

**DOKUZ EYLÜL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**BİR SOĞUTMA GRUBUNDA KOMPRESÖR
HIZININ VE ELEKTRONİK GENLEŞME
VANASININ BULANIK MANTIK ALGORİTMA
İLE KONTROLÜ**

Orhan EKREN

**Mayıs, 2009
İZMİR**

**BİR SOĞUTMA GRUBUNDA KOMPRESÖR
HIZININ VE ELEKTRONİK GENLEŞME
VANASININ BULANIK MANTIK ALGORİTMA
İLE KONTROLÜ**

**Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Doktora Tezi
Makina Mühendisliği Bölümü, Termodinamik Anabilim Dalı**

Orhan EKREN

**Mayıs, 2009
İZMİR**

DOKTORA TEZİ SINAV SONUÇ FORMU

ORHAN EKREN, tarafından DOÇ. DR. SERHAN KÜÇÜKA yönetiminde hazırlanan “BİR SOĞUTMA GRUBUNDA KOMPRESÖR HIZININ VE ELEKTRONİK GENLEŞME VANASININ BULANIK MANTIK ALGORİTMA İLE KONTROLÜ” başlıklı tez tarafımızdan okunmuş, kapsamı ve niteliği açısından bir doktora tezi olarak kabul edilmiştir.

.....
Doç.Dr.Serhan KÜÇÜKA

Danışman

.....
Prof.Dr. Arif KURBAK

Tez İzleme Komitesi Üyesi

.....
Yard.Doç.Dr. Tahsin BAŞARAN

Tez İzleme Komitesi Üyesi

.....
Doç.Dr. Harun Kemal ÖZTÜRK

Jüri Üyesi

.....
Yrd.Doç.Dr. Tolga SÜRGEVİL

Jüri Üyesi

.....
Prof.Dr. Cahit HELVACI

Müdür

Fen Bilimleri Enstitüsü

TEŞEKKÜR

Doktora çalışmasının en önemli amaçlarından biri olan “bağımsız araştırma yapabilme” şansını yakaladığım çalışmalarım boyunca, bu şans bana sunan ve destekleyen, elde ettiğim sonuçları pratik bakış açısıyla yorumlayan Doç.Dr. Serhan KÜÇÜKA’ya çok teşekkür ederim.

Deney düzeneğinde kullandığım elektronik genleşme vanası için VESTEL A.Ş.’ye ve sistem üzerinde gerekli montajların yapılması için zaman ayıran Tekniker Hüseyin ÖZTÜRK’e teşekkür ederim. Çalışmalarım sırasında sabır ve desteklerinden dolayı, DEÜ Makine Mühendisliği Bölümü, Isı Laboratuvarı çalışanları; Yrd.Doç.Dr. Tahsin Başaran’a, Arş.Gör. Alpaslan Turgut’a, Arş.Gör. Z.Haktan Karadeniz’e ve Teknisyen Alim Zorluol’a teşekkür ederim.

Doktora eğitimimin başlangıcında, bu eğitime devam edebilmem için gösterdiği anlayış ve desteğin yanında, karşıma çıkan problemlere benimle birlikte çözüm bulmaya çalışan DSİ 21. Bölge Müdürlüğü, Elektromekanik Teçhizat Şube Müdürü, İrfan ERKAN’a çok teşekkür ederim. Kurumların, onun gibi yöneticilerle daha verimli olacağına inanıyorum.

Doktora eğitimime başlayabilmem için gerekli işlemleri benim adıma yürüten kardeşim, Volkan EKREN’e teşekkür ederim. Kendi çalışmalarındaki azim ve kararlılığıyla bana motivasyon kaynağı olan, sevgili eşim, Banu YETKİN EKREN’e çok teşekkür ederim.

Son olarak, henüz başında olsam da, içinde olmaktan büyük keyif aldığım akademik hayatımda, ciddi bir adım olan “Doktora Eğitimi”, kendileri için bulamadıkları eğitim fırsatlarını bana sunan Annem, Ayşen EKREN ile Babam, Halil EKREN’e adıyorum.

Orhan EKREN

BİR SOĞUTMA GRUBUNDA KOMPRESÖR HIZININ VE ELEKTRONİK GENLEŞME VANASININ BULANIK MANTIK ALGORİTMA İLE KONTROLÜ

ÖZ

Günümüzde enerji tasarrufu ve küresel ısınma etkilerini azaltmak tüm dünyada en önemli konu haline gelmiştir. Elektrik dönüşüm sistemlerinin verimsiz kullanımı dolaylı olarak atmosferdeki sera gazı emisyonlarını arttırmakta ve küresel ısınmayı hızlandırmaktadır. Ayrıca soğutma sistemleri kullanımının artması nedeniyle toplam enerji tüketimindeki payı sürekli artmaktadır. Tüketim miktarlarını azaltmak için, daha verimli çalıştırılabilen evsel ve ticari iklimlendirme sistemleri kullanılmalıdır. İklimlendirme sistemlerinde, kullanıcı ihtiyacı değişmeden enerji tasarrufu yapılabilecek geniş bir potansiyel bulunmaktadır. Bu konuda en verimli olarak kullanılabilen seçenek soğutma kapasitesinin modülasyonudur. Kapasite modülasyon yöntemleri soğutma sistemi kapasitesini yük ile eşitlemektedir. Bunun için en etkin yöntem ise, değişken hızlı kompresör kullanımudur. Bu çalışmada temel amaç, 5 kW soğutma kapasiteli soğuk su üretim grubuna ait scroll kompresörün, PWM inverter ve bulanık mantık algoritması kullanılarak değişken hızlı olarak çalıştırılmasıdır. Aynı sistemde, termostatik ve elektronik tip genleşme vanası kullanmanın değişken hızlı sistem performansına etkisi de incelenmiştir. Deneysel çalışmanın yapıldığı soğutma sistemi kompresörü, ilk halinde sabit hızla çalışmak üzere tasarlanmıştır. Bu çalışmada ise bir invertörün ilavesi ile değişken hızlı olarak işletilmiştir. Böylece soğutma sistemlerinde yeni kontrol tekniklerinin mevcut sabit hızlı sistemlere de uygulanması ile daha verimli enerji kullanımı imkanları araştırılmıştır. Sonuç olarak, bulanık mantık kontrolün kullanıldığı değişken hızlı sistemde, açık-kapalı kontrol edilen sabit hızlı sisteme göre %17,2 COP artışı sağlanmıştır.

Anahtar Sözcükler: Değişken hızlı kompresör, PWM invertör, bulanık mantık, elektronik genleşme vanası, kapasite modülasyonu, enerji tasarrufu.

FUZZY LOGIC CONTROL OF THE COMPRESSOR SPEED AND ELECTRONIC EXPANSION VALVE IN A CHILLER

ABSTRACT

Recently, energy conservation and reduction of the global warming effect become one of the most important subject in the worldwide. Greenhouse gas emission and global warming are increasing indirectly because of the fact that inefficient using of the refrigeration system. Refrigeration system's energy consumption is steadily increasing in overall energy consumption, since their using has been increasing. Refrigeration systems have full of energy conservation that is having minimum energy consumption while satisfying the user's needs. Energy consumption of the refrigeration system can be optimized by capacity modulation methods. These methods allow us to match the compressor refrigeration capacity to the cooling load at any time. Although there are many ways to achieve capacity modulation, variable speed capacity modulation is the most efficient method.

In this thesis, variable speed capacity modulation method has been studied. The primary aim of this study is to setup a fuzzy logic controller to regulate speed of the scroll compressor used in 5 kW capacity chiller system by using PWM inverter. In addition to this, effect of the expansion valves like thermostatic and electronic on variable speed refrigeration system has been studied. The experimental setup had been designed to operate at fixed speed. During the study, to ensure variable speed, PWM inverter was added and fuzzy logic algorithm was implemented on the experimental setup. Thus ensure more energy efficient system and to apply new control techniques to the refrigeration systems has been studied by this research. As a result, variable speed compressor showed 17.2% COP increase according to the on-off controlled fixed speed system by using fuzzy logic control.

Keywords: Variable speed compressor, PWM inverter, fuzzy logic, electronic expansion valve, capacity modulation, energy savings.

İÇİNDEKİLER

| | Sayfa |
|--|--------------|
| DOKTORA TEZİ SINAV SONUÇ FORMU..... | ii |
| TEŞEKKÜR..... | iii |
| ÖZ | iv |
| ABSTRACT..... | v |
| | |
| BÖLÜM BİR - GİRİŞ..... | 1 |
| 1.1 Amaç..... | 1 |
| 1.2 Tez Bölümlerinin İçeriği..... | 4 |
| | |
| BÖLÜM İKİ - SOĞUTMA KAPASİTESİ MODÜLASYON YÖNTEMLERİ VE LİTERATÜR TARAMASI..... | 5 |
| | |
| 2.1 Kapasite Modülasyon Yöntemleri..... | 5 |
| 2.1.1 Açık-Kapalı Kapasite Modülasyonu..... | 9 |
| 2.1.2 Dijital Scroll Kompresör ile Kapasite Modülasyon yöntemi..... | 9 |
| 2.1.3 Silindir Yüksüz Bırakma Modülasyon Yöntemi..... | 12 |
| 2.1.4 Sıcak Gaz Atlatma (by-pass) Kapasite Modülasyon Yöntemi..... | 13 |
| 2.1.5 Sürgü Valfi ile Kapasite Modülasyonu | 15 |
| 2.1.6 Çoklu Kompresör ile Kapasite Modülasyon Yöntemi..... | 16 |
| 2.1.7 Değişken Hızlı Kapasite Modülasyon Yöntemi..... | 16 |
| | |
| BÖLÜM ÜÇ - SOĞUTMA ÇEVİRİMİNİN TEMEL TERMODİNAMİK ANALİZİ..... | 26 |
| | |
| 3.1. Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma sistemi..... | 26 |
| 3.1.1 İdeal Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi..... | 27 |
| 3.1.2 Gerçek Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi..... | 31 |

| | |
|---|-----------|
| 3.2 Değişken Hızlı Soğutma Kompresörlü Sistem Birinci Kanun Analizi..... | 34 |
| 3.2.1 Kompresör Birinci Kanun Analizi..... | 35 |
| 3.2.2 Genleşme Valfi Birinci Kanun Analizi..... | 36 |
| 3.2.3 Evaporatör (Soğuk Su Üretici) Birinci Kanun Analizi..... | 36 |
| 3.2.4 Kondenser Birinci Kanun Analizi..... | 37 |
| | |
| BÖLÜM DÖRT - SOĞUTMA SİSTEMLERİNDE KULLANILAN DEĞİŞKEN HIZ SÜRÜCÜLERİ..... | 38 |
| | |
| 4.1 Elektrik Motoru Temelleri..... | 38 |
| 4.2 Değişken Hız Sürücülerinin Sınıflandırılması..... | 43 |
| 4.2.1 Gerilim Kaynaklı İnvörtör..... | 44 |
| 4.2.2 Akım Kaynaklı İnvörtör..... | 45 |
| 4.2.3 Sinyal Genişlik Modulasyonlu İnvörtör..... | 46 |
| 4.3 PWM İnvörtörde Hız Kontrol Metodları..... | 48 |
| 4.3.1 Skalar Kontrol..... | 48 |
| 4.4 PWM Sinyal Üretme Metodları..... | 51 |
| 4.4.1 Üç Fazlı Asenkron Motor için Uzay Vektör PWM (SVPWM) Yöntemi..... | 52 |
| | |
| BÖLÜM BEŞ - BULANIK MANTIK ve KONTROL UYGULAMASI..... | 61 |
| | |
| 5.1 Kontrol Sistemleri..... | 61 |
| 5.1.1 Açık -Kapalı Kontrol..... | 64 |
| 5.1.2 Oransal, İntegral ve Türev Kontrol | 65 |
| 5.1.3 Yapay Zeka Kontrol Yöntemi | 68 |
| 5.2 Bulanık Mantık..... | 68 |
| 5.2.1 Klasik Küme..... | 68 |
| 5.2.2 Bulanık Küme..... | 69 |

| | |
|---|-----------|
| 5.2.3 Klasik Mantık..... | 71 |
| 5.2.4 Bulanık Mantık | 71 |
| 5.2.5 Bulanık İlişki..... | 72 |
| 5.2.6 Üyelik Fonksiyonları..... | 74 |
| 5.3 Bulanık Mantık Kontrol..... | 77 |
| 5.3.1 Bulanıklaştırma..... | 79 |
| 5.3.2 Çıkarım ve Bilgi Tabanı..... | 80 |
| 5.3.3 Durulaştırma | 83 |
| 5.3.4 Soğuk Su Üretim Grubunda Bulanık Mantık Kontrol Uygulaması..... | 85 |
| 5.3.4.1 Kompresör Kontrolü..... | 86 |
| 5.3.4.2 Elektronik Genleşme Vanası Kontrolü..... | 89 |
| BÖLÜM ALTI - DENEY DÜZENEGİ | 93 |
| 6.1 Soğutma Sistem Ekipmanları | 94 |
| 6.1.1 Hava Kanalı..... | 94 |
| 6.1.2 Elektrikli Isıtıcılar..... | 95 |
| 6.1.3 Sistemde Dolaşan Akışkanlar için Ölçüm Ekipmanları | 96 |
| 6.1.3.1 Difüzör..... | 96 |
| 6.1.3.2 Venturi..... | 98 |
| 6.1.3.3 Isıl Çiftler..... | 99 |
| 6.1.3.4 Basınç Ölçer..... | 99 |
| 6.1.3.5 Güç Ölçer..... | 100 |
| 6.1.4 Kompresör..... | 101 |
| 6.1.5 Kondenser..... | 103 |
| 6.1.6 Genleşme Elemanı..... | 104 |
| 6.1.6.1 Termostatik Genleşme Vanası. | 104 |
| 6.1.6.2 Elektronik Genleşme Vanası..... | 106 |
| 6.1.7 Evaporatör..... | 108 |

| | |
|---|------------|
| 6.2 Kontrol Sistemi Ekipmanları..... | 109 |
| 6.2.1 İnvörtör..... | 109 |
| 6.2.2 Kontrol Kartı..... | 112 |
| 6.2.3 Step Motor Sürücü Devre..... | 114 |
| BÖLÜM YEDİ - DENEY SONUÇLARI..... | 118 |
| 7.1 Deneylerin Yapılışı ve Sonuçlar..... | 118 |
| 7.1.1 Elektronik Genleşme Vanası Açıklığı Deneyleri..... | 119 |
| 7.1.2 Kompresör Hız Değişim Deneyleri..... | 126 |
| 7.1.3 EGV ve Kompresörün Bulanık Mantık Kontrol Algoritması ile Kontrol Deneyleri..... | 133 |
| BÖLÜM SEKİZ – SONUÇLAR VE TARTIŞMA..... | 143 |
| KAYNAKLAR..... | 144 |

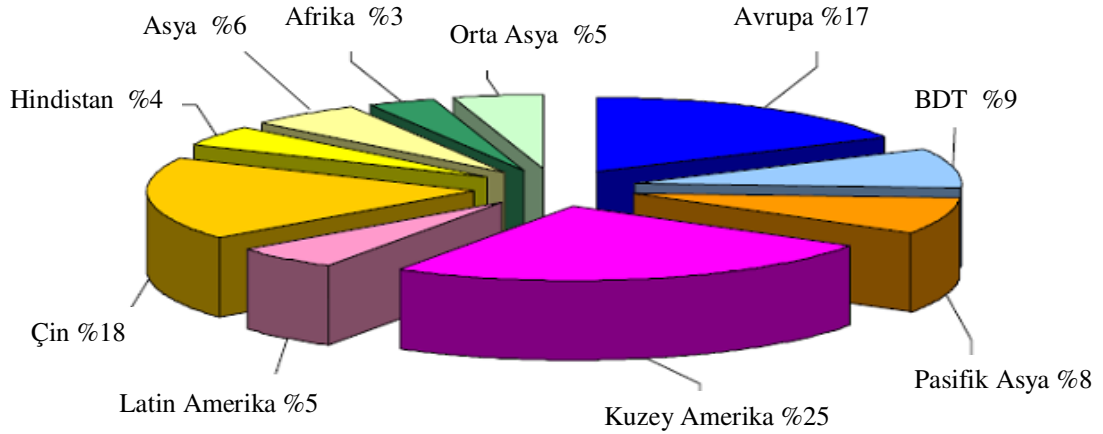
BÖLÜM BİR

GİRİŞ

1.1 Amaç

Günümüzde artan enerji tüketimleri nedeniyle birçok ülkede enerji ihtiyacını karşılamak öncelikli problemlerden birisi haline gelmiştir. Yapılan incelemelere göre, tüm dünyada doksanlı yıllarda kullanılan teknolojiler aynı kalsa idi, bugün 4,4 Gtoe (giga ton eşdeğer enerji) daha fazla enerji kullanıyor olacaktık. Birim miktar ürün üretebilmek için tüketilen elektrik miktarı özellikle az sanayileşmiş bölgelerde daha fazla olmakla birlikte birçok ülkede artmaktadır. Bunun nedenlerinden birisi iklimlendirme sistem kullanımının artmasıdır (Dünya Enerji Konseyi Raporu, 2007).

Artan tüketimi karşılamak için, 2050 yılında tüm dünya bugünün enerji kaynaklarının iki katına ihtiyaç duyacaktır (Dünya Enerji Konseyi Raporu, 2008). Bazı bölgelerde bu enerji ihtiyacı daha verimli sistemlerle azaltılsa da ilk aşamada 2020 yılında daha çok birincil enerji kaynağına ihtiyaç olacaktır. Bunun yanında enerji kullanımından kaynaklı toplam CO₂ emisyonları 2006 yılında 1990 yılındaki seviyesinden 34% daha fazla olmuştur. Avrupa ülkelerinde, CO₂ emisyonları iklim ve çevre politikaları yardımıyla sabitlenmiş durumda iken, ekonomik açıdan büyüme gösteren ülkelerde iki katına çıkmıştır (Dünya Enerji Konseyi Raporu, 2007). CO₂ emisyonlarının artışı küresel ısınmaya neden olmaktadır. Elektrik dönüşüm sistemlerinin verimsiz kullanımı sera gazlarının artışına ve dolaylı olarak küresel ısınmanın artmasına neden olmaktadır. Şekil 1.1'de tüm dünyada ülkelere göre CO₂ salınımları gösterilmiştir. İklimlendirme sistemlerinin kullanım ömürleri boyunca elektrik tüketimleri çok ciddi bir maliyettir ve zamanla ilk yatırım maliyetlerini aşmaktadır. Bu sistemlerin ilk seçimi, çoğu zaman ömür boyu elektrik tüketimleri ile bu tüketimi azaltacak kontrol sistemleri dikkate alınmadan, sadece ilk yatırım maliyetine göre yapılmaktadır.



Şekil 1.1 Enerji kullanımından kaynaklı dünya CO₂ salınımı (Dünya Enerji Konseyi Raporu,2007)

Genel olarak soğutma sistemleri en yüksek dış hava sıcaklığında en yüksek yükü karşılamak için sabit kapasiteli olarak dizayn edilirler. Bunun sonucu olarak, sistem yüksek yüklerin olmadığı durumlarda ihtiyaçtan daha fazla soğutma kapasitesi sunmakta ve açık-kapalı modülasyon yöntemiyle soğutma kapasitesini ayarlamaya çalışmaktadır. Halbuki soğutma sistemleri ömürleri boyunca çoğunlukla kısmi yükte çalışır. Örnek olarak soğuk su üretim grupları ömürlerinin %99'luk kısmında kısmi yükte çalışır (İklimlendirme Soğutma Enstitüsü, 2008). 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 gereklidir. Kapasite modülasyon yöntemleri, kısmi yüklerde soğutma sistem kapasitesini yük ile eşitleyerek soğutma sistem verimini arttırmaktadır. ARI (Air-Conditioning and Refrigeration Institute) soğutma sistemlerinin kısmi yükte çalışma verimlerini anlatan ARI 550-590/2003 nolu standardı yayınlamıştır. Değişik kapasite modülasyon metodları kısmi yüklerde analiz edilmiş ve kompresör hızının değiştirilmesi ile yapılan soğutma kapasite modülasyonunun en verimli yöntem olduğu sonucuna ulaşılmıştır (Bitzer Kompresör Raporu, 2006a, Janssen ve Kruse, 1984, Tassou, Marquand ve Wilson, 1983, Zubair ve Bahel, 1989). Bu tezde, değişken hızlı kapasite modülasyonunun bulanık mantık kontrol ile birlikte uygulanması araştırılmıştır. Temel amaç, 5 kW soğutma kapasiteli soğuk su üretim grubuna ait scroll kompresörün, PWM invertör ve bulanık mantık kontrol algoritması kullanılarak

değişken hızlı olarak çalıştırılmasıdır. Aynı sistemde, termostatik ve elektronik tip genişleme elemanı kullanmanın değişken hızlı sistem performansına etkisi de incelenmiştir. Buna ek olarak, elektronik genişleme vanasının [EGV] kontrolünde de bulanık mantık algoritması kullanılmıştır. Sözü edilen sistem, sabit hızlı çalışmak üzere tasarlanmıştır. Sabit devirli bir sistemin invertör ilave ederek bir kontrol algoritmasına göre değişken hızlı olarak kontrol olanakları incelenmiştir. Böylece soğutma sistemlerinde yeni kontrol tekniklerinin mevcut sistemlere uygulanması ile daha verimli enerji kullanımı imkanları araştırılmıştır. Değişken hızlı sistemlerde ayar sıcaklığına ulaşılması durumunda sabit hızlı sistemlerin aksine, kompresör tamamen kapalı konuma geçip tekrar devreye girmek yerine (açık-kapalı) istenen yükü sağlayacak şekilde daha düşük hızlarda çalışmaktadır. Bu yöntem ile kompresör, sabit hızlı sisteme göre daha düşük hızlarda çalışmakta, açık-kapalı çalışmanın sistem üzerinde yarattığı hasarlar ile konfor açısından olumsuz etkiler giderilmektedir. Sistemin elektrik tüketiminde düşüş sağlanmaktadır. Bulanık mantık kontrol algoritması ile yüke uygun kapasite yaratan kompresör hızı, soğuk su çıkış sıcaklığına bağlı olarak ayarlanmıştır. Literatürde, değişken hızlı sistem [VSS], ayarlanabilir hız sürücüsü [ASD], invertörlü sistem, değişken hız frekans sürücü [VFD], değişken hız sürücü [VSD] gibi isimler değişken hızlı soğutma sistemleri için kullanılmaktadır. Günümüzde, 20-120 Hz arası frekanslarda çalıştırılabilen elektrik motorlarına sahip kompresörler ve soğutma sistemleri ticari olarak bulunmaktadır. Ancak, halihazırda kullanımda bulunan sabit hızlı sistemleri iptal edip, değişken hızlı yeni bir soğutma sistemi kurmak ek maliyetlidir. Bu nedenle, sistemin tamamını değiştirmeden değişken hız sürücüleri ilave ederek değişken hızlı sistem elde etme imkanlarının araştırılması ve dönüştürme sonrası sistemin bulanık mantık algoritması gibi yeni yöntemlerle kontrolü önemlidir. Bulanık mantık kontrol algoritmasında karar vermek için sistem ile ilgili bilgileri içeren kural yapıları kullanılmaktadır. İnsan beyninin karar verme yöntemine benzeyen bu karar verme mekanizması, kullanıcı deneyimlerinden yararlanılarak oluşturulmaktadır. Klasik mantık yaklaşımında karar verme sırasında kesin değerler söz konusu iken bulanık mantıkta ara değerler de dikkate alınmaktadır. Sistem hakkında, matematiksel ifadelerle

gerek kalmamaktadır. Bu kolaylık, matematiksel model çıkartmanın zor olduğu, bazen imkansız olduğu karmaşık sistemlerin kontrolunda avantaj sağlamaktadır.

Tez çalışmasının esası, ilk hali ile sabit hızlı kompresör kullanılarak kurulmuş olan su soğutma grubunda invertör ilavesi ile kompresörün değişken hızlı olarak sürülmesi ve kompresör hızı (devri) ve EGV açıklığının, bulanık mantık ile kontrol edilmesidir. Yapılan çalışmada, su debisinin ani değişimleri durumunda, kompresör devrinin çekilen gücün ve kompresör emiş kızgınlığının zamana bağlı değişimi izlenmiş ve sistemin kısa sürede stabil duruma geçerek çalışmaya devam ettiği görülmüştür. Ayrıca, sabit hızlı soğutma sistemlerinde invertör ilavesi ile bulanık mantık gibi yeni kontrol algoritmaları kullanılarak sistemin verimli bir şekilde değişken hızlı olarak çalıştırmanın mümkün olduğu görülmüştür.

1.2 Tez Bölümlerinin İçeriği

Değişik kapasite modülasyon metodları ve literatürde var olan çalışmaların incelenmesi Bölüm 2’de detaylı olarak verilmiştir. Yaptığımız çalışmalara ışık tutan ulusal ve uluslararası literatür incelemesinin ardından değişken hızlı soğutma sistemi için termodinamik analiz Bölüm 3’de anlatılmıştır. Bölüm 4’de değişken hızlı sistemleri anlayabilmemiz için gerekli olan elektrik motor teorisi ve değişken hız sürücüleri anlatılmıştır. Ayrıca, hız sürücülerinde hız ayar teorisi konu ile ilgilenen okuyuculara faydalı olması amacıyla detaylı olarak anlatılmıştır. Bölüm 5’de ise, çalışmanın orijinalliğini oluşturan ve elde edilecek verim artışında büyük payı olan kompresör ve EGV’sını kontrol için kullanılan bulanık mantık algoritması ile bulanık mantık kavramı üzerinde durulmuştur. Deney düzeneğinde kullanılan ana ekipmanlar, ölçüm sistemi, kontrol sistemi ve deneylerin yapılışı ile ilgili bilgiler Bölüm 6’de verilmiştir. Deneylerden elde edilen sonuçlar ile genel sonuç ise sırasıyla Bölüm 7 ve Bölüm 8’de yer almaktadır.

BÖLÜM İKİ

SOĞUTMA KAPASİTESİ MODÜLASYON YÖNTEMLERİ VE LİTERATÜR TARAMASI

2.1 Kapasite Modülasyon Yöntemleri

Soğutma kapasitesini arttırmanın en temel yöntemleri olarak, ısı eşanjörlerinin boyutlarını arttırma, kanat sayısını ve verimi arttırma, fan, kompresör verimini arttırma, sistemin termal izolasyonu şeklinde özetlenebilir. Ancak yükün değişken olduğu, kısmi çalışmanın söz konusu olduğu durumda sadece bu yöntemler yeterli değildir. Soğutma sisteminde işletme sırasında yük değişimine neden olan faktörler; dış hava şartlarındaki değişimler, soğutulan ürünlerin değişimi veya ortamda bulunan insan sayısının değişimi, aydınlatma, elektrikli cihazların devreye girmesi/çıkması sayılabilir. Soğutma yük değişimlerine karşın, soğutma sistemi kapasitesi ile yükü eşitlemek kapasite modülasyon yöntemlerini kullanarak mümkündür. Kapasite modülasyonu kompresör içinde yada dışında yapılabilir. Amaç sistemde dolaşan soğutucu akışkan debisini değiştirmektir. En yaygın kapasite modülasyon yöntemleri, açık kapalı denilen termostat ile kontrol, dijital scroll kompresör, silindir yüksüz bırakma mekanizması, sıcak gaz atlatma, sürgü valfi, çoklu kompresör ve değişken hızlı kompresör kullanımı olarak sayılabilir (Bitzer Kompresör Raporu, 2006a, Tassou ve ark., 1983, Jansen ve ark., 1984, Zubair ve ark., 1989). Kapasite modülasyon yöntemleri ile ilgili literatürde yer alan çalışmalar Tablo 2.1’de özet olarak verilmiştir.

Tablo 2.1 Soğutma kapasite modülasyon yöntemleri ve kontrol çalışmaları

| No | Yıl | Yazar | Kapasite Modülasyon Türü | Kompresör Türü | Kontrol Türü |
|--|------|----------------|---|----------------|------------------------|
| Dijital Scroll Modülasyon Yöntemi | | | | | |
| 1 | 2005 | Hu ve ark. | Dijital scroll kompresörün çoklu evaporatörlü sisteme uygulanması | Scroll | PID |
| 2 | 2005 | Kan ve ark. | Soğuk oda uygulamasında dijital scroll kompresör kullanımı | Scroll | Termostat |
| 3 | 2005 | Zhou ve ark. | Dijital scroll kompresörün enerji tasarrufu. | Scroll | Termostat |
| 4 | 2006 | Ye ve ark. | Çoklu evap kullanılan sistemde dijital scroll kompresör kullanımı | Scroll | Termostat |
| 5 | 2006 | Jiang ve ark. | Çoklu evap kullanılan sistemde dijital scroll kompresör kullanımı | Scroll | Termostat |
| 6 | 2006 | Qui ve ark. | Dijital scroll ile kesin sıcaklık kontrolü | Scroll | Termostat |
| 7 | 2006 | Shi | Dijital scroll ile değişken hızlı kompresörün karşılaştırması | Scroll | Termostat |
| 8 | 2006 | Ma ve ark. | Dijital scroll ile değişken hızlı kompresörün karşılaştırması | Scroll | Termostat |
| 9 | 2007 | Huang ve ark. | Dijital scroll ile değişken hızlı kompresörün karşılaştırması | Scroll | Oransal ve Açık-kapalı |
| Silindir Yüksüz Bırakma Modülasyon Yöntemi | | | | | |
| 10 | 1974 | Cawley ve ark. | İki hızlı kompresör ve silindir yüksüz bırakma yöntemi | Pistonlu | Termostat |
| 11 | 1988 | Wong ve ark. | Değişken hızlı kompresör ve silindir yüksüz bırakma yöntemi | Pistonlu | Termostat |
| 12 | 1989 | Wong ve ark. | Silindir yüksüz bırakma ekonomik değerlendirme | Pistonlu | Termostat |
| 13 | 1996 | Yaqub ve ark. | Silindir yüksüz bırakma ve emme basıncı kısmının karşılaştırması | Pistonlu | Termostat |
| 14 | 2001 | Yaqub ve ark. | Silindir yüksüz bırakma ve diğer metodların karşılaştırması | Pistonlu | Termostat |
| Sıcak Gaz Atlatma Yöntemi | | | | | |
| 15 | 1995 | Yaqub ve ark. | Sıcak gaz atlatma termodinamik analiz | Pistonlu | Termostat |

| | | | | | |
|------------------------------------|------|-----------------|---|---------------------|-----------|
| 16 | 2000 | Yaquib ve ark. | Kompresör emme tarafına sıvı ve sıcak gaz gönderilmesi | Pistonlu | Termostat |
| 17 | 2001 | Tso ve ark. | Sıcak gaz atlatma ile emme basınç ayarının matematiksel modeli | Pistonlu | Termostat |
| 18 | 2005 | Cho ve ark. | Sıcak gaz atlatma ve açık kapalı yöntemin karşılaştırması | Rotary | Termostat |
| Sürgü Valfi Modülasyon Yöntemi | | | | | |
| 19 | 2002 | Reindl | Sürgü valfi kapasite modülasyonu | Screw | Termostat |
| Çoklu Kompresör Modülasyon Yöntemi | | | | | |
| 20 | 2003 | Winandy ve ark. | Paralel kompresör kullanımı | Scroll | Termostat |
| Değişken Hız Modülasyon Yöntemi | | | | | |
| 21 | 1979 | Muir ve ark. | Evsel açık kapalı ve değişken hızlı sistemlerin karşılaştırması | | Termostat |
| 22 | 1981 | Tassou ve ark. | Kapasite modülasyonunda enerji tasarrufu | | Termostat |
| 23 | 1982 | Tassou ve ark. | Kapasite modülasyon yönteminin performansa etkisi | | Termostat |
| 24 | 1982 | Lida ve ark. | Değişken hızlı sistemin deneysel analizi | Rotary | Termostat |
| 25 | 1982 | Itami ve ark. | Değişken hızlı kapasite modülasyonunda yağlama ve mekanik problemler | Pistonlu+ Rotary | Termostat |
| 26 | 1983 | Tassou ve ark. | Kapasite modülasyonu yapılan sistemde performans analizi | | Termostat |
| 27 | 1984 | Janssen ve ark. | Sürekli ve kesikli kapasite modülasyonu | | Termostat |
| 28 | 1984 | Tassou ve ark. | İki hızlı ve sabit hızlı sistemlerin ekonomik olarak karşılaştırması | | Termostat |
| 29 | 1985 | Senshu ve ark. | Küçük kapasiteli ısı pompasında değişik kompresörler ile kapasite ayarı | Scroll+ Pistonlu | Termostat |
| 30 | 1988 | Shimma ve ark. | İnvertör enerji tasarrufu | | Termostat |
| 31 | 1988 | McGovern | İki silindirli kompresörün değişken hızlı kullanım performansı | Pistonlu (açık tip) | Termostat |
| 32 | 1988 | Ischii ve ark. | Değişken hızlı kompresör dinamiği | Scroll Rotary | Termostat |

| | | | | | |
|----|-------|-----------------|---|----------------------|-------------------------|
| 33 | 1988 | Rice | Değişken hızlı sistem enerji tasarrufu | | Termostat |
| 34 | 1989 | Zubair ve ark. | Kompresörde kapasite modülasyon yöntemleri | | Termostat |
| 35 | 1990 | Ischii ve ark. | Değişken hızlı sistemde kompresör mekanik verimi | Scroll | Termostat |
| 36 | 1991 | Tassou | Değişken hızlı ısı pompasında dinamik performans | | Termostat |
| 37 | 1992 | Rice | Pistonlu kompresörde performans analizi. | Pistonlu | Termostat |
| 38 | 1994 | Tassou ve ark. | İnvertörlü rotary kompresör işletme parametreleri | Rotary | Termostat |
| 39 | 1996 | Qureshi ve ark. | Kapasite modülasyon yöntemleri özet | | Termostat |
| 40 | 1997 | Rasmussen | Evsel soğutma sistemi sabit ve değişken hızlı fırçasız DC kompresör karşılaştırma | Pistonlu | Termostat |
| 41 | 1998 | Tassou ve ark. | Farklı kompresörler için kapasite modülasyonu karşılaştırma | Pistonlu Rotary | Termostat |
| 42 | 2000 | Ryska ve ark. | Değişken hızlı sistemlerin otomobillerde uygulaması | Araç kompresörü | Termostat |
| 43 | 2001 | Park ve ark. | Çoklu evaporatör için değişken hızlı kompresör uygulaması | Rotary | Termostat |
| 44 | 2002 | Park ve ark. | Değişken hızlı kompresör için termodinamik model | Scroll | Termostat |
| 45 | 2003 | Cho ve ark. | İnvertörlü kompresöre sıvı enjeksiyonu | Scroll | Termostat |
| 46 | 2003 | Choi ve ark. | Çoklu evaporatör için değişken hızlı kompresör | Scroll | Termostat |
| 47 | 2004a | Apra ve ark. | R22 R407C, R507 ve 417A gazlarının değişken hızlı sistemde karşılaştırma | Pistonlu (Yarı açık) | Termostat |
| 48 | 2004b | Apra ve ark. | Değişken hızlı sistemin deneysel çalışma ve modelleme çalışması | Pistonlu | Termostat |
| 49 | 2006 | Nasutin ve ark. | Değişken hızlı sistemde PID kontrol ve enerji tasarrufu | | Açık kapalı P/PI/PD/PID |
| 50 | 2007 | Cho ve ark. | Değişken hızlı sistem için CO ₂ kullanımının araştırılması | Scroll | Termostat |
| 51 | 2008 | Cuevas ve ark. | Değişken hızlı kompresör hataları | Scroll | Termostat |

| Soğutma Sistemi Elektriksel Kontrol Çalışmaları | | | | | |
|---|-------|--------------|---|----------|-----------------------------|
| 52 | 2004c | Apra ve ark. | Soğutma sisteminde bulanık mantık ve açık kapalı kontrol karşılaştırma | Pistonlu | Açık-kapalı/ PID/Bulanık |
| 53 | 2006a | Apra ve ark. | Değişken hızlı sistem bulanık mantık kontrolü ile termostat kontrolün TGV ve EGV olması durumunda karşılaştırması | Pistonlu | Bulanık/açık- kapalı |
| 54 | 2006b | Apra ve ark. | Değişken hızlı sistemde bulanık mantık kontrolün soğuk su üretici ve ısı pompası için kullanımı | Scroll | Bulanık/açık- kapalı |

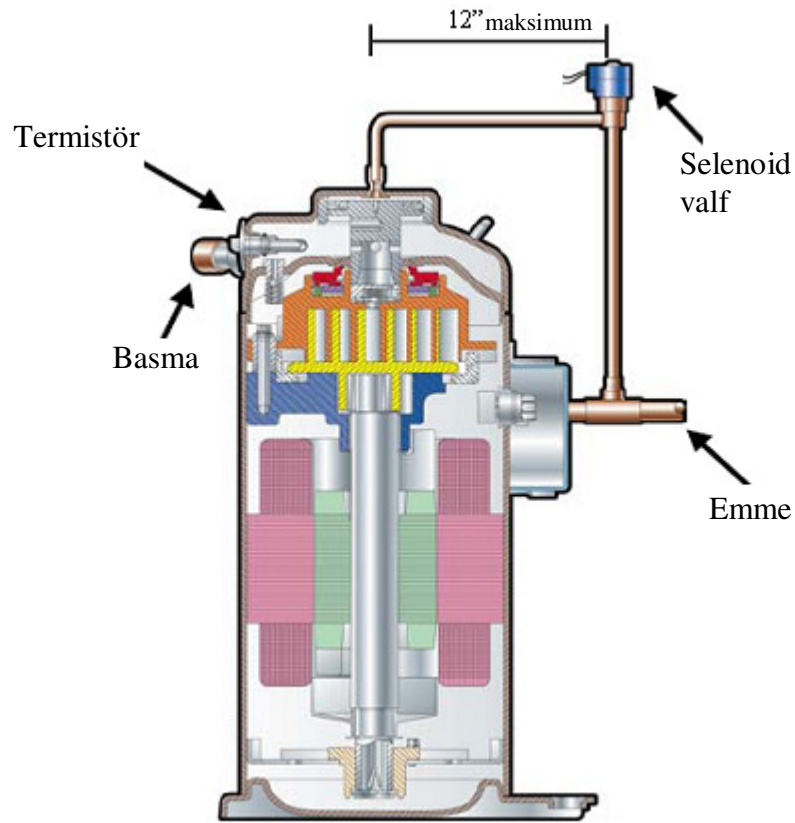
2.1.1 Açık-Kapalı Kapasite Modülasyonu

Kapasite kontrol yöntemlerinin en basiti ve ucuzu olan termostat kontrol daha çok küçük kapasiteli iklimlendirme sistemlerinde kullanılır. Termostat, ortam sıcaklığının önceden belirlenen değere ulaştığını işaret eder ve kompresörü kapatır. Sıcaklık ayar sıcaklığı üstüne çıktığında kompresör tekrar çalışır. Kısmi yüklerde çalışma sırasındaki çevrim kayıpları ve kalkış kayıpları yüksektir. Kalkış sırasında şebekeden çekilen akım normal değerlerin %600'üne kadar çıkar. Bu nedenle, sistem verimi düşer, kötü sıcaklık kontrolü, düşük güvenilirlik ve yüksek bakım maliyeti ortaya çıkar ve enerji tüketimi oldukça yüksektir (Tassou ve ark., 1983).

2.1.2 Dijital Scroll Kompresör ile Kapasite Modülasyon Yöntemi

Bu yöntemde, kompresör motor hızını değiştirmeden scrolların birbirinden ayrılması ile sıkıştırma ve soğutucu akışkanın akışı durdurulur ya da azaltılır. Scrolların birbirinden ayrılması, bir selenoid valf ve yüksek basınç tarafından alçak basınç tarafına atlatma hattı kullanılarak yapılır. Bu tip kompresörlerde üst scroll 1 mm kadar yukarı kalkacak şekilde dizayn edilmiştir. Üst scroll üzerinde bulunan bir pistonun hareketi ile scroll yukarı kalkmaktadır. Piston üst kısmında bir delik ile basma hattına açılan modülasyon odası bulunmaktadır. Selenoid valf modülasyon odası ile emme

tarafı basıncını birbirine bağlar. Selenoid valf kapalı iken, dijital scroll normal scroll kompresör gibi çalışır. Selenoid valf açık iken basma odası ve emme tarafı gas basıncı birbirine bağlanarak bir miktar basınç azalması olur. Bu durumda pistonu aşağı doğru basacak ve tutacak kuvvet azalmış olur. Bu nedenle piston yukarı hareket ederek üst scrollun yukarı kalkmasını sağlar. Bunun sonucu scrollar birbirinden ayrılır, kompresörde sıkıştırma sona ererek soğutucu akışkan akışı durur. Selenoid valf tekrar enerjilendiğinde hattı kapatarak kompresörde sıkıştırmanın devam etmesini sağlar (Emerson Klima Bülteni, 2003). Şekil 2.1’de dijital scroll kompresör kesit resmi görülmektedir.



Şekil 2.1 Dijital scroll kompresör (Emerson Klima Bülteni, 2003)

Solenoid valfin kapalı durumunda kompresör tam kapasitede çalışır ve akış debisi maksimum olur. Kapasite, %10 ile %100 arasında ayarlanabilir. Örnek olarak, 20 sn 'lik çevrimde, solenoid valf 16 sn kapatılır, 4 sn açılırsa soğutma sisteminde %80 kapasite elde edilir (Emerson Klima Bülteni, 2003, Hundy, 2002). Bu yöntem çok geniş kapasite ayar aralığı sunmaktadır. Yüksek verim ve istenen sıcaklığa yakın sıcaklık değeri elde edilebilmektedir. Fakat böyle bir sistemin ilk yatırım maliyeti yüksek olmaktadır. Değişken hızlı modülasyon yöntemiyle dijital scroll modülasyon yöntemi birbirine çok yakın sonuçlar vermektedir (Hundy, 2002).

Literatürde, dijital scroll kompresörün birden fazla kompresörün kullanıldığı soğutma sistemlerine uygulanması Hu ve ark. (2002) tarafından araştırılmıştır. Bu çalışmada yazarlar, maliyet ve enerji verimliliklerini inceledikleri çoklu kompresörlü sistemlerin performans test sonuçlarını sunmuşlardır. Bu sonuçlara göre, dijital scroll kullanılan sistemlerde, tam yükten %17'lik kısmi yüke inilmesi durumunda enerji tüketimlerinin %100'den %25'e kadar düştüğü görülmüştür. Ayrıca, silindir yüksüz bırakma metoduna göre gerekli olan iş %75'lik azalmıştır. İncelenen sistemde yük %17'den %100'e değiştirilebilmiştir. Bu değişim, kapasite ayarının %48'den %104'e kadar yapılabildiği yüksüz bırakma sistemlerinden daha geniş bir aralığı temsil eder. Elde edilen sonuçlara göre, dijital scroll kompresör kullanılarak kapasite modülasyonu değişken hızlı sisteme göre %20 daha ucuzdur.

Çoklu kompresör kullanılan soğutma sisteminde dijital scroll kompresör kontrolü Jiang ve ark. (2006) tarafından araştırılmıştır. Kan ve ark. (2005) ise dijital scroll kompresörün soğuk odalara uygulanması konusunu araştırmıştır. Dijital scroll kompresörün enerji tasarrufu konusunda araştırma yapan diğer yazarlar ise Zhou ve ark. (2005) ile Ye ve ark. (2006) dır. İklimlendirme sistemlerinde büyük bir doğrulukta sabit sıcaklık ve nem kontrolü konusunda dijital scroll kompresörlerin performansını Qiu ve ark. (2006) incelemiştir. Değişken hızlı kompresör ve dijital scroll kompresörün kapasite modülasyonu açısından analizi, Ma (2006) ve Shi (2006) tarafından yapılmıştır.

Huang ve ark. (2007) kanallı iklimlendirme sistemlerinde ısıtma ve soğutma şartları için dijital scroll kompresör ile standart kompresörü işletme karakteristikleri açısından deneysel olarak incelemiştir. Çalışmada, hava debisinin, soğutma (ısıtma) kapasitesi, giriş gücü, soğutma performans katsayısı (COP), çıkış sıcaklığı, basma sıcaklığı ve emme sıcaklığı üzerindeki etkisi incelenmiştir. Sonuç olarak yazarlar, kanallı iklimlendirme sistemlerinde, dijital scroll kompresörün değişken hava debili çalışmaya daha iyi adapte olduğu, ayrıca ekonomik performans, güvenilirlik açısından da daha iyi olduğu sonucuna ulaşmışlardır.

2.1.3 Silindir Yüksüz Bırakma Modülasyon Yöntemi

Kapasite modülasyonu pistonlu kompresörlerde silindirin yüksüz bırakılması yoluyla da yapılmaktadır. Silindir yüksüz bırakma ya da emme valfi yüksüz bırakma, emme valfinin bazı silindirlerde kaldırılarak açık duruma getirilmesiyle yapılır. Termostat yada basınç ölçer, emme valfini açık tutacak olan solenoid valfi enerjilendirerek açık kalmasını sağlar. Silindir emme valfinin açık kalması durumunda soğutucu akışkan sıkıştırılmaz. Bu işlem, soğutma kapasitesinin düşmesine neden olur. Bu yöntem düşük maliyet getirir fakat çoklu silindire sahip kompresör gereklidir. Kapasite modülasyonu kontrüksiyona bağlı olmakla birlikte 4, 6 ve 8 silindirli kompresörlerde sırayla %50, %75 ve %100 veya %33, %66 ve %100 oranında yapılabilir (Bitzer Kompresör Raporu, 2006).

Cawley ve ark. (1974) silindir yüksüz bırakma yöntemi ile iki hızlı kompresör kullanımını kısmi yük verimleri açısından incelemiştir. Sonuç olarak, enerji verimlilik oranı açısından iki hızlı sistemin silindiri yüksüz bırakmanın kullanıldığı kompresöre göre 49% daha fazla enerji verimliliğine sahip olduğu bulunmuştur. Bu sonucu, düşük hızlarda sürtünme kayıplarının az olması nedeniyle iki hızlı kompresörde güç girişinin daha az olmasıyla açıklamışlardır.

Wong ve ark. (1988) deneysel çalışmalarında değişken hızlı kapasite modülasyonu kullanılan sistemin silindir yüksüz bırakma yönteminden daha verimli olduğunu bulmuşlardır. Değişken hızlı sistemde, COP, isentropik verim, hacimsel verim değerleri kompresör hızının azalmasıyla artmıştır. Silindir yüksüz bırakma yönteminde ise COP ve isentropik verim azalmıştır. Aynı yazar bir başka çalışmasında (1989), değişken hızlı sistemin ekonomik analizini yapmıştır. Buna göre değişken hızlı sistemi daha ekonomik bulmuştur. Ancak sürekli olmayan çalıştırma durumunda ekonomik olmadığı ve ilk yatırım maliyetinin yüksek olduğu sonucuna ulaşmıştır.

Daha yakın bir tarihli bir çalışmada Yaqub ve ark. (1996) silindir yüksüz bırakma ve emme gazını kısmının düşük yüklerde kapasiteyi azaltma amacıyla kullanımını araştırmıştır. Çalışmada, kısmi yükte bir ya da iki valfi yüksüz bırakma uygulanmıştır. Bu, soğutucu akışkan debisini ve buna bağlı olarak soğutma kapasitesini düşürmektedir. Geçen debiyi düşürmek için kompresör öncesinde bir kısma valfi gereklidir. Başka bir çalışmasında Yaqub ve ark. (2001), üç farklı kapasite modülasyon yöntemini incelemiştir. Çalışmasında, silindir yüksüz bırakma, emme basıncı kısma ve sıcak gaz atlatma yöntemlerini karşılaştırmıştır. Bu yöntemler, COP ve işletme sıcaklığı açısından incelenmiştir. Sonuç olarak, silindir yüksüz bırakmanın en yüksek COP'ye sahip yöntem olduğu sonucuna ulaşılmıştır.

2.1.4 Sıcak Gaz Atlatma (by-pass) Kapasite Modülasyon Yöntemi

Sıcak gaz atlatma, bir miktar soğutucu akışkanın hiç soğutma yapmadan basma hattından emme hattına bir boru bağlantısı ile aktarılmasıdır. Pistonlu ve santrifuj kompresörler bu yöntem ile kontrol edilebilir. Bazı sistemlerde daha yumuşak anahtarlama ve kontrol için iki modülasyon birlikte kullanılır. Silindir yüksüz bırakma ile sıcak gaz atlatma bunlardan biridir. Bu yöntemde ekstra valf ve borulama gerekir. Hassas sıcaklık kontrolü yapmak zordur. (Emerson Klima Bülteni, 2003, Solberg, 2003). Sıcak gazın emme tarafına verilmesi farklı noktalardan yapılabilir, ilki dağıtıcı

sonrası evaporatör girişi, ikincisi kompresör emme borusu olabilir (Emerson Klima Bülteni, 1965, Emerson Klima Uygulama Rehberi, 2004).

Gaz atlatmanın emme borusuna yapılması; Kontrol ekipmanı, kapasitenin düşürülmesi için sinyal verdiği selenoid vana açılır ve bir miktar sıcak gaz direk emme hattına gönderilir. Böylece sistemde yapay bir yük yaratılmış olur, ancak bu yöntem sistem veriminde düşmeye neden olur. Çoklu evaporatörlü sistemler, kompresör-evaporatör arası çok uzak olan sistemlere sıcak gaz atlatma uygulanmasında, sıcak gazın emme hattına verilmesi daha pratik ve ekonomik olmaktadır. Ancak, bu yöntemin uygulanmasında kompresörün aşırı ısınması ve evaporatörde yağ birikmesi olabilmektedir. Ayrıca, emiş basıncının artması ile kompresör çıkış basıncı da yükselir. Bu, aşırı ısınma meydana getirir. Sonuçta soğutucu akışkan ile yağ molekülleri reaksiyona girerek asit ve diğer zararlı maddeler meydana getirir, bu olay, hermetik tip kompresörlerde motor yanmasının en başta gelen sebebini oluşturur. Evaporatör mesafesi yakın olan sistemlerde sıcak gaz atlatma termostatik genişleme vanası kuyruğu ve dış dengeleme borusundan önce yapılmak suretiyle ilk yöntemde anlatılan olumsuzluklar kısmen önlenir.

Evaporatör girişinde soğutucu akışkan atlatma yapılması; Dağıtıcı kullanılan bir sistemde sıcak gaz atlatma işlemi yapılacak ise dağıtıcı borusunda basınç düşmesi olmadan eklenen gazın iletilebilmesi için daha büyük dağıtıcı ile değiştirilmesi gerekir. Evaporatör girişine gaz atlatma yapılması sayesinde kompresörün aşırı ısınması ve gaz hızının evaporatör boyunca artmasını önlenmektedir. Bu yöntemde selenoid ve genişleme valfi boyutları sistem için uygun olmalıdır. Ancak, çoğu kez termostatik genişleme vanası ile atlatma basınç regülatörünün birbirini etkilemesi sonucu sistem avlanma (hunting) durumuna girer veya beklenen kapasiteyi vermez hale gelir. Atlatma bağlantısı ile termostatik genişleme vanası kuyruğu arasındaki emiş borusunun boyu 100 cm'den az ise ve bir dirsek bulunmuyorsa sıcak gaz ile emiş gazı iyice karışamaz ve termostatik genişleme vanasının kontrolü iyi olmaz (Emerson Klima Bülteni, 1965).

Sıcak gaz atlatma ile ilgili Yaqub ve ark. (2000) yaptığı çalışmada, otomatik gaz atlatma tekniği ile kısmi yükte işletme durumunda iklimlendirme ve soğutma sisteminin kapasitesini düşürme üzerinde durmuşlar. Buna göre, sıcak gaz kompresör çıkışından bir hat ile alınmış ve valf üzerinden emişe verilmiştir. Çalışmada, R134a için sıcak gaz atlatmanın termodinamiğin birinci ve ikinci yasa analizi yapılmıştır. İkinci yasa analizine göre, atlatma valfinin tersinmezlik kayıpları kapasite düşmesiyle önemli miktarda artmaktadır. Aynı yazarların bir başka çalışmasında (2000), kompresör emmesine sıcak gaz atlatma ile sıvı soğutucu akışkan enjekte etme incelenmiştir. Buna göre, emmeye sıcak gaz atlatma durumunda (sıvı enjeksiyonu olmadan) kompresör basma sıcaklığının çok arttığı görülmüştür. Bu çalışmalara ek olarak, Tso ve ark. (2001) sıcak gaz atlatma ve emme basınç kontrolü ile olan kapasite modülasyonlarını matematiksel model kullanarak karşılaştırmışlardır. COP ve evaporatör duyulur ısı oranının soğutulan kabinin yük değişimine, ayar sıcaklığına ve çevre sıcaklığına göre değişimi analiz edilmiştir. Emme basınç kontrolü ile kapasite modülasyonu yapmanın sıcak gaz atlatmaya göre daha verimli olduğu sonucuna ulaşmışlardır. Cho ve ark. (2005) vitrin tipi bir soğutma sisteminin performansını açık-kapalı çalışma ve sıcak gaz atlatma durumunda analiz etmişlerdir.

2.1.5 Sürgü Valfi ile Kapasite Modülasyonu

Dönel ve vidalı kompresörler kısmi yüklerde gerekli soğutma kapasitesini sürgü valfi kullanarak, cihazın gövde içerisinde sıkıştıracağı toplam soğutucu akışkan hacmini düşürerek ayarlamaktadır. Bu kontrol metodunda kompresör sıkıştırma hacmi %25 pozisyondan başlayarak %50, %75 ve 100% e kadar kapasite modülasyonu sağlanmaktadır. Emme gaz akışı soğutma kapasitesini ve emme hacmini hesaplamak için ölçülmektedir (Bitzer Kompresör Raporu, 2006b). Vidalı kompresörlerin kontrolü genellikle sürgü valfi veya hız kontrol yöntemi ile yapılır. (Reindl, 2002) yaptığı çalışmada, vidalı kompresörler için sürgü valfi ile kapasite modülasyonunu incelemiştir. Sonuçlarda, sıkıştırılan soğutucu akışkan hacminin azalmasıyla soğutma kapasitesi ve dolayısıyla efektif kompresör hacmi azalmıştır.

2.1.6 Çoklu Kompresör ile Kapasite Modülasyon Yöntemi

Kısmi yük durumunda, kompresörün devreye girip çıkması daha fazla olmaktadır. Bu, kapasiteyi ayarlamaktadır ancak kompresörün daha hızlı yıpranmasına neden olmaktadır. Kısmi yüklerde soğutma sistem kapasitesi tek bir çevrimde birden fazla kompresör kullanımıyla ayarlanabilmektedir. Çoklu kompresör kullanımı kısmi yüklerde enerji tüketimini düşürebilmektedir. Ayrıca soğutma sistemlerinde arıza durumunda meydana gelen sermaye kaybı bakım masraflarından çok daha fazla olabilmektedir. Çoklu kompresör kullanımı, bakım ya da arıza sırasında diğer kompresörlerin kullanımı sayesinde bu riskleri ortadan kaldırmaktadır. Kısmi yük durumunda gerektiği kadar kompresör devreye alınarak gereksiz kapasiteden kaçınılmış olur. Bu sistemlerde kompresörler arasında yağ eşitleme bağlantısının yapılması zorunludur. Bu yöntem ile hatasız sıcaklık, nem kontrolü yapılması da kapasite ayar adımının geniş olması nedeniyle mümkün olmaktadır (Bitzer Kompresör Raporu, 2006, Emerson Klima Bülteni, 2003).

Çoklu kompresörlü sistemler ile ilgili araştırma yapan Winandy ve ark. (2003), iki scroll kompresörün paralel olarak kullanılmasının kapasite ayarı için verimini incelemişlerdir. Sonuç olarak, bu yöntemin avantajlı olduğunu, ancak kısmi yükte yağ geri dönüşü ile ilgili problemler olduğu sonucuna ulaşmışlardır. ASHRAE'ye göre (ASHRAE, 1998) gaz hızı ve borulama geometrisi çoklu kompresörlerde yağ dönüşü açısından en önemli konudur. Buna ek olarak, kompresörlerin paralel işletilmesi durumunda soğutucu akışkan çevrimini ayırmak önerilmekle birlikte bu işlemin her zaman mümkün olmadığı ve kısmi yük durumunda her zaman aynı işletme avantajını sağlamadığı belirtilmiştir.

2.1.7 Değişken Hızlı Kapasite Modülasyon Yöntemi

Değişken hızlı kapasite modülasyonu farklı hız değiştirme mekanizmaları kullanılarak kompresör hızının değiştirilmesiyle sağlanır. Bu yöntem aynı zamanda,

değişken frekans sürücü [VFD], ayarlanabilir frekans sürücü [AFD], değişken hız sürücü [VSD], invertör gibi isimlerle de anılır. Değişken hızlı kapasite modülasyon yönteminde, kompresör dönme hızı, ihtiyaç olan soğutma kapasitesini karşılayacak şekilde ayarlanır. Değişken hızlı ve sabit hızlı soğutma sistemi arasındaki temel fark kısmi yüklerde kontroldür. Karşılaşılan bazı problemler şunlardır;

- kompresör ve değişken devir sürücülerinin uyumu,
- genel amaçlı değişken devirli sürücülerin kullanılması nedeniyle yüksek maliyet,
- değişken devirli sistemlerin performans karakteristikleri konusunda yetersiz bilgi,
- beklenen enerji tasarrufunu gösterecek düzenin kurulamaması,
- uygun olmayan kontrol sistemleri

Bu modülasyon yöntemindeki çalışmalar, mekanik ve elektriksel çalışmalar olarak sınıflandırılabilir. Yapılan çalışmalar, değişken hız teorik analizi konusunda ve mekanik ekipmanlardaki uyum ve problemlerle ilgilidir. Elektriksel çalışmalar ise değişken hız sürücü ve kontrolü ile ilgilidir (Qureshi ve ark., 1996). Literatürde bu alanda yapılmış çalışmalar aşağıda özetlenmiştir.

Muir ve ark. (1979) çalışmalarında, bilinen teknikleri kullanan genel soğutma ve evsel iklimlendirme sistemleri için değişik kapasite modülasyon yöntemlerini sezonsal enerji tasarrufu için incelemiştir. Bu metod değişik dış hava sıcaklıklarında kararlı durum ve açık kapalı çevrim etkilerini dikkate alarak evsel iklimlendirme sistemlerinin sezonsal verimini karşılaştırmıştır. Sonuç olarak kayıpların azaldığı ve büyük enerji tasarrufu sağlandığı görülmüştür.

Tassou ve ark. (1981, 1982, 1983, 1984) ve ayrıca Tassou (1991) kapasite modülasyonu ile ilgili yaptıkları çalışmalarda, küçük kapasiteli ısı pompası sistemlerine yoğunlaşmıştır. Değişken hızlı kapasite kontrolü ile enerji tüketiminin değişimi, yaygın olarak kullanılan sabit devirli sistemlere göre kazançlar, kapasite ayarının işletme şartları açısından etkisi, değişken hızlı sistemin matematiksel modeli, ısı pompasının

kısmi yük ve dinamik performansı gibi konular incelenmiştir. Araştırmalar, değişken hızlı kapasite ayarının konvansiyonel sistemlerle karşılaştırıldığında % 15 gibi enerji dönüşüm verimi sağladığını göstermiştir.

Shimma ve ark. (1988) ise yaptığı çalışmada, invertör kullanımının bazı detayları ve iklimlendirme sistemlerindeki invertör uygulamalarında elde edilen enerji tasarruf miktarına yoğunlaşmıştır. Yazar, iklimlendirme sistemlerindeki herbir elemanın tek başına verimlerini artırma ve daha iyi kontrol metodlarının kullanılmasıyla daha büyük enerji tasarrufu ve daha iyi sistem performansının elde edilebileceğini ortaya koymuştur. Küçük sistemlerde beklenen enerji tasarrufunu %20-40 arasında bulmuştur. Bu tasarruf, düşük işletme hızlarındaki yüksek verimden kaynaklanmaktadır. Düşük hız bölgesinde, sıkıştırma oranının düşmesi nedeniyle soğutma performansının arttığı gözlenmiştir. Değişken devirli kapasite kontrol yönteminde oda ayar sıcaklığındaki dalgalanmada, aç-kapa kontrole göre %50 azalma sağlamıştır. Buna ek olarak, başlangıçta yüksek hızda çalışma nedeniyle oda sıcaklığını istenen değere getirme süresi de azalmıştır. Yazar, daha sonra araştırılması gereken konuları, kısma mekanizması, invertör tarafında yaratılan harmonik gürültünün düşürülmesi, invertör güvenilirliği, düşük devirlerde titreşim problemini azaltma, yüksek devirlerde gürültü problemini düşürmek ve invertör maliyetini düşürme olarak belirlemiştir.

Rasmussen (1997), değişken devirli, üç fazlı, fırçasız doğru akım motor kullanılan ev tipi soğutucunun prototipini yaparak, performans incelemesi yapmıştır. Motorun yapısını inceleyerek, motor ve sürücü verimleri ile ilgili testler yapmıştır. Dizayn parametrelerini kompresörlerin çalışma aralığı olan 2000-5000 rpm devirde incelemiştir. Sonuç olarak, sürücü veriminin sadece işletme hızına bağlı olduğunu göstermiştir. 2200 rpm devir sayısının kompresör uygulamalarında uzun süreli işletmelerde ideal değer olduğu sonucuna ulaşmıştır. Değişken devirde sürekli işletme durumunda konvansiyonel sistemlere göre tasarruf miktarını yaklaşık %40 bulmuştur. Sistemin çok sessiz olmasını, bakım maliyetlerinin azalmasını da diğer avantajlar olarak belirlemiştir.

Değişken hızlı kapasite modülasyon yönteminde farklı tip kompresörler Lida ve ark. (1982) tarafından incelenmiştir. Bu çalışmada, 3 kw soğutma kapasiteli rotary kompresöre sahip ısı pompası üzerinde deneysel çalışma yapılmıştır. Bu çalışmaya göre, kompresör hız değişimi için pratik aralığın, 25 Hz ile 75 Hz arasında olduğu sonucuna ulaşılmıştır. İnvvertör ile sürülen kompresörde sabit hızlı sisteme göre enerji verim artışı görülmüştür. Maliyet ve sezonsal verim analizi sonucu invertörlü sistemde sistem elemanları boyutlarının daha küçük seçilmesi nedeniyle ilk yatırım maliyetinde %20 lik tasarruf ve %20-26 arası enerji tasarrufu elde edilmiştir. Sistem ilk yatırımının geri dönüşüm periyodunun 3-4 yıl olduğu gözlenmiştir. Ayrıca, değişken devirli sistemde sıcaklık kontrolünün daha stabil olduğu, yumuşak kalkış ve düşük gürültü sağlandığı sonucuna ulaşılmıştır.

Yukarıdaki çalışmayla aynı yıl Itami ve ark. (1982) frekans kontrollü pistonlu ve rotary kompresörleri güvenilirlik ve performans açısından test etmiştir. Güvenilirliği sağlamak için her tip kompresörde yapılması gereken değişiklikleri belirlemişlerdir. Örneğin, pistonlu kompresörlerde düşük hızlarda uygun yağlama sağlamak amacıyla iki kademeli yağ pompası kullanılması önerilmiştir. Rotary kompresörlerde yüksek işletme frekanslarında, kompresörden gönderilen aşırı yağ miktarından korumak için basma mekanizması ve aşırı ısınmayı önlemek için sıvı enjeksiyon sistemi kullanılmıştır. Rotary kompresörün işletme frekansı arttığı zaman, hacimsel verim ve motor veriminde artış görülmüş, buna karşılık pistonlu kompresörler mekanik ve sıkıştırma veriminde işletme frekansının düşmesiyle artış göstermiştir. Sezonsal verimlilikte bilinen konvansiyonel aç-kapa kontrole göre değişken frekanslı kontrol %20-40 arasında artış göstermiştir.

Ek olarak Senshu ve ark. (1985) yaptıkları araştırmada scroll kompresöre sahip küçük kapasiteli bir ısı pompasının pistonlu kompresöre göre %30 yıllık verim artışı gösterdiği sonucuna ulaşmıştır. Ayrıca, invertörlü bir ısı pompasının invertör kayıplarından dolayı nominal yük durumunda sabit devirliye göre daha düşük enerji verimlilik değeri gösterdiğini söylemişlerdir.

McGovern (1988), 300-900 rpm hız aralığına sahip, açık-tip iki silindirli pistonlu kompresörün performansını araştırmıştır. Performans parametrelerinden, akış kütleli debisi, şaft gücü, kompresör basmasında gaz sıcaklığı test edilen hız aralığında hız ile doğrusal bir artış göstermiştir. Bunun yanında hacimsel verimin % 66 gibi bir değerde neredeyse sabit kaldığı görülmüştür. Mekanik verimde hıza bağlı değişimin çok küçük olduğu görülmüştür, bu değişim hızın 300 rpm'den 900 rpm'e çıkması durumunda %92'den %94'e yükselmiştir.

Bu konuda araştırma yapmış diğer yazarlar Ischii ve ark. (1988, 1990) dır. Yazarlar, yaptıkları iki farklı çalışmada, scroll kompresörleri rotary kompresörler ile mekanik verim ve dinamik performans açısından karşılaştırmıştır. Scroll kompresörlerin rotary kompresörlere göre daha iyi titreşim özelliği, daha kötü mekanik verim gösterdiği sonucuna ulaşmıştır. Scroll kompresörlerin mekanik verimlerinin daha iyi dizayn ile geliştirileceği sonucuna ulaşmışlardır.

Kompresörlerle ilgili diğer bir çalışma Tassou ve ark. (1994) tarafından yapılmıştır. Bu çalışmada, değişken devirli sistemde pozitif yerdeğiştirmeli rotary kompresör denenmiştir. Sonuç olarak rotary kompresörün toplam verim açısından klasik sisteme göre fayda sağlamadığı ancak bu yöntem ile düzgün sıcaklık kontrolü yapılabildiği ve yükteki ani değişimlere cevap verilebildiği görülmüştür. Aynı yazar ve ark. (1998) pozitif yerdeğiştirmeli açık tip, yarı açık pistonlu ve açık tip rotary kompresörde değişken hızlı modülasyon yöntemini araştırmıştır. Sonuç olarak, tüm kompresörler değişken hızlı çalışması durumunda enerji tasarrufu sağlamıştır. Bunun yanında sabit kafa sıcaklığında ve düşük hızlarda sadece açık tip pistonlu kompresör COP artışı sağlamıştır. Değişik kafa sıcaklıklarında tüm kompresörler COP artışı sağlamıştır. Analizler sonucu açık tip pistonlu kompresörün en verimli kompresör olduğu sonucuna ulaşılmıştır. Ilık iklimlerde tasarrufu %24, sıcak iklimlerde %12 olarak bulunmuştur.

Cho ve ark. (2003) yaptığı çalışmasında, inverter ile sürülen değişken hızlı kompresöre sıvı soğutucu akışkan enjeksiyonu yapılması durumunda kompresör

performansını incelemiştir. Kompresöre enjeksiyon basıncı ve enjeksiyon yerinin etkisi ile kompresör hızı arasındaki ilişkiyi incelemiştir. Buna göre, scroll kompresörü yüksek sıkıştırma oranında işletmenin son derece yüksek basma sıcaklıklarına neden olduğu, bunun da kompresör güvenilirlik ve verimine zarar verdiği sonucu çıkarılmıştır. Yazar, sıvı enjeksiyonunun performansa etkisini işletme şartlarının ve enjeksiyon yerinin fonksiyonu olarak enjeksiyon olmayan durum ile karşılaştırarak vermiştir. Buradan, yüksek frekansta sıvı enjeksiyonunun yüksek performansa ulaşarak çok etkili olduğu, fakat düşük frekansta enjeksiyonun bazı dezavantajları olduğu sonucuna ulaşmıştır.

Apra ve ark. (2004a) yaptıkları çalışmada değişken hızlı kompresör ile açık kapalı ayar yöntemini enerji verimi açısından karşılaştırmıştır. Bu çalışmada, yarı-açık pistonlu kompresör kullanılmış. Kompresörde R22, R507 ve R407C soğutucu akışkanı kullanılmıştır. Sonuçlara göre R407C gazı kullanıldığı durumda termostat kontrollü sisteme göre ortalama %12 daha az elektrik tüketimi olmuştur. Sonuç olarak R407C gazı R507 den daha iyi performans göstermiş, R22 ise en iyi performans gösteren gaz olmuştur.

Rice (1988, 1992) farklı zamanlarda yaptığı çalışmalarında, ısı pompalarında çevrim kayıplarını azaltma, ısı eşanjörlerinin yüksüz olması, defrost kayıplarının azaltılması, yedek ısıtmanın azaltılması gibi önlemlerle %27 enerji tasarrufu sağlanabileceği sonucuna ulaşmıştır. Motor-kayma kayıpları, invertör dalga formundaki biçim bozukluğu, invertör tipi gibi faktörler frekansa bağlı olarak motordan elde edilen gücü %20 oranında azalttığı, elektronik kontrollü motor-invertör kullanımının bu kayıpları azaltacağı sonucuna ulaşmıştır.

Nasutin ve ark. (2006) yaptığı çalışmada, değişken devirli kompresörlü iklimlendirme sistemlerinin enerji tasarrufunu belirlemek için deneysel çalışma yapmıştır. Beş dakika aralıklarla günde iki saat ölçümlerin yapıldığı data değerlendirme biriminde açık kapalı ve değişken devirli çalışma karşılaştırılmıştır. Sonuç olarak, 22 °C ayar sıcaklığına karşılık enerji tasarrufu %25 olarak bulunmuştur.

Yakın tarihte Cuevas ve ark. (2008) tarafından yapılan deneysel çalışma değişken hızlı sistemlerde invertör verimini, kompresör isentropik ve hacimsel verimi etkileyen problemlerle ilgili olmuştur. Deneyler sonucunda invertör veriminin %95 ile 98 arasında değiştii görülmüştür. Bu değişim sırasında kompresör elektriksel gücü 1,5 ile 6,5 kw arasında değişmiştir. 75 Hz hızda elektromekanik kayıplarda düşme görülmüştür, bu kayıplar kompresör hızının artmasıyla artmıştır. Maksimum isentropik verim basınç oranının 2,2 olduğu durumda %65 olmuştur.

Bu çalışmalara ek olarak çoklu evaporatörün kullanımı, modelleme ve CO₂ akışkanlı sistemlerin değişken hızlı kompresör ile kullanımı ile ilgili çalışmaların incelenmesi sırasıyla verilmiştir. Ryska ve ark. (2000) sunduğu çalışmada, araçlardaki değişken hız ile modülasyon incelenmiştir. Bu metoda göre toplam soğutma performansının araç motor hızına göre değiştii görülmüştür.

Park ve ark. (2001), yaptığı çalışmada, değişken devirli kompresör, iki adet evaporatör ve elektronik genleşme elemanı [EGV] kullanarak çoklu üniteli sistemin deneysel analizini yapmıştır. Kompresör işletme frekansı belirlenen soğutma yükünü karşıladığı durumda EGV açıklığı hesaplanmıştır. Kompresör işletme frekansı yük artışı ile arttığı zaman EGV daha fazla açılarak optimum COP elde etmektedir. Kompresör işletme frekansı yük artışı ile arttığı zaman kompresör güç tüketimi de artmaktadır. Yük oranında artış ile birlikte üniteler arasındaki fark artacak, toplam soğutma kapasitesi sabit olmasına rağmen COP' nin düşeceği sonucuna ulaşılmıştır.

Choi ve ark. (2003) çalışmasında, çoklu üniteye sahip iklimlendirme sistemi kullanarak deneysel bir araştırma yapmıştır. Kompresör devri ve uygun akış dağılımı bu tür sistemlerin ana hedefidir. Genleşme elemanı, çoklu üniteli inverterli sistemlerde kritik rol oynamaktadır. Çünkü optimum kızgınlık kontrolü uygun genleşme elemanı ile her evaporatörde yeterli kapasite yaratan soğutkan miktarı gönderilmesiyle ayarlanır. Uzun yıllar kılcal boru, kısa orifis, termostatik genleşme vanası iklimlendirme sistemlerinde veya ısı pompalarında genleşme elemanı olarak kullanıldı. Bu genleşme

elemanları çoklu ünitelerde uygun değildir. Çünkü stabilite problemleri nedeniyle kızgınlık kontrolü ve her evaporatörde yeterli kapasite sağlamakta sorun olmaktadır. Literatürde EGV lerin çoklu ünitelerde kullanımı ile ilgili araştırma az olmasına karşın bu sistemlerde uygun performans sağlamaktadırlar.

Park ve ark. (2002) yaptığı çalışmada, sıvı enjeksiyonlu değişken devirli scroll kompresörde süreklilik, enerji ve gaz denklemi kullanılarak termodinamik model geliştirmiştir. Modelde, alçak kompresör basıncı enerji balansı, emme gazı ısıtma, motor verimi ve kompresör devrinin fonksiyonu olarak gaz kaçağının dikkate alındığı hacimsel verim yer almaktadır. Geliştirilen modelde, enjeksiyon olmayan durum için tahmin sonuçları ve deneysel sonuçlar karşılaştırılmıştır. Modelde, kütleli debi, emme gazı ısıtma, soğutma kapasitesi ve kompresör tüketim değerleri frekansın fonksiyonu olarak tahmin ve analiz edilmiştir. Soğutucu akışkan enjeksiyonunun performansa etkisi frekans, enjeksiyon şartları ve enjeksiyon geometrisine bağlı olarak değerlendirilmiştir.

Değişken hızlı sistem modelini çıkarma ile ilgili diğer bir çalışma Aprea ve ark. (2004b) tarafından yapılmıştır. Bu çalışmanın temel amacı buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimini simüle etmektir. Amaca uygun olarak sistem modeli çıkarılmıştır. Bu model ile değişen hızlar için sistem performans analizi yapılabilmektedir. Yazar model ile deney sonuçlarını karşılaştırmış ve uyumlu olduğunu görmüştür. Yarı-açık pistonlu kompresörün kullanıldığı sistemde, soğutucu akışkan olarak R22 gazı kullanılmıştır. Ayrıca değişken hızlı kompresör sisteminin ekserji analizi yapılmıştır.

Cho ve ark. (2007), karbondioksit kullanılan değişken devirli soğutma sistemiyle hidro flor karbon [HFC] soğutucu akışkanların kullanıldığı konvansiyonel sistemleri performans açısından karşılaştırmıştır. Yazarlar, soğutkan miktarı, kompresör frekansı, EGV açıklığı, iç ısı eşanjörü uzunluğunun soğutma performansına etkisini ölçmüş ve analiz etmiştir. Basit CO₂'li soğutma sisteminde kompresör basma basıncının 9,2 Mpa olduğu durumda, iç ısı eşanjörü olmadan maksimum 2,1 COP değeri ve optimum 282 gr CO₂ şarj miktarı bulunmuştur.

Soğutma sistemlerin elektriksel kontrol algoritmaları da sistem verimi açısından çok önemlidir. Çünkü sistemde meydana gelen değişikliklere hızlı cevap verebilmek bu algoritmalara bağlıdır. İklimlendirme sistemlerinde açık kapalı, oransal, integral ve türev [PID] kontrol en yaygın kullanılan metottur. Değişken hızlı kapasite modülasyonunun kullanıldığı sistemlerde, kompresörün ve elektronik genişleme vanasının kontrolü için uygun algoritmanın seçilmesi çok önemlidir. Son zamanlarda yapay zeka temelli kontrol metodları gelişmeye ve kullanılmaya başlanmıştır. Bunlardan bulanık mantık, yapay sinir ağları en çok uygulanan yapay zeka yöntemleridir. Klasik kontrol yöntemleri bu yeni metodlarla yer değiştirmeye ya da birlikte kullanılmaya başlanmıştır. Bu nedenle, bu yöntemlerin soğutma kapasite modülasyon yöntemlerinin uygulandığı sistemlerde kullanımı ile ilgili araştırmalar yapılmaktadır. Bu konuda yapılmış çalışmalar özetlenirse;

Soğutma sisteminde bulanık mantık kontrolün klasik termostat kontrollü yöntemle karşılaştırılması Aprea ve ark. (2004c, 2006a) tarafından yapılmıştır. Bu çalışmada, soğuk depolama amaçlı kullanılan buhar sıkıştırımlı ticari soğutma ünitesinde, bulanık mantık tabanlı kontrol algoritmasını ve soğuk depolama sıcaklığına bağlı olarak en uygun kompresör hızı seçimi incelenmiştir. Temel amaç, 50 Hz nominal frekanslı sabit devirli kompresörde klasik sıcaklık kontrolü ile kapasite kontrolü yerine invertör ile kompresör hızını ayarlayan bulanık mantık algoritması kullanılarak kontrol yapılması durumunda enerji tasarruf miktarı gözlenmesidir. Değişken devirli pistonlu kompresör hızı, elektrik motor frekansının 30-50 Hz arasında değiştirilmesiyle sağlanmıştır. Kompresörde çarpmalı yağlama sistemi problemlerinden dolayı elektrik motoru frekans değeri 30 Hz den daha küçük olması mümkün değildir. Bu frekans aralığında, R22 soğutucu akışkan ile değiştirilmek üzere önerilen en uygun iki akışkan R407C ve R507 test edilmiştir. Soğutma sisteminde ekserji analizi yapılmıştır. Yazar, deney sonuçlarına göre, soğutucu akışkan olarak R407C kullanıldığı soğuk depolama ve diğer soğutma sistemlerinde kompresör hızının bulanık mantık ile kontrolü, klasik termostat kontrolü ile karşılaştırıldığında %13 gibi önemli bir enerji tasarrufu sağlandığı sonucuna

ulaşmış ayrıca invertör maliyetlerinin geri ödeme süresinin de kabul edilebilir olduğu sonucuna ulaşmıştır.

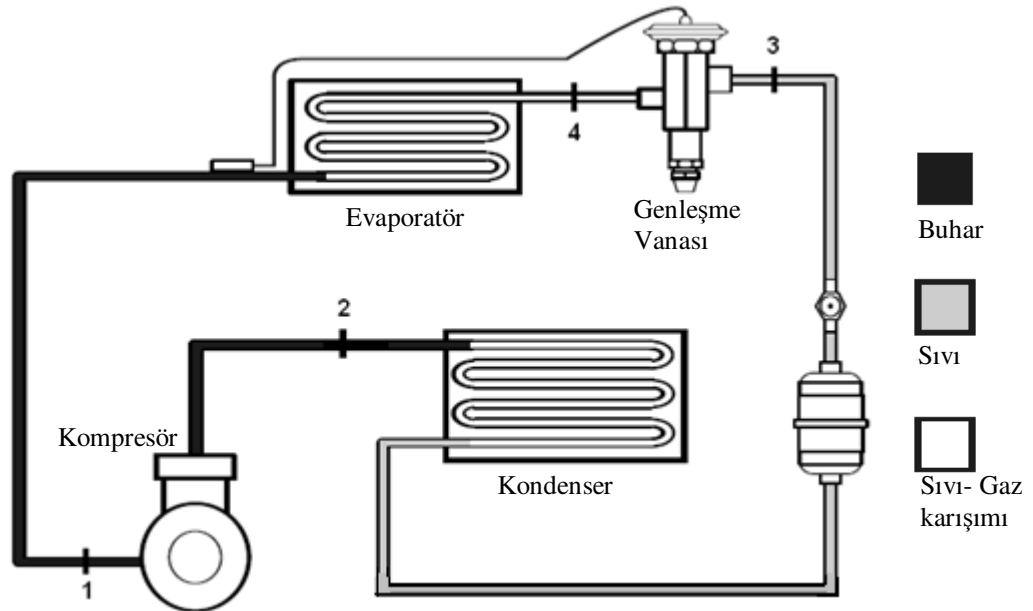
Apra ve ark. (2006b) bir başka çalışmasında, ısı pompası ve soğuk su üretici olarak kullanılabilen buhar sıkıştırma bir sistemde deneyler yapmıştır. Yapılan deneysel çalışmaların amacı klasik termostat kontrolü yerine değişken devirli scroll kompresör kullanılan sistemin enerji tasarrufunu gözlemektir. Kompresör hız kontrolü motor elektrik hattında bulunan invertörün bulanık mantık algoritması ile kontrolüyle gerçekleştirilmiştir. Sistemde su soğutmalı plakalı eşanjör su tankı içine daldırılmıştır. Hava soğutmalı kanatlı borulu eşanjör ve iki termostatik genişleme elemanı kullanılmıştır. Değişik çalışma şartlarında scroll kompresör bulanık mantık ile kontrolünde klasik sisteme göre %20 enerji tasarrufu sağlandığı sonucuna ulaşmıştır.

BÖLÜM ÜÇ

SOĞUTMA ÇEVİRİMİNİN TEMEL TERMODİNAMİK ANALİZİ

3.1 Buhar Sıkıştırırmalı Soğutma Sistemi

Termodinamiğin önemli uygulama alanlarından biri soğutmadır. Soğutma düşük sıcaklıktaki bir ortamdan yüksek sıcaklıktaki bir ortama ısı geçişidir ve soğutma makineleri veya ısı pompaları kullanılarak gerçekleştirilir. Bu işlemin gerçekleşebilmesi için sistemde soğutucu akışkan dolaştırılır. Bu dolaşım sırasında soğutucu akışkan çeşitli termodinamik işlemlere tabi tutulur. Tüm bu işlemler serisine soğutma çevrimi adı verilir (Çengel, 2006). En yaygın kullanılan soğutma çevrimi buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimidir. Temel olarak dört elemandan oluşur. Bunlar; kompresör, kondenser, evaporatör ve genişleme elemanıdır. Bunun yanında gözetleme camı, filtre kurutucu, sıvı deposu ve ara bağlantı boruları gibi yardımcı elemanlar da bulunmaktadır. Buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutmanın basit bir şeması Şekil 3.1’ de görülmektedir.

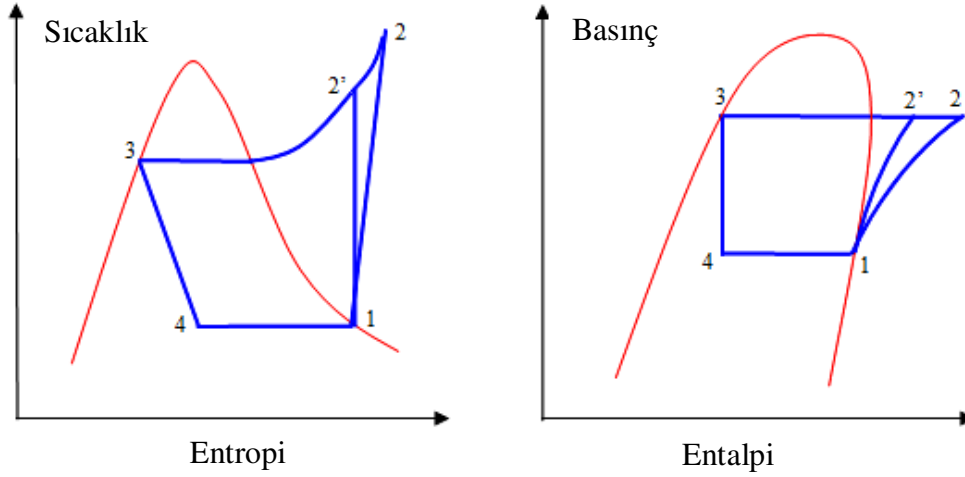


Şekil 3.1 Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin temel elemanları

Kompresör, soğutucu akışımını sağladığı için sistemin kalbi olarak düşünülebilir. Görevi, düşük basınçtaki (ve sıcaklıktaki) soğutucu akışkanı evaporatörden buhar fazda alıp istenen basınca (ve sıcaklığa) sıkıştırmaktır. Böylece gaz fazındaki soğutucu akışkan, çevre havası ile kolayca yoğuşabilecek duruma gelir. Yüksek basınç ve sıcaklığa sahip olan gaz fazındaki soğutucu akışkan, basma borusu ile kondensere ulaşır. Kondenserde soğutucu akışkandan çekilen ısı çevreye atılır. Bu sırada soğutucu akışkan yoğuşarak sıvı hale gelir. Sıvı fazdaki soğutucu akışkan, evaporatöre girmeden önce bir genişleme vanasından veya kılcal borudan geçirilerek düşük basınçta iki fazlı (sıvı-buhar) karışım haline dönüştürülür. Bu soğutucu karışımı evaporatörde ısı emerek buhar fazına döner ve evaporatörü terk edip kompresöre girerek çevrimi tamamlamış olur. Soğutucu akışkan evaporatör içinde buharlaşırken, soğutulan ortamdaki ısı çekerek soğutma gerçekleştirilir (Dossat, 2001).

3.1.1 İdeal Buhar Sıkıştırma Soğutma Çevrimi

İdeal buhar sıkıştırma soğutma çevriminde, soğutucu akışkan kompresöre doymuş buhar olarak girer ve isentropik olarak kondenser basıncına sıkıştırılır. Buradan kızgın buhar olarak çıkan soğutucu kondensere girerek, çevreye ısı verir ve sabit basınçta yoğuşarak kondenseri terk eder. Doymuş sıvı durumundaki soğutucu akışkan genişleme elemanından geçerek evaporatör basıncına kısılır. Soğutucu akışkan, kuruluk derecesi düşük, sıvı-buhar karışımı olarak evaporatöre girer ve çevreden ısı alarak sabit basınçta buharlaşır. Buradan kompresöre giderek çevrimi tamamlar. Kondenser ve evaporatörde basınç düşümünün olmadığı basit soğutma çevrimi Şekil 3.2 'deki sıcaklık-entropi ve basınç-entalpi diyagramı üzerinde gösterilmiştir.



Şekil 3.2 Buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi T-S ve P-H diyagramı (Sunu, 2007).

- 1-2' : Kompresörde isentropik sıkıştırma
- 1-2 : Kompresörde gerçek sıkıştırma
- 2-3 : Kondenserde çevreye sabit basınçta ısı transferi
- 3-4 : Genleşme elemanından geçen akışkanın basınç düşümü
- 4-1 : Evaporatöre sabit basınçta ısı transferi

Şekil 3.2'de P-h ve T-s diyagramları gösterilen buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminin termodinamik analizine göre, kompresör işi aşağıdaki eşitlikten hesaplanır:

$$\dot{W}_{komp} = \frac{\dot{m}_R (h'_2 - h_1)}{\eta_{is}} \quad (3.1)$$

Burada, W_{komp} kompresör işini m_R sistemde dolaşan soğutucu akışkan debisi, h , entalpiyi ve η_{is} kompresörün isentropik verimini gösterir. 1 ve 2' alt indisleri ise sırasıyla kompresör girişi ve isentropik çıkışını temsil etmektedir. Kompresörün isentropik verimi (η_{is}), kompresörün ideal sıkıştırma işinin gerçek sıkıştırma işine oranıdır.

$$\eta_{is} = \frac{h'_2 - h_1}{(h_2 - h_1)} \quad (3.2)$$

Burada h_2 , kompresör çıkışındaki gerçek entalpidir. Sistemin soğutma kapasitesi (evaporatör kapasitesi) aşağıdaki şekilde tanımlanır:

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_R(h_1 - h_4) \quad (3.3)$$

Kondenser kapasitesi ise aşağıda verilmiştir,

$$\dot{Q}_K = \dot{m}_R(h_2 - h_3) \quad (3.4)$$

Denklem 3.3 ve 3.4'te, \dot{Q}_E evaporatör tarafından çekilen ısı (soğutma kapasitesi) ve \dot{Q}_K kondenser tarafından atılan ısıdır. Evaporatör veya soğutma kapasitesi aynı zamanda Termodinamiğin I. kanununa göre, kondenserden atılan ısı miktarıyla kompresör tarafından harcanan gücün farkı olarak tanımlanmıştır (Dossat, 2001):

$$\dot{Q}_E = \dot{Q}_K - \dot{W}_{komp} \quad (3.5)$$

Yukarıda verilen Denklem 3.5, kondenser, evaporatör ve kompresör arasındaki bağıntıyı vermektedir. Bu eşitliğe göre, soğutulacak ortamdan çekilen ısı ile kompresörde harcanan gücün toplamı, sistemden dışarı atılan ısıya eşittir. İdeal bir soğutma sisteminde, kompresörden birim zamanda geçen soğutucu akışkan debisi sistemin kapasitesini belirler. Soğutma kapasitesi bilinen bir soğutma sisteminde akışkan debisi Denklem 3.3 düzenlenerek aşağıdaki eşitlikten belirlenir:

$$\dot{m}_R = \frac{\dot{Q}_E}{(h_1 - h_4)} \quad (3.6a)$$

veya benzer şekilde kondenser kapasitesinden hesaplanabilir,

$$\dot{m}_R = \frac{\dot{Q}_K}{(h_2 - h_3)} \quad (3.6b)$$

Bir soğutma makinesi veya ısı pompasının performansı, performans katsayısı (COP) ile değerlendirilir. İdeal buhar sıkıştırmalı bir soğutma çevrimi için *COP* aşağıdaki şekilde tanımlanır (Çengel, 2006):

$$COP = \frac{\text{elde edilmek istenen soğutma etkisi}}{\text{kompresörde harcanan iş}} \quad (3.7)$$

Bu tanıma göre soğutma sistemi için COP değeri;

$$COP = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{W}_{komp}} \quad (3.8)$$

şeklinde bulunur. Denklem açık bir şekilde yazılırsa aşağıdaki hale gelir:

$$COP = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{W}_{komp}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (3.9)$$

Termodinamiğin II. Kanununa göre tersinir soğutma çevrimi için *COP* değeri aşağıdaki şekilde tanımlanmaktadır:

$$COP \leq \frac{1}{\frac{T_H}{T_L} - 1} \quad (3.10)$$

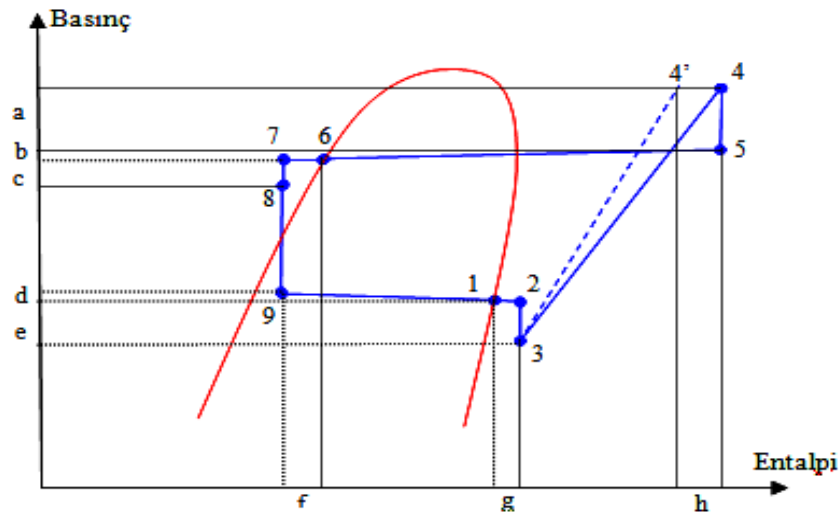
Burada, T_H yüksek ısı kaynağı sıcaklığı ve T_L düşük ısı kaynağı sıcaklığıdır. Her iki sıcaklıkta Kelvin cinsindedir. Denklem 3.10 ile belirlenen *COP* değeri, T_H ile T_L sıcaklıkları arasında çalışan bir soğutma makinesinin alabileceği en yüksek değerdir ve COP_{Carnot} olarak ifade edilir:

$$COP_{Carnot} = \frac{T_L}{T_H - T_L} \quad (3.11)$$

Bu tanıma göre, T_H ile T_L sıcaklıkları arasında çalışan tüm gerçek soğutma makinelerinin performans katsayıları daha düşük olacaktır. Ayrıca denklemden de görüleceği üzere soğutma çevriminde, sistemin soğutma tesir katsayısının maksimum olabilmesi için iki ısı kaynağı arasındaki sıcaklıkların birbirine çok yakın olması gerekir. Yani T_H ile T_L birbirine ne kadar yakın olursa COP değeri o kadar büyük olur.

3.1.2 Gerçek Buhar Sıkıştırmalı Soğutma Çevrimi

Gerçek bir soğutma çevrimi, soğutucu akışkan akışı sırasında boru içi sürtünmelerden meydana gelen basınç kayıpları ve çevreden ya da çevreye olan ısı kayıpları ya da kazançları nedeniyle ideal soğutma çevriminden farklılıklar gösterir. Bu durum Şekil 3.3 de gösterilmiştir (Cengel, 2006, Dossat, 1997). Gerçek soğutma çevriminde, soğutucu akışkanın evaporatör ve kondenserden geçişi esnasındaki sürtünmelerden kaynaklanan basınç düşümleri ihmal edilmez, evaporatör ve kondenser çıkışındaki soğutucu akışkanın doymuş halde değildir. Sıvı soğutucu akışkanı kondenser çıkışında aşırı soğutmak ve buhar halindeki akışkanı evaporatör çıkışında aşırı kızdırmak hesaba katılır. Aynı zamanda kompresördeki sıkıştırma işlemi isentropik olarak kabul edilir.



Şekil 3.3 Gerçek buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi ve P-H Diyagramı (Sunu, 2005).

Bu şekle göre harflerle ifade edilen bölgeler aşağıda açıklanmıştır;

- a) kompresör basma mekanizmasındaki (basma klapesi) basınç düşümü
- b) basma hattı ve kondenser basınç düşümü
- c) sıvı hattı basınç düşümü
- d) evaporatör emiş hattı basınç düşümü
- e) kompresör emiş düzeneği (emiş klapesi) basınç düşümü
- f) sıvı hattında aşırı soğutma
- g) emiş hattında aşırı kızdırma
- h) gerçek sıkıştırma durumundaki kompresör çıkışı(4) ile isentropik sıkıştırma olması durumu(4') arasındaki fark olarak gösterilmiştir.

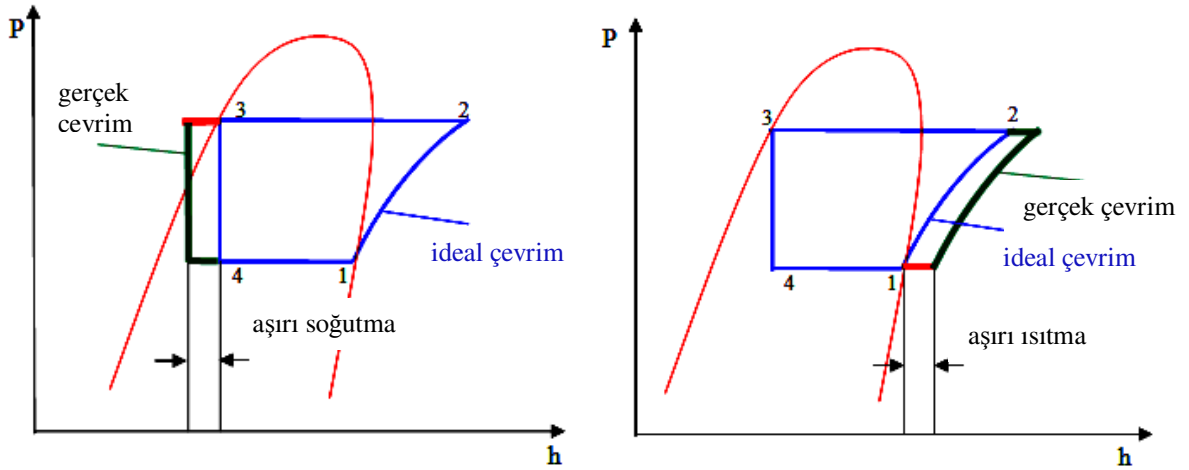
Gerçek soğutma çevriminde kompresöre giren soğutucu akışkan buharı kızgın buhar olacaktır. Sıkıştırma işlemi sırasında tersinmezlikler ve soğutkan ile çevre sıcaklıklarına bağlı olarak çevreden ya da çevreye ısı transferi meydana gelecektir. Tersinmezlik ve soğutkana ısı transferi entropide artmaya neden olurken, soğutkandan olan ısı kaybı entropinin düşmesine neden olacaktır. Yaygın olarak kullanılan soğutma kompresörlerinde soğutucu akışkanın çıkış entropisi giriş entropisinden daha yüksektir. Kondenser çıkışında, kondenseri sıvı halde terk eden soğutkanın basıncı, kompresör çıkışındaki soğutkan basıncından daha düşük olacaktır. Kondenseri terk eden sıvı soğutucu akışkan sıcaklığı da genellikle doyma sıcaklığından düşük olur. Sıcaklık kondenser ve genişleme elemanı arasındaki borularda daha da düşebilmektedir. Bu sıcaklık düşümü evaporatör girişindeki soğutucu akışkan entalpisini düşürüp, soğutucu akışkanın evaporatörde daha fazla ısı çekmesini sağladığından sisteme kazanç getirmektedir. Genleşme vanası ile evaporatör arasındaki akış sırasında meydana gelen basınç düşümü entropiyi bir miktar artıracaktır. Soğutkanın evaporatörden akışı sırasında basınçta bir miktar daha düşüş görülecektir (9-1).

İdeal çevrimlerde, soğutucu akışkanın kompresör girişinde doymuş buhar olduğu kabul edilir. Pratik uygulamalarda bu durumu elde etmek oldukça zordur.

Evaporatörden tam buharlaşmış olarak yoğunlaşma sıcaklığında ve basıncında çıkan akışkan emme borusunda kompresör girişine doğru akarken çevreden ısı çekmeye devam eder ve sürtünmeler nedeniyle basınç kaybı olur. Bunun sonucu olarak, soğutucu akışkan kompresöre aşırı ısıtılmış (kızgın buhar) olarak girer. Kompresöre sıvı akışkan girişini önlemek için, kompresör girişinde akışkanın aşırı ısıtılmış olması arzu edilir. Aşırı ısıtmanın çevrimde şu sonuçları olacaktır;

- Emme basıncı sabit kalmak şartıyla, soğutucu akışkan aşırı ısıtıldığında kompresör girişinde özgül hacim artar. Bu, çevrimde hacimsel olarak daha çok gazı kondenser basıncına sıkıştırmak demektir. Bu nedenle aşırı ısıtma ile birim akışkanı sıkıştırmak için gerekli kompresör işi artar.
- Aşırı ısıtmanın olduğu çevrimde, aynı kondenser basıncında, kompresör çıkış sıcaklığı ideal çevrime göre daha yüksektir. Çıkış basıncının yüksek olması gerek soğutucu akışkan gerek soğutma yağına olumsuz etkisinden dolayı istenmeyen bir durumdur.
- Aşırı ısıtılmış çevrimde, kondenserde birim soğutucu akışkan kütesinden çekilmesi gereken ısı, ideal çevrime göre daha yüksektir.
- Soğutucu akışkanın aşırı ısıtılması soğutulan ortamda yapıyor ise, aşırı ısınma sırasında ortamdaki ısı çekileceği için soğutma performans katsayısı artacaktır. Aksi durumda yararlı bir soğutma gerçekleşmeyecek ve sistem performans katsayısı düşecektir.

Aşırı soğutmanın yapıldığı bir çevrim ile ideal çevrim karşılaştırılırsa, aşırı soğutulmuş çevrimde evaporatöre giren soğutucu akışkanın daha az kısmı buharlaşmış olur. Bu, evaporatör girişindeki soğutucu akışkanın kuruluk derecesinin daha düşük olmasını sağlar. Bu nedenle, evaporatörde buharlaşacak soğutucu akışkan kütesi daha çok olur ve birim soğutucu akışkan tarafından ortamdaki daha fazla ısı çekilerek soğutma etkisi artırılabilir. Aşırı ısıtma ve aşırı soğutma Şekil 3.4 de gösterilmiştir.



Şekil 3.4 Aşırı ısıtma ve aşırı soğutmanın soğutma çevriminde gösterimi (Sunu, 2007)

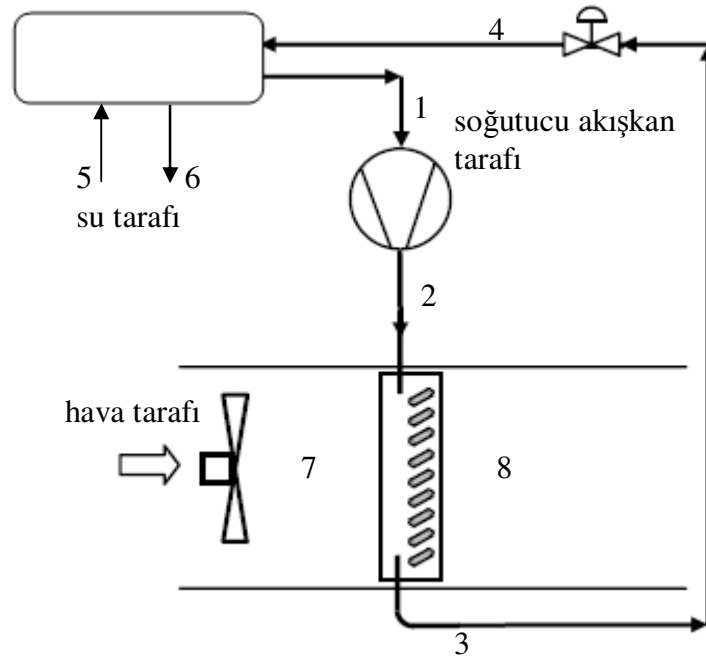
Ayrıca, soğutucu akışkanda, borularda, kondenserde, vanalarda, kompresör içi kanallarda ve diğer yardımcı elemanlardan geçerken meydana gelen basınç kaybı nedeniyle evaporator çıkış basıncı ve doyma sıcaklığı daha düşük olacaktır. Bu evaporatör çıkışındaki özgül hacmi arttıracak, kompresörün birim soğutucu akışkanı sıkıştırmak için harcadığı enerji artacaktır.

3.2 Değişken Hızlı Soğutma Kompresörlü Sistemin Birinci Yasa Analizi

Bu bölümde, frekans kontrollü değişken hızlı soğutma kompresörüne sahip soğuk su üretim grubunda birinci yasa analizinin sistem elemanlarına uygulanması anlatılmıştır. Hesaplamalarda aşağıda belirtilen kabuller yapılmıştır;

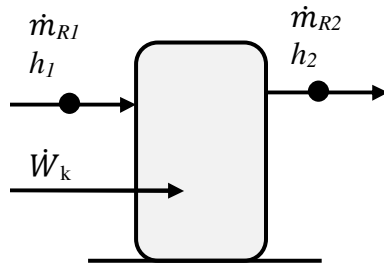
- Kontrol hacmi içerisindeki soğutucu akışkan özellikleri sabittir.
- Kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilmiştir.
- Kompresör sargıları ile soğutucu akışkan arasındaki ısı transferi ihmal edilmiştir.
- Kompresördeki yağın olası etkileri ihmal edilmiştir.

Şekli 3.5’de Termodinamiğin birinci kanununun uygulanacağı deney düzeneğinde referans noktaları şematik olarak verilmiştir.



Şekil 3.5 Deneysel düzeneği referans noktaları için şematik gösterimi

3.2.1 Kompresör Birinci Kanun Analizi



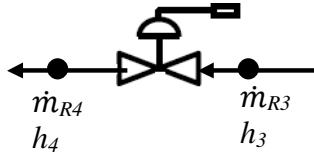
Kütlenin Korunumu:

$$\dot{m}_{R1} = \dot{m}_{R2} = \dot{m}_R \quad (\text{soğutkan debisi}) \quad (3.12)$$

Enerjinin Korunumu:

$$\dot{m}_R h_1 + \dot{W}_{komp} = \dot{m}_R h_2 \quad (3.13)$$

3.2.2 Genleşme Valfi Birinci Kanun Analizi



Kütlenin Korunumu:

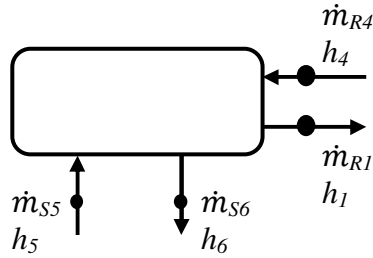
$$\dot{m}_{R3} = \dot{m}_{R4} = \dot{m}_R \quad (3.14)$$

Enerjinin Korunumu:

$$\dot{m}_R h_3 = \dot{m}_R h_4 \quad (3.15a)$$

$$h_3 = h_4 \quad (3.15b)$$

3.2.3 Evaporatör (Soğuk Su Üretici) Birinci Kanun Analizi



Kütlenin Korunumu:

$$\dot{m}_{R4} = \dot{m}_{R1} = \dot{m}_R \quad (3.16a)$$

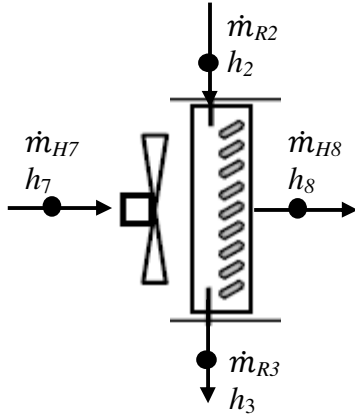
$$\dot{m}_{S5} = \dot{m}_{S6} = \dot{m}_S \text{ (su debisi)} \quad (3.16b)$$

Enerjinin Korunumu:

$$\dot{m}_R h_4 + \dot{m}_S h_5 = \dot{m}_R h_1 + \dot{m}_S h_6 \quad (3.17a)$$

$$\dot{m}_S (h_5 - h_6) = \dot{m}_R (h_1 - h_4) \quad (3.17b)$$

3.2.4 Kondenser Birinci Kanun Analizi



Kütlenin Korunumu:

$$\dot{m}_{R2} = \dot{m}_{R3} = \dot{m}_R \quad (3.18a)$$

$$\dot{m}_{H7} = \dot{m}_{H8} = \dot{m}_H \quad (\text{hava debisi}) \quad (3.18b)$$

Enerjinin Korunumu:

$$\dot{m}_R h_2 + \dot{m}_H h_7 = \dot{m}_R h_3 + \dot{m}_H h_8 \quad (3.19a)$$

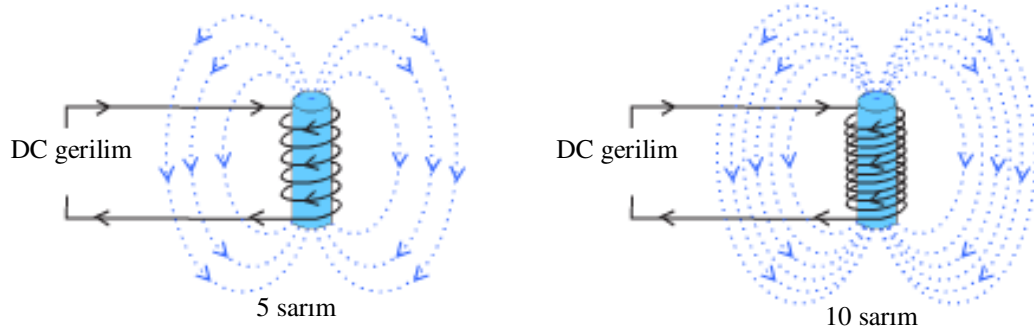
$$\dot{m}_R (h_2 - h_3) = \dot{m}_H (h_8 - h_7) \quad (3.19b)$$

BÖLÜM DÖRT

SOĞUTMA SİSTEMLERİNDE KULLANILAN DEĞİŞKEN HIZ SÜRÜCÜLERİ

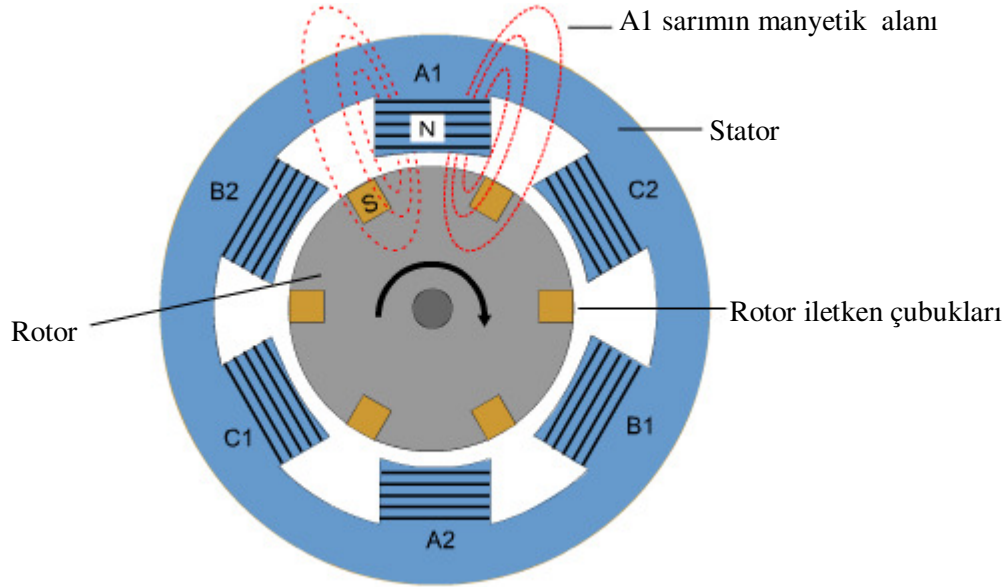
4.1 Elektrik Motoru Temelleri

Elektrik motorları, elektrik enerjisini mekanik enerjiye dönüştüren aygıtlardır. Her elektrik motoru biri sabit (stator) ve diğeri kendi çevresinde dönen (rotor) iki ana parçadan oluşur. Temel olarak iki çeşit elektrik motoru vardır; Alternatif Akım [AC] motoru ve Doğru Akım [DC] motoru. Elektrik motorları manyetizma prensibi ile çalışmaktadırlar. Buna göre, üzerinden akım geçen bir sargıda akı çizgileri olarak isimlendirilen sürekli manyetik alan oluşur. Bu manyetik alanın miktarı, akım miktarı ve sarım sayısı ile doğru orantılıdır. Şekil 4.1’ de sarım etrafında oluşan manyetik alan çizgileri görülmektedir.



Şekil 4.1 Manyetizma (Siemens Elektrik, 2003)

Manyetik alan içindeki bir iletken, alan boyunca hareket ettirilirse iletkenin akım geçer. Aynı etki, sabit bir iletkenin değişen manyetik alan etkisinde kalması durumunda da meydana gelir. Elektrik motorlarının dönmesi bu ilkelere göre olur. AC kaynağa bağlı olan stator sargılarında meydana gelen manyetik alan rotor çubuklarında yönü sürekli değişen bir akım üretir. Rotorda oluşan bu elektrik akımı, her bir rotor çubuğu etrafında ayrıca manyetik alan oluşturarak rotorun, kutupları sürekli değişen bir mıknatıs gibi davranmasına neden olur. Şekil 4.2’de stator sargılarından akım geçerken, en yakın rotor çubuklarında oluşan elektromanyetik alan görülmektedir.



Şekil 4.2 Stator ve rotor elektromanyetik alanı (Siemens Elektrik 2003)

Statordaki manyetik alanın neden olduğu kuvvet, stator ile rotor çubukları arasında itme oluşturur. Bu itme kuvveti ile rotor dönmeye başlar fakat bu dönme tam olarak motorun senkron hızında değildir. Senkron hız (n_{syn}), manyetik alanın dakikadaki dönme sayısıdır (rpm),

$$n_{senkron} = \frac{60}{P_p} f \quad (4.1)$$

burada,

$n_{senkron}$ = stator manyetik alanının senkron hızı, dev/dak

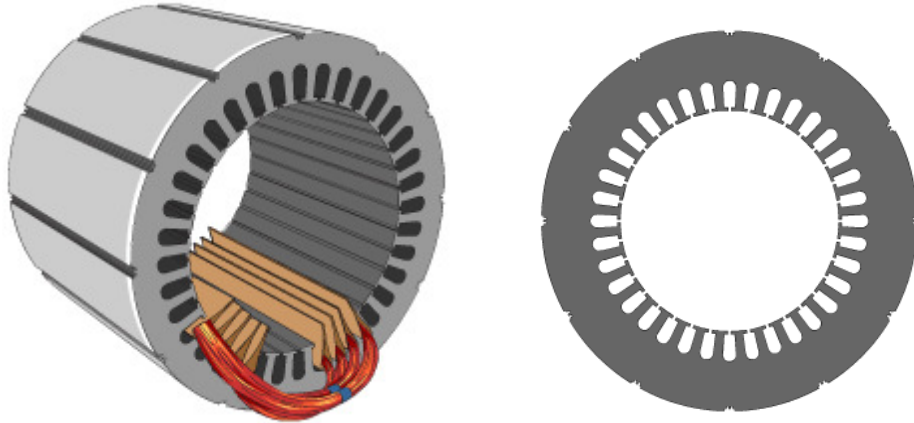
P_p = statorun sahip olduğu kutup çifti sayısı

f = besleme gerilimi frekansı, Hz

Rotor hızı (n_{rotor}), senkron hızdan ($n_{senkron}$) daha düşüktür. İkisi arasındaki fark kayma hızı (n_{kayma}) olarak isimlendirilir ve Denklem 4.2 ile ifade edilir.

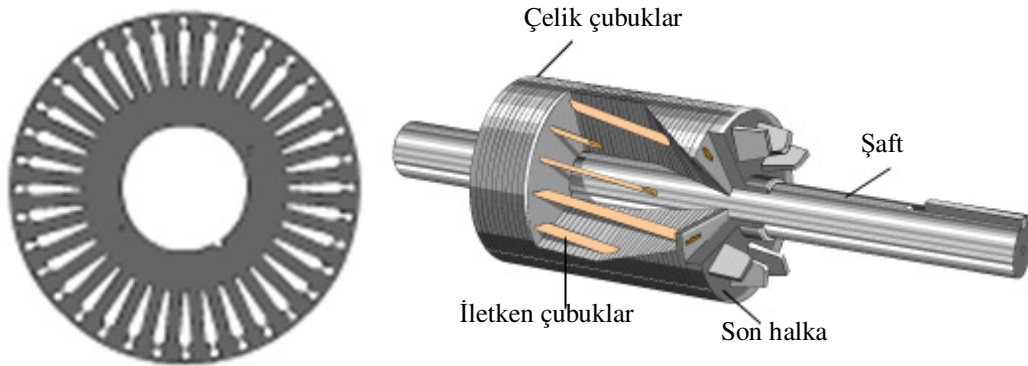
$$kayma = n_{senkron} - n_{rotor} \quad (4.2)$$

Elektrik motorunda stator sabit parçadır ve birçok ince metal levhanın birleşiminden meydana gelir. Bu ince parçalar enerji kaybını düşürmek için kullanılır. Şekil 4.3’de gösterildiği gibi stator sargıları, izole edilerek statorda bulunan yuvalara yerleştirilir. Çalışan bir motorda stator sargıları besleme gerilimine bağlıdır (Siemens Elektrik, 2003).



Şekil 4.3 Statorun yapısı (Siemens Elektrik, 2003)

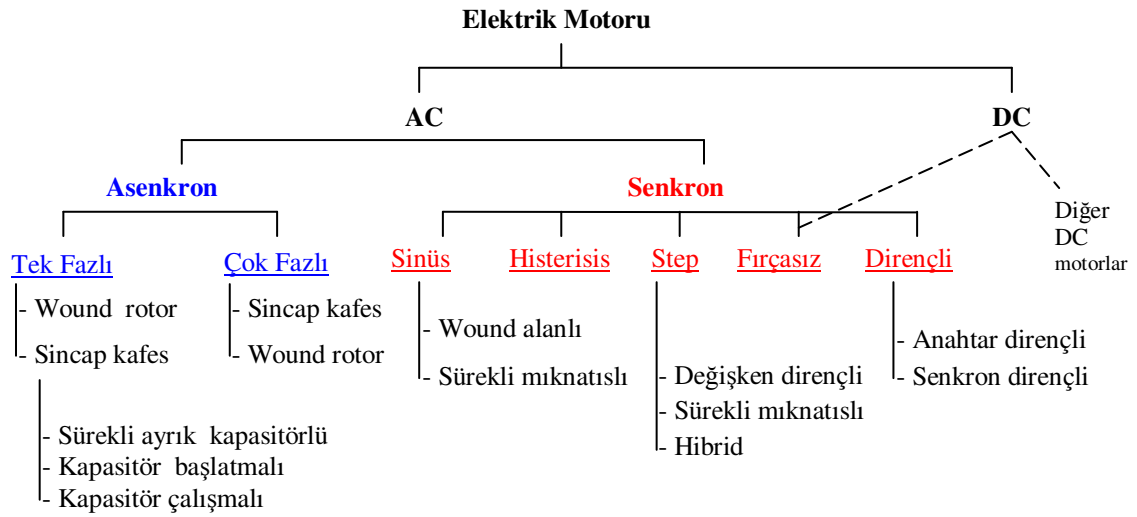
Şekil 4.4’de gösterilen rotor ise elektrik motorunun hareketli parçasıdır.



Şekil 4.4 Rotorun yapısı (Siemens Elektrik, 2003)

Elektrik motorlarında en yaygın kullanılan rotor sincap-kafes tipi olarak isimlendirilen rotordur. Sincap-kafes tipi rotor ince çelik levhaların silindir oluşturacak şekilde biraraya getirilmesi ile oluşur. Temel olarak bir elektrik motoru elektrik

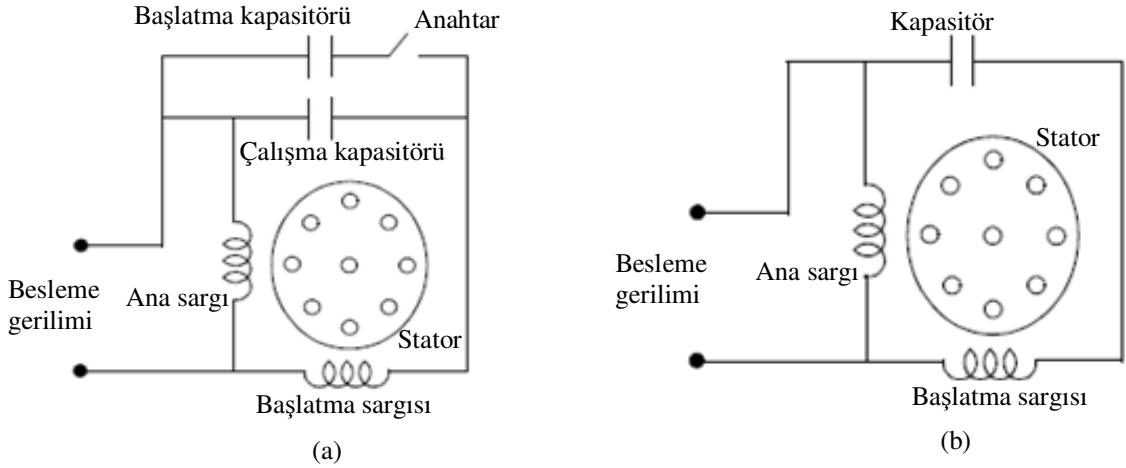
enerjisini mekanik enerjiye dönüştürür. Soğutma sistemi kompresöründe, elektrik motorundan elde edilen bu mekanik enerji soğutucu akışkanın sıkıştırılmasında kullanılır. Elektrik motorları, soğutma kompresörünün içinde yada dışında olabilmektedir. Örneğin, hermetik denilen kompresör tipinde sıkıştırma mekanizması ile elektrik motoru aynı hacim içine kaynaklı birleştirme ile yerleştirildiği için elektrik motoruna ulaşılamaz. Elektrik motorlarının genel sınıflandırması Şekil 4.5’de görülmektedir.



Şekil 4.5 Elektrik motorlarının sınıflandırması

Tek fazlı asenkron (indüksiyon) motorlar enerji verildiği zaman kendiliğinden harekete başlayamaz. Motora elektrik verildiğinde, ana sargıdan AC akım geçerek bir manyetik alan ve itme yaratır. İndükleme nedeniyle rotor da enerjilenir. Ana sargıda itme manyetik alanıyla birlikte motoru döndürecek tork oluşmaz. Bu, rotorun dönmeden titreşmesine neden olur. Bu nedenle tek fazlı asenkron motorları başlatma mekanizmasına ihtiyaç duyarlar. Başlatma mekanizması, meydana gelen titreşimleri bir tarafın lehine bozan bir başlatma kapasitörü ya da yardımcı sargıdır. Sadece başlatma sırasında devreye girer ve ilk hareket başlar başlamaz devre dışı kalır. Üç fazlı asenkron motorları kendi kendine başlayabilirler, kapasitör, başlatma sargısı gibi mekanizmalara ihtiyaç yoktur.

Soğutma kompresörlerinde en yaygın kullanılan elektrik motoru tipi AC asenkron motordur. Genelde sincap-kafes tipi rotorlu ve sürekli ayırık kapasitörlü tipler kullanılır. Senkron motorlardan ise fırçasız DC motor kullanılmaktadır. Sürekli ayırık kapasitörlü motor, başlatma sargısına seri bağlı bir adet çalışma kapasitörüne sahiptir. Çalışma kapasitörü, sürekli çalışmak için dizayn edildiği için başlatma sırasında herhangi bir yardımcı etki sağlamaz. Sürekli ayırık kapasitörlü motorlar nominal akımın %200'ü gibi bir başlama akımına sahiptir. Bu tür motorlar değişken hızlı kullanıma uygundur. (Parekh, 2003). Bu çalışmada kullanılan scroll kompresör de sürekli ayırık kapasitörlü tip asenkron elektrik motoruna sahiptir.



Şekil 4.6 Başlatma kapasitörlü (a) ve sürekli ayırık kapasitörlü motor (b) (Parekh, 2003)

Fırçasız DC motorlar [BLDC], AC senkron motorlar ile benzer yapıya sahiptir. Sargılar stator üzerinde, sürekli mıknatıslar ise rotor üzerindedir. Temel fark, senkron motorlar sinüzoidal zıt elektromotor kuvveti üretirken, fırçasız DC motorlar kare yada trapezoidal dalga zıt elektromotor kuvvet üretirler. Klasik fırçalı DC motorda fırçasız DC'den farklı olarak sargılar rotor üzerinde, sürekli mıknatıslar ise stator üzerinde bulunur. Rotorunda sürekli mıknatıs kullanan AC motorlar sürekli mıknatıslı senkron motor olarak isimlendirilir. Senkronun anlamı, rotorun dönüş hızı ile manyetik alan dönüş hızının aynı olmasıdır. Şekil 4.7'de fırçasız DC motora ait bir resim görülmektedir.



Şekil 4.7 Fırçasız DC motor

4.2 Değişken Hız Sürücülerinin Sınıflandırılması

Değişken hız sürücüler [VSD] makinelerin hızını değiştirmek için kullanılan ekipmanlardır. Soğutma sistemleri gibi birçok endüstriyel proses değişik hızlarda işletilmeye gereksinim duyar. Fanlar, pompalar, kompresörler değişken hız sürücülerini kullanarak enerji tasarrufu sağlanan elemanlardır. Başlangıçta sadece değişik hızlarda çalışma ihtiyacını karşılamak için kullanılan sürücüler daha sonraları enerji tasarrufu amacı için kullanıma başlanmıştır. Hız sürücülerinin temel sınıflandırması; mekanik, hidrolik ve elektronik hız sürücüler olarak yapılabilir. Değişken hızlı soğutma sistemlerinde AC elektronik hız sürücülerini kullanılmaktadır. İki tip AC sürücü vardır; senkron motor sürücüler ve asenkron motor sürücüler (Rashid, 2003).

Elektrik motorları harekete başlama sırasında orta ya da yüksek seviyede tork yaratırlar. Her uygulamanın tork ihtiyacı farklıdır. Bazı uygulama örnekleri ve bunların kullanım yerleri şu şekilde özetlenebilir; sabit tork (kompresör), değişken tork (vidalı kompresör, konveyör, fan, pompa), yüksek başlangıç torku daha sonra sabit tork (vidalı pompa) (Parekh, 2003). Bir asenkron motorun tork ve hızı şu yöntemler kullanılarak değiştirilebilir (Rashid, 2003):

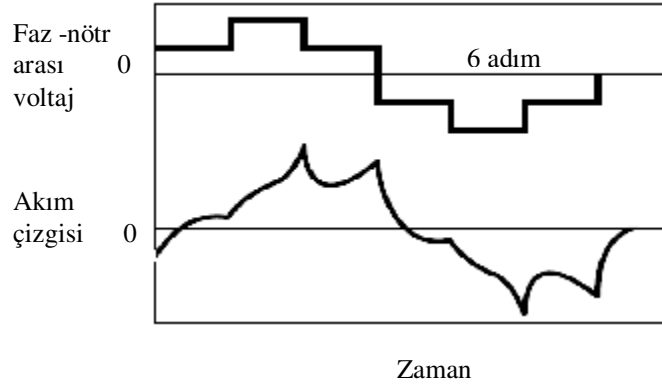
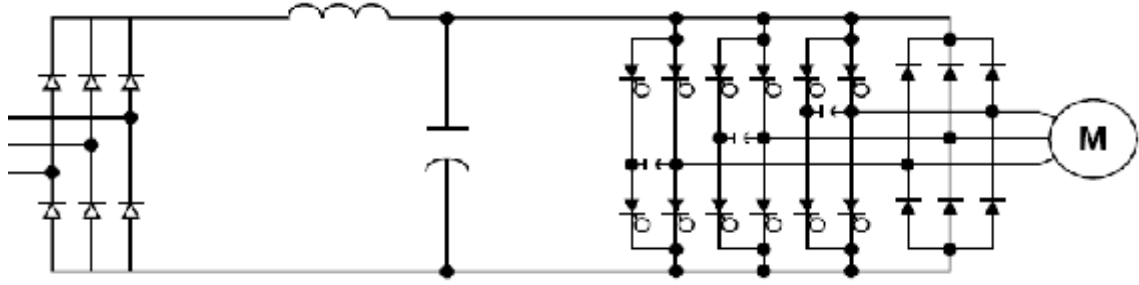
- kutup sayısının değiştirilmesi,
- stator voltajının değiştirilmesi,
- rotor voltajının değiştirilmesi,
- frekansın değiştirilmesi,
- stator akımının değiştirilmesi,
- voltaj, akım ve frekansının değiştirilmesi,
- stator voltaj ve frekansının (V/f) değiştirilmesi

Asenkron motor hız sürücüsünün değişken frekans kaynağına ihtiyacı vardır. Bu kaynak *invertör* olarak isimlendirilir. İntertörler statik hareketli parçası olmayan devrelerdir. Arzu edilen çıkış (voltaj veya akım) ve frekansta DC gerilimi AC gerilime dönüştürürler. Bu işlem için, 50 Hz (veya 60 Hz) frekansa sahip besleme gerilimi ilk olarak DC gerilim sağlamak için doğrultulur. Doğrultucu gerilim kaynaklı yada akım kaynaklı olabilir. İntertörün çıkış gerilimi sinüzoidal forma yakındır ve tam sinüzoidal yapılmaya çalışılır. Yaygın tipleri şunlardır (Ashfaq, 1999, Trynadlowski, 2001):

- gerilim kaynaklı,
- akım kaynaklı,
- sinyal genişlik modulasyonlu.

4.2.1 Gerilim Kaynaklı İntertör

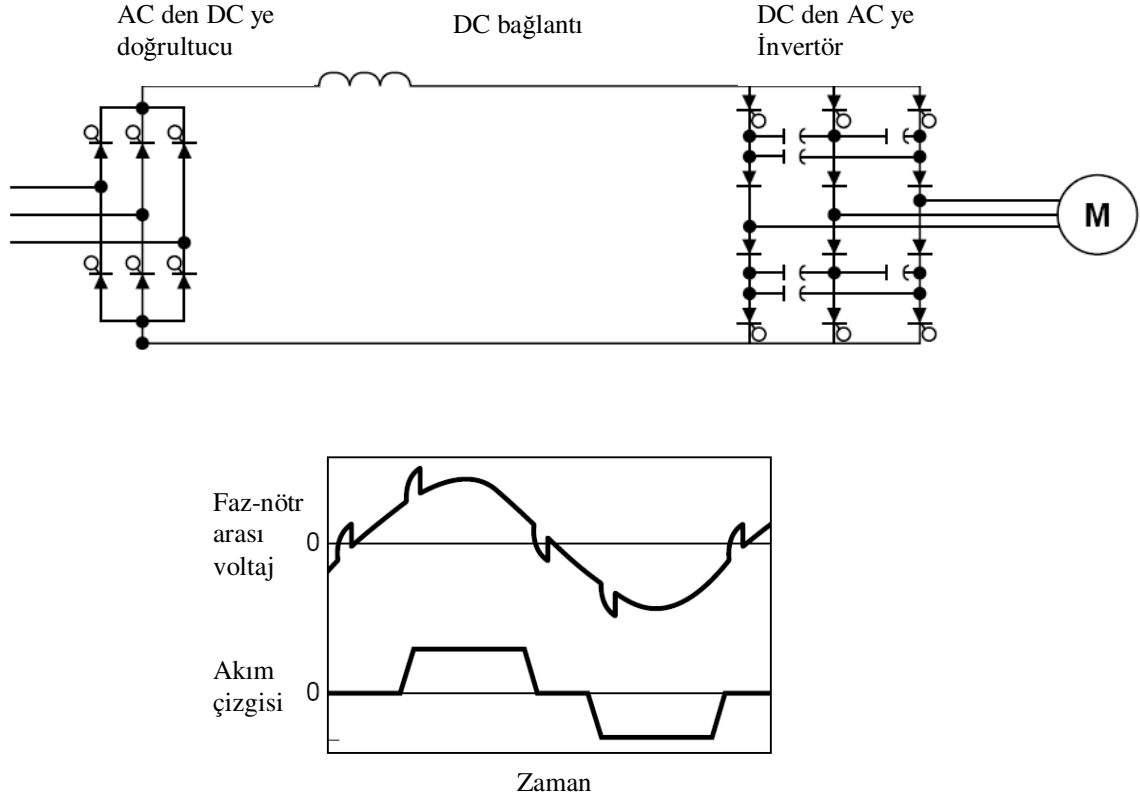
Gerilim Kaynaklı İntertör[VSI] altı-adım kare dalga tipi inverter olarak bilinmektedir ve Şekil 4.8'de gösterilmiştir. VSI'da giriş tarafındaki DC voltaj sabit olup yük ve akımından bağımsızdır. Doğrultucudan sonra kapasitör konmasının nedeni anahtarlama sırasında DC beslemenin sabit kalması içindir. Şekilde görüldüğü gibi inverter çıkışında, girişteki DC voltaj, kare dalga AC voltaja dönüştürülüyor (Ashfaq, 1999)



Şekil 4.8 Voltaj kaynaklı invertör ve dalga formu (Okrasa, 1997)

4.2.2 Akım Kaynaklı İnvertör

Akım Kaynaklı İnvertörde (CSI) DC kaynak tarafındaki akım sabittir ve DC kaynak gerilimi değişse de sabit kalmaya devam eder. Pratikte bu işlem DC voltaj kaynağına büyük bir endüktansın seri bağlanmasıyla sağlanır. İnvertör, girişteki DC akımı, kare dalga formunda AC akıma dönüştürür (Ashfaq, 1999).



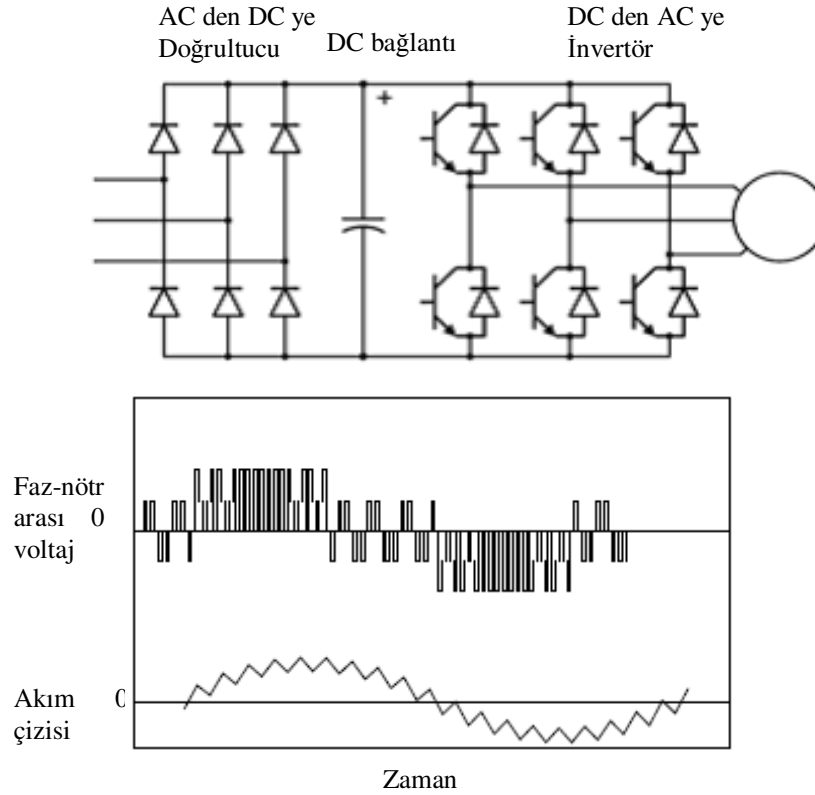
Şekil 4.9 Akım kaynaklı invertör ve dalga formu (Okrasa, 1997)

4.2.3 Darbe Genişlik Modulasyonlu İvertör

Darbe Genişlik Modulasyonlu [PWM] invertör en çok kullanılan tiptir. PWM invertörde, çıkış voltajı dalga formu sabit genliğe sahiptir. Kaynak voltajı düzenli aralıklarla anahtarlanarak değişken çıkış gerilimi elde edilir. Çıkış gerilimi her çevrimde sinyal genişliğinin ayarı ile belirlenmektedir. Bu tip invertörlerde anahtarlama yapan eleman olarak IGBT (insulated gate bipolar transistor) ya da (gate turn off thyristors) GTO tipi transistörler kullanılır. Bu tür transistörler ile SCR (silicon controlled rectifier) tipi klasik elemanlardan daha yüksek anahtarlama frekansı sağlanabilir (Ashfag, 1999).

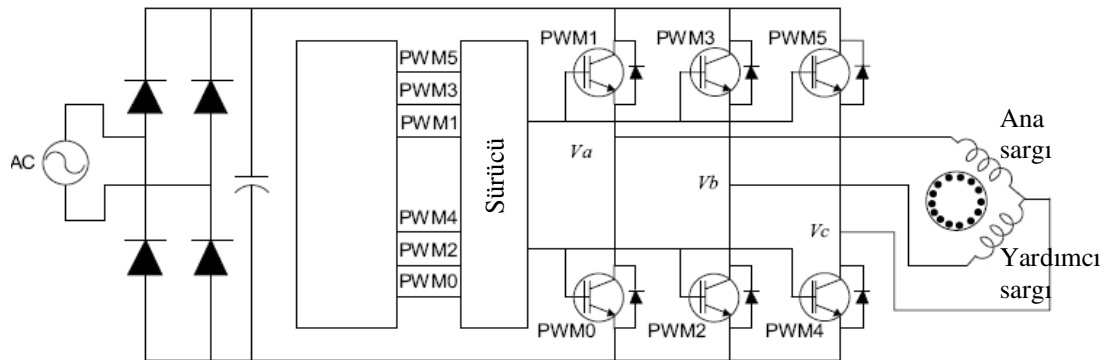
Kare dalga AC çıkış gerilimi bazı uygulamalar için uygun olsa da, ideal çıkış gerilimi formatı sinüzoidaldir. Çıkış dalga formunun sinüs olması için iki metod kullanılır; birincisi, ekstra güç kaybına neden olmakla birlikte inverter çıkış tarafında filtre kullanımı, diğeri ise anahtarlamanın düzenlenmesi ile dalga formatı modifiye

edilebilir. (Ashfaq, 1999, Yedemale, 2005). Şekil 4.10'da PWM invertör ve dalga formu görülmektedir.



Şekil 4.10 PWM invertör ve dalga formu (Okrasa,1997)

Şekil 4.11'de görüldüğü gibi PWM invertör tek fazlı sürekli ayırık mıknatıslı motorun hız ayarında da kullanılabilir (Parekh, 2004)



Şekil 4.11 Tek fazlı ve sürekli ayırık kapasitörlü motor hız kontrol devresi (Parekh, 2004)

Giriş tarafında standart diyot köprü bulunmaktadır. Çıkış tarafında altı adet IGBT bulunmakta ve üç çıkış ucu bulunmaktadır. Görüldüğü gibi ana sargı ve yardımcı sargılardan herbiri tek bir hatta bağlanmıştır. Diğer uçlar ise birleştirilerek üçüncü çıkışa bağlanmıştır. Üç fazlı invertörde aynı bağlantı şekline sahiptir. Tez çalışmasında üç fazlı PWM invertör kullanılmıştır. Kullanılan kompresör üç fazlı olduğu için invertörün herbir fazı kompresör fazlarıyla eşleştirilmiştir. Bu bağlantıda dikkat edilecek en önemli nokta kompresörün ters yönde dönmesini engelleyecek şekilde uygun bağlantı yapmaktır. Kullanılan inverterda kontrol girdisi 0-10V analog gerilimdir. İntvertörün kontrolü için kontrol algoritmasından elde edilen hız bilgisi kontrol kartından invertere analog gerilim olarak gönderilmiş ve istenen hız elde edilmiştir.

4.3 Asenkron Motor Hız Kontrol Metodları

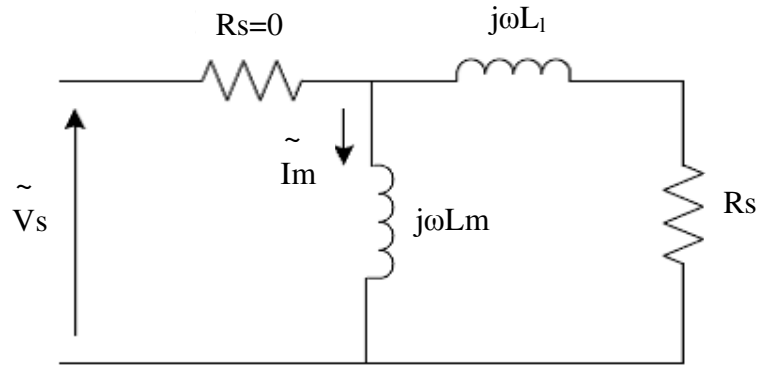
PWM invertörde yaygın olarak üç çeşit hız kontrol yöntemi vardır; (Parekh, 2003, Trzynadlowski, 2001, Yu ve ark., 1998):

- vektör kontrol
- direkt tork kontrol
- skalar kontrol (V/f kontrol)

Bu yöntemlerden en fazla kullanılanı, skalar yöntemidir. Burada sadece skalar metoda yer verilmiştir.

4.3.1 Skalar Kontrol

Bu kontrol yönteminin diğer ismi sabit volt/hertz oranıdır ve gerilim ile frekansın oranı sabit tutulmaya çalışır. Bu sırada statordaki manyetik alan büyüklüğü sabit kalır. V/f oranının sabit tutulmasıyla tork da sabit tutulur. (Parekh, 2003 Parekh, 2005, Yu ve ark., 1998). Bu metodun çalışması, basit olarak Şekil 4.12'deki eşdeğer elektrik motoru devresinden yararlanılarak anlatılmıştır.



Şekil 4.12 Asenkron motor eşdeğer devresi (Yu ve ark., 1998)

Burada, stator direnci (R_s) ile gösterilmiş ve sıfır kabul edilmiştir. Stator ve rotor kaçak indüktans değerlerinin toplamı bize toplam kaçak indüktans değerini vermektedir; ($L_1 = L_{1s} + L_{1r}$). Eğer üç fazlı AC motora uygulanan gerilim sinusoidal ise, stator dirençleri nedeniyle küçük voltaj düşümleri ihmal edildiğinde eşitlik ;

$$\tilde{V} \cong j\omega\tilde{\Lambda} \quad (4.3)$$

şeklini alır. Burada, \tilde{V} ve $\tilde{\Lambda}$ stator voltaj ve stator akısı fazör gösterimidir. Bunların büyüklükleri V ve Λ dir.

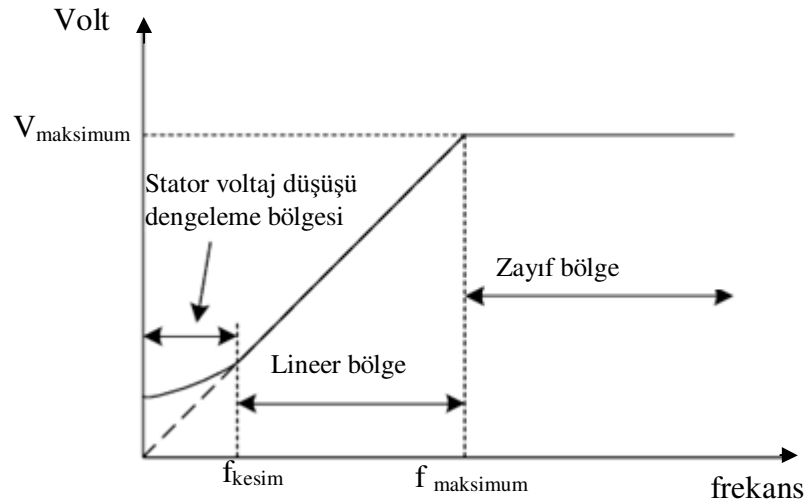
$$\tilde{I}_m \cong \frac{\tilde{V}_s}{j\omega L_m} \quad (4.4)$$

Eğer asenkron motor doğrusal manyetik alanda işletiliyor ise eşitlik şu hale gelir;

$$I_m \cong \frac{\Lambda_m}{L_m} \cong \frac{V_s}{(2\pi f)L_m} \rightarrow \Lambda_m \approx \frac{V_s}{f} \quad (4.5)$$

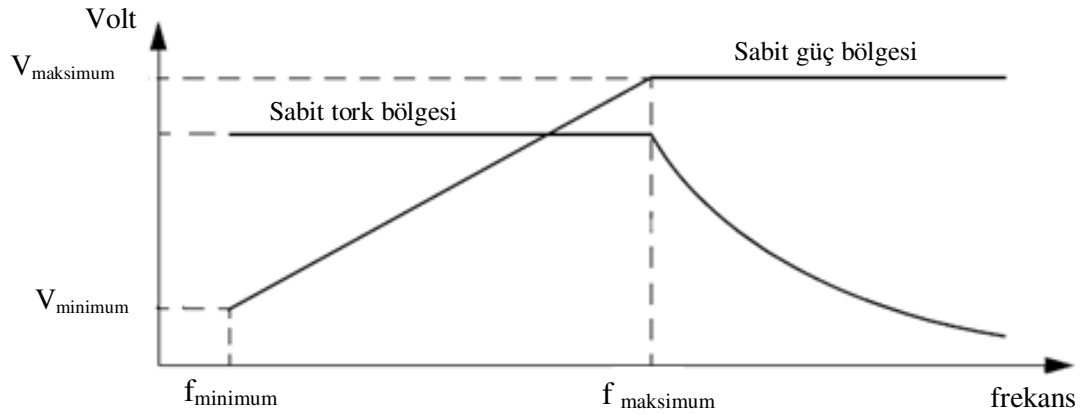
Burada V_s stator voltajı ve f frekanstır.

Akı değerini (Λ_m) sabit tutabilmek için V_s/f oranı değişik hızlarda sabit olacaktır. Eğer hız artar ise, V_s/f oranını sabit tutabilmek için hız ile oransal olarak stator gerilimi de artış gösterecektir. Tipik V/f profili Şekil 4.13 de gösterilmiştir.



Şekil 4.13 Stator voltaj/frekans ilişkisi (Yu ve ark., 1998)

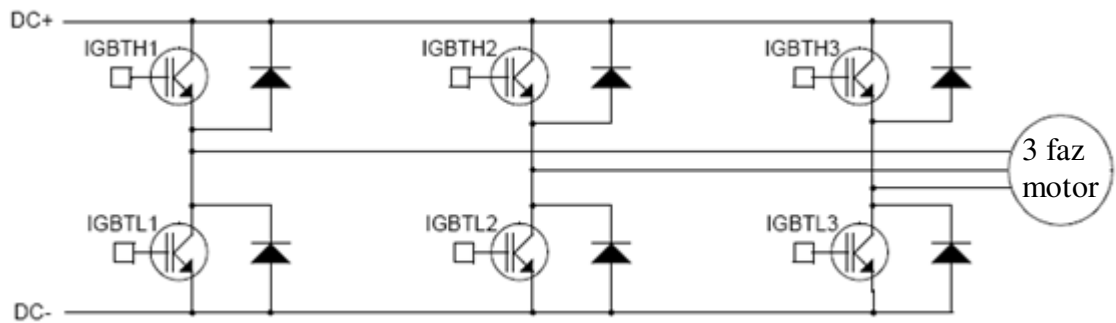
Yukarıdaki şekilde, başlangıçtan, kesim frekansı olarak isimlendirilen f_{kesim} 'e kadar olan bölgede voltaj düşüşü vardır. Bunu dengelemek için stator gerilimi artırılır. Kesme frekansı ve stator voltajı denge durumunda $R_s \neq 0$ için analitik olarak hesaplanabilir. Şekilde kesme frekansından çalışma frekansına $f_{maksimum}$ kadar sabit V/f devam eder. Yüksek çalışma frekanslarında ise sabit V/f sağlanamaz. Bunun nedeni, stator sargılarındaki izolasyonların zarar görmesini önlemektir. Şekil 4.14'de görüldüğü gibi maksimum gerilim aşıldığı durumda tork düşmektedir. Torkun düştüğü gerilimin arttırılamadığı bu kısım zayıf bölge olarak isimlendirilir. Zayıf bölgede, maksimum hız değerine kadar sabit kalan tork bu noktadan sonra düşer, bu bölgede güç ise sabit kalır. Tork değişimi doğrusal olmaktan uzaklaşır ve motordaki kayıplar artar (Parekh, 2003, Trzynadlowski, 2001, Yu ve ark., 1998)



Şekil 4.14 Tork ve gücün voltaj/frekans oranı ile değişimi (Parekh, 2004)

4.4 PWM Sinyal Üretme Metodları

PWM tipi invertörde, PWM sinyale ihtiyaç vardır. Şekil 4.15’de gösterilen invertör sahip olduğu altı adet IGBT elemanları anahtarlayarak DC gerilimden üç fazlı AC gerilim üretir. Burada anahtarlama işini PWM sinyali yapar. Şekilde IGBTH1 den IGBTH3’e kadar numaralanmış anahtarlar, üst anahtar olarak isimlendirilir ve DC gerilimin (+) ucuna bağlıdır. IGBTL1 den IGBTL3’e kadar numaralanmış anahtarlar ise alt anahtarlar olarak isimlendirilir ve DC gerilim kaynağının (-) ucuna bağlanır. Bu anahtarlardan her defasında sadece üç tanesi açık diğerleri kapalı konumdadır. Üst anahtar açık ise alt anahtar kapalı konumdadır (Parekh, 2004, Yu, 1999).



Şekil 4.15 IGBT anahtarlar (Parekh, 2004)

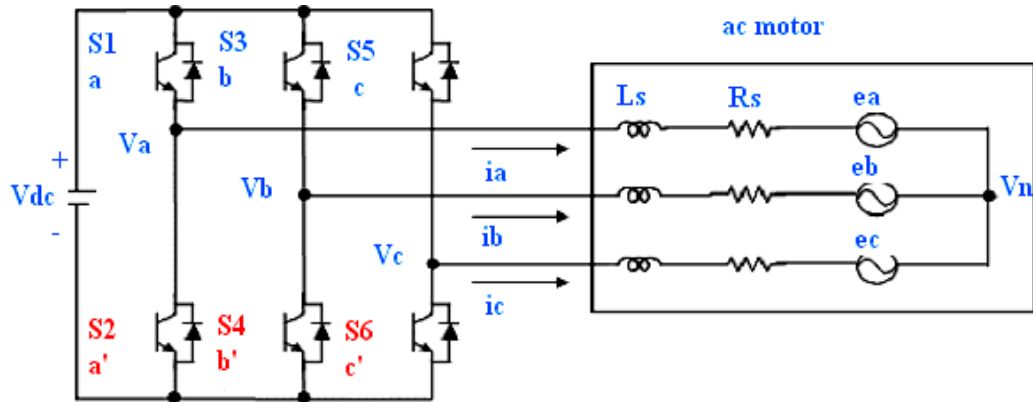
İnvertörde üç adet PWM sinyal üretme yöntemi vardır (Keyhani, 2007);

- sinüs PWM (SPWM)
- histerisis PWM (HPWM)
- spece vektör PWM (SVPWM)

Bu çalışmada sadece space vektör PWM üretim yöntemine yer verilmiştir.

4.4.1 Üç Fazlı Asenkron Motor için Space Vektör PWM (SVPWM) Yöntemi

Bu yöntemde, üç fazlı voltaj vektörü dönen tek vektör haline dönüştürülür. Bu metod diğerlerine göre daha az harmonik yaratmakta ve daha az hafıza gerektirmektedir (Parekh, 2003, Parekh, 2005, Yu, 1999). Şekil 4.16'da görülen SVPWM yöntemi özel bir anahtarlama sırasına göre çalışarak PWM üretir.



Şekil 4.16 Üç fazlı elektrik motoru ve voltaj kaynaklı invertör devresi (Keyhani, 2007)

Şekilde 4.16'da görülen S_1 den S_6 'ya kadar numaralandırılan altı transistör invertörün çıkış voltajını şekillendirmektedir. S_1, S_3, S_5 üst transistörleri, S_2, S_4, S_6 alt transistörleri, a, b, c (a', b', c') anahtarlama değişkenlerini, V_a, V_b, V_c invertör çıkış voltajlarını, i_a, i_b, i_c akımlarını ve V_n nötr voltajı göstermektedir. Burada, a_n, b_n ve c_n alt indisleri ise faz-nötr arası gerilimi gösterir. Faz-nötr gerilimler aşağıdaki denklemler kullanılarak hesaplanır.

$$V_{an} = V_a - V_n \quad (4.6)$$

$$V_{bn} = V_b - V_n \quad (4.7)$$

$$V_{cn} = V_c - V_n \quad (4.8)$$

Bu, üç fazın toplamı Denklem 4.9 da verilmiştir,

$$V_{an} + V_{bn} + V_{cn} = V_a + V_b + V_c - 3V_n \quad (4.9)$$

Motorun herbir fazı seri empedans, direnç (r) ve induktansa (L) sahiptir. Buna göre geri elektromotor kuvvet (e_a, e_b, e_c), Denklem 4.10 dan hesaplanır,

$$V_{an} + V_{bn} + V_{cn} = (i_a + i_b + i_c)r + L \frac{d(i_a + i_b + i_c)}{dt} + e_a + e_b + e_c \quad (4.10)$$

Kirchhoff akım kuralına göre, $i_a + i_b + i_c = 0$ dır ve geri elektromotor üç faz sargılar sayesinde dengelenmiştir, $e_a + e_b + e_c = 0$ (Keyhani, 2007, Yu, 1999). Buna göre Denklem (4.10) şu şekilde yazılabilir,

$$V_{an} + V_{bn} + V_{cn} = 0 \quad (4.11)$$

Nötr voltaj ise Denklem (4.9) ve (4.10) kullanılarak türetilebilir,

$$V_n = \frac{1}{3}(V_a + V_b + V_c) \quad (4.12)$$

$$V_{an} = V_a - \frac{1}{3}(V_a + V_b + V_c) = \frac{2}{3}V_a - \frac{1}{3}V_b - \frac{1}{3}V_c \quad (4.13)$$

$$V_{bn} = V_b - \frac{1}{3}(V_a + V_b + V_c) = \frac{2}{3}V_b - \frac{1}{3}V_a - \frac{1}{3}V_c \quad (4.14)$$

$$V_{cn} = V_c - \frac{1}{3}(V_a + V_b + V_c) = \frac{2}{3}V_c - \frac{1}{3}V_a - \frac{1}{3}V_b \quad (4.15)$$

Üç fazın sahip olduğu voltaj V_a, V_b, V_c DC giriş voltajına (V_{dc}) ve üst anahtarların anahtarlama değişkenine bağlı olarak hesaplanabilir. Buna göre, S_1 üst anahtarına ait

anahtarlama değişkeni, a (S_2 için a'), S_3 için b (S_4 için b') ve S_5 için c (S_6 için c') ile ilişki aşağıdaki şekilde yazılabilir, (Keyhani, 2007, Yu, 1999):

$$V_a = aV_{dc} \quad (4.16)$$

$$V_b = bV_{dc} \quad (4.17)$$

$$V_c = cV_{dc} \quad (4.18)$$

Burada, a , b , c değişkenleri 0 ya da 1 değerini alırken $a' = 1-a$, $b' = 1-b$, and $c' = 1-c$ değerlerini alacaktır. Diğer bir ifade ise üst anahtar açık iken alt anahtar kapalı olacaktır. Dolayısıyla 0 değeri anahtarın kapalı olduğunu, 1 değeri ise açık olduğunu göstermektedir. Sonuç olarak, u faz gerilimi matris formatında DC voltajı ve anahtarlama değişkeni cinsinden yazılabilir (Keyhani, 2007, Yu, 1999):

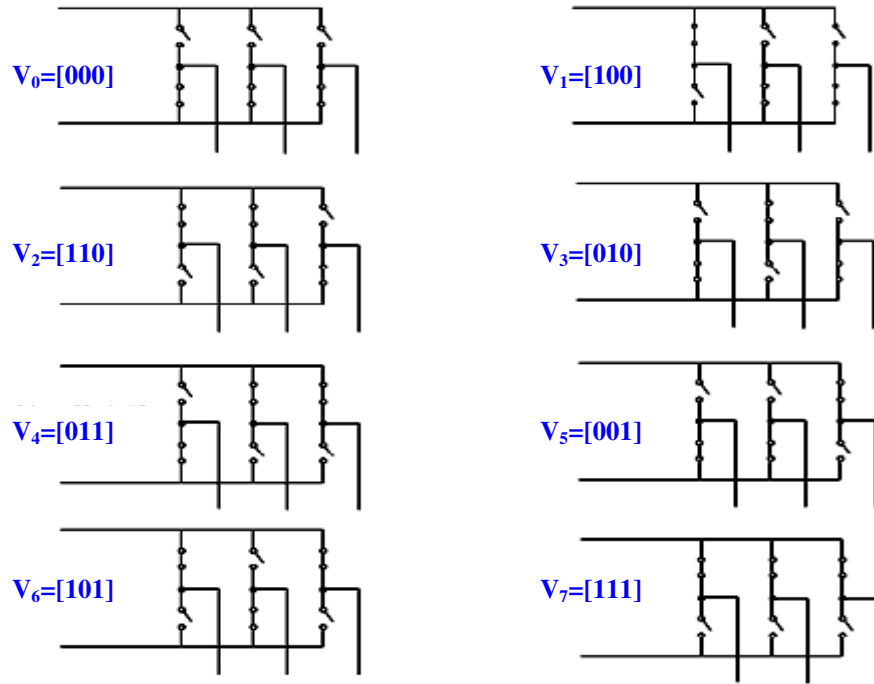
$$\begin{bmatrix} V_{an} \\ V_{bn} \\ V_{cn} \end{bmatrix} = \frac{1}{3} V_{dc} \begin{bmatrix} 2 & -1 & -1 \\ -1 & 2 & -1 \\ -1 & -1 & 2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} a \\ b \\ c \end{bmatrix} \quad (4.19)$$

Tablo 4.1'de S_1 , S_3 , S_5 üst anahtarlarından, faz-faz ve faz-nötr arası gerilim değerleri açık-kapalı konumun sekiz alternatifine göre, V_{dc} voltaj cinsinden gösterilmiştir.

Tablo 4.1 Anahtarlama şekline göre gerilimler

| Voltaj | Anahtarlama Vektörü | | | Faz-Nötr voltaj | | | Faz-Faz voltaj | | |
|--------|---------------------|----------|----------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|
| | a | b | c | V_{an} | V_{bn} | V_{cn} | V_{ab} | V_{bc} | V_{ca} |
| V_0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| V_1 | 1 | 0 | 0 | $2V_{dc}/3$ | $-V_{dc}/3$ | $-V_{dc}/3$ | V_{dc} | 0 | $-V_{dc}$ |
| V_2 | 1 | 1 | 0 | $V_{dc}/3$ | $V_{dc}/3$ | $-2V_{dc}/3$ | 0 | V_{dc} | $-V_{dc}$ |
| V_3 | 0 | 1 | 0 | $-V_{dc}/3$ | $2V_{dc}/3$ | $-V_{dc}/3$ | $-V_{dc}$ | V_{dc} | 0 |
| V_4 | 0 | 1 | 1 | $-2V_{dc}/3$ | $V_{dc}/3$ | $V_{dc}/3$ | $-V_{dc}$ | 0 | V_{dc} |
| V_5 | 0 | 0 | 1 | $-V_{dc}/3$ | $-V_{dc}/3$ | $2V_{dc}/3$ | 0 | $-V_{dc}$ | V_{dc} |
| V_6 | 1 | 0 | 1 | $V_{dc}/3$ | $-2V_{dc}/3$ | $V_{dc}/3$ | V_{dc} | $-V_{dc}$ | 0 |
| V_7 | 1 | 1 | 1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |

Ayrıca bu anahtarlama alternatifleri Şekil 4.17’de gösterilmiştir. Buradaki sekiz adet vektör uzay vektörü olarak isimlendirilir.



Şekil 4.17 Voltaj vektörleri (Keyhani, 2007)

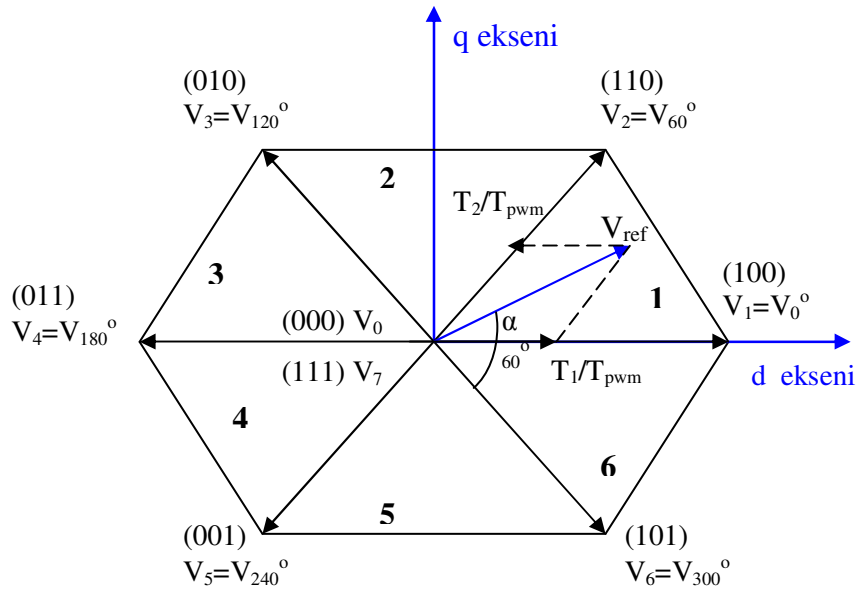
Bir inverterde SVPWM üretmek için işlem sırası şöyledir (Keyhani, 2007, Yu, 1999) :

1. Şekil 4.18’de görüldüğü V_1 den V_6 ya kadar olan voltaj vektörleri herbiri 60° açığına sahip altı sektöre yerleştirilir. Bu altı sektörün ortasında sıfır vektör denilen V_0 ve V_7 vardır. Elde edilmek istenen gerilim vektörü ($V_{çıkıtı}$), anahtarlama yaparak ulaşılmaya çalışılan referans voltaj vektörü (V_{ref}) ile aynıdır. V_{ref} , referans voltaj değeri kullanılarak PWM anahtarlama süresi bulunur (Keyhani, 2007, Yu, 1999),

$$T_{PWM} \cdot \bar{V}_{ref} = T_1 \cdot \bar{V}_1 + T_2 \cdot \bar{V}_2 + T_0 \cdot (\bar{V}_0 \text{ veya } \bar{V}_7) \quad (4.20)$$

$$T_{PWM} \cdot \left| \bar{V}_{ref} \right| \cdot \cos(\alpha) = T_1 \cdot V_1 + T_2 \cdot V_2 \cdot \cos(\pi/3) \quad (4.21)$$

$$T_{PWM} \cdot \left| \bar{V}_{ref} \right| \cdot \sin(\alpha) = T_2 \cdot V_2 \cdot \sin(\pi/3) \quad (4.22)$$



Şekil 4.18 Voltaj vektörü ve sektörler (Keyhani, 2007)

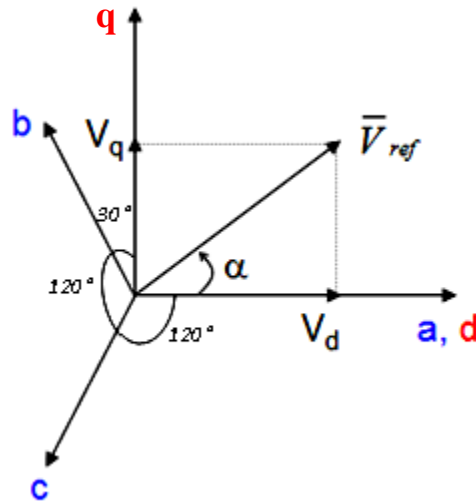
Burada, α açısı 0° ile 60° arasında değişir. T_1 ve T_2 değerleri sırasıyla V_1 ve V_2 voltajlarının uygulanma süresidir. T_0 ise sıfır voltaj vektörünün (V_0 ya da V_7) uygulanma süresidir.

$$T_{pwm} = T_1 + T_2 + T_0 \quad (4.23)$$

$$\frac{T_1}{T_{pwm}} = \frac{2}{\sqrt{3}} \frac{|\bar{V}_{ref}|}{V_{dc}} \sin(60^\circ - \alpha) \quad (4.24)$$

$$\frac{T_2}{T_{pwm}} = \frac{2}{\sqrt{3}} \frac{|\bar{V}_{ref}|}{V_{dc}} \sin(\alpha) \quad (4.25)$$

2. Daha sonraki aşamada üç boyutlu a-b-c eksen takımından iki boyutlu d-q eksen takımına geçilir. Bu eksen takımı ve gerilimler (V_d , V_q) Şekil 4.19'da gösterilmiştir.



Şekil 4.19 a-b-c den d-q formuna dönüşüm
(Keyhani, 2007)

Üç fazlı gerilim değerleri iki eksene indirilerek aşağıdaki denklemlerle ifade edilir,

$$V_d = V_{an} + V_{bn} \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} + 30^\circ\right) + V_{cn} \cdot \cos(\pi + 60^\circ) = V_{an} - V_{bn} \sin 30^\circ - V_{cn} \cos 60^\circ \quad (4.26)$$

$$V_d = V_{an} - \frac{1}{2} V_{bn} - \frac{1}{2} V_{cn} \quad (4.27)$$

$$V_q = 0 + V_{bn} \cdot \cos 30^\circ - V_{cn} \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} + 60^\circ\right) = V_{bn} \cos 30^\circ - V_{cn} \sin 60^\circ \quad (4.28)$$

$$V_q = \frac{\sqrt{3}}{2} V_{bn} - \frac{\sqrt{3}}{2} V_{cn} \quad (4.29)$$

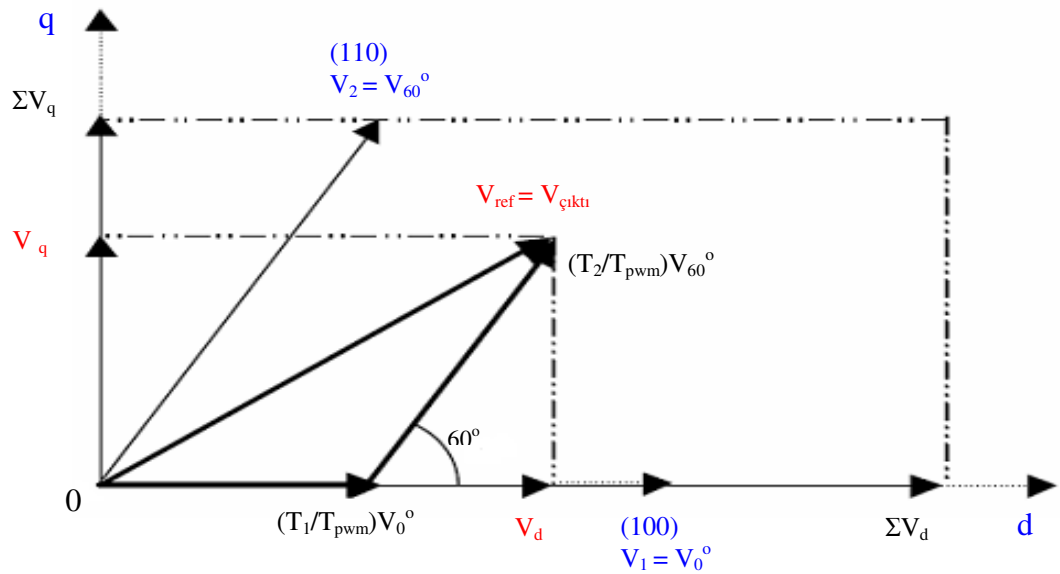
$$\begin{bmatrix} V_d \\ V_q \end{bmatrix} = \frac{2}{3} \begin{bmatrix} 1 & -\frac{1}{2} & -\frac{1}{2} \\ 0 & \frac{\sqrt{3}}{2} & -\frac{\sqrt{3}}{2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} V_{an} \\ V_{bn} \\ V_{cn} \end{bmatrix} \quad (4.30)$$

İki boyutlu d-q eksenindeki anahtarlama sırası ve gerilimler Tablo 4.2'de verilmiştir.

Tablo 4.2 d-q ekseninde anahtarlama şekli ve gerilim değerleri

| Temel Uzay Vektör | Anahtarlama Vectörü | | | Faz-Nötr voltaj | | | d-q bileşenleri | |
|-------------------|---------------------|---|---|-----------------|--------------|--------------|-----------------|--------------------|
| | a | b | c | V_{an} | V_{bn} | V_{cn} | V_d | V_q |
| V_0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| V_0° | 1 | 0 | 0 | $2V_{dc}/3$ | $-V_{dc}/3$ | $-V_{dc}/3$ | $2V_{dc}/3$ | 0 |
| V_{60}° | 1 | 1 | 0 | $V_{dc}/3$ | $V_{dc}/3$ | $-2V_{dc}/3$ | $V_{dc}/3$ | $V_{dc}/\sqrt{3}$ |
| V_{120}° | 0 | 1 | 0 | $-V_{dc}/3$ | $2V_{dc}/3$ | $-V_{dc}/3$ | $-V_{dc}/3$ | $V_{dc}/\sqrt{3}$ |
| V_{180}° | 0 | 1 | 1 | $-2V_{dc}/3$ | $V_{dc}/3$ | $V_{dc}/3$ | $-2V_{dc}/3$ | 0 |
| V_{240}° | 0 | 0 | 1 | $-V_{dc}/3$ | $-V_{dc}/3$ | $2V_{dc}/3$ | $-V_{dc}/3$ | $-V_{dc}/\sqrt{3}$ |
| V_{300}° | 1 | 0 | 1 | $V_{dc}/3$ | $-2V_{dc}/3$ | $V_{dc}/3$ | $V_{dc}/3$ | $-V_{dc}/\sqrt{3}$ |
| V_7 | 1 | 1 | 1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |

3. Bu aşamada her bir transistörün (S_1 to S_6) anahtarlama süreleri T_1 , T_2 , T_0 hesaplanır. Şekil 4.20'de çıktı voltaj vektörünün ($V_{çıkıtı}$), bir nolü sektörde, 0° ve 60° için, (V_0° ve V_{60}°) ifade edilişi verilmiştir. Ayrıca hesaplanması Denklem (4.30)'da verilmiştir.



Şekil 4.20 Referans voltaj vektörü bileşenleri (Yu,1999)

$$V_{\text{cikti}} = \frac{T_1}{T_{\text{pwm}}} V_{0^\circ} + \frac{T_2}{T_{\text{pwm}}} V_{60^\circ} \quad (4.31)$$

Tablo 4.2 ve Şekil 4.20'de bütün uzay vektörlerinin büyüklüğünün $|\bar{V}_{\text{ref}}| = \sqrt{V_d^2 + V_q^2}$ ifadesinden dolayı $2V_{dc}/3$ olduğu görülür. Maksimum faz voltajı (faz-nötr) ile normalleştirildiği durumda $V_{dc}/\sqrt{3}$ olur. Dolayısıyla, uzay vektörü büyüklüğü $2/\sqrt{3}$ olur ($|V_{0^\circ}| = |V_{60^\circ}| = 2/\sqrt{3}$). İlk sektör için anahtarlama süreleri aşağıdaki denklemlerle hesaplanır.

$$V_d = \frac{T_1}{T_{\text{pwm}}} |V_{0^\circ}| + \frac{T_2}{T_{\text{pwm}}} |V_{60^\circ}| \cos 60^\circ \quad (4.32)$$

$$V_q = \frac{T_2}{T_{\text{pwm}}} |V_{60^\circ}| \sin 60^\circ \quad (4.33)$$

Buradan,

$$T_1 = \frac{T_{\text{pwm}}}{2} (V_d \sqrt{3} - V_q) \quad (4.34)$$

$$T_2 = T_{\text{pwm}} V_q \quad (4.35)$$

Bu anahtarlama zamanları bütün sektörler için hesaplanmalıdır. Şekil 4.21'de diğer bütün sektörlerin anahtarlama yapıları verilmiştir. Anahtarlama süreleri belirlendikten sonra, inverterden istenen motor hızını elde etmek için V_{ref} değeri sektörlerde döndürülür. Bunun için sektörlerdeki dönme açısı ve vektör güncelleme değeri hesaplanır (Yu, 1999, Parekh, 2005).

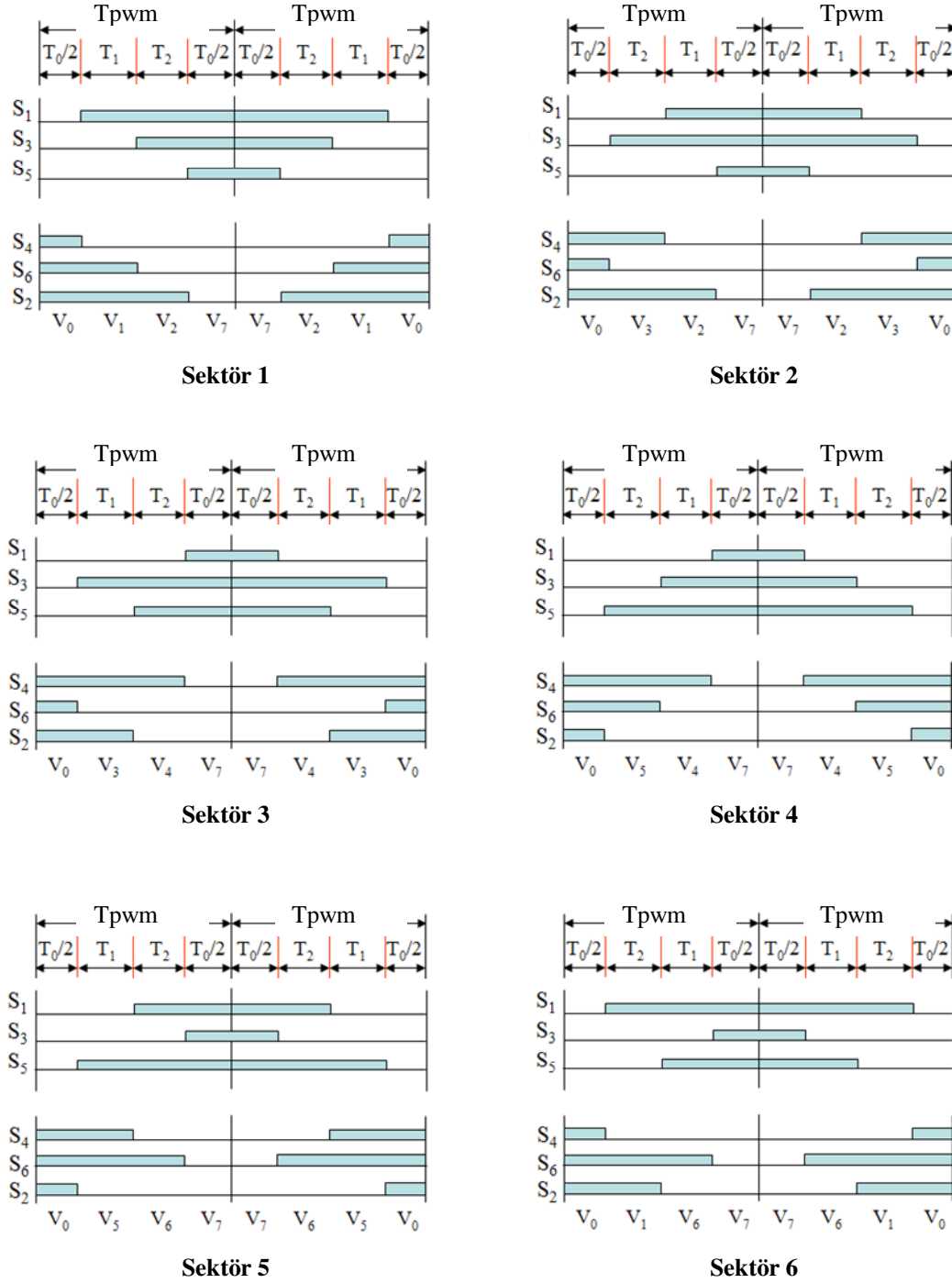
$$\text{vektör güncelleme değeri} = \frac{6 * 2^m}{f_{\text{pwm}}} * \text{gerekli motor hızı (Hz)} \quad (4.36)$$

$$\text{vektör açısı} = \text{önceki vektör açısı} + \text{vektör güncelleme değeri} \quad (4.37)$$

Burada,

f_{pwm} = örnekleme frekansı (i.e. PWM frekans)

m = kullanılan kontrol ünitesinin çözünürlüğü ilgili olup, bit sayısıdır.
 vektör açısı = referans voltaj vektörü dönme açısıdır.



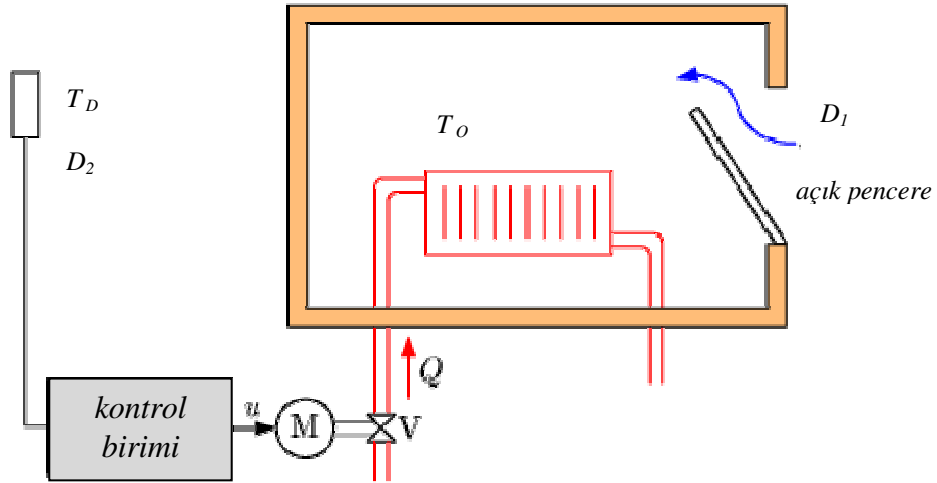
Şekil 4.21 Referans voltaj vektörü bileşenleri (Yu,1999)

BÖLÜM BEŞ

BULANIK MANTIK VE KONTROL UYGULAMASI

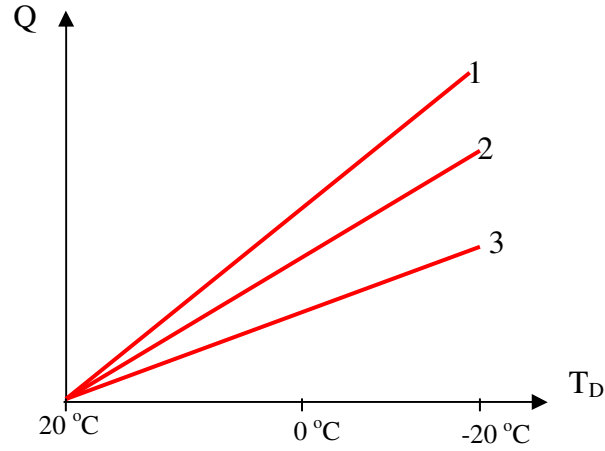
5.1 Kontrol Sistemleri

Kontrol sistemi, sistemin arzu edilen çıkışı ile gerçek çıkışı arasındaki hata işaretini (sinyalini) zamanla sıfır yapmaya çalışan sistemdir. Kontrol sistemlerinin mekanik sistemlere uygulanması literatürde ayrıntılı olarak ele alınmıştır. Yakın zamana kadar havalı dönüştürücü kullanılan kontrol sistemleri, iklimlendirme sistemlerinde kontrol amacıyla kullanılmıştır. Günümüzde ise elektronik ekipmanların ve bilgisayarların birlikte kullanıldığı kontrol sistemleri yaygın olarak kullanılmaktadır. Kontrol yöntemini temel olarak ikiye ayırabiliriz; Açık-döngülü kontrol sistemi ve kapalı döngülü kontrol sistemi. Açık ve kapalı döngü arasındaki fark oda ısıtma sistemi ile ilgili örnekte anlatılmıştır. Oda sıcaklığını açık döngü kontrol sistemi ile kontrol etme; oda sıcaklığı T_o , dış hava sıcaklığı T_D , ve dış hava sıcaklığı değişimi D_2 , oda sıcaklık değişimi D_1 ile ifade edilmektedir. Bu sistem Şekil 5.1’de görülmektedir.



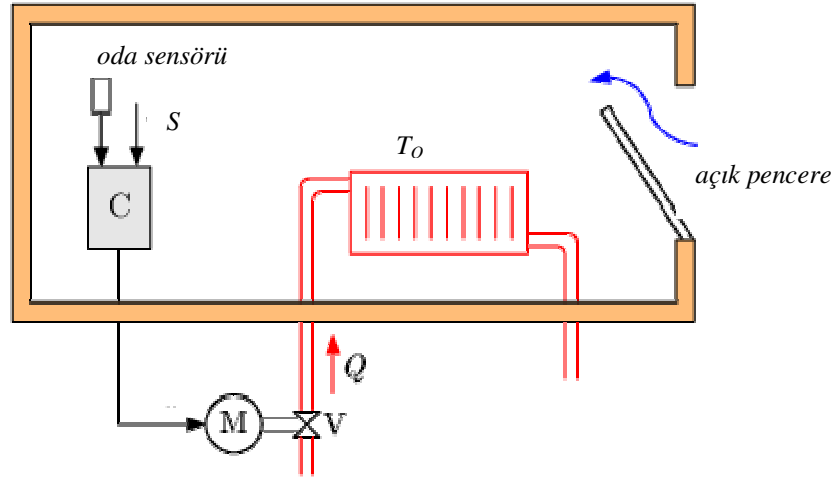
Şekil 5.1 Açık döngü kontrol sistemi

Kontrol birimi, dış hava sıcaklığına göre oda sıcaklığını ayarlamak için sistemde dolaşan sıcak akışkan debisi olan Q değerini değiştirecektir. Dış hava sıcaklığı ile debi arasındaki ilişki $Q = f(T_D)$ olup bu ilişki Şekil 5.2’de verilmiştir. Şekilde 1, 2 ve 3 nolu çizgiler vana açılma miktarını ifade etmektedir. Bu sistemde, M ile gösterilen motor, V ile gösterilen valfi açıp kapatarak debiyi değiştirir. Eğer, pencere açılması nedeniyle iç hava sıcaklığı D_I kadar değişirse, bu değişim vana pozisyonunu etkilemeyecektir. Çünkü vana değişimi sadece dış hava sıcaklığından etkilenmektedir. Bu tip kontrol açık döngü olarak isimlendirilebilir. Sistemde dış hava sıcaklığındaki değişim dışında meydana gelen değişimlere cevap veremeyecektir.



Şekil 5.2 Dış hava sıcaklığı ve debi arasındaki ilişki

Kapalı döngü kontrol ile oda sıcaklığını ayarlama: Bu kontrolün şematik gösterimi Şekil 5.3’de verilmiştir. Burada oda sıcaklığı T_O ölçülmekte ve ayar değeri olan S (örnek $S=20$ °C) ile karşılaştırılmaktadır. Eğer oda sıcaklığı bu ayar değerinden sapar ise kontrol birimi sistemde dolaşan sıcak akışkan debisini (Q) değiştirmektedir. Bu yöntem ile pencere açılması, güneş ışığı gibi oda sıcaklığını etkileyen her değişime cevap verilebilmektedir.

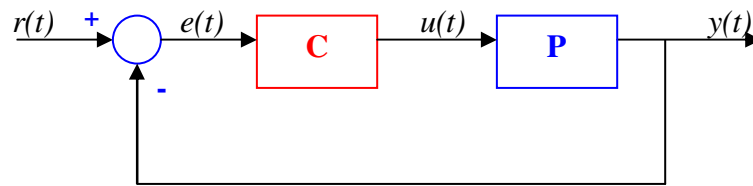


Şekil 5.3 Kapalı döngü kontrol sistemi

Kapalı döngü kontrol sistemi kurmak için şu işlemler yapılmalıdır (Passino, 1998):

- Kontrol edilen değişkenin ölçülmesi gerekir,
- Arzu edilen çıkış değeri ile gerçek değer arasındaki fark (hata) hesaplanmalı,
- Kontrol çıktısını değiştirerek hata zamanla azaltılmalı ve sıfır olmalı.

Şekil 5.4'de, tek giriş tek çıkışlı basit bir kontrol sistemi blok diyagramı ile gösterilmiştir. Burada proses, P harfinin olduğu blok ile kontrol birimi, C harfinin olduğu blok ile gösterilmiştir. Kontrol ünitesine giren hata değeri, $e(t)$ ile gösterilmiş olup $e(t) = r(t) - y(t)$ dir. Hata değerini hesaplamak için, sistemde istenen ayar değeri $r(t)$ ile proses çıktısı olan gerçek değer $y(t)$ nin farkı alınır. Kontrol biriminin çıktısı ise zamana bağlı olarak $u(t)$ ile gösterilmiştir. Kontrol teorisinde kontrol birimi sistem çıkışını takip eden ve girdilere göre çıktı üreten bir ekipmandır.



Şekil 5.4 Basit bir kontrol sistemi blok diyagramı

Bir sistemi kontrol edebilmek için Şekil 5.2’de verilen örnekte olduğu gibi kontrol girdisi ile çıktı arasındaki ilişkinin bilinmesi gerekir. Kontrol edilecek sistemin matematiksel olarak ifade edilmesine sistemi tanıma denir. Sistem genellikle bir diferansiyel denklem takımı ile ifade edilir. Ancak gerçek sistem bundan biraz farklı davranır. Çünkü sistemin matematiksel ifadesi elde edilirken karmaşık kısımlar basitleştirilerek ifade edilmektedir. Aksi halde tanımlama işlemi çok karmaşık ya da imkansız olmaktadır. Literatürde kullanılan kontrol teknikleri şöyle özetlenebilir (Passino, 1998, Ross, 2004);

- Doğrusal yöntemler
 - Oransal [P]
 - Oransal türev [PD]
 - Oransal integral türev [PID]
 - Durum geri beslemeli
 - Çıkış geri beslemeli
- Doğrusal olmayan yöntemler
 - Açık-kapalı (on/off)
 - Optimal
 - Adaptive
 - Robust
 - Yapay zeka (Fuzzy, Neural Networks)

Aşağıda, uygulamalarda en yaygın kullanılan kontrol yöntemleri özet olarak anlatılmıştır.

5.1.1 Açık -Kapalı Kontrol

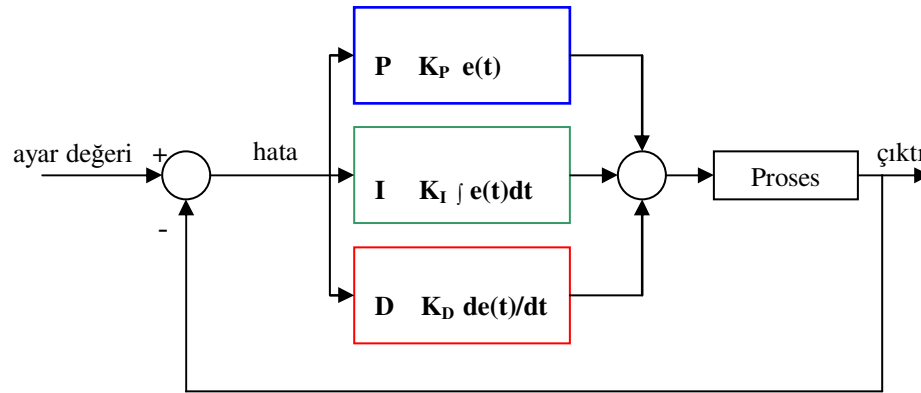
En çok kullanılan kontrol yöntemidir. Termostat gibi bir kontrol elemanı ile sistem ya tam açık ya da tam kapalı konumda tutulur. Kontrol değişkeni istenen değer altına düşer ise tam açık, bu değer üstüne çıkar ise tam kapalı durum söz konusudur. Üst ve alt sınırlar kullanım yerine göre değişebilmektedir.

5.1.2 Oransal İntegral ve Türev Kontrol [PID]

PID kontrol en yaygın kullanılan yöntemlerden biridir. Şekil 5.5’de PID kontrol blok diyagramı ile ifade edilmiştir. Daha önce anlatıldığı gibi kontrol edilecek prosesteki hataya göre kontrol çıktısı üretilmektedir. Buna göre PID kontrol genel

$$\text{ifadesi; } u(t) = K_P \cdot e(t) + K_I \int e(t) dt + K_D \cdot \frac{de(t)}{dt}$$

Burada, K_P oransal katsayı, K_I integral kazanç katsayısı ve K_D türev kazanç katsayısıdır. Sistemin uygun kontrol edilebilmesi için K_P , K_I ve K_D katsayılarının bulunarak ayarlanması gerekir. Bu yöntemde, kontrol kalıcı etkisinin uzaklaştırılması, K_P katsayısı ile sağlanır. İntegral katsayısı K_I bozucu etkileri yok etmeye çalışır. Türev katsayısı K_D ise, hassas şekilde ayar değerine yaklaşmayı sağlar (Passino, 1998, Ross, 2004, Zhong, 2006).

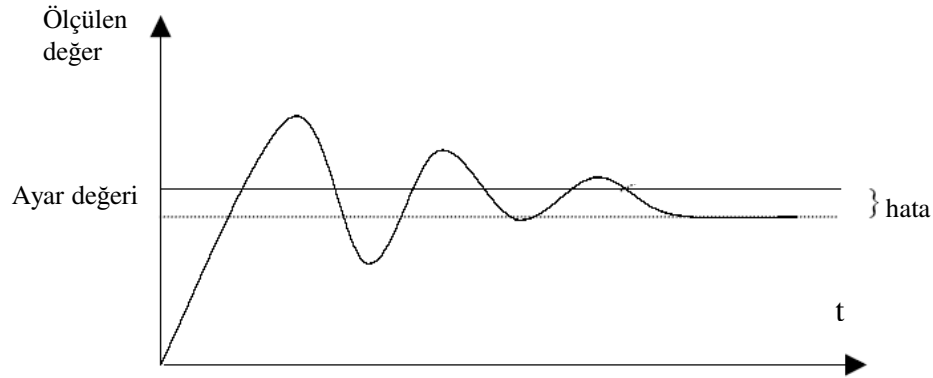


Şekil 5.5 PID kontrol blok diyagramı (Passino, 1998)

PID kontrolü oluşturan her bir bileşen ayrı ayrı ya da ikili kombinasyonlar şeklinde kullanılabilir. Burada en yaygın kullanılanları anlatılmıştır;

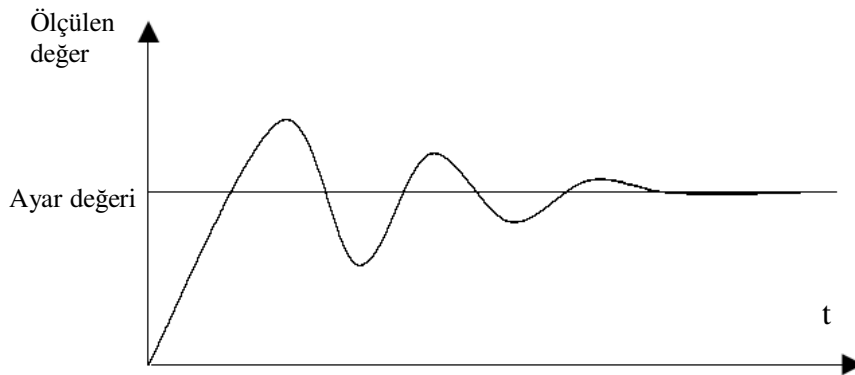
i. Oransal (P) Kontrol : Sadece oransal kontrolü kullanmak olumsuz taraflara sahip olsa da basit bir yöntemdir. Bu yöntemde kontrol çıktısı, girdinin belli bir katsayı ile çarpılması sonucu elde edilir. Hata hesaplaması ve geri besleme yoktur. Dolayısıyla sistemdeki kalıcı hata tamamen uzaklaştırılmaz. Bu, ancak durgun duruma ulaşmış ve

bozucu girdi olmayan bir sistemin kontrolunda sıfır hata verebilir. Şekil 5.6'da oransal kontrolde çıktının değişimi gösterilmiştir. Eğer sistemde çok büyük hata var ise bu yukarı yönde aşma (overshoot) olarak isimlendirilir, tersi ise aşağı yönde aşma (undershoot) dır (Zhong, 2006). Bütün bunlar kontrolde istenmeyen sonuçlardır.



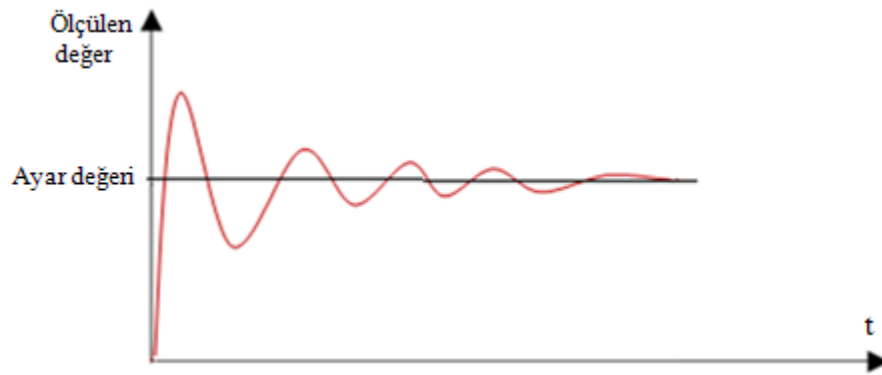
Şekil 5.6 Oransal kontrol sinyali

ii. *Oransal ve İntegral (PI) Kontrol:* Oransal kontrolde var olan ofset değerini azaltmak için oransal ile birlikte integral bileşende kullanılır. Bu yöntemde, hata değerinin integrali, integral katsayısı ile birlikte ayar değerine eklenir (Zhong, 2006). Böylece sistemdeki kalıcı durum hatası azaltılmış olur. PI kontrol sinyali Şekil 5.7'de görülmektedir. Bu yöntemde, ayar değerine yaklaşmış olsa da yukarı ve aşağı yönde aşma değerleri büyüktür.



Şekil 5.7 Oransal ve integral kontrol sinyali

iii. *Oransal Türev ve İntegral (PID) Kontrol*: Kontrol sırasındaki yukarı ve aşağı yönde aşmaları azaltmak için türev bileşeni kullanılabilir. Bunu sağlamak için, kontrol çıktısının oransal değeri hatanın türevine göre değiştirilir. Bu durumda türev ile birlikte hata değeri artmaktadır (Zhong, 2006). Bu üç bileşenin birlikte kullanımı ile hata değeri, aşma değerleri azaltılmaktadır. Ayrıca bu yöntem ile ayar değerine daha kısa sürede ulaşılmakta ve kontrolde kararlılık sağlanmaktadır. PID kontrol sinyali Şekil 5.8’de verilmiştir.



Şekil 5.8 Oransal integral ve türev kontrol sinyali

Soğutma sistemlerinde kontrol uygulamasında, kontrol sinyali kompresör hızı, fan hızı, ısıtıcı kapasitesi gibi büyüklükler olmaktadır. Ayar değeri ise istenen akışkan (hava, su, soğutucu akışkan) sıcaklığı ya da basıncı olabilmektedir. Buradan elde edilen hata değerine göre yukarıda anlatılan kontrol bileşenlerinden bir tanesi kullanılmaktadır. Tablo 5.1’de PID parametrelerine göre yükselme zamanı (ayar sıcaklığına ulaşma), aşma miktarı, toplam ayar süresi, hata ve stabilite değerlerinin değişimi gösterilmiştir.

Tablo 5.1 P, I ve D parametrelerinin etkisi (Zhong, 2006)

| | Yükselme Zamanı | Aşma | Ayar Zamanı | Hata | Stabilite |
|-------|------------------------|-------------|--------------------|---------------|------------------|
| K_P | Azalır | Artar | Küçük değişim | Azalır | Azalır |
| K_I | Azalır | Artar | Artar | Sönümler | Azalır |
| K_D | Küçük değişim | Azalır | Azalır | Küçük değişim | Artar |

5.1.3 Yapay Zeka Kontrol Yöntemleri

Yapay zeka kontrol yöntemleri, yapay sinir ağları (artificial neural network), bulanık mantık (fuzzy logic), genetik algoritmalar (genetic algorithms) olarak kısaca özetlenebilir. Son zamanlarda yapay zeka kontrol yöntemleri bir çok alana uygulanmakta ve kullanımda olan kontrol sistemleriyle yer değiştirmektedir (Ross, 2004). Soğutma sistemlerine uygulanması açısından en uygun yapay zeka yöntemi bulanık mantık kontrolüdür.

5.2 Bulanık Mantık

Bulanık mantık kavramı Dr.Lotfi Zadeh tarafından 1960 yıllarında ortaya atılmıştır. Kontrol ile ilgili yeni bir anlayış ortaya atan bu çalışmadan sonra tüm dünyada kullanılmaya başlanmıştır. Teorik çalışmalar yanında uygulamalarda kullanılması da bir çok patent başvurusu getirmiştir. Bulanık mantık birçok alanı ilgilendirmektedir. Bazı teknolojik uygulamalar şunlardır; bulanık mantık kontrollü kameralar (Sanyo, Fisher firmaları tarafından), bulanık mantık ile konfor şartlarını sağlayan iklimlendirme sistemleri (Mitsubishi firması tarafından), bulanık mantık kontrollü çamaşır makinası (Matsushita firması), Japonya'nın Sandai şehir metrosu kontrolü (trenlerde operatörlerin yaptığı hızlanma ve frenlemeyi %70 azaltmıştır), bulanık mantık transmisyon ve kaymayı önleyen frenleme sistemi (Nissan firması). Bunlara ek olarak, bulanık mantıklı tost makinası, pişirici, elektrik süpürgesi, otomatik araç parkı, seyir kontrolü, yüz tanıma (fotoğraf makinaları), sınıflandırma gibi uygulamaları mevcuttur (Jamshidi, 1993). Bulanık mantık ile kontrol prensibini anlamak için klasik ve bulanık mantık kavramlarını net olarak anlamak gereklidir.

5.2.1 Klasik Küme

Klasik set en basit olarak bir kümeye tamamen ait olma veya tamamen dışında olmak şeklinde ifade edilebilir. Örnek olarak, haftanın günlerini belirlerken pazartesi,

çarşamba, pazar gibi günler hiç şüphesiz bu kümeye ait olacaktır. Bunun yanında su, bilgisayar, çiçek ise hiç şüphesiz bu kümenin dışında olacaktır. Bu anlatım Şekil 5.9'da verilmiştir.



Şekil 5.9 Klasik küme

Her bir üyenin bu kümeye aitlik değeri 0 ya da 1 dir. Bunun anlamı, ilgili kümeye ait ise aitlik 1, değil ise 0 dır. Bu, klasik mantık olarak isimlendirilir. Çok uzun zamandan beri insanların kullanımındadır. Aristotle mantığı olarak da kullanılır “bir şey ya kümeye aittir ya da değildir”. Yani ara durum söz konusu değildir. Eğer A ve B iki farklı küme ve x evrende bir eleman ise, klasik mantığa göre bu iki küme arası ilişki şöyledir (Jamshidi, 1998, Ross, 2004):

Birleşme $A \cup B = \{ x \mid x \in A \text{ veya } x \in B \}$

Kesişim $A \cap B = \{ x \mid x \in A \text{ ve } x \in B \}$

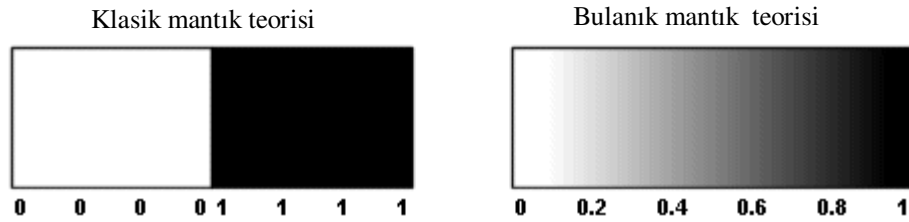
Tersi $\bar{A} = \{ x \mid x \notin A \}$

Fark $A \setminus B = \{ x \mid x \in A \text{ ve } x \notin B \}$

5.2.2 Bulanık Küme

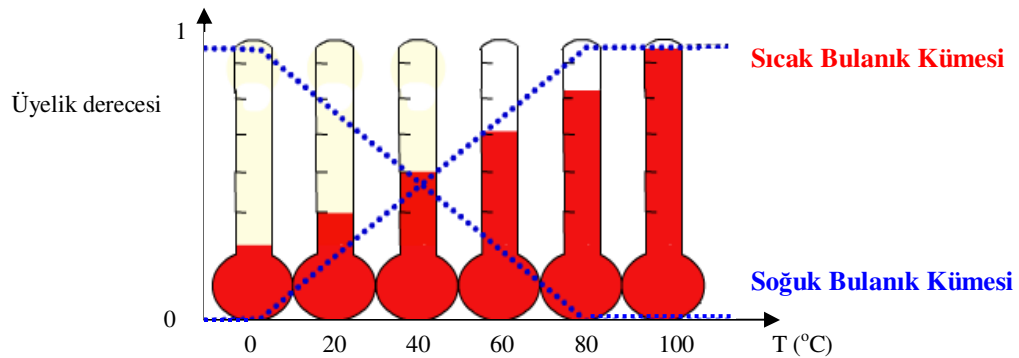
Bulanık mantık teorisi bulanık kümelerle başlar. Bulanık kümenin sınırları kesin değildir. Elemanların bulanık kümelere ait olma miktarları üyelik dereceleri ile belirlenir. Dolayısıyla bulanık küme farklı üyelik derecesine sahip elemanları birarada

içerebilmektedir. Bu mantık, yukarıda anlatılan klasik yaklaşımdan tamamen farklıdır. Bulanık küme teorisinde elemanlar birden fazla kümeye farklı derecelerde ait olabilirler. Kesin doğru, kesin yanlış şeklinde kesin bir yargı yoktur. Aitlik kavramı, klasik mantıkta ya siyah (1) ya da beyaz (0) anlayışı ile belirlenirken, bulanık mantıkta 0'dan 1'e kadar ait olma dereceleri ile belirlenir.



Şekil 5.10 Klasik ve bulanık mantık karşılaştırma

Örnek olarak, hava sıcaklığı bulanık kümesini ele alalım. “Hava ne kadar sıcak?” sorusunun cevabını etkileyen birçok faktör vardır. Sıcak ile soğuğu ayıran çizgi 30 °C ise 29.99 °C ‘yi hangi sınıfa dahil etmek daha doğru olacaktır? Bulanık mantıkta bu gibi sorulara cevap vermek oldukça kolaydır. Çünkü kesin sınırlar yoktur. Şekil 5.11’de hava sıcaklığı ile ilgili “sıcak” ve “soğuk” bulanık kümeler oluşturulmuştur. Görüldüğü gibi 30 °C hem “sıcak” hem de “soğuk” bulanık kümeye aittir. Ancak aitlik dereceleri farklıdır. Örnek olarak, 100°C “sıcak” kümesine %100 ait iken “soğuk” kümesine %0 aittir.



Şekil 5.11 Bulanık set ve üyelik derecesi

Eğer herhangi bir bulanık kümeye A dersek, bu bulanık küme \underline{A} şeklinde ifade edilir. Uzayda x gibi herhangi bir eleman, \underline{A} bulanık kümesine belli bir aitlik ile üye ise, x elemanın bulanık kümeyle aitlik miktarı üyelik derecesi olarak adlandırılır ve $\mu_{\underline{A}}$ ile gösterilir (Jamshidi, 1998, Ross, 2004). Bulanık kümelerle ilgili bazı özellikler şöyledir;

Birleşme $\mu_{\underline{A} \cup \underline{B}}(x) = \mu_{\underline{A}}(x) \vee \mu_{\underline{B}}(x)$

Kesişim $\mu_{\underline{A} \cap \underline{B}}(x) = \mu_{\underline{A}}(x) \wedge \mu_{\underline{B}}(x)$

Ters $\mu_{\underline{A}^c}(x) = 1 - \mu_{\underline{A}}(x)$

Burada, \vee ile gösterilen sembol maksimum operatör ve \wedge ile gösterilen ise minimum operatördür. Buna göre, bulanık mantık teorisinde kesişim minimum, birleşim maksimum işlemini ifade eder.

Birleşme $\mu_{\underline{A} \cup \underline{B}}(x) = \mu_{\underline{A}}(x) \vee \mu_{\underline{B}}(x) = \max \{ \mu_{\underline{A}}(x), \mu_{\underline{B}}(x) \}$

Kesişim $\mu_{\underline{A} \cap \underline{B}}(x) = \mu_{\underline{A}}(x) \wedge \mu_{\underline{B}}(x) = \min \{ \mu_{\underline{A}}(x), \mu_{\underline{B}}(x) \}$

5.2.3 Klasik Mantık

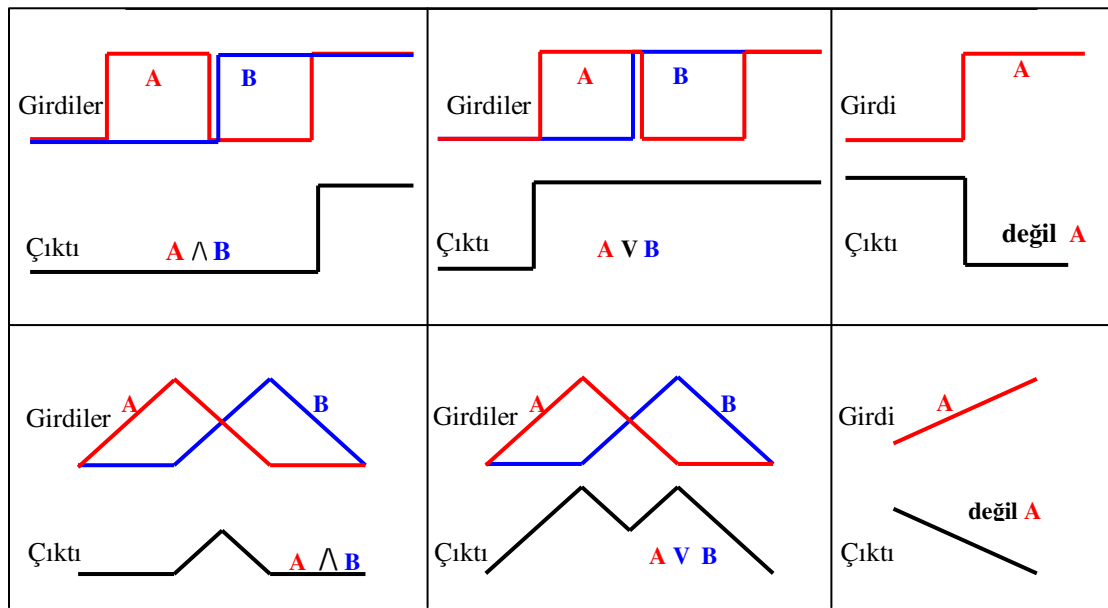
Klasik mantıkta kullanılan sözsöz ifadeler doğru yada yanlış olarak sınıflandırılır. Bu nedenle, klasik mantığa (matematiksöz mantık) göre bir ifade doğru ise 1, yanlış ise 0 değerini alır. (Jamshidi, 1998, Ross, 2004).

5.2.4 Bulanık Mantık (Fuzzy Logic)

Bulanık mantıkta ise sınırlar tam olarak belirlenmemiştir. Bir ifadenin doğruluğu 0 ile 1 arasında derecelendirilmiştir. Bulanık mantıkta kullanılan bazı operatörler şunlardır; \neg (tersi), \wedge (kesişim), \vee (birleşme), \rightarrow (çıkartım). Bu operatörlerden bazılarının kullanımı $a, b \in [0, 1]$ için şöyledir (Jamshidi, 1998, Ross, 2004);

- (i) Birleşme (veya) $a \vee b = \text{maksimum}(a, b)$
(ii) Kesişim (ve) $a \wedge b = \text{minimum}(a, b)$
(iii) Ters (değil) $\bar{a} = 1 - a$
(iv) Çıkarım $a \rightarrow b = \bar{a} \vee b = \text{maksimum}(\bar{a}, b)$

Bu operatörlerin girdilere uygulanarak çıktıların elde edilmesi Şekil 5.12’de özetlenmiştir.



Şekil 5.12 Bulanık mantık operatörleri (Mathworks, 2007)

5.2.5 Bulanık İlişki

Bulanık ilişkiye göre iki farklı uzaydan, birisi X olsun, diğeri Y olsun. Buna göre X ve Y arasında bulanık ilişki \underline{R} ile gösterilir. Bulanık mantık ilişkisi üyelik fonksiyonu derecesi $\mu_{\underline{R}}(x,y)$ ile gösterilir. Bulanık mantık ilişkide çıkarım (implication) ve birleştirme (composition) iki temel metottür.

i. *Bulanık Çıkarım* : \underline{A} bir bulanık küme ise (X evreninde) ve \underline{B} de bir bulanık küme ise (Y evreninde) \underline{A} ve \underline{B} arasındaki bulanık ilişki \underline{R} dir. Bu, bulanık çıkarım olarak bilinir. Bu ifade bütün $x \in X$ ve $y \in Y$ için geçerlidir. Burada yaygın olarak kullanılan çıkarımlara yer verilmiştir.

$$\mu_{\underline{R}}(x,y) = \text{maksimum} \{ \min [\mu_{\underline{A}}(x), \mu_{\underline{B}}(y)], 1 - \mu_{\underline{A}}(x) \}$$

$$\mu_{\underline{R}}(x,y) = \text{maksimum} \{ \mu_{\underline{B}}(y), 1 - \mu_{\underline{A}}(x) \}$$

$$\mu_{\underline{R}}(x,y) = \text{minimum} [\mu_{\underline{A}}(x), \mu_{\underline{B}}(y)]$$

$$\mu_{\underline{R}}(x,y) = \text{minimum} \{ 1, [1 - \mu_{\underline{A}}(x) + \mu_{\underline{B}}(y)] \}$$

$$\mu_{\underline{R}}(x,y) = \text{minimum} \{ 1, [\mu_{\underline{A}}(x), \mu_{\underline{B}}(y)] \}$$

ii. *Bulanık Birleştirme*: Bulanık birleştirme \underline{B} gibi bir bulanık kümeden \underline{A} gibi bir bulanık kümeyi, \underline{R} bulanık ilişkiyi kullanarak elde etmektir. Bu ifade, $\underline{B} = \underline{A} \circ \underline{R}$, şeklinde yazılır ve buradaki “o” birleştirmeyi ifade etmektedir. Yaygın olarak kullanılan bulanık birleştirme ifadeleri;

| | |
|------------------|--|
| maksimum-minimum | $\mu_{\underline{B}}(y) = \text{maksimum} \{ \text{minimum} [\mu_{\underline{A}}(x), \mu_{\underline{R}}(x,y)] \}$ |
|------------------|--|

| | |
|------------------|--|
| maksimum-produkt | $\mu_{\underline{B}}(y) = \text{maksimum} [\mu_{\underline{A}}(x) \cdot \mu_{\underline{R}}(x,y)]$ |
|------------------|--|

| | |
|------------------|--|
| minimum-maksimum | $\mu_{\underline{B}}(y) = \text{minimum} \{ \text{maksimum} [\mu_{\underline{A}}(x), \mu_{\underline{R}}(x,y)] \}$ |
|------------------|--|

| | |
|-------------------|---|
| maksimum-maksimum | $\mu_{\underline{B}}(y) = \text{maksimum} \{ \text{maksimum} [\mu_{\underline{A}}(x), \mu_{\underline{R}}(x,y)] \}$ |
|-------------------|---|

| | |
|-----------------|---|
| minimum-minimum | $\mu_{\underline{B}}(y) = \text{minimum} \{ \text{minimum} [\mu_{\underline{A}}(x), \mu_{\underline{R}}(x,y)] \}$ |
|-----------------|---|

| | |
|-------------------|--|
| maksimum-ortalama | $\mu_{\underline{B}}(y) = \text{maksimum} [\mu_{\underline{A}}(x) + \mu_{\underline{R}}(x,y)] / 2$ |
|-------------------|--|

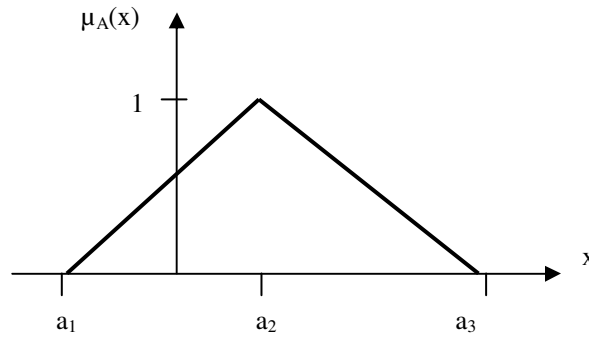
| | |
|----------------|---|
| toplam-produkt | $\mu_{\underline{B}}(y) = f \{ \sum [\mu_{\underline{A}}(x) \cdot \mu_{\underline{R}}(x,y)] \}$ |
|----------------|---|

Maksimum-minimum ve maksimum-produkt birleştirme yöntemi bulanık mantık uygulamalarında en yaygın metottür. Maksimum-minimum metodu Dr. Zadeh tarafından yaptığı ilk çalışmada kullanılmıştır. Aslında birleştirme denilen işlem iki farklı adımdan oluşur. Bunlar, çıkarım (implication) ve toplama (aggregation) işlemleridir. Maksimum-minimum birleştirmede, minimum operatörü çıkarımı (implication) ve maksimum operatör ise toplama (aggregation) ifade etmektedir.

5.2.6 Üyelik Fonksiyonları

Üyelik fonksiyonu, girdileri 0 ile 1 arasında tanımlayan geometrik ifadedir. Kullanılan temel üyelik fonksiyonları; üçgen, trapezoidal ve çan eğrisi şeklinde olabilir. Bunların dışında, sırayla sağa ve sola açık olan S-fonksiyon ile Z-fonksiyon da kullanılır.

i. *Üçgen Üyelik Fonksiyonu*: En basit geometrik şekle sahip fonksiyondur. Üç noktanın üçgen olacak şekilde düz çizgilerle birleşmesiyle oluşur. Örnek olarak, A ile gösterilen bir üyelik fonksiyonu, a_1, a_2, a_3 noktalarından oluşsun, $A = (a_1, a_2, a_3)$ dır. Bu üyelik fonksiyonu Şekil 5.13’de gösterilmiştir.

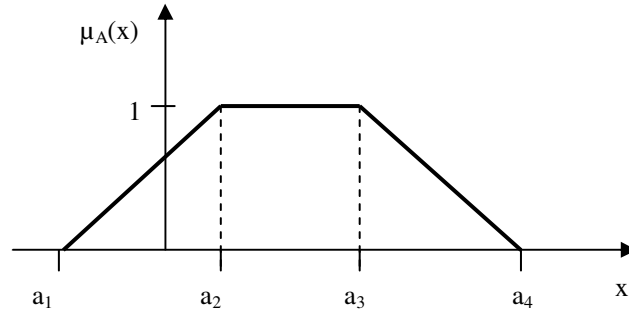


Şekil 5.13 Üçgen üyelik fonksiyonu

Üçgen üyelik fonksiyonu matematiksel ifadesi,

$$\mu_A(x) = \begin{cases} 0, & x < a_1 \\ \frac{x - a_1}{a_2 - a_1}, & a_1 < x < a_2 \\ \frac{a_3 - x}{a_3 - a_2}, & a_2 \leq x \leq a_3 \\ 0, & x > a_3 \end{cases}$$

ii. *Trapezoidal Üyelik Fonksiyonu*: Diğer bir üyelik fonksiyonu dört noktadan oluşan trapezoidal üyelik fonksiyondur. A ile isimlendirilen üyelik fonksiyonun dört noktası $A = (a_1, a_2, a_3, a_4)$ ise bu üyelik fonksiyonunun ifadesi Şekil 5.14’de görülebilir.



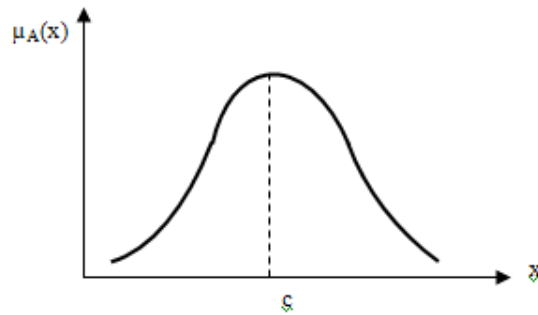
Şekil 5.14 Trapezoidal üyelik fonksiyonu

Trapezoidal üyelik fonksiyonun matematiksel ifadesi,

$$\mu_A(x) = \begin{cases} 0, & x < a_1 \\ \frac{x - a_1}{a_2 - a_1}, & a_1 < x < a_2 \\ 1, & a_2 \leq x \leq a_3 \\ \frac{a_4 - x}{a_4 - a_3}, & a_3 \leq x \leq a_4 \\ 0, & x > a_4 \end{cases}$$

Bu tip üyelik fonksiyonları, tepesindeki düz kısım ile üstü kesik üçgen fonksiyona benzer. Düz çizgiye sahip üyelik fonksiyonlarını ifade etmek diğerlerine göre daha kolaydır.

iii. *Gauss Üyelik Fonksiyonu:* Diğer bir fonksiyon ise Şekil 5.15'de verilen gauss üyelik fonksiyondur. Bu tip fonksiyon, sözsöz ifadeler için daha uygundur. Bu fonksiyonda c , bulanık kümenin merkezini, σ ise standard sapmasını gösterir.

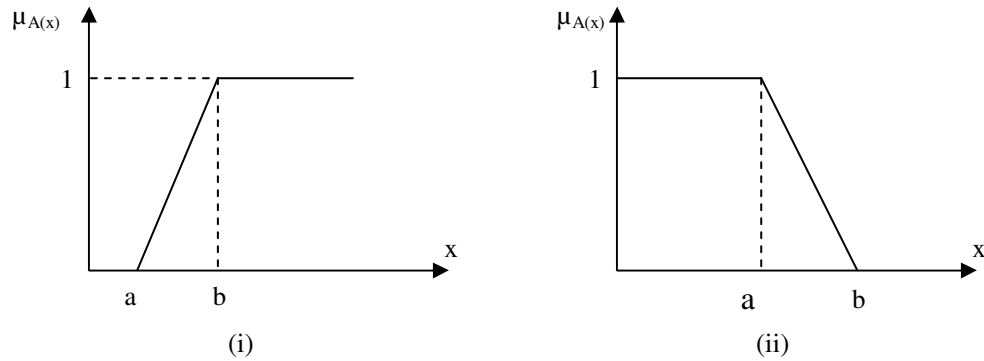


Şekil 5.15 Gauss üyelik fonksiyon

Gauss üyelik fonksiyonu matematiksel olarak şöyle ifade edilir.

$$\mu_A(x) = \exp\left(-\frac{(c-x)^2}{2\sigma^2}\right)$$

iv. *Asimetrik Üyelik Fonksiyonu:* Asimetrik ve kapalı üyelik fonksiyonları düz çizgi ya da sigmoid şeklinde olabilir. Burada kapalıdan kasıt, şeklin sola yada sağa kapalı olmasıdır. Düz çizgi şeklindeki fonksiyon Şekil 5.16'da görülmektedir.



Şekil 5.16 Asimetrik üyelik fonksiyonu sola kapalı (i), sağa kapalı (ii)

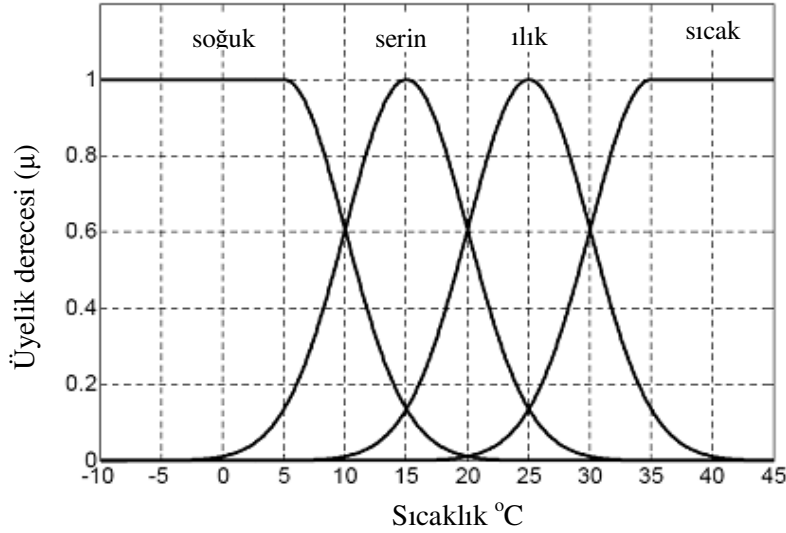
Sola kapalı asimetrik fonksiyon matematiksel ifadesi (i),

$$\mu_A(x) = \begin{cases} 0, & x < a \\ \frac{x-a}{b-a}, & a < x < b \\ 1, & x > b \end{cases}$$

Sağa kapalı asimetrik fonksiyon matematiksel ifadesi (ii),

$$\mu_A(x) = \begin{cases} 1, & x < a \\ \frac{b-x}{b-a}, & a < x < b \\ 0, & x > b \end{cases}$$

Bulanık kontrol uygulamalarında her bir üyelik fonksiyonuna kontrol uygulamasına göre sözsöz ifadeler atanır. Bununla ilgili örnek Şekil 5.17'de verilmiştir.



Şekil 5.17 Üyelik fonksiyonları için sözsel değişkenler

5.3 Bulanık Mantık Kontrol

Bulanık mantık kontrol, yukarıda anlatılan kurallar çerçevesinde girdilerden elde edilecek çıktıları belirlemek için uygun bir methodur. Buna göre, verilen bilgileri kullanarak bulanık mantık,

- restoranda yenilen yemeğe verilebilecek bahşiş miktarını belirleyebilir,
- istenen su sıcaklığına göre vana açıklığını ayarlayabilir,
- fotoğraf makinasının lensini uzaklığa göre odaklayabilir,
- araç hızına gerekli vites değişikliğini yapabilir.

Bu örnekler çoğaltılabilir. Örneğin, bu tezde, bulanık mantık kontrolden, soğuk su üreten bir soğutma sisteminden istenen soğuk su sıcaklığına göre kompresör hızını ayarlaması, ayrıca istenen kızgınlık miktarına göre elektronik genişleme vanasının açıklık miktarını ayarlaması istenmiştir. Bir sistemde girdi ile çıktı arasındaki ilişki Şekil 5.18'de gösterilmiştir.



Şekil 5.18 Girdi ve çıktının ilişkisi

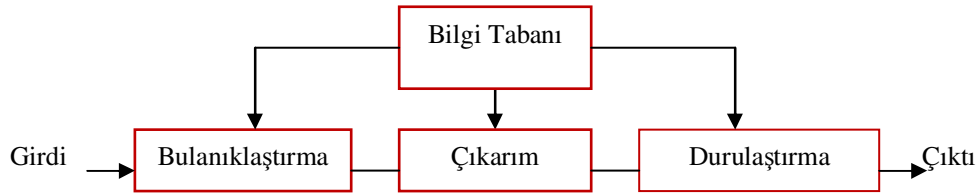
Bir sistemde kontrol sırasında girdiye göre uygun bir çıktı elde edebilmek için girdi-çıkıtı arasında bu transferi sağlayan bir çok algoritma olabilir, bulanık sistem, yapay sinir ağı, diferansiyel denklem, çok elemanlı çıkarım tablosu bunlardan bazılarıdır. Bu çalışmada girdi-çıkıtı arasındaki transfer bulanık mantık kontrol ile yapılmıştır. Bulanık mantık ile kontrolün bazı özellikleri;

- bulanık mantık anlaşılması kolaydır. Sadece kullanıcı deneyimleri yeterlidir, matematiksel model gerekmez.
- bulanık mantık kontrol algoritması değiştirilebilir esnek bir yapıdadır.
- bulanık mantık klasik kontrol sistemleri ile birlikte de kullanılabilir,
- bulanık mantık ile kontrol düşük maliyetli bir yöntemdir,
- bulanık mantık kullanıcının kendi dilinde yarattığı bir kontrol yöntemidir,
- bulanık mantık ile kontrolde matematiksel model yerine kullanılan kural tablosu çok önemlidir. Bu kısım bir uzman tarafından oluşturulmalıdır.

Bulanık mantık kontrol üç temel aşamadan oluşur. Bunlar;

- Bulanıklaştırma (Fuzzification)
- Çıkarım ve Bilgi Tabanı (Inference and Knowledge Base)
- Durulaştırma (Defuzzification)

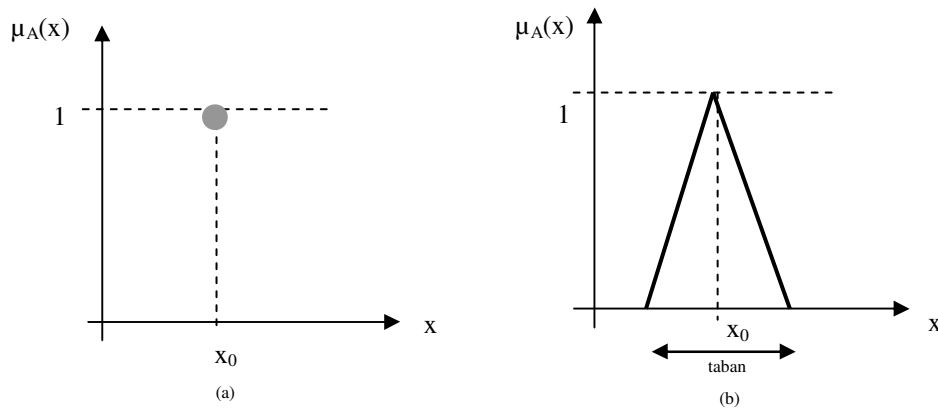
Bulanık mantık kontrolü genel olarak ifade eden bir blok diyagramı Şekil 5.19'da gösterilmiştir.



Şekil 5.19 Bulanık kontrol sistemi

5.3.1 Bulanıklaştırma

Bulanıklaştırma ham haldeki girdileri (crisp) aralıklara bölerek üyelik fonksiyonları ile ifade etmektir. Her üyelik fonksiyonuna kontrol amacına uygun sözsel bir ifade atanır. Belirlenen üyelik fonksiyonları uygun geometrik şekil ile ifade edilir. Bazı uygulamalarda bu ham değerler normalleştirilerek kullanılır. Genellikle normalleştirme, ham girdi değerlerinin -1 ile +1 arasında ifade edilmesiyle yapılır. Bulanıklaştırma yapılan girdi tek (singleton) data olabileceği gibi bulanık küme şeklinde de olabilir. Şekil 5.20’de bulanıklaştırma uygulanan girdinin tek (singleton) ya da bulanık set olması durumu ifade edilmiştir.



Şekil 5.20 Singleton (a) ve bulanık set (b) girdi/çıkıktı (Mathworks, 2007)

5.3.2 Çıkarım ve Bilgi Tabanı

Bulanık mantık kontrolde çıkarım birimi, birleştirme (çıkarm ve toplama) operatörleri ve oluşturulan kural tablosunu kullanarak çıktıyı bulur. Birleştirme işlemlerini kullanım sırasına göre dört temel çıkarım metodu oluşmuştur. Aşağıda verilen bu metodlar ilk kullanan kişinin adıyla anılmıştır. Bunların farkı her birisinin farklı çıkarım (implication) ve toplama (aggregation) metodu kullanmasıdır.

- Mamdani method,
- Larsen method,
- Tsukamoto method,
- Takagi-Sugeno (T-S) method

Mamdani Method: Mamdani method çıkarım için minimum operatörü kullanır toplama işlemi için maksimum operatörü kullanır. Kural tablosunda kuralların kullanımı şu şekildedir; “Eğer $x=A_i$ ve / veya $y=B_i$ ise $z = C_i$ ” dir. Burada, $i = 1, 2, \dots, n$ ve A_i ile B_i girdi değişkenleri, C_i çıktı değişkenidir. Girdi ve çıktılar singleton ya da bulanık küme olabilir. Bu metod kontrol sistemlerinde kullanılan en uygun metod olup 1975’de Prof. Ebrahim Mamdani tarafından kullanılmıştır. Şekil 5.21’de bu yöntemin uygulanması gösterilmiştir.

Larsen Method: Larsen method çıkarım için produkt operator (\bullet) (cebrik çarpma) toplama için maksimum operatör kullanır.

Tsukamoto Method: Tsukamoto method, belirlenen kuralın sonuç kısmı bulanık küme olması durumunda kullanılır.

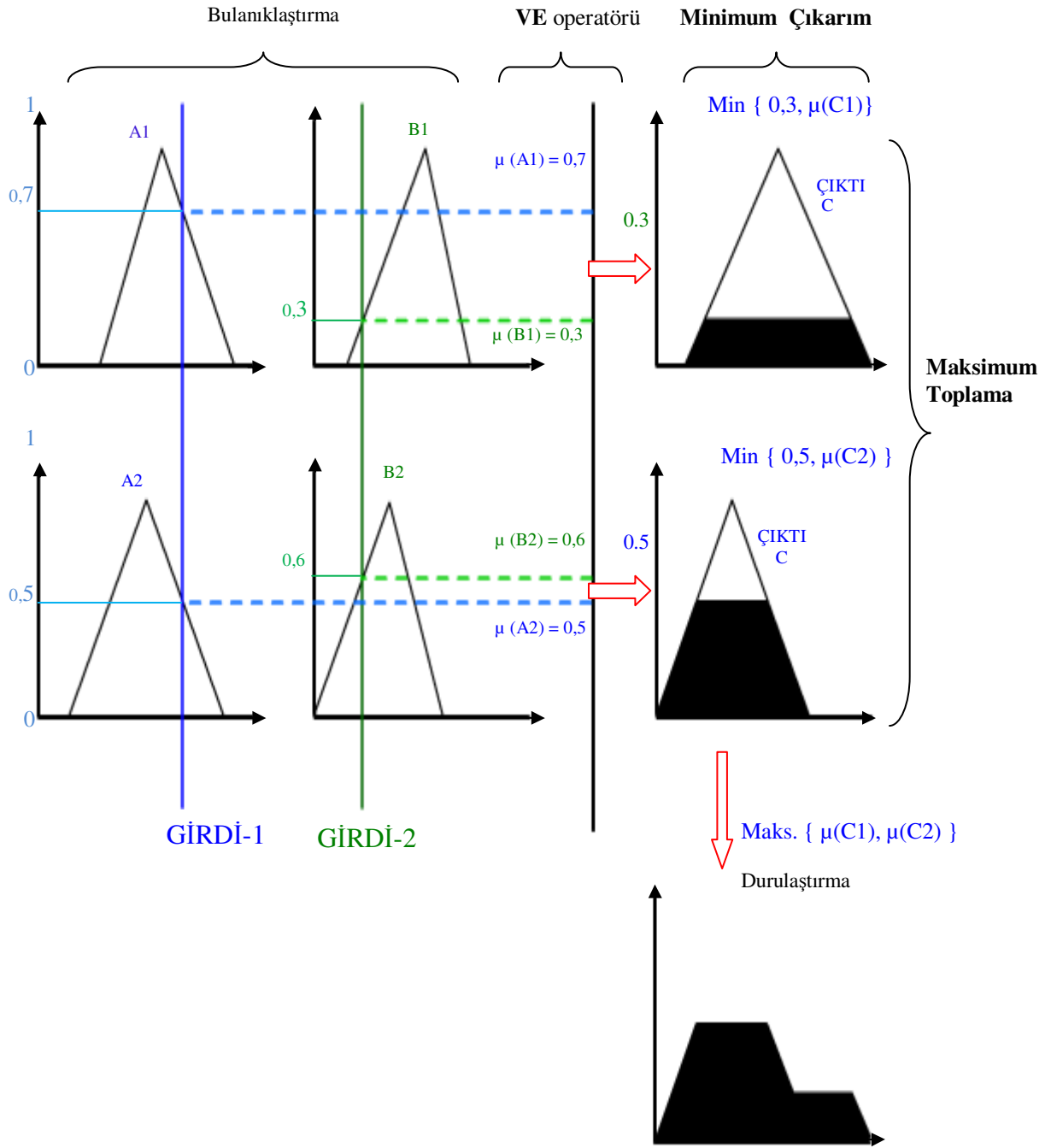
Sugeno Method: İlk üç metoddan farklı olarak, Sugeno belirlenen kuralın sonuç kısmı matematiksel bir ifade ise kullanılır. Örnek: “Eğer $x = A_i$ ve/veya $y=B_i$; $z = f_i(x, y)$ ”, burada, $f(x, y)$ girdi değişkenleri olan x ve y ‘ye bağlı bir denklemdir. Genellikle, $f(x, y)$ polinom formunda olur.

Çıkarım kısmında en önemli işlem “Eğer-ise” kurallarıdır. Bu kurallar uzmanın belirlmelerine göre elde edilen girdilerden kontrol çıktısı almak için kullanılır. Kural dizilimi içinde, “VEYA” ve “VE” karar verirken sırayla maksimum ve minimum olan girişi almayı sağlar. Şekil 5.21’de örnek bir uygulamada çıkarım gösterilmiştir. Çıkarım yöntemi olarak Mamdani method kullanılmıştır. Yani birleştirme ifadesini oluşturan çıkarım için (implication) minimum operator, toplam için (aggregation) maksimum operatör kullanılmıştır. Çıkarım bölümünde iki adet kural seçilmiştir. Bulanık kuralda girdi sayısı iki, çıktı sayısı ise bir adettir. Kurallarda “VE” kullanıldığı için girdilerden minimum olanı alınır. Seçilen kurallar şöyledir;

Kural 1: Eğer GİRDİ-1=A1 VE GİRDİ-2= B1 ise ÇIKTI = C1,

Kural 2: Eğer GİRDİ-1 = A2 VE GİRDİ-2= B2 ise ÇIKTI = C2 dir.

Şekil 5.21’e göre, GİRDİ-1 ve GİRDİ-2’ nin ait oldukları üyelik fonksiyonu ve üyelik derecesi belirlenir. Bu değerler, A1 ve B1 üyelik fonksiyonları için sırayla 0,7 ve 0,3 olarak belirlenmiştir. Girdiler “VE” ile bağlı olduğundan minimum değer alınır. Daha sonra kural tablosundan da yararlanarak maksimum-minimum çıkarım kuralı uygulanır. Çıktı üyelik fonksiyonu üzerinde elde edilen değerlere uygun durulaştırma metodu uygulanarak kontrol çıktısı olarak sayısal bir değer elde edilmiş olur.



Şekil 5.21 Bulanık mantık çıkarım örneği

5.3.3 Durulaştırma

Çıkarım bölümünde sonuca ulaşmak için durulaştırma şarttır. Bu aşamada bulanık çıktılar kesin sayısal değere dönüştürülür. Aşağıda bulanık kontrol uygulamalarında kullanılan durulaştırma metodları listelenmiştir (Ross, 2004).

- Maksimum Metodu
 - Maksimumların ilki [FOM] (veya küçüğü [SOM])
 - Maksimumların sonuncusu [LOM] (veya en büyüğü [LOM])
 - Ağırlıklı ortalama
 - Yükseklik metodu
 - Maksimumların ortası [MOM] (veya ortalaması [MOM])
- Ağırlık Merkezi Metodu
 - Toplamların merkezi [COS]
 - En büyük alanın merkezi [COLA]
 - Ağırlık merkezi [COG] (veya alanın merkezi [COA])

i. FOM (veya SOM) Metod: Bu metod bütün çıktılarda maksimum olanın en küçük değerini alır.

ii. LOM (veya LOM) Metod: FOM'dan farklı olarak maksimum çıktılardan en büyük değerini alır.

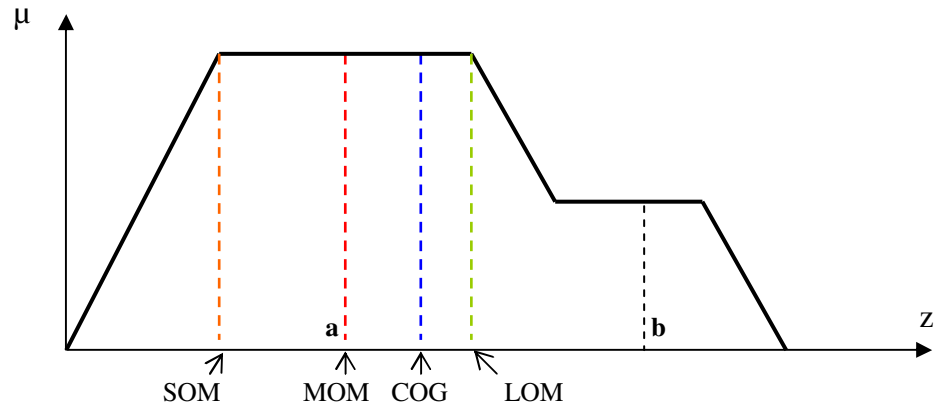
iii. Ağırlık Metod: Bu yöntem sadece simetrik üyelik fonksiyonlarda geçerlidir. Örnek olarak Şekil 5.22'de gösterilen a ve b değerlerinden $z^* = a+b/2$ ifadesiyle bulunur.

iv. Yükseklik metod: Aynı zamanda maksimum üyelik fonksiyonu olarak da bilinir. Çıktılardan en büyük olanı alır. Örnek olarak Şekil 5.22'de gösterilen çıktıda a değerini alır.

v. MOM method: Bu metod yükseklik metoduna çok benzer. MOM maksimum üyelik fonksiyonunun ortalamasıdır.

vi. *COS metod*: TBu metod birçok durulaştırma yönteminden hızlıdır. Bu yöntemde kesişim noktaları iki defa eklenmektedir.

vii. *COA metod*: Bu en yaygın kullanılan durulaştırma yöntemidir. Ortaya çıkan alanın merkezini çıktı olarak alır. En çok kullanılan metodlar Şekil 5.22’de şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 5.22 Durulaştırma metodları

Durulaştırma metodlarından uygulamaya göre değişmekle birlikte, [COG], [MOM] metodları en fazla kullanılan yöntemlerdir. Bu yöntemlerin karşılaştırması Tablo 5.2’de verilmiştir.

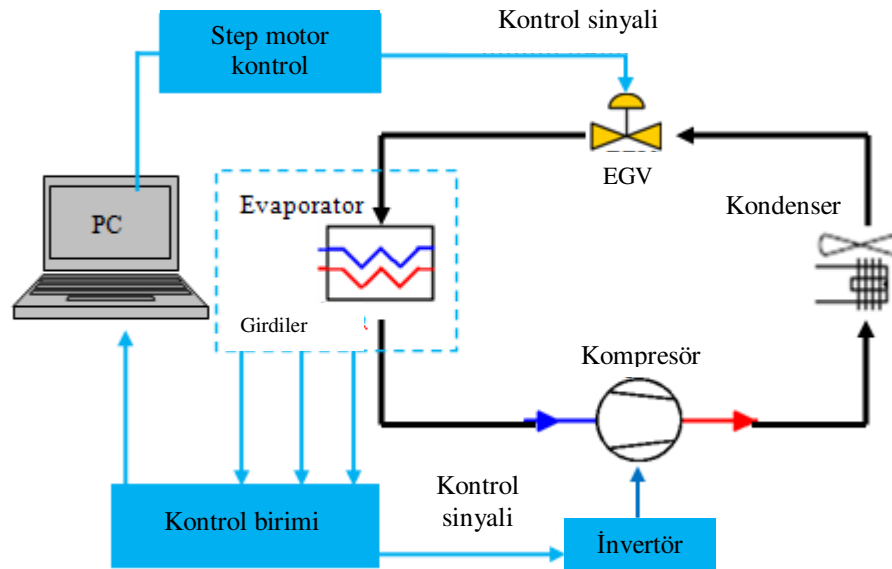
Tablo 5.2 Durulaştırma yöntemlerinin karşılaştırması (National Instrument, 2001)

| Kriter | Durulaştırma Yöntemi | | |
|---------------------|--|--------------------------------------|---|
| | COG | COM | MOM |
| Sözel karakter | Çok uyumlu | Çok uyumlu | Akla uygun cevap |
| Çıkarım ile uyum | Üyelik fonksiyon değişiminde mantıksız | İyi | İyi |
| Süreklilik | Evet | Evet | Hayır |
| Hesaplama kolaylığı | Çok yüksek | Düşük | Çok yüksek |
| Uygulama alanı | Kapalı döngü kontrol, Karar verme, Data analiz | Kapalı döngü kontrol, Data analiz | Yüz tanıma Karar verme, Data analiz |

5.3.4 Soğuk Su Üretim Grubunda Bulanık Mantık Kontrol Uygulaması

Kapasite modülasyonu yapılan soğutma sisteminden uygun verimi elde edebilmek için sistemin kontrol algoritması önemlidir. Sistem kontrolünde mikrodenetleyici, mikro işlemci çok sık kullanılan ekipmanlardır. Bu kontrol sistemleri önceki bölümlerde bahsedilen kontrol algoritmalarından bir tanesini kullanır. Sıcaklık, basınç, akım, voltaj, akış ölçen sensörlere kontrol sırasında ihtiyaç vardır. Bu tür ekipmanlar sistem kontrol maliyetini arttırmaktadır. Kullanıcılar, bu maliyetler nedeniyle kontrol ekipmanlarının kullanımından vazgeçebilmektedir. Ancak kontrol edilmeyen ya da eksik kontrol edilen sistemler istenen verimi sağlayamamaktadırlar. Kontrol edilmeyen elektrik motorları uygun bir kontrol sistemi ile donatıldığında yaklaşık 50 milyon dolardan daha fazla tasarruf yapılabileceği söylenmektedir (Trzydanowski, 2001).

Bu çalışmada, soğuk su üretim grubu kompresör ve elektronik genişleme vanası bulanık mantık kontrol algoritması ile kontrol edilmiştir. Şekil 5.23’de kontrol sisteminin şematik gösterimi verilmiştir.

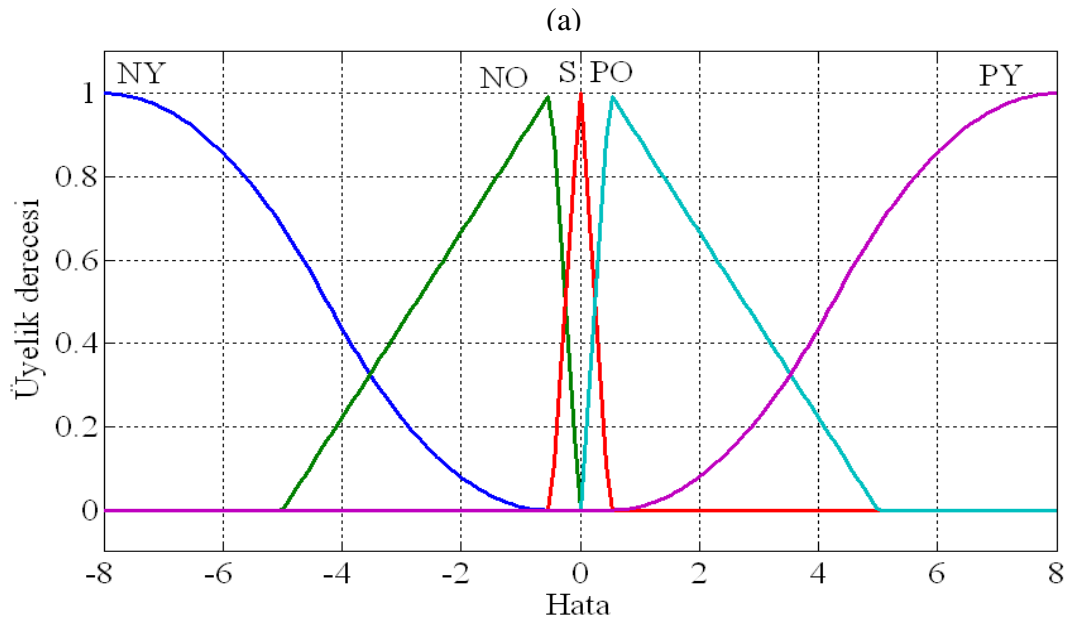


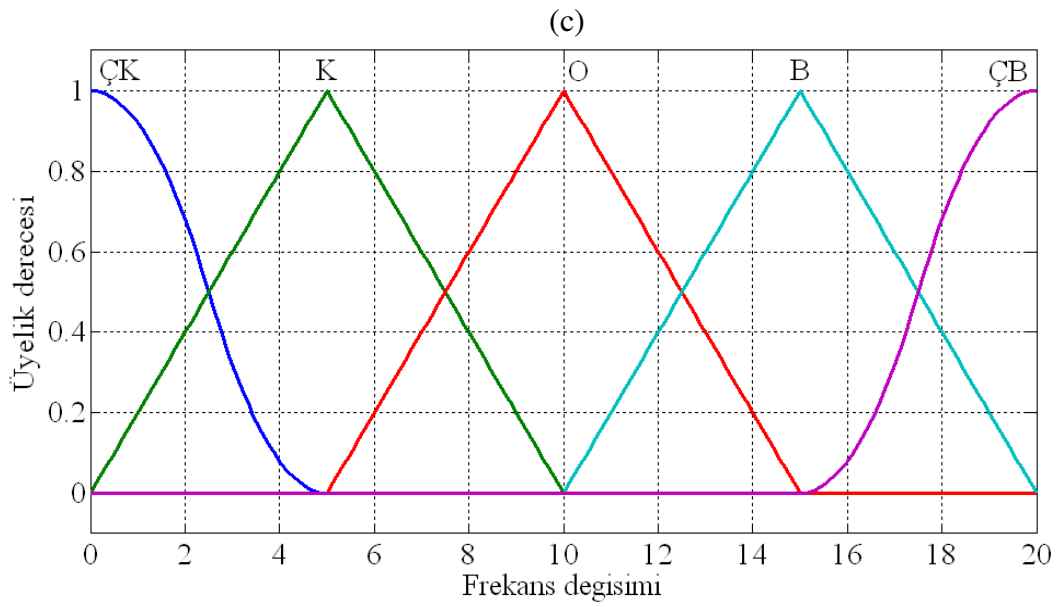
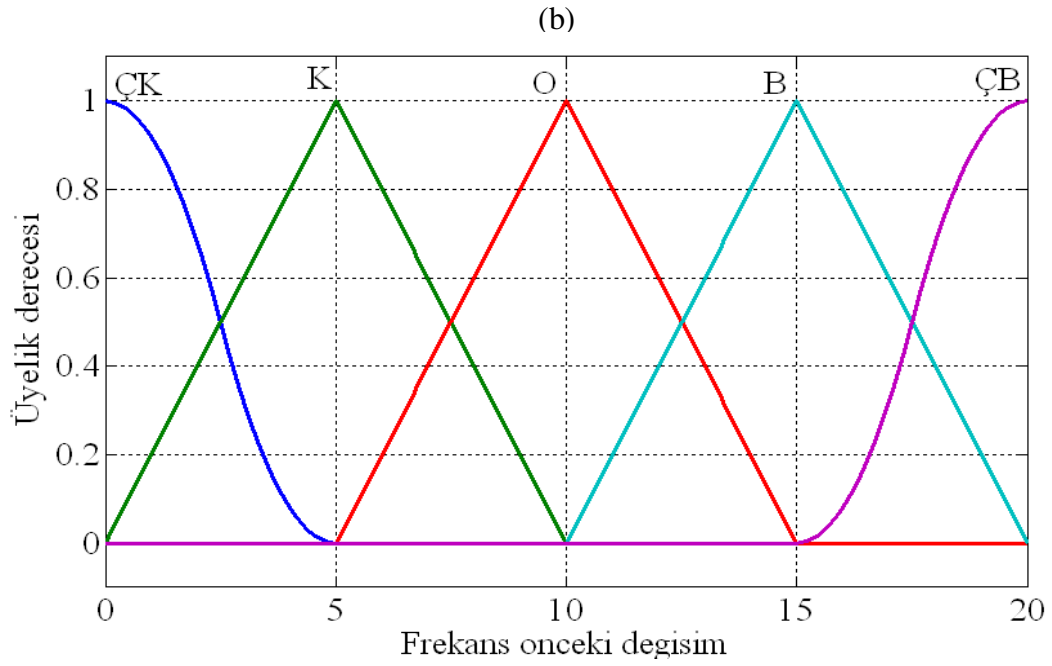
Şekil 5.23 Kontrol sistemi şematik gösterimi

5.3.4.1 Kompresör Kontrolü

Bulanık mantık ile kontrol algoritmasını oluşturabilmek için sistemi kontrol edebilecek girdi ve bunlara karşılık çıktıların belirlenmesi gerekmektedir. Mevcut sistemde kompresör hızının bulanık mantık ile kontrolünde iki adet girdi bir adet de çıktı seçilmiştir. Girdi olarak evaporatör çıkışındaki su sıcaklığının istenen değerden sapması (hata) ile kompresörün bir önceki adımdaki hız değişim değeri alınmıştır. Çıktı olarak ise kompresör frekans değişim miktarı alınmıştır. Evaporatör çıkışında su sıcaklığı düştüğü zaman kompresör hızı azaltılacak, sıcaklık arttığı zaman ise arttırılacaktır.

Girdi ve çıktılar belirlendikten sonra bulanık mantık temelinin oluşturacak girdi/çıkıtı üyelik fonksiyonlarının ve üyelik derecelerinin belirlenmesi gerekmektedir. Üyelik fonksiyonları bu kontrole adını veren “bulanıklaştırma” işleminin yapıldığı adımdır. Burada girdi ve çıktılarının sınır değerleri belirlenerek parçalara bölünür ve her parçaya kontrol amacına uygun sözselsel (linguistic) ifadeler atanır. Bu aralıklar üyelik fonksiyonları bölümünde anlatılan geometrik şekillerden birini oluşturacak şekilde düzenlenir. Oluşturulan her aralık ve şekil bir üyelik fonksiyonunu ifade eder. Sistemden gelen girdi veya kontrolden elde edilen çıktının bu üyelik fonksiyonlarından hangisine, hangi derecede ait olduğu bulunur. Şekil 5.24 a,b,c ‘de belirlenen üyelik fonksiyonları gösterilmiştir. Burada hata °C birimindedir.





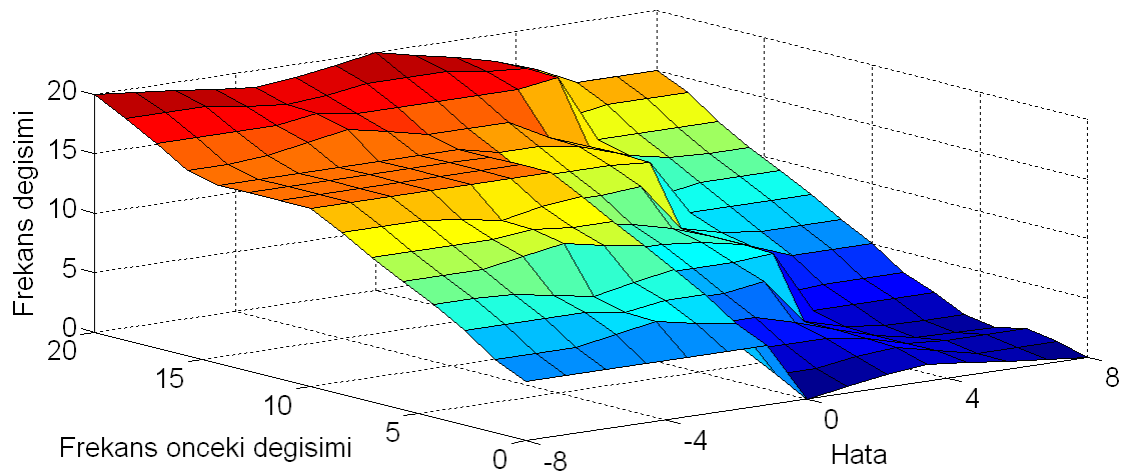
Şekil 5.24 Kompresör için bulanık girdiler (a, b) ve çıktı (c) üyelik fonksiyonu

Girdi ve çıktı sayısı ile üyelik fonksiyonları, kontrol amacına ve uzman kişinin seçimine bağlıdır. Bu çalışmada, üyelik fonksiyonları denemeler sonucunda üçgen ve S-fonksiyon olarak seçilmiştir. Oluşturulan kural tablosu aşağıda görülmektedir. Kural tablosu içeriği “eğer-ise” kurallarını oluşturmaktadır. Tablonun boyutu problemin karmaşıklığına göre değişebilir.

Tablo 5.3 Kompresör frekansı için kural tablosu

| Frekansın önceki değışımi | ÇK | K | O | B | ÇB |
|---------------------------|-----------|-----------|----------|----------|-----------|
| Su sıcaklık Hatası | | | | | |
| NY | <i>K</i> | <i>O</i> | <i>B</i> | <i>B</i> | <i>ÇB</i> |
| NO | <i>K</i> | <i>O</i> | <i>B</i> | <i>B</i> | <i>ÇB</i> |
| S | <i>ÇK</i> | <i>K</i> | <i>O</i> | <i>B</i> | <i>ÇB</i> |
| PO | <i>ÇK</i> | <i>ÇK</i> | <i>K</i> | <i>O</i> | <i>B</i> |
| PY | <i>ÇK</i> | <i>ÇK</i> | <i>K</i> | <i>O</i> | <i>B</i> |

Burada kullanılan sözsöz ifadeler NY: negatif yüksek, NO: negatif orta, S: sıfır, PO: pozitif orta, PY: pozitif yüksek, ÇK: çok küçük, K: küçük, O: orta, B: büyük ve ÇB: çok büyük anlamına gelmektedir. Eğer su sıcaklık hatası "NY" ise ve frekansın önceki değışımi "ÇK" ise kompresör frekans değışımi "K" olarak ayarlanacaktır. Birleştirme işlemi olarak Mamdani'nin maksimum-minimum yöntemi kullanılmıştır. Buna göre çıkarımda (inference) minimum, toplamada (aggregation) maksimum operatör kullanılır. Şekil 5.25'de kompresör hız kontrol yüzeyi görülmektedir.

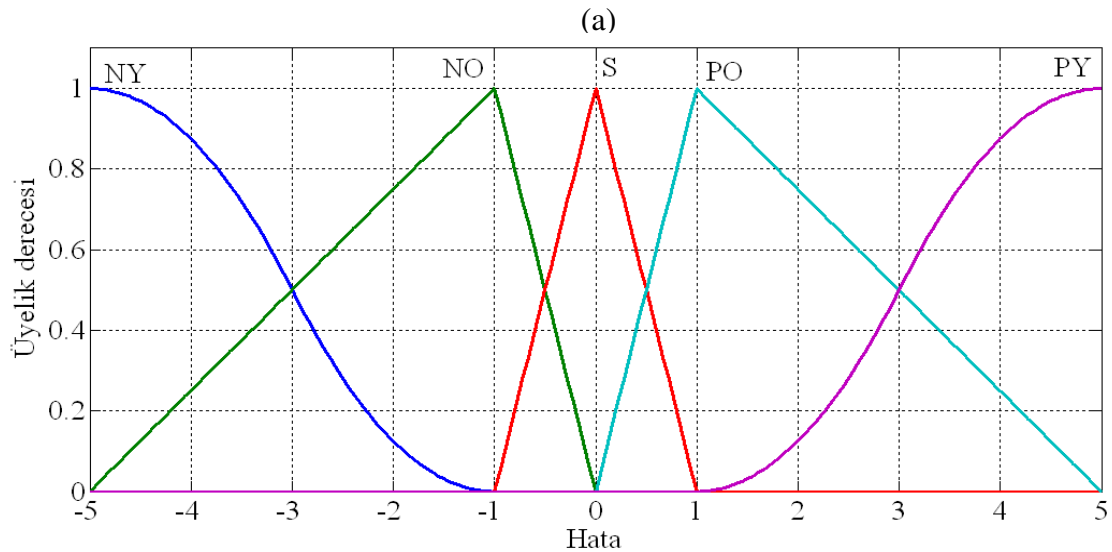


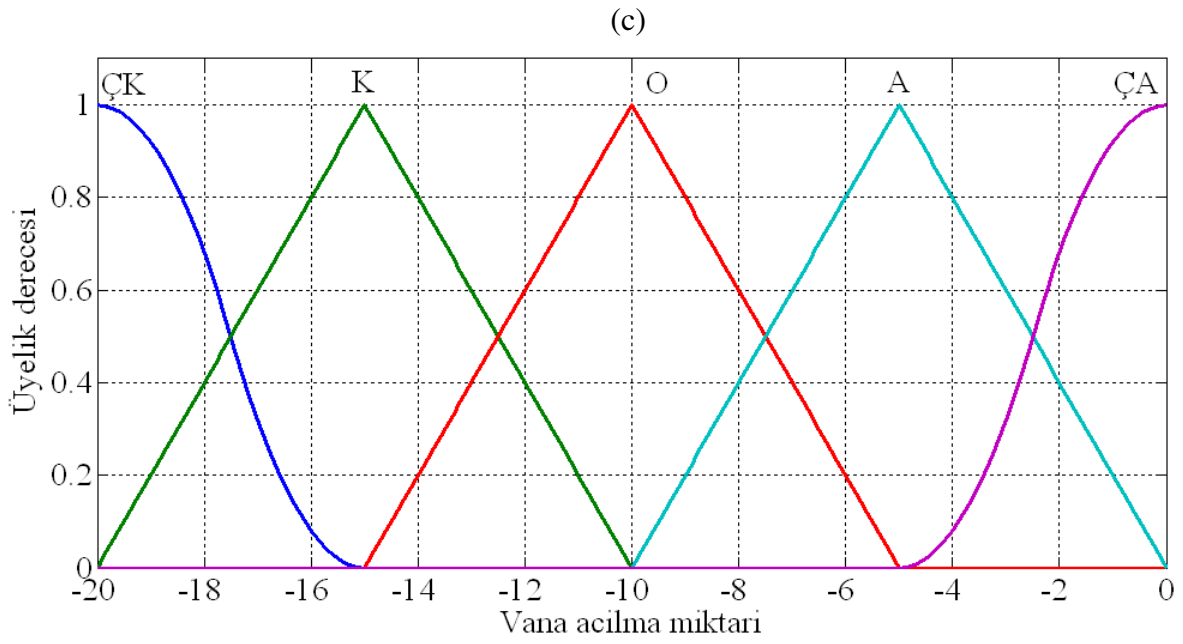
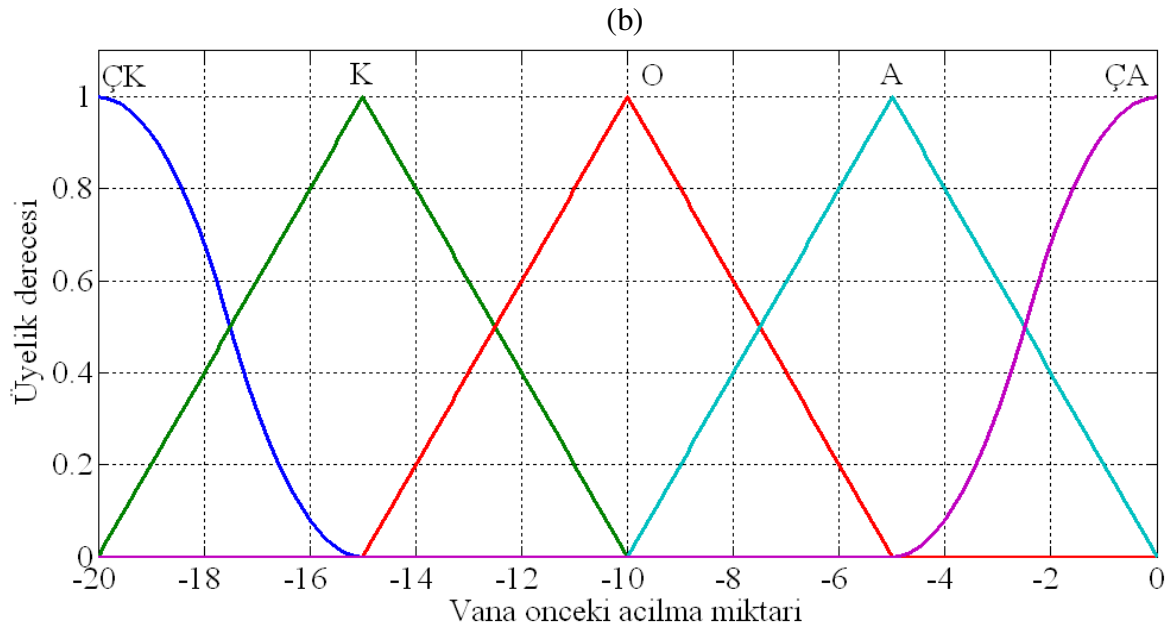
Şekil 5.25 Kompresör bulanık mantık kontrol yüzeyi

İstenen kontrol çıktısını alabilmek için durulaştırma yapmak gerekmektedir. Durulaştırma aşamasında kural tablosundan elde edilen çıktı üyelik fonksiyonları ve üyelik derecesine göre çıktının sayısal değeri elde edilir. Bu çalışmada, durulaştırma yöntemi olarak, kontrol uygulamalarında çok kullanılan, elde edilen çıktı şeklinin ağırlık merkezine karşılık gelen çıktı değerini kullanan COG yöntemi kullanılmıştır. Bulanık mantık kontrol algoritmasını uygulamak için Matlab kodu yazılmış ve durulaştırma sonucu elde edilen kontrol çıktısı yani kompresör frekansı kontrol kartı yardımıyla invertöre gönderilmiştir. Bu kısım, deney düzeneğinin anlatıldığı Bölüm 6’da detaylı olarak yer almaktadır.

5.3.4.2 Elektronik Genleşme Vanası Kontrolü

Elektronik Genleşme Vanası (EGV) soğutma sisteminde kızgınlık değerini kontrol etmektedir. Kızgınlık değerini hesaplamamanın en basit yolu soğutucu akışkanın evaporatör girişindeki sıcaklığından çıkışındaki sıcaklığı çıkarmaktır. Bu kızgınlık değeri kontrol edilerek EGV’nin açıklık miktarı değiştirilir. Kızgınlık değeri arttığı zaman EGV’ye açma sinyali, azaldığı zaman ise kapanma sinyali gönderilecektir. EGV’nin bulanık mantık ile kontrolünde iki adet girdi, bir adet çıktı belirlenmiştir. Girdi olarak kızgınlık değerinin ayar değeri (8°C) ile sistemden ölçülen değer arasındaki fark yani hata ve vananın bir önceki açıklık miktarı seçilmiştir. Çıktı değeri olarak ise vananın açılma miktarı seçilmiştir. Şekil 5.26 (a,b,c)’de üyelik fonksiyonları görülmektedir.





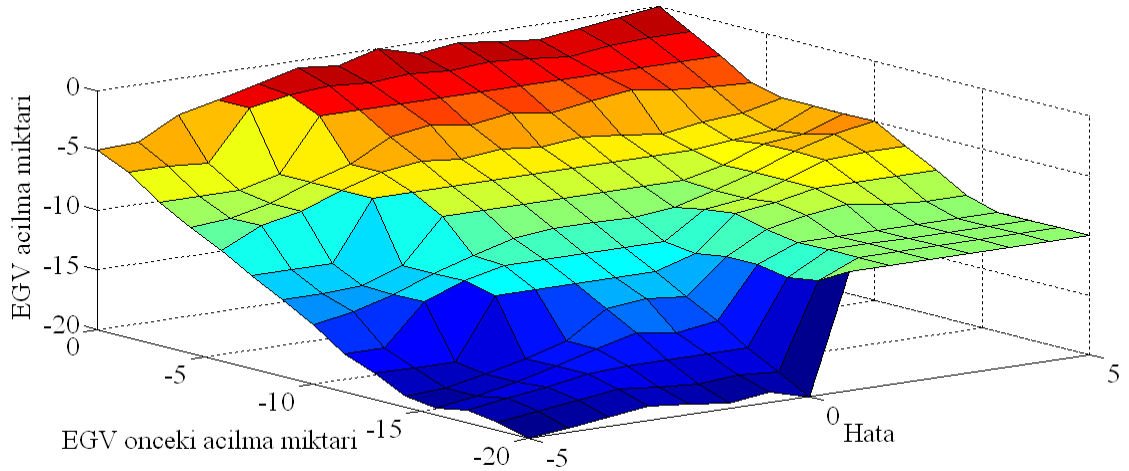
Şekil 5.26 EGV için bulanık girdiler (a, b) ve çıktı (c) üyelik fonksiyonu

EGV kontrolü için oluşturulan kural tablosu aşağıda verilmiştir.

Tablo 5.4 EGV açıklığı için kural tablosu

| Vananın önceki açıklığı | ÇA | A | O | K | ÇK |
|--------------------------------|----|----|---|----|----|
| Kızgınlık Hatası | | | | | |
| NY | A | O | K | ÇK | ÇK |
| NO | A | A | O | ÇK | ÇK |
| S | ÇA | A | O | K | ÇK |
| PO | ÇA | A | A | O | K |
| PY | ÇA | ÇA | A | O | O |

Burada kullanılan sözselsel ifadeler NY: negatif yüksek, NO: negatif orta, S: sıfır, PO: pozitif orta, PY: pozitif yüksek, ÇK: çok kapalı, K: kapalı, O: orta, A: açık ve ÇA: çok açık anlamına gelmektedir. Eğer kızgınlık hatası "NY" ise ve EGV'nin önceki açıklığı "ÇK" ise vana açılma miktarı "ÇK" olarak ayarlanacaktır. EGV'nin bulanık mantık kontrolünde elde edilen kontrol yüzeyi Şekil 5.27'de verilmiştir.



Şekil 5.27 EGV bulanık mantık kontrol yüzeyi

EGV'nin kontrolünde, istenen kontrol çıktısını alabilmek için yine COG durulaştırma yöntemi kullanılmıştır.

Bulanık mantıkta kural tablosunu oluşturabilmek için kontrol edilecek sistemin termodinamik davranışını bilmek gerekmektedir. Kural tablosu, sistemin uygun şekilde kontrol edilebilmesi amacıyla deneme yanılma yöntemiyle düzenlenir. Bulanık mantık kontrolde klasik kontrol sistemlerinde olduğu gibi matematiksel modele ihtiyaç yoktur. Ancak kural tablosunu oluşturabilmek için yapılacak denemeleri sistem üzerinde yapmak yerine sistemin simülasyonu üzerinde yapmak daha pratik olmaktadır. Bu amaçla kontrole başlamadan önce bir takım deneyler yapılmış ve bu deneyler sonucu kompresör ile EGV için matematiksel ifadeler elde edilmiştir. Yapılan deneylerin listesi ve grafik gösterimleri Bölüm 7’de detaylı olarak açıklanmıştır. Bu deneyler sonucu sistem ile ilgili bazı matematiksel ifadeler elde edilmiştir. Kompresörün hızı evaporatörden çıkan su sıcaklığı ile kontrol edildiğinden kompresör hızı (f) ile su çıkış sıcaklığı (Tsu) arasındaki matematiksel ifade Denklem 5.1’de verilmiştir.

$$Tsu=0,0011*(f)^2 - 0,1*(f) + 13 \quad (5.1)$$

Benzer şekilde, EGV açıklığı evaporatör çıkışındaki soğutucu akışkan kızgınlığına göre kontrol edildiğinden vana açıklığı (VA) ile kızgınlık (SH) arasındaki matematiksel ifade Denklem 5.2’de verilmiştir.

$$SH=-0,0078*(VA)^2 + 1,1*(VA) + 33 \quad (5.2)$$

Kompresör ve EGV için elde edilen bu matematiksel ifadeler MATLAB Simülink’te kullanılmıştır. Bu sayede bulanık mantık kontrol için gerekli kural tablolarını deneme yanılma yöntemiyle oluşturmak daha pratik hale gelmiştir. Simülink’te yapılan denemeler sonucu elde edilen kuralların gerçek sistemde kompresör ve EGV’nin kontrolünü uygun şekilde yaptığı görülmüştür. Kontrol sonuçları Bölüm 7’de verilmiştir.

BÖLÜM ALTI

DENEY DÜZENEĞİ

Bu çalışmada, bir soğuk su üretim grubunun, soğutma kapasitesi modülasyonu değişken hızlı kompresör kullanarak yapılmıştır. Değişken hızlı kompresöre sahip soğutma sistemleri ticari olarak bulunmakla birlikte, sabit devirli çalışmak üzere tasarlanmış sistemlerin değişken devirli olarak çalıştırılması ile ilgili yeterli bilgi bulunmamaktadır. Yapılan çalışmada, sabit devirli scroll kompresör PWM invertör kullanılarak değişken devirli hale dönüştürülmüştür. Değişken devirli kompresörün kontrolü bulanık mantık algoritması ile yapılmıştır. Ayrıca, değişken devirli sistemde Termostatik Genleşme Vanası [TGV] ile Elektronik Genleşme Vanası [EGV] kullanımının sistem performansına etkisi incelenmiştir. Kullanılan deney düzeneği Şekil 6.1’de görülmektedir.



Şekil 6.1 Deney düzeneği genel görünüşü

Deneysel çalışmada, 5 kW soğutma kapasiteli bir soğuk su üretim grubu kullanılmıştır. Soğutma kompresörü scroll tipdedir. Kondenseri ise hava soğutmalı olup kesit alanı 0,417 m² olan izole edilmiş bir kanal içine yerleştirilmiştir. Kanal içine, dış ortam şartlarını simüle etmek için kapasitesi ayarlanabilir ısıtıcı ve fan yerleştirilmiştir. Hava, kanaldaki lüleler üzerinden geçirilmekte, lüleler öncesi ve sonrası basınçlar ölçülerek hava hızı ve hava akış debisi hesaplanmaktadır. Evaporatörde dolaşan su debisi, soğutma sistemiyle su deposu arasındaki ventüri yardımıyla ölçülmüştür. Sistem üzerinde su, hava ve soğutucu akışkan taraflarındaki sıcaklıklar çeşitli noktalara bağlı ısı çiftleri yardımıyla ölçülmüştür. Soğutma devresinde, soğutucu akışkanın çeşitli noktalardaki basınçları rotametrik tip basınç ölçerler yardımıyla ölçülmüştür. Sistemde soğutucu akışkan akışını kontrol için termostatik ve elektronik tip genişleme elemanları kullanılmıştır. Bu sayede, iki ayrı tip genişleme elemanının çalışmaları karşılaştırılmıştır. Deneyler sırasında kompresör hızı, gerilim ile frekans oranını (V/f) sabit tutma prensibi ile çalışan PWM tipi invertör ile değiştirilmiştir. Bölüm 4' de anlatıldığı gibi, üç fazlı alternatif gerilim invertörün, doğrultucu kısmında doğru gerilime dönüştürülmekte, daha sonra istenilen hıza göre anahtarlama elemanları ile frekansı ayarlanarak tekrar alternatif gerilime dönüştürülerek kompresörü beslemektedir. Deney düzeneği iki ana bölümde incelenebilir; soğutma sistem ekipmanları ve kontrol sistemi ekipmanları.

6.1 Soğutma Sistem Ekipmanları

Deneylerde kullanılan soğuk su üretim grubunun ekipmanları şematik olarak Şekil 6.2'de görülmektedir. Bunlar, hava, su ve soğutucu akışkan akışı ile ilgili yardımcı ekipmanlar ve ana soğutma ekipmanları olarak iki grupta ele alınmıştır.

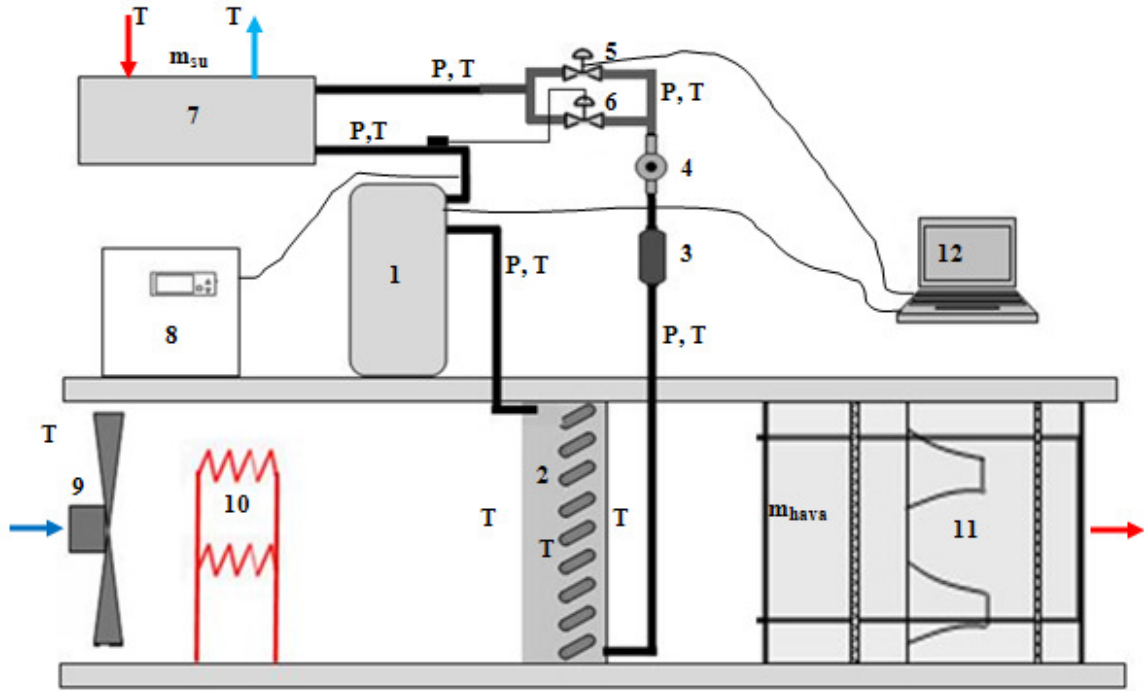
6.1.1 Hava Kanalı

Kullanılan hava kanalı, termal olarak izole edilmiştir. Galvaniz sac arasında izolasyon malzemesi sıkıştırılarak imal edilmiş olan 2 m boyundaki kanal 0,417 m² kare akış kesitine sahiptir. Kanal girişine yerleştirilmiş olan, 1280 dev/dak devir sayısına

sahip radyal fan ile maksimum $3000 \text{ m}^3/\text{h}$ 'lik hava akışı sağlanabilmektedir. Kanalda en yüksek hava hızı 2 m/s olup, bu hız için kondenser hava tarafındaki basınç düşümü 30 Pa ölçülmüştür.

6.1.2 Elektrikli Isıtıcılar

Dış havadaki sıcaklık değişimleri soğutma sistemi performansını etkilediğinden bu etkiyi simüle etmek için elektrikli ısıtıcılar kullanılmaktadır. İki adet 8 kW 'lık elektrikli ısıtıcı ile maksimum hava debisinde hava sıcaklığı yaklaşık 15°C artırılabilir.



Şekil 6.2 Deney düzeneği şematik gösterimi

Yukarıdaki gösterimde, “P” harfinin bulunduğu noktalar basınç ölçümlerini, “T” harfinin bulunduğu noktalar sıcaklık ölçümlerini, ”m” ise debi ölçümlerini göstermektedir. Suyun evaporatöre giriş-çıkışı ve havanın kanala giriş-çıkışı oklarla gösterilmiştir. Sistem elemanları; Kompresör (1), Hava soğutmalı kondenser (2), Kurutucu (3), Gözetleme camı (4), Elektronik genişleme vanası (5), Termostatik

genleşme vanası (6), Sıvı soğutan tip evaporatör (7), Sistem kontrol panosu (8), Fan (9), Isıtıcı (10), Difüzör (11), Kontrol ve veri depolama birimi (12) olarak işaretlenmiştir.

6.1.3 Sistemde Dolaşan Akışkanlar için Ölçüm Ekipmanları

6.1.3.1 Lüle Plakası

Kanal içinde hava debisi ölçümü soğutma sistemi performans analizi yapabilmek için gereklidir. Hava debisini ölçebilmek için hava kanalı çıkış tarafına ASHRAE 40-1986'ya uygun olarak imal edilmiş 4 adet lüleden oluşan ölçüm plakası yerleştirilmiştir. Lüle sistemi şematik olarak Şekil 6.3'de gösterilmiştir. Lüledeki basınç değişimi U-tipi manometre kullanılarak ölçülmüştür (ASHRAE, 1989). Kanaldan geçen havanın kütleli debisi, aşağıda gösterilen denklem kullanılarak hesaplanmıştır:

$$\dot{m}_a = n_L * \pi r_L^2 * \sqrt{\frac{2\Delta P_v}{\rho_a}} * \rho_a \quad (6.1)$$

Burada;

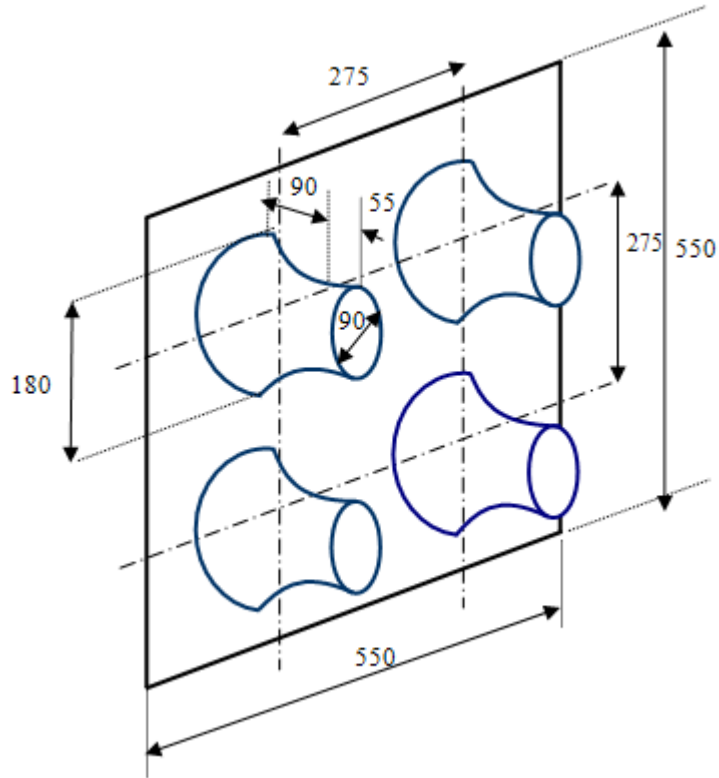
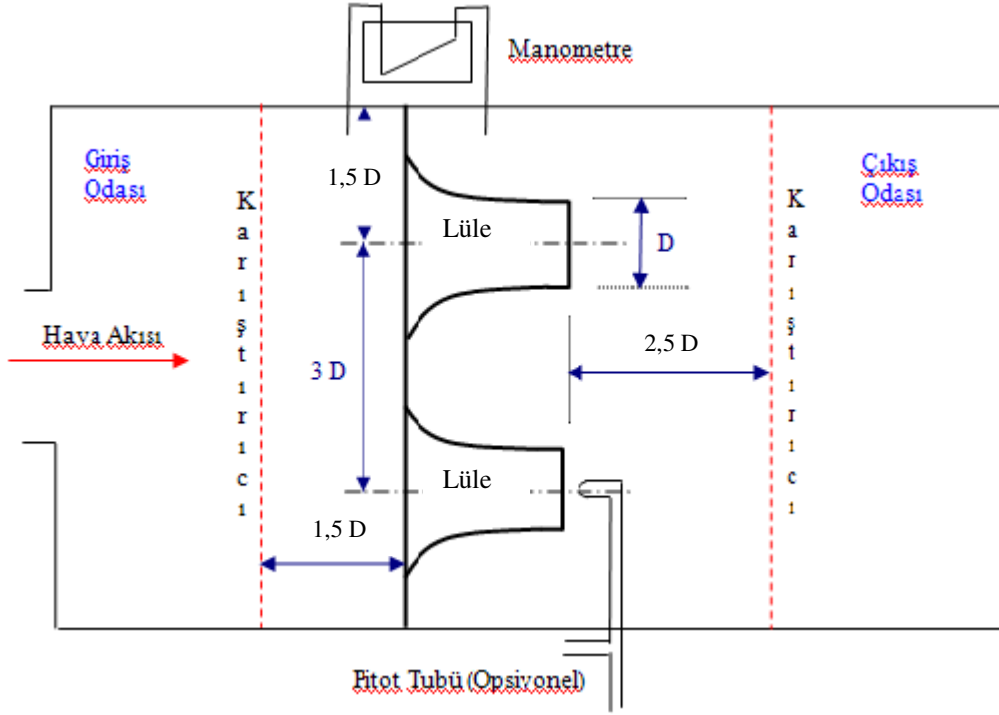
m_a : Havanın kütleli debisi [kg/s]

n_L : Lüle sayısı (4 adet)

r_L : Lüle çıkış yarıçapı (0,045 m)

P_v : U-tipi manometrede okunan statik basınç düşümü [Pa]

ρ_{hava} : Havanın yoğunluğu [kg/m³]



Şekil 6.3 Hava debisi ölçüm sistemi şematik gösterimi (Sunu, 2007)

Lülelerdeki basınç düşümünü ölçmek için kullanılan U-tipi manometre aşağıda gösterilmiştir.



Şekil 6.4 U-Tipi manometre

6.1.3.2 Venturi

Evaporatörden geçen su debisi, Şekil 6.5’de görülen venturi yardımıyla ölçülen basınç düşümü kullanılarak hesaplanmıştır. Bu hesaplama için, Bernoulli denkleminde elde edilen ifade aşağıda gösterilmiştir:

$$\dot{m}_{su} = \rho_{su} * \left(\frac{\pi * D_2^2}{4} \right) * \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho_{su} \left[1 - \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^4 \right]}} \quad (6.2)$$

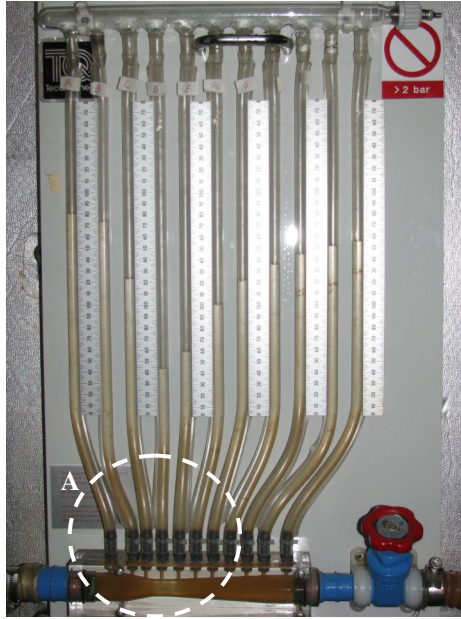
Burada;

\dot{m}_{su} : Suyun kütleli debisi [kg/s]

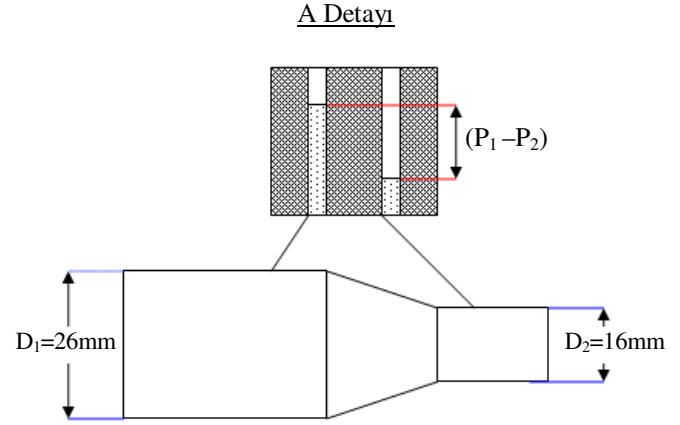
$(P_1 - P_2)$: Venturi girişi ve boğazı arasındaki basınç farkı [m-H₂O]

D_1 ve D_2 : Venturi çapları [mm]

ρ_{su} : Su yoğunluğu [kg/m³]



Şekil 6.5 Venturi düzeneği



6.1.3.3 Isıl Çiftler

Soğutma çevrimi üzerinde birçok noktada havanın, suyun ve soğutucu akışkanın sıcaklığı T tipi ısıl çiftler kullanılarak ölçülmüştür. Sistem üzerinde ölçümlerin yapıldığı noktalar:

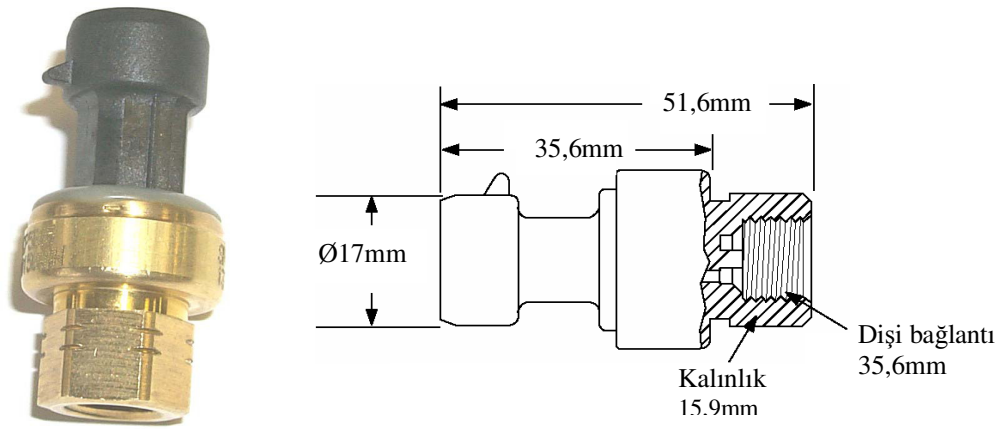
- Kompresör giriş ve çıkışındaki soğutucu akışkan sıcaklığı
- Kondenser giriş ve çıkışındaki soğutucu akışkan sıcaklığı
- Genleşme elemanı giriş ve çıkışında soğutucu akışkan sıcaklığı
- Evaporatör giriş ve çıkışında soğutucu akışkan sıcaklığı
- Evaporatöre giren ve çıkan su sıcaklığı
- Kondensere giren ve çıkan hava sıcaklığı

6.1.3.4 Basınç Ölçer

Termodinamik hesapların yapılabilmesi için soğutma çevrimi üzerinde soğutucu akışkan basınçlarının ölçülmesi gereklidir. Basınçlar, Şekil 6.6'da görülen alçak ve

yüksek basınç tipi Carel SPKT rotometrik basınç ölçerler kullanılarak yapılmıştır. Basınç ölçümünün yapıldığı noktalar:

- Kompresör çıkışı
- Kondenser çıkışı
- Genleşme elemanı girişi ve çıkışı
- Evedorator çıkışı



Şekil 6.6 Basınç ölçer

6.1.3.5 Güç Ölçer

Sistem performans hesaplamasında oldukça önemli olan diğer bir büyüklük kompresör gücüdür. Şekil 6.7’de kullanılan güç ölçer görülmektedir.



Şekil 6.7 Güç ölçer

Kompresör gücü, besleme hattı üzerine inverter sonrasına yerleştirilen Breymen BM-157 model bilgisayara veri aktarma özelliği olan güç ölçer yardımıyla ölçülmüştür. Deneylerde kullanılan ölçüm ekipmanları ve soğutma elemanları özellikleri Tablo 6.1’de verilmiştir.

Tablo 6.1 Deney düzeneğinde kullanılan ekipmanların özellikleri

| Eleman | Özellikler |
|-------------------------------|--|
| Kompresör | Tip : Copeland ZR34K3-PFJ, Dik scroll (R134a soğutucu akışkanlı) Kapasite : 2,8 Hp, 380 V, 50 Hz |
| Kondenser | Tip : Hava soğutmalı |
| Evaporatör | Tip : Su soğutmalı |
| Genleşme elemanı | Elektronik tip, 47-1,8 DPF(Q) model, step motor kontrollu Termostatik tip, Sporlan FJE – 1 - ½ - C genleşme valfi |
| Basınç ölçer | Tip : Carel SPKT, Rotiometrik Ölçüm aralığı: (-1 ile 9) bar düşük basınç tipi ve (0 ile 45) bar yüksek basınç tipi Hata : $\pm\%1,2$ |
| Sıcaklık ölçer | Tip : Isıl çift “T” Ölçüm aralık: -200 ile 350 °C Hata : $\pm\%1,5$ |
| Güç ölçer | Tip : Breymen BM157 model Ölçüm aralık : 220/600 V , 50/60 Hz Hata : $\pm\%1,5$ |
| Data ölçüm ve kontrol sistemi | Agilent-34970 data logger ve 34901 kartı PC paralel port ve step motor kontrol devresi |

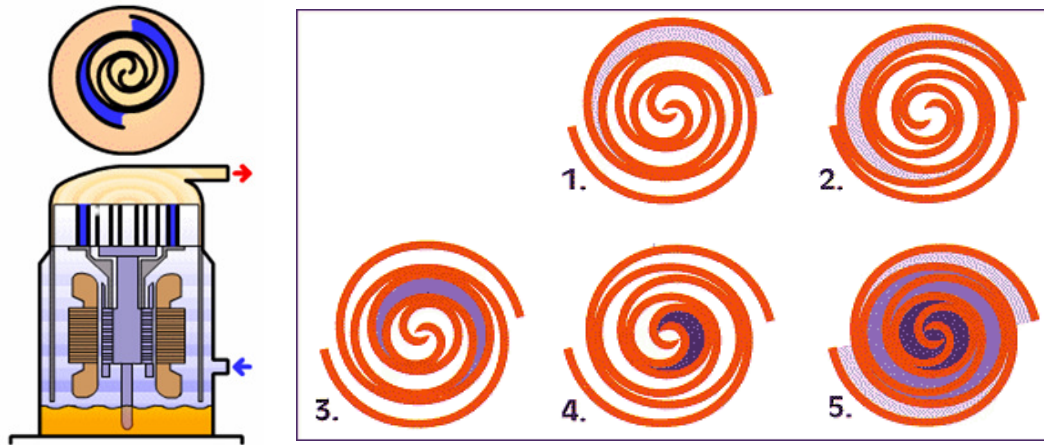
6.1.4 Kompresör

Buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminde değişik tipte kompresörler kullanılmaktadır. Kompresörlerin sınıflandırması basit olarak şöyledir (Özkoç, 2007):

- Dinamik tip
 - Santrifüj
- Pozitif yerdeğiştirmeli tip
 - Pistonlu (açık, kapalı ve yarı açık)
 - Rotary
 - Vidalı
 - Scroll

Scroll kompresörler, iç içe geçmiş iki spiral eleman ile sıkıştırma yapan, yörüngesel hareketli ve pozitif yer değiştirmelidir (Ozkol, 2007). Scroll kompresörler ticari ve evsel uygulamalarda geniş uygulama alanına sahiptir. Kompresör içine sıvı girişine diğer kompresörlere göre daha dayanıklıdır. Scroll kompresörlerde, spiral çiftlerden üstteki sabittir. Bir eksantrik motor mili alttaki spirali yörüngesel bir şekilde hareket ettirir. Alttaki kavrama alt spirali sabit bir açısal hız pozisyonunda tutar, dönmesini engeller ve radyal olarak hareket etmesini sağlar.

Alt ve üst spiraller monte edilince kanatların yan yüzleri yarım ay şeklinde cepler oluşturur. Alt spiral kendi eksenini etrafında döndükçe kanatların yan yüzleri üzerindeki teğet noktaları içeri doğru ilerler. Cepler hareket ettikçe hacimleri azalır ve bu şekilde gazı sıkıştırır. Şekil 6.8’de hareketlerinin sırası, gaz ceplerinin hareket ve değişimi gösterilmiştir.



Şekil 6.8 Scroll kompresör çalışma prensibi (Ozkol, 2007)

Bu çalışmada, Copeland ZR34K3-PFJ model scroll kompresör kullanılmıştır. Scroll kompresörde elektrik motoru besleme frekansı 15 Hz’e kadar düşürülebilmektedir. Yarı-açık pistonlu kompresörlerde 30 Hz’den daha düşük devirlerde çarpmalı yağlama sisteminden dolayı yağlama problemleri, gürültü, titreşim ortaya çıkmaktadır. Scroll kompresörde ise bu problem daha azdır. Bu çalışmada, sabit hızlı çalıştırılmak üzere tasarlanmış scroll kompresör, değişken hızlı olarak çalıştırıldığı için kompresör hızı 30

Hz den daha aşağı indirilmemiştir. Kullanılan kompresöre ait teknik özellikler Tablo 6.2’de verilmiştir.

Table 6.2 Kullanılan kompresörün özellikleri

| | |
|----------------------------|---------------------|
| Hacimsel Debi (50 Hz ‘de) | 8 m ³ /h |
| Emme Borusu Çapı | 3/4 inch |
| Basma Borusu Çapı | 1/2 inch |
| Maksimum Çalışma Basıncı | 29,5 bar |
| Yağ Tipi ve Miktarı | POE-1,1 kg |
| Ses (1m mesafede) | 54 dBA |
| Maksimum İşletme Akımı | 17,3 amper |

6.1.5 Kondenser

Kondenserde, soğutucu akışkanın çevreye ısı aktararak yoğuşması şu aşamalarla gerçekteşir:

- soğutucu akışkan kızgınlığının alınması (kondenserin % 10-15’i kullanılır)
- soğutucu akışkanın yoğuşması (kondenserin %75- 85’i kullanılır)
- sıvı soğutucu akışkanın aşırı soğutulması (kondenserin %5-10’u kullanılır)

Soğutma sistemlerinde temel olarak üç çeşit kondenser kullanılır:

- hava soğutmalı
- su soğutmalı
- evaporatif tip

Kondenser, 533,4 x 530 mm boyutlarında olup, 9,58 m² lik ısı transfer yüzeyine sahiptir. Kullanılan bakır borular, 0,12 mm kalınlıkta aliminyum kanatlı olup, 10,3 mm dış, 9,6 mm iç çapa sahiptir.

6.1.6 Genleşme Elemanı

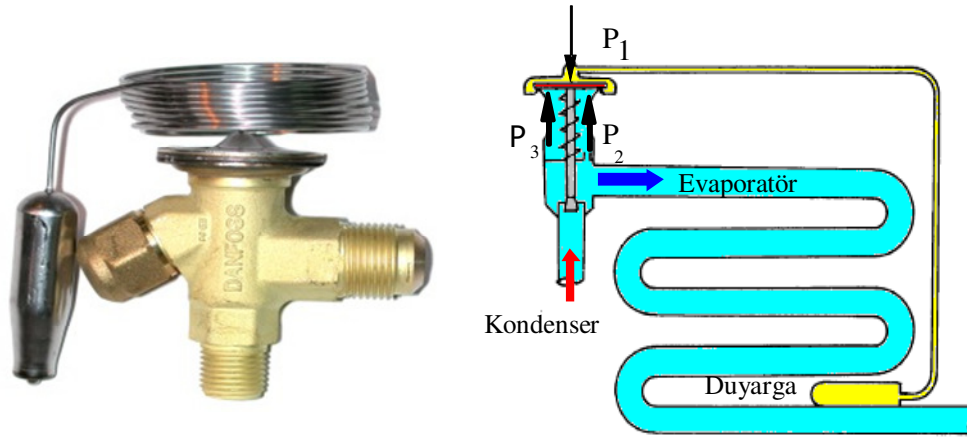
Genleşme elemanı, kondenserden gelen yüksek basınçtaki soğutucu akışkanı evaporatör basıncına düşürmektedir. Soğutma sistemlerinde temel olarak üç tip genleşme elemanı kullanılmaktadır:

- Seviyeye Bağlı Çalışanlar
 - Taşmalı
- Basınca Bağlı Çalışanlar
 - Otomatik
 - Kılcal Boru
- Sıcaklığa Bağlı Çalışanlar
 - Termostatik (iç dengelemeli veya dış dengelemeli)
 - Elektronik

Bu çalışmada, değişken hızlı sistem üzerindeki etkilerini karşılaştırmak amacıyla hem termostatik hem de elektronik genleşme vanası kullanılmıştır. Bu genleşme elemanları önünde bulunan vana ile çalışma sırasında kullanılmayan genleşme elemanı ayrılabilir.

6.1.6.1 Termostatik Genleşme Vanası:

En çok kullanılan genleşme elemanlarından. TGV, yay basıncını kullanarak kuyruk duyargası ve evaporatör basınç farkını kontrol eder. Şekil 6.9'de TGV'nin çalışma sırasında dengelemeye çalıştığı basınçlar gösterilmiştir.



Şekil 6.9 Termostatik genişleme vanası (Özkol, 2007)

TGV'nin amacı, $P_1 = P_2 + P_3$ dengesini sağlayarak evaporatörde sabit bir kızgınlık sağlamaktır. Burada,

P_1 : TGV'yi açmaya çalışan duyurga gaz (genelde sistem ile aynı tip gaz) basıncı

P_2 : TGV'yi kapatmak için çalışan ve diyaframa alttan etki eden evaporatör basıncı

P_3 : TGV yay basıncı olup diyaframa alttan etki etmektedir.

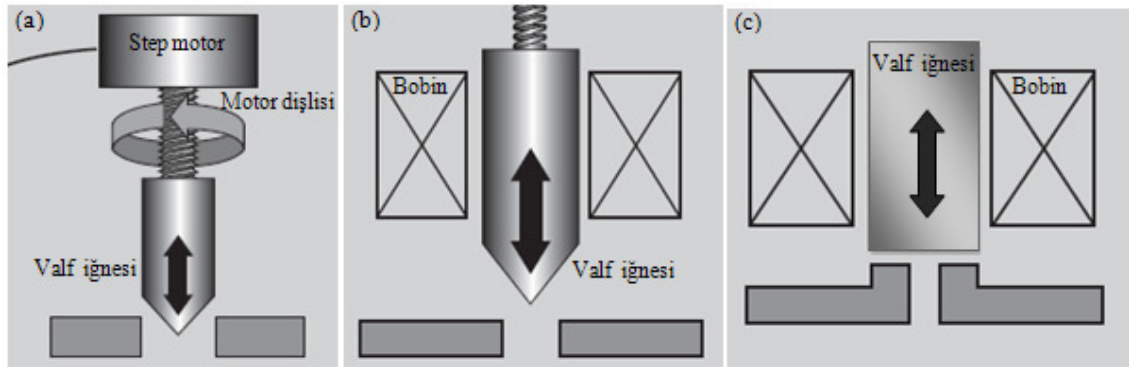
TGV'de duyurga tarafı ile evaporatör tarafını ayıran ve basınçların uygulandığı bir diyafram bulunmaktadır. Kondenserdan evaporatöre geçiş deliğini açıp kapatan iğne diyafram ile birlikte hareket eder. TGV iğnesi aşağı hareket ettiği zaman geçiş deliği açılır, tersi durumda kapanır.

Evaporatör çıkışındaki soğutucu akışkanın buhar sıcaklığında değişikliğe neden olan iki etken vardır. Bunlardan ilki, vana ayar vidasıyla yay basıncını değiştirmek, diğeri de evaporatördeki ısıl yük değişimleridir. Duyarganın görevi evaporatörü terk eden buhar fazdaki soğutucu akışkanın sıcaklığını hissetmektir. Hedef, duyurga sıcaklığının soğutucu akışkanın buhar sıcaklığına eşit olmasıdır. Duyurga sıcaklığı yükselirken, duyurga basıncı da artarak vana iğnesinin vana yuvasından uzaklaşmasına ve daha fazla soğutucu akışkan geçişine neden olur. Vana, $P_1 = P_2 + P_3$ dengesi yeniden sağlanana kadar açılmaya devam eder. Ters durumda, duyurga sıcaklığı düşerken duyurga basıncı da düşerek vana iğnesinin vana yuvasına yaklaşmasına neden olarak evaporatör basıncı (P_2) ve yay basıncı (P_3) toplamı duyurga basıncını (P_1) karşılayana kadar vana

kapanmaya devam eder. Yay basıncı, vana ayar vidası saat yönünde çevrilerek artırıldığında statik kızgınlık artar ve evaporatöre olan soğutkan akışı azalır. Bunun sonucunda evaporatör sıcaklığı artarak, evaporatörde soğutkanın tamamıyla buharlaştığı nokta evaporatör içinde daha geriye gelir, dolayısıyla evaporatörde buhar fazdaki soğutkanın ısınacağı alan daha da artar. Yay ayar vidasının saatin tersi yönünde çevrilmesi durumunda, yay basıncı azalır (statik kızgınlık azalır) ve bu durum vananın soğutkan akışını artırdığı gibi soğutkan buharı ve duyarganın sıcaklıklarını azaltır. Yay basıncı vanayı kontrol eden kızgınlığa karar verir. Yay basıncını arttırmak kızgınlığı artırırken, azaltmak kızgınlığı azaltır. Evaporatörde basınç kaybının büyük olduğu soğutma sistemlerinde evaporatördeki basınç çıkışa göre daha yüksek olmaktadır. Bu durum, soğutucu akışkanın çıkıştaki gerçek durumunu hakkında bilgi vermemekte ve TGV olması gerekenden daha kısık olarak çalışmaktadır. Bu nedenle, büyük sistemlerde diyafram altına etki eden evaporatör basıncı çıkıştan alınan bir dengeleme borusu ile yapılır. Bu sistemler dış dengelemeli TGV olarak adlandırılır. Bu sistemlerde, TGV duyargası dış dengeleme borusu öncesine yerleştirilmelidir. Yapılan çalışmada, evaporatördeki basınç kayıplarının büyük olması nedeniyle (30 kPa) dış dengelemeli Sporlan FJE-1-1/2-C model TGV kullanılmıştır.

6.1.6.2 Elektronik Genleşme Vanası:

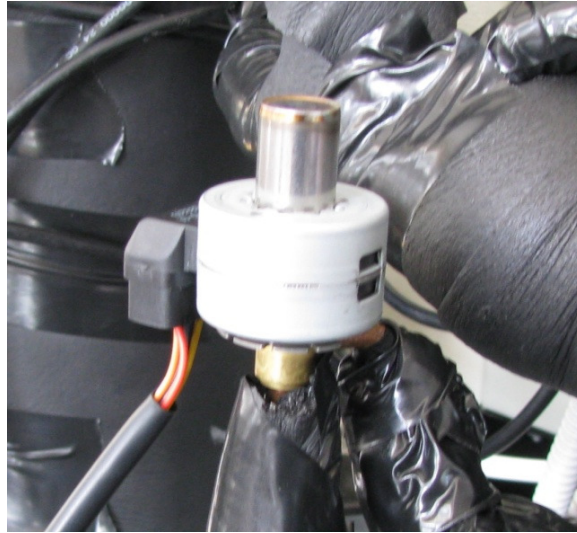
Değişken hızlı kompresöre sahip soğutma sistemlerinde, daha iyi performans sergilemesi nedeniyle EGV'ları kullanılmaktadır. Şekil 6.10'da gösterildiği gibi kontrol şekline göre üç tip EGV bulunmaktadır: step motorlu vanalar (a), oransal manyetik bobinli vanalar (b) ve açıp kapama sürelerinin kısaltılıp uzatılması sonucu soğutkan akışının sağlandığı vanalar (b).



Şekil 6.10 Elektronik genişleme vanası tipleri (Sporlan, 2007)

EGV’de kontrol, evaporatör çıkışındaki soğutucu akışkanın kızgınlık değerine göre yapılır. Uygulamalarda soğutucu akışkan kızgınlık değeri hesabı için iki yöntem kullanılmaktadır. Bu yöntemlerden ilkinde, evaporatör çıkışındaki soğutucu akışkan sıcaklığı ölçülerek, kompresör emişindeki soğutucu akışkan basıncına karşılık gelen doyma sıcaklığı ile arasındaki fark alınarak kızgınlık hesaplanır. Diğer yöntemde ise, evaporatör giriş ve çıkışındaki soğutucu akışkanın sıcaklık farkı alınarak hesaplama yapılır. Step motor kontrollü EGV’de, kızgınlık değerini ayarlanan değerde sabit tutmak için motor milinin aşağı hareketi ile vanadan geçen soğutucu akışkan miktarı azaltılmakta (kızgınlık artar), yukarı hareketinde ise vanadan geçen soğutucu akışkan miktarı artırılmaktadır (kızgınlık azalır). Bu kontrol elektronik olarak sağlanmaktadır ve step motora ilgili hareketi yapması için sinyal gönderilir. Genleşme vanasını açıp kapatmak için dairesel hareket doğrusal harekete çevrilir. Torku arttırmak için dişliler kullanılır. Bu sayede daha küçük bir motor fazla zorlanmaya maruz kalmadan kullanılabilir. Oransal manyetik bobinli vanalar, tam açık veya tam kapalı çalışmak yerine doğru akımla beslenen elektromıknatis bobininin, manyetik alan kuvveti değiştirilerek vananın istenen bir açıklıkta kalması sağlanır. Açma sürelerinin kısaltılıp uzatılmasıyla soğutucu akışımın kontrolünün yapıldığı vanalar (Pulse-Width Modulated) tam açık ya da tam kapalı solenoid vanalardır. Bu tip vanalarda, sistemden geçecek olan soğutucu akışkan miktarı vananın açık halde bulunduğu süreyle belirlenir. Örneğin; 5 saniye aralıklarla açılıp kapanan bir solenoid vanada debinin %40’a düşürülmesi istendiği takdirde vana 2 sn açık kalıp, 3 sn kapalı kalacaktır. Sıvı

soğutkanın boru içinde, yaklaşık 0,5 m/sn hızla akarken vananın aniden kapanması halinde birçok titreşim meydana gelir. Bu nedenle bu tür vanaların kullanımı titreşim açısından dezavantajlıdır. [Özkoç, 2007] Bu çalışmada, step motor kontrollü 47-1,8 DPF(Q) model EGV kullanılmıştır. Kullanılan EGV Şekil 6.11’de gösterilmiştir.



Şekil 6.11 Kullanılan elektronik genişleme vanası

Step motorun kontrolü için gerekli kontrol kartı tasarlanarak, kontrol amaçlı Matlab kodu yazılmıştır. Vananın kontrolü ise bulanık mantık kontrol algoritması kullanılarak yapılmıştır. Matlab kodu evaporatör çıkışındaki gerçek kızgınlık değeri ile istenen değer arasındaki farka göre step motora açılma ya da kapanma sinyali göndermektedir. Bilindiği gibi kızgınlık arttıkça genişleme vanasının açılarak daha fazla soğutucu akışkan göndermesi, kızgınlık azaldığı durumda ise genişleme elemanının kapanması gerekmektedir.

6.1.7 Evaporatör

Soğutulacak ortam ya da akışkandan ısı çekilerek soğutmanın gerçekleştiği elemandır. Evaporatörlerde, soğutulacak akışkan hava ya da su olabilir. Bu çalışmada, su soğutmalı evaporatör kullanılmıştır. Kullanılan evaporatör gövde-boru tipi olup, 40

litre su kapasitelidir. Boruların dış çapı 9,5 mm, uzunluğu 11 m olup toplam ısı transfer alanı 0,33 m² dir.

6.2 Kontrol Sistemi Ekipmanları

Bu bölümde, kompresörün değişken hızlı olarak işletilmesi için kullanılan invertör ile elektronik genişleme vanasının kontrolü için kullanılan step motor sürücü devresi anlatılmıştır. Ayrıca bu sistemlere kontrol sinyalinin gönderilmesini sağlayan, kontrol kartı da anlatılmıştır.

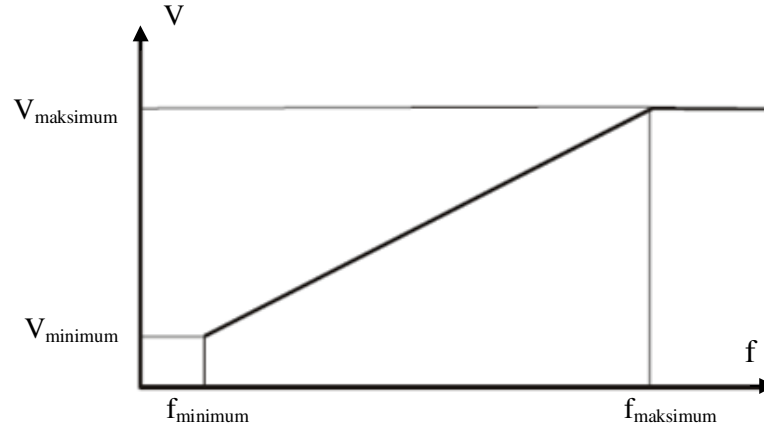
6.2.1. İnvörtör

Endüstriyel sistemlerde hız kontrol metodları Bölüm 4’de detaylı olarak anlatılmıştır. Bu çalışmada, su soğutma grubu kompresörünün hızını ayarlamak için Delta VFD-S model üç fazlı ve 2,2 kW kapasiteli PWM tipi invertör kullanılmıştır. Şekil 6.12’de kullanılan invertör görülmektedir. İnvörtör üç faz 380 volt ile beslenmekte ve üç faz 380 volt çıkış gerilimi sağlamaktadır.



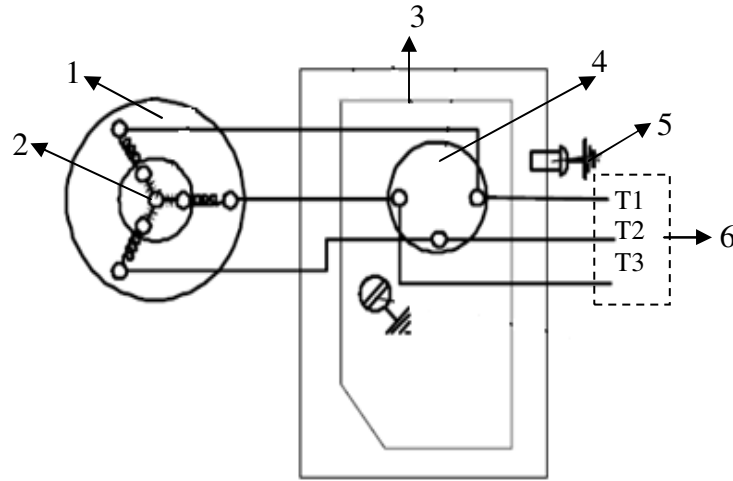
Şekil 6.12 Kullanılan PWM invertör

İnvertörde hız kontrolü sırasında V/f oranı sabit kalmaktadır. Bu ilişkiyi gösteren grafik Şekil 6.13’de gösterilmiştir. İnvertör üzerinde parametre ayarları kullanılarak minimum ve maksimum frekans değerleri seçilmektedir. Bu çalışmada, scroll kompresör için üretici firmanın da tavsiyesine uyularak maksimum 60 Hz, minimum 30 Hz kompresör frekansı seçilmiştir.



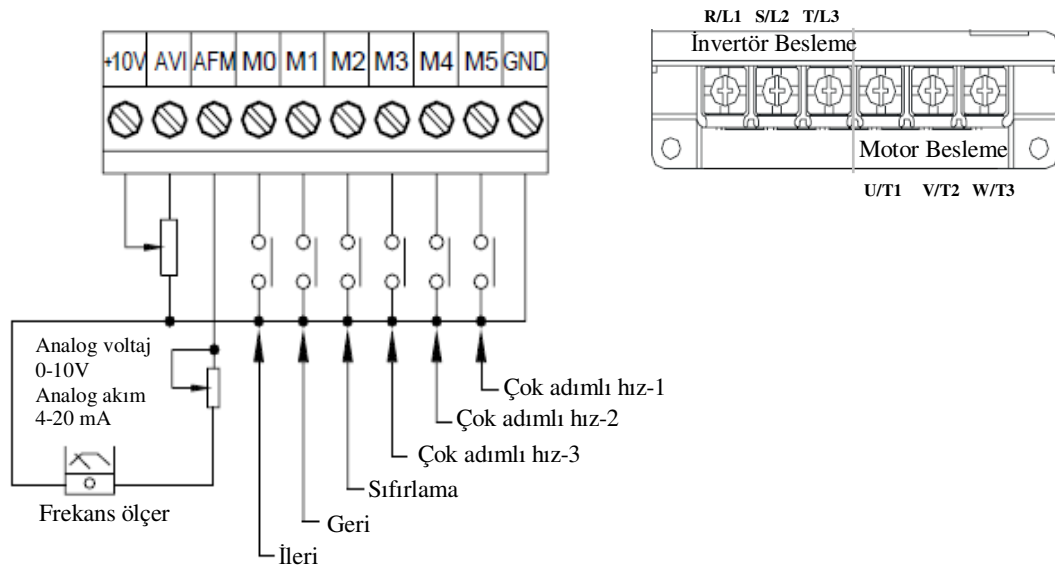
Şekil 6.13 Voltaj frekans (V/f) eğrisi (Delta, 2009)

Kompresörün, 30 Hz altında çalıştırılması yağlama problemlerine neden olurken, 60 Hz üzeri çalıştırma ise elektrik motoru sargıları için izin verilen gerilim değerlerinin dışına çıkılmasına neden olmaktadır. İnvertör, kompresör güç besleme hattı üzerine konulmuştur. Kompresör elektrik motoru üç faz olup yıldız bağlantı kullanılmıştır. Şekil 6.14’de kompresör elektrik bağlantı şeması verilmiştir. Burada, motor(1), motor koruma(2), terminal kutusu(3), ara bağlantı(4), toprak bağlantısı(5), besleme(6) olarak isimlendirilmiştir.



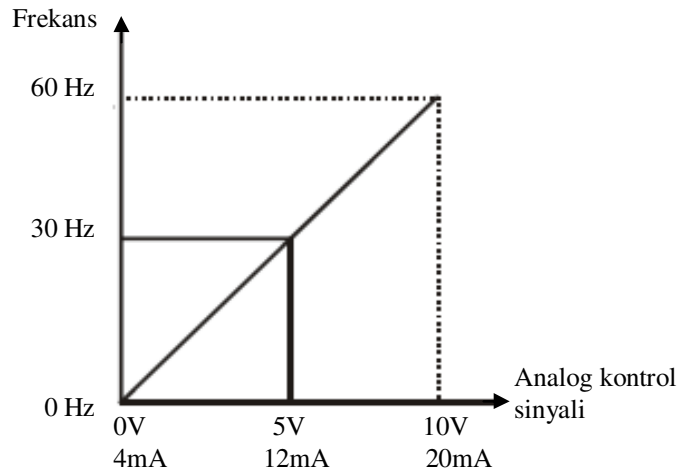
Şekil 6.14 Kompresör elektriksel bağlantı terminali (Copeland, 2008)

Kullanılan invertöre ait bağlantı terminali Şekil 6.15’de gösterilmiştir. İvertör çıkış frekans ayarı potansiyometre, tuş takımı ya da dışarıdan verilen analog sinyal ile yapılabilmektedir. Analog sinyal, 0-10V DC voltaj ya da 4-20 mA DC akım şeklinde olabilir. Bu çalışmada, invertör çıkış frekansı, 0-10VDC analog sinyal ile ayarlanmıştır.



Şekil 6.15 İvertör kontrol ve elektriksel bağlantı terminali

Kompresörün hız kontrolü, soğuk su üretim grubu çıkışındaki su sıcaklığına göre bulanık mantık algoritması ile yapılmıştır. Kontrolü sağlayan Matlab kodu, istenen su sıcaklığını sağlamak için gerekli kompresör frekans değişimini hesaplamakta ve gerekli frekansı invertöre 0-10 volt analog kontrol sinyali olarak göndermektedir. İvertör, Şekil 6.16'da gösterilen analog sinyal ile frekans arasındaki ilişkiye göre kompresöre uygulanacak frekansı ayarlamaktadır.



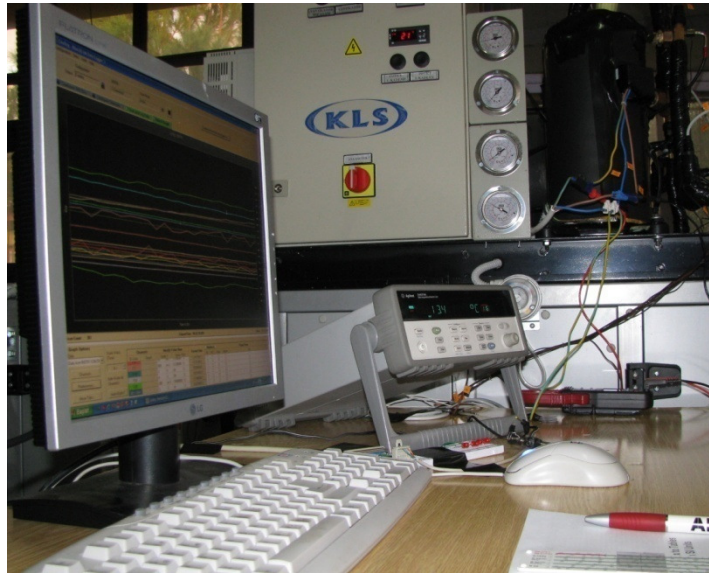
Şekil 6.16 Kontrol sinyali ile frekans ilişkisi (Delta, 2009)

6.2.2. Kontrol Kartı

Elektrik motoru, iklimlendirme sistemleri, kompresör, pompa gibi çeşitli endüstriyel sistemleri kontrol edebilmek için kontrol ekipmanları kullanılması zorunludur. Çoğunlukla programlanabilir mantık kontrolü olarak adlandırılan (PLC), mikro-kontrol ünitesi kullanılır. Mikro-kontrol ünitesi (MCU ya da μC) bir entegre içine önceden yerleştirilmiş kontrol algoritmasına göre çalışan, işlemci, hafıza ve programlanabilir giriş çıkış birimine sahip sistemdir. Önceden belirlenen mantığa göre kontrol yapabilmesi için sadece güç beslemesinin yapılması yeterlidir. Mikro-işlemcide ise, kontrol amacına uygun olarak hazırlanan kontrol programı özel ekipmanlarla entegre içine yüklenip gerektiğinde değiştirilebilir. Kontrol programının yüklendiği mikro-işlemcinin kullanılabilmesi için uygun bir kart tasarlanması ve mikro-işlemcinin bu kart

üzerine yerleştirilmesi gerekir. Sistemden alınan bilgiler veya kontrol biriminde üretilen kontrol sinyali dijital ya da analog olabilir. Bu nedenle kart üzerinde, kontrol edilecek sistemden alınan bilgileri ya da sisteme verilecek kontrol sinyali uygun formata dönüştürülmesi gerekir. Bu dönüşümü yapmak için, dijital-analog dönüştürücüler kullanılmaktadır (Mokhtari, 2000).

Bu çalışmada, sistemden veri alınması işlemi bilgisayar bağlantılı Agilent-34970 veri toplama cihazı ve 20 kanallı 34901 kartı ile yapılmıştır. Sistemde ölçülen sıcaklıklar ve basınçlar doğru gerilim analog girdi olarak alınmıştır. Kullanılan veri toplama ve kontrol sistemi Şekil 6.17’de görülmektedir.



Şekil 6.17 Veri toplama sistemi ve kontrol sistemi

Sistemden, 5 sn aralıklarla alınan veriler bilgisayar ortamına kaydedilmiştir. Kompresör hızını kontrol için invertöre gönderilen analog sinyal ise Agilent 34970 veri toplama birimine bağlanan ve dijital/analog giriş/çıkış sağlayan 34907 kartı kullanılarak üretilmiştir. Bulanık mantık kontrol algoritmasına göre hesaplanan kompresör frekans değerine karşılık gelen 0-10 volt analog sinyal, kontrol kartı üzerindeki 0-12 volt analog

çıkış kanalı yardımıyla 1 mV çözünürlükte invertöre iletmektedir. Kullanılan kart Şekil 6.18'de, teknik özellikleri ise Tablo 6.3'de gösterilmektedir.



Şekil 6.18 Analog/dijital sinyal giriş/çıkış kartı

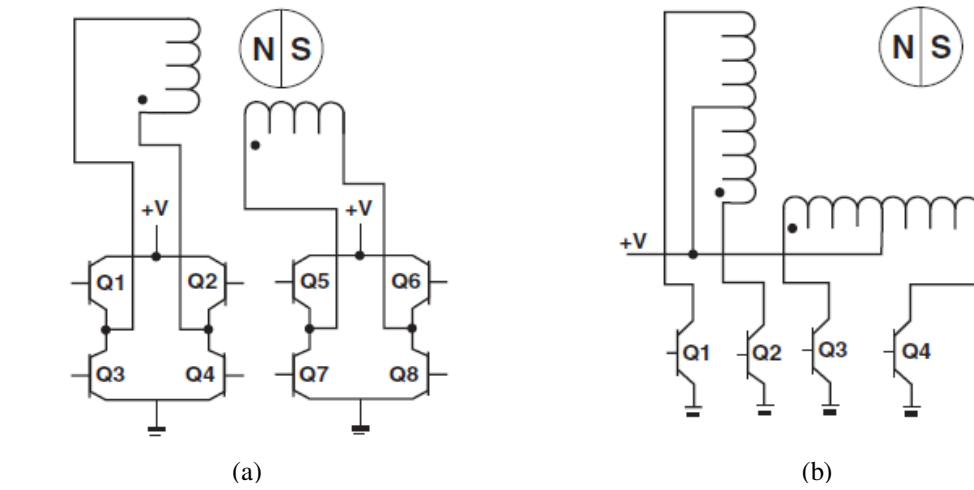
Tablo 6.3 Kullanılan kontrol kartının özellikleri

| | |
|-------------|---|
| DAC 1,2 | ± 12 V DC |
| Resolution | 1 mV |
| Akım | Maksimum 10 mA |
| Ayar zamanı | 1 ms' de çıktının % 0,01 ine ulaşır |
| Keskinlik | 1 yılda ± 5 °C' de çıktının % 0,25 'i +20mV |

6.2.3 Step Motor Sürücü Devre

Değişken hızlı su soğutma grubunda kullanılan elektronik genişleme vanası step motor tarafından açılıp kapanmaktadır. Step motorlar, aldıkları kontrol sinyali ile sabit açıda adım adım hareket ederler. Step motor, içeride dönen bir rotor ve sabit sarımlardan oluşan statordan oluşmaktadır. Rotor ortasındaki şaft üzerinde mıknatıslar bulunmaktadır. Sargılara akım verilmesi ile oluşan manyetik alan şaft üzerindeki bu mıknatısları etkileyerek dönme hareketi oluşmasını sağlar. İki temel step motor türü; unipolar ve bipolardır. Unipolar motor, her kutupta iki sargıya sahiptir ve motor gövdesi dışına çıkan beş veya altı bağlantı ucuna sahiptir. Bunun nedeni, sargıları ikiye bölen

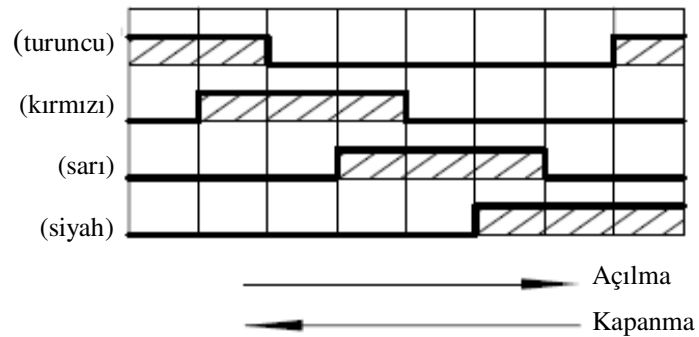
ortak ucun motor dışına ayrı ya da birlikte çıkarılmasıdır. Bipolar motorda ise, her kutup tek sargıya sahiptir, sargılar ikiye bölünmemiştir. Bu nedenle, elde edilen tork unipolara göre daha fazladır. Ayrıca akımın sargılara verilmiş yönünün değişmesi, unipolardan farklı olarak motor dönüş yönünün değişmesine neden olmaktadır. Bipolar ve unipolar step motor sargıları ve kontrol sinyalinin gönderilme sırasına göre motor dönme yönü Şekil 6.19'da gösterilmiştir.



| | | | | | | |
|---|----------|--------|--------|--------|--------|---|
| ↓ | Bipolar | Q2-Q3 | Q1-Q4 | Q6-Q7 | Q5-Q8 | ↑ |
| | 1 | Açık | Kapalı | Açık | Kapalı | |
| | 2 | Kapalı | Açık | Açık | Kapalı | |
| | 3 | Kapalı | Açık | Kapalı | Açık | |
| | 4 | Açık | Kapalı | Kapalı | Açık | |
| | 1 | Açık | Kapalı | Açık | Kapalı | |
| ↓ | Unipolar | Q1 | Q2 | Q3 | Q4 | ↑ |
| | 1 | Açık | Kapalı | Açık | Kapalı | |
| | 2 | Kapalı | Açık | Açık | Kapalı | |
| | 3 | Kapalı | Açık | Kapalı | Açık | |
| | 4 | Açık | Kapalı | Kapalı | Açık | |
| | 1 | Açık | Kapalı | Açık | Kapalı | |

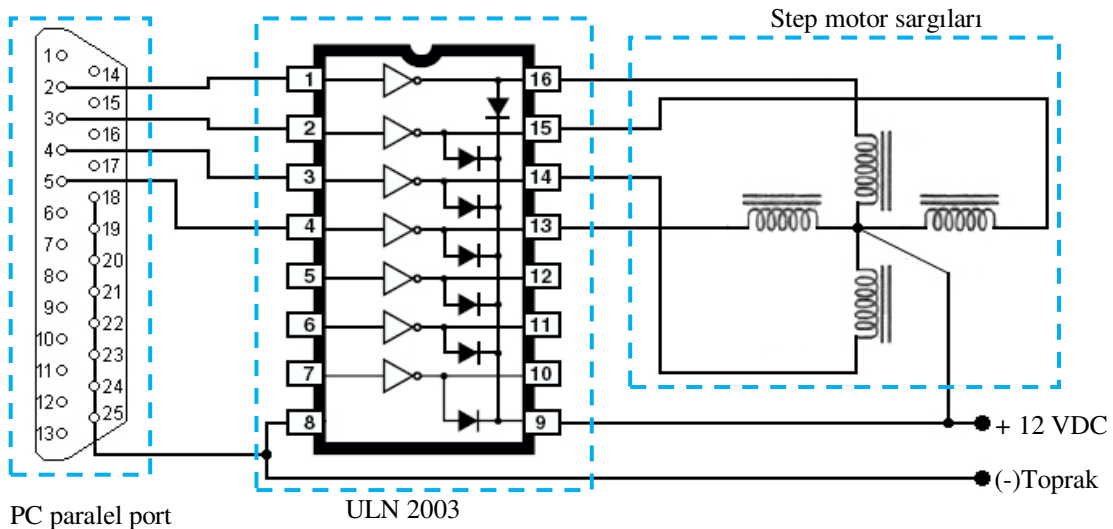
Şekil 6.19 Bipolar (a) ve unipolar (b) step motor sargılarına kontrol sinyali uygulama (Condit, 2005)

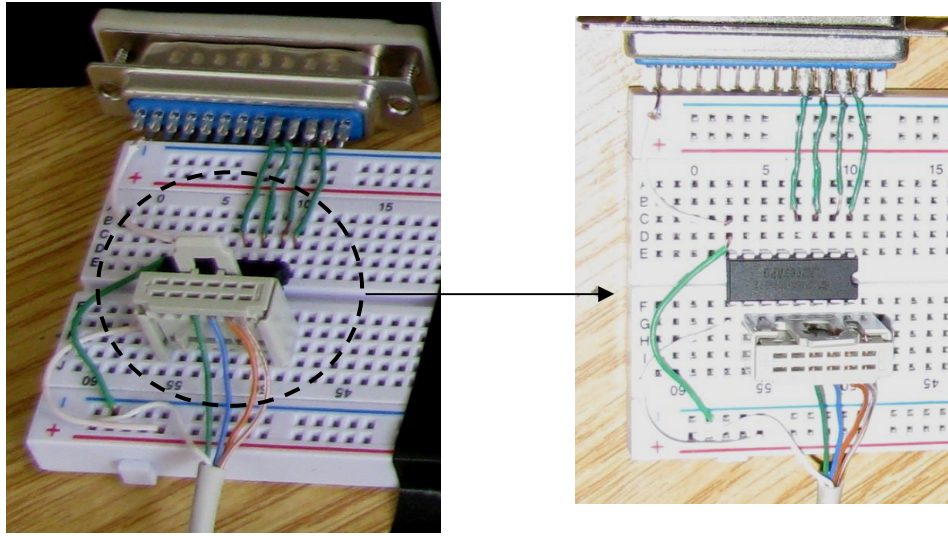
Step motorun kontrolü için sargılara belirli sırada sinyal gönderilmesi gerekir. Bu çalışmada kullanılan EGV step motoru unipolar step motor olup, motor gövdesi dışına altı bağlantı ucu çıkmaktadır. Sistemde kullanılan step motorun kontrolünde ULN2003 adı verilen darlington transistörlerden oluşan entegre kullanılmıştır. EGV'nin açıklık miktarı evaporatör çıkışındaki soğutucu akışkanın gerçek kızgınlık değerinin ayar değerinden sapma miktarına göre yapılmaktadır. EGV üzerindeki step motora dijital kontrol sinyali aşağıdaki şekilde verilen sıraya göre gönderilmektedir. Dijital sinyal bilgisayar paralel portundan gönderilmektedir. Belirtilen renkler step motor bağlantı kablolarının rengidir.



Şekil 6.20 Kullanılan step motora kontrol sinyali gönderme sırası
(Chen, 2006)

Şekil 6.21'de, bilgisayar paralel port çıkışından, step motor kontrol entegresi ULN2003 ve step motora yapılan bağlantı şeması ile uygulanmış resmi gösterilmiştir.





Şekil 6.21 Step motor kontrol devresi bağlantı şeması

BÖLÜM YEDİ

DENEY SONUÇLARI

7.1 Deneylerin Yapılışı ve Sonuçlar

Deneylerde kullanılan soğutma kompresörü sabit devirli ve değişken devirli çalıştırılabilen scroll tipdedir. Kullanılan soğutucu akışkan R134a dır. Kondenser ise hava soğutmalı olup, izole edilmiş bir kanal içine yerleştirilmiştir. Kanal içine, dış ortam şartlarını simüle etmek için kapasitesi ayarlanabilir ısıtıcı ve fan yerleştirilmiştir. Hava, kanaldaki lüleler üzerinden geçirilmekte, lüleler öncesi ve sonrası basınçlar ölçülerek hava hızı ve hava akış debisi hesaplanmaktadır. Evaporatörde dolaşan su debisi, ventüri yardımıyla ölçülmüştür. Soğutma sisteminde su, hava ve soğutucu akışkan sıcaklıkları ısıl çiftler yardımıyla ölçülmüştür. Soğutucu akışkan basınçları ise soğutma devresinin beş farklı noktasında rotometrik tip basınç ölçer ile ölçülmüştür. Soğutkan akışını kontrol etmek için hem termostatik hem de elektronik tip genleşme elemanları kullanılmıştır. Ölçümlerin yapıldığı noktalar, Bölüm 6'da deney düzeneği anlatılırken verilmiştir.

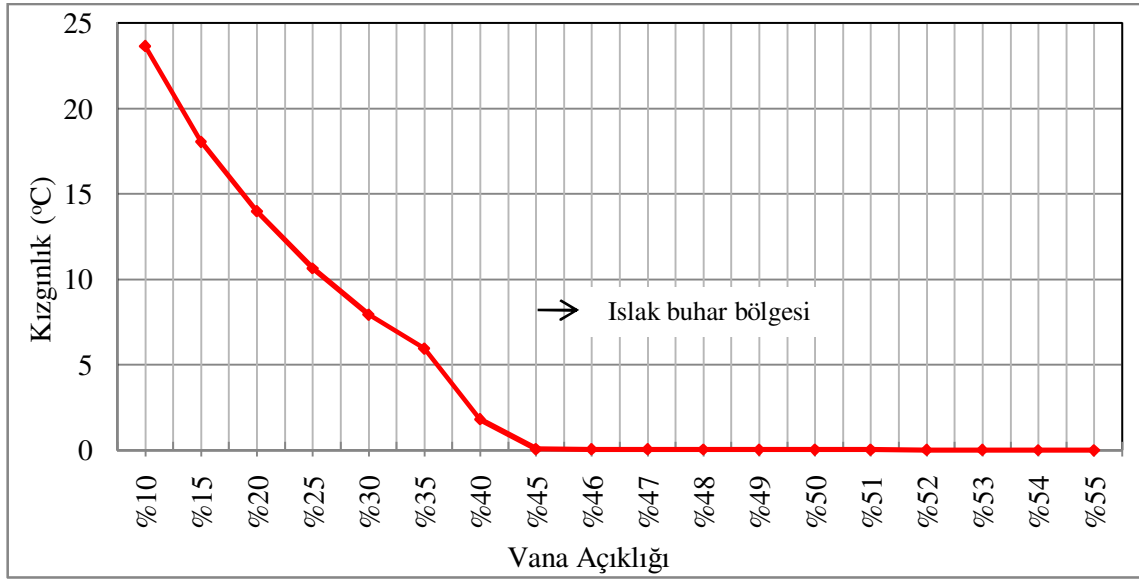
Sistemin sabit koşullardaki çalışma davranışını incelemek için yapılan deneylerin, her yeni deney için, sistemin denge durumuna ulaşması için yeterli süre (en az 30 dk.) beklenmiştir. Denge durumuna ulaştıktan sonra her ölçüm noktasında 5'er sn ara ile 30 dk boyunca ölçüm alınmış ve alınan ölçümlerin ortalama değeri kullanılmıştır. Sistemin dinamik davranışının incelendiği deneylerde ise, her 10 sn'de bir ölçüm alınarak, sistem davranışının zamana bağlı değişimi incelenmiştir. Yapılan deneyleri, elektronik genleşme vanası açıklığı, kompresör hızı ve kontrol deneyleri olmak üzere üç farklı gruba ayırabiliriz. Vana açıklığı ile ilgili çalışmalarda kompresör hızı sabit tutularak EGV açıklığı %5 lik dilimlerle değiştirilmiş ve kızgınlık ile açıklık arasındaki ilişki belirlenerek bulanık kontrolde kural tablosunun oluşturulması için kullanılmıştır. Benzer şekilde vana açıklığının sabit olduğu durumda kompresör hızı 5 Hz aralıklarla değiştirilerek kompresör hızı ile evaporatör su çıkış sıcaklığı arasındaki ilişki

belirlenerek bulanık mantık kural tablosunu oluşturmak için kullanılmıştır. Ayrıca bu deneylerde EGV açıklığı ile kompresör hızının alt ve üst sınırları belirlenmiştir.

7.1.1 Elektronik Genleşme Vanası Açıklığı Deneyleri

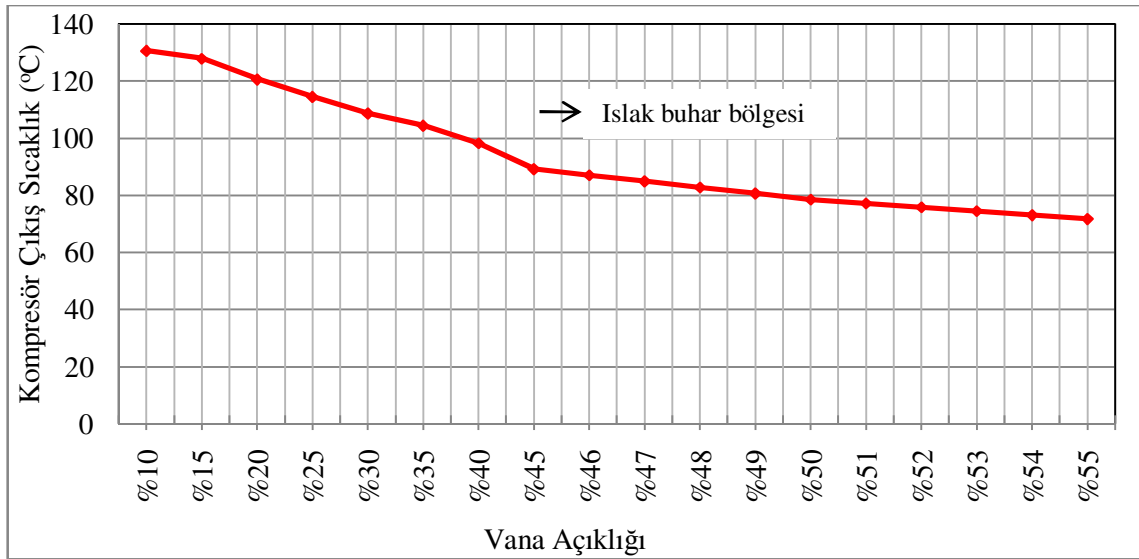
Soğuk su üretim grubunda bulanık mantık ile kontrol uygulamasına başlamadan önce, kompresör hızı sabit tutularak, EGV'nin farklı açıklıklarında sistemin davranışı termodinamik olarak incelenmiştir. Bu deneylerde, evaporatöre su geliş sıcaklığı 13°C, su debisi 0,496 kg/sn, kondenser hava sıcaklığı 30°C ve hava debisi 0,586 kg/sn değerinde sabit tutulmuştur. Bu şartlarda, elektronik genleşme vanası, maksimum açıklık değerinin %10'u ile %45'i arasında %5'lik ve %45 ve %55 arasında %1'lik dilimlerle açılarak sistemin davranışı termodinamik olarak incelenmiştir. Vananın %50, %55'lik açıklıklarında kompresöre buhar yanında sıvı soğutucu akışkan girişi olduğu gözlenmiştir. Bu nedenle, sistemin çalışması sırasında EGV açıklık oranı üst sınırının bu değerleri aşmasına izin verilmemiştir.

Diğer yandan, %10'luk açıklıkta soğutma sistemi alçak basıncı aşırı düşmektedir. Alçak basınç emniyeti tarafından kompresörün devre dışı bırakılarak deneylerin yarıda kesilmesini önlemek için EGV'nin bu açıklık oranına inmesine de izin verilmemiştir. Düşük vana açıklık oranlarında kompresör emmesindeki soğutucu akışkan kızgınlık değeri oldukça fazladır. Vana açıklığı ile kızgınlık arasındaki bu ilişki Şekil 7.1'de görülmektedir. Bu şekil ve izleyen şekiller, %45 açıklık oranına kadar %5 aralıklarla ölçeklendirilmiş, %45 açıklığı takiben sıvı bölgesindeki davranışı gösterebilmek amacı ile %1 aralıklarla ölçeklendirilmiştir.



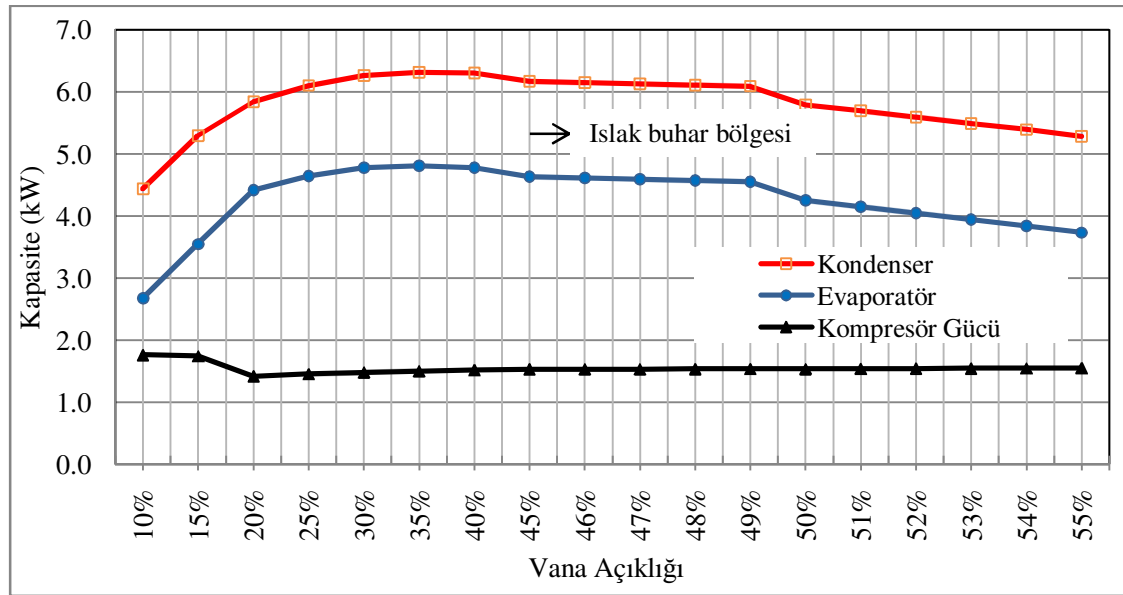
Şekil 7.1 Kızgınlığın vana açıklığı ile değişimi

Vana açıklığının az olduğu durumlarda kompresör çıkış sıcaklığı artmaktadır. Yüksek çıkış sıcaklıkları hem soğutucu akışkanın, hem de kompresör yağlama yağının bozulmasına neden olduğu için istenmemektedir. Vana açıklığı arttıkça soğutucu akışkanın kompresörden çıkış sıcaklığı düşmektedir. Vana açıklığı ile kompresör çıkış sıcaklığı arasındaki ilişki Şekil 7.2’de görülmektedir.



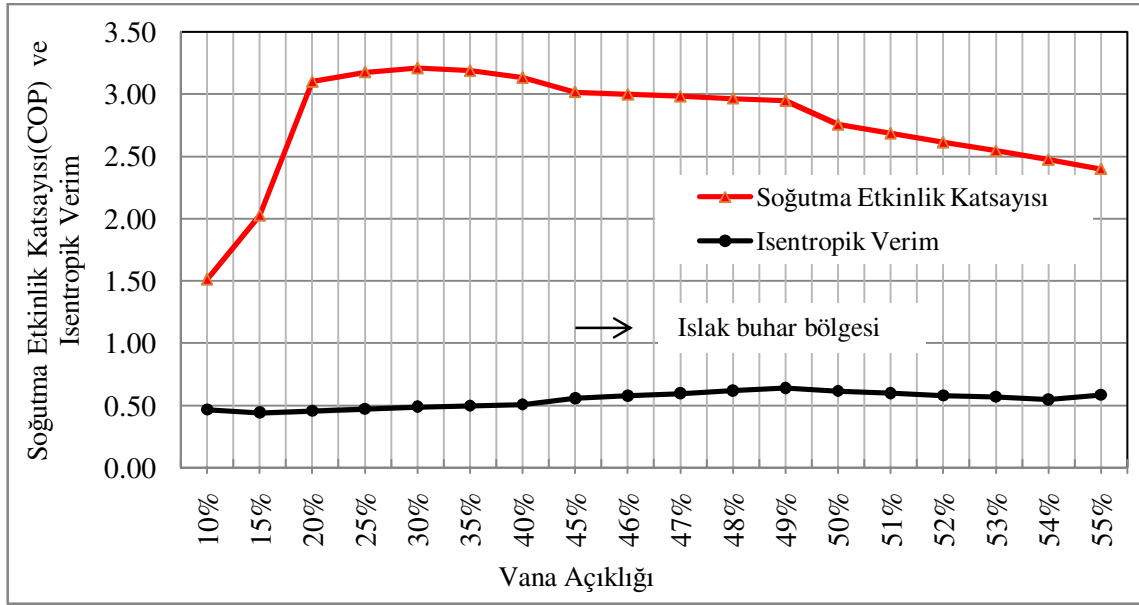
Şekil 7.2 Kompresör çıkış sıcaklığının vana açıklığı ile değişimi

Kompresör işinin, kondenser ve evaporatör kapasitelerinin vana açıklığı ile değişimi Şekil 7.3’de gösterilmiştir. Emiş basıncının düşmesi ile kompresör işi artmakta, buna karşılık akışkanın özgül hacminin artması nedeni ile daha az soğutucu akışkan sıkıştırılmaktadır. Vana açıklığı arttırıldıkça, belirli bir değere kadar evaporatör basıncı artmakta ve kompresör işi azalmaktadır. Vana açıklığının artmaya devam etmesi halinde, soğutucu akışkan dolaşımının ve soğutma kapasitesinin artması nedeni ile kondenser basıncında ve buna bağlı olarak kompresör işinde tekrar bir miktar artış görülmektedir. Vana açıklığının daha da arttırılması halinde, kompresör sıvı emmeye başlamakta ve kompresör emiş kaybına uğrayarak, soğutma kapasitesi ve kondenser yükü süratle düşmektedir.



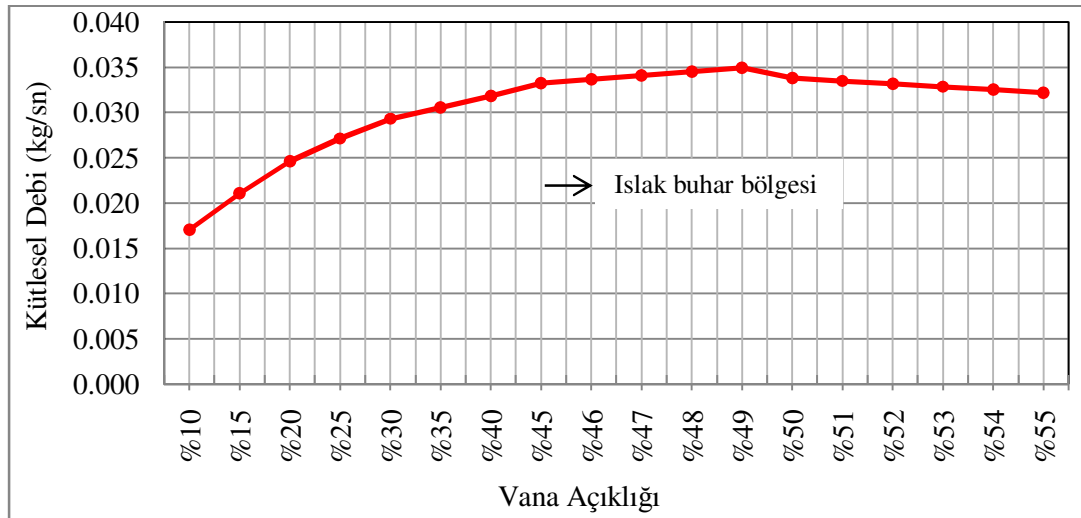
Şekil 7.3 Kompresör gücü, kondenser ve evaporatör kapasitesi ile vana açıklığının değişimi

Vana açıklığı ile verimlerin değişimi Şekil 7.4’de verilmiştir. Vana açıklığının artmasıyla soğutma etkinlik katsayısı (COP) ve isentropik verimler bir miktar artmaktadır. %50 vana açıklığından sonra ise kompresöre sıvı girişi nedeniyle sıkıştırma işleminin düzgün olmaması nedeniyle verimlerde hızlı bir düşüş görülmektedir.



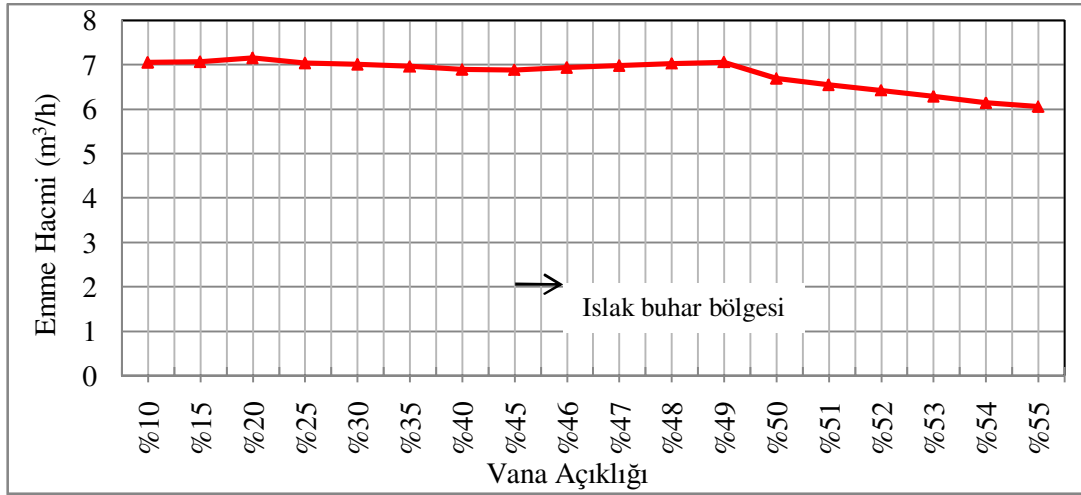
Şekil 7.4 Soğutma etkinlik katsayısı ve isentropik verim

Aşağıda, Şekil 7.5’de görüldüğü gibi vana açıklığı arttıkça beklendiği gibi akışkan dolaşım debisi artmaktadır. Ancak, vana açıklığının belirli bir değerinden sonra, debi tekrar azalmaya başlamaktadır. Bu durum, kompresöre sıvı emişinin belirli bir değeri aşmasının sıkıştırma işleminin düzgün olarak gerçekleşmesini engellemesi ve bunun sonucu olarak volumetrik verimin süratle azalması şeklinde yorumlanabilir (Şekil 7.6).



Şekil 7.5 Soğutucu akışkan debisi ile vana açıklığının değişimi

Kompresör emme hacminin vana açıklığı ile değişimi Şekil 7.6’da verilmiştir.



Şekil 7.6 Kompresör emme hacminin vana açıklığı ile değişimi

EGV açıklığı ile ilgili deneylerde elde edilen sonuçlar Tablo 7.1’de sayısal olarak verilmiştir. Tabloda yapılan termodinamik hesaplamalar Bölüm 3’de detaylı olarak anlatılmıştır. Burada, buharlaşma sıcaklığı evaporatör çıkış basıncından hesaplanmış, yoğuşma sıcaklığı ise kondenser borularının orta noktasından ısıl çift kullanılarak ölçülmüştür. Tablo ve grafiklerin incelenmesinden, %45 ve %50 arasındaki vana açıklık oranlarında soğutkanın kompresöre hemen hemen doymuş buhar durumunda girdiği görülmektedir. Sıvı oranının küçük oranlarda olduğu bu aralıkta (%50 vana açıklığına kadar) emiş hacmi ve isentropik verimi yükselmiş, ancak sıvı oranının daha fazla artması ile, emiş hacmi ve verimin hızlı bir şekilde düştüğü görülmüştür. Bu durum, kompresöre sıvı emişinin son derece kontrollü olarak yapılması gerektiğini göstermektedir ve sıvı emişinin artması durumunda, performans değerlerinin bozulduğunu göstermektedir. Sıvı emişinin olduğu durumda, kompresöre giren soğutkanın kuruluk derecesi, kızgınlık değerinin sıfır olduğu % 45 vana açıklığına göre entalpi değişimi (Q_{evap}/m_r) ile %45 açıklık için hesaplanan buharlaşma gizli ısı (195 kJ/kg) arasındaki orandan hesaplanmıştır. Vana açıklığının % 50 olduğu noktada doyma haline göre entalpi azalması 13,47 kJ/kg olup kuruluk derecesi 0,931 bulunmuştur.

Tablo 7.1 Farklı EGV açıklıkları için deney sonuçları

| | Elektronik Genleşme Vanası Açıklığı | | | | | | | | | |
|---|-------------------------------------|--------|--------|--------|--------|---------|---------|--------|----------------|----------------|
| | 10% | 15% | 20% | 25% | 30% | 35% | 40% | 45% | 50% | 55% |
| SICAKLIKLAR | | | | | | | | | | |
| Kompresör Çıkış Sıcaklığı (°C) | 130,72 | 127,99 | 120,76 | 114,55 | 108,78 | 104,49 | 98,31 | 89,24 | 78,59 | 71,81 |
| EGV Giriş Sıcaklığı (°C) | 34,95 | 38,20 | 41,21 | 43,96 | 46,43 | 47,63 | 48,49 | 49,91 | 51,32 | 51,54 |
| Evaporatör Giriş (EGV çıkış) Sıcaklığı (°C) | -9,43 | -4,13 | -0,24 | 2,71 | 5,05 | 6,30 | 7,32 | 8,64 | 9,86 | 10,41 |
| Kompresör Emiş Sıcaklığı (°C) | 12,61 | 12,07 | 11,61 | 11,00 | 10,36 | 9,44 | 6,21 | 5,50 | 6,33 | 6,64 |
| Su Giriş Sıcaklığı (°C) | 13,00 | 13,28 | 13,38 | 13,40 | 13,40 | 13,37 | 13,34 | 13,31 | 13,31 | 13,32 |
| Su Çıkış Sıcaklığı (°C) | 11,72 | 11,73 | 11,65 | 11,54 | 11,44 | 11,35 | 11,28 | 11,26 | 11,39 | 11,43 |
| Hava Giriş Sıcaklığı (°C) | 30,00 | 30,48 | 30,43 | 30,47 | 30,49 | 30,52 | 30,52 | 30,59 | 30,62 | 30,63 |
| Hava Çıkış Sıcaklığı (°C) | 37,54 | 39,47 | 40,35 | 40,83 | 41,13 | 41,25 | 41,22 | 41,06 | 40,45 | 39,61 |
| Buharlaşma Sıcaklığı (°C) | -11,04 | -5,99 | -2,38 | 0,34 | 2,41 | 3,54 | 4,38 | 5,43 | 6,29 | 6,63 |
| Yoğuşma Sıcaklığı (°C) | 52,23 | 55,88 | 57,87 | 59,68 | 60,79 | 61,08 | 60,98 | 60,26 | 59,19 | 57,45 |
| Kompresör Gücü (kW) | 1,766 | 1,748 | 1,424 | 1,461 | 1,488 | 1,508 | 1,524 | 1,535 | 1,542 | 1,555 |
| BASINÇLAR | | | | | | | | | | |
| Kompresör Çıkış Basıncı (kPa) | 1402,1 | 1529,0 | 1662,6 | 1730,8 | 1776,3 | 1796,90 | 1795,20 | 1769,9 | 1698,00 | 1617,90 |
| EGV Giriş Basıncı (kPa) | 1380,3 | 1536,8 | 1636,7 | 1703,6 | 1749,8 | 1767,10 | 1768,40 | 1742,1 | 1672,20 | 1592,40 |
| EGV Çıkış (Evaporatör giriş) Basıncı(kPa) | 197,80 | 253,70 | 282,20 | 314,40 | 341,90 | 357,30 | 370,30 | 387,80 | 403,90 | 411,70 |
| Kompresör Emiş Basıncı (kpa) | 193,00 | 234,90 | 268,90 | 297,00 | 319,80 | 332,80 | 342,80 | 355,50 | 366,20 | 370,50 |
| ENTALPİ VE ENTROPI | | | | | | | | | <i>x=0,931</i> | <i>x=0,88</i> |
| Kompresör Çıkış Entalpisi (kJ/kg) | 511,90 | 507,70 | 498,40 | 490,70 | 483,60 | 478,50 | 471,40 | 461,20 | 449,80 | 443,20 |
| EGV Giriş Entalpisi (kJ/kg) | 248,90 | 253,60 | 258,10 | 260,70 | 266,00 | 267,80 | 269,10 | 271,30 | 273,50 | 273,90 |
| Kompresör Emiş Entalpisi (kJ/kg) | 412,10 | 410,70 | 409,50 | 408,30 | 407,20 | 406,00 | 402,80 | 401,80 | 399,35 | 389,95 |
| Kompresör Emiş Özgül Hacmi (m ³ /kg) | 0,1150 | 0,0932 | 0,0808 | 0,0721 | 0,0664 | 0,0633 | 0,0602 | 0,0575 | 0,0550 | 0,0523 |
| Kompresör Emiş Entropisi (s) (kJ/kgK) | 1,807 | 1,787 | 1,773 | 1,761 | 1,752 | 1,744 | 1,731 | 1,724 | 1,713 | 1,688 |
| Kompresör İsentropik Çıkış Entalpi (hs) (kJ/kg) | 458,60 | 453,60 | 450,00 | 447,20 | 444,60 | 442,10 | 437,60 | 434,90 | 430,50 | 421,10 |

(Tablo 7.1'in devamı)

| | Elektronik Genleşme Vanası Açıklığı | | | | | | | | | |
|--|-------------------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|---------------|---------------|
| KAPASİTE HESAPLARI | 10% | 15% | 20% | 25% | 30% | 35% | 40% | 45% | 50% | 55% |
| Kondenser Kapasitesi (hava tarafı sıcaklık değişiminden hesaplanmıştır) (kW) | 4,441 | 5,295 | 5,840 | 6,102 | 6,266 | 6,316 | 6,300 | 6,167 | 5,793 | 5,287 |
| Soğutucu Akışkan Debisi (kondenser yükünden hesaplanmıştır) (kg/s) | 0,0170 | 0,0211 | 0,0246 | 0,0271 | 0,0293 | 0,0306 | 0,0318 | 0,0332 | 0,0338 | 0,0322 |
| Evaporatör Kapasitesi ($Q_{kond} - W_{komp}$) (kW) | 2,675 | 3,547 | 4,416 | 4,641 | 4,778 | 4,808 | 4,776 | 4,632 | 4,251 | 3,732 |
| Evaporatör Kapasitesi (su tarafı sıcaklık farkından hesaplanmıştır) (kW) | 2,662 | 3,216 | 3,591 | 3,860 | 4,055 | 4,196 | 4,269 | 4,244 | 3,983 | 3,916 |
| Kompresör İsentropik Verimi (η_{isent}) | 0,47 | 0,44 | 0,46 | 0,47 | 0,49 | 0,50 | 0,51 | 0,56 | 0,62 | 0,58 |
| Kompresör Emiş Hacmi (m^3/h) | 7,05 | 7,06 | 7,16 | 7,03 | 7,01 | 6,96 | 6,90 | 6,89 | 6,69 | 6,06 |
| Soğutma Etkinlik Katsayısı (COP) | 1,51 | 2,03 | 3,10 | 3,18 | 3,21 | 3,19 | 3,13 | 3,02 | 2,76 | 2,40 |
| Aşırı Kızgınlık ($^{\circ}C$) | 23,65 | 18,05 | 13,99 | 10,66 | 7,95 | 5,96 | 1,82 | 0,07 | - | - |
| Aşırı Soğutma ($^{\circ}C$) | 15,76 | 15,93 | 14,64 | 13,39 | 11,83 | 10,82 | 9,78 | 7,57 | 4,90 | 2,85 |
| Basınç Oranı ($P_{çıkış}/P_{emme}$) | 7,26 | 6,51 | 6,18 | 5,83 | 5,55 | 5,40 | 5,24 | 4,98 | 4,64 | 4,37 |
| NOT: Deneilerde hava debisi 0,586 kg/sn ve su debisi 0,496 kg/sn dir. | | | | | | | | | | |

7.1.2 Kompresör Hız Değişim Deneyleri

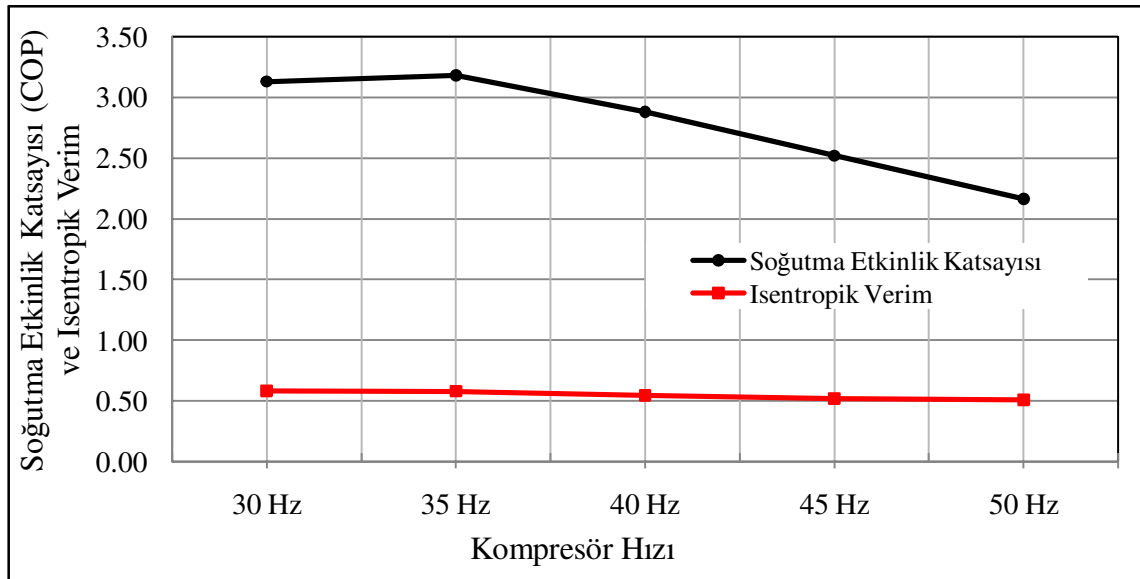
Kompresörün bulanık mantık kontrolüne başlamadan önce kompresör hızı ile su çıkış sıcaklığı ilişkisini belirleyerek kontrolde kullanılacak kuralları oluşturmak amacıyla bir dizi deney yapılmıştır. Bu deneylere göre, kompresör çalışma devrinin düşürülmesi kompresörde yağlama problemi ve titreşime neden olmaktadır. Pistonlu kompresörlerde hızın düşmesi ile yağlama problemi oluşumu daha fazla olmaktadır. Scroll kompresörlerde ise yağlama problemi olmadan daha düşük hızlara inilebilmektedir. Bu nedenle, yapılan çalışmada scroll kompresör tercih edilmiştir. Değişken devirli çalıştırılmak üzere üretilen soğutma kompresörlerinde kompresör hızı 20 Hz ile 120 Hz arasında değiştirilebilmektedir. Bu tip sistemlerde genelde fırçasız DC motor kullanılmaktadır. Bu çalışmada, 3 fazlı elektrik motoruna sahip scroll kompresörün besleme frekansı inverter yardımıyla 30 Hz ile 50 Hz arasında değiştirilerek, kompresör farklı hızlarda sürülmüştür. Sistemin davranışının termodinamik olarak incelenmesi için yapılan deneylerde, EGV açıklığı sabit tutularak, kompresörün besleme frekansı 30 Hz ile 50 Hz arasında 5 Hz aralıklarla manual olarak değiştirilmiştir. Sabit devirde çalıştırılmak üzere dizayn edilmiş bu kompresörde, kontrol sırasında inilecek en düşük çalışma frekansı, kompresör yağlama probleminin olmayacağı 30 Hz seçilmiştir. En yüksek frekans ise elektrik motor sargılarının izin verdiği değer olan 50 Hz seçilmiştir.

Yapılan çalışmada, kondenser üzerinden geçirilen havanın ve evaporatör üzerinden geçirilen suyun debileri ve sıcaklıkları sabit tutulmuştur. Deneylerde soğutucu akışkanın çevrim üzerinde farklı noktalarda sıcaklık ve basınçları okunarak bilgisayar ortamına veri toplama ve kontrol birimi yardımıyla kaydedilmiştir. Her yeni çalışma durumunda, sistemin denge durumuna ulaşması için yeterli süre (en az 30 dk.) beklenmiştir. Denge durumuna ulaşıldıktan sonra, her ölçüm noktasında 5 sn ara ile 30 dk boyunca ölçüm alınmış ve alınan ölçümlerin ortalama değeri kullanılmıştır. Ölçülen sıcaklıklar ve basınçlar, hava ve su debileri ile kompresör gücü Tablo 7.2’de değişik hızlar için sayısal olarak verilmiştir. Ayrıca basınç ve sıcaklıklar kullanılarak soğutucu akışkanın ölçüm noktalarındaki diğer termodinamik özellikleri Bölüm 3’e göre belirlenmiştir.

Tablo7.2 Farklı işletme hızları için deney sonuçları

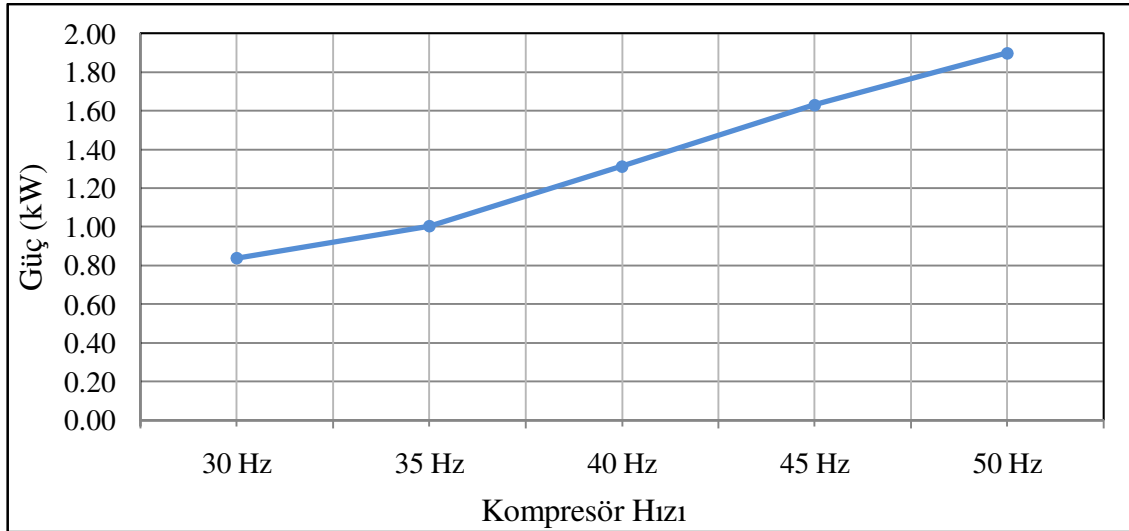
| SICAKLIKLAR | Kompresör Hızı | | | | |
|--|----------------|---------|---------|---------|---------|
| | 30 Hz | 35 Hz | 40 Hz | 45 Hz | 50 Hz |
| Kompresör Çıkış Sıcaklığı (°C) | 73,02 | 84,08 | 93,46 | 102,86 | 111,27 |
| Kondenser Çıkış Sıcaklığı (°C) | 44,84 | 45,22 | 45,97 | 46,35 | 47,60 |
| EGV Giriş Sıcaklığı (°C) | 43,91 | 44,24 | 44,99 | 45,34 | 46,56 |
| Evaporatör Giriş (EEV çıkış) Sıcaklığı (°C) | 5,27 | 4,09 | 4,07 | 3,71 | 1,95 |
| Kompresör Emiş Sıcaklığı (°C) | 5,52 | 8,65 | 8,79 | 9,30 | 10,05 |
| Su Giriş Sıcaklığı (°C) | 13,56 | 13,85 | 13,67 | 13,61 | 13,76 |
| Su Çıkış Sıcaklığı (°C) | 12,05 | 12,13 | 11,82 | 11,64 | 11,84 |
| Hava Giriş Sıcaklığı (°C) | 30,23 | 29,76 | 30,14 | 30,56 | 30,64 |
| Hava Çıkış Sıcaklığı (°C) | 36,10 | 36,88 | 38,79 | 40,30 | 40,84 |
| Buharlaştırma Sıcaklığı (°C) | 3,81 | 2,23 | 1,60 | 0,72 | -1,65 |
| Yoğuşma Sıcaklığı (°C) | 49,28 | 52,32 | 54,62 | 56,89 | 58,66 |
| Kompresör Gücü (kW) | 0,837 | 1,003 | 1,312 | 1,629 | 1,898 |
| BASINÇLAR | | | | | |
| Kompresör Çıkış Basıncı (kPa) | 1295,30 | 1403,50 | 1544,70 | 1663,90 | 1705,90 |
| EGV Giriş Basıncı (kPa) | 1250,60 | 1353,60 | 1490,40 | 1604,10 | 1644,40 |
| EGV Çıkış (Evaporatör giriş) Basıncı (kPa) | 343,20 | 329,30 | 328,10 | 324,10 | 304,90 |
| Kompresör Emiş Basıncı (kPa) | 336,00 | 317,70 | 310,70 | 301,10 | 276,20 |
| ENTALPİ VE ENTROPİ | | | | | |
| Kompresör Çıkış Entalpisi (kJ/kg) | 450,50 | 461,00 | 469,40 | 478,30 | 487,30 |
| EGV Giriş Entalpisi (kJ/kg) | 262,30 | 262,70 | 263,80 | 264,30 | 266,20 |
| Kompresör Emiş Entalpisi (kJ/kg) | 402,40 | 405,70 | 406,00 | 406,70 | 408,00 |
| Kompresör Emiş Özgül Hacmi (m ³ /kg) | 0,0612 | 0,0663 | 0,0680 | 0,0704 | 0,0777 |
| Kompresör Emiş Entropisi (s) (kJ/kgK) | 1,730 | 1,747 | 1,749 | 1,754 | 1,765 |
| Kompresör İsentropik Çıkış Entalpi (hs) (kJ/kg) | 430,50 | 437,80 | 440,60 | 443,90 | 448,30 |
| KAPASİTE HESAPLARI | | | | | |
| Kondenser Kapasite (kW) | 3,456 | 4,193 | 5,093 | 5,734 | 6,006 |
| Soğutucu Akışkan Debisi (kg/s) | 0,0184 | 0,0211 | 0,0248 | 0,0268 | 0,0272 |
| Evaporatör Kapasitesi (Q _{kond} - W _{komp}) (kW) | 2,619 | 3,190 | 3,781 | 4,105 | 4,108 |
| Evaporatör Kapasitesi (su tarafı sıcaklık farkından) (kW) | 3,139 | 3,564 | 3,840 | 4,082 | 3,970 |
| Kompresör İsentropik Verimi (η _{isent}) | 0,58 | 0,58 | 0,55 | 0,52 | 0,51 |
| Kompresör Emiş Hacmi (m ³ /h) | 4,48 | 5,59 | 6,72 | 7,53 | 8,41 |
| Soğutma Etkinlik Katsayısı (COP) | 3,13 | 3,18 | 2,88 | 2,52 | 2,16 |
| Aşırı Kızgınlık (°C) | 1,71 | 6,42 | 7,19 | 8,58 | 11,70 |
| Aşırı Soğutma (°C) | 4,44 | 7,10 | 8,66 | 10,54 | 11,06 |
| Not : Deneyler sırasında hava debisi 0,586 kg/sn ve su debisi 0,496 kg/sn dir. | | | | | |

Kondenser yükü hava debisi ve sıcaklık değişiminden hesaplanmıştır. Kondenser yükünün soğutucu akışkan entalpi farkına bölünmesi ile soğutucu akışkan dolaşım debisi hesaplanır (Denklem 3.6b). Burada yağın ısı tutumu ihmal edilmiştir. Evaporatör yükü ise kondenser yükünden kompresör gücünü çıkararak hesaplanmıştır (Denklem 3.5). Soğutulan suyun sıcaklık değişiminden ayrıca bir soğutma kapasitesi hesaplanmıştır. Bu iki kapasite karşılaştırıldığında, farkın %0,5 ile %18 arasında değiştiği görülmüştür. Aradaki fark ölçüm belirsizliklerinden ve çevreye olan ısı kayıplarından kaynaklanmaktadır. Çalışmada kondenser yükünden kompresör gücünü çıkararak elde edilen kapasite esas alınmıştır. İsentropik verim, soğutucu akışkanın isentropik olarak sıkıştırılması halinde kompresör çıkışında ulaşacağı basınç ve sıcaklıktan hesaplanmıştır (Denklem 3.2). Soğutucu akışkan kütleli debisi ile özgül hacminin çarpımı kompresör emiş hacmini, evaporatör yükünün kompresör işine oranı ise soğutma etkinlik katsayısını vermektedir. Kompresör isentropik verimi kompresör hızının 30 Hz'den 50 Hz'e çıkarılması ile %58 den %51'e düşmüştür. Ayrıca hızın azalması ile birlikte buharlaşma basıncı artmış, yoğuşma basıncı azalmış ve bunun sonucu olarak COP artmıştır.



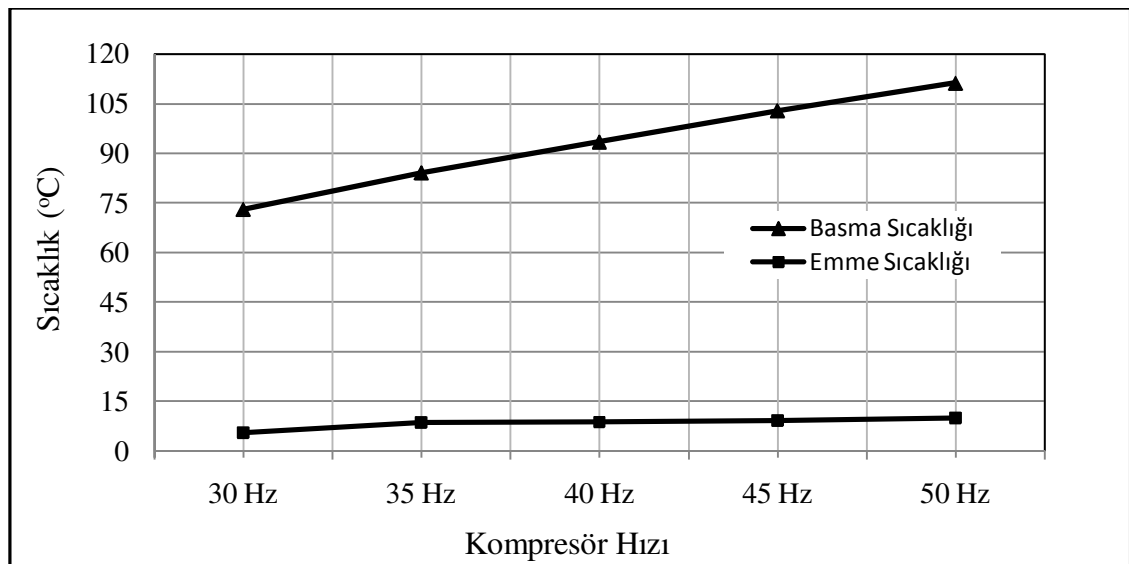
Şekil 7.7 Kompresör hızı ile verim arasındaki ilişki

Deneylerde gözlenen diğer bir sonuç ise kompresörün çektiği gücün, hızın azalmasıyla birlikte azaldığıdır. Bu değişim Şekil 7.8 'de görülmektedir.



Şekil 7.8 Kompresör hızı ile güç arasındaki ilişki

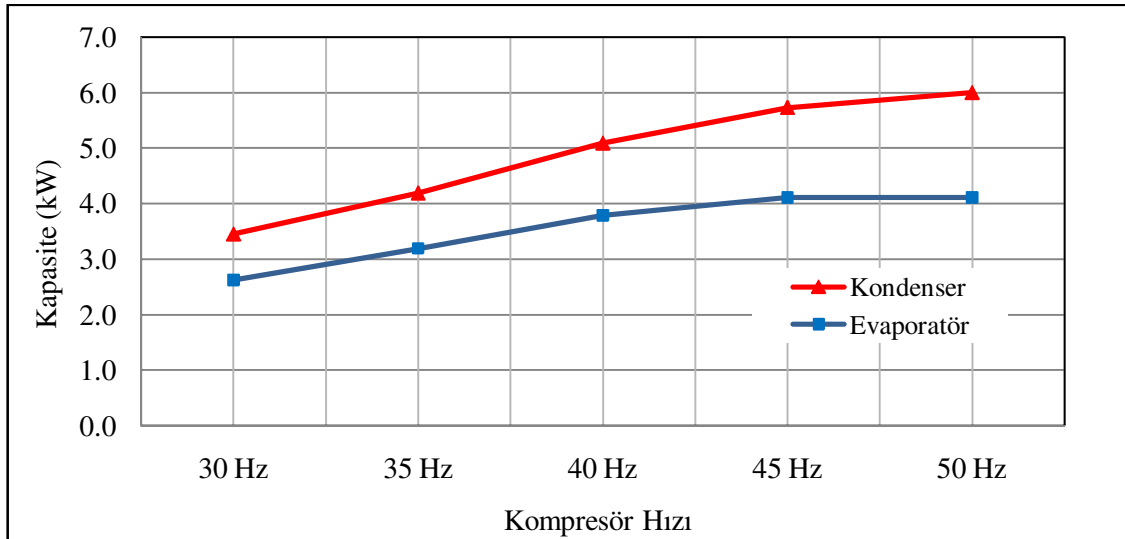
Şekil 7.9 kompresör basma ve emme sıcaklıklarının kompresör hızının azalmasıyla azaldığını göstermektedir. Bunun nedeni, çıkış basıncının, hızın azalmasıyla birlikte azalmasıdır. Kompresör emiş sıcaklığındaki değişim çıkış sıcaklığına göre daha az olmuştur.



Şekil 7.9 Kompresör emme ve basma sıcaklıklarının hız ile değişimi

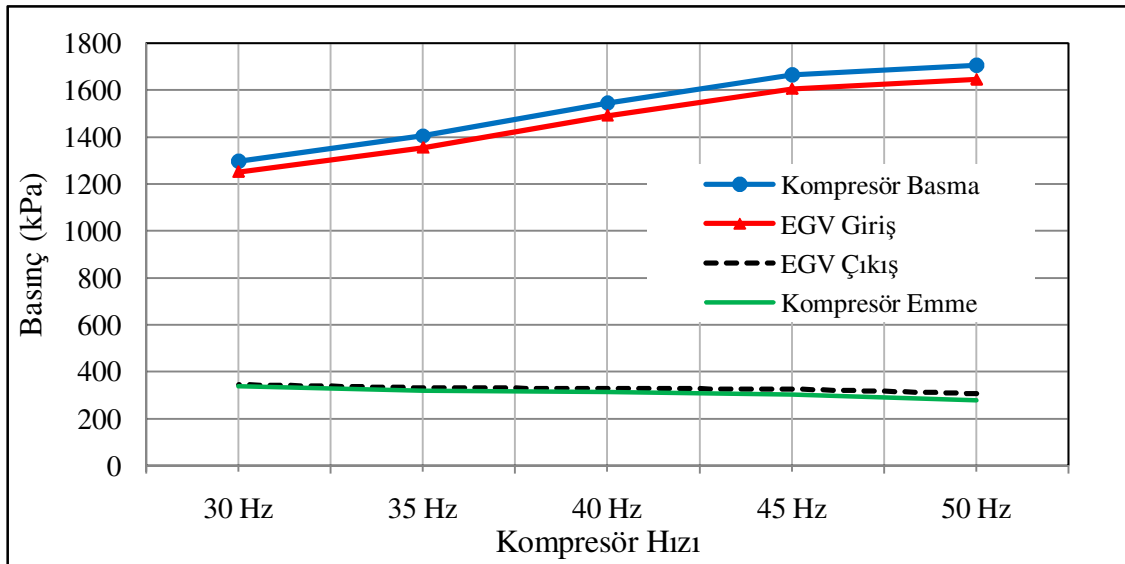
Sistemde daha az soğutucu akışkan dolaştırıldığı için kondenser ve evaporatör kapasiteleri de kompresör hızının düşmesiyle birlikte düşmektedir.

Bu değişim Şekil 7.10'da verilmiştir.



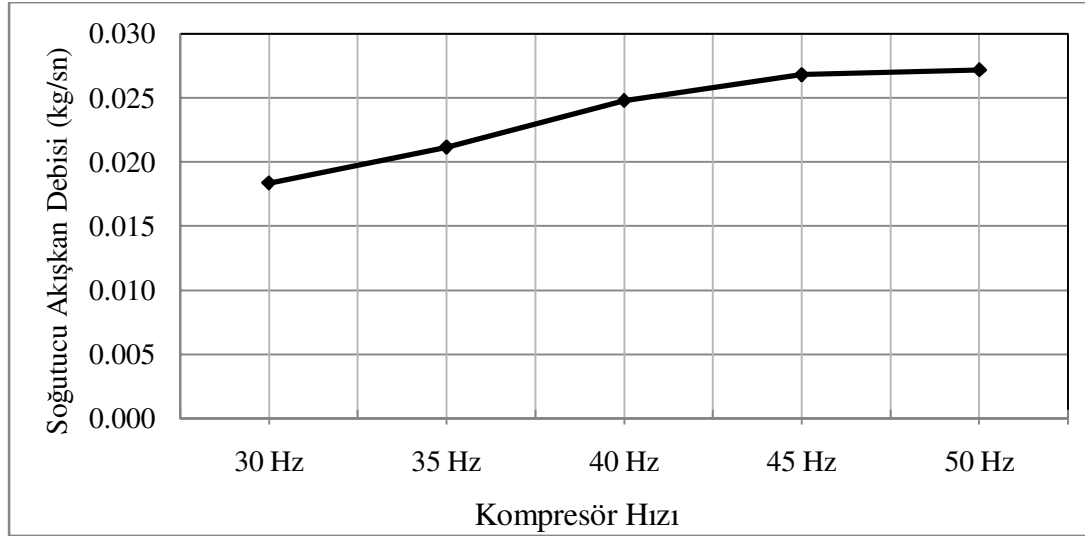
Şekil 7.10 Kondenser ve evaporatör kapasitesinin hız ile değişimi

Kompresör hızının düşmesiyle birlikte, basma tarafı basınçlar düşerken, emme tarafı basınçlar artmaktadır. Şekil 7.11 bu değişimi göstermektedir.

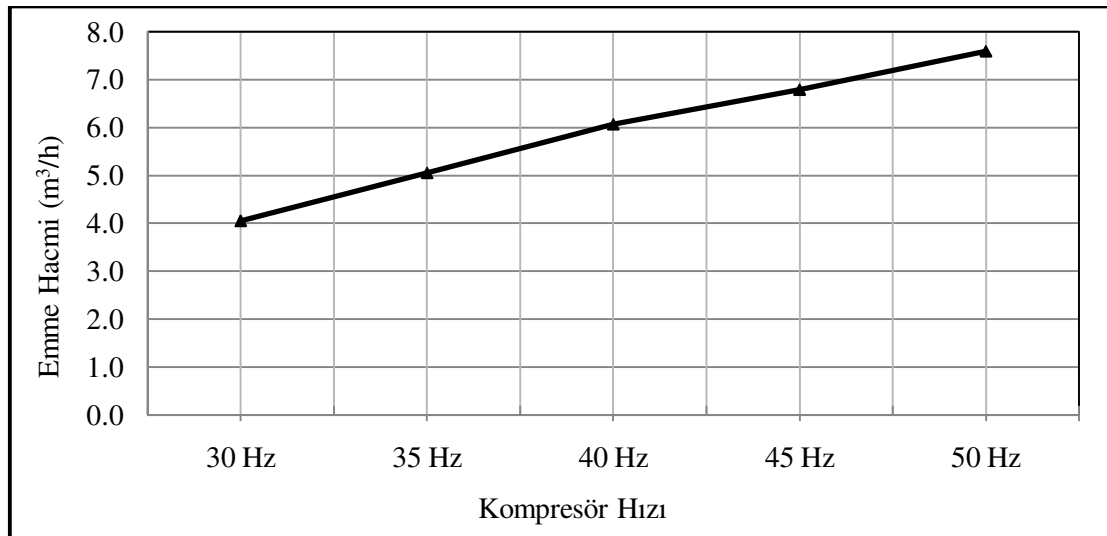


Şekil 7.11 Soğutucu akışkan basınçlarının hız ile değişimi

Şekil 7.12 ve Şekil 7.13 sırayla kütleli debinin ve kompresör emiş hacminin kompresör hızının düşmesiyle birlikte azalmasını göstermektedir.



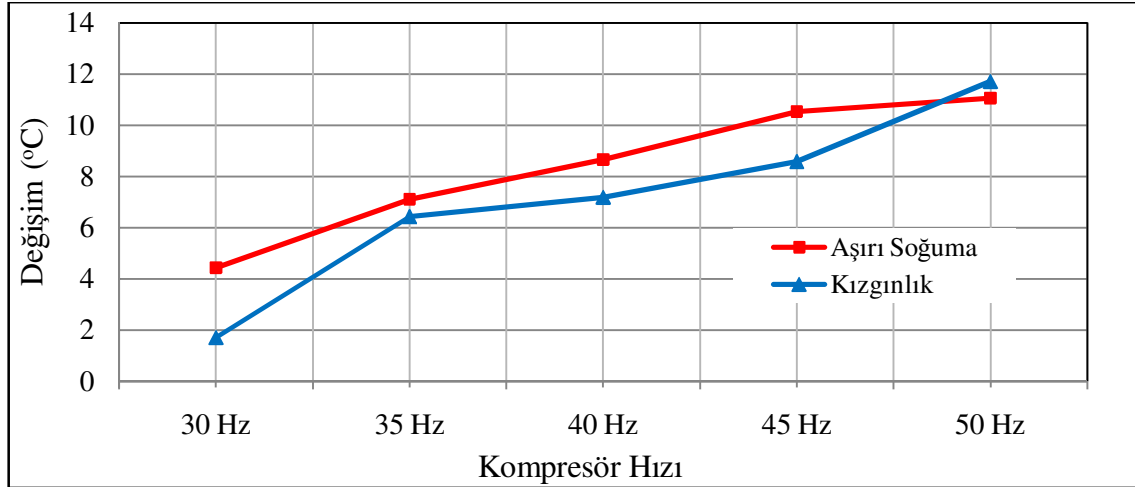
Şekil 7.12 Soğutucu akışkan kütleli debisinin hız ile değişimi



Şekil 7.13 Kompresör emme hacminin hız ile değişimi

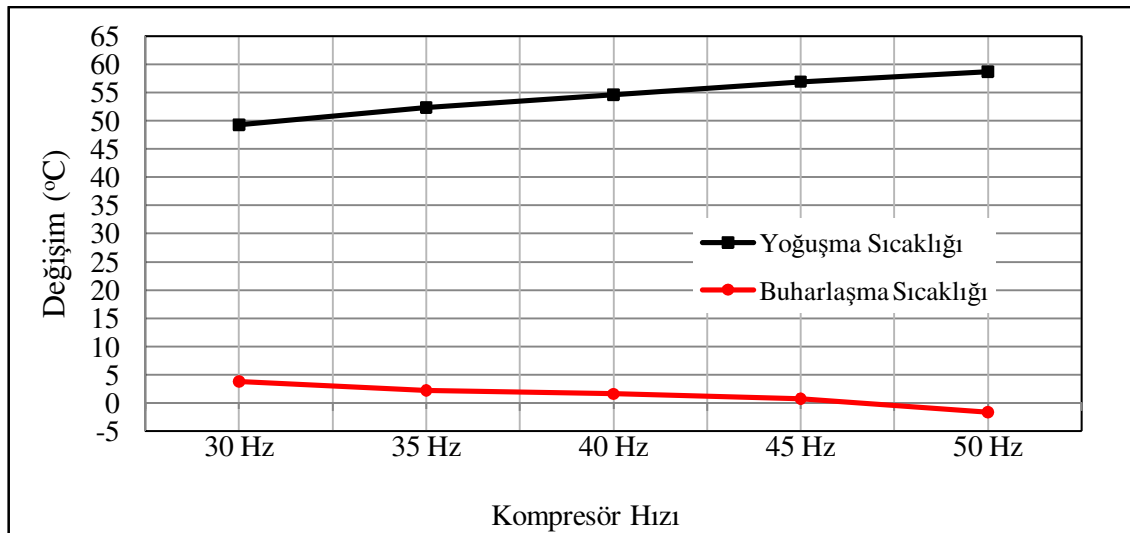
Soğutucu akışkanın kondenser çıkışındaki aşırı soğuma miktarı ile evaporatör çıkışındaki kızgınlık miktarı Şekil 7.14’de görüldüğü gibi kompresör hızının düşmesiyle birlikte düşmektedir. Hızın azalması ile birlikte, evaporatörde daha fazla soğutkan

biriktiği, bunun sonucu olarak hem emiş kızgınlığının hem de kondenser çıkışındaki aşırı soğuma miktarının azaldığı söylenebilir.



Şekil 7.14 Soğutucu akışkan aşırı soğuma ve kızgınlık değerinin hız ile değişimi

Soğutucu akışkanın buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarındaki değişim Şekil 7.15’de verilmiştir. Hızın düşmesiyle, kondenser yükü düştüğü için yoğuşma sıcaklığı azalmaktadır. Buharlaşma sıcaklığı ise, hızın azalmasıyla birlikte emiş basıncında artış meydana gelmesi nedeniyle artmaktadır.



Şekil 7.15 Soğutucu akışkan buharlaşma ve yoğuşma sıcaklığının hız ile değişimi

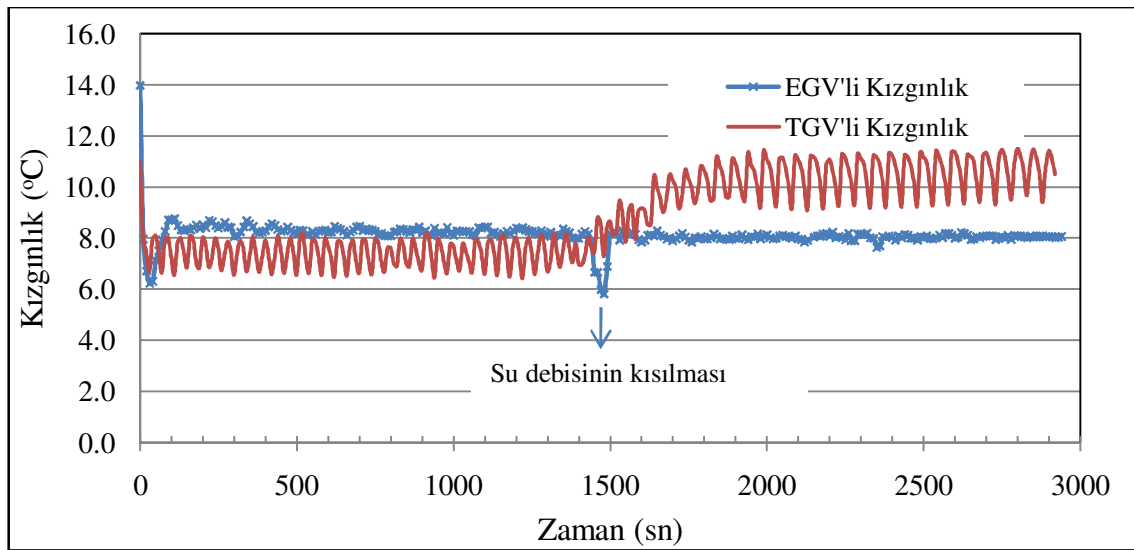
7.1.3 EGV ve Kompresörün Bulanık Mantık Kontrol Algoritması ile Kontrol Deneyleri

EGV ve kompresörün davranışları incelendikten sonra, oluşturulan bulanık mantık algoritmalar ile EGV açıklığı ve kompresör hızı kontrol edilmiştir. Bulanık mantık kontrol algoritmasının oluşturulmasıyla ilgili detaylı bilgi Bölüm 5’de verilmiştir. Kontrollerin yapılabilmesi için bulanık mantık algoritmayı içeren MATLAB kodu yazılmış ve veri toplama-kontrol birimi tarafından EGV ve kompresöre ilgili kontrol sinyalleri gönderilmiştir. EGV’nin açıklığı, belirlenen kısıtlar çerçevesinde maksimum açıklığın %15’i ile %40’ı arasında, kompresörün hızı ise 30 Hz ile 50 Hz arasında kontrol edilmiştir. Sıcaklık ve basınç ölçümleri 10 sn ara ile alınmıştır. Bir kısım deneylerde ise, EGV devre dışı bırakılmış ve emiş kızılgınlığı EGV’ye paralel olarak sisteme yerleştirilmiş olan TGV ile kontrol edilmiştir. Sistem hakkında çeşitli analizleri yapabilmek için belirlenen deney şartları Tablo 7.3’de özet olarak verilmiştir. Tüm deneylerde hava debisi 0,586 kg/sn olarak sabit alınmıştır.

Tablo 7.3 Yapılan kontrol deneylerinin listesi

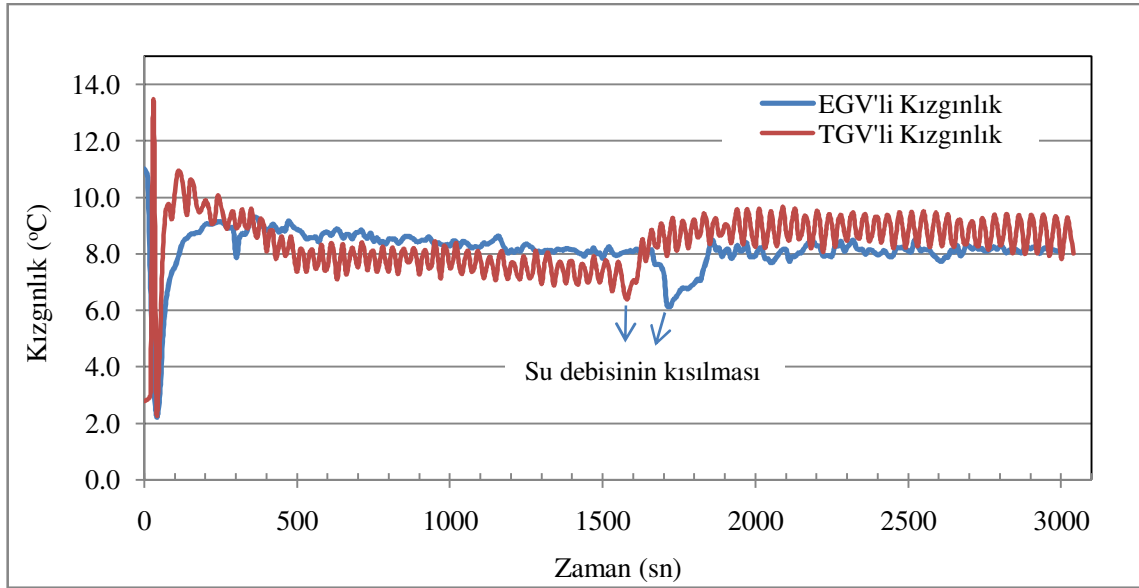
| Deney | Kompresör | Genleşme Vanası |
|-------|---|--|
| | a-) $m_{su} = 0,496$ ‘dan $0,100$ kg/sn’ ye indi ($T_{hava\ geliş} = 30$ °C , $T_{su\ geliş} = 13$ °C) | |
| 1 | Sabit hız (f= 50 Hz) | EGV bulanık mantık kontrollu (Kızılgınlık=8°C) |
| 2 | Sabit hız (f= 50 Hz) | TGV (Kızılgınlık=8°C) |
| | b-) $m_{su} = 0,496$ ‘dan $0,100$ kg/sn’ ye indi ($T_{hava\ geliş} = 30$ °C , $T_{su\ geliş} = 13$ °C) | |
| 3 | Bulanık kontrollu (Su dönüş sıcaklığı =9 °C) | TGV (Kızılgınlık=8°C) |
| 4 | Bulanık kontrollu (Su dönüş sıcaklığı =9 °C) | EGV bulanık mantık kontrollu (Kızılgınlık=8°C) |
| | c-) $m_{su} = 0,100$ kg/sn ($T_{hava\ geliş} = 30$ °C , $T_{su\ geliş} = 13$ °C) | |
| 5 | Bulanık kontrollu (Su dönüş sıcaklığı = 9 °C) | EGV bulanık mantık kontrollu (Kızılgınlık=8°C) |
| 6 | Sabit hız (f= 50 Hz) | EGV bulanık mantık kontrollu (Kızılgınlık=8°C) |
| 7 | Sabit hız (f= 50 Hz) ve açık/kapalı kontrol (Su dönüş sıcaklığı = 9 °C) | TGV (Kızılgınlık=8°C) |

Tablo 7.3’de verilen (a_1) ve (a_2) nolu deneylerde, kompresör sabit hızla çalışırken genişleme elemanlarının etkisini incelemek üzere sisteme bozucu bir etki verilmiştir. Bu etki, diğer şartların sabit tutulduğu durumda evaporatör su giriş debisinin 0,496 kg/sn den 0,100 kg/sn değerine düşürülmesidir. Soğutucu akışkanın kızgınlık değerinin bozucu etki ile değişimi Şekil 7.16’da gösterilmiştir. Elde edilen sonuca göre, EGV kullanıldığı durumda kızgınlık değeri ayar değerine daha çok yaklaşmış ve sapma daha az olmuştur. Su debisinin düşürülmesi şeklinde verilen bozucu girdiye, EGV ve TGV’nin her ikisinde kısa sürede cevap verdiği görülmektedir.



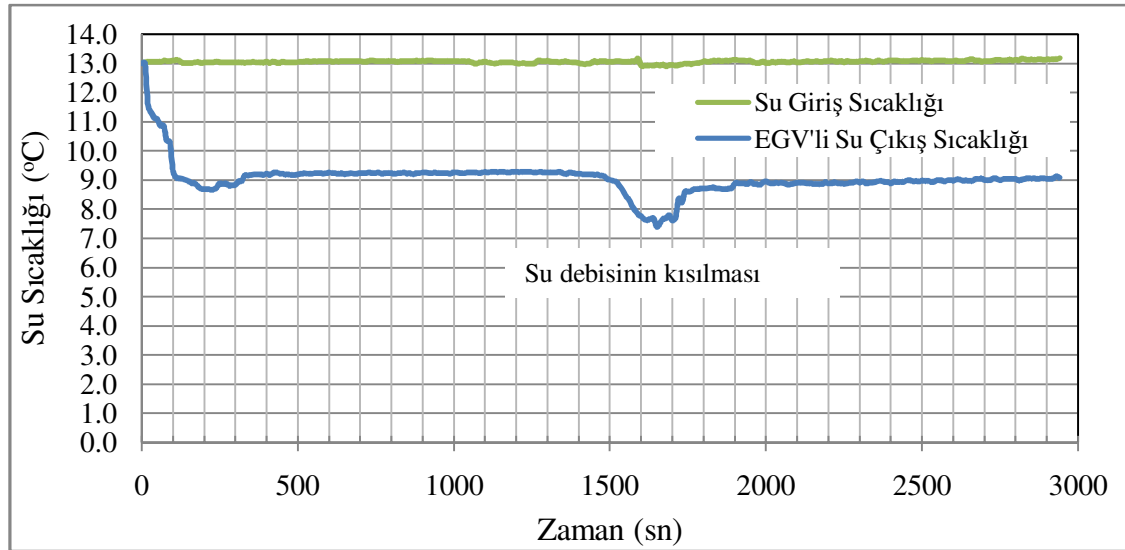
Şekil 7.16 Sabit hızlı çalışmada bozucu etkiye karşılık kızgınlıktaki değişim (a_1 ve a_2)

Tablo 7.3’de (b_3) ve (b_4) nolu deneylerde ise kompresörün bulanık mantık kontrolü yapılırken, TGV ve EGV kullanılması durumunda sisteme verilen bozucu etkiye karşı sistemin cevabı incelenmiştir. Burada bozucu etki yine debinin 0,496 kg/sn den 0,100 kg/sn değerine indirilmesidir. Bozucu girdiye karşı soğutucu akışkan kızgınlık değerinin değişimi ile su çıkış sıcaklığı değişimi sırayla Şekil 7.17 ve Şekil 7.18’de verilmiştir.



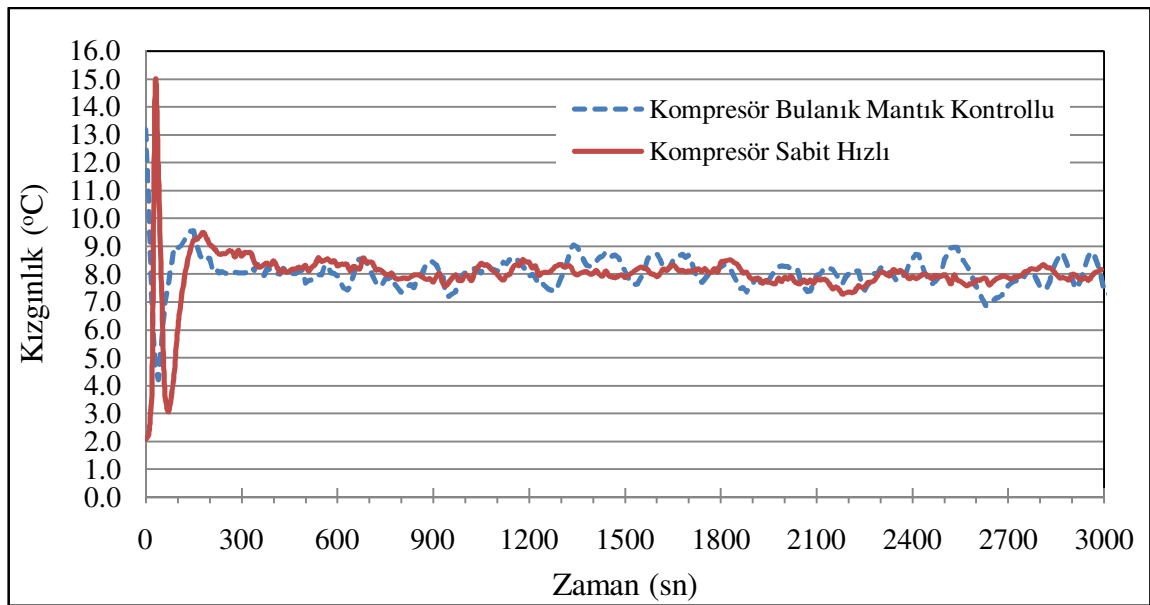
Şekil 7.17 Değişken hızlı çalışmada bozucu etkiye karşılık kızgınlıktaki değişim (b₃ ve b₄)

Değişken hızlı kompresörde, sistemin verilen bozucu etkiye cevabı incelendiğinde, soğutucu akışkanın kızgınlık değerinin EGV'li sistemde ayar değerinden çok fazla uzaklaşmadığı dolayısıyla kontrolün daha iyi olduğu sonucuna ulaşılmıştır. TGV ise daha yüksek kızgınlıkta yeni bir dengeye ulaşmıştır. Su çıkış sıcaklığı incelendiğinde ise bozucu girdi olmasına rağmen tekrar ayar değerine getirilebildiği görülmektedir.



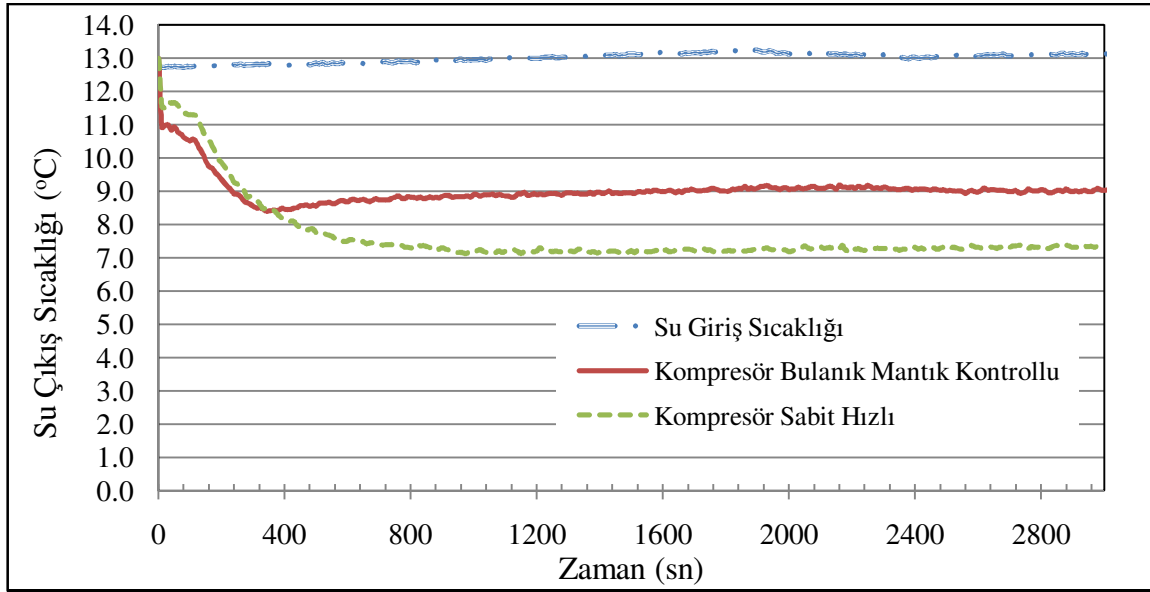
Şekil 7.18 Değişken hızlı çalışmada bozucu etkiye karşılık su çıkış sıcaklığındaki değişim (b₄)

Diğer bir deney Tablo 7.3'de (c_5) şartları için yapılmıştır. Buna göre, EGV ve kompresörün her ikisinin de bulanık mantık kontrollü olması durumunda, kızgınlık, evaporatör su çıkış sıcaklığı ve kompresörün elektrik tüketimi incelenmiştir. Bu sonuçlar (c_6) nolu deneydeki sabit hızlı kompresör ile karşılaştırılmıştır. Sonuçlar sırayla Şekil 7.19, Şekil 7.20 ve Şekil 7.21 de verilmiştir. Bu deneyler sırasında su debisi değiştirilmemiştir.



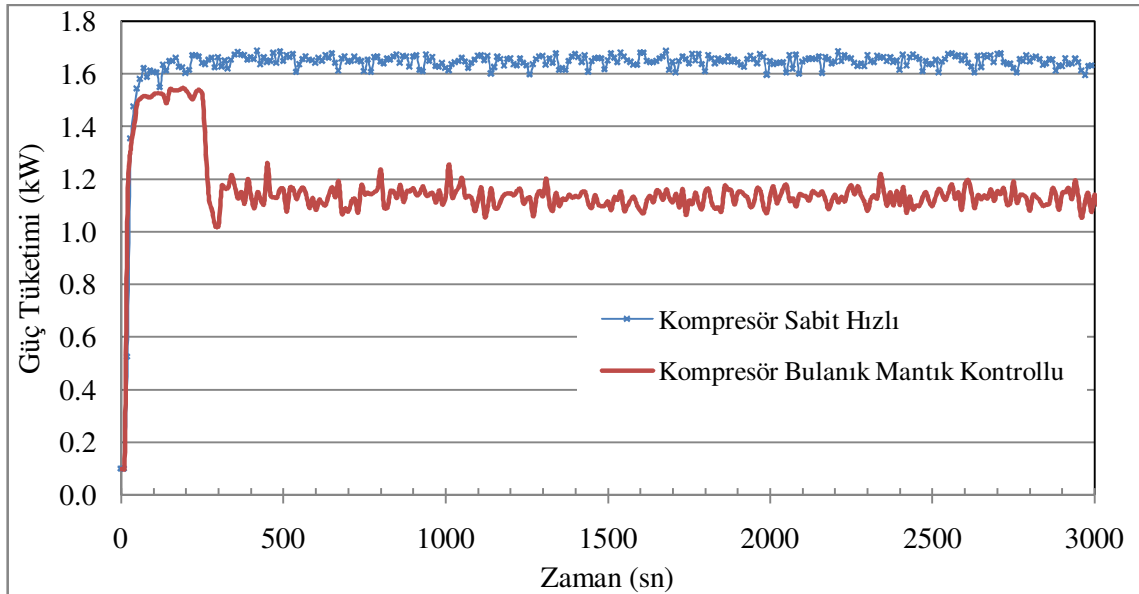
Şekil 7.19 Sabit ve değişken hızlı kompresör ile EGV kullanılması durumunda kızgınlığın değişimi (c_5 ve c_6)

Grafikten de görüldüğü gibi, kızgınlık değeri ilk kalkış anında gerçekleşen bir salınımdan sonra ayar değeri civarında seyretmektedir. Kompresör hızının sabit olduğu durumda salınım miktarı daha az olmaktadır. Aynı şartlar için, Şekil 7.20'de su çıkış sıcaklığının zamana göre değişimi görülmektedir. Su çıkış sıcaklığı için herhangi bir ayar kriterinin olmadığı ve kompresör hızının sabit olduğu durumda, su çıkış sıcaklığı ayar değerinin yaklaşık 2 °C altına kadar düşürülerek sabitlenmektedir. Bulanık mantık kontrol algoritması kullanıldığı durumda ise su çıkış sıcaklığı, ayar değeri olan 9 °C'de seyretmektedir. Buradan kompresörün bulanık mantık kontrol algoritması ile uygun kontrol yapılabildiği sonucuna ulaşılmıştır.



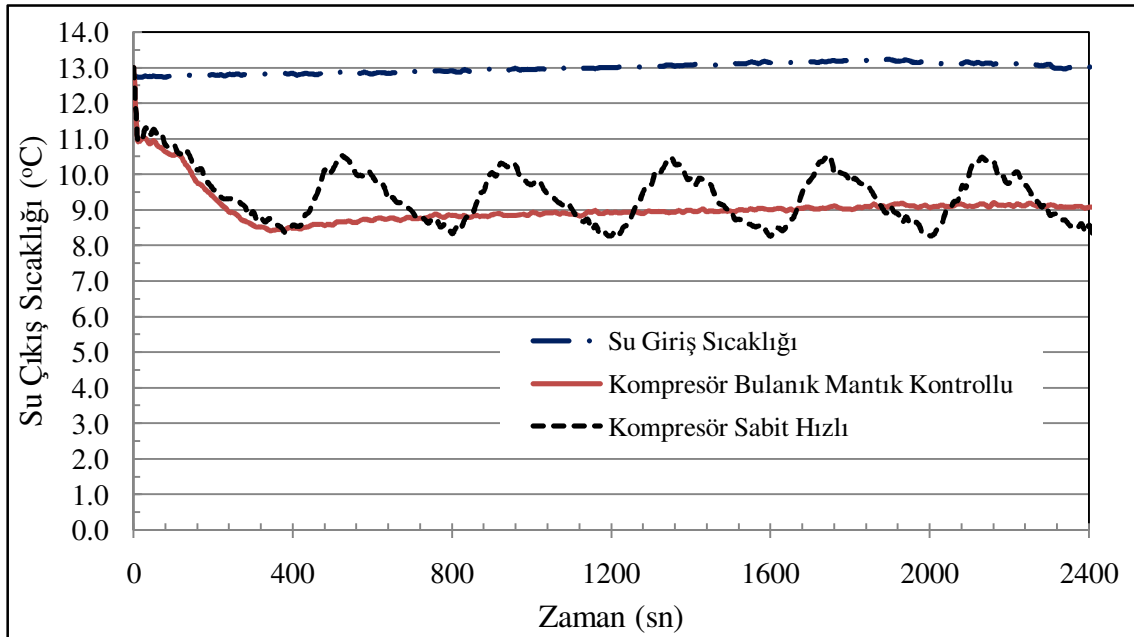
Şekil 7.20 Sabit ve değişken hızlı kompresör ile EGV kullanılması durumunda su sıcaklığı değişimi (c_5 ve c_6)

Kompresör hızının sabit ve değişken olduğu durumda güç tüketimi Şekil 7.21'de verilmiştir.



Şekil 7.21 Sabit ve değişken hızlı kompresör ile EGV kullanılması durumunda kompresör güç tüketim miktarı (c_5 ve c_6)

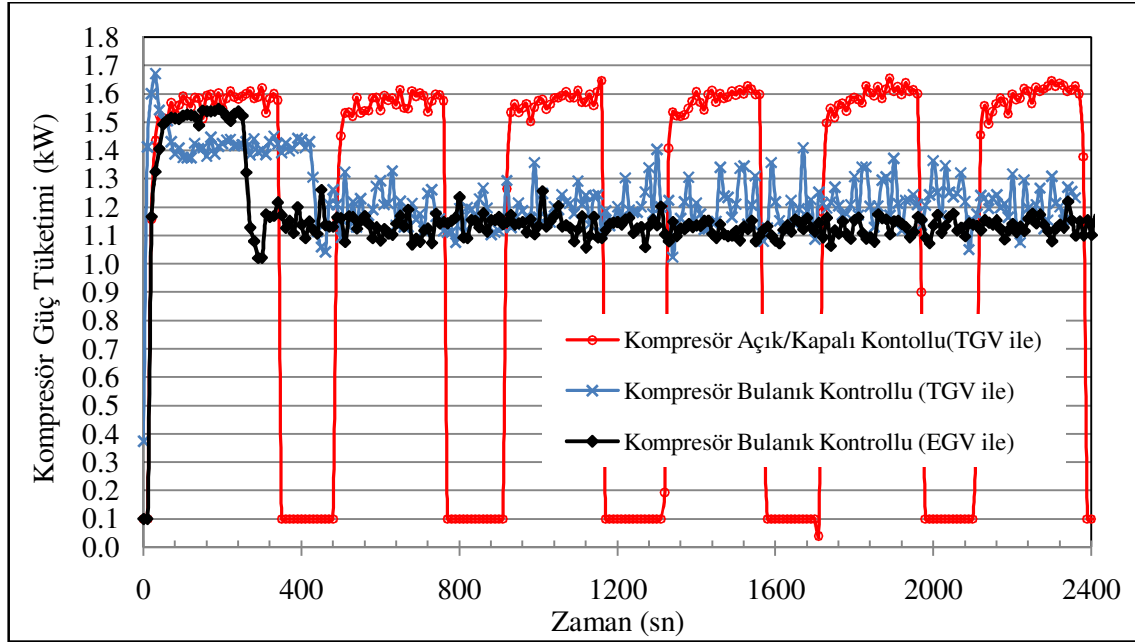
Her iki durumda kompresörün devreye girdiği andaki güç tüketimlerine bakıldığında, ilk kalkış değerlerinin birbirine yakın olduğu görülmüştür. İlk kalkış akımları, açık-kapalı olarak kontrol edilen sistemlerde yüksek olmaktadır, bu çalışmada ise açık-kapalı kontrolün kullanıldığı sabit hızlı işletme durumunda da beslemenin invertör üzerinden yapılması kalkış akımlarının çok yüksek olmasını önlemiştir. İşletme sırasında, su çıkış sıcaklığı için herhangi bir ayar değerinin olmadığı ve sabit hızlı kompresörün kullanıldığı duruma göre elektrik tüketimi % 25 azalmıştır. Bu, değişken hızlı kompresör ile kısmi yükte çalışabilmenin getirdiği bir avantajdır. Diğer bir karşılaştırma ise (c₅) ve (c₇) nolu deneylerde kompresörün açık-kapalı ve bulanık mantık algoritma ile kontrolü için yapılmıştır. Bu deneylerde su çıkış sıcaklığı ve elektrik tüketimi karşılaştırılarak sonuçlar sırayla Şekil 7.22 ve Şekil 7.23’de verilmiştir. Suyun evaporatörden çıkış sıcaklığı her iki durumda da 9°C’ye ayarlanmıştır.



Şekil 7.22 Su çıkış sıcaklığının kompresör kontrol şekline göre değişimi (c₅ ve c₇)

Şekil 7.22’de görüldüğü gibi, kompresör bulanık mantık kontrollü iken su çıkış sıcaklığı ayar değerine ulaşmakta ve salınım yapmadan bu değerde devam etmektedir.

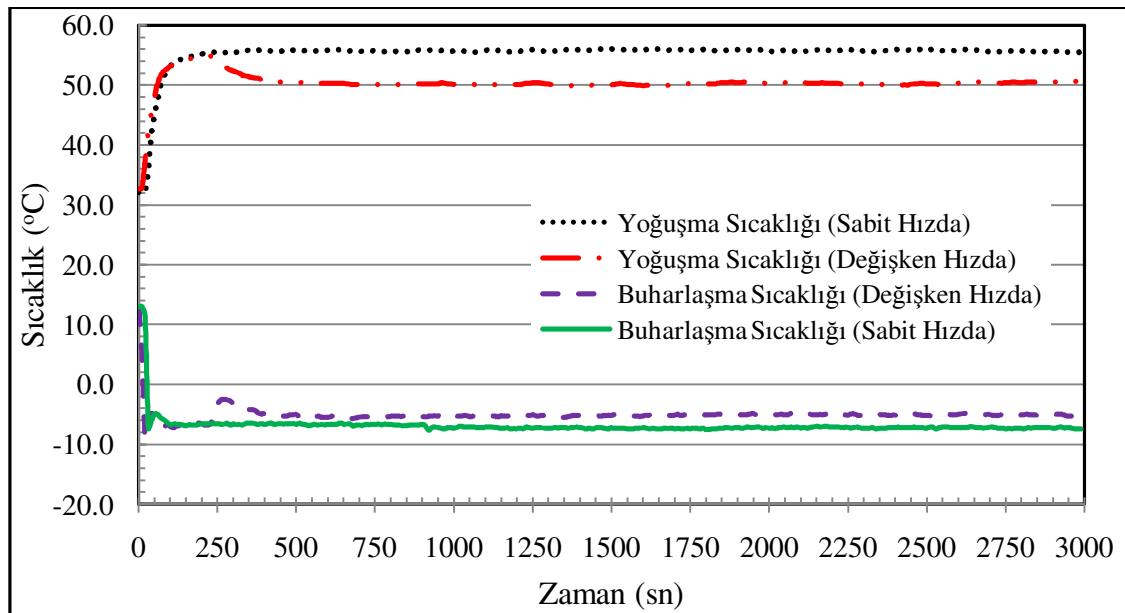
Açık-kapalı kontrolde ise su sıcaklığı ayar değeri etrafında yaklaşık 1°C derecelik salınım yapmaktadır. Bu kontrol yönteminin istenen sıcaklığı elde etme açısından uygun olmadığı açıkça görülebilmektedir.



Şekil 7.23 Güç tüketiminin kompresör kontrol şekline göre değişimi (b_3 , c_5 ve c_7)

Şekil 7.23'de kompresörün bulanık algoritma ve açık-kapalı kontrolü durumunda güç karşılaştırılmıştır. Sabit devirli çalışan sistemde, verilen çalışma şartları ve yük için kompresör her 400 sn'de bir, yaklaşık 100 sn süre ile devreye girmektedir. Burada ayrıca, genişleme elemanının termostatik ya da elektronik olması durumuna göre güç tüketimleri verilmiştir. Buna göre, bulanık mantık kontrol ve EGV'nin kullanıldığı durumda kompresör güç tüketimi diğerlerine göre daha düşük olmaktadır. EGV kullanımında güç tüketiminin TGV'ye göre düşük olması, kısmi yüklerde EGV ile kızgınlığın daha düşük değerde tutulması ile açıklanabilir. Kompresör emiş kızgınlığının TGV kullanıldığı durumda yüksek olması, gücün artmasına neden olmuştur. Diğer yandan, 2600 sn lik deney süresince sabit hızlı çalışmada 5623,04 kJ soğu üretilmiş, 3085,75 kJ kompresör gücü harcanmış olup COP değeri 1,822 olmuştur. Değişken hızlı çalışmada ise 6429,91 kJ soğu üretilmiş, 3009,90 kJ kompresör gücü

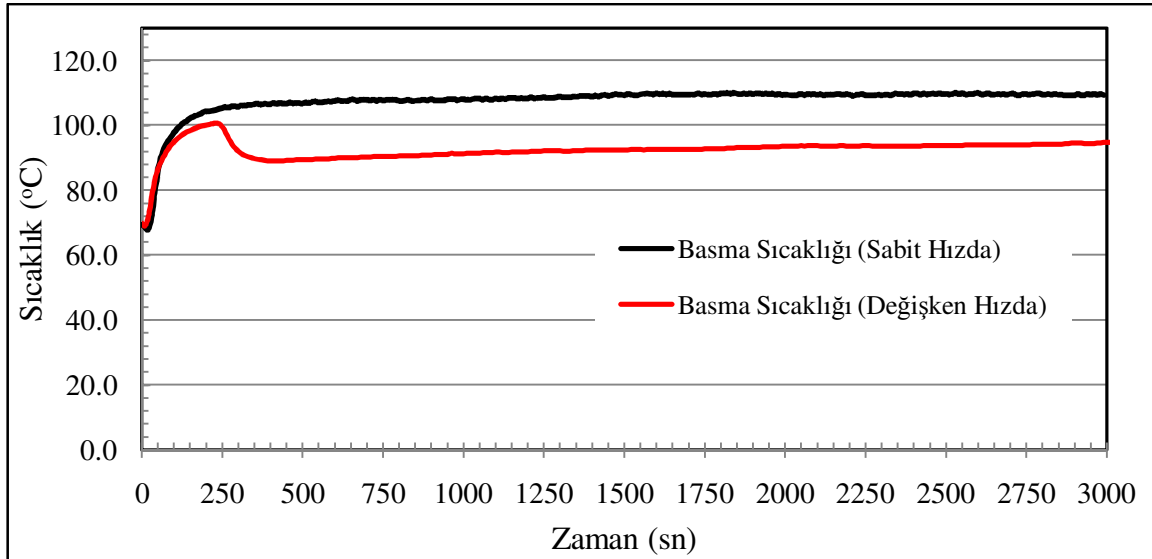
harcanmış ve COP 2,136 olmuştur. Değişken hızlı kompresör kullanımının COP değerini sabit hızlı duruma göre %17,2 arttırdığı görülmektedir. Bu artış, değişken hızlı sistemde düşük hızlardan dolayı yoğuşma ve buharlaşma sıcaklıkları arasındaki farkın azalması ile olmaktadır. Kompresörün sabit ve değişken hızlı işletilmesi durumunda yoğuşma ve buharlaşma sıcaklıkları incelenmiş ve sonuçlar Şekil 7.24’de gösterilmiştir. Buna göre, sabit hızlı sistemde yoğuşma sıcaklığı değişken hızlı sisteme göre daha yüksek, buharlaşma sıcaklığı ise daha düşük olmaktadır. Yoğuşma ve buharlaşma sıcaklıkları arasındaki farkın artması, sistemin soğutma etkinlik katsayısının düşmesine neden olmaktadır.



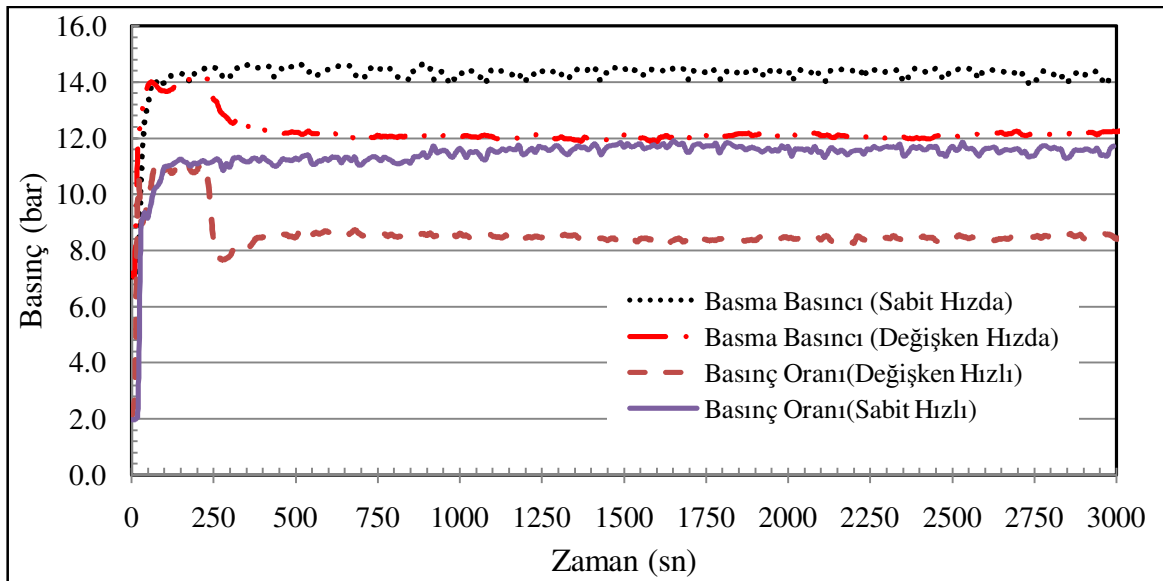
Şekil 7.24 Yoğuşma ve buharlaşma sıcaklıklarının zamanla değişimi (b_3 , c_5 ve c_7)

Benzer şekilde, kompresör çıkış sıcaklığının sabit ve değişken hızlı çalışma durumunda zamanla değişimi incelenmiştir. Sonuçlara göre, basma sıcaklığının değişken hızlı çalışma sırasında daha düşük olduğu görülmüştür. Kompresör basma sıcaklığının daha düşük olması beraberinde basma basıncının ve basınç oranının da düşük olmasını sağlar. Düşük basma sıcaklık ve basıncı kompresör işini azalttığı için soğutma sistem verimini arttırmış olur. Ayrıca düşük basma sıcaklığı, soğutucu akışkanın ve kompresör yağının bozulmasını önlemektedir. Sabit ve değişken hızlı

çalışma durumunda basma sıcaklığının zamana göre değişimini Şekil 7.25’de, basma basıncı ve basınç oranı da Şekil 7.26’da verilmiştir.



Şekil 7.25 Kompresör basma sıcaklığının zamanla değişimi (c_5 ve c_6)



Şekil 7.26 Kompresör basma basıncının zamanla değişimi (c_5 ve c_6)

Sistemde sağlanan elektrik tasarrufu ve COP artışına karşılık maliyet karşılaştırması yapılmıştır. Bu karşılaştırmada, sabit devirli çalışan su soğutma grubu kompresörünü invertör ilave ederek değişken hızlı çalıştırma ile sabit hızlı kompresör durumu ele

alınmıştır. Karşılaştırmada kompresör maliyeti üzerinde durulmuş olup, Tablo 7.4' de verilmiştir.

Tablo 7.4 Maliyet karşılaştırması

| Seçenekler | Özellik | Fiyat (€) |
|-------------------------------|------------------------|-----------|
| Sabit hızlı kompresör (50 Hz) | 2,2 kW, Scroll tip | 500 |
| İnvertör ilavesi (30-50 Hz) | 2,2 kW, 3 faz invertör | 275 |

Su soğutma grubunun yılda 12 ay, ayda 30 gün çalıştığı ve günlük çalışma süresinin 20 saat olduğu varsayılarak hesaplama yapılmış, sonuçlar Tablo 7.5'de verilmiştir. Bu bilgilere göre su soğutma grubunun yıllık çalışma süresi 7200 saattir. Karşılaştırmanın yapıldığı her iki durum için ortalama soğu yükü 2,473 kW, elektrik birim fiyatı ise 0,07 €/kWh alınmıştır.

Tablo 7.5 Elektrik tüketim maliyetleri

| Seçenekler | Ortalama Elektrik Tüketimi (kWh) | Elektrik Tüketimi(kWh) | Elektrik Maliyeti (0,07 €/kWh) | Sabit Hızlı Duruma Göre Kazanç (€) | Geri Ödeme Süresi (yıl) |
|-------------------------------|----------------------------------|------------------------|--------------------------------|------------------------------------|-------------------------|
| İnvertör ilave edildiği durum | 1,159 | 8344,8 | 584,136 | 97,27 | 3 |
| Sabit hızlı kompresör durumu | 1,352 | 9734,4 | 681,408 | - | - |

Mevcut sistemde değişken hızlı çalışma sırasında ortalama elektrik tüketimi 1,159 kWh gözlenmiştir. Yapılan hesaplama sonucu invertör ilave edilerek değişken hızlı sistem elde etmenin kendini yaklaşık 3 yıl sürede geri ödediği görülmüştür. Elektrik tüketimi daha fazla olan büyük su soğutma gruplarında bu geri ödeme süresi düşecektir.

BÖLÜM SEKİZ

SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Günümüzde değişken devirli kompresöre sahip soğutma sistemleri ticari olarak bulunmasına rağmen bu sistemlerin verimleri ile ilgili bilgi çok fazla bulunmamaktadır. Ayrıca sabit hızlı kompresöre sahip bir sistemin değişken devirli bir sistem ile değiştirilmesi maliyetli olmaktadır. Bu nedenle halihazırda kullanılmakta olan sabit devirli kompresörün değişken devirli olarak çalıştırılabilmesi oldukça önemlidir. Mevcut çalışmada, sabit devirli 3 fazlı kompresör, 30 Hz ile 50 Hz arası değişken hızlı olarak çalıştırılmış ve bu sayede elde edilecek performans artışı deneysel olarak ortaya konmuştur. Çalışmada kompresör hızı, soğutulan su çıkış sıcaklığına bağlı olarak bir invertör üzerinden bulanık mantık algoritması ile kontrol edilmiştir. Bulanık mantık algoritma ile yapılan devir kontrolünün, kısmi yüklerde çıkış sıcaklığını istenen değerde tuttuğu, ayrıca ani yük değişimlerinde kompresör emiş kızılgınlığı ve su çıkış sıcaklığı gibi değişkenlerin aşırı salınım olmadan korunabildiği görülmüştür. Ayrıca, kompresörün kısmi yükte değişken devirde işletilmesi, açık kapalı sıcaklık kontroluna göre COP değerini %17,2 arttırmıştır. Bunun nedeni, değişken hız uygulamasında yoğunlaşma basıncının düşmesi ve kompresör isentropik veriminin düşük hızlarda daha yüksek olmasıdır. Kompresör devir kontroluna ilave olarak, emiş kızılgınlığı, bulanık mantık algoritma ile çalıştırılan step motor tahrikli elektronik genişleme vanası ile kontrol edilmiştir. Elektronik genişleme vanasının bulanık mantık algoritma ile kontrolünde dışarıdan gelen bozucu girdilere hızlı cevap verdiği ve ayar değerine yakınsamasının termostatik genişleme vanasından daha iyi olduğu görülmüştür. Sonuç olarak, sabit devirli çalışmak üzere tasarlanmış scroll tip soğutma kompresörlerinin, invertör yardımı ile değişken hızlı olarak çalıştırılabildiği görülmüştür. Halen kullanımda olan soğutma grupları kompresörlerinin invertör kullanılarak değişken devirli hale getirilmeleri; sıcaklıkların daha iyi kontrol edilmelerini ve kısmi yükte çalışmada verim artışı sağlayacaktır.

KAYNAKLAR

- Apra, C., Mastrullo, R., Renno, C. ve Vanoli, G.P. (2004a). An evaluation of R22 substitutes performances regulating continuously the compressor refrigeration capacity. *Applied Thermal Engineering*, 24,127–139.
- Apra, C. ve Renno, C. (2004b). An experimental analysis of a thermodynamic model of a vapour compression refrigeration plant on varying the compressor speed. *International Journal of Energy Research*, 28, 537–549.
- Apra C, Mastrullo R, ve Renno C. (2004c). Fuzzy control of the compressor speed in a refrigeration plant. *International Journal of Refrigeration*, 27, 639–648.
- Apra, C. ve Mastrullo, R. (2006a). Performance of thermostatic and electronic valves controlling the compressor capacity. *International Journal of Energy Research*, 30, 1313–1322.
- Apra, C., Mastrullo, R. ve Renno, C. (2006a). Experimental analysis of the scroll compressor performances varying its speed. *Applied Thermal Engineering*, 26, 983–992.
- ASHRAE Araştırma Projesi-409. (1985). Analysis of energy use and control characteristics of a large variable-speed drive chiller system. *ASHRAE Journal*, 63, 33-34.
- ASHRAE Standard. (1989). *Methods of Testing for Rating Heat Operated Unitary Air Conditioning Equipment for Cooling*. Atlanta: The American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers.

- ASHRAE Soğutma El Kitabı. (1998). Atlanta: The American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers.
- Ashfaq, A. (1999). *Power electronics for technology*. Ohio:Printice Hall.
- Bitzer Kompresör Raporu. (2006a). *A-600-1-Competence in capacity control*. 08 Ağustos 2008, <http://www.bitzer.co.za/eng/documentation/list/doc/ov>.
- Bitzer Kompresör Raporu (2006b). *SV-0402-GB-Capacity control of screw compressors: speed or slider control- a comparative study*. 01 Temmuz 2008, <http://www.bitzer.co.za/eng/documentation/list/doc/ov>.
- Cawley, R.E. ve Pfarrer, D.M. (1974). Part-load efficiency advantages of two-speed refrigerant compressors. *Proceeding of International Refrigeration Conference, Purdue*, 42-46.
- Cho, H., Chung, J.T. ve Kim, Y.(2003). Influence of liquid refrigerant injection on the performance of an inverter-driven scroll compressor speed in function of the water temperature. *International Journal of Refrigeration*, 26, 87–94.
- Choi, M., Kim, Y.C. (2003). Capacity modulation of an inverter-driven multi-air conditioner using electronic expansion valves. *Energy* , 28, 141–155.
- Cho, H., Kim, Y. ve Jang, I. (2005). Performance of multi evaporator during on-off and hot gas by-pass. *Energy*, 30, 1915-1930.
- Chen Y. (01 Ocak 2006). *Specification of electronic expansion valve*. 01 Ocak 2009, http://demicom.com/demicom/products_electronics.html.

- Cho, H., Ryu, C. ve Kim, Y. (2007). Cooling performance variable speed with CO₂. *International Journal of Refrigeration*, 30, 664-671.
- Condit R. (01 Şubat 2005). *AN 907-Stepping motor fundamentals*. 01 Ocak 2009, http://www.microchip.com/stellent/idcplg?IdcService=SS_GET_PAGE&nodeId.
- Copeland Kompresör Teknik Raporu. (2008). *Motors for copeland scroll compressors*. 01 Ağustos 2008, <http://www.ecopeland.com/products.cfm>.
- Cuevas, C. ve Lebrun J. (2009). Testing and modeling of a variable speed scroll compressor. *Applied Thermal Engineering*. 29, (2-3), 469-478.
- Çengel Y.A., ve Boles A.M. (2006). *Thermodynamics: an engineering approach* (6. Baskı). NY: McGraw-Hill.
- Dossat, R.J., ve Horan, T.J. (2001). *Principles of refrigeration* (5. Baskı). NJ: Prentice Hall.
- Dünya Enerji Konseyi Raporu (01 Ocak 2007). *Deciding the Future: Energy Policy Scenarios to 2050 Executive Summary*. 08 Ağustos 2008, <http://www.worldenergy.org/publications>.
- Dünya Enerji Konseyi Raporu (01 Ocak 2008). *Energy Efficiency Policies around the World: Review and Evaluation Executive Summary*. 08 Ağustos 2008, <http://www.worldenergy.org/publications>.
- Delta Otomasyon Teknik Rapor. (2009). *VFD-S invertör kullanım klavuzu*. 01 Ocak 2009, http://www.delta.com.tw/product/ps/tps/tps_product.asp?pcid=2&psid=7.

- Emerson Klima Bülteni. (1965). *AE-1160; 1965-Hot gas by-pass control*. 08 Ağustos 2008, <http://www.ecopeland.com/products.cfm?what=scroll&title2>.
- Emerson Klima Bülteni (2003). *AE21-1319R1-Digital capacity control for refrigeration scroll compressor*. 08 Ağustos 2008, <http://www.ecopeland.com/doc>
- Emerson Klima Uygulama Rehberi. (2004). *C6.2.11-Enhanced vapour injection refrigeration scroll compressors*. 08 Ağustos 2008, <http://www.ecopeland.com/doc>.
- Hundy, G.F. (2002). Capacity control solution with scroll compressor. *Inst. Refrigeration*, 98,101-111.
- Hu, S.C. ve Yang, R.H. (2005). Development and testing of a multi-type air conditioner without using A.C. inverters. *Energy Conversion and Management*, 46, 373–383.
- Huang, H., Li, Q., Yuan, D., Qin, Z. ve Zhang, Z. (2007). An experimental study on variable air volume operation of ducted air-conditioning with digital scroll compressor and conventional scroll compressor. *Applied Thermal Engineering*, 28, 761-766.
- Itami, T., Okoma, K. ve Misawa, K. (1982). An experimental study of frequency-controlled compressors. *Proceeding of Purdue Compressor Technics Conference, Purdue*, 297-304.
- Ischii, N., Yamamura, M., Morokoski, H., Fukushima, M., Yamamoto, S. ve Sakai, M. (1988). On the superior dynamic behaviour of a variable rotating speed scroll compressor. *Proceeding of Purdue Compressor Technics Conference, Purdue*, 75-82.

- Ischii, N., Yamamura, M., Muramatsy, S., Yamamoto, S. ve Sakai, M. (1990). Mechanical efficiency of a variable speed scroll compressor. *Proceeding of Compressor Technics Conference, Purdue*, 192-199.
- İklimlendirme Soğutma Enstitüsü (01 Aralık 2003). *Standart 550/590 performance rating of water chilling packages using the vapor compression cycle*. 08 Ağustos 2008, http://ari.org/Content/FindaStandard_218.aspx.
- Janssen, H. ve Kruse, H. (1984). Continuous and discontinuous capacity control for high-speed refrigeration compressors. *Purdue Compressor Technology Conference, Purdue University, USA*.
- Jamshidi, M., Vadiie, N. ve Ross, T.J. (1993). *Fuzzy logic and control: software and hardware applications*. NJ: Prentice Hall.
- Jiang, Y.T., Lai, X.J. ve Yang, C.Z. (2006). Application and discussion of the digital scroll technology in VRV air-conditioning system. *Refrigeration*, 25, 49–53.
- Kan, A.K., Han, H.D. ve Chen, W. (2005). Application of cold storage container with digital scroll compressor. *Compressor Technology*, 6, 30–33.
- Keyhani, A. (2007). *Pulse width modulation [PWM] techniques lecture notes*. Ohio State University. 05 Haziran 2008, <http://www.ece.osu.edu/ems>.
- Lida, K., Yamamoto, T., Kuroda, T. ve Hibi, H. (1982). Development of an energy-saving-oriented variable-capacity system heat-pump. *ASHRAE Trans.*, 88, 441-49.
- Muir, E.B. ve Griffith, R.W.(1979). Capacity modulation for air-conditioner and refrigeration system. *Air-condition, Heating Refrigeration Newsletter*.

- McGovern, J.A. (1988). Performance characteristics of a reciprocating refrigerant compressor over a range of speeds. *Proceeding Purdue Compressor Technics Conference, Purdue*, 146-153.
- Mokhtari, M. ve Marie, M. (2000). *Engineering applications of matlab and simulink*. NY: Springer-Verlag.
- Ma, L. ve Sun, H. (2006). Comparison of characteristics between digital scroll and frequency conversion scroll air conditioning system. *Refrigeration Air Condition Electrical Power Machine*, 27, 52–55.
- MathWorks (2007). Matlab fuzzy logic toolbox tutorial. 08 Ağustos 2008, <http://www.mathworks.com/products/fuzzylogic>.
- National Instrument (2001). Labview PID and fuzzy control tool kit user manual. 08 Ağustos 2008, <http://digital.ni.com/worldwide/singapore.nsf/web/all>.
- Nasutin, H. ve Nawi Wan, H. (2006). Potential electricity savings by variable speed control of compressor for air conditioning systems. *Clean Technology Environment Policy*, 8, 105–111.
- Okrasa, R. (02 Ağustos 1997). *Canada energy efficiency office: adjustable speed guide*. 01 Ocak 2009, <http://www.oee.nrcan.gc.ca/industrial/equipment/vfd>.
- Özkoç, N. (2007). *Uygulamalı Soğutma Tekniği*. (6.Baskı) Ankara: Makina Mühendisleri Odası Yayını.
- Passino, K.M. ve Yurkovich, S. (1998). *Fuzzy control: theory and applications*. California: Addison-Wesley.

- Park, Y.C., Kim, Y.C. ve 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. ve Cho, H. (2002). Thermodynamic analysis on the performance of a variable speed scroll compressor with refrigerant injection. *International Journal of Refrigeration*, 25, 1072–1082.
- Parekh, R. (01 Şubat 2003). *AN 887-AC Induction motor fundamentals*. 08 Kasım 2008, http://www.microchip.com/stellent/idcplg?IdcService=SS_GET_PAGE&nodeId
- Parekh, R. (01 Ocak 2004). *AN 889-V/f Control of 3-phase induction motors using PIC16F7X7 microcontrollers*. 05 Haziran 2008, <http://www.microchip.com/stellent>
- Parekh, R. (01 Ocak 2005). *AN 955-V/f Control of 3-phase induction motor using space vector modulation*. 05 Temmuz 2008, <http://www.microchip.com/stellent>.
- Qureshi, T.Q. ve Tassou, S.A. (1996). Review paper variable-speed capacity control in refrigeration systems. *Applied Thermal Engineering*, 16, 103-113.
- Qiu, Y.Q. ve Qiu, Z.G. (2006). Research and development and the experiment confirmation of high accuracy constant temperature and humidity air conditioning. *Refrigeration Air-condition*, 6, 82–83.
- Rice, C.K. (1988). Efficiency characteristics of speed-modulated drives at predicted torque conditions for air-to-air-heat pumps. *ASHRAE Trans.*, 94, 892 -921.
- Rice, C.K. (1992). Benchmark performance analysis of an ECM-modulated air-to-air heat-pump with a reciprocating compressor. *ASHRAE Trans.*, 98, 430-450.

- Rasmussen, C.B. (1997). Variable speed brushless DC motor drive for household refrigerator compressor. *EMD Conference*, Yayın no:444, Denmark.
- Ryska, A., Kral, F. ve Ota, J. (2000). Method of determination of the effective capacity of refrigeration and A/C units of variable speeds. *International Journal of Refrigeration*, 23, 402-405.
- Reindl, D. (2002). Screw Compressors: Selection Considerations for Efficient Operation-I. *IRC The Cold Front Newsletter*, 2, 2-5.
- Rashid, M.H. (2003). *Power electronics: circuits, devices and applications* (3. Baskı). NJ: Prentice Hall.
- Ross T.J. (2004). *Fuzzy logic with engineering applications* (2.Baskı). USA: John Wiley and Sons.
- Senshu, T., Arai, A., Oguni, K. ve Harada, F. (1985). Annual energy saving effect of capacity-modulated air-conditioner equipped with inverter-driven scroll compressor. *ASHRAE Trans.*, 91, 1569-1584.
- Shimma, Y., Tateuchi, T. ve Sugiura, H. (1988). Inverter control systems in a residential heat-pump air-conditioner. *ASHRAE Trans.*, 85, 1541-1550.
- Siemens Elektrik (01 Ocak 2003), *Elektik motoru eğitimi kursu*. 01 Ekim 2008, <http://www.sea.siemens.com/step/default.html>.
- Solberg, P. (2003). Hot gas by-pass report. *Trane engineers newsletter*, 32, 1-8.
- Sunu, S. (2007). *Performance change of a cooling system depends on evaporation and condensation temperature*. Yüksek Lisans Tezi. İzmir: Dokuz Eylül Üniversitesi.

- Shi, L. (2006). Analysis and comparison between digital scroll and invert technology. *Refrigeration Technology*, 2, 25–31.
- Sporlan Valf Teknik Raporu. (01 Ocak 2007) *Electric valves for refrigerant control*. 01 Mart 2009, <http://www.parker.com/portal/site/PARKER/menuitem>.
- Tassou, S.A., Green, R.K. ve Wilson, D.R. (1981). Energy conservation through the use of capacity control in heat pumps. *Journal of Inst. Energy*, 54, 30-34.
- Tassou, S.A., Marquand, C.J. ve Wilson, D.R. (1982). The effect of capacity modulation on the performance of vapour compression heat pump system. *International Syrup. on the Industrial Application of Heat Pumps*, UK.
- Tassou, S.A., Marquand, C.J. ve Wilson, D.R. (1983). Comparison of the performance of capacity-controlled and conventional-controlled heat-pumps. *Applied Energy*, 14, 241-256.
- Tassou, S.A., Marquand, C.J., Wang, Y.T. ve Wilson, D.R. (1984) An economic comparison of a fixed speed, a two speed, and a variable speed vapour compression heat pump. *Applied Energy*, 16, 59-66.
- 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. ve Qureshi, T.Q. (1994). Performance of a variable speed inverter/motor drive, *Brunel University-Computing and Control Engineering Journal*.
- Tassou, S.A. ve Qureshi, T.Q. (1998). Comparative performance evaluation of positive displacement compressors in variable-speed refrigeration. *Applications International. Journal of Refrigeration*, 21, 29-41.

- Tso, C.S., Wong, Y.V., Jolly, P.G. ve Ng, S.M. (2001). Comp hot gas by pass and suction modulation method partial load. *International Journal of Refrigeration*, 24, 544-553.
- Trzynadlowski, A.M. (2001). *Control of induction motors*. London: Academic Press.
- Wong, A.K, James, R.W. (1988). Capacity control of a refrigeration system using a variable-speed compressor. *Building Service Engineering Research Technology*, 9, 63-8.
- Wong, A.K. ve Legg, R.C. (1989). Variable compressor speed control: economic evaluation. *Building Service Engineering Research Technology*, 10, 21-27.
- Winandy, E.L. ve Cristian, C.B. (2003). Analysis of the oil return in a pair of scroll compressor working in parallel at part load. *Applied Thermal Engineering*, 23, 623–636.
- Yaqub, M., Zubair, S.M. ve Khan, S.H. (1995). Second-law-based thermodynamic analysis of hot-gas, by-pass, capacity-control schemes for refrigeration and air-conditioning systems. *Energy* , 20, 483-493.
- Yaqub, M.,ve Zubair, S.Y.(1996). Thermodynamic analysis of capacity-control schemes for refrigeration and air-conditioning systems. *Energy*, 21, 463-472.
- Yaqub, M., Zubair, S.M. ve Khan, J.R. (2000). Performance evaluation of hot-gas by-pass capacity control schemes for refrigeration and air-conditioning systems. *Energy*, 25, 543-561.

- Yaqub, M. ve Zubair, S.M. (2001). Capacity Control for Refrigeration and Air-Conditioning Systems: A Comparative Study. *Journal of Energy Resources Technology*, 123, 92-99.
- Yedemale, P. (01 Ocak 2005). *AN 967-V/f Control of 3-phase induction motors using PIC16F7X7 microcontrollers*.05 Haziran 2008, <http://www.microchip.com/stellent>
- Ye, S. ve Chen, R.D. (2006). Analysis on energy saving factors of digital scroll VRV air conditioning system. *Applied Energy Technology*, 9, 17–20.
- Yu, Z. ve Figoli, D. (01 Ocak 1998). *SPRA 284-AC Induction motor control using constant V/f principle and space vector technique with TMS320C240*. 05 Temmuz 2008, <http://focus.ti.com/docs/solution/folders/print/195.html>.
- Yu, Z. (01 Ocak 1999). *SPRA 524-Space-vector switching patterns*. 05 Haziran 2008, <http://focus.ti.com/docs/solution/folders/print/195.html>.
- Zubair, S.M., ve Bahel, V. (1989). Compressor capacity modulation schemes. *Heating, Piping, Air Conditioning*, 1, 135-143.
- Zhou, G.Z. ve Zhang, B.H. (2005). The characteristic of air conditioning system with digital scroll. *Energy Research Utilization*, 3, 41–43.
- Zhong, J. (01 Ocak 2006). *PID controller tuning: a short tutorial*, Purdue University. 05 Temmuz 2008, <http://saba.kntu.ac.ir/eecd/pcl/download/PIDtutorial.pdf>.