

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**HERMETİK PİSTONLU KOMPRESÖRLERDE
VALF MEKANİĞİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Mak. Müh. Fatih YILMAZ**

Anabilim Dalı : MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ

Programı : ISI-AKIŞKAN

HAZİRAN 2005

**HERMETİK PİSTONLU KOMPRESÖRLERDE
VALF MEKANİĞİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Mak. Müh. Fatih YILMAZ
503031109**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 9 Mayıs 2005
Tezin Savunulduğu Tarih : 2 Haziran 2005**

**Tez Danışmanı : Prof.Dr. Seyhan UYGUR ONBAŞIOĞLU
Diğer Jüri Üyeleri : Prof.Dr. Feridun ÖZGÜÇ (İ.T.Ü.)
Prof.Dr. Metin GÜRGÖZE (İ.T.Ü.)**

HAZİRAN 2005

ÖNSÖZ

Bu yüksek lisans tez çalışmasını yöneten, olumlu eleştiri ve önerileri ile katkıda bulunan değerli hocam Sn. Prof. Dr. Seyhan Uygur ONBAŞIOĞLU'na teşekkür ederim.

Bu çalışmanın gerçekleşmesini sağlayan ve destek olan Arçelik Araştırma ve Geliştirme Merkezi'ne, başta Sn. Şemsettin EKSERT, Sn. Doç. Dr. Yalçın TANES ve Sn. Fatih ÖZKADI' nın şahsında teşekkür ederim.

Çalışmanın her aşamasında desteğini esirgemeyen, değerli fikirleri ve eleştirileri için Sn. Emre OĞUZ'a, deneysel çalışmalarındaki katkılarından dolayı Sn. Fikri ÇAVUŞOĞLU başta olmak üzere tüm ARGE Termodinamik Teknolojileri Laboratuvarı çalışanlarına teşekkür ederim.

Tüm çalışmalarım boyunca verdikleri destekten dolayı başta Sn. M. Erdem TURFAN, Sn. Ş. Barış ÜNAL, Sn. Vedat AYSAL, Sn. A. Kerem KURT, Sn. Özgür BİLGİÇ, Sn. Kemal Erdem YURTPINAR ve Sn. Erman ÇEVİKKALP olmak üzere tüm ARGE Yüksek Lisans Öğrencileri' ne ve değerli ev arkadaşım Serdar KOCATÜRK'e teşekkür ederim.

Son olarak, tüm hayatım boyunca her daim yanımda olan, her adımda maddi ve manevi desteklerini esirgemeyen, yanımda olmasa da hep yanımda olduklarını hissettiren sevgili AİLEME ve tüm dostlarıma teşekkürlerimi borç bilirim.

HAZİRAN 2005

Fatih YILMAZ

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ	ii
KISALTMALAR	iv
TABLO LİSTESİ	v
ŞEKİL LİSTESİ	vi
SEMBOL LİSTESİ	ix
ÖZET	xi
SUMMARY	xii
1. GİRİŞ	1
2. KOMPRESÖRLER VE VALF YAPRAKLARI	2
2.1 Soğutma Sisteminin P-h Diyagramı, Pistonlu Kompresörde Termodinamik Sıkıştırma İşlemi ve Verim	3
2.2 Hermetik Pistonlu Kompresörler	5
2.3 Valf Yaprakları	8
3. KAYNAK ARAŞTIRMASI	9
3.1 Valf Hareketinin Modellenmesi ile İlgili Çalışmalar	9
3.2 Diğer Çalışmalar	23
3.3 Patentler	33
4. EMME VALF YAPRAĞI STATİK VE DİNAMİK ANALİZİ	41
4.1 Sürekli Sistemlerin Hareket Denklemi	41
4.2 Statik Çözüm	43
4.3 Statik Deplasman Deneyi	49
4.4 Dinamik Çözüm	51
4.5 Dinamik Deney	60
5. KOMPRESÖR VALF TABLASI EMME PORTUNDAKİ AKIŞ EGZOS KATSAYISININ DENEYSEL OLARAK ÖLÇÜLMESİ	66
5.1 Akış Katsayısı Tanımı	66
5.2 Deney Düzenegi	68
5.2.1 Kalibrasyon	71
5.3 Akış Katsayısı – Deney Sonuçları	74
6. SONUÇLAR	83
7. KAYNAKLAR	85
EK-A Statik Analiz-Program Kodu	87
EK-B Açık Yöntem Çözümü-Program Kodu	89
EK-C Kapalı Yöntem Çözümü-Program Kodu	91
ÖZGEÇMİŞ	94

KISALTMALAR

AÖN	: Alt Ölü Nokta
ARGE	: Araştırma Geliştirme
COP	: Soğutma Etkenlik Katsayısı (Coefficient of Performance)
DOF:	: Serbestlik derecesi (Degree Of Freedom)
FEM	: Sonlu Elemanlar Yöntemi (Finite Elements Method)
FFT	: Fast Fourier Transform
ÜÖN	: Üst Ölü Nokta
VCC	: Değişken Kapasiteli Kompresör (Variable Capacity Compressor)
VT	: Valf kalınlığı (Valve Thickness)
V/T	: Valf Tablası
VW:	: Valf genişliği (Valve Width)
V/Y	: Valf Yapağı

TABLO LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 3.1. Doğal frekans sapması: levha ve değişken kesitli giriş elemanı.....	15
Tablo 3.2. Kompresör performansı: deneysel sonuçtan sapma (%).	16
Tablo 3.3. SANDVIK 20C malzemesinin özellikleri	24
Tablo 3.4. İzin verilebilir tasarım sınırları	26
Tablo 3.5. Tablo 4.3 Valf üzerindeki minimum eşdeğer gerilmeler (kgf/mm ²)...	28
Tablo 3.6. Optimum ölçüler (mm)	29
Tablo 3.7. Her bir durumdaki maksimum gerilme değerleri	31
Tablo 3.8. Durum 1'deki maksimum gerilme	33
Tablo 3.9. Durum 2'deki maksimum darbe değeri (Valf portunun merkezi)	33
Tablo 4.1. I-DEAS® ve “Sonlu Fark” çözümlerinin karşılaştırılması.....	48
Tablo 4.2. Deney sonucunun I-DEAS® sonucu ile karşılaştırılması, Örnek2.....	50
Tablo 4.3. Doğal frekanslar.	64
Tablo 5.1. Debi metre kalibrasyon verileri	73

ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Şekil 2.1 : Kompresör tipleri.	2
Şekil 2.2 : Pistonlu kompresör tipleri	3
Şekil 2.3 : Soğutma çevrimi, P-h diyagramı.....	4
Şekil 2.4 : Teorik ve gerçek sıkıştırma prosesi.....	5
Şekil 2.5 : Örnek bir kompresöre ait patlatılmış resim.....	7
Şekil 2.6 : Örnek bir kompresöre ait silindir bloğu	7
Şekil 2.7 : Emme ve egzoz valf yaprağı örnekleri.....	8
Şekil 3.1 : Bir kompresörün egzoz valfinin şematik gösterimi	9
Şekil 3.2 : Hesaplama alanının şematik gösterimi	10
Şekil 3.3 : Fiziksel ve hesaplanabilir alanlar	11
Şekil 3.4 : Farklı yöntemlere göre valf yaprağındaki basınç dağılımları	11
Şekil 3.5 : Yaprak ve temas yüzeyindeki boşluk ve anlatılan piston hareketinden kaynaklanan yaprak yüzeyindeki etken kuvvet.....	12
Şekil 3.6 : Simetri eksenindeki hız vektörleri (a) $\omega t = 1,34\pi$; (b) $\omega t = 2\pi$...	13
Şekil 3.7 : Değişken kesitli “beam” elemanı ve serbestlik derecesi.....	14
Şekil 3.8 : Sonlu eleman ve kütle-yay: durum 1	16
Şekil 3.9 : Sonlu eleman ve kütle-yay: durum 2	16
Şekil 3.10 : Sönüm katsayısının valf hareketine etkisi.....	17
Şekil 3.11 : Valf kalınlığının valf hareketine etkisi.....	17
Şekil 3.12 : Kısa kaç genişliğinde yapılan modifikasyon ve valf uzunluğunun valf hareketine etkisi	18
Şekil 3.13 : Valf şeklinin modifiye edilmesinin valf hareketine etkileri.....	18
Şekil 3.14 : Emme yaprak valfinin geometrisi	19
Şekil 3.15 : Emme prosesi esnasındaki valf hareketi. (a) kalınlık= 0,5 mm; (b) kalınlık= 0,4 mm; (c) kalınlık= 0,3 mm; (d) kalınlık= 0,2 mm. (_____ lineer; -----lineer olmayan).....	21
Şekil 3.16 : Emme valfi hareketi	22
Şekil 3.17 : Egzoz valfi hareketi	22
Şekil 3.18 : Deney Düzeneği	23
Şekil 3.19 : Egzoz valfi	24
Şekil 3.20 : Durdurucu	24
Şekil 3.21 : Sonlu elemanlar analizi için valf modeli.....	25
Şekil 3.22 : Optimizasyon için valf ve durdurucu modeli.....	25
Şekil 3.23 : VT = 0.203 mm’de valf hareketi.....	26
Şekil 3.24 : VT= 0.254 mm’de valf hareketi.....	27
Şekil 3.25 : VT= 0.305 mm’de valf hareketi.....	27
Şekil 3.26 : Optimize edilmiş valf şekli	29
Şekil 3.27 : Valfin gerilme durumları.....	30
Şekil 3.28 : Valfteki basınç dağılımı	30
Şekil 3.29 : Deney şeması	31
Şekil 3.30 : Deney düzeneği (havada).....	32

Şekil 3.31	: Strain gage” tarafından ölçülen valf deplasmanı (Valf portunun merkezi)	32
Şekil 3.32	: “Strain gage” tarafından ölçülen valf hızı (Valf portunun merkezi).....	32
Şekil 3.33	: Silindir bloğu ve valfin parçalanmış görünüm.....	34
Şekil 3.34	: Valf yaprağının açılış kademeleri	35
Şekil 3.35	: Egzos valfinin üstten ve yandan görünüşü.....	36
Şekil 3.36	: Egzos valfinin açılış kademeleri	36
Şekil 3.37	: Valf montajının yandan görünüşü	37
Şekil 3.38	: Valfin bombe ve köşe arasında sıkıştırılması, detay görünüşü	37
Şekil 3.39	: US5266016 numaralı patentte bahsi geçen konvansiyonel ve yeni emme valf yaprağı engelleri	38
Şekil 3.40	: US5266016 patentte anlatılan emme valf yaprağı ve engelin üstten görünüşü	38
Şekil 3.41	: US2003095881 numaralı patentte önerilen emme valf konfigürasyonu.....	39
Şekil 3.42	: US2003095881 numaralı patentte önerilen sönüm aracının montaj görünüşü	40
Şekil 4.1	: Sürekli sistem çözümünde kullanılan üniform olmayan çubuk modeli	41
Şekil 4.2	: Sonsuz küçüklükte diferansiyel eleman	42
Şekil 4.3	: Valf yaprağının sonlu modeli.....	44
Şekil 4.4	: Örnek1 emme valf yaprağı ve düz kirişte hesaplanan deplasman dağılımları.	47
Şekil 4.5	: Örnek2 emme valf yaprağında hesaplanan deplasman dağılımları.....	48
Şekil 4.6	: Statik deplasman deney düzeneği.	49
Şekil 4.7	: İki çelik arasında sıkıştırılan Örnek2 emme valf yaprağı, kuvvet-deplasman eğrisi.	50
Şekil 4.8	: Statik deplasman deneyi, tüm sonuçlar.	51
Şekil 4.9	: Valf yaprağının sonlu modeli.....	52
Şekil 4.10	: Örnek1 valf yaprağı için elde edilen serbest salınım çözümü.....	55
Şekil 4.11	: Örnek2 valf yaprağı için elde edilen serbest salınım çözümü.....	55
Şekil 4.12	: Örnek1, kapalı yöntem çözümü.	56
Şekil 4.13	: Örnek2, kapalı yöntem çözümü.	57
Şekil 4.14	: Sanal sönüm.	57
Şekil 4.15	: MARC® ve yazılan kod ile karşılaştırma, Örnek2.	58
Şekil 4.16	: Sanal sönüm, $\Delta t = 0.0008$ ve $\Delta t = 0.00571$ ms.	59
Şekil 4.17	: MARC® ve kod karşılaştırma, $\Delta t = 0.0008$ ms.	60
Şekil 4.18	: 11 sınıf conta1 Örnek2 emme valf yaprağı salınım grafiği.	61
Şekil 4.19	: 11 sınıf conta1 Örnek2 emme valf yaprağı, FFT grafiği.	61
Şekil 4.20	: 11 sınıf conta ile yapılan deneyde elde edilen pozitif tepe noktaları. ...	62
Şekil 4.21	: Sönüm katsayıları, karşılaştırma.	63
Şekil 4.22	: Farklı kalınlıklar için valf hareketindeki değişim.	64
Şekil 5.1	: Diyafram, şematik gösterim[19].....	66
Şekil 5.2	: Deney düzeneğinin şematik gösterimi.	69
Şekil 5.3	: Test bölümü	70
Şekil 5.4	: Deney düzeneği, birinci kısım.....	71
Şekil 5.5	: Deney düzeneği, ikinci kısım.....	71
Şekil 5.6	: Kalibrasyon sistemi[21]	72
Şekil 5.7	: Akış katsayısı deneyinde port giriş ve çıkışındaki basınç değişimleri..	74
Şekil 5.8	: Akış katsayısı deneyinde debinin zamanla değişimi.....	75
Şekil 5.9	: D=4 mm için akış egzoz katsayıları.	76
Şekil 5.10	: D=5 mm için akış egzoz katsayıları.	76

Şekil 5.11 : D=6 mm için akış egzoz katsayıları.	77
Şekil 5.12 : Basınç fark transdüserinin soğutkan hattına bağlanması.	78
Şekil 5.13 : Basınç sensörünün soğutkan hattına dahil edilmesi.	78
Şekil 5.14 : Basınç farkına ait örnek veri.	79
Şekil 5.15 : D=4 mm için akış egzoz katsayıları.	80
Şekil 5.16 : D=5 mm için akış egzoz katsayıları.	80
Şekil 5.17 : D=6 mm için akış egzoz katsayıları.	81
Şekil 5.18 : Ölçülen akış katsayılarının, ampirik olarak hesaplanan akış katsayıları ile karşılaştırılması.	81

SEMBOL LİSTESİ

A	:Kesit alanı
C	:Sönüm katsayısı
C_d	:Egzos katsayısı
C_f	:Viskozite ve sıkıştırılabilirliğin dahil edildiği akış katsayısı
D	:Çap
D_i	:Boru iç çapı
D_o	:Diyafram çapı
E	:Elastisite modülü
F	:Kuvvet
f_i^a	:i noktasına etkiyen virtüel kuvvet
G	:Kayma modülü
h	:Entalpi
H_s	:Stoper yüksekliği
I	:Atalet momenti
K	:Katılık
k'	:Kesit şekline bağlı sabit sayı
L	:Valf uzunluğu
L₁	:1. Basınç sensörünün valf tablasından uzaklığı
L₂	:2. Basınç sensörünün valf tablasından uzaklığı
M	:Moment
m	:Kütle
ṁ	:Kütleli debi
N	:Düğüm noktası sayısı
Q	:Kesme kuvveti
Q̇	:Hacimsel debi
q	:Genelleştirilmiş noktasal deplasman
P	:Basınç
P_d	:Egzos basıncı
P_s	:Emme basıncı
P(x,t)	:Kuvvet dağılımı
R	:Kuvvet itki noktası uzaklığı
r	:Radyal koordinat
Re	:Reynolds sayısı
Re_D	:Diyaframdaki Reynolds sayısı
V	:Hacim
V_i	:Gaz hacmi
V_g	:Silindir hacmi
W_i	:Gerçek sıkıştırma işi
W_t	:İzentropik sıkıştırma işi
w_{cf}	:Akış katsayısı belirsizliği
w_m	:Kütleli debi belirsizliği
w_{P1}	:1. Basınç sensörü belirsizliği

w_{p2}	:2. Basınç sensörü belirsizliği
α	:Anlık eğilme açısı
β	:Kesme gerilmesinden kaynaklanan kayma açısı
Δ	:Belirsizlik
$\delta'W_a$	:Virtüel iş
δr_i	:Virtüel deplasman
δT	:Diferansiyel kinetik enerji
ϕ	:Hermite polinomu
η_{th}	:Termodinamik verim
η_i	:İzentropik verim
η_v	:Hacimsel verim
κ	:Diyafraam çapının boru çapına oranı
θ	:Açısal koordinat
ρ	:Yoğunluk
σ	:Standart sapma
ω	:Doğal frekans
ξ	:Sönüm katsayısı
ψ	:Eğilme gerilmesinden kaynaklanan eğilme açısı

HERMETİK PİSTONLU KOMPRESÖRLERDE VALF MEKANİĞİ

ÖZET

Buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi, konvansiyonel soğutucularda en çok kullanılan termodinamik çevrimdir. Buhar sıkıştırma çevrimlerinde, sıkıştırma işlemi bir ya da birden fazla kompresör ile gerçekleştirilir. Çok farklı kompresör tipleri olmasına karşın, ev tipi buzdolaplarında genellikle “Hermetik Pistonlu Kompresörler” kullanılır. Kompresörün performansını belirleyen parametreler oldukça fazla olduğundan, bu parametreler birbirini etkileyebilmektedir. Performans üzerinde etkili olan elemanlardan en önemlileri, akışı kontrol etmekte kullanılan emme ve egzoz valfleridir. Basınç farkıyla otomatik olarak açılıp kapanan valf yaprakları tasarlanırken; valf dinamiği ve valflerdeki akış hakkında yeterli bilgi edinilmesi gerekir.

Bu çalışmada, hermetik pistonlu kompresörlerde valf yaprağı hareketi ve bu hareketi kontrol eden parametreler sayısal ve deneysel olarak incelenmiştir. Ayrıca; emme portundaki akış egzoz katsayısının ölçülmesi için bir deney düzeneği kurulmuştur ve deneyler gerçekleştirilmiştir. Edinilen bilgiler, valf yaprağı tasarımı ya da kompresör simülasyonlarında kullanılabilecek temel ve yardımcı bilgilerdir.

Bu tez çalışmasının birinci bölümünde, buhar sıkıştırma çevrimleri ve kompresörler hakkında genel bilgiler verilerek giriş yapılmıştır. İkinci bölümde; hermetik pistonlu kompresörler, emme ve egzoz valfleri hakkında tanıtıcı bilgiler verilmektedir. Üçüncü bölümde valf yaprağı üzerinde daha önce yapılan çalışmalar özetlenmiş; valf dinamiği sayısal ve deneysel analizi dördüncü bölümde, akış egzoz katsayısının deneysel olarak ölçüldüğü çalışma ise beşinci bölümde anlatılmıştır.

VALVE MECHANICS OF HERMETIC RECIPROCATING COMPRESSORS

SUMMARY

Vapour compression cycle is the most applied thermodynamic cycle in the conventional coolers and freezers. Generally, one or more compressors perform compression process in vapour compression cycles. Although various compressors are available, “Hermetic Reciprocating Compressors” are the most commonly used compressors in refrigerators. Various parameters effect compressor efficiency and each other, implicitly. The most important components are suction and discharge valves that control the refrigerant flow. While designing the valves that are opened and closed by pressure difference, valve dynamics and refrigerant flow through the ports have to be studied sufficiently.

In the present study, reed valve motions in hermetic reciprocating compressors and parameters having a significant role on the valve motion have been studied numerically and experimentally. On the other hand, an experimental set-up installed and some experiments have been performed to measure the discharge coefficient of suction port. The knowledge obtained from this work is basic and helpful information for designing reed valves.

Following the introduction part, second section of the submitted thesis includes introduction to compressors and reed valves. In third section, the reported data on reed valves are introduced. Numerical and experimental analysis of reed valve dynamics have been introduced in the fourth section; followed by the results of the discharge coefficient experiments in the fifth section.

1. GİRİŞ

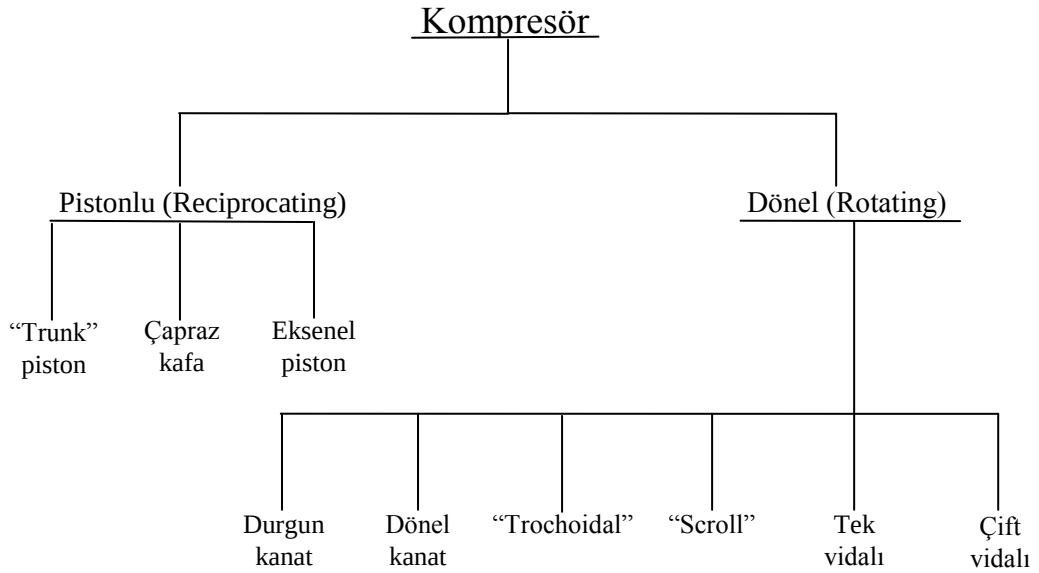
Buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemleri dört ana bileşenden oluşur: Bir kompresör, biri alçak basınç tarafında diğeri de yüksek basınç tarafında olmak şartıyla iki tane ısı değıştiricisi ve bir de kısma aracı. Kompresör, soğutma sisteminin performansı ve güvenliğı açısından en önemli etkiye sahip olan bileşendir. Pozitif deplasmanlı kompresörler, soğutma çevrimlerinde en çok kullanılan kompresör tipidir.

Enerji kaynaklarının azalmasından ve ekolojik nedenlerden dolayı kompresörlerin performansını artırma ihtiyacı gün geçtikçe önem kazanmaktadır. Kompresör performansını etkileyen en önemli nedenler; valf dinamiğı, tekrar-genleşme hacmi, ısı geçişı, akış direnci, sürtünme kaybı ve piston ile silindir arasındaki boşluktan olan sızıntıdır [1].

Hermetik pistonlu kompresörlerde emme ve egzoz fazlarını kontrol eden elemanlar, otomatik yaprak valflerdir. Bu valfler, silindir ile emme boşluğu ve silindir ile egzoz boşluğu arasında basınç farkı oluşumu ile açılır ya da kapanır. Valflerin hareketi, kompresör soğutma kapasitesini ve giriş gücünü önemli oranda etkilediğinden yüksek performanslı bir kompresör için, valf yaprakları optimum olarak tasarlanmalıdır. Optimum bir valf yaprağı; aşırı-sıkışmayı (over compression), valfin “flutter” hareketini, açılma ve kapanma zamanlamasını, izin verilebilir gerilmeleri dengelemelidir. Valf tasarımının iyi yapılabilmesi için, valf hareketi ve bu hareketi etkileyen parametreler detaylı olarak araştırılmalı ve anlaşılmalıdır.

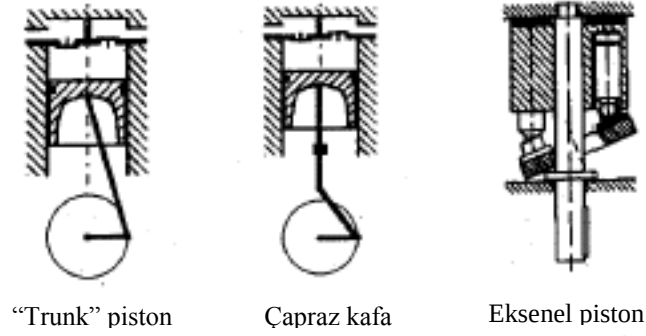
2. KOMPRESÖRLER VE VALF YAPRAKLARI

Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimlerinde, soğutma sisteminin performansını en çok etkileyen bileşen kompresördür. Konvansiyonel ev tipi buzdolaplarında, genellikle, ileri-geri hareket yapan pistonlu kompresörler (reciprocating) kullanılır. Şekil 2.1’de, kompresör tipleri, ağaç gösterim ile gruplara ayrılmıştır.



Şekil 2.1: Kompresör tipleri [2].

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 pistona 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 “wobble” ya da “swash” levhası kompresörleri olarak tasarlanmıştır. Levha açısı ayarlanarak pistonun deplasmanı kontrol edilebilir. Buzdolaplarında kullanılan kompresörler, genellikle “trunk” piston tip kompresörlerdir.



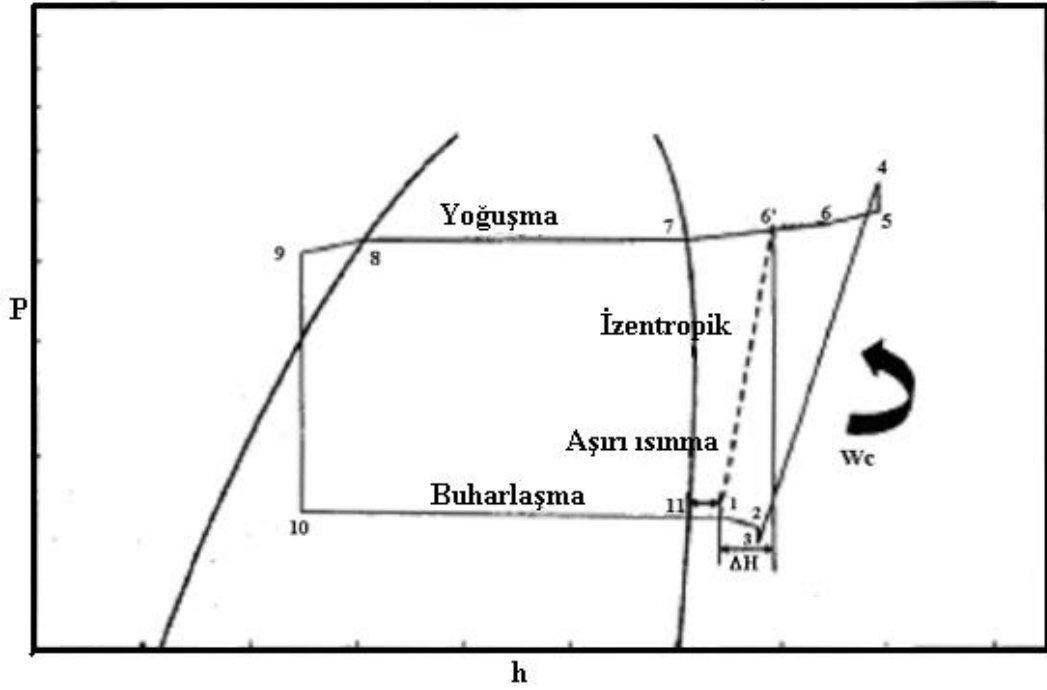
Şekil 2.2: Pistonlu kompresör tipleri [2].

Hermetik pistonlu kompresörlerin, giriş ve çıkışlarında, genellikle, basınç kontrollü valfler kullanılır. Yüksek kapasiteli kompresör pistonlarında, halka sızdırmazlık elemanı kullanılır. Daha küçük, hermetik kompresörlerde ise sızdırmazlık elemanı kullanılmaz; bunun yerine piston ile silindir arasındaki boşluk azaltılır [2].

2.1 Soğutma Sisteminin P-h Diyagramı, Pistonlu Kompresörde Termodinamik Sıkıştırma İşlemi ve Verim

Şekil 2.3’de bir soğutma çevriminin P-h diyagramı görülmektedir. Çalışma şartlarını daha özele indirmek için yoğuşma ve buharlaşma sıcaklıkları kullanılmıştır. Sistem başlangıcı, buharlaştırıcı çıkışı kabul edilerek proses anlatılabilir. Buharlaştırıcı çıkışındaki gaz aşırı ısıtılmış gazdır (1). Akış sürtünmesinden dolayı emme borusu, emme manifoldu ve silindir kafasında basınçta bir düşüş olur. Egzos gazı ve soğutkan-yaglayıcı karışımından emme gazına ısı geçişi olur ve bu ısı geçişi sıcaklığın artmasına neden olur (1-2). Emme valfindeki akış adyabatik kabul edilebilir. Basınç düşüşü olurken, entalpide değişim olmaz (2-3). Silindirdeki sıkıştırma işlemi politropik olarak düşünülebilir (3-4). Egzos valfindeki akış adyabatiktir ve entalpi değişmezken basınç düşüşü olmaktadır (4-5). Gaz; silindir kafası, egzos susturucusu ve egzos hattında akarken, akış sürtünmesi ve ısı geçişinden kaynaklanan bir basınç ve sıcaklık düşüşü vardır (5-6). Aşırı ısınmış durumda gaz, doyma çizgisine soğutulur, sıvı hale yoğuşturulur ve aşırı soğutulur (6-7-8-9). Yoğuşturucuda basınç bir miktar düşse de, bu basınç kaybı ihmal edilebilir. Genleşme aracındaki basınç düşümü adyabatik kabul edilebilir (9-10). Buharlaştırıcıdaki işlem buharlaşmayı ve aşırı ısınmayı kapsamaktadır (10-11-1).

Buharlaştırıcıda da bir miktar basınç kaybı olabilir ama bu basınç kaybı da ihmal edilebilir seviyededir [1].



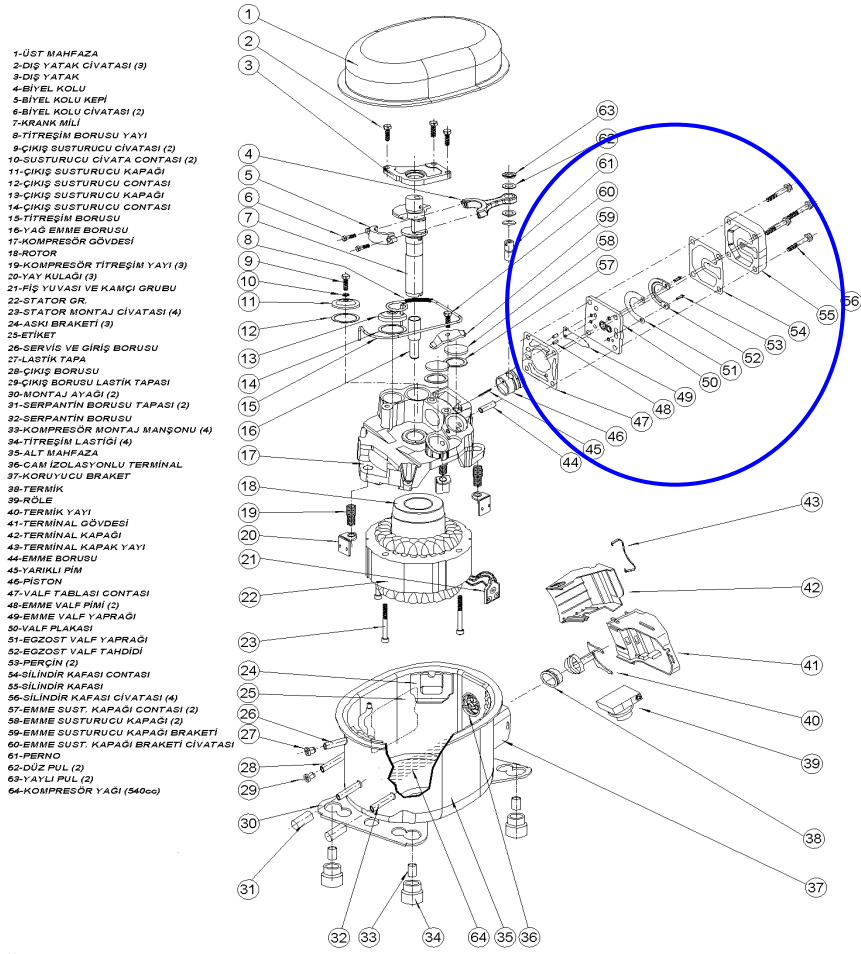
Şekil 2.3: Soğutma çevrimi, P-h diyagramı [1].

Soğutkan gaz basıncını, emme basıncı seviyesinden (P_s) egzoz basıncı seviyesine (P_d) çıkarmak için; gaz, azami hacme ulaşınca kadar, emme şartlarında, sıkıştırma boşluğuna girer. Boşluğun hacmi, asgari değere küçültülerek, gazın da asgari hacme ulaşması sağlanır. Bu sırada basınç kontrollü bir egzoz valfi açılarak, egzoz boşluğundaki gazdan, daha yüksek basınca ulaşan gazın sıkıştırma boşluğundan egzoz boşluğuna geçmesi gerçekleşir. Şekil 2.4’de bu sıkıştırma işlemi, Basınç-Hacim diyagramında gösterilmiştir.

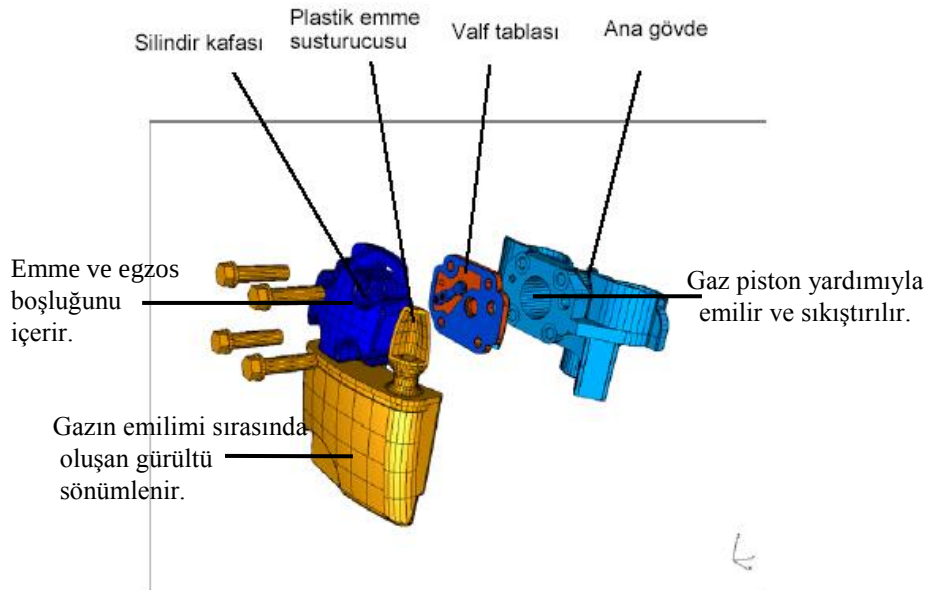
Şekil 2.4’de gösterilen proses için; gerçek bir kompresörün, sıkıştırma işi W_i ’ye ihtiyacı vardır. Bu, gerçek prosesin sınırlı (halka) integralidir. Emme ve deşarj sırasındaki kısılmalardan, sıkıştırma hacmindeki sızıntılar ve ısı geçişi etkilerinden dolayı, W_i , izentropik sıkıştırma işi W_t den daha fazladır. İzentropik sıkıştırma işi, gazı 1 noktasından sabit entropide 2 noktasına –egzoz basıncına- sıkıştırma işidir. Gerçek ve ideal izentropik sıkıştırma işlemi Şekil 2.4’de gösterilmiştir.

1. Kompresör ana gövdesi : Silindir, valfler, emme susturucusu, egzoz susturucuları, valf tablası ve mekanik sistemin yataklarını içermektedir.
2. Mekanik sistem : Krank milinin dönme hareketini, pistonun ileri-geri hareketine dönüştüren sistemdir. Krank mili, biyel kolu ve pistondan oluşmaktadır.
3. Yay sistemi : Elektrik motoru ve silindir bloğundan oluşan kit grubunun, pistonun ileri-geri hareketinden kaynaklanan titreşimini sönmlemeye yarayan yaylardan oluşmaktadır.
4. Elektrik motoru : Elektriksel gücü mekanik güce dönüştürmekte kullanılan rotor ve stator ikilisinden oluşan sistemdir.
5. Muhafaza : Yukarıda bahsedilen dört grubun da dış ortamla bağlantısını engelleyen ve bu dört grubu içerisinde barındıran metal kabuktur. Ayrıca; kompresörde yağlamanın yapılması için yağlama haznesi olarak da kullanılmaktadır [3].

Şekil 2.5’de, örnek bir kompresöre ait patlatılmış resim görülmektedir. Bu tez çalışmasının içeriği, daire içerisinde gösterilen, emme ve egzoz valf konfigürasyonlarıdır. Şekil 2.6’da ise; örnek bir kompresöre ait silindir bloğu grubu görülmektedir. Burada; valf tablası, emme ve egzoz valflerini, sızdırmazlık elemanlarını barındırır. Akışın yönlendirilmesinde ve silindirin dış ortamla olan bağlantısını engellemede kullanılan en önemli parçadır. Silindir kafası ise egzoz boşluğunu emme boşluğu ve muhafaza boşluğundan ayırır.



Şekil 2.5: Örnek bir kompresöre ait patlatılmış resim [3].



Şekil 2.6: Örnek bir kompresöre ait silindir bloğu [3].

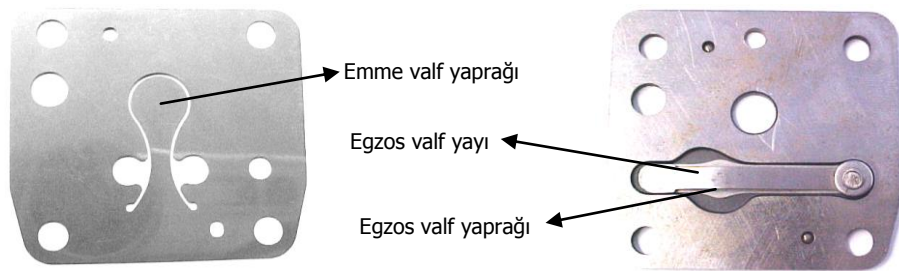
2.3 Valf Yaprakları

Pistonlu kompresörlerde, otomatik valfler, emme ve egzoz fazlarını kontrol eden en önemli elemanlardır. Yüksek performanslı bir kompresör için, valfler optimum olarak tasarlanmalıdır ve optimum tasarım için ise; valf hareketi hakkında yeterli bilgiye sahip olunmalıdır.

Valf yaprakları, kalp kapakçıklarında olduğu gibi, basınç farkıyla açılır ve kapanırlar. Şekil 2.7’de, örnek bir kompresöre ait emme ve egzoz valfleri görülmektedir. Egzoz valflerinde, valfin aşırı açılmasını ve geri kaçakların engellenmesi amacıyla, valfin zamanında kapanmasını sağlamak için valf yaprağının yanında bir valf yayı ve de durdurucu bulunur. Bazı kompresörlerde ise sadece durdurucu bulunur. Emme valflerinde ise bir yay veya durdurucunun kullanılması, silindir boşluğunda ölü hacim yaratacağından kullanılmamaktadır.

Emme valf yaprakları; bir çevrimde 2-3 defa, egzoz valf yaprakları ise 1 defa açılır ve kapanır. Her iki valf yaprağı da, açılma kapanma sayısı ve çarpınma (flutter) hareketi bakımından kompresör performansını önemli ölçüde etkilerler. Ayrıca; valf yaprakları, çarpınma hareketi sırasında valf tablasına çarptıklarından gürültü oluşumuna neden olurlar ve çarpma sonucunda, darbe yorulmasından dolayı valf yaprakları kırılabilir. Valf yapraklarının diğer bir kırılma nedeni ise; eğilme yorulmasından kaynaklanan kırılmalar. Bu sebepten, valf yapraklarının mukavemeti, kompresör ömrünü belirleyen en önemli parametredir.

Bu tez çalışmasına bir ön çalışma olması amacıyla, kaynak araştırması ve patent araştırması yapılmıştır.

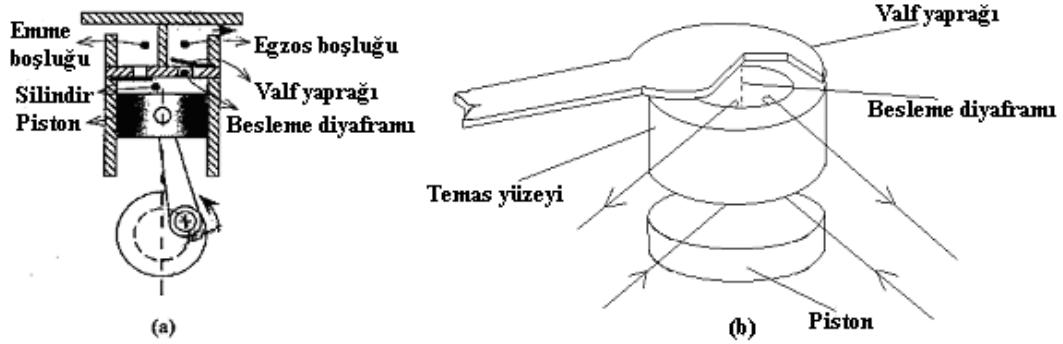


Şekil 2.7: Emme ve egzoz valf yaprağı örnekleri.

3. KAYNAK ARAŞTIRMASI

3.1 Valf Hareketinin Modellenmesi ile İlgili Çalışmalar

Yaprak tipi valflerde dinamik analiz için, sayısal bir yöntemin kullanıldığı çalışma Matos ve arkadaşları tarafından yapılmıştır [4]. Yapılan çalışmada akış ve yaprak dinamiğinin birleştirilmesi izotermal, sıkıştırılamaz ve laminar bir akış için tasarlanmıştır. Ayrıca, silindir bölgesi ve piston hareketi de sayısal modele dahil edilmiştir. Silindir bölgesi için çözüm alanı, Şekil 3.1’de görüldüğü gibi, yaprak çapına eşit radyal pozisyonla sınırlanmıştır.



Şekil 3.1: Bir kompresörün egzoz valfinin şematik gösterimi [4].

Bu çalışmada yaprak rijit kabul edilmiştir ve valf hareketi aşağıdaki denklem ile modellenmiştir:

$$m\ddot{\alpha} + C\dot{\alpha} + K\alpha = \frac{F - F_0}{R} \quad (3.1)$$

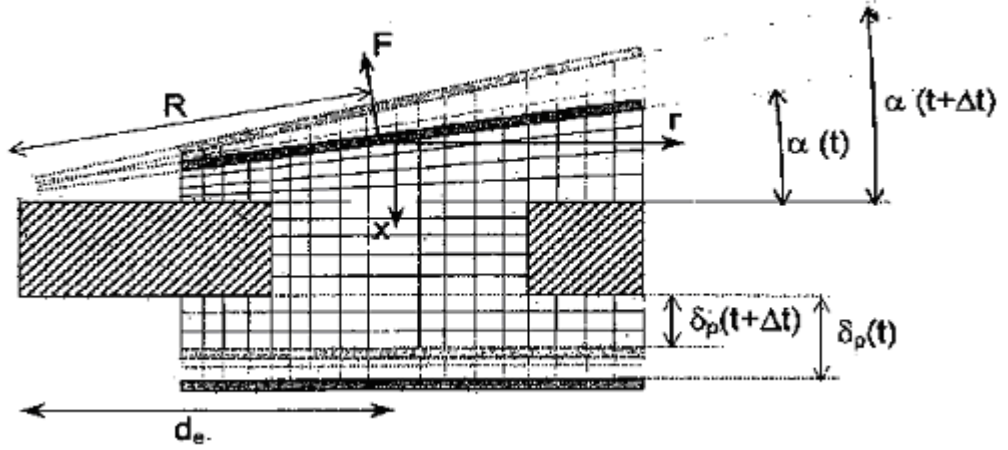
Bu eşitlikteki F_0 ön yük kuvvetini, α anlık eğim açısını, R ; F kuvvetinin etkidiği nokta ile sabitlenme noktası arasındaki mesafeyi (Şekil 3.2) göstermektedir.

Yaprak eğim açısı, α , için denklem (3.1) çözülmek istenirse, yaprak üzerindeki akıştan kaynaklanan basınç dağılımının neden olduğu F kuvvetini bulmak için aşağıdaki integral alınmalıdır:

$$F = \int_0^{2\pi D/2} \int_0^R P r dr d\theta \quad (3.2)$$

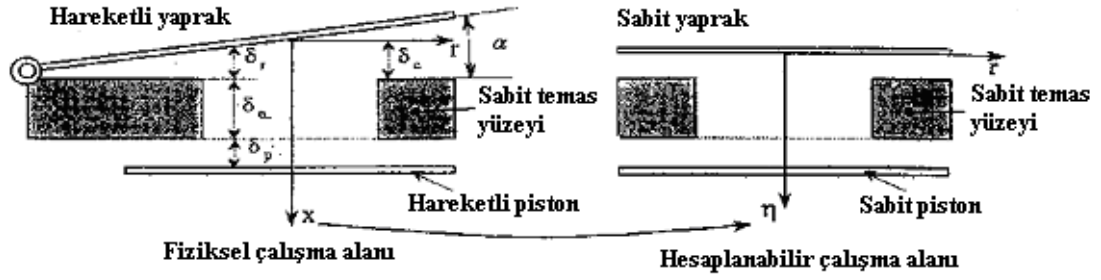
Bu eşitlikteki r ve θ radyal ve çevresel koordinatları, D yaprak çapını göstermektedir.

Anlık basınç dağılımını temsil eden P ise, valflerdeki akışın sayısal çözümü ile elde edilmiştir.



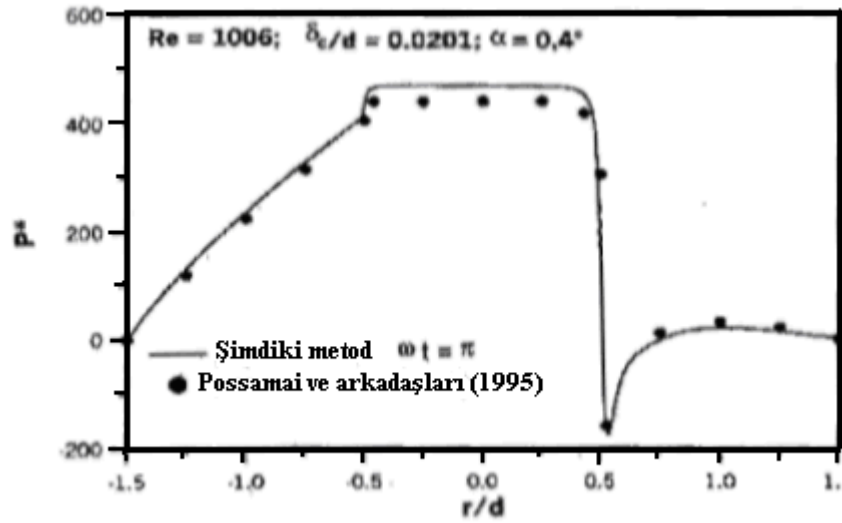
Şekil 3.2: Hesaplama alanının şematik gösterimi [4].

Denklemleri çözmek için, hareketli koordinat sisteminden sabit koordinat sistemine geçiş yapılmıştır. Bu koordinat sisteminin ana özelliği fiziksel çalışma alanını, yaprak ve pistonun hareketlerine göre değişmeyen hesaplanabilir çalışma alanına dönüştürmesidir. Fiziksel ve hesaplanabilir çalışma alanları Şekil 3.3'te gösterilmiştir.



Şekil 3.3: Fiziksel ve hesaplanabilir alanlar [4].

Yapılan hesaplamaları doğrulamak için, sabit kütleli debide farklı sabit eğim açıları için, [4]'de referans olarak verilen, valflerdeki sıkıştırılmaz laminar akışın deneysel ve hesaplanabilir araştırmasını yapan Possamai ve arkadaşlarının çalışması kullanılmıştır. Tanımlanmış bir yaprak hareketinde, $f = 0,01$ Hz frekansta, periyodik akış şartındaki sabit kütleli debi için bir sayısal simülasyon yapılmıştır ve bahsedilen çalışma ile karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma sonuçları Şekil 3.4' de verilmiştir.



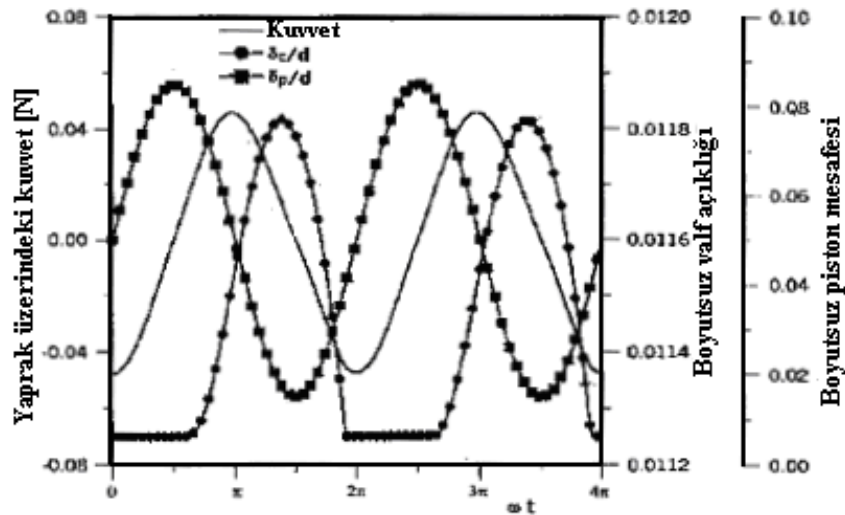
Şekil 3.4: Farklı yöntemlere göre valf yaprağındaki basınç dağılımları [4].

Şekilden de görüldüğü gibi her iki çalışma da birbirine yakın sonuçlar vermektedir. Hesaplama yönteminin bu şekilde doğrulanmasından sonra $f = 60$ Hz frekansta çözümleme yapılmıştır.

Şekil 3.5, bu akış şartındaki yaprağa etki eden kuvveti ve yaprak dinamiği sonuçlarını göstermektedir. Görüldüğü gibi; basınç dağılımından kaynaklanan

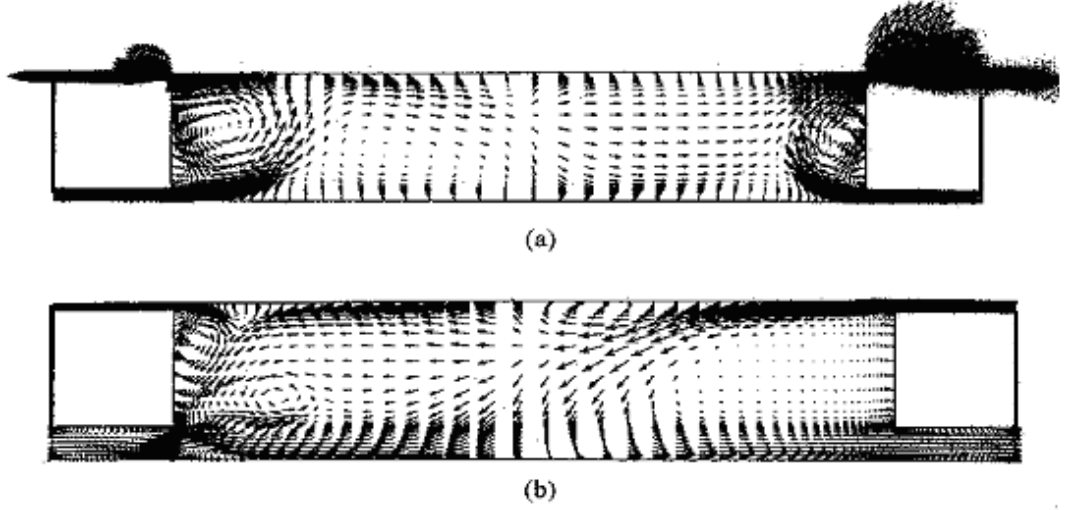
yaprağa etkiyen kuvvet negatif ve pozitif değerler almaktadır. Bunun sebebi, piston hareketi ile doğrudan bağlantılıdır. Valf açıklığı ise bir tam çevrim boyunca kayda değer bir değişim göstermemektedir. Buradaki modele türbülans etkileri ve sıkıştırılabilirlik de dahil edilirse, daha yüksek kütleli debili sayısal simülasyonlar kullanılabilir ve bunun sonucunda valf açıklıklarının değişim aralığını gözleme fırsatı doğar.

Şekil 3.6, çevrimin iki değişik pozisyonunda ($\omega t = 1,34\pi$ ve $\omega t = 2\pi$) simetri düzlemi için hız vektörlerini göstermektedir. Şekil 3.6a, pistonun üst ölü merkeze ulaşması anındaki akışı göstermektedir. Bu pozisyonda, akış valften çıkmaya zorlanmaktadır ve iki güçlü “resirküle” alanı besleme diyaframı duvarları yakınlarında oluşmaktadır. $\omega t = 2\pi$ olduğunda (Şekil 3.6b) piston geri gitmektedir ve akışkanın emilimi net olarak görülmektedir. Bu akış çok karmaşık bir akış gibi görünmektedir.



Şekil 3.5: Yaprak ve temas yüzeyindeki boşluk ve anlatılan piston hareketinden kaynaklanan yaprak yüzeyindeki etken kuvvet [4].

Bu çalışma; bazı kabuller sonucunda valf yüzeyindeki basınç dağılımını, yüksek frekansta valf üzerine etkiyen kuvvetleri hesaplamak için yapılmıştır. Gerçek bir kompresörü modellememektedir. Akışa sıkıştırılabilirlik ve türbülansın etkileri de dahil edilirse, gerçek kompresöre daha yakın sonuçlar elde edilebilir.



Şekil 3.6: Simetri eksenindeki hız vektörleri (a) $\omega t = 1,34\pi$; (b) $\omega t = 2\pi$ [4].

Emme valf yaprağı hareketini, sonlu eleman yaklaşımıyla modelleyen bir çalışma, Fagotti ve arkadaşları tarafından yapılmıştır[5]. Bu çalışma, basit ve verimli FEM (Finite Elements Method, Sonlu Elemanlar Yöntemi)-tabanlı bir valf modellemesi yapmaktadır. Buradaki modelleme, valf yaprağını ankastre kiriş ve bir ucundan sabitlenmiş olarak kabul etmiştir. Bu modelin ana sınırlaması, sadece valfin serbest hareketini hesaba katmasıdır.

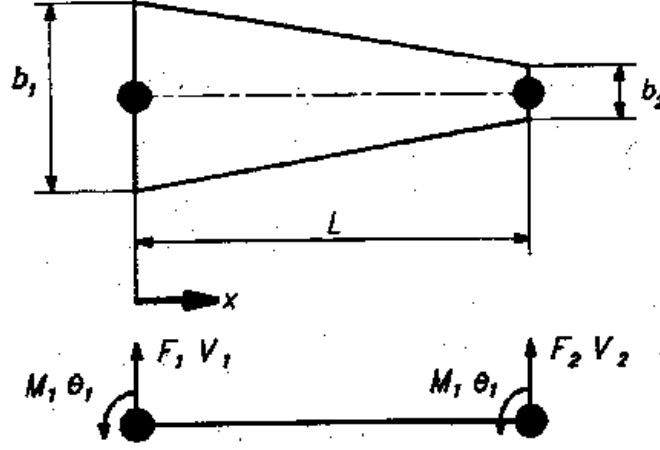
Aşağıdaki denklem Newton'un ikinci yasasının valfe uygulanmasını göstermektedir:

$$[M] \left\{ \frac{d^2 q}{dt^2} \right\} + [C] \left\{ \frac{dq}{dt} \right\} + [K] \{a\} = \{F(t)\} \quad (3.3)$$

Bu eşitlikteki $[M]$, $[C]$ ve $[K]$, sırasıyla; kütle, sönüm ve rijitlik matrislerini göstermektedir. $\{F(t)\}$ ve $\{q\}$ ise sırasıyla genelleştirilmiş tahrik kuvveti ve noktasal deplasman vektörleridir.

Sönüm matrisi, yaprak malzemesine ve valf kısılacının (clamp) karakteristiğine bağlıdır. Aynı zamanda contanın da sönüm matrisi üzerinde etkisi vardır. Tek serbestlik dereceli, kütle-yay valf modellerinde, sönüm katsayısı deneysel sonuçlardan elde edilir ve analitik sonuçların deneysel sonuçlara yaklaştırılmasında kullanılır. Kütle-yay modelleri kabul edilebilir sonuçlar vermektedir, ancak; modeli kullanmak için, prototiplerden ve testlerden elde edilen deneysel sonuçlar gereklidir.

Yaprak modeli, sabit kalınlıklı, değişken alanlı ve atalet momentli kiriş elemanı olarak dūřunulur. şekil 3.7, elemanın şematik gōsterimidir. Bu şekildeki V yer değiştirmeyi ve θ dōnmeyi gōstermektedir.



şekil 3.7: Değişken kesitli “beam” elemanı ve serbestlik derecesi [5].

Sayısal entegrasyondan kaçınmak için, elemanın rijitlik matrisi hesaplanırken [5]’de bahsedilen Castigliano’nun ikinci teoremi kullanılmıştır. Bu prosedūr sonucunda aşağıdaki matris elde edilmiştir:

$$[K] = \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} \\ K_{21} & K_{22} \end{bmatrix} \quad (3.4)$$

Elemanın kőtle matrisi, dūz kiriş elemanları hesaplamak için kullanılan sıradan interpolasyon fonksiyonları ile elde edilmiştir.

$$m_{ij} = \int_0^L \rho h b(x) \phi_i(x) \phi_j(x) dx \quad (3.5)$$

Bu eşitlikteki ρ malzemenin yoğunluğu, h ve $b(x)$ kalınlık ve genişlik ve $\phi(x)$ Hermite polinomlarını gōstermektedir.

$$\begin{aligned} \phi_1(x) &= 1 - 3(x/L) + 2(x/L)^3 & \phi_2(x) &= x - 2(x^2/L) + (x^3/L^2) \\ \phi_3(x) &= 3(x/L) - 2(x/L)^3 & \phi_4(x) &= -(x^2/L) + (x^3/L^2) \end{aligned} \quad (3.6)$$

Eleman formülasyonu çok basit olmasına rağmen, levha elemanların sonucundan olan sapma kabul edilebilirdir. Levha elemanlar çok detaylı olduğu için, deneysel sonuçlarla oldukça uyumlu sonuçlar elde edilebilir. Bunun için levha elemanlar kıyaslama için kullanılmıştır. Tablo 3.1, tipik bir emme valfinde her iki eleman için doğal frekansların bir karşılaştırmasını yapmaktadır.

Tablo 3.1: Doğal frekans sapması: levha ve değişken kesitli kiriş elemanı [5].

Titreşim modu	1	2	3	4
Hesap. Frekans[Hz]: levha eleman	60,3	504,6	1518	2996
Kiriş eleman	59,8	497,5	1475	2802

Tablo 3.1'e bakılınca, FEM işleminde hangi eleman kullanılırsa kullanılsın benzer sonuçlar vereceği beklenebilir. Zaman sınırlamasından dolayı levha elemanın kompresör simülasyonunda kullanılması pratik değildir.

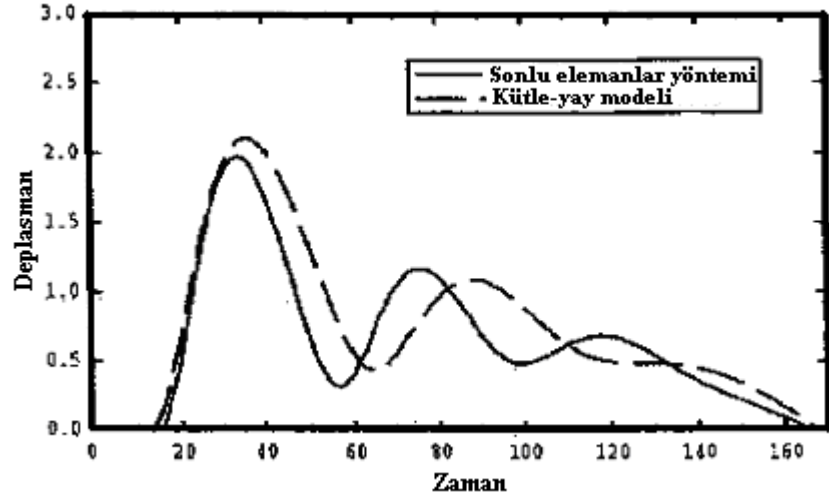
Bu çalışmada, FEM modeli sadece emme valfi için kullanılmıştır. Elde edilen sonuçlar aşağıdaki şekillerde gösterilmektedir. Deplasmanlar port merkezindeki deplasmanlardır ve birimi mm' dir.

Şekil 3.8, sonlu elemanlar ve kütle-yay modellerinden elde edilen sonuçları karşılaştırmaktadır. İkinci durumda, deneysel sonuçlarla uygunluk sağlanması için sönüm katsayısı ayarlanmıştır. Bunun için, her iki model de benzer sonuçlar verir, yani sonlu eleman modeli doğrulanmış olur.

Tablo 3.2, kompresör performansı ile ilgili deneysel sonuçlarla yapılan karşılaştırmayı göstermektedir. Burada; “enerji etkenlik oranı (Coefficient of Performance, COP)” olarak, soğutma kapasitesinin kompresör giriş gücüne oranından bahsedilmektedir. Valflerdeki kayıp ise; Basınç-Hacim diyagramında, silindir basıncı ile emme boşluğu ya da egzoz boşluğu basıncı arasında kalan alanın hesaplanmasıyla elde edilir.

Şekil 3.9, önceki modelde kullanılan sönüm katsayısının değişik bir valfte kullanılmasıyla elde edilen sonuçları göstermektedir. Şekil 3.9'daki kütle-yay sisteminin deplasmanı deneysel sonuçlardan elde edilenden fazladır. Yani, sönüm katsayısı düzeltilerek sonucun deneysel sonuçla uyuşması sağlanabilir. Sonuç

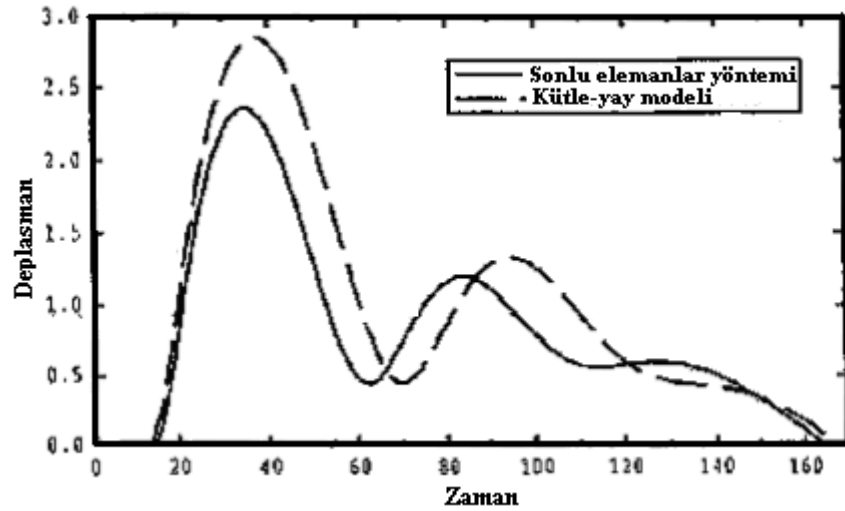
olarak, kütle-yay modeli, deneysel bilgi mevcutsa kullanılabilir. Şekil 3.8’de görüldüğü gibi, FEM sonuçları deneysel sonuçlarla uyuşmaktadır.



Şekil 3.8: Sonlu eleman ve kütle-yay: durum 1[5]

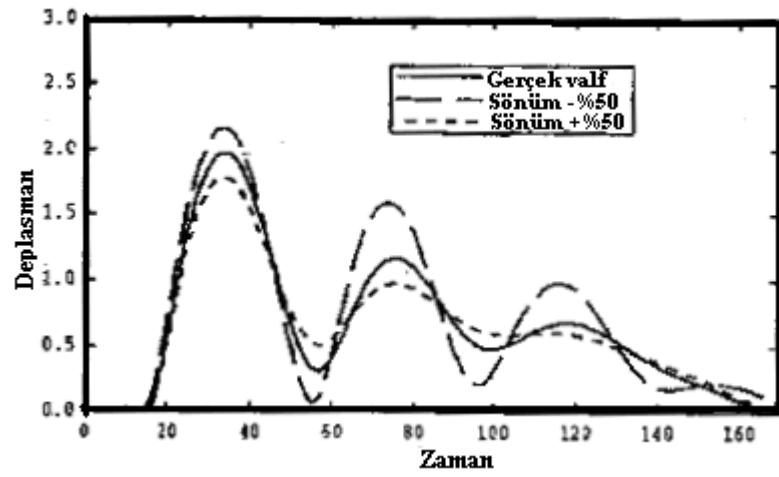
Tablo 3.2: Kompresör performansı: deneysel sonuçtan sapma (%) [5].

Model	Soğutma kapasitesi	Enerji etkenlik oranı	Toplam valf kaybı
Sonlu eleman	+1,4	-0,2	-7,1
Kütle-yay	+4,2	+0,8	-15,0

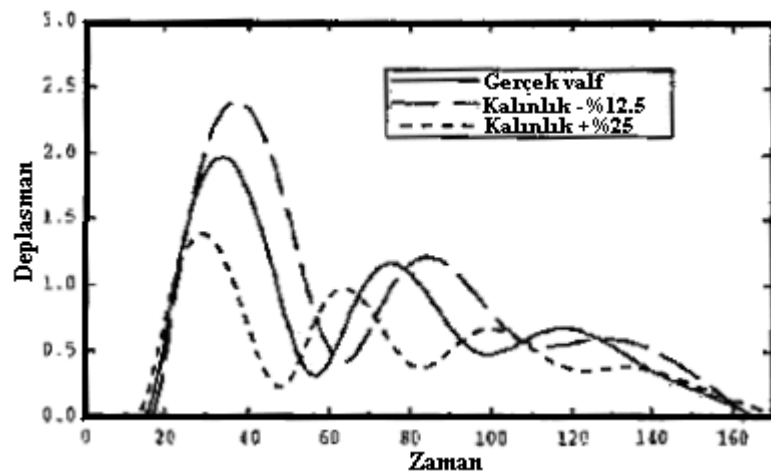


Şekil 3.9: Sonlu eleman ve kütle-yay: durum 2 [2].

Şekil 3.10, değişik sönüm katsayılarıyla elde edilen sonuçları karşılaştırıyor ve sönüm katsayısının valf hareketi üzerindeki etkisi hakkında bilgi veriyor ($\pm 50\%$). Sönümün, hareket üzerinde önemli etkisi varken, açılma-kapanma zamanlamasında önemli bir etkisi yoktur. Bu da; belirli bir deplasman değerinden sonra performans üzerinde güçlü bir etkiye neden olmamaktadır. Böyle olmasaydı, tasarımda güçlü değişimler yapmadan sönüm değiştirilemezdi. Şekil 3.11 valf kalınlığının etkisini göstermektedir. Bu parametre ve valf rijitliği arasındaki net ilişki, gözlemlenen farkı açıklamaktadır.

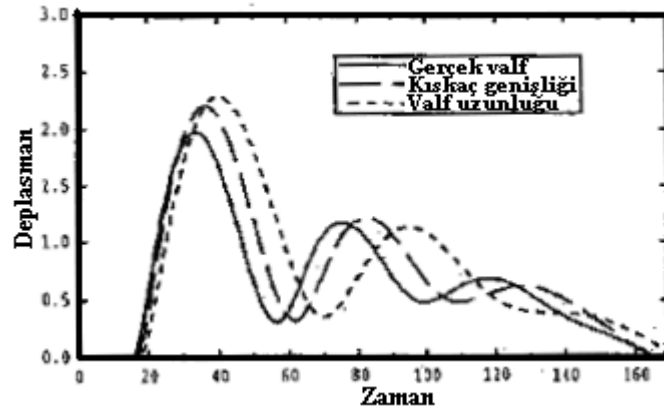


Şekil 3.10: Sönüm katsayısının valf hareketine etkisi [5].

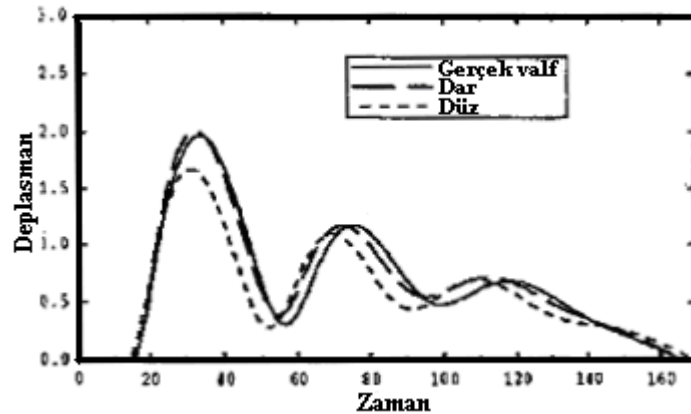


Şekil 3.11: Valf kalınlığının valf hareketine etkisi [5].

Şekil 3.12, iki muhtemel tasarım modifikasyonunun analiz sonuçlarını göstermektedir. Birinci modifikasyon, kısıkaçın (clamp) etrafındaki valf kalınlığının %50 daraltılmasıdır. İkinci modifikasyon ise, valf şeklinin değiştirilmeden uzunluğunun artırılmasıdır. Bunlar, küçük modifikasyonlar olmasına rağmen, performans üzerindeki etkileri kanıtlanmıştır. Son olarak, Şekil 3.13, iki farklı valf şeklinin sonuçlarını göstermektedir. Gerçek valf, uç noktalarından daha dar orta kesitli bir valftir. Birinci modifikasyon valf kenarlarını düz çizgi “segment”leri olarak düşünerek ele alır ve ikincisinde dar kesit diyaframın yakınlardaki bölgeye genişletilmiştir. Birinci durumda, valf rijitliğinin artması, genliğin azalmasının nedenidir. Bu, hem valf hareketine hem de kompresör performansına etkili değildir[5].



Şekil 3.12: Kısıkaç genişliğinde yapılan modifikasyon ve valf uzunluğunun valf hareketine etkisi [5].

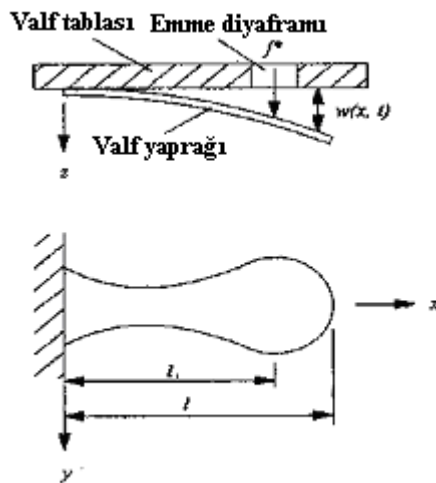


Şekil 3.13: Valf şeklinin modifiye edilmesinin valf hareketine etkileri [5].

Bir başka valf yaprağı dinamik analizi, lineer olmayan bir yöntemle, Sheu ve arkadaşları tarafından yapılmıştır[6]. Bu çalışma, lineer olmayan bir valf modeli sunmakta ve yaprak valflerin dinamik davranışını simüle etmek için tahmini-modeller (assumed-models) yöntemini kullanmaktadır. Yaprak valflerin yüksek deplasman miktarından kaynaklanan geometrik “non-lineer”liği valf dinamiği modeliyle birleştirmek için yüksek-deplasman gerilme-deplasman (large-deflection strain-displacement) ilişkisi düşünülmüştür.

Genellikle, çok rijit yaprak valfler aşırı sıkıştırmaya ve çok esnek olanları ise gereksiz yaprak dalgalanmalarına neden olur. Yaprak modelleri, genellikle, lineer (küçük genlikli) modelleri kullanır. Doğrusallık, bir kavramsal idealdir ve gerçek yapının dinamik davranışında hiçbir zaman görülmez. Lineer modeller üzerine kurulu bir çok fenomen, niteliksel olarak doğrudur ve iyi sonuçlar verir. Bu özellikle, küçük genlikli titreşim hareketi problemleri için geçerlidir. Ancak; doğrusallaştırma teorisi, yaprak valfler için doğru değildir, çünkü yaprak valflerin titreşim genlikleri lineer teoride varsayılan genlikler kadar küçük değildir. Valfin deplasman miktarı, kalınlığının birkaç katı olduğu için daha doğru sonuçlar elde edilmesi bakımından lineer olmayan teori kullanılmalıdır.

Valf modellenirken ankastre tip bir valf olarak modellenmiştir ve hareket denklemlerini türetmek için Lagrange yaklaşımı kullanılmıştır. Şekil 3.14, emme valf yaprağının geometrisini göstermektedir.



Şekil 3.14: Emme yaprak valfinin geometrisi [6].

Yapılan matematiksel işlemlerden sonra valfin hareket denklemi aşağıdaki gibi bulunmuştur.

$$m\ddot{q} + 2\xi\omega_n\dot{q} + \omega_n^2 q + \eta q^3 = f(t) \quad (3.7)$$

$$\omega_n^2 = k/m, \quad \eta = h/m, \quad f(t) = f^*(t)/m \quad (3.8)$$

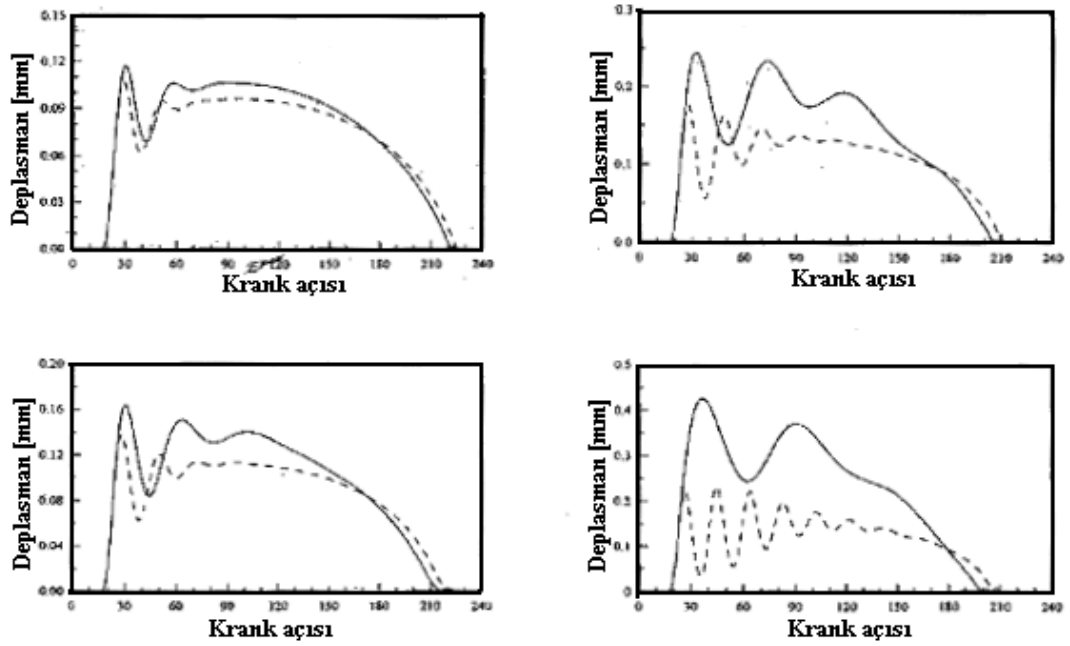
$$m = \int_0^1 \rho A(x) \phi^2 dx, \quad k = \int_0^1 EI(x) \phi''^2 dx \quad (3.9)$$

$$h = \frac{1}{2} \int_0^1 EA(x) \phi'^4 dx, \quad f^*(t) = \pi \beta \phi(l_1) (P_s - P) \{ r_s^2 + [\phi(l_1)]^2 q^2 \} \quad (3.10)$$

$$\phi(x) = x^4 - 4lx^3 + 6l^2x^2 \quad (3.11)$$

Bu eşitliklerdeki ω_n valfin doğal frekansını, ξ sönüm katsayısını, $f(t)$ genelleştirilmiş kuvveti, E Young modülünü, $A(x)$ valfin kesit alanını, β valfin itme katsayısını, $I(x)$ valfin kesit alanındaki atalet momentini, ρ valfin yoğunluğunu, P silindirdeki basıncı, P_s emme boşluğundaki basıncı göstermektedir.

Şekil 3.15, değişik valf kalınlıklarında elde edilen lineer ve lineer olmayan modellerin sonuçlarını karşılaştırmaktadır. Şekil 3.15'te görüldüğü gibi lineer olmayan modelle hesaplanan deplasmanlar lineer modelle hesaplanan deplasmanlardan daha küçüktür. Şekil 3.15'ten elde edilen diğer bir sonuç, valfin kalınlığı azaldığında lineer olmamaktan (non-lineerlikten) söz edilebilir olmasıdır. Valf kalınlığı azaldıkça valfin eğilme rijitliği azalmaktadır, bunun için ; valfin deplasmanı valfin kalınlığından kat kat fazla olabilir. Bu, geometrik “non-linear”liğin önemini güçlendirmektedir.



Şekil 3.15: Emme prosesi esnasındaki valf hareketi.

(a) kalınlık= 0,5 mm; (b) kalınlık= 0,4 mm; (c) kalınlık= 0,3 mm;
 (d) kalınlık= 0,2 mm. (_____lineer; -----lineer olmayan) [6].

Bir buzdolabının pistonlu kompresörünün sayısal simülasyonu için yapılmış bir yöntemi içeren çalışma Basi ve arkadaşları tarafından yapılmıştır [7]. Bu çalışmada, valf yaprağı modellenirken, basit olarak, lineer olmayan, serbestlik derecesi bir olan sönümlü kütle yay sistemi olarak düşünülmüştür. Sistem lineer olmayandır, çünkü; eşdeğer kütle $m(x)$ ve rijitlik $k(x)$, x deplasmanının fonksiyonlarıdır.

Bir kütle-yay sisteminin hareket denklemleri birinci dereceden bir denklem sistemi olarak yazılabilir.

$$\begin{cases} \ddot{x} = p/m \\ \dot{p} = f(x) - \omega(\omega m x + 2\zeta p) \end{cases} \quad (3.12)$$

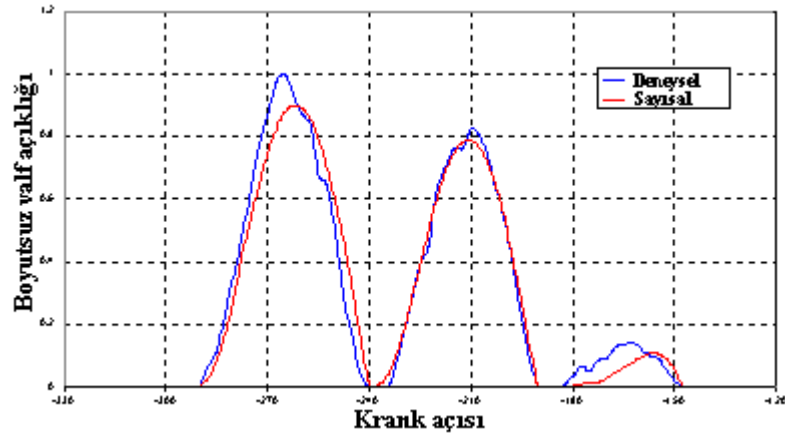
Bu eşitlikte p momentumu, ω doğal frekansı ($\omega = \sqrt{k/m}$), ζ sönüm katsayısını ($\zeta = c/2\sqrt{km}$), c sönüm faktörünü göstermektedir.

Eşdeğer kütle ve yaylanma rijitliği sayısal ve/veya deneysel analizlerden elde edilmiştir. $F(x)$ kuvveti, valf boyunca toplam basınç ile statik basınç arasındaki fark

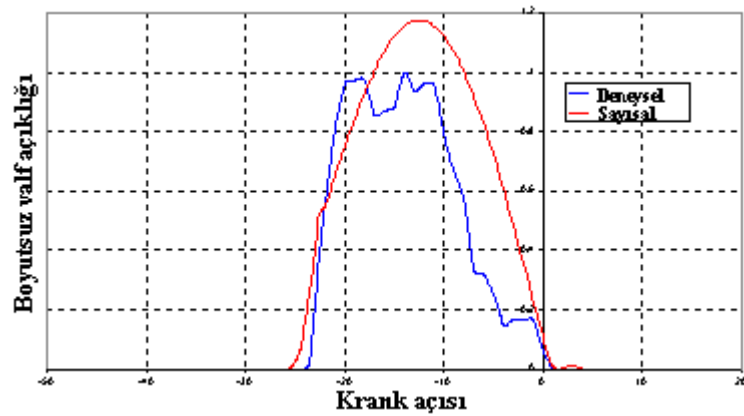
ile deneysel olarak hesaplanan $A_f(x)$ etken kuvvet alanının çarpımından elde edilmiştir.

Aynı zamanda, “etken akış alanı” $A_m(x)$, valf açıklıklarının geometrik alanından ve akışların tersinirliğinden, deneysel olarak elde edilmiştir.

Şekil 3.16 ve Şekil 3.17, endoskopik ölçüm ile elde edilmiş ve hesaplanmış emme ve egzoz valflerinin hareketlerini göstermektedir. Görüldüğü gibi her iki sonuç da birbiriyle uyum göstermektedir. Bu uyum, emme valfinde daha iyi görülmektedir. Egzoz valfindeki uyuşmazlık, kısmen endoskopik gösterimdeki tam hareketin okuma zorluklarından kaynaklanmıştır. Endoskopları silindire yerleştirmek gerektiği için, valf hareketinin hesaplamaları yapılırken daha fazla ölü hacim kullanılmıştır.



Şekil 3.16: Emme valfi hareketi [7].



Şekil 3.17: Egzoz valfi hareketi [7].

3.2 Diğer Çalışmalar

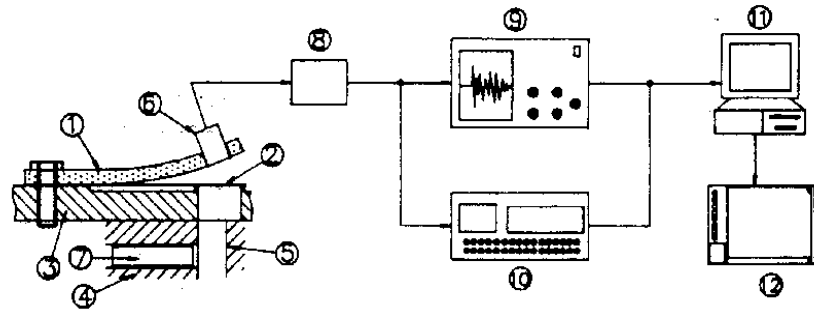
Valf hareketi ve valflerdeki akışın modellendiği çalışmalara ek olarak, valf hareketinin ve mukavemetinin deneysel veya ticari FEM kodlarıyla analiz edildiği çalışmalardan birkaçı bu bölümde anlatılmıştır.

Farklı valf kalınlıkları ve durdurucu yükseklikleri için egzoz valf yaprağı davranışı ve gerilmeleri, “rolling” piston tip kompresörler için deneysel ve teorik olarak Sa ve arkadaşları tarafından araştırılmıştır[8]. Çalışmada, farklı valf kalınlıkları ve durdurucu yükseklikleri için egzoz valfinin davranışı deneysel olarak belirlenmiştir. Sonlu eleman yöntemi programı ANSYS® ile farklı valf kalınlıkları ve farklı durdurucu yükseklikleri için valfteki gerilme dağılımı incelenmiştir. ANSYS®’in, tasarım optimizasyonu metodu ile gerilmenin minimize edilmesi amaçlanarak optimum valf kalınlığı ve durdurucu yüksekliği hesaplanmıştır.

Valf davranışını ölçmek için Şekil 3.18’deki deney düzeneği kullanılmıştır. Şekil 3.19 ve Şekil 3.20’de ise bu deneyde kullanılan egzoz valfinin ve durdurucunun şekli gösterilmektedir. Egzoz valfinin davranışı, durdurucunun port merkezine denk gelen kısmına “eddy current” tip probe monte edilmesiyle ölçülmüştür.

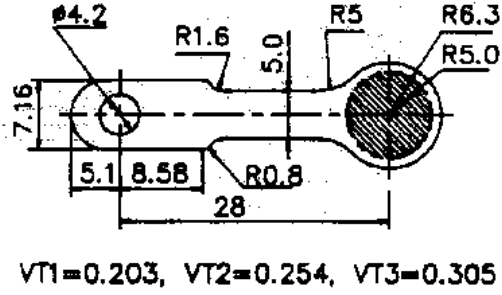
Deneyler 3 farklı valf kalınlığı (0.203, 0.254 ve 0.305 mm), 6 farklı durdurucu yüksekliği (1.6, 1.8, 2.0, 2.2, 2.4 ve 2.6 mm) için gerçekleştirilmiştir.

Sonlu elemanlar ile gerilme dağılımı analizi üç farklı valf kalınlığı (0.203, 0.254 ve 0.305 mm) ve 4 farklı durdurucu yüksekliği (1.6, 1.8, 2.2 ve 2.6 mm) için yapılmıştır. Bu çalışmadaki egzoz valfinin malzemesi SANDVIK 20C çeliğidir ve özellikleri Tablo 3.3’de verilmiştir.

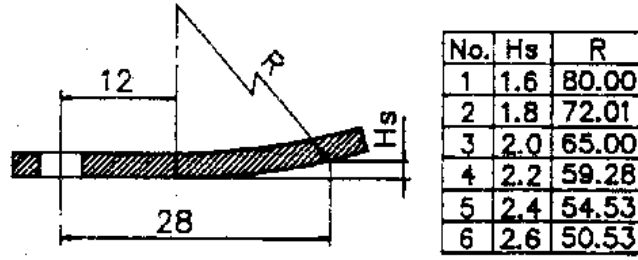


Şekil 3.18: Deney Düzeneği [8].

Şekil 3.18’de; 1:durdurucu 2:egzos valfi 3:yatak 4:silindir 5:roller 6: “eddy current probe” 7:basınç transdüseri 8:proksimetre 9:dijital kayıt osiloskopu 10:bilgi kayıt cihazı 11:386-P/C 12:yazıcı’yı göstermektedir.



Şekil 3.19: Egzos valfi [8].

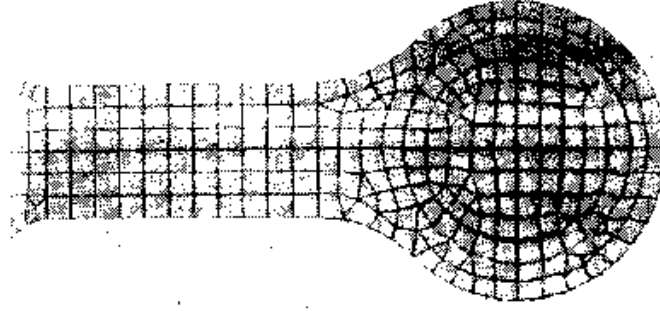


Şekil 3.20: Durdurucu [8].

Tablo 3.3: SANDVIK 20C malzemesinin özellikleri [8].

Kalınlık (mm)	Çekme dayanımı (kgf/mm ²)	Akma dayanımı (kgf/mm ²)	Elastiklik sınırı (kgf/mm ²)	Sertlik (HV)
0,175 – 0,225	205	180	155	590
0,225 – 0,275	200	175	150	580
0,275 – 0,375	195	175	150	565

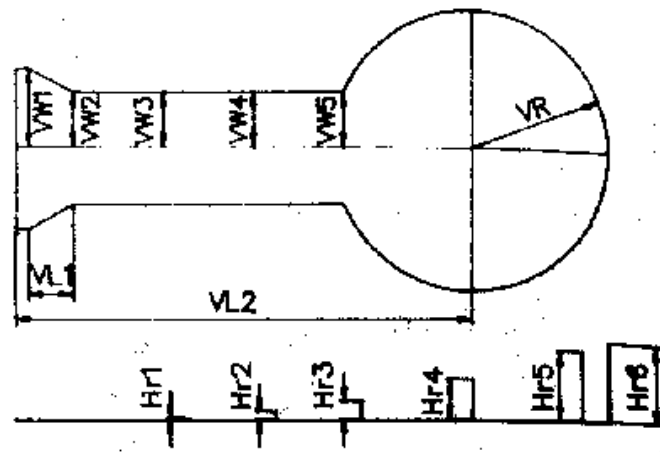
Sonlu eleman modelinde egzos valfi ve durdurucu için, sırasıyla, üç boyutlu kabuk (shell) eleman ve boşluk (gap) eleman kullanılmıştır. Şekil 3.21’de, kullanılan model gösterilmektedir.



Şekil 3.21: Sonlu elemanlar analizi için valf modeli [8].

Tasarım optimizasyonu; valf hareketi ve valfteki gerilme dağılımı, farklı valf kalınlıkları ve durdurucu yükseklikleri için değişim gösterdiğinden gerilme, boyun bölgesindeki gerilim dağılımının minimum olması amaçlanarak ANSYS® programı yardımıyla yapılmıştır. Optimizasyon modeli Şekil 3.22’de görülmektedir. Egzos valfindeki gerilme 50 kg.f/mm^2 ile sınırlanmıştır. Tasarım değişkenleri; valf kalınlıkları, valf uzunlukları, valf genişlikleri, egzoz portunun yakınındaki valf yarıçapı ve durdurucu yükseklikleri olarak seçilmiştir. Bu değişkenler ve önerilen sınırlar Tablo 3.4’de verilmiştir.

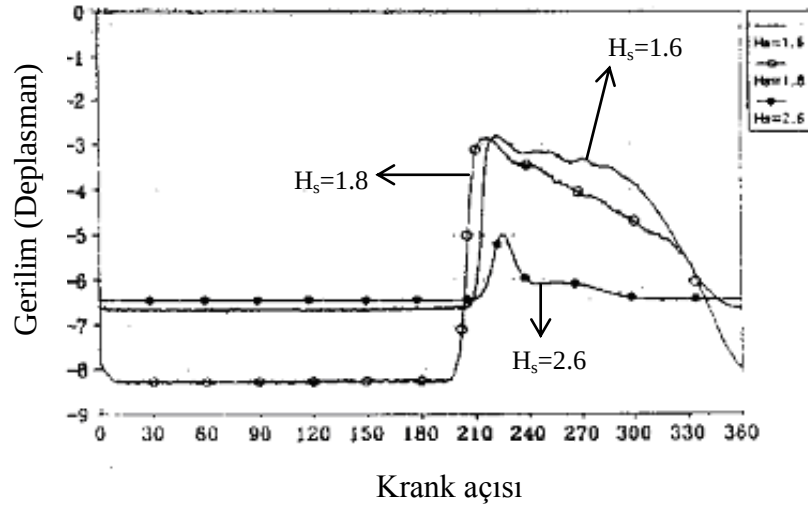
Valf kalınlığı ve durdurucu yüksekliğine göre valf hareketindeki değişiklikler Şekil 3.23, 3.24, 3.25’de görülmektedir. Valf kalınlığı azaldıkça valf daha erken açılmakta ve daha geç kapanmaktadır.



Şekil 3.22: Optimizasyon için valf ve durdurucu modeli [8].

Tablo 3.4: İzin verilebilir tasarım sınırları [8].

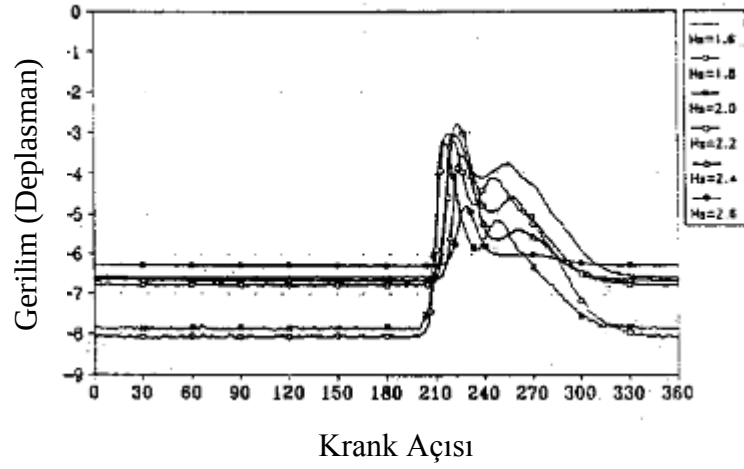
Tasarım değişkenleri	Taban değerler	İzin verilen sınırlar		Açıklama
		minimum	maksimum	
VT	0,254	0,20	0,31	Valf kalınlığı
VL1	2,00	0,5	3,0	Valf uzunluğu
VL2	20,00	15,0	27,0	
VW1	3,58	1,5	4,5	Valf genişliği
VW2	2,50	1,5	4,5	
VW3	2,50	1,5	4,5	
VW4	2,50	1,5	4,5	
VW5	2,50	1,5	4,5	
VR	6,30	6,0	7,0	Valf yarıçapı
Hr1	0,09	0,0	0,2	Stoper yüksekliği
Hr2	0,37	0,0	0,6	
Hr3	0,85	0,5	1,4	
Hr4	1,80	1,6	2,6	
Hr5	3,13	2,0	4,5	
Hr6	3,54	2,1	5,0	



Şekil 3.23: VT = 0.203 mm'de valf hareketi [8].

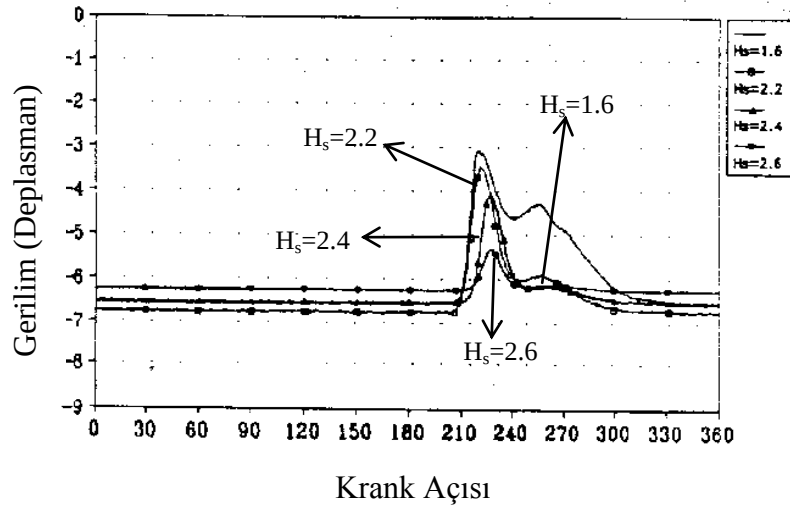
Durdurucu yüksekliği 1.6 ve 1.8 mm iken, basınç referans basınca ulaşınca yaprak hızla açılır ve durdurucu ile temas ettikten sonra yavaş yavaş kapanır ve egzoz periyodunun sonunda tamamen kapanır. Fakat; durdurucu yüksekliği 2.6 mm iken, yaprak durdurucuya temas eder etmez hızla kapanmaya başlar ve krank açısı 240° civarlarında iken kapanma yavaşlar. Bunun sebebi; valfin deplasmanı çok

olduğundan geri yaylanma kuvvetinden dolayı valfin hızla kapanmaya başlaması ve artık (residual) gazla temas eder etmez yavaşlamasıdır.



Şekil 3.24: VT= 0.254 mm'de valf hareketi [8].

Genellikle, kapanma periyodunun ortalarında, valf deplasmanı bir yükselme gösterdikten sonra, kapanma yavaşlar. Bu fenomen durdurucu yüksekliği arttıkça daha da belirginleşir. Durdurucu yüksekliği artarsa, valfin çabuk kapanma eğilimi de artar.



Şekil 3.25: VT= 0.305 mm'de valf hareketi [8].

$H_s \geq 2.2$ mm olan durumlarda, valf yaprağı hızlı açılır ve 240° krank açısına kadar hızlı kapanır ve daha sonra yavaşlar. Bu, valf kalınlığının artmasından kaynaklanmaktadır.

Farklı valf kalınlıkları ve durdurucu yükseklikleri için maksimum eşdeğer gerilmeler Tablo 3.5’de verilmiştir.

Tablo 3.5: Tablo 4.3 Valf üzerindeki minimum eşdeğer gerilmeler (kgf/mm^2) [8].

$\begin{matrix} \text{Hs} \\ \text{VT} \end{matrix}$	1,6	1,8	2,2	2,6
0,203	49,76	55,41	59,31	72,57
0,254	51,05	53,79	66,44	77,14
0,305	55,68	62,19	75,26	88,16

Valf kalınlığı ve durdurucu yüksekliği azaldıkça maksimum eşdeğer gerilme azalmaktadır. Bunun, valfin, inceliğinden dolayı, durdurucuya iyi temas etmesinden kaynaklandığı düşünülmektedir.

Valf optimize edilmeden önce valf boyun kısmında oluşan maksimum gerilme 60 kgf/mm^2 olarak hesaplanmıştır. Minimum gerilme için optimum tasarım değerleri Tablo 3.6’da verilmiştir. Sonuç olarak, optimizasyondan sonra valf boyun kısmında oluşan maksimum gerilme 39.8 kgf/mm^2 olmuştur. Valf kalınlığı taban değerine eşit olur (0.254 mm). Valf uzunluğu 1.4 mm daha uzun hesaplanmıştır. Valf genişliği ise dış bükey bir şekil almaktadır. Temel durdurucu şeklinde bir tane eğilme açısı varken, optimum şekilde bir tane eğilme açısına karşılık düzlük yoktur, yani durdurucu tamamen eğridir.

Emme valfindeki gerilmeleri ve valf güvenilirliğini araştıran diğer bir çalışma You ve arkadaşları tarafından yapılmıştır[9]. Bu çalışmada emme valfi, 1-DOF sistem olarak modellenmiştir. 1-DOF modelden elde edilen maksimum deplasman, LS DYNA3D’den elde edilen valf portunun merkezindeki maksimum deplasmana eşittir. Burada iteratif simülasyon yapılmıştır. Ayrıca maksimum gerilme ve deplasman sonuçları LS DYNA3D’den elde edilmiştir ve deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır.

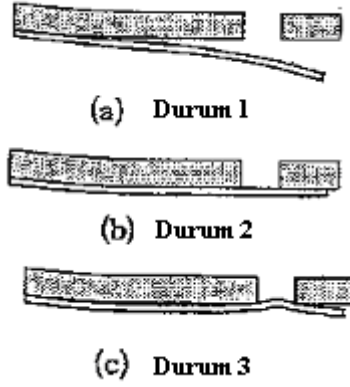
Tablo 3.6: Optimum ölçüler (mm) [8].

Tasarım değişkenleri	Taban değerler	Optimum değerler
VT	0,254	0,254
VL1	2,00	2,00
VL2	20,00	21,40
VW1	3,58	3,30
VW2	2,50	2,20
VW3	2,50	3,50
VW4	2,50	3,00
VW5	2,50	2,70
VR	6,30	6,88
Hr1	0,09	0,11
Hr2	0,37	0,43
Hr3	0,85	0,95
Hr4	1,80	1,70
Hr5	3,13	2,53
Hr6	3,54	2,84



Şekil 3.26: Optimize edilmiş valf şekli [8].

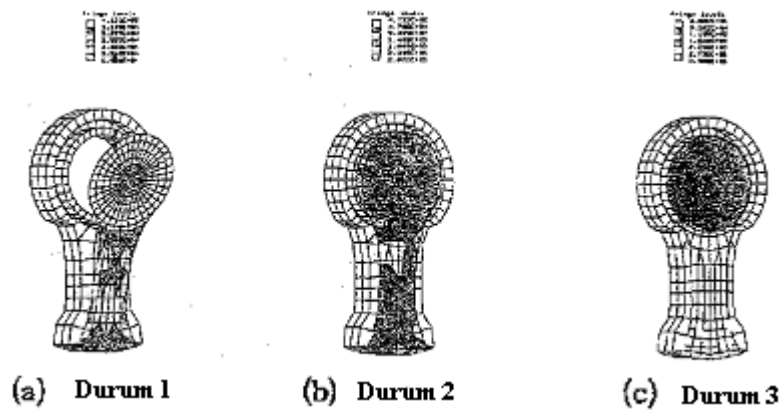
Pistonlu kompresörlerde emme valfine etki eden gerilme Şekil 3.27'deki gibi sınıflandırılmıştır. Şekil 3.27a'da basınç farkından dolayı pistonun Üst Ölü Nokta (ÜÖN) pozisyonundan Alt Ölü Nokta (AÖN) pozisyonuna geçişinden kaynaklanan eğilme gerilmesi (DURUM 1), Şekil 3.27b'de valfin porta, pistonun AÖN pozisyonuna yakın olduğu anda çarpması esnasındaki darbe gerilmesini (DURUM 2) göstermektedir. Şekil 3.27c, pistonun ÜÖN pozisyonunda emme valfine etkiyen maksimum basınç sırasındaki eğilme gerilmesini göstermektedir (DURUM 3).



Şekil 3.27: Valfin gerilme durumları [9].

Bu çalışmada, emme valfinin deplasmanı, özel bir matematik model kullanan performans tahmin programından elde edilmiştir. Bu matematik modelde emme ve egzoz valfleri 1-DOF sistem olarak kabul edilmiştir. Simülasyonun sonucunda, emme valfinin maksimum deplasmanı 3,06 mm olarak bulunmuştur. Bu sonuç temel alınarak, valfin port merkezindeki maksimum deplasman LS DYNA3D modelindeki 1-DOF sistemin maksimum deplasmanına eşit alınarak sayısal analizler gerçekleştirilmiştir.

Şekil 3.28’de, LS DYNA3D ile bulunan, emme valfindeki gerilim dağılımı her üç durum için görülmektedir. Tablo 3.7, her üç durum için maksimum gerilmeyi ve pozisyonları göstermektedir.



Şekil 3.28: Valfteki basınç dağılımı [9].

Tablo 3.7: Her bir durumdaki maksimum gerilme değerleri [9].

Durum	Durum 1	Durum 2	Durum 3
$\sigma_{\max}$ (Mpa)	66,5	280,1	330,0
Pozisyon	Boyun kenarı	Port bölgesinin ortası	Port bölgesinin ortası

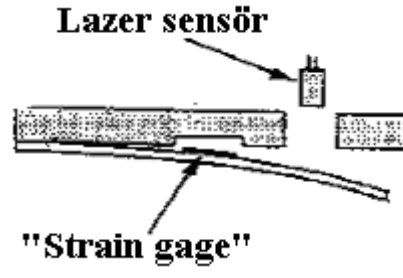
SUS (7C27Mo2) için izin verilebilir gerilme: 790 Mpa

Sayısal analizlerle elde edilen sonuçları doğrulamak için yapılan deney aşağıdaki gibi gerçekleştirilmiştir. Şekil 3.29 deneysel şemayı göstermektedir.

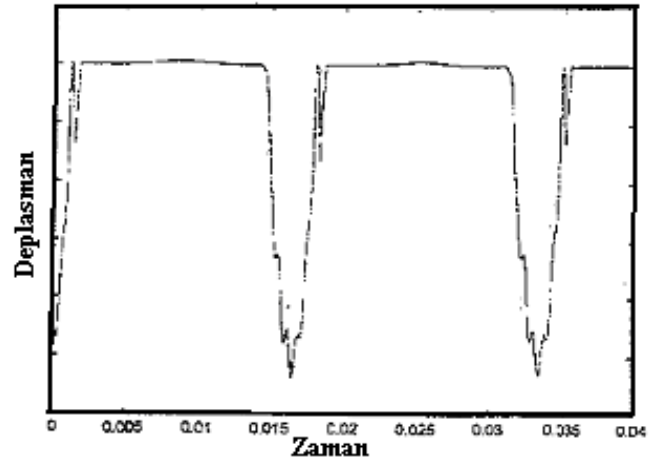


Şekil 3.29: Deney şeması [9].

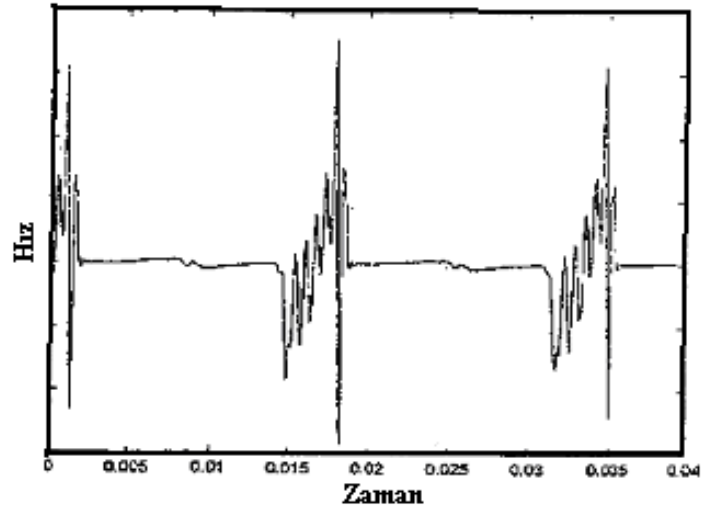
Emme valfindeki gerilmeleri ölçmek için valf yüzeyine "strain gage" yerleştirilmiştir. "strain gage" ve lazer sinyalleri, havada, Şekil 3.30'daki gibi ölçülmüştür. "Strain gage" sinyali lazer sensörü sinyali ile kalibre edilmiştir. Kalibrasyon datası gerçek çevrimdeki valf deplasman ölçümü için referans olarak kullanılmıştır. Çünkü gerçek çevrimdeki deplasmanı ölçmek için lazer kullanmak mümkün değildir. "Strain gage" sinyalini dönüştürerek bütün valf pozisyonlarındaki deplasmanları bulmak mümkün değildir. Bu çalışmada, herhangi bir pozisyon için valfin deplasmanı ve hızı LS DYNA3D'den elde edilmiştir. Şekil 3.31, "strain gage" sinyalini deplasman sinyaline çevirerek elde edilmiş valf portunun orta noktasındaki deplasmanı göstermektedir. Şekil 3.32 valf portunun orta noktasındaki hızı göstermektedir.



Şekil 3.30: Deney düzeneği (havada) [9].



Şekil 3.31: Strain gage” tarafından ölçülen valf deplasmanı (Valf portunun merkezi) [9].



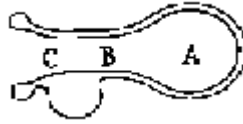
Şekil 3.32: “Strain gage” tarafından ölçülen valf hızı (Valf portunun merkezi) [9].

1. Maksimum eğilme gerilmesi-DURUM 1:

Tablo 3.8, FEM ile maksimum gerilme, ve FEM ve deneyler sonucunda maksimum deplasman değerlerini göstermektedir. Tablo 3.8, deneysel sonuçların FEM sonuçlarına benzer olduğunu göstermektedir. Durum 1'deki maksimum gerilme, SUS(7C27Mo2) için izin verilen gerilmeden daha azdır; yani valf güvenilirdir.

Tablo 3.8: Durum 1'deki maksimum gerilme [9].

Pozisyon		A	B	C
$\delta_{\max}$ (mm)	FEM	3,06	2,50	0,40
	Deney	2,69	2,01	0,67
$\sigma_{\max}$ (Mpa)	FEM	8,0	10,0	31,0120



2. Maksimum darbe değeri-DURUM 2:

SUS(7C27Mo2) için izin verilen darbe değeri 1,64'dür. Tablo 3.9, durum 2'deki maksimum darbe değerlerini göstermektedir. Bu durumda valf güvenilirdir.

Tablo 3.9: Durum 2'deki maksimum darbe değeri (Valf portunun merkezi) [9].

	FEM	Deney
Darbe değeri	1,0	0,94
SUS (7C27Mo2) için izin verilebilir darbe değeri: 1,64		

3. Maksimum eğilme gerilmesi-DURUM 3:

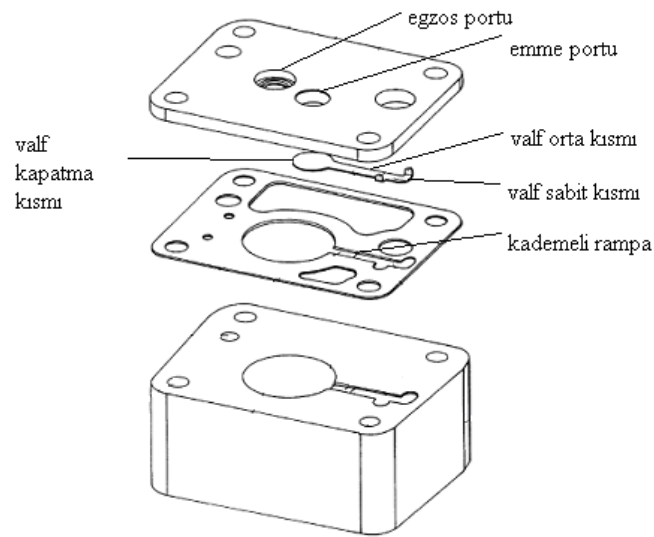
Şekil 3.28c'de görüldüğü gibi maksimum gerilme valf portunun merkezindeki bölgededir ve değeri 330 Mpa'dır. Durum 3'deki maksimum eğilme gerilmesi SUS(7C27Mo2) için izin verilen gerilmeden daha düşüktür ve valf güvenilirdir.

3.3 Patentler

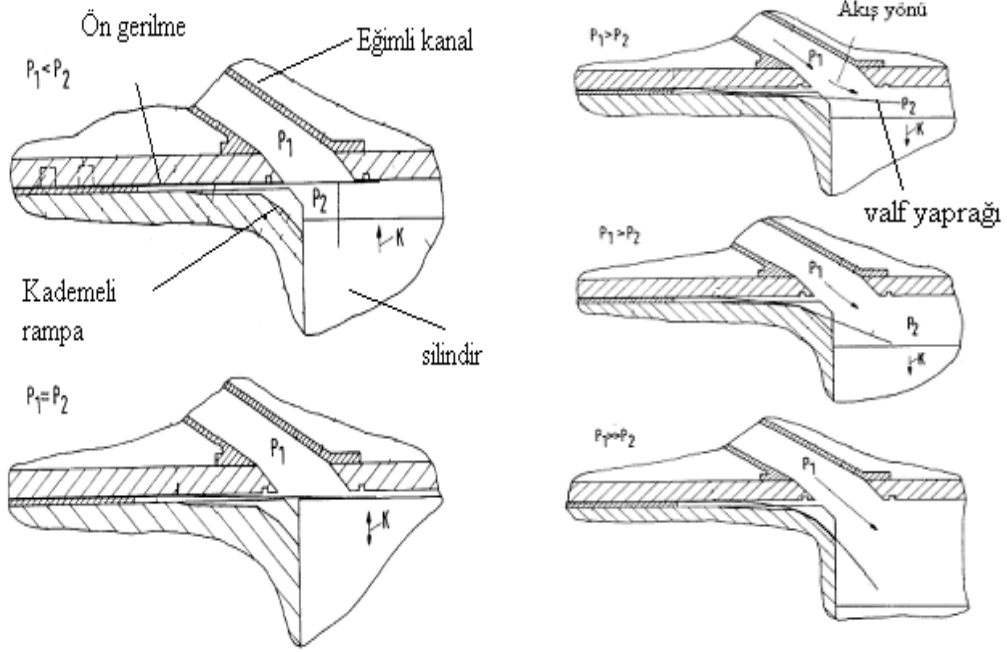
Emme ve egzoz valflerinin tasarlanma kriterlerini daha iyi kavrayabilmek ve firmaların bu konu hakkında ne gibi çalışmalar yaptığı hakkında bilgi edinmek için bir patent taraması yapılmıştır. Açılma-kapanma zamanlamasından kaynaklanan geri akış ve aşırı sıkışma kayıpları, valf yapraklarının flutter hareketi yapması, piston üst

ölü noktada iken silindirde kalan gaz (ölü hacim), valf yapraklarının valf tablasına çarpmasından ya da akışın yarattığı titreşimlerden kaynaklanan ses, valf konfigürasyonlarının maliyeti ve valf yaprağının dayanımı; iyileştirilmeye çalışılan başlıca problemlerdir. Bu problemler ayrı ayrı ya da birlikte iyileştirilmeye çalışılmıştır.

US6006785 (1999) numaralı patentte yapılan en önemli değişiklik emme portunun silindir duvarına bitleştirilmesidir. Valf yaprağının sabit kısmı, Şekil 3.33’de görüleceği üzere, valf tablası ile silindir bloğu arasında sıkıştırılmıştır. Yaprığın orta kısmının denk geldiği silindir duvarında, valf yaprağının oturduğu oyuk kademeli bir rampa ile devam ettirilmiştir. Bu değişikle valf yaprağının açıldıkça daha rijitleşmesi ve akış için daha çok alanın oluşması sağlanmıştır. Valf açıldıkça, geri yaylanma kuvveti artmakta ve bu da valfin daha hızlı kapanmasını sağlamaktadır. Ayrıca portun silindir duvarına bitleştirilmesi ile egzoz portu için esnek bir alan elde edilmiştir. Akışın silindire girişi, Şekil 3.34’te görüldüğü gibi, valfin tam açık olduğu andaki eğim açısına eşit eğim açısına sahip bir kanal yardımıyla sağlanmıştır. Bu değişiklik, akış kayıplarını azaltmaktadır ve gazın silindir duvarıyla temasını azaltarak emme gazının ısınmasını engellemektedir. Bir diğer değişiklik ise; valf yaprağının boyun kısmına bir ön gerilme verilerek, valfin temas yüzeyine yapışmadan erken açılmasının sağlanmasıdır. Buluşla ilgili şekiller aşağıda verilmiştir.

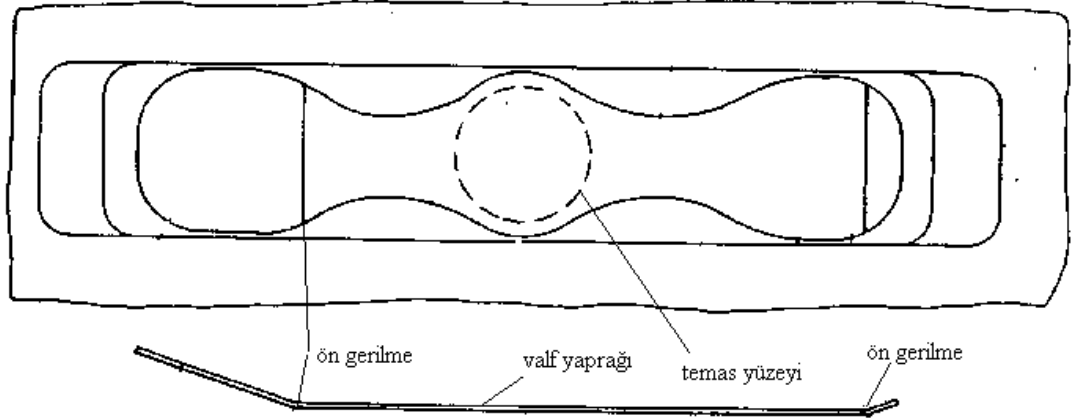


Şekil 3.33: Silindir bloğu ve valfin parçalanmış görünüm [10].

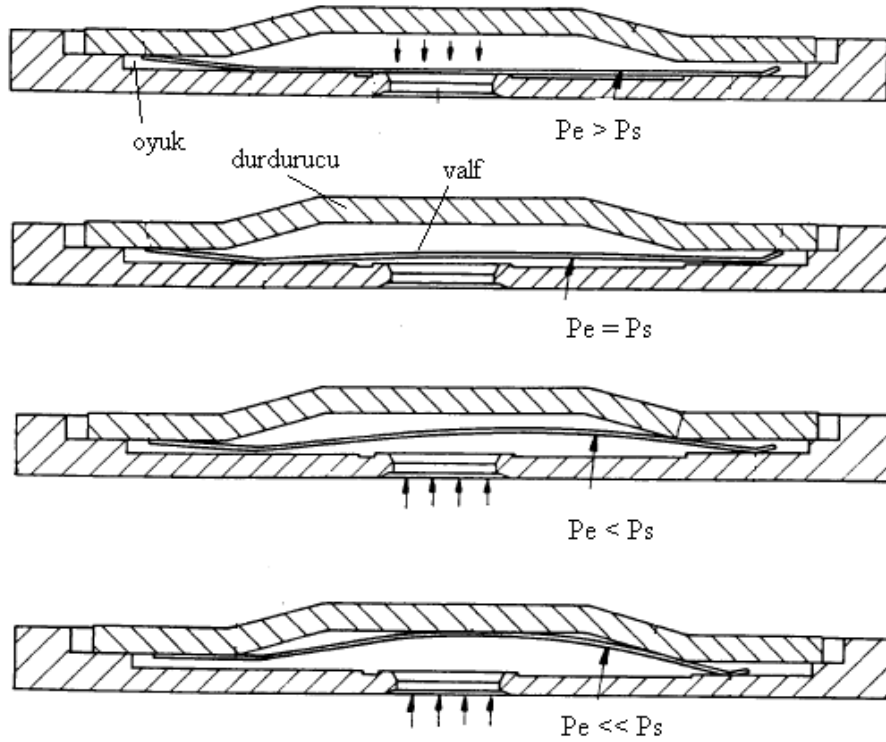


Şekil 3.34: Valf yaprağının açılış kademeleri [10].

EP0782670 (1996) numaralı patentte egzoz valfinin açılma ve kapanmasını hızlandırmak, valfin akış alanını, aşınmasını ve kapanmasından kaynaklanan gürültüyü azaltmak için önerilen değişiklikler anlatılmaktadır. Valfin uzunluğu, valfin açık olduğu andaki izdüşüm uzunluğundan daha fazla olacak şekilde seçilmiştir. Akış alanının artması için, valf kelebek şeklinde tasarlanmıştır (Şekil 3.35). Aynı zamanda; bu konstrüksiyon, valfin kapalı pozisyonda daha yumuşak olmasını sağlamaktadır. Valfin uç kısımlarının yönlendirilmesi, aşınmanın engellenmesi; oyugu valfi tamamen sarmasıyla sağlanmıştır. Erken açılmanın mümkün olabilmesi için valfe çeşitli noktalarından ön gerilmeler verilmiştir. Bu ön gerilmeler Şekil 3.35'te gösterilmektedir. Valf kapanırken, ön gerilmeler valfi açılmaya zorladığı için; valfin temas yüzeyine hızlı çarpması, valfin aşınması engellenir ve gürültü oluşumu azalır. Şekil 3.36 ise valfin açılış kademelerini göstermektedir.



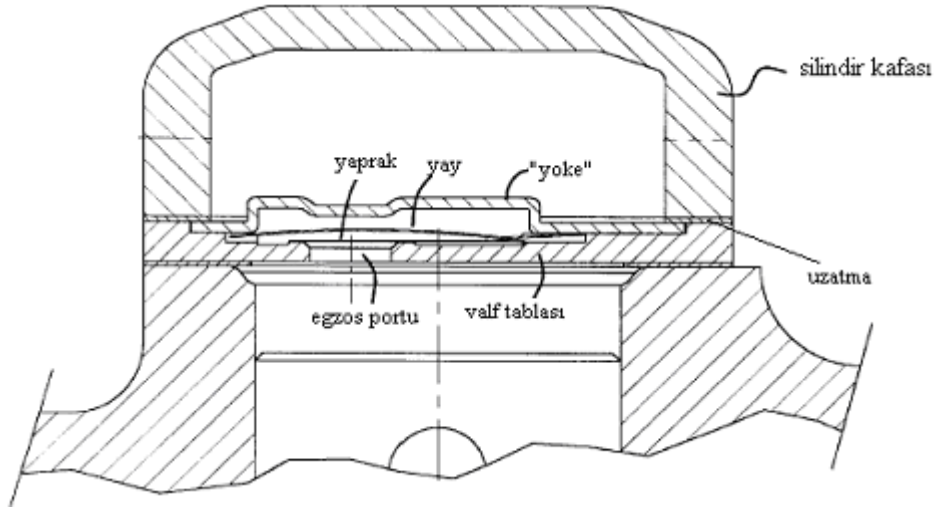
Şekil 3.35: Egzos valfinin üstten ve yandan görünüşü [11].



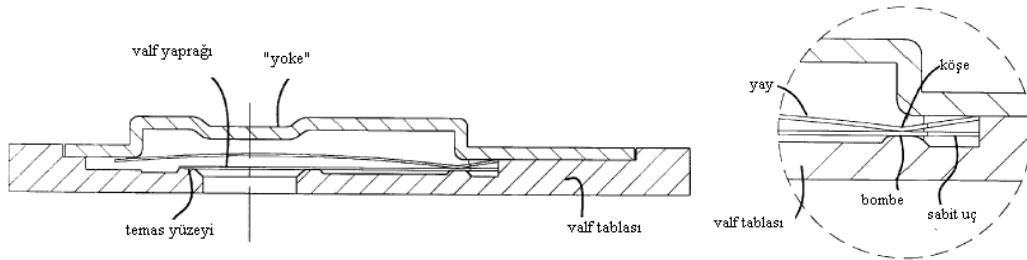
Şekil 3.36: Egzos valfinin açılış kademeleri [11].

US6012489 (2000) numaralı patent ile egzos valfinden kaynaklanan gürültüyü azaltmak, kompresör verimini yükseltmek ve egzos valf maliyetini azaltmak için iki değişiklik önerisinde bulunulmuştur. Ses gücü düzeyini azaltmak için “yoke”un uç kısmına, titreşimi ve gürültüyü azaltıcı etkiye sahip, sentetik ve metal olmayan malzemeden yapılmış bir uzatma, bir kısmı “yoke” ve silindir kafası, bir kısmı da

silindir kafası ve valf tablası arasında kalacak şekilde, yerleştirilmiştir. Bu değişiklik Şekil 3.37’de gösterilmektedir. Valf yaprağının tutturulması ise Şekil 3.38’de gösterilmektedir. Valf yaprağı, valf yayında oluşturulan bir köşe ile valf tablasında oluşturulan bombe arasında sıkıştırılmaktadır. Bu sayede valfin ilk açılış hareketi bir dönme hareketi olmaktadır ve bunun da valf performansını yükselttiği iddia edilmektedir. Bu montaj yöntemi sayesinde, ayrıca bir tutturma parçası kullanılmadığı ve “yoke”un döküm ile üretildiği için maliyetin azalacağı savunulmaktadır.



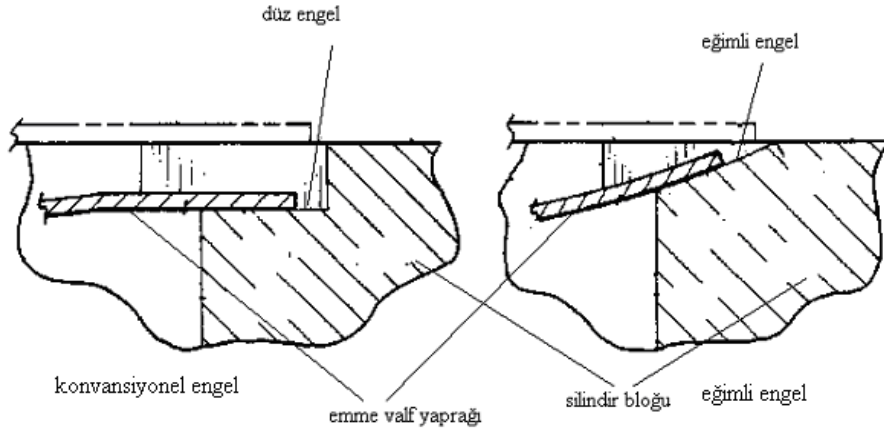
Şekil 3.37: Valf montajının yandan görünüşü [12].



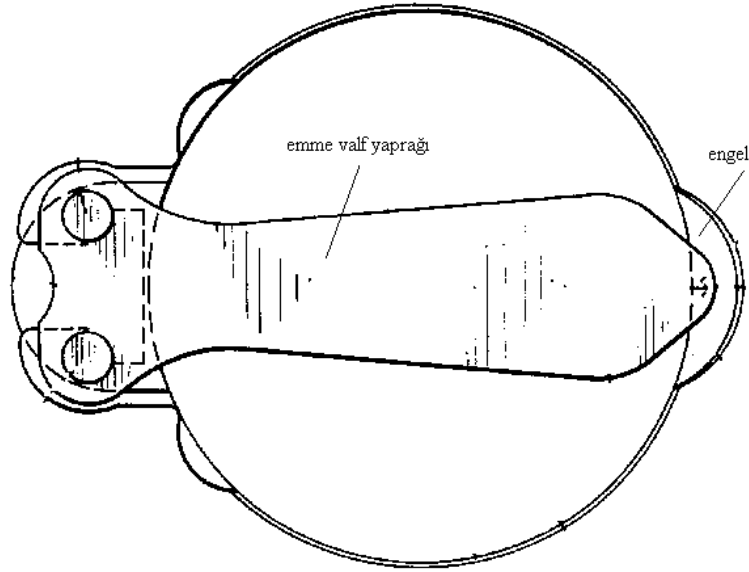
Şekil 3.38: Valfin bombe ve köşe arasında sıkıştırılması, detay görünüşü [12].

US5266016 (1993) numaralı patent konvansiyonel emme valf yaprağı “engel”inde yapılan değişikliği içermektedir. Konvansiyonel engel, silindir üst noktasının valf serbest uç kısmının yerleşebileceği şekilde işlenmiş bir boşluktur. Bu engel düzlemsel olarak işlenmiştir. Patenti alınan buluşun amacı ise; bu engeli eğimli olarak işleyerek valfin engel alt yüzeyine çarpmasını engelleyerek gürültüyü ve gerilmeleri azaltmaktır. Yeni engel, valfin ani olarak açılmasının yerine, gelişerek

(progressive) açılmasını sağlamaktadır. Ayrıca; yeni engel tasarımı ölü hacmi de azaltarak kompresör performansını arttırmaktadır. Şekil 3.39’de konvansiyonel engel ve engelde yapılan değişiklik gösterilmektedir.



Şekil 3.39: US5266016 numaralı patentte bahsi geçen konvansiyonel ve yeni emme valf yaprağı engelleri [13].

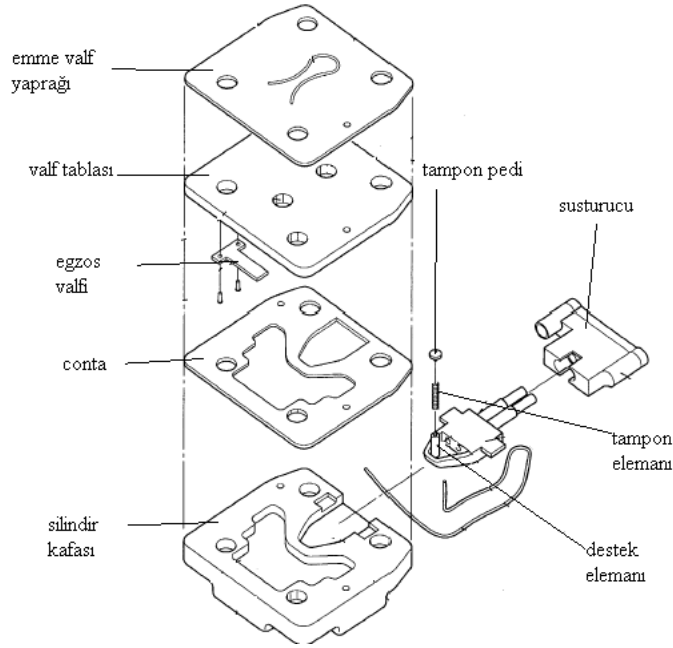


Şekil 3.40: US5266016 patentte anlatılan emme valf yaprağı ve engelin üstten görünüşü [13].

US2003095881 (2003) numaralı patentte emme valf yaprağının temas yüzeyine çarpması sonucu oluşan gürültüyü azaltmak ve emme valf yaprağının ömrünü uzatmak için emme valfi konfigürasyonunda yapılan değişiklik anlatılmaktadır. Emme valf yaprağının temas yüzeyine çarpmadan önce sönüm özelliğine sahip, üç

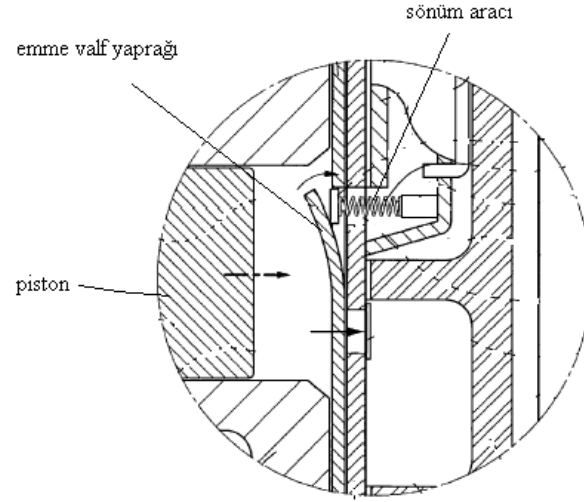
parçadan oluşan bir araca çarpması amaçlanmıştır. Bu aracın parçaları: tampon pedi, tampon elemanı ve destek elemanından oluşmaktadır (Şekil 3.41) valf yaprağı, temas yüzeyine çarpmadan önce tampon pediyle temas etmekte ve valfin sahip olduğu enerji tampon elemanı ile sönümlenmektedir. Tampon elemanı bir yay ya da sönüm özelliğine sahip başka bir malzeme olabilir. Destek elemanı ise susturucudan emme portuna doğru olan bir çıkıntıdır. Bu valf konfigürasyonu emme valf yaprağından kaynaklanan ses ve titreşimleri azaltmaktadır.

Emme valfi soğuk gazla temas halinde olduğu ve temas yüzeyine hızlı çarptığı için çabuk kırılabilir. Bu yeni valf tasarımının diğer bir avantajı ise valf yaprağının temas yüzeyine yavaş çarpmasını sağlayarak valf ömrünü uzatmasıdır. Buluşla ilgili şekiller aşağıda verilmektedir.



Şekil 3.41: US2003095881 numaralı patente önerilen emme valf konfigürasyonu[14].

Emme valfi soğuk gazla temas halinde olduğu ve temas yüzeyine hızlı çarptığı için çabuk kırılabilir. Bu yeni valf tasarımının diğer bir avantajı ise valf yaprağının temas yüzeyine yavaş çarpmasını sağlayarak valf ömrünü uzatmasıdır. Buluşla ilgili, büyütülmüş şekil aşağıda verilmektedir.



Şekil 3.42: US2003095881 numaralı patentte önerilen sönüm aracının montaj görünüşü [14].

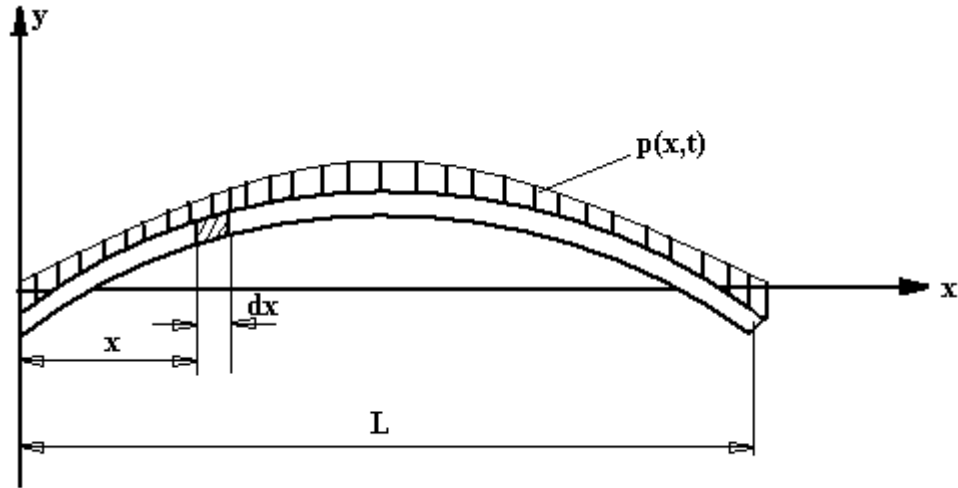
Kompresör emme ve egzoz valf yaprakları için alınan patent sayısı oldukça fazladır. Bu beş patent raporu, konunun kavranabilmesi ve bu konuda yapılabilecek çalışmalar hakkında bilgi verme açısından yeterli görülmüştür.

4. EMME VALF YAPRAĞI STATİK VE DİNAMİK ANALİZİ

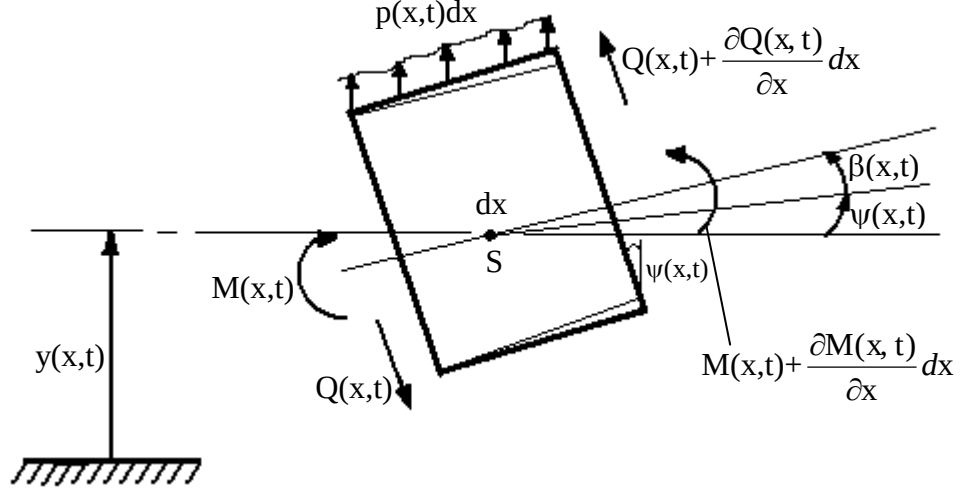
4.1 Sürekli Sistemlerin Hareket Denklemi

Cisimlerin titreşimlerinin analizi sırasında kullanılan yöntemlerden bir tanesi; ayırık sistem kabulüyle yapılan çözümdür. Ayırık sistemlerle yapılan çözümlerlerde, kütleler, yaylar ve sönüm elemanları kullanılır. Yay elemanları kütsüz ve deforme olabilen elemanlar olarak kabul edilir. Diğer taraftan, kütle elemanları ise rijit olarak kabul edilir. Bir sistemin her bir maddesel kısmı, kütle ve deforme olabilme özelliğine sahiptir ve bu özellikler noktadan noktaya değişir. Böyle durumlarda sürekli sistem kabulüyle çözümleme yapılır [15].

Valf yaprağına benzer bir çubuk eleman üzerinde çalışarak, üniform olmayan bir çubuk için titreşim denklemi türetilir.



Şekil 4.1: Sürekli sistem çözümünde kullanılan üniform olmayan çubuk modeli[15].



Şekil 4.2: Sonsuz küçüklikte diferansiyel eleman [15].

Çubuğun bir x kesitinde; birim uzunluk başına kütle $m(x)$, kesit alanı $A(x)$, tarafsız eksene göre kesit atalet momenti $I(x)$ ve birim uzunluk başına dış yük $p(x,t)$ ile gösterilebilir.

Herhangi bir x noktasındaki deplasman $y(x,t)$ ile gösterilirse; bir tanesi eğilme gerilmesinden diğer bir tanesi de kayma gerilmesinden olmak üzere iki kısımdan oluşur. Deplasman denklemi,

$$\frac{\partial y(x,t)}{\partial x} = \psi(x,t) + \beta(x,t) \quad (4.1)$$

şeklinde yazılır. Bu eşitlikte; $\psi(x,t)$ eğilme gerilmesinden kaynaklanan dönme açısını, $\beta(x,t)$ ise kayma gerilmesinden kaynaklanan kayma açısını göstermektedir. Doğrusal ve açısal deplasmanlar küçük kabul edilirse; eğilme momenti ile eğilme deformasyonu arasında;

$$M(x,t) = EI(x) \frac{\partial \psi(x,t)}{\partial x} \quad (4.2)$$

kesme kuvveti ile kayma deformasyonu arasında

$$Q(x,t) = k'GA(x)\beta(x,t) \quad (4.3)$$

bağıntıları yazılabilir. Bu eşitliklerde; G kayma modülünü, k' ise kesit şekline bağlı sabit bir sayıyı göstermektedir.

Bu çubuğun sınır değer problemini oluşturmak için “Genelleştirilmiş Hamilton Prensibinden” faydalanılmıştır. Hamilton Prensibi’nde, sistemin t_1 ve t_2 zamanları arasındaki tüm hareketi göz önüne alınmaktadır. Prensip, dinamik problemi skaler bir integralin incelenmesine dönüştürmektedir ve aşağıdaki denklem (4.4) ve (4.5) ile genelleştirilebilir:

$$\delta'W^a = \sum_{i=1}^N \dot{f}_i^a \cdot \delta r_i^p \quad (4.4)$$

Bu eşitlikte; N noktaya ayrılmış çubuktaki bir i noktasına etkiyen aktif kuvvet $\dot{f}_i^a$, i maddesel noktasına kazandırılan virtüel yer değiştirme δr_i^p ve aktif kuvvetlerin yaptığı virtüel iş ise $\delta'W^a$ ile gösterilmektedir. Genelleştirilmiş Hamilton Prensibi için;

$$\int_{t_1}^{t_2} (\delta T + \delta'W^a) dt = 0 \quad (4.5)$$

formülü yazılabilir. Formül; “bir sistem, herhangi bir t_1 - t_2 zaman aralığında, kinetik enerjinin değişimi ile kendisine etkimekte olan aktif kuvvetlerin virtüel işleri toplamının integrali sıfır olacak biçimde hareket eder” şeklinde yorumlanabilir.[15]

Yapılan işlemler sonucunda elde edilen denklem ve denklemin statik durumlar için sonlu fark çözümü bölüm 4.2’de ve dinamik durumlar için sonlu fark çözümü bölüm 4.4’de anlatılacaktır. Denklemin çıkarılışı ile ilgili detaylı bilgiye [15]’de ulaşılabilir. Bu çalışmada; denklemin kompresör emme valf yaprakları için çözümü anlatılacaktır.

4.2 Statik Çözüm

Valf yapraklarının hareketini modellemek için; sürekli sistem kabulüyle Hamilton Prensibi’nden türetilen denklem (4.6) kullanılabilir.

$$\frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(EI(x) \frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial x^2} \right) + m(x) \frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial t^2} = P(x,t) \quad (4.6)$$

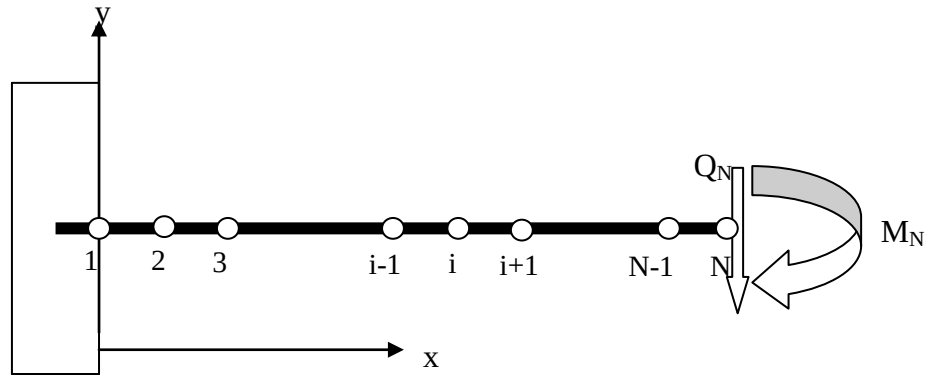
Bu eşitlikte; I atalet momentini, E elastisite modülünü, m kütle dağılımını, P yayılı yük'ü ve y deplasmanı göstermektedir. x, t ise; sırasıyla konum ve zaman bağımsız değişkenlerini göstermektedir.

Yukarıdaki denklem, dinamik hareket hesabında kullanılan bir denklemdir, ancak; eşitlikteki zaman terimleri ihmal edilirse; denklem, statik durumlar için de çözülebilir. Bu durumda; denklem,

$$\frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(EI(x) \frac{\partial^2 y(x)}{\partial x^2} \right) = P(x) \quad (4.7)$$

şeklini alır.

Valf yapraklarına uygulanan yayılı statik bir yük karşısında oluşacak deplasman dağılımının hesaplandığı fiziksel çalışma alanı Şekil 4.3'de şematik olarak gösterilmektedir. Bu şekle göre, valf yaprağı ankastre kiriş eleman olarak modellenmiştir.



Şekil 4.3: Valf yaprağının sonlu modeli

Valf yaprağı genişliğinin x-eksenine göre dağılımı, “kesin” bir denklem olarak elde edilemediği için, analitik çözüm tercih edilmemiştir. Analitik çözüm yerine; Şekil 4.3’de gösterilen ayrıklaştırılmış model kullanılarak, sayısal çözüm yapılmıştır. Bu modelde, yaprak tek boyutlu olduğu için; sonlu farklar yöntemi kolaylıkla

uygulanabilmektedir. Denklem ayrıklaştırılırken, ayrıklaştırma yöntemi olarak “merkezi fark” kullanılmıştır. Yapılan ayrıklaştırma sonucunda, denklem (4.8) elde edilmiştir. Bu denklem; “Pentadiagonal” bir matrisi göstermektedir.

$$E[I_{i+1}y_{i+2} - 2(I_{i+1} + I_i)y_{i+1} + (I_{i+1} + 4I_i + I_{i-1})y_i - 2(I_i + I_{i-1})y_{i-1} + I_{i-1}y_{i-2}] = P_i \Delta x^4$$

$$i=2, \dots, N-1 \quad (4.8)$$

Ayrıklaştırma yapılırken, birinci ve sonuncu düğüm noktalarında sanal atalet momentleri türemektedir ve bu sanal atalet momentlerinden kurtulmak için ayrıklaştırmaya ikinci düğüm noktasından başlanmıştır ve (N-1). düğüm noktasında son verilmiştir.

Sınır şartları ise aşağıdaki denklemlerde anlatılmaktadır.

$$y(1) = 0 \quad n=1,2,\dots,T \quad (1. \text{ düğüm noktasında deplasman } 0 \text{’dır.})$$

$$\frac{\partial y(1)}{\partial x} = 0 \quad n=1,2,\dots,T \quad (1. \text{ düğüm noktasında eğilme açısı } 0 \text{’dır.})$$

$$EI_N \frac{\partial^2 y(N)}{\partial x^2} = 0 \quad n=1,2,\dots,T \quad (\text{Son düğüm noktasındaki eğilme momenti sıfırdır.})$$

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[EI_N \frac{\partial^2 y(N)}{\partial x^2} \right] = 0 \quad n=1,2,\dots,T \quad (\text{Son düğüm noktasındaki kesme kuvveti sıfırdır.})$$

Dördüncü sınır şartı hariç, diğer sınır şartlarındaki diferansiyel ifadeler, merkezi fark ile ayrıklaştırılmıştır. Kesme kuvveti için de merkezi fark uygulanırsa; son düğüm noktasından sonra, sanal bir atalet momenti belirecektir. Bundan kaçınmak için, kesme kuvveti sınır şartı denklemindeki ilk türev ifadesi için, ikinci dereceden “geri fark” uygulanmıştır. Sınır şartlarına merkezi fark uygulandıktan sonra, aşağıdaki denklemler elde edilmiştir. Bu denklemler yardımıyla, denklem sayısı ve bilinmeyen sayısı eşit olmaktadır.

$$\frac{y_2 - y_0}{2\Delta x} = 0 \Rightarrow y_0 = y_2 \quad (\text{İkinci sınır şartı})$$

Burada; y_0 sanal bir düğüm noktasıdır, ancak; y_2 ile ifade edilebilmektedir.

$$\frac{y_{N+1} - 2y_N + y_{N-1}}{\Delta x^2} = 0 \Rightarrow y_{N+1} = 2y_N - y_{N-1} \quad (\text{Üçüncü Sınır şartı})$$

$$y_N = \frac{(a - c)y_{N-1} - dy_{N-2} - ey_{N-3}}{(2a + b)} \quad (\text{Dördüncü sınır şartı})$$

$$a = 3I_N; \quad b = -(6I_N + 4I_{N-1}); \quad c = 3I_N + 8I_{N-1} + I_{N-2}; \quad d = -(4I_{N-1} + 2I_{N-2}); \quad e = I_{N-2}$$

Yukarıdaki iki eşitlikte, (N+1). düğüm noktası sanal düğüm noktasıdır, ancak; bu düğüm noktası gerçek düğüm noktaları ile ifade edilebilir.

Sınır şartları uygulandıktan sonra (N-2)x(N-2) boyutunda, “pentadiagonal” bir matris elde edilmiştir.

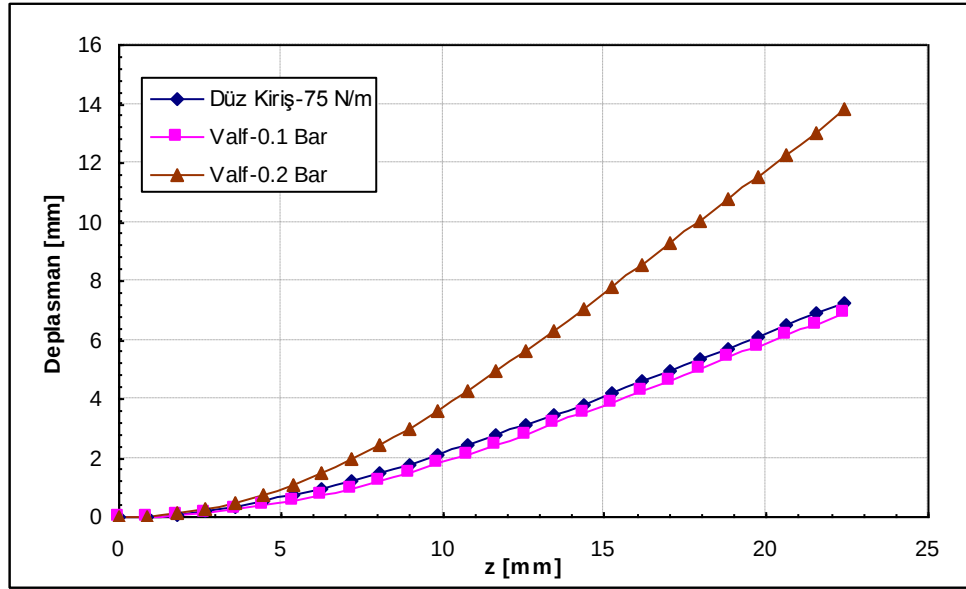
Sınır şartlarının uygulanması ile genel matris oluşturulduktan sonra, matrisin çözümü için farklı çözüm yöntemleri uygulanabilir. Bu çalışmada, “Gauss-Elme” yöntemi, çözüm için uygun bulunmuştur. Yöntemin, “direkt” çözüm yöntemi olması, hesap süresini kısaltmaktadır. İteratif bir yöntem olan “Gauss-Seidel” yöntemi de matrisin çözümü için kullanılabilecek alternatif bir yöntem olabilir.

Denklemin çözüm algoritması oluşturulduktan sonra, çözüm için “Visual Basic” ile basit bir program kodu yazılmıştır. Program kodu, Ek-1’de sunulmuştur. Programda; emme valf yaprakları için, yayılı yük yerine, valfin bütün yüzeyine uygulanan homojen basınç kullanılmıştır. Yayılı yük ise; hesabın yapıldığı düğüm noktası ile bir sonraki düğüm noktası genişlikleri ortalamasının basınçla çarpılması sonucunda elde edilmiştir.

Program, 5.5 mm sabit genişliğe sahip giriş eleman, iki farklı kompresöre ait Örnek1 ve Örnek2 emme valf yaprakları için koşturulmuştur. Sonuçlar, Şekil 4.4 ve Şekil 4.5’de gösterilmektedir. Program sonuçlarını doğrulamak için, daha önce I-DEAS® ile yapılan analiz sonuçları kullanılmıştır [16].

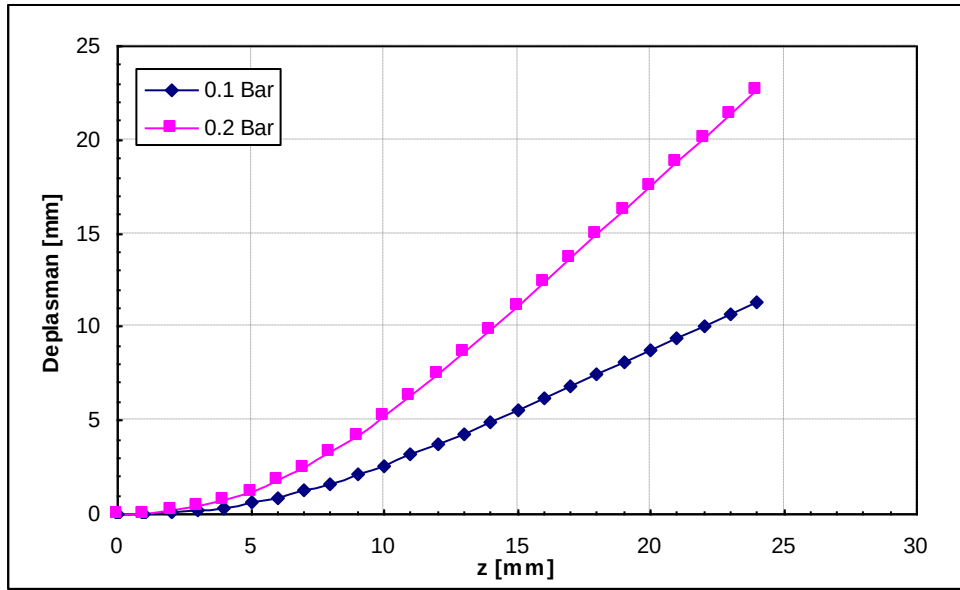
5.5 mm kalınlığındaki kiriş elemana 75 N/m büyüklüğünde yayılı kuvvet uygulanmıştır. Uygulanan bu kuvvet sonucunda, program, uç kısım deplasmanını 7.27 mm olarak hesaplamıştır. I-DEAS® ise, bu değeri 7.07 mm olarak hesaplamaktadır. Bu iki değer arasındaki fark %2.8'dir.

Örnek1 emme valf yaprağına, sırasıyla, 0.1 ve 0.2 bar homojen basınçları uygulanmıştır. Program, uç kısım deplasmanlarını 6.9 ve 13.8 mm olarak hesaplamıştır. I-DEAS® ile uç kısım deplasmanları, 0.1 ve 0.2 bar için, sırasıyla 6.81 ve 13.6 mm olarak hesaplanmaktadır. Aradaki farklar; yaklaşık olarak, %1.3 ve %1.47'dir.



Şekil 4.4: Örnek1 emme valf yaprağı ve düz kirişte hesaplanan deplasman dağılımları.

Örnek2 emme valf yaprağı için de, Örnek1'de uygulanan basınç kuvvetleri kullanılmıştır. 0.1 ve 0.2 bar basınçlar için, sırasıyla, uç nokta deplasmanları 11.30 ve 22.61 mm olarak hesaplanmıştır. I-DEAS® ise, bu deplasmanları, 11.8 ve 23.6 mm olarak hesaplamaktadır. Aradaki fark; sırasıyla %4.23 ve %4.19'dur. Farkların, Örnek1'deki farklara oranla yüksek çıkmasının nedeninin, deplasmanların artmasından kaynaklandığı düşünülmektedir.



Şekil 4.5: Örnek2 emme valf yaprağında hesaplanan deplasman dağılımları.

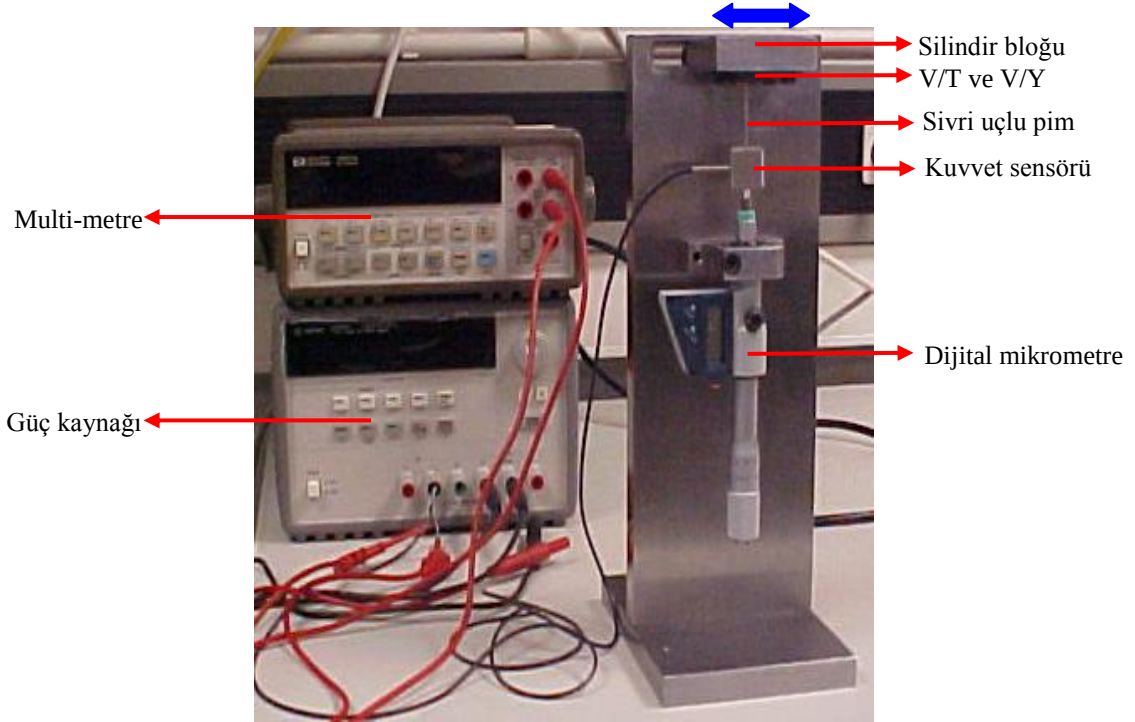
Elde edilen sonuçlar ve I-DEAS® sonuçları ile yapılan karşılaştırmalar Tablo 4.1’de verilmektedir. Denklem, yayılı yükler için olumlu sonuçlar vermektedir. Olanaklar, deneysel olarak yayılı yükün uygulamasına el vermediği için I-DEAS® ile doğrulama yapılmıştır. Tekil yük için bir deney düzeneğinin hazırlandığı ve deneylerden elde edilen sonuçlarla I-DEAS®’tan elde edilen sonuçların karşılaştırıldığı çalışmalar Bölüm 4.3’te anlatılmaktadır.

Tablo 4.1: I-DEAS® ve “Sonlu Fark” çözümlerinin karşılaştırılması.

Yaprak	Yükleme	Yük değeri	I-DEAS® - Uç kısım deplasmanı [mm]	Sonlu Fark - Uç kısım deplasmanı [mm]	Fark [%]
Düz Kiriş Kalınlık=0.15 mm	Yayılı yük	75 N/m	7.07	7.27	2.8
Örnek1 Kalınlık=0.15 mm	Homojen basınç	0.1 bar	6.81	6.9	1.3
	Homojen basınç	0.2 bar	13.6	13.8	1.5
Örnek2 Kalınlık=0.15 mm	Homojen basınç	0.1 bar	11.8	11.3	4.2
	Homojen basınç	0.2 bar	23.6	22.61	4.2

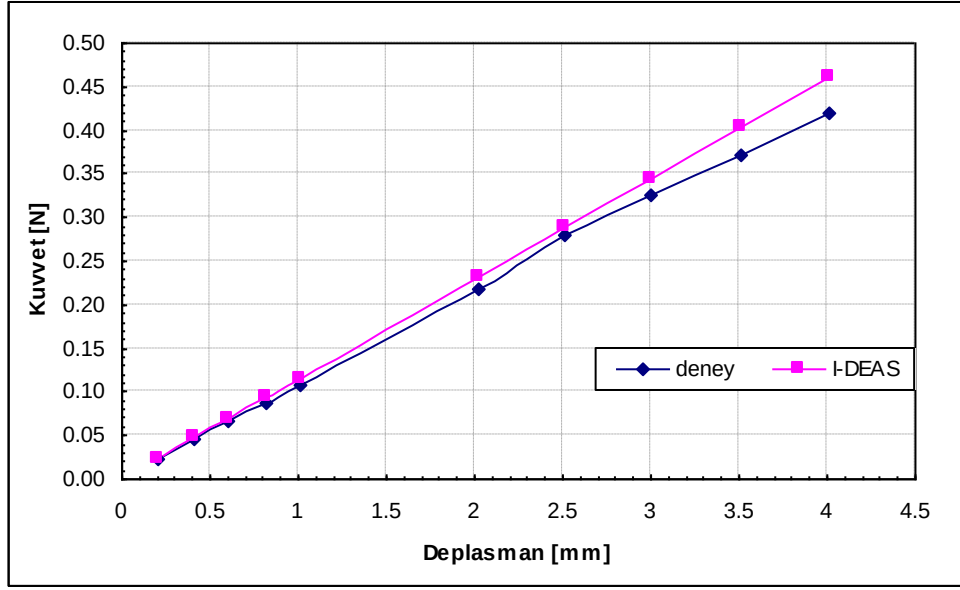
4.3 Statik Deplasman Deneyi

Kompresör emme ve egzoz valf yapraklarında oluşan deplasmanı ve ölçüm noktasındaki deplasmana karşılık gelen tepki kuvvetini ölçmek için bir deney düzeneği kurulmuştur. Deney düzeneği Şekil 4.6’da gösterilmektedir.



Şekil 4.6: Statik deplasman deney düzeneği.

Valf yaprağına noktasal kuvvet uygulamak için sivri uçlu bir pim kullanılmıştır. Oluşan deplasmana karşılık gelen kuvveti ölçmek için 0-100 gr aralığa ve %0.1 doğruluğa sahip, Cooper Instruments firmasının ürettiği LFS 270 kuvvet sensörü dijital mikrometrenin ucuna monte edilmiştir. Kuvvet sensörünün 5 voltluk besleme gerilimi bir güç kaynağından elde edilmiştir ve 0-5 mV’luk çıkış gerilimi ise bir multimetre yardımıyla okunmuştur. Valf tablası (V/T) ve valf yaprağının (V/Y) monte edildiği silindirik bloğu, kuvvet noktasının yerini değiştirebilmek için, yatay ekseninde hareket ettirilebilecek şekilde tasarlanmıştır. Kurulan bu deney düzeneği yardımıyla, statik deplasman deneyleri gerçekleştirilmiştir. Önek2 emme valf yaprağı için elde edilen sonuç Şekil 4.7’de gösterilmektedir. Tablo 4.2’de ise, I-DEAS® ile elde edilen sonuçlar ile deneylerden elde edilen sonuçların karşılaştırması yapılmaktadır. Tablodan görüldüğü gibi, sapma maksimum %9.8 ve minimum %2 olmaktadır. Farkların bu derecede değişmesinin nedeni, mikrometre kafasındaki boşluktan kaynaklanmaktadır.



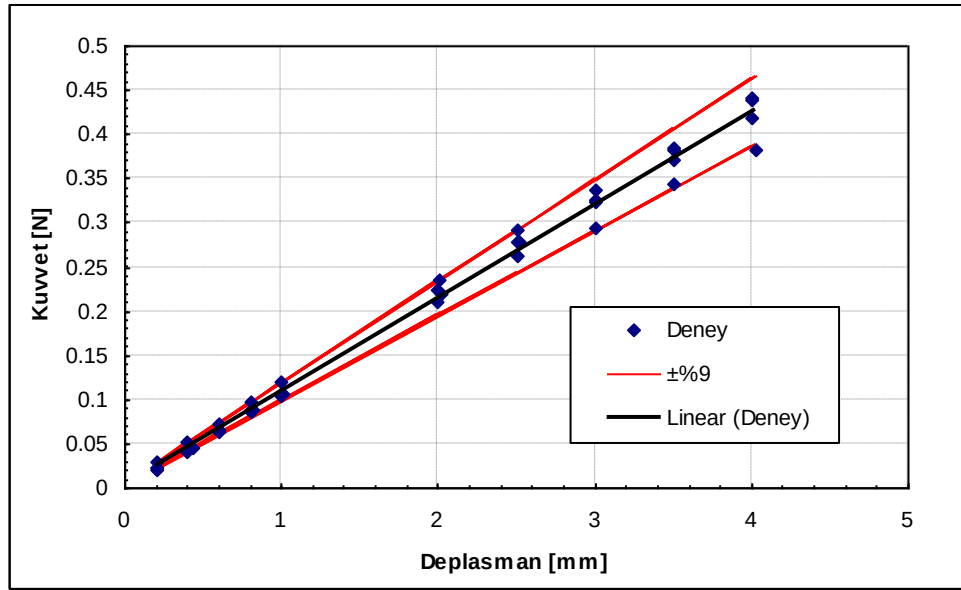
Şekil 4.7: İki çelik arasında sıkıştırılan Örnek2 emme valf yaprağı, kuvvet-deplasman eğrisi.

En son olarak, deneyler dört defa tekrarlanmıştır ve elde edilen dört farklı veri tek bir veri gibi, noktasal olarak çizdirilmiştir. Elde edilen noktalar için bir eğri uydurulmuştur ve bu eğriden olan $\pm\%9$ sapma eğrileri Şekil 4.8’de gösterilmektedir.

Tablo 4.2: Deney sonucunun I-DEAS® sonucu ile karşılaştırılması, Örnek2.

X [mm]	F _{deney} [N]	F _{I-DEAS®} [N]	%fark
0.208	0.023	0.024	2.4
0.411	0.046	0.047	2.0
0.605	0.066	0.069	5.2
0.823	0.088	0.095	7.1
1.008	0.107	0.116	8.0
2.024	0.219	0.232	6.3
2.514	0.279	0.289	3.5
3.002	0.326	0.345	5.8
3.508	0.372	0.403	8.3
4.006	0.419	0.460	9.8

Yapılan deneyler sonucunda; statik deplasman durumları için, sürekli sistemlerin hareket denkleminin, zaman terimlerinin iptal edilmesi durumunda, yayılı yükler için kabul edilebilir sonuçlar verdiği dolaylı olarak doğrulanmıştır.



Şekil 4.8: Statik deplasman deneyi, tüm sonuçlar.

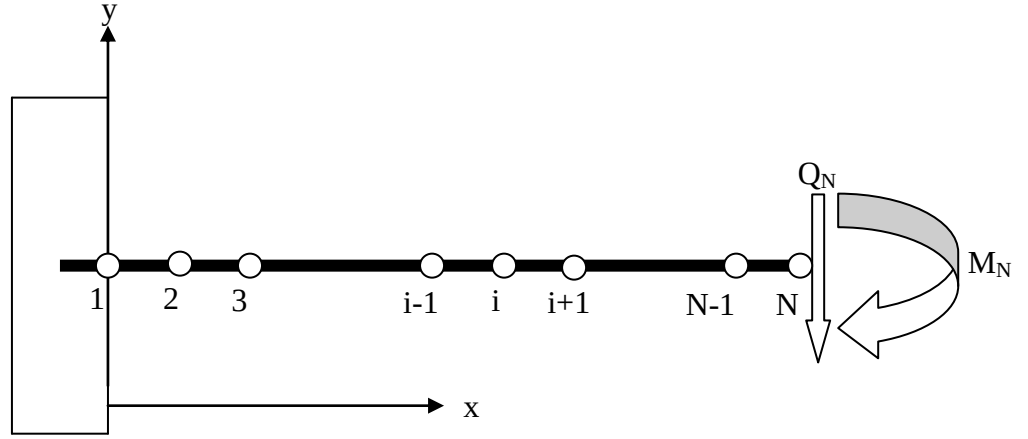
4.4 Dinamik Çözüm

Mekanik sistemlerin titreşim hareketi çözülürken ayırık model ya da sonlu elemanlar modeli kullanılır. Bir sistemin hareketi çözülürken, diğer bir yöntemin ise; sürekli sistem kabulü ile yapılan çözüm olduğu daha önce belirtilmişti. Bölüm 4.'de, denklem (4.8)'deki zamana ait terimler iptal edilerek statik çözüm yapılmıştı. Bu bölümde ise, denklem, benzer yöntemle dinamik durum için çözülecektir.

$$\frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(EI(x) \frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial x^2} \right) + m(x) \frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial t^2} = P(x,t) \quad (4.8)$$

Valf yaprağı için denklem (4.8) çözülürken Şekil 4.9'daki model kullanılmıştır. Şekilden de görüldüğü gibi valf yaprağı, gene, ankastre kiriş eleman olarak kabul edilmiştir.

Denklem ayrıklaştırılırken, hem zaman hem de konum bağımsız değişkenleri için merkezi fark uygulanmıştır ve denklem (4.9) elde edilmiştir.



Şekil 4.9: Valf yaprağının sonlu modeli.

$$E \left[I_{i+1} y_{i+2}^n - 2(I_{i+1} + I_i) y_{i+1}^n + (I_{i+1} + 4I_i + I_{i-1}) y_i^n - 2(I_i + I_{i-1}) y_{i-1}^n + I_{i-1} y_{i-2}^n \right] + m_i \frac{\Delta x^4}{\Delta t^2} (y_i^{n+1} - 2y_i^n + y_i^{n-1}) = P_i^n \Delta x^4$$

$$i=2, \dots, N-1$$

(4.9)

Ayrıklaştırmaya ikinci düğüm noktasından başlanmış ve sondan ikinci düğüm noktasında son verilmiştir. Eğer; ayrıklaştırmaya ilk düğüm noktasından başlanıp son düğüm noktasında son verilirse, sanal atalet momentleri türemektedir. Bu sanal atalet momentleri ile ilgili bir tahmin yapılamadığı için; hesaplar, ikinci ve sondan ikinci düğüm noktaları arasında yapılmıştır. Denkleme bakılacak olursa; herhangi bir düğüm noktasındaki deplasman, komşu düğüm noktalarının bir zaman adımı öncesindeki deplasmanlarından elde edilmektedir. Bu, denklemin açık yöntem ile ayrıklaştırıldığını göstermektedir. Açık yöntem ile çözümün avantajı, çözüm süresinin kısa olmasıdır, ancak; Δx ve Δt aralıklarının doğru seçilmesi gerekmektedir. Denklem (4.8) için, denklem (4.10) yakınsama şartı olarak kullanılmaktadır. Yakınsama şartı gerektirmeyen, kapalı yöntem ile çözüm şeması daha sonra anlatılacaktır.

$$\Delta t < \sqrt{\frac{3\rho\Delta x^4}{Eh^2}} \quad (4.10)$$

Bu eşitlikte; ρ valf yoğunluğunu, h valf kalınlığını göstermektedir.

Denklemin çözülebilmesi için dört tane sınır şartına ihtiyaç duyulduğu, denklemin dördüncü derece olmasından anlaşılmaktadır. Birinci düğüm noktasında deplasman ve eğilme açısı, son düğüm noktasında ise eğilme momenti ve kesme kuvveti oluşmamaktadır. Bu dört sınır şartı, aşağıdaki denklemlerle, matematiksel olarak ifade edilmektedir.

$$y(1,n) = 0 \quad n=1,2,\dots,T \quad (1. \text{ düğüm noktasında deplasman yok})$$

$$\frac{\partial y(1,n)}{\partial x} = 0 \quad n=1,2,\dots,T \quad (1. \text{ düğüm noktasında eğilme açısı yok})$$

$$EI_N \frac{\partial^2 y(N,n)}{\partial x^2} = 0 \quad n=1,2,\dots,T \quad (\text{Son düğüm noktasında eğilme momenti yok})$$

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[EI_N \frac{\partial^2 y(N,n)}{\partial x^2} \right] = 0 \quad n=1,2,\dots,T \quad (\text{Son düğüm noktasında kesme kuvveti yok})$$

Sınır şartlarındaki diferansiyel ifadeler için de merkezi fark uygulanmıştır, ancak kesme kuvveti ile ilgili sınır şartındaki ilk türev ifadesi için ikinci dereceden geri fark uygulanmıştır. Aksi halde, daha önce de belirtildiği gibi; sanal atalet momenti oluşmaktadır. Sınır şartlarının ayrıklaştırılmış hali aşağıdaki gibidir.

$$\frac{y_2^n - y_0^n}{2\Delta x} = 0 \Rightarrow y_0^n = y_2^n \quad (\text{Eğilme açısı sınır şartı})$$

$$\frac{y_{N+1}^n - 2y_N^n + y_{N-1}^n}{\Delta x^2} = 0 \Rightarrow y_{N+1}^n = 2y_N^n - y_{N-1}^n \quad (\text{Eğilme momenti sınır şartı})$$

$$y_N^n = \frac{(a-c)y_{N-1}^n - dy_{N-2}^n - ey_{N-3}^n}{(2a+b)} \quad (\text{Kesme kuvveti sınır şartı})$$

$$a = 3I_N; \quad b = -(6I_N + 4I_{N-1}); \quad c = 3I_N + 8I_{N-1} + I_{N-2}; \quad d = -(4I_{N-1} + 2I_{N-2}); \quad e = I_{N-2}$$

Denklem (4.8)'de, zamana ait türev ikinci dereceden olduğu için iki tane ilk şartın gerektiği bilinmektedir. Birinci ilk şart, valfin deplasman dağılımı, ikincisi ise düğüm noktalarının hız dağılımlarıdır. Valf harekete başlamadan önce durgun olduğu için ilk anda valfin bir hızı olmayacaktır.

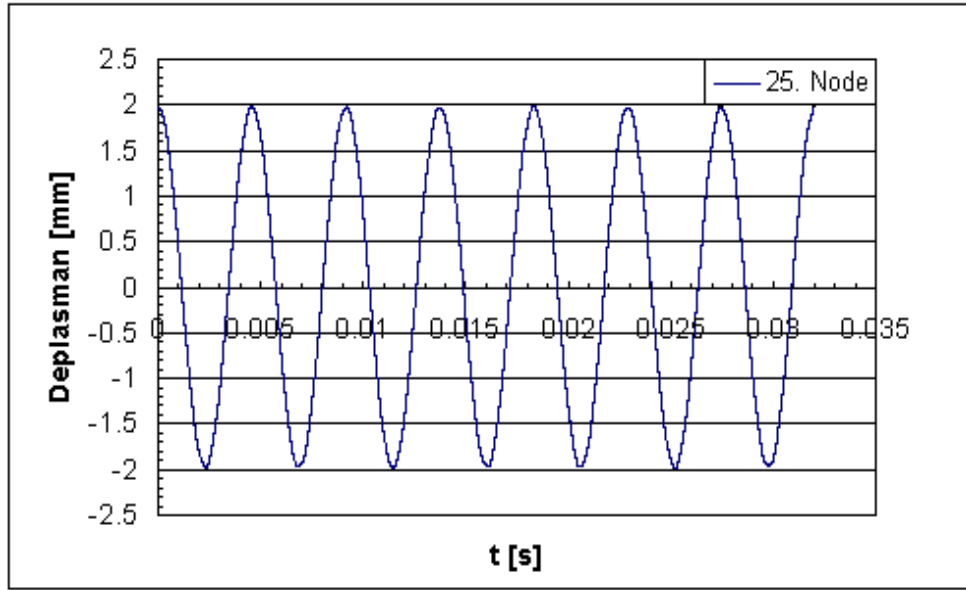
$$y(i,1)= f(i) \quad i=1,2,\dots,N \quad (\text{Deplasman dağılımı})$$

$$\frac{\partial y(i,1)}{\partial t} = 0 \quad i=1,2,\dots,N \quad (\text{Hız dağılımı})$$

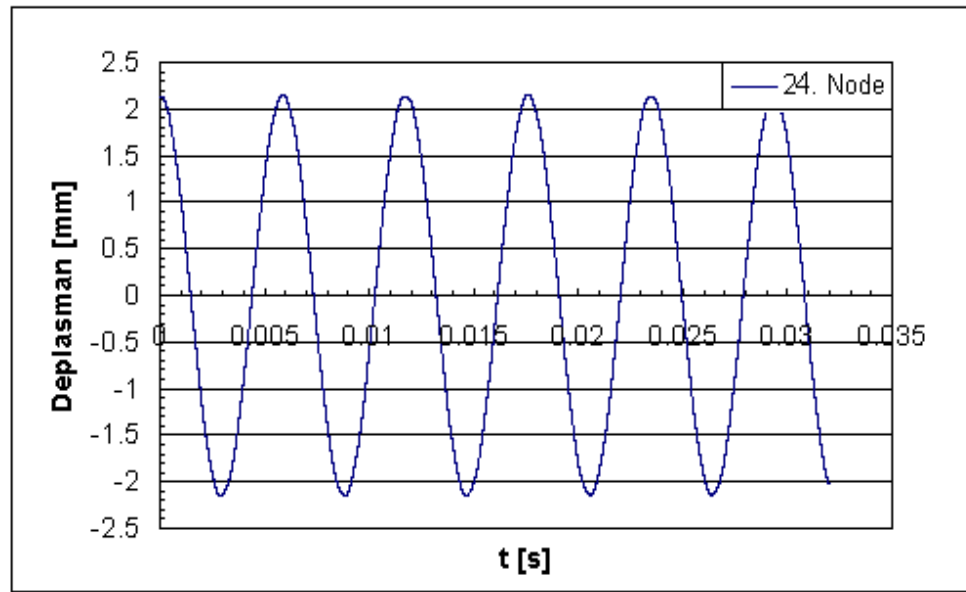
$$\frac{y_i^2 - y_i^0}{2\Delta t} = 0 \Rightarrow y_i^0 = y_i^2 \quad (\text{Hız dağılımı: sonlu fark})$$

Sınır şartları ve ilk şartlar belirlendikten sonra, çözüm şeması tamamlanmıştır. Şemadaki denklemleri çözmek için, “Visual Basic” ile bir program yazılmıştır. Program kodu Ek-2’de sunulmuştur. Mevcut valf yaprağına ait geometrik bilgilerde, sınırlı sayıda genişlik bilgisi olduğu için, Δx aralığı sabittir. Bunun için, Δt zaman aralığı yakınsama şartına uyacak şekilde seçilmiştir. $\Delta t=0.000001$ s programın yakınsaması için uygun olmaktadır. Örnek1 emme valf yaprağı için program koşturulmuştur ve 32000 zaman adımı için Şekil 4.10’da görülen sonuç elde edilmiştir. Elde edilen sonuçta, valf yaprağının doğal frekansı yaklaşık olarak 215 Hz olarak hesaplanmaktadır.

Yapılan hesaplamalara sönüm ve temas dahil edilmemiştir. İlk şart olarak, valf yaprağının statik çözümünden elde edilen deplasman dağılımı girilmiştir ve valf yaprağının serbest salınım hareketine ait çözüm elde edilmiştir. Program, Örnek1 emme valf yaprağı için koşturulduktan sonra, Örnek2 emme valf yaprağı için de koşturulmuştur ve bu valf yaprağının doğal frekansı 170 Hz olarak hesaplanmıştır. Örnek2’ye ait salınım hareketi Şekil 4.11’de gösterilmektedir.



Şekil 4.10: Örnek1 valf yaprağı için elde edilen serbest salınım çözümü.



Şekil 4.11: Örnek2 valf yaprağı için elde edilen serbest salınım çözümü.

Açık yöntem ile yapılan çözümden sonra, Δx ve Δt aralıkları için bir yakınsama şartının gerekli olmadığı kapalı yöntem ile de çözümleme yapılmıştır. Kapalı şema oluşturulurken, sınır şartları ve ilk şartlar yukarıda anlatıldığı gibi uygulanmıştır. Ancak; denklem (4.9)'da bazı değişiklikler olmuştur. Konuma ait türev ifadesi ayrıklaştırılırken, komşu düğüm noktalarının, hesap yapılan zaman adımındaki bilinmeyen deplasmanları kullanılmıştır. Bunun sonucunda; her bir zaman adımı için

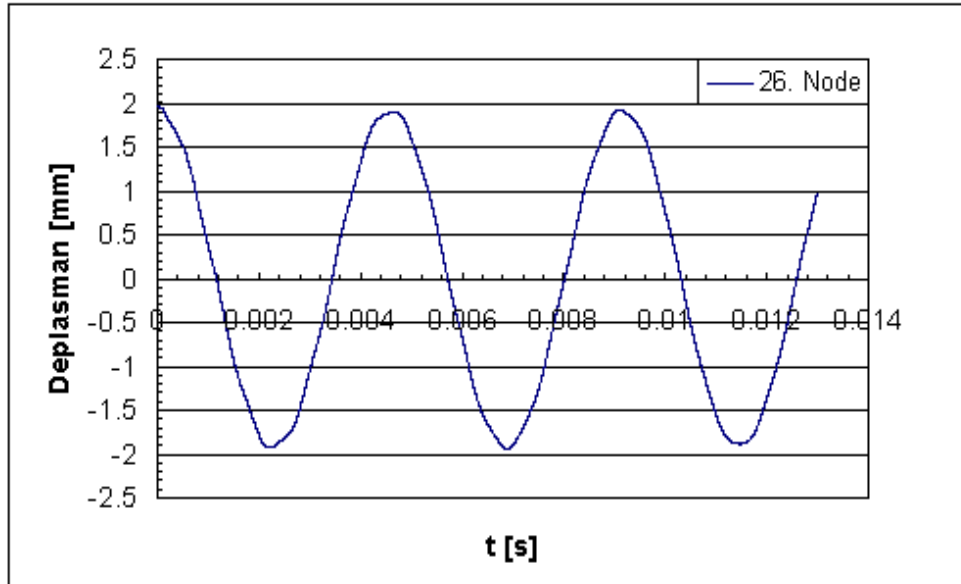
“pentadiagonal” matrisler oluşmuştur. Bu “pentadiagonal” matrislerin çözümü için, direkt çözüm yöntemi olan, Gauss-Eleme yöntemi kullanılmıştır. Kapalı yöntem ile yapılan çözüm için yazılan “Visual Basic” kodu Ek-3 olarak sunulmuştur.

Açık yöntemde kullanılan büyüklükler ve geometriler kullanılarak yazılan program koşturulmuştur. Sağlıklı bir karşılaştırma yapabilmek için Δt zaman aralığı, gene, 1 mikro saniye olarak alınmıştır. 13000 zaman adımı için yapılan hesaplama sonucunda Örnek1 için doğal frekans 215 Hz olarak hesaplanmıştır. Örnek1’e ait hareketin grafiği, Şekil 4.12’de görülmektedir. Örnek2 için yapılan analizde ise; doğal frekans 170 Hz olarak hesaplanmıştır. Bu şekilde; kapalı şema ile açık şemanın, aynı sonuçları verdiği doğrulanmıştır. Örnek2’ye ait hareket Şekil 4.13’te gösterilmektedir.

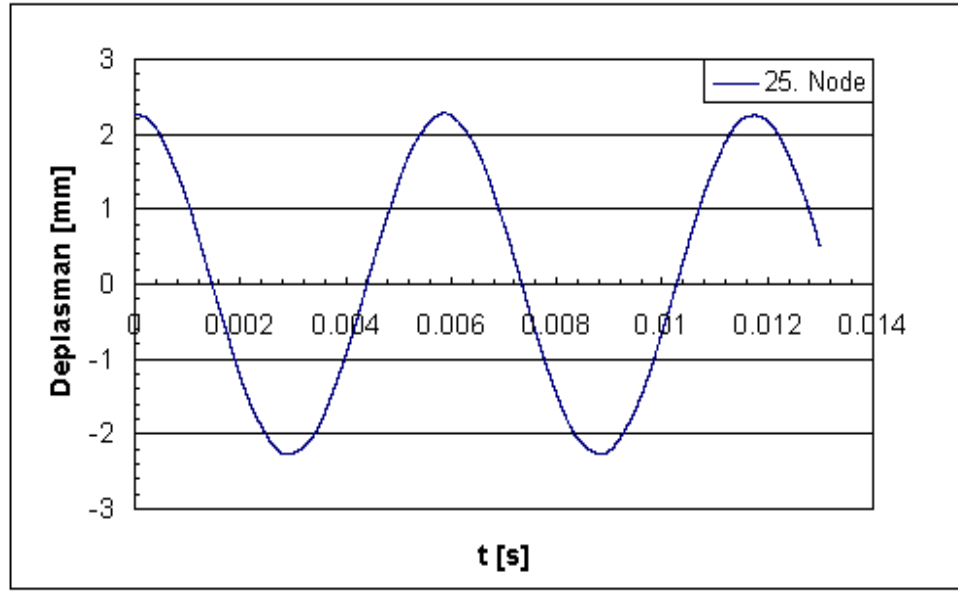
$$E \left[I_{i+1} y_{i+2}^{n+1} - 2(I_{i+1} + I_i) y_{i+1}^{n+1} + (I_{i+1} + 4I_i + I_{i-1}) y_i^{n+1} - 2(I_i + I_{i-1}) y_{i-1}^{n+1} + I_{i-1} y_{i-2}^{n+1} \right] + m_i \frac{\Delta x^4}{\Delta t^2} (y_i^{n+1} - 2y_i^n + y_i^{n-1}) = P_i^n \Delta x^4$$

$i=2, \dots, N-1$

(4.11)

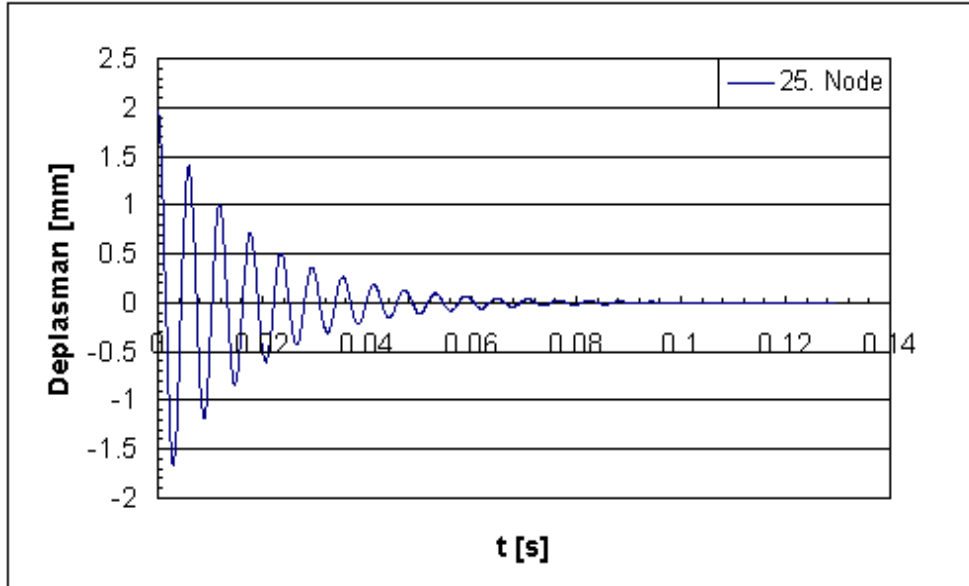


Şekil 4.12: Örnek1, kapalı yöntem çözümü.



Şekil 4.13: Örnek2, kapalı yöntem çözümü.

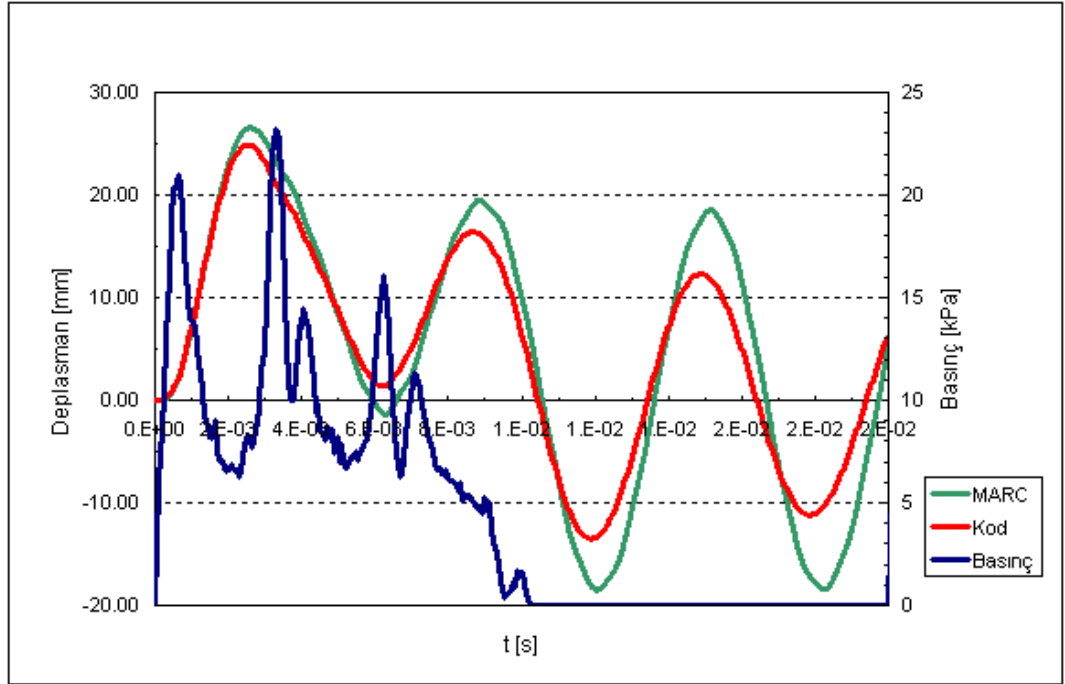
Kapalı çözümde, Δt zaman aralığı koşulsuz değiştirilebildiği için daha büyük zaman aralıkları için analizler yapıldığında, ayırıklaştırmadan kaynaklanan sanal sönümün arttığı gözlemlenmiştir. Şekil 4.14’de, $\Delta t=0.0001$ s için Örnek2 valf yaprağına ait hareket gösterilmektedir. Şekilden de görüldüğü gibi, denklemde sönüme ait bir terim olmamasına rağmen harekette bir sönüm olmaktadır.



Şekil 4.14: Sanal sönüm.

Hesaplama yapılırken, $\Delta t=0.0001$ s olduğu için örnekleme frekansı, $1/\Delta t=10000$ Hz olmaktadır. Valfin doğal frekansı yaklaşık olarak 170 Hz olduğuna göre, 10 kHz örnekleme esnasında, Nyquist kriterine göre, ikizleme (aliasing) hatası olmamaktadır. Hareketteki sönüm, sonlu fark yönteminden kaynaklanan sanal sönümün sonucudur. Δx aralığı sabit tutulup, Δt aralığı arttırıldığında sönüm daha da artmaktadır. Şekil 4.14'teki sonucun, örnekleme hatasından değil, sanal sönümden kaynaklandığı rahatlıkla söylenebilir.

Bu sonuçlarla, daha önce, ticari bir FEM yazılımı olan MARC® ile yapılan sonuçlarla karşılaştırma yapılmıştır [17]. Karşılaştırma yapılırken; deneylerden elde edilen emme boşluğu-silindir arasında oluşan basınç farkı, valfin bir yüzüne homojen olarak uygulanmıştır. Basıncın, valfin bütün yüzeyine uygulanması, deplasmanın 26 mm seviyelerinde olmasına sebep olmaktadır. İki sonucun maksimum tepe noktaları arasındaki fark %6.12'dir.



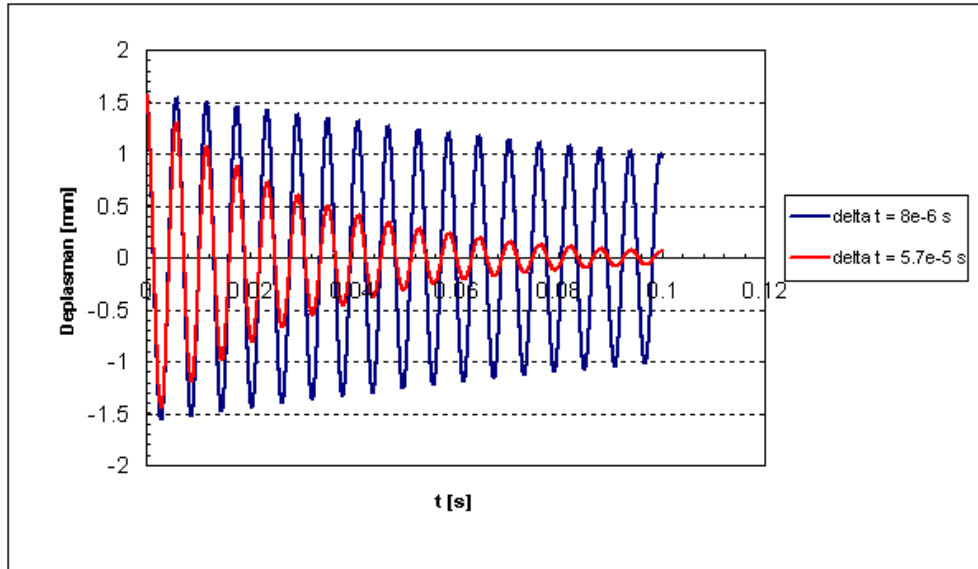
Şekil 4.15: MARC® ve yazılan kod ile karşılaştırma, Örnek2.

Ayrıca; MARC® ve kod arasında bir faz farkı vardır. Faz farkının olması, doğal frekanslar arasında bir fark olduğunu göstermektedir. Bu farklılığa, daha önce bahsedilen nümerik sanal sönümün neden olduğu tahmin edilmektedir. Sanal sönümün diğer bir etkisi ise; basınç sıfır olduktan sonra, valf yaprağının serbest

salınım hareketi yapması yerine, sönümlü serbest titreşim yapıyor olmasıdır. MARC® ile analiz yapılırken, zaman adımı 0.0008 ms, sayısal kod ile yapılan analizde ise 0.00571 ms olarak alınmıştır. Sayısal koddaki zaman adımı, yaklaşık olarak, 50 Hz frekanslı bir kompresörde, 1 derece krank açısı değişimine denk gelmektedir. Basınç verileri de 1 derece krank açısı ile değiştiğinden; MARC®, aradaki basınç değerlerini interpolate etmektedir.

Diğer bir konu ise; Şekil 4.15’de görülen sonuçlarda, ilk iki tepe noktasının arasında kalan minimum noktanın, gerçekte, valf yaprağının valf tablasına çarpma hareketi olacağıdır.

Sanal sönümün etkisi görüldükten sonra, MARC®’ta kullanılan zaman adımı kullanılarak sönümün etkisi görülmüştür. Şekil 4.16’da, sayısal kodun $\Delta t = 0.00571$ ms ve $\Delta t = 0.0008$ ms için koşturulmasıyla elde edilen, Örnek2 valf yaprağına ait serbest salınım hareketi görülmektedir.

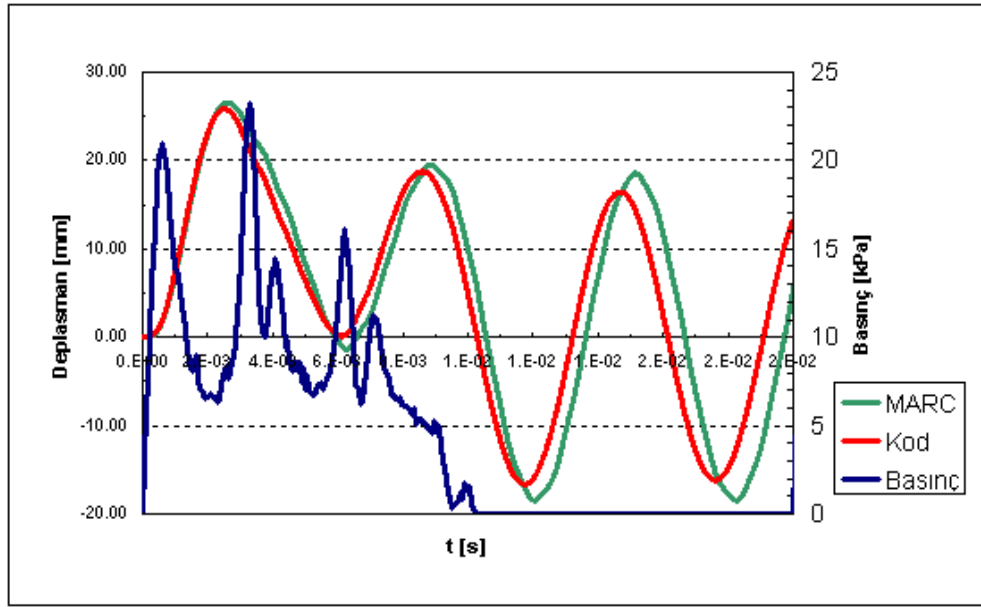


Şekil 4.16: Sanal sönüm, $\Delta t = 0.0008$ ve $\Delta t = 0.00571$ ms.

Şekilden de görüldüğü gibi, büyük zaman adımlarındaki sanal sönüm, valf hareketini oldukça etkilemektedir. $\Delta t = 0.0008$ ms için de bir sanal sönüm olduğu belirgindir. Bunun etkisini görebilmek için, MARC®’ın kullandığı basınç değerleri kullanılarak, program 0.02s periyot için koşturulmuştur. Elde edilen sonucun MARC® ile karşılaştırılması Şekil 4.17’de verilmektedir. Deplasman değerlerinin birbirine yaklaşmasına karşın, kodun hesapladığı frekans değerinde bir artış olmuştur. Ancak;

kod valf yaprağının tablaya çarpmasını yakalamıştır ama çarpmanın şiddetinin MARC® ile hesaplanan durumdaki çarpmadan daha az olacağı şekilden rahatlıkla görülmektedir.

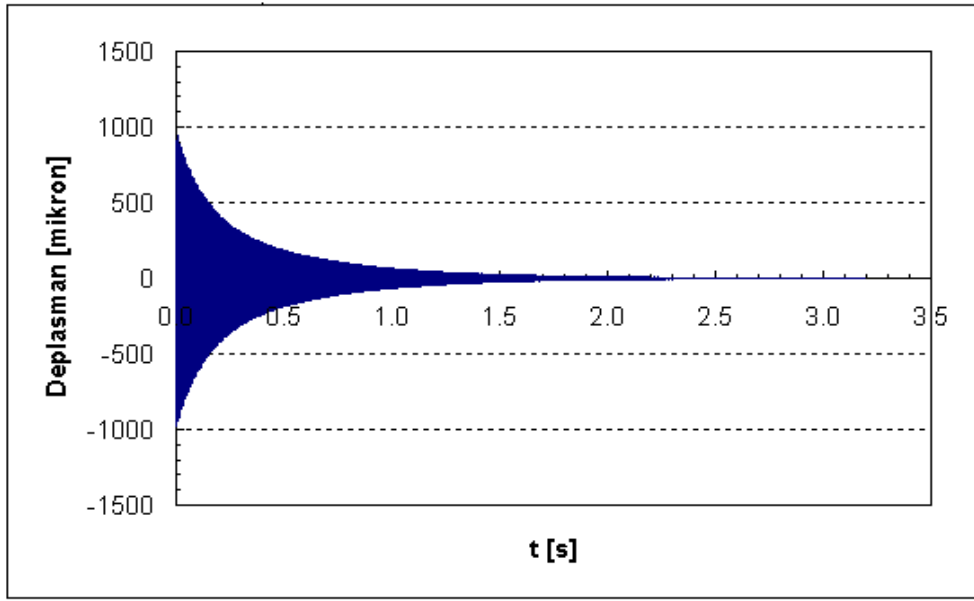
Buraya kadar yapılan karşılaştırmada, valf hareketini modellemek için sürekli sistemlerin hareket denkleminin, sönümün ve çarpmanın olmadığı durumlarda, iyi sonuçlar verdiği sonucu çıkarılmıştır. Sanal sönüme neden olmayacak zaman adımı kullanıldığında, MARC® ve kod arasındaki farkın azalacağı beklenmektedir.



Şekil 4.17: MARC® ve kod karşılaştırma, $\Delta t= 0.0008$ ms.

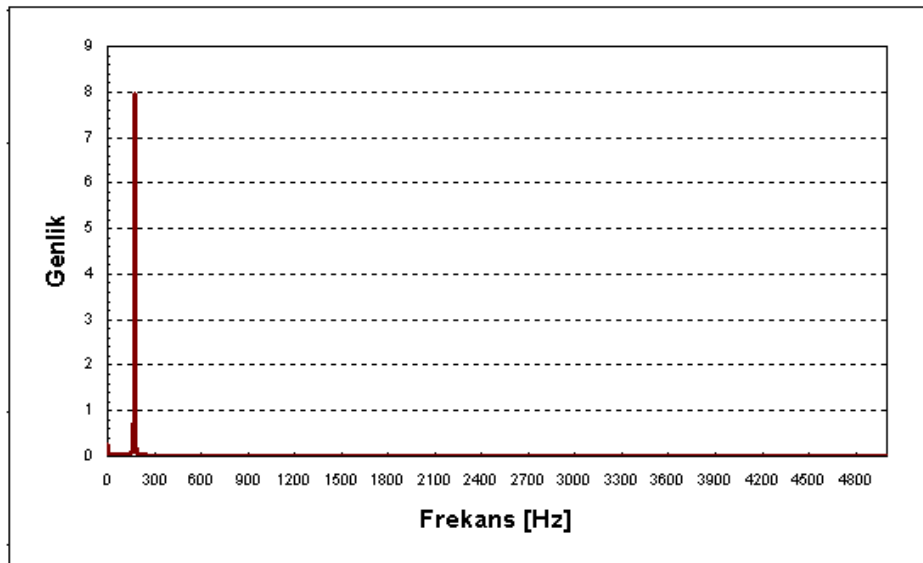
4.5 Dinamik Deney

Daha önce, Örnek2 emme valf yaprağı serbest salınımının iki farklı conta için ölçüldüğü deney verileri kullanılarak, sürekli sistemlerin hareket denkleminde elde edilen doğal frekanslar deneyden elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır [17]. Şekil 4.18'de, Örnek2 emme valf yaprağının, 11 sınıf conta ile yapılan dinamik deplasman ölçüm sonucu görülmektedir. Elde edilen verilerden, anlamlı sonuçlar elde edebilmek için FFT (Fast Fourier Transform) analizinin yapılması ve deplasmanların tepe noktalarının belirlenmesi gerekmektedir.



Şekil 4.18: 11 sınıf contalı Örnek2 emme valf yaprağı salınım grafiği.

Şekil 4.18’deki 39278 tane verinin FFT analizi yapılarak salınımın titreşim frekansı tespit edilmiştir. FFT sonucunda, Şekil 4.19’da gösterilen frekans dağılımı elde edilmiştir. Ölçüm periyodu 3.92 s olduğundan; Şekil 4.19’daki frekans çözünürlüğü, $1/T$ formülü ile hesaplanırsa, 0.25 Hz olmaktadır. Formülde, T ölçüm periyodunu göstermektedir. Bu çözünürlük, titreşim frekansını belirlemek için yeterlidir. Yapılan ölçüm periyodik olmadığı için, FFT analizi yapılmadan önce, sızıntıyı önlemek için “hamming” fonksiyonu ile “windowing” yapılmıştır.

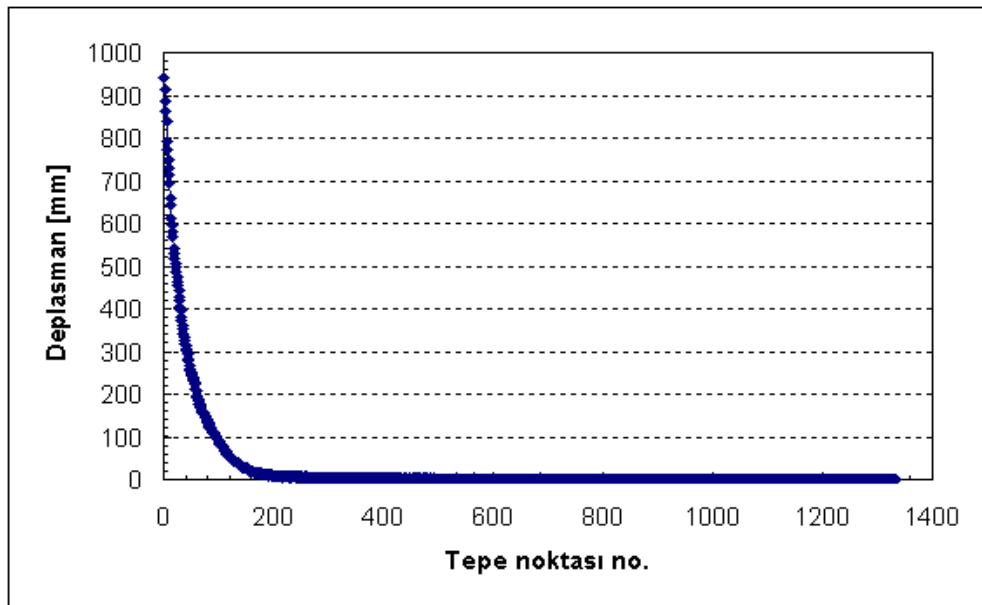


Şekil 4.19: 11 sınıf contalı Örnek2 emme valf yaprağı, FFT grafiği.

Şekil 4.19’da valf yaprağının titreşim frekansı belirgin olarak görülmektedir. Sinyalleri etkileyecek gürültü, ölçüm yapılırken filtrelendiği için deplasman ölçümü oldukça düzgün görünmektedir. Yapılan FFT analizi sonucunda, 11 sınıf conta ile silindirik bloğu arasında bağlı olan valf yaprağının titreşim frekansı 170.57 Hz olarak hesaplanmıştır. Bu işlemler, daha kalın olan 16 sınıf conta ile yapılan deney sonuçları için de tekrarlanmıştır ve benzer sonuçlar elde edilmiştir. 16 sınıf conta ile yapılan deneyde, titreşim frekansı 169.22 Hz olarak hesaplanmıştır. İki frekans arasındaki fark yaklaşık %0.8 seviyelerindedir. Buradan, “contanın kalınlığının doğal frekans üzerinde etkisi oldukça düşüktür” sonucu çıkarılabilir. Frekanslar için, “titreşim frekansı” terimi özellikle kullanılmıştır, ancak; bu frekans değerleri doğal frekansa oldukça yakın değerlerdir.

FFT analizinde “windowing” yapıldığı için ve genlik sürekli değiştiği için genlik doğru olarak hesaplanamamaktadır.

Titreşimin pozitif tepe noktaları, FFT analizinin yapıldığı programa bazı eklemeler yapılarak tespit edilmiştir. Ancak; tepe noktalarının bazılarında, deney sisteminden kaynaklanan ikizlenmeler olmaktadır. Bir tepe noktasında, iki ya da daha fazla küçük tepe noktası olabilmektedir. Tepe noktaları elde edildikten sonra, Denklem (4.12)’deki formül yardımıyla, sönüm katsayıları hesaplanmıştır [18].



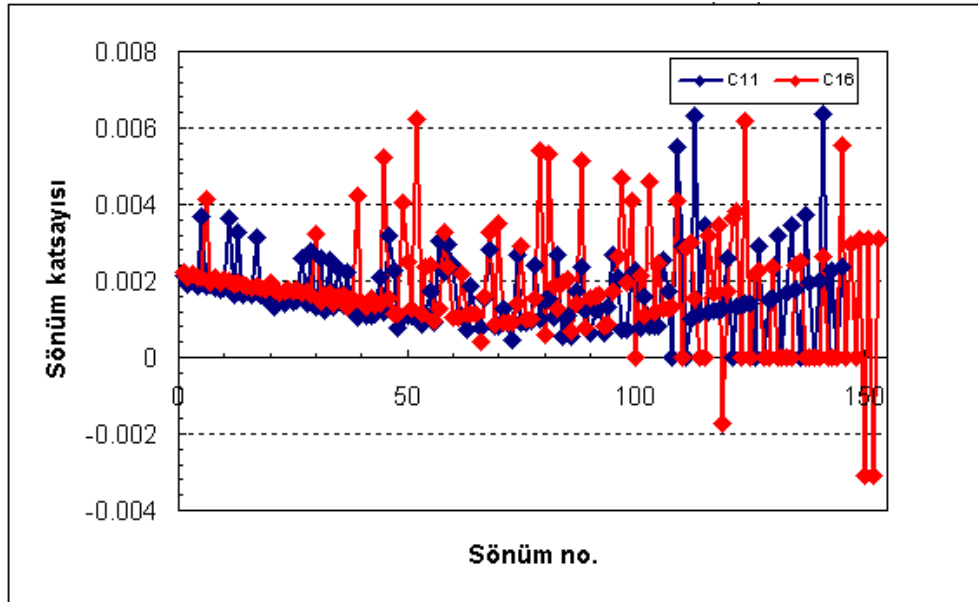
Şekil 4.20: 11 sınıf conta ile yapılan deneyde elde edilen pozitif tepe noktaları.

11 numaralı conta ile yapılan deney sonucunda elde edilen tepe noktalarına ait grafik, Şekil 4.20’de gösterilmektedir.

$$\zeta = \frac{\log\left(\frac{x_1}{x_2}\right)}{\sqrt{4\pi^2 + \left(\log\left(\frac{x_1}{x_2}\right)\right)^2}} \quad (4.12)$$

Bu eşitlikte; x_1/x_2 tepe noktaları arasındaki oranı göstermektedir.

Her bir tepe noktası için hesaplanan sönüm katsayıları, her iki durum için de, Şekil 4.21’de gösterilmektedir. Bazı tepe noktalarında birden fazla tepe noktası olduğundan, sönüm katsayılarındaki dağılım saçınık olarak hesaplanmıştır, ancak; sönüm katsayısı, şekilden de görüldüğü gibi, hızın azalmasından kaynaklanan bir azalma eğilimi göstermektedir. Bunun, gaz sönümünün azalmasından kaynaklandığı düşünülmektedir. Sönüm, oldukça karmaşık bir konu olduğu için; sönüm katsayısının belirlenmesi detaylı bir çalışma gerektirmektedir.



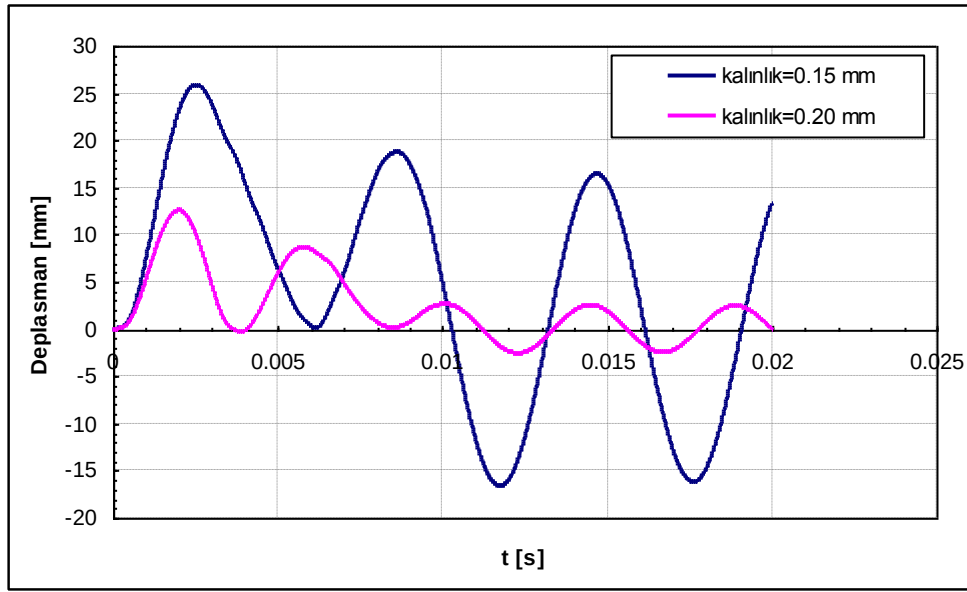
Şekil 4.21: Sönüm katsayıları, karşılaştırma.

En son olarak; her iki conta için yapılan 4 deneyin, FFT analizi yapılarak doğal frekanslar hesaplanmıştır. Sonuçlar Tablo 4.3’te verilmiştir. 11 numaralı contanın standart sapması %0.07 ve 16 numaralı contanın ise %0.05 seviyesindedir.

Tablo 4.3: Doğal frekanslar.

Conta No.	Deney No.	Doğal Frekans [Hz]	Ortalama [Hz]	Standart Sapma [Hz]
11	1	170.58	170.57	0.13
	2	170.65		
	3	170.68		
	4	170.39		
16	1	169.22	169.14	0.09
	2	169.04		
	3	169.22		
	4	169.08		

Bu deney verilerinin işlenmesi sonucunda; contanın valf hareketi üzerinde etkili olmayacağı ve sürekli sistemlerin hareket denklemi ile hesaplanan doğal frekans ile deneylerden elde edilen frekans arasındaki farkın sıfır seviyelerinde olduğu sonucu çıkarılmıştır.

**Şekil 4.22:** Farklı kalınlıklar için valf hareketindeki değişim.

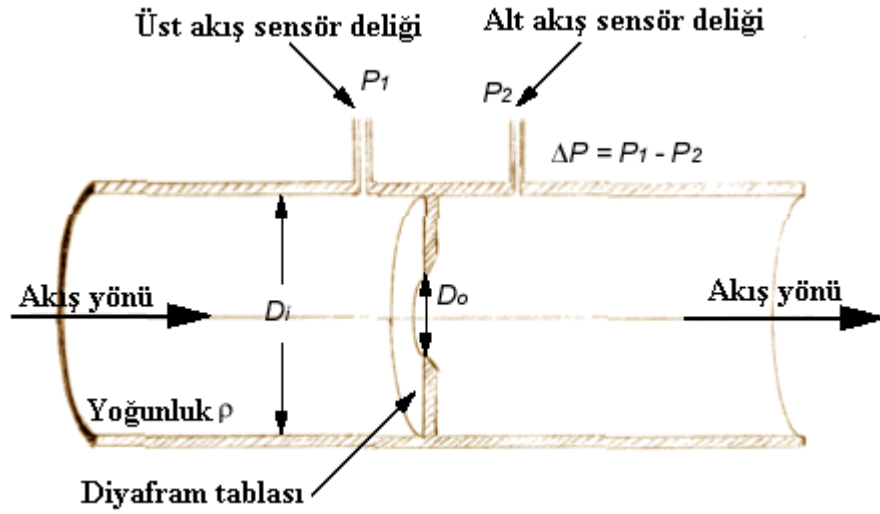
Valf yaprağının sönümsüz serbest titreşimi için yazılan kodun, MARC® ve deneylerle doğrulanmasından sonra 0.15 mm valf kalınlığına ek olarak 0.20 mm valf kalınlığı için de program koşturulmuştur ve hareketler karşılaştırılmıştır. Farklı kalınlıklara sahip valflere deneylerden elde edilen basınç değerlerinin her iki valfin de bir yüzeyine homojen uygulanması sonucunda elde edilen hareketler Şekil 4.22'de gösterilmektedir. Şekilden de görüldüğü gibi, valfin kalınlığı arttığı için katılığı da artmıştır. Bu, valfin doğal frekansında bir artışa neden olmuştur. 0.20 mm kalınlığa

sahip valfin doğal frekansı 227.4 Hz olarak hesaplanmıştır. Genliklerde ise yaklaşık %50 azalma olmuştur. Valf kalınlığındaki değişiklik hem valf hareketini hem de valfin aılma kapanma zamanlamasını oldukça etkileyecektir. Bu da kompresör performansı üzerinde önemli seviyede etkili olacaktır.

5. KOMPRESÖR VALF TABLASI EMME PORTUNDAKİ AKIŞ EGZOS KATSAYISININ DENEYSEL OLARAK ÖLÇÜLMESİ

5.1 Akış Katsayısı Tanımı

Bir diyaframdan geçen akışkanın basıncında azalma olur ve basınçtaki bu azalma yardımıyla, akışkan debisi hesaplanabilir. Şekil 5.1’de, diyaframın şematik çizimi görülmektedir. Ses altı akışlar için ($Mach < 0.3$) sıkıştırılamaz Bernoulli denklemi, şekildeki akış için kullanılabilir. Boruda eksenel bir akış ipçığı için denklem (5.1) yazılabilir [19].



Şekil 5.1: Diyafram, şematik gösterim [19].

$$\Delta p = p_1 - p_2 = \frac{1}{2} \rho V_2^2 - \frac{1}{2} \rho V_1^2 \quad (5.1)$$

Bu eşitlikte, P basıncı, V hızı ve ρ yoğunluğu göstermektedir.

Bu eşitlikteki hızlar, süreklilik denkleminde yerine yazıldıktan sonra, denklem 5.2 elde edilir.

$$\Delta p = \frac{1}{2} \rho Q^2 \frac{1}{A_2^2} \left[1 - \left(\frac{A_2}{A_1} \right)^2 \right] \quad (5.2)$$

(5.2) eşitliğinde, Q hacimsel debiyi göstermektedir. A_2/A_1 oranı ise; alt akış borusu kesit alanı ile üst akış borusu kesit alanı arasındaki orandır. Denklem hacimsel debi için çözülürse;

$$Q = \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \frac{A_2}{\sqrt{1 - \left(\frac{A_2}{A_1} \right)^2}} \quad (5.3)$$

elde edilir. Denklem (5.3), tamamen laminar ve sürtünmesiz akışlar için geçerlidir. Gerçek gazlarda ise; viskozite ve türbülans, kinetik enerjinin bir kısmını ısı enerjisine dönüştürür. Bu etkiyi de hesaplara dahil etmek için bir akış egzoz katsayısı, C_d , denkleme dahil edilir.

$$Q = C_d \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \frac{A_2}{\sqrt{1 - \left(\frac{A_2}{A_1} \right)^2}} \quad (5.4)$$

Diyaframdan hemen sonraki akış oldukça karmaşık bir akış olduğu için, A_2 alanı net olarak hesaplanamaz. Bu nedenle, bir C_f katsayısı ile bu eksiklik Denklem (5.5) ile giderilir.

$$Q = C_f A_o \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (5.5)$$

Eşitlikte, A_o diyafram kesit alanını göstermektedir. Yapılan bu değişiklik sonucunda, gerçek akışkanlar için, hacimsel debi, denklem (5.5) ile hesaplanabilir.

C_f katsayısı deneysel olarak hesaplanabilir [19]. Bu katsayı, deneysel yöntemlerden elde edilmiş sonuçlardan türetilmiş ampirik ifadelerle de hesaplanabilir.

$$C_D = 0.5959 + 0.0312\kappa^{2.1} - 0.184\kappa^8 + 0.0029\kappa^{2.5} \left(\frac{10^6}{Re_D} \right)^{0.75} + 0.09 \frac{L_1 \kappa^4}{1 - \kappa^4} - 0.0337 L_2 \kappa^3 \quad (5.6)$$

$$C_f = \frac{C_D}{(1 - \kappa^4)^{1/2}}$$

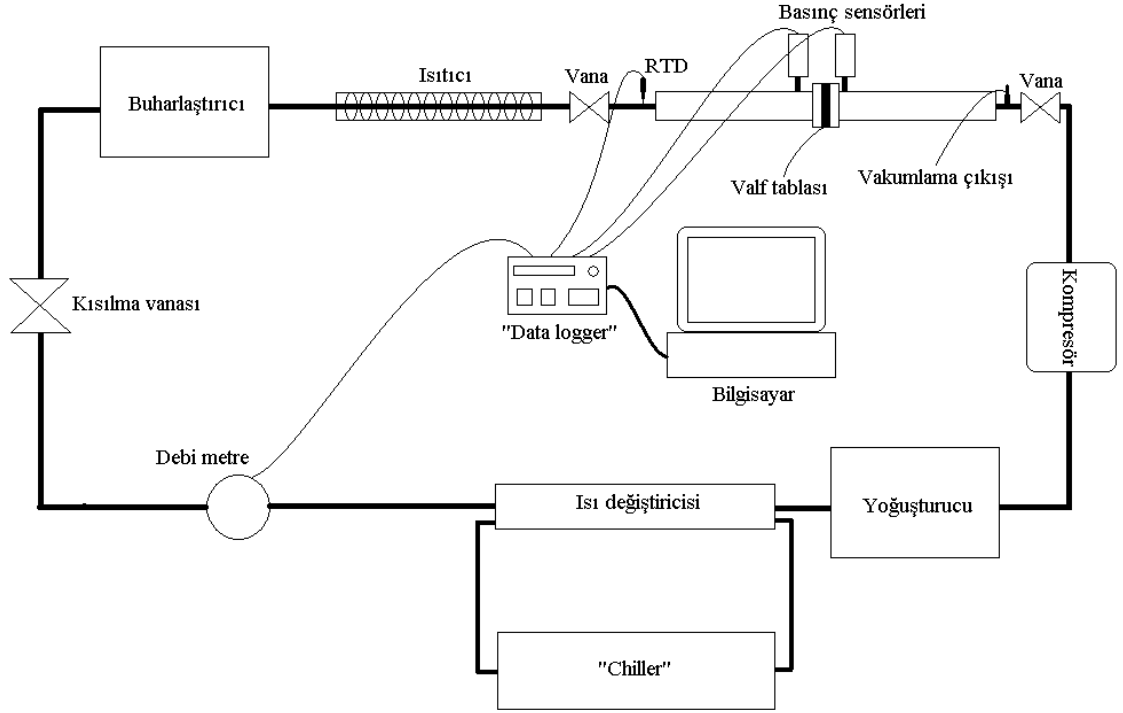
Bu eşitlikte; L_1 ve L_2 , basınç sensör delik merkezlerinin üst flanş yüzeyinden uzaklıklarını; Re_D , diyaframdaki Reynolds sayısını; κ , orifis çapının üst boru çapına oranını göstermektedir. $L_1 \geq 0.4333$ ise; $\frac{\kappa^4}{1 - \kappa^4}$ teriminin katsayısı 0.039 olarak alınır[20].

5.2 Deney Düzenegi

Bu çalışmada, akış katsayısının ölçülmesi için hazırlanan deney düzenegi, Şekil 5.2’de şematik olarak gösterilmektedir. Bu deney düzenegi ile emme ve egzoz portlarındaki akış katsayılarının, valf yapraklarının farklı açıklıklarında ölçülmesi planlanmıştır, ancak; teknik sınırlamalardan dolayı, ilk etapta, sadece emme portundaki akış katsayılarının hesaplanması amaçlanmıştır. Şekil 5.2’de gösterilen deney düzenegi, basit bir soğutma sisteminin modifiye edilmiş halidir. Deney düzeneginin genel hatları; test bölümü, kompresör, yoğusturucu, buharlaştırıcı ve kısılma vanasından oluşmaktadır.

Deney düzeneginde, soğutma sistemi ve test bölümüne ilave olarak, istenilen şartların sağlanması ve ölçümlerin yapılması için, ölçüm ve kontrol elemanları entegre edilmiştir.

İstenilen akış sıcaklığını sağlamak için, test bölümünden önce bir ısıtıcı kullanılmıştır. Isıtıcı, yaklaşık olarak 150 W gücündedir ve ısıtıcının kontrolü PID kontrol ile yapılmaktadır. Akışkan sıcaklığı ölçümü ise; test bölümü girişine, bir RTD yerleştirilerek yapılmıştır. Test bölümü RTD’den sonra yalıtılmıştır ve test bölümündeki akışkan sıcaklığı, RTD ile ölçülen sıcaklığa eşit kabul edilmiştir. Isıtıcının aşırı ısınması durumunda müdahale edebilmek için; ısıtıcının uç kısımlarına termo-elemanlar yerleştirilerek ısıtıcı sıcaklığı izlenmiştir.



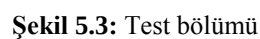
Şekil 5.2: Deney düzeneğinin şematik gösterimi.

Debi ölçümü; yoğuşturucudan sonra soğutma hattına dahil edilen, “Coriolis” kuvvetleri prensibi ile çalışan bir debi metre ile yapılmıştır. Debi metre sıvı pozisyonunda yerleştirilmiştir ve ölçümün sorunsuz olması için akışkanın debi metreye tamamen sıvı halde girmesi sağlanmıştır. Tamamen sıvı soğutkan elde etmek için aşırı soğutma işlemi ise; debi metreden önce bir ısı değiştiricisi yerleştirilerek yapılmıştır. Isı değiştiricisi; iki borulu bir ısı değiştiricisidir. Isı geçişinin daha verimli olması için; ısı değiştiricisinde ters akış kullanılmıştır. Soğutkan gazın aşırı soğutulması için kullanılan bu ısı değiştiricisinin bir tarafında saf su soğutucu akışkan, diğer tarafında ise R600a soğutulan akışkan olarak kullanılmıştır. Su, bir “Chiller” yardımıyla şartlandırılmıştır.

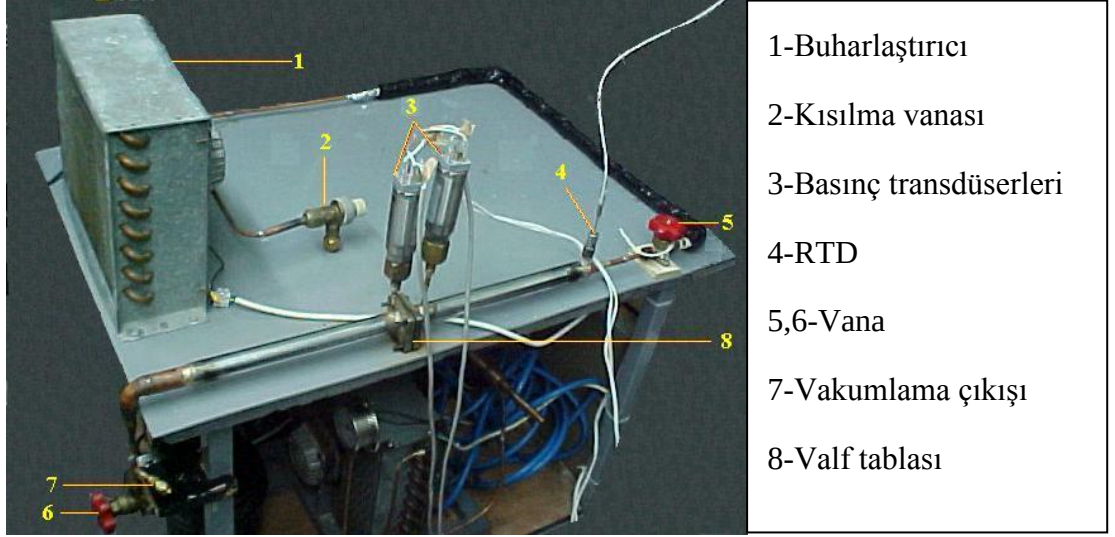
Emme portunda oluşan basınç düşümü; test bölümüne, valf tablasından önce ve sonra olmak üzere iki tane, 0-10 bar aralığında çalışan, basınç sensörü yerleştirilerek ölçülmüştür. Test bölümü, Şekil 5.3’de gösterilmektedir.

Şekil 5.3’de görüldüğü gibi; basınç sensörü delikleri, valf tablasının üst yüzeyinden; üst akış borusunun çapı kadar üst akış tarafında, çap/2 kadar alt akış tarafında

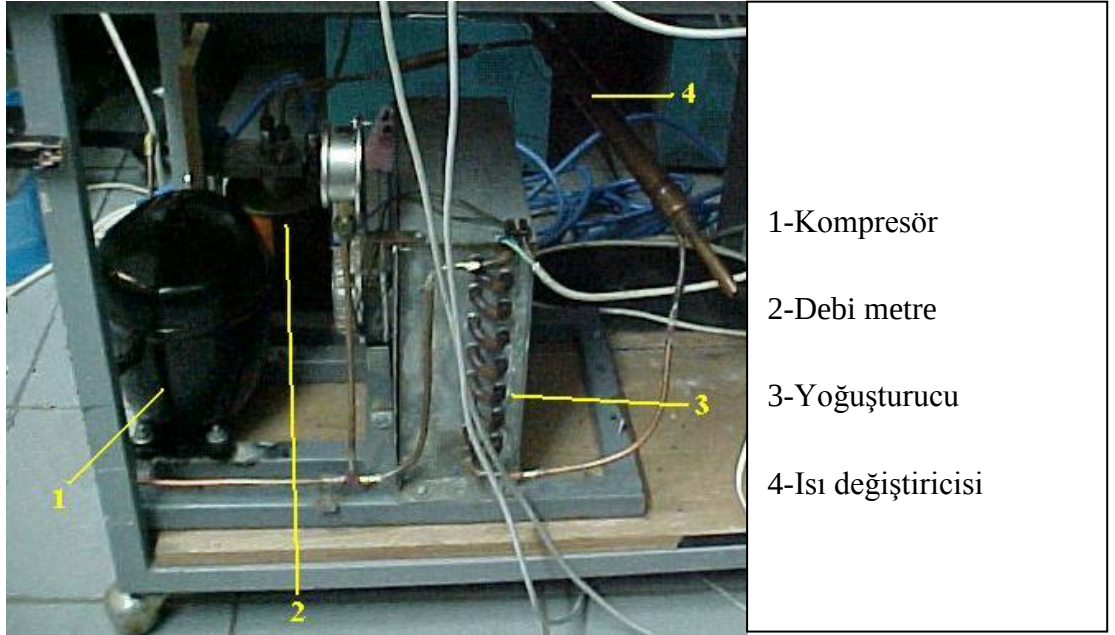
Debi miktarını değiştirebilmek için, ticari olarak pazarda bulunan değişken kapasiteli kompresör (VCC) kullanılmıştır. Kompresörün frekansı, özel olarak tasarlanmış bir elektronik kart yardımıyla 50-4500 d/d arasında, 10 d/d aralıklarla ayarlanabilmektedir.



Deney düzeneği iki katlı bir araba üzerine kurularak mobilize hale getirilmiştir. Deney düzeneğinin fotoğrafları aşağıdaki şekillerde görülmektedir.



Şekil 5.4: Deney düzeneği, birinci kısım



Şekil 5.5: Deney düzeneği, ikinci kısım

5.2.1 Kalibrasyon

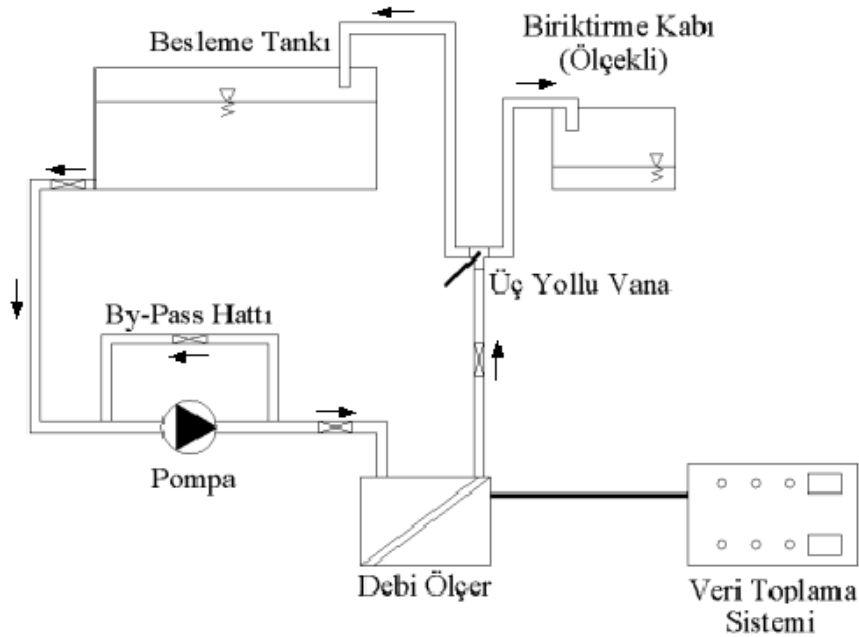
Şekil 5.5’de görülen “Coriolis” debi metresi, daha önce yapılan bir çalışmada kullanılan sistem yardımıyla kalibre edilmiştir [21]. Bu sistem, genel olarak; bir besleme tankı, pompa ve biriktirme kabından oluşmaktadır. Kalibrasyon düzeneği Şekil 5.6’da gösterilmektedir. Kalibrasyonu yapılmak istenen debi metre, biriktirme kabı ile pompa arasına entegre edilmektedir. Sistem sürekli hale ulaştıktan sonra,

kalibrasyon için kullanılan su, biriktirme kabında toplanmaktadır ve birikme süresi bir kronometre yardımıyla ölçülmektedir.

Debi metre kalibrasyonu sırasında, her bir debi için 20 veri alınmıştır. “Student-t” dağılımı yardımıyla, bu 20 veri için, rasgele hatalar hesaplanmıştır. Rasgele hata hesabında kullanılan denklem;

$$\pm \Delta = \frac{t\sigma}{\sqrt{n}} \quad (5.7)$$

şeklinde. Bu eşitlikte; Δ bir referans değer için toplanan verilerin ölçüm belirsizliğini, t ilgili tablolardan serbestlik derecesine göre okunan bir katsayıyı, σ standart sapmayı ve n her bir referans debi için örnekleme sayısını göstermektedir. [22]’de belirsizlik analizi hakkında detaylı bilgi edinilmiştir.



Şekil 5.6: Kalibrasyon sistemi [21].

Debi metre; 0-5.43 kg/h aralığında, 15 farklı referans debi ile kalibre edilmiştir. HP “data logger” yardımıyla, debi değerleri akım (mA) olarak okunmuştur. Her bir referans değer için 20 tane veri kaydedilmiştir ve bu veriler rasgele hataların hesabında kullanılmıştır. Daha sonra; alınan verilerin ortalaması alınarak referans debi değerlerine göre bir eğri uydurulmuştur ve bu eğriden elde edilen denklem

yardımla referans değerlerden olan sapmalar (sistemik hatalar) hesaplanmıştır. Toplam belirsizlik; veri toplama sistemindeki elemanların hatasız çalıştığı kabulü yapılarak, sistemik ve rasgele hataların vektörel olarak toplanmasıyla elde edilmiştir. 15 ölçüm noktasında, en büyük belirsizliğe sahip olan nokta debi metre'nin belirsizliği olarak kabul edilmiştir. Kalibrasyon bilgileri Tablo 5.1'de verilmiştir. Yapılan hesaplamalara göre; debi metre için, maksimum belirsizlik %0.94 olarak hesaplanmıştır.

Test bölümünde, basınç farkını ölçmek için, iki adet, 0-10 bar aralığında çalışan basınç transdüseri kullanılmıştır, ancak; transdüserlerin kalibrasyonu, ölçümlerin yapılacağı aralıkta (0.5-1 bar aralığında) yapılmıştır. Transdüserler oldukça sabit çıkış gerilimi verdiği için, rasgele hataların hesabına gerek duyulmamıştır. Maksimum sistemik hata ise; birinci transdüser için %0.13, ikinci transdüser için %0.30 olarak hesaplanmıştır.

RTD, bir çiller ve ısıtıcı yardımıyla şartlandırılan banyo içine daldırılarak kalibre edilmiştir. Kalibrasyon, 20, 40, 60 ve 80 °C sıcaklıkları için yapılmıştır. RTD çıkış gerilimi her bir referans değer için sabit olduğundan, rasgele hatalar hesaplanmamıştır. Yapılan hesaplamalar sonucunda, RTD için, maksimum sistemik hata %0.31 olarak hesaplanmıştır.

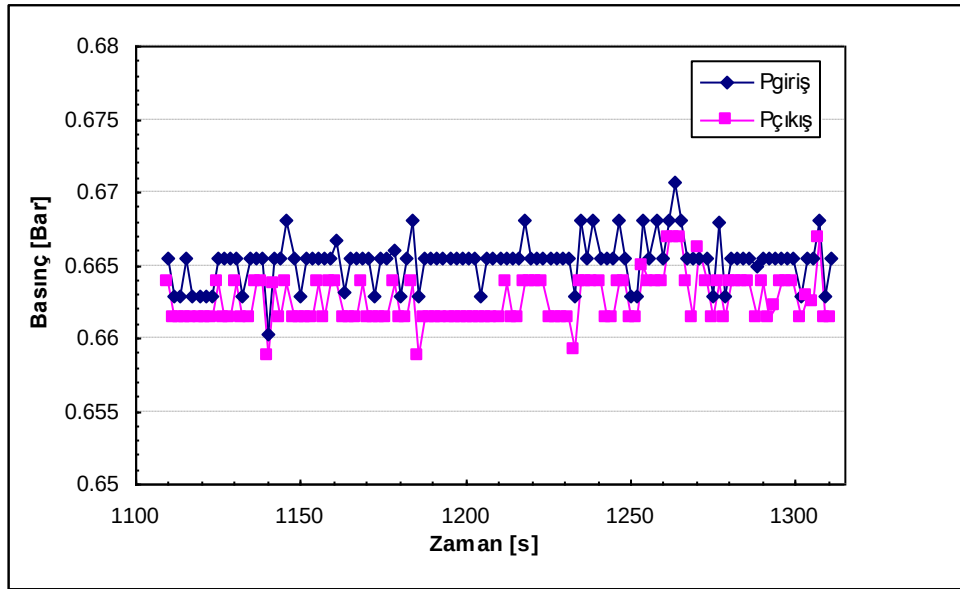
Tablo 5.1: Debi metre kalibrasyon verileri

Referans debi [kg/h]	Hesaplanan debi [kg/h]	Sistemik Hata [%]	Rastgele Hata [%]	Toplam Hata [%]
0.00	0.00	0.00	0.000	0.00
0.34	0.35	0.16	0.010	0.16
0.65	0.65	0.04	0.008	0.04
1.11	1.11	0.40	0.013	0.40
1.45	1.45	0.05	0.016	0.05
1.81	1.81	0.15	0.036	0.15
2.15	2.14	0.23	0.027	0.24
2.52	2.51	0.24	0.032	0.25
2.90	2.89	0.45	0.038	0.46
3.21	3.20	0.37	0.041	0.38
3.66	3.64	0.52	0.039	0.52
3.91	3.94	0.74	0.031	0.74
4.25	4.28	0.56	0.019	0.56
4.58	4.61	0.65	0.047	0.65
4.89	4.90	0.34	0.035	0.34
5.43	5.38	0.94	0.033	0.94

Belirsizlik analizi %95 güvenilirlik sınırları için yapılmıştır. Kalibrasyon sonucunda elde edilen katsayılar veri toplama programına girilerek deneylerde kullanılmıştır.

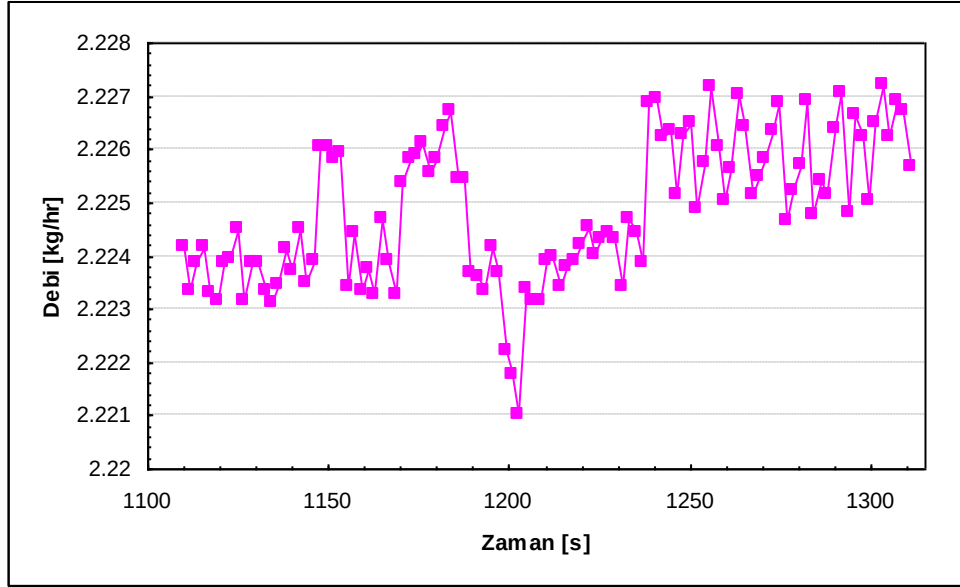
5.3 Akış Katsayısı – Deney Sonuçları

Akış katsayısı ölçümleri için deney düzeneği kurulduktan sonra, daha önce, çapları 4,5,6 mm olarak üretilen diyaframlar için deneyler gerçekleştirilmiştir. Üst akış borusu ve alt akış borusunun iç çapları 22 mm’dir. Şekil 5.7 ve 5.8’de, 6 mm çapa sahip diyafram için, basınç ve debi verilerine ait örnek grafikler görülmektedir. Şekillerden de görüldüğü gibi yaklaşık 5 dakika boyunca basınçlardaki değişim, %95 güvenilirlik içerisinde, $\pm\%0.045$ seviyesindedir. Aynı anda alınan debi değerlerine ait veriler Şekil 5.8’de verilmiş olup debinin bu süre zarfındaki değişimi ise $\pm\%0.011$ aralığında kalmaktadır.



Şekil 5.7: Akış katsayısı deneyinde port giriş ve çıkışındaki basınç değişimleri

Sistemde kullanılan kompresör 4500 RPM ve 3000 RPM olmak üzere iki farklı devirde çalıştırılarak, her iki durum için de, 4 farklı buharlaşma basıncı için veriler alınmıştır. Buharlaşma basıncı, kısılma vanası ile değiştirilmiştir.

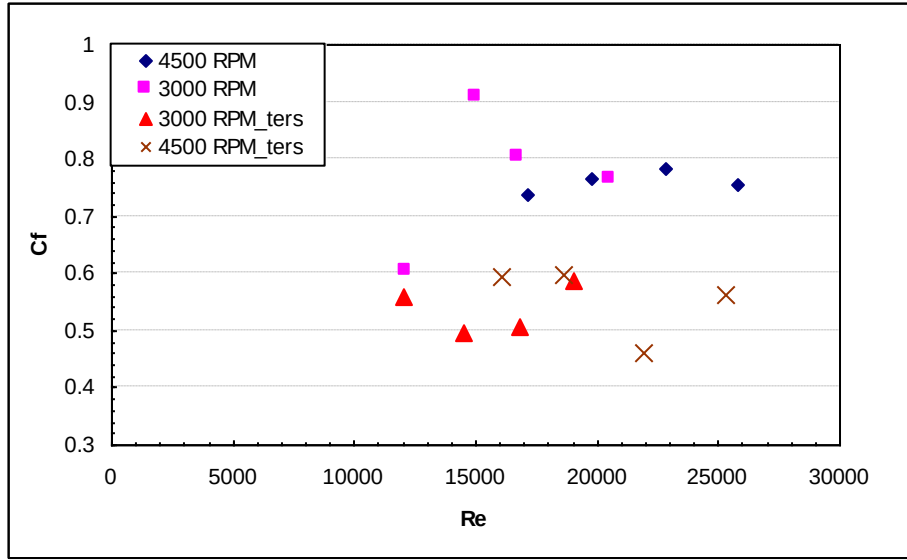


Şekil 5.8: Akış katsayısı deneyinde debinin zamanla değişimi

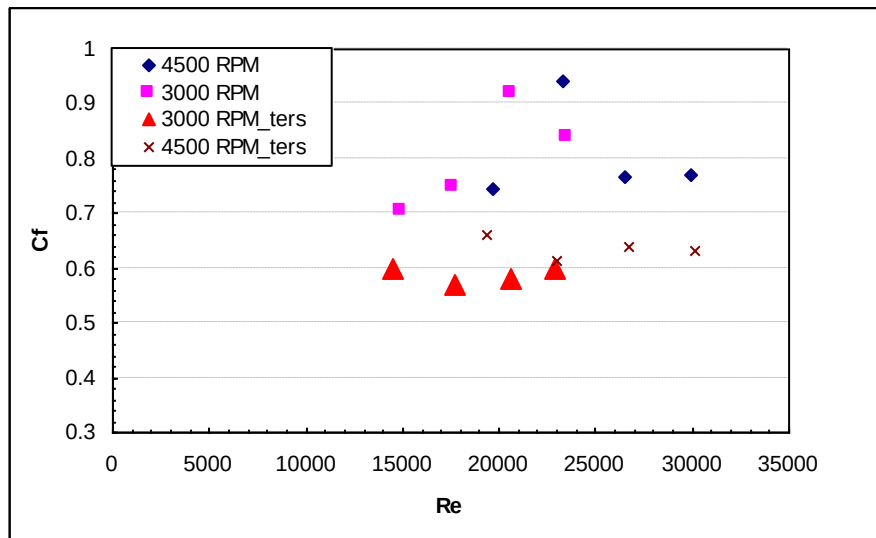
Alınan basınç, sıcaklık verilerinin ortalaması alındıktan sonra; soğutkan gazın yoğunluğu ve viskozitesi bu şartlar için tablodan okunmuştur. Debi verilerinin de ortalaması alınarak; Denklem (5.5) yardımıyla akış katsayısı hesaplanmıştır. Her üç diyafram için de bu işlemler yapıldıktan sonra, basınç sensörlerinin yerleri değiştirilerek işlemler tekrarlanmıştır. Şekil 5.9, 5.10, ve 5.11’de üç farklı diyafram çapı için elde edilmiş akış egzoz katsayıları görülmektedir. Bu şekillerdeki “ters” ifadesi, basınç sensörlerinin yerlerinin değiştirilmesi sonucunda elde edilen sonuçları göstermektedir. Reynolds sayısındaki değişim, kompresör frekansı ve kısılma vanasının pozisyonundan olduğu gibi çevre şartlarından da etkilenebilmektedir.

Denklem (5.6) ile yapılan hesaplar sonucunda; akış egzoz katsayıları 4, 5 ve 6 mm çapları ve Şekil 5.9, 5.10 ve 5.11’deki Reynolds sayıları için, yaklaşık olarak 0.6 seviyesinde elde edilmiştir. Bu sonuçtan; akış katsayısının sabit olması gerektiği düşünülerek, ölçülen akış egzoz katsayılarının ortalaması alınıp standart sapmalar hesaplanmıştır. 4, 5, 6 mm çapları için, standart sapmanın ortalama değerden sapması, sırasıyla $\pm 6\%$, $\pm 16\%$ ve $\pm 20\%$ ’dir. Şekil 5.9, 5.10 ve 5.11’de de görüldüğü gibi, ölçülen egzoz katsayıları oldukça saçınık bir dağılım göstermiştir. Buradan yola çıkarak, akış egzoz katsayısı için bir belirsizlik analizi yapılmıştır. Belirsizlik analizi yapılırken deneylerdeki belirsizlik ve kalibrasyondan gelen belirsizlik hesaplara dahil edilmiştir. Deneylerden gelen belirsizliğin, katsayıdaki belirsizliği etkilemediği

görülmüştür. Denklem (5.8) yardımıyla yapılan belirsizlik analizinde, akış egzoz katsayısındaki belirsizlik, $\pm\%100-500$ arasında hesaplanmıştır. Bu belirsizliğin basınç sensörlerindeki belirsizlikten kaynaklandığı düşünülmüştür. Sensörlerin belirsizlikleri 4550 ve 670 Pa seviyelerindedir, buna karşın, ölçülen basınç farkı ise maksimum 3000-4000 Pa aralığındadır. Belirsizlik analizinde basınç farkını 13 Pa yapacak basınç değerler kullanıldığında, belirsizliğin %2 seviyesine düştüğü görülmüştür. Bu sonuç, akış katsayısı belirsizliğine, en çok basınç sensörlerinin neden olduğunu göstermiştir.



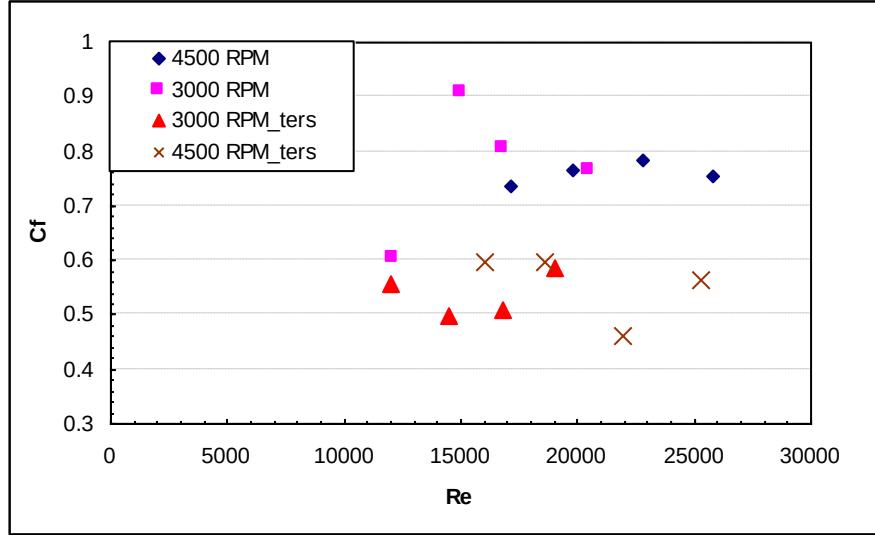
Şekil 5.9: D=4 mm için akış egzoz katsayıları.



Şekil 5.10: D=5 mm için akış egzoz katsayıları.

$$w_{Cf} = \sqrt{\left(\frac{\partial C_f}{\partial Q} w_Q\right)^2 + \left(\frac{\partial C_f}{\partial P_1} w_{P_1}\right)^2 + \left(\frac{\partial C_f}{\partial P_2} w_{P_2}\right)^2} \quad (5.8)$$

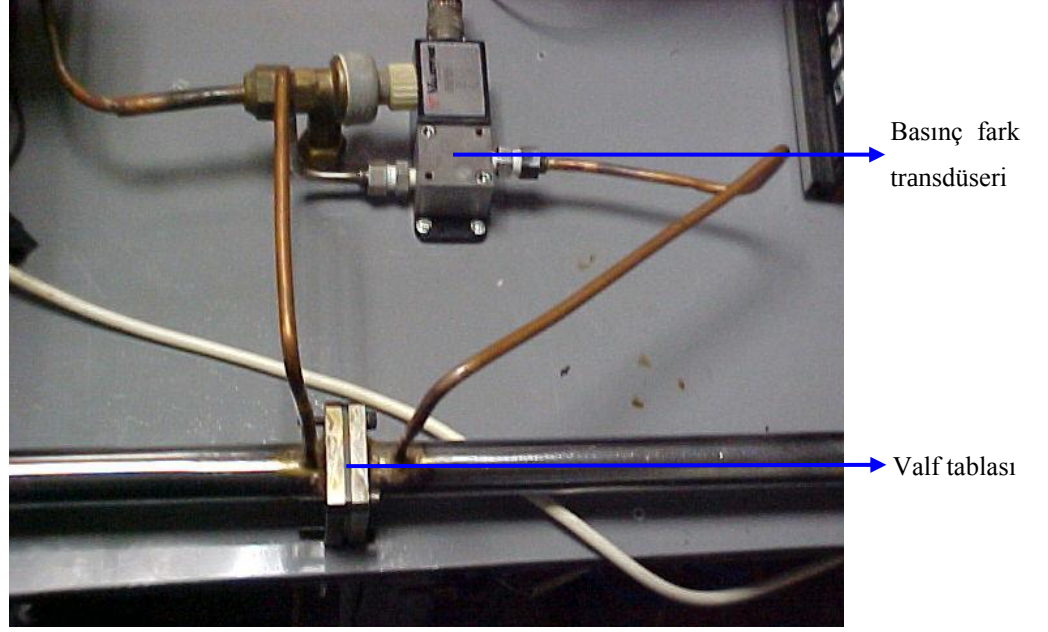
Yapılan belirsizlik analizinden sonra, 5500 Pa aralığa ve ± 13 Pa doğruluğa sahip basınç fark transdüseri ile basınç farkının ölçülmesine karar verilmiştir ve deneyler basınç fark transdüseri ile tekrarlanmıştır.



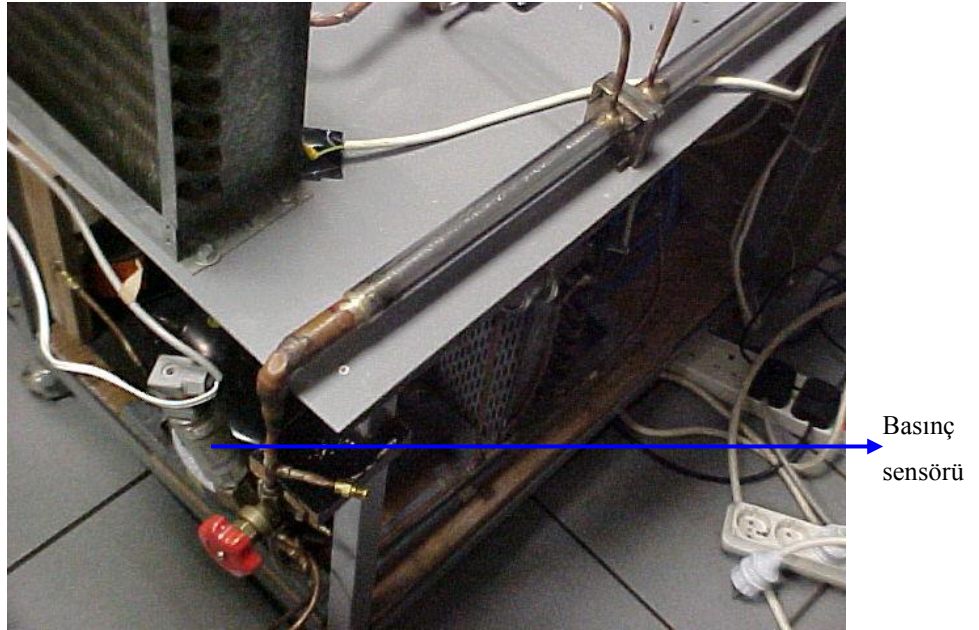
Şekil 5.11: D=6 mm için akış egzoz katsayıları.

VALIDYNE firmasına ait, 5500 Pa aralığa ve aralığın %0.25'i kadar belirsizliğe sahip olan basınç fark transdüserinin, basınç sensörleri yerine montajlı hali Şekil 5.12'de gösterilmektedir. Basınç sensörleri soğutkan hattından çıkarıldıktan sonra, basınç değerlerini okuyabilmek için, çıkarılan basınç sensörlerinden bir tanesi Şekil 5.13'deki gibi test bölümünden sonra ve kompresör girişinden önce sisteme entegre edilmiştir.

Valf tablası-emme portundaki basınç kayıpları, beklendiği gibi, basınç sensörleri yerine basınç fark transdüseri ile daha doğru ölçülebilmektedir. Şekil 5.14'de örnek bir ölçüme ait grafik görülmektedir. Veriler işlenirken, sistemin dengeye ulaştığı andan itibaren, 3-5 dakikalık bir zaman aralığındaki veriler kullanılmıştır. Her bir debi noktası için, 50-100 adet veri alınmıştır. Alınan verilerin %95 güvenilirlik içinde belirsizlik analizi yapılırken, ölçümlerden kaynaklanan belirsizliğin en fazla ± 0.5 olduğu görülmüştür.



Şekil 5.12: Basınç fark transdüserinin soğutkan hattına bağlanması.

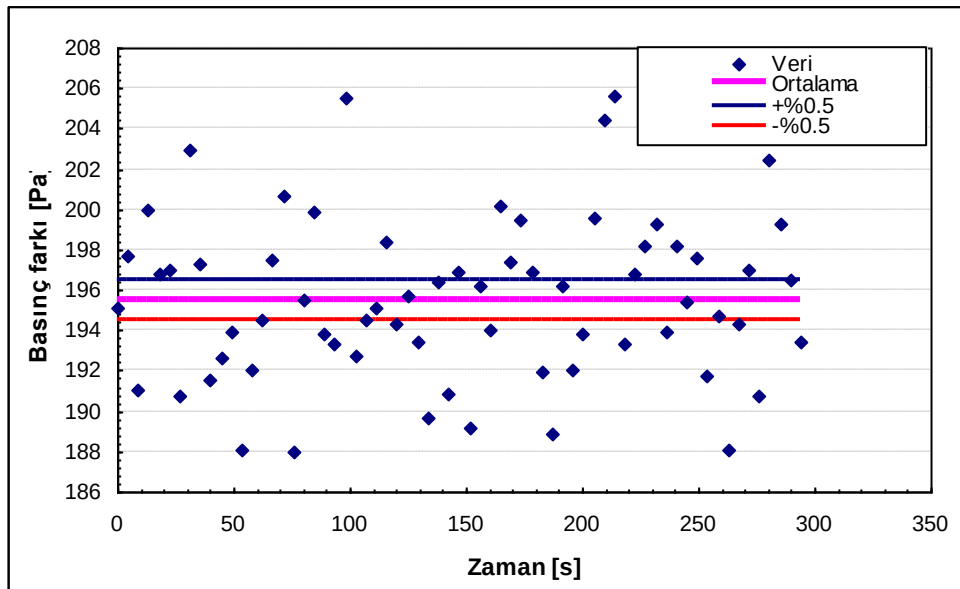


Şekil 5.13: Basınç sensörünün soğutkan hattına dahil edilmesi.

4,5 ve 6 mm çapa sahip emme portları için deneyler tekrarlandıktan sonra, ölçülen basınç ve sıcaklık değerleri için, NIST-REFPROP® programı yardımıyla yoğunluk ve kinematik viskozite değerleri hesaplanmıştır. Debi metre; debi verilerini, kütleli debi olarak ölçtüğü için, Denklem (5.9) ile C_f değerleri tekrar hesaplanmıştır.

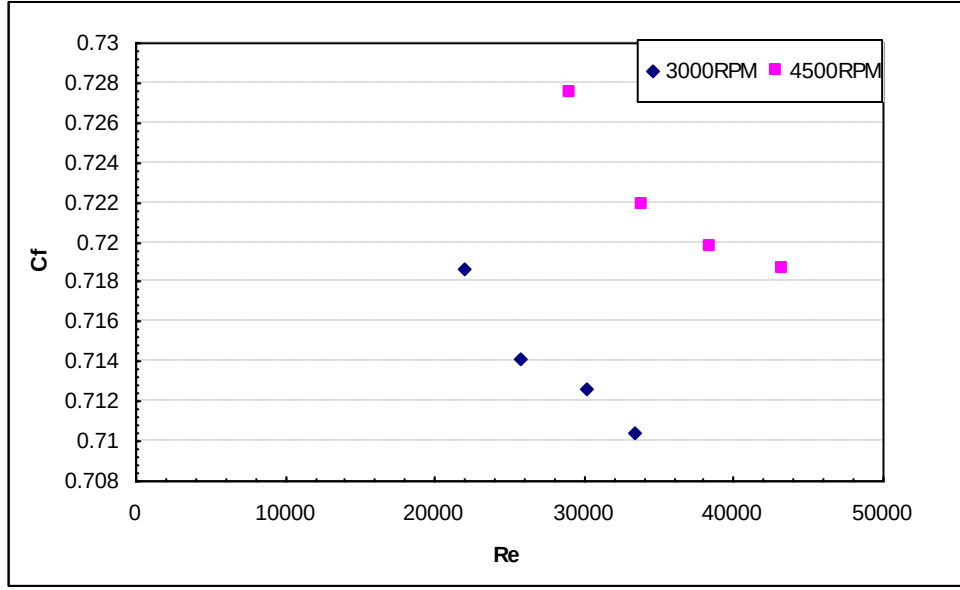
$$C_f = \frac{\dot{m}}{A_o \sqrt{2\rho\Delta P}} \quad (5.9)$$

Bu eşitlikte $\dot{m}$, kütleli debiyi göstermektedir. Şekil 5.15’de 4 mm çaplı emme portu için elde edilen sonuç görülmektedir. Kompresör, yine, iki farklı frekansta (3000 ve 4500 RPM) çalıştırılarak deneyler gerçekleştirilmiştir. Grafiğe bakılacak olursa, akış katsayısı değerleri birbirine yakın değerlerdir, ancak; grafiğin aralığı küçük olduğu için, farklı frekanslarda, akış katsayısının Reynolds sayısının artması durumundaki azalma eğilimlerinde bir farklılık görülmektedir. C_f katsayısının, minör boyutta olsa da, kompresör frekansı ile değişmesinin nedeni, soğutkan içinde atomize olmuş yağ miktarının, kompresör frekansının değişmesi ile değişmesinden kaynaklanmaktadır. Yağlama sistemi en düşük frekansta (1600 RPM) yağlama yapacak şekilde tasarlandığı için, yüksek frekanslarda gereğinden fazla yağ yataklara taşınmaktadır ve bu sırada soğutkan içindeki yağ miktarı da artmaktadır.



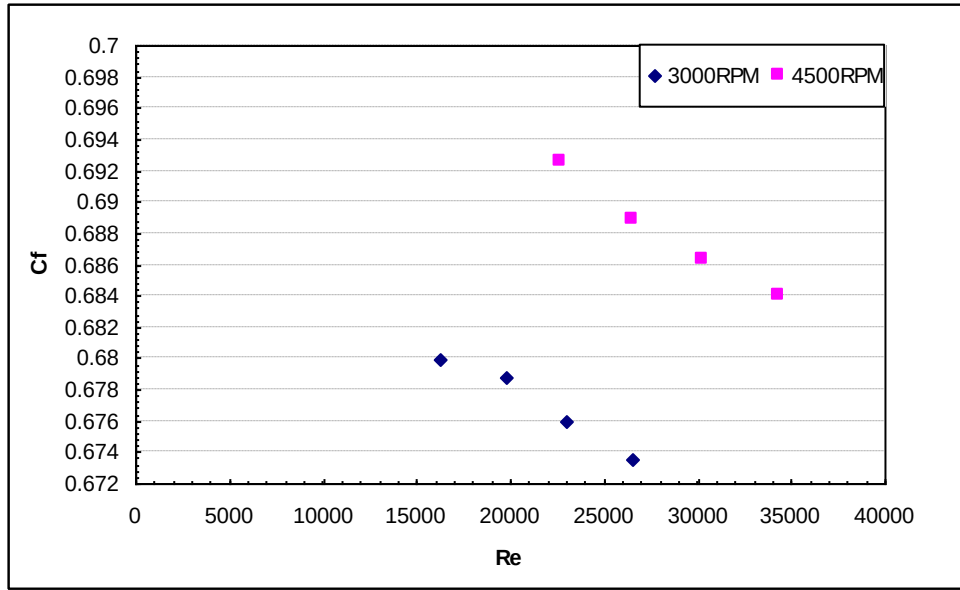
Şekil 5.14: Basmaç farkına ait örnek veri.

Denklem (5.9)’da, kütleli debi ve basmaç farkı ölçülen değerlerdir, ancak; yoğunluk ise, gazın saf izobütan olduğu kabulü yapılarak hesaplanan bir değerdir. Gerçekte ise; gaz yoğunluğunun, soğutkan içinde bulunan yağdan dolayı, hesaplanan yoğunluk değerinden fazla olması beklenmektedir. Şekil 5.15’deki C_f katsayılarının, 3000 RPM’de kısmen daha az hesaplanmasının nedeni, gaz içinde atomize olan yağın 4500 RPM’de atomize olan yağa oranla daha az olmasından kaynaklanmaktadır.

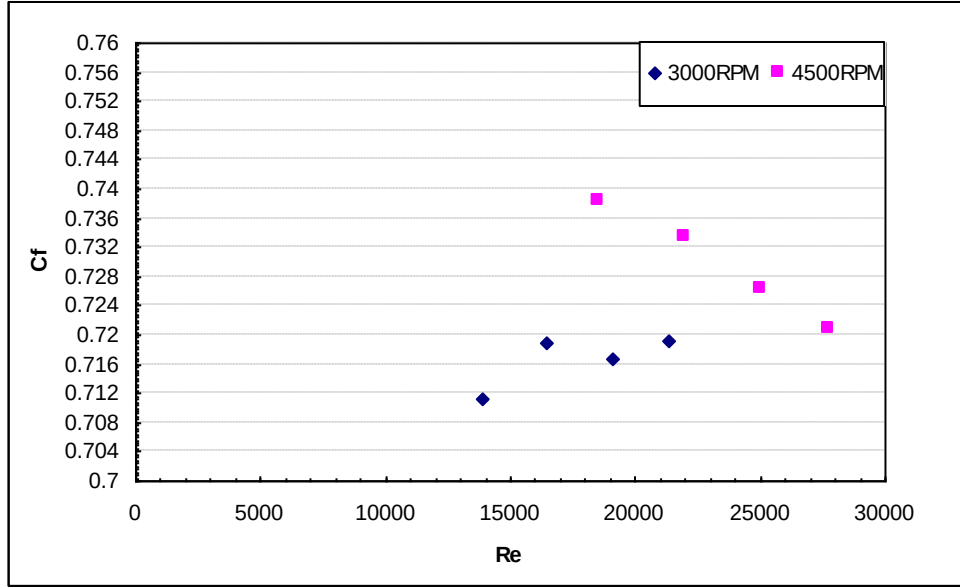


Şekil 5.15: D=4 mm için akış egzoz katsayıları.

5 ve 6 mm port çapları için de benzer sonuçlar elde edilmiştir.

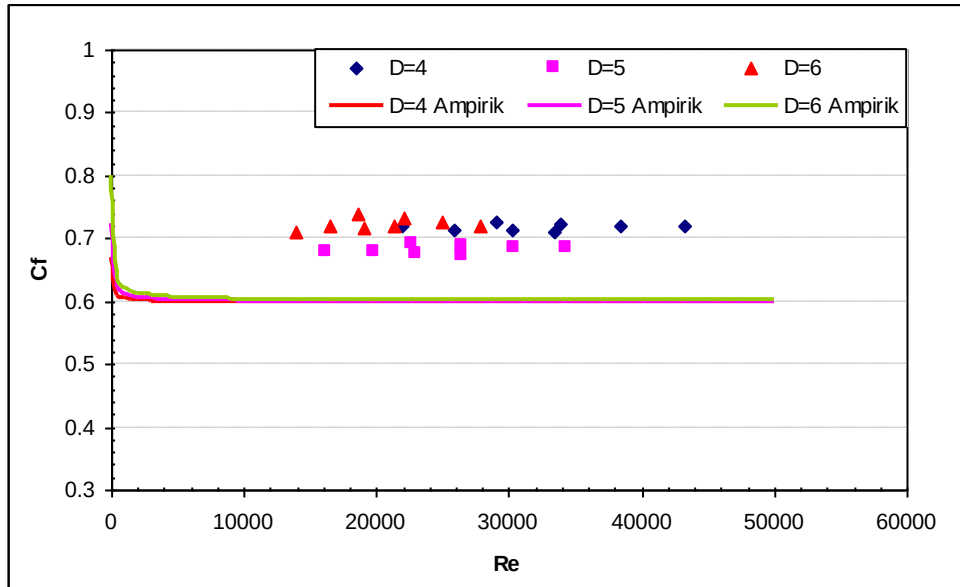


Şekil 5.16: D=5 mm için akış egzoz katsayıları.



Şekil 5.17: D=6 mm için akış egzoz katsayıları.

En son olarak; elde edilen akış katsayılarına ait grafik, frekans ayrımı yapılmadan, her bir port çapı için çizdirilmiştir. Aynı port çapları için, Denklem (5.6) yardımı ile akış katsayıları ampirik olarak hesaplanmıştır ve aynı grafik üzerinde gösterilmiştir.



Şekil 5.18: Ölçülen akış katsayılarının, ampirik olarak hesaplanan akış katsayıları ile karşılaştırılması.

Şekil 5.18'den de görüldüğü gibi; akış katsayılarının, ölçümün yapıldığı Reynolds sayısı değerlerinde, yaklaşık olarak 0.6 olarak ölçülmesi beklenmektedir. Ancak;

ölçülen değerler, yaklaşık olarak, 0.7 seviyesindedir. Bu sonucun; yine, gaz içinde atomize olmuş yağdan kaynaklandığı düşünülmektedir. Soğutkan hattındaki yağ-soğutkan gaz karışımının yoğunluğu bilinirse, hesaplanan bu değerlerin, ampirik olarak hesaplanan değerlere yaklaşması beklenmektedir.

6. SONUÇLAR

Bu yüksek lisans tez çalışmasında, ev tipi buzdolaplarında kullanılan hermetik pistonlu kompresörlerde valf mekaniği hakkında sayısal ve deneysel çalışmalar gerçekleştirilmiş ve valf hareketlerinin, valf tasarımı sırasında ya da kompresör simülasyon programlarında kullanılması hakkında temel bilgiler edinilmiştir.

Çalışmaya, kompresör emme ve egzoz valf yaprağı hakkında yapılan çalışmalar ve emme-egzoz valf yaprakları için alınan patentlerin raporları incelenerek başlanmıştır. Daha sonra, valfin statik durumunu ve hareketini modellemek için sayısal çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Sayısal çalışmalar deneylerle doğrulandıktan sonra emme portundaki akış katsayısını ölçmek için bir deney düzeneği kurulmuştur ve deneyler gerçekleştirilmiştir. Yapılan çalışmalar sonucunda şu sonuçlar elde edilmiştir:

- Sürekli sistemlerin hareket denklemi ile, bir boyutlu modellenen valf yaprağı, statik durumlar için, kabul edilebilir sonuçlar vermektedir, ancak; tekil yükler için bu denklem kullanılamamaktadır.
- Sürekli sistemlerin denklemi ile, bir boyutlu modellenen valf yaprağı, dinamik durumlar için, deneysel sonuçlar ve ticari FEM kodlarıyla karşılaştırıldığında, kabul edilebilir sonuçlar vermektedir.
- Yazılan kod ile yapılan analiz sonucunda; 0.15 mm valf kalınlığı için doğal frekans 170 Hz olarak hesaplanırken, 0.20 mm valf kalınlığı için 227 Hz olarak hesaplanmıştır. Titreşim genlikleri ise; yaklaşık olarak %50 seviyesinde azalmıştır. Buradan, valf kalınlığının artmasıyla; valfin çırpınma (flutter) sayısının artacağı, valfin kapanma zamanının değişeceği ve valf açıklığı azaldığı için basınç kaybının artacağı ve silindire dolan gaz kütlelerinin azalacağı sonucu çıkarılabilir. Sönümün, valf hareketi modeline en doğru şekilde dahil edilebilmesi için ayrıntılı bir çalışma yapılması gerekmektedir.
- Kompresörde yapılan hesaplamalara, valf hareketi mutlaka dahil edilmelidir.

Valf hareketinin bilinmesi durumunda, soğutkan debisindeki değişim, valflerdeki basınç kayıpları v.s. en doğru şekilde hesaplanabilir.

- Debi hesabında kullanılan akış egzoz katsayısı deneylerle ölçülebilmektedir.
- Akış katsayısının ölçülebilmesi için kurulan deney düzeneğinde, ölçüm aletlerinin belirsizlikleri yeterli seviyede olmalıdır. Yapılan bu tez çalışmasında, basınç sensörlerinin belirsizliği yeterli olmadığı için basınç fark transdüseri kullanılmıştır. Bu sayede, sonuçlar oldukça tutarlı çıkmıştır.
- Akış katsayısı; ölçülerek elde edilen veriler yardımıyla yapılan hesaplar sonucunda, soğutkan içinde atomize olmuş yağ nedeniyle, literatürde deklare edilen sonuçlardan bir miktar yüksek hesaplanmıştır. Soğutkan gaz-yag karışımının yoğunluk değeri tam olarak bilinirse, deney sonuçları literatürdeki sonuçlara yaklaşacaktır.
- Akış katsayısı, valf yaprağının sabit açıklıkları için de ölçülebilir, ancak, valf yaprağının belirli bir açıklıkta sabitlenmesi gereklidir.
- Kompresör performansını (COP) artırma ve ses gücü düzeyini iyileştirme çalışmalarında, valf konfigürasyonları optimum olarak tasarlanmalıdır.

7. KAYNAKLAR

- [1] **Xin, R., Hatzikazakis, P.,** 2000. Reciprocating Compressor Performance Simulation, *Proceedings of the 2000 International Compressor Engineering Conference at Purdue*, V-I, 1-9
- [2] **Süß, J., Rasmussen, B.D., Jakobsen, A.,** 2000. Impact of Refrigerant Fluid Properties on the Compressor Selection, *Proceedings of the 2000 International Compressor Engineering Conference at Purdue*, V-I, 213-219
- [3] **Cinislı, M. F.,** 2003. Hermetik Kompresörlerde Soğutucu Akışkanların İndikatör Diyagramına Etkisinin Deneysel Olarak İncelenmesi, *Yüksek Lisans Tezi*, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [4] **Matos, F.F.S., Prata, A.T., Deschamps, C.J.,** 2000. A Numerical Methodology For the Analysis of Valve Dynamics, *Proceedings of the 2000 International Compressor Engineering Conference at Purdue*, VI, 383-390
- [5] **Fagotti, F., Bortoli, M.G.D.,** 1996. A Finite Element Approach to Compressor Valves Motion Simulation, *Proceedings of the 1996 International Compressor Engineering Conference at Purdue*, VI, 359-364
- [6] **Sheu, H.C., Hu, Y.R.,** 2000. Non-linear Vibration Analysis of Reed Valves, *Proceedings of the 2000 International Compressor Engineering Conference at Purdue*, VI, 437-441
- [7] **Basi, F., Palegalli, L., Rebay, S., Bettp, A., Orefice, M., Pinto, A.,** 2000. Numerical Simulation of a Reciprocating Compressor For Household Refrigerators *Proceedings of the 2000 International Compressor Engineering Conference at Purdue*, VI, 97-104
- [8] **Sa B.D., Kim K.H., Son S.H., Park Y.D., Byun C.H.,** 1992. The Design Optimization and Experimental Behaviour of the Valve for a Rolling Piston Type Compressor *Proceedings of the 1992 International Compressor Engineering Conference at Purdue*, VI, 127-136
- [9] **You, W.H., Kwon, S.K., Ko, S.K,** 1996. A Prediction of Reliability of Suction Valve in Reciprocating Compressors, *Proceedings of the 1996 International Compressor Engineering Conference at Purdue*, VI, 383-388
- [10] **Iversen, F.H.,** 1999. Suction Valve For An Axial Piston Compressor, Patent No: US6006785, Danfoss Compressor GmbH

- [11] **Iversen, F.H.**, 1996. “Pressure Valve For Compressor”, Patent No: EP0782670, Danfoss Compressor GmbH
- [12] **Rene, M.E., Gomez, J.A.**, 2000. Compression Valve Assembly Applied To A Hermetic Cooling Compressor, Patent No: US6012489, Electrolux Espana, S.A.
- [13] **Kandpal, T.C.**, 1993. Positive Stop For A Suction Leaf Valve Of A Compressor, Patent No: US5266016, Tecumseh Products Company
- [14] **Hong, M.**, 2003. Cylinder Assembly For Compressor, Patent No: US2003095881, Samsung Gwangju Electronics Co., Ltd.
- [15] **Gürgöze, M.**, 1984. Analitik Metotlarla Titreşimlerin Etüdü, İstanbul Teknik Üniversitesi Elektrik-Elektronik Fakültesi Ofset Baskı Atölyesi, İstanbul, 120-132
- [16] **Oğuz, E., Yılmaz, F., Kerpiççi, H., Bayram, B.**, 2005. Kompresör Simülasyon Programları Statik Validasyon Çalışmaları, ARÇELİK A.Ş. Araştırma Notu
- [17] **Yılmaz, F., Oğuz, E., Meydanlı, C.**, 2005. Kompresör Valf Yaprağı Katı Mekaniği Modellerinin Dinamik Validasyonu, ARÇELİK A.Ş. Araştırma Notu
- [18] **Gizlice, A., Kaymakçı, M.**, 2004. Kompresör Valf Yaprağının Serbest Salınım Karakteristiğinin Belirlenmesi, ARÇELİK A.Ş. Araştırma Notu
- [19] http://www.efunda.com/formulae/fluids/calc_orifice_flowmeter.cfm#calc
- [20] **Goldstein, R.J.**, 1996. Fluid Mechanics Measurement, Chapter 5-*Volume Flow Measurements*, Mattingly. G.E., 301-365, Taylor&Francis, London
- [21] **Bilen, K.**, 2004. Sıvı Debi Ölçer Kalibrasyonu Üzerine Bir Çalışma, ARÇELİK A.Ş. Araştırma Notu
- [22] **Şeker, D., Karataş, H., Mısır, İ., Nikbay, M., Gür T.**, 2000. Ölçüm Belirsizliği Hesaplama Metodu Ve Bunun Bir Deney Sistemine Uygulanması, ARÇELİK A.Ş. Araştırma Notu

EK-A Statik Analiz-Program Kodu

```
Private Sub CommandButton1_Click()
Dim EM, RO, LE, dx, dt, H, k, l, m, X1, summ, test, u, p As Variant
Dim i, j, n, Te, ka As Integer
Dim q(300), W(300), mass(3001), At(300), v(300), a1(300), s(300) As Variant
Dim F(300), Y(300) As Variant
Dim a(300, 300) As Variant
'Sabit değerlerin kullanıcı tarafından girilmesi
EM = modul.Text
pe = basinc.Text
LE = uzunluk.Text
Open "D:\Documents and Settings\c8000052.ARCELİK\Desktop\Valf _dinamigi\genislik.txt" For
Input As #2
H = kalinlik.Text
n = InputBox("Node sayısı dosyadaki node sayısı ile eşit olmalıdır", "Node sayısı", "N")
'Valf genişlik değerlerinin bir dosyadan okutulması
For i = 1 To n
Input #2, W(i)
W(i) = W(i) * 1000
Next
Close #2
dx = LE / (n - 1)
'Yayılı kuvvetin her bir dűęűm noktası için hesaplanması
For i = 1 To n - 1
F(i) = pe * (W(i) + W(i + 1)) / 2
Next
F(26) = (W(n) / 2) * 20
'Atalet momentlerinin hesaplanması
For i = 1 To n
At(i) = W(i) * H * H * H / 12
Next
Close #3
k = 3 * At(n)
l = -(6 * At(n) + 4 * At(n - 1))
m = 3 * At(n) + 8 * At(n - 1) + At(n - 2)
u = -(4 * At(n - 1) + 2 * At(n - 2))
p = At(n - 2)
'Matris katsayılarının girilmesi
For i = 2 To n - 1
For j = 2 To n - 1
If j = i Then
a(i, j) = At(i + 1) + 4 * At(i) + At(i - 1)
ElseIf j = i - 2 Then
a(i, j) = At(i - 1)
ElseIf j = i - 1 Then
a(i, j) = -2 * (At(i) + At(i - 1))
ElseIf j = i + 1 Then
a(i, j) = -2 * (At(i + 1) + At(i))
ElseIf j = i + 2 Then
a(i, j) = At(i + 1)
Else
a(i, j) = 0
End If
End For
End For
```

```

End If
Next
s(i) = (F(i) * dx * dx * dx * dx) / EM
Next
'Sınır şartlarının uygulanması
a(2, 2) = At(3) + 4 * At(2) + 2 * At(1)
a(n - 1, n - 1) = ((k - m) / (2 * k + 1)) * -2 * (At(n) + At(n - 1)) + (((2 * (k - m)) / (2 * k + 1)) - 1) *
At(n) + a(n - 1, n - 1)
a(n - 1, n - 2) = (-u / (2 * k + 1)) * -2 * (At(n) + At(n - 1)) - ((2 * u) / (2 * k + 1)) * At(n) + a(n - 1, n -
2)
a(n - 1, n - 3) = (-p / (2 * k + 1)) * -2 * (At(n) + At(n - 1)) - ((2 * p) / (2 * k + 1)) * At(n) + a(n - 1, n -
3)
a(n - 2, n - 3) = (-p / (2 * k + 1)) * At(n - 1) + a(n - 2, n - 3)
a(n - 2, n - 2) = (-u / (2 * k + 1)) * At(n - 1) + a(n - 2, n - 2)
a(n - 2, n - 1) = ((k - m) / (2 * k + 1)) * At(n - 1) + a(n - 2, n - 1)
'GAUSS-ELEME yöntemi
For ka = 2 To n - 2
For i = ka + 1 To n - 1
co = a(i, ka) / a(ka, ka)
For j = ka To n - 1
a(i, j) = a(i, j) - co * a(ka, j)
Next
s(i) = s(i) - co * s(ka)
Next
Next
Y(n - 1) = s(n - 1) / a(n - 1, n - 1)
For i = n - 2 To 2 Step -1
summ = 0
For j = i + 1 To n - 1
summ = summ + a(i, j) * Y(j)
Next
Y(i) = (s(i) - summ) / a(i, i)
Next
'Sınır şartlarından son düğüm noktası deplasmanının hesaplanması
Y(n) = ((k - m) * Y(n - 1) - u * Y(n - 2) - p * Y(n - 3)) / (2 * k + 1)
Y(1) = 0
'Sonuçların yazdırılması
Open "D:\Documents and Settings\c8000052.ARCELİK\Desktop\Valf _dinamigi\son.txt" For Output
As #4
For j = 1 To n
Print #4, (j - 1) * dx, Y(j)
Next
Close #4
End Sub

```

EK-B Açık Yöntem Çözümü-Program Kodu

Private Sub CommandButton1_Click()

```
Dim EM, RO, LE, dx, u, dt, H, a, b, c, d, e As Variant
Dim i, j, N, Te, JC As Integer
Dim P(1089), W(100), M(100), At(100) As Variant
Dim F(100, 32000), Y(100, 32000), a1(100, 32000) As Variant
EM = 210000000
RO = 0.0000077
LE = 24
Open "D:\Fatih\VALM\Valf Dinamiği\genislik2.txt" For Input As #2
'İlk şart deplasmanlarının okutulması.
Open "D:\Fatih\VALM\Valf Dinamiği\depl.txt" For Input As #3
H = 0.15
N = 25
Te = 31999
dt = 0.0000001
For i = 1 To N
Input #2, W(i)
W(i) = W(i)
Next
Close #2
dx = LE / (N - 1)
'Kuvvet ve kütle dağılımının hesaplanması.
For j = 1 To 32000
For i = 1 To N
F(i, j) = 0
M(i) = RO * ((W(i) + W(i + 1)) / 2) * H
Next
Next
For i = 1 To N
At(i) = W(i) * H * H * H / 12
Input #3, Y(i, 1)
Next
Close #3
'Denklemelerin çözülmesi.
j = 1
Y(1, j) = 0
a1(2, j) = EM * ((At(3) * Y(4, j) - 2 * (At(3) + At(2)) * Y(3, j) + (At(3) + 4 * At(2) + 2 * At(1) - ((2 * M(2) * dx * dx * dx * dx) / (EM * dt * dt))) * Y(2, j) - 2 * (At(2) + At(1)) * Y(1, j)))
a = 3 * At(N)
b = -(6 * At(N) + 4 * At(N - 1))
c = 3 * At(N) + 8 * At(N - 1) + At(N - 2)
d = -(4 * At(N - 1) + 2 * At(N - 2))
e = At(N - 2)
Y(N, j) = ((a - c) * Y(N - 1, j) - d * Y(N - 2, j) - e * Y(N - 3, j)) / (2 * a + b)
Y(N + 1, j) = 2 * Y(N, j) - Y(N - 1, j)
For i = 3 To N - 1
a1(i, j) = EM * ((At(i + 1) * Y(i + 2, j) - 2 * (At(i + 1) + At(i)) * Y(i + 1, j) + (At(i + 1) + 4 * At(i) + At(i - 1) - ((2 * M(i) * dx * dx * dx * dx) / (EM * dt * dt))) * Y(i, j) - 2 * (At(i) + At(i - 1)) * Y(i - 1, j) + At(i - 1) * Y(i - 2, j)))
Next
For i = 2 To N - 1
```

```

Y(i, 2) = (F(i, 1) * dx * dx * dx * dx - a1(i, 1)) / (2 * M(i) * dx * dx * dx * dx / (dt * dt))
Next
Y(N, 2) = ((a - c) * Y(N - 1, 2) - d * Y(N - 2, 2) - e * Y(N - 3, 2)) / (2 * a + b)
Y(N + 1, 2) = 2 * Y(N, 2) - Y(N - 1, 2)
For j = 2 To Te
Y(1, j) = 0
a1(2, j) = EM * ((At(3) * Y(4, j) - 2 * (At(3) + At(2)) * Y(3, j) + (At(3) + 4 * At(2) + 2 * At(1) - ((2 *
M(2) * dx * dx * dx * dx) / (EM * dt * dt))) * Y(2, j) - 2 * (At(2) + At(1)) * Y(1, j)))
For i = 3 To N - 1
a1(i, j) = EM * ((At(i + 1) * Y(i + 2, j) - 2 * (At(i + 1) + At(i)) * Y(i + 1, j) + (At(i + 1) + 4 * At(i) +
At(i - 1) - ((2 * M(i) * dx * dx * dx * dx) / (EM * dt * dt))) * Y(i, j) - 2 * (At(i) + At(i - 1)) * Y(i - 1,
j) + At(i - 1) * Y(i - 2, j)))
Next
For i = 2 To N - 1
Y(i, j + 1) = (F(i, j) * dx * dx * dx * dx - a1(i, j) - (M(i) * dx * dx * dx * dx / (dt * dt)) * Y(i, j - 1)) /
(M(i) * dx * dx * dx * dx / (dt * dt))
Next
Y(N, j + 1) = ((a - c) * Y(N - 1, j + 1) - d * Y(N - 2, j + 1) - e * Y(N - 3, j + 1)) / (2 * a + b)
Y(N + 1, j + 1) = 2 * Y(N, j + 1) - Y(N - 1, j + 1)
Next
'Sonuçların yazdırılması.
Open "D:\Fatih\VALM\Valf Dinamiği\son.txt" For Output As #4
For j = 1 To Te + 1
Print #4, (j - 1) * dt, Y(N, j)
Next

End Sub

```

EK-C Kapalı Yöntem Çözümü-Program Kodu

Private Sub CommandButton1_Click()

```
Dim EM, RO, LE, dx, dt, H, k, l, m, summ, u, p As Variant
Dim i, j, n, Te, ka, ji As Integer
Dim q(30), W(30), mass(30), At(30), pe(13001) As Variant
Dim a(30, 13001), Y(30, 13001), F(30, 13001), s(30, 13001) As Variant
'Sabitlerin okutulması
EM = 210000000 'modul.Text
RO = 0.0000077 'yogunluk.Text
LE = 24 'uzunluk.Text
Open "D:\Fatih\VALM\Valf Dinamiği\basinc.txt" For Input As #1
Open "D:\Documents and Settings\c8000052.ARCELİK\Desktop\Valf _dinamigi\genislik2.txt" For
Input As #2
H = 0.15
n = 25
Te = 2501
dt = 7.999999979802E-06
For j = 1 To Te
'Basınç değerlerinin bir dosyadan okutulması
Input #1, pe(j)
pe(j) = pe(j) * 10
Next
Close #1
For i = 1 To n
Input #2, W(i)
Next
Close #2
dx = LE / (n - 1)
'Basıncın Kuvvet'e dönüştürülmesi ve kütle dağılımının hesaplanması.
For j = 1 To Te + 1
For i = 1 To n - 1
F(i, j) = pe(j) * (W(i) + W(i + 1)) / 2
mass(i) = RO * ((W(i) + W(i + 1)) / 2) * H
Next
F(26, j) = pe(j) * (W(n) / 2)
Next
For i = 1 To n
At(i) = W(i) * H * H * H / 12
Y(i, 1) = 0
Next
'Pentadiagonal Matris'in oluşturulması
k = 3 * At(n)
l = -(6 * At(n) + 4 * At(n - 1))
m = 3 * At(n) + 8 * At(n - 1) + At(n - 2)
u = -(4 * At(n - 1) + 2 * At(n - 2))
p = At(n - 2)
For i = 2 To n - 1
For j = 2 To n - 1
If j = i Then
a(i, j) = At(i + 1) + 4 * At(i) + At(i - 1) + 2 * ((mass(i) * (dx ^ 4)) / (EM * dt ^ 2))
ElseIf j = i - 2 Then
a(i, j) = At(i - 1)
```



```

ElseIf j = i - 1 Then
a(i, j) = -2 * (At(i) + At(i - 1))
ElseIf j = i + 1 Then
a(i, j) = -2 * (At(i + 1) + At(i))
ElseIf j = i + 2 Then
a(i, j) = At(i + 1)
Else
a(i, j) = 0
End If
Next
s(i, 1) = ((F(i, 1) * dx * dx * dx * dx) / EM) + (((mass(i) * (dx ^ 4)) / (dt ^ 2)) * (2 * Y(i, 1))) / EM
Next
a(2, 2) = At(3) + 4 * At(2) + 2 * At(1) + 2 * (mass(2) * (dx ^ 4)) / (EM * dt ^ 2)
a(n - 1, n - 1) = ((k - m) / (2 * k + 1)) * -2 * (At(n) + At(n - 1)) + (((2 * (k - m)) / (2 * k + 1)) - 1) *
At(n) + a(n - 1, n - 1)
a(n - 1, n - 2) = (-u / (2 * k + 1)) * -2 * (At(n) + At(n - 1)) - ((2 * u) / (2 * k + 1)) * At(n) + a(n - 1, n -
2)
a(n - 1, n - 3) = (-p / (2 * k + 1)) * -2 * (At(n) + At(n - 1)) - ((2 * p) / (2 * k + 1)) * At(n) + a(n - 1, n -
3)
a(n - 2, n - 3) = (-p / (2 * k + 1)) * At(n - 1) + a(n - 2, n - 3)
a(n - 2, n - 2) = (-u / (2 * k + 1)) * At(n - 1) + a(n - 2, n - 2)
a(n - 2, n - 1) = ((k - m) / (2 * k + 1)) * At(n - 1) + a(n - 2, n - 1)
For ka = 2 To n - 2
For i = ka + 1 To n - 1
co = a(i, ka) / a(ka, ka)
For j = ka To n - 1
a(i, j) = a(i, j) - co * a(ka, j)
Next
s(i, 1) = s(i, 1) - co * s(ka, 1)
Next
Next
Y(n - 1, 2) = s(n - 1, 1) / a(n - 1, n - 1)
For i = n - 2 To 2 Step -1
summ = 0
For j = i + 1 To n - 1
summ = summ + a(i, j) * Y(j, 2)
Next
Y(i, 2) = (s(i, 1) - summ) / a(i, i)
Next
Y(n, 2) = ((k - m) * Y(n - 1, 2) - u * Y(n - 2, 2) - p * Y(n - 3, 2)) / (2 * k + 1)
Y(1, 2) = 0
For ji = 2 To Te
For i = 2 To n - 1
For j = 2 To n - 1
If j = i Then
a(i, j) = At(i + 1) + 4 * At(i) + At(i - 1) + (mass(i) * (dx ^ 4)) / (EM * dt ^ 2)
ElseIf j = i - 2 Then
a(i, j) = At(i - 1)
ElseIf j = i - 1 Then
a(i, j) = -2 * (At(i) + At(i - 1))
ElseIf j = i + 1 Then
a(i, j) = -2 * (At(i + 1) + At(i))
ElseIf j = i + 2 Then
a(i, j) = At(i + 1)
Else
a(i, j) = 0
End If
Next
s(i, ji) = ((F(i, ji) * dx * dx * dx * dx) / EM) + (((mass(i) * (dx ^ 4)) / (dt ^ 2)) * (2 * Y(i, ji) - Y(i, ji -
1))) / EM

```

```

Next
a(2, 2) = At(3) + 4 * At(2) + 2 * At(1) + (mass(2) * (dx ^ 4)) / (EM * dt ^ 2)
a(n - 1, n - 1) = ((k - m) / (2 * k + l)) * -2 * (At(n) + At(n - 1)) + (((2 * (k - m)) / (2 * k + l)) - 1) *
At(n) + a(n - 1, n - 1)
a(n - 1, n - 2) = (-u / (2 * k + l)) * -2 * (At(n) + At(n - 1)) - ((2 * u) / (2 * k + l)) * At(n) + a(n - 1, n -
2)
a(n - 1, n - 3) = (-p / (2 * k + l)) * -2 * (At(n) + At(n - 1)) - ((2 * p) / (2 * k + l)) * At(n) + a(n - 1, n -
3)
a(n - 2, n - 3) = (-p / (2 * k + l)) * At(n - 1) + a(n - 2, n - 3)
a(n - 2, n - 2) = (-u / (2 * k + l)) * At(n - 1) + a(n - 2, n - 2)
a(n - 2, n - 1) = ((k - m) / (2 * k + l)) * At(n - 1) + a(n - 2, n - 1)

```

‘Gauss Eleme ile matrisin çözülmesi.

```

For ka = 2 To n - 2
For i = ka + 1 To n - 1
co = a(i, ka) / a(ka, ka)
For j = ka To n - 1
a(i, j) = a(i, j) - co * a(ka, j)
Next
s(i, ji) = s(i, ji) - co * s(ka, ji)
Next
Next
Y(n - 1, ji + 1) = s(n - 1, ji) / a(n - 1, n - 1)
For i = n - 2 To 2 Step -1
summ = 0
For j = i + 1 To n - 1
summ = summ + a(i, j) * Y(j, ji + 1)
Next
Y(i, ji + 1) = (s(i, ji) - summ) / a(i, i)
Next
Y(n, ji + 1) = ((k - m) * Y(n - 1, ji + 1) - u * Y(n - 2, ji + 1) - p * Y(n - 3, ji + 1)) / (2 * k + l)
Y(1, ji + 1) = 0
Next

```

‘Sonuçların yazdırılması.

```

Open "D:\Documents and Settings\c8000052.ARCELİK\Desktop\Valf _dinamigi\son.txt" For Output
As #4
For j = 1 To Te + 1
Print #4, (j - 1) * dt, Y(n, j)
Next
Close #4

End Sub

```

ÖZGEÇMİŞ

Fatih YILMAZ, 1980 yılında Malatya’da doğdu. 1991 yılında Akçadağ Ziya Gökalp İlkokulu’nu bitirdi. 1991-1997 yılları arasında Malatya Anadolu Lisesinde ortaöğretimini devam ettirdi ve 1997-1998 yılları arasında ortaöğretiminin son yılını Malatya Özel Rahime Batu Kolejinde tamamladı. 1998 yılında girdiği İTÜ, Makina Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü’nden, 2003 yılında mezun oldu. Aynı yıl İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Isı-Akışkan Programı’nda Yüksek Lisans öğrenimine başladı. 2003 yılında, ARÇELİK A.Ş. ve İTÜ Geliştirme Vakfı arasında imzalanan bir anlaşma çerçevesinde, ARÇELİK A.Ş. Ar-Ge bölümü Termodinamik Laboratuvarında Araştırma Asistanı olarak göreve başlayan Fatih Yılmaz, buradaki görevini tamamlamıştır.