T.C.
SELÇUK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

KÜÇÜK GAZLI SU SOĞUTMA SİSTEMLERİ İÇİN KOMPRESÖR TASARIMI, İMALATI VE KONTROLÜ

Selman TAŞAR

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mekatronik Mühendisliği Anabilim Dalı

ARALIK-2018
KONYA
Her Hakkı Saklıdır

ÖZET

YÜKSEK LİSANS TEZİ

KÜÇÜK GAZLI SU SOĞUTMA SİSTEMLERİ İÇİN KOMPRESÖR TASARIMI, İMALATI VE KONTROLÜ

Selman TAŞAR

Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Mekatronik Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Kemal TÜTÜNCÜ

2018, 59 Sayfa

Jüri
Dr. Öğr. Üyesi Kemal TÜTÜNCÜ
Prof. Dr. Ali KAHRAMAN
Dr. Öğr. Üyesi Mehmet Akif ŞAHMAN

Enerji dönüşümünün etkisi ile ortaya çıkan ısıyı maddeden veya ortamdan uzaklaştırmak için soğutma sistemlerine sıklıkla ihtiyaç duyulmaktadır. Bu ihtiyaçlar doğrultusunda buzdolabı, klima, bilgisayar soğutma sistemi gibi birçok sektör sürekli gelişim göstermektedir.

Bilgisayar sektöründe işlemci performansını etkileyen önemli unsurlardan biri işlemcinin çalışması ile ortaya çıkan ısıdır. Bu sorunu ortadan kaldırmak için zamanla birçok çözüm üretilmiştir. Ancak işlemcilerin hızlandırılması yarışında ısınma problemleri her geçen gün daha da artmıştır. Bu sebeple pasif soğutma tekniklerinin yanında aktif soğutma sistemleri de kullanılmıştır. Şu anki şartlara göre piyasada sıklıkla kullanılan en avantajlı ve etkili sistem, su soğutma sistemidir. Ancak şimdiden su soğutma sistemlerinin bile gelişen işlemci teknolojisi ile artan ısı problemine ayak uydurması ve çözüm getirmesi zor görünmektedir. Sebebi ise; su soğutma sistemlerinde, işlemci üzerinden devir daim edilen suyun soğutulması için kullanılan fanların yetersiz kalmasıdır. Bu tez çalışmasında bu soruna çözüm getirilmeye çalışılmıştır. Bu amaçla su soğutma sistemlerinde pompa yardımıyla devir daim edilen suyun ısısının dış ortama atılmasında kullanılan fan yerine gazlı soğutma sistem tasarımı gerçekleştirilmiştir. Sistemin bilgisayar kasasına sığabilmesi için piyasadaki bilgisayar kasalarında yer alan standart 2 adet fan genişliği dikkate alınmıştır.

Gazlı soğutma sistemlerinde soğutucu gazın yoğuşması için yüksek basınca ihtiyaç vardır. Bu basıncı üretecek kompresör, sistemin en önemli ekipmanıdır. Piyasada bulunan mini kompresörlerin ölçüleri, dikey çalışmaları sebebiyle tasarlanan sisteme uymamaktadır. Bu sebeple standart ölçülerin dışına çıkılmaması için mini boyutta kompresöre ihtiyaç duyulmuştur. Yapılan hesaplamalar ile yeterli basıncın elde edilmesi için gerekli kompresör ölçüleri ve motor gücü bulunmuştur. Gerekli kompresör ölçülerinde üretimi gerçekleştirecek imkanlar mevcut olmadığı için yeni bir hesaplama daha yapılarak mini boyutta yarı hermetik döner salıncak (hermetic rotary swing) tip kompresör tasarımı ve üretimi gerçekleştirilmiştir.

Üretilen kompresör yarı hermetik tank içerisine yerleştirilerek basınç deneyleri yapılmıştır. Yapılan deneylerde; % 23,7 verimle çalışan yarı hermetik kompresör, 6 bar basınç değerine ulaşırken motor gücü 120 W olarak tespit edilmiştir.

Gazlı soğutma sistemleri için mini boyutta üretilen kompresör, geniş kullanım alanları dikkate alındığında pnömatik sistemlerde, basınçlı püskürtme cihazlarında ve bunun gibi basınçlı havanın ihtiyaç olduğu birçok sistemde kullanılabilecektir.

Anahtar Kelimeler: Bilgisayar Soğutma, Kompresör, Hermetik, Isı, Su soğutma, Döner, Salıncak, Gazlı Su Soğutma

ABSTRACT

MS THESIS

DESIGN, MANUFACTURING AND CONTROL OF COMPRESSOR FOR SMALL GAS WATER-COOLING SYSTEMS

Selman TAŞAR

THE GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCE OF SELÇUK UNIVERSITY
THE DEGREE OF MASTER OF SCIENCE
IN MECHATRONİCS ENGINEERING

Advisor: Asst. Prof. Dr. Kemal TÜTÜNCÜ

2018, 59 Pages

Jury
Asst. Prof. Dr. Kemal TÜTÜNCÜ
Prof. Dr. Ali KAHRAMAN
Asst. Prof. Dr. Mehmet Akif ŞAHMAN

Cooling systems are frequently needed to remove the heat generated by the energy conversion from the substance or the environment. In line with these needs, many sectors such as refrigerator, air conditioning and computer cooling system are constantly improving.

One of the most important factors affecting the processor performance in the computer sector is the heat generated by the operation of the processor. Many solutions have been produced over time to eliminate this problem. However, warming problems have increased in the process of accelerating processors day by day. That's why, active cooling systems are used in addition to passive cooling techniques. Air, water and gas cooling techniques are used in this sector as well as passive cooling systems. According to the current conditions, the most advantageous and effective system frequently used in the market is the water-cooling system. However, it seems difficult for even water-cooling systems to keep up with the developing process technology and the increasing heat problem and to deliver solution now. The reason here is that the fans used for cooling the water circulated by the processor are insufficient in water cooling systems. In this thesis, it has been tried to solve this problem. For this purpose, the design of gas cooling system has been realized instead of the fan used to discharge the heat of the water circulated by the pump in water cooling systems. In order for the system to fit into the computer case, the width of 2 standard fans in computer cases in the market has been taken into consideration.

In gas cooling systems, high pressure is required for the condensation of refrigerant gas. The compressor that will produce this pressure is the most important equipment of the system. The dimensions of commercially available mini compressors don't match the system designed because of their vertical operation. For this reason, it is necessary to have a mini-size compressor in order not to exceed the standard dimensions. The required compressor dimensions and motor power were calculated to meet sufficient pressure. Since current infrastructure doesn't allow us to manufacture the compressor in the required dimensions, a new calculation has been made to design and manufacture a mini-size semi-hermetic rotary swing type compressor.

The compressors were placed in a semi-hermetic tank and pressure tests were performed. In the experiments, the semi-hermetic compressor operating at 23,7 % efficiency reached a pressure of 6 bar and the motor power was determined as 120 W.

Manufactured as mini-size for gas cooling systems, the compressor can be used in many systems where compressed air is required such as pneumatic systems, pressurized spraying devices and etc.

Key Words: Computer Cooling, Compressor, Hermetic, Heat, Water cooling, Rotary, Swing, Gas Water Cooling

ÖNSÖZ

Teknolojinin hızla ilerlemesiyle birlikte bilgisayar donanımlarındaki rekabet de artmıştır. İşlemcilerin hızlanma yarışı bu rekabetin en önemli parçalarından biridir. İşlemcilerde kullanılan transistör sayısının her geçen gün artması hızlanmayı artırdığı gibi ısı problemini de yanında getirmektedir. Bunun yanında işlemciler üzerinde yapılan overclock uygulamaları bu ısı problemini daha da vahim hale getirmektedir. Isınma problemlerini ortadan kaldırmak için kullanılan yöntemlere her geçen gün yenileri eklenmektedir. Bu tez çalışmasının amacı bilgisayar kasasına rahatlıkla yerleştirilebilecek gaz sıkıştırmalı su soğutma sistem tasarımı gerçekleştirmek ve mini boyutta yatay çalışabilen kompresör tasarlayarak uygulamasını yapmaktır.

Çalışmalarım esnasında yardım ve desteğini esirgemeyen tez danışmanım Sayın Dr. Öğr. Üyesi Kemal TÜTÜNCÜ'ye, çalışma arkadaşım Abdülkadir ÇELİK'e ve çalışmamın her aşamasında beni fedakarca destekleyen aileme teşekkür ederim.

Selman TAŞAR
KONYA-2018

İÇİNDEKİLER

ÖZET ..... **iv**

ABSTRACT ..... **v**

ÖNSÖZ ..... **vi**

İÇİNDEKİLER ..... **vii**

SİMGELER VE KISALTMALAR ..... **ix**

1. GİRİŞ **1**

1.1. Soğutma Sistemleri 2
1.1.1. Pasif soğutma 2
1.1.2. Aktif soğutma 3
1.2. Gaz Sıkıştırmalı Su Soğutma Sistem Elemanları 6
1.2.1. Kompresör 8
1.2.2. Kondenser (yoğuşturucu) 8
1.2.3. Evaporatör (buharlaştırıcı) 9
1.2.4. Genleşme vanası 10
1.2.5. Soğutma gazı 11
1.3. Kompresör Çeşitleri 11
1.3.1. Sıkıştırma mekanizmalarına göre kompresörler 11
1.3.2. Yapılarına göre kompresörler 15
1.4. Elektrik Motorları 17
1.4.1. AC motorlar 17
1.4.2. DC motorlar 20

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI **24**

3. MATERYAL VE YÖNTEM **28**

3.1. Materyal 28
3.1.1. Tasarlanan soğutma sistemi 28
3.1.2. Tasarım aşamasında kullanılan sistem bileşenleri 29
3.2. Yöntem 30
3.2.1. Yeterli basınca ulaşmak için gerekli kompresör hesabı 30
3.2.2. Üretilen kompresörün basınç hesabı 32
3.2.3. Kompresör mekanik tasarım ve üretim aşamaları 35
3.2.4. Motor kontrolü 45

4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA **49**

4.1. Deneyler Sonucu Elde Edilen Veriler 49
4.2. Verim Hesabı ve P-V İndikatör Diyagramı 50

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER **54**

5.1. Sonuçlar 54
5.2. Öneriler 55

KAYNAKLAR 56

ÖZGEÇMİŞ 60

SİMGELER VE KISALTMALAR

Kısaltmalar

CPU : Merkezi İşlemci Birimi (Central Processing Unit)
DC : Doğru Akım (Direct Current)
AC : Alternatif Akım (Alternative Current)
V : Volt
A : Amper
EMK : Elektromotor Kuvveti
BLDC : Fırçasız (Brushless) DC
M : Motor Tork (Nm)
S : Yüzey Alanı (cm^2)
P : Basınç (bar)
h : Yükseklik (mm)
x : Eksantrik Kaçıklık (mm)
g : Yer Çekimi İvmesi $(9{,}81\ m/sn^2)$
fs : Servis Faktör $(1{,}30)$
d : Moment Uzunluk (mm)
n : Motor Devri $(devir/dak)$
v : Hacim (cm^3)
ρ : Hava Yoğunluk (kg/m^3)
R : Hava İçin İdeal Gaz Sabiti (kj/kgK)
k : Özgül Isı Oranı
$\dot{m}$: Kütlesel Debi (kg/s)
w_s : İzentropik İş (kj/kg)
$\dot{W}_s$: İzentropik Kompresör Gücü
η : Kompresör Verimi
$W_{\text{ölçülen}}$: Motor Güç (W)

1. GİRİŞ

Günümüzde temel ihtiyaçlarımızdan biri haline gelen soğutma sistemlerini gerek endüstriyel gerekse kişisel birçok alanda kullanmaktayız. Tanım olarak soğutma sistemleri güvenirlik ve verimlilik gereksinimleri uyarınca, bir alanda birlikte çalışarak ideal sıcaklık sağlayan soğutma cihazı ve bağlantı parçaları olarak ifade edilebilirler. Çalışma şekilleri gereği aktif veya pasif olarak gruplandırılan soğutma sistemleri çalışma yöntemleri gereği de kendi aralarında çeşitlenmektedir.

Pasif soğutma, soğutulması gereken bölgenin daha fazla havayla veya sıvıyla temas etmesi için ilgili alana temas eden dik yaprak plakalar ile sağlanmaktadır. Aktif soğutma sistemleri ise soğutmak için enerji harcanan sistemlerin tümünü kapsamaktadır. Fanlı, gazlı, termoelektrik ve akışkan devir daimi ile çalışan sistemler aktif soğutma sistemleri arasında yaygın olarak kullanılan sistemlerdir. Bu sistemlerin bazıları da kullanılacak ortama uyum veya enerji verimliliğini artırma amaçlı olarak hibrit yapıda kullanılmaktadır (Kotcioğlu ve ark., 2009).

Akışkan devir daimi ile sıcaklığı başka bir noktaya taşıyan otomobil ve mikro işlemci radyatörleri hibrit sistemlerin başlıca örnekleridir. Bu sistemlerde akışkanın soğutulması için kullanılan fanların avantajları enerji tüketiminin ve maliyetinin düşük olmasıdır. Dezavantajı ise havaya hız kazandırma prensibi ile çalıştıkları için soğutma kapasitesinin ortam sıcaklığına bağlı olmasıdır (Ahiska ve Ahiska, 2007; Yılmaz, 2008b). Dolayısıyla fan yardımıyla hız kazandırılan havanın sıcaklık derecesinin değeri soğutma sisteminin verimini doğrudan etkilemektedir.

Hibrit sistemlere bir başka örnek olarak devir daim edilen akışkanın gaz sıkıştırmalı soğutma ile soğutulduğu chiller sistemi gösterilebilir. Gazlı soğutma sistemlerinin yüksek maliyet, enerji sarfiyatı, çalışma alanının fazla olması ve uzun vadede bakım istemesi gibi birçok dezavantajı vardır. Tüm bu dezavantajlara rağmen soğutma sistemleri arasında kararlı çalışan çözüm olarak öne çıkmaktadır. Bu tez çalışmasında kararlılığı göz önünde bulundurularak işlemci soğutulması için mini chiller tasarımı ve bu tasarım ışığında yatay çalışabilen mini kompresör üretimi gerçekleştirilmiştir.

Bu çalışmanın giriş bölümünün devamında soğutma sistemleri, kompresörler ve motorlar hakkında bilgiler sunulmuştur. İkinci bölümünde ise literatür taraması ile bu alanda daha önce yapılmış çalışmalar incelenmiştir. Üçüncü bölümde tasarlanan soğutma sistemi ve kullanılan bileşenler tanıtılıp üretilen kompresörün ölçülerinin

hesaplanmasında kullanılan yöntemlere yer verilmiştir. Ayrıca yapılan hesaplamalar ışığında gerçekleştirilen kompresör tasarımı ve mekanik üretimi ayrıntılı olarak ifade edilmiştir. Beraberinde üretimi tamamlanan kompresörün motor bağlantıları yapılarak hazırlanan deney düzeneği sunulmuştur. Dördüncü bölümünde yapılan deneyler sonucu elde edilen verim ve basınç-hacim diyagramı sunularak üretilen kompresörün analizi yapılmıştır. Son bölümde ise çalışma ile ilgili genel sonuçlar ve önerilere yer verilmiştir.

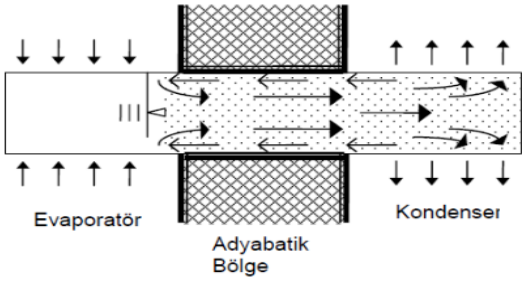
1.1. Soğutma Sistemleri

Soğutma, bir yerdeki ısının başka bir yere aktarılarak, o yerdeki sıcaklığın ortam sıcaklığının altında tutulmasıdır (Bulut, 2011). Bu işlemin yapılabilmesi için soğutma sistemlerine sıklıkla ihtiyaç duyulmaktadır. Isı transferini gerçekleştirmek için buzdolabı, klima, işlemci soğutma, chiller gibi birçok cihaz kullanılmaktadır. Bu cihazlarda yer alan sistemleri genel olarak pasif ve aktif soğutma olmak üzere iki başlık altında inceleyebiliriz.

1.1.1. Pasif soğutma

Herhangi bir enerji kullanmadan yapılan soğutma işlemine pasif soğutma denir. Pasif soğutma sistemlerinde hareketli eleman yoktur. Doğal kaynaklardan, çeşitli metallerden, hava kanallarından faydalanılarak yapılan soğutma sistemleridir. Çok uzun süre kullanılabilmelerinin yanında sessiz olma özelliğine de sahiptirler. Bunun yanında performansı çok düşük olan bu soğutma sistemleri, ısının fazla olduğu mekanizmalarda bir yerden sonra etkisiz eleman olmaktadırlar. Bilgisayar sistemlerinde en çok kullanılan pasif soğutma sistemlerinden biri ısı borulu soğutma bloğu sistemidir.

Isı borulu soğutma bir ısı transfer çeşididir. İçerisindeki hava boşaltılarak belirli miktarda soğutkan (su, aseton, amonyak, R–22 ve R-134a vb.) konulmasıyla elde edilen silindirik veya prizma biçiminde hazneyi de içeren bloğa sahiptir. Üç temel kısımdan oluşmaktadır. Bunlar sıcak ortamdan ısının soğurulmasını sağlayan evaporatör bölümü, soğurulan ısıyı düşük sıcaklıktaki ortama aktaran kondenser bölümü ve hiçbir ısı alışverişinin olmadığı adyabatik bölümdür. Şekil 1.1'de ısı borulu soğutma bloğu çevrimi verilmiştir (Kotcioğlu ve ark., 2009).



Şekil 1.1. Isı borulu soğutma bloğu (Kotcioğlu ve ark., 2009)

1.1.2. Aktif soğutma

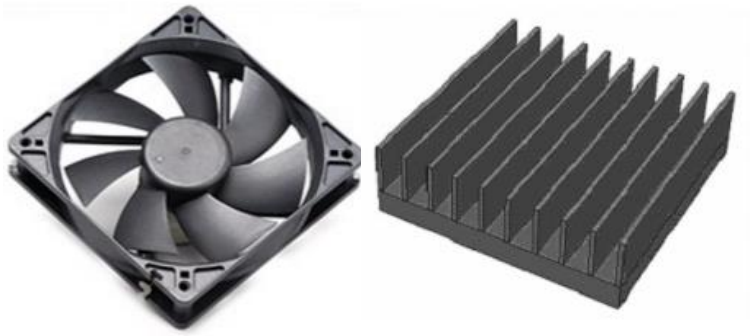
Enerji tüketilerek yapılan soğutma işlemine aktif soğutma denir. Üzerinde hareketli eleman bulunduran aktif soğutma sistemleri, pasif soğutma sistemlerine göre çok daha verimlidirler. Pasif soğutma sistemlerinin yanında tek dezavantajı sesli çalışıyor olmalarıdır. Aktif soğutma sistemlerini; hava soğutma, su soğutma, termoelektrik soğutma ve gaz sıkıştırmalı soğutma olmak üzere 4 başlık altında inceleyebiliriz.

Hava soğutma

Hava, ısı transferinde kötü bir iletkendir. Bu nedenle, icadı MS. 2. Yüzyıla dayanan fan kullanılmadan yapılan soğutma sistemleri ancak düşük ısı üretimi olan sistemlerde kullanılabilmekte idi. Hava soğutma sistemlerinde fanların temel görevi havaya hız kazandırmaktır. Hız kazandırılan hava, soğutma bloğu üzerine yönlendirilir ve soğutma bloğundan havaya ısı transferi olur. Kullanılan fanın özelliklerine, tasarımına ve imal edildiği malzemeye göre (bakır, alüminyum) birim yüzeyden çekilebilecek maksimum ısı miktarı değişkenlik gösterir (Şirin, 2008). Şekil 1.2'de fan ve soğutma bloğu için örnekler verilmiştir.

Hava soğutma sistem elemanları:

- Fanlar,
- Soğutma blokları.



Şekil 1.2. Fan ve sabit kanatlı soğutma bloğu (Şirin, 2008)

Su soğutma

Su ile soğutma sistemleri birkaç yöntemle yapılabilmektedir. Bunlardan bazıları; gaz sıkıştırmalı su soğutma sistemi (chiller), peltier tipi su soğutma sistemi ve radyatör tipi su soğutma sistemidir. Bu sistemlerin ortak özelliği bir pompa yardımıyla suyun devir daim edilmesidir.

Soğutulması gereken sistem (örn: CPU) üzerinden devir daim edilen su, burada ısısı arttıktan sonra tekrar suyun soğutacağı yere (radyatör) pompa yardımıyla gönderilmektedir. Şekil 1.3'deki çevrimde olduğu gibi bu işlem sürekli tekrar ederek soğutma işlemi gerçekleşir.



Şekil 1.3. CPU su soğutma sistemi (Kaynak, 2015)

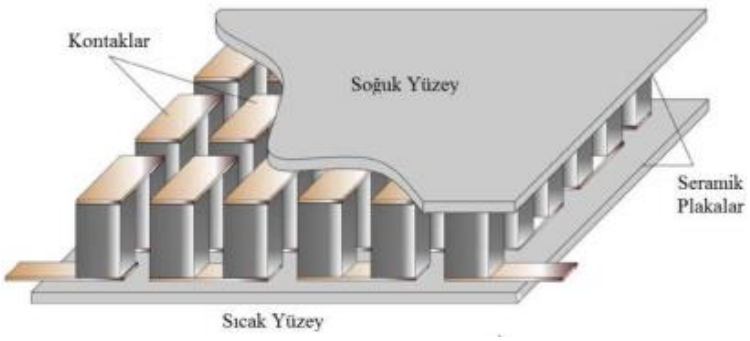
Termoelektrik soğutma

Termoelektrik soğutucular, piyasada termoelektrik modül yada peltier soğutucu olarak da bilinmektedir. Termoelektrik modüller, doğru akım kaynağından verilen

gerilimin yönüne göre ısı transferi gerçekleştiren soğutuculardır. Modülün bir yüzeyi soğurken diğer yüzeyinin ısısı artar. Gerilimin yönü değiştirildiğinde ise tam tersi durum gerçekleşir. Yani soğuyan yüzey ısınmaya, ısınan yüzey ise soğumaya başlar. Termoelektrik modüllerin, kullanılacak yere göre soğutucu özelliğinden faydalanıldığı gibi ısıtıcı özelliğinden de faydalanılabilir (Taşpınar, 2012). Termoelektrik modülün iç yapısı Şekil 1.4'de verilmiştir.

Termoelektrik soğutma, uçları birleştirilmiş iki farklı metale elektrik verilmesi ile meydana gelen sıcaklık farkından faydalanılması olayıdır. Bu sistemde hareketli parça olmadığı için sessiz çalışmalarının yanında yağlamaya da ihtiyaç duymamaktadırlar. Termoelektrik soğutma sisteminde, eşit sayıda N ve P tipi malzemelerden üretilen termoelektrik modüller kullanılmaktadır (Taşpınar, 2012).

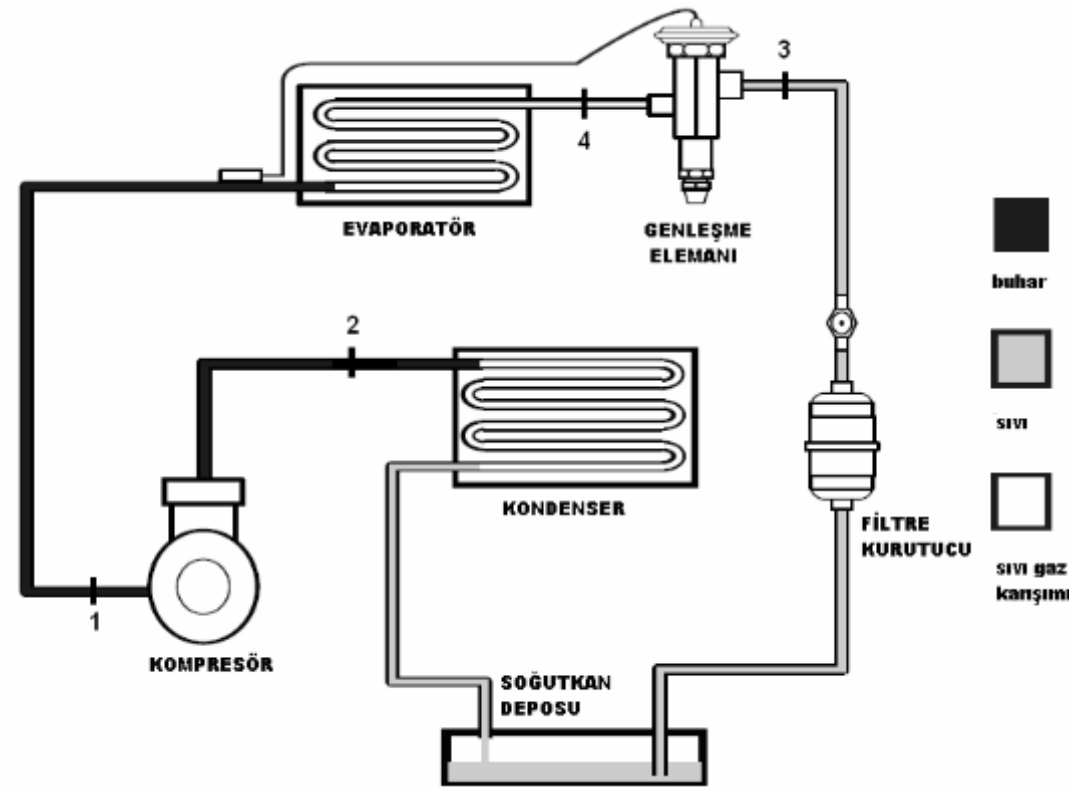
P ve N tipi yarıiletkenler, yüksek enerji seviyesinden düşük enerji seviyesine doğru hareket eden elektronlar sayesinde, soğuk yüzeyden alınan enerjinin sıcak yüzeye bırakılmasını sağlamaktadırlar (Çakır, 2006).



Şekil 1.4. Termoelektrik modülün iç yapısı (Arslan, 2014)

Gaz sıkıştırmalı soğutma sistemi

Gaz sıkıştırmalı soğutma sistemleri, sanayide buhar sıkıştırmalı soğutma sistemi olarak da bilinmektedir. En sık tercih edilen soğutma çevrimidir. Beş kısımdan oluşan bu çevrimin temel bileşenleri; kompresör, kondenser, evaporatör, genleşme elemanı ve ara bağlantı borularıdır. Şekil 1.5'de gaz sıkıştırmalı soğutma çevrimi verilmiştir (Akarsu, 2008).



Şekil 1.5. Gaz sıkıştırmalı soğutma çevrimi (Akarsu, 2008)

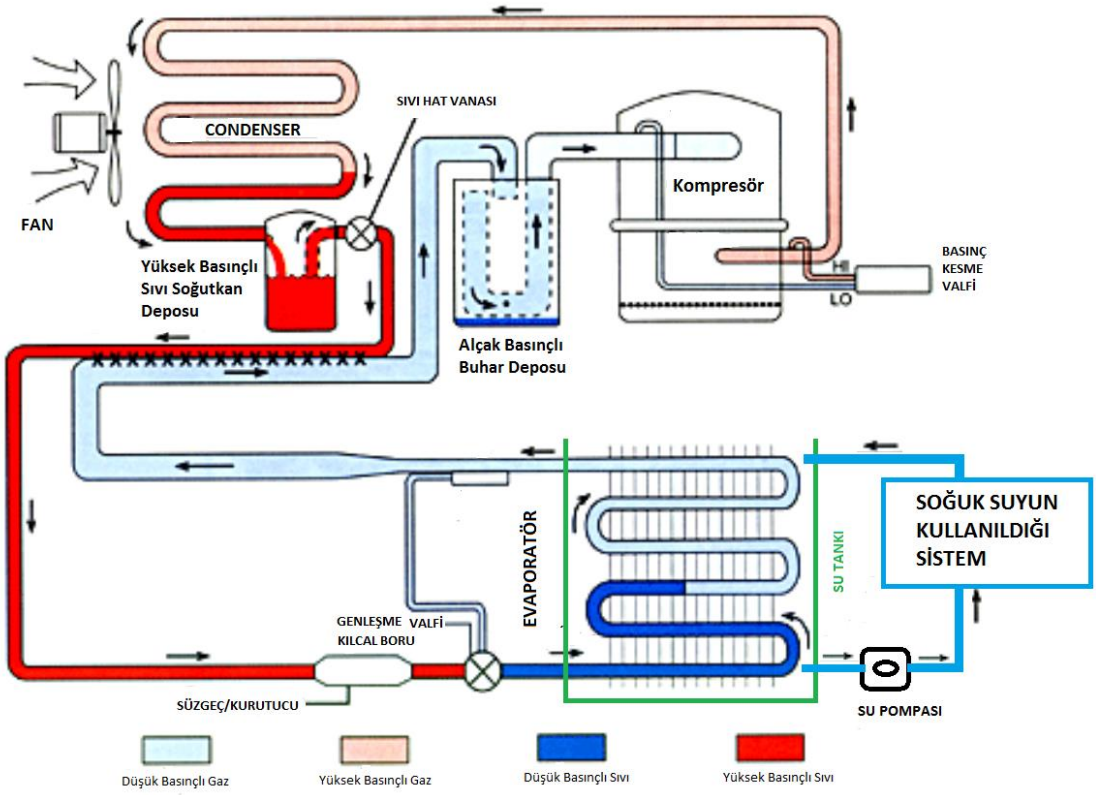
Kompresör, sistemdeki soğutkan akışını sağladığı için en önemli bileşen olarak düşünülebilir. Görevi evaporatörden aldığı düşük basınçtaki soğutkan buharı yüksek basınçta sıkıştırmaktır. Yüksek basınçlı buhar kondenser içerisinde sıvı faza dönüşür. Kondenser bu işi farklı yöntemlerle buhardan ısıyı çekerek gerçekleştirir. Yüksek basınçta kalan sıvı genleşme elemanından geçerek düşük basınçlı iki faz (sıvı-buhar) haline dönüşür. Bu iki fazlı soğutkan karışımı, evaporatörde iken ortamdaki ısıyı emmek suretiyle buhar fazına döner ve kompresöre girmesiyle çevrim tamamlanır (Akarsu, 2008).

1.2. Gaz Sıkıştırmalı Su Soğutma Sistem Elemanları

Sıkıştırılan kimyevi gazın özelliğinden faydalanılarak ısının bir yerden başka bir yere aktarılmasını sağlayan gazlı soğutma sistemleri farklı amaçlar için kullanılabilmektedir. Bunlardan bir tanesi de, Şekil 1.6'da çevrimi verilen buhar sıkıştırmalı su soğutma sistemidir. Buhar sıkıştırmalı su soğutma sisteminde bulunan başlıca elemanlar aşağıda verilmiştir:

- Kompresör

- Kondenser (Yoğuşturucu)
- Evaporatör (Buharlaştırıcı)
- Genleşme Valfi
- Soğutucu Gaz
- Soğutkan Deposu
- Su Pompası



Şekil 1.6. Buhar sıkıştırmalı su soğutma sistemi (Bulut, 2011)

Sistemde, buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminin amacı tank içerisindeki suyu soğutmaktır. Bunun için de evaporatör su tankı içerisinde yer almaktadır. Evaporatör boruları içerisinde buharlaşan gaz, çevresinden yani tankta bulunan sudan hızla ısıyı soğurur. Soğutulan su ise pompa vasıtasıyla soğutulacak sisteme gönderilir ve bu çevrim sürekli tekrarlanır.

Bu tez çalışmasında; bilgisayar donanımlarında yer alan işlemcilerin soğutulmasında sıklıkla kullanılan su soğutma sistemi, gaz sıkıştırma çevriminden faydalanılarak geliştirilmiş ve mini boyutta gaz sıkıştırmalı su soğutma sistemi tasarlanmıştır.

1.2.1. Kompresör

Kompresör; yoğuşturucu, buharlaştırıcı ve genleşme cihazları ile birlikte soğutma sistemlerinin dört temel elemanından biridir. Kompresörün görevi düşük basınçta ve buhar halde aldığı soğutucu akışkanı konderserdeki yoğuşma sıcaklığının karşıtı olan basınca çıkarmaktır. Kompresör, soğutma sistem bileşenleri arasında akışkan devir daimini sağlarken aynı zamanda yoğuşma için gerekli olan basıncı da üretmektedir (Bayır ve Küçüka, 2008).

1.2.2. Kondenser (yoğuşturucu)

Kondenserin soğutma çevrimlerindeki işlevi, kompresör tarafından sıkıştırılarak yüksek basınca çıkarılmış soğutucu gazın yoğuşmasını sağlamaktır. Soğutma sistemlerinde, kompresör ile akışkana kazandırılan ısı ve evaporatör ile ortamdan çekilen ısı kondenser tarafından dışarı atılmaktadır (Gökay, 2012). Kondenserlerin görevi aynı olmakla birlikte iki tipi mevcuttur:

- Hava Soğutmalı Kondenser
- Su Soğutmalı Kondenser

Hava soğutmalı kondenser

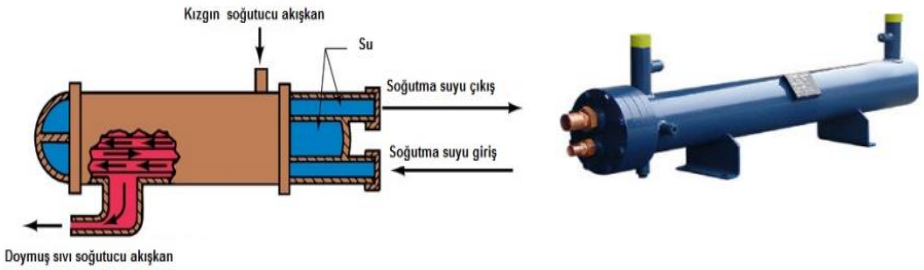
Soğutma sistemlerinde, soğutucu akışkanın yoğuşması için hava kullanılıyor ise bu tip kondenserlere hava soğutmalı kondenser adı verilir. Soğutucu akışkan buharı, evaporatör ve kompresörden aldığı ısıyı, kondenser yüzeyinden fan yardımıyla havaya aktarır (MEB, 2014). Hava soğutmalı kondenserin yapısı ve bir örneği Şekil 1.7'de verilmiştir.



Şekil 1.7. Hava soğutmalı kondenser (Bulut, 2011)

Su soğutmalı kondenser

Soğutma çevriminde, soğutucu buharın yoğuşması su ile soğutularak yapılıyor ise bu tip kondenserlere su soğutmalı kondenser adı verilir. Soğutucu akışkan buharı, evaporatör ve kompresörden aldığı ısıyı, kondenser yüzeyi üzerinden suya aktarır (MEB, 2014). Su soğutmalı kondenserin yapısı ve bir örneği Şekil 1.8'de verilmiştir.



Şekil 1.8. Su soğutmalı kondenser (Bulut, 2011)

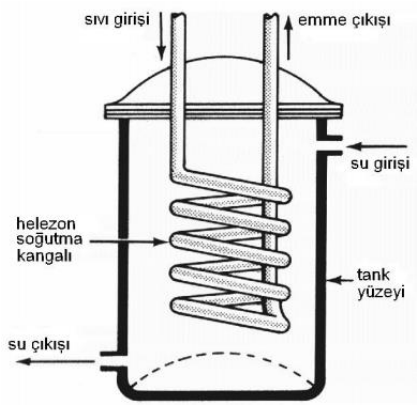
1.2.3. Evaporatör (buharlaştırıcı)

Bir soğutma çevriminde evaporatör, bulunduğu ortamdan ısı çekmek suretiyle sıvı-buhar olarak giren soğutucu akışkanı kızgın buhar olarak çıkmasını sağlayan ısı dönüştürücüdür. Evaporatör içerisinde yer alan akışkanın buharlaşmasıyla ortamdan ısının çekilmesi sağlanmaktadır. Soğutma sistemlerinde genellikle soğutulmak istenen ortama yerleştirilmektedir. Örneğin su soğutma sistemlerinde su tankının içerisine konularak suyu, hava soğutma sistemlerinde fan yardımıyla bulunduğu ortamı soğutmaktadır. Kısaca sistemin alçak basınç hattı üzerinde yer alan ve soğutma işleminin yapıldığı kısımdır (Bulut, 2011).

Altı çeşit evaporatör vardır:

- Çıplak Borulu Evaporatörler
- Levhalı Evaporatörler
- Kanatçıklı Evaporatörler
- Lamelli Evaporatörler
- Daldırmalı Tip Evaporatörler
- Gövde Borulu Evaporatörler (Bulut, 2011)

Şekil 1.9'da tasarlanan soğutma sisteminde kullanılan daldırmalı tip evaporatör verilmiştir.



Şekil 1.9. Daldırmalı tip evaporatör (Bulut, 2011)

1.2.4. Genleşme vanası

Genleşme vanasının bir diğer adı da kısılma valfidir. Soğutma sistemlerinde genleşme vanası, içinden geçen soğutucu akışkanın basıncını buharlaşma basıncının altında tutmaya yarayan kısma vanasıdır. Bunun yanında evaporatörde gerçekleşecek soğutmanın yüküne bağlı olarak soğutkan geçişinin kontrolünü sağlar (Akarsu, 2008).

Soğutma sistemlerinde temel olarak üç tip genleşme elemanı kullanılmaktadır (Ekren, 2009).

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

Bu tez çalışmasında yapılan tasarımda kısıtlı alanda soğutma işlemi gerçekleşeceği için kılcal boru kullanılmıştır.

Kılcal boru, kondenser çıkışı ile evaporatör arasına bağlanarak debi nedeni ile oluşan basınç farkını dengeleyen genleşme elemanıdır. Kılcal boru, çoğunlukla uzunluğu 1-6 m ve iç çapı 0,5-2 mm arasında değişen spiral sarımlı bir borudur. Şekil 1.10'da bir örneği verilmiştir (Akarsu, 2008).



Şekil 1.10. Kılcal boru (Akarsu, 2008)

1.2.5. Soğutma gazı

Bir soğutma çevriminde, ısının taşınmasını sağlayan soğutucu akışkanlar önemli rol üstlenmektedir. Bu akışkanlar ısı alış verişini, sıvı halden buhar hale ve buhar halden sıvı hale (yoğuşturucu – kondenser devresi) dönüşerek sağlarlar (Frigo, 2012).

Soğutucu akışkanların, ısı alış verişini güvenilir bir şekilde yerine getirebilmesi için bazı kimyasal ve fiziksel özelliklere sahip olması gerekir. En sık kullanılan soğutucu akışkanlar şunlardır: R11, R12, R123, R134A, R401A, R402A, R404, vb. (Frigo, 2012).

1.3. Kompresör Çeşitleri

Kompresör, sıkıştırma kelimesinden gelir ve gazı sıkıştıran makina olarak adlandırılır. Soğutma çevrimlerinde, soğutucu akışkanı buharlaştırıcıdan (evaporatör) emme ve sıkıştırarak yoğunlaştırıcıya basma işlevi kompresöre aittir. Kompresör, basınca karşı uyguladığı kuvvet ile gazın akışını sağlayan ve mekanik enerjiyi pnömatik enerjiye dönüştüren cihazlardır (Sarıibrahimoğlu, 2009).

1.3.1. Sıkıştırma mekanizmalarına göre kompresörler

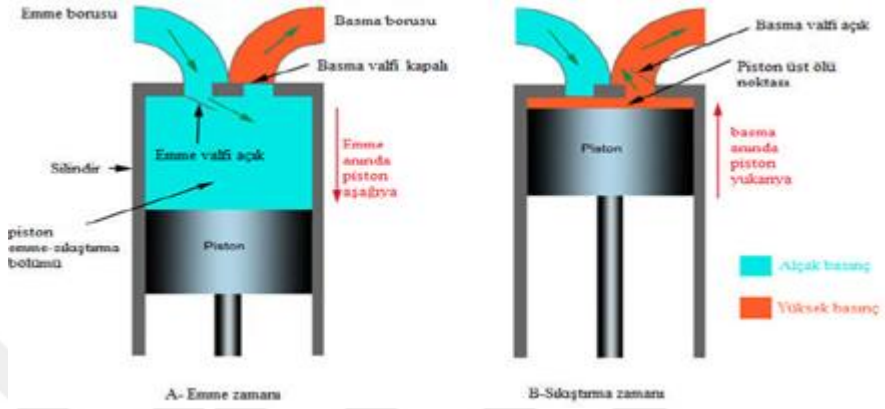
Sıkıştırma mekanizmalarına göre kompresörler; pistonlu, rotorlu, vidalı, scroll ve turbo olmak üzere 5'e ayrılmaktadır (Arslan, 2014).

Pistonlu kompresörler

Günümüz piyasasında en çok tercih edilen ve kullanılan kompresör çeşididir. Bir silindirin içerisinde eksenel çalışan pistonların, atmosfer havasını sıkıştırmak suretiyle basınçlı hava üreten makinalardır. Pistonun motor ile olan bağlantısı, krank biyel mekanizması ile sağlanmaktadır. Birden fazla silindirin seri bağlanması ile yüksek basınç

değerlerine çıkılması mümkündür. Ayrıca bu tip kompresörlerin yağsız çalışan modelleri de mevcuttur (Ersever, 2008).

Tek etkili silindirlerde gazın sıkıştırılması tek yönlü olurken, çift etkili silindirlerde gidiş ve geliş olmak üzere iki yönlü sıkıştırma olmaktadır (Petchers, 2003). Tek etkili pistonun emme ve basma zamanları Şekil 1.11'de verilmiştir.



Şekil 1.11. Tek pistonlu kompresör emme-sıkıştırma zamanları (MEB, 2011)

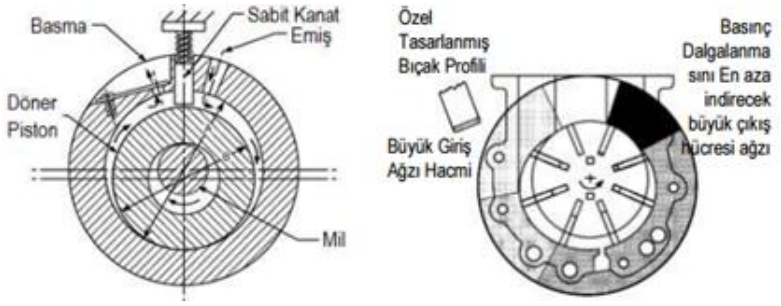
Dönel (rotary) kompresörler

Dönel kompresörler, sıkıştırma işlemini gerçekleştirmek için ihtiyaç olan gücü, tek veya çoklu olarak dönen eksantrik şaftlar sayesinde elde ederler. Sıkıştırma işlemi dönel kompresörlerin yapısından dolayı kesikli yapılır. Fakat sıkıştırma periyotlarının sıklığından dolayı sürekli akış varmış gibi kesikli akışın oluşturduğu dalgalanma neredeyse yok sayılır (Brown, 1997).

Rotary kompresörlerin üç tipi mevcuttur:

- Döner pistonlu
- Kayar vanalı
- Salıncak (swing)

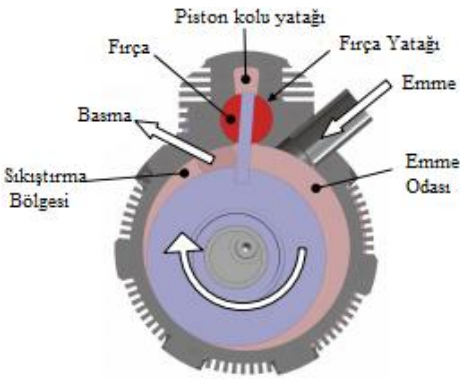
Döner pistonlu kompresörlerin sıkıştırma prensibi; eksantrik şaft üzerinde yer alan pistonun mil hareketi ile kaçık eksen hareketi yapması sağlanmıştır. Döner piston kaçık eksen hareketi ile silindirin çevresine değerek dönerken kanat da akışkanın sıkıştırma işlemini yapar. Bu kompresör tipinde yay yüklemeli bölücü kanat yardımıyla emme ve basma odaları ayrılır. Kayar vanalı tip kompresörlerin çalışma prensibi ise; birden fazla kanat, dönen piston ile silindirin çevresine değerek soğutucu akışkanın sıkıştırılmasını sağlar. Döner pistonlu ve kayar vanalı rotary kompresörlerin çalışma prensibi Şekil 1.12'de verilmiştir (Arslan, 2014).



Şekil 1.12. Döner pistonlu ve kayar vanalı tip kompresörler (Arslan, 2014)

Bu iki tip rotary kompresörde de emme supabı bulunmamaktadır ve akışkan girişleri süreklidir. Bu sebeple titreşim diğer kompresör tiplerine göre daha azdır. Pistonlu kompresörlerle karşılaştırıldığında daha az parça içermektedir. Bu bir avantaj olarak görünse de rotary kompresördeki parçaların, aşınmayı önlemek için yüksek hassasiyette üretilmesi gerekmektedir. Bu da parça üretim maliyetini artırmaktadır. Rotary kompresörler arasında en çok kullanılan pistonlu rotary kompresörler, günümüzde yerini yavaş yavaş swing tip kompresörlere bırakmaktadır (Arslan, 2014).

Şekil 1.13'de bir swing kompresörün kesit görünümü verilmiştir. Milin dönmesi pistonun eksantrik olarak hareket etmesine neden olmaktadır. Piston, emme odasından aldığı gazı kaçık eksen hareketi ile sıkıştırma odasında sıkıştırarak basma kanalından tahliye etmektedir. Pistonun gerekli doğrusal ve dönme hareketini yapabilmesi için fırçalar ve piston kolu ile desteklenmektedir (Hugenroth, 2014).

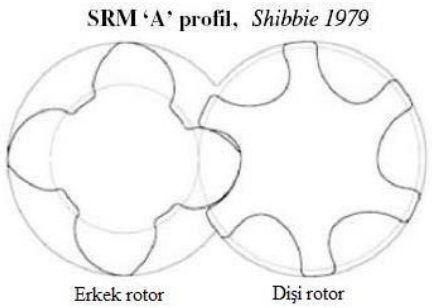


Şekil 1.13. Swing kompresörün kesit görünümü (Hugenroth, 2014)

Vidalı (helisel) kompresörler

Vidalı kompresörün bir diğer adı da helisel loblu kompresördür. İki adet silindirik rotorun, kapatılmış bir haznede birbirine paralel olarak yataklanması ile oluşmaktadır.

Şekil 1.14'de görüldüğü gibi erkek ve dişi rotorlar birbiri içine geçerek hareket etmektedir (Brown, 1997).



Şekil 1.14. Kompresör vida profili (Stosic ve ark., 2005)

Rotorlar dönerken uçlarında oluşan alanlara interlob alanları denir. Dönme hareketi ile bu interlob boşlukları kapanarak rotorlar birbirine geçer. Giriş kısmındaki interlob alanın açılması ile emilen soğutucu akışkan rotorların uzunluğu boyunca sıkıştırılır. Bu sıkışmayı sağlayan ise bir uçtan diğer uca interlob alan hacminin azalmasıdır (İsa ve Onat, 2012).

Scroll (spiral) kompresörler

Scroll kompresörler, iki elemanın spiral şeklinde iç içe geçmesi ile yörüngesel hareket eden pozitif yer değiştirme makinalarıdır. Aşırı sıvı oranlarına dayanıklı olmaları, çoğu kompresöre göre yüksek performanslarda sessiz çalışmaları ve düşük titreşim seviyesine sahip olmaları bazı üstün yanlarıdır. Scroll kompresörün çalışma mekanizması ile bir örneği Şekil 1.15'de verilmiştir (Ashrae, 2004; Bayır ve Küçüka, 2008).



Şekil 1.15. Scroll tip kompresör (Arslan, 2014)

Turbo (santrifüj) kompresörler

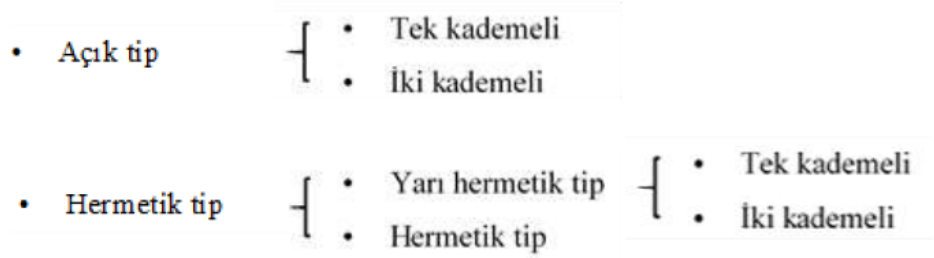
Santrifüj kompresörlerin bir diğer adı da turbo kompresördür. Eksenel ve radyal karışımı dinamik hava kompresörleridir. Havaya hız kazandırarak, oluşturulan basınç farkı ile çıkışa hava basan ve yağsız çalışan bir kompresör çeşididir. Kuvveti, pervane hızı ve soğutucu akışkanın pervane ile olan açısal momentine bağlıdır. Şekil 1.16'da bir turbo kompresör tasarımı verilmiştir (Sarıibrahimoğlu, 2009).



Şekil 1.16. Turbo kompresör (Çanga ve ark., 2015)

1.3.2. Yapılarına göre kompresörler

Kompresörler yapılarına göre Şekil 1.17' deki gibi sınıflandırılmaktadır.



Şekil 1.17. Kompresörlerin yapılarına göre sınıflandırılması (Arslan, 2014)

Açık tip kompresörler

Yapısına göre ilk kullanılan kompresör çeşidi açık tip kompresörlerdir. Günümüzde de kullanılan bu kompresörler kayış tahrikli veya doğrudan bağlantılı bir mekanizma ile çalışmaktadır. Motor kasnağı ve valf boşluğunun boyutlarında yapılan değişiklikler ile aynı kompresör çeşitli sıcaklıklarda çalışabildiği için çok farklı kullanım alanlarına hitap edebilmektedir (Zorkun ve Ardıç, 1980; Sarıibrahimoğlu, 2009).

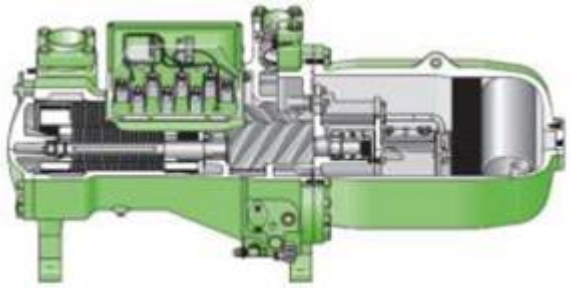
Açık tip kompresörlerin, kayış tahrikli veya direk bağlantılı motoru dışarda olduğu için bakımı da dışarıdan yapılmaktadır. Mil sızdırmazlık elemanlarının yağlama nedeniyle tıkanmasından ve kayışların aşınmasından dolayı sıklıkla bakıma ihtiyaç duyarlar. Ayrıca motorun dışarda olması çalışma sırasında yüksek sesler çıkarmasına neden olmaktadır. Bu tip kompresörlerin motorları, motor muhafazasına bağlı pervane yardımıyla soğutulmaktadır. Çevre sıcaklığının yüksek ve havalandırmanın yetersiz olduğu mekânlarda ısınma problemleri ortaya çıkabilir. Şekil 1.18'de açık tip kompresör örneği verilmiştir (Sarıibrahimoğlu, 2009).



Şekil 1.18. Açık tip kompresör (Totem Makina, 2010)

Yarı hermetik tip kompresörler

Kompresör ve motor aynı gövde içerisine yerleştirildiği için açık tip kompresörde olduğu gibi sızdırma problemleri olmaz. O yüzden herhangi bir sızdırmazlık elemanına ihtiyaç yoktur. Bu kompresör tipleri, herhangi bir arıza durumunda cıvatalarla sağlamlaştırılmış kapakların sökülüp takılabilmesi ile tamir edilebilir ya da parçaları kolaylıkla değiştirilebilir. Şekil 1.19'da yarı hermetik tip kompresör örneği verilmiştir (Arslan, 2014).



Şekil 1.19. Yarı hermetik vidalı kompresör (Arslan, 2014)

Hermetik tip kompresörler

Bu tip kompresörler ilk olarak 1935 yılında iklimlendirme uygulamalarında kullanılmıştır. Kompresör ve onu tahrik edecek motorun aynı muhafaza içerisinde yer aldığı bu tip kompresörler, sızdırmazlık kompresörü olarak da bilinmektedir (Sarıibrahimoğlu, 2009).

Hermetik tip kompresörlerde sızdırmazlık, kaynak işlemi ile sağlanmaktadır. Yarı hermetik kompresörler ile mukayese edildiğinde, hermetik kompresörler sızdırmazlık konusunda mükemmeldir. Kapasitesi düşük pistonlu ve rotary kompresörler genelde hermetik tip imal edilirler. Bu tip kompresörlerin dezavantajı ise arıza durumunda tamirat ve parça değişimi söz konusu değildir. Kompresörü komple değiştirmek gerekmektedir. Hermetik olarak imal edilmiş rotary swing kompresör örneği Şekil 1.20'de verilmiştir (Arslan, 2014).



Şekil 1.20. Hermetik tip kompresör örneği (Whitman ve ark., 2012)

1.4. Elektrik Motorları

Elektrik motorları, elektrik enerjisini faydalı mekanik enerjiye çeviren makinalardır. Dönen ve sabit olmak üzere iki kısımdan oluşurlar. Dönen kısma rotor sabit kısma ise stator denilmektedir. Genel olarak alternatif akım motorları ve doğru akım motorları olmak üzere 2 başlık altında incelenmesi mümkündür (Akpınar, 2013).

1.4.1. AC motorlar

AC motorlar, alternatif akım elektrik enerjisini faydalı mekanik enerjiye dönüştüren makinalardır. Bu motorların asenkron (indüksiyon) çeşitleri piyasada sıklıkla

kullanılırken senkron (eşzamanlı) tipleri genellikle büyük güç gerektiren sistemlerde kullanılmaktadır. Bu iki motorun da temel çalışma ilkesi, manyetik malzemelerden yapılmış kütlenin, döner elektromanyetik alan yardımıyla sürüklenmesidir (Altaş, 2013).

Senkron Motor : Stator manyetik alanı döner kısım devrine eşit olan motor.

Asenkron Motor : Stator manyetik alanı döner kısım devrinden her zaman büyük olan motor.

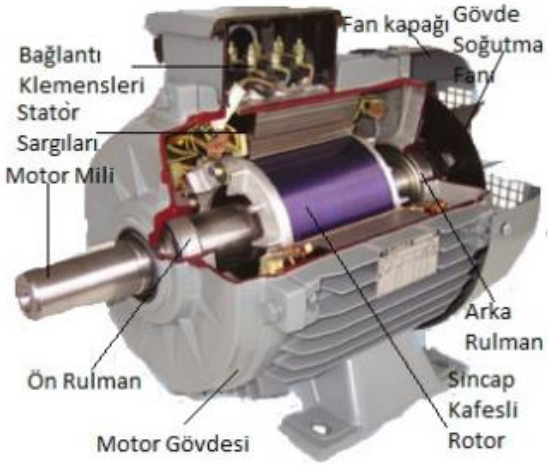
Asenkron motor

Bu motor tipine, stator sargılarının oluşturduğu manyetik alanın dönme hızı ile rotorun dönme hızı aynı olmadığı için uyumlu olmayan anlamına gelen asenkron motor denilmiştir. İndükleme prensibine göre çalışan bu motorların bir diğer adı da indüksiyon motorudur. (Çolak, 2001).

Asenkron motorun yapısı

Asenkron motorlar genel olarak; sabit stator ve onun etkisi ile dönen rotor başta olmak üzere mil, gövde, kapaklar ve gövde soğutma fanı gibi parçalardan oluşur (Arslan, 2010).

Stator motorun sabit kısmıdır. Üzerine uygulanan elektrik enerjisi ile döner manyetik alanın oluşmasını sağlar. Rotor ise asenkron motorun hareketli kısmıdır. Sincap kafesli ve bilezikli olmak üzere iki çeşidi vardır. Sincap kafesli rotorlarda kısa devre çubukları kullanılırken bilezikli rotorlarda tıpkı statorda olduğu gibi sargılar mevcuttur. Şekil 1.21'de sincap kafesli asenkron motorun kesiti verilmiştir (Arslan, 2010).



Şekil 1.21. Asenkron motor (Tümbek, 2012)

Asenkron motorların çalışma gerilimine göre iki çeşidi vardır (Özden, 2015):

- Bir fazlı asenkron motorlar
- Üç fazlı asenkron motorlar

Bir fazlı asenkron motor, küçük güçlü olarak (3kW'a kadar) üretilirler. Buzdolabı, çamaşır makinesi gibi günlük hayatta sıklıkla karşımıza çıkan ürünlerde bir fazlı alıcılar kullanılırlar. Üç fazlı asenkron motorlar ise, fazlar arası gerilimin mevcut olduğu sanayi tesislerinde yaygın olarak kullanılırlar.

Asenkron motorun çalışma prensibi

3 fazlı asenkron motorun stator sargılarına uygulanan şebeke gerilimi, döner alanları meydana getirir. Stator sabit olmasına rağmen, döner alanlar ortadaki rotorun kısa devre çubuklarını kestiği için bu çubuklardan endüksiyon akımları geçer. Bu endüksiyon akımları rotorun kutup alanlarının oluşmasını sağlar. Statorun döner kutup alanları rotorun kutuplarını etkisi altına alır. Aynı kutuplar birbirini iter farklı kutuplar birbirine çeker ilkesi doğrultusunda, N kutbu altındaki rotor çubuğu bir yöne, S kutbu altındaki rotor çubuğu diğer yöne doğru itilir. Bu itme kuvvetleri ile rotor döner manyetik alan yönünde hareket eder (Aydeniz, 2005).

Senkron motor

Senkron motorları asenkron motorlardan ayıran en temel özellik, rotor manyetik alanı ile stator manyetik alanının birbirine kilitlenerek senkron yani eşzamanlı dönmeleridir (Aydın, 2015).

Senkron motorun yapısı

Asenkron motorlarda rotor manyetik alanı stator manyetik alanı tarafından oluşturulur. Senkron motorlarda ise stator devrinin rotor devrine eşit olabilmesi için rotor manyetik alanının stator manyetik alanından bağımsız olması gerekmektedir. Bu sebeple senkron motorların rotoruna, fırçalar ve bilezikler yardımı ile DC gerilim uygulanır ve manyetik alan oluşturulur. Rotora DC gerilim uygulanması sebebiyle hareketli parçası artan senkron motorların arıza verme ihtimali diğer motor tiplerine göre daha yüksektir (Tosuner, 2016).

Senkron motorların başlıca kısımları (MEB, 2011):

•**Stator:** Kutup sargılarının bulunduğu bölümdür. Kutup bobinlerine dışarıdan AC gerilim verilir

•**Rotor:** Silisli sacların paketlenmesi ile yapılmış üzerinde sargılar bulunan kısımdır. DC gerilim verilir.

•**Bilezikler:** Dış devreden DC akımın rotora uygulanmasını sağlar.

•**Fırçalar:** Dış devreden bileziklere dolayısıyla rotora gerilim uygulanmasını sağlar.

Senkron motorun çalışma prensibi

Rotora uygulanan D.C akımın yön değiştirmeyen bir akım olması sebebiyle kutuplar N–S şeklinde özelliklerini aynen korurlar. Statora uygulanan üç fazlı AC akım bu sargılarda bir döner alan oluşturur. Fakat statorun döner alan kutupları ile kilitlenmez ve rotor dönmez. Senkron motoru çalıştırmak, kutupların kilitlenmesini sağlamak için rotor devir sayısını senkron devire yükseltmek gerekir. Bu nedenle senkron motorlara yol verilerek rotor devri senkron devire çıkarılır. Böylece dönen rotor sabit kutupları, döner alan kutupları ile kolayca kilitlenerek döner alan hızı ile döner (MEB, 2011).

1.4.2. DC motorlar

Doğru akım elektrik enerjisini dairesel mekanik enerjiye çeviren elektrik makinelerine doğru akım motoru denilmektedir (Altan, 2013). Doğru akım motorlarına DC motor ya da DA motor da denilmektedir.

DC Motorlar Fırçalı, Fırçasız ve Step Motorlar olmak üzere üç çeşittir (Karsu, 2014).

- Fırçalı DC Motor, DC elektrik akımı ile motorun hareketli parçalarında manyetik alan oluşturulur. Akım, fırça ve kolektör parçalarının yardımı ile motorun hareketli kısmına aktarılır.
- Fırçasız DC Motor, üzerindeki hareketli kısımların sabit mıknatıstan hareketsiz kısımların ise sargılardan oluştuğu DC motor çeşididir. Bu tip motorlarda kolektör ve fırça düzeneği bulunmaz.
- Adım (Step) DC Motor, sargılarına uygulanan elektrik darbeleri kadar (pulse) istenilen miktarda açısal dönme hareketi yapabilen DC motorlardır.

Bu bölümde, tez çalışmasında kullanıldığı için sadece fırçasız DC motorlar hakkında ayrıntılı bilgi verilmiştir.

Fırçasız DC (BLDC) motor

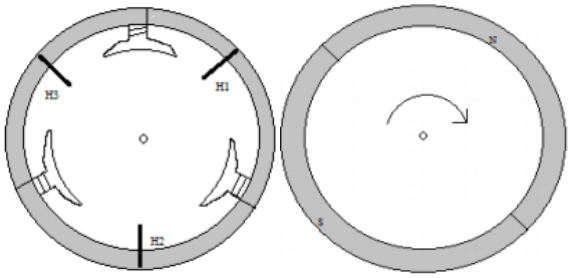
Bu motorlara fırçasız denilmesinin sebebi üzerinde fırça ve kolektör bulunmamasıdır. Çalışma prensibi fırçalı DC motor ile aynıdır. Fakat bobinler motor gövdesinde, sabit mıknatıslar ise rotorda bulunmaktadır. Sargıların motor gövdesinde bulunması ısının kolayca dışarı aktarılmasını, rotor üzerinde sargı bulunmaması ise elektriksel kayıpların minimuma indirilmesini sağlamaktadır. Fırçalı DC motorlar gibi mekanik olarak kontrol edilmedikleri için bobin sayısının arttırılmasında problem oluşmamaktadır. Bu da yüksek momentlere çıkılmasını sağlamaktadır. Kolektörün yerini elektronik devrelerin alması ise ek donanımlara yani ek maliyetlere sebep olduğu için dezavantaj olarak karşımıza çıkmaktadır (Yılmaz, 2008a; Karakulak ve ark., 2012).

Fırçasız DC motorların öne çıkan avantajlarını; yüksek verim, sessiz çalışma, fırça ve kolektör sistemlerinin kaldırılmasından dolayı bakım işleminin oldukça basit ve masrafsız olması, fırçadan çıkan karbon tozlarını içermemesi ve yüksek devirlere rahatlıkla çıkabilmesi olarak sıralayabiliriz (Karakulak ve ark., 2012).

Günümüzdeki endüstriyel uygulamalarda, otomotiv sanayinde, tıp elektroniğinde, robotik sistemlerde, uzay teknolojisinde, bilgisayar sistemlerinde, askeri alanlarda, ev aletlerinde genellikle fırçasız DC motorlar tercih edilmektedir (Shahrak, 2014).

Fırçasız DC (BLDC) motor yapısı

•**Stator:** Fırçasız doğru akım motorlarında sargıların sarıldığı sabit kısımdır. Özel kalıplarda silisyum saçların preslenmesi ile üretilir. Şekil 1.22'de bir stator yapısı görülmektedir. Motorun gücü ile stator boyutları paralellik göstermektedir (Aktuna ve Uzun, 2012).



Şekil 1.22. Statorun ve rotorun genel yapısı (Atan, 2007)

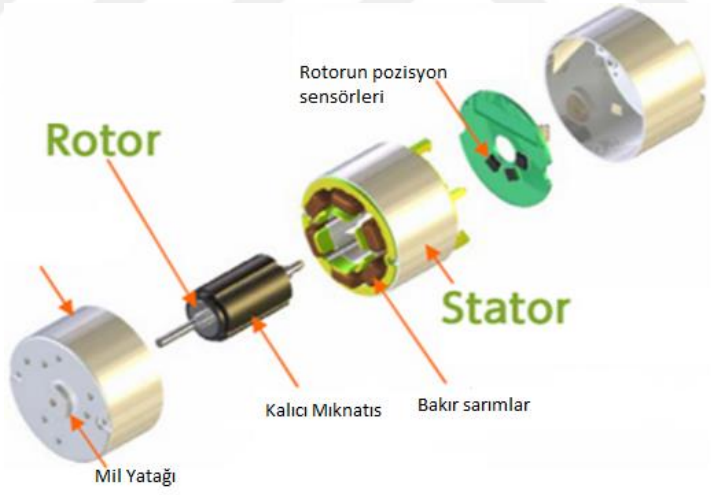
•**Rotor:** Fırçasız doğru akım motorlarında hareketli kısım rotordur. Rotorlar sürekli mıknatıstan oluşmaktadır. Sürekli mıknatıs kullanıldığı için kolektör ve fırça

kullanılmamıştır. Bu sebeple sürtünme kayıpları düşüktür, bakım gerektirmez ve ark meydana gelmez. Sürekli mıknatıslı motorlarda, rotor içerde veya dışarda olabilir. Genellikle sürekli mıknatıs dışarda yer alır. Şekil 1.22'de Rotorun genel yapısı görülmektedir (Aktuna ve Uzun, 2012).

•**Konum Sensörleri:** Fırçasız doğru akım motorlarında stator sargılarının düzgün tetiklenerek dönme hareketinin sağlanması için rotorun konum bilgisine ihtiyaç vardır. Rotor konum bilgisini işlemciye göndererek statorun tetiklenmesine yardımcı olmaktadır. Fırçasız DC motor kısımlarının verildiği Şekil 1.23'de konum sensörüne de bir örnek verilmiştir.

Günümüzde fırçasız DC motorlarda en çok kullanılan konum sensörleri şunlardır (Aktuna ve Uzun, 2012):

- Hall elemanları
- Sıfır geçiş dedektörleri
- EMK'lı sensörler
- Optik sensörler

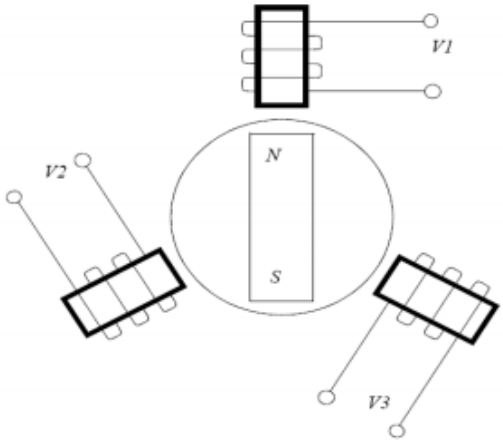


Şekil 1.23. Fırçasız DC motor kısımları (Deveci, 2015)

Fırçasız DC (BLDC) motor çalışma prensibi:

Fırçasız DC motor, elektronik komütasyon için rotor konumu bilinmesi gereken senkron bir motordur. Bu motorlarda, stator sargıları sayesinde döner bir manyetik alan oluşturulmakta ve bu döner alan içine yerleştirilen sabit mıknatıslı rotor ile aynı hızda manyetik alanın dönmesi sağlanmaktadır. Döner manyetik alan, rotorun pozisyonuna göre yarı iletken elemanların anahtarlaması ile oluşturulmaktadır. Fırçalı DC motorlarda

kutupların değişimi, komütatör ve fırçalar ile mekanik olarak yapılırken fırçasız DC motorlarda kutup değişimi kare dalga şeklindeki uyartım akımı ile elektronik olarak yapılmaktadır. Bu uyartım yapılırken momentin üretilebilmesi için manyetik alanların etkileşimine ihtiyaç vardır. Bobinlerin her birisi, elektronik kart yardımıyla sabit mıknatıslı rotoru uygun zamanda çekmek veya itmek için anahtarlanır. Her birine gerilim uygulanmış üç stator kutbuna sahip tipik bir BLDC motor Şekil 1.24'de verilmiştir (Aydoğdu, 2006; Yılmaz, 2008a).



Şekil 1.24 Fırçasız DC motor stator kutupları (Aydoğdu, 2006)

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Çalışmamızda yer alan yeni nesil rotary swing kompresörlerin deneysel ve teorik olarak incelendiği çalışmalar az sayıda bulunmaktadır. Bu bölümde tez çalışmasının konularından olan soğutma sistemleri, kompresörler ve kompresörlerde enerji verimliliği ile ilgili literatür taraması sunulmuştur.

Masuda ve arkadaşlarının yaptığı çalışmada, swing kompresörlerin dayanıklılığı ve performansı ile ilgili hesaplamalar yapılmış ve deney sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Alternatif soğutucu gazlar (R134a, R32/ 134a ve R410A) kullanılarak dayanıklılık ve performans testleri yapılmıştır. Yapılan performans ve sızıntı testlerinde %2 ile %9 arasında verim elde edilmiştir (Masuda ve ark., 1996).

Tassou ve Qureshi (1998), değişken hızlı pozitif sıkıştırmalı soğutma kompresörleri üzerinde analizler yapmışlardır. Deney aşamasında, açık tip pistonlu, yarı hermetik pistonlu ve açık tip paletli (dönel) kompresör kullanmışlardır. Yapılan testler sonucunda yarı hermetik kompresörde hız düştükçe soğutma kapasitesinin azaldığı ve çekilen gücün 12-14 bar seviyelerinde frekans ile birlikte arttığı görülmüştür. Fakat 18 bar basınç seviyesinde frekans arttıkça tüketilen güç oranında azalma gözlenmiştir (Tassou ve Qureshi, 1998; Kızılkan, 2008).

Yumurtaş ve ark. (2002), gaz sıkıştırmalı soğutucu sistemlerde ekserji analizi yaparak enerji kaybını ve buharlaştırma ısısının etkisini incelemişlerdir. Evaporatör ve kondenserde, kompresör ve genleşme valfine göre buharlaşma ve yoğuşma ısılarının çok daha etkili olduğu tespitinde bulunmuşlardır (Yumrutaş ve ark., 2002; Çakmak, 2017).

İşman (2005) elektronik sistemlerinin soğutulmasında, hava jeti ile sıvı soğutma sistemleri karşılaştırılarak sıvı soğutma sistemlerinin uygulamasında ortaya çıkan bazı problemlerden dolayı hava jetli soğutmanın daha avantajlı olduğunu belirtmiştir. Hava jetli soğutma üzerinde yapılan çalışmalarda; bir elektronik kartın yüzeye dik olarak hava jeti ile soğutulması durumunda akış ve ısı transferi detaylı olarak analiz edilmiştir. Analizler sonucunda tekli jet yerine çoklu jet kullanılması durumunda %21 oranında verim elde edildiği ve türbülans şiddetindeki yükselmenin de ısı transferinde etkili olduğu sonucuna varılmıştır (İşman, 2005).

Oğuz (2006), soğutucu hermetik kompresörlerde ölçüm sonuçları sayısal ve deneysel olarak incelenerek emme hattındaki akışkanlık ve ısının anlık kompresör performansına etkilerini ortaya koymuştur (Oğuz, 2006; Çakmak, 2017).

Özdemir (2007), hermetik soğutucu akışkan kompresörlerinin bileşenlerinde yapılan değişiklikler sonucu ortaya çıkan ısı geçişi değişimlerinin ve buna bağlı olarak kompresör performansının incelenmesi gerçekleştirilmiştir (Özdemir, 2007).

Esbri vd. (2007), bir soğutma çevriminde kompresör hızı değiştirilerek yapılan deneyde, soğutma yükünde ve yoğuşmada meydana gelen değişimleri gözlemlemiştir. Elde edilen veriler yapay sinir ağları kullanılarak modellenmiş ve tahmin edilen verilerle kıyaslanmıştır. Kıyaslama sonuçları da grafiklerle analiz edilmiştir (Esbrí ve ark., 2007; Kızılkan, 2008).

Bayır (2008) tarafından yapılan çalışmada; scroll ve pistonlu tip kompresörlerin kapasite ile verimleri çalışma koşullarına göre ve hermetik, yarı hermetik durumlarına göre karşılaştırılmıştır. Pistonlu kompresörlerde artan basınç ile oluşan emiş hacmindeki kayıpların scroll kompresörlere göre daha fazla olmasının yanında artan buharlaşma basıncı ile kompresör gücünün scroll kompresörlerde sabit kalırken pistonlu kompresörlerde gereken güç miktarında artışa sebep olduğu sonucuna varılmıştır. Scroll kompresörler düşük basınç oranlarında yüksek verime sahip olup, basınç oranı arttıkça verimi düşerken pistonlu yarı hermetik kompresörler basınç oranları yükseldikçe verimli olmaktadır (Bayır ve Küçüka, 2008).

Ekin (2008), buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminin bütün malzemelerini ayrı analiz ederek enerji ve ekserji analizi yapmıştır. İlgili çalışmanın enerji analizi sonucunda en büyük enerji transferinin 110,72 W olarak kondenserde gerçekleştiği tespit edilmiştir. Kompresörde ise bu değer 63,73 W olarak ölçülmüştür (Ekin, 2008).

Kızılkan (2008) tarafından yapılan çalışmada buhar sıkıştırmalı bir soğutma sisteminde frekans düzenleyici kullanılarak kompresör hızı kontrol edilmiştir. Farklı soğutma yükleri için sistem verimliliği ve enerji tüketimi deneysel olarak incelenmiştir. Veriler ışığında değişken hızlı sistemin sabit sistemlere göre daha verimli olduğu ispatlanmıştır. Bunun yanında sabit sistemlere göre değişken hızlı sistemlerin dur/kalk daha az olacağı için ömrünün de uzun olacağı belirtilmiştir (Kızılkan, 2008).

Ekren (2009), sabit hızlı kompresörün kullanıldığı su soğutma sistemine invertör ilave edilmiştir. Kompresörün hızı ve EGV açıklığı bulanık mantık ile kontrol edilerek ortaya çıkan veriler incelenmiştir. Su debisinin ani değişimleri durumunda; kompresör devrinin, çekilen gücün ve kompresör emiş kızgınlığının zamana bağlı değişimleri gözlemlendiğinde sistemin kısa sürede stabil duruma geçtiği görülmüştür (Ekren, 2009).

Şahin (2011) yüksek lisans tezinde hermetik kompresörlerde ölü hacim miktarının kompresör performansına etkisini incelemiştir. Kompresördeki sisteme verilemeyen

soğutucu akışkanın (ölü hacim) performansa etkisinin çok fazla olduğunu belirtmiştir. Çalışmada kompresörün performans değerleri deneysel olarak incelenmiştir. Kompresör pistonundaki ölü hacim miktarının arttıkça performans değerlerinin düştüğü, azaldıkça performans değerlerinin yükseldiği sonucuna varılmıştır (Şahin, 2011).

Yağcı (2011), hermetik kompresörlerde verimliliğin atması için en önemli bileşenlerden olan yağlama sistemi üzerine yapılan çalışmada mevcut kompresörlerin yağlama mekanizmalarını inceleyerek yeni bir krank mili tasarımı gerçekleştirmiştir. Prototip çalışmalarında, mevcut kompresörlerin 2100 rpm' de yaptığı yağlama işini 900 rpm' de yapabilmektedir (Yağcı, 2011).

Top (2012) tarafından gerçekleştirilen çalışmada hermetik kompresörlerin krank yataklarındaki sürtünme kayıpları ölçülerek analitik olarak hesaplanmıştır. Kurulan deney düzeneğinde yükte ve boşta elde edilen veriler ile MATLAP programı kullanılarak elde edilen model verileri karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma sonuçlarına göre deney ve model verileri ortalama % 8.5 benzerlik gösterirken en fazla fark % 22 olarak hesaplanmıştır (Top, 2012).

Koçyiğit, Bulgurcu ve Lin (2014) çalışmasında hermetik pistonlu kompresör kullanılarak buhar sıkıştırması yapılan bir sistemde meydana gelen hatalar farklı bir yaklaşımla analiz edilmiştir. Elde edilen hata verileri mollier diyagramında tespit edilmiştir (Kocyigit ve ark., 2014; Çakmak, 2017).

Hugenroth (2014) tarafından ek oksijen ihtiyacı olan hastaların kullandığı portatif oksijen konsantratörü için yağsız çalışan rotary swing kompresör geliştirmiştir. Kompresör üretiminde kapsamlı analitik ve deneysel çalışmalar yapılmıştır. Rotary swing kompresörün uygulamasında, önceki sistemlerde kullanılan pistonlu kompresörlerle karşılaştırıldığında %24'lük bir güç azalmasının yanında %24'lük bir hafifleme gözlemlenmiştir. Ek olarak, sistemin ses seviyesi 2 db. yani % 37'lik oranda azaltılmıştır (Hugenroth, 2014).

Hafızoğlu (2015) pistonlu kompresörlerde, krank biyel mekanizması temel alınarak titreşimle gürültünün azalmasına ve arızaların erkenden teşhis edilmesine fayda sağlayacak analizler ve çalışmalar yapmıştır. Yapılan çalışmalar sonucunda tek pistonlu sistemler yerine çoklu pistonlu sistemlerin tercih edilmesinin ve krank ile biyel boyutlarının birbirine yakın olmasının gerektiğini belirtmiştir. Bunun yanında düzenli titreşim ölçümleri ile oluşabilecek ciddi arızaların daha erken tespit edilerek önüne geçilebileceği görüşünü bildirmiştir (Hafızoğlu, 2015).

Ma ve arkadaşları (2016) çalışmalarında çift kanatlı rotary swing kompresörün enerji verimliliğini optimal düzeye getirmek için tasarımın matematiksel modellenmesi yapılmıştır. Optimize edilmiş kompresörün sürtünme kaybı önemli ölçüde azaltılarak, modelleme sonuçları temelinde en uygun yapısal parametreler tespit edilmiştir. Buna göre rotor çapı 42.4 mm, rotor uzunluğu 46.2 mm, kanat uzunluğu 20.3 mm olduğu takdirde verimliliğin 0.8757'ye ulaştığı görülmüştür (Ma ve ark., 2016).

Çakmak (2017) tarafından yapılan çalışmada scroll ve yarı hermetik pistonlu kompresör ekserji verimleri hakkında değerlendirmeler yapılmıştır. Yapılan değerlendirmelerde; klima şartlarında scroll kompresörün, daha soğuk iklim şartlarında yarı hermetik pistonlu kompresörlerin kullanılmasının daha verimli sonuçlar doğuracağı tespit edilmiştir (Çakmak, 2017).

Yapılan literatür taraması sonucunda, soğutma sistemlerinin daha verimli kullanılabilmesi için en önemli bileşen olan kompresör üzerinde birçok çalışma yapıldığı tespit edilmiştir. Yapılan çalışmalarda, verimliliğin arttırılması için sürtünme, ısınma ve titreşim üzerinde çeşitli analizler yapıldığı görülmüştür. Bunun yanında kompresöre hız kontrolü yapılarak da enerji verimliliği arttırılmaya çalışılmıştır. Bu tez çalışmasında, literatürde yer alan çalışmalar da göz önüne alınarak küçük ve yatay çalışabilen rotary swing kompresör tasarımı ve üretimi gerçekleştirilmiştir.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

Bu bölümde ilk olarak; tasarlanan soğutma sistemi tanıtılarak hangi bileşenin neden kullanıldığı açıklanmıştır. Daha sonra üretilen kompresörün tasarım, üretim ve motor kontrol aşamaları ayrıntılı olarak ifade edilmiştir.

3.1. Materyal

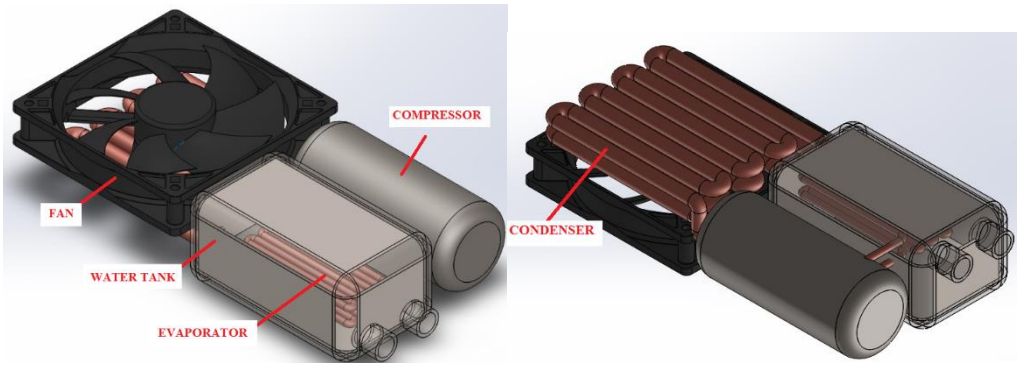
Bilgisayar destekli çizim programı (Solidworks-2013) kullanılarak soğutma sisteminin tasarımı gerçekleştirilmiştir. Tasarımda yer alan bileşenlerin sistem içerisindeki görevleri ve çeşitlerine de değinilmiştir.

3.1.1. Tasarlanan soğutma sistemi

Endüstride sıklıkla kullanılan ve kararlılık özelliği ile bilinen gaz sıkıştırmalı su soğutma sistemi işlemci soğutma amaçlı olarak tasarlanmıştır. Sistem üzerinde kondenser, evaporatör, fan, kompresör, pompa ve su tankı yer almaktadır. Tasarım, işlemci üzerinden devir daim edilerek su tankına gelen ısınmış suyun soğutulması için gaz sıkıştırmalı soğutma çevrimini ele almaktadır. Kondenserde yoğuşmanın ve evaporatörde buharlaşmanın gerçekleşmesi için kompresörün 11 bar üzerinde basınç üretmesi gerekmektedir. Bunun yanında bilgisayar kasası içerisinde çalıştırılması planlanan soğutma sisteminin iki adet standart fan büyüklüğünde (140x140 mm) olması istenmektedir. Bu veriler ışığında soğutma sistemi 280x140x60 mm boyutlarında tasarlanmış ve sistemde yer alacak bileşenlerin boyutları belirlenmiştir. Böylece sistemin kalbi olan kompresör için kullanılacak maksimum boyut (200x55x55 mm) ortaya çıkmıştır. Tasarlanan soğutma sisteminin bilgisayar destekli çizimleri Şekil 3.1'de görülmektedir.

Belirlenen maksimum ölçülerde, yatay çalışabilen ve 11 bar üzerinde basınç üreten kompresörün mevcut olmamasından dolayı sisteme uygun kompresör tasarımı gerçekleştirme ihtiyacı doğmuştur. Kompresör tasarımına başlamadan önce istenilen basınç değerine ulaşmak için gerekli olan kompresör ölçüleri hesaplanmıştır. 11 bar üzerine çıkmak için gerekli olan ölçülere mevcut imkanlar dahilinde ulaşılamamış ve 6 bar üzerinde basınç değerine ulaşabilecek kompresör tasarımı ve üretimi gerçekleştirilmiştir. Üretilen bu kompresör, yapılan hesaplanmalar sonucu 11 bar basınç

değerine ulaşılabileceğinin bir ispatı olurken aynı zamanda 6 bar basınca kadar çalışabilen pnömatik sistemler için mini boyutta sessiz çalışan bir çözüm olmuştur.



Şekil 3.1. Tasarlanan soğutma sistemi

3.1.2. Tasarım aşamasında kullanılan sistem bileşenleri

- **Kompresör:** Bu tez çalışmasında tasarlanan soğutma sistemi için üretilen kompresörün yüksek hızlarda çalışması ve aynı zamanda boyutunun küçük olması planlanmıştır. Bu plan çerçevesinde titreşimi az, verimi yüksek ve yatay çalışmaya uygun olması sebebiyle dönel (rotary) swing kompresör kullanılmıştır.
- **Kondenser:** Verimli olması sebebiyle piyasada en çok kullanılan kondenser çeşidi olan hava soğutmalı kondenser kullanılmıştır. Bakır borular içerisinden geçen basınçlı gaz ısısının dış ortama atılması için tasarıma 12 V ile çalışan yüksek devirli fan monte edilmiştir.
- **Evaporatör:** Ortamdan ısının soğurulmasını sağlayan evaporatör; sistemde yer alan su tankındaki suyu soğutacağı için daldırmalı tip kullanılmıştır.
- **Su tankı:** İçinde daldırmalı tip evaporatör bulunan, devir daim edilen suyun soğutulduğu kısımdır.
- **Su pompası:** Sistem üzerinden gelen sıcak suyun tanka, soğuk suyun ise tekrar sisteme gönderilmesini sağlayan ekipmandır.
- **Genleşme valfi:** Kondenserde sıkışan yüksek basınçlı gazın püskürtülerek buharlaşmasını sağlayan kısımdır. Tasarlanan sistem kısıtlı alanda çalışacağı için genleşme valfinin kılcal boru çeşidi kullanılmıştır.

3.2. Yöntem

Bu bölümde, tasarlanan soğutma sistemi için kullanılacak kompresörün tasarımı, üretimi ve motor kontrolü gerçekleştirilmiştir. Bu işlemlerden önce, soğutma sisteminin ihtiyacı olan 11 bar basınç değerine ulaşmak için gerekli olan kompresör ölçüleri hesaplanmıştır. Bu hesaplamalar yapılırken daha önce temin edilen motorun tork değeri (0,18 Nm) dikkate alınmıştır. Fakat bu ölçülerde kompresör imalatı için yeterli hassasiyette üretim yapacak endüstriyel tezgahlar imkanlar dahilinde mevcut değildir. Bu sebeple üretimi gerçekleştirilebilecek ölçülerde yeni bir kompresör hesabı yapılmıştır. Yapılan hesaplamalar ile 6 bar üretebilecek kompresör tasarımı gerçekleştirilmiştir.

Tasarlanan kompresörün üretilmesi akabinde yapılan deneyler sonucu elde edilen veriler, yeterli basınca ulaşmak için gerekli olan kompresör hesabının ispatı niteliğindedir.

3.2.1. Yeterli basınca ulaşmak için gerekli kompresör hesabı

Kompresör tasarımına başlamadan önce, dizayn edilen sistemin soğutma işlemini gerçekleştirebilmesi için ihtiyaç olan basınç değerinin bilinmesi gerekmektedir. Basınç değerinin hesaplanmasında ise hava sıcaklığı, soğutucu akışkan, genleşme valfi, kondenser tasarımı gibi birçok faktör sonucu etkilemektedir. Olaya soğutucu akışkan tarafından bakılacak olursa; hava soğutmalı kondenserlerde yoğuşma sıcaklığı ile dış ortam sıcaklığı arasında genelde 8-10 ºC fark olmaktadır. R134a gazı kullanıldığı takdirde soğutma sisteminin basınçlı tarafı (kondenser) 10-12 bara ulaşırken sıcaklık da 45-50 ºC civarında olacaktır (Honeywel, 2006). Böylece maksimum 35-40 ºC'lik dış ortam sıcaklığına sahip sistemde yoğuşma gerçekleşebilecektir. Bu verilere bağlı olarak 11 bar basınç değerine ulaşmak ve üzerine çıkmak için mevcut motor kullanılarak üretilmesi gereken kompresörün ölçü hesabı yapılmıştır.

Kompresör içerisinde yer alan pistonların her devirde hermetik tanka gönderdiği soğutucu akışkanın hacmi ve motor torku, üretilecek basınç değerini doğrudan etkilemektedir. Kullanılan motorun sabit torkta olduğu düşünülürse, pistonun kuvvet uyguladığı yüzey alanında yapılacak değişiklikler ile basınç değeri yükseltilebilmektedir.

Problem Girdileri

M : Motor Tork (*Nm*)

S : Yüzey Alanı (cm^2)

P : Basınç (*bar*)

h : Yükseklik (*mm*)

x : Eksantrik Kaçıklık (*mm*)

fs : Servis Faktör (1,30)

d : Moment Uzunluk (*mm*)

n : Motor Devri (*devir/dak*)

Uygulamada elde edilmesi beklenen basınç değerine (11 bar), (3.1)'deki denklem ile servis faktör de dahil edilmiş ve teoride üretilmesi gereken basınç değeri (3.2)'de hesaplanmıştır. Daha sonra bu basınç değeri N/m^2 birimine dönüştürülmüştür.

$$P = 11 \cdot fs \tag{3.1}$$

$$P = 11 \cdot 1{,}30 = 14{,}3\ bar = 14{,}3 \cdot 10^5\ N/m^2 \tag{3.2}$$

Mevcut BLDC motorun katalog bilgilerinden faydalanılarak tork değeri (0,18 *Nm*) temin edilmiştir. Daha sonra (3.3)'de verilen momentum formülü kullanılarak motorun yüzeye uyguladığı kuvvet (3.4)'de Newton cinsinden hesaplanmıştır. Burada moment uzunluğu, kompresörün maksimum (Ø55 *mm*) ölçülerinin dışına çıkılmaması için 11 *mm* alınmıştır.

$$F = \frac{M}{d} \tag{3.3}$$

$$F = \frac{0{,}18\ Nm}{0{,}011\ m} = 16{,}36\ N \tag{3.4}$$

Yüzey alanına uygulanan kuvvet ile elde edilen basınç değeri (3.5)'deki denklem ile hesaplanabilmektedir. Kuvvet ve basınç değerleri kullanılarak (3.6)'daki denklemle yüzey alanı hesaplanmıştır.

$$S = \frac{F}{P} \tag{3.5}$$

$$\frac{16{,}36\ N}{14{,}3\cdot 10^5\ N/m^2} = 1{,}144\cdot 10^{-5} m^2 = 11{,}44\ mm^2 \quad (3.6)$$

Yüzey alanının hesaplanması ile birlikte piston yüksekliğinin elde edilmesi bir sonraki adımı oluşturmuştur. Eksantrik kaçıklığın 3 *mm* alınması ile piston yüksekliği (3.7)'de kullanılan denklem ile (3.8)'de hesaplanmıştır.

$$h = \frac{S}{x} \quad (3.7)$$

$$\frac{11{,}44\ mm^2}{3\ mm} = 3{,}81\ mm \quad (3.8)$$

Piston çapı (22 *mm*), piston yatak çapı (25 *mm*) ve piston yatak yüksekliği (3.81 *mm*) göz önüne alındığında her devirde üretilen basınçlı havanın hacmi (3.9) denklemi kullanılarak (3.10)'da hesaplanmıştır.

$$Piston\ yatak\ hacmi - Piston\ hacmi = (\pi \cdot r_1^2 \cdot h_1) - (\pi \cdot r_2^2 \cdot h_2) \quad (3.9)$$

$$(3{,}14 \cdot 12{,}5^2 \cdot 3{,}81) - (3{,}14 \cdot 11^2 \cdot 3{,}81) = 1869\ mm^3 - 1447\ mm^3 = 0{,}42\ cm^3 \quad (3.10)$$

Kompresörde 2 adet piston olduğu için her devirde 0,84 cm^3 hava üretilir.

Kullanılan motorun yükte 4000 *devir/dak* ile dönmesi sonucu dakikada üretilen basınçlı hava miktarı (3.11) denklemi kullanılarak bulunmuştur.

$$0{,}84 \cdot n = 0{,}84 \cdot 4000 = 3360\ cm^3 = 3{,}3\ lt \quad (3.11)$$

3.2.2. Üretilen kompresörün basınç hesabı

Bir önceki bölümde yapılan hesaplamalara göre 11 bar basınç değerine ulaşmak için 11.44 mm^2 yüzey alanına ihtiyaç duyulmaktadır. Bunun için piston yüksekliğinin maksimum 3.81 *mm* olması gerekmektedir. Bu ölçülere ek olarak piston hareketinde oluşabilecek hava kaçaklarını önlemek için eksantrik şaftın minimum % 0.3 hassasiyette üretilmesi gerekmektedir.

Bu hassasiyet ve ölçülerin sorunsuz bir şekilde üretime aktarılabilmesi için;

- Özel üretim döküm kalıba,
- Üç boyutlu ölçümleri gerçekleştirmeye yarayan hassas CMM (Coordinate Measurement Machines) tarama, ölçüm ve kalibrasyon cihazına,
- Hassas PC'li silindirik taşlama tezgahlarına,
- Hassas eksantrik işleme tezgahına (örn: Mazak İnterex) ihtiyaç vardır.

Yukarıda belirtilen tezgah ve cihazların endüstride çok az firmada mevcut olması ve mevcut firmaların da seri üretim yapması sebebiyle mevcut imkanlar dahilinde üretimi gerçekleştirilebilecek yeni bir kompresör tasarlanmıştır. Yeni tasarım ölçülerine göre kompresörün üretmesi beklenen basınç değeri tekrar hesaplanmıştır.

Problem Girdileri

M : Motor Tork (*Nm*)

S : Yüzey Alanı (cm^2)

P : Basınç (*bar*)

h : Yükseklik (*mm*)

x : Eksantrik Kaçıklık (*mm*)

fs : Servis Faktör (1,30)

d : Moment Uzunluk (*mm)*

n : Motor Devri (*dev/dak*)

Basıncın etki ettiği yüzey alanı hesaplanırken eksantrik kaçıklıktan ve piston yüksekliğinden faydalanılmıştır. Burada piston yüksekliği üretim kolaylığı açısından 8 *mm* alınmıştır. Eksantrik kaçıklığın ise 3 *mm* olduğu bilinmektedir. Bu durumda (3.12)'de yer alan denklem kullanılarak yüzey alanı (3.13)'de hesaplanmıştır.

$$S = h \cdot x \tag{3.12}$$

$$S = 8\,mm \cdot 3\,mm = 24\,mm^2 = 24 \cdot 10^{-6}\,m^2 \tag{3.13}$$

(3.14)'de yer alan moment formülü kullanılarak motorun yüzeye uyguladığı kuvvet Newton cinsinden (3.15)'de hesaplanmıştır. Burada moment uzunluğu istenen ölçülerin dışına çıkılmaması için 11 *mm* alınmıştır.

$$F = \frac{M}{d} \tag{3.14}$$

$$\frac{0{,}18\ Nm}{0{,}011m} = 16{,}36\ N \tag{3.15}$$

Kuvvet ve yüzey alanının elde edilmesi ile (3.16) denklemi kullanılarak üretilmesi beklenen basınç değeri bar cinsinden (3.17)'de hesaplanmıştır.

$$P = \frac{F}{S} \tag{3.16}$$

$$\frac{16{,}36\ N}{24 \cdot 10^{-6} m^2} = 0{,}681 \cdot 10^6\ N/m^2 = 6{,}81\ bar \tag{3.17}$$

Hesaplamalara servis faktör de dahil edildiği taktirde oda sıcaklığında minimum elde edilmesi gereken basınç değeri (3.18)'de bulunmuştur.

$$\frac{P}{fs} = \frac{6{,}81\ bar}{1{,}30} = 5{,}23\ bar \tag{3.18}$$

Piston çapı (22 *mm*), piston yatak çapı (25 *mm*) ve piston yatak yüksekliği (8 *mm*) göz önüne alındığında, her devirde üretilen basınçlı havanın hacmi (3.19) denklemi kullanılarak (3.20)'de hesaplanmıştır.

$$Piston\ yatak\ hacmi - Piston\ hacmi = (\pi \cdot r_1^2 \cdot h_1) - (\pi \cdot r_2^2 \cdot h_2) \tag{3.19}$$

$$(3{,}14 \cdot 12{,}5^2 \cdot 8) - (3{,}14 \cdot 11^2 \cdot 8) = 3925\ mm^3 - 3039\ mm^3 = 0{,}885\ cm^3 \tag{3.20}$$

Kompresörde 2 adet piston olduğu için her devirde 1,77 cm^3 basınçlı hava üretilir. Kullanılan motorun 4000 *devir/dak* ile dönmesi sonucu dakikada üretilen basınçlı hava miktarı (3.21)'de bulunmuştur.

$$1{,}77 \cdot 4000 = 7080\ cm^3 = 7\ lt \tag{3.21}$$

3.2.3. Kompresör mekanik tasarım ve üretim aşamaları

Üretimi planlanan kompresör, bilgisayar destekli çizim programı (Solidworks 2013) kullanılarak 53 mm çapında ve 57,7 mm uzunluğunda tasarlanmıştır. Tasarımda motor bağlantısı yapıldıktan sonra mil uzunlukları ve kaplin de hesaba katıldığı takdirde kompresörün toplam uzunluğu 187 mm olmuştur. Tasarım tamamlandıktan sonra endüstriyel tezgahlar kullanılarak üretimi gerçekleştirilmiştir. Nihai ürünün ortaya çıkması ile motor kontrolü yapılarak hermetik tank içerisine yerleştirilmiş ve deney düzeneği hazır hale getirilmiştir.

3.2.3.1. Tasarım aşaması

Kompresör tasarımında, soğutma sistemine monte edilebilecek boyutta ve yatay çalışabilmesi amaçlanmıştır. Düşük titreşimlerde, sessiz ve hızlı çalışabildikleri için tasarımımızda rotary swing tipi kompresör tercih edilmiştir.

Kompresör üretiminde kullanılması gereken ve standart boyutlarda piyasadan temin edilen üç ürün vardır. Bunlar; sızdırmazlık için kullanılan yağ keçesi, kaplin ve kompresör tahrikini sağlayan motordur.

Tasarıma başlamadan önce düşük iç çap ölçülerine sahip (8x16x7 mm) sızdırmazlık basınç keçeleri temin edilmiştir. Kompresör sızdırmazlığı için kullanılacak yağ keçeleri, yüksek basınç altında eksantrik mili sıkarak hermetik tanktan pistonlara hava kaçağını önleyecektir. Rulman yerine yağ keçesi kullanımının, sızdırmazlığı arttırma avantajının yanında eksantrik mili sıktığı için motora ekstra yük bindirme dezavantajı da vardır.

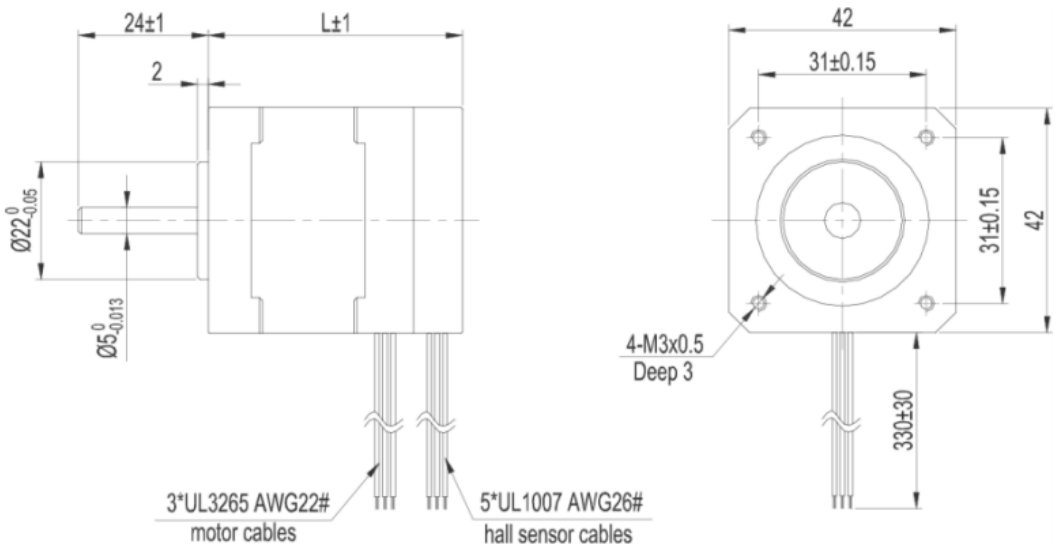
Yağ keçeleri, tasarımımızdaki kompresör parça ölçülerinin belirlenmesinde domino etkisi oluşturmuştur. Yağ keçesinin iç çapı eksantrik mil çapının (8 mm), dış çapı ise piston çapının (22 mm) belirlenmesini sağlamıştır. Piston dış çapının ortaya çıkması, tanka gönderilecek hava kanallarının yani reed valfin yer alacağı kısmın belirlenmesinde etkili olmuştur. Piston dış çapı aynı zamanda optimal et kalınlığı belirlenerek piston iç çapını (14 mm) ve eksantrik hareket şaft çapını (14 mm) ortaya çıkarmıştır. Bunun yanında kompresörün tanka göndereceği basınçlı hava hacminin (1,77 cm^3) belirlenmesi ile piston yatak çapı (25 mm) ve kompresör dış ölçüleri (Ø53 mm) belirlenmiştir. Tüm bu ölçüler belirlenirken kompresörün en az yer işgal etmesi ve üretim esnasında

doğabilecek hassasiyet hatalarının minimum düzeye indirilmesi göz önünde bulundurulmuştur.

Kompresörlerde titreşimin ve salınımın alt seviyede tutulması gerekmektedir. Tek pistonlu olarak çalışan rotary kompresörlerde titreşimin engellenmesi için motor rotoruna piston hareketinin zıt yönünde sabit ağırlık bağlanmaktadır. Bu sayede oluşacak balans en aza indirgenebilmektedir. Bu tez çalışmasında ise hem balansın engellenebilmesi hem de verimliliğin artması için tek gövde üzerinde birbirine zıt hareket eden iki adet piston kullanılmıştır. Gövde üzerinde bulunan bu iki piston birbirinden tamamen yalıtılmış ve iki ayrı kompresör gibi çalışmaktadır. Bu iki pistonun birbirine bağlı olduğu tek nokta eksantrik şafttır. Tüm bu özellikler göz önüne alınarak gövde, eksantrik şaft, piston ve reed valf tasarımı gerçekleştirilmiştir.

Gövde tasarımı

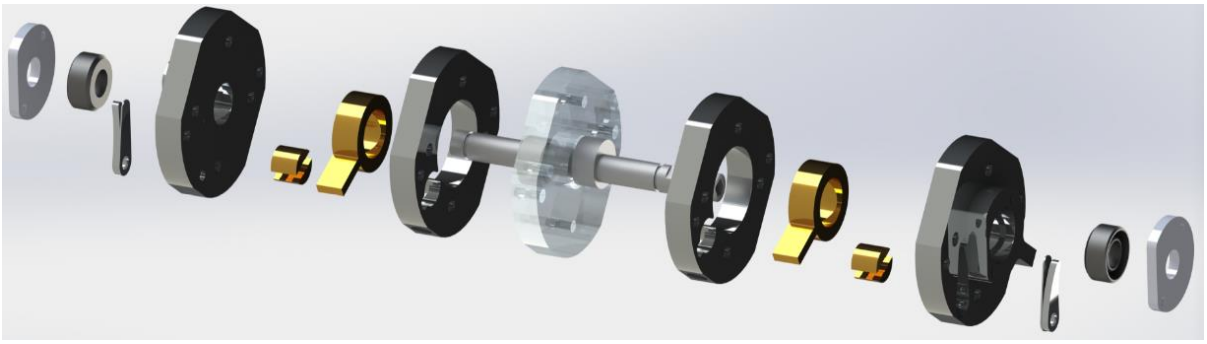
Üretimine karar verilen rotary swing kompresör, deney aşamasında oluşabilecek hatalara müdahalenin mümkün olması açısından yarı hermetik olarak tasarlanmıştır. Yarı hermetik tank içerisine Ø53 mm çapında kompresör ve Şekil 3.2.'de ölçüleri verilen motor yerleştirilmiştir.



Şekil 3.2. BLDC motor ölçüleri (Promoco, 2015)

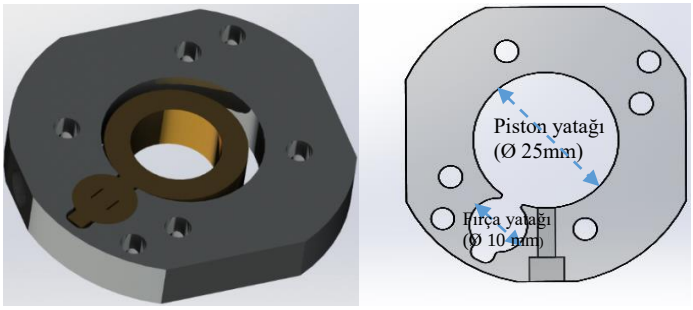
Kompresör, üretim kolaylığı açısından beş adet gövde elemanından oluşacak şekilde tasarlanmıştır. Bu elemanlar sırasıyla; keçeli arka kapak, birinci pistonun bulunduğu parça, iki pistonun da yalıtımını sağlayan orta parça, ikinci pistonun

bulunduğu parça ve keçeli ön kapaktan oluşmaktadır. Her parçanın et kalınlığı 8 mm'dir. Gövde elemanlarının teknik çizimleri Şekil 3.3'de verilmiştir.



Şekil 3.3. Kompresör gövde elemanları

Gövde elemanlarının birbirine monte edilmesi aşamasında vida bağlantı noktaları belirlenirken dayanıklılığın yanı sıra piston hareket kabiliyeti de göz önünde bulundurulmuştur. Bu sebeple metal fırça yatağı ile piston kolu, gövde çerçevesinin köşesine çapraz olarak yerleştirilmiştir. Piston yatak çapı 25 mm, fırça yatak çapı ise 10 mm olarak belirlenmiştir. Şekil 3.4'de tasarlanan kompresörün bilgisayar destekli çizimi verilmiştir.



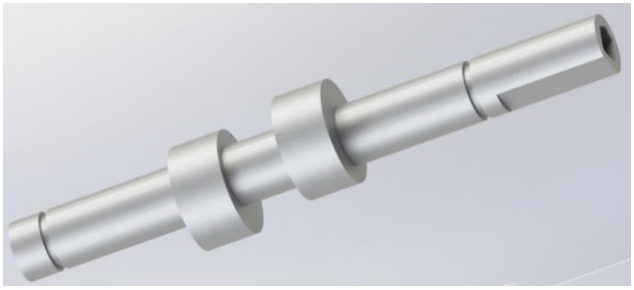
Şekil 3.4. Kompresör piston yatağı ve ölçüleri

Eksantrik şaft tasarımı

Eksantrik şaft, kompresörün piston ile gövde arasında havayı sıkıştırılabilmesi için gerekli olan tam daire merkezindeki kaçık eksen hareketini sağlayan parçadır. Kompresörün tasarlanan gövde parçaları (8 mm), yağ keçesi (7 mm), yağ keçesi kapağı (3mm), gövde parçalarını bir arada tutacak olan segman kanalları (1mm) ve motor bağlantı mesafesi göz önüne alındığında şaft uzunluğu 73 mm olarak belirlenmiştir.

Tek gövde üzerinde pistonlara hareket verecek olan eksantrik şaft, zıt yönde iki adet piston hareket şaftından oluşmaktadır. Hareket şaftlarının çap ölçüleri piston iç çap

(14 mm) ölçüleri ile aynı alınmıştır. Şekil 3.5'de eksantrik şaftın bilgisayar destekli çizimi verilmiştir.



Şekil 3.5. Eksantrik şaft

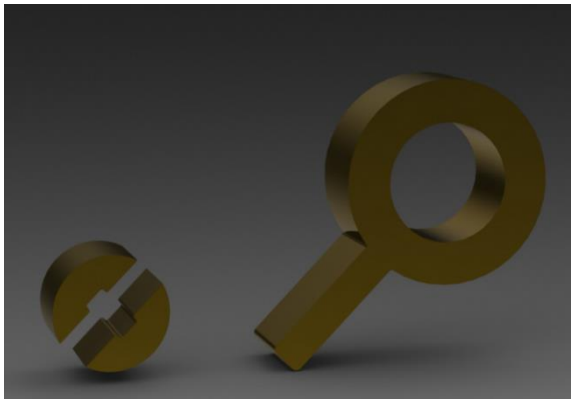
Piston tasarımı

Kompresör hesabına göre her piston hareketinde tanka gönderilmesi gereken basınçlı havanın hacmi 0,88 cm^3'dür. Bu hesaba göre piston yatak çapı (25 mm) ve piston yatak yüksekliği (8 mm) ölçülerinden yola çıkılarak piston dış çapı 22 mm iç çapı da 14 mm olarak belirlenmiştir.

Swing kompresörlere özgü sızdırmazlık için gerekli olan piston kolu ebatları belirlenirken metal fırçaların boşluğa düşmemesi için fırça yarıçapından minimum ölçüde uzun olacak şekilde piston kol uzunluğu 12 mm alınmıştır.

Metal fırça tasarımı

Kompresör içerisinde yer alan ve her piston için 2 adet bulunan metal fırçalar, swing kompresörlerde kullanılan en küçük parçalar olmasına rağmen kritik öneme sahiptir. Atmosferden çekilen havanın sıkıştırma anında kaçırmaması için metal fırçalar kullanılmaktadır. Metal fırçalar, fırça yatak çapı ile aynı ölçülerde tasarlanmıştır. Şekil 3.6'da piston ve metal fırçaların teknik çizimi verilmiştir.



Şekil 3.6. Piston ve metal fırçalar

Reed valf (basma klape) tasarımı

Klape, piston hareketi ile sıkışan havanın belirli bir basınç seviyesine gelmesi ile doğru yönde hava akışını sağlayan elemanlardır. Klapelerin açılıp kapanma süresi kullanılacak sacın sertliği, kalınlığı ve bağlantı noktasına olan uzaklığı gibi değerler ile değişkenlik göstermektedir.

Kompresörde emme ve basma klapeleri olmak üzere 2 adet klape mevcuttur. Sıkıştırmanın verimliliğini etkileyen emiş ve basma klapelerinin konstrüksiyonu kompresör dizaynını etkiler. Bu sebeple, klapeler kompresörün önemli elemanı olarak düşünülebilir (Özkol, 1999).

İdeal klapenin özellikleri; dayanıklı ve uzun ömürlü olmalı, basınç kaybını en aza indirmeli ve emme ile basmanın aksi yönünde geçiş çok az olmalıdır (Özkol, 1999):

Rotary kompresörlerde akış sürekli olduğundan emme klapesine gerek yoktur. Basma tarafında ise genellikle yaprak tipi klape kullanılır. Klape kalınlığı, kompresörün büyüklüğüne bağlı olarak 0.1 ile 0.4 mm arasında değişir.

Günümüzde üretilen kompresörlerde sıklıkla rastlanan klapeleri 3 grupta toplamak mümkündür (Özkol, 1999):

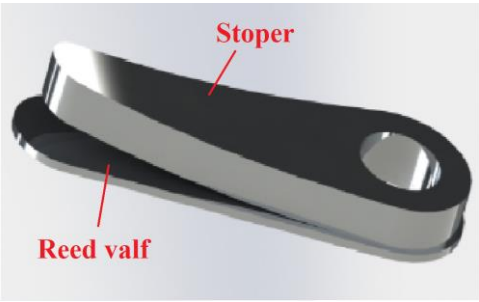
(1) Tapa-Poppet klapeler,

(2) Halka plaka veya disk plaka tipi klapeler,

(3) Yaprak tipi-Esnek klapeler (Flexing-Reed)

Kompresör tasarımımızda basma klapesi olarak yaprak klape (reed valf) dizayn edilmiştir. Yaprak klape, düz yüzey üzerinde bulunur ve tek yönlü geçirgenlik sağlar.

Kompresör hava çıkışlarına monte edilecek olan reed valf, 0.40 mm kalınlıkta tasarlamıştır. Kompresör gövdesi üzerinde iki adet hava çıkışı olduğu için 2 adet reed valf kullanılmıştır. Reed valflerin gövde üzerine yerleştirilmesi için reed valf yatağı tasarlanmış ve yatakta yer alan valf üzerine de aynı formda stoper tasarlanarak yerleştirilmiştir. Şekil 3.7'de tasarlanan reed valf teknik çizimi verilmiştir.



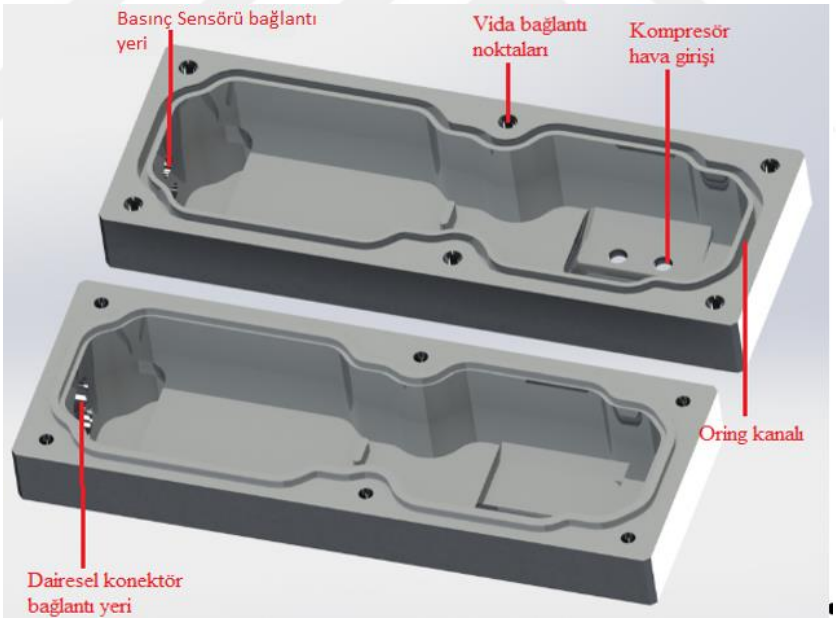
Şekil 3.7. Yaprak klape

Yarı hermetik tank tasarımı

Deney aşamasında kompresöre müdahale edilebilmesi için yarı hermetik olarak tasarlanmıştır. Tank tasarımında; kompresör boyutları, kompresör hava emiş noktaları, BLDC motor ebatları ve güç aktarımı için kullanılan metal kaplin boyutları (5x8x25 mm) göz önünde bulundurulmuştur. Tasarlanan yarı hermetik tankın dış ölçüleri Çizelge 3.1'de verilmiştir. Ayrıca motor bağlantı kablolarının tank dışına taşınması amacıyla dairesel konektör kablo çıkış noktası belirlenmiştir. Bu işlem yapılırken kabloların tankta fazla yer kaplamaması için motora en yakın yer seçilmiştir. 2 parça halinde tasarlanan yarı hermetik tankın sızdırmazlığı için birleşim yüzeyine oring kanalı açılmıştır. Tank içerisinde yer alan ekipmanların (motor, kaplin, kompresör vs.) dışında kalan hacim 235 cm^3'dür. Şekil 3.8'de yarı hermetik tank tasarımı verilmiştir.

Çizelge 3.1. Yarı hermetik tank dış ölçüleri

En	Boy	Yükseklik
82 mm	224,15mm	56 mm



Şekil 3.8. Yarı hermetik tank

3.2.3.2. Üretim aşaması

Tasarımı tamamlanan kompresör parçalarının (gövde, eksantrik mil, piston, reed valf, metal fırça ve yarı hermetik tank) üretimi başlıklar halinde ayrıntılı olarak anlatılmıştır. 3 boyutlu katı modellemesi tamamlanan elemanların üretiminde,

sürtünmenin ve gereksiz boşlukların en aza indirilmesi için % 0.2 - % 0.5 arası hata toleransına sahip hassasiyette üretim gerçekleştirilmiştir.

Kompresör bloğu ve içerisinde bulunan hareketli parçaların (piston, metal fırçalar, eksantrik şaft) üretiminde, sürtünme ve genleşme katsayısının düşük olması sebebiyle DIN 1.2379 kalite sementasyon uygulanmış soğuk iş çeliği kullanılmıştır. Kullanılan metalin özellikleri Şekil 3.9'da verilmiştir.

DIN Normu	: 1.2379 X 155 CrVMo 12 1
BS Normu	: ~ BD2
AFNOR Normu	: ~ Z 160 CDV 12
UNI Normu	: X 155 CrVMo 12 1 KU
SIS Normu	: 2310
UNE Normu	: X 160 CrMoV 12 F5211
AISI Normu	: D2
JIS Normu	: ~SKD11
GOST Normu	: ~ Ch 12 F1
Yumuşatma tavı derecesi (oC)	: 800 - 850
Yumuşatma tavından sonraki sertlik (HB)	: Maksimum 250
Gerilim alma derecesi (oC)	: 650 - 700
Sertleştirme derecesi (oC)	: 1020 - 1040
Sertleştirme vasıtası	: y. SB (220 - 250 oC / 400 - 450 oC) BH, H
Sertleştirmeden sonraki sertlik (HRC)	: 63 - 65

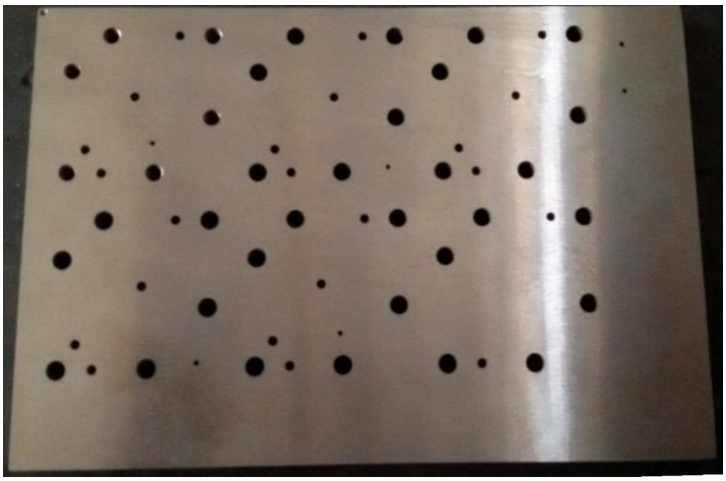
Menevişlemeden sonra elde edilen takribi sertlik (HRC)	100 oC	200 oC	300 oC	400 oC
	64	61	59	58

Oda sıcaklığındaki takribi yoğunluk	: 7.70 g/cm3

Şekil 3.9. Soğuk iş çeliğinin özellikleri (Kalite Çelik, 2013)

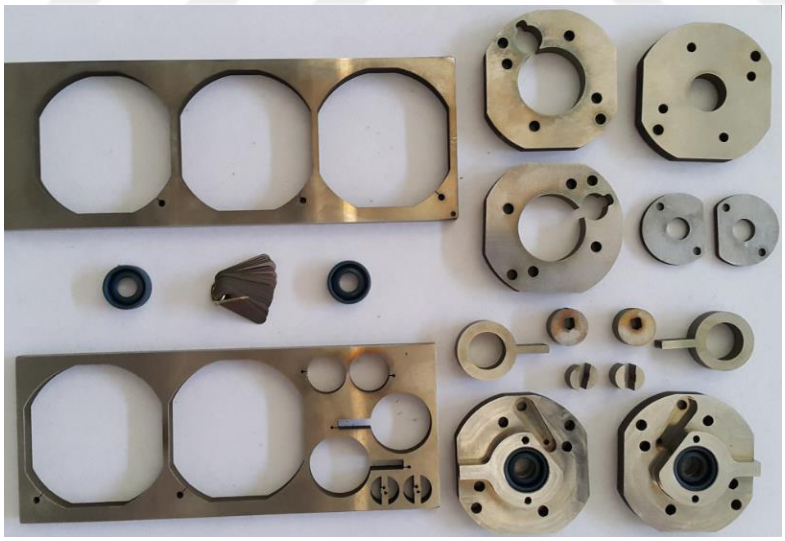
Tasarlanan kompresörün üretim aşamalarında CNC (Computer Numerical Control) işleme merkezleri, CNC tel-erozyon kesim tezgahları ile yatay ve silindirik taşlama tezgahları kullanılmıştır.

Gövde bloklarının, pistonların, eksantrik şaftın ve metal fırçaların üretiminde, parçalar arası kalınlık farkının olmaması için tek parça çelik blok kullanılmıştır. Dik işlem CNC tezgahı kullanılarak delme işlemleri yapılmış çelik blok Şekil 3.10'da sunulmuştur.



Şekil 3.10. Çelik blok

Malzemeye sementasyon uygulanması, parça işlendikten sonra yapıldığında bozulmalara sebep olabilmektedir. Böyle bir durumla karşılaşmamak için parçaları işlemeden önce sementasyon uygulanmıştır. İstenilen sertliğe sementasyon ile ulaşan çelik, yüzey taşlama tezgahı ile gereken hassas ölçülere getirilmiştir. Tasarım aşamasında ölçüleri belirlenen parçalar, tel-erozyon tezgahı ile kesilmiştir. Kesilme işleminden sonra elde edilen kompresör parçaları Şekil 3.11'de verilmiştir.



Şekil 3.11. Kesilme işleminden sonra kompresör parçaları

Piston ve metal fırçaların üretim aşaması

Diğer kompresör parçaları ile birlikte 5 mikron hassasiyet ile işlenen piston ve metal fırçalar, yüzey pürüzlülüğü ile ortaya çıkabilecek ısıdan dolayı yetersiz görüldüğü için 10 mikron titanyum kaplama yapılacak ölçülerde işlenmiştir. Daha sonra pistonlar

Şekil 3.12'de görüldüğü gibi PVD tekniği ile titanyum kaplama yapılmıştır. PVD tekniği, vakumlu bir ortamda, rezistans gibi bir ısıtıcı ile buharlaştırılan katı haldeki ham maddenin, kaplanacak malzemenin üzerine ince bir film tabaka şeklinde yapıştırılması işlemidir. Kullanılan titanyumun özellikleri Çizelge 3.2' de verilmiştir.

Çizelge 3.2. Kullanılan titanyum kaplamanın özellikleri

Renk	Altın sarısı
Sertlik	2000-2300 HV
Kalınlık	7-10 mikrometre
Sürtünme Katsayısı	0,6
Yüzey pürüzlülüğü	0,2



Şekil 3.12. Titanyum kaplama yapılan piston ve metal fırçalar

Eksantrik şaft üretim aşaması

Tasarım aşamasında tek parça olarak dizayn edilen eksantrik şaft, boyutları ve hassasiyeti göz önüne alındığında tek parça halinde üretilmesi için gerekli CNC işleme merkezi temin edilememiştir. Bu sebeple eksantrik mil, eksantrik şaft ve piston hareket şaftları imkanlar doğrultusunda CNC tel erezyon tezgahı ile 6 parça halinde işlenmiştir. Daha sonra bu parçalar lazer kaynak ile birleştirilerek ekrantrik şaft elde edilmiştir. Yapılan ölçümlerde % 2 hassasiyette üretim gerçekleştirildiği tespit edilmiştir. 6 parça olarak tekrar tasarlanarak üretilen eksantrik şaft Şekil 3.13'de verilmiştir.



Şekil 3.13. Eksantrik şaft

Reed valf (klape) üretim aşaması

Basma klape (reed valf) üretimi için önce 0.10 mm kalınlığında sac kullanılmıştır. Bu kalınlıktaki bir sacın kesme aşamasında dalgalanma ve deformelerin olmaması için

farklı bir yöntem kullanılmıştır. Altında ve üstünde 1mm kalınlığında sacın bulunduğu 20 adet 0,10 mm kalınlığındaki sac üst üste konulup kesilmiştir. Kesme işlemi diğer gövde parçalarında olduğu gibi tel-erozyon tezgahında yapılmıştır. Şekil 3.14' de üretilen reed valfler verilmiştir.

Kompresörün uygulama aşamasında 3 farklı deney yapılmıştır. Bu deneylerde Reed valften kaynaklanan hava kaçırma probleminin olmadığından emin olmak için 0.10 mm, 0.20 mm ve 0.40 mm kalınlığında saclar kullanılmıştır. Çünkü valflerin açılıp kapanma süresi kullanılacak olan sacın sertliği, kalınlığı ve bağlantı noktasına olan uzaklığı gibi değerler ile değişkenlik göstermektedir.

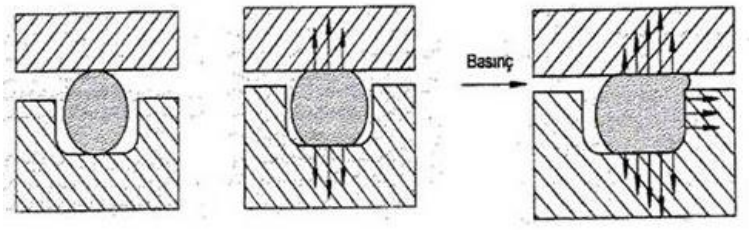


Şekil 3.14. Üretilen reed valf

Yarı hermetik tank üretim aşaması

Yarı hermetik tank, CK-45 imalat çeliği kullanılarak Şekil 3.16'de görüldüğü üzere CNC işleme merkezi ile üretilmiştir.

Tankın sızdırmazlığı için 6 noktadan bağlantı vidası ile birleşmesi sağlanmıştır. 2 parçadan oluşan tankın birleşim yüzeyine 3 mm çapında yaygın bir kullanıma sahip, yağ ve greslere dayanıklı, genel amaçlı NBR oring (nitril oring) kullanılmıştır. Şekil 3.15'de oringin sızdırmazlık sağlaması için basınç altında aldığı norm görülmektedir. Motor kablo bağlantılarının hermetik tank dışına aktarılmasında ise dairesel konektör ile sızdırmazlık sağlanmıştır. BLDC motor ve kompresör bloğunun tank ile temas eden noktalarında titreşim ve ses yalıtımı engellemek için sıvı silikon tercih edilmiştir.

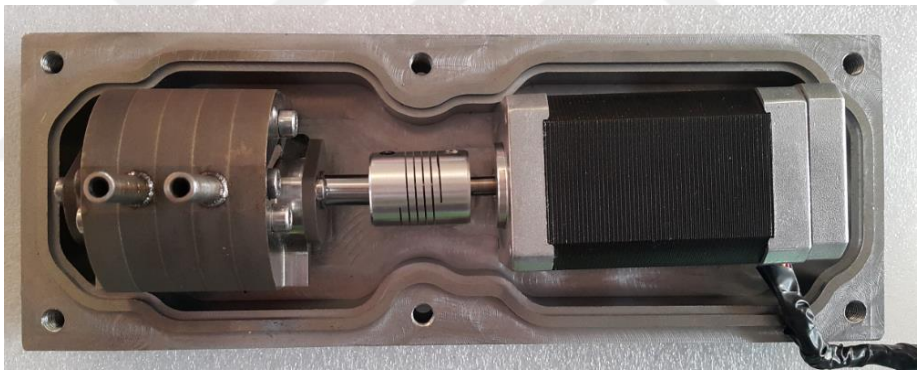


Şekil 3.15. Baskı anında oringin aldığı fiziksel yapı (Keçelas, 2011)



Şekil 3.16. Yarı hermetik tank üretim aşaması

Bütün bu işlemler gerçekleştirildikten sonra kompresör parçaları birleştirilerek tanka yerleştirilmiş ve Şekil 3.17'de görüldüğü gibi üretim tamamlanmıştır.



Şekil 3.17. Yarı hermetik tanka yerleştirilmiş kompresör ve motor

3.2.4. Motor kontrolü

Kompresör tahriki için fırçasız DC motor (BLDC) kullanılmıştır. BLDC motor seçilmesinin başlıca sebepleri aşağıda belirtilmiştir:

- Yapısında fırça bulundurmadığı için, karbon tozu oluşturmaması,
- Sürtünme olmadığı için daha verimli çalışması,
- Fırçalı motorlara nazaran daha uzun ömürlü olması,
- Hız kontrolü esnasında güç kaybı yaşamaması,
- Ağırlık ve hacim bakımından küçük olması,
- Ürettikleri momentin yüksek olması,
- İlk çalıştırma anında uyarma akımına gerek olmaması,

- Sargılar gövdede yer aldığı için ısınma probleminin olmaması (kolay soğuması)
- Sessiz çalışması.

Bu çalışma için 42BLF-03 serisi motor kullanılmıştır. Bu model 24 V ile çalışmaktadır. Boşta 5000 devir/dk ile dönerken yükte 4000 devir/dk hızıyla dönmektedir. Çizelge 3.3'de tercih edilen motorun çalışma değerleri verilmiştir.

Çizelge 3.3. Tercih edilen BLDC motor özellikleri

Model	Anma gerilimi(V)	Yüksüz devir(rpm)	Anma akımı(A)	Yükte devir(rpm)	Anma torku(Nm)	Tepe akımı(A)	Mekanik güç (W)
42BLF-03	24	5000	0,47	4000	0,18	18	78

Yarı hermetik kompresör deneyi için seçilen BLDC motorun kontrolü için BLDC-8015 serisi sürücü kullanılmıştır. Bu sürücü ile aynı zamanda hız kontrolü de yapılabilmektedir. Motordan çıkan 8 adet kablonun ne amaçla kullanıldığı Çizelge 3.4'de, sürücünün özellikleri ise Çizelge 3.5'de verilmiştir. Kablolardan 2 tanesi besleme, 3 tanesi motor-bobin ve 3 tanesi konum bilgisinin alındığı hall sensor bağlantılarıdır.

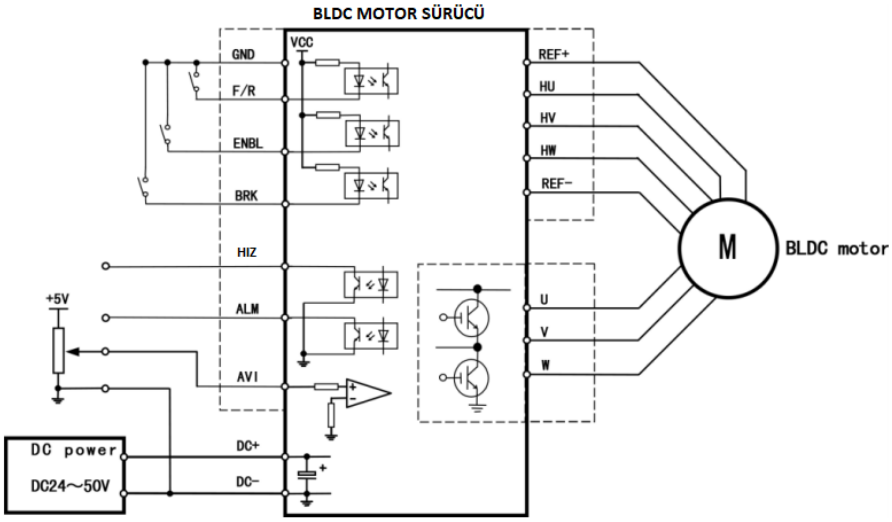
Çizelge 3.4. BLDC motor kablo özellikleri

Kırmızı	Siyah	Mavi1	Yeşil1	Sarı1	Mavi2	Yeşil2	Sarı2
Besleme +	Besleme -	Hallsensor	Hallsensor	Hallsensor	W	V	U

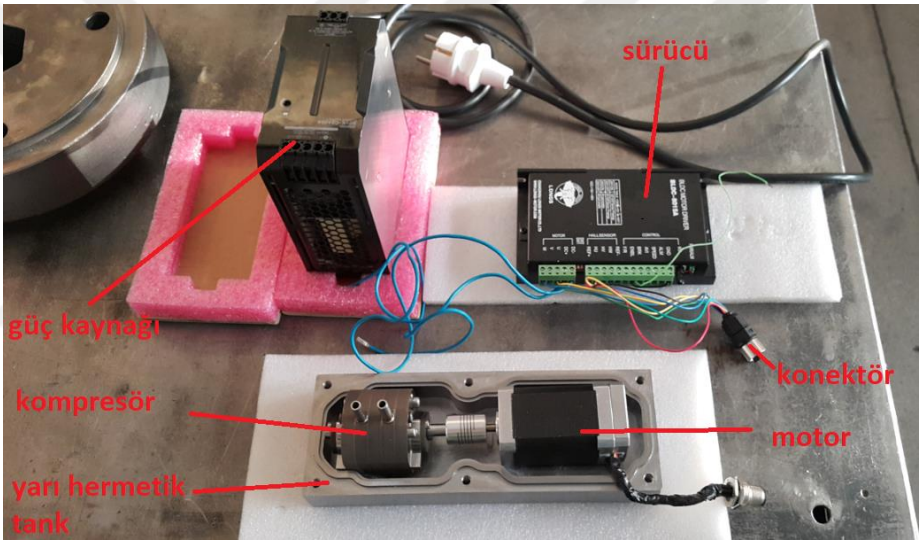
Çizelge 3.5. Motor sürücü özellikleri

Model	Giriş Voltajı(V)	Tepe Akımı(A)	Anma akımı(A)	Sıcaklık (ºC)
BLDC-8015A	20V-50V	30A	15A	0-50ºC

Yarı hermetik tank içerisine yerleştirilen BLDC motordan çıkan 8 adet kablo dairesel konektör ile tank dışına taşınmıştır. Bu sayede tankın içerisinde sıkışan havanın dışarı sızıntı yapması engellenmiştir. BLDC motorun besleme ve sürücü bağlantıları Şekil 3.18'de gösterildiği gibi yapıldıktan sonra Şekil 3.19'da görüldüğü gibi yarı hermetik tank içerisine motor ve kompresörün yerleştirilmesiyle deney düzeneği hazır hale getirilmiştir.

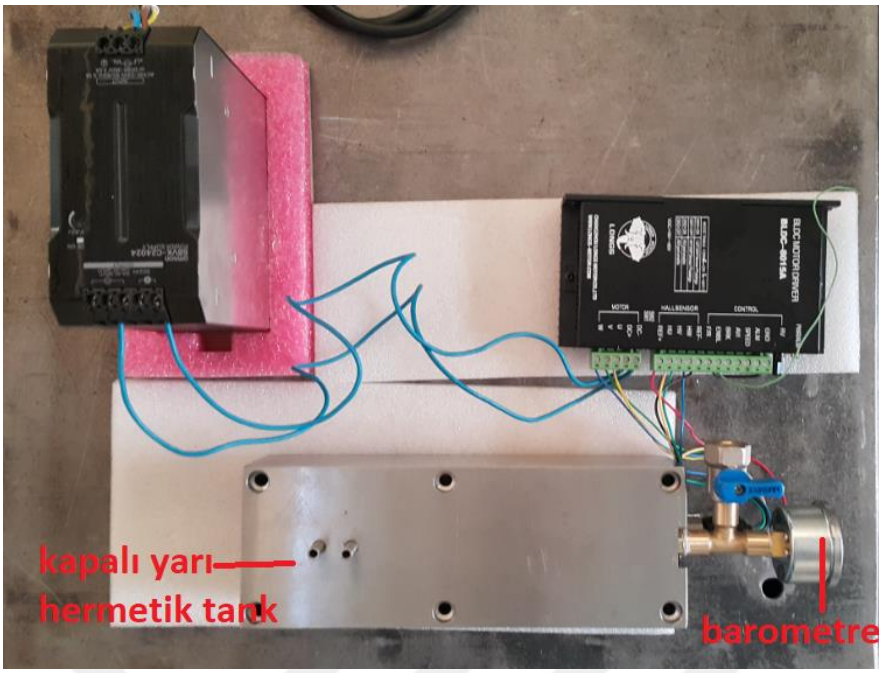


Şekil 3.18. Motor ve sürücü bağlantı şeması



Şekil 3.19. Yarı hermetik kompresör deney düzeneği

Deney düzeneği hazırlandıktan sonra Şekil 3.20'de olduğu gibi kompresör ile motorun yer aldığı yarı hermetik tank kapatılarak vidalarla sıkıştırılmıştır. Deneyde, potansiyometre ile hız kontrolü ve tankın üzerinde bulunan basınç sensöründen basınç kontrolü yapılmıştır. Yapılan ölçümlerde motorun çektiği akımın 5A seviyesinde iken basınç sensöründen 5,5 ila 6,5 bar arasında basınç değerleri gözlemlenmiştir. Elde edilen veriler araştırma sonuçları bölümünde ayrıntılı olarak incelenmiştir.



Şekil 3.20. Yarı hermetik kompresör deney düzeneği

4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA

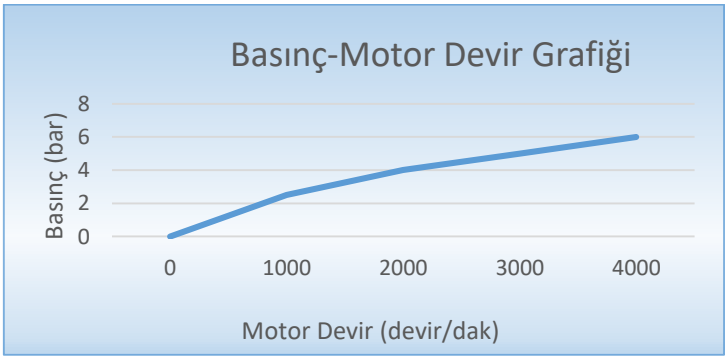
Tasarım aşamasında ölçüleri ortaya çıkan kompresörün, kullanılacak motorun gücü de göz önüne alındığında üretmesi gereken basınç değeri hesaplanmıştır. Elde edilen ölçülere göre üretimi gerçekleştirilen kompresör, yarı hermetik tank içerisine motor ile birlikte yerleştirilmiş ve deney düzeneği hazır hale getirilmiştir. Bu bölümde deney düzeneği hazırlanan yarı hermetik kompresör üzerinde yapılan testlerden elde edilen veriler analiz edilmiştir. Ayrıca elde edilen veriler ışığında verim hesabı yapılarak P-V indikatör diyagramı elde edilmiştir.

4.1. Deneyler Sonucu Elde Edilen Veriler

Bu kısımda, üretilen kompresör üzerinde yapılan deneylerden elde edilen veriler grafikler üzerinde incelenerek karşılaştırılmıştır.

Kompresör tahriki için kullanılan motorun çektiği akım 5A seviyesinde iken basınç sensöründen 5.5 ila 6.5 bar arasında değişen basınç değerleri okunmuştur. Hesaplamalara göre servis faktör (1.30) dahil edildiği durumda üretilmesi gereken 5.23 bar basınç değerine ulaşılmıştır. Servis faktör dahil edilmediği durumda ise üretilmesi gereken 6.80 bar basınç değerinin altında kalınmıştır. Bunun sebepleri üzerinde durularak çözüm için gerekli olan müdahaleler tespit edilmiştir.

Üretilen kompresörde motor devri, tank basıncına doğrudan etki etmektedir. Normal şartlarda motor devir sayısı, sadece birim zamanda üretilen havanın hacmini etkiler. Fakat bu tez çalışmasında kullanılan motor, düşük devirde çalıştırıldığı takdirde basınç değeri belirli bir seviyenin üzerine çıkamamaktadır. Devir sayısına göre elde edilen basınç değerleri Şekil 3.21'de verilmiştir.



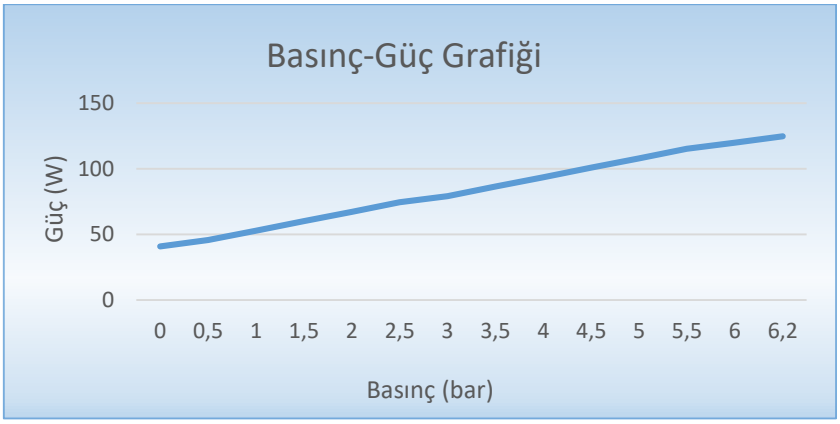
Şekil 3.21. Deney aşamasında elde edilen basınç-motor devir grafiği

Yarı hermetik tanktaki havanın basıncı arttıkça kompresörün motora uzak olan hava girişinde kaçaklar meydana gelmektedir. Yani motora yakın olan piston tanka basınçlı hava gönderirken diğer pistondan atmosfere hava kaçağı olmaktadır. Bu sebeple motor devri arttırıldığı takdirde tanka dakikada gönderilen havanın hacmi arttığı için sızıntı belirli bir basınca kadar tolere edilmektedir. Aynı zamanda devir sayısının artması tork değerini de arttırdığı için tank basıncının yükselmesinde önemli rol oynamaktadır.

Pistonda oluşan sızıntı, eksantrik şaft üretiminde yeterli hassasiyete ulaşılamamasından kaynaklanmaktadır. Eksantrik şaftın eldeki imkanlar dahilinde lazer kaynak yöntemi ile ancak % 2 hassasiyetle üretilmesi, eksantrik kaçıklığı büyük ölçüde etkilediği için pistonların sıkıştırma anında hava kaçırmasına sebep olmaktadır.

Yapılan deneylerde hava kaçağının olduğu emme girişi kapatıldığı durumda tank basıncının daha da yükseldiği görülmüştür Bu da gösteriyor ki, hesaplanan 6,8 bar basınç değerine ulaşabilmek için eksantrik şaftın yeterli hassasiyette üretilmesi gerekmektedir. Aynı zamanda düşük devirde hava kaçaklarının önüne geçilebileceği için motora monte edilecek bir redüktör ile çok daha yüksek basınçlar elde edilebilecektir.

Yapılan güç analizinde motor 4000 devir/dk ile dönerken basınç değeri arttıkça çektiği akım da artmaktadır. Şekil 3.22'de görüldüğü gibi 120 W güç tüketen motor ile 5.5 ila 6.5 bar arası basınçlı hava üretilmektedir.



Şekil 3.22. Deney aşamasında elde edilen basınç-güç grafiği

4.2. Verim Hesabı ve P-V İndikatör Diyagramı

Tez çalışmasının bu kısmında, deneyler sonucu elde edilen veriler ışığında kompresörün verimi hesaplanmıştır. Daha sonraki aşamada basınç-hacim (P-V) indikatör diyagramı elde edilmiştir.

Verim hesabı yapılırken elde edilen veriler üzerinden kullanılacak formüller belirlenmiştir. Kompresörün ürettiği basınçlı havanın sıcaklığı temin edilemediği için izentropik mükemmel gaz bağıntısına göre giriş ve çıkış basınçları kullanılmıştır. Üretilen kompresörde motor devir sayısı ile elde edilen basınç değerinin farklılık göstermesi sebebiyle; 2000 *devir/dk*, 3000 *devir/dk* ve 4000 *devir/dk* motor hızları için kompresör verim hesapları elde edilmiştir.

Öncelikle 4000 *dev/dak* için ayrıntılı olarak kompresör verim hesabı açıklanmıştır. Daha sonra diğer devirler için hesaplanan verim değerleri sunulmuştur.

İzentropik iş veya güç, bir kompresörün yaptığı sıkıştırma işinin entropiyi yükseltmeden yapıldığı kabulüne göre hesaplanan iştir. Eğer havanın ideal gaz olduğu kabul edilirse; ki çalışılan aralıktaki havanın sıcaklığı ve basıncı bu kabule izin vermektedir; o halde (4.1) nolu denklem kullanılarak birim kütle için izentropik iş hesaplanabilir. *k* özgül ısı oranını, *R* hava için ideal gaz sabitini göstermektedir. Burada T_2 sıcaklığı bilinmemektedir. Çünkü bu sıcaklığın sıkıştırma hacmi içerisinden okunması gerekir. Bunun yerine ideal gaz bağıntıları kullanılarak denklemde T_2 sıcaklığı T_1 sıcaklığı cinsinden yazılmıştır. Bu işlem (4.2) numaralı bağıntıda gösterilmiştir (Çengel ve Boles, 2013).

$$w_s = \frac{k \cdot R \cdot (T_2 - T_1)}{k-1} \tag{4.1}$$

(4.2) numaralı bağıntıda, eşitliğin sağında kalan kısım içerisinde T_2 bulunmamaktadır ve diğer bütün parametreler bilinmektedir. Dolayısıyla izentropik iş (4.3) numaralı bağıntıdaki gibi hesaplanmıştır (Çengel ve Boles, 2013).

$$w_s = \frac{k \cdot R \cdot (T_2 - T_1)}{k-1} = \frac{k \cdot R \cdot [T_1 \cdot \left(\frac{T_2}{T_1} - 1\right)]}{k-1} = \frac{k \cdot R \cdot T_1}{k-1} \cdot \left(\frac{T_2}{T_1} - 1\right) = \frac{k \cdot R \cdot T_1}{k-1} \cdot \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right] \tag{4.2}$$

$$w_s = \frac{k.R.T_1}{k-1} \cdot \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right] = \frac{1{,}4\ .0{,}287\frac{kj}{kgK}.298\ K}{1{,}4-1} \cdot \left[\left(\frac{600\ kPa}{101{,}325\ kPa}\right)^{\frac{0{,}4}{1{,}4}} - 1\right] =$$

$$\frac{1{,}4 \cdot 0{,}287\frac{kj}{kgK} \cdot 298\ K}{0{,}4} \cdot ((5{,}92)^{0{,}285} - 1) = \frac{119{,}7364}{0{,}4} \cdot ((5{,}92)^{0{,}285} - 1)\ = 299{,}34 \cdot$$

$$0{,}66 = 197{,}56\frac{kj}{kg} \qquad (4.3)$$

Dikkat edilirse (4.3) numaralı bağıntıdan elde edilen birim, kütle başına iş değeridir ve güç değerinin elde edilmesi için birim zamandaki işin belirlenmesi gerekir. Dolayısıyla kütlesel debi değeri ile (4.3) numaralı bağıntıdan elde edilen değerler çarpılırsa güç değeri hesaplanmış olur. Kütlesel debinin hesaplanması için (4.4) numaralı bağıntı kullanılmıştır (Çengel ve Cimbala, 2008).

$$\dot{m} = n \cdot v \cdot \rho \qquad (4.4)$$

4000 *dev/dak* motor devri için hesaplanan kütlesel debi (4.5) ile verilmiştir. (4.5) numaralı eşitlik ile elde edilen kütlesel debi ile (4.3) numaralı eşitlik ile elde edilen birim kütle başına iş çarpılırsa (4.6) daki izentropik kompresör gücü hesaplanmış olur (Çengel ve Cimbala, 2008).

$$\dot{m} = 66{,}66\frac{devir}{sn} \cdot\ 1{,}77\ \cdot\ 10^{-6}m^3\ \cdot\ 1{,}225\frac{kg}{m^3} = 0{,}0001445\ kg/s \qquad (4.5)$$

$$\dot{W}_s = \dot{m} \cdot w_s = 28{,}55\ W \qquad (4.6)$$

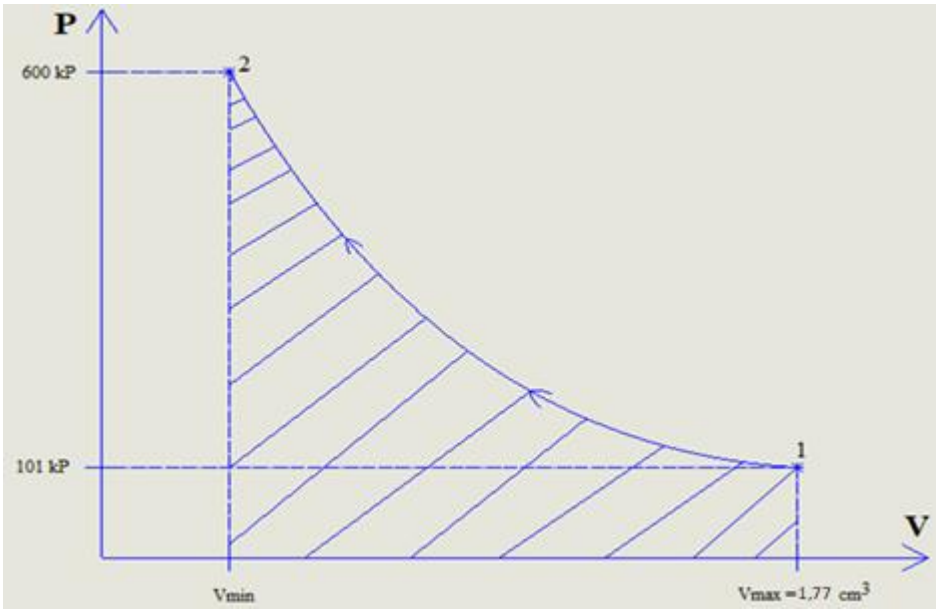
(4.7) numaralı formülde kompresör için verim ifadesi tanımlanmıştır. Ölçülen kompresör gücü ile hesaplanan izentropik güç (4.7) numaralı denklemde yerine konulduğunda (4.8) numaralı eşitlikte ifade edilen kompresör verim değeri elde edilir.

$$\eta = \frac{\dot{W}_s}{W_{\text{ölçülen}}} \qquad (4.7)$$

$$\eta = \frac{28{,}55\ W}{120\ W} = \%\ 23{,}7 \qquad (4.8)$$

(4.8) numaralı eşitlikte ifade edilen % 23,7 lik kompresör verimi 4000 dev/dak için hesaplanmıştır. Aynı işlemler diğer devir değerleri için de yapılmıştır. Buna göre 3000 dev/dak için verim % 18 iken 2000 devir/dak için % 12 olarak hesaplanmıştır. Bu sonuçlara göre devir sayısı ile verimin doğru orantılı olduğu görülmektedir. Sebebi ise motor hızının artması ile pistonlarda meydana gelen kaçakların belirli bir seviyeye kadar tolere edilmesidir.

Soğutma makinaları veya içten yanmalı motorlar gibi çevrim ile çalışan makinelerde, çevrim içerisindeki süreçler (prosesler) indikatör diyagramlar ile gösterilebilir. Bu diyagramlarda çevrim her zaman başlangıç noktasına döner ve süreçler arasında kalan alan da işi gösterir. Kompresör ise çevrimlerde kullanılabilen bir makinedir ve aslında süreçlerden sadece birini; sıkıştırma işini yapar. O nedenle P-V indikatör diyagramında incelenen kompresör için sadece sıkıştırma işi çizilmiştir. İçten yanmalı motor piston ve silindirleri bu anlamda bir kavram kargaşasına neden olabilir. İçten yanmalı motorlarda piston ve silindirler çevrimin bütünüyle yapıldığı elemanlardır. Yani sıkıştırma, genişleme, ısıtma ve ısının atılması aynı eleman içerisinde gerçekleşmektedir. Kompresörde bu dört süreçten sadece sıkıştırma işi gerçekleşmektedir. Şekil 3.23'de kompresör sıkıştırma işi için P-V diyagramı verilmiştir.



Şekil 3.23. P-V indikatör diyagramı

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

5.1. Sonuçlar

İşlemcilerin soğutulması için yıllar içerisinde birçok yöntem geliştirilmiştir. Günümüzde bilgisayar kasasına rahatlıkla monte edilebilen su soğutma sistemleri yaygın olarak kullanılmaktadır. İşlemci üzerinden devir daim edilen su, fanlar yardımı ile soğutulmaktadır. Fanların uzun vadede bakım istememesi, az yer kaplaması ve maliyetinin düşük olması önemli avantajlarından bazılarıdır. Fakat işlemcilerin yüksek sıcaklıklara çıkması ile fanları soğutma verimleri düşmektedir. Gaz sıkıştırmalı soğutma sistemleri ise fanların sahip olduğu birçok avantaja sahip olmamasına rağmen ortam sıcaklığını kontrol etme konusunda çok daha kararlı çalışmaktadırlar.

Bu tez çalışmasının ilk kısmında, su soğutmalı sistemlerde kullanılan fan yerine gaz sıkıştırmalı soğutma sistem tasarımı gerçekleştirilmiştir. Bir nevi bilgisayar kasasına yerleştirilebilecek mini chiller tasarlanmıştır. Tasarlanan sistemin soğutma işlemini gerçekleştirebilmesi için sistemin kalbi olarak nitelendirilen kompresörün, 11 bar üzerinde basınç üretmesi gerekmektedir. Sistem ölçülerinin standartlar dışına çıkmaması için mini boyutta kompresöre ihtiyaç duyulmuştur. Piyasada bulunan mini boyutta kompresörler dikey olarak çalıştıkları için ölçü olarak tasarlanan sisteme uymamaktadır. Bu sebeple yatay olarak çalışabilen mini boyutta yarı hermetik rotary swing kompresör tasarımı ve üretimi gerçekleştirilmiştir.

Kompresör üretimi gerçekleştirilmeden önce 11 bar basınç değerine ulaşmak için mevcut motor gücü göz önünde bulundurularak kompresör ölçüleri hesaplanmıştır. Yapılan hesaplamalar ile elde edilen ölçülerde üretimi gerçekleştirmek imkanlar dahilinde mümkün olmamıştır. Bu sebeple üretilebilecek ölçülerde elde edilmesi muhtemel basınç değeri hesaplanmış ve 6,8 bar bulunmuştur.

Hesaplama sonuçlarına göre üretimi gerçekleştirilen yarı hermetik rotary swing kompresörden maksimum 5,5 ila 6,5 bar arasında değişen basınç değerleri elde edilmiştir. Motorun çektiği akım ise maksimum hız ve basınçta 5 A olarak ölçülmüştür. Bu da motorun maksimum 120 W güç tükettiğini göstermektedir.

Üretim esnasında eksantrik şaftın % 2 hassasiyette üretilmesi sonucu, motor devir sayısına göre üretilen basınç değerleri değişkenlik göstermiştir. Motor 4000 *devir/dak* hızıyla çalıştırıldığı durumda ortalama 6 bar, 3000 *devir/dak* hızıyla çalıştırıldığında 5 bar, 2000 *devir/dak* hızıyla çalıştırıldığında ise 4 bar basınç değeri elde edilmiştir. Bu

veriler ışığında yapılan hesaplamalara göre 4000 *devir/dak* hızında kompresör verimi % 23,7 iken 3000 *devir/dak*'da % 18 ve 2000 *devir/dak*'da % 12 bulunmuştur.

Üretilen kompresör ile elde edilen 6 bar basınç değeri, verimli bir soğutma işlemi için yeterli olmasa dahi farklı alanlarda kullanılabilir. Sessiz çalışması ve küçük ölçülere sahip olması, düşük güçlü pnömatik sistemlerde tercih edilmesi açısından önemli bir kıstas olabilir.

5.2. Öneriler

Tasarlanan gaz sıkıştırmalı soğutma sisteminin verimli çalışması için akışkan gazın minimum 11 bar basınç değerine ulaşması gerekmektedir. Materyal yöntem bölümünde yapılan hesaplamalara göre; üretilen kompresör ile 6 bar basınç değerine ulaşılmış olması, gerekli ölçülerde üretimin gerçekleşmesi durumunda 11 bar basınç değerine ulaşılabileceğini de göstermektedir.

Kompresör içerisinde yer alan pistonların her devirde hermetik tanka gönderdiği soğutucu akışkanın hacmi ve motor torku, üretilecek basınç değerini doğrudan etkilemektedir. Kullanılan motor yerine; torku ve devri yüksek bir motor kullanılması ile basınç seviyesi ve debisi yükseltilebilir. Fakat yüksek devirde ve yüksek torkta motorların boyutları, tasarlanan soğutma sistem boyutlarının dışına çıkmaktadır. Bu sebeple piston yüzey alanının azaltılarak kompresör gücünün artırılması, sistem için çok daha verimli olacaktır. Bu doğrultuda yapılan hesaplamalara göre kuvvetin etki ettiği yüzey alanı 24 mm^2'den 11.44 mm^2'ye düşürülmelidir.

Bunun yanında üretilen kompresörde eksantrik şaftın % 2 hassasiyette üretilmesi kaçaklara sebep olmuş ve verimi % 23,7'e kadar düşürmüştür. Eksantrik şaftın minimum % 0,3 hassasiyette üretilmesi ve motor – kompresör arasında redüktör kullanılması ile elde edilecek basınç değerinin daha da yükseltilmesi kuvvetle muhtemeldir. Böylece soğutma sistemi için gerekli olan basınç değerine çok daha düşük güç tüketimi ile ulaşılabilir ve kompresör verimi yükseltilebilir.

KAYNAKLAR

Ahiska, R. ve Ahiska, K., 2007, Esnek iki fazlı termoelektrik CPU soğutucusu, *Gazi Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 22 (2), 347-351.

Akarsu, A., 2008, Genleşme vanası karakteristiğinin soğutma sistemi performansına etkisi, Yüksek lisans, *Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İzmir.

Akpınar, S., 2013, Plc kontrollü fındık boy ayırma ve paketleme. Elektrik-Elektronik Mühendisliği Bölümü, Karadeniz Teknik Üniversitesi Mühendislik Fakültesi.

Aktuna, A. ve Uzun, M., 2012, Fırçasız doğru akım motorunun plc ile hız kontrolü. Elektrik-Elektronik Mühendisliği Bölümü, Karadeniz Teknik Üniversitesi Mühendislik Fakültesi.

Altan, Ö. G. C., 2013, Kızılötesi mesafe ölçümü ile motorda hız kontrolü. Elektrik-Elektronik Mühendisliği Bölümü, Karadeniz Teknik Üniversitesi Mühendislik Fakültesi.

Altaş, İ. H., 2013, Modüler elektrik makinaları deney seti. Elektrik-Elektronik Mühendisliği Bölümü, Karadeniz Teknik Üniversitesi Mühendislik Fakültesi.

Arslan, A. E., 2014, Toprak kaynaklı ısı pompası ile doğal gazlı kombi birleşik sisteminin enerji verimliliği yönünden araştırılması, Yüksek lisans tezi, *Trakya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Edirne.

Arslan, M., 2010, Diferansiyel evrim algoritması yardımıyla asenkron motor parametrelerinin belirlenmesi, Yüksek lisans tezi, *Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Konya.

Ashrae, 2004, Hvac system and equipment, *Amerikan Atlanta*, Society of Heating Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, p. Chapter 34.

Atan, Ö., 2007, Fırçasız DA motorunun modellenmesi ve pwm yöntemiyle kontrolü, Yüksek lisans tezi, *Yüzüncü Yıl Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Van.

Aydeniz, M. G., 2005, Asenkron motorların hız algılayıcısız kontrolünde yeni bir algoritmanın geliştirilmesi ve uygulaması, *YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul.

Aydın, O., 2015, Senkron motor ile güç katsayısı kontrolünde klasik sistemler ile uzman sistemlerin karşılaştırılması, Yüksek lisans tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara.

Aydoğdu, Ö., 2006, Fırçasız doğru akım motorlarının genetik tabanlı bulanık denetleyici ile sensörsüz kontrolü, Yüksek lisans, *Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Konya.

Bayır, E. ve Küçüka, S., 2008, Scroll ve pistonlu tip soğutma kompresörlerinin kapasite ve verimlerinin çalışma şartları ile değişimi, Yüksek lisans tezi, *Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İzmir.

Brown, R. N., 1997, Compressors: selection and sizing, *Unites States of America*, Gulf Professional Publishing, p. 93-98.

Bulut, H., 2011, Soğutma ve klima tekniği. Şanlıurfa, Harran Üniversitesi Mühendislik Fakültesi**:** 16-24,36-57.

Çakır, H., 2006, Güneş piliyle elde edilen elektrik enerjisinin termoelektrik soğutmada kullanılması, Yüksek lisans tezi, *Zonguldak Karaelmas Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Zonguldak.

Çakmak, Ç., 2017, Pistonlu ve scroll tipi kompresörlerin soğutma performansının karşılaştırmalı enerji ve ekserji analizi, Yüksek lisans tezi, *Bilecik Şeyh Edebali Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Bilecik.

Çanga, Z., Abo-Serie, E. ve Çarman, K., 2015, Experımental analysıs and cfd simulations of a turbocharger compressor.

Çengel, Y. A. ve Cimbala, J. M., 2008, Akışkanlar mekaniği temelleri ve uygulamaları, *İzmir*, Güven bilimsel, p. 173.

Çengel, Y. A. ve Boles, M. A., 2013, Termodinamik-Mühendislik yaklaşımıyla, *İzmir*, Palme yayıncılık, p. 353.

Çolak, i., 2001, Asenkron motorlar, *Ankara*, Nobel yayın, p. 144-159.

Deveci, F., 2015, BLDC motorlar: geleceğin hareket kaynağı, Kişisel blog sayfası, http://www.firatdeveci.com/bldc-motorlar-gelecegin-hareket-kaynagi/: [25 Ağustos 2017].

Ekin, A., 2008, Buzdolaplarında kullanılan buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimlerinin ekserji analizi ile incelenmesi, Yüksek lisans tezi, *Celal Bayar Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Manisa.

Ekren, O., 2009, Bir soğutma grubunda kompresör hızının ve elektronik genleşme vanasının bulanık mantık algoritma ile kontrolü, Doktora tezi, *Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İzmir.

Ersever, E., 2008, Vidalı Kompresörlerde Yeni Bir Ayrıştırma Sistemi, Yüksek lisans tezi, *İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul.

Esbrí, J. N., Berbegall, V., Verdu, G., Cabello, R. ve Llopis, R., 2007, A low data requirement model of a variable speed vapour compression refrigeration system based on neural Networks., *International Journal of Refrigeration*, 30 (8), 1452-1459.

Frigo, T. S., 2012, Soğutucu akışkanlar, FTS Air Conditioning, http://www.frigotekniksogutma.com/teknikbilgiler/pdf1351735657.pdf: [3 Eylül 2016].

Gökay, İ., 2012, Ejektörlü soğutma sistemlerinde R410A kullanımı, Yüksek lisans tezi, *Pamukkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Denizli.

Hafızoğlu, M. A., 2015, Kompresör titreşimlerinin analizi ve modellenmesi, Yüksek lisans tezi, *Cumhuriyet Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Sivas.

Honeywel, 2006, Honeywell Genetron 134a. U.S.A.

Hugenroth, J. J., 2014, Oil-Less swing compressor development, *International Compressor Engineering Conference*, Louisiana USA, 1668,1661-1610.

İsa, K. ve Onat, A., 2012, İklimlendirme ve Soğutma Sistemlerinde Enerji Verimliliği, *Doğa Yayıncılık*, İstanbul, p. 215-216.

İşman, M. K., 2005, Elektronik cihazların soğutulmasının bilgisayar destekli analizi, Yüksek lisans tezi, *Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Bursa.

Kalite Çelik, T. A. Ş., 2013, Böhler soğuk iş çeliği (K110 spezial KMV - 1.2379), http://www.kalite-celik.com/default.asp?altkatid=1442&katadi=B%D6HLER%20K110%20-%20Spezial%20KMV%20(1.2379)%20&kapak=altsayfakategori: [30 Temmuz 2017].

Karakulak, O., Yaz, O., Köybaşı, E., Bıçakcı, S., Candan, C. ve Akdaş, D., 2012, Pic tabanlı fırçasız dc motor sürücü tasarımı, *3. Ulusal Tasarım İmalat ve Analiz Kongresi*, Balıkesir.

Karsu, İ., 2014, İnsansız hava araçları için uzun menzilli veri linki tasarımı, Yüksek lisans tezi, *Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul.

Kaynak, M., 2015, Sıvı soğutma sistemi nedir ? Nasıl çalışır ?, http://www.webtekno.com/donanim/sivi-sogutma-sistemi-nedir-nasil-calisir-h6089.html: [6 Ağustos 2017].

Keçelas, 2011, O-ring, http://www.kecelas.com/kece/oring/996: [30 Temmuz 2018].

Kızılkan, Ö., 2008, Alternatif soğutucu akışkanlı değişken hızlı kompresörlü bir soğutma sisteminin teorik ve deneysel incelenmesi, Doktora Tezi, *Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Isparta.

Kocyigit, N., Bulgurcu, H. ve Lin, C.-X., 2014, Fault diagnosis of a vapor compression refrigeration system with hermetic reciprocating compressor based on ph diagram, *International Journal of Refrigeration*, 45, 44-54.

Kotcioğlu, İ., Çalışkan, S. ve Manay, E., 2009, Farklı soğutucular kullanarak cpu'nun ısı boruları ile soğutulması, *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 29 (2), 109-116.

Ma, J., Chen, X., Yang, X. ve Qu, Z., 2016, Optimal structural design of swing double-vane compressor, *International Compressor Engineering Conference*, 1468,1461-1469.

Masuda, M., Sakitani, K., Yamamoto, Y., Uematsu, T. ve Mutoh, A., 1996, Development of swing compressor for alternative refrigerants, *International Compressor Engineering Conference*.

MEB, 2011 Soğutma sistem elemanları. Mesleki Eğitim ve Öğretim Sistemini Güçlendirme Projesi (MEGEP), Milli Eğitim Bakanlığı Ankara.

MEB, K. T., 2014, Havalı kondenser Mesleki Eğitim ve Öğretim Sistemini Güçlendirme Projesi (MEGEP), Milli Eğitim Bakanlığı Ankara.

MEB, M. E. B., 2011, Senkron motorlar. Mesleki Eğitim ve Öğretim Sistemini Güçlendirme Projesi (MEGEP), Milli Eğitim Bakanlığı Ankara.

Oğuz, E., 2006, Hermetik soğutucu akışkan kompresörlerinde zamana bağlı ısı transferinin kompresör performansına etkisinin incelenmesi, Doktora tezi, *İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimler Enstitüsü*, İstanbul.

Özdemir, M. v. K. M. A. R., 2007, Hermetik kompresör bileşenleri arasındaki ısı geçişinin incelenmesi, Yüksek lisans tezi, *İstanbul Teknik Üniversitesi- Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul.

Özden, L., 2015, Asenkron motorlara genel bir bakış, http://www.etoist.org.tr/makaleler/Asenkron%20Motorlar%20Hakk%C4%B1nda%20Genel%20Bilgi.pdf: [25 Temmuz 2018].

Özkol, N., 1999, Uygulamalı soğutma tekniği, *Ankara*, TMMOB Makina Mühendisleri Odası, p. 94-97.

Petchers, N., 2003, Combined heating, cooling & power handbook: technologies & applications: an integrated approach to energy resource optimization, *Lilburn*, Fairmont Press, p. 1092-1138.

Promoco, M., 2015, Brushless DC motor, http://www.promoco-motors.com/products/BLDC/42BLF%20Series.pdf: [3 Ağustos 2018].

Sarıibrahimoğlu, K., 2009, Hermetik kompresörler için ileri yatak malzemeleri geliştirilmesi, Yüksek lisans tezi, *İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul.

Shahrak, N. R., 2014, Görüntü, konum ve veri transferine sahip bir akıllı nesne tasarımı ve geliştirmesi, Yüksek lisans tezi, *Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Erzurum.

Stosic, N., Smith, I. ve Kovacevic, A., 2005, Screw compressors: mathematical modelling and performance calculation, Springer Science & Business Media, p. 6.

Şahin, Ç., 2011, Hermetik kompresörlerde ölü hacim miktarının kompresör performansına etkisinin incelenmesi, Yüksek lisans tezi, *İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul.

Şirin, S., 2008, Farklı hızlarda ve ısı akılarında kanatlı yüzeylerde ısı transferinin deneysel olarak incelenmesi, Yüksek lisans tezi, *Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Konya.

Tassou, S. A. ve Qureshi, T. Q., 1998, Comparative performance evaluation of positive displacement compressors in variable-speed refrigeration applications, *International Journal of Refrigeration*, 29-41.

Taşpınar, Y. S., 2012, Organ taşıma amaçlı termoelektrik soğutma sistem tasarım ve uygulaması, Yüksek lisans tezi, *Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Konya.

Top, A. B., 2012, Hermetik Kompresörlerde Krank Yatak Tasarımının Sürtünme Kayıplarına Etkisinin İncelenmesi, Yüksek lisans tezi, *İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul.

Tosuner, M., 2016, Senkron elektrik makineleri, senkron motor, jeneratör ve alternatör, http://www.elektrikport.com/teknik-kutuphane/senkron-elektrik-makineleri-senkron-motor--jenerator-alternator/17458#ad-image-0: [31 Temmuz 2018].

Totem Makina, S. v. T. A. Ş., 2010, Soğutma ve iklimlendirme ve kompresörler, http://www.totem.com.tr/sektorler/sogutma_ve_iklimlendirme/kompresorler.html: [18 Ağustos 2016].

Tümbek, M., 2012, Tek faz asenkron motor yerine kullanılacak üç faz motorların gövdesine yerleştirilen hız kontrol cihazının tasarımı ve uygulaması, *Pamukkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Denizli.

Whitman, B., Johnson, B., Tomczyk, J. ve Silberstein, E., 2012, Refrigeration and air conditioning technology, Cengage Learning, p. 1050.

Yağcı, A., 2011, Değişken Kapasiteli Bir Kompresörde Minimum 1200 Rpm'de Sorunsuz Çalışabilen Kompresör Krank Mili Tasarımının Gerçekleştirilmesi, Yüksek lisans tezi, *İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul.

Yılmaz, F. H., 2008a, Ac ve Dc servo sistem eğitim setinin gerçekleştirilmesi, Yüksek lisans tezi, *Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Konya.

Yılmaz, S., 2008b, Termoelektrik modüllü soğutucuda farklı soğutma uygulamalarının sistem performansına etkilerinin deneysel olarak incelenmesi, *Teknoloji*, 11 (1), 39-44.

Yumrutaş, R., Kunduz, M. ve Kanoğlu, M., 2002, Energy Analysis of Vapor Compression Refrigeration Systems, *Exergy*, 266-272.

Zorkun, M. E. ve Ardıç, A. R., 1980, Soğutma Tekniği ve Klima, *İstanbul*, Milli eğitim basımevi, p. 69-96.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı	**:**	Selman TAŞAR
Uyruğu	**:**	TC
Doğum Yeri ve Tarihi	**:**	SARAYÖNÜ - 1987
Telefon	**:**	0555 495 46 44
e-mail	**:**	selmantsr@hotmail.com

EĞİTİM

Derece		**Adı, İlçe, İl**	**Bitirme Yılı**
Lise	:	Adil Karaağaç Mesleki ve Teknik Anadolu Lisesi	2006
Üniversite	:	Marmara Üniversitesi Mekatronik Öğretmenliği	2010

İŞ DENEYİMLERİ

Yıl	**Kurum**	**Görevi**
2010-	Milli Eğitim Bakanlığı	Öğretmen