

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**KESİNTİLİ VE SÜREKLİ ÇALIŞMANIN
BUZDOLABI PERFORMANSI ÜZERİNDEKİ ETKİLERİ**

**T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mak. Müh. Tümay YAVUZ

503981014

104127

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 22 Ocak 2001

Tezin Savunulduğu Tarih : 08 Şubat 2001

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Taner DERBENTLİ

Diğer Jüri Üyeleri : Prof. Dr. Murat TUNÇ

Yrd. Doç. Dr. Hasan GÜNEŞ

Taner Derbentli
Murat Tunç
Hasan Güneş

ŞUBAT 2001

ÖNSÖZ

Bu çalışmada, kesintili ve sürekli çalışmanın buzdolabı performansı üzerindeki etkileri deneysel olarak incelenmiştir.

Yüksek lisans tez çalışmasını yöneten, eleştiri ve önerileri ile çalışmalarına büyük katkısı bulunan değerli hocam Prof. Dr. Taner DERBENTLİ'ye teşekkürlerimi sunarım.

Bu çalışma sırasında gerek duyulan maddi ve teknik desteği sağladıkları için Arçelik A.Ş. Teknoloji Koordinatörü Sn. Refik ÜREYEN'e, Arçelik A.Ş. Araştırma ve Teknoloji Geliştirme Merkezi Direktörü Sn. Şefik ŞENYÜREK'e, Arçelik A.Ş. Araştırma ve Teknoloji Geliştirme Merkezi Yöneticilerinden Sn. Doç. Dr. M. Yalçın TANES'e ve yüksek lisans tez çalışmasını yönlendiren ATGM Uzmanı Sn. Fatih Özkadı'ya teşekkürlerimi sunarım.

İstanbul, Ocak 2001

Tümay Yavuz

İÇİNDEKİLER

TABLO LİSTESİ	vi
ŞEKİL LİSTESİ	vii
SEMBOL LİSTESİ	ix
ÖZET	x
SUMMARY	xi
1. GİRİŞ	1
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	3
2.1. Giriş	3
2.2. Kesintili ve Sürekli Çalışma ile İlgili Literatür	5
2.2.1. "Micloss" Kontrol Stratejisi	5
2.2.2. Kesintili Çalışmada Periyod Değişikliklerinin Etkisi	6
2.2.3. Sürekli Çalışma ve Değişken Kapasiteli Kompresör Uygulamaları	8
3. GENEL BİLGİLER VE TEORİK ESASLAR	13
3.1. Genel Bilgiler	13
3.1.1. Buzdolaplarında Enerji Tüketimi	13
3.1.2. Buzdolaplarındaki Enerji Tüketiminin Toplam Enerji Tüketimindeki Yeri	14
3.1.3. Sistem Performansı	14
3.1.4. Sistem Verimi	15
3.1.5. Buzdolabı Soğutma Devresi Elemanları Tasarım Esasları	17
3.1.5.1. Ana Boyutlar	17
3.1.5.2. Kompresör	17
3.1.5.3. Yoğuşturucu	17
3.1.5.4. Buharlaştırıcı	17
3.1.5.5. Kapilleri	18
3.1.5.6. Isı Değiştirici	18
3.1.5.7. Yardımcı Elemanlar	18
3.1.5.8. Malzeme ve Yalıtım	19
3.1.5.9. Soğutkan	19
3.1.5.10 Sıcaklık Kontrolü	20
3.1.6. Buzdolabı Soğutma Çevrimi	20
3.2. Termodinamik Kayıp Analizi	23

3.2.1. Termodinamik Kayıplar, Tersinmezlik, Entropi Üretimi ve Ekserji Yıkımı Arasındaki İlişki	23
3.2.2. COSP ve Termodinamik Kayıplar Arasındaki İlişki	25
3.2.3. Buzdolabındaki Termodinamik Kayıpların Tanımlanması	27
3.2.4. Kompresör İçindeki Tersinmezliklerin Verim İfadeleri ile Açıklanması	29
3.2.5. Geçici Rejimden Kaynaklanan Kayıpların Tanımlanması	30
4. SÜREKLİ VE KESİNTİLİ ÇALIŞMA DENEYLERİ	31
4.1. Sürekli Çalışma Deneyleri	31
4.1.1. Deney Düzeneği	31
4.1.1.1. Derin Dondurucu	32
4.1.1.2. Kompresörler	32
4.1.1.3. Isı Odası	33
4.1.2. Ölçüm Sistemi	34
4.1.2.1. Sıcaklık Ölçümü	34
4.1.2.2. Elektriksel Büyüklüklerin Ölçümü	34
4.1.3. Veri Toplama Sistemi	35
4.1.4. Test Standartları	35
4.1.5. Deneylerin Tanımlanması	36
4.1.6. Deney Sonuçları	37
4.1.6.1. B-2021 - AZ107YP Kompresör Enerji Tüketim Deneyleri	37
4.1.6.2. AZ68YT Kompresörlü B-2021 Derin Dondurucular ile 25 °C ve 32 °C Ortam Sıcaklıklarında Sürekli Çalışma Enerji Tüketim Deneyleri	41
4.1.6.3. AZ90YT Kompresörlü B-2021 Derin Dondurucular ile 32 °C ve 43 °C Ortam Sıcaklıklarında Sürekli Çalışma Enerji Tüketim Deneyleri	42
4.1.6.4. AZ47YT Kompresörlü B-2021 Derin Dondurucular ile 16 °C ve 25 °C Ortam Sıcaklıklarında Sürekli Çalışma Enerji Tüketim Deneyleri	43
4.1.7. Deney Sonuçlarının Değerlendirilmesi	44
4.2. Kesintili Çalışma Deneyleri	53
4.2.1. Deneylerin Tanımlanması	53
4.2.2. Deney Sonuçları	54
4.2.2.1. 12 dk.'lık Periyod Deneyleri	54
4.2.2.2. 24 dk.'lık Periyod Deneyleri	55
4.2.2.3. 36 dk.'lık Periyod Deneyleri	57
4.2.2.4. 48 dk.'lık Periyod Deneyleri	58
4.2.2.5. 60 dk.'lık Periyod Deneyleri	60
4.2.2.6. 72 dk.'lık Periyod Deneyleri	61
4.2.3. Deney Sonuçlarının Değerlendirilmesi	63
5. TEORİK VE EKONOMİK DEĞERLENDİRME	66

5.1. Deney Sonuçlarının Teorik Olarak İncelenmesi	66
5.1.1. Ekserji Yıkımı	66
5.1.2. Sonlu Sıcaklık Farkında Gerçekleşen Isı Geçişi Sonucundaki Entropi Üretimi	71
5.2. Ekonomik Değerlendirme	80
5.2.1. Ev Tipi Soğutma Sistemlerindeki Enerji Tüketiminin Ülke Ekonomisindeki Yeri	80
5.2.2. İmalatçı ve Tüketici Kriterleri	80
6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	83
KAYNAKLAR	85
EKLER	87
ÖZGEÇMİŞ	98



TABLO LİSTESİ

	Sayfa No
Tablo 3.1	Birim hacim başına enerji tüketimi 13
Tablo 4.1	Deneylerde kullanılan derin dondurucuların teknik özellikleri 32
Tablo 4.2	Deneylerde kullanılan kompresörlerin teknik özellikleri 33
Tablo 4.3	Sıcaklık ölçümleri 34
Tablo 4.4	AZ107YP kompresörlü derin dondurucuların –18°C kabin içi sıcaklığı için enterpole edilmiş sıcaklıklar ve enerji tüketimleri 38
Tablo 4.5	Sürekli çalışma için gerekli kompresör kapasiteleri 40
Tablo 4.6	AZ68YT kompresörlü derin dondurucularda enerji tüketimi 41
Tablo 4.7	AZ90YT kompresörlü derin dondurucularda enerji tüketimi 42
Tablo 4.8	AZ47YT kompresörlü derin dondurucularda enerji tüketimi 43
Tablo 4.9	AZ47YT kompresörlü derin dondurucularda elde edilen enerji kazancı 45
Tablo 4.10	AZ68YT kompresörlü derin dondurucularda elde edilen enerji kazancı 46
Tablo 4.11	AZ90YT kompresörlü derin dondurucularda elde edilen enerji kazancı 47
Tablo 4.12	Optimum periyod değerinin termostat kontrollü çalışma ile karşılaştırılması 65
Tablo 5.1	AZ107YP ve AZ47YT kompresörlü derin dondurucularda ekserji yıkımı 67
Tablo 5.2	AZ107YP ve AZ68YT kompresörlü derin dondurucularda ekserji yıkımı 68
Tablo 5.3	AZ107YP ve AZ90YT kompresörlü derin dondurucularda ekserji yıkımı 69
Tablo 5.4	Buharlaştırıcı toplam ısı geçiş katsayısı değerleri 73
Tablo 5.5	Sürekli çalışan AZ47YT, AZ68YT ve AZ90YT kompresörlü dolaplarda buharlaştıracıdaki entropi üretimi ve ekserji yıkımı 75
Tablo 5.6	P217A ile yapılan deneylerde buharlaştıracıdaki entropi üretimi ve ekserji yıkımı 76
Tablo 5.7	P218A ile yapılan deneylerde buharlaştıracıdaki entropi üretimi ve ekserji yıkımı 77
Tablo 5.8	P219A ile yapılan deneylerde buharlaştıracıdaki entropi üretimi ve ekserji yıkımı 78
Tablo C.1	P217A ile yapılan deneylerin verileri 94
Tablo C.2	P218A ile yapılan deneylerin verileri 95
Tablo C.3	P219A ile yapılan deneylerin verileri 96
Tablo C.4	AZ47YT, AZ68YT ve AZ90YT kompresörler ile yapılan sürekli çalışma deneylerinin verileri 97

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa No
Şekil 2.1 : “Micloss” kontrolün COP üzerindeki etkisi [1].....	5
Şekil 2.2 : Periyod değişikliklerinin COP üzerindeki etkisi [1].....	6
Şekil 2.3 : Farklı periyod değerleri için COP değişimi [2].....	7
Şekil 2.4 : Enerji kazanç potansiyelinin 3000 rpm için karşılaştırılması [8].....	11
Şekil 2.5 : Kompresör hızının fonksiyonu olarak buharlaşma sıcaklığı [8].....	11
Şekil 2.6 : Enerji tüketimlerinin karşılaştırılması [8].....	12
Şekil 3.1 : Buzdolabı soğutma devresi elemanları.....	20
Şekil 3.2 : Buzdolabı soğutma çevrimi basınç-entalpi diyagramı.....	22
Şekil 3.3 : Kontrol hacmi analizinde değişkenler.....	23
Şekil 3.4 : Soğutma sisteminin kontrol hacmi olarak gösterilmesi.....	25
Şekil 4.1 : Deney düzeneği.....	31
Şekil 4.2 : AZ47YT kompresörlü derin dondurucularda sürekli çalışmadan elde edilen enerji kazancı.....	48
Şekil 4.3 : AZ68YT kompresörlü derin dondurucularda sürekli çalışmadan elde edilen enerji kazancı.....	48
Şekil 4.4 : AZ90YT kompresörlü derin dondurucularda sürekli çalışmadan elde edilen enerji kazancı.....	49
Şekil 4.5 : 25 °C ortam sıcaklığında AZ47YT ve AZ68YT kompresörlü derin dondurucularda elde edilen enerji kazançlarının karşılaştırılması.....	49
Şekil 4.6 : 32 °C ortam sıcaklığında AZ68YT ve AZ90YT kompresörlü derin dondurucularda elde edilen enerji kazançlarının karşılaştırılması.....	50
Şekil 4.7 : Tüm ortam sıcaklıklarında elde edilen enerji kazançları.....	50
Şekil 4.8 : AZ107YP ve AZ68YT kompresörlü dolapların soğutma çevrimlerinin basınç-entalpi diyagramında karşılaştırılması.....	52
Şekil 4.9 : 12 dk.'lık periyodlarda kabin içi sıcaklığı.....	54
Şekil 4.10 : 12 dk.'lık periyodlarda buharlaşma sıcaklığı.....	55
Şekil 4.11 : 12 dk.'lık periyodlarda yoğunlaşma sıcaklığı.....	55
Şekil 4.12 : 24 dk.'lık periyodlarda kabin içi sıcaklığı.....	56
Şekil 4.13 : 24 dk.'lık periyodlarda buharlaşma sıcaklığı.....	56
Şekil 4.14 : 24 dk.'lık periyodlarda yoğunlaşma sıcaklığı.....	57
Şekil 4.15 : 36 dk.'lık periyodlarda kabin içi sıcaklığı.....	57
Şekil 4.16 : 36 dk.'lık periyodlarda buharlaşma sıcaklığı.....	58
Şekil 4.17 : 36 dk.'lık periyodlarda yoğunlaşma sıcaklığı.....	58
Şekil 4.18 : 48 dk.'lık periyodlarda kabin içi sıcaklığı.....	59
Şekil 4.19 : 48 dk.'lık periyodlarda buharlaşma sıcaklığı.....	59
Şekil 4.20 : 48 dk.'lık periyodlarda yoğunlaşma sıcaklığı.....	60
Şekil 4.21 : 60 dk.'lık periyodlarda kabin içi sıcaklığı.....	60
Şekil 4.22 : 60 dk.'lık periyodlarda buharlaşma sıcaklığı.....	61
Şekil 4.23 : 60 dk.'lık periyodlarda yoğunlaşma sıcaklığı.....	61
Şekil 4.24 : 72 dk.'lık periyodlarda kabin içi sıcaklığı.....	62
Şekil 4.25 : 72 dk.'lık periyodlarda buharlaşma sıcaklığı.....	62
Şekil 4.26 : 72 dk.'lık periyodlarda yoğunlaşma sıcaklığı.....	63
Şekil 4.27 : Farklı periyod değerlerinde enerji tüketimi.....	64
Şekil 5.1 : Derin dondurucu kabini ve ısı geçişlerinin şematik gösterimi.....	72

Şekil 5.2	: P217A – AZ107YP – 25 °C kesintili çalışma halinde entropi üretimi..	79
Şekil 5.3	: P217B – AZ68YT – 25 °C sürekli çalışma halinde entropi üretimi.....	79
Şekil 5.4	: Tüketicinin enerji tüketim kazancı ve geri kazanım süresi.....	82
Şekil A.1	: Kompresör üzerindeki termoelemanların yerleşimi.....	87
Şekil A.2	: Yoğuşturucu üzerindeki termoelemanların yerleşimi.....	88
Şekil A.3	: Buharlaştırıcı üzerindeki termoelemanların yerleşimi.....	88
Şekil A.4	: Buharlaştırıcı ve kabin içi sıcaklık ölçümlerindeki termoelemanların yerleşimi.....	89
Şekil B.1	: AZ107YP kompresörü soğutma kapasitesi eğrileri.....	90
Şekil B.2	: AZ107YP kompresörü güç eğrileri.....	90
Şekil B.3	: AZ90YT kompresörü soğutma kapasitesi eğrileri.....	91
Şekil B.4	: AZ90YT kompresörü güç eğrileri.....	91
Şekil B.5	: AZ68YT kompresörü soğutma kapasitesi eğrileri.....	92
Şekil B.6	: AZ68YT kompresörü güç eğrileri.....	92
Şekil B.7	: AZ47YT kompresörü soğutma kapasitesi eğrileri.....	93
Şekil B.8	: AZ47YT kompresörü güç eğrileri.....	93



SEMBOL LİSTESİ

$a_0, a_1, \dots, a_8$	: Regresyon analizinde tanımlı katsayılar
COP	: Etkinlik katsayısı (kompresör)
COSP	: Etkinlik katsayısı (sistem)
COP _c	: Carnot etkinlik katsayısı
E	: Enerji
h	: Entalpi
M	: Soğutkan kütlesi
$\dot{m}$	: Sistemde dolaşan soğutkanın kütleli debisi
N	: Elektrik motoru devir sayısı
n	: Kompresör devir sayısı
p_1	: Kompresör emme basıncı
p_2	: Kompresör çıkış basıncı
Q_{buh}	: Kabin içindeki havadan buharlaştırıcıya olan ısı geçişi
Q_{kabin}	: Buzdolabı kabinini ısı kazancı
Q_{kom}	: Kompresörden dış ortama atılan ısı
Q_{kon}	: Yoğuşturucudan dış ortama atılan ısı
S	: Entropi
s	: Özgül entropi
T_{buh}	: Buharlaşma sıcaklığı
T_i	: Kabin içindeki havanın sıcaklığı
T_o	: Ortam sıcaklığı
T_s	: Kompresör kalkış torku
$T_{yoğ}$	: Yoğulma sıcaklığı
UA_{buh}	: Buharlaştırıcı toplam ısı geçiş katsayısı
UA_{kabin}	: Buzdolabı kabini toplam ısı geçiş katsayısı
V_s	: Kompresör strok hacmi
$\dot{W}$	: Kompresörün çektiği güç
η_{em}	: Elektrik motoru verimi
η_{ex}	: Ekserji verimi
η_s	: İzentropik verim
η_m	: Kompresör mekanik verimi
η_v	: Volumetrik verim
ρ_s	: Emilen gaz soğutkanın yoğunluğu
$\dot{I}_s$	: Entropi üretimi
τ	: zaman

KESİNTİLİ VE SÜREKLİ ÇALIŞMANIN BUZDOLABI PERFORMANSI ÜZERİNDEKİ ETKİLERİ

ÖZET

Büyük bir hızla gelişen teknoloji, insanlığı azalan enerji kaynakları ve küresel ısınma gibi problemlerle beraber 21. yüzyıla taşımıştır. Çevresel duyarlılık ve enerji kaynaklarının verimli kullanılması, endüstrinin her alanında rekabet unsuru olarak öne çıkarken, artan çevre duyarlılığının soğutma endüstrisindeki en çarpıcı yansıması, CFC içeren soğutkanların kullanımının yasaklanması olmuştur. Ar-Ge çalışmaları çevre dostu soğutkanlar kullanan, enerji verimliliği yüksek sistemlerin geliştirilmesi üzerinde yoğunlaşmıştır. Buzdolaplarının enerji tüketiminin azaltılmasına yönelik çalışmalar arasında, değişken kapasiteli kompresör (VCC) kullanımı üzerindeki çalışmalar giderek artmıştır. Elektronik alanındaki gelişmeler sonucunda, değişken kapasiteli kompresörlerde kullanılan elektronik ekipmanların fiyatının azalması değişken kapasiteli kompresörlere olan ilgiyi arttırmaktadır.

Değişken kapasiteli kompresör uygulaması sonucunda elde edilen enerji tasarrufu, kısmen değişken kapasiteli kompresörlerde kullanılan yüksek verimli elektrik motorlarından, kısmen de değişken kapasiteli kompresör uygulamasıyla kesintili çalışmadan sürekli çalışmaya geçildiği zamanki termodinamik prosesten kaynaklanmaktadır. Değişken kapasiteli kompresör uygulamalarında, enerji tasarrufunu arttıracak şekilde doğru kontrol stratejilerinin geliştirilebilmesi için kesintili çalışmadan kaynaklanan kayıpların termodinamik açıdan detaylı bir şekilde incelenmesi gerekmektedir.

Bu çalışmada, kesintili çalışmadan sürekli çalışmaya geçildiğinde elde edilecek termodinamik kazancın belirlenebilmesi için, verimi aynı olan elektrik motorlarıyla tahrik edilen dört farklı kompresörün kullanıldığı derin dondurucuların performansı deneysel olarak incelenmiştir. Yapılan ilk deneylerden sonra, kesintili çalışmada durma ve çalışma zamanının sistem performansına olan etkisi, ikinci grup deneylerle değerlendirilmiştir. Deneyler, ISO standartlarının öngördüğü şekilde sıcaklık ve nemin kontrol altında tutulduğu ısı odalarında yapılmıştır. Çalışmanın teorik kısmı dahilinde, birinci grup deneylerden elde edilen veriler kullanılarak, kesintili çalışmadan sürekli çalışmaya geçildiğinde elde edilen kazancın termodinamik nedenleri incelenmiştir.

Yapılan çalışmada elde edilen enerji kazançlarına göre, sürekli çalışmadaki termodinamik prosesin ev tipi buzdolaplarının enerji tüketimlerinin azaltılmasında önemli bir etken olduğu sonucuna varılmıştır.

THE EFFECTS OF ON/OFF AND CONTINUOUS OPERATION ON THE PERFORMANCE OF REFRIGERATORS

SUMMARY

The humanity faced 21st century with rapid developments in technology, but also together with the running out energy sources and global warming problem. The public concern regarding the environmental situation and the efficient usage of energy sources has caused a competition in different fields of industry. The most remarkable reaction in the refrigeration industry has been the ban of CFC refrigerants containing chloride. The research activities focus on developing energy efficient systems using environmental benign refrigerants. Studies on variable capacity compressor (VCC) applications have gradually increased among various research activities in order to reduce energy consumption of refrigerators. As a result of developments in electronics, declining prices of the electronic equipments used in variable capacity compressors has been a reason for this interest.

The energy saving potential of the refrigerators with variable capacity compressors is partly due to the high efficiency of electric motors used in VCC's and partly due to the better thermodynamic process in continuous operation. In order to develop the right control strategies and to get the most of this potential, the process inefficiencies in conventional on/off operation must be investigated in detail.

In this study, for determining the energy saving potential due to the thermodynamic process in continuous operation, performance of freezers equipped with four different compressors driven by electric motors with same efficiency have been experimentally investigated. The effect of the on/off cycle length on the system performance have been experimentally investigated with a second group of experiments. Experiments have been carried out in a climate chamber where temperature and humidity of the air are controlled regarding ISO test conditions. The thermodynamic reasons of the energy saving in continuous operation compared to on/off operation have been theoretically investigated using the data obtained from the first group of experiments.

According to the energy savings obtained within this study, it's concluded that the thermodynamic process in the continuous operation is an important factor on reducing the energy consumption of domestic refrigerators.

1. GİRİŞ

Buzdolaplarının enerji tüketimi, tek bir buzdolabı bazında değerlendirildiğinde oldukça düşük görünmesine rağmen, buzdolabı toplum genelinde yaygın olarak kullanılan bir ürün olduğu için; buzdolaplarının toplam enerji tüketimi içindeki payı oldukça yüksektir.

Dünyadaki enerji kaynaklarının azalması nedeniyle bağımsız kuruluşlar tarafından hazırlanan ve enerji tasarrufu sağlamaya yönelik olan enerji regülasyonları, enerjinin yoğun olarak tüketildiği üretim merkezlerini etkilediği kadar, konutlardaki enerji tüketiminde en büyük paya sahip olan beyaz eşya grubunu da etkilemiş; bu bağlamda, buzdolaplarının enerji tüketimini azaltmaya yönelik olarak yapılan çalışmalar son yıllarda değişken kapasiteli kompresörler üzerine yoğunlaşmıştır.

Ev tipi buzdolaplarında yaygın olarak kullanılan ve çalışma şartlarına bağlı olarak sabit soğutma kapasitesine sahip olan konvansiyonel kompresörlerden farklı olarak, değişken kapasiteli kompresörlerin soğutma kapasitesi tahrik frekansı değiştirilerek ayarlanabilmekte ve böylelikle kompresörün sürekli olarak çalışması sağlanmaktadır. Değişken kapasiteli kompresör uygulamasına geçildiği zaman enerji tüketimi, buzdolabı tipine bağlı olarak % 30 – 40 oranında azalmaktadır. Bu kazanç, kısmen değişken kapasiteli kompresörlerde kullanılan yüksek verimli elektrik motorlarından, kısmen de değişken kapasiteli kompresör uygulamasıyla kesintili çalışmadan sürekli çalışmaya geçildiği zamanki termodinamik prosesten kaynaklanmaktadır.

Soğutma sisteminin, buzdolabının kullanım şartlarına göre belirli bir süre çalıştığı ve ardından belirli bir süre durduğu konvansiyonel kompresörlü sistemler, periyodik bir ısı karakteristik göstermekte; buzdolabı kapısının açılıp kapanmadığı standart test şartlarında, sistemdeki sıcaklıklar ortalama bir değer etrafında salınmaktadır. Kesintili çalışma nedeniyle sistem sürekli rejime girememekte ve bu nedenle; ısı kayıplar, başlama/durma kayıpları ve elektromekanik kayıplar olarak adlandırılan kayıplar meydana gelmektedir. Değişken kapasiteli kompresör uygulamalarında, enerji tasarrufunu arttıracak şekilde doğru kontrol stratejilerinin geliştirilebilmesi için,

kesintili çalışmadan kaynaklanan bu kayıpların termodinamik açıdan detaylı bir şekilde incelenmesi gerekmektedir.

Bu çalışmada, kesintili çalışmadan sürekli çalışmaya geçildiğinde elde edilecek termodinamik kazancın belirlenebilmesi için, verimi aynı olan elektrik motorlarıyla tahrik edilen dört farklı kompresörün kullanıldığı derin dondurucuların performansı deneysel olarak incelenmiştir. Yapılan ilk deneylerden sonra, kesintili çalışmada durma ve çalışma zamanının sistem performansına olan etkisi, ikinci grup deneylerle değerlendirilmiştir. Çalışmanın teorik kısmı dahilinde, birinci grup deneylerden elde edilen veriler kullanılarak, kesintili çalışmadan sürekli çalışmaya geçildiğinde elde edilen kazancın termodinamik nedenleri incelenmiştir.

Çalışmanın ikinci bölümünde, literatürde kesintili ve sürekli çalışmadaki termodinamik prosesi inceleyen çalışmalar ve değişken kapasiteli kompresör uygulamaları üzerindeki çalışmalar incelenmiştir. Geçici rejimden kaynaklanan kayıplar, bu konudaki çalışmaları açıklayıcı bir nitelik taşıdığı için, bu bölümün girişinde detaylı bir biçimde sunulmuştur.

Üçüncü bölümde, öncelikle buzdolaplarındaki enerji tüketimi, sistem performansı, sistem verimi kavramları açıklanmış; buzdolabı soğutma devresi elemanları ve buzdolabı soğutma çevrimi incelenmiştir. Genel bilgiler verildikten sonra, termodinamiğin birinci ve ikinci yasalarını kapsayan bir analiz yapılarak soğutma çevrimindeki proses verimsizlikleri belirlenmiştir. Literatürde ekserji analizi, ikinci yasa analizi gibi isimlerin kullanıldığı bu analiz, bu çalışmada termodinamik kayıp analizi olarak adlandırılmıştır.

Dördüncü bölümde, bu çalışma kapsamında yapılan deneylere yer verilmiştir. Deneylerde kullanılan derin dondurucular ve kompresörlerin özellikleri, standartlarca belirlenmiş olan deney şartları, ölçüm ve veri toplama sistemleri bilgi verildikten sonra deneylerin nasıl tanımlandığı açıklanmıştır.

Beşinci bölümde ise, birinci grup deneylerden elde edilen veriler, üçüncü bölümde çıkartılan termodinamik eşitlikler yardımıyla kesintili ve sürekli çalışma halleri için karşılaştırmalı olarak değerlendirilmiştir.

Bu çalışma dahilinde elde edilen sonuçlar ve ileride yapılabilecek çalışmalar için faydalı olabilecek öneriler ise, altıncı bölümde yer almaktadır.

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

2.1. Giriş

Kesintili çalışan bir soğutma sisteminde geçici rejim etkileri baskındır. Bunun sebebi, kesintili çalışma çevriminde periyodun sisteme ait ısı zaman sabitlerinden küçük olmasıdır. Dolayısıyla soğutma sistemi kesintili çalışmada sürekli rejime ulaşamaz. Geçici rejimden (kesintili çalışma) kaynaklanan kayıplar; ısı kayıplar, elektromekanik kayıplar ve başlama/durma kayıpları olmak üzere üç ana başlık altında tanımlanabilir.

Buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları, bir soğutma sisteminin veriminin doğrudan göstergesidir. Bir soğutma sisteminde, buharlaşma ve yoğuşma sıcaklık aralığı ne kadar dar ise, soğutma sisteminin verimi o ölçüde yüksek olmaktadır. Kesintili çalışan bir soğutma sisteminin, ortalama buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları ile sürekli çalışan değişken kapasite kontrollü soğutma sisteminin buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları karşılaştırıldığında, sürekli çalışan soğutma sisteminde buharlaşma sıcaklığının daha yüksek, yoğuşma sıcaklığının ise daha düşük olduğu görülmektedir. Bu karşılaştırma, aynı dış ortam sıcaklığında ve aynı kabin içi sıcaklığındaki değerler göz önüne alınarak yapılmaktadır. Kesintili çalışan soğutma sistemi ile sürekli çalışan kapasite kontrollü soğutma sistemi arasındaki, bahsedilen verim farkı ısı kayıp olarak adlandırılmaktadır. Pratikte ısı kayıp, soğutma sisteminin çalışma zamanının uzunluğuna ve çalışma çevrimi sayısına bağlı olmaktadır.

Konvansiyonel (kesintili çalışma) soğutma sisteminde, kompresörün çalışmaya başlamasını ve durmasını takip eden zaman zarfında, soğutma sisteminde süreksizlik bulunmaktadır. Soğutma sisteminin devrede olmadığı süre içinde, yoğuşturucu basıncı ortam sıcaklığındaki doyma basıncının altına inmekte, yoğuşturucu içinde bulunan soğutkanın buharlaşması ve buhar halinde buharlaştırıcıya gelerek, buharlaştırıcıda yoğuşmaya başlaması söz konusu olmaktadır. Böyle bir olay sonucunda, sistemin, devrede iken soğuttuğu ortama, devre dışı olduğu bu süre içinde, bu sefer ısı atılacaktır. Sistem tekrar devreye

girdiğinde, daha sıcak bir ortamı soğutmaya çalışacağı için, bu olay bir kayıp olarak nitelendirilmektedir. Ayrıca, soğutma sisteminin devreye girmesiyle birlikte yoğuşturucuda basınç yükseleceğinden, yoğuşturucuda bulunan düşük basınçlı buhara karşı bir iş yapılması gerekecektir. Başlama/durma kayıpları da soğutma sisteminin çalışma çevrimi sayısına bağlıdır. Bu sayı arttıkça, başlama/durma kayıpları artarken, daha önce bahsedilen ısı kayıpları azalmaktadır. Sürekli çalışan değişken kapasite kontrollü soğutma sistemlerinde başlama/durma kayıpları olmamaktadır.

Kompresörün çalışmasının başlangıcında, kompresör içindeki piston, krank mili ve elektrik motoruna dahil rotor gibi hareketli parçaların, eylemsizlik momentlerinin aşılması gerektiğinden, kompresör yüksek akım dolayısıyla fazla güç çekmektedir. Kısa süreli olan bu olay sonucunda meydana gelen kayıp, normal şartlar altında ihmal edilebilir değerler almaktadır. Sürekli çalışan değişken kapasite kontrollü soğutma sistemlerinin kullanılması ile bu kayıp tamamen ortadan kalkmaktadır.

Değişken kapasiteli kompresör uygulamalarında buzdolabı tipine bağlı olarak enerji tüketimi % 30 - % 40 azalmaktadır. Bu sonucun elde edilmesinde, sürekli çalışmadaki termodinamik proses sonucu bahsedilen kayıpların ortadan kalkması ve değişken kapasiteli kompresörlerde kullanılan fırçasız doğru akım motoru gibi yüksek verimli elektrik motorları olmak üzere iki ayrı faktör söz konusudur.

Ev tipi soğutma uygulamalarında kullanılan hermetik pistonlu kompresörlerde tek fazlı, iki kutuplu asenkron induksiyon motorları bulunmaktadır. Bu elektrik motorları tek hızlı olup, şebeke voltaj ve akımının değiştirilmesi suretiyle bu motorların hızının değiştirilmesi mümkün değildir. Hız kontrolü sadece frekansın değiştirilmesi yoluyla gerçekleştirilmektedir. Hız kontrolü yapılmasının istendiği soğutma sistemleri için üç tip elektrik motoru seçilebilir. Bunlar doğru akım motorları, induksiyon motorları ve senkron motorlardır. Elektrik motor tiplerinden hangisinin kullanılacağı yapılan uygulama şartlarına bağlı olarak elektrik motorlarının tork-hız diyagramları dikkate alınarak tesbit edilmelidir.

Teknik olarak bir fazlı asenkron motor (induksiyon motor) için hız kontrolü mümkünse bile, motorun karakteristiğinden dolayı verim üç fazlı asenkron motorun veriminden daha az olacaktır. Bu yüzden değişken kapasiteli kompresör uygulamalarında üç fazlı motorlar tercih edilmektedir. Üç fazlı motorlar asenkron olabileceği gibi fırçasız doğru akım motoru da olabilir. Fırçasız doğru akım motorlarının verimi asenkron motorlardan daha yüksek olduğu için tercih nedenidir.

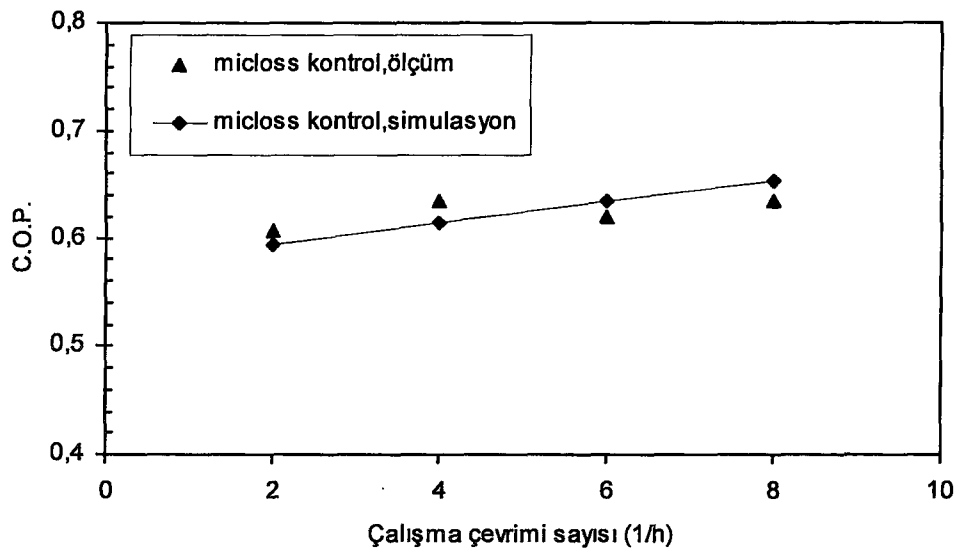
2.2. Kesintili Ve Sürekli Çalışma İle İlgili Literatür

Kesintili ve sürekli çalışma ile ilgili literatürde yapılan çalışmalar üç grupta toplanabilir:

1. Kesintili çalışmada, durma zamanında kapilleri tüpteki akışın bir solenoid valf ile engellendiği “Micloss” kontrol stratejisinin incelendiği çalışmalar.
2. Kesintili çalışmada periyod değişikliklerinin etkilerinin incelendiği çalışmalar.
3. Sürekli çalışma ve değişken kapasiteli kompresör uygulamalarının incelendiği çalışmalar.

2.2.1. “Micloss” Kontrol Stratejisi

“Micloss” kontrol ile kesintili çalışmada durma zamanında kapilleri tüpteki akış bir solenoid valf vasıtasıyla engellenmektedir. Janssen ve ark. [1] kesintili çalışmada “micloss” kontrol etkilerini deneysel ve sayısal olarak incelemiştir. Yapılan çalışmada, “micloss” kontrolün sistem verimi üzerindeki etkisi çalışma çevrimi sayısındaki değişikliklerle beraber değerlendirilmiş, artan çalışma çevrimi sayılarında “micloss” kontrol ile sistem veriminin arttığı görülmüştür. Bu sonuç, kısa periyod değerleri için ısı değiştiricilerindeki salınımların azalmasıyla beraber ısı kayıpların azalması ve kapilleri tüpteki akış engellenmesi sonucunda başlama/durma kayıplarının tamamen ortadan kalkması ile açıklanmıştır.

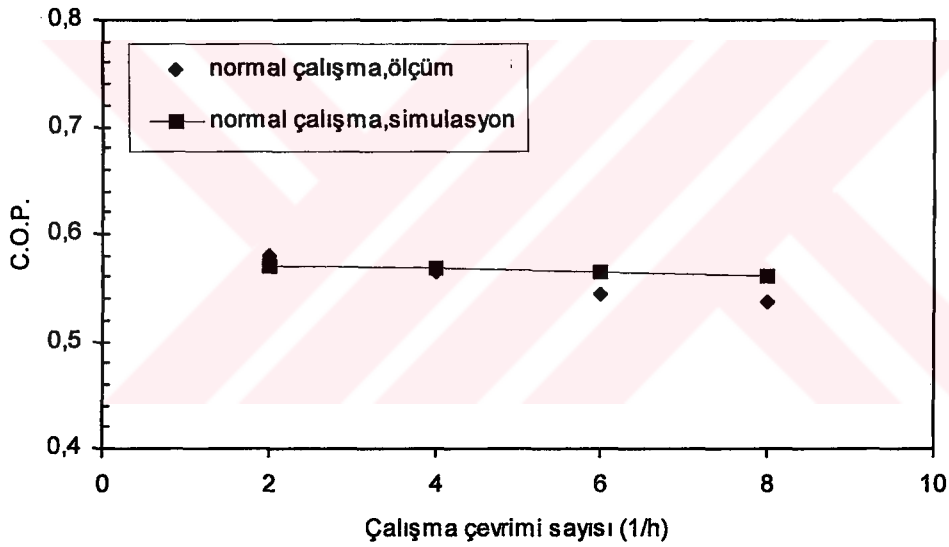


Şekil 2.1 “Micloss” kontrolün COP üzerindeki etkisi [1]

Jakobsen [2], sistem verimi üzerinde “micloss” kontrol etkisini, geliştirdiği buzdolabı simülasyon modeli ile incelemiştir. Yapılan çalışmada % 3'lük bir COP artışı elde edildiği görülmüştür. Bu konuda yapılan diğer bir çalışmada, Wang ve ark. [3], “micloss” kontrol ile % 4'lük bir COP artışı elde edildiğini belirtmiştir. Literatürdeki sonuçların uyumlu olduğu görülmektedir.

2.2.2. Kesintili Çalışmada Periyod Değişikliklerinin Etkisi

Janssen et al. [1], kesintili çalışmada artan çalışma çevrimi sayılarında (kısa periyodlar) “micloss” kontrol ile COP'nin arttığı sonucunu elde etmelerine karşın, normal kesintili çalışmada başlama/durma kayıplarının artan çalışma çevrimi sayılarında baskın hale gelmesiyle COP değerlerinde belirgin bir düşüş gözlemlenmiştir. Bu sonuç, azalan ısı kayıpların pozitif etkisinin, başlama/durma kayıplarının negatif etkisine yenik düşmesi olarak açıklanmaktadır.

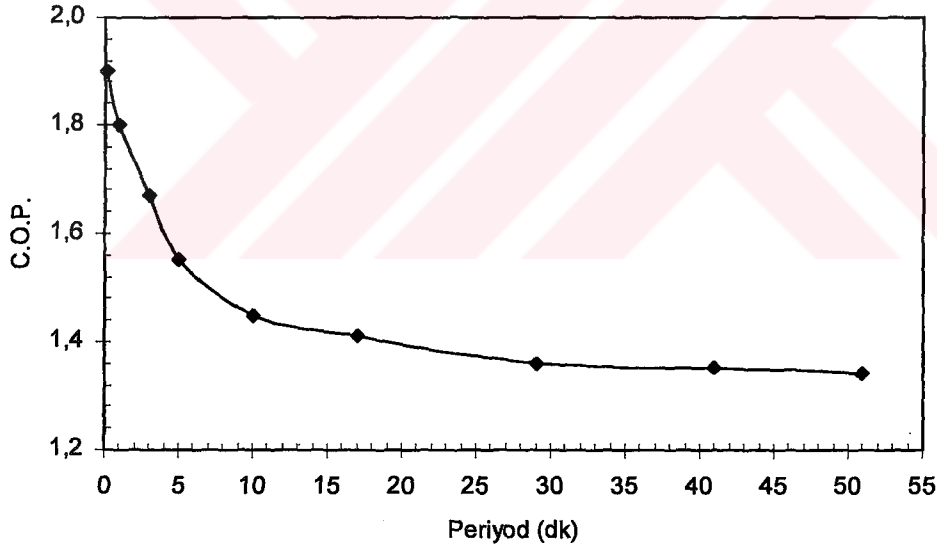


Şekil 2.2 Periyod değişikliklerinin COP üzerindeki etkisi [1]

Bu çalışmadan elde edilen diğer bir sonuç ise sistem içindeki soğutkanın dağılımı ile ilgilidir. Buharlaştırıcıdaki sıvı soğutkan durma zamanında yerçekimi etkisiyle sistem içinde dağılmakta, kompresörün kalkışından sonra buharlaştırıcının sıvı soğutkan ile dolması yaklaşık 7 dakikalık bir süre almaktadır. Kısa periyodlarda, çalışma zamanı sıvı soğutkanın uygun şekilde dağılması için yeterli olmamaktadır. Sıvı soğutkanın buharlaştırıcıyı yeteri kadar dolduramaması sonucunda buharlaştırıcı efektif olarak kullanılamamakta ve sistem verimi düşmektedir.

Literatürdeki genel kanı, kısa periyodlarla çalışma halinde sistemin sürekli çalışmadakine benzer bir ısı davranış göstereceğidir. Periyodlar kısaldıkça, başlama/durma kayıplarının etkisi artacak, ısı kayıplar ise azalacaktır. Bu kayıpların değişim oranına göre optimum bir periyod değerinin olması beklenmektedir. Andersen [4] yaptığı deneylerle, 200 lt.'lik bir buzdolabı için optimum periyod değerinin yaklaşık olarak 30 dakika olduğu sonucunu elde etmiştir.

Jakobsen [2], buzdolabı simulasyon modeli ile 325 lt.'lik bir buzdolabının performansını farklı periyod değerleri için simule etmiştir. Normal çalışmasındaki periyod değeri 36 dakika olan buzdolabının, kısalan periyod değerleri için COP'sinin arttığı sonucu elde edilmiştir. Bu sonuç, Janssen [1] ve Andersen'in [4] elde ettikleri sonuçlara ters düşmektedir. Jakobsen, çok küçük periyod değerleri için (7 dakikadan daha az), basınç dengelemesinin kısmen gerçekleşebildiğini, dolayısıyla başlama/durma kayıplarının azaldığını ileri sürmekte, çok küçük periyod değerlerinde tam anlamıyla bir kazanç elde edebilmek için kapilleri tüp uzunluğunun artırılması gerektiğini belirtmektedir.



Şekil 2.3 Farklı periyod değerleri için COP değişimi [2]

Jakobsen, çok küçük periyodlarla çalışma halinde bile kompresör kayıpları olarak da tanımlanan elektromekanik kayıpların ihmal edilebilir nitelikte olduğunu belirtmektedir. Danfoss firmasının verilerine göre, kompresör nominal hızına 50 ms. içinde ulaşmaktadır. Buna göre, kalkış anında, 500 W'lık güç çekildiği varsayımıyla bile 25 J.'lük bir enerji harcanmaktadır. 1 dakikalık periyodlarla çalışma ve bir periyotta 22.5 W'lık çok düşük bir güç tüketimi ($COP=2.0$) varsayımı halinde 1350

J.'lük bir enerji tüketimi sonucuna ulaşılmaktadır. Küçük periyodlarla çalışma halinde, en olumsuz şartlar gözönünde bulundurularak yapılan değerlendirme sonucunda dahi elektromekanik kayıpların ihmal edilebilir nitelikte olduğu görülmektedir.

2.2.3. Sürekli Çalışma ve Değişken Kapasiteli Kompresör Uygulamaları

Günümüzde, buzdolapları ve derin dondurucular termostat kontrolünde kompresörün dur/kalk yapması sonucunda kesintili olarak çalışmaktadır. Bu, kabin içi sıcaklığının kontrolü için ucuz bir yöntem olmasına rağmen, ısı değiştiriciler verimli bir şekilde kullanılamadığı için optimum bir çözüm olmamaktadır. Kesintili çalışmadaki termodinamik prosesin, sürekli çalışmadakine göre daha verimsiz olduğu bilinmektedir.

Elektronik ekipman fiyatlarının azalması sonucunda, kompresörlerin kontrolü için yeni teknolojiler uygulanabilir hale gelmiştir. Frekans değiştiriciler senkron motorlar ile beraber kullanılarak kompresörlerin hızı kontrol edilebilmektedir. Hız kontrolü için ayrıntılı bilgi Bölüm 2.1.'de verilmiştir.

Birçok kompresör üreticisi firma değişken hızlı kompresör modelleri geliştirmiştir. Electrolux, Embraco, Danfoss ve Matsushita'nın R-600a (isobütan) soğutkanı için değişken hızlı kompresörleri bulunmaktadır.

Değişken hızlı kompresör uygulamalarında en önemli husus, uygun kontrol stratejilerinin belirlenmesidir. Değişken hızlı kompresörler, statik soğutmalı basit bir derin dondurucuya uygulanabileceği gibi, daha karışık algoritması olan bir no-frost buzdolabına da uygulanabilir. Buzdolaplarının çoğunlukla çalıştığı ortam sıcaklıklarında gerekli soğutma kapasitesini verecek minimum hız seçimi ile kapı açma-kapama, dolap içini aşırı yükleme, artan ortam sıcaklıkları ve şok dondurma gibi durumlarda yüksek hızlara çıkılması gerektiğindeki maksimum hız seçimi önemli kriterlerdir. Çok düşük soğutma yükü şartlarında kompresörün sürekli çalışmadan kesintili çalışmaya (dur/kalk çalışma) geçmesi gerekebilir.

Genel bir değerlendirmeye, değişken hızlı kompresör uygulamalarında optimum yöntem, normal çalışma şartları altında kompresörün düşük hızda (örn: 2000 rpm) sürekli çalışması olmaktadır. Bu şartlar altında maksimum verim elde edilmektedir. Kabin içini aşırı yükleme gibi durumlarda yeterli soğutmayı sağlamak için hız artacaktır. Değişken hızlı kompresörler, yüksek soğutma kapasitelerini sağlarken de

verimli çalışabilmektedir. Minimum hızdaki soğutma kapasitesinden daha düşük soğutma yükleri için, kompresör minimum hızda kesintili çalışmaya geçecektir.

Tankred [5], Danfoss'un TLV model kompresörü için yaptığı enerji optimizasyonu çalışması sonucunda AEO (adaptive energy optimizer) – kontrol stratejisini tanımlamıştır. AEO, belirli bir soğutma yükü altında kompresörün hızını mümkün olduğunca düşük tutmaya çalışmaktadır. Bu kontrol, hızın azaltılması ve artırılması için belirlenen iki ayrı senaryo ile gerçekleştirilmektedir.

1. Hızın azaltılması: Termostattan kalkış sinyali geldiği zaman, kompresör durmadan önceki hızından 100 rpm daha az bir hızla çalışmaya başlayacak, kompresör çalıştığı sürece bu hız değişmeyecektir. Örneğin, kompresör 2800 rpm ile çalışmaktayken durmuşsa, bir dahaki kalkışı 2700 rpm olacak ve çalıştığı sürece bu hızı koruyacaktır.
2. Hızın artırılması: Kompresör bir saatlik süre boyunca sürekli olarak çalışmışsa, hızı 100 rpm artacak, 15 dakika sonra hız 400 rpm daha artacak, bu artış termostattan dur sinyali gelmedikçe hız üst limit değeri olan 4000 rpm değerine ulaşıncaya kadar her 15 dakikada bir tekrarlanacaktır.

Danfoss'un TLV ve NLV model kompresörleri 2000 rpm ile 4000 rpm arasında değişen hızlarda çalışabilmektedir. Hız kontrolü, bir dış elektronik kontrol ünitesi ile sağlanabileceği gibi, bahsedilen AEO kontrol ünitesi ve termostat koordinasyonu ile de sağlanabilir.

Pedersen ve ark. [6], standart içecek soğutucuları ve dondurma kabinlerinin, prototip değişken hızlı kompresörlerle enerji tüketimlerinin azaltılmasına yönelik çalışmalar yapmışlardır. R-134a soğutkanlı ve 8.5 cm³ strok hacimli konvansiyonel kompresörlerle çalışan 351 lt.'lik net hacime sahip standart içecek soğutucuları ve 294 lt.'lik net hacime sahip standart dondurma kabinlerinin enerji tüketimleri referans alınarak, Danfoss'un R600a soğutkanlı, 11 cm³ strok hacmine sahip değişken hızlı kompresörleriyle modifiye edilmiş yeni tip içecek soğutucuları ve dondurma kabinlerinin enerji tüketimleri ile karşılaştırılmıştır. İçecek soğutucularının laboratuvar, dondurma kabinlerinin ise laboratuvar ve saha testlerine tabi tutulduğu enerji tüketim testleri sonucunda, içecek soğutucularında % 34'e varan enerji kazançları, dondurma kabinlerinde laboratuvar testlerinde % 34'e, saha testlerinde ise % 52'ye varan enerji kazançları elde edildiği görülmüştür.

Bu çalışmada, iki uygulama farklı soğutma karakteristiği gösterdiğinden, farklı kontrol stratejileri bilgisayarda simule edilerek optimize edilmiş, hız kontrolü için iki ayrı strateji uygulanmıştır.

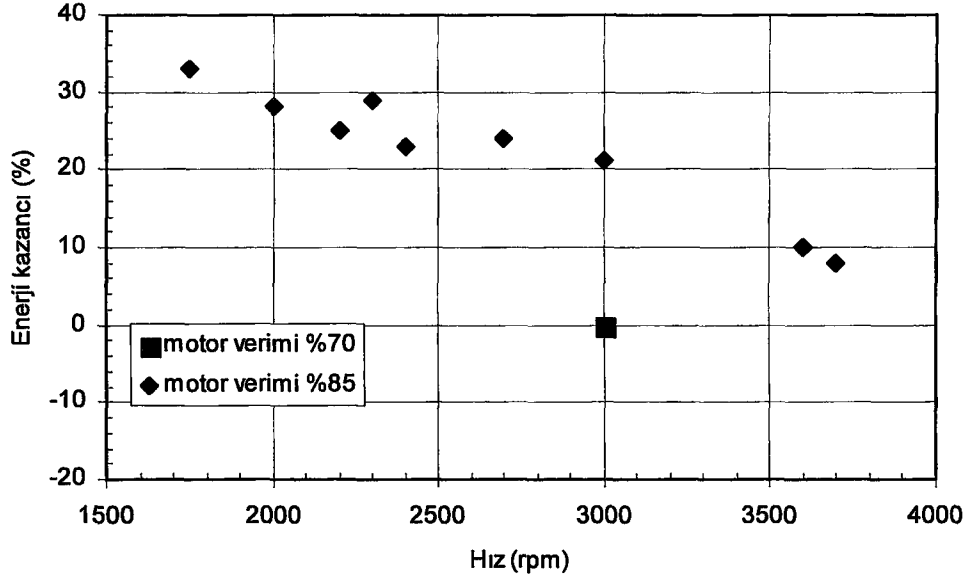
İçecek soğutucularının yükleme koşullarından etkilenen dinamik bir karakter gösterdiği belirtilmiştir. Uygulamada kompresörün, normal çalışma şartları altında minimum enerji tüketimi için minimum hızda, soğutucuya yeni sıcak yükleme yapılması halinde hızlı bir şekilde gerekli soğutmanın yapılabilmesi için maksimum hızda çalışması, yeni yüklemenin olmadığı uzun süreçlerde kompresörün minimum hızda kesintili çalışmaya geçmesi gerektiği sonucuna varılmıştır. Bu stratejinin uygulanması için bir dış elektronik kontrol ünitesi programlanmıştır. Bu uygulamada, PI veya benzeri bir kontrolör ile daha sofistike bir kontrol stratejsi kullanmanın verim üzerindeki etkisinin ihmal edilebilir olduğu belirtilmiştir.

Dondurma kabinlerinin, içecek soğutucularına kıyasla stabil yükleme koşullarında çalıştığı, kabin içindeki sıcaklığın küçük değişiklikler gösterdiği belirtilmiştir. Bu uygulamada, PI kontrolör ideal çözüm olmasına rağmen ekonomik olmaması nedeniyle tercih edilmemiş, kompresörün kendisine ait AEO kontrol ünitesi kullanılarak hız kontrolü sağlanmıştır. Simulasyon sonuçlarına göre, AEO kontrol stratejisinin PI kontrol stratejisine göre % 5 daha fazla bir enerji tüketimine yol açtığı ifade edilmiştir.

Jakobsen ve ark. [7], benzer bir prototip değişken hızlı kompresörle bir buzdolabı ile yaptıkları çalışmada % 44'e varan enerji kazancı sonucunu elde etmiştir.

Binneberg ve ark. [8], net hacmi 190 lt. olan standart bir buzdolabı ile enerji tüketiminin azaltılmasına yönelik bir çalışma yapmışlardır. Bu çalışma için 3 faz induksiyon motorlu prototip bir değişken hızlı kompresör ve frekans değiştiricisi tasarlanmıştır.

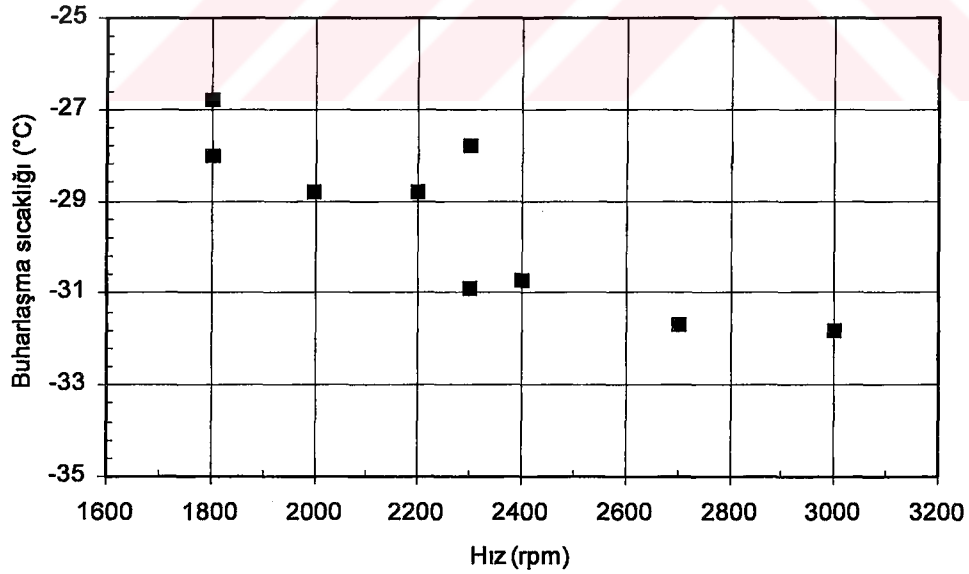
Bahsedilen çalışmada kullanılan kompresörlerde motorların verimine göre enerji kazanç potansiyelinin karşılaştırılması Şekil 2.4'te verilmiştir. Standart buzdolabındaki kompresörün 1 faz asenkron motorunun verimi % 70, değişken hızlı kompresörün 3 faz asenkron motorunun verimi ise % 85'tir.



Şekil 2.4 Enerji kazanç potansiyelinin 3000 rpm için karşılaştırılması [8]

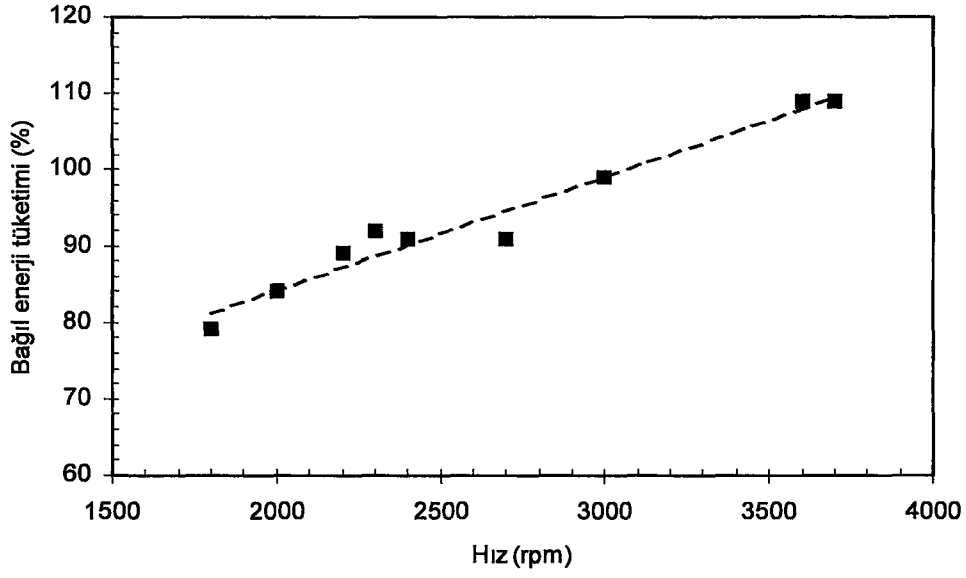
3000 rpm değerindeki karşılaştırma direkt olarak ölçüm sonuçlarından, diğer hızlardaki karşılaştırmalar ise ölçüm sonuçlarına dayalı teorik hesaplamalar sonucunda yapılmıştır.

Farklı kompresör hızları için buharlaşma sıcaklığının değişimi Şekil 2.5'te verilmiştir.



Şekil 2.5 Kompresör hızının fonksiyonu olarak buharlaşma sıcaklığı [8]

Farklı kompresör hızları için, 3000 rpm değeri referans alınarak enerji tüketimlerinin bağlı olarak değerlendirilmesi Şekil 2.6'da verilmiştir.



Şekil 2.6 Enerji tüketimlerinin karşılaştırılması [8]

Araştırmacılar, hesaplama ve simulasyon sonuçlarına göre 1800 rpm değerinde % 30'luk bir kazanç beklentilerine rağmen, deneyler sonucunda minimum enerji tüketiminin elde edildiği bu hız değerinde % 20'lik bir kazanç elde edebilmiştir.

3. GENEL BİLGİLER VE TEORİK ESASLAR

3.1 Genel Bilgiler

3.1.1. Buzdolaplarında Enerji Tüketimi

Günümüz buzdolaplarının enerji tüketimi değerlendirilirken, halen evlerde kullanılmakta olan ve bugün alınabilecek buzdolapları ayrı ayrı ele alınmalıdır. Verimli soğutkanların kullanılması, yalıtımın iyileştirilmesi gibi etkenler ile daha az enerji tüketen buzdolaplarının üretilmesi mümkün olmuştur. Öte yandan, değişen tüketici istekleri doğrultusunda geniş hacimli ve “no-frost” teknolojisine sahip buzdolaplarının pazar payı ve kullanımı artmaya başlamıştır.

Buzdolaplarının enerji tüketiminin hacimleriyle lineer olarak arttığı söylenebilir. Ev tipi soğutma sistemlerinde (buzdolabı, derin dondurucu, larder), farklı boyut ve özelliklerde sistemlerin enerji tüketimleri karşılaştırılmasında “birim hacim başına enerji tüketimi” kriteri kullanılmaktadır. Tablo 3.1’de dört farklı soğutma sistemine ait enerji tüketimlerinin karşılaştırılması verilmiştir.

Tablo 3.1 Birim hacim başına enerji tüketimi

Dolap	Hacim (lt)	Enerji Tüketimi 25°C – (Wh/24h)	Birim hacimdeki enerji tüketimi (Wh/24h-lt)
Buzdolabı “no-frost”	435	1610	3.7
Derin dondurucu (up-right)	209	1400	6.7
Larder (dondurucu bölmesiz buzdolabı)	240	900	3.8
Derin dondurucu (tezgah seviyesi)	115	1150	10

3.1.2. Buzdolaplarındaki Enerji Tüketiminin Toplam Enerji Tüketimindeki Yeri

Buzdolapları, yaygın kullanımları sonucunda, toplam enerji tüketiminde önemli bir yer tutmaktadır. Devlet İstatistik Enstitüsü (DİE) verilerine göre [9], meskenlerdeki elektrik tüketimi 18.3 TWh/yıl ile 81.9 TWh/yıl olan toplam elektrik tüketiminin % 22 'sini oluşturmaktadır. DİE 'nin hane halkı gelir dağılımı anketi sonuçlarına göre [10,11], % 90 'lık sahip olma oranı ile buzdolabı sahibi olan hane halkı sayısı 11.990.910 'dur ve tüm elektrikli ev aletleri içinde buzdolabı % 11.5 'lik oran ile ilk sırayı almaktadır. Bu veriler doğrultusunda, bir buzdolabı için ortalama 1000 Wh/24h enerji tüketimi varsayımı ile 4.4 TWh/yıl 'lık bir enerji tüketimi sonucu elde edilmektedir. Bu değer, meskenlerdeki elektrik tüketiminin % 24 'üne, toplam elektrik tüketiminin ise % 5 'ine karşılık gelmektedir.

3.1.3. Sistem Performansı

Bir soğutma sisteminin performansı, COSP (coefficient of system performance) değeri olarak adlandırılan soğutma performansının enerji tüketimine oranı ile ifade edilmektedir. Enerji tüketimi standart güç transdüserleri ile kolaylıkla ölçülebilen bir büyüklüktür. Soğutma performansının ise farklı çalışma şartlarında hesaplanması gerekmektedir.

Ev tipi buzdolaplarında kullanılan hermetik kompresörleri için soğutma kapasitesi, COP (coefficient of performance), volumetrik verim, sargı ve yüzey sıcaklığı gibi bilgilerin elde edilmesi amacıyla kalorimetreler kullanılmaktadır. Bu kalorimetreler ASHRAE (Amerikan standardı) ve CECOMAF (Avrupa standardı) gibi standartlar tarafından tanımlanmıştır. Bu standartlar deney şartlarını, deney yöntemini ve hesaplamaların nasıl yapılacağı konularını açıklamaktadır. Böylece değişik yerlerde yapılan testlerin sonuçlarının ortak bir dille sunulması sağlanmıştır. ASHRAE standartlarında soğutma kapasitesi, aşırı soğutulmuş sıvı soğutkan ve $-23.3\text{ }^{\circ}\text{C}$ buharlaşma sıcaklığı şartlarında hesaplanmaktadır. CECOMAF standartlarında ise soğutma kapasitesi, doymuş sıvı soğutkan ve $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$ buharlaşma sıcaklığı şartlarında hesaplanmaktadır.

Bir buzdolabının soğutma performansı, taze gıdanın soğutulması, kapı açma-kapama ve dolabın ısı kazancı gibi soğutma yüklerini karşılamaktadır. Soğutma yükleri içinde en büyük değeri, ortamdan dolaba ısı geçişi olarak ifade edilen dolabın ısı kazancı almaktadır.

Yapılan tanımlar doğrultusunda, kompresörler için COP :

$$COP = \frac{\text{Soğutma Performansı}}{\text{Kompresörün Enerji Tüketimi}} \quad (3.1)$$

buzdolapları için COSP ise :

$$COSP = \frac{\text{Soğutma Performansı}}{\text{Buzdolabının Enerji Tüketimi}} \quad (3.2)$$

şeklinde ifade edilmektedir.

Bir kompresörün ürün etiketinde üretici tarafından belirtilmiş olan COP değeri, aynı kompresörün kullanıldığı bir buzdolabının COSP değerinden daha büyük olmaktadır. Buzdolabının enerji tüketiminde, kompresörün çektiği güce ek olarak aydınlatma, fan vb. yardımcı donanımın enerji tüketimi de yer almaktadır. Ürün etiketinde yer alan COP değeri, kompresör üreticilerinin benzer ürünlerinin karşılaştırılmasında bir kriter olarak değerlendirildiği için, standartlarca tanımlanmış buharlaşma ve yoğunlaşma sıcaklığında, kalorimetre test şartlarında tek bir çalışma noktası için belirlenmektedir. Buzdolaplarının performansının değerlendirilmesinde daha geçerli bir kriter olan ve buzdolabı ürün etiketinde yer verilen enerji tüketimi, 25 °C ortam ve 5 °C kabin içi sıcaklığı için beyan edilmektedir. Bu çalışma şartlarında kompresör kalorimetrik şartlardan farklı bir noktada çalışmaktadır. Öte yandan, kompresör soğutma sisteminde devrede olduğu sürece, uygulamaya göre değişmekle birlikte daha verimsiz noktalarda çalışabilmektedir.

3.1.4. Sistem Verimi

Bir soğutma sisteminin verimi, gerçek sistem performansı ile ideal sistem performansı aynı çalışma şartlarında karşılaştırılarak hesaplanabilir.

Bu tez çalışmasındaki deneylerde kullanılan derin dondurucunun soğutma yükü, sadece dolabın ısı kazancı gözönünde bulundurularak, 25 °C ortam ve -18 °C kabin içi sıcaklığı çalışma şartlarında, toplam ısı geçiş katsayısı $UA_{\text{kabin}} = 0.7113 \text{ W/K}$ olmak üzere $Q_{\text{kabin}} = 30.6 \text{ W}$ olarak hesaplanmıştır [12]. Bu sonuç 0.73 kWh/24h 'lik soğutma performansına karşılık gelmektedir. Bu çalışma şartlarında derin

dondurucunun ürün etiketinde yer alan enerji tüketim değeri 1.15 kWh/24h 'tir. Bu değerler (3.2) ifadesinde yerine konduğu zaman

$$COSP = \frac{0.73kWh/24h}{1.15kWh/24h} = 0.63$$

değeri elde edilmektedir.

İdeal sistem için COSP, termodinamiğin ikinci yasası ve ters Carnot çevrimindeki ifadesiyle

$$COSP_{ideal} = \frac{T_{soğ}}{T_{sic} - T_{soğ}} \quad (3.3)$$

eşitliği ile hesaplanabilir.

Gerçek sistem için COSP 'nin hesaplandığı çalışma şartlarında, soğuk taraf sıcaklığı olarak -18°C kabin içi sıcaklığı, sıcak taraf sıcaklığı olarak 25°C ortam sıcaklığı (3.3) ifadesinde Kelvin cinsinden yerine konduğu zaman ideal sistem için COSP değeri

$$COSP_{ideal} = \frac{-18 + 273.15}{25 - (-18)} = 5.93$$

olarak elde edilmektedir.

Sistem verimi bu çalışma şartlarında

$$\eta = \frac{COSP}{COSP_{ideal}} = \frac{0.63}{5.93} = 0.106 \sim \% 10 \quad (3.4)$$

olmaktadır.

Derin dondurucu örneği için yapılan bu karşılaştırma, ev tipi soğutma sistemlerinin, enerji tüketim değerleri düşük görünmesine rağmen verimsiz çalıştıklarını göstermektedir. Sistem veriminin düşük olmasındaki çeşitli etkenler Bölüm 3.2.3. 'te incelenmektedir.

3.1.5. Buzdolabı Soğutma Devresi Elemanları Tasarım Esasları

3.1.5.1. Ana Boyutlar

Buzdolaplarının genişlik, derinlik ve yükseklikleri için bir standart bulunmamakla beraber, 550 mm genişlik ve 600 mm derinliğin yerleşik değerler olduğu söylenebilir. İstenilen iç hacime göre yükseklik belirlenmektedir. Yalıtım kalınlığı da ana boyutların belirlenmesinde gözönünde bulundurulmaktadır.

3.1.5.2. Kompresör

Ev tipi soğutma uygulamalarında kullanılan hermetik pistonlu kompresörlerde tek fazlı, iki kutuplu asenkron induksiyon motorları bulunmaktadır. Değişken hızlı kompresör uygulamalarında, hız kontrolü frekansın değiştirilmesi yoluyla gerçekleştirilmektedir. Hız kontrolü yapılan kompresörlerde doğru akım motorları, induksiyon motorları ve senkron motorlar kullanılmaktadır.

Kompresör silindir hacmi, buzdolabı hacmi ve kullanılan soğutkana bağlı olarak 2 cm^3 ve 10 cm^3 arasında değişmektedir.

3.1.5.3. Yoğuşturucu

Yoğuşturucu, buzdolabının dışında veya yalıtım malzemesinin içinde saklı olarak yer almaktadır. Buzdolabının dışında yer aldığına, düz boruların kıvrılarak kat kat yapılmasıyla oluşturulan geçişlerin sayısı artırılarak, yoğuşturucunun ısıyı havaya atması kolaylaştırılmakta, soğutkanın aşırı soğutulmuş sıvı haline geçmesi sağlanmaktadır. Yoğuşturucunun yalıtım malzemesi içinde saklı olarak yer alması, ısının atılmasında kabin yüzeylerinin de kullanılmasına olanak sağladığı için tercih edilmektedir.

3.1.5.4. Buharlaştırıcı

Buharlaştırıcı, kabin içinde saklı veya kabin yüzeyinden yaklaşık 30 mm uzaklıkta harici olarak monte edilmektedir. Harici olarak yerleştirmede toplam ısı geçiş katsayısı (UA) daha yüksek olmaktadır. Hava ile buharlaştırıcı yüzeyi arasındaki ısı geçişi, doğal ya da zorlanmış taşınım ile gerçekleşir. Doğal ısı taşınımı, ufak dirençlerle karşılaştığında bile problem yaratmaktadır. Bu nedenle bir fan kullanarak, hava dolaşımının zorlanmış ısı taşınımıyla elde edilmesi tercih edilmektedir. Zorlanmış ısı taşınımında daha çok kanatlı buharlaştırıcılar kullanılmaktadır. Buzdolabında, tek buharlaştırıcı kullanılabileceği gibi, birden fazla buharlaştırıcı da

kullanılabilmektedir. İki buharlaştırıcı kullanıldığında, bunlardan biri donmuş gıda depolama bölümüne, diğeri de taze gıda depolama bölümüne konulmaktadır. Tek buharlaştırıcı sistemlerde, fanlar yardımıyla hava hareketi sağlanarak, değişik bölmelerin istenilem oranlarda soğutulması sağlanmaktadır.

3.1.5.5. Kapilleri

Kapilleri tüp pasif bir akış kontrol mekanizmasıdır. Soğutkanın akışını kısararak, basıncını değiştirmektedir. Yoğuşturucudan gelen yüksek basınç ve sıcaklıktaki aşırı soğutulmuş sıvı soğutkanın, basıncını ve sıcaklığını düşürerek buharlaşma basıncına getirmek için kullanılmaktadır. Soğutkanın bir kısmı buharlaştırıcıya girmeden, kapilleri tüp içinde buharlaşmaya başlamaktadır. Bir diğer işlevi ise, kompresör durduğu zaman, soğutma devresindeki basınç farklılığını dengelemektir. Kullanılacak kapilleri tüpün boy ve çapı kompresör performansına göre belirlenmektedir.

3.1.5.6. Isı Değiştirici

Buzdolabı soğutma devresinde, yüksek basınçlı soğutkanın dolaştığı borulara basma (discharge), alçak basınçlı soğutkanın dolaştığı borulara da emme (suction) boruları denilmektedir. Emme ve basma borularının bir bölümü birleştirilerek bir ısı değiştirici meydana getirilir. Isı değiştirici, basma borusu, emme borusunun içinden geçecek tarzda yapılabileceği gibi, basma ve emme borularının ayrı ve açıkta birleştirilmesi ile de elde edilebilmektedir. Isı değiştiricisinde, buharlaştırıcıdan gelen soğutkan bir miktar ısınma, yoğuşturucudan gelen soğutkan bir miktar soğuma imkanı bulur. Yoğuşturucudan gelen soğutkanın soğuması, kapilleri de başlayan buharlaşmayı azaltıcı yönde etki yapmaktadır. Kapilleride buharlaşmayan soğutkan, buharlaştırıcıda buharlaştığından soğutma kapasitesi artmaktadır. Buharlaştırıcıdan gelen soğutkanın ısınması, kompresöre sıvı soğutkan ulaşmamasını garanti altına alırken, soğutkanın kızgın buhar haline geçmesini de sağlamaktadır. Bu proses soğutma sisteminin verimini arttırmaktadır.

3.1.5.7. Yardımcı Elemanlar

Buzdolabı soğutma devresinde, temel soğutma çevrimi elemanları dışında filtre-kurutucu ve akümülatör gibi yardımcı elemanlar da mevcuttur. Soğutma devresinde, toz, kir ve nemi gidermek için filtre-kurutucu kullanılmaktadır. Soğutkanın bir kısmı buharlaştırıcıdan çıkana kadar buharlaşamayabilir.

Buharlaştırıcı çıkışında, halen sıvı halde kalmış soğutkan varsa akümülatörde toplanmaktadır.

3.1.5.8. Malzeme ve Yalıtım

Buharlaştırıcıda düşük basıncın olması, malzemesinin mukavemet değerinin düşük seçilebilmesine olanak vermektedir. Halbuki yoğunlaştırıcı içindeki yüksek basınç, yoğunlaştırıcunun yüksek mukavemetli bir malzemeden yapılmasını gerektirir. Bunun yanında, kullanılan malzemelerin ısı iletkenlikleri de malzemenin seçiminde rol oynamaktadır. Isı geçişi (ısının atılması ya da çekilmesi) söz konusu olduğunda, ısı iletkenliği yüksek olan malzemeler seçilmektedir. Bu yüzden buharlaştırıcılar alüminyumdan imal edilirlerken, yoğunlaştırıcılar bakır-çelik alaşımından imal edilmektedir. Basma ve emme boruları ise, ısı iletkenliği yüksek olan bakırdan yapılmaktadır.

Etkili bir soğutma için etkili bir yalıtım yapılmasının gerekliliği gözönüne alınarak, buzdolaplarının yalıtım boşluğu poliüretanla kaplanmak suretiyle dış ortama karşı yalıtılmaktadır.

3.1.5.9. Soğutkan

Yaklaşık 10 yıl öncesine kadar tüm buzdolaplarında soğutkan olarak kullanılmakta olan CFC-R12 (CF_2Cl_2), ozon tabakasına zarar verdiği için artık kullanılmamaktadır. Günümüzde birçok buzdolabında soğutkan olarak, klorid içermediği için ozon tabakasına zarar vermeyen HFC-R134a (CH_2FCF_3) kullanılmaktadır. Sentetik bir soğutkan olan R-134a 'nın, uzun vadedeki çevresel etkilerinin bilinmemesi ve pahalı olması gibi dezavantajları bulunmaktadır. Alternatif olarak, izobütan (R600a) gibi doğal soğutkanlar kullanılabilir. Bu durumda da yanma riski söz konusu olmaktadır. Kullanılan R600a şarjını azaltabilmek için üreticilerin çalışmaları sürmektedir. 75 gr. R-134a ile şarj edilen bir buzdolabında, R600a kullanılması halinde şarj miktarı yaklaşık olarak 35 gr. olmaktadır.

3.1.5.10. Sıcaklık Kontrolü

Termostat sıcaklık sensörünün evaporatör yüzeyine yerleştirilmesi halinde, kullanıcı istenilen kabin içi sıcaklığını indirekt olarak ayarlayabilmektedir. Termostatın ayarlandığı evaporatör yüzey sıcaklığının altındaki değerlerde kompresör devreden çıkmakta, sensör sıcaklığının $\approx 3^\circ\text{C}$ yükselmesi halinde tekrar devreye girmektedir. Son yıllarda, sıcaklık göstergesi olan ve istenilen kabin içi sıcaklığının

(1) noktası : Kompresör, buharlaştırıcıdan gelen yüksek basınçta kızgın buhar halindeki soğutkanı, emme valfinin açılmasıyla emer. Soğutkan silindire girmeden kompresör içinde basınç kaybına uğramaktadır.

(2) noktası : Soğutkan, kompresör içinde bulunan silindir hacmindeki bir piston aracılığıyla sıkıştırılır. Sıkıştırılan soğutkanın basıncı yükselir. Soğutkanın silindiri terkedebilmesi için basma valfindeki basınç kayıplarını yenmesi gerekmektedir. Basma valfinin açılmasıyla soğutkan yüksek basınç ve sıcaklıkta pompalanır.

(1) ve (2) noktaları arasındaki sıkıştırma prosesi, kompresöre sağlanan ($\dot{W}$) işi ile gerçekleşmektedir. Kompresör yüzey sıcaklığının ortam sıcaklığından büyük değerler almasıyla beraber, kompresörden ortama ısı atılmaktadır ($\dot{Q}_{kom}$).

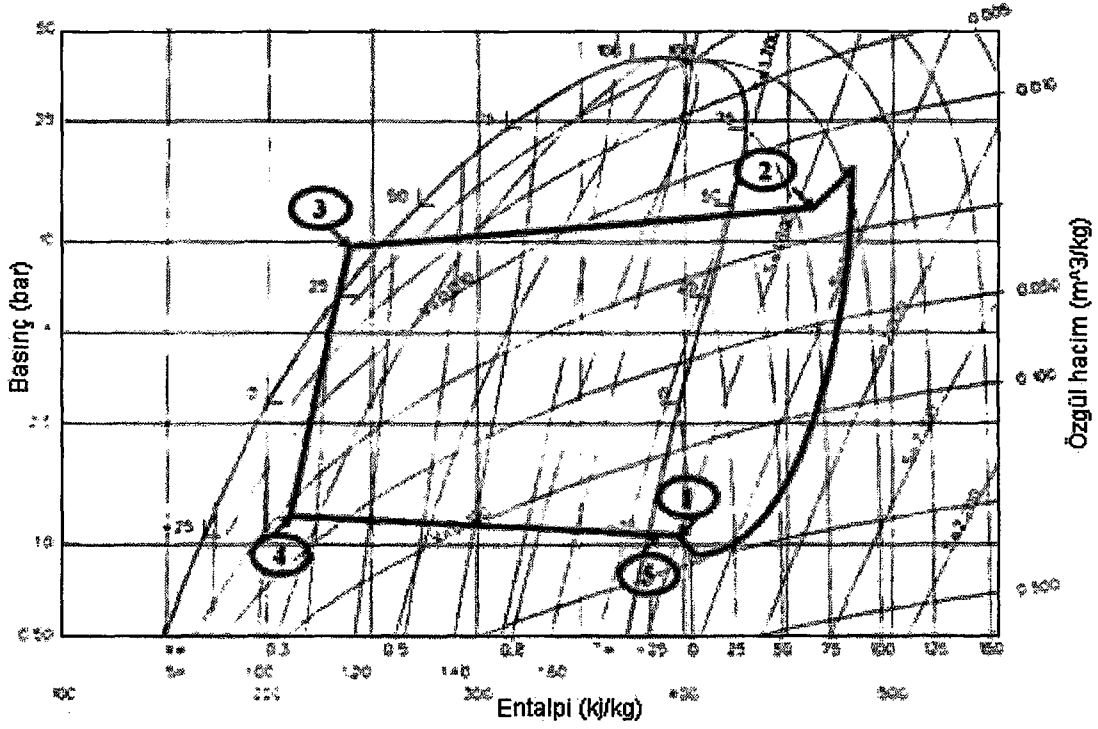
(3) noktası : Basma borusu boyunca ilerleyerek yoğuşturucuya gelen yüksek basınç ve sıcaklıktaki soğutkan, ortama ısı atarak ($\dot{Q}_{kon}$), önce yoğuşmakta, sonrasında aşırı soğutulmuş olarak yine yüksek basınçta sıvı soğutkan haline geçmektedir. Soğutkan yoğuşturucuda da basınç kaybına uğramaktadır.

(3') noktası : Yoğuşturucudan çıkan yüksek basınçlı sıvı soğutkan filtre-kurutucu içinde filtrelenir ve nemi alınır. Daha sonra soğutkan kapilleri girişine gelir.

(4) noktası : Soğutkanın basıncı, kapilleri içinde kısılmak suretiyle buharlaşma basıncına düşer. Isı değiştiricide bir miktar ısı kaybeden soğutkan buharlaştırıcıya ulaşır.

(5) noktası: Buharlaştırıcıda da bir miktar basınç kaybına uğrayan soğutkan, soğutma ortamından ısı çekerek ($\dot{Q}_{buh}$) buharlaşır. Soğutkanın bir kısmı buharlaşamaz ve akümülatörde toplanır.

(5) ve (1) noktaları arasında, soğutkan emme borusu boyunca ilerleyerek tekrar ısı değiştiriciden geçerken, bu sefer ısı kazanır ve kompresöre kızgın buhar halinde döner. Rejim halinde, $h_3 - h_4 = h_1 - h_5$ olmaktadır.



Şekil 3.2 Buzdolabı soğutma çevrimi basınç-entalpi diyagramı

Rejim halindeki sistem için enerji dengesi ifadesi, buharlaştırıcının çektiği ısı ve kompresöre sağlanan işin, kompresör ve yoğuşturucudan ortama ısı olarak atıldığını göstermektedir.

$$\dot{Q}_{buh} + \dot{W} = \dot{Q}_{kom} + \dot{Q}_{kon} \quad (3.5)$$

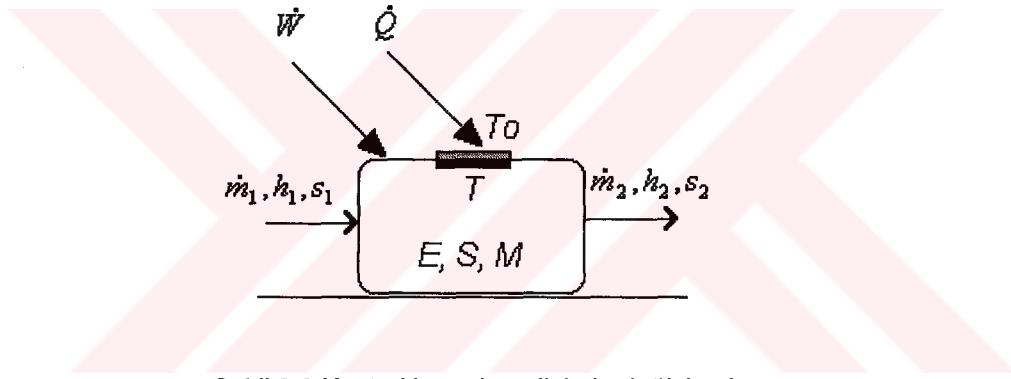
Soğutma çevrimlerinin analizinde, genellikle ideal bir referans çevrim kullanılır. Sıkıştırma prosesinin izentropik olduğu varsayılmaktadır. Kısılma prosesi de ısı değiştiricideki ısı geçişi gözönünde bulundurulmayarak adyabatik olarak kabul edilmektedir. Buharlaştırıcı ve yoğuşturucudaki basınç kayıpları dikkate alınmamaktadır.

3.2. Termodinamik Kayıp Analizi

Çalışmanın bu bölümünde, termodinamiğin 1. ve 2. yasalarını kapsayan bir analiz yapılarak, soğutma çevrimindeki proses verimsizlikleri belirlenmiştir. Literatürde ekserji analizi, 2. yasa analizi gibi isimlerin kullanıldığı bu analiz, bu çalışmada termodinamik kayıp analizi olarak adlandırılmıştır. Kaynak olarak Moran [13], Bejan [14] ve Kotas [15] 'tan faydalanılmıştır.

3.2.1. Termodinamik Kayıplar, Tersinmezlik, Entropi Üretimi ve Ekserji Yıkımı Arasındaki İlişki

Isıl sistemlerin incelenmesinde genellikle kontrol hacmi analizi kullanılmaktadır. Akışkanın kinetik ve potansiyel enerjisindeki değişimler ihmal edilerek, termodinamiğin 1. ve 2. yasaları aşağıdaki gibi yazılabilir. Tek giriş ve tek çıkışlı bir akış için :



Şekil 3.3 Kontrol hacmi analizinde değişkenler

1. yasa :

$$\frac{dE}{d\tau} = \dot{W} + \dot{Q} + \dot{m}_1 \cdot h_1 - \dot{m}_2 \cdot h_2 \quad (3.6)$$

2. yasa, iç sınır :

$$\dot{I}_{si} = \frac{dS}{d\tau} + \dot{m}_2 \cdot s_2 - \dot{m}_1 \cdot s_1 - \frac{\dot{Q}}{T} \geq 0 \quad (3.7)$$

2. yasa, dış sınır :

$$\dot{\Gamma}_s = \frac{dS}{d\tau} + \dot{m}_2 \cdot s_2 - \dot{m}_1 \cdot s_1 - \frac{\dot{Q}}{T_o} \geq 0 \quad (3.8)$$

Kütle korunumu veya süreklilik denklemi :

$$\frac{dM}{d\tau} = \dot{m}_1 - \dot{m}_2 \quad (3.9)$$

Kütlenin korunumu ve termodinamiğin birinci yasası, enerji ve kütle gibi korunan niceliklerle ilgili olduğundan dolayı, anlaşılması daha kolay olan yasalardır. Proses içindeki entropi üretimi ise termodinamiğin ikinci yasası yardımıyla hesaplanabilir.

$\frac{\dot{Q}}{T}$ terimi, ısı geçişi ile birlikte gerçekleşen entropi geçişi olarak yorumlanırsa, termodinamiğin ikinci yasası da entropi için bir nevi korunum yasasına dönüşecektir. İç ve dış kontrol hacimleri arasındaki entropi üretimi farkı (3.10) eşitliği ile hesaplanabilir.

$$\dot{\Gamma}_{sQ} = \dot{\Gamma}_s - \dot{\Gamma}_{si} = \dot{Q} \cdot \left(\frac{1}{T} - \frac{1}{T_o} \right) \quad (3.10)$$

Yukarıdaki eşitlik, sonlu sıcaklık farkında gerçekleşen ısı geçişi sonucundaki entropi üretimini ifade etmektedir.

Entropi üretimi ve tersinirlik arasındaki ilişki bilindiği üzere :

$\dot{\Gamma}_s > 0$: tersinmez proses

$\dot{\Gamma}_s = 0$: tersinir proses

$\dot{\Gamma}_s < 0$: mümkün olmayan proses

olarak ifade edilmektedir.

Sürekli rejim hali gözönünde bulundurularak, (3.6), (3.7) ve (3.10) eşitlikleri kullanılarak $\dot{\Gamma}_s$ elimine edilirse, kontrol hacmine sağlanan iş için (3.11) ifadesi elde edilir.

$$\dot{W} = \dot{m}_2 \cdot (h_2 - T_o \cdot s_2) - \dot{m}_1 \cdot (h_1 - T_o \cdot s_1) - \dot{Q} \cdot \left(1 - \frac{T_o}{T}\right) + T_o \cdot \dot{\Gamma}_{si} \quad (3.11)$$

Açıkça görüldüğü gibi (3.11) eşitliği, ekserji dengesi olarak ortaya çıkmaktadır. Belirli bir miktar enerjinin ekserjisi (veya kullanılabilir enerjisi), belirli çevre şartlarında ideal tersinir bir hal değişimi ile bu enerjiden elde edilebilecek maksimum yararlı iştir. Ortam sıcaklığı T_o ile gösterilmiştir.

(3.11) eşitliğindeki terimler aşağıdaki gibi tanımlanabilir.

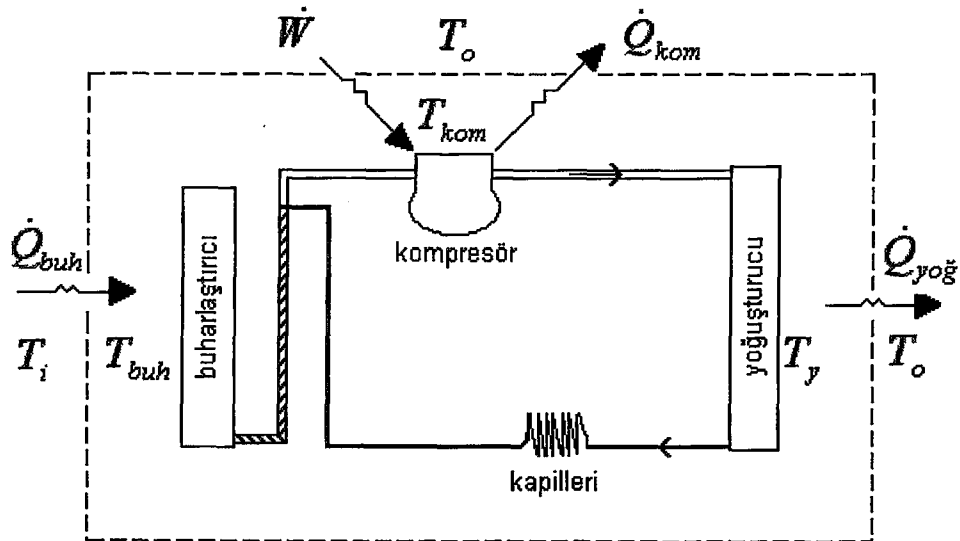
$\dot{m} \cdot (h - T_o \cdot s)$: akış ekserjisi

$\dot{Q} \cdot \left(1 - \frac{T_o}{T}\right)$: ısı geçişi ile beraber olan ekserji geçişi

$T_o \cdot \dot{\Gamma}_s$: ekserji yıkımı

Proses sağlanan güç ve ısının kullanılabilir enerjisi, akış ekserjisindeki artış ve prosesteki tersinmezliklerin göstergesi olan ekserji yıkımını karşılamaktadır. Belirli akış ve ısı kaynağı şartlarında, proses tersinir ise sağlanması gereken güç minimum olmaktadır. Termodinamik kayıpların nedeni proses tersinmezlikleridir. Bu kayıplar nicel olarak entropi üretimi (veya ekserji yıkımı) şeklinde ifade edilebilir.

3.2.2. COSP ve Termodinamik Kayıplar Arasındaki İlişki



Şekil 3.4 Soğutma sisteminin kontrol hacmi olarak gösterilmesi

Şekil 3.4'te, sisteme ve sistemden olan enerji geçişleri, ısı geçişlerinin gerçekleştiği sıcaklık seviyeleri ile birlikte gösterilmiştir. Kompresöre $\dot{W}$ işi sağlanmakta, buharlaştırıcı T_i sıcaklığındaki kabinden $\dot{Q}_{buh}$ ısını çekmektedir. $\dot{Q}_{kom}$ ve $\dot{Q}_{yoğ}$ ısıları, sırasıyla kompresör ve yoğuşturucudan T_o sıcaklığındaki ortama atılmaktadır. Sistemin toplam enerjisi E , toplam entropisi ise S olarak ifade edilmektedir.

Kontrol hacmine 1. yasa uygulandığı zaman :

$$\frac{dE}{d\tau} = \dot{W} + \dot{Q}_{buh} - \dot{Q}_{yoğ} - \dot{Q}_{kom} \quad (3.12)$$

Dış sıcaklıklar kullanılarak 2. yasa uygulandığı zaman :

$$\dot{\Gamma}_s = \frac{dS}{d\tau} + \frac{\dot{Q}_{yoğ}}{T_o} + \frac{\dot{Q}_{kom}}{T_o} - \frac{\dot{Q}_{buh}}{T_i} \quad (3.13)$$

ifadeleri elde edilmektedir.

Sistem değişkenlerinin, bir periyoddaki zamana göre ortalamaları kullanıldığı takdirde sistemin başlangıç ve sondaki halleri aynı olacaktır.

$$\frac{1}{\tau_c} \int_{\tau_c} \dot{X} d\tau \equiv \bar{\dot{X}} \quad , \quad \tau_c : \text{periyod uzunluğu}$$

Bu durumda, E ve S 'nin türevlerinin zamana göre ortalamaları yok olmaktadır. Aynı zamanda, $COSP$ 'nin herhangi bir andaki değeri sadece sürekli rejim halinde bir anlam ifade ettiği için $COSP$ tanımı daha anlaşılır olmaktadır.

$$COSP \equiv \frac{\bar{\dot{Q}_{buh}}}{\dot{W}} \quad (3.14)$$

(3.12), (3.13) ve (3.14) ifadeleri kullanılarak, $COSP$ için (3.15) eşitliği elde edilir.

$$COSP = \frac{\bar{T}_i}{(T_o - \bar{T}_i) + \bar{T}_i \cdot \left(\frac{T_o \cdot \dot{\bar{\Gamma}}_s}{\dot{Q}_{buh}} \right)} \quad (3.15)$$

(3.15) eşitliğinde açıkça görüldüğü üzere, gerçek $COSP$ 'nin Carnot prosesindeki COP 'ye kıyasla düşük olmasına proses tersinmezlikleri neden olmaktadır. Carnot prosesindeki COP , $\dot{\bar{\Gamma}}_s = 0$ olduğu tersinir proses için elde edilmektedir.

3.2.3. Buzdolabındaki Termodinamik Kayıpların Tanımlanması

Önceki bölümde görüldüğü üzere, proses tersinmezlikleri ve bunun sonucunda meydana gelen termodinamik kayıplar azaltılarak $COSP$ artırılabilir. Dikkat edilmesi gereken bir diğer husus, sistemdeki toplam entropi üretiminin, sistemin her bir komponentindeki lokal entropi üretimlerinin toplamı olduğudur.

$$\dot{\bar{\Gamma}}_s = \dot{\bar{\Gamma}}_{s1 \rightarrow 2} + \dot{\bar{\Gamma}}_{s2 \rightarrow 3} + \dot{\bar{\Gamma}}_{s3 \rightarrow 4} + \dot{\bar{\Gamma}}_{s4 \rightarrow 5} \quad (3.16)$$

Hal noktalarının logp-h diyagramında gösterimi Şekil 3.2'de verilmiştir. Aşağıdaki eşitlikler, her bir komponent için termodinamiğin 2. yasası uygulandığı zaman lokal entropi üretimini vermektedir. Önceki bölümde zaman ortalaması veya sürekli rejim halindeki değerleri göstermek için kullanılan üst çizgiler buradaki notasyonda kullanılmamıştır.

1 → 2 : Kompresör

$$\dot{\bar{\Gamma}}_{s1 \rightarrow 2} = \dot{m} \cdot (s_2 - s_1) + \frac{\dot{Q}_{kom}}{T_o} \quad (3.17)$$

2 → 3 : Yoğuşturucu

$$\dot{\bar{\Gamma}}_{s2 \rightarrow 3} = \dot{m} \cdot (s_3 - s_2) + \frac{\dot{Q}_{yoğ}}{T_o} \quad (3.18)$$

3 → 4 ve 5 → 1 : Emme borusuyla ısı geçişini de içeren kısılma

$$\dot{\Gamma}_{s3 \rightarrow 4} = \dot{m} \cdot (s_1 + s_4 - s_3 - s_5) \quad (3.19)$$

4 → 5 : Buharlaştırıcı

$$\dot{\Gamma}_{s4 \rightarrow 5} = \dot{m} \cdot (s_5 - s_4) + \frac{\dot{Q}_{buh}}{T_i} \quad (3.20)$$

(3.17), (3.18), (3.19) ve (3.20) eşitlikleri (3.16) eşitliğinde yerine konduğu zaman, lokal entropi üretimlerinin toplamının, (3.13) eşitliğiyle gösterilen toplam entropi üretimini verdiği görülmektedir.

Yukarıdaki eşitlikler, sistem komponent bazlı ve fazla detaylı olmayan bir şekilde modellendiği için, lokal tersinmezliklere sebep olan fiziksel olguları açıklamamaktadır. Lokal tersinmezliklere yol açan prosesler aşağıda maddeler halinde verilmiştir.

1. Kompresör içindeki tersinmezlikler

- Motordaki ısı üretimi
- Emme ve basma valflerindeki basınç düşümleri
- Kompresör silindirin de kaçak
- Valfler boyunca geri akış
- Kompresördeki sürtünme
- Kompresörden ortama ısı atımı

2. Yoğuşturucu içindeki tersinmezlikler

- Ortama ısı atımı
- Sürtünme dolayısıyla basınç kaybı

3. Kısılma prosesindeki tersinmezlikler

- Genişleme sırasındaki hızlı basınç düşümünün sürtünme kaybı gibi israf edilmesi (bir türbindeki gibi yararlı iş elde edilememesi)

4. Isı değıştiricisindeki tersinmezlikler

- Basınç kaybı
- Sonlu sıcaklık farkında ısı geçişi

5. Buharlaştırıcı içindeki tersinmezlikler

- Sürtünme dolayısıyla basınç kaybı
- Kabin içinden ısı girişi

3.2.4. Kompresör İçindeki Tersinmezliklerin Verim İfadeleri ile Açıklanması

Kompresör içindeki tersinmezlikler sonucunda termodinamik kayıplar gerçekleşmekte, proses izentropik sıkıştırma şartlarından sapmaktadır. Bu durum elektrik motoru verimi, mekanik verim, izentropik verim ve volumetrik verim gibi farklı verim ifadeleri ile açıklanmaktadır.

Şebekeden çekilen güç, elektrik motorundan krank miline iletilme safhasında kayba uğramaktadır. Bu kayıp, elektrik motoru verimi, η_{em} olarak ifade edilmektedir.

Mekanik verim, η_m , sürtünme gibi mekanik yollu kayıpların ifadesidir. Pistonun sıkıştırma ile soğutkana verdiği gücün krank milinin gücüne oranıdır. Volumetrik verim, η_v , pistonun bastığı soğutkan debisinin pistonun teorik olarak basabileceği en yüksek debiye oranıdır. İzentropik verim, η_s , gerçek sıkıştırma işinin izentropik sıkıştırmadan ne ölçüde saptığını göstermektedir. İzentropik bir sıkıştırma için gerekli işin, gerçek sıkıştırma ile harcanan işe oranı olarak tanımlanır.

Bu açıklamalar doğrultusunda, kompresörün çektiği güç ile sıkıştırma prosesi sonunda elde edilen iş,

n : kompresör devir sayısı, rpm

ρ_s : emilen gaz soğutkanın yoğunluğu, kg/m³

V_s : strok hacmi, m³

olmak üzere

$$\dot{W} \cdot \eta_{em} \cdot \eta_m \cdot \eta_s = \eta_v \cdot \frac{n}{60} \cdot \rho_s \cdot V_s \cdot (h_2 - h_1) \quad (3.21)$$

eşitliği ile ilişkilendirilebilir.

İzentropik bir süreç söz konusu olmadığı için pistonun yaptığı işin bir bölümü soğutkan tarafından kazanılmakta, diğer bölümü ise ısı enerjisi olarak dış ortama atılmaktadır. Elektrik motoru verimi ve mekanik verimden kaynaklanan kayıplar da benzer şekilde ısı enerjisi olarak dış ortama atılmaktadır.

Bu bölümde bahsedilen verim ifadelerine ait sayısal büyüklükler, Bölüm 5.1.1. 'de verilmiştir.

3.2.5. Geçici Rejimden Kaynaklanan Kayıpların Tanımlanması

Kesintili çalışan bir soğutma sisteminde geçici rejim etkileri baskındır. Bunun sebebi, kesintili çalışma çevriminde periyodun sisteme ait ısı zaman sabitlerinden küçük olmasıdır. Dolayısıyla, soğutma sistemi kesintili çalışmada sürekli rejime ulaşamaz.

Geçici rejimden kaynaklanan kayıplar, Bölüm 2.1. 'de detaylı bir şekilde anlatılmıştır. Geçici rejimde, kompresör kayıplarının toplam enerji tüketimi gözönünde bulundurulduğunda belirgin bir etkisi olmamaktadır. Başlama/durma kayıplarının belirgin bir etkisi olmakta, en büyük etkiyi ise sistemin geçici rejimdeki ısı davranışından kaynaklanan termodinamik kayıplar göstermektedir.

Bu çalışmada, geçici rejimden kaynaklanan kayıpların enerji tüketimi üzerindeki etkileri deneysel olarak incelenmiştir. Birinci grup deneyler ile termodinamik kayıplar ve başlama/durma kayıplarının etkisi, aynı çalışma şartlarında kesintili ve sürekli çalışan sistemlerin enerji tüketimleri karşılaştırılarak incelenmiştir. İkinci grup deneylerle, kesintili çalışan bir sistemin farklı periyod değerleri için enerji tüketimleri karşılaştırılarak başlama/durma kayıplarının etkisi incelenmiştir. (Bkz. 4. Bölüm)

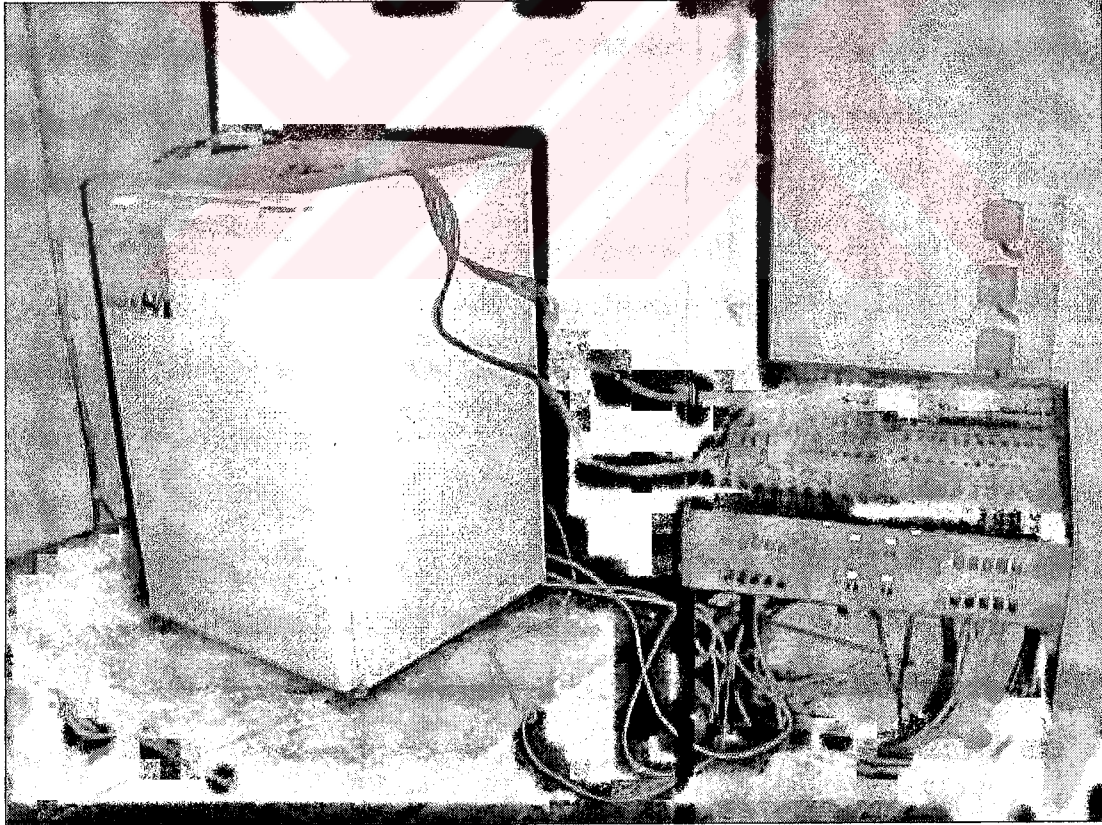
4. SÜREKLİ VE KESİNTİLİ ÇALIŞMA DENEYLERİ

4.1. Sürekli Çalışma Deneyleri

Sürekli çalışma deneyleri ile ev tipi soğutma sistemlerinde kesintili çalışmadan sürekli çalışmaya geçildiği zaman elde edilen termodinamik kazanç, dolayısıyla enerji tüketimindeki kazanç belirlenmiştir.

4.1.1. Deney Düzeneği

Sürekli çalışma deneyleri, test standartlarına uygun olarak sıcaklık ve nem kontrollü bir ısı odasında derin dondurucular ile yapılmıştır. Şekil 4.1'de deney düzeneğinin genel bir görünümü verilmiştir.



Şekil 4.1 Deney Düzeneği

4.1.1.1. Derin Dondurucu

Deneylerde Arçelik ürün gamında ticari kodu B-2021 olan derin dondurucular kullanılmıştır. Derin dondurucuların teknik özellikleri Tablo 4.1'de verilmiştir.

Tablo 4.1 Deneylerde kullanılan derin dondurucuların teknik özellikleri

Boyutlar	84.5 x 54.5 x 60
Brüt hacim (lt)	114
Dondurucu bölme net hacmi (lt)	96
Dondurma kapasitesi (kg/24h)	11
İklim sınıfı	Tropikal
Yıldız sınıfı	****
Soğutkan ve şarj miktarı (gr)	R-134a - 100
Elektrik tüketimi (kWh/24h)	1.15 (25°C ortam sıcaklığında) 1.60 (32°C ortam sıcaklığında)

4.1.1.2. Kompresörler

Deneylerde Türk Elektrik Endüstrisi A.Ş. (TEE) tarafından kapilleri boru ve R134a soğutkanlı alçak basınç uygulamaları için üretilmiş olan bir faz asenkron motorlu AZ serisi kompresörler kullanılmıştır. Kompresörlerin teknik özellikleri Tablo 4.2'de, kompresör performans eğrileri ise Ek B'de verilmiştir.

Tablo 4.2'de verilen kapasite ve COP değerleri 50 Hz çalışma ve ASHRAE test şartlarında üretici tarafından beyan edilen değerler olup $\pm$ %5 tolerans içinde değerlendirilmelidir. [16]

Alçak basınç uygulamaları (ABU), başka bir deyişle düşük dönüş basıncı uygulamalarında buharlaşma sıcaklık aralığı -35°C ile -10°C 'dir.

PTCSIR rezistans kalkışlı – endüksiyon çalışmalı motor tipini, PTCSCR rezistans kalkışlı – kapasitör çalışmalı motor tipini belirtmektedir.

Tablo 4.2 Deneylerde kullanılan kompresörlerin teknik özellikleri

	AZ107YP	AZ47YT	AZ68YT	AZ90YT
Soğutkan	R134a	R134a	R134a	R134a
Uygulama	ABU	ABU	ABU	ABU
Strok hacmi (cc)	5.59	2.80	3.59	4.94
Kapasite (kcal/h)	107	47	68	90
Soğutma şekli	Statik	Statik	Statik	Statik
Genişleme elemanı	Kapilleri boru	Kapilleri boru	Kapilleri boru	Kapilleri boru
COP (W/W)	1.00	0.92	1.07	1.07
Motor tipi	PTCSIR	PTCSCR	PTCSCR	PTCSCR
Gerilim- Frekans	230V 50Hz	230V 50Hz	230V 50Hz	230V 50Hz

4.1.1.3. Isı Odası

Deneylerin yapıldığı ortam sıcaklıkları test standartları gereğince ısı odasında belirtilen ± 0.1 °C tolerans aralığında tutulmaktadır. Isı odasının sıcaklık kontrolü bir ısıtma-soğutma ünitesi ile sağlanmaktadır. Test edilecek cihaz mat siyaha boyanmış tahta bir platform üzerine yerleştirilmektedir. Platformun boyutları ve cihazın yerleşim planı standartlarda belirtilmiştir. Platformun arka ve yan yüzlerindeki dikey uzantılar cihaz etrafında hava sirkülasyonu oluşmasını engellemektedir. Platform ve ölçüm elemanlarının veri toplama sistemi ile bağlantısının sağlandığı ölçüm kanalları birlikte ölçüm istasyonu olarak adlandırılmaktadır. Isı odasında 6 adet ölçüm istasyonu bulunmaktadır.

4.1.2. Ölçüm Sistemi

4.1.2.1. Sıcaklık Ölçümü

Sıcaklık ölçümünde Cu-Co çifti, T tipi termoelemanlar kullanılmıştır. Termoelemanların ölçüm hassasiyeti ± 0.3 °C'dir. Termoelemanların kalibrasyonları ve ölçüm belirsizlik analizleri periyodik olarak yapılmaktadır. "Sıcak taraf" sıcaklık ölçümleri olarak adlandırılan kompresör, yoğuşturucu ve filtre-kurutucu sıcaklık ölçümleri için 9 adet, "Soğuk taraf" sıcaklık ölçümleri olarak adlandırılan derin dondurucu kabin içi, buharlaştırıcı, akümülatör ve termostat bulb'i sıcaklık ölçümleri için 8 adet termoeleman kullanılmıştır. Sıcaklık ölçümlerinin detaylı bir listesi Tablo 4.3 'de, termoelemanların yerleşimlerine ait resimler Ek A. 'da verilmiştir.

Tablo 4.3 Sıcaklık ölçümleri

“Sıcak taraf” Sıcaklık Ölçümleri		
Kompresör	Yoğuşturucu	Filtre-kurutucu
Kompresör giriş	Yoğuşturucu giriş	Filtre-kurutucu giriş
Kompresör çıkış	Yoğuşturucu 2	Filtre-kurutucu çıkış
Kompresör kafa	Yoğuşturucu 3	
	Yoğuşturucu çıkış	
“Soğuk taraf” Sıcaklık Ölçümleri		
Kabin içi	Buharlaştırıcı	Akümülatör
Kabin içi üst raf	Buharlaştırıcı giriş	Akümülatör giriş
Kabin içi orta raf	Buharlaştırıcı orta	Akümülatör çıkış
Kabin içi alt raf	Termostat bulb	

4.1.2.2. Elektriksel Büyüklüklerin Ölçümü

Akım, gerilim, güç ve enerji tüketimi değerleri transdüserler ile ölçülmüştür. Akım, güç ve enerji tüketimi bir transdüser, gerilim ayrı bir transdüser olmak üzere iki adet transdüser kullanılmıştır. Periyodik olarak kalibrasyonları ve ölçüm belirsizlik analizleri yapılan transdüserler ± 1 % ölçüm hassasiyetine sahiptir.

4.1.3. Veri Toplama Sistemi

Veri toplama sistemi, HP veri toplama kartları ve veri toplama programının yüklü olduğu bir bilgisayardan oluşmaktadır. Termoeleman çıkışları bir veri toplama kartında, elektriksel büyüklüklerin çıkışları ikinci bir veri toplama kartında toplanmaktadır. HP Vee veri toplama paket programında deneyler için tanımlanan veri toplama programı ile sıcaklık, akım, gerilim, güç ve enerji tüketimi değerleri ölçülmüş ve bilgisayar ortamına aktarılarak analiz edilmişlerdir.

4.1.4. Test Standartları

Buzdolaplarının karakteristik ve performans testleri ISO 7371, derin dondurucuların karakteristik ve performans testleri ISO 5155, buzdolabı derin dondurucu bölmesi performans ve karakteristik testleri ise ISO 8187 standartlarına uygun olarak yapılmaktadır. [17-19]

Buzdolaplarının ve derin dondurucuların enerji tüketim değerleri, kararlı çalışma şartları altında 24 saatlik bir periyod boyunca cihazın iklim sınıfına bağlı olarak 25 °C ve 32 °C ortam sıcaklıklarında sarfedilen enerji miktarıdır.

Enerji tüketiminin ölçülmesi için sistemin kararlı çalışma şartlarına ulaştıktan, başka bir deyişle sistem rejime girdikten sonra 24 saatlik bir sürenin geçmesi ve bu süre boyunca sistemin kararlı çalışma şartlarını koruması gerekmektedir. Sürekli çalışma halinde kararlı çalışma şartı, paket yüklemesiz deneyler için ölçüm yapılan her üç kabin içi sıcaklık değerinin nominal değer (derin dondurucular için -18 °C, buzdolapları için 5 °C) ile en fazla ± 0.5 °C salınım yapması olarak tanımlanmıştır. Kesintili çalışma halinde ise kararlı çalışma şartı, ardışık iki çalışma ve ya durma zamanında her üç kabin içi sıcaklık değerinin önceki değerler ile en fazla ± 0.5 °C salınım yapması ve ortalama sıcaklık değerinden uzaklaşma eğilimi göstermemesi olarak tanımlanmıştır.

Avrupa ülkelerinde kullanılan ISO standartları ile Amerikan ve Japon standartları farklılıklar göstermektedir. ANS (American National Standart) standartlarında buzdolabı kabin içi sıcaklığı 3.3 °C, ortam sıcaklığı ise 32.2 °C olarak tanımlanmıştır. Japon standartlarında (JIS) ise belirli bir kapı açılıp kapanma sıklığı tanımlanmıştır.

4.1.5. Deneylerin Tanımlanması

Sürekli çalışma deneyleri ISO 5155 standartlarına uygun olarak, paket yüklemesi olmadan farklı ortam sıcaklıklarında derin dondurucuların performanslarının ve enerji tüketimlerinin incelenmesi amacıyla yapılmıştır. Çok sayıda deneyin yapılması gerektiği ve paket yüklemeli enerji tüketim deneylerinin uzun sürede cevap vermesi nedeniyle deneyler paket yüklemesiz olarak yapılmıştır. “Soğuk taraf” sıcaklıkları, “Sıcak taraf” sıcaklıkları ve akım, gerilim, güç ve enerji tüketimi değerleri incelenmiş ve değerlendirilmiştir.

Deneylerde üç adet B-2021 derin dondurucu kullanılmıştır. Derin dondurucular, statik soğutmalı olmaları, tek buharlaştırıcı ve tek sıcaklık bölmesi gibi özelliklerinin deneysel çalışma kolaylığı sağlaması nedeniyle tercih edilmişlerdir. B-2021 derin dondurucular AZ107YP kompresörlü olarak üretilmekte ve termostat kontrollü olarak çalışmaktadır. Kullanıcı şok dondurma gibi gereksinimlerini karşılayabilmek amacıyla sürekli çalıştırma düğmesi ile termostatu devre dışı bırakabilmektedir.

Deneylerde derin dondurucular ile kullanılmak üzere 5'er adet AZ47YT, AZ68YT ve AZ90YT kompresör temin edilmiş, kompresör kalorimetresi testleri yapılarak birbirine yakın karakteristiğe sahip üçer adedi seçilmiştir.

Kesintili çalışmadan sürekli çalışmaya geçildiğinde elde edilen termodinamik kazancın, dolayısıyla enerji tüketimindeki kazancın belirlenebilmesi amacıyla kesintili çalışan AZ107YP kompresörlü B-2021 derin dondurucuların enerji tüketimleriyle, termostat devre dışı bırakılarak sürekli çalıştırılan AZ47YT, AZ68YT ve AZ90YT kompresörlü B-2021 derin dondurucuların enerji tüketimleri karşılaştırılmıştır.

AZ107YP kompresörlü B-2021 derin dondurucuların 16 °C, 25 °C, 32 °C ve 43 °C ortam sıcaklıklarında min, med, max termostat konumlarında ve sürekli çalışma halinde enerji tüketim deneyleri yapıldıktan sonra AZ107YP kompresörler çıkartılmış, ilk önce AZ68YT kompresörler takılarak 25 °C ve 32 °C ortam sıcaklıklarında sürekli çalışma halinde enerji tüketim deneyleri yapılmıştır. Sonra AZ90YT kompresörleri takılarak 32 °C ve 43 °C ortam sıcaklıklarında sürekli çalışma halinde enerji tüketim deneyleri ve son olarak AZ47YT kompresörler takılarak 16 °C ve 25 °C ortam sıcaklıklarında sürekli çalışma halinde enerji tüketim deneyleri yapılmıştır.

- AZ107YP kompresörlü B-2021 derin dondurucular P217A, P218A ve P219A
- 25 °C ve 32 °C ortam sıcaklıklarında yapılan enerji tüketim deneylerindeki AZ68YT kompresörlü B-2021 derin dondurucular P217B, P218B ve P219B
- 32 °C ve 43 °C ortam sıcaklıklarında yapılan enerji tüketim deneylerindeki AZ90YT kompresörlü B-2021 derin dondurucular P217C, P218C ve P219C
- 16 °C ve 25 °C ortam sıcaklıklarında yapılan enerji tüketim deneylerindeki AZ47YT kompresörlü B-2021 derin dondurucular P217D, P218D ve P219D

olarak adlandırılmıştır.

4.1.6. Deney Sonuçları

4.1.6.1. B-2021 - AZ107YP Kompresör Enerji Tüketim Deneyleri

AZ107YP kompresörlü B-2021 derin dondurucuların 16 °C, 25 °C, 32 °C ve 43 °C ortam sıcaklıklarındaki min, med, max termostat konumlarında ve sürekli çalışma halinde enerji tüketim deneyi verileri Ek C. 'de verilmiştir.

Kesintili çalışmada sistem periyodik bir ısı karakteristik göstermektedir. Bir periyotta sistem belirli bir süre çalışmakta, belirli bir süre durmaktadır. Sistem kararlı çalışma şartlarına ulaştığında bu süreler değişmemektedir. Çalışma süresinin, çalışma ve durma sürelerinin toplamına oranı " % çalışma zamanı " olarak tanımlanmaktadır. Sürekli çalışma bu tanıma göre %100 çalışma olarak da ifade edilebilmektedir.

AZ107YP kompresörlü B-2021 derin dondurucular ile yapılan, 16 °C, 25 °C, 32 °C ve 43 °C ortam sıcaklıklarında min, med, max termostat konumlarında ve sürekli çalışma halindeki enerji tüketim deneylerinden elde edilen buharlaşma ve yoğunlaşma sıcaklıkları ile % çalışma zamanı değerleri lineer olarak enterpole edilip -18 °C kabin içi sıcaklığı için bu ortam sıcaklıklarındaki buharlaşma ve yoğunlaşma sıcaklıkları ile % çalışma zamanı değerleri belirlenmiştir. Bu değerler ve -18 °C kabin içi sıcaklığı için enterpole edilmiş enerji tüketimleri Tablo 4.4 'te verilmiştir.

Tablo 4.4 AZ107YP kompresörlü derin dondurucuların -18 °C kabin içi sıcaklığı için enterpole edilmiş sıcaklık değerleri ve enerji tüketimleri

P217A				
Ortam Sıcaklığı (°C)	Buharlaştırma Sıcaklığı (°C)	Yoğuşma Sıcaklığı (°C)	Çalışma Zamanı (%)	Enerji Tüketimi (Wh/24h)
16	-28.6	34.1	23	706
25	-28.8	43.7	35	1001
32	-27.5	49.1	45	1325
43	-24.9	60.1	71	2096
P218A				
Ortam Sıcaklığı (°C)	Buharlaştırma Sıcaklığı (°C)	Yoğuşma Sıcaklığı (°C)	Çalışma Zamanı (%)	Enerji Tüketimi (Wh/24h)
16	-19.8	31.9	28	754
25	-28.6	41.7	38	1047
32	-27.4	48.5	49	1377
43	-25.1	61.0	82	2344
P219A				
Ortam Sıcaklığı (°C)	Buharlaştırma Sıcaklığı (°C)	Yoğuşma Sıcaklığı (°C)	Çalışma Zamanı (%)	Enerji Tüketimi (Wh/24h)
16	-21.8	28.6	28	813
25	-23.2	33.7	45	1145
32	-27.9	45.2	55	1425
43	-24.7	59.0	73	2095

Ek B.'de verilmiş olan AZ107YP kompresörüne ait performans verilerinden non-lineer regresyon yöntemiyle soğutma kapasitesini yoğuşma ve buharlaşma sıcaklıklarına bağlı olarak veren ifade elde edilmiştir. Yoğuşma sıcaklığı $T_{yoğ}$, buharlaşma sıcaklığı T_{buh} ve $a_0, a_1, \dots, a_8$ regresyon katsayıları olmak üzere soğutma kapasitesini veren ifade

$$kapasite = (a_0 + a_1 \cdot T_{yoğ} + a_2 \cdot T_{yoğ}^2) + (a_3 + a_4 \cdot T_{yoğ} + a_5 \cdot T_{yoğ}^2) \cdot T_{buh} + (a_6 + a_7 \cdot T_{yoğ} + a_8 \cdot T_{yoğ}^2) \cdot T_{buh}^2 \quad (4.1)$$

şeklinde tanımlanmış ve katsayıların başlangıçtaki değerleri 1 olarak alınmıştır [20]. Regresyon analizi SigmaPlot 5.0 veri analiz ve grafik programı [21] ile yapılmıştır. Analiz sonucunda katsayılar

$$a_0=490.53573$$

$$a_1=-4.65161$$

$$a_2=0.0205$$

$$a_3=22.40421$$

$$a_4=-0.3252$$

$$a_5=0.00232$$

$$a_6=0.29606$$

$$a_7=-0.00557$$

$$a_8=0.00004$$

olarak bulunmuştur. Katsayılar (4.1) ifadesinde yerine konduğu zaman

$$kapasite = (490.53573 - 4.65161 \cdot T_{yoğ} + 0.0205 \cdot T_{yoğ}^2) + (22.40421 - 0.3252 \cdot T_{yoğ} + 0.00232 \cdot T_{yoğ}^2) \cdot T_{buh} + (0.29606 - 0.00557 \cdot T_{yoğ} + 0.00004 \cdot T_{yoğ}^2) \cdot T_{buh}^2 \quad (4.2)$$

AZ107YP kompresörü için yoğuşma ve buharlaşma sıcaklığına bağlı olarak soğutma kapasitesini veren (4.2) ifadesi elde edilmiştir.

Tablo 4.4 'te herbir ortam sıcaklığı için verilmiş olan yoğuşma ve buharlaşma sıcaklığı değerleri (4.2) ifadesinde yerine konduğu zaman, belirtilen çalışma şartlarındaki kompresör soğutma kapasiteleri elde edilmiştir.

AZ107YP kompresörler Tablo 4.4 'te verilmiş olan % çalışma zamanı değerlerinde bu soğutma kapasitelerini sağlamaktadır. Sürekli çalışan, başka bir deyişle % 100 çalışan daha düşük soğutma kapasitesine sahip kompresörlerin aynı çalışma şartlarında minimum -18°C kabin içi sıcaklığını sağlayabileceği açıktır. (4.2) ifadesi ile hesaplanan soğutma kapasiteleri ve bu soğutma kapasiteleri % 100 çalışmaya oranlandığında elde edilen soğutma kapasiteleri Tablo 4.5 'te verilmiştir.

Tablo 4.5 Sürekli çalışma için gerekli kompresör kapasiteleri

Ortam Sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)	% Çalışma Zamanı	Kapasite (kcal/h)	Sürekli Çalışma (%100 Çalışma) için Kapasite (kcal/h)
16	27	126	34
25	40	122	48
32	50	118	59
43	75	124	93

Bu analiz sürekli çalışma deneyleri için seçilen kompresör kapasitelerinin ve çalıştırılacakları ortam sıcaklıklarının uygunluğunu doğrulamıştır.

4.1.6.2. AZ68YT Kompresörlü B-2021 Derin Dondurucular ile 25 °C ve 32 °C Ortam Sıcaklıklarında Sürekli Çalışma Enerji Tüketim Deneyleri

AZ68YT kompresörlü B-2021 derin dondurucular ile sürekli çalışma halinde yapılan enerji tüketim deneyi verileri Ek C. 'de verilmiştir. Tablo 4.6 'da 25 °C ve 32 °C ortam sıcaklıklarında AZ68YT kompresörlü B-2021 derin dondurucuların sürekli çalışma halinde sağladıkları kabin içi sıcaklık değerleri ve enerji tüketimleri ile AZ107YP kompresörlü B-2021 derin dondurucuların aynı kabin içi sıcaklık değerlerine karşılık gelen lineer olarak enterpole edilmiş enerji tüketimleri verilmiştir.

Tablo 4.6 AZ68YT kompresörlü derin dondurucularda enerji tüketimi

	P217A_{25°C}	P217B_{25°C}	P217A_{32°C}	P217B_{32°C}
Kabin İçi Sıcaklık (°C)	-29.3	-29.3	-25.5	-25.5
Enerji Tüketimi (Wh/24h)	1805.9	1349.0	1917.6	1452.0
	P218A_{25°C}	P218B_{25°C}	P218A_{32°C}	P218B_{32°C}
Kabin İçi Sıcaklık (°C)	-28.8	-28.8	-25.3	-25.3
Enerji Tüketimi (Wh/24h)	1972.5	1344.0	2085.5	1438.0
	P219A_{25°C}	P219B_{25°C}	P219A_{32°C}	P219B_{32°C}
Kabin İçi Sıcaklık (°C)	-27.8	-27.8	-24.1	-24.1
Enerji Tüketimi (Wh/24h)	1714.6	1380.0	1786.1	1487.0

4.1.6.3. AZ90YT Kompresörlü B-2021 Derin Dondurucular ile 32 °C ve 43 °C Ortam Sıcaklıklarında Sürekli Çalışma Enerji Tüketim Deneyleri

AZ90YT kompresörlü B-2021 derin dondurucular ile sürekli çalışma halinde yapılan enerji tüketim deneyi verileri Ek C. 'de verilmiştir. Tablo 4.7 'de 32 °C ve 43 °C ortam sıcaklıklarında AZ90YT kompresörlü B-2021 derin dondurucuların sürekli çalışma halinde sağladığı kabin içi sıcaklık değerleri ve enerji tüketimleri ile AZ107YP kompresörlü B-2021 derin dondurucuların aynı kabin içi sıcaklık değerlerine karşılık gelen kabin içi sıcaklık değerleri ve enerji tüketimleri verilmiştir.

Tablo 4.7 AZ90YT kompresörlü derin dondurucularda enerji tüketimi

	P217A _{32°C}	P217C _{32°C}	P217A _{43°C}	P217C _{43°C}
Kabin İçi Sıcaklık (°C)	-27.8	-27.8	-21.6	-21.6
Enerji Tüketimi (Wh/24h)	2199.8	1768.0	2679.2	2044.0
	P218A _{32°C}	P218C _{32°C}	P218A _{43°C}	P218C _{43°C}
Kabin İçi Sıcaklık (°C)	-25.7	-25.7	-19.5	-19.5
Enerji Tüketimi (Wh/24h)	2139.2	1816.0	2579.5	2108.0
	P219A _{32°C}	P219C _{32°C}	P219A _{43°C}	P219C _{43°C}
Kabin İçi Sıcaklık (°C)	-26.3	-26.3	-20.4	-20.4
Enerji Tüketimi (Wh/24h)	2026.8	1828.0	2404.6	2098.0

4.1.6.4. AZ47YT Kompresörlü B-2021 Derin Dondurucular ile 16 °C ve 25 °C Ortam Sıcaklıklarında Sürekli Çalışma Enerji Tüketim Deneyleri

AZ47YT kompresörlü B-2021 derin dondurucular ile sürekli çalışma halinde yapılan enerji tüketim deneyi verileri Ek C. 'de verilmiştir. Tablo 4.8 'de 16 °C ve 25 °C ortam sıcaklıklarında AZ47YT kompresörlü B-2021 derin dondurucuların sürekli çalışma halinde sağladığı kabin içi sıcaklık değerleri ve enerji tüketimleri ile AZ107YP kompresörlü B-2021 derin dondurucuların aynı kabin içi sıcaklık değerlerine karşılık gelen kabin içi sıcaklık değerleri ve enerji tüketimleri verilmiştir.

Tablo 4.8 AZ47YT kompresörlü derin dondurucularda enerji tüketimi

	P217A_{16°C}	P217D_{16°C}	P217A_{25°C}	P217D_{25°C}
Kabin İçi Sıcaklık (°C)	-30.7	-30.7	-26.8	-26.8
Enerji Tüketimi (Wh/24h)	1375.2	1237.5	1565.0	1293.0
	P218A_{16°C}	P218D_{16°C}	P218A_{25°C}	P218D_{25°C}
Kabin İçi Sıcaklık (°C)	-29.9	-29.9	-25.8	-25.8
Enerji Tüketimi (Wh/24h)	1357.0	1250.0	1640.0	1307.0
	P219A_{16°C}	P219D_{16°C}	P219A_{25°C}	P219D_{25°C}
Kabin İçi Sıcaklık (°C)	-29.9	-29.9	-25.1	-25.1
Enerji Tüketimi (Wh/24h)	1566.9	1212.0	1493.0	1302.0

4.1.7. Deney Sonuçlarının Değerlendirilmesi

Kesintili çalışmadan sürekli çalışmaya geçildiği zaman elde edilen termodinamik kazanç belirlenirken, Tablo 4.6, Tablo 4.7 ve Tablo 4.8'de verilen AZ47YT, AZ68YT ve AZ90YT kompresörlü B-2021 derin dondurucuların sürekli çalışma halindeki enerji tüketimleri ile AZ107YP kompresörlü B-2021 derin dondurucuların aynı kabin içi sıcaklık değerlerine karşılık gelen enterpole edilmiş enerji tüketimleri arasındaki farkın AZ107YP kompresörlü B-2021 derin dondurucuların enerji tüketimlerine oranı % enerji kazancı olarak ifade edilmiştir.

Deneylerde kullanılan kompresörler, farklı COP değerlerine ve elektrik motorlarından kaynaklanan farklı verim karakteristiklerine sahiptir (Bkz. Tablo 4.2). Bu nedenle, elde edilen termodinamik kazancı kompresörlerden bağımsız olarak değerlendirebilmek amacıyla, COP değerlerinin düzeltme faktörü olarak kullanıldığı bir analiz yapılmıştır. Kompresörlerin ASHRAE şartlarındaki COP değerleri yerine, derin dondurucuların enerji tüketimlerinin karşılaştırıldığı çalışma şartlarındaki COP değerleri kullanılmıştır.

Bölüm 4.1.6.1'de AZ107YP kompresörü için yapılan analiz, AZ47YT, AZ68YT ve AZ90YT kompresörleri için de yapılarak, non-lineer regresyon yöntemiyle soğutma kapasitesini yoğunlaşma ve buharlaşma sıcaklıklarının fonksiyonu olarak veren eşitlikler elde edilmiştir. Aynı yöntemle, tüm kompresörler için yoğunlaşma ve buharlaşma sıcaklıklarının fonksiyonu olarak kompresörün çektiği gücü veren eşitlikler de elde edilmiştir.

Açık şekli (4.1) ifadesinde verilmiş olan $f(kapasite) = f(T_{yoğ}, T_{buh})$ ve $f(güç) = f(T_{yoğ}, T_{buh})$ eşitlikleriyle, enerji tüketimlerinin karşılaştırıldığı çalışma şartlarında, kesintili ve sürekli çalışan sistemler için $COP = \frac{f(kapasite)}{f(güç)}$ değerleri hesaplanmıştır.

Elde edilen % enerji kazançları, enerji tüketimlerinin karşılaştırıldığı noktalardaki COP değerlerinin oranı ile çarpılarak, kompresörlerin verim farklılıklarından bağımsız olarak düzeltilmiş % enerji kazançları elde edilmiştir.

Tablo 4.9 AZ47YT kompresörlü derin dondurucularda elde edilen enerji kazancı

	P217A _{16°C}	P217D _{16°C}	P217A _{25°C}	P217D _{25°C}
Kabin İçi Sıcaklık (°C)	-30.7	-30.7	-26.8	-26.8
Enerji Tüketimi (Wh/24h)	1375.2	1237.5	1565.0	1293.0
Kazanç (%)	10.1		17.4	
COP	0.95	1.18	0.86	1.07
Kazanç (%) (Düzeltilmiş)	8.1		13.9	
	P218A _{16°C}	P218D _{16°C}	P218A _{25°C}	P218D _{25°C}
Kabin İçi Sıcaklık (°C)	-29.9	-29.9	-25.8	-25.8
Enerji Tüketimi (Wh/24h)	1357.0	1250.0	1640.0	1307.0
Kazanç (%)	7.9		20.3	
COP	0.86	1.19	0.80	1.11
Kazanç (%) (Düzeltilmiş)	5.7		14.6	
	P219A _{16°C}	P219D _{16°C}	P219A _{25°C}	P219D _{25°C}
Kabin İçi Sıcaklık (°C)	-29.9	-29.9	-25.1	-25.1
Enerji Tüketimi (Wh/24h)	1566.9	1212.0	1493.0	1302.0
Kazanç (%)	22.6		12.8	
COP	0.85	1.19	0.94	1.12
Kazanç (%) (Düzeltilmiş)	16.1		10.7	

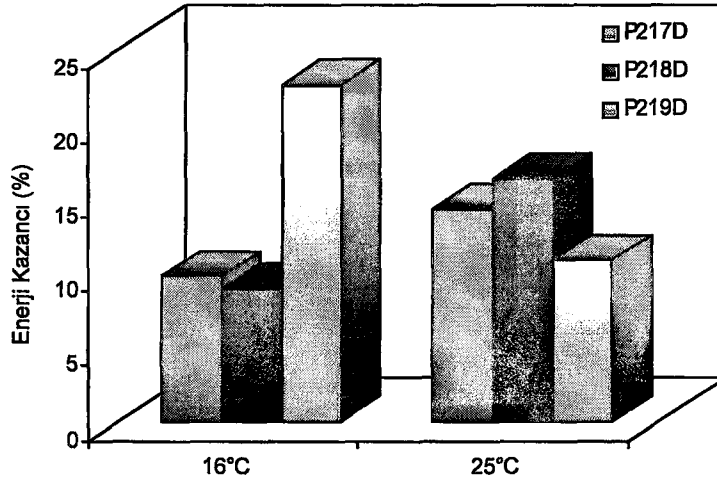
Tablo 4.10 AZ68YT kompresörlü derin dondurucularda elde edilen enerji kazancı

	P217A _{25°C}	P217B _{25°C}	P217A _{32°C}	P217B _{32°C}
Kabin İçi Sıcaklık (°C)	-29.3	-29.3	-25.5	-25.5
Enerji Tüketimi (Wh/24h)	1805.9	1349.0	1917.6	1452.0
Kazanç (%)	25.3		24.3	
COP	0.81	1.15	0.87	1.14
Kazanç (%) (Düzeltilmiş)	17.8		18.5	
	P218A _{25°C}	P218B _{25°C}	P218A _{32°C}	P218B _{32°C}
Kabin İçi Sıcaklık (°C)	-28.8	-28.8	-25.3	-25.3
Enerji Tüketimi (Wh/24h)	1972.5	1344.0	2085.5	1438.0
Kazanç (%)	31.9		31.1	
COP	0.74	1.15	0.90	1.16
Kazanç (%) (Düzeltilmiş)	20.5		24.1	
	P219A _{25°C}	P219B _{25°C}	P219A _{32°C}	P219B _{32°C}
Kabin İçi Sıcaklık (°C)	-27.8	-27.8	-24.1	-24.1
Enerji Tüketimi (Wh/24h)	1714.6	1380.0	1768.1	1487.0
Kazanç (%)	19.5		16.8	
COP	0.85	1.14	0.96	1.13
% Kazanç (Düzeltilmiş)	14.5		14.3	

Tablo 4.11 AZ90YT kompresörlü derin dondurucularda elde edilen enerji kazancı

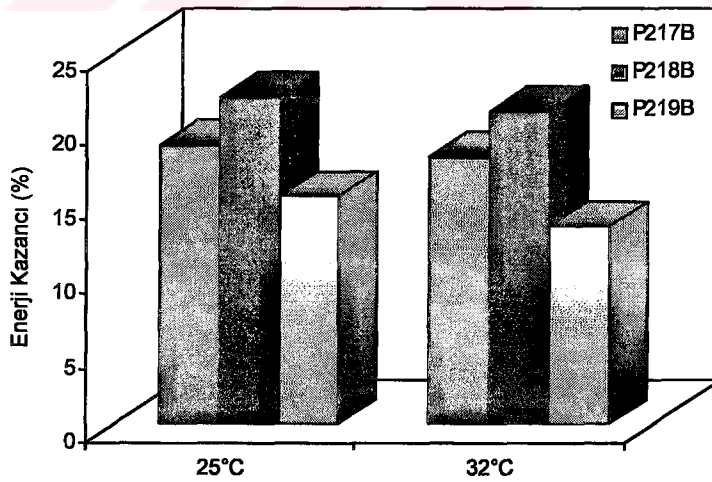
	P217A _{32°C}	P217C _{32°C}	P217A _{43°C}	P217C _{43°C}
Kabin İçi Sıcaklık (°C)	-27.8	-27.8	-21.6	-21.6
Enerji Tüketimi (Wh/24h)	2199.8	1768.0	2679.2	2044.0
Kazanç (%)	19.6		23.7	
COP	0.85	0.96	0.90	1.00
Kazanç (%) (Düzeltilmiş)	17.4		21.3	
	P218A _{32°C}	P218C _{32°C}	P218A _{43°C}	P218C _{43°C}
Kabin İçi Sıcaklık (°C)	-25.7	-25.7	-19.5	-19.5
Enerji Tüketimi (Wh/24h)	2139.2	1816.0	2579.5	2108.0
Kazanç (%)	15.1		18.3	
COP	0.89	0.98	0.91	1.04
Kazanç (%) (Düzeltilmiş)	13.7		16.0	
	P219A _{32°C}	P219C _{32°C}	P219A _{43°C}	P219C _{43°C}
Kabin İçi Sıcaklık (°C)	-26.3	-26.3	-20.4	-20.4
Enerji Tüketimi (Wh/24h)	2026.8	1828.0	2404.6	2098.0
Kazanç (%)	9.8		12.8	
COP	0.93	1.01	0.96	1.03
Kazanç (%) (Düzeltilmiş)	9.0		11.9	

AZ47YT kompresörlü B-2021 derin dondurucularda 16 °C ve 25 °C ortam sıcaklıklarında sürekli çalışma sonucunda elde edilen enerji kazançları Şekil 4.2 'de grafik halinde verilmiştir.



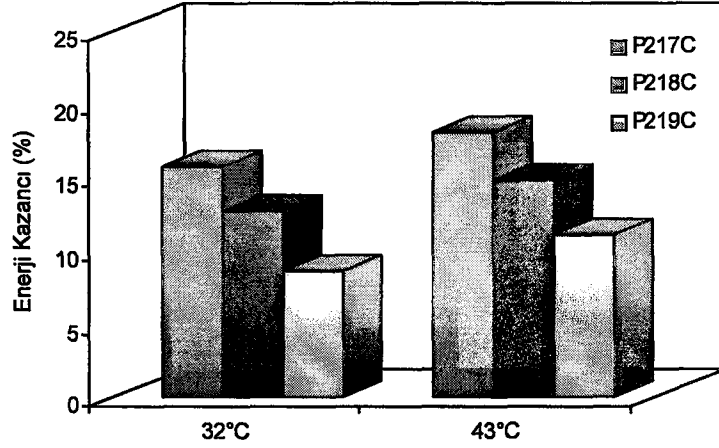
Şekil 4.2 AZ47YT kompresörlü derin dondurucularda sürekli çalışmadan elde edilen enerji kazancı

AZ68YT kompresörlü B-2021 derin dondurucularda 25 °C ve 32 °C ortam sıcaklıklarında sürekli çalışma sonucunda elde edilen enerji kazançları Şekil 4.3 'te grafik halinde verilmiştir.



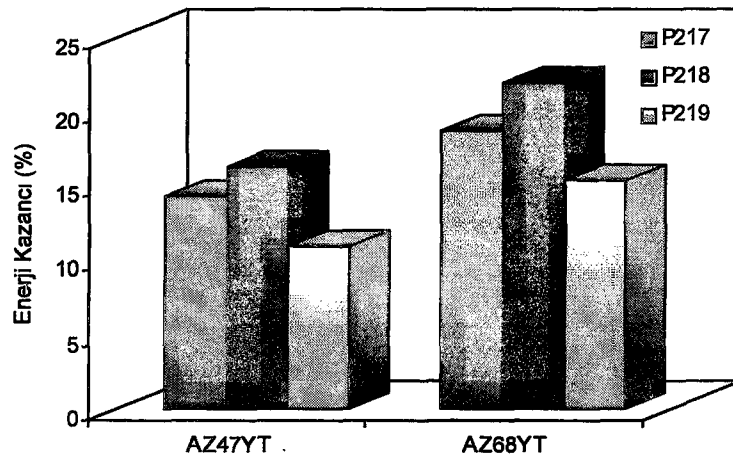
Şekil 4.3 AZ68YT kompresörlü derin dondurucularda sürekli çalışmadan elde edilen enerji kazancı

AZ90YT kompresörlü B-2021 derin dondurucularda 32 °C ve 43 °C ortam sıcaklıklarında sürekli çalışma sonucunda elde edilen enerji kazançları Şekil 4.4 'te grafik halinde verilmiştir.

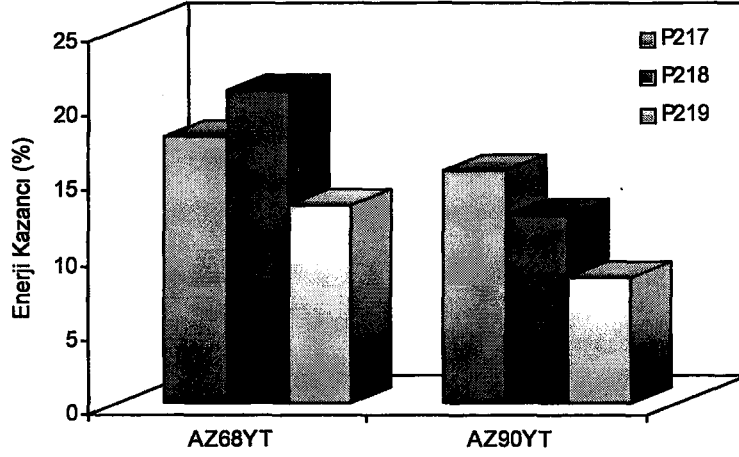


Şekil 4.4 AZ90YT kompresörlü derin dondurucularda sürekli çalışmadan elde edilen enerji kazancı

25 °C ortam sıcaklığında AZ47YT ve AZ68YT kompresörlü B-2021 derin dondurucularda sürekli çalışmadan elde edilen enerji kazançlarının karşılaştırılması Şekil 4.5 'te, 32 °C ortam sıcaklığında AZ68YT ve AZ90YT kompresörlü B-2021 derin dondurucularda sürekli çalışmadan elde edilen enerji kazançlarını karşılaştırılması ise Şekil 4.6 'da verilmiştir.

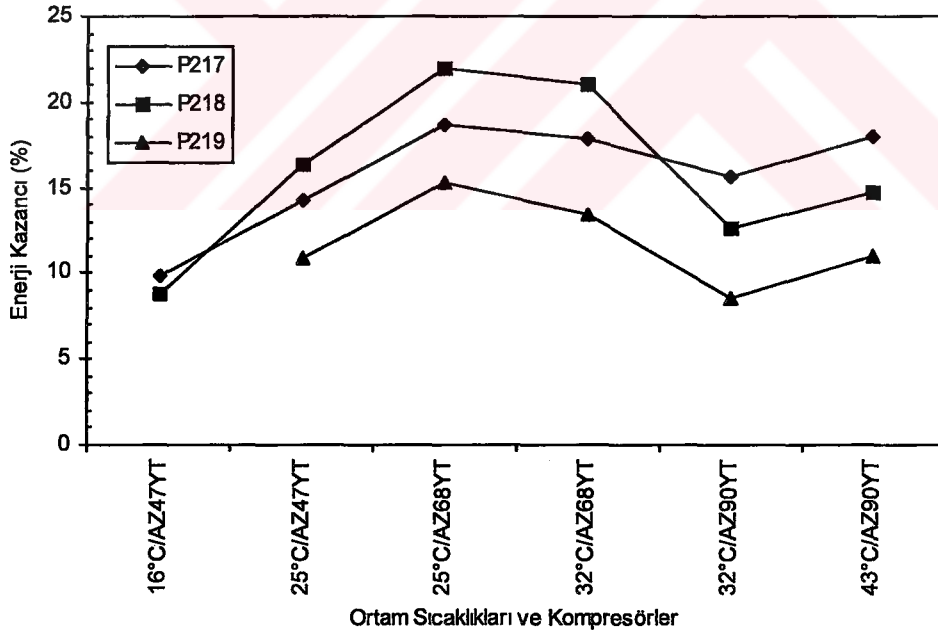


Şekil 4.5 25 °C ortam sıcaklığında AZ47YT ve AZ68YT kompresörlü derin dondurucularda sürekli çalışmadan elde edilen enerji kazançlarının karşılaştırılması



Şekil 4.6 32 °C ortam sıcaklığında AZ68YT ve AZ90YT kompresörlü derin dondurucularda sürekli çalışmadan elde edilen enerji kazançlarının karşılaştırılması

Şekil 4.7 'de ise elde edilen enerji kazançları tek bir grafik halinde verilmiştir. Bu grafik elde edilirken, P219D olarak adlandırılan derin dondurucudaki enerji kazancı, diğer dolaplardan elde edilen sonuçlarla uyumlu olmadığı için değerlendirme dışı bırakılmıştır.



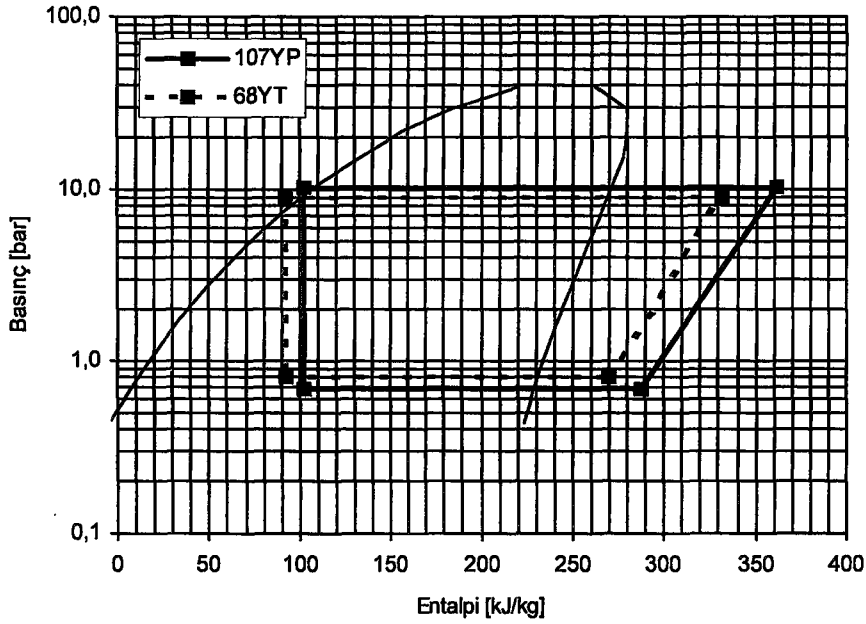
Şekil 4.7 Tüm ortam sıcaklıklarında elde edilen enerji kazançları

Şekil 4.7 'de verilen sonuçlardan görüldüğü üzere, enerji tüketimindeki kazanç, aynı çalışma şartlarında her bir dolap için aynı değeri almamakla beraber, benzer bir trend göstermektedir. Kompresörler $\pm$ % 5 tolerans dahilinde farklı verim

karakteristiklerine sahip olduğu için, dolapların performansları da farklılık göstermektedir. Deney verilerinin analizi sırasında yapılan regresyon işlemlerinden kaynaklanan farklılıkların olduğu da söylenebilir.

Deneyler sonucunda, en yüksek enerji kazançları 25 °C ve 32 °C ortam sıcaklıklarında 68 kcal/h soğutma kapasitesine sahip AZ68YT kompresörleri ile elde edilmiştir. Enerji kazançları, üç dolaptan elde edilen sonuçların ortalaması olarak, 25 °C ortam sıcaklığında % 19, 32 °C ortam sıcaklığında ise % 17 değerini almaktadır. Bu sonuçlar doğrultusunda, 68kcal/h'lik soğutma kapasitesinin optimum kapasite değeri olduğu söylenebilir. Benzer şekilde, değışken kapasiteli kompresör uygulamalarında ortam sıcaklığının ve soğutma yükünün değışmediğı ortalama çalışma şartlarında, kompresör çoğunlukla optimum devir sayısı olarak nitelendirilen 2000 rpm değerinde çalışmaktadır. 16 °C ve 43 °C ortam sıcaklıklarında elde edilen enerji kazançları ise üç dolaptan alınan sonuçların ortalaması olarak sırasıyla % 9 ve %16 olarak bulunmuştur. 16°C ortam sıcaklığında elde edilen enerji kazancının diğer ortam sıcaklıklarındaki kazançlardan daha az olması beklenen bir durumdur. Sürekli çalışmada termodinamik kayıpların elimine edilmesiyle bir kazanç elde edilmesine rağmen, soğutma yükünün çok düşük olması sonucunda kabin içi sıcaklığı – 30 °C'ye kadar inmiş, sağlanması gereken minimum değer olan –18 °C'den uzak ve pratikte fazla anlamlı olmayan bir noktada enerji tüketimleri karşılaştırılabilmiştir. Optimum kapasite – optimum devir sayısı analojisine benzer bir karşılaştırma 16 °C ortam sıcaklığıdaki enerji kazancı için de yapılabilir. Değışken kapasiteli kompresör uygulamalarında, ortam sıcaklığı ve soğutma yükünün çok düşük olduğu durumlarda sürekli çalışmadan kesintili çalışmaya geçildiğı kontrol algoritmaları kullanılabilmektedir.

Bölüm 2.1. 'de bahsedildiğı üzere buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları bir soğutma sisteminin doğrudan göstergesidir. Buharlaşma ve yoğuşma sıcaklık aralığı ne kadar dar ise, soğutma sisteminin verimi o ölçüde yüksek olmaktadır. En yüksek enerji kazancının elde edildiğı, 25 °C ortam sıcaklığında sürekli çalışan AZ68YT kompresörlü dolap ile kesintili çalışan AZ107YP kompresörlü dolabın soğutma çevrimlerinin logp-h diyagramı üzerinde karşılaştırılması Şekil 4.10'da verilmiştir. Sonuçların karşılaştırıldığı çalışma şartlarında soğutucu akışkanın basınç ve entalpi değerleri NIST Refprop paket programının MS Excel eklentisi Refprex [22] kullanılarak hesaplanmıştır.



Şekil 4.8 AZ107YP ve AZ68YT kompresörlü dolapların soğutma çevrimlerinin basınç-entalpi diyagramında karşılaştırılması

Şekil 4.8 'de görüldüğü üzere, sürekli çalışan sistemde buharlaşma sıcaklığı daha yüksek, yoğuşma sıcaklığı ise daha düşük bir değer almaktadır. Kesintili çalışan sistemlerde, çalışma zamanında ısı değiştiriciler üzerindeki ısı yük sürekli çalışmadakinden daha büyük bir değer almakta, bunun sonucunda ise termodinamik verim düşmektedir. Uygulamada ısı kaybı, soğutma sisteminin çalışma zamanının uzunluğuna ve çalışma çevrimi sayısına bağlı olmaktadır.

Değişken kapasiteli kompresör uygulaması ile kesintili çalışmaktan sürekli çalışmaya geçildiği zaman buzdolabı tipine bağlı olarak enerji tüketimi % 30 - % 40 azalmaktadır. Değişken kapasiteli kompresör uygulamalarında bu enerji kazancının elde edilmesinde fırçasız doğru akım motoru gibi yüksek verimli elektrik motorları ve sürekli çalışmadaki termodinamik proses olmak üzere iki ayrı faktör söz konusudur. Bu durum dikkate alındığında, sürekli çalışma deneylerinden elde edilen sonuçların literatür ile uyum içerisinde olduğu söylenebilir.

4.2. Kesintili Çalışma Deneyleri

Kesintili çalışma deneyleri ile, durma ve çalışma zamanlarındaki değişikliklerin kesintili çalışmadaki sistem performansı üzerindeki etkileri incelenmiştir.

4.2.1. Deneylerin Tanımlanması

Kesintili çalışma deneyleri, sürekli çalışma deneylerinde de kullanılan AZ107YP kompresörlü bir B-2021 derin dondurucu ile 25 °C ortam sıcaklığında, ISO 5155 standartlarına uygun olarak yapılan enerji tüketim deneyleridir. B-2021 derin dondurucunun teknik özellikleri Tablo 4.1 'de, AZ107YP kompresörün teknik özellikleri ise Tablo 4.2'de verilmiştir. Sürekli çalışma deneylerinde kullanılan ölçüm ve veri toplama sistemi bu deneylerde de kullanılmıştır.

B-2021 derin dondurucuda termostat devre dışı bırakılmış, kompresörün elektrik beslemesi bir zaman rölesi üzerinden yapılmıştır. Zaman rölesi üzerinden kompresörün durma ve çalışma zamanı ayarlanarak, o çalışma şartlarında derin dondurucunun performansı ve enerji tüketimi incelenmiştir.

Çalışma ve durma zamanı birlikte bir periyod olarak tanımlanıp, % 50 çalışma halinde, yani çalışma ve durma zamanları eşit olmak üzere 12, 24, 36, 48, 60 ve 72 dk'lık periyotlarda deneyler yapılmıştır.

Kompresörler çoğunlukla bir yük altında çalışmaya başlar. Kalkış anındaki tork aşağıdaki ifade ile hesaplanmaktadır. [23]

$$T_s = \frac{(p_2 - p_1) \cdot A \cdot s}{\left(\frac{2N}{n}\right)} \quad (4.5)$$

Burada,

T_s : kalkış torku [Nm]

p_2 : çıkış basıncı [Pa]

p_1 : emme basıncı [Pa]

A : silindir alanı [m²]

s : strok [m]

N : motor hızı [rpm]

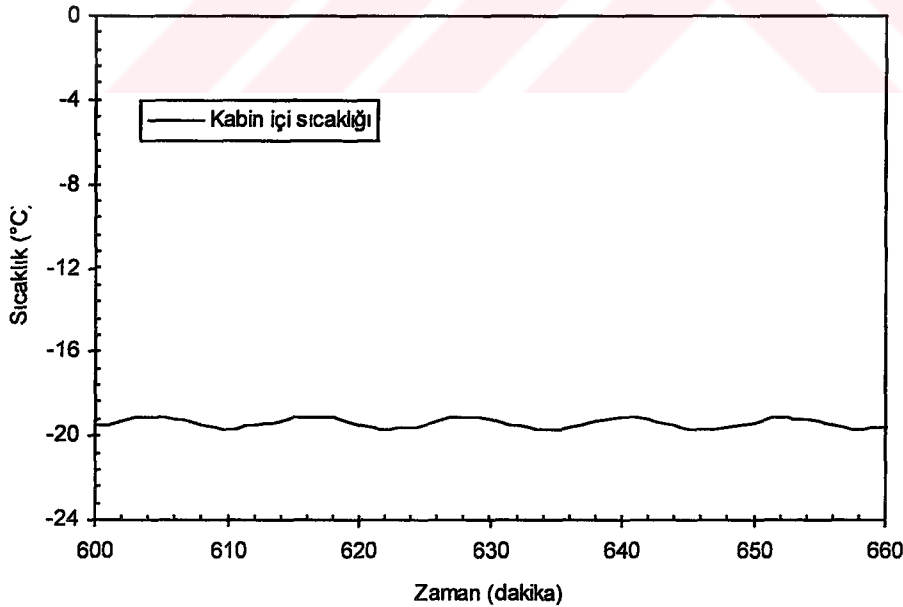
n : kompresör hızı [rpm]

(4.5) ifadesinden görüleceği üzere, çıkış ve emme basınçlarının dengelenmesi veya yaklaşık olarak eşit olmaları halinde ($p_2 = p_1$), kalkış torku gereksinimi büyük ölçüde azalmaktadır. Kapilleri borulu sistemlerde, durma zamanında akış devam ederek basınç dengelendiği için kompresörler rahatlıkla kalkabilmektedir. Deneylerde kullanılan AZ107YP kompresörlerde basınç dengelemesinin gerçekleşebilmesi için en az 6 dakikalık bir sürenin geçmesi gerekmektedir. Bunun sonucunda, % 50 çalışma halinde 6 dakika çalışma, 6 dakika durma zamanı olmak üzere 12 dakikalık periyod deneylerin yapılacağı en küçük periyod olarak seçilmiştir.

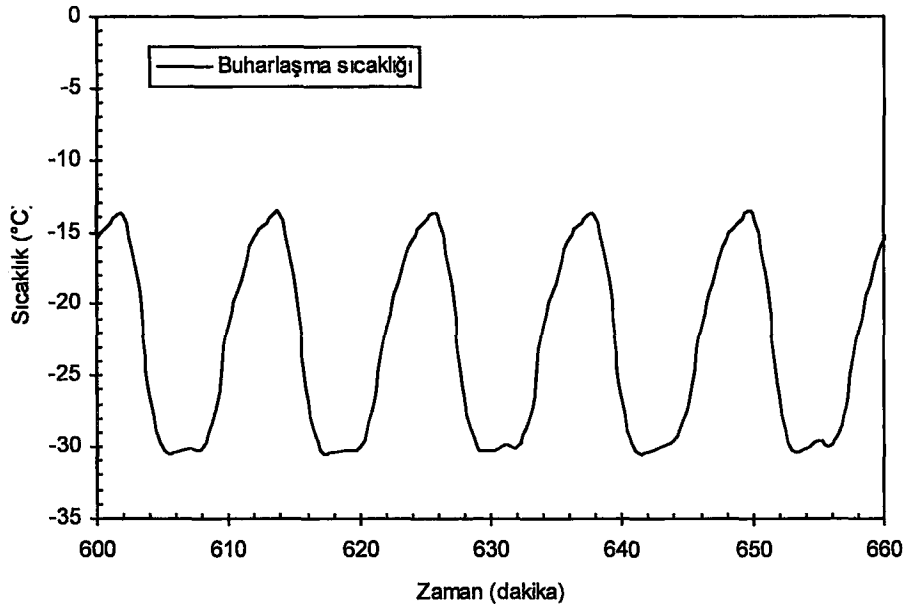
4.2.2. Deney Sonuçları

4.2.2.1. 12 dk.'lık Periyod Deneyleri

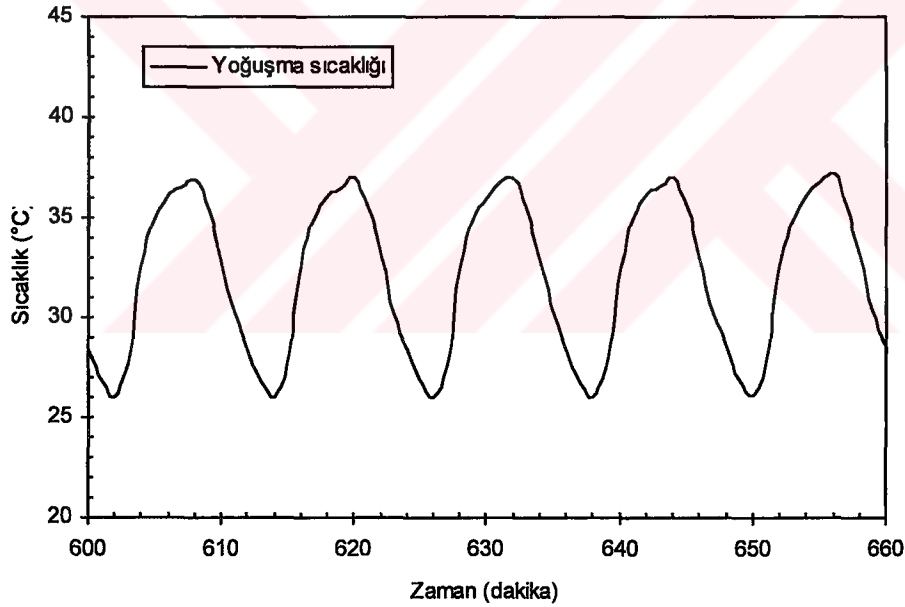
Deneyler sonucunda, derin dondurucunun enerji tüketimi, 12 dk.'lık periyodlarla % 50 çalışma halinde, 1336 Wh/24h olarak ölçülmüştür. Bu çalışma şartlarında, rejim halindeki kabin içi, buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları Şekil 4.9, Şekil 4.10 ve Şekil 4.11' de grafikler halinde verilmiştir.



Şekil 4.9 12 dk.'lık periyodlarda kabin içi sıcaklığı



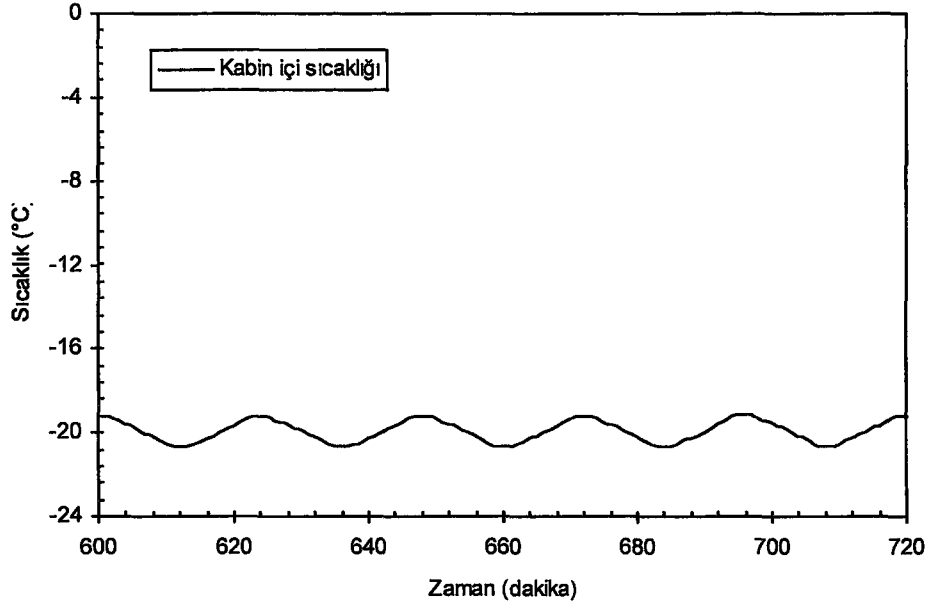
şekil 4.10 12 dk.'lık periyotlarda buharlaşma sıcaklığı



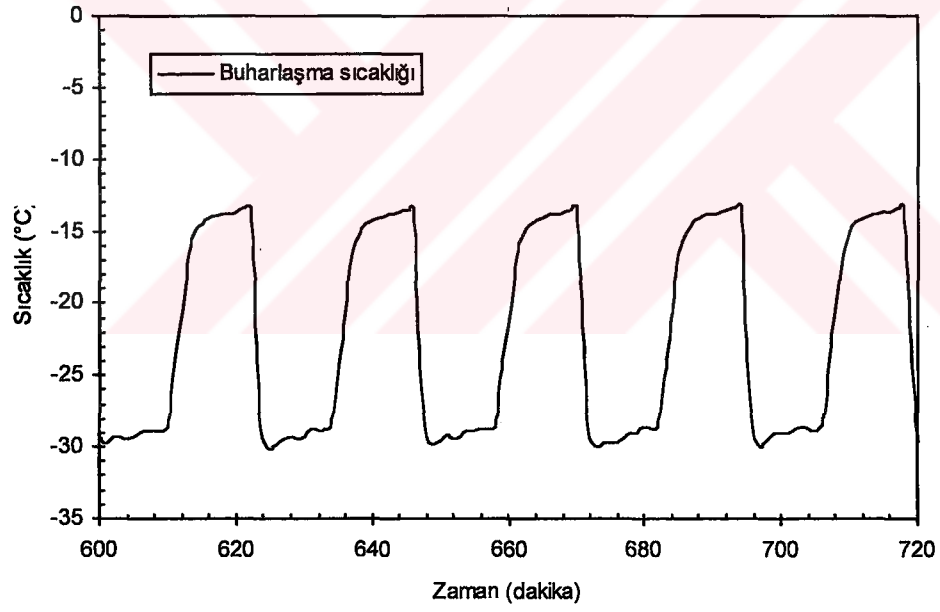
şekil 4.11 12 dk.'lık periyotlarda yoğuşma sıcaklığı

4.2.2.2. 24 dk.'lık Periyod Deneyleri

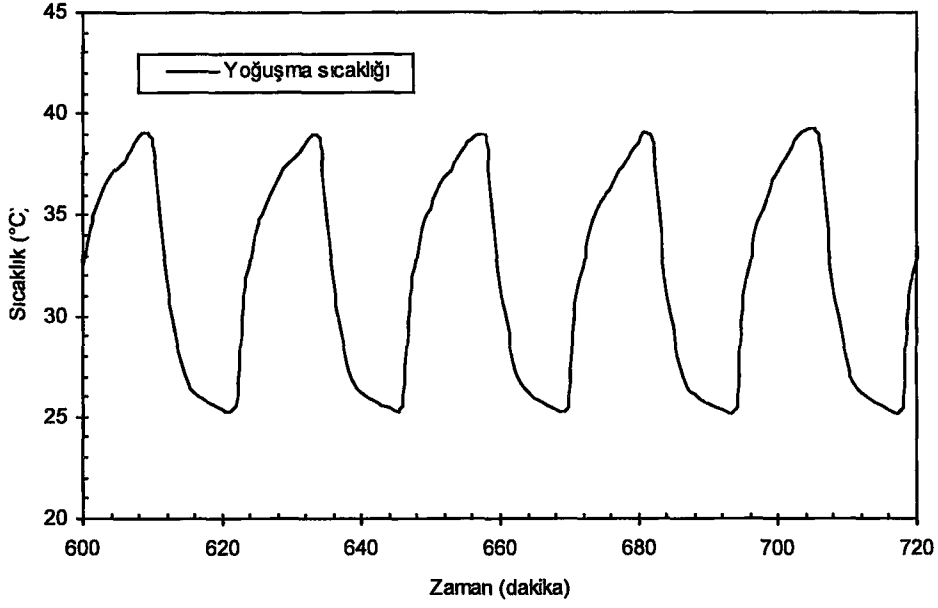
Deneyler sonucunda, derin dondurucunun enerji tüketiği, 24 dk.'lık periyotlarla % 50 çalışma halinde, 1305 Wh/24h olarak ölülmüştür. Bu alışma şartlarında, rejim halindeki kabin içi, buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları şekil 4.12, şekil 4.13 ve şekil 4.14 'te grafikler halinde verilmiştir.



Şekil 4.12 24 dk.'lık periyotlarda kabin içi sıcaklığı



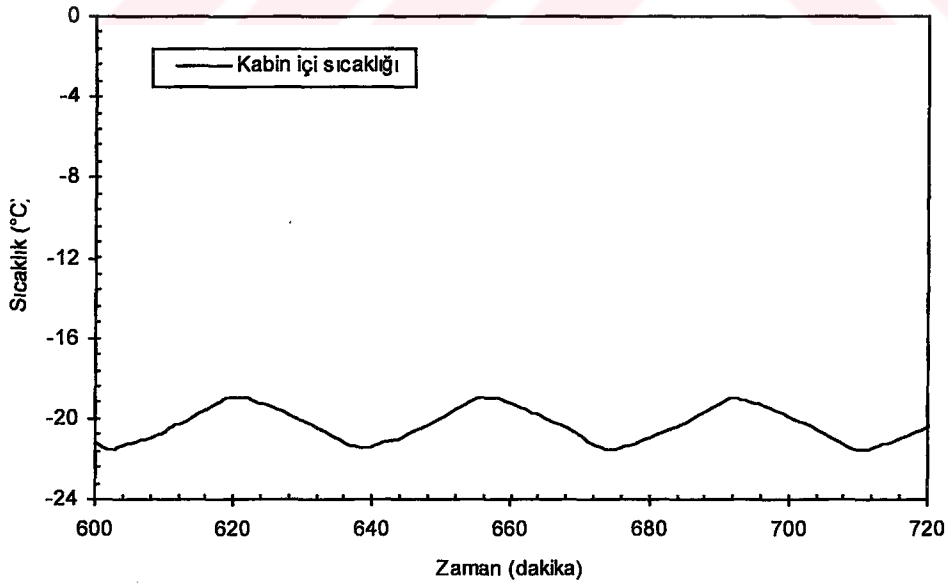
Şekil 4.13 24 dk.'lık periyotlarda buharlaşma sıcaklığı



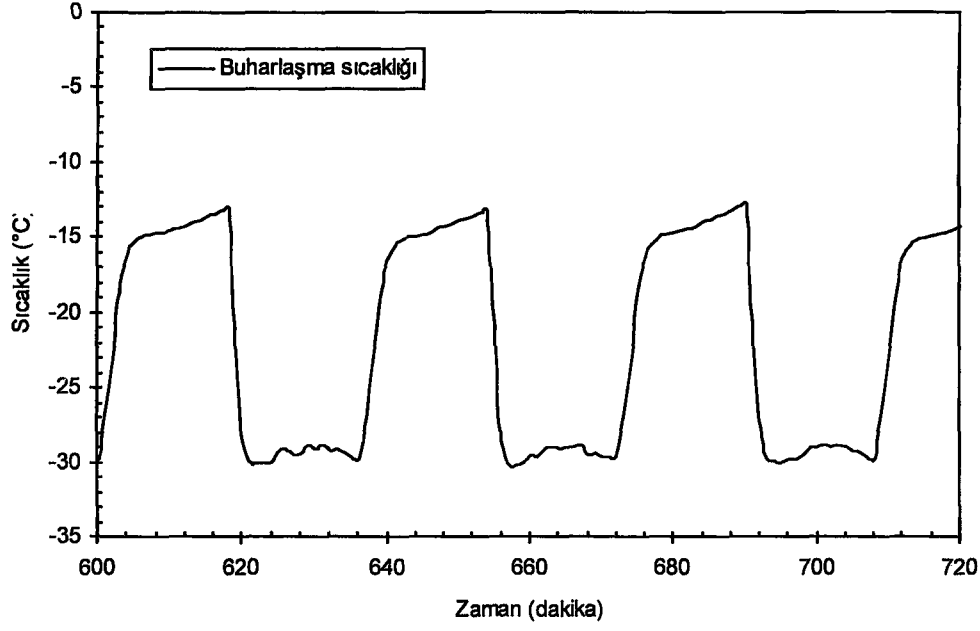
Şekil 4.14 24 dk.'lık periyotlarda yoğuşma sıcaklığı

4.2.2.3. 36 dk.'lık Periyod Deneyleri

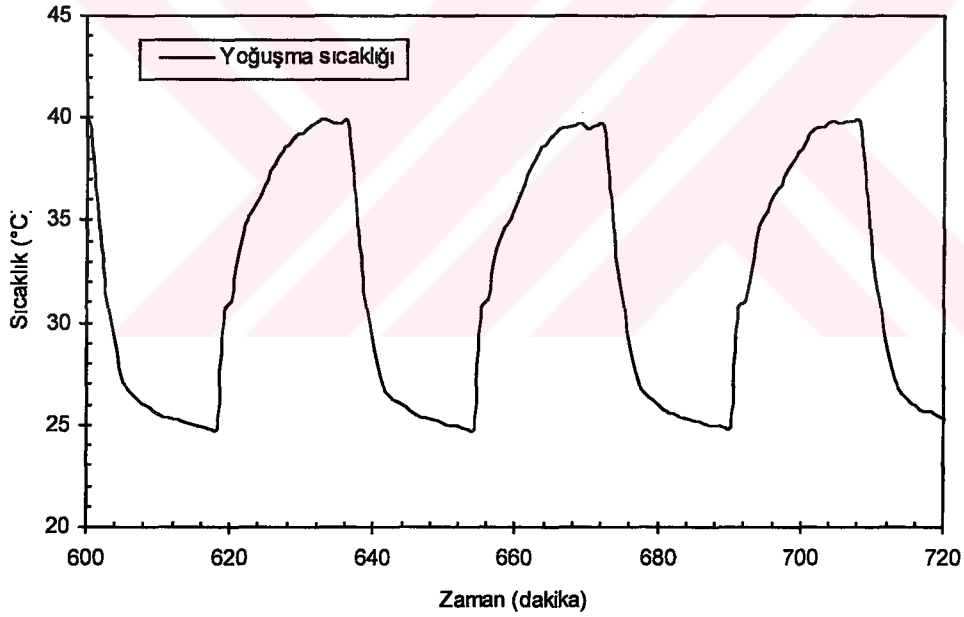
Deneyler sonucunda, derin dondurucunun enerji tüketimi, 36 dk.'lık periyotlarla % 50 çalışma halinde, 1296 Wh/24h olarak ölçülmüştür. Bu çalışma şartlarında, rejim halindeki kabin içi, buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları Şekil 4.15, Şekil 4.16 ve Şekil 4.17 'de grafikler halinde verilmiştir.



Şekil 4.15 36 dk.'lık periyotlarda kabin içi sıcaklığı



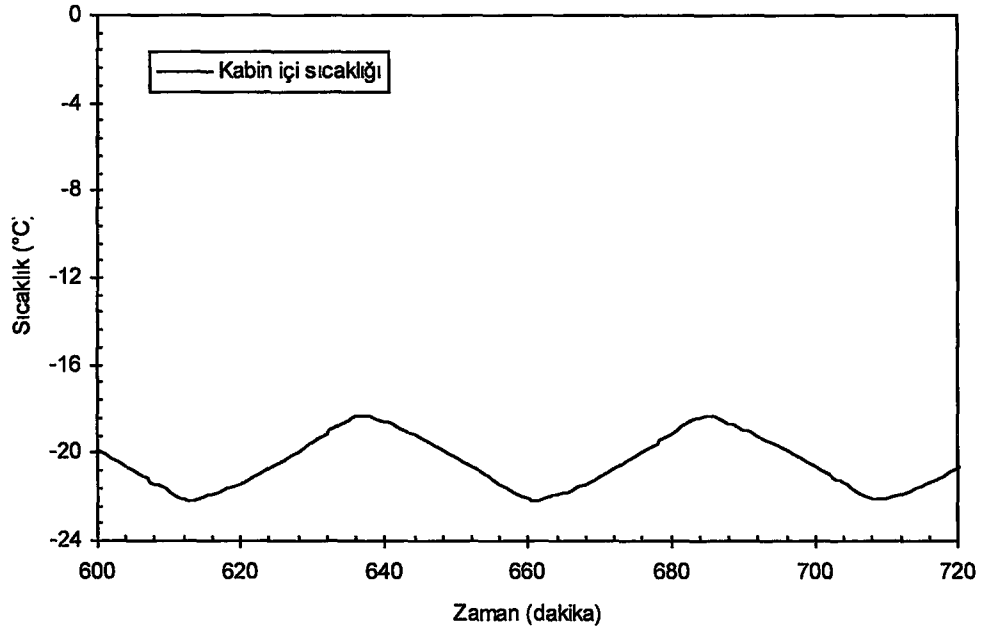
şekil 4.16 36 dk.'lık periyotlarda buharlaşma sıcaklığı



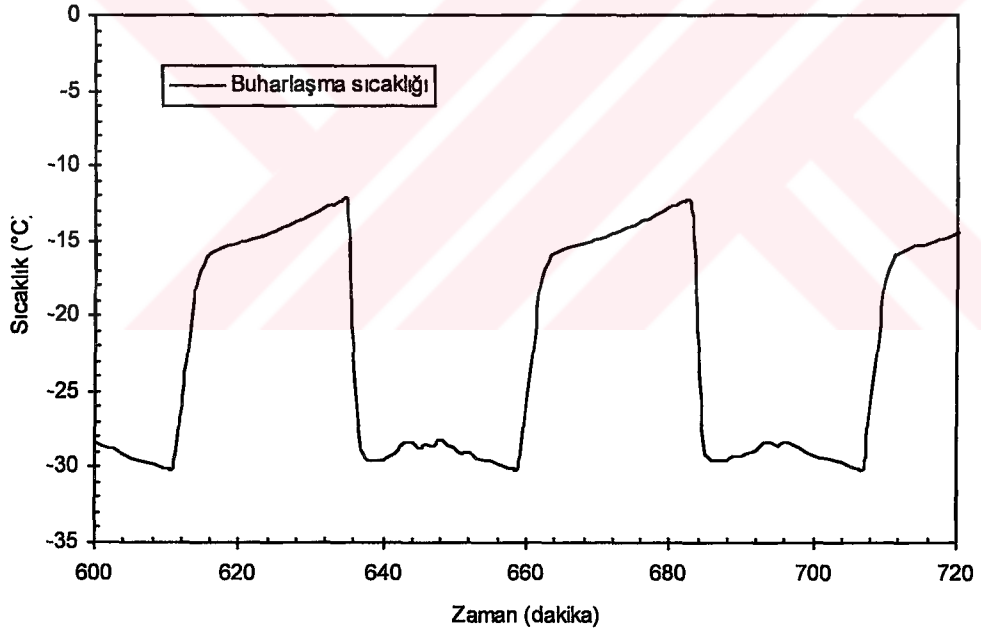
şekil 4.17 36 dk.'lık periyotlarda yoğuşma sıcaklığı

4.2.2.4. 48 dk.'lık Periyod Deneyleri

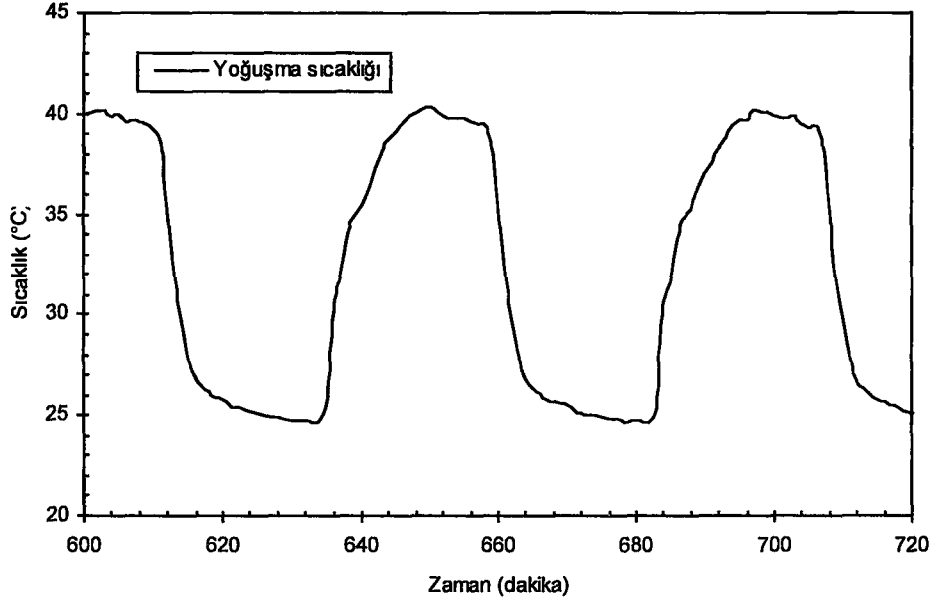
Deneyler sonucunda, derin dondurucunun enerji tüketiği, 48 dk.'lık periyotlarla % 50 çalışma halinde, 1246 Wh/24h olarak ölülmüştür. Bu alışma şartlarında, rejim halindeki kabin içi, buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları şekil 4.18, şekil 4.19 ve şekil 4.20 'de grafikler halinde verilmiştir.



Şekil 4.18 48 dk.'lık periyotlarda kabin içi sıcaklığı



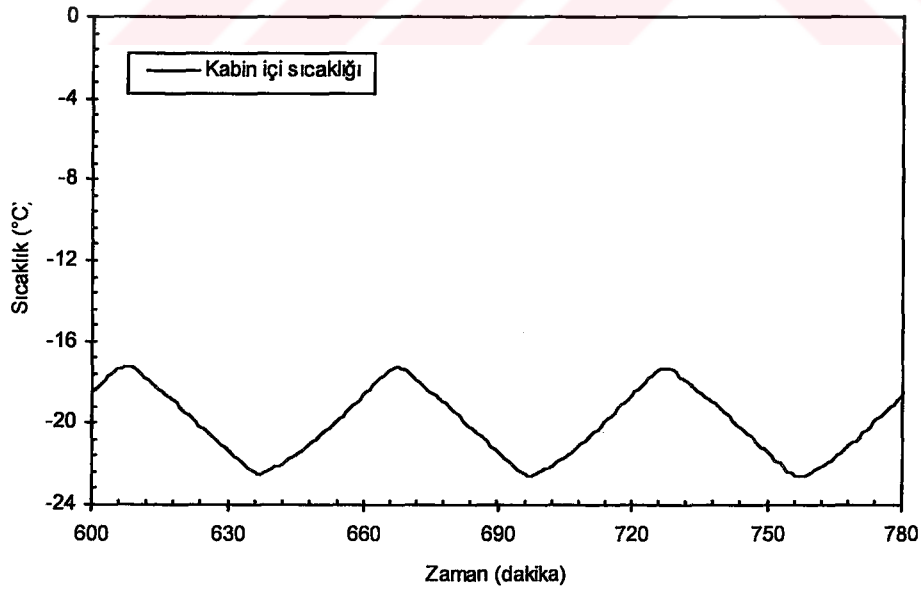
Şekil 4.19 48 dk.'lık periyotlarda buharlaşma sıcaklığı



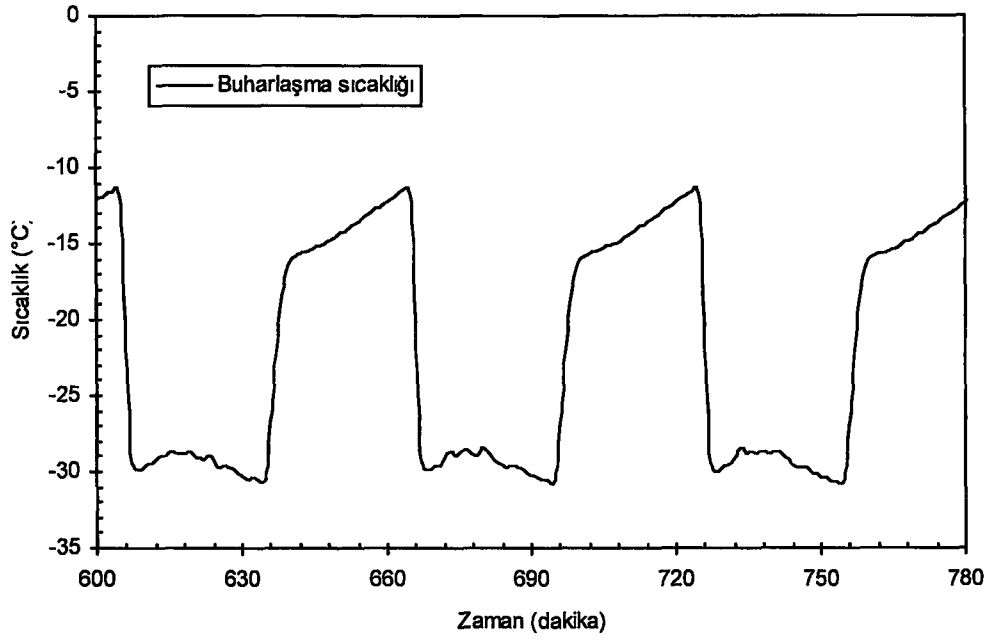
Şekil 4.20 48 dk.'lık periyotlarda yoğuşma sıcaklığı

4.2.2.5. 60 dk.'lık Periyod Deneyleri

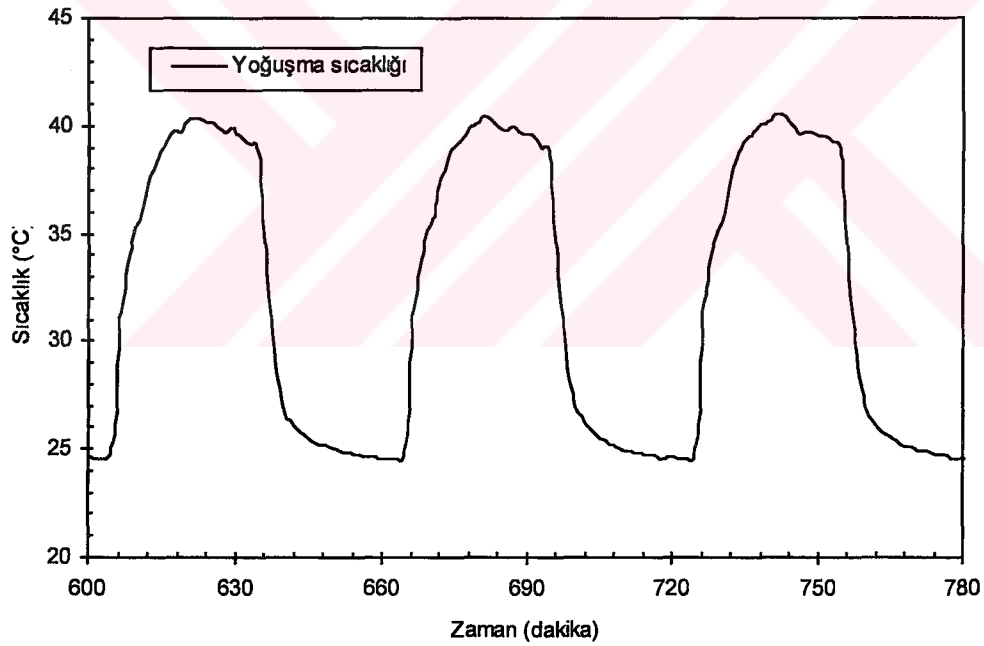
Deneyler sonucunda, derin dondurucunun enerji tüketimi, 60 dk.'lık periyotlarla % 50 çalışma halinde, 1288 Wh/24h olarak ölçülmüştür. Bu çalışma şartlarında, rejim halindeki kabin içi, buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları Şekil 4.21, Şekil 4.22 ve Şekil 4.23 'te grafikler halinde verilmiştir.



Şekil 4.21 60 dk.'lık periyotlarda kabin içi sıcaklığı



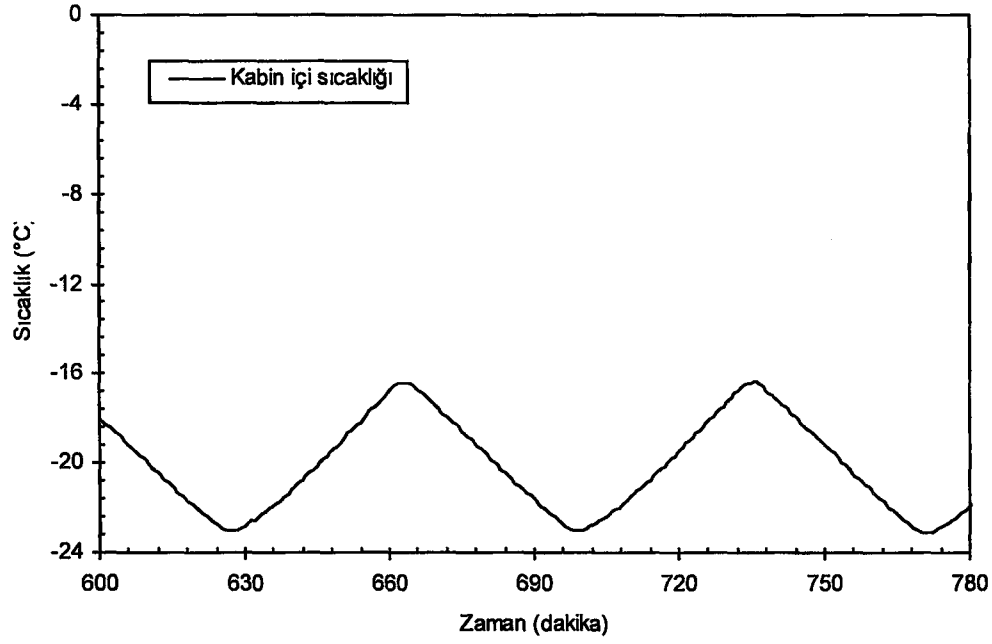
şekil 4.22 60 dk.'lık periyotlarda buharlaşma sıcaklığı



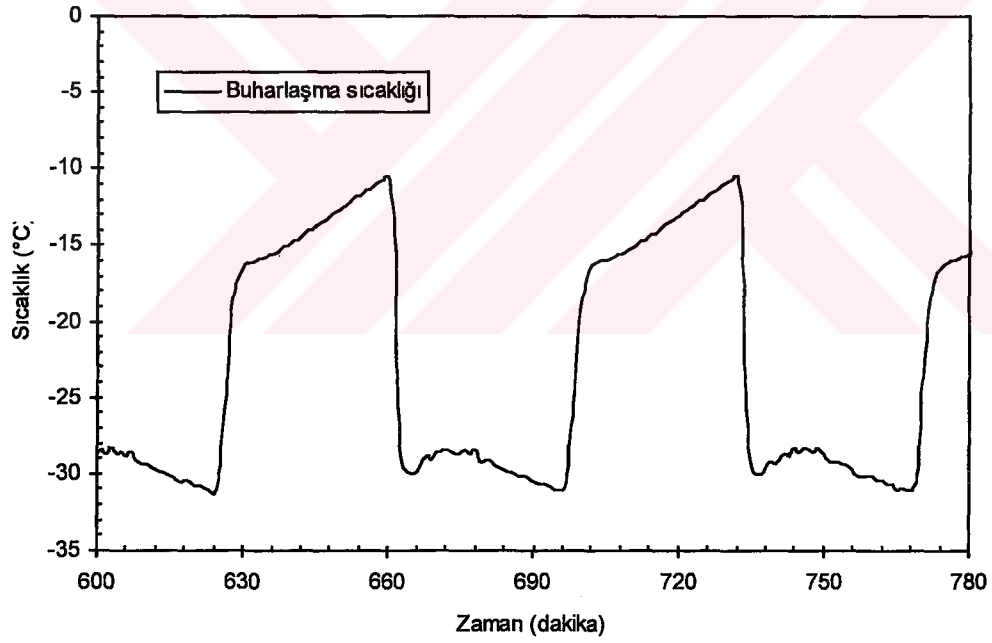
şekil 4.23 60 dk.'lık periyotlarda yoğuşma sıcaklığı

4.2.2.6. 72 dk.'lık Periyod Deneyleri

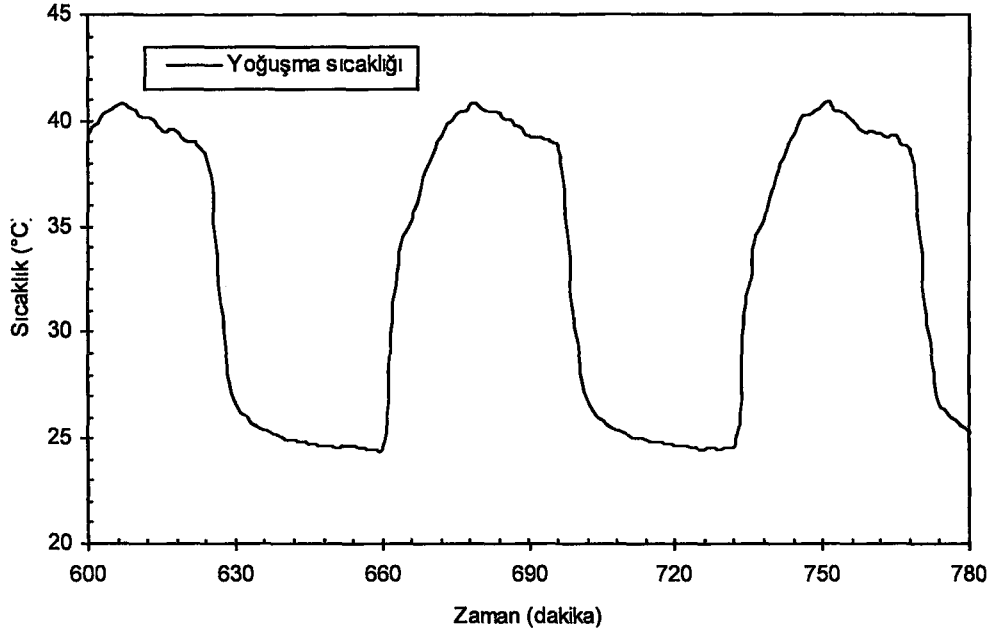
Deneyler sonucunda, derin dondurucunun enerji tüketiği, 72 dk.'lık periyotlarla % 50 çalışma halinde, 1368 Wh/24h olarak ölçölmüştür. Bu alışma şartlarında, rejim halindeki kabin içi, buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları şekil 4.24, şekil 4.25 ve şekil 4.26 'da grafikler halinde verilmiştir.



Şekil 4.24 72 dk.'lık periyotlarda kabin içi sıcaklığı



Şekil 4.25 72 dk.'lık periyotlarda buharlaşma sıcaklığı

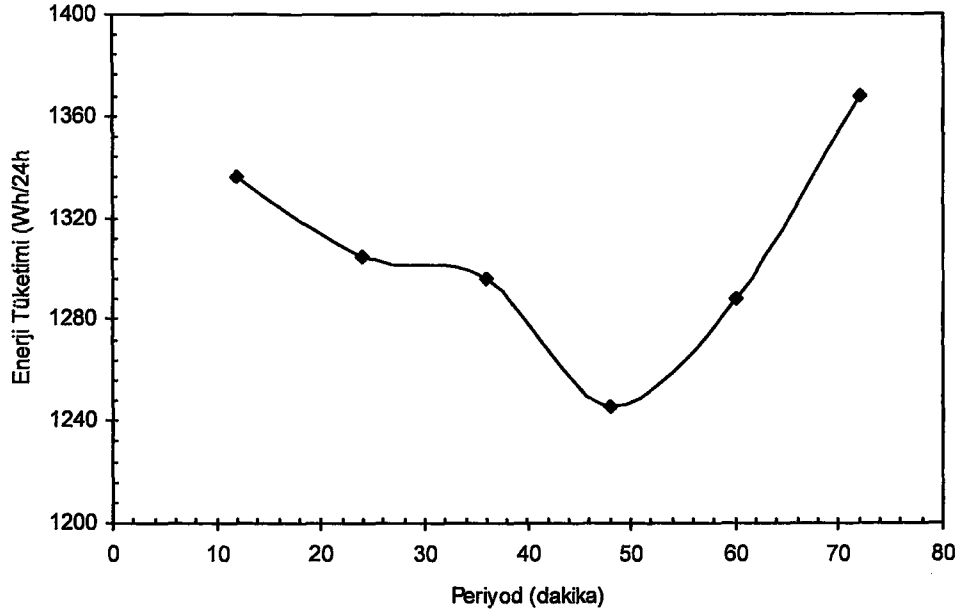


Şekil 4.26 72 dk.'lık periyotlarda yoğuşma sıcaklığı

4.2.3. Deney Sonuçlarının Değerlendirilmesi

Deney sonuçlarından görüldüğü üzere, periyod değişikliklerinin buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları üzerinde büyük bir etkisi olmamaktadır. Farklı periyod değerlerinde buharlaşma sıcaklığı -30.5 ± 0.5 °C, yoğuşma sıcaklığı ise 39.5 ± 2 °C aralıklarında değişim göstermiştir. 12 dk.'lık en küçük periyod değerinde kabin içi sıcaklığı, sürekli çalışma halindeki benzer bir şekilde salınımsız değerler almıştır. 72 dk.'lık en büyük periyod değerinde ise, kabin içi sıcaklığı büyük salınımlar yapmış, bunun sonucunda sağlanması gereken -18 °C değerinin sağlanamadığı anlar da olmuştur. Diğer periyod değerlerinde ise normal salınımlarla birbirine yakın kabin içi sıcaklık değerleri elde edilmiştir.

Küçük periyod değerlerinde, sistemin, sürekli çalışma halindeki benzer bir ısı davranış göstermesi beklenebilir. Periyod değeri küçüldükçe "başlama/durma" kayıplarının etkisi artmakta, ısı kayıplarının etkisi ise azalmaktadır. Bu kayıpların farklı periyod değerlerindeki değişim oranlarına bağlı olarak optimum bir periyod değeri bulunabilir.



Şekil 4.27 Farklı periyod değerlerinde enerji tüketimi

Şekil 4.27 'de görüldüğü üzere, çalışma zamanının kısalması sonucunda azalan ısı kayıpların pozitif etkisi, basınç dengeleme frekansının artması sonucunda artan "başlama/durma" kayıplarının negatif etkisi ile dengelenmektedir. % 50 çalışma halinde 48 dk.'lık periyodun, bu çalışma şartlarında optimum periyod olduğu görülmüştür. Bu sonuç literatürdeki genel kanı doğrultusundadır. Genel kanı dışında, Jakobsen [2], çok küçük periyod değerleri için (7 dk.'dan daha az), sistemin sürekli çalışma şartlarına yaklaşacağı, basınç dengelemesinin kısmen gerçekleştirileceği için başlama/durma kayıplarının da azalacağını söylemektedir.

Elde edilen sonuç, aynı dolabın termostat kontrollü çalışmadaki performans ve enerji tüketimi ile karşılaştırılmıştır. Med ve min termostat konumlarındaki çalışma sonucunda derin dondurucunun performansı hakkında bilgi veren büyüklükler ve enerji tüketimi, % 50 çalışma halinde 48 dk.'lık periyod ile elde edilen -22.1°C kabin içi sıcaklığı için lineer olarak enterpole edilmiştir. Sonuçlar Tablo 4.12 'de verilmiştir.

Tablo 4.12 Optimum periyod değerinin termostat kontrollü çalışma ile karşılaştırılması

	Kabin İ. Sic. (°C)	Yoğuşma Sic. (°C)	Buhar. Sic. (°C)	Çalışma Zam. (dk)	Durma Zam. (dk)	Çalışma Zam. (%)	En. Tük. (Wh/24h)
T. Kon. Med	-23.6	41.0	-32.4	21.9	20.1	52	1313.4
T. Kon. Min	-19.0	43.0	-29.5	16.8	25.7	38	1046.6
48 dk. Per.	-22.1	40.3	-30.1	24.0	24.0	50	1246.0
Lineer Ent.	-22.1	41.6	-31.4	20.2	22.0	47	1226.4

Hesaplanan % çalışma zamanı ve enerji tüketimi değerleri, deney sonuçlarını doğrular niteliktedir. Deney sonuçları teorik olarak tatmin edici olup, ısı kayıplar ile başlama/durma kayıplarının makro dengesi sonucunda optimum bir periyod bulunduğu sonucunu vermesine rağmen, dolabın termostat kontrollü çalışmasında 1046.6 Wh/24h enerji tüketimi ile -19 °C kabin içi sıcaklığını sağlaması dikkate alınırsa, farklı % çalışma zamanları için yapılacak deneylerle sonuçlarının uygulamaya dönük olarak iyileştirilmesi mümkündür.

Jakobsen'in sayısal simulasyon çalışmasında olduğu gibi 7 dakikadan daha küçük periyod değerlerine inilmesi, bu deneysel çalışmanın kapsamı dışında kalmaktadır. Öncelikle, çalışmalarda kullanılan kompresörün ilk kalkış anındaki torku yenebilmesi için basınç dengelemesinin gerçekleşmesi gerekli ve istenen bir durumdur. Bu nedenle deneyler, Bölüm 4.2.1. 'de açıklandığı üzere, inilebilecek en küçük periyod değerinde yapılmıştır. Basınç dengelemesinin, dolayısıyla başlama/durma kayıplarının engellenmesi ve kompresörün ilk kalkış anında rahatlıkla çalışabilmesi, çelişen istekler olarak ön plana çıkmaktadır. Kompresör elektrik motoru üzerinde kalkış kapasitörü gibi yardımcı elemanlar kullanılarak, kompresörün küçük periyod değerlerinde de rahatlıkla kalkabilmesi sağlanabilir. Bu şekilde bir çalışma yapılacak olduğunda, kalkış kapasitörünün getireceği ek maliyet gözönünde bulundurulmalıdır.

5. TEORİK VE EKONOMİK DEĞERLENDİRME

5.1. Deney Sonuçlarının Teorik Olarak İncelenmesi

Bu bölümde, sürekli çalışma deneylerinden elde edilen sonuçlar, Bölüm 3.'de belirtilen teorik temeller ve çıkartılan eşitlikler doğrultusunda incelenmiş ve yorumlanmıştır.

5.1.1. Ekserji Yıkımı

Sürekli çalışma deneylerinin sonucu olarak, kesintili çalışan AZ107YP kompresörlü derin dondurucuların enerji tüketimleri sürekli çalışan AZ47YT, AZ68YT ve AZ90YT kompresörlü derin dondurucuların enerji tüketimleri ile karşılaştırılarak, aradaki fark termodinamik kazanç olarak ifade edilmiştir (Bkz. Bölüm 4.).

Çalışmanın bu bölümünde, sürekli ve kesintili çalışan sistemlerin enerji tüketimlerinin karşılaştırıldığı çalışma şartlarındaki performans ve verimleri; (3.2), (3.3) ve (3.4) eşitlikleriyle hesaplanmıştır. (3.4) eşitliği ile bulunan verim değerleri, ekserji verimini ifade etmektedir.

(3.4) eşitliği ile bulunan ekserji verimi değerleri kullanılarak, enerji tüketimlerinin karşılaştırıldığı çalışma şartlarındaki ekserji yıkımı :

$$ekserji\ yıkımı = \dot{W} \cdot (1 - \eta_{ex}) \quad (5.1)$$

eşitliği ile hesaplanmıştır.

Enerji tüketimlerinin karşılaştırıldığı çalışma şartlarındaki soğutma yükü, kompresörün çektiği ortalama güç, $C.O.S.P.$, $C.O.S.P._c$, η_{ex} , akış ekserjisi ve ekserji yıkımı değerleri, kesintili çalışan AZ107YP ve sürekli çalışan AZ47YT, AZ68YT ve AZ90YT kompresörleri için karşılaştırmalı olarak Tablo 5.1, Tablo 5.2 ve Tablo 5.3'te sunulmuştur.

Tablo 5.1 AZ107YP ve AZ47YT kompresörlü derin dondurucularda ekserji yıkımı

Dolap	T_i (°C)	$\dot{Q}_{buh}$ (W)	$\dot{W}$ (W)	$C.O.S.P.$	$C.O.S.P.$ <i>Camot</i>	η_{ex}	Akış Ekserjisi (W)	Ekserji Yıkımı (W)
P217A-16°C	-30.7	33.2	57.3	0.58	5.19	0.11	6.40	50.90
P217D-16°C	-30.7	33.2	51.6	0.64	5.19	0.12	6.40	45.16
P217A-25°C	-26.8	36.8	65.2	0.57	4.76	0.12	7.75	57.46
P217D-25°C	-26.8	36.8	53.9	0.68	4.76	0.14	7.75	46.13
P218A-16°C	-29.9	32.6	56.5	0.58	5.30	0.11	6.16	50.38
P218D-16°C	-29.9	32.6	52.1	0.63	5.30	0.12	6.16	45.92
P218A-25°C	-25.8	36.1	68.3	0.53	4.87	0.11	7.42	60.91
P218D-25°C	-25.8	36.1	54.5	0.66	4.87	0.14	7.42	47.04
P219A-16°C	-29.9	32.6	65.3	0.50	5.30	0.09	6.16	59.13
P219D-16°C	-29.9	32.6	50.5	0.65	5.30	0.12	6.16	44.34
P219A-25°C	-25.1	35.6	62.2	0.57	4.95	0.12	7.20	55.01
P219D-25°C	-25.1	35.6	54.3	0.66	4.95	0.13	7.20	47.05

Tablo 5.2 AZ107YP ve AZ68YT kompresörlü derin dondurucularda ekserji yıkımı

Dolap	T_i (°C)	$\dot{Q}_{buh}$ (W)	$\dot{W}$ (W)	$C.O.S.P.$	$C.O.S.P.$ <i>Carnot</i>	η_{ex}	Akış Ekserjisi (W)	Ekserji Yıkımı (W)
P217A-25°C	-29.3	38.6	75.2	0.51	4.49	0.11	8.60	66.65
P217B-25°C	-29.3	38.6	56.2	0.69	4.49	0.15	8.60	47.61
P217A-32°C	-25.5	40.9	79.9	0.51	4.31	0.12	9.50	70.40
P217B-32°C	-25.5	40.9	60.5	0.68	4.31	0.16	9.50	51.00
P218A-25°C	-28.8	38.3	82.2	0.47	4.54	0.10	8.43	73.76
P218B-25°C	-28.8	38.3	56.0	0.68	4.54	0.15	8.43	47.57
P218A-32°C	-25.3	40.8	86.9	0.47	4.33	0.11	9.42	77.47
P218B-32°C	-25.3	40.8	59.9	0.68	4.33	0.16	9.42	50.49
P219A-25°C	-27.8	37.6	71.4	0.53	4.65	0.11	8.08	63.36
P219B-25°C	-27.8	37.6	57.5	0.65	4.65	0.14	8.08	49.42
P219A-32°C	-24.1	39.9	74.4	0.54	4.44	0.12	8.99	65.43
P219B-32°C	-24.1	39.9	62.0	0.64	4.44	0.15	8.99	52.97

Tablo 5.3 AZ107YP ve AZ90YT kompresörlü derin dondurucularda ekserji yıkımı

Dolap	T_i (°C)	$\dot{Q}_{buh}$ (W)	$\dot{W}$ (W)	$C.O.S.P.$	$C.O.S.P.$ <i>Carot</i>	η_{ex}	Akış Ekserjisi (W)	Ekserji Yıkımı (W)
P217A-32°C	-27.8	42.5	91.7	0.46	4.10	0.11	10.37	81.29
P217C-32°C	-27.8	42.5	73.7	0.58	4.10	0.14	10.37	63.30
P217A-43°C	-21.6	45.9	111.6	0.41	3.89	0.11	11.80	99.83
P217C-43°C	-21.6	45.9	85.2	0.54	3.89	0.14	11.80	73.37
P218A-32°C	-25.7	41.0	89.1	0.46	4.29	0.11	9.57	79.56
P218C-32°C	-25.7	41.0	75.7	0.54	4.29	0.13	9.57	66.10
P218A-43°C	-19.5	44.5	107.5	0.41	4.06	0.10	10.95	96.53
P218C-43°C	-19.5	44.5	87.8	0.51	4.06	0.12	10.95	76.88
P219A-32°C	-26.3	41.5	84.5	0.49	4.23	0.12	9.79	74.66
P219C-32°C	-26.3	41.5	76.2	0.54	4.23	0.13	9.79	66.37
P219A-43°C	-20.4	45.1	100.2	0.45	3.99	0.11	11.31	88.88
P219C-43°C	-20.4	45.1	87.4	0.52	3.99	0.13	11.31	76.10

Deneyler sonucunda, en yüksek enerji tüketim kazancı, 25 °C ortam sıcaklığında kesintili çalışan AZ107YP kompresörlü derin dondurucu (P218A) ile sürekli çalışan AZ68YT kompresörlü derin dondurucu (P218B) arasındaki enerji tüketimleri karşılaştırıldığında elde edilmiştir. Tablo 5.2 'de verilen değerler incelendiğinde, bu karşılaştırmaların yapıldığı çalışma şartlarında, P218A nolu derin dondurucu ortalama 82.2 W güç çekmekte, ekserji verimi % 10 iken çektiği gücün % 90 'ına karşılık gelen 73.7 W'lık ekserji yıkımı olmaktadır. P218B nolu derin dondurucu 56.0 W'lık bir güç çekmekte, ekserji verimi % 15 iken çektiği gücün %85'ine karşılık gelen 47.6'lık ekserji yıkımı olmaktadır. Bu analiz, kesintili çalışmadan sürekli çalışmaya geçildiği zaman enerji tüketiminde elde edilen kazancı termodinamik prensipler yönünden doğrulamaktadır.

Ekserji yıkımının sistem komponentlerindeki dağılımını tam olarak belirleyebilmek için soğutma sisteminin modellenmesi gerekmektedir. Fakat, deneylerin sonucunda elde edilen verilerden faydalanarak kompresör ve buharlaştırıcıdaki kayıpları

yaklaşık olarak ifade edebilmek mümkündür. Bölüm 3.'de açıklaması ile birlikte ifade (3.20) eşitliği ve Şekil 4.8'de verilen AZ107YP ve AZ68YT kompresörlü derin dondurucularının soğutma çevrimlerinin karşılaştırıldığı logp-h diyagramı kullanılarak kompresörde ortaya çıkan kayıplar hesaplanabilir. (3.21) eşitliği,

$$\dot{m} = \eta_v \cdot \frac{n}{60} \cdot \rho_s \cdot V_s \text{ [kg/s]} \text{ ve } \Delta h_{kom} = h_2 - h_1 \text{ [kJ/kg]}$$

ifadeleri yerine konarak yeniden düzenlenirse,

$$\dot{W} \cdot \eta_{em} \cdot \eta_m \cdot \eta_s = \dot{m} \cdot \Delta h_{kom}$$

şeklinde yazılabilir.

AZ107YP ve AZ68YT kompresörleri için, $\eta_m \cong 0.9$ ve $\eta_{em} \cong 0.75$ olarak alınabilir. Şekil 4.8'de verilen logp-h diyagramından görüleceği üzere, sıkıştırma işi sonunda soğutkanın kazandığı enerji AZ107YP için 74.6 kJ/kg, AZ68YT için 61.2 kJ/kg olmaktadır. Kütlesel debi değerleri, kompresör performans verilerinden (4.1) eşitliği ile kapasite hesaplanırken olduğu gibi yoğunlaşma ve buharlaşma sıcaklıklarının fonksiyonu olarak hesaplanabilir. Bu çalışmaya paralel yürütülen diğer bir çalışmada Yavuz [24], soğutma devresinde dolaşan kütlesel soğutkan debisinin büyük bir yaklaşıklıkla kalorimetrik kompresör verilerinden hesaplanabileceği sonucunu elde etmiştir. AZ107YP kompresörlü sistemdeki soğutkanın kütlesel debisi 1.37 kg/h, AZ68YT kompresörlü sistemdeki soğutkanın kütlesel debisi ise 1.02 kg/h değerini almaktadır. Bulunan değerler (3.20) eşitliğinin düzenlenmiş halinde yerine konduğunda AZ107YP için :

$$82.2 \cdot (0.75 \cdot 0.9 \cdot \eta_s) = 55.5 \cdot \eta_s = 28.4 \text{ [W]} \quad (5.2)$$

AZ68YT için :

$$56.0 \cdot (0.75 \cdot 0.9 \cdot \eta_s) = 37.8 \cdot \eta_s = 17.3 \text{ [W]} \quad (5.3)$$

AZ107YP için izentropik verim $\eta_s \cong 0.51$, AZ68YT için izentropik verim $\eta_s \cong 0.45$ olarak bulunur. (5.2) ve (5.3) eşitliklerinden görüldüğü üzere; AZ107YP kompresörlü sisteme 82.2 W'lık iş sağlandığında soğutkan 28.4 W'lık enerji kazanırken 53.8 W'lık enerji kayıp olarak ortama atılmakta, AZ68YT kompresörlü sisteme 56.0 W'lık iş

sağlandığında soğutkan 17.3 W'lık enerji kazanırken 38.7 W'lık enerji kayıp olarak ortama atılmaktadır. Bu sonuçlardan görüleceği üzere; AZ107YP kompresöründe meydana gelen kayıplar, AZ107YP kompresörlü sistemdeki ekserji yıkımının yaklaşık olarak % 72'sini, AZ68YT kompresöründe meydana gelen kayıplar ise, AZ68YT kompresörlü sistemdeki ekserji yıkımının %81'ini oluşturmaktadır. AZ68YT kompresöründe meydana gelen kaybın, AZ68YT kompresörlü sistemdeki ekserji yıkımında daha büyük bir yüzdeye sahip olması yanlış değerlendirilmemelidir. AZ68YT kompresörlü sistem, AZ107YP kompresörlü sistem ile aynı soğutmayı sağlarken hem daha az güç çekmekte hem de AZ68YT kompresöründeki kayıp AZ107YP kompresöründeki kayıptan daha az olmaktadır (38.7W – 53.8W). Bu analizden çıkan en önemli sonuç, sürekli çalışan AZ68YT kompresörlü sistemin diğer komponentlerindeki (buharlaştırıcı, yoğuşturucu, kapileri) ekserji yıkımının, kesintili çalışan AZ107YP kompresörlü sisteme göre azalmış olmasıdır. Bu sonuç, sürekli çalışmada ısı değiştiricilerden (buharlaştırıcı, yoğuşturucu) daha etkin bir şekilde faydalanılacağı düşüncesini doğrulamaktadır.

5.1.2. Sonlu Sıcaklık Farkında Gerçekleşen Isı Geçişi Sonucundaki Entropi Üretimi

Buharlaştırıcıda sonlu sıcaklık farkında gerçekleşen ısı geçişi nedeniyle üretilen entropi miktarının hesaplanmasında, (3.10) eşitliği buharlaştırıcı için yazılarak

$$\dot{I}_{sQ} = \dot{Q}_{buh} \cdot \left(\frac{1}{T_{buh}} - \frac{1}{T_i} \right) = UA_{buh} \cdot (T_i - T_{buh}) \cdot \left(\frac{1}{T_{buh}} - \frac{1}{T_i} \right) \quad (5.4)$$

eşitliği kullanılmaktadır. Bu eşitlikte

$\dot{Q}_{buh}$: kabin içerisindeki havadan buharlaştırıcı içindeki soğutucu akışkana olan ısı geçişi [W]

T_{buh} : sürekli çalışma halindeki buharlaşma sıcaklığı [K] ; kesintili çalışma sırasında anlık olarak ölçülen zamana bağlı buharlaşma sıcaklığı [K]

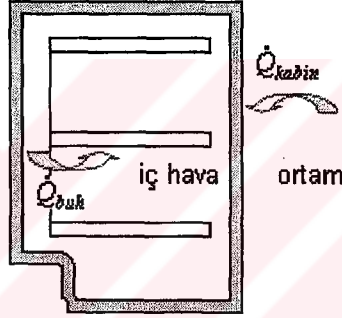
T_i : sürekli çalışma halindeki kabin içi sıcaklık [K] ; kesintili çalışma sırasında anlık olarak ölçülen zamana bağlı kabin içi sıcaklık [K]

UA_{buh} : buharlaştırıcının toplam ısı geçiş katsayısı [W/K]

olarak verilmektedir. Bu eşitliğin uygulanmasında, her üç dolapta kullanılan buharlaştırıcının toplam ısı geçiş katsayısının belirlenmesi gerekmektedir. Bu değerin belirlenebilmesi için, sürekli rejimde dolap içerisindeki havaya termodinamiğin 1. yasası uygulanırsa

$$\dot{Q}_{hava} = \dot{W}_{hava} + \frac{dE}{d\tau} \quad (5.5)$$

eşitliği yazılabilir. Sürekli rejimdeki çalışma incelendiğinden havanın enerjisi sabittir ve bu nedenle $\frac{dE}{d\tau}$ terimi sıfırdır. Diğer taraftan hava üzerine veya hava tarafından bir iş yapılmadığı için $\dot{W}$ teriminin de sıfır olduğu sonucuna varılır. (5.5) eşitliği Şekil 5.1 yardımıyla yeniden yazılırsa



Şekil 5.1 Derin dondurucu kabini ve ısı geçişlerinin şematik gösterimi

$$\dot{Q}_{net} = 0 = \dot{Q}_{kabin} - \dot{Q}_{buh}$$

elde edilir. Bu eşitlikte $\dot{Q}_{kabin}$, dış ortamdan kabin içindeki havaya geçen enerjiyi, $\dot{Q}_{buh}$ ise buharlaştırıcıdaki soğutucu akışkanın kabin içindeki havadan çektiği ısı enerjidir. Bu durumda, buharlaştırıcıdaki ısı geçişi için

$$\dot{Q}_{buh} = \dot{Q}_{kabin} = UA_{buh} \cdot (T_i - T_{buh}) = UA_{dolap} \cdot (T_o - T_i)$$

yazılarak buharlaştırıcı için toplam ısı geçiş katsayısı

$$UA_{buh} = \frac{UA_{dolap} \cdot (T_o - T_i)}{(T_i - T_{buh})} \quad (5.6)$$

eşitliği ile bulunabilir. Sürekli çalışma deneylerindeki veriler kullanılarak elde edilen UA_{buh} değerleri Tablo 5.4 'te sunulmuştur. Entropi üretiminin hesaplanmasında ise her dolap için elde edilen ortalama UA_{buh} değeri kullanılmıştır.

Tablo 5.4 Buharlaştırıcı toplam ısı geçiş katsayısı değerleri

Kompresör	Dolap	Ter. Kon.	T_o (°C)	T_{buh} (°C)	T_i (°C)	Q_{buh} (W)	UA_{buh} (W/K)
AZ47YT	P217D	%100	16	-34.2	-30.7	33.2	9.49
		%100	25	-30.8	-26.8	36.9	9.21
	P218D	%100	16	-34.0	-29.9	32.6	7.96
		%100	25	-30.0	-25.8	36.1	8.60
	P219D	%100	16	-34.0	-29.9	32.6	7.96
		%100	25	-29.6	-25.1	35.6	7.91
AZ68YT	P217B	%100	25	-32.7	-29.3	38.6	11.35
		%100	32	-29.3	-25.5	40.9	10.76
	P218B	%100	25	-33.3	-28.8	38.2	8.50
		%100	32	-29.3	-25.3	40.8	10.18
	P219B	%100	25	-31.6	-27.8	37.5	9.88
		%100	32	-28.3	-24.1	39.9	9.50
AZ90YT	P217C	%100	32	-31.5	-27.8	42.5	11.49
		%100	43	-25.8	-21.6	45.9	10.94
	P218C	%100	32	-31.0	-25.7	41.0	7.74
		%100	43	-25.1	-19.5	44.5	7.93
	P219C	%100	32	-31.7	-26.3	41.5	7.67
		%100	43	-26	-20.4	45.1	8.05

Sürekli çalışan AZ47YT, AZ68YT ve AZ90YT kompresörlü derin dondurucularda sistem rejime girdiğinde kabin içi ve buharlaşma sıcaklıklarının salınımsız değerler göstermesi sonucunda, entropi üretimi (5.4) eşitliği ile doğrudan hesaplanabilmektedir. Kesintili çalışma halinde, kabin içi ve buharlaşma sıcaklıkları bir periyod boyunca maksimum ve minimum değerler arasında salınım yaptığı için, (5.4) eşitliği bir periyod aralığında sayısal olarak integre edilmiş, bir periyoddaki ortalama entropi üretimi hesaplanmıştır. $(\frac{1}{\tau_c} \int_{\tau_c} \dot{\Gamma}_{sQ} \cdot d\tau \equiv \bar{\Gamma}_{sQ})$

Yapılan hesaplar sonucunda, AZ47YT, AZ68YT ve AZ90YT kompresörlü derin dondurucularda buharlaştırıcıdaki entropi üretimi ve ekserji yıkımı için elde edilen değerler Tablo 5.5, kesintili çalışan AZ107YP kompresörlü derin dondurucularda buharlaştırıcıdaki entropi üretimi ve ekserji yıkımı için elde edilen değerler Tablo 5.6, Tablo 5.7 ve Tablo 5.8 'de sunulmuştur. Bu değerler incelendiğinde, buharlaştırıcıda sonlu sıcaklık farkında gerçekleşen ısı geçişi nedeniyle oluşan ekserji yıkımının, derin dondurucu soğutma sistemindeki toplam ekserji yıkımında çok küçük bir rol oynadığı görülebilir (Bkz. Tablo 5.1, 5.2 ve 5.3). Jakobsen tarafından yapılan çalışmada, standart bir buzdolabında buharlaştırıcıdaki ekserji yıkımının toplam ekserji yıkımına oranı % 14 olarak sunulmuş olup; mevcut çalışmada bu oranın, ortam sıcaklığına göre değişmekle birlikte kesintili çalışma halinde ortalama % 2, sürekli çalışma halinde ise ortalama % 1.5 civarında olduğu görülmektedir.

Deneyssel olarak incelenen derin dondurucularda kullanılan buharlaştırıcıların yüzey alanının büyük olması sonucunda (Bkz. Şekil A.4), buharlaştırıcı toplam ısı geçiş katsayısının yüksek olması, ve böylelikle buharlaştırıcı içinde dolaşan soğutucu akışkan ile kabin içindeki hava arasındaki sıcaklık farkının azaltılması, bu durumun en önemli nedenlerinden birisidir. Buharlaştırıcı yüzey alanının artırılması veya buharlaştırıcı ile iç hava arasındaki ısı geçişinin iyileştirilmesi durumunda, toplam ısı geçiş katsayısı daha da artacak ve ideal olarak sonsuz küçük sıcaklık farkında ısı geçişi durumuna yaklaşılabilecektir.

Tablo 5.5 Sürekli çalışan AZ47YT, AZ68YT ve AZ90YT kompresörlü dolaplarda buharlaştırıcıdaki entropi üretimi ve ekserji yıkımı

Kompresör	Dolap	Ter. Kon.	T_o (°C)	T_{buh} (°C)	T_i (°C)	$\dot{\Gamma}_s$ (W/K)	$T_o \cdot \dot{\Gamma}_s$ (W)
AZ47YT	P217D	%100	16	-34.2	-30.7	0.0022	0.645
		%100	25	-30.8	-26.8	0.0028	0.842
	P218D	%100	16	-34	-29.9	0.0025	0.709
		%100	25	-30	-25.8	0.0025	0.742
	P219D	%100	16	-34	-29.9	0.0025	0.710
		%100	25	-29.6	-25.1	0.0028	0.849
AZ68YT	P217B	%100	25	-32.7	-29.3	0.0021	0.620
		%100	32	-29.3	-25.5	0.0025	0.769
	P218B	%100	25	-33.3	-28.8	0.0029	0.875
		%100	32	-29.3	-25.3	0.0022	0.686
	P219B	%100	25	-31.6	-27.8	0.0021	0.617
		%100	32	-28.3	-24.1	0.0025	0.750
AZ90YT	P217C	%100	32	-31.5	-27.8	0.0024	0.743
		%100	43	-25.8	-21.6	0.0030	0.945
	P218C	%100	32	-31	-25.7	0.0040	1.215
		%100	43	-25.1	-19.5	0.0042	1.338
	P219C	%100	32	-31.7	-26.3	0.0042	1.269
		%100	43	-26	-20.4	0.0043	1.349

Tablo 5.6 P217A ile yapılan deneylerde buharlaştırıcıdaki entropi üretimi ve ekserji yıkımı

T_o (°C)	Term. Kon.		T_{buh} (°C)	T_i (°C)	$\dot{\Gamma}_s$ (W/K)	$T_o \cdot \dot{\Gamma}_s$ (W)
16	max	max	-23.2	-25.8	0.0038	1.111
		min	-35.3	-28.2		
	med	max	-18.4	-20.6	0.0032	0.943
		min	-31.5	-22.6		
	min	max	-13.0	-15.2	0.0026	0.757
		min	-27.0	-16.9		
	%100		-40.0	-37.0	0.0017	0.498
25	max	max	-23.5	-26.3	0.0043	1.309
		min	-34.7	-28.8		
	med	max	-19.3	-22.1	0.0049	1.467
		min	-32.4	-25.2		
	min	max	-14.5	-17.3	0.0051	1.524
		min	-29.5	-20.7		
	%100	-	-35.8	-32.3	0.0022	0.673
32	max	-	-32.4	-28.7	0.0024	0.748
	med	max	-19.0	-21.9	0.0045	1.387
		min	-30.5	-24.7		
	min	max	-14.6	-17.7	0.0049	1.517
		min	-28.2	-20.5		
43	med	-	-26.1	-21.9	0.0029	0.947
	min	max	-15.2	-17.7	0.0039	1.250
		min	-25.0	-19.2		

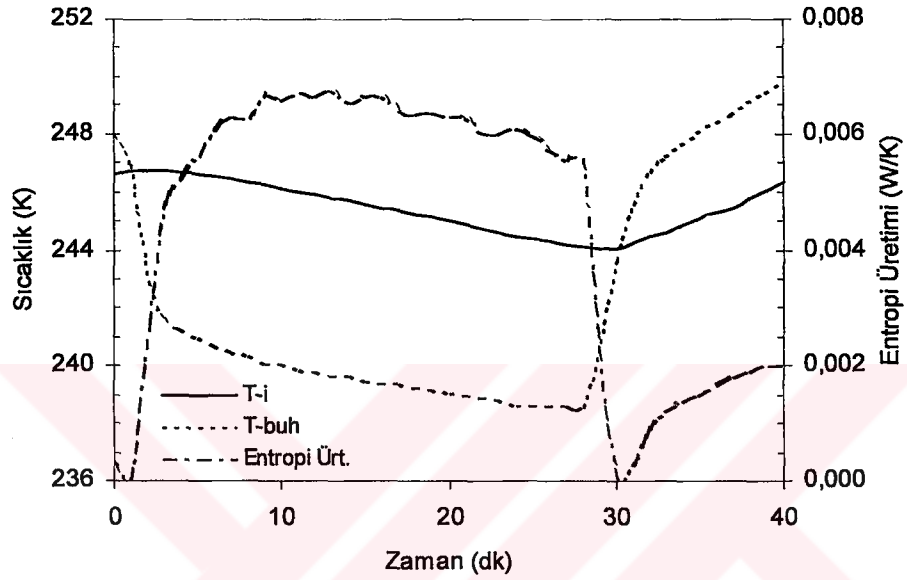
Tablo 5.7 P218A ile yapılan deneylerde buharlaştırıcıdaki entropi üretimi ve ekserji yıkımı

T_o (°C)	Term. Kon.		T_{buh} (°C)	T_i (°C)	$\dot{\Gamma}_s$ (W/K)	$T_o \cdot \dot{\Gamma}_s$ (W)
16	max	max	-23.0	-25.1	0.0029	0.859
		min	-34.7	-26.5		
	med	max	-17.4	-19.1	0.00023	0.068
		min	-22.0	-20.3		
	min	max	-13.0	-14.8	0.00042	0.122
		min	-19.5	-15.9		
	%100		-39.8	-35.1	0.0041	1.212
25	max	max	-23.0	-25.9	0.0040	1.197
		min	-34.0	-27.4		
	med	max	-19.0	-21.2	0.0039	1.170
		min	-31.0	-22.7		
	min	max	-13.5	-15.4	0.0023	0.687
		min	-28.0	-16.4		
	%100	-	-34.9	-30.5	0.0035	1.052
32	max	-	-31.7	-27.1	0.0037	1.145
	med	max	-19.0	-21.7	0.0042	1.293
		min	-30.0	-23.5		
	min	max	-13.6	-16.0	0.0040	1.228
		min	-26.4	-17.2		
43	med	-	-25.5	-20.5	0.0042	1.331
	min	max	-14.8	-17.6	0.0040	1.295
		min	-25.2	-19.5		

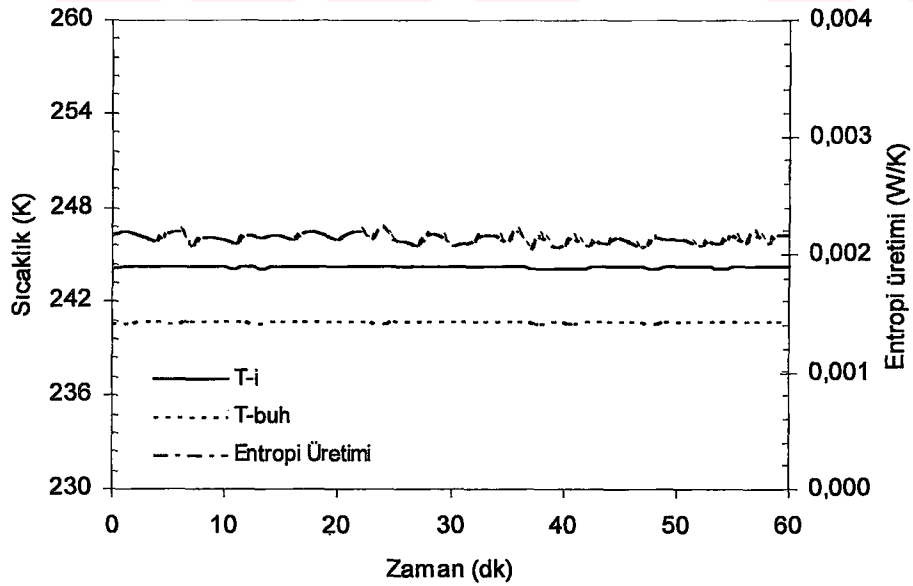
Tablo 5.8 P219A ile yapılan deneylerde buharlaştırıcıdaki entropi üretimi ve ekserji yıkımı

T_o (°C)	Term. Kon.		T_{buh} (°C)	T_i (°C)	$\dot{\Gamma}_s$ (W/K)	$T_o \cdot \dot{\Gamma}_s$ (W)
16	max	max	-21.5	-24.5	0.00042	0.122
		min	-26.5	-25.4		
	med	max	-17.1	-19.5	0.00037	0.107
		min	-23.0	-20.1		
	min	max	-12.6	-14.5	0.00037	0.107
		min	-18.5	-15.1		
	%100		-37.0	-34.6	0.0010	0.311
25	max	max	-23.0	-27.0	0.0031	0.932
		min	-34.5	-30.5		
	med	max	-19.0	-22.6	0.0042	1.252
		min	-32.4	-25.6		
	min	max	-13.5	-16.6	0.00073	0.218
		min	-21.5	-18.7		
	%100	-	-35.3	-31.5	0.0026	0.789
32	max	-	-32.3	-28.1	0.0031	0.961
	med	max	-18.0	-22.7	0.0038	1.176
		min	-31.0	-26.2		
	min	max	-13.8	-17.3	0.0042	1.292
		min	-28.2	-19.5		
43	med	-	-26.3	-22.0	0.0031	0.994
	min	max	-15.0	-18.0	0.0033	1.047
		min	-25.0	-19.6		

Tablo 5.5, 5.6, 5.7 ve 5.8 'de verilen değerler incelendiğinde, sürekli çalışma halinde sabit buharlaşma sıcaklığında gerçekleşen ısı geçişi nedeniyle oluşan ekserji yıkımının, kesintili çalışmada oluşan ekserji yıkımından daha düşük olduğu görülebilir. Kesintili çalışma halinde kompresörün devrede olduğu süre içerisinde buharlaşma sıcaklığının çok düşmesi ve buharlaşma sıcaklığı ile kabin içerisindeki hava sıcaklığı arasındaki farkın artması, entropi üretimini ve böylelikle ekserji yıkımını arttırmaktadır. Bu durum Şekil 5.2 ve 5.3 'te görülebilir.



Şekil 5.2 P217A – AZ107YP – 25 °C kesintili çalışma halinde entropi üretimi



Şekil 5.3 P217B – AZ68YT – 25 °C sürekli çalışma halinde entropi üretimi

5.2. Ekonomik Değerlendirme

Ev tipi soğutma sistemlerinde enerji tüketiminin azaltılmasına yönelik çalışmalar; ülke ekonomisi, tüketici ve imalatçı kriterleri gözönünde bulundurularak değerlendirilmelidir.

5.2.1. Ev Tipi Soğutma Sistemlerindeki Enerji Tüketiminin Ülke Ekonomisindeki Yeri

Devlet İstatistik Enstitüsü (DİE) verilerine göre [9], meskenlerdeki elektrik tüketimi 18.3 TWh/yıl ile 81.9 TWh/yıl olan toplam elektrik tüketiminin % 22 'sini oluşturmaktadır. DİE 'nin hane halkı gelir dağılımı anketi sonuçlarına göre [10,11], % 90 'luk sahip olma oranı ile buzdolabı sahibi olan hane halkı sayısı 11.990.910 'dur ve tüm elektrikli ev aletleri içinde buzdolabı % 11.5 'lik oran ile ilk sırayı almaktadır. Bu veriler doğrultusunda, bir buzdolabı için ortalama 1000 Wh/24h enerji tüketimi varsayımı ile 4.4 TWh/yıl 'lık bir enerji tüketimi sonucu elde edilmektedir. Bu değer, meskenlerdeki elektrik tüketiminin % 24 'üne, toplam elektrik tüketiminin ise % 5 'ine karşılık gelmektedir.

Görüldüğü üzere, buzdolaplarının enerji tüketimleri bireysel olarak değerlendirildiğinde düşük görünmesine rağmen, ülke genelindeki yaygın kullanımları sonucunda toplam enerji tüketiminde önemli bir yer tutmaktadır. Ülkemizin içinde bulunduğu enerji darboğazı, elektrikli ev aletlerinin enerji tüketimini azaltmaya yönelik çalışmaların önemini daha da arttırmaktadır. Enerji politikalarını yalnız enerji üretimini artırıcı çalışmalar üzerinde yoğunlaştırmak, enerji tasarrufu anlayışını da sadece kesintilerle özdeşleştirmek bu darboğazın aşılmasında yeterli olmayacaktır. Değişen tüketici istekleri doğrultusunda, eskiye oranla daha geniş hacimli buzdolaplarının kullanımı ve pazar payının arttığı dikkate alınırsa; tüketiciyi enerji verimliliği yüksek buzdolapları almaya, imalatçıları da enerji verimliliği yüksek mamuller sunmaya teşvik edici düzenlemeler yapılmalıdır.

5.2.2. İmalatçı ve Tüketici Kriterleri

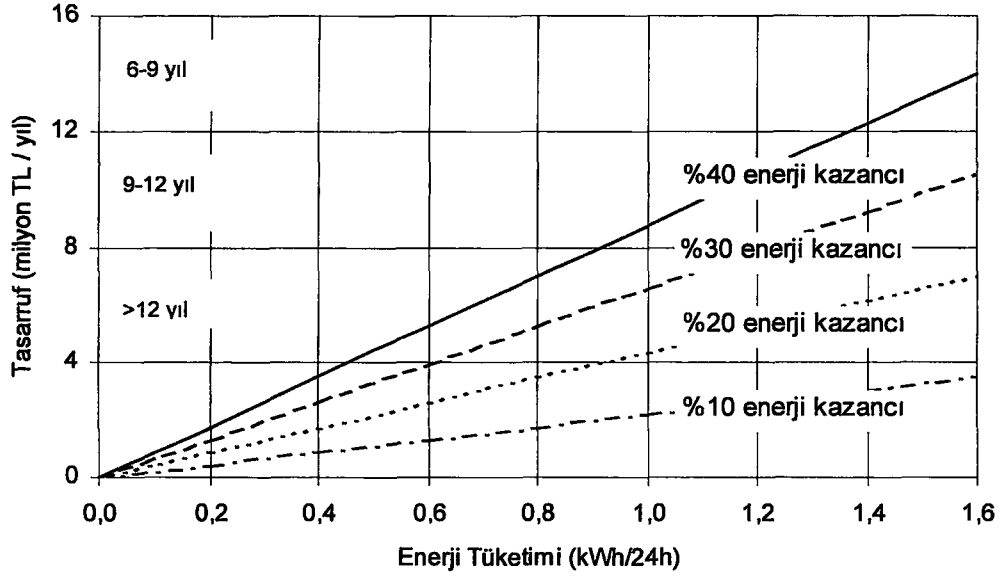
Son yıllarda, buzdolaplarının enerji tüketimlerinin azaltılmasına yönelik çalışmalarda değişken kapasiteli kompresör kullanımı üzerindeki çalışmalar gittikçe artmaktadır. Değişken kapasiteli kompresör uygulamalarında kapasite kontrolü motor devir sayısı değiştirilerek yapılmaktadır. Teknik olarak bir fazlı asenkron motor (indüksiyon motor) için hız kontrolü mümkün olmasına rağmen, motorun karakteristiğinden dolayı verim üç fazlı asenkron motorun veriminden daha az

olacaktır. Bu nedenle değişken kapasiteli kompresör uygulamalarında üç fazlı motorlar kullanılmaktadır. Üç fazlı motorlar asenkron motor olabileceği gibi, fırçasız doğru akım motoru da olabilir. Fırçasız doğru akım motorlarının verimi asenkron motorlardan daha yüksek olduğu için tercih nedenidir.

Verimi $\eta_{em} \cong 0.75$ olan bir faz asenkron motorun fiyatı yaklaşık olarak 16 milyon TL. 'dir. Verimi $\eta_{em} \cong 0.92$ olan fırçasız doğru akım motorunun fiyatı ise yaklaşık olarak 23 milyon TL. 'dir. Hız kontrolünde kullanılan frekans değiştiricilerin fiyatı 5 milyon TL. civarındadır. Konvansiyonel bir faz asenkron motorlu kompresör imalatından, değişken kapasiteli kompresör imalatına geçildiği zaman maliyet artışı elektrik motoru ve frekans değiştiricisi maliyetiyle sınırlı kalmamaktadır. Değişken kapasiteli kompresör tasarımı normal bir kompresör tasarımından farklıdır. Motor, gaz sıkıştırma mekanizması, valfler, susturucular ve yağ pompası gibi komponentler kompresör hızına göre değerlendirilmeli ve üzerinde çalışılmalıdır. Bu durumun sonucunda imalat bandındaki değişikliklerin getireceği bir maliyet artışı olacaktır. Değişken kapasiteli kompresör imalatına geçildiğinde, farklı kompresör talepleri daha az tipte kompresör imalatıyla karşılanabileceği için işletme verimliliği artacaktır.

Türkiye'de elektrik tüketimi, yeni başlayan bir uygulama ile kademeli olarak 150 kWh'e kadar 48,000 TL./kWh, 150 kWh aşıldığında ise 72,000 TL./kWh olarak ücretlendirilmektedir. Aşağıda yapılan hesaplamada ortalama bir değer olması amacıyla 60,000 TL./kWh kullanılmıştır. Pazar payı ve kullanımı artmaya başlayan geniş hacimli (435 lt.) no-frost bir buzdolabının enerji tüketimi 1600 Wh/24h'tir. Böyle bir buzdolabı, değişken kapasiteli kompresör kullanıldığında % 30 - % 40 daha az enerji tüketecektir. Bunun tüketiciye ekonomik getirisi 10 milyon TL./yıl – 14 milyon TL./yıl 'lık bir tasarruf olacaktır. Konvansiyonel kompresör yerine değişken kapasiteli kompresör kullanılması halinde fiyat farkı yaklaşık olarak 90 milyon TL. olmaktadır. Bu durumda tüketici ileri teknolojiye yaptığı yatırımı 6 – 9 yıl içinde geri kazanacaktır.

Yeni teknolojilerle beyaz eşyada enerji tüketimi indirimine gidildiğinde geri kazanım süresi önemli bir parametredir. Bir buzdolabının kullanım ömrü 12 yıl civarındadır. Buzdolabının ömrü kadar olan geri kazanım süresi pazarda yeni teknolojinin yer almasını zorlaştıracaktır. Şekil 5.4 'te bir buzdolabının enerji tüketimine karşılık tüketicinin tasarrufu, farklı % enerji kazancı eğrileri ile verilmektedir.



Şekil 5.4 Tüketicinin enerji tüketim kazancı ve geri kazanım süresi

Daha pahalı ancak daha az enerji tüketen bir ürünü pazara sürerken, tüketicinin yaptığı ekstra harcamayı kısa bir süre içinde geri kazanması, fiyatlandırma yapılırken dikkat edilmesi gereken bir husustur. Ömrü 12 yıl olan bir ürün için, 12 yıldan daha fazla bir geri kazanım süresi varsa, bu ürünün pazarlanmasının daha zor olacağı açıktır. Bunun için, grafikten görüleceği üzere bir buzdolabı için % 30 - % 40 daha az enerji tüketiminin başarılması gerekmektedir.

Benzer bir inceleme Almanya'daki elektrik fiyatı üzerinden yapıldığında (0.30 DM/kWh), aynı şartlarda benzer bir ürünün tüketici açısından geri kazanım süresinin daha kısa olduğu görülmektedir (% 40 enerji kazancı, 4-6 yıl). Bu durum, yeni teknolojinin pazarda yer bulmasının Almanya örneğine kıyasla ülkemizde daha zor olduğunu göstermektedir.

6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, kesintili ve sürekli çalışmanın buzdolaplarının performansı ve enerji tüketimi üzerindeki etkileri deneysel olarak incelenmiştir. Çalışma kapsamında; birinci grup deneyler ile buzdolaplarında kesintili çalışmadan sürekli çalışmaya geçildiği zaman elde edilen termodinamik kazanç belirlenmiş, ikinci grup deneylerle ise kesintili çalışmada, çalışma ve durma sürelerindeki değişikliklerin sistem performansı ve enerji tüketimi üzerindeki etkileri incelenmiştir.

Üç farklı kompresör ile yapılan sürekli çalışma deneylerinin sonuçları, derin dondurucuların sürekli çalışma halindeki enerji tüketimi ile kesintili çalışma halindeki enerji tüketimi dört farklı ortam sıcaklığında karşılaştırılarak incelendiğinde, sürekli çalışma halinde enerji tüketiminin % 9 ile % 22 arasında değişen oranlarda azaldığı görülmüştür.

Değişken kapasiteli kompresör uygulaması ile kesintili çalışmadan sürekli çalışmaya geçildiği zaman buzdolabı tipine bağlı olarak enerji tüketimi % 30 - % 40 azalmaktadır. Değişken kapasiteli kompresör uygulamalarında bu enerji kazancının elde edilmesinde fırçasız doğru akım motoru gibi yüksek verimli elektrik motorları ve sürekli çalışmadaki termodinamik proses olmak üzere iki ayrı faktör söz konusudur. Bu durum dikkate alındığında, sürekli çalışma deneylerinden elde edilen sonuçların literatür ile uyum içerisinde olduğu söylenebilir.

Kesintili çalışmada, çalışma ve durma sürelerindeki değişikliklerin sistem performansı ve enerji tüketimi üzerindeki etkilerin incelendiği deneyler sonucunda ise kesintili çalışmada optimum bir periyod değerinin bulunduğu görülmüştür. Bu sonuç da literatürdeki sonuçlar ile uyum göstermektedir.

Bu çalışmanın sonucunda ve ileriki çalışmalarda aşağıdaki önerilerin faydalı olacağı düşünülmektedir:

1. Deneyler sonucunda, herbir dolapta farklı değerlerin elde edildiği göz önünde bulundurulursa, sonuçların istatistiksel bir analizinin yapılabilmesi amacıyla benzer çalışmalar daha fazla sayıda dolap ile yapılabilir.

2. Sürekli çalışma deneyleri, sürekli çalışmadan elde edilen enerji kazancının belirlenmesinin yanısıra değişken kapasiteli kompresör uygulamasının bir simulasyonu olarak değerlendirilebilir. Farklı ortam sıcaklıkları ile değişen soğutma yükü; farklı kompresör soğutma kapasiteleri ile değişen kompresör devir sayısı arasında bir anoloji kurulursa, deney sonuçlarından, değişken kapasiteli kompresör uygulamalarında kompresör devir sayılarının seçimi ve kontrol algoritmasının belirlenmesi gibi hususlarda yararlanılabilir.
3. Değişken kapasiteli kompresör uygulamalarında yüksek verimi nedeniyle fırçasız doğru akım motoru tercih edilmektedir. Sürekli çalışma sonucunda sadece termodinamik prosesten kaynaklanan enerji kazancı dikkate alınırsa, hız kontrolü için yüksek verimli olmamasına rağmen düşük maliyetiyle üç faz asenkron motorlar bir alternatif olarak değerlendirilebilir.
4. Kesintili çalışmada, çalışma ve durma sürelerinin sistem performansı ve enerji tüketimi üzerindeki etkilerinin incelendiği deneyler, % 50 çalışma zamanı esas alınarak yapılmıştır. Farklı % çalışma zamanları ile yapılacak deneylerle çalışma kapsamı genişletilebilir.

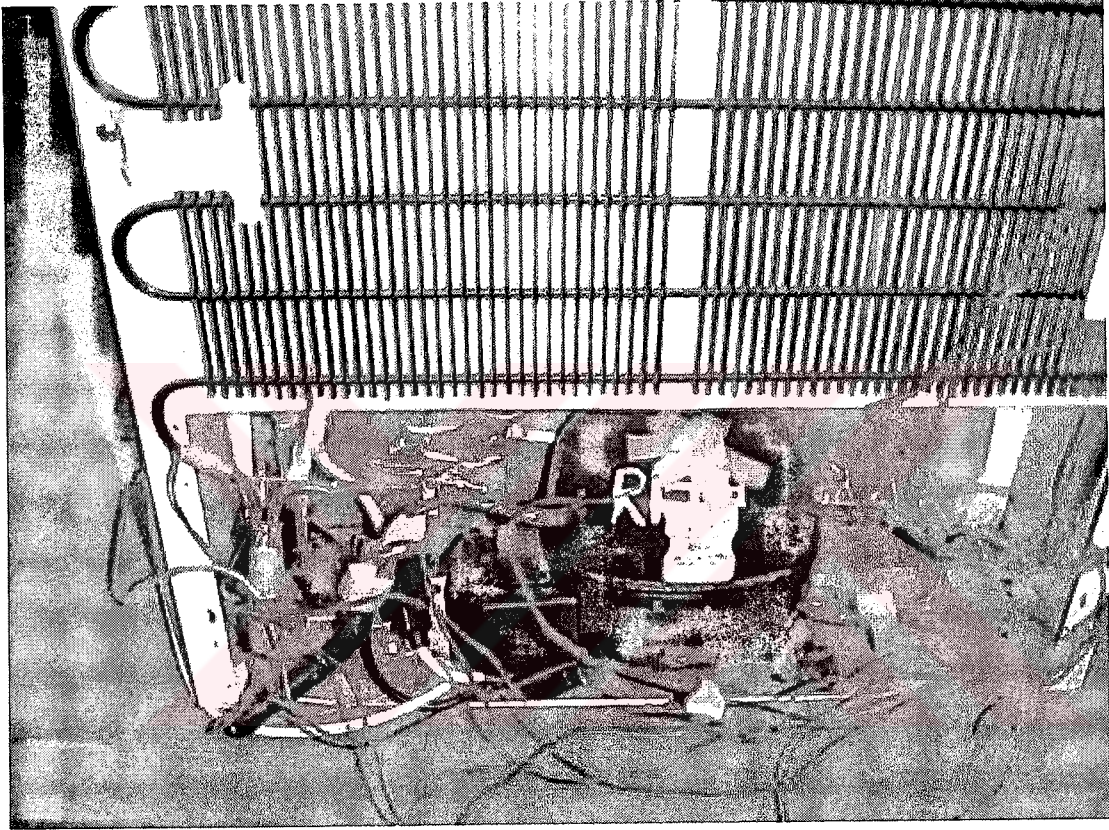
KAYNAKLAR

- [1] **Janssen, M. J. P., de Wit, J. A. and Kuijpers, L. J. M.**, 1992. Cycling Losses in Domestic Appliances : An Experimental and Theoretical Analysis, *Int. J. of Refrigeration*, **15**, 152-158.
- [2] **Jakobsen, A.**, 1995. Energy Optimization of Refrigeration Systems, Report F-179-1, *Ph.D. Thesis*, Refrigeration Laboratory, Danish Technical University, Lyngby.
- [3] **Wang, J. and Wu, Y.**, 1990. Start-up and Shut-down Operation in Reciprocating Compressor Refrigeration System With Capillary Tubes, *Int. J. of Refrigeration*, **13**, 187-190.
- [4] **Andersen, J. H.**, 1994. Energy Optimization of Household Refrigerators, Report F194-01, *M. Thesis*, Refrigeration Laboratory, Danish Technical University, Lyngby.
- [5] **Tankred, H. J.**, 1997. Developing Project : Energy Optimised TLV Compressor, Danfoss Journal 4.
- [6] **Pedersen, P. H., Poulsen, C. S. and Gundhoft, S.**, 1999. Refrigerators and Freezers With Variable Speed Compressors, *Proceedings of the 20th International Congress of Refrigeration, IIR/IIF*, Sydney, AU.
- [7] **Jakobsen, A., Najmaei, M. and Rasmussen, B. D.**, 1996. Reduction of Energy Consumption by means of Continuous Control of Compressor Speed and Use of Fans in a Domestic Refrigerator, *IIF-IIR Commissions B1, B2, E1 and E2*, Aarhus, Denmark, 387-397.
- [8] **Binneberg, P., Philipp, J. and Kraus, W. E.**, 1999. Variable Speed Hermetic Compressor in a Household Refrigerator, *Proceedings of the 20th International Congress of Refrigeration, IIR/IIF*, Sydney, AU.
- [9] **DIE**, 1997. Elektrik Enerjisi Tüketiminin Sektörel Dağılımı, Devlet İstatistik Enstitüsü, Ankara
- [10] **DIE**, 2000. 1994 Hanehalkı Gelir Dağılımı Anketi Sonuçları, Devlet İstatistik Enstitüsü, Ankara.
- [11] **DIE**, 2000. Elektrikli Ev Aletleri Anketi, Power Ekonomi Dergisi, 4/2000, s. 154
- [12] **Refrigerator Heat Gain Simulator**, Buzdolabı Isı Kazancı Hesaplama Yazılımı, Araştırma ve Teknoloji Geliştirme Merkezi, ARÇELİK A.Ş., İstanbul.
- [13] **Moran, M.**, 1989. Availability Analysis, ASME Press, New York.
- [14] **Bejan, A.**, 1982. Entropy Generation Through Heat and Fluid Flow, Wiley, New York.

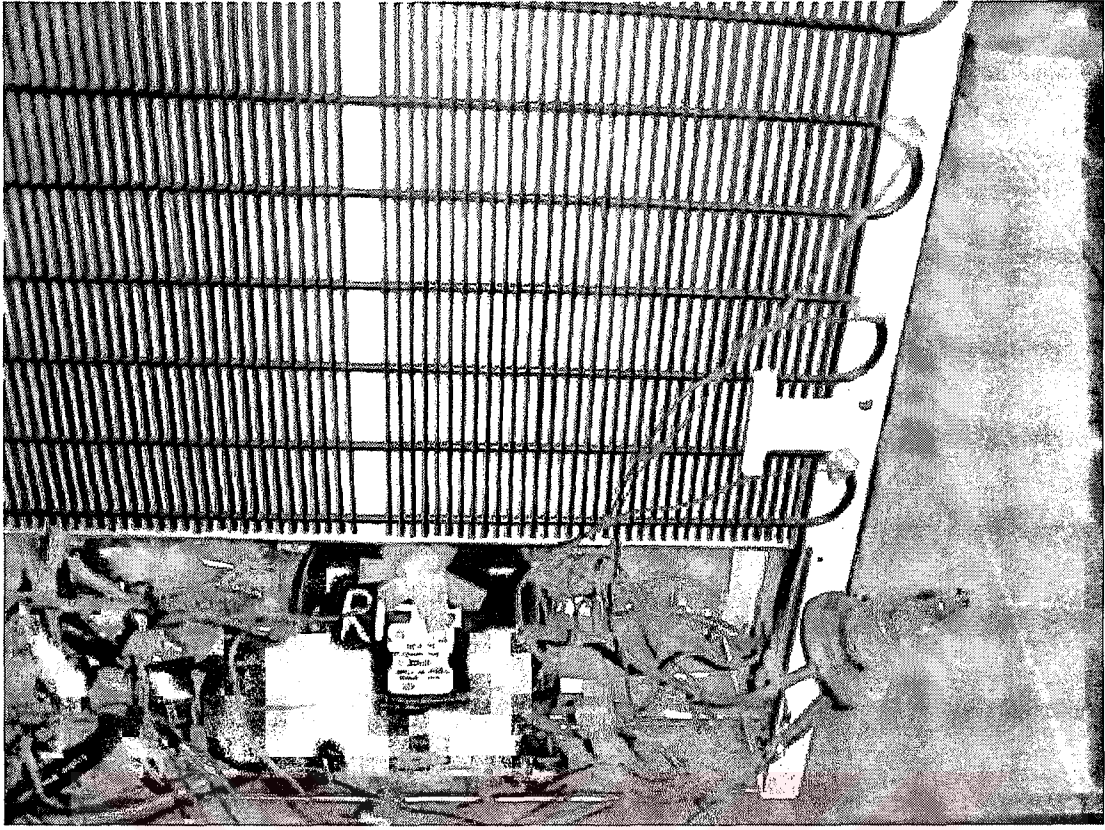
- [15] **Kotas, T. J.**, 1985. *The Exergy Method of Thermal Plant Analysis*, Butterworths.
- [16] **TEE Kompresörleri Hızlı Erişim Listesi**, 2000. Yayın No:2000/1, Türk Elektrik Endüstrisi A.Ş., İstanbul.
- [17] **ISO 7371**, 1995. Household Refrigerating Appliances : Refrigerators with or without Low Temperature Compartment - Characteristics and Test Methods, Second Edition, *International Organization for Standardization*, Switzerland
- [18] **ISO 5155**, 1995. Household Refrigerating Appliances : Frozen Food Storage Cabinets and Food Freezers - Characteristics and Test Methods, Second Edition, *International Organization for Standardization*, Switzerland.
- [19] **ISO 8187**, 1991. Household Refrigerating Appliances : Refrigerator-freezers Characteristics and Test Methods, First Edition, *International Organization for Standardization*, Switzerland.
- [20] **Domanski, P. A.**, 2000. Simulation Tools for Vapor Compression Systems and Component Analysis : Modelling of the Vapor Compression Cycle, *USNC/IIR Short Course*, West Lafayette, IN., USA, July 23-24.
- [21] **SigmaPlot for Windows**, Version 5.00, Copyright© 1986-1999 SPSS Inc.
- [22] **REFPROP**, Thermodynamic and Transport Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixtures, NIST Standard Reference Database 23 Version 6.01, Copyright© 1998.
- [23] **HVAC Systems and Equipment**, 2000. ASHRAE Handbook, SI Edition, 34.6, ASHRAE, USA.
- [24] **Yavuz, T.**, 2000. Buzdolabı Üzerinde Kütleli Debi Ölçümü, Araştırma Notu, ANN-146, Araştırma ve Teknoloji Geliştirme Merkezi, ARÇELİK A.Ş., İstanbul.

EKLER

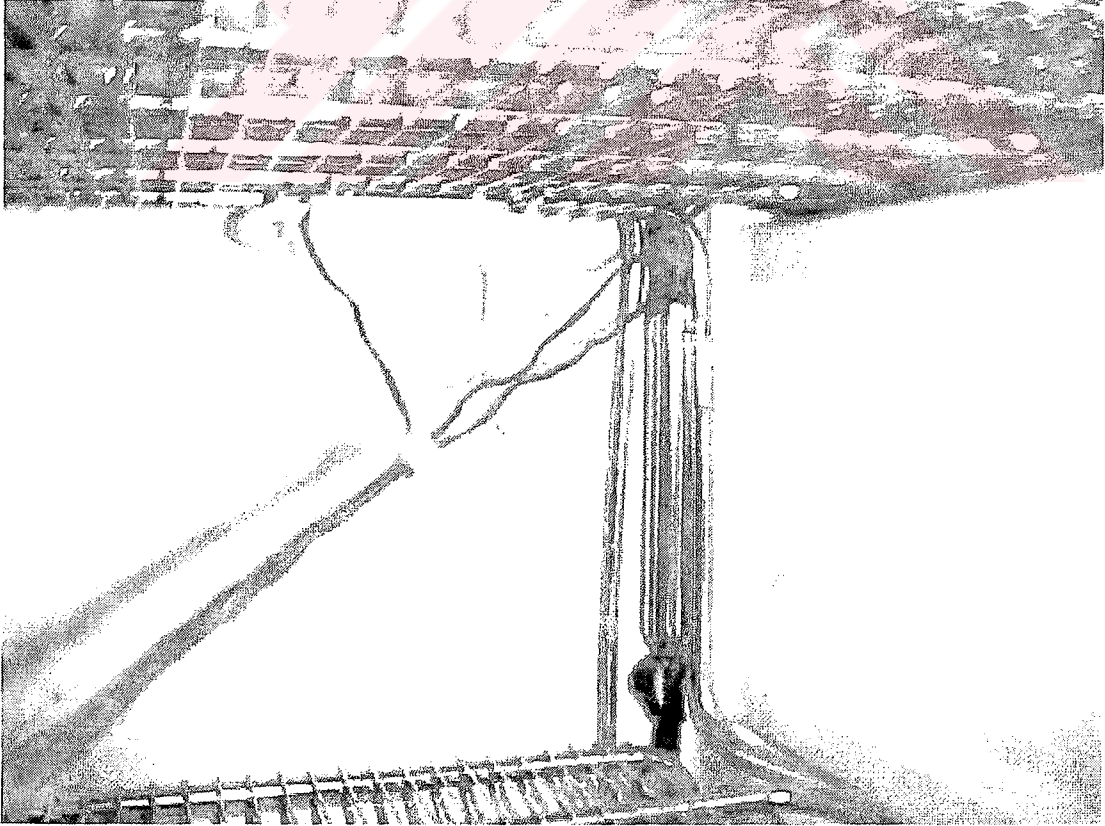
EK A. TERMOELEMANLARIN YERLEŐİMİNE AİT RESİMLER



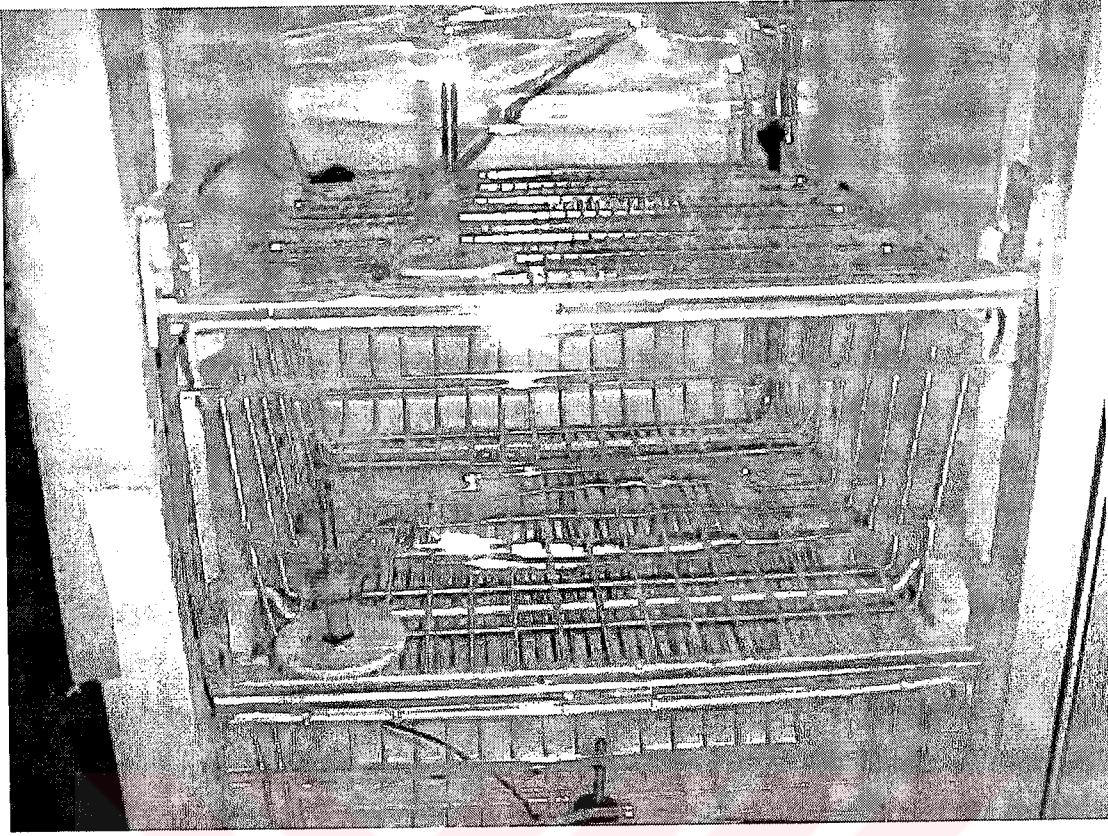
Şekil A.1 Kompresör üzerindeki termoelemanların yerleşimi



Şekil A.2 Yoğuşturucu üzerindeki termoelemanların yerleşimi

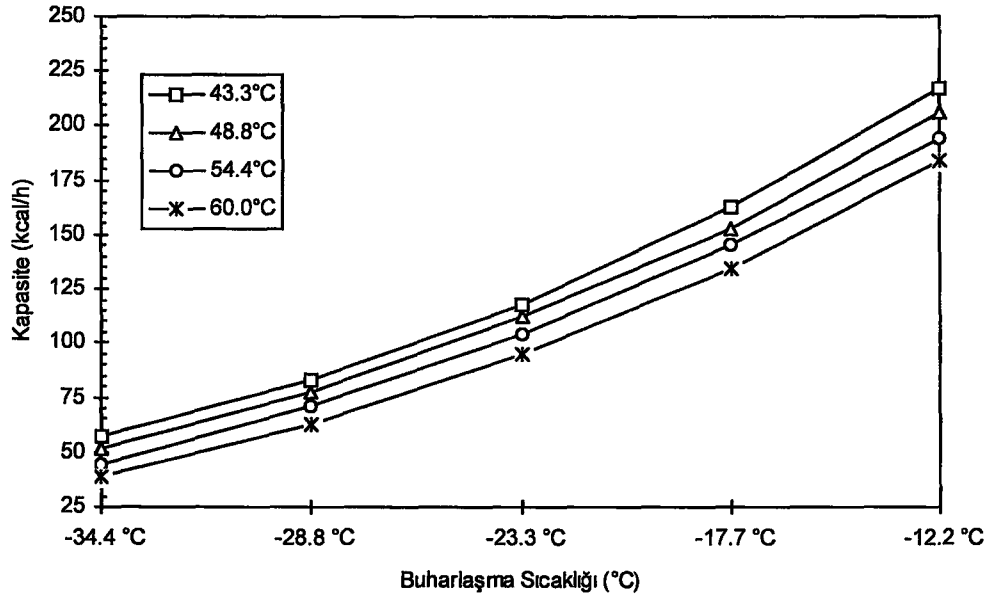


Şekil A.3 Buharlaştırıcı üzerindeki termoelemanların yerleşimi

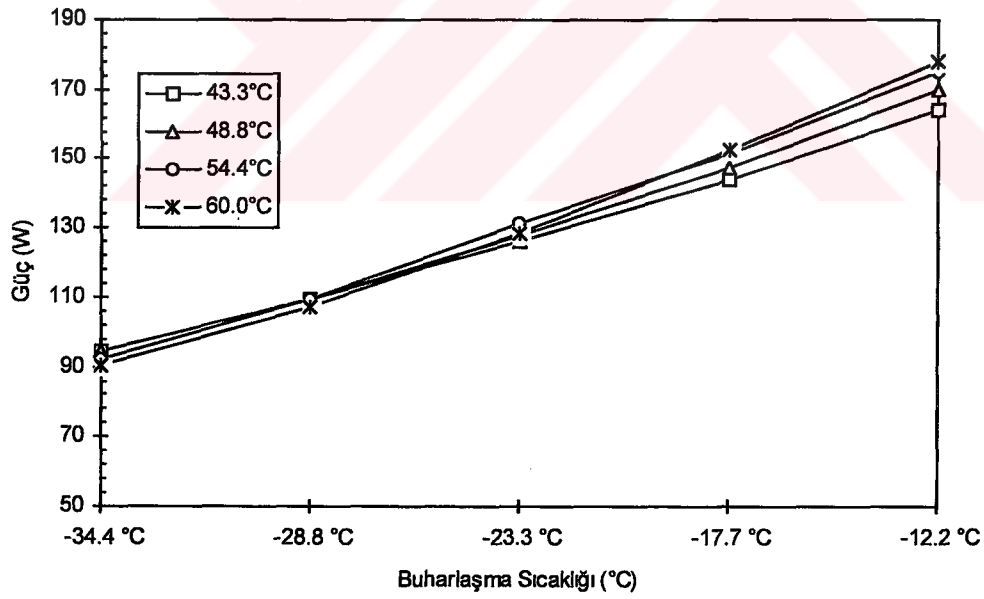


Şekil A.4 Buharlaştırıcı ve kabin içi sıcaklık ölçümlerindeki termoelemanların yerleşimi

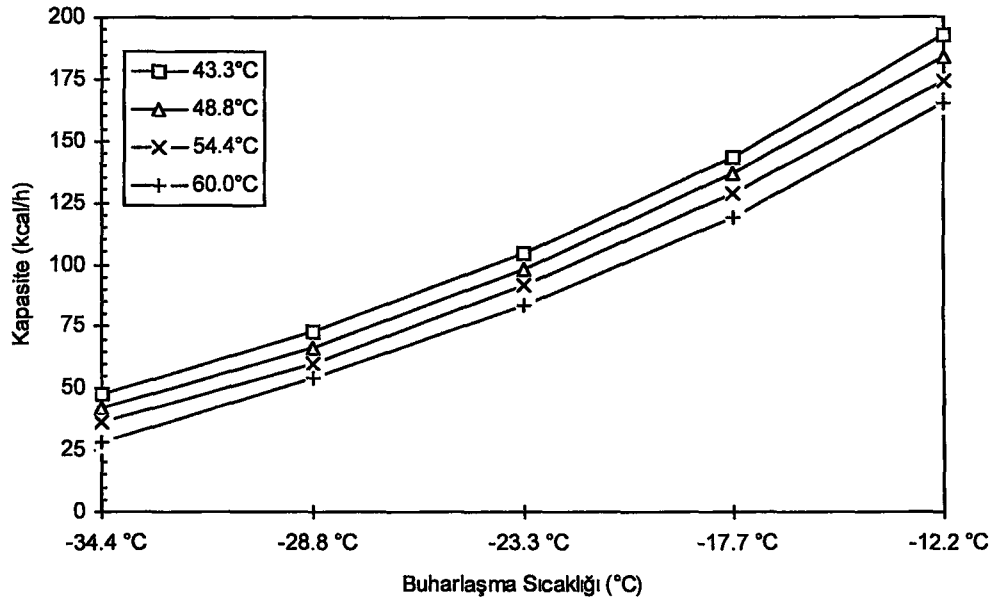
EK B. KOMPRESÖR PERFORMANS EĞRİLERİ



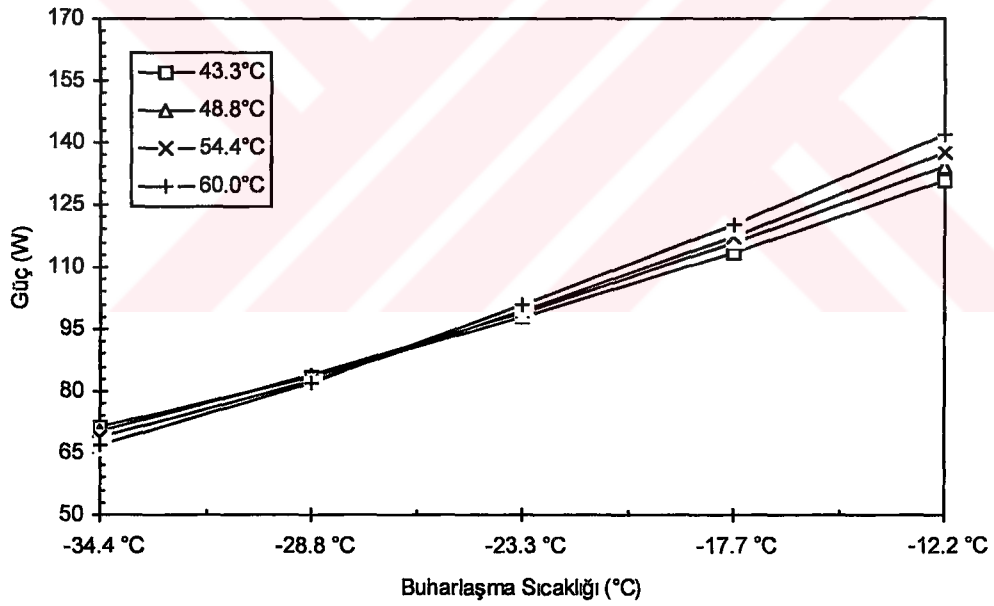
Şekil B.1 AZ107YP kompresörü soğutma kapasitesi eğrileri



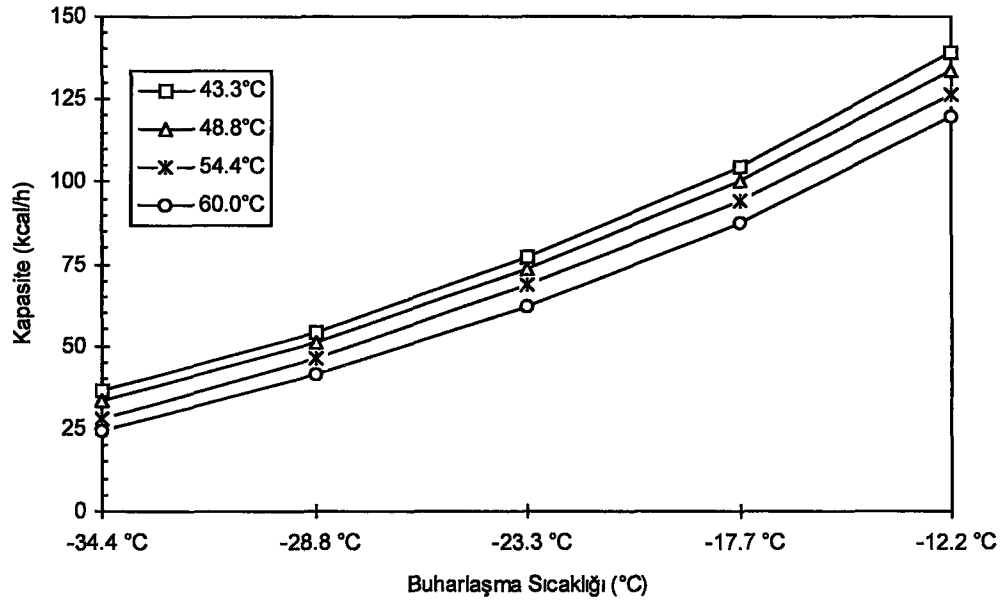
Şekil B.2 AZ107YP kompresörü güç eğrileri



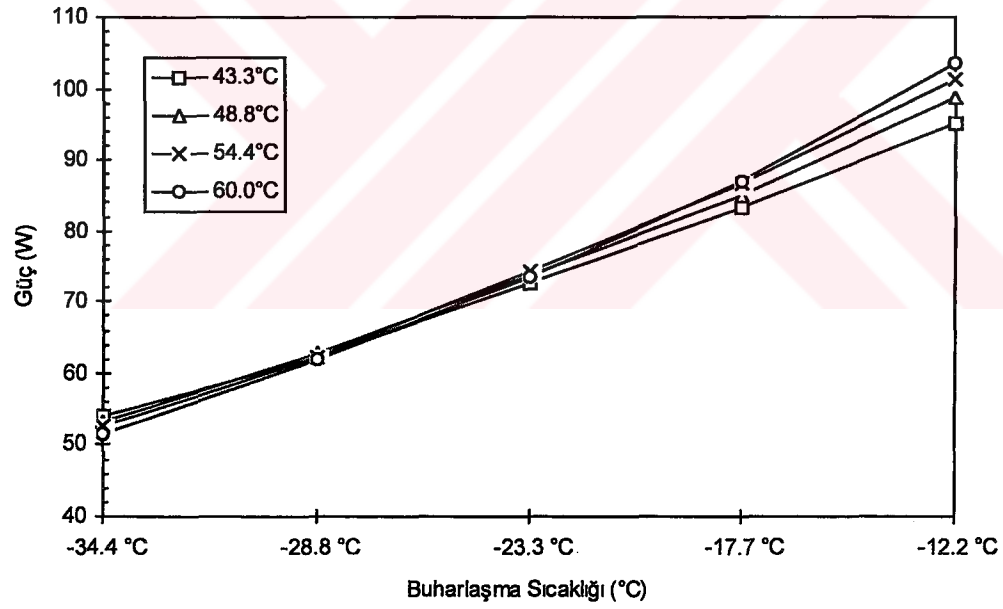
Şekil B.3 AZ90YT kompresörü soğutma kapasitesi eğrileri



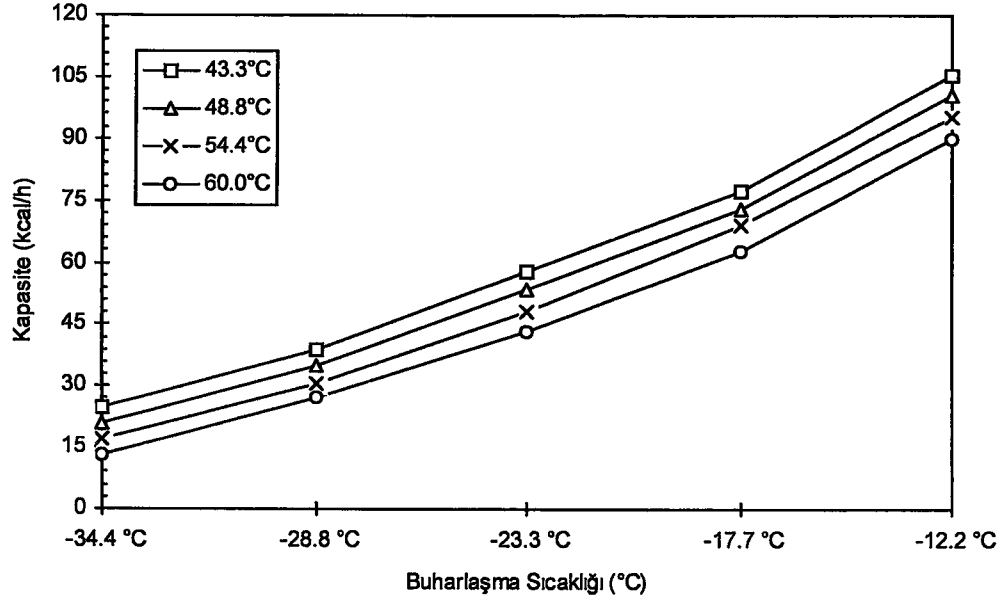
Şekil B.4 AZ90YT kompresörü güç eğrileri



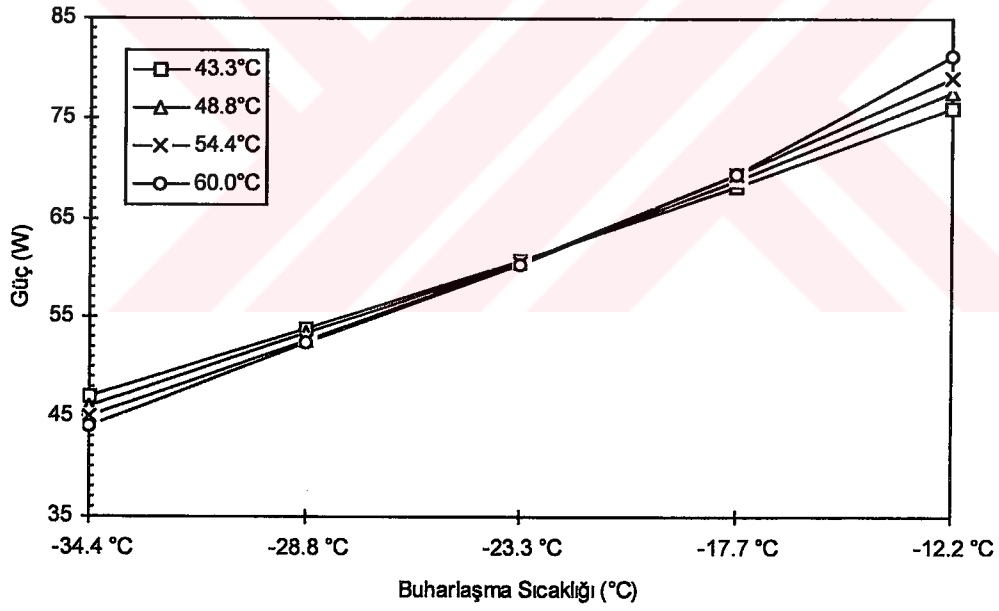
Şekil B.5 AZ68YT kompresörü soğutma kapasitesi eğrileri



Şekil B.6 AZ68YT kompresörü güç eğrileri



şekil B.7 AZ47YT kompresörü soğutma kapasitesi eğrileri



şekil B.8 AZ47YT kompresörü güç eğrileri

EK C. DENEY VERİ RAPORLARI

Tablo C.1 P217A ile yapılan deneylerin verileri

Ort. Sic. (°C)	Ter. Kon.	Kabin İçi ÜR. (°C)	Kabin İçi OR. (°C)	Kabin İçi AR. (°C)	Buh. GİR. (°C)	Buh. Ort. (°C)	Akū GİR. (°C)	Akū Çık. (°C)	Komp. Çık. (°C)	Yoğ. GİR. (°C)	Yoğ. 2 (°C)	Yoğ. 3 (°C)	Yoğ. Çık. (°C)	Filt. K. GİR. (°C)	Filt. K. Çık. (°C)	Komp. GİR. (°C)	Komp. Kafa (°C)	Ter. Bulb (°C)	Kabin İçi Ort. Sic. (°C)	Çalışma Zamanı (%)	Durma/ Çalışma (dk/dk)	En. Tük. (Wh/24h)		
16	MAX	max	-25.3	-26.0	-26.1	-22.5	-23.2	-23.0	-22.4	60.0	32.0	32.0	28.5	27.0	25.0	25.0	57.5	-21.5	-27.0	46.0	19.3/16.9	1124.0		
		min	-27.5	-28.4	-28.7	-31.2	-35.3	-35.5	-34.0	37.0	18.0	20.0	21.5	16.5	9.0	6.0	-18.0	42.5	-26.4					
	MED	max	-20.2	-20.8	-20.7	-17.5	-18.4	-18.0	-17.5	55.0	33.0	33.0	28.0	25.0	24.0	24.0	22.5	49.0	-17.0	-21.6	29.0	21.4/9.1	850.0	
		min	-22.1	-23.1	-22.7	-27.5	-31.5	-32.0	-30.4	32.5	17.0	17.5	20.0	16.0	8.5	6.0	-10.0	37.0	-21.2					
	MIN	max	-15.0	-15.5	-15.0	-13.0	-13.0	-13.0	-13.0	50.0	35.0	32.0	25.0	23.0	23.0	22.0	21.0	42.0	-12.5	-16.0	21.0	22.6/6.1	635.6	
		min	-16.8	-17.4	-16.5	-24.8	-27.0	-29.5	-27.5	29.5	16.5	17.5	19.5	15.5	8.0	6.0	-5.0	33.0	-16.8					
25	%100		-36.0	-37.6	-37.4	-36.3	-40.0	-40.3	-39.1	69.0	28.5	28.0	26.0	25.0	25.0	24.5	13.5	73.0	-34.5	-37.0	100.0	-	1991.0	
	MAX	max	-25.5	-26.5	-26.9	-22.1	-23.5	-23.0	-22.0	77.0	40.0	40.0	37.0	36.0	36.0	36.0	35.0	79.0	-21.0	-27.7	70.0	14.9/36.2	1648.6	
		min	-28.0	-28.5	-29.9	-30.7	-34.7	-34.7	-33.3	51.0	29.0	31.0	31.0	25.0	20.0	15.0	-15.0	59.0	-25.9					
	MED	max	-21.5	-22.2	-22.7	-18.0	-19.3	-19.0	-18.0	74.0	41.0	41.0	39.0	37.0	37.0	37.0	35.0	71.0	-17.3	-23.6	52.0	20.2/21.9	1313.4	
		min	-24.5	-25.5	-25.7	-28.2	-32.4	-32.6	-31.1	47.0	27.0	29.0	31.0	25.0	20.0	15.0	-15.0	53.0	-21.9					
	MIN	max	-16.8	-17.5	-17.5	-13.0	-14.5	-14.0	-13.5	70.0	43.0	43.0	40.5	38.0	38.0	38.0	33.0	65.0	-12.4	-19.0	38.0	25.7/16.3	1046.6	
32		min	-20.0	-21.1	-21.1	-25.5	-29.5	-30.0	-28.0	43.0	26.0	27.0	30.0	25.5	20.0	17.0	-15.0	49.0	-17.5					
	%100		-31.2	-33.0	-32.9	-32.2	-35.8	-36.0	-35.0	81.5	38.3	38.0	36.8	36.3	36.2	36.0	21.5	84.0	-28.9	-32.3	100.0	-	2148.0	
	MAX	max	-27.5	-29.3	-29.3	-28.7	-32.4	-32.6	-31.5	91.0	46.0	45.8	44.8	44.3	44.3	44.1	27.5	93.0	-25.0	-28.7	100.0	-	2317.0	
		min																						
	MED	max	-21.2	-22.4	-22.2	-17.5	-19.0	-18.5	-17.5	85.0	48.0	48.0	46.5	45.0	45.0	45.0	42.5	85.0	-16.7	-23.3	66.0	14.2/27.9	1688.0	
		min	-23.6	-25.2	-25.3	-26.5	-30.5	-30.7	-29.3	59.0	36.0	38.0	39.0	32.0	27.0	26.0	-10.0	66.0	-21.2					
43	MIN	max	-17.0	-18.0	-18.0	-13.0	-14.6	-14.0	-13.5	82.5	49.0	49.0	47.5	46.0	46.0	45.5	41.0	79.0	-12.5	-19.0	48.0	19.6/18.7	1373.0	
		min	-19.5	-21.0	-20.9	-23.9	-28.2	-28.5	-26.5	55.0	34.0	36.0	38.0	32.0	27.5	25.0	0.0	61.0	-16.9					
	MED	max	-20.7	-22.6	-22.6	-22.0	-26.1	-26.4	-25.0	109.0	59.3	59.1	58.4	58.0	58.2	58.1	37.5	110.0	-17.8	-21.9	100.0	-	2737.0	
		min																						
		max	-16.7	-18.2	-18.1	-12.0	-15.2	-14.8	-12.8	114.0	60.1	60.1	59.0	58.0	58.2	58.0	55.0	102.0	-12.5	-18.4	74.0	7.9/23.1	2168.5	
	MIN	min	-17.9	-19.9	-19.7	-20.5	-25.0	-25.0	-23.5	76.0	50.0	52.0	52.0	44.0	42.0	40.0	-5.0	87.0	-16.5					

Tablo C.2 P218A ile yapılan deneylerin verileri

Ort. Sic. (°C)	Ter. Kon.	Kabin İçi Üst. (°C)	Kabin İçi Ort. (°C)	Kabin İçi Alt. (°C)	Buh. Ort. (°C)	Buh. Gir. (°C)	Akū Ort. (°C)	Akū Çık. (°C)	Komp. Çık. (°C)	Yoğ. Gir. (°C)	Yoğ. 2 (°C)	Yoğ. 3 (°C)	Yoğ. Çık. (°C)	Filt. K. Gir. (°C)	Filt. K. Çık. (°C)	Komp. Gir. (°C)	Komp. Kafa (°C)	Ter. Bulb (°C)	Kabin İçi Ort. Sic. (°C)	Çalışma Zamanı (%)	Durma/Çalışma (dk/dk)	En. Tük. (Wh/24h)	
16	MAX	max	-24.5	-25.4	-25.4	-20.2	-23.0	-22.2	-21.0	58.0	30.5	30.0	28.0	26.0	26.0	26.0	28.0	59.0	-22.0	-26.4	48.0	13.5/12.5	1147.0
		min	-25.8	-26.8	-26.8	-31.0	-34.7	-36.0	-31.5	35.0	16.0	16.0	16.5	18.5	12.0	9.0	7.5	46.0	-26.8				
	MED	max	-18.0	-19.7	-19.7	-15.5	-17.4	-17.4	-16.2	51.0	31.5	27.5	23.5	23.0	23.0	23.0	25.0	48.0	-17.0	-19.7	31.0	13.3/6.1	839.5
		min	-20.0	-20.5	-20.5	-28.5	-22.0	-34.0	-29.0	31.5	17.0	17.0	17.5	10.0	5.0	5.0	7.5	40.0	-21.9				
	MIN	max	-14.5	-15.0	-15.0	-12.0	-13.0	-13.0	-12.5	52.5	33.0	28.0	24.0	24.0	23.0	21.5	23.5	41.5	-13.0	-15.3	23.0	15.4/4.7	641.0
		min	-15.8	-15.8	-16.0	-26.0	-19.5	-32.0	-26.0	28.0	16.0	16.0	16.0	16.5	10.0	5.0	7.0	35.0	-18.0				
25	%100		-33.9	-35.5	-36.0	-35.8	-39.8	-39.4	-36.0	69.0	29.0	28.5	25.5	25.4	25.4	25.4	17.5	77.0	-33.1	-35.1	100.0	-	2002.0
	MAX	max	-25.0	-26.0	-26.6	-19.0	-23.0	-22.5	-20.5	77.0	40.0	39.0	38.0	37.0	37.0	37.0	40.0	82.0	-21.6	-26.6	73.0	12.3/34.9	1717.6
		min	-27.0	-28.1	-27.2	-31.0	-34.0	-34.5	-30.5	50.0	25.0	26.0	26.0	29.0	23.0	19.0	8.0	63.0	-26.6				
	MED	max	-20.5	-21.5	-21.7	-15.5	-19.0	-18.5	-17.0	71.0	41.0	40.0	37.0	37.0	37.0	37.0	37.0	70.5	-18.0	-22.0	50.0	12.4/12.4	1287.0
		min	-21.7	-23.0	-23.4	-26.5	-31.0	-31.5	-26.5	45.0	26.0	26.0	26.0	27.0	22.0	16.0	10.0	57.0	-22.5				
	MIN	max	-15.0	-15.7	-15.5	-11.0	-13.5	-13.3	-12.0	64.0	42.0	41.0	39.0	37.0	36.0	36.0	35.0	60.0	-13.0	-15.9	34.0	11.3/5.9	975.0
32		min	-16.0	-16.7	-16.5	-24.0	-28.0	-29.5	-24.5	42.0	25.0	25.0	25.0	27.0	20.0	17.0	10.0	51.5	-17.4				
	%100		-29.3	-31.1	-31.8	-31.2	-34.9	-35.3	-32.0	81.5	39.0	38.5	38.0	37.6	37.6	37.5	25.0	88.0	-28.6	-30.5	100.0	-	2170.0
	MAX	max	-25.7	-27.5	-28.3	-27.6	-31.7	-32.0	-28.4	92.5	47.0	46.6	46.1	45.8	45.9	45.8	31.0	97.5	-24.9	-27.1	100.0	-	2342.5
		min	-20.5	-22.0	-22.5	-14.5	-19.0	-18.5	-16.0	87.0	47.5	47.0	46.5	45.5	45.5	45.5	47.0	89.0	-17.5	-22.6	68.0	12.0/25.7	1766.0
	MED	min	-22.0	-23.9	-24.7	-26.0	-30.0	-30.5	-26.2	57.5	32.0	32.0	32.5	36.0	30.0	25.0	10.0	72.0	-22.0				
	MIN	max	-15.1	-16.3	-16.5	-10.2	-13.6	-13.0	-11.5	80.0	49.0	48.5	48.0	46.5	46.5	46.0	44.0	77.0	-12.8	-16.6	46.0	11.0/9.5	1303.0
43		min	-16.3	-17.5	-17.8	-22.0	-26.4	-27.5	-22.3	52.5	32.0	32.0	32.5	35.0	30.0	25.0	15.0	65.0	-17.2				
	MED	max	-18.9	-20.9	-21.6	-21.3	-25.5	-25.8	-22.3	110.0	60.7	60.3	60.0	60.0	60.2	60.1	41.0	103.0	-17.9	-20.5	100.0	-	2744.0
		min	-16.3	-18.0	-18.5	-8.3	-14.8	-14.1	-11.0	108.0	61.0	60.5	60.0	60.0	60.0	60.0	62.0	110.0	-12.5	-18.6	86.0	8.1/55.4	2445.0
	MIN	min	-18.0	-19.8	-20.7	-21.0	-25.2	-25.5	-21.9	75.0	45.0	45.5	46.0	49.0	47.0	43.0	20.0	93.0	-17.3				

Tablo C.3 P219A ile yapılan deneylerin verileri

Ort. Sic. (°C)	Ter. Kon.	Kabin içi ÜR. (°C)	Kabin içi OR. (°C)	Kabin içi AR. (°C)	Buh. Gir. (°C)	Buh. Ort. (°C)	Aktü. (°C)	Aktü. Çık. (°C)	Komp. Çık. (°C)	Yoğ. Gir. (°C)	Yoğ. 2 (°C)	Yoğ. 3 (°C)	Yoğ. Çık. (°C)	Filt. K. Gir. (°C)	Filt. K. Çık. (°C)	Komp. Gir. (°C)	Komp. Kafa (°C)	Ter. Bulb (°C)	Kabin içi Ort. Sic. (°C)	Çalışma Zamanı (%)	Durma/Çalışma (dk/dk)	En.Tük. (Wh/24h)
16	MAX	max	-24.0	-24.5	-25.0	-20.0	-21.5	-22.0	-21.0	59.0	28.0	22.0	22.5	22.5	22.5	29.0	60.0	-22.0	-25.4	54.0	9.3/11.0	1231.0
		min	-25.0	-25.2	-26.0	-33.4	-26.5	-35.5	-35.0	38.0	16.0	17.0	17.5	19.0	15.0	8.0	47.5	-26.0				
	MED	max	-19.2	-19.3	-19.9	-16.1	-17.1	-17.3	-16.5	53.0	29.0	24.0	21.5	21.5	21.5	26.0	49.0	-17.5	-19.8	33.0	10.1/5.2	898.0
		min	-20.0	-19.9	-20.5	-31.0	-23.0	-33.0	-33.0	33.0	16.0	17.0	17.0	18.5	13.0	8.0	40.0	-21.4				
	MIN	max	-14.5	-14.5	-14.5	-12.0	-12.6	-12.8	-12.2	49.0	19.0	21.0	21.0	21.0	21.0	23.5	42.0	-12.8	-14.8	22.0	11.8/3.4	688.0
		min	-15.4	-15.0	-15.0	-28.5	-18.5	-30.0	-30.5	24.0	16.0	16.5	17.0	18.0	11.5	8.0	35.5	-17.0				
25	%100		-34.0	-35.0	-35.0	-36.6	-37.0	-31.2	-29.9	70.0	23.7	21.4	20.7	22.8	23.5	18.2	76.5	-31.9	-34.6	100.0	-	1970.0
	MAX	max	-26.0	-27.2	-27.9	-20.5	-23.0	-23.0	-19.5	79.5	35.0	34.5	32.0	32.0	32.0	42.5	83.0	-19.5	-28.9	82.0	17.4/81.1	1825.6
		min	-29.8	-31.0	-32.0	-33.2	-34.5	-35.0	-34.5	50.0	25.0	25.5	26.0	26.0	26.0	15.0	60.0	-26.4				
	MED	max	-21.8	-22.6	-23.5	-16.0	-19.0	-16.5	-16.0	76.0	37.5	34.0	31.5	32.5	32.5	40.0	76.0	-17.5	-24.1	60.0	17.3/26.8	1428.6
		min	-24.8	-25.7	-26.4	-30.0	-32.4	-31.5	-31.0	46.0	26.0	26.0	26.5	30.0	25.0	15.0	56.0	-22.3				
	MIN	max	-16.1	-16.6	-17.0	-11.5	-13.5	-12.5	-12.0	69.0	33.0	32.0	29.0	30.0	31.0	37.0	66.5	-12.8	-17.6	44.0	16.4/13.2	1134.0
32		min	-18.1	-18.8	-19.1	-28.0	-21.5	-29.5	-29.5	43.0	25.0	25.0	26.0	27.5	23.0	15.0	52.0	-17.0				
	%100		-30.2	-31.7	-32.7	-33.0	-35.3	-33.2	-31.0	82.0	34.9	32.3	30.4	32.3	32.3	24.0	86.5	-27.0	-31.5	100.0	-	2127.0
	MAX	max	-26.9	-28.3	-29.3	-29.8	-32.3	-32.4	-30.6	91.5	42.0	40.7	38.0	39.4	39.4	30.0	95.0	-23.4	-28.1	100.0	-	2279.0
		min																				
	MED	max	-21.6	-23.0	-23.6	-15.5	-18.0	-16.0	-16.0	88.0	43.0	41.5	38.0	39.0	39.0	49.0	91.0	-17.2	-24.5	76.0	15.9/53.1	1836.0
		min	-24.9	-26.3	-27.5	-29.0	-31.0	-29.5	-29.5	57.0	32.0	32.5	33.0	35.5	33.0	15.0	68.0	-22.0				
43	MIN	max	-16.6	-17.6	-17.7	-10.5	-13.8	-11.0	-11.0	83.0	45.0	41.0	37.5	38.5	38.0	47.0	81.5	-12.6	-18.4	56.0	15.2/19.6	1444.0
		min	-19.0	-19.7	-19.7	-23.7	-28.2	-28.0	-27.8	53.0	32.5	32.5	33.0	35.0	31.5	17.0	64.0	-17.0				
	MED	max	-20.8	-22.2	-23.2	-23.6	-26.3	-26.5	-25.1	108.5	54.0	53.5	51.7	52.1	52.4	39.0	109.0	-16.6	-22.0	100.0	-	2612.0
		min																				
	MIN	max	-17.0	-18.3	-18.7	-9.4	-15.0	-14.2	-12.0	105.0	58.0	55.0	52.5	53.0	53.0	62.0	104.0	-13.0	-18.8	78.0	8.2/29.2	2199.0
		min	-18.5	-19.8	-20.5	-22.6	-25.0	-25.0	-24.0	74.0	44.0	44.5	45.5	49.5	46.0	28.0	88.0	-16.5				

Tablo C.4 AZ47YT, AZ68YT ve AZ90YT kompresörler ile yapılan sürekli çalışma deneylerinin verileri

Komp. Modeli	Dolap	Ort. Sic. (°C)	Ter. Kon.	Kabin İçi ÜR. (°C)	Kabin İçi OR. (°C)	Kabin İçi AR. (°C)	Buñ. Gir. (°C)	Buñ. Ort. (°C)	Akü Gir. (°C)	Akü Çık. (°C)	Komp. Çık. (°C)	Yoğ. Gir. (°C)	Yoğ. 2 (°C)	Yoğ. 3 (°C)	Yoğ. Çık. (°C)	Filt. K. Gir. (°C)	Filt. K. Çık. (°C)	Komp. Gir. (°C)	Komp. Kafa (°C)	Ter. Bulb (°C)	Kabin İçi Ort. Sic. (°C)	Çalışma Zamanı (%)	En. Tük. (Wh/24h)
AZ47YT	P217D	16	%100	-30.0	-31.0	-31.2	-31.0	-34.2	-30.1	-28.0	54.0	27.5	25.0	23.0	22.5	21.5	21.0	11.5	56.0	-28.5	-30.7	100	1237.5
		25	%100	-26.1	-27.1	-27.3	-27.2	-30.8	-28.5	-25.6	63.0	35.0	34.0	31.5	31.0	30.0	29.5	17.5	64.0	-24.0	-26.8	100	1293.0
	P218D	16	%100	-29.2	-30.3	-30.2	-30.3	-34.0	-28.2	-27.0	51.5	26.5	26.0	24.0	23.5	23.5	23.5	12.5	56.5	-28.1	-29.9	100	1250.0
		25	%100	-25.0	-26.2	-26.2	-26.3	-30.0	-24.0	-22.0	60.5	34.5	34.0	33.0	32.5	32.5	32.5	18.5	64.5	-24.0	-25.8	100	1307.0
AZ68YT	P219D	16	%100	-29.1	-29.8	-30.8	-31.5	-34.0	-29.8	-33.0	59.8	25.0	22.5	22.0	21.3	20.0	20.0	9.0	54.0	-27.6	-29.9	100	1212.0
		25	%100	-24.3	-25.1	-26.1	-26.8	-29.6	-25.5	-28.5	70.3	36.0	33.5	32.5	31.0	30.0	30.0	16.0	63.5	-22.8	-25.1	100	1302.0
	P217B	25	%100	-28.1	-30.0	-30.0	-28.3	-32.7	-32.6	-29.5	63.3	36.0	36.0	35.6	35.0	35.0	35.0	19.9	64.0	-26.8	-29.3	100	1349.0
		32	%100	24.3	-26.0	-26.1	-24.8	-29.3	-29.1	-26.6	72.5	44.5	44.5	44.1	43.5	43.5	43.5	26.1	72.5	-22.8	-25.5	100	1452.0
AZ90YT	P218B	25	%100	-27.7	-29.3	-29.5	-28.8	-33.3			66.0	35.0	34.9	34.9	34.9	34.9	34.9	22.0	66.5	-27.3	-28.8	100	1344.0
		32	%100	-24.0	-25.7	-26.2	-25.6	-29.3	-30.0	-25.8	75.0	42.5	42.5	42.4	42.4	42.4	42.4	27.5	74.9	-23.5	-25.3	100	1438.0
	P219B	25	%100	-26.6	-28.2	-28.8	-27.2	-31.6	-31.6	-29.5	68.0	39.5	39.5	39.2	39.2	39.0	39.0	23.0	68.5	-25.3	-27.8	100	1380.0
		32	%100	-22.9	-24.5	-25.1	-23.5	-28.3	-28.1	-26.0	77.4	47.5	47.5	47.4	47.5	47.4	47.4	28.7	77.4	-21.4	-24.1	100	1487.0
AZ90YT	P217C	32	%100	-26.7	-28.2	-28.5	-26.8	-31.5	-32.1	-29.5	79.5	44.9	45.1	45.0	45.1	45.1	45.1	23.7	80.0	-25.6	-27.8	100	1768.0
		43	%100	-20.5	-22.1	-22.3	-20.8	-25.8	-26.2	-24.0	96.0	58.0	58.0	58.0	58.0	58.0	58.0	32.3	95.0	-19.1	-21.6	100	2044.0
	P218C	32	%100	-24.3	-26.1	-26.8	-26.7	-31.0	-31.0	-27.5	82.6	45.0	45.0	45.0	45.0	44.9	44.9	25.6	82.6	-23.5	-25.7	100	1816.0
		43	%100	-18.0	-20.0	-20.7	-20.3	-25.1	-25.0	-22.0	99.0	57.5	57.5	57.5	57.5	57.5	57.5	35.0	97.5	-17.3	-19.5	100	2108.0
AZ90YT	P219C	32	%100	-25.7	-26.8	-26.5	-27.7	-31.7	-30.5	-25.9	79.0	43.7	40.0	38.0	39.0	39.0	38.0	23.7	83.0	-23.7	-26.3	100	1828.0
		43	%100	-19.8	-20.9	-20.7	-22.0	-26.0	-25.7	-21.0	95.8	57.5	55.0	52.5	52.5	52.5	51.0	32.5	97.5	-17.5	-20.4	100	2098.0

ÖZGEÇMİŞ

Tümay Yavuz, 1974 yılında Isparta'da doğdu. İlk öğrenimini 1985 yılında Kütahya Atatürk İlkokulu'nda tamamladı. Orta öğrenimini 1989 yılında Bornova Anadolu Lisesi, lise öğrenimini ise 1992 yılında İstanbul Atatürk Fen Lisesi'nde tamamladı. 1993 yılında İstanbul Teknik Üniversitesi Makina Fakültesi'nde Makina Mühendisliği Lisans eğitimine başlayan Yavuz, bölümünü 1998 yılında bitirdi. Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı Enerji Programı'ndaki Yüksek Lisans eğitimine 1998 yılında başladı.

