

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**MATLAB ORTAMINDA DENEYSEL OLARAK BİR BUHAR
SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA ÇEVİRİMİNİN VE OTOMASYONUNUN
ANALİZİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
İsmail TUTUMEL**

Anabilim Dalı : Makina Mühendisliği

Programı : Sistem Dinamiği ve Kontrol

EKİM 2010

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**MATLAB ORTAMINDA DENEYSEL OLARAK BİR BUHAR
SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA ÇEVİRİMİNİN VE OTOMASYONUNUN
ANALİZİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
İsmail TUTUMEL
(503051617)**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 07 Mayıs 2010
Tezin Savunulduğu Tarih : 15 Ekim 2010**

**Tez Danışmanı : Yrd. Doç. Dr. İ.Yalçın URALCAN (İTÜ)
Diğer Jüri Üyeleri : Yrd. Doç. Dr. Ayhan KURAL (İTÜ)
Yrd. Doç. Dr. Ümran ERÇETİN (DPÜ)**

EKİM 2010

ÖNSÖZ

Tez çalışmalarımda beni yönlendiren ve değerli zamanını ayıran danışman hocam Sayın Yrd. Doç. Dr. Yalçın URALCAN 'a, çalışmalarım sırasında bana devamlı destek olan Estetik Yapı ailesine ve son olarak maddi manevi desteğini hiçbir zaman esirgemeyen saygıdeğer babam İrfan TUTUMEL'e, annem Muzaffer TUTUMEL'e, ablam Sinem KILIÇ ve ailesine teşekkür ederim.

Ekim 2010

İsmail Tutumel
Makina Mühendisi

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	iii
İÇİNDEKİLER.....	v
KISALTMALAR.....	vii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	ix
ŞEKİL LİSTESİ.....	xi
SİMGE LİSTESİ	xiii
ÖZET.....	xv
SUMMARY.....	xvii
1. GİRİŞ	1
1.1 Tezin Amacı.....	3
1.2 Literatür Özeti	4
2. BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA SİSTEMLERİ	11
2.1 Giriş	11
2.1.1 Kompresör.....	11
2.1.2 Yoğuşturucu (Kondanser).....	12
2.1.3 Kısılma vanası.....	12
2.1.4 Buharlaştırıcı (Evaporatör)	12
2.2 İdeal Buhar Sıkıştırma Soğutma Çevrimi.....	12
2.3 Gerçek Buhar Sıkıştırma Soğutma Çevrimi	14
2.4 Buhar Sıkıştırma Soğutma Sistemlerinin Matematiksel Analizi	15
2.4.1 Sıkıştırma işlemi.....	16
2.4.2 Yoğuşma işlemi.....	17
2.4.3 Genleşme işlemi	18
2.4.4 Buharlaşma işlemi	18
2.4.5 Soğutma etkenliği (COP).....	18
3. KONTROL SİSTEMLERİ.....	19
3.1 Giriş	19
3.2 Açık-Kapalı Kontrol.....	19
3.3 Oransal (P) Kontrol	21
3.4 Oransal-Integral (PI) Kontrol.....	23
3.5 Oransal-Türevsel (PD) Kontrol.....	24
3.6 Oransal-Integral-Türevsel (PID) Kontrol	25
3.7 Oransal-Integral-Türevsel (PID) Parametrelerinin Ayarlanması	26
3.7.1 Kapalı çevrim Ziegler-Nichols yöntemi	27
3.7.2 FOPDT modeli ve ITAE, IMC kriterleri yöntemi.....	27
4. DENEY SİSTEMİ.....	31
4.1 Giriş	31
4.2 Deney Tesisatı.....	34
4.2.1 Isıl çift (Thermocouple).....	35
4.2.2 Basınç transmitteri (Transducer)	35

4.2.3 Veri toplama cihazı (Data Logger).....	36
4.2.4 Kontrol kartı.....	36
4.2.5 Frekans dönüştürücü.....	36
4.2.6 Varyak.....	38
4.2.7 DC güç kaynağı.....	38
4.2.8 Sayaç.....	38
4.3 Deneylerin Yapılışı.....	38
5. SONUÇLAR VE TARTIŞMA.....	41
5.1 Sistem Karakterinin Belirlenmesi	41
5.2 P, PI ve PID Kontrol Deneyleri.....	47
5.2.1 P Kontrol deneyi.....	49
5.2.2 PI Kontrol deneyi	50
5.2.3 PID Kontrol deneyi.....	52
5.3 Enerji Sarfıyatı	52
KAYNAKLAR.....	61
EKLER.....	65

KISALTMALAR

ARI	: İklimlendirme ve Soğutma Enstitüsü
P	: Oransal (Proportional)
I	: Integral (Integral)
D	: Türevsel (Derivative)
PI	: Oransal Integral (Proportional Derivative)
PID	: Oransal Integral Türevsel (Proportional Integral Derivative)
COP	: Soğutma Etkenliği (Coefficient of performance)
PWM	: Darbe genişlik modülasyon (Pulse Width Modulation)
V/f	: Gerilim / frekans oranı (Voltage/frequency ratio)
RS-232	: Seri Port
MATLAB	: Matris Laboratuvarı (Matrix Laboratory)
ASHRAE	: Amerikan Isıtma, Soğutma ve Klima Mühendisleri Birliği

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 1.1 : Evsel uygulamalarda elektrik enerjisi tüketiminin dağılımı.	1
Çizelge 3.1 : P, I ve D parametrelerinin etkisi.	26
Çizelge 3.2 : Kapalı çevrim Ziegler-Nichols yöntemi için PID parametreleri	27
Çizelge 3.3 : ITAE ve IMC yöntemlerine ait PID parametreleri.	29
Çizelge 3.4 : Kapalı döngü zaman sabiti etkenlik değerleri.	30
Çizelge 4.1 : Kontrol sinyali ile frekans arasındaki ilişki.	39
Çizelge 5.1 : Kontrol sinyali, frekans ve sıcaklık arasındaki ilişki.	41
Çizelge 5.2 : Sistem parametreleri; Kazanç, Zaman sabiti, Ölü zaman.	43
Çizelge 5.3 : Kapalı döngü zaman sabiti etkenlik değerlerinin sonuçları.	46
Çizelge 5.4 : P, PI ve PID parametre değerleri.	46
Çizelge 5.5 : 110 dakika toplam süre için enerji sarfiyatları.	54
Çizelge 5.6 : 30 dakika kararlı durum süresi için enerji sarfiyatları.	54
Çizelge 5.7 : 60 dakika kararlı durum süresi için enerji sarfiyatları.	54
Çizelge A.1 : Kompresör özellikleri.	66
Çizelge A.2 : Basınç transmitter özellikleri.	67
Çizelge A.3 : Veri toplama cihazı özellikleri.	67
Çizelge A.4 : Kontrol kartı özellikleri.	68
Çizelge A.5 : Frekans dönüştürücü özellikleri.	68
Çizelge A.6 : Sayaç özellikleri.	69

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1	: Bir buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin şeması ve temel elemanları.	11
Şekil 2.2	: Tek kademeli ideal soğutma çevriminin P-h ve T-s diyagramları.	13
Şekil 2.3	: Gerçek buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin P-h diyagramı.	14
Şekil 2.4	: Gerçek buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin P-h diyagramı (2).	16
Şekil 3.1	: Açık-Kapalı sıcaklık kontrolü (ideal).	20
Şekil 3.2	: Histerisizli açık-kapalı kontrol eğrisi.	20
Şekil 3.3	: Oransal kontrol cihazı transfer eğrisi.	21
Şekil 3.4	: Oransal kontrol blok şeması.	22
Şekil 3.5	: Oransal kontrol sıcaklık eğrisi.	23
Şekil 3.6	: PID kontrol blok şeması.	25
Şekil 3.7	: Kapalı çevrim Ziegler-Nichols yöntemine ait sistem cevap eğrisi.	27
Şekil 3.8	: Birim basamak sistem cevabı.	28
Şekil 4.1	: Deneysel soğutucu sistem çevrim şeması.	31
Şekil 4.2	: Deney sisteminin arkadan görünüşü.	33
Şekil 4.3	: Deney sistemindeki ölçme ve kontrol cihazlarının görünüşü.	34
Şekil 4.4	: Matlab ortamında hazırlanmış arayüzden bir görünüş.	34
Şekil 4.5	: Ölçme ve kontrol sistemi sinyal akış şeması.	37
Şekil 4.6	: Hata ile kontrol sinyali arasındaki ilişki.	40
Şekil 5.1	: Kontrol sinyali ile kararlı hal sıcaklıkları arasındaki ilişki.	42
Şekil 5.2	: Sistemin basamak giriş cevabı ve en küçük kareler yöntemi.	42
Şekil 5.3	: Sistem cevabı ile birinci dereceden sistem modeli.	45
Şekil 5.4	: Sistem cevabı, birinci dereceden sistem modeli ve FOPDT modeli.	46
Şekil 5.5	: P, PI ve PID Kontrol deney sonuçlarının şematik gösterimi.	48
Şekil 5.6	: P Kontrol deneyinde kaydedilen değerler.	49
Şekil 5.7	: PI Kontrol deneyinde kaydedilen değerler.	51
Şekil 5.8	: PID Kontrol deneyinde kaydedilen değerler.	53
Şekil 5.9	: Enerji ve güç tüketimleri (Toplam 110 dakika deney süresi için).	55
Şekil 5.10	: Enerji ve güç tüketimleri (30 dakika kararlı durum süresi için).	56
Şekil 5.11	: Enerji ve güç tüketimleri (60 dakika kararlı durum süresi için).	57
Şekil 5.12	: Enerji tüketiminin, darbe giriş periyodu ile değişimi.	58
Şekil A.1	: Kompresör	66
Şekil A.2	: Basınç transmitteri	67
Şekil A.3	: Veri toplama cihazı	67
Şekil A.4	: Kontrol kartı	68
Şekil A.5	: Frekans dönüştürücü	68
Şekil A.6	: Sayaç	69
Şekil A.7	: DC güç kaynağı	69
Şekil A.8	: Nem ve sıcaklık ölçer	70

SİMGE LİSTESİ

$\dot{W}_K$	: Gerçek kompresör işi
$\dot{m}$	: Soğutucu akışkan debisi
h_1	: Buharlaştırıcıdan çıkan soğutucu akışkanın entalpisi
h_2	: Kompresörden çıkan soğutucu akışkanın entalpisi
h_3	: Yoğuşturucudan çıkan soğutucu akışkanın entalpisi
h_4	: Kısılma vanasından çıkan soğutucu akışkanın entalpisi
h_{is}	: İzentropik durumda kompresörden çıkan soğutucu akışkanın entalpisi
h_{ad}	: Adyabatik olarak kompresörden çıkan soğutucu akışkanın entalpisi
f_q	: Isı kayıp çarpanı
η_{is}	: İzentropik verim
$\dot{Q}_y$	: Yoğuşturucudan dışarıya atılan ısı
$\dot{Q}_b$	: Buharlaştırıcının çektiği ısı (Soğutma kapasitesi)
$u(t)$	: Zamana bağlı kontrol cihazı çıkışı
$e(t)$	: Zamana bağlı hata sinyali
$y(t)$	: Proses değişkeni
K_P	: Oransal kazanç
K_I	: Integral kazanç
K_D	: Türevsel kazanç
K_u	: Sabit genlikli salınımın elde edildiği oransal katsayı
P_u	: Salınım periyodu
T_i	: Integral zaman sabiti
T_d	: Türevsel zaman sabiti
K_p	: Proses kazancı
τ_p	: Proses zaman sabiti
θ_p	: Proses ölü zamanı
τ_c	: Kapalı döngü zaman sabiti
f	: Frekans
V_{DC}	: Kontrol sinyali
μ	: Integral faktörü
Δ	: Sistemin kararlı hal sıcaklıkları arasındaki fark : Kontrol sinyal girişleri arasındaki fark
$x(t)$	: Zamana bağlı sistem girişi
$y(t)$	: Zamana bağlı sistem çıkışı

MATLAB ORTAMINDA DENEYSEL OLARAK BİR BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA ÇEVİRİMİNİN VE OTOMASYONUNUN İNCELENMESİ

ÖZET

Günümüzde, buhar sıkıştırma soğutma sistemleri, küçük kapasiteli ofis ve ev uygulamalarından (soğutucular, derin dondurucular ve split klima cihazları gibi), büyük kapasiteli endüstriyel ve ticari uygulamalara (kimya ve gıda sanayindeki proses soğutma sistemleri veya büyük otel ve iş merkezlerinin merkezi iklimlendirme sistemleri gibi) kadar çok değişik alanlarda ve kapasitelerde kullanılmaktadırlar. Dünya elektrik enerjisi tüketiminin %25'e yakın kısmının evsel, ticari ve endüstriyel soğutma sistemlerince kullanılması; bu oranın, kimya ve gıda sanayinde ve iklimlendirme sistemlerinde %50-80'lere çıkması, soğutma sistemlerinin enerji verimliliğinde sağlanacak iyileştirmeleri, gerek ekonomiklik ve gerekse de çevresel etkiler açısından çok önemli kılmaktadır.

Bu çalışmada, bir buhar sıkıştırma soğutma sisteminin enerji etkenliğine, otomatik kontrol türünün ve senaryosunun tesiri, deneysel olarak araştırılmıştır. Bu amaçla, tek soğutma haznesine sahip olan bir evsel buzdolabı üzerinde çalışılmıştır. Buzdolabı kabini, değişken soğutma yükünü simüle etmek üzere ısıtıcılar ile donatılmıştır. Soğutma yükü dalgalanmaları karşısında, kabinin iç hava sıcaklığı salınımını önlemek amacıyla, sistem kompresörüne değişken frekans kontrolü uygulanmış ve kontrol türlerinin ve senaryolarının (P, PI, PID) etkisi deneysel olarak gözlemlenmiştir. Gerek kabin içerisinde sıcaklık ve gerekse de soğutucu akışkan devresi üzerinde debi, basınç, sıcaklık ve güç ölçümlerini gerçekleştirmek ve değişken frekans kontrollü kompresörün kontrolünü yapmak üzere, MATLAB ortamında programlanan ve yönetilen bir veri toplama ve kontrol sistemi kurulmuştur. Deney verilerinden hareketle, uygulanan kontrol algoritmaları karşılaştırılmış ve sistemin enerji etkenliği üzerindeki tesirleri irdelenmiştir.

Yapılan deneyler sonucunda, darbe giriş esnasındaki enerji tüketimleri bütün kontrol algoritmalarında yaklaşık olarak aynıdır. Darbe girişi uygulandıktan sonra, kararlı duruma dönüp yerleşme süresi en kısa olan ve en az enerji tüketimi yapan sistem PID kontrol algoritmasıdır. Kararlı durumdaki toplam süre uzadıkça en az enerji tüketimi yapan sistem ise PI kontrol algoritması olmuştur.

EXPERIMENTAL ANALYSIS OF A VAPOR COMPRESSION REFRIGERATION CYCLE AND ITS AUTOMATION IN THE MATLAB ENVIRONMENT

SUMMARY

Recently, vapour compression refrigeration systems are used in various fields and capacities which extend from small capacity office and household appliances (refrigerations, deep-freezers and split air conditioners etc.) to high capacity industrial and commercial applications (process refrigeration systems in chemical and food industries or central air conditioner systems of hotels and high-rise buildings etc.). Consumption of nearly 25% of world electrical energy production in residential, commercial and industrial refrigeration systems and increase of this ratio to 50-80% in chemical and food industries and air-conditioning systems have rendered great importance to enhancement of refrigeration system energy efficiency.

In this study, the influence of the type and scenario of automatic control on the energy efficiency of a vapour compression refrigeration system is investigated experimentally. Tests and modelling are performed on a domestic refrigerator with a section. Heaters are installed in the cabinet to simulate variable cooling loads. A variable frequency inverter is used to drive the compressor in order to control cabinet temperatures against cooling load oscillations and the response of the system to the automatic control type and scenario (P, PI, PID) are then observed. A data acquisition and automatic control system to conduct flow, pressure, temperature and power measurements and control the variable speed drive is programmed and powered in the MATLAB environment. Experimental data, thus obtained, have been analysed to compare applied control algorithms and evaluate the energy efficiency of the system.

As a result of the experiments, energy consumption during the pulse input is approximately the same as all the control algorithms. After applying the pulse input, the system which return to steady-state with the shortest settlement duration and make the lowest energy consumption is the PID control algorithm. For the longer period in steady-state, PI control algorithm is the best control method in terms of least energy consumption.

1. GİRİŞ

Enerji verimliliği, binalarda yaşam standardı ve hizmet kalitesinin, endüstriyel işletmelerde ise üretim kalitesi ve miktarının düşüşüne yol açmadan, birim hizmet veya ürün miktarı başına enerji tüketiminin azaltılmasıdır. Isıtma, aydınlatma ve ulaşım ihtiyaçlarımızı karşılarken, elektrikli ev eşyalarımızı kullanırken, kısacası günlük yaşantımızın her safhasında enerjiyi verimli kullanmak suretiyle, ihtiyaçlarımızdan kısıtlama yapmadan aile bütçesine, ülke ekonomisine ve çevremizin korunmasına katkı sağlamamız mümkündür.

Günümüz dünyasında, kişi başına düşen enerji tüketimi sürekli bir artış eğilimi içerisinde. Artan enerji tüketimini karşılamak dünya çapında önemli problemlerden birisi haline gelmiştir. Enerji verimliliği üzerine yapılan incelemelere göre son yirmi yıllık süreçte teknoloji adına gelişmeler yaşanmasaydı, bugün 4,4 Gt (gigatonne) daha fazla enerji tüketimi yapılıyor olacaktı. 2020 yılındaki enerji talebinin, bugünkü enerji talebine göre %65, 2050 yılındaki enerji talebinin ise %250 daha fazla olacağı tahmin edilmektedir (Dünya Enerji Konseyi Raporu, 2008). Tahmin edilen veriler doğrultusunda, artış eğilimi içerisinde olan enerji türlerinden elektrik enerjisinin evsel uygulamalardaki tüketim dağılımı Çizelge 1.1’de gösterilmiştir.

Çizelge 1.1 : Evsel uygulamalarda elektrik enerjisi tüketiminin dağılımı.

	İklimlendirme Sistemleri	Soğutma Sistemleri	Çamaşır ve Bulaşık Makineleri	Diğer
Oran (%)	60.9	25.4	6	7.7

Elektrik enerjisinin büyük bir oranda artmasına sebep olan iklimlendirme ve soğutma sistemleri, tükettikleri enerji bakımından elektrik tüketimi yapan sistemler içerisinde ilk sıradadırlar. (Buzelin ve diğ., 2005). Bu sistemlerin kullanım süreleri boyunca tükettikleri elektrik enerjisi ciddi maliyetler oluşturmakta ve zamanla ilk yatırım maliyetlerini aşmaktadırlar. Genellikle tüketici tarafından ilk yatırım maliyetlerine göre seçilen bu sistemlerin daha verimli çalışmasını sağlamak için öncelikle,

kullanım ömürleri boyunca elektrik tüketimlerini hesaplamak ve bu tüketimleri azaltacak kontrol sistemlerini dikkate almak gerekir.

Günümüzde buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemleri, yaygın olarak evsel ve endüstriyel uygulamalarda kullanılmaktadırlar. Bu uygulamalar, enerji tüketiminin en yüksek seviyelerde olması nedeni ile enerji tasarrufu yapılması gereken öncelikli yerlerdir. Özellikle evlerde tüketilen enerjinin önemli bir bölümü, ısıtma, aydınlatma ve günlük işlevler için gerekli olan elektrikli cihazların çalıştırılması amacıyla kullanılmaktadır. Yüksek oranlarda enerji tüketimi yapan buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemlerinden buzdolapları, derin dondurucular ve muhafaza dolapları evlerde kullanılan yaygın türlerdir. Enerji verimliliği açısından bu sistemler üzerinde önemle durulmasının sebeplerinden birisi, bu sistemlerin, periyodik olarak çalışan çoğu sistemin aksine günün 24 saatinde ve yılın 365 gününde çalışmasından ve buna bağlı olarak bu zaman zarfında tükettikleri enerjinin yüksek seviyelerde olmasındandır.

Genel olarak soğutma sistemleri, en yüksek dış hava sıcaklığında en büyük yükü karşılamak için sabit kapasiteli olarak tasarlanırlar. Bunun sonucu olarak, sistem büyük yüklerin olmadığı durumlarda ihtiyaçtan daha fazla soğutma kapasitesi sunmakta ve açık-kapalı (on-off) kontrol yöntemi ile soğutma kapasitesini ayarlamaya çalışır. Açık-kapalı kontrolde, sistemin çalışma esnasında kısmi yüklerdeki kalkış ve çevrim kayıpları oldukça yüksektir. Kalkış sırasında şebekeden çekilen akım normal değerin %600 değerine kadar çıkabilir ve bu sebepten dolayı sistem verimi düşer, düşük güvenilirlik ve yüksek bakım maliyeti ortaya çıkar ve enerji tüketimi oldukça yükselir (Tassou ve diğ., 1983). Halbuki, soğutma sistemleri, kullanım süreleri boyunca çoğunlukla kısmi yükte çalışır. Bu nedenle soğutma sistemlerini tasarlarken ve seçerken kısmi yükte çalışma durumlarını da gözönüne alarak uygun bir soğutma kapasite modülasyon yöntemi kullanmak verimli bir sistem elde etmek için önemlidir.

Enerji verimliliğini arttırmak için, buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemlerinin modellenmesi ve kontrolü yıllar boyunca aktif olarak araştırma konusu olmuştur. Birçok ülkedeki araştırmacılar, klasik açık-kapalı modülasyon ile kontrol edilen sistemlerin verimsizliklerinden yola çıkarak soğutma sistemlerinin geliştirilmesi üzerine çalışmalar yapmışlardır ve bununla beraber bu çalışmalar sadece enerji kullanımının en uygunluğunu değil aynı zamanda enerji tüketiminin azaltılmasını da

içermektedirler. Sistem verimi ve kalitesinin etkilenmemesi, yapılan bütün çalışmalarda dikkat edilmesi gereken noktalar olmuştur.

Kapasite modülasyon yöntemlerinin kullanımı ile kısmi yüklerdeki soğutma sistem kapasitesi yük ile eşitlenerek sistem verimi arttırılır. ARI (Air-Conditioning and Refrigeration Institute), soğutma sistemlerinin kısmi yükte çalışma verimlerini bildiren ARI 550-590/2003 nolu standardı yayınlamıştır. Değişik kapasite modülasyon yöntemleri kısmi yüklerde analiz edilmiş ve kompresör hızının değiştirilmesi ile yapılan soğutma kapasite modülasyonunun en verimli yöntem olduğu sonucuna ulaşılmıştır (Bitzer Kompresör Raporu, 2006).

Değişken hızlı kompresör kullanımına başlanması ile iklimlendirme ve soğutma sistemlerinin verimliliği arttırılmış olur. Değişken hızlı kompresör kullanılan soğutma sistemlerinde, açık-kapalı kontroldeki motoru açma, kapama sayısı ortadan kaldırılarak, belirli bir soğutma kapasitesi için kompresörün motor frekansı değiştirilerek kompresör hızı ayarlanır ve bununla beraber büyük oranda enerji tasarrufu sağlanır. Kompresör hızının sistem kapasitesine göre ayarlanması, kapasite kontrol yöntemlerinden birisi olarak bilinmektedir (Hiller ve Glicksman, 1976).

İklimlendirme ve soğutma sistemlerinin, insan konforu için sıcaklık kontrolü uygulamalarından, bozulabilir gıda ürünleri için derin dondurucu soğutma uygulamalarına kadar birçok evsel ve endüstriyel alanda çok geniş bir şekilde kullanılmasından dolayı bu sistemlerdeki en küçük verim artışı önemli bir enerji ekonomisi sağlar (Buzelin ve diğ., 2005).

1.1 Tezin Amacı

Bu tezin amacı, soğutma sistemlerindeki enerji tüketimini azaltmak için alternatif çözümlerin geliştirilmesine yönelik bir buhar sıkıştırırmalı soğutma sisteminin otomasyon sistemini kurmak ve bununla beraber evsel bir buzdolabına, değişken hızlı kapasite modülasyon yöntemi uygulanması ile yani mevcut kompresörün elektrik motoruna bağlanacak bir frekans dönüştürücü sayesinde motor hızı değiştirilerek, farklı soğutma yükleri için sistem performansının ve enerji tüketiminin, çeşitli kontrol algoritmaları (P, PI ve PID) uygulanarak incelenmesi ve bu kontrol algoritmalarını, sistemin enerji tasarrufluluğu açısından karşılaştırmaktır.

1.2 Literatür Özeti

Cawley ve Pfarrer (1974), iki hızlı bir kompresör ile sabit devirde çalışan bir kompresörün kısmi yük verimliliklerini karşılaştırmışlar ve değişken hızlı kompresörün diğer sabit devirle çalışan kompresöre göre %49 daha iyi enerji verimlilik oranına sahip olduğunu bulmuşlardır. İki hızlı kompresörde düşük hızlardaki motor içi sürtünme kayıplarının azaltılması ile sistem için gerekli kalkış enerjisinin düşürülmesini, yaptıkları çalışmada elde ettikleri %49'luk gelişmenin basit bir sebebi olarak göstermişlerdir.

Cohen ve diğ. (1974), evsel ve endüstriyel soğutma sistemlerinde kullanılan değişken hızlı kompresörlerin enerji verimlilikleri üzerinde çalışmışlardır. Değişken hızlı kapasite kontrolünün kullanım etkilerini ve yüksek enerji kazancı için sistem üzerinde yapılması gerekenleri göstermişlerdir. Bu kapasite kontrolü için belirli bir teknik tavsiye etmemelerine rağmen, sistemin düşük kapasitelerde minimum sürtünme kayıplarından dolayı daha verimli çalışabileceğini ve enerjinin de periyodik olarak korunabileceğini vurgulamışlardır. Sistem maliyetlerini göz önünde bulundurmadan, değişken hızlı kapasite kontrolünün %28 ile %35 arasında enerji tasarrufu sağlayabileceğini öngörmüşlerdir. Yüksek yüklerde çalışma sesinin azaltılmasını, daha kararlı nem kontrolü yapılmasını ve açık –kapalı kontrol için açma, kapama sayısının azaltılmasını da bu kontrol sisteminin diğer yararları arasında göstermişlerdir.

Muir ve Griffith (1979), kapasite modülasyonu ile kontrol edilen iklimlendirme ve soğutma sistemleri için sezonsal enerji verimlilik oranı diye farklı bir yöntem ortaya çıkarmışlar ve bu yöntem ile değişik dış hava sıcaklıklarında açık-kapalı kontrolün etkilerini ve kararlı durum verimliliğini dikkate alarak iklimlendirme ve soğutma sistemlerinin sezonsal enerji verimliliklerini karşılaştırmışlardır. Açık-kapalı kontrol kayıplarının azaltılması ve düşük yüklerde kararlı durum şartlarının sağlanması ile yüksek derecede enerji tasarrufu yapılabileceğini yapmış oldukları analizlerle göstermişlerdir. Maliyetlere ek olarak, açık-kapalı kontrol çevrim sayılarının ve yük kapasite oranlarının belirlenebilmesi için farklı sistemlerde daha fazla araştırmanın gerekliliğini vurgulamışlardır.

Lida ve diğ. (1982), 4 hp (3 kW) gücünde hermetik bir kompresöre sahip olan bir ısı pompasını deneysel olarak incelemişler ve kompresör çalışma aralığının 25 Hz ile 75

Hz arasında sınırlandırılması gerektiğini vurgulamışlardır. Güç tüketiminin ve açık-kapalı çevrim kayıplarının düşük olduğu kısmi yüklerde, değişken hızlı ve sabit kapasiteli kompresörler arasında yüksek bir verimlilik farkı olduğunu söylemişler ve yapılabilecek enerji tasarruf oranlarının % 20 ila 26 civarlarında olabileceğini tahmin etmişlerdir. Yapmış oldukları maliyet hesaplarına göre, değişken hızlı sürücü ile hız kontrolü yapılan sistemlerde toplam maliyet % 20 civarında artış göstermiş ve sistem ilk yatırım maliyetinin geri dönüşüm süresi 3-4 yıl olarak hesaplanmıştır.

Tassou ve diğ. (1981, 1982, 1983, 1991), değişken devirli kapasite modülasyonu ile ilgili olarak yaptıkları çalışmalarda, genellikle düşük kapasiteli ısı pompalarına sahip sistemler üzerine yoğunlaşmışlardır. Değişken hızlı kapasite kontrolü ile enerji tüketiminin değişimi, yaygın olarak kullanılan sabit devirli sistemlere göre kazançları, kapasite ayarının işletme şartları açısından etkisi, değişken hızlı sistemlerin dinamik modelleri, ısı pompalarının kısmi yük ve dinamik performansları gibi konuları incelemişlerdir. Diğer klasik sistemler ile karşılaştırıldığında, değişken hız ile kapasite kontrolü yapılan sistemlerde % 15 civarında bir enerji tasarrufu sağlanabileceğini göstermişlerdir.

Shimma ve diğ. (1988), iklimlendirme ve soğutma sistemlerindeki frekans dönüştürücü kullanımlarının ve uygulamalarının, enerji verimliliği üzerindeki etkilerini araştırmışlardır. Yüksek enerji tasarrufu ve daha iyi bir sistem performansı için en iyi kontrol algoritmalarının kullanılması gerektiğinin üzerinde durmuşlardır. Kompresörün düşük çalışma hızlarındaki enerji tasarrufu oranının %20 ila 40 arasında değişebildiğini ve değişken devirli kapasite kontrol yöntemi olarak kullanılan PI (Oransal-Integral) kontrol algoritmaları uygulamasında, ayarlanan oda sıcaklığındaki dalgalanmalarda, açık-kapalı kontrole göre % 50 azalma sağlanabildiğini bildirmişlerdir. Başlangıçta yüksek hızlarda çalışmaya bağlı olarak oda sıcaklığının istenen değere getirilme süresinde de azalmalar görmüşlerdir.

Tassou ve Qureshi (1994), frekans dönüştürücüye sahip değişken hızlı bir kompresör üzerinde deneysel çalışmalar yapmışlardır. Hem motor girişindeki hemde şebeke tarafındaki harmonik akım ve gerilimi, güç tüketimi ve güç faktörlerinden olan başlama akımını ve tüm sistem verimi üzerinde frekans dönüştürücünün etkilerini test etmişlerdir. Çalışmalarında döner tip kompresör denemişler ve değişken devirli kullanılan bu kompresöre sahip sistemler ile sabit frekansta çalışan klasik sistemler arasında enerji açısından bir fark olmadığını tespit etmişlerdir. Buna karşılık, bu

kompresörler ile çalışan sistemlerde daha iyi sıcaklık kontrolü yapılabildiğini ve sistem cevabının daha hızlı olabildiğini açıklamışlardır. Deney sonuçlarına göre, farklı kompresör hızlarında, soğutma etkinliği ve frekans dönüştürücünün verimi sabit kalmıştır.

Rasmussen ve diğ. (1997) yapmış oldukları deneysel çalışmada, evlerde kullanılan klasik sabit hızlı, açık-kapalı kontrol ile çalışan tek fazlı indüksiyon motorlarının kullanıldığı buzdolapları yerine değişken hızlı ve üç fazlı indüksiyon motora sahip soğutma sistemini test etmişler ve enerji açısından verimliliklerini incelemişlerdir. Kullanmış oldukları indüksiyon motorunun hız aralığının 1500-5000 devir/dak arasında olduğunu belirlemişler ve hız alt limitini yağlanma problemlerinden dolayı 1500 devir/dak, kararlı çalışma hızını ise 2200 devir/dak olarak kabul etmişlerdir. Yapmış oldukları deneyler sonucunda, düşük motor hızlarında sürücünün düşük verimli, yüksek motor hızlarında ise sürücünün yüksek verimli olduğunu bulmuşlardır. Bunun aksine, çalışma noktasındaki sürücü verimliliğinin, standart tek fazlı indüksiyon motorunkine ile aynı olduğunu görmüşler ve enerji tüketimi konusunda fazla bir gelişme yapamamışlardır. Daha iyi verimlilik ve daha az enerji tüketimi için, diğer tip motorlar ile denemeler yapılması gerektiğini vurgulamışlardır.

Park ve diğ. (2001, 2002), değişken devirli kompresöre, klasik genişleme elemanı yerine kontrol edilebilir elektronik genişleme vanasına, çift soğutma odasına ve buna bağlı olarak çift buharlaştırıcıya sahip bir iklimlendirme ve soğutma sistemi tasarlamışlar ve her bir sistem elemanını ayrı ayrı modellemişlerdir. Daha önceden yapılmış deney verilerini kullanarak tasarlamış oldukları model üzerinde analizler yapmışlardır. Belirli bir soğutma yükü için ortalama kompresör çalışma frekansını bulmuşlar ve buna bağlı olarak elektronik genişleme vanasının en uygun açılma aralığını belirlemişlerdir. Sistemin toplam soğutma kapasitesinin sabit olmasına rağmen kontrol edilen odalar arasındaki yük farkının artışı sistem performansını düşürürken, kompresör frekansının artışı ise sistem performansını arttırmıştır.

Apra ve Renno (2004), bir buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminin çalışmasını benzetmek amacıyla bir model üzerinde çalışmışlardır. Tasarlamış oldukları model ile gerçek deney sistemini karşılaştırmışlar ve aralarındaki benzerlikleri incelemişlerdir. R22 akışkan gazı ile çalışan mevcut hermetik kompresör frekansını 30 ila 50 Hz arasında değiştirerek motor hızını ayarlamışlar ve kontrol etmiş oldukları kabin iç sıcaklığını kış ve yaz şartlarında 0 °C'ye ayarlamışlardır. Yapmış oldukları

deneyler sonucunda, motor frekansı arttıkça, soğutma etkenliği hem deneysel sistemde hem de oluşturmuş oldukları modelde yaz ve kış şartlarına bağlı olarak aynı oranda azalma göstermiştir. Kompresör hızı azaldıkça, yoğunlaşma sıcaklığı, yoğunlaşma gücü ve sıkıştırma oranı gibi değerlerin daha iyiye doğru gittiğini görmüşlerdir.

Buzelin ve diğ. (2005), endüstriyel soğutma sistemlerindeki enerji tüketimini azaltmak için farklı yollar aramışlar ve yapmış oldukları deneysel çalışmada, klasik açık-kapalı kontrol ile çeşitli verilerden elde ettikleri katsayılara bağlı olarak oluşturdukları bir kapalı döngü kontrol algoritmasını karşılaştırmışlardır. Deney tesisatı kabini, dış havadan yalıtılmış $18,5 m^3$ hacminde bir soğuk oda ve içerisinde gerçek ısı yükü benzetmek üzere tasarlanmış $1,46 m^3$ kapasiteli bir depo sisteminden oluşmaktadır. Kompresör motor frekansının 30 ila 60Hz arasında değiştirerek yaptıkları deneylere göre, tasarlamış oldukları kapalı döngü kontrolün diğer açık-kapalı kontrole göre daha iyi olduğunu ve sistem üzerinde % 35.24'lük bir enerji tasarrufu yapabildiğini göstermişlerdir.

Nasution ve Hassan (2006), değişken devirli kompresöre sahip olan iklimlendirme ve soğutma sistemlerinin enerji yönünden performanslarını araştırmak amacıyla deneysel çalışmalar yapmışlardır. Kompresör çalışma frekans aralığını 20 Hz'den 50 Hz'e kadar 5 Hz aralıklarla arttırmışlar ve her bir frekans değerinde, kontrol etmiş oldukları odanın kararlı hal sıcaklık değerlerini tespit etmişlerdir. Ayarlanacak sıcaklık belirlendikten sonra sistem üzerinde açık-kapalı ve sistem parametreleri deneyler ile belirlenmiş PID kontrolleri yapılmıştır. Bu deneyler aşamasında sisteme karşı yük olarak 500, 700 ve 1000 W'lık ısıtım işlemleri uygulanmıştır. Yapmış oldukları deneyler sonucunda, sisteme karşı bir yük etki etmeden en iyi kontrol algoritması PID olmuştur ki bu da açık-kapalı sisteme göre yaklaşık %25.3'lük bir enerji verimliliği sağlamıştır.

Esbri ve diğ. (2007), bir buhar sıkıştırırmalı soğutma sisteminin modellenmesi konusu üzerine çalışmışlardır. Yapmış oldukları çalışmanın amacı, tasarlamış ve tahmin etmiş oldukları model sonuçları ile gerçek deney tesisatı sonuçlarını karşılaştırmak ve model ile gerçek sistemin benzerliklerini ortaya koymaktır. Buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemlerinin matematiksel modellerinin tam çıkarılması zor olduğundan dolayı yapay sinir ağları yöntemini (RBF network- Radial Basis Function network) kullanmışlardır. Sonuç olarak, kullanmış oldukları modelde, tahmin edilen güç tüketimi ile gerçek güç tüketimi arasında % 5'lik gibi ufak bir hata olduğunu ortaya

çıkarmışlar ve enerji verimliliği konusu üzerine gelecekte yapılacak çalışmalarda, yapay sinir ağları yönteminin çok yararlı bir araç olacağını söylemişlerdir.

Li ve diğ. (2007), bir buhar sıkıştırırmalı soğutma sisteminin dinamik modelini oluşturmuşlar ve bu model üzerine kontrol algoritması (decoupling control) uygulayarak sonuçlarını, deneysel bir değişken hızlı soğutma sistemi sonuçları ile karşılaştırmışlardır. Dinamik modelin parametreleri, deney verileri ile belirlenmiş ve kontrol etmiş oldukları kabin iç sıcaklığının dinamik karakteristiğini, gecikme zamanına bağlı olarak birinci dereceden bir model olarak tanımlamışlardır. Deneyler sırasında kompresör hızını 40 ila 60 Hz aralığında tutmuşlar ve frekans adım aralığını 10 Hz olarak belirlemişlerdir. Sonuç olarak, tasarlamış oldukları model ile gerçek deney sistemi sonuçları arasında çok büyük bir benzerlik olduğunu bulmuşlardır.

Apra ve diğ. (2008), bir buhar sıkıştırırmalı soğutma sisteminde, değişken devirli bir kompresörün en uygun çalışma şartlarını belirlemeyi amaçlamışlardır. Buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemlerinin genelde en yüksek yükü karşılayabilmesi üzerine tasarlandıklarını fakat bu sistemlerin çoğu zaman kısmi yüklerde çalıştığını ve bu sebeple en az enerji tüketimi için kompresörlerin en uygun çalışma frekansının belirlenmesinin önemli olduğunu söylemişlerdir. Bu amaçlarla, pistonlu ve sarmal kompresörlerin kullanıldığı iki ayrı deney düzeneği tasarlamışlar ve yapılan deneyler sonucunda, pistonlu ve sarmal kompresöre sahip sistemin sabit 30 Hz'deki enerji tasarrufu % 15 ve % 25 olarak belirlenmiştir. Gelecek çalışmalarının bu deneysel sistemlerin matematiksel modellenmesi üzerine olacağını bildirmişlerdir.

Cuevas ve Lebrun (2009), değişken hızlı kompresörlerin, sürekli kontrol, düşük gürültü seviyesi, azaltılmış titreşim, düşük başlangıç akımı, ani sıcaklık kontrolü, yüksek hızlara anında ulaşabilmesi ve daha iyi sistem performansı gibi özellikleri açısından açık-kapalı sistemlere göre daha iyi olduklarını vurgulamışlar ve bunların yanında asıl çalışma konusunun, frekans dönüştürücülerin verimliliği üzerine olduğunu belirtmişlerdir. Yapmış oldukları deneysel çalışmalar sonucunda, frekans dönüştürücü veriminin, sadece çıkış gücüne bağlı olarak 1.5 ila 6.5 kW arasında %95 ila 98 civarında olduğunu ve buna bağlı olarak sistem soğutma etkenliğinin % 2 ila 8 arasında değişebileceğini bulmuşlardır. Aynı zamanda kompresörün izentropik ve hacimsel veriminin 35 ila 75 Hz arasında frekans değişiminden etkilenmediğini

gözlemlemişlerdir. Sonuç olarak, frekans dönüştürücü tarafından motor üzerinde meydana gelen kayıpların ihmal edilebileceğini bildirmişlerdir.

Li ve diğ. (2009), soğutma sistemlerine PI kontrol algoritmasını uygulayarak sistem performansını enerji etkenliği açısından incelemişlerdir. Sistem kapasitesini frekans dönüştürücü ile, aşırı kızgınlığı ise elektronik genleşme vanası ile kontrol etmişlerdir. İlk olarak bir model (decoupling) tasarlamışlar ve daha sonra bu model ve yapmış oldukları deneylere bağlı olarak transfer fonksiyonları elde etmişlerdir. PI kontrol algoritması oluşturmuşlar ve bunu transfer fonksiyonlarına uygulayarak sistem performansını belirlemek amacıyla sayısal analizler yapmışlardır. Sonuç olarak, daha iyi bir kontrol ve daha yüksek bir soğutma etkenliği elde etmişlerdir.

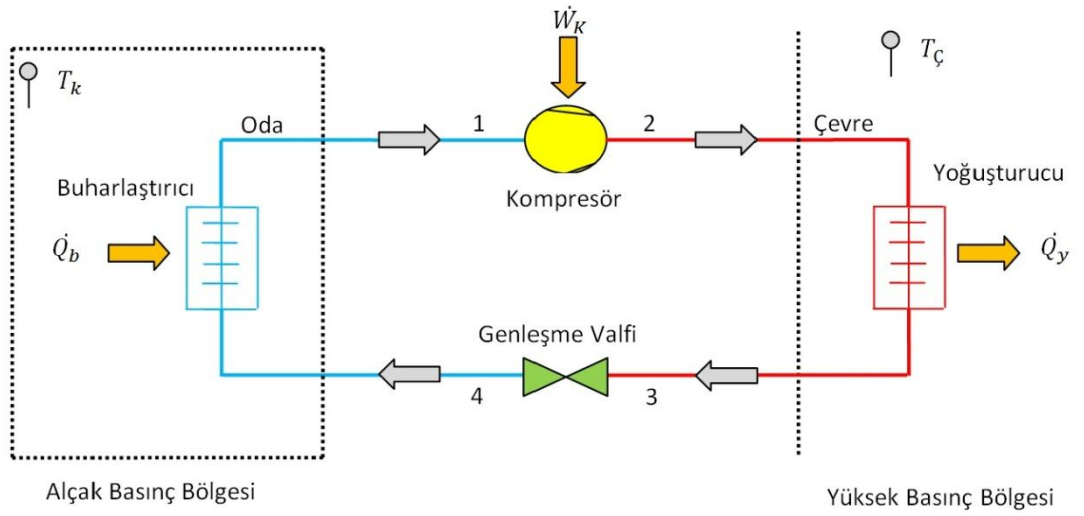
Ekren ve diğ. (2010), bir soğutma sisteminde, değişken hızlı kompresöre ve elektronik genleşme vanasına uygulanan çeşitli kontrol yöntemlerinin sistem üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Deney sisteminde bir sarmal tip değişken hızlı kompresör ve elektronik genleşme vanası için de bir motor mevcuttur. Kompresör ve elektronik vana kontrolü için yapılan deneylerde iki farklı yol izlemişlerdir; ilk olarak kompresör ve vana birbirlerinden bağımsız bir şekilde, biri kontrol edilirken diğeri sabit tutulmuş, ikinci olarak kompresör ve vana aynı algoritma içerisinde birbirleriyle bağımlı bir şekilde kontrol edilmiştir. Sistemde üç farklı kontrol algoritması kullanmışlardır; oransal-integral-türevsel (PID), bulanık mantık (Fuzzy Logic) ve yapay sinir ağları (Artificial Neural Network-ANN). Sonuç olarak, kontrol edilmek istenen buharlaştırıcı çıkışındaki soğutucu akışkan sıcaklığı PID kontrol ile kabul edilebilir bir kararlılığa ulaşmıştır. Yapay sinir ağları kontrol algoritmasının kullanımı ile daha kararlı bir sistem elde etmişler, PID kontrolünden % 8.1, bulanık mantık kontrolünden ise % 6.6 daha az enerji tüketimi sağlamışlardır.

2. BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA SİSTEMLERİ

2.1 Giriş

Buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemleri, düşük sıcaklıktaki bir ortamdan ısıyı çekerek yüksek sıcaklıktaki ortama aktaran ve böylece bulunduğu ortamı soğutan sistemlerdir. Sistemde, çevrim esnasında soğutucu akışkan çeşitli termodinamik işlemler geçirerek soğutma işini gerçekleştirir.

Şekil 2.1’de görülen tek kademeli bir buhar sıkıştırırmalı soğutma sisteminin temel elemanları; kompresör, yoğuşturucu (kondenser), kısılma vanası veya kılcal boru ve buharlaştırıcı (evaporatör)’dir.



Şekil 2.1 : Bir buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin şeması ve temel elemanları.

2.1.1 Kompresör

Buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemlerinin en önemli elemanlarından olan kompresörler, buharlaştırıcıdan bulunan alçak basınç halinde geçen soğutucu akışkanı emerek daha yüksek basınçlara basma işini yapıp çevrimin sürekliliğini sağlayan elemanlardır. Kompresörlerin mekanik ve hacimsel verimlerinin, sistem ekonomisi üzerindeki etkisinin büyük olması sebebiyle, sistemlerin cinsine ve büyüklüğüne göre çeşitli kompresörler geliştirilmiştir. Bunlar arasında, klimalar ve

ev tipi buzdolapları için kullanılan en yaygın kompresör türü pistonlu hermetik kompresörlerdir.

2.1.2 Yoğuşturucu (Kondenser)

Yoğuşturucunun bir soğutma sistemindeki görevi, kompresör tarafından sıkıştırılarak yüksek basınca ve sıcaklığa çıkartılmış olan soğutucu akışkanı soğutarak yoğuşturmasıdır. Yoğuşma işlemi, soğutma çevrimi esnasında soğutulmak istenen ortamdan çekilen ısı ile buharlaştırılan soğutucu akışkanın kompresör tarafından sıkıştırılmasıyla artan sıcaklığının alınması ve soğutucu akışkanın sıvı hale dönüştürülmesiyle gerçekleştirilir. Yoğuşturucuların birçok çeşide sahip olmalarının yanında hava ve su soğutmalı olanları en çok tercih edilenleridir.

2.1.3 Kısılma vanası

Kısılma vanası, yoğuşturucudan yüksek basınçta geçen soğutucu akışkanı, arzu edilen buharlaştırıcı basıncına düşürmeye yarayan önemli bir sistem elemanıdır. İdeal şartlarda kısılma vanasında gerçekleşen basınç düşümü boyunca entalpinin sabit olduğu kabul edilir. Küçük kapasiteli sistemlerde kısılma vanası yerine kılcal borular kullanılmakla birlikte, daha büyük kapasiteli sistemlerde el ayar vanası, otomatik genişleme vanası ve termik genişleme vanası gibi elemanlar kullanılmaktadır.

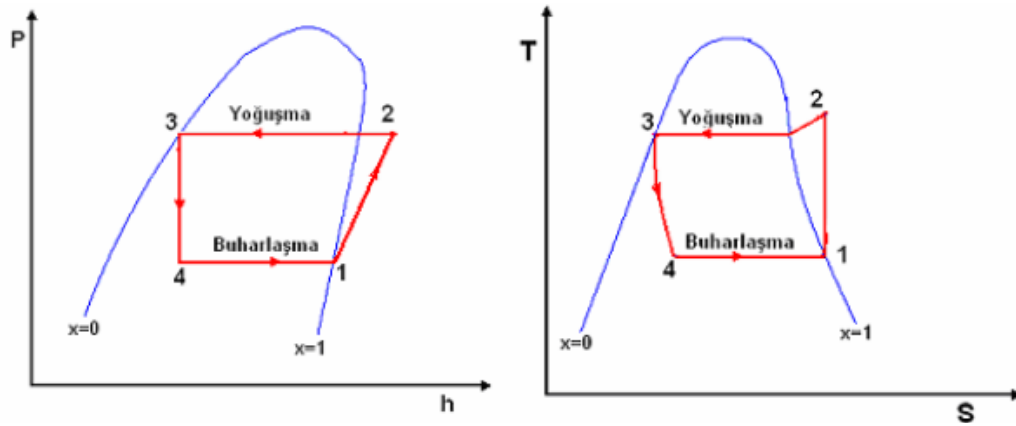
2.1.4 Buharlaştırıcı (Evaporatör)

Buharlaştırıcı, kısılma vanası ile basıncı düşürülmüş soğutucu akışkanı buharlaştırarak tüm sistemin genel amacı olan soğutma işlemini gerçekleştirir. Soğutucu akışkan, buharlaştırıcının kanallarına girdiğinde soğutulmak istenen mahalden ısıyı soğurur, ısıyı ortamdan absorbe ederken kaynamaya başlar ve buharlaşır. Buharlaştırıcılarda, soğutucu akışkanın cinsine bağlı olarak genellikle bakır ve çelik borular kullanılır. Soğutulan ortamın hava, su veya hava su karışımı olmasına bağlı olarak çeşitli tipleri geliştirilmiştir.

2.2 İdeal Buhar Sıkıştırma Soğutma Çevrimi

Tek kademeli buhar sıkıştırma soğutma çevrimini basınç-entalpi (P-h) ve sıcaklık-entropi (T-s) diyagramları ile açıklanır. Şekil 2.1 üzerindeki sistem elemanlarının

giriş ve çıkış noktalarındaki rakamlara göre P-h ve T-s diyagramları Şekil 2.2’de verilmiştir.



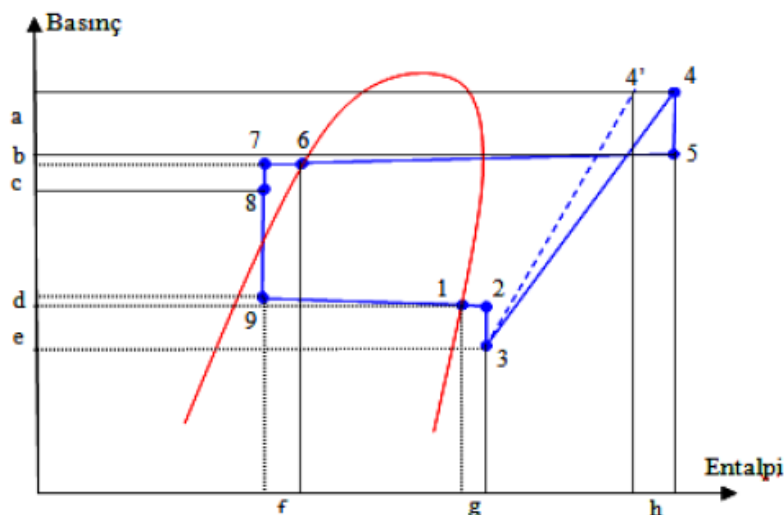
Şekil 2.2 : Tek kademeli ideal soğutma çevriminin P-h ve T-s diyagramları.

İdeal bir soğutma çevriminde, soğutucu akışkanın buharlaştırıcı ve yoğuşturucudan geçerken basınç kayıplarının olmadığı, kompresörün tersinir-adyabatik (izentropik) olduğu, kısılma sırasında basınç düşümünün adyabatik olduğu, sistem elemanları arasındaki boru donanımlarında basınç kaybının olmadığı ve boru donanımı ile çevre arasında ısı geçişinin olmadığı kabul edilir.

İdeal bir buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminde, soğutucu akışkan kompresöre doymuş buhar fazında girer (1). Kompresörde izentropik olarak yoğuşturucu basıncına kadar sıkıştırılır. Sıkıştırma sonunda soğutucu akışkan yüksek sıcaklık ve basınçta kızgın buhar olarak yoğuşturucuya girer ve sıcaklığı da çevre sıcaklığının üstüne çıkar (2). Yoğuşturucu girişinde kızgın buhar fazında bulunan soğutucu akışkan, sabit basınçta çevreye ısı vererek hal değiştirir ve doymuş sıvı olarak 3 noktasına ulaşır. Doymuş sıvı fazındaki soğutucu akışkanın basıncı, kısılma vanası veya kılcal borudan geçerek buharlaşma basıncına kadar düşer (3-4). Adyabatik (sabit entalpide) olarak gerçekleşen bu durumun sonunda soğutucu akışkanın sıcaklığı soğutulacak ortamın sıcaklığının altına düşer. Soğutucu akışkan buharlaştırıcıya sıvı ve buhar karışımı olarak girer ve soğutulacak ortamdaki sabit basınç ve sıcaklıkta ısı çekerek buharlaşır (4-1). Buharlaştırıcıdan geçen soğutucu akışkan 1 noktasında doymuş buhar olarak bulunur ve tekrar kompresörden geçerek çevrim tamamlanmış olur (Yamankaradeniz, 2002).

2.3 Gerçek Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi

Gerçek bir soğutma çevrimi, soğutucu akışkan akışı sırasında boru içi sürtünmelerden meydana gelen basınç kayıpları ve çevreden ya da çevreye olan ısı kayıplar ya da kazançlar nedeniyle ideal soğutma çevriminden farklılıklar gösterir. Bu durum Şekil 2.3’de gösterilmiştir (Cengel, 2006). Gerçek soğutma çevriminde, soğutucu akışkanın buharlaştırıcı ve yoğuşturucudan geçişi esnasındaki sürtünmelerden kaynaklanan basınç düşümleri ihmal edilmez ve buharlaştırıcı ile yoğuşturucu çıkışlarında soğutucu akışkan doymuş halde olmaz. Sıvı fazda bulunan soğutucu akışkanı yoğuşturucu çıkışında aşırı soğutmak ve buhar fazındaki akışkanı buharlaştırıcı çıkışında aşırı kızdırmak hesaba katılır. Aynı zamanda kompresördeki sıkıştırma işlemi izentropik olarak kabul edilir.



Şekil 2.3 : Gerçek buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminin P-h diyagramı.

Şekil 2.3’deki harflerle ifade edilen bölgeler aşağıda açıklanmıştır;

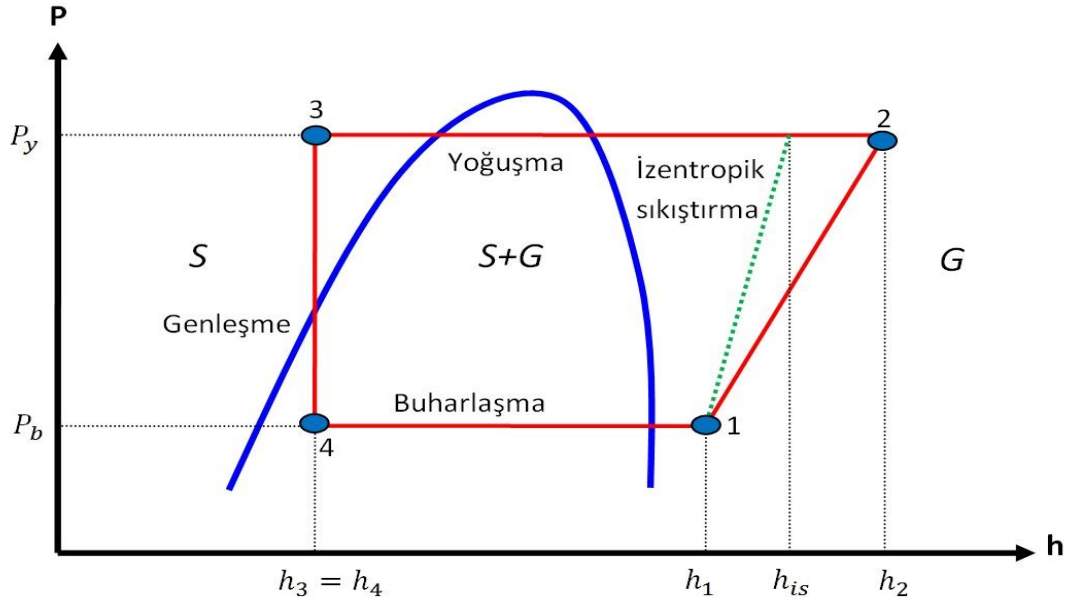
- Kompresör basma mekanizmasındaki (basma klapesi) basınç düşümü
- Basma hattı ve yoğunlaştırucu basınç düşümü
- Sıvı hattı basınç düşümü
- Buharlaştırıcı emiş hattı basınç düşümü
- Kompresör emiş düzeneği (emiş klapesi) basınç düşümü
- Sıvı hattında aşırı soğutma
- Emiş hattında aşırı kızdırma
- Gerçek sıkıştırma durumundaki kompresör çıkışı (4) ile izentropik sıkıştırma olması durumu (4') arasındaki fark olarak gösterilmiştir.

Gerçek buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemlerinde, soğutucu akışkanın yoğuşturucu çıkışında aşırı soğutulması, buharlaştırıcıya düşük ısıda girmesine ve böylece akışkanın daha fazla ısı çekmesini sağlar. Bunun sonucu olarak sistemin soğutma etkinliği artar. Ayrıca, soğutucu akışkanın yoğuşturucudan çıktıktan sonra buhar kabarcıkları halinde kısılma vanasına girmesi, kısılma vanasının kapasitesini düşürür ve buharlaştırıcıdan geçen soğutucu akışkan miktarı azalır. Aşırı soğutma işlemi bu sakıncayı ortadan kaldırır (Cengel, 1994).

Gerçek uygulamalarda, sıvı akışkanın buharlaştırıcıda tamamen buharlaşmasından sonra, soğuk ve doymuş buhar fazındaki soğutucu akışkan genellikle ısı çekmeye devam eder ve bu şekilde aşırı kızgın hale gelir. Buharlaştırıcı çıkışında yapılan aşırı kızdırma işlemi, soğutulmak istenen ortamdan daha fazla ısı çekilmesini ve böylece soğutma etkinliğinin artmasını sağlar. Bunun yanında, aşırı kızdırma işlemiyle kompresöre sıvı soğutucu akışkan girmesi de önlenmiş olur. Aşırı kızdırma sıcaklığının istenen değerlerden yüksek seçilmesi ise kompresörün daha fazla buhar hacmini sıkıştırması yani daha fazla güç harcaması anlamına gelir. Bu nedenle aşırı kızdırma sıcaklığı deneysel verilerle saptanmalı ve tavsiye edilen değerlerde alınmalıdır. Sonuç olarak, aşırı kızdırma ve aşırı soğutma işlemleri soğutma etkinliğini doğrudan etkilemektedir.

2.4 Buhar Sıkıştırırmalı Soğutma Sistemlerinin Matematiksel Analizi

Daha önceden de bahsedildiği gibi, bir buhar sıkıştırırmalı soğutma sisteminin temel amacı, soğuk bir ortamdan ısıyı çekerek o ortamı soğutmak ve bu çektiği ısıyı da başka (hava, su, vs.) bir ortama aktarmaktır. Bu amacı gerçekleştiren sistemin dört önemli elemanı ve bu elemanların da gerçekleştirmiş olduğu dört ayrı işlem vardır. Bu işlemleri ayrı ayrı değerlendirmek ve matematiksel olarak ifade etmek mümkündür. Sıkıştırma, yoğuşma, genleşme ve buharlaşma işlemlerinin matematiksel ifadeleri Şekil 2.4'deki parametrelere göre verilmiştir.



Şekil 2.4 : Gerçek buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin P-h diyagramı(2).

2.4.1 Sıkıştırma işlemi

Kompresör girişindeki soğutucu akışkan düşük basınç ve sıcaklıkta gaz fazı halinde bulunur. Sıkıştırma işlemiyle beraber soğutucu akışkanın hem sıcaklığı hemde basıncı artar. Sıkıştırma işlemi ideal şartlarda adyabatik kabul edilir ve sıkıştırma için gerekli olan iş 2.1'deki denklem ile ifade edilir.

$$\dot{W}_K = \dot{m} \cdot (h_{ad} - h_1) \quad (2.1)$$

Eğer sıkıştırma işlemi adyabatik değil ise sıkıştırma işlemi esnasında ısının belli bir miktarı dışarıya atılır. Bu durumda ısı kayıp çarpanı tanımlanır ve 2.2'deki denklem ile ifade edilir.

$$f_q = \frac{h_{ad} - h_2}{h_{ad} - h_1} \quad (2.2)$$

2.1 ve 2.2'deki denklemler kullanılarak kompresörün yaptığı iş 2.3'deki denklem ile ifade edilir.

$$\dot{W}_K = \frac{1}{1 - f_q} \cdot \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) \quad (2.3)$$

Aynı zamanda izentropik verim de 2.4'deki denklem ile gösterilmiştir.

$$\eta_{is} = (1 - f_q) \cdot \frac{h_{is} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (2.4)$$

$\dot{m}$ = Soğutucu akışkan debisi (kJ/kg)

$\dot{W}_K$ = Gerçek kompresör işi (kW)

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

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

h_{is} = İzentropik durumda kompresörden çıkan soğutucu akışkanın entalpisi (kJ/kg)

h_{ad} = Adyabatik olarak kompresörden çıkan soğutucu akışkanın entalpisi (kJ/kg)

f_q = Isı kayıp çarpanı

η_{is} = İzentropik verim

2.4.2 Yoğuşma işlemi

Kompresörden çıkan gaz fazındaki soğutucu akışkan, yüksek basınçtan dolayı yoğuşturucuda sabit basınçta yoğuşmaya başlar ve gaz fazından sıvı fazına doğru bir geçiş yapar. Yoğuşmanın son noktalarında, soğutucu akışkanın sıcaklığı yoğuşturucu sıcaklığından biraz daha aşağıya çekilmek istenir ki bu işleme aşırı soğutma denir. Aşırı soğutma işlemi ile soğutucu akışkanın tümünün sıvı faza geçmesi sağlanır. Eğer aksi bir işlem olup soğutucu akışkan, buhar baloncukları halinde kısılma vanasına girmeye çalışırsa, kütleli debide azalmalar görülür ve bu da sistemin soğutma kapasitesini azaltır ($\dot{Q}_b$). Yoğuşturucu tarafından dışarıya atılan ısı 2.5'deki denklem ile ifade edilir.

$$\dot{Q}_y = \dot{m} \cdot (h_2 - h_3) \quad (2.5)$$

Termodinamiğin birinci yasasını kullanarak yoğuşturucudan dışarıya atılan ısıyı 2.6'daki denklem ile de göstermek mümkündür.

$$\dot{Q}_y = \dot{Q}_b + \dot{W}_K - \dot{W}_K \cdot f_q \quad (2.6)$$

$\dot{Q}_y$ = Yoğuşturucudan dışarıya atılan ısı (kW)

$\dot{Q}_b$ = Buharlaştırıcının çektiği ısı (soğutma kapasitesi) (kW)

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

2.4.3 Genleşme işlemi

Genleşme elemanı, buharlaşmanın olabilmesi için kısılma işlemi yaparak soğutucu akışkanın basıncını düşürür. Yoğuşturucudan sıvı fazında çıkan soğutucu akışkan kısılma vanasından geçtikten sonra buharlaştırıcıya sıvı ve buhar karışımı halinde geçiş yapar. Genleşme işlemi sırasında herhangi bir iş yapılmadığından ve ısı geçişi olmadığı varsayımından dolayı vana giriş ve çıkış entalpisi birbirine eşit olur yani soğutucu akışkan sabit entalpide genleşir ve bu durum 2.7'deki denklem ile ifade edilir.

$$h_3 = h_4 \quad (2.7)$$

h_4 = Kısılma vanasından çıkan soğutucu akışkanın entalpisi (kJ/kg)

2.4.4 Buharlaşma işlemi

Düşük basınç ve düşük sıcaklıkta kısılma vanasından çıkan soğutucu akışkan buharlaştırıcıdan geçerek buharlaşmaya başlar. Buharlaşma işleminin son noktalarında soğutucu akışkanın tamamının buharlaşması için ek bir sıcaklık artışı sağlanır ve bu işleme aşırı kızdırma denir. Aşırı kızdırmanın amacı, soğutucu akışkanın tamamının buhar fazına dönüştürülmesini sağlamak ve böylece kompresöre soğutucu akışkanın sıvı fazında girmesini engellemektir. Buharlaştırıcının soğuk ortamdan çekmiş olduğu ısı yani sistemin soğutma kapasitesi 2.8'deki denklem ile ifade edilir.

$$\dot{Q}_b = \dot{m} (h_1 - h_4) \quad (2.8)$$

2.4.5 Soğutma etkenliği (COP)

Bir soğutma sisteminin performansı, soğutma etkenliği ile değerlendirilir. İdeal buhar sıkıştırmalı bir soğutma çevrimi için soğutma etkenliği 2.9'daki denklem ile tanımlanır.

$$COP = \frac{\dot{Q}_b}{\dot{W}_K} \quad (2.9)$$

3. KONTROL SİSTEMLERİ

3.1 Giriş

Kontrol sistemi, bir sistemin genel olarak davranışını ve çıkışlarını, bozucu değişkenlerin etkisine rağmen, istenen değerlere yöneltmek için gerekli işlemleri gerçekleştiren adımların bileşkesidir ve kontrol edilmek istenen sistemle bir bütün oluşturarak, sistemin arzu edilen çıkışı ile gerçek çıkışı arasındaki hata sinyalini zamanla sıfır yapmaya çalışır. Bir sistemi kontrol edebilmek için kontrol girdisi ile çıktısı arasındaki ilişkinin iyi bilinmesi gerekir. Kontrol edilecek sistemin matematiksel olarak ifade edilmesine sistem tanıma denir. Gerçek sistemin matematiksel ifadesi elde edilirken karmaşık kısımlar basitleştirilir ve bu sebepten dolayı bu ifadelerin cevabı ile gerçek sistem cevabı arasında farklılıklar meydana gelir.

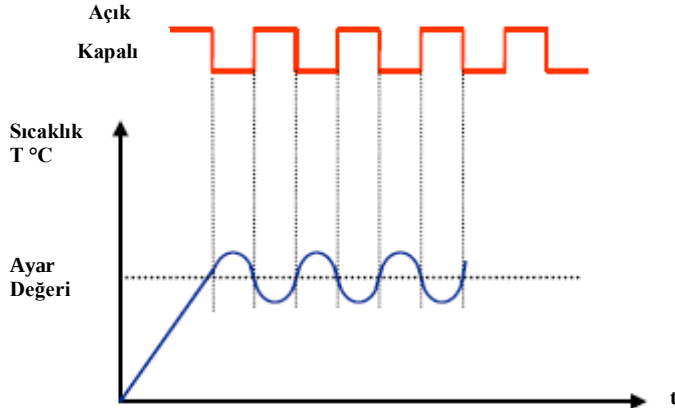
Kapalı döngülü otomatik kontrol devresinde ölçme cihazının algıladığı hatanın ne şekilde düzeltileceği çok önemlidir ve farklı işlemler için farklı seçenekler önerilebilir. Otomatik kontrol türleri bu hata giderme yöntemlerine göre şu şekilde sınıflandırılır;

- Açık-kapalı (On-Off) kontrol
- Oransal (P) kontrol
- Oransal-Integral (PI) kontrol
- Oransal-Türevsel (PD) kontrol
- Oransal-Integral-Türevsel (PID) kontrol

3.2 Açık-Kapalı Kontrol

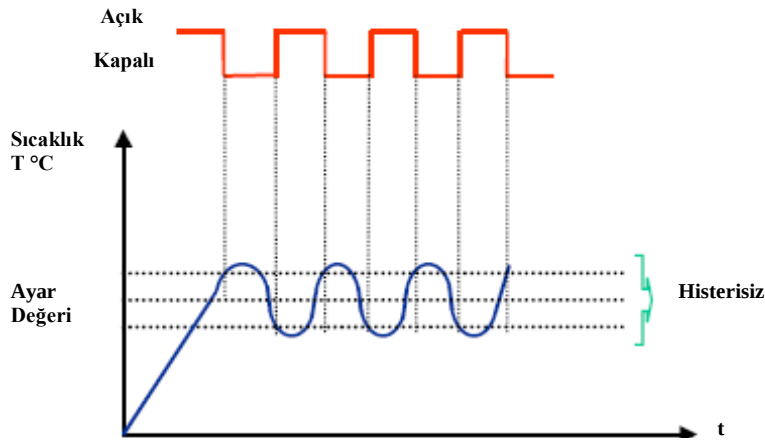
Açık-kapalı kontrol sistemi, ayar değeri üstünde veya altında kontrol edilmek istenen sistemi açar veya kapar. Kontrol sisteminin çıkışı iki konumdadır yani ya tamamen açık ya da tamamen kapalıdır. Örneğin ayar değişkeni elektrik enerjisi olan bir sistemde kontrol sistemi, ayar değerinin altında elektrik enerjisini sisteme tamamen verir, ayar değerinin üstünde ise tamamen keser.

Açık-kapalı kontrolde, kontrol altında tutulan değişken (örneğin ısıtma yapılırken sıcaklık) sürekli salınım halinde olup, ayar değeri etrafında salınır (Şekil 3.1). Bu salınımda tepeden tepeye değişim ve salınım sıklığı proses karakteristiğine bağlıdır.



Şekil 3.1 : Açık-kapalı sıcaklık kontrolü (ideal)

Endüstriyel sistemlerde bu tip ideal bir açık-kapalı kontrol sistemi çok az kullanılır. Prosesteki bozucu faktörler ve elektriksel gürültü nedeniyle, ayar değeri geçişleri bu şekilde tek noktada olursa sistem salınıma geçer ve devamlı ayar değeri etrafında sık aralıklı açma ve kapama yapar. Özellikle bu durum kontrol elemanlarının çok kısa sürede tahrip olmasına sebep olur. Bunu önlemek için ayar değeri geçişlerinde histerisiz ya da sabit band oluşturulur. Şekil 3.2’de histerisizli ya da sabit bandlı açık-kapalı kontrol eğrisi gösterilmiştir.



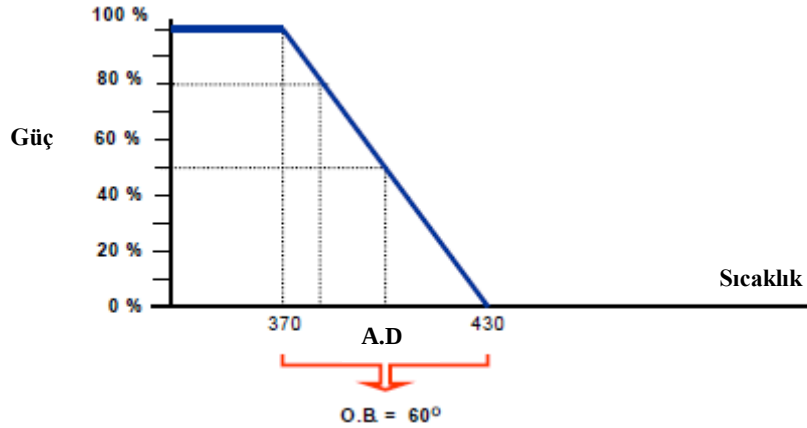
Şekil 3.2 : Histerisizli açık-kapalı kontrol eğrisi.

Şekil 3.2’deki eğriden de anlaşılacağı üzere sıcaklık yükselirken ve ayar değerini geçtiği anda enerji kesilmez, belli bir değer kadar yükselir ve o sabit değerden sonra enerji kesilir. Sıcaklık düşmeye başlar ve ayar değerine geldiği anda enerji verilmez,

ayar değerin altına sabit bir değer kadar düştükten sonra verilir. Böylece ayar değerin etrafında sabit bir sıcaklık bandı oluşturulmuş olur. Bu bandın genişliği ya da darlığı tamamen prosesin gerektirdiği kadar olmalıdır.

3.3 Oransal (P) Kontrol

Oransal kontrolde, kontrol sistemi prosesin talep ettiği enerjiyi, sürekli kontrol çıkışını ayarlayarak verir. Gereksinim duyulan enerji ile sunulan enerji arasında bir denge mevcuttur. Elektrik enerjisi kullanılarak ısıtma yapılan bir proseste, oransal kontrol sistemi, ısıtıcının elektrik enerjisini, prosesin sıcaklığını ayar edilen değerde tutabilecek kadar yani prosesin gereksinim duyduğu kadar verir. Enerjinin % 0'dan % 100'e kadar ayarlanabildiği, oransal kontrol yapılabilen sıcaklık aralığına oransal band denir. Genel olarak oransal band, cihazın tam skala (span) değerinin bir yüzdesi olarak tanımlanır ve ayar değeri etrafında eşit olarak yayılır. Örneğin, 1200 °C'lik skalası olan bir sistemde % 5'lik bir oransal band demek $0.05 \times 1200 = 60$ °C'lik bir sıcaklık aralığı demektir. Bu aralığın 30 °C'si ayar değerinin üstünde yer alırken 30 °C'si ise ayar değerinin altında yer alır ve bu kontrol cihazı 60 °C aralıkta oransal kontrol yapar ve bu durum Şekil 3.3'de gösterilmiştir.



Şekil 3.3 : Oransal kontrol cihazı transfer eğrisi.

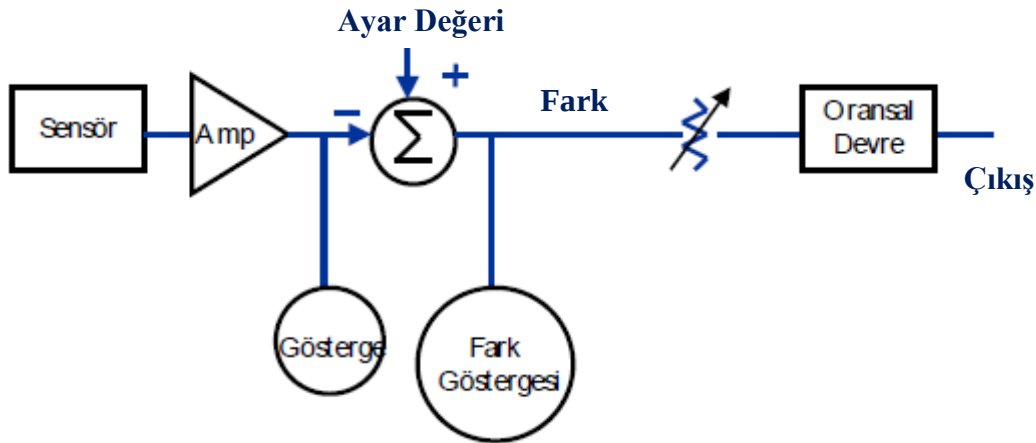
Ayar değeri 400 °C'ye ve oransal bandı % 5'lik bir dilime ayarlanan oransal kontrol sisteminde 370 °C ve 430 °C'ler bandın uç noktalarını oluşturur. Kontrol sistemi düşük sıcaklıklardan başlamak üzere 370 °C'ye gelinceye kadar ısıtıcılara % 100 enerji verir yani enerji en üst seviyededir. 370 °C'den itibaren ayar değeri olan 400 °C'ye kadar olan sıcaklık yükselirken ısıtıcıya verilen enerji yavaş yavaş azalır. Ayar değerinde sisteme tam olarak % 50 enerji verilmiş olur. Eğer sıcaklık ayar değerini

geçip yükselmeye devam edecek olursa 430 °C sıcaklığa kadar enerji giderek azalır ve 430 °C'nin üzerine geçtiği takdirde ise artık enerji tamamen kesilir.

Değişik proseslerde ve şartlarda duruma en uygun oransal band seçilerek oransal kontrol yapılır. Geniş seçilmiş bandlarda, küçük oranda enerji artışı büyük sıcaklık artışına ve küçük oranda enerji düşüşü büyük bir sıcaklık düşüşüne sebep olur. Oransal band bir çok proseste tam skala değerinin bir yüzdesi olarak tanımlanır ve kazanç diye adlandırılır. Oransal band ile kontrol sistemi kazancı arasındaki bağıntı 3.1'deki denklem ile ifade edilmiştir. Oransal band daraldıkça kazançta artış görülmektedir.

$$Kazanç = \frac{\% 100}{\% Oransal Band} \quad (3.1)$$

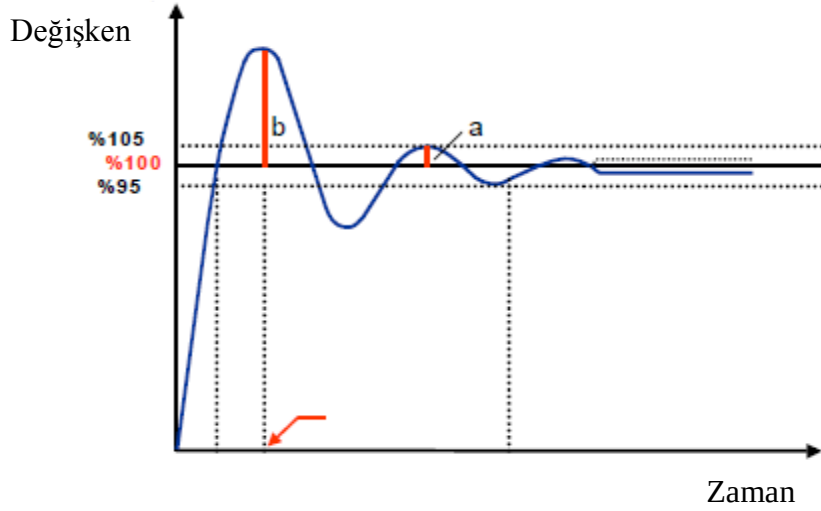
Oransal kontrol için blok şeması Şekil 3.4 de gösterilmiştir.



Şekil 3.4 : Oransal kontrol blok şeması.

Şekil 3.4'de görüldüğü üzere, duyarga yardımıyla algılanan sıcaklık sinyali, sıcaklık kompanzasyonu yapıldıktan sonra yükseltici bir devreden geçerek ayar değeri ile karşılaştırılır. İki değer arasındaki fark alınarak hata değeri veya fark değeri hesaplanır. Hata değeri oransal kontrol devresinden geçerek sistem için gerekli kontrol sinyali oluşturulur. Hata değeri sıfır olduğu anda oransal kontrol çıkışı % 50 seviyesindedir yani ayar değerinde çalışıyor demektir. Gerçek şartlarda % 50'lik kontrol çıkışını koruyup prosesi tam ayar değerinde tutmak zordur. Denge durumuna gelinceye kadar ölçülen sıcaklık ile ayar değeri arasında belirli bir fark kalması ve bu farkı yok edememesi oransal kontrolün en belirgin özelliğidir. Sistemin ayar değeri ile sistemin kararlı duruma geçip sabit kaldığı değer arasındaki farka kayma (offset)

denir. Kaymayı azaltmak için oransal band küçültülebilir fakat bunun karşılığında açık-kapalı kontrole yaklaşıldığı için ayar değeri etrafında salınımlar artabilir. Geniş oransal bandlarda ise kaymanın büyük olacağı düşünülerek prosese en uygun bandın seçilmesi gerekir. Şekil 3.5’de oransal kontrol uygulanan bir sistemdeki sıcaklık eğrisi gösterilmiştir.



Şekil 3.5 : Oransal kontrol sıcaklık eğrisi.

Şekil 3.5’deki eğride, sıcaklık başlangıç anından itibaren yükselişe geçmiş ve birkaç kez ayar değeri etrafında salınım yaptıktan sonra ayar değerinin altında sabit bir sıcaklığa oturmuştur.

Bir oransal kontrol cihazının zamana bağlı fonksiyonu 3.2’deki denklem ile ifade edilebilir.

$$u(t) = K_P \cdot e(t) \quad (3.2)$$

$u(t)$ = Zamana bağlı kontrol cihazı çıkışı

K_P = Oransal kazanç

$e(t)$ = Zamana bağlı hata sinyali

3.4 Oransal-Integral (PI) Kontrol

Oransal kontrolde oluşan kayma, integral devresi kullanılarak kaldırılabilir. Ölçülen değer ile ayar değeri arasındaki hata sinyalinin zamana göre integrali alınır ve integral değeri ile hata değeri toplanarak oransal band kaydırılmış olur. Sisteme verilen enerji otomatik olarak arttırılarak veya azaltılarak kontrol edilen sıcaklık ayar

değerine oturtulur. İntegratör devresi, gerekli enerji değişikliğine, ayar değeri ile ölçülen değer arasında fark kalmayınca kadar devam eder. Fark sinyali sıfır olduğu andan itibaren integratör devresi, integralini alacağı bir sinyal sözkonusu olmayacağından dolayı etkisini durdurur. Sistemde herhangi bir bozucu dış etki oluştuğunda, sıcaklık değeri ayar değerinden uzaklaşarak tekrar hata sinyali oluşur ve integratör devresi gerekli düzeltici etkiyi gösterir.

Kontrol edilen sıcaklığın ayar değerini geçmesi, önemli bir miktar aşma (overshoot) yapması ve ayar değeri etrafında birkaç kez salınım yaptıktan sonra ayar değerine oturması, oransal-integral kontrolün en belirgin özellikleri olarak gösterilebilir.

Bir oransal-integral kontrol cihazının zamana bağlı fonksiyonu 3.3'deki denklem ile ifade edilebilir.

$$u(t) = K_P \cdot e(t) + K_I \int e(t) \cdot dt \quad (3.3)$$

$u(t)$ = Zamana bağlı kontrol cihazı çıkışı

K_P = Oransal kazanç

K_I = Integral kazanç

$e(t)$ = Zamana bağlı hata sinyali

3.5 Oransal-Türevsel (PD) Kontrol

Oransal kontrolde oluşan kayma, integral etkinin yanında oransal-türevsel kontrol ile de kaldırılabilir. Sıcaklık değişimlerinin hızlı olduğu proseslerde oransal bandı aşağı veya yukarı kaydırmak için türevsel etkiden yararlanılır. Oransal-türevsel kontrolde ayar değeri ile ölçülen değer arasındaki hata sinyali, türev devresine girerek türevi alınır ve daha sonra oransal devreden geçerek hata sinyalinde düzeltme yapılmış olur. Türevsel etki oransal band içine girmeden başladığı için düzeltici etkisini hemen gösterir. Bu yüzden sistemin ilk çalışma sırasında aşmalar önlenir yani türevsel etki bu aşmaları azaltır.

Bir oransal-türevsel kontrol cihazının zamana bağlı fonksiyonu 3.4'deki denklem ile ifade edilebilir.

$$u(t) = K_p \cdot e(t) + K_D \frac{de(t)}{dt} \quad (3.4)$$

$u(t)$ = Zamana bağılı kontrol cihazı çıkışı

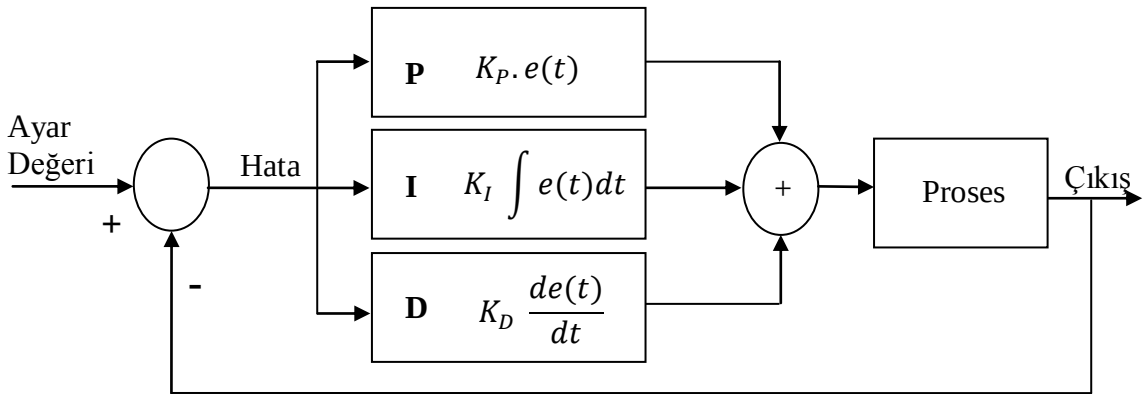
K_p = Oransal kazanç

K_D = Türevsel kazanç

$e(t)$ = Zamana bağılı hata sinyali

3.6 Oransal-Integral-Türevsel (PID) Kontrol

Genellikle, kontrolü güç, oransal, oransal-türevsel ve oransal-integral kontrollerinin yeterli olmadığı proseslerde oransal–integral-türevsel (PID) kontrol tercih edilir. Oransal kontrolde oluşan kayma, oransal-integral kontrol ile giderilebilir. Ancak meydana gelen aşmalar bu kontrole türevsel etkinin de eklenmesi ile en az seviyelere indirilir veya tamamen kaldırılır. Şekil 3.6’da PID kontrolü blok şeması halinde gösterilmektedir.



Şekil 3.6 : PID kontrol blok şeması.

Bir PID kontrol cihazının zamana bağılı fonksiyonu 3.5’deki denklem ile ifade edilebilir.

$$u(t) = K_p \cdot e(t) + K_I \int e(t)dt + K_D \frac{de(t)}{dt} \quad (3.5)$$

$$u(t) = K_p \left[e(t) + \frac{1}{T_i} \int_0^t e(t)dt + T_d \frac{de(t)}{dt} \right] \quad (3.5a)$$

$u(t)$ = Zamana bağılı kontrol cihazı çıkışı

K_P = Oransal kazanç

K_I = Integral kazanç

K_D = Türevsel kazanç

T_i = Integral zaman sabiti

T_d = Türev zaman sabiti

$e(t)$ = Zamana bağlı hata sinyali

Çizelge 3.1’de PID parametrelerinin yükselme zamanı (ayar sıcaklığına ulaşma), aşma miktarı, toplam yerleşme süresi, hata ve kararlılık değerleri üzerindeki etkisi gösterilmiştir.

Çizelge 3.1 : P, I ve D parametrelerinin etkisi.

	Yükselme Zamanı	Aşma	Yerleşme Zamanı	Hata	Kararlılık
K_P	Azalır	Artar	Küçük Değişim	Azalır	Azalır
K_I	Azalır	Artar	Artar	Sönümler	Azalır
K_D	Küçük Değişim	Azalır	Azalır	Küçük Değişim	Artar

3.7 Oransal-Integral-Türevsel (PID) Parametrelerinin Ayarlanması

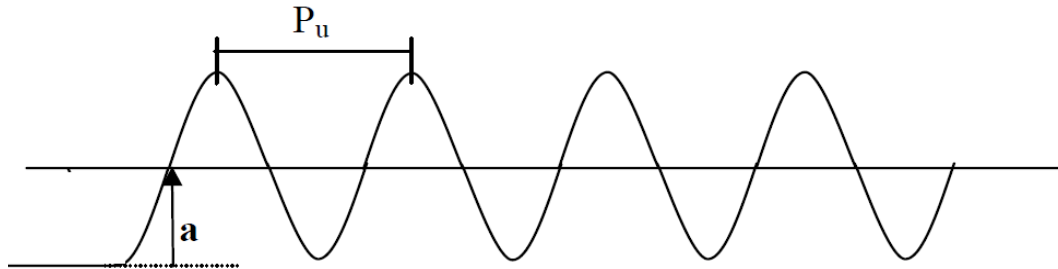
Bir sistemin herhangi bir bozucu dış etkiye karşı verdiği cevabın istenilen şekilde olabilmesi için PID parametrelerinin doğru bir şekilde ayarlanması çok önemlidir. Sistemden sisteme veya şartlardan şartlara göre PID kazançları değişir. Bunun anlamı, sistemin bireysel kontrol karakteristiği dikkate alınarak kendine özgü kararlı performans, çabuk cevap, küçük kararlı kaymalar gibi parametrelerinin ayarlanması gereklidir.

Günümüzde PID parametrelerinin ayarlanabilmesi için birçok yöntem ve bu yöntemlere bağlı olarak birçok kriterler mevcuttur. Bu bölümde PID parametrelerinin ayarlanması için iki yöntemden bahsedilmiştir. Birincisi, sistem karakteristiğine bağlı olarak en klasik yöntem olan kapalı çevrim Ziegler-Nichols yöntemidir. Diğer bir yöntem ise mevcut sistemle uyum gösterecek en iyi modelin seçilmesi ve bu modele bağlı olarak kriterlerin belirlenmesi ile en iyi PID parametrelerin oluşturulmasıdır. Mevcut deney sistemi için FOPDT (First order plus dead time) modeli seçilmiş ve

PID parametrelerin belirlenebilmesi için ITAE (Integral of Time-Weighted Absolute Error) ve IMC (Internal Model Control) kriterleri kullanılmıştır.

3.7.1 Kapalı çevrim Ziegler-Nichols yöntemi

Ziegler-Nichols yöntemi PID parametrelerinin hesaplanmasında en yaygın olarak kullanılan yöntem olup sistem modeli gerektirmez. Kapalı çevrim Ziegler-Nichols yönteminde oransal parametre % 100 pozisyona alınarak integral ve türevsel etkiler sıfırlanır. Sistem çalışmaya başladıktan sonra ayar noktası etrafında sabit genlikli salınım elde edilinceye kadar oransal band değeri değiştirilir. PID parametrelerinin bulunması açısından, sabit genlikli salının elde edildiği oransal katsayı (K_u) ile Şekil 3.7’de gösterilen sistemin cevap eğrisinde bulunan iki tepe arasındaki salınım periyodu (P_u) kullanılır.



Şekil 3.7 : Kapalı çevrim Ziegler-Nichols yöntemine ait sistem cevap eğrisi.

Tecrübelerle dayalı olarak sistemin salınıma girdiği andaki oransal değeri, en küçük değerlerden başlanıp yavaş yavaş arttırılarak bulunur ve sonuç olarak gerekli PID parametreleri Çizelge 3.2’deki formüller kullanılarak hesaplanır.

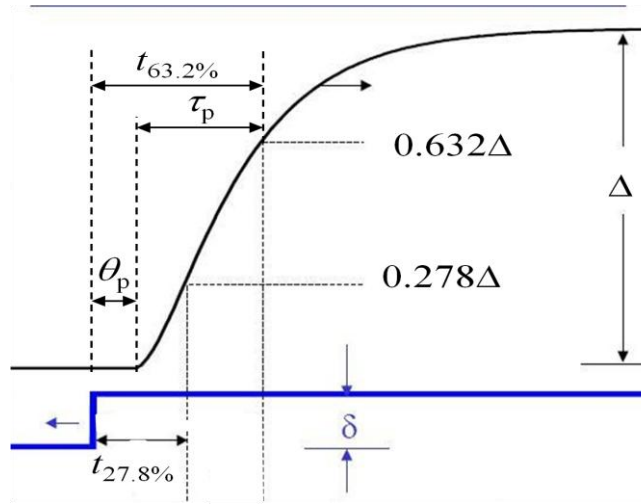
Çizelge 3.2 : Kapalı çevrim Ziegler-Nichols yöntemi için PID parametreleri.

Kontrolör	K_P	K_I	K_D
P	$\frac{K_u}{2}$	-	-
I	$\frac{K_u}{2.2}$	$\frac{P_u}{1.2}$	-
D	$\frac{K_u}{1.7}$	$\frac{P_u}{2}$	$\frac{P_u}{8}$

3.7.2 FOPDT modeli ve ITAE, IMC kriterleri yöntemi

Bu yöntem ile PID parametrelerini ayarlayabilmek için ilk önce sistem karakteristiğini anlamak ve sistem parametrelerini belirlemek gerekir. Proses kazancı (K_p), proses zaman sabiti (τ_p) ve proses ölü zamanı (θ_p), belirlenmesi gereken

sistem parametreleridir. Proses kazancı, kontrol sinyaline bağılı olarak kontrol edilmek istenen parametrenin sistem cevabı üzerindeki değişimini belirler. Eğer sistem büyük bir kazanca sahip ise kontrol sinyalindeki ufak bir değişim sistem üzerinde büyük bir etkiye sebep olur. Sistem kazancının pozitif yada negatif olması sadece sistemin yönünü tayin eder. Proses zaman sabiti, sistemin ne kadar hızlı cevap vereceğini belirler. Zaman sabiti her zaman pozitif olup dakika yada saniye cinsinden hesaplanır. Proses ölü zamanı, kontrol sinyalinin başladığı zaman ile sistemin bu sinyale vereceği cevap zamanı arasındaki farkı belirler. Kararlı durumda çalışan bir sistemin basamak cevabı ile grafiksel yöntem kullanılarak bütün sistem parametreleri hesaplanabilir (Marlin, 2000). Bir sistemin basamak girişine verdiği cevap Şekil 3.8’de gösterilmiştir.



Şekil 3.8 : Birim basamak sistem cevabı.

Şekil 3.8’de verilen grafiğe göre sistem parametreleri şu şekilde ifade edilirler;

$$K_p = \frac{\Delta}{\delta} \quad (3.6)$$

$$\tau_p = 1.5 (t_{63.2\%} - t_{27.8\%}) \quad (3.7)$$

$$\theta_p = t_{63.2\%} - \tau_p \quad (3.8)$$

K_p = Proses kazancı

τ_p = Proses zaman sabiti

θ_p = Proses ölü zamanı

Sistem karakteristiği PID parametrelerinin düzgün bir şekilde belirlenebilmesi için önemlidir. Ölü zamana sahip sistemler için ilk önce bir model belirlenir ve bu modelin mevcut sisteme uygunluğu tespit edilir. Bu sebeple birinci dereceden bir model olan FOPDT modeli (First Order Plus Dead Time) belirlenmiş ve 3.9'daki diferansiyel denklem ve 3.10'daki transfer fonksiyonu ile ifade edilmiştir.

$$\tau_p \frac{dy(t)}{dt} + y(t) = K_p x(t - \theta) \quad (3.9)$$

$$\frac{Y(s)}{X(s)} = \frac{K_p \cdot e^{-\theta_p s}}{\tau_p s + 1} \quad (3.10)$$

$y(t)$ = Zamana bağlı sistem çıkışı

$x(t)$ = Zamana bağlı sistem girişi

Sistem modeli ve parametreleri belirlendikten sonra PID parametrelerinin belirlenmesi için bazı kriterler seçilir. Bu sebeple, P kontrol için ITAE (Integral of Time-Weighted Absolute Error), PI ve PID kontrolleri için IMC (Internal Model Control) ayar yöntemleri seçilmiş ve bu kontrol kriterlerine ait PID parametreleri çizelge 3.3'de verilmiştir.

Çizelge 3.3 : ITAE ve IMC yöntemlerine ait PID parametreleri.

Kontrolör	K_C	T_i	T_d
P	$\frac{0.2}{K_p} \left(\frac{\tau_p}{\theta_p} \right)^{1.22}$	-	-
PI	$\frac{1}{K_p} \frac{\tau_p}{(\theta_p + \tau_c)}$	τ_p	-
PID	$\frac{1}{K_p} \left(\frac{\tau_p + 0.5 \theta_p}{\tau_c + 0.5 \theta_p} \right)$	$\tau_p + 0.5 \theta_p$	$\frac{\tau_p \theta_p}{2 \tau_p + \theta_p}$

IMC ayar yönteminde, kapalı döngü zaman sabiti (τ_c) kontrolcünün herhangi bir bozucu dış etkiye gösterdiği tepkinin hızı için kullanılır. Bu hızın yüksek veya düşük olması PID parametrelerini doğrudan etkiler. Farklı sistem performansları için farklı zaman sabitleri çizelge 3.4'de verilen eşitliklerle ifade edilmiştir ve bu eşitliklerdeki kapalı döngü zaman sabiti, verilmiş olan iki farklı değerden büyük olanına eşittir.

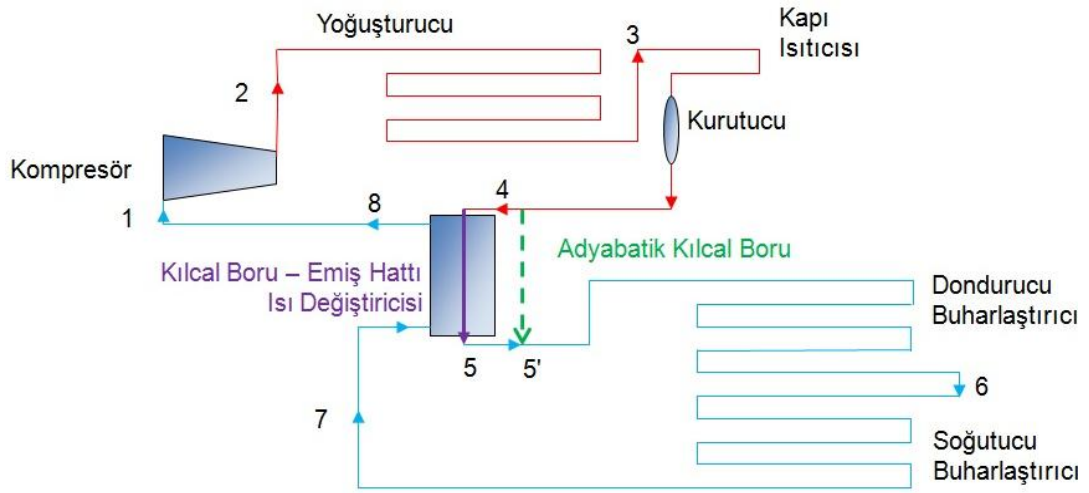
Çizelge 3.4 : Kapalı döngü zaman sabiti etkenlik değerleri.

Etkenlik	Kapalı Döngü Zaman Sabiti (τ_c)
Yüksek	$0.1 \tau_p$ veya $0.8 \theta_p$
Orta	τ_p veya $8 \theta_p$
Düşük	$10 \tau_p$ veya $80 \theta_p$

4. DENEY SİSTEMİ

4.1 Giriş

Bir buhar sıkıştırmalı soğutma sisteminde, değişken devirli kompresöre uygulanan P, PI ve PID kontrol algoritmalarının, sistemin soğutma kapasitesi üzerindeki etkisinin incelenmesi amacıyla kurulan deney düzeneği genel itibarıyla, yarı hermetik bir kompresör, yoğuşturucu, kapı ısıtıcısı, kılcal boru ve buharlaştırıcıdan oluşmaktadır. Sistemde soğutucu akışkan olarak R-134a gazı kullanılmıştır. Deneysel soğutucu sistemin çevrim şeması Şekil 4.1’de gösterilmiştir.



Şekil 4.1 : Deneysel soğutucu sistem çevrim şeması.

Deneysel sistemde kullanılan kompresör Frascold markalı A 0.5 4Y serisidir. Mevcut kompresör, üç fazlı, pistonlu, 2 silindirli, yarı hermetik bir kompresör olup kapasitesi 0.5 HP (0.37 kW)’dır. Kompresör için en fazla dur-kalk sayısı saatte 6 kez ile sınırlandırılmış ve alçak basınç tarafındaki en yüksek statik basınç 20.5 bar, yüksek basınç tarafındaki çalışma basıncı ise 30 bar ’dır.

Genellikle sessiz olmaları, basit oluşları, kuruluş ve işletme masraflarının düşüklüğü gibi nedenlerle ev tipi buzdolaplarında tercih edilen yoğuşturuculardan olan tabii çekişli hava soğutmalı yoğuşturucu, sistemde kullanılan yoğuşturucu türüdür. Yoğuşturucuda, yoğuşmanın düzgün bir şekilde gerçekleşebilmesi için yoğuşturucunun yapısında yer alan malzemelerden olan boru ve teller ısı iletkenliği

yüksek metallere seçilmiştir. Yoğuşturucu borusu yatay tipte, içi ve dışı bakır kaplı demir boru olup iç çapı 3.18 mm, dış çapı 4.76 mm ve toplam yoğuşturucu boru uzunluğu 17.8 m'dir. Yoğuşturucu üzerinde ısı transfer yüzeyini arttırmak amacıyla teller bulunmakta olup, tel çapı 1.4 mm ve boyu 1168 mm'dir.

Mevcut deney sisteminde buharlaştırıcı iki kısma ayrılmıştır. Dondurucu buharlaştırıcı, sistemin üst tarafında, soğutucu buharlaştırıcı ise alt tarafta bulunmaktadır. Dondurucu kısmında bulunan kabinin genişliği 560 mm, derinliği 400 mm ve yüksekliği 360 mm olup buharlaştırıcı boruları bu kabinin dört bir yanına sarılı bir şekilde mevcuttur. Boru uzunluğu toplamda 13.9 m olup, bu uzunluğun 5.4 m'lik kısmı kabinin yan yüzeylerinde, 8.4 m lik kısmı ise alt ve üst yüzeylerinde bulunmaktadır. Bakır boru dış çapı 7 mm ve et kalınlığı 0.9 mm'dir.

Soğutma sisteminde ana elemanlara ilave olarak, kompresör giriş ve çıkışında titreşimlerden dolayı boru kaynak noktalarında meydana gelmesi muhtemel hasarları önlemek amacıyla sönümleyiciler kullanılmıştır.

Soğutma sistemi içindeki ve dışındaki ortam havasında meydana gelen sıcaklık değişimleri, soğutma sisteminin performansını etkilediğinden dolayı, bu etkileri benzetmek için elektrikli ısıtıcılar kullanılmıştır. Isıtıcılar, homojen olarak ısı dağılımı yapabilmesi için kabin alt yüzeyine yerleştirilmiş ve ısınan havanın da iyi sirkülasyon yapabilmesi için ısıtıcıların üstüne bir fan düzeneği kurulmuştur. Böylece kabin içinde ısıtıcılar sayesinde ısınan hava, kabin ön yüzeyinden yukarıya doğru bir akım oluşturmakta ve doğal olarak soğuyan hava da kabin arka yüzeyinden aşağıya doğru bir sirkülasyon oluşturmaktadır. Buzdolabı sistemlerinde, buzdolabı kapaklarının açılıp kapanması ile dış hava sıcaklığının içeri girmesinden ve buzdolabı içerisine konulan yiyecek ve içeceklerin ortama vermiş oldukları ısılardan dolayı sistem daha fazla soğutma yapmaktadır. Isıtıcıların sisteme yerleştirilmiş olma sebeplerinden birisi de insan faktörünün soğutma sistemine etkisini benzetmektir. Mevcut deney sistemindeki buzdolabının arkadan görünüşü Şekil 4.2'de verilmiştir.



Şekil 4.2 : Deney sisteminin arkadan görünüşü.

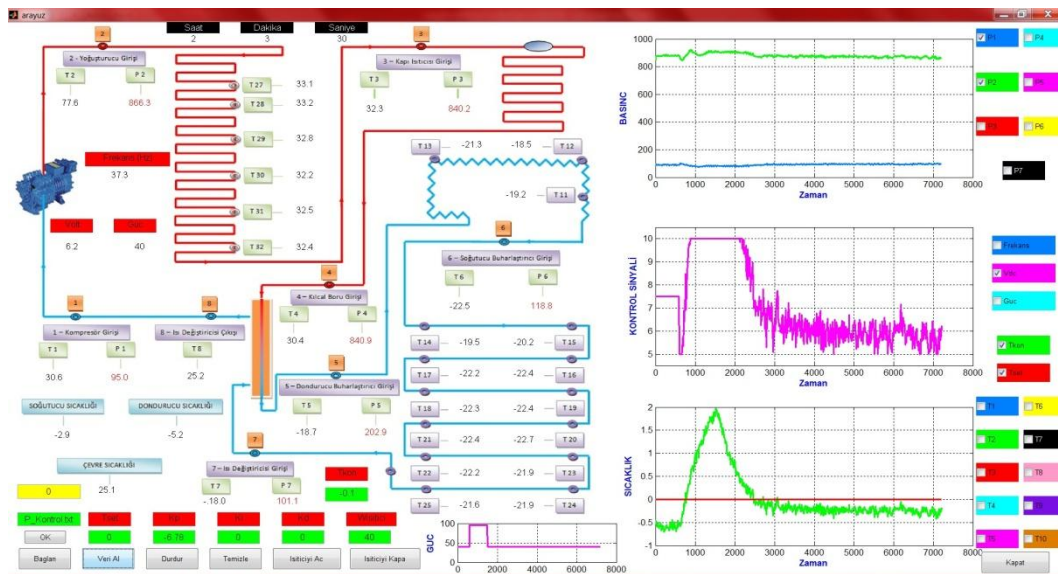
Çevre sıcaklığının ve neminin gün boyu farklılıklar göstermesinden dolayı sistemin soğutma kapasitesinin değiştiği gözlenmiş ve bu sorunu yok edebilmek için tüm deney sistemi çevre şartları sabit olan bir soğutma odasına yerleştirilmiştir. Böylece her deney aşamasında çevre şartlarının sabit olması amaçlanmıştır. Ayrıca, hem deney sisteminin kabin içerisinde hemde soğuk odada bulunan nemin azaltılması amacıyla yönelik slikaçlar kullanılmıştır. Üç günlük periyotlar halinde kullanılmış olan slikaçlar yüksek dereceli fırınlarda kurutulmuş ve tekrar nem almaları için gerekli yerlere uygulanmışlardır. Mevcut deney düzeneğindeki bilgisayar, soğuk oda, ölçme ve kontrol ekipmanları Şekil 4.3’de gösterilmiştir.



Şekil 4.3 : Deney sistemindeki ölçme ve kontrol cihazlarının görünüşü.

4.2 Deney Tesisatı

Değişken devirli kompresörlü buhar sıkıştırırmalı soğutma sisteminin performansının belirlenebilmesi için deney düzeneğinin belirli noktalarından ısı çiftleri ile sıcaklıklar ve basınç transmitterleri ile basınçlar, veri toplama cihazı (Data Logger) yardımı ile ölçülmüştür. Matlab ortamında hazırlanmış kontrol programı ile kontrol edilmek istenen kabin iç sıcaklığı işlenmiş ve kompresör için gerekli analog sinyal üretilmiştir. Oluşturulan analog sinyal kontrol kartı ile frekans dönüştürücüye gönderilmiş ve frekans dönüştürücü almış olduğu sinyali işleyerek kompresöre ulaştırmıştır. Tüm okunan sıcaklık, basınç, frekans ve analog sinyal değerleri, Matlab ortamında hazırlanmış ayrı bir arayüz sayesinde bilgisayar ortamına kaydedilmiş ve sistem çalışırken bilgisayar ekranında izlenip grafikleri çizdirilmiştir. Matlab ortamında hazırlanmış olan arayüz Şekil 4.4’de gösterilmiştir.



Şekil 4.4 : Matlab ortamında hazırlanmış arayüzden bir görünüş.

Bundan sonraki bölümde, deney tesisatında ölçme ve kontrol için kullanılan cihazlardan bahsedilmiştir.

4.2.1 Isıl çift (Thermocouple)

Isıl çift, iki farklı metalin (tellerin) birbirine bağlı uçları arasında sıcaklığın fonksiyonu olarak değişen, diğer uçlarında gerilim üretilen elemandır. Tellerin yapılmış oldukları malzemelere ve birleşme noktasının bulunduğu ortamın sıcaklığına bağlı olarak teller arasında bir elektromotor kuvveti oluşur.

Sıcaklık ölçümleri için, ölçüm aralıklarının geniş olması sebebi ile en çok tercih edilen K tipi sıcaklık ısıl çiftleri kullanılmıştır. Sistem üzerinde sıcaklık ölçümlerinin yapıldığı noktalar:

- Kompresör giriş ve çıkışındaki sıcaklıklar
- Yoğuşturucu ve kapı ısıtıcısı giriş ve çıkışındaki sıcaklıklar
- Kılcal boru giriş ve çıkışındaki sıcaklıklar
- Dondurucu ve soğutucu buharlaştırıcı giriş ve çıkışlarındaki sıcaklıklar
- Isı değiştiricisi giriş ve çıkışındaki sıcaklıklar
- Kabin iç sıcaklığı
- Dış ortam sıcaklığı

4.2.2 Basınç transmitteri (Transducer)

Deney düzeneğinde basınç ölçümleri, soğutucu akışkanların kullanıldığı uygulamalar için özel olarak üretilen basınç transmitterleri ile yapılmıştır. Basınç transmitterleri Keller'in PAA-21Y serisindendir. Besleme gerilimi 8 ila 32 V_{DC} arasında uygulanabilmekte ve çıkış sinyali 4 ila 20 mA olarak alınabilmektedir. Bu transmitterlerin bağlanmış oldukları veri toplama cihazı sadece gerilim sinyali kabul ettiğinden dolayı her bir transmitter çıkışına dirençler bağlanmıştır. Bu sayede akım sinyali, gerilim sinyaline dönüştürülmüştür. Sistem üzerinde yapılan basınç ölçüm noktaları, kabin ve dış ortam hariç sıcaklık ölçüm noktaları ile aynıdır. Önemli olan sistem elemanlarının giriş ve çıkışlarındaki fark basınçları olduğu için toplam yedi adet basınç ölçümü yapılmıştır.

4.2.3 Veri toplama cihazı (Data Logger)

Deney düzeneğinin otuz üç ayrı noktasında sıcaklık ölçümü ve yedi ayrı noktasında da basınç ölçümü yapılmıştır. Sıcaklık ve basınçlar, Keithley'in 2750 modeline ait veri toplama cihazı ile ölçülmüştür. Cihazın 50 Hz frekanstaki okuma sayısı saniyede dört adettir. Cihazda toplam beş adet genişletme yuvası bulunmaktadır. Isıl çiftlerin ve basınç transmitterlerin bağlanabildiği Keithley'in 7708 modülü bu genişletme yuvalarının bir tanesinde mevcuttur. 7708 modülü toplam 40 kanal kapasitesine sahip olup, deney sisteminde sıcaklık ve basınçlar için bütün kanallar kullanılmıştır. Bilgisayar ile Keithley 2750 cihazı arasındaki bağlantı RS232 seri bağlantı yolu ile gerçekleştirilmiştir. Matlab ile hazırlanan program ile sıcaklık ve basınçlar elektriksel gerilim olarak ölçülmüş ve daha sonra sıcaklık ve basınca çevrilerek hem kaydedilmesi hem de eş zamanlı olarak izlenmesi sağlanmıştır.

4.2.4 Kontrol kartı

Deney düzeneğinde ısıtıcılar ve frekans dönüştürücü için kontrol sinyali üretmek amacıyla Keithley markalı KPCI 3108 modelli kontrol kartı kullanılmıştır. Kontrol kartında ölçme için toplam 16 kanal ve analog çıkış alabilmek için 2 kanal mevcuttur. Ölçme ve analog çıkış için kullanılan kanalların analog-digital çözünürlükleri 16 bit'tir. Kontrol kartında kazancı (gain) değiştirerek ölçme aralığını belirlemek mümkün olduğundan dolayı ölçme aralığı 0-10 V_{DC} seçilmiştir. Kart hızı veya frekansı 100 kHz olup, toplam hata % 0.01 seviyelerindedir. Matlab'de hazırlanan program ile ısıl çiftlerden alınan elektriksel gerilim değeri sıcaklığa dönüştürülmekte, sıcaklık ayar değeri ile karşılaştırılmakta ve hata hesaplanmaktadır. PID kontrol algoritmasının da uygulanması ile hesaplanan kompresör frekans değerine karşılık gelen 0-10 V_{DC} analog sinyal, kontrol kartı üzerinden frekans dönüştürücüye iletilmektedir.

4.2.5 Frekans dönüştürücü

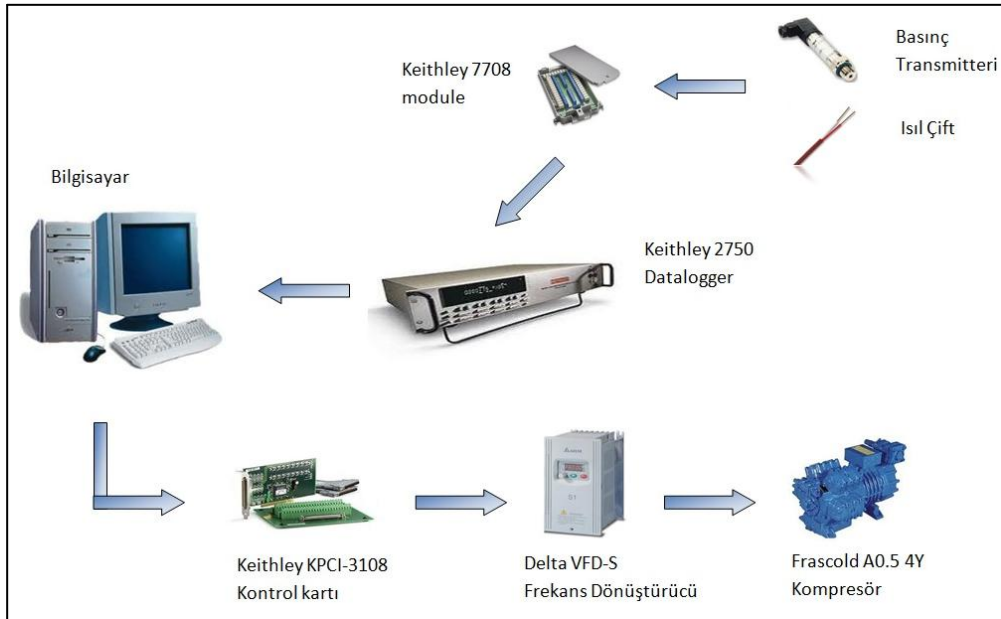
Frekans dönüştürücü, kontrol kartından gelen analog sinyalleri, kompresör motoru için düzenleyip yani alternatif akıma çevirip kompresöre iletir. Deneysel sistemde buhar sıkıştırırmalı soğutma sisteminin kompresör hızını ayarlamak için frekans dönüştürücü olarak DELTA VFD-S modeli kullanılmıştır. Frekans dönüştürücü 1.5 kW'lık bir kapasiteye sahip tek fazlı olup 220 volt ile beslenmekte ve üç faz 220 volt çıkış gerilimi sağlamaktadır. Delta VFD-S modelli frekans dönüştürücü, darbe

genişlik modülasyonludur (PWM türü) ve taşıyıcı frekansı 3 ila 10 kHz arasındadır. PWM frekans dönüştürücüde, çıkış gerilimi dalga formu sabit genliğe sahiptir. Kaynak gerilimi düzenli aralıklarla anahtarlanarak değişken çıkış gerilimi elde edilir. Çıkış gerilimi her çevrimde sinyal genişliğinin ayarı ile belirlenmektedir.

Frekans dönüştürücüde hız kontrolü sırasında V/f (gerilim/frekans) oranı sabit kalmaktadır. Sistem ilk olarak kontrol edilmeden çalıştırılmış ve frekans dönüştürücünün kontrol kartından gelen analog sinyallere karşı kompresör motoruna ne kadar bir gerilim uyguladığı hesaplanmıştır. Bu hesaplamalar üretici firmanın tavsiye etmiş olduğu belirli frekans aralıklarında yapılmıştır. Kompresörde, düşük frekanslar altında çalışırken yağlama problemleri oluşurken, yüksek frekanslarda ise elektrik motoru sargıları için izin verilen gerilim değerlerinin dışına çıkılmasına neden olmuştur.

Frekans dönüştürücü, hazırlanmış Matlab programı ile kontrol sinyalini 0-10 V_{DC} olarak almaktadır. Frekans dönüştürücünün girişindeki bu 0-10 V_{DC} kontrol sinyaline denk gelen frekans ile çıkışındaki frekans, gerilim ve akım değerleri cihaz üzerinden takip edilebilmektedir. Bu sayede sistemde ve cihazda istenmeyen aşırı akım ve gerilim oluşması gibi sorunlara karşı önlemler kısa sürede alınabilmektedir.

Bilgisayar ile ölçme ve kontrol cihazları arasındaki şematik bağlantı Şekil 4.5’de gösterilmiştir.



Şekil 4.5 : Ölçme ve kontrol sistemi sinyal akış şeması.

4.2.6 Varyak

Buzdolabının içinde kontrollü soğutma yükü oluşturmak ve kararlı çalışma durumunu bozacak basamak veya darbe giriş uygulamak amacıyla, buzdolabının içine yerleştirilen elektrikli ısıtıcılar, bir AC varyak üzerinden beslenmiştir.

4.2.7 DC güç kaynağı

Basınç transmitterlerin kararlılığını sağlamak ve basınç ölçümü yapabilmek için bu cihazlara 24 V_{DC} gerilim beslenmesi, bir DC güç kaynağı ile sağlanmıştır.

4.2.8 Sayaç

Yapılan deneylerin en önemli amaçlarından birisi soğutma sisteminin güç tüketimini ölçmektir. Bu sebeple soğutma sisteminin güç tüketimini ölçmek için bir adet sayaç kullanılmıştır. Mevcut sayaç tek fazlı olup 150-300 volt arasında hassas ölçüm yapmaktadır. Gerekli olan güç tüketimleri belirli periyodlar halinde manual olarak kaydedilmiştir.

Deney düzeneğinde kullanılan ölçüm ve kontrol cihazlarının teknik özellikleri EK A'da ayrıntılı bir şekilde verilmiştir.

4.3 Deneylerin Yapılışı

Değişken hızlı soğutma sisteminin kabin içi sıcaklığını farklı kontrol algoritmaları kullanarak kontrol etmek, sistemi herhangi bir dış etkiye maruz kaldığı zaman kararlı hale getirebilmek ve kontrol parametrelerini en iyi şekilde ayarlayabilmek bu çalışmanın başlıca amaçlarındandır. Bu amaçları gerçekleştirebilmek için ilk olarak deney tesisatı kurulmuştur.

Sistemin 29 ayrı noktasından soğutucu akışkan sıcaklığı, 3 ayrı noktasından kabin iç sıcaklığı ve bir noktasından da çevre sıcaklığı ölçümü için gerekli yerlere ısı çiftlerin birer uçları bağlanırken diğer uçları da veri toplama cihazına bağlanarak bu 33 ayrı noktanın sıcaklıkları bilgisayar ortamına aktarılmıştır. Sistemin 7 ayrı noktasında mevcut olan basınç manometreleri kaldırılarak yerlerine veri toplama cihazı yardımı ile soğutucu akışkan basınçlarını ölçmek için basınç transmitterleri yerleştirilmiştir. Bu transmitterlerin doğru bir şekilde ölçüm yapabilmesi için bir varyak yardımı ile 24 volt değerinde gerilim beslemesi yapılmıştır. Sistemde var olan kısılma vanası

yerine daha iyi ısı transferi yapılabilmesi için kılcal boru düzeneği kurulmuştur. Sistemde mevcut olan tek fazlı ve sabit 50 Hz ile çalışan kompresör kaldırılarak yerine kontrol edilebilir üç fazlı bir kompresör monte edilmiştir. Bu kompresörü kontrol edecek kontrol sinyali oluşturabilmek için frekans dönüştürücü kullanılmıştır. Kabin içi hava akış yönünü kararlı bir hale getirebilmek için kabinin alt tarafına bir fan düzeneği kurulmuştur. Fan düzeneğinin hemen alt tarafına 40 W gücünde karşı bir yük oluşturmak için bir ısıtıcı yerleştirilmiştir. Isıtıcı için bir varyak ve röle düzeneği kurularak kontrol kartı çıkışından ısıtıcıyı aktif hale getirebilmek için kontrol sinyali oluşturulmuştur. Ayrıca kabin içine hava girişi olup buzlanma ihtimaline karşı kabin içine nem alıcı slikajeller konulmuştur.

Tüm deney tesisatında ölçmeyi ve kontrolü yönlendiren bilgisayar ortamında Matlab dilinde bir program yazılmıştır. Bu program ile tüm sıcaklık ve basınç değerleri okunmuş, arayüz ekranında gösterilmiş ve kompresör kontrolü için gerekli veriler hazırlanıp kontrol sinyali oluşturulmuş ve bu sinyal, kontrol kartı yardımı ile frekans dönüştürücüye gönderilmiştir. Aşağıda deney sistemi için yapılan tüm işlemler sırasıyla anlatılmıştır.

İlk olarak, kompresör için çalışma frekans aralığı belirlenmiş olup en düşük frekans değeri 30 Hz’de tutulmuştur. Bunun nedeni, kompresör frekansı 30 Hz’in altına indiğinde, kompresör titreşimleri ve sesi artmakta ve içerisinde dolaşan yağ miktarıda azalacağından dolayı yağlanma problemi ortaya çıkmaktadır. En yüksek frekans 60 Hz seçilmiştir ve bunun sebebi ise yüksek frekanslarda aşırı ısınmalar oluşması ve kapasite değişiminin çok az olmasındandır.

Frekans dönüştürücü ile kontrol kartından göndereceğimiz analog sinyal arasında bir bağıntı oluşturulmuştur. Bu ayarlar frekans dönüştürücü üzerinden yapılmıştır. Kullanılmış olan kontrol sinyali ve frekans arasındaki ilişki Çizelge 4.1’de verilmiştir.

Çizelge 4.1 : Kontrol sinyali ile frekans arasındaki ilişki.

Kontrol Sinyali (V_{DC})	Frekans (Hz)
5	30
7.5	45
10	60

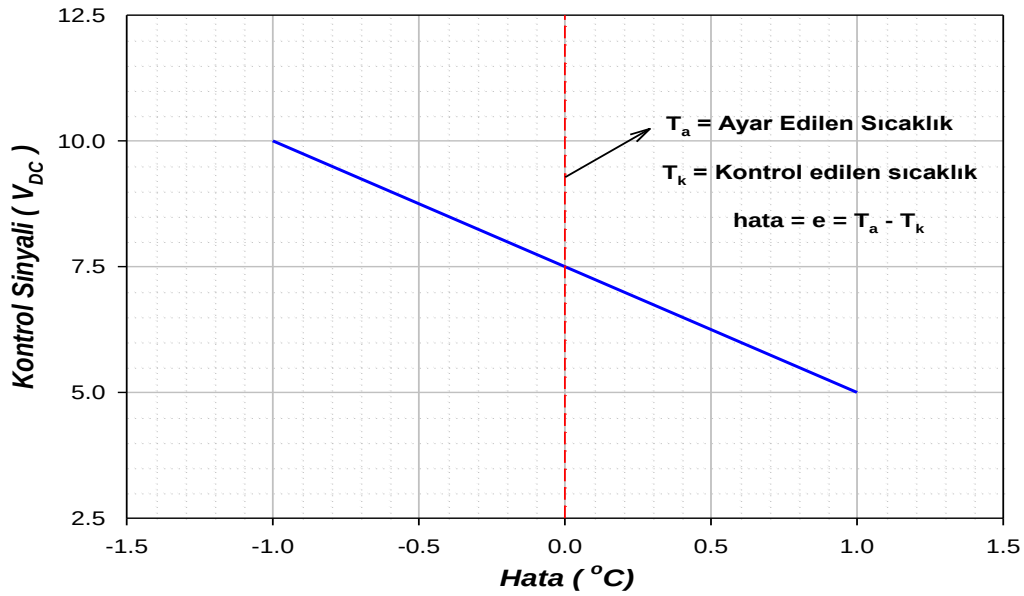
Çizelge 4.1’de verilen değerlere göre kontrol sinyali ile frekans arasında bir denklem ortaya çıkarılmıştır ve 4.1’deki denklem ile ifade edilmiştir. Hazırlanmış olan programda frekansın hesaplanması için bu denklem takımı kullanılmıştır.

$$f = 6 * V_{DC} \quad (4.1)$$

f = Frekans (Hz)

V_{DC} = Kontrol sinyali (Volt)

Bir sonraki aşamada, sistem karakteristiğine bağlı olarak en uygun oransal band oluşturulmuştur. Geniş seçilmiş bandlarda, küçük oranda enerji artışı büyük sıcaklık artışına ve küçük oranda enerji düşüşü büyük bir sıcaklık düşüşüne sebep olacağından dolayı en uygun band aralığı 2°C seçilmiş ve Şekil 4.6’da hata ile kontrol sinyali arasındaki ilişki verilmiştir.



Şekil 4.6: Hata ile kontrol sinyali arasındaki ilişki.

Şekil 4.6’deki grafikten anlaşılabileceği üzere herhangi bir kontrol algoritmasıyla çalışırken hatanın 0°C olduğu yerde kontrol sinyali de $7.5 V_{DC}$ olacaktır ve sistem kararlı halde çalışacaktır. Kontrol edilmek istenen kabin iç sıcaklığı ayar değerinin üstüne çıkarsa yani hata değeri negatif değerler almaya başlarsa kontrol sinyali $10 V_{DC}$ ’ye kadar yükselecek ve soğutma etkisini hemen gösterecektir. Tam tersi olarak ölçülen sıcaklık, ayar değerinin altına düşerse yani hata pozitif değerler almaya başlarsa kontrol sinyali $5 V_{DC}$ ’ye kadar düşecektir ve kabin iç sıcaklığı düşük frekansta artmaya başlayacaktır.

5. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

5.1 Sistem Karakterinin Belirlenmesi

Değişken devirli soğutma sisteminin karakteristiğini anlamak ve sistem parametrelerini hesaplayabilmek için üç farklı frekansta deneyler yapılmıştır. Kompresörün farklı çalışma frekanslarında kontrol edilmek istenen kabin iç sıcaklığının kararlı duruma geçtiği değerler ölçülmüş ve Çizelge 5.1’de kontrol sinyalleri ile birlikte verilmiştir.

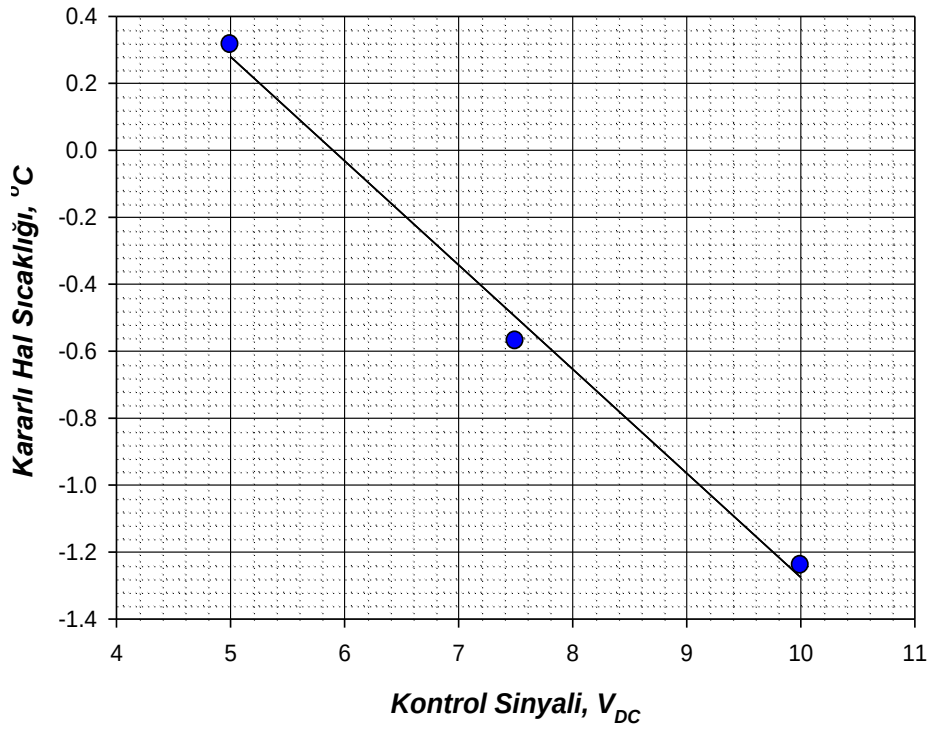
Çizelge 5.1 : Kontrol sinyali, frekans ve sıcaklık arasındaki ilişki.

Frekans (Hz)	Kontrol Sinyali (V_{DC})	Sıcaklık ($^{\circ}C$)
30	5	0.32
45	7.5	-0.54
60	10	-1.24

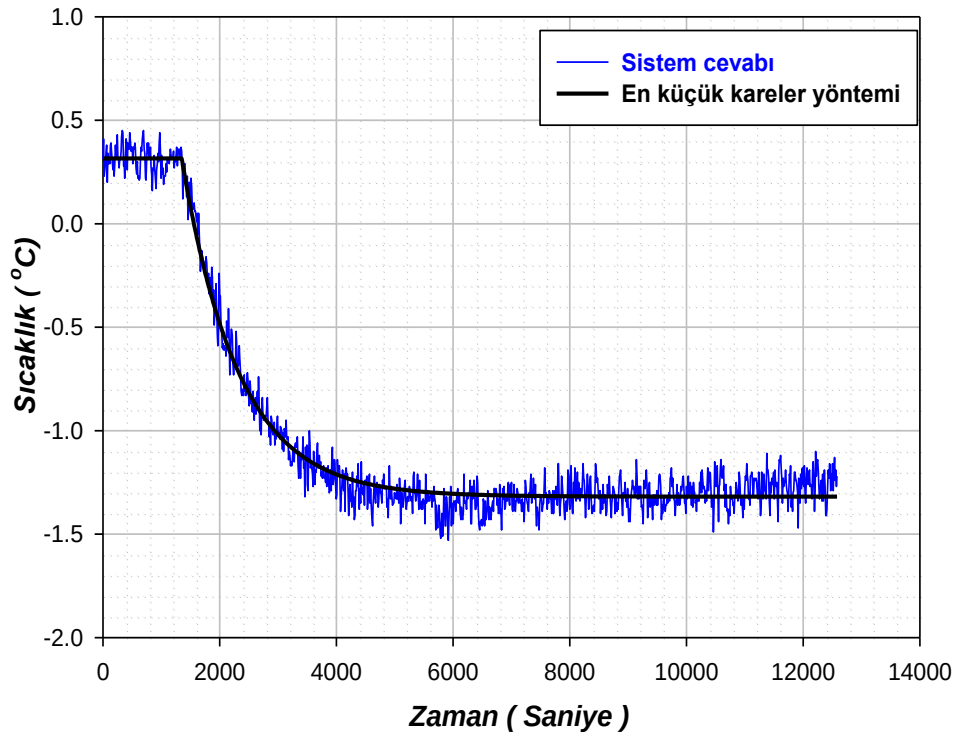
Deney sistemi için oluşturulacak modelin çıkartılmasında sistem parametreleri kullanılacaktır. Bu amaçla 30 ila 60 Hz çalışma aralığındaki kararlı hal sıcaklıkları önem taşımaktadır. Şekil 5.1’de kontrol sinyaline bağlı kararlı hal sıcaklıkları verilmiştir.

Şekil 5.1’deki grafikte üç kontrol sinyeline bağlı olarak üç kararlı hal sıcaklıkları verilmiştir. Bu üç nokta arasından en küçük kareler yöntemi ile bir doğru geçirilmiş ve aralarında doğrusal bir ilişkinin varlığı tespit edilmiştir. Herhangi bir kontrol sinyaline karşılık gelen kararlı hal sıcaklık değerleri, bu doğru yardımı ile hesaplanmıştır.

Diğer sistem parametrelerinin belirlenebilmesi için sabit 30 Hz’de kararlı halde çalışan sisteme basamak girişi verilmiştir ve frekansı 60 Hz’e çıkarılmıştır. Bu deneydeki amaç, kararlı durumdaki sistemin basamak girişinin büyüklüğüne ve zamanına bağlı olarak nasıl bir cevap vereceğini görmektir. Bu deney ile birlikte sistem parametrelerinden olan sistem kazancı, zaman sabiti ve ölü zamanı belirlenmiştir. Şekil 5.2’de 30-60 Hz deneyi verilmiştir.



Şekil 5.1: Kontrol sinyali ile kararlı hal sıcaklıkları arasındaki ilişki.



Şekil 5.2: Sistemin basamak giriş cevabı ve en küçük kareler yöntemi.

Şekil 5.2'deki grafikte 30 Hz sabit frekansta kararlı halde çalışmakta olan sisteme basamak girişi uygulanarak frekansı 60 Hz'e çıkarılmıştır. Şekil 3.8'de verilen parametrelerin düzgün bir şekilde hesaplanabilmesi için en küçük kareler yöntemi kullanılarak sistem cevabı üzerinden bir eğri geçirilmiştir. Böylece, herhangi bir zamandaki sıcaklık değeri net bir şekilde alınabilmektedir. Sistemin 30 Hz'de kararlı durum sıcaklık değeri ile 60 Hz'deki sıcaklık değerleri farkından sistem kazancı ile basamak girişinin verildiği andan sistemin kararlı hale geldiği zaman oranlarından zaman sabiti ve ölü zaman hesaplanır.

Şekil 3.8 üzerindeki değerler ile 3.6-3.7 ve 3.8 numaralı denklemler kullanılarak sistem parametrelerinden olan sistem kazancı, zaman sabiti ve ölü zaman hesaplanmış ve Çizelge 5.2'de ayrıntılı bir şekilde verilmiştir.

Çizelge 5.2 : Sistem parametreleri; Kazanç, Zaman sabiti, Ölü zaman.

Δ	$t_{63.2\%}$	$t_{27.8\%}$	$K_p = \frac{\Delta}{\delta}$	$\tau_p = 1.5(t_{63.2\%} - t_{27.8\%})$	$\theta_p = t_{63.2\%} - \tau_p$
1.56	1026.58	428.89	-0.311	896.53	130.05

Sistem parametreleri hesaplandıktan sonra sistem modeli oluşturulmuştur. Ölü zamanlı deney sistemine sahip olduğundan dolayı ölü zamanlı ve yüksek dereceli sistemlere uyumluluğu açısından FOPDT (First Order Plus Dead Time) modeli seçilmiştir. Bu modelin birinci dereceden denklemlere göre tek farkı ölü zamana sahip olmasıdır. Bu sebeple seçilen modele ait diferansiyel denklem takımının çözülebilmesi için ilk önce birinci dereceden diferansiyel denklem çözüm yoluna gidilmiştir.

Birinci dereceden sistem modeli 5.1'deki denklem ile verilmiştir.

$$\tau_p \frac{dy(t)}{dt} + y(t) = K_p u(t) \quad (5.1)$$

τ_p = Proses zaman sabiti

K_p = Proses kazancı

$y(t)$ = Proses değişkeni

$u(t)$ = Zamana bağlı kontrol cihazı çıkışı

Proses çıkış sinyali, 5.1 numaralı denklemde basamak giriş için zamana bağlı bir değer değildir ($u(t)=A$). Bu sebeple 5.1'deki denklem 5.2'deki denkleme dönüştürülür.

$$\tau_p \frac{dy(t)}{dt} + y(t) = AK_p \quad (5.2)$$

5.2'deki diferansiyel denklem aşağıdaki gibi çözülür.

$$\frac{dy(t)}{dt} + \frac{1}{\tau_p} y(t) = \frac{AK_p}{\tau_p} \quad (5.2a)$$

$$\mu = e^{\int (1/\tau_p) dt} = e^{t/\tau_p} \quad (5.2b)$$

μ = integral faktörü

$$y(t) = \frac{1}{e^{t/\tau_p}} \left[\int e^{\frac{t}{\tau_p}} \left(\frac{AK_p}{\tau_p} \right) dt + c_1 \right] \quad (5.2c)$$

$$y(t) = e^{-t/\tau_p} \left[\frac{AK_p}{\tau_p} \int e^{t/\tau_p} dt + c_1 \right] \quad (5.2d)$$

Hatırlatma;

$$\int e^{ax} dx = \frac{1}{a} e^{ax} \quad \int e^{t/\tau_p} dt = \tau_p e^{t/\tau_p} \quad (5.2e)$$

$$y(t) = e^{-t/\tau_p} [AK_p e^{t/\tau_p} + c_1] \quad (5.2f)$$

$$y(t) = AK_p + c_1 e^{-t/\tau_p} \quad (5.2g)$$

Sonuç olarak diferansiyel denklem çözümü 5.3'de verilmiştir.

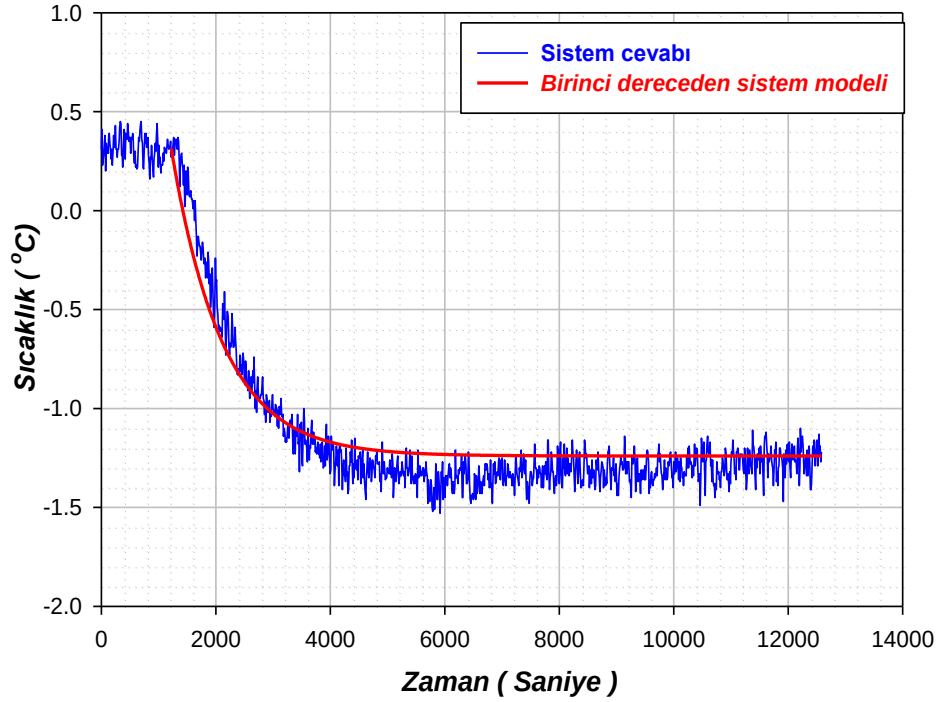
$$y(t) = AK_p [1 - e^{-t/\tau_p}] \quad (5.3)$$

5.3'deki denklemde zamanın yerine zaman sabitini koyarsak 5.4'deki denklem elde edilir.

$$y(\tau_p) = 0.632 AK_p \quad (5.4)$$

5.3’de verilen difarensiyel denklem çözümüne $t=0$ ve $y=y_0$ değerlerini koyarsak 5.5’deki denklem elde edilmiş olur ki bu denklem çözümü ile sistem cevabı Şekil 5.3’de karşılaştırılmıştır.

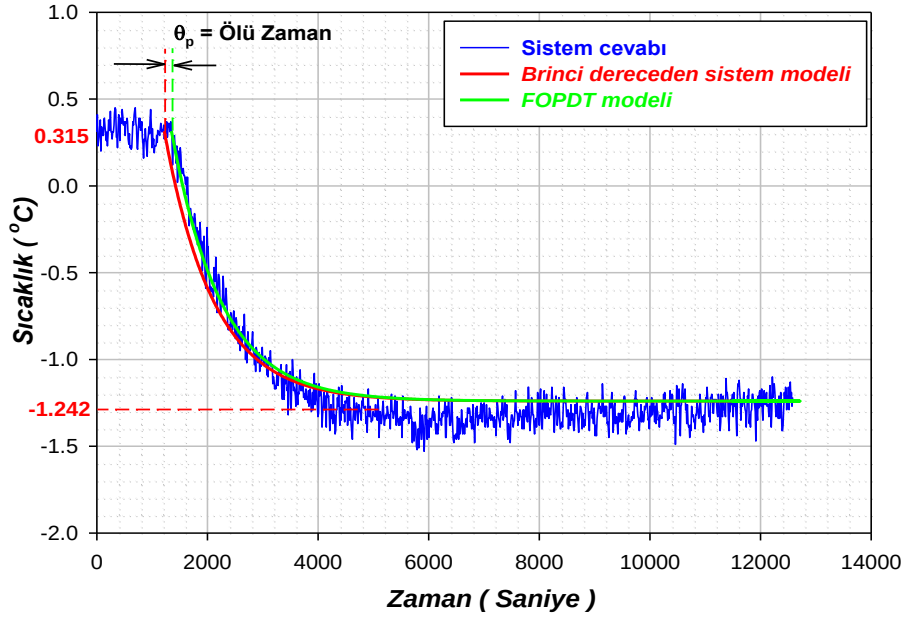
$$y(t) = y_0 - AK_p[1 - e^{-t/\tau_p}] \quad (5.5)$$



Şekil 5.3: Sistem cevabı ile birinci dereceden sistem modeli.

Şekil 5.3’de tasarlanmış olan ölü zamansız birinci dereceden sistem modeli gösterilmiştir. Bu ölü zamansız model, 30 Hz’den 60 Hz’e gelindiği geçici rejim zamanında sistem cevabının sol tarafında kalmıştır. Gerçek sistem ile bu model tam uyuşmamaktadır. Bu sebeple, ölü zamana sahip FOPDT modeli tasarlanmış ve bu modele ait sonuçlar Şekil 5.4’de verilmiştir.

FOPDT modeli, birinci dereceden sistem modeline ölü zamanın eklenmesi ile bulunmuştur. Şekil 5.4’deki grafikten görüleceği üzere FOPDT modeli sistem verisiyle güzel uyuşmaktadır ve bu sebeple hesaplanan sistem parametreleri PID kontrol parametrelerinin ayarlanması için kullanılabilir.



Şekil 5.4: Sistem cevabı, birinci dereceden sistem modeli ve FOPDT modeli.

Çizelge 3.4'deki kapalı döngü zaman sabiti etkenlik değerlerinin yerine sistem parametrelerinin konulması ile üç farklı zaman sabiti hesaplanmış ve bu değerler Çizelge 5.3'de verilmiştir.

Çizelge 5.3 : Kapalı döngü zaman sabiti etkenlik değerlerinin sonuçları.

Etkenlik	Kapalı Döngü Zaman Sabiti (τ_c)
Yüksek	104.04
Orta	1040.4
Düşük	10404

Çizelge 5.3'deki etkenlik değerleri ve Çizelge 3.3'de verilen denklemler ile PID parametreleri hesaplanmıştır. P kontrol için ITAE (Integral of Time-Weighted Absolute Error), PI ve PID kontrolleri için IMC (Internal Model Control) kriterlerindeki parametreler kullanılmıştır ve bütün P, PI ve PID değerleri Çizelge 5.4'de detaylı bir şekilde verilmiştir.

Çizelge 5.4 : P, PI ve PID parametre değerleri.

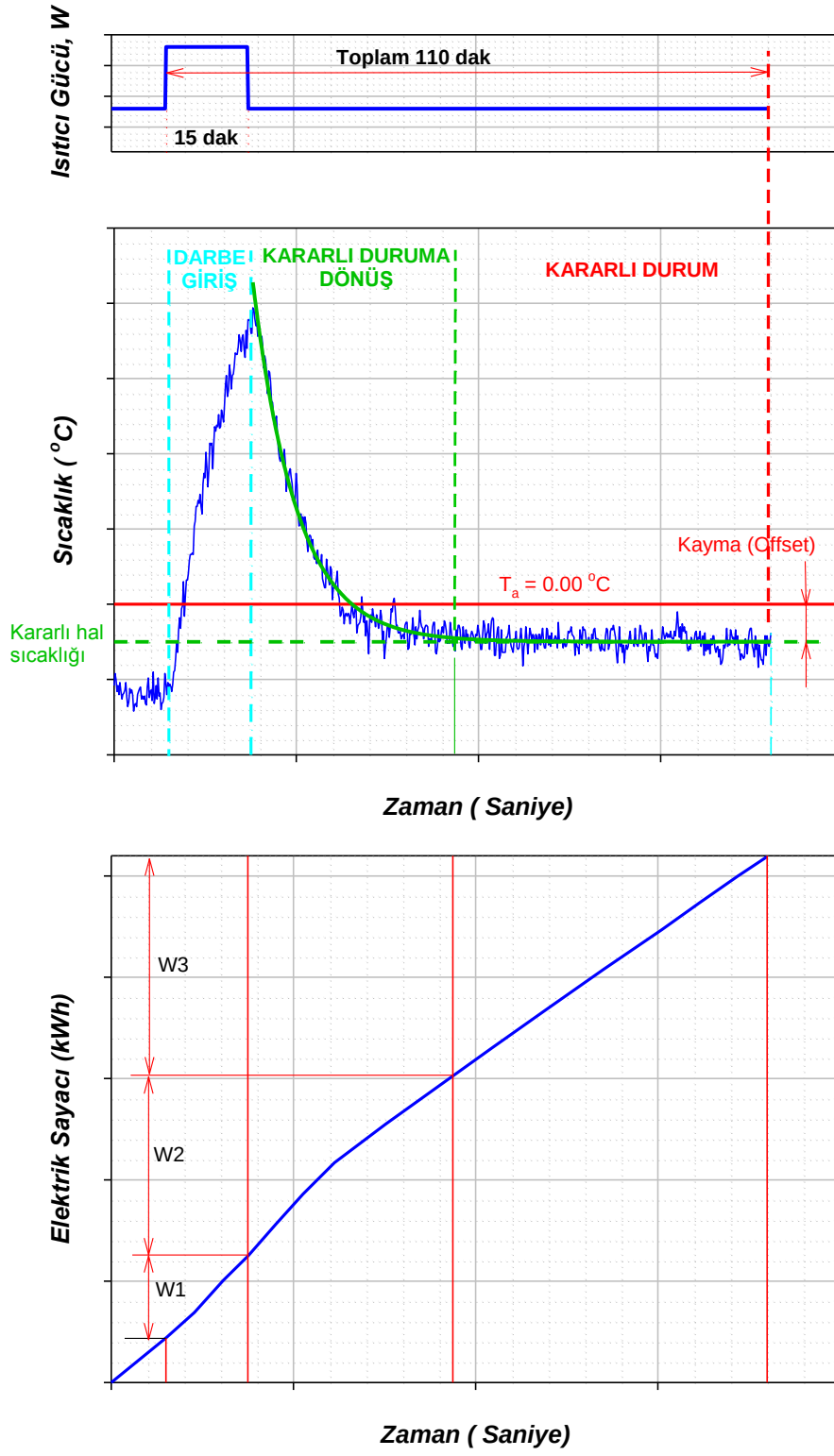
Kontrolör	K_P	T_i	T_d	K_I	K_D
P	-6.78	-	-	-	-
PI	-13.12	896.53	-	-0.015	-
PID	-18.29	961.56	60.63	-0.019	-1108.92

5.2 P, PI ve PID Kontrol Deneyleri

Yukarıda açıklandığı gibi belirlenmiş ve Çizelge 5.4’de verilmiş olan kontrol parametreleri kullanılarak, aşağıdaki senaryoya göre deneyler gerçekleştirilmiş ve zamana bağlı olarak sıcaklık ve basınç değişimleri ve soğutma sisteminin elektrik enerjisi sarfiyatı ölçülmüştür.

Bu amaçla sisteme, öncelikle MATLAB ortamında hazırlanmış olan arayüzden sabit 7.5 V_{DC} kontrol sinyali gönderilmiş ve kompresör sabit 45 Hz frekansta çalıştırılarak, soğutma sisteminin kararlı duruma gelmesi ve kontrol sıcaklığının -0.5 ila -0.6 °C değerinde sabitlenmesi sağlanmıştır. Bu kararlı durum devam ederken, ayar sıcaklığı 0.00 °C olmak üzere P, PI veya PID kontrole geçilmiş ve aynı anda, sonlu süreli bir darbe giriş benzetimi yapmak için, buzdolabının içindeki elektrikli ısıtıcı aracılığı ile, 55 W gücünde ve 15 dakika süreyle ısıtma yapılmıştır. Bu sürenin sonunda darbe giriş durdurulmuş ve sistemin kararlı hale gelmesi, kontrol sıcaklığının kararlı hal değerine oturması ve darbe girişin başlangıcından itibaren 110 dakikalık sürenin dolması beklenmiştir. Bu arada, kontrol sıcaklığının ve soğutma kompresörünün elektrik enerjisi sarfiyatının zamanla değişimleri kaydedilmiştir.

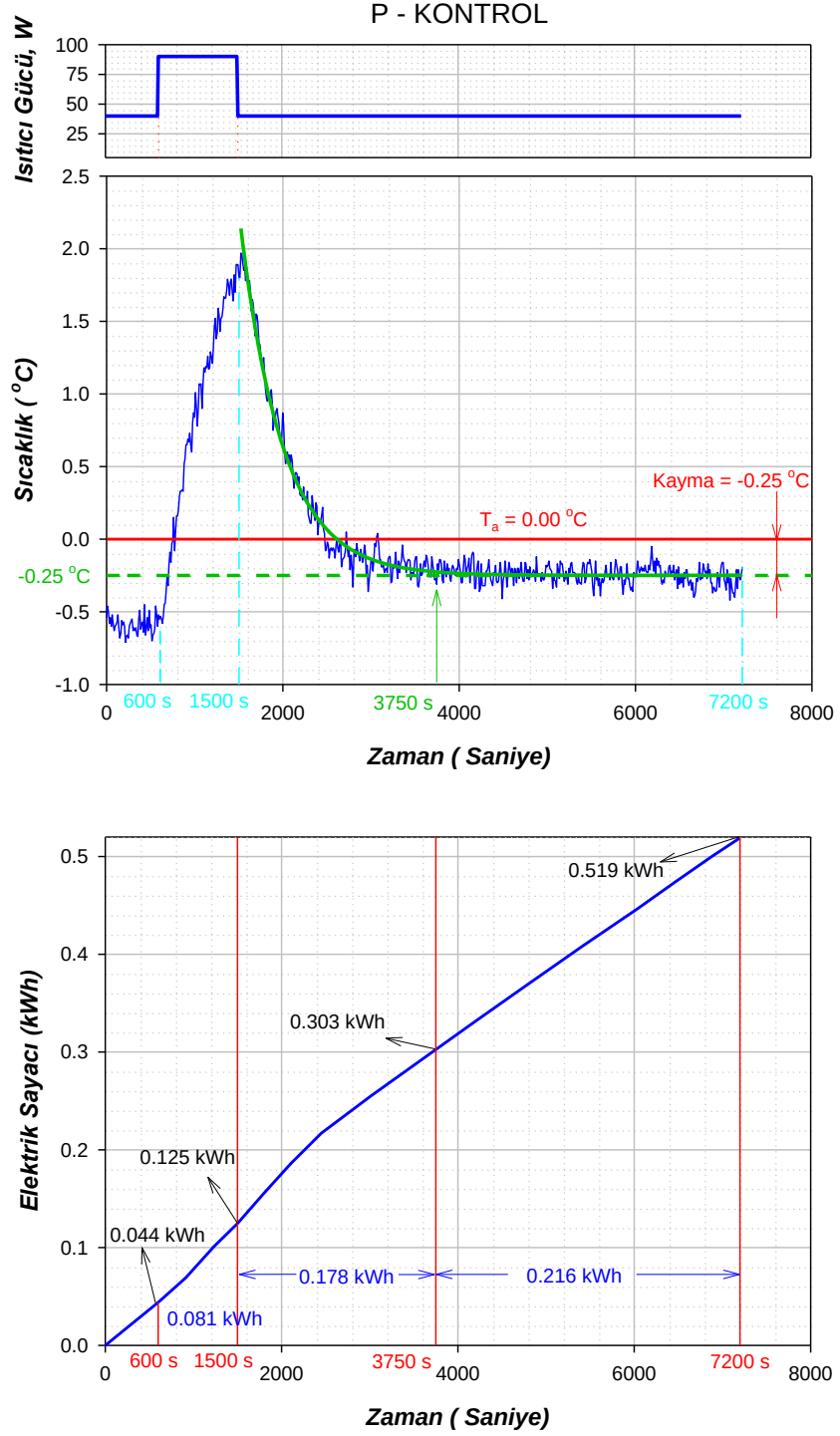
Bu 110 dakikalık süre, Şekil 5.5’de gösterildiği gibi, üç faz halinde ele alınmış ve herbir fazın süresi ve elektrik enerjisi sarfiyatları belirlenmiştir. Bu üç faz, sırasıyla, (1) darbe girişin uygulandığı süre (15 dakika), (2) kontrol sıcaklığının kararlı duruma dönüp yerleşmesi için geçen süre (herbir kontrol yönteminde farklı) ve (3) 110 dakikalık toplam süre tamamlanana değin kararlı durumda çalışma süresi olarak tanımlanmıştır. Bu fazlardaki enerji sarfiyatları, sırasıyla, W1, W2, W3 ve toplamaları da WT olarak gösterilmiştir.



Şekil 5.5: P, PI ve PID Kontrol deney sonuçlarının şematik gösterimi.

5.2.1 P Kontrol deneyi

MATLAB ortamında hazırlanmış olan arayüzde, P kontrol için Çizelge 5.4’de verilmiş olan kontrol parametreleri ($K_P = -6.78$ $K_I = 0.00$ $K_D = 0.00$) girilerek gerçekleştirilen deneyde kaydedilen değerler Şekil 5.6’da verilmiştir.



Şekil 5.6: P Kontrol deneyinde kaydedilen değerler.

Şekil 5.6’da tespit edilmiş olan önemli hususlar, darbe girişi sonucunda buzdolabı içerisindeki sıcaklığın 2.0 °C’ye çıkması; 15 dakikalık darbe girişinin bitiminden itibaren, sistemin kararlı duruma dönüp yerleşmesinin 2250 s (37.5 dak) sürmesi ve kararlı durumda, 0.25 °C’lik bir kaymanın oluşmasıdır.

Enerji sarfiyatları ile ilgili değerlendirme PI ve PID kontrol deneylerinin sonuçları da verildikten sonra yapılacaktır.

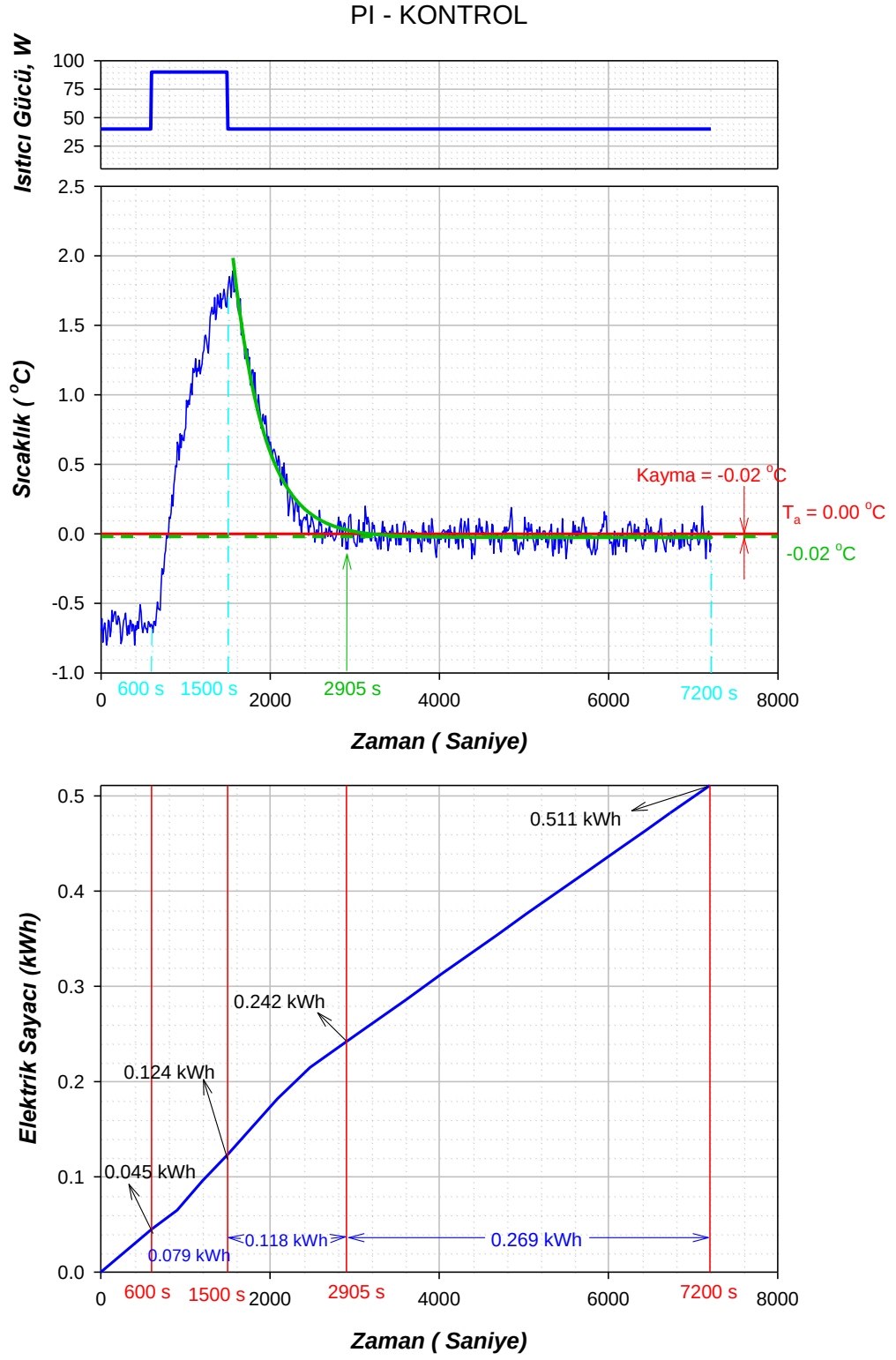
5.2.2 PI Kontrol deneyi

Arayüzde, PI kontrol için Çizelge 5.4’de verilmiş olan kontrol parametreleri ($K_P = -13.12$ $K_I = -0.015$ $K_D = 0.00$) girilerek gerçekleştirilen deneyde kaydedilen değerler Şekil 5.7’de verilmiştir.

Darbe girişi sonucunda, kontrol değişkeni olan buzdolabı iç sıcaklığının, P kontrole göre biraz daha düşük değerde kaldığı ve 1.8 °C olarak gerçekleştiği görülmüştür. Yani integral etki, darbe girişin uygulanması ile oluşan sıcaklık yükselmesini, P kontrole göre, küçük miktarda da olsa azaltmıştır.

P kontrolde 2250 s (37.5 dak) olan darbe girişinin bitiminden itibaren sistemin kararlı duruma dönüş ve yerleşme süresi, PI kontrolde oldukça kısalmış ve 1405 s (~23.4 dak) olarak gerçekleşmiştir.

İntegral etkinin uygulanması sonucunda, P kontrolde ortaya çıkan 0.25 °C’lik kaymanın 0.02 °C’ye indiği görülmektedir ki, bu değer, deneylerde kullanılan ölçme sisteminin hata sınırları içerisinde kalmaktadır. Dolayısıyla, PI kontrolde kayma ortadan kalkmış ve sistem ayar değerine yerleşmiştir.



Şekil 5.7: PI Kontrol deneyinde kaydedilen değerler.

5.2.3 PID Kontrol deneyi

PID-kontrol deneyinde de, Çizelge 5.4’de verilmiş olan PID-kontrol parametreleri ($K_C = -18.29$ $K_I = -0.019$ $K_D = -1108.92$) girilerek gerçekleştirilen deneyde kaydedilen değerler Şekil 5.8’de verilmiştir.

PID-kontrol deneyinde, darbe giriş sonucunda, kontrol değişkeni olan buzdolabı iç sıcaklığının, PI-kontrolde olduğu gibi 1.8 °C olarak gerçekleştiği görülmektedir. Yani türev etki, darbe girişin uygulanması ile oluşan sıcaklık yükselmesini azaltmada, PI-kontrole göre bir fark oluşturmamıştır.

P-kontrolde 2250 s (37.5 dak) ve PI-kontrolde 1405 s (~23.4 dak) olan darbe girişin bitiminden itibaren sistemin kararlı duruma dönüş ve yerleşme süresi, PID-kontrolde daha da kısalmış ve 975 s (~16.25 dak) olarak gerçekleşmiştir.

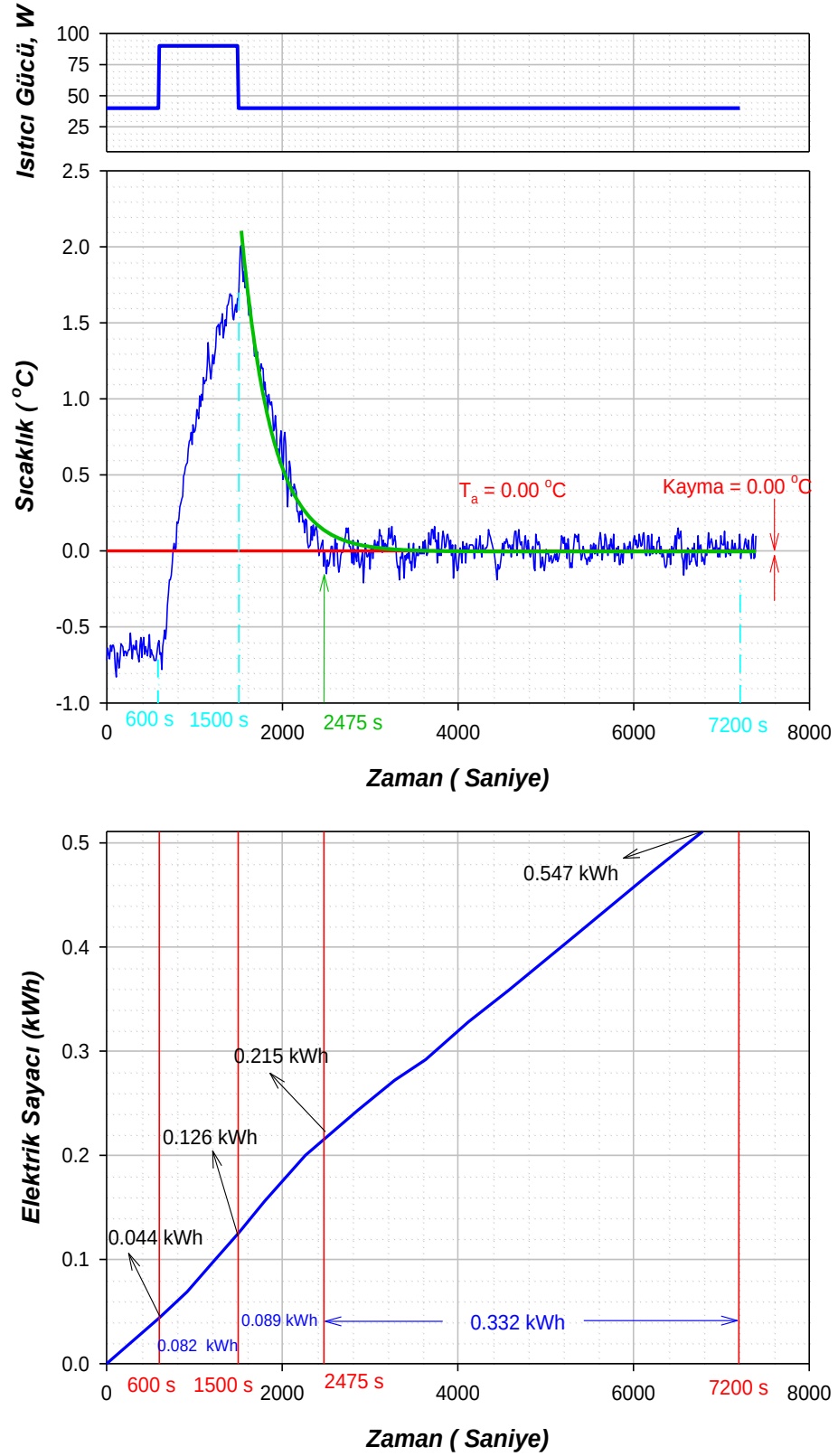
İntegral etkiye ilave olarak türev etkinin de uygulanması sonucunda, P-kontrolde 0.25 °C, PI kontrolde ise 0.02 °C olarak gerçekleşen kaymanın tamamen ortadan kalktığı ve sistemin, hatasız olarak ayar değerine yerleştiği görülmektedir..

5.3 Enerji Sarfıyatı

P, PI ve PID kontrol deneylerinde, (1) darbe girişinin uygulandığı süre (15 dakika), (2) kontrol sıcaklığının kararlı duruma dönüp yerleşmesi için geçen süre (herbir kontrol yönteminde farklı) ve (3) 110 dakikalık toplam süre tamamlanana değin kararlı durumda çalışma süresi olarak yukarıda tanımlanmış olan üç fazın süreleri, herbirinde gerçekleşen elektrik enerjisi sarfıyatı değerleri ve yine herbir fazdaki ortalama güç değerleri, Şekil 5.6, 5.7 ve 5.8’de verilmiş olan ölçüm sonuçlarına göre, Çizelge 5.5’de ayrıntılandırılmıştır. Bu değerler, her üç kontrol yöntemi için karşılaştırmalı olarak, Şekil 5.9’da çubuk grafik ile de verilmiştir.

Bu çizelge ve grafikten, darbe girişin bitiminden itibaren sistemin kararlı duruma dönüp yerleşmesinin, P, PI ve PID kontrol için, sırasıyla, 37.5, 23.4 ve 16.2 dakikada gerçekleştiği; dolayısıyla, sisteme uygulanan kararlı durumu bozucu bir etkiden sonra sonra, PID-kontrol ile sistemin, diğer yöntemlere göre daha hızlı olarak kararlı duruma döndüğü görülmektedir. Buna karşın, gerek kararlı duruma dönüş ve gerekse de kararlı durum fazlarında, birim zaman başına enerji sarfıyatı (yani ortalama güç sarfıyatı), PID-kontrol yönteminde daha yüksektir. Bunun sonucunda da toplam

PID - KONTROL



Şekil 5.8: PID Kontrol deneyinde kaydedilen değerler.

enerji sarfiyatının PID-kontrolde en yüksek, PI-kontrolde ise en düşük olduğu görülmüştür.

Çizelge 5.5: 110 dakika toplam süre için enerji sarfiyatları.

FAZ	P Kontrol		PI Kontrol		PID Kontrol	
	Süre, dak	Enerji, kJ	Süre, dak	Enerji, kJ	Süre, dak	Enerji, kJ
1	15.0	291.6	15.0	284.4	15.0	295.2
2	37.5	640.8	23.4	424.8	16.2	320.4
3	57.5	777.6	71.6	968.4	78.8	1195.2
TOPLAM	110.0	1710.0	110.0	1677.6	110.0	1810.8

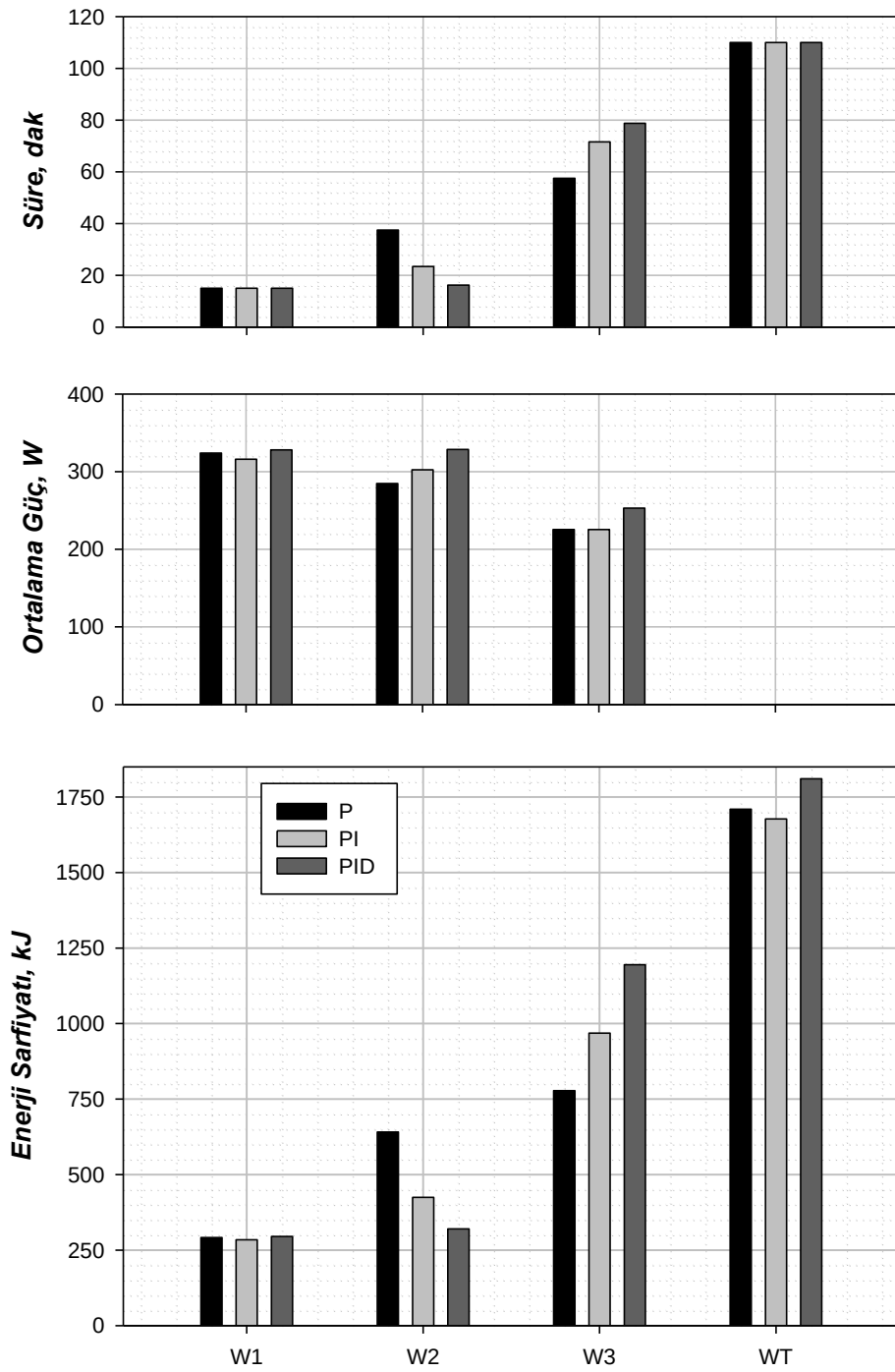
Toplam süreyi sabit tutmak yerine, kararlı durum süresini sabit tutarak hesaplanan enerji sarfiyatı değerleri ise, 30 dakika ve 60 dakika kararlı durum süreleri için sırasıyla Çizelge 5.6 ve Şekil 5.10'da ve Çizelge 5.7 ve Şekil 5.11'de verilmiştir.

Çizelge 5.6: 30 dakika kararlı durum süresi için enerji sarfiyatları.

FAZ	P Kontrol		PI Kontrol		PID Kontrol	
	Süre, dak	Enerji, kJ	Süre, dak	Enerji, kJ	Süre, dak	Enerji, kJ
1	15.0	291.6	15.0	284.4	15.0	295.2
2	37.5	640.8	23.4	424.8	16.2	320.4
3	30.0	405.7	30.0	405.9	30.0	455.3
TOPLAM	82.5	1338.1	68.4	1115.1	61.2	1070.9

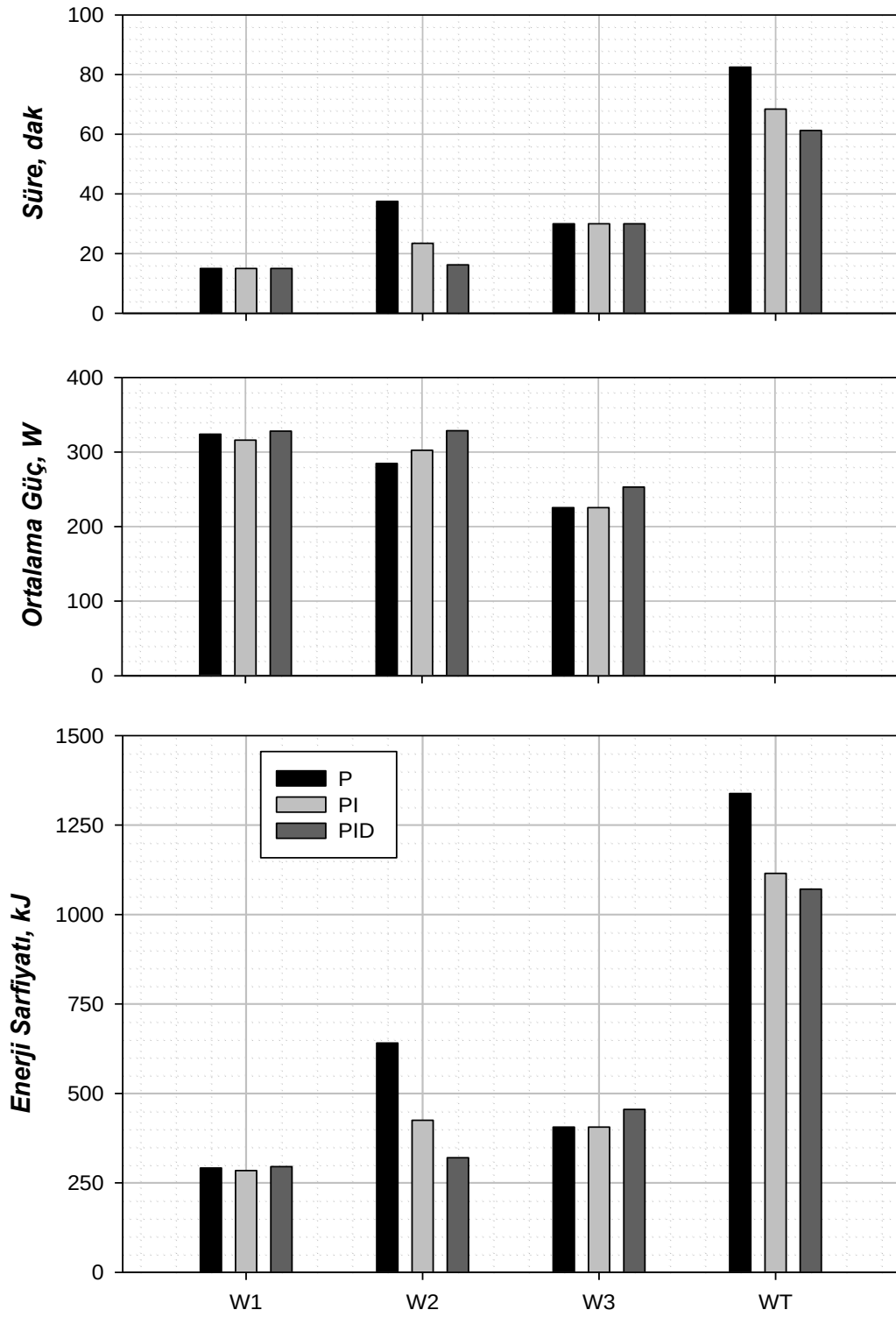
Çizelge 5.7: 60 dakika kararlı durum süresi için enerji sarfiyatları.

FAZ	P Kontrol		PI Kontrol		PID Kontrol	
	Süre, dak	Enerji, kJ	Süre, dak	Enerji, kJ	Süre, dak	Enerji, kJ
1	15.0	291.6	15.0	284.4	15.0	295.2
2	37.5	640.8	23.4	424.8	16.2	320.4
3	60.0	811.4	60.0	811.7	60.0	910.6
TOPLAM	112.5	1743.8	98.4	1520.9	91.2	1526.2



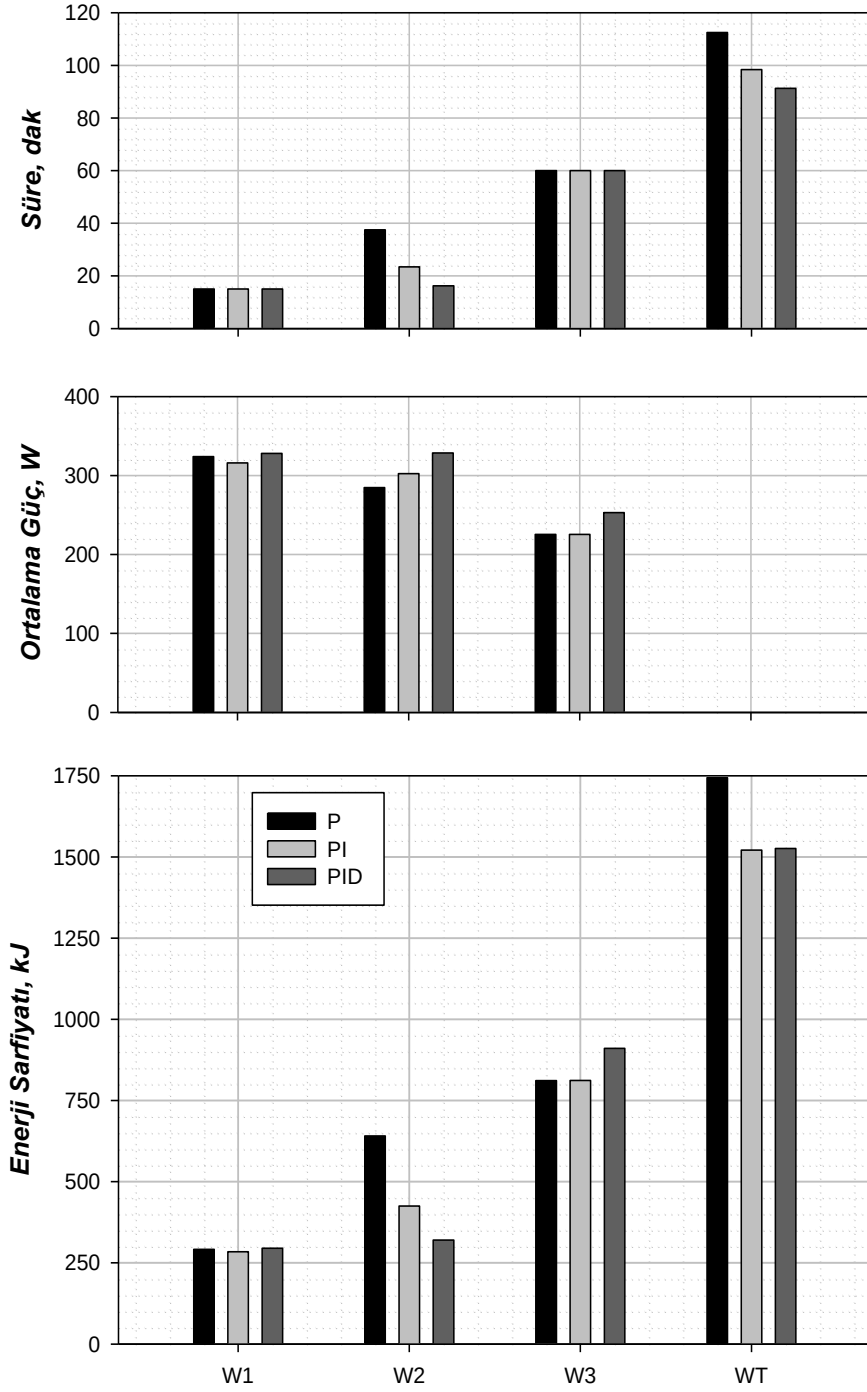
W1 : 15 dakika süren darbe (impulse) giriş esnasında soğutma sisteminde harcanan elektrik enerjisi.
W2 : Darbe girişin bitiminden itibaren, sistem kararlı hale geçene değin soğutma sisteminde harcanan elektrik enerjisi.
W3 : Darbe girişin başlangıcından itibaren 110 dakika tamamlanana değin, kararlı halde soğutma sisteminde harcanan elektrik enerjisi.
WT = W1 + W2 + W3

Şekil 5.9: Enerji ve güç tüketimleri (Toplam 110 dakika deney süresi için).



W1 : 15 dakika süren darbe (impulse) giriş esnasında soğutma sisteminin harcanan elektrik enerjisi.
W2 : Darbe girişin bitiminden itibaren, sistem kararlı hale geçene değin soğutma sisteminin harcanan elektrik enerjisi.
W3 : Kararlı halde 30 dakika süreyle soğutma sisteminin harcanan elektrik enerjisi.
WT = W1 + W2 + W3

Şekil 5.10: Enerji ve güç tüketimleri (30 dakika kararlı durum süresi için).

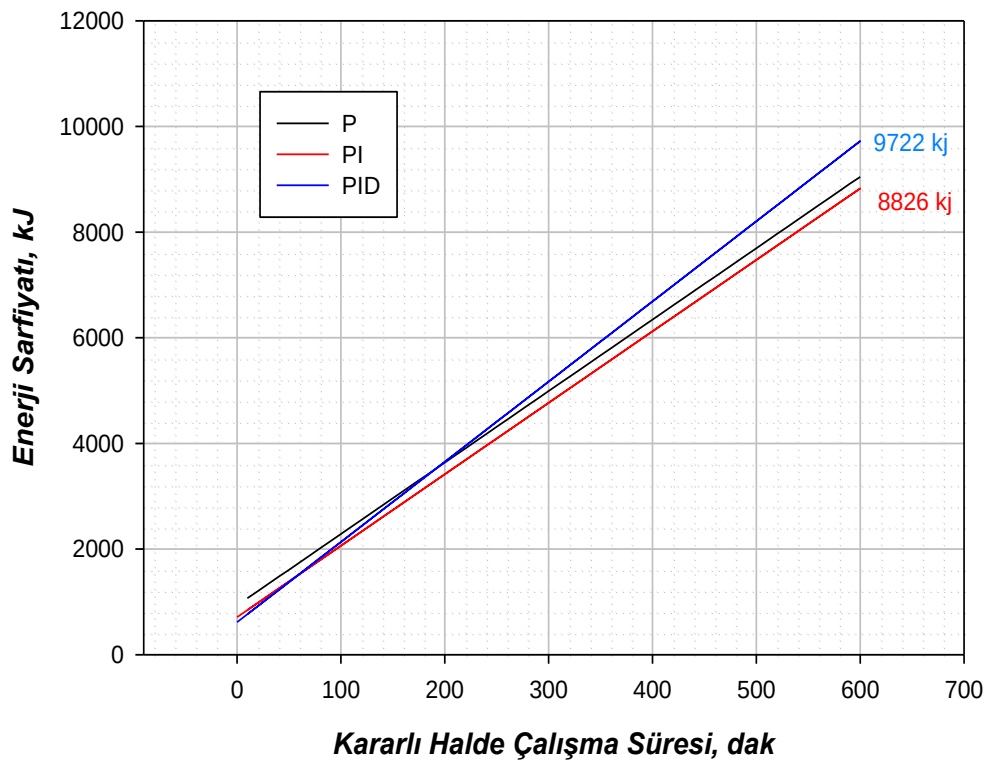


W1 : 15 dakika süren darbe (impulse) giriş esnasında soğutma sisteminde harcanan elektrik enerjisi.
W2 : Darbe girişin bitiminden itibaren, sistem kararlı hale geçene değin soğutma sisteminde harcanan elektrik enerjisi.
W3 : Kararlı halde 60 dakika süreyle soğutma sisteminde harcanan elektrik enerjisi.
WT = W1 + W2 + W3

Şekil 5.11: Enerji ve güç tüketimleri (60 dakika kararlı durum süresi için).

Bu çizelge ve şekillerden, kararlı durumda çalışma süresi uzadıkça PID-kontrolde enerji tüketiminin, diğer yöntemlere göre arttığı görülmektedir. Bunun nedeni, ölçme sisteminden kaynaklanan veya diğer rastgele hata kaynaklarının neden olduğu küçük sıcaklık çalkantılarında, yüksek K_P değerinin de etkisiyle, türevsel etkinin büyük frekans değişimlerine neden olması ve sistemin adeta açık-kapalı (on-off) çalışma düzenine yaklaşmasıdır.

Şekil 5.12’de ise, darbe girişin uygulanma periyodu ile enerji tüketiminin değişimi sunulmuştur. Burada da, PID kontrolde enerji tüketiminin % 2 ila 10 oranında diğer iki yönteme göre yüksek olduğu görülmektedir.



Şekil 5.12: Enerji tüketiminin, darbe giriş periyodu ile değişimi.

Sistemin bozucu bir etkiye maruz kaldığı süreçte harcadığı enerji doğru kontrol algoritmalarının seçimi konusunda önemlidir. Yapılan deneylerde, sisteme 15 dak süren bir darbe girişi uygulanmış, bütün kontrol algoritmalarında kontrol edilmek istenen kabin iç sıcaklığı farklı değerlere çıktığı fakat tüketilen enerjilerin hepsinde aynı olduğu gözlemlenmiştir. Böylece, bu darbe giriş sürecinin en iyi kontrol algoritma seçimi ile ilgili bir etkiye sahip olmadığı anlaşılmıştır.

Sistem dışarıdan bozucu bir etkiye maruz kaldığı zaman bu etkiyi en kısa sürede istenilen ayar değerine ulaştırmayı konfor olarak tanımlayabiliriz. Farklı

algoritmalarla yapılan deneylerde 15 dakika süren bozucuya etkiye karşı sistem cevabını ayar edilen sıcaklığa getirme süresi P kontrolde 2250 sn, PI kontrolde 1405 sn ve PID kontrolde ise 975 sn olmuştur. PID kontrol algoritmasının, sistemin en kısa sürede cevap vermesini sağlamış ve bu süre zarfının az olması enerji tüketiminin de en az olması anlamına gelmektedir. Böylece, sistemi konfor ve enerji tüketimi açısından yani bozucu bir etki karşısında en kısa sürede ve en az enerji harcayarak sistemi kararlı bir duruma getirme konusunda incelersek PID kontrolün en iyi kontrol algoritması olduğunu söyleyebiliriz.

Sistemin konfor yanında incelenmesi gereken diğer bir parametresi de kararlı durumda ki enerji tüketimidir. Sistemin kararlı olarak yani bozucu bir etkiye maruz kalmadan çalıştığı süre, en iyi kontrol algoritmasının belirlenmesinde önemli bir faktördür.

Yapılan deneylerde ilk olarak toplam deney süresi 7200 sn olarak sabit tutulmuştur. Bozucu bir etkiden sonra kararlı duruma getirme süresi PID kontrolden P kontrole doğru arttığından ve toplam süre sabit tutulduğundan dolayı kararlı durumda çalışma süresi P kontrolde 3450 sn, PI kontrolde 4295 sn ve PID kontrolde 4725 sn olmuştur. Bu durumda kararlı durumda en az süre ile çalışan P kontrol de en az enerji tüketimi, en fazla süre ile çalışan PID kontrolde ise en fazla enerji tüketimi olduğu gözlemlenmiştir. Bu kararlı durum süreleri toplam deney sürecindeki enerji tüketimlerini de etkilemiş ve toplam 7200 sn'lik deney sırasında en fazla enerji tüketimi yapan PID kontrol algoritması, en az enerji tüketimi yapan ise PI kontrol algoritması olmuştur.

Sonraki deneylerde, toplam deney süresi göz önüne alınmadan bütün kontrol algoritmaları için kararlı durum süreleri eşitlenmiş ve enerji sarfiyatları ilk 30-60 dk'lık süreçlerle incelenmiştir.

Kararlı durumda ilk 30 ve 60 dak'lık periyotlara baktığımız zaman en fazla enerji tüketimi PID kontrol ile olurken, P ve PI kontrol de ise enerji tüketimleri yaklaşık olarak aynıdır. Toplam süre göz önüne alındığı zaman ise 30 dk'lık süreçte en az enerji tüketimi PID kontrol, en fazla enerji tüketimi P kontrol ile olurken, 60 dk'lık süreçte ise en fazla enerji tüketimi P kontrol ile sağlanırken PI ve PID kontrollerde enerji tüketimleri aynı seviyelerde kalmıştır. Bu durumdan da şunu çıkarmamız mümkündür; kararlı durumda ki süre uzadıkça toplam enerji tüketimi açısından en tasarruflu kontrol algoritması PI olacaktır.

İleride yapılacak çalışmalar ile ilgili önerileri şu şekilde sıralayabiliriz; kurulmuş olan deneysel sistem ile, gerek kontrol algoritmalarının, gerekse de soğutma sistemi ve bileşenlerinin özellik ve çalışma parametrelerinin, sistemin etkenliği üzerindeki tesirlerinin incelenmesi mümkündür. Dolayısıyla, bu etkilerin incelenmesi ve soğutma sistemi bileşenlerinin matematik modellerinin oluşturulmasını amaç edinen yeni çalışmalar yürütülebilir.

Soğutma sistemi (buzdolabı) bileşenleri (kompresör, yoğuşturucu, kısılma cihazı ve buharlaştırıcı) daha kolay sökülüp takılabilir modüler bir sistem olarak düzenlenerek, önerilen çalışmaların daha kolay ve hızlı yürütülmesi ve yapılan değişikliklerin etkilerinin parametrik olarak incelenmesi sağlanabilir.

Bu çalışma kapsamında uygulanan ölçme ve kontrol sistemleri ve algoritmaları, daha büyük kapasiteli ticari ve/veya endüstriyel soğutma sistemlerine de uyarlanarak, değişken devirli kompresöre ilave olarak vana ile debi kontrolü da yapılabilir. Çeşitli kontrol algoritmalarının büyük kapasiteli sistemlerde, performansa etkisi incelenebilir.

Yapay sinir ağları veya bulanık mantık gibi kontrol algoritmaları kullanılarak bu sistemlerin enerji tüketimleri incelenebilir ve PID kontrol algoritması ile karşılaştırılabilir.

KAYNAKLAR

- Air-Conditioning and Refrigeration Institute (ARI)**, 2003. Performance rating of water chilling packages using the vapor compression cycle, 550/590.
- Aprea, C., Renno, C.**, 2004. 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.
- Aprea, C., Mastrullo, R., Renno, C.**, 2008. Determination of the compressor optimal working conditions, *Applied Thermal Engineering*, 29, 1991-1997.
- Bitzer Compressor Report**, 2006. A-600-1 Competence in capacity control, Bitzer GmbH. Sindelfindgen, Germany.
- Broersen, P.M.T. and van der Jagt, M.F.G.**, 1980. Hunting of evaporators controlled by a thermostatic expansion valve, *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, Vol. 102, 130-135, June 1980.
- Buzelin, L.O.S., Amico, S.C., Vargas, J.V.C., Parise, J.A.R.**, 2005. Experimental development of an intelligent refrigeration system, *International Journal of Refrigeration*, 28(2), 165-175.
- Cawley, R.E. and Pfarrer, D.M.**, 1974. Part-load efficiency advantages of two-speed refrigerant compressors. *Proceeding of International Refrigeration Conference*, Purdue, 42-46.
- Cengel, Y.A. and Boles, A.M.**, 1994. Thermodynamics: an engineering approach McGraw-Hill, 987s, New York.
- Cengel, Y.A. and Boles, A.M.**, 2006. Thermodynamics: an engineering approach (6.Baskı), NY:McGraw-Hill.
- Cohen, R., Hamilton, J.F., Pearson, J.T.**, 1974. Possible energy conservation through the use of variable-capacity compressor, *Proc. Purdue Compressor Technology Conf.*, Purdue, USA, 50-54.
- Cuevas, C., Lebrun, J.**, 2009. Testing and modelling of a variable speed scroll compressor, *Applied Thermal Engineering*, 29, 469-478.
- Dünya Enerji Konseyi Raporu**, Aralık 2008.
- Ekren, O., Sahin, S., Isler, Y.**, 2010. Comparison of different controllers for variable speed compressor and electronic expansion valve, *International Journal of Refrigeration*, 33, 1161-1168.
- Esbri, J.N., Berbegall, V., Verdu, G., Cabello, R., Llopis, R.**, 2007. A low data requirement model of a variable-speed vapour compression refrigeration system based on neural networks, *International Journal of Refrigeration*, 30(8), 1452-1459.

- Hiller, C.C. and Glicksman, L.R.,** 1976. Improving heat pump performance via compressor capacity control-analysis and test, MIT Heat Transfer Laboratory, Report No:24525-96, Vol 1.
- Li, H., Jeong, S., Yoon, J., You, S.,** 2007. An empirical model for independent control of variable speed refrigeration system, *Applied Thermal Engineering*, 28, 1918-1924.
- Li, H., Jeong, S., You, S.,** 2009. Feedforward control of capacity and superheat for a variable speed refrigeration, *Applied Thermal Engineering*, 29, 1067-1074.
- Lida, K., Yamamoto, T., Kuroda, T., Hibi, H.,** 1982. Development of an energy-saving-oriented variable-capacity system heat-pump, *ASHRAE Trans.*, 88, 441-49.
- Marlin, T.,** 2000. Process Control: Designing processes and control systems for dynamic performance, McGraw Hill, New York, ISBN:007-039362-1
- Muir, E.B. and Griffith, R.W.,** 1979. Capacity modulation for air-conditioner and refrigeration system, *Air-condition, Heating Refrigeration Newsletter*.
- Nasution, H., Hassan, M.N.W.,** 2006. Potential electricity savings by variable speed control of compressor for air conditioning systems, *Clean Technology Environment Policy*, 8, 105-111.
- Outtagarts, A., Haberschill, P., Lallemand, M.,** 1997. The transient response of an evaporator fed through an electronic expansion valve, *International Journal of Energy Research*, 21(9), 793-807.
- Park, Y.C., Kim, Y.C., Min, M.,** 2001. Performance analysis on a multi-type inverter air conditioner, *Energy Conversion and Management*, 42, 1607-1621.
- Park, Y.C., Kim, Y.C., Cho, H.,** 2002. Thermodynamic analysis on the performance of a variable speed scroll compressor with refrigerant injection, *International Journal of Refrigeration*, 25, 1072-1082.
- Primozic, J., Svecko, R.,** 2003. Control in refrigeration systems, *Industrial Technology, 2003 IEEE International Conference*, 2, 1040-1045.
- Rasmussen, C.B., Ritchie, E.,** 1997. Variable speed brushless DC motor drive for household refrigerator compressor, *Industrial Electronics, Proceedings of the IEEE International Symposium*, 2, 655-659.
- Rasmussen, C.B., Ritchie, E., Arkkio, A.,** 1997. Variable speed induction motor drive for household refrigerator compressor, *EMD Conference*, No:444, Denmark.
- Shimma, Y., Tateuchi T., Sugiura, H.,** 1988. Inverter control systems in a residential heat-pump air-conditioner, *ASHRAE Trans.*, 85-31, No:2, 1541-1552.
- Tassou, S.A., Green, R.K., Wilson, D.R.,** 1981. Energy conservation through the use of capacity control in heat pumps, *J. Inst.Energy*, 54, 30-34.

- Tassou, S.A., Marquand, C.J., Wilson, D.R.,** 1982. The effect of capacity modulation on the performance of vapour compression heat pump system, *International Symp.on the Industrial Application of Heat Pumps*, UK, 187-195.
- Tassou, S.A., Marquand, C.J., Wilson, D.R.,** 1983. Comparison of the performance of capacity-controlled and conventional-controlled heat-pumps, *Applied Energy*, 14, 241-256.
- Tassou, S.A.,** 1991. Experimental investigation of the dynamic performance of variable-speed heat-pumps, *Journal of Inst. Energy*, 64, 95-98.
- Tassou, S.A. and Qureshi, T.Q.,** 1994. Performance of a variable-speed inverter-motor drive for refrigeration applications, *Brunel University-Computing & Control Engineering Journal*, 5(4), 193-199.
- Tassou, S.A. and Qureshi, T.Q.,** 1996. Variable-speed capacity control in refrigeration systems, *Applied Thermal Engineering*, 16(2), 103-113.
- Yamankaradeniz, R., Horuz, I., Coskun, S.,** 2002. Soğutma tekniği ve uygulamaları, VİPAŞ A.Ş., 608s, Bursa.

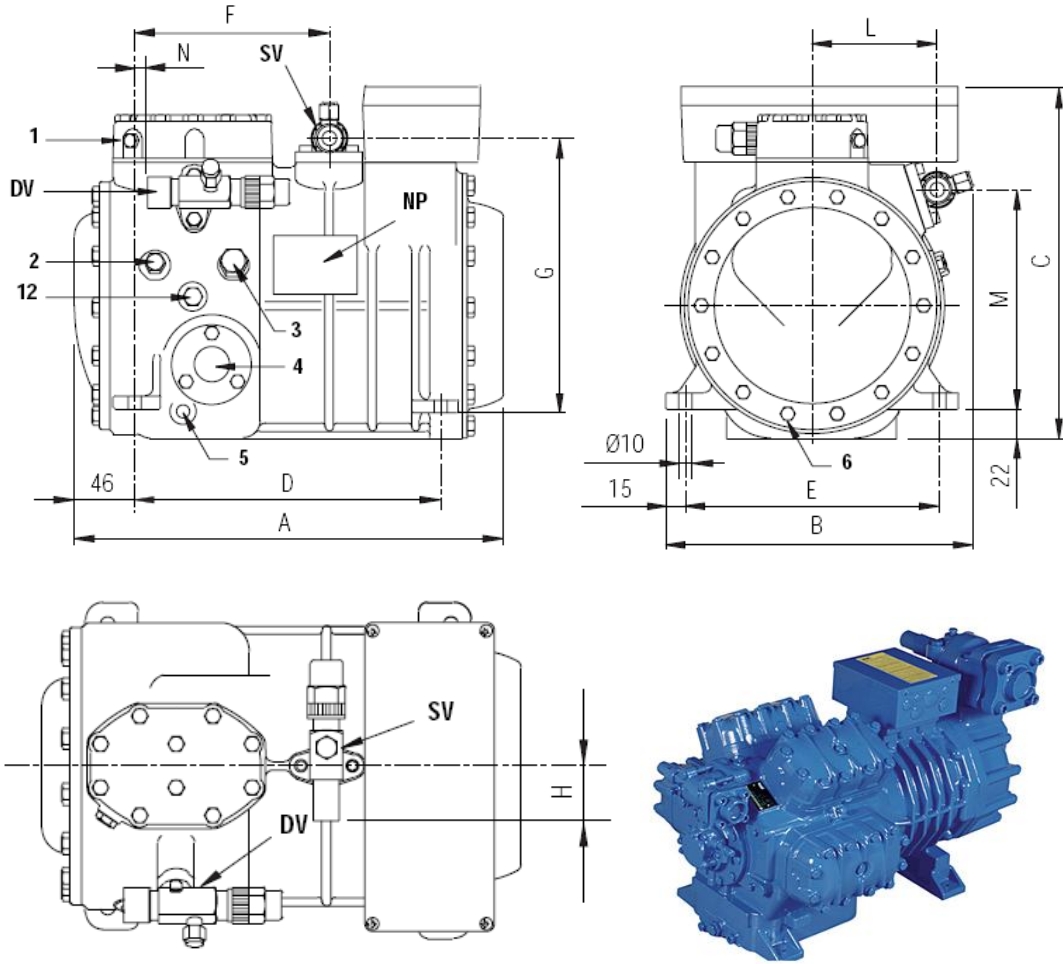
EKLER

EK A : Sistem, kontrol ve ölçüm cihazları

EK A.1 Kompresör

Çizelge A.1 : Kompresör özellikleri.

Kompresör	
Marka	Frascold
Model	A 0.5 4 Y
Motor	0.5 HP (0.37 kW)
Hacimsel Debi (50 Hz)	3.95 m ³ /h
Silindir sayısı	2
Silindir hacmi	22.7 cm ³
Ağırlık	36 kg
Devir Hızı (50 Hz)	1450 d/d
Soğutucu akışkanlar	R134A, R22, R404A, R407C, R507A
Güç kaynağı	230V/3/50 Δ 400V/3/50 Y



- 1- Yüksek basınç tapası, 2- Alçak basınç tapası, 3- Yağ doldurma tapası,
4- Yağ seviye gözetleme camı, 5- Kartar ısıtıcı yuvası, 6- Yağ tahliye tapası,
DV- Basma vanası, SV- Emme vanası

Kompresör	Emme Vanası		Basma Vanası		Boy	En	Yükseklik	Montaj ölçüleri			Emme Vanası			Basma Vanası		
	Ø"	Ø mm	Ø"	Ø mm	A mm	B mm	C mm	D mm	E mm	F mm	G mm	H mm	L mm	M mm	N mm	O mm
A 0.5 4 Y	5/8	15.8	1/2	12.7	312	236	273	234	194	150	210	37	95	168	17	

Şekil A.1 : Kompresör.

EK A.2 Basınç Transmitteri

Çizelge A.2 : Basınç transmitter özellikleri.

Basınç Transmitteri	
Marka	Keller
Model	PAA-21Y 81554.33
Çıkış sinyali	4 – 20 mA
Besleme gerilimi	8 - 32 V _{DC}
Çalışma sıcaklığı	-40 - +100°C
Hata	+/- 1.0 %
Bağlantı ucu	Paslanmaz çelik AISI 316L



Şekil A.2 : Basınç transmitter.

EK A.3 Veri Toplama Cihazı

Çizelge A.3 : Veri toplama cihazı özellikleri.

Veri Toplama Cihazı	
Marka	Keithley
Model	2750
Modül sayısı	5
Kanal sayısı	40
Okuma sayısı (50 Hz)	4-2000 (saniyede)
Güç kaynağı	100V/120V/220V/240V
Çalışma sıcaklığı	-40 - +70°C
Çalışma aralığı	0 – 10 V _{DC}
Bağlantı şekli	RS-232C / GPIB (IEEE-488.2)

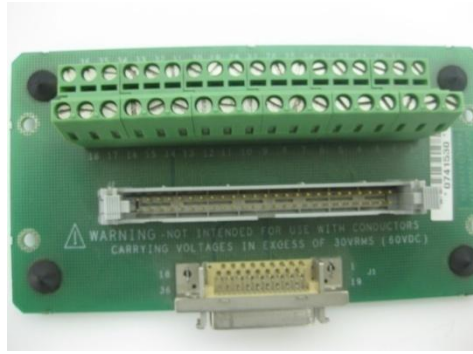


Şekil A.3 : Veri toplama cihazı.

EK A.4 Kontrol Kartı

Çizelge A.4 : Kontrol kartı özellikleri.

Kontrol Kartı	
Marka	Keithley
Model	KPCI 3108
Analog giriş sayısı	16
Analog çıkış sayısı	2
Çözünürlük	16 Bit
Çalışma aralığı	0 – 10 V _{DC}
Kanal hızı	100 kS/s
Hata	0.01 % (100kHz)



Şekil A.4 : Kontrol kartı.

EK A.5 Frekans Dönüştürücü

Çizelge A.5 : Frekans dönüştürücü özellikleri.

Frekans Dönüştürücü	
Marka	Delta
Model	VFD-S
Kontrol	V/F kontrol
Çıkış frekans aralığı	1 – 400 Hz
Çıkış frekansı çözünürlüğü	0.1 Hz
Analog sinyal giriş tipi	0 – 10 V _{DC}
Haberleşme portu	RS-485
Kapasite	1.5 kW tek fazlı



Şekil A.5 : Frekans dönüştürücü.

EK A.6 Sayaç

Çizelge A.6 : Sayaç özellikleri.

Sayaç	
Marka	Makel
Model	M300.2218
Faz	Bir faz iki telli
Çalışma frekansı	50 Hz
Çalışma gerilimi	220 V
Hassasiyet	150-300 V



Şekil A.6 : Sayaç.

EK A.7 DC Güç Kaynağı



Şekil A.7 : DC güç kaynağı.

EK A.8 Nem ve Sıcaklık Ölçer



Şekil A.8 : Nem ve Sıcaklık ölçer.

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad : İsmail TUTUMEL
Doğum Yeri ve Tarihi : Bursa 09/09/1983
Adres : Kağıthane, İstanbul
Lisans Üniversite : İstanbul Üniversitesi / Makine Mühendisliği, 2005