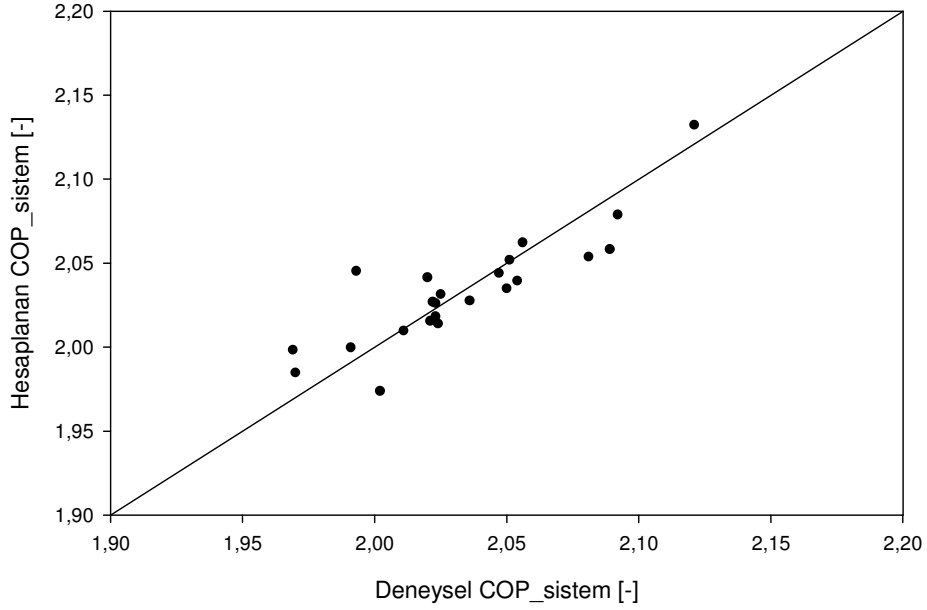
En küçük kareler yöntemi kullanılarak elde edilen regresyon ifadesinin sonucunun, karşılaştırılacak veriler ile yeterli doğruluk göstermesi beklenmektedir. Ancak bu şekilde kurulan modelin geçerliliği sağlanmış olabilmektedir.

7.2 Regresyon Modeli Sonuçlarının İrdelenmesi

Bölüm 8.2 ve alt başlıklarında anlatımı tamamlanan regresyon analizi yöntemi aracılığı ile, Eşitlik 8.10'da doğrusallaştırılmış form verilen boyutsuz ifadeler, SigmaPlot programı yardımı ile analiz edilmiştir. Analizde toplam 1000000 iterasyon 100'er adım kullanılmış ve 0,000001 tolerans aralığı içerisinde analizin çözümü gerçekleştirilmiştir. Regresyon analizi sonucunda aşağıdaki eşitlik elde edilmiştir.

$$\ln COP_{sistem} = 0,4795 + 0,6929 \times \ln \pi_1 - 0,0102 \times \ln \pi_2 - 0,2831 \times \ln \pi_3 - 32,1997 \times \ln \pi_4 \quad (8.17)$$

Regresyon analizleri sonucunda elde edilen model, $\pm 2,5\%$ hata bandının içerisinde sonuçlar üretebilmektedir. Deney sonuçlarında hesaplanan sistem COP değerleri ile elde edilen modelin ürettiği sonuçların karşılaştırması aşağıdaki şekilde sunulmuştur.

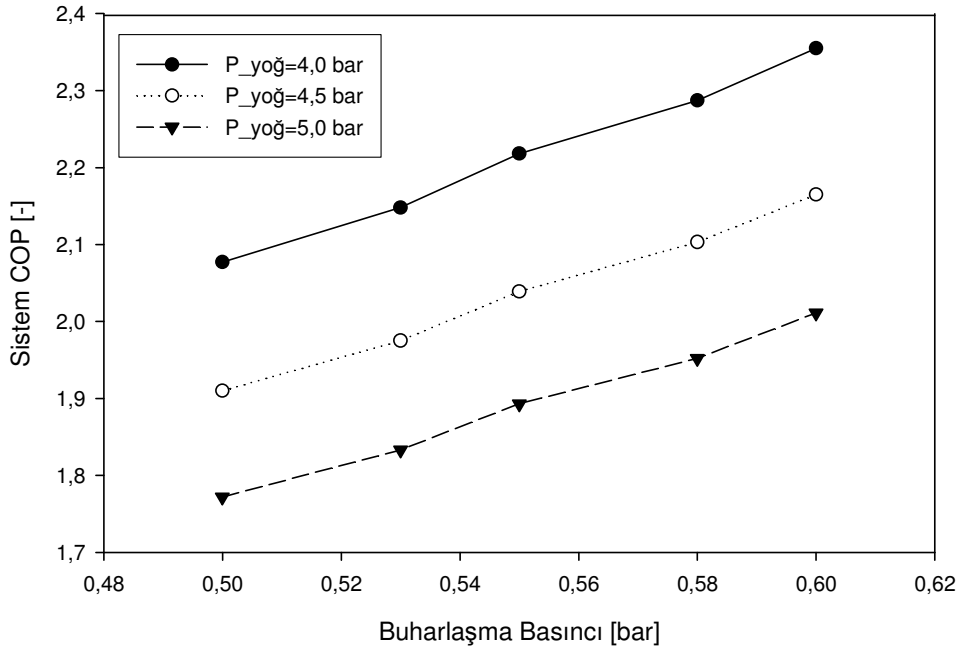


Şekil 8.1 Oluşturulan sistem COP modeli ile deneysel çalışmalar sonucunda elde edilen sonuçların karşılaştırılması

Yukarıda sunulan şekilden de görülebileceği üzere, modelin $\pm 2,5\%$ hata bandının içerisinde kalmasına neden olan tek bir deney sonucu mevcuttur. Model sonucunda elde edilen dataların yeterli bir doğrulukta dağılım gösterdiği de Şekil 8.1'e bakılarak söylenebilir. Regresyon sonuçları ile ilgili detaylı bilgilere EK bölümünde yer verilmiştir.

7.2.1 Buharlaşma Basıncının ve Sıcaklığının Sistem Performansı Üzerine Etkisi

Teorik olarak, soğutma sisteminin çalışma noktalarından sadece buharlaşma basıncının ve dolayısıyla sıcaklığının değişmesi sistem performansını olumsuz yönde etkilemektedir. Bunun nedeni, buharlaşma basıncının düşmesi ile birlikte termodinamiksel olarak buharlaştırıcının performansında azalma meydana gelmesidir. Bu durumun R600a soğutkanı özelinde lnP-h diyagramı göz önüne alındığında daha net bir biçimde ortaya konulması mümkündür. Diyagram üzerinde, kritik noktadan alçak basınç tarafına doğru inildiğinde sıvı ve buhar faz doyma eğrilerinin eğimi azalmaktadır. Eğimin azalması ile birlikte, aynı yoğuşma ve aşırı soğuma ve aşırı kızma sıcaklıkları ile aynı kısılma elemanı kapasitesinin var olduğu düşünüldüğünde daha yüksek kuruluk dereceleri ile buharlaştırıcıya giriş söz konusu olacaktır ve buharlaştırıcıdan çekilen entalpi farkı azalmış olacaktır. Bu durum aşağıdaki Şekil 8.2'de sunulmuştur.



Şekil 8.2 2 K AŞırı soğuma ve 1 K aşırı kızma Şartları ile farklı yoğuşma basıncıları için buharlaşma basıncının sistem performansı üzerine etkisi

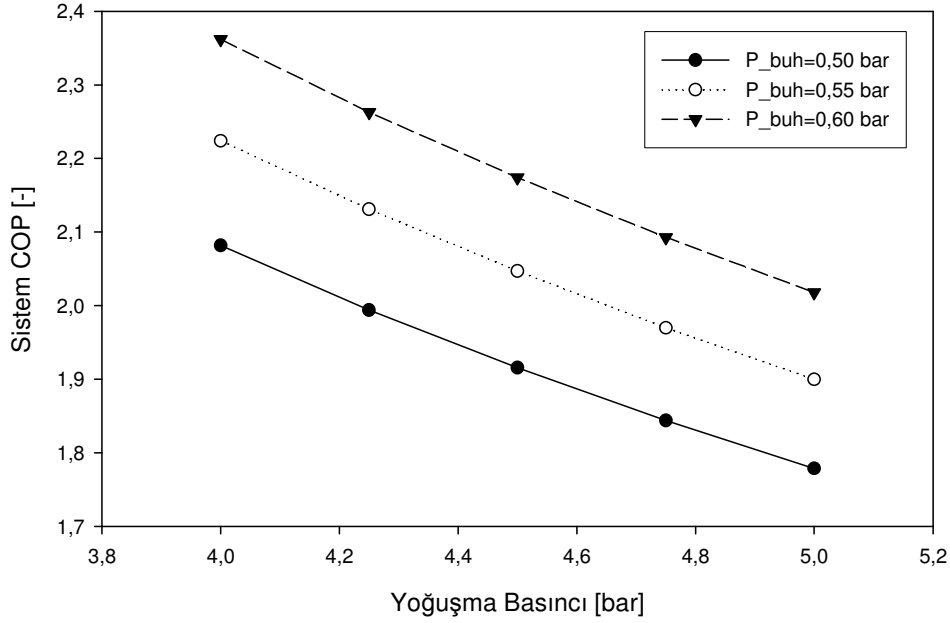
Şekil 8.2’de sunulduğu üzere, buharlaşma basıncı ile sistem performansı doğrusal bir karaktere yakın biçimde değişim göstermiŐtir. Sistem performansı formülasyonu gözönüne alındığında, tek baŐına buharlaşma entalpi farkının deęiŐmesinin sonucu doğrusal bir biçimde deęiŐtireceęi beklenmektedir.

Buharlaştırıcı toplam ısı transferi katsayısının (UA) azalması ile birlikte buharlaştırıcının ısı transfer kapasitesi doğrudan azalmaktadır. Dolayısıyla, sistem performansı açısından bu durum incelendiğinde buharlaştırıcı UA değerinin azalması ile sistemin performansının daha fazla etkilendiği sonucu ortaya çıkmaktadır. Azalan buharlaştırıcı UA değeri, buharlaşma basıncını baz durumuna göre daha alçak bir noktaya çekeceğinden dolayı sistem daha az verimli bir noktada çalıŐıyor olduğu belirlenmiştir.

7.2.2 Yoğuşma Basıncının ve Sıcaklığının Sistem Performansı zerine Etkisi

Yoğuşma basıncının ve dolayısıyla sıcaklığının sistem performansı üzerine etkisi doğrudan formülasyonlar ışığında tespit edilememektedir. Tekil olarak yoğuşma basıncı değişiminin sistem performansı üzerine olan etkisi irdelenirken lnP-h diyagramından faydalanmak doğru bir bakış açısı olarak kabul edilebilir. Yoğuşma basıncının değişimi ile sistem performansında

meydana gelen değişim, aşağıdaki grafikte sunulmuştur.



Şekil 8.3 1 K Aşırı soğuma ve 0 K aşırı kızma şartları ile farklı buharlaşma basıncıları için yoğuşma basıncının sistem performansı üzerine etkisi

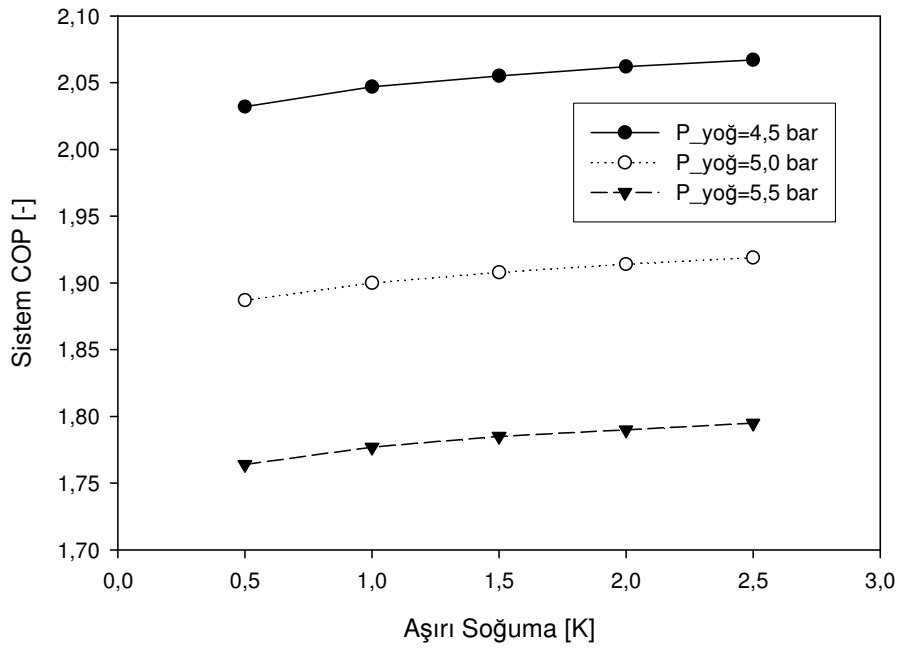
Sistemin buharlaşma basıncının, aşırı kızma miktarının ve kısılma elemanı giriş şartı olan aşırı soğuma miktarının değişmediği varsayılarak yoğuşma basıncının artışı ile birlikte sistem performansının azaldığı görülmüştür. Bu duruma temel iki nedenin yol atığı söylenebilir. Bunlardan birincisi, yoğuşma basıncının artışı ile birlikte logaritmik basınç entalpi diyagramında kritik nokta sıcaklığına daha yakın bir noktada çalışma şartları sağlanıyor olmasıdır. Aşırı soğutma miktarı ve kısılma kapasitesi aynı kaldığında, buharlaştırıcıya giren soğutkanın kuruluk derecesinde artış meydana geleceği gözlemlenmiştir. Diğer bir neden ise, yoğuşma basıncının artışı ile birlikte kompresörün sıkıştırma oranında meydana gelen artış, kompresörün hacimsel (volümetrik) verimini düşürecektir. Dolayısıyla kompresör daha verimsiz bir noktada çalışıyor olacaktır.

Yoğuşturucu toplam ısı transferi katsayısının (UA) azalması ile birlikte diğer bütün sistem komponentlerinin değişmediği durumlarda yoğuşma basıncının arttığı gözlemlenmiştir. Düşen UA değeri yoğuşturucunun ısı transferi kapasitesini düşürmekte ve yoğuşturucu, transfer etmesi gereken ısı miktarına ulaşabilmek amacıyla sistem tarafından soğutkanın basıncının arttırması yönünde zorlanmaktadır. Bu basınç artışı sonucunda kılcal boru direncinin değişimine göre buharlaştırıcıya giren soğutkan miktarında değişiklik meydana gelmektedir.

7.2.3 Aşırı Soğuma Miktarının Sistem Performansı Üzerine Etkisi

Aşırı soğuma, sistemde yüksek basınç tarafında soğutkanın aynı doyma basıncında sıcaklığının ne seviyede düştüğünün göstergesidir. Buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimlerinde aşırı soğuma miktarı, kısılma elemanına giriş şartını oluşturan unsurlardan birisidir. Aşırı soğuma miktarının soğutma sistemi üzerine olan kavramsal etkisi Bölüm 3'te tartışılmıştır.

Gerçekleştirilen deneysel çalışmalar neticesinde, aşırı soğuma miktarının sistem performansı üzerine etkisi aşağıdaki Şekil 8.4'te sunulmuştur.



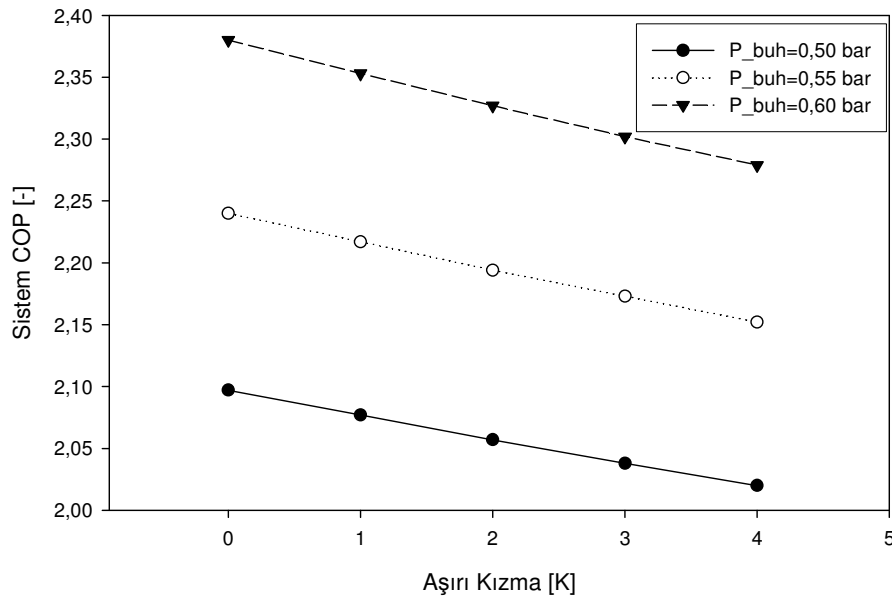
Şekil 8.4 0,55 bar buharlaşma basıncı ve 0 K aşırı kızma miktarı için aşırı soğuma miktarının farklı yoğuşturma sıcaklıklarında sistem performansı üzerine etkisi

Şekil 8.4'te sunulduğu üzere, aşırı soğuma miktarının artışı ile birlikte sistem performansında artış meydana geldiği belirlenmiştir. Aşırı soğuma miktarının artışı ile kısılma elemanına giren soğutkan sıvı doyma sınırından daha uzak bir noktaya kaymaktadır. Aynı kısılma kapasitesi için, aşırı soğuma miktarının artışı ile birlikte buharlaştırıcıya giren soğutkanın kuruluk derecesinde azalma meydana gelmektedir. Bu azalmanın nedeni, kılcal boru içerisinde ilk kabarcık oluşumunun buharlaştırıcı yönünde ötelenmesinden kaynaklanmaktadır. Bu duruma paralel olarak, kılcal boru direncinin artışı bu kaynama noktasını yüksek basınç bölümüne doğru kaydırıcı etki yapmaktadır. Dinamik bir sistem olan soğutma sistemi, bu ve benzer etkiler arasında bir dengeye oturmaktadır.

7.2.4 Aşırı Kızma Miktarının Sistem Performansı Üzerine Etkisi

Aşırı kızma, soğutma sistemi içerisinde alçak basınç tarafında yani kaynamanın meydana geldiği bölümde, soğutkanın kaynama basıncına karşılık gelen sıcaklık değerinden daha yüksek bir sıcaklığa ulaşması durumudur. Bu fazda bulunan soğutkanın boru içerisindeki ısı transfer özellikleri sıvı fazdaki soğutkanın ısı transfer özelliklerine kıyasla çok daha zayıftır.

Deneysel çalışmalar ışığında türetilen model yardımı ile komponent etkileşimleri sonucunda aşırı kızma miktarında meydana gelen değişimin sistem performansı üzerine olan etkisi aşağıdaki Şekil 8.5'te sunulmuştur.



Şekil 8.5 4 bar yoğuşma basıncı ve 2 K aşırı soğuma miktarı için farklı buharlaşma basınçlarında aşırı kızma değerinin değişimi ile sistem COP değişimi

Aşırı kızma miktarı, sabit kabin içerisi ısıl yük göz önüne alındığında kılcal borunun direncinin değişimi ile doğrudan değişmektedir. Bunun nedeni olarak, kılcal borudan daha yüksek kuruluk derecesi ile buharlaştırıcıya giren soğutkanın aynı ısıl yükü karşılayamaması gösterilebilir. Diğer bir nokta da azalan buharlaşma basıncı ile düşen entalpi farkının, kütleli debinin sabit kaldığı durumda, ısı transferi mekanizmasına dönüşebilmesi için soğutkanın aşırı kızması ile sağlanabiliyor olduğudur. Buharlaştırıcıda aşırı kızma bölgesinin artışı teorik olarak sistemin performansına olumsuz etki yapıyor olsa da gerçek uygulamalarda bu durum geçerliliğini yitirebilmektedir. Buharlaştırıcıların belirli bölgelerinin aşırı kızmış fazda bulunan soğutkan ile doldurulması bir tasarım kriteri olarak kullanılabilir. Özellikle

kısılma elemanının termostatik olması (TXV) durumunda, buharlaştırıcıların önceden tasarlanan miktarlarda sıvı soğutkan ile efektif bir biçimde doldurulabilmesi bu tip tasarımlara örnek olarak gösterilebilir.

8. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Enerji kaynaklarının hızla tükendiği günümüz dünya şartlarında, enerji tüketimi azaltma uygulamalarının hükümetler nezdinde sıkılaştırılıyor ve teşvik ediliyor olması, evsel soğutma sistemlerinin çok daha verimli tasarlanması gerekliliğini beraberinde getirmektedir. Bu sebeple gerçekleştirilen deneysel çalışmalar sonucunda şu sonuçlar elde edilmiştir.

- Mevcut sistemde sadece yoğuşturucu UA değerinin azaltılması sonucunda artan yoğuşma basıncı sistemin performansını düşürmektedir. UA değerinin artışı ile birlikte sistem daha verimli bir noktada çalışmaktadır.
- Mevcut sistemde sadece buharlaştırıcı UA değerinin azaltılması ile düşen buharlaşma basıncının bir sonucu olarak buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminin performansı düşmektedir. Artan buharlaştırıcı UA değeri sistemin daha verimli bir noktada çalışmasını sağlamaktadır.
- Kılcal boru direncinin artışı ile kılcal boru içerisinde ilk kabarcık oluşum noktası buharlaştırıcı yönünde ötelendiğinden, soğutkanın buharlaştırıcı giriş kuruluk derecesi artmakta ve sistemin performansı azalmaktadır.
- Aşırı soğuma miktarının artışı buharlaştırıcıya giren soğutkanın kuruluk derecesini azaltmakta ve aynı zamanda buharlaştırıcıya giren kütleli debiyi arttırdığından dolayı sistem performansını olumlu yönde etkilemektedir.
- Aşırı kızma miktarının artışı ile birlikte buharlaştırıcıdan elde edilen performans düşmekte ve bu nedenle sistem performansı azalmaktadır.

Gerçekleştirilen çalışmada buhar sıkıştırımlı bir soğutma sisteminde, komponentlerin sistem çalışma noktası üzerinde oluşturdukları etki açısından incelenmiştir ve yapılan literatür araştırmasında bu başlık altında yapılmış herhangi bir çalışmaya rastlanmamıştır. Bu sebeple, yapılan çalışma bu konu üzerine daha kapsamlı çalışmaların yapılmasının önünü açmıştır.

Mevcut deneysel çalışma sonrası, R600a soğutkanlı buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerinde komponent bazlı sistem çalışma noktaları değişimi üzerine daha detaylı çalışmaları gerçekleştirilmesi adına, yapılması önerilen çalışmalar aşağıda sıralanmıştır;

- Farklı hacimlere, buharlaştırıcı ve yoğuşturucu tiplerine ve geometrilerine sahip soğutma sistemleri özelinde de çalışmalar yapılması,

- Soğutma hacmi oluşturan bölgenin oluşturulmasını sağlayan yalıtımın bir parametre olarak çalışmalara eklenmesi.

KAYNAKLAR

- Bansal P.K., Xu, B., (2002) "A parametric study of refrigerant flow in non-adiabatic capillary tubes", Applied Thermal Engineering 23:397-408
- Bilgiç, Ö., Özyurt B., (2005) "Adyabatik kılcal boru deneyleri", Arçelik Ar-Ge Araştırma Raporu, ANN 767, İstanbul.
- Binneberg, P., Kraus, E., Quack, H., (2002) "Reduction in power consumption of household refrigerators by using variable speed compressors" Purdue compressor engineering and refrigeration and air conditioning conferences at Purdue, USA, R17-4.
- Björk, E., Palm, B., (2006) "Performance of a domestic refrigerator under influence of varied expansion device capacity, refrigerant charge and ambient temperature" Int. J. of Refrigeration, vol 29:789-798.
- Björk, E. ve Palm, B., (2005) "Refrigerant mass charge distribution in a domestic refrigerator, Part I Transient conditions" Applied Thermal Engineering 26:829-837
- Buckingham E. (1914) "On physically similar systems: illustrations of the use of dimensional equations" Physical Review, 4(4): 345-76.
- Chapra, SC., Canale, R.P. (2003) "Mühendisler için sayısal yöntemler", Literatür Yayıncılık , (Çeviren: Heperkan, H., Kesgin U.), 467-500.
- Çelik, A., Dr. Kerpiçi, H., (2006) "Kondenser uygulamaları ve ısı performans deney sonuçları", Arçelik Ar-Ge Araştırma Raporu, ANN 860, İstanbul.
- Çengel, Y.A. ve Boles M.A (2002) Thermodynamics-An engineering Approach, McGraw-Hill Companies 4th Edition.
- Geller H. ve diğerleri., (2006) "Policies For Increasing Energy Efficiency: Thirty Years of Experiences in OECD Countries", Energy Policy 34:556-573
- Jakobsen, A., (1995) "Energy optimisation of refrigeration system" Technical University of Denmark, Doktora tezi.
- Kline, S.A., (1992) "Engineering Equation Solver (EES)", Commercial version 7.600
- Kline, S.J., McClintock F.A., (1953) "Describing Uncertainties in Single-Sample Experiments", Mech. Eng., s. 3
- Leinhard, J.H. IV ve Leinhard, J.H. V, (2006) A Heat Transfer Textbook, Phlogiston Press, Cambridge/Massachusetts
- Lord Rayleigh ve John W. S. (1915), The principle of similitude, Nature 95:66-68
- McLinden, MO, Klein, SA, Lemmon EW, Peskin AP., (1998) "NIST thermodynamic and transport properties of refrigerant and refrigerant mixtures (REFPROP)". Version 6.01. Gaithersburg, MD: NIST.
- Melo, C., Vieira, L. A.T., Pereira R. H. (2002) "Non-adiabatic capillary tube flow with isobutane", Applied Thermal Engineering 22:1661-1672.
- Montgomery, D.C. ve Peck, E.A, (1992), "Introduction to Linear Regression Analysis", John Willey and Sons, Inc. Canada.

Montgomery, D.C. ve Runger G.C (2002), Applied Statistics and Probability for Engineers, John Wiley & Sons, Inc. New York.

Reynolds, W.C. (1977), Engineering Thermodynamics, McGraw-Hill Companies 2th Edition.

Saidur, R., Masjuki, H.H., Choudhury, I.A., (2001) "Role of ambient temperature, door opening, thermostat setting position and their combined effect on refrigerator-freezer energy consumption" Energy Cons. and Managenemt, vol 43:845-854

Sigmaplot 2001 for Windows Version 7.0, 1983-2001 SPSS Inc.

Stoecker W.F., Jones J.W., (1982) "Refrigeration and Air Conditioning", McGraw-Hill, 262–72.

EKLER

Ek 1 Sigmaplot regresyon çözüm raporu

Ek 1 Sigmaplot regresyon çözüm raporu

logpi1 = col(1)

logpi2 = col(3)

logpi3 = col(5)

logpi4 = col(7)

z = col(8)

[Parameters]

a0 = 0 ' {{previous: 0,479504}}

a1 = 0 ' {{previous: 0,692886}}

a2 = 0 ' {{previous: -0,0102495}}

a3 = 0 ' {{previous: -0,283116}}

a4 = 0 ' {{previous: -32,1997}}

[Equation]

f=a0+a1*logpi1+a2*logpi2+a3*logpi3+a4*logpi4

fit f to z

[Constraints]

[Options]

tolerance=0,000001

stepsize=100

iterations=1000000

R = 0,86626679

Rsqr = 0,75041816

Adj Rsqr = 0,69787461

Standard Error of Estimate = 0,0044

	Coefficient		Std. Error	t	P
a0	0,4795	0,1337	3,5864	0,0020	
a1	0,6929	0,0907	7,6363	<0,0001	
a2	-0,0102	0,0040	-2,5719	0,0187	
a3	-0,2831	0,2828	-1,0012	0,3293	
a4-32,1997	8,9782		-3,5864	0,0020	

Analysis of Variance:

	DF	SS	MS	F	P
Regression	4	0,0011	0,0003	14,2818	<0,0001
Residual	19	0,0004	0,0000		
Total	23	0,0015	0,0001		

PRESS = 0,0006

Durbin-Watson Statistic = 2,4661

Normality Test: K-S Statistic = 0,1180 Significance Level = 0,8710

Constant Variance Test: Passed (P = 0,6793)

Power of performed test with alpha = 0,0500: 1,0000

Regression Diagnostics:

Row	Predicted	Residual	Std. Res.	Stud. Res.	Stud. Del. Res.
1	0,3178	0,0028	0,6332	0,6990	0,6892
2	0,3135	0,0065	1,4765	1,5547	1,6198
3	0,3044	0,0012	0,2753	0,2942	0,2870
4	0,3107	-0,0112	-2,5603	-2,7147	-3,3773
5	0,3125	0,0057	1,3119	1,5443	1,6074
6	0,3288	-0,0023	-0,5172	-0,7013	-0,6916
7	0,3143	-0,0013	-0,2936	-0,3129	-0,3053

8	0,2953	0,0062	1,4076	1,8771	2,0243
9	0,3121	-0,0002	-0,0357	-0,0387	-0,0377
10	0,3066	-0,0006	-0,1381	-0,1532	-0,1492
11	0,3095	0,0031	0,7177	0,8183	0,8109
12	0,3104	0,0007	0,1544	0,1625	0,1583
13	0,3069	0,0019	0,4241	0,4508	0,4411
14	0,3068	-0,0010	-0,2249	-0,2363	-0,2303
15	0,3009	-0,0019	-0,4241	-0,4556	-0,4459
16	0,3031	0,0003	0,0734	0,0868	0,0845
17	0,3006	-0,0064	-1,4572	-1,5445	-1,6076
18	0,2977	-0,0032	-0,7359	-0,7986	-0,7907
19	0,3085	0,0033	0,7441	0,8039	0,7961
20	0,3099	-0,0046	-1,0392	-1,1177	-1,1255
21	0,3040	0,0022	0,5017	0,5218	0,5115
22	0,3068	-0,0010	-0,2296	-0,2349	-0,2289
23	0,3078	-0,0013	-0,3076	-0,3156	-0,3080
24	0,3049	0,0011	0,2436	0,2520	0,2456

Influence Diagnostics:

Row	Cook'sDist	Leverage	DFFITs
1	0,0214	0,1794	0,3222
2	0,0526	0,0981	0,5343
3	0,0025	0,1241	0,1080
4	0,1831	0,1105	-1,1903
5	0,1839	0,2783	0,9981
6	0,0825	0,4562	-0,6334
7	0,0027	0,1197	-0,1126
8	0,5485	0,4377	1,7860
9	0,0001	0,1484	-0,0157
10	0,0011	0,1873	-0,0716
11	0,0402	0,2307	0,4440
12	0,0006	0,0978	0,0521
13	0,0053	0,1150	0,1590
14	0,0012	0,0938	-0,0741

15	0,0064	0,1337	-0,1752
16	0,0006	0,2855	0,0534
17	0,0589	0,1099	-0,5648
18	0,0226	0,1508	-0,3331
19	0,0216	0,1432	0,3254
20	0,0392	0,1355	-0,4456
21	0,0044	0,0755	0,1462
22	0,0005	0,0444	-0,0494
23	0,0011	0,0502	-0,0708
24	0,0009	0,0652	0,0649

95% Confidence:

Row	Predicted	Regr. 5%	Regr. 95%	Pop. 5%	Pop. 95%
1	0,3178	0,3139	0,3217	0,3078	0,3277
2	0,3135	0,3106	0,3163	0,3039	0,3231
3	0,3044	0,3011	0,3076	0,2946	0,3141
4	0,3107	0,3077	0,3138	0,3011	0,3204
5	0,3125	0,3077	0,3174	0,3022	0,3229
6	0,3288	0,3226	0,3350	0,3177	0,3399
7	0,3143	0,3111	0,3175	0,3046	0,3240
8	0,2953	0,2892	0,3014	0,2843	0,3063
9	0,3121	0,3086	0,3157	0,3023	0,3219
10	0,3066	0,3026	0,3106	0,2966	0,3166
11	0,3095	0,3051	0,3139	0,2993	0,3196
12	0,3104	0,3076	0,3133	0,3008	0,3200
13	0,3069	0,3038	0,3100	0,2972	0,3166
14	0,3068	0,3040	0,3096	0,2972	0,3164
15	0,3009	0,2976	0,3043	0,2912	0,3107
16	0,3031	0,2982	0,3080	0,2927	0,3135
17	0,3006	0,2976	0,3037	0,2910	0,3103
18	0,2977	0,2941	0,3012	0,2879	0,3075
19	0,3085	0,3050	0,3120	0,2987	0,3183
20	0,3099	0,3065	0,3133	0,3001	0,3197
21	0,3040	0,3015	0,3065	0,2945	0,3135

22	0,3068	0,3049	0,3087	0,2974	0,3162
23	0,3078	0,3057	0,3098	0,2984	0,3172
24	0,3049	0,3026	0,3073	0,2955	0,3144

ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi	20.07.1983	
Doğum yeri	Karabük	
Lise	1998–2001	Karabük Anadolu Lisesi
Lisans	2001-2005	Yıldız Üniversitesi Mühendislik Fak. Makine Mühendisliği Bölümü
Yüksek Lisans	2005-2007	Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Müh. Anabilim Dalı, Isı Proses Programı

Çalıştığı kurum(lar)

2005-2007 Arçelik A.Ş. Arge Termodinamik Teknolojileri Ailesinde
Proje Yardımcılığı
2007-Devam Ediyor Arçelik A.Ş. Arge Termodinamik Teknolojileri
Ailesi Arge Mühendisi