

**T.C.
BALIKESİR ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**



**BİR SOĞUK HAVA DEPOSUNDA FARKLI KONTROL
YÖNTEMLERİNİN ENERJİ VERİMLİLİĞİ YÖNÜYLE
KARŞILAŞTIRMALI ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

NİYAZİ BASKIN

BALIKESİR, OCAK - 2017

T.C.
BALIKESİR ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI



BİR SOĞUK HAVA DEPOSUNDA FARKLI KONTROL
YÖNTEMLERİNİN ENERJİ VERİMLİLİĞİ YÖNÜYLE
KARŞILAŞTIRMALI ANALİZİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

NİYAZİ BASKIN

Jüri Üyeleri : Yrd. Doç. Dr. Enver YALÇIN (Tez Danışmanı)

Doç. Dr. Nadir İLTEN

Doç. Dr. Salih COŞKUN

BALIKESİR, OCAK - 2017

KABUL VE ONAY SAYFASI

Niyazi BASKIN tarafından hazırlanan "BİR SOĞUK HAVA DEPOSUNDA FARKLI KONTROL YÖNTEMLERİNİN ENERJİ VERİMLİLİĞİ YÖNÜYLE KARŞILAŞTIRMALI ANALİZİ" adlı tez çalışmasının savunma sınavı 06.01.2017 tarihinde yapılmış olup aşağıda verilen jüri tarafından oy birliği / ~~oy çokluğu~~ ile Balıkesir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Yüksek Lisans Tezi olarak kabul edilmiştir.

Jüri Üyeleri

İmza

Danışman
Yrd. Doç. Dr. Enver YALÇIN



Üye
Doç. Dr. Nadir İLTEN



Üye
Doç. Dr. Salih COŞKUN



Jüri üyeleri tarafından kabul edilmiş olan bu tez Balıkesir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulunca onanmıştır.

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

Doç. Dr. Necati ÖZDEMİR

.....

ÖZET

**BİR SOĞUK HAVA DEPOSUNDA FARKLI KONTROL YÖNTEMLERİNİN
ENERJİ VERİMLİLİĞİ YÖNÜYLE KARŞILAŞTIRMALI ANALİZİ
YÜKSEK LİSANS TEZİ
NİYAZİ BASKIN
BALIKESİR ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
(TEZ DANIŞMANI: YRD. DOÇ. DR. ENVER YALÇIN)
BALIKESİR, OCAK - 2017**

Günümüzde Dünya elektrik enerjisi tüketiminde, küçük kapasiteli uygulamalardan, büyük kapasiteli endüstriyel ve ticari uygulamalara kadar geniş alanı kapsayan soğutma ve iklimlendirme sistemlerinin payı oldukça yüksektir. Soğutma sistemlerinde yapılacak iyileştirmeler ve verimlilik çalışmaları ile önemli ölçüde kazanç sağlamak mümkündür.

Bu çalışmada mekanik buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminde çalıştırılan soğutma sistem cihazları üzerinde farklı kontrol yöntemleri deneysel olarak uygulanarak enerji tüketimleri hesaplanıp, verimlilik yönünden karşılaştırmalar yapılmıştır. Soğuk depo iç sıcaklıkları olarak -5°C , -3°C , -1°C , $+1^{\circ}\text{C}$, $+3^{\circ}\text{C}$, $+5^{\circ}\text{C}$ ve her sıcaklık değeri için uygulanan %4, %8, %12, %16, %20 oranlarındaki iç ısı yükleri, iki konumlu (açık-kapalı) ve PI (Oransal+İntegral) kontroller için ayrı ayrı uygulanmıştır. 9 farklı noktadan sıcaklık, 6 farklı noktadan basınç değerleri ölçülmüştür. Kompresör, kondenser ve evaporatörün tükettiği güç değerleri 10 saniye zaman aralıkları ile eş zamanlı ölçülmüş ve bilgisayara kaydedilmiştir.

Deney sonucunda PI kontrol yönteminin, iki konumlu kontrol yöntemine göre enerji verimliliği açısından daha üstün olduğu tüketilen güç hesaplamaları ile görülmüştür.

ANAHTAR KELİMELER: Soğuk depo, kontrol sistemleri, enerji verimliliği

ABSTRACT

COMPARATIVE ANALYSIS OF DIFFERENT CONTROL METHODS WITH ENERGY EFFICIENCY ASPECT IN A COLD STORE

MSC THESIS

NİYAZİ BASKIN

BALIKESİR UNIVERSITY INSTITUTE OF SCIENCE

MECHANICAL ENGINEERING

(SUPERVISOR: ASSIST. PROF. DR ENVER YALÇIN)

BALIKESİR, JANUARY 2017

The refrigeration and air-conditioning systems used in industrial and commercial application areas with small or large capacity have a considerable share of world energy consumption.

In this study, the energy consumption of refrigeration system that working based on vapour compression was measured by using different control mechanisms and was analysed comparatively in terms of productivity. The heat loads of %4, %8, %12, %16, %20 were applied for control methods that had two positions (open-closed) and for PI (Proportional + İntegral) under the cold store temperatures of -5°C, -3°C, -1°C, +1°C, +3°C, +5°C, separately. The temperatures were measured at nine different points while pressure levels were measured at six different points. The power values consumed by the compressor, condenser and evaporator were measured synchronically in 10 second intervals and were recorded to computer.

The experiments based on the consumed energy calculations showed that PI control mechanism is superior to two positions control mechanism in terms of energy productivity.

KEYWORDS: Cold room, control systems, energy efficiency

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET	i
ABSTRACT	ii
İÇİNDEKİLER	iii
ŞEKİL LİSTESİ	v
TABLO LİSTESİ	vii
SEMBOL LİSTESİ	viii
ÖNSÖZ	ix
1. GİRİŞ	1
1.1 Literatür Çalışması	3
2. SOĞUTMA SİSTEMLERİ VE ENERJİ VERİMLİLİĞİ	7
2.1 Buhar Sıkıştırılmalı (Mekanik) Soğutma Çevrimi	7
2.2 Mekanik Buhar Sıkıştırma Çevriminin Termodinamik Analizi.....	9
2.2.1 Sıkıştırma İşlemi	10
2.2.2 Yoğuşma İşlemi.....	10
2.2.3 Genleşme İşlemi.....	11
2.2.4 Buharlaşma İşlemi.....	11
2.2.5 Soğutma Etkinliği.....	11
2.3 Gerçek Mekanik Buhar Sıkıştırma Çevrimi.....	11
2.4 Tek Kademeli Sıvı-Buhar Isı Değiştiricili Soğutma Çevrimi	13
2.5 Çok Kademeli Buhar Sıkıştırma Sistemleri	14
2.5.1 Sıvı Enjeksiyonlu İki Kademeli Çevrim	15
2.5.2 Ara Soğutmalı İki Kademeli Soğutma Çevrimi	16
2.5.3 Ekonomizörlü İki Kademeli Çevrim	16
2.6 Soğutma Sistemlerinde Enerji Verimliliği	17
2.6.1 Kısmi Yüklerdeki Verim.....	18
2.6.2 Soğutma Sistemlerinde Verimlilik.....	21
3. SOĞUK DEPOLARDA ENERJİ VERİMLİLİĞİ	22
3.1 Soğuk Depo Kurulum ve Malzeme Seçimi.....	24
3.2 Kompresörlerde İnverter Kullanımı	25
3.3 Evaporatör ve Kondenser Fanlarının Değişken Hız ile Kontrolü	26
3.4 Kondenser Isı Transfer Yüzeyi	26
3.5 Sistem Kontrol Yöntemleri	26
3.6 Elektronik Kontrollü Fan Motorları Kullanımı	27
3.7 Soğuk Depo Aydınlatma Sisteminde LED Armatürlerin Kullanımı.....	27
4. KONTROL SİSTEMLERİ	28
4.1 Açık-Kapalı (İki Konumlu) Kontrol.....	28
4.2 Oransal (P) Kontrol	30
4.3 Oransal - Integral (PI) Kontrol	31
4.4 Oransal-Türevsel (PD) Kontrol.....	32
4.5 Oransal-İntegral-Türevsel (PID) Kontrol.....	33
4.6 PID Parametrelerinin Deneysel Ayarlanması.....	34
5. DENEY SİSTEMİ	36
5.1 Deney Düzenegi	37
5.1.1 Soğuk Oda.....	37
5.1.2 Kompresör.....	38

5.1.3	Evaporatör	39
5.1.4	Kondenser.....	40
5.1.5	Genleşme Valfi.....	41
5.1.6	Sıvı Toplama Tankı.....	41
5.1.7	Basınç Ölçerler (Transmitterler)	42
5.1.8	Sıcaklık Ölçerler.....	43
5.1.9	Fanlı Isıtıcı.....	44
5.1.10	Boru Çapları	45
5.1.11	Dokunmatik Ekran	45
5.1.12	Elektrik Kontrol Panosu	45
5.2	DeneySEL Prosedür.....	48
5.3	Kontrol Parametrelerinin Ayarlanması	51
5.4	Hesaplamalar İçin Kullanılan Bağıntılar	51
5.5	Hata Analizi.....	54
5.5.1	Sıcaklık Ölçümünde Yapılan Hatalar.....	54
5.5.2	Zaman Ölçüm Hatası.....	55
5.5.3	Basınç Ölçüm Hatası.....	55
5.5.4	Diğer Hatalar	55
6.	SONUÇ VE ÖNERİLER	57
6.1	Kontrol Senaryolarına Göre Toplam İç Isı Kazançları	57
6.2	Evaporatör Fan Yükleri.....	59
6.3	Kondenser Fan Güçleri.....	60
6.4	Kompresör Tarafından Çekilen Güçlerin Değişimi	62
6.5	Kontrol Senaryolarına Göre Soğutma Sisteminin Toplam Güç Tüketimi	64
6.6	Soğutma Sistemi Cihazlarının Toplam Güç Tüketim Değerleri Üzerindeki Oranları.....	65
6.7	İki Konumlu ve PI Kontrolde Toplam Yıllık Elektrik Tüketim Miktarları ...	66
6.8	PI Kontrol Kullanımıyla Birlikte İlave Cihazların Kendini Geri Ödeme Süresi ve 10 Yıl Sonunda Elde Edilmesi Beklenen Tasarruf Miktarı.....	68
6.9	Soğutmada Enerji Etkinlik Oranlarının (EER) Değişimi	70
6.10	Öneriler.....	72
7.	KAYNAKLAR.....	76
8.	EKLER.....	81

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1: Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi log P-h diyagramı.....	8
Şekil 2.2: T-s diyagramı.....	8
Şekil 2.3: Temel buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi	9
Şekil 2.4: Gerçek buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi log P-h diyagramı	12
Şekil 2.5: Tek kademeli sıvı-buhar ısı değiştiricili soğutma çevrimi	13
Şekil 2.6: Sıvı enjeksiyonlu iki kademeli soğutma çevrimi.....	15
Şekil 2.7: Ara soğutmalı iki kademeli soğutma çevrimi.....	16
Şekil 2.8: Ekonomizörlü iki kademeli soğutma çevrimi.....	17
Şekil 2.9: Soğutma yükü dağılımı	19
Şekil 4.1: İki konumlu kontrol sıcaklık-zaman eğrisi, ideal	29
Şekil 4.2: Histerisiz (Sabit bantlı) açık-kapalı kontrol eğrisi.....	29
Şekil 4.3: Oransal kontrol eğrisi	30
Şekil 4.4: Oransal kontrol çıkış ve sapma eğrisi.....	31
Şekil 4.5: PI kontrol set değerine oturma eğrisi.....	32
Şekil 4.6: PD kontrolün aşırı düşüş ve yükseliş azaltması ve set değerine yaklaşması	33
Şekil 4.7: PID kontrol kapalı çevrim denetimi	34
Şekil 4.8: PI deneylerinde kullanılan parametreler.....	35
Şekil 5.1: Deneysel çalışmanın şematik resmi.....	36
Şekil 5.2: Dış ünite, soğuk depo ve kontrol panosu.....	37
Şekil 5.3: Soğuk oda dıştan görünüş.....	38
Şekil 5.4: Scroll ve pistonlu kompresörler, sıvı toplama tankı ve kondenser.....	39
Şekil 5.5: İki fanlı evaporatör	39
Şekil 5.6: Evaporatör ve genişleme valfleri	40
Şekil 5.7: Kondenser.....	40
Şekil 5.8: Termostatik ve elektronik genişleme valfleri	41
Şekil 5.9: Sıvı toplama tankı.....	42
Şekil 5.10: Basınç ölçerler	43
Şekil 5.11: PT100 sıcaklık duyargası ve kontrol panosuna konumlandırılmış dış ortam ölçümünde kullanılan sıcaklık duyargası	43
Şekil 5.12: Kondenser girişi ve kondenser çıkışı (sıvı toplama hazne girişi) sıcaklık ölçüm duyargaları	44
Şekil 5.13: İç ısı yükü oluşturan fanlı ısıtıcı	44
Şekil 5.14: Dokunmatik ekran	45
Şekil 5.15: Elektrik kontrol panosu genel görünüş.....	46
Şekil 5.16: Soğutma sistemi çalışma şeması	49
Şekil 5.17: Deney sırasında bilgisayara veri kaydı.....	50
Şekil 6.1: İki konumlu kontrolde iç ısı kazanlarının depo sıcaklığına ve yükleme yüzdesine göre değişimi (W).....	58
Şekil 6.2: PI kontrolde iç ısı kazanlarının depo sıcaklığına ve yükleme yüzdesine göre değişimi (W).....	59
Şekil 6.3: PI kontrolde evaporatör fan motorlarının güçlerinin değişimi (W).....	60
Şekil 6.4: İki konumlu kontrolde kondenser fan güçlerinin sıcaklığa ve yüke bağlı olarak değişimi (W).....	61

Şekil 6.5: PI kontrolde kondenser fan güçlerinin sıcaklığa ve yüke bağlı olarak değişimi (W).....	62
Şekil 6.6: İki konumlu kontrolde kompresörün çektiği güçlerin değişimi (W).....	63
Şekil 6.7: PI kontrolde kompresörün çektiği güç değişimi (W)	63
Şekil 6.8: İki konumlu kontrolde soğutma sisteminin toplam güç tüketimi değişimi (kW).....	64
Şekil 6.9: PI kontrolde soğutma sisteminin toplam güç tüketimi değişimi (kW).....	65
Şekil 6.10: İki konumlu kontrolde soğutma sistemi cihazlarının tüketilen toplam güç değeri üzerindeki payları	66
Şekil 6.11: PI kontrolde soğutma sistemi cihazlarının tüketilen toplam güç değeri üzerindeki payları.....	66
Şekil 6.12: PI kontrol ile sağlanılacak yıllık maliyet tasarrufu değişimi (TL/Yıl)....	68
Şekil 6.13: İki konumlu kontrolde soğutma etkinlik Oranlarının değişimi	70
Şekil 6.14: PI kontrol soğutma etkinlik oranlarının (EER) değişimi.....	71
Şekil A.1: 3'lü grup sigortaları	81
Şekil A.2: SSR röle	81
Şekil A.3: Frekans sürücü (5kW).....	82
Şekil A.4: PLC güç besleme ünitesi	82
Şekil A.5: PLC ve yardımcı modüller	82
Şekil A.6: Kondenser ve evaporatör dimmer modülleri	83
Şekil A.7: Ana kontaktör ve frekans sürücü termikleri	83
Şekil A.8: Kontaktörler.....	83
Şekil A.9: Akım trafoları	84
Şekil A.10: Güç hattı klemensleri.....	84
Şekil A.11: Sıcaklık, basınç ve sensör klemensleri	84
Şekil A.12: Soğutma sistemi elektrik devresi	85

TABLO LİSTESİ

Sayfa

Tablo 1.1: Ülkemizin elektrik enerjisi görünümü (Milyar kWh).....	2
Tablo 2.1: ESEER parametreleri	20
Tablo 2.2: Soğutma sistemlerinde cihaz tipine göre yaklaşık verim değerleri.....	21
Tablo 4.1: PID kontrolör parametrelerinin etkileri.....	34
Tablo 5.1: Soğuk depo malzeme listesi ve özellikleri.....	46
Tablo 5.2: Sıcaklık ve basınç ölçüm noktaları	49
Tablo 5.3: Ölçülen faz gerilimleri	50
Tablo 5.4: Ölçüm yapılan diğer değerler.....	50
Tablo 5.5: Toplam hata değeri	56
Tablo 6.1: İki konumlu kontrolde soğuk depo içerisinde oluşan toplam iç ısı kazançları (W).....	57
Tablo 6.2: PI kontrolde soğuk depo toplam iç ısı kazançları (W).....	58
Tablo 6.3: İki konumlu kontrolde evaporatör fan motorlarının oda sıcaklığı ve yüke bağlı olarak çektiği güç (W).....	59
Tablo 6.4: PI kontrolde evaporatör fan motorlarının oda sıcaklığına ve yüke bağlı çektiği güç (W).....	60
Tablo 6.5: İki konumlu kontrolde kondenser fan gücünün sıcaklığa ve yüke bağlı değişimi (W).....	61
Tablo 6.6: PI kontrolde kondenser fan gücünün sıcaklığa ve yüke bağlı değişimi (W).....	61
Tablo 6.7: İki konumlu kontrolde oda sıcaklığına ve yüke bağlı olarak kompresörün çektiği güç (W).....	62
Tablo 6.8: PI kontrolde depo sıcaklığına ve yüke bağlı olarak kompresörün çektiği güç (W).....	63
Tablo 6.9: İki konumlu kontrolde soğutma sisteminin toplam güç tüketimi (kW)...	64
Tablo 6.10: PI kontrolde soğutma sisteminin toplam güç tüketimi (kW).....	65
Tablo 6.11: Sanayide 1 Ekim 2016- 31 Aralık 2016 tarihleri arasındaki enerji fiyatı (TL/kWh).....	67
Tablo 6.12: İki konumlu kontrolde farklı sıcaklıklar ve farklı yükler için yıllık enerji maliyetleri (TL/Yıl)	67
Tablo 6.13: PI kontrolde farklı sıcaklıklar ve farklı yükler için yıllık enerji maliyetleri (TL/Yıl).....	67
Tablo 6.14: PI kontrol kullanımı sonucunda, iki konumlu kontrole karşı 1 yılda elde edilecek tasarruf miktarı (TL/Yıl)	68
Tablo 6.15: PI kontrol kullanımında sisteme ilave edilen cihazlar ve ilk alım maliyetleri (TL)	69
Tablo 6.16: PI kontrol ile elde edilen kâr ile ilave cihazların kendini geri ödeme süresi (Yıl)	69
Tablo 6.17: 10 Yıl kullanım süresi boyunca ilave cihazların kendini geri ödedikten sonra elde edilen kâr (TL/Yıl)	70
Tablo 6.18: İki konumlu kontrolde soğutma etkinlik oranlarının (EER) oda sıcaklıklarına ve yüke bağlı olarak değişimi	70
Tablo 6.19: PI kontrol soğutma etkinlik oranlarının (EER) oda sıcaklıklarına ve yüke bağlı olarak değişimi.....	71

SEMBOL LİSTESİ

\dot{m}	:	Soğutucu akışkan debisi
h_1	:	Buharlaştırıcıdan çıkan soğutucu akışkanın entalpisi
h_2	:	Kompresörden çıkan soğutucu akışkanın entalpisi
h_3	:	Yoğuşucudan çıkan soğutucu akışkanın entalpisi
h_4	:	Genleşme valfinden çıkan soğutucu akışkanın entalpisi
W_K	:	Gerçek kompresör gücü
\dot{Q}_y	:	Yoğuşturucudan dışarıya atılan ısı
\dot{Q}_b	:	Buharlaştırıcıdan çekilen ısı
\dot{Q}_e	:	Bir ünitenin ürettiği soğutma kapasitesi
\dot{Q}_c	:	Bir ünitenin ürettiği ısıtma kapasitesi
N_c	:	Bir üniteye harcanan enerji
R_{com}	:	Sıkıştırma oranı
K_p	:	Oransal kazanç
K_i	:	İntegral katsayısı
K_d	:	Türevsel kazanç
$u(t)$:	Zamana bağlı kontrolcü çıkış sinyali
$e(t)$:	Zamana bağlı hata sinyali
λ	:	Isı iletim katsayısı
Q_t	:	Panel cidarlarından transmisyon ısı kazancı
K_u	:	Toplam ısı geçirgenlik katsayısı
A	:	Cidarın ısı geçiş alanı
T_d	:	Dış ortam sıcaklığı
T_i	:	İç ortam sıcaklığı
h_i	:	İç yüzeydeki ısı taşınım katsayısı
h_d	:	Dış yüzeydeki ısı taşınım katsayısı
d_i	:	İ. Katman kalınlığı
k_i	:	İ. Katmanın ısı iletim katsayısı
P_c	:	Kompresör elektriksel gücü
W_{TD}	:	Depo içi sıcaklık ölçüm hatası
$W_{TÇ}$:	Çevre sıcaklık ölçüm hatası
W_{TE}	:	Sistem elemanlarını ölçüm hatası
W_{TS}	:	Periyodik zaman hatası
W_P	:	Basınç ölçüm hatası
W_{CP}	:	Diğer hatalar

ÖNSÖZ

Tez sürecinde bilgi ve birikimlerinden faydalandığım, yardımlarını esirgemeyen Sayın Doç. Dr. Hüseyin BULGURCU'ya, danışmanım Sayın Yrd. Doç. Dr. Enver YALÇIN'a, Savaşlar Tesisat Taahhüt ve Tic. Ltd. Şti'ye ve son olarak her zaman çalışmalarımı sabırla destekleyen aileme ve eşime teşekkürü bir borç bilirim.

Balıkesir, 2017

Niyazi BASKIN

1. GİRİŞ

Dünyada, nüfus artışı, kentsel gelişim ve sanayileşmenin artmasına paralel olarak enerjiye ve doğal kaynaklara olan ihtiyaç giderek artmaktadır. Kişi başı elektrik enerjisi tüketimi bir gelişmişlik parametresi olarak kabul edilmektedir. Fakat gün geçtikçe enerji kaynaklarımız tükenmekte, atmosferimiz, toprak ve sularımız kirlenmekte ve geri dönüşü olmayan bir yola girilmektedir. Doğaya olan sorumluluğumuz gereği sınırlı kaynaklardan elde ettiğimiz bu enerjiyi, doğaya en az zarar verecek şekilde ve en verimli şekilde kullanmalıyız.

Ülkemizde de enerji arz ve talebi büyük bir hızla artış göstermektedir. Son on yılda ülkemizin birincil enerji talebi %50 oranında artmış, elektrik enerjisi tüketimi %50 oranında artmış, elektrik enerjisi tüketimi 3 kat artış göstermiştir. Ülkemiz, dünyada 2002 yılından bu yana elektrik ve doğalgazda Çin'den sonra en fazla talep artışı hızına sahip ülke konumundadır [1].

Enerji ve Tabii kaynaklar Bakanlığı verilerine göre ülkemizde 2016 yılı Haziran Ayı sonu itibarıyla elektrik üretiminin 131,3 milyar kWh, tüketiminin ise 133,8 milyar kWh olduğu görülmektedir. Ülkemizin son yıllarda yakalamış olduğu yüksek ekonomik büyüme oranlarıyla birlikte yıllık elektrik enerjisi tüketim artış hızımız son 14 yılda ortalama %5,4 seviyelerinde gerçekleşmiş ve 2002 yılında 132,6 milyar kWh olan elektrik tüketimimiz 2015 yılında yaklaşık 2 katına çıkarak 264,1 milyar kWh'e ulaşmıştır. Elektrik enerjisi talebindeki artış 2013 yılında %1,6, 2014 yılında ise %4,4 iken 2015 yılında %2,7 olarak gerçekleşmiştir (Tablo 1.1) [2].

Yapılan tahminler, enerji talep artışının orta ve uzun vadede de devam edeceğini göstermektedir. Büyüyen bir ekonomiye sahip olan ülkemizin sürekli artan enerji talebini karşılamak ve enerji arzının sürekliliğini sağlamak amacıyla yerli ve yenilenebilir enerji kaynaklarımızın tamamının devreye alınmasına ve mevcut enerji kaynaklarının daha verimli kullanılmasına yönelik çalışmalar büyük bir ivme kazanmıştır [1].

Ülkemiz enerji bakımından büyük çoğunluğu dışa bağımlı bir ülkedir. Bu durumda enerjiyi en verimli şekilde kullanmak ve sarfiyatın önüne geçmek doğaya

olan sorumluluğumuzun yanı sıra vatandaşlık borcumuzdur. Enerjiyi tüketirken konforumuzdan vazgeçmediğimiz, her türlü ihtiyacımızı karşıladığımız gibi enerjiyi verimli kullandığımızda kendi ve ülke bütçemize katkı sağlamak mümkündür.

Tablo 1.1: Ülkemizin elektrik enerjisi görünümü (Milyar kWh) [2]

YIL	ÜRETİM	İTHALAT	İHRACAT	TÜKETİM	ÜRETİM Artış Oranı	TÜKETİM Artış Oranı
2002	129,4	3,588	0,435	132,553	5,4%	4,5%
2003	140,581	1,158	0,588	141,151	8,6%	6,5%
2004	150,698	0,464	1,144	150,018	7,2%	6,3%
2005	161,956	0,636	1,798	160,794	7,5%	7,2%
2006	176,300	0,573	2,236	174,637	8,9%	8,6%
2007	191,558	0,864	2,422	190,000	8,7%	8,8%
2008	198,418	0,789	1,122	198,085	3,6%	4,3%
2009	194,813	0,812	1,546	194,079	-1,8%	-2,0%
2010	211,208	1,144	1,918	210,434	8,4%	8,4%
2011	229,395	4,556	3,645	230,306	8,6%	9,4%
2012	239,497	5,826	2,954	242,370	4,4%	5,2%
2013	240,154	7,429	1,227	246,357	0,3%	1,6%
2014	251,963	7,953	2,696	257,220	4,9%	4,4%
2015	259,690	7,411	2,951	264,150	3,1%	2,7%
2016 Haziran Sonu	131,334	3,047	0,599	133,782		

Dünya çapında bakıldığında kamu ve dağıtım firmalarının açıklamalarına göre elektrik enerji tüketiminde, soğutma ve iklimlendirme sistemlerinin tükettiği enerji toplam enerji tüketiminin kabaca %30'u olarak kabul edilmektedir. Bu nedenle bu sistemlerin tartışmasız enerji tüketimi üzerinde büyük bir etkisi vardır [3].

Soğutma ve iklimlendirme sistemlerinde ilk yatırım maliyetleri ve kullanım sürelerine bakıldığında genelde tüketiciler ilk yatırım maliyeti daha az olan fakat enerji verimlilik sınıfında geri basamakta olan cihazlara yönelmektedirler. Fakat cihazın toplam ömrü süresince çalıştığı süreçte harcadığı enerji maliyeti tüketiciye daha masraflı bir sonuç doğurmaktadır. Verimli cihaz seçildiğinde ilk yatırım maliyet

farkını çalıştığı süre içerisinde kapatıp ve az enerji tüketmesiyle tüketiciyi daha karlı bir konuma getirmektedir.

Verimli cihazların kullanılmasının yanı sıra bu cihazların çalışma kontrol yöntemleri de önemlidir. Yaygın olarak kullanılan geleneksel kontrol yöntemlerinin yerini, yeni teknolojiyle gelişen otomasyon sistemleri almaktadır. Birçok ülkedeki araştırmacılar soğutma sistemlerindeki geleneksel yöntemlerin dezavantajlarını ortaya koymuşlar, geliştirilmesi gerektiğinde karar kılmışlardır [3].

Soğuk hava tesislerindeki elektrik enerjisi tüketiminin %60 ile %70'i soğutma için kullanılmıştır [4].

1.1 Literatür Çalışması

Buzelin ve diğ. [3] endüstriyel soğutma sistemlerinde enerji tüketimi üzerine deneysel çalışma yapmışlardır. Kapalı döngü kontrol algoritmasıyla, klasik açık-kapalı kontrolü karşılaştırmışlardır. Deney tesisatı olarak 18,5 m³ hacminde soğuk oda içerisinde 1,46 m³ kapasiteli depo kurmuşlardır. Kompresör motorunda frekansı 30-60 Hz arasında değiştirerek iki kontrol yöntemi arasında yapmış oldukları kıyaslamaya göre kapalı çevrim kontrolün, diğer iki konumlu kontrole göre daha verimli olduğunu ileri sürmüşlerdir. Soğutma sisteminde %35,24 oranında enerji tasarrufu sağlandığını göstermişlerdir.

Perreira ve Parise [5] ısı pompaları hakkında derlenmiş bilgiler ile farklı kapasite kontrol mekanizmaları ve değişken hız sürücü ile çalışan kompresörler için çalışmalar yapmışlar ve bu sistemlerin gelecek vaat eden çok önemli alternatifler olduğunu söylemişlerdir.

Aprea ve Renno [6] buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi üzerine model tasarlamışlardır ve gerçek deneyler ile karşılaştırma yapmışlardır. Soğutucu akışkan gaz olarak R22, kompresör olarak da hermetik tip kompresör kullanmışlardır. Motor hızını ayarlamak için kompresörün frekansını 30 -50 Hz aralığında değiştirmişlerdir. Sonuç olarak deneysel veriler ve tasarlanmış veriler karşılaştırıldığında, motor frekansının arttıkça soğutma etkinliğinin mevsim şartlarına bağlı olarak aynı oranda

azaldığını gözlemlemişlerdir. Kompresör hızının azalması ile kondenserde yoğuşma sıcaklığının ve sıkıştırma oranının istenen iyi değerlerde olduğunu görmüşlerdir.

Yaqub ve Zubair [7] buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminde kapasite kontrolü için 3 farklı kontrol şeması üzerinde çalışmışlardır. Eşanjörler için sonlu sıcaklık farkına bağlı olarak soğutma çevrim elemanları üzerinde varyasyonlar sağlamışlardır. Bunlar; kondenser ve evaporatör olmak üzere dış akışkan giriş sıcaklıklarıdır. Çalışma sonucunda tam yükteki çalışma için performans katsayısında, soğutma akışkan kütleli debisi ve çalışma sıcaklıkları üzerine şema oluşturmuşlardır ve kıyaslama yapmışlardır.

Aprea ve diğr. [8] soğutma sisteminde değişken hızlı sürücüler için scroll kompresör deneysel çalışmasında, kompresör hızına bağlı olarak ortaya çıkacak enerji tasarruf potansiyelini araştırmışlardır. Yapılan çalışmalar sonucunda buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminde %20 oranında enerji tasarrufuna ulaşmışlardır.

Lida ve diğr. [9] deneysel olarak 3 kW gücünde hermetik scroll kompresörü ısı pompası üzerinde çalıştırmışlardır. Bu kompresörün pratik sınırları olarak 25 Hz ile 75 Hz frekans değeri olarak almışlardır. İnverter sürücülü kompresör ile kısmi yükte iyileşmeler olduğu gözlemişler ve sabit kapasiteli sistem ile karşılamışlardır. Açıklanan sebep, geliştirmeler ile kısmi yüklerdeki yüksek verimliliklerdir. Maliyet ve SEER incelemeleri sonucunda inverter kontrol maliyetinin toplam maliyet oranında %20 artış olduğu ve tek kapasiteli sistem üzerinden %20 ile %26 oranında enerji tasarrufu yapıldığı belirtilmiştir. Çevrim kayıpları tahmini olarak %5-7 olarak alınmıştır. Geri ödeme süresi 3 ile 4 yıl arası olarak hesaplanmıştır. Sabit hızlı sistemlere göre değişken hız kontrolü için tanımlanan diğer avantajlar hassas sıcaklık kontrolü, sistemin yumuşak kalkış kontrolü, düşük gürültü olarak tanımlanmıştır.

Cawley ve Pfarrer [10] yapmış olduğu çalışmada sabit devirli ve iki hızlı kompresörün kısmi yüklerde çalışmasını karşılaştırmışlardır. İki hızlı kompresörün kısmi yüklerde çalışmasında kalkış enerjisinin düşmesiyle sürtünme kayıplarının önüne geçilmiş ve böylece sabit devirli kompresörle kıyaslandığında %49 oranında daha iyi enerji verimlilik oranına ulaşmışlardır.

Li ve diğr. [11] soğutma sistemlerine PI kontrol metodu uygulamışlar ve enerji verimliliklerini incelemişlerdir. Sistem kapasitesini frekans dönüştürücüsü ile

aşırı kızgınlığı elektronik genleşme valfiyle kontrol etmişlerdir. Çalışma sonucunda sistem üzerinde hassas bir kontrol sağlamışlar ve yüksek soğutma tesir katsayısı elde etmişlerdir.

Shimma ve diğr. [12] tarafından yapılan çalışmada enerji tasarrufları üzerine yoğunlaşmış inverterlerin klimalara uygulanması ve etkileri ayrıntısıyla incelenmiştir. Klima sistemlerindeki bileşenlerin özel olarak performanslarının artırılmasıyla ve daha iyi kontrol metotları uygulanmasıyla maksimum enerji tasarrufunun sağlanabileceğini açıklamışlardır. Daha düşük hızlarda çalışan kompresörün daha yüksek çalışma verimine ulaşması için çalışmalar yapmışlardır. Kompresörün düşük devirde çalıştığı koşullarda enerji tasarrufunun %20 ila 40 arasında değiştiğini ileri sürmüşlerdir. PI kontrol algoritması uygulanan sistemle aç-kapa kontrol metodu uygulanan sistem karşılaştırıldığında oda sıcaklığındaki dalgalanmaların %50 oranında azaldığını söylemişlerdir. Oda sıcaklığında istenilen değere ulaşma süresinin kısaldığını gözlemlemişlerdir. Ayrıca bazı problemlerin giderilmesi gerektiğini açıklamışlardır. Bunlar; yüksek frekansta çalışan sistemin gürültü kirliliğinin önüne geçmek için sistem tasarımında yapılması gereken iyileştirmeler ve düşük frekansta çalışmada titreşim problemlerinin önlenmesidir.

Senshu [13] inverter sürücülü scroll kompresör ile çalıştırılan küçük kapasiteli ısı pompası sisteminde yıllık enerji tasarrufu üzerine yaptığı çalışmada, geleneksel pistonlu kompresör ile karşılaştırma yaptığında yıllık performans veriminde %30 luk bir enerji tasarrufu sağlandığını belirtmişlerdir.

Aprea ve diğr. [14] yine farklı bir çalışmasında kompresörün en uygun çalışma koşullarının belirlenmesi üzerine çalışmalar yapmışlardır. Deneylerde scroll ve pistonlu kompresör olmak üzere iki farklı kompresör kullanmışlardır. Deneylerdeki amaç ekserji yıkım oranlarını, enerji tasarruflarını araştırmak ve bunlar için kompresör akım frekansını optimize etmektir. Deneylerin sonucunda kompresör frekansını 30 Hz'de sabitleyerek scroll kompresörden %15, pistonlu kompresörden %25 enerji tasarrufu elde edilmiştir.

Qureshi ve Tassou [15] soğutma sistemlerinde değişken hızlı kapasite kontrolü adlı çalışmada genel bir literatür taraması yapmışlardır. Çalışmaların ardından değişken hızlı sürücülerin önemini vurgulamışlar ve optimum düzeyde

çalışma koşulları için tasarım faktörlerinin soğutma sistemlerinin üzerinde daha fazla araştırma yapılması gerekliliğini vurgulamışlardır. Düşük hızlardaki motor verimliliğinin ve kompresörün düşük hızlardaki uygun şekilde yağlanması ve soğutulmasının önemini belirtmişlerdir. Yüksek verimli motorlar kullanarak daha fazla enerji tasarrufunda bulunulabileceği üzerinde durulmuştur.

Aprea ve diğr. [16] soğutma tesisinde kompresör hızında bulanık kontrol adlı çalışma yapmışlardır. Çalışmanın temel amacı en uygun kompresör hızını bulanık kontrol algoritmasıyla elde etmektir. Klasik yöntem olan iki konumlu kontrol yerine inverter kullanarak kompresör hızını ayarlayarak elde edilecek enerji tasarrufunu değerlendirmişlerdir.

Ekren ve diğr. [17] elektronik genişleme valfi ve değişken hızlı kompresörler için farklı kontrol yöntemleri için her bir eleman ve kontrol için değişken sürücülü kompresörlerde ve genişleme valfi kontrolünde üç farklı kontrol metodu karşılaştırması yapmışlardır. Bunlar PID, yapay sinir ağları metodu (ANN)= (Artificial Neural Network) ve bulanık mantık metodu (Fuzzy Logic). PID kontrol metodu daha kararlı aşırı kızdırma sıcaklığı ve evaporatör çıkış su sıcaklığı halleri için makul kontrol çözümleri olduğu söylenmiştir. Fakat bulanık kontrol metodu PID'ye göre %1,4 daha düşük tüketim gücüne sahiptir. Yapay sinir ağları metodu sırasıyla PID için %8,1, bulanık mantık metodu için %6,6 oranlarında enerji tasarrufu sağlamıştır.

Ekren ve diğr. [18] değişken hızlı doğru akımlı kompresörlerde performans değerlendirmesi yapmışlardır. Dört farklı hızda çalışmalar yapılmıştır. Deney sonuçlarına göre enerji ve ekserji verimlilikleri analiz edilmiştir. Yüksek hızlarda çalışma şartlarında değişken hızlı kompresörün sabit hızlı kompresörden daha verimli olduğu açıklamışlardır.

Evans ve Gigiel [19,20] soğuk hava depolarında ayrıntılı bir şekilde enerji analizleri yapmışlardır ve soğuk depolarda kullanılan cihazların yüksek verimli cihazlarla değiştirilmesi ve ekipmanların tamir edilerek gerekli yerlerde yalıtımların yapılması takdirde %30 ila 40 arasında enerji tasarrufu sağlanabileceğini söylemişlerdir.

2. SOĞUTMA SİSTEMLERİ VE ENERJİ VERİMLİLİĞİ

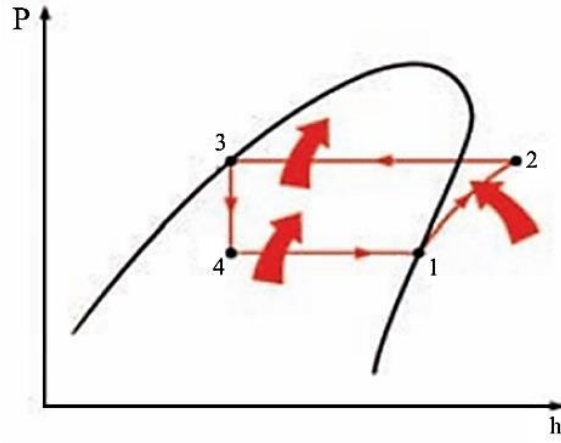
2.1 Buhar Sıkıştırılmalı (Mekanik) Soğutma Çevrimi

En yaygın soğutma çevrimidir. Soğutucu akışkanın düşük basınçta çevreden ısı alarak buharlaşmasını sağlayan eleman evaporatördür. Evaporatörden (buharlaştırıcı) alınan buharı yüksek basınçlı kondensere basan eleman kompresördür. Kompresörden (sıkıştırıcı) gelen sıcak kızgın gazın ısını alarak onun yoğunlaşmasını sağlayan eleman kondenserdir (yoğunlaştırıcı). Sıvı hale gelen soğutucu akışkanın toplanabileceği eleman sıvı deposudur (receiver). Sıvı deposundan gelen sıvı soğutucu akışkanın geçişini çeşitli metotlarla kısıtlayarak evaporatörde düşük basınç oluşmasını, dolayısıyla soğutucu akışkanın buharlaşacak hale gelmesini sağlayan eleman genişleme valfidir.

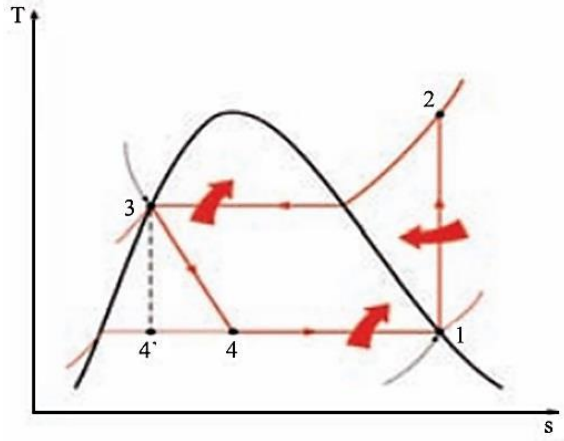
Bir soğutma çevriminde de enerji alışverişi olmaktadır. Isı geçişleri doğal yollardan her zaman yüksek sıcaklıktan, düşük sıcaklıktakine doğrudur. Bu eylem kendiliğinden gerçekleşir. Soğutma makineleri yardımıyla bu ısı geçişi tam tersi şekilde yani düşük sıcaklıktaki ortamdan yüksek sıcaklıktaki ortama olabilir. Bu çevrim bir akışkan ile sağlanmaktadır. Bu akışkana soğutucu akışkan denmektedir.

Buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimi ilerleyen bölümlerde detaylıca anlatılacaktır.

Şekil 2.1 ve Şekil 2.2' deki diyagramlarda gösterilen soğutma çevriminde, çevrime dâhil olan enerji ve sonucunda oluşan ısı alışverişi görülmektedir.



Şekil 2.1: Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi log P-h diyagramı [21]

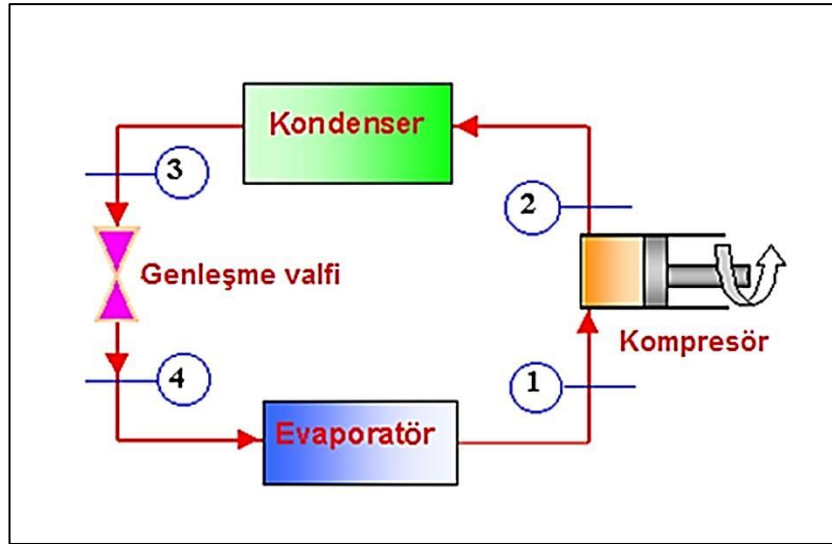


Şekil 2.2: T-s diyagramı [21]

Bir soğutma çevrimi, soğutucu akışkanın ısı emmesi ve ardından ısıyı çevreye vererek sistem içerisinde değişikliklere yol açtığı, soğutma makinası içerisinde gerçekleşen çevrimdir. Soğutma çevriminin çalışma prensibini, 1824’de Sadi Carnot tarafından ısı makinesi olarak tanımlanmıştır. İdeal şartlarda soğutma çevrimini en iyi karşılayan Carnot çevrimidir fakat pratikte uygulanmasını olanaksız kılan bazı sorunlar ortaya çıkmaktadır. Bu nedenle uygulama alanında en çok karşımıza çıkan mekanik buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminde, ideal buhar sıkıştırırmalı soğutma veya ters Rankine çevrimi kullanılmaktadır.

Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimleri günümüzde en yaygın kullanılan soğutucu tipidir. Buhar sıkıştırırmalı soğuma çevriminin dört elemanı vardır, bunlar; evaporatör, kompresör, kondenser ve genişleme (veya kısma) valfi (Şekil 2.3).

Temel buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminde, soğutucu akışkan kompresöre doymuş buhar olarak girer ve kondenser içinde doymuş sıvı hale gelene kadar soğutulur. Sonra soğutucu akışkan evaporatör basıncına kısılarak girer ve ısıyı soğutulan ortamdan absorbe ederek buharlaşır. Sistemin sürekli olarak çalıştığı, kinetik ve potansiyel enerjilerinin de ihmal edildiği varsayılırsa çevrimin bilinen yöntemlerle analizi mümkündür.



Şekil 2.3: Temel buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi [22]

2.2 Mekanik Buhar Sıkıştırma Çevriminin Termodinamik Analizi

Şekil 2.1 ve Şekil 2.2’ de herhangi bir soğutucu akışkanın basınç-entalpi “P-h” ve “T-s” grafiği verilmiştir. Soğutucu akışkan üzerinde oluşturulacak soğutma devresinde, soğutma sisteminin “soğutma etkinliği”, “kondenserden uzaklaştırılan ısı”, “kompresörün soğutmada sarf ettiği güç” ve “soğutma performans katsayısı” gibi parametreler hesaplanabilmektedir.

2.2.1 Sıkıştırma İşlemi

Kompresör giriş (emme) hattında bulunan soğutucu akışkanın sıcaklık ve basıncı düşüktür. Mekanik sıkıştırma ile birlikte soğutucu akışkanın sıcaklığı ve basıncı artar. Sıkıştırma işlemi ideal şartlarda, adyabatik olarak kabul edilirse kompresörü çalıştırmak için gerekli güç eşitlik (2.1) de verilmiştir.

$$W_K = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (2.1)$$

W_K : Gerçek kompresör gücü (kW)

\dot{m} : Soğutucu akışkan debisi (kg/s)

h_1 : Buharlaştırıcıdan çıkan soğutucu akışkanın entalpisi (kJ/kg)

h_2 : Kompresörden çıkan soğutucu akışkanın entalpisi (kJ/kg)

2.2.2 Yoğuşma İşlemi

Kompresörden çıkan yüksek basınç ve sıcaklıktaki soğutucu akışkan kondensere (yoğuşturucuya) girerek ısısını dış ortama vererek gaz halinden sıvı haline geçer. Sıcaklığı biraz daha aşağıya çekmek istenir. Bunun nedeni soğutucu akışkanın tamamının sıvı faza geçmesi istendiğindedir. Yoğuşturucunun dışarıya attığı ısı (2.2)'deki eşitlikte verilmektedir.

$$\dot{Q}_y = \dot{m}(h_2 - h_3) \quad (2.2)$$

\dot{Q}_y : Yoğuşturucunun dışarıya attığı ısı (kW)

h_3 : Yoğuşturucudan çıkan soğutucu akışkanın entalpisi (kJ/kg)

Yoğuşturucudan çekilen ısıyı bulabilmek için (2.3)'teki eşitlik kullanılmaktadır.

$$\dot{Q}_y = \dot{Q}_b + W_k \quad (2.3)$$

\dot{Q}_b : Buharlaştırıcının çektiği ısı (kW)

2.2.3 Genleşme İşlemi

Genleşme işleminde, kondenserden gelen sıvı fazındaki soğutucu akışkanın kısılma vanasından geçmesiyle basıncı düşer ve buharlaştırıcıya sıvı ve buhar karışımı halinde geçiş yapar. Genleşme işleminde ısı geçişi olmayıp iş yapılmadığı varsayılırsa giriş ve çıkış entalpileri eşit olarak kabul edilmektedir.

$$h_3 = h_4 \quad (2.4)$$

h_4 : Kısılma valfinden çıkan soğutucu akışkan entalpisi (kJ/kg)

2.2.4 Buharlaşma İşlemi

Genleşme vanasından gelen düşük basınç ve sıcaklıktaki soğutucu akışkan buharlaştırıcıya (evaporatöre) gelerek buharlaşmaya başlar. Buharlaşmanın sonlarına doğru akışkanın tamamının buharlaşması için ek bir sıcaklık verilir, buna aşırı kızdırma denir. Bu şekilde kompresöre geçecek olan akışkan tamamen gaz halinde olması sağlanır. Buharlaştırıcının bulunduğu hacimden çektiği ısı, yani soğutma kapasitesi denklem (2.5) ile ifade edilebilir.

$$\dot{Q}_b = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (2.5)$$

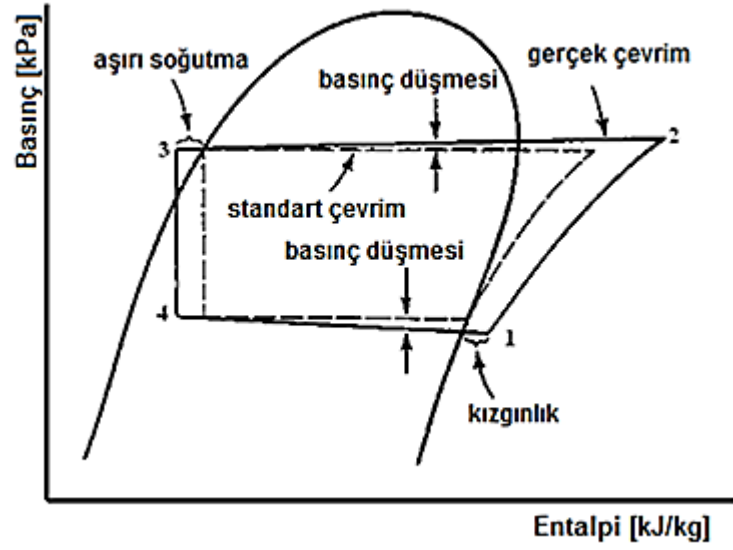
2.2.5 Soğutma Etkinliği

Soğutma etkinlik katsayısı; tüketilen her birim enerji başına soğutulan ortamdaki çekilen enerjiyi ifade etmektedir.

$$COP = \frac{\dot{Q}_b}{W_k} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (2.6)$$

2.3 Gerçek Mekanik Buhar Sıkıştırma Çevrimi

Şekil 2.4'te gerçek buhar sıkıştırma çevrimi ile temel çevrimin karşılaştırılması verilmiştir. İki arasında çeşitli noktalarda farklar vardır.



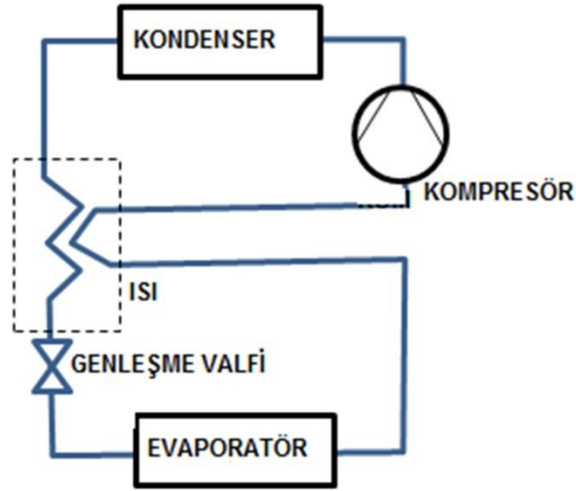
Şekil 2.4: Gerçek buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi log P-h diyagramı [22]

Şekil 2.4’de gösterildiği gibi gerçek çevrimde soğutucu akışkan, kondenser, evaporatör ve bağlantı borularından geçerken sürtünme etkisi nedeniyle basınç düşmeleri oluşur.

- Gerçek sıkıştırma süreci (1-2 işlemi) kızgın buhar bölgesinde başlar. Doymuş buhar hattında başlamaz.
- Gerçek sıkıştırma süreci tersinmezdir (izentropik değildir) ve entropi artış yönünde ilerler. ($S_2 > S_1$)
- Kompresörün izentropik verimi kompresörün performansını değerlendirmek için ve gerçek kompresör çıkışındaki (2 noktası) entalpiyi tanımlamak için kullanılır.
- Kondenserdeki ısı atma işleminin sonunda (2-3 işlemi) sıvı aşırı soğutulmuştur, doymuş değildir [22].

2.4 Tek Kademeli Sıvı-Buhar Isı Değişiricili Soğutma Çevrimi

Tek kademeli soğutma sisteminde sıvı ve emme hatları bir ısı değiştirici ile birleştirilmiş ve sistem performansının arttırılması amaçlanmıştır. Isı değiştiriciden geçen sıvı haldeki soğutucu akışkan bir miktar ısısını buhar hattındaki kızgın buhara verir ve aşırı soğutulmuş sıvı haline gelir. Genelde kondenseri terk eden soğutucu akışkan aşırı soğuk haldedir, ısı değiştiriciden geçtiğinde sıcaklığı daha düşük dereceye iner. Genleřme valfine giren soğutucu akışkan daha düşük entalpiye dūřeceęi için 1 kg kütledeki soğutucu akışkanın evaporatör içindeki ısı alma kapasitesi (soğutma etkinliği) arttırılmış olur.



Şekil 2.5: Tek kademeli sıvı-buhar ısı değiştiricili soğutma çevrimi [22]

Ancak hermetik kompresörlü sistemlerde kompresör emme hattından dönen soğutucu akışkan ile soğutulduğundan soğutucu akışkanın daha kızgın olması kompresörlerde soğutma yetersizliğine neden olabilir. Bu durumda basma hattı sıcaklığı daha da artacağından kondenser yükü de artmış olur ve bu durumda ısı değiştirici kullanımı anlamsız olur.

2.5 Çok Kademeli Buhar Sıkıştırma Sistemleri

Tek kademeli buhar sıkıştırma sistemleri genellikle yoğunlaşma ve buharlaşma basınçları arasındaki sıkıştırma oranı makul olduğunda kullanılır. Ama bu oran düşük bir buharlaşma sıcaklığı ya da yüksek bir yoğunlaşma sıcaklığı yüzünden arttığında bazı faktörler soğutma kapasitesini ve çevrim performans (COP) katsayısını düşürür.

Gosney'e göre, tek kademeli buhar sıkıştırma sistemi için uygun sınır, yoğunlaşma-buharlaşma sıcaklıkları arasındaki fark 40 K'dir. 40 K'den fazla sıcaklık farklılıkları için tek kademeli buhar sıkıştırma sistemi tavsiye edilmez. Çok kademeli sistemler (Hem kademeli sıkıştırma hem de ardışık sistemler) düşünülmeli ve incelenmelidir.

Tek kademeli sistemin yerine çok kademeli buhar sıkıştırma sistemi kullanmanın nedenleri:

- Çok kademeli bir sistemde her aşamanın sıkıştırma oranı, tek kademeli bir birimdekinden daha küçüktür.
- Sıkıştırma oranı $R_{\text{sıkıştırma oranı}}$, (2.7) eşitliği yardımıyla hesaplanabilir [22].

$$R_{\text{sıkıştırma oranı}} = \frac{P_{\text{basma}}}{P_{\text{emme}}} \quad (2.7)$$

- Sıvı soğutucu daha düşük bir entalpide buharlaştırıcıya girer ve soğutma etkisini artırır.
- Yüksek kademeli kompresördeki gaz basıncı, yoğunlaşma ve buharlaşma basıncı arasındaki aynı basınç farkındaki tek kademeli sistemden daha düşük bir sıcaklığa sahip olabilir.

Çok kademeli sistem, soğutma yükündeki değişimleri uyumlaştırabilir. Yüksek kademeli kompresörün emme basıncına eşit olan düşük kademeli kompresörün basma basıncı, ara kademe basıncı olarak adlandırılır.

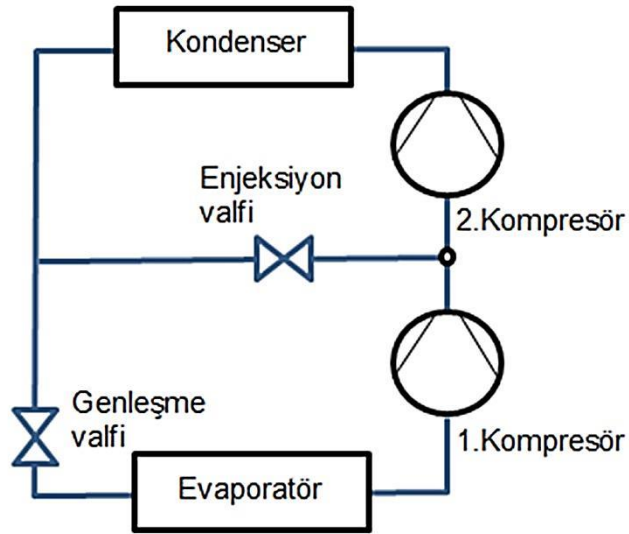
Ara kademe basıncı genellikle, her kademedeki sıkıştırma oranı daha yüksek COP olması için aynı olsun diye ayarlanır.

İki kademeli genişleme sistemi için ara kademe basıncı eşitlik (2.8) yardımıyla hesaplanabilir. [22].

$$P_{ara\ kademe} = \sqrt{P_{buharla\şma} P_{yo\ğuşma}} \quad (2.8)$$

2.5.1 Sıvı Enjeksiyonlu İki Kademeli Çevrim

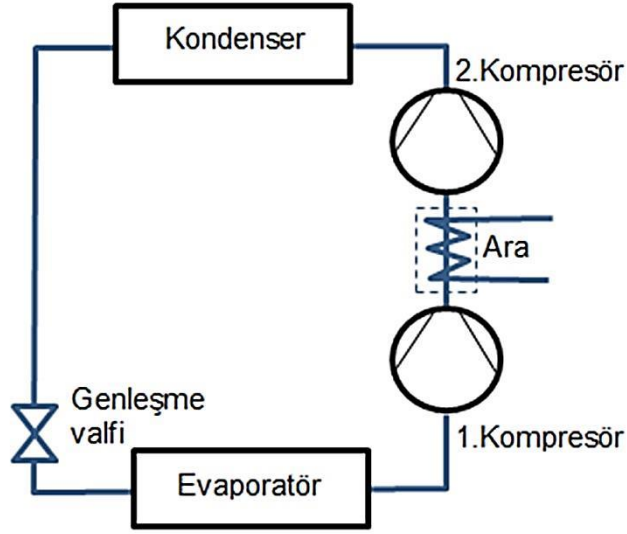
Şekil 2.6’da bu çevrime ait şema gösterilmiştir. İki kademe arasında soğutucu akışkanın aşırı ısınmasını engellemek için sıvı hattından gelen soğutucu akışkan enjekte edilir. Böylece ikinci kompresörden ayrılan soğutucu akışkan çok yüksek sıcaklıklara çıkmamış olur. Ara kademeye püskürtülen akışkan debisi soğutma tesir katsayısını (STK) olumsuz etkiler. Ayrıca çift kademeli soğutma sistemlerinde kompresör işi iki katına çıktığı için COP düşük olacaktır. Bundan dolayı derin soğutma uygulamaları pahalı süreçlerdir.



Şekil 2.6: Sıvı enjeksiyonlu iki kademeli soğutma çevrimi [22]

2.5.2 Ara Soğutmalı İki Kademeli Soğutma Çevrimi

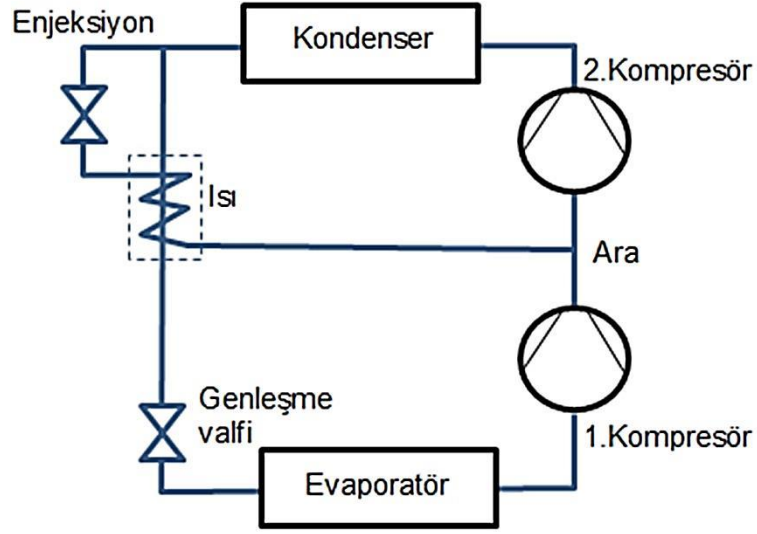
İki kademeli çevrimde ara soğutma (intercooler) için dışarıdan bir kaynak (soğutma suyu) kullanılırsa sistem performansı, sıvı enjeksiyonlu sistemle kıyaslandığında daha iyileşmiş halde olur. Fakat ısınan bu su, başka bir proste kullanıldığında toplam sistem verimini pozitif yönde etkiler, aksi takdirde soğutma suyu maliyeti yüksek miktarlarda olacaktır (Şekil 2.7).



Şekil 2.7: Ara soğutmalı iki kademeli soğutma çevrimi [22]

2.5.3 Ekonomizörlü İki Kademeli Çevrim

Bu çevrim endüstriyel soğutma sistemlerinde yaygın olarak kullanılır. Ekonomizör; sıvı enjeksiyon ile sıvı hattı ısı değiştiricisinin birleşmiş halidir. Bu çevrimde hem sıvı hattı aşırı miktarda soğutulmuş olur, hem de ara kademe, soğuk buhar ile soğutulur. Sistem performansı önceki iki kademeli sistemlere göre daha verimli olur (Şekil 2.8).



Şekil 2.8: Ekonomizörlü iki kademeli soğutma çevrimi [22]

2.6 Soğutma Sistemlerinde Enerji Verimliliği

Soğutma sistemlerinin enerji verimliğinde kavramlar birkaç kez değişmiş olsa da temel mantık aynıdır. Bu kavramların tanımı yapıp bu makalede EUROVENT standartları referans alınacaktır.

EER (Energy Efficiency Ratio: Enerji Etkinlik Oranı) (ARI normuna göre): Bir ünitenin ürettiği soğutma kapasitesinin, harcanan enerjiye oranıdır.

$$EER = \frac{Q_e (Btu)}{N_c (Wh)} \quad (2.9)$$

Soğutmanın ilk döneminden yakın zamana kadar ARI normuna göre kullanılan COP (Coefficient Of Performance: Performans katsayısı) Amerika'da yaygın kullanılan bir birimdir.

$$COP = \frac{Q_e (kW)}{N_c (kW)} \quad (2.10)$$

Bu kavramlara göre EER = 3,412 COP' dir.

Isı pompası (heat pump) teknolojisindeki gelişmelere paralel olarak bu cihazlarda da enerji verimliliği uzun yıllar EER veya COP soğutma ve ısıtma olarak tanımlanmasına rağmen bazen tanımların belirtilmemiş olması karışıklıklara neden olmaktadır.

EUROVENT tarafından kullanıma alınan tanımlar ile bu kavram kargaşası ortadan kaldırılmıştır. EUROVENT tanımlamalarında tek enerji birimi kW kullanılmaktadır. Buna göre soğutma sistemlerindeki verimlilik: EER'dir.

EER (Isı pompası soğutma modu, yalnız soğutma yapan cihazlar için EER: Soğutma enerji etkinlik oranı): Bir ünitenin ürettiği soğutma kapasitesinin harcadığı enerjiye oranıdır.

$$EER = \frac{Q_e (kW)}{N_c (kW)} \quad (2.11)$$

COP (Isı pompası ısıtma modu için EER: Isıtma enerji etkinlik oranı): Bir ünitenin ürettiği ısıtma kapasitesinin harcadığı enerjiye oranıdır.

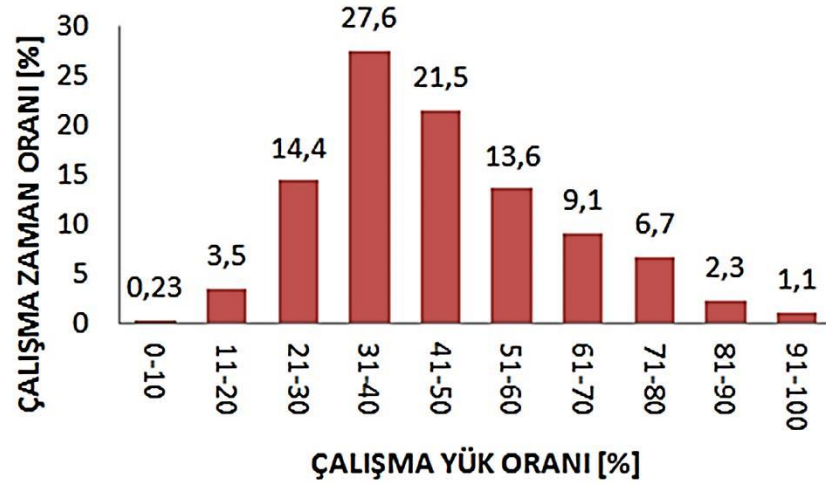
$$COP = \frac{Q_c (kW)}{N_c (kW)} \quad (2.12)$$

Bu kavramlar cihazın %100 kapasitede çalıştığı durumlarda geçerlidir.

2.6.1 Kısmi Yüklerdeki Verim

Uygulamalarda soğutma cihazlarının %100 kapasitede çalıştıkları süre çok azdır. Şekil 2.9'da Kuzey yarım küredeki ve Akdeniz iklim bandındaki soğutma cihazının farklı kapasitelerdeki çalışma sürelerinin toplam çalışma zamanına oranları verilmiştir.

Şekil 2.9' da görüldüğü üzere soğutma sistemi çalışma ömrünün çok büyük bir bölümünü kapasitenin %20–70 arasında değerinde soğutma yaparak geçirmektedir [23].



Şekil 2.9: Soğutma yükü dağılımı [23]

Soğutma cihazlarında yapılan tasarım özelliklerine bağlı olarak bu kısmi yüklerdeki performanslar çok değişiklik arz etmektedir. Bu durumda aynı elemanlar ile yapılmış kumanda ve tasarımlar farklı cihazlarda farklı performanslar ortaya çıkarmaktadır. Bu nedenle cihazların çalışmalarının önemli bölümünü geçirdikleri kısmi yüklerdeki performanslarının değerlendirilmesi önem arz etmektedir.

EER değerinin, Avrupa Eurovent standartlarına göre ESEER (Avrupa Mevsimsel Enerji Etkinlik Oranı), Amerika ARI standartlarına göre IPLV (Entegre Edilmiş Kısmi Yük Değeri) olarak adlandırılmaktadır.

ESEER (European Seasonal Energy Efficiency Ratio: Avrupa Mevsimsel Enerji Etkinlik Oranı): Bir ünitenin kısmi yüklerdeki meydana getirdiği soğutma kapasitelerinin bu kapasitelerdeki harcanan enerjilere orantılarının bileşkesidir. Bu bileşke dış hava sıcaklığı ve kullanım alışkanlıklarına yapılaşma özelliklerine bağlı olarak değişen katsayı ile hesaplanması sonucu elde edilen bir bileşke değerdir.

$$ESEER = A.EER_{(%100)} + B.EER_{(%75)} + C.EER_{(%50)} + D.EER_{(%25)} \quad (2.13)$$

Yukarıdaki formülde belirtilen ESER değerleri hesaplamasında kullanılacak dış hava sıcaklıklarına bağlı katsayılar Tablo 2.1’de verilmiştir.

Tablo 2.1: ESEER parametreleri

KISMİ YÜK DEĞERİ	ESEER PARAMETRELERİ	
	DIŞ HAVA SICAKLIĞI (°C)	AĞIRLIKLIL KATSAYI
%100	35	A=%3
%75	30	B=%33
%50	25	C=%41
%25	20	D=%23

Bu açıklamalardan görüleceği üzere **EER** değeri kısmen komponentlere bağlı bir tasarım (cihazın kompresör, serpantin büyüklüğü, vb.) parametreleri sonucu iken **ESEER** değeri farklı mühendislik ve uzmanlık gerektiren tasarım özellikleri sonucudur. Yukarıdaki tanımlamalardan da anlaşılacağı üzere enerji verimlilik oranı ve cihazın kullanımı esnasında harcanan enerji giderini EER değeri değil ESEER değeri belirlemektedir. **ESEER** değerinin ARI normlarında karşılığı ise **IPLV** değeridir.

Su soğutma cihazlarındaki EER ve ESEER değerlerinin cihaz tipine ve kompresör tipine göre yaklaşık değerleri Tablo 2.2 'deki gibidir.

Tablo 2.2'de su soğutmalı cihazların verimleri, hava soğutmalı cihazlara göre daha yüksektir. Yine tablodan vidalı ve santrifüj kompresörlü cihazların etkinlik değerleri diğer scroll ve piston kompresörlere göre çok fazladır. Hava soğutmalı kondenserli cihazların kolay işletim ve bakımları düşük etkinlik değerlerine rağmen küçük ve orta ölçekli sistemlerde tercihlerine neden olmaktadır. Büyük soğutma kapasitelerinin ihtiyaç gösterdiği tesislerin vidalı ve santrifüj kompresörlü cihazlar olması ve bunların su soğutmalı kondenserli cihazlar olması verimlilik yönünden önemli avantajı yaratabilir. Ancak su soğutmalı kondenserli cihazın işletme maliyetlerine kule enerji giderleri ve kondenser sirkülasyon pompası enerji giderlerinin de dâhil edilmesi gerekir.

Tablo 2.2: Soğutma sistemlerinde cihaz tipine göre yaklaşık etkinlik değerleri

Kompresör	Su Soğutmalı Kondenser				Hava Soğutmalı Kondenser			
	EER		ESEER		EER		ESEER	
	min	max	min	max	min	max	min	max
Scroll ve Pistonlu	3,00	4,00	3,50	5,50	2,00	3,00	3,50	5,50
Vidalı	3,50	4,50	4,00	6,00	2,50	3,50	4,00	5,50
Santrifüj Klasik	4,00	5,00	4,50	7,00	3,50	4,00	4,00	6,00
Santrifüj Manyetik Yataklı	4,00	5,50	6,00	10,00	3,50	4,50	4,00	6,50

2.6.2 Soğutma Sistemlerinde Verimlilik

Soğutma sistemlerinde ortalama enerji tüketimini hesaplamak için ESEER değerini kullanmak bizlere daha gerçekçi bir enerji sarfiyatı bilgisi verir.

$$\text{Enerji tüketimi} = \text{Soğutma kapasitesi} / \text{ESEER} \quad (2.14)$$

Sezonluk soğutma enerjisi (kWh) (2.15) bağıntısı yardımıyla bulunur;

$$(0,03 * N) * C + (0,33 * N) * (0,75 * C) + (0,41 * N) * (0,50 * C) + (0,23 * N) * (0,25 * C) = (\text{kWh}) \quad (2.15)$$

Buna göre sezonluk soğutma enerjisi;

$$0,54 * N * C = (\text{kWh}) \quad (2.16)$$

C= % 100 nominal soğutma kapasitesi

N= Cihazın çalışma süresi

Soğutma cihazının sezonluk enerji sarfiyatı (2.17) bağıntısıyla bulunur;

$$0,54 * N * \frac{C}{\text{ESEER}} = (\text{kWh}) \quad (2.17)$$

3. SOĞUK DEPOLARDA ENERJİ VERİMLİLİĞİ

Soğuk oda veya depo, istenilen amaca ve yere göre hizmet etmek üzere kurulan, barındırdığı hacmi ve maddeleri belli soğuklukta muhafaza ederek bu sistemin devamlılığının sağlanması için iç ve dış ünitesi olan soğutma sistem ekipmanlarıyla çalışan bir sistemdir.

Soğuk hava depolarını işletenler de ve buralardan hizmet alanların da maliyetlerin azaltılması yönündeki baskısı, özellikle müşterilerden gelen baskılar her geçen gün artmaktadır.

Bu amaçla dünyada soğuk hava deposu işletmecileri maliyetlerini azaltmak için pek çok alanda çaba sarf etmektedir. Enerji gideri bir soğuk hava deposunun en önemli faaliyet gideri olması nedeniyle enerji giderini azaltmak öncelikli hedef halindedir.

2010 IARW Productivity ve Benchmarking raporuna göre; ABD ve Kanada bölgesinde 268 soğuk hava deposuna ait verileri kapsamaktadır, bu depoların enerji gideri; gelirin %8,7 ila %17,3 kadarını oluşturmaktadır. Bu değer ortalamada %11,6'dır.

Soğuk hava depo işletmeciliğinde soğutma sistemi; yüksek elektrik fatura bedelinin soğuk şüphelidir. Bu gideri azaltmak için incelenmesi gereken pek çok parametre vardır. Bu parametreler; soğutma sistemi, depo mimarisi, kullanılan ekipman ve çevre şartlarına bağlı olarak değişebilmektedir. Aşağıda soğutma sistemiyle ilgili başlıklar vardır.

Mevcut borulama sistemi, yeniden borulama, eski tip soğuk hava depolarında yapılması gerekir, evaporatör ile kondenser sistemi arasında basınç düşmesi iki pound ise mutlaka yapılmalıdır. Bir poundluk basınç düşüşü, emme basıncında iki derece düşüşe sebep olur, enerji kullanımında %7-10 azalma olur.

Kötü izole edilmiş borular diğer bir enerji kayıp noktasıdır. Bu nedenle sık sık kontrol edilerek boru veya valflerde buzlanma veya karlanma yeniden yalıtım yapmayı gerektirir.

Nem yükünü azaltma, soğutulmuş fanlara yapışan nemli havanın yarattığı buzlanmadan kurtulma ve nemli havanın kurutulması için harcanan enerji maliyet arttıran unsurdur. Bu nedenle nemli havaya engel olunmalıdır. Bu amaçla çeşitli sistemler kullanılmaktadır.

Evaporatör performansını artırma, evaporatör fanlarının beygir gücünü 1-3 HP arttırma yoluyla evaporatör kapasitesinde %22'lere varan artış sağlanabilir. Fan motorlarına 1 kW ilave güç vermek sisteme 1,6 kW güç sağlamaktadır [21].

Soğutma sistem kontrolü, soğutma sisteminin üç ana parçası; evaporatör, kompresör ve kondenserdir. Evaporatör fanları deponun uygun sıcaklığa erişmesinden sonra otomatik olarak kapanmalıdır. Bu yolla, motorların depo içinde yaydığı sıcaklıkta azalmış olur. Kompresörlerin bakımları düzenli yapılmalı, kondenserler özellikle sıcak yaz günlerinde plakalara yapışmış tozdan arındırılmak için yıkanmalıdır.

Çalışanların eğitimi, soğuk hava deposunda çalışan tüm personelin operasyon giderleri içinde en fazla yer tutan elektrik giderini azaltma yönünde eğitilmelidir.

Sadece gereksiz ışıkları söndürmek yetmez, soğuk depolarda düşük tüketimli LED ampuller kullanılmalıdır.

Soğuk hava depolarında elektrik enerjisini azaltmaya yönelik operasyonları da dikkate almak gerekir [24].

Soğuk depolarda optimum sıcaklığın korunması ve enerji tasarrufu yapılması için iç sıcaklığın fazla değişmemesi önemlidir. Bu sebeple;

- Oda kapıları kapalı tutulmalıdır.
- İnsanlar depo içerisinde az zaman geçirmelidir.
- Depo sıcaklık seviyeleri uygun tolerans değerlerine ayarlanmalıdır.
- Sıcaklık ve nem ölçümlerinin doğru yerlerden ölçülmesi gerekmektedir.

- Depo içi aşıru yükleme yapılmamalıdır.
- Tüm sistem ekipmanlarının bakımları periyodik aralıklarla yapılmalıdır.
- rnler rutubet almayan yerlerde muhafaza edilmelidir.
- rnlerin ambalaj ve etiketlerinin zarar görmesi önlenmelidir [25].

Enerjinin doğru kullanımı için soğutma sistemleri rerinde bulunan ekipmanlar (Elektronik genleşme valfi + İnvörtör + yumuşak yol verici vb.) ve uygulama alanlarındaki saha uygulamaları aşığıdaki gibi başlıklar altında toplanabilir. Tüm bunlar gerçekleştirildiğinde %35 civarında enerji tasarrufu yapılabilir:

- Değişken yoğuşma ile sağlanan verimlilik.
- Zamana bağlı kaydırmalı buharlaşma ile enerji verimliliği.
- Değişken buharlaşma, değişken yoğuşma ve kızgınlık optimizasyonu (elektronik genleşme valfi kullanımı).
- Kompresörlerde yüke bağlı hız kontrolü (frekans dönüştürücü kullanımı).
- Fanların yüke bağlı hızını değiştirmek için üç fazlı fan motorlarında frekans evirici veya tek fazlı fan motorlarında dimmer sürücü kartı kullanımı.
- Fan motorlarında elektronik kontrollü (EC) fan motorları kullanımı.
- Elektronik genleşme valfi kullanarak kızgınlık kontrolü.

3.1 Soğuk Depo Kurulum ve Malzeme Seçimi

Bir soğuk oda kurulumunda enerji verimliliğini etkileyen pek çok kıstas vardır. Başıta soğuk odanın kendisi olmak üzere bunlar; soğuk oda dış panellerinin ısı transfer katsayıları ve ebatları, soğuk oda giriş kapısının konumu, ebatları, odanın geometrik yapısı, özellikle kare olması tercih sebebidir. Yer zemini, soğutucu devre üzerinde oluşan karlanmanın yoğuşmasıyla oluőacak suların tahliyesi için drenaj hatlarının ısı kazancı sağlamayacak Şekilde zemine doğru odadan uzaklaştırılması gereklidir. Soğutulan ortama duvar, döşeme ve tavandan gelen transmisyon ısı kazançları, kapıdan gelen infiltrasyon (hava sızıntısı), ürünlerden gelen ısı ve içeride bulunan insan, motor, aydınlatma ve fanlardan oluşan ısı kazançları etki etmektedir.

Yalıtım malzemelerinin soğuk depo yapı elemanları içerisinde yoğuşmayı engelleyecek şekilde seçilmesi gerekmektedir. Şayet bir nem difüzyonu oluşursa ısı yalıtım malzemesi özelliğini kaybeder.

İlk olarak enerjiyi verimli kullanmak ve ısı kayıplarını önlemek için soğuk deponun yalıtımının çok iyi olması gerekmektedir. Bundan dolayı ısı transfer katsayısı düşük olan maddeler kullanılmalı ve bunların birbirlerine montaj esnasında arada kalan birleşme yerlerine dikkat edilerek ısı köprülerinin en aza indirilmesi gerekmektedir. Çomaklı ve Akdoğan [26] tarafından yapılmış çalışmalara göre; etkili yöntem olarak yalıtım malzeme kalınlığının olduğu tespit edilmiş ve ilgili çalışmalarda belirtilmiştir.

3.2 Kompresörlerde İnverter Kullanımı

Sıkıştırma soğutma makinelerinin en önemli elemanı kompresörlerdir. Büyüklüğüne, çalışma şekillerine, volumetrik verime göre birçok kompresör çeşidi vardır[27]. Soğutma sistemlerinde kompresörlerin yüksek oranda güç çektikleri bilinmektedir ve kompresör üzerinde yapılacak verimlilik çalışmaları sonucunda büyük oranda verimlilik sağlanabilir. Bu çalışmalar arasında kompresörün kontrol edilme şekli önemlidir. Kompresör hızı uygun kontrol ile kısmi yüklerde çalışacak şekilde seçilmelidir [21]. Değişken hızlarda çalıştırılması gereken kompresör için hız kontrol cihazları (inverterler) seçilmelidir. İnverter kullanımında kompresörün %'de kaç yükte çalıştığı çok önemli olmakla birlikte, düşük yüklerde %50-60 gibi oranlarda değişken hız sürücüsü kullanmak oldukça fazla elektrik tasarrufu sağlayabilir. Normal çalışan bir kompresör yıldız-üçgen kalkışında yıldız periyodunda aşırı akım çeker ve bununla birlikte elektro-mekanik kayıplar, kompresör, motor sargıları ve kontaktörler için riskler teşkil eder. Bunun önüne geçebilmek için inverter veya yumuşak kalkış (Soft starter) cihazı kullanmak gerekmektedir. Kompresör kalkış ve duruşları yumuşak bir şekilde olacağından sistem de bu şekilde korunmuş olacaktır [28]. Özet olarak, soğutma sisteminde değişken hız sürücüleri, sistem kapasitesine göre kompresör motorunu ve devrini, soğutma yükü ile uyum içerisinde çalıştırırlar [29].

3.3 Evaporatör ve Kondenser Fanlarının Değişken Hız ile Kontrolü

Değişken hızlı sürücü ile motor frekansları değiştirilerek evaporatör ve kondenser fanlarının optimum şartlarda çalıştırılması sağlanır. Fan kanunlarına göre, hızdaki, basınçtaki ve devir sayısındaki değişimler birbirleriyle bağlantılıdır. Özetle frekans eviriciler hızı ihtiyaca göre belirleyerek basınç ve güç gereksinimini azaltarak büyük bir enerji tasarrufu sağlarlar [30].

Küçük ve tek fazlı fanlarda frekans evirici yerine elektronik kartlı hız sürücüleri (dimmer) kullanılmaktadır

3.4 Kondenser Isı Transfer Yüzeyi

Hava soğutmalı kondenselerde, kondenserin bulunduğu mekân sıcaklığı ile kondenserde soğutucu akışkan yoğuşma sıcaklığı arasındaki fark ASHRAE ve EUROVENT test standartlarında 14 °C alınmaktadır. Ancak enerji verimliliği için ısı transfer yüzeyini büyük tutarak bu sıcaklık farkının 8 K'e düşürülmesi sıkıştırma oranını ve dolayısıyla kompresörün çektiği elektrik enerjisini düşürecektir.

3.5 Sistem Kontrol Yöntemleri

Sistemlerin akıllı ve etkin kontrolü verimlilik için önemlidir. Akıllı kontrol uygulamalarında kompresör, kondenser ve evaporatör fanları, elektronik genleşme valfi yönetimi gerekmektedir.

Sistem elemanları olan kompresör, evaporatör ve kondenser fanları sistem rejime girdikten sonra otomatik olarak yükünü azaltmalıdır. Bu da ancak oransal kontrol ve türevlerinin uygulanması ile mümkün olabilmektedir. Böylece soğuk depo içerisinde motorlardan ve fanlardan gelen ısı kazancının önüne geçilmiş olmaktadır.

Örnek olarak kompresör devir sayısı gerçek ölçülen iç sıcaklık ile ayar sıcaklığı arasındaki fark referans alınabilir.

Kondenser için dış sıcaklık ile kondenser yoğunlaşma sıcaklığı arasındaki fark, evaporatör fanlarında ise iç sıcaklık ile evaporatör yüzey sıcaklığı arasındaki fark referans alınarak kontrol senaryosu oluşturulabilir.

Elektronik genişleme valf sürücülerinde kontrol senaryosuna ihtiyaç yoktur. Bu cihazlarda cihazın kendi sürücü kartı bulunmakta, emme hattı basıncı ve sıcaklığı izlenerek kızgınlık ayarı yapılmaktadır. Ayrıca kompresör durduğunda valf, sıvı hattını kapatarak sıvı hattı selenoid valfini devreden çıkarmaktadır.

3.6 Elektronik Kontrollü Fan Motorları Kullanımı

Soğuk depo içerisinde bulunan evaporatör fan motorları sistem içerisine ısı kazancı sağlamaktadır. Eski tip motorları yeni teknoloji ile üretilmiş elektronik sürücülü motorlarla değiştirilerek daha az enerji harcaması sağlanır ve iç ortama daha az ısı kazancı olur. Genellikle elektrik fan kontrollü (EC) motorlar çift çalışma hızlarına sahiptir ve uygun bir kontrolle çalıştırıldığında düşük fan hızlarında çalışır ve daha az enerji tüketimi sağlanır.

3.7 Soğuk Depo Aydınlatma Sisteminde LED Armatürlerin Kullanımı

Enerji etkinliği yüksek olan LED ampuller kullanılarak %60'lara kadar enerji tasarrufu sağlanabilir [31]. LED ampuller ile yapılan enerji tasarrufu hem iç ısı yüklerini azalttığı hem de aydınlatma için harcanacak elektrik enerjisini düşürdüğü için çift taraflı kazanç sağlamaktadır.

4. KONTROL SİSTEMLERİ

Bir sistemi belirlenen değerler arasında çalışmasını sağlayan, çalışma esnasında sistem davranışlarını bozucu etkenleri algılayıp reaksiyon göstererek sistemin tekrar düzene girmesini sağlayan çalışmalara kontrol denir.

Kontrol sistemlerini günlük hayatımızda hemen hemen her yerde kullanmaktayız ve önemi oldukça fazladır. Bulduğumuz çevrede konforlu bir şekilde yaşayabilmek için binaların sıcaklık ve nemini kontrol etmek gerekmektedir. Bir ürünü en verimli ve en hızlı bir biçimde üretmek için uygun kontrol cihazları kullanmaktayız. İnsan hayatını kolaylaştıran her süreç ve alanda kontrol sistemlerini görmekteyiz [32].

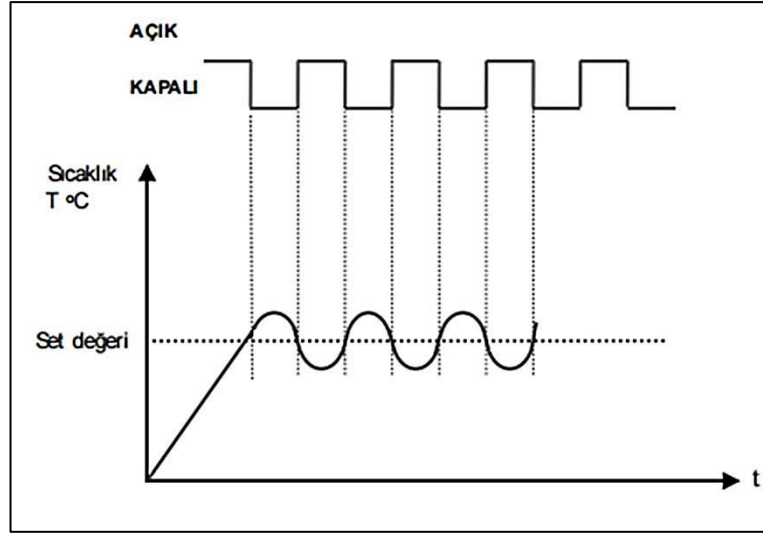
Özetle kontrol mekanizması, set edilen değerler yani istenen değerler etrafında çalıştırılmak istenen bir sistemi bozucu etkenler karşısında gerekli işlemleri yaparak istenen çıkış değeri ile gerçek çıkış arasındaki hata farkını zamanla sıfır yapmak için çalışır.

Hata giderme üzerine kurulu çeşitli otomatik kontrol yöntemleri vardır;

- Açık-kapalı (İki konumlu) kontrol
- Oransal (P) kontrol
- Oransal-Integral (PI) kontrol
- Oransal- Türevsel (PD) kontrol
- Oransal-Integral-Türevsel (PID) kontrol

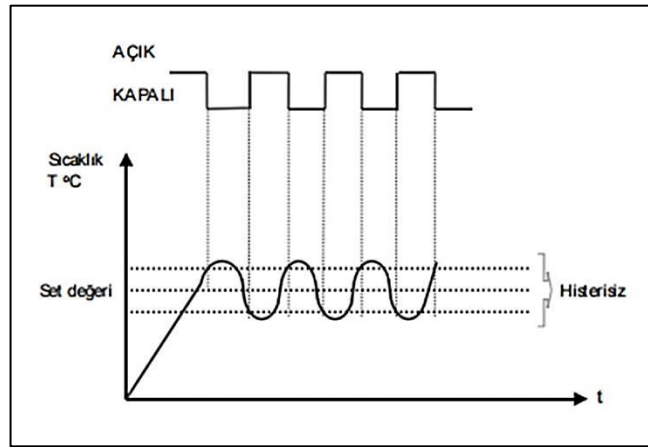
4.1 Açık-Kapalı (İki Konumlu) Kontrol

Açık-Kapalı kontrolde sistem iki konumludur, tamamen açık veya tamamen kapalı olarak, istenilen set değeri altında veya üzerinde çalışır. Daha önceden sistemin çalışması istendiği bir referans değeri belirlenir. Sistem, bu değer üzerinde kendini kapatmak ve bu değer üzerinde çalıştırmak üzere programlanır.



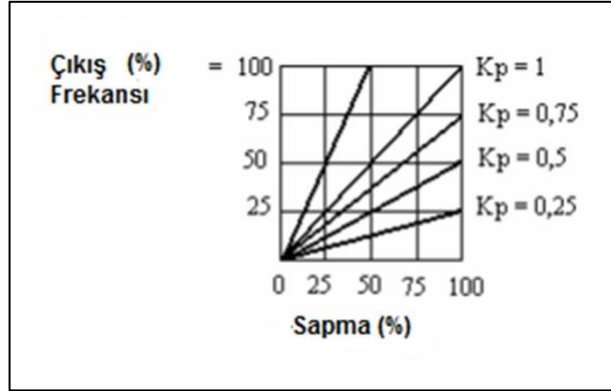
Şekil 4.1: İki konumlu kontrol sıcaklık-zaman eğrisi, ideal [33]

Tek noktada aç-kapa yapan kontrol sistemi pratikte uygulanmaz. Çünkü sistem sürekli olarak kendini aç-kapa yapar ve bunun sonucunda kontrol elemanlarında ve sistem diğer elemanlarında hasara neden olabilir. Sabit bant üzerinde kontrol ile bu sorun aşılır. Buna bir başka tabirle “histerisiz” denir. Çıkış değeri istenilen set değerinde sabitlenmez, bu yüzden sağlıklı bir kontrol sistemi değildir.



Şekil 4.2: Histerisiz (Sabit bantlı) açık-kapalı kontrol eğrisi [33]

değerlerde olduğunda kontrolcü yeterli sinyal üretmez ve sistem kalıcı durum hatası verir. Bu yöntemin dezavantajı kalıcı durum hatası vermesidir.



Şekil 4.4: Oransal kontrol çıkış ve sapma eğrisi [33]

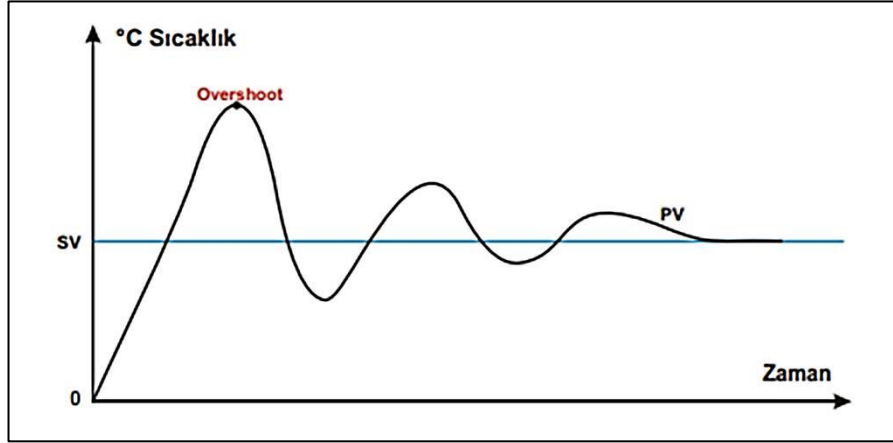
4.3 Oransal - Integral (PI) Kontrol

Giriş ile çıkış değeri arasındaki hatanın büyüklüğü ve hatanın integrali ile orantılı olarak değişen kontrol işareti üreten yöntemdir. Oransal kontrolde kalıcı durum hatası ortaya çıkmaktaydı, oransal ve integral kontrol metoduyla bu durumun önüne geçilmiş olundu.

Ölçülen değer ile set değeri arasındaki farkın, yani hata sinyalinin zamana göre integrali alınır ve bulunan integral değeri ile hata değeri toplanır ardından oransal band kaydırılmış olunur. Sistemin çektiği enerji artırılıp veya azaltılır. Sıcaklık istenen ayar değerine oturtturulur. İntegral devresi hata değeri kalmayıncaya kadar sürekli integral alır ve set değerine yaklaşmaya çalışır. Bir süre sonra aradaki hata farkı sıfır olacağından integral alınacak bir sinyal kalmadığından integratör devresi durdurulur. Sisteme dışarıdan bozucu etki verildiğinde ve set değerinden ayrılmaya başlandığında integratör devresi tekrar hata sinyaline göre integral almaya devam eder. Devamlı düzeltmeye çalışır. Oransal integral kontrolde ayar değerine otururken taşma yapması ve bir süre salınım yapması bu kontrolün belirgin bir özelliğidir. Oransal ve integral kontrolün zamana bağlı fonksiyonu (4.2) eşitliğinde verilmiştir.

$$u(t) = K_p \cdot e(t) + K_i \int_0^t e(t) dt \quad (4.2)$$

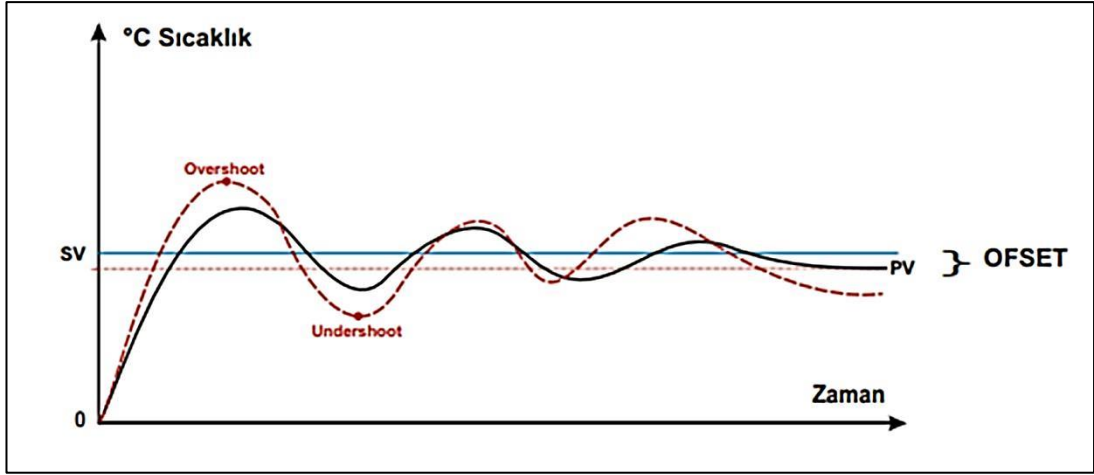
K_i : İntegral katsayısı



Şekil 4.5: PI kontrol set değerine oturma eğrisi [34]

4.4 Oransal-Türevsel (PD) Kontrol

Oransal ve türevsel kontrolde set değeri ile ölçülen değer arasındaki farkın türevi alınır ve türev sonucuna göre çıkış sinyali ayarlanarak (oransal çıkışın azaltılması ve artırılması) aşırı yükselmeler ve düşüşler engellenmiş olunur. Türevsellikle birlikte offset olarak bildiğimiz set edilen noktadan kaymalar bir miktar azalır, aşırı yükselme ve düşüşler bu kontrolün en belirgin özelliğidir.



Şekil 4.6: PD kontrolün aşırı düşüş ve yükselişi azaltması ve set değerine yaklaşması [34]

Şekil 4.6’da kesikli çizgi oransal kontrolü temsil eder. Burada devamlı çizgi oransal ve türevsel kontrolün taşma (overshoot) ve düşme (undershoot) etkisini düzeltmesine dikkat çekilmiştir.

Oransal ve türevsel kontrolün fonksiyonu (4.3) eşitliğinde gösterilmiştir.

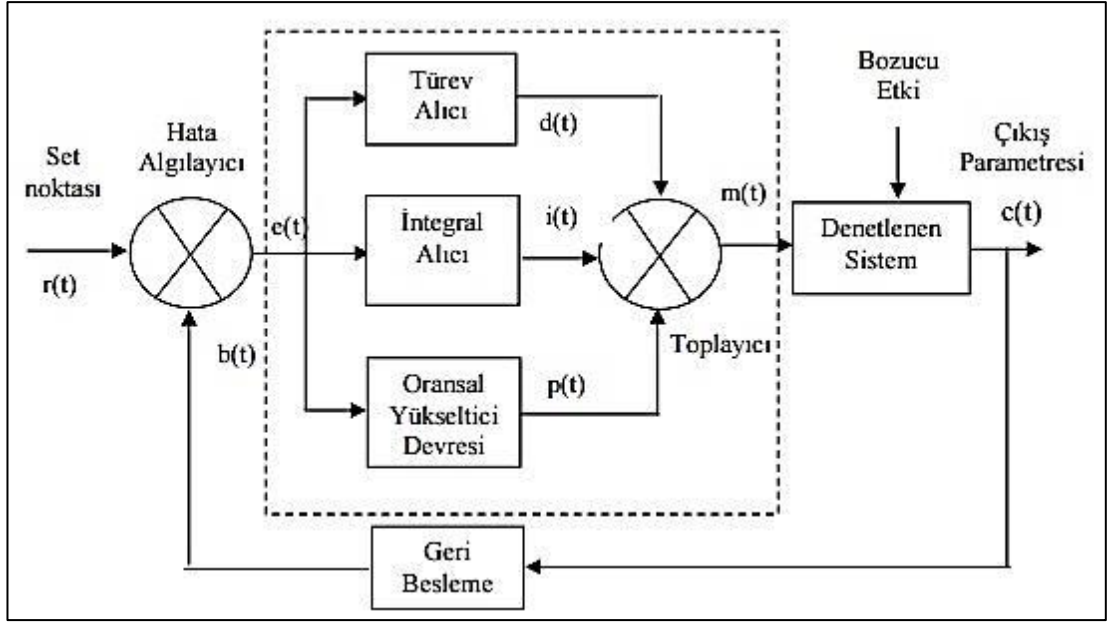
$$u(t) = K_p \cdot e(t) + K_d \frac{de(t)}{dt} \quad (4.3)$$

K_d : Türevsel kazanç

4.5 Oransal-İntegral-Türevsel (PID) Kontrol

PID kontrol yöntemi diğer kontrol türlerinin yeterli gelmediği, çok hassas sonuçlar istendiği durumlarda kullanılmaktadır. Sistemi oluşturan kazançların kendine özgü görevleri ve sisteme etkileri vardır. Her birinin avantaj ve dezavantajları farklıdır ve birbirlerinin eksilerini kapatarak endüstride çok geniş bir alanda kullanılan en uygun kontrol yöntemi oluştururlar.

$$u(t) = K_p \cdot e(t) + K_i \int_0^t e(t) dt + K_d \frac{de(t)}{dt} \quad (4.4)$$



Şekil 4.7: PID kontrol kapalı çevrim denetimi [35]

Oransal kontrol, yükseliş zamanının azalmasında etkilidir fakat kalıcı durum hatasını ortadan kaldırmada yetersizdir. İntegral kontrolör bu hatayı ortadan kaldırır fakat geçici olan tepkileri kötüleştirir. Türev kontrolörü sistemin kararlılığını artırır, aşımı azaltır ve geçici olan tepkileri iyileştirir. Kapalı çevrim sisteminde her bir kontrolörün etkisi K_p , K_i , ve K_d kazançları Tablo 4.1’de gösterilmiştir [35].

Tablo 4.1: PID kontrolör parametrelerinin etkileri

Kontrolör	Kazanç	Yükselme Zamanı	Aşım	Oturma Zamanı	Kalıcı durum hatası
Oransal	K_p	Azaltır	Arttırır	Biraz arttırır	Azaltır
İntegral	K_i	Biraz azaltır	Arttırır	Arttırır	Yok eder
Türev	K_d	Biraz değiştirir	Azaltır	Azaltır	Çok az etkiler

4.6 PID Parametrelerinin Deneysel Ayarlanması

PID parametreleri farklı şekillerde ayarlanabilir. Bunlar deneysel ve tecrübeye dayanarak ayarlanan değerler ve matematiksel metotların sonucunda profesyonelce ayarlanmış değerler olarak tanımlanır. Ziegler–Nichols metodu, öz uyarlamalı metot vb. metotlar bunlardan bazılarıdır. Bu kısımda parametrelerin deneysel olarak tespit

edilmesinden bahsedilecektir. Bir PID cihazında veya PID devresinde deneysel olarak ve pratik şekilde aşağıdaki işlem basamakları uygulanmaktadır. [35].

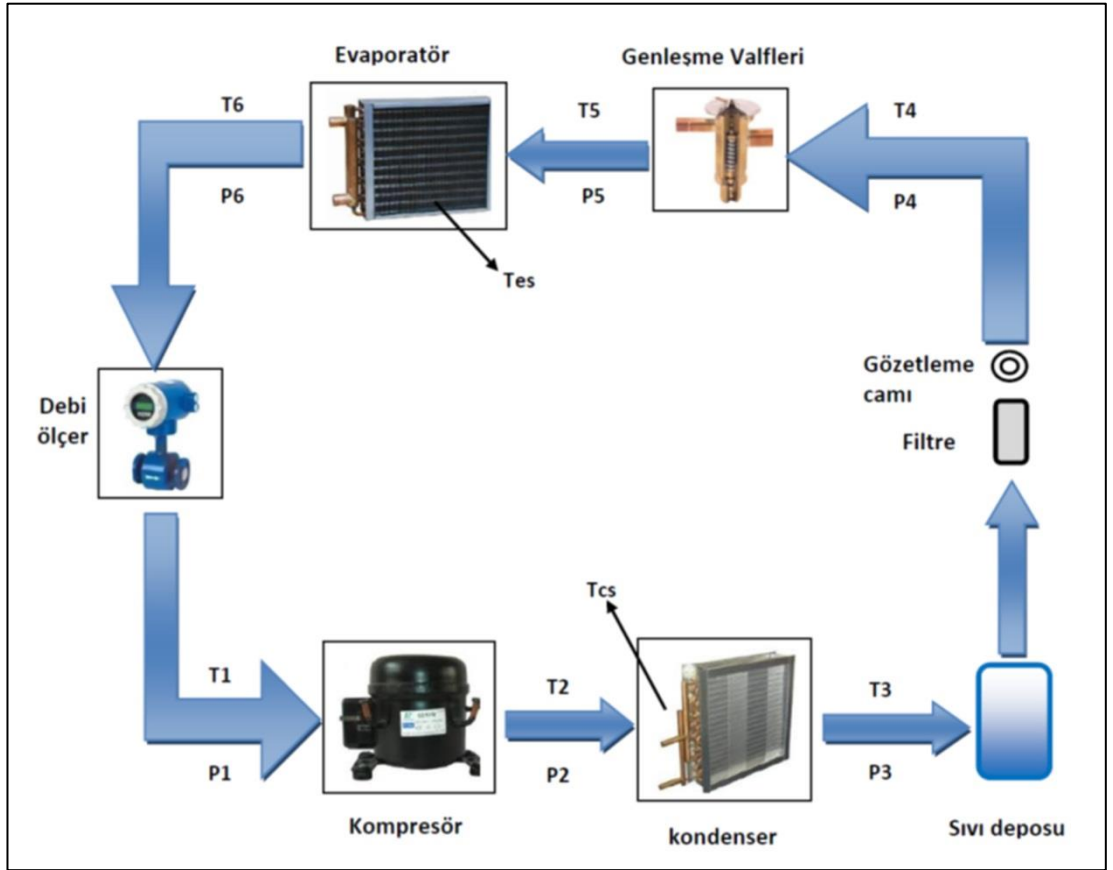
- İlk olarak K_i ve K_d değerleri sıfır olarak ayarlandıktan sonra K_p kazancı çıkıştaki hata değerini azaltmak için sıfırdan başlayarak kademeli şekilde artırılır. İstenen değere gelene kadar bu işlem sürdürülür ve en yakın noktadaki kalıcı durum hatasında değer sabitlenir.
- Ardından K_p değeri değiştirilmeden ve K_i değeri sıfır olarak alınarak, K_d değerini kademeli şekilde artırılır. Bu işlem aşım miktarı kabul edilebilir seviyeye kadar sürdürülür. Aşım kısa süreli yük değişimiyle izlenebilir. Ayrıca kalıcı durum etrafında denetlenen değişkenin salınımına bakılır ve minimum genlikli salınımında K_d değerini ayarlama işlemi bırakılır. Deneysel olarak set değerinden ne kadar farklı bir aşım meydana geldiği bu deneysel tekniklerle gözlenebilir.
- Son olarak bulunan K_p ve K_d değerlerinin çıkışta bir kalıcı durum hatası mevcuttur. Bu hata miktarını sıfırlayana kadar K_i değeri artırılır [35].

	(x)	$T_3+(x)-T_d$	T_1-T_y
	2.0	4.4	1.8
	-0.8	69	28
Örnekleme Zamanı	10	10	10
K_p	2500	2500	5000
K_i	25	25	25
K_d	0	0	0

Şekil 4.8: PI deneylerinde kullanılan parametreler

5. DENEY SİSTEMİ

Buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimiyle çalışan sistemde değişken devirli kompresörlere iki konumlu ve oransal-integral (PI) kontrol algoritmaları kullanılarak uygulanan farklı soğutma senaryolarında meydana gelen toplam iç ısı yükü hesaplamak, kompresör, evaporatör ve kondenserin çektiği yükleri karşılaştırıp iki farklı kontrol mekanizması arasındaki farkı ortaya koymak üzere deneyler yapılmıştır. Ulaşılmak istenilen soğuk depo iç sıcaklıklarına set edilen sistemde, her bir sıcaklık değerinde zaman oransal olarak soğuk depo iç ısı yükü oluşturulmuştur.



Şekil 5.1: Deneysel çalışmanın şematik resmi

Deney düzeneğinin çalışma prensibi, deneyin yapılışı, kompresör, kondenser ve evaporatörün çektiği güçler, sıcaklık ve basınçların ölçülmesi, her bir sıcaklıkta ve

bu sıcaklıklarla birlikte uygulanan iç ısı yüklemeleri her iki kontrol senaryoları için hesaplamaların yapılması ayrıntılı bir şekilde anlatılacaktır.

5.1 Deney Düzenegi

Bu bölümde mekanik buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimiyle çalışan makinede soğuk depo uygulamasında kullanılan 4 farklı tipte kompresör, kondansör, evaporatör, sıvı toplama tankı, genişleme valfi, filtre kurutucu gözetleme camı, debi ölçerler, emme ve basma boru hatları, sıcaklık, basınçölçerler ve tüm bu sistemin yönetildiği, akımların ayarlandığı ve dataların toplandığı elektrik panosu içerisindeki devreler ve güç kaynakları anlatılacaktır.



Şekil 5.2: Dış ünite, soğuk depo ve kontrol panosu

5.1.1 Soğuk Oda

Çok kompresörlü mekanik sıkıştırımlı soğutma sistemine sahip deney düzeneginde, 40 kg/m^3 yoğunluğa sahip 80 mm kalınlığında poliüretan malzemesinden üretilen paneller kullanılarak imal edilen, iç ölçüleri $3,8 \times 2 \times 1,85 \text{ m}$ olmak üzere ($14,06 \text{ m}^3$) hacminde soğuk depo bulunmaktadır. Soğuk depo dış ölçüleri ise; $3,94 \times 2,15 \times 2,06$ 'dır. Poliüretan köpük ısı iletim katsayısı $\lambda=0,022$

W/m^2K ' dir. Soğuk oda içerisinde bir adet fanlı ısıtıcı cihaz, evaporatör, termostatik ve dijital kısılma valfleri, iç aydınlatma lambası bulunmaktadır. Dış kısmında kontrol panosu bulunmaktadır. Şekil 5.3'de soğuk odanın dışarıdan görünüşü verilmektedir.



Şekil 5.3: Soğuk oda dıştan görünüş

5.1.2 Kompresör

Soğutma sistemi dış ünitesinde 4 farklı tipte kompresör bulunmaktadır. Bunlar Şekil 5.4'de soldan sağa olmak üzere;

- Copeland marka dijital scroll kompresör
- Copeland marka scroll kompresör
- Sanyo marka sabit scroll, sabit devirli kompresör
- Copeland marka hermetik çift pistonlu kompresör



Şekil 5.4: Scroll ve pistonlu kompresörler, sıvı toplama tankı ve kondenser

Her bir kompresörün emme hattında titreşim kesiciler bağlıdır. Dijital scroll kompresörün sürücüsü kumanda panosunda ayrı bir yerdedir. Deneyleerde hız kontrolü uygulanabilen, 3 fazlı değişken devirli normal scroll (sarmal) kompresörü kullanılmıştır. 50 Hz frekansında, 380/420 V arasında çalıştırılmıştır. Kompresör 1400 W gücündedir.

5.1.3 Evaporatör

Gemak markalı 2x450 çapında aksiyal fanlı evaporatör kullanılmaktadır. Hatvesi 8 mm'dir. 1520 mm uzunluğunda, 420 mm yüksekliğindedir. Hava giriş sıcaklığı -9°C , buharlaşma sıcaklığı -15°C 'dir. 4850 W kapasitesinde, 1400 d/d fan hızında, 4850 m³/h hava debisinde (boş durumda) alışmaktadır.



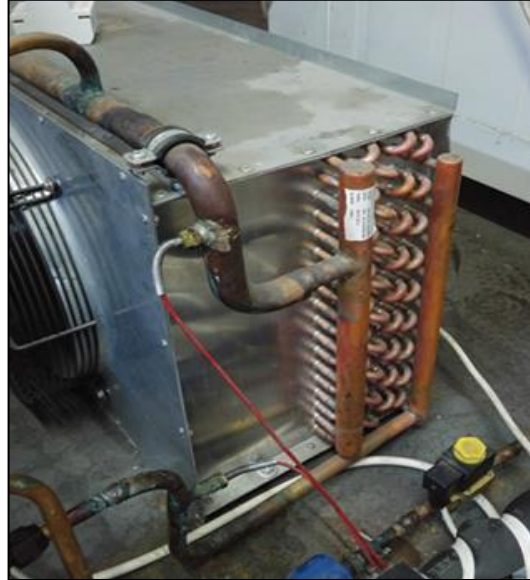
Şekil 5.5: İki fanlı evaporatör



Şekil 5.6: Evaporatör ve genişleme valfleri

5.1.4 Kondenser

Gemak markalı kondenser 5400 W gücündedir. Yoğuşma sıcaklığı 54 C° , hava giriş sıcaklığı 38 C° dir. Aksiyal fanlı $2\times 400\text{ mm}$ çapında, 1400 d/d ile çalışan fanın hava debisi $3420\text{ m}^3/\text{h}$ 'tır. Hatvesi $2,5\text{ mm}$ 'dir. GMK Serisi kondenserlerde bakır boru (şaşırtmalı diziliş) ve alüminyum lamel (dalgalı yüzey) kullanılmaktadır. Dış çerçevesi galvanizli çelik sacdır.



Şekil 5.7: Kondenser

5.1.5 Genleşme Valfi

Sistemde soğutucu akışkan akışını kontrol etmek için termostatik ve elektronik tip genleşme elemanları kullanılmıştır. Bu sayede istenildiği takdirde iki ayrı tip genleşme elemanının çalışmaları karşılaştırılabilir.

Termostatik genleşme valfleri, evaporatör yük değişimlerine göre evaporatöre soğutucu akışkan giriş miktarını hassas bir şekilde ayarlayan ve kontrol eden elemandır. Kızgınlık değerine göre evaporatöre gerekli miktarda akışkan beslemesi yapar. Bu yüzden evaporatörde yük azaldığı zaman genleşme vanası kapanma eğilimi gösterecektir. Termostatik genleşme valfleri içten ve dıştan dengelemeli olarak yapılırlar.

Elektronik genleşme valflerinde kontrol, evaporatör çıkışındaki soğutucu akışkanın kızgınlık değerine göre yapılır. Şekil 5.8’de termostatik ve elektronik genleşme valfleri görülmektedir.



Şekil 5.8: Termostatik ve elektronik genleşme valfleri

5.1.6 Sıvı Toplama Tankı

Soğutma sisteminde kondenser çıkışına yerleştirilmiştir. Kondenserde yoğuşan soğutucu akışkanı aşırı soğutarak, akışkanın genleşme vanasına sürekli sıvı

olarak girmesinde yardımcı olur. Sıvı tankları kondenserde akışkanın birikmesini engelleyerek kondenser kapasitesinin düşmesini önler. Akışkan kondenserin alt kısmında biriktiği zaman kondenserin basıncını artıracak ve kullanım yüzey alanı düşecektir ve kondenserin verimi düşecektir.



Şekil 5.9: Sıvı toplama tankı

5.1.7 Basınç Ölçerler (Transmitterler)

Termodinamik hesapların yapılabilmesi için soğutma çevrimi üzerinde soğutucu akışkan basınçlarının ölçülmesi gereklidir. Soğutma sisteminde 6 adet basınç transmitteri kullanılmıştır. Basınç transmitteri, gaz veya sıvı haldeki akışkanların basınçlarını ölçerek doğrusal olarak elektrik sinyallerine dönüştüren cihazlardır.

Basınçlar, Şekil 5.10' da görülen alçak ve yüksek basınç tipi Carel SPKT rotometrik basınç ölçerler kullanılarak yapılmıştır. Basınç ölçümünün yapıldığı noktalar:

- Kompresör girişi ve çıkışı
- Kondenser çıkışı

- Genleşme valflerin girişi ve çıkışı
- Evaporatör girişi ve çıkışı



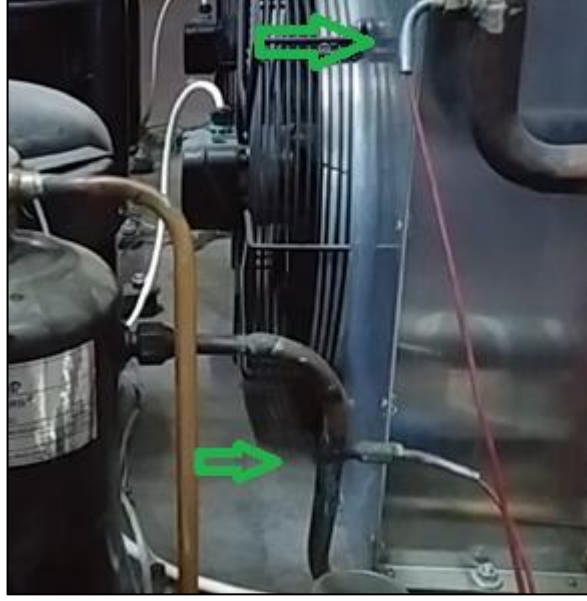
Şekil 5.10: Basınç ölçerler

5.1.8 Sıcaklık Ölçerler

Soğutma sisteminde sıcaklıklar 9 farklı noktadan PT100 tipi ısı duyargaları ile yapılmıştır. PT100 termodirenci, 0°C de 100 Ω üretmektedir. Bir diğer ifadeyle ısı değerine göre öz dirençleri değişen elektronik devre elemanlarıdır. Her 1 derece sıcaklık artışında direnç değerinde 0,384 ohm'luk bir artış olmaktadır. Sıcaklık ölçerlerin kontrolü PLC kontrol ile sağlanmaktadır.



Şekil 5.11: PT100 sıcaklık duyargası ve kontrol panosuna konumlandırılmış dış ortam ölçümünde kullanılan sıcaklık duyargası



Şekil 5.12: Kondenser girişi ve kondenser çıkışı (sıvı toplama hazne girişi) sıcaklık ölçüm duyargaları

5.1.9 Fanlı Isıtıcı

İç ortamda 14 kW'lık fanlı ısıtıcı yerleştirilmiştir. İç ortamda bulunan bu ısıtıcı, belirli aralıklarla devreye girerek ısı yükü oluşturmaktadır. Isıtıcı kontrolü PLC ve SSR röle ile zaman oransal olarak değişik yük yüzdelerinde ayarlanabilmektedir. Fanlı ısıtıcı deneylerde ayarlandığı yükte sürekli çalıştırılmıştır.



Şekil 5.13: İç ısı yükü oluşturan fanlı ısıtıcı

5.1.10 Boru apları

Sistemde bakır borular kullanılmıştır. Basma hattı boru çapı 5/8 in, emme hattı boru çapı 1 1/4 in, kondenser çıkışı ve genleşme valf girişi (sıvı hattı) boru çapı 1/2 intir.

5.1.11 Dokunmatik Ekran

10 inçlik dokunmatik kontrol ekranında sistemi çalıştırmak için parametrelerin girileceği bölümler bulunmaktadır. Ekipmanların çektiği güç değerleri, faz değerleri, lilen sıcaklık ve basınc değerleri anlık olarak gösterilmektedir.



şekil 5.14: Dokunmatik ekran

5.1.12 Elektrik Kontrol Panosu

Elektrik panosunda soğutma grubuna enerji sağlayan, kontrol eden ve kayıt altına alan modüller resimler ile gösterilmektedir. Kumanda kısmı birinci aşaması kuvvet kısmı (alıcılar için sigorta, kontaktör, kompresör termiği). İkinci aşaması kumanda kısmı şeklinde tasarlanmıştır (şekil 5.15).



Şekil 5.15: Elektrik kontrol panosu genel görünüş

Tablo 5.1: Soğuk depo malzeme listesi ve özellikleri

<u>Ekipman</u>	<u>Özelliği</u>	<u>Adet</u>
PLC ve Güç Kaynağı	Delta PLC	1
Frekans Dönüştürücü	5 kW	1
Dokunmatik Kontrol Panosu	10"	1
Scroll Kompresör	ZB30KCE-TFD (Copeland)	1
Dijital Scroll Kompresör	ZBD38KCE-TFD (Copeland)	1
Hava Soğutmalı Kondenser ve Fanlar	EHS 04 (Friterm-kapasite 5400 W)	1
Evaporatör ve Fanları	FEM 30.32 (Kapasite 4850 W, Friterm)	1
Filtre Kurutucu	ALCO ADKO56MMS	1
Termostatik Genleşme Valfi	ALCO TCLE-150SW (Orifis 22440-B3B)	1

Tablo 5.1 (devam)

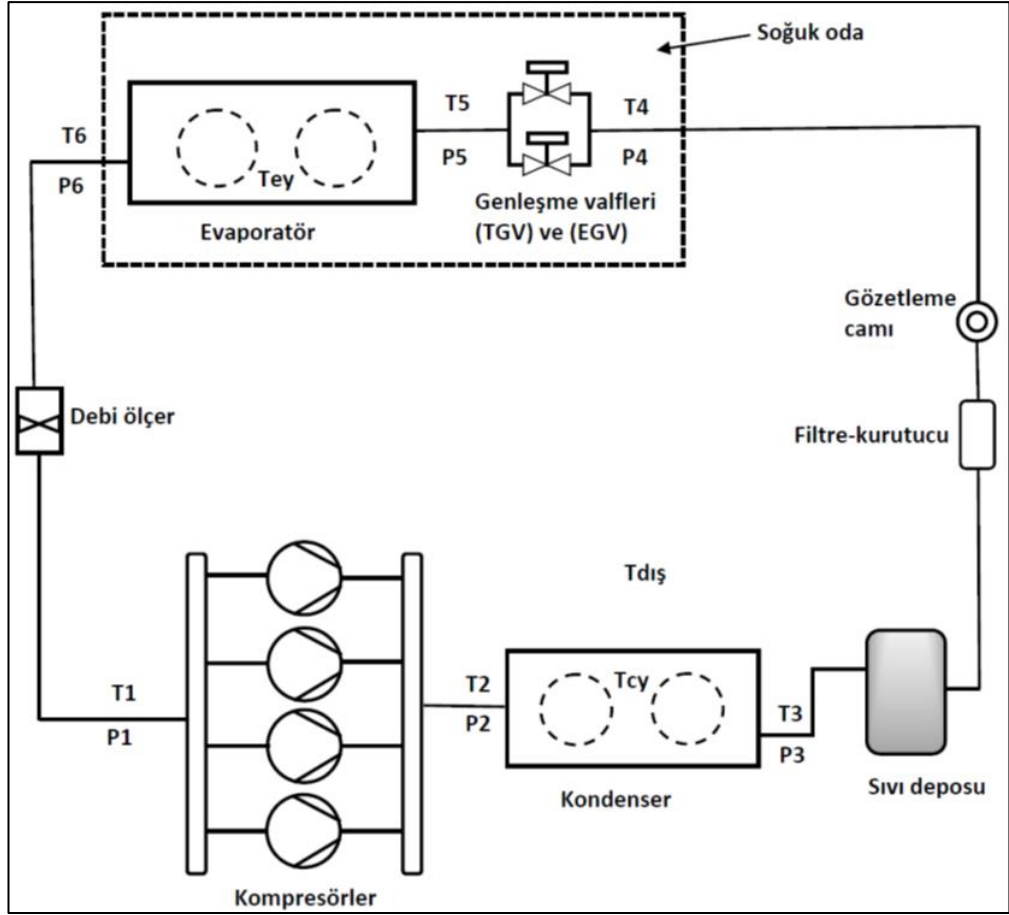
Elektronik Genleşme Valfi	ALCO EX2-003 (orifis EX0-003)	1
Güç Analizörü		3
Çok Nokta Girişli Veri Toplayıcı	8 Girişli Datalogger	3
PT 100 Sıcaklık Hissedici		9
Basınç Transdüzeri	0-10 Bar	3
Basınç Transdüzeri	0-20 Bar	3
Kontaktör (3 kW için)	24 V Bobin Gerilimli, NA ve NK Yardımcı Kontaklı	10
Frekans Sürücü	5 kW, Üç Faz Girişli	1
Fan Hız Sürücü	500 W (Vebs Elektronik)	2
Yük Isıtıcı	14 kW	1
Yük Isıtıcı Fanı	Aksiyal (900 m ³ /h)	1
SSR Röle	3 Fazlı, 3x15 A	1
PLC	8 Girişli, 8 Çıkışlı	2
Data Logger	8 Girişli	2
Termik Röle	Üç Fazlı (5,3-8A)	4
Üçlü Grup Gecikmeli Otomatik Sigorta	3x16A	3
Üçlü Grup Gecikmeli Otomatik Sigorta,	3x25A	1
Fark Vakum Otomatiği	0-(-50) Pa	1
Güç analizörü, Akım, Cosφ, Gerilim, Frekans, Aktif ve Reaktif Güç ölçümü	(ENTES RG312C)	5
Termik Röle	Üç Fazlı (5,3-8A) (TSP 8,5 EMAS)	4
Plastik Pano	(800x600x200 mm)	1
8 Giriş/8 Çıkış İlave modül	(DVP165P)	2
4 Girişli PT100 Okuma Modülü	(DVP 04 PT)	3
4 Girişli Analog Okuma Modülü	(DVP 04 AD)	2
4 Çıkışlı Analog Çıkış Modülü	(DVP 04 DA)	1
DVP 145 S2 (PLC CPU)		1

5.2 Deneysel Prosedür

Bu çalışmada soğuk odada enerji verimliliğini incelemek için farklı kontrol yöntemleri kullanılmış ve karşılaştırma yapılmıştır. Soğutma kapasitesi 10 kW olan bir soğuk oda için buhar sıkıştırımlı soğutma sistemi tasarlanmıştır.

Önceki bölümlerde de bahsedildiği gibi soğutma çevrimi dört ana elemandan (kompresör, kondenser, evaporatör, genleşme valfi) oluşmaktadır. Buna ek olarak yardımcı elemanlar sıvı deposu, filtre kurutucu, gözetleme camı ve debi ölçerler mevcuttur. Bunlar da soğutma sisteminin daha kontrollü ve güvenli çalışmasını sağlayan elemanlardır. Soğutucu akışkan olarak 7,2 kg R404 kullanılmıştır. Soğutucu akışkanın hızını ölçmek için bir adet debimetre kullanılmıştır.

Temel buhar sıkıştırma çevriminde de olduğu gibi, soğutucu akışkan kompresöre titreşim kesiciler ve servis valfleri üzerinden doymuş buhar olarak girer ve yüksek basınçlı olarak basma hatlarına verilir. Basma hatlarından manifoldlara gelen gaz, kondenserin giriş manifoldunda ısı duyargası aracılığıyla sıcaklığı, basınç duyargası ile basıncı ölçülerek kondensere girer ve ısını ortama vererek doymuş sıvı hale gelene kadar soğutulur. Kondenser çıkış hattında da sıcaklığı ve basıncı ölçülen soğutucu akışkan sıvı deposunun alt kısmında sıvı olarak toplanır. Sıvı halindeki akışkan filtre kurutucularından, selenoid valf üzerinden iç kısma yalıtılmış borular ile genleşme valfine doğru gider. Selenoid valf de kompresör durduğunda kapanıp, çalışmaya başladığında açılmak üzere görev yapmaktadır. İç kısımdaki sıvı borularında sıcaklığı ve basıncı okunan akışkan termostatik vanaya gelir. Termostatik vanadan evaporatöre, evaporatör içerisinde distribütöre gelir. Distribütör akışkan gazı üç noktadan dağıtmaktadır. Püskürtülen sıvı ortamdaki ısı alarak buharlaşır ve kızgın buhar halini alarak emme hattına gelir. Bu arada evaporatöre giriş ve çıkışlarda sıcaklık ve basınç ölçülmektedir. Ayrıca sıcaklık kontrolü için evaporatör yüzey sıcaklığı ve soğuk oda iç sıcaklığı ayrı ısı duyargaları ile ölçülmektedir. Sıcaklık ve basınç ölçme noktaları Tablo 5.2’de verilmiştir. Soğuk oda içerisinde ısıtıcı fan ile belli aralıklarla sisteme karşı yük oluşturulmuştur. Böylece sistemin artan yüklemelere karşı davranışları izlenilmiştir.



Şekil 5.16: Soğutma sistemi çalışma şeması

Tablo 5.2: Sıcaklık ve basınç ölçüm noktaları

T1	Kompresör giriş sıcaklığı (°C)	P1	Kompresör giriş basıncı (bar)
T2	Kondenser giriş sıcaklığı (°C)	P2	Kompresör çıkış basıncı (bar)
T3	Kondenser çıkış sıcaklığı (°C)	P3	Kondenser çıkış basıncı (bar)
T4	Genleşme valfi giriş sıcaklığı (°C)	P4	Genleşme valfi giriş basıncı (bar)
T5	Evaporatör giriş sıcaklığı (°C)	P5	Genleşme valfi çıkış basıncı (bar)
T6	Evaporatör çıkış sıcaklığı (°C)	P6	Evaporatör çıkış basıncı (bar)
Ti	Soğuk depo iç sıcaklığı (°C)		
Tcy	Kondenser sıcaklığı (°C)		
Tey	Evaporatör sıcaklığı (°C)		
Td	Dış ortam sıcaklığı (°C)		

Tablo 5.3: Ölçülen faz gerilimleri

R Faz Gerilimi (V)	S Faz gerilimi (V)	T Faz gerilimi (V)
R-S Faz Gerilimi (V)	S-T Faz gerilimi (V)	T-R Faz gerilimi (V)

Tablo 5.4: Ölçüm yapılan diğer değerler

İki Konumlu Kontrol Kompresör Gücü (W)
İnverterli Kompresör Gücü (W)
Kondenser Fan Gücü (W)
Evaporatör Fan Gücü (W)
Isıtıcı Yük Akımı (A)
Kompresör Çıkışı (%)
Kondenser Fan Çıkışı (%)
Evaporatör Fan Çıkışı (%)
Isıtıcı Yüğü (%)
Kompresör Ayar (Set) Değeri (°C)
Debi: Soğutucu Akışkan Debisi (g/s)

Şekil 5.17: Deney sırasında bilgisayara veri kaydı

Deneyler ağustos ayında, dış ortam sıcaklığının pik yaptığı dönemde yapılmıştır. Soğuk depo performans deneyleri iki farklı kontrol yöntemi ile yapılmıştır. Bu kontrol yöntemleri açık-kapalı (iki konumlu) ve PI (oransal + integral) kontrol sistemidir.

Her iki kontrol yönteminde, soğuk depo iç sıcaklıkları $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$, $-3\text{ }^{\circ}\text{C}$, $-1\text{ }^{\circ}\text{C}$, $+1\text{ }^{\circ}\text{C}$, $+3\text{ }^{\circ}\text{C}$, $+5\text{ }^{\circ}\text{C}$ sıcaklıklarına ayarlanmıştır. Her bir sıcaklıktaki deneyler sırasıyla %4, %8, %12, %16, %20 ayrı iç ısı yüklerinde tekrarlanmıştır. Isıtma yükü soğuk depo içerisine yerleştirilen 14 kW'lık fanlı ısıtıcı cihazla sağlanmıştır. Fanlı ısıtıcı kontrolü PLC yardımıyla SSR (elektronik röle) ile zaman oransal olarak kontrol edilmiştir.

5.3 Kontrol Parametrelerinin Ayarlanması

İki konumlu kontrolle yapılan deneylerde sıcaklık kontrolü, iç ortam sıcaklığı (t_i), termostat ayar değerine (t_s) düştüğünde kompresörün çalışmasını durduracak ve sıcaklık 1 K arttığında çalıştıracak şekilde ayarlanmıştır. Kompresörün çalışması kontrol tarafından durdurulduğunda, kondenser fan motoru da çalışmayı durdurmuştur. Soğuk depo içerisindeki evaporatör fan motorları sürekli çalıştırılmıştır.

PI (oransal + integral) kontrol yönteminde iç sıcaklığın ayar sıcaklığına doğru düşürülürken, kompresörün hızı PLC tarafından inverter sürücü yardımıyla değiştirilecek şekilde ayarlanmıştır. Kompresör için minimum devir sayısı nominal devrin %25'i olarak ayarlanmıştır. Bu devir de 15 Hz ile 60 Hz arası değişmektedir.

Kondenser fanları ise kondenser yüzey sıcaklığı (t_y) ile dış ortam sıcaklığı (t_d) arasında 14 K fark oluşturacak şekilde dimmer modülü yardımıyla oransal olarak (PI) sürülmüştür. Evaporatör fanları ise evaporatör yüzey sıcaklığı (t_{ey}) ve iç sıcaklık (t_i) arasındaki fark 5 K olacak şekilde yine dimmer modülü ile oransal olarak sürülmüştür. Dimmer modülleri evaporatör ve kondenser fanlarını, normal gerilimlerinin %20 ile %100 arasında oransal olarak çalıştırmıştır. (Normal gerilimleri 220 V)

5.4 Hesaplamalar İçin Kullanılan Bağlılar

Deneylerde sistem rejime girdikten sonra Excell'e kaydedilen değerlerin ortalamaları alınmıştır. Soğuk oda dış çeperlerden kaynaklanan transmisyon ısı

kazancı, fanlı ısıtıcının zaman oransal olarak çalışmasından kaynaklanan ısı kazancı ve evaporatör fan motoru çalışmasından kaynaklanan ısı kazançları hesaplanmıştır. Böylece sistemin set edilen sıcaklık değerine ulaşması için yenmemiz gereken ısı kazançları her bir sıcaklık değeri ve sırasıyla yükleme yüzdeleri için bulunmuştur.

Aç-kapa (iki konumlu) kontrolde, sistem set edilen sıcaklığa ulaşınca kapanıp, sıcaklık değeri 1K arttığında tekrar çalıştığından, kondenser fanlarının ve kompresörün güçleri, (Çalışma zamanı/Toplam Zaman) oranıyla çarpılıp, ortalama değerleri hesaplanmıştır.

PI (oransal + integral) kontrolde kompresörlere inverter sürücü aracılığıyla devrini ayarlayıp çekilen güç değerini direkt olarak gösterdiği, evaporatör ve kondenser fanları belli bir yükte devamlı olarak çalıştığı için güç tüketim değerleri direkt olarak ölçülen değerlerin ortalaması şeklinde alınmıştır.

Soğuk depo ısı yükleri, depoyu çevreleyen panellerden, döşeme ve tavanlardan taşınım ve iletim ile geçen ısı kazancından, evaporatör fan motorlarından ve ayarlanabilir yüklü fanlı ısıtıcıdan oluşmaktadır. Depo güneş ışınlarına maruz kalmamış olup radyasyon ısı kazancı dikkate alınmamıştır.

Soğuk oda içerisindeki ısı kazançları, her sıcaklık ve yük durumu için ayrı ayrı hesaplanmıştır.

Toplam ısı kazançları aşağıdaki bağıntılar yardımıyla hesaplanmıştır:

ΣQ : Toplam ısı kazancı:

$$\Sigma Q = P_R + P_{RF} + P_{ef} + \dot{Q}_T \quad (5.1)$$

P_R : Isıtıcı gücü:

$$P_R = \sqrt{3} E I_R [W] \quad (5.2)$$

P_{RF} : Fanlı ısıtıcı fan gücü:

$$P_{RF} = 50 [W] \text{ (Sabit alınmıştır)}$$

P_{ef} : Evaporatör, kondenser fanlarının ve kompresörün çektiği güç:

$$P_{ef} = EI \cos\phi \quad [W] \quad (5.3)$$

Q_T : Panel cidarlarından transmisyon ısı kazancı:

$$Q_T = K_u \cdot A \cdot \Delta T \quad [W] \quad (5.4)$$

$$Q_T = K_u \cdot A \cdot (T_d - T_i) \quad [W] \quad (5.5)$$

K_u : Toplam ısı geçirgenlik katsayısı [W/m^2K]

A: Cidarın ısı geçiş alanı [m^2]

T_d : Dış ortam sıcaklığı [$^{\circ}C$]

T_i : İç ortam sıcaklığı [$^{\circ}C$]

n adet katmandan meydana gelmiş cidarın ısı transfer katsayısı:

$$\frac{1}{K_u} = \frac{1}{h_i} + \frac{d_1}{\lambda_1} + \frac{d_2}{\lambda_2} + \frac{1}{h_d} \quad (5.5)$$

(5.5) eşitliğinde;

h_i : İç yüzeydeki ısı taşınım katsayısı [W/m^2K]

$h_i = 23 \text{ W/m}^2K$

h_d : Dış yüzeydeki ısı taşınım katsayısı [W/m^2K]

$h_d = 8 \text{ W/m}^2K$

d_1 : Galvanizli sac kalınlığı [m]

$d_1 = 0,005 \text{ m}$

d_2 : Poliüretan kalınlığı [m]

$d_2 = 0,08 \text{ m}$

λ_1 : Galvanize sac ısı iletim katsayısı [W/m^2K]

λ_2 : Poliüretan köpük ısı iletim katsayısı [W/m^2K]

(5.5) Eşitliği uygulandığında

Toplam ısı geçirgenlik katsayısı; $K_u = 0,345 \text{ W/m}^2K$ olarak bulunur.

$A = 41,4 \text{ m}^2$ dir.

Kompresör etkinlik değeri için (5.6) bağıntısı kullanılmıştır:

$$EER = \frac{\sum Q}{P_c = EI \cos\phi} \quad (5.6)$$

P_c : Kompresör elektriksel gücü

5.5 Hata Analizi

5.5.1 Sıcaklık Ölçümünde Yapılan Hatalar

Sıcaklık ölçümünde ortaya çıkabilecek hatalar deneylerde kullanılan ölçüm aletlerine bağlı olarak değişmektedir. Deneyler sırasında sistemde çeşitli noktalarda yapılan sıcaklık ölçümlerinden kaynaklanan hatalar;

(a1) Termoelemandan kaynaklanan hata = $\pm 0,1-0,3$ C

(b1) Dijital termometreden kaynaklanan hata= $\pm 0,1$ C

(c1) Bağlantı elemanları ve noktalarından kaynaklanan hata = $\pm 0,1$ C

(d1) Depo içerisinde sıcaklık ölçülmesinde yapılabilecek ortalama hata = $\pm 0,25$ C

(e1) Dış ortam (Çevre) sıcaklık ölçülmesinde yapılabilecek ortalama hata= $\pm 0,25$ C

(f1) Soğutma sistem elemanlarının her birinin ölçümünde yapılabilecek ortalama hata = $\pm 0,25$

Depo içi sıcaklık ölçümlerinde yapılabilecek toplam hata eşitlik (5.7) de verilmiştir. [35]

$$W_{TD} = [(a1)^2 + (b1)^2 + (c1)^2 + (d1)^2]^{\frac{1}{2}} \quad (5.7)$$

$$W_{TD} = \pm 0,304 \sim 0,415 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Çevre (Dış Ortam) sıcaklık ölçümü toplam hata değeri eşitlik (5.8) ile hesaplanmıştır.

$$W_{TÇ} = [(a1)^2 + (b1)^2 + (c1)^2 + (e1)^2]^{\frac{1}{2}} \quad (5.8)$$

$$W_{TÇ} = \pm 0,304 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Sistem elemanlarının her birinin ölçümünde yapılabilecek toplam hata değeri eşitlik (5.9);

$$W_{TE} = [(a1)^2 + (b1)^2 + (c1)^2 + (f1)^2]^{\frac{1}{2}} \quad (5.9)$$

$$W_{TE} = \pm 0,304 \text{ } ^\circ\text{C}$$

5.5.2 Zaman Ölçüm Hatası

Zaman değerlerinde oluşabilecek hatalar şu şekildedir;

a2= Zaman ölçerin titreşiminden kaynaklanan hata =±0,0003 dakika

b2= Periyodik olarak sıcaklık değerlerinin alınmasında yapılabilecek ortalama hata =±0,10 dakika

Periyodik olarak okunan sıcaklık değerlerinin tespit periyodunda zaman bakımından meydana gelebilecek toplam hata eşitlik (5.10) dan yararlanılarak bulunmuştur.

$$W_{TS} = [(a2)^2 + (b2)^2]^{\frac{1}{2}} \quad (5.10)$$

$$W_{TS} = 0,1 \text{ dakika}$$

5.5.3 Basınç Ölçüm Hatası

a3= Basınç ölçerlerden kaynaklanan hata (25 °C'de 5.0 Vdc) = % ±1,2 FS

b3= Sıcaklık hatası = 0,013 %FS °C

$$W_P = [(a3)^2 + (b3)^2]^{\frac{1}{2}} \quad (5.11)$$

$$W_P = \% \pm 1,2$$

5.5.4 Diğer Hatalar

Tablo değerlerinin ya da fiziksel değerlerin okunması sırasında yapılabilecek hatalarda hesap sonucunu etkileyebilir [35]. Bu kapsamda; fiziksel değerlerin tablo değerlerinin okunmasında ortaya çıkabilecek hata;

$$W_{CP} = \pm 0.1 - 0.2$$

Tablo 5.5: Toplam hata değeri

<u>Hata oluşturan parametreler</u>	<u>Birim</u>	<u>Toplam Hata</u>
<u>Sıcaklık ölçümündeki toplam hata</u>		
W_{td}	°C	±0,304-0,415
$W_{tç}$	°C	±0,304
W_{te}	°C	±0,304
<u>Zaman ölçümündeki toplam hata</u>		
W_{ts}	Dakika	±0,1
<u>Basınç ölçümündeki toplam hata</u>		
W_p	%	±1,2 FS
<u>Diğer hatalar</u>		
W_{cp}	%	±0,1-0,2

DeneySEL çalışmada, 9 farklı noktadan sıcaklık ölçümü, 6 farklı noktadan basınç ölçümü yapıldığından ölçüm değerlerinin hassasiyeti hesaplanmak istenmiştir.

Yapılan hata analizinde ölçüm cihazlarının hassasiyet değerleri ilgili eşitlikler kullanılarak, tolerans değer aralıkları hesaplanmıştır. Sıcaklık, basınç ve diğer parametrelerin ölçümleri sırasında, cihazlardan kaynaklanabilecek ölçüm hatalarının hesabı sonucu, hassasiyetlerin ölçüm değerlerine ve hatanın toplam hata içindeki oranının çok küçük değerlerde olması nedeniyle deney sonuçlarında büyük etkileri olmayacağı görülmüştür.

En fazla hatanın sıcaklık ölçümünde oluşabileceği görülmüştür. Bu değerlerinde 0,304-0,415 °C arasında yer aldığı hesaplanmıştır. Hesaplamalar sonucunda bu değerlerin ölçüm açısından küçük değerler olduğu görülmüştür.

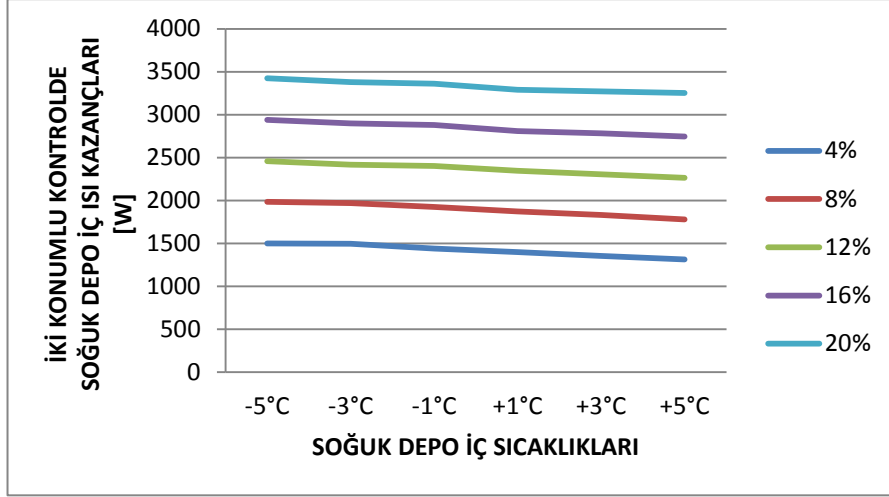
6. SONUÇ VE ÖNERİLER

6.1 Kontrol Senaryolarına Göre Toplam İç Isı Kazançları

İki konumlu ve PI kontrol metodu ile çalıştırılan soğutma sistemi çalışması süresince oda içerisinde bulunan ısı yükü yapması amacıyla çalıştırılan fanın ısısı, fan motorundan ortama geçen ısı, devamlı çalışan evaporatör fanından ortama verilen ısı ve panel cidarlarından oluşan transmisyon ısıları toplamı sonucunda meydana gelen ısı kazançları hesaplanmıştır. Soğuk depo içerisinde ısı kazancı için yapılan yüzde yüklemeler ve ulaşılmaya çalışılan iç oda sıcaklık değerleri tablo halinde verilmiştir.

Tablo 6.1: İki konumlu kontrolde soğuk depo içerisinde oluşan toplam iç ısı kazançları (W)

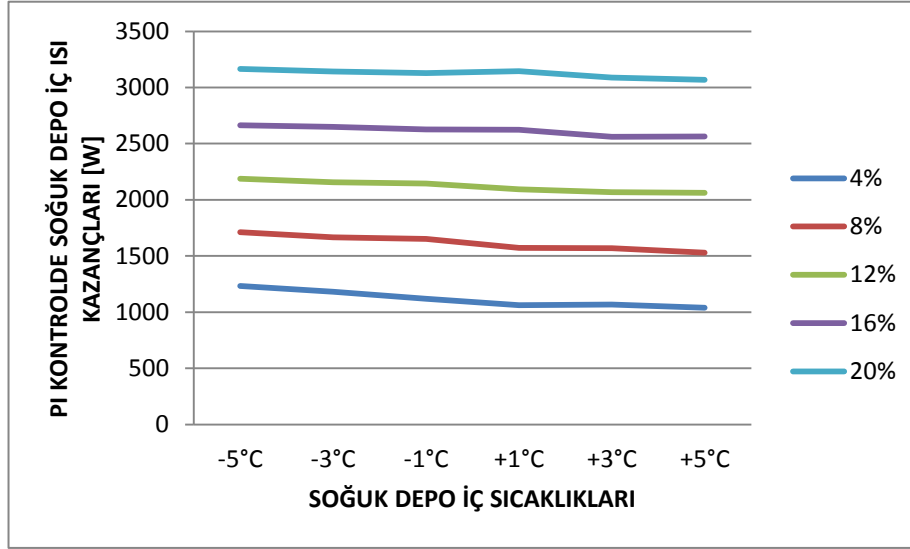
	-5°C	-3°C	-1°C	+1°C	+3°C	+5°C
%4	1498,00	1493,00	1440,00	1397,53	1353,44	1310,71
%8	1985,00	1969,21	1923,50	1870,95	1829,57	1777,66
%12	2458,00	2417,00	2400,27	2347,01	2304,23	2264,26
%16	2940,00	2897,00	2878,00	2807,00	2781,00	2743,00
%20	3425,00	3378,00	3359,00	3291,00	3269,25	3252,00



Şekil 6.1: İki konumlu kontrolde iç ısı kazançlarının depo sıcaklığına ve yükleme yüzdesine göre değişimi (W)

Tablo 6.2: PI kontrolde soğuk depo toplam iç ısı kazançları (W)

	-5°C	-3°C	-1°C	+1°C	+3°C	+5°C
%4	1232,00	1180,83	1120,58	1061,30	1067,71	1040,18
%8	1711,94	1666,49	1653,00	1572,00	1568,90	1530,20
%12	2186,83	2157,47	2144,40	2092,60	2066,79	2062,14
%16	2665,11	2649,25	2626,44	2623,14	2559,97	2562,94
%20	3164,95	3142,62	3129,28	3145,00	3088,30	3067,21



Şekil 6.2: PI kontrolde iç ısı kazançlarının depo sıcaklığına ve yükleme yüzdesine göre değişimi (W)

6.2 Evaporatör Fan Yükleri

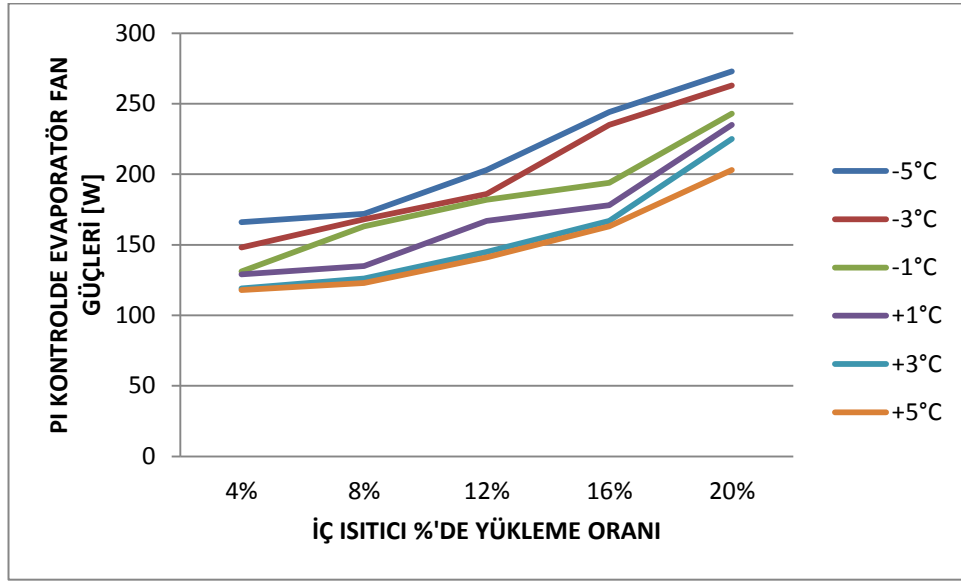
Soğuk depo içerisinde bulunan evaporatör fanları iki konumlu kontrolde sürekli, oransal + integral (PI) kontrolde dimmer sürücü kartı yardımıyla sürülmüştür.

Tablo 6.3: İki konumlu kontrolde evaporatör fan motorlarının oda sıcaklığı ve yüke bağlı olarak çektiği güç (W)

	-5°C	-3°C	-1°C	+1°C	+3°C	+5°C
4%	450,00	445,00	440,00	438,00	437,00	430,00
8%	448,00	440,00	439,00	437,00	434,00	426,00
12%	444,00	440,00	438,00	436,00	434,00	425,00
16%	444,00	440,00	438,00	436,00	434,00	425,00
20%	444,00	440,00	438,00	436,00	434,00	425,00
Ort:	446,00	441,00	438,00	436,60	434,60	426,20

Tablo 6.4: PI kontrolde evaporatör fan motorlarının oda sıcaklığına ve yüke bağlı çektiği güç (W)

	-5°C	-3°C	-1°C	+1°C	+3°C	+5°C
4%	166,00	148,00	131,00	129,00	119,00	118,00
8%	172,00	168,00	163,00	135,00	126,00	123,00
12%	203,00	186,00	182,00	167,00	145,00	141,00
16%	244,00	235,00	194,00	178,00	167,00	163,00
20%	273,00	263,00	243,00	235,00	225,00	203,00
Ort.	211,60	200,00	182,60	168,80	156,40	149,60



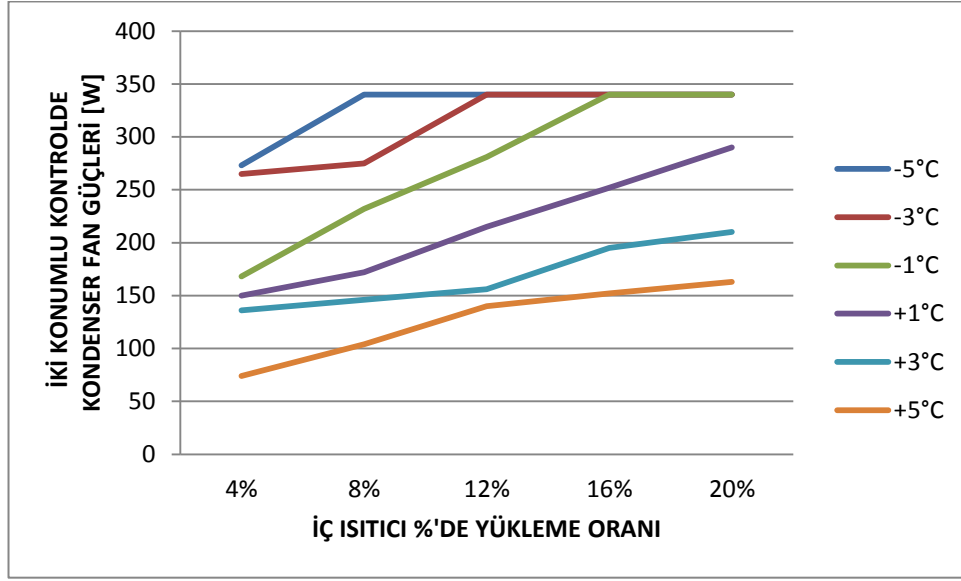
Şekil 6.3: PI kontrolde evaporatör fan motorlarının güçlerinin değişimi (W)

6.3 Kondenser Fan Güçleri

Kondenser fan kontrolü, iki konumlu kontrol formunda kompresörle birlikte devreye girecek şekilde tam yükte çalışmaktadır. Ancak oransal + integral (PI) kontrolde dimmer kartı ile sürüldüğünden enerji tasarrufu sağlanmaktadır.

Tablo 6.5: İki konumlu kontrolde kondenser fan gücünün sıcaklığa ve yüke bağlı değişimi (W)

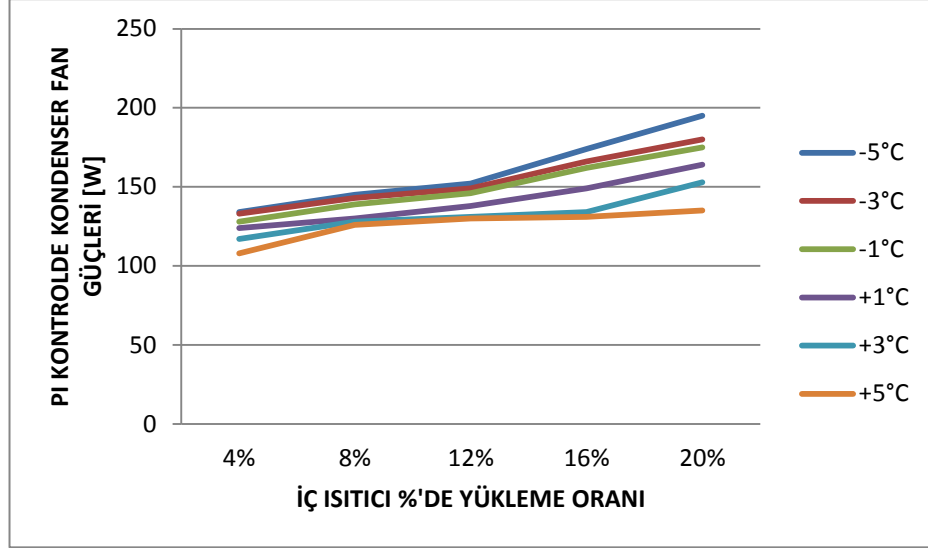
	-5°C	-3°C	-1°C	+1°C	+3°C	+5°C
4%	273,00	265,00	168,00	150,00	136,00	74,00
8%	340,00	275,00	232,00	172,00	146,00	104,00
12%	340,00	340,00	281,00	215,00	156,00	140,00
16%	340,00	340,00	340,00	252,00	195,00	152,00
20%	340,00	340,00	340,00	290,00	210,00	163,00
Ort.	326,60	312,00	272,20	215,80	168,60	126,60



Şekil 6.4: İki konumlu kontrolde kondenser fan güçlerinin sıcaklığa ve yüke bağlı olarak değişimi (W)

Tablo 6.6: PI kontrolde kondenser fan gücünün sıcaklığa ve yüke bağlı değişimi (W)

	-5°C	-3°C	-1°C	+1°C	+3°C	+5°C
4%	134,00	133,00	128,00	124,00	117,00	108,00
8%	145,00	143,00	139,00	130,00	128,00	126,00
12%	152,00	149,00	146,00	138,00	131,00	130,00
16%	174,00	166,00	162,00	149,00	134,00	131,00
20%	195,00	180,00	175,00	164,00	153,00	135,00
Ort.	160,00	154,20	150,00	141,00	132,60	126,00



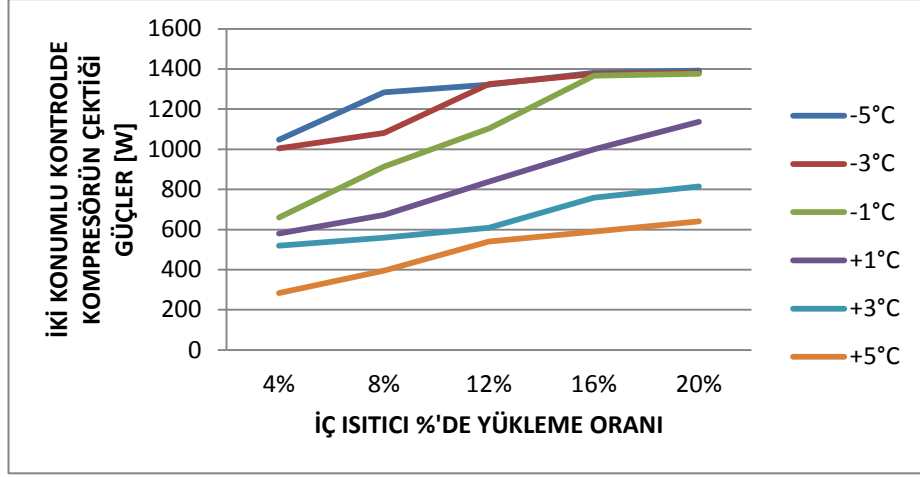
Şekil 6.5: PI kontrolde kondenser fan güçlerinin sıcaklığa ve yüke bağlı olarak değişimi (W)

6.4 Kompresör Tarafından Çekilen Güçlerin Değişimi

İki konumlu kontrolde Çalışma/Toplam zaman oranı, kompresörün harcadığı ortalama güç ile çarpılıp çalışma periyodu süresince sarf ettiği güç bulunmuştur.

Tablo 6.7: İki konumlu kontrolde oda sıcaklığına ve yüke bağlı olarak kompresörün çektiği güç (W)

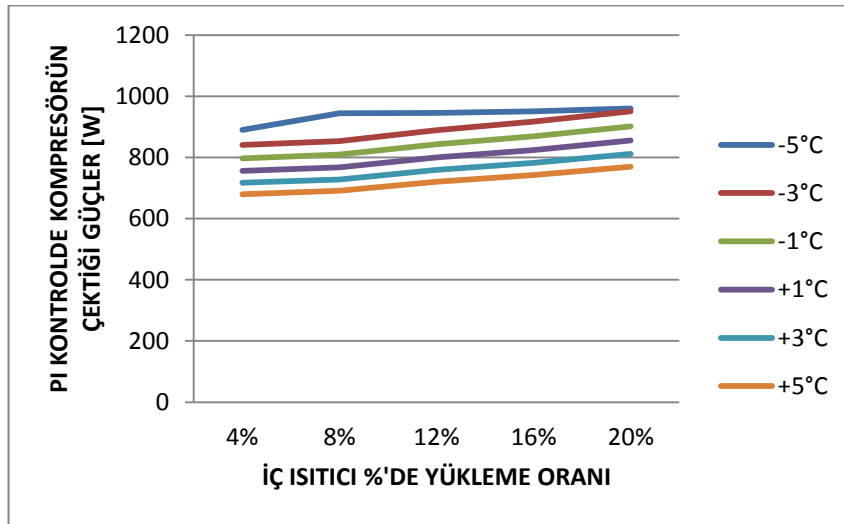
	-5°C	-3°C	-1°C	+1°C	+3°C	+5°C
4%	1047,00	1004,00	660,00	580,00	519,00	284,00
8%	1284,00	1081,00	914,00	673,00	560,00	395,00
12%	1322,00	1325,00	1104,00	839,00	609,00	540,00
16%	1380,00	1375,00	1367,00	1000,00	758,00	589,00
20%	1392,00	1383,00	1376,00	1136,00	814,00	640,00
Ort.	1285,00	1233,60	1084,20	845,60	652,00	489,60



Şekil 6.6: İki konumlu kontrolde kompresörün çektiği güçlerin değişimi (W)

Tablo 6.8: PI kontrolde depo sıcaklığına ve yüke bağlı olarak kompresörün çektiği güç (W)

	-5°C	-3°C	-1°C	+1°C	+3°C	+5°C
4%	890,00	841,00	797,00	756,00	717,00	680,00
8%	944,00	853,00	809,00	767,00	728,00	691,00
12%	945,00	889,00	843,00	800,00	759,00	720,00
16%	951,00	917,00	869,00	824,00	782,00	742,00
20%	960,00	950,00	901,00	855,00	811,00	769,00
ORT.	938,00	890,00	843,30	800,40	759,40	720,40



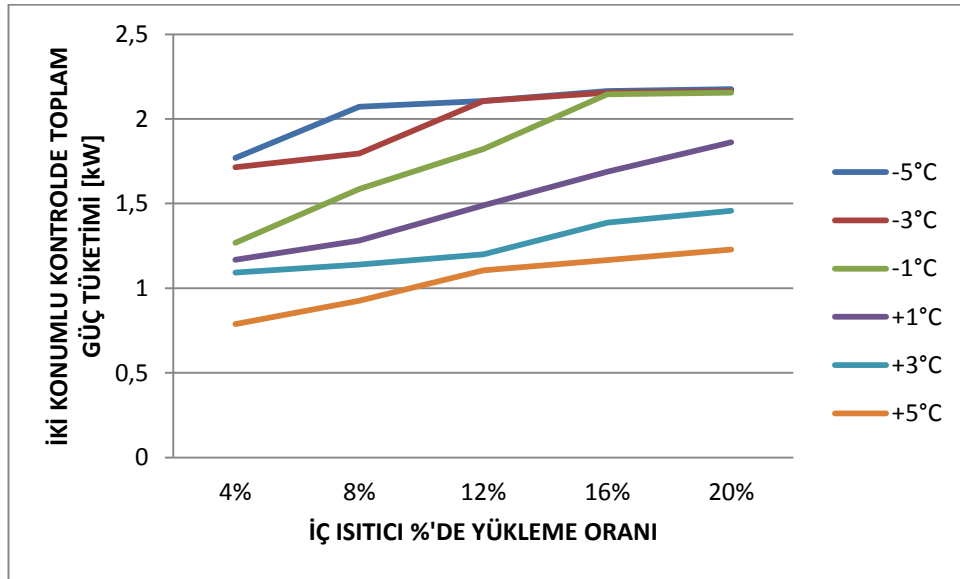
Şekil 6.7: PI kontrolde kompresörün çektiği güç değişimi (W)

6.5 Kontrol Senaryolarına Göre Soğutma Sisteminin Toplam Güç Tüketimi

Soğutma sistem elemanları olan kompresör, kondenser ve evaporatörün her bir sıcaklık ve yüzde yükleme değerlerinde tükettiği enerji miktarları kW cinsinden toplanmıştır.

Tablo 6.9: İki konumlu kontrolde soğutma sisteminin toplam güç tüketimi (kW)

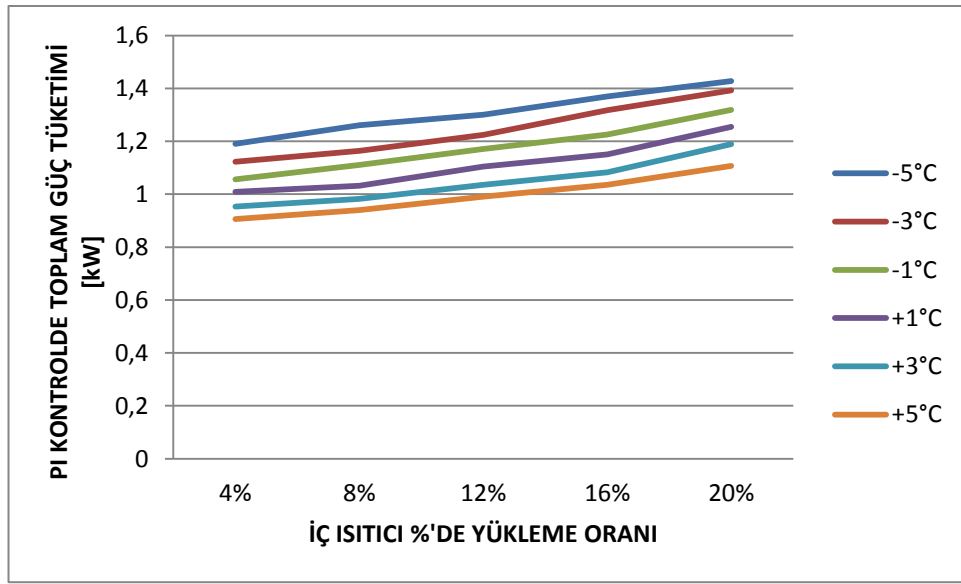
	-5°C	-3°C	-1°C	+1°C	+3°C	+5°C
4%	1,77	1,714	1,268	1,168	1,092	0,788
8%	2,072	1,796	1,585	1,282	1,140	0,925
12%	2,106	2,105	1,823	1,490	1,199	1,105
16%	2,164	2,155	2,145	1,688	1,387	1,166
20%	2,176	2,163	2,154	1,862	1,458	1,228
Ort.	2,057	1,986	1,795	1,498	1,255	1,042



Şekil 6.8: İki konumlu kontrolde soğutma sisteminin toplam güç tüketimi değişimi (kW)

Tablo 6.10: PI kontrolde soğutma sisteminin toplam güç tüketimi (kW)

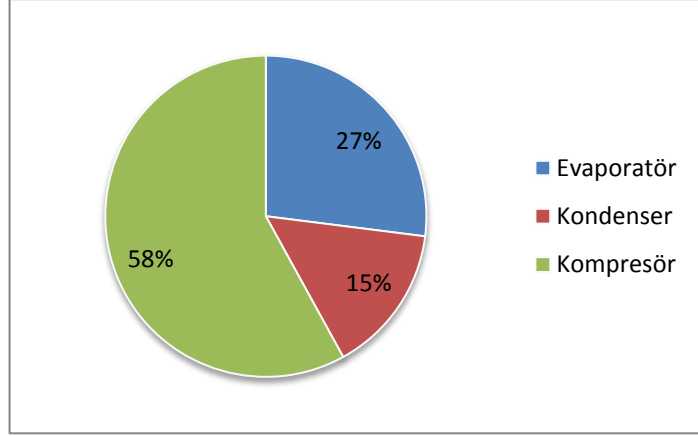
	-5°C	-3°C	-1°C	+1°C	+3°C	+5°C
4%	1,190	1,122	1,056	1,009	0,953	0,906
8%	1,261	1,164	1,111	1,032	0,982	0,940
12%	1,300	1,224	1,171	1,105	1,035	0,991
16%	1,369	1,318	1,225	1,151	1,083	1,036
20%	1,428	1,393	1,319	1,254	1,189	1,107
Ort.	1,309	1,244	1,176	1,110	1,048	0,996



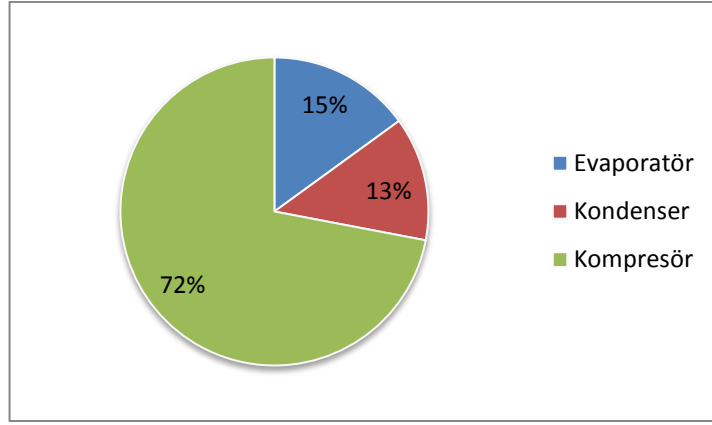
Şekil 6.9: PI kontrolde soğutma sisteminin toplam güç tüketimi değişimi (kW)

6.6 Soğutma Sistemi Cihazlarının Toplam Güç Tüketim Değerleri Üzerindeki Oranları

Soğutma sistem cihazları olan kompresör, kondenser ve evaporatörün her iki kontrol yönteminde çalışması sonucunda tüketilen toplam güç değerleri üzerindeki payları bulunmuştur. İki konumlu kontrolde ortalama toplam güç tüketim değeri 1,6058 kW olurken PI kontrolde bu değer 1,14746 kW olarak bulunmuştur.



Şekil 6.10: İki konumlu kontrolde soğutma sistemi cihazlarının tüketilen toplam güç değeri üzerindeki payları



Şekil 6.11: PI kontrolde soğutma sistemi cihazlarının tüketilen toplam güç değeri üzerindeki payları

6.7 İki Konumlu ve PI Kontrolde Toplam Yıllık Elektrik Tüketim Miktarları

Kompresör, kondenser ve evaporatörün rejime girdikten sonra, soğuk oda içerisinde istenen oda sıcaklığında çalışması esnasında tükettikleri enerji miktarları toplanmış olup, tek terimli alçak gerilimli sanayi elektrik fiyatlandırması üzerinden günde 24 saat, haftada 7 gün, yılda 360 gün çalıştırıldığı hesap edilmiştir. Hesaplama geçerli dönem olarak 1 Ekim 2016 - 31 Aralık 2016 tarihleri arası baz alınmıştır (Tablo 6.11). Toplam tüketim tutarı vergilendirilmiş kWh fiyatı üzerinden hesaplanmıştır.

Tablo 6.11: Sanayide 1 Ekim 2016- 31 Aralık 2016 tarihleri arasındaki enerji fiyatı (TL/kWh)

Sanayi Aboneleri Elektrik Tarifesi		
Tüketim Miktarı		1 kWh
Elektrik Ücreti	(a)	0,205219 TL
Dağıtım Bedeli	(b)	0,085478 TL
Enerji Fonu (a,%1)	(c)	0,002052 TL
TRT Payı (a,%2)	(d)	0,004104 TL
BTV (a,%5)	(e)	0,010261 TL
KDV Matrahı	(f)	0,307115 TL
KDV (f,%18)	(g)	0,055281 TL
Elektrik Fiyatı (f+g)		0,362395 TL

Tablo 6.12: İki konumlu kontrolde farklı sıcaklıklar ve farklı yükler için yıllık enerji maliyetleri (TL/Yıl)

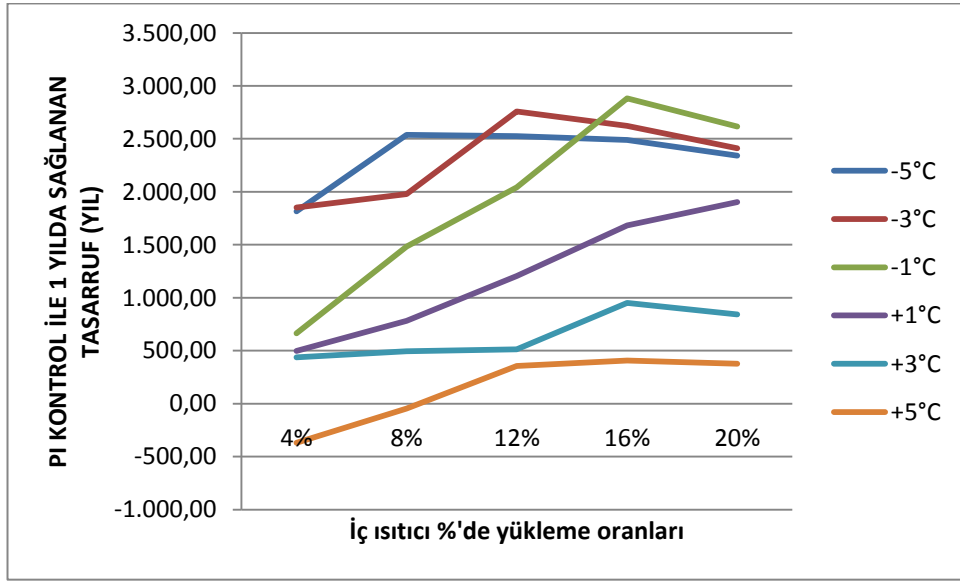
	-5°C	-3°C	-1°C	+1°C	+3°C	+5°C
4%	5542,00	5366,00	3970,00	3657,00	3419,00	2467,00
8%	6487,00	5623,00	4962,00	4014,00	3569,00	2896,00
12%	6594,00	6590,00	5707,00	4665,00	3754,00	3459,00
16%	6775,00	6747,00	6716,00	5285,00	4342,00	3650,00
20%	6813,00	6772,00	6744,00	5830,00	4565,00	3844,00
Ort.	6442,20	6219,60	5619,80	4690,20	3929,80	3263,20
Ortalama:5027,33						

Tablo 6.13: PI kontrolde farklı sıcaklıklar ve farklı yükler için yıllık enerji maliyetleri (TL/Yıl)

	-5°C	-3°C	-1°C	+1°C	+3°C	+5°C
4%	3726,00	3513,00	3306,00	3159,00	2983,00	2836,00
8%	3948,00	3644,00	3478,00	3231,00	3074,00	2943,00
12%	4070,00	3832,00	3666,00	3459,00	3240,00	3102,00
16%	4286,00	4126,00	3835,00	3603,00	3390,00	3243,00
20%	4471,00	4361,00	4129,00	3926,00	3722,00	3466,00
Ort.	4100,20	3895,20	3682,80	3475,60	3281,80	3118,00
Ortalama: 4092,16						

Tablo 6.14: PI kontrol kullanımı sonucunda, iki konumlu kontrole karşı 1 yılda elde edilecek tasarruf miktarı (TL/Yıl)

	-5°C	-3°C	-1°C	+1°C	+3°C	+5°C
4%	1816,00	1853,00	664,00	498,00	436,00	-
8%	2539,00	1979,00	1484,00	783,00	495,00	-
12%	2524,00	2758,00	2041,00	1206,00	514,00	357,00
16%	2489,00	2621,00	2881,00	1682,00	952,00	407,00
20%	2342,00	2411,00	2615,00	1904,00	843,00	378,00



Şekil 6.12: PI kontrol ile sağlanılacak yıllık maliyet tasarrufu değişimi (TL/Yıl)

6.8 PI Kontrol Kullanımıyla Birlikte İlave Edilen Cihazların Kendini Geri Ödeme Süresi ve 10 Yıl Sonunda Elde Edilmesi Beklenen Tasarruf Miktarı

PI kontrolün kullanımında, iki konumlu kontrole göre ek cihazlara gereksinim duyulduğundan dolayı, sistem kurulumuyla birlikte ek bir maliyet getirmektedir. Daha yüksek enerji verimliliği sağlamak için yararlanılan bu cihazların kullanımı sonucunda daha düşük elektrik enerjisi tüketimiyle, kendini kısa sürede amorti edip, ekonomik ömrü boyunca kâr ettirmesi beklenir.

Tablo 6.15: PI kontrol kullanımında sisteme ilave edilen cihazlar ve ilk alım maliyetleri (TL)

Ek cihazlar	Adet	TL
5 kW inverter sürücü	1	2000,00
Oransal sıcaklık kontrol paneli	3	750,00
PT 100 Sıcaklık duyargaları	5	300,00
Dimmer modülleri	2	600,00
Toplam maliyet	-	3650,00

PI kontrol kullanımının soğutma sistemine ilave maliyeti 3650,00 TL olmaktadır. PI kontrol kullanımı sonucu, iki konumlu kontrol ile karşılaştırıldığında elde edilen yıllık net kâr Tablo 6.14’ de verilmiştir. Elde edilen yıllık net kâr ile cihazların ilk alım maliyetleri geri ödeme süreleri Tablo 6.16’da verilmiştir.

Tablo 6.16: PI kontrol ile elde edilen kâr ile ilave cihazların kendini geri ödeme süresi (Yıl)

	-5°C	-3°C	-1°C	+1°C	+3°C	+5°C
4%	2	1,96	5,49	7,32	8,37	-
8%	1,43	1,84	2,45	4,66	7,37	-
12%	1,44	1,32	1,78	3	7,1	10,22
16%	1,46	1,39	1,26	2,17	3,83	8,96
20%	1,55	1,51	1,39	1,91	4,32	9,65
Ort.	1,58	1,6	2,48	3,8	6,198	9,61

Bu tip elektronik cihazların amortisman yıllarına bakıldığında, gelir idaresi başkanlığının yapmış olduğu amortisman tabii iktisadi kıymetler tablosunda bu sürenin 10 yıl olarak verildiği görülmektedir.

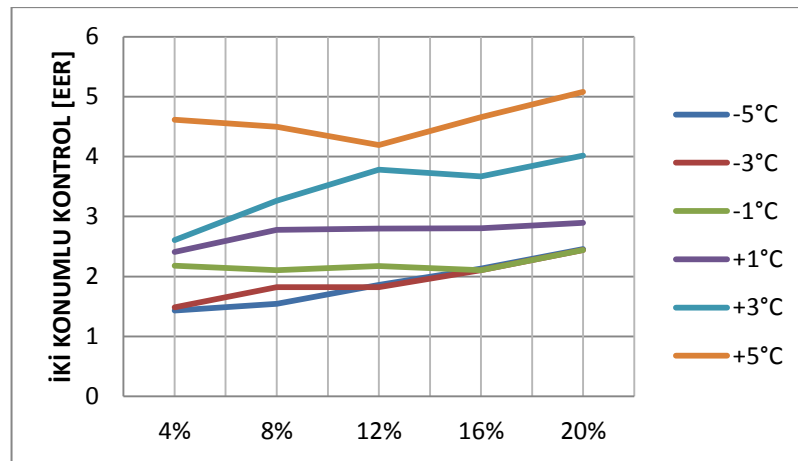
Tablo 6.17: 10 Yıl kullanım süresi boyunca ilave cihazların kendini geri ödedikten sonra elde edilen kâr (TL/Yıl)

	-5°C	-3°C	-1°C	+1°C	+3°C	+5°C
4%	14528,00	14900,00	2994,00	1334,00	710,00	-
8%	21760,00	16148,00	11204,00	4181,00	1301,00	-
12%	21650,00	23940,00	16777,00	8442,00	1490,00	-
16%	21605,00	22566,00	25179,00	13170,00	5873,00	447,00
20%	19790,00	20470,00	22515,00	15403,00	4788,00	132,00
Ort.	19866,60	19604,80	15733,80	8506,00	2832,40	289,50

6.9 Soğutmada Enerji Etkinlik Oranlarının (EER) Değişimi

Tablo 6.18: İki konumlu kontrolde soğutma enerji etkinlik oranlarının (EER) oda sıcaklıklarına ve yüke bağlı olarak değişimi

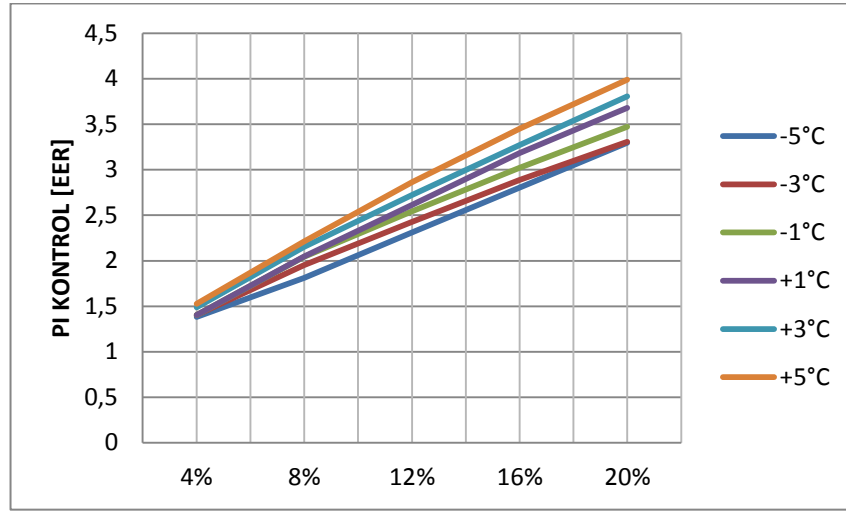
	-5°C	-3°C	-1°C	+1°C	+3°C	+5°C
4%	1,43	1,487	2,181	2,408	2,606	4,612
8%	1,545	1,821	2,103	2,778	3,266	4,498
12%	1,859	1,824	2,173	2,797	3,783	4,192
16%	2,13	2,106	2,105	2,807	3,668	4,657
20%	2,46	2,442	2,441	2,897	4,015	5,081
Ort.	2,484	1,936	2,200	2,737	3,267	4,608



Şekil 6.13: İki konumlu kontrolde soğutma enerji etkinlik oranlarının değişimi

Tablo 6.19: PI kontrol soğutma etkinlik oranlarının (EER) oda sıcaklıklarına ve yüke bağlı olarak değişimi

	-5°C	-3°C	-1°C	+1°C	+3°C	+5°C
4%	1,384	1,403	1,405	1,403	1,488	1,529
8%	1,812	1,953	2,043	2,049	2,155	2,214
12%	2,313	2,426	2,543	2,615	2,722	2,863
16%	2,802	2,888	3,021	3,183	3,272	3,452
20%	3,295	3,307	3,472	3,678	3,807	3,988
Ort.	2,321	2,395	2,496	2,585	2,688	2,809



Şekil 6.14: PI kontrol soğutma enerji etkinlik oranlarının (EER) değişimi

6.10 Öneriler

Soğutma ve iklimlendirme sistemlerinde ısı kazançları mevsimlere bağlı olarak çok değişken olduğundan ekipman seçimini olası pik yükleri karşılayacak şekilde büyük seçmek gerekmektedir. Soğuk odalarda iki konumlu kontrol, kompresör ve fan motorlarında elektriksel olarak demeraj akımlarına, aşırı akım çekilmesine, iç ısı yüklerinin yükselmesine ve mekanik olarak hasarlara yol açmaktadır. Kontrol cihazlarının ucuz olması dışında herhangi bir avantajı bulunmamaktadır.

Değişken ısı yüklerine karşılık olarak cihaz performansının da değiştirilmesi modülasyonlu (oransal) kontrollerle mümkün olabilmektedir. Böylece değişen ısı yüküne bağlı olarak kompresör ve fanların devir sayıları değiştirilmek suretiyle enerji tasarrufu sağlanırken, ekipman ömrü uzatılmış olmaktadır.

Ancak buradaki temel sıkıntı 50 Hz ile çalışan motorlara frekans sürücü yardımıyla yol verilmesinde frekans bandının 20 Hz ile 50 Hz arasında sınırlı kalabilmesidir. Ayrıca tek fazlı daimi kapasitörlü fan motorlarında frekans sürücü kullanılması mümkün olamamakta, bunun yerine dimmer sürücü kartları kullanılabilir.

Bu problemlerin çözümü için soğutma kompresör üreticileri geniş frekans bandına sahip (20-120 Hz veya 30-130 Hz) kompresörler üretmeye başlamışlardır. Yine fan motorlarında kapasitör motorları yerine Elektronik Kontrollü Fırçasız DC motorlar (EC) motorlar kullanılmaktadır. Bu tip fan motorlarının kendi sürücü kartları bulunduğu hız kontrolü yapmak daha kolay olmakta ve kapasitör motorlarına göre ciddi oranda enerji tasarrufu sağlamaktadırlar.

Yapılan hesaplamalar incelendiğinde iki konumlu kontrolde ısı kazançlarının PI kontrole göre yaklaşık %10 civarında yüksek çıktığı görülmektedir. Bunun nedeni evaporatör fanlarının PI kontrolde modüle edilmesinden kaynaklanmaktadır. Kabaca iç fanların modülasyonu ile ısı yüklerinde, dolayısıyla kompresör enerji sarfiyatında %10'luk bir tasarruf oluşmaktadır.

Soğuk depo içerisinde bulunan evaporatör fanları her iki kontrol yönteminde sürekli olarak çalıştırılmıştır ve iki konumlu kontrol süresince evaporatör fanlarının sarf ettiği elektrik gücü (W) değeri, PI kontroldeki tüketime göre bariz şekilde daha fazla tüketim değerlerine sahiptir.

İki konumlu kontrolde toplam güç tüketiminin %27'si, PI kontrolde %15,5'i evaporatör fan motoru tarafından çekilmektedir.

Evaporatör fan yükleri incelendiğinde PI kontrolün, iki konumlu kontrole göre %60'a yakın enerji tasarrufu sağladığı görülmektedir. Ayrıca iç ısı yüklerinde ortalama %10,59'luk bir azalma sağladığı, dolayısıyla iki yönlü bir tasarruf sağladığı görülmektedir.

Kondenser fanlarının güç tüketimini, toplam güç tüketim değerlerine oranladığımızda, iki konumlu kontrolde toplam güç tüketiminin %14,74'ü, PI kontrolde toplam güç tüketiminin %12,54'ü olarak görülmektedir.

Kondenser fanları için yapılan deneysel ölçümlere göre PI kontrolde, iki konumlu kontrole göre %39,2'lik enerji tasarrufu sağladığı görülmektedir. Bu da çok önemli bir orandır.

Her iki kontrol türünde yapılan deneysel çalışmalara göre PI kontrolde iki konumlu kontrole göre toplamda (kompresör, kondenser ve evaporatör fanlarında) %28'lik bir enerji tasarrufu oluşmaktadır. Kompresör güçlerinin yüksek olduğundan bu oran yıllık olarak ciddi bir enerji tasarrufu sağlayacaktır.

İki konumlu ve PI kontrol yöntemiyle çalıştırılan soğutma sisteminde ölçülen sıcaklık değerlerinde tüketilen toplam elektrik, kWh olarak hesaplanmış ve Türk Lirası karşılığında PI kontrolde %18,6'lık bir tasarruf ortaya çıkmıştır.

Yıllık tasarruf oranlarına bakıldığında PI kontrolle en fazla -5°C oda sıcaklığında ortalama 2342,00 TL yıllık tasarruf edilirken oda sıcaklığı yükseldikçe tasarruf oranı azalmış olup +5°C'de 145,00 TL yıllık tasarruf edilmiştir.

PI Kontrol kullanımı ile birlikte sisteme eklenen ilave cihazların maliyetleri verilmiştir. Her iki kontrol kullanımı sonucunda güç tüketimleri karşılaştırıldığında

PI kontrolün daha az güç tüketimine sahip olduğu tespit edilmiştir. Bu aradaki fark kW cinsinden hesaplanmış ve belirtilen tarihlerdeki elektrik kur fiyatı kWh cinsinden 1 yıl sonunda PI kontrol kullanımıyla elde edilen tasarruf miktarı bulunmuştur. Sonuç olarak sisteme ilave edilen cihazların kendini geri ödeme süreleri hesaplanmış ve düşük sıcaklık değerlerinde çok kısa geri ödeme süreleri elde edilmiştir. Düşük sıcaklıkların yanında %'de yükleme oranlarının arttığı değerlerde de geri ödeme sürelerinin oldukça düşük olduğu görülmektedir.

Soğutma sistemi düşük sıcaklıklarda çalıştırıldığında kendini ortalama 1,5-2 yılda amorti etmekte ve cihazların kullanım ömrü süresince her yıl işletmeye kâr sağlamaktadır. Tüm sıcaklık değerleri ve %'de yükleme oranlarında çalıştırılan sistemin karma ortalaması alındığında geri ödeme süresinin 4,2 yıl olduğu görülmektedir.

Gelir idaresi başkanlığı tarafından hazırlanan amortisman oranları tablosundan bu tip elektronik cihazların faydalı ömrü 10 yıl olarak verilmektedir. Fakat bu cihazların bu süreden daha uzun yıllar boyunca kullanılabilirdiği bilinmektedir.

Sistem cihazlarının 10 yıl süresince kullanımı için elde edilecek kâr hesabında, kendini geri ödedikten sonraki yılların kâr miktarları hesaplanmıştır. Yapılan hesaplamalarda paranın bugünkü değeri báz alınmıştır. Elektrik fiyatlarında da hesaplar belirtilen tarihler arasındaki değer üzerinden yapılmıştır. İki konumlu kontrol yerine PI kontrol kullanıldığında, faydalı ömrü 10 yıl olan süre zarfında ek maliyetleri amorti ettiği ve ciddi miktarlarda kâr elde ettiği görülmüştür. Soğutma sistemi -5°C ya da -3°C sıcaklık değerlerinde çalıştırıldığında yaklaşık 20000 Türk Lira 'sına yakın kâr elde edilmektedir. Bu oran soğuk depo iç sıcaklığı yükseldikçe azalmaktadır.

Soğutma sisteminin -5°C 'den $+5^{\circ}\text{C}$ 'ye kadar ve iç ısıtıcı %'de yükleme oranlarında karma olarak çalıştırıldığında 10 yıl içerisinde ortalama 11140,00 Türk Lirası kâra geçileceği görülmüştür.

Her iki kontrol yönteminde elde edilen ortalama soğutma etkinlik değerleri karşılaştırıldığında iki konumlu kontrolde artan iç ısı yüklerinden ve kesintili çalışmadan dolayı EER değerlerinde %11,2'lik bir artış söz konusudur.

Bu çalışmada PI parametrelerinde kullanılan oransal kazanç ve integral zamanı değerleri rastgele seçilen değerler olduğundan bu değerlerin optimize edilmesiyle daha iyi deney sonuçları elde edilecektir.

7. KAYNAKLAR

- [1] T.C. Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı, Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı ile Bağlı, İlgili ve İlişkili Kuruluşlarının Amaç ve Faaliyetleri (online), (17.11.2016), http://www.enerji.gov.tr/File/?path=ROOT%2f1%2fDocuments%2fMavi%20Kitap%2fMavi_kitap_2015.pdf, (2015).
- [2] T.C. Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı, Dünya ve Ülkemiz Enerji ve Tabii Kaynaklar Görünümü [online], (17.11.2016), <http://www.enerji.gov.tr/tr-TR/Enerji-ve-Tabii-Kaynaklar-Gorunumleri>
- [3] Buzelin, L. O. S., Amico, S. C., Vargas, J. V. C. and Parise, J. A. R., “Experimental development of an intelligent refrigeration system”, *International Journal of Refrigeration*, 28(2), 165-175, (2005).
- [4] Evans, J. A., Hammond, E. C., Gigiel, A. J., Foster, A. M., Reinholdt, L., Fikiin, K. and Zilio, C., “Assessment of methods to reduce the energy consumption of food cold stores”, *Applied Thermal Engineering*, 62(2), 697-705, (2014).
- [5] Perreira, E. P. and Parise, J. A. R., “Performance analysis of capacity control devices for heat pump reciprocating compressors”, *Heat Recovery Systems and CHP*, 13(5), 451-461, (1993).
- [6] Aprea, C. and Renno, C., “An experimental analysis of a thermodynamic model of a vapour compression refrigeration plant on varying the compressor Speed”, *International Journal of Energy Research*, 28(6), 537-549, (2004).
- [7] Yaqub, M. and Zubair, S. M., “Capacity control for refrigeration and air-conditioning systems: a comparative study”, *Journal of Energy Resources Technology*, 123(1), 92-99, (2001).
- [8] Aprea, C., Mastrullo, R. and Renno, C., “Experimental analysis of the scroll compressor performances varying its speed”, *Applied Thermal Engineering*, 26, 983-992, (2006).

- [9] Lida, K., Yamamoto, T., Kuroda, T., and Hibi, H., “Development of an energy-saving-oriented variable-capacity system heat-pump”, *ASHRAE Transactions*, 88, 441-49, (1982).
- [10] Cawley, R. E. and Pfarrer D. M., "Part-load efficiency advantages of two-speed refrigerant compressors", *Proceeding of International Refrigeration Conference*, Purdue, (1974).
- [11] Hua, L., Jeong, S. and You, S.S., “Feedforward control of capacity and superheat for a variable speed refrigeration system”, *Applied Thermal Engineering*, 29, 1067–1074, (2009).
- [12] Shimma, Y., Tateuchi, T. and Suglura, H., “Inverter control systems in the residential heat pump air conditioner”, *ASHRAE Transactions*, 91, (1985).
- [13] Senshu, T., Arai, A., Oguni, K. and Harada, F., “Annual energy-saving effect of capacity-modulated air conditioner equipped with inverter-driven scroll compressor”, *ASHRAE Transactions*, 91, (1985).
- [14] Aprea, C., Mastrullo, R. and Renno, C., “Determination of the compressor optimal working conditions”, *Applied Thermal Engineering*, 29, (1991-1997).
- [15] Qureshi, T. Q. and Tassou, S. A., “Variable speed capacity control in refrigeration systems”, *Applied Thermal Engineering*, 16(2), 103-113, (1996).
- [16] Aprea, C., Mastrullo, R. and Renno, C., “Fuzzy control of the compressor speed in a refrigeration plant”, *International Journal of Refrigeration*, 27(6), 639–648, (2004).
- [17] Ekren, O., Sahin, S. and Isler, Y., “Comparison of different controllers for variable speed compressor and electronic expansion valve”, *International Journal of Refrigeration*, 33(6), 1161-1168, (2010).
- [18] Ekren, O., Celik, S., Noble, B. and Krauss, R., “Performance evaluation of a variable speed DC Compressor”, *International Journal of Refrigeration*, 36, 745-757, (2013).

- [19] Evans, J.A. and Gigiel, A.J., “Reducing the energy consumption in cold stores”, *The 22nd IIR International Congress of Refrigeration*, Beijing, (2007).
- [20] Evans, J.A. and Gigiel, A.J., “Reducing energy consumption in cold storage rooms”, *IIR International Congress of Refrigeration*, Cambridge, (2010).
- [21] İsa. K. ve Onat, A., *İklimlendirme ve Soğutma Sistemlerinde Enerji Verimliliği*, İstanbul: Friterm, (2012).
- [22] Bulgurcu, H., *Soğutma Sistemleri*, No: 645, İstanbul: Makine Mühendisleri Odası Yayını, (2015).
- [23] Bulgurcu, H., *Klima Tesisatı*, No: 663, İstanbul: Makine Mühendisleri Odası Yayını, (2016).
- [24] Atlatırlar, T., “Soğuk Hava Depolarında Enerji Tasarrufu [online]”, (18 Kasım 2016), <http://www.lojistikdunyasi.com/soguk-hava-depolarinda-enerji-tasarrufu.html>.
- [25] Anonim, “Soğuk depolarda enerji tasarrufu için neler yapılmalı? [online]”. (18.11.2016), <http://www.frigoblock.com.tr/blog/soguk-depolarda-enerji-tasarrufu-icin-neler-yapilmali>.
- [26] Çomaklı, Ö., Akdoğan, F. ve Yüksel B., “Soğuk Hava Depolarında Ekonomik Yalıtım Kalınlığı Hesabı”, *Termoklima*, 1(9),33-36, (1992).
- [27] Bulut, H., “Soğutma ve Klima Tekniği Sunumu [online]”, (10.12.2016), <http://eng.harran.edu.tr/~hbulut/SKT.pdf>, (2010).
- [28] Anonim, (15.10.2016), <http://www.inverter-plc.net/motor/motor.html>.
- [29] Stores, J.A., Evans, A.M., Foster, J., Huet, M., Reinhold, L., Fikiin, K., Zilio, C., Houska, M., Landfeld, A., Bond, C. and Scheurs, M., “T.W.M. van sambeeck specific energy consumption values for various refrigerated food cold stores energy and buildings”, 74, 141–151, (2014).

- [30] Dansfoss, “Automatic Controls for Industrial Refrigeration Systems Application Handbook”, (2006).
- [31] Bulgurcu, H., Yalçın, E. ve Erol, E., “Energy Saving In Cold Rooms Lighting System by Using Led Fixtures”, *7th International Ege Energy Symposium & Exhibition*, Usak, (2014).
- [32] Kuo, B. C. and Bir, A., “Otomatik Kontrol Sistemleri.” *Literatür Yayınları*, (2005).
- [33] Gürsel, K., “Otomatik Kontrol ve Ölçme Teknikleri [online]”, (13.11.2016), http://www.emo.org.tr/ekler/c0592c2f4067cf9_ek.pdf.
- [34] Anonim, “PID kontrol formu [online]”, (12.12.2016), <http://www.atlantikelektronik.com.tr/emkopdf/PID-2.pdf>.
- [35] T.C. Milli Eğitim Bakanlığı, “Endüstriyel Otomasyon Teknolojileri PID Kontrolü [online]”, http://megep.meb.gov.tr/mte_program_modul/moduller_pdf/Pid%20Kontrol%C3%BC.pdf, (2009).
- [36] Akpınar, E. K., “Deneysel Çalışmalardaki Hata Analizine Bir Örnek: Kurutma Deneylerindeki Hata Analizi”, *Mühendis ve Makina Dergisi*, 46, 540, 41-48, (2005).

EKLER

8. EKLER

EK A: Elektrik Panosu Elemanları ve Devresi



Şekil A.1: 3'lü grup sigortaları



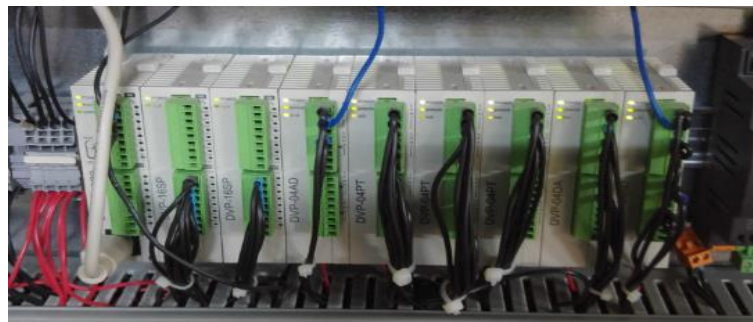
Şekil A.2: SSR röle



Şekil A.3: Frekans sürücü (5kW)



Şekil A.4: PLC güç besleme ünitesi



Şekil A.5: PLC ve yardımcı modüller



Şekil A.6: Kondenser ve evaporatör dimmer modülleri



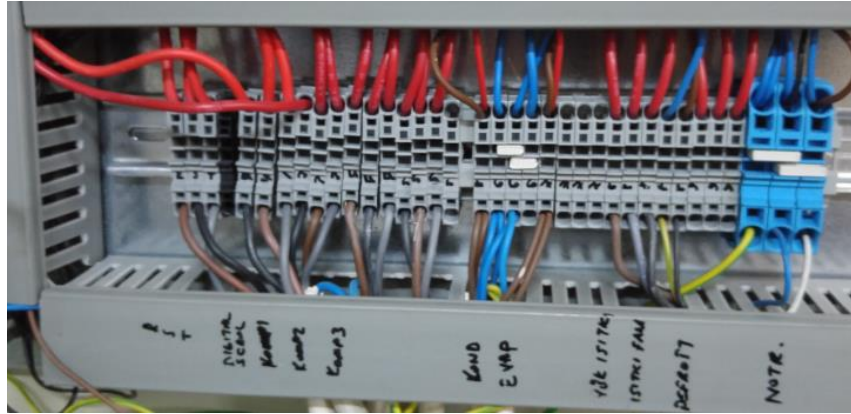
Şekil A.7: Ana kontaktör ve frekans sürücü termikleri



Şekil A.8: Kontaktörler



Şekil A.9: Akım trafoları



Şekil A.10: Güç hattı klemensleri



Şekil A.11: Sıcaklık, basınç ve sensör klemensleri

