



**EV TİPİ SOĞUTMA SİSTEMİ PERFORMANSINA
YOĞUŞTURUCU BACASI ETKİLERİNİN TEORİK
VE DENEYSEL İNCELENMESİ**

Alaaddin TURHAL

**2021
YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ**

**Tez Danışmanı
Prof. Dr. Emrah DENİZ**

**EV TİPİ SOĞUTMA SİSTEMİ PERFORMANSINA YOĞUŞTURUCU
BACASI ETKİLERİNİN TEORİK VE DENEYSEL İNCELENMESİ**

Alaaddin TURHAL

**T.C.
Karabük Üniversitesi
Lisansüstü Eğitim Enstitüsü
Makina Mühendisliği Anabilim Dalında
Yüksek Lisans Tezi
Olarak Hazırlanmıştır**

**Tez Danışmanı
Prof. Dr. Emrah DENİZ**

**KARABÜK
Temmuz 2021**

Alaaddin TURHAL tarafından hazırlanan “EV TİPİ SOĞUTMA SİSTEMİ PERFORMANSINA YOĞUŞTURUCU BACASI ETKİLERİNİN TEORİK VE DENEYSEL İNCELENMESİ” başlıklı bu tezin Yüksek Lisans Tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Prof. Dr.Emrah DENİZ

.....

Tez Danışmanı, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Bu çalışma, jürimiz tarafından Oy Birliği ile Makina Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir. 02/07/2021

Ünvanı, Adı SOYADI (Kurumu)

İmzası

Başkan : Prof. Dr. Suat SARIDEMİR (DÜ)

.....

Üye : Prof. Dr. Emrah DENİZ (KBÜ)

.....

Üye : Doç. Dr. Mustafa KARAGÖZ (KBÜ)

.....

KBÜ Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Yönetim Kurulu, bu tez ile, Yüksek Lisans derecesini onamıştır.

Prof. Dr. Hasan SOLMAZ

.....

Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Müdürü

“Bu tezdeki tüm bilgilerin akademik kurallara ve etik ilkelere uygun olarak elde edildiğini ve sunulduğunu; ayrıca bu kuralların ve ilkelerin gerektirdiği şekilde, bu çalışmadan kaynaklanmayan bütün atıfları yaptığımı beyan ederim.”

Alaaddin TURHAL

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

EV TİPİ SOĞUTMA SİSTEMİ PERFORMANSINA YOĞUŞTURUCU BACASI ETKİLERİNİN TEORİK VE DENEYSEL İNCELENMESİ

Alaaddin TURHAL

Karabük Üniversitesi

Lisansüstü Eğitim Enstitüsü

Makina Mühendiliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı:

Prof. Dr. Emrah DENİZ

Temmuz 2021, 102 sayfa

Günümüz dünyasının vazgeçilmez unsurlarından biri haline gelen ev tipi soğutma sistemlerinin başta performans ve enerji tüketimleri olmak üzere, tüm çalışma özelliklerinin iyileştirilmesi ve geliştirilmesi konularında oldukça fazla sayıda ve çeşitlilikte çalışma yapılmış ve bu sistemlerin insan hayatındaki öneminin artmasından dolayı da yeni çalışmalar yapılmaya devam edilmektedir.

Yapılan çalışmada, ev tipi soğutma cihazlarının çalışma özelliklerinin iyileştirilebilmesine katkı sağlayabilmek amacıyla yoğuşturucu bacası kullanımının etkileri teorik ve deneysel olarak kapsamlı bir biçimde incelenmiştir. Bu amaçla, ev tipi bir soğutma cihazında çeşitli boylarda yoğuşturucu bacası kullanımının soğutma yükü değerlerine bağlı olarak; COP, \dot{P}_{comp} , \dot{Q}_E , \dot{Q}_C , \dot{W}_{comp} , η_s , η_{gen} , titreşim ve gürültü değerlerine etkileri incelenmiştir.

Yoğuşturucu bacası kullanılmayan, 0-140W soğutma yükü aralığında, soğutma sistemi COP değerinin %24,24 oranında düşüş gösterdiği belirlenmiştir. Bununla birlikte, soğutma sisteminde yoğuşturucu bacası kullanımının soğutma sisteminin hem COP hem de diğer sistem elemanlarının kapasite ve verim değerlerine önemli bir katkı sağlamadığı görülmüştür. Soğutma sisteminde yoğuşturucu bacası kullanılmayan, 0-140W soğutma yükü aralığında, soğutma sisteminin titreşim değerinde %8,41 oranında bir artış görülürken, gürültü değerinde ise, %3,54 oranında artış görülmüştür. Sisteme yoğuşturucu bacası eklendiğinde, sistemin hem gürültü hem de titreşim değerlerinde düşüş olduğu görülmüştür.

Soğutma sisteminde uygulanan soğutma yükünün hem sistem elemanlarının kapasiteleri ve çalışma özelliklerine hem de gürültü-titreşim değerlerine önemli ölçüde etki ettiği görülmüştür. Ancak, kullanılan yoğuşturucu bacasının soğutma sisteminin COP, \dot{P}_{comp} , \dot{Q}_E , \dot{Q}_C , \dot{W}_{comp} , η_s , η_{gen} değerlerine oldukça düşük seviyelerde katkı sağlayabileceği görülmüş olmasına rağmen, soğutma sistemlerinde yoğuşturucu bacası kullanımının en önemli etkisinin sistemin gürültü ve titreşim değerlerinde düşüş olduğu tespit edilmiştir.

Çevre kirliliğinin üç ana türünden biri olan gürültü ve titreşim kirliliğinin iç mekan çevre kalitesi ve insan sağlığı üzerinde çeşitli olumsuz etkileri bulunduğu ve çalışmalarda elde edilen veriler göz önünde bulundurulduğunda 145cm yoğuşturucu baca boyu kullanımının uygun olacağı sonucuna varılmıştır.

Anahtar Sözcükler : Yoğuşturucu bacası, Performans, Gürültü, Titreşim.

Bilim Kodu : 91408

ABSTRACT

M. Sc. Thesis

THEORETICAL AND EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF THE EFFECTS OF CONDENSER CHIMNEY ON DOMESTIC REFRIGERATION SYSTEM PERFORMANCE

Alaaddin TURHAL

Karabük University

Institute of Graduate Programs

Department of Mechanical Engineering

Thesis Advisor:

Prof. Dr. Emrah DENİZ

July 2021, 102 pages

A great number and variety of studies were conducted on the improvement and development of all operating characteristics, especially performance and energy consumption, of the domestic refrigerator systems, which are considered among the indispensable elements of the world today, and new studies continue to be conducted because of the increasing importance of these systems in human life.

In the present study, the effects of using condenser chimneys were investigated extensively, theoretically, and experimentally to contribute to the improvement of the working characteristics of domestic refrigerator. For this purpose, the effects of COP, \dot{P}_{comp} , \dot{Q}_E , \dot{Q}_C , \dot{W}_{comp} , η_s , η_{gen} , vibration and noise values in a domestic refrigerator were investigated depending on the refrigeration load values of the use of condenser chimneys in various sizes.

It was found that the COP value of the cooling system decreased at a rate of 24.24% at the 0-140W refrigeration load range without a condenser chimney.

However, it was detected that the use of a condenser chimney did not make significant contributions to the capacity and efficiency values of both the COP and other system elements of the refrigeration system. An increase of 8.41% was detected in the vibration value of the refrigeration system, and an increase of 3.54% in the noise value at the 0-140W refrigeration load range, where no condenser chimney was used in the refrigeration system. It was also found that both the noise and vibration values of the system decreased when a condenser chimney was added to the system.

It was found that the refrigeration load applied in the refrigeration system had significant effects on both the capacities and operating characteristics of the system elements and the noise-vibration values. However, although it was found that the condenser chimney used in the system can contribute to the COP, \dot{P}_{comp} , \dot{Q}_E , \dot{Q}_C , \dot{W}_{comp} , η_s , η_{gen} values of the refrigeration system at very low levels, it was also determined that the most important effect of the use of a condenser chimney in the cooling systems was decreased noise and vibration values of the system.

It was concluded that noise and vibration pollution, which are among the main types of environmental pollution, has various negative effects on indoor environmental quality and human health; and when the data obtained in the studies were considered, the use of 145 cm condenser chimney length would be appropriate.

Keywords: Condenser chimney, Performance, Noise, Vibration

Science Code: 91408

TEŞEKKÜR

Bu tez çalıőmasının planlanmasında, araőtırılmasında, yürütölmesinde ve oluşumunda ilgi ve desteğini esirgemeyen, engin bilgi ve tecrübelerinden yararlandığım, yönlendirme ve bilgilendirmeleriyle çalıőmamı bilimsel temeller ışığında őekillendiren sayın hocam Prof. Dr. Emrah DENİZ'e sonsuz teőekkürlerimi sunarım.

Sevgili aileme manevi hiçbir yardımı esirgemedен yanımda oldukları için tüm kalbimle teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
KABUL.....	ii
ÖZET.....	iv
ABSTRACT.....	vi
TEŞEKKÜR.....	viii
İÇİNDEKİLER	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xii
ÇİZELGELER DİZİNİ	xiv
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	xiv
BÖLÜM 1	1
GİRİŞ	1
BÖLÜM 2	4
LİTERATÜR TARAMASI.....	4
BÖLÜM 3	24
GENEL BİLGİLER	24
3.1. SOĞUTMA	24
3.1.1. Soğutmanın Gelişimi ve Uygulama Alanları.....	24
3.2. SOĞUTMA ÇEVİRİMLERİ.....	26
3.2.1. Tersine Carnot Soğutma Çevrimi	26
3.2.2. İdeal Buhar Sıkıştırırmalı Soğutma Çevrimi.....	27
3.3. YOĞUŞTURUCULAR.....	29
3.3.1. Hava Soğutmalı Yoğuşturucular.....	29
3.3.2. Su Soğutmalı Yoğuşturucular	32
3.3.3. Evaporatif Soğutmalı Yoğuşturucular	33
3.4. SOĞUTUCU AKIŞKANLAR	33

	<u>Sayfa</u>
BÖLÜM 4	35
DENEY SİSTEMİ ELEMANLARI VE ENERJİ-EKSERJİ ANALİZLERİ	35
4.1. DENEY SİSTEMİ ELEMANLARI VE ÖZELLİKLERİ.....	35
4.2. TEORİK YAKLAŞIMLAR	40
4.2.1. Enerji Analizi.....	40
4.2.2. Ekserji Analizi	41
4.3. HATA ANALİZİ.....	43
BÖLÜM 5	45
SONUÇLAR	45
5.1. YOĞUŞTURUCU BACASI KULLANILMAYAN KOŞULLARDAKİ ÇALIŞMALAR	45
5.2. 125 CM YOĞUŞTURUCU BACASI KULLANILAN KOŞULLARDAKİ ÇALIŞMALAR	51
5.3. 145 CM YOĞUŞTURUCU BACASI KULLANILAN KOŞULLARDAKİ ÇALIŞMALAR	56
5.4. 165 CM YOĞUŞTURUCU BACASI KULLANILAN KOŞULLARDAKİ ÇALIŞMALAR	62
5.5. 180 CM YOĞUŞTURUCU BACASI KULLANILAN KOŞULLARDAKİ ÇALIŞMALAR	67
BÖLÜM 6	73
DEĞERLENDİRME VE ÖNERİLER.....	73
KAYNAKLAR	81
EK AÇIKLAMALAR A.	88
MULTİMETRE	88
EK AÇIKLAMALAR B.	90
ADAM VERİ TOPLAMA MODÜLÜ	90
EK AÇIKLAMALAR C.	92
GÜRÜLTÜ ÖLÇER	92

	<u>Sayfa</u>
EK AÇIKLAMALAR Ç.....	94
ÜÇ EKSENLİ İVME ÖLÇER.....	94
EK AÇIKLAMALAR D.....	96
SOĞUTUCU YÜKÜ GÜÇ AYAR CİHAZI.....	96
EK AÇIKLAMALAR E.....	98
SOĞUTUCU YÜKÜ GÖSTERGE CİHAZI.....	98
EK AÇIKLAMALAR F.....	100
SOĞUTUCU AKIŞKAN ŞARJI VE TARTI MEKANİZMASI.....	100
ÖZGEÇMİŞ.....	102

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 3.1. Carnot Soğutma Çevrimi ve T-s diyagramı	27
Şekil 3.2. İdeal Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi ve T-s diyagramı	28
Şekil 3.3. Soğutma sistemine ait doğal taşınımli hava soğutmalı yoğuşturucu	32
Şekil 4.1. Soğutma sisteminde kullanılan basınç ve sıcaklık sensörlerinin yerleşimi	36
Şekil 4.2. Soğutma sistemi ve soğutma sistemi üzerindeki ölçüm cihazlarının yerleşimleri.....	37
Şekil 4.3. Yoğuşturucu üzerinde bacanın montajlı görünümü.....	39
Şekil 5.1. Yoğuşturucu bacası kullanılmayan şartlarda COP - soğutma yükü değişimi	46
Şekil 5.2. Yoğuşturucu bacası kullanılmayan şartlarda kompresör tüketimi - soğutma yükü değişimi.....	47
Şekil 5.3. Yoğuşturucu bacası kullanılmayan şartlarda $\dot{Q}_E, \dot{Q}_C, \dot{W}_{comp}$ - soğutma yükü değişimi	48
Şekil 5.4. Yoğuşturucu bacası kullanılmayan şartlarda kompresör izantropik verimi - soğutma yükü değişimi.....	48
Şekil 5.5. Yoğuşturucu bacası kullanılmayan şartlarda ekserji verimi- soğutma yükü değişimi	49
Şekil 5.6. Yoğuşturucu bacası kullanılmayan şartlarda ortalama titreşim değeri - soğutma yükü değişimi.....	50
Şekil 5.7. Yoğuşturucu bacası kullanılmayan şartlarda ortalama gürültü değeri - soğutma yükü değişimi.....	50
Şekil 5.8. 125 cm baca yüksekliğinde COP - soğutma yükü değişimi	51
Şekil 5.9. 125 cm baca yüksekliğinde kompresör tüketimi - soğutma yükü değişimi	52
Şekil 5.10. 125 cm baca yüksekliğinde $\dot{Q}_E, \dot{Q}_C, \dot{W}_{comp}$ - soğutma yükü değişimi ...	53
Şekil 5.11. 125 cm baca yüksekliğinde kompresör izantropik verimi- soğutma yükü değişimi	54
Şekil 5.12. 125 cm baca yüksekliğinde ekserji verimi - soğutma yükü değişimi	55
Şekil 5.13. 125 cm baca yüksekliğinde ortalama titreşim değeri - soğutma yükü değişimi	55

Şekil 5.14. 125 cm baca yüksekliğinde ortalama gürültü değeri - soğutma yükü değişimi	56
Şekil 5.15. 145 cm baca yüksekliğinde COP - soğutma yükü değişimi	57
Şekil 5.16. 145 cm baca yüksekliğinde kompresör tüketimi - soğutma yükü değişimi	57
Şekil 5.17. 145 cm baca yüksekliğinde $\dot{Q}_E, \dot{Q}_C, \dot{W}_{comp}$ - soğutma yükü değişimi	58
Şekil 5.18. 145 cm baca yüksekliğinde kompresör izantropik verimi- soğutma yükü değişimi	59
Şekil 5.19. 145 cm baca yüksekliğinde ekserji verimi - soğutma yükü değişimi	60
Şekil 5.20. 145 cm baca yüksekliğinde ortalama titreşim değeri - soğutma yükü değişimi	61
Şekil 5.21. 145 cm baca yüksekliğinde ortalama gürültü değeri - soğutma yükü değişimi	61
Şekil 5.22. 165 cm baca yüksekliğinde COP - soğutma yükü değişimi	62
Şekil 5.23. 165 cm baca yüksekliğinde kompresör tüketimi - soğutma yükü değişimi	63
Şekil 5.24. 165 cm baca yüksekliğinde $\dot{Q}_E, \dot{Q}_C, \dot{W}_{comp}$ - soğutma yükü değişimi	64
Şekil 5.25. 165 cm baca yüksekliğinde kompresör izantropik verimi - soğutma yükü değişimi	65
Şekil 5.26. 165 cm baca yüksekliğinde ekserji verimi - soğutma yükü değişimi	66
Şekil 5.27. 165 cm baca yüksekliğinde ortalama titreşim değeri - soğutma yükü değişimi	66
Şekil 5.28. 165 cm baca yüksekliğinde ortalama gürültü değeri - soğutma yükü değişimi	67
Şekil 5.29. 180 cm baca yüksekliğinde COP - soğutma yükü değişimi	68
Şekil 5.30. 180 cm baca yüksekliğinde kompresör tüketimi - soğutma yükü değişimi	68
Şekil 5.31. 180 cm baca yüksekliğinde $\dot{Q}_E, \dot{Q}_C, \dot{W}_{comp}$ - soğutma yükü değişimi	69
Şekil 5.32. 180 cm baca yüksekliğinde kompresör izantropik verimi- soğutma yükü değişimi	70
Şekil 5.33. 180 cm baca yüksekliğinde ekserji verimi - soğutma yükü değişimi	71
Şekil 5.34. 180 cm baca yüksekliğinde ortalama titreşim değeri - soğutma yükü değişimi	72
Şekil 5.35. 180 cm baca yüksekliğinde ortalama gürültü değeri - soğutma yükü değişimi	72

ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

Çizelge 3.1. Ev tipi soğutma cihazlarında kullanılan soğutucu akışkanlar ve özellikleri	34
Çizelge 4.1. Çalışmalarda kullanılan ev tipi soğutma cihazına ait teknik özellikler .	35
Çizelge 4.2. Kullanılan ölçüm cihazlarının ölçüm aralığı ve doğruluk değerleri.	44
Çizelge 6.1. Soğutma yükü ve baca yüksekliğine bağlı olarak COP değerinin değişimi.....	74
Çizelge 6.2. Soğutma yükü ve baca yüksekliğine bağlı olarak \dot{P}_{comp} değerinin değişimi.....	74
Çizelge 6.3. Soğutma yükü ve baca yüksekliğine bağlı olarak buharlaştırıcı kapasitesinin (\dot{Q}_E) değişimi.	75
Çizelge 6.4. Soğutma yükü ve baca yüksekliğine bağlı olarak yoğuşturucu kapasitesinin (\dot{Q}_C) değişimi.	76
Çizelge 6.5. Soğutma yükü ve baca yüksekliğine bağlı olarak kompresör işinin (\dot{W}_{comp}) değişimi.	76
Çizelge 6.6. Soğutma yükü ve baca yüksekliğine bağlı olarak η_s değerinin değişimi.....	77
Çizelge 6.7. Soğutma yükü ve baca yüksekliğine bağlı olarak ekserji veriminin değişimi.....	77
Çizelge 6.8. Soğutma yükü ve baca yüksekliğine bağlı olarak titreşim değerinin değişimi.....	78
Çizelge 6.9. Soğutma yükü ve baca yüksekliğine bağlı olarak gürültü değerinin değişimi.....	79
Çizelge Ek A.1. Multimetre özellikleri.	89
Çizelge Ek B.1. Adam veri toplama modülü özellikleri.	91
Çizelge Ek C.1. Gürültü ölçüm cihazı özellikleri.	93
Çizelge Ek Ç.1. Üç Eksenli ivme ölçüm cihazı özellikleri.	95
Çizelge Ek D.1. Soğutucu yükü güç ayar cihazı özellikleri.....	97
Çizelge Ek E.1. Soğutucu yükü gösterge cihazı özellikleri.	99
Çizelge Ek F.1. Soğutucu akışkan şarji ve tartı cihazı özellikleri.....	101

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

SİMGELER

A	: yüzey alanı	(m ²)
A	: ortam	
C	: yoğuşturucu	
Comp	: kompresör	
E	: evaporator	
Ē	: eksergy oranı	(W)
El	: elektrik	
h	: özgül entalpi	(kJ kg ⁻¹)
hex	: ısı değiştirici	
in	: giriş	
is	: izantropik	
m	: kütlelel debi	(g s ⁻¹)
mec	: mekanik	
o	: ölü durum	
out	: çıkış	
P	: basınç	(bar)
Ė	: güç	(W)
Ė	: Isı transfer oranı	(W)
r	: soğutucu akışkan	
S	: özgül entropi	(kJ kg ⁻¹ K ⁻¹)
T	: sıcaklık	(°C)
Ű	: iş	(W)
η	: verim	(%)
Hz	: hertz	

KISALTMALAR

COP	: Soğutma Tesir Katsayısı
CO ₂	: Karbondioksit
SO ₂	: Kükürtdioksit
NH ₃	: Amonyak
SRMS	: Küçük Makinalarda Soğutma Sistem Performansı
CFC	: Kloroflorokarbon
YSA	: Yapay Sinir Ağları
ASHRAE	: Amerikan Isıtma Soğutma ve İklimlendirme Derneği
UA	: Bobin Alanı Isı Transfer Katsayısı
ODP	: Ozon Tüketme Potansiyeli
GWP	: Küresel Isınma Potansiyeli

BÖLÜM 1

GİRİŞ

1.1.GİRİŞ

Enerji kaynakları birim maliyetlerinin önemli ölçüde arttığı günümüzde enerji kaynakları ve enerjiden verimli şekilde yararlanabilmenin önemi ortaya çıkmıştır. Geçmişte yaşanan enerji krizlerinin etkisiyle maliyetlerin artması sonucu enerji, ekonomik gelişmelerin ölçülmesinde önemli bir noktaya gelmiştir. Bu nedenlerden dolayı enerjinin temiz, ucuz ve güvenli bir şekilde temini kalkınmanın en önemli parametrelerinden biri olarak gündeme oturan bir konu olmuştur.

Ülkelerde kalkınabilmek için, bir taraftan çevre kirliliğini önlemek amacıyla çalışmalar yapılırken, ucuz ve temiz enerji türleri konusunda çalışmalar sürdürülmekte, bir taraftan da teknoloji ile enerjinin kesintisiz tedariki konusunda ticari, politik bir pazara girmektedirler. Bu rekabette büyük çabalar harcayan ülkeler sürdürülebilir kalkınmanın gündemde yer almasıyla beraber enerji kaynaklarının maliyeti ve geleceğini tartışmakta ve yeni politikalar üretmektedirler.

Enerjinin aktif bir şekilde kullanılmasıyla kayıpların en aza indirilmesi, aynı enerji ile daha çok iş yapılması veya aynı iş için daha az enerji tüketilmeye başlanması asıl konudur.

Yapılacak çalışmada, ev tipi soğutucuların çalışma performanslarının iyileştirilmesi amacıyla bir adet buharlaştırıcı ve bir adet yoğunlaştırıcı hazır alınarak üzerlerine basınç, sıcaklık, elektrik sarfiyat miktarı, titreşim değerleri, gürültü değerleri ölçüm cihazı ve yoğunlaştırıcı bacası yerleştirilerek deneyler gerçekleştirilecektir. Kullanılan ölçüm elemanları bir veri ölçüm sistemi aracılığıyla bilgisayar ortamına doğrudan aktarılacaktır. Sistemler öncelikle yoğunlaştırıcı bacası kullanılmadan ve daha sonra

değişik boylarda yoğuşturucu bacası kullanılarak denenecek ve her farklı durum için yoğuşturucu, buharlaştırıcı ve kompresör kapasitelerindeki değişim ve sistemlerin enerji tüketim miktarları belirlenecektir. Elde edilen veriler ışığında her farklı durum için yoğuşturucu bacası uygulamalarının enerji tüketimine ve sistem performansına etkileri ile en uygun yoğuşturucu bacası boyu belirlenecektir.

1.2. AMAÇ

Günümüzde enerji kaynaklarının gittikçe azalması ve yenilenebilir enerji miktarlarının toplam enerji tüketimindeki payının çok az olması insanları mevcut enerji kaynaklarının daha dikkatli kullanmaya zorlamaktadır. Buhar sıkıştırma soğutma çevrimleri günümüzde en çok kullanılan soğutma sistemleridir. Bu sistemlerde yoğuşturucu kapasitelerindeki değişim doğrudan soğutma sistemi performansını etkileyerek enerji sarfiyatı üzerinde etkili olmaktadır. Yapılan çalışmada, ev tipi soğutma sistemlerinde yoğuşturucu bacası kullanımının; sistemin çalışma özelliklerine olan etkilerinin belirlenmesi amaçlanmıştır. Bu amaçla hazırlanan deney sistemindeki, özellikle yoğuşturucu bacası yüksekliği ve soğutma yükü parametrelerine bağlı olarak, sistemin soğutma performansı, enerji tüketimi, ekserji verimi, kompresörün izantropik verimi ile gürültü ve titreşim etkileri deneysel ve teorik olarak incelenmiş ve elde edilen sonuçlar sunulmuştur.

Yapılan çalışmada, ev tipi soğutma sistemlerinde yoğuşturucu yapısını değiştirmeden sisteme sadece yoğuşturucu bacası ekleyerek yoğuşturucu kapasitesinin artmasını ve bu sayede sistemin elektrik tüketiminin azalmasını sağlayarak sistem performansının artırılması hedeflenmiştir. Bununla birlikte, deney yapılan bütün koşullar altında sistemde oluşan gürültü ve titreşim değerleri de ölçülerek sistemin çalışma koşullarına bağlı olarak bu özelliklerindeki değişimler tespit edilmiştir. Böylelikle, bir taraftan sistemin soğutma tesir katsayısında artış ve buna bağlı olarak enerji tüketiminde azalmanın yanında ev tipi soğutma sistemleri için oldukça önemli parametreler olan gürültü ve titreşim parametrelerindeki değişimlerin de tespit edilmesi amaçlanmaktadır.

Bu çalışma amaca yönelik olarak;

1. Soğutma sistemleri ve bu sistemler hakkında genel bilgi,
2. Buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemi, sistem elemanları ve çalışma esaslarını,
3. Oluşturulan deney sisteminin yapısal ve çalışma özelliklerini,
4. Deneysel çalışmaları,
5. Yapılan deneysel çalışmalardan elde edilen veriler yardımıyla sistemin performansı ve enerji tüketiminin teorik ve deneysel incelenmesi,
6. Çalışmanın genel olarak değerlendirilip yorumlanması ve önerileri kapsamaktadır.

BÖLÜM 2

LİTERATÜR TARAMASI

Bayır ve Küçüka, scroll, hermetik pistonlu ve açık pistonlu tip soğutma kompresörlerinin kapasite ve verimlerinin çalışma şartları ile değişimini incelemiş ve scroll tip kompresörlerde yoğuşma sıcaklığı 25°C ile 40°C arasında izantropik verimin farklı çalışma koşullarında yaklaşık 0,6'dan 0,7'ye çıktığını bildirmiştir. Yine izantropik verimin 1,5 - 3 arasında olan basınç oranı aralığında yaklaşık olarak 0,6'dan 0,75'e yükseldiği tespit edilmiştir. İncelenen soğutma kompresörlerinin izantropik verimi, sıkıştırma basınç oranının artması ile belli bir noktaya kadar artış gösterirken P_2/P_1 oranı 3,5 seviyelerine geldikten sonra izantropik verimde düşüş başlamaktadır. Scroll kompresörlerin çalışma aralığında izantropik verim %60-75 aralığında değişirken, pistonlu hermetik kompresörde verim %60-70 aralığındadır. Basınç oranlarındaki artışla birlikte izantropik verimlerdeki önce artma sonra düşme eğilimi scroll kompresörlerde, pistonlu kompresörlerden daha belirgin bir şekilde olduğu görülmektedir. Bu çalışmanın sonucunda, farklı tip ve markadaki kompresörlerin aşırı soğutma ve kızdırma değerlerinde katalog hazırladıkları için performans karşılaştırılmalarında zorluk yaşandığı tespit edilmiş, standart bir buharlaşma ve yoğuşma basınçlarının aşırı soğutma ve kızdırma noktalarının tanımlanması gerekliliği sonucuna varılmıştır [1].

Deniz vd. yaptıkları çalışmada, bir araç klima sisteminin performansını tespit etmek için yapay sinir ağı kullanarak farklı miktarlardaki soğutucu akışkan ve kompresör devirlerinde soğutma sisteminin soğutma kapasitesi, kompresör güç tüketimi ve COP tahmininde bulunmuşlardır. 2 giriş hücreli 3 çıkış hücreli bulunan yapay sinir ağının gizli katmanında 6 adetten 19 adete kadar hücre sayısı denenerek sistem çalıştırılmış ve gizli katmanda bulunan 10 adet hücrede en iyi sonucun elde edildiği bildirilmiştir. Yapılan çalışmada soğutma kapasitesi için korelasyon verimi 0,945, kompresör güç tüketimi için 0,985 ve COP için 0,994 değerinde belirtilmiştir [2].

Liu vd. yaptıkları çalışmada, otomobil klima sistemlerinde soğutucu akışkan miktarının sistem performansına etkisini incelemiş ve düşük miktarda soğutucu akışkan eklenmesinde COP'nin ve soğutma kapasitesinin düştüğü fazla miktarda soğutucu akışkan eklenmesinde ise kompresör tarafından tüketilen işin artış gösterdiğini tespit etmişlerdir [3].

Lottin vd. yaptıkları çalışmada, R410A soğutucu akışkan kullanılan sistemde kompresör tarafından atılan sentetik yağın soğutucu akışkana karışması sonucu sistem performansına olan etkilerini incelemiş ve sentetik yağ miktarının soğutucu akışkan miktarının %0,5'ini geçmediği sürece göz ardı edilebileceği ancak %0,5'in üzerine çıktıktan sonra sistem performansında önemli ölçüde düşüş meydana geldiğini tespit etmişlerdir [4].

Sarnticharsak ve Thepa, yaptıkları çalışmada R410 soğutucu akışkanla çalışan ve buharlaştırıcı yoğuşurucu bulunan sürücülü soğutma sistemini deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Soğutma sisteminde frekans aralığı, su akış miktarı, püskürtme sıcaklığı değiştirilerek sistem performansı ölçülmüştür. Maksimum COP değerini elde etmek için optimum su akış miktarını düşük frekanslı çalışma durumunda 200 l/h, yüksek frekanslı çalışma durumunda ise 100 l/h olarak tespit etmişlerdir. Yapılan çalışmada en düşük frekansta 200 l/h püskürtme oranında COP'de %18,32 oranında artış tespit edilmiştir [5].

Rite ve Crawford tarafından yapılan çalışmada UA değeri üzerine buzun etkisi ve bir ev tipi soğutucu-dondurucu buharlaştırıcısının kanatlarında biriken buzun neden olduğu hava tarafı basınç düşümü ve performansa etkisi araştırılmıştır. Havanın sabit bir debide aktığı, on saatin üstündeki bir test periyodunda UA değerinin, buzun birikmesiyle kararlı bir şekilde arttığı görülmüştür. UA değerinin yükselmesiyle birlikte hava tarafı basınç düşüş miktarının da yükseldiği görülmüştür. UA değerinin yükselmesinin arkasındaki sebebin belirlenmesi için buharlaştırıcının bir bölümü termoelemanlarla donatılmış, hava tarafı ısı transfer katsayısı yükseldiğinde bu yükseliş devam etmiş ve buzlanma yüzeyinin kalınlaşmasının gereği olarak buharlaştırıcının yüzey alanı da büyümüştür. Soğutucunun enerji tüketiminin arttığı görülmüştür [6].

Wang vd. soğutma sistemi yoğuşturucusuna buharlaştırmalı soğutma uygulayarak sistem performansını deneysel olarak inceledikleri çalışmada, yoğuşturucudan geçen havanın doyma sıcaklığındaki düşüş $2,4^{\circ}\text{C}$ 'den $6,6^{\circ}\text{C}$ 'ye çıkmıştır. Bu durumun sonucunda buharlaştırıcıya giren soğutucu akışkanın kütleli debisinde artış meydana gelmiştir. Buharlaştırıcıya giren soğutucu akışkan kütleli debisindeki artış sistem COP değerindeki artış miktarında %6,1'den %18 oranına yükselmesine neden olmuştur. Kompresör güç tüketimindeyse %14,3'lük bir yükseliş meydana geldiğini bildirilmiştir [7].

Islam vd. soğutma sistemi yoğuşturucusuna direkt olarak su püskürterek yaptıkları çalışmada, sistem performansını deneysel ve sayısal olarak incelemiştir. Yapılan çalışmada geleneksel hava soğutmalı yoğuşturucu kullanan soğutma sistemine göre soğutma sistemi yoğuşturucusuna direkt olarak su püskürtmesi uygulanması sonucu sistem COP değerinde %28 oranında artış meydana geldiği tespit edilmiştir [8].

Harby vd. buharlaştırmalı yoğuşturucu kullanarak buhar sıkıştırmalı soğutma sisteminde performans artışı için yaptıkları genel değerlendirmede, 3 ile 3000 kW arası farklı soğutma kapasiteli soğutma sistemlerinde hava soğutmalı yoğuşturucu yerine buharlaştırmalı yoğuşturucu kullanımı sonucunda güç tüketiminin %58 oranında düşeceğini, COP değerinin %113,4 oranında iyileştirilebileceğini belirtmişlerdir [9].

Stephen ve Evans tarafından yapılan bir çalışmada, ev tipi soğutucuların sıcaklık performansı yapılmış, soğutucu boş iken sıcaklık dağılım verileri incelenmiş, bu veriler soğutucu dolu iken sıcaklık dağılım dataları ile karşılaştırılmıştır. Ayrıca, kapı açılıp kapanmalarının sıcaklık dağılımı ve soğutucu performansına etkileri incelenmiştir [10].

Bansal vd. tarafından yapılan çalışmada, çift vidalı kompresörlü R134a soğutucu akışkan ile şarj edilmiş bir ısı pompasının performans karakteristikleri incelenmiştir. R134a'nın performansı kompresör performans parametrelerinin terimleri içinde çalışılmış ve halen kullanılmakta olan ısı pompalarının soğutucu akışkanının R134a ile değiştirilebilme imkanları alçak ve orta sıcaklıklar için araştırılmıştır. R134a ile

ester yağ karışımı ve yağ-soğutucu akışkan karışımının viskozitesi üzerine aşırı ısınmanın etkileri çeşitli çıkış basınçları için incelenmiştir. Sonuç olarak R134a kullanımı 2MPa basınca ve 67,5° C sıcaklık değerlerine kadar çok iyi performans gösterdiği tespit edilmiştir [11].

Bodio vd. tarafından yapılan çalışmada, ev tipi soğutucuların propan-bütan karışımı gibi bazı hidrokarbonlar CFC soğutucu akışkanlara alternatif olarak araştırılmıştır. Termodinamik analizler, propan-bütan karışımının R12 soğutucu akışkanınkine benzer karakteristikler ortaya koyduğu görülmüştür. Propan-bütan karışımı ile şarj edilen ev tipi soğutucuların performansları incelenmiş, yapılan testler sonucunda propan-bütan karışımının R12 yerine kullanılabileceği tespit edilmiştir [12].

Wen vd. hava soğutmalı yoğuşturucu bulunan soğutma sisteminde buharlaşmalı soğutma uygulayan pedin deneysel olarak incelemesini yaptıkları çalışmada malzeme yapısında doğal odun hamuru bulunan soğutma pedinin, soğutma verimliliğine %42,7-%66 civarındaki değerler arasında bir iyileşme sağladığı ve %17,17-%24,48 civarındaki değerler arasında ısı atımında artış meydana geldiği tespit edilmiştir [13].

Wen-Long vd. tarafından yapılan çalışmada, bir soğutma sisteminin yoğuşturucu borularını faz değiştiren bir malzeme içerisine yerleştirerek yaptığı çalışmada soğutma tesir katsayısı %19 artarken soğutucunun tükettiği enerji %12 azalmıştır [14].

Bensafi ve Haselden tarafından yapılan çalışmada şu sonuçlara ulaşılmıştır. Isı pompalarında veya klimalarda bir soğutucu akışkan karışımı kullanılarak güç tasarrufu sağlanabilir. Bu yoğuşturucu ve buharlaştırıcıdaki sıcaklığın kaymasıyla, havanın ısıtılması ve soğutulmasıyla sıcaklık aralıklarının birbirine yaklaştırılması sağlanır. Bunun gerçekleşmesi iyi bir karışım seçilmesine yoğuşturucu ve buharlaştırıcı dizaynına ve akış kontrol sistemine bağlıdır. Bütün bu problemlerin çözümü R22 ile R142b karışımının bir laboratuvar cihazında test edilmesiyle sağlanmıştır. Sonuçlar, geleneksel bir R22 ile çalışan sistemle karşılaştırıldığında en büyük güç tasarrufunun %25 olduğu görülmüştür. Deneysel çalışmalar bir bilgisayar modeliyle birleştirilmiş ve çevreci olarak bilinen gazlarla performansları test

edilmiştir. Tahminler bir dizi karışım için raporlaştırılmış ve ilk mal oluş fiyatları aynı kalmak şartıyla %25 tasarrufun nasıl gerçekleştirileceği gösterilmiştir [15].

Wu vd. tarafından yapılan araştırmalarda, CFC yerine kullanılacak soğutucu akışkanların soğutma sistemlerinin orijinal yapısına dokunulmadan kullanıldığında enerji etkinlik oranının düşeceği belirtilmiştir. Enerji etkinlik oranındaki bu düşüşün teorik analizi yapılmış ve enerji etkinlik oranının yükselmesi için bazı tavsiyeler sunulmuştur. Sonuçlar orijinal çalışma sıvısı olan R12 yerine kullanılan azeotropik olmayan R22 ile R152a karışımıyla çalışan bir ev tipi soğutucunun geliştirilmesinde kullanılmıştır. Sonuçlar bu karışımla çalışan soğutucuların R12 ile çalışan soğutucularla karşılaştırıldığında enerji etkinlik oranının %6,5 arttığını göstermiştir [16].

Afgan vd.'nin yaptığı ortak çalışmada, küçük soğutucuların performans analizi için bir simülasyon programı geliştirilmiştir. SRMS (Small machines refrigerating system) adı verilen sistem hem su soğutmalı hem de hava soğutmalı yoğusturucuların ve küçük soğutucularda çok sık rastlanan arızaların teşhisinde kullanılabileceği öngörülmüştür. Uygun olarak geliştirildiğinde diğer kompleks tip soğutma sistemlerine de uygulanabileceği belirtilmiştir. Sistem aynı zamanda eğitim ve deneysel amaçla da kullanılabilmektedir. SRMS soğutma endüstrisindeki sistem elemanlarının daha etkin ve iyi performansta nasıl çalıştırılacağı gösterilmesini amaçlamıştır. Bilgiye dayalı kuralların sınırladığı kapasite, oluşturulan bilgisayar donanımı küçük soğutma sistemlerinin performanslarının teşhisinde kullanılabileceği belirtilmiştir [17].

Won vd. tarafından yapılan bir çalışmada, büyük bir ev tipi soğutucu-dondurucu ünite tamamen farklı iki buhar sıkıştırımlı sisteme dönüştürülmüş olup, meydana gele çift döngülü sistem üzerinde bazı testler ve araştırmalar yapılmıştır. Sistemin kompresörü, yoğusturucusu ve buharlaştırıcısı üzerinde bazı değişiklikler yapılmış; yapılan testlerde enerji tüketiminin %4,3 azaldığı görülmüştür. Çift döngülü sistemlerde pistonlu kompresörler yerine paletli kompresör kullanılarak yapılan deneylerde enerji tasarrufunun %20'ye kadar yükseldiği görülmüştür. Bu sistemin tek dezavantajı olarak ek bir donanıma ihtiyaç duyulmasıdır [18].

Patil yaptığı çalışmada, soğutma performansını artırmak için iki farklı tip yoğuşturucu ile değişik çalışmalar yapmıştır. Mikro telli yoğuşturucu kullanıldığında U tip yoğuşturucuya göre soğutma kapasitesinin %10, COP değerinin ise, %17 arttığı görülmüştür [19].

Leung ve Probert'in yaptığı bir çalışmada, eşkenar üçgen kesitli bir kanal, elektrikli bir ısıtıcı ile düzensiz bir şekilde ısıtılmış, iç yüzeydeki sürekli zorlanmış taşınımın belirlenmesi için deneysel bir çalışma yapılmıştır. Böyle bir üçgen kanal içindeki hava akışının ısı taşınımının süreklilik değerini belirlemek için boyutsuz korelasyonun kullanılabileceği görülmüştür [20].

Göktun, kaskat bir soğutucunun performansı üzerine ısıl direncin ve iç tersinmezliğin araştırıldığı bir çalışmada, tersinmez kaskat soğutucunun tesir katsayısını bulmak için bir denklem geliştirilmiştir [21].

Tissot vd. tarafından yapılan çalışmada, bir buzdolabının yoğuşturucusuna su püskürtme uygulaması yapılarak enerji performansının iyileştirilmesi amaçlanmıştır. Çalışma sonunda spreyci uygulanan yoğuşturucuda soğutucunun COP değeri %28,9 yükselmiştir [22].

Göktun'un, üç ısı kaynaklı tersinmez bir soğutucunun optimal performansının incelendiği bu çalışmada, sonlu oranlı ısı transferinin birleşik etkileri ve optimal performans üzerindeki iç dağılımı araştırılmıştır [23].

Zhou ve Radermacher yaptıkları çalışmada, ısı değiştiricisi olarak amonyak-su karışımı kullanılan bir buhar sıkıştırırmalı soğutma devresi geliştirilmiştir. Isı pompası sistem performansını ölçmek için bir sistem dizayn edilmiştir. Isı değiştiricisi sıcaklığı 60-80 °C arasında bırakıldığında deney setinin soğutma tesir katsayısı 1,2-1,8 arasında gerçekleşmiştir. Soğutma kapasiteleri 7-12 kW arasındayken amonyak konsantrasyonu yükseltilmiş buna bağlı olarak soğutma kapasitesinde de yükselme görülmüştür. Giriş basıncı 2 bar ve çıkış basıncı 6 bar iken yoğuşturucu sıcaklığı 79°C, soğutma tesir katsayısı 1,44 ve soğutma kapasitesi 10,25 kW olarak gerçekleşmiştir. Deneysel sonuçlar tek kademeli ve iki kademeli devrelerinki ile

karşılaştırılmıştır. Tek kademeli sistemin en yüksek sıcaklıktaki (119-120 °C) tesir katsayısı 0,69-1,04 arasında gerçekleşmiştir. Tek kademeli sistemin en yüksek tesir katsayısındaki (2,2-3,5) sıcaklık 40 °C olarak kaydedilmiştir. Aynı zamanda bir çözelti, absorber çıkış desorber girişi arasında devre performansını iyileştirmek için dolaştırılmıştır. Deneysel sonuçlar tesir katsayısındaki %1-2 arasındaki iyileşmeye karşılık sıcaklık 0-6°C arasında yükselmiştir [24].

Judge ve Radermacher, karışım soğutucu akışkanlarla saf soğutucu akışkanlar devre kararlılığının incelendiği bir çalışmada, ısı değiştiricisi için bir simülasyon programı geliştirilmiştir. Simülasyon programının amacı dinlenme mekanlarındaki klima cihazlarının yoğuşturucu ve buharlaştırıcılarının parametrelerini incelemektedir. Soğutucu akışkan diferansiyel momenti, süreklilik, alan ve enerji denklemleri yoğuşturucu ve buharlaştırıcılar için çözüldü ve kararlılık sonuçları deneysel olarak türetilmiştir. Yoğuşma ve buharlaşma için on farklı ısı transfer korelasyonu en iyi deneysel veriler olarak belirlenmiştir. Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı olarak kullanılan dört çapraz akışlı ısı değiştiricilerinin kapasiteleri tespit edilmiştir. Simülasyonla belirlenen kapasitelerin deneysel sonuçlarla $\pm\%8$ örtüştüğü görülmüştür. Ayrıca simülasyon programıyla paralel ve ters akışlı ısı değiştiricilerin ve azeotropik karışımların denendiği sistemin ölçme etkileri incelenmiştir. Tipik bir ısı pompasında çapraz akışlı ısı değiştiricisi kullanılarak yapılan deneylerde devre performansı %4,4 artarken paralel akışlı ısı değiştiricisi kullanılarak yapılan deneylerde devre performansının %8,3 düştüğü görülmüştür [25].

Rebora ve Tagliafico tarafından yapılan çalışmada, soğutucuların dış kabuğuna yoğuşturucu yerleştirilerek yapılan ısı performans ile sıradan soğutucuların ısı performansları karşılaştırılmıştır. Ayrıca, bunların buharlaştırıcılarının ve yoğuşturucularının konfigürasyonları geliştirilmiştir. Dış kabuğuna yoğuşturucu yerleştirilen soğutucuların dış çerçevesindeki ısı transfer oranı için bir para metrik sonlu eleman modeli geliştirilmiştir. Özellikle ev tipi cihazlardan göğüs tipi dondurucular dikkate alınmıştır. Aparatların bağıl ısı transfer değerlerini ölçmek için (hem performans hem de kapasite) bir termodinamik yaklaşım metodu geliştirilmiştir. Performansı etkileyen dizayn parametrelerinin hassas analizleri, metal tabakaları kalınlığı, izolasyon köpüğünün kalınlığı, yoğuşturucu ve buharlaştırıcı

borularının çapları ve tabakalar ile borular arasındaki ısı temas direnci referans alınarak geliştirilmiştir. Sonuçlar metal plakalardaki iki boyutlu ısı geçişinin büyük önemini, serpantinlerin global verimi ile soğutucu plakalar arasındaki ısı temas direnci ve plaka kalınlığının önemini göstermiştir [26].

Lum ve Clausing tarafından testere biçimi bir yoğuşturucu dizaynı üzerinde yapılan çalışmalarda, soğutucu akışkanın geçişleri düzenlenerek yoğuşturucu alanında %5'lik bir tasarruf sağlanmıştır [27].

Jarall, R134a ve R1234yf soğutucu akışkanları kullanılan hermetik bir kompresör ve plakalı ısı değıştiricilerden oluşan yoğuşturucu ve buharlaştırıcılar kullanarak bir sistem tasarlamış ve R134a ile R1234yf soğutucu akışkanlarının, yoğuşturucu-buharlaştırıcı ısı transfer değışlerini tespit ederek her iki akışkanın soğutma etkilerini karşılaştırmıştır. R1234yf soğutucu akışkanı kullanan sistemin %3,4 ile %13,7 aralığında daha düşük soğutma kapasitesine, %0,35 ile 11,88 aralığında daha düşük COP'ye ve %0 ile 6,3 aralığında daha düşük kompresör verimliliğine sahip olduğunu ortaya koymuştur [28].

Tassao ve Qureshi tarafından yapılan çalışmada, çeşitli hızlardaki kapasite kontrol uygulamaları için pozitif sıkıştırmalı pistonlu kompresörlerin performanslarının araştırıldığı açık tip pistonlu, yarı-kapalı pistonlu ve açık tip paletli kompresörler test edilmiştir. Her üç kompresör sabit ve çıkış basıncı değışken çalışma şartları altında teste tabi tutulmuştur. Sonuçlar her üç kompresörün de nominal hızda maksimum verim için dizayn edildiğini göstermiştir. Yalnızca açık tip kompresör sabit çıkış basıncında ve düşük hızlarda tesir katsayısında bir iyileşme sergilemiştir. Kontrollü değışken çıkış basınçlarında her üç kompresörde düşük hızlarda tesir katsayıları bir yükselme göstermiştir. Enerji analiz sonuçları deneysel sonuçlar üzerine bina edilmiştir. Normal hava şartları altında yapılan deneylerde her üç kompresörün çeşitli hızlardaki enerji tüketimi, normal hızlardaki enerji tüketimi ile karşılaştırılınca tasarruf sağladığı görülmüştür. Analizler açık tip pistonlu kompresörlerin normal hava şartlarında çalışmasıyla %12, sıcak hava şartlarında çalışmasıyla %24 tasarruf sağladığını göstermiştir [29].

Nikoladin ve Probert tarafından yapılan çalışmada, R22 kullanarak şok ara soğutmada kullanılan iki kademeli birleşik soğutma sisteminin davranışları ekserji metodu kullanılarak tespit edilmiştir. Yoğuşturucunun doyunluk sıcaklığı 298-308 K buharlaştırıcının doyunluk sıcaklığı ise 238 ile 228 arasında değişmektedir. Sistemin tersinmezlik oranları üzerindeki buharlaştırıcı ve yoğuşturucudaki sıcaklık değişimlerinin etkileri belirlenmiştir. Hem yoğuşturucu ile çevresindeki sıcaklık farkının büyüklüğü en yüksek tersinmezlik oranı olarak gerçekleşmiştir. Yoğuşturucu tersinmezlik oranındaki önemsenmeyecek düzeyde azalma bütün setin tersinmezlik oranında 2,40'lık azalma, buharlaştırıcı tersinmezlik oranındaki önemsenmeyecek düzeydeki azalma, bütün setin tersinmezlik oranında 2,87'lik azalmaya neden olmuştur. Çünkü yoğuşlaştırıcı ve buharlaştırıcıdaki sıcaklıkların değişimleri sistemin toplam tersinmezliğini önemli ölçüde etkilediği tespit edilmiştir [30].

Fisher ve Torrance'nin yaptığı çalışmada, bir pin-fin soğutucu ve bir bacadan oluşan bir sistem için analitik bir çözüm sunulmuştur. Çalışmanın sonuçları tüm sistemin boyutunun sınırlandırıldığı bir probleme uygulanmıştır. Verilen ısı dağılımı ve toplam sistem boyutu için en uygun pin-fin çapı ve ısı emici yüzey değeri gözlemlenmiştir. Bu değerler bacalı ve bacasız sistemler için ortaya çıkarılmıştır. Bir pin-fin soğutucudan ortaya çıkan minimum termal direncin invizit akışına bağlı idealize modelinkinden yaklaşık 2 kat daha fazla olduğunu göstermek için optimizasyon kullanılmıştır [31].

Chow ve Lin tarafından yapılan çalışmada, şu sonuçlara ulaşılmıştır. Çok katlı apartmanlardaki split tip klima cihazlarının yoğuşma ünitesi genellikle kapı girişlerine konmaktadır. Yoğuşma ünitesini terk eden ısı enerjisi apartman boyunca yükselerek devam ederken kuş tüylerini de beraber sürükler. Kuş tüyleri yukarı katlara doğru hareket ederken hem sıcaklığın etkisi hem de tüylerin yoğuşturucu kanatçıklarını tıkaması sonucu yoğuşturucu kapasitesi düşer ve hatta yüksek sıcaklıktan dolayı klimanın çalışmasını durdurabilir. Dizayn sırasında klima teknikerlerinin grup halinde çalışan yoğuşturucuların performanslarını analiz etmesi oldukça zordur. Yoğuşturucu sargılarındaki sıcaklıkları tahmin etmek için bir hava akış simülasyon-hesaplama sistemi geliştirilmiştir [32].

Chen tarafından yapılan çalışmada, iki kademeli kombine soğutma sisteminin genel modelini kapsayan bir devre kurulmuş, soğutma sisteminin performansını içeren soğutucu akışkanın iç dağılımı ve ısı kaynakları arasındaki ısı kaçağı sonlu elemanlı ısı transferi gibi birçok tersinmezliklerin etki analizi için kullanılmıştır. Optimizasyon için tesir katsayısı bir objektif fonksiyonu olarak alınarak maksimum tesir katsayısı hesaplanmıştır. İzotermal işlemdeki soğutucu akışkanın sıcaklıkları, ısı transfer alanlarının optimal dağılımı, soğutma sistemine giren güç gibi denklemler performans parametrelerini belirlemiştir [33].

Michaud tarafından yapılan çalışmada, mekanik enerjinin üretimi ile meydana gelen ısı atmosferde yukarı doğru taşınım yoluyla yükseldiği tespit edilmiştir. Mekanik enerjinin kontrolü ve konsantrasyon işlemi ile güneş baca fenomeni karşılaştırıldığında aynı termodinamik temeli paylaşırlar. Tornado benzeri vorteks etkisinin kontrolü ve oluşumu, mekanik enerjinin tutulduğu yerdeki konsantrasyonu için bir işlem gerçekleştirilmiştir. Güneş bacasının fiziksel borusu bir vorteks ve atmosfer sınır katlarının bir güneş kollektörü olarak rol oynadığı görülmüştür [34].

Khan ve Zubair tarafından yapılan bir çalışmada, buhar sıkıştırılabılır soğutma sistemlerinin karakteristik eğrileri, sistemin kapasitesi ve tesir katsayılarıyla ters orantılı olarak tanımlanmıştır. Basit buhar sıkıştırılabılır sistemlerin gerçek datalarının kullanıldığı sistem performans eğrileri elde edilmiştir. Eğriler lineer bulunmuş $1/\beta$ ve $1/q$ arasındaki bu lineer ilişki sistemin çeşitli kayıplarının ışığı altında açıklanmıştır. Bu kayıpların tersinmezliğinden hareketle sırasıyla ısı değıştiricilerin, izantropik olmayan sıkıştırmanın, sistemdeki genişleme valfinin ve kompresördeki genişlemenin sonlu elemanlı metotla ısı transferi tahlil edilmiştir. Gerçek bir buhar sıkıştırılabılır sistem gibi çalışan bir sonlu-zaman termodinamik model geliştirilmiştir. Bu model su giriş sıcaklığı sabit tutularak ve buharlaştırıcı kapasitesinin soğutucu akışkanın debisi değıştirilerek ayarlandığı çeşitli hızlarda çalışan bir soğutma sistemi performansını tespit etmek için kullanılmıştır. Ayrıca, bu model toplam bir ısı değıştirici alanı vermesi için buharlaştırıcı ile yoğuşturucu arasındaki ısı değıştiricisinin optimum dağılım aralığının tespitinde kullanılmıştır. Bunun yanında, aşırı ısınma ve aşırı soğumanın sistem performansına etkisi de araştırılmıştır [35].

Dingeç ve İleri, basit soğutucuların termoekonomik optimizasyonunun formüle edildiği bir çalışmadan bu formüller özel bir deneyle uygulanmıştır. Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı alanları ile kompresör verimliliği sistem bölümlerinin bağımsız dizayn değişkenleri olarak seçilmiştir. Enerji analizleri toplam ve bölgesel tersinmezliği bulmak için uygulanmıştır. Enerji kayıpları için ayrılan birleşik değerler, para ve geri kazanım birleştirilmiş ve bölümlerin optimum termoekonomik eşitlikleri açığa çıkarılmıştır. Sonuçta özel soğutma yükleri ve çalışma sıcaklıklarının belirlendiği bir ev tipi soğutucunun optimum soğutma sisteminin termoekonomisini belirlemek için denklemler geliştirilmiştir [36].

Barnes, yaptığı çalışmada, hava ve soğutucu akışkan ısı transferi için korelasyonlar ve basınç düşümleri çeşitli boru-tel yoğuşturucu konfigürasyonlarının dizayn optimizasyonları ve birleştirilmiş her konfigürasyon için enerji tüketim minimizasyonları 2001 enerji standartlarını karşılayacak şekilde dizayn edilmiştir. Son dizaynlar sıradan dizaynlara göre daha yüksek atak açılara sahiptir. %50-70 daha düşük akış oranlarında daha yüksek ısı transfer katsayılarına erişilebilmektedir. Genel dizaynlarla karşılaştırılınca benzer kompresör güçlerinde ısı değiştiricilerindeki sistemlere bu dizayn önerilmiştir. Düşük akış oranlarında, düşük kanal yüksekliklerinde yüzey akışı düşmüş, buna bağlı olarak da gürültü azalmış soğutucunun soğutma hacmi büyümüştür. Fan motor etkisi ikiye katlandığında optimum hava akış oranı %18 yükselirken enerji tüketimi de %2 azalmıştır [37].

Kodal vd. tarafından yapılan çalışmada, iki kademeli endoreversible birleşik ısı pompası devre modeli için yeni optimizasyon kriterlerine dayanan bir termoekonomik performans analizi geliştirilmiştir. Optimal performans ve dizayn parametrelerinin objektif fonksiyonu belirlenmiştir. Soğutucu akışkanın optimal sıcaklıkları, optimum tesir katsayısı, optimum özel ısıtma yükü ve ısı değiştirici alanlarının optimum dağılımının teknik terimleri ve ekonomik parametreleri belirlenmiştir. Global ve optimal performans üzerine ekonomik parametrelerin etkileri tartışılmıştır [38].

Trasher vd. tarafından yapılan çalışmada, bacaların altına yerleştirilen pin-fin soğutuculardan oluşan termal sistemler için deney sonuçlarını sunmuşlardır. Sistem

düzeyinde ısı transferi ve gözeneklilik optimizasyon sonuçları önceki termal tahminlerle karşılaştırılmıştır. Teori ve deney arasında genellikle hem eğilim olarak hem de büyüklük olarak iyi bir uyum görülmüştür. Çoğu durum için en uygun gözeneklilik değeri %91'dir. Çalışmada ayrıca baca çıkışlarındaki hız ölçümleri ve soğuk girişinin etkileri sunulmuş ve tartışılmıştır [39].

Wong vd. tarafından yapılan çalışmada, hava soğutmalı yoğuşturucuların birçok modeli, yoğuşturucu performansını araştırmak için denenmiş, oluşturulan modelde soğutucu akışkan ve havanın özellikleri ile beraber tersinmezliğin farklı kaynaklarıyla beraber altı ekserji sınırı, sargı boyunca sayısız kontrol hacimleri hesaplanmıştır. Bir kontrol verimi için ana denklemler bir sargı için bütün kontrol hacimlerini bağlayan bir bilgisayar simülasyon programıyla beraber sunulmuştur. Bu modeli kullanarak ısı transferindeki sargı karakteristikleri, sıvı akışı ve ekserji sınırları soğutma devreleri araştırmaları üzerine önemli bir analiz gerçekleştirilmiştir. Çalışmalar soğutucu tarafının termal direnci, hava tarafının termal direnci ile karşılaştırılabileceğini ve sargı performansının soğutucu akışkanın akış boyunca kütle akışını değiştirerek yükseltebileceğini göstermiştir. Sıradan bir sargı ile karşılaştırıldığında, kompleks bir soğutucu devresinde soğutucu akışkan çok iyi bir şekilde dağıtılıp toplanabilirse sargıların ısı transfer alanında %5'lik bir azalma olmuştur [40].

Chang vd. tarafından yapılan ortak çalışmada, hidrokarbon soğutucu akışkan kullanılan bir ısı pompasının performansı deneysel olarak incelenmiştir. Saf hidrokarbon soğutucular (propan, izobütan, bütan ve propilen) propan ile izobütan ve propan ve bütan karışımları bir ısı pompası sisteminde soğutucu akışkan olarak kullanılmıştır. Isı pompası kompresör, yoğuşturucu, buharlaştırıcı genişleme valfi ile birlikte vakum ve şarj üniteleri, ikincil transfer sıvı sirkülasyon ünitesi ve çeşitli ölçme ünitelerinden meydana gelmiştir. Her soğutucu akışkanın performansı ikincil ısı transfer sıvısının çeşitli sıcaklık seviyelerinde ve çeşitli kompresör hızlarında karşılaştırılmıştır. Performans katsayısı ve hidrokarbon soğutucu akışkanların soğutma-ısıtma kapasiteleri verilmiştir. Deneysel sonuçlar bazı hidrokarbon soğutucu akışkanların R22 ile karşılaştırılabileceğini göstermiştir. Seçilen soğutucu akışkanların buharlaşma ve yoğuşma ısı transfer katsayıları, ısı değiştiricilerin alt

kısımlarından çok hassas ölçümlerle belirlenmiş ve R22 soğutucu akışkanınki ile karşılaştırılmıştır. Hidrokarbon soğutucu akışkan karışımın faz değiştirmesiyle birlikte ısı transferinin azaldığı görülmüştür. Saf ve karma hidrokarbon soğutucu akışkanlar için tahmini ısı transfer katsayılarının ampirik düzeltilmesi geliştirilmiş ve sonuçların deneysel verilerle uygunluğu görülmüştür. Bazı hidrokarbon akışkanların R12'den daha iyi bir performans karakteristiği gösterdiği gözlemlenmiştir [41].

Lee ve Yoo tarafından yapılan çalışmada, laminat tipi buharlaştırıcı, pistonlu kompresör, paralel akışlı yoğurturucu bir sıvı depolu-kurutucu ve bir dıştan dengelemeli termostatik genişleme valfinden meydana gelen bir otomobil klimasının ayrı bölümlerinin performans analizi değişik çalışma şartları altında yapılmıştır. Laminat tip buharlaştırıcı performans analizi için bir bilgisayar programı tam ısı transfer katsayısı ve deneysel olarak bulunan basınç düşümü üzerine geliştirilmiştir. Bir bilgisayar programı da paralel akışlı tip soğutucu performans analizi ısı transfer katsayısı için bir ampirik eşitliğin kullanılmasıyla geliştirilmiştir. Son olarak entegre otomobil klima sisteminin performansı üzerine yoğurturucu ölçülerinin ve soğutucu akışkan şarjının etkileri tartışılmıştır [42].

Ryska vd. tarafından yapılan bir çalışmada, transport soğutma sistemlerinde ve klima ünitelerinde yeni bir gelişmenin sunulduğu bir metotta değişik motor hızlarının ve sürüş stillerinin hesaba alınarak otobüs ve kamyonlarda tam soğutma performansı incelenmiştir. Bu metodun kullanılması iki soğutma ünitesinin geliştirilmesinde gösterilmiştir [43].

Jung vd. tarafından yapılan çalışmada, çok kademeli yoğuşma ünitesi bulunan ısı pompaları için bilgisayar simülasyon programı geliştirilmiş ve aynı şartlar altında R11, R123 ve R141b soğutucu akışkanları için sistemin performansı incelenmiştir. Sonuçlar split olmayan üç kademeli yoğuşma üniteleri bulunan ısı pompasına göre %25-42 daha yüksek olduğunu göstermiştir. Tesir katsayısındaki bu yükselme kullanılan soğutucu akışkanlar arasında da gözlenmiştir. Tesir katsayısındaki bu iyileşme çoğunlukla yoğurturucudaki su ile soğutucu akışkan arasındaki ortalama sıcaklık farkının düşmesinin gereğidir ki termodinamik tersinmezliğin düşmesini netice vermiştir [44].

Klein vd. tarafından yapılan çalışmada, elde edilen sonuçlar şöyledir. Birçok soğutma uygulamasında yoğuşturucudan çıkan sıcak sıvı soğutucu akışkan ile buharlaştırıcıdan çıkan soğuk gaz akışkan arasında enerji değişiminin olduğu bilinmektedir. Bu sıvı emiş veya emiş hattı ısı değiştiricileri bazı durumlarda bunu sağlayamazlar önceki araştırmalar emiş hattı ısı değiştiricilerinin performansını iyileştirdiğini keşfetmelerine rağmen bu çalışma önceki çalışmalardan üç yönden farklılık arz eder. Birincisi, emiş hattı ısı değiştiricilerinin performans etkilerini iyileştiren yeni bir boyutsuz düzeltme grubu belirlenmiştir. İkinci olarak yeni soğutucu akışkanları da içine alan önceki çalışmaları da kapsar. Üçüncüsü analizler sistem performansı üzerinde emiş hattı ısı değiştiricilerindeki basınç düşmelerinin etkilerini içine alır. Sonuç olarak sistemde R507a, R134a, R12, R32, ve R717 soğutucu akışkanları kullanıldığından sistem performansı oldukça etkilenmiştir [45].

Choi vd. tarafından yapılan çalışmada, bir inverter ısı pompasından soğutucu akışkanın daha hassas kontrolü için uygun geometride ekonomik bir bay-pass geçişi oluşturulmuştur. Bay-pass geçişinin akış karakteristiklerinin çalışma şartlarının geçiş geometrisinin bir fonksiyonu olarak geliştirilmiştir. Bay-pas geçişinin deneysel sonuçları kılcal borunun sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Bay-pas geçişi bir frekansın bir fonksiyonu olarak en iyi bir akış trendi göstermiştir. Frekans dikkate alındığında bay-pas geçişinin akış düzeni diğer bay-pas geçişleri ve kılcallar arasında en iyileri olduğu görülmüştür. Bay-pass geçişli bir inverter ısı pompasının performansı ve sonra kılcal borununki değişen frekanslarda bir fizyometrik kalorimetre ile ölçülmüş sonuç olarak bay-pas geçişli bir inverter ısı pompasının performansı kılcal borununkinden daha iyi olduğu görülmüştür. Düşük çalışma frekanslarında ise kılcal boru ile bay-pas geçişi arasında kayda değer bir fark tespit edilememiştir [46].

Dutta vd. tarafından yapılan çalışmada, bir scroll kompresörün performansı sıvı soğutucu akışkan püskürterek incelenmiş püskürtmenin pratik etkileri ve temelleri deneysel ve teorik olarak analiz edilmiştir. Teorik analizden bir sıvı-buhar karışımının sıkıştırma modeli ısı transferinin silindir cidarından emişi, sıkışması ve püskürtülmesi hesaba katılarak geliştirilmiştir. Yapılan deneylerden birinde yağ sıcaklığı sabit tutularak kompresör performansı üzerinde sıvı soğutucu akışkan püskürtülmesinin etkileri incelenmiş ve sonuçlar teorik olanlarla karşılaştırılmıştır.

Ana prensip olarak püskürtme işlemi kompresörün gücüne bağlı olarak değişmekte, buna bağlı olarak ta ısı transferi etkilenmektedir. Yağ sıcaklığını kontrol etmeksizin pratik çalışma şartları altındaki kompresöre soğutucu akışkan püskürtmenin performansa etkileri incelenmiştir. Bu şartlar altında kompresörün toparlandığı ve performansın iyileştiği yağ ve silindir sıcaklıklarının düştüğü görülmüştür. Bunun yanında soğutucu akışkan püskürtmenin yağ viskozitesine etkisi ve soğutucu akışkanın yağda çözünürlüğü tartışılmıştır [47].

Manska vd. tarafından yapılan çalışmada, endüstride halen kullanılan, iki farklı sıcaklıkta çalışan çok büyük endüstriyel soğutma sistemlerinin optimizasyonlarını kapsayan bir araştırma yapılmıştır. Bu sistem tek vidalı ve pistonlu kompresörlerin kombinasyonu, bir buharlaştırıcı yoğuşturucu sıvı taşımali direk genişmeli buharlaştırıcı kombinasyonundan meydana gelmiştir. Bu sisteme matematik bir model geliştirilmiştir. Bu model sistemden alınan deneysel veriler kullanılarak geliştirilmiştir. Bunun sonucu olarak model sistem optimum sistem performansını elde etmede kılavuzluk yapabilecek alternatif sistem dizaynında ve çalışma stratejilerinde bir araç olarak hizmet vermiştir. Metotlar, analizler ve bu çalışmadaki sonuçlar buharlaştırıcı yoğuşturucu ölçülerini ve çıkış basıncını kontrol etmeye odaklanmıştır. Sistemin enerji sarfiyatını azaltan çıkış basıncı, dış hava yağ termometre sıcaklığını lineer bir fonksiyonu olarak bulunmuştur. Bu projede soğutma sistemlerinin yıllık sonuçları için simülasyon verileri tavsiye edilen dizayn ve kontrol değişikliklerin sonucunda yıllık enerji tüketiminde %11'lik bir azalma olduğunu göstermiştir [48].

Goswami vd. tarafından yapılan çalışmada, şu sonuçlara ulaşılmıştır. Bir klima sistemi belirlenen miktardaki soğutucu akışkanla tam doluyorsa optimal şartlarda çalışır. Yapılan tamirler veya soğutucu akışkan kaçakları sonucu soğutucu akışkanın azalmasıyla düşük bir performans ve çok yüksek bir çalışma maliyeti ortaya çıkar. 3 ton'luk bir soğutma yüküne ait eksik R22 soğutucu akışkanla yüklü bir klima sisteminin performansını ve çalışma etkilerini ortaya koyan bir deneysel araştırma yapılmıştır. Deney sonuçları, bir sistemin %90'nın altında şarj edilmesi halinde soğutma kapasitesinde %3,5 bir azalma karşılığında tesir katsayısında %2'lik bir yükselme görülmüştür. Gaz şarjı %80'nin altına düştüğünde sistem performansında

ciddi bir azalmayla karşılaşılmıştır. Soğutma sargılarının dış yüzeyinde bir buz tabakası oluştuğu bununda ısı transferini azalttığı tespit edilmiştir. %85'in altındaki bir soğutucu akışkan şarjıyla çalışan bu sistemde yapılan analizler çalışma esnasındaki enerji tasarrufu 3-4 ay içinde amorti ettiğini göstermiştir [49].

Salah El-Din tarafından yapılan çalışmada elde edilen sonuçlar şöyledir. Tam tersinmez ısı pompaları ve soğutucuların performans analizi termodinamiğin ikinci kanunu ışığında gerçekleştirilmiştir. Isı pompası iki değişebilen ısı kaynağı arasında aralıksız çalıştırılmıştır. Sonuçlar ısı makinesinin sıcak ve soğuk tarafındaki ısı değiştiricilerinin ölçüleri arasındaki optimal dengenin iç enerji oranından etkilendiğini göstermiştir. Aynı zamanda ısı pompasıyla taşınan ısı ve soğutucu tarafından alınan ısı iç enerjileri belirgin bir şekilde değiştirdiği gözlenmiştir [50].

Şahin vd. yaptıkları ortak çalışmada, sonlu sıcaklık farklı tersinmez ısı geçişi ile iki kademeli tersinmez kombine soğutma sistemlerinde kullanılan akışkanların iç dağılımı ve dış ısı kaynakları arasındaki ısı kaçağının ısı ekonomisi performans analizi yapılmıştır. Her ünitenin toplam değerinin soğutma yükü optimizasyonu için bir objektif fonksiyon olarak alınmıştır. Maksimum objektif fonksiyonu ve karşılıklı optimal performanslar ile dizayn parametreleri analitik olarak beraber verilmiştir. Büyük tersinmezlik etkileri ve genel ekonomik parametreler ve optimal performans tespit edilmiştir. Gerçek iki kademeli soğutma sistemlerinin ekonomik dizayn şartlarını belirlemede önemli rol oynayacak bazı yeni sonuçlar elde edilmiştir [51].

Park vd. tarafından yapılan bir çalışmada, hızı ayarlanabilen bir kompresör ve genişleme elemanı olarak lineer elektronik valfin kullanıldığı multi tip inverter bir klima için bir analiz yapılmıştır. Sistem performansı, kompresörü farklı frekanslarda çalıştırılarak, odalar arasına konan bir buharlaştırıcıya farklı soğutma yükleri koyarak analiz edilmiştir. Elektronik genişleme valfinin optimum açıklığı soğutma yükü için kompresör çalışma frekansı belirlenerek hesaplanmıştır. Sistemin optimum bir tesir katsayısına ulaşabilmesi için elektronik valfin daha fazla açılması, soğutma yükünün aralıklı artmasıyla birlikte kompresörün çalışma frekansı da yükselmiştir. Sistemin toplam soğutma yükü sabitken her oda arasındaki multi tip klimanın soğutma yükleri farklı farklıydı. Soğutma yükleri aralıklı olarak arttırıldığında kompresörün çalışma

frekansı da yükselmiş buna bağlı olarak da kompresörün enerji tüketimi de artmıştır. Odalar arası sıcaklık farkının artmasıyla sistem performansında azalma görülmüştür [52].

Cizungu vd. tarafından yapılan bir çalışmada, R123, R134a, R152a ve R717 soğutucu akışkanlar kullanılarak buhar jet soğutma sistemlerinin performans analizleri yapılmıştır. Sonuçlar göstermiştir ki farklı kaynama noktaları için sistem verimliliği temel olarak püskürtme geometrisi ve sıkıştırma oranına bağlıdır [53].

Chow vd. tarafından yapılan çalışma şöyledir. Çok katlı otellerde split klima uygulaması gittikçe yaygın hale gelmektedir. Yoğuşturucu üniteleri geçmişte bina girişlerine konulurdu. Bu da ısının yayılmasını engellediğinden yoğuşturucu performansını bozmakta olduğu görülmüştür. Bu durum özellikle yüksek katlarda oluşmaktadır. Bu problemin çözümü için önerilen yol, yoğuşturucu ünitelerini ayrı bir odaya veya aydınlatma boşluğuna yerleştirmektir. Bu durumda aydınlatma boşluğunun baca etkisinden faydalanarak yoğuşturucu performansı da artırmaktır [54].

Liang ve Wong tarafından yapılan bir çalışmada, adyabatik kılcal borudaki iki fazlı akışkanın nümerik modellenmesi yapılmış iki fazlı sürükleyici akımın genişleme bölümündeki kılcal boruya tesirini inceleyerek soğutma sistemlerinin basınç dağılımının, kuruluk fonksiyonunun ve faz akımlarının analizi yapılmıştır [55].

Dai vd. tarafından yapılan bir çalışmada, kuru nem alıcı bölmesi bulunan evaporatif soğutma ve buhar sıkıştırımlı klima cihazından oluşmuş bir karma klima sistemi kurulmuştur. Deneysel bulgular soğutma işlemini ve yeni karma sisteminin tesir katsayısını kayda değer seviyede yükseltebileceği buhar sıkıştırımlı soğutma sistemiyle karşılaştırıldığında görülmüştür [56].

Kılıçarsalan, tarafından yapılan çalışmada, soğutma sistemlerinin performanslarını analiz etmek için kurduğu deney düzeneğine R134a soğutucu akışkan şarj ederek doğal taşınımlı, bacalı doğal taşınımlı ve zorlanmış taşınımlı deney sistemlerinin çalışma performanslarını inceleyerek şu çıkarımları elde etmiştir. Doğal taşınımlı

çalışmada ısı yükü 86,21 W ile en az düzeyde gerçekleşmiş, 40cm baca konularak aynı şartlarda yapıldığında buharlaştırıcıdaki ısı yükü 107,64 W, 70cm baca konularak yapılan çalışmada ısı yükü 113,84 W, 120 cm baca konularak yapılan çalışmada ısı yükü 120,45 W, 160 cm baca konularak yapılan çalışmada ısı yükü 126,67 W ve zorlanmış taşınımında ısı yükü 154,73 W olarak elde edilmiştir. Yapılan çalışmadan anlaşıldığı üzere baca boyu arttıkça yoğuşturucunun dışarı ısı atma performansı artmıştır, zorlanmış taşınımında maksimum seviyeye çıktığı görülmüştür. Fakat zorlanmış taşınım esnasında kullanılan fan enerji tüketimi, titreşim ve gürültü konularında dezavantajlıdır. Bu yüzden bacalı doğal taşınımlı sistemler avantajlı olarak değerlendirilmiştir [57].

Kadayıfçı, tarafından yapılan çalışmada, ev tipi soğutucuda bacalı yoğuşturucu kullanarak, farklı baca boylarında yoğuşturucudan atılan ısının arttığı ve bacalı yoğuşturucunun doğal taşınımlı yoğuşturucuya göre enerji tasarrufu sağladığını tespit etmiştir [58].

Arıcioğlu, tarafından yapılan çalışmada, ev tipi soğutucunun yoğuşturucusu kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Yoğuşturucu metal bir hazne içerisine yerleştirilerek içerisine nebati yağ eritilip farklı miktarlarda konularak farklı yoğuşturucu kapasitelerinde sistem performansı ve enerji tüketimi üzerindeki etkisi gözlemlenmiştir. Gözlemler sonunda nebati yağ yoğuşturucu ısını absorbe ederek ısı transferini hızlandırmış ayrıca yoğuşma basıncını düşürmüştür. Bunun sonucu olarak soğutma sisteminde enerji tüketiminin önemli ölçüde azaldığı tespit edilmiştir [59].

Akaydın, tarafından yapılan çalışmada, buzdolaplarında ses gücü düzeyinin azaltılması ve ses kalitesinin geliştirilmesi için yapılacaklar şu şekilde belirlenmiştir. Bu çalışma buzdolabı titreşim seviyelerinin belirlenmesi, ses güçlerinin belirlenmesi, gürültü haritalarının oluşturulması, akustik ve titreşim performanslarının karşılaştırılması, ses kalitelerinin hem nesnel hemde özel olarak kıyaslanması amacı ile yapılmış ve şu sonuçlar elde edilmiştir. Kompresör üst kapağı üzerine uygun bir sönüm malzemesi uygulanarak, kompresör kaynaklı titreşim seviyelerinin azaltılması, fanın gövdeye rijit olarak monte edilmemesine dikkat edilmesi, aynı akış

performansını daha sessiz sağlayabilen fan kanat tasarımları tercih edilmeli, kompresör ve şasi arasındaki titreşimi azaltmak için daha yumuşak titreşim izolatörleri seçilmeli, kompresörün bulunduğu hacim dışarıdan ses kesici, içten ses yutucu malzemeler ile yalıtılmalı, soğutucu akışkanın geçtiği boruların mümkün olduğunca yatay olarak konumlandırılması, kullanılan fanlarda modülasyon etkilerinin görülmemesi için çift sayıdaki kanat sayılarından kaçınılmalıdır. Çalışmada kullanılan buzdolapları için, başlangıç aşamasında dalgalanma kuvveti, keskinlik ve maksimum gürlük metriklerinin kararlı çalışma aşamasında gürlük, ton/gürültü oranı ve keskinlik metriklerinin, duruş aşamasında ise ton/gürültü oranı ve maksimum gürlük metriklerinin ses kalitesiyle ters orantılı olduğu sonucu çıkarılmıştır [60].

Şahin, tarafından yapılan çalışmada, makinaların titreşim ve gürültü haritalarının belirlenmesi, modellenmesi ve analizi için birtakım deneyler ve analizler yapılarak çıkarımlar elde edilmiştir. Öncelikle makinaların titreşim ve gürültü kaynaklarını belirlemek gerektiği, titreşim ve gürültü analizleri, optimizasyonları için deneysel ölçümlerle doğrulanmış modellerin gerekliliği ve bu modellerin deneysel olarak doğrulanması için makinaların çalışma şartları altındaki titreşim ve gürültü haritalarına ihtiyaç duyulduğu vurgulanmıştır. Uygulama olarak gardırop tipi kırağısız (NF-No Frost) buzdolabı seçilmiştir. Gürültü kaynakları ise şunlardır; yoğunlaştırıcı fanı, buharlaştırıcı fanı, kompresör, akışkan gazı çevrimi olarak dört ana başlık altında toplanmıştır. Geçekleştirilen sayısal analizlerin tamamı deneylerle karşılaştırılmış elde edilen sonuçlarda 0-200 Hz arasında iyi bir uyum gözlemlenmiş, saç plastik ve poliüretan gibi üç farklı katmandan oluşan buzdolabı modelinin özellikle yüksek frekanslar için ölçümlerle desteklenmiş sayısal modelinin kurulmasının zor olduğu görülmüş bunun sebebinin ise sayısal ortamda kurulan modelin yapının sönümünü tam olarak yansıtamaması, burulma modlarında poliüretan üzerine gelen yükü saç ve plastikten oluşan temassızlıklarından dolayı tam olarak taşıyamaması ve yapının yüksek frekanslar için model yoğunluğunun fazla olmasıdır. Yapılan yüzey titreşimi haritası ölçümlerinde buzdolabı bölümlerinden olan (dondurucu, taze besin, arka bölüm) olmak üzere bu üç yüzeyden ayrı ayrı 10, 25 ve 50 adet spektrum ortalaması alınarak incelenmiş, yapılan ölçümlerde 0-200 Hz arasında dondurucu ve taze besin bölümlerinde titreşim hızı haritalarının belirgin

şekilde oluştuğu 200 Hz üzerinde çok belirgin bir hareket tespit edilememiştir. Arka bölüm için de buzdolabının kapısız modelinde 0-200 Hz arası daha net tespit edilebilirken, kapılı modelde ise buharlaştırıcı fanının arka bölümü çok iyi uyaramadığı tespit edilmiş. Buzdolabı yakın alan gürültü haritası sonuçlarında, gürültü kaynağı olarak sadece evapotaröt fanı bulunmasından dolayı gürültü düşük frekans bandı olan 0-500 Hz aralığında ortaya çıktığı tespit edilmiş, buzdolabının kapısız olduğu durumda gürültünün dondurucu bölümünün arkasından olmakla birlikte üst taraftan geldiği tespit edilmiş buzdolabının kapılı olduğu durumda ise gürültü daha çok arka bölümde ve üst kısımlarında olduğu tespit edilmiştir. Sonuç olarak buharlaştırıcı fanı gürültü enerjisinin ağırlıklı olarak, sol panelin üst kısmından, kapıdan ve arka panelden yayıldığı sonucuna varılmıştır [61].

BÖLÜM 3

GENEL BİLGİLER

3.1. SOĞUTMA

3.1.1. Soğutmanın Gelişimi ve Uygulama Alanları

Soğutma amacıyla yıllardır değişik fiziksel ve kimyasal özellikte madde kullanılmıştır. Bunlar arasında su, karbondioksit, amonyak gibi doğal maddelerin yanı sıra yapay maddeler de yer almıştır.

En basit ve eski soğutma şekli soğuk yörelerde tabiatın meydana getirdiği buzları muhafaza edip bunları sıcak veya ısı alınmak istenen yerlere koyarak soğutma sağlanmasıdır. Kışın meydana gelen kar ve buzun muhafaza ederek sıcak mevsimlerde bunu soğutma amaçlı kullanma yönteminin M.Ö. 1100 yılından beri uygulanmakta olduğu bilinmektedir. Bu uygulamanın bugün dahi yurdumuzun bazı yörelerinde geçerli bir soğutma şekli olduğu görülmektedir.

Diğer yandan, eski Mısırlıların kullanmaya başladıkları ve halende kullanılmakta olan bir sistem olan geceleri açık gökyüzünü görecektarзда yetiştirilen seramik testilerde suyun soğutulabileceği bilinmektedir. Bu soğutma şekli gökyüzünün gece karanlıktaki sıcaklığının mutlak sıfır (-273°C) seviyesinde ışıma (radyasyon) yolu ile ısınan gökyüzüne iletilmesi yoluyla yapılmaktadır.

Ticari maksatla ilk büyük buz satışı 1806 yılında Frederic Tudor tarafından ve Antil Adaları'na 130 tonluk bir buz kütesinin Favorite adlı tekneyle götürülmesi ile başlamıştır. Daha sonra Buz Kralı adı ile tanınan bu şahıs ilk denemesinde zarar etmesine rağmen bu zararın tamamıyla depolama olanaklarının yetersiz olmasından kaynaklandığını fark etmiştir. Fakat buz işinde büyük kazançlar bulunduğunu

görebilmiş ve buz ticaretine devam ederek 1850 yıllarında 150.000 ton'a ulaşan bir buz ticareti hacmi gelişmiştir. 1864'te ise buz sattığı ülkeler arasında Antiller, İran, Hindistan, Güney Amerika ülkeleri bulunuyor.

Doğadan tabii yollarla elde edilen buz ile soğutma şeklinden 1880'lere kadar geniş ölçüde yararlanılmıştır.

Soğutma amaçlı ilk makinelerde (1834 yılında Perkins ve daha sonra 1856'da Harrison tarafından geliştirilen) soğutucu madde olarak eter kullanılmıştır. Soğutucu madde olarak eterin kullanılması ne amaca uygun ne de yeteri kadar güvenli olmuştur. 1870'lerde Karbondioksit (CO₂), Amonyak (NH₃) ve Kükürtdioksit (SO₂) gibi daha uygun maddelerin soğutucu olarak kullanılabileceği keşfedilmiştir. Bu soğutucular uzun yıllar boyunca alternatifleri çıkana kadar kullanılmaya devam edilmiştir.

Mekanik soğutma vasıtasıyla buz imalinin ticari sahaya girmesi ise 1890 yıllarını bulmuştur. Klima sahasında büyük çapta ilk uygulama, 1904 yılında New York Ticaret Borsasına 450 ton/frigo'luk bir makine konularak gerçekleştirilmiştir. Konutlarda kullanılmak amacıyla soğutucu (buzdolabı) yapımı 1910 yılında görülmeye başlandı. J. M. Larsen 1913'te elle çalışan böyle bir soğutucu (Buzdolabı) yaptı. Otomatik olarak çalışan buzdolapları 1918'de Kelvinator Company tarafından imal edilmeye başlandı ve ilk yıl 67 dolap satıldı. 1918-1920 yılları arasında toplam 200 dolap yapılarak satıldı. Absorpsiyon prensibiyle çalışan otomatik bir buzdolabı da (Electrolux) 1927 yılında Amerika'da satışa çıktı.

Bu konuda Türk tarihine baktığımız zaman Göçer olanlar hayvanları ile yazın yüzlerce kilometre yol kat ederek daha soğuk yerlere göçerken, yerleşik hayat sürenlerin büyük çoğunluğu da topluca yazın daha serin olan yaylalarına taşınma alışkanlıkları edinmişlerdir. Yazlık ile kışlık yerleşimi arasındaki mesafe bazen 100 km'ye varan uzaklıkları bulmaktadır. Türkler içeceklerin soğutulması için testi, küp ve bardak imalini geliştirmiş ve gıda maddelerinin bozulmadan saklanmasına önem vermişlerdir. Etin bozulmadan değerlendirilmesi için pastırma ve sucuk, sütün bozulmaması için de yoğurt, peynir ve tereyağı yapmışlardır. Peynir ve tereyağının

bozulmadan muhafazası için küçükbaş hayvanların derisinden ve içkembesinden yararlanma alışkanlıkları (tulum) günümüze kadar gelmiştir. Ayrıca gıda maddelerinin bozulmaması için kilerlerde, serin mağaralarda ve samanlıklarda saklanması yoluna gitmişlerdir. Türkler et, balık, meyve ve sebzelerin kurutulmasıyla muhafazasına da büyük önem vermişlerdir.

Soğutmanın uygulama alanları:

1. Gıda maddelerini muhafaza etmekte,
2. Bitki, çiçek, ilaç, vb. organik ve organik bazlı maddeleri muhafaza etmekte,
3. Proses sırasında uygulanan soğutma için, (Kimyasal, endüstriyel, vb.)
4. Buz imalatında,
5. Buz pateni sahalarında zemin koşullarını temin etmede,
6. Gazlarda, soğutma yöntemi ile arındırma işlemlerinde,
7. Çok derin (Ultra soğuk) soğutma uygulamaları
8. Tıp uygulamaları ve Metalürji uygulamalarında,
9. Klima uygulamalarında ve evaporatif soğutmada, Isı depolamada, Enerji geri kazanımında, Güneş enerjisi ve Jeotermal enerjilerin kullanımında [62].

3.2. SOĞUTMA ÇEVİRİMLERİ

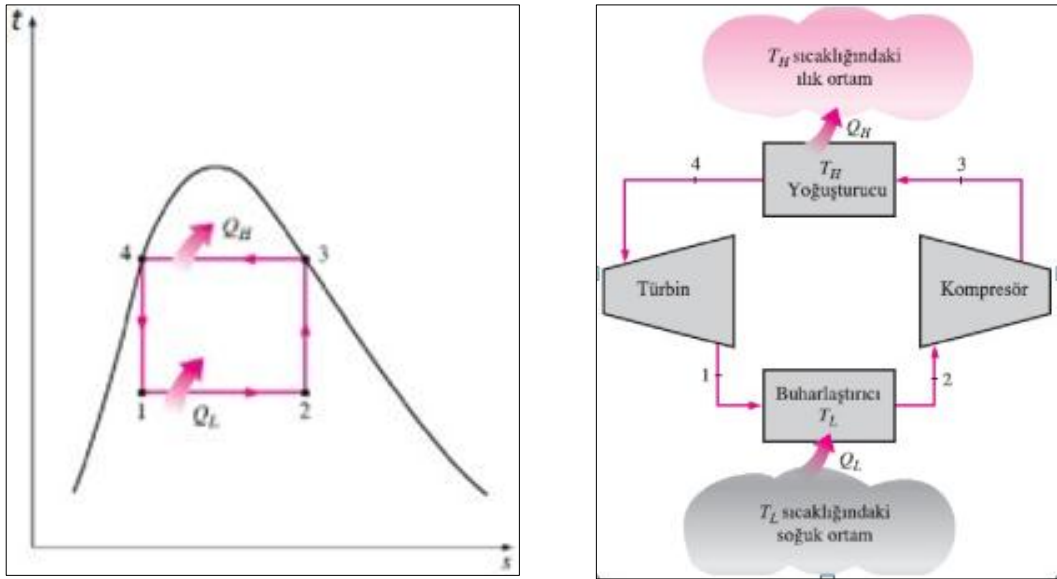
3.2.1. Tersine Carnot Soğutma Çevrimi

Carnot çevrimi, Sadi Carnot tarafından 1820'lerde ortaya konmuş özel bir termodinamik çevrimdir ve Emile Clapeyron tarafından 1830 ve 1840'lı yıllarda geliştirilmiştir.

Ters Carnot çevrimi, belirli sıcaklıklardaki iki ısı deposu arasında çalışan en etkin soğutma çevrimidir. Şekil 3.1, doymuş buharla çalışan Carnot soğutma çevriminin T-s diyagramını göstermektedir. Şekil 3.1'de görüldüğü gibi Carnot çevrimi iki izantropik ve iki sabit sıcaklık işleminden meydana gelmektedir. 1 noktasından kompresöre giren ıslak buhar 2 noktasına kadar izantropik olarak

sıkıştırıldıktan sonra, yoğuşturucuda soğutma suyu veya havasına sabit sıcaklıkta ısı vererek yoğuşmakta ve 3 noktasında doymuş sıvı elde edilmektedir [63].

3 noktasından itibaren izantropik olarak genişleyerek iş yapan akışkan 4 noktasından 1 noktasına kadar buharlaştırıcıda sabit sıcaklıkta buharlaşarak çevreden ısı atmakta ve böylece çevrim tamamlanmaktadır [63].



Şekil 3.1. Carnot Soğutma Çevrimi ve T-s diyagramı [63].

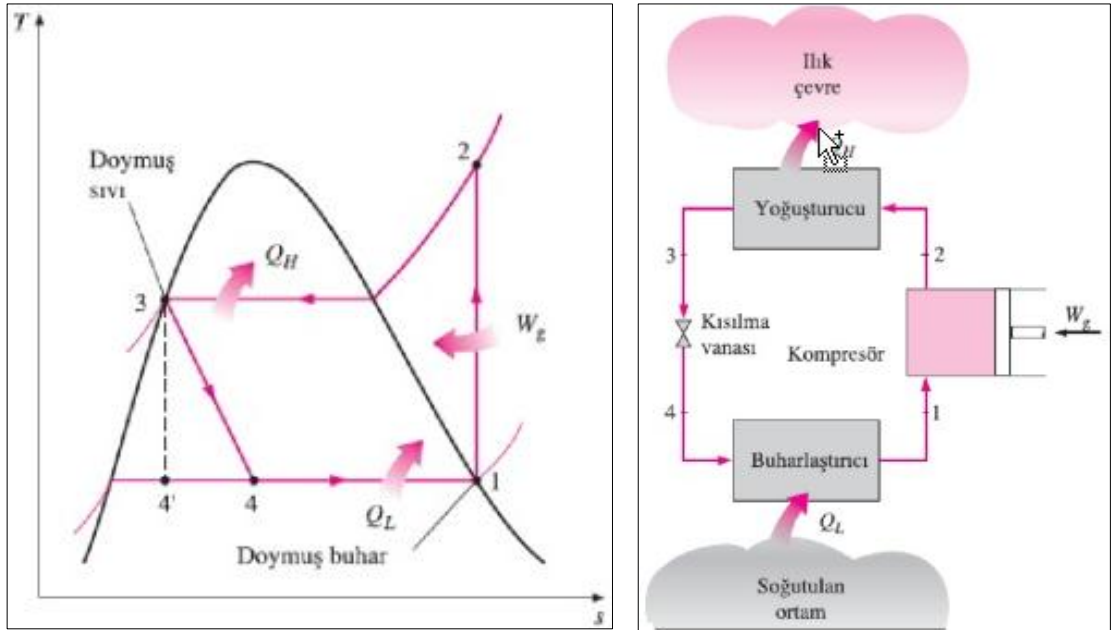
3.2.2. İdeal Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi

Buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimi soğutma makinaları için ideal bir çevrimdir. Ters Carnot çevriminin aksine soğutucu akışkan sıkıştırılmadan önce tümüyle buharlaştırılır ve türbini yerini kısılma işlemi alır. İdeal çevrimlerden farklı olarak, ideal buhar sıkıştırılmalı soğutma çevriminde tersinmez bir hal değişimi (kısılma) olduğundan içten tersinir bir çevrim değildir. Kısılma vanası yerine bir türbin kullanmak hem daha masraflı olacağı hem de sistemi daha karmaşık yapacağı için uygulanmaz.

Carnot soğutma çevrimindeki güçlükler 4-1 durum değişiminin buharın sıkıştırılmadan önce tümüyle buharlaştığı bir kısılma işlemiyle değiştirilerek aşılmaktadır. Carnot soğutma çevrimi, genişletme makinesi yerine basınç düşürücü

bir genleşme valfi kullanıldığında ideal soğutma çevrimine dönüşür. Genleşme valfi soğutucu akışkanı kontrol etmekte; valfe giren yüksek basınçlı sıvı soğutucu, iğne valften geçerek düşük basınç tarafına akarken bir kısmı da hızla buharlaşmaktadır [63,65].

İdeal soğutma sisteminin T-s diyagramı şekil 3.2 de görülmektedir. Şekilde görüldüğü gibi 1 noktasından 2 noktasına kadar kompresörde izantropik olarak sıkıştırılan akışkan, 2 noktasından 3 noktasına kadar yoğuşturucuda yoğuşurken çevreye ısı verir ve 3-4 noktaları arasında sabit entalpide bir genleşme valfinden geçirildikten sonra, 4 noktasından 1 noktasına kadar sabit sıcaklıkta buharlaştırıcıdan geçerken ısı alır ve böylece çevrim tamamlanmış olur. İdeal soğutma çevriminde ısının çevrime daha yüksek sıcaklıklarda verebilmesi ve genişleme sonucunda buharın içerdiği nem oranlarının azaltılabilmesi için buharın kızdırılması gerekmektedir [63, 64].



Şekil 3.2. İdeal buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi ve T-s diyagramı [63].

3.3. YOĞUŞTURUCULAR

Soğutma devresindeki yoğuşturucunun görevi buharlaştırıcıda soğutucu akışkanın toplamış olduğu ısı ile kompresördeki sıkıştırma işlemi esnasında ilave olan ısıyı dışarı atmaktır. Ev tipi soğutucularda dört çeşit yoğuşturucu kullanılır. Bunlar:

1. Tabii taşınımlı kanatlı yoğuşturucular,
2. Tabii taşınımlı telli yoğuşturucular,
3. Tabii taşınımlı levhalı yoğuşturucular,
4. Zorlanmış taşınımlı kanatlı yoğuşturucular,

Yoğuşturucudaki ısı alışverişinin üç safhada oluştuğu düşünülebilir. Bunlar kızgınlığın alınması, soğutucu akışkanın yoğuşma ile aşırı soğuması yoğuşturucu alanının %0-10'unu kullanacaktır. Kızgınlığın alınması için ise yoğuşturucu alanının %5' ini bu işe tahsis etmek gerekir. Bu üç geçiş şekline bağlı olarak yoğuşturucudaki ısı geçiş katsayıları ile sıcaklık aralıkları da farklı olmaktadır. Yoğuşma sırasında ise her iki değer de alt üst seviyelerin arasında bulunacaktır. Yapılan deneylerde ısı geçiş katsayısının artması karşısında sıcaklık farkının azalması veya bunu tersi yaklaşık olarak aynı çarpım sonucunu vermektedir ve bu değerlerin ortalamasını kullanmak mümkün olmaktadır. Hesaplamalarda sağladığı basitlikte göz önünde bulundurularak yoğuşturucuların hesabında tek bir ısı geçirme katsayısı ile tek bir ortalama sıcaklık mevcuttur. Yoğuşturucuları şu şekilde sınıflandırabiliriz.

1. Hava soğutmalı yoğuşturucular,
2. Su soğutmalı yoğuşturucular,
3. Evaporatif yoğuşturucular,

Ev tipi soğutucularda hava soğutmalı yoğuşturucular kullanılır [64,67,68,69,70].

3.3.1. Hava Soğutmalı Yoğuşturucular

Soğutma çevriminde, soğutucu akışkan buharının hava ile soğutularak, yoğuşmanın sağlandığı yoğuşturucu tipidir. Özellikle 1 Hp'ye kadar kapasitedeki gruplarda

istisnasız denecek şekilde kullanılan bu tip yoğuşturucuların tercih nedenleri; basit oluşları, kuruluş ve işletme masraflarının düşüklüğü, bakım–tamirlerinin kolaylığı şeklinde sayılabilir. Bu tip yoğuşturucularda soğutmayı sağlayan havadır. Ayrıca, her türlü soğutma uygulamasına uyabilecek karakterdedir (ev tipi veya ticari soğutucular, soğuk odalar, pencere tipi klima cihazları gibi).

Hava soğutmalı yoğuşturucularda ısı transferi 3 safhada oluşur, bunlar;

1. Kızgınlığın alınması,
2. Soğutmanın yoğunlaşması,
3. Aşırı soğutma

Hava soğutmalı yoğuşturucular, freon türevi soğutucu akışkanlar için genellikle bakır boru-alüminyum kanat, bakır boru-bakır kanat ve çelik boru-çelik kanat yapısında imal edilirler. Son yıllarda ise alüminyum boru-alüminyum kanat imalatlarına da uygulamadagörmek mümkündür.

Hava soğutmalı yoğuşturucularda, soğutucu buharının yoğuşma sıcaklığı, hava giriş sıcaklığının 10-20 °C üzerindedir. Yoğuşturucu alanının yaklaşık %85’inde yoğuşma gerçekleşirken, %5’lik bir alanda kızgınlığın alınması ve %10’luk bir alanda ise aşırı soğutma işlemi gerçekleşmektedir. Bu üç değişik ısı transferi şekline bağlı olarak yoğuşturucudaki ısı transfer katsayıları ve sıcaklık aralıkları bölgesel olarak farklılık gösterecektir. Yoğuşturucuda yoğuşmanın sağlıklı bir şekilde gerçekleşebilmesi için yoğuşturucunun sahip olması beklenen özellikler şu şekilde sıralanabilir;

1. Yoğuşturucunun çalışma koşulları ve korozif ortam şartları da dikkate alınarak, buna göre malzeme seçimi yapılması, ya da koruma altına alınması (boya vb.),
2. Yoğuşturucunun yapısında yer alan malzemelerin (boru, kanatçık veya tellerin) ısı iletkenliği yüksek metallere seçilmiş olması,
3. Birim hacimde, fazla miktarda ısı transferi sağlamalıdır.

Hava soğutmalı yoğuşturucular, uygulama biçimine göre;

1. Statik yoğuşturucular,
2. Dinamik yoğuşturucular,

olmak üzere iki şekilde incelenir.

Statik hava soğutmalı yoğuşturucular özellikle sessiz olmaları sebebiyle ev tipi buzdolaplarında; dinamik (fanlı) tip, hava soğutmalı yoğuşturucular ise daha çok ticari amaca yönelik vitrin tipi, pastane ve şarküteri dolapları vb. soğutucularda kullanılmaktadırlar. Ayrıca dinamik tip yoğuşturucuların soğutulması için ilave bir fan motoru gerektirmesi maliyet açısından, dezavantaj oluşturur. Ancak dinamik tip yoğuşturucu uygulamalarının bazılarında (ticari soğutucular, soğuk odalar vb.) hava sirkülasyon fanı açık tip kompresörün motor kasnağına bağlanır ve ayrı bir tahrik motoruna da ihtiyaç duyulmamaktadır.

Dinamik hava soğutmalı yoğuşturucular hava akımını artırmak için fan eklenen bu tip yoğuşturucularda, ısı transfer yüzeyindeki hava hareketi artırılarak yoğuşturucu kapasitesi yükseltilebilir. Dinamik tip yoğuşturucular genellikle kanatlı-borulu ya da telli-borulu olarak üretilirler. Bu tip yoğuşturucuların kullanıldığı soğutma sistemlerinin bazılarında, termostatik olarak fan devrinin ayarlanabilme olanağı bulunmaktadır. Statik hava soğutmalı yoğuşturuculardan farklı olarak, dinamik hava soğutmalı tip yoğuşturucular daha büyük soğutma yükleri için elverişlidir [67,68,69,70].

Ev tipi soğutucularda (buzdolapları ve derin dondurucularda) en sık görülen yoğuşturucu uygulamaları aşağıdaki gibi sıralanabilir;

1. Boru – tel tipi statik yoğuşturucular,
2. Boru - plaka tipi statik yoğuşturucular,
3. Boru - kanat tipi statik yoğuşturucular,
4. Boru - tel tipi dinamik yoğuşturucular,

bunlardan en yaygın olarak kullanılanı, boru-tel tipi statik ve boru-tel tipi dinamik yoğuşturuculardır. Deney düzeneğine ait olan yoğuşturucu da boru-tel tipi statik yoğuşturucudur. Şekil 3.4 te doğal taşınımlı hava soğutmalı boru - tel tipi statik yoğuşturucu görülmektedir.



Şekil 3.3. Soğutma sistemine ait doğal taşınımlı hava soğutmalı yoğuşturucu.

3.3.2. Su Soğutmalı Yoğuşturucular

Soğutma çevriminde soğutucu akışkanın su ile soğutularak yoğuşmasının sağlandığı yoğuşturucu türüdür. Bilhassa temiz suyun bol miktarda, ucuz ve düşük sıcaklıklarda bulunabildiği yerlerde gerek kuruluş ve gerekse işletme masrafları yönünden en ekonomik yoğuşturucu tipi olarak kabul edilebilir. Büyük kapasitedeki soğutma sistemlerinde genellikle tek seçim olarak düşünülür.

Su soğutmalı yoğuşturucuların dizaynı ve uygulanmasında; boru malzemesinin ısı geçirgenliği, kullanılan suyun kirlenme katsayısı, kanatlı boru kullanıldığında kanat

verimi, su devresinin basınç kaybı, soğutucu akışkanın aşırı soğutulmasının seviyesi gibi hususlar göz önünde bulundurulur [67, 68, 69, 70].

3.3.3. Evaporatif Soğutmalı Yoğuşturucular

Hava ve suyun soğutma etkisinden birlikte yararlanılması esasına dayanılarak yapılan Buharlaştırmalı yoğuşturucular bakım ve servis güçlükleri, çabuk kirlenmeleri, sık sık arızalanmaya müsait oluşları nedeniyle gittikçe daha az kullanılmaktadır. Buharlaştırmalı yoğuşturucular, hava ve su gibi yoğuşurma vasıtaları ile sıcak gazın sıvıya dönüşmesini sağlar. Buharlaştırmalı yoğuşturucularda su akışkan boru demetleri üzerine fiskiyeler yardımıyla püskürtülür. Alt kısımdaki haznede toplanan su pompa yardımıyla tekrar emilerek fiskiyelere gönderilir. Eksilen su şamandıralı sistemle ilave edilir. Çevre sıcaklığının yüksek olduğu hava soğutmalı yoğuşturucuyla yeterli yoğuşma sıcaklığı elde edilemeyen bölgelerde bu tip yoğuşturucuların kullanımına başvurulabilir [67, 68, 69, 70].

3.4. SOĞUTUCU AKIŞKANLAR

Isıtma ve soğutma amacıyla endüstride kullanımından faydalanılan soğutucu akışkanlardan kolay temin edilebilme, güvenli olma ve ekonomiklik gibi özelliklerinin yanısıra dünya üzerine zararlı etkilerinde olabildiğince az olması istenilen bir özelliktir. Bu sebeple soğutucu akışkanlar yapılan deneysel çalışmalar, laboratuvar çalışmaları, teknolojik gelişmelerle birlikte soğutucu akışkanlarda da gelişmeler ve değişimler meydana gelmiştir. Alternatif olarak kullanılan soğutucu akışkanların seçiminde dikkat edilmesi gereken kriterler; tenim edilebilirlik, termodinamik ve fiziksel özellikler, yanma özellikleri, ozon tüketme potansiyeli (ODP), küresel ısınma potansiyeli (GWP) değeri, fiyat, zehirlilik özellikleri, malzeme uyumu, yağ değişimi ve yağlarla uyumu olarak söylenilebilir [71].

Ev tipi soğutucularda kullanılan soğutucu akışkanlarda bu gelişmelerle birlikte değişim göstermiştir. 1830-1930 yıllarda ev tipi soğutucu olarak R12 (Diklorodifloro metan) kullanılmış, gelişmeler ışığında 1990-2010'lu yıllarda bu

akışkanın yerine R134a (Tetrafloroetan) kullanılmış son olarakta 2010 yılından günümüze kadar R600a soğutucu akışkan ev tipi soğutucu sistemlerde kullanılmaktadır. Deney düzeneğinde kullanılan ev tipi soğutma sisteminde de R600a soğutucu akışkan kullanılmıştır. Çizelge 3.1’de ev tipi soğutma cihazlarında kullanılan soğutucu akışkanlardan olan R12, R134a ve R600a ya ait özellikler gösterilmektedir.

Çizelge 3.1. Ev tipi soğutma cihazlarında kullanılan soğutucu akışkanlar ve özellikleri [72].

Özellik	R 600a	R 134a	R 12
Adı	İsobütan	Tetrafloroetan	Diklorodifloro metan
Kimyasal Formülü	CH(CH ₃) ₃	CH ₃ CH ₂ F	CCL ₂ F ₂
Kritik Sıcaklığı (°C)	135	101	112
Molekül Ağırlığı (kg/kmol)	58.1	102	120.9
Kaynama Noktası Sıcaklığı (°C)	-11.75	-26.07	-29.75
Sıvı Yoğunluğu (kg/lit)	0.60	1.37	1.47
Buhar Yoğunluğu (kg/m ³)	1.3	4.4	6.0
Hacimsel Kapasite (kJ/m ³)	373	658	727
Ozon Tüketme Potansiyeli (ODP)	0	0	0,73
Küresel Isınma Potansiyeli (GWP)	4	1300	10200

BÖLÜM 4

DENEY SİSTEMİ ELEMANLARI VE ENERJİ-EKSERJİ ANALİZLERİ

4.1. DENEY SİSTEMİ ELEMANLARI VE ÖZELLİKLERİ

Deneysel çalışmalarda, soğutma sistemini oluşturan sistem elemanlarının giriş ve çıkışlarına sıcaklık ve basınç sensörleri ilave edilen ve sistemin enerji tüketiminin bir enerji analizörü kullanılarak tüm koşullarda tespit edilebildiği, enerji sınıfı A+ olan ev tipi bir soğutma cihazı kullanılmıştır. Yapılan çalışmada incelenmesi hedeflenen parametrelerin sistem üzerindeki etkileri ve bu etkilerin ortaya çıkardığı sonuçların tamamının sıcaklık, basınç ve enerji tüketim değerlerine etkilerinin deneysel tespitleri yapılmış ve deneysel olarak elde edilen veriler yardımıyla da teorik analizler yapılmıştır. Çizelge 4.1’de çalışmalarda kullanılan ev tipi soğutma cihazına ait teknik özellikler verilmiştir.

Çizelge 4.1. Çalışmalarda kullanılan ev tipi soğutma cihazına ait teknik özellikler.

Soğutma Cihazı Parametreleri	Değerler
Enerji Tüketimi (kWh/24h)	0,968
Toplam Brüt Hacim (lt)	430
Voltaj (V-AC)	220-240
Frekans (Hz)	50
Güç (W)	161
Akım (A)	0,7
Soğutucu Akışkan	R-600a
Soğutucu Akışkan Miktarı (gr)	82

Yapılan çalışmada, soğutma sisteminin ana elemanlarından biri olan yoğuşturucularda baca kullanımının başta sistem performansı olmak üzere birçok

parametre üzerine etkileri ve bu etkilerin sonuçları incelenmiştir. Bu amaçla, soğutma sisteminin çeşitli noktalarına ölçüm sensörleri yerleştirilmiştir. Şekil 4.1’de soğutma sistemi üzerinde basınç ve sıcaklık sensörlerinin yerleşimleri görülmektedir. Bu sensörler yardımı ile kompresör giriş ve çıkışındaki, yoğuşturucu giriş ve çıkışındaki ve genişleme valfi girişindeki basınç ve sıcaklık değerleri tespit edilmiştir. Tespit edilen bu veriler ve bunların yanında enerji analizörü ile gürültü ve titreşim ölçüm sensörlerinden elde edilen veriler yardımıyla soğutma sisteminin COP, kompresörün enerji tüketimi, \dot{Q}_E , \dot{Q}_C , \dot{W}_{comp} , kompresör izantropik verimi, ekserji verimi, titreşim ve gürültü değerlerinde meydana gelen değişimler tespit edilmiştir.



Şekil 4.1. Soğutma sisteminde kullanılan basınç ve sıcaklık sensörlerinin yerleşimi.

Şekil 4.2’de soğutma sistemi ve soğutma sistemi üzerindeki ölçüm cihazlarının yerleşimleri görülmektedir. Kullanılan ölçüm cihazları ölçüm hatalarını en aza indirebilmek amacıyla sisteme uygun olarak yerleşimleri yapılmıştır. Özellikle, sıcaklıkların ölçülüyor olduğu ısılıçiftler ile doğrudan soğutucu akışkanın sıcaklığını

ölçebilmek ve sıcaklık ölçümlerinden kaynaklanan ölçüm hatalarını en aza indirebilmek amacıyla uygun olarak tasarlanan ve imal edilen ısı çiftleri kullanılmıştır.



Şekil 4.2. Soğutma sistemi ve soğutma sistemi üzerindeki ölçüm cihazlarının yerleşimleri

Deney düzeneğinde kullanılan sensör ve ekipmanların özellikleri ve işlevleri de bu bölümde incelenmiştir. Deney düzeneğine ait sensör ve ekipmanların işlevleri ve özellikleri aşağıda verilmiştir.

Enerji analizörü: Soğutma sistemlerinde tüketilen enerjiyi tespit edebilmek için sistem üzerinde anlık olarak ölçüm yapabilen bir enerji analizörüne ihtiyaç vardır. Anlık olarak tüketilen enerjinin tespit edilmesiyle elde edilen veriler yardımı ile soğutma sisteminin COP, kompresörün enerji tüketimi, \dot{Q}_E , \dot{Q}_C , \dot{W}_{comp} , kompresör izantropik verimi, ekserji verimi hesaplanabilmektedir. Kullanılan soğutma sisteminin enerji tüketim değerinin tespitinde multimet marka 01-96 model enerji analizörü kullanılmıştır. Enerji analizörüne ait teknik bilgiler Ek A1’de verilmiştir.

Isıl çift ve data logger: Enerji analizöründen elde edilen veriler tek başına soğutma sisteminin COP, \dot{Q}_E , \dot{Q}_C , \dot{W}_{comp} , kompresör izantropik verimi, ekserji veriminin hesaplanmasında yeterli olmamaktadır. Enerji analizöründen elde edilen verilerin yanı sıra soğutma sisteminin farklı noktalarına yerleştirilmiş ısı çift ve basınç sensörlerinden alınan verilere ihtiyaç duyulmaktadır. Bu sebeple, deney düzeneği ortamı, yoğuşturucu bacası giriş ve çıkışı, kompresör giriş ve çıkışı, yoğuşturucu giriş ve çıkışı, genişleme valfi girişi olmak üzere 8 farklı noktadan sıcaklık ölçümleri K tipi ısı çift kullanılarak tespit edilmiştir. Sıcaklık verilerinin bilgisayara aktarılmasında ADAM marka 4019+ model data logger kullanılmıştır. Data loggerin teknik özellikleri Ek B1’de verilmiştir.

Basınç sensörü: Kompresör giriş ve çıkışındaki, yoğuşturucu giriş ve çıkışındaki ve genişleme valfi girişindeki basınç değişimlerini ölçmek için KELLER 4-20 mA, 0-30 bar basınç transmitteri kullanılmıştır. Basınç verilerinin bilgisayara aktarılması yine ADAM marka 4019+ model data logger marifeti ile gerçekleştirilmiştir.

Gürültü ölçüm cihazı: Yoğuşturucu baca boyu ve soğutma yükü değişimine bağlı soğutma sisteminin gürültü değişimlerinin incelenmesi Svantek marka SV 104 model gürültü ölçüm cihazı ile yapılmıştır. Gürültü ölçümü cihazı, ISO 362-1:2007 standardına uygun olarak Soğutma sisteminden 1 m uzaklığa yerleştirilmiştir. Gürültü ölçüm cihazına ait teknik özellikleri Ek C1’de verilmiştir.

Titreşim ölçüm cihazı: Yoğuşturucu baca boyu ve soğutma yükü değişimine bağlı kompresör titreşimlerinin değişimlerinin ölçümü kompresör üzerinde sabitlenen üç eksenli ivme ölçer ve VIBROTEST 80 Brüel & Kjaer 4527 marka titreşim ölçer cihaz ile gerçekleştirilmiştir. Kullanılan cihaz ile 0.3-10000 Hz Frekans aralığında ve 10 mV/g hassasiyetinde ölçümler yapılabilir. Cihaza ait diğer teknik özellikleri Ek Ç1’de verilmiştir.

Soğutma yükünün ayarlanması: Soğutma sisteminin (buz dolabının) içerisinde merkezi 3 farklı noktaya ısıtıcılar yerleştirilmiş, bu ısıtıcıların yükleri Vortice C 2,5 marka yük anahtarı ile 0W, 25W, 50W, 75W, 100W, 125W ve 140W soğutma yükünün oluşturulmasında kullanılmıştır. Yük anahtarı 50 Hz, 220-240V çalışma

geriliminde, 450W güç değerine kadar çalışabilmektedir. Cihaza ait diğer teknik özellikleri Ek D1’de verilmiştir.

Soğutucu akışkan şarjı: Soğutma sisteminde 82gr R600a soğutucu akışkanı kullanılmıştır. 82gr soğutucu akışkanın şarj ve tartım işlemi Vista SF-400D hassas terazi ve şarj mekanizması kullanılarak sisteme şarj edilmiştir. Teknik özellikler Ek F1’de verilmiştir.

Yoğuşturucu bacası: Soğutma sisteminde yoğuşturucu üzerindeki baca boyunun ısı transferine etkisini incelemek için farklı baca boyları deney sisteminde kullanılmıştır. Baca boyutlarının rahatlıkla değiştirilebilmesine olanak tanıdığı için baca karton malzemeden yapılmıştır. Soğutma sistemi yoğuşturucusunda baca olmadan (baca boyu 0 cm) ve farklı baca boylarında (100, 125, 145, 165 ve 180 cm) olmak üzere 6 farklı baca boyu oluşturularak ölçümler yapılmıştır. Yoğuşturucu üzerinde bacanın görünümü Şekil 4.3’te verilmiştir.



Şekil 4.3. Yoğuşturucu üzerinde bacanın montajlı görünümü.

4.2. TEORİK YAKLAŞIMLAR

4.2.1. Enerji Analizi

Termodinamiğin birinci yasasının temel amacı, aşırı ısınma sıcaklığı, yoğuşturucu sıcaklığı, kompresör izentropik etkinliği ve buharlaştırıcı sıcaklığı ile performans katsayısının (COP) değişimini belirlemektir. Bu nedenle termodinamik analizin birinci yasası her sistem elemanına uygulanmıştır. Soğutucu akışkan kütle akış oranı (\dot{m}_r), h_1 , h_2 noktalarındaki entalpiden ve kompresörün gücünden (\dot{P}_{comp}) aşağıdaki iki denklem kullanılarak hesaplanmış, Eşitlik 4.1 ve 4.2 de denklemler verilmiştir[73].

$$\dot{m}_r = \frac{\dot{W}_{comp}}{h_2 - h_1} \quad (4.1)$$

$$\dot{W}_{comp} = \dot{P}_{comp} \eta_{mec} \eta_{el} \quad (4.2)$$

Her birim zaman için depodan buharlaştırıcıya aktarılan ısı miktarı aşağıdaki denklem ile hesaplanabilir:

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_r(h_7 - h_6) \quad (4.3)$$

Her birim zaman için yoğuşturucudan buharlaştırıcıya aktarılan ısı miktarı aşağıdaki eşitlikle hesaplanabilir:

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_r(h_2 - h_3) \quad (4.4)$$

Soğutma sisteminin COP değeri, her birim zaman için buharlaştırıcıdan aktarılan ısıya karşılık gelen kompresör tarafından tüketilen elektrik gücünü ifade eder. COP aşağıdaki denklemle hesaplanabilir:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{ev}}{\dot{P}_{comp}} \quad (4.5)$$

Kompresör izentropik verimini tespit etmek amacıyla Eşitlik 4.6 kullanılmıştır.

$$\eta_s = \frac{\dot{m}(h_{2,s} - h_1)}{\dot{P}_{\text{comp}}} \quad (4.6)$$

4.2.2. Ekserji Analizi

Termodinamik analizin ikinci yasası ekserji kavramına bağlıdır. Ekserji, çevresel koşullarla ilişkili farklı enerji prosedürleri için kalitenin veya çalışma olasılığının bir ölçüsü olarak düşünülür. Sisteme uygulanan analizi, sistem elemanlarındaki tüm kayıpları tanımlar [74]. Bu geliştirme, bu kayıpların potansiyelini veya tersinmezliğini ve önem sırasını anlamaya yardımcı olabilir. Tersinmezlik, süreç eksikliğinin bir ölçüsüdür ve optimal çalışma koşullarının belirlenmesine yardımcı olur. Ekserji analizinin, incelenen prosesin termodinamik gelişimini artırma olasılığına atıfta bulunabileceği söylenebilir [75]. Ekserji analizinin, enerji kayıplarının değerlendirilmesinin termodinamiğin birinci kanunu yerine ikinci kanunu takip ettiği nispeten yeni bir yöntem olarak kabul edildiğini söylemek mümkündür. Bu nedenle, bu analiz termodinamiğin ikinci yasası ile ilgilidir [76].

Kotaş (2013) genel ekserji analizinin derecelendirme formülünde ifade edildiğini belirtmiştir [77]. Bu nedenle, bu tezde ekserji analizini yapıldı ve sürekli akış kontrol hacminin ekserji yıkımı Eşitlik 4.7’de gösterilmektedir [78].

$$\dot{E}_{x,\text{dest}} = \sum \dot{E}_{x,\text{in}} - \sum \dot{E}_{x,\text{out}} + \sum \left[\dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \right]_{\text{in}} - \sum \left[\dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \right]_{\text{out}} + \sum \dot{W}_{\text{in}} - \sum \dot{W}_{\text{out}} \quad (4.7)$$

Sistemin ekserji yıkımı Eşitlik 4.7’de gösterilmiştir. Eşitlik 4.7’nin sağ tarafındaki ilk iki madde akış ekserjisini temsil eder. Sonraki iki öge ısı transfer enerjisini ve son iki öge iş ekserjisini temsil eder. Bu çalışmadaki tüm denklemlerdeki “out” ve “in” alt endeksleri çıkış ve giriş koşullarını temsil etmektedir. Ayrıca ortam sıcaklığı referans sıcaklık (T_0) olarak ölçülmüştür. Sistemin her noktasındaki akış ekserjisi Eşitlik 4.8’de verildiği gibi hesaplanır:

$$\dot{E}_x = \dot{m}_r[h - h_o - T_o(S - S_o)] \quad (4.8)$$

Analiz edilen sistem, yoğuşturucu, kompresör, kılcal boru ve buharlaştırıcıdan oluşmaktadır. Eşitlik 4.9 ve 4.10, sistem ekserji analizinin her bir ögesi için ekserji yıkımını aşağıdaki gibi hesaplamak için kullanılmıştır:

$$\dot{E}_{x,dest,comp} = \dot{E}_{x,1} - \dot{E}_{x,2} + P_{comp} \quad (4.9)$$

$$\dot{E}_{x,dest,comp} = \dot{m}_r[(h_1 - T_o S_1) - (h_2 - T_o S_2)] + P_{comp} \quad (4.10)$$

Ekserji yıkımının genel ifadesini aşağıdaki gibi hesaplamak için Eşitlik 4.11 ve 4.12 kullanılmıştır:

$$\dot{E}_{x,dest,con} = \dot{E}_{x,2} - \dot{E}_{x,3} - \left[\dot{Q}_{con} \left(1 - \frac{T_o}{T_{con}} \right) \right] \quad (4.11)$$

$$\dot{E}_{x,dest,con} = \dot{m}_r[(h_2 - T_o S_2) - (h_3 - T_o S_3)] - \left[\dot{Q}_{con} \left(1 - \frac{T_o}{T_{con}} \right) \right] \quad (4.12)$$

Eşitlik 4.13 ve 4.14'te sistem buharlaştırıcısının ekserji yıkımı hesaplanmıştır:

$$\dot{E}_{x,dest,ev} = \dot{E}_{x,6} - \dot{E}_{x,7} + \left[\dot{Q}_{ev} \left(1 - \frac{T_o}{T_{ev}} \right) \right] \quad (4.13)$$

$$\dot{E}_{x,dest,ev} = \dot{m}_r[(h_6 - T_o S_6) - (h_7 - T_o S_7)] + \left[\dot{Q}_{ev} \left(1 - \frac{T_o}{T_{ev}} \right) \right] \quad (4.14)$$

Eşitlik 4.15 ve 4.16'da kılcal borunun ekserji yıkımı hesaplanmıştır:

$$\dot{E}_{x,dest,cap} = \dot{E}_{x,5} - \dot{E}_{x,6} \quad (4.15)$$

$$\dot{E}_{x,dest,cap} = \dot{m}_r T_o (S_5 - S_6) \quad (4.16)$$

Isı transferinin ekserji yıkımını hesaplamak için Eşitlik 4.17 ve 4.18 kullanılmıştır:

$$\dot{E}_{x,dest,hex} = (\dot{E}_{x,3} - \dot{E}_{x,4}) + (\dot{E}_{x,7} - \dot{E}_{x,1}) \quad (4.17)$$

$$\dot{E}_{x,dest,hex} = \dot{m}_r \{ \{ (h_3 - T_o S_3) - (h_4 - T_o S_4) \} + \{ (h_7 - T_o S_7) - (h_1 - T_o S_1) \} \} \quad (4.18)$$

Eşitlik 4.19, sistem bileşenlerinin neden olduğu toplam ekserji tahribatını her bir bileşeni aşağıdaki gibi ekleyerek hesaplamak için kullanılır:

$$\dot{E}_{x,dest,all} = \dot{E}_{x,dest,comp} + \dot{E}_{x,dest,con} + \dot{E}_{x,dest,ev} + \dot{E}_{x,dest,cap} + \dot{E}_{x,dest,hex} \quad (4.19)$$

Eşitlik 4.20 sistemin genel ekserji verimini aşağıdaki gibi hesaplamak için kullanılır:

$$\eta_{gen} = \frac{\dot{E}_{x,6} - \dot{E}_{x,7}}{P_{comp}} \quad (4.20)$$

4.3. HATA ANALİZİ

Bu çalışmada, deneysel süreçte kullanılan cihazların belirsizliklerinin ekserji ve enerji analizine etkisi Eşitlik 4.21 yardımıyla araştırılmıştır. Bu eşitlik Gauss hata yayılım yasası olarak bilinmektedir. Bu yasaya göre R, $R = f(x_1, x_2, \dots, x_n)$ şeklinde bir fonksiyondur ve R'nin hata analizi aşağıdaki gibidir [79]:

$$w_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.21)$$

Burada, w_n , n'inci dereceden bağımsız değişkendeki belirsizliktir.

Çizelge 4.2. Kullanılan ölçüm cihazlarının ölçüm aralığı ve doğruluk değerleri.

Ölçüm Cihazı	Doğruluk
Sinyal Dönüştürücü (Advantec 4019+)	-
Basınç Transmitteri (KELLER PA-21Y)	%±0.25
Isılçift (K tipi)	%±0.1
İvmeölçer (VIBROTEST 80 Brüel & Kjaer 4527)	10 mV/g
Gürültü Ölçer (Svantek SV 104)	% 1

BÖLÜM 5

SONUÇLAR

Yapılan çalışmada, farklı yoğuşturucu baca boylarının ve soğutma yüklerinin sistemin performans ve çalışma özelliklerine etkileri ve COP, kompresörün enerji tüketimi, \dot{Q}_E , \dot{Q}_C , \dot{W}_{comp} , kompresör izantropik verimi, ekserji verimi, titreşim ve gürültü değerlerinde gerçekleşen değişimler tespit edilmiştir. Yapılan deneyler her bir baca boyu ve soğutma yükü değeri için ayrı ayrı yapılarak, yoğuşturucu bacasının boyu ve soğutma yükü parametrelerine bağlı olarak gerçekleşen değişimler yardımı ile yoğuşturucu bacası kullanımının hangi şartlarda uygun olacağı ve sağlayacağı faydalar tespit edilmiştir.

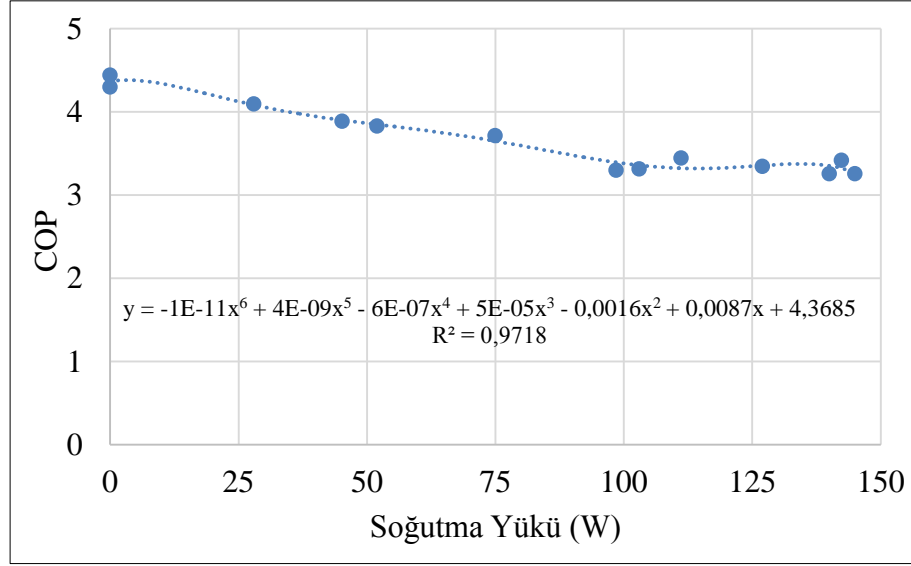
Deneysel çalışmada kullanılan cihazların doğruluk değerleri Çizelge 4.2’de verilmiştir. COP ve η_{gen} için hata miktarını belirlemek için Eşitlik 4.21 kullanılmış ve hatalar sırasıyla %0,32 ve %0,73 olarak bulunmuştur.

5.1. YOĞUŞTURUCU BACASI KULLANILMAYAN KOŞULLARDAKİ ÇALIŞMALAR

Yapılan çalışmanın ilk deneysel aşamasında soğutma sisteminde yoğuşturucu bacasının kullanılmadığı (0 cm baca yüksekliğinde) ve 0, 25, 50, 75, 100, 125, 140W soğutma yükleri altında COP, kompresörün enerji tüketimi, \dot{Q}_E , \dot{Q}_C , \dot{W}_{comp} , kompresör izantropik verimi, ekserji verimi, titreşim ve gürültü değerlerinde meydana gelen değişimler tespit edilmiştir. Elde edilen veriler Şekil 5.1 ile Şekil 5.7 arasında verilmiştir.

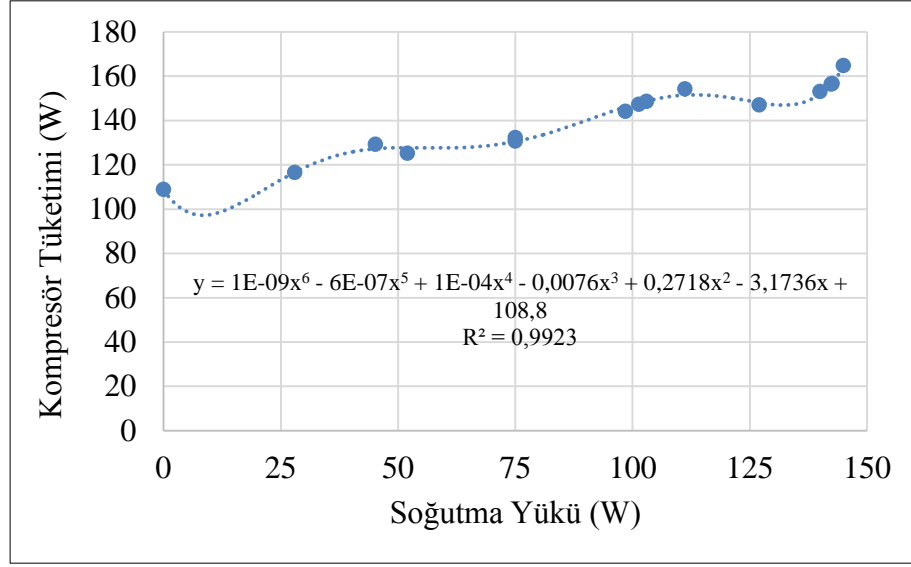
Şekil 5.1’de, yoğuşturucu bacasının kullanılmadığı ve 0, 25, 50, 75, 100, 125, 140W soğutma yükleri altında soğutma sisteminin COP değerindeki değişim verilmiştir. Soğutma yükünün kullanılmadığı şartlarda sistemin COP değeri 4.29 seviyelerinde iken,

soğutma yükündeki artışa bağlı olarak düşüş göstermiş ve kullanılan soğutma yükünün maksimum değeri olan 140W olduğu şartlarda 3.25 seviyesine düştüğü görülmüştür. Soğutma sisteminde kullanılan soğutma yükü değer aralığında sistem COP değerinin %24,24 düşüş gösterdiği tespit edilmiştir.



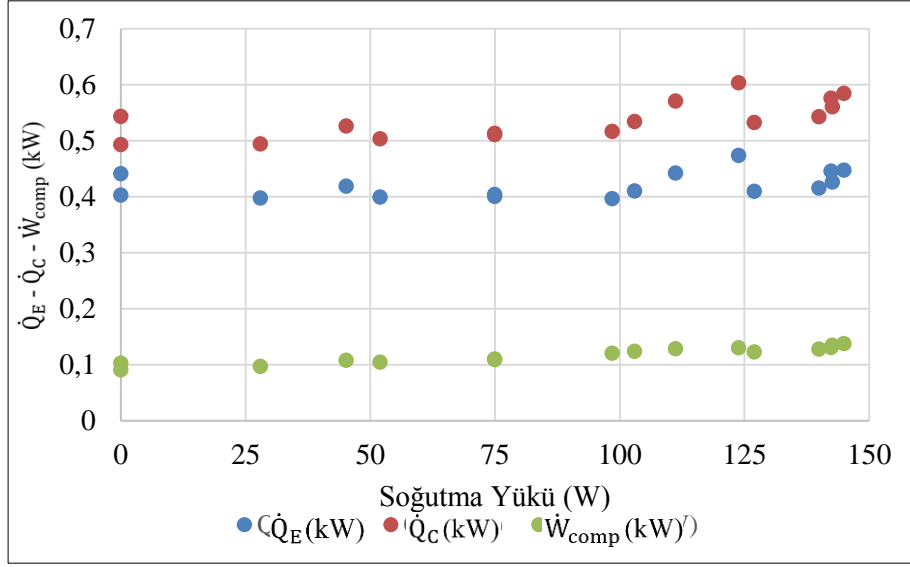
Şekil 5.1. Yoğuşturucu bacası kullanılmayan şartlarda COP - soğutma yükü değişimi.

Şekil 5.2’de, yoğuşturucu bacasının kullanılmadığı şartlarda soğutma yük değerine bağlı olarak soğutma sisteminin kompresör enerji tüketim değerindeki değişim verilmiştir. Soğutma yükünün kullanılmadığı şartlarda kompresörün enerji tüketim değeri 123,1W seviyelerinde iken, soğutma yükündeki artışa bağlı olarak artış göstermiştir. Kullanılan soğutma yükünün maksimum değeri olan 140W değerinde kompresör enerji tüketiminin 153W seviyesine yükseldiği görülmüştür. Soğutma sisteminde kullanılan soğutma yük değer aralığında, sistem kompresörünün enerji tüketim değerinin %24,29 artış gösterdiği tespit edilmiştir.



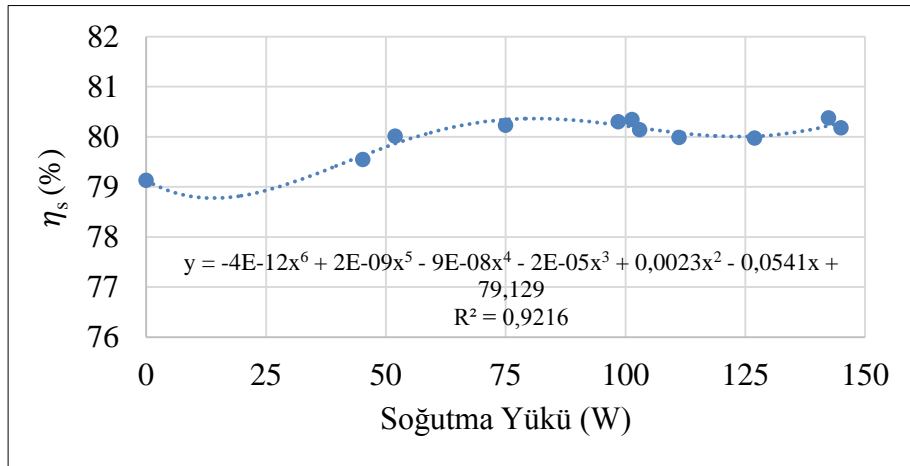
Şekil 5.2. Yoğuşturucu bacası kullanılmayan şartlarda kompresör tüketimi - soğutma yükü değişimi.

Şekil 5.3'te, yoğuşturucu bacasının kullanılmadığı şartlarda soğutma yük değerine bağlı olarak soğutma sisteminin \dot{Q}_E , \dot{Q}_C ve \dot{W}_{comp} değerlerindeki değişimler verilmiştir. Soğutma yükünün kullanılmadığı şartlarda sistemin \dot{Q}_E değeri 0,440kW seviyelerinde iken, soğutma yükündeki artışa bağlı olarak azalma göstermiş ve kullanılan soğutma yükünün maksimum değeri olan 140W olduğu şartlarda 0,415kW seviyesine düştüğü görülmüştür. Soğutma sisteminde, kullanılan soğutma yükü değer aralığında sistem \dot{Q}_E değerinin %5,68 azalma gösterdiği tespit edilmiştir. Yoğuşturucu bacasının kullanılmadığı ve soğutma yükünün uygulanmadığı şartlarda \dot{Q}_C değeri 0,543 kW seviyelerinde iken, soğutma yükündeki artışa bağlı olarak azalma göstermiş ve kullanılan soğutma yükünün maksimum değeri olan 140W olduğu şartlarda 0,542kW seviyesine düştüğü görülmüştür. Soğutma sisteminde kullanılan soğutma yükü değer aralığında sistem \dot{Q}_C değerinin %0,18 azalma gösterdiği tespit edilmiştir. Sistemin \dot{W}_{comp} değeri ise, yoğuşturucu bacasının ve soğutma yükünün kullanılmadığı şartlarda 0,100kW seviyelerinde iken, soğutma yükündeki artışa bağlı olarak artış göstermiş ve kullanılan soğutma yükünün maksimum değerinin 140W olduğu şartlarda 0,127kW seviyesine yükseldiği görülmüştür. Soğutma sisteminde kullanılan soğutma yükü değer aralığında sistemin \dot{W}_{comp} değerinin %27 artış gösterdiği tespit edilmiştir.



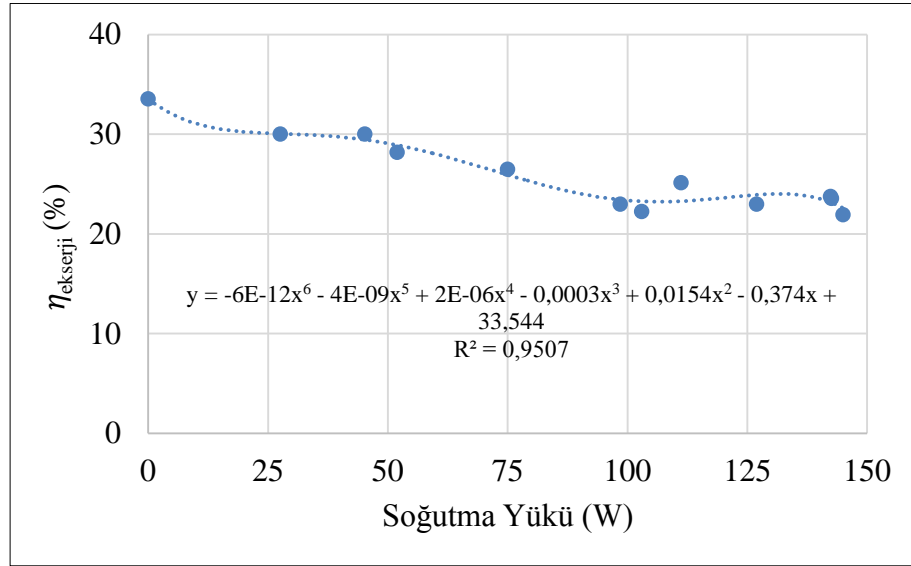
Şekil 5.3. Yoğuşturucu bacası kullanılmayan şartlarda \dot{Q}_E , \dot{Q}_C , \dot{W}_{comp} - soğutma yükü değişimi.

Şekil 5.4'te, yoğuşturucu bacasının kullanılmadığı şartlarda soğutma yük değerine bağlı olarak soğutma sisteminin kompresör izantropik verim değerindeki değişim verilmiştir. Soğutma yükünün kullanılmadığı şartlarda sistemin kompresör izantropik verimi değeri %79,1 seviyelerinde iken soğutma yükündeki artışa bağlı olarak artış göstermiş ve kullanılan soğutma yükünün maksimum değerinin 140W olduğu şartlarda %80 seviyesine yükseldiği görülmüştür. Soğutma sisteminde kullanılan soğutma yükü değer aralığında kompresör izantropik verimi değerinin %1 artış gösterdiği tespit edilmiştir.



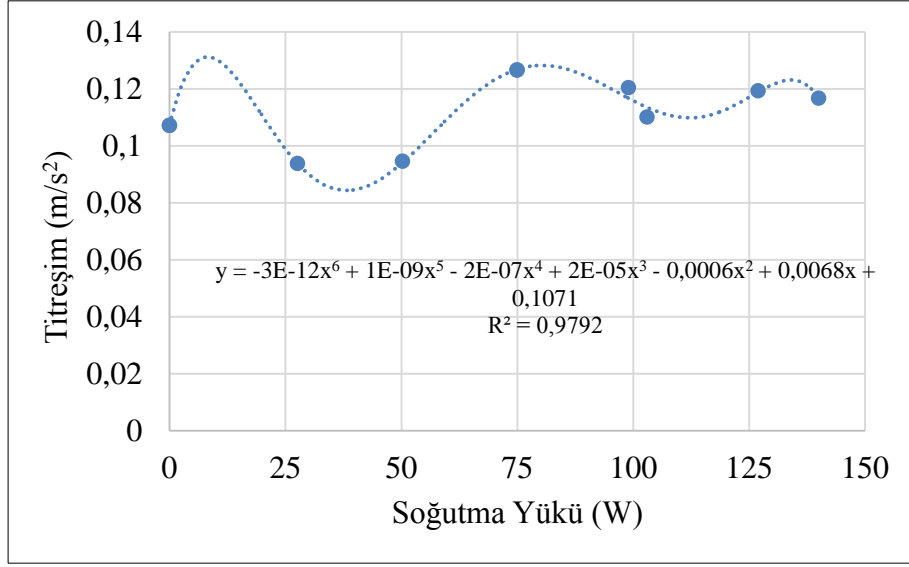
Şekil 5.4. Yoğuşturucu bacası kullanılmayan şartlarda kompresör izantropik verimi - soğutma yükü değişimi

Şekil 5.5'te, yoğuşturucu bacasının kullanılmadığı şartlarda soğutma yük değerine bağlı olarak soğutma sisteminin ekserji verimi değerindeki değişim verilmiştir. Soğutma yükünün kullanılmadığı şartlarda sistemin ekserji verim değeri %33,5 seviyelerinde iken, soğutma yükündeki artışa bağlı olarak azalma göstermiş ve kullanılan soğutma yükünün maksimum değerinin 140W olduğu şartlarda %21,65 seviyesine düştüğü görülmüştür. Soğutma sisteminde kullanılan soğutma yükü değer aralığında sistem ekserji verim değerinin %35,37 düşüş gösterdiği tespit edilmiştir.



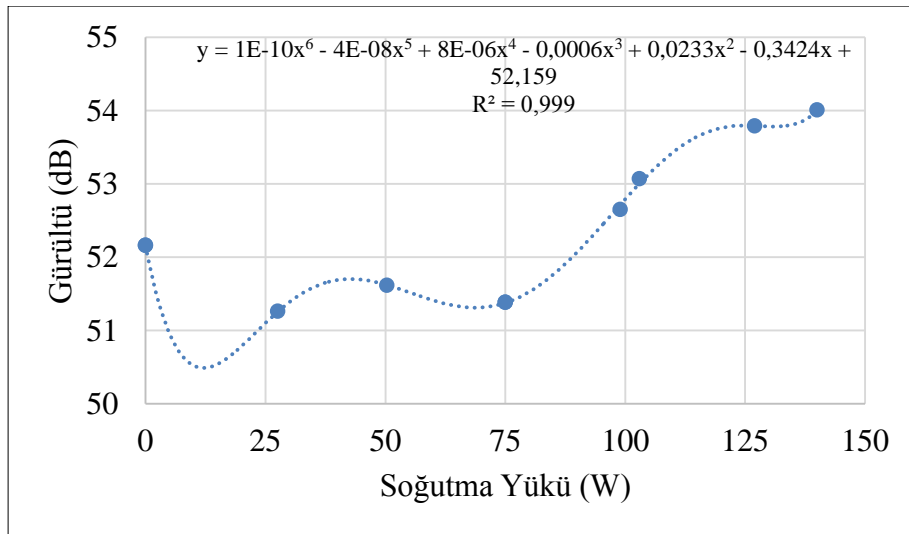
Şekil 5.5. Yoğuşturucu bacası kullanılmayan şartlarda ekserji verimi- soğutma yükü değişimi.

Şekil 5.6'da, yoğuşturucu bacasının kullanılmadığı şartlarda soğutma yük değerine bağlı olarak soğutma sisteminin titreşim değerindeki değişim verilmiştir. Soğutma yükünün kullanılmadığı şartlarda sistemin titreşim değeri $0,107m/s^2$, seviyelerinde iken, soğutma yükündeki artışa bağlı olarak artma göstermiş ve kullanılan soğutma yükünün maksimum değerinin 140W olduğu şartlarda $0,116m/s^2$ seviyesine ulaştığı görülmüştür. Soğutma sisteminde kullanılan soğutma yükü değer aralığında sistemin titreşim değerinin %8,41 artış gösterdiği tespit edilmiştir.



Şekil 5.6. Yoğuşturucu bacası kullanılmayan şartlarda ortalama titreşim değeri - soğutma yükü değişimi.

Şekil 5.7'de, yoğuşturucu bacasının kullanılmadığı şartlarda soğutma yük değerine bağlı olarak soğutma sisteminin gürültü değerindeki değişim verilmiştir. Soğutma yükünün kullanılmadığı şartlarda sistemin gürültü değeri 52,15Db, seviyelerinde iken, soğutma yükündeki artışa bağlı olarak artma göstermiş ve kullanılan soğutma yükünün maksimum değeri olan 140W olduğu şartlarda 54,00Db seviyesine ulaştığı görülmüştür. Soğutma sisteminde kullanılan soğutma yükü değer aralığında sistem gürültü değerinin %3,54 artış gösterdiği tespit edilmiştir.

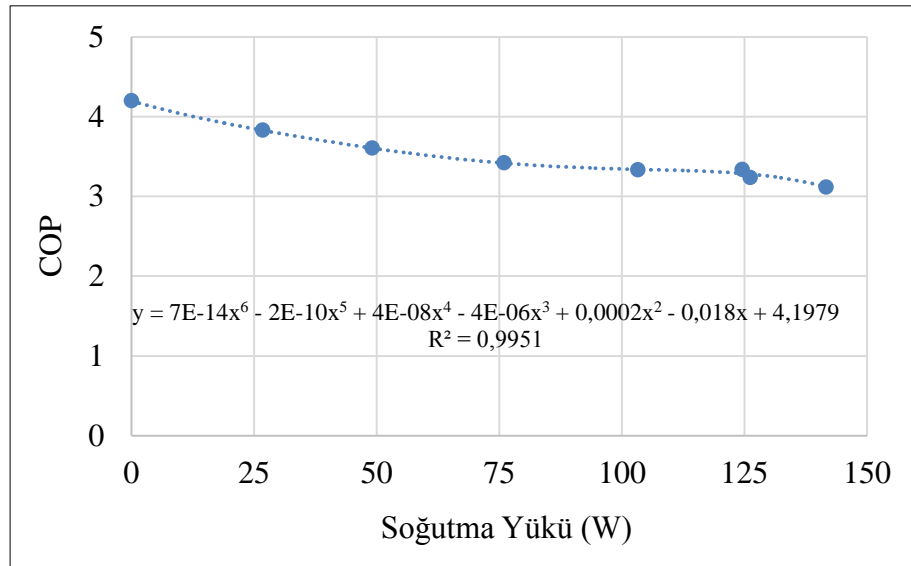


Şekil 5.7. Yoğuşturucu bacası kullanılmayan şartlarda ortalama gürültü değeri - soğutma yükü değişimi.

5.2. 125 CM YOĞUŞTURUCU BACASI KULLANILAN KOŞULLARDAKİ ÇALIŞMALAR

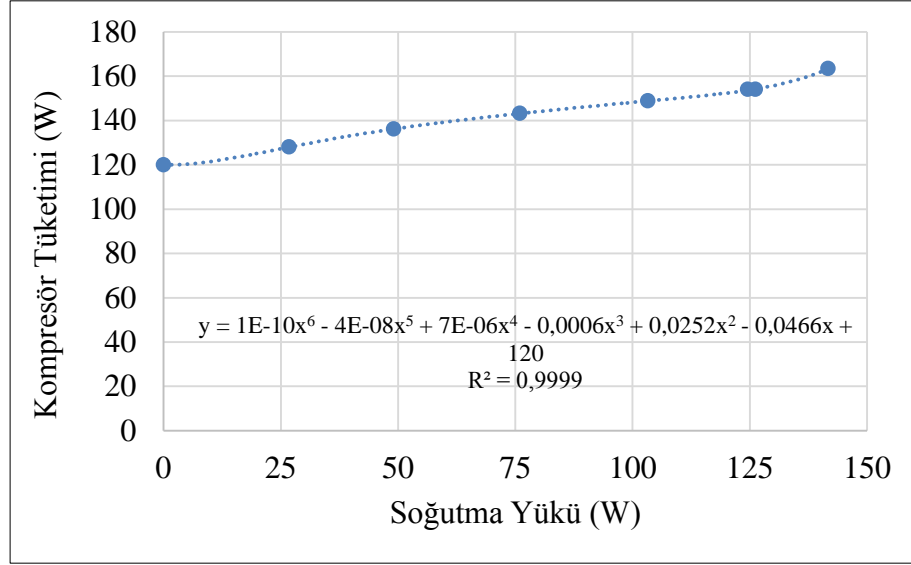
Deneysel çalışmaların ikinci aşamasında, 125 cm yoğuşturucu baca yüksekliğinde ve 0, 25, 50, 75, 100, 125, 140W soğutma yükleri altında COP, kompresörün enerji tüketimi, \dot{Q}_E , \dot{Q}_C , \dot{W}_{comp} , kompresör izantropik verimi, ekserji verimi, titreşim ve gürültü değerlerinde meydana gelen değişimler tespit edilmiştir. Elde edilen veriler Şekil 5.8 ile Şekil 5.14 arasında verilmiştir.

Şekil 5.8’de, yoğuşturucu bacasının 125 cm olarak kullanıldığı ve 0, 25, 50, 75, 100, 125, 140W soğutma yükleri altında soğutma sisteminin COP değerindeki değişim verilmiştir. Soğutma yükünün kullanılmadığı şartlarda sistemin COP değeri 4,19 seviyelerinde iken, soğutma yükündeki artışa bağlı olarak düşüş göstermiş ve kullanılan soğutma yükünün maksimum değeri olan 140W olduğu şartlarda 3,11 seviyesine düştüğü görülmüştür. Soğutma sisteminde kullanılan soğutma yükü değer aralığında sistem COP değerinin %25 düşüş gösterdiği tespit edilmiştir.



Şekil 5.8. 125 cm baca yüksekliğinde COP - soğutma yükü değişimi.

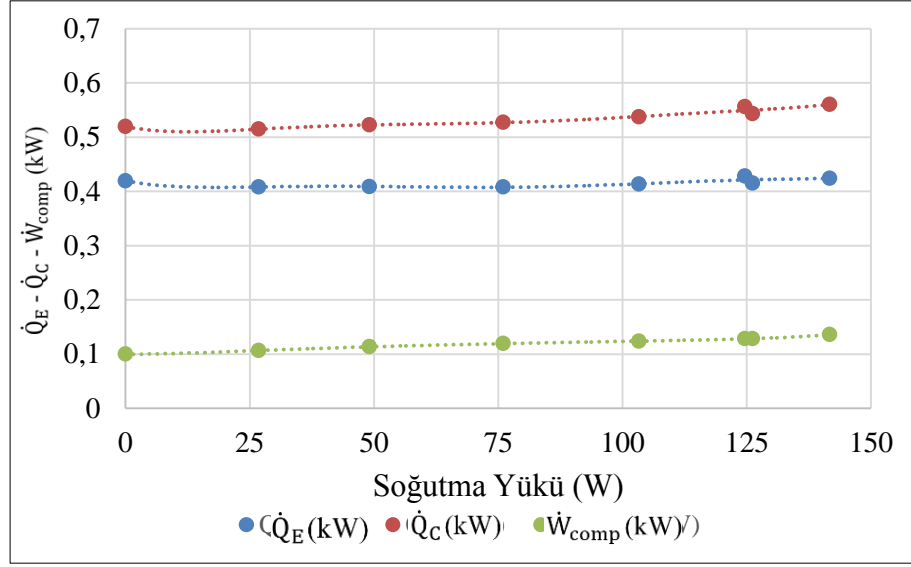
Şekil 5.9’da, yoğuşturucu bacasının 125cm olarak kullanıldığı şartlarda soğutma yük değerine bağlı olarak soğutma sisteminin kompresör enerji tüketimi değerindeki değişim verilmiştir.



Şekil 5.9. 125 cm baca yüksekliğinde kompresör tüketimi - soğutma yükü değişimi.

Soğutma yükünün kullanılmadığı şartlarda sistemin kompresör enerji tüketim değeri 120W seviyelerinde iken soğutma yükündeki artışa bağlı olarak artış göstermiş ve kullanılan soğutma yükünün maksimum değeri olan 140W değerinde 163,4W seviyesine yükseldiği görülmüştür. Soğutma sisteminde kullanılan soğutma yükü değer aralığında sistem kompresörünün enerji tüketimi değerinin %36,16 artış gösterdiği tespit edilmiştir.

Şekil 5.10'da, yoğuşturucu bacasının 125cm olarak kullanıldığı şartlarda soğutma yük değerine bağlı olarak soğutma sisteminin \dot{Q}_E , \dot{Q}_C ve \dot{W}_{comp} değerindeki değişimler verilmiştir. Soğutma yükünün kullanılmadığı şartlarda sistemin \dot{Q}_E değeri 0,420kW seviyelerinde iken, soğutma yükündeki artışa bağlı olarak artış göstermiş ve kullanılan soğutma yükünün maksimum değeri olan 140W olduğu şartlarda 0,424kW seviyesine yükseldiği görülmüştür.

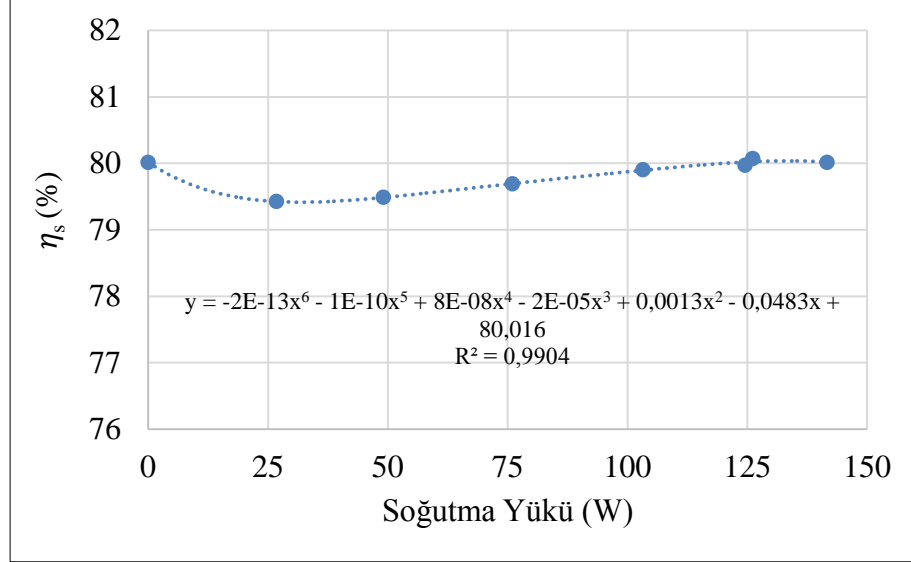


Şekil 5.10. 125 cm baca yüksekliğinde \dot{Q}_E , \dot{Q}_C , \dot{W}_{comp} - soğutma yükü değişimi.

Soğutma sisteminde kullanılan soğutma yükü değer aralığında sistem \dot{Q}_E değerinin %0,95 artış gösterdiği tespit edilmiştir. Yoğuşturucu bacasının kullanılmadığı ve soğutma yükünün uygulanmadığı şartlarda \dot{Q}_C değeri 0,520kW seviyelerinde iken soğutma yükündeki artışa bağlı olarak artış göstermiş ve kullanılan soğutma yükünün maksimum değeri olan 140W olduğu şartlarda 0,560 kW seviyesine yükseldiği görülmüştür. Soğutma sisteminde kullanılan soğutma yükü değer aralığında sistem \dot{Q}_C değerinin %7,70 artış gösterdiği tespit edilmiştir. Sistemin \dot{W}_{comp} değeri ise, yoğuşturucu bacasının kullanılmadığı ve soğutma yükünün uygulanmadığı şartlarda 0,100kW seviyelerinde iken, soğutma yükündeki artışa bağlı olarak artış göstermiş ve kullanılan soğutma yükünün maksimum değeri olan 140W olduğu şartlarda 0,136kW seviyesine yükseldiği görülmüştür. Soğutma sisteminde kullanılan soğutma yükü değer aralığında sistemin \dot{W}_{comp} değerinin %36 artış gösterdiği tespit edilmiştir.

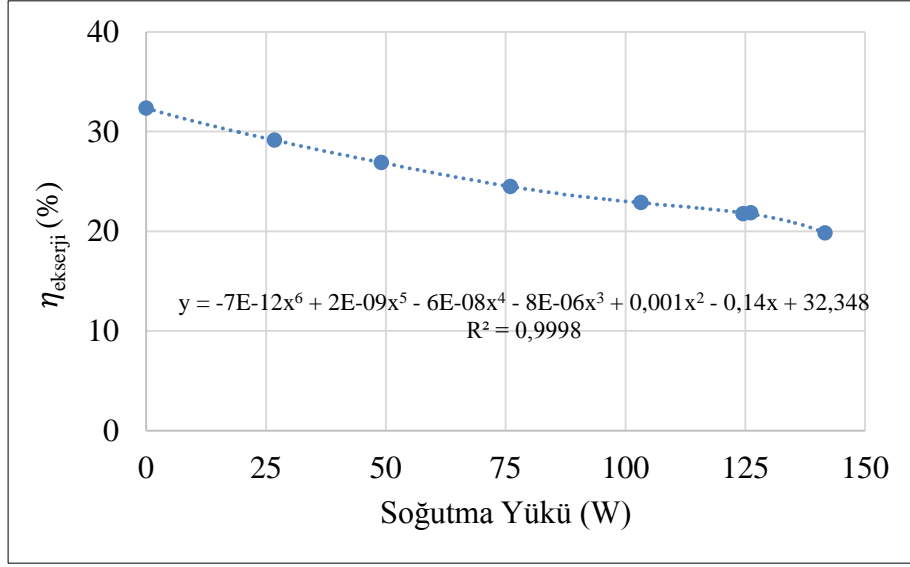
Şekil 5.11’de, yoğuşturucu bacasının 125 cm olarak kullanıldığı şartlarda soğutma yük değerine bağlı olarak soğutma sisteminin kompresör izantropik verimi değerindeki değişim verilmiştir. Soğutma yükünün kullanılmadığı şartlarda sistemin kompresör izantropik verimi değeri %80 seviyelerinde iken, soğutma yükündeki artışa bağlı olarak artışı göstermiş ve kullanılan soğutma yükünün maksimum değerinin 140W olduğu şartlarda %80 seviyesine yükseldiği görülmüştür. Soğutma sisteminde

kullanılan soğutma yükü değer aralığında kompresör izantropik verimi değerinin değişim göstermediği tespit edilmiştir.



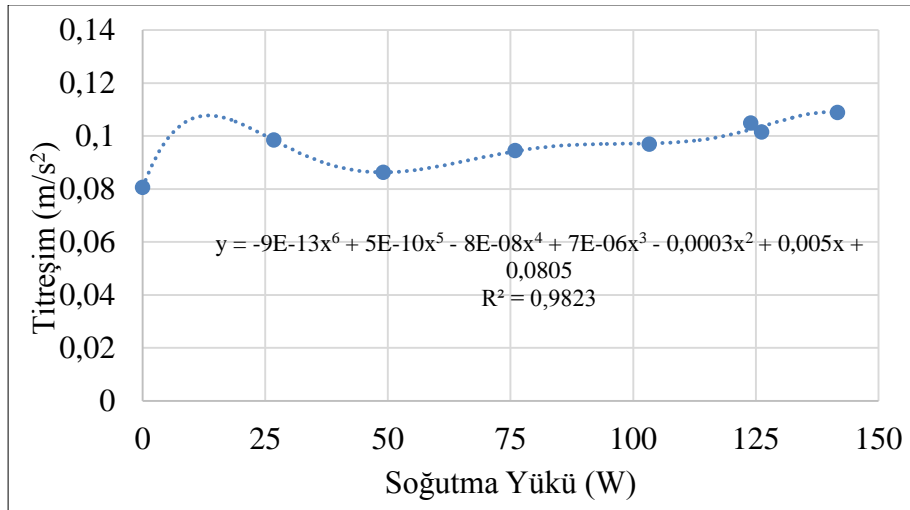
Şekil 5.11. 125 cm baca yüksekliğinde kompresör izantropik verimi- soğutma yükü değişimi.

Şekil 5.12’de, yoğuşturucu bacasının 125 cm olarak kullanıldığı şartlarda soğutma yük değerine bağlı olarak soğutma sisteminin ekserji verimi değerindeki değişim verilmiştir. Soğutma yükünün kullanılmadığı şartlarda sistemin ekserji verim değeri %32,3 seviyelerinde iken, soğutma yükündeki artışa bağlı olarak azalma göstermiş ve kullanılan soğutma yükünün maksimum değerinin 140W olduğu şartlarda %19,83 seviyesine düştüğü görülmüştür. Soğutma sisteminde kullanılan soğutma yükü değer aralığında sistemin ekserji verim değerinin %38,60 düşüş gösterdiği tespit edilmiştir.



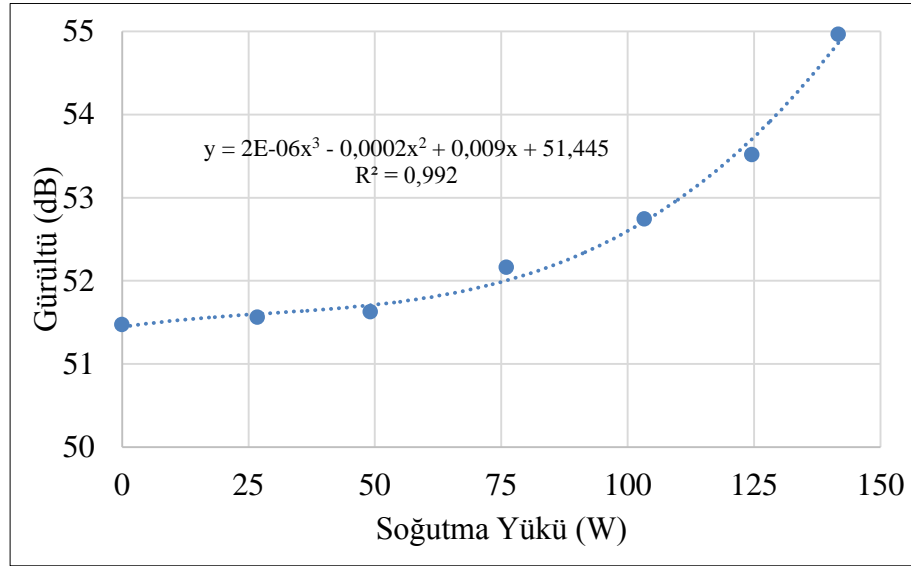
Şekil 5.12. 125 cm baca yüksekliğinde ekserji verimi - soğutma yükü değişimi.

Şekil 5.13'te, yoğuşturucu bacasının 125 cm olarak kullanıldığı şartlarda soğutma yük değerine bağlı olarak soğutma sisteminin titreşim değerindeki değişim verilmiştir. Soğutma yükünün kullanılmadığı şartlarda sistemin titreşim değeri $0,080\text{m/s}^2$ seviyelerinde iken, soğutma yükündeki artışa bağlı olarak artma göstermiş ve kullanılan soğutma yükünün maksimum değerinin 140W olduğu şartlarda $0,108\text{m/s}^2$ seviyesine arttığı görülmüştür. Soğutma sisteminde kullanılan soğutma yükü değer aralığında sistemin titreşim değerinin %35 artış gösterdiği tespit edilmiştir.



Şekil 5.13. 125 cm baca yüksekliğinde ortalama titreşim değeri - soğutma yükü değişimi.

Şekil 5.14'te, yoğuşturucu bacasının 125 cm olarak kullanıldığı şartlarda soğutma yük değerine bağlı olarak soğutma sisteminin gürültü değerindeki değişim verilmiştir. Soğutma yükünün kullanılmadığı şartlarda sistemin gürültü değeri 51,47Db seviyelerinde iken, soğutma yükündeki artışa bağlı olarak artma göstermiş ve kullanılan soğutma yükünün maksimum değeri olan 140W olduğu şartlarda 54,96Db seviyesine ulaştığı görülmüştür. Soğutma sisteminde kullanılan soğutma yükü değer aralığında sistemin gürültü değerinin %6,78 artış gösterdiği tespit edilmiştir.



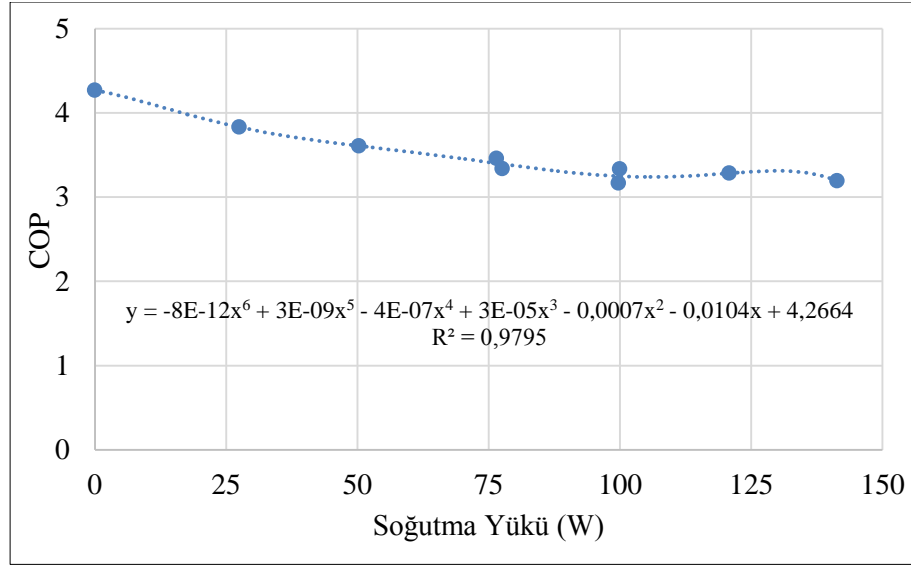
Şekil 5.14. 125 cm baca yüksekliğinde ortalama gürültü değeri - soğutma yükü değişimi.

5.3. 145 CM YOĞUŞTURUCU BACASI KULLANILAN KOŞULLARDAKİ ÇALIŞMALAR

Deneysel çalışmaların üçüncü aşamasında, 145 cm yoğuşturucu baca yüksekliğinde ve 0, 25, 50, 75, 100, 125, 140W soğutma yükleri altında COP, kompresörün enerji tüketimi, \dot{Q}_E , \dot{Q}_C , \dot{W}_{comp} , kompresör izantropik verimi, ekserji verimi, titreşim ve gürültü değerlerinde meydana gelen değişimler tespit edilmiştir. Elde edilen veriler Şekil 5.15 ile Şekil 5.21 arasında verilmiştir.

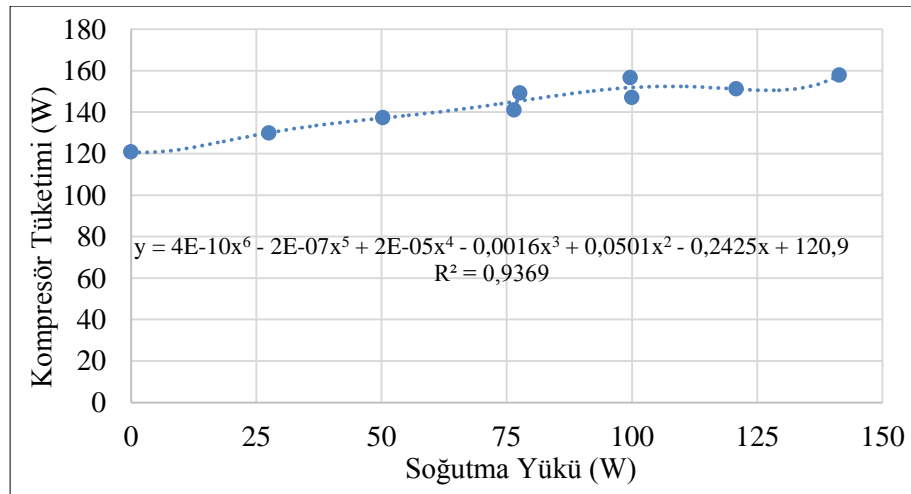
Şekil 5.15'te, yoğuşturucu bacasının 145 cm olarak kullanıldığı ve 0, 25, 50, 75, 100, 125, 140W soğutma yükleri altında soğutma sisteminin COP değerindeki değişim

verilmiştir. Soğutma yükünün kullanılmadığı şartlarda sistemin COP değeri 4,26 seviyelerinde iken, soğutma yükündeki artışa bağlı olarak düşüş göstermiş ve kullanılan soğutma yükünün maksimum değeri olan 140W olduğu şartlarda 3,19 seviyesine düştüğü görülmüştür. Soğutma sisteminde kullanılan soğutma yükü değer aralığında sistem COP değerinin %25,11 düşüş gösterdiği tespit edilmiştir.



Şekil 5.15. 145 cm baca yüksekliğinde COP - soğutma yükü değişimi.

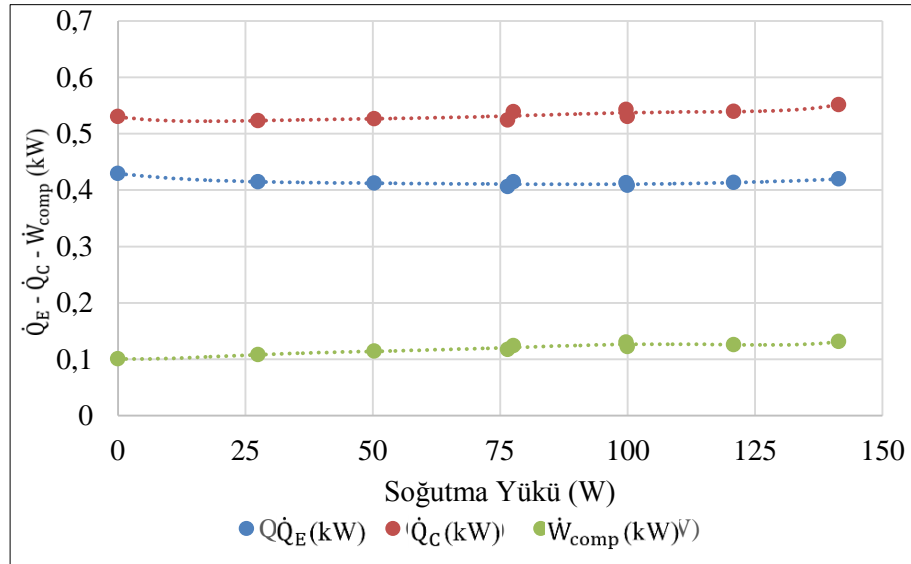
Şekil 5.16'da, yoğuşturucu bacasının 145 cm olarak kullanıldığı şartlarda soğutma yük değerine bağlı olarak soğutma sisteminin kompresör enerji tüketimi değerindeki değişim verilmiştir.



Şekil 5.16. 145 cm baca yüksekliğinde kompresör tüketimi - soğutma yükü değişimi.

Soğutma yükünün kullanılmadığı şartlarda sistemin kompresör enerji tüketim değeri 120,9W seviyelerinde iken soğutma yükündeki artışa bağlı olarak artış göstermiş ve kullanılan soğutma yükünün maksimum değeri olan 140W değerinde 157,9W seviyesine yükseldiği görülmüştür. Soğutma sisteminde kullanılan soğutma yükü değer aralığında sistem kompresörünün enerji tüketimi değerinin %30,60 artış gösterdiği tespit edilmiştir.

Şekil 5.17’de, yoğuşturucu bacasının 145cm olarak kullanıldığı şartlarda soğutma yük değerine bağlı olarak soğutma sisteminin \dot{Q}_E , \dot{Q}_C ve \dot{W}_{comp} değerindeki değişimler verilmiştir. Soğutma yükünün kullanılmadığı şartlarda sistemin \dot{Q}_E değeri 0,430kW seviyelerinde iken, soğutma yükündeki artışa bağlı olarak azalma göstermiş ve kullanılan soğutma yükünün maksimum değeri olan 140W olduğu şartlarda 0,419kW seviyesine düştüğü görülmüştür.

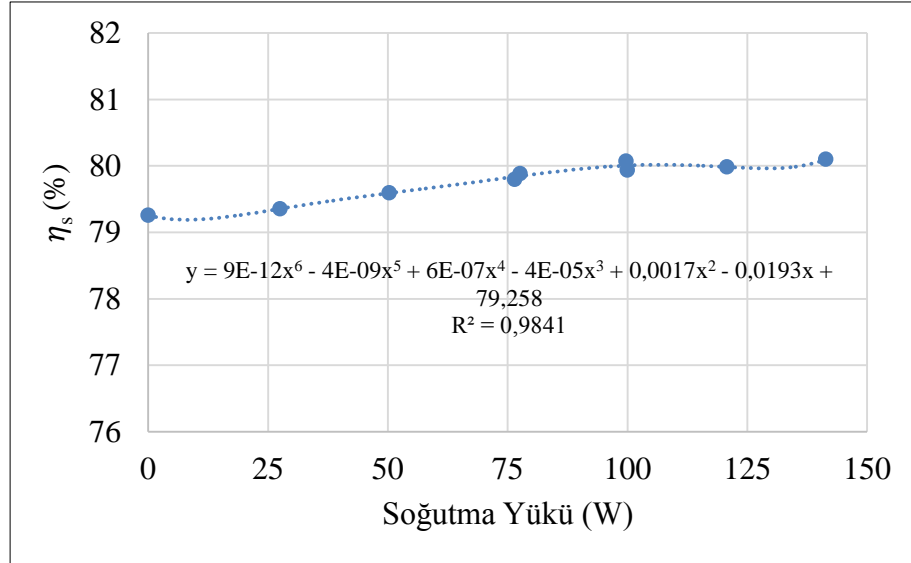


Şekil 5.17. 145 cm baca yüksekliğinde \dot{Q}_E , \dot{Q}_C , \dot{W}_{comp} - soğutma yükü değişimi.

Soğutma sisteminde kullanılan soğutma yükü değer aralığında sistem \dot{Q}_E değerinin %2,55 azalma gösterdiği tespit edilmiştir. Yoğuşturucu bacasının kullanılmadığı ve soğutma yükünün uygulanmadığı şartlarda \dot{Q}_C değeri 0,530kW seviyelerinde iken soğutma yükündeki artışa bağlı olarak artış göstermiş ve kullanılan soğutma yükünün maksimum değeri olan 140W olduğu şartlarda 0,551 kW seviyesine yükseldiği görülmüştür. Soğutma sisteminde kullanılan soğutma yükü değer aralığında sistem

\dot{Q}_C değerinin %3,96 artış gösterdiği tespit edilmiştir. Sistemin \dot{W}_{comp} değeri ise, yoğuşturucu bacasının kullanılmadığı ve soğutma yükünün uygulanmadığı şartlarda 0,100kW seviyelerinde iken, soğutma yükündeki artışa bağlı olarak artış göstermiş ve kullanılan soğutma yükünün maksimum değeri olan 140W olduğu şartlarda 0,131kW seviyesine yükseldiği görülmüştür. Soğutma sisteminde kullanılan soğutma yükü değer aralığında sistemin \dot{W}_{comp} değerinin %31 artış gösterdiği tespit edilmiştir.

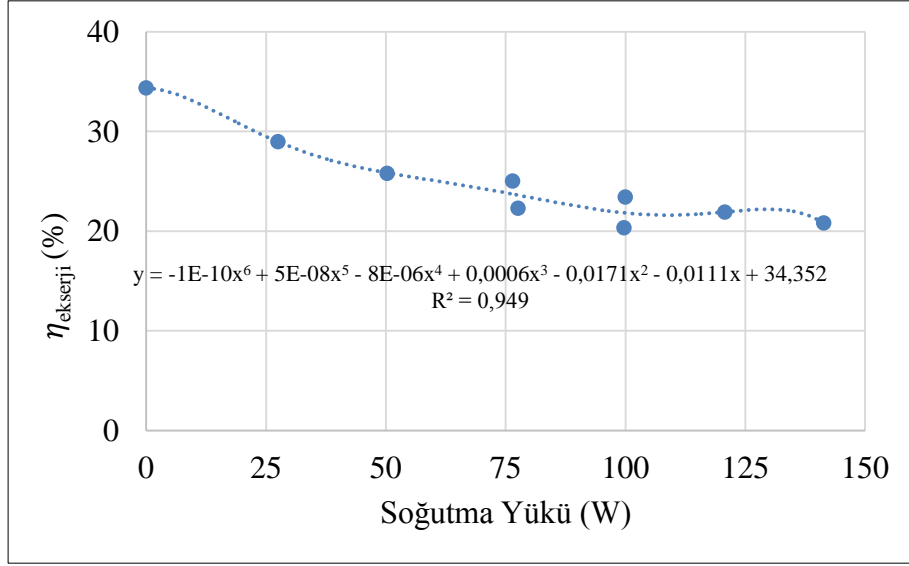
Şekil 5.18’de, yoğuşturucu bacasının 145 cm olarak kullanıldığı şartlarda soğutma yük değerine bağlı olarak soğutma sisteminin kompresör izantropik verimi değerindeki değişim verilmiştir. Soğutma yükünün kullanılmadığı şartlarda sistemin kompresör izantropik verimi değeri %79,2 seviyelerinde iken, soğutma yükündeki artışa bağlı olarak artış göstermiş ve kullanılan soğutma yükünün maksimum değerinin 140W olduğu şartlarda %80,1 seviyesine yükseldiği görülmüştür. Soğutma sisteminde kullanılan soğutma yükü değer aralığında kompresör izantropik verimi değerinin değişim %0,9 artış gösterdiği tespit edilmiştir.



Şekil 5.18. 145 cm baca yüksekliğinde kompresör izantropik verimi- soğutma yükü değişimi.

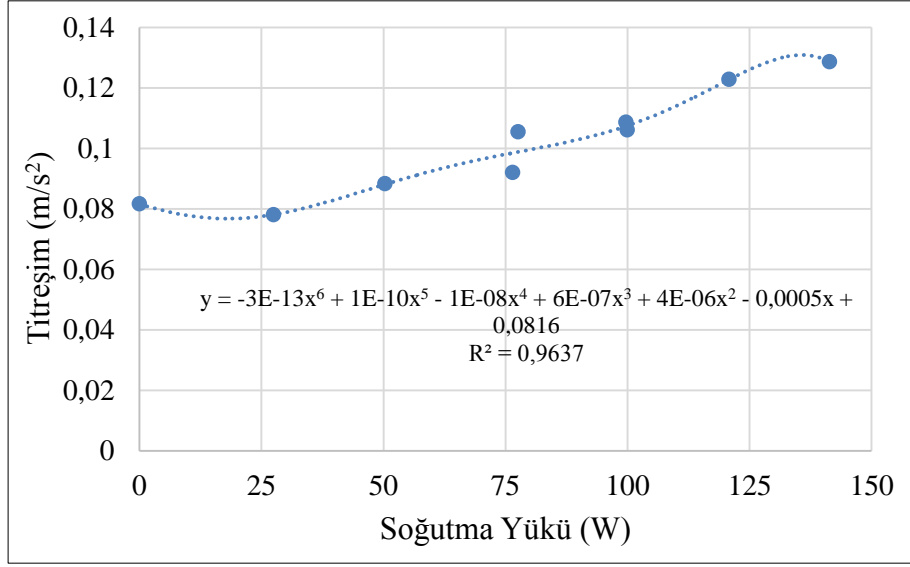
Şekil 5.19’da, yoğuşturucu bacasının 145 cm olarak kullanıldığı şartlarda soğutma yük değerine bağlı olarak soğutma sisteminin ekserji verimi değerindeki değişim verilmiştir. Soğutma yükünün kullanılmadığı şartlarda sistemin ekserji verim değeri

%34,3 seviyelerinde iken, soğutma yükündeki artışa bağlı olarak azalma göstermiş ve kullanılan soğutma yükünün maksimum değerinin 140W olduğu şartlarda %20,81 seviyesine düştüğü görülmüştür. Soğutma sisteminde kullanılan soğutma yükü değer aralığında sistemin ekserji verim değerinin %39,32 düşüş gösterdiği tespit edilmiştir.



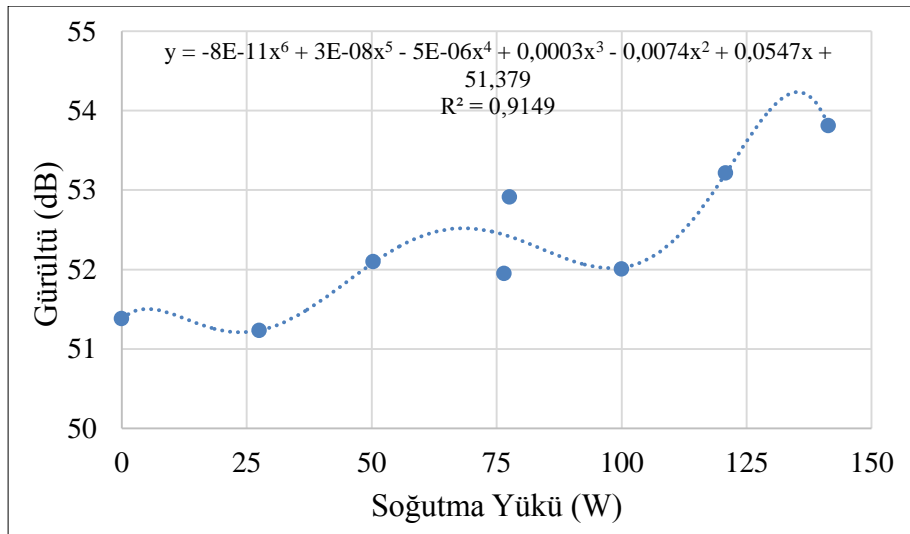
Şekil 5.19. 145 cm baca yüksekliğinde ekserji verimi - soğutma yükü değişimi.

Şekil 5.20'de, yoğunlaştırucu bacasının 145 cm olarak kullanıldığı şartlarda soğutma yük değerine bağlı olarak soğutma sisteminin titreşim değerindeki değişim verilmiştir. Soğutma yükünün kullanılmadığı şartlarda sistemin titreşim değeri $0,081\text{m/s}^2$, seviyelerinde iken, soğutma yükündeki artışa bağlı olarak artma göstermiş ve kullanılan soğutma yükünün maksimum değerinin 140W olduğu şartlarda $0,128\text{m/s}^2$ seviyesine arttığı görülmüştür. Soğutma sisteminde kullanılan soğutma yükü değer aralığında sistemin titreşim değerinin %50,80 artış gösterdiği tespit edilmiştir.



Şekil 5.20. 145 cm baca yüksekliğinde ortalama titreşim değeri - soğutma yükü değişimi.

Şekil 5.21’de, yoğuşturucu bacasının 145 cm olarak kullanıldığı şartlarda soğutma yük değerine bağlı olarak soğutma sisteminin gürültü değerindeki değişim verilmiştir. Soğutma yükünün kullanılmadığı şartlarda sistemin gürültü değeri 51,37Db seviyelerinde iken, soğutma yükündeki artışa bağlı olarak artma göstermiş ve kullanılan soğutma yükünün maksimum değeri olan 140W olduğu şartlarda 53,81Db seviyesine ulaştığı görülmüştür. Soğutma sisteminde kullanılan soğutma yükü değer aralığında sistemin gürültü değerinin %4,74 artış gösterdiği tespit edilmiştir.

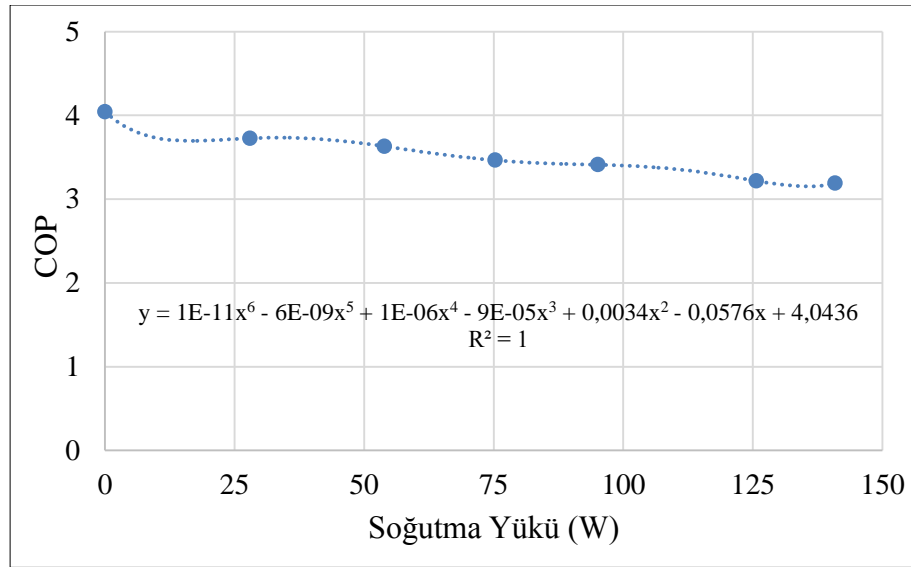


Şekil 5.21. 145 cm baca yüksekliğinde ortalama gürültü değeri - soğutma yükü değişimi.

5.4. 165 CM YOĞUŞTURUCU BACASI KULLANILAN KOŞULLARDAKİ ÇALIŞMALAR

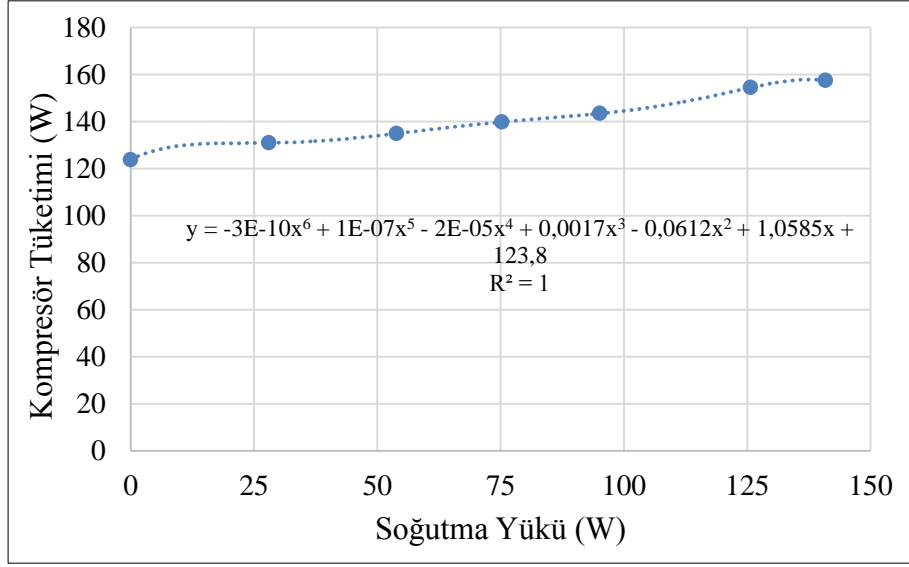
Deneysel çalışmaların dördüncü aşamasında, 165 cm yoğuşturucu baca yüksekliğinde ve 0, 25, 50, 75, 100, 125, 140W soğutma yükleri altında COP, kompresörün enerji tüketimi, \dot{Q}_E , \dot{Q}_C , \dot{W}_{comp} , kompresör izantropik verimi, ekserji verimi, titreşim ve gürültü değerlerinde meydana gelen değişimler tespit edilmiştir. Elde edilen veriler Şekil 5.22 ile Şekil 5.28 arasında verilmiştir.

Şekil 5.22’de, yoğuşturucu bacasının 165 cm olarak kullanıldığı ve 0, 25, 50, 75, 100, 125, 140W soğutma yükleri altında soğutma sisteminin COP değerindeki değişim verilmiştir. Soğutma yükünün kullanılmadığı şartlarda sistemin COP değeri 4,04 seviyelerinde iken, soğutma yükündeki artışa bağlı olarak düşüş göstermiş ve kullanılan soğutma yükünün maksimum değeri olan 140W olduğu şartlarda 3,19 seviyesine düştüğü görülmüştür. Soğutma sisteminde kullanılan soğutma yükü değer aralığında sistem COP değerinin %21,03 düşüş gösterdiği tespit edilmiştir.



Şekil 5.22. 165 cm baca yüksekliğinde COP - soğutma yükü değişimi.

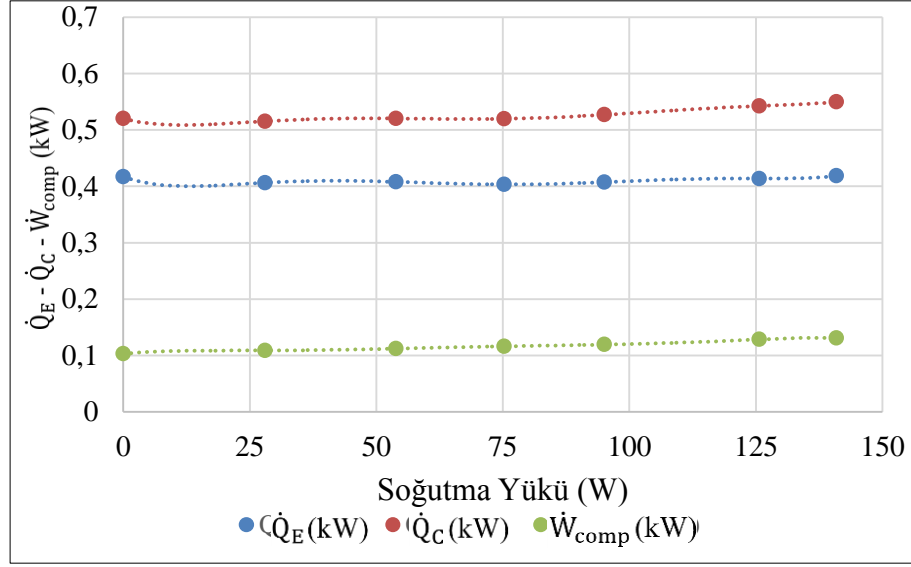
Şekil 5.23’de, yoğuşturucu bacasının 165 cm olarak kullanıldığı şartlarda soğutma yük değerine bağlı olarak soğutma sisteminin kompresör enerji tüketimi değerindeki değişim verilmiştir.



Şekil 5.23. 165 cm baca yüksekliğinde kompresör tüketimi - soğutma yükü değişimi

Soğutma yükünün kullanılmadığı şartlarda sistemin kompresör enerji tüketim değeri 123,8W seviyelerinde iken soğutma yükündeki artışa bağlı olarak artış göstermiş ve kullanılan soğutma yükünün maksimum değeri olan 140W değerinde 157,5W seviyesine yükseldiği görülmüştür. Soğutma sisteminde kullanılan soğutma yükü değer aralığında sistem kompresörünün enerji tüketimi değerinin %27,22 artış gösterdiği tespit edilmiştir.

Şekil 5.24'te, yoğuşturucu bacasının 165cm olarak kullanıldığı şartlarda soğutma yük değerine bağlı olarak soğutma sisteminin \dot{Q}_E , \dot{Q}_C ve \dot{W}_{comp} değerindeki değişimler verilmiştir. Soğutma yükünün kullanılmadığı şartlarda sistemin \dot{Q}_E değeri 0,417kW seviyelerinde iken, soğutma yükündeki artışa bağlı olarak artma göstermiş ve kullanılan soğutma yükünün maksimum değeri olan 140W olduğu şartlarda 0,418kW seviyesine arttığı görülmüştür.

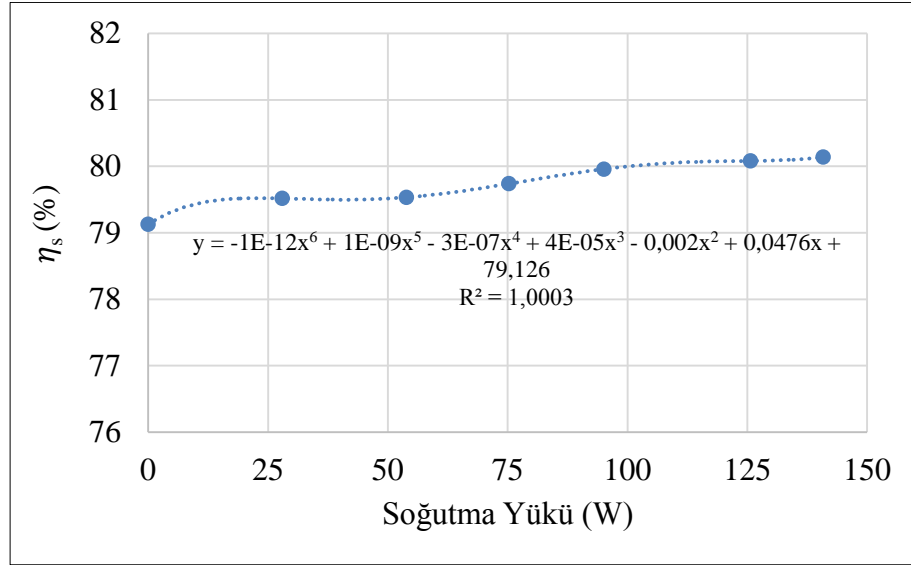


Şekil 5.24. 165 cm baca yüksekliğinde \dot{Q}_E , \dot{Q}_C , \dot{W}_{comp} - soğutma yükü değişimi.

Soğutma sisteminde kullanılan soğutma yükü değer aralığında sistem \dot{Q}_E değerinin %0,23 artış gösterdiği tespit edilmiştir. Yoğuşturucu bacasının kullanılmadığı ve soğutma yükünün uygulanmadığı şartlarda \dot{Q}_C değeri 0,520kW seviyelerinde iken soğutma yükündeki artışa bağlı olarak artış göstermiş ve kullanılan soğutma yükünün maksimum değeri olan 140W olduğu şartlarda 0,549kW seviyesine yükseldiği görülmüştür. Soğutma sisteminde kullanılan soğutma yükü değer aralığında sistem \dot{Q}_C değerinin %6,60 artış gösterdiği tespit edilmiştir. Sistemin \dot{W}_{comp} değeri ise, yoğuşturucu bacasının kullanılmadığı ve soğutma yükünün uygulanmadığı şartlarda 0,103kW seviyelerinde iken, soğutma yükündeki artışa bağlı olarak artış göstermiş ve kullanılan soğutma yükünün maksimum değeri olan 140W olduğu şartlarda 0,131kW seviyesine yükseldiği görülmüştür. Soğutma sisteminde kullanılan soğutma yükü değer aralığında sistemin \dot{W}_{comp} değerinin %27,18 artış gösterdiği tespit edilmiştir.

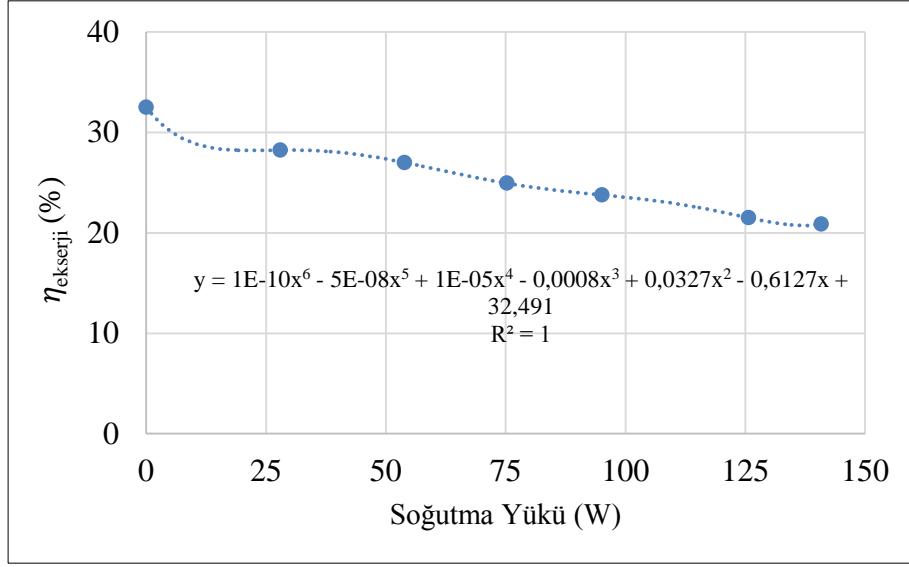
Şekil 5.25'te, yoğuşturucu bacasının 165 cm olarak kullanıldığı şartlarda soğutma yük değerine bağlı olarak soğutma sisteminin kompresör izantropik verimi değerindeki değişim verilmiştir. Soğutma yükünün kullanılmadığı şartlarda sistemin kompresör izantropik verimi değeri %79,1 seviyelerinde iken, soğutma yükündeki artışa bağlı olarak artış göstermiş ve kullanılan soğutma yükünün maksimum değerinin 140W olduğu şartlarda %80,1 seviyesine yükseldiği görülmüştür. Soğutma

sisteminde kullanılan soğutma yükü değer aralığında kompresör izantropik verimi değerinin değişim %1 artış gösterdiği tespit edilmiştir.



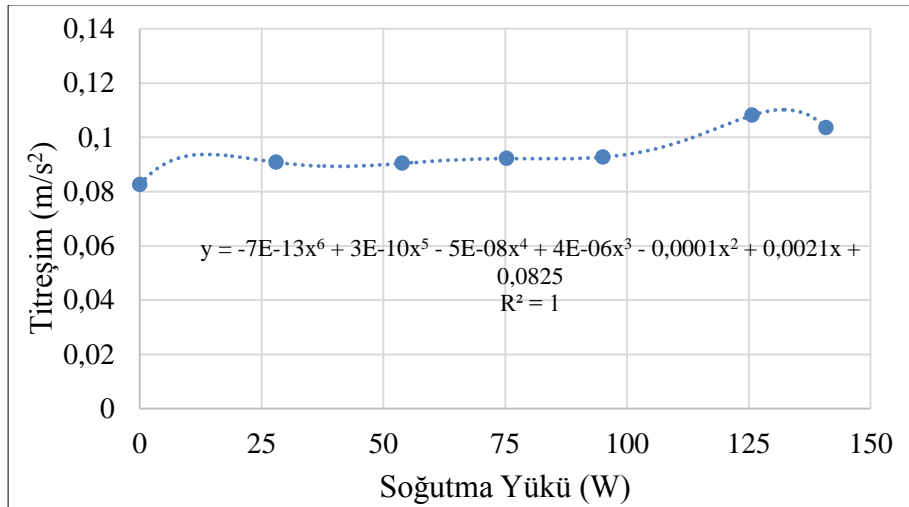
Şekil 5.25. 165 cm baca yüksekliğinde kompresör izantropik verimi - soğutma yükü değişimi.

Şekil 5.26'da, yoğuşturucu bacasının 165 cm olarak kullanıldığı şartlarda soğutma yük değerine bağlı olarak soğutma sisteminin ekserji verimi değerindeki değişim verilmiştir. Soğutma yükünün kullanılmadığı şartlarda sistemin ekserji verim değeri %32,5 seviyelerinde iken, soğutma yükündeki artışa bağlı olarak azalma göstermiş ve kullanılan soğutma yükünün maksimum değerinin 140W olduğu şartlarda %20,86 seviyesine düştüğü görülmüştür. Soğutma sisteminde kullanılan soğutma yükü değer aralığında sistemin ekserji verim değerinin %35,81 düşüş gösterdiği tespit edilmiştir.



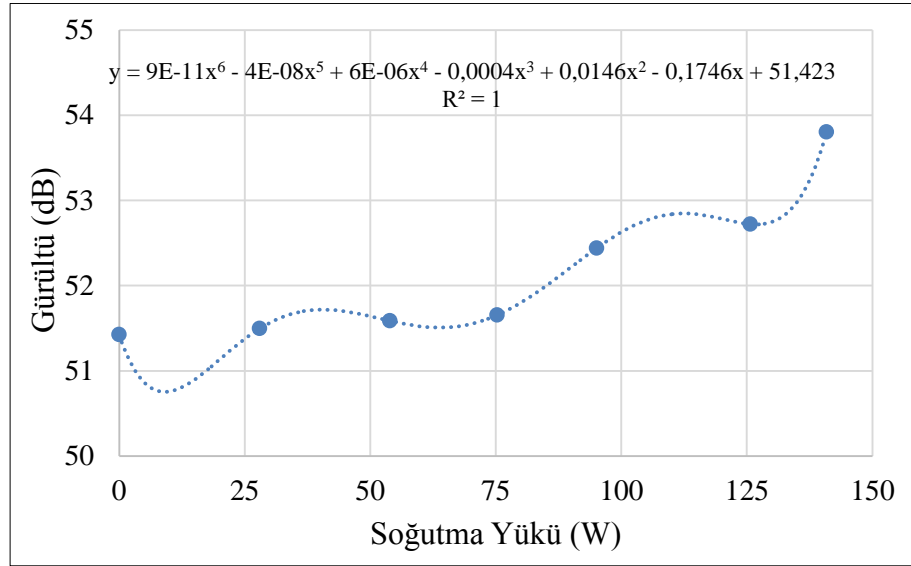
Şekil 5.26. 165 cm baca yüksekliğinde ekserji verimi - soğutma yükü değişimi.

Şekil 5.27’de, yoğuşturucu bacasının 165 cm olarak kullanıldığı şartlarda soğutma yük değerine bağlı olarak soğutma sisteminin titreşim değerindeki değişim verilmiştir. Soğutma yükünün kullanılmadığı şartlarda sistemin titreşim değeri $0,082\text{m/s}^2$ seviyelerinde iken, soğutma yükündeki artışa bağlı olarak artma göstermiş ve kullanılan soğutma yükünün maksimum değerinin 140W olduğu şartlarda $0,103\text{m/s}^2$ seviyesine arttığı görülmüştür. Soğutma sisteminde kullanılan soğutma yükü değer aralığında sistemin titreşim değerinin %25,60 artış gösterdiği tespit edilmiştir.



Şekil 5.27. 165 cm baca yüksekliğinde ortalama titreşim değeri - soğutma yükü değişimi.

Şekil 5.28’de, yoğuşturucu bacasının 165 cm olarak kullanıldığı şartlarda soğutma yük değerine bağlı olarak soğutma sisteminin gürültü değerindeki değişim verilmiştir. Soğutma yükünün kullanılmadığı şartlarda sistemin gürültü değeri 51,42Db seviyelerinde iken, soğutma yükündeki artışa bağlı olarak artma göstermiş ve kullanılan soğutma yükünün maksimum değeri olan 140W olduğu şartlarda 53,80Db seviyesine ulaştığı görülmüştür. Soğutma sisteminde kullanılan soğutma yükü değer aralığında sistemin gürültü değerinin %4,62 artış gösterdiği tespit edilmiştir.



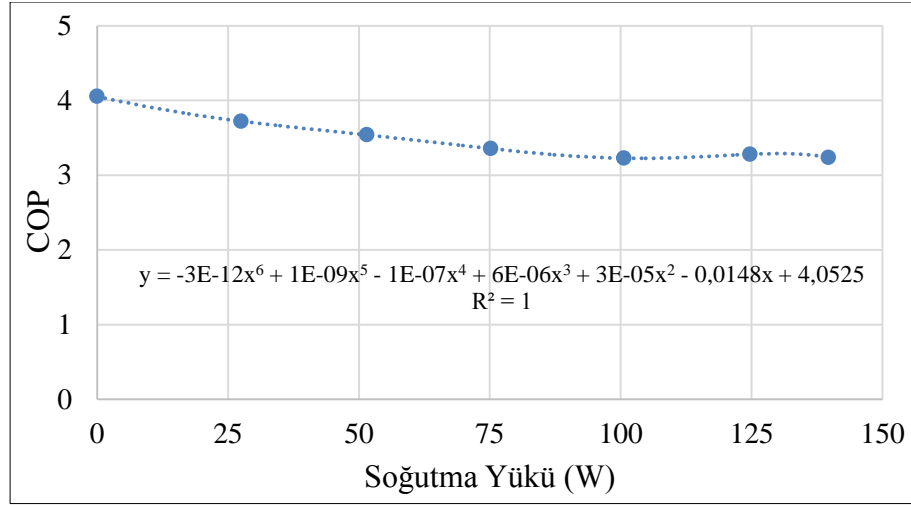
Şekil 5.28. 165 cm baca yüksekliğinde ortalama gürültü değeri - soğutma yükü değişimi.

5.5. 180 CM YOĞUŞTURUCU BACASI KULLANILAN KOŞULLARDAKİ ÇALIŞMALAR

Deneysel çalışmaların beşinci aşamasında, 180 cm yoğuşturucu baca yüksekliğinde ve 0, 25, 50, 75, 100, 125, 140W soğutma yükleri altında COP, kompresörün enerji tüketimi, \dot{Q}_E , \dot{Q}_C , \dot{W}_{comp} , kompresör izantropik verimi, ekserji verimi, titreşim ve gürültü değerlerinde meydana gelen değişimler tespit edilmiştir. Elde edilen veriler Şekil 5.29 ile Şekil 5.35 arasında verilmiştir.

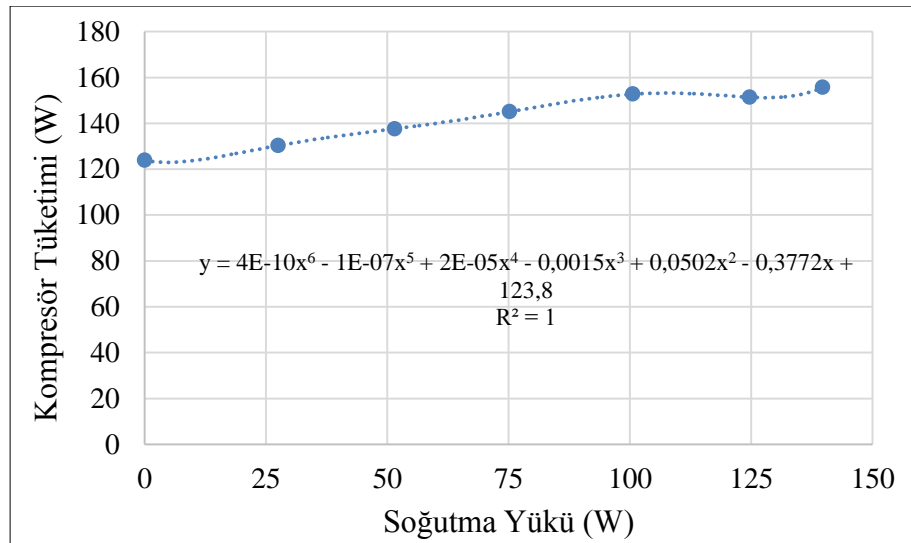
Şekil 5.29’da, yoğuşturucu bacasının 180 cm olarak kullanıldığı ve 0, 25, 50, 75, 100, 125, 140W soğutma yükleri altında soğutma sisteminin COP değerindeki değişim

verilmiştir. Soğutma yükünün kullanılmadığı şartlarda sistemin COP değeri 4,05 seviyelerinde iken, soğutma yükündeki artışa bağlı olarak düşüş göstermiş ve kullanılan soğutma yükünün maksimum değeri olan 140W olduğu şartlarda 3,23 seviyesine düştüğü görülmüştür. Soğutma sisteminde kullanılan soğutma yükü değer aralığında sistem COP değerinin %24,17 düşüş gösterdiği tespit edilmiştir.



Şekil 5.29. 180 cm baca yüksekliğinde COP - soğutma yükü değişimi.

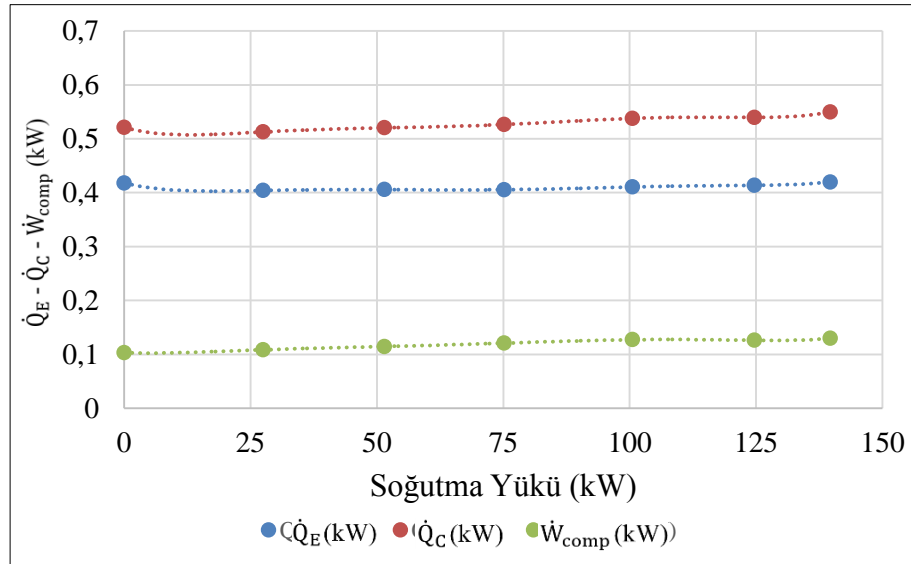
Şekil 5.30'da, yoğuşturucu bacasının 180 cm olarak kullanıldığı şartlarda soğutma yük değerine bağlı olarak soğutma sisteminin kompresör enerji tüketimi değerindeki değişim verilmiştir.



Şekil 5.30. 180 cm baca yüksekliğinde kompresör tüketimi - soğutma yükü değişimi.

Soğutma yükünün kullanılmadığı şartlarda sistemin kompresör enerji tüketim değeri 123,8W seviyelerinde iken soğutma yükündeki artışa bağlı olarak artış göstermiş ve kullanılan soğutma yükünün maksimum değeri olan 140W değerinde 155,7W seviyesine yükseldiği görülmüştür. Soğutma sisteminde kullanılan soğutma yükü değer aralığında sistem kompresörünün enerji tüketimi değerinin %25,76 artış gösterdiği tespit edilmiştir.

Şekil 5.31’de, yoğuşturucu bacasının 180 cm olarak kullanıldığı şartlarda soğutma yük değerine bağlı olarak soğutma sisteminin \dot{Q}_E , \dot{Q}_C ve \dot{W}_{comp} değerindeki değişimler verilmiştir. Soğutma yükünün kullanılmadığı şartlarda sistemin \dot{Q}_E değeri 0,418kW seviyelerinde iken, soğutma yükündeki artışa bağlı olarak artma göstermiş ve kullanılan soğutma yükünün maksimum değeri olan 140W olduğu şartlarda 0,419kW seviyesine arttığı görülmüştür.

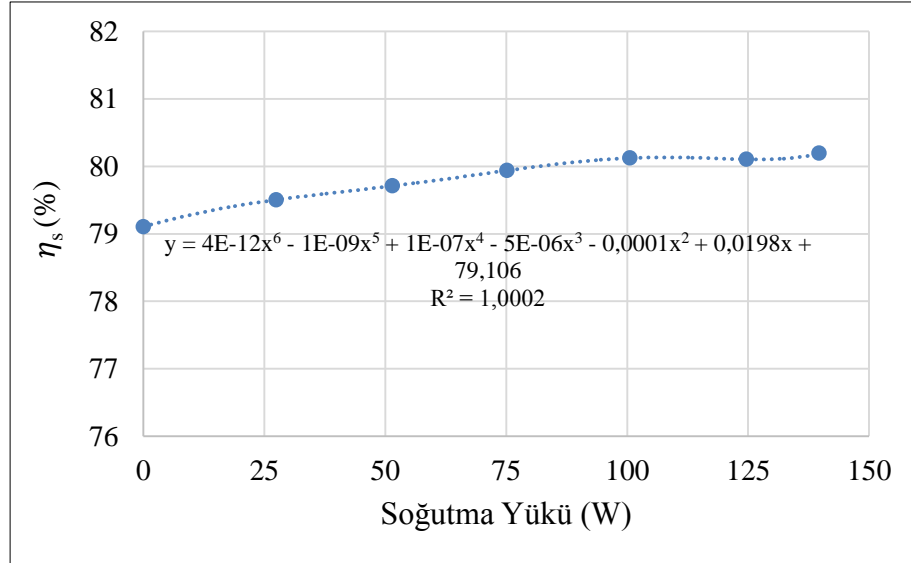


Şekil 5.31. 180 cm baca yüksekliğinde \dot{Q}_E , \dot{Q}_C , \dot{W}_{comp} - soğutma yükü değişimi.

Soğutma sisteminde kullanılan soğutma yükü değer aralığında sistem \dot{Q}_E değerinin %0,23 artış gösterdiği tespit edilmiştir. Yoğuşturucu bacasının kullanılmadığı ve soğutma yükünün uygulanmadığı şartlarda \dot{Q}_C değeri 0,521kW seviyelerinde iken soğutma yükündeki artışa bağlı olarak artış göstermiş ve kullanılan soğutma yükünün maksimum değeri olan 140W olduğu şartlarda 0,549kW seviyesine yükseldiği görülmüştür. Soğutma sisteminde kullanılan soğutma yükü değer aralığında sistem

\dot{Q}_C değerinin %5,37 artış gösterdiği tespit edilmiştir. Sistemin \dot{W}_{comp} değeri ise, yoğuşturucu bacasının kullanılmadığı ve soğutma yükünün uygulanmadığı şartlarda 0,103kW seviyelerinde iken, soğutma yükündeki artışa bağlı olarak artış göstermiş ve kullanılan soğutma yükünün maksimum değeri olan 140W olduğu şartlarda 0,129kW seviyesine yükseldiği görülmüştür. Soğutma sisteminde kullanılan soğutma yükü değer aralığında sistemin \dot{W}_{comp} değerinin %25,24 artış gösterdiği tespit edilmiştir.

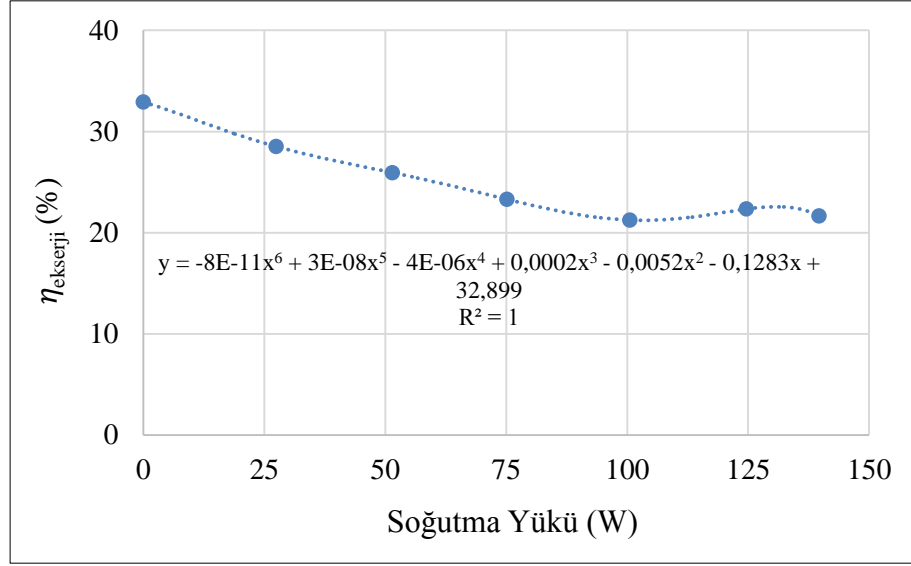
Şekil 5.32’de, yoğuşturucu bacasının 180 cm olarak kullanıldığı şartlarda soğutma yük değerine bağlı olarak soğutma sisteminin kompresör izantropik verimi değerindeki değişim verilmiştir. Soğutma yükünün kullanılmadığı şartlarda sistemin kompresör izantropik verimi değeri %79,1 seviyelerinde iken, soğutma yükündeki artışa bağlı olarak artış göstermiş ve kullanılan soğutma yükünün maksimum değerinin 140W olduğu şartlarda %80,2 seviyesine yükseldiği görülmüştür. Soğutma sisteminde kullanılan soğutma yükü değer aralığında kompresör izantropik verimi değerinin değişim %1 artış gösterdiği tespit edilmiştir.



Şekil 5.32. 180 cm baca yüksekliğinde kompresör izantropik verimi- soğutma yükü değişimi.

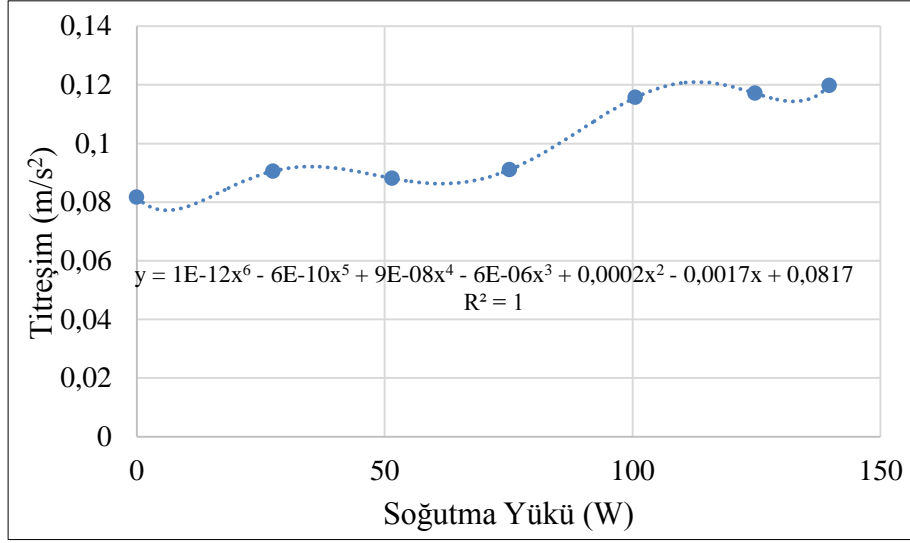
Şekil 5.33’te, yoğuşturucu bacasının 180 cm olarak kullanıldığı şartlarda soğutma yük değerine bağlı olarak soğutma sisteminin ekserji verimi değerindeki değişim verilmiştir. Soğutma yükünün kullanılmadığı şartlarda sistemin ekserji verim değeri

%32,9 seviyelerinde iken, soğutma yükündeki artışa bağlı olarak azalma göstermiş ve kullanılan soğutma yükünün maksimum değerinin 140W olduğu şartlarda %21,66 seviyesine düştüğü görülmüştür. Soğutma sisteminde kullanılan soğutma yükü değer aralığında sistemin ekserji verim değerinin %34,16 düşüş gösterdiği tespit edilmiştir.



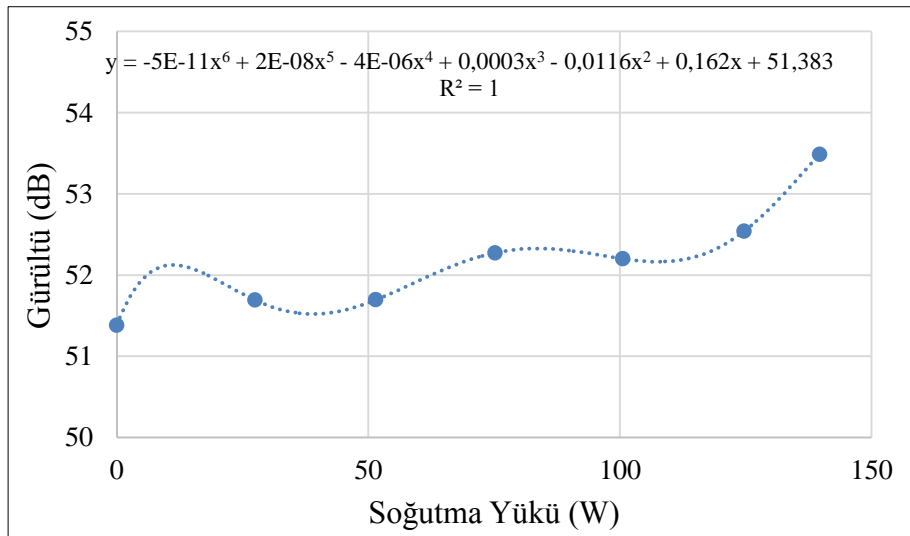
Şekil 5.33. 180 cm baca yüksekliğinde ekserji verimi - soğutma yükü değişimi.

Şekil 5.34'te, yoğuşturucu bacasının 180 cm olarak kullanıldığı şartlarda soğutma yük değerine bağlı olarak soğutma sisteminin titreşim değerindeki değişim verilmiştir. Soğutma yükünün kullanılmadığı şartlarda sistemin titreşim değeri $0,081\text{m/s}^2$, seviyelerinde iken, soğutma yükündeki artışa bağlı olarak artma göstermiş ve kullanılan soğutma yükünün maksimum değerinin 140W olduğu şartlarda $0,119\text{m/s}^2$ seviyesine arttığı görülmüştür. Soğutma sisteminde kullanılan soğutma yükü değer aralığında sistemin titreşim değerinin %46,91 artış gösterdiği tespit edilmiştir.



Şekil 5.34. 180 cm baca yüksekliğinde ortalama titreşim değeri - soğutma yükü değişimi.

Şekil 5.35'te, yoğuşturucu bacasının 180 cm olarak kullanıldığı şartlarda soğutma yük değerine bağlı olarak soğutma sisteminin gürültü değerindeki değişim verilmiştir. Soğutma yükünün kullanılmadığı şartlarda sistemin gürültü değeri 51,38Db seviyelerinde iken, soğutma yükündeki artışa bağlı olarak artma göstermiş ve kullanılan soğutma yükünün maksimum değeri olan 140W olduğu şartlarda 53,48Db seviyesine ulaştığı görülmüştür. Soğutma sisteminde kullanılan soğutma yükü değer aralığında sistemin gürültü değerinin %4,08 artış gösterdiği tespit edilmiştir.



Şekil 5.35. 180 cm baca yüksekliğinde ortalama gürültü değeri - soğutma yükü değişimi.

BÖLÜM 6

DEĞERLENDİRME VE ÖNERİLER

Yapılan çalışmada, ev tipi soğutma cihazlarında yoğuşturucu bacası kullanımının ve soğutma yükü değerlerinin; COP, \dot{P}_{comp} , \dot{Q}_E , \dot{Q}_C , \dot{W}_{comp} , η_s , η_{gen} , titreşim ve gürültü değerlerinde meydana gelen değişim etkileri deneysel ve teorik incelenmiştir.

Yapılan deneysel çalışmalardan elde edilen ve teorik çerçevede belirlenen tüm şartlardaki COP değerleri Çizelge 6.1’de verilmiştir. Yoğuşturucu bacası kullanılmayan, 0-140W soğutma yükü aralığında, soğutma sistemi COP değerinin %24,24 oranında düşüş gösterdiği, uygulanan her 1W’lık soğutma yüküne karşılık ortalama olarak 0,007429 (%0,17316) seviyesinde bir düşüşün ortaya çıktığı tespit edilmiştir.

Soğutma sisteminin COP değeri, kullanılan yoğuşturucu bacasının yüksekliği ve soğutma yüküne bağlı olarak çeşitli oranlarda değişkenlik göstermiş olmasına, yoğuşturucu bacası kullanımının sistemin COP değerini arttırıcı yönde bir etkiye sahip olmadığı, hatta 180 cm yoğuşturucu bacası boyunda COP değerinin her zaman düşük seviyelerde olduğu görülmüştür. Sistemin COP verileri göz önünde bulundurulduğunda, 125, 165 ve 180cm yoğuşturucu baca boyları kullanımının system COP değerine ilave katkı sağlamadığı ve sisteme sağlayacağı diğer katkılar göz önünde bulundurularak 145cm yoğuşturucu baca boyunun yeterli olacağı görülmüştür.

Çizelge 6.1. Soğutma yükü ve baca yüksekliğine bağlı olarak COP değerinin değişimi.

Baca Yüksekliği (cm)	Soğutma Yükü (W)						
	0	25	50	75	100	125	140
	Soğutma Tesir Katsayısı						
0	4,29	3,83	3,59	3,43	3,31	3,34	3,25
125	4,19	3,83	3,60	3,42	3,33	3,23	3,11
145	4,26	3,83	3,60	3,45	3,33	3,28	3,19
165	4,04	3,72	3,63	3,46	3,41	3,21	3,19
180	4,05	3,72	3,53	3,35	3,22	3,28	3,23

Çizelge 6.2’de soğutma yükü ve yoğuşturucu baca yüksekliğine bağlı olarak \dot{P}_{comp} değerinin değişimi verilmiştir. Yoğuşturucu bacası kullanılmayan, 0-140W soğutma yükü aralığında, soğutma sistemi \dot{P}_{comp} değerinin %24,29 oranında artış gösterdiği, uygulanan her 1W’lık soğutma yüküne karşılık ortalama olarak 0,2135W (%0,1735) seviyesinde bir artışın ortaya çıktığı tespit edilmiştir. Soğutma yükü ve yoğuşturucu baca yüksekliğindeki değişime bağlı olarak kompresörün enerji sarfiyatında önemli bir değişim gözlemlenmemiştir.

Çizelge 6.2. Soğutma yükü ve baca yüksekliğine bağlı olarak \dot{P}_{comp} değerinin değişimi.

Baca Yüksekliği (cm)	Soğutma Yükü (W)						
	0	25	50	75	100	125	140
	Kompresör Tüketimi (W)						
0	123,1	128,4	133,5	140	148,6	147	153
125	120,0	128,0	136,2	143,2	148,8	154,0	163,4
145	120,9	130,0	137,3	141,1	147	151,2	157,9
165	123,8	130,9	134,9	139,8	143,4	154,4	157,5
180	123,8	130,3	137,6	145,1	152,7	151,4	155,7

Çizelge 6.3’te soğutma yükü ve yoğuşturucu baca yüksekliğine bağlı olarak \dot{Q}_E değerinin değişimi verilmiştir. Yoğuşturucu bacası kullanılmayan, 0-140W soğutma

yükü aralığında, soğutma sistemi \dot{Q}_E değerinin %5,68 oranında düşüş gösterdiği, uygulanan her 1W'lık soğutma yüküne karşılık ortalama olarak 0,000179W (%0,0405) seviyesinde bir düşüşün ortaya çıktığı tespit edilmiştir. Kullanılan yoğuşturucu bacası boyuna bağlı olarak soğutma sisteminin \dot{Q}_E değerinde önemli değişimler gözlemlenmemiş olmasına rağmen, 145cm yoğuşturucu bacası kullanılan şartlarda buharlaştırıcı kapasitesinin diğer şartlara göre daha yüksek kapasite değerine ulaştığı gözlemlenmiştir.

Çizelge 6.4'te soğutma yükü ve yoğuşturucu baca yüksekliğine bağlı olarak \dot{Q}_C değerinin değişimi verilmiştir. Soğutma sisteminin \dot{Q}_C değeri, soğutma yükü ve yoğuşturucu bacası boyuna bağlı olarak değişim göstermiş olmasına rağmen, meydana gelen değişimin önemli ölçekte olmadığı görülmüştür. Buna rağmen, soğutma yükündeki artışa bağlı olarak \dot{Q}_C değerinin 125 ve 145cm yoğuşturucu baca boylarında diğer baca boylarına göre daha yüksek bir değere sahip olduğu belirlenmiştir.

Çizelge 6.3. Soğutma yükü ve baca yüksekliğine bağlı olarak buharlaştırıcı kapasitesinin (\dot{Q}_E) değişimi.

Baca Yüksekliği (cm)	Soğutma Yükü (W)						
	0	25	50	75	100	125	140
	Buharlaştırıcı Kapasitesi (kW)						
0	0,440	0,410	0,399	0,400	0,410	0,409	0,415
125	0,420	0,408	0,409	0,408	0,413	0,414	0,424
145	0,430	0,414	0,412	0,406	0,408	0,413	0,419
165	0,417	0,406	0,408	0,403	0,407	0,413	0,418
180	0,418	0,404	0,405	0,405	0,410	0,413	0,419

Çizelge 6.4. Soğutma yükü ve baca yüksekliğine bağlı olarak yoğuşturucu kapasitesinin (\dot{Q}_C) değişimi.

Baca Yüksekliği (cm)	Soğutma Yükü (W)						
	0	25	50	75	100	125	140
	Yoğuşturucu Kapasitesi (kW)						
0	0,543	0,517	0,511	0,517	0,534	0,532	0,542
125	0,520	0,515	0,522	0,527	0,537	0,543	0,560
145	0,530	0,523	0,526	0,524	0,530	0,539	0,551
165	0,520	0,515	0,520	0,520	0,526	0,542	0,549
180	0,521	0,512	0,520	0,526	0,537	0,539	0,549

Çizelge 6.5'te soğutma yükü ve yoğuşturucu baca yüksekliğine bağlı olarak \dot{W}_{comp} değerinin değişimi verilmiştir. Yoğuşturucu bacası kullanılmayan, 0-140W soğutma yükü aralığında, soğutma sistemi \dot{W}_{comp} değerinin %27 oranında artış gösterdiği, uygulanan her 1W'lık soğutma yüküne karşılık ortalama olarak 0,000192W (%0,192) seviyesinde bir artışın ortaya çıktığı tespit edilmiştir. Ancak, yoğuşturucu bacası kullanımının sistemin \dot{W}_{comp} değeri üzerine kayda değer bir etkisinin olmadığı görülmüştür.

Çizelge 6.5. Soğutma yükü ve baca yüksekliğine bağlı olarak kompresör işinin (\dot{W}_{comp}) değişimi.

Baca Yüksekliği (cm)	Soğutma Yükü (W)						
	0	25	50	75	100	125	140
	Kompresör İşi (kW)						
0	0,100	0,107	0,111	0,116	0,123	0,122	0,127
125	0,100	0,106	0,113	0,119	0,124	0,128	0,136
145	0,100	0,108	0,114	0,117	0,122	0,126	0,131
165	0,103	0,109	0,112	0,116	0,119	0,128	0,131
180	0,103	0,108	0,114	0,120	0,127	0,126	0,129

Çizelge 6.6'da soğutma yükü ve baca yüksekliğine bağlı olarak η_s değerinin

değişimi verilmiştir. Kompresör izantropik verimi, uygulanan soğutma yükü değerine ve yoğunlaştırıcı bacası yüksekliğine bağlı olarak değişim göstermiş olmasına rağmen bu değişim %79,1 ile %80,2 aralığında gerçekleşmiştir.

Çizelge 6.6. Soğutma yükü ve baca yüksekliğine bağlı olarak η_c değerinin değişimi.

Baca Yüksekliği (cm)	Soğutma Yükü (W)						
	0	25	50	75	100	125	140
	Kompresör İzantropik Verimi (%)						
0	79,1	79,3	79,57	79,93	80,14	79,9	80,0
125	80,0	79,4	79,48	79,69	79,90	80,0	80,0
145	79,2	79,3	79,60	79,79	79,93	79,9	80,1
165	79,1	79,5	79,53	79,73	79,95	80,0	80,1
180	79,1	79,5	79,71	79,93	80,12	80,1	80,2

Çizelge 6.7’de soğutma yükü ve yoğunlaştırıcı baca yüksekliğine bağlı olarak ekserji verim değerinin değişimi verilmiştir. Yoğunlaştırıcı bacası kullanılmayan, 0-140W soğutma yükü aralığında, soğutma sistemi ekserji verim değerinin %35,37 oranında azalma gösterdiği, uygulanan her 1W’lık soğutma yüküne karşılık ortalama olarak 0,0846 (%0,252) seviyesinde bir azalma ortaya çıktığı tespit edilmiştir. Ancak, yoğunlaştırıcı bacası kullanımının sistemin ekserji verim değeri üzerine kayda değer bir etkisinin olmadığı görülmüştür.

Çizelge 6.7. Soğutma yükü ve baca yüksekliğine bağlı olarak ekserji veriminin değişimi.

Baca Yüksekliği (cm)	Soğutma Yükü (W)						
	0	25	50	75	100	125	140
	Ekserji Verimi (%)						
0	33,5	29,9	26,90	24,19	22,0	22,9	21,65
125	32,3	29,1	26,88	24,48	22,8	21,8	19,83
145	34,3	28,9	25,80	25,03	23,4	21,9	20,81
165	32,5	28,2	26,99	24,93	23,7	21,5	20,86
180	32,9	28,5	25,92	23,29	21,2	22,3	21,66

Çizelge 6.8 ve 6.9’da soğutma yükü ve baca yüksekliğine bağlı olarak soğutma sisteminin gürültü ve titreşim değerlerindeki değişimi verilmiştir. Yoğuşturucu bacası kullanılmayan, 0-140W soğutma yükü aralığında, soğutma sisteminin titreşim değerinde %8,41 oranında bir artış görülürken, gürültü değerinde ise, %3,54 oranında artış görülmüştür. Soğutma sistemine uygulanan her 1W’lık soğutma yüküne karşılık ortalama olarak sistemin titreşim değerinde %0,06 seviyesinde bir artışın, gürültü değerinde ise, %0,025 seviyesinde bir artışın ortaya çıktığı tespit edilmiştir.

Çizelge 6.8. Soğutma yükü ve baca yüksekliğine bağlı olarak titreşim değerinin değişimi.

Baca Yüksekliği (cm)	Soğutma Yükü (W)						
	0	25	50	75	100	125	140
	Titreşim Değeri (m/s ²)						
0	0,107	0,093	0,094	0,119	0,110	0,119	0,116
125	0,080	0,098	0,086	0,094	0,096	0,101	0,108
145	0,081	0,078	0,088	0,092	0,106	0,102	0,118
165	0,082	0,108	0,090	0,092	0,092	0,108	0,103
180	0,081	0,090	0,088	0,091	0,115	0,097	0,119

Yapılan deneysel ve teorik çalışmalar, soğutma sisteminde uygulanan soğutma yükünün hem sistem elemanlarının kapasiteleri ve çalışma özelliklerine hemde gürültü-titreşim değerlerine önemli ölçüde etki ettiğini göstermiştir. Ancak, kullanılan yoğuşturucu bacasının soğutma sistemine oldukça düşük seviyelerde katkı sağlayabileceği görülmüş olmasına rağmen, soğutma sistemlerinde yoğuşturucu bacası kullanımının en önemli etkisinin sistemin gürültü ve titreşim değerlerinde düşüş olduğu gözlemlenmiştir. Ayrıca, tüm baca yüksekliklerinde soğutma yüküne bağlı olarak titreşim ve gürültü değerlerinin arttığı görülmüştür.

Çizelge 6.9. Soğutma yükü ve baca yüksekliğine bağlı olarak gürültü değerinin değişimi.

Baca Yüksekliği (cm)	Soğutma Yükü (W)						
	0	25	50	75	100	125	140
	Gürültü Emisyon Değeri (dB)						
0	52,15	51,26	51,61	54,15	53,06	53,79	54,00
125	51,47	51,55	51,62	52,16	52,74	52,37	54,96
145	51,37	51,23	52,09	51,94	52,00	53,91	53,81
165	51,42	51,49	51,58	51,65	52,44	52,72	53,80
180	51,38	51,69	51,69	52,27	52,20	52,54	53,48

Yapılan çalışma ile elde edilen veriler, soğutma sistemlerinde, soğutucu akışkanın kompresöre giriş ve çıkış sıcaklıklarının dolayısı ile de kompresör yağı sıcaklığının gürültü ve titreşim değerlerini önemli ölçüde etkilediği görülmektedir. Kompresör yağı sıcaklığındaki artış, yağın viskozitesinin düşmesine, yüzeylerde homojen bir yağ filmi oluşumunun kolaylaşmasına ve böylece istenen yağlama etkisinin elde edilmesine katkı sağlamaktadır. Ancak, yüksek kompresör yağı sıcaklıklarından ise, yağın viskozitesi daha fazla düşecek, yağ filmi belirli bir kalınlığa ulaşamayacak, bu da yağlama durumunun bozulmasına neden olarak aşınmaya ve gürültü-titreşim değerlerinin artmasına neden olacaktır.

Yapılan çok sayıdaki deneysel araştırmalar, gürültü ve titreşim kirliliğinin dikkatin dağılmasına neden olabileceğini, bilişsel bozulmaya yol açabileceğini ve öğrenme yeteneğini ve üretkenliği azaltabileceğini göstermiştir. Sonuç olarak, ev tipi soğutma sistemlerinin yaymış oldukları gürültü ve titreşimleri ve buna bağlı olumsuz etkileri azaltmak, gelecekte bu sistemlerin geliştirilmesi için önemli bir çalışma alanıdır. Soğutma sistemlerinin gürültü ve titreşim değerlerini en aza indirerek ve bu sistemlerin görevlerini daha verimli yerine getirebilmelerini sağlayarak, yaşam ortamlarının konfor taleplerinin karşılanmasına katkı sağlanabilecektir.

Yapılan deneysel ve teorik çalışmalar ışığında, soğutma sistemlerinde yoğunlaştırıcı bacası kullanımı ile ilgili olarak yapılacak yeni çalışmalarda:

- 1- Farklı yoğuşturucu geometrileri ve bağlantı Őekilleri ile farklı soğutma kapasitelerine sahip olan sistemler kullanılarak benzer çalışmalar yapılarak, sistemlerin gösterdikleri performans ve çalışma özellikleri analiz edilebilir.
- 2- Soğutma sistemlerinde yaygın olarak kullanılmakta olan farklı türlerdeki soğutucu akışkanlar ile benzer çalışmalar yapılabilir.
- 3- Deneysel alışma ile elde edilen veriler, soğutma alanında kullanılabilir çeşitli programlar yardımıyla simüle edilerek, deneysel ve teorik verilerin güvenilirlikleri test edilebilir ve oluşabilecek farklı türlerdeki Şartlar altında sistemlerde ortaya çıkabilecek durumlar analiz edilebilir.
- 4- Soğutma sistemleri kullanılarak deneysel olarak belirlenemeyen sistem performans ve çalışma özelliklerini tespit edilebilmek amacıyla YSA, Regresyon analizi ve ANFIS gibi tahmin metodları da kullanılabilir ve bu metodların performansları birbirleri ile kıyaslanabilir.

KAYNAKLAR

1. Bayır E. and Küçüka S., "Scroll ve Pistonlu Tip Soğutma Kompresörlerinin Kapasite ve Verimlerinin Çalışma Şartları ile Değişimi", *IX.Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi*, İzmir, 38 (5): 885-903, (2011).
2. Atik, K., Aktaş, A., and Deniz, E., "Performance parameters estimation of MAC by using artificial neural network", *Expert Systems with Applications*, 37 (7): 5436–5442 (2010).
3. Liu, H., Chen, J., and Chen, Z., "Experimental investigation of a CO2 automotive air conditioner", *International Journal of Refrigeration*, 28 (8): 1293–1301 (2005).
4. Lottin, O., Guillemet, P., and Lebreton, J.-M., "Effects of synthetic oil in a compression refrigeration system using R410A. Part I: modelling of the whole system and analysis of its response to an increase in the amount of circulating oil", *International Journal of Refrigeration*, 26 (7): 772–782 (2003).
5. Sarntichartsak, P. and Thepa, S., "Modeling and experimental study on the performance of an inverter air conditioner using R-410A with evaporatively cooled condenser", *Applied Thermal Engineering*, 51 (1): 597–610(2013).
6. Rite, R.W. and Crawford, R.R.; "The effect of frost accumulation on the performance of domestic refrigerator-freezer finned-tube evaporator coils", *Ashrae Transactions*, 3(97): 428-435 (1991).
7. Wang, T., Sheng, C., and Nnanna, A. G. A., "Experimental investigation of air conditioning system using evaporative cooling condenser", *Energy and Buildings*, 81: 435–443 (2014).
8. Islam, M. R., Jahangeer, K. A., and Chua, K. J., "Experimental and numerical study of an evaporatively-cooled condenser of air-conditioning systems", *Energy*, 87: 390–399 (2015).
9. Harby, K., Gebaly, D. R., Koura, N. S., and Hassan, M. S., "Performance improvement of vapor compression cooling systems using evaporative condenser: An overview", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 58: 347–360 (2016).
10. Stephen, J.J. and Evans, J., "The temperature performance of domestic refrigerators", *International Journal of Refrigeration*, 15(5): 313-319 (1992).

11. Bansal, P.K., Dutto, T. and Hivet, B., "Performance evaluation of environmentally benign refrigerants in heat pumps 2: an experimental study with HFC-134a", *International Journal of Refrigeration*, 15(6): 349-356 (1992).
12. Bodio, E., Chorowski, M. and Wilczek, M., "Working parameters of domestic refrigerators filled with propane-butane mixture", *International Journal of Refrigeration*, 16(5): 353-356(1993).
13. Wen, M.-Y., Ho, C.-Y., Jang, K.-J., and Yeh, C.-H., "Experimental study on the evaporative cooling of an air-cooled condenser with humidifying air", *Heat and Mass Transfer*, 50 (2): 225–233 (2014).
14. Wen-Long C., Bao-Jun M., Yi-Ning L., Yong-Hua H., Xu-Dong Y., A., "Novel household refrigerator with shape-stabilized PCM (Phase Change Material) heat storage condensers: An experimental investigation", *Energy*, 36: 5797-5804, (2011).
15. Bensafi, A. and Haselden, G.G., "Wide boiling refrigerant mixtures for energy saving", *International Journal of Refrigeration*, 17(7): 469-474 (1993).
16. Wu, Y., Xie, G. and Li, Z., "Development of a high-efficiency domestic refrigerator using cfc substitutes", *International Journal of Refrigeration*, 17(3): 205-208 (1997).
17. Afgan, N. H., Radanovic, L. M. and Tikhonov, A. I., "SMRS: an expert system for performance analysis of small refrigerating machines", *International Journal of Refrigeration*, 17(8): 532-537 (1994).
18. Won, S., Jung, D. and Radermacher, R., "An experimental study of the performance of a dual-loop refrigerator/freezer system", *International Journal of Refrigeration*, 17(6): 411-416 (1994).
19. Patil, P. A. "Performance analysis of HFC-404a vapor compression refrigeration system using shell and u-tube smooth and micro-fin tube condensers", *Experimental Heat Transfer*, 25 (2) 77-91 (2012)
20. Leung, C. W. and Probert, S. D., "Forced-Convective internal cooling of a horizontal equilateral -triangle cross-sectioned duct", *Applied Energy*, 57(1): 313-321 (1995)
21. Göktun, S., "Optimum performance of an irreversible refrigerator with three heat sources", *Energy*, 22(5): 27-31 (1997).
22. Tissot, J.; Boulet, P.; Trinquet, F.; et al. "Improved energy performance of a refrigerating machine using water spray upstream of the condenser" *International Journal of Refrigeration-Revue Internationale Du Froid*, Volume: 38 Pages: 93-105 Published: FEB 2014
23. Göktun, S., "Coefficient of performance for an irreversible combined refrigeration cycle", *Energy*, 22(5): 27-31 (1997).

24. Zho, Q. and Radermacher, R., “Development of a vapor compression with a solution circuit and desorber/absorber heat exchange”, *International Journal of Refrigeration*, 20(2):85-95(1997).
25. Judge, J. and Radermacher, R., “A heat exchanger model for mixtures and pure refrigerant cycle simulations”, *International Journal of Refrigeration*, 20(4): 244-255 (1997).
26. Reborá, A. and Tagliafíco, L. A., “Thermal performance analysis for hot-wall condenser and evaporator configurations in refrigeration appliances”, *International Journal of Refrigeration*, 21(6): 490-502 (1998).
27. Lum, J. M. And Clausíng, A. M., “An investigation of the air-side forced convection heat transfer from saw-tooth shaped, multilayer, wire-on-tube condensers”, *University of Illinois at Urbana-Chapaing*, 127: 1-35 (1997).
28. Jarall, S., "Study of Refrigeration System With HFO-1234yf As A Working Fluid", *International Journal of Refrigeration*, 35 (6): 1668–1677 (2012).
29. Tassou, S. A. and Qureshi, T. Q., “Comparative performance evaluation of positive displacement compressors in variable-speed refrigeration applications”, *International Journal of Refrigeration*, 21(1): 229-41 (1998).
30. Nikolaidis, C. and Probert, S. D., “Exergy-Method anlysis of a two-stage vapour-compression refrigeration-plants performance”, *Applied Energy*, 60(4): 241-256 (1998).
31. Fisher, T. S. and Torrance, K. E., “Free convection limits for pin-fin cooling”, *Journal of Heat Transfer*, 120(3): 633-640 (1998).
32. Chow, T. T. and Lin, Z., “Prediction of on-coil temperature of condensers installed at tall building reentrant”, *Applied Thermal Engineering*, 19(2): 117-132 (1999)
33. Chen, J., “Performance characteristic of a two-stage irreversible combined refrigeration system at maximum coefficient of performance”, *Energy Conversion and Management*, 40(18): 1939-1948 (1999).
34. Michaud, L. M., “Vortex process for capturing mechanical energy during upward heat-convection in the atmosphere”, *Applied Energy*, 62(4): 241-251 (1999).
35. Khan, J. K. and Zubair, S. M., “Design and performance evaluation of reciprocating refrigeration system”, *International Journal of Refrigeration*, 22(3): 235-243 (1999)
36. Díngeç, H. and İleri, A., “Thermoeconomic optimization of simple refrigerators”, *International Journal of Energy Research*, 23(11): 949-962 (1999).

37. Barnes, P. R. and Bullard, C. W., "Optimization of sawtooth and multi-slab wire- on-tube condenser", *University of Illinois at Urbana-Chapaing*, 1-45 (2000).
38. Kodal, A., Şahin, B. and Öktem, A. S., "Performance of analysis of two stage combined heat pump system based on thermoeconomic optimization criterion", *Energy Conversion and Management*, 42(9): 1989-1998 (2000).
39. Thrasher, W. W., Fisher. T. S. and Torrance, K. E., "Experiments on chimney-enhanced free convection from pin-fin heat sinks", *Journal of Heat Transfer*, 122(4): 350 – 355 (2000).
40. Wong, T. N., Liang, S. Y. and Nathan, G. K., "Study on refrigeration circuitry of condenser coils with exergy destruction analysis", *Applied Thermal Engineering*, 20(6): 559-577 (2000).
41. Chang, Y. S., Kim, M. S. and Ro, S. T., "Performance and heat transfer characteristic of hydrocarbon refrigerants in a heat pump system", *International Journal of Refrigeration*, 23(3): 232-242 (2000).
42. Lee, G. H. and Yoo, J. Y., "Performance analysis and simulation of automobile air conditioning system", *International Journal of Refrigeration*, 23(3): 243-254 (2000).
43. Ryska, A., Kral, F. and Ota, J., "Method of determination of the effective capacity of refrigeration and a/c units of variable speeds", *International Journal of Refrigeration*, 23(5): 402-405 (2000).
44. Jung, D., Lee, Y., Park, B. and Kang, B., "A study on the performance of multistage condensation heat pumps", *International Journal of Refrigeration*, 23(7): 528-539 (2000).
45. Klein. S. A., Reindl, D. T. and Brownell, K., "Refrigeration system performance using liquid-suction heat exchangers", *International Journal of Refrigeration*, 23(8): 588-596 (2000).
46. Choi, J., Kim, Y. and Kim, J., "Experimental study on the performance of an inverter heat pump with a bypass orifice", *International Journal of Refrigeration*, 24(5): 417-427 (2001).
47. Dutta, A. K., Yanagisawa, T. and Fukuta, M., "An investigation of the performance of a scroll compressor under liquid refrigerant injection", *International Journal of Refrigeration*, 24(6): 577-587 (2001).
48. Manske, K. A., Reindl, D. T. and Klein, S. A., "Evaporative condenser control in industrial refrigeration systems", *International Journal of Refrigeration*, 24(7): 676-691 (2001).
49. Goswami, D. Y., Ek, G., Leung, M., Jotshi, C. K., Sherif, S. A. And Colacino, F., "Effect of refrigerant charge on the performance of air conditioning systems", *International Journal of Energy Research*, 25(8): 741-750 (2001).

50. Salah El-Din, M. M., "Performance analysis of heat pumps and refrigerators with variable reservoir temperatures", *Energy Conversion and Management*, 42(2): 201-216 (2001).
51. Şahin, B., Kodal, A. and Koyun, A., "Optimal performance characteristic of a two-stage irreversible combined refrigeration system under maximum cooling load per unit total cost conditions", *Energy Conversion and Management*, 42(9): 451-466 (2001).
52. Park, Y. C., Kim, Y. C. and Min, M. K., "Performance analysis on a multi-type inverter air conditioner", *Energy Conversion and Management*, 42(13): 1607-1622 (2001).
53. Cizungu, K., Mani, A. and Croll, M., "Performance compression of vapour jet refrigeration system with environment friendly working fluids", *Applied Thermal Engineering*, 21(5): 585-598 (2001).
54. Chow, T. T., Lin, Z. And Wang, Q. W., "Analysis of condenser cooling air delivery via building light well", *Applied Thermal Engineering*, 21(8): 831-843 (2001).
55. Liang, S. Y. and Wong T. N., "Numerical modelling of two-phase refrigeration flow through adiabatic capillary tubes", *Applied Thermal Engineering*, 21(10): 1035-1048 (2001).
56. Dai, Y. J., Wang, R. Z., Zhang, H. F. and Yu, D. J., "Use of liquid desiccant cooling to improve the performance of vapour compression air conditioning", *Applied Thermal Engineering*, 21(12): 1185-1202 (2001).
57. Kılıçarslan, E. "Soğutma sistemlerinin performanslarını analizi", Doktora Tezi, *Marmara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul,(2002).
58. Kadayıfçı, M.C. "Bacalı doğal taşınımlı yoğuşturucunun ev tipi soğutucuların performansına etkisi", Yüksek Lisans Tezi, *Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Karabük, (2011).
59. Arıcıoğlu, M. "Ev tipi soğutucularda kondenser kapasitesinin sistem performansı üzerine etkisinin incelenmesi", Yüksek Lisans Tezi, *Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Karabük, (2015).
60. Akaydın, O. "Buzdolaplarında ses gücü düzeyinin azaltılması ve ses kalitesinin geliştirilmesi", Yüksek Lisans Tezi, *İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul, (2013).
61. Şahin, R. "Makinaların titreşim ve gürültü haritalarının belirlenmesi, modellenmesi ve analizi" Yüksek Lisans Tezi, *İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul, (2009).
62. Özkol, N. "Soğutma uygulamaları" *Uygulamalı soğutma tekniği*, 115(6), Makine mühendisleri odası, İzmir, 681-694 (2007).

63. Çetinkaya, S., “Termodinamik”, *Nobel Yayın Dağıtım*, Ankara, Türkiye 64-79 (1999).
64. Dağsöz, A. K., “Soğutma tekniği, ısı pompaları, ısı boruları”, *Meta Basın Yayın Dağıtım*, İstanbul, Türkiye 95-108 (1990).
65. Bejan, A., Tsatsaronis, G. and Moron, M., “Thermal design and optimization”, *Wiley C.O*, New York, USA, 57-72 (1996).
66. Kakaç, S., “Isı transferi”, *Isı transferi Kitabı*, Güven Kitapevi, Ankara, 70-76 (1972).
67. Althouse, A. D., Turnquist, C. H. and Bracciono, A. F., “Modern refrigeration and air conditioning”, *The Goodheart-Willcox Company*, Illinois, USA 82-89 (1992).
68. Özkol, N., “Soğutma tekniği”, *Soğutma tekniği*, Makine Mühendisleri Odası, Ankara, Türkiye 86-97 (1999).
69. Trott, A. R., “Refrigeration and air conditioning”, *Refrigeration and air conditioning*, Buuterworths, London, U.K 60-72 (1989).
70. Bulut, H. “Soğutma ve klima tekniği ders notları”, *Harran Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü*, Şanlıurfa (2017).
71. Demirci, E., Özkaymak, M., Koşan, M., Akkoç, A. E., Aktaş, M., “Doğal soğutucu akışkan kullanımında gelişmeler”, *Gazi Mühendislik Bilimleri Dergisi*, Ankara, Türkiye, 6(3) 184-199 (2020).
72. Qureshi, M. A., Bhatt, S., “Comparative analysis of cop using R134a & R600a refrigerat in domestic refrigerator at steady state condition”, *International Journal of Science and Research*,3(12) 935-939(2014).
73. Chandrasekharan, M., “Exergy analysis of vapor compression refrigeration system using R12 and R134a as refrigerants”, *International Journal of Students’ Research in Technology & Management*, 2(04): 134-139 (2014).
74. Özgür, A. E., Kabul,A., and Kizilkan. Ö.. “Exergy analysis of refrigeration systems using an alternative refrigerant (HFO-1234yf) to R-134a”, *International Journal of Low-Carbon Technologies*, 9 (1): 56–62 2014.
75. Maiorino, A., Aprea, C., Del Duca, M. G., Llopis, R., Sánchez, D., & Cabello, R., “R-152a as an alternative refrigerant to R-134a in domestic refrigerators: an experimental analysis”, *International Journal of Refrigeration*, 9(6): 106-116 (2018).
76. Akpınar, E. K., & Hepbasli, A., “A comparative study on exergetic assessment of two ground-source (geothermal) heat pump systems for residential applications”, *Building and Environment*, 42(5): 2004-2013 (2007).

77. Kotas, T. J., "The exergy method of thermal plant analysis", *Elsevier*, Berlin, Germany, 23-30 (2013).
78. Yumrutaş, R., Kunduz, M., and Kanoğlu M., "Exergy Analysis of Vapor Compression Refrigeration Systems." *Exergy, An International Journal* 2(4): 266-272 (2002).
79. M.O. A. Abdulla, E. Deniz, M. Karagöz, and G. Gürüf, "An experimental study on a novel defrosting method for cold room," *Applied Thermal Engineering*, vol. 188, no. January, p. 116573, (2021).

EK AÇIKLAMALAR A.

MULTİMETRE

Çizelge Ek A.1. Multimetre.



Parametre	Özellik
İşletme Gerilimi (Un)	220Vac
İşletme Aralığı :	(0,8-1,1) x Un
İşletme Frekansı	50 Hz
Besleme Güç Tüketimi	< 6VA
Ölçme Girişleri Güç Tüketimi	< 1VA
Gerilim ölçme Aralığı	(Faz-Nötr) 30 - 300 Vac, 45-90 Hz
Akım ölçme Aralığı	50mA - 6 Amp AC
Gösterim Aralığı	0 - 999,9 kV 0 – 999,9 M (W, VAr, VA) (CosΦ) 0,00 -1,00 ind.ve kap.
Mimimum ölçüm Değerleri	50 mA , 25 V
Ölçme Hassasiyeti	%1±1 dijit
Ortam Sıcaklığı	- 5 °C + 50 °C
Koruma Sınıfı	IP 20
Boyutlar	96x96x80 mm

EK AÇIKLAMALAR B.

ADAM VERİ TOPLAMA MODÜLÜ

Çizelge Ek B.1. Adam veri toplama modülü.



Parametre	Özellik
Güç Tüketimi	1.0 W@24 V _{DC}
Doğruluk	% ±0.1
Ölçüm Kanalı Sayısı	8
Çözünürlük	16 bit
Girdi Tipleri	T/C, mV, V, mA
İzolasyon Koruması	3000 V _{DC}
Boyutlar	70x122x30 mm
Ölçüm Aralıkları	±1 V, ±2.5 V, ±5 V, ±10 V, ±100 mV, ±500 mV, ±20 mA, 4 ~ 20 mA J, K, T, E, R, S, B Tipi Isıl Çiftler.
Çevre Şartları	
Nem	% 5~95 RH
Uygulama Sıcaklığı	-10~70 °C (14~158 °F)
Depolama Sıcaklığı	-25~85 °C (-13~185 °F)

EK AÇIKLAMALAR C.

GÜRÜLTÜ ÖLÇER

Çizelge Ek C.1. Gürültü ölçüm cihazı.



Gürültü Ölçüm Cihazı Teknik Özellikleri

Markası	Svantek SV 104
Filtreler	A, C ve Z
Zaman sabitleri	Yavaş, Hızlı, Impulse
Ölçüm aralığı	55 dBA RMS ÷ 140.1 dBA Pik
Frekans aralığı	30 Hz ÷ 8 kHz
Dinamik aralık	95 dB
Hafıza	8 GB

EK AÇIKLAMALAR Ç.

ÜÇ EKSENLİ İVME ÖLÇER

Çizelge Ek Ç.1. Üç eksenli ivme ölçüm cihazı.



Üç Eksenli İvme Ölçerin Özellikleri	
İvmeölçer Tipi	VIBROTEST 80 Brüel & Kjaer 4527
Frekans Aralığı	0.3 - 10000 Hz
Hassasiyet	10 mV/g
Çalışma Aralığı	-60 - 180 °C
Maksimum Çalışma Seviyesi (pik)	710 g
Ağırlık	6 gram
Elektrik Bağlantısı	1-4 28 UNF
Rezonans Frekansı	30 kHz

EK AÇIKLAMALAR D.

SOĞUTUCU YÜKÜ GÜÇ AYAR CİHAZI

Çizelge Ek D.1. Soğutucu yükü güç ayar cihazı.



C 1,5 HIZ ANAHTARI

Soğutma Yükü Güç Ayar Mekanizması Özellikleri	
Marka Model	Vortice C 2,5
Çalışma Gerilimi	220- 240 V 50 Hz
Koruma Sınıfı	IP 20
Maksimum Güç	450 W
Maksimum Akım	2,5 A
Çalışma Sıcaklığı	0-50 °C

EK AÇIKLAMALAR E.

SOĞUTUCU YÜKÜ GÖSTERGE CİHAZI

Çizelge Ek E.1. Soğutucu yükü gösterge cihazı.



Soğutma Yükü Gösterge Cihazının Özellikleri	
Çalışma Gerilimi	200- 250 V 50 Hz
Maksimum Güç	3680 W
Maksimum Akım	16 A
Çalışma Sıcaklığı	0-50 °C

EK AÇIKLAMALAR F.

SOĞUTUCU AKIŞKAN ŞARJI VE TARTI MEKANİZMASI

Çizelge Ek F.1. Soğutucu akışkan şarjı ve tartı mekanizması.



Soğutma Akışkan Şarjı ve Tartı Mekanizmasının Özellikleri	
Çalışma	2*1.5V AAA pil
Maksimum Kapasite	500 gr
Hassasiyet	0,01 gr
Çalışma birimleri	g/ct/gn/T/oz

ÖZGEÇMİŞ

Alaaddin TURHAL Prof.Dr. Saime İnal SAVİ Lisesi'nden mezun oldu. 2009 yılında Bozok Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde öğrenime başlayıp 2013 yılında mezun oldu.2013 yılında Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda başlamış olduğu yüksek lisans programını, 2021 yılında tamamlamıştır.