

**İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**DEĞİŞKEN KAPASİTELİ KOMPRESÖRDE EGZOZ PORTU VE VALF  
YAPRAĞININ TERMODİNAMİK VERİM VE SES GÜCÜ DÜZEYİNE  
ETKİLERİNİN SAYISAL VE DENEYSEL İNCELENMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Ahmet Yasin KARABAY**

**Makine Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Isı Akışkan Programı**

**HAZİRAN 2019**



**İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**DEĞİŞKEN KAPASİTELİ KOMPRESÖRDE EGZOZ PORTU VE VALF  
YAPRAĞININ TERMODİNAMİK VERİM VE SES GÜCÜ DÜZEYİNE  
ETKİLERİNİN SAYISAL VE DENEYSEL İNCELENMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Ahmet Yasin KARABAY  
(503161102)**

**Makine Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Isı Akışkan Programı**

**Tez Danışmanı: Dr. Öğr. Üyesi Sertaç ÇADIRCI**

**HAZİRAN 2019**



İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503161102 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Ahmet Yasin KARABAY, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “DEĞİŞKEN KAPASİTELİ KOMPRESÖRDE EGZOZ PORTU VE VALF YAPRAĞININ TERMODİNAMİK VERİM VE SES GÜCÜ DÜZEYİNE ETKİLERİNİN SAYISAL VE DENEYSEL İNCELENMESİ” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

**Tez Danışmanı :** **Dr. Öğr. Üyesi Sertaç ÇADIRCI** .....  
İstanbul Teknik Üniversitesi

**Jüri Üyeleri :** **Prof. Dr. Yakup Erhan BÖKE** .....  
İstanbul Teknik Üniversitesi

**Dr. Hüsnü Kerpiççi** .....  
Arçelik A.Ş

**Teslim Tarihi** : **03 Mayıs 2019**  
**Savunma Tarihi** : **14 Haziran 2019**





*Aileme ve arkadaşlarıma,*





## ÖNSÖZ

İlk olarak, yüksek lisans eğitimim sırasında bana verdiği destekler için değerli tez danışman hocam Dr. Öğ. Üy. Sertaç Çadircı'ya,

Her konuda desteklerini ve yardımlarını esirgemeyen değerli hocam Arş. Gör. Umut Can Coşkun'a; çalışma arkadaşlarım Kerem Karahan, Arş. Gör. Alperen Yıldızeli, Abdullah Sadık Satır ve Cem Türütoğlu'na,

Tez çalışmalarım ile ilgili tüm katkıları için başta Dr. Hüsnü Kerpiççi olmak üzere, Çağlar Şahin'e, Ertuğrul Altun'a ve Arçelik A.Ş Ar-Ge ekibi çalışanlarına,

Hayatım boyunca mesleki ve diğer konularda edindiğim neredeyse tüm bilgilerimi borçlu olduğum, babam ve değerli hocam Prof. Dr. Hasan Karabay'a

Desteklerini ve sevgilerini benden esirgemeyen aileme ve eşim Gülcan'a teşekkür ederim.

Mayıs 2019

Ahmet Yasin Karabay  
(Makina Mühendisi)



## İÇİNDEKİLER

### Sayfa

ÖNSÖZ .....	vii
İÇİNDEKİLER .....	ix
KISALTMALAR .....	xi
SEMBOLLER .....	xiii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xv
ŞEKİL LİSTESİ.....	xv
ÖZET .....	xix
SUMMARY .....	xxiii
<b>1. GİRİŞ .....</b>	<b>1</b>
<b>2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI .....</b>	<b>3</b>
2.1 Soğutma Çevrimi.....	3
2.2 Kompresörler.....	6
2.2.1 Pistonlu hermetik kompresör .....	7
2.2.2 Pistonlu hermetik kompresör çalışma prensibi .....	11
2.2.3 Ölü hacmin kompresör performansına etkisi .....	12
2.3 Literatürdeki Çalışmalar .....	13
<b>3. SAYISAL İNCELEME.....</b>	<b>17</b>
3.1 Giriş.....	17
3.1.1 Katı Model .....	18
3.1.2 Sayısal Çözüm Ağı.....	20
3.1.3 Çözüm Yöntemi .....	23
3.2 Sayısal Analiz Sonuçları .....	26
3.3 1B Sayısal Yazılım Analizleri.....	27
<b>4. DENEYSEL ÇALIŞMALAR .....</b>	<b>29</b>
4.1 İndikatör Diyagramı (pV) Ölçümleri .....	29
4.1.1 İndikatör diyagramı sonuçları .....	30
4.2 Kalorimetre Ölçümleri .....	33
4.2.1 Kalorimetre sonuçları.....	34
4.2.1.1 Orijinal kompresör sonuçları.....	34
4.2.2 Yeni tasarım valf tablası .....	35
4.3 Ses Gücü Düzeyi Ölçümleri .....	36
4.3.1 Ses gücü düzeyi ölçüm sonuçları .....	36
<b>5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER .....</b>	<b>37</b>
5.1 Sonuçlar.....	37
5.2 İleriye Dönük Çalışmalar .....	38
<b>6. KAYNAKÇA .....</b>	<b>41</b>



## KISALTMALAR

<b>ASHRAE</b>	: American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers
<b>SEK</b>	: Soğutma etkinlik katsayısı
<b>HAD</b>	: Hesaplamalı akışkanlar dinamiği
<b>pV</b>	: Basınç-Hacim
<b>pT</b>	: Basınç-Zaman
<b>Ts</b>	: Sıcaklık-Entropi
<b>R600A</b>	: İzobütan
<b>RPM</b>	: Dakikadaki devir sayısı
<b>FSI</b>	: Yapı katı etkileşimi
<b>1B</b>	: 1 boyutlu
<b>2B</b>	: 2 boyutlu
<b>3B</b>	: 3 boyutlu



## SEMBOLLER

<b>A</b>	: Alan
<b>c</b>	: Ölü hacmin, süpürme hacmine oranı
<b>D</b>	: Çap
<b>d</b>	: Piston çapı
<b>k</b>	: Soğutkanın izentropik katsayısı
<b>P</b>	: Basınç
<b>p<sub>c</sub></b>	: Silindir basıncı
<b>p<sub>d</sub></b>	: Port alt kısım basıncı
<b>p<sub>u</sub></b>	: Port üst kısım basıncı
<b>R</b>	: Gaz sabiti
<b>Re</b>	: Reynolds sayısı
<b>Q<sub>buh</sub></b>	: Soğutma kapasitesi
<b>Q<sub>H</sub></b>	: Sıcak ortama geçen ısı
<b>Q<sub>L</sub></b>	: Soğuk ortamdan kaçan ısı
<b>s</b>	: Valf açıklığı
<b>t</b>	: Zaman
<b>T</b>	: Sıcaklık
<b>V, ∇</b>	: Hacim
<b>V<sub>c</sub>, V<sub>sil</sub></b>	: Silindir hacmi
<b>w</b>	: Piston üst yüksekliği
<b>W<sub>g</sub></b>	: Sisteme yapılan iş
<b>α</b>	: Akış katsayısı
<b>η<sub>v</sub></b>	: Kompresör ideal volumetrik verimi
<b>Δt</b>	: Zaman adımı
<b>μ</b>	: Dinamik viskozite
<b>ν</b>	: Kinematik viskozite
<b>ρ</b>	: Özgül ağırlık
<b>Φ</b>	: Kütleli debi
<b><math>\vec{V}</math></b>	: Hız vektörü





## ÇİZELGE LİSTESİ

### Sayfa

Çizelge 3.1 : Pimli ve pimsiz durumlar için, 0.4bar basınç farkında oluşan debi değerleri karşılaştırması.....	47
Çizelge 4.1 : Orijinal kompresör kalorimetre sonuçları. ....	55
Çizelge 4.2 : Pimli ve pimsiz haller için performans değerleri karşılaştırma. ....	55





## ŞEKİL LİSTESİ

### Sayfa

Şekil 1.1 : Piston, silindir ve piston pimi gösterimi. ....	24
Şekil 2.1 : Soğutma çevriminin şematik ifadesi [3]. ....	25
Şekil 2.2 : İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi T-s diyagramı [3]. ....	26
Şekil 2.3 : İdeal olmayan buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi T-s diyagramı [3]. ....	27
Şekil 2.4 : Kompresör çeşitleri [4]. ....	28
Şekil 2.5 : Kompresör çeşitlerine göre soğutma kapasiteleri [4]. ....	29
Şekil 2.6 : Orijinal muhafazalı hermetik pistonlu kompresör. ....	30
Şekil 2.7 : Şeffaf pleksi muhafazalı hermetik pistonlu kompresör. ....	31
Şekil 2.8 : Kompresör gövdesi ve motoru. ....	32
Şekil 2.9 : Farklı model kompresörlere ait emme ve egzoz valfleri. ....	32
Şekil 2.10 : Farklı kompresörlere ait silindir kafası modelleri. ....	33
Şekil 2.11 : Kompresör kesitinin şematik gösterimi. ....	34
Şekil 2.12 : Kompresör pistonu ve piston pimi gösterimi. ....	35
Şekil 2.13 : Analitik ve sayısal sonuçların karşılaştırılması [9]. ....	36
Şekil 2.14 : Kullanılan 2B model [11]. ....	37
Şekil 3.1 : Kullanılan kompresör elemanlarının geometrik modeli. ....	39
Şekil 3.2 : Temizleme ve basitleştirme işlemi yapılan yüzeyler. ....	40
Şekil 3.3 : Akış alanına dahil edilmeyen, valf dibinde oluşan keskin yüzey. ....	41
Şekil 3.4 : Oluşturulan akış hacminin izometrik görünümü. ....	41
Şekil 3.5 : Oluşturulan sayısal çözüm ağının genel kesit görünümü. ....	42
Şekil 3.6 : Tahliye deliği içerisinde oluşturulan sayısal çözüm ağlarının detay görünümü. ....	43
Şekil 3.7 : Piston silindir arası yan yüzeyde oluşturulan sayısal çözüm ağının detay görünümü. ....	44
Şekil 3.8 : Sayısal çözüm ağından bağımsızlık testi. ....	44
Şekil 3.9 : Akış alanı üzerinde giriş çıkış sınır şartlarının gösterimi. ....	46
Şekil 3.10 : Farklı piston yükseklikleri için 1mm valf açıklığında ve 0.4 bar basınç farkındaki hız vektörleri gösterimi. ....	48
Şekil 3.11 : Kompresör simülasyon programı orijinal ve güncellenmiş versiyon karşılaştırma grafiği. ....	50
Şekil 4.1 : Flanşlı muhafaza ve orijinal muhafaza görselleri. ....	51
Şekil 4.2 : Basınç algılayıcıların ve optik kodlayıcının indikatör diyagramı deney düzeneği içerisindeki yerleşimi. ....	52
Şekil 4.3 : Bir çevrim için verilen indikatör diyagramı sonuçları. ....	53
Şekil 4.4 : Egzoz safhası için verilen indikatör diyagramı sonuçları. ....	53
Şekil 4.5 : Emme safhası için verilen indikatör diyagramı sonuçları. ....	54
Şekil 4.6 : Kalorimetre test sistemi. ....	55
Şekil 4.7 : Orijinal valf tablası ve yeni tasarım valf tablası izometrik gösterim. ....	57



# DEĞİŞKEN KAPASİTELİ KOMPRESÖRDE EGZOZ PORTU VE VALF YAPRAĞININ TERMODİNAMİK VERİM VE SES GÜCÜ DÜZEYİNE ETKİLERİNİN SAYISAL VE DENEYSEL İNCELENMESİ

## ÖZET

Bu çalışmada, değişken kapasiteli hermetik pistonlu kompresörün termodinamik veriminin ve ses gücü düzeyinin iyileştirilmesi amaçlanmıştır. Bu amaç çerçevesinde egzoz portu ve egzoz valf yaprağı üzerindeki akış, sayısal ve deneysel olarak incelenmiştir. Çalışmalar kapsamında silindir ölü hacminin azaltılmasına ve bu sayede termodinamik verimin iyileştirilmesi amacıyla mevcut ve yeni tasarımlar üzerinde çalışılmıştır. Mevcut tasarımda bulunan egzoz portu içerisindeki ölü hacmi azaltmak için kullanılan piston piminin farklı piston konumlarında akışa etkileri incelenmiş ve piston pimi yerine yeni bir tasarım önerilmiştir. Piston piminin akış alanını azaltarak akış üzerinde yarattığı negatif etkilerin gösterilmesi ve yeni tasarımla birlikte piston piminin kullanılmaması amaçlanmıştır.

Kullanılan geometriyi HAD (hesaplamalı akışkanlar dinamiği) analizlerine uygun hale getirmek için gerekli temizlemeler ve basitleştirmeler yapılmıştır. Daha sonra HAD analizlerine uygun sayısal çözüm ağları oluşturulmuştur. Çözüm ağı sayısının yeterli olduğunun anlaşılması için, çözüm ağından bağımsızlık analizleri gerçekleştirilmiştir. Farklı sayılarda çözüm ağları için sonuçlar karşılaştırılmış ve sonuçlardaki değişimin yeterince az olduğu bir noktadaki çözüm ağının kullanımına karar verilmiştir. Sayısal çözüm için bu çözüm ağı kullanılarak sürekli halde HAD analizleri gerçekleştirilmiştir. Gerçekleştirilen zamandan bağımsız analizler için kompresör yaprak açıklığı, piston yüksekliği ve piston pimi birer parametre olarak alınmıştır. Yaprak açıklığı ve piston yüksekliği için farklı 3'er değer sabit kabul edilerek, piston pimli ve piston pimsiz durumlarda parametrik olarak toplam 18 analiz yapılmıştır. Yapılan analizler sonucunda piston pimi kullanımının farklı parametreler altındaki etkileri gösterilmiştir.

Kompresör performansının anlaşılması için önemli bir test sistemi olan indikatör diyagramı deneyleri gerçekleştirilmiştir. Gerçek kompresör modeli üzerine yerleştirilen basınç algılayıcıları ve optik kodlayıcı sayesinde silindir içerisindeki hacim-basınç diyagramları elde edilmiştir. Deney sonuçlarından elde edilen basınç değerleri, valf açılma zamanı ve valf kapanma zamanı gibi bilgiler sayısal analizlerde sınır şartları olarak kullanılmıştır. Elde edilen deneysel sonuçlar Arçelik AŞ'ye ait 1B (1 boyutlu) nümerik hesaplama yapan bir modelleme programında yapılan güncelleme çalışmaları sonrasında alınan sonuçlar ile karşılaştırılmıştır.

Şirket içerisinde kullanılan 1B kompresör modelleme programına HAD analizleri sonuçları doğrultusunda girdi olarak verilen bazı değerlerin, krank açısına göre değişimi göz ardı edilmektedir. Kullanılan modelleme programında krank açısı bir noktada sabit tutularak, farklı valf yaprağı açıklıklarına göre HAD analizleri sonuçları kullanılarak yaprak açıklığına bağlı farklı akış katsayıları hesaplanmaktadır. Hesaplanan bu katsayı 1B kompresör modelleme programında kullanılmaktadır. Ancak bu durumda kompresör modelleme programının hesapladığı datalar özellikle egzoz hattındaki deneysel pV verileri ile karşılaştırıldığında aralarında kabul edilemeyecek seviyede farklar görülmektedir. Bu durumun iyileştirilmesi amacıyla, akış katsayıları hesaplanırken HAD analizlerinde sabit kabul edilen krank açısı bir parametre olarak tanımlanmış ve farklı krank açıları için analizler gerçekleştirilmiştir. Gerçekleştirilen analizler sonucunda akış katsayısının krank açısına da bağlı olduğu gösterilmiştir. Krank açısı ve valf yaprağı açıklığına bağlı olarak akış katsayısının değişimi hesaplanmıştır. Hesaplanan yeni akış katsayıları krank açısına bağlı şekilde 1B simülasyon programında kullanıldığında egzoz hattı pV sonuçlarında ciddi oranda iyileşmeler görülmüştür.

Yapılan sayısal çalışmalar mevcut tasarımda ölü hacmi azaltmak için kullanılan piston piminin valf portunda akışı zorlaştırarak debiyi düşürdüğünü göstermiştir. Bu durumu anlayabilmek adına aynı geometri üzerinde pimli ve pimsiz modeller için HAD analizleri gerçekleştirilmiştir. Analizler sonucunda özellikle pistonun üst ölü noktaya yaklaştığı durumlarda piston piminin akışı ciddi bir şekilde zorlaştırdığı ve debiyi düşürdüğü gösterilmiştir. Akış alanının daralarak debiyi düşürmesi sonucunda, kapasitenin ve SEK'in (soğutma etkinlik katsayısı) azalacağı gösterilmiştir. Bu

durumun deneysel olarak da gösterilmesi için piston pimli ve piston pimsiz modeller için ayrı ayrı kalorimetre deneyleri yapılmıştır.

Kompresör performans değerlerinin gösterilmesi amacıyla kalorimetre deneyleri gerçekleştirilmiştir. Piston pimli orijinal haldeki kompresör ve piston pimi kaldırılmış kompresör arasında karşılaştırma yapılmıştır. Deneyler gerçekleştirilirken kaldırılan piston pimi ölü hacimde bir miktar artmaya sebep olmuştur. Bu durumun performans üzerindeki etkileri olacağı bilinerek deneyler gerçekleştirilmiştir. Deneyler sonucunda özellikle yüksek kompresör devirlerinde performans değerlerinde artış görülmüştür. Düşük devirlerde ise performans değerlerinde düşüş görülmüştür. Bu durumun sebebi olarak yüksek devirlerde akışa bağlı kayıpların ölü hacim etkilerine göre daha baskın olduğu ve performansın iyileştiği düşünülmüştür. Düşük devirlerde ise akışa bağlı etkiler ölü hacim etkileri yanında daha az baskın gelerek performansa düşüşe sebep olmuştur.

Piston pimi kullanımının etkileri sayısal ve deneysel olarak görüldükten sonra, negatif etkilerini gidermek amacıyla yeni bir tasarım üzerine çalışmalar yapılmıştır. Yapılan bu tasarımda piston pimi kullanılmamasına rağmen, piston ölü hacmi aynı kalmak koşulu ile yeni bir valf tablası tasarlanmıştır. Yeni tasarımda valf tablası üzerinde egzoz portu çevresinde lokal bir inceltme işlemi yapılarak ölü hacim piston pimli durum ile aynı seviyelere getirilmiştir. Tasarlanan yeni valf tablası üretilerek kalorimetre deneyleri gelecek çalışmalar kapsamında yapılacaktır.





# **NUMERICAL AND EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF THE EFFECTS OF EXHAUST PORT AND VALVE LEAF ON THERMODYNAMIC EFFICIENCY AND SOUND POWER IN A VARIABLE CAPACITY COMPRESSOR**

## **SUMMARY**

In this study, it is aimed to improve the thermodynamic efficiency and sound power level of the hermetic piston compressor with variable capacity. For this purpose, the flow on the exhaust port and the exhaust valve leaf has been examined numerically and experimentally. Within the scope of the study, current and new designs have been studied in order to reduce the piston dead volume and thus to improve the thermodynamic efficiency. The effects of the piston pin on the flow at different piston positions were investigated and a new design was proposed instead of a model with pin. It is aimed to show the negative effects of the pin on the flow by reducing the flow area and eliminating the piston pin with the new design.

The necessary cleaning and simplifications were made to make the geometry suitable for the CFD analysis. Then, proper numerical solution networks for CFD analysis have been formed. Independence analyzes were conducted for the solution network in order to understand that the number of solution networks is sufficient. The results were compared for different numbers of solution networks and it was decided to use the solution network at a point where the change in the results was sufficiently small. After that, HAD analysis was carried out for steady state using this solution network.

Indicator diagram tests, which are important to understand compressor performance, have been carried out. By using pressure transducers and optical encoders placed on the actual compressor model, volume-pressure diagrams in the cylinder are obtained. The experimental results were compared with the results of a 1D (1 dimensional) numerical computation modeling program of Arçelik AŞ.

Numerical studies very close to the real situation are carried out by using flow structure interaction (FSI) method. However, because of the complexity and cost of this method, it would be very difficult to test every design on the compressor in this way. Therefore,

1D methods for compressor modeling are also widely used. These methods can be preferred because they are simple and they can be applied quickly in new designs. In this thesis, development of 1D modeling software of Arçelik A.Ş. is studied. 1D compressor modeling program in company ignores the dependency of inputs which are obtained from HAD analysis with respect to crank angle. In the modeling program, the crank angle is kept constant at one point and different flow coefficients are calculated by using HAD analysis according to different valve leaf span(orientation). This calculated coefficient is used in the 1D compressor modeling program. However, in this case, the data computed by the compressor modeling program are unacceptably different compared to the experimental data for the exhaust line. In order to fix this situation, while calculating the flow coefficients, the crank angle was defined as a parameter and analyzes were performed for different crank angles. As a result of the analyzes performed, it has been shown that the flow coefficient is also dependent on the crank angle. The change of the flow coefficient was calculated depending on the crank angle and valve leaf span. When the calculated new flow coefficients were used in the 1D compressor modeling program, significant improvements were observed in the exhaust line P-V data.

Various methods are available for reducing piston dead volume in current applications. The enhanced tolerance values due to the development in material processing technologies support the reduction of the gaps remaining on the piston surface and the reduction of dead volume. In reciprocating compressors used in household refrigerators, a large part of the dead volume is in the exhaust port which is the hole where the entrapped gas is discharged. One of the methods used to reduce dead volume in the exhaust port is the piston pin which reduces the dead volume within the exhaust port as the piston approaches the upper dead point. Studies have shown that the piston pin, which is used to reduce dead volume in the current design, reduces the flow rate by making the flow in the valve port difficult. In order to understand this situation, HAD analyzes were carried out separately for models with pin and models without pin on the same geometry. As a result of the analyzes, it has been shown that the piston pin severely complicates the flow and reduces the flow rate, especially when the piston is approaching the upper dead point. It is known that the capacity and COP (cooling efficiency coefficient) will decrease as the flow rate decreases as a result of decreasing

flow area. In order to show this situation experimentally, separate calorimetry tests were made for models with pin and models without pin.

Calorimeter tests were performed to show compressor performance values. A comparison was made between the original compressor with the piston pin and the compressor without piston pin. Removal of piston pin during experiments caused some increase in dead volume. Experiments were carried out knowing that this would have effects on performance. As a result of the tests, especially in high compressor speeds, performance values increased. At low speeds, the performance values decreased. As a result of this, it is considered that flow-related losses in higher speeds are more dominant than dead volume effects and performance is improved. At low speeds, flow-related effects were less dominant compared to dead-volume effects, and performance is declined.

A new design has been carried out in order to eliminate the negative effects of the piston pin usage. Although the piston pin is not used in this design, a new valve table is designed with the condition that the piston dead volume remains the same. In the new design, a local thinning operation was carried out around the exhaust port on the valve table and the dead volume was brought to the same level as the model with piston pin. Calorimeter tests have been carried out after producing new designed valve table. After the experiments, changes in the performance and capacity values of the new valve table design were investigated.



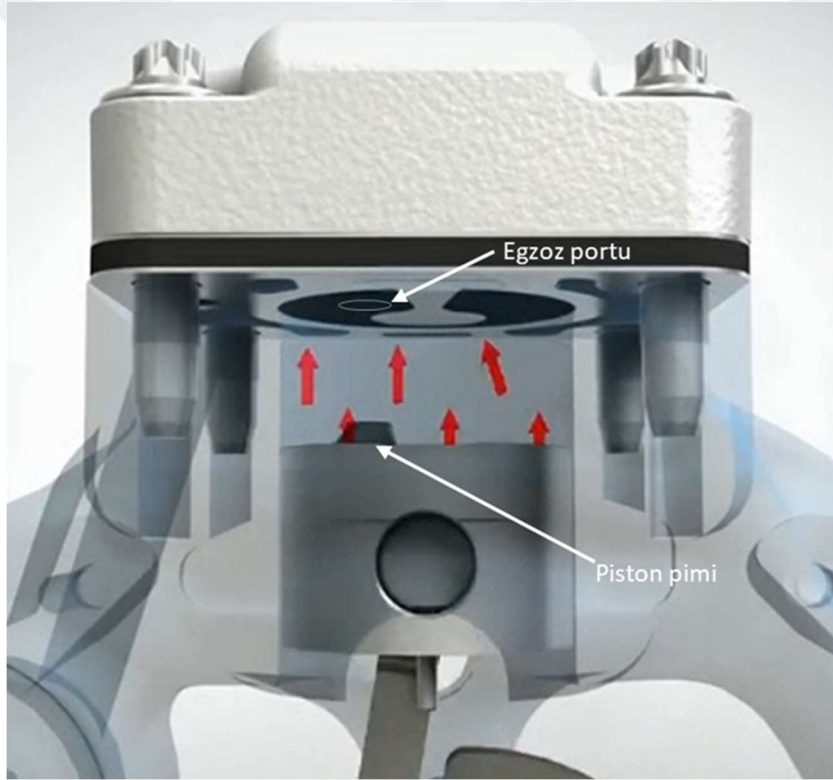
## 1. GİRİŞ

Dünyada artan nüfus ve sınırlı enerji kaynakları nedeniyle mevcut enerji kaynaklarının verimli bir şekilde kullanılması büyük önem kazanmıştır. İklimlendirme ve gıda saklanması amacıyla kullanılan soğutma makinaları da enerji pastasında büyük bir dilime sahiptir. Bu sebeple soğutma makinalarında yapılacak her iyileştirme gün geçtikçe daha kritik hale gelmektedir. Ev tipi buzdolapları günümüzde artan konfor ihtiyaçlarından ötürü her evin vazgeçilmezi haline gelmiştir. Ürün adetlerine bakıldığında ev tipi buzdolaplarında yapılacak küçük verim iyileştirmeleri, toplamda büyük etkiler yaratabilmektedir. Buzdolabı soğutma çevriminin verimini arttırmak için çevrim elemanlarının daha verimli hale getirilmesi gerekmektedir.

Ev tipi buzdolaplarında bulunan elemanlar arasında kompresör en karmaşık ve geliştirmeye en açık olan çevrim elemanıdır. Kompresör içerisinde verimi etkileyen başlıca üç sebep vardır. Bunlar; mekanik kayıplar, elektrik motor kayıpları ve termodinamik kayıplardır [1]. Elektrik motorlarının verimlerinin yeterince yüksek olması ve mekanik kayıpların azaltılması daha çok kullanılan malzeme kalitesine dolayısıyla ekonomik sebeplere bağlı olduğu için, kompresör içerisinde termodinamik kayıpları azaltmak diğer kayıplardan daha kritik hale gelmiştir. Termodinamik kayıpların bir kısmı piston-silindir arası gaz kaçakları sebebiyle (%4), bir kısmı sıkıştırma işleminde ve soğutucu akışkanın hat içerisinde iletimi sırasında oluşan viskoz kayıplardan (%47) ve en büyük kısmı ise (%49) sıkışmış ve ısınmış gazın etkisiyle ısınan elemanların, soğutucu akışkanın silindir hacmine girmeden önce sıcaklığını yükseltilmesi sebebiyle oluşur [2]. Silindire girmeden önce gazın ısıtılması olayı literatürde “Superheating” olarak isimlendirilmiştir. Silindire giren soğutucu akışkanın ısıtılması, soğutucu akışkanın yoğunluğunu azaltarak giren gazın kütlece debisinde azalmaya sebep vermektedir. Bu durum kompresörün kapasite ve performansını olumsuz etkilemektedir. Kompresör performansını etkileyen başka bir konu ise, sıkıştırma işlemi sonrası silindir içerisindeki ölü hacimlerde kalan sıkışmış ve sıcak soğutucu akışkan, emme işlemi başladığı sırada tekrar silindir hacmine dolarak emilen soğutucu akışkanın miktarını azaltmaktadır ve silindire giren gazın

sıcaklığını yükseltmektedir. Bu sebeple piston ölü hacminin azaltılması kompresör performansının artırılması için önemli bir adım olacaktır.

Mevcut uygulamalarda piston ölü hacmini azaltmaya yönelik çeşitli yöntemler mevcuttur. Malzeme işleme teknolojilerindeki artış sayesinde iyileşen tolerans değerleri piston yüzeyi üzerinde kalan boşlukların küçültülebilmelerini ve ölü hacmin azaltılabilmesine destek olmaktadır. Ev tipi buzdolaplarında kullanılan pistonlu kompresörlerde ölü hacmin büyük bir kısmı ise sıkışan gazın tahliye edildiği delik olan egzoz portu içerisinde yer almaktadır. Egzoz portu içerisindeki ölü hacmi azaltmak için kullanılan metotlardan bir tanesi, piston üzerinde bulunan ve piston üst ölü noktaya yaklaştıkça egzoz portunun içerisine girerek port içindeki ölü hacmi azaltan piston pimidir. Piston piminin ve egzoz portunun gösterimi şekil 1.1’de verilmiştir.



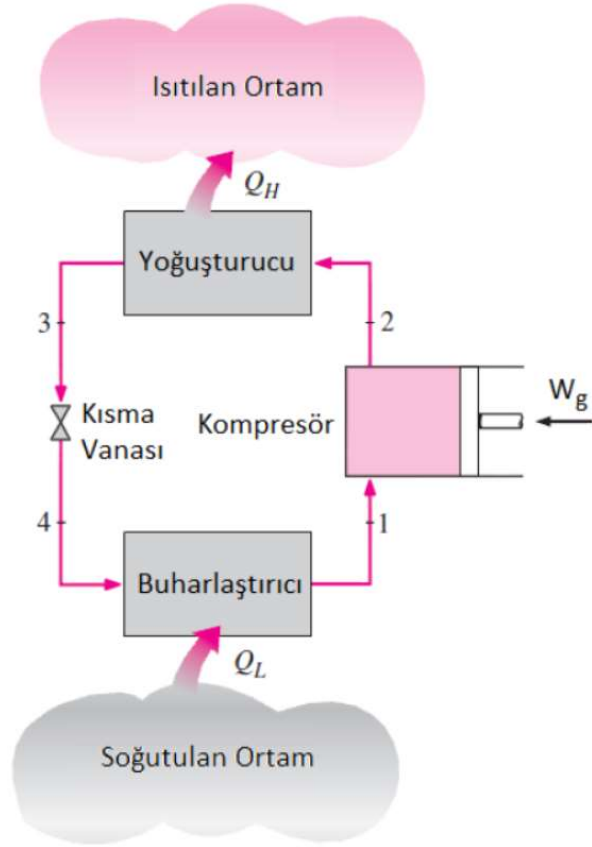
**Şekil 1.1** : Piston, silindir ve piston pimi gösterimi.

Piston pimi mevcut pistonlu kompresörlerde sıkça rastladığımız bir uygulamadır. Ancak piston pimi kullanımının egzoz portu içerisindeki akış alanını azaltarak akış kaynaklı kayıpları arttırabileceği düşünülmektedir.

## 2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

### 2.1 Soğutma Çevrimi

Isı transferinin doğal şartlar altında yüksek sıcaklıktaki ortamdan daha düşük sıcaklıktaki bir ortama doğru olduğu bilinen bir fiziksel olaydır. Bir ortamdan, daha yüksek sıcaklık değerlerine sahip başka bir ortama ısı aktarılması kendiliğinden gerçekleşen bir olay değildir ve bunun için bir soğutma makinasına ihtiyaç vardır. Soğutma makineleri soğutma çevrimleri ile çalışır. Bu çevrimlerde kullanılan akışkanlara soğutucu akışkanlar denir. Şekil 2.1’de soğutma çevrimi genel şeması verilmiştir. Burada  $Q_H$  yoğuşturucudan atılan ısıyı,  $Q_L$  soğutulan ortamdan çekilen ısıyı,  $W_g$  ise kompresörde yapılan işi ifade eder [3].

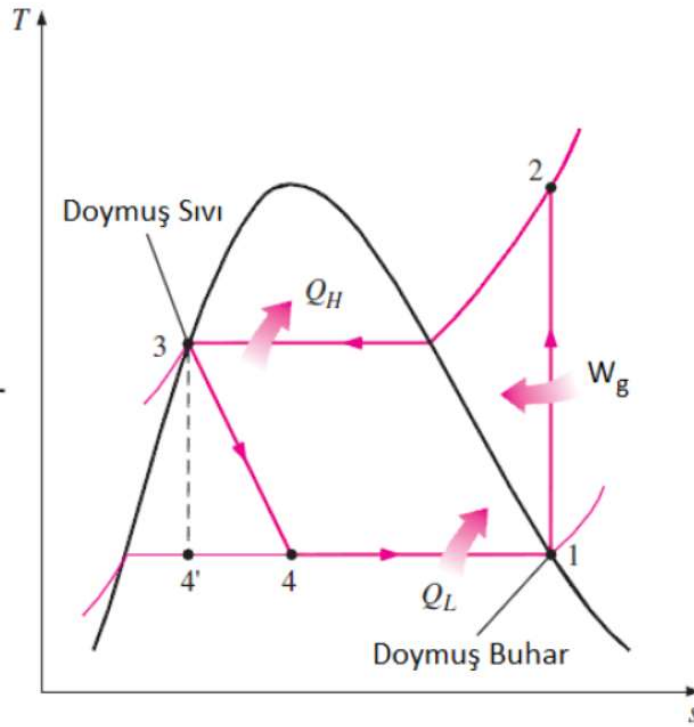


Şekil 2.1 : Soğutma çevriminin şematik ifadesi [3].

Soğutma çevriminde verim, soğutma etkinlik katsayısı ile anlatılır (SEK). Denk 1.1’de görüldüğü gibi, SEK soğutma işinin kompresör işine oranıdır [3].

$$SEK = \frac{\text{Soğutulan ortamdaki çekilen ısı}}{\text{Kompresörde yapılan iş}} = \frac{Q_L}{W_G} \quad (1.1)$$

Adsorbsiyonlu, absorpsiyonlu ve buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimleri arasında en çok kullanılan buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimidir. İdeal buhar sıkıştırımlı çevrime ait T-s diyagramı şekil 2.2’de verilmiştir [3].



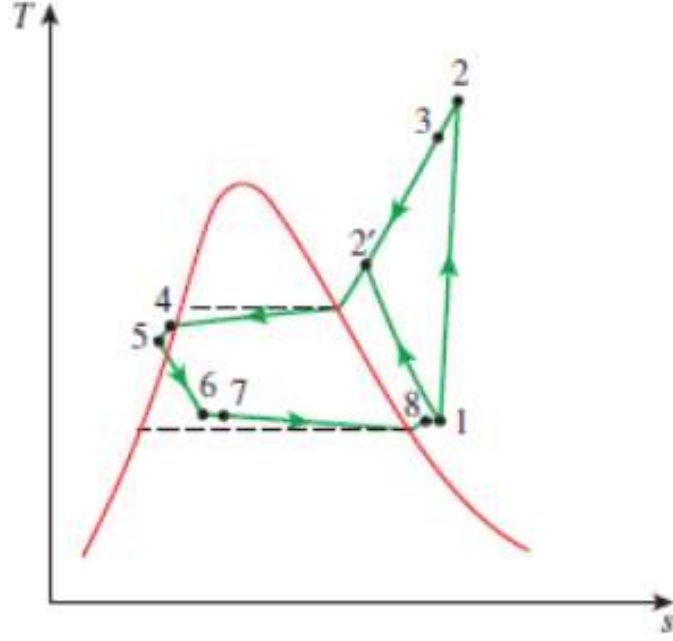
**Şekil 2.2** : İdeal buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi T-s diyagramı [3].

Bu diyagramda 1-2 arası kompresör ile soğutucu akışkan buharının izantropik sıkıştırılmasını, 2-3 arası yoğuşturucuda çevreye ısı atılmasını (sabit basınç altında), 3-4 arası kısılma evresini yani basıncın düşürülmesini, 4-1 arası ise buharlaştırıcıda akışkanın ortamdaki ısı çekerek buharlaşmasını göstermektedir.

Gerçek durumdaki tersinmezlik sebebiyle, gerçek buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi ideal buhar sıkıştırımlı buhar çevriminden biraz farklıdır. Bu farkın ana sebepleri akış



sürtünmesinin yok edilememesi ve adyabatik durumun gerçek çevrimde olmamasıdır. Şekil 2.3'te gerçek buhar sıkıştırımlı çevrimin T-s diyagramı gösterilmiştir [3].



**Şekil 2.3 :** İdeal olmayan buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi T-s diyagramı [3].

İdeal çevrimden farklı olarak kompresörde izantropik sıkıştırma gerçek çevrimde gerçekleştirilemez. İdeal çevrimde buharlaştırıcıdan çıkan akışkanın doymuş buhar olarak kompresöre girmesi gerçek çevrimde kontrol edilemeyeceğinden dolayı, emniyetli olması açısından kompresöre kızgın buhar fazında akışkanın girmesi sağlanır. Gerçek çevrimde kompresör işinin ideal çevrime göre fazla olmasının sebebi bu gibi farklılıklardır. Ev tipi buzdolaplarında ideal çevrimden bahsetmek bu farklılıklardan dolayı imkansızdır.

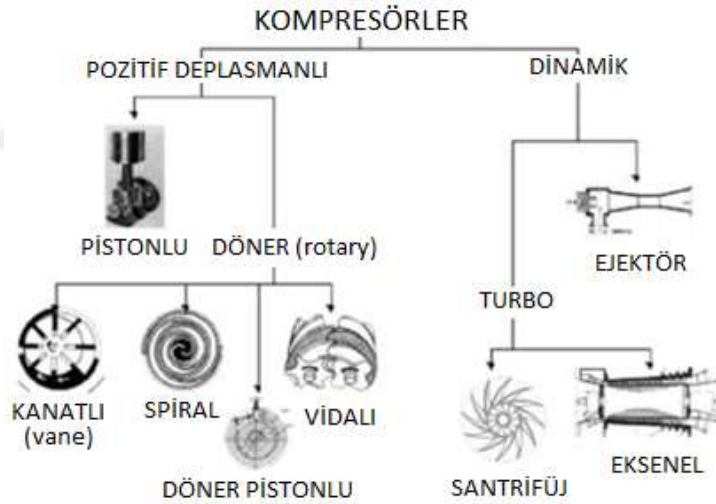
Buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimlerinde genel olarak; buharlaştırıcı, yoğuşturucu, kısılma vanası ve kompresör olmak üzere başlıca 4 eleman mevcuttur. Kompresör buharlaştırıcıdan gelen buharlaşmış soğutucu akışkanı basınçlandırarak ve ısıtarak yoğuşturucuya gönderir. Yoğuşturucu, sabit basınç altında gaz haldeki soğutucu akışkanın yoğuşmasını ve sıcaklığının düşmesini sağlar. Yoğuşturucuda sıcaklığı düşürülen ve sıvı faza geçen soğutucu akışkan kısılma vanasından geçerek basıncı ve sıcaklığı düşer. Daha sonra buharlaştırıcıda soğutulan ortamdan ısı çekerek buharlaştırılır ve kompresöre geri döner. Buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminde,

soğutma işi buharlaştırıcıda faz değişimi sırasında ortamdan ısı çekilerek gerçekleştirilir.

Buhar sıkıştırılmalı soğutma çevriminin geliştirilmeye en açık elemanı kompresördür. Bir akışkanı basınçlandırmak için çok çeşitli kompresör tipleri mevcuttur. Ancak soğutma çevrimlerinde en çok kullanılan kompresör çeşidi pistonlu kompresörlerdir. Pistonlu kompresör adından da anlaşılacağı üzere bir motor tarafından tahrik edilen pistonun hareketi sonucu emme basma esnasında akışkan basınçlandırarak çalışan makinelerdir.

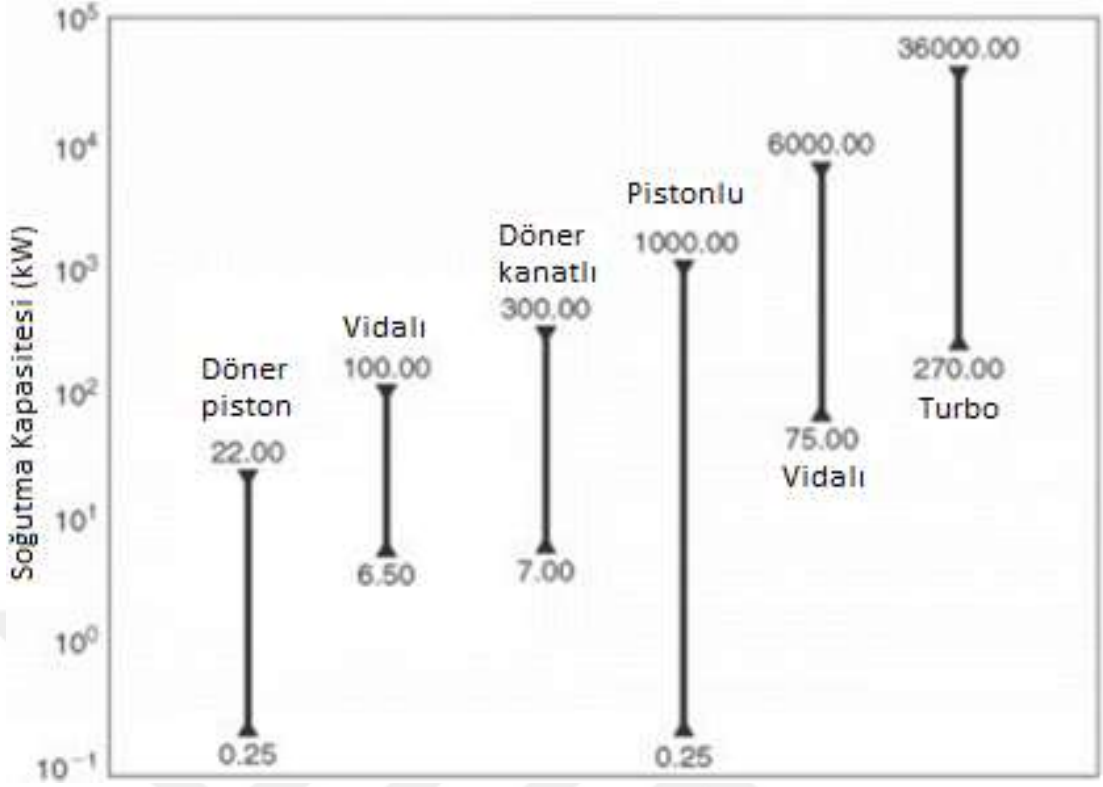
## 2.2 Kompresörler

Kompresörler aldıkları motor gücüyle bir akışkanın basıncını arttırmak için kullanılan makinelerdir. Farklı amaçlar için farklı çalışma prensibi ile çalışan değişik kompresör tipleri mevcuttur. Çalışma prensibine göre kompresör çeşitleri şekil 2.4'te gösterildiği gibidir.



Şekil 2.4 : Kompresör çeşitleri [4].

Soğutma kapasitelerine göre kompresör çeşitlerinin yaklaşık kapasite aralıklarının verildiği grafik şekil 2.5'te gösterildiği gibidir [4].



Şekil 2.5 : Kompresör çeşitlerine göre soğutma kapasiteleri [4].

Burada gözüktüğü gibi en geniş soğutma kapasite aralığı pistonlu kompresörlerdedir. Bu da farklı amaçlar için pistonlu kompresör kullanımını mümkün kılmaktadır.

Günümüzde ev tipi buzdolaplarında en çok kullanılan kompresör çeşidi pistonlu kompresörlerdir.

### 2.2.1 Pistonlu hermetik kompresör

Pistonlu kompresörlerde motor tarafından tahrik edilen piston hareketi sayesinde akışkan basınçlandırılmaktadır.

Basitçe çalışma prensibinden bahsetmek gerekirse, piston hareketi sırasında emme ve egzoz safhaları için tek yönlü çalışan birer valf ile emme basma işlemi gerçekleşmektedir.

Arçelik AŞ envanterinde bulunan bir kompresöre ait görsel şekil 2.6'da verilmiştir.



**Şekil 2.6 :** Orijinal muhafazalı hermetik pistonlu kompresör.

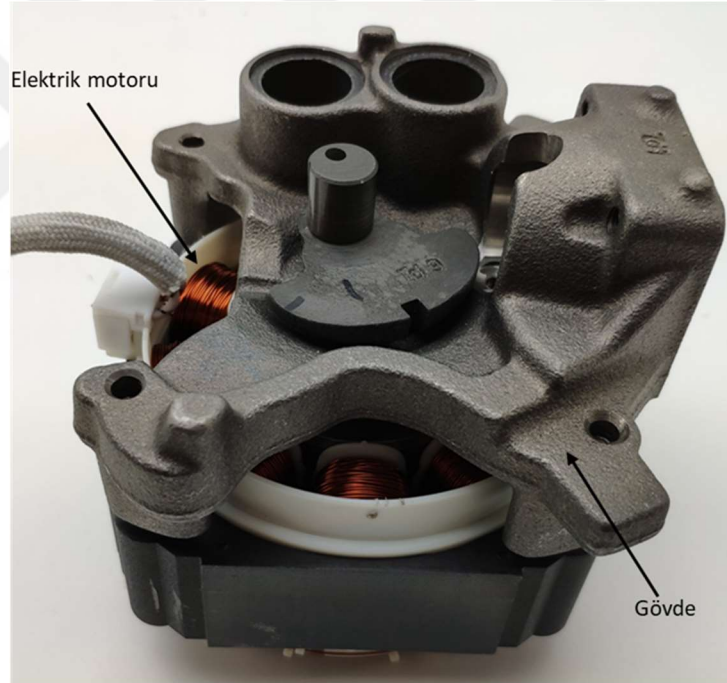
Kompresörün elemanlarının gözüktüğü şeffaf muhafazalı bir görsel şekil 2.7’de verilmiştir. Şekil 2.7’de kompresör iç elemanlarının muhafaza içerisindeki yerleşimi görülmektedir.



**Şekil 2.7 :** Şeffaf pleksi muhafazalı hermetik pistonlu kompresör.

Hermetik pistonlu kompresöre ait elemanlar aşağıda liste şeklinde verilmiştir.

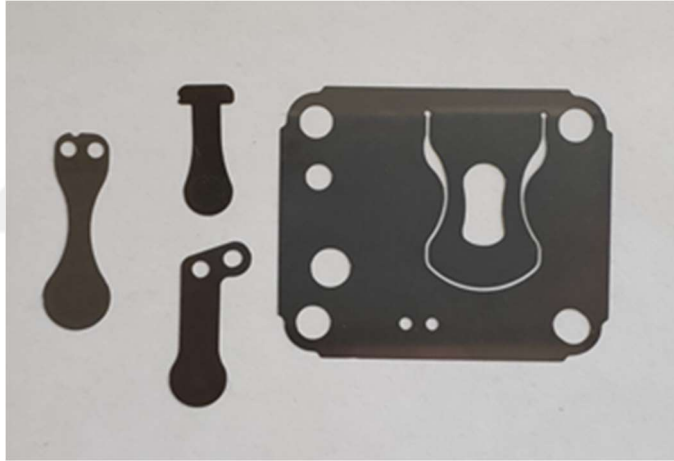
- **Kompresör Muhafazası:** Kompresörün elemanlarının içerisinde bulunduğu metal haznedir. Hermetik kompresörlerde muhafazanın sızdırmaz olması beklenmektedir. Muhafaza üzerinde elektrik bağlantısı için bir soket, emme ve basma hattı için 2 adet giriş çıkış borusu ve bir adet yağ tahliye borusu bulunmaktadır. Muhafaza alt kısmında kompresörün sabitlenmesi için titreşim azaltıcı sönümleyici eleman bağlantıları içeren ayaklar mevcuttur.
- **Gövde:** Kompresörün tüm elemanlarının üzerine bağlandığı ve muhafazaya yaylar arayıcılığı ile bağlanan parçadır. Sıkıştırma işleminin yapıldığı silindir hacmi gövde içerisinde bulunur.
- **Motor:** Pistonun hareketini sağlayan mekanik enerjiyi elektrik ile sağlayan elemandır. Genel olarak rotor ve stator olmak üzere iki parçadan oluşur. İhtiyaca göre iç rotorlu ya da dış rotorlu olarak kullanımı mümkündür.



**Şekil 2.8 :** Kompresör gövdesi ve motoru.

- **Mekanik Sistem Elemanları:** Pistonu ve pistonun hareketini sağlayan krank mili, biyel ve pernoyu içeren sistemdir.
- **Yaylar:** Gövde ve muhafaza arasındaki bağlantıyı sağlayan yaylardır. Gövdede sıkıştırma sırasında oluşan titreşimlerin muhafazaya direkt olarak iletilmemesi için kullanılır.

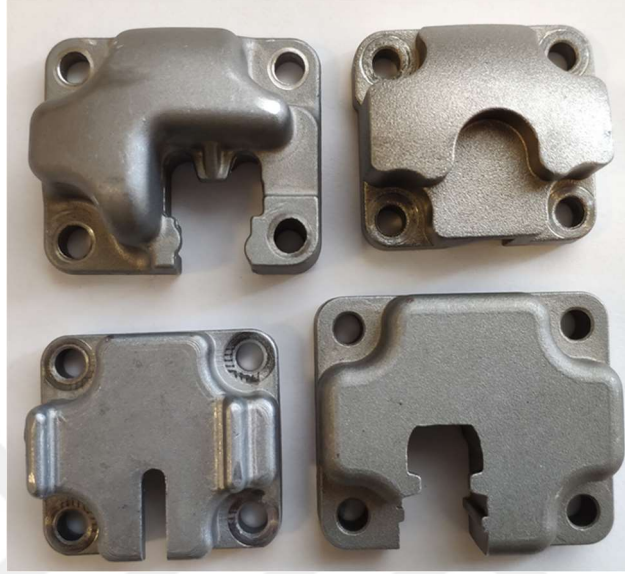
- Egzoz ve Emme Susturucuları: Emilen ve basılan gazda sıkıştırma işlemi sırasında oluşan gürültüleri azaltmaya yarayan parçalardır. Emme susturucuları genelde plastik türevi malzemelerden üretilir. Egzoz susturucuları ise gövde üzerine gömülü şekilde ya da titreşim burusu üzerinde olacak şekilde farklı konumlarda ve malzemeden üretilebilmektedir. Egzoz gaz sıcaklığı ve basıncı emmeye göre daha yüksek olduğu için egzoz susturucuları metal türevi malzemelerden imal edilmektedir.
- Emme ve Egzoz Valf Yaprakları: Pistonun hareketi sırasında tek yönlü açılarak gazın emilmesini ve basılmasını sağlayan parçalardır. Kompresör üzerindeki en hassas parçalardan biridir. Emme valfi emme safhasına açılarak silindir içerisine gaz girişinin gerçekleşmesini sağlar. Bu sırada egzoz valfi kapalı konumdadır. Egzoz safhasında ise emme valfi kapalı konumdadır ve sıkıştırılan gaz egzoz valfi üzerinden egzoz hattına gönderilir. Birçok farklı çeşitte valf yaprakları vardır. Şekil 2.9'da bunlara örnek olarak bazı yapraklar gösterilmiştir.



**Şekil 2.9 :** Farklı model kompresörlere ait emme ve egzoz valfleri.

- Tahdit: Egzoz yaprağının açılmasını sınırlandırarak gazın basıncının yükseltilmesinde rol oynayan parçadır. Egzoz valfinin açılma doğrultusunda tam üzerine gelecek şekilde konumlandırılır ve valfin belirli bir açıklık değerinin üzerine çıkmasına engel olur.
- Valf Tablası: Silindir hacmine giren ve çıkan gaz valf tablası üzerinde bulunan delikler üzerinden geçmektedir. Emme ve egzoz valfi, valf tablası üzerine sabitlenir. Kompresör içerisinde gövde ve silindir kafası arasında konumlandırılır.
- Silindir Kafası: Silindir içerisinde sıkışmış gaz, valf tablası üzerinden geçerek silindir kafası iç hacmine dolmaktadır. Silindir kafasının sıkışan gazı egzoz hattına

iletmek dışında gürültü engelleyici fonksiyonu da bulunmaktadır. Genelde valf tablası, emme susturucusu ve bu elemanların aralarındaki sızdırmazlık elemanları; silindir kafasına takılan vidalar ile montajlanır. Şekil 2.10'da bazı örnek silindir kafaları gösterilmektedir.



**Şekil 2.10 :** Farklı kompresörlere ait silindir kafası modelleri.

### **2.2.2 Pistonlu hermetik kompresör çalışma prensibi**

Krank mili elektrik motoru tarafından tahrik edilerek dönerken, biyel mekanizması ile pistonu hareket verir.

Aynı zamanda krank milinin içindeki yağlama kanalları sayesinde muhafazanın alt kısmında bulunan yağın bu kanallar vasıtasıyla santrifüj etkiler ile yukarı çekilmesi sonucunda kompresör yağlanması gerçekleşmiş olur. Pistonun üst ölü noktadan alt ölü noktaya gelmesi esnasında silindir iç hacminin genişlemesi ile silindir içerisinde basınç düşmeye başlar.

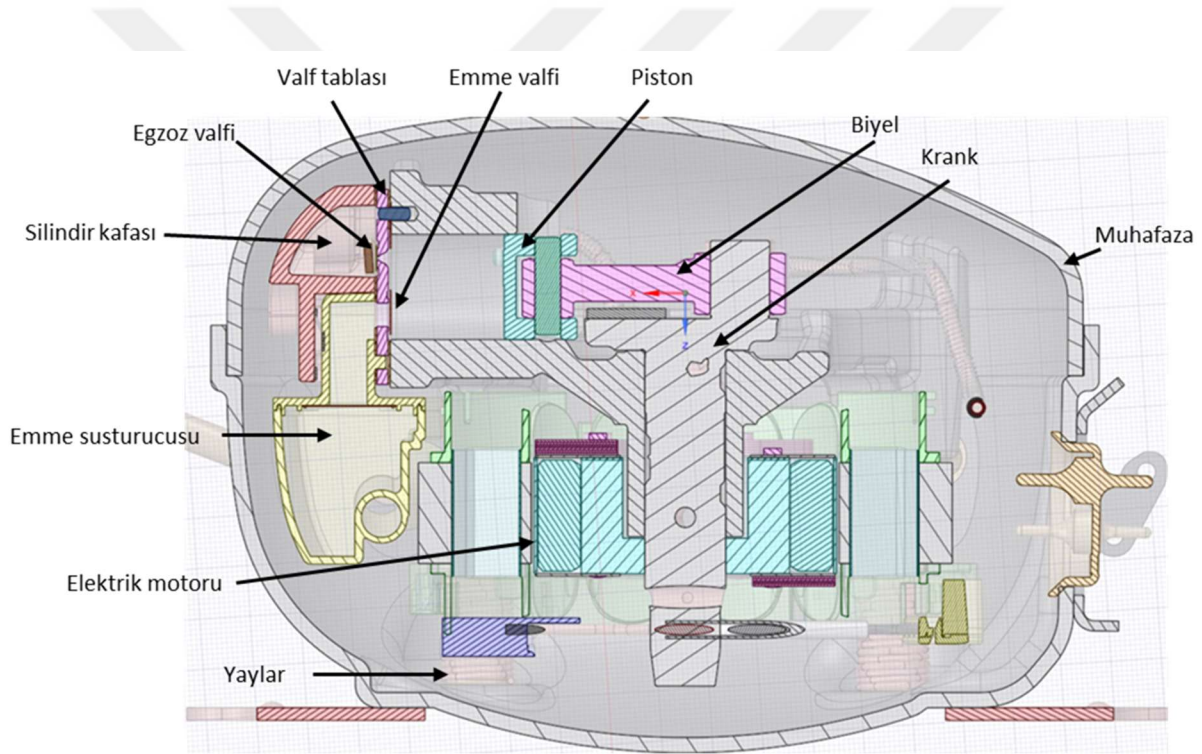
Yeterli basınç farklı oluştuğunda emme valfi açılarak emme hattından silindir içine soğutucu akışkan girişi sağlanır. Piston alt ölü noktaya ulaştığında emme safhası sonlanır ve piston üst ölü noktaya doğru hareket etmeye başlar. Bu esnada emme valfi kapanır ve silindir içi basınç artmaya başlar.

Basınç farkı yeterli seviyeye ulaştığında egzoz valfi açılarak sıkışan akışkan egzoz hattına silindir kafası üzerinden tahliye edilir.



Egzoz valfinin daha rijit olmasından ötürü ve egzoz valfi üzerinde bulunan sınırlayıcı görevi gören tahdit elemanı sayesinde silindirden çıkan akışkan emilen akışkandan daha basınçlı bir şekilde egzoz hattına verilmiş olur. Kompresörün bir çevrimi bu şekilde sonuçlanır ve hemen ardından emme safhasına tekrar geçilir. Bu esnada akış ya da titreşim kaynaklı emme ve egzoz hattında oluşan gürültülerin giderilmesi için iki hat üzerinde de susturucular yerleştirilmiştir.

Gövdede oluşan mekanik titreşimlerin muhafazaya egzoz hattı üzerinden direkt olarak iletilmemesi için egzoz hattı direkt olarak muhafazaya bağlanmayarak nispeten uzun bir hat olan titreşim borusu üzerinden muhafazaya ve dolayısıyla hatta bağlanmış olur. Şekil 2.11’de kompresör içi elemanların yerleşimi ve isimleri gösterilmiştir.

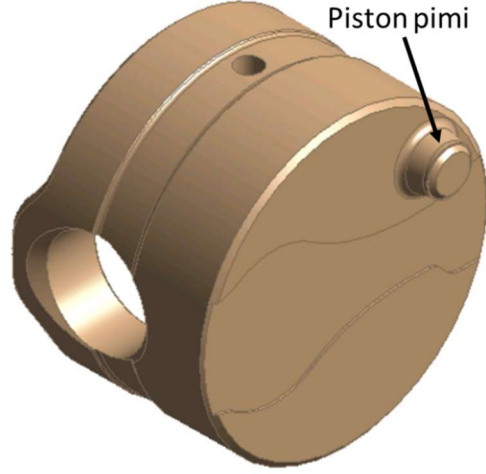


Şekil 2.11 : Kompresör kesitinin şematik gösterimi.

### 2.2.3 Ölü hacmin kompresör performansına etkisi

Piston pimi ölü hacmin azaltılması amacıyla kullanılan bir yöntemdir. Piston üst ölü noktaya yaklaştıkça piston üzerinde bulunan piston pimi egzoz portu içerisine girer ve egzoz portu içerisinde kalan ölü hacim azaltılmış olur. İlgili kompresör modelinde kullanılan piston pimi görseli şekil 2.12’de verilmiştir.





**Şekil 2.12 :** Kompresör pistonu ve piston pimi gösterimi.

Ölü hacmin verim üzerinde ne kadar etkili olduğunu görmek için hacimsel verim ve ölü hacim arasında bir bağıntı kurulmuştur. Bu durumda eğer ölü hacmi tamamen sıfırlamak mümkün olsaydı SEK değerinin yaklaşık %10 artacağı hesaplanmıştır. %10'luk artış dikkate değer gelmeyebilir ancak her anlamda sınırlara yakın olarak çalışan bu sistemlerde %1 mertebelerindeki iyileştirmelerin dahi çok kritik olduğu açıktır. Ölü hacim ve verim arasındaki ilişki denklem 2.1'de verilmiştir [5]. Burada  $\eta_V$  ideal kompresörün hacimsel verimini,  $c$  ölü hacmin süpürme hacmine oranını,  $P_d$  egzoz geçitindeki basıncı,  $P_s$  emme geçitindeki basıncı,  $k$  ise soğutkanın izentropik katsayısını ifade etmektedir.

$$\eta_V = 1 - c * \left[ \left( \frac{P_d}{P_s} \right)^{1/k} - 1 \right] \quad (2.1)$$

Kompresör ölü hacminin mevcut teknolojiler ile sıfıra indirilemeyeceği açıktır ancak ölü hacimde yapılan herhangi bir azaltma ya da ölü hacim değiştirilmeden piston piminin kaldırılarak egzoz akış alanının artırılmasının verime iyi anlamda yansıtacağı açıktır. Bu tez kapsamında da piston piminin yerine kullanılabilecek yeni tasarımlar üzerine çalışmalar gerçekleştirilmiştir.

### 2.3 Literatürdeki Çalışmalar

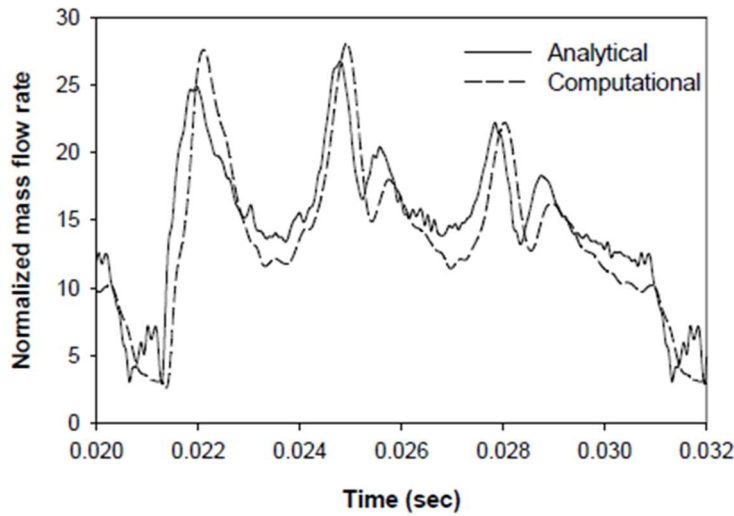
Gunther Machu ve diğerleri tarafından yayımlanan çalışmada, kompresörlerdeki valf hareketlerinin dinamik modelini elde etmek için kullanılan bir algoritma

anlatılmaktadır. Bu algoritmada kompresör kinematik denklemleri, valf yüksekliğine bağlı akış direnci, silindir kafası içi ve borulardaki pulsatif akış akuple olarak hesaplanmıştır. Sonuç olarak deneysel ve nümerik sonuçlar karşılaştırılmalı şekilde verilmiştir [6].

Sergio K. LOHN ve diğerlerinin yayımladığı çalışmada ise valf hareket dinamiğini çözen sonlu eleman modeli ile geri akışın, akış ve kuvvet alanları üzerindeki etkisi incelenmiştir. Çalışma sayısal bir çalışmadır. Çalışma sonucunda kuvvet alanlarının normal akış ve geri akış koşullarında ayrı ayrı incelenmesi gerekli olduğu kanısına varılmıştır [7].

Yaprak valfin arıza prosesini ve valf hareketini etkileyen faktörleri öğrenmek gerçekleştirilen bir çalışmada ise bir dinamik valf modeli oluşturulmuştur. Runge kutta 4 metodu ile ticari bir yazılım olan MATLAB kullanılarak dinamik model oluşturulmuştur. Modeli doğrulamak için deneysel sonuçlarla karşılaştırma yapılmıştır. Valf açıklığı, valf katılığı, port çapı ve kompresör hızının valf dinamiğine etkileri analiz edilmiştir [8].

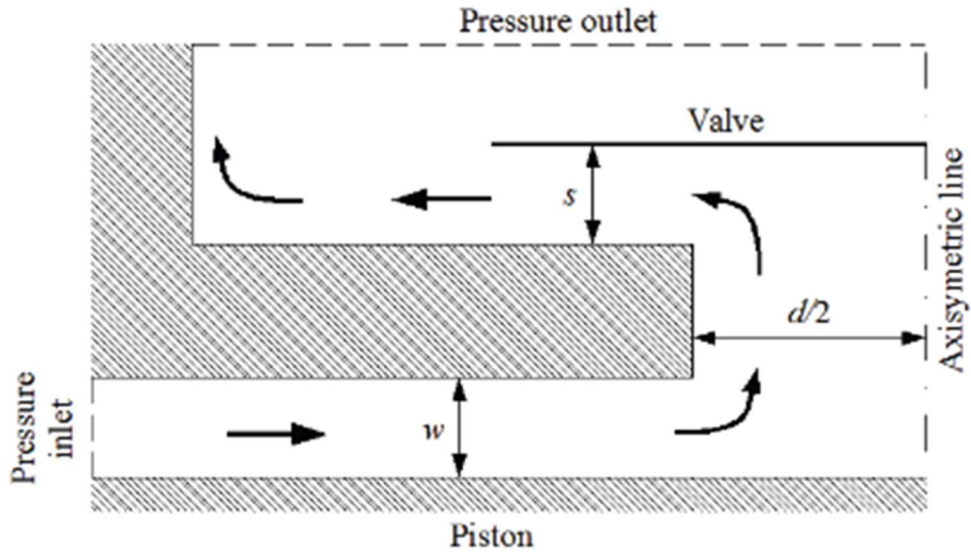
Hüsnü Kerpiççi ve Emre Oğuz'un yayımladığı çalışmada ise emme valfi ve portundaki akış için HAD çalışması yapılmıştır. Zamandan bağımsız ve zamana bağlı olarak analizler gerçekleştirilmiştir. Zamana bağlı analiz için deneysel pV dataları kullanılmıştır. Zamana bağımlı analizler yapı katı etkileşimi (FSI) metodu ile gerçekleştirilmiştir. Sayısal sonuçlar, yapılan analitik hesaplamalarla karşılaştırılmıştır. Şekil 2.13'te yapılan karşılaştırmaların sonuçları gösterilmiştir [9].



Şekil 2.13 : Analitik ve sayısal sonuçların karşılaştırılması [9].

Piston hareketi ile oluşturulan valfler üzerinden geçen akışın tam olarak anlaşılabilmesi amacıyla bu tür akışları nümerik olarak modellemek önemlidir. Kenji Kinjo ve diğerlerinin bu çalışması kapsamında piston ve valf hareketlerini içeren bir nümerik modelden bahsedilmiştir. Sayısal model içerisinde Runge-Kutta 4 metodu kullanılmıştır. Basit Kartezyen çözüm ağı oluşturulmuştur. Bu model kullanılarak gerçekleştirilen sayısal çalışmalar deney sonuçları ile kıyaslanarak doğrulama yapılmıştır [10].

Pistonlu kompresör simülasyon programlarının çoğunda valf üzerinden geçen debi ve valf hareketleri, efektif kuvvet ve akış alanları üzerinden hesaplanmaktadır. Pistonun hareketi bu efektif alanları etkilemektedir. Özellikle piston üst ölü noktaya yaklaştığında arada kalan küçük bölgede akış fazlasıyla daralmaktadır. Evandro L. L. Pereira ve Cesar J. Deschamps'a ait bu çalışmada kompresör egzoz hattı 2 boyutlu ve eksenel simetrik olarak modellenmiştir. Valf yaprağı da düz bir plaka halinde basitleştirilerek farklı konumları için analizler basınç sınır koşulları ile gerçekleştirilmiştir. Analizler farklı yaprak açıklıkları ve farklı piston yüksekliği parametreleri için gerçekleştirilmiştir. Sonuç olarak, efektif akış ve kuvvet alanlarının piston yüksekliğine de fazlasıyla bağlı olduğu gösterilmiştir. Şekil 2.14'te bu çalışmada kullanılan modelin görseli verilmiştir [11].



Şekil 2.14 : Kullanılan 2B model [11].

Bu çalışmalardan farklı olarak 3B model üzerinde akış alanlarının krank açısına bağlı olan etkileri ve piston piminin etkisi bu tez kapsamında incelenmiştir. Piston pimi kullanımının pozitif ve negatif etkileri araştırılmıştır. Bunun yanında piston pimi kullanılmadan ölü hacmin azaltılması ile ilgili yöntemler üzerine çalışılmıştır.

Egzoz portunun yüksekliği azaltılarak port içerisindeki ölü hacmin azaltılması ile ilgili örnekler mevcuttur. Bu çalışmada da egzoz portu çevresinde valf tablası kalınlığını azaltarak ölü hacmi azaltmaya yönelik bir yeni valf tablası tasarımı üzerinde çalışılmıştır. Bu yöntem sayesinde, ölü hacimde artış olmadan piston piminin akışı daraltması sonucu oluşan negatif etkiler azaltılacaktır. Bu tasarımın kompresör performansına olan etkileri üzerine nümerik ve deneysel çalışmalar gerçekleştirilmiş ve tartışılmıştır.

Bunun yanında Arçelik AŞ'ye ait 1B kompresör modelleme yazılımını geliştirme çalışmaları kapsamında gerçekleştirilen nümerik çalışmalar yapılmıştır.

Kompresör piston hareketi ve valf hareketlerini nümerik yöntemlerle modellemek mümkündür. Günümüzde akış yapı etkileşimi (FSI) metodu kullanılarak gerçek duruma çok yakın nümerik çalışmalar gerçekleştirilmektedir.

Ancak bu metot karmaşıklığı ve pahalılığı sebebiyle kompresör üzerinde yapılacak her tasarımın bu şekilde denenmesi çok zahmetli olacağından dolayı, kompresör modellemek için 1B metotlar da yaygın bir şekilde kullanılmaktadır.

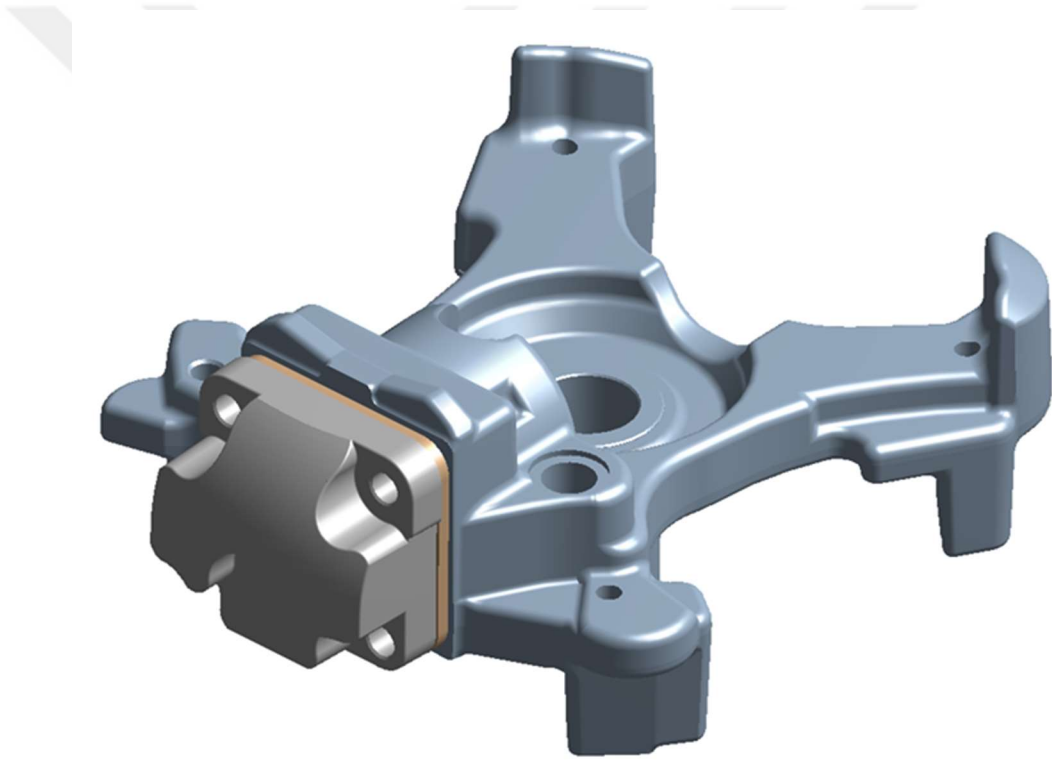
Bu yöntemler basit olması ve yeni tasarımlarda hızlıca uygulanabilir olmasından dolayı tercih edilebilmektedir. Bu çalışmada Arçelik AŞ'ye ait 1B bir yazılımın geliştirilmesi üzerine çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Mevcut yazılımın hesapladığı pV eğrisi ve deneysel pV eğrileri karşılaştırılmıştır.

Nümerik çalışmalar sonucunda Arçelik AŞ'ye ait bu yazılım üzerinde yapılan geliştirmeler sonucunda bir takım iyileştirmeler görülmüştür.

### 3. SAYISAL İNCELEME

#### 3.1 Giriş

Sayısal olarak incelenen model Arçelik AŞ'ye ait bir kompresör modelidir. İlgili kompresöre ait piston, silindir, valf tablası, valf yaprağı, tahdit ve silindir kafası geometrileri bu tez kapsamında kullanılmıştır. Kullanılan 3B elemanlar Şekil 3.1'de gösterilmiştir.



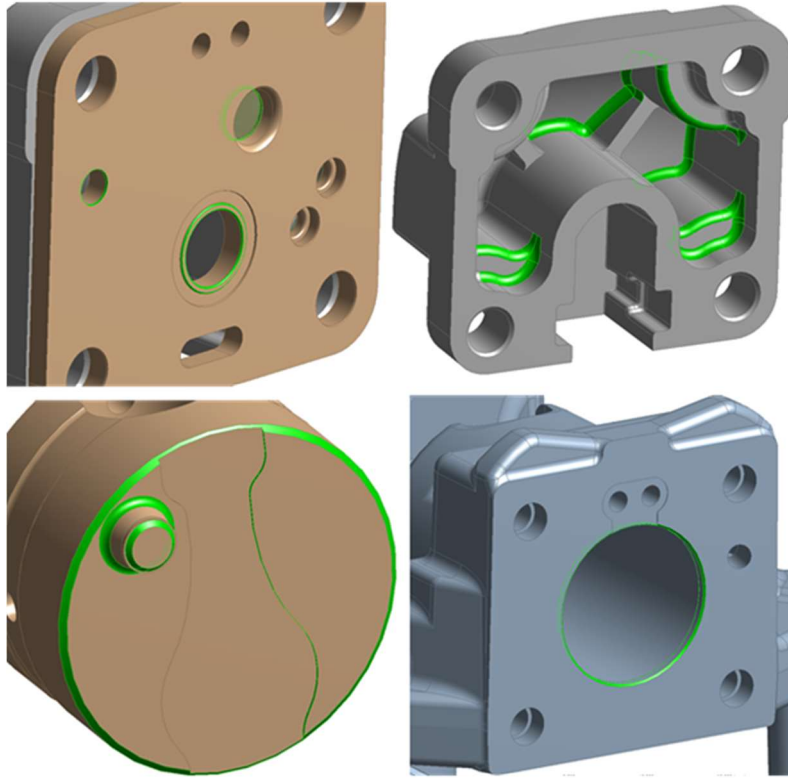
**Şekil 3.1** : Kullanılan kompresör elemanlarının geometrik modeli.

Sayısal analizlere akış hacminin oluşturulması ile başlanmıştır. Daha sonra akış hacmini sayısal analize uygun hale getirmek için gerekli temizlemeler yapılmıştır ve sayısal çözüm ağları oluşturulmuştur. Bu aşamalar sonrasında sayısal analizler gerçekleştirilmiştir.

### 3.1.1 Katı Model

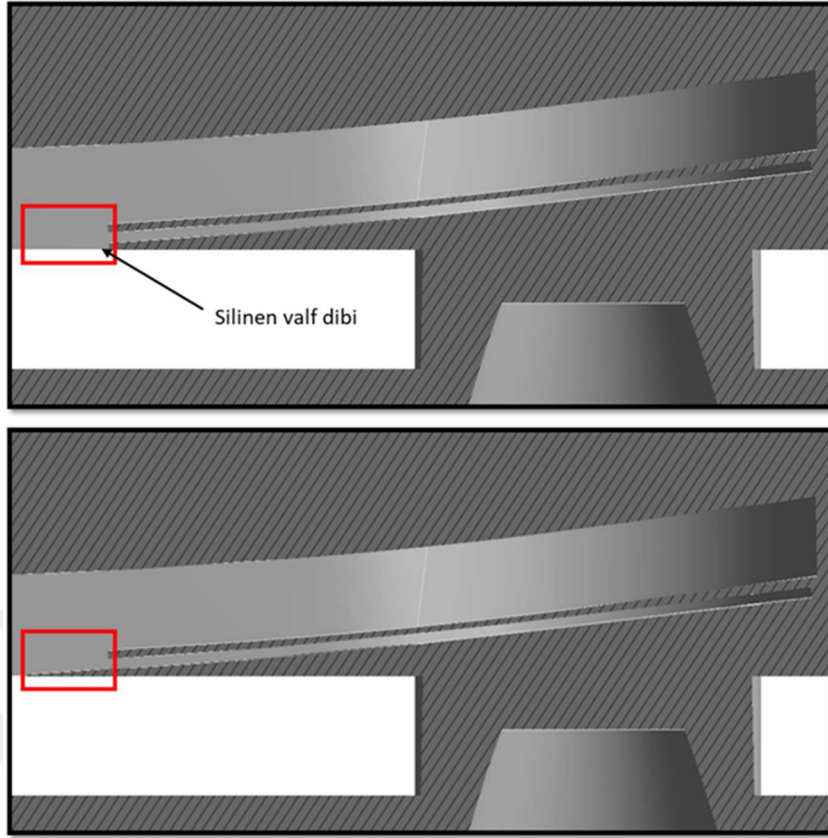
Sayısal analizlerde kullanılacak olan 3B model şekil 3.1’de gösterilmiştir. Bu model ilgili kompresöre ait, egzoz hattı, silindir ve silindir kafası hacmini içermektedir.

Modeldeki hataların ortadan kaldırılması ve basitleştirilmelerin yapılması, sayısal çözüm ağının sorunsuz olabilmesi için önemli bir aşamadır. Analizlerde kullanılacak akış hacmini oluşturmada önce katı model üzerinde detaylı bir şekilde basitleştirilme ve temizleme işlemleri gerçekleştirilmiştir. Temizleme ve basitleştirme işlemi yapılırken en önemli nokta, bu işlem sırasında yapılan değişikliklerin çözüm sonuçlarını etkilemeyecek şekilde yapılmasıdır. Bundan emin olmak adına kritik noktalarda basitleştirmeler çok küçük değişiklikler olacak şekilde gerçekleştirilmiştir. Şekil 3.2’de gösterildiği gibi geometri üzerindeki çözümü etkilemeyecek bazı küçük rasyuslar ve yüzeyler temizlenmiştir.



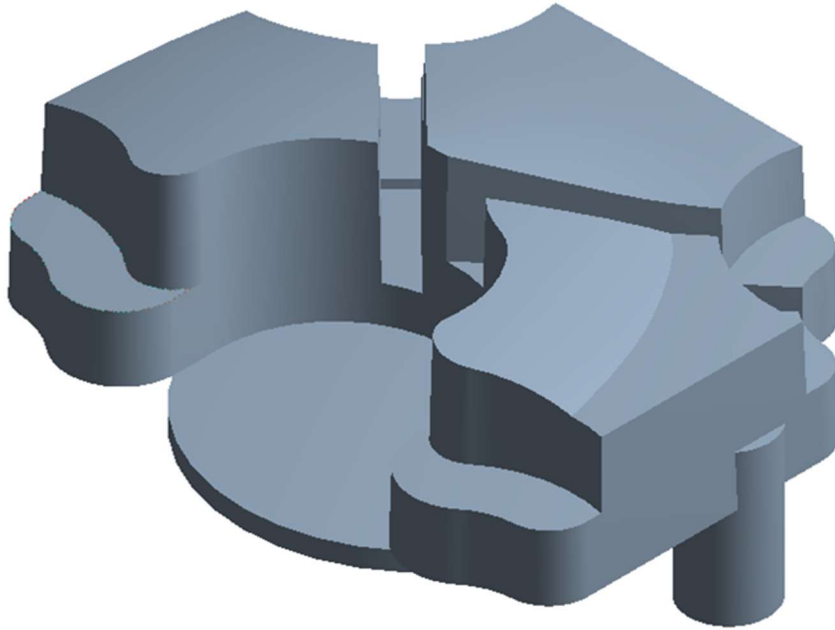
**Şekil 3.2 :** Temizleme ve basitleştirme işlemi yapılan yüzeyler.

Egzoz valfinin valf tablası ile birleşme kısmında oluşan ince bölgeden bir akış olmayacağı bilinmektedir. Bu düşünce ile valf ve valf tablası birleşme noktasındaki keskin ince kenar silinmiştir. Şekil 3.3’te valf birleşme kısmında silinen bölge gösterilmiştir.



**Şekil 3.3 :** Akış alanına dahil edilmeyen, valf dibinde oluşan keskin yüzey.

Katı model üzerindeki temizleme çalışmaları bittikten sonra ilgili probleme ait akış hacmi oluşturulmuştur. Şekil 3.4'te oluşturulan akış hacmi gösterilmektedir.



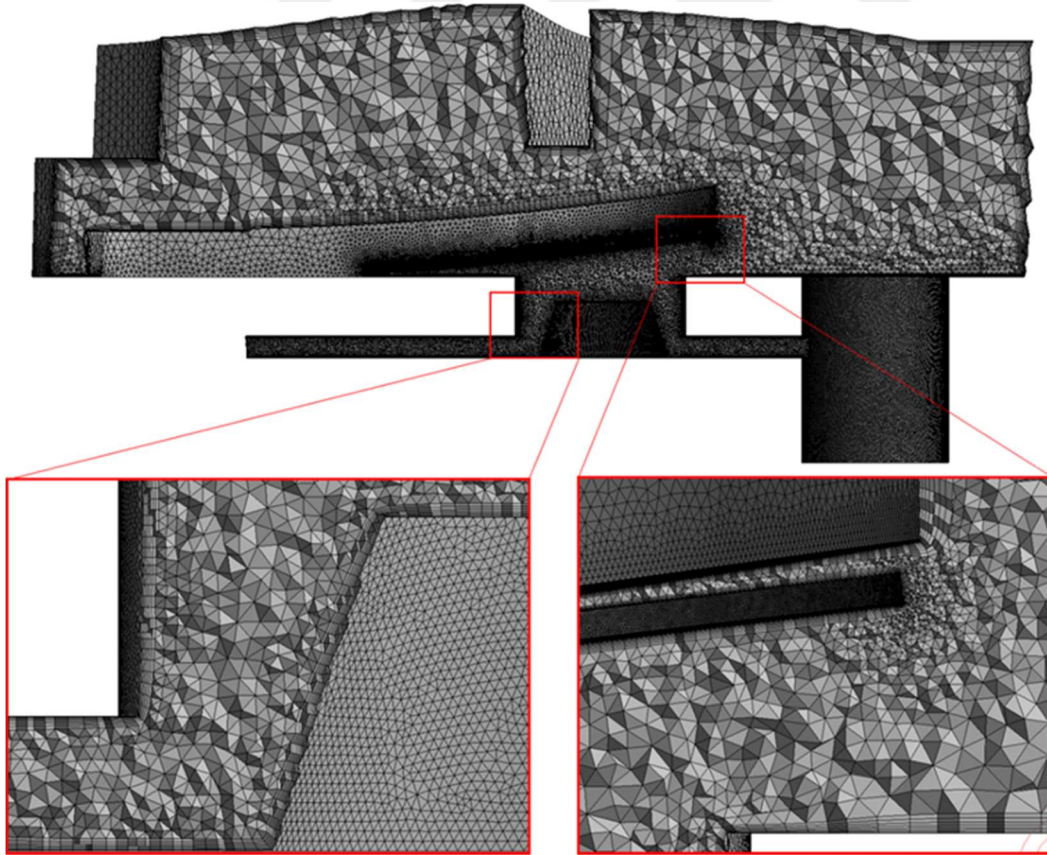
**Şekil 3.4 :** Oluşturulan akış hacminin izometrik görünümü.



Farklı piston yükseklikleri, farklı valf açıklıkları ve pimli-pimsiz durum için farklı akış hacimleri kullanılacaktır. Oluşturulan farklı akış hacimleri üzerinde sağlıklı karşılaştırmaların yapılabilmesi için yapılan tüm kabuller ve düzeltmeler tüm durumlar için aynı olacak şekilde gerçekleştirilmiştir.

### 3.1.2 Sayısal Çözüm Ağı

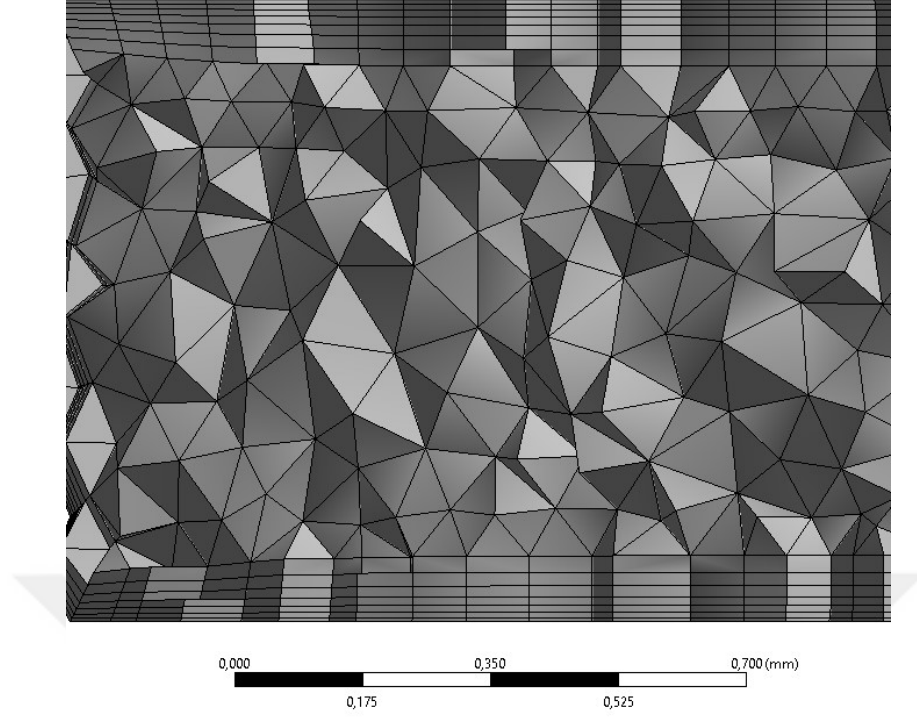
Sayısal çözüm ağı ticari bir yazılım olan “Ansys Meshing” programı ile oluşturulmuştur. Akış hacminin karmaşıklığından dolayı yapısal olmayan (tetrahedral) sayısal çözüm ağı kullanılmıştır. Akış sınır tabakasının olduğu bölümlerde kullanılan türbülans modeli ve duvar fonksiyonuna uygun Y+ olacak şekilde ( $Y+ > 11$ ) sınır tabaka çözüm ağı oluşturulmuştur. Hız gradyanlarının yüksek olacağı öngörülen bölgelerde daha küçük çözüm ağları kullanılmıştır. Çözüm ağı oluşturulurken çarpıklık değerlerinin (çarpıklık  $< 0.85$ ), büyüme oranlarının (büyüme oranı  $< 1.2$ ) ve en boy oranlarının (en-boy oranı  $< 250$ ) uygun değerlerde olmasına önem gösterilmiştir.



Şekil 3.5 : Oluşturulan sayısal çözüm ağının genel kesit görünümü.







**Şekil 3.7 :** Piston silindir arası yan yüzeyde oluşturulan sayısal çözüm ağının detay görünümü.

Sayısal analiz sonuçlarının çözüm ağına bağlı olmadığı çözüm ağı sıklığına ulaşmak için aynı model üzerinde farklı sayısal çözüm ağları oluşturulmuştur.

Bu çözüm ağlarının sayısını ve dikkate alınan fiziksel parametrenin (kütleli debi) grafik üzerinde gösterimi şekil 3.8’de verilmiştir.



**Şekil 3.8 :** Sayısal çözüm ağından bağımsızlık testi.

Yapılan sayısal çözüm ağı sayısı belirleme çalışmasından sonra 12 milyon adet eleman bulunan çözüm ağının kullanılmasına karar verildi. Farklı piston açıklığı, farklı valf yükseklikleri ve pimli-pimsiz durumlar için akış hacimleri benzer olarak oluşturulmuştur ve sayısal çözüm ağı boyutlarının tüm farklı durumlarda aynı olmasına dikkat edilmiştir. Oluşturulan çözüm ağlarında maksimum çarpıklık değeri 0.85, maksimum en-boy oranı 200 olarak görülmüştür. Analiz sonunda hesaplanan  $y^+$  değerleri de kullanılan modele ve duvar fonksiyonuna bağlı olarak  $y^+ > 11$  olacak şekilde deneme analizleri sonucunda ayarlanmıştır.

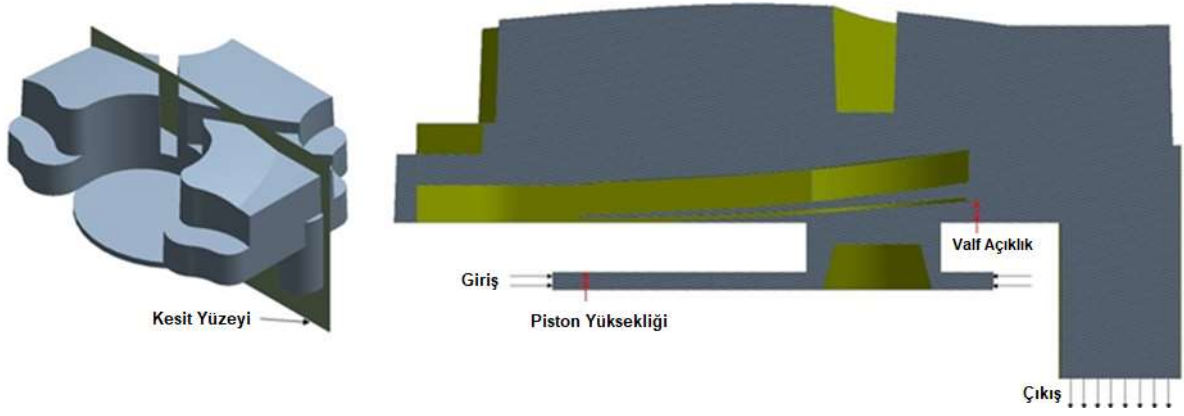
### 3.1.3 Çözüm Yöntemi

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) analizleri ticari bir yazılım olan “Ansys Fluent 19.2” kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Kompresör içerisindeki akış düşünüldüğünde akışın zamandan bağımsız olarak çözülmemesi gerektiği düşünülebilir ancak valf açıklıklarını ve giriş basınçlarını sabit kabul edilerek yapılan zamandan bağımsız analizler yeni tasarımların termodinamik ve akış üzerine etkilerinin incelenmesi konusunda hızlıca fikirler verebilmektedir. Bu tez kapsamında yapılan tüm analizler zamandan bağımsız olarak gerçekleştirilmiştir. Bu amaçla ilk olarak piston pimi bulunan orijinal model üzerinde, daha sonra piston pimsiz model üzerinde analizler yapılarak iki durum arasında karşılaştırılmalar yapılmıştır.

Analizlerde giriş sınır şartı olarak kompresör çalışma şartlarını yansıtan bir değer olan 8 bar, basınç girişi (Pressure Inlet) sınır koşulu tanımlanmıştır. Türbülans şiddeti (turbulent intensity) olarak %7 değeri kullanılmıştır.

Şekil 3.9’da gösterildiği gibi giriş şartı piston üst yüzeyi ve valf tablası alt yüzeyi arasında kalan kenar yüzeyinden verilmiştir. Çıkış sınır şartı olarak 7.6 bar basınç çıkış (Pressure Outlet) sınır şartı verilmiştir.

Cidarlarda adyabatik kaymama koşulu (Wall) tanımlanmıştır. Giriş sıcaklığı 400K, çıkışta geri akış sıcaklığı 380K’dir. Ortam basıncı 0 Pa olarak tanımlanmıştır. Şekil 3.9’da akış hacminin kesit görünümü üzerinde sınır şartları gösterilmiştir.



**Şekil 3.9 :** Akış alanı üzerinde giriş çıkış sınır şartlarının gösterimi.

Kompresörde kullanılan R600a (izobütan) akışkanı sıkıştırılabilir ideal gaz olarak tanımlanmıştır. Akışkanın viskozite, ısı iletkenlik ve ısı kapasite değerleri belirlenen sıcaklık aralığına göre polinomial olarak tanımlanmıştır.

Türbülanslı akışı modellemek için k- $\epsilon$  türbülans modeli realizable olarak kullanılmıştır. Sınır tabaka içi akış için standart duvar fonksiyonu kullanılmıştır. Bu modele ait denklemler denk 3.1-3.10 arasında verildiği gibidir [12].

Kütlenin korunumu;

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}) = 0 \quad (3.1)$$

Momentumun korunumu ;

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \rho g_i \quad (3.2)$$

$$\tau_{ij} = \mu^* \frac{\partial u_i}{\partial x_j}; \mu^* = \mu + \mu_t \quad (3.3)$$

Enejinin korunumu;

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho C_p u_i T) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \lambda^* \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) \quad (3.4)$$

$$\lambda^* = \lambda + \lambda_t \quad (3.5)$$

Realizable k-ε türbülans modeli ;

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_m - \rho \varepsilon - Y_m + S_k \quad (3.6)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \varepsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] \quad (3.7)$$

$$+ \rho C_1 S_\varepsilon - \rho C_1 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b + S_\varepsilon \quad (3.8)$$

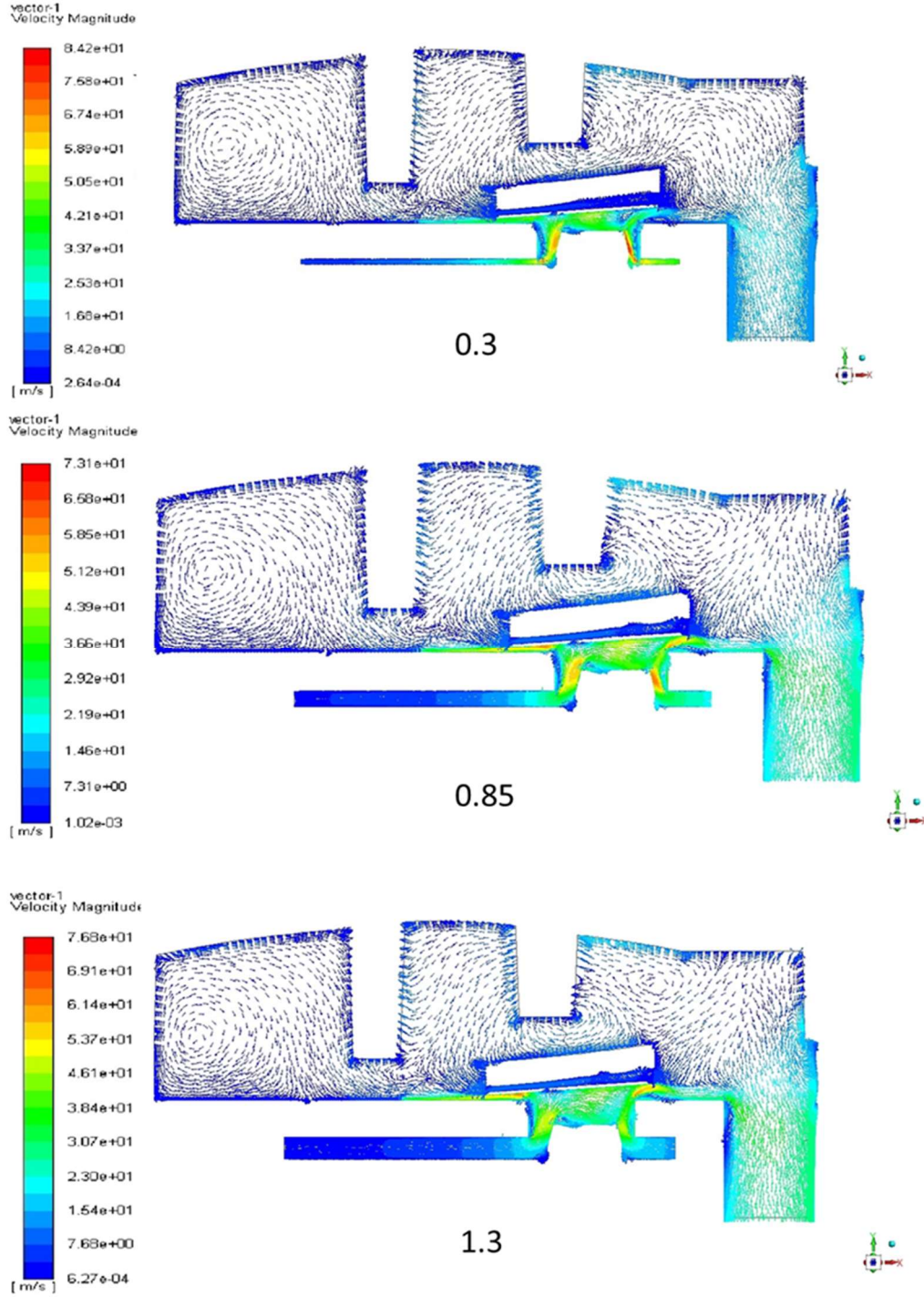
$$C_1 = \max \left[ 0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right], \eta = S \frac{k}{\varepsilon}, \quad S = \sqrt{2 S_{,j} S_{,j}} \quad (3.9)$$

İdeal gaz denklemi ;

$$P = \rho R T \quad (3.10)$$

### 3.2 Sayısal Analiz Sonuçları

Yapılan analizler sonucunda farklı krank açlarına göre verilmiş hız vektörleri şekil 3.10'da verilmiştir.



Şekil 3.10 : Farklı piston yükseklikleri için, 1mm valf açıklığında ve 0.4 bar basınç farkındaki hız vektörleri gösterimi.

Analizlere göre pimli ve pimsiz durumların farklı parametreler ile kıyaslandığı sonuçlar çizelge 3.1’de verilmiştir.

Yaprak Açıklığı [mm]	Piston Yüksekliği [mm]	Krank Açısı	Pimli debi [kg/s]	Pimsiz debi [kg/s]
0,50	0,30	346,73	0,00464	0,00435
0,50	0,85	338,50	0,00523	0,00521
0,50	1,30	332,85	0,00522	0,00524
1,00	0,30	346,73	0,00484	0,00539
1,00	0,85	338,50	0,00724	0,00904
1,00	1,30	332,85	0,00764	0,00924
1,50	0,30	346,73	0,00490	0,00550
1,50	0,85	338,50	0,00813	0,01112
1,50	1,30	332,85	0,00886	0,01168

**Çizelge 3.1 :** Pimli ve pimsiz durumlar için, 0.4bar basınç farkında oluşan debi değerleri karşılaştırması.

Sonuçlardan da görüleceği üzere, pimsiz durumda ortalama olarak debi değerlerinin %11 artacağı gösterilmiştir. Aynı zamanda debi değerlerinin krank açısına göre değişiklik gösterdiği görülmüştür.

### 3.3 1B Sayısal Yazılım Analizleri

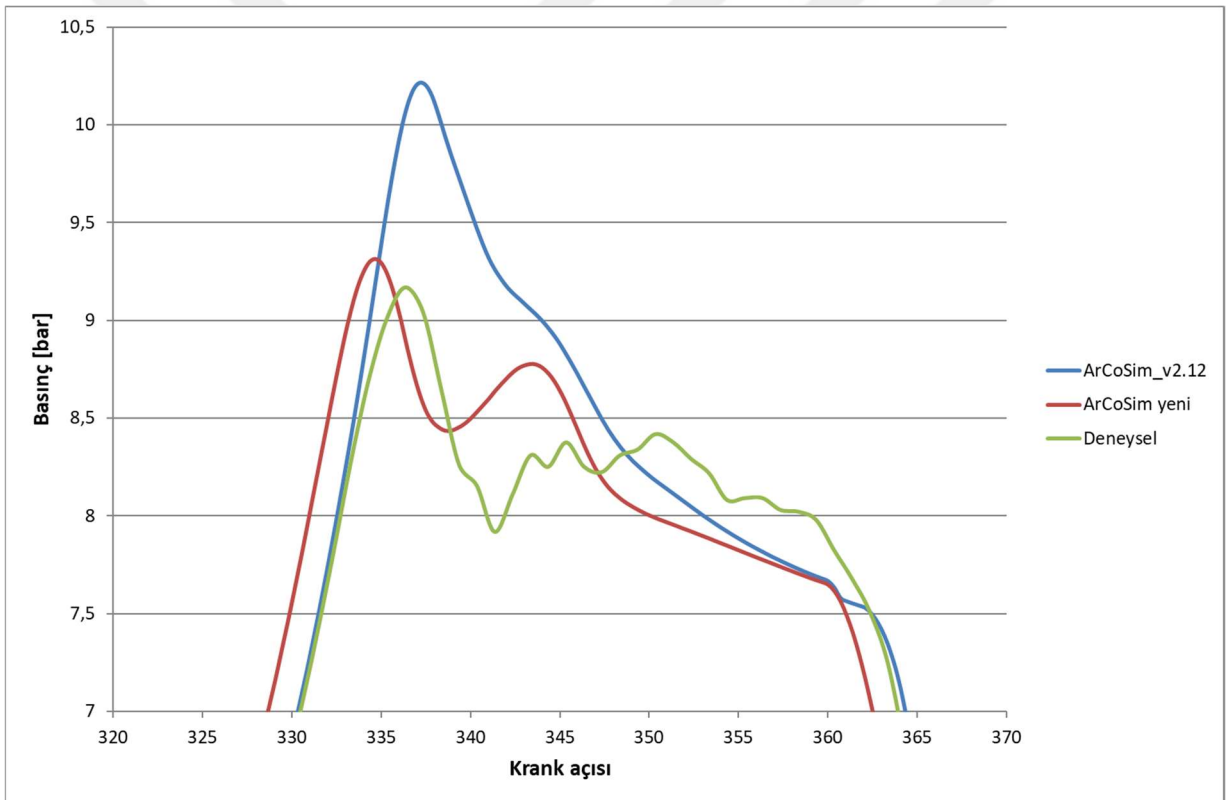
Arçelik A.Ş bünyesinde, kompresör modellemek için kullanılan bir yazılım için bazı geliştirmeler yapılmıştır. Kullanılan yazılım 1B modelleme yapabilen şirkete ait bir programdır. Program egzoz ve emme portu içinden olan akışın modellenmesi için akış katsayıları kullanmaktadır. Bu katsayılara ait akış katsayısı denklemi denklem 3.10’da gösterilmiştir. Burada  $\phi$  kütleli debiyi,  $\alpha$  akış katsayısını,  $\epsilon$  sıkıştırılabilir akışlar için düzeltme katsayısını,  $w$  valf açıklığını,  $E$  çevresel büyütme oranı katsayısını,  $D$  port çapını,  $\rho$  akışkanın yoğunluğunu,  $p_u$  ve  $p_d$  ise sırasıyla akışkanın port öncesi basıncını ve silindir basıncını ifade eder.

$$\phi = \alpha \epsilon w E D \sqrt{2 \rho (p_u - p_d)} \quad (3.10)$$

Program girdi olarak verilen akış katsayıları ilgili akış hacmi üzerinde HAD analizleri yapılarak hesaplanmaktadır. Sabit bir basınç farkı değerinde portlardan geçen debi değeri analizler sonucunda elde edilir. Sonrasında hesaplanan debi değeri ile, basınç farkı, port çapı ve valf yüksekliği gibi geometrik değerler ile akış katsayıları hesaplanır. Bu akış katsayıları da 1B modelleme programına sabit girdi olarak verilir.



Bu şekilde akış katsayısının kullanıldığı programın orijinal halinde emme prosesi pV eğrileri ile deneysel pV eğrilerinin çok yakın olduğu görülmektedir. Ancak egzoz prosesinde deneysel veriler ile mertebeler tutmasına rağmen eğrilerin pik değerleri ve eğri karakterleri arasında farklılıklar görülmektedir. Bu durumun sebebi olarak akış katsayısının özellikle egzoz prosesinde sadece valf açıklığına değil krank açısına da bağlı olduğu düşünülmüştür. Farklı krank açılara göre yapılan HAD analizleri sonucunda akış katsayılarının krank açısına bağlı olarak ciddi bir şekilde değiştiği görülmüştür. Bu durumun programda kullanılabilmesi için programın kaynak kodları üzerinde ilgili değişiklikler yapılmıştır. Güncellemeler sonucunda yapılan değişiklikler egzoz prosesi pV dataları deneysel pV sonuçlarına ciddi bir şekilde yaklaştırmıştır. Şekil 3.11’de pV dataları karşılaştırmaları verilmiştir.



**Şekil 3.11 :** Kompresör simülasyon programı orijinal ve güncellenmiş versiyon karşılaştırma grafiği.

Grafikte de görüldüğü üzere, krank açısına da bağlı olarak hesaplanan akış katsayıları kullanıldığı takdirde deneysel ve sayısal sonuçların birbirine yaklaştığı görülmüştür. Verilen grafikte yeni sonuçlar ve deneysel sonuçların krank açısına göre ötelenmesi ise simülasyon programında kullanılan diğer parametrelerle ilgilidir. Bu sebeple eğriler arasındaki kayma dikkate alınmamalıdır



## 4. DENEYSEL ÇALIŞMALAR

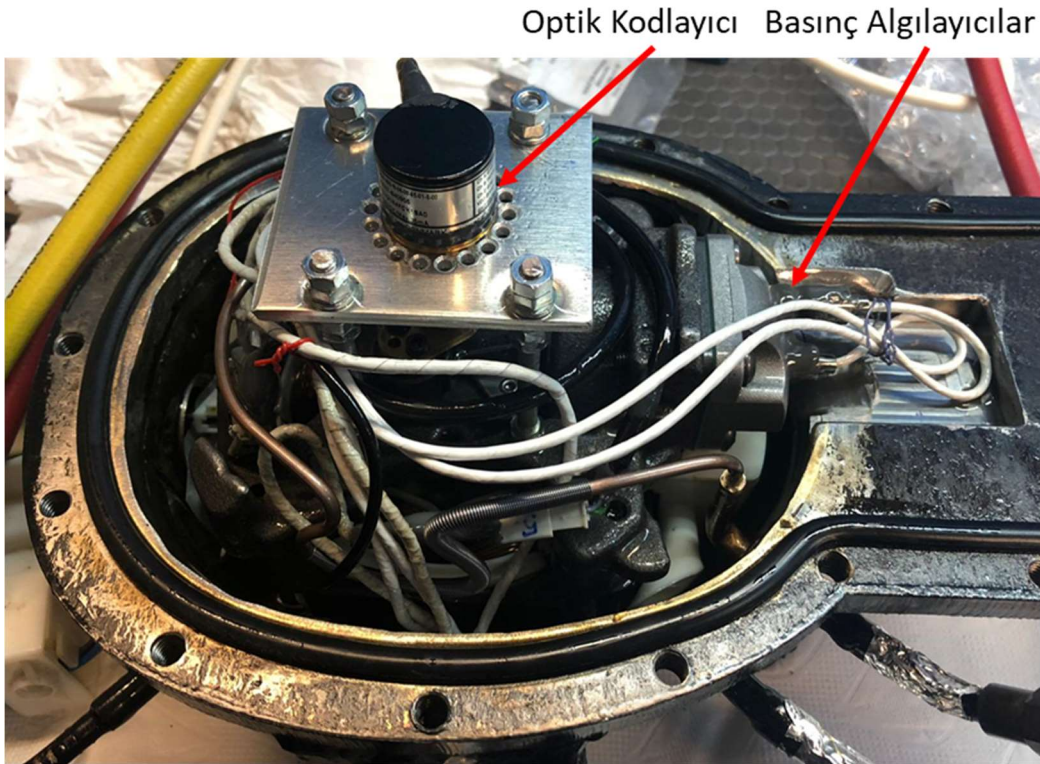
### 4.1 İndikatör Diyagramı (pV) Ölçümleri

Hermetik pistonlu kompresörlerin silindir basıncının ve silindir hacminin eş zamanlı olarak ölçüldüğü deneyler sonucunda indikatör diyagramları oluşturulmaktadır. Kompresör performansının deneysel olarak görülmesi ve geliştirilmesi için indikatör diyagramları önemli bir yere sahiptir [13]. Silindir içerisindeki yüksek frekanslı basınç dalgalanmasının ölçülebilmesi için yüksek frekanslı basınç algılayıcıları, silindir hacminin değişimini dolayısıyla krank dönme açısının ölçülmesi için ise optik kodlayıcı kullanılmıştır. Bu deneylerin yapılabilmesi için kompresör muhafazasının genişletilmesi gerekmektedir. Bu sebeple orijinal muhafaza üzerinde bazı değişiklikler yapılarak optik kodlayıcının ve basınç algılayıcıların muhafaza içerisine sığması sağlanmalıdır. Şekil 4.1’de orijinal muhafaza ve indikatör diyagramı deneyinde kullanılan muhafaza arasındaki farklar gösterilmiştir.



Şekil 4.1 : Flanşlı muhafaza ve orijinal muhafaza görselleri.

Basınç algılayıcılarının ve optik kodlayıcının kompresör üzerinde yerleşimi şekil 4.2’de gösterilmiştir.

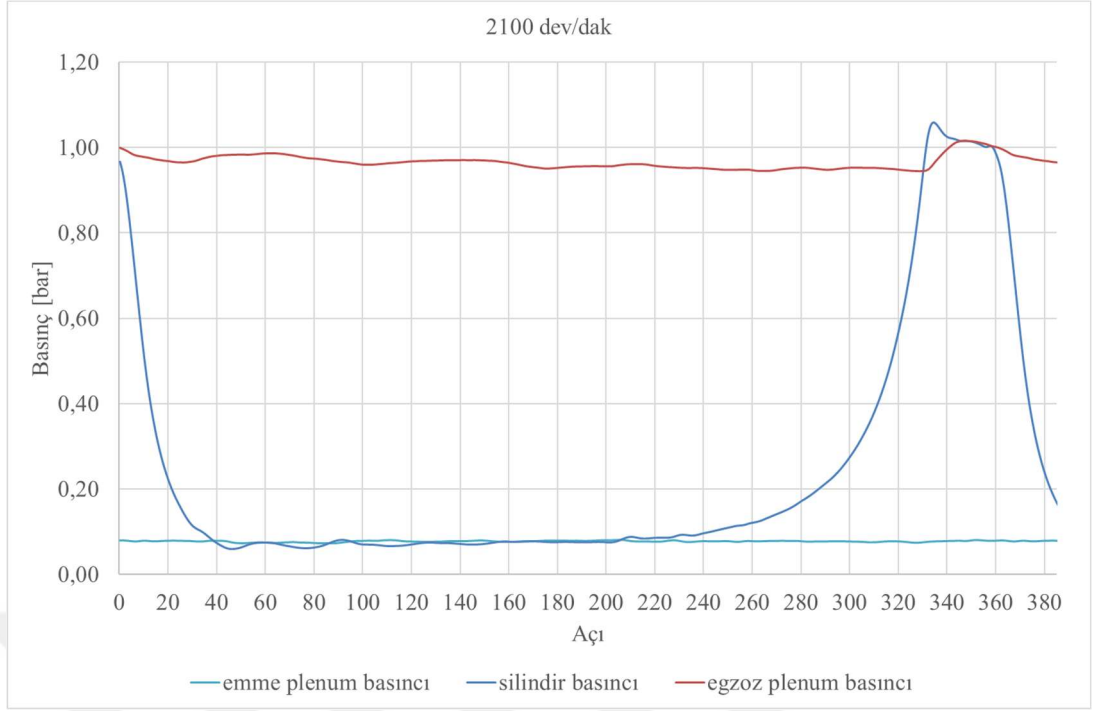


**Şekil 4.2 :** Basınç algılayıcıların ve optik kodlayıcının indikatör diyagramı deney düzeneği içerisindeki yerleşimi.

Optik kodlayıcıyı kranka sabitlemek için esnek kaplin kullanılmıştır. Silindir içi basıncı, emme plenum basıncını ve egzoz plenum basıncını ölçmek için 3 adet basınç algılayıcı kullanılmıştır. Egzoz hattında kullanılan algılayıcılar 0-17 bar arasında ölçüm yapabilmektedirler. Egzoz hattındaki algılayıcıların çözünürlüğü 8500 Pa’dır. Emme hattında kullanılan algılayıcının ölçüm aralığı ise 0-7 bar’dır. Emme hattındaki algılayıcının çözünürlüğü 3500 Pa’dır. Optik kodlayıcı ise her derecede bir sinyal göndererek 360 derecenin ölçülmesine olanak sağlar.

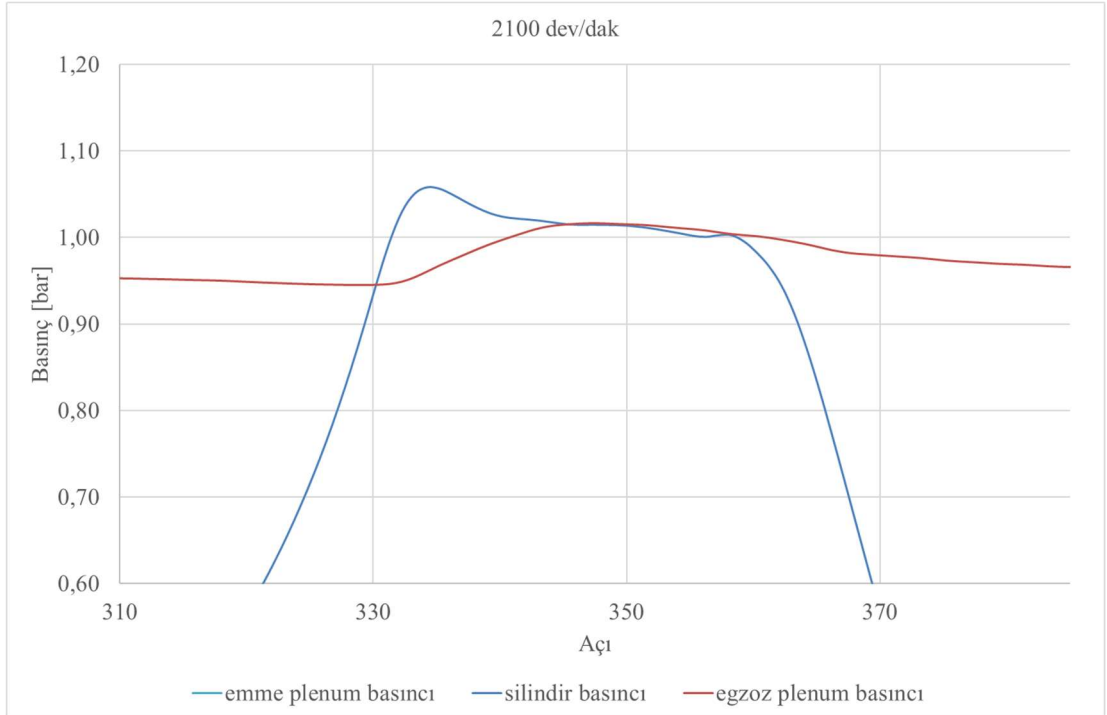
#### **4.1.1 İndikatör diyagramı sonuçları**

Gerçekleştirilen indikatör diyagramı deneyleri sonucunda ilgili kompresör modeline ait pV grafikleri elde edilmiştir. Bu grafikler sonucunda kompresörün 4 farklı devirde emme plenumu basınçları, egzoz plenumu basınçları ve silindir içi basınçları, krank açısına dolayısıyla silindir hacmine bağlı olarak elde edilmiştir. Elde edilen sonuçların 2100 dev/dak’ya ait bir çevrim için olan grafiği şekil 4.3’te verilmiştir.



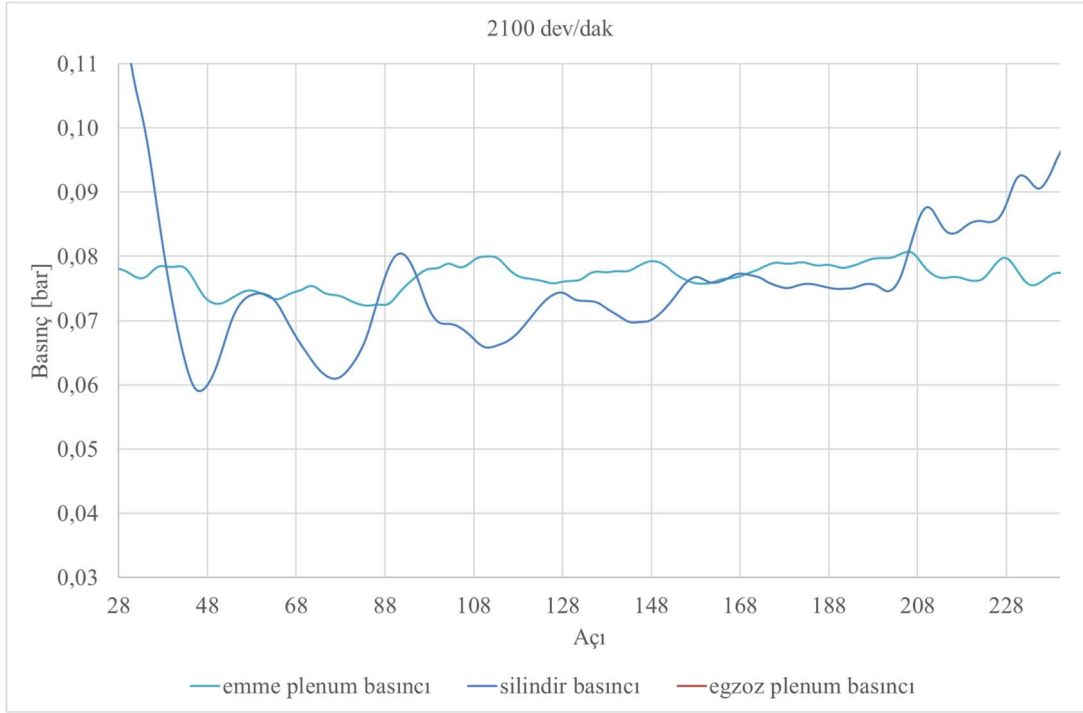
**Şekil 4.3 :** Bir çevrim için verilen indikatör diyagramı sonuçları.

Egzoz ve emme safhalarının ayrı ayrı ve detaylı bir şekilde incelenebilmesi için bu kısımlara lokal olarak bakmak faydalı olacaktır. Egzoz safhası için şekil 4.4'te 2100 devirdeki pV dataları grafikleri verilmiştir.



**Şekil 4.4 :** Egzoz safhası için verilen indikatör diyagramı sonuçları.

Emme safhaları için detaylı pV sonuçları, şekil 4.5'te verilmiştir.



Şekil 4.5 : Emme safhası için verilen indikatör diyagramı sonuçları.

## 4.2 Kalorimetre Ölçümleri

Kalorimetre, kompresörün performansını belirlemek için kullanılan yöntemlerden bir tanesidir. Kalorimetre temelde, kompresör giriş çıkış basınçları, kısılma vanası öncesi aşırı soğutma miktarını, evaporatör çıkışındaki aşırı kızgınlık derecesini istenilen değerlerde sabit olarak tutabilen bilgisayar kontrollü bir test sistemidir [13].

Bu tez kapsamında kullanılan kompresörün performansının belirlenmesi için Arçelik AŞ ArGe merkezinde bulunan kalorimetre kullanılmıştır. Kompresörün orijinal hali kullanılarak testlere başlanmıştır. Sonrasında yapılan her değişiklik için test aynı koşullarda tekrar edilmiş ve performans sonuçları orijinal hal ile karşılaştırılmıştır. Kompresörün kalorimetreye bağlanmış haldeki görseli şekil 4.6'da verilmiştir.



Şekil 4.6 : Kalorimetre test sistemi.

Kalorimetre ölçümleri belirli şartlar altında belirli standartlara göre yapılmaktadır. Bu çalışmada ASHRAE standartları dahilinde ölçümler gerçekleştirilmiştir. Kullanılan değişken kapasiteli kompresör, kontrol üniteleri üzerinde değişiklik yapılarak



belirlenmiş sabit devirlerde çalıştırılabilmektedir. Bu çalışma için 1300-1800-3000 dev/dak için ölçümler gerçekleştirilmiştir.

Kompresörün her devirdeki performans değerleri değişim göstermektedir. Bu sebeple her değişiklik için her devirde ölçümler gerçekleştirilmiştir ve etkiler kendi arasında karşılaştırılmıştır. Bu sayede yapılan yeni tasarımların hangi devirlerde etkili olduğu gibi bilgiler de elde edilmiş olur.

#### 4.2.1 Kalorimetre sonuçları

##### 4.2.1.1 Orijinal kompresör sonuçları

İlgili kompresör modeline ait kalorimetre testleri 4 farklı devir için ASHRAE standartlarında gerçekleştirilmiştir. 3000, 2100 ve 1300 dev/dak için performans değerleri çizelge 4.1’de verilmiştir.

dev/dk	Kapasite [W]	Giriş Gücü [W]	SEK [W/W]
3000	216,5	133,6	1
2100	152,9	91,9	1,024
1300	100	62,7	1,006

**Çizelge 4.1** : Orijinal kompresör kalorimetre sonuçları.

##### 4.2.1.2 Piston pimi etkilerinin kalorimetre ile incelenmesi

Piston pimi kullanımının etkilerinin görülmesi için, piston pimli ve piston pimsiz haller için deneyler gerçekleştirilmiştir. Orijinal durumda bulunan piston pimi kaldırıldığı zaman ölü hacim artacağından dolayı, pim kullanılmamanın pozitif etkilerini görmek için sadece piston pimini kaldırmak yetersiz olacaktır. Bu sebeple orijinal piston pimli durumda ölü hacim miktarı ilave conta koyularak artırılmıştır ve bu şekilde kalorimetre ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Daha sonra aynı kompresör üzerinde piston pimi kaldırılmıştır ve bu şekilde kalorimetre ölçümleri alınmıştır. Bu iki durumda ölü hacim etkilerinin piston pimi etkilerini gölgelememesi adına ölü hacim miktarlarının aynı olmasına dikkat edilmiştir. Elde edilen sonuçlar çizelge 4.2’de verilmiştir.

dev/dak	Pimli orijinal conta COP [W/W]	Pimsiz orijinal conta COP [W/W]
1300	1,006	0,99
2100	1,024	1,03
3000	1	1,01

**Çizelge 4.2 :** Pimli ve pimsiz haller için performans değerleri karşılaştırma.

Sonuçlarda da gözüktüğü üzere, piston pimi kullanımı ölü hacmi azaltarak olumlu etkiler sağlasada, egzoz hattı üzerinde akışı kısarak performans değerlerini düşürdüğü görülmüştür. 2100 ve 3000 devirlerde akış hızları daha yüksek olduğu için akış kısılmasından kaynaklı kayıplar, ölü hacim etkisinin önüne geçerek SEK değerinde iyileşme göstermiştir. Ancak 1300 devirde akış kaynaklı kayıplar ölü hacim etkisinin gerisinde kalarak SEK değerinde düşmeye sebep olmuştur.

Bu sonuçlardan da anlaşılacağı üzere ölü hacim bir şekilde arttırılmadan piston pimi kaldırıldığı takdirde, performans değerlerinde artış olacağı kaçınılmazdır.

Ölü hacmi sabit tutarak piston piminin kaldırılmasına yönelik çalışmalar kapsamında, egzoz portu etrafı inceltme işlemi uygulanarak port içerisinde kalan hacmin azaltılması amaçlanmıştır.

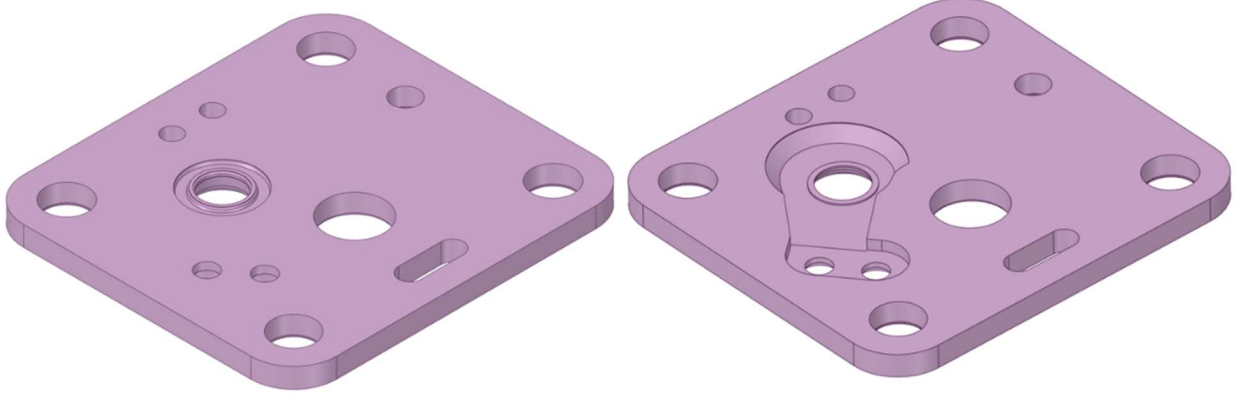
#### **4.2.2 Yeni tasarım valf tablası**

Yapılan sayısal analizler ve deneyler doğrultusunda piston piminin akış hacmini kısarak kapasite ve performansta olumsuz etkiler yarattığı görülmüştür.

Bu durum sonucunda piston piminin kaldırılmasının akış alanının arttırılması açısından faydalı olacağı açıktır.

Ancak silindir ölü hacmini azaltmaya yönelik bir uygulama olan piston pimi kaldırıldığı takdirde silindir ölü hacminde ciddi miktarda artış olacaktır.

Ölü hacimde artış olmasının önüne geçilmesi için yeni bir valf tablası tasarımı yapılmıştır. Şekil 4.7’de yeni tasarım ve orijinal valf tablası görülmektedir.



**Şekil 4.7 :** Orijinal valf tablası ve yeni tasarım valf tablası izometrik gösterim.

Yeni tasarımda egzoz portu civarında yapılan inceltme işlemi sayesinde port yüksekliği azaltılarak ölü hacim piston pimli durum ile aynı olacak şekilde ayarlanmıştır. Bu sayede ölü hacmin herhangi bir etkisi olmadan yeni tasarımın performans değerleri üzerindeki etkisi görülebilecektir.

### **4.3 Ses Gücü Düzeyi Ölçümleri**

Ev tipi buzdolapları yaşam alanları içerisinde kullanıldığı için çalışırken yarattığı gürültü miktarı önemlidir. Buzdolaplarında gürültü kaynağı olan kompresör üzerinde yapılan her değişiklik ses üzerinde farklılıklara sebep olabilmektedir. Bu sebeple piston pimli ve piston pimsiz tasarımlarda ses gücü düzeyi açısından oluşan farklar incelenmiştir. Ses gücü düzeyi ölçümleri Arçelik AŞ akustik laboratuvarında gerçekleştirilmiştir. Ölçümler ASRAE standartlarında, sırasıyla 1300-2100 ve 3000 dev/dk için gerçekleştirilmiştir. Ölçümler kompresörler arası farklılıklar olabildiği için 3 kompresör üzerinde gerçekleştirilmiş ve ortalama değerler kullanılmıştır.

#### **4.3.1 Ses gücü düzeyi ölçüm sonuçları**

Orijinal kompresör üzerinde gerçekleştirilen deneyler sonucunda; 1300 dev/dk için 26 dBa, 2100 dev/dk için 30.2 dBa, 3000 dev/dk için 35.6 dBa ses gücü ölçülmüştür. Piston pimsiz model üzerindeki ses gücü düzeyi ölçümleri gelecek çalışmalar kapsamında planlanmıştır.



## 5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

### 5.1 Sonuçlar

Bu çalışma kapsamında ev tipi buzdolaplarında kullanılan hermetik pistonlu bir kompresöre ait piston piminin etkileri üzerine sayısal ve deneysel çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Kompresörün performansını etkileyen bir parametre olan ölü hacim miktarını azaltmak için kullanılan piston piminin, egzoz prosesi sırasında egzoz portu içerisindeki akış alanını azalttığı ve akışı zorlaştırdığı gösterilmiştir. Bu durumun gösterilmesi için piston pimli ve piston pimsiz durum için zamandan bağımsız HAD analizleri gerçekleştirilmiştir. Aynı zamanda piston pimli ve piston pimsiz durumların etkilerinin deneysel olarak gösterilmesi için kalorimetre deneyleri gerçekleştirilmiştir.

Sayısal analizlerde valf açıklığı ve krank açısı 3'er farklı değer için sabit tutulmuştur. Piston pimli ve piston pimsiz haller için tüm valf açıklığı ve krank açısı değerleri parametrik olarak çalışılmıştır. Oluşturulan sayısal çözüm ağı için, çözüm ağından bağımsızlık analizleri gerçekleştirilmiş ve kullanılan sayısal çözüm ağı miktarı bu sonuçlara göre seçilmiştir.

Sayısal analizlerde piston piminin akış alanını azalttığı ve debi değerlerinde düşmeye sebep olduğu gösterilmiştir. Sayısal sonuçlara göre kompresör egzoz hattından geçen debi pimsiz durumda ortalama % 11 daha yüksektir. Pimsiz durumda görülen debi artışının kompresör kapasitesini ve dolayısıyla kompresör verimini arttıracakı düşünülmüştür.

Gerçekleştirilen pV indikatör diyagramı deneyleri sonucunda, kompresörün krank açısına bağlı olarak silindir içerisindeki, emme plenumundaki ve egzoz plenumundaki basınç değerleri elde edilmiştir. Egzoz prosesi sırasında oluşan valf hareketleri indikatör diyagramı sonuçlarına göre yorumlanabilmektedir. Buna göre valfin hangi krank açısında açıldığı ve kapandığı gibi bilgiler el edilmiştir. Bu sonuçlar sayısal analizlerde sınır şartı tanımlanırken kullanılmıştır.

Kalorimetre deneylerinde pimli ve pimsiz durum için farklı deneyler gerçekleştirilmiştir. ASHRAE standartlarında 3 farklı devir için gerçekleştirilen deney sonuçları sonucunda pim etkisi hakkında yorum yapılmıştır. Pimsiz durum için oluşan ekstra ölü hacim miktarı için herhangi bir önlem alınmamıştır. Sonuçlar ölü hacim artış miktarı gözönünde bulundurularak yorumlanmıştır. Kalorimetre sonuçlarına göre pimsiz durumda 2100 ve 3000 devirlerde performans değerlerinde artış görülmüştür. Ölü hacim miktarının pimsiz durumda performans değerleri üzerinde negatif etki yaratacağı bilinmesine rağmen; 2100 ve 3000 devirlerdeki performans artışının nedeninin, akış alanındaki artma sonucunda kompresör giriş gücünün azalması olduğu düşünülmüştür. 1300 devirde ise diğer devirlerin aksine performans değerlerinde bir düşüş görülmüştür. 1300 devirde debinin ve akış hızlarının azalması sonucunda, ölü hacimin artışından kaynaklanan negatif etkilerin akış alanındaki artma sonucunda oluşan pozitif etkilere göre daha baskın geldiği ve performansı olumsuz etkilediği düşünülmüştür. Elde edilen kalorimetre sonuçlarına göre, ölü hacim miktarını arttırmadan piston piminin kaldırılması durumunda performans değerlerinin artacağı açıkça gösterilmiştir.

Gerçekleştirilen sayısal ve deneysel çalışmalar sonucunda, piston piminin kompresörün egzoz hattında akış alanını azaltarak kapasite ve performans değerlerinde düşmelere sebep olduğu gösterilmiştir. Piston piminin kaldırılması ölü hacim miktarı ile bağlantılı olduğu için, pimsiz durumda ölü hacim miktarının artmaması için yeni bir tasarım üzerinde çalışılmıştır. Yapılan tasarım sonucunda, piston pimi kaldırıldığı durumda oluşan ölü hacim miktarı, pimli durumdaki ile birebir aynı olacaktır. Bu tasarım kullanıldığı takdirde her devirde performans değerlerinde artış olacağı düşünülmektedir.

## **5.2 İleriye Dönük Çalışmalar**

Tasarımı gerçekleştirilen yeni valf tablasının üretimi tamamlanarak kalorimetre deneyleri gerçekleştirilecektir. Yapılmış olan çalışmalar sonucunda, yeni valf tablası kullanımının performansı arttıracığı açıkça gösterilmiştir.

Gerçekleştirilen HAD analizlerinde, deneysel sonuçlardan elde edilen indikatör diyagramı verileri kullanılarak transient analizler ile pim etkileri tekrar incelenecektir.

Zamana bağlı olarak elde edilen sonuçlar doğrultusunda debi değerlerinin krank açısı değerlerine göre değişimi de incelenecektir.

Tasarlanan yeni valf tablası kullanarak, valf hareketleri ve performans değerlerinin daha iyi anlaşılabilmesi adına indikatör diyagramı deneyleri yapılacaktır. İndikatör diyagramı sonuçlarına göre valf hareketleri ve basınç değeleri detaylı olarak incelenebilecektir.

Orijinal durum için gerçekleştirilen ses gücü düzeyi ölçmeleri, piston pimsiz durum için de gerçekleştirilecek ve karşılaştırma yapılacaktır.





## 6. KAYNAKÇA

- [1] S. Kara and E. Oğuz, "Thermal Analysis of a Small Hermetic Reciprocating Compressor," *International Compressor Engineering Conference, Purdue University*, 2010.
- [2] A. Morriesen ve C. J. Deschamps, «Experimental investigation of transient fluid flow and superheating in the suction chamber of a refrigeration reciprocating compressor,» *Applied Thermal Engineering*, 41, p. (61–70), 2012.
- [3] Y. A. Çengel ve M. A. Boles, *Thermodynamics An Engineering Approach*, Mc Graw Hill Education, 2002.
- [4] «ref-wiki,» 20 04 2019. [Çevrimiçi]. Available: <http://www.ref-wiki.com/compressors.html>.
- [5] Ç. Şahin, *HERMETİK KOMPRESÖRLERDE ÖLÜ HACİM MİKTARININ KOMPRESÖR PERFORMANSINA ETKİSİNİN İNCELENMESİ*, İstanbul: İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ, FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ, 2011.
- [6] G. Machu, M. Albrecht, O. Bielmeier, T. Daxner ve P. Steinruck, «A Universal Simulation Tool for Reed Valve Dynamics,» *International Compressor Engineering Conference, Purdue University*, 2004.
- [7] S. K. Lohn, E. Silva, D. Beppler ve M. C. Diniz, «Effect of Fluid Flow Inertia and Backflow on the Effective Force and Flow Areas of Reed-Type Valves,» *International Compressor Engineering Conference, Purdue University*, 2018.
- [8] G. Mu, F. Wang, X. Mi ve G. Gao, «Dynamic modeling and analysis of compressor reed valve based on movement characteristics,» *Applied Thermal Engineering*, 2019.
- [9] H. Kerpeççi ve E. Oğuz, «Transient Modeling of Flows Through Suction Port and Valve Leaves of Hermetic Reciprocating Compressors,» *International Compressor Engineering Conference, Purdue University*, 2006.
- [10] K. Kinjo, A. Nakano, T. Hikichi ve K. Morinishi, «Study of CFD Considering Valve Behavior in Reciprocating Compressor,» *International Compressor Engineering Conference, Purdue University*, 2010.
- [11] E. L. Pereira ve C. J. Deschamps, «A Theoretical Account of the Piston Influence on Effective Flow and Force Areas of Reciprocating Compressor Valves,» *International Compressor Engineering Conference, Purdue University*, 2010.
- [12] *ANSYS FLUENT 12.0 Theory Guide*, ANSYS INC, 2009.

- [13] E. Oğuz ve S. U. Onbaşıoğlu, «Kompresörlerde silindir basıncı ve valf hareketinin deneysel olarak incelenmesi,» *itüdergisi/d mühendislik Cilt:7, Sayı:1*, pp. 53-64, 2008.



## ÖZGEÇMİŞ



**Ad-Soyad** : Ahmet Yasin KARABAY  
**Doğum Tarihi ve Yeri** : 9 Mayıs 1992 Trabzon  
**E-posta** : ahmetyasinkarabay@gmail.com

### ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2016, KOÜ, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği
- **Yükseklisans** : 2019, İTÜ, Makina Mühendisliği, Isı-Akışkan Programı

### MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

- “Investigation of Discharge Flow and Force Coefficients in Hermetic Reciprocating Compressors”, International Conference on Compressors and their Systems, City University, 2019
- “Düşük Basıncılı Pnömatik Sistem ile Hassas Cisimlerin Temassız Kaldırılması”, İstanbul Teknik Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projesi, 2018
- “Dağıtılmış Hava Jeti Kullanarak Hassas Cisimlerin Manipülasyonunun Sayısal Olarak İncelenmesi”, 8. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi İzmir, 22-25 Kasım 2017
- “A Conjugate CFD Analysis Of Hydronic Radiant Floor Heating System”, 4th International Conference on Computational and Experimental Science and Engineering, Antalya, October 2017
- Taşıt Uygulamaları için 9-Fazlı 250kW Sürekli Mıknatıslı Senkron Motor Tasarımı (motor soğutma analizleri üzerine, geometri temizliği-sayısal çözüm ağlarının oluşturulması ve analizlerin gerçekleştirilmesi işlerinden sorumluydum) Bursiyerlik Proje no: MDS2015\_4 / 033334, 2015
- “Farklı Damlatıcı Kanalları İçerisindeki Akışın Sayısal Olarak İncelenmesi”, 12. Ulusal Kültürteknik Sempozyumu, Tekirdağ, 2014





