

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**TEK PİSTONLU BİR KOMPRESÖRÜN BİLGİSAYAR
YARDIMIYLA DİNAMİK ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Uçak Müh. Akgün KALKAN

Anabilim Dalı: Makina Mühendisliği

Programı: Konstrüksiyon

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Teoman KURTAY

TEMMUZ 2002

**TEK PİSTONLU BİR KOMPRESÖRÜN BİLGİSAYAR
YARDIMIYLA DİNAMİK ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ
Uçak Müh. Akgün KALKAN
(503001209)

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 24 Haziran 2002
Tezin Savunulduğu Tarih : 27 Haziran 2002

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Teoman KURTAY
Diğer Jüri Üyeleri Yrd. Doç. Dr. Haluk EROL (İ.T.Ü.)
Yrd. Doç. Dr. Vedat TEMİZ (İ.T.Ü.)

HAZİRAN 2002

ÖNSÖZ

Çalışmalarım boyunca gösterdiği ilgi ve destek için Sn. Prof. Dr. Teoman Kurtay'a teşekkür ederim.

İçten yardımlarından dolayı başta Sn. Dr. Can Meydanlı olmak üzere çalışmalarımı yürüttüğüm ARÇELİK A.Ş. Araştırma ve Teknoloji Geliştirme Merkezi personelinin tümüne teşekkürü bir borç bilirim.

Çalışmaları ve sağladığı destek ile bu çalışmada bana yol gösteren Sn. Yrd. Doç. Dr. Haluk Erol'a teşekkür ederim.

Eskişehir Kompresör İşletmesi çalışanlarından Ürün Geliştirme Mühendisi Sn. Altuğ Pişkin'e çalışmalarım boyunca benden esirgemediği ilgi ve yardımlarından dolayı teşekkürü bir borç bilirim.

Gebze Yüksek Teknoloji Enstitüsü'nde Araştırma Görevlisi olarak görev yapan Sn. Murat Büyük'e çalışmam sırasında bana verdiği destek dolayısıyla teşekkür etmek isterim.

Verdiği destek ile bu çalışmayı bitirmeme yardımcı olan Şeyda Sözüner'e teşekkür ederim.

06/2002

Akgün KALKAN

İÇİNDEKİLER

TABLO LİSTESİ	v
ŞEKİL LİSTESİ	vi
SEMBOL LİSTESİ	viii
ÖZET	ix
SUMMARY	x
1. GİRİŞ	1
1.1. Giriş	1
1.2. Daha Önce Yapılan Çalışmalar	4
1.3. Çalışmanın Amacı	8
2. KOMPRESÖR MEKANİĞİ VE KULLANILAN YÖNTEMLER	9
2.1. Krank-Biyel Mekanizması	9
2.2. Zorlanmış Harmonik Titreşim	12
2.3. Kirişlerin Sonlu Eleman Formülasyonu	18
3. KOMPRESÖRÜN TANITILMASI VE DİNAMİK MODEL	24
3.1. Kompresörün Tanıtılması	24
3.2. Kabuller	25
3.3. Dinamik Model	25
3.3.1. Sabit Bağlantılar	29
3.3.2. Dönel Bağlantılar	30
3.3.3. Kaymalı Bağlantılar	32
3.3.4. Yaylar	34
3.4. Yayların Katılık Katsayılarının Sonlu Elemanlar Analizi ile Bulunması	37
3.5. Titreşim Borusunun Katılık Katsayılarının Sonlu Elemanlar Analizi ile Bulunması	42
4. DİNAMİK SİMÜLASYON	46
4.1. Simülasyon Girdileri	46
4.2. Çözüm ve Sonuçlar	49
5. DİNAMİK DAVRANIŞIN ÖLÇÜMLE BELİRLENMESİ	56
5.1. Ölçüm Esasları	56
5.2. Çalışma Koşulları Altında Ölçüm	61
6. SONUÇLARIN KARŞILAŞTIRILMASI	70
6.1. İvme Genliklerinin Karşılaştırılması	70
6.2. Devir - Zaman Eğrilerinin Karşılaştırılması	73
7. SONUÇ	76
7.1. Sonuçların Yorumlanması	76

7.2. Öneriler ve Gelecekteki Çalışmalar	77
KAYNAKLAR	78
ÖZGEÇMİŞ	80

TABLO LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 2.1. Hermit şekil fonksiyonları	20
Tablo 3.1. Montaj Parçalarının Özellikleri	27
Tablo 3.2. Bağlantı elemanları tarafından kaldırılan serbestlik dereceleri ...	29
Tablo 3.3. Analizde kullanılan çeliğin özellikleri	38
Tablo 3.4. Ön ve arka yaylar için katılık katsayıları	39
Tablo 3.5. Çekme deneyi ve analiz sonuçlarının karşılaştırılması	40
Tablo 3.6. Kabul edilen sönümleme değerleri	41
Tablo 3.7. Bakır malzemenin özellikleri	43
Tablo 3.8. Titreşim borusu katılık değerleri	44
Tablo 5.1. İvme ölçerlerin teknik özellikleri	58
Tablo 6.1. İvme ölçer 1 için kalkış değerlerinin karşılaştırılması	70
Tablo 6.2. İvme ölçer 2 için kalkış değerlerinin karşılaştırılması	71
Tablo 6.3. İvme ölçer 1 için rejim değerlerinin karşılaştırılması	71
Tablo 6.4. İvme ölçer 2 için rejim değerlerinin karşılaştırılması	72

ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Şekil 1.1 : Kompresör açınımlı	3
Şekil 1.2 : Gürültü sistemi	4
Şekil 2.1 : Krank-biyel mekanizması	9
Şekil 2.2 : Krank açısına bağlı hız grafiği	11
Şekil 2.3 : Krank açısına bağlı ivme grafiği	12
Şekil 2.4 : Tek serbestlik dereceli sistem ve serbest cisim diyagramı	13
Şekil 2.5 : Hareket denkleminin vektörel olarak gösterimi	13
Şekil 2.6 : Frekans oranlarına göre hareket denkleminin vektörel olarak gösterimi	16
Şekil 2.7 : Farklı sönümleme oranları için titreşim genlikleri	17
Şekil 2.8 : Kiriş yüklemesi ve nötr eksenin şekil değişimi	18
Şekil 2.9 : Gerilme dağılımı ve kiriş kesiti	19
Şekil 2.10 : Kiriş sonlu elemanı	19
Şekil 2.11 : Eleman üzerindeki yayılı yük	23
Şekil 3.1 : İncelenen tek silindirli, pistonlu kompresörün katı modeli	25
Şekil 3.2 : İncelenen tek silindirli, pistonlu kompresörün başka bir açıdan katı modeli	26
Şekil 3.3 : Krank bağlantısı	29
Şekil 3.4 : Sabit bağlantı elemanı kullanılan yerlere örnekler	30
Şekil 3.5 : Dönel bağlantı elemanının şematik olarak gösterimi	30
Şekil 3.6 : Krank-gövde bağlantısı	31
Şekil 3.7 : Krank-biyel bağlantısı	31
Şekil 3.8 : Piston-perno bağlantısı	32
Şekil 3.9 : Kaymalı bağlantının şematik gösterimi	33
Şekil 3.10 : Gövde-piston bağlantısı	33
Şekil 3.11 : Askı yayı katı modeli ve tipik kuvvet-uzama eğrisi	35
Şekil 3.12 : Yayların modeldeki ve gerçekteki çalışma durumları	35
Şekil 3.13 : Yayların muhafaza üzerindeki bağlantı noktalarını gösteren katı model	36
Şekil 3.14 : Kompresör ve muhafazasının fotoğrafı	37
Şekil 3.15 : Yay katı modelinin spiral merkez çizgisi ve yayın fotoğrafı ..	38
Şekil 3.16 : Yay için sonlu eleman analizi sonuçları	39
Şekil 3.17 : Titreşim borusu ve üzerine sarılı yayın katı modeli	43
Şekil 3.18 : Titreşim borusu için sonlu eleman analizi sonuçları	45
Şekil 4.1 : Simülasyon ortamında statik denge durumu.....	46
Şekil 4.2 : Tork – Devir eğrisi.....	47
Şekil 4.3 : Basınç – Krank Açısı eğrisi.....	48
Şekil 4.4 : Kalkışta ivme ölçer 1 için x yönünde simülasyon verisi.....	51
Şekil 4.5 : Kalkışta ivme ölçer 1 için z yönünde simülasyon verisi.....	51
Şekil 4.6 : Kalkışta ivme ölçer 2 için x yönünde simülasyon verisi.....	52
Şekil 4.7 : Kalkışta ivme ölçer 2 için y yönünde simülasyon verisi.....	52

Şekil 4.8	: Kalkışta ivme ölçer 2 için z yönünde simülasyon verisi.....	53
Şekil 4.9	: Rejimde ivme ölçer 1 için x yönünde simülasyon verisi.....	53
Şekil 4.10	: Rejimde ivme ölçer 1 için z yönünde simülasyon verisi.....	54
Şekil 4.11	: Rejimde ivme ölçer 2 için x yönünde simülasyon verisi.....	54
Şekil 4.12	: Rejimde ivme ölçer 2 için y yönünde simülasyon verisi.....	55
Şekil 4.13	: Rejimde ivme ölçer 2 için z yönünde simülasyon verisi.....	55
Şekil 5.1	: Deney sisteminin şematik gösterimi.....	56
Şekil 5.2	: İvme ölçerlerin gövde üzerinde yerleştirildikleri noktalar.....	57
Şekil 5.3	: İvme ölçer 1 üzerinden x yönünde toplanan ivme-zaman verileri	60
Şekil 5.4	: Kompresör kapatılmadan önce ivme ölçerlerin konumları.....	61
Şekil 5.5	: Kalorimetre testi için hazır kompresör.....	62
Şekil 5.6	: Kaset kayıt cihazı.....	63
Şekil 5.7	: Kalorimetre test sistemi	63
Şekil 5.8	: İvme ölçer 1'den kalkış için x yönünde elde edilen veri.....	64
Şekil 5.9	: İvme ölçer 1'den kalkış için z yönünde elde edilen veri.....	65
Şekil 5.10	: İvme ölçer 2'den kalkış için x yönünde elde edilen veri.....	65
Şekil 5.11	: İvme ölçer 2'den kalkış için y yönünde elde edilen veri.....	66
Şekil 5.12	: İvme ölçer 2'den kalkış için z yönünde elde edilen veri.....	66
Şekil 5.13	: İvme ölçer 1'den rejim için x yönünde elde edilen veri.....	67
Şekil 5.14	: İvme ölçer 1'den rejim için z yönünde elde edilen veri.....	67
Şekil 5.15	: İvme ölçer 2'den rejim için x yönünde elde edilen veri.....	68
Şekil 5.16	: İvme ölçer 2'den rejim için y yönünde elde edilen veri.....	68
Şekil 5.17	: İvme ölçer 2'den rejim için z yönünde elde edilen veri.....	69
Şekil 6.1	: On saniye boyunca alınan ölçüm	72
Şekil 6.2	: Ölçüm ve simülasyon karşılaştırması	73
Şekil 6.3	: Devir – Zaman eğrisi	73
Şekil 6.4	: Rejim halinde devir sayısının zaman ile değişimi	74
Şekil 6.5	: Bir dönüş için devir – krank açısı eğrileri	74

SEMBOL LİSTESİ

x_p	: Pistonun yer değiştirmesi
ωt	: Krank açısı
r	: Krank yarıçapı
l	: Biyel uzunluğu
φ	: Biyelin yatay ile yaptığı açısı
m	: Kütle
k	: Katılık katsayısı
x	: Yer değiştirme
c	: Sönümleme katsayısı
F_0	: Kuvvet genliği
ω	: Frekans
t	: zaman
X	: Titreşim genliği
ϕ	: Faz açısı
ω_n	: Sönümsüz titreşimin doğal frekansı
c_c	: Kritik sönümleme
ξ	: Sönümleme faktörü
σ	: Normal gerilme
ε	: Birim uzama
M	: Kesit momenti
u	: Kesit merkezinden geçen x eksenindeki şekil değiştirme
I	: Kesit atalet momenti
E	: Elastisite modülü
q_i	: Yerel serbestlik dereceleri
ξ	: Doğal koordinat eksen değişkeni (sayfa 21’den itibaren)
H_i	: Hermit şekil fonksiyonu
U_e	: Eleman birim uzama enerjisi
k^e	: Eleman katılık matrisi
l_e	: Eleman uzunluğu
p	: Yayılı yük
f^e	: Eleman üzerindeki eşdeğer yük
k_x	: X yönündeki katılık
k_y	: Y yönündeki katılık
k_z	: Z yönündeki katılık

TEK PİSTONLU BİR KOMPRESÖRÜN BİLGİSAYAR YARDIMIYLA DİNAMİK ANALİZİ

ÖZET

Soğutucu cihazlarda kullanılan kompresörler, titreşim ve gürültünün en önemli kaynaklarından birisidir. Bu bakımdan, daha sessiz cihazların geliştirilebilmesi için kompresörlerin titreşim ve gürültü özelliklerinin iyi anlaşılmasına ihtiyaç vardır. Soğutucularda kullanılan kompresörlerin çevreye yaydıkları gürültünün azaltılabilmesi için en önemli tasarım parametresi, kompresörden muhafazaya iletilen dinamik kuvvetlerin azaltılmasıdır. Bu amaçla hazırlanan kompresör sisteminin nümerik modeli ve simülasyonu sistemin dinamik özelliklerinin incelenmesi ve iyileştirilmesi yönünde tasarım ve geliştirme aşamalarında kullanılabilecek etkin bir araçtır.

Gerçekleştirilen nümerik model mevcut kompresörlerin dinamik davranışları hakkında geniş bilgi edinilmesini sağlayıp, kompresörlerin optimizasyonu için gerekli ortam ve parametreleri sağlayacaktır. Yeni kompresörlerin tasarım aşamasında ise kompresörü oluşturan parçaların fiziksel özelliklerinin bulunması, kompresördeki dinamik yüklerin hesaplanması, kalkış, rejim süreci ve duruş sırasında titreşimlerin en aza indirilmesi gibi çalışmalara da ışık tutacaktır.

Birinci bölümde yapılan çalışmanın gereği ve amacından bahsedilmiş, daha önce bu konuda yapılmış olan çalışmalar özetlenmiştir.

İkinci bölümde kompresör mekaniği ve kullanılan nümerik yöntemlerin temellerine yer verilmiştir.

Üçüncü bölümde kompresör genel olarak tanıtılmış, nümerik modeli oluştururken izlenen yöntemler anlatılmıştır.

Dördüncü bölümde ölçüm sistemi, ölçüm cihazları ve ölçüm koşulları ile ilgili bilgi verilmiştir.

Beşinci bölümde simülasyon koşulları belirtilmiş, ölçüm ve simülasyon sonuçları karşılaştırılmıştır.

Sonuçlar karşılaştırılırken göz önünde bulundurulması gereken noktalar ve deneysel çalışmalar ile nümerik çalışmaların uyumu konusunda istenilen sonuçların alınması için gelecekte yapılması düşünülenler altıncı bölümde sunulmuştur.

COMPUTER AIDED DYNAMIC ANALYSIS OF A SINGLE PISTON RECIPROCATING COMPRESSOR

SUMMARY

Compressors used for refrigeration purposes are the main source of vibration and noise in cooling machines. Thus; to reduce the noise level, vibration and sound characteristics of compressors should be understood in detail. The most important parameter to reduce the noise level of compressors is reducing the dynamic forces transmitted from the compressor body to the compressor casing. Numeric model of the compressor system prepared for this purpose would be an effective tool to investigate and improve the dynamic properties of the system during design and development stages.

Model has capabilities to feed us with a broad range of dynamic properties of the current system, it also provides a convenient platform and parameters for optimization studies. In case of a new design, numeric model can be used to study the physical properties of the parts of the system, dynamic loads and to minimize the vibrations during start up, steady state and shut down stages.

In part one, the aim of the study is stated and other related studies are summarized.

In part two, compressor mechanism, basics of the underlying theory and used numerical methods are given.

In part three, compressor is introduced and modelling methodology is explained.

In part four, test system, test devices and test conditions are explained.

Part five contains simulation conditions and comparison of the simulation results and test results.

Important points to consider over the comparison of the results and future work to improve the study are given in part six.

BÖLÜM 1

GİRİŞ

1.1. Konu

Soğutucu cihazlarda kullanılan kompresörler, titreşim ve gürültünün en önemli kaynaklarından birisidir. Bu bakımdan, daha sessiz cihazların geliştirilebilmesi için kompresörlerin titreşim ve gürültü özelliklerinin iyi anlaşılmasına ihtiyaç vardır.

Buzdolabı veya klima gibi soğutma amacıyla tasarlanan sistemlerde, soğutma işleminin dayandığı fiziksel ilke, bir gazın sıkıştırılması ve genleştirilmesidir. Bu amaçla bir pompaya ihtiyaç duyulmaktadır [1]. Bu sistemlerde pompa görevini kompresörler yerine getirmektedir. Soğutucu sistemlerin kalbini oluşturan kompresörler elektro-mekanik cihazlardır. Kompresörlerin işlevi, çalışma prensibi ne olursa olsun bir gazın sıkıştırılması esasına dayanır. Bu işlemi gerçekleştirebilecek çeşitli kompresör tasarımları mevcuttur. Kompresörlerin tasarımlarındaki en önemli özellik, sızdırmaz (hermetik) olmalarıdır. Bunun dışında kompresörlerle ilgili terminolojinin daha iyi anlaşılabilmesi için bazı sınıflandırmalar yapılabilir.

Krank mili bir motora bağlanmak için kompresör muhafazasından dışarı çıkarılmış olan kompresörlere açık kompresörler denir. Soğutucu gazın dışarı kaçmasını önlemek veya muhafaza basıncı atmosfer basıncından düşük olduğu durumlarda havanın içeri girmesini önlemek için kompresör muhafazasından milin çıktığı yere bir sızdırmazlık elemanının yerleştirilmesi gerekir. Tasarımcılar sürekli daha iyi sızdırmazlık elde etmek için çalışsalar da bu elemanların her zaman kaçaklara yol açma ihtimali vardır. Bu şekilde meydana gelebilecek kaçakları önlemek için motor ve kompresör aynı muhafazaya konulmaktadır, bu tip kompresörlere hermetik sızdırmaz kompresörler denir [2].

Motorun elektrik olarak izole edilmesini sağlayan teknikler sayesinde motorlar soğutucu gaz ile temas halinde bile çalışabilmektedirler. Birçok tasarımda soğutucu gaz, motoru soğutmak için motor üzerinden geçirilmektedir. Soğutucularda,

dondurucularda ve klimalarda kullanılan kompresör-motor kombinasyonunun hemen hemen hepsi hermetik tiptir.

Pistonlu kompresörler üç tip olarak üretilirler:

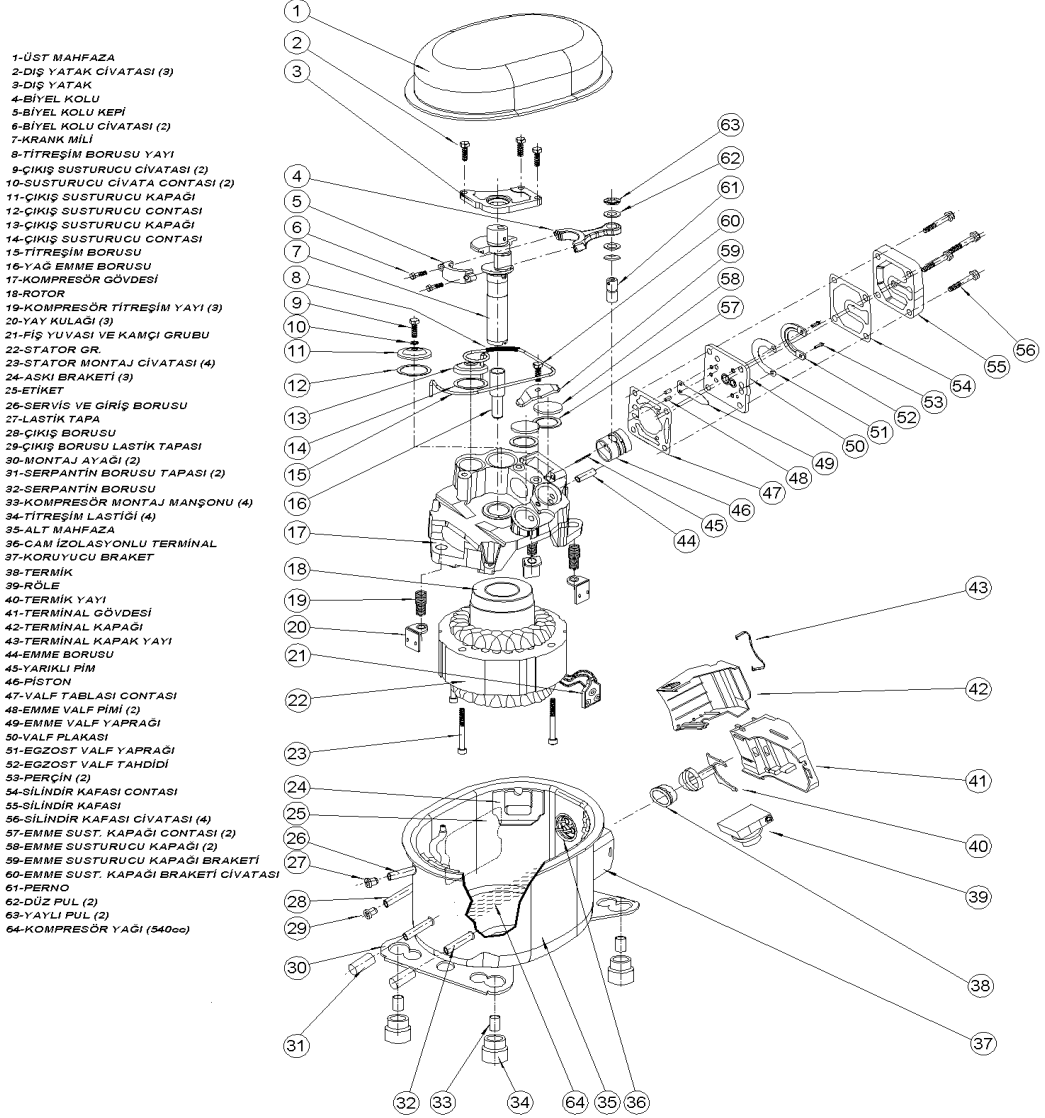
- Hermetik; kompresör-motor kombinasyonu kaynaklı çelik bir muhafaza içindedir, genellikle ev tipi buzdolapları ve klimalarda, küçük boyuttaki ticari soğutma ve havalandırma ünitelerinde kullanılırlar.
- Yarı Hermetik; kompresör-motor kombinasyonu döküm bir muhafaza içine yerleştirilmiştir, valfler ve diğer önemli parçalara erişim için contalı kapaklar kullanılmıştır.
- Açık; bu tip kompresörlerde bir sızdırmazlık elemanından geçen mil, dışarıda elektrik veya doğal gaz ile çalışan bir motordan tahrik alan başka bir mile bağlanmıştır. Bunlar genelde amonyak bazlı soğutma ünitelerinde kullanılırlar.

Bu çalışmada Şekil 1.1’de gösterilen pistonlu, soğutucu gazı muhafazadan emerek çalışan tek silindirli kompresörler incelenmektedir.

Pistonlu kompresörler, iklimlendirme ve ısı pompası sistemlerinin vazgeçilmez elemanlarıdır. Bu sistemlerde pistonlu kompresörlerin tercih edilmesinin nedenleri şunlardır:

- Pistonlu kompresörler özellikle buzdolabı gibi sistemlerde 20-30 yıla ulaşan ekonomik ve güvenilir çalışma özelliğine sahiptirler. Krank-biyel mekanizmasının diğer sistemlere göre basit olması ve kompresör mekanizmasının sızdırmaz bir muhafazanın içinde bulunması nedeniyle kaçak ve pisliklerden kirlenme olasılığının en aza inmesi kompresörün uzun yıllar güvenilir olarak işlevini yerine getirmesini sağlamaktadır.
- Pistonlu kompresörler, kullanım alanlarında geniş bir sıkıştırma basınç aralığına, birbirinden oldukça farklı sıcaklık değerlerine ve değişik yük ihtiyaçlarına cevap vermektedir. İklimlendirme ve ısı pompası sistemlerinde pistonlu kompresörler tasarım büyüklüklerine göre önemli kapasitelere ulaşabilirken aynı sınıfta yer alan diğer tip kompresörler bu ihtiyaçlar için yetersiz kalabilmektedir.

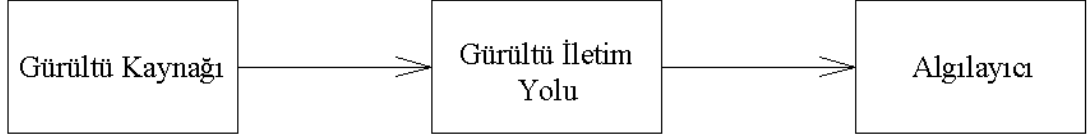
AE-MODEL KOMPRESÖR AÇINIMI



Şekil 1.1 Kompresör açınımı

Kompresörlerin ürettiği titreşim ve gürültünün, ortaya çıkışından muhafazaya iletilmesine, buradan da kompresörün içinde bulunduğu ortam veya bağlı bulunduğu birleşik yapılar aracılığı ile gürültü ve/veya titreşimler olarak çevreye geçişini gösteren blok diyagramlar yapılmıştır. Bütün titreşim ve gürültü problemlerinde

kullanılabilecek, basitleştirilmiş şekliyle, bir akış diyagramı Şekil 1.2’de görülmektedir.



Şekil 1.2 Gürültü sistemi

Kompresörde oluşan titreşimler ve gürültü çeşitli iletim yolları aracılığı ile ilk olarak sızdırmaz olarak imal edilen muhafazaya ulaşmaktadır. Buradan da diğer birleşik yapılara veya ortamlara geçmektedir. Kompresörün muhafazasından yayılan gürültü, muhafazanın mekanik titreşimleri sonucunda ortaya çıkmaktadır. Muhafazaya geçen enerjinin önemli bölümü, mekanik iletim yolundan geçmektedir. Bu bakımdan, soğutucularda kullanılan kompresörlerin çevreye yaydıkları gürültünün azaltılabilmesi için muhafazaya iletilen dinamik kuvvetlerin azaltılması en önemli tasarım şartıdır.

1.2. Daha Önce Yapılan Çalışmalar

Konuyla ilgili çok sayıda çalışma yapılmıştır. Kompresörlerin genel dinamik davranışlarının incelenmesi, kompresörlerde ortaya çıkan titreşim ve gürültü problemlerine önemli ölçüde ışık tutacaktır.

Hamilton [3], kompresörlerde çıkan titreşim ve gürültü problemlerini genel çizgileriyle ele almış ve sistematik olarak değerlendirmiştir. Bu çalışmada, öncelikle soğutucularda kullanılan kompresörler sınıflandırılmış ve kompresörlerde ortaya çıkan titreşim ve gürültü kaynakları ve iletim yolları genel özellikleri ile özetlenmiştir. Kompresörlerde yapılacak gürültü kontrol çalışmalarına yardımcı olması bakımından temel ses ve gürültü özellikleri kısaca verilmiştir. Kompresörlerde gürültü ölçümlerinin yapılmasında dikkat edilecek hususlar belirtilmiştir. Buna göre kompresör gürültü ölçüm ortamları tanımlanmış, kompresörlerin deneyler sırasında sağlamaları gereken çalışma koşulları değerlendirilmiş, kompresörlerin bağlantıları, kompresör gürültüsünün yönelim özelliklerinin özel önemi ve yapılan deneylerin tekrarlanabilir olmaları için

sağlamaları gereken şartlar açıklanmıştır. Kompresörlerin içinde yapılabilecek ölçüm çalışmaları ve bunların hangi amaçlarla yapılacakları ve sonuçların nasıl değerlendirileceğinden söz edilmiştir. Muhafazanın, kompresör gürültüsüne olan etkileri değerlendirilmiştir. Ayrıca, kompresörlerde titreşim ve gürültü kontrolü çalışmalarında kullanılabilecek ölçüm teknikleri tartışılmış ve kompresörlerde ortaya çıkan titreşim ve gürültü problemlerinin çözümüne yönelik olarak alınabilecek önlemlerden söz edilmiştir.

Hamilton [4], tek silindirli, pistonlu tip kompresörlerde askı sisteminin titreşimlerini incelemiştir. Bu çalışmada, kompresör sisteminin krank-biyel mekanizmasının hareket denklemleri ayrı ayrı yazılmıştır. Bu denklemlerin elde edilebilmesi için atılması gereken adımlar ifade edilmiştir. Krank-biyel mekanizmasının hareket denklemlerinde tahrik momenti olarak elektrik motorunun rejim durumunda sağlayacağı moment yaklaşık bir eğri olarak göz önüne alınmıştır. Yük momenti olarak ise silindir hacmi içindeki gazın basınç değişimleri göz önüne alınmıştır. Bu değişimler, silindirin içindeki gazın politropik olarak davrandığını kabul eden bir yaklaşımla değerlendirilmiştir. Kompresöre ait bütün fiziksel özellikler deneysel yöntemlerle tespit edilmişlerdir. Elde edilen kompresör sisteminin hareketine ait denklemler çözülerek sonuçlar elde edilmiş ve yapılabilecek parametrik çalışmalardan söz edilmiştir.

Erol ve diğerleri [5], Türkiye’de üretilen taşıtlarda kullanılan tek silindirli pistonlu kompresörlerin dinamik ve akustik davranışlarını incelemiştir. Bu çalışma kapsamında bir akustik ölçüm odası tasarlanmış ve inşa edilmiştir. Mevcut ürüne yönelik titreşim ve ses ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Bu ölçümlerden faydalanılarak titreşim ve gürültü kaynakları tayin edilmiştir. Bu çalışmalar ile elde edilen bilgiler göz önünde bulundurularak daha az titreşen ve daha sessiz yeni bir kompresörün tasarımı gerçekleştirilmiştir. Ayrıca yapılan teorik ve deneysel çalışmalarla krank-biyel mekanizmasından kaynaklanan atalet kuvvetlerinin yeterince dengelendiği gösterilmiştir.

Erol ve diğerleri [6], pistonlu bir kompresörde kullanılan yeni tasarlanmış bir silindir kafasının etkilerini çeşitli ölçümler yaparak araştırmışlardır. Eski ve yeni kafalar kullanılarak ölçümler yapılmıştır. Farklı çalışma koşullarında yeni ve eski kafanın ses gücü ve titreşim ölçümleri yapılmıştır. Sonuçlar göstermektedir ki yeni tasarlanan kafa ses gücü, titreşim ve enerji tüketimi açısından daha performanslıdır. Aynı

Çalışma koşulları altında yeni kafa eskisine göre 73% daha az enerji harcamaktadır. Yapılan akış hızı ölçümleri sonucunda yeni tasarlanan kafanın normal çalışma koşulları altında verim açısından bir üstünlüğü olmadığı anlaşılmıştır. Bu çalışmanın sonuçlarının ses ve titreşim seviyesi düşük yeni bir fren sistemi tasarımında kullanılması planlanmaktadır.

Erol ve diğerleri [7], bu çalışmada pistonlu bir kompresör için yedi serbestlik derecesine sahip bir model geliştirmişlerdir. Kabul edilmiş ideal koşullar altında model gerçek kompresöre yakın sonuçlar vermektedir. Kompresör yaklaşık 0.15 saniye içinde rejime girmektedir. Rejimde kompresör hızı 2902-2983 devir arasında değişmektedir. Durma sürecinde kompresör 0.5 saniye içinde sıfır hıza ulaşmaktadır. Duruş ve kalkış süreçlerinde yatay düzlemde deplasman büyüklükleri 3-10.5 mm. arasında kalmaktadır. Rejimde ise hesaplanan genlikler 0.5 mm. altındadır. Kompresörün hareketi sırasında titreşim genliklerini ölçebilmek için bir deney düzeneği kurulmuştur. Statorun st kısmında  yönde ölçümler yapılmıştır. Teorik modelde bazı basitleştirmeler vardır; kalkış ve duruş safhalarındaki basınç değişimleri ihmal edilmiştir, statordaki ısınma sonucunda meydana çıkan moment-hız karakterindeki değişim ihmal edilmiştir. Model sonuçlarının karşılaştırılabilir olup olmadığını anlayabilmek için maksimum genlik değerleri karşılaştırılmıştır.

Erol ve diğerleri [8], bu çalışmada çeşitli ölçümler yaparak pistonlu kompresörlerde kullanılan çıkış deliğinin şeklinin ve boyutlarının kompresörün ses ve titreşim karakteristiğine etkilerini incelemişlerdir. Aynı kompresör üzerinde dört farklı valf plakası kullanılarak ölçümler yapılmıştır. Bu dört plaka arasındaki farkı anlayabilmek için çeşitli çalışma koşullarında ses ve titreşim ölçümleri yapılmıştır. Ölçümler sonucunda yeni tasarımların eskisine olan üstünlükleri kanıtlanmıştır.

Kelly ve diğerleri [9], tek silindirli pistonlu hermetik kompresörlerin dinamik davranışlarını sonlu elemanlar yöntemini kullanarak incelemişlerdir. Kullanılan model ile kompresörün önemli parçalarının modal özelliklerini oluşturan özdeğerleri ve özvektörleri belirlenmiştir. Sistemi temsil edecek şekilde kompresörü temsil eden rijit bir kütleyi, askı yaylarını, titreşim borusunu ve muhafazayı bir araya getirerek modeli oluşturmuşlardır. Bu modelde tanımlanan mekanik ve akustik tahrik kuvvetleri kullanılarak kompresör sisteminin zorlanmış titreşimleri incelenmiştir. Modelin geliştirilmesi ve geçerliliğinin araştırılması için deneysel çalışmalar

yapılmıştır. Son olarak, sonlu elemanlar modeli ile bulunan yüzey hızlarını kullanarak ses şiddetlerini hesaplayan akustik bir model üzerinde çalışmışlardır.

Öztürk ve diğerleri [10], sonlu eleman, sınır eleman, yapısal mod şekilleri ve kompresör muhafazasından alınan titreşim ölçümleri yardımıyla muhafaza tarafından oluşturulan akustik bölgeyi hesaplamaya çalışmışlardır. Akustik model sayesinde prototip yapımı öncesinde ses düzeyinin belirlenebileceğini, bu sayede prototip maliyetinde düşüş sağlanıp, ürünlerin pazara sürülme süresinin kısılacağını ve sonuç olarak da rakip ürünlere karşı rekabet gücünün artacağını belirtmişlerdir. Yaptıkları bilgisayar modelini laboratuvar ölçümleri ile desteklemişlerdir.

Li ve Eyo [11], titreşim enerjisinin, kompresörden yapıya borular ve kompresörün yapıya bağlandığı altlık kısmı ile iletildiğine dikkat çekmiştir. Bu elemanların tasarımının sistemin dinamik performansını önemli ölçüde etkilediği belirtilmiştir. Belli frekansların altında kompresör titreşimi altı serbestlik derecesine sahip bir katı cisim olarak ifade edilebilir. Çalışmada katı cisim modeli kullanılarak kompresör titreşimini tanımlayıcı bir prosedür tanımlanmıştır. Bu model kullanılırsa titreşim testinde ölçüm yapılacak noktaların sayısının azaltılabileceği belirtilmiştir. Gösterilen analitik yöntem bir kompresör sistemine uygulanmış, sonuçlar ölçümlerle karşılaştırılmış ve iyi bir uyum gözlenmiştir.

Lamantia ve diğerleri [12] çalışmalarında parametrik bir dinamik model kullanmış ve kompresör optimizasyonu için çok güçlü bir araç olduğunu belirtmişlerdir. Sistemde sesi, titreşimi, dinamik gerilmeleri ve maliyeti azaltmak, verimi arttırmak için çok yönlü bir yaklaşım kullanılmıştır. Bu faktörler genelde birbirini ters yönde etkileyen sonuçlar verdikleri için hepsinin aynı anda göz önüne alınması en iyi yöntemdir. Bu çalışmada ev tipi hermetik bir kompresörün bilgisayar modelinin oluşturulması anlatılmış, optimizasyon, nümerik analiz ve ölçümlere de yer verilmiştir. Parametrik model sonlu elemanlar analizi ve dinamik analiz kullanılarak geliştirilmiştir. Dinamik model oluşturulurken sistemde yaylar ve çıkış borusu hariç diğer tüm elemanlar rijit kabul edilmiştir. Model sonuçları ile ölçüm sonuçları birbirine yakın değerlerdedir.

Lamantia [13] çalışmasında evlerde soğutma amacıyla kullanılan sızdırmaz bir kompresör modeli geliştirmek için dinamik simülasyon yazılımı kullanmıştır. Oluşturulan model titreşimlerin en aza indirilmesi, kompresör gürültüsü üzerinde büyük etkisi olan muhafazaya iletilen kuvvetlerin azaltılması, mekanik elemanlar

üzerindeki kuvvetlerin belirlenmesi ve valf hareketinin kestirilmesi gibi amaçlar için kullanılabilecektir. Parametrik model sonlu elemanlar analizi ve dinamik analiz kullanılarak oluşturulmuştur. Model karşı ağırlık optimizasyonu için kullanılmıştır. Valf dinamiğini belirleyebilmek için çalışılmış ve kontak içeren bu problemin simülasyonu için daha fazla çalışmaya ihtiyaç duyulduğu belirtilmiştir.

1.3. Çalışmanın Amacı

Soğutucularda kullanılan kompresörlerin çevreye yaydıkları gürültünün azaltılabilmesi için en önemli tasarım parametresi, kompresörden muhafazaya iletilen dinamik kuvvetlerin azaltılmasıdır. Bu amaçla hazırlanacak kompresör sisteminin dinamik modeli ve simülasyonu sistemin dinamik özelliklerinin incelenmesi ve iyileştirilmesi yönünde tasarım ve geliştirme aşamalarında kullanılabilecek etkin bir araçtır.

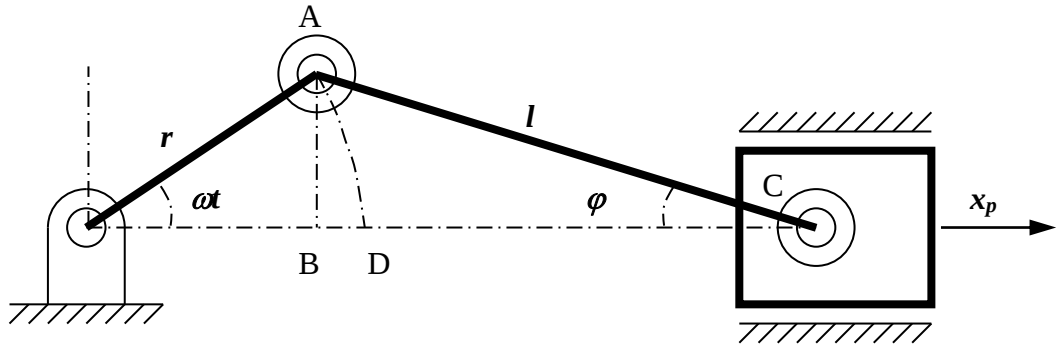
Bu çalışmada Türkiye’de üretilen ve soğutma amacıyla kullanılan pistonlu, tek silindirli, sızdırmaz bir kompresörün dinamik modeli, dinamik simülasyon gerçekleştiren bir paket program kullanılarak oluşturulmuştur.

Gerçekleştirilen model mevcut kompresörlerin dinamik davranışları hakkında geniş bilgi edinilmesini sağlayıp, kompresörlerin optimizasyonu için gerekli ortam ve parametreleri sağlayacaktır. Yeni kompresörlerin tasarım aşamasında ise kompresörü oluşturan parçaların fiziksel özelliklerinin bulunması, kompresördeki dinamik yüklerin hesaplanması, kalkış, rejim süreci ve duruş sırasında titreşimlerin en aza indirilmesi gibi çalışmalara da ışık tutacaktır.

BÖLÜM 2

KOMPRESÖR MEKANİĞİ VE KULLANILAN YÖNTEMLER

2.1. Krank-Biyel Mekanizması



Şekil 2.1 Krank-biyel mekanizması

Sistemde tireşimi yaratan hareket kaynağı krank-biyel mekanizması olduğu için bu mekanizmanın dinamiği hakkında bilgi vermek yerinde olacaktır.

Şekil 2.1, basit bir krank-biyel mekanizması ve pistonu göstermektedir [14]. Burada;

x_p : pistonun yer değiştirmesi

ωt : krank açısı

r : krank yarıçapı

l : biyel uzunluğu olarak ifade edilmektedir.

Krank milinin sabit ω açısal hızı ile döndüğünü kabul edelim. İlk olarak ωt açısı cinsinden pistonun hareketini belirleyelim. Biyel hareket sırasında eğimli bir hareket yapmamış olsaydı, şekildeki DB uzunluğu x_p hareket aralığına eşit olacaktı. İlk yaklaşım olan DB uzunluğu

$$r(1 - \cos \omega t) \quad (2.1)$$

olarak yazılabilir, x_p aralığını tam olarak hesaplayabilmek için bu ifadeye AC ve BC uzunluklarının farkını

$$l(1 - \cos \varphi) \quad (2.2)$$

ifadesini eklemeliyiz.

Biyelin yatay eksen ile yaptığı açı olan φ , ωt cinsinden ifade edilebilir;

$$AB = l \sin \varphi = r \sin \omega t \quad \text{veya} \quad \sin \varphi = \frac{r}{l} \sin \omega t \quad (2.3)$$

ve sonuç olarak

$$\cos \varphi = \sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \sin^2 \omega t} \quad (2.4)$$

Yukarıda bulduğumuzdan sonra pistonun yer değiştirmesini gösteren x_p , krank açısı ωt cinsinden ifade edilebilir.

$$x_p = r(1 - \cos \omega t) + l \left(1 - \sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \sin^2 \omega t} \right) \quad (2.5)$$

Bu formülde, karekök içerisindeki ikinci terim birinciye göre küçüktür, burada yapacağımız bir basitleştirme ilerideki hesaplamalarda kolaylık sağlayacaktır.

Genelde krank-biyel mekanizmalarında $\frac{r}{l}$ oranı $\frac{1}{4}$ değerine yakındır, bu nedenle

ikinci terim $\frac{1}{16}$ değerinden küçüktür. Yani karekök içindeki değer, $\delta \ll 1$ olduğu

gözönüne alınarak $\sqrt{1 - \delta}$ şeklinde yazılabilir. Bu ifadeyi seriye açıp

$$\sqrt{1 - \delta} \approx 1 - \frac{\delta}{2} \quad (2.6)$$

yaklaşımını yapabiliriz.

Sonuçta (2.5) Eşitliği

$$x_p \approx r(1 - \cos \omega t) + \frac{r^2}{2l} \sin^2 \omega t \quad (2.7)$$

haline gelir.

Sinüs fonksiyonunun karesini cosinüs fonksiyonuna çevirerek formülü biraz daha basitleştirebiliriz.

$$\sin^2 \omega t = \frac{1 - \cos 2\omega t}{2} \quad (2.8)$$

Bu basitleştirmeden sonra piston yer değiştirmesini aşağıdaki gibi yazabiliriz.

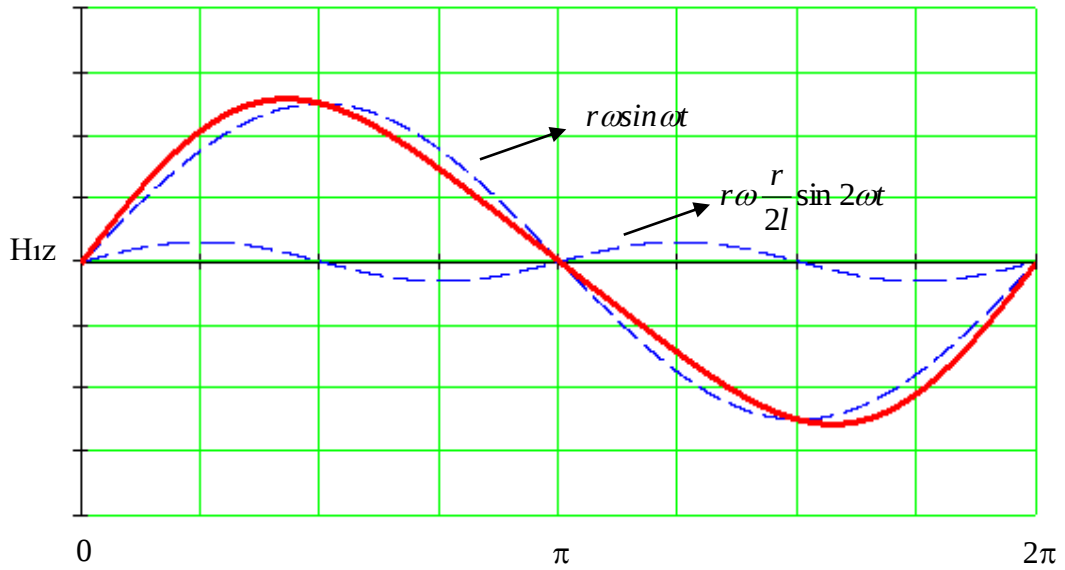
$$x_p = \left(r + \frac{r^2}{4l} \right) - r \left[\cos \omega t + \frac{r}{4l} \cos 2\omega t \right] \quad (2.9)$$

Türev alarak hız ve ivme formüllerine de ulaşabiliriz.

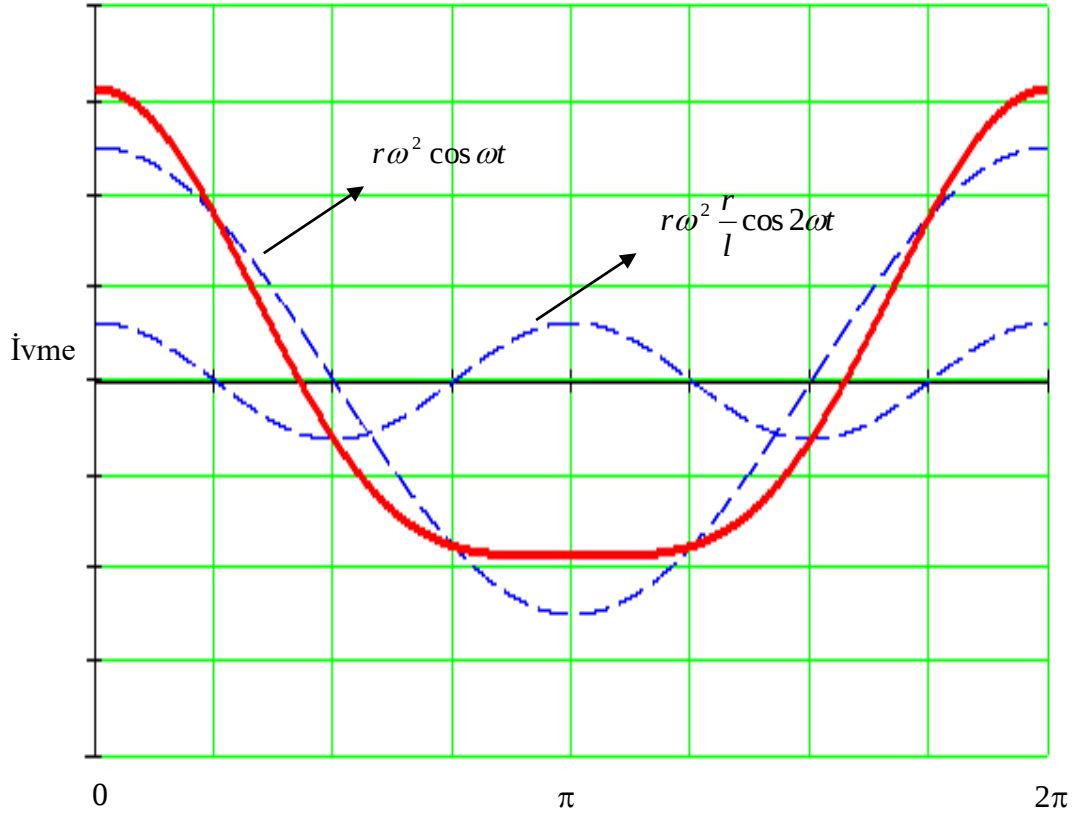
$$\dot{x}_p = r\omega \left[\sin \omega t + \frac{r}{2l} \sin 2\omega t \right] \quad (2.10)$$

$$\ddot{x}_p = r\omega^2 \left[\cos \omega t + \frac{r}{l} \cos 2\omega t \right] \quad (2.11)$$

Krank açısına bağlı hız denkleminin grafiğini Şekil 2.2 ve ivme denkleminin grafiğini Şekil 2.3'deki gibi çizebiliriz.



Şekil 2.2 Krank açısına bağlı hız grafiği



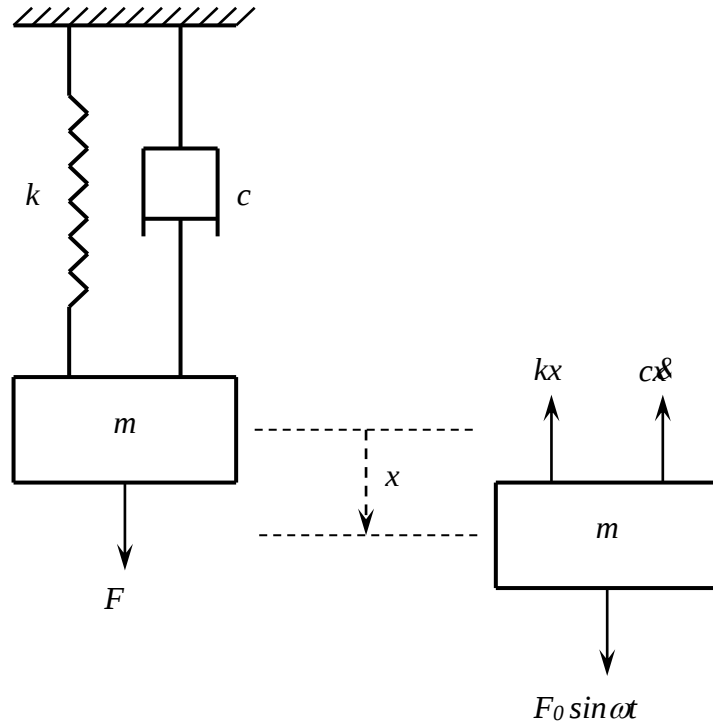
Şekil 2.3 Krank açısına bağlı ivme grafiği

2.2. Zorlanmış Harmonik Titreşim

Pistonlu makinalarda oluşan kuvvetler harmonik titreşim kaynaklarından biridir. Bu tür titreşimler makinanın çalışma şartlarını, yüksek titreşim genlikleri olması durumunda ise yapının güvenliğini etkilediği için istenmeyebilir. Yüksek genliklerin oluşmaması için rezonans mutlaka önlenmelidir.

Şekil 2.4'te görüldüğü gibi $F_0 \sin \omega t$ kuvveti etkisinde titreşen, viskoz sönümlmeli tek serbestlik dereceli bir sistemi gözönüne alalım. Sistemin hareket denklemi serbest cisim diyagramından aşağıdaki gibi bulunur [15].

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F_0 \sin \omega t \quad (2.12)$$

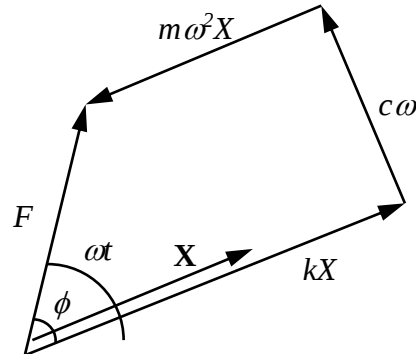


Şekil 2.4 Tek serbestlik dereceli sistem ve serbest cisim diyagramı

Bu denklemin çözümü homojen ve özel çözüm olmak üzere ikiye ayrılır. Homojen kısmın çözümü, yani sönümlenmeli serbest titreşimin çözümü, literatürde bulunmaktadır [14,15]. Özel çözüm ise, zorlayıcı frekansı ω değerinde olan, titreşen bir harekettir ve bağıntısı (2.13) eşitliğinde verilmiştir.

$$x = X \sin(\omega t - \phi) \quad (2.13)$$

Burada, X titreşimin genliğini, ϕ ise zorlayıcı kuvvete göre faz açısını gösterir.



Şekil 2.5 Hareket denkleminin vektörel olarak gösterimi

Bu denklemdeki genlik ve faz (2.13) denkleminin (2.12) diferansiyel denklemiyle beraber çözülmesiyle elde edilir. Harmonik harekette hız ve ivme fazlarının deplasmandan 90° ve 180° önde olduğunu göz önüne alırsak diferansiyel denklemi Şekil 2.5'deki gibi vektörel olarak gösterebiliriz.

Şekilden kolayca görebiliriz ki ;

$$X = \frac{F_0}{\sqrt{(k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2}} \quad (2.14)$$

ve

$$\phi = \tan^{-1} \frac{c\omega}{k - m\omega^2} \quad (2.15)$$

Grafiksel olarak sonuçları daha rahat görmemiz için denklem (2.14) ve (2.15)'i boyutsuz hale getirelim. Denklemlerin pay ve paydalarını k değerine bölersek;

$$X = \frac{\frac{F_0}{k}}{\sqrt{\left(1 - \frac{m\omega^2}{k}\right)^2 + \left(\frac{c\omega}{k}\right)^2}} \quad (2.16)$$

ve

$$\tan \phi = \frac{\frac{c\omega}{k}}{1 - \frac{m\omega^2}{k}} \quad (2.17)$$

elde ederiz.

Bu denklemler aşağıdaki değerler cinsinden tekrar ifade edilebilir.

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} : \text{sönümsüz titreşimin doğal frekansı}$$

$$c_c = 2m\omega_n : \text{kritik sönümleme}$$

$$\xi = \frac{c}{c_c} : \text{sönümleme faktörü}$$

$$\frac{c\omega}{k} = \frac{c}{c_c} \frac{c_c\omega}{k} = 2\xi \frac{\omega}{\omega_n}$$

Bu değerleri gözönüne alarak genlik ve faz açısı için boyutsuz ifadeler aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$\frac{Xk}{F_0} = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right]^2 + \left[2\xi \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)\right]^2}} \quad (2.18)$$

ve

$$\tan \iota = \frac{2\xi \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} \quad (2.19)$$

Bu denklemler gösterir ki boyutsuz genlik $\frac{Xk}{F_0}$ ve faz açısı ϕ sadece frekanslar oranı

$\frac{\omega}{\omega_n}$ ve sönümlleme faktörü ξ değerinin fonksiyonudur, boyutsuz genlik Şekil 2.7’de

gösterildiği gibi çizilebilir. Bu eğrilere göre sönümllemenin genlik ve faz açısına olan etkisi rezonans frekansına yakın olan bölgede büyüktür. Sistemin davranışı hakkında

daha fazla yorumu Şekil 2.6’daki kuvvet diyagramının $\frac{\omega}{\omega_n} \ll 1$, $\frac{\omega}{\omega_n} = 1$ ve $\frac{\omega}{\omega_n} \gg 1$

bölgeleri üzerinde çalışarak yapabiliriz.

$\frac{\omega}{\omega_n} \ll 1$ durumunda hem atalet hem de sönümlleme değerlerinin küçük olması, faz

açısı ϕ değerinin de küçük olmasına neden olur. Şekil 2.6(a)’da gösterildiği gibi uygulanan kuvvetin değeri yay kuvvetine yakındır.

$\frac{\omega}{\omega_n} = 1$ durumunda faz açısı ϕ , Şekil 2.6 (b)’den görüldüğü gibi 90° değerine ulaşır.

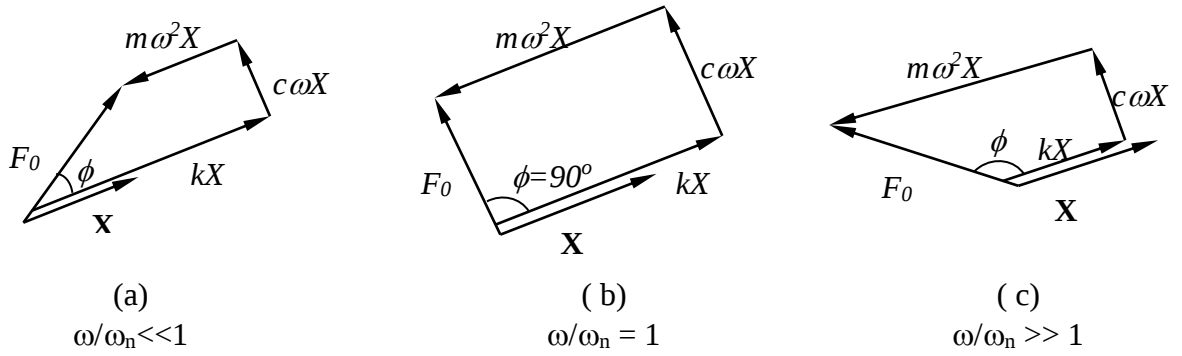
Eskisine göre büyüyen atalet kuvveti yay kuvveti tarafından dengelenir, uygulanan kuvvet ise sönümlleme kuvvetinin üstesinden gelir. Rezonans genliği (2.16) ve (2.18) eşitliklerinden veya Şekil 2.6 (b)’den

$$X = \frac{F_0}{c\omega_n} = \frac{F_0}{2\xi k} \quad (2.20)$$

olarak bulunur.

$\frac{\omega}{\omega_n} \gg 1$ durumunda faz açısı ϕ 180° değerine ulaşır ve uygulanan kuvvet Şekil 2.6

(c)'den görüldüğü gibi büyük atalet kuvvetini karşılayacak hale gelir.

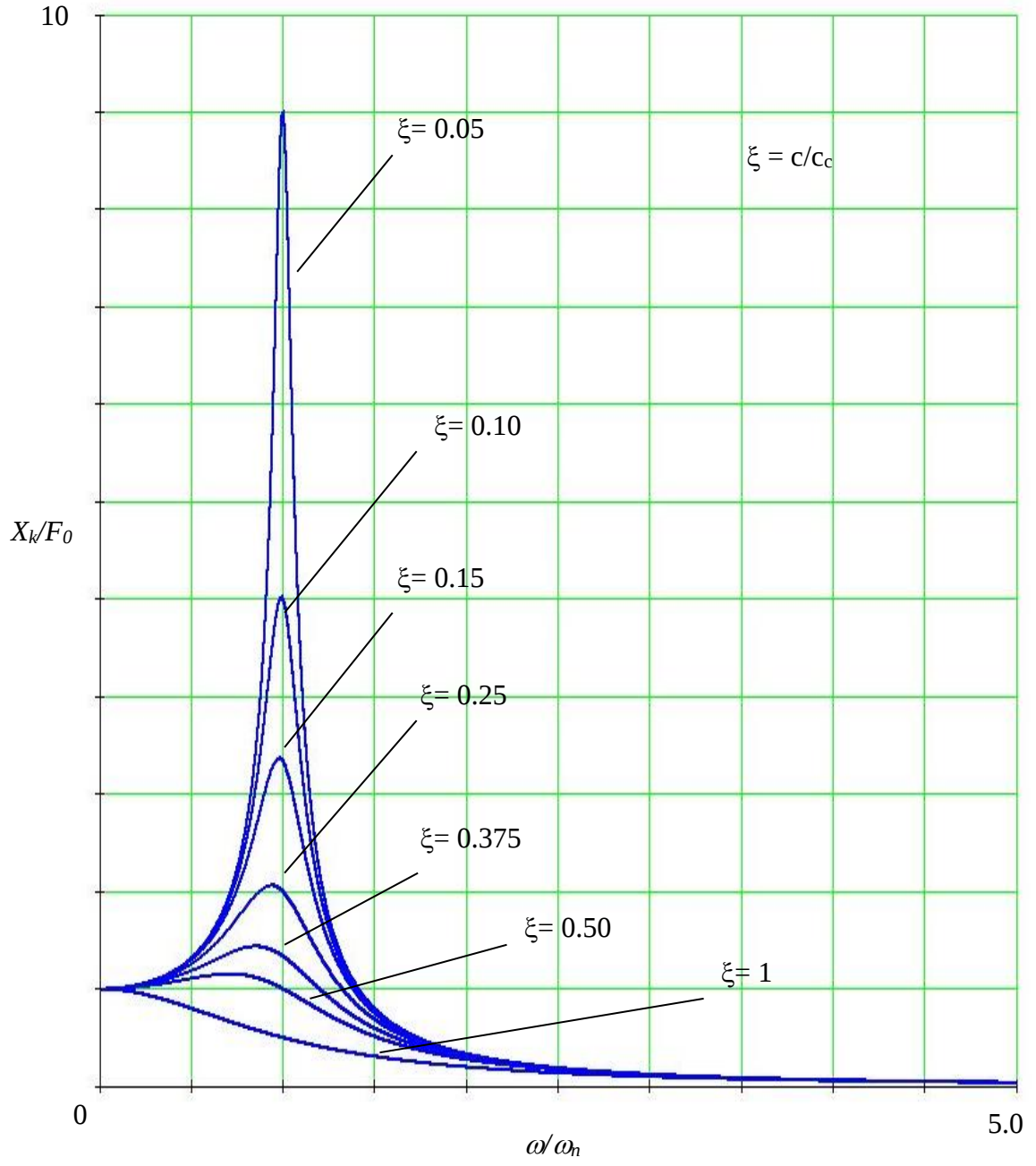


Şekil 2.6 Frekans oranlarına göre hareket denkleminin vektörel olarak gösterimi

Sonuç olarak diferansiyel denklem ve tam çözümünü yazabiliriz.

$$m\ddot{x} + 2\xi\omega_n\dot{x} + \omega_n^2x = \frac{F_0}{m}\sin\omega t \quad (2.21)$$

$$x(t) = \frac{F_0}{k} \frac{\sin(\omega t - \phi)}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right]^2 + \left[2\xi\frac{\omega}{\omega_n}\right]^2}} + X_1 e^{-\xi\omega_n t} \sin\left(\sqrt{1 - \xi^2}\omega_n t + \phi_1\right) \quad (2.22)$$



Şekil 2.7 Farklı sönümlleme oranları için titreşim genlikleri

2.3. Kirişlerin Sonlu Eleman Formülasyonu

Çalışmamızda yapacağımız sonlu eleman analizlerinde kiriş elemanlar kullanılacaktır, bu nedenle bu tip elemanların sonlu eleman formülasyonları hakkında bilgi verilecektir. Formülasyon için temel oluşturacak sonlu eleman teorisi için literatürde kaynaklar bulunmaktadır [16,17].

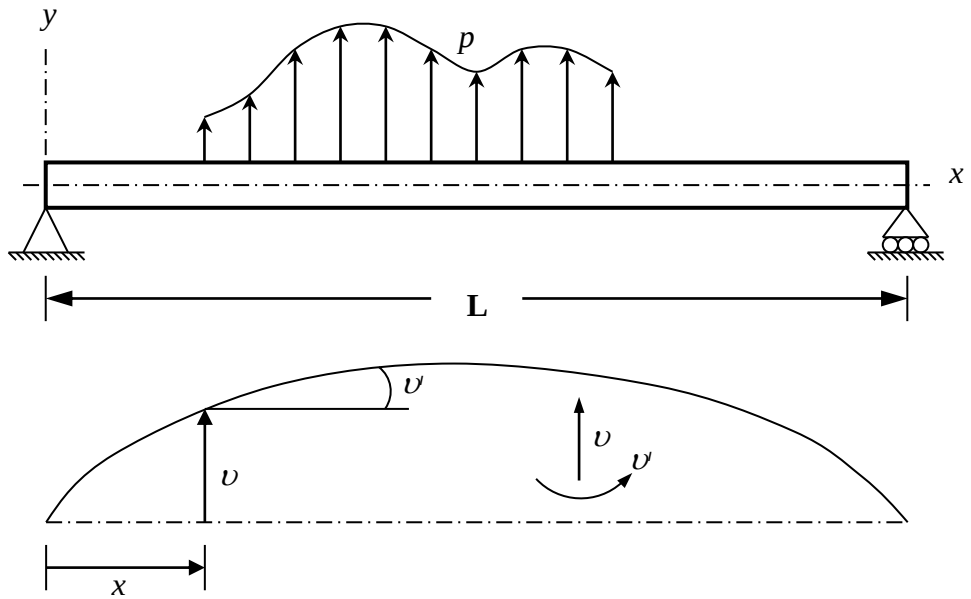
Burada yükleme düzlemine göre kesitleri simetrik olan kirişler gözönüne alınacaktır. Şekil 2.8 ve Şekil 2.9’da genel bir kiriş gösterilmiştir. Şekil kesiti ve eğilme momenti dağılımını göstermektedir. Küçük yer değiştirmeler için kiriş teorisinden bildiklerimizi hatırlayalım.

$$\sigma = -\frac{M}{I} y \quad (2.23)$$

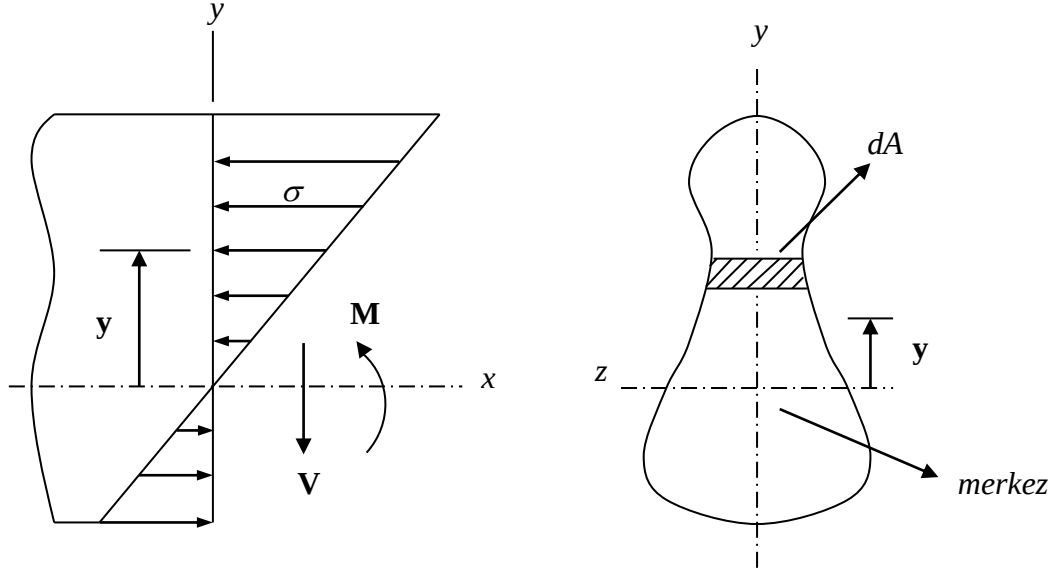
$$\epsilon = \frac{\sigma}{E} \quad (2.24)$$

$$\frac{d^2 v}{dx^2} = \frac{M}{EI} \quad (2.25)$$

Burada σ normal gerilmeyi, ϵ normal birim uzamayı, M kesitteki atalet momentini, v kesit merkezinden geçen x eksenindeki şekil değiştirmeyi ve I ise kesit atalet momentini göstermektedir.



Şekil 2.8 Kiriş yüklemesi ve nötr eksenin şekil değişimi

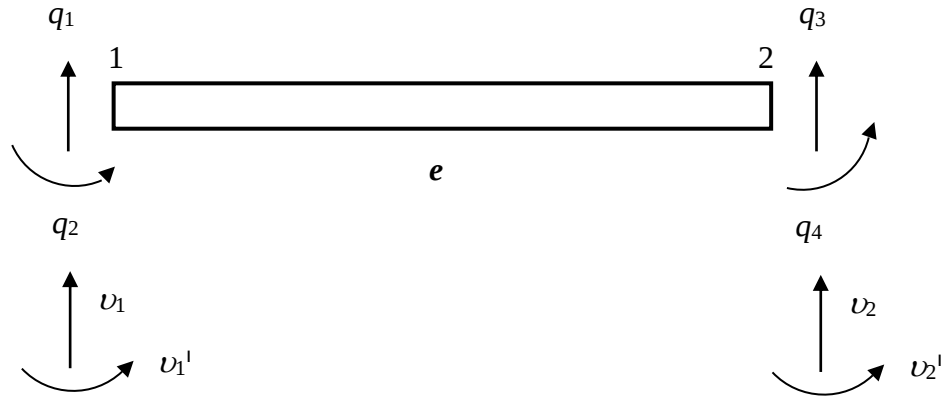


Şekil 2.9 Gerilme dağılımı ve kiriş kesiti

Şekil 2.10’da gösterildiği gibi bir kiriş elemanı gözönüne alalım. Her düğüm noktasının düşey yer değiştirme ve eğim (dönme) olmak üzere iki serbestlik derecesi vardır. Bir eleman için yerel serbestlik dereceleri;

$$q = [q_1, q_2, q_3, q_4]^T \quad (2.26)$$

olarak gösterilir.



Şekil 2.10 Kiriş sonlu elemanı

Bir eleman üzerinde v şekil değiştirmesini uygulayabilmek için kullanılacak şekil fonksiyonları doğal koordinat eksen değişkeni ξ tarafından ifade edilir. Düğüm noktası değerleri ve düğüm noktası eğimlerinin sağlanabilmesi için Hermit şekil

fonksiyonlarını tanımlamak gereklidir. Şekil fonksiyonlarının tümü üçüncü derecedendir ve aşağıdaki gibi tanımlanır.

$$H_i = a_i + b_i \xi + c_i \xi^2 + d_i \xi^3 \quad i = 1, 2, 3, 4 \quad (2.27)$$

Tablo 2.1’de gösterilen şartlar sağlanmalıdır.

Tablo 2.1 Hermit şekil fonksiyonları

	H_1	H'_1	H_2	H'_2	H_3	H'_3	H_4	H'_4
$\xi = -1$	1	0	0	1	0	0	0	0
$\xi = 1$	0	0	0	0	1	0	0	1

Yukarıdaki şartlar uygulanarak a_i, b_i, c_i, d_i katsayıları kolaylıkla bulunabilir. Sonuçta

$$\begin{aligned} H_1 &= \frac{1}{4}(1-\xi)^2(2+\xi) \\ H_2 &= \frac{1}{4}(1-\xi)^2(\xi+1) \\ H_3 &= \frac{1}{4}(1+\xi)^2(2-\xi) \\ H_4 &= \frac{1}{4}(1+\xi)^2(\xi-1) \end{aligned} \quad (2.28)$$

bulunur.

Hermit şekil fonksiyonları sayesinde v değeri

$$v(\xi) = H_1 v_1 + H_2 \left(\frac{dv}{d\xi} \right)_1 + H_3 v_2 + H_4 \left(\frac{dv}{d\xi} \right)_2 \quad (2.29)$$

biçiminde ifade edilebilir.

Koordinat dönüşümü

$$x = \frac{1-\xi}{2} x_1 + \frac{1+\xi}{2} x_2 = \frac{x_1 + x_2}{2} + \frac{x_2 - x_1}{2} \xi \quad (2.30)$$

ilişkileri gözönüne alınarak gerçekleştirilir.

Eleman boyu $l_e = x_2 - x_1$ olmak üzere $dx = \frac{l_e}{2} d\xi$, zincir kuralı bize

$$\frac{dv}{d\xi} = \frac{l_e}{2} \frac{dv}{dx} \quad (2.31)$$

olduğunu gösterir.

Birinci ve ikinci düğüm noktalarında $\frac{dv}{dx}$ değerinin sırasıyla q_2 ve q_4 olduğu hatırlanırsa

$$v(\xi) = H_1 q_1 + \frac{l_e}{2} H_2 q_2 + H_3 q_3 + \frac{l_e}{2} H_4 q_4 \quad (2.32)$$

elde edilir.

Bu ifade $v = Hq$ olarak gösterildiğinde

$$H = \left[H_1, \frac{l_e}{2} H_2, H_3, \frac{l_e}{2} H_4 \right] \quad (2.33)$$

Elemanın birim uzama enerjisi

$$U_e = \frac{1}{2} EI \int \left(\frac{d^2 v}{dx^2} \right)^2 dx \quad (2.34)$$

denklemleri ile gösterilir.

(2.28) denkleminde

$$\frac{dv}{dx} = \frac{2}{l_e} \frac{dv}{d\xi} \quad (2.35)$$

ve

$$\frac{d^2 v}{dx^2} = \frac{4}{l_e^2} \frac{d^2 v}{d\xi^2} \quad (2.36)$$

$$v = Hq \quad (2.37)$$

olduğu hatırlanırsa;

$$\left(\frac{d^2 v}{dx^2}\right)^2 = q^T \frac{16}{l_e^4} \left(\frac{d^2 H}{d\xi^2}\right)^T \left(\frac{d^2 H}{d\xi^2}\right) q \quad (2.38)$$

$$\left(\frac{d^2 H}{d\xi^2}\right) = \left[\frac{3}{2} \xi, \frac{-1+3\xi}{2} \frac{l_e}{2}, -\frac{3}{2} \xi, \frac{1+3\xi}{2} \frac{l_e}{2} \right] \quad (2.39)$$

$dx = \frac{l_e}{2} d\xi$ olduğu gözönüne alınır ve yukarıdaki denklem (2.31) denklemine uygulanırsa

$$U_e = \frac{1}{2} q^T \frac{8EI}{l_e^3} \int_{-1}^{+1} \begin{bmatrix} \frac{9}{4} \xi^2 & \frac{3}{8} \xi(-1+3\xi) l_e & -\frac{9}{4} \xi^2 & \frac{3}{8} \xi(1+3\xi) l_e \\ \left(\frac{-1+3\xi}{4}\right)^2 l_e^2 & -\frac{3}{8} \xi(-1+3\xi) l_e & \frac{9}{4} \xi^2 & -\frac{3}{8} \xi(1+3\xi) l_e \\ \text{Simetrik} & & & \\ & & \left(\frac{1+3\xi}{4}\right)^2 l_e^2 & \end{bmatrix} d\xi \quad (2.40)$$

elde ederiz.

$$\int_{-1}^{+1} \xi^2 d\xi = \frac{2}{3} \quad (2.41)$$

$$\int_{-1}^{+1} \xi d\xi = 0 \quad (2.42)$$

$$\int_{-1}^{+1} d\xi = 2 \quad (2.43)$$

Yukarıdaki eşitliklere dikkat ederek matristeki tüm elemanları integre edersek;

$$U_e = \frac{1}{2} q^T k^e q \quad (2.44)$$

şeklinde ifade edilen eleman birim uzama enerjisini buluruz.

Buradaki k^e eleman katılık matrisidir ve simetriktir.

$$k^e = \frac{EI}{l_e^3} \begin{bmatrix} 12 & 6l_e & -12 & 6l_e \\ 6l_e & 4l_e^2 & -6l_e & 2l_e^2 \\ -12 & -6l_e & 12 & -6l_e \\ 6l_e & 2l_e^2 & -6l_e & 4l_e^2 \end{bmatrix} \quad (2.45)$$

Yayıllı yük p tarafından oluşturulan etkileri incelemek için yük vektörünü çıkaralım. Yayıllı yükün eleman üzerinde üniform olduğunu kabul edelim.

$$\int_{l_e} p \psi dx = \left(\frac{pl_e}{2} \int_{-1}^{+1} H d\xi \right) q \quad (2.46)$$

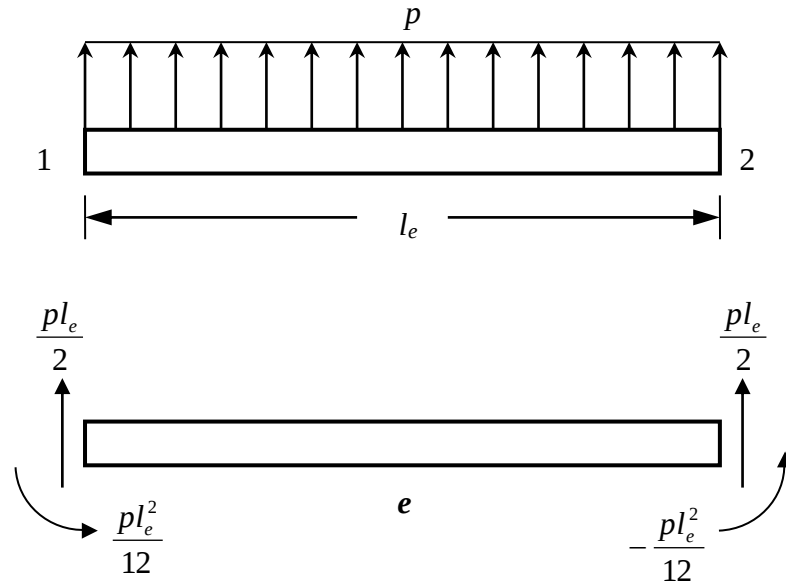
H ifadesini (2.25) ve (2.30) denklemlerinden alarak yukarıdaki denkleme koyup integre edersek;

$$\int_{l_e} p \psi dx = f^{eT} q \quad (2.47)$$

buluruz.

$$f^e = \left[\frac{pl_e}{2}, \frac{pl_e^2}{12}, \frac{pl_e}{2}, -\frac{pl_e^2}{12} \right]^T \quad (2.48)$$

Eleman üzerindeki eşdeğer yük Şekil 11'de gösterilmiştir.



Şekil 2.11 Eleman üzerindeki yayılı yük

BÖLÜM 3

KOMPRESÖRÜN TANITILMASI VE DİNAMİK MODEL

3.1. Kompresörün Tanıtılması

Buzdolabı ve klima gibi soğutma sistemlerinin çalışma ilkesi, bir akışkanın sıkıştırılması ve geniştirilmesi işlemleri sonucunda oluşan ısı geçişleridir. Bu çalışmada incelenen tek silindirli, pistonlu kompresörlerde soğutucu akışkan sızdırmaz olarak imal edilen muhafazadan emilmektedir. Emilen akışkan, emme susturucusundan geçtikten sonra silindire gelmektedir. Kompresörde emme ve basma işlemleri silindirde gerçekleşmektedir. Silindirde piston tarafından sıkıştırılan akışkan susturucudan geçtikten sonra titreşim borusu üzerinden sisteme basılmaktadır. Bu işlemler sırasında sıkıştırılan akışkan ısı yükünü kompresörde bırakmaktadır. Sıkıştırma işlemlerinin gerçekleştirildiği kompresör, krank, biyel, piston, rotor ve gövdeden oluşmaktadır. Kompresörün muhafazaya bağlantısı gövdeyi havada asılı tutan üç adet yay ile sağlanmaktadır.

Kompresörün askı sisteminin birincil işlevi, kompresörün hareketlerinin ve bu hareketlerden kaynaklanan kuvvetlerin sızdırmazlığı sağlayan muhafazaya iletimini azaltmaktır. Bu hareketlerin ve kuvvetlerin izolasyonu, kompresörden muhafazaya ve kompresörün bağlandığı yapılara iletilecek titreşimlerin izolasyonu ve dolayısı ile tüm soğutma sisteminin üretebileceği gürültünün azaltılması anlamına gelecektir.

Kompresör sisteminin bilgisayar yardımıyla dinamik modelinin yapılması, araştırmacılara tasarladıkları kompresörün dinamik davranışları hakkında çok önemli bilgileri önceden sağlayacaktır. Böylece kompresörün tasarımı aşamasında muhafazaya iletilen titreşimler ve muhafazadan yayılan gürültü problemlerinin çözümüne yönelik adımlar daha sağlıklı olarak atılabilecektir.

3.2. Kabuller

Sızdırmaz muhafazanın hareketi, kompresörün hareketlerinin yanında ihmal edilebilecek kadar küçüktür. Bu nedenle kompresörü taşıyan muhafazanın hareket etmediği kabul edilmektedir.

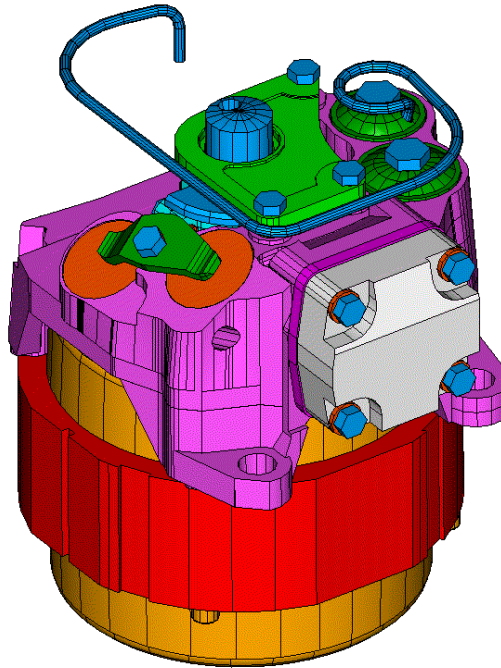
Kompresörü oluşturan gövde, rotor, stator, sargılar, krank, biyel ve piston, katı cisimler olarak göz önüne alınmışlardır.

Titreşim borusu ve askı yayları, kütsüz fakat elastik özellikleri bulunan , şekil değiştirebilen elemanlar olarak kabul edilmişlerdir.

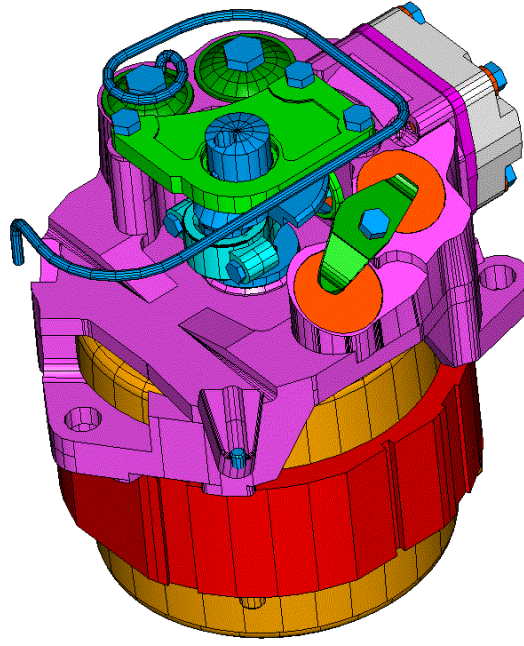
Titreşim borusunun sönümü ve içinde bulunan gazın basınç değişimlerinin kompresörün dinamik davranışına olan etkileri ihmal edilmektedir.

3.3. Dinamik Model

Kompresörün dinamik modeli, mekanizma tasarımı ve dinamik simülasyon yazılımları kullanılarak hazırlanmıştır. Daha önceden hazırlanmış benzer bir kompresörün CAD montajı üzerinde gerekli değişiklikler yapılarak Şekil 3.1 ve 3.2’de gösterildiği gibi, montaj incelenen kompresöre uygun hale getirilmiştir.



Şekil 3.1 İncelenen tek silindirli, pistonlu kompresörün katı modeli



Şekil 3.2 İncelenen tek silindirli, pistonlu kompresörün başka bir açıdan katı modeli

Modelin dinamik simülasyon yazılımı içinde çalıştırılabilmesi için birbirine bağlı tüm katı parçalar arasındaki hareket ilişkilerinin tanımlanması gereklidir. Bu ilişkiler mekanizma tasarımı veya dinamik simülasyon yazılımı içinde tanımlanabilmektedir, ancak CAD modeli ve montajı mekanizma tasarımı yazılımı içinde yapıldığı için bu işlemi burada gerçekleştirmek kullanıcıya büyük kolaylıklar sağlayacaktır, çünkü CAD modeli oluşturulurken yazılımın yarattığı yardımcı çizgiler ve bağlantıları gerçekleştirirken sunduğu yardımcı fonksiyonlar sayesinde işlemler dinamik simülasyon yazılımına göre daha kolay olmaktadır.

CAD modeli güncellenip, montaj yaratıldıktan sonra parçaların kütleleri hassas terazide ölçülmüş, yazılıma girilmiş ve atalet tensörleri hesaplatılmıştır. Aşağıdaki tabloda montajda yer alan tüm parçalar üretildekleri malzeme ve kütleleri listelenmiştir.

Montaj parçaları ve özellikleri Tablo 3.1’de gösterilmiştir.

Tablo 3.1 Montaj parçalarının özellikleri

Adet	Parça	Kütle (g)	Malzeme
4	Biyel Civatası	1,3	Çelik
1	Biyel	19,1	Alüminyum
1	Çıkış Susturucu Kapağı (büyük)	16,1	Sac
1	Çıkış Susturucu Kapağı (küçük)	12,8	Sac
1	Dış Yatak	80	Gri Döküm Demir
3	Dış Yatak Civatası	2,9	Çelik
2	Egzos Susturucu Kapak Civatası	11,2	Çelik
1	Emme Susturucusu Braketi	11,9	Sac
1	Emme Susturucusu Kapağı (1)	6,5	Sac
1	Emme Susturucusu Kapağı (2)	6,5	Sac
1	Gövde	1715,6	Gri Döküm Demir
1	Krank	209,6	Gri Döküm Demir
1	Perno	7,4	Çelik
1	Piston	40,5	Döküm
1	Rotor Parça 1	790,5	Laminasyon Sacı
1	Rotor Parça 2	162,5	Alüminyum
1	Sargılar	903	Bakır Tel
1	Silindir Kafası	71,8	Alüminyum
4	Silindir Kafası Civatası	6	Çelik
1	Stator	2114,4	Laminasyon Sacı
4	Stator Civatası	9,5	Çelik
1	Titreşim Borusu	15	Bakır
1	Valf tablası + Conta + Yaprak	53,6	-
1	Yağ Emme Borusu	13,9	Sac

Valf tablası, conta ve yaprak adlı parçalar birbirine geçen, birbirini tamamlayan bir biçimde oldukları için tek parça olarak ele alınmışlardır.

Montaj bitirildikten sonra mekanizma tasarım modülüne geçilmiştir. Bu modül içindeki bağlantı elemanları sayesinde kompresör montajı parçalarının karşılıklı

hareket ilişkileri tanımlanmıştır. Kompresördeki bağlantılar aşağıda listelendiği gibidir.

- Civata gibi sabitleyici elemanlarla bağlanmış ya da sıkıgeçme, bağıl hareket olanağı olmayan parçalar. Stator-gövde bağlantısı ile krank-yağ emme borusu bağlantısı bunlara örnek gösterilebilir.
- Krank - gövde bağlantısı
- Krank - biyel bağlantısı
- Piston - perno bağlantısı
- Piston - gövde bağlantısı

Bağlantılardan bahsederken “serbestlik derecesi” kavramından söz etmek yerinde olacaktır [18]. Serbestlik derecesi bir modelde parçaların bağıl olarak nasıl hareket edebileceğinin bir göstergesidir. Uzaydaki bir cismin üç dönme üç de yer değiştirme olmak üzere altı serbestlik derecesi vardır. Her serbestlik derecesi en azından bir hareket denkleminin karşılığı gelmektedir. İki parça arasına herhangi bir bağlantı elemanı yerleştirildiğinde, bağlantı elemanının tipine göre serbestlik derecelerinden bazıları ortadan kalkar ve sistemdeki hareket veya kuvvetlerden bağımsız olarak parçaların bağıl hareketleri kısıtlanmış olur. Dinamik simülasyon yazılımı veya mekanizma tasarım modülü içindeki tüm bağlantı elemanları farklı sayıda serbestlik derecesi ortadan kaldırır.

Örnek olarak dönel bir bağlantı elemanı yer değiştirme serbestlik derecelerinin tümünü, dönme serbestlik derecelerinden de ikisini ortadan kaldırır. Parçaların her ikisinin de bağlantı elemanının dönme eksenini üzerinde noktaları varsa bu noktalar bağıl olarak yer değiştirmez ancak dönme eksenine göre dönebilirler. Dönel bağlantı elemanları tek serbestlik dereceli bağlantı elemanları olarak adlandırılır, çünkü parçalar arasında sadece tek tip harekete izin verirler. Sözkonusu iki yazılım içinde iki ve üç serbestlik dereceli bağlantı elemanları da vardır.

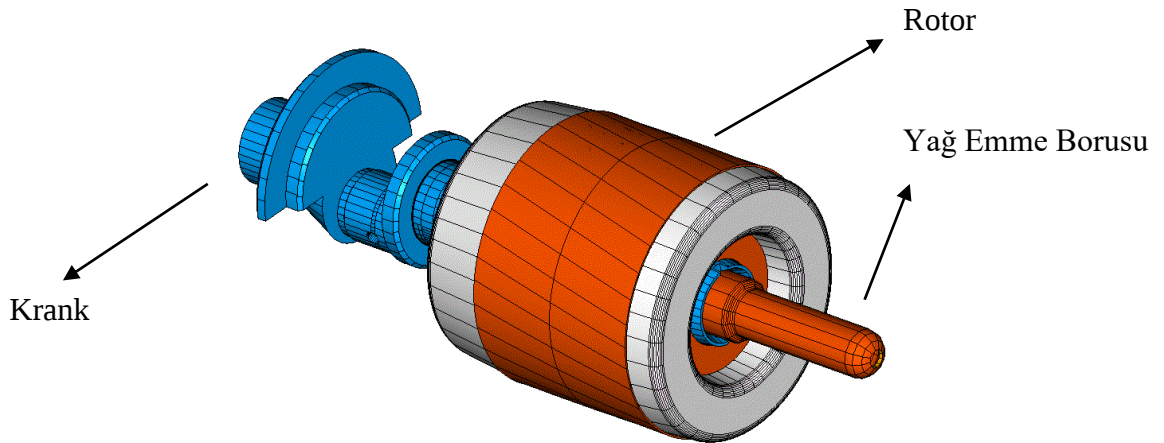
Bağlantı elemanları tarafından kaldırılan serbestlik derecelerine ait bilgi Tablo 3.2’de verilmiştir.

Tablo 3.2 Bağlantı elemanları tarafından kaldırılan serbestlik dereceleri

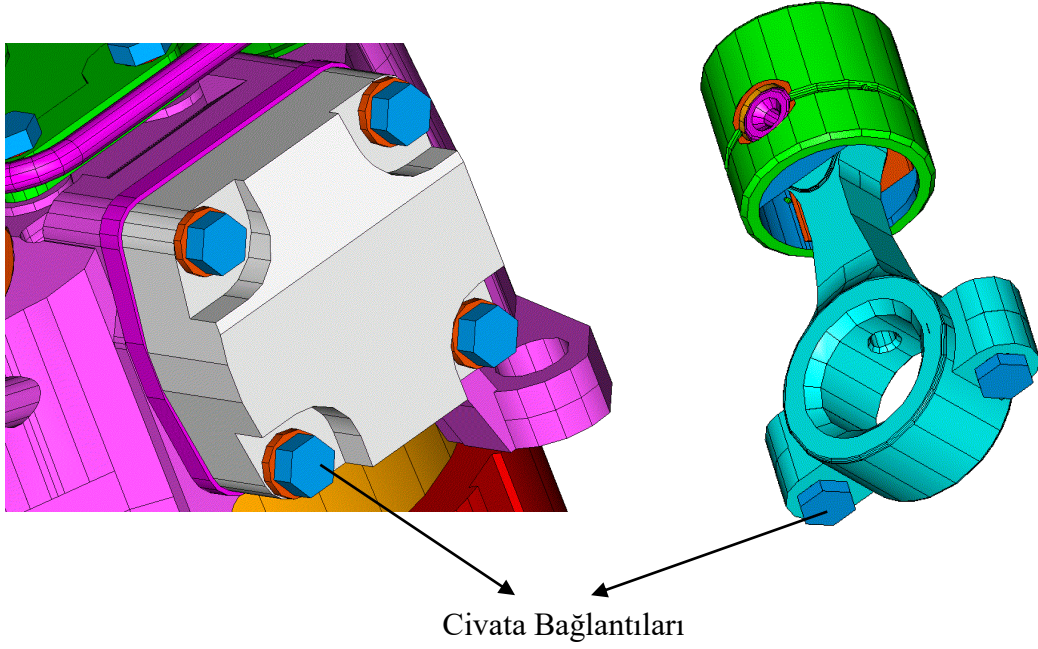
		Kaldırılan Dönel Serbestlik Derecesi Sayısı			
		0	1	2	3
Kaldırılan Yer Değiştirme Serbestlik Derecesi Sayısı	0	(Parça)	-		-
	1	-	-	Düzlemsel	-
	2	-	-	Silindirik	Kaymalı
	3	Küresel	Hook/Universal	Dönel	Sabit

3.3.1. Sabit Bağlantılar

Civata bağlantıları bu tür bağlantılara örnek gösterilebilir. Civata ile bağlanmış parçalar arasına sabit bağlantı (fixed joint) elemanı konularak, bu iki parçanın birbirine göre hareket imkanı ortadan kaldırılır. Krank-yağ emme borusu, krank-rotor gibi sıkıgeçme bağlantılarda da araya sabit bağlantı elemanı konularak bu parçaların tek parçaymış gibi hareket etmeleri sağlanmıştır. Şekil 3.3'te gösterilen krank ve Şekil 3.4'te gösterilen civata bağlantıları sabit bağlantılara örnek teşkil etmektedir.



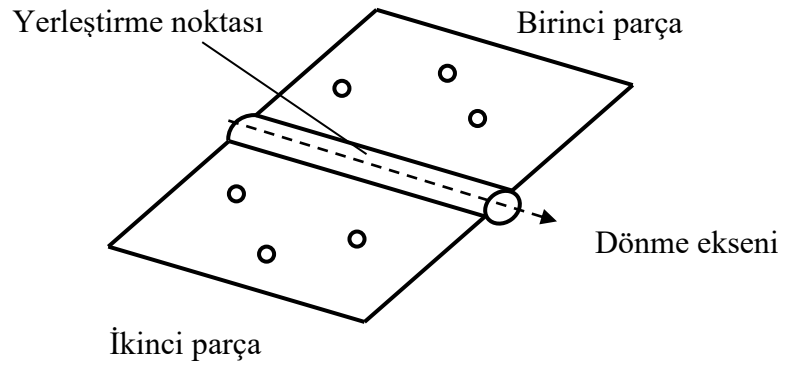
Şekil 3.3 Krank bağlantısı



Şekil 3.4 Sabit bağlantı elemanı kullanılan yerlere örnekler

3.3.2. Dönel Bağlantılar

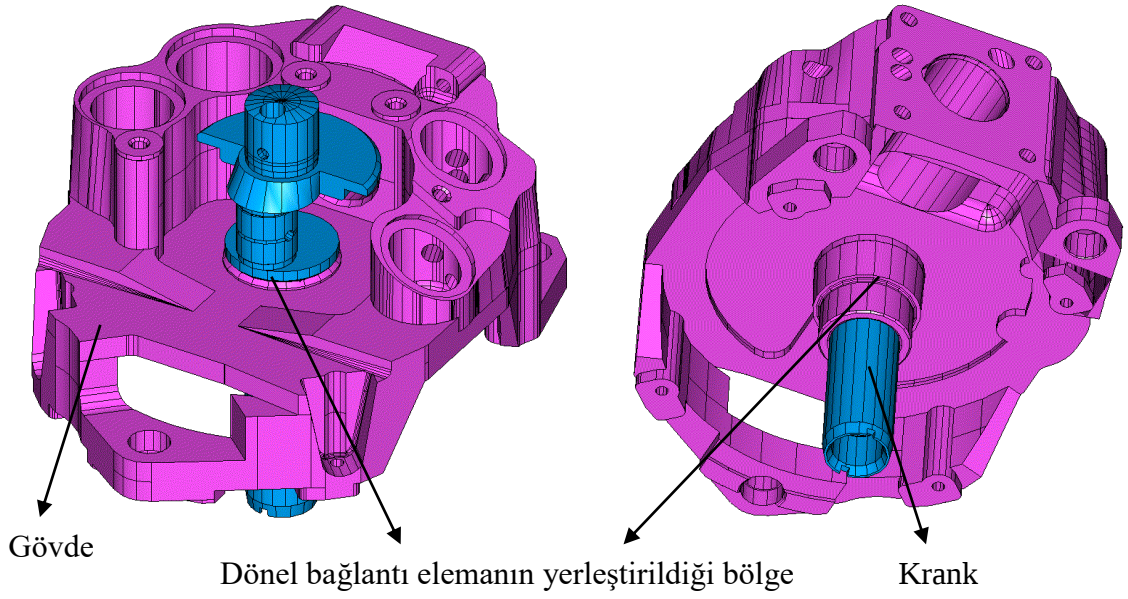
Dönel bağlantı belirli bir eksen etrafında bir parçanın başka bir parçaya göre dönmesine izin verir. Bağlantı elemanı parçaların birbirine göre dönebileceği eksen üzerinde herhangi bir yere konulabilir. Bağlantı elemanının yönü parçaların bağıl olarak dönebildiği eksenini belirtir. Şekil 3.5'te bu bağlantı çeşitine bir örnek verilmiştir.



Şekil 3.5 Dönel bağlantı elemanının şematik olarak gösterimi

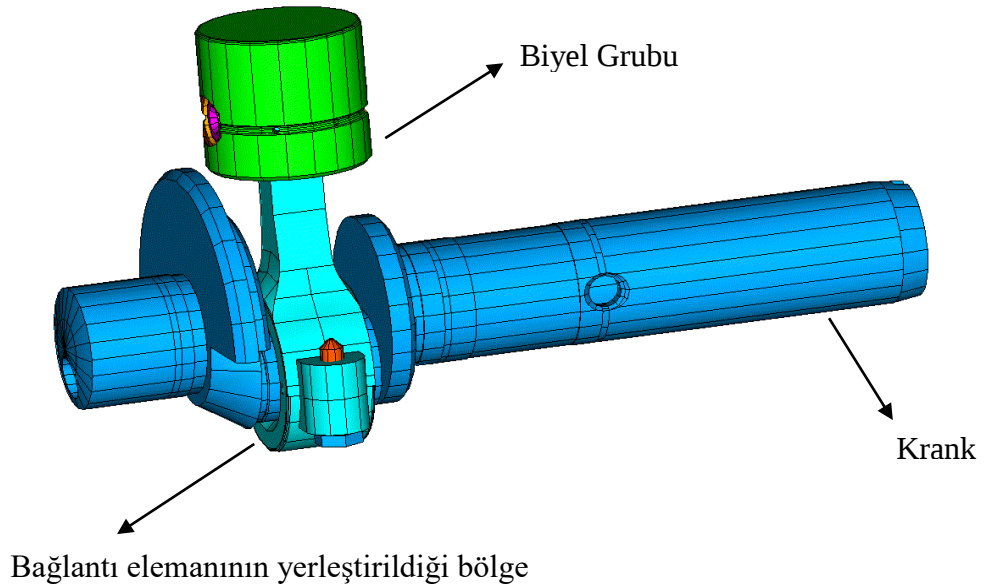
Modelde bu tip bağlantı elemanları üç yerde kullanılmıştır. Birincisi krank-gövde bağlantısıdır. Krankın geçtiği yatak modelde krank ve gövde arasında dönel bağlantı elemanı kullanılarak ifade edilmiştir. Bağlantı elemanının yönü krank ve gövdenin bağıl dönme yönleri gözönüne alınarak seçilmiş, yatağın olduğu bölgede dönme

ekseni üzerinde bir yere yerleştirilmiştir. Şekil 3.6'da krank gövde bağlantısı gösterilmiştir.



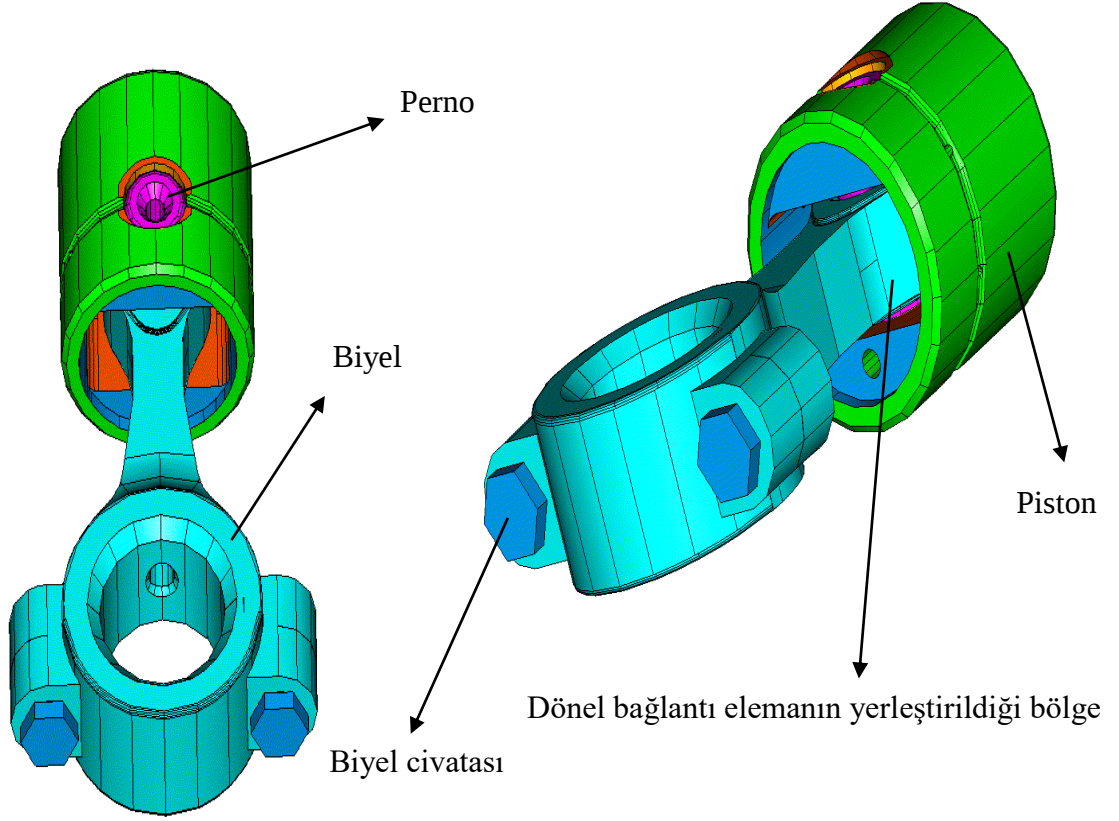
Şekil 3.6 Krank-gövde bağlantısı

Bu tip bağlantı elemanının kullanıldığı ikinci yer krank-biyel bağlantısıdır. Bağlantı elemanı krank ve biyel parçalarının bağıl olarak dönme yönleri dikkate alınarak dönme eksenini üzerinde bir noktaya yerleştirilmiştir. Şekil 3.7'de krank ve biyel bağlantısı görülmektedir.



Şekil 3.7 Krank-biyel bağlantısı

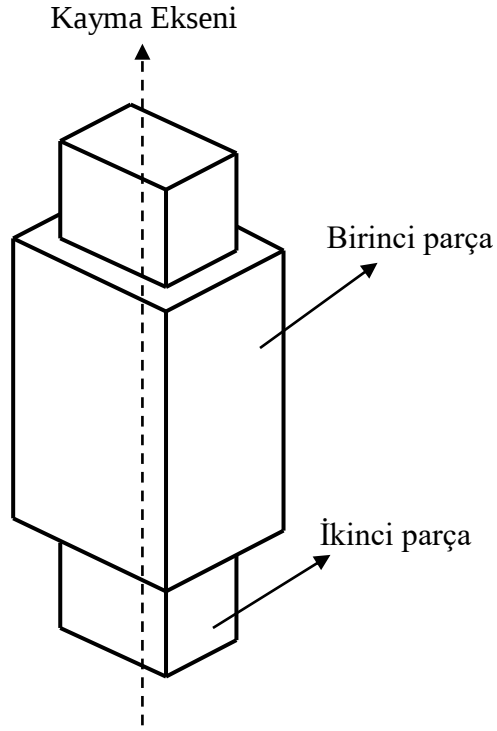
Dönel bağlantı elemanının kullanıldığı üçüncü yer ise piston-perno bağlantısıdır. Perno biyelin üst kısmına sabitlenmiştir ve biyelin piston ile bağlantısını sağlamaktadır, piston perno etrafında dönebilmektedir. Böylece krankın farklı dönme açılarında piston dikey olarak silindir içinde hareket edebilmektedir. Şekil 3.8’de piston perno bağlantısı görülmektedir.



Şekil 3.8 Piston-perno bağlantısı

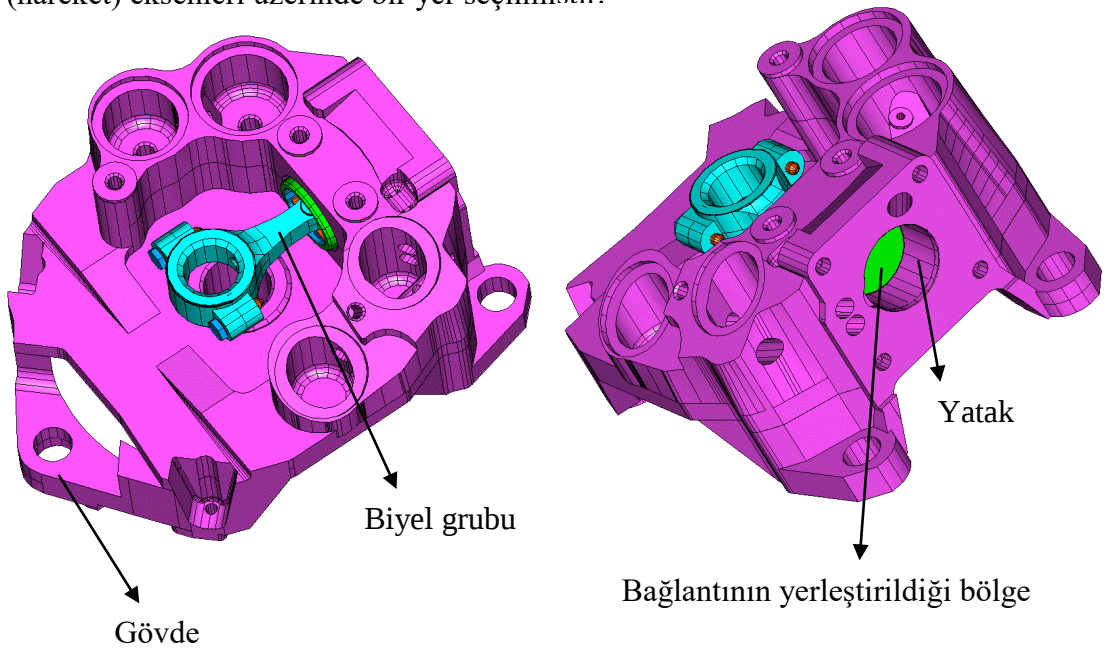
3.3.3. Kaymalı Bağlantılar

Kaymalı bağlantı elemanı bir parçanın başka bir parçaya göre bir vektör üzerinde yer değiştirmesini sağlar. Parçalar ancak bağıl olarak yer değiştirebilirler, dönemezler. Bu tip bir bağlantı elemanı yaratıldığı zaman bağlantı noktası ve yön tanımlanmalıdır. Bağlantı noktasının hareket üzerinde bir etkisi yoktur, yön ise parçaların bağıl olarak kayabilecekleri eksenin yönünü belirttiği için önemlidir. Bağlantı elemanının hareketinin yönü, yön vektörüne paraleldir ve bağlantı noktasının üzerinden geçer. Şekil 3.9’da kaymalı bağlantı şematik olarak gösterilmektedir. Şekil 3.10’da ise kaymalı bağlantıların kullanıldığı gövde-piston bağlantısı görülmektedir.



Şekil 3.9 Kaymalı bağlantının şematik gösterimi

Bu tip bağlantı modelde piston ile gövde arasında kullanılmıştır. Silindir yatağı kaymalı bağlantı elemanı kullanılarak ifade edilmiştir. Bağlantı elemanı oluşturulurken pistonun yatak içindeki hareket yönü kayma eksenini olarak belirtilmiştir. Bağlantı noktası olarak da piston ile yatağın üst üste olan merkez (hareket) eksenleri üzerinde bir yer seçilmiştir.



Şekil 3.10 Gövde-piston bağlantısı

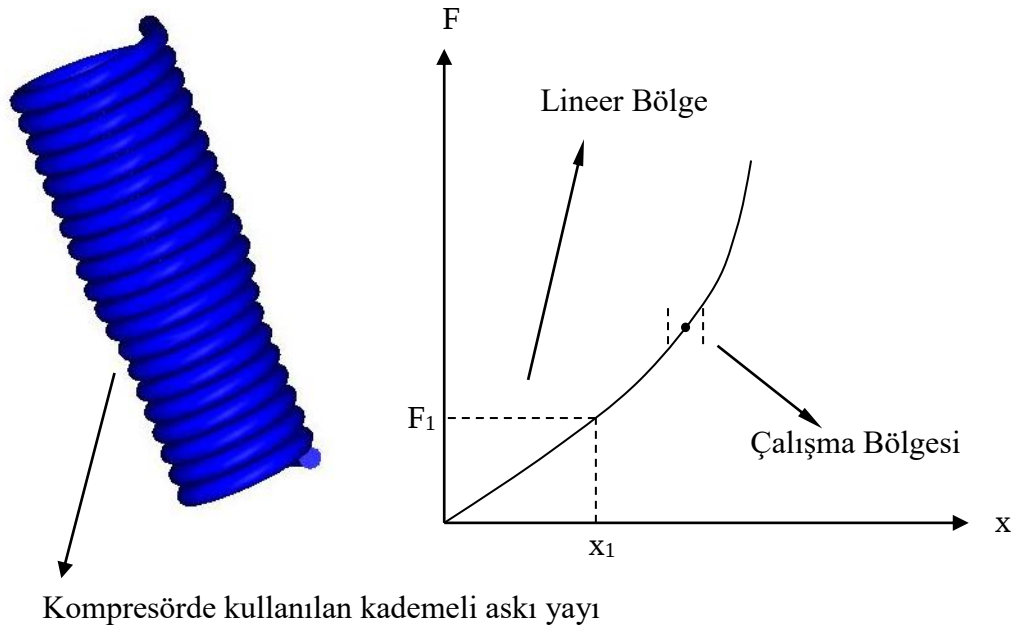
Yapılan bu işlemlerden sonra modelin Mechanism Design modülü içindeki işlemleri bitirilmiştir. Montajın dinamik simülasyon yazılımına aktarılması için izlenmesi gereken birkaç adım daha vardır.

İlk olarak montajla fiziksel bir bağlantısı olmayan geometrik olarak keyfi bir parça yaratılır. Bu parça “yer” olarak, montajı oluşturan diğer tüm parçalar ise “katı cisim” olarak atanır. Herhangi bir dinamik model içinde “yer” elemanının mutlaka olması gereklidir, bu nedenle aktarım öncesinde bir parçaya bu özellik atanır.

Bu işlemlerden sonra montaj aktarım için hazırdır. Mechanism Design ile yazılım arasındaki link kullanılarak montajı yazılıma aktarmak için gerekli dosyalar oluşturulur. Bunlar “.cmd, .adm, .shl” dosyalarıdır. Birinci tip “.cmd” uzantılı dosya modelin dinamik simülasyon yazılımı içinde oluşturulması için gerekli komutları taşıyan dosyadır. İkinci tip “.adm” uzantılı dosya ise parçalar arasındaki bağlantı ilişkilerini ve eğer varsa kuvvet ya da hareket ifadelerini taşır. Son olarak da tüm parçalar için “.shl” uzantılı geometri bilgisini taşıyan dosyalar oluşturulur. Yazılım içinden oluşturulan komut dosyası çağırılır ve montaj tüm özellikleriyle yazılıma aktarılmış olur. Dinamik modelin tam olarak tamamlanması için kompresör grubunu hareket etmediği kabul edilen muhafazaya bağlayan yayların ve titreşim borusunun modele eklenmesi gereklidir.

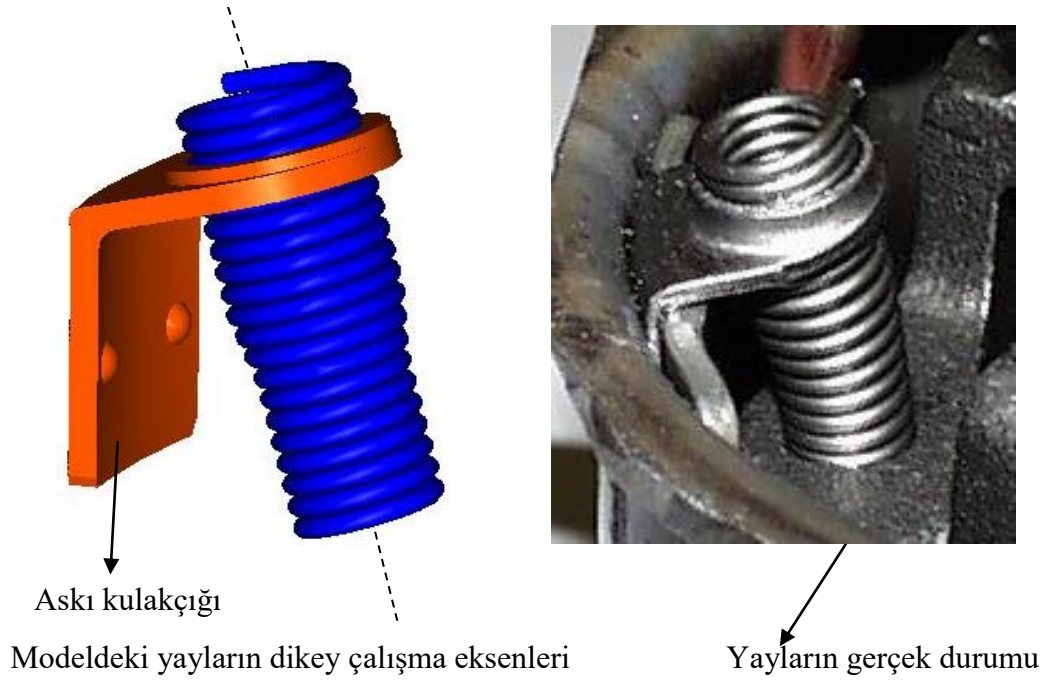
3.3.4. Yaylar

Sistemin dinamik karakteristiği üzerinde büyük etkisi olan yayların doğru modellenmesi simülasyonu gerçeğe yaklaştıracaktır. Yayların katılık karakteristiğini belirleyebilmek için bir dizi sonlu eleman analizi yapılmıştır, izlenilen tekniğin örneklerine literatürde [1,19,20] rastlanmaktadır. Analiz sonuçları sayesinde elde edilen katılık katsayıları yazılım bünyesindeki bağlantı elemanlarına girilmiş ve yaylar bu şekilde modellenmiştir. Yaylar konusunda yapılan kabullerden biri yayların lineer bölgede çalıştıkları, yani çalışma bölgelerinde katılık katsayısının sabit olduğudur. Bir diğer kabul ise montaj şekilleriyle nedeniyle nonlineer olan yayların çalışma eksenlerinin lineer kabul edilmesidir. Ayrıca çalışma esnasında yay halkalarının birbirlerine değmediği, temas olmadığı varsayılmıştır. Sonlu eleman analizleri bu kabuller çerçevesinde gerçekleştirilmiştir. Şekil 3.11’de askı yayı katı modeli ve kuvvet uzama eğrisi görülmektedir.



Şekil 3.11 Askı yayı katı modeli ve tipik kuvvet-uzama eğrisi

Kuvvet- uzama eğrisinden de görülebileceği gibi yaylar nispeten daha küçük kuvvetler altında lineer davranırken, kuvvet arttırıldıkça nonlineer bir davranış sergilemeye başlarlar. Eğer çalışma esnasında uzama büyüklüklerindeki değişim küçük ise çalışma bölgesi etrafında lineer bir katılık katsayısı olduğu kabul edilebilir.

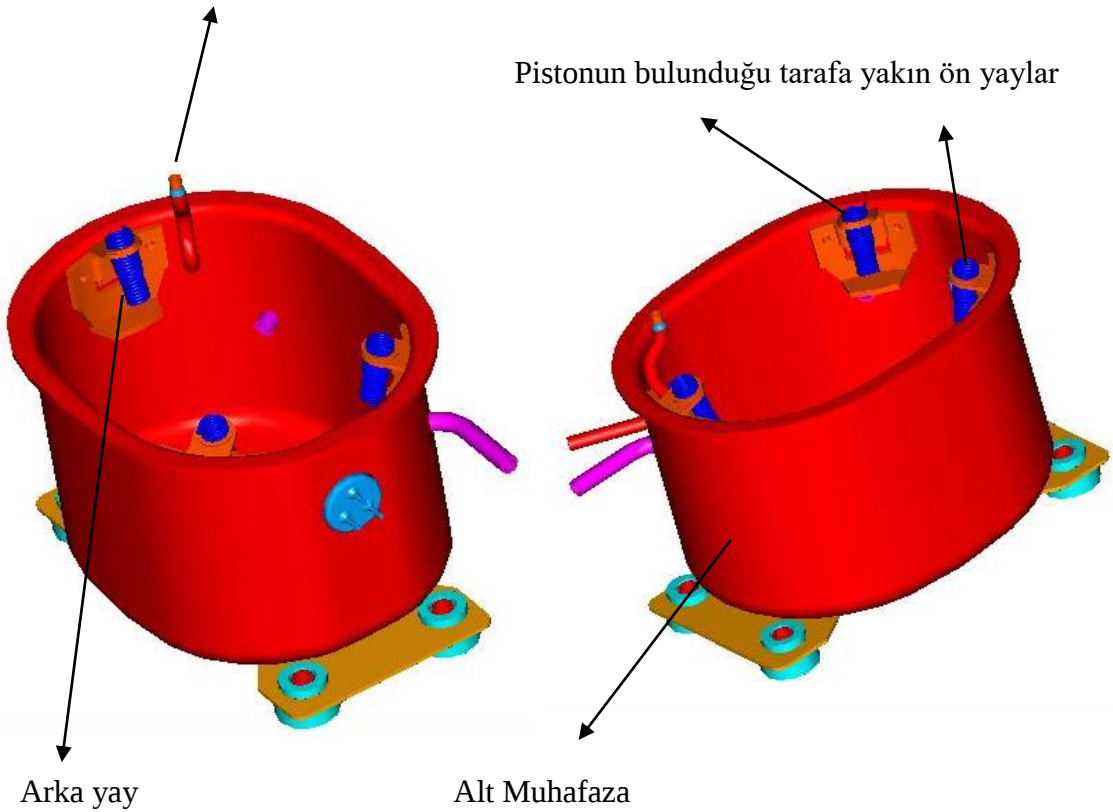


Şekil 3.12 Yayların modeldeki ve gerçekteki çalışma durumları

Yay modellerindeki bu basitleştirme dikey ve radyal yönlerdeki katılık katsayılarında gerçekten bir miktar uzaklaşmaya yol açsa da kazanılan zaman açısından avantajlıdır, sistem hakkında bilgi edinmek için bu yaklaşım yeterlidir. Şekil 3.12’de yayların modeldeki ve gerçekteki durumları gösterilmiştir.

Kompresör muhafazaya üç adet askı yayı ve titreşim borusu sayesinde bağlanmaktadır. Şekil 3.13’te görüldüğü gibi bu yaylardan ikisi pistonun bulunduğu tarafa yakın, muhafazanın uzun simetri eksenine göre simetrik yerleştirilmişlerdir. Geri kalan yay ise uzun simetri eksenini üzerinde gövdenin arka tarafında yer almaktadır. Yaylar üst taraftan, muhafazaya sabitlenmiş olan askı kulakçıklarına tutturulmuştur, alt taraftan ise gövde içine açılmış dişlere girmektedir. Şekil 3.14’te kompresörün ve muhafazasının fotoğrafı görülmektedir.

Titreşim borusunun kaynaklandığı çıkış borusu



Şekil 3.13 Yayların muhafaza üzerindeki bağlantı noktalarını gösteren katı model

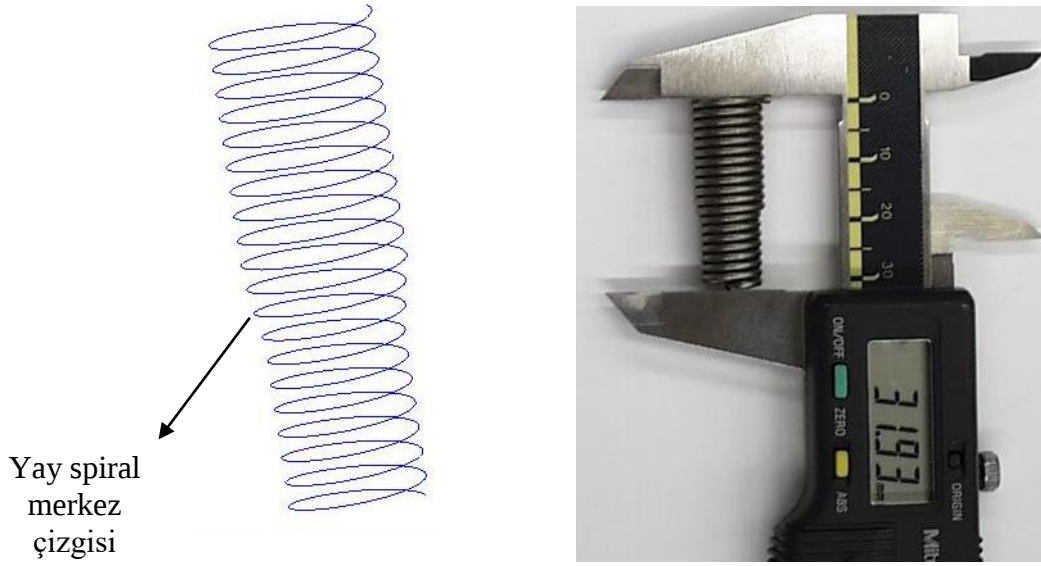


Şekil 3.14 Kompresör ve muhafazasının fotoğrafı

3.4. Yayların Katılık Katsayılarının Sonlu Elemanlar Analizi ile Bulunması

Sistemin dinamik davranışı üzerinde büyük etkisi olan yayların katılık katsayılarının bulunup dinamik modele girilmesi gereklidir. Katılık katsayılarını kestirebilmek için sonlu elemanlar analizleri yapılmıştır. Bu özellikleri ortaya çıkarmak için kullanılan yöntem literatürde yer almaktadır [19,20].

Analizler yapılırken yayların çalışan sarımları dikkate alınmıştır. Yayların üst tarafında askı kulakçığının içinde ve üzerinde kalan, alt tarafında ise gövdenin içine giren sarımlar pasif sarımlardır, herhangi bir etkileri yoktur. Ön yaylarda üstten dört alttan ise üç sarım pasif sarımlardır, arka yay ise ön yaylara göre gövdeye bir sarım daha fazla girmektedir. Yay katı modelinin spiral merkez çizgisi ve yayın fotoğrafı Şekil 3.15'te görülmektedir.



Şekil 3.15 Yay katı modelinin spiral merkez çizgisi ve yayın fotoğrafı

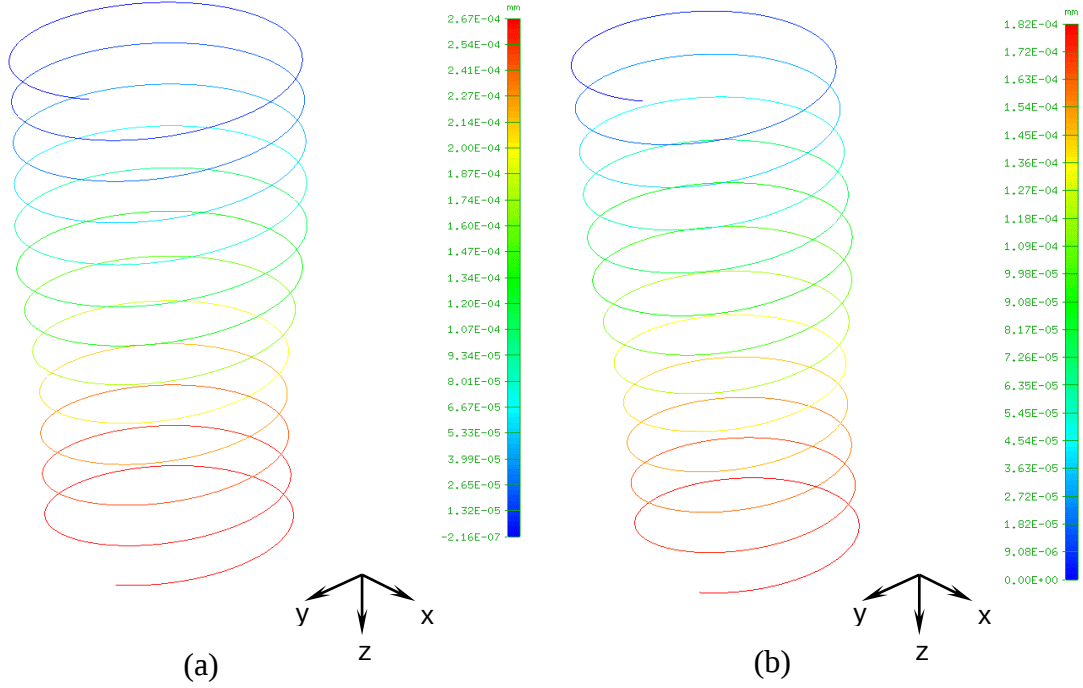
Yayın sonlu eleman modelinin çıkartılması için önce yay katı modelinin merkez çizgisi çıkarılmıştır. Sonlu eleman modeli bu çizgi kullanılarak oluşturulacaktır. Daha sonra ön ve arka yayların aktif sarım sayıları gözönüne alınarak çizginin üst ve alt kısmından pasif sarımlar çıkarılmıştır. Arka yay analizinde kullanılacak olan merkez çizgisinde, çizginin alt kısmından ön yaylara göre bir sarım daha fazla çıkarılmıştır. Yayların sonlu eleman modelinde iki düğüm noktalı, 1.6 mm çapında kiriş elemanlar kullanılmıştır. Tablo 3.3'te analiz için kullanılan malzemenin özellikleri gösterilmiştir.

Tablo 3.3 Analizde kullanılan çeliğin özellikleri

Yay Çeliğinin Özellikleri	
Elastisite Modülü	206,8 GPa
Poisson Oranı	0,29
Kayma Modülü	80,2 GPa

Malzeme özellikleri ve eleman tipinin belirlenmesinden sonra modelin ağ yapısının oluşturulması gereklidir. Eleman sayısının yeterli olup olmadığını anlamak için ilk önce 500 eleman kullanılarak bir deneme analizi yapılmıştır. Daha sonra aynı

geometri üzerinde 1000 eleman kullanılarak aynı sınır şartları altında analiz tekrarlanmıştır. İki analizin sonuçları arasındaki fark 0.5% civarındadır. Bu değer bize 500 elemandan fazlasının sonuçlar üzerinde belirgin bir etki yaratmayacağını gösterir ancak analiz süreci işlemci zamanı olarak uzun sürmediği için takip eden analizler 1000 eleman kullanılarak yapılmıştır.



Şekil 3.16 (a) Z yönünde birim kuvvet uygulayarak yapılan analiz sonucu, (b) X yönünde birim kuvvet uygulayarak yapılan analiz sonucu

Analizler bitirildikten sonra ön yaylar için Şekil 3.16’da görüldüğü gibi sonuçlar elde edilmiştir. Sonuçlardan yola çıkarak ön ve arka yay için dikey ve radyal yönde bulunan katılık katsayıları Tablo 3.4’deki gibidir.

Tablo 3.4 Ön ve arka yaylar için katılık katsayıları

Katılık Katsayısı	Ön Yay (N/mm)	Arka Yay (N/mm)
k_x	3.745	4.587
k_y	3.745	4.587
k_z	5.495	5.882

Sonlu eleman modeli oluşturulan yayların sınır şartlarının verilip analizlerin yapılması gereklidir. Yayların katılık katsayılarını bulmaya yönelik bu analizlerde sınır şartlarını belirtirken izlenen yol aşağıdaki gibidir.

- Yayın sonlu eleman modelinin en üst noktasında bulunan düğüm noktası tüm serbestlik dereceleri sıfır olacak şekilde ankastre olarak tutulur.
- Modelin en alt noktasında bulunan düğüm noktası, katılığını bulmak istediğimiz yön dışındaki tüm serbestlik dereceleri sıfır olacak şekilde tutulur. Böylece hareket sadece istenilen yön doğrultusunda olacaktır.
- Modelin en alt noktasında bulunan düğüm noktasına katılığını bulmak istediğimiz yön doğrultusunda birim kuvvet uygulanır. Analiz sonucu elde edilir.
- Modelin en alt noktasında bulunan düğüm noktasının kuvvet uyguladığımız yöndeki yer değiştirmesine bakılır. Kuvvet büyüklüğü olan birim bu değere bölümü bize o yöndeki katılık katsayısını verecektir.

Bir yönde uyguladığımız kuvvetin diğer yönlerdeki yer değiştirmelere etkisini bulabilmek için sınır şartları uygun şekilde değiştirilip analizler tekrar edilmiştir. Sonuçlar incelendiğinde bu etkilerin küçük olduğu görülmüş, bu nedenle modele eklenmemiştir.

Sonuçların doğruluğunu kontrol edebilmek için analiz sonuçları ile yay üreticisinden gelen deney sonuçları karşılaştırılmıştır. Üreticinin alttan ve üstten dört sarım sabit tutarak yaptığı çekme deneyi modelimizdeki arka yayın dikey yöndeki katılık katsayısını bulmak için yaptığımız analize denk gelmektedir. Sonuçlar Tablo 3.5’de karşılaştırılmıştır.

Tablo 3.5 Çekme deneyi ve analiz sonuçlarının karşılaştırılması

Çekme Deneyi Sonucu	Analiz sonucu	Fark
$k_z = 5.630 \text{ N/mm}$	$k_z = 5.882 \text{ N/mm}$	4.48 %

Görüldüğü gibi deney ve analiz sonuçları arasındaki fark küçüktür, analiz sonuçları model için gerekli hassasiyeti sağlayacaktır.

Yaylar için bir diğer özellik olan sönümleme katsayıları ise daha önce bu konuda yapılmış bir çalışma [24] dikkate alınarak belirlenmiştir. Sönümlemenin sistem üzerindeki etkisi küçük olduğu için yay katsayılarına göre ikinci dereceden bir önem taşımaktadır. Tablo 3.6’da yaylar için kabul edilen sönümleme değerleri görülmektedir.

Tablo 3.6 Kabul edilen sönümleme değerleri

Yaylar İçin Sönümleme Değerleri	
Dikey yönde	$4 \cdot 10^{-3}$ Ns/mm
Radyal yönde	$3 \cdot 10^{-3}$ Ns/mm

Bulunan yay katsayıları simülasyon içinde yayları temsil edecek olan alan elemanlarına girilecektir. Bu tip elemanlar belirlenen iki nokta arasında yaratılır ve bu noktalar arasına kuvvet ve tork uygular. Yaylarımızda sadece dikey ve radyal yönde katılık bulunduğu kabulü yapıldığı için elemanın oluşturulduğu iki nokta arasında yalnız kuvvet yaratılacaktır. Alan elemanları gövdede yayların bağlı bulundukları noktalarla askı kulakçıklarına bağlandıkları noktalar arasında oluşturulmuşlardır. Modelde muhafaza yoktur, o nedenle yayların askı kulakçıklarına bağlı oldukları noktaların gövdeye göre koordinatları katı modelden alınmış daha sonra bu koordinatlar yardımıyla simülasyon içinde uzayda sabit noktalar oluşturulmuştur, alan elemanlarının gövdeye bağlı olmayan diğer uçları da bu sabit noktalara bağlanmıştır. Yazılım bu elemanlar içine girilen katılık ve sönümleme matrislerini aşağıdaki eşitliğe göre kullanır.

$$\begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \\ T_x \\ T_y \\ T_z \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} & K_{13} & K_{14} & K_{15} & K_{16} \\ K_{21} & K_{22} & K_{23} & K_{24} & K_{25} & K_{26} \\ K_{31} & K_{32} & K_{33} & K_{34} & K_{35} & K_{36} \\ K_{41} & K_{42} & K_{43} & K_{44} & K_{45} & K_{46} \\ K_{51} & K_{52} & K_{53} & K_{54} & K_{55} & K_{56} \\ K_{61} & K_{62} & K_{63} & K_{64} & K_{65} & K_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x - x_0 \\ y - y_0 \\ z - z_0 \\ a - a_0 \\ b - b_0 \\ c - c_0 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} & C_{14} & C_{15} & C_{16} \\ C_{21} & C_{22} & C_{23} & C_{24} & C_{25} & C_{26} \\ C_{31} & C_{32} & C_{33} & C_{34} & C_{35} & C_{36} \\ C_{41} & C_{42} & C_{43} & C_{44} & C_{45} & C_{46} \\ C_{51} & C_{52} & C_{53} & C_{54} & C_{55} & C_{56} \\ C_{61} & C_{62} & C_{63} & C_{64} & C_{65} & C_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} V_x \\ V_y \\ V_z \\ \dot{a} \\ \dot{b} \\ \dot{c} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \\ T_1 \\ T_2 \\ T_3 \end{bmatrix} \quad (3.1)$$

Burada;

F_x, F_y, F_z : yönler göre kuvvetleri belirtir.

T_x, T_y, T_z : yönler göre torkları belirtir.

K : katılık matrisini belirtir.

x_0, y_0, z_0, a_0, b_0 ve c_0 : serbest uzunlukları belirtir.

x, y, z, a, b ve c : bir noktanın diğerine göre eksenler üzerindeki ve dönel yer değiştirmelerini gösterir.

$V_x, V_y, V_z, \dot{a}, \dot{b}$ ve $\dot{c}$: sırasıyla x, y, z, a, b ve c değerlerinin zamana göre türevini gösterir.

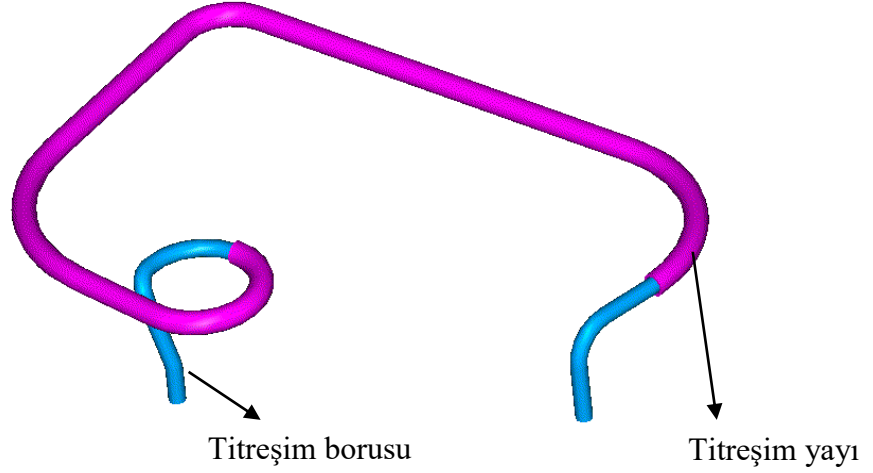
C : sönümleme matrisini gösterir.

F_1, F_2, F_3, T_1, T_2 ve T_3 : sırasıyla yer değiştirme ve dönel ön gerilmeleri gösterir.

3.5. Titreşim Borusunun Katılık Katsayılarının Sonlu Elemanlar Analizi ile Bulunması

Gövde ile muhafazanın bağlantısını yaylar dışında sağlayan diğer eleman da titreşim borusudur. Titreşim borusu dinamik modelde, yaylarda olduğu gibi alan elemanlar kullanılarak ifade edilmiştir. Titreşim borusunun görevleri aşağıda sıralanmıştır.

- Sıkıştırılan soğutucu gazın kompresörden muhafaza dışına iletilmesi.
- Kalkışlardaki büyük salınımlı hareketlerin frenlenmesi.
- Üzerinde sarılı bulunan yay sayesinde yüksek frekanslı titreşimlerin muhafazaya geçmesinin önlenmesi.



Şekil 3.17 Titreşim borusu ve üzerine sarılı yayın katı modeli

Şekil 3.17’de gösterilen titreşim yayı modellemedeki zorluklar ve ilgilenilen frekansların çok daha üzerinde etkili olmasından dolayı sonlu eleman modeline eklenmemiştir [21], sonuç olarak dinamik modeldeki etkileri ihmal edilmiştir. Sonlu eleman modelinin hazırlanması için katı modelin merkez çizgisi alınmış, çizginin susturucu kapağı altında kalan kısmı kesilmiştir. Bu çizgi üzerinde iki düğüm noktalı 1000 adet kiriş eleman kullanılarak sonlu eleman modeli oluşturulmuştur. Kesit özellikleri olarak 2 mm iç çap ve 3.2 mm dış çapa sahip boru kesiti özellikleri belirtilmiştir. Kullanılan bakır malzemenin özellikleri Tablo 3.7’de verilmiştir.

Tablo 3.7 Bakır malzemenin özellikleri

Analizde Kullanılan Bakır Malzemenin Özellikleri	
Elastisite Modülü	120 GPa
Kayma Modülü	44 GPa
Poisson Oranı	0.34

Analiz için sınır şartları yaylarda uygulanan yöntem dikkate alınarak belirtilmiştir.

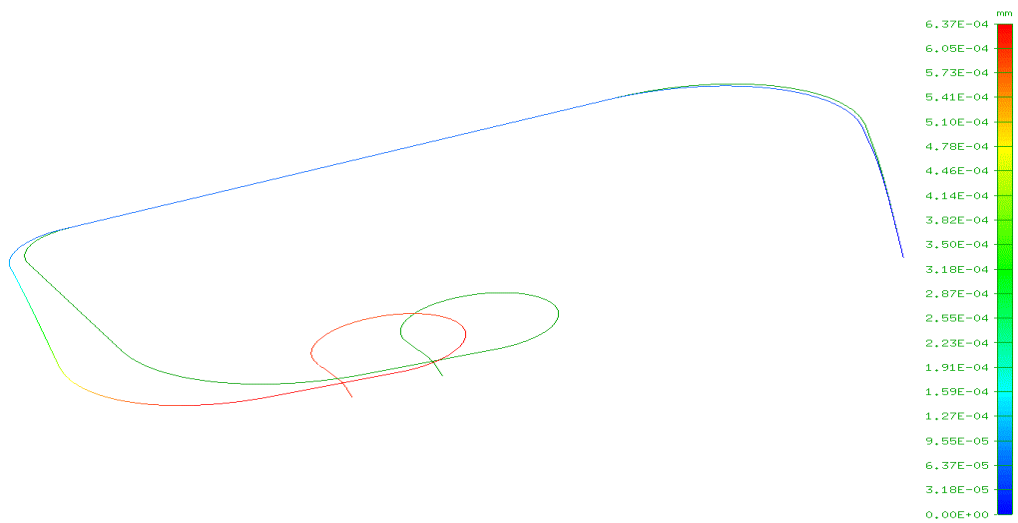
- Titreşim borusunun muhafazaya bağlandığı noktada bulunan düğüm noktası tüm serbestlik dereceleri sıfır olacak şekilde ankastre olarak tutulur.

- Modelin gövdeye bağlandığı noktada bulunan düğüm noktası, katılığını bulmak istediğimiz yön dışındaki tüm serbestlik dereceleri sıfır olacak şekilde tutulur. Böylece hareket sadece istenilen yön doğrultusunda olacaktır.
- Modelin gövdeye bağlandığı noktada bulunan düğüm noktasına katılığını bulmak istediğimiz yön doğrultusunda birim kuvvet uygulanır.
- Modelin gövdeye bağlandığı noktada bulunan düğüm noktasının kuvvet uyguladığımız yöndeki yer değiştirmesine bakılır. Kuvvet büyüklüğü olan birin bu değere bölümü bize o yöndeki katılık katsayısını verecektir.

Sınır şartları verildikten sonra analizler yapılmış ve Şekil 3.18’de görülen sonuçlar elde edilmiştir. Bu sonuçlardan yola çıkarak Tablo 3.8’de görülen katılık katsayıları elde edilmiştir.

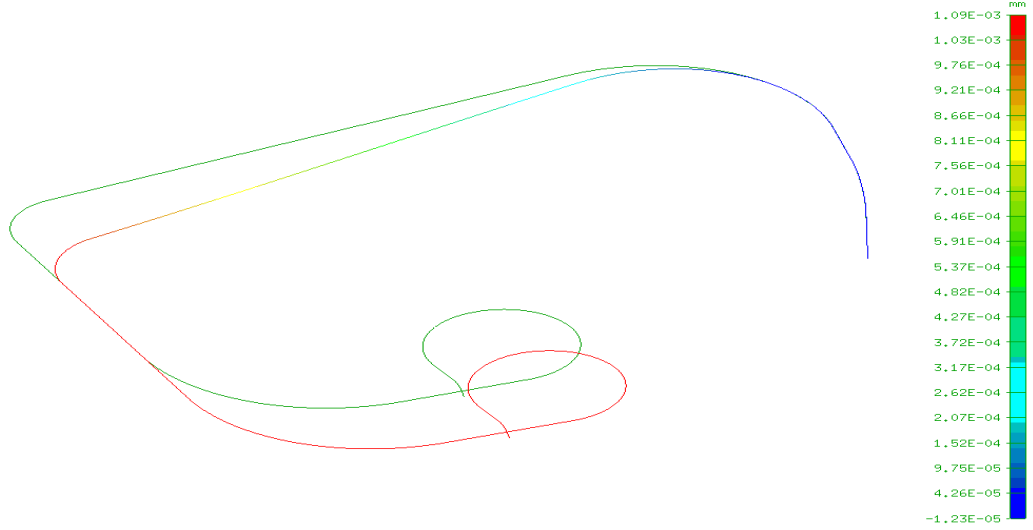
Tablo 3.8 Titreşim borusu katılık değerleri

Titreşim Borusu Katılık Değerleri	
k_x	1.682 N/mm
k_y	0.922 N/mm
k_z	0.476 N/mm

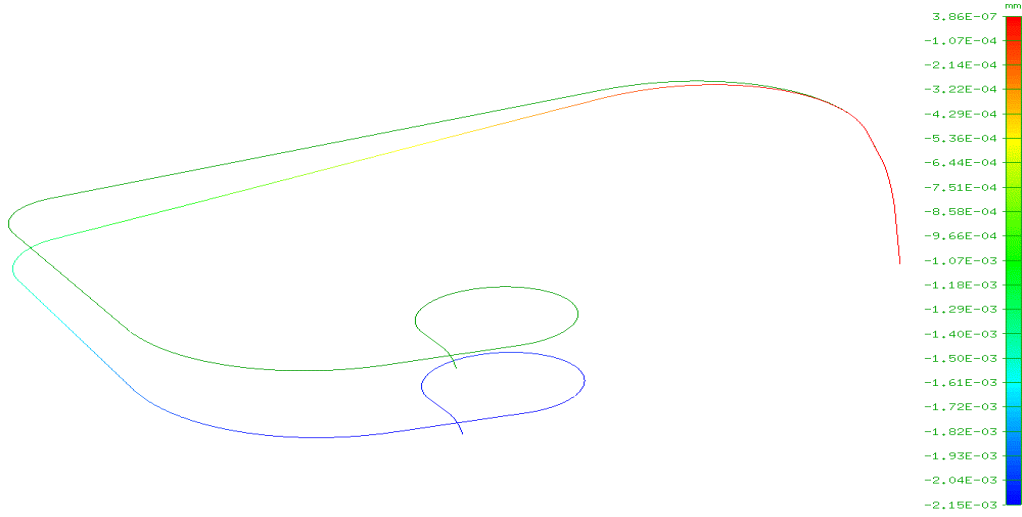


(a)

Şekil 3.18 (a) X- Eksenindeki yer değiştirmeler



(b)



(c)

Şekil 3.18 (b) Y- Eksenindeki yer değiştirmeler, (c) Z- Eksenindeki yer değiştirmeler

Bulunan katılık katsayıları titreşim borusunun gövdeye bağlandığı nokta ile uzayda muhafazaya bağlandığı yeri temsil eden sabit nokta arasında oluşturulan alan elemana girilmiştir.

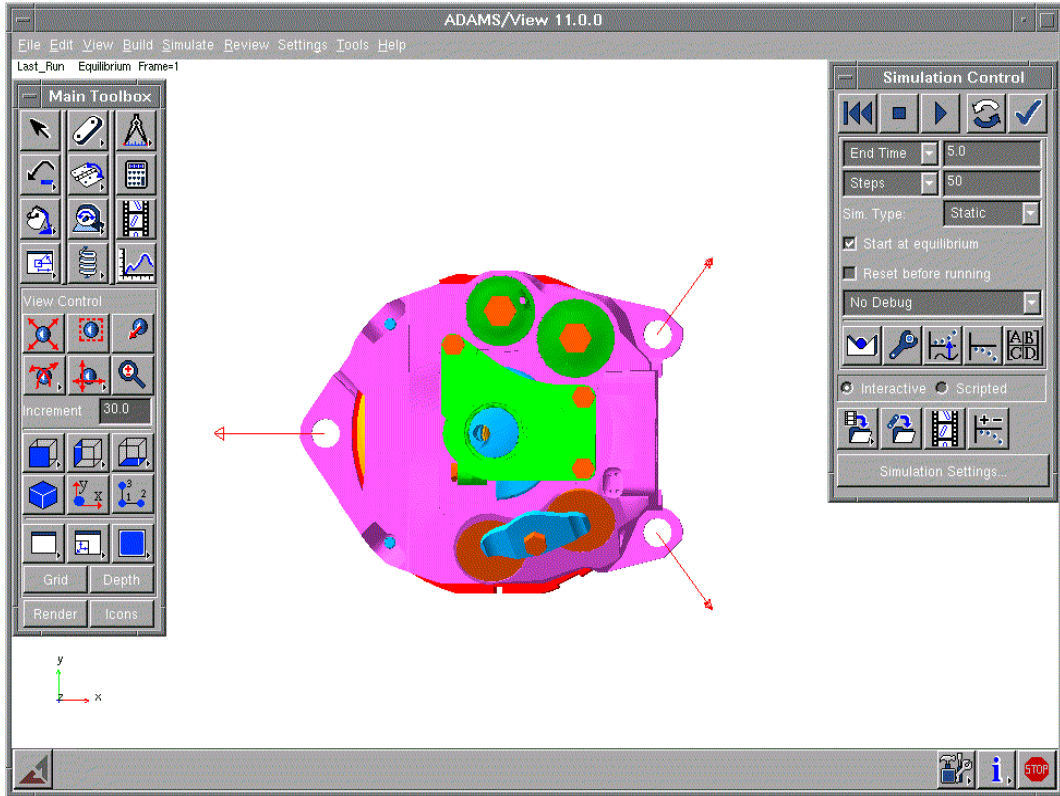
Titreşim borusunun da dinamik karakteristiği çıkarıldıktan sonra artık model çalıştırılmaya hazır hale gelmiştir. Dinamik modelin çalışma şartları ve alınan sonuçlar sonraki bölümde açıklanacaktır.

BÖLÜM 4

DİNAMİK SİMÜLASYON

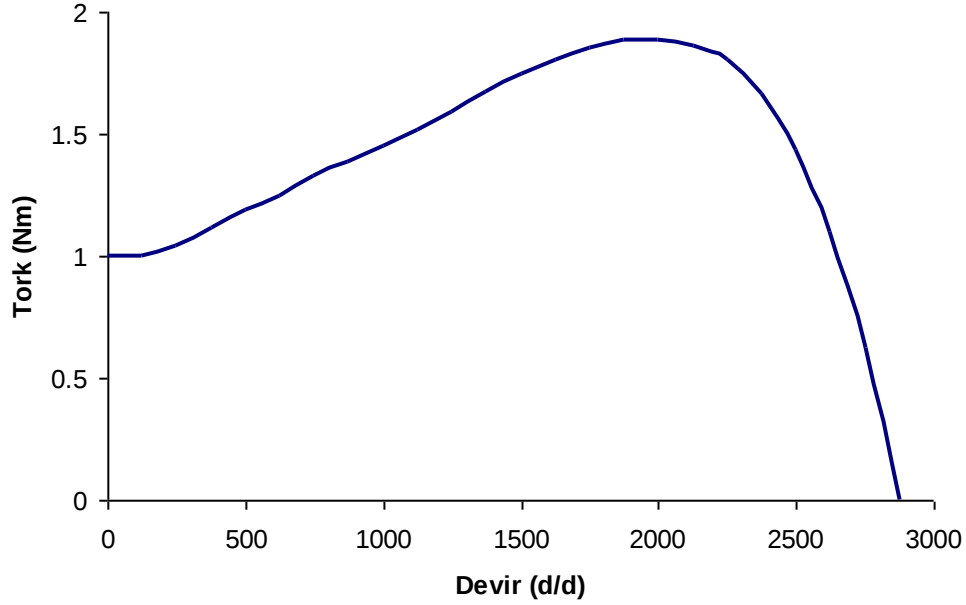
4.1. Simülasyon Girdileri

Önceki bölümlerde anlatılan çalışmalar sonucunda oluşturulan dinamik model işlemeye hazır hale getirilecektir. Yaylar serbest şekilde modellenip sonlu eleman analizleri bu çerçevede gerçekleştirildiği için dinamik simülasyondan önce bir statik simülasyon yapılmalıdır. Bu sayede kompresör modeli hareket başlamadan önce asılı halde statik dengeye ulaşacaktır. Dinamik simülasyon statik simülasyonun sonuçlarını başlangıç şartı kabul ederek başlayacaktır. Şekil 4.1’de yazılım ortamında statik denge durumu gösterilmektedir.



Şekil 4.1 Simülasyon ortamında statik denge durumu

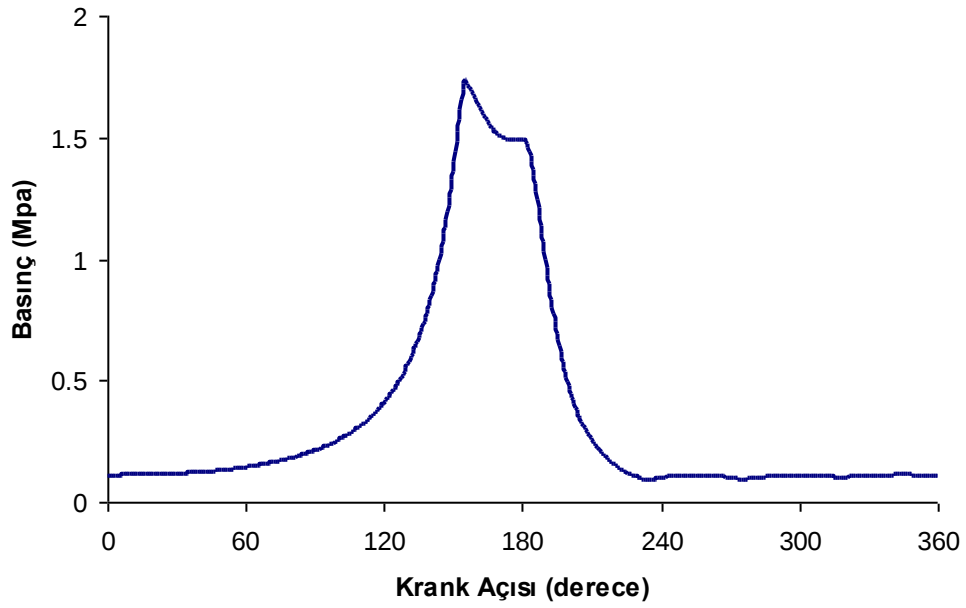
Sisteme hareket krank miline tork uygulanarak verilmiştir. Şekil 4.2 daha önce, kompresör motoru üzerinde yapılmış ölçümler sonucunda elde edilen tork-devir eğrisini göstermektedir.



Şekil 4.2 Tork-devir eğrisi

Yazılım her devir için bu eğriyi kullanarak bir tork okuyacak ve bunu krank miline uygulayacaktır. Eğriden görüldüğü gibi devir sıfır değerindeyken tork 1 Nm civarındadır, bu sayede kompresör dururken hareket kendi kendine başlayacaktır, bir başka anlamda bu eğri sayesinde kompresöre bir başlangıç şartı tanımlanmış olur. Nümerik açıdan ani başlangıçlar çözüm zorlukları doğuracağından yazılım içindeki yardımcı fonksiyonlar kullanılarak başlangıç yumuşatılmış, tork sıfırdan istenilen değere saniyenin binde biri gibi bir sürede çıkartılmıştır.

Sisteme etki eden bir diğer dış kuvvet ise gaz basıncıdır. Emme ve sıkıştırma işlemleri sırasında piston üzerine ve silindir hacmine soğutucu gaz tarafından basınç uygulanmaktadır. Bu basınç değeri uygulanan yüzeylerin alanları ile çarpılmış ve elde edilen değer kuvvet olarak yüzeyler üzerindeki ilgili noktalara uygulanmıştır. Gaz basıncının krank açısına göre değişimi daha önce deneysel çalışmalarla doğruluğu kanıtlanmış bir kompresör simülasyon yazılımından elde edilmiştir. Krank açısının her durumu için yazılım, gaz basıncını bu eğriyi kullanarak okuyacak, karşılık gelen kuvveti de belirlenen noktalara uygulayacaktır. Gaz yükü sistemde bu şekilde modellenmiştir. Şekil 4.3 gaz basıncının krank açısı ile değişimini göstermektedir.



Şekil 4.3 Basınç-Krank açısı eğrisi

Kompresördeki sürtünme de dikkate alınmış, bu konuda daha önce yapılan bir çalışma [1] göz önüne alınmıştır. Aşağıda gösterilen formüllerden yola çıkılarak ana yataktaki ve piston-silindir arasındaki sürtünme modele eklenmiştir.

$$M_A = \mu \frac{\pi d_A^3 I_A}{4 h_A} \omega_A \quad (4.1)$$

M_A : yatağa etkiyen toplam moment

μ : yağın dinamik viskozitesi

d_A : krank milinin çapı

I_A : ana yatağın boyu

h_A : yatak boşluğu

ω_A : krank milinin açısal hızı

Yataktaki sürtünme, motorun uyguladığına ters yönde bir tork uygulanarak yazılım içinde ifade edilmiştir. Sürtünme torku krank açısına göre değişen bir fonksiyon olarak yazılıma girilmiştir. Yukarıdaki formülde görülen diğer parametreler CAD modelinden ve üretici bilgilerinden elde edilmiştir.

Piston ile silindir arasındaki sürtünme ise piston üzerine etkiyen ve pistonun hareket yönüne ters yönde bir kuvvet oluşturularak ifade edilmiştir. Emme ve sıkıştırma süreçleri sırasında piston hızının yönüne göre sürtünme kuvveti de yön değiştirmektedir. Sürtünme kuvveti oluşturulurken kullanılan formül aşağıda gösterilmiştir, gerekli parametreler CAD modelinden ve üretici bilgilerinden elde edilmiştir. Görüldüğü gibi buradaki değişken piston hızıdır. Yazılım piston hızının farklı değerlerine karşı fonksiyonu hesaplar ve sonucu piston-silindir arasındaki sürtünme kuvvetini ifade eden kuvvete atar.

$$F_p = \mu \pi \frac{d_p}{h_p} I_p V_p \quad (4.2)$$

F_p : pistona etkiyen sürtünme kuvveti

μ : yağın dinamik viskozitesi

d_p : piston çapı

h_p : piston-silindir boşluğu

I_p : piston boyu

V_p : piston hızı

4.2. Çözüm ve Sonuçlar

Motor torku, gaz yükü ve sürtünme kuvvetleri de eklendikten sonra model çalıştırılmaya hazır hale gelmiştir. Bu noktada yazılımın çözüm tekniği hakkında bilgi vermek yerinde olacaktır.

Yazılım denklem 4.3 ve 4.4’de Newton - Euler formülasyonu gösterilen hareket denklemlerini, denklem 4.5 ile gösterilen Lagrange formülasyonunu kullanarak çözer.

$$F - Ma = 0 \quad (4.3)$$

$$T - I\alpha = 0 \quad (4.4)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial V}{\partial q_i} + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}_i} = Q_i + \sum_{k=1}^{\psi} \sigma_k \frac{\partial f_k}{\partial q_i} \quad (4.5)$$

$$i = 1, \dots, n + \psi$$

T : sistemin kinetik enerjisi

V : sistemin potansiyel enerjisi

D : sistemden yayılan enerji

q_i : genelleştirilmiş koordinatlar

Q_i : genelleştirilmiş koordinatlara göre genelleştirilmiş kuvvetler

σ_k : Lagrange çarpanları

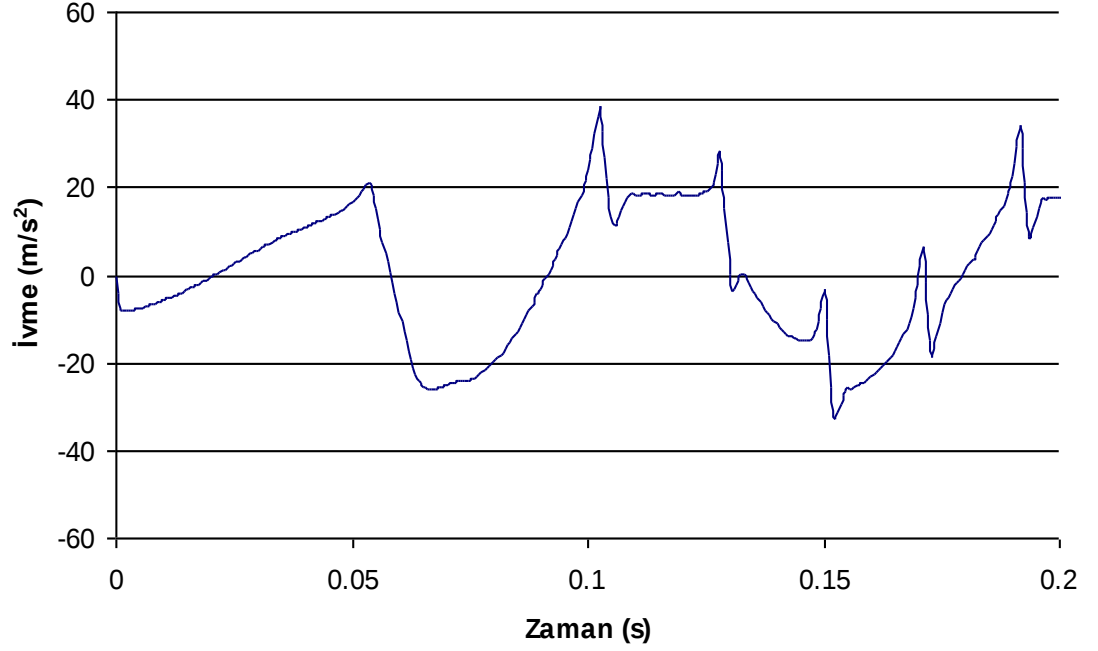
f_k : sınırlandırılmış denklemler

Ortaya çıkan diferansiyel denklemlerin nümerik integrasyon ile çözümü için yazılım, BDF (Backward Difference Formulation) adı verilen bir metod kullanır [22]. Bu metod “predictor-corrector” adı verilen iki aşamalı bir teknikten oluşur.

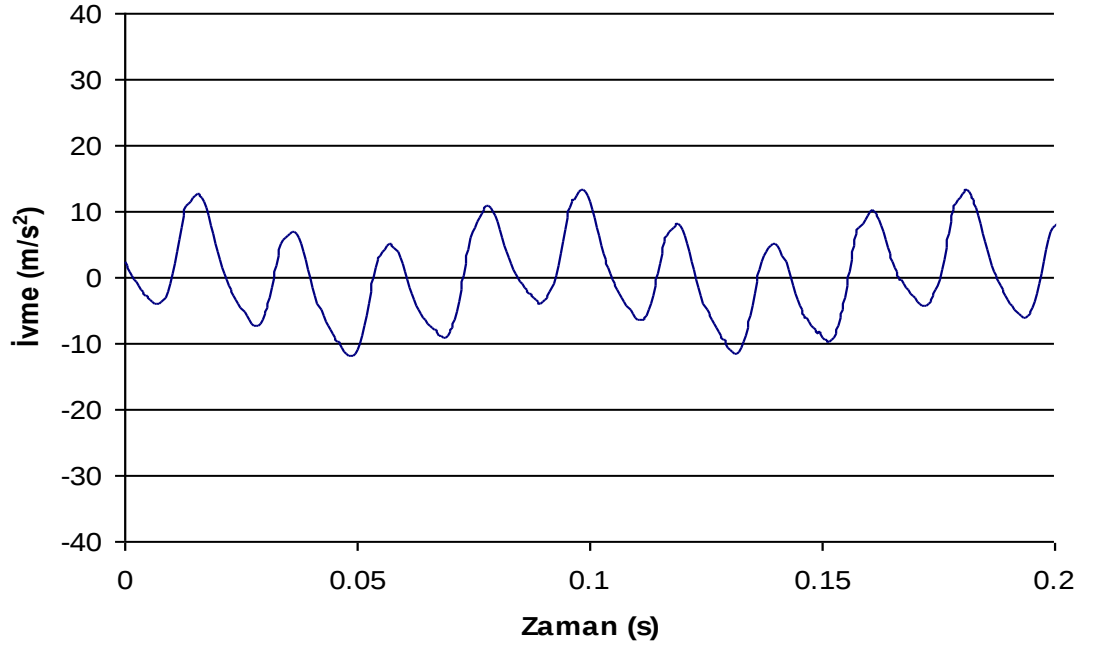
İlk aşamada önceki zaman dilimlerindeki çözümlerden bir eğri geçirilip extrapolasyonla bir sonraki zaman dilimindeki çözüm tahmin edilmeye çalışılır. Uydurulan eğrinin derecesine yazılım içindeki kontroller dahilinde ulaşılabilmektedir, bunun neticesinde doğrudan eğriyi oluşturan nokta sayısı etkilenir.

Genelde tahmin edilen sonuç kabul edilebilir hata sınırları içinde değildir, o nedenle “corrector” adı verilen ve ikinci aşamayı oluşturan, iteratif düzeltme teknikleri devreye girer. Bu aşamada zaman geçici olarak sabit tutulur ve kullanıcı tarafından belirtilen bir tolerans değeri veya maksimum iterasyon sayısı göz önüne alınarak iteratif olarak çözüm iyileştirilir. Tüm iterasyonlar bitirilmeden çözüm yakınsarsa, yazılım bu sonucu yeteri kadar yakın kabul eder ve bir sonraki zaman dilimi için süreci tekrar başlatır. Yakınsayan değerler eğer integrasyon toleransı dahilinde değilse, kabul edilebilir son adıma dönülür, parametreler değiştirilir ve işlemler tekrarlanır.

Dış kuvvetlerin de eklenmesi ile oluşturduğumuz dinamik model bitmiştir. Model çalıştırılmış ve ölçüm sırasında ivme ölçerlerin bulunduğu noktalardan ivme-zaman bilgileri toplanmıştır. Şekil 4.4 ivme ölçer 1 için x yönünde kalkış verisini göstermektedir.

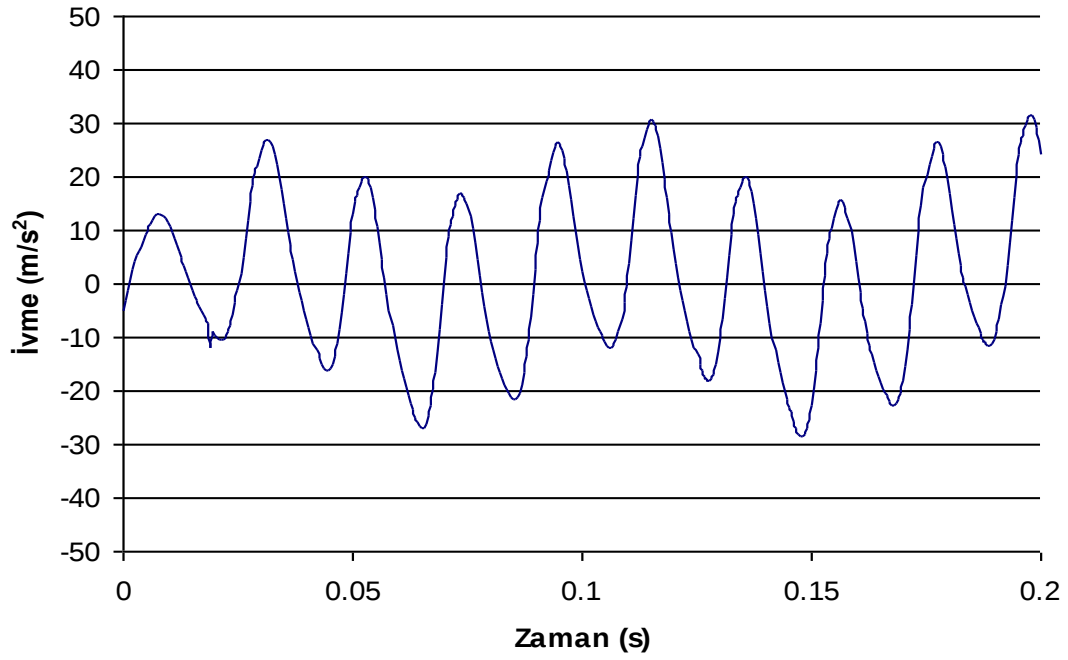


Şekil 4.4 Kalkışta ivme ölçer 1 için x yönünde simülasyon verisi

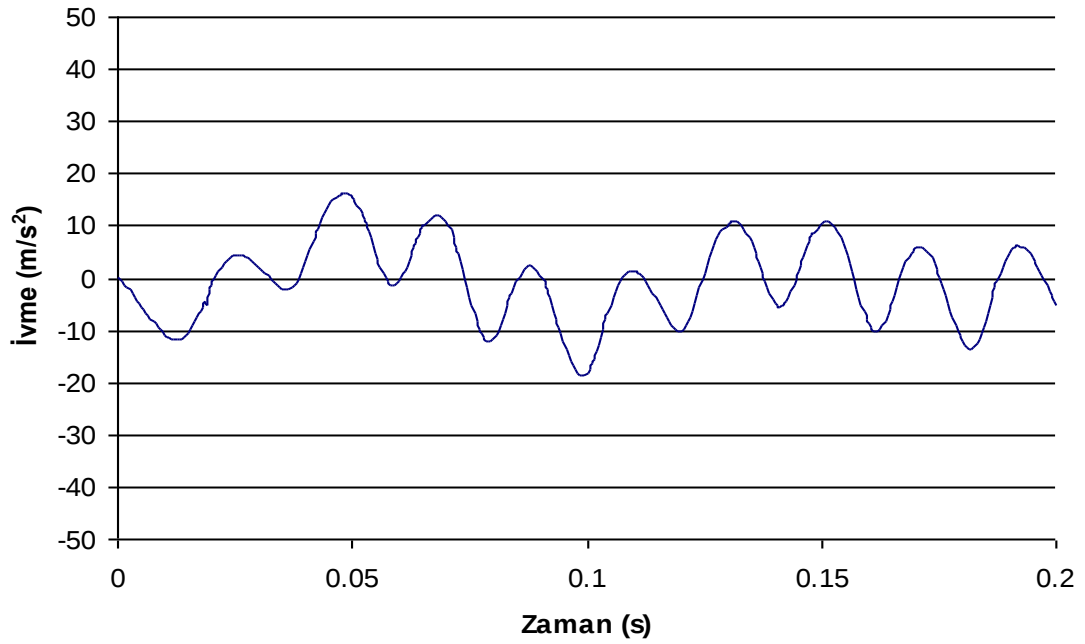


Şekil 4.5 Kalkışta ivme ölçer 1 için z yönünde simülasyon verisi

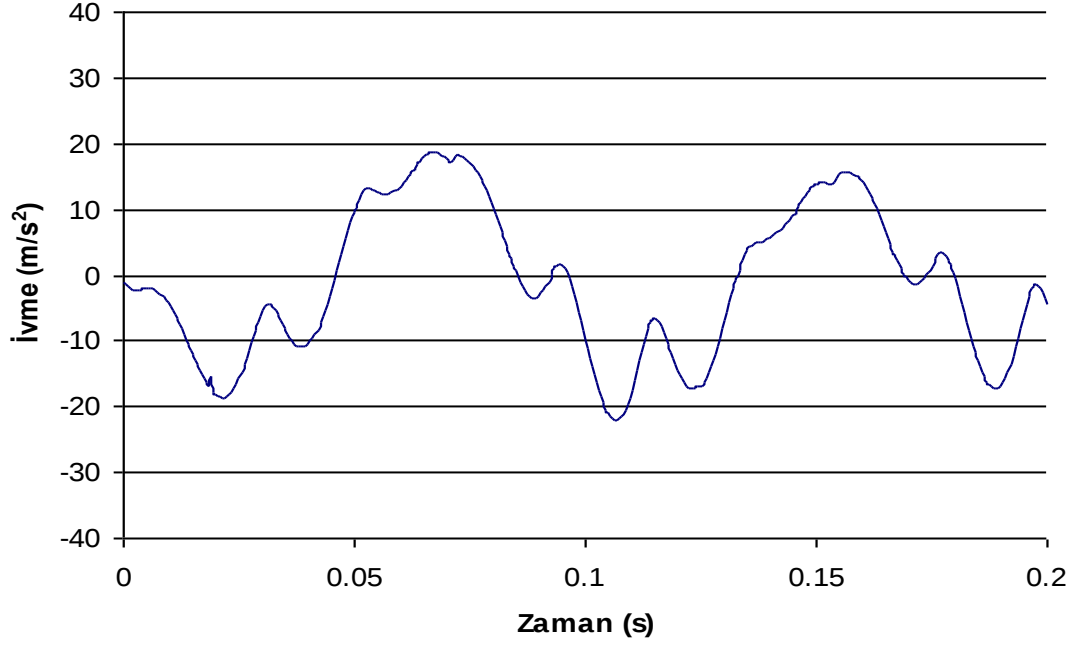
Şekil 4.5 kalkış için simülasyondan z yönünde elde edilen veriyi göstermektedir. Şekil 4.4'te görülen eğri kalkış davranışını doğru olarak yansıtmamaktadır ancak z yönünde elde edilen eğri 50 Hz civarındaki ana hareketi yansıtmaktadır. Şekil 4.6, Şekil 4.7 ve Şekil 4.8 simülasyon sonunda ivme ölçer 2'nin bulunduğu noktadan, kalkış sırasında üç yönde elde edilen ivme-zaman bilgisini göstermektedir.



Şekil 4.6 Kalkışta ivme ölçer 2 için x yönünde simülasyon verisi

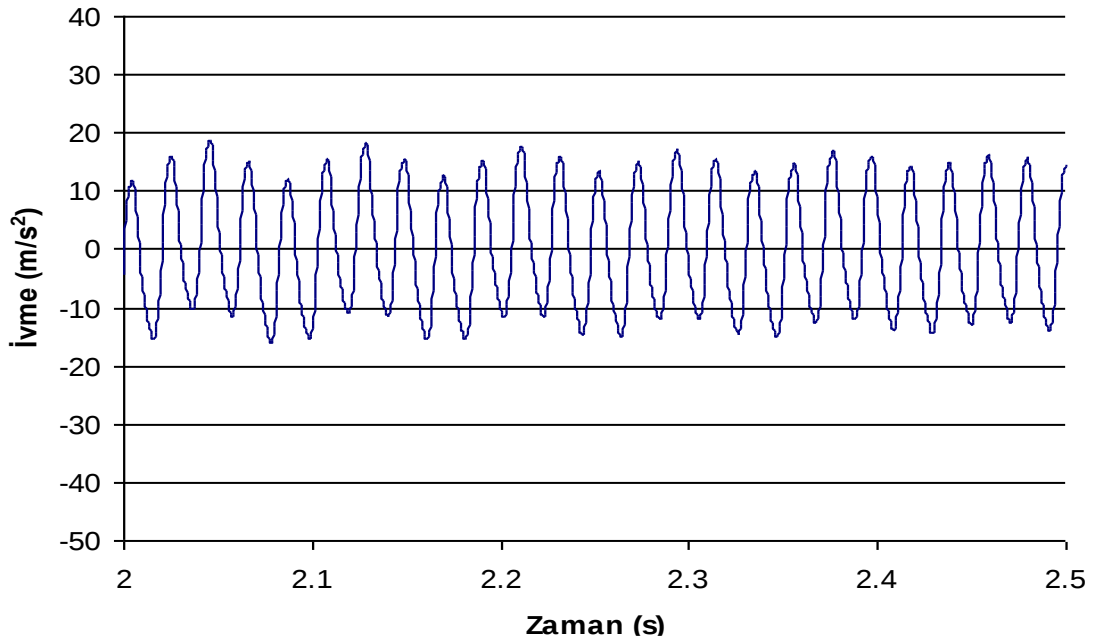


Şekil 4.7 Kalkışta ivme ölçer 2 için y yönünde simülasyon verisi

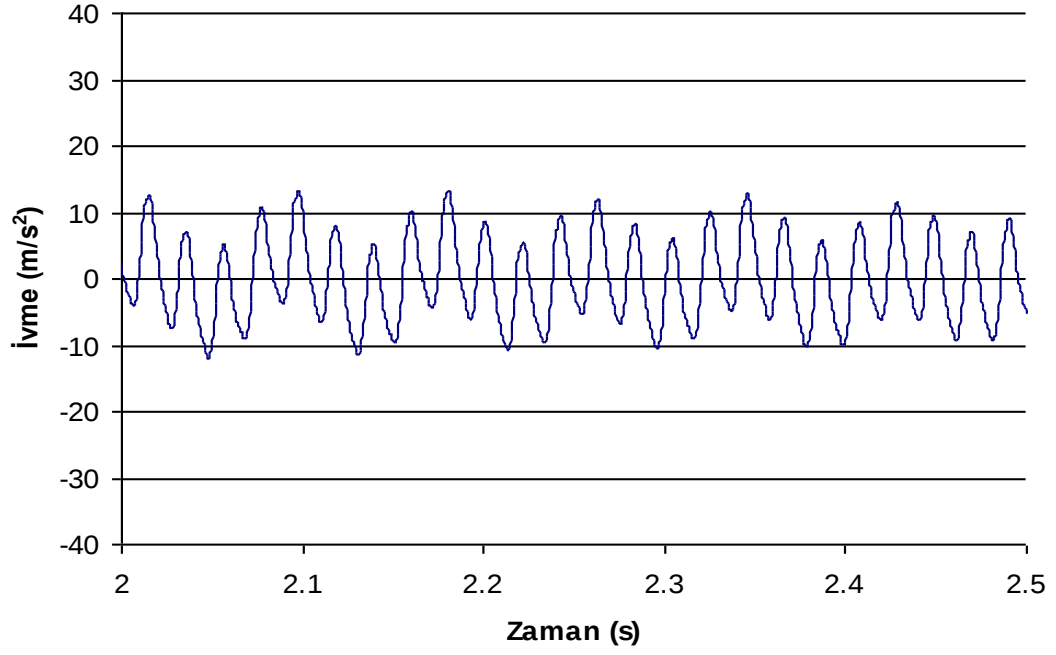


Şekil 4.8 Kalkışta ivme ölçer 2 için z yönünde simülasyon verisi

Simülasyondan kalkış için elde edilen ivme frekansı genel olarak gerçeği yansıtmaktadır. Şekil 4.9 ve Şekil 4.10 ivme ölçer 1'in bulunduğu noktadan, rejim halinde, simülasyon sonucu elde edilen eğrileri göstermektedir.

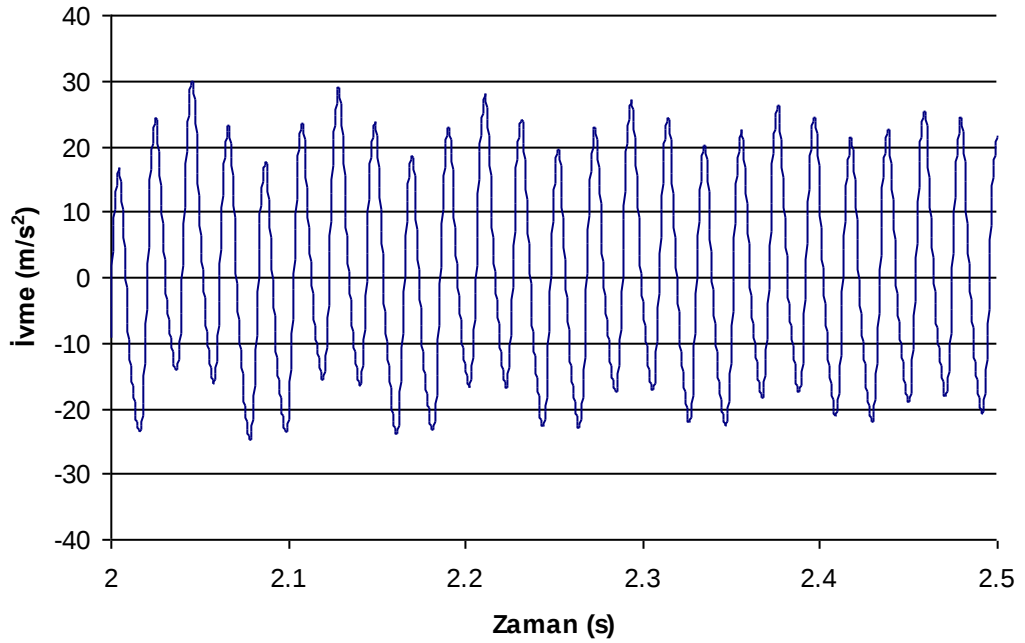


Şekil 4.9 Rejimde ivme ölçer 1 için x yönünde simülasyon verisi

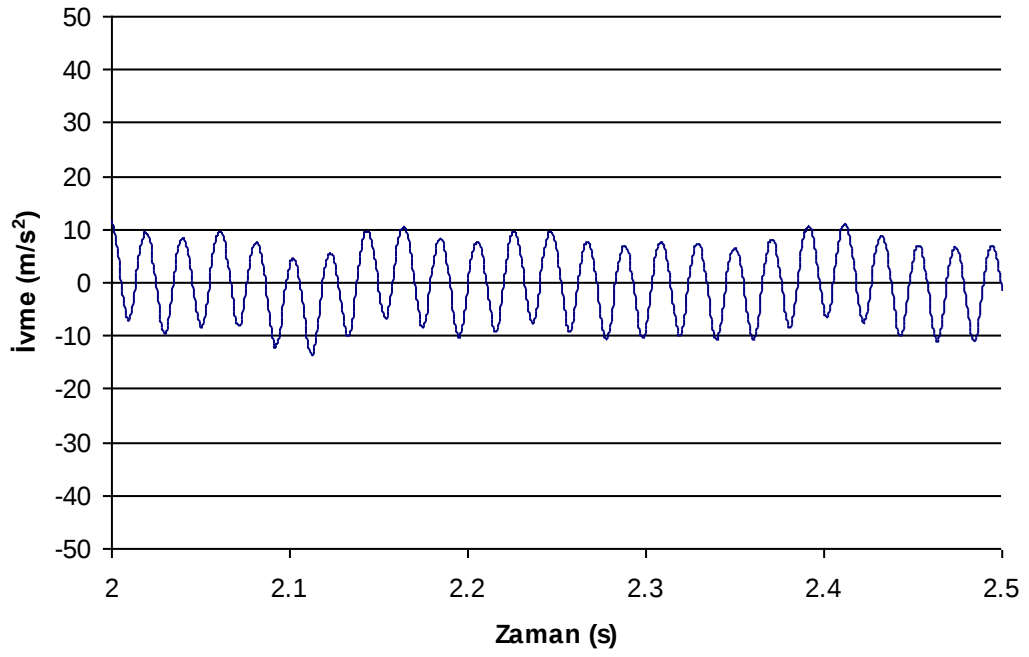


Şekil 4.10 Rejimde ivme ölçer 1 için z yönünde simülasyon verisi

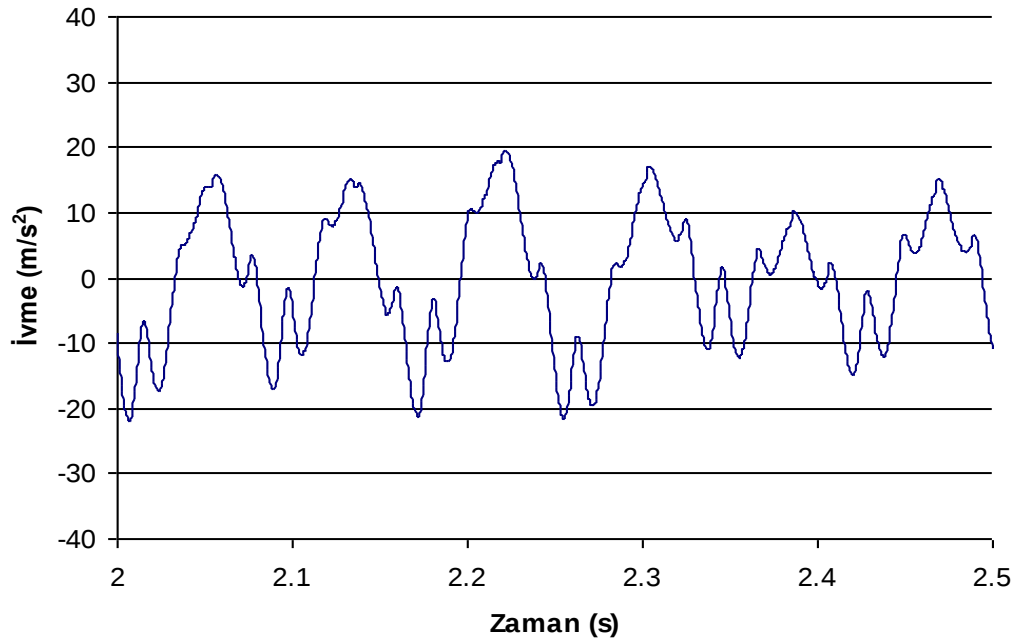
Grafiklerden görüldüğü gibi rejim halinde simülasyon 50 Hz civarındaki ana hareketi göstermektedir. Şekil 4.11, Şekil 4.12 ve Şekil 4.13 rejim halinde ivme ölçer 2'den alınan verileri göstermektedir.



Şekil 4.11 Rejimde ivme ölçer 2 için x yönünde simülasyon verisi



Şekil 4.12 Rejimde ivme ölçer 2 için y yönünde simülasyon verisi



Şekil 4.13 Rejimde ivme ölçer 2 için z yönünde simülasyon verisi

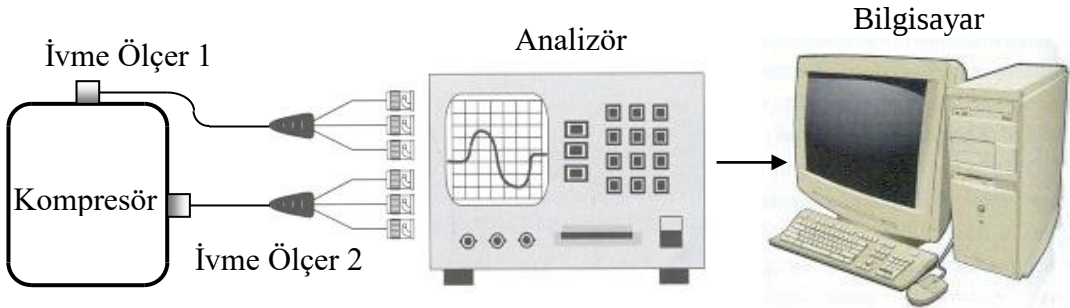
Rejim için simülasyondan alınan veriler genel olarak 50 Hz civarındaki hareketi yansıtan kararlı bir yapıdadır. Ölçüm değerleriyle karşılaştırma bir sonraki bölümde yapılacaktır.

BÖLÜM 5

DİNAMİK DAVRANIŞIN ÖLÇÜMLE BELİRLENMESİ

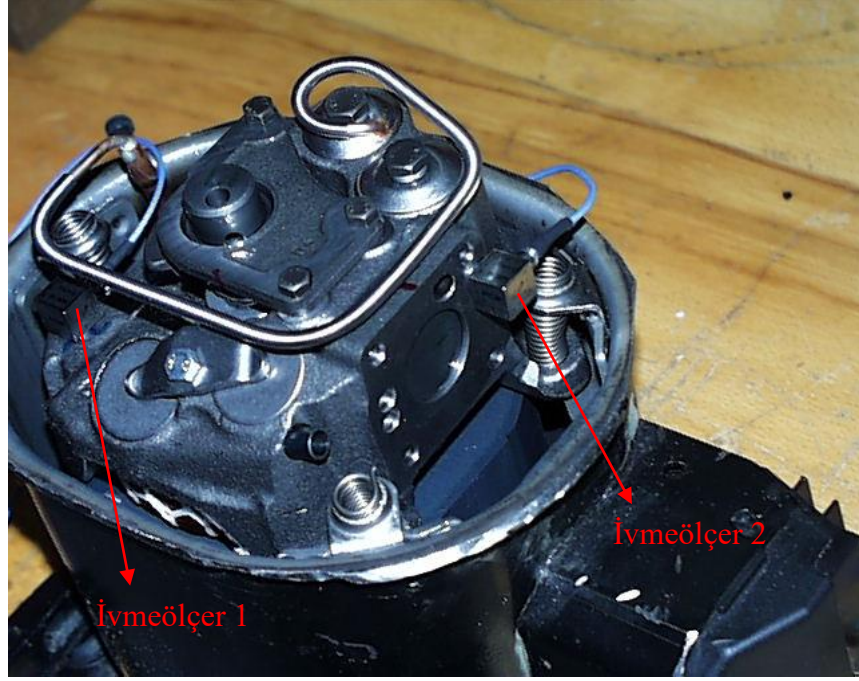
5.1. Ölçüm Esasları

İmalat süreci sonunda, ortaya çıkan kompresörlerin teknik özelliklerinde bir saçınım olduğu bilinmektedir. Kompresörden kompresöre değişen davranışın mertebesini öğrenebilmek için dört adet kompresör üzerinde ölçüm yapılmıştır. Kompresörlerin iki farklı noktasına ivme ölçerler yerleştirilmiş ve bu noktalardan zamana karşı ivme bilgisi toplanmıştır. Kullanılan ivme ölçerler voltaj üreten ve yükselticilerini içinde barındıran tipte oldukları için deney sisteminde bir yükselticiye ihtiyaç yoktur. Deney sisteminin şematik görünümü Şekil 5.1'deki gibidir.

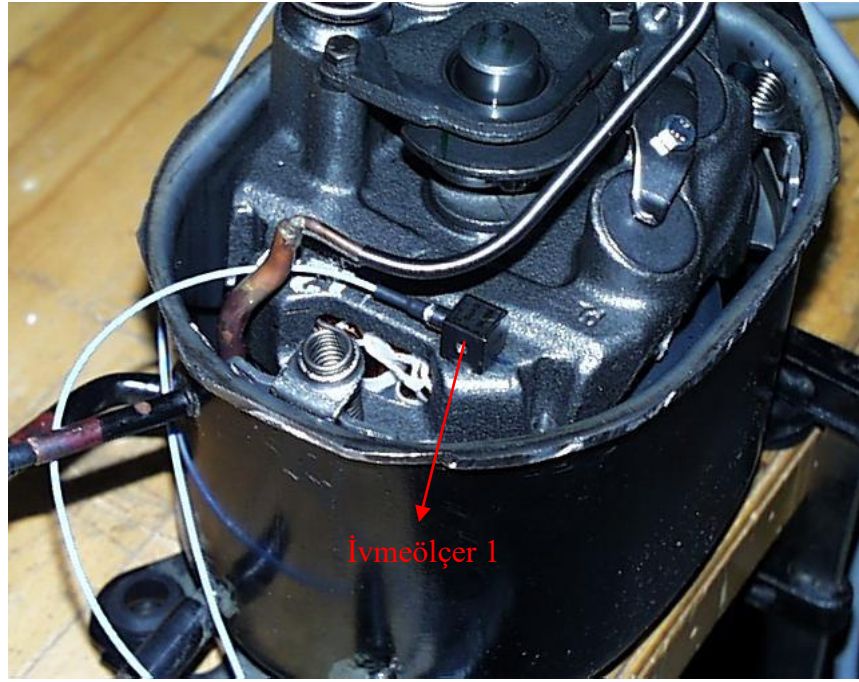


Şekil 5.1 Deney sisteminin şematik gösterimi

Büyük zaman ve kolaylık sağlayacağından ölçümler gaz yükü olmadan kompresörler boşa çalıştırılarak gerçekleştirilmiştir. Ölçüm yapılan kompresörlerin üst muhafazası, silindir kafası, valf tablası, valf tablası contası ve valf tablası civataları çıkarılmış ve ölçümler bu şekilde yapılmıştır. Bu sayede kompresör boşa yani atmosfer basıncına karşı çalıştırılmıştır. Ölçüm yapılırken ise alt muhafazanın hareketini en aza indirmek için muhafaza ayaklarından işkence ile sabitlenmiştir. Titreşim bilgilerini toplayacak olan üç yönlü ivme ölçerlerin gövde üzerinde yerleştirildiği noktalar Şekil 5.2 (a) ve Şekil 5.2 (b)'de gösterilmiştir.



(a)



(b)

Şekil 5.2 (a), (b) İvme ölçerlerin gövde üzerinde yerleştirildikleri noktalar

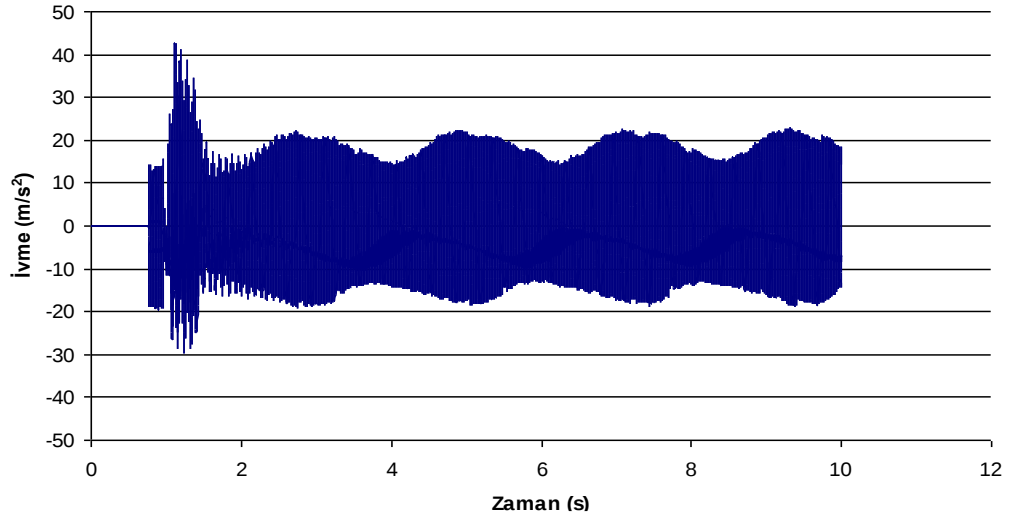
Kullanılan ivme ölçerler üç yönlüdür. Kurulan deney sistemi iki noktadan alınan toplam altı yöndeki ivme bilgisini analizöre gönderir. İvme ölçerlerin teknik özellikleri Tablo 5.1’de gösterilmiştir.

Tablo 5.1 İvme ölçerlerin teknik özellikleri.

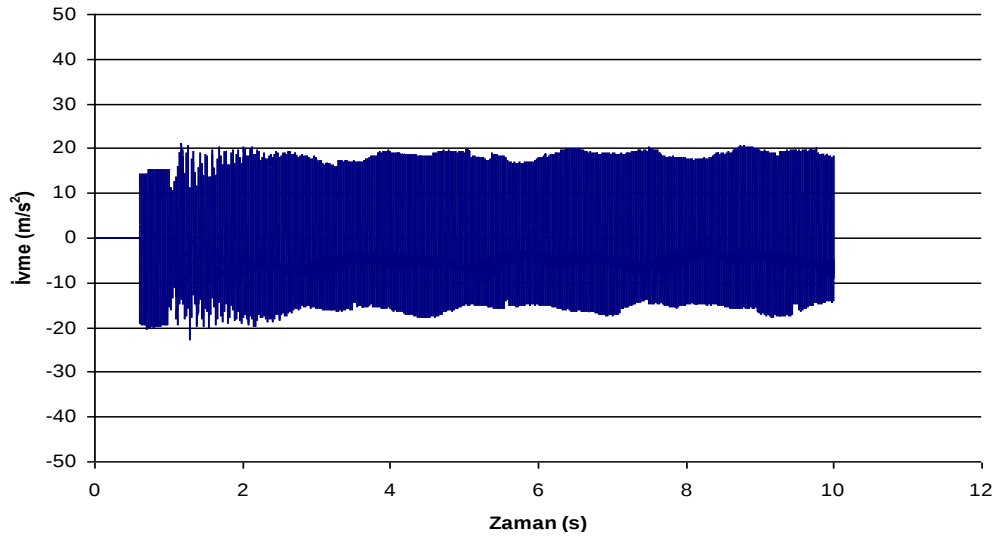
İvme Ölçer Teknik Özellikleri		
Performans Özellikleri		
Voltaj Hassasiyeti	mV/g	100
Frekans Aralığı Z ($\pm 5\%$)	Hz	0.5 – 5000
Frekans Aralığı X, Y ($\pm 5\%$)	Hz	0.5 – 5000
Frekans Aralığı ($\pm 10\%$)	Hz	0.4 – 6000
Rezonans Frekansı	kHz	≥ 25
Genlik Aralığı	$\pm g$	50
Çözünürlük (Geniş Bant)	g	0.0002
Mekanik Şok Limiti	$\pm g$	5000
Sıcaklık Aralığı	$^{\circ}\text{C}$	-18 – 77
Genlik Lineerliği	%	± 1
Elektriksel Özellikler		
Uyarma Voltajı	VDC	18 – 30
Sabit Akım Uyarılması	mA	2 – 20
Çıkış Empedansı	ohm	< 200
Çıkış Bias Voltajı	VDC	8 – 12
Boşalma Zaman Sabiti	saniye	1 – 3
Fiziksel Özellikler		
Algılayıcı Malzeme	malzeme	seramik
Bağlantı	tip	lehimli dış
Sızdırmazlık	tip	sızdırmaz kaynaklı
Gövde	malzeme	titanyum
Ağırlık	gram	5.4

Öncelikle ivme ölçerler kalibratör cihazı üzerine sabitlenmiş ve analizöre bağlanmışlardır. Üretici tarafından belirtilen ivme ölçer hassasiyet bilgisi ve kalibratör özellikleri analizörün yazılımına girilmiş ve kalibratör kullanılarak ivme ölçerler uyarılmıştır. Bu işlem iki ivme ölçer için, üç farklı yönde tekrarlanmıştır. Kalibrasyonlar başarı ile gerçekleştirildikten sonra ölçümlere geçilmiştir.

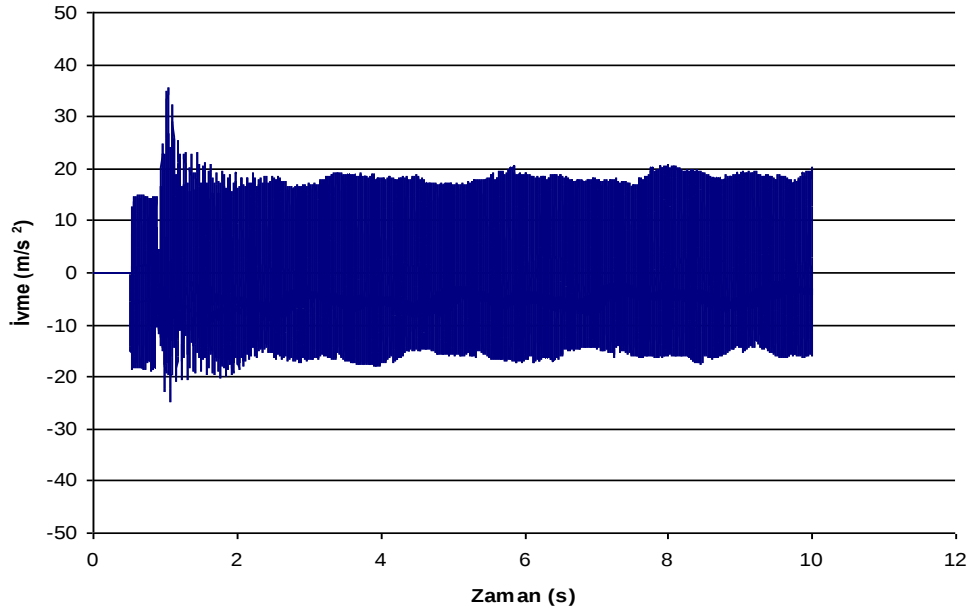
On iki kanallı analizörün altı kanalı veri toplamak için kullanılmıştır. Analizörün bağlı bulunduğu bilgisayar üzerindeki yazılım kullanılarak ivme-zaman bilgisi işlenmiştir. Yazılım saniyede 2048 veri toplaması için ayarlanmıştır. Veri toplaması için yazılım tetiklendikten hemen sonra kompresör çalıştırılmış ve on saniye boyunca ölçüm yapılmıştır.



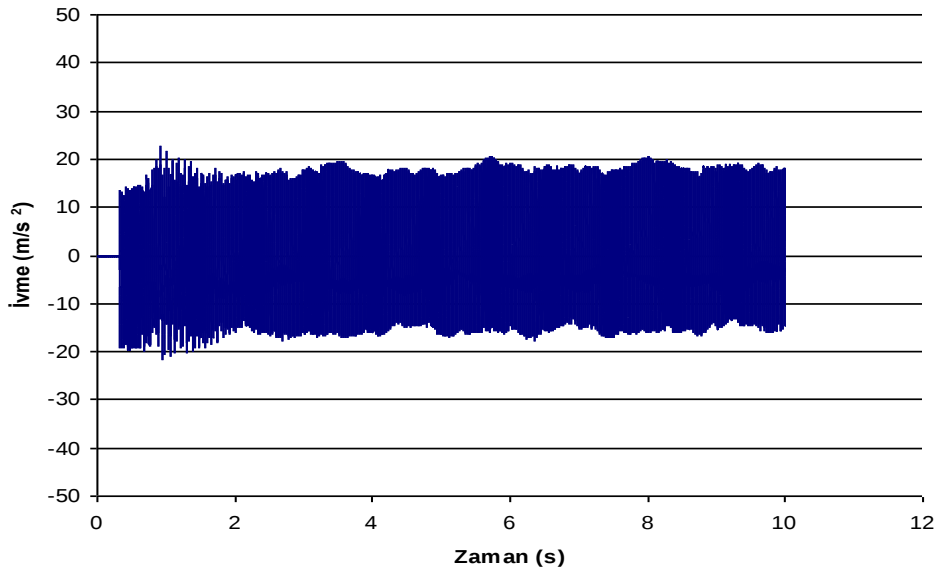
(a) Kompresör no: 1



(b) Kompresör no: 2



(c) Kompresör no: 3



(d) Kompresör no: 4

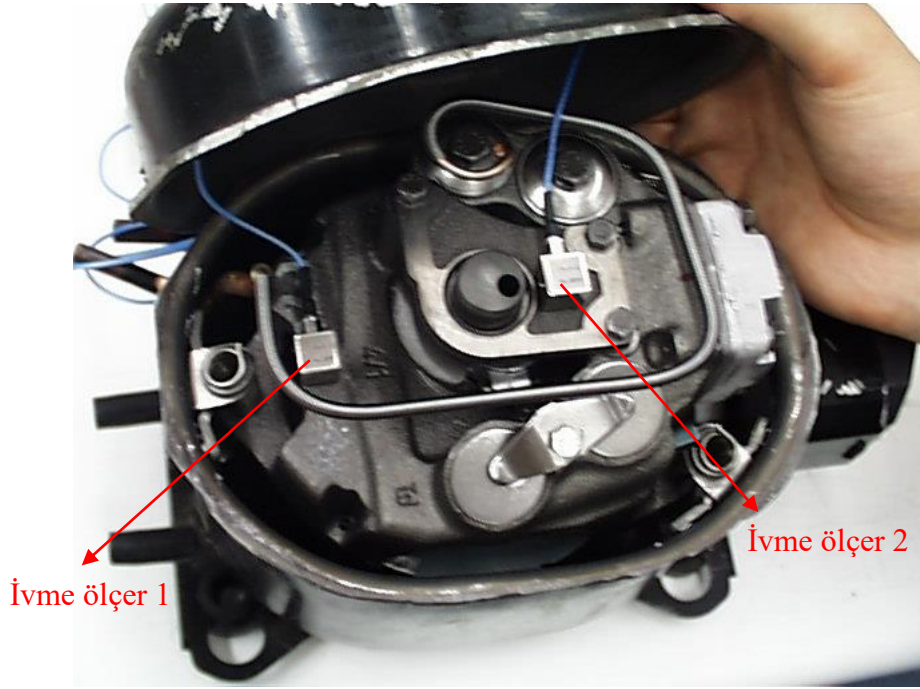
Şekil 5.3 (a), (b), (c), (d) İvme ölçer 1 üzerinden x yönünde toplanan ivme-zaman verileri

Ölçümlerden görüldüğü gibi özellikle rejim halinde kompresörler çok yakın değerler vermektedir. Burada gösterilmeyen diğer yönlerde de genlikler çok yakındır. X yönü düzlemde pistonun çalıştığı yöne dik olan yöndür. Ölçüm ve simülasyon sonuçları karşılaştırılırken maksimum ivme değerleri kullanılacaktır, farklı kompresörler için

ölçülen bu değerlerin aralarında tutarlı oldukları görülmektedir. Bu sağlamadan sonra kompresörlerden biri seçilerek gaz yükü altında çalıştırılmış ve ölçüm yapılmıştır.

5.2. Çalışma Koşulları Altında Ölçüm

Kompresörü buzdolabındaki çalışma koşulları altında test edebilmek için kalorimetre adı verilen bir cihaz kullanılmaktadır. Bu cihaz sistemi istenilen evaporasyon ve kondensasyon sıcaklıklarına getirerek kompresörü belirli şartlar altında çalıştırabilme kabiliyetine sahiptir. Ölçüm, kalorimetre ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers) standardı olan -23.3°C evaporasyon, $+54.4^{\circ}\text{C}$ kondensasyon sıcaklıklarına getirilerek yapılmıştır.



Şekil 5.4 Kompresör kapatılmadan önce ivme ölçerlerin konumları

İvmeölçerler kompresör gövdesi üzerine yerleştirildikten sonra muhafaza üst kapağı iki noktadan delinmiş ve ivmeölçer kabloları bu noktalardan dışarı çıkarılmıştır. Şekil 5.4 ve Şekil 5.5 sırasıyla ivmölçerlerin konumlarını ve muhafaza dışına kabloların çıktığı noktaları göstermektedir. Kompresör soğutucu gazı muhafaza ve gövdesi arasında kalan hacimden emmektedir, bu hacim içerisinde sızdırmazlık önemlidir. Bu nedenle kabloların dışarı çıktıkları noktalara dikkat edilmiş, bu noktalar özel bir sızdırmazlık maddesi kullanılarak mümkün olduğu kadar

kaplanmıştır. Daha 6nceki bir çalışmada kompres6r 6zerinde yapılmış sıcaklık 6l6mleri dikkate alınarak ivme6lerlerin g6venli sıcaklık ve basınç şartları altında çalıştığından emin olunmuştur. Son olarak kataloglarda belirtildiği miktarda yağ konulup 6st muhafaza alt muhafazaya elektrik kaynağı kullanılarak kaynaklanmış, kompres6r kapatılmıştır.



şekil 5.5 Kalorimetre testi içi hazır kompres6r

Bundan sonraki adım sızdırmazlık testidir. Bu test için t6m giriş çıkış delikleri kapatıldıktan sonra kompres6r içine çalışma esnasında maruz kalacağı basıncı yaratacak kadar gaz g6nderilir. Daha sonra kompres6r su havuzuna daldırılıp kaynak noktalarından ve kabloların çıkarıldığı noktalardan kaçak olmadığından emin olunmuştur.

Bu işlemlerden sonra kompres6r kalorimetreye bağlanmaya hazırdır. şekil 5.6 6l6me hazırlanmış sistemi g6stermektedir. Kalorimetreye bağlanan kompres6r ASHRAE şartlarına getirildikten sonra kalkış ve rejim evreleri için 6l6m alınmıştır. Analiz6r kalorimetrenin bulunduğu yere getirilemediği için ivme6ler kabloları bir

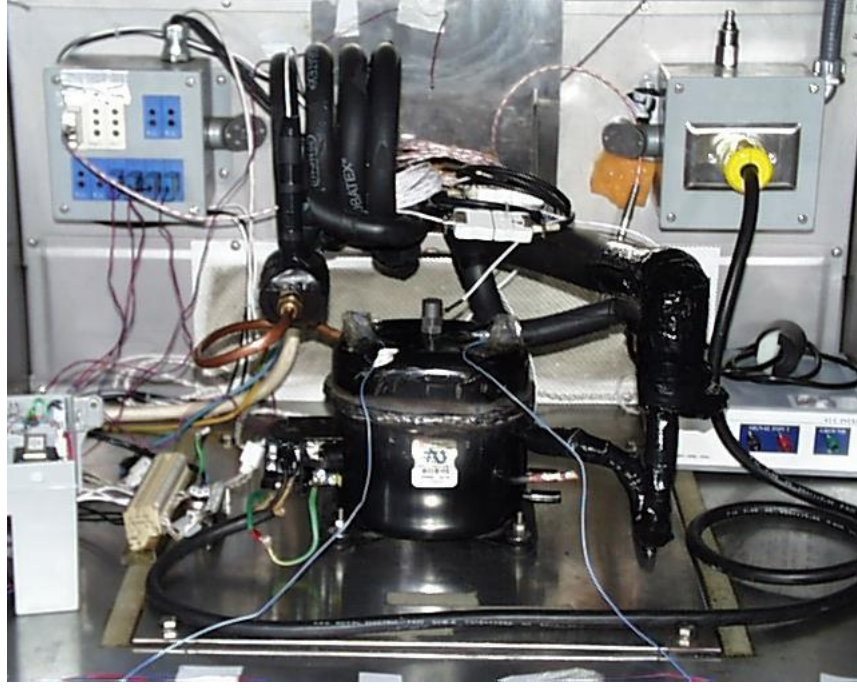
kaset kayıt cihazına bağlanmış ve ölçüm kasede kaydedilmiştir. Şekil 5.7’de kayıt cihazı görülmektedir. Daha sonra bu kayıt cihazı analizöre bağlanmış ve veriler işlenmiştir.



Şekil 5.6 Kaset kayıt cihazı

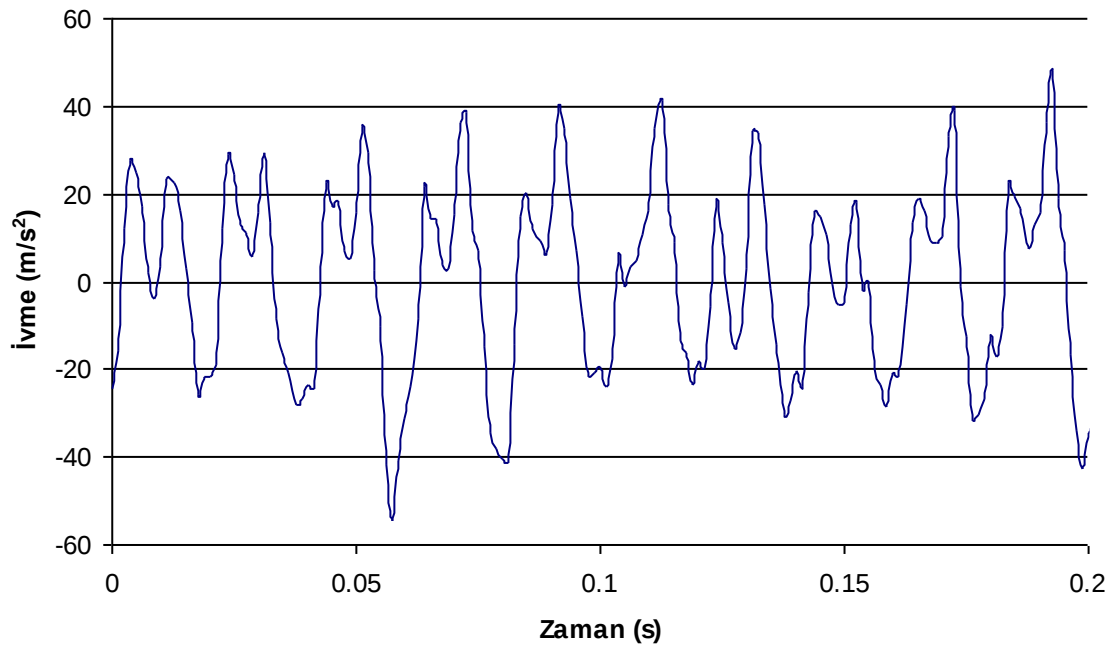


Şekil 5.7 (a) Kalorimetre test sistemi

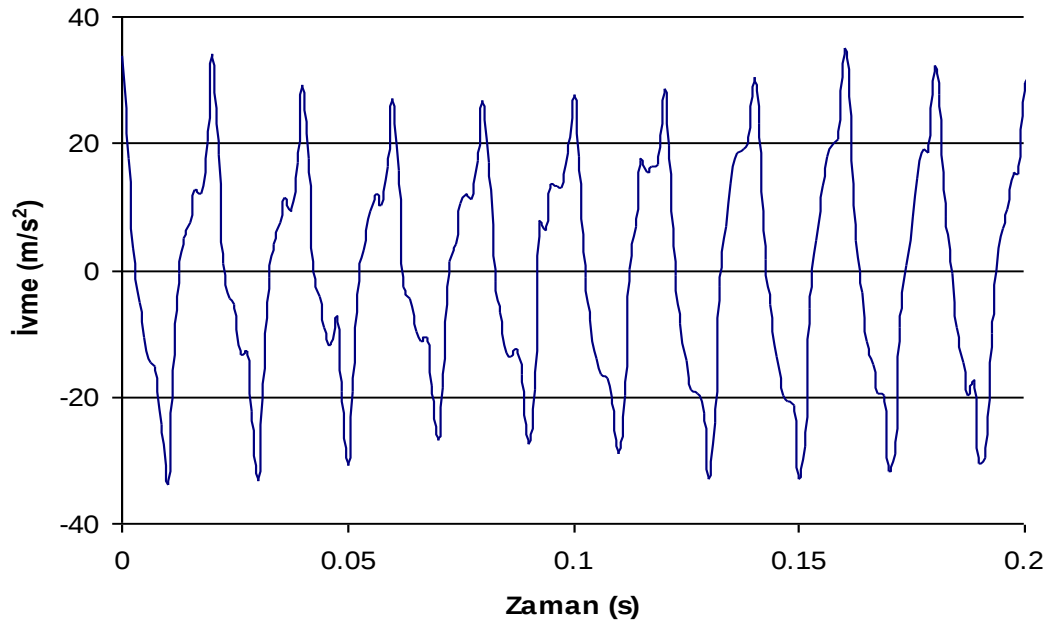


Şekil 5.7 (b) Kalorimetre test sisteminin yakından görünüşü

Şekil 5.8 ivme ölçer 1'den kalkış sırasında x yönünde toplanan veriyi göstermektedir. Y yönü pistonun hareket ettiği yön, x yönü pistonun çalışma düzleminde, pistonun hareket yönüne dik olan yöndür, z yönü ise pistonun çalışma düzleminin normalini temsil eder.

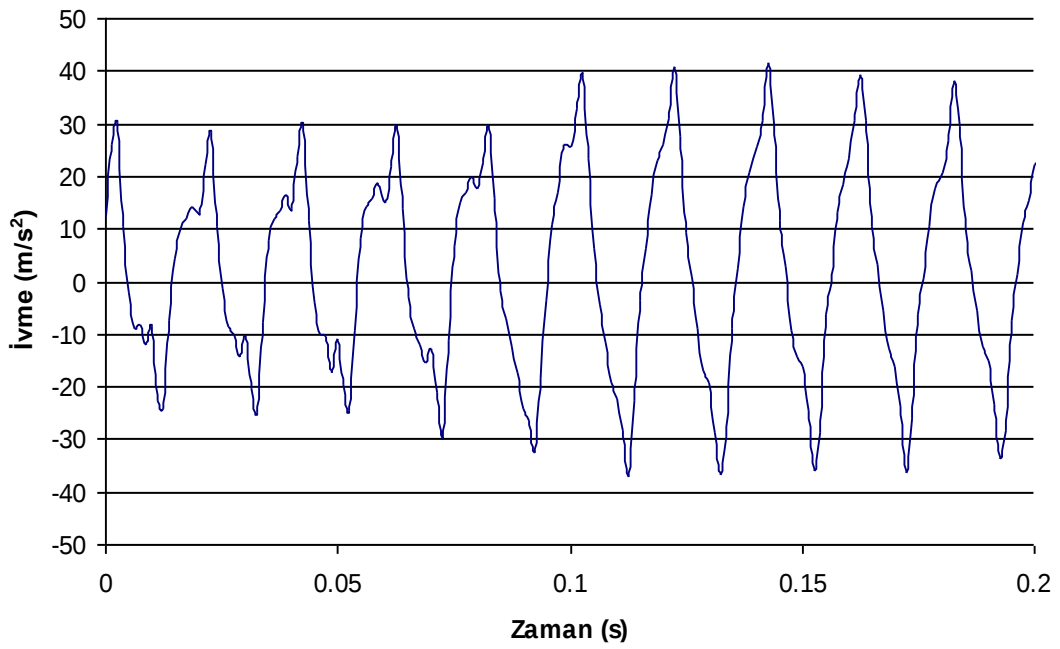


Şekil 5.8 İvme ölçer 1'den kalkış için x yönünde elde edilen veri

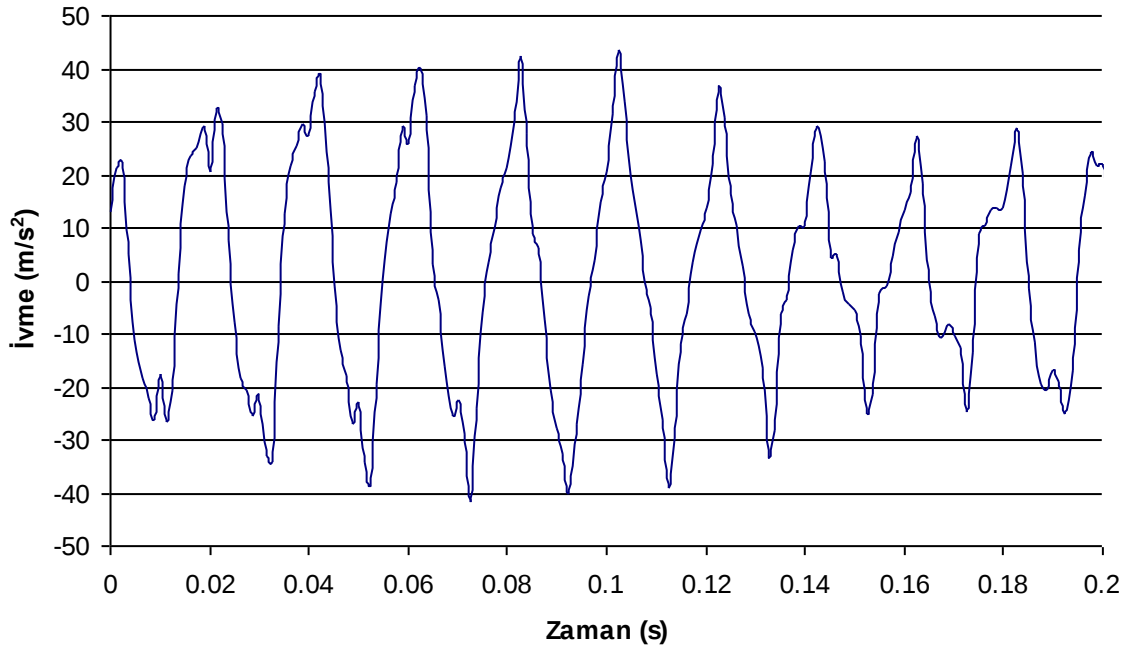


Şekil 5.9 İvme ölçer 1'den kalkış için z yönünde elde edilen veri

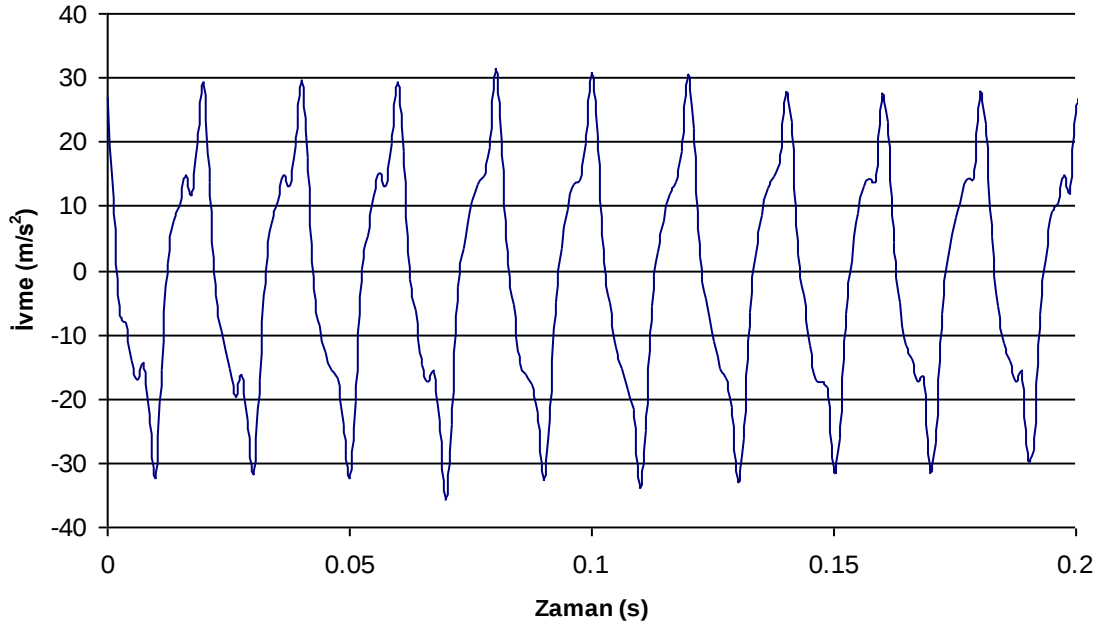
Ölçüm sırasında 1 numaralı ivme ölçerin y yönüne karşı gelen kanalından veri toplanamamıştır, o nedenle 1 numaralı ivme ölçer için bu yönde karşılaştırma yapılmamıştır. Şekil 5.9 ivme ölçer 1'den z yönünde toplanan veriyi göstermektedir. Şekil 5.10, Şekil 5.11 ve Şekil 5.12 ise ivme ölçer 2'den üç yönde toplanan verileri göstermektedir.



Şekil 5.10 İvme ölçer 2'den kalkış için x yönünde elde edilen veri

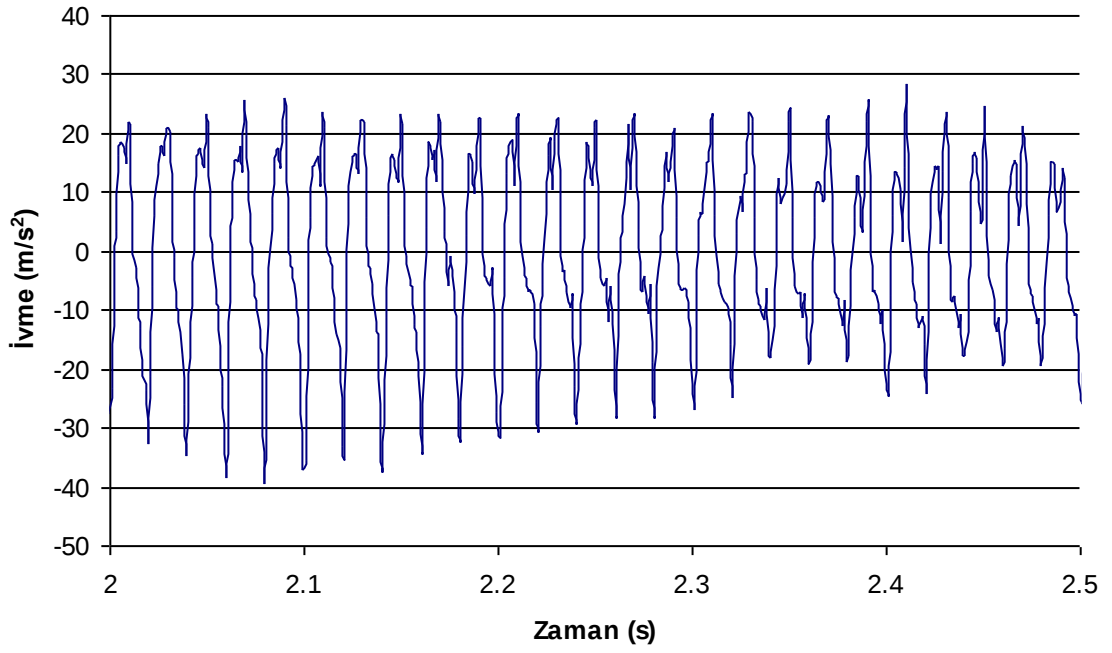


Şekil 5.11 İvme ölçer 2'den kalkış için y yönünde elde edilen veri



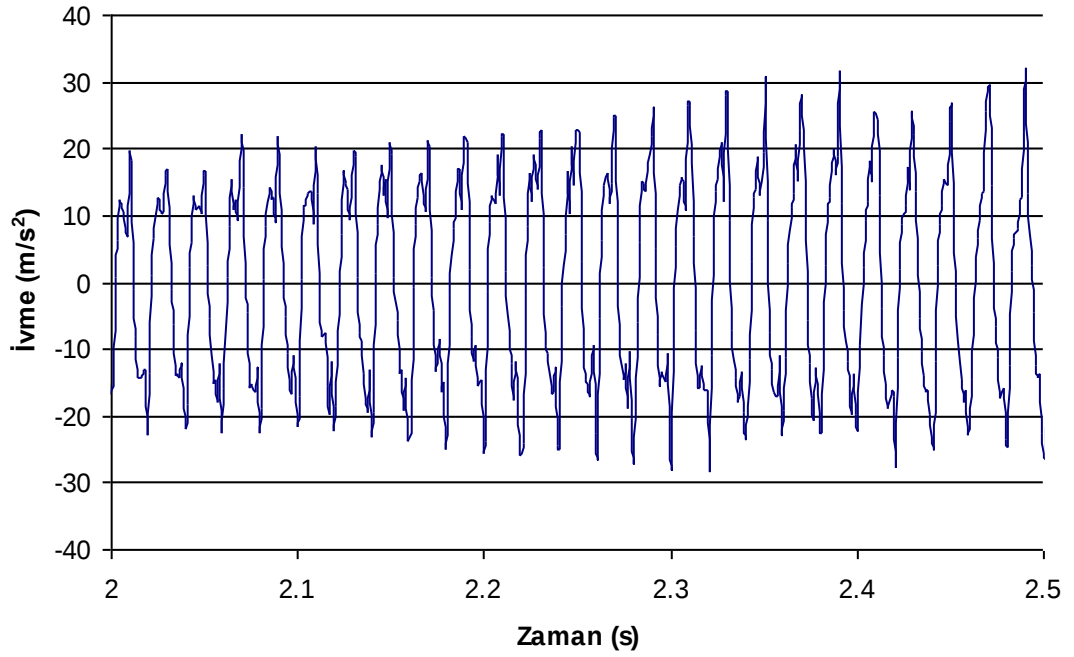
Şekil 5.12 İvme ölçer 2'den kalkış için z yönünde elde edilen veri

Görüldüğü gibi kalkış sırasında en büyük ivme değeri yaklaşık 40 m/s^2 civarındadır ve pistonun çalıştığı yönde meydana gelmektedir. Zorlanmış titreşimin frekansı, krankın açısal hızı olan 50 Hz civarındaki hareket ölçümlerden rahatça görülmektedir. Şekil 5.13 ivme ölçer 1'den rejim halinde x yönünde toplanan veriyi göstermektedir.



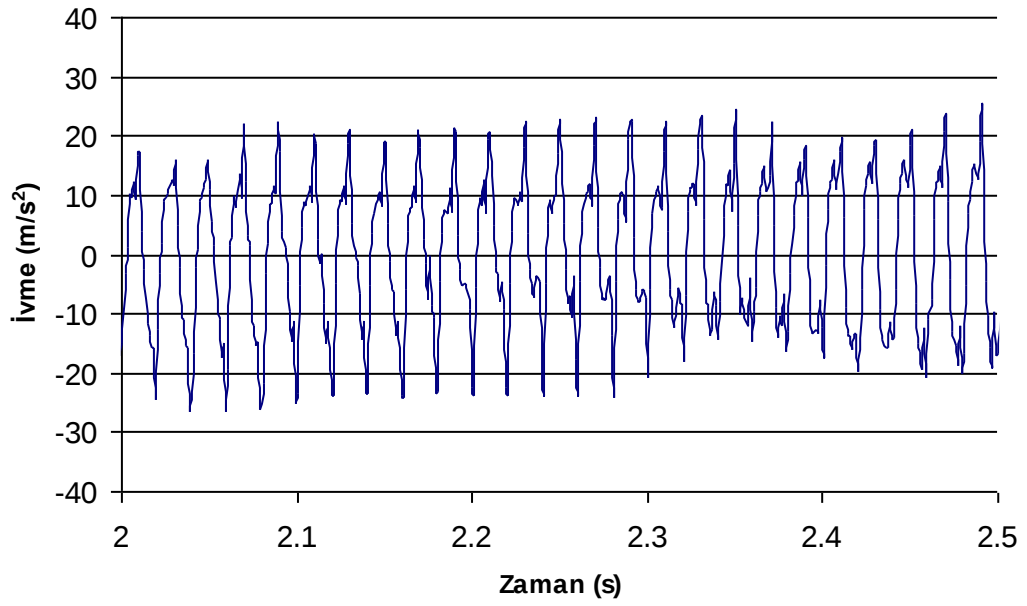
Şekil 5.13 İvme ölçer 1'den rejim halinde x yönünde toplanan veri

Şekil 5.14 ivme ölçer 1'den rejim halinde z yönünde toplanan veriyi göstermektedir.

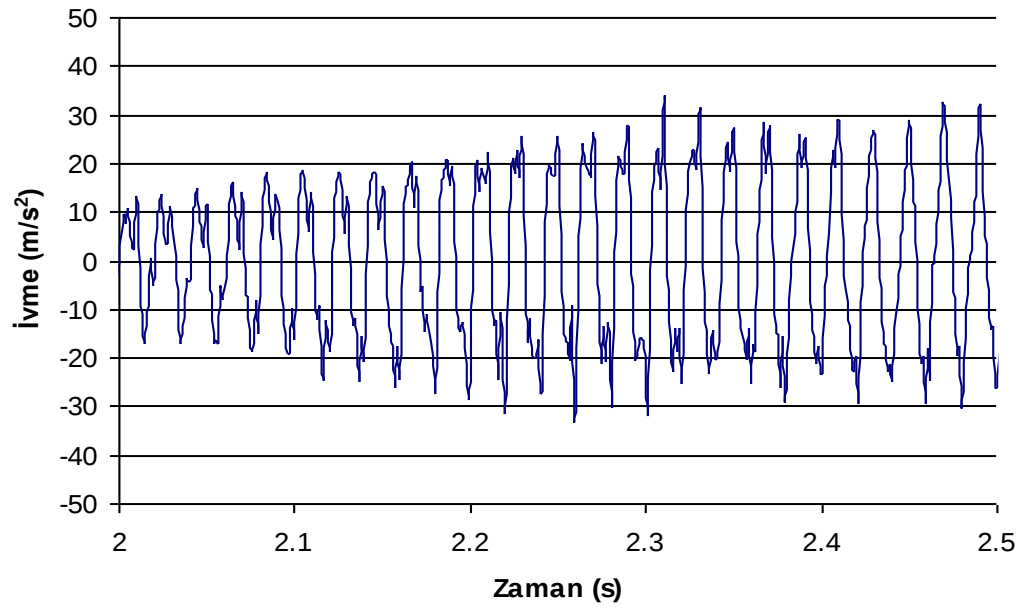


Şekil 5.14 İvme ölçer 1'den rejim halinde z yönünde toplanan veri

Rejim halinde bir miktar modülasyon görülmekle beraber 50 Hz civarındaki ana hareket bu ölçümlerde de kendini göstermektedir, ayrıca başka bir kaynak olan yaprak valf titreşimi de kalkış ve rejim ölçümleri içindedir. Şekil 5.15, Şekil 5.16 ve Şekil 5.17 ivme ölçer 2'den rejim halinde toplanan verileri göstermektedir.



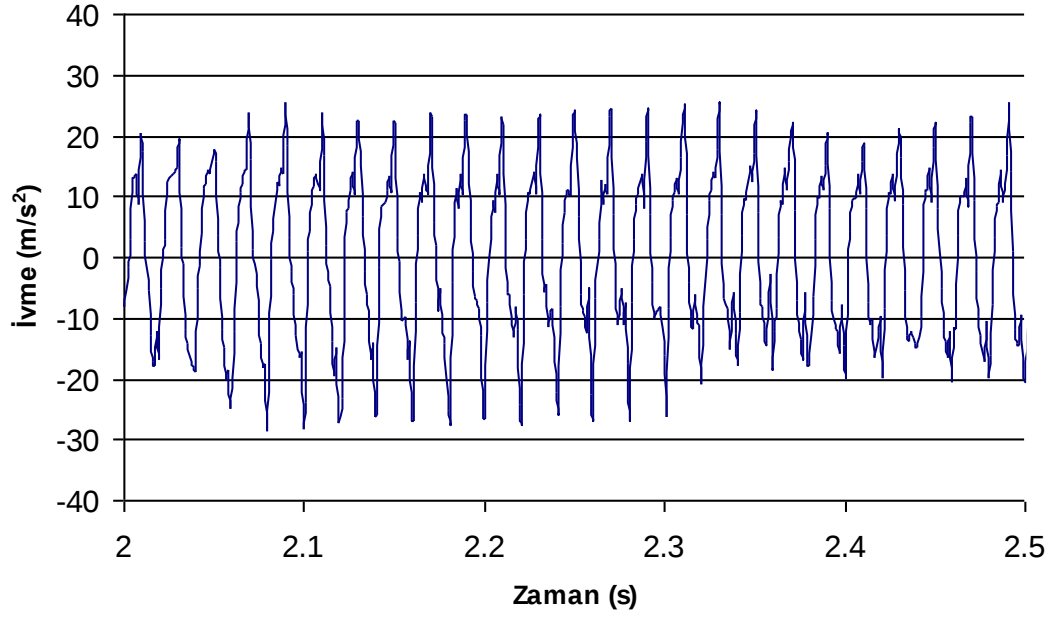
Şekil 5.15 İvme ölçer 2'den rejim halinde x yönünde toplanan veri



Şekil 5.16 İvme ölçer 2'den rejim halinde y yönünde toplanan veri

Genel olarak ivme ölçer 2'den gelen veriler ivme ölçer 1'den gelen verilerle benzerlik göstermektedir. Rejim halindeki genliklerin beklenildiği üzere kalkış halindeki genliklerden daha düşük olduğu görülmektedir, kalkışta en büyük genlikler 40 m/s^2 civarındayken, rejim halinde bu büyüklük 30 m/s^2 civarındadır. Bu sonuç bize rejim halinde kabuğa iletilen kuvvetlerin, kalkış halinde iletilenlerden daha az olduğunu, bunun sonucu olarak da rejim halinde kompresörden çevreye yayılan

titreşimin, sesin kalkış haline göre daha az olduğunu gösterir. Şekil 5.17 ivme ölçer 2'den rejim halinde z yönünde toplanan veriyi göstermektedir.



Şekil 5.17 İvme ölçer 2'den rejim halinde z yönünde toplanan veri

Ölçüm ve simülasyon sonuçlarının karşılaştırılması ileride ayrı bir bölüm halinde sunulacaktır.

BÖLÜM 6

SONUÇLARIN KARŞILAŞTIRILMASI

6.1. İvme Genliklerinin Karşılaştırılması

Bu bölümde önceki iki bölümde yer alan ölçüm ve simülasyon sonuçları karşılaştırılacaktır. Özellikle rejim halinde 50 Hz civarındaki hareket hem ölçüm hem de simülasyonda rahatça görülmektedir. Ölçümde yer alan yaklaşık 1Hz civarındaki modülasyon simülasyonda görülmemektedir, bunun ölçüm sisteminin filtreleme ayarları ile ilgili olduğu düşünülmektedir. Hareketlerin karakteristiği önceki bölümlerde grafik olarak gösterildiği için burada maksimum ve minimum genlikler tablolar halinde karşılaştırılacaktır. Tablo 6.1 kalkış halinde ivme ölçer 1 için ölçümden ve simülasyondan gelen maksimum ve minimum genlikleri karşılaştırmaktadır.

Tablo 6.1 İvme ölçer 1 için kalkış değerlerinin karşılaştırılması

	İvme Ölçer 1 (Kalkış)					
	X		Y		Z	
	Minimum	Maksimum	Minimum	Maksimum	Minimum	Maksimum
Simülasyon	-33	39	-	-	-12	14
Deney	-53	50	-	-	-33	35
Fark (%)	38	22	-	-	64	60

İvme ölçer 1'in y yönüne denk gelen kanalından veri toplanamadığı için bu yönde bir karşılaştırma yapılmamıştır. Tablo 6.2 kalkış halinde ivme ölçer 2 için ölçümden ve simülasyondan gelen maksimum ve minimum genlik değerlerini karşılaştırmaktadır. Tablo 6.3 rejim halinde ivme ölçer 1 için ölçümden ve simülasyondan gelen maksimum ve minimum genlik değerlerini karşılaştırmaktadır.

Tablo 6.2 İvme ölçer 2 için kalkış değerlerinin karşılaştırılması

	İvme Ölçer 2 (Kalkış)					
	X		Y		Z	
	Minimum	Maksimum	Minimum	Maksimum	Minimum	Maksimum
Simülasyon	-27	32	-18	17	-22	19
Deney	-36	41	-41	44	-35	31
Fark (%)	25	22	56	61	37	39

Tablo 6.3 İvme ölçer 1 için rejim değerlerinin karşılaştırılması

	İvme Ölçer 1 (Rejim)					
	X		Y		Z	
	Minimum	Maksimum	Minimum	Maksimum	Minimum	Maksimum
Simülasyon	-15	18	-	-	-11	15
Deney	-39	29	-	-	-28	32
Fark (%)	62	38	-	-	60	53

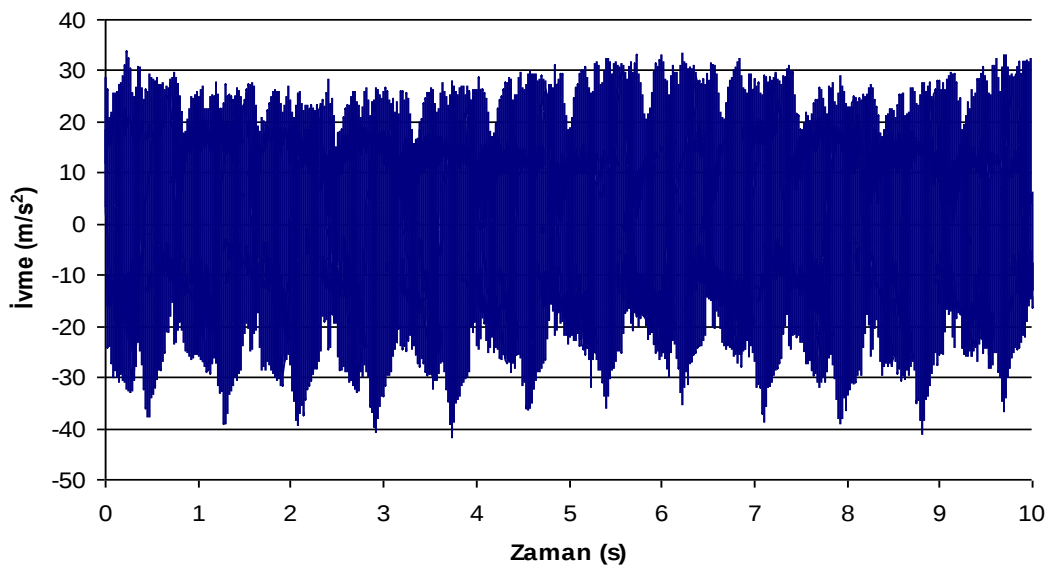
Tablo 6.4 rejim halinde ivme ölçer 2 için ölçümden ve simülasyondan gelen maksimum ve minimum genlik değerlerini karşılaştırmaktadır.

Tablo 6.4 İvme ölçer 2 için rejim değerlerinin karşılaştırılması

	İvme Ölçer 2 (Rejim)					
	X		Y		Z	
	Minimum	Maksimum	Minimum	Maksimum	Minimum	Maksimum
Simülasyon	-24	30	-13	11	-21	19
Deney	-25	25	-32	35	-29	26
Fark (%)	4	20	59	69	28	27

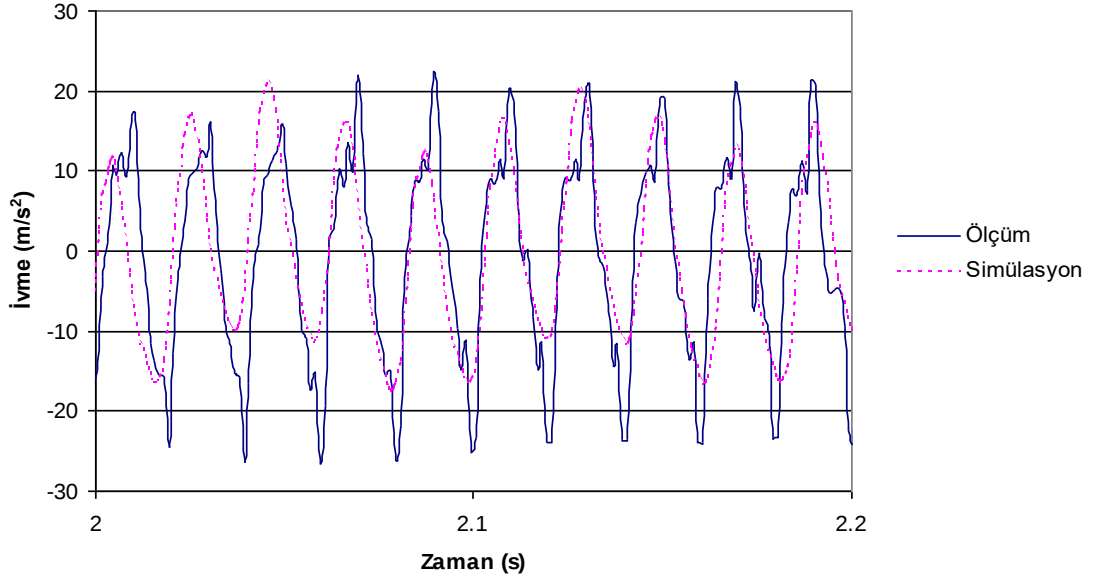
Tablolardan görüldüğü gibi ölçüm ve simülasyon sonuçları arasındaki farklar 20% ile 60% arasında değişmektedir. Ana hareket pistonun hareket ettiği yöndedir ve bu yönde sonuçlar arasındaki farkların maksimum değerleri görülmektedir. Bir sonraki bölümde modeli iyileştirebilmek için ne gibi çalışmalar yapılabileceği belirtilmiştir.

Farkların yer yer büyük çıkmasının nedenlerinden biri ölçümlerde görülen modülasyondur. Şekil 6.1 on saniye boyunca gövde üzerine yerleştirilen ivme ölçerden x yönünde toplanan veriyi göstermektedir.



Şekil 6.1 On saniye boyunca alınan ölçüm

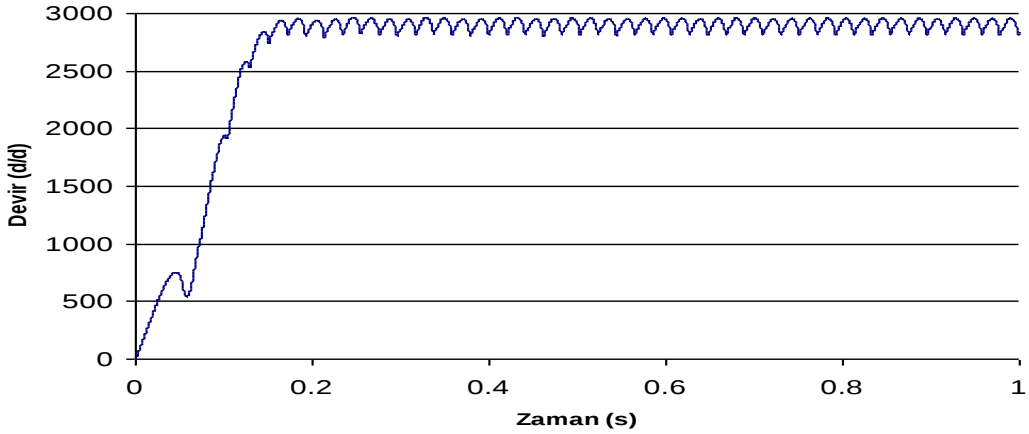
Görüldüğü gibi ölçümde tepe ve çukur noktaları arasında yaklaşık 10 m/s^2 civarında farklar görülmektedir. Karşılaştırma tepe noktaları göz önüne alınarak yapılmıştır ve genel olarak simülasyon sonuçları ölçüm sonuçlarından daha düşük değerler göstermektedir, yani çukur noktaları dikkate alınacak olursa aradaki farklar düşecektir. Şekil 6.2’ten görüldüğü gibi, modülasyonun etkin olmadığı kısa zaman aralıklarında genel olarak eğri karakterleri birbirine uymaktadır.



Şekil 6.2 Ölçüm ve simülasyon karşılaştırması

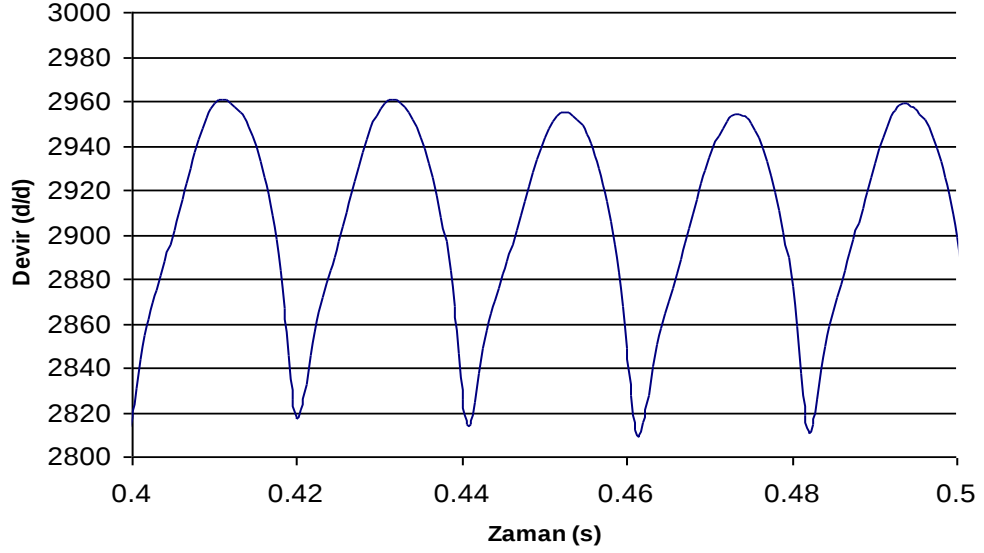
6.2. Devir – Zaman Eğrilerinin Karşılaştırılması

Simülasyon sonucunda elde ettiğimiz başka bir veri ise devir – zaman eğrisidir. Şekil 6.3 kalkıştan bir saniyeye kadar olan zaman aralığı içinde krank açısai hızının, devirin değişimini göstermektedir.



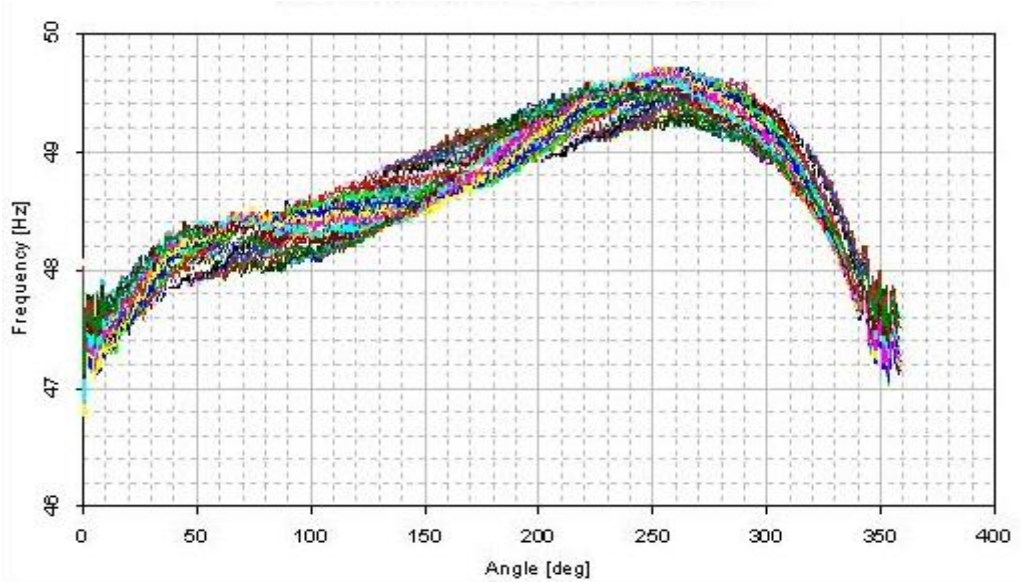
Şekil 6.3 Devir – Zaman eğrisi

Görüldüğü gibi model 0.15 saniye içinde rejime girmektedir. Rejim halinde devir sayısı, atalet kuvvetleri ve gaz basıncının etkisiyle salınım yapmaktadır. Şekil 6.4’de rejim halinde devir sayısı 0.1 saniyelik bir aralıkta gösterilmektedir.



Şekil 6.4 Rejim halinde devir sayısının zaman ile değişimi

Şekilden görüldüğü gibi rejim halinde devir sayısındaki salınımın genliği yaklaşık olarak 150 d/d civarındadır. Şekil 6.5 daha önce, çalışmamızdaki ile aynı model, birden fazla kompresör üzerinde yapılmış ölçüm sonucunda, bir dönüş için elde edilen devir-krank açısı eğrilerini göstermektedir.



Şekil 6.5 Bir dönüş için devir – krank açısı eğrileri

Bu ölçümlerden ortaya çıkan sonuç rejimdeki salınımın genliğinin yaklaşık 2.5 Hz olduğudur, bu değer modelimizden elde ettiğimiz genlik değerine tam olarak uymaktadır.

BÖLÜM 7

SONUÇ

7.1. Sonuçların Yorumlanması

Soğutucularda kullanılan kompresörlerin çevreye yaydığı gürültünün azaltılabilmesi için en önemli tasarım unsuru, kompresörden muhafazaya iletilen kuvvetlerin azaltılmasıdır [3]. Bu amaçla hazırlanan kompresör sisteminin dinamik sayısal modeli ve bu modelin çözümleri, kompresör sisteminin dinamik özelliklerinin incelenmesi ve iyileştirilmesi yönünde tasarım ve geliştirme aşamalarında kullanılabilecek etkin bir araçtır.

Bu çalışmada soğutma amacıyla kullanılan sistemlerin işlevsel olarak kalbini oluşturan ve bu sistemlerde çoğunlukla kullanılan pistonlu, tek silindirli, sızdırmaz kompresörlerin dinamik davranışları incelenmiştir. Böylece kompresörlerin kalkış ve rejim halindeki dinamik davranışlarını inceleme olanağı elde edilmiştir.

Simülasyon sonuçları ile ölçüm sonuçları bazı noktalarda yakın, bazı noktalarda ise uzaktır. Eğriler karakteristik olarak birbirini tutmakla beraber ölçümlerde, görülen modülasyon tepe değerlerinde yer yer büyük farklar görülmesine neden olmuştur. Nümerik model ile test sonuçlarının karşılaştırılması yapılırken aşağıda belirtilen noktalar göz önüne alınmalıdır.

- Devir hızı ölçümlerle tam bir uyum göstermektedir ancak ivme ölçümleri ile modelden alınan ölçümler arasında yer yer farklar görülmektedir. İvme ölçümlerine modelde yer almayan valf hareketinin de katkıda bulunduğu unutulmamalıdır.
- Dinamik modelde yer almayan termodinamik etkenler devrededir ve sıkıştırma hacmi dışında gazın davranışı simülasyonda yer almamaktadır.
- Muhafazanın içinde bulunan yağın sönümleyici etkisi dinamik modelde dikkate alınmamıştır.

7.2. Öneriler ve Gelecekteki Çalışmalar

Elde edilen veriler ışığında kompresör nümerik modelinin iyileştirilmesi ve geliştirilmesi çalışmalarına devam edilecektir.

Yaylar ve titreşim borusu gibi elemanların daha detaylı modellenmesi için bu konudaki deneysel ve nümerik çalışmalar uyum içinde yürütülecektir.

Kompresördeki yağlama daha ayrıntılı bir hidrodinamik yağlama modeli ile ifade edilecektir.

Yağın getirdiği sönümleme etkilerinin, valf hareketinin ve termodinamik değişkenlerin modele aktarılması üzerinde çalışılacaktır.

Bu eksiklerin giderilmesi şüphesiz deneysel ve nümerik sonuçlar arasındaki uyumu arttıracaktır.

KAYNAKLAR

- [1] **Erol, H.**, 1997. Soğutucularda Kullanılan Tek Silindirli Pistonlu Kompresörlerin Dinamik ve Akustik Analizi, *Doktora Tezi*, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [2] **Stoecker, W. F. and Jones, J. W.**, 1982. Refrigeration and Air Conditioning, Mc Graw Hill, New York.
- [3] **Hamilton, J. F.**, 1988. Measurement and Control of Compressor Noise, The Ray W. Herrick Laboratories, School of Mechanical Engineering, Purdue University, West Lafayette, IN.
- [4] **Hamilton, J. F.**, 1982. Modeling and simulation of Compressor Suspension System Vibrations., The Ray W. Herrick Laboratories, School of Mechanical Engineering, Purdue University, West Lafayette, IN.
- [5] **Erol, H., Kabasakal, M. ve Karaman, Y.**, 1998, Taşıtlarda Kullanılan Fren Kompresörlerinin Dinamik ve Akustik Analizi, *4. Ulusal Akustik Kongresi*, Kaş, Antalya, 29-31 Ekim, s. 133-145.
- [6] **Erol, H. and Ünal, M.**, 2000, On The Noise And Vibration Characteristics Of A Reciprocating Compressor With Two Different Type Of Cylinder Heads: Conventional Head And A New Design, *Seventh International Congress On Sound And Vibration*, Garmisch-Partenkirchen, Germany, pp. 651-658.
- [7] **Erol, H., Durakbaşı T. and Belek, H.T.**, 1996, Dynamic Modeling And Measurements On A Reciprocating Hermetic Compressor, *Proceedings of International Compressor Engineering Conference*, Purdue University, West Lafayette, IN, July 23-26, pp. 199-204.
- [8] **Erol, H. and Gürdoğan, A.**, 2000, The Noise And Vibration Characteristics Of A Reciprocating Compressor: Effects Of Size And Profile Of Discharge Port, *Proceedings of International Compressor Engineering Conference*, Purdue University, West Lafayette, IN, July 25-28, pp. 677-683.

- [9] **Kelly, A. D. and Knight, C. E.**, 1992, Dynamic Finite Element Modeling and Analysis of a Hermetic Reciprocating Compressor, *Proceedings of International Compressor Engineering Conference*, Purdue University, West Lafayette, IN, pp. 769-777.
- [10] **Öztürk, C., Açıkgoz, A. and Migeot, J.**, 1996, Radiation Analysis of the Reciprocating Refrigeration Compressor Casing, *Proceedings of International Compressor Engineering Conference*, Purdue University, West Lafayette, IN, July 23-26, pp. 697-702.
- [11] **Wen, L. L. and Eyo, V.**, 1996, Dynamic Analysis of a Compressor Mounting System, *Proceedings of International Compressor Engineering Conference*, Purdue University, West Lafayette, IN, July 23-26, pp. 687-692.
- [12] **Lamantia, M., Faraon, A. and Solari, Alessandro.**, 2000, Multi Criteria Analysis of the Supporting System of a Reciprocating Compressor, *Proceedings of International Compressor Engineering Conference*, Purdue University, West Lafayette, IN, July 25-28, pp. 531-537.
- [13] **Lamantia, M.**, 2001, Analysis of Dynamics of A Virtual Compressor, *16th European MDI Users Conference 2001*, Berchtesgaden, Germany, November 14-15.
- [14] **Hartog, D. J.**, 1985, Mechanical Vibrations, Dover Publications, New York.
- [15] **Thomson, W. T. and Dahleh M. D.**, 1998, Theory of Vibration with Applications, Prentice-Hall, New Jersey.
- [16] **Bathe, K. J.**, 1995, Finite Element Procedures, Prentice-Hall, New Jersey.
- [17] **Chandrupatla, T. R. and Belegundu A. D.**, 1991, Introduction to Finite Elements in Engineering, Prentice-Hall, New Jersey.
- [18] **Mechanical Dynamics**, 1998, Using ADAMS/View, Ann Arbor, Michigan.
- [19] **Ortmann, C. and Skovbjerg H.**, 2000, Valve Spring, *15th European MDI Users Conference 2000*, Rome, Italy, November 15-17.
- [20] **Kelly, A. D. and Knight, C. E.**, 1992, Helical Coil Suspension Springs in Finite Element Models of Compressors, *Proceedings of International Compressor Engineering Conference*, Purdue University, West Lafayette, IN, pp. 769-777.

- [21] **Dokumacı, E.**, 2002, Kişisel Görüşme, Dokuz Eylül Üniversitesi Öğretim Üyesi.
- [22] **Brayton, R. K., Gustavson, F. G., Hatchel, G.D.**, 1972, A New And Efficient Algorithm For Solving Differential-Algebraic Systems Using Implicit Backward Differentiation Formulas, *Proceedings of IEEE*, New York, pp. 98-108.

ÖZGEÇMİŞ

Akgün Kalkan, 1978 yılında İzmir’de doğdu. 1996 yılında ortaöğrenimini İzmir 60. Yıl Anadolu Lisesi’nde tamamladı. 2000 yılında İ.T.Ü. Uçak ve Uzay Bilimleri Fakültesi’nden Uçak Mühendisi olarak mezun oldu. Halen İ.T.Ü. Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Konstrüksiyon Programı’nda yüksek lisans öğrencisi olup İ.T.Ü. ve ARÇELİK A.Ş. arasında imzalanan özel bir anlaşma çerçevesinde ARÇELİK A.Ş. Araştırma ve Teknoloji Geliştirme Merkezi’nde çalışmalarına devam etmektedir.