

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**HERMETİK KOMPRESÖRLERDE ÖLÜ HACİM MİKTARININ
KOMPRESÖR PERFORMANSINA ETKİSİNİN İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ
Çağlar Şahin

Anabilim Dalı : Makine Mühendisliği

Programı : Isı - Akışkan

EYLÜL 2011

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**HERMETİK KOMPRESÖRLERDE ÖLÜ HACİM MİKTARININ
KOMPRESÖR PERFORMANSINA ETKİSİNİN İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Çağlar Şahin

503091171

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 05 Mayıs 2011

Tezin Savunulduğu Tarih : 28 Eylül 2011

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Seyhan Uygur Onbaşıoğlu (İTÜ)
Diğer Jüri Üyeleri : Prof. Dr. Kadir KIRKKÖPRÜ (İTÜ)
Prof. Dr. Dr. İsmail TEKE (YTÜ)

EYLÜL 2011

ÖNSÖZ

Yüksek lisans öğrenimim sırasında kendisi ile tanışma fırsatı bulduğum, tez çalışmalarım boyunca bilgi ve tecrübelerini esirgemedi katkıda bulunan, olumlu öneri ve eleştirileri ile beraber bu çalışmayı yöneten çok değerli danışman hocam Sn. Prof. Dr. Seyhan Uygur ONBAŞIOĞLU'na en derin sevgi, saygı ve teşekkürlerimi sunarım.

Yüksek lisans tez çalışmam için imkân ve olanaklarını sunarak bana destek olan Arçelik A.Ş. Araştırma ve Geliştirme Merkezi'ne, Sn. Dr. Cemil İNAN, Sn. Mak. Yük. Müh. Fatih ÖZKADI, Sn. Dr. Faruk BAYRAKTAR'a teşekkür ederim.

Yüksek lisans çalışma hayatım ve tez çalışmalarım boyunca bilgi ve tecrübeleri ile çalışmaların her aşamasında desteklerini sunan, değerli fikir ve görüşleri ile bu tez çalışmasına büyük katkıda bulunan, çalışmalar süresince gösterdikleri ilgi ve içten yaklaşımlarından ötürü Termodinamik Teknoloji Aile Lideri Sn. Dr. Emre OĞUZ ve Sn. Mak. Yük. Müh. Ahmet Refik ÖZDEMİR'e çok teşekkür ederim.

Deneysel çalışmalar sırasında deney düzeneklerinin kurulması, devreye alınması, bu süre zarfında çıkan teknik problemlerin çözümü gibi konularda yardımlarını ve tecrübelerini esirgemedi katkıda bulunan başta Sn. Ercan KURTULDU, Sn. Fikri ÇAVUŞOĞLU olmak üzere tüm Arçelik A.Ş. Ar-Ge Termodinamik Ailesi teknisyenlerine teşekkür ederim.

Tez çalışmalarının sıkıntılı zamanlarını, beraber geçirdiğimiz keyifli anlar ve arkadaşlıklarıyla unutturan, bana her konuda destek olan başta çok değerli dostlarım; Eren ERGİN, Ahmet Burak TOP, Gökmen PEKER, Murat KADAL, Onur POYRAZ, Alper YAĞCI, Mehmet KALP ve Fulya ÇİÇEKDAĞI olmak üzere Ar-Ge Termodinamik Teknoloji Ailesi ve Akışkanlar Dinamiği Teknoloji Ailesi yüksek lisans çalışma arkadaşlarıma tüm içtenliğimle teşekkür ederim.

Son olarak, tüm hayatım boyunca her daim yanımda olan, bugünlere gelmemde benden maddi ve manevi desteklerini hiçbir zaman esirgemeyen çok kıymetli AİLEME en derin duygularıyla teşekkür eder, şükranlarımı sunarım.

Eylül 2011

Çağlar ŞAHİN
(Makina Mühendisi)

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	iii
İÇİNDEKİLER	v
KISALTMALAR	vii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	ix
ŞEKİL LİSTESİ.....	xi
SEMBOL LİSTESİ	xiii
ÖZET.....	xv
SUMMARY	xvii
1. GİRİŞ.....	1
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI.....	3
2.1 Hermetik Kompresör Tanıtımı	3
2.2 Ölü Hacmin Performansa Etkisi ile İlgili Çalışmalar.....	7
3. DENEYSEL ÇALIŞMALAR	37
3.1 Deney Düzenekinin Tanıtılması.....	37
3.2 Deneyler	44
3.2.1 A tipi conta kullanımı ile pV ölçüm deneyi	46
3.2.2 B tipi conta kullanımı ile pV ölçüm deneyi	50
3.2.3 C tipi conta kullanımı ile pV ölçüm deneyi	54
4. ANALİTİK ÇALIŞMALAR	59
4.1 Modelin Kurulması	59
4.2 Modelin Doğrulanması.....	65
5. SONUÇLAR	77
KAYNAKLAR	81
ÖZGEÇMİŞ.....	83

KISALTMALAR

PV	: Basınç Hacim (İndikatör Diyagramı)
SEK	: Soğutma Etkinlik Katsayısı (COP)
ASHRAE	: American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers
AÖN	: Alt Ölü Nokta
ÜÖN	: Üst Ölü Nokta
KDA	: Krank Dönme Açısı

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 3.1 : A tipi conta kullanımı ile elde edilen deneysel sonuçlar.....	47
Çizelge 3.2 : A ve B tipi conta kullanımları ile elde edilen deneysel sonuçlar	51
Çizelge 3.3 : A ve B tipi conta kullanımları ile elde edilen deneysel sonuçlar	55
Çizelge 4.1 : Analitik model ve deneysel çalışmalardan elde edilen sonuçlar.....	72

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1	: Kompresör tipleri [1]	3
Şekil 2.2	: Pistonlu kompresör tipleri [1]	4
Şekil 2.3	: Hermetik kompresörün genel görünümü	4
Şekil 2.4	: Örnek bir kompresörün kesit resmi.....	5
Şekil 2.5	: Emme susturucusu gaz akış hattı	6
Şekil 2.6	: Gerçek debinin ideal debiye oranının sıkıştırma oranı ile değişimi	8
Şekil 2.7	: Kompresörde gerçekleşen izentropik işin ölçülen kompresör gücü ile değişimi.....	9
Şekil 2.8	: Modelden hesaplanan ve deneysel olarak ölçülen debi değerlerinin zamana bağlı olarak değişimi.....	10
Şekil 2.9	: Modelden hesaplanan ve deneysel olarak ölçülen kompresör gücü değerlerinin zamana bağlı olarak değişimi	11
Şekil 2.10	: Kompresörde kullanılan soğutkanın basınç-entalpi diyagramı.....	12
Şekil 2.11	: Kompresörün basınç-hacim diyagramı	17
Şekil 2.12	: Kompresörün şematik kesiti	19
Şekil 2.13	: Kompresörün basınç-hacim diyagramı	21
Şekil 2.14	: Isıtma çalışma şartlarında çekilen enerji miktarının modelden ve deneylerden elde edilen değerlerinin zamana göre değişimi	23
Şekil 2.15	: Soğutma çalışma şartlarında çekilen enerji miktarının modelden ve deneylerden elde edilen değerlerinin zamana göre değişimi	24
Şekil 2.16	: Soğutkanın lnp-h diyagramı.....	27
Şekil 2.17	: Kompresörün basınç hacim diyagramı	30
Şekil 2.18	: Modelde kullanılan iteratif yöntemin işlem adımları.....	31
Şekil 2.19	: pV indikatör diyagramı	33
Şekil 2.20	: Modelde belirlenen kontrol hacmi	33
Şekil 3.1	: Kalorimetre sistemi şematik gösterimi [9].....	38
Şekil 3.2	: Kompresörde elektrik giriş gücünün dağılımı	40
Şekil 3.3	: Örnek pV indikatör diyagramı	41
Şekil 3.4	: Örnek pV indikatör diyagramının emme safhası	42
Şekil 3.5	: pV ölçüm düzeneği	43
Şekil 3.6	: Basınç dönüştürücülerinin kompresörde şematik konumlandırılması [10].....	43
Şekil 3.7	: Enkoderın içerisindeki elemanlar	44
Şekil 3.8	: Conta kalınlığı kaynaklı ölü hacmin şematik kesiti ve silindir gövde bloğu	46
Şekil 3.9	: A tipi conta kullanımı ile elde edilen emme safhası basınç-krank dönme açısı grafiği.....	48
Şekil 3.10	: A tipi conta kullanımı ile elde edilen egzoz safhası basınç-krank dönme açısı grafiği.....	49

Şekil 3.11	: A tipi conta kullanımı ile elde edilen pV indikatör diyagramı	50
Şekil 3.12	: B tipi conta kullanımı ile elde edilen emme safhası basınç-krank dönme açısı grafiği.....	52
Şekil 3.13	: B tipi conta kullanımı ile elde edilen egzoz safhası basınç-krank dönme açısı grafiği.....	53
Şekil 3.14	: A ve B tipi conta kullanımları ile elde edilen pV indikatör diyagramları	54
Şekil 3.15	: C tipi conta kullanımı ile elde edilen emme safhası basınç-krank dönme açısı grafiği.....	56
Şekil 3.16	: C tipi conta kullanımı ile elde edilen egzoz safhası basınç-krank dönme açısı grafiği.....	57
Şekil 3.17	: A, B ve C tipi conta kullanımları ile elde edilen pV indikatör diyagramları	58
Şekil 4.1	: İdeal durum örnek basınç-hacim diyagramı.....	60
Şekil 4.2	: Analitik model algoritması.....	64
Şekil 4.3	: A tipi conta kullanımında elde edilen pV diyagramları	66
Şekil 4.4	: B tipi conta kullanımında elde edilen pV diyagramları	67
Şekil 4.5	: C tipi conta kullanımında elde edilen pV diyagramları	68
Şekil 4.6	: Ölü hacim “0” (sıfır) değerini aldığı anda elde edilen pV diyagramı.....	69
Şekil 4.7	: Farklı conta uygulamalarında kütleli debinin ve soğutma kapasitesinin değişimi	70
Şekil 4.8	: Farklı conta uygulamalarında sıkıştırma işinin değişimi	71
Şekil 4.9	: A, B ve C tipi conta kullanımlarında analitik modelden elde edilen pV diyagramları	75

SEMBOL LİSTESİ

A_v	: Isı transferi yüzey alanı
C_p	: Sabit basınçta özgül ısı
c	: Ölü hacim oranı
$\dot{E}_k$	: Elektrik gücü
$\dot{E}L_{mech}$	: Mekanik kayıplar
f	: Frekans
G_s	: İzentropik hacimsel debi
h_{ht}	: Taşınım katsayısı
h_{fg}	: Buharlaşma entalpisi
k	: İzentropik katsayı
K	: İstatiksel metot katsayıları
LP	: Buharlaşma basıncı
$\dot{m}_a$	: Kütlesel debisi
$\dot{m}_i$	: İdeal kompresör kütlesel debisi
$\dot{m}_{leak}$	: Piston ile silindir arasından sızan soğutkan
$\dot{m}_{in}$	: Kütlesel debi
$\dot{m}_{suc}$	: Kompresör giriş debisi
$\dot{m}_{id}$	: İdeal kompresör debisi
$\bar{m}_{pc}$	: Yoğuşan soğutkan miktarı
Nu	: Nusselt sayısı
N_{Hz}	: Kompresör çalışma frekansı
n	: Nominal frekans
n_z	: Silindir sayısı
Re	: Reynolds sayısı
Pr	: Prandtl sayısı
p_s	: Kompresör giriş basıncı
p_d	: Kompresör çıkış basıncı
$\dot{Q}$	: Isı transferi
s	: Özgül entropi
T_w	: Yüzey sıcaklığı
T_c	: Soğutkan sıcaklığı
$\bar{V}_{cyl}$	: Süpürme hacmi
V_f	: Muhafaza içerisindeki boş hacim
V_d	: Ölü hacim
V_s	: Strok hacmi
$\dot{V}_{sw}$	: Süpürme hacmi debisi
v_s	: Emme portu özgül hacmi
$\dot{V}_{suc}$	: Silindire emilen soğutkan hacmi
$\dot{W}_s$	: İzentropik sıkıştırma işi
$\dot{W}_c$	: Kompresör elektrik gücü

w_{th}	: Teorik sıkıştırma işi
$\dot{W}_l$	: Kompresör yüksüz çalışma şartı gücü
w_a	: Kompresör gücü
w_i	: İdeal kompresör gücü
$Z_{elvapor}$	: Elektriksel kayıpların soğutkana transfer edilme oranı
Z_{mvapor}	: Mekanik kayıpların soğutkana transfer edilme oranı
η_{eff}	: Etkin verim
η_{is}	: İzentropik verim
η_{vi}	: İdeal kompresör hacimsel verimi
η_{va}	: Kompresör hacimsel verimi
$\bar{\eta}_v$	: Kompresör hacimsel verim oranı
η_g	: Kompresör verimi
η_{sth}	: İdeal hacimsel verim
η_{el}	: Elektriksel verim
η_s	: Hacimsel verim
η_k	: Kompresör verimi
η_{iso-s}	: İzentropik verim
γ	: İzentropik katsayı
Π	: Sıkıştırma oranı
ρ	: Yoğunluk
Δh	: Entalpi farkı
ΔT	: Sıcaklık farkı
μ	: Dinamik viskozite
ΔP	: Basınç farkı
τ	: Soğutkanın çiğ noktası basıncının üzerine çıktığı zaman dilimi
ϵ_k	: Sistemde kaybolan k parametresi oranı

HERMETİK KOMPRESÖRLERDE ÖLÜ HACİM MİKTARININ KOMPRESÖR PERFORMANSINA ETKİSİNİN İNCELENMESİ

ÖZET

Son yıllardaki teknolojik gelişmelere bakıldığında enerji verimliliği konusunda gösterilen duyarlılık artarak devam etmektedir. Bu kapsamda gerçekleştirilen çalışmalarda performanstan ödün vermeden, enerji tüketiminde azalma sağlayan, çevre duyarlılığı da göz önünde bulundurulan, soğutma sistemlerinin tasarımı ve üretimi hız kazanmıştır.

Hermetik pistonlu kompresörler, soğutma sistemlerinde yaygın olarak kullanılan başlıca kompresör çeşitlerinden biridir. Soğutma sisteminin etkinliğini belirleyen sistem elemanlarının başında kompresör gelmektedir. Kompresörün performansını etkileyen birçok parametreden biri de ölü hacim miktarıdır. Ölü hacimde kalan soğutkan, kompresörün silindir hacminde sıkıştırılmakta ancak soğutma çevrimine dahil edilememektedir. Dolayısıyla soğutma sisteminde kullanılamamakta olan soğutkanı sıkıştırmak için enerji harcanmaktadır. Bu durumdan ötürü de verimsizlik ortaya çıkmaktadır.

Bu tez çalışması kapsamında, kompresördeki ölü hacim miktarının, soğutma kapasitesi, elektrik tüketimi, soğutma etkinliği gibi kompresörün performans parametrelerine etkisi deneysel ve teorik olarak irdelenmiştir.

Tez çalışmasının ilk kısmında, literatürde konu ile ilgili çalışmalar hakkında yapılan incelemeler paylaşılmıştır. Ölü hacmin kompresör performansına etkisi özelinde yapılan bir çalışmaya rastlanılmamıştır.

Tez çalışmasının ikinci kısmında, deneysel olarak gerçekleştirilen çalışmalara yer verilmiştir. Deneysel çalışmalar üç farklı ölü hacim miktarı için gerçekleştirilmiştir. Her bir ölü hacim miktarı için kompresörün soğutma kapasitesi, giriş gücü, sıkıştırma işi ve soğutma etkinliği belirlenmiştir.

Tez çalışmasının son kısmında, ölü hacim değişikliğinin, kompresör performansına etkisinin analitik olarak incelenmesi verilmiştir. Yapılan kabuller çerçevesinde oluşturulan analitik modelin, deneysel sonuçlar ile kıyaslanması gerçekleştirilmiştir.

INVESTIGATION OF DEAD VOLUME EFFECTS ON HERMETIC COMPRESSORS' PERFORMANCE

SUMMARY

In the recent years, it can be easily seen that the sensitivity in the energy efficiency is becoming more and more important. In this context, the studies, in the design and manufacture of cooling systems, which are performed without making any concessions on performance and providing a reduction in energy consumption, while the environmental sensitivity is also taken into account, has become more demanded.

Hermetic reciprocating compressors are one of the most widely used compressor type in refrigeration systems. It is one of the most important systems elements that affects coefficient of performance seriously. There are many parameters that determine the compressor efficiency and one of them is the compressor's dead volume. Although the refrigerant in the dead volume is compressed in the cylinder volume by the piston, it is not used in the refrigeration cycle. Therefore, there is extra energy usage for compressing unused refrigerant. As a result of this situation, the ineffectiveness is occurred.

In this study, the effects of the dead volume on cooling capacity, electricity consumption and coefficient of the performance values are investigated analytically and experimentally.

In the first part of the thesis, the investigations on the studies about the related topics are presented. In this literature study, no specific researches which deal with the dead space issue are found.

In the second part of the thesis, experimental works are given. The experimental works are performed for three different dead volumes. The cooling capacity, electricity consumption, compression work and coefficient of performance values are determined for each dead volume.

At the last part of the thesis, the effects of the dead volume on the compressor's performance are investigated analytically. The results of analytical model which is build with the assumptions are compared with the experimental results.

1. GİRİŞ

Bilimsel gelişme sürecinde her yeni bilgi, bilgi birikimine katkıda bulunmuş, bilgi birikimi de geleceğin bilimsel çalışmalarına temel inşa etmiştir. Bilimsel çalışmalar; endüstriyel gelişmelerin yol göstericisi olmakta, bilimsel çalışmalardan edinilen bilgilerden endüstri kuruluşları faydalanmaktadır. Günümüzde, araştırma ve geliştirme faaliyetlerine büyük önem verilmekte ve gerçekleştirilen çalışmalarda daha az enerji kullanımı ile daha yüksek performans elde etmek amaçlanmaktadır.

Buzdolaplarında da araştırma ve geliştirme çalışmalarındaki genel yönelime paralel olarak, düşük enerji tüketimi ve yüksek performans beklentisi karşılanmaya çalışılmaktadır. Bundan dolayı kompresörlerin performanslarının artırılması öncelikli amaçlardan birisi olmaktadır. Kompresörün performans göstergesi olan soğutma etkinlik katsayısı temel olarak, kompresörün soğutma kapasitesi ve tükettiği elektrik enerjisi ile ilişkilidir. Soğutma kapasitesini etkileyen önemli parametrelerden biri ölü hacim miktarıdır. Kompresör gövdesi içerisinde yer alan silindir hacmi süpürme hacmi ve ölü hacimden oluşmaktadır. Süpürme hacmi, pistonun eksenel yönde hareket gerçekleştirerek soğutkanı sıkıştırdığı bölümdür. Ölü hacim ise silindir hacmi içerisinde yer alan, ancak pistonun eksenel yönde daha fazla ilerleme yapmadığı kısımdır. Dolayısıyla silindir hacminin tamamında piston süpürme işlemini gerçekleştirememekte ve sıkıştırılan soğutkanın bir kısmı tahliye edilememektedir. Bu durum da kompresörde verimsizliğe yol açmaktadır. Silindir hacminde bir önceki çevrimden kalma soğutkan bulunduğundan ötürü silindire giriş yapan soğutkan miktarı azalmaktadır.

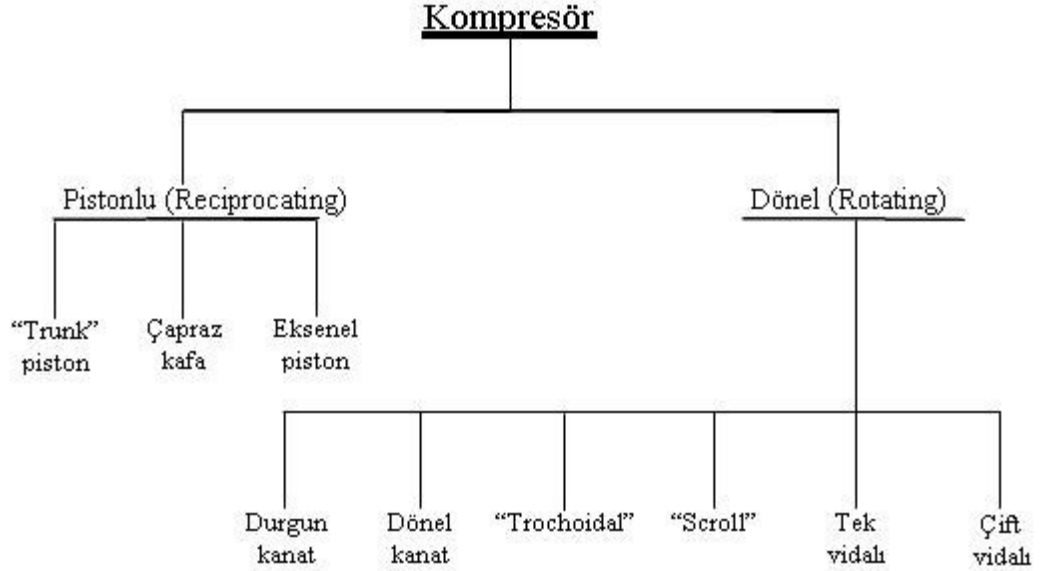
Tez çalışmasında, silindir hacmini oluşturan iki bölümden biri olan ölü hacim miktarının kompresör performans parametrelerine etkisi incelenmiştir. Ölü hacimde kalan soğutkanın kütsel debiyi azaltması sonucu soğutma kapasitesinde meydana gelen değişim belirlenmeye çalışılmıştır. Kompresörün çektiği elektrik gücünü ifade eden giriş gücünün, ölü hacim miktarına bağlı olarak değişimi de bir diğer odak noktası olmuştur. Giriş gücü; elektrik kayıpları, mekanik kayıplar ve soğutkana uygulanan sıkıştırma işinden meydana gelmektedir. Deneyde kullanılan düzenekler

yardımı ile soğutkana uygulanan sıkıştırma işi farklı ölü hacim miktarları için elde edilmiştir. Deneysel çalışmaların yanı sıra soğutma kapasitesi, sıkıştırma işi ve kütleli debi değerlerindeki ölü hacim miktarına bağılı değişimler, analitik model oluşturularak belirlenmeye çalışılmıştır. Oluşturulan analitik modelden elde edilen sonuçlar ile deneysel çalışmalardan elde edilen sonuçlar kıyaslanmış ve farklılıklar var ise sebepleri belirlenmeye çalışılmıştır. Gerçekleştirilen çalışmalardan elde edilen sonuçlar son bölümde verilmekte ve kazanılan tecrübeler ışığında öneriler sunulmaktadır.

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

2.1 Hermetik Kompresör Tanıtımı

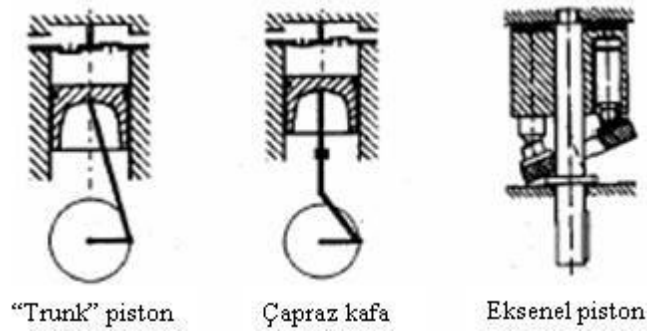
Buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimlerinde, soğutma sisteminin performansını belirleyen ana elemanlardan biri kompresördür. Kompresörler çalışma prensipleri bakımından çeşitlere ayrılmaktadır. Konvansiyonel ev tipi buzdolaplarında, genellikle, ileri-geri hareket yapan pistonlu kompresörler (reciprocating) kullanılır. Şekil 2.1’de, kompresör tipleri, ağaç gösterim ile gruplara ayrılmıştır [1].



Şekil 2.1 : Kompresör tipleri [1]

Şekil 2.1’de, pozitif deplasmanlı kompresörlerin; “trunk” piston, çapraz kafa ve eksenel piston olarak gruplandırıldığı görülmektedir. Şekil 2.2’de ise bu üç farklı tasarım, şematik olarak gösterilmektedir. Bu tasarımlar, pistonun hareket mekanizmasına göre değişir. “Trunk” piston, doğrudan bağlantı rotuna bağlanmıştır ve bu bağlantı rotu pistonu radyal kuvvet uygulamaktadır. Çapraz kafa tip kompresörde ise radyal kuvvet yoktur. Bu sayede; piston silindir yatağındaki sürtünme kayıpları asgari seviyeye indirilmiş olmaktadır. Eksenel pistonlu kompresörler, tablalı “wobble plate” kompresörler olarak tasarlanmıştır. Tabla açısı

ayarlanarak, pistonun deplasmanı kontrol edilebilir. Buzdolaplarında kullanılan kompresörler, genellikle “trunk” piston tip kompresörlerdir [1].



Şekil 2.2 : Pistonlu kompresör tipleri [1]

Şekil 2.3’de sunulduğu üzere motorun rotor, stator, sargı gibi elemanları ile kit grubunun aynı muhafaza içinde bulunduğu kompresörlere hermetik kompresörler denir. Hermetik kompresörlerin tarihi, 100 yıl önce mühendislerin soğutma sistemlerindeki kaçak problemine sürekli bir çare bulabilmek için başlattıkları çalışmalarla ortaya çıkmıştır. Özellikle küçük ölçekli kompresörlerde, soğutkan kaçağı en büyük sorunu oluşturmaktaydı. Kompakt sistemlere olan taleple beraber kaçak sorunu daha da önem kazanmış ve araştırmacılar yeni fikirler ortaya koymaya başlamışlardır. Gerçek anlamda sızdırmaz sistemler, ancak 1940 yılına gelindiğinde ortaya çıkmıştır.

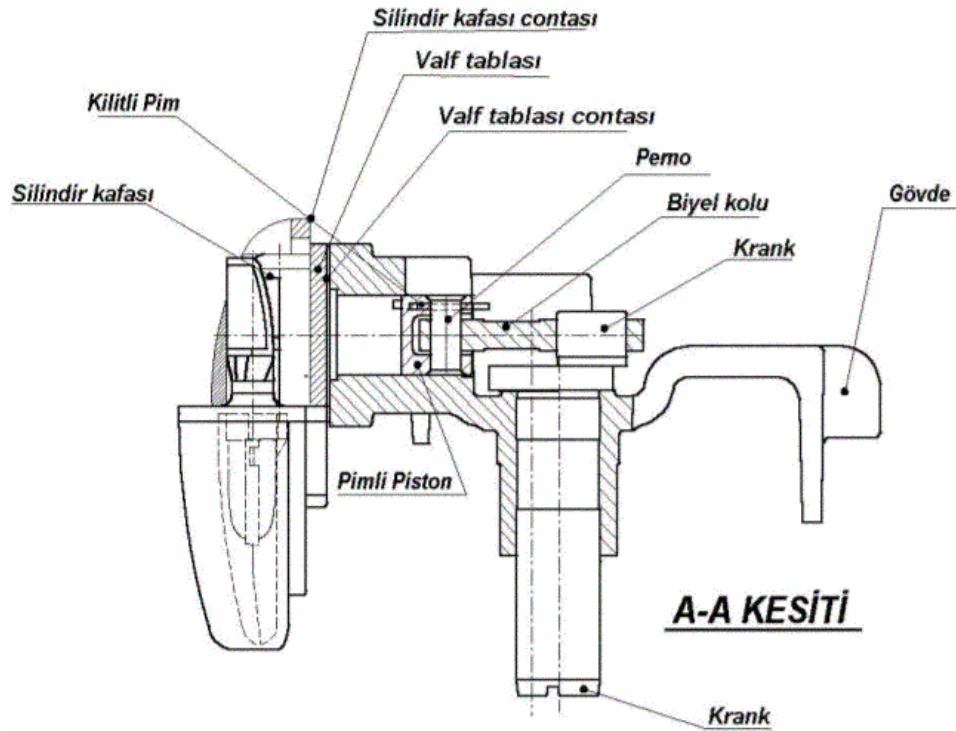


Şekil 2.3 : Hermetik kompresörün genel görünümü

Hermetik kompresörler başlıca şu ana bölümlerden oluşmaktadır [1]:

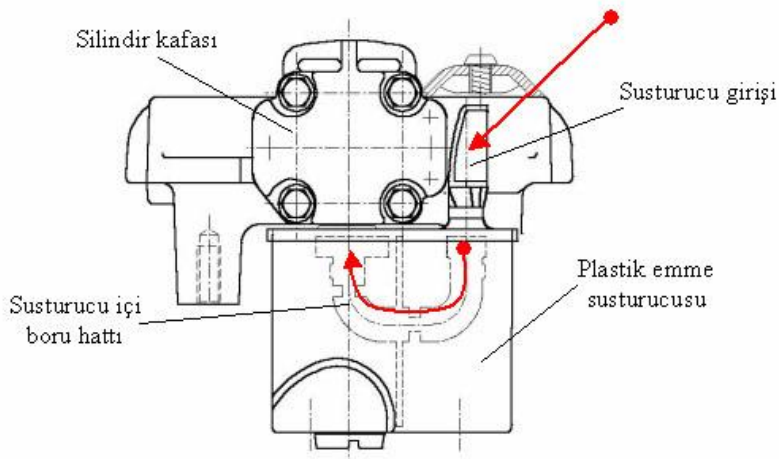
1. Kompresör ana gövdesi: Silindir, silindir kafası, emme ve egzoz valfları, emme susturucusu, emme plenumu, egzoz plenumu, egzoz susturucuları, rezonatör, valf tablası ve mekanik sistemin yataklarını içermektedir.
2. Mekanik sistem: Motorun dönel hareketini pistonun öteleme hareketine dönüştüren sistemdir. Krank mili, biyel kolu ve pistondan oluşmaktadır.
3. Yay sistemi: Kompresörde bulunan hareketli mekanik parçaların periyodik hareketinden dolayı oluşan titreşimleri sönmölemek için kullanılan sistemdir.
4. Elektrik motoru: Elektriksel gücü mekanik güce dönüştürmekte kullanılan rotor ve stator ikilisinden oluşan sistemdir.
5. Muhafaza: Yukarıda bahsedilen dört sistemin de içinde bulunduğu kapalı koruyucu kabuktur. Kompresör muhafazasının görevi, kompresör iç ortamının dış ortamdaki hava almayacak şekilde yalıtılmasını sağlamaktır. Bunun yanında kompresörde yağlamanın yapılması için yağlama haznesi olarak kullanılmaktadır.

Kompresör ana elemanları Şekil 2.4 sunulmuştur.



Şekil 2.4 : Örnek bir kompresörün kesit resmi

Hermetik kompresörlerde, sıkıştırma işleminin gerçekleştiği silindir, gövde adı verilen bir yapının içine işlenerek oluşturulmaktadır. Silindirin bir tarafı valf tablası diğer tarafı ise piston tarafından kapatılmaktadır. Piston, hareketini bir krank-biyel mekanizması ile sağlamaktadır. Elektrik motorunun rotor kısmına bağlı olan krank, dönel bir hareket yapmaktadır. Krankın bu hareketi, biyel kolu tarafından pistonun öteleme hareketine dönüştürülmektedir. Silindirin diğer yüzünü kapatan valf tablası üzerinde ise, silindir içine soğutkan giriş ve çıkışını sağlayan emme ve egzoz geçitleri bulunmaktadır. Buharlaştırıcıdan gelen düşük basınç ve kompresör bileşenlerine göre düşük sıcaklıktaki soğutucu akışkan buharı, muhafaza içine girerek burada bulunan yüksek sıcaklıktaki gaz ile karıştıktan sonra emme susturucusuna girmektedir. Emme susturucusu girişinden susturucuya giren soğutkan, Şekil 2.5’de gösterilen susturucu içinde bulunan boru hattını takip ederek emme bölmesine yönelmektedir. Emme susturucunun görevi; basınç dalgalarını sönmölmektir. Bu nedenle emme susturucusu, yapısal olarak boru hatları ve hacimlerden oluşmaktadır. Boru hatları üzerinde bulunan geçitler yardımı ile hacimler arasında gaz alış veriş yapılarak, basınç dalgalarının sönmölmesi yapılmaktadır. Bu basınç dalgaları ve dalgalı akış emme yaprağının salınım hareketinden kaynaklanmaktadır. Silindir içerisinde sıkıştırılarak yüksek sıcaklık ve basınca ulaşan gaz, egzoz valfinin açılması ile egzoz haznesine alınır; daha sonra bu gaz, kompresörün egzoz patikasında bulunan egzoz susturucusu ve egzoz borusundan geçerek muhafaza dışına gönderilmektedir.



Şekil 2.5 : Emme susturucusu gaz akış hattı

2.2 Ölü Hacmin Performansa Etkisi ile İlgili Çalışmalar

Literatürde, ölü hacim değerinin kompresör performansı üzerindeki etkisinin deneysel veya teorik olarak incelendiği çalışmalar çok az sayıdadır. Yapılan çalışmalarda genellikle kompresörün, belirli çalışma şartları arasındaki debi, soğutma kapasitesi ve giriş gücü gibi performans değerleri irdelenmektedir.

Pistonlu kompresörün aç/kapa ve ilk çalışma anındaki sürekli olmayan, geçiş rejimlerindeki performansının tahmin edilebilmesi ile ilgili yarı deneysel bir çalışma Cezar O.R. Negrao ve diğerleri [2] tarafından sunulmuştur. Kompresörün çalışması sanki dengeli olarak kabul edilmektedir. Kompresör performansını etkileyen parametreler olarak; buharlaşma ve yoğuşma basınçları, emme geçitindeki özgül hacim değeri ve ortam sıcaklığı düşünülmektedir. Bu parametrelerin etkilerinin belirlenmesi için farklı buharlaşma ve yoğuşma basınçlarında 9 test yapılmıştır. Ayrıca farklı ortam sıcaklığında ve farklı muhafaza sıcaklıklarında testler gerçekleştirilmiştir. Test sonuçlarına göre, buharlaşma basıncındaki değişim kompresör gücü ve debi miktarını yoğuşma basıncındaki değişime kıyasla daha fazla etkilemektedir. Ayrıca muhafaza sıcaklığındaki değişimin, kütleli debiyi çok az miktarda değiştirmekte olduğu, kompresör gücünü ise değiştirmedeği görülmüştür. İdeal kompresörün sıkıştırma işi (2.1) eşitliğinde belirtildiği üzere sıkıştırma oranı ile direkt ilişkilidir. Muhafaza kabuk sıcaklığı ve ortam sıcaklığının kütleli debiye olan etkisinin ise bu kadar sınırlı olmasına sebep olarak da üzerinde çalışılan kompresörlerin emiş sistemleri (direkt/yarı direkt) gösterilmektedir. (2.1) eşitliğinde ideal kompresörün izentropik sıkıştırma işi verilmiştir. Bu eşitlikte; p_s , p_d ve v_s terimleri sırasıyla emme geçitindeki basınç, egzoz geçitindeki basınç ve emme portundaki özgül hacim değerlerini, k soğutkanın izentropik katsayısını ifade etmektedir.

$$w_i = p_s v_s \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{p_d}{p_s} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (2.1)$$

(2.2) eşitliğinde ideal kompresörün hacimsel verim ifadesi verilmiştir. Eşitlikteki c , ölü hacim miktarının süpürme hacmine oranıdır.

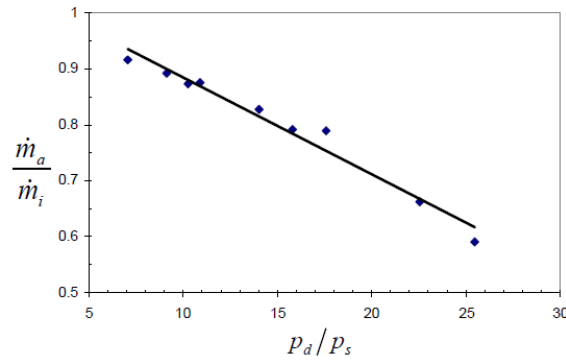
$$\eta_{vi} = 1 - c \left[\left(\frac{p_d}{p_s} \right)^{1/k} - 1 \right] \quad (2.2)$$

(2.3) eşitliğinde ideal kompresörün, (2.4) eşitliğinde ise gerçek kompresörün kütleli debisi verilmektedir. Eşitliklerdeki; $\dot{V}_{sw}$ süpürme hacmi debisini, η_{vi} ideal kompresörün hacimsel verimini, η_{va} gerçek kompresörün hacimsel verimini ifade etmektedir.

$$\dot{m}_i = \frac{\dot{V}_{sw}}{v_s} \eta_{vi} \quad (2.3)$$

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{V}_{sw}}{v_s} \eta_{va} \quad (2.4)$$

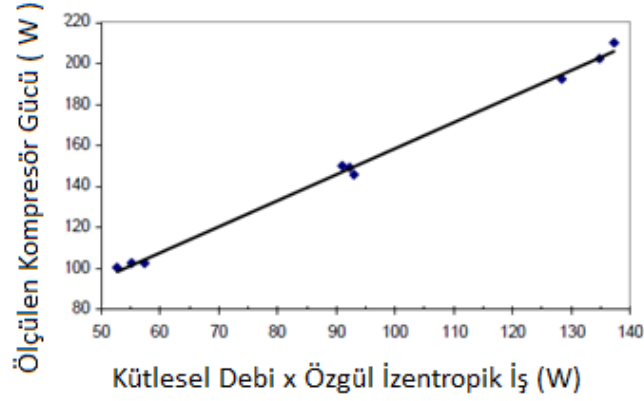
Kompresörün gerçek kütleli debisinin ideal kütleli debiye oranı sıkıştırma oranına bağlıdır. Gerçek kütleli debinin ideal kütleli debiye oranı sıkıştırma oranı ile karşılıklı olarak Şekil 2.6'de çizdirilmiştir. Grafikten yararlanılarak (2.5) eşitliğindeki ilişki kurulmuştur. a ve b katsayıları grafik yardımı ile belirlenmektedir.



Şekil 2.6 : Gerçek debinin ideal debiye oranının sıkıştırma oranı ile değişimi

$$\frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_i} = \bar{\eta}_v = a + b\left(\frac{p_d}{p_s}\right) \quad (2.5)$$

Aynı işleme benzer olarak ölçülen kompresör gücü ile (kütleli debi X izentropik iş) Şekil 2.7'de çizdirilmiştir. Grafikten yararlanılarak (2.6) eşitliğindeki ilişki elde edilmiştir. Eşitlikteki; w_a kompresörün gerçekte çekmiş olduğu gücü, $\dot{W}_i$ kompresörün yüksüz çalışması esnasında çekmiş olduğu gücü, η_g ise kompresörün verimini belirtmektedir. Elde edilen bu katsayılar yardımı ile kalibrasyon sağlanmış olmaktadır.



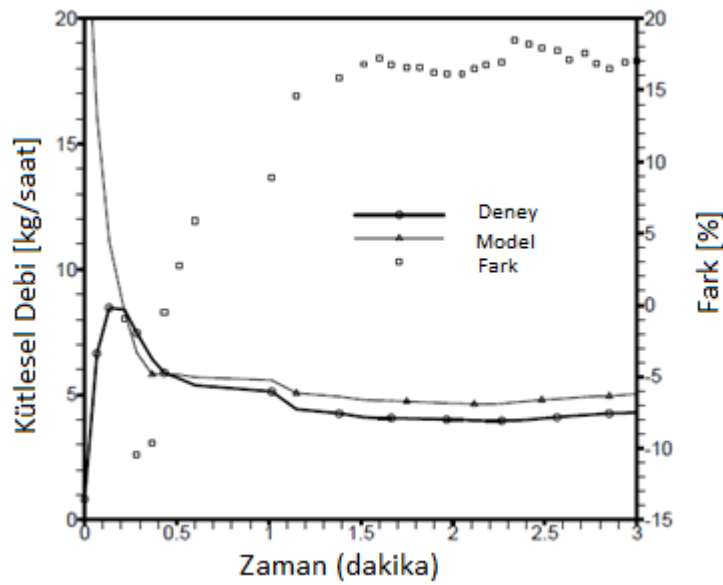
Şekil 2.7 : Kompresörde gerçekleşen izentropik işin ölçülen kompresör gücü ile değişimi

$$\dot{W}_a = \dot{m}_a w_a = \dot{W}_l + \frac{\dot{m}_a w_i}{\eta_g} \quad (2.6)$$

Elde edilen bu yöntem başka birçok kompresöre daha uygulanmıştır. Farklı buharlaşma ve yoğunlaşma basınç değerleri arasında testler gerçekleştirilmiştir. Formüllerde gerekli olan farklı basınç değerlerindeki performans değerleri kataloglardan elde edilmiştir. Özgöl hacmin kalibrasyon üzerinde etkisinin çok zayıf olduğu düşünülerek, kabuk sıcaklığı yerine ortam sıcaklığı alınarak özgöl hacim elde edilmiştir. Kompresörlerin ölü hacim değerleri ile ilgili bilgi elde bulunmadığından ötürü "0" (sıfır) kabul edilerek ideal hacimsel verim hesabı yapılmıştır. Katalog değerleri ve kabuller ile birlikte gerçekleştirilen kalibrasyon ardından modelde hesaplanan kütleli debi ve kompresör gücü değerleri ile deneysel olarak ölçülen değerler karşılaştırılmıştır. Kompresör gücü ve kütleli debi değerlerinde yapılan karşılaştırmada her iki kompresörde ölçüm alınan noktaların sırayla %91 ve %86'sı $\pm$ %10 hata aralığının içerisinde kalmaktadır.

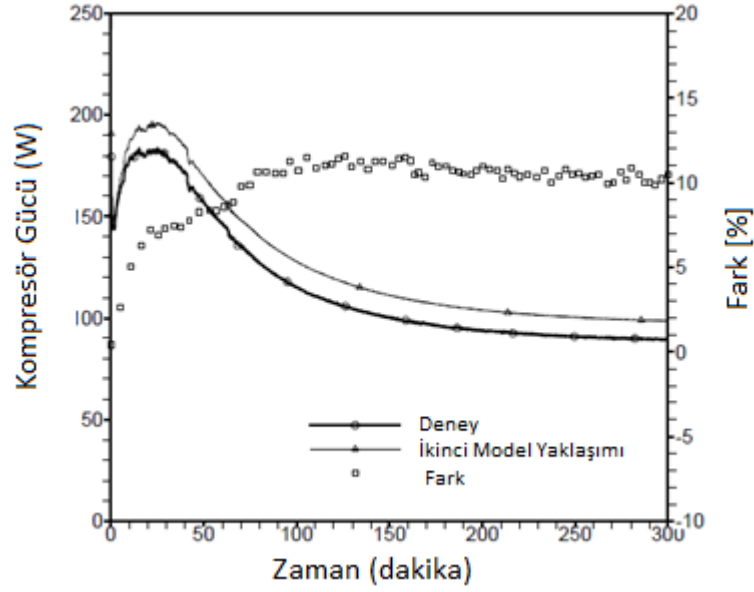
Oluşturulan modelin valide edilmesi amacıyla 300 litrelik bir dondurucu üzerinde termal çevrim(on/off) ve başlangıç testleri gerçekleştirilmiştir. Testler esnasında kompresör üzerinde termokupl ve basınç transduserleri yardımı ile ölçümler alınmaktadır. Basınç ölçümlerinde ölçüm cihazlarının belirsizlikleri yüksek olduğu (0,03 bar) ve bu belirsizliklerin düşürülmesi gerektiği belirtilmektedir. Yapılan testlerde kompresör gücü iki farklı şekilde hesaplanmıştır. İlkinde deneysel olarak ölçülen kütleli debi yardımıyla, ikincisinde ise modelde ulaşılan kütleli debi ile hesaplanmıştır. Modelden elde edilen debi ile belirlenen kompresör gücü değerleri,

deneysel olarak ölçülen debi ile belirlenen kompresöre gücü değerlerine göre fiziksel temel açısından daha anlamlı olduğu ileri sürülmektedir. Bu durumun da debimetrenin tepki süresinin düşük olmasından kaynaklandığı düşünülmektedir. Şekil 2.8’da, başlangıç testlerinde ilk 3 dakikada, deneysel olarak ölçülen ve modelden hesaplanan debi miktarının değişimi verilmektedir. Görüldüğü üzere ölçülen debiye göre debi miktarı başlangıçta pik yapıp, düşüşe geçmektedir. Ancak başlangıçta; kompresörün yüksek hacimsel verime ve soğutkanın ise düşük özgül hacme sahip olduğu düşünüldüğünde, teorik olarak debi miktarının yüksek olması beklenmektedir.



Şekil 2.8 : Modelden hesaplanan ve deneysel olarak ölçülen debi değerlerinin zamana bağlı olarak değişimi

Başlangıç ve çevrim testleri için ikinci yöntem temel alınarak, modelden elde edilen debi değerleri ile yapılan hesaplamalar daha doğru gözükmemektedir. Şekil 2.9’daki grafikte başlangıç testlerinde hesaplanan debi ile bulunan güç değerleri, ölçülen güç değerleri ile kıyaslamalı çizdirilmiştir. İki değer arasındaki farklar %5-%10 arasında değişmektedir.

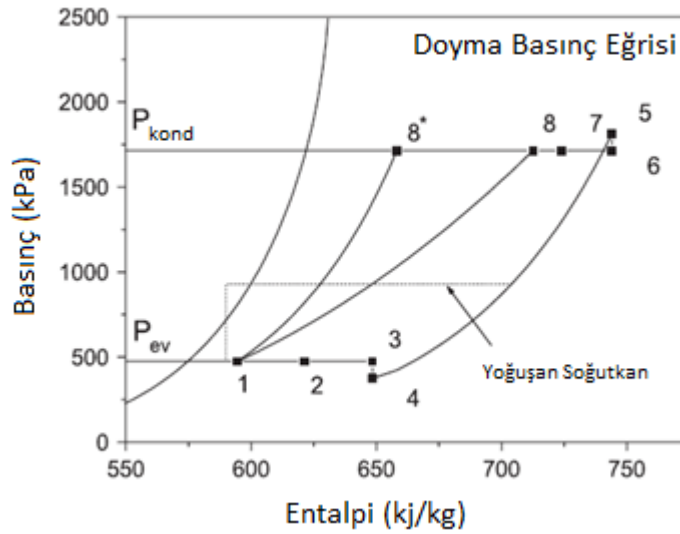


Şekil 2.9 : Modelden hesaplanan ve deneysel olarak ölçülen kompresör gücü değerlerinin zamana bağlı olarak değişimi

Pistonlu kompresörlerde kompresör verimi ve hacimsel verimin belirli sayıda parametre ile elde edilebilmesi ile ilgili çalışma E. Navarro ve diğerleri [3] tarafından sunulmuştur. Çalışmada kompresör içerisindeki ana kayıplar denklemler ile ifade edilmiştir. Kompresör tasarımında ve kompresörün çalışma davranışı ile bilgi edinilmesinde yardımcı olabilecek bir model oluşturulmuştur. Model içerisindeki bazı parametreler deneysel sonuçlar veya katalog değerleri yardımıyla istatistiksel bir metot üzerinden elde edilmektedir.

Pistonlu bir kompresörün çalışması esnasında gösterdiği davranışlar Şekil 2.10'daki p-h diyagramı üzerinde gösterilmektedir. 1 numaralı nokta kompresör girişindeki soğutkanın termodinamik halini göstermektedir. Soğutkan, kompresör muhafazası içerisindeki motorda ve mekanik aksamda oluşan kayıplardan açığa çıkan ısı enerjisi etkisi ile ısınmakta ve 2 numaralı noktaya gelmektedir. 2 ile 3 numaraları arasında soğutkanın, silindirden egzoz edilen sıcak soğutkandan olan ısı transferi sebebiyle sıcaklığı ve entalpisi yükselmektedir. 3-4 kısmında emme valf yaprağında meydana gelen basınç kaybı sebebiyle izentalpik bir basınç düşümü gerçekleşmektedir. Silindir hacminde gerçekleşen, 4 ile 5 noktaları arasındaki sıkıştırma işlemi izentropik olarak kabul edilmektedir. 5-6 kısmında emme valf yaprağındaki izentalpik basınç değişimine benzer şekilde, soğutkan basıncı egzoz yaprağını açabilmek için yoğunlaşma basıncının üstüne çıkmakta, açılmanın ardından basınç

yoğuşma basıncına düşmektedir. Silindirden egzoz edilen soğutkan yüksek sıcaklığa sahip olmaktadır ve muhafaza içerisindeki sıcaklığı düşük soğutkan ile ısı transferi yapmaktadır. Bu ısı transferi sonucunda egzoz edilen soğutkanın, sabit basınçta sıcaklığı azalmakta ve entalpisi düşmektedir. 8 noktası kompresörün çıkışındaki gerçek koşulları, 8* ise soğutkanın silindire 1 numaralı termodinamik halde giriş yapması halinde, izentropik sıkıştırılması sonucunda ulaşılacak noktayı belirtmektedir.



Şekil 2.10 : Kompresörde kullanılan soğutkanın basınç-entalpi diyagramı

Silindir hacminde gerçekleşen sıkıştırma işleminde sıcak silindir duvarından soğutkana olan ısı transferi nedeniyle tersinmezlikler meydana gelmektedir. Ancak piston hareketinin çok yüksek hızlarda gerçekleştiği ve silindir sıcaklığının egzoz safhasına yaklaştıkça soğutkan sıcaklığına yakın mertebede olduğu düşünülerek izentropik kabulünün yapılması uygun görülmüştür.

Kompresörün modelleme kısmında yukarıda belirtilen adımlar, debi, verim, güç gibi kompresöre ait bazı terimler denklemlerle ifade edilmiştir.

Kompresörün kütleli debisi (2.7) eşitliğinde ifade edilmiştir. Eşitlikte; η_{sth} kompresörün ideal hacimsel verimini, $\dot{V}_s$ süpürme hacmi debisini, $\bar{m}_{leak}$ silindir ile piston arasında kalan toleranslardan soğutkanın geçmesi sebebiyle oluşan debiyi, $\bar{m}_{pc}$ valf tablası üzerinde yoğuşan soğutkan miktarını ifade etmektedir. (2.8) eşitliğinde volümetrik verim ifadesi verilmektedir. Eşitlikteki; V_d ölü hacim, V_s ise strok hacmi değerini belirtmektedir. Kaçağın sıkıştırma işleminin sonunda 5

noktasında gerçekleştiği kabulü yapılmıştır. Sıkıştırma esnasında, nispeten soğuk bir bölge olan emme valf yaprağı kısmında çok kısa bir süre için soğutkanın çığ noktasının altına düşebileceği öngörülmüştür.

$$\dot{m}_{in} = \eta_{sth} \dot{V}_s \rho_4 - \bar{m}_{leak} - \bar{m}_{pc} \quad (2.7)$$

$$\eta_{sth} = 1 - \left(\frac{V_d}{V_s} \right) \left(\left(\frac{p_{8*}}{p_1} \right) - 1 \right) \quad (2.8)$$

Kompresörün çektiği elektriksel güç (2.9) eşitliğinde verilmiştir. Eşitlikteki; η_{el} elektriksel verim, $\dot{E}L_{mech}$ mekanik kayıplardır.

$$\dot{E}_k = \frac{1}{\eta_{el}} [\Delta h_{(4-5)} (\dot{m}_{in} + \bar{m}_{leak}) + \dot{E}L_{mech}] \quad (2.9)$$

Hacimsel verim, ideal şartlarda silindir hacmine girebilecek soğutkan miktarının, gerçek şartlarda silindire giren soğutkan miktarına oranıdır. Hacimsel verim (2.10) eşitliğinde iki ayrı şekilde gösterilmiştir.

$$\eta_s = \frac{\dot{m}_{in}}{\dot{V}_s \rho_1} = \frac{\rho_4}{\rho_1} \eta_{sth} - \frac{\bar{m}_{leak}}{\dot{V}_s \rho_1} - \frac{\bar{m}_{pc}}{\dot{V}_s \rho_1} \quad (2.10)$$

Kompresör verimi; soğutkana uygulanan sıkıştırma işinin çekilen elektrik gücüne oranıdır. Kompresör verimi (2.11) eşitliğinde iki farklı şekilde gösterilmiştir. İkinci eşitlik, giriş gücü ifadesinin model içerisinde belirtilen tanımı doğrultusunda genişletilerek elde edilmiştir.

$$\eta_k = \frac{\dot{m}_{in} \Delta h_{(1-8*)}}{\dot{E}_k} = \frac{\Delta h_{(1-8*)} \eta_{el}}{\Delta h_{(4-5)} \left(1 + \frac{\bar{m}_{leak}}{\dot{m}_{in}} \right) + \frac{\dot{E}L_{mech}}{\dot{m}_{in}}} \quad (2.11)$$

p-h diyagramında bahsedilen, soğutkanın izlediği adımlardan ilki olan 1-2 numaralı kısımda transfer edilen ısı miktarı (2.12) eşitliğinde verilmektedir. $Z_{elvapor}$ ve Z_{mvapor} ; elektriksel ve mekanik kayıpların ısı enerjisi olarak soğutkana transfer edilme oranıdır. İkisi birbirine eşit alınmıştır ve K_1 ile gösterilmektedir. Kayıplardan oluşan ısıнын kalan kısmın ise kompresörden çıkan soğutkana veya dışarıya verildiği kabul edilmektedir.

$$\dot{Q}_{1-2} = (1 - \eta_{el}) \dot{E}_k Z_{elvapor} + \dot{E}L_{mech} Z_{mvapor} \quad (2.12)$$

Isı transferinin hesap edilmesinin ardından, bu ısı transferinin soğutkan sıcaklığında meydana getirdiği artış (2.13) eşitliğinde verilmektedir. C_{p1} soğutkanın 1 numaralı

haldeki özgül ısıdır. İfadenin ikinci halinde önceden bahsedilen mekanik kayıplar ve elektriksel güç ifadeleri yerine konulmuştur.

$$\Delta T_{1-2} = \frac{\dot{Q}_{1-2}}{\dot{m}_{in} C_{p1}} = K_1 \left(\frac{(1-\eta_{el}) \Delta h_{(1-8*)}}{\eta_k C_{p1}} + \frac{EL_{mech}}{\dot{V}_s \eta_s \rho_1 C_{p1}} \right) \quad (2.13)$$

Kompresör girişindeki soğutkana, silindirden egzoz edilen yüksek sıcaklıktaki soğutkandan ısı transferinin sadece taşınım yolu ile gerçekleştiği kabul edilmiştir. Gerçekleşen ısı transferi (2.14) eşitliğinde verilmiştir. $(UA)_{ht}$ teriminin taşınım katsayısı ile orantılı olarak değişeceği kabulü yapılmıştır.

$$\dot{Q}_{2-3} = (UA)_{ht} (T_{8*} - T_1) \quad U_{ht} = C' h_{ht} \quad (2.14)$$

Taşınım katsayısı için boru içi akış durumu esas alınarak (2.15) eşitliğinde belirtilen ilişkiden faydalanılmıştır. d_h silindir etrafındaki akış yollarının hidrolik çapıdır.

$$Nu = C \cdot Re^{0.8} Pr^{0.4} \rightarrow h_{ht} = \frac{k}{d_h} C \left(\frac{\dot{V}_s \eta_s \rho_1}{d_h \mu} \right)^{0.8} \left(\frac{\mu C_p}{k} \right)^{0.4} \quad (2.15)$$

Egzoz edilen soğutkandan olan ısı transferinden dolayı gerçekleşen sıcaklık artışı (2.16) eşitliğinde formüle edilmiştir. Eşitlikteki k ısı yayılım katsayısıdır. μ dinamik viskozitedir. K_2' ise makalede bahsedilen parametrelerden biridir ve istatistiksel metot ile elde edilmektedir.

$$\Delta T_{2-3} = K_2 \frac{(T_{8*} - T_1)}{(\dot{V}_s \eta_s \rho_1)^{0.2}} \frac{k_2^{0.6}}{d_h^{1.8} c_p^{0.6} \mu_2^{0.4}} = K_2' \frac{(T_{8*} - T_1)}{(\dot{V}_s \eta_s \rho_1)^{0.2}} \frac{k_2^{0.6}}{c_p^{0.6} \mu_2^{0.4}} \quad (2.16)$$

Emme ve egzoz valf yapılarında meydana gelen basınç düşümleri sırayla (2.17) ve (2.18) eşitliklerinde belirtilen formüller ile belirlenmektedir. n_z , silindir sayısı K_3 ve K_4 istatistiksel metottan elde edilen parametrelerdir.

$$\Delta P_{3-4} = K_3 \rho_3 \left(\frac{\dot{V}_s \eta_s}{n_z} \right)^2 \quad (2.17)$$

$$\Delta P_{5-6} = K_4 \rho_5 \left(\frac{\rho_4 \dot{V}_s \eta_s}{\rho_5 n_z} \right)^2 \quad (2.18)$$

Silindir-piston arasından sızan soğutkan miktarının belirlenmesi için (2.19) eşitliğinden faydalanılmaktadır. K_5' istatistiksel metottan elde edilen katsayıdır. (2.20) eşitliğindeki ρ_m , silindir-piston aralığından sızan soğutkan için ortalama yoğunluktur. (2.21) eşitliğindeki ΔP_m silindir hacmindeki soğutkan ile muhafazadaki soğutkan arasındaki basınç farkıdır.

$$\bar{m}_{leak} = K'_5 \cdot nz \sqrt{\Delta P_m \rho_m} \quad (2.19)$$

$$\rho_m \approx \sqrt{\rho_{8*} \rho_1} \quad (2.20)$$

$$\Delta P_m = K_5^2 (P_{8*} - P_1) \quad (2.21)$$

Valf tablası üzerindeki soğuk noktalarda ortaya çıkan yoğuşma etkisi kompresörün kütleli debi miktarını değiştirmektedir. Yoğuşan debi miktarı (2.22) eşitliğinde verilmektedir. τ , silindir içerisinde soğutkanın çığ noktası basıncının üzerine çıktığı zaman dilimidir. h_{pc} ısı transfer katsayısıdır. A_v ısı transferinin gerçekleştiği yüzey alanıdır. h_{fg} buharlaşma entalpisidir. Eşitlikteki ilk denklem içerisinde yer alan τ , h_{pc} ve A_v gibi belirlenmesi güç olan terimler K_6 parametresinin içerisinde bırakılmıştır. Bu parametre de istatistiksel metot ile bulunmaktadır.

$$\bar{m}_{pc} = \frac{\bar{\tau} \cdot nz h_{pc} \cdot A_v (T_{8*} - T_1)}{h_{fg} (T_1)} = K_6 \frac{nz (T_{8*} - T_1)}{h_{fg} (T_1)} \quad (2.22)$$

Kompresör içerisinde hareketli olan katı parçaların sürtünmeleri sonucunda ortaya çıkan mekanik kayıplar (2.23) eşitliğinde verilmektedir. n kompresörün nominal frekansıdır. K_7 ve K_8 parametreleri istatistiksel olarak belirlenmektedir.

$$\dot{E}L_{mech} = K_7 \dot{E}_k + K_8 n^2 = K_7 \frac{\dot{V}_s \eta_s \rho_1 \Delta h_{(1-8*)}}{\eta_k} + K_8 \cdot n^2 \quad (2.23)$$

Makalede oluşturulan model ile kompresörün global bir analizi elde edilmektedir. İşlem adımlarında bahsedilen parametreler, belirlenmesi güç olan kompresör parametreleri vb parametreleri içine almaktadır. Bu parametreler, Monte Carlo tekniğine dayalı olan bir istatistiksel metot üzerinden elde edilmektedir. Metot içerisinde deneysel veya katalog verileri kullanılmaktadır. Küçük kareler yöntemine kıyasla makalede kullanılan yöntemin kompresör modellemesinde daha uygun olduğu iddia edilmektedir. Modelde yer alan 10 adet parametrenin belirlenmesi ile birlikte debi, verim vb ifadeler iterasyonlar yardımı ile hesaplanmaktadır. Hesaplanan kompresör verimi ve hacimsel verim değerleri %3'lük hata payı içerisinde kalmaktadır.

Bilinen bazı termodinamik verimlerin ve hesaplamalarının pistonlu kompresör özelinde detaylı bir şekilde analiz edilmesi ile ilgili bir çalışma Perez Segarra ve diğerleri [4] tarafından sunulmuştur. Makalede özellikle hacimsel, izentropik ve elektromekanik verim üzerinde odaklanılmıştır. Belirtilen verimler kompresör

içerisindeki; silindir hacmi, egzoz hattı, emme hattı gibi kısımlar veya genleşme, emme, sıkıştırma, egzoz gibi safhalar özelinde incelenmektedir. Böylelikle verim analizleri detaylı olarak yapılmaktadır. İdeal kompresör tanımı olarak tersinir, adyabatik genleşme-sıkıştırma ve izobarik emme-egzoz safhalarına sahip olan kompresör belirtilmiştir. Soğutkan ideal gaz olarak kabul edilmektedir. Verim hesaplamalarında (2.24) eşitliğinden faydalanılmaktadır. ϵ_k , incelenen sistemde kaybolan k parametresinin oranını belirtmektedir.

$$\eta_k = \frac{\phi_{out,k}}{\phi_{in,k}} = \frac{\phi_{in,k} - \Delta\phi_k}{\phi_{in,k}} = 1 - \epsilon_k \quad (2.24)$$

Hacimsel verim kendi içerisinde 3 farklı verime ayrılmaktadır. Kompresör motoru sıkıştırma ve genleşme safhalarında farklı devirlerde dönmektedir. Sıkıştırma safhasında düşük, genleşme safhasında ise daha yüksek devirde hareket etmektedir. Buna rağmen hesaplamalarda nominal frekans değeri kullanılmaktadır. Anlık frekans değeri ile, nominal değer arasındaki bu farklılık hacimsel verime etki etmektedir. Frekans değerinin etkisini değerlendirmeye alan verim ifadesi (2.25) eşitliğinde verilmektedir;

$$\eta_{v,f} = f/f_n \quad (2.25)$$

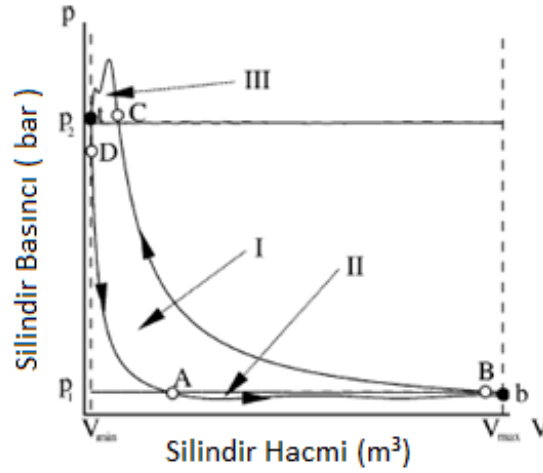
Hacimsel verim kompresörün ölü hacmi ile de doğrudan ilişkili bulunmaktadır. Sıkıştırma safhasının sonunda ölü hacimde sıkıştırılmış soğutkan bulunmaktadır. Ölü hacimde bulunan soğutkan genleşme safhasının bitimi ile birlikte basınç düşümü sonucunda silindir içerisinde daha geniş bir hacim kaplamaktadır. Bu durumdan ötürü kompresörün emme safhasında silindire dolan soğutkan miktarında azalma söz konusu olmaktadır. Ölü hacmin kompresörün hacimsel verimine olan etkisi, teorik hacimsel verim olarak (2.26) eşitliğinde verilmiştir. Eşitlikte, Π sıkıştırma oranı, γ ise izentropik indis, c ölü hacmin süpürme hacmine oranıdır.

$$\eta_{v,c} = 1 - c(\Pi^{1/\gamma} - 1) \quad (2.26)$$

Bir diğer hacimsel verim tarifi ise (2.27) eşitliğinde verilen gerçek hacimsel debinin ideal hacimsel debiye oranıdır. Eşitlikteki G_s , izentropik kompresörün ideal hacimsel debisidir. Burada bahsedilen ideal hacimsel debinin içerisinde ölü hacmin etkisi de mevcuttur. Şekil 2.11'de kompresörün pV diyagramı verilmektedir. Şekil 2.11'de belirtilen t: ÜÖN, D egzoz valf yaprağının kapandığı nokta, b: AÖN, B ise emme

valf yaprağının kapandığı nokta olmaktadır. (2.27) eşitliğinde m_1 ile gösterilen terim piston ile silindir arasından muhafazaya sızan soğutkan miktarını göstermektedir. Diğer m kütle ifadeleri de alt indislerinde belirtilen aralıklarda gerçekleşen kütle girişleridir.

$$\eta_{v,v} = \frac{m}{\rho_1 G_s} = \frac{m_{tb} + m_{bB} + m_{tD} - m_1}{\rho_1 G_s} \quad (2.27)$$



Şekil 2.11: Kompresörün basınç-hacim diyagramı

Silindir hacmine giren veya çıkan debileri ayrı ayrı formülize ederek, egzoz ve emme safhalarının ve silindir piston arasındaki kaçakların hacimsel verime olan etkisi detaylı olarak incelenmektedir.

İzentropik verim hesabında kompresör; emme, egzoz, sıkıştırma ve genleşme safhaları olarak 4 ayrı şekilde incelenmektedir. Her bir safhada gerçekleştirilen işlerin gerçek değerleri ideal durumdaki değerlere oranlanmaktadır. Gerçek değerler kompresörün pV indikatör diyagramından elde edilmektedir. İdeal durumdaki iş değerleri ise emme, sıkıştırma, egzoz ve genleşme safhaları için sırayla (2.28), (2.29), (2.30), (2.31) eşitliklerinde elde edilmektedir;

$$\hat{W}_s^s = -mRT_1 [1 + c - c\Pi^{1/\gamma}] \eta_{v,c}^{-1} \quad (2.28)$$

$$\hat{W}_s^c = -mRT_1 (1 + c) [\Pi^{(\gamma-1)/\gamma} - 1] (1 - \gamma)^{-1} \eta_{v,c}^{-1} \quad (2.29)$$

$$\hat{W}_s^d = -mRT_1 [c\Pi - (1 + c)\Pi^{(\gamma-1)/\gamma}] \eta_{v,c}^{-1} \quad (2.30)$$

$$\hat{W}_s^e = -mRT_1 c [\Pi^{1/\gamma} - \Pi] (1 - \gamma)^{-1} \eta_{v,c}^{-1} \quad (2.31)$$

İzentropik verimin bir başka şekilde incelenmesinde ise Şekil 2.11’de numaralandırılmış olan 3 ayrı bölümdeki gerçek işler ile ideal kompresör işi oranlama yöntemi izlenmiştir. (2.32) eşitliğinde izlenen yöntem verilmiştir. Eşitlikte; w_s değerleri ait olan bölgeye göre, gerçek debilerle hesaplanan izentropik iş, w_{cp} ise soğutkana yapılan gerçek iştir. II ve III numaralı kısımlarda ideal durumdaki işler (kayıplar) 0’a eşit olmaktadır. I numaralı bölümde ideal sıkıştırma işinin tamamı gerçekleştirilmektedir.

$$\eta_s = \frac{w_s}{w_{cp}} = 1 - \frac{W^I_{cp} - \widehat{W}_s}{W_{cp}} - \frac{W^{II}_{cp}}{W_{cp}} - \frac{W^{III}_{cp}}{W_{cp}} \quad (2.32)$$

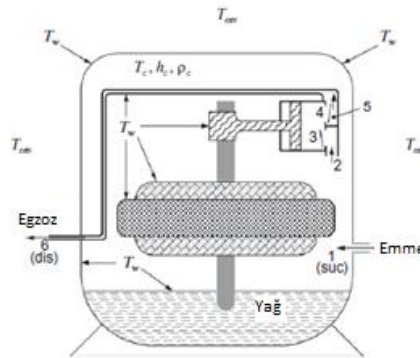
Elektromekanik verim hesabında ise iki farklı yöntem izlenmektedir. İlk yöntemde ısı transferi analizinden yararlanılmakta, yöntem (2.33) eşitliğinde verilmektedir. Eşitlikte; $\dot{W}_e$ kompresör giriş gücü, $\dot{Q}_{sh}$ muhafazadan olan ısı kaybı, $\dot{Q}_{sl}$ muhafaza içerisindeki soğutkana olan ısı transferi, $\dot{Q}_{cc}$ sıkıştırma haznesindeki soğutkana transfer edilen ısı, $\dot{Q}_{dl}$ egzoz hattındaki soğutkana olan ısı transferidir. Isı transferi analizinde; muhafazadan çevreye olan ısı transferi ile birlikte egzoz ve emme hatlarında, sıkıştırma hacminde soğutkana gerçekleşen ısı transferleri incelenmiştir.

$$\eta_{me} = \frac{\dot{W}_{cp}}{\dot{W}_e} = 1 - \frac{\dot{Q}_{sh}}{\dot{W}_e} - \frac{\dot{Q}_{sl}}{\dot{W}_e} - \frac{\dot{Q}_{cc}}{\dot{W}_e} - \frac{\dot{Q}_{dl}}{\dot{W}_e} \quad (2.33)$$

Bu incelemenin yanı sıra sıkıştırma hacminde ısı transferi analizinde detaya inilerek; emme, egzoz, sıkıştırma, genleşme safhalarındaki ısı transferleri ayrı ayrı incelenmiştir. Her bir safhadaki ısı transferi değerleri, kompresör elektrik işine oranlanmıştır.

Elektromekanik verim hesabında incelenen ikinci yöntemde ise ekserji hesabı yapılmıştır. Ekserji hesabında ilk olarak kompresörün tamamı kontrol hacmi olarak alınmış ve çevreye olan ısı transferi üzerinden formülize edilmiştir. İkinci olarak ise ekserji hesabı akışkan temel alınarak gerçekleştirilmiştir. Bir önceki kısımda bahsi geçen komponent bazlı ısı transferlerinden yararlanılarak akışkanın kullanılabilirliği analiz edilmiştir. Kompresöre sağlanan elektrik enerjisinden, tersinmezlikler ve kullanılabilirlikler çıkarılarak, soğutkana uygulanan sıkıştırma işi hesaplanmaktadır. Soğutkana uygulanan sıkıştırma işi ile kompresöre sağlanan elektrik işinin oranı da elektromekanik verimi vermektedir.

Aç/Kapa modunda çevrim içerisinde çalışan bir kompresörün dinamik modelin oluşturulması ile ilgili bir çalışma Demba Ndiaye ve Michel Bernier [5] tarafından sunulmuştur. Makalede termodinamik ilişkilerden yararlanarak kompresörün güç ve debi değerleri hesaplanmıştır. Makalede tariflenen pistonlu kompresörün şematik resmi Şekil 2.12’de verilmektedir.



19

Kompresörün emme tarafı için yazılan kütle ve enerjinin korunumu denklemleri sırayla (2.34) ve (2.35) eşitliklerinde verilmektedir. Eşitlikte; $\dot{Q}_{ch}$ kompresörün krank milinin ısıtılmasından ötürü ortaya çıkan enerji, $\dot{Q}_c$ muhafaza içerisindeki metalik parçalar ile soğutkan arasında taşınım ile gerçekleşen ısı transferi, V_f kompresör içerisindeki boş hacim, “suc” alt indisine sahip terimler kompresör girişindeki, “2” alt indisli terimler emme valf yaprağı girişindeki soğutkana ait özelliklerdir. Enerji korunumu denkleminin sonundaki terim ise emme tarafındaki basınç dalgalanmalarından kaynaklanan enerjiyi ifade etmektedir.

$$\frac{d\rho_c}{dt} V_f = \dot{m}_{suc} - \dot{m}_2 \quad (2.34)$$

$$\frac{d(\rho_{ch_c})}{dt} V_f = \dot{m}_{suc} h_{suc} - \dot{m}_2 h_2 + \dot{Q}_c + \dot{Q}_{ch} + \frac{dP_c}{dt} V_f \quad (2.35)$$

(2.36) eşitliğinde $\dot{Q}_c$ teriminin hesaplanması verilmiştir. Hesaplamalarda soğutkan ile temasta bulunan bütün parçalar T_w sıcaklığında kabul edilmektedir. Taşınım ile ısı transferi katsayısı için başka bir makalede hesaplanan değer ($50W/m^2K$) kullanılmaktadır.

$$\dot{Q}_c = h_{rc} A_c (T_w - T_c) \quad (2.36)$$

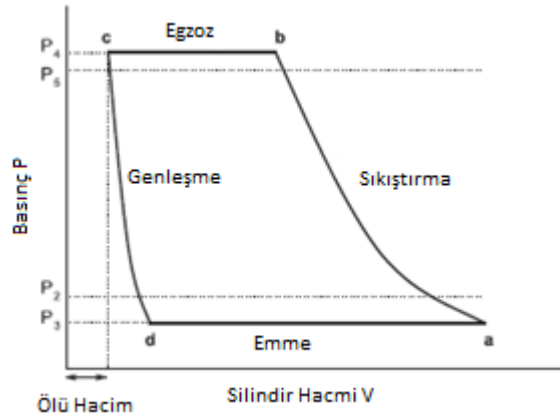
Muhafaza içerisinde yer alan parçaların yüzey sıcaklıklarının (T_w) hesaplanmasında (2.37) eşitliğinde verilen enerji korunumu denkleminde yararlanılmaktadır. Eşitlikte; $\dot{Q}_m$, mekanik ve elektriksel kayıplardan kaynaklanan ısı enerjisini belirtmekte, kompresöre verilen elektrik işinden teorik sıkıştırma işinin çıkarılması ile hesaplanmaktadır. $\dot{Q}_{dis}$; egzoz tarafından muhafaza içerisine aktarılan ısı enerjisi olmakta ve (2.38) ile (2.39) eşitliklerinde verildiği üzere iki şekilde hesaplanmaktadır. Eşitlikteki cp_{dt} terimi egzoz borusunun özgül ısıdır. İlk olarak egzoz borusunun giriş ve çıkış sıcaklıkları arasındaki farktan yararlanılmakta, ikinci hesaplamada ise soğutkanın entalpi değişiminden faydalanılmaktadır. Bu iki farklı hesaplama daha sonra nümerik çözümde kontrolü sağlamaktadır. $\dot{Q}_{env}$ terimi muhafazadan dış ortama aktarılan ısı enerjisini belirtmektedir. Söz konusu ısı transferinin doğal taşınım ve radyasyon yolları ile gerçekleştiği kabul edilmiştir.

$$(\dot{m}_0 cp_0 + \sum \dot{m}_w cp_w) \frac{dT_w}{dt} = \dot{Q}_m + \dot{Q}_{dis} - \dot{Q}_c - \dot{Q}_{env} \quad (2.37)$$

$$\dot{Q}_{dis} = \dot{m}_6 cp_{dt} (T_5 - T_6) \quad (2.38)$$

$$h_6 = h_5 - \frac{\dot{Q}_{dis}}{m_6} \quad (2.39)$$

Silindir içerisindeki sıkıştırma işlemi ilgili yapılan analizde valf yapraklarından kaynaklanan basınç düşümleri düşünülmüştür. Şekil 2.13’de silindir içerisindeki sıkıştırma işleminin basınç hacim diyagramı sunulmaktadır. Görüldüğü üzere egzoz ve emme safhalarında iki farklı basınç değerleri bulunmaktadır. P_5 basınç değeri, egzoz valf yaprağının silindir kafası tarafında kalan plenum basıncını verirken, P_4 basıncı ise silindir içerisindeki soğutkanın basıncını belirtmektedir. Aradaki basınç farkı ise valf yaprağının açılmasını sağlamaktadır. Aynı şekilde emme tarafında da P_2 plenum, P_3 ise silindir içerisindeki basınç değeridir. c noktası ÜÖN, a noktası ise AÖN olmaktadır.



Şekil 2.13 : Kompresörün basınç-hacim diyagramı

Kompresörün modellenmesinde bazı kabuller yapılmıştır. Bu kabuller;

- Soğutkanın ideal gaz gibi davrandığı
- Kütlesel debide dalgalanma yaşanmadığı
- Sıkıştırma ve genleşme süreçlerinin politropik olarak gerçekleşmesi ve aynı politropik katsayının iki safha için de geçerli olduğu
- Emme ve egzoz valf yapraklarındaki basınç düşümlerinin izentalpik olduğu
- Kompresör içerisindeki yağın soğutkan üzerinde etkilerinin ihmal edilebilecek nitelikte olmasıdır.

(2.40) eşitliğinde ikinci kısımda açık hali verilen hacimsel verim ifadesi diğer makalelerdekilere benzer şekilde tariflenmiştir. Hacimsel verim ile strok hacmi,

kompresör frekansı ve emilen gazın yoğunluk değerleri çarpılarak kütleli debiye geçilmektedir.

$$\dot{m}_r = \eta_v \rho_{suc} V_{sw} N_{Hz} = (1 - C \left[\left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{1/n} - 1 \right]) \rho_{suc} V_{sw} N_{Hz} \quad (2.40)$$

(2.41) eşitliğinde özgül sıkıştırma işi verilmektedir. Teorik sıkıştırma işi, w_{th} ; basıncın hacme bağlı fonksiyonun, hacim boyunca integre edilmesi ile bulunmaktadır. n ile gösterilen izentropik indis değeri olarak R22 gazının -20-60°C aralığındaki ortalama değeri alınmaktadır.

$$w_{th} = \frac{W_{th}}{(V_a - V_d) \rho_q} = \frac{W_{th}}{(V_a - V_d) \rho_{suc}} = \frac{n}{n-1} \frac{P_3}{\rho_{suc}} \left[\left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (2.41)$$

Kompresöre verilen elektrik işinin hesaplanmasında başka bir makalede detayları verilen bir korelasyon kullanılmaktadır. (2.42) eşitliğinde verilen korelasyondaki katsayıların belirlenmesinde, kompresöre ait performans datalarından yararlanılmaktadır.

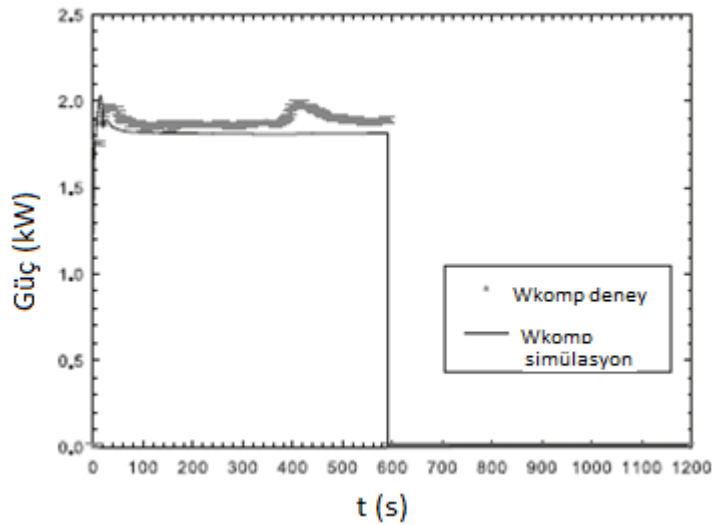
$$\begin{aligned} \dot{W}_c = & a_0 + a_1 P_1 + a_2 P_6 + a_3 P_1^2 + a_4 P_1 P_6 + a_5 P_6^2 + a_6 P_1^3 \\ & + a_7 P_1^2 P_6 + a_8 P_1 P_6^2 + a_9 P_6^3 \end{aligned} \quad (2.42)$$

Makale içerisinde elde edilen denklemler yardımı ile sayısal hesaplamalar yapılmıştır. Hesaplamalar kompresörün çalışma ve çalışmama durumuna bağlı olarak iki ana başlığa ayrılmıştır. Kompresörün çalıştığı durum da, muhafaza ve soğutkan olarak iki kısma ayrılmaktadır. Muhafaza ilgili hesaplamalarda $\dot{m}_{suc}$ bilinen olarak kabul edilmekte, $\dot{Q}_m$ ve $\dot{Q}_{dis}$ hesaplanmaktadır. Ardından sırayla susturucudan içeriye giren soğutkan debisi ve muhafazadaki soğutkanın entalpisi hesaplanmaktadır. Entalpi hesaplamasında $\dot{Q}_c$ değerine ihtiyaç duyulmakta ve bu değer tahmin edilmektedir. Hesaplanan entalpiye bağlı olarak muhafazadaki soğutkan yoğunluğu ve sıcaklığı bulunmaktadır. Elde olan veriler yardımıyla, soğutkan ile temas halinde bulunan muhafazadaki parçaların yüzey sıcaklıkları hesaplanır. Yüzey sıcaklığının elde edilmesi ile tahmin edilen $\dot{Q}_c$ değeri bulunur. Ardından muhafazadan dışarıya aktarılan ısı hesaplanır. Bu işlem adımlarının ardından tahmin edilen ve bulunan değerler karşılaştırılarak iterasyon yapılır.

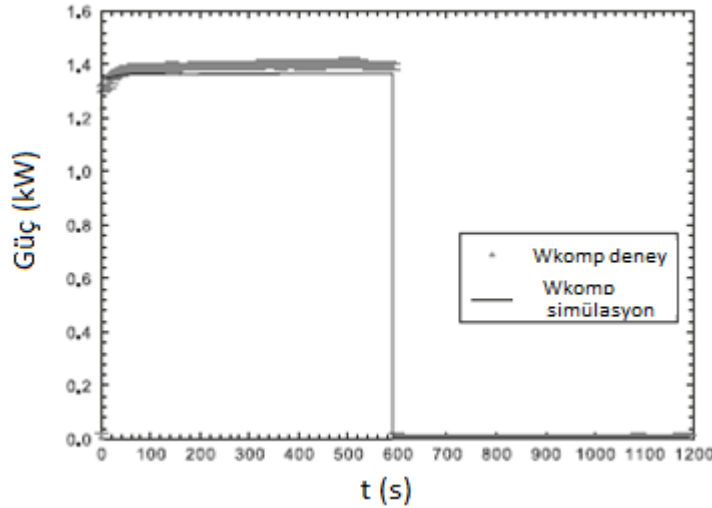
Soğutkan tarafındaki ve kompresörün çalışmama durumundaki hesaplamalarda da benzer işlem adımları izlenerek gerekli veriler iteratif olarak hesaplanır. Tahmin edilen değerler ile hesaplanan değerler kıyaslanarak sonuca gidilir.

Bahsedilen modelin uygulanabilirliğini kontrol etmek amacıyla sudan havaya ısı pompasında deneysel çalışmalar gerçekleştirilir. Gerekli kısımlara basınç sensörleri ve termokupllar yerleştirilir. Deneyler sürekli hal ve geçiş dönemleri için, ısı pompasının ısıtma ve soğutma koşullarında gerçekleştirilmiştir.

Gerçekleştirilen deneyler ile modelin sonuçları kıyaslandığında modelin gerçek değerlere yakın sonuçlar verdiği görülmüştür. Sürekli halde, sırayla ısıtma ve soğutma çalışma şartları için; egzoz edilen debi miktarları % 7.4 ve % 8.5, kullanılan enerji miktarları % 2.2 ve % 3.6 farklarla model tarafından belirlenmiştir. Geçiş koşullarında da ısıtma ve soğutma çalışma şartları için modelin iyi sonuçlar verdiği belirtilmiştir. Şekil 2.14 ve Şekil 2.15’de, sırayla ısı pompasının ısıtma ve soğutma çalışma şartlarında kompresörün çekmiş olduğu enerjinin ölçülen ve model tarafından hesaplanan değerleri grafiksel olarak sunulmaktadır.



Şekil 2.14 : Isıtma çalışma şartlarında çekilen enerji miktarının modelden ve deneylerden elde edilen değerlerinin zamana göre değişimi



Şekil 2.15 : Soğutma çalışma şartlarında çekilen enerji miktarının modelden ve deneylerden elde edilen değerlerinin zamana göre değişimi

Yapılan çalışmada genel olarak amaçlanan kompresörün soğutma çevrimindeki dinamik çalışma koşullarının simüle edilmesidir. Dolayısıyla yapılan hesaplamalar zamana bağlı olmaktadır. Ölçülen basınç ve sıcaklık değerlerine bağlı olarak debi miktarı ve elektriksel güç sayısal bir model ile hesaplanmaktadır. Bu hesaplanan değerlerin getirebileceği avantaj ise muhtemelen başka bir simülasyon programında basınç ve sıcaklık değerlerinin simüle edilmesi ile söz konusu olmaktadır.

Kompresör davranışının simüle edilmesinde verim ifadelerinin kullanılması ile ilgili ortaya konulan çalışma Stephane Gibout ve Jean Castaing Lasvignottes [6] tarafından sunulmuştur. Makalede sunulan yaklaşımda kompresördeki verim ifadelerinde ölü hacim oranı ve sürtünme faktörünün ana etken olduğu önerilmektedir. Bu yaklaşımla oluşturulan model tersinir ve tersinmez kompresör için test edilmiş ve sonuçları analiz edilmiştir.

Modelin temelleri anlatılmadan önce ilk olarak üzerinde durulacak ifadeler ve tanımlar vurgulanmaktadır. Öncelikli olarak termodinamiğin birinci kanunu tersinir sıkıştırma işlemi için yazılmıştır. Sistemin adyabatik ve sürekli olma kabulleri yapıldığında 1. Kanun (2.43) eşitliğindeki hali almaktadır,

$$-\oint Pd\dot{V} + \oint (\dot{m}_{in} h_{in} - \dot{m}_{out} h_{out}) dt = 0 \quad (2.43)$$

Eğer kompresör tersinir davranmaz ise sürtünmelerden kaynaklanan mekanik kayıplar da hesaba katılmak zorundadır. Bu durumda (2.44) eşitliği geçerli

olmaktadır. Eşitlikteki ilk terim olan şaft gücü içerisinde, kompresörün gerçekleştirmiş olduğu sıkıştırma işi ve sürtünme kayıpları bulunmaktadır.

$$\bar{W}_{\text{eff}} + \oint (\dot{m}_{\text{in}} h_{\text{in}} - \dot{m}_{\text{out}} h_{\text{out}}) = 0 \quad (2.44)$$

Tersinir sıkıştırma işlemindeki entalpi değişimi kütleli debi ile çarpılıp şaft gücüne bölünmesi ile etkin verime ulaşılmaktadır.

$$\eta_{\text{eff}} = \frac{\bar{m} \Delta h_{\text{rev}}}{\bar{W}_{\text{eff}}} \quad (2.45)$$

Tersinir entalpi değişimine kıyasla tersinmez halde entalpi değişimi, sürtünmelerden ötürü çıkış entalpisinin yüksek olmasından kaynaklı olarak daha yüksek olmaktadır. (2.46) eşitliğindeki tersinir entalpi farkının tersinmez entalpi farkına oranı izentropik verimdir.

$$\eta_{\text{is}} = \frac{\bar{m} \Delta h_{\text{rev}}}{\oint (\dot{m}_{\text{in}} h_{\text{in}} - \dot{m}_{\text{out}} h_{\text{out}}) dt} \quad (2.46)$$

Makalede belirtilen boyutsuz sayılardan sonuncusu olan hacimsel verim ifadesi ise (2.47) eşitliğinde verildiği üzere emme safhası sırasında emilen soğutkan hacminin kompresörün süpürme hacmine oranıdır.

$$\eta_{\text{vol}} = \frac{\oint \dot{V}_{\text{suc}} dt}{\bar{V}_{\text{cyl}}} \quad (2.47)$$

Bahsedilen tanım ve verim ifadelerinin ardından kompresör modellemesinden bahsedilmektedir. İlk olarak izentropik kompresör modellemesinden söz edilmektedir. Bu modelleme için birkaç kabul yapılmaktadır. Silindir ve piston arasındaki sızıntı göz ardı edilmekte, soğutkanın makroskobik olarak denge halinde olduğu ve valf yapraklarındaki basınç düşümleri önemsizlenecek mertebede olduğu kabulleri yapılmaktadır.

İlk durumda buharlaşma basınç ve sıcaklık koşulları bilindiğinden ötürü soğutkanın termodinamik özelliklerine ulaşılabilmektedir. Sıkıştırma safhasında, sızıntı ihmal edildiği ve hacmin zamana bağlı fonksiyonu bilindiğinden ötürü soğutkanın özgül hacim değerine anlık olarak ulaşılabılır. Bilinen özgül hacim değerinin yanı sıra sabit entropide yapılan sıkıştırmadan gelen entropi değeri yardımıyla soğutkanın sıkıştırma safhasının sonuna kadar ki olan her bir adımında termodinamik özelliklerine ulaşılabılır.

Egzoz safhasında soğutkan izobarik bir süreç gerçekleştirmektedir. Soğutkanın debi ve entalpi değerleri kütle korunumu ve termodinamiğin 1. Kanunu yardımıyla hesaplanmaktadır.

Genleşme safhasında, egzoz safhasına benzer şekilde her bir adımdaki termodinamik özellikler hesaplanır.

Soğutkan girişi safhasında, egzoz safhasında olduğu gibi valf yapraklarından kaynaklanan basınç düşümleri önemsenmemektedir. Buharlaştırıcıdan gelen soğutkan ile silindir içerisinde bir önceki çevrimden kalan soğutkanın karışımı düşünülerek yeni termodinamik hal belirlenmektedir. Enerji dengesi bu şartlar altında çözülmektedir.

Gerçek kompresörün modellenmesinde ise tersinmez haller göz önüne alınmaktadır. Sürtünmelerden kaynaklanan ekstra enerji ısıya dönüşmektedir. Ortaya çıkan bu ısı enerjisinin ilk olarak kompresör içerisindeki silindir ve piston gibi katı kısımları ısıttığı kabulü yapılmaktadır. Ayrıca gerçek kompresör modellemesinde kompresör muhafazasından ortama olan ısı transferi de hesaba katılmaktadır. Kompresör ve soğutkan için yazılan 1. Yasa denklemleri (2.48) ve (2.49) eşitliklerinde verilmektedir. Eşitlikte; $\dot{Q}_c$ kompresör gövdesi ile soğutkan arasındaki ısı transferi, $\dot{Q}_{FF}$ mekanik kayıplardan ötürü ortaya çıkan ısı enerjisi, $\dot{Q}_{ext}$ muhafazadan ortama olan ısı transferidir. $\dot{Q}_c$ ve $\dot{Q}_{ext}$ terimlerinde sadece taşınım ile olan ısı transferi göz önünde bulundurulmaktadır. $\dot{Q}_{FF}$ ise sürtünme faktörü ve piston hızına bağlı olmaktadır.

$$\frac{dU}{dt} = -P \frac{dV}{dt} + \dot{Q}_c + (\dot{m}_{in} h_{in} - \dot{m}_{out} h_{out}) \quad (\text{soğutkan için}) \quad (2.48)$$

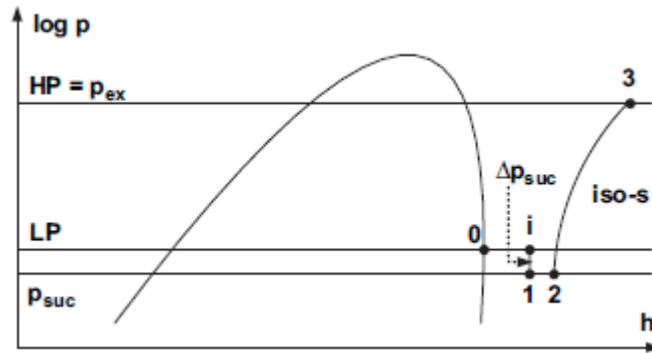
$$\frac{dU}{dt} = \dot{Q}_c + \dot{Q}_{ext} + \dot{Q}_{FF} \quad (\text{kompresör için}) \quad (2.49)$$

Makalede belirtilen tanımlamalar ve verim ifadelerinden efektif verim ve izentropik verim ifadeleri ölü hacim değeri değişiminden etkilenmemekle birlikte sürtünme faktörü ile doğrudan ilişkide olmaktadır. Sürtünme faktörü değeri arttıkça kompresöre gereken enerji ve soğutkan çıkış entalpisi yükselmekte bu sebepten ötürü de verim değerleri düşmektedir. Aynı şekilde ölü hacim değeri verim ifadelerinden sadece hacimsel verim üzerinde etkili olmaktadır. Ölü hacim oranı arttıkça hacimsel verim değeri de azalmaktadır.

Yapılan deneysel çalışmalarla modelin vermiş olduğu sonuçlar kıyaslandığında değerlerin birbirine yakın olduğu gözlenmiştir. Ancak model tarafından elde edilen sonuçların deney sonuçlarına uyması için tahmin edilen ölü hacim oranları gerçek değerinden daha yüksek mertebede kalmıştır. Bu durumun da piston silindir arasındaki kaçağın ihmal edilmesi ve valf yapraklarındaki basınç kayıplarının göz ardı edilmesi gibi kabullerden kaynaklandığı düşünölmektedir.

Pistonlu ve scroll tip kompresörlerin soğutkan debilerinin ve tükettikleri elektrik enerjisi miktarlarının katalogdan alınan parametreler ve performans değerleri ile belirlenebilmesi ile ilgili yapılan çalışma Marie-Eve Duprez ve diğerleri [7] tarafından sunulmaktadır. Ortaya konulan çalışma ısı pompalarında yaygın olarak kullanılan iki kompresör türünün basit ve termodinamik açıdan gerçekçi bir şekilde modellenenebilmesini amaçlamaktadır. Böylelikle ısı pompalarında kompresör seçimi için optimizasyon sağlanmak istenmektedir. Burada konuyla ilgili olarak yalnızca pistonlu kompresörler ile ilgili olan kısımdan bahsedilecektir.

Kompresör modellenmesinde sıkıştırma safhası 3 bölüme ayrılmıştır. Soğutkanın kompresör içerisindeki termodinamik halleri Şekil 2.16'daki $\ln p$ - h diyagramında verilmektedir. i noktası kompresör giriş halini belirtmektedir. i noktasından 1 noktasına geçişte emme valf yaprağında izoentalpik basınç kaybı meydana gelmektedir. 1-2 noktaları arasında kompresör içerisindeki ısı transfer açısından kaynaklanan emme susturucusunun izobarik olarak ısınması oluşmaktadır. 2-3 noktaları arasında ise silindir hacmi içerisinde izentropik sıkıştırma yapılmaktadır.



Şekil 2.16 : Soğutkanın $\ln p$ - h diyagramı

Modelin kompresör kütleli debisi ile ilgili olan kısmında çalışma şartları ile ilgili 3 değerin bilinmesi gerekmektedir. Bu değerler, soğutkanın buharlaşma ve yoğuşma

sıcaklıkları, kompresör giriş sıcaklığı veya aşırı ısıtma sıcaklığıdır. Bu değerlerin yanı sıra model içerisinde kullanılan ancak belirlenmesi güç olan parametreler de söz konusudur. Parametreler; emme hattı çapı, izobarik ısı transferinde UA terimi, ölü hacim oranı, izobarik ısı transferindeki T_w sıcaklığıdır. Strok hacmi ve kompresör hız değerleri de parametrelerin içerisinde yer almasına karşın üretici firmadan temin edilebilecek değerler olarak kabul edilmektedir.

Pistonlu kompresör için oluşturulan modelde lnp-h diyagramındaki noktalar üzerinden gidilerek her bir noktanın termodinamik hali belirlenmeye çalışılmıştır. "0" noktası ısı pompasının düşük basıncındaki yani buharlaşma basıncındaki doymuş soğutkanın termodinamik halidir. Soğutma çevriminde gerçekleştirilen aşırı kızdırma işlemi sonucunda sıcaklığı yükselerek i noktasına gelinmektedir. i noktasındaki sıcaklık **(2.50)** eşitliğindeki gibi hesaplanmaktadır. Eşitliğin sağ tarafındaki ikinci terim aşırı kızdırma sonucunda oluşan sıcaklık farkını belirtmektedir ve bilinen bir değerdir. Buharlaşma basıncı ile birlikte i noktasındaki sıcaklığın da bilinmesi ile i noktasının termodinamik özellikleri belirlenmektedir.

$$T_i = T_{\text{evap}} + \Delta T_{\text{sup}} \quad (2.50)$$

Silindire emilen soğutkanın basıncı, emme valf yaprağındaki izoentalpik basınç kaybı sonucunda buharlaşma basıncının altına inmektedir. Emme basınç değeri **(2.51)** eşitliğinde ifade edilmektedir. Denklemin sağındaki ikinci terim basınç kaybını belirtmektedir. Bu değer, **(2.52)** eşitliğindeki kütleli debi formülünden elde edilmektedir. **(2.52)** eşitliğindeki d_{suc} , emme borusu çapıdır. Basınç düşümünün belirlenmesi ile 1 noktasındaki basınç değeri elde edilmektedir. İzentalpik süreçten ötürü 1 noktasındaki entalpi değeri de bilinmekte ve böylece diğer termodinamik özelliklere de ulaşılmaktadır.

$$p_{\text{suc}} = LP - \Delta p_{\text{suc}} \quad (2.51)$$

$$q_m = \frac{\pi d_{\text{suc}}^2}{4} \sqrt{2 \Delta p_{\text{suc}} \rho_i} \quad (2.52)$$

İzobarik ısı transferi dolayısıyla soğutkanda gerçekleşen ısınmanın enerji denklemi **(2.53)** eşitliğinde verilmektedir. **(2.54)** eşitliğinde ise logaritmik sıcaklık farkı verilmektedir. Eşitlikte yer alan T_w terimi, söz konusu ısınmadaki ısı kaynağının sıcaklığıdır. Çalışmada, kütleli debi miktarı üzerinde önemli bir etkisi olmadığı belirtilmekte ve 50°C olarak sabit kabul edilmektedir.

$$UA_{suc} \Delta T_{log\ suc} = q_m (h_2 - h_1) \quad (2.53)$$

$$\Delta T_{log\ suc} = \frac{(T_w - T_1) - (T_w - T_2)}{\ln \frac{(T_w - T_1)}{(T_w - T_2)}} \quad (2.54)$$

Kütlesel debinin bir başka ifade ediliş şekli (2.55) eşitliğinde verilmektedir. Eşitlikte; v_2 , 2 noktasındaki özgül hacim, q_{vc} hacimsel debi miktarıdır. (2.56) eşitliğinde q_{vc} 'nin hesaplanması verilmektedir. Eşitlikteki; V_c terimi, 2 noktasındaki silindir hacmi ile genleşme safhasında silindir basıncının emme basıncına indiği andaki (3'' noktası) hacim miktarı arasındaki farktır. Şekil 2.17'deki krank diyagramında bahsedilen kısım sunulmaktadır. N ise kompresör hızıdır.

$$q_m = \frac{1}{v_2} q_{vc} \quad (2.55)$$

$$q_{vc} = V_c \frac{N}{60} \quad (2.56)$$

3'' noktasındaki hacmin bilinmesi için, o noktadaki kütle miktarı ve özgül hacim değeri bilinmelidir. Şekil 2.17'deki krank diyagramında gösterilen 3'-3'' noktaları arasındaki süreç izentropik genleşmedir. 3' noktasındaki basınç yoğunlaşma basıncına eşittir ve bilinmektedir. Sıkıştırma safhası sonundaki egzoz kısmında sabit özgül hacimde kütle çıkışı olmaktadır. 2-3 noktaları arasındaki sıkıştırma işlemi izentropik olarak kabul edilmektedir. Böylelikle 3 noktasındaki entropi değerine, 2 noktasındaki entropinin bilinmesi ile ulaşılmaktadır. Ayrıca 3 noktasında basınç yoğunlaşma basıncıdır ve bilinmektedir. Dolayısıyla 3 noktasının termodinamik özelliklerine ulaşılabilir. Sıkıştırma sonunda silindirde kalan hacim ölü hacim olmaktadır.

$$V_{3''} = v_{3''} m_{3''} \quad (2.57)$$

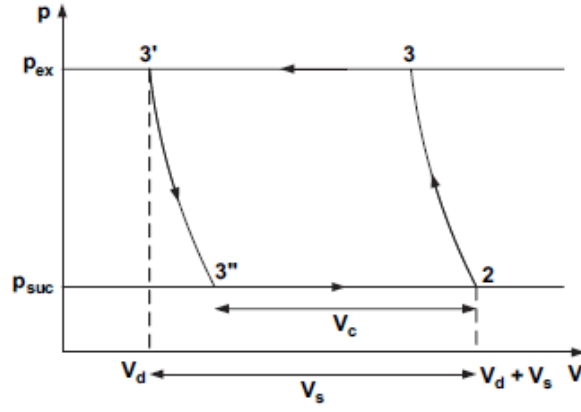
$$p_{3''} = p_{suc} \quad (2.58)$$

$$s_{3''} = s_{3'} \quad (2.59)$$

$$v_{3'} = v_3 \quad (2.60)$$

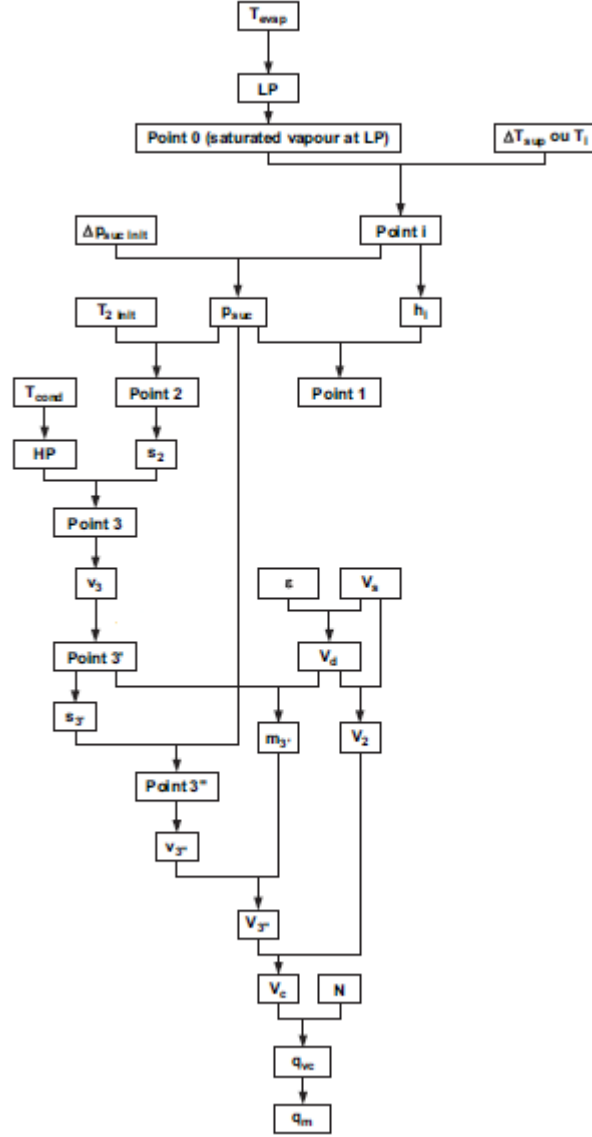
$$s_3 = s_2 \quad (2.61)$$

$$m_{3''} = \frac{V_d}{v_{3'}} \quad (2.62)$$



Şekil 2.17 : Kompresörün basınç hacim diyagramı

Kütleli debiye ulaşılması sırasında; bilinmeyen parametrelerin yanı sıra aynı anda bilinmeyen debi, 2 noktası termodinamik hali vb. birkaç terim söz konusu olmaktadır. Bu durumdan ötürü iterasyon yapılması gerekmektedir. Şekil 2.18’de iterasyonun işlem adımları verilmektedir. Emme valf yaprağındaki “basınç düşümü” ve “2 noktasındaki sıcaklık değeri”ne başlangıçta bir değer atanmakta ve iterasyona başlanmaktadır. Modelin başlangıcında belirtilen ve bilinmeyen 4 parametre ise elde edilen debi değerinin, belirli bir çalışma şartı için verilen debi değerine yaklaştırılmasıyla elde edilmektedir.



Şekil 2.18 : Modelde kullanılan iteratif yöntemin işlem adımları

Elektriksel gücün elde edilmesinde ilk olarak (2.63) eşitliğindeki mekanik güç terimi belirlenmektedir. Mekanik güç terimi ile kompresörün çektiği güç arasında ise (2.64) eşitliğindeki izentropik ve elektriksel verime bağlı bir ifade bulunmaktadır. İzentropik ve elektriksel verim değerleri 6. Dereceden bir polinoma bağlı olarak (2.65) eşitliğindeki gibi hesaplanmaktadır. Polinomdaki değişken basınç oranıdır. Katsayılar, katalogdaki elektriksel güç değerleri ile hesaplanan mekanik güç teriminin korele edilmesi ile elde edilmektedir.

$$P_{mecha} = q_m (h_3 - h_2) \quad (2.63)$$

$$P_{elcalc} = \frac{P_{mecha}}{\eta_{iso} - s \eta_{el}} \quad (2.64)$$

$$\eta_{iso-s}\eta_{el} = a\left(\frac{HP}{LP}\right)^6 + b\left(\frac{HP}{LP}\right)^5 + c\left(\frac{HP}{LP}\right)^4 + d\left(\frac{HP}{LP}\right)^3 + e\left(\frac{HP}{LP}\right)^2 + f\left(\frac{HP}{LP}\right) + g \quad (2.65)$$

Elde edilen model 5 farklı kompresör üzerinde farklı soğutkanlar ile test edilmiştir. Hesaplanan kütleli debi ve elektriksel güç değerleri gerçek değerlerle uyumlu olmakta ve %2'lik hata payı içerisinde kalmaktadır.

Pistonlu kompresörlerin hacimsel veriminin hesaplanabilmesi, kayıplara yol açan kısımlar incelenerek her bir kısımdaki kayıpların belirlenebilmesi için ortaya çıkarılan çalışma Cesar J. Deschamps ve diğerleri [8] tarafından sunulmuştur. Kompresöre, giriş borusundan giriş yapan soğutkanın muhafaza içerisindeki ısı kaynaklarından ötürü ısınması, silindir içerisindeki soğutkanın silindir duvarlarından olan ısı transferi nedeniyle ısınması, ölü hacimde belirli miktarda soğutkanın egzoz edilememesi ve piston-silindir arasındaki boşluktan soğutkanın sızması hacimsel verimi düşüren ana etkenler olarak düşünülmektedir. Makalede asıl olarak önceden yapılmış Perez-Segarra'ya ait bir çalışmadan faydalanılmış ve çalışma biraz daha detaylandırılmıştır.

İlk olarak kompresörün pV indikatör diyagramı Şekil 2.19'de verilmiş ve sıkıştırma haznesi modellenmeye çalışılmıştır. pV indikatör diyagramında bazı özel noktalar belirtilmiştir.

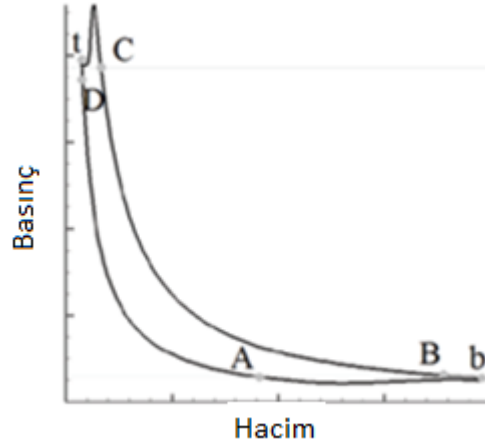
A-b: Emme valf yaprağı açılmakta emme safhası gerçekleşmekte; b: Alt ölü nokta

b-B: Emme valf yaprağı kapanmakta

B-C: Egzoz ve emme valf yaprakları kapalı, sıkıştırma işlemi gerçekleşmekte

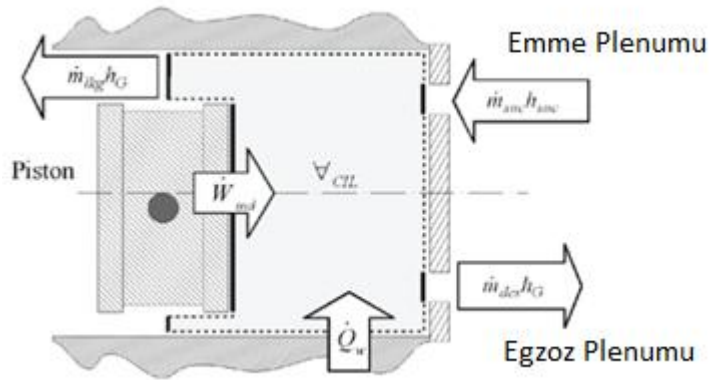
C-t: Egzoz valf yaprağı açık, egzoz safhası gerçekleşmekte; t: Üst ölü nokta

t-D: Egzoz valf yaprağı kapanmakta



Şekil 2.19 : pV indikatör diyagramı

Sıkıştırma haznesi içerisinde Şekil 2.20'deki kontrol hacmi belirlenmiş ve kütle ve enerji giriş çıkışları gösterilmiştir. Böylelikle enerji korunum denklemi yazılmıştır.



Şekil 2.20 : Modelde belirlenen kontrol hacmi

(2.66), (2.67) ve (2.68) eşitliklerindeki korunum denklemleri yardımıyla bütün bir sıkıştırma işleminin her bir adımına ulaşılmaktadır. Eşitlikte; G alt indisli terimleri silindir içerisindeki özellikler, H_w silindirden silindir içerisindeki soğutkana olan taşınım ile ısı transferindeki taşınım katsayısı, T_w silindir sıcaklığı, A_w ısı transferi yüzey alanı, V_{CIL} silindir hacmidir.

$$\frac{dT_G}{dt} = A_T - B_T T_G \quad (2.66)$$

$$A_T = \frac{1}{m_G c_{v,G}} (H_w A_w T_w - h_G \frac{dm_G}{dt} - \sum \dot{m} h) \quad (2.67)$$

$$B_T = \frac{1}{m_G c_{v,G}} (H_w A_w + \frac{\partial p_G}{\partial T_G} \bigg|_v \frac{dV_{CIL}}{dt} - \frac{\partial p_G}{\partial T_G} \bigg|_v V_G \frac{dm_G}{dt}) \quad (2.68)$$

Makalede üzerinde çalışılan asıl konu olan hacimsel verim ile ilgili ifade de ise ideal kompresör tanımına ihtiyaç duyulmaktadır. İdeal kompresör makalede verilen tanıma göre;

- İzentropik sıkıştırma gerçekleştirmeli,
- Silindire giren soğutkan, kompresör girişindeki termodinamik hal ile aynı olmalı,
- Ölü hacim olmamalıdır.

Dolayısıyla ideal kompresöre ait debi miktarı **(2.69)** eşitliğindeki gibidir. Eşitlikte; $V_{sw}^{c=0}$ kompresörün ölü hacim olmadığı düşünüldüğünde sahip olduğu süpürme hacmi, f_n nominal frekans, ρ_1 kompresör girişindeki soğutkan yoğunluğudur.

$$\dot{m}_{id} = \rho_1 V_{sw}^{c=0} f_n \quad (2.69)$$

Perez-Segarra'nın makalesinde bahsetmiş olduğu hacimsel verim ifadesi **(2.70)** eşitliğindeki gibi olmaktadır. Eşitlikte; f_r kompresörün gerçek frekans değeridir. Buradaki ilk terim elektrik motorunun verimsizliğinden kaynaklanmaktadır. İkinci terim ise ölü hacim miktarının etkisini belirtmektedir. Son terim ise diğer bütün tersinmezliklerin hesaba katıldığı terimdir.

$$\eta_v = \frac{f_r}{f_n} \frac{V_{sw}}{V_{sw}^{c=0}} \frac{m_{evap}}{\rho_1 V_{sw}} \quad (2.70)$$

(2.71) eşitliğinde m_{evap} hesaplanması verilmektedir. Eşitlikte; m_{suc} emme geçitinden emilen soğutkanı, $m_{suc,r}$ emme safhasındaki geri akışı, m_{lkg} piston silindir arasından muhafazaya geçen kütleli debiyi, $m_{lkg,r}$ muhafazadan silindir hacmine piston-silindir aralığından geçen soğutkan debisini ifade etmektedir. m_{evap} değerinin **(2.70)** ve **(2.72)** eşitliğinde yerine yazılması ile birlikte yeni bir hacimsel verim hesabı **(2.72)** eşitliğinde verilmektedir.

$$m_{evap} = m_{suc} - m_{suc,r} - (m_{lkg} + m_{lkg,r}) = m_{suc} - m_{suc,r} - m_{lkg} \quad (2.71)$$

$$\eta_v = \frac{f_r}{f_n} \frac{m_{evap}}{\rho_1 V_{sw}^{c=0}} = \frac{f_r}{f_n} \left(1 - \frac{\rho_1 V_{sw}^{c=0} - m_{suc}}{\rho_1 V_{sw}^{c=0}} - \frac{m_{suc,r}}{\rho_1 V_{sw}^{c=0}} - \frac{m_{lkg}}{\rho_1 V_{sw}^{c=0}} \right) = \eta_{v,f} \eta_{v,m} \quad (2.72)$$

Hacimsel verim ifadesinin en sağ tarafında yer alan ifade; emme işlemi sırasında meydana gelen kayıpları, geri akışları ve piston silindir arasından meydana gelen sızıntıları hesap etmektedir. Makalenin ilerleyen kısımlarında **(2.72)** eşitliğinin en

sağ tarafında yer alan ifade irdelenmektedir. Bu ifadeden (2.73) eşitliğinde belirtilen emme hattı ile ilgili olan P_m^{suc} kısmı üzerinde durulmaktadır.

$$\eta_{v,m} = 1 - P_m^{suc} - P_m^{suc,r} - P_m^{lkg} \quad (2.73)$$

Emme hattındaki kayıplar detaylı olarak incelendiğinde üç terim ortaya çıkmaktadır. Bu terimler sırayla “suction superheating”, “cylinder superheating” ve (2.74) eşitliğindeki son terimdir. İlk iki terim sırayla, soğutkan silindir hacmine girmeden önce ve girdiği anda ısınma sebebiyle ortaya çıkan verimsizliklerdir. Son terim ise soğutkan almak için pistonun asıl süpürdüğü hacim ile ilgili olan kısımdır.

$$\eta_{v,suc} = \frac{m_{suc}}{\rho_1 \Delta V_{sw}^{c=0}} \frac{\Delta V_r}{\Delta V_r} \frac{\rho_{suc}}{\rho_{suc}} = \frac{\rho_{suc}}{\rho_1} \frac{m_{suc}}{\rho_{suc} \Delta V_r} \frac{\Delta V_r}{\Delta V_{sw}^{c=0}} = \eta_{v,suc}^{sc} \eta_{v,suc}^{cc} \eta_{v,v} \quad (2.74)$$

Ölü hacimde kalan gaz miktarı veya soğutkanın termodinamik hali değiştikçe genişleme safhası esnasında indiği emme basıncına ulaşması için gereken süpürme hacmi de değişmektedir. Makalede bahsedilen etkiler (2.75) eşitliğinde belirtilmektedir. Verilen hacimsel verim ifadesinde belirtilen ilk kayıplar ölü hacimde kalan soğutkanın genişlemesinden kaynaklanmaktadır. İkinci kısım ise silindir duvarından olan ısı transferi, egzoz geri akışı ve piston silindir arasındaki sızıntı gibi tersinmezliklerin sonucudur. Son kayıp terimi valf yaprağı dinamiğine bağlı olmakta, valf yaprağının açılması için gerekli olan kuvvetle değişmektedir.

$$\eta_{v,v} = \frac{\Delta V_r}{\Delta V_{sw}^{c=0}} = 1 - \frac{\Delta V_s}{\Delta V_{sw}^{c=0}} - \sum \frac{\Delta V_k}{\Delta V_{sw}^{c=0}} - \frac{\Delta V_a}{\Delta V_{sw}^{c=0}} = 1 - P_{v,v}^{c=0} - \sum P_{v,v}^{irr} - P_{v,v}^a \quad (2.75)$$

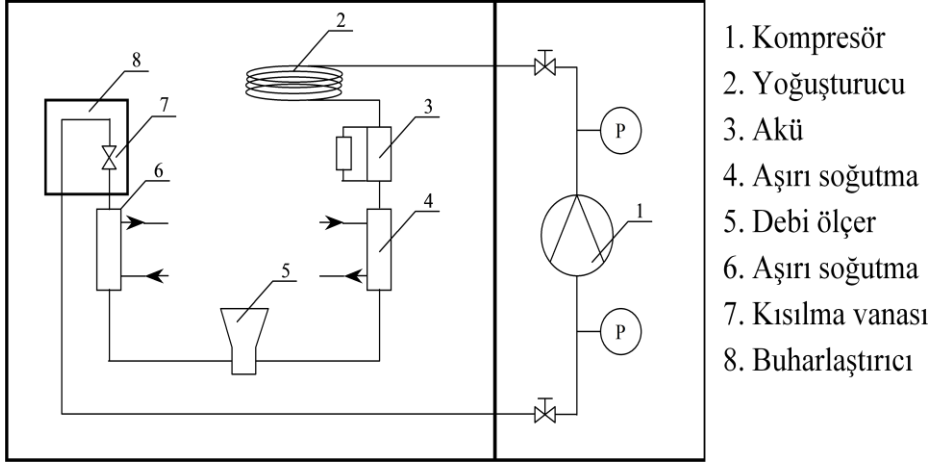
Makalede bahsedilen yöntemler ve enerji korunum denklemleri yardımıyla bazı analizler gerçekleştirilmiştir. Bu analizlerde kompresör davranışını simüle eden bir programdan faydalanılmış, oradan gelen bilgiler yardımı ile sonuçlara ulaşılmıştır. Sonuçlara bakıldığında soğutma kapasitesindeki azalmada en büyük pay sahibi olan kısmın % 60’lık etkiyle ölü hacim değerinin olduğu görülmektedir.

3. DENEYSEL ÇALIŞMALAR

3.1 Deney Düzenekinin Tanıtılması

Tez kapsamındaki deneysel çalışmalar kalorimetre test cihazı içerisinde, pV deney düzenekinde gerçekleştirilmektedir.

Kalorimetrede kompresörlerin performansı ölçülmekte, soğutma kapasitesi, giriş gücü, debi ve SEK gibi parametreler elde edilmektedir. Çalışma prensibi buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimine benzer şekildedir. Şekil 3.1'de kalorimetrenin şematik resmi ve içerisindeki elemanlar verilmektedir. Şematik resimde sağ tarafta kalan çerçeve içerisinde kompresör ve kompresörün giriş-çıkış basınç ölçümelerini sağlayan elemanlar bulunmaktadır. Çevrimin, 1 numaralı eleman olan kompresörden başladığı farz edilirse, buharlaştırıcı kısmından gelen buhar fazındaki soğutkan kompresöre giriş yapar, yoğunluğu artırılarak basınçlandırılıp kompresörden egzoz edilir. Yüksek basınca sahip gaz fazındaki soğutkan, yoğuşturucuya girerek burada dışarı ısı atmakta ve sıvı hale geçmektedir. Yoğuşma basıncının sabit tutulabilmesi amacıyla ısı geçirgenliği yüksek iç içe geçirilmiş borulara sahip ısı değiştiricisi kullanılmaktadır. Isı değiştiricisinden geçirilen soğutma suyu ile soğutkanın yoğuşma sıcaklığı ve basıncı kontrol elemanları yardımıyla istenilen seviyede sabit tutulmaktadır. Yoğuşturucunun ardından sıvı haldeki soğutkan, gözetleme camına sahip 3 numaralı akü elemanından geçmektedir. Akü farklı çalışma şartlarında, sistemde dolaşan soğutkan debi düzeyinin sağlanması amacıyla soğutkan deposu görevi görmektedir [9].



Şekil 3.1 : Kalorimetre sistemi şematik gösterimi [9]

Kalorimetre düzeneğinde iki adet aşırı soğutma ünitesi bulunmaktadır. 4 numaralı aşırı soğutma ünitesi debi ölçere giren soğutkanın tamamen sıvı fazında olmasını garanti altına alırken, 6 numaralı ünite ise kompresörün performans ölçümünün gerçekleştirildiği şartlardaki aşırı soğutma koşulunun sağlanmasını temin etmektedir. 5 numaralı debi ölçer ise çevrimde dolaşan soğutkan miktarının kütleli debisini ölçmektedir. Eğer debi ölçere giren soğutkanın tamamen sıvı fazında olması garanti altına alınmaz ise debi ölçerin ölçüm hassasiyetinde düşüş söz konusu olabilmektedir.

Çevrimde bulunan yüksek basınçtaki soğutkanın, çevrimi tamamlayabilmesi için basıncının düşürülmesi ve buharlaştırıcıya girmesi gerekmektedir. Kalorimetrede bu işlemler basınçlı bir kap içerisinde gerçekleştirilmektedir. İlk olarak soğutkanın basıncı kısılma vanası yardımıyla buharlaşma basıncına düşürülmektedir. Ardından basınçlı kap içerisinde yer alan buharlaştırıcı kısmında soğutkanın buharlaşması gerçekleşmektedir. Basınçlı kabın yer aldığı bölümde, yardımcı bir soğutucu akışkan kullanılmakta ve elektrikli ısıtıcı yardımıyla ilk olarak sıvı haldeki yardımcı soğutkana ısı transfer edilmektedir. Buharlaşan yardımcı soğutkan buharlaştırıcı boruları üzerinde yoğunlaşmakta ve buharlaştırıcı borularının iç tarafından geçen, kompresörde sıkıştırılan asıl soğutkandan ısı çekmektedir. Böylelikle asıl soğutkan buharlaşma işlemini gerçekleştirmektedir. Asıl soğutkanın buharlaştırıcı sonunda istenilen sıcaklığa getirilmesi, ısıtıcı yardımıyla yardımcı soğutkanın istenilen sıcaklıkta tutulması ile sağlanır. Basınçlı kabın ve buharlaştırıcının bulunduğu ortam sıcaklığı ile soğutkanın buharlaşma sonundaki aşırı kızdırma sıcaklığı aynı olduğundan ötürü ideal olarak yardımcı soğutkandan çekilen bütün ısı enerjisi asıl

soğutkana aktarılmaktadır. Böylelikle kompresörün soğutma kapasitesinin hesaplanmasında iki farklı yöntem izlenmektedir.

İlk yöntemde buharlaştırıcı giriş ve çıkışlarında bilinen özgül entalpi değerleri, çevrimde dolaşan kütleli soğutkan debisi ile çarpılmaktadır. Böylece buharlaştırıcı bölümünde soğutkandan çekilen ısı enerjisi miktarı **(3.1)** eşitliğinde belirtildiği gibi hesaplanmaktadır [9].

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_c \times (h_{b,\dot{c}} - h_{b,g}) \quad (3.1)$$

İkinci yöntemde ise basınçlı kabın içerisinde yer alan yukarıda bahsedilen elektrikli ısıtıcının çekmiş olduğu enerji ölçülmektedir. Isıtıcının çektiği enerji de asıl soğutkanın buharlaştırıcı borularında çekmiş olduğu enerjiye eşit olduğundan ötürü soğutma kapasitesi bu şekilde de hesaplanabilmektedir.

Kompresörün soğutma etkinliğinin belirlenmesinde, **(3.2)** eşitliğinde verildiği üzere soğutma kapasitesinin bilinmesinin yanı sıra, giriş gücü adı verilen kompresörün çekmiş olduğu elektrik enerjisini de ihtiyaç duyulmaktadır. Giriş gücü ise kalorimetre tarafından wattmetre yardımıyla doğrudan ölçülmektedir.

$$SEK = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_c} \quad (3.2)$$

Soğutma çevriminde kompresörün görevi, soğutkanın yoğunluğunu arttırarak yüksek basınçlara ulaştırmak dolayısı ile soğutkan üzerinde iş yapmaktır. Kompresörün çektiği elektrik enerjisinin bir bölümü Şekil 3.2’de gösterildiği üzere elektrik motorunda oluşan elektriksel kayıplara, diğer bölümü kompresörün çalışması esnasında mekanik aksamda ortaya çıkan mekanik kayıplara kalan kısmı ise soğutkan üzerine sıkıştırma işine ve bu bağlamda oluşan termodinamik kayıplara harcanmaktadır. Kompresöre sağlanan elektrik enerjisi üzerinde etkili olan üç temel kayıp (elektriksel, mekanik, termodinamik) değerinin, giriş gücü içerisindeki payları, kompresörün verimlilik analizlerinin yapılması açısından büyük öneme sahiptir.



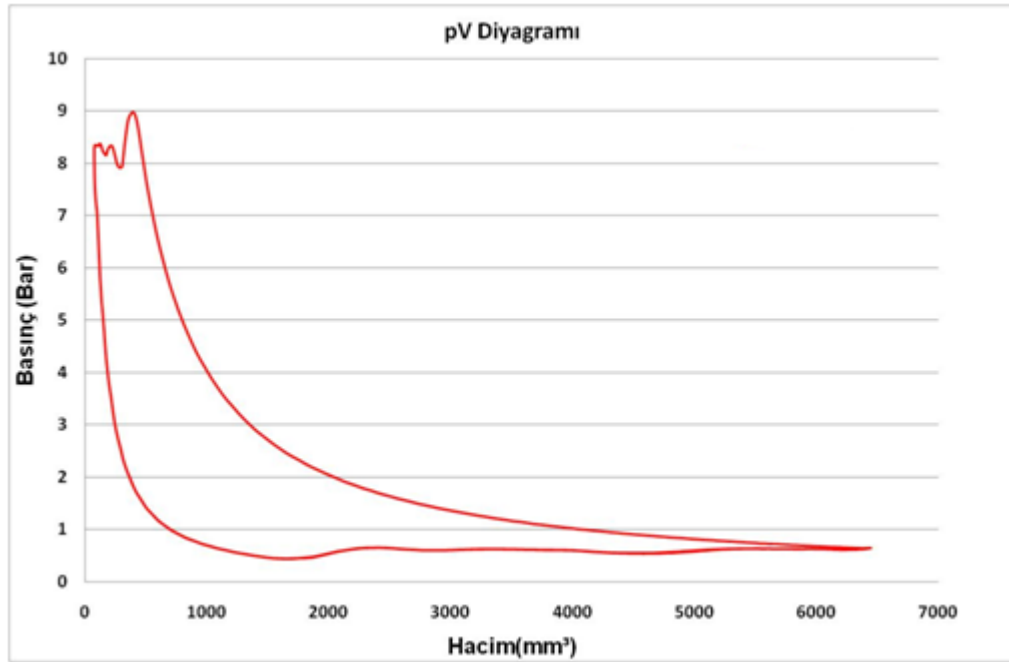
Şekil 3.2 : Kompresörde elektrik giriş gücünün dağılımı

Hermetik pistonlu kompresörlerin ısı ve akış dinamiği davranışları karmaşık ısı geçişi ve akış fenomenleri ile karakterize edilmektedir. Hermetik pistonlu kompresörlerde sıkıştırma işinin belirlenmesi amacıyla indikatör diyagramlarının ölçülmesi gerekmektedir. İndikatör diyagramları mühendisler için prototip optimizasyonunda önemli bir tasarım aracı olarak kullanılmaktadır. Teorik olarak sıkıştırma işi hesaplanabiliyor olmasına rağmen gerçek halde akış sırasında oluşan tersinmezliklerden dolayı emme, egzoz valfleri ve geçitlerinde (port) termodinamik kayıplar oluşur. Yüksek verimli kompresör tasarımında hedef, kayıpların en düşük seviyelerde tutulması ve bu sayede soğutma etkinliği yüksek kompresörler üretilmesidir.

Soğutkana uygulanan sıkıştırma işinin ölçülmesi için silindir basıncının zamana ve/veya sıkıştırma hacmine bağlı olarak ölçülmesi gerekmektedir. Silindir basıncının hacme bağlı olarak ölçülmesi termodinamik analiz yapılabilmesi açısından önemlidir. Bu ölçümler basınç-hacim diyagramları veya indikatör diyagramı olarak bilinen grafiklerin elde edilmesi sonucunda gerçekleştirilir. Bu diyagramın elde edilmesi için gerçekleştirilen deneysel ölçüme basınç indikatör diyagramı (pV) ölçümü adı verilmektedir.

Ölçüm esnasında; silindir içerisindeki basınç; valf tablasına yerleştirilen basınç sensörü ile ölçülmektedir. Krank milinin açısal dönme hızı ve piston hareketine yönelik konum bilgisi ise krank dönme eksenine üzerine yerleştirilen optik enkoder yardımı ile ölçülmektedir. Elde edilen her bir krank dönme açısı değerine karşılık; kompresörde kullanılan kinematik denklem yardımı ile sıkıştırma hacmi verileri elde edilir. Şekil 3.3’de kompresörde gerçekleştirilen pV ölçümünde elde edilen örnek bir basınç-hacim diyagramı sunulmaktadır. Diyagramda eğrinin içerisinde kalan alan kompresörün soğutkana aktardığı sıkıştırma işini belirtmektedir. Deneysel olarak

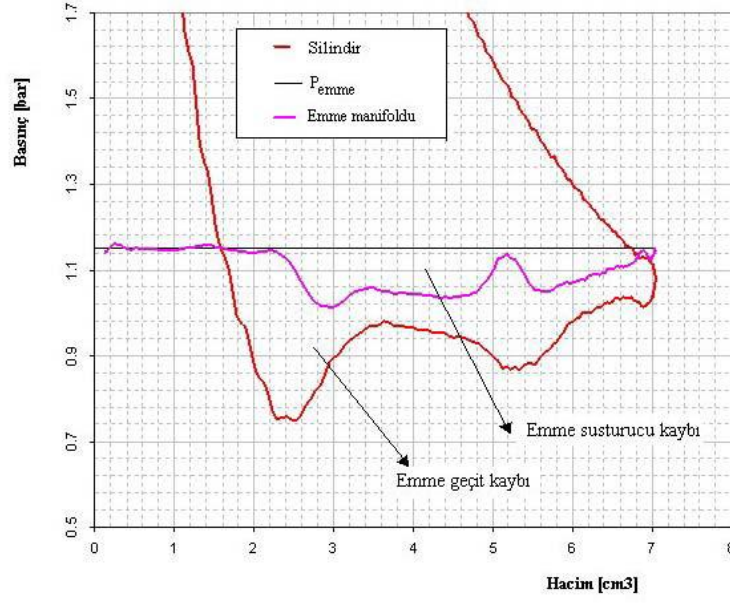
ölçülen pV alanının teorik alan ile karşılaştırılması neticesinde termodinamik çevrimde kayıpların hangi mertebede ve hangi noktalarda olduğu anlaşılmaktadır.



Şekil 3.3 : Örnek pV indikatör diyagramı

pV ölçümlerinde kompresörün soğutkan üzerine uyguladığı sıkıştırma işinin yanı sıra emme hattı ve egzoz hattı kayıpları ile ilgili bilgiler de elde edilmektedir. Emme plenumu ve egzoz plenumundan, silindir basıncı ile eş zamanlı olarak elde edilen basınç değerleri, soğutkanın silindir hacmine girmesi ve silindir hacminden egzoz edilmesi esnasındaki kayıpların belirlenmesini sağlamaktadır.

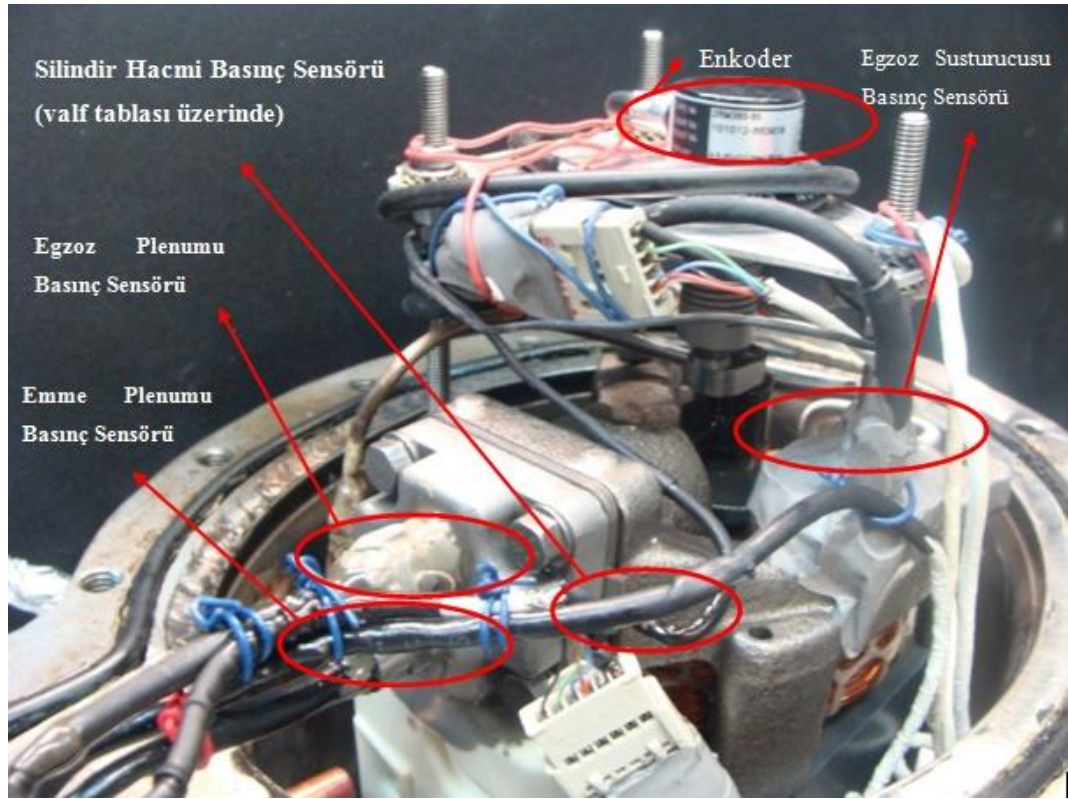
Kompresörün emme safhasında istenilen ve ideal olan durum, emme safhasında silindir basıncının P_{emme} basıncında sabit kalması ve bu şekilde emme safhasının tamamlanmasıdır. Ancak emme hattında emme susturucusu, emme portu ve emme yaprağında gerçekleşen kayıplardan dolayı ideal durumdan uzaklaşmaktadır. Şekil 3.4’de sunulan pV diyagramı incelendiğinde kırmızı ile gösterilen silindir basıncı ile ideal durum arasında kalan alan toplam emme hattı kaybını; emme manifoldu (plenumu) ile silindir basıncı arasında kalan alan ise emme geçiti (portu) kaybını, ideal durum ile emme manifoldu (plenumu) arasındaki alan ise emme susturucusu kaybını belirtmektedir [10].



Şekil 3.4 : Örnek pV indikatör diyagramının emme safhası

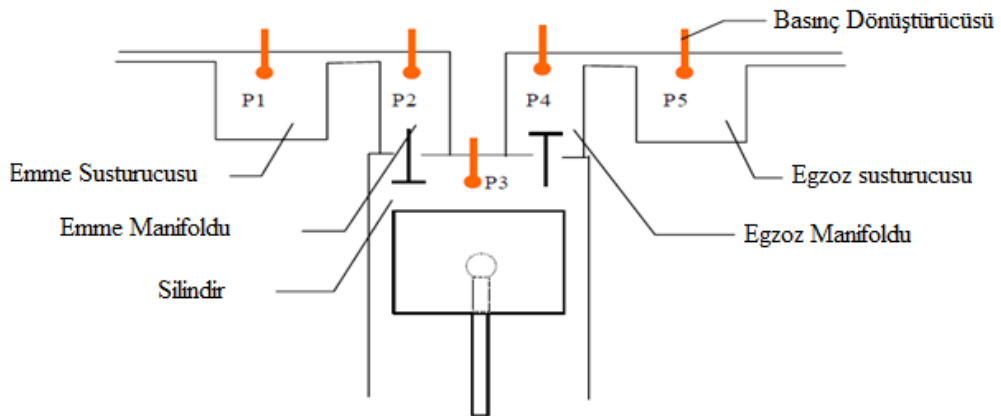
pV ölçümünde elde edilen sıkıştırma işi, emme ve egzoz hattı kayıpları gibi performans verileri, mevcut kompresörün diğer kompresörler ile kıyaslanmasında çok önemli parametrelerdir. Kompresörde ortaya çıkan verimsizliklerin kaynağının bulunmasında ve geliştirmeye açık alanların belirlenerek yeni tasarımların oluşturulmasında yol gösterici rolündedir.

Şekil 3.5'de pV ölçüm deneylerinde kullandığımız pV düzeneği sunulmaktadır. Ölçüm düzeneği içerisinde; emme plenumu, egzoz plenumu, egzoz susturucusu ve valf tablası (silindir hacmi) üzerinden basınçları ölçmek amacıyla 4 adet basınç sensörü, krank milindeki açısal hareketin belirlenebilmesi için ise 1 adet optik enkoder bulunmaktadır. Belirtilen enkoder ve sensörlerden gelen eş zamanlı bilgiler ışığında pV ölçümleri gerçekleştirilmektedir.



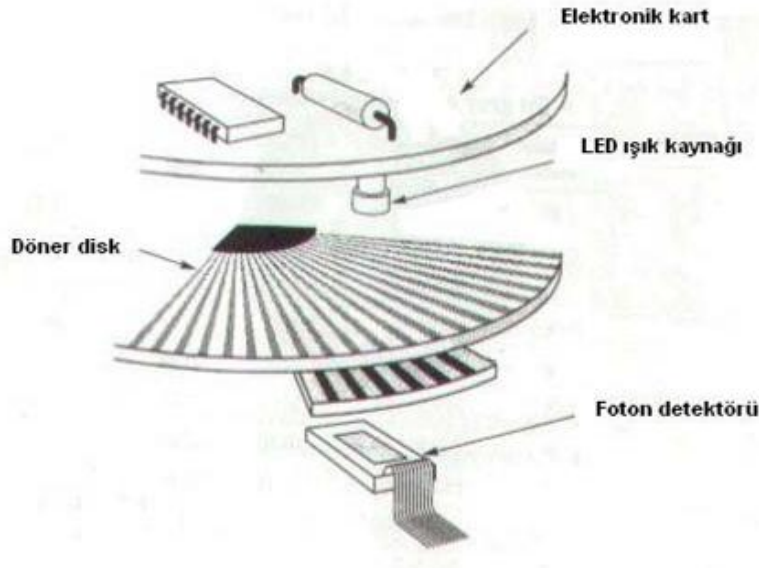
Şekil 3.5 : pV ölçüm düzeneği

pV test düzeneğinde kullanılan basınç dönüştürücülerinin (sensörlerinin) kompresör içerisinde konumlandırılması şematik olarak Şekil 3.6'da verilmektedir. Bazı durumlarda gerekli görüldüğü takdirde emme susturucusuna da basınç dönüştürücüsü yerleştirilebilmektedir.



Şekil 3.6 : Basınç dönüştürücülerinin kompresörde şematik konumlandırılması [10]

Krank açısının belirlenmesinde kullanılan enkoderler, Şekil 3.7'de gösterilen LED ışık kaynağı ve foton detektörü içermektedir. Enkoderlerin çalışma prensibi kodlanmış bir diskten geçirilen ışık hüzmesinin, foton detektörü tarafından algılanıp elektriksel sinyallere dönüştürülmesine dayanmaktadır. Opak ve saydam kısımlardan oluşan kodlanmış diskten ışık geçerken saydam kısımdan geçen ışık algılanmakta, opak kısımdan geçen ışık ise algılanamamaktadır. Bu şekilde on/off bir sistem gibi çalışarak dijital pulsalar üretilmektedir [11].



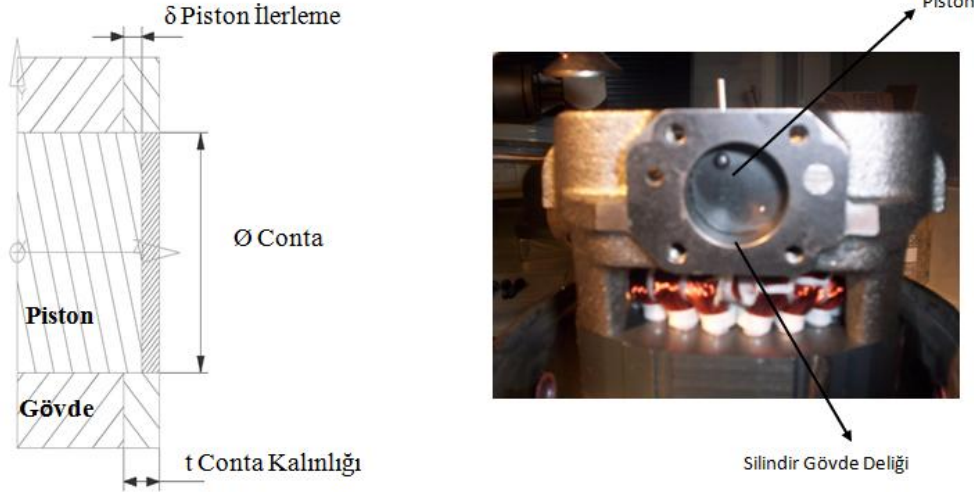
Şekil 3.7 : Enkoderin içerisindeki elemanlar

3.2 Deneyler

Kompresörlerde silindir basıncı ile silindir hacminin değişimini veren indikatör (pV) diyagramları, hem emme ve egzoz port ve valf yaprakları nedeniyle oluşan basınç düşümünün kompresör performansına etkisinin belirlenmesi, hem de valf yaprağı hareketi nedeniyle oluşan basınç dalgalanmalarının ölçülmesi açısından büyük önem taşımaktadır. Yüksek lisans tez çalışması kapsamında pV ölçüm düzeneği ile ölü hacimde gerçekleştirilen değişikliğin, indikatör diyagramından elde edilen sıkıştırma işine, valf tablası kayıplarını oluşturan port ve hat kayıplarına olan etkisi incelenebilmektedir. Ayrıca kalorimetreden elde edilen soğutma kapasitesi, giriş gücü, kütleli debi ve soğutma etkinliği değerleri yardımıyla ölü hacimde gerçekleştirilen değişikliğin kalorimetre parametrelerine etkisi de gözlemlenebilmektedir.

Deneyler esnasında farklı ölü hacim değerleri farklı kalınlıklardaki contalar yardımı ile oluşturulmaktadır. 3 farklı kalınlıktaki conta ile 3 farklı ölü hacim değeri elde edilmiş ve deneyler gerçekleştirilmiştir. Farklı deneylerde conta değişikliğinden başka değişiklik gerçekleştirilmemiş olup, aynı kompresör üzerinde yalnızca conta değişikliği yapılmıştır. Böylelikle yalnızca ölü hacim değişikliğinin performans üzerindeki etkisi gözlenmiştir. Conta tipleri A, B ve C tipi olarak inceden kalına doğru sıralanmıştır.

Şekil 3.8’de conta kalınlığından kaynaklanan ölü hacmin şematik kesiti ile silindir-gövde bloğunun resmi verilmiştir. Piston şematik resimde gösterilen ok yönünde ilerlemektedir. Pistonun ilerlemesi, silindir gövde deliğinin üst sınırı civarında son bulmaktadır. Üretim toleranslarından ötürü piston, silindir gövde deliğinden toleranslar dahilinde dışarı çıkmaktadır. İlerleme son bulduktan sonra piston geri harekete başlamaktadır. Conta ise iki metal yüzey olan gövde ile gövdenin üzerine konulan valf tablasının arasına yerleştirilerek hem sızdırmazlığı sağlamakta hem de pistonun, üretim toleranslarından ötürü gövde deliğinden çıkıp valf tablasına çarpmamasını emniyete almaktadır. Contanın kullanımı sonucunda ise şematik resimde belirtilen conta kalınlığı oluşmaktadır. Gövdenin üstüne yerleştirilen conta, gövde deliği iz düşümünde boşluklu olmaktadır. Boşluktan ötürü conta kalınlığı yüksekliğinde ve silindir deliği çapında ölü hacim ortaya çıkmaktadır. Bu hacimde yer alan soğutkan daha fazla sıkıştırılamamakta ve silindir hacminden tahliye edilmeye zorlanamamaktadır. Deneysel çalışmada kullanılan farklı kalınlıktaki contalar yardımıyla bahsedilen kısımdaki ölü hacim miktarı değiştirilmektedir. Farklı conta uygulamaları aynı kompresör üzerinde silindir kafasının sökülüp, conta değişikliği yapılmasının ardından silindir kafasının tekrar yerleştirilmesi ile gerçekleştirilmiştir. Farklı uygulamalar arasında conta kalınlıkları haricinde herhangi bir değişiklik amaçlanmamıştır. Üç uygulamada da kompresör süpürme hacmi aynı kalmakla birlikte ölü hacim ve toplam hacim değerleri değişmektedir.



Şekil 3.8 : Conta kalınlığı kaynaklı ölü hacmin şematik kesiti ve silindir gövde bloğu

Deneyler ASHRAE standartlarında gerçekleştirilmiştir. Soğutma çevriminde kullanılan R600a soğutkanı için, ASHRAE şartlarında yoğuşma basıncı 7.61 bar, buharlaşma basıncı ise 0.624 bardır Aşırı ısıtma, aşırı soğutma ve kalorimetre kabin sıcaklıkları ise 32 °C olarak belirlenmiştir.

3.2.1 A tipi conta kullanımı ile pV ölçüm deneyi

Çizelge 3.1’de A tipi conta kullanımı sonucunda elde edilen performans parametreleri değerleri verilmiştir. Çizelgede sıkıştırma işi ve ölü hacim için verilen sayısal değerler gerçek değerler değildir. A tipi conta kullanımı sonucunda elde edilen ölü hacim değeri 1.0 birim, sıkıştırma işi ise 100 birim olarak alınmaktadır. Farklı conta kullanımlarında elde edilen sıkıştırma işi ve ölü hacim deneysel sonuçları da bu referans değerler üzerinden tekrar hesaplanarak tez kapsamında sunulmaktadır.

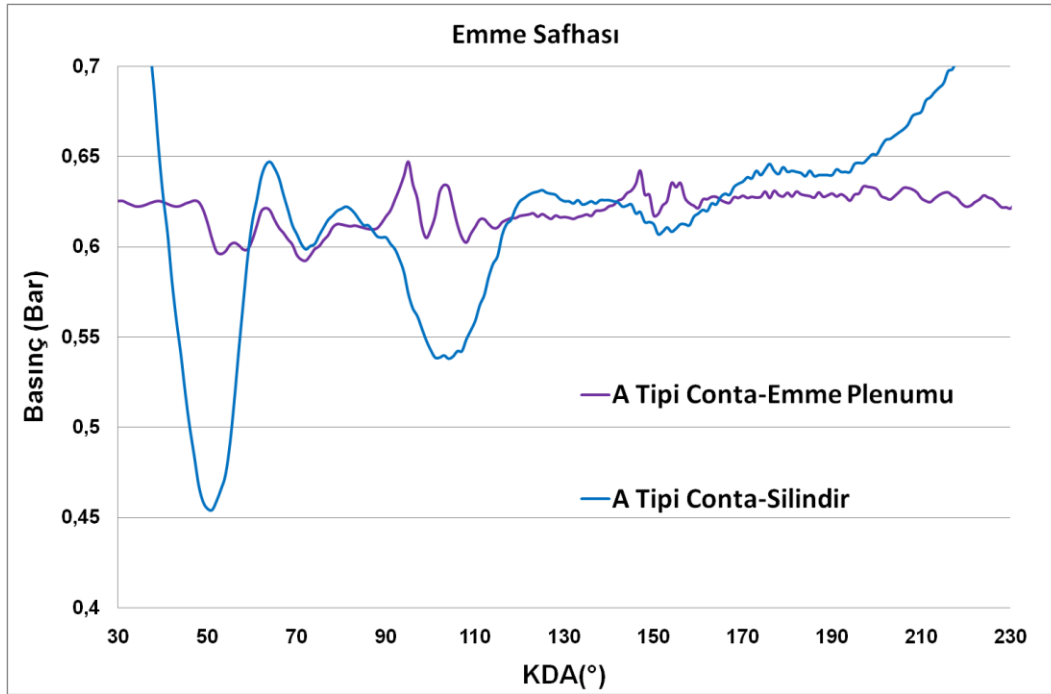
A tipi conta, kullanılan diğer contalar içerisinde en düşük kalınlığa sahip olan contadır. Bundan dolayı da silindir hacminde en düşük ölü hacim değeri A tipi contaya ait olmaktadır.

Çizelge 3.1 : A tipi conta kullanımı ile elde edilen deneysel sonuçlar.

Parametre	A Tipi Conta Kullanımı
Soğutma Kapasitesi(Q_e)(W)	110.8
Giriş Gücü (W_c) (W)	68.0
SEK ($\frac{\dot{Q}_e}{W_c}$) (W/W)	1.63
Referans Sistemdeki Sıkıştırma İş	100.0
Kütlesel Debi (g/dk)	19.8
Referans Ölü Hacim Birimi	1.0

Şekil 3.9’da pV ölçüm düzeneğinden elde edilen A tipi conta kullanımına ait emme safhası basınç-krank dönme açısı diyagramı verilmektedir. Silindir basıncı valf tablası üzerinde bulunan basınç sensörü yardımıyla ölçülmektedir. Emme plenumu basıncı ise silindir kafası içerisinde yer alan emme haznesine yerleştirilen basınç sensörü ile ölçülmektedir. Emme plenumu, soğutkanın valf tablası üzerinde yer alan emme geçitinden geçip de silindir hacmine girmesinden önce bulunduğu son hacimdir. Emme plenumundaki basınç, emme valf yaprağının kapalı olduğu durumlarda yaklaşık olarak buharlaşma basıncına eşit olmaktadır. Silindir içerisindeki basınç, pistonun geri hareketi sonucu hacmin genişlemesi ile birlikte düşmektedir. Emme plenumu ile silindir içerisindeki basınç farkının, valf yaprağının mekanik olarak açılması için yeterli olan kuvveti sağlaması ile birlikte valf yaprağı açılmaktadır. Valf tablası üzerindeki emme valf yaprağının açılması ile birlikte emme plenumunda bulunan soğutkan silindir hacmine dolmakta ve böylece silindire sıkıştırılmak üzere soğutkan emilimi sağlanmaktadır. Emme plenumundan silindire soğutkan geçişi sonucunda emme plenumunda ani basınç düşümü meydana gelmektedir. Şekildeki diyagramdan görüldüğü üzere emme valf yaprağı yaklaşık olarak 47 °KDA civarında açılmakta ve silindire soğutkan girişi sağlanmaktadır. Bu noktada toplam silindir hacminin yaklaşık olarak % 22’si geçilmiş olmakta, geri kalan % 80’lik strok hacminde silindire soğutkan emilimi gerçekleştirilmektedir. Silindir hacmi içerisinde ölü hacim bulunmadığı ideal durumda ise, valf yaprağının pistonun ÜÖN’den AÖN’ya doğru hareketine başladığı anda açılması gerekmektedir. Dolayısıyla silindir hacmine soğutkan girişi strok hacminin tamamında

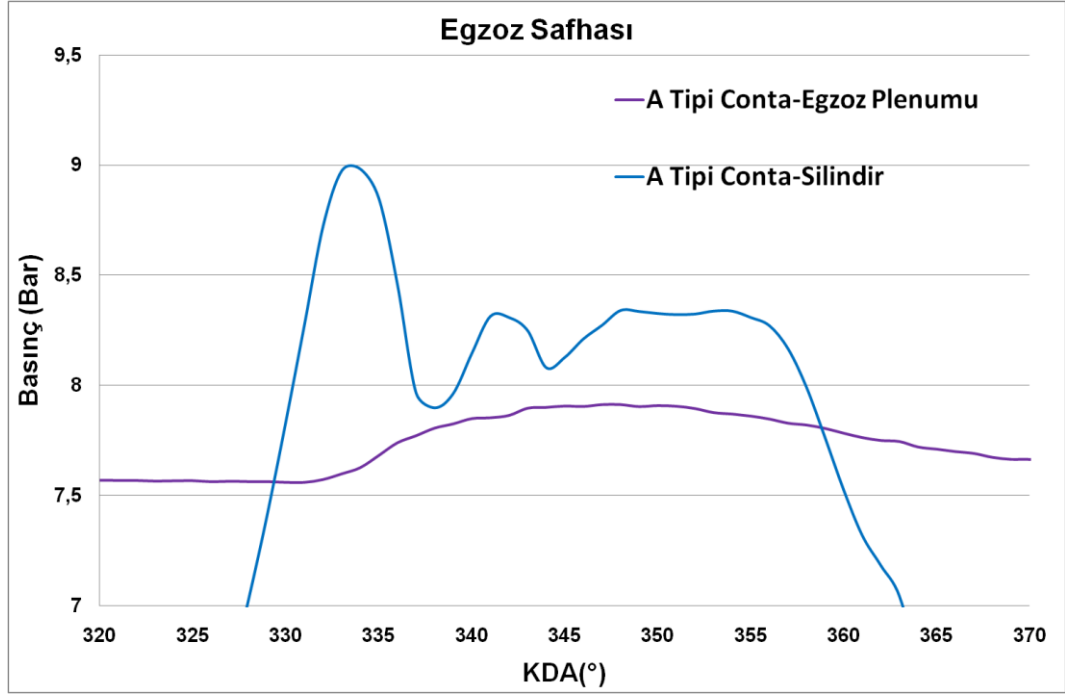
sağlanmalıdır. İdeal durum ile kıyaslandığında A tipi conta kullanımında silindir hacminin % 22'lik kısmından soğutkan emilimi açısından yararlanılamamaktadır. Silindire ilk soğutkan girişi sağlandıktan sonra emme valf yaprağı sürekli olarak, sabit bir şekilde açık kalmamaktadır. Şekilde görüldüğü üzere emme plenumu ve silindir basıncı değerlerinde dalgalanmalar gözlenmektedir. Emme safhası boyunca piston, AÖN'ya yaklaşmakta, silindir içerisindeki hacim genişlemekte ve silindir basıncı azalma eğiliminde olmaktadır. Ancak silindir hacmine ilk soğutkan girişinin ardından, silindirdeki soğutkan miktarının artmasından dolayı silindir basıncı küçük dalgalanmalarla anlık artışlar göstermektedir. Bu anlarda, valf yaprağının açılma-kapanma hareketini çok küçük periyotlarda gerçekleştirdiği tahmin edilmektedir.



Şekil 3.9 : A tipi conta kullanımı ile elde edilen emme safhası basınç-krank dönme açısı grafiği

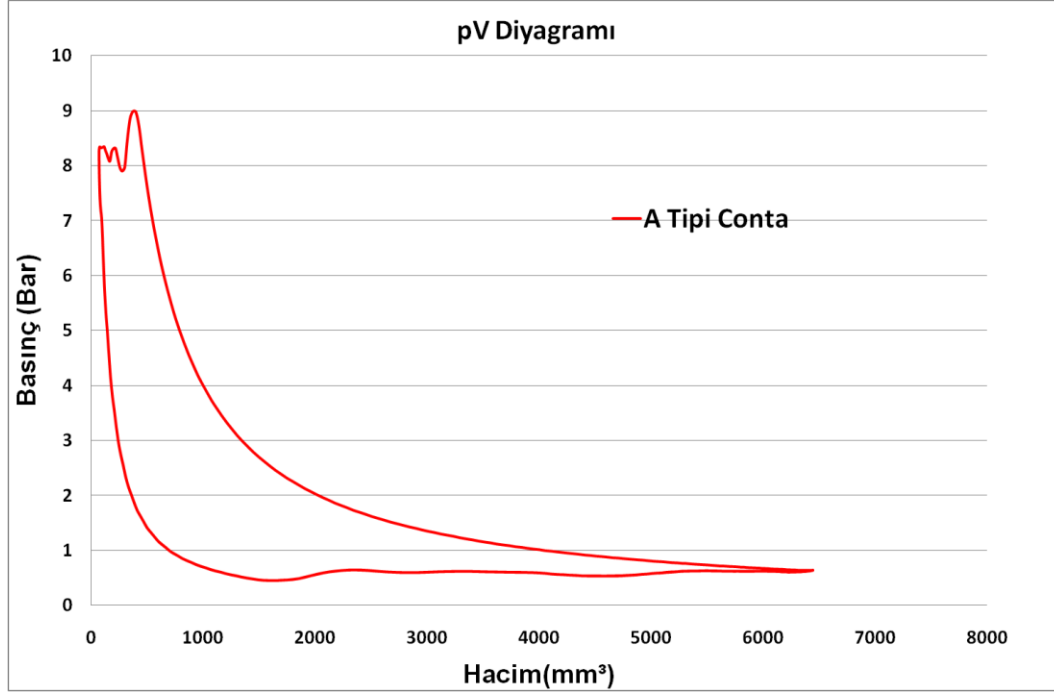
Şekil 3.10'de pV ölçüm düzeneğinden elde edilen A tipi conta kullanımına ait egzoz safhası basınç-krank dönme açısı diyagramı verilmektedir. Egzoz plenumu basıncı, silindir kafası içerisinde yer alan egzoz bölmesine yerleştirilen basınç sensörü tarafından ölçülmektedir. Egzoz plenumu, sıkıştırma safhası sonunda yüksek basınca sahip soğutkanın silindir hacminden çıkıp valf tablası üzerindeki egzoz geçitinden geçtikten sonra bulunduğu ilk hacimdir. Egzoz valf yaprağının kapalı olduğu durumlarda, egzoz plenum basıncı yoğunlaşma basıncına eşit olmaktadır. Silindir içerisindeki basınç ise sıkıştırma safhasının sonlarına doğru egzoz plenum basıncının

üzerine çıkmaktadır. Valf yaprağının iki tarafındaki basınçların farkı, yaprağın açılması için yeterli kuvveti oluşturduğunda egzoz valf yaprağı açılmakta ve silindirdeki yüksek basınçlı soğutkan egzoz edilmektedir. Egzoz safhasının başlaması ile birlikte plenuma dolan yüksek basınçlı soğutkan, plenum basıncını artırmaktadır. Şekildeki diyagramdan görüldüğü üzere egzoz valf yaprağı yaklaşık olarak 332 °KDA civarında açılmakta ve silindirden soğutkan çıkışı sağlanmaktadır.



Şekil 3.10 : A tipi conta kullanımı ile elde edilen egzoz safhası basınç-krank dönme açısı grafiği

Şekil 3.11’de pV ölçüm düzeneğinden elde edilen A tipi conta kullanımına ait çevrimin basınç-hacim diyagramı verilmektedir. Diyagram içerisinde bulunan eğrinin kapladığı alan, soğutkana uygulanan sıkıştırma işini oluşturmaktadır. pV deney düzeneğinde alınan ölçümlerde 500 basınç ve hacim değeri eş zamanlı olarak elde edilmektedir. Elde edilen değerlerden 360 tanesi kullanılarak sıkıştırma işi hesaplanmıştır. Hesabın yapılmasında yamuk (trapezoid) kuralından yararlanılmıştır.



Şekil 3.11 : A tipi conta kullanımı ile elde edilen pV indikatör diyagramı

3.2.2 B tipi conta kullanımı ile pv ölçüm deneyi

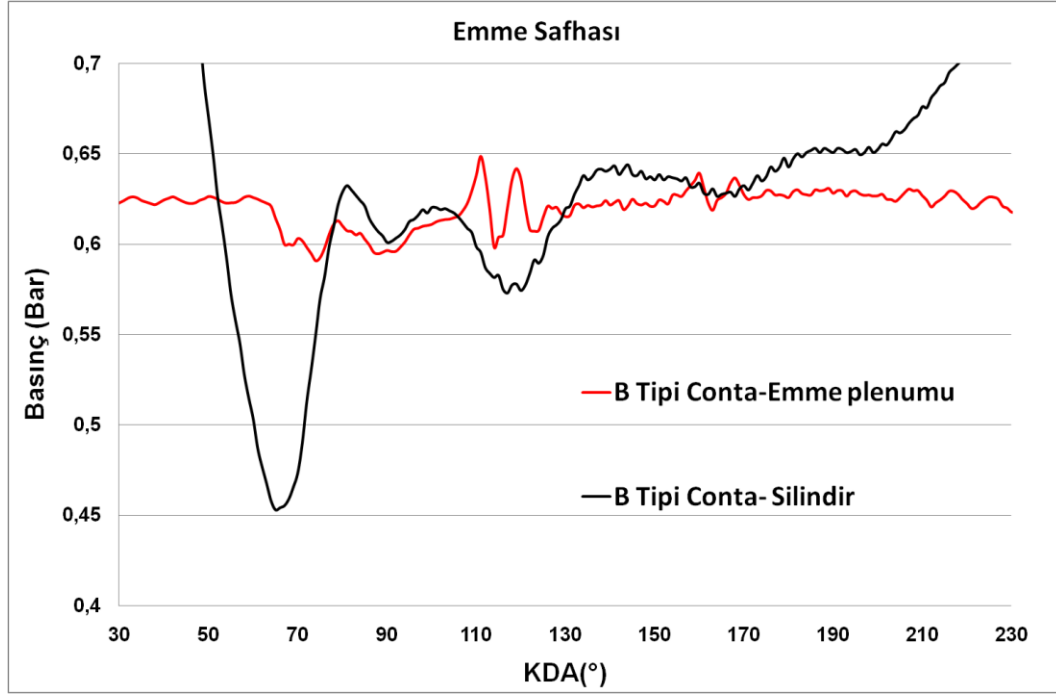
Çizelge 3.2’de A ve B tipi conta kullanımları sonucunda elde edilen performans parametreleri değerleri verilmiştir. B tipi conta, A tipi contaya kıyasla daha kalın olmaktadır. Bu nedenden dolayı da, contanın silindir hacmi içerisinde oluşturmuş olduğu ölü hacim daha büyük değerdedir. B tipi conta kullanımı sonucunda silindir hacminde 1.7 değerinde ölü hacim oluşturulmuştur. Ölü hacimdeki % 70’lik artış sonucunda soğutma kapasitesinde ve kütleli debi değerlerinde yaklaşık % 12’lik azalma meydana gelmiştir. Bu duruma sebep olarak ölü hacimde kalan kütle miktarının artması sonucu silindir hacmine daha düşük miktarda taze soğutkan alınması düşünülmektedir. Kütleli debinin azalması ile birlikte giriş gücünde % 8.8’lik azalma meydana gelmektedir. Soğutma kapasitesinin, giriş gücüne oranlanması ile elde edilen soğutma etkinlik katsayısı ise % 3.7 civarında düşmüştür.

Çizelge 3.2 : A ve B tipi conta kullanımları ile elde edilen deneysel sonuçlar.

Parametre	A Tipi Conta Kullanımı (Referans)	B Tipi Conta Kullanımı	Fark (%)
Soğutma Kapasitesi(Q_e)(W)	110.8	97.3	-12.2
Giriş Gücü (W_c) (W)	68.0	62.0	-8.8
SEK ($\frac{\dot{Q}_e}{W_c}$) (W/W)	1.63	1.57	-3.7
Referans Sistemdeki Sıkıştırma İşi	100.0	84.6	-15.4
Kütleli Debi (g/dk)	19.8	17.4	-12.1
Referans Ölü Hacim Birimi	1.0	1.7	69.5

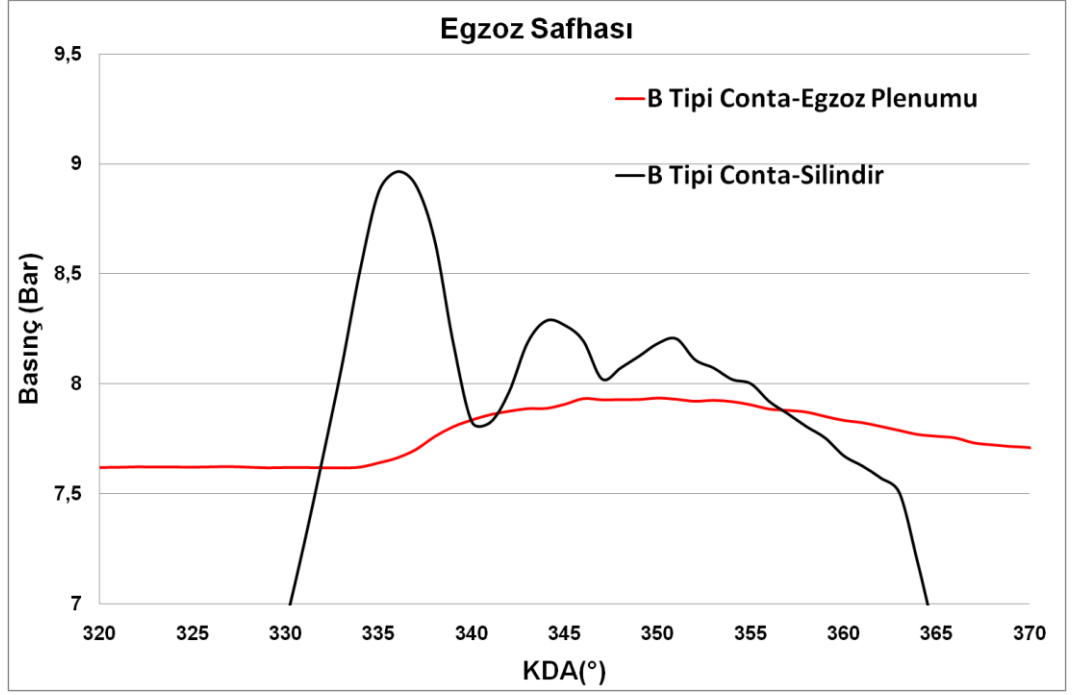
Şekil 3.12'de pV ölçüm düzeneğinden elde edilen B tipi conta kullanımına ait emme safhası basınç-krank dönme açısı diyagramı verilmektedir. Piston, silindir hacmi içerisinde ÜÖN'dan AÖN'ya doğru hareketini gerçekleştirirken, hacimdeki genişlemeye bağlı olarak silindir basıncı düşme eğilimi göstermektedir. Silindir içerisindeki basınç, soğutma çevrimindeki buharlaştırıcı basıncının altına düştüğünde valf tablası üzerindeki emme valf yaprağı açılmaya zorlanmaya başlar. Valf yaprağının iki yüzündeki basınçların farkları, yaprak ataletini yendiği krank dönme açısında, silindire soğutkan girişi gerçekleşmektedir. B tipi conta kullanımında bu krank dönme açısı 62 ° olmaktadır. A tipi conta kullanımı ile kıyaslandığında, emme valf yaprağının açılma anı, silindire soğutkan girişinin başladığı an, 15° gecikmektedir. B tipi conta kullanımı sonucunda piston, ÜÖN'dan AÖN'ya giderken silindir hacminin % 35'ini süpürdükten sonra silindire soğutkan girişi gerçekleşmektedir. A tipi conta kullanımında, % 22 olan bu değer, % 13 artmakta ve ideal durumdan uzaklaşmaktadır. Bu durumun sebebi ise, B tipi conta kullanımında silindir hacmi içerisinde, egzoz safhası sonrasında, ölü hacmin artmasından dolayı daha fazla soğutkan kalmakta ve silindir basıncının, pistonun genişleme hareketi sonucu buharlaştırıcı basıncının altına düşmesi için gereken silindir hacmi daha fazla olmaktadır. Farklı conta tipleri ile yapılan bütün deneylerde buharlaştırıcı basıncı aynı basınç değerinde tanımlanmaktadır. Dolayısıyla B tipi conta kullanımında

piston, A tipi conta kullanımına göre AÖN'ya daha yakın bir konumda iken silindire ilk soğutkan girişi gerçekleşmektedir.



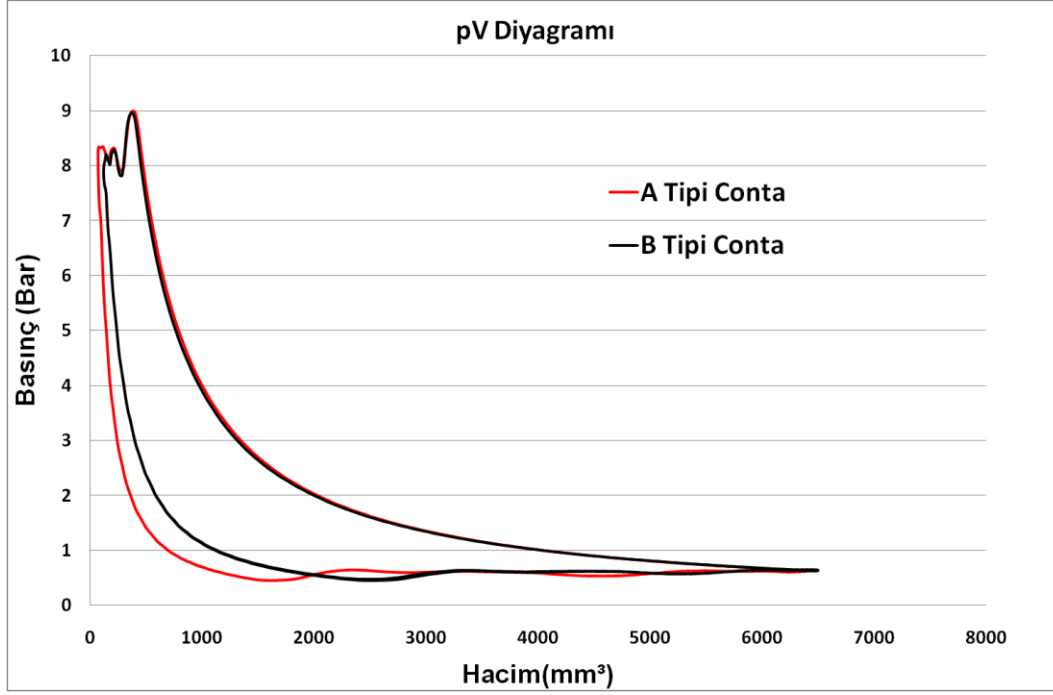
Şekil 3.12 :B tipi conta kullanımı ile elde edilen emme safhası basınç-krank dönme açısı grafiği

Şekil 3.13'de pV ölçüm düzeneğinden elde edilen B tipi conta kullanımına ait egzoz safhası basınç-krank dönme açısı diyagramı verilmektedir. Silindir içerisindeki basınç ise sıkıştırma safhasının sonlarına doğru egzoz plenum basıncının üzerine çıkmaktadır. Valf yaprağının iki tarafındaki basınçların farkı, yaprağın açılması için yeterli kuvveti oluşturduğunda egzoz valf yaprağı açılmakta ve silindirdeki yüksek basınçlı soğutkan egzoz edilmektedir. Egzoz safhasının başlaması ile birlikte plenuma dolan yüksek basınçlı soğutkan, plenum basıncını artırmaktadır. Şekildeki diyagramdan görüldüğü üzere egzoz valf yaprağı yaklaşık olarak 336 °KDA civarında açılmakta ve silindirden soğutkan çıkışı sağlanmaktadır. A tipi conta kullanımı durumu ile kıyaslandığında, B tipi conta kullanımı durumunda egzoz valf yaprağı 4 °KDA geç açılmakta ve egzoz safhası bir miktar daha geç başlamaktadır. Bu durumun sebebi ise, ölü hacmin artırılması sonucu, daha düşük miktarda soğutkanın silindir hacmine alınması ve daha az soğutkanın aynı basınca sıkıştırılması için daha düşük hacimlere kadar pistonun ÜÖN'ya doğru ilerlemesi olarak düşünülebilir.



Şekil 3.13 : B tipi conta kullanımı ile elde edilen egzoz safhası basınç-krank dönme açısı grafiği

Şekil 3.14’de pV ölçüm düzeneğinden elde edilen A ve B tipi conta kullanımlarına ait çevrimlerin basınç-hacim diyagramları verilmektedir. İki diyagram arasında özellikle genleşme safhasındaki eğri karakterlerinde farklılık bulunmaktadır. A tipi contanın ölü hacim değeri daha düşük olduğundan ötürü, egzoz safhası sonu hacim değeri dikey eksene daha yakın olmaktadır. A tipi conta kullanımındaki genleşme eğrisi de, B tipi conta kullanımına ait olan genleşme eğrisini kapsayacak şekilde devam etmektedir. Basınç-hacim diyagramlarında, eğrinin kapladığı alan soğutkan üzerine uygulanan sıkıştırma işini vermektedir. Şekilde de görüldüğü üzere, iki eğrinin karakterleri özellikle genleşme safhasında farklılaşmakta ve A tipinden B tipi conta kullanımına geçilmesi durumunda sıkıştırma işi azalmaktadır.



Şekil 3.14 : A ve B tipi conta kullanımları ile elde edilen pV indikatör diyagramları

3.2.3 C tipi conta kullanımı ile pv ölçüm deneyi

Çizelge 3.3’de A, B ve C tipi conta kullanımları sonucunda elde edilen performans parametreleri değerleri verilmiştir. C tipi conta diğerlerinden daha kalın, B tipi conta ise A tipi contaya kıyasla daha kalın olmaktadır. Bu nedenden dolayı da C tipi kullanımında en büyük ölü hacim değeri elde edilmektedir.

$$V_{A \text{ ölü hacim}} < V_{B \text{ ölü hacim}} < V_{C \text{ ölü hacim}}$$

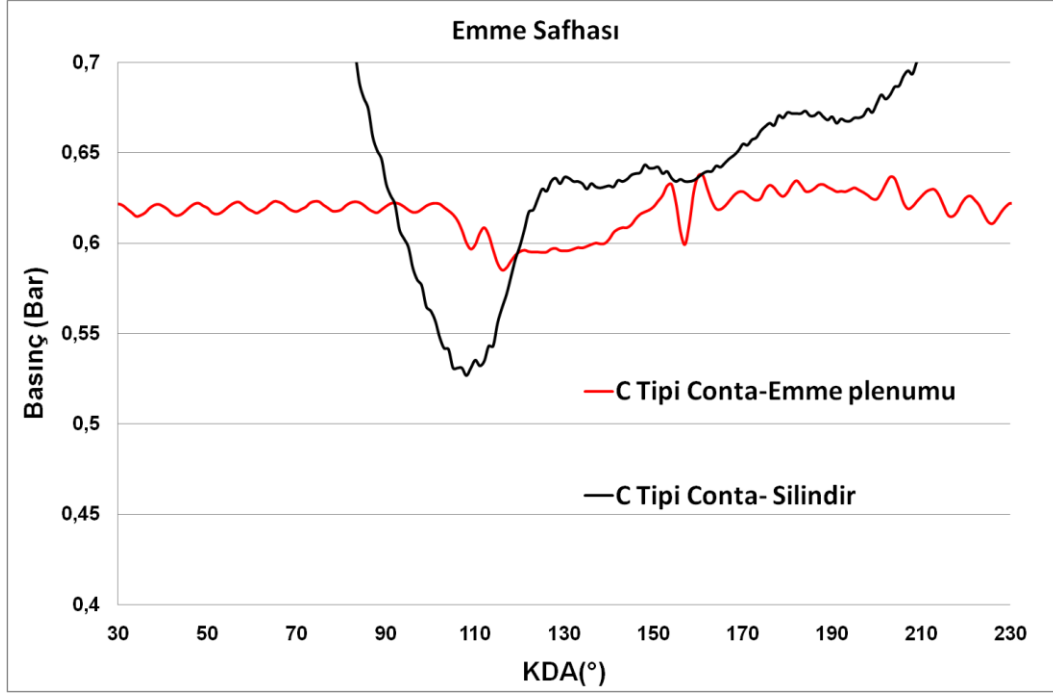
C tipi conta kullanımı sonucunda silindir hacminde 4.0 değerinde ölü hacim oluşturulmuştur. Yüksek ölü hacim değerinden dolayı soğutma kapasitesi ve kütleli debi değerlerinde, A ve B tipi conta kullanımlarına kıyasla yaklaşık olarak sırayla % 48 ve % 41’lik azalma meydana gelmiştir. Bu duruma sebep olarak ölü hacimde kalan kütle miktarının artması sonucu silindir hacmine daha düşük miktarda taze soğutkan alınması düşünülmektedir. Kütleli debinin azalması ile birlikte giriş gücünde, A tipi ve B tipi conta kullanımlarına kıyasla sırasıyla yaklaşık olarak, % 34.0 ve % 28’lik azalma meydana gelmektedir. Soğutma kapasitesinin, giriş gücüne oranlanması ile elde edilen soğutma etkinlik katsayısı ise, A ve B tipi conta kullanımlarına kıyasla sırasıyla yaklaşık olarak, % 21 ve % 19 civarında düşmüştür. Görüldüğü üzere silindir içerisindeki ölü hacim miktarının artırılması performansı ciddi anlamda olumsuz yönde etkilemektedir.

Çizelge 3.3 : A ve B tipi conta kullanımları ile elde edilen deneysel sonuçlar.

Parametre	A Tipi Conta Kullanımı	B Tipi Conta Kullanımı	Fark(%) (A Tipi Conta İle)	C Tipi Conta Kullanımı	Fark(%) (A Tipi Conta İle)
Soğutma Kapasitesi(Q_e)(W)	110.8	97.3	-12.2	57.6	-48.0
Giriş Gücü (W_c) (W)	68.0	62.0	-8.8	45.0	-33.8
SEK ($\frac{Q_e}{W_c}$) (W/W)	1.63	1.57	-3.7	1.28	-21.4
Referans Sistemdeki Sıkıştırma İşİ	100.0	84.6	-15.4	57.2	-42.8
Kütleli Debi (g/dk)	19.8	17.4	-12.1	10.3	-48.2
Referans Ölü Hacim Birimi	1.0	1.7	69.5	4.0	305.0

Şekil 3.15’da pV ölçüm düzeneğinden elde edilen, C tipi conta kullanımına ait emme safhası basınç-krank dönme açısı diyagramı verilmektedir. Piston, silindir hacmi içerisinde ÜÖN’den AÖN’ya doğru hareketini gerçekleştirirken, hacimdeki genişlemeye bağlı olarak silindir basıncı düşme eğilimi göstermektedir. Silindir içerisindeki basınç, soğutma çevrimindeki buharlaştırıcı basıncının altına düştüğünde valf tablası üzerindeki emme valf yaprağı açılmaya zorlanmaya başlar. Valf yaprağının iki yüzündeki basınçların farkları, yaprak ataletini yendiği krank dönme açısında, silindire soğutkan girişi gerçekleşmektedir. C tipi conta kullanımında bu krank dönme açısı 103 ° olmaktadır. A tipi conta kullanımı ile kıyaslandığında, emme valf yaprağının açılma anı, silindire soğutkan girişinin başladığı an, 56° , B tipi conta kullanımı ile kıyaslandığında ise 41° gecikmektedir. C tipi conta kullanımı sonucunda piston, ÜÖN’den AÖN’ya giderken silindir hacminin % 71’ini süpürdükten sonra silindire ilk soğutkan girişi gerçekleşmektedir. A tipi conta kullanımında, % 22, B tipi conta kullanımında %35 olan bu değer ciddi mertebede artmakta ve ideal durumdan uzaklaşmaktadır. Bu durumun sebebi ise, C tipi conta kullanımında silindir hacmi içerisinde, ölü hacmin artmasından dolayı, egzoz safhası sonrasında daha fazla soğutkan kalmakta ve silindir basıncının, pistonun genleşme hareketi sonucu buharlaştırıcı basıncının altına düşmesi için gereken hacim daha fazla olmaktadır. Farklı conta tipleri ile yapılan bütün deneylerde buharlaştırıcı

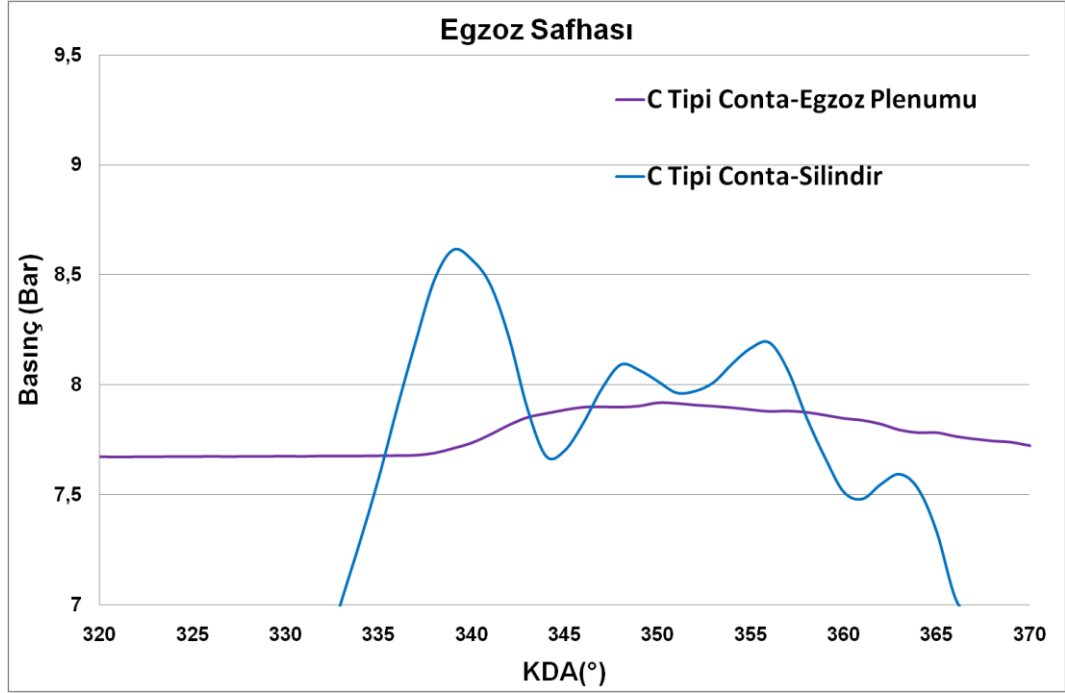
basıncı aynı basınç değerinde tanımlanmaktadır. Dolayısıyla C tipi conta kullanımında piston AÖN'ya, diğer conta kullanımlarında ulaşılan konumlardan daha yakın bir konumda iken silindire ilk soğutkan girişi gerçekleşmektedir. Şekilden de görüldüğü üzere silindire soğutkan emilme safhası ciddi anlamda daralmıştır. Çok kısa bir aralıkta silindir basıncı, emme plenum basıncının altına inmekte, dalgalanmalar gerçekleştirerek tekrar plenum basıncının üzerine çıkmakta ve emme safhası sonlanmaktadır.



Şekil 3.15 : C tipi conta kullanımı ile elde edilen emme safhası basınç-krank dönme açısı grafiği

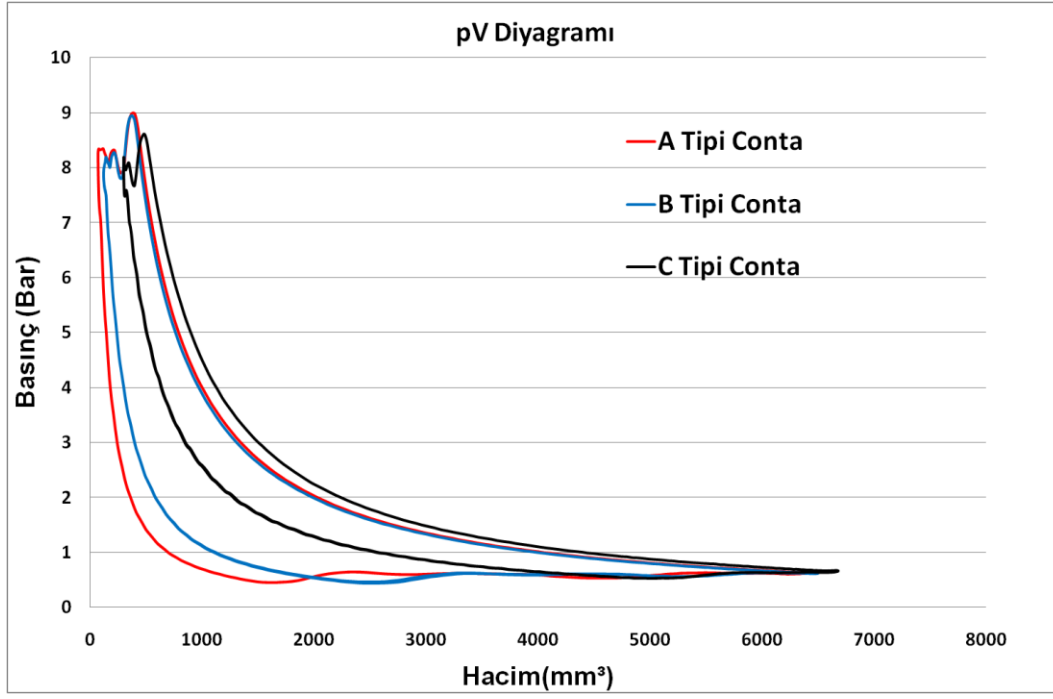
Şekil 3.16'de pV ölçüm düzeneğinden elde edilen C tipi conta kullanımına ait egzoz safhası basınç-krank dönme açısı diyagramı verilmektedir. Silindir içerisindeki basınç ise sıkıştırma safhasının sonlarına doğru egzoz plenum basıncının üzerine çıkmaktadır. Valf yaprağının iki tarafındaki basınçların farkı, yaprağın açılması için yeterli kuvveti oluşturduğunda egzoz valf yaprağı açılmakta ve silindirdeki yüksek basınçlı soğutkan egzoz edilmektedir. Egzoz safhasının başlaması ile birlikte plenuma dolan yüksek basınçlı soğutkan, plenum basıncını artırmaktadır. Şekildeki diyagramdan görüldüğü üzere egzoz valf yaprağı yaklaşık olarak 338 °KDA civarında açılmakta ve silindirden soğutkan çıkışı sağlanmaktadır. Diğer conta kullanım durumları ile kıyaslandığında, C tipi conta kullanımı durumunda egzoz valf yaprağı geç açılmakta ve egzoz safhası bir miktar daha geç başlamaktadır. Bu

durumun sebebi ise, A tipi conta dan B tipi conta ya geçişteki duruma benzer şekilde ölü hacmin artırılması sonucu, daha düşük miktarda soğutkanın silindir hacmine alınması ve daha az soğutkanın aynı basınca sıkıştırılması için daha düşük hacimlere kadar pistonun ÜÖN'ya doğru ilerlemesi olarak düşünülebilir.



Şekil 3.16 : C tipi conta kullanımı ile elde edilen egzoz safhası basınç-krank dönme açısı grafiği

Şekil 3.17'de pV ölçüm düzeneğinden elde edilen A, B ve C tipi conta kullanımlarına ait çevrimin basınç-hacim diyagramı verilmektedir. Diyagramlar arasında özellikle genişleme safhasında eğri karakterlerinde farklılık bulunmaktadır. Conta kalınlıkları arttıkça, sıkıştırma sonunda ulaşılan hacim değeri büyümekte, genişleme safhası, grafiğin dikey ekseninden daha uzak bir noktadan başlamaktadır. Dolayısıyla, ölü hacim değerleri düşük, ince conta kullanılan durumlarda genişleme eğrisi, daha kalın conta kullanılan durumdaki genişleme eğrisini kapsayacak şekilde devam etmektedir. Basınç-hacim diyagramlarında, eğrinin kapladığı alan soğutkan üzerine uygulanan sıkıştırma işini vermektedir. Şekilde de görüldüğü üzere, basınç eğrilerinin karakterleri özellikle genişleme safhasında farklılaşmakta ve A tipinden B tipi conta kullanımına, B tipi conta kullanımından da C tipi conta kullanımına geçilmesi durumunda sıkıştırma işi azalmaktadır.



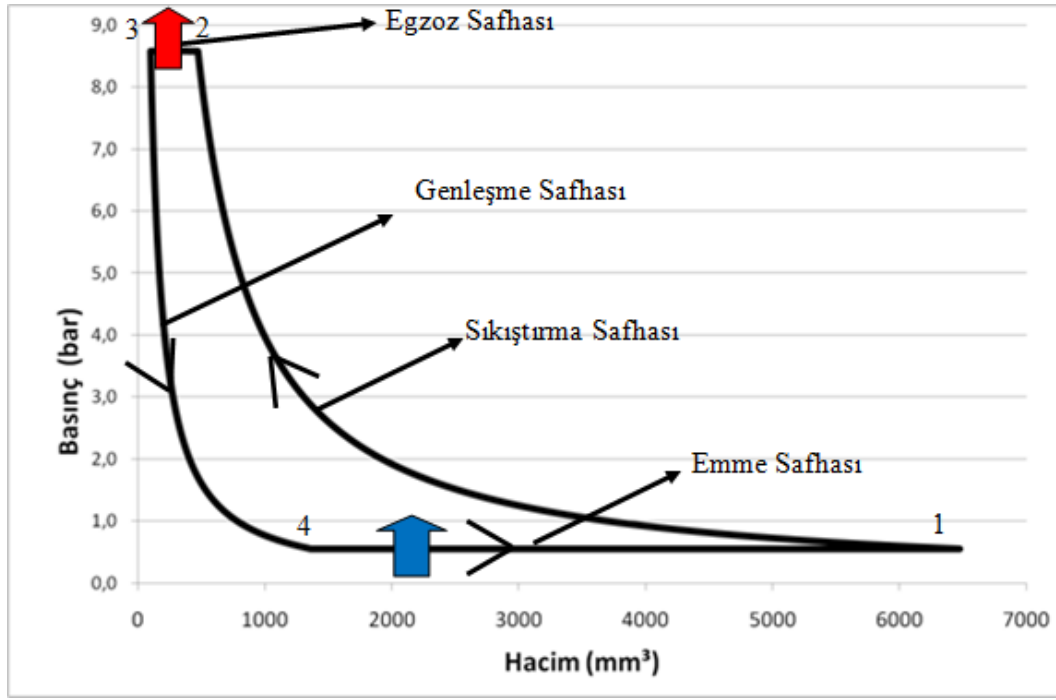
Şekil 3.17 : A, B ve C tipi conta kullanımları ile elde edilen pV indikatör diyagramları

4. ANALİTİK ÇALIŞMALAR

Yüksek lisans tez çalışması kapsamında, ölü hacim değerinin kompresör performansına etkisi, deneysel çalışmaların yanı sıra analitik olarak da incelenmiştir. Kompresör çalışmasının mümkün olduğunca gerçek çalışma koşullarına yakın bir şekilde modellenmesi analitik çalışmada hedeflenmiştir.

4.1 Modelin Kurulması

Kompresör çalışması, temel olarak Şekil 4.1’de silindir basınç-hacim diyagramı gösterilen emme, sıkıştırma, egzoz ve genleşme safhaları olmak üzere 4 bölümden oluşmaktadır. İdeal durumda, piston ÜÖN’den AÖN’ya doğru hareketine başladığında, silindir içerisindeki hacim genişler, egzoz valf yaprağı kapanıp, emme valf yaprağı açılarak silindir hacmine sabit basınçta soğutkan alınır. Emme safhasının sonunda pistonun AÖN’ya ulaşmasının ardından, piston ters yönde harekete başlayarak, silindir hacmini daraltmakta, içerideki soğutkanı sıkıştırmaktadır. Sıkıştırma safhası boyunca silindir hacmine giriş-çıkış sağlayan valf yaprakları kapalı kalarak, silindire giriş-çıkış engellenmektedir. Sıkıştırma safhası, silindir içerisindeki basıncın, yoğuşturucu basıncına eşitlenmesi sonucunda egzoz valf yaprağının açılması ile son bulur ve egzoz safhası başlar. Egzoz safhası pistonun ÜÖN’ya ulaşmasına kadar sabit basınçta devam eder ve egzoz valf yaprağı açık kalır. Piston ÜÖN’ya ulaşp, ters yönde harekete başladığında egzoz safhası da son bularak, diğer çevrime geçilir.



Şekil 4.1 : İdeal durum örnek basınç-hacim diyagramı

Analitik çalışma içerisinde oluşturulan model de ideal durumda mevcut olan 4 temel safhadan oluşmak ile beraber bazı kabuller yapılmıştır. İlk olarak, emme ve egzoz safhaları ideal durumda sabit basınçta gerçekleşirken, kompresörün gerçek çalışmasında silindir basıncında dalgalanmalar meydana gelmektedir. Emme ve egzoz valf yapraklarının açılıp kapanması önceki bölümlerde bahsedildiği üzere basınç farkının oluşması sonucu mekanik olarak gerçekleşmektedir. Dolayısıyla basınç farkının artması/azalması yaprağın açılma miktarını ya da açık/kapalı konumunu değiştirdiğinden dolayı sabit basınçta soğutkan giriş çıkışı sağlanamamaktadır. Analitik modelin, hem emme hem de egzoz safhasında silindir basıncı, dalgalanmaların yaşandığı aralıktaki ortalama basınç değerine sabitlenmektedir. Böylelikle, ideal çevrim üzerinde iyileştirme yapılarak gerçek çevrime yaklaşılmaktadır.

$$P_1 = P_4 = P_{emme \text{ ort}} \quad (4.1)$$

$$P_2 = P_3 = P_{egzoz \text{ ort}} \quad (4.2)$$

Deneyssel olarak elde edilen sıkıştırma ve genleşme safhalarındaki basınç-hacim verilerine en uygun olan hal değişim karakteri incelendiğinde, izentropik hal değişiminin en yakın sonucu verdiği görülmüştür. Dolayısıyla sıkıştırma ve genleşme

safhalarında, silindir hacmi içerisindeki soğutkanın sabit entropide kaldığı kabul edilmiştir.

$$s_1 = s_2 \quad (4.3)$$

$$s_3 = s_4 \quad (4.4)$$

Deneylerde kullanılan kompresörün, orijinal contası ile yapılan detay sıcaklık ölçümlerinde, soğutkanın silindir hacmine girmeden önce bulunduğu son hacim olan emme plenumundan alınan sıcaklık ölçümünde, sıcaklığın 80 °C olduğu deneysel olarak belirlenmiştir. Conta değişiklikleri sonucunda oluşan farklı ölçü hacim değerlerinin, emme plenumundaki sıcaklığı değiştirmediği ve 3 conta denemesinde de soğutkanın silindir hacmine 80 °C’de girdiği kabulü yapılmıştır.

$$T_1 = 80 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4.5)$$

Belirtilen kabuller çerçevesinde oluşturulan analitik model, bölümün başında da belirtildiği üzere 4 safhadan oluşmaktadır. Modelde ilk olarak emme safhasından başlanmakta ve silindire dolan soğutkan kütlesi belirlenmeye çalışılmaktadır. Soğutkanın silindir hacmine giriş sıcaklığı yukarıda belirtildiği gibi 80 °C kabul edilmektedir. Emme safhasındaki soğutkan basıncının ideal durumda 0.624 barda sabit kalması gerekirken, yukarıda belirtilen basınç dalgalanmalarından dolayı, ortalama emme plenumu basınç değeri olan 0.548 barda sabit kaldığı kabul edilmiştir.

$$T_1 = 80 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4.6)$$

$$P_1 = P_{emme \text{ ort}} = 0.548 \text{ bar} \quad (4.7)$$

“Refprop” programı yardımıyla, yukarıda belirlenen basınç ve sıcaklık değerlerinde soğutkanın yoğunluk ve entropi gibi termodinamik özellikleri hesaplanmaktadır. Hesaplanan yoğunluk değeri ve pistonun AÖN konumunda iken oluşturduğu silindir hacmi değeri yardımıyla silindire emilebilecek maksimum soğutkan kütlesi belirlenmektedir.

$$V_1 = V_{AÖN} = V_{strok} + V_{ölü \text{ hacim}} \quad (4.8)$$

$$m_1 = V_1 \times \rho_1 \quad (4.9)$$

Emme safhasının ardından sıkıştırma safhasına geçilmektedir. Soğutkanın sıkıştırma başındaki hali, genleşme safhası ile aynıdır. Sıkıştırma safhasının sonunda ise silindir

basıncının ASHRAE şartlarında 7.61 bara ulaşması gerekirken valf yaprağının açılması için gerekli olan basınç dalgalanmalarından dolayı basınç bir miktar daha yüksek olmaktadır. Gerçek duruma daha yakın sonuçlar elde etmek amacıyla silindir basıncının ortalama egzoz plenumu basıncı değeri olan 8.58 bara çıktığı ve egzoz safhası boyunca sabit kaldığı kabul edilmektedir. Ayrıca sıkıştırma safhası izentropik kabul edildiği için sıkıştırma başındaki soğutkanın entropi değeri sıkıştırma sonu için de geçerlidir.

$$P_2 = P_{egzoz\ ort} = 8.58\ bar \quad (4.10)$$

$$s_2 = s_1 \quad (4.11)$$

Soğutkanın belirlenen entropi ve basınç değerleri kullanılarak sıkıştırma safhasındaki yoğunluk değeri “Refprop” programı yardımıyla hesaplanmaktadır. Sıkıştırma safhası boyunca valf yaprakları kapalı kaldığından dolayı silindire soğutkan giriş-çıkışı olmamaktadır. Emme safhasında hesaplanan soğutkan kütlesi, sıkıştırma sonu için de geçerli olmaktadır. Bilinen yoğunluk ve kütle değerleri yardımıyla, sıkıştırma sonunda ulaşılması gereken hacim değeri yani egzoz valf yaprağının açıldığı silindir hacmi hesaplanmaktadır.

$$m_2 = m_1 \quad (4.12)$$

$$V_2 = \frac{m_2}{\rho_2} \quad (4.13)$$

Egzoz valf yaprağının açılması ile birlikte sıkıştırma safhası son bulmakta, egzoz safhası başlamaktadır. Egzoz safhası boyunca basıncın 8.58 barda sabit kaldığı ve soğutkanın termodinamik özelliklerinin değişmediği kabul edilmektedir.

$$P_3 = P_2 = P_{egzoz\ ort} = 8.58\ bar \quad (4.14)$$

$$\rho_3 = \rho_2 \quad (4.15)$$

Egzoz safhasının sonunda silindir hacmi ölü hacim değerine düşmektedir. Silindir hacmi, ölü hacim değerine eşitlendikten sonra piston ÜÖN’yi geçer ve AÖN’ya doğru harekete başlamaktadır. Bilinen ölü hacim değeri ve sıkıştırma safhası sonundaki termodinamik özelliklerden hesaplanan soğutkanın yoğunluğu yardımıyla egzoz safhası sonunda ölü hacimde kalan soğutkan kütlesi hesaplanabilmektedir.

$$V_3 = V_{ÜÖN} = V_{ölü\ hacim} \quad (4.16)$$

$$m_3 = V_{ölü hacim} \times \rho_3 \quad (4.17)$$

Ölü hacimde kalan soğutkan, pistonun AÖN'ya doğru hareketi sırasında genişlemekte, basıncı düşmektedir. Genişleme safhasında, sıkıştırma safhasına benzer olarak izentropik hal değişimi söz konusu olmakta, egzoz ve emme valf yaprakları kapalı konumda kalmakta, silindir hacmine soğutkan giriş-çıkışı gerçekleşmemektedir. Dolayısıyla, genişleme safhası boyunca silindir içerisindeki soğutkan kütlesi bilinmektedir.

$$s_4 = s_3 \quad (4.18)$$

$$m_4 = m_3 \quad (4.19)$$

Genleşme safhası sonunda soğutkan basıncı, sıkıştırma safhası başındaki basınca yani 0.548 bar değerine düşmekte ve emme valf yaprağı açılarak silindire soğutkan girişi sağlanmaktadır.

$$P_4 = P_1 = P_{emme ort} = 0.548 \text{ bar} \quad (4.20)$$

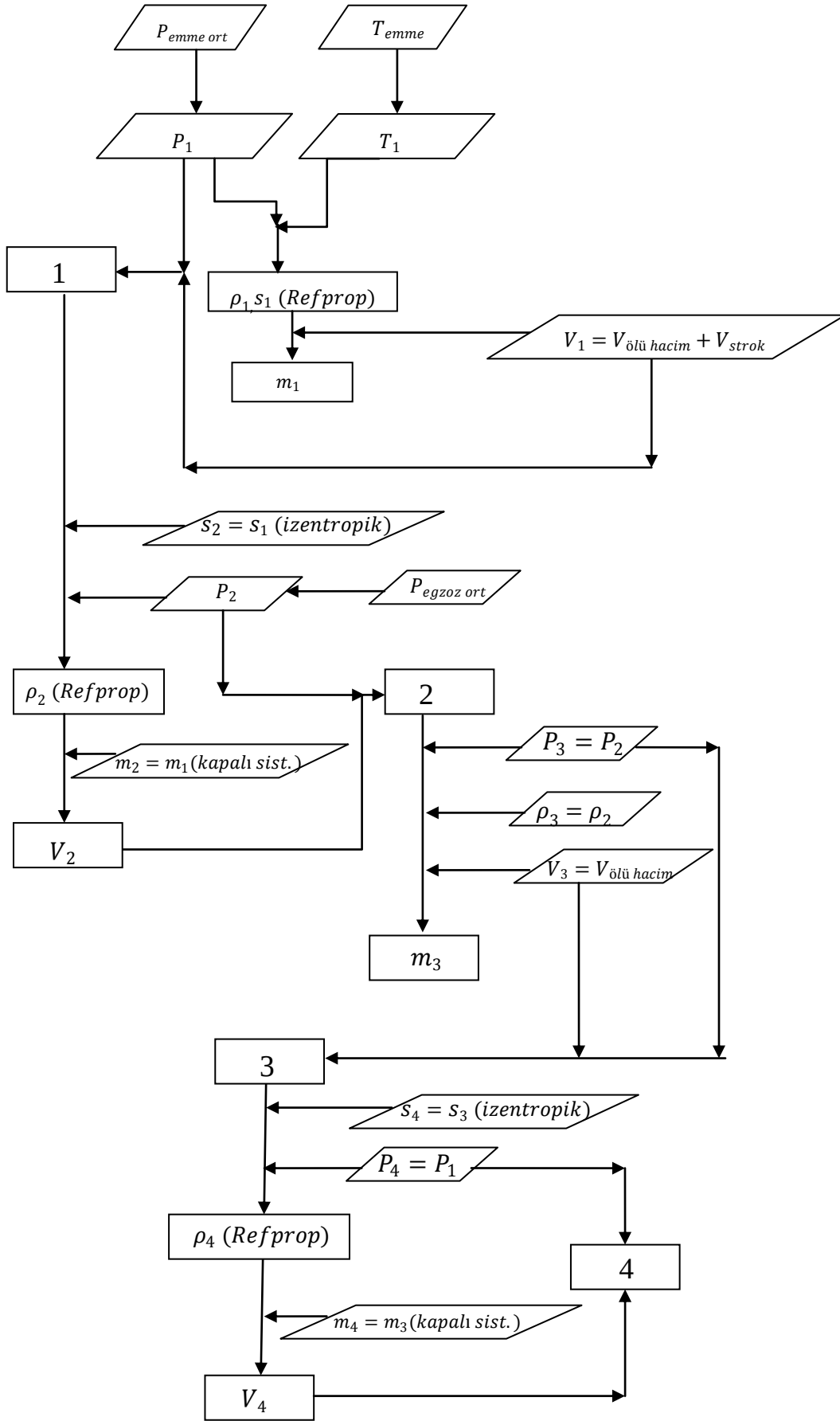
Genleşme safhası sonunda ulaşılan basınç ve entropi değeri bilindiğinden, soğutkanın yoğunluk değerine ulaşılabilir. Yoğunluk değeri ve silindir içerisindeki soğutkan kütlesi değeri ile genişleme sonunda ulaşılması gereken hacim değeri hesaplanmaktadır.

$$V_4 = \frac{m_4}{\rho_4} \quad (4.21)$$

Son olarak ise çevrimin tekrar başlangıç haline dönmesi için, sabit 0.548 barda emme safhası, pistonun AÖN'da bulunduğu silindir hacmi değerine kadar genişmesi boyunca devam etmektedir. Çevrimin başında, genişleme safhasında maksimum hesaplanan soğutkan girişinden, ölü hacimde kalan soğutkan miktarı çıkarılarak soğutma çevrimine bir turda, kompresörün sağladığı soğutkan miktarı hesaplanmaktadır.

$$m_{çevrim} = m_1 - m_3 = m_1 - m_4 \quad (4.22)$$

Şekil 4.2'de yukarıda anlatılan analitik modelin algoritması sunulmaktadır.



Şekil 4.2 : Analitik model algoritması

Analitik modelde, çevrimin ana hatları ile belirlenmesinin ardından sıkıştırma işine, bahsedilen çevrimin daha küçük adım aralıklarıyla detaylandırılması sonucu elde edilen pV diyagramında eğrinin kapladığı alanın hesaplanması ile ulaşılmaktadır. “Refprop” programı yardımıyla sıkıştırma ve genleşme safhalarında yaklaşık 0.01 barlık basınç adımları ve sabit entropi değerleri ile her bir adımda yoğunluk değerine ulaşılmaktadır. Sıkıştırma ve genleşme safhalarında kütle giriş-çıkışı olmadığından soğutkan kütlesi safha boyunca sabit kalmaktadır. Modelde kütleli debinin bulunmasında anlatıldığı şekilde her bir safhanın başlangıcında soğutkan kütleleri bilinmektedir. Dolayısıyla her bir basınç adımında yoğunluk değerlerinin hesaplanması ve kütle değerinin bilinmesi sonucunda hacim değerine de ulaşılmaktadır. Elde edilen basınç ve hacim bilgileri yardımıyla pV diyagramı çizdirilebilmektedir. pV diyagramı üzerindeki noktalarda yamuk (Trapezoid) kuralı uygulanarak, basınç-hacim eğrisinin altında kalan alanlar hesaplanmakta ve integre edilmektedir. İntegrasyon sonucunda kompresörün bir çevrimde yapmış olduğu sıkıştırma işi hesaplanmaktadır.

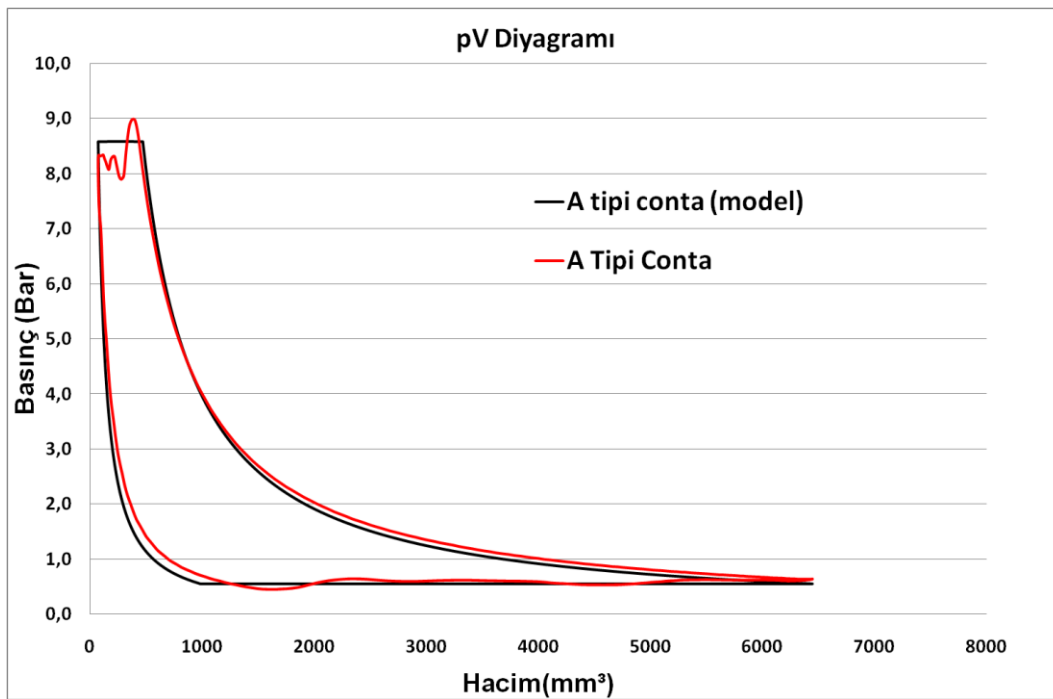
4.2 Modelin Doğrulanması

Tez çalışması kapsamında oluşturulan analitik model, her bir farklı conta kullanımı için uygulanmıştır. Kütleli debi ve sıkıştırma işi hesaplamaları farklı conta uygulamaları için gerçekleştirilmiş, pV diyagramları her bir conta uygulaması için çizdirilmiştir. Buharlaştırıcı bölümünde, soğutkan tarafından çekilen enerji (soğutma kapasitesi) (4.1) eşitliğindeki gibi hesaplanmaktadır. Deneysel çalışmalar, sabit ASHRAE şartlarında kalorimetre test düzeneğinde gerçekleştirildiğinden ötürü, buharlaştırıcı giriş ve çıkışındaki soğutkan entalpi dolayısıyla, buharlaştırıcı giriş-çıkış arasındaki entalpi farkı sabit kalmaktadır. ASHRAE şartlarında, farklı conta uygulamaları ile gerçekleştirilen testlerde soğutma kapasitesini değiştiren tek etken, sistemde dolaşan soğutkanın kütleli debisidir. Bu durumdan dolayı, farklı conta uygulamalarında, kütleli debide meydana gelen değişim, soğutma kapasitesindeki değişimle paralel ve aynı miktarda olmaktadır.

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_c \times (h_{b,\zeta} - h_{b,g}) \quad (4.23)$$

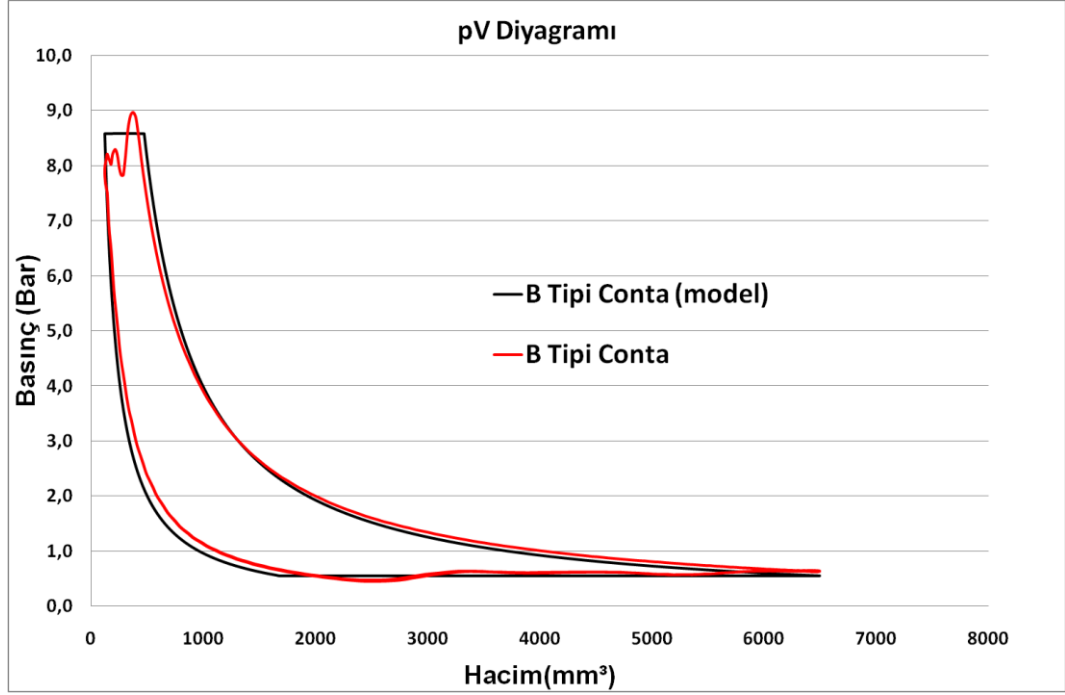
Şekil 4.3’de A tipi conta kullanımında deneysel olarak ve analitik model yardımıyla elde edilen basınç-hacim diyagramları sunulmaktadır. Analitik modelin

oluşturulmasında yapılan bazı kabuller sebebiyle deneysel olarak elde edilen diyagram ile analitik modelden elde edilen diyagram arasında farklılıklar bulunmaktadır. Modelde emme ve egzoz safhaları sabit basınçta gerçekleşirken, gerçekte basınçta dalgalanmalar meydana gelmektedir. Her iki diyagram arasında özellikle sıkıştırma safhası başı ile genleşme safhası sonunda farklılıklar bulunmaktadır. Ancak modelden elde edilen diyagram ile deneysel çalışmalardan elde edilen diyagram genel olarak kıyaslandığında, basınç hacim eğrileri birbirine çok yakın karakterde olmaktadır. Basınç-hacim diyagramlarında eğrilerin kapladığı alanlara yani sıkıştırma işlerine bakıldığında aralarında % 2 fark bulunmaktadır.



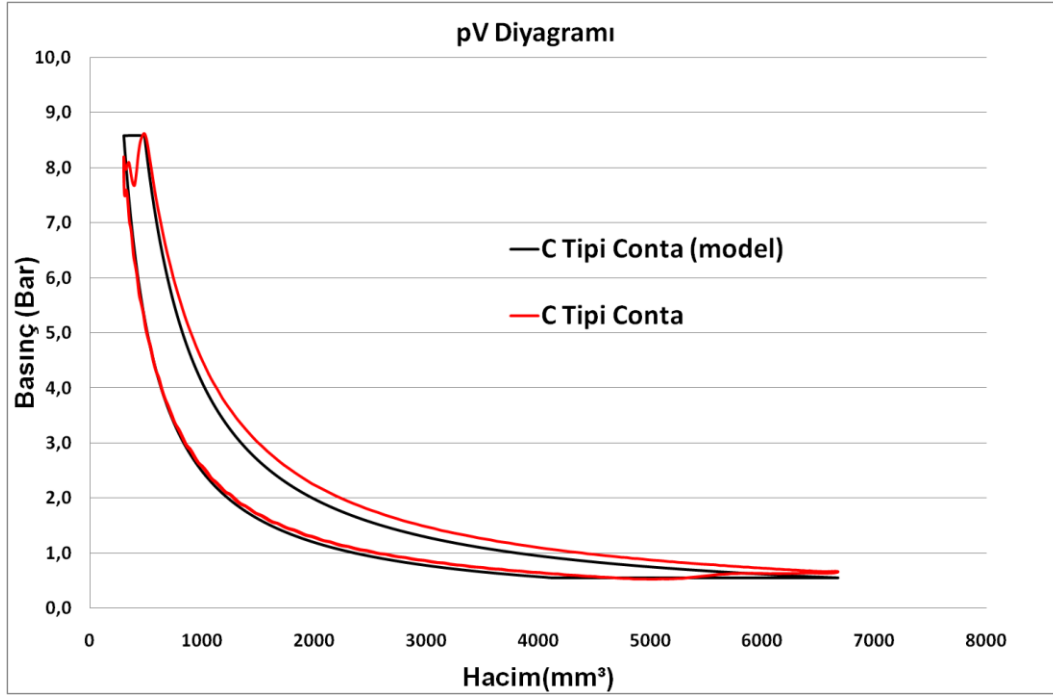
Şekil 4.3 : A tipi conta kullanımında elde edilen pV diyagramları

Şekil 4.4’de B tipi conta kullanımında deneysel olarak ve analitik model yardımıyla elde edilen basınç-hacim diyagramları sunulmaktadır. A tipi conta kullanımı ile elde basınç hacim diyagramlarına benzer olarak genleşme sonunda, model ile deneysel çalışma arasında fark bulunmaktadır. Sıkıştırma safhasında ise yine A tipi conta kullanımı ile kıyasla, sıkıştırma başındaki fark azalırken, sıkıştırma sonunda fark ortaya çıkmaktadır. Genel basınç-hacim diyagramı eğrileri ise yine benzer karakterde olmakta ve kapladıkları alanlar arasındaki fark % 6 civarındadır.



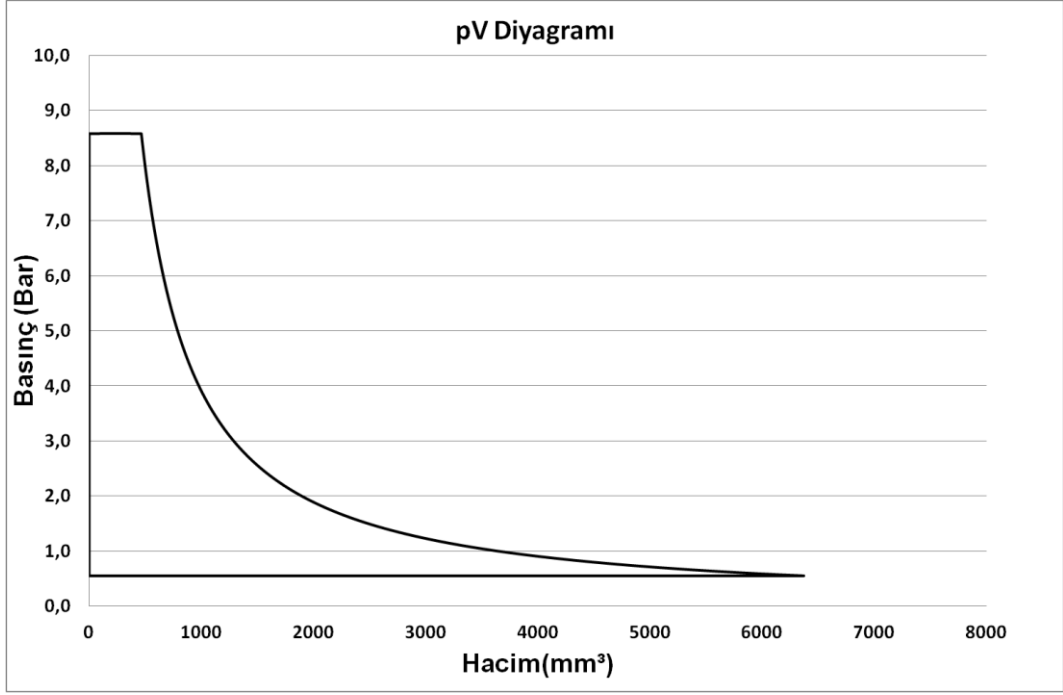
Şekil 4.4 : B tipi conta kullanımında elde edilen pV diyagramları

Şekil 4.5’de C tipi conta kullanımında deneysel olarak ve analitik model yardımıyla elde edilen basınç-hacim diyagramları sunulmaktadır. Özellikle sıkıştırma safhasındaki farklılık artmaktadır. Genleşme eğrisi ise deneysel olarak elde edilen eğriye çok yakın karakterde olmaktadır. C tipi conta kullanımında, analitik modelden ve deneysel çalışmadan elde edilen basınç-hacim eğrileri arasındaki fark artmakta, kapladıkları alanlar arasındaki fark % 16’ya çıkmakla beraber, genel olarak iki eğrinin karakterleri birbirine benzer olmaktadır.



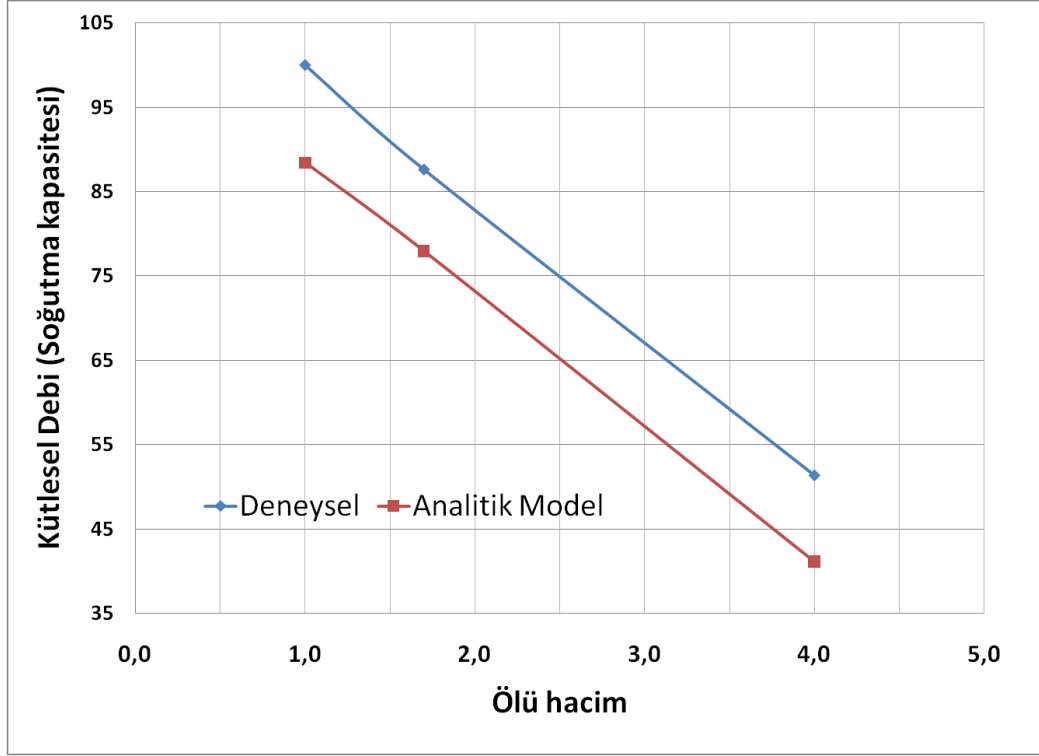
Şekil 4.5 : C tipi conta kullanımında elde edilen pV diyagramları

Şekil 4.6’da ölü hacim değerinin “0” (sıfır) olduğu durumda analitik model yardımıyla elde edilen pV diyagramı sunulmaktadır. Özellikle genleşme safhasında ciddi değişiklik söz konusu olmaktadır. Piston ÜÖN’ya ulaştığında silindir hacminde soğutkan kalmadığı için pistonun geri hareketine başlaması ile birlikte vakum oluşmakta, emme safhasına geçilmekte ve genişleme safhası ortadan kalkmaktadır. Genleşme safhasının ortadan kalkması durumunda, çalışma şartlarında emme valf yaprağının aniden açılarak pistona çarpma riski bulunmaktadır. pV diyagramında eğrinin kapladığı alan, yani sıkıştırma işi, A tipi conta kullanım durumuna kıyasla yaklaşık % 17 artmaktadır.



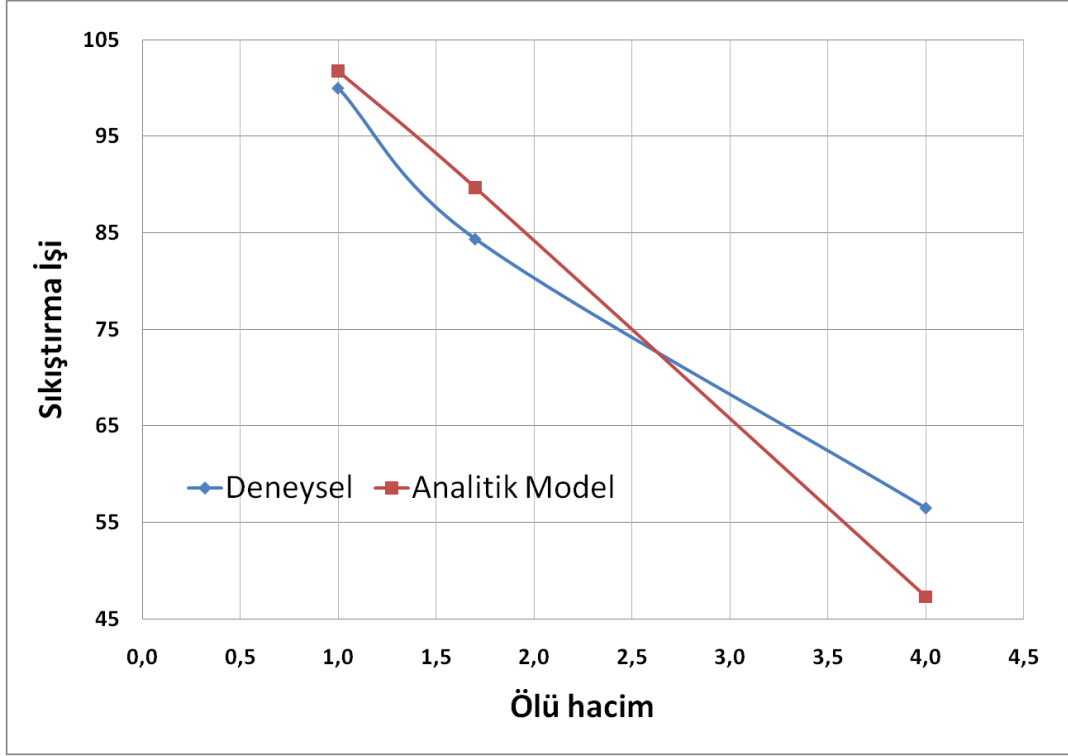
Şekil 4.6 : Ölü hacim “0” (sıfır) değerini aldığıında elde edilen pV diyagramı

Şekil 4.7’de deneysel çalışmalardan ve analitik modelden elde edilen kütleli debi ve dolayısıyla soğutma kapasitesi değerleri farklı conta uygulamalarına göre grafiksel olarak sunulmuştur. Deneysel çalışmadan elde edilen sonuçlar analitik modelin sonuçlarına göre daha yüksek olmasına rağmen, farklı conta uygulamalarına geçişlerde soğutma kapasitesindeki değişimler iki çalışmada da paralel olmaktadır. Dolayısıyla analitik model, ölü hacimde gerçekleştirilen değişikliğin soğutma kapasitesi üzerindeki etkisini iyi bir şekilde yansıtmaktadır.



Şekil 4.7 : Farklı conta uygulamalarında kütleli debinin ve soğutma kapasitesinin değişimi

Şekil 4.8’de deneysel çalışmalardan ve analitik modelden elde edilen sıkıştırma işi değerleri farklı conta uygulamalarına göre grafiksel olarak sunulmuştur. Deneysel ve analitik çalışmadan elde edilen sonuçlar grafik üzerinden karşılaştırıldığında, aralarında sürekli bir paralellik olmamasına karşın, sonuçlar birbirine çok yakın olmaktadır. Orijinal durumdan çok fazla uzaklaşılan C tipi conta kullanımı durumunda aradaki farkın artmasına rağmen analitik model, deneysel sonuçlara yakın bir şekilde yansıtmaktadır.



Şekil 4.8 : Farklı conta uygulamalarında sıkıştırma işinin değişimi

Modelde ve model ile kıyaslamalı olarak sunulan deneysel çalışma sonuçlarında, sıkıştırma işi ve kütleli debi değerleri sırayla, devir başına yapılan sıkıştırma işi ve devir başına süpürülen soğutkan kütlesi miktarı olarak verilmektedir. Deneysel çalışmaların sonuçlarındaki birimsel duruma benzer şekilde A tipi conta kullanımında deneysel olarak elde edilen sıkıştırma işi değeri 100 birimlik referans değer olarak kabul edilerek, diğer model ve deneysel sonuçlar referans değere oranlanarak sunulmaktadır.

Çizelge 4.1’de farklı conta denemelerinde deneysel olarak ve analitik model yardımıyla elde edilen sonuçlar kıyaslamalı olarak sunulmaktadır. Önceki paragrafta belirtildiği üzere A tipi conta kullanılması durumunda deneysel çalışmalarda elde edilen sıkıştırma işi (devir başına) değeri 100 birim olarak alınmıştır. Kütleli debi değerlerine bakıldığında, farklı conta kullanımları sonucunda elde edilen debi değerlerinde analitik model ve deneysel çalışmalardaki sonuçlar arasındaki fark büyüktür. A ve B tipi conta kullanımında, deneysel sonuç ile model sonucu arasında yaklaşık % 12, C tipi conta kullanımında ise % 20’lik fark bulunmaktadır. Ancak conta değişiminin kütleli debiye olan etkisi irdelendiğinde ise analitik model ve deneysel çalışmalardan elde edilen sonuçlar arasındaki fark daha küçük olmaktadır.

A tipi conta kullanımından B tipi contaya geçildiğinde, kütleli debi, hem deneysel olarak hem de analitik modelde yaklaşık % 12 azalmaktadır. A tipi contadan C tipi contaya geçildiğinde ise kütleli debideki azalmanın deneysel çalışmalardan ve analitik modelden belirlenen oranları arasında % 5 lik fark olmaktadır. Dolayısıyla analitik model kütleli debiyi, gerçek değerinden ortalama % 15’lik bir sapma ile belirlerken, kütleli debinin conta tipine göre değişimini deneysel değerlerde oluşan değişime göre ortalama olarak % 5 fark ile belirleyebilmektedir.

Çizelge 4.1 : Analitik model ve deneysel çalışmalardan elde edilen sonuçlar.

Parametre	A Tipi Conta (Referans)	B Tipi Conta	Fark (%) (A/B Tipi Conta)	C Tipi Conta	Fark (%) (A/C Tipi Conta)	Sıfır Ölü Hacim Durumu
Kütleli debi (deneysel) (mg/devir)	6.8	5.9	-12.4	3.5	-48.7	-
Kütleli debi (model) (mg/devir)	6.0	5.3	-11.9	2.8	-53.5	7.0
Fark (%) (Deney/Model)	-11.6	-11.1	-0.5	-19.9	-4.8	-
Sıkıştırma işi (deneysel)	100	84.4	-15.6	56.5	-43.5	-
Sıkıştırma işi (model)	101.8	89.7	-11.9	47.3	-53.5	118.7
Fark (%) (Deney/Model)	1.8	6.3	-3.7	-16.3	10.0	-

Çizelge 4.1’deki sıkıştırma işi sonuçlarına bakıldığında, kütleli debide elde edilen sonuçlara kıyasla model sonuçları ve deneysel sonuçlar arasında daha az fark bulunmaktadır. Deneysel sonuçlar ile analitik modelden elde edilen sonuçlar arasında A tipi conta kullanımında yaklaşık % 2, B tipi conta kullanımında yaklaşık % 6 ve C tipi conta kullanımında yaklaşık % 16’lık fark görülmektedir. Orijinal conta kullanımına en yakın ölü hacim değerini veren A tipi conta kullanımından, C tipi conta kullanımına doğru model ve deneysel sonuçlar arasındaki fark artmaktadır. Farklı conta kullanımı durumunda, sıkıştırma işi kapsamında analitik modelden ve deneysel çalışmadan elde edilen sonuçların kendi içlerindeki değişim miktarlarına bakıldığında, aralarında, A tipi contadan B tipi contaya geçişte yaklaşık % 4, A tipi

contadan C tipi contaya geçişte ise % 10 fark bulunmaktadır. Orijinal contaya yakın l hacim değeri yaratan farklı contalar kullanılması durumunda, sıkıştırma işinde meydana gelen değişim analitik modelde daha yakın bir şekilde yansıtılmaktadır. Bunun sebebinin ise orijinal contanın yaratmış olduğu l hacim değerinden uzaklařtıķķa, sabit alınan soğutkanın silindire giriş sıcaklığının değişmesi olduğu dşnlmektedir.

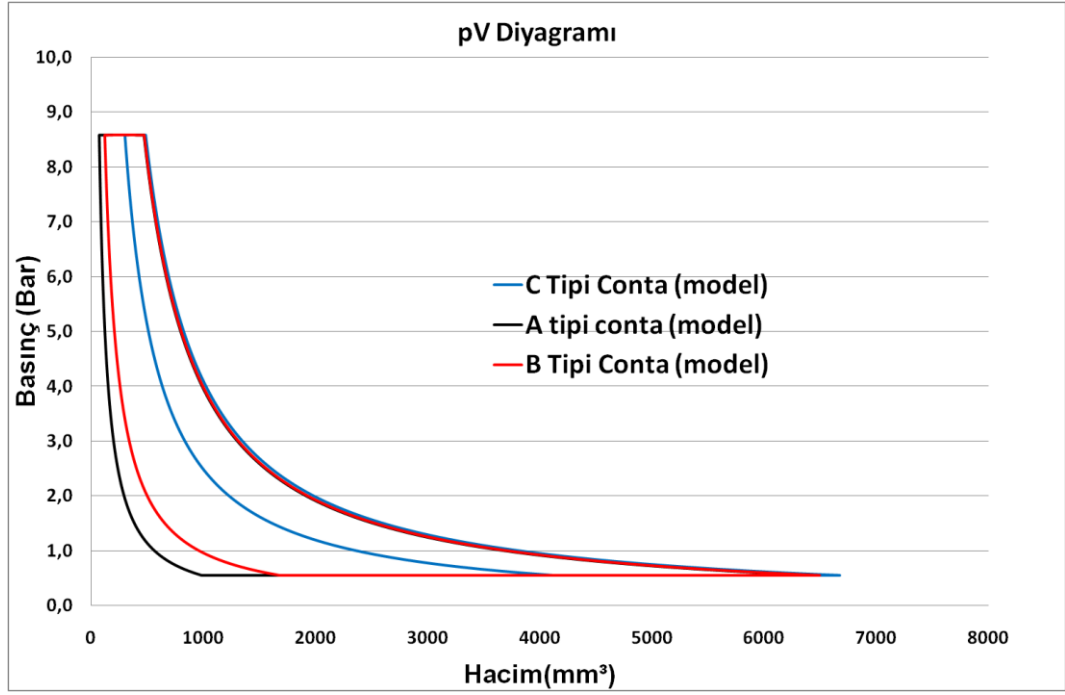
Çizelge 4.1'in en sağ kolonunda verilen "0" (sıfır) l hacim durumu ise l hacim kaynaklarının ortadan kaldırılması durumunda analitik modelden elde edilen kütlesel debi (soğutma kapasitesi) ve sıkıştırma işi değerlerini sunmaktadır. Görüldüğü zere A tipi conta kullanımı ile elde edilen sıkıştırma işi ve kütlesel debi değerlerine kıyasla yaklaşık % 17'lik bir artış söz konusudur. Dolayısıyla l hacmin sıfıra indirilmesi soğutma kapasitesinin % 17 civarında artmasını sağlaması beklenmektedir.

Kalorimetre test düzeneğinden alınan kompresör muhafazasından soğutkanın çıkış sıcaklıklarında, l hacmin artırılması ile sıcaklıklarda düşüş olduğu görülmüştür. Dolayısıyla l hacim artışının kompresörde soğutkan sıcaklıklarında azalma eğilimi yarattığı dşnlmektedir. Silindir hacmine daha düşük sıcaklıkta soğutkanın girmesi ise soğutkan yoğunluğunun artırması nedeniyle kütlesel debiyi artıracak bir etken olmaktadır. Özellikle C tipi conta kullanımına geçişte, analitik modelde l hacim artışının yaratması beklenen sıcaklık düşüşünün kütlesel debi üzerindeki olumlu etkisi, silindire soğutkanın sabit sıcaklıkta girdiği kabul edildiğinden dolayı, görülmediği tahmin edilmektedir. Bu sebepten dolayı da conta değişiminin ardından, kütlesel debide meydana gelen azalmanın, deneysel çalışmaya göre analitik modelde daha fazla olduğu dşnlmektedir.

nceki bölümlerde belirtildiği üzere, A tipi conta, silindir hacminde, orijinal l hacim miktarına yakın l hacim yaratmaktadır. Conta kalınlığı arttıķķa orijinal durumdan uzaklaşılmaktadır. Soğutkanın silindir hacmine giriş sıcaklığı ise detay sıcaklık çalışmasında orijinal contaya sahip kompresör üzerinde gerçekleştirilmiştir. l hacim değişikliğinin sıcaklıklar üzerindeki etkisi, özellikle soğutkanın silindir hacmine giriş sıcaklığı üzerindeki etkisi model kapsamında incelenmemiştir. Dolayısıyla orijinal durumdan uzaklařtıķķa kompresördeki sıcaklıkların değişmesi sebebiyle, model ve deneysel çalışmalar arasındaki farkın artmış olabileceği

düşünülebilmektedir. Ayrıca emme ve egzoz safhaları gerçek durumda sabit basınçta gerçekleşmediği için ideal durumdan farklılıklar söz konusu olmaktadır. Yaklaşık olarak bu farklılık sıkıştırma işinin % 6'lık kısmına denk gelmektedir. Modelde, emme ve egzoz safhalarında gerçekleşen dalgalanmalar esnasındaki ortalama silindir basıncı seviyesi belirlenmeye çalışarak, bu basınçta emme ve egzoz işlemlerinin gerçekleştiği kabulü yapılarak bu farklılık azaltılmaya çalışılmıştır. Ancak yine de emme ve egzoz safhalarının sabit basınçta gerçekleşmemesinden kaynaklanan farklılıklar da söz konusu olmaktadır.

Şekil 4.9'da A, B ve C tipi conta kullanımı durumlarında, analitik modelden elde edilen basınç hacim diyagramları sunulmaktadır. 3 farklı conta kullanımında da sıkıştırma eğrileri aynı karakterde olmakta ve yaklaşık olarak üst üste çizilmektedir. Sıkıştırma eğrilerinin başlangıç noktaları, A tipi conta kullanımından C tipi conta kullanımına doğru, ölü hacim miktarı ve toplam silindir hacmi arttığından dolayı, hacim ekseninin sağına doğru kaymaktadır. A tipi conta kullanımında elde edilen pV alanı diğer iki pV alanını kapsamaktadır. Benzer şekilde B tipi conta kullanımında elde edilen pV alanı C tipi conta kullanımında elde edilen alanı kapsamaktadır. Ölü hacim miktarlarındaki değişime bağlı olarak, egzoz safhasının sonu, genleşme safhasının başı hacimsel olarak yer değiştirmektedir. Ölü hacim miktarı arttıkça, sıkıştırma safhası başlangıç noktasına benzer olarak, genleşme safhası başlangıç noktası da hacim ekseninde sağa doğru kaymaktadır. Kompresördeki ölü hacim miktarı, maksimum silindir hacmine kıyasla çok küçük miktarda kalmaktadır. Dolayısıyla kompresör sıkıştırma safhasına maksimum silindir hacmine ulaştığı AÖN'ya yakın bir noktada başladığından ötürü, ölü hacimdeki değişimin, sıkıştırma eğrisine analitik modeldeki etkisi küçük mertebelerde olmaktadır. Ancak genleşme safhası başlangıcında, toplam silindir hacmi ölü hacimden oluşmakta ve ölü hacim miktarındaki değişimler genleşme karakterini ciddi anlamda değiştirmektedir. Dolayısıyla farklı conta uygulamalarında, analitik modelde, genleşme eğrileri birbirinden farklı olmakta iken, sıkıştırma eğrileri birbirine çok yakın olmaktadır.



Şekil 4.9 : A, B ve C tipi conta kullanımlarında analitik modelden elde edilen pV diyagramları

5. SONUÇLAR

Bu yüksek lisans tez çalışmasında, ölü hacim değerinin hermetik soğutucu akışkan kompresörlerinin performansına etkisi deneysel ve teorik olarak incelenmiştir.

Çalışmaya, ölü hacim değerinin kompresör performansına etkisi ile ilgili literatür araştırması yapılarak başlanılmış, konu ile ilgili olabilecek makaleler tez çalışması içerisinde paylaşılmıştır.

Tez çalışmasının deneysel kısmında, R600a soğutkanı ile çalışan bir kompresör modelinin, valf tablası ile silindir gövdesi arasında yer alan contasının değiştirilmesi ile silindir hacmi içerisinde farklı ölü hacim değerleri elde edilmiştir. Üç farklı conta kompresöre uygulanarak, farklı ölü hacim değerlerinde kalorimetre test düzeneğinde performans ölçümleri, pV test düzeneğinde ise sıkıştırma işi ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Elde edilen ölçümler yardımıyla, ölü hacim miktarının kompresör performansına ve sıkıştırma işine olan etkisi deneysel olarak irdelenmiştir.

Tez çalışmasının teorik kısmında, kompresörün sıkıştırma, egzoz, genleşme ve emme safhaları modellenerek, ölü hacim değerinin, kompresör performans parametrelerine ve sıkıştırma işine olan etkisi teorik olarak irdelenmiştir. Teorik kısımda elde edilen sonuçlar, deneysel olarak elde edilen sonuçlarla kıyaslamalı olarak sunulmuştur.

Yapılan bu yüksek lisans tez çalışması dâhilinde ulaşılan sonuçlar şu şekilde özetlenebilir:

- Kompresörün ölü hacim değerinin, süpürme hacminin (maksimum silindir hacmi – ölü hacim değeri) % 4'ü kadar artırılması, soğutma kapasitesini ve sıkıştırma işini yaklaşık olarak % 50, SEK'nı ise yaklaşık % 20 oranında azaltmaktadır. Yapılan deneysel çalışmalar sonucunda, kompresör silindir hacmi içerisinde yer alan ölü hacmin, maksimum silindir hacmi içerisinde küçük bir paya sahip olmasına rağmen kompresör performans parametrelerini ciddi bir şekilde etkilediği tespit edilmiştir.

- C tipi conta kullanımı durumunda, piston genleşme safhasında ÜÖN'dan AÖN'ya doğru ilerlerken strok hacminin % 71'ni kat ettikten sonra, emme valf yaprağı açılmakta. Orijinal contaya en yakın olan A tipi contada ise açılma piston hacminin yaklaşık % 20'sini kat ettikten sonra gerçekleşmektedir. Dolayısıyla ölü hacim miktarı arttıkça, kompresörün silindire emiş yapabileceği strok hacmi küçülmekte, kütleli debi azalmaktadır. Yapılan deneysel çalışmalar sonucunda, ölü hacmin miktarındaki artışın, emme valf yaprağının açılmasını ciddi anlamda geciktirmiş olduğu tespit edilmiştir.
- Tez çalışması kapsamında oluşturulan analitik model yardımıyla, ölü hacim değişikliğinin kompresör performans parametreleri ve sıkıştırma işi üzerindeki etkileri deneysel sonuçlara yakın bir şekilde elde edilebilmektedir. Soğutma kapasitesi/kütleli debi değerlerinde ölü hacmin yaratmış olduğu etki, deneysel olarak elde edilen sonuçlarla yaklaşık % 5 farkla örtüşmektedir. Farklı conta uygulamalarında ölçülen sıkıştırma işi orijinal ölü hacim değerine yakın durumlarda, analitik model yardımıyla % 2-6 aralığındaki farklarla hesaplanabilmektedir.
- Sıkıştırma ve genleşme safhalarının izentropik olarak gerçekleştiğinin kabul edilmesi, safhaların başlangıcındaki termodinamik özelliklerin iyi belirlenmesi koşuluyla kompresör çalışma koşullarında elde edilen basınç-hacim eğrilerine yakın sonuçlar sağlamaktadır.
- Oluşturulan modelde, hem kütleli debinin hem de sıkıştırma işinin hesaplanmasında, orijinal conta uygulamasına yakın ölü hacimler yaratan conta uygulamalarında deneysel ölçümlere daha yakın sonuçlar elde edilmektedir. Buna sebep olarak ise, kompresörün orijinal contası ile gerçekleştirilen detay sıcaklık çalışmasından elde edilen soğutkanın silindir hacmine giriş sıcaklığının farklı ölü hacim uygulamalarında da sabit olarak kabul edilip kullanılması düşünülmektedir. Orijinal contanın yaratmış olduğu ölü hacim değerinden uzaklaştıkça, ölçülmüş olan sıcaklıktan daha farklı sıcaklıklarda soğutkanın silindire giriş yaptığı öngörülmektedir.

Bu çalışmanın devamı olarak aşağıdaki önerilerin yararlı olabileceği düşünülmektedir:

- i-) Oluşturulan analitik model içerisinde yapılan, soğutkanın silindir hacmine sabit sıcaklıkta girmesi kabulü, hesaplanan kütleli debi ve sıkıştırma işinde önemli bir rol oynamaktadır. Soğutkanın silindire giriş sıcaklığının, oluşturulabilecek ısı transferi mekanizmaları yardımıyla veya deneysel olarak ölçülmesi yardımıyla her bir farklı conta uygulaması için belirlenmesi, modelin deneysel çalışmalara daha yakın sonuçlar vermesini sağlayacaktır.
- ii-) Yüksek lisans tez çalışması kapsamında gerçekleştirilen deneysel ve teorik çalışmalar sonucunda, ölü hacmin kompresör performansını ciddi şekilde etkileyen bir parametre olduğu tespit edilmiştir. Dolayısıyla mevcut ölü hacmin azaltılması yönünde yapılacak tasarimsal değişikliklerin üzerinde durulmasının önemli ölçüde getiri sağlayabileceği ön görülmektedir.

KAYNAKLAR

- [1] **Özdemir, A. R.**, 2007. Hermetik Kompresör Bileşenleri Arasındaki Isı Geçişinin İncelenmesi, *Yüksek Lisans Tezi*, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [2] **Negrao, C. O. R., Erthal, R. H., Andrade, D. E. V., Silva, L. W.**, 2010. An Algebraic Model for Transient Simulation of Reciprocating Compressors, International Compressor Engineering Conference at Purdue, 1486.
- [3] **Navarro, E., Granryd, E., Urchueguia, J. F., Corberan, J. M.**, 2007. A Phenomenological Model For Analyzing Reciprocating Compressors, International Journal of Refrigeration, **30**, 1254-1265.
- [4] **Perez-Segarra, C. D., Rigola, J., Soria, M., Oliva, A.**, 2005. Detailed Thermodynamic Characterization Of Hermetic Compressors, International Journal of Refrigeration, **28**, 579-593.
- [5] **Ndiaye, D., Bernier, M.**, 2010. Dynamic Model Of A Hermetic Reciprocating Compressor In On-Off Cycling Operation, Applied Thermal Engineering, **30**, 792-799.
- [6] **Castaing-Lasvignottes, J., Gibout, S.**, 2010. Dynamic Simulation of Reciprocating Refrigeration Compressors and Experimental Validation, International Journal of Refrigeration, **33**, 381-389
- [7] **Duprez, M. E., Dumont, E., Frere, M.**, 2007. Modelling of Reciprocating and Scroll Compressors, International Journal of Refrigeration, **30**, 873-886
- [8] **Schreiner, J. E., Barbosa Jr., J. R., Deschamps, C. J.**, 2010. Theoretical Analysis of the Volumetric Efficiency Reduction in Reciprocating Compressors due to In-Cylinder Thermodynamics, International Compressor Engineering Conference at Purdue, 1348.
- [9] **Oğuz, E.**, 2006. Hermetik Soğutucu Akışkan Kompresörlerinde Zamana Bağlı Isı Transferinin Kompresör Performansına Etkisinin İncelenmesi, *Doktora Tezi*, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [10] **Cinisli, M. F., Oğuz, E.**, 2002. ARN 194 MTH 75 (R600a) pV Deneyleri, Arçelik A.Ş., İstanbul.
- [11] **Cinisli, M. F.**, 2002. ANN 366 pV Ölçüm Sisteminde Kullanılan Sensörlerin Çalışma Prensipleri, Arçelik A.Ş., İstanbul.

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyadı: Çağlar Şahin

Doğum Yeri ve Tarihi: Beykoz- 12.01.1987

Lise: Kartal Burak Bora Anadolu Lisesi

Lisans Üniversitesi: Yıldız Teknik Üniversitesi/ Makine Mühendisliği (2005-2009)