

**T.C.**  
**FIRAT ÜNİVERSİTESİ**  
**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**



**BİR CAM AMBALAJ ÜRETİM FABRİKASINDA KULLANILAN  
KALIP SOĞUTMA FANININ PASİF TİTREŞİM YALITIMI**

**Nevzat GENÇ**

Yüksek Lisans Tezi

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Makine Teorisi ve Dinamiği Bilim Dalı

TEMMUZ 2022

**T.C.**  
**FIRAT ÜNİVERSİTESİ**  
**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

**BİR CAM AMBALAJ ÜRETİM FABRİKASINDA KULLANILAN  
KALIP SOĞUTMA FANININ PASİF TİTREŞİM YALITIMI**

Tez Yazarı  
**Nevzat GENÇ**

Danışman  
Prof. Dr. Orhan ÇAKAR

TEMMUZ 2022  
ELAZIĞ

**T.C.**  
**FIRAT ÜNİVERSİTESİ**  
**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

---

Başlığı: Bir Cam Ambalaj Üretim Fabrikasında Kullanılan Kalıp Soğutma Fanının Pasif Titreşim Yalıtımı

Yazarı: Nevzat GENÇ

İlk Teslim Tarihi: 06.06.2022

Savunma Tarihi: 04.07.2022

---

**TEZ ONAYI**

Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kurallarına göre hazırlanan bu tez aşağıda imzaları bulunan jüri üyeleri tarafından değerlendirilmiş ve akademik dinleyicilere açık yapılan savunma sonucunda OYBİRLİĞİ ile kabul edilmiştir.

Danışman:	Prof. Dr. Orhan ÇAKAR Fırat Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi	<i>İmza</i> Onayladım
Başkan:	Prof. Dr. Sadettin ORHAN Yıldırım Beyazıt Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi	Onayladım
Üye:	Prof. Dr. Cihan ÖZEL Fırat Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi	Onayladım

Bu tez, Enstitü Yönetim Kurulunun ...../...../20..... tarihli toplantısında tescillenmiştir.

*İmza*

Prof. Dr. Kürşat Esat ALYAMAÇ  
Enstitü Müdürü

## **BEYAN**

Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım “Bir Cam Ambalaj Üretim Fabrikasında Kullanılan Kalıp Soğutma Fanının Pasif Titreşim Yalıtımı” Başlıklı Yüksek Lisans Tezimin içindeki bütün bilgilerin doğru olduğunu, bilgilerin üretilmesi ve sunulmasında bilimsel etik kurallarına uygun davrandığımı, kullandığım bütün kaynakları atıf yaparak belirttiğimi, maddi ve manevi desteği olan tüm kurum/kuruluş ve kişileri belirttiğimi, burada sunduğum veri ve bilgileri unvan almak amacıyla daha önce hiçbir şekilde kullanmadığımı beyan ederim.

04.07.2022

**Nevzat GENÇ**



# ÖNSÖZ

Makinalarda titreşim yalıtımı, sanayi sektörü ve ülke ekonomisinde önemli bir yeri vardır. Makinanın titreşimden dolayı durması, üretimlerin aksamasına, randımanların düşmesine, verim kaybına, yedek parça ve duruşlardan dolayı maliyetlerin artmasına neden olacaktır. Görev yaptığım Baştürk Cam Sanayi fabrikasında çalışan çok sayıda fanlardaki titreşimler makinanın çalışmasını olumsuz olarak etkilemekteydi. Bu durum bu tez çalışmasının başlamasına vesile olmuştur. Bu tez çalışmasında pasif titreşim yalıtımının teorisi ile beraber önemi, yalıtımda kullanılan ekipmanlar, yalıtım malzemesinin bağlantı tipleri, izolatör malzemesinin seçimi ile ilgili bilgiler verilmiş ve fabrikadaki fanın titreşim yalıtımı için kullanılacak izolatör karakteristikleri incelenmiştir. Bu tez çalışmasının makinalarda pasif titreşim yalıtımı konusunda çalışacak mühendis ve akademisyenlere faydalı olmasını temenni ederim.

Bu tez çalışmasında yardımlarını esirgemeyen, özel sektörde yoğun çalışmama rağmen beni her konuda destekleyen tez danışmanım F.Ü. Mühendislik Fakültesi öğretim üyesi Prof. Dr. Orhan ÇAKAR hocama teşekkürlerimi sunarım. Yine, bilgi ve birikimleri ile her zaman yanımda olduklarını hissettiğim, F.Ü. Mühendislik Fakültesi öğretim elemanı Arş. Gör. Gökhan KURNAZ'a, F.Ü Mühendislik Fakültesi öğretim elemanı Arş. Gör. Osman YİĞİD'e, F.Ü Mühendislik Fakültesi öğretim elemanı Arş. Gör. Murat ŞEN'e teşekkürlerimi sunarım.

Ayrıca çalışmalarımnda beni yalnız bırakmayan, destekleyen Baştürk Cam Sanayi yönetimine ve Alfer Mühendisliğe teşekkürlerimi sunarım. Bilhassa tez çalışması sürecinin başından sonuna kadar desteğini esirgemeyen eşim Sara ALTUNER GENÇ ve aileme de sonsuz teşekkürlerimi bir borç bilirim.

**Nevzat GENÇ**  
ELAZIĞ, 2022

# İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖNSÖZ.....	iv
İÇİNDEKİLER .....	v
ÖZET .....	vii
ABSTRACT .....	viii
ŞEKİLLER LİSTESİ .....	ix
TABLolar LİSTESİ .....	xi
EKLER LİSTESİ .....	xii
SİMGELER VE KISALTMALAR .....	xiii
<b>1. GİRİŞ .....</b>	<b>1</b>
1.1. Tezin Amacı .....	2
1.2. Tezin Kapsamı.....	2
<b>2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI.....</b>	<b>4</b>
<b>3. TEMEL TİTREŞİM TEORİSİ .....</b>	<b>7</b>
3.1. Tek Serbestlik Dereceli Sönümlü Zorlanmış Titreşim .....	8
3.2. Makine Titreşiminde Zemin Tahriki.....	10
3.3. Çok Serbestlik Dereceli Sistemler .....	13
<b>4. MAKİNALARDA TİTREŞİM YALITIMI .....</b>	<b>14</b>
4.1. Titreşim Yalıtım Teorisi .....	14
4.2. Titreşim Yalıtım Yöntemleri .....	16
4.2.1. Pasif Titreşim Yalıtımı .....	16
4.2.2. Yarı Aktif Titreşim Yalıtımı.....	17
4.2.3. Aktif Titreşim Yalıtımı.....	17
<b>5. TİTREŞİM YALITIMINDA KULLANILAN EKİPMANLAR VE BAĞLANTI ŞEKİLLERİ.....</b>	<b>19</b>
5.1. İzolatör Çeşitleri .....	19
5.1.1. Elastometrik İzolatörler.....	19
5.1.2. Elastometrik İzolatör Yükleme Türleri .....	20
5.1.3. Sönümleme Özellikleri.....	22
5.1.4. Hidrolik Sönümlü Titreşim İzolatörleri.....	23
5.2. Plastik İzolatörler.....	24
5.3. Metal Yaylar.....	24
5.3.1. Helisel Yaylar (Helezon Yaylar).....	24
5.3.2. Halka Yaylar .....	25
5.3.3. Bellevil yayı .....	26
5.3.4. Sarmal Yaylar.....	26
5.3.5. Yaprak Yaylar .....	26
5.3.6. Tel Kafes Yaylar .....	27
5.4. Havalı (pnomatik) Yaylar .....	27
5.5. Esnek Eleman Montaj Modellenmesi ve Gösterimi .....	28
5.5.1. Doğrusal Kelvin-Voigt Modeli .....	28
5.5.2. Maxwell Modeli .....	29
5.5.3. Wiechert Modeli.....	29

5.6. İzolatör kombinasyonları .....	29
5.6.1. Paralel izolatörler .....	30
5.6.2. Seri İzolatör .....	30
5.7. İzolatör Seçimi.....	30
5.7.1. İzolatörün Tahrik Yönü ve Tipi.....	31
5.7.2. Bir Sistemin Zorlanmaya Karşı Kabul Edilebilir Tepkisi .....	31
5.7.3. İzolatörler için Mevcut Alan ve Konumlar .....	31
5.7.4. Desteklenen Ekipmanın Ağırlığı ve Ağırlık Merkezi.....	32
5.7.5. Ekipman Hareketi için Kullanılabilir Alan.....	32
5.8. İzolatör seçiminde izlenmesi gereken adımlar.....	33
<b>6. KALIP SOĞUTMA FANININ MATEMATİKSEL MODELİ .....</b>	<b>36</b>
<b>7. İZOLATÖR PARAMETRELERİNİN DENEYSEL OLARAK BELİRLENMESİ.....</b>	<b>47</b>
7.1. Titreşim Testi İle Yay Ve Sönüm Katsayısının Belirlenmesi.....	48
7.2. Statik Test İle Yay Katsayısının Belirlenmesi .....	51
<b>8. KALIP SOĞUTMA FANI İZOLATÖR VERİMİNİN HESABI.....</b>	<b>53</b>
<b>9. KALIP SOĞUTMA FANI TİTREŞİM ANALİZİ.....</b>	<b>59</b>
<b>10. SONUÇLAR.....</b>	<b>67</b>
ÖNERİLER .....	69
KAYNAKLAR.....	70
EKLER .....	72
ÖZGEÇMİŞ .....	

# ÖZET

---

## Bir Cam Ambalaj Üretim Fabrikasında Kullanılan Kalıp Soğutma Fanının Pasif Titreşim Yalıtımı

**Nevzat GENÇ**

Yüksek Lisans Tezi

FIRAT ÜNİVERSİTESİ  
Fen Bilimleri Enstitüsü

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Temmuz 2022, Sayfa: xiv + 71

---

Endüstride kullanılan makinaların çalışma şartlarından dolayı oluşan dengesiz kuvvetler makine üzerinde istenmeyen titreşimler meydana getirirler. Bu titreşimler müsaade edilen değerlerin üzerinde ise makine üzerinde bulunan ekipmanlara zarar verebilir, çevrede bulunan diğer hassas makinaların görevini tam olarak yerine getirememesine neden olabilir ve hatta insan sağlığına olumsuz olarak etki edebilir. Bu tür olumsuzlukları ortadan kaldırmak için makinanın yerleştirildiği zemin ile makine arasına titreşim yalıtımı yapılmaktadır. Makinalar üzerinde yüksek genlikteki titreşimleri önlemek için yalıtım tipinin ve malzemesinin uygun seçilmesi gerekir. Bunun için makine ve yalıtım malzemesinden oluşan sistemin dinamik özelliklerinin belirlenmesi gerekir.

Bu tez çalışmasında cam sanayinde üretimde kullanılan kalıpların soğutulması amacıyla kullanılan bir kalıp soğutma fanının pasif yalıtım amacıyla kullanılacak izolatörlerin yalıtım verimi incelenmiştir. Bu amaçla fan ve izolatörlerden oluşan sistemin rijid cisim kabulü ile hareket denklemleri türetilerek doğal frekansları belirlenmiştir. Fanın farklı sayıdaki izolatörle yalıtılması durumlarında çeşitli devir sayıları için geçirgenlik grafikleri oluşturulmuş ve yüzde olarak yalıtım verimleri elde edilerek tablo halinde sunulmuştur. Ayrıca denklemler durum uzayında modellenerek sayısal yöntemle Matlab kullanılarak çözülmüş ve dengesiz yükler altında sistemin titreşim cevapları elde edilerek grafikler halinde sunulmuştur. Ayrıca titreşimlerin RMS değerleri de hesaplanarak tablo halinde verilmiştir. Sonuç olarak başarılı bir titreşim yalıtımı için izolatörün statik çökme miktarı uygun sınırlar içerisinde olmak şartıyla en az sayıda izolatör ile yalıtım yapılmasının uygun olduğu görülmüştür.

**Anahtar Kelimeler:** Titreşim yalıtımı, Doğal frekans, Endüstriyel fan, Rezonans

# ABSTRACT

---

## Passive Vibration Isolation of a Mould Cooling Fan Used in a Glass Package Manufacturing Factory

Nevzat GENÇ

Master's Thesis

FIRAT UNIVERSITY  
Graduate School of Natural and Applied Sciences  
Department of Mechanical Engineering

July 2022, Pages: xiv + 71

---

The undesirable vibrations occur due to the unbalanced forces which occurs due to the working conditions of the machines used in the industry. If these vibrations exceed the permissible limits they can damage the equipments of the machine, cause the other sensitive machines near it not to work properly and also adversely affect human health. To eliminate these negative effects, the vibration isolation is done between the ground and the machine. Isolation type and material must be chosen properly to prevent the high amplitude vibration on the machines. For this, the dynamic properties of the system that includes the machine and isolation material should be determined.

In this thesis, the isolation efficiency of isolators used for the passive isolation of the fan which are used to cool the molds in the glass industry is examined. For this purpose, the natural frequencies of the system are determined first by deriving the equations of the system under rigid body assumption. For the different fan speeds and isolator numbers the transmissibility graphics are plotted and the isolation efficiency in percent are calculated and presented in the tables. Moreover, the equations of the motion are modeled in the state space and solved numerically by using Matlab and the vibration responses of the system determined due to unbalanced forces are given with graphs. The RMS values of the vibration are also calculated and presented in the tables. It is founded that, for a successful vibration isolation it is appropriate to use the minimum number of isolators provided that the static deflections of the isolators are under the limits.

**Keywords:** Vibration isolation, Natural frequency, Industrial fan, Resonance

## ŞEKİLLER LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 3.1.	Tek serbestlik dereceli kütle-yay-sönüm modeli ..... 7
Şekil 3.2.	Sönümlü zorlanmış titreşim modeli ..... 8
Şekil 3.3.	Zeminden tahrikli sistem modeli ..... 10
Şekil 3.4.	Hareket geçirgenliği ve frekans oranı arasında ki ilişki ..... 12
Şekil 4.1.	Tek serbestlik dereceli titreşim yalıtım sisteminin serbest çizim diyagramı ..... 14
Şekil 4.2.	Titreşim yalıtım sistemleri. .... 17
Şekil 5.1.	Tipik elastomerik izolatörler ..... 20
Şekil 5.2.	Tipik elastomerlerin yük saptırma özellikli izolatörler A) Basma yüklemesi B) Kesme yüklemesi C) Burulma yüklemesi D) Çekme Yüklemesi E) Burkulma yüklemesi. .... 21
Şekil 5.3.	Kauçuğun dinamik özelliklerinin geçirgenlik eğrisindeki etkisi ..... 23
Şekil 5.4.	Geçirgenliğin montaj için kullanılan kauçuk türüne bağımlılığı. .... 23
Şekil 5.5.	Uygulanan F kuvvetin yönünü gösteren bir sarmal yayın kesiti ..... 24
Şekil 5.6.	Helisel bir yay için yük sapma eğrisi ..... 24
Şekil 5.7.	Makine montajı için helisel yay izolatörü ..... 25
Şekil 5.8.	Halka yay ..... 25
Şekil 5.9.	Bir Belleville yayı, bir F kuvveti tarafından aksel olarak yüklenmiş, T kalınlığı ve H yüksekliği olan konik bir diskten oluşur. .... 26
Şekil 5.10.	Sarmal yaylar ..... 26
Şekil 5.11.	Yaprak yaylar ..... 26
Şekil 5.12.	Tek kafes yay ..... 27
Şekil 5.13.	Yaygın hava yayı türü ..... 28
Şekil 5.14.	Voigt Modeli ..... 28
Şekil 5.15.	Maxwell modeli ..... 29
Şekil 5.16.	Wiechert Modeli ..... 29
Şekil 5.17.	Paralel bağlı üç yayın şematik diyagramı. .... 30
Şekil 5.18.	Seri bağlanmış üç yayın şematik diyagramı ..... 30
Şekil 5.19.	Titreşim izolatörlerinin ağırlık merkezi kurulumları ..... 32
Şekil 5.20.	İzolatörün yardımcı elastomerik malzeme ile kullanılmış bir titreşim yalıtıcısı ..... 33
Şekil 5.21.	İzolasyon verimlilik tablosu ..... 35
Şekil 6.1.	Kalıp soğutma fan resmi ..... 36
Şekil 6.2.	X-Y-Z düzleminde rijit cismin görünüşü ..... 36
Şekil 6.3.	Genelleştirilmiş pasif izolasyon sistemi modeli ..... 38

<b>Şekil 6.4.</b>	Cismin $\theta_x$ kadar dönmesi sonucu izolatör bağlantı noktasının y ve z eksenlerindeki yer değiştirmeleri: $\Delta y_i$ ve $\Delta z_i$ .....	39
<b>Şekil 7.1.</b>	İzolatör teknik resim çizimi .....	47
<b>Şekil 7.2.</b>	Sönüm oranının belirlenmesi için yarı m güç bant genişliği yöntemi.....	48
<b>Şekil 7.3.</b>	İzolatör parametrelerini belirlemek için hazırlanan test düzeneği .....	49
<b>Şekil 7.4.</b>	Titreşim ölçüm sistemi.....	49
<b>Şekil 7.5.</b>	İzolatör için elde edilen frekans spektrumları (a) X ve Y eksenleri için (b) Z eksenini için.....	50
<b>Şekil 7.6.</b>	İzolatör frekans spektrumu yarı güç noktaları (a) X ve Y eksenini, (b) Z eksenini .....	50
<b>Şekil 7.7.</b>	Üniversal test cihazıyla basma testi .....	51
<b>Şekil 7.8.</b>	Üniversal test cihazıyla yapılan basma testi ile elde edilen kuvvet-uzama grafiği .....	52
<b>Şekil 8.1.</b>	İzolatörlerin yerleşim planı.....	54
<b>Şekil 8.2.</b>	Farklı sayıda izolatör durumları için geçirgenlik grafikleri. ....	56
<b>Şekil 9.1.</b>	Çalışma hızı ve balans kalite derecesine bağlı olarak müsaade edilen özgül dengesizlik miktarı.....	59
<b>Şekil 9.2.</b>	x, y, z eksenlerindeki yer değiştirmeler, (n=4) .....	63
<b>Şekil 9.3.</b>	x, y, z eksenlerindeki titreşim hızları, ( n=4) .....	63
<b>Şekil 9.4.</b>	x,y,z eksenlerindeki dönmeler $\theta_x$ , $\theta_y$ , $\theta_z$ , (n=4).....	63
<b>Şekil 9.5.</b>	x,y,z eksenlerindeki açısal hızlar, (n=4) .....	64
<b>Şekil 9.6.</b>	x, y, z eksenlerindeki yer değiştirmeler, (n=10).....	64
<b>Şekil 9.7.</b>	x, y, z eksenlerindeki titreşim hızları, (n=10) .....	64
<b>Şekil 9.8.</b>	x,y,z eksenlerindeki dönmeler $\theta_x$ , $\theta_y$ , $\theta_z$ , (n=10).....	65
<b>Şekil 9.9.</b>	x,y,z eksenlerindeki açısal hızlar, (n=10) .....	65
<b>Şekil 9.10.</b>	Farklı izolatör sayıları için z yönündeki titreşim hızlarının RMS değerlerinin karşılaştırılması.....	66

## TABLolar LİSTESİ

	Sayfa
<b>Tablo 4.1.</b> Çeşitli r frekans oranları için yüzde izolasyon değerleri.....	16
<b>Tablo 5.1.</b> Çeşitli Titreşim İzolasyon Verimliliği Değerlerine Ulaşmak İçin Gerekli Frekans Oranı .....	33
<b>Tablo 7.1.</b> İzolatörün bazı mekanik özellikleri .....	47
<b>Tablo 7.2.</b> Frekans spektrumlarından okunan frekans ve genlik değerleri.....	51
<b>Tablo 7.3.</b> Deneysel olarak belirlenen izolatör parametreleri .....	51
<b>Tablo 8.1.</b> On adet izolatör konumunun fan ağırlık merkezlerine uzaklıkları.....	53
<b>Tablo 8.2.</b> Farklı sayıda izolatör için izolatör konumları .....	53
<b>Tablo 8.3.</b> Kalıp soğutma fanı kütle ve atalet değerleri .....	55
<b>Tablo 8.4.</b> Farklı sayıda izolatör için sistemin doğal frekansları, $\omega_n$ (rad/s).....	55
<b>Tablo 8.5.</b> Farklı sayıda izolatör için geçirgenlik ve %izolasyon değerleri .....	56
<b>Tablo 8.6.</b> Farklı fan devirleri ve izolatör sayıları için titreşim yalıtım verimi .....	57
<b>Tablo 8.7.</b> Farklı izolatör sayıları için statik çökme miktarları ( $m=4114$ kg) .....	58
<b>Tablo 9.1.</b> Dört-Altı-Sekiz-On adet izolatör kullanılması durumunda titreşimlerin RMS değerleri.....	66

# EKLER LİSTESİ

Sayfa

---

Ek- 1:	Fanın doğal frekans hesabı için yazılan matlab kodları .....	72
--------	--	----



# SİMGELER VE KISALTMALAR

## Simgeler

---

- $\mathbf{a}_i$  :  $i$  yinci izolatör bağlantı noktasının sabit eksen takımına göre konum vektörü
- $a_{x,i}$  :  $i$  yinci izolatör bağlantı noktasının  $x$  eksenindeki uzaklığı (m)
- $a_{y,i}$  :  $i$  yinci izolatör bağlantı noktasının  $y$  eksenindeki uzaklığı (m)
- $a_{z,i}$  :  $i$  yinci izolatör bağlantı noktasının  $z$  eksenindeki uzaklığı (m)
- $c$  : Viskoz sönüm katsayısı (kg/s)
- $c_x, c_y, c_z$  : İzolatörün  $x, y, z$  eksenlerindeki sönüm katsayısı (kg/s)
- $\mathbf{C}$  : Sönüm matrisi
- $e$  : Eksen kaçıklığı (m)
- $f$  : Frekans (Hz)
- $\mathbf{F}$  : Kuvvet vektörü
- $F_0$  : Kuvvetin en büyük genliği
- $F_T$  : Yere geçen kuvvetin genliği (N/mm)
- $F_{s_x,i}$  :  $i$  yinci izolatör yay kuvveti  $x$  bileşeni (N)
- $F_{s_y,i}$  :  $i$  yinci izolatör yay kuvveti  $y$  bileşeni (N)
- $F_{s_z,i}$  :  $i$  yinci izolatör yay kuvveti  $z$  bileşeni (N)
- $F_{c_x,i}$  :  $i$  yinci izolatör sönüm kuvveti  $x$  bileşeni (N)
- $F_{c_y,i}$  :  $i$  yinci izolatör sönüm kuvveti  $y$  bileşeni (N)
- $F_{c_z,i}$  :  $i$  yinci izolatör sönüm kuvveti  $z$  bileşeni (N)
- $F_D$  : Dengesiz kuvvet (N)
- $g$  : Yer çekim ivmesi ( $m/s^2$ )
- $I$  : Yüzde izolasyon verimi (%)
- $I_x, I_y, I_z$  :  $x, y, z$  eksenlerine göre kütlelel atalet momentleri ( $kgm^2$ )
- $k$  : Yay sabiti (N/m)
- $k_x, k_y, k_z$  : İzolatörün  $x, y, z$  eksenlerindeki yay katsayısı (N/m)
- $\mathbf{K}$  : Katılık matrisi
- $m$  : Kütle (kg)
- $\mathbf{M}$  : Kütle matrisi
- $M_{x_i}$  :  $i$  yinci izolatörün  $x$  ekseninde oluşturduğu moment (Nm)
- $M_{y_i}$  :  $i$  yinci izolatörün  $y$  ekseninde oluşturduğu moment (Nm)
- $M_{z_i}$  :  $i$  yinci izolatörün  $z$  ekseninde oluşturduğu moment (Nm)
- $n$  : İzolatör sayısı (adet)
- $r$  : Boyutsuz frekans oranı
- $T$  : Geçirgenlik
- $x, y, z$  : Kartezyen koordinatlar, yer değiştirmeler (mm)
- $\dot{x}, \dot{y}, \dot{z}$  :  $x, y, z$  eksenlerindeki hızlar (m/s)

$\ddot{x}, \ddot{y}, \ddot{z}$  :  $x, y, z$  eksenlerindeki ivmeler ( $m/s^2$ )

$x_S, y_S, z_S$ : Fanın dönme merkezinin sistemin kütle merkezine olan uzaklıkları (mm)

$Y$  : Zemin hareket genliği (mm)

$\omega$  : Tahrik frekansı (rad/s)

$\omega_n$  : Doğal frekans (rad/s)

$\zeta$  : Boyutsuz sönüm oranı

$\theta_x, \theta_y, \theta_z$ :  $x, y, z$  eksenlerindeki dönme açıları (rad)

$\dot{\theta}_x, \dot{\theta}_y, \dot{\theta}_z$ :  $x, y, z$  eksenlerindeki açısal hızlar (rad/s)

$\ddot{\theta}_x, \ddot{\theta}_y, \ddot{\theta}_z$ :  $x, y, z$  eksenlerindeki açısal ivmeler (rad/s<sup>2</sup>)

## Kısaltmalar

---

RMS : Root Mean Square (Karelerinin Ortalamasının Karekökü, Karekök Ortalama)

ASTM : American Society for Testing and Materials Standardı

# 1. GİRİŞ

Makinalarda çeşitli nedenlerle oluşan yüksek genlikteki titreşimler makine performansının düşmesine, makine üzerindeki parçaların aşınmasına, yorulularak kırılmaya ve gürültü oluşturarak insan sağlığına zarar vermektedir. Bu nedenle makinelerin daha tasarım aşamasında iken titreşim analizlerinin de yapılarak doğal frekans, titreşim biçimleri ve sönümlenme özellikleri gibi dinamik karakteristiklerinin belirlenmesi önemlidir. Ancak birçok makine üreticisinin bu tür analizleri yapmadığı bilinmektedir. Bu tür analizler yapılmadan imalatları tamamlanmış makinalarda titreşim problemlerinin oluşması muhtemeldir.

Makinalarda oluşan titreşimleri önlemenin ilk yolu titreşime neden olan kaynakların ortadan kaldırılmasıdır. Örneğin dönen makinalardaki dengesiz atalet kuvvetleri sisteme periyodik kuvvetler uygularlar. Öncelikle bu tür dengesizliklerin giderilmesi gerekir. İkinci yol ise makine ve zemin arasında titreşim yalıtımı uygulamaktır. Pasif, yarı aktif ve aktif titreşim yalıtım yöntemleri olmakla birlikte ucuzluğu ve kolay uygulanabilirliği ile pasif titreşim yalıtımı oldukça yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu amaçla makinanın özelliklerine göre çeşitli izolatörler veya özel platformlar kullanılarak makineler kullanılacağı yerin zeminine oturtulurlar. Titreşim yalıtımı (i) zeminden gelen titreşimlerin mikroskop gibi hassas cihazlara geçmesini önlemek, (ii) dengesiz kuvvetler gibi makinanın oluşturduğu kuvvetlerin zemine geçmesini önlemek için yapılır. Bu yöntemler sırasıyla hareket yalıtımı ve kuvvet yalıtımı olarak isimlendirilmektedir.

Fabrikalarda kullanılan endüstriyel fan, jeneratör, pompa gibi sürekli çalışan makinelerin kullanılacağı yere uygun bir şekilde montajlanması gerekir. Bu amaçla makinanın özelliklerine göre çeşitli izolatörler veya özel platformlar kullanılarak makineler kullanılacağı yerin zeminine oturtulurlar. Aksi takdirde bu makineler sık sık arızalanabilir ve oluşturduğu titreşimler ile yakın civarda çalışan hassas makinelerin görevini tam olarak yerine getirmemesine neden olabilirler.

İmalat sanayinde çeşitli büyüklüklerdeki endüstriyel fanlar yaygın olarak kullanılmaktadırlar. Bu tür makinalardaki küçük dengesizlikler istenmeyen titreşimlerin oluşumuna ve makinanın kısa sürede zarar görmesine neden olabilmektedirler. Örnek olarak, cam ambalaj üretimi yapan Baştürk Cam Sanayi AŞ fabrikasında üretim prosesinde kullanılan kalıplar 450-550 °C sıcaklığa maruz kalmaktadır. Bu kalıpları soğutmak için 3000 d/dak dönen yüksek debi ve basınçta çalışan fan grupları kullanılmaktadır. Çalışma şartlarından dolayı oluşan titreşimlerden dolayı motor ile çark mili bağlantısını sağlayan kaplinlerde gevşeme, kaçıklık ve dengesizliğe, civatalarda gevşemeye ve fan milini yataklamak için kullanılan rulmanların hasar görmesine neden olmaktadır. Ayrıca bu titreşimler zemine geçerek diğer makineleri de etkileyebilmektedir. Oluşan bu hasarların giderilmesi için fanlar durdurulmak zorunda kaldığından üretim kayıpları meydana geldiği gibi bakım masrafları da artmaktadır. Mevcut durumda zemine rijid olarak bağlanan bu fanların oluşturduğu titreşimlerin zemine geçmesini

önlemek ve makinayı aşırı titreşimlerden korumak amacıyla piyasadan temin edilebilecek bir elastomerik izolator kullanılması düşünülmüştür. Bu değişiklik yapılmadan önce sistemin dinamik özelliklerinin incelenip seçilen izolatorün uygun olup olmadığının belirlenmesi önemlidir.

### **1.1. Tezin Amacı**

Bu tez çalışmasında bir cam ambalaj fabrikasında kullanılan ve gürültüye neden olan bir kalıp soğutma fanının pasif titreşim yalıtımı amacıyla kullanılacak olan elastomerik izolatorlerin rijidlik ve sönüm özelliklerinin uygunluğunu ve sayısını belirlemek ve yalıtım performansını ortaya koymaktır.

### **1.2. Tezin Kapsamı**

Endüstriyel fanın titreşim yalıtımında kullanılacak izolatorlerin yalıtım karakteristiklerinin sisteme uygun olup olmadığını ortaya koymak için tüm sistemin dinamik özelliklerinin belirlenmesi gerekir. Bu amaçla fan, izolatorler ve zeminden oluşan titreşim sisteminin rijid cisim kabulü ile kütle-yay ve sönüm elemanı ile altı serbestlik dereceli fiziksel modeli oluşturulmuştur. Çeşitli kabuller altında Newton'un II. Hareket Kanunu kullanılarak hareket denklemleri oluşturulmuş ve Matlab ortamında özdeğer problemi çözülerek doğal frekans ve mod biçimleri elde edilmiştir. Yalıtım amacıyla kullanılacak olan izolatorün hem statik hem de titreşim testler ile yay ve sönüm özellikleri kabaca tahmin edilmeye çalışılmış bu değerler yapılan analizlerde kullanılmıştır. Fanın yalıtımında kullanılacak izolator sayısına karar vermek amacıyla farklı sayıda izolator kullanılması durumları için geçirgenlik grafiği oluşturulmuş ve izolasyon verimi hesaplanmıştır. Ayrıca hareket denklemleri durum uzayında sayısal olarak çözülerek farklı sayıda izolator kullanımı durumları için titreşim cevapları elde edilmiştir.

Çalışmanın bundan sonraki bölümünde titreşim yalıtımı konusunda yapılan literatür taraması özet olarak verilmiştir. Üçüncü bölümde kısaca konu ile ilgili titreşim teorisi ve dördüncü bölümde makinalarda titreşim yalıtım teorisi verilmiştir. Beşinci bölümde de titreşim yalıtımında kullanılan elemanlar, bunların özellikleri ve yalıtım malzemesi seçilirken dikkat edilmesi gereken hususlardan bahsedilmiştir. Altıncı bölümde incelenen fanın rijid cisim modeli oluşturularak hareket denklemleri elde edilmiştir. Yedinci bölümde yalıtım amacıyla kullanılacak örnek bir izolatorün deneysel titreşim analizi ile elastiklik ve sönüm oranlarının yaklaşık belirlenmesi için yapılan deneysel çalışma sunulmuştur. Sekizinci bölümde yalıtım için farklı sayıda izolator kullanılması durumlarının her biri için izolasyon verimi belirlenmiştir. Bunun için sistemin kütle, katılık ve sönüm matrisleri elde edilmiş ve özdeğer problemi çözülerek doğal frekanslar belirlenmiştir. En büyük doğal frekans değeri kullanılarak geçirgenlik grafikleri ve

izolasyon verimleri elde edilmiş, sonuçlar tablolar halinde karşılaştırılmış ve yorumlanmıştır. Dokuzuncu bölümde hareket denklemlerinin sayısal yöntemle çözülmesiyle elde edilen titreşimler sunulmuştur. Son bölümde elde edilen sonuçlar yorumlanmış ve öneriler sunulmuştur.



## 2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Titreşim yalıtım teorisi temel olarak ortaya konmuş ve titreşim ile ilgili kitaplarda bahsedilmiştir. Literatürde, bu teorinin farklı makine sistemleri üzerinde uygulanarak yalıtım yapılmaya çalışıldığı birçok tez, makale ve bildiriye rastlanmaktadır. Çalışma ile yakından ilgisi olan bazı çalışmalar aşağıda özetlenmiştir.

Gürsoy [1], bir eksantrik presin çeşitli pasif titreşim yalıtım yöntemleri ile titreşimlerinin azaltılması üzerine bir tez çalışması yapmıştır. Çalışmada pres rijid kütle olarak kabul edilmiş ve dört noktadan izolatör ile zemine tutturulmuştur. Prese etki eden kuvvet yatay düzleme dik ve kütle merkezinden kaçık olarak dikkate alınmıştır. Böylece sistemin düşey ekseninde öteleme ve yatay düzlemdeki iki ekseninde de dönmeler (yalpalama ve kafa vurma hareketi) dikkate alınarak sistem üç serbestlik dereceli olarak modellenmiş ve hareket denklemleri elde edilmiştir. Bu denklemler farklı izolatör parametreleri (yay sabiti ve sönüm değeri) için sayısal olarak çözümlenerek uygun izolatör parametreleri belirlenmeye çalışılmıştır. Çalışmalar viskoz, histeritik ve Coulomb sönüm kabulleri için yapıldığı gibi dinamik titreşim yutucu kullanılarak da yapılmıştır. Kabul edilen şartlar altında en iyi titreşim yalıtımının histeritik sönümlü durumda elde edildiği rapor edilmiştir.

Eken [2], bir torna tezgâhında izolatör kullanımının etkilerini deneysel olarak incelemiştir. Orta büyüklükteki bir torna tezgâhında uzun ve bozuk biçimli bir parça işlenerek aşırı titreşim oluşturulmaya çalışılmıştır. Tezgâhın iki tarafındaki ayaklarda ve zeminde titreşim ölçümleri yapılmıştır. Aynı ölçümler tezgâh ile zemin arasına özellikleri belli olmayan bir kauçuk yalıtım malzemesi konularak yapılmıştır. Sonuçlar tablo ve grafiklerle verilmiş, yalıtım malzemesi kullanıldığında zemindeki titreşimlerin azaldığı ifade edilmiştir. Bu bulgulara rağmen titreşimi oluşturan kuvvetlerin frekans karakteri hakkında bir bilgi bulunmadığı gibi kauçuk malzemelerin özellikleri frekansa bağlı olarak değişeceğinden çalışmada frekans analizi yapılmaması bir eksiklik olarak değerlendirilmektedir.

Viorel ve Ioan [3], bir termik güç santralindeki baca gazı fanının titreşim yalıtımı ile ilgili bir çalışma sunmuşlardır. Eksenel tip olan bu fan, 8,5 m çapta, 5860 kg olup 500 d/dak hız ile dönmektedir ve 90 m yükseklikte bir katta çelik yaylı izolatörlerle mesnetlenmiştir. Fanda yapılan bir yenileme çalışmasından sonra titreşim seviyesinin düşürülmesi ihtiyacı doğmuştur. Normal şartlarda simetrik olarak montajlı olan çok sayıdaki izolatörlerin yenileme sırasında uygun olmayan bir montaj ile simetrisinin bozulduğu bu nedenle titreşimlerin arttığı tespit edilmiştir. Titreşimlerin nedenini anlamak üzere basit bir analitik model oluşturulmuştur. İzolatörlerin simetrik ve asimetric olması durumları incelenmiştir. Sistemin çok büyük ve titreşim seviyelerinin tehlikeli seviyede olması nedeniyle gerçek sistem üzerinde titreşim ölçümleri

yapılamadığından sistemin ölçekli bir modeli imal edilerek laboratuvar ortamında testler yapılmıştır. Yapılan inceleme ve analizlerden sonra izolatör simetrisini bozan bazı imalat hataları tespit edilerek problem çözülmüştür.

Evcı [4] tez çalışmasında, gemicilikte ve enerji santrallerinde kullanılan sekiz silindirli bir dizel motor için motor takozu ve motor üzerinde yer alan elektrik kabini için titreşim izolasyon elemanları geliştirmek ve tasarlamak için çalışmıştır. Bu amaçla çok telli çelik halatlar ile yapılmış titreşim izolatörleri kullanılmıştır. Bu tür izolatörler teller arasındaki sürtünmeden dolayı doğrusal olmayan histeritik sönüm özelliğine sahiptir titreşim ve şok yalıtımında etkilidirler. Ağır çevre şartlarına dayanıklılığı nedeni ile gemicilik, imalat, savunma gibi endüstrilerde kullanılabilir. Motor rijid kabul edilerek motor-izolatör sisteminin tüm altı eksen için rijid doğal frekansları WinRemo yazılımı kullanılarak elde edilmiştir. İzolatör parametreleri yazılım üzerinde deneme-yanılma yolu ile belirlenmeye çalışılmıştır. Daha sonra izolatör yay katsayıları deneysel olarak belirlenerek yazılımda kullanılmıştır. Aynı analizler elektrik kabini için de gerçekleştirilmiştir. Doğal frekansları doğrulamak üzere motor çalışır vaziyette farklı durumlar için deneysel titreşim ölçümleri yapılmıştır. Ayrıca motor ve elektrik kabini ayrı ayrı hidrolik ve elektrodinamik sarsıcılar ile dinamik testlere tabi tutulmuş ve kapsamlı analizler yapılmıştır.

Okwudire ve Lee [5], ultra hassas işlem yapan bir imalat tezgahında artık titreşimlerin, izolatör bağlantı noktalarının konumlarını ayarlayarak modları ayırılarak izole edilmiş bir sisteme göre daha fazla azaltılabileceğini analitik olarak göstermeye çalışmışlardır. Beş eksenli bir CNC tezgâhı üzerinde sayısal simülasyonla beraber kısıtlı bir deneysel çalışma da yapılmıştır.

Odabaş ve Çalışkan [6], bir taramalı elektron mikroskobu için yüzer döşemeli pasif titreşim yalıtım sistemi tasarımı yapmışlardır. Cihazın yerden gelecek titreşimlerden etkilenmemesi için yüzer döşeme altında viskoelastik mesnetler kullanmışlardır. Yüzer beton kaide ve cihaz tek bir rijid cisim kabul edilerek üç öteleme ve üç dönme olmak üzere altı serbestlik dereceli analitik bir model oluşturulmuş ve sayısal çözümlerle yalıtım sisteminin parametreleri belirlenmeye çalışılmıştır. Analitik model yüzer beton üzerinde titreşim cevaplarını verecek şekilde oluşturulmuştur. Deneysel titreşim ölçümleri ile de doğrulama çalışmaları yapılmıştır.

Eker [7], bir jet uçağın aviyoniklerinin pasif titreşim yalıtım parametrelerinin belirlenmesi üzerine bir tez çalışması yapmıştır. Sistem analitik olarak modellenmiş, sonlu elemanlar analizi ile doğrulama çalışmaları yapılmış ve optimizasyon çalışmalarından sonra açık kodlu bir yazılım oluşturulmuştur. Analitik modelde yalıtım yapılacak cihaz altı serbestlikle rijid kütle olarak dikkate alınmıştır. Yalıtım malzemesi için Voight modeli kullanılmış ve dönme eksenlerindeki rijidlikleri ihmal edilerek sadece üç eksenle öteleme yönlerinde etki ettiği varsayılmıştır.

Ertem [8], pasif titreşim ve şok yalıtıcılarının optimum tasarımı ile ilgili bir tez çalışması yapmıştır. Bu tezde şok ve titreşim yalıtımı sağlayabilecek maksimum rijitliğin hesaplanmasını ve

eleman seçimini incelemiştir. Şok ve titreşim hesaplamalarının çözüm yöntemleri ortaya konmuş, ilgili hesaplamalar gerçekleştirilmiş, optimum yalıtıcıların seçilebilmesi için bir Matlab kodu oluşturulmuştur. Oluşturulan Matlab kodu ile hesaplamaların yapılabilmesi için gerekli parametrelerin tanımlanmasını ve elde edilen sonuçların sağlanması için bir ara yüz oluşturulmuştur.

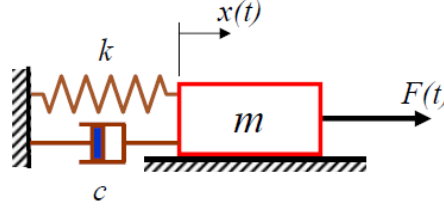
Hündürel [9], Tek silindri dizel jeneratörün titreşimlerinin optimum yalıtımı ile ilgili çalışma yapmıştır. Motor ve araç sistemlerinin genel bir formülasyonu yapılmış ve farklı kriterler için optimum çözümlerin bulunması için bir Matlab programı hazırlanmıştır.

Qi vd. [10], hassas optik bir sistem için pasif titreşim yalıtıcı tasarımı üzerine bir çalışma yapmıştır. Göz önüne alınan sistemin dönme titreşimlerinden etkilendiği ve bu titreşimlerin de öteleme titreşimlerinin birbirini etkilemesi sonucu ortaya çıktığı göz önüne alınmıştır. Rijid cisim olarak kabul edilen cihaz, altı serbestlik dereceli olarak modellenmiş ve izolatörlerin dönme etkileri ihmal edilerek sadece üç ekseninde öteleme yönündeki yay ve sönüm özelliği dikkate alınmıştır. Bu halde sistemin transfer fonksiyonları elde edilmiş ve hareketlerin birbirine bağlı olma ve olmama şartları değerlendirilmiştir. Ayrıca kullanılacak izolatör sayısının ve yerleşim biçiminin de titreşim geçirgenliği üzerindeki etkileri incelenmiştir.

Özetle, yukarıda verilen örneklerde araştırmacıların çeşitli tipteki makinaların oluşturdukları titreşimlerin zemine geçmesini önlemek veya çeşitli hassas cihazların zeminden gelen titreşimlerden etkilenmesini önlemek amacıyla yapılacak titreşim yalıtımında kullanılacak izolatörlerin tipi ve uygunluğu konusunda çalışmalar yaptıkları görülmektedir. Bu çalışmada da endüstriyel bir fanın oluşturduğu titreşimlerin zemine geçmesini en aza indirmek amacıyla yapılacak pasif titreşim yalıtımında kullanılacak izolatörün uygunluğu araştırılacaktır.

### 3. TEMEL TİTREŞİM TEORİSİ

Titreşim, bir cismin belirli bir zaman aralığında belirli bir referans etrafında yaptığı salınım hareketi olarak tanımlanabilir. Titreşim genellikle genlik ve frekans bilgileri ile tanımlanır. Genlik titreşim sırasında cismin yer değiştirme, hız ve ivme gibi hareketini belirleyen parametrelerin zaman içerisinde aldığı değerdir. Frekans ise bir saniyede gerçekleşen salınım sayısını ifade eder ve Hertz birimindedir. Titreşimin oluşumu için geri getirici bir etkinin olması gerekir. Titreşim sistemleri en basit biçimde kütle, yay ve sönüm elemanları ile modellenirler (Şekil 3.1). Kütle ( $m$  [kg]) ve elastik ( $k$  [N/m]) özellikleri sistemin doğal frekanslarını belirlerken sönüm ( $c$  [kg/s]) özelliği titreşimin genliğini belirler [11].

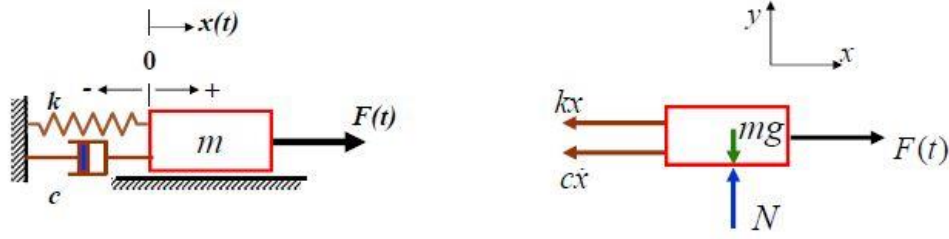


Şekil 3.1. Tek serbestlik dereceli kütle-yay-sönüm modeli [11]

Tüm mühendislik yapıları dönenen dengesizliklerin oluşturduğu atalet kuvvetleri, darbeli çalışan makinalar, rüzgâr, deprem gibi çeşitli etkiler altında titreşim hareketi yaparlar ve bu sistemlerde karşılaşılan titreşim problemlerinin başında rezonans gelmektedir. Bu etkilerin frekansları sistemin doğal frekanslarından biri ile çakıştığında sistem yüksek genlikte titreşim hareketi yapmaktadır. Bu yüksek genlikli titreşimler makine performansının düşmesine, makine elemanlarının hasarına ve hatta yorulma ile kırılmaya neden olabilmektedir. Bu bakımdan mühendislik sistemlerinin kullandıkları yerdeki şartlar dikkate alınarak titreşim karakteristiklerinin belirlenmesi ve tasarımlarının buna göre yapılması önemlidir. Bir sistemin titreşim analizi için sistemin öncelikle diferansiyel denklemlerle ifade edilen matematiksel modelinin oluşturulması gerekir. Bu amaçla Newton, Lagrange tarzında D'Alambert prensibi, Lagrange denklemleri, Hamilton prensibi gibi yöntemler kullanılır. Bu diferansiyel denklemlerin çözümünden de sisteme ait doğal frekans ve titreşim (mod) biçimleri elde edilebilir. Bu amaçla analitik yöntemlerin yanında gerçek mühendislik yapılarının analizinde sonlu elemanlar gibi sayısal yöntemler yaygın olarak kullanılmaktadır.

Bu çalışmada dikkate alınan fan sistemi periyodik olarak etki eden dengesiz kuvvet etkisinde olduğundan burada detaya girmeden harmonik zorlanmış titreşim altındaki tek serbestlik dereceli sönümlü sistemin teorisi verilecektir. Titreşim yalıtım problemlerinde de zeminden tahrikli sistem modeli kullanıldığından bu konu hakkında gerekli teoriden bahsedilecektir.

### 3.1. Tek Serbestlik Dereceli Sönümlü Zorlanmış Titreşim



Şekil 3.2. Sönümlü zorlanmış titreşim modeli [11]

Şekil 3.2’de harmonik zorlanmaya maruz kalan viskoz sönümlü tek serbestlik dereceli sistemin hareket denklemini Newton’un II. Hareket kanunu yardımıyla aşağıdaki gibi elde edilebilir:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F_0 \cos \omega t \quad (3.1)$$

Denklemin her iki tarafı da kütle ( $m$ ) ile bölünür ve  $\zeta$ , ve  $\omega_n$  parametreleri tanımlanarak aşağıdaki gibi de yazılır:

$$\ddot{x} + 2\zeta\omega_n\dot{x} + \omega_n^2x = f_0 \cos \omega t \quad (3.2)$$

Burada  $\omega_n$  doğal frekans ve  $\zeta$  boyutsuz sönüm oranı olup aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (3.3)$$

$$\zeta = \frac{c}{\sqrt{2km}} \quad (3.4)$$

Homojen olmayan bu ikinci mertebeden sabit katsayılı diferansiyel denklemin genel çözümü bilindiği gibi homojen ve özel çözümlerin toplamından oluşur. Homojen kısmın çözümü sistemin serbest titreşimlerine ait geçici cevabına ve özel çözüm de zorlayıcı kuvvet etkisindeki sistem cevabını yani kararlı durum cevabına karşılık gelmektedir.

Homojen kısmın çözümü:

$$x(t) = Ae^{-\zeta\omega_n t} \sin(\omega_d t + \phi) \quad (3.5)$$

Biçiminde olup  $A$  ve  $\phi$  sabitleri verilecek  $x(0) = x_0$  ve  $\dot{x}(0) = v_0$  başlangıç şartlarından bulunacaktır.  $\omega_d (= \omega_n \sqrt{1 - \zeta^2})$  ise sönümlü sistemin doğal frekansdır.

Özel çözüm ise belirsiz katsayılar yöntemi kullanılarak bulunabilir:

$$x_p(t) = X \cos(\omega t - \phi) \quad (3.6)$$

Sönümün etkisinden dolayı bir faz kayması beklenir. Bu denklem aşağıdaki formda da yazılabilir.

$$x_p(t) = A_s \cos \omega t + B_s \sin \omega t \quad (3.7)$$

$A_s = X \cos \theta$  ve  $B_s = X \sin \theta$  sabitleri kullanıldığında bunlar arasındaki bağlantı;

$$X = \sqrt{A_s^2 + B_s^2} \quad (3.8)$$

$$\theta = \tan^{-1} \frac{B_s}{A_s} \quad (3.9)$$

(3.7) ile verilen çözümün türevlerini alırsak;

$$\dot{x}_p(t) = -\omega A_s \sin \omega t + \omega B_s \cos \omega t \quad (3.10)$$

ve

$$\ddot{x}_p(t) = -\omega^2 (A_s \cos \omega t + B_s \sin \omega t) \quad (3.11)$$

Burada elde edilen  $x_p$ ,  $\dot{x}_p$  ve  $\ddot{x}_p$ 'nin denklem (3.10) de ki hareket denkleminde yerlerine yazılması sonucunda aşağıda ki genel denklem elde edilir.

$$(-\omega^2 A_s + 2\zeta \omega_n \omega B_s + \omega_n^2 A_s - f_0) \cos \omega t + (-\omega^2 B_s - 2\zeta \omega_n \omega A_s + \omega_n^2 B_s) \sin \omega t = 0 \quad (3.12)$$

Verilen  $t$  değerinin denklemi sağlayabilmesi için  $\sin \omega t$  ve  $\cos \omega t$  kat sayılarını sıfır olması gerekmektedir.

$$(\omega_n^2 - \omega^2) A_s + (2\zeta \omega_n \omega) B_s = f_0 \quad (3.13)$$

$$(-2\zeta \omega_n \omega) A_s + (\omega_n^2 - \omega^2) B_s = 0 \quad (3.14)$$

İki belirsiz katsayıda  $A_s$  ve  $B_s$ 'tir. Bu iki doğrusal denklem tek bir matris denklemi olarak yazılabilir.

$$\begin{bmatrix} \omega_n^2 - \omega^2 & 2\zeta \omega_n \omega \\ -2\zeta \omega_n \omega & \omega_n^2 - \omega^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_s \\ B_s \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.15)$$

Bu denklem takımının çözülmesi ile;

$$A_s = \frac{(\omega_n^2 - \omega^2) f_0}{(\omega_n^2 - \omega^2)^2 + (2\zeta \omega_n \omega)^2} \quad (3.16)$$

$$B_s = \frac{2\zeta \omega_n \omega f_0}{(\omega_n^2 - \omega^2)^2 + (2\zeta \omega_n \omega)^2} \quad (3.17)$$

Bu değerlerin denklemler (3.7), (3.16) ve (3.17) olarak yerine yazılması ile belirli çözüm;

$$x_p(t) = \frac{\frac{x}{f_0}}{\sqrt{(\omega_n^2 - \omega^2)^2 + (2\zeta\omega_n\omega)^2}} \cos\left(\omega t - \tan^{-1} \frac{2\zeta\omega_n\omega}{\omega_n^2 - \omega^2}\right) \quad (3.18)$$

Genel çözüm, homojen ve özel çözümlerin toplamıdır.

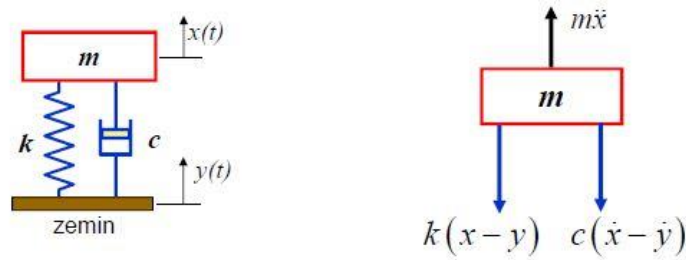
$$x(t) = Ae^{-\zeta\omega_n t} \sin(\omega_d t + \phi) + X_0 \cos(\omega t - \theta) \quad (3.19)$$

Buradan A ve  $\phi$  başlangıç şartlarından bulunur. [24]

$$x(t) = \underbrace{Ae^{-\zeta\omega_n t} \sin(\omega_d t + \phi)}_{\approx 0 \text{ geçici cevap (transient response)}} + \underbrace{X_0 \cos(\omega t - \theta)}_{\text{kararlı durum cevabı (steady-state response)}} \quad (3.20)$$

### 3.2. Makine Titreşiminde Zemin Tahriki

Makinalar ve makine parçaları çoğu zaman bağlandıkları zeminden gelen harmonik tahriklerin etkisinde olabilmektedir. Örneğin, bir otomobil, yoldan gelen harmonik titreşimlerin etkisindedir. Yoldan gelen etkiler süspansiyon sistemi üzerinden otomobile geçer. Yay ve amortisörden oluşan süspansiyon sistemi bu titreşimlerin araca ve yolculara geçmesini önler. Benzer şekilde titreşim oluşturan sistemlerde zemin ile makine arasına yerleştirilecek lastik takozlar, dönen aksamı olan makinalarda beton kaide veya neopren malzemeler aracılığıyla titreşim sönmülenebilir. Bu tür sistemler zemin yüzeyi tarafından harmonik olarak tahrik edilen sistemler olarak düşünülerek modellenebilirler.



Şekil 3.3. Zeminden tahrikli sistem modeli [11]

Şekil 3.3'te zemin tahrik probleminin modeli ve serbest cisim diyagramı verilmiştir.

Newton'un II. Hareket kanununa göre denge şartı yazılırsa;

$$\sum F = m\ddot{x} \quad (3.21)$$

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0 \quad (3.22)$$

$$m\ddot{x} + c(\dot{x} - \dot{y}) + (k(x - y)) = 0 \quad (3.23)$$

Zemin tahrik problemi için, zeminin harmonik olarak hareket ettiği kabul edilirse,

$$y(t) = Y \sin \omega t \quad (3.24)$$

Yazılabilir. Burada  $Y$ , zemin hareketinin genliğini ve  $\omega$ , zemin salınım frekansını temsil eder. Denklem (3.4) ve türevi denklem (3.3)'de kullanılarak

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = cY\omega \cos \omega t + kY \sin \omega t \quad (3.25)$$

elde edilir. Bu, iki harmonik girdili bir yay-kütle-sönümlenme sistemi olarak düşünülebilir.

Denklem (3.25)'te aşağıdaki gibi de yazılabilir:

$$\ddot{x} + 2\zeta\omega_n\dot{x} + \omega_n^2x = 2\zeta\omega_n\omega Y \cos \omega t + \omega_n^2 Y \sin \omega t \quad (3.26)$$

Zorlayıcı kuvvet sadece bir cosinüs fonksiyonu olursa;

$F_0 = 2\zeta\omega_n\omega Y$  'yi denklem (3.27)'de yerine yazarak, cosinüs dönüşümünden kaynaklanan özel çözüm  $x_p$

$$x_p^{(1)} = \frac{2\zeta\omega_n\omega Y}{\sqrt{(\omega_n^2 - \omega^2)^2 + (2\zeta\omega_n\omega)^2}} \cos(\omega t - \theta_1) \quad (3.27)$$

burada;

$$\theta_1 = \tan^{-1} \frac{2\zeta\omega_n\omega}{\omega_n^2 - \omega^2} \quad (3.28)$$

Zorlayıcı kuvvet sadece bir sinüs fonksiyonu olursa;

Bu defa belirsiz katsayılar yöntemi,  $\omega_n^2 Y \sin \omega t$  harmonik zorlama durumu için tekrar uygulanır.

Denklemi (3.29) hesaplamak için kullanılan işlemlerin ardından,

$$x_p^{(2)} = \frac{\omega_n^2 Y}{\sqrt{(\omega_n^2 - \omega^2)^2 + (2\zeta\omega_n\omega)^2}} \sin(\omega t - \theta_1) \quad (3.29)$$

Burada özel çözümün  $x_p^{(2)} = X \sin(\omega t - \theta_1)$  biçiminde olduğu varsayılır. Burada  $\theta_1$  açısı denklemde (3.28) verilen ile aynıdır. Çünkü faz açısı tahrik genliğinden bağımsızdır. İki özel çözüm arasındaki faz farkı, sinüs ve cosinüs çözümü kullanılarak hesaplanır. İki özel çözümün argümanları aynı olduğundan  $(\omega t - \theta_1)$ , basit trigonometri kullanılarak kolayca toplanabilirler.

Doğrusal sistemler için süperpozisyon ilkesinden, toplam özel çözüm her iki özel çözümün toplamıdır, yani  $x_p = x_p^{(1)} + x_p^{(2)}$ . Böylece genel çözüm aşağıdaki gibi elde edilir:

$$x_p(t) = \omega_n Y \left[ \frac{\omega_n^2 + (2\zeta\omega_n\omega)^2}{(\omega_n^2 - \omega^2)^2 + (2\zeta\omega_n\omega)^2} \right]^{1/2} \cos(\omega t - \theta_1 - \theta_2) \quad (3.30)$$

$$\theta_2 = \tan^{-1} \frac{\omega_n}{2\zeta\omega} \quad (3.31)$$

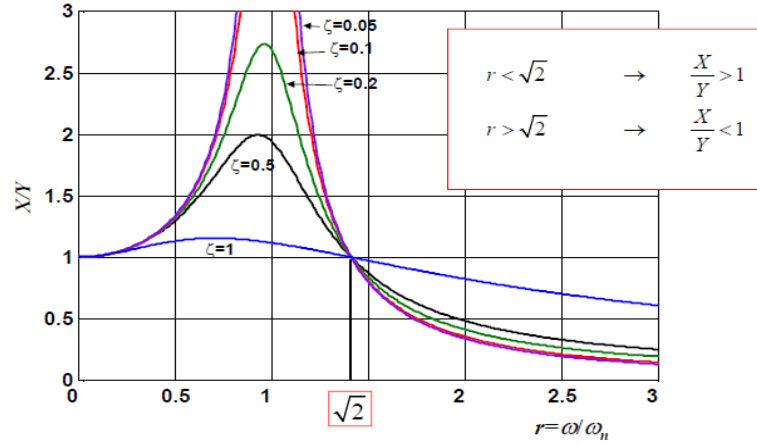
Burada  $r = \omega/\omega_n$  boyutsuz frekans oranını tanımlayarak en büyük genlik  $X$  aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$X = Y \left[ \frac{1 + (2\zeta r)^2}{(1 - r^2)^2 + (2\zeta r)^2} \right]^{1/2} \quad (3.32)$$

Bu son ifade zemin hareketinin büyüklüğüne ( $Y$ ) bölünürse;

$$T = \frac{X}{Y} = \sqrt{\frac{1 + (2\zeta r)^2}{(1 - r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} \quad (3.33)$$

elde edilir. Bu orana **hareket geçirgenliği (displacement taransmissibility)** denilir ( $T = X/Y$ ) ve frekansa bağlı olarak zemindeki hareketin kütleye hangi oranda geçeceğini belirler [11].



Şekil 3.4. Hareket geçirgenliği ve frekans oranı arasında ki ilişki [11]

Hareket geçirgenliğinin farklı sönüm oranları ( $0 < \zeta < 1$ ) için boyutsuz frekans oranına göre nasıl değiştiği Şekil 3.4'teki grafikte gösterilmiştir. Grafikte görüldüğü gibi geçirgenlik tüm  $\zeta$  değerleri için rezonans durumu olan  $r=1$  de en büyük değerine ulaşmakta ve bundan sonra azalmaktadır.  $r = \omega/\omega_n = \sqrt{2}$  değerinde bütün eğriler bir noktada kesişirler.  $r < \sqrt{2}$  için geçirgenlik değeri 1 in üzerindedir ( $T > 1$ ), yani zeminden gelen titreşimler büyüyerek sisteme geçmektedir. Bir başka deyişle yalıtım söz konusu değildir. Özellikle rezonans bölgesinde büyük sönüm değerleri titreşim genliklerini düşürmektedir.  $r > \sqrt{2}$  olduğu durumlarda geçirgenlik birin altına düşmektedir ( $T < 1$ ). Yani bu bölgede çalışan bir sistemde zeminden gelen titreşimler makinaya azalarak geçmektedir ki bu yalıtımın gerçekleştiğini gösterir. Burada öncekinin tersine  $\zeta$  değeri düşükçe yalıtım iyileşmektedir.

Özetle, tahrik frekansının sistem doğal frekansından en az  $\sqrt{2}$  kat büyük olduğu durumlarda yalıtım gerçekleşmektedir. Aynı şartlarda daha iyi bir yalıtım için de sönüm oranının

mümkün olduğunca küçük olması gerekir. Bu da ağır kütle, yumuşak yay ve az sönüm ilkesi ile başarılabilir. Ancak bu şartların hepsi aynı anda sağlanamayabilir. Örneğin yay yumuşatıldığında makineyi taşıyacak yeterli sertliğe sahip olamayacağından çok fazla çökecektir. Bu durumda kütleli artırmak uygun olsa da bunun da belli bir sınırdan kalması gerekir. Diğer yandan sönümün az tutulması rezonans bölgesinden geçilmesi durumunda aşırı titreşimlerin oluşmasına neden olur.

### 3.3. Çok Serbestlik Dereceli Sistemler

Bu çalışmada incelenen fan sistemi çok serbestlik dereceli olarak modelleneneğinden ve sistemin doğal frekanslarının bilinmesi gerektiğinden bu sistemlerin doğal frekanslarının nasıl elde edileceğinden burada kısaca bahsetmek uygun olacaktır. Çok serbestlik dereceli bir sistemin genel hareket denklemleri matris formunda aşağıdaki gibi yazılır:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}\mathbf{x} = \mathbf{F} \quad (3.34)$$

Burada  $\mathbf{M}$ ,  $\mathbf{C}$  ve  $\mathbf{K}$  sırasıyla kütle, sönüm ve katılık matrislerini  $\mathbf{F}$  ise dış kuvvet vektörünü ifade etmektedir. Bu sistemlerin doğal frekansları ve mod biçimleri serbest titreşim durumu için özdeğer problemine dönüştürülerek bulunabilir.

Sönüm ihmal edilip serbest titreşim durumu göz önüne alınırsa:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}\mathbf{x} = \mathbf{0} \quad (3.35)$$

$\mathbf{x} = \mathbf{M}^{-1/2}\mathbf{q}$  dönüşümü yapılır ve tüm denklem önden  $\mathbf{M}^{-1/2}$  ile çarpılırsa:

$$\mathbf{M}^{-1/2}\mathbf{M}\mathbf{M}^{-1/2}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{M}^{-1/2}\mathbf{K}\mathbf{M}^{-1/2}\mathbf{q} = \mathbf{0} \quad (3.36)$$

elde edilir. Burada

$$\mathbf{M}^{-1/2}\mathbf{M}\mathbf{M}^{-1/2} = \mathbf{I}, \quad \mathbf{M}^{-1/2}\mathbf{K}\mathbf{M}^{-1/2} = \tilde{\mathbf{K}} \quad (3.37)$$

olmak üzere hareket denklemleri aşağıdaki gibi elde edilir:

$$\mathbf{I}\ddot{\mathbf{q}} + \tilde{\mathbf{K}}\mathbf{q} = \mathbf{0} \quad (3.38)$$

$\mathbf{q} = \mathbf{v}e^{i\omega t}$  çözüm kabulü yapıp denklemde yerine yazılırsa:

$$-\omega^2\mathbf{v}e^{i\omega t} + \tilde{\mathbf{K}}\mathbf{v}e^{i\omega t} = \mathbf{0} \quad (3.39)$$

$\mathbf{v}e^{i\omega t} \neq \mathbf{0}$  için

$$\omega^2\mathbf{v} = \tilde{\mathbf{K}}\mathbf{v} \quad (3.40)$$

özdeğer problemine ulaşılır. Burada özdeğerler doğal frekansların karesine karşılık gelir. Her bir özdeğere karşılık gelen öz vektörler de mod biçimlerine karşılık gelmektedir.

## 4. MAKİNALARDA TİTREŞİM YALITIMI

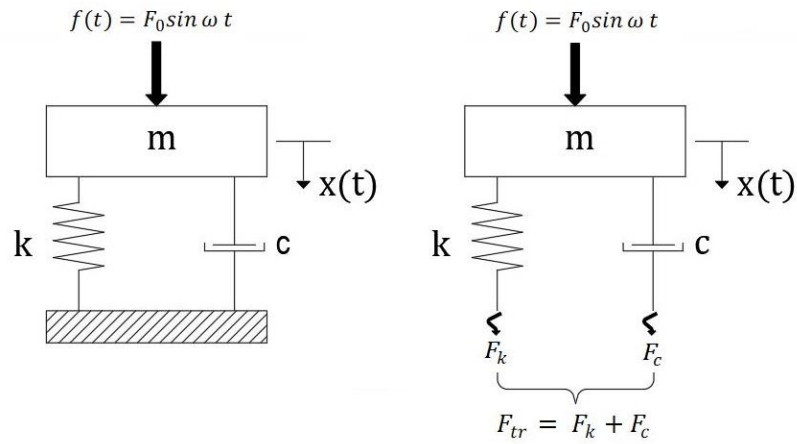
Titreşim yalıtımının temel amacı titreşim hareketini veya oluşan kuvvetleri azaltmaktır. Bir titreşim yalıtım sistemi, yalıtımı yapılacak cisim, destek yüzeyi (yer, zemin) ve bunların arasına yerleştirilen titreşim yalıtım elemanından (titreşim yalıtıcısı, izolatör) oluşmaktadır. Bu titreşim izolatörleri kauçuk ekipmanlardan, yaylardan veya bu iki ekipmanın birleşiminden oluşur. Sönümleyiciden farklı olarak bu izolatörler titreşim transferini minimize etmek için kullanılmaktadır.

Uygulamada titreşim yalıtımı iki amaç için yapılmaktadır:

- (i) Bir cihazın zeminden gelen titreşimlerden etkilenmesinin önlenmesi,
- (ii) Bir makinada oluşan titreşim kuvvetlerinin zemine geçmesinin önlenmesi.

Bunlardan hareket yalıtımı olarak isimlendirilen birincisi özellikle mikroskop, elektronik devre kartları, hassas işlem yapan makinalar ve benzeri makine elemanları veya cihazların doğru çalışabilmesi için zeminden gelecek titreşimlerden etkilenmemesi için yapılır. Kuvvet yalıtımı olarak isimlendirilen ikincisinde ise bir makinada dönen dengesiz kütleler gibi nedenlerle oluşan titreşimlerin yere geçmesini önlemek amacıyla yapılır. Bir makinanın oluşturduğu titreşimler montaj ayaklarından geçerek zemine iletilebilir ve bu da çevredeki diğer makinaları olumsuz olarak etkileyebilir. İyi bir yalıtım için bu izolatörlerin özelliklerinin belirlenmesi ve uygun seçim yapılması gerekir.

### 4.1. Titreşim Yalıtım Teorisi



Şekil 4.1. Tek serbestlik dereceli titreşim yalıtım sisteminin serbest çizim diyagramı

Yukarıda bahsedilen her iki titreşim yalıtım problemi için izolatör parametrelerinin belirlenmesinde zeminden tahrikli sistem durumunda elde edilen ve Denklem (3.33) ile verilen hareket geçirgenliği kullanılır.

Kuvvet yalıtımı için gerekli formülasyonu türetmek üzere Şekil 4.1’te görüldüğü gibi bir yay ve sönüm elemanı ile rijid zemine bağlanmış bir makinada oluşan harmonik kuvvetler bu yay ve sönüm elemanı üzerinden yere geçerler. Yere geçen bu kuvvetin toplamı:

$$F_T(t) = kx + c\dot{x} \quad (4.1)$$

Buradan yere geçen kuvvetin genliği aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$|F_T| = \omega_n \sqrt{(kX)^2 + (c\omega)^2} = kX \sqrt{1 + (2\zeta r)^2} \quad (4.2)$$

Makinadaki bozucu kuvvetin  $F(t) = F_0 \sin(\omega t)$  biçiminde harmonik olması durumunda en büyük titreşim genliği:

$$X = \frac{F_0/k}{\sqrt{(1 - r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} \quad (4.3)$$

biçimindedir. Bu denklem (4.2) de yerine yazılır ve  $F_T/F_0$  oranı çekilirse;

$$T = \left| \frac{F_T}{F_0} \right| = \sqrt{\frac{1 + (2\zeta r)^2}{(1 - r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} \quad (4.4)$$

elde edilir ki bu oran **kuvvet geçirgenliği (force taransmissibility)** olarak isimlendirilir. Elde edilen bu denklemin Denklem (3.33)’te verilen hareket geçirgenliği ile aynı olduğuna dikkat çekmek gerekir. Dolayısıyla Şekil 3.4’te hareket geçirgenliği için yapılan yorumlar kuvvet geçirgenliği için de geçerlidir.

Yalıtımın başarısını belirlemek için Denklem (4.5) ile verilen yüzde olarak yalıtım verimi kullanılır.

$$I[\%] = (1 - T) * 100 \quad (4.5)$$

Yukarıda verilen denkleme göre  $\sqrt{2} \leq r \leq 5$  oranları için izolasyon değerleri ortalama olarak Tablo 4.1’de verilmiştir. Örneğin geçirgenlik 0,05 (%5) ise izolasyon verimi %95 olur.

**Tablo 4.1.** Çeşitli  $r$  frekans oranları için yüzde izolasyon değerleri

$r$	$\sqrt{2}$	2	3	4	5
I[%]	0	66,7	87,5	93,3	95,8

Her iki yalıtım durumunda da problem makine ve zemin arasında uygun izolatörler tasarımı yapılarak giderilebilir. Ancak titreşim yalıtıcısının tasarımı kolay olmayıp birbirinden farklı birçok çözüm bulunabilir ve bunlar makine üzerindeki şartların değişmesi halinde görevini yerine getiremeyebilirler.

## 4.2. Titreşim Yalıtım Yöntemleri

Genel olarak pasif, yarı aktif ve aktif olmak üzere üç tür titreşim yalıtım yöntemi vardır.

### 4.2.1. Pasif Titreşim Yalıtımı

Sistemdeki istenmeyen titreşimin yok edilmesi için makine ve zemin arasına yalıtım malzemeleri kullanılır. Yukarıda bahsedilen hareket ve kuvvet yalıtımı yöntemi pasif yöntemdir. Sistemin kütle, katılık değerleri ve frekans oranı değerine göre bir defaya mahsus tasarım yapılır.

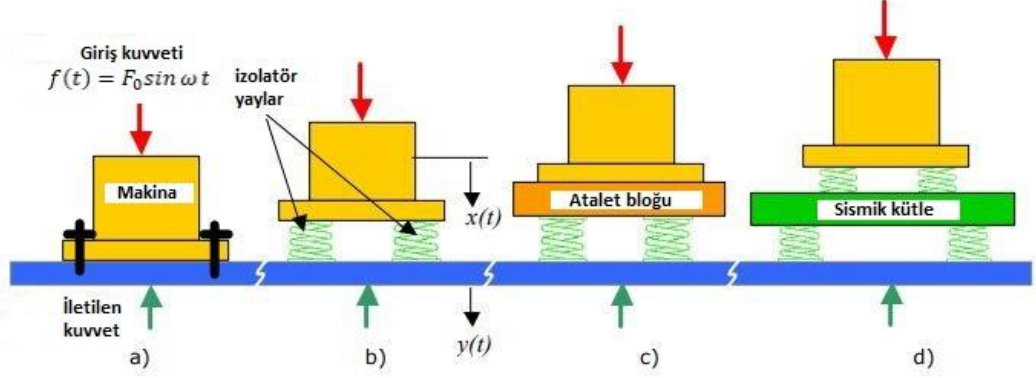
Pasif titreşim izolasyon sistemleri, güç girişi gerektirmeyen temel titreşim izolasyon sistemleridir. Güç yokluğunda bile faydalı olduklarından, genellikle pasif sistemlerin de aktif sistemlere göre kendi dezavantajları da olsa güç kullanılmasını gerektiren aktif titreşim izolasyon sistemlerine göre daha çok tercih edilirler. Pasif titreşim izolasyonunun avantajları maliyet, güvenilirlik, bakım ve güç açısından sıralanabilir. Öncelikle pasif titreşim izolasyon sistemleri için direkt maliyet daha azdır. İkincisi, pasif sistemler daha güvenilirdir ve yüksek bakım gerektiren geri bildirim sistemleri pasif sistemlerde yoktur. Son olarak, pasif titreşim izolasyon sistemleri en kritik şekilde bir güç kaynağına bağlı değildir. Böylece, ekstra kontrol endişeleri ve bakım maliyeti gerektiren harici güç girişine ihtiyaç duymazlar [12].

Pasif titreşim izolasyon sistemleri genellikle belirli bir titreşim frekansı aralığı için tanıtılmaktadır. Bu özellik hem bir avantaj hem de dezavantaj olarak görülebilir. Sadece belirli bir frekans aralığı için titreşim izolasyonu gerektiğinde avantajlıdır, ancak gerçek sistemlerde titreşim seviyeleri sürekli olarak değişir. Buna ek olarak, pasif titreşim yalıtıcı özellikleri, frekansa göre ve ayrıca sıcaklık gibi diğer bazı çevresel özelliklere göre değişir. Bu nedenle, önceden tanımlanmış titreşim yalıtıcı parametreleri her zaman kesin değildir ve çalışma sırasında önemli bir dağılım gösterebilir. Küçük sapmalar sonuç olarak titreşim ve gürültü izolasyonunda büyük arızalara neden olabilir [13].

Pasif titreşim izolasyon sistemi formülasyonu, dikkate alınan serbestlik derecesine göre değişir. Literatürde, diğer tüm titreşim izolasyon formülasyon türlerine benzer bir genel tek serbestlik dereceli formülasyon bulunabilir. Genellikle literatürde kullanılan titreşim izolasyon

sistemi, ayrık katılık ve viskoelastik veya yapısal sönüm elemanları ile gösterilen titreşim izolatörleri ile birbirine bağlanan tek serbestlik dereceli bir sistemdir. Daha büyük kütlelerin temel olduğu varsayılır, böylece sistemi Şekil 4.1'deki gibi tek serbestlik derecesine düşürür.

**Hata! Başvuru kaynağı bulunamadı.**'de dört farklı şekilde bağlantı yapılmış kuvvete maruz kalan makinanın montaj şeklini göstermektedir.



Şekil 4.2. Titreşim yalıtım sistemleri [14].

Şekil 4.2.a'daki gibi makine doğrudan cıvata ile zemine tutturulduğunda makinadaki kuvvetler olduğu gibi zemine geçecektir. Şekil 4.2.b'de görülen sistem tipik izolatör sistemidir ve titreşim yalıtımı gerçekleştirir. Bazı durumlarda yumuşak yayların kullanımı sorun olacağından Şekil 4.2'deki gibi sisteme ilave kütle eklenerek daha sert bir yay kullanımı mümkün olur. Makinanın oturtulacağı zeminin esnek olması durumunda Şekil 4.2.d'deki gibi ikincil bir kütle (sismik kütle) kullanımı faydalı olmaktadır. Bu sistem bir dinamik titreşim yutucu gibi çalışmaktadır.

Amaç, zemine iletilen kuvvetin veya zemini destekleyen yapının pratik olduğu kadar küçük olması için sistemin çeşitli parametrelerini belirlemektir [15].

#### 4.2.2. Yarı Aktif Titreşim Yalıtımı

Sistemdeki damperin sönüm katsayısının sönmülenecek titreşimin karakteristiğine göre bir kontrol sistemi ile ayarlanabildiği uygulamalardır. Manyetoreolojik damperler bu tür için bir örnektir.

#### 4.2.3. Aktif Titreşim Yalıtımı

Bu yöntemde, titreşimler bir sensör ile ölçülüp bir kontrol sistemine geri beslenerek kontrolcü tarafından bir kontrol sinyali üretilir ve bir tahrik düzeneği tarafından titreşimler yok edilir. Aktif titreşim yalıtımı, tüm olası durumlarda etkilidir. Yüksek çözünürlüklü imalatlarda

kesin sonuçlar elde etmek için etkin titreşim izolasyonu gerektiğinden tercih edilmektedir. Bu sistemlerde sinyaller hassas titreşim dedektörleri tarafından toplanır ve titreşim, elektro dinamik aktüatörleri çalıştırmak için bir geri bildirim sistemi kullanılarak azaltılır [16].

Aktif sistemler pasif sistemlerden çok daha verimi olmakla beraber dezavantajları da vardır. Bu dezavantaj fiziksel sınırlama olmasıdır. Sınırlamalar, birden fazla titreşim kontrol cihazının bir arada kullanılmasıyla karşılanabilir ve sınırlamalar dikkate alınarak performans için bir optimizasyon problemi ortaya çıkarılabilir. Aktif titreşim yalıtım sistemleri uzay mekiği uygulamalarında ve kara aracı süspansiyonlarında yaygın olarak kullanılmaktadır [17].

Titreşim yalıtıcısı ve bunun tasarımındaki enerji akışının niteliğine bağlı olarak, tek eksenli sistemin dinamik modeli değişebilir. Titreşim genliğinin önemli olduğu bazı titreşim kontrol uygulamalarında Coulomb sürtünmeli sönümleyicilerin kullanıldığı titreşim yalıtıcılarına rastlamak mümkündür. Bu titreşim yalıtıcıları, düşük genlikli titreşime karşı hassas olmamasından dolayı hassas makinelerde tipik yalıtım sistemlerinin gerekliliğini sağlamamaktadır [18].

## 5. TİTREŞİM YALITIMINDA KULLANILAN EKİPMANLAR VE BAĞLANTI ŞEKİLLERİ

Makine titreşim yalıtımında en çok kullanılan ekipmanlar izolatörlerdir. İzolatörler, birçok farklı esnek malzemede, sayısız şekil ve boyutta ve çok çeşitli özelliklere sahiptir.

Elastik titreşim yalıtıcıları (izolatörler), yalıtılacak cisim ve destek yüzey bağlantısı ile bağlantısının yapılabilmesi için iki bağlantı ucuna veya düzlemsel bir yüzeye ihtiyacı olan hacimsel esnek elemanlardır. Özel kısıtlamalar kullanılmadıkça, titreşim yalıtıcısı tüm öteleme ve açılmalarda bağlantı uçları arasında hareket direnci oluşturur. Bu direnç yay katsayıları ve sönüm oranlarıyla nitelendirildiğinden bağlantı uçları arasındaki sırasıyla ötelemelerin, hızların, yön ve şiddetine bağlıdır. Titreşim yalıtıcısı, metal (genellikle çelik) yaylar olarak adlandırıldığı durumlarda, sönümlenmeleri ihmal edilebilecek kadar küçüktür ve sıklıkla özel olarak tasarlanmış sönümleyicilerle kapasiteleri artırılır [9].

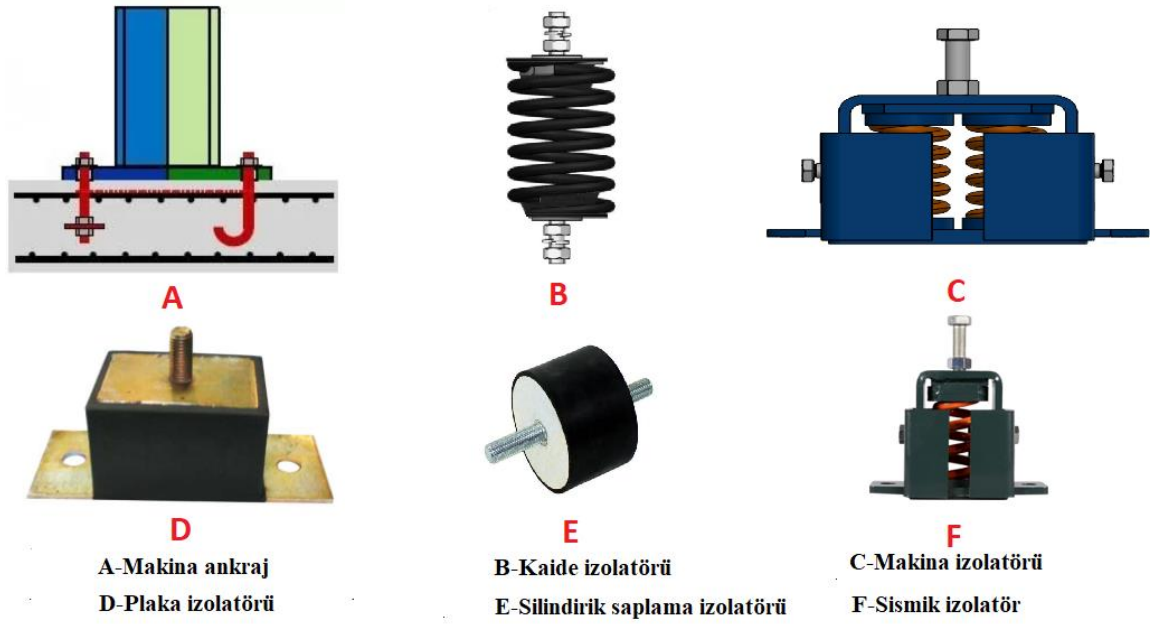
Belirli bir izolatörün özellikleri sadece imal edildiği malzemeye değil, aynı zamanda izolatör gövdesi içinde kullanılan yapısal malzemeye, konfigürasyonuna ve genel yapısına da bağlıdır. Bu parametrelerle ilgili veriler, çeşitli izolatör üreticilerinin kataloglarında bulunabilir.

### 5.1. İzolatör Çeşitleri

#### 5.1.1. Elastometrik İzolatörler

Bir elastomer, doğal bir kauçuk veya doğal kauçuğa benzer elastik özelliklere sahip olan herhangi bir polimerdir. Bu tür malzemeler izolatörlerde yaygın olarak kullanılmaktadır. Çünkü bunlar birçok istenen şekle uygun şekilde kalıplanabilirler ve çok çeşitli sertliklerde imal edilebilirler. Metal yaylardan daha fazla iç sönümlenmeye sahiptirler. Genellikle minimum alan ve ağırlık gerektirirler. Bağlantı için metalik malzemelere kolayca yapıştırılabilirler.

En yaygın kullanılan izolatör tipi elastomerdir. Şekil 5.1'de bazı tipik elastomerik izolatörleri göstermektedir. Bu tür izolatörler, büyük deformasyonlara dayanabilir ve ardından neredeyse hiçbir hasar veya şekil değişikliği olmaksızın yaklaşık orijinal durumlarına geri dönebilir. Elastomerik izolatörler, belirli bir esneklik miktarı, sapma kapasitesi, enerji depolama ve dağıtma için daha az yer ve daha az ağırlık gerektirdiğinden, diğer izolatör tiplerinden üstündür. Ayrıca birçok farklı türde birçok farklı konfigürasyonda kalıplanabilirler. Genellikle diğer izolatör türlerinden daha düşük bir maliyettedirler [19].



Şekil 5.1. Tipik elastomerik izolatörler

Elastomerlerden imal edilen izolatörler, elastomerlerin viskoelastik doğası nedeniyle, belirsiz akma noktaları ve fiziksel özellikleri zamana, sıcaklığa ve çevreye bağlıdır. Örneğin, kauçuk büyük ölçüde sıkıştırılmaz bir malzemedir. Bu nedenle, bir kauçuk yayın sıkıştırmada sertliği, büyük ölçüde yanal genişleme için mevcut olan yüzey alanına bağlıdır. Bunun tersine, makaslamadaki bir kauçuk yayın sertliği, kauçuk elemanın şeklinden büyük ölçüde bağımsızdır. Genel bir kural olarak, belirli bir kauçuk izolatörün olası minimum sıkıştırma sertliğinin, kayma sertliğinin beş katı olduğu varsayılabilir. Kauçuğun yanal genişlemesi sınırlandırılmışsa, maksimum sıkıştırma sertliği minimum değerinin birkaç katı olabilir [20].

### 5.1.2. Elastometrik İzolatör Yükleme Türleri

Elastomerik izolatörler farklı tiplerdeki yüklemeler için kullanılabilir. Basma, kesme, çekme veya burkulma veya bunların herhangi bir kombinasyonu biçiminde olabilir.

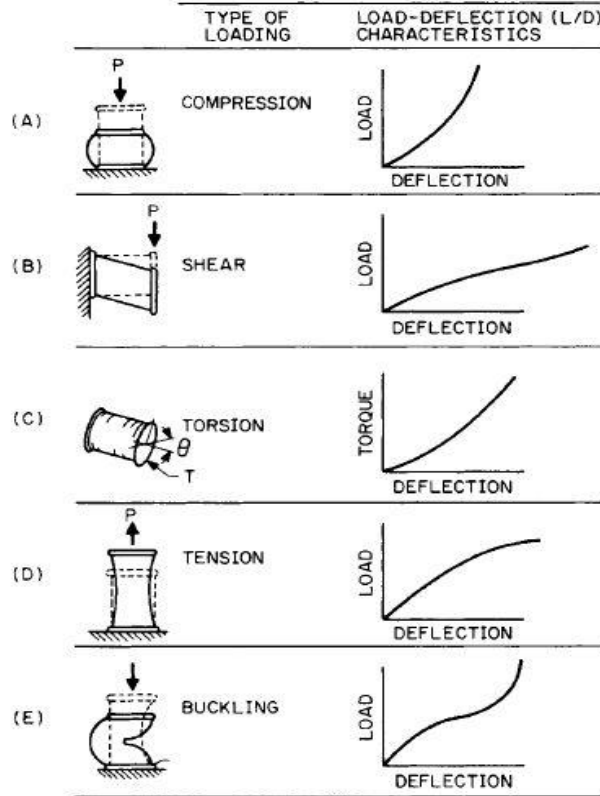
#### 5.1.2.1. Basma Yüklemesi

Basma, harici olarak uygulanan kuvvet doğrultusunda bir elastomerik elemanın boyutunda (kalınlığında) bir azalmayı belirtmek için kullanılır. Baskı altındaki elastomerlerin yay karakteristiği özellikle çökme miktarı %30 un üzerine çıkınca doğrusal değildir. Şekil 5.2’de gösterildiği gibi çerçeve içine alınmamış tipte özellikle kademeli hareketin istendiği yerlerde etkilidirler. Başlangıçta düşük sertlik ve sonrasında yüksek sertlik gösterirler. Bu nedenle başlangıçta titreşim yalıtımı ve sonrasında şok etkisinde dinamik yer değiştirmeleri sınırlamada

etkilidirler. Lineer olmayan özelliğinden dolayı enerji depolamak için en az etkilidir ve bu yüzden kuvvet veya ivme geçirgenliğinin önemli olduğu yerlerde tercih edilmez.

### 5.2.1.2. Kesme Yükleme

Şekil 5.2’de gösterilen kesme yükü, bitişik parçaları zıt yönlerde kaydırmak için bir elastomerik elemana uygulanan kuvveti ifade eder. Kesme geriniminin %200 olduğu yere kadar neredeyse doğrusal bir yay sabiti karakteristiği gösterir. Bu doğrusal yay sabiti nedeniyle, titreşim yalıtıcıları için tercih edilir. Çünkü basit bir kütle yay sisteminde hem küçük hem de büyük dinamik kesme gerilmeleri için sabit bir frekans tepkisi sağlar. Basma tipine göre daha fazla enerji depolama özelliğine sahip olduğundan kuvvet veya ivme geçirgenliğinin önemli olduğu yerlerde şok izolasyonu için etkilidir.



Şekil 5.2. Tipik elastomerlerin yük saptırma özellikli izolatörler A) Basma yükleme B) Kesme yükleme C) Burulma yükleme D) Çekme Yükleme E) Burkulma yükleme [20].

### 5.1.2.3. Burulma Yükleme

Bazen ayrı bir tip olarak listelenen kayma yüklemesinin bir modifikasyonu, **Hata! B aşvuru kaynağı bulunamadı.**'de gösterilen burulma yüklemesidir. Elastomeri burulma sırasında zorlamak için sandviç lamine bölümlerin sarılmasından oluşur.

#### **5.1.2.4. Çekme Yüklemesi**

Şekil 5.2'de gösterilen çekme yükü, harici olarak uygulanan kuvvet doğrultusunda bir elastomerik elemanın boyutunda (kalınlığında) bir artışa neden olur. Çekme ile gerilen elastomerler, doğrusal olmayan (yumuşayan) bir yay sabiti sergiler.

#### **5.1.2.5 Burkulma Yüklemesi**

Şekil 5.2'de gösterilen burkulma yükü, harici olarak uygulanan yük bir elastomerik elemanın uygulanan yük yönünde eğilmesine veya bükülmesine neden olduğunda meydana gelir. Bükülme sertliği özellikleri, hem yumuşatma sertliği özelliklerinin (yük sapma eğrisinin ilk kısmı için) hem de sertleşme özelliklerinin (yük sapma eğrisinin sonraki bölümü için) faydalarını elde etmek için kullanılabilir.

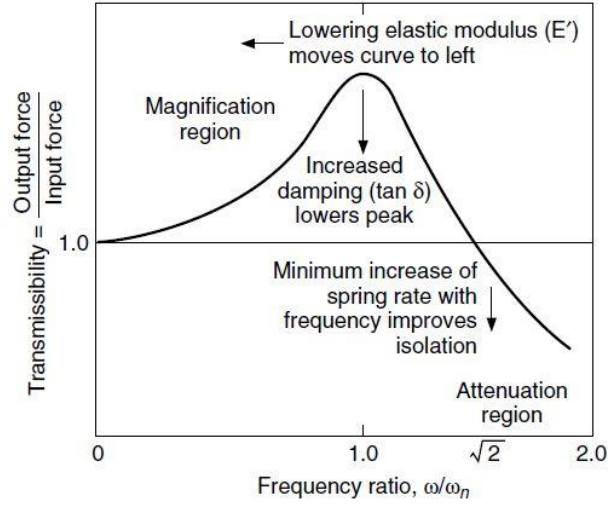
#### **5.1.2.6 Statik ve Dinamik Sertlik**

Ana yük taşıyıcı yay kauçuktan veya benzer bir elastomerik malzemeden yapıldığında, yayın statik çökme testinden belirlenen ay katsayısı kullanılarak hesaplanan doğal frekans, neredeyse her zaman titreşim sırasında deneyimlenenden daha düşük bir değer verir. Bu nedenle dinamik modül statik modülden daha büyük görünür. Modül oranı yaklaşık olarak gerinim hızından bağımsızdır ve genellikle 1 ile 3 arasında sayısal bir değere sahiptir. Durometre arttıkça bu oran önemli ölçüde artar. (Not: Durometre sertlik testi, bir materyalin üzerine çentik atılmasına gösterdiği dirence göre sertliğinin ölçülmesine dayalı bir yöntemdir. ASTM standardına göre yapılan teste göre Shore A ve Shore D birimleri ile ifade edilir [20].

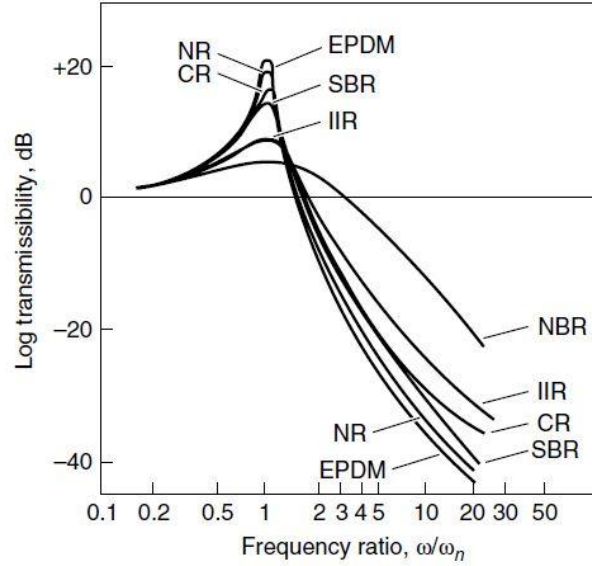
#### **5.1.3. Sönümlenme Özellikleri**

Elastomerlerin sönümlenme özellikleri büyük ölçüde değişir. Sıkı sertleştirilmiş bir elastomer (uygun çalışma aralığı dahilinde) enerjiyi %95'in üzerinde bir verimlilikle depolayabilir ve geri döndürebilirken, yüksek sönümlenme için birleştirilen elastomerler yüzde 30'dan daha az verime sahiptir. Elastomerdeki kristallik ve viskozitenin etkileri nedeniyle azalan sıcaklıkla birlikte sönümlenme artar. İzolatör uzun bir süre düşük bir sıcaklıkta kalırsa, sönümlenmedeki artış yüzde 300'ü aşabilir. Sönümlenme, kristal yapının bozulması ve yüksek sönümlenmenin ürettiği ısı nedeniyle düşük sıcaklıkta esneme ile hızla azalır, [20].

Genel olarak, bir elastomerdeki sönümlenme, frekans arttıkça artar. Şekil 5.3 ve Şekil 5.4'te verilen grafikler, frekansı ve dinamik kesme gerinim genliğini kullanarak rezonanstaki geçirgenliği tahmin etmek için kullanılabilir.



Şekil 5.3. Kauçuğun dinamik özelliklerinin geçirgenlik eğrisindeki etkisi, [20]



Şekil 5.4. Geçirgenliğin montaj için kullanılan kauçuk türüne bağımlılığı, [20].

#### 5.1.4. Hidrolik Sönümlü Titreşim İzolatörleri

Hidrolik olarak sönümlü titreşim izolatörleri, yay ve damperin bağımsız olarak ayarlanmasına izin veren tek bir kompakt üniteye bir yayı ve bir damperi birleştirir. Bu, izolatörün dinamik özelliklerini uygulamanın gereklilikleriyle eşleştirmede esneklik sağlar. Hidrolik bağlantılar, öncelikle araç uygulamalarında motor ve operatör kabini izolatörleri olarak kullanılmıştır.

Hidrolik olarak sönümlü izolatör, gerekli dinamik özellikleri geliştirmek için çeşitli delikler ve deliklerden akması için yapılan sıkıştırılmaz bir sıvıyı kapsülleyen esnek bir kauçuk elemana sahiptir. Eleman, sıvının bir odadan diğerine akmasına, enerjinin yayılmasına (ve böylece sistemde sönümlenmeye) neden olur [20].

## 5.2. Plastik İzolatörler

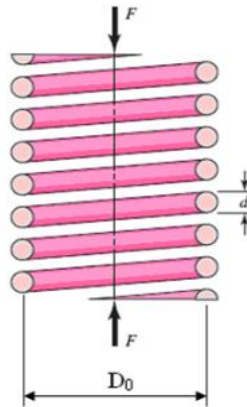
Esnek plastikten imal edilen izolatörler mevcuttur ve eşdeğer konfigürasyondaki kauçuktan metale tip izolatörlere benzer performans özelliklerine sahiptir. Yapısal elemanlar, sert bir termoplastikten ve esnek eleman, bir termoplastik elastomerden üretilir. Bu elemanlar, füzyon yoluyla birbirlerine bağlanabilmeleri açısından uyumludur. En yaygın olarak kullanılan malzemeler, yapısal elemanlar için polistiren ve esnek elastomer için bütadien stirendir.

## 5.3. Metal Yaylar

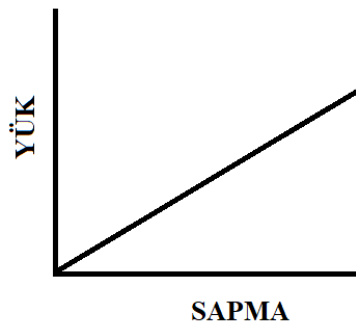
Metal yaylar, genellikle büyük statik sapmaların gerekli olduğu, sıcaklık veya diğer çevresel koşulların elastomerleri uygunsuz kıldığı ve (bazı durumlarda) düşük maliyetli bir izolatörün gerekli olduğu yerlerde kullanılır. Pnömatik (havalı) yaylar, düşük frekans izolasyonunun gerekli olduğu durumlarda alışılmadık avantajlar sağlar.

### 5.3.1. Helisel Yaylar (Helezon Yaylar)

Helisel yaylar (helezon yaylar olarak da bilinir), Şekil 5.5'te gösterildiği gibi, çubuk miktarında veya sarmal bir formda sarılmış telden yapılır. Yük, sarmalın eksenini boyunca uygulanır. Bir sıkıştırma yayında sarmal sıkıştırılır ve bir çekme yayında uzatılır



Şekil 5.5. Uygulanan F kuvvetinin yönünü gösteren bir sarmal yayın kesiti [29].



Şekil 5.6. Helisel bir yay için yük sapma eğrisi

Helisel yay, Şekil 5.6'te gösterildiği gibi düz bir yük sapma eğrisine sahiptir. Bu, en basit ve en yaygın kullanılan enerji depolama yayıdır. Yay tarafından depolanan enerji, yük sapma eğrisinin altındaki alanla temsil edilir.

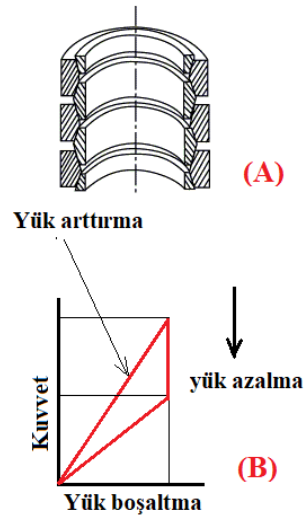


Şekil 5.7. Makine montajı için helisel yay izolatörü

Helisel yay izolatörü makine üzerine montajı Şekil 5.7'de gösterilmektedir. Helisel yaylar yüksek frekanslı titreşim enerjisini etkili bir şekilde iletirler.

### 5.3.2. Halka Yaylar

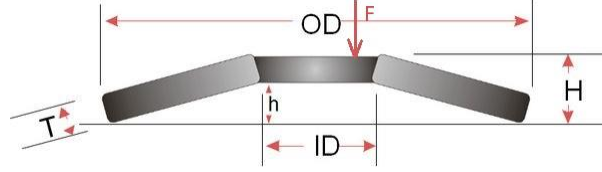
Şekil 5.8'de gösterilen bir halka yay, hareket enerjisini birkaç döngüde emer ve bu enerjini bölümleri arasındaki sürtünme sonucu dağıtır. Boyutuna ve ağırlığına göre yüksek yük kapasitesi ile bir halka yay, minimum geri tepme ile doğrusal enerjii emer. A ile gösterilen resim bir halka yayın enine kesitidir. B ile gösterilen resim ise halka yay üzerine yük uyguladığımızda ve yüksüz durumdaki yük sapma özelliklerini göstermektedir.



Şekil 5.8. Halka yay

### 5.3.3. Belleville yayı

Şekil 5.9'da gösterilen Belleville yayları (aynı zamanda konik diskli yaylar olarak da adlandırılır), belirli bir boşlukta sarmal yaylardan daha fazla enerji emer. Bu tür yaylar, büyük yükler ve küçük sapmalar için mükemmeldir.



Şekil 5.9. Bir Belleville yayı, bir F kuvveti tarafından aksel olarak yüklenmiş, T kalınlığı ve H yüksekliği olan konik bir diskten oluşur.

### 5.3.4. Sarmal Yaylar

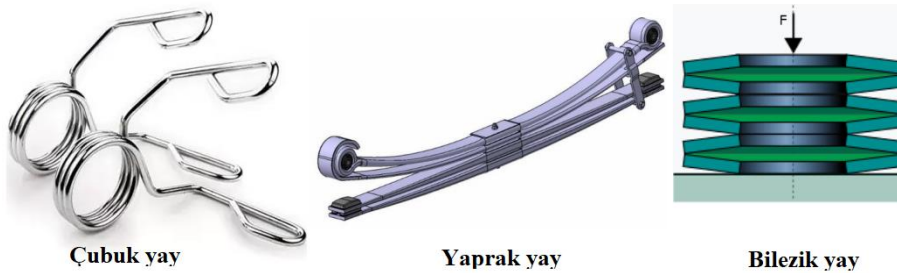
Şekil 5.10'da gösterilen bir sarmal yay kullanılabilir emilecek enerji yüksek olduğunda sarmal yaydan daha avantajlıdır ve alan oldukça sınırlıdır. Bu tipteki izolatörler doğrusal olmayan bir yük sapma karakteristiğine sahiptir. Tasarımda genellikle sarmal yaylardan çok daha karmaşıktırlar.



Şekil 5.10. Sarmal yaylar

### 5.3.5. Yaprak Yaylar

Yaprak yaylar, sarmal yaylara göre her pound metal için enerji depolama kapasitesi açısından biraz daha az verimlidir. Bununla birlikte, yapısal elemanlar olarak işlev görmek için yaprak yaylar uygulanabilir. Şekil 5.11'de tipik bir yarı-eliptik yaprak yay gösterilmektedir.



Şekil 5.11. Yaprak yaylar

### 5.3.6. Tel Kafes Yaylar

Örne tel örgü, yüksek sönümlenme özelliklerine ve doğrusal olmayan yay sabitlerine sahip bir yastık görevi görür. Çoklu, birbirine kenetlenen yay benzeri bir örgü oluşturmak için dairesel bir örgü işlemi kullanılır. Şekil 5.12’de gösterilen bir tel örgü yay, yay ilmeklerinin çok yönlü bir yönelimine sahiptir.



Şekil 5.12. Tek kafes yay

### 5.4. Havalı (pnomatik) Yaylar

Pnomatik bir yay ve esnek elemanı olarak gaz kullanır. Gaz genellikle hava olduğu için, bu tür bir yaya genellikle hava yayı denir. Büyük bir statik sapma gerektirmez. Bunun nedeni, gazın titreşim izolasyonu için gerekli düşük sertliği korurken, yükü taşımak için gereken basınca sıkıştırılabilmesidir. Havanın enerji depolama kapasitesi birim ağırlık başına çelik ve kauçuk gibi mekanik yay malzemelerinden çok daha fazladır.

Bir hava yayı, bir gazı doldurmak ve serbest bırakmak için gerekli olan kapalı bir basınçlı kap ve harekete izin veren esnek bir elemandan oluşur. Yay, yükü destekleyen bir gazla basınçlandırılır. Hava yayları genellikle daha düşük rezonans frekanslarına ve eşdeğer özelliklere sahip mekanik yaylara göre daha küçük toplam uzunluğa sahiptir. Bu nedenle, düşük frekanslı titreşim izolasyonun gerekli olduğu yerlerde kullanılırlar. Hava yayları, mekanik yaylara göre daha fazla bakım gerektirebilir. Keskin ve sıcak nesnelere zarar görebilir. Sıcaklık limitleri de mekanik yaylara göre sınırlıdır. Şekil 5.13’te yaygın olarak kullanılan hava yayları gösterilmektedir.



Şekil 5.13. Yaygın hava yayı türü

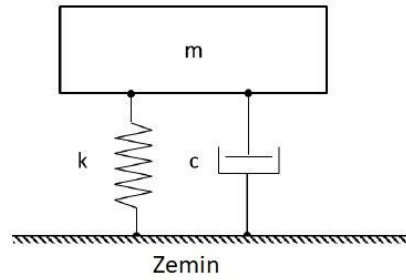
## 5.5. Esnek Eleman Montaj Modellenmesi ve Gösterimi

İzolasyon sisteminin tasarımında montaj tasarımı birincil derecede önemlidir. Sistemin performansı anında esnek eleman parametrelerine bağlıdır. Bu nedenle, esnek elemanın sertliğinin ve sönümlemesinin belirlenmesi, uygun bir izolasyon sistemi oluşturmak için kritik öneme sahiptir. Montaj sistemini temsil etmek için kullanılan çok çeşitli modeller vardır. En yaygın kullanılan Doğrusal Kelvin-Voigt Modelidir [21]. Bu model paralel yay ve damperden oluşur. Diğer bir temel model, seri bağlı yay ve damperli bir sistemi ifade eden Maxwell Modelidir. Doğrusal olmayan bir sistem için Bouc-Wen elementi, histerezis etkilerini yakalamak için kullanılabilir [22]. Bu modeller, bol miktarda viskoelastik model oluşturmak için birleştirilebilir. Örneğin, bir Doğrusal Maxwell kolu, Standart Doğrusal Katı Model vermek için bir yay ile paralel bağlanır. Ayrıca, Maxwell modeli Prony serisi [23] aracılığıyla genelleştirilerek Wiechert Modeli elde edilmiştir.

### 5.5.1. Doğrusal Kelvin-Voigt Modeli

Doğrusal Kelvin-Voigt modeli, Şekil 5.14'te gösterildiği gibi paralel bağlanan bir yay ve bir gösterge noktasından oluşur. Bu model, yay ve sönümleyicinin rijitlik  $k$  ve sönüm  $c$  ile temsil ettiği tek serbestlik dereceli sistemden oluşur. Snubbing etkisi ile izole edilmiş  $m$  kütlelerinin yer değiştirme genliği hesaba katılır ve hareket denklemi oluşur.

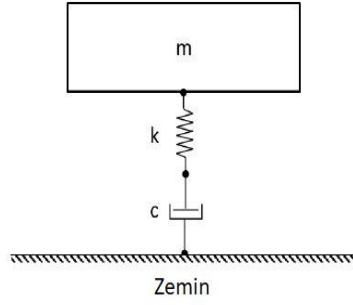
$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = f(t) \quad (3.1)$$



Şekil 5.14. Voigt Modeli

### 5.5.2. Maxwell Modeli

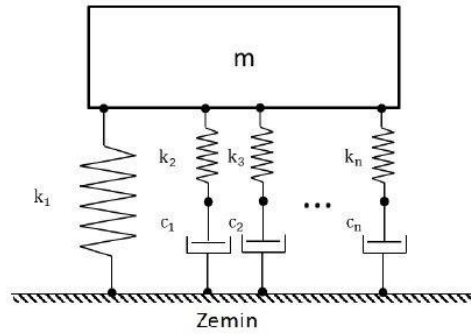
Maxwell modeli, gerçek bir malzemenin viskoelastik özelliklerinin basit idealleştirmelerinden biridir. Bu model, Şekil 5.15'te gösterildiği gibi doğrusal bir yay ve bir amortisörden oluşur, [22]. Yaylar veya amortisörler, kauçuğun elastik ve viskoz bileşenlerinin etkileşimini gösteren teorik modeller yapmak için sıklıkla kullanılır. Yaylar ve amortisörler, Maxwell veya Voigt öğelerini temsil eden seri veya paralel olarak birleştirilebilir.



Şekil 5.15. Maxwell modeli

### 5.5.3. Wiechert Modeli

Wiechert modeli, Şekil 5.16'da gösterildiği gibi paralel olarak bağlanan bir yay ve çoklu doğrusal Maxwell kollarından oluşur. Bu model, birden fazla yay ve sönümlenmenin birim uzama süresini yakalanması avantajı ile viskoelastik yüzeyler için oldukça iyidir. Birçok ticari FE kodu, viskoelastik davranışı simüle etmek için bu modeli kullanır [23].



Şekil 5.16. Wiechert Modeli

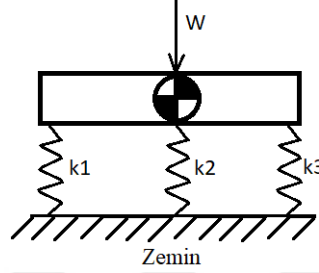
## 5.6. İzolatör kombinasyonları

Bir sistemde çok sayıda izolator kullanıldığında, bunlar genellikle paralel veya seri olarak veya bunların bir kombinasyonu halinde birleştirilir.

### 5.6.1. Paralel izolatörler

En yaygın olarak izolatörler paralel olarak düzenlenir. Şekil 5.17’de üç izolatörü şematik olarak paralel yaylar olarak göstermektedir. Desteklenen statik yük, her bir izolatör yükün bir kısmını destekleyecek şekilde aralarında bölünürse, bir dizi titreşim yalıtıcısının paralel olduğu söylenir. Şekil 5.17’de  $n$  sayıda izolatörlerin her birinin sertliği  $k$  ile temsil ediliyorsa, kombinasyonun sertliği şu şekilde verilir.

Paralel olarak  $n$  izolatörlerin sertliği =  $nk$  (5.1)

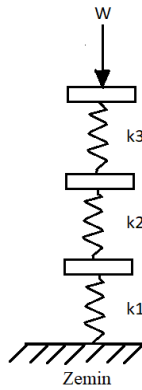


Şekil 5.17. Paralel bağlı üç yayın şematik diyagramı.

### 5.6.2. Seri İzolatör

Şekil 5.18’de gösterildiği gibi, üç izolatör seri olarak birleştirildiğinde, statik yük bir izolatörden diğerine iletilir. Statik ağırlık, her biri  $k$  sertliğine sahip olan  $n$  izolatörlerle seri olarak destekleniyorsa, kombinasyonun sertliği şu şekilde verilir.

Serideki  $n$  izolatörlerin sertliği =  $\frac{k}{n}$  (5.2)



Şekil 5.18. Seri bağlanmış üç yayın şematik diyagramı.

## 5.7. İzolatör Seçimi

Sertlik ve sönümlenme, bir izolatörün titreşim izolasyonu ve / veya şok izolasyonu sağlamak üzere tasarlanmış bir sistemde kullanımını belirleyen temel özellikleridir. Bu özellikler genellikle izolatör tedarikçisi literatüründe bulunur. Bununla birlikte, bir izolatör seçiminde aşağıdaki diğer önemli faktörler dikkate alınmalıdır.

### **5.7.1. İzolatörün Tahrik Yönü ve Tipi**

Dinamik bir zorlanma kaynağı (şok veya titreşim), bir izolatörün seçimini çeşitli şekillerde etkiler. Örneğin, titreşim kaynağının izole edilip edilmeyeceğine veya titreşime maruz kalan sistemin izole edilip edilmeyeceğine karar verilebilir. Bu karar hangi izolatörün kullanılacağını etkiler. Yakındaki bir elektronik alet üzerinde olumsuz bir etkiye sahip olan ağır bir zımba presinin çalışması elektronik alete olumsuz etki edecektir. Bundan dolayı izolatörler gerektirecektir.

### **5.7.2. Bir Sistemin Zorlanmaya Karşı Kabul Edilebilir Tepkisi**

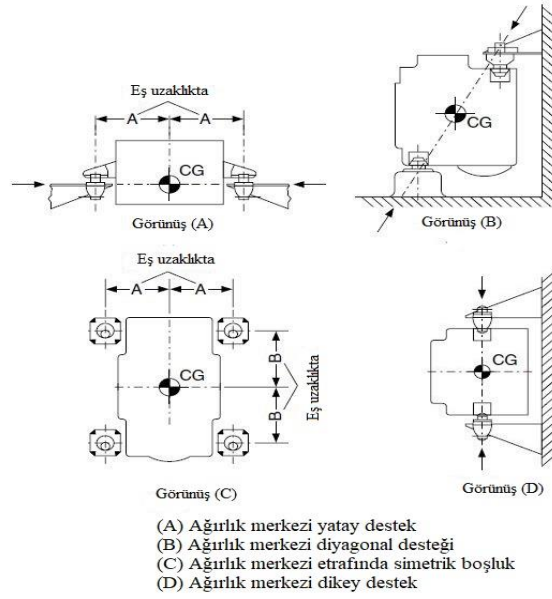
Bir sistemin zorlanmaya karşı kabul edilebilir tepkisi, izin verilen maksimum iletilen şok veya titreşim ve bu tür zorlanmadan kaynaklanan maksimum yer değiştirmeler olarak tanımlanır. Bir sistemin kabul edilebilir tepkisi aşağıdaki yollardan herhangi biriyle ifade edilebilir.

- Şok girişi nedeniyle maksimum hızlanma yüklemesi
- Spesifik sistem doğal frekansı ve bu frekansta maksimum geçirgenlik
- Geniş bir frekans aralığında izin verilen maksimum hızlanma, hız veya yer değiştirme
- Bazı kritik frekanslarda veya frekanslarda izin verilen titreşim seviyesi
- Şok yüklemesi nedeniyle maksimum yer değiştirme

### **5.7.3. İzolatörler için Mevcut Alan ve Konumlar**

Bir sistemin tasarımında titreşim ve şok izolasyonu mümkün olduğunca erken düşünülmeli ve izolatör literatürüne göre izolatör boyutu tahmini yapılmalıdır. İzolatörün boyutu, beklenen dinamik bozulmaların niteliğine, büyüklüğüne ve taşınacak yüke bağlıdır. Tipik literatür, bu tür faktörlere dayalı olarak izolatörlerin yeteneklerini açıklamaktadır.

İzolatörlerin konumu, üzerlerine monte edilen ekipmanın dinamiği açısından çok önemlidir. Örneğin, Şekil 5.19'da gösterildiği gibi bir ağırlık merkezi kurulumu, monte edilen ekipmanın yalnızca düz öteleme modlarında hareket etmesine izin verir (yani, ağırlık merkezindeki bir kuvvet ekipmanın dönmesine neden olmaz).



Şekil 5.19. Titreşim izolatörlerinin ağırlık merkezi kurulumları [20]

#### 5.7.4. Desteklenen Ekipmanın Ağırlığı ve Ağırlık Merkezi

Desteklenen ekipmanın ağırlık merkezinin ağırlığı ve konumu belirlenmelidir. Ağırlık merkezinin konumu, her bir montaj üzerinde desteklenen yükün hesaplanması için gereklidir. En önemli husus izolatörlerin montajına ekipmanı dengede tutmaktır [esasen tüm izolatörlerde eşit çökmeler olmalı (Şekil 5.19)]. Tercih edilen yaklaşım, tüm noktalarda aynı izolatörü kullanmak, izolatör konumlarını seçmektir. Öyle ki statik yükler (ve dolayısıyla sapsmalar) eşitlenir. Bu mümkün değilse, optimum izolasyon için ekipman üzerindeki farklı destek noktalarında farklı yük oranlarına sahip izolatörler gerekebilir. İzole edilmiş sistemin dinamik analizlerinde ekipmanın boyutu ve kütle dağılımı önemlidir.

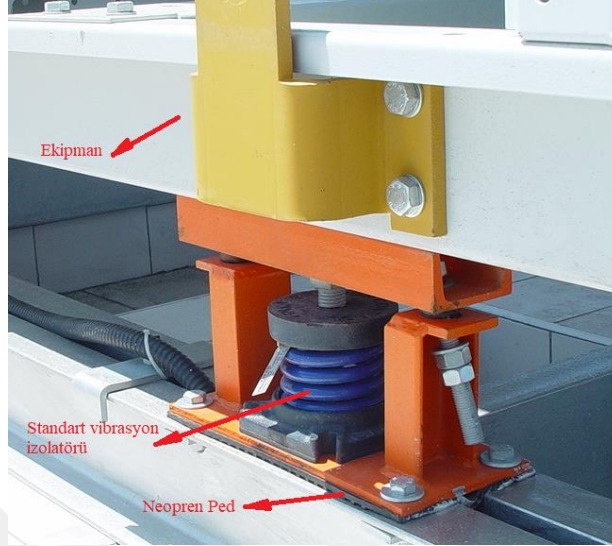
#### 5.7.5. Ekipman Hareketi için Kullanılabilir Alan

İzolatör seçimi, bir ekipman parçası etrafındaki mevcut alana (genellikle salınım alanı olarak adlandırılır) bağlı olabilir. İzolatörün yay sabiti, hareketin tanımlanan alan sınırları içinde kalması için dikkatlice seçilmelidir.

Dikkate alınması gereken hareket;

- İzolatör tarafından desteklenen ağırlıktan kaynaklanan statik çökme,
- Dinamik ortamın neden olduğu çökme,
- Sabit durumdaki herhangi bir ivmeden kaynaklanan çökme

İzolatör üzerinde desteklenen kütlelin aşırı hareket problemi varsa, o zaman bir durdurucu (yani, hareketi sınırlayan bir cihaz) kullanılabilir. Şekil 5.20’de elastomerik malzeme ile montajı yapılmış izolatör gösterilmektedir.



Şekil 5.20. İzolatörün yardımcı elastomerik malzeme ile kullanılmış bir titreşim yalıtıcısı

## 5.8. İzolatör seçiminde izlenmesi gereken adımlar

İzolatör seçim süreci aşağıdaki adımlarla ilerlemelidir.

**Adım 1. Gerekli izolasyon verimliliği.** İlk olarak, istenen izolasyon verimliliği yüzdesi belirlenmelidir. Genel olarak, yüzde 70 ile 90 arasında bir verimlilik arzu edilir ve genellikle elde edilmesi mümkündür.

**Adım 2. Geçirgenlik.** Tablo 5.1’de, Adım 1’deki gerekli titreşim izolasyon verimliliğinin sağlanacağı sistemin maksimum  $T$  geçirgenliğini belirlenmelidir. Tahrik frekansı  $f$ , dakikadaki devir sayısı (RPM) olarak verilen dönme hızına bağlıdır.

Tablo 5.1. Çeşitli Titreşim İzolasyon Verimliliği Değerlerine Ulaşmak İçin Gerekli Frekans Oranı

Titreşim izolasyon verimliliği	Maksimum geçirgenlik	Frekans oranı $[f/f_n]$
90	0.1	3.32
80	0.2	2.45
70	0.3	2.08
60	0.4	1.87
50	0.5	1.73
40	0.6	1.63
30	0.7	1.56
20	0.8	1.50
10	0.9	1.45
0	1.0	1.41

**Adım 3. Tahrik frekansı.** En düşük tahrik frekansı  $f$  değerini (yani, titreşim tahrik frekansı) belirleyin. Saniyede döngü (Hz) cinsinden tahrik frekansını elde etmek için dönme hızı 60 saniye / dakikaya bölünmelidir. En düşük tahrik frekansı kullanılır çünkü bu en kötü durumdur ve en düşük  $f/f_n$  değerine neden olur (Tablo 5.1). Bu frekansta tatmin edici bir izolasyon verimliliği değeri elde edilirse, daha yüksek frekanslarda titreşim azalması daha da büyük olacaktır.

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = 2\pi f \quad (5.3)$$

$$f = \frac{n}{60} \quad (5.4)$$

**Adım 4. Doğal frekans.** Şekil 5.21'de, Adım 2'de belirlenen (karşılık gelen titreşim izolasyon verimliliğine eşdeğer olan) bir geçirgenlik sağlamak için gereken izole edilmiş sistemin doğal frekansını (yani izolatörler üzerinde desteklenen ekipmanın kütlesi)  $f_n$  'yi bulun.  $f$  Hz'lik tahrik frekansını bulunuz (Adım 3'te belirlenir).

**Adım 5. Statik çökme.** Şekil 5.21'den statik çökmeyi belirleyin

Adım 4'deki doğal frekansı sağlamak için gereklidir.

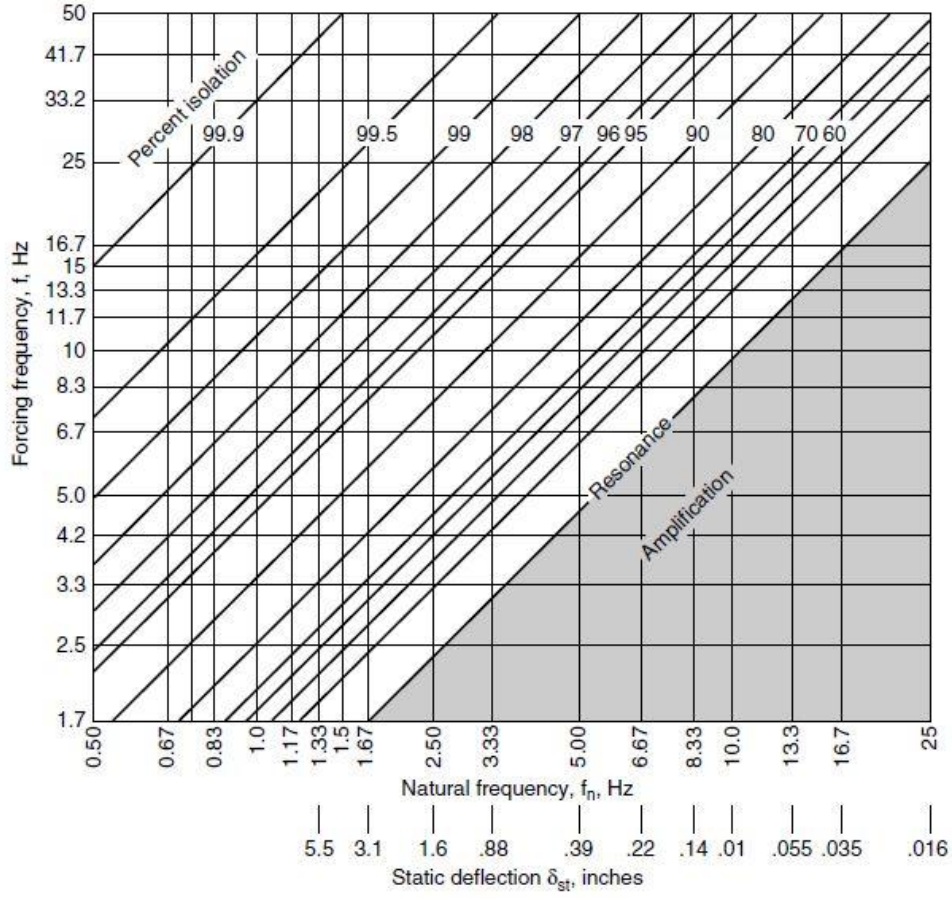
**Adım 6. İzolasyon sisteminin sertliği.** Denklem (5.5) den Adım 4'te belirlenen doğal frekans  $f_n$  sağlamak için gereken  $k$  yay katsayısını hesaplayın:

$$f_n = \frac{\sqrt{k}}{2\pi} \quad (5.5)$$

**Adım 7. Tek titreşim izolatörlerinin sertliği.**  $n$  izolatörlerin her birini denklem (5.1) veya denklem. (5.2) titreşim yalıtıcılarının paralel veya seri olmasına bağlı olarak sertliğini belirleyin. Genellikle paralel bağlı olduklarından, her bir titreşim yalıtıcı için gerekli sertlik Adım 6'da elde edilen değer  $1/n$  katıdır. (Tüm yalıtıcıların yükü eşit olarak paylaştığı varsayılırsa)

**Adım 8. Tek titreşim yalıtıcılarını yükleyin.** Her bir izolatör üzerindeki yükü hesaplayın.

**Adım 9. İzolatör seçimi.** Bir üreticinin kataloğundan, Adım 7'de belirlenen sertlik gereksinimini karşılayan ve Adım 8'de elde edilen değere eşit bir yük taşıma kapasitesine (yani yük derecesi) sahip bir titreşim yalıtıcısı seçin. Tercih edilen yaklaşım, tüm destek noktalarında aynı tip ve boyutta izolatörü kullanmaktır [20].



Şekil 5.21. İzolasyon verimlilik tablosu [20]

Yüzde cinsinden titreşim verimliliği, izole edilmiş sistemin doğal frekansı (grafikte yatay eksen boyunca) ile tahrik frekansının (dikey eksen boyunca) bir fonksiyonu olarak verilmiştir. Bu çizelge, titreşim yalıtıcılarının, yalıtım sisteminin toplam sertliğinin en az 15 katı dikey sertliğe sahip bir zemin yapısı tarafından desteklendiği uygulamalarla sınırlıdır. Bu, izole edilmiş yapının bir zemin kirişinin uzunluğu boyunca yerleştirilmesini veya yapıya ek bir zemin kirişinin eklenmesini gerektirebilir.

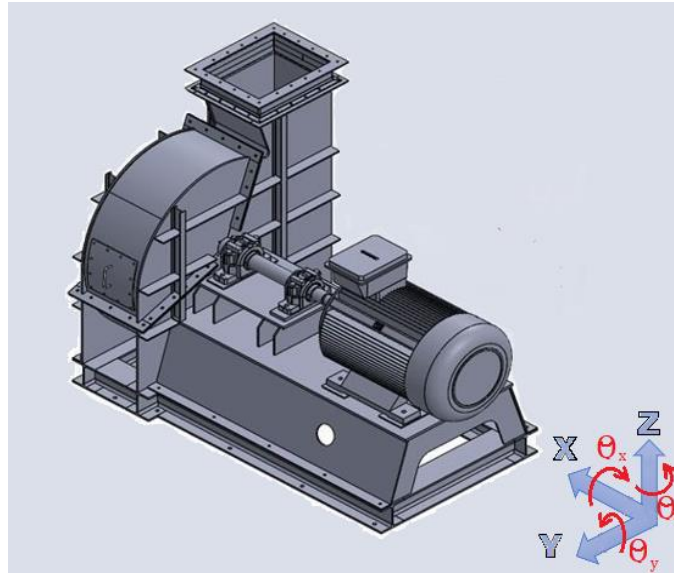
## 6. KALIP SOĞUTMA FANININ MATEMATİKSEL MODELİ

Bu tezde üzerinde çalışılan soğutma fanının resmi ve oluşturulan katı modeli Şekil 6.1 ve Şekil 6.2’de görülmektedir. Kalıp soğutma fanı standart radyal tip fan olup 3000 d/dak hızla çalışan yüksek debili fanlardır. Yüksek devirlerde 1663 mmSS basınç elde etmekte ve  $5429 m^3/h$  debi üretmektedir.

Fanda oluşan titreşimlerin zemine mümkün olduğunca az geçmesi yani izolasyon veriminin yüksek olması istenmektedir. Fan yerli üretim C tipi kulaklı tip tabi kauçuktan üretilmiş izolatörlerle zemine bağlanacaktır. Bu izolatörlerin yalıtım için uygunluğunun ve kullanılacak izolatör sayısının belirlenmesi amaçlanmaktadır. Burada izlenecek yol; sistemin matematiksel modelinin kurularak doğal frekanslarının belirlenmesi ve fanda oluşan tahrik kuvvetinin frekansı bir başka deyişle fanın dönüş hızı da dikkate alınarak iletim oranının incelenmesidir.



Şekil 6.1. Kalıp soğutma fan resmi



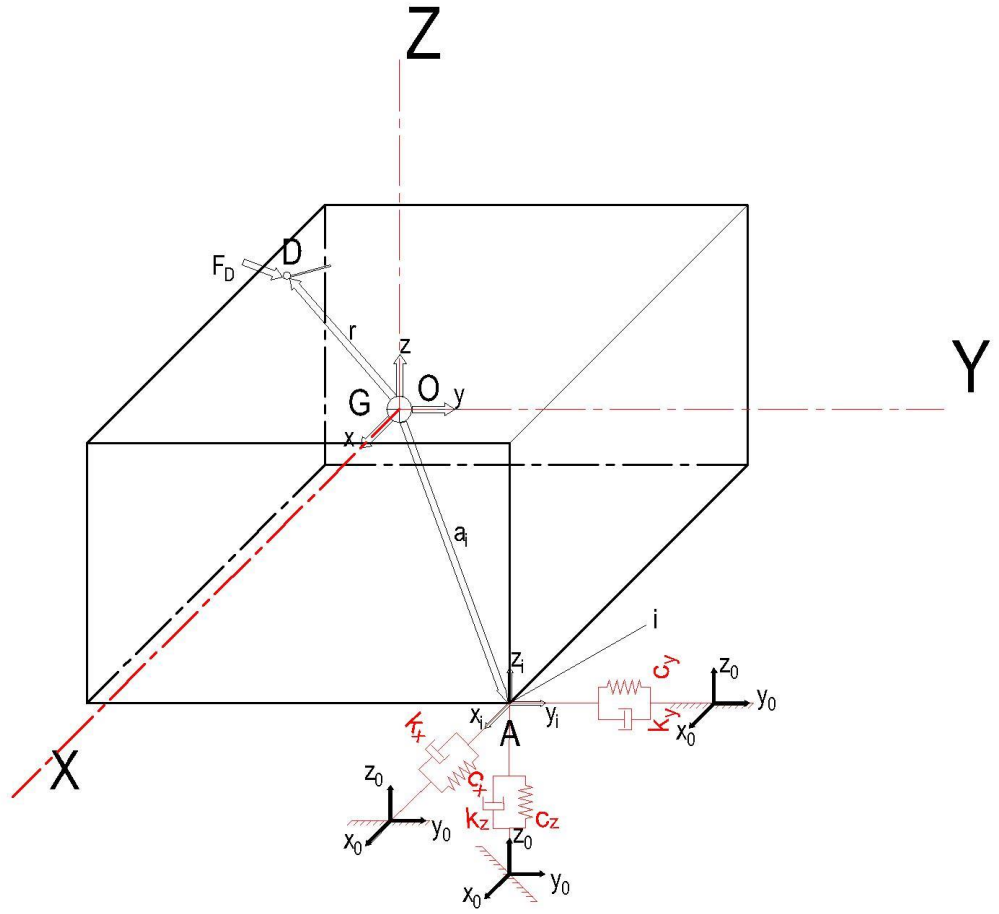
Şekil 6.2. X-Y-Z düzleminde rijit cismin görünüşü

Genel olarak bu tür çalışmalarda elastik destekler üzerine oturtulmuş fan (motor, şaft, fan, şase ve tüm bağlantılar) rijid olarak kabul edilip üç veya altı serbestlik dereceli olarak modellenmektedir. Bu çalışmada da sistem  $x, y, z$  eksenlerinde öteleme ve bu eksenler etrafında  $\theta_x, \theta_y, \theta_z$  dönmeleri olmak üzere altı serbestlik dereceli olarak göz önüne alınacaktır. Bununla beraber aşağıdaki kabuller yapılmıştır:

- Makine gövdesi altı serbestlik dereceli tek bir rijit cisim ve titreşim hareketleri de küçük salınımlar olarak kabul edilmiştir.
- GXYZ ile gösterilen hareketli eksen takımı makinanın kütle merkezine yerleştirilmiştir.
- Oxyz ise sabit eksen takımı olup statik denge konumunda makinanın kütle merkezi G ile çakışmaktadır.
- Cismin asal atalet ekseninin hareketli koordinat eksenine paralel olduğu kabul edilmiştir. Dolayısıyla atalet tensöründe çarpımsal atalet momentlerinin sıfır olduğu kabul edilmiştir.
- İzolatörlerin her biri paralel yay ve sönüm elemanları ile modellenmiş (Kelvin-Voigt modeli) ve karakteristikleri lineer olarak kabul edilmiştir.
- Yay ve sönüm elemanlarının sabit koordinat sistemine paralel olacak şekilde sadece üç dik ekseninde etkidiği ve birbirlerini etkilemediği kabul edilmiştir.
- Makinanın izolatörlerle oturtulduğu zemin rijid kabul edilmiştir.

Sistemin hareket denklemlerinin elde edilmesi için Newton'un II. Hareket kanunu kullanılacaktır. Yukarıda yapılan kabuller altında üzerinde  $n$  tane izolatör olan sistemin modeli Şekil 6.2. X-Y-Z düzleminde rijit cismin görünüşü görülmektedir. Şekilde sadece A noktasına yerleştirilen  $i$  nolu izolatör gösterilmiştir.  $F_D$ , D noktasında sisteme etki eden dış kuvveti temsil etmektedir. İncelenen fan sisteminde bu dış kuvvet dengesizliklerden kaynaklanan dengesiz kuvvettir.  $\mathbf{a}_i = \{a_{x,i} \ a_{y,i} \ a_{z,i}\}^T$   $i$  yinci izolatör bağlantı noktasının ve  $\mathbf{r} = \{r_x \ r_y \ r_z\}^T$  D dış kuvvet etki noktasının  $Oxyz$  sabit eksen takımına göre konum vektörleridir.

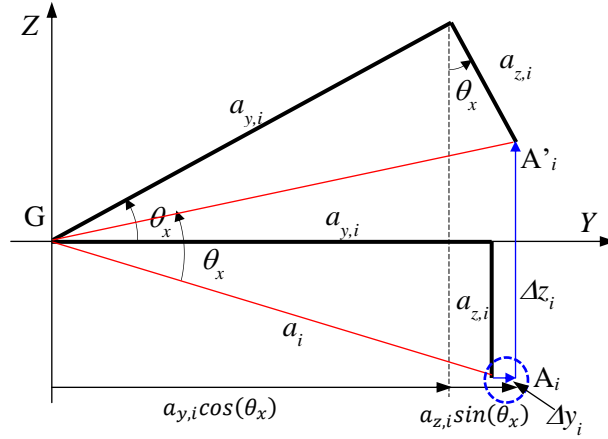
Her bir izolatör  $x, y$  ve  $z$  yönlerinde sırasıyla  $k_x, k_y, k_z$  yayları ve  $c_x, c_y, c_z$ , sönüm elemanları ile temsil edilmiştir. Bu çalışmada tüm izolatörlerin özdeş olduğu ve dolayısıyla yay ve sönüm özelliklerinin aynı olduğu dikkate alınmıştır.



Şekil 6.3. Genelleştirilmiş pasif izolasyon sistemi modeli

Hareket denklemlerinin elde edilebilmesi için her bir izolatör konumunda her bir eksendeki  $x_i, y_i, z_i$  yer değiştirmelerine ihtiyaç vardır. Her bir nokta, kütle merkezinin sabit eksen takımı orjini O' da  $x, y, z$  eksenlerindeki yer değiştirmelerine ilave olarak bu eksenler etrafındaki  $\theta_x, \theta_y, \theta_z$  dönmelerinden dolayı da bir miktar yer değiştirme yapacaklardır. Örneğin Şekil 6.4'te görüldüğü gibi rijid cismin kütle merkezi G etrafında  $\theta_x$  kadar dönmesi  $i$  noktasının hem  $y$  hem de  $z$  yönünde doğrusal yer değiştirme yapmasına neden olacaktır. Buna göre  $\theta_x$  dönmesi ile  $y$  eksenindeki yer değiştirme:

$$\Delta y_i = a_{y,i} \cos(\theta_x) + a_{z,i} \sin(\theta_x) - a_{y,i} \quad (6.1)$$



**Şekil 6.4.** Cismin  $\theta_x$  kadar dönmesi sonucu izolatör bağlantı noktasının y ve z eksenlerindeki yer değiştirmeleri:  $\Delta y_i$  ve  $\Delta z_i$ .

Küçük açı kabulü ile  $\cos(\theta_x) \cong 1$ ,  $\sin(\theta_x) \cong \theta_x$  ve  $a_{z,i}$  nin işareti de dikkate alınırsa:

$$\Delta y_i = -a_{z,i} \sin(\theta_x) \quad (6.2)$$

yazılabilir. Benzer şekilde  $\theta_x$  dönmesi ile z eksenindeki yer değiştirme;

$$\Delta z_i = a_{y,i}(\theta_x) \quad (6.3)$$

elde edilebilir. Diğer eksenlerdeki dönmelerden dolayı oluşacak doğrusal yer değiştirmeler de benzer şekilde belirlenebilir.

Bu durumda her bir noktanın bir eksendeki toplam yer değiştirmesi kütle merkezinin bu eksendeki yer değiştirmesi ile dönmelerden dolayı ilgili ekseninde oluşan yer değiştirmelerin toplamından ibaret olacaktır. Buna göre bir izolatörün bağlantı noktasının üç eksenindeki doğrusal yer değiştirmeleri aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$x_i = x + a_{z,i}(\theta_y) - a_{y,i}(\theta_z) ; \quad i = 1, 2, \dots, n \quad (6.4)$$

$$y_i = y + a_{x,i}(\theta_z) - a_{z,i}(\theta_x) ; \quad i = 1, 2, \dots, n \quad (6.5)$$

$$z_i = z + a_{y,i}(\theta_x) - a_{x,i}(\theta_y) ; \quad i = 1, 2, \dots, n \quad (6.6)$$

Bu yer değiştirmeler her bir izolatördeki yay kuvvetini bulmak için kullanılacaktır. Ayrıca sönüm kuvvetlerinin hesabında bu noktaların hızlarına da ihtiyaç olacağından bunların zamana göre türevlerinden bu hızlar aşağıdaki gibi elde edilir:

$$\dot{x}_i = \dot{x} + a_{z,i}(\dot{\theta}_y) - a_{y,i}(\dot{\theta}_z) \quad (6.7)$$

$$\dot{y}_i = \dot{y} + a_{x,i}(\dot{\theta}_z) - a_{z,i}(\dot{\theta}_x) \quad (6.8)$$

$$\dot{z}_i = \dot{z} + a_{y,i}(\dot{\theta}_x) - a_{x,i}(\dot{\theta}_y) \quad (6.9)$$

Bu denklemlerde izolatör koordinatlarının ( $a_{x,i}$ ,  $a_{y,i}$ ,  $a_{z,i}$ ) işaretlerine dikkat edilerek yazılması gerektiğini hatırlatmak gerekir.

Sistemde kullanılan her bir izolatörde oluşan yay ve sönüm kuvvetleri aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$F_{S_x,i} = -k_x x_i = -k_x (x + a_{z,i}(\theta_y) - a_{y,i}(\theta_z)) \quad (6.10)$$

$$F_{S_y,i} = -k_y y_i = -k_y (y + a_{x,i}(\theta_z) - a_{z,i}(\theta_x)) \quad (6.11)$$

$$F_{S_z,i} = -k_z z_i = -k_z (z + a_{y,i}(\theta_x) - a_{x,i}(\theta_y)) \quad (6.12)$$

$$F_{c_x,i} = -c_x \dot{x}_i = -c_x (\dot{x} + a_{z,i}(\dot{\theta}_y) - a_{y,i}(\dot{\theta}_z)) \quad (6.13)$$

$$F_{c_y,i} = -c_y \dot{y}_i = -c_y (\dot{y} + a_{x,i}(\dot{\theta}_z) - a_{z,i}(\dot{\theta}_x)) \quad (6.14)$$

$$F_{c_z,i} = -c_z \dot{z}_i = -c_z (\dot{z} + a_{y,i}(\dot{\theta}_x) - a_{x,i}(\dot{\theta}_y)) \quad (6.15)$$

Her bir  $i$  yinci izolatör bağlantı noktasındaki yay ve sönüm kuvvetlerinin kütle merkezine göre oluşturduğu momentler  $\mathbf{M} = \mathbf{R}\mathbf{x}\mathbf{F}$  vektörel çarpım kuralı ile aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$M_{xi} = a_{y,i}(F_{S_z,i} + F_{c_z,i}) - a_{z,i}(F_{S_y,i} + F_{c_y,i}) \quad (6.16)$$

$$M_{yi} = a_{z,i}(F_{S_x,i} + F_{c_x,i}) - a_{x,i}(F_{S_z,i} + F_{c_z,i}) \quad (6.17)$$

$$M_{zi} = a_{x,i}(F_{S_y,i} + F_{c_y,i}) - a_{y,i}(F_{S_x,i} + F_{c_x,i}) \quad (6.18)$$

Bunlar açık olarak aşağıdaki gibi elde edilir:

$$\begin{aligned} M_{xi} = & a_{y,i}[-k_z (z + a_{y,i}(\theta_x) - a_{x,i}(\theta_y)) - c_z (\dot{z} + a_{y,i}(\dot{\theta}_x) - a_{x,i}(\dot{\theta}_y))] \\ & - a_{z,i}[-k_y (y + a_{x,i}(\theta_z) - a_{z,i}(\theta_x)) \\ & - c_y (\dot{y} + a_{x,i}(\dot{\theta}_z) - a_{z,i}(\dot{\theta}_x))] \end{aligned} \quad (6.19)$$

$$\begin{aligned} M_{yi} = & a_{z,i}[-k_x (x + a_{z,i}(\theta_y) - a_{y,i}(\theta_z)) - c_x (\dot{x} + a_{z,i}(\dot{\theta}_y) - a_{y,i}(\dot{\theta}_z))] \\ & - a_{x,i}[-k_z (z + a_{y,i}(\theta_x) - a_{x,i}(\theta_y)) \\ & - c_z (\dot{z} + a_{y,i}(\dot{\theta}_x) - a_{x,i}(\dot{\theta}_y))] \end{aligned} \quad (6.20)$$

$$\begin{aligned} M_{zi} = & a_{x,i}(-k_y (y + a_{x,i}(\theta_z) - a_{z,i}(\theta_x)) - c_y (\dot{y} + a_{x,i}(\dot{\theta}_z) - a_{z,i}(\dot{\theta}_x))) \\ & - a_{y,i}(-k_x (x + a_{z,i}(\theta_y) - a_{y,i}(\theta_z)) \\ & - c_x (\dot{x} + a_{z,i}(\dot{\theta}_y) - a_{y,i}(\dot{\theta}_z))) \end{aligned} \quad (6.21)$$

Bu denklemler düzenlenirse:

$$\begin{aligned}
M_{xi} = & k_y a_{z,i} y - k_z a_{y,i} z - (k_z a_{y,i}^2 + k_y a_{z,i}^2)(\theta_x) + k_z a_{y,i} a_{x,i}(\theta_y) + k_y a_{z,i} a_{x,i}(\theta_z) \\
& + c_y a_{z,i} \dot{y} - c_z a_{y,i} \dot{z} - (c_z a_{y,i}^2 + c_y a_{z,i}^2)(\dot{\theta}_x) + c_z a_{y,i} a_{x,i}(\dot{\theta}_y) \\
& + c_y a_{z,i} a_{x,i}(\dot{\theta}_z)
\end{aligned} \quad (6.22)$$

$$\begin{aligned}
M_{yi} = & -k_x a_{z,i} x + k_z a_{x,i} z + k_z a_{x,i} a_{y,i}(\theta_x) - (k_x a_{z,i}^2 + k_z a_{x,i}^2)(\theta_y) + k_x a_{z,i} a_{y,i}(\theta_z) - c_x a_{z,i} \dot{x} \\
& + c_z a_{x,i} \dot{z} + c_z a_{x,i} a_{y,i}(\dot{\theta}_x) - (c_x a_{z,i}^2 + c_z a_{x,i}^2)(\dot{\theta}_y) + c_x a_{z,i} a_{y,i}(\dot{\theta}_z)
\end{aligned} \quad (6.23)$$

$$\begin{aligned}
M_{zi} = & k_x a_{y,i} x - k_y a_{x,i} y + k_y a_{x,i} a_{z,i}(\theta_x) + k_x a_{y,i} a_{z,i}(\theta_y) - (k_y a_{x,i}^2 + k_x a_{y,i}^2)(\theta_z) + c_x a_{y,i} \dot{x} \\
& - c_y a_{x,i} \dot{y} + c_y a_{x,i} a_{z,i}(\dot{\theta}_x) + c_x a_{y,i} a_{z,i}(\dot{\theta}_y) - (c_y a_{x,i}^2 + c_x a_{y,i}^2)(\dot{\theta}_z)
\end{aligned} \quad (6.24)$$

Toplam momentler ise yukarıda her bir izolatör için elde edilen momentlerin toplamıdır.

Sistemin dönen kısımlarında mevcut bir dengesizlik sistemi harmonik olarak tahrik edecektir. Kütle  $m$  olan fanadaki bir dengesizlikten dolayı kütle merkezinin dönme merkezinden kaçıklığı  $e$  olursa  $\omega$  açısal hızıyla dönerken oluşacak dengesiz kuvvetin büyüklüğü aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$F_D = me\omega^2 \quad (6.25)$$

Mil eksenini  $x$  eksenini boyunca olduğundan ve bu doğrultuda bir etki olmadığı varsayılarak bu dengesiz kuvvetin bileşenleri de:

$$F_{Dx} = 0 \quad (6.26)$$

$$F_{Dy} = F_D \cos(\omega t) = me\omega^2 \cos(\omega t) \quad (6.27)$$

$$F_{Dz} = F_D \sin(\omega t) = me\omega^2 \sin(\omega t) \quad (6.28)$$

Bu dengesiz kuvvetlerin oluşturacağı momentler de aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$M_{Dx} = r_y F_{Dz} - r_z F_{Dy} \quad (6.29)$$

$$M_{Dy} = r_z F_{Dx} - r_x F_{Dz} \quad (6.30)$$

$$M_{Dz} = r_x F_{Dy} - r_y F_{Dx} \quad (6.31)$$

Burada dengesiz kütle konumunun, sistem kütle merkezine olan konumları aşağıdaki gibidir:

$$r_x = x_S \quad (6.32)$$

$$r_y = y_S + r_D \cos(\omega t) \quad (6.33)$$

$$r_z = z_S + r_D \sin(\omega t) \quad (6.34)$$

Burada  $x_S, y_S, z_S$  fanın dönme merkezinin sistemin kütle merkezine olan uzaklıklarını göstermektedir. Bu durumda dengesiz kuvvetlerin kütle merkezine göre oluşturduğu momentler aşağıdaki gibi elde edilir:

$$M_{Dx} = F_D [y_S \sin(\omega t) - z_S \cos(\omega t)] \quad (6.35)$$

$$M_{Dy} = -x_S F_D \sin(\omega t) \quad (6.36)$$

$$M_{Dz} = x_S F_D \cos(\omega t) \quad (6.37)$$

Newton'un II. Hareket kanunu yardımıyla 6 koordinat için hareket denklemleri aşağıdaki gibi elde edilir:

$$\sum_{i=1}^n F_{S_x,i} + \sum_{i=1}^n F_{c_x,i} = m\ddot{x} \quad (6.38)$$

$$-k_x \sum_{i=1}^n x_i - c_x \sum_{i=1}^n \dot{x}_i = m\ddot{x} \quad (6.39)$$

$$m\ddot{x} + c_x \left( n\dot{x} + \sum_{i=1}^n a_{z,i}(\dot{\theta}_y) - \sum_{i=1}^n a_{y,i}(\dot{\theta}_z) \right) + k_x \left( nx + \sum_{i=1}^n a_{z,i}(\theta_y) - \sum_{i=1}^n a_{y,i}(\theta_z) \right) = 0 \quad (6.40)$$

$$\sum_{i=1}^n F_{S_y,i} + \sum_{i=1}^n F_{c_y,i} + F_{D_y} = m\ddot{y} \quad (6.41)$$

$$-k_y \sum_{i=1}^n y_i - c_y \sum_{i=1}^n \dot{y}_i + m\omega^2 \cos(\omega t) = m\ddot{y} \quad (6.42)$$

$$m\ddot{y} + c_y \left( n\dot{y} - \sum_{i=1}^n a_{z,i}(\dot{\theta}_x) + \sum_{i=1}^n a_{x,i}(\dot{\theta}_z) \right) + k_y \left( ny - \sum_{i=1}^n a_{z,i}(\theta_x) + \sum_{i=1}^n a_{x,i}(\theta_z) \right) = m\omega^2 \cos(\omega t) \quad (6.43)$$

$$\sum_{i=1}^n F_{S_z,i} + \sum_{i=1}^n F_{c_z,i} + F_{D_z} = m\ddot{z} \quad (6.44)$$

$$-k_z \sum_{i=1}^n z_i - c_z \sum_{i=1}^n \dot{z}_i + m\omega^2 \sin(\omega t) = m\ddot{z} \quad (6.45)$$

$$\begin{aligned}
& m\ddot{z} + c_z \left( n\dot{z} + \sum_{i=1}^n a_{y,i} (\dot{\theta}_x) - \sum_{i=1}^n a_{x,i} (\dot{\theta}_y) \right) + k_z \left( nz + \sum_{i=1}^n a_{y,i} (\theta_x) - \sum_{i=1}^n a_{x,i} (\theta_y) \right) \\
& = me\omega^2 \sin(\omega t)
\end{aligned} \tag{6.46}$$

$$\sum_{i=1}^n M_{xi} + M_{D,x} = I_x \ddot{\theta}_x \tag{6.47}$$

$$\begin{aligned}
I_x \ddot{\theta}_x - c_y \sum_{i=1}^n a_{z,i} \dot{y} + c_z \sum_{i=1}^n a_{y,i} \dot{z} + \sum_{i=1}^n (c_z a_{y,i}^2 + c_y a_{z,i}^2) (\dot{\theta}_x) - c_z \sum_{i=1}^n (a_{y,i} a_{x,i}) (\dot{\theta}_y) \\
- c_y \sum_{i=1}^n (a_{z,i} a_{x,i}) (\dot{\theta}_z) - k_y \sum_{i=1}^n a_{z,i} y + k_z \sum_{i=1}^n a_{y,i} z \\
+ \sum_{i=1}^n (k_z a_{y,i}^2 + k_y a_{z,i}^2) (\theta_x) - k_z \sum_{i=1}^n (a_{y,i} a_{x,i}) (\theta_y) - k_y \sum_{i=1}^n (a_{z,i} a_{x,i}) (\theta_z) \\
= me\omega^2 [y_s \sin(\omega t) - z_s \cos(\omega t)]
\end{aligned} \tag{6.48}$$

$$\sum_{i=1}^n M_{yi} + M_{D,y} = I_y \ddot{\theta}_y \tag{6.49}$$

$$\begin{aligned}
I_y \ddot{\theta}_y + k_x \sum_{i=1}^n a_{z,i} x - k_z \sum_{i=1}^n a_{x,i} z - k_z \sum_{i=1}^n (a_{x,i} a_{y,i}) (\theta_x) + \sum_{i=1}^n (k_x a_{z,i}^2 + k_z a_{x,i}^2) (\theta_y) \\
- k_x \sum_{i=1}^n a_{z,i} a_{y,i} (\theta_z) + c_x \sum_{i=1}^n a_{z,i} \dot{x} - c_z \sum_{i=1}^n a_{x,i} \dot{z} - c_z \sum_{i=1}^n (a_{x,i} a_{y,i}) (\dot{\theta}_x) \\
+ \sum_{i=1}^n (c_x a_{z,i}^2 + c_z a_{x,i}^2) (\dot{\theta}_y) - c_x \sum_{i=1}^n (a_{z,i} a_{y,i}) (\dot{\theta}_z) = -x_s me\omega^2 \sin(\omega t)
\end{aligned} \tag{6.50}$$

$$\sum_{i=1}^n M_{zi} + M_{D,z} = I_z \ddot{\theta}_z \tag{6.51}$$

$$\begin{aligned}
I_z \ddot{\theta}_z - k_x \sum_{i=1}^n a_{y,i} x - k_y \sum_{i=1}^n a_{x,i} y - k_y \sum_{i=1}^n (a_{x,i} a_{z,i}) (\theta_x) - k_x \sum_{i=1}^n (a_{y,i} a_{z,i}) (\theta_y) \\
+ \sum_{i=1}^n (k_y a_{x,i}^2 + k_x a_{y,i}^2) (\theta_z) - c_x \sum_{i=1}^n a_{y,i} \dot{x} - c_y \sum_{i=1}^n a_{x,i} \dot{y} \\
- c_y \sum_{i=1}^n (a_{x,i} a_{z,i}) (\dot{\theta}_x) - c_x \sum_{i=1}^n (a_{y,i} a_{z,i}) (\dot{\theta}_y) + \sum_{i=1}^n (c_y a_{x,i}^2 + c_x a_{y,i}^2) (\dot{\theta}_z) \\
= x_s me\omega^2 \cos(\omega t)
\end{aligned} \tag{6.52}$$

Böylece sistemin hareket denklemleri elde edilmiştir. Elde edilen bu hareket denklemlerini matris formda yazmak uygun olacaktır. Sabit eksen takımında  $\mathbf{x} = \{x, y, z, \theta_x, \theta_y, \theta_z\}^T$  genelleştirilmiş deplasman vektörü tanımlanacak olursa sistemin hareket denklemleri Bölüm 3 de çok serbestlik dereceli sistemler için verilen matris formunda aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{K}\mathbf{q} = \mathbf{F} \quad (6.53)$$

Burada  $\mathbf{M}$ ,  $\mathbf{C}$  ve  $\mathbf{K}$  sırasıyla kütle, sönüm ve katılık matrislerini,  $\mathbf{F}$  ise dış kuvvet vektörünü ifade etmektedir. (6.40), (6.43), (6.46), (6.48), (6.50), (6.52) denklemleri Denklem (6.53) formuna getirilirse  $\mathbf{M}$ ,  $\mathbf{C}$ ,  $\mathbf{K}$  ve  $\mathbf{F}$  matrisleri aşağıdaki biçimlerde olacaktır:

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_{xx} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & I_{yy} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_{zz} \end{bmatrix} \quad (6.54)$$

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} k_{1,1} & k_{1,2} & k_{1,3} & k_{1,4} & k_{1,5} & k_{1,6} \\ k_{2,1} & k_{2,2} & k_{2,3} & k_{2,4} & k_{2,5} & k_{2,6} \\ k_{3,1} & k_{3,2} & k_{3,3} & k_{3,4} & k_{3,5} & k_{3,6} \\ k_{4,1} & k_{4,2} & k_{4,3} & k_{4,4} & k_{4,5} & k_{4,6} \\ k_{5,1} & k_{5,2} & k_{5,3} & k_{5,4} & k_{5,5} & k_{5,6} \\ k_{6,1} & k_{6,2} & k_{6,3} & k_{6,4} & k_{6,5} & k_{6,6} \end{bmatrix} \quad (6.55)$$

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} c_{1,1} & c_{1,2} & c_{1,3} & c_{1,4} & c_{1,5} & c_{1,6} \\ c_{2,1} & c_{2,2} & c_{2,3} & c_{2,4} & c_{2,5} & c_{2,6} \\ c_{3,1} & c_{3,2} & c_{3,3} & c_{3,4} & c_{3,5} & c_{3,6} \\ c_{4,1} & c_{4,2} & c_{4,3} & c_{4,4} & c_{4,5} & c_{4,6} \\ c_{5,1} & c_{5,2} & c_{5,3} & c_{5,4} & c_{5,5} & c_{5,6} \\ c_{6,1} & c_{6,2} & c_{6,3} & c_{6,4} & c_{6,5} & c_{6,6} \end{bmatrix} \quad (6.56)$$

$$[F] = \begin{bmatrix} 0 \\ m\omega^2 \cos(\omega t) \\ m\omega^2 \sin(\omega t) \\ m\omega^2 [y_s \sin(\omega t) - z_s \cos(\omega t)] \\ -x_s m\omega^2 \sin(\omega t) \\ x_s m\omega^2 \cos(\omega t) \end{bmatrix} \quad (6.57)$$

Denklem (6.55) deki simetrik  $\mathbf{K}$  matrisinin elemanları aşağıda verildiği gibidir:

$$k(1,1) = \sum_{i=1}^n k_{x,i} \quad k(1,5) = \sum_{i=1}^n a_{z,i} k_x \quad k(1,6) = \sum_{i=1}^n -a_{y,i} k_x \quad (6.58)$$

$$k(2,2) = \sum_{i=1}^n k_{y,i} \quad k(2,4) = \sum_{i=1}^n a_{z,i} k_y \quad k(2,6) = \sum_{i=1}^n -a_{x,i} k_y \quad (6.59)$$

$$k(3,3) = \sum_{i=1}^n k_{z,i} \quad k(3,4) = \sum_{i=1}^n a_{y,i} k_z \quad k(3,5) = \sum_{i=1}^n -a_{x,i} k_z \quad (6.60)$$

$$k(4,2) = \sum_{i=1}^n a_{z,i} k_y \quad k(4,3) = \sum_{i=1}^n a_{y,i} k_z \quad k(4,4) = \sum_{i=1}^n (k_x a_{z,i}^2 + k_y a_{z,i}^2) \quad (6.61)$$

$$k(4,5) = \sum_{i=1}^n -(a_{x,i} a_{y,i}) k_z \quad k(4,6) = \sum_{i=1}^n -(a_{x,i} a_{z,i}) k_y \quad (6.62)$$

$$k(5,1) = \sum_{i=1}^n (a_{z,i}) k_x \quad k(5,3) = \sum_{i=1}^n -(a_{x,i}) k_z \quad k(5,4) = \sum_{i=1}^n -(a_{x,i} a_{y,i}) k_z \quad (6.63)$$

$$k(5,5) = \sum_{i=1}^n (k_x a_{z,i}^2 + k_z a_{x,i}^2) \quad k(5,6) = \sum_{i=1}^n -(a_{y,i} a_{z,i}) k_x \quad (6.64)$$

$$k(6,1) = \sum_{i=1}^n -(a_{y,i}) k_x \quad k(6,2) = \sum_{i=1}^n -(a_{x,i}) k_y \quad k(6,4) = \sum_{i=1}^n -(a_{x,i} a_{z,i}) k_y \quad (6.65)$$

$$k(6,5) = \sum_{i=1}^n -(a_{y,i} a_{z,i}) k_x \quad k(6,6) = \sum_{i=1}^n (k_y a_{x,i}^2 + k_x a_{y,i}^2) \quad (6.66)$$

Simetrik olan elemanlar:

$$k(5,1) = k(1,5) \quad k(6,1) = k(1,6) \quad k(4,2) = k(2,4) \quad k(6,2) = k(2,6) \quad (6.67)$$

$$k(4,3) = k(3,4) \quad k(5,3) = k(3,5) \quad k(5,4) = k(4,5) \quad k(6,4) = k(4,6) \quad (6.68)$$

$$k(6,5) = k(5,6) \quad (6.69)$$

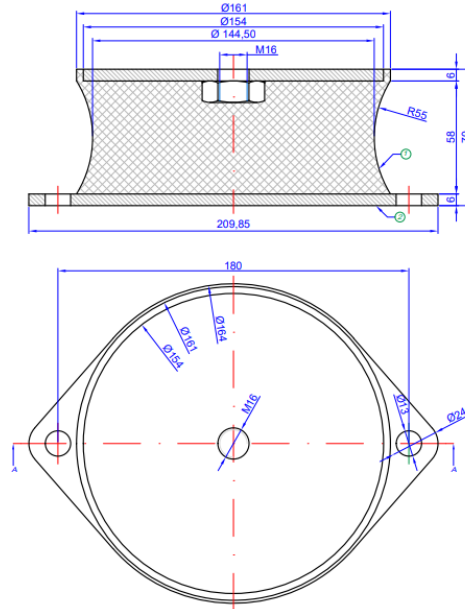
**C** sönüm matrisi, **K** matrisinde yay katsayıları yerine ilgili eksenlerdeki sönüm katsayıları yazılarak elde edilebilir.

Matris formunda elde edilen bu hareket denklemleri modal analiz yöntemi ile çözülebilir. Çözüm için gerekli **M** matrisi incelenen sistemin SOLIDWORKS de oluşturulan katı modelinden belirlenebilir. **K** ve **C** matrislerinin oluşturulabilmesi için de izolatörün elastiklik ve sönüm özelliklerinin belirlenmesi gerekir. Bu çalışmada bu parametreler deneysel olarak belirlenmiş olup sonraki bölümde açıklanmaktadır.



## 7. İZOLATÖR PARAMETRELERİNİN DENEYSEL OLARAK BELİRLENMESİ

Bu çalışmada dikkate alınan kalıp soğutma fanının yalıtımında elastomerik izolatör kullanılacak olup Gülhan kauçuk firmasından temin edilmiştir. Bu izolatör C tipi kulaklı olup basma tipinde bir izolatördür. Ürüne ait teknik resim Şekil 7.1’de ve bazı mekanik özellikleri de Tablo 7.1’de verilmiştir. Sertlik değeri Shore A ile verilmekle birlikte ürüne ait yük-uzama eğrileri bilinmediğinden esneklik ve sönüm özelliği belli değildir. Önceki bölümde de ifade edildiği gibi bu izolatörlerin sertlik değeri doğrusal olmamakla birlikte %30 çökme bölgesine kadar doğrusal özellik göstermektedirler. Bu çalışmada izolatörün lineer bölgede kaldığı kabul edilmektedir. Bu çalışmada izolatörün yay katsayısı hem statik test hem de titreşim testiyle belirlenmiştir. Sönüm değerleri ise titreşim testi ile belirlenmiştir.



Şekil 7.1. İzolatör teknik resim çizimi

Tablo 7.1. İzolatörün bazı mekanik özellikleri

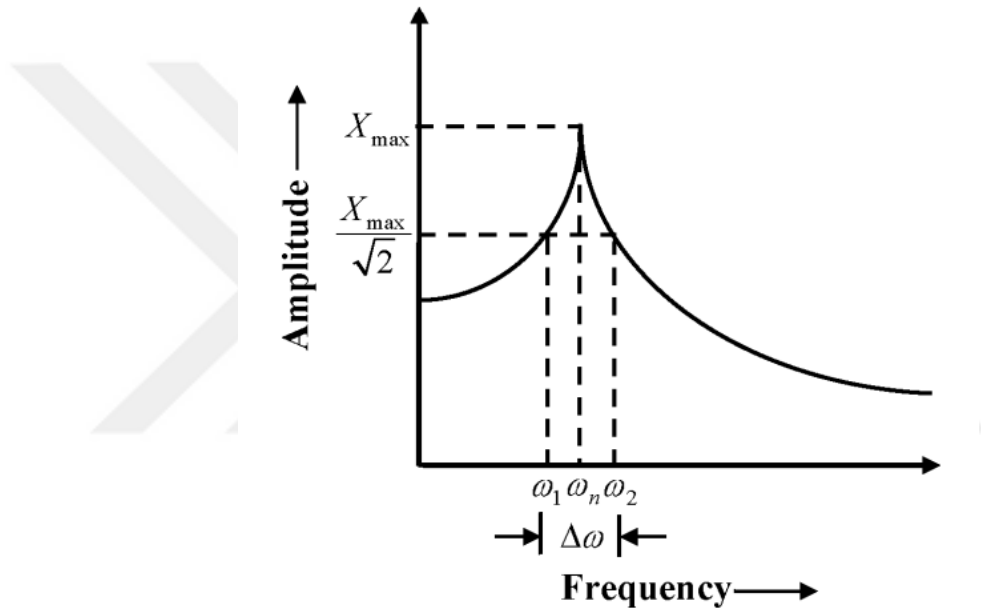
Parça Adı	Lastik takoz (160*60 kulaklı C tipi)		
Reçete kodu	505582SH01		
Kauçuk cinsi	Tabi kauçuk		
Deneyler	Birim	Test sonuçları	Test metodu
Sertlik	Shore A	59	ASTM D2240
Kopma mukavemeti	N/mm <sup>2</sup>	18,2	ASTM D412
Yoğunluk	gr/cm <sup>3</sup>	1,15	TS ISO 2781
Kopma uzaması	%	409	ASTM D412
Renk		Siyah	

## 7.1. Titreşim Testi İle Yay Ve Sönüm Katsayısının Belirlenmesi

Doğrusal bölgede çalıştığı kabul edilen ve paralel yay ve sönüm elemanı ile modellenen izolatörün yay ve sönüm katsayıları titreşim testi ile farklı yöntemler kullanılarak yaklaşık olarak belirlenebilir. Tek serbestlik dereceli kütle-yay-sönüm elemanından oluşan bir sistemde kütle biliniyor ise doğal frekans değerinden yay katsayısı belirlenebilir.

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (3.3)$$

Serbest titreşimin genlik-zaman grafiğinden logaritmik azalma ile veya frekans-genlik eğrisinden yarım güç bant genişliği yöntemi ile de sönüm değeri belirlenebilir.



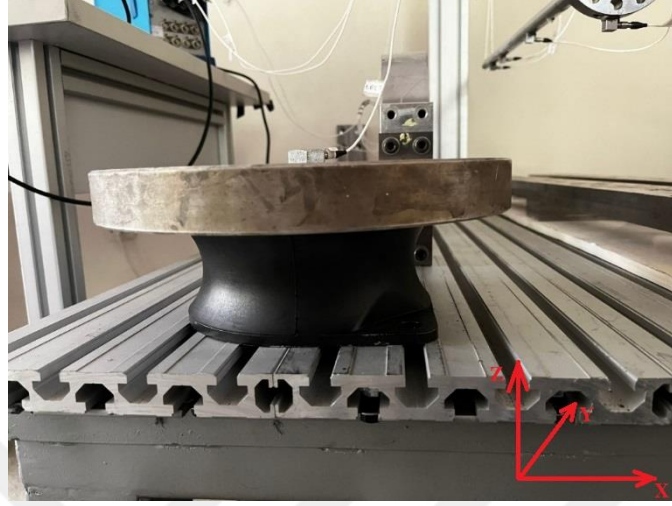
Şekil 7.2. Sönüm oranının belirlenmesi için yarım güç bant genişliği yöntemi [25]

Şekil 7.2’de verilen frekans spektrumu üzerinde  $X_{max}/\sqrt{2}$  değerine karşılık gelen genlik yarım güç noktalarıdır. Buradan çizilen yatay çizginin doğal frekansın solunda ve sağında eğriyi kestiği noktalara karşılık gelen frekans değerleri  $\omega_1$  ve  $\omega_2$  olmak üzere boyutsuz sönüm oranı aşağıdaki gibi belirlenebilir:

$$\zeta = \frac{\omega_2 - \omega_1}{2\omega_n} \quad (7.1)$$

İzolatörün yay ve sönüm katsayılarını belirlemek üzere bir deney düzeneği hazırlanmıştır. Şekil 7.3’te görüldüğü gibi 12.5 kg lık disk biçimindeki bir kütle izolatör üzerine bağlanarak tek serbestlik dereceli bir model oluşturulmuştur. Deneysel çalışmalar Fırat Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü Makine Teorisi ve Dinamiği Laboratuvarında yapılmıştır. Titreşim

ölçümleri için Şekil 7.4'te görülen Oros marka Or-36 frekans analizörü, ivme ölçümleri için de Dytran marka 3097A2 model tek eksenli ivme ölçer kullanılmıştır.



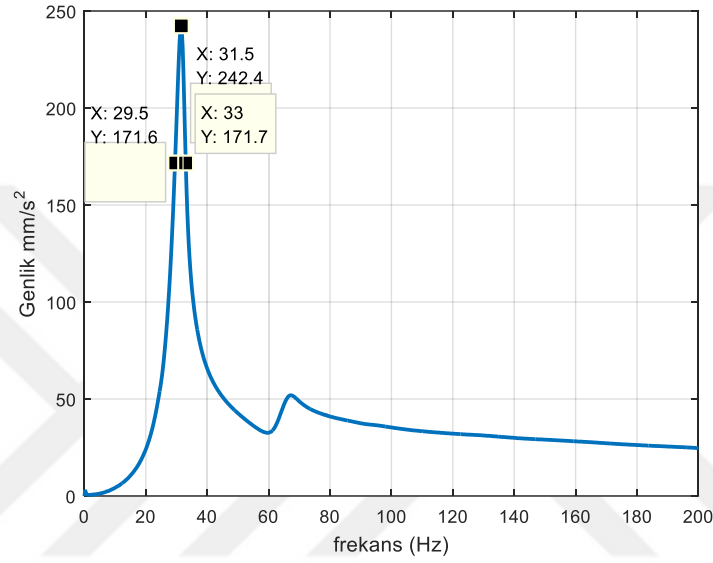
Şekil 7.3. İzolatör parametrelerini belirlemek için hazırlanan test düzeneği



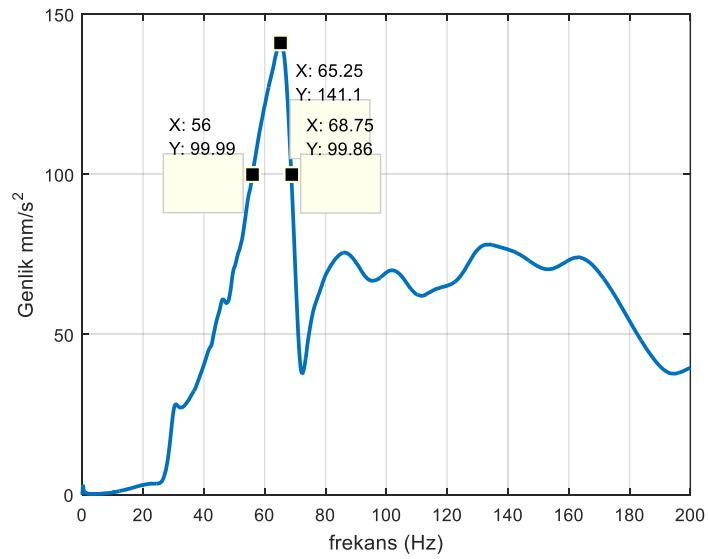
Şekil 7.4. Titreşim ölçüm sistemi

Lastik bir çekiçle disk üzerine vurularak sistemin serbest titreşim yapması sağlanmış ve disk üzerine tutturulmuş ivme ölçer ile titreşim cevabı ölçülmüştür. Ölçümler hem düşey doğrultuda ve hem de yatay düzlemdeki eksenlerde yapılarak her üç eksendeki yay ve sönüm parametreleri belirlenmeye çalışılmıştır. X ve Z yönlerinde ölçülen titreşimlerin frekans spektrumları Şekil 7.5 ve Şekil 7.6'da gösterilmiştir. İzolatörün simetrik olması dolayısıyla X ve

Y yönlerindeki titreşimler aynı olduğundan sadece X yönündeki verilmiştir. Grafiklerde en büyük genlikli tepeye karşılık gelen frekans sönümlü doğal frekans değeridir. Yandaki küçük tepelerin çekiç vuruşunun tam orta noktadan yapılamaması ve sistemin çapraz olarak tahrik edilmesinden kaynaklandığı tahmin edilmektedir. Şekilde görüldüğü gibi yatay düzlemde  $x$  yönündeki frekans spektrumunda en büyük genlik değeri 31.5 Hz de,  $z$  yönündeki ölçümde ise en büyük genlik değeri 65.25 Hz 'de oluşmuştur.



Şekil 7.5. İzolatör için elde edilen frekans spektrumları (a) X ve Y eksenleri için (b) Z eksenini için



Şekil 7.6. İzolatör frekans spektrumu yarı güç noktaları (a) X ve Y eksenini, (b) Z eksenini için

İzolatörün frekans spektrumundan okunan sönümlü doğal frekans, en büyük genlik, yarı güç noktasındaki genlik, yarı güç noktalarına karşılık gelen frekans değerleri ile bu değerler kullanılarak hesaplanan boyutsuz sönüm oranı, sönüm katsayıları ve yay katsayıları Tablo 7.2 ve Tablo 7.3’de verilmiştir.

**Tablo 7.2.** Frekans spektrumlarından okunan frekans ve genlik değerleri

	Grafikten okunan değerler		Hesaplanan değerler	
	Doğal frekans $\omega_n$ Hz (rad/s)	En büyük genlik $X_{max}$	Yarı güç noktası genlik değeri $\frac{X_{max}}{\sqrt{2}}$	Yarı güç noktalarında frekans değerleri $\omega_1, \omega_2$
X, Y	31.5	242.4	171.4	29.5 – 33.0
Z	65.25	141.1	99.77	56.0 – 68.75

**Tablo 7.3.** Deneysel olarak belirlenen izolatör parametreleri

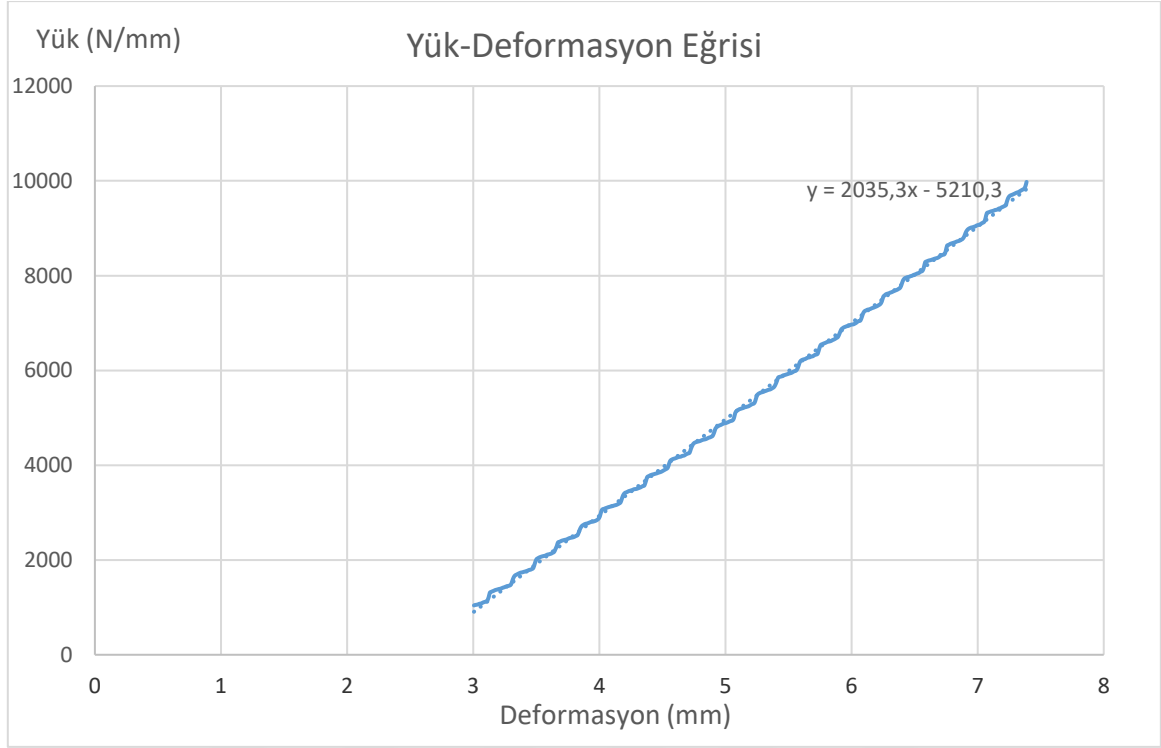
Yay katsayıları (kN/m) $k = m\omega_n^2$		Sönüm katsayıları (kg/s) $c = 2\zeta\omega_n m$		Boyutsuz sönüm oranı $\zeta = \frac{\omega_2 - \omega_1}{2\omega_n}$	
$k_x = k_y$	$k_z$	$c_x = c_y$	$c_z$	$\zeta_x = \zeta_y$	$\zeta_z$
489.66	2101.0	277.1	994.2	0.056	0.097

## 7.2. Statik Test İle Yay Katsayısının Belirlenmesi

Şekil 7.7’de İzolatörün yay katsayısını statik yükü belirlemek için Makine Mühendisliği Mekanik Laboratuvarında üniversal test cihazıyla basma testi yapılmıştır. Basma test cihazı kapasitesi olan 10 kN a kadar yük uygulanarak deformasyonlar ölçülmüş ve eğri uydurma ile yay katsayısı 2035 kN/m olarak belirlenmiştir (Şekil 7.8). Bu değer titreşim testi ile bulunan değer ile uyumludur.



**Şekil 7.7.** Üniversal test cihazıyla basma testi



Şekil 7.8. Üniversal test cihazıyla yapılan basma testi ile elde edilen kuvvet-uzama grafiği

## 8. KALIP SOĞUTMA FANI İZOLATÖR VERİMİNİN HESABI

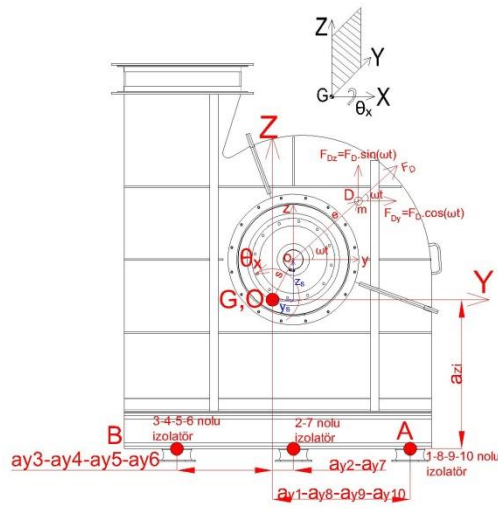
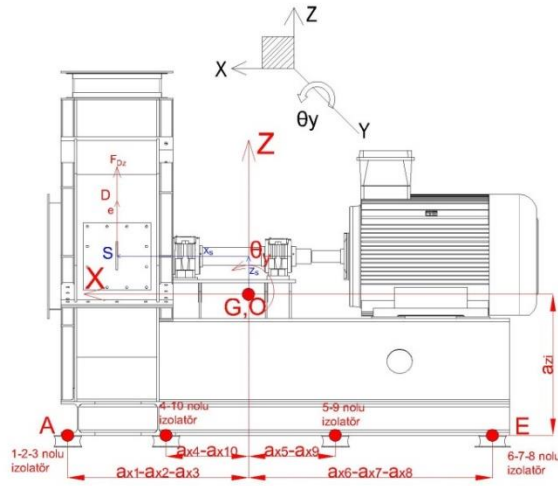
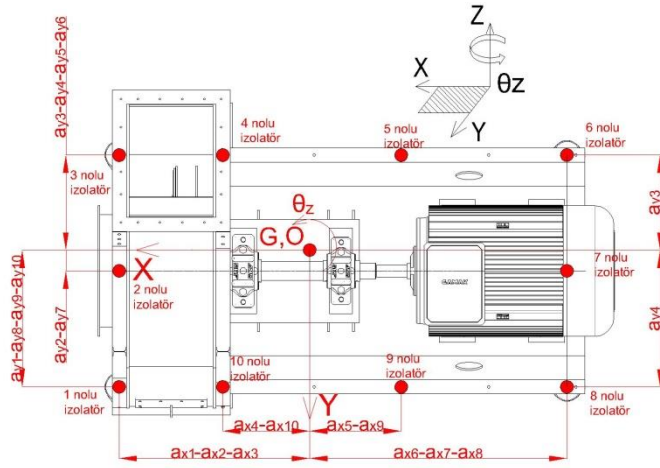
Bu bölümde kalıp soğutma fanının farklı sayıda izolator ile yalıtılması durumları için yalıtım verimi belirlenmeye çalışılacaktır. On adet izolator üzerine oturtulan fanın izolator konumları Şekil 8.1'de gösterilmiştir. İzolatorlerin kütle merkezine olan uzaklıklarının  $x$ ,  $y$ ,  $z$  bileşenleri de  $(a_{xi}, a_{yi}, a_{zi})$  Tablo 8.1'de verilmiştir. Fanın 4, 6, 8 ve 10 adet izolator ile yalıtılması durumları için analizler yapılarak her bir durum için izolasyon verimi belirlenmiş ve uygun olan izolator sayısı belirlenmeye çalışılmıştır. Bu durumlar için kullanılan izolator konumları Tablo 8.2'de verilmiştir.

**Tablo 8.1.** On adet izolator konumunun fan ağırlık merkezlerine uzaklıkları

Uzaklıklar			
İzolator No ( $i$ )	$a_{xi}$ (mm)	$a_{yi}$ (mm)	$a_{zi}$ (mm)
1	1075	770	-835
2	1075	117	-835
3	1075	-535	-835
4	490	-535	-835
5	-515	-535	-835
6	-1450	-535	-835
7	-1450	117	-835
8	-1450	770	-835
9	-515	770	-835
10	490	770	-835

**Tablo 8.2.** Farklı sayıda izolator için izolator konumları

İzolator sayısı, $N$	İzolator numaraları ( $i$ )
4	1,3,6,8
6	1,3,5,6,8,9
8	1,3,4,5,6,8,9,10
10	Tamamı



Şekil 8.1. İzolatörlerin yerleşim planı

Bu kapsamda öncelikle her durum için kütle ve katılık matrisleri oluşturularak sistemin doğal frekansları belirlenmelidir. Kütle matrisi için kalıp soğutma fanının SOLIDWORKS ile oluşturulan katı modelinden alınan kütle ve kütleli atalet momentleri değerleri Tablo 8.3'te verilmiştir.

**Tablo 8.3.** Kalıp soğutma fanı kütle ve atalet değerleri

Kütle ( <i>kg</i> )	Kütleli atalet momentleri ( <i>kg-m<sup>2</sup></i> )		
<i>m</i>	<i>I<sub>x</sub></i>	<i>I<sub>y</sub></i>	<i>I<sub>z</sub></i>
4114	1502,67	4061,57	4337,56

Bu çalışmada Matlab *eig()* fonksiyonundan faydalanılarak çözüm yapılmış ve elde edilen doğal frekans değerleri Tablo 8.4'de verilmiştir. Farklı sayıda izolatörün doğal frekans hesabı için yazılan Matlab kodları Ek-4'te verilmiştir.

**Tablo 8.4.** Farklı sayıda izolatör için sistemin doğal frekansları,  $\omega_n$  (rad/s)

İzolatör sayısı	Mod no					
	1	2	3	4	5	6
4	17.98	20.53	30.59	43.41	59.42	62.52
6	21.46	24.38	33.26	50.22	67.35	74.63
8	25.52	27.67	35.52	61.32	69.80	85.03
10	27.36	31.35	40.42	68.23	81.81	89.68

Geçirgenlik grafiğinden hatırlanacağı gibi doğal frekans değerleri zorlayıcı kuvvet frekansına yaklaştıkça geçirgenlik büyümekte yani yalıtım kötüleşmektedir. Bu nedenle izolasyon verimi hesaplanırken en kötü durum yani en büyük doğal frekans değerleri dikkate alınacaktır. Fanın ise 3000 d/dak (314.2 rad/s) hızla döndüğü dikkate alınacaktır. Daha önce Denklem (4.4) ve Denklem (4.5) ile verilen geçirgenlik (*T*) ve % izolasyon (*I*) ifadeleri aşağıda tekrar yazılmıştır.

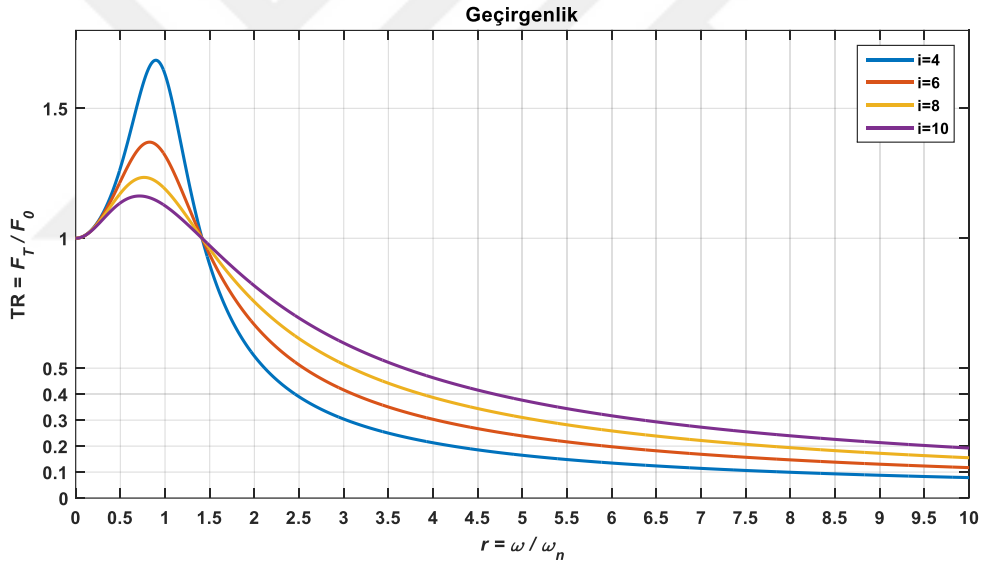
$$T = \frac{F_T}{F_0} = \sqrt{\frac{1 + (2\zeta r)^2}{(1 - r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} \quad (4.4)$$

$$I = (1 - T) * 100 \quad (4.5)$$

Bir izolator için  $z$  yönündeki boyutsuz sönüm oranı  $\zeta = 0.097$  ve sönüm katsayısı  $c_z = 994 \text{ kg/s}$  deneysel olarak belirlenmiştir. Sistemde  $n$  adet izolator kullanılacağı için bunlar paralel olarak düşünülebilir. Dolayısıyla eşdeğer sönüm katsayısı  $c_{z_{eş}} = nc_z$  ve boyutsuz sönüm oranı  $\zeta_{eş} = n\zeta_z$  olur. Buna göre farklı izolator sayıları için hesaplanan geçirgenlik ve % izolasyon değerleri Tablo 8.5’de verilmiştir. Ayrıca her bir durum için frekans oranının 0-10 aralığına karşılık gelen geçirgenlik grafikleri de oluşturulmuş ve Şekil 8.2’de gösterilmiştir.

**Tablo 8.5.** Farklı sayıda izolator için geçirgenlik ve %izolasyon değerleri

İzolator sayısı	$\omega_n$ (rad/s)	$\omega$ (rad/s)	$r$	$\zeta_{eş}$	Geçirgenlik $T$	%izolasyon $I$
4	62.52	314.2	5.02	0.39	0.164	83.6
6	74.63		4.21	0.58	0.287	71.3
8	85.03		3.69	0.78	0.419	58.1
10	89.68		3.50	0.97	0.522	47.8



**Şekil 8.2.** Farklı sayıda izolator durumları için geçirgenlik grafikleri.

Tablo 8.5’deki karşılaştırmada izolator sayısı arttıkça yalıtım veriminin düştüğü görülmektedir. Dört izolator için verim %83.6 iken on izolator durumunda verim %47.8 e düşmektedir. Aslında bu beklenen bir sonuçtur. İzolatorler paralel yapıda olduklarından eşdeğer yay katsayısı ve sönüm katsayısı izolator sayısı katı kadar artmaktadır. Yay katsayısının artması ile doğal frekans da artarak fan devir sayısına yaklaşmakta ve frekans oranı değeri düşmektedir. Bu da geçirgenliğin ve verimin düşmesine neden olmaktadır. Diğer taraftan geçirgenlik grafiğinde de görüldüğü gibi  $r \gg 1.41$  olduğu bölgede artan sönüm oranına karşılık geçirgenlik kötüleşmektedir. İzolator sayısı azaldıkça da sönüm değeri düştüğünden en iyi yalıtım dört izolator kullanılması durumunda gerçekleşmektedir.

Fanın farklı devirleri için her izolator sayısı durumunda verimin ne olduğunu görmek üzere farklı devirler için izolasyon verimleri hesaplanmış ve Tablo 8.6'da karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Tablodaki (-) verim değerleri frekans oranının  $r < 1.41$  olduğu bölgeye karşılık geldiğini ve bu durumlarda izolasyonun gerçekleşmediğini göstermektedir.

Fanın çalıştırma devri olan 3000 d/dak için yüzde yalıtım verimi on izolator durumunda %47.8, dört izolator durumunda ise %83.6 olarak elde edilmiştir. Buna göre dört izolator kullanımının on izolator kullanımına göre daha verimli olduğu görülmektedir. Bu durum diğer fan devirleri için de geçerlidir.

Yine bu tablodan yalıtımın altı, sekiz ve on izolator için 1500 d/dak hızlardan sonra başladığı görülmektedir. Fan devri 6000 d/dak hızlara ulaştığında verim on izolator için %83.5, dört izolator için %95.3 seviyelerine ulaşabilmektedir ki bu fan için anormal bir hız değeridir. Yalıtım verimine bakıldığında mevcut izolatorların kullanılması halinde yalıtım için dört izolatorun kullanılması tercih edilebilir. Ancak karar vermek için bu parametre tek başına yeterli olmayabilir. İzolatorların statik çökme miktarlarına ve çalışma sırasında meydana gelecek titreşimlerin büyüklüklerine de bakmak yerinde olacaktır. Büyük statik çökme durumunda izolator doğrusal olmayan bölgede çalışabilir veya daha kısa bir zamanda deformasyona uğrayabilir. Bunun yanında yeterli sayıda izolator kullanılmadığında makina dengeli bir şekilde yataklanamayabilir. Bu da titreşim seviyelerinin artmasına neden olabilir.

**Tablo 8.6.** Farklı fan devirleri ve izolator sayıları için titreşim yalıtım verimi

İzolator sayısı	4		6		8		10	
	<i>r</i>	% <i>I</i>	<i>r</i>	% <i>I</i>	<i>r</i>	% <i>I</i>	<i>r</i>	% <i>I</i>
Fan Devri(d/dak)								
1000	1.67	26.3	1.40	-0.8	1.23	-8.9	1.17	-7.9
1500	2.51	61.3	2.10	37.2	1.85	19.0	1.75	11.0
1750	2.93	68.6	2.46	47.7	2.16	29.4	2.04	19.5
2000	3.35	73.6	2.81	55.1	2.46	37.7	2.34	27.0
2250	3.77	77.1	3.16	60.7	2.77	44.4	2.63	33.4
2500	4.19	79.8	3.51	65.0	3.08	49.8	2.92	38.9
3000	5.02	83.6	4.21	71.3	3.69	58.1	3.50	47.8
3500	5.86	86.2	4.91	75.6	4.31	64.0	4.09	54.6
4000	6.70	88.0	5.61	78.8	4.93	68.5	4.67	59.8
6000	16.75	95.3	14.03	91.7	12.32	87.4	11.68	83.5

İncelenen fan kütlesi  $m=4114$  kg ve her bir izolatörün düşey doğrultudaki yay katsayısı  $k_z=2101$  kN/m ve  $k_{eş}=nk_z$  olduğu dikkate alınarak;

$$\Delta = \frac{mg}{k_{eş}} \quad (8.1)$$

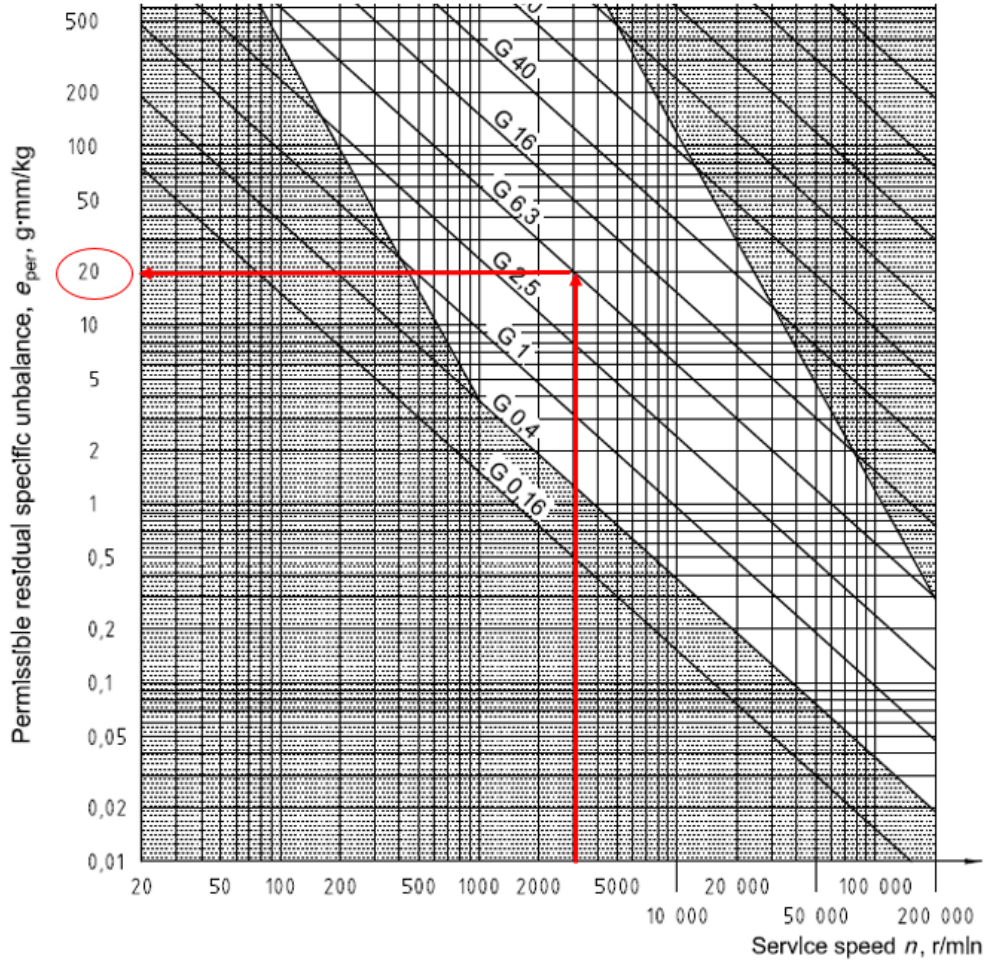
formülünden statik çökme miktarları farklı izolatör sayıları için hesaplanmış ve Tablo 8.7’de verilmiştir. İzolatörün yüksekliği 58 mm olup çökme miktarı % olarak da verilmiştir. Dört izolatör durumunda izolatördeki çökme miktarı 4.80 mm (%8.28) olup diğerlerine göre oldukça yüksektir. Dengeli bir mesnetleme için dörtten fazla izolatör sayısı kullanılacak ise daha iyi bir yalıtım verimi için daha yumuşak yani yay katsayısı düşük bir izolatör tercih edilebilir.

**Tablo 8.7.** Farklı izolatör sayıları için statik çökme miktarları ( $m=4114$  kg)

İzolatör sayısı	$k_{eş}$ (kN/m)	$\Delta$ (mm)	% $\Delta$
4	8404	4.80	8.28
6	12606	3.20	5.52
8	16808	2.40	4.14
10	21010	1.92	3.31

## 9. KALIP SOĞUTMA FANI TİTREŞİM ANALİZİ

Bu bölümde kalıp soğutma fanının farklı sayıda izolatör ile zemine monte edilmesi durumlarında fan çalışırken fandaki mevcut bir dengesizlik sonucu oluşacak titreşimler hakkında bilgi sahibi olmak amacıyla analiz yapılacaktır. Bu analizlerde dengesizlikte ISO-1940-1 uluslararası standardında fan için müsaade edilen en büyük dengesizlik miktarı kullanılacaktır. Söz konusu fan ISO-1940-1 uluslararası standardı balans kalitesi derecelendirmesinde G6.3 sınıfında olup müsaade edilen titreşim hızı büyüklüğü ( $e_{per} \cdot \Omega$ ) = 6.3 mm/s dir. Fanın 3000 d/dak hızla döndüğü kabul edilirse müsaade edilen artık özgül dengesizlik miktarı Şekil 9.1'de gösterilen grafikte  $e_{per} = 20 g \cdot mm/kg$  olarak belirlenir. Analizlerde bu değerin %25 daha fazlası alınacaktır ( $25 g \cdot mm/kg$ ). Fanın dönen kısımlarının kütlesi  $m_d=271$  kg olduğundan dengesiz kuvvetin büyüklüğü  $F_D = m_d e \omega^2 = 271(25 \cdot 10^{-6})(3000\pi/30)^2 = 667,98 N$  olarak belirlenir.



Şekil 9.1. Çalışma hızı ve balans kalite derecesine bağlı olarak müsaade edilen özgül dengesizlik miktarı

Titreşim analizi için Bölüm 6’da elde edilen ve aşağıda tekrar verilen hareket denklemleri durum uzayında yazılarak birinci mertebeden diferansiyel denklemlere indirgenecek ve sayısal olarak çözülecektir. Çözüm için Matlab *ode45()* fonksiyonu kullanılmıştır.

$$m\ddot{x} + c_x \left( n\dot{x} + \sum_{i=1}^n a_{z,i}(\dot{\theta}_y) - \sum_{i=1}^n a_{y,i}(\dot{\theta}_z) \right) + k_x \left( nx + \sum_{i=1}^n a_{z,i}(\theta_y) - \sum_{i=1}^n a_{y,i}(\theta_z) \right) = 0 \quad (6.40)$$

$$m\ddot{y} + c_y \left( n\dot{y} + \sum_{i=1}^n a_{z,i}(\dot{\theta}_x) - \sum_{i=1}^n a_{x,i}(\dot{\theta}_z) \right) + k_y \left( ny + \sum_{i=1}^n a_{z,i}(\theta_x) - \sum_{i=1}^n a_{x,i}(\theta_z) \right) = me\omega^2 \cos(\omega t) \quad (6.43)$$

$$m\ddot{z} + c_z \left( n\dot{z} - \sum_{i=1}^n a_{y,i}(\dot{\theta}_x) - \sum_{i=1}^n a_{x,i}(\dot{\theta}_y) \right) + k_z \left( nz + \sum_{i=1}^n a_{y,i}(\theta_x) - \sum_{i=1}^n a_{x,i}(\theta_y) \right) = me\omega^2 \sin(\omega t) \quad (6.46)$$

$$\begin{aligned} I_x \ddot{\theta}_x - c_y \sum_{i=1}^n a_{z,i} \dot{y} + c_z \sum_{i=1}^n a_{y,i} \dot{z} + \sum_{i=1}^n (c_z a_{y,i}^2 + c_y a_{z,i}^2) (\dot{\theta}_x) - c_z \sum_{i=1}^n (a_{y,i} a_{x,i}) (\dot{\theta}_y) \\ - c_y \sum_{i=1}^n (a_{z,i} a_{x,i}) (\dot{\theta}_z) - k_y \sum_{i=1}^n a_{z,i} y + k_z \sum_{i=1}^n a_{y,i} z \\ + \sum_{i=1}^n (k_z a_{y,i}^2 + k_y a_{z,i}^2) (\theta_x) - k_z \sum_{i=1}^n (a_{y,i} a_{x,i}) (\theta_y) - k_y \sum_{i=1}^n (a_{z,i} a_{x,i}) (\theta_z) \\ = me\omega^2 [y_S \sin(\omega t) - z_S \cos(\omega t)] \end{aligned} \quad (6.48)$$

$$\begin{aligned} I_y \ddot{\theta}_y + k_x \sum_{i=1}^n a_{z,i} x - k_z \sum_{i=1}^n a_{x,i} z - k_z \sum_{i=1}^n (a_{x,i} a_{y,i}) (\theta_x) + \sum_{i=1}^n (k_x a_{z,i}^2 + k_z a_{x,i}^2) (\theta_y) \\ - k_x \sum_{i=1}^n a_{z,i} a_{y,i} (\theta_z) + c_x \sum_{i=1}^n a_{z,i} \dot{x} - c_z \sum_{i=1}^n a_{x,i} \dot{z} - c_z \sum_{i=1}^n (a_{x,i} a_{y,i}) (\dot{\theta}_x) \\ + \sum_{i=1}^n (c_x a_{z,i}^2 + c_z a_{x,i}^2) (\dot{\theta}_y) - c_x \sum_{i=1}^n (a_{z,i} a_{y,i}) (\dot{\theta}_z) = -x_S me\omega^2 \sin(\omega t) \end{aligned} \quad (6.50)$$

$$\begin{aligned}
I_z \ddot{\theta}_z - k_x \sum_{i=1}^n a_{y,i} x - k_y \sum_{i=1}^n a_{x,i} y - k_y \sum_{i=1}^n (a_{x,i} a_{z,i}) (\theta_x) - k_x \sum_{i=1}^n (a_{y,i} a_{z,i}) (\theta_y) \\
+ \sum_{i=1}^n (k_y a_{x,i}^2 + k_x a_{y,i}^2) (\theta_z) - c_x \sum_{i=1}^n a_{y,i} \dot{x} - c_y \sum_{i=1}^n a_{x,i} \dot{y} \\
- c_y \sum_{i=1}^n (a_{x,i} a_{z,i}) (\dot{\theta}_x) - c_x \sum_{i=1}^n (a_{y,i} a_{z,i}) (\dot{\theta}_y) + \sum_{i=1}^n (c_y a_{x,i}^2 + c_x a_{y,i}^2) (\dot{\theta}_z) \\
= x_s m e \omega^2 \cos(\omega t)
\end{aligned} \tag{6.52}$$

Durum uzayına geçiş için aşağıda verilen on iki adet yeni durum değişkenleri tanımlanır:

$$q_1 = x, \quad q_2 = \dot{x} \tag{9.1}$$

$$q_3 = y, \quad q_4 = \dot{y} \tag{9.2}$$

$$q_5 = z, \quad q_6 = \dot{z} \tag{9.3}$$

$$q_7 = \theta_x, \quad q_8 = \dot{\theta}_x \tag{9.4}$$

$$q_9 = \theta_y, \quad q_{10} = \dot{\theta}_y \tag{9.5}$$

$$q_{11} = \theta_z, \quad q_{12} = \dot{\theta}_z \tag{9.6}$$

Bu durum değişkenlerinin hareket denklemlerinde de kullanılmasıyla aşağıda verilen on iki adet birinci mertebeden adi diferansiyel denklem takımı elde edilir:

$$\dot{q}_1 = q_2 \tag{9.7}$$

$$\dot{q}_3 = q_4 \tag{9.8}$$

$$\dot{q}_5 = q_6 \tag{9.9}$$

$$\dot{q}_7 = q_8 \tag{9.10}$$

$$\dot{q}_9 = q_{10} \tag{9.11}$$

$$\dot{q}_{11} = q_{12} \tag{9.12}$$

$$m \dot{q}_2 = -c_x \left( n q_2 + \sum_{i=1}^n a_{z,i} q_{10} - \sum_{i=1}^n a_{y,i} q_{12} \right) - k_x \left( n q_1 + \sum_{i=1}^n a_{z,i} q_9 - \sum_{i=1}^n a_{y,i} q_{11} \right) \tag{9.13}$$

$$\begin{aligned}
m \dot{q}_4 = -c_y \left( n q_4 - \sum_{i=1}^n a_{z,i} q_8 + \sum_{i=1}^n a_{x,i} q_{12} \right) - k_y \left( n q_3 - \sum_{i=1}^n a_{z,i} q_7 + \sum_{i=1}^n a_{x,i} q_{11} \right) \\
+ m e \omega^2 \cos \omega t
\end{aligned} \tag{9.14}$$

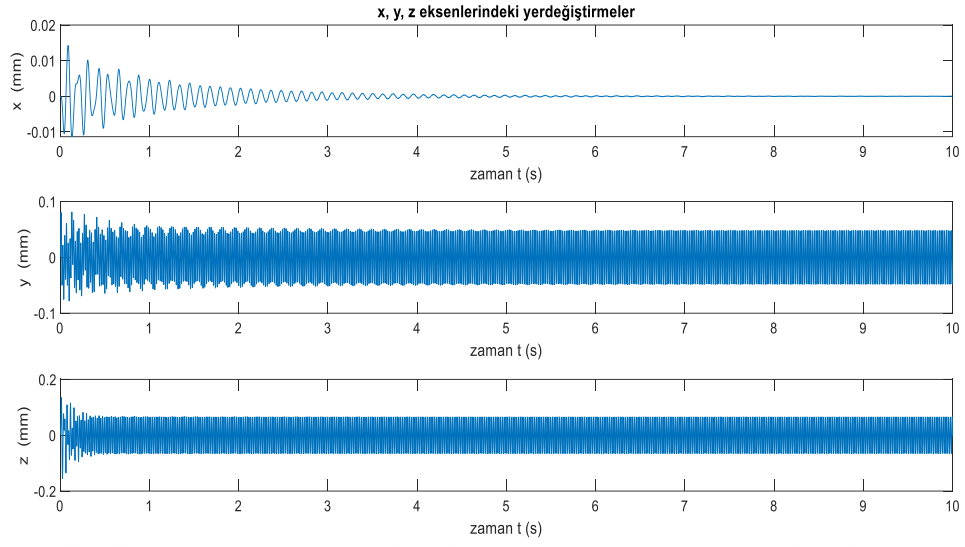
$$\begin{aligned}
m \dot{q}_6 = -c_z \left( n q_6 + \sum_{i=1}^n a_{y,i} q_8 - \sum_{i=1}^n a_{x,i} q_{10} \right) - k_z \left( n q_5 + \sum_{i=1}^n a_{y,i} q_7 - \sum_{i=1}^n a_{x,i} q_9 \right) \\
+ m e \omega^2 \sin \omega t
\end{aligned} \tag{9.15}$$

$$\begin{aligned}
I_x \dot{q}_8 = & [c_y \sum_{i=1}^n a_{z,i} q_4 - c_z \sum_{i=1}^n a_{y,i} q_6 - \sum_{i=1}^n (c_z a_{y,i}^2 + c_y a_{z,i}^2) q_8 + c_z \sum_{i=1}^n (a_{y,i} a_{x,i}) q_{10} \\
& + c_y \sum_{i=1}^n (a_{z,i} a_{x,i}) q_{12} + k_y \sum_{i=1}^n a_{z,i} q_3 - k_z \sum_{i=1}^n a_{y,i} q_5 - \sum_{i=1}^n (k_z a_{y,i}^2 + k_y a_{z,i}^2) q_7 \\
& + k_z \sum_{i=1}^n (a_{y,i} a_{x,i}) q_9 + k_y \sum_{i=1}^n (a_{z,i} a_{x,i}) q_{11} \\
& + m e \omega^2 [y_s \sin(\omega t) - z_s \cos(\omega t)]
\end{aligned} \tag{9.16}$$

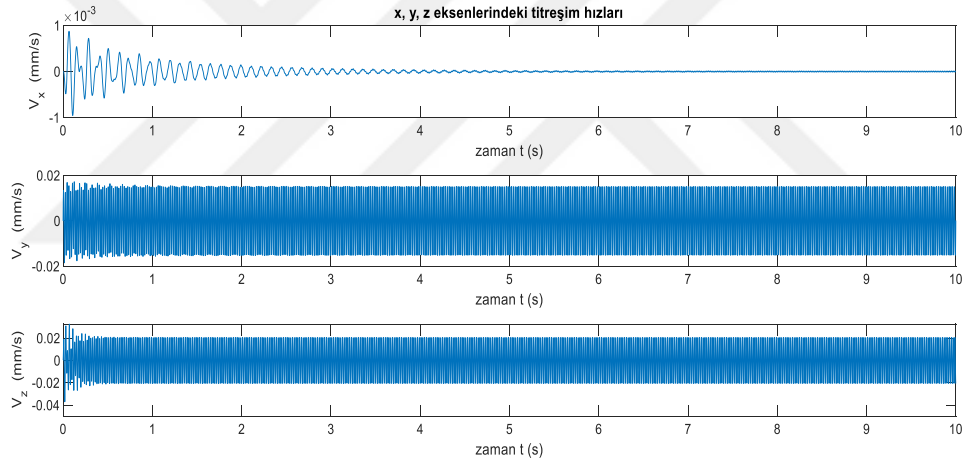
$$\begin{aligned}
I_y \dot{q}_{10} = & -k_x \sum_{i=1}^n a_{z,i} q_1 + k_z \sum_{i=1}^n a_{x,i} q_5 + k_z \sum_{i=1}^n (a_{x,i} a_{y,i}) q_7 - \sum_{i=1}^n (k_x a_{z,i}^2 + k_z a_{x,i}^2) q_9 \\
& + k_x \sum_{i=1}^n a_{z,i} a_{y,i} q_{11} - c_x \sum_{i=1}^n a_{z,i} q_2 + c_z \sum_{i=1}^n a_{x,i} q_6 + c_z \sum_{i=1}^n (a_{x,i} a_{y,i}) q_8 \\
& - \sum_{i=1}^n (c_x a_{z,i}^2 + c_z a_{x,i}^2) q_{10} + c_x \sum_{i=1}^n (a_{z,i} a_{y,i}) q_{12} - x_s m e \omega^2 \sin(\omega t)
\end{aligned} \tag{9.17}$$

$$\begin{aligned}
I_z \dot{q}_{12} = & k_x \sum_{i=1}^n a_{y,i} q_1 - k_y \sum_{i=1}^n a_{x,i} q_3 + k_y \sum_{i=1}^n (a_{x,i} a_{z,i}) q_7 + k_x \sum_{i=1}^n (a_{y,i} a_{z,i}) q_9 \\
& - \sum_{i=1}^n (k_y a_{x,i}^2 + k_x a_{y,i}^2) q_{11} + c_x \sum_{i=1}^n a_{y,i} q_2 - c_y \sum_{i=1}^n a_{x,i} q_4 + c_y \sum_{i=1}^n (a_{x,i} a_{z,i}) q_8 \\
& + c_x \sum_{i=1}^n (a_{y,i} a_{z,i}) q_{10} - \sum_{i=1}^n (c_y a_{x,i}^2 + c_x a_{y,i}^2) q_{12} + x_s m e \omega^2 \cos(\omega t)
\end{aligned} \tag{9.18}$$

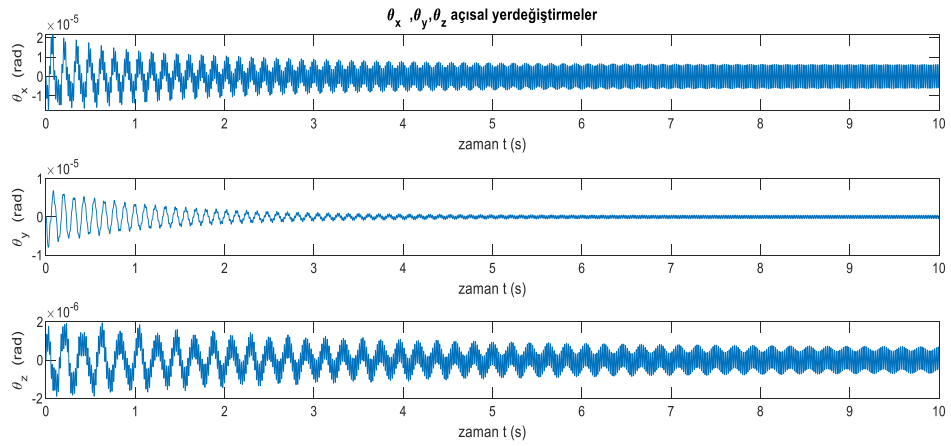
Titreşim analizleri dört, altı, sekiz ve on adet izolatör kullanılması durumları için 10 saniyelik bir süre boyunca yapılmış ve tüm koordinatlarda elde edilen doğrusal ve açısal yer değiştirmeler ile hız grafikleri Şekil 9.2-Şekil 9.9'da verilmiştir. Tüm izolatör sayıları için grafikler benzer olduğundan kısalık bakımından grafikler sadece dört ve on adet durumları için verilmiştir. Tüm izolatör sayıları için titreşimlerin RMS (Root Mean Square: karelerinin ortalamasının karekökü) değerleri Tablo 9.1'de verilmiştir. Grafik ve tablolarda  $x$  yönündeki titreşim seviyesinin oldukça düşük olduğu görülmektedir. Bu yön fan mili eksenini boyunca olup bu doğrultuda dengesiz kuvvet bileşeni olmadığından beklenen bir sonuçtur. Farklı sayıda izolatör kullanılması durumunda izolatör sayısı arttıkça titreşim genliklerinde de artma olmaktadır. Bu durum Şekil 9.10'da verilen farklı izolatör sayıları için  $z$  yönündeki titreşim hızlarının RMS değerlerinin çubuk grafik karşılaştırmasında daha açık olarak görülmektedir.



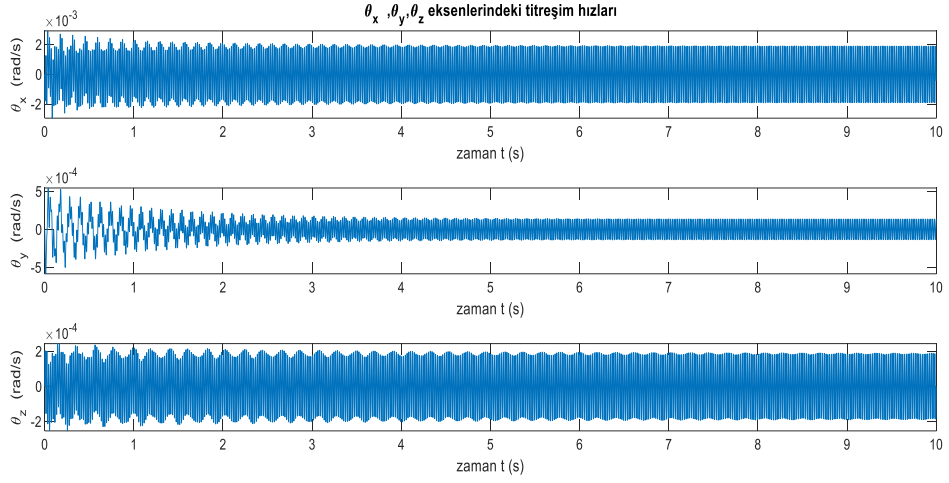
**Şekil 9.2.** x, y, z eksenlerindeki yer değiştirmeler, (n=4)



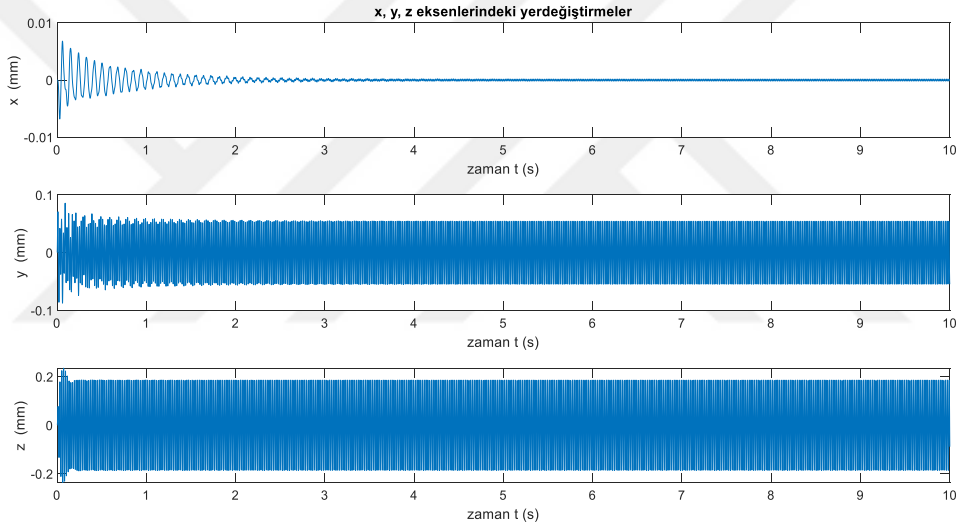
**Şekil 9.3.** x, y, z eksenlerindeki titreşim hızları, ( n=4)



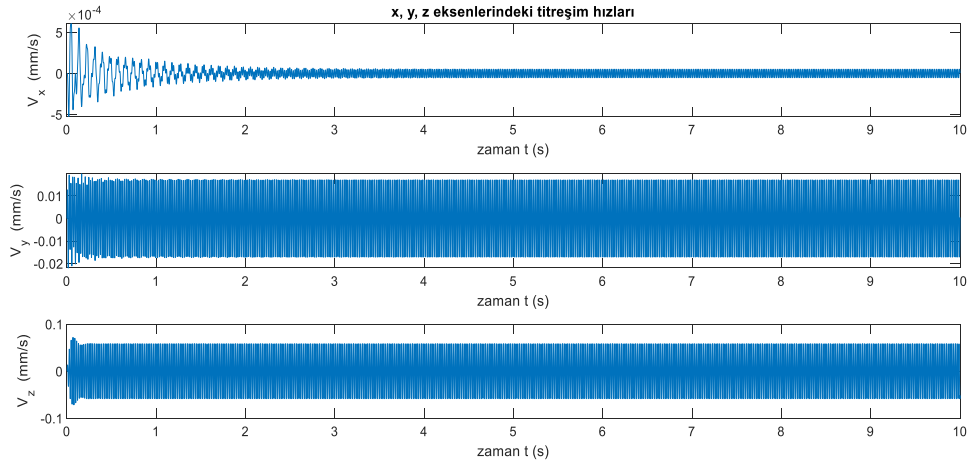
**Şekil 9.4.** x,y,z eksenlerindeki dönmeler  $\theta_x, \theta_y, \theta_z$ , (n=4)



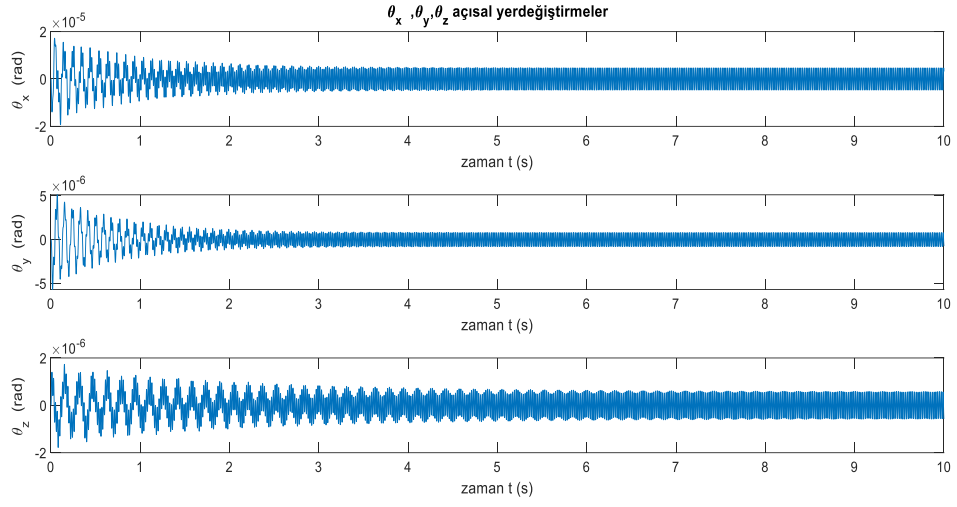
Şekil 9.5. x,y,z eksenlerindeki açısal hızlar, (n=4)



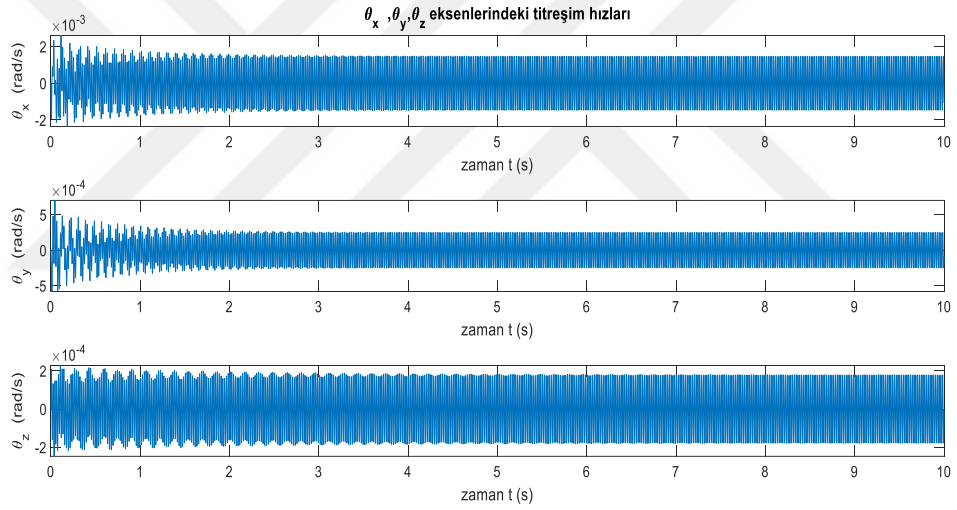
Şekil 9.6. x, y, z eksenlerindeki yer değiştirmeler, (n=10)



Şekil 9.7. x, y, z eksenlerindeki titreşim hızları, (n=10)



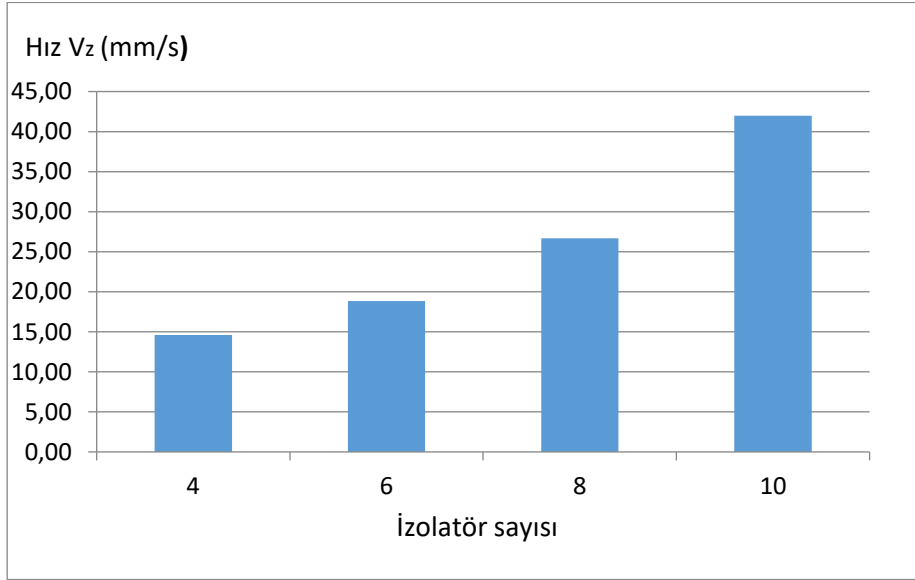
**Şekil 9.8.** x,y,z eksenlerindeki dönmeler  $\theta_x, \theta_y, \theta_z$ , (n=10)



**Şekil 9.9.** x,y,z eksenlerindeki açısai hızlar, (n=10)

**Tablo 9.1.** Dört-Altı-Sekiz-On adet izolatör kullanılması durumunda titreşimlerin RMS değerleri

Koordinat (mm, mm/s, rad, rad/s)	İzolatör sayısı			
	4	6	8	10
$x$	0.000072	0.000065	0.000041	0.000117
$\dot{x}$	0.007700	0.008024	0.011335	0.036749
$y$	0.034175	0.035440	0.037336	0.038741
$\dot{y}$	10.666205	11.072354	11.392547	12.067243
$z$	0.046265	0.059795	0.082128	0.129464
$\dot{z}$	14.604046	18.855550	26.683368	41.974598
$\theta_x$	0.000004	0.000004	0.000004	0.000003
$\dot{\theta}_x$	0.001349	0.001295	0.001196	0.001021
$\theta_y$	0.0000001	0.0000001	0.0000001	0.000001
$\dot{\theta}_y$	0.000097	0.000054	0.000064	0.000178
$\theta_z$	0.0000001	0.0000001	0.0000001	0.0000001
$\dot{\theta}_z$	0.000132	0.000120	0.000129	0.000126



**Şekil 9.10.** Farklı izolatör sayıları için z yönündeki titreşim hızlarının RMS değerlerinin karşılaştırılması

## 10. SONUÇLAR

Bu tez çalışmasında, bir cam ambalaj fabrikasında kalıpların soğutulması için gerekli havanın elde edildiği kalıp soğutma fanının pasif titreşim yalıtımı incelenmiştir. İncelenen fan mevcut durumda fabrika zeminine rijid olarak civatalarla bağlanmış olup titreşimler nedeniyle çok kısa aralıklarla bakım gerektirmektedir. Bu problemi gidermek üzere fanın zemine montajında elastomerik izolatör kullanılması öngörülmüş ve ülkemizde üretilen yerli bir firmadan temin edilen C tipi kulaklı bir izolatör seçilmiştir. Bu çalışmada, seçilen bu izolatörün yeterli titreşim yalıtımını sağlayıp sağlamayacağı ve kaç adet kullanılmasının uygun olacağını belirlemek üzere inceleme ve analizler yapılmıştır. Bu amaçla öncelikle izolatörün rijidlik ve sönüm özellikleri deneysel olarak serbest titreşim testi ile belirlenmiştir. Fan ve izolatörlerden oluşan sistem altı serbestlik dereceli rijid cisim olarak modellenmiş ve hareket denklemleri elde edilmiştir. Farklı sayıda izolatör kullanılması durumları için sistemin doğal frekansları özdeğer analizi ile elde edilerek fanın 3000 d/dak hızla dönmesi durumu için geçirgenlik verimleri hesaplanmıştır. Ayrıca durum uzayında çözüm yapılarak oluşacak titreşim seviyeleri hakkında fikir edinilmiştir.

Elastomerik izolatörler lineer olmayan rijidlik ve frekansa bağlı değişen sönüm özelliği göstermektedir. Basmaya çalışan izolatörler %30 sıkışma bölgesine kadar doğrusal rijitliğe sahiptirler. Kullanılan izolatörün yüksekliği 58 mm olup 4114 kg lık fanda en fazla çökme %4.7 ile dört izolatör durumunda oluşmaktadır. Bu halde rijitlik özelliği (yay katsayısı) doğrusal bölgede kalmaktadır. Bu bakımdan kullanılan izolatörün rijidlik özelliğinin uygun olduğu kabul edilebilir.

Sisteme etki eden dış kuvvetin frekansı ile sistemin doğal frekansının oranına ( $r = \omega/\omega_n$ ) karşılık dış kuvvet ile zemine geçen kuvvet genlikleri ( $T = F_T/F_0$ ) oranının gösterildiği geçirgenlik grafiği pasif titreşim yalıtımı için önemli bilgiler vermektedir. Bu grafikte  $r \gg 1.41$  durumlarında titreşim yalıtımı gerçekleşmektedir. Bu değer büyüdükçe yalıtım verimi de artmaktadır. Bu da sistemin doğal frekansının tahrik kuvvetinin frekansından çok küçük olmasını gerektirir. Doğal frekanslar yay sabiti ile doğru, kütle ile ters orantılıdır. Sistemin kütesinin değiştirilemediği durumlarda yani mevcut bir sistem incelendiğinde doğal frekansın düşürülmesi için yay katsayısının mümkün olduğunca düşük tutulması uygun olacaktır. Ancak bu durumda yayların statik çökme miktarının uygunluğu göz önünde bulundurulmalıdır. Diğer taraftan yalıtımın gerçekleştiği bölgede izolatörün sönüm değeri düştükçe yalıtım performansı artmaktadır. Bu nedenle iyi bir yalıtım için küçük katsayılı yani yumuşak yay ve az sönüm prensibi geçerlidir.

Üzerinde çalışılan fan sisteminde yapılan analizde geçirgenlik verimleri on izolatör durumu için %49.1 olarak tahmin edilmiş iken dört izolatör kullanılması durumunda %83.3 olarak tahmin

edilmiştir. Yukarıda geçirgenlik üzerine yapılan açıklamalara göre fazla sayıda izolatör kullanılması durumunda izolasyon veriminin düşük olması beklenen bir sonuçtur. Çünkü modelde izolatörler paralel bağlı olduklarından izolatör sayısı arttıkça orantılı olarak hem rijidlik hem de sönüm değeri artmaktadır. Bu da geçirgenlik veriminin düşmesine neden olmaktadır. Bu nedenle uygun statik çökmeyi ve makinanın dengesini sağlayacak en az sayıda izolatörün kullanılması yalıtım veriminin yüksek olmasını sağlayacaktır. Farklı izolatör sayıları için yapılan titreşim analizinde titreşim seviyelerinin RMS değerlerinin oldukça yakın olduğu görülmüştür.

Endüstride fan çoğunlukla zemine rijid olarak bağlanmaktadır. Çalışmada rijid bağlantı durumu için analiz yapıp izolatör kullanıldığı durumların karşılaştırılması yapılmamakla birlikte geçirgenlik grafiği üzerinden bir yorum yapmak mümkündür. Rijid durumda bağlantılar yüksek rijidliğe sahip yaylar ile modellenmektedir. Bu durumda sistemin eşdeğer yay katsayısı ve dolayısıyla doğal frekanslarında bir artma olacaktır. Bu da frekans oranının küçülmesine ve dolayısıyla geçirgenliğin düşmesine neden olacaktır. Bu bakımdan izolatör kullanımının her zaman titreşimlerin zemine geçmesini önlemede etkili olacağı söylenebilir.

## ÖNERİLER

Makinalardaki titreşimler makina ve taşıdığı elemanları olumsuz olarak etkilemektedirler. Makinaların sağlıklı ve uzun çalışmalarını sağlamak için titreşim seviyelerinin mümkün olduğunca azaltılması önem arz etmektedir. Pasif titreşim yalıtımı nispeten ucuz ve etkili bir yöntemdir. Ancak yalıtımın başarısı için sistem dinamiğinin bilinmesi gerekmektedir. Bunun için deneysel yöntemler kullanılabileceği gibi bazı kabuller altında nispeten basit bir modelin analitik ve sayısal çözümleri de kullanılabilir.

İzolator tasarımı, sistemin doğal frekansı ile tahrik kuvvetinin frekansı dikkate alınarak yapılır. Sistem doğal frekansının tahrik kuvveti frekansından çok küçük olması durumunda başarılı bir yalıtım gerçekleşir. Bunun için temel prensip izolatorün yay katsayısının düşük ve sönümünün de mümkün olduğunca az olmasıdır. Yay katsayısının düşük olması sistemi taşıyamama problemine neden olabileceğinden dikkat edilmelidir. Sistem dinamikleri veya sisteme tesir eden dış etkenler değiştiğinde tasarımı yapılan izolatorün görevini yapamama gibi bir durum olabileceğini de belirtmek gerekir.

Bu çalışmada belirli bir izolatorün uygun olup olmadığına bakılmış ve 4, 6, 8 ve 10 adet izolator kullanımı için yalıtım verimi belirlenmiştir. Burada izolator konumları belirli olup gerek konum ve gerekse sayı belirlemesi için bir optimizasyon çalışması yapılmamıştır. Mevcut fan için en uygun izolator seçimi, montajda kullanılacak izolator sayısının ve konumlarının belirlenmesi için bir optimizasyon çalışması yapılabilir.

Ayrıca burada analizler ve testler fan yüksüz durumda iken yapılmıştır. Fan hava kanalına bağlandığında ve yüklü olarak çalıştırıldığında dinamik özellikleri değişeceğinden sisteme bağlı durumda iken doğrulama yapılması gerekebilir.

## KAYNAKLAR

- [1] Gürsoy D.D., (2008). *Bir Eksantrik Presin Pasif Titreşim Kontrolü yöntemleri ile Titreşim İzolasyonu*, Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü
- [2] Eken,C., (2017). *Üretim Tezgahlarında Zemin Titreşimi ve Yalıtımı Üzerine Bir Araştırma*, Yüksek Lisans Tezi, Afyon Kocatepe Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
- [3] Viorel N., Loan C., (2017). The vibrations' study to the burn gas exhaust fan from a thermoelectric power plant *Applied Mathematical Modelling* C.43 454-463  
<http://dx.doi.org/10.1016/j.apm.2016.11.024>
- [4] Evcı T., (2019). *Design of a novel vibration isolation for large diesel engines and electrical cabinets* Yüksek Lisans Tezi, Marmara üniversitesi, Teorik ve Uygulamalı bilimlerde lisans üstü çalışmaları enstitüsü
- [5] Okwudire E.C., Lee J. (2013). Minimization of the residual vibrations of ultra-precision manufacturing machines via optimal placement of vibration isolators *Precision Engineering* C.37 425-432 <http://dx.doi.org/10.1016/j.precisioneng.2012.11.005>
- [6] Odabaş E., Çalışkan M., (2019). Taramalı elektron mikroskobu için titreşim yalıtımı sistemi tasarımı *13. Ulusal akustik kongresi ve sergisi* C.43 Dicle Üniversitesi Diyarbakır
- [7] Eker Z., (2019) *Determination of passive vibration isolation characteristics of jet aircraft avionics* Yüksek Lisans Tezi , Ortadoğu Teknik Üniversitesi, Fen ve uygulamalı bilimler enstitüsü
- [8] Ertem V., (2010). *Pasif titreşim ve şok yalıtıcılarının optimum tasarımı* Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü
- [9] Hündürel M., (2011). *Tek silindirli jeneratörün titreşimlerinin optimum yalıtımı*, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü
- [10] Qi, K., Dai, L., Wang, S., Yang Y., DING Y., (2021). *Design Methodology of a Passive Vibration Isolation System for an Optical System With Sensitive Line-of-Sight*. *Photonic Sens.*  
<https://doi.org/10.1007/s13320-021-0610-0>
- [11] Çakar, O., (2007). *MMÜ482-Mekanik Titreşimler Ders Notu*, Makine Mühendisliği Fırat Üniversitesi Elazığ
- [12] Çınarel, D., (2012). *Vibration Isolation of Inertial Measurement Unit* Yüksek Lisans Tezi , Ortadoğu Teknik Üniversitesi, Fen ve uygulamalı bilimler enstitüsü
- [13] Davis, J.B. and Bayat, A., (2010) Small Deviations and Big Failures in Vibration and Noise Isolation, pp. 14-17 *Sound & Vibration*
- [14] Lamancusa J.S., (2002). *Vibration Isolation*, Pen State University USA
- [15] Balachandran, B. and Magrab, E. B., (2004). *Vibrations*. 11. Basım M1K 5G4, Canada
- [16] Kerber, F., Hurlebaus, S., Beadle, B.M. and Stobener, U., (2007) Control concepts for an active vibration isolation system, *Sciencedirect Mechanical Systems and Signal Processing* C.21 3042-3059 <https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2007.04.003>
- [17] Zhu, W.H., Tryggvason, B., Piedboeuf, J.C., (2005). On active acceleration control of vibration isolation systems, *Sciencedirect Mechanical Systems and Signal Processing*, C.14 863-873
- [18] Rıvım, E. I., (2003). *Passive Vibration Isolation*, Asme Press, USA

- [19] Himelblau, H. and Rubin, S., (1988). *Vibration of a resiliently supported rigid body*, McGraw-Hill N.Y. pp. 3.1-3.56 New York
- [20] Harris C. M., Romulus H. R., (2002). *Harris' shock and vibration handbook /Shock and Vibration Isolators and Isolation Systems Handbook Fifth Edition* pp. 32.1-32.41 Newyork,
- [21] Mainardi, F. and Spada, G., (2011). *Relaxation and Viscosity Properties for Basic Fractional Models in Rheology*. *Fracalmo* Vol. 193 (2011) 133–160 Italy DOI: 10.1140/epjst/e2011-01387-1
- [22] Alkhatip, F., (2013). *Techniques for engine mount modeling and optimization. Theses and Dissertations* Mechanical Engineering Department, University of Wisconsin-Milwaukee <https://dc.uwm.edu/etd>
- [23] Roylance, D., (2001). *Engineering Viscoelasticity, Department of Material Science and Engineering*, MA 02139 Massachusetts Institute of Technology, Cambridge
- [24] Inman, J. D., (2007). *Engineering Vibration* Press 3 TA355.1519 USA
- [25] Singh, B. And Nanda, B.K., (2012). Estimation of damping in layered welded structures with unequal thickness *Shock and Vibration* C.19 (2012) 1463–1475 DOI 10.3233/SAV-2012-0720 India

## EKLER

### EK- 1: FANIN DOĞAL FREKANS HESABI İÇİN YAZILAN MATLAB KODLARI

```
%Fan Doğal Frekanslar
clc, clear all, close all
N=4;%İzolatör sayısı
n=6; %serbestlik derecesi
m=4114; %Fan kütlesi
%Sönüm katsayıları
cx=277; cy=cx; cz=994;
%Yay katsayıları
kx=489660; ky=kx; kz=2101000;
w=(3000*pi)/30;%Fan devri
%
%=====
% N=10; %İzolatör sayısı 4,6,8,10
%İzolatör numaralarına göre ölçü işaretleri
%x eksen: +: 1,2,3,4,10
%y eksen: +:1,2,7,8,9,10
%z eksen: Tamamı (-) işaretli
ax=[1.075 1.075 1.075 0.490 -0.515 -1.450 -1.450 -1.450 -0.515 0.490];
ay=[0.770 0.117 -0.535 -0.535 -0.535 -0.535 0.117 0.770 0.770 0.770];
az=-0.835*ones(1,N);
%=====
switch N
    case 4 %i=1,3,6,8
ax=[ax(1) ax(3) ax(6) ax(8)];
ay=[ay(1) ay(3) ay(6) ay(8)];
    case 6 %i=1,3,5,6,8,9
ax=[ax(1) ax(3) ax(5) ax(6) ax(8) ax(9)];
ay=[ay(1) ay(3) ay(5) ay(6) ay(8) ay(9)];
    case 8 %i=1,3,4,5,6,8,9,10
ax=[ax(1) ax(3) ax(4) ax(5) ax(6) ax(8) ax(9) ax(10)];
ay=[ay(1) ay(3) ay(4) ay(5) ay(6) ay(8) ay(9) ay(10)];
    case 10
ax=ax;
ay=ay;
end
%
K=zeros(n,n);
K(1,1)=N*kx; K(1,5)=sum(az)*kx; K(1,6)=-sum(ay)*kx;
K(2,2)=N*ky; K(2,4)=sum(az)*ky; K(2,6)=-sum(ax)*ky;
K(3,3)=N*kz; K(3,4)=sum(ay)*kz; K(3,5)=-sum(ax)*kz;
K(4,4)=sum(ay.^2)*kz+sum(az.^2)*ky;
K(4,5)=-sum(ay.*ax)*kz;
K(4,6)=-sum(ax.*az)*ky;
K(5,5)=sum(az.^2)*kx+sum(ax.^2)*kz;
K(5,6)=-sum(ay.*az)*kx;
K(6,6)=sum(ax.^2)*ky+sum(ay.^2)*kx;

K(5,1)=K(1,5); K(6,1)=K(1,6); K(4,2)=K(2,4); K(6,2)=K(2,6);
K(4,3)=K(3,4); K(5,3)=K(3,5); K(5,4)=K(4,5); K(6,4)=K(4,6);
K(6,5)=K(5,6);
'K Matrisi:'
K
```

```

M=[4114 0 0 0 0 0;
    0 4114 0 0 0 0;
    0 0 4114 0 0 0;
    0 0 0 1502 0 0;
    0 0 0 0 4061 0;
    0 0 0 0 0 4337];

C=zeros(n,n);
C(1,1)=N*cx; C(1,5)=sum(az)*cx; C(1,6)=-sum(ay)*cx;
C(2,2)=N*cy; C(2,4)=sum(az)*cy; C(2,6)=-sum(ax)*cy;
C(3,3)=N*cz; C(3,4)=sum(ay)*cz; C(3,5)=-sum(ax)*cz;
C(4,4)=sum(ay.^2)*cz+sum(az.^2)*cy;
C(4,5)=-sum(ay.*ax)*cz;
C(4,6)=-sum(ax.*az)*cy;
C(5,5)=sum(az.^2)*cx+sum(ax.^2)*cz;
C(5,6)=-sum(ay.*az)*cx;
C(6,6)=sum(ax.^2)*cy+sum(ay.^2)*cx;

C(5,1)=C(1,5); C(6,1)=C(1,6); C(4,2)=C(2,4); C(6,2)=C(2,6);
C(4,3)=C(3,4); C(5,3)=C(3,5); C(5,4)=C(4,5); C(6,4)=C(4,6);
C(6,5)=C(5,6);

'C Matrisi'
C
%
KokM=M.^0.5; %chol(M)
Minv = inv(KokM);
Ktild=Minv*K*Minv;
[P, D]=eig(Ktild);
%Özdeğer sıralama
[D, indis]=sort(diag(D));
P=P(:,indis);
%D,P
w=sqrt(D);f=w/2/pi;
fprintf('N= %3d için doğal frekanslar:\n',N)
fprintf('%6.2f, %6.2f, %6.2f, %6.2f, %6.2f, %6.2f\n',w)

```

# ÖZGEÇMİŞ

Nevzat GENÇ

---

[Redacted text block]

---

[Redacted text block]

---

[Redacted text block]

---

[Redacted text block]

---

[Redacted text block]