

# MM480 Mühendislikte Deneysel Metotlar II

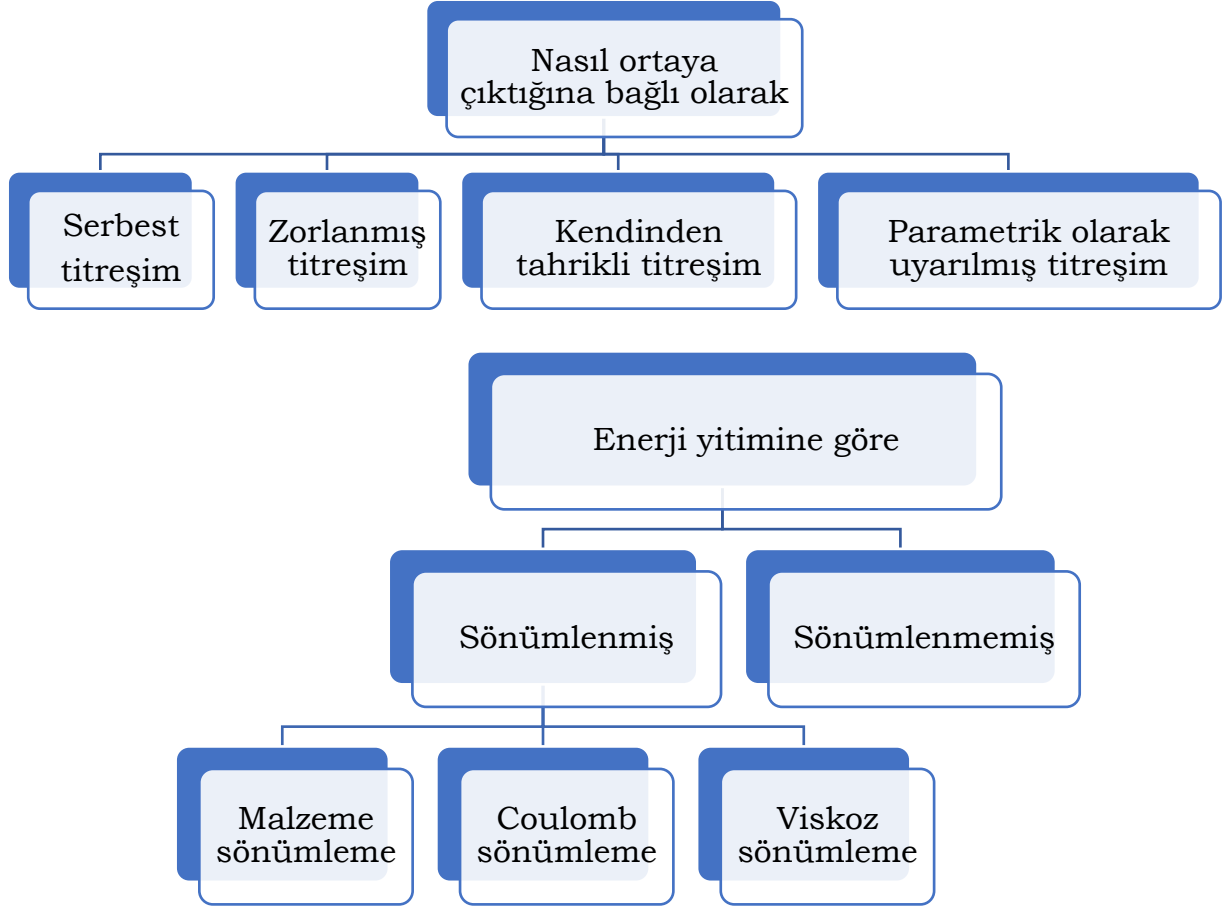
## Mekanik titreşimler ve Dinamik titreşim sönümleyici sistemi

### Mekanik titreşimler ve dinamik titreşim sönümleyici füyü içindekiler

1	Mekanik titreşimlere ve dinamik titreşim sönümlemeye giriş.....	2
2	Mekanik Titreşimler: Titreşimli sistemin temel parçaları.....	2
2.1	Mekanik Titreşimler: Titreşimli sistemin temel parçaları (kütle):.....	3
2.2	Mekanik Titreşimler: Titreşimli sistemin temel parçaları (yay):.....	3
2.3	Mekanik Titreşimler: Titreşimli sistemin temel parçaları (damper):.....	4
2.4	Mekanik Titreşimler: Titreşimli sistemin temel parçaları (tahrik):.....	5
3	Titreşimin esasları-modelleme.....	5
4	Titreşim kontrolü.....	6
5	Tek serbestlik dereceli sistemlerin serbest titreşimi:.....	7
5.1	Sönümsüz Doğrusal Sistemlerin Serbest Titreşimi Newton 2. yasası:....	7
5.2	Sönümsüz tek serbestlik dereceli sistemlerin çözümü.....	8
6	Dinamik titreşim sönümleyici.....	10
6.1	Asıl sistem ve eşdeğer model.....	11
6.2	Dinamik sönümleyicili sistem ve eşdeğer model.....	12
7	Dinamik sönümleyicili sistemin hareket denkleminin çıkartılması.....	13
8	Deney raporunda istenilenler.....	16

## 1 Mekanik titreşimlere ve dinamik titreşim sönümlenmeye giriş

Mekanik titreşimlerin genel sınıflandırması aşağıda verilmiştir.

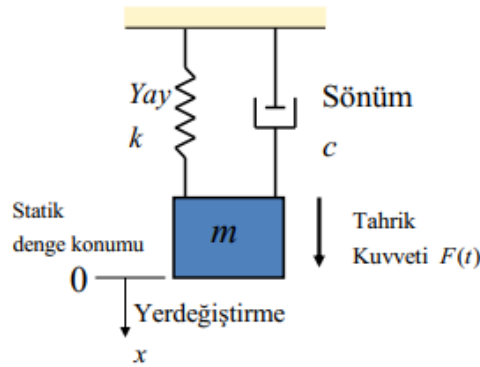


Şekil 1. Titreşimlerin sınıflandırılması

## 2 Mekanik Titreşimler: Titreşimli sistemin temel parçaları

Bir titreşim sisteminin elemanları:

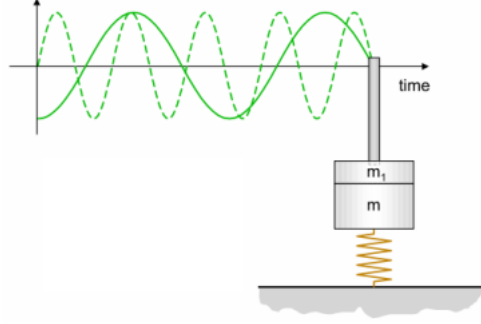
- (1) kütle,
- (2) yay,
- (3) damper,
- (4) Tahrik



Şekil 2. Temel bir titreşim sistemi.

## 2.1 Mekanik Titreşimler: Titreşimli sistemin temel parçaları (kütle):

• m kütlesi katı bir cisim olarak düşünölmektedir. Kütle titreşimi yapan elemandır ve esas olarak cismin hızının değışimine bağılı olarak kinetik enerjisi artar veya eksilir. Newton kanununa göre kütlenin ivme ile çarpımı kütleyle uygulanan kuvvete eşittir ve ivme kuvvetin etkidiğı yöne doğrudur. İş kuvvet ile yer değıştirmenin çarpımıdır ve iş kuvvetle aynı yöndedir. Titreşim hareketinde iş kütlenin kinetik enerjisine dönüşür. Eğer iş pozitif ise kinetik enerji artar ve iş negatif ise kinetik enerji azalır.



$$\omega_n = 2\pi f_n = \sqrt{\frac{k}{m + m_1}}$$

Kütlenin artması titreşim frekansının azalmasına neden olur.

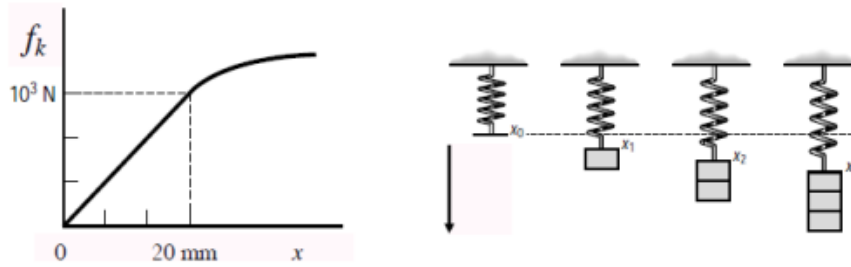
## 2.2 Mekanik Titreşimler: Titreşimli sistemin temel parçaları (yay):

k yayı elastikliğe sahiptir ve kütlesi ihmal edilmektedir.

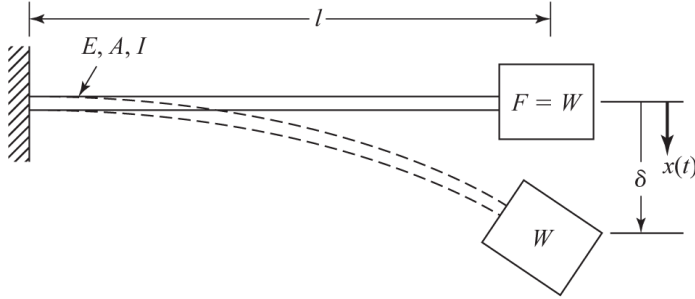
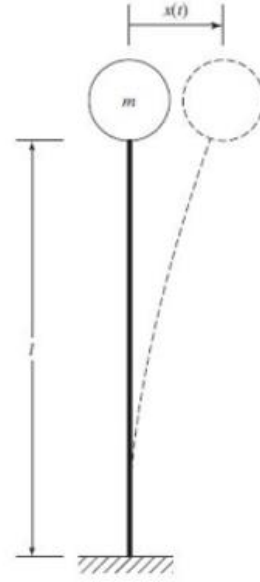
Yay kuvveti yay açıldığında veya sıkıştırıldığında oluşmaktadır. Bu nedenle yay kuvveti yayın iki ucu arasında göreceli yer değıştirme varsa oluşmaktadır.

Bir yayı deforme etmekle yapılan iş potansiyel enerjiye dönüşmektedir yani yay içinde enerji depo edilmektedir.

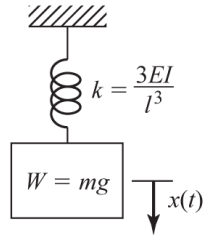
Lineer bir yay için Hooke kanunu geçerlidir yani kuvvet yay deformasyonu ile orantılıdır ve k katılık veya yay sabiti olarak isimlendirilir.



Bir çok sistemde yay etkisi oluşturan elastiklik vardır.



(a) Ucundan kuvvete maruz kantilever kiriş



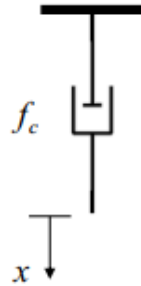
(b) Eşdeğer yay

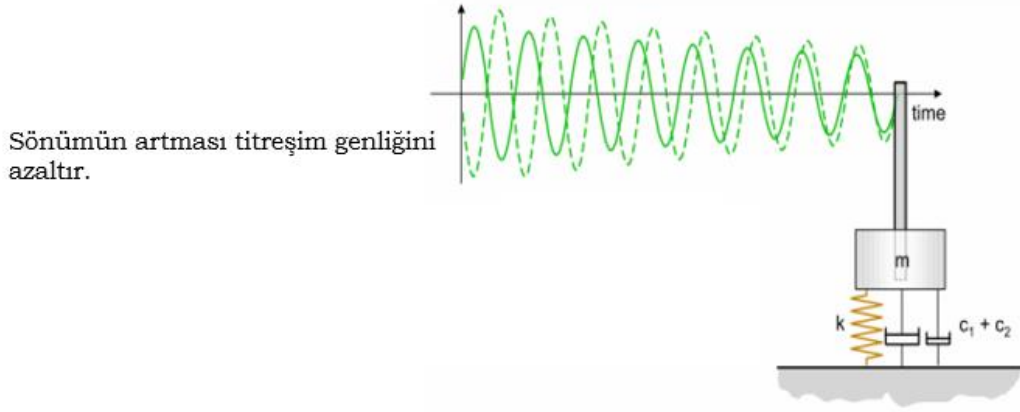
$$k = \frac{W}{\delta} = \frac{3EI}{l^3}$$

### 2.3 Mekanik Titreşimler: Titreşimli sistemin temel parçaları (damper):

c damperi ne kütledir nede elastiklik. Damper kuvveti sadece damperin iki ucu arasında göreceli bir hareket varsa oluşur. Dampere iş veya enerji girişi ısıya dönüştürülür. Sönüm elemanı konservatif değildir.

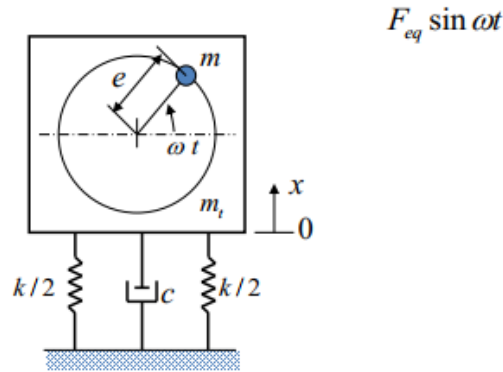
Sönüm kuvvetinin hız ile orantılı olduğu durum viskoz sönümdür ve lineer sönüm olarak isimlendirilmektedir. Mühendislikte genellikle viskoz sönüm düşünülmektedir. Viskoz sönüm katsayısı c birim hız başına kuvvet olarak ölçülmektedir.





## 2.4 Mekanik Titreşimler: Titreşimli sistemin temel parçaları (tahrik):

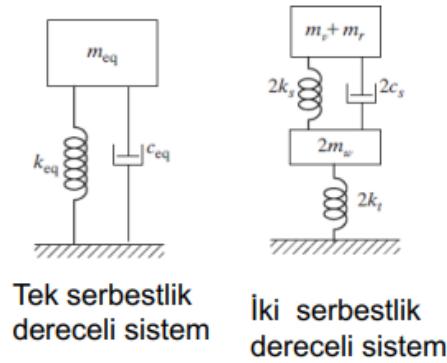
Tahrik. Bir sisteme enerji tahrik uygulanması ile girer. Makinelere tahrik genellikle dönen elemanların balanssızlıklarından dolayı oluşur.

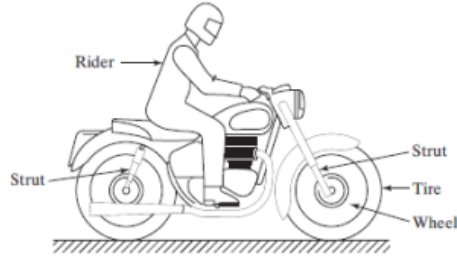


Eğer sisteme uygulanan dış kuvvet sinüzoidal ise sistem dış kuvvetle aynı frekansta kuvveti takip edecektir. Genlik ve faz farklı olabilir.

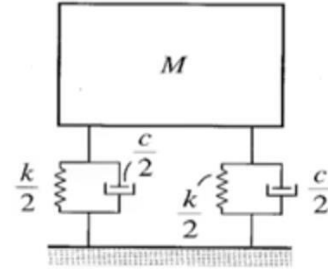
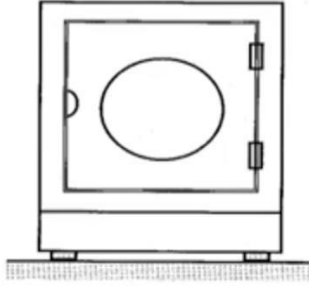
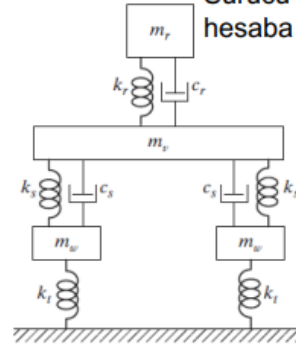
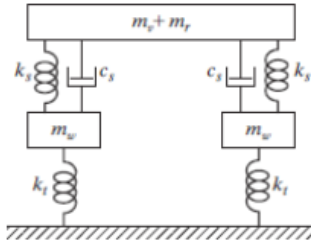
## 3 Titreşimin esasları-modelleme

Bir sistem için birden çok model oluşturulabilir. Burada serbestlik derecesi oluşturulan modelin gerçek sistem davranışını verecek şekilde yansıtır. Serbestlik derecesi arttıkça çözüm zorlaşmaktadır.

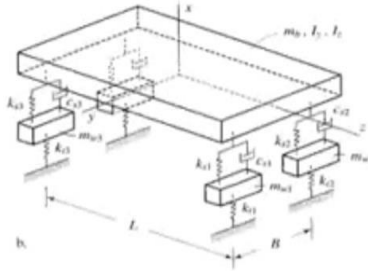
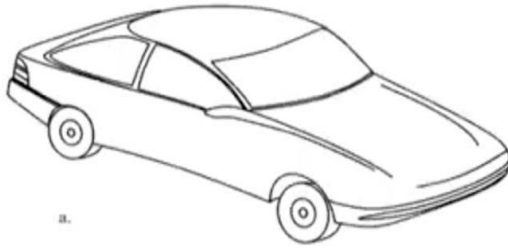




Sürücü dinamiğini hesaba katan model



a. Washing machine, b. Model of washing machine



a. Automobile, b. Model of automobile

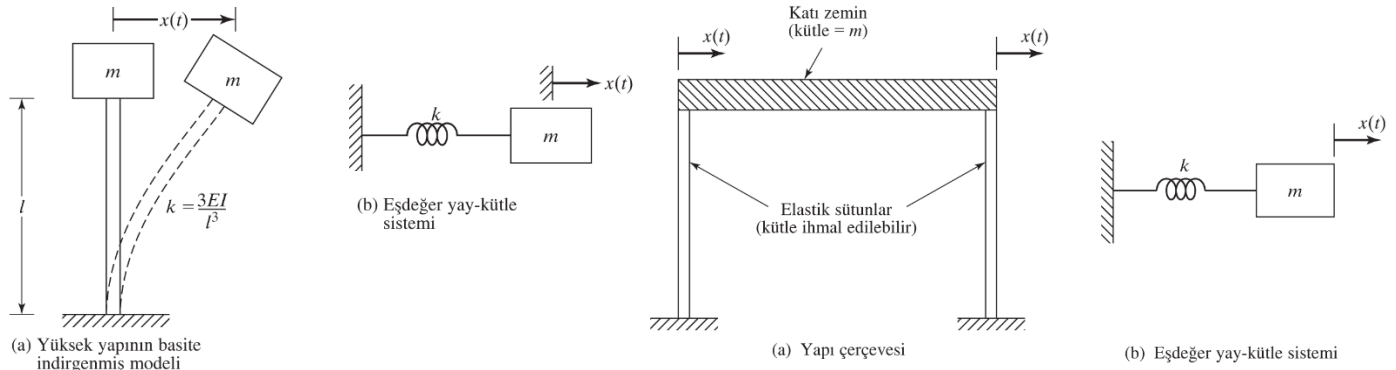
#### 4 Titreşim kontrolü

Titreşim kontrolü genel olarak 3 başlıkta gruplandırılabilir:

- Pasif kontrol
- Yarı aktif kontrol
- Aktif kontrol

## 5 Tek serbestlik dereceli sistemlerin serbest titreşimi:

Sistemde yay ve kütle veya kütsel atalet ile burulma yay etkisinin olduğu denge konumu etrafında küçük hareketlerin düşünöldüğü sistemlerdir.



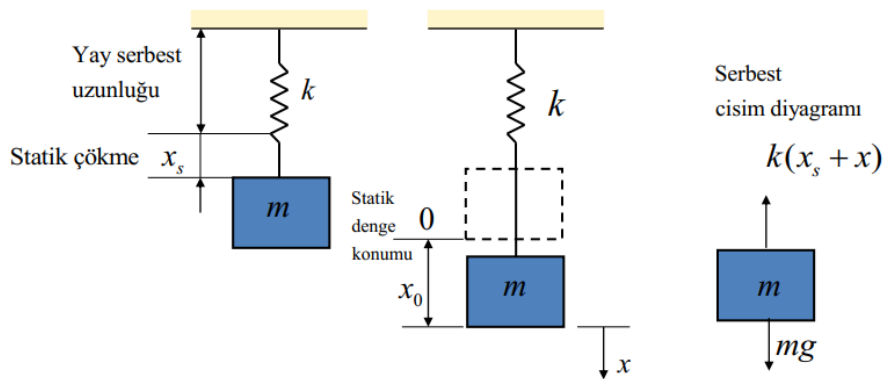
### 5.1 Sönümsüz Doğrusal Sistemlerin Serbest Titreşimi Newton 2. yasası:

Bir kütlelin momentumunun değışme oranı onun üzerine etki eden kuvvete eşittir.

$$\vec{F}(t) = m \frac{d^2 \vec{x}(t)}{dt^2} = m \ddot{\vec{x}}$$

$$\ddot{\vec{x}} = \frac{d^2 \vec{x}(t)}{dt^2}$$

Titreşim hareketi zamanın sıfır olduğu anda  $x_0$  gibi bir başlangıç hareketi ile başlıyorsa ve hareketi tahrik eden başka herhangi bir etki yoksa serbest titreşim olarak isimlendirilmektedir. Serbest titreşim bir sistemin titreşiminin doğal modlarını veya doğal hareketini tanımlar.



$$ma = \sum F \quad \ddot{x} = a$$

$$m\ddot{x} = -k(x + x_s) + mg$$

$$m\ddot{x} + k(x + x_s) - mg = 0$$

$$mg = kx_s$$

$$m\ddot{x}(t) + kx(t) = 0$$

## 5.2 Sönümsüz tek serbestlik dereceli sistemlerin çözümü

Sönümsüz tek serbestlik dereceli sistemin hareket denklemi:  $m\ddot{x} + kx = 0$

$$x = Ae^{\lambda t} \text{ kabul edelim.}$$

$$\dot{x} = \lambda Ae^{\lambda t}, \quad \ddot{x} = \lambda^2 Ae^{\lambda t}$$

$$m\lambda^2 Ae^{\lambda t} + k\lambda Ae^{\lambda t} = 0$$

$$\lambda^2 Ae^{\lambda t} + \frac{k}{m} \lambda Ae^{\lambda t} = 0$$

$$e^{\lambda t} \neq 0, \quad A \neq 0 \rightarrow \lambda^2 + \frac{k}{m} \lambda = 0$$

$$\lambda_{1,2} = \pm j \left( \frac{k}{m} \right)^{1/2} = \pm \omega_n j$$

$$x(t) = C_1 e^{-j\omega_n t} + C_2 e^{j\omega_n t}$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$$

$$\begin{aligned} x(t) &= C_1 e^{-j\omega_n t} + C_2 e^{j\omega_n t} \\ &= C_1 [\cos(-\omega_n t) + j \sin(-\omega_n t)] + C_2 [\cos \omega_n t + j \sin \omega_n t] \\ &= C_1 [\cos \omega_n t - j \sin \omega_n t] + C_2 [\cos \omega_n t + j \sin \omega_n t] \\ &= (C_1 + C_2) \cos \omega_n t + (C_2 - C_1) \sin \omega_n t \end{aligned}$$

$$x(t) = D_1 \cos \omega_n t + D_2 \sin \omega_n t \quad (\text{II})$$

$D_1$  ve  $D_2$  başlangıç şartlarından bulunabilir.  $t = 0$  için başlangıç şartları

$$x(0) = x_0$$

$$\dot{x}(0) = v_0$$

$$t = 0 \rightarrow x(0) = x_0$$

$$x(0) = x_0 = D_1 \cos(0) + D_2 \sin(0) \rightarrow D_1 = x_0$$

$$t = 0 \rightarrow \dot{x}(0) = v_0$$

$$\dot{x}(t) = -\omega_n D_1 \sin \omega_n t + \omega_n D_2 \cos \omega_n t$$

$$\dot{x}(0) = v_0 = -\omega_n D_1 \sin(0) + \omega_n D_2 \cos(0) \rightarrow D_2 = \frac{v_0}{\omega_n}$$



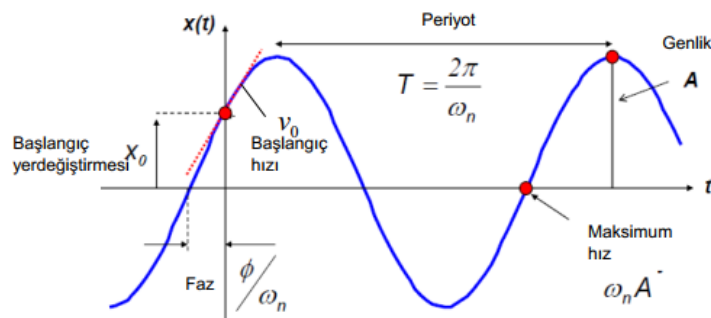
$$x(t) = \frac{v_0}{\omega_n} \sin \omega_n t + x_0 \cos \omega_n t$$

$$x(t) = A \sin(\omega_n t + \phi)$$

$$A = \sqrt{x_0^2 + \left(\frac{v_0}{\omega_n}\right)^2}$$

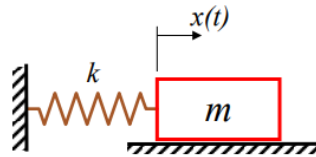
$$\phi = \tan^{-1} \left( \frac{\omega_n x_0}{v_0} \right)$$

Sistemin titreşim genlikleri sönüm olmadığından azalmadan devam edecektir.



**QUIZ:** Şekilde verilen sönümsüz serbest titreşim probleminin;

- Doğal frekansı ve periyodunu hesaplayınız.
- $m$  kütlesi degen konumunun  $0.5 \text{ mm}$  sağından sağa doğru  $2\sqrt{2} \text{ mm/s}$  ilk hızıyla serbest bırakılması sonucu yapacağı titreşimlerin  $x(t)$  ifadesini elde ediniz.
- Bu hareketin  $5.$  Saniyesinde konum hız ve ivme ne olur.

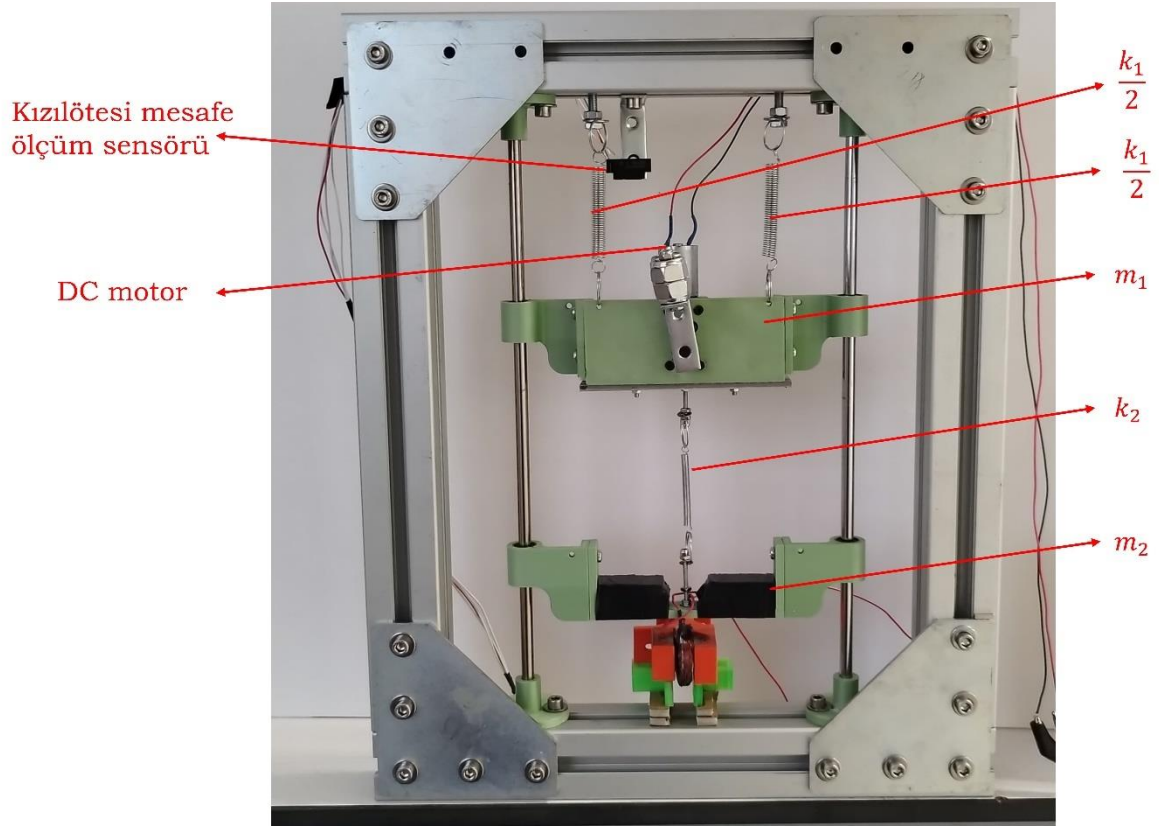


$$k = 40 \text{ N/m}$$

$$m = 10 \text{ kg}$$

## 6 Dinamik titreşim sönümleyici

Deneyel sistem ve parçaları Şekil'de gösterilmiştir, sistem parametreleri Tablo 1'de verilmiştir. Motor tarafından dengesizlik yaratacak kütle harmonik olarak tahrik edilerek zorlanmış titreşim oluşturacaktır.



**Şekil.** Deneyel sistem

DC motor 24 V ve maksimum 240 rpm çıkış verebilecek kapasitedir. Sistemde bulunan yaylar bağlanmadan önce bir yük hücresi yardımı ile karakterize edilerek yay katsayıları belirlenmiştir. Ayrıca asıl kütlenin yer değiştirmesi temassız ölçüm yapabilen kızıl ötesi GP2Y0A41SK0F model numaralı Sharp sensör ile ölçülmektedir. Bobin ve mıknatıs olası bir enerji hasatı uygulaması için sisteme entegre edilmiştir. Bu deney kapsamında kullanılmayacaktır.

**Tablo 1.** Sistem parametreleri.

	<b>Sembol</b>	<b>Değer [Birim]</b>
Asıl Sistem Kütlesi	$m_1$	0.5130 [kg]
Sonradan Eklenen Kütle	$m_2$	0.2850 [kg]
Asıl Sistem Yay Katsayısı	$k_1$	259.25 [N/m]
Sonradan Eklenen Yay Katsayısı	$k_2$	146.34 [N/m]

## 6.1 Asıl sistem ve eşdeğer model

Tek serbestlik dereceli sistemlerde sistemin hareketi tek bir bağımsız değişkenle (genellikle bir yer değiştirme veya dönme hareketi) tanımlanır. Örneğin, bir yay-kütle sistemi sadece yukarı-aşağı hareket ediyorsa, tek serbestlik dereceli sistemdir. Genel olarak mekanik titreşim sistemleri aşağıda verilen dört adım doğrultusunda analiz edilir. Deney sisteminin eşdeğer modeli Şekil 3'te verilmiştir.

1. Fiziksel sistemin matematiksel modellenmesi
2. Hareket denkleminin çıkartılması
3. Hareket denkleminin çözülmesi
4. Sonuçların fiziksel yorumları

**Tek serbestlik dereceli sistemlerin bazı uygulama alanları aşağıda verilmiştir.**

- Makine ve Yapı Titreşim Analizi

Motor, kompresör, türbin gibi dönen makinelerin titreşim analizi

Köprüler ve binaların deprem titreşimlerine karşı davranışlarının incelenmesi

- Otomotiv Mühendisliği

Araç süspansiyon sistemlerinin modellenmesi

Lastiklerin yol yüzeyiyle etkileşimi

- Havacılık ve Uzay Mühendisliği

Uçak iniş takımlarının titreşim analizi

Roket ve uydu yapı elemanlarının dinamik analizi

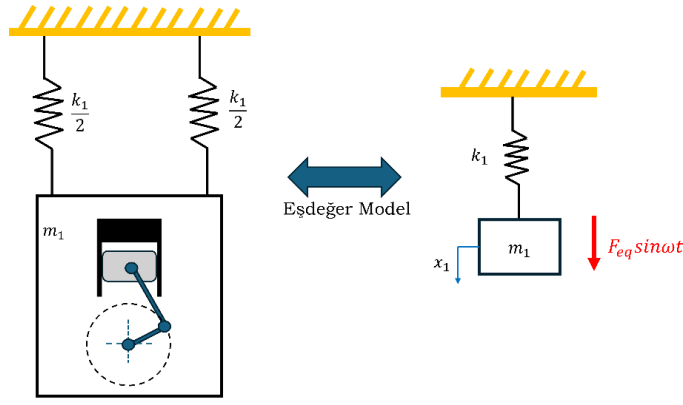
- Biyomekanik

İnsan eklem hareketlerinin modellenmesi

Protezlerin dinamik tepkilerinin incelenmesi

- Enerji Hasatlama (Piezoelektrik Tabanlı Sistemler)

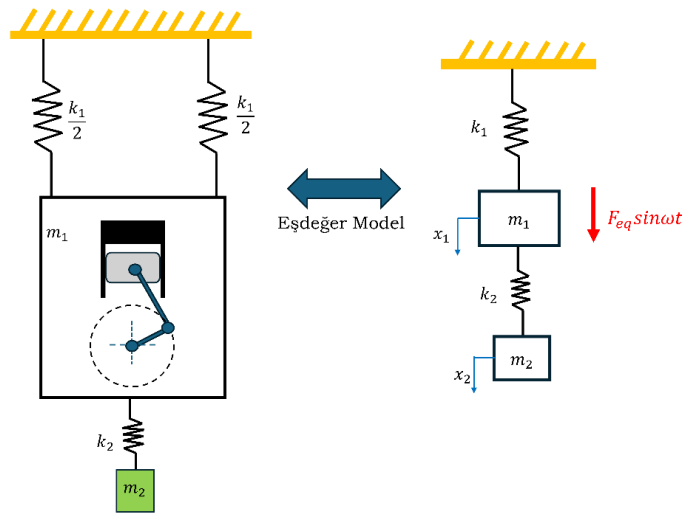
Rüzgar veya titreşim kaynaklı enerji hasatlama sistemleri



**Şekil 3.** Rezonansa yakın şartlarda çalışan aşırı titreşime maruz kalan makine şematik gösterimi ve eşdeğer modeli

### 6.2 Dinamik sönümleyicili sistem ve eşdeğer model

Çift serbestlik dereceli sistemler, birbirine bağlı iki bağımsız hareket bileşenine sahip sistemlerdir. İki bağımsız hareket değişkeni içerir. Hem çeviri (doğrusal hareket) hem de dönme (rotasyonel hareket) içerebilir. Örneğin, iki yay ve iki kütleli oluşan bir sistem, her kütleli bağımsız hareket etmesi nedeniyle çift serbestlik derecesine sahiptir. Dinamik sönümleyici sistem asıl sisteme ikinci bir serbestlik derecesi getirir. Bir dinamik sönümleyici, ana sistemin titreşim frekansına yakın bir doğal frekansta ayarlanmış bir ek kütle, yay ve sönüm elemanından oluşur. Temel çalışma prensibi ana sistem bir harici kuvvetle titreşirken, dinamik sönümleyici de ters fazda titreşerek enerji emer ve titreşimi azaltır. Rezonans frekansı civarında sistemin genliklerini düşürerek, istenmeyen salınımların önüne geçer. Dinamik sönümleyicili sistemin şematik gösterimi ve matematiksel eşdeğer modeli Şekil 4'te verilmiştir.



**Şekil 4.** Makineye uygulanan dinamik titreşim emici sistemi şematik gösterimi ve eşdeğer modeli

**Çift serbestlik dereceli dinamik sönümleyicili sistemlerin bazı uygulama alanları aşağıda verilmiştir.**

- Yapısal Mühendislik ve Deprem Sönümlenme

Gökdelenler ve uzun köprülerde rüzgar ve deprem etkilerini azaltmak için kullanılır. Örnek: Burj Khalifa, Taipei 101, Londra'daki Millennium Köprüsü.

- Otomotiv ve Makine Mühendisliği

Araç süspansiyon sistemlerinde konfor ve yol tutuşunu artırmak için kullanılır. Motor titreşimlerini azaltmak amacıyla krank mili sönümleyicileri mevcuttur.

- Havacılık ve Uzay Mühendisliği

Uydu ve roket titreşimlerini kontrol etmek için kullanılır. Örnek: Uzay istasyonlarında mikro-titreşimleri engellemek için pasif sönümleyiciler kullanılır.

- Enerji Hasatlama ve Piezoelektrik Uygulamaları

Piezoelektrik malzemelerle dinamik sönümleyiciler entegre edilerek titreşim enerjisinden elektrik üretilebilir. Örnek: Rüzgar tüneline test edilen bir piezoelektrik enerji hasatlama sisteminde, çift DOF ile uyumlu dinamik sönümleyiciler daha verimli enerji toplayabilir.

Dinamik sönümleyici sistemlerin avantajları ve dezavantajları Tablo 2'de verilmiştir.

**Tablo 2.** Dinamik sönümleyici sistemlerin avantajları ve dezavantajları

<b>Avantajları</b>	<b>Dezavantajları</b>
Pasif sistemdir, harici güç gerektirmez.	Doğru tasarlanmazsa istenen sönümlenme sağlanamaz.
Çeşitli mühendislik sistemlerinde kullanılabilir.	Bakım gerektirebilir (yağlanma, parça aşınması vb.).
Rezonans etkisini büyük ölçüde azaltabilir.	Yüksek maliyetli olabilir.
Güvenliği ve sistem ömrünü artırır.	Belirli bir frekansa göre tasarlanmalıdır, farklı frekanslarda etkinliği azalabilir.

## **7 Dinamik sönümleyicili sistemin hareket denkleminin çıkartılması**

Şekil 2'de verilen eşdeğer sistemin Hareket denklemi Newton yaklaşımı ile aşağıdaki gibi elde edilebilir.

$$m_1\ddot{x}_1 = -k_1x_1 - k_2(x_1 - x_2) + F_{eq}\sin\omega t \quad (1)$$

$$m_2\ddot{x}_2 = -k_2(x_2 - x_1) \quad (2)$$

Burada  $F = \bar{F}e^{j\omega t}$ ,  $x_1 = \bar{X}_1e^{j\omega t}$ , ve  $x_2 = \bar{X}_2e^{j\omega t}$  kabul edip ve hareket denklemlerinde yerlerine yazarak matris formatına dönüştürebiliriz.

$$\begin{bmatrix} k_1 + k_2 - \omega^2 m_1 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 - \omega^2 m_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{X}_1 \\ \bar{X}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{eq} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3)$$

İşlem kolaylığı açısından değişken dönüşümü yaparak;

$$\begin{bmatrix} z_{11} & z_{12} \\ z_{21} & z_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{X}_1 \\ \bar{X}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \bar{F}_1 \\ \bar{F}_2 \end{bmatrix} \quad (4)$$

elde edilir. Denklemden matrisin tersini alarak  $\bar{X}_1$  ve  $\bar{X}_2$  aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\bar{X}_1 = \frac{z_{22}\bar{F}_1 - z_{12}\bar{F}_2}{z_{11}z_{22} - z_{12}z_{21}} \quad (5)$$

$$\bar{X}_2 = \frac{-z_{21}\bar{F}_1 + z_{11}\bar{F}_2}{z_{11}z_{22} - z_{12}z_{21}} \quad (6)$$

Burada  $\bar{F}_1 = F_{eq}$  ve  $\bar{F}_2 = 0$  olduğu için  $\bar{X}_1$  ve  $\bar{X}_2$  aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\bar{X}_1 = \frac{1}{\Delta(\omega)} (k_2 - \omega^2 m_2) F_{eq} \quad (7)$$

$$\bar{X}_2 = \frac{1}{\Delta(\omega)} k_2 F_{eq} \quad (8)$$

Burada  $\Delta(\omega)$  Denklem (4)'te verilen matrisin karakteristik denklemidir ve aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

$$\Delta(\omega) = (k_1 + k_2 - \omega^2 m_1)(k_2 - \omega^2 m_2) - k_2^2 = 0 \quad (9)$$

Bu yaklaşıma göre, dinamik sönümleyicinin etkin olabilmesi için eklenen ikinci kütle ve yay sistemi, orijinal sistemin doğal frekansına eşit bir doğal frekansta titreşmelidir. Bu durumda, esas kütlelerin titreşimi ile dinamik sönümleyici sistemin titreşimi birbirini tam olarak karşılar ve esas kütlelerin enerjisi dinamik titreşim emici cihaz tarafından absorbe edilir. Bu sistemde, ikinci kütle ve yay sisteminin parametreleri, orijinal sistemin özelliklerine bağlı olarak belirlenir. İkinci sistem, esas kütlelerin titreşimini etkili bir şekilde kontrol etmek için tasarlanmalıdır. Bu parametreler genellikle çeşitli yaklaşımlar ile elde edilen matematiksel modeller ve benzetim modelleri kullanılarak en uygun bir şekilde elde edilir. Dinamik titreşim emici sistemler, bina yapısı, köprüler, makineler ve diğer titreşimli sistemlerde kullanılarak istenmeyen titreşimleri azaltmada etkili olabilir. Bu yöntem, rezonans frekansında titreşimi sıfırlayarak ya da azaltarak sistemdeki enerji transferini optimize eder ve istenmeyen titreşimleri önler. Sisteme ilave olarak eklenen kütle yay sisteminin doğal frekansı esas kütle hareketini azaltacak şekilde aşağıdaki gibi seçilebilir.

$$\omega = \omega_2 = \sqrt{\frac{k_2}{m_2}} \quad (10)$$

Dolayısı ile asıl sistemin doğal frekansı ile eklenen kütle yay sisteminin doğal frekansı karşılaştırıldığında;

$$\frac{k_2}{k_1} = \frac{m_2}{m_1} \quad (11)$$

elde edilir ve sonuç olarak asıl sistem rezonans frekansında  $\bar{X}_1$  hareketi sifira yakınsayacak şekilde çalışmış olur. Denklem (9)'da verilen karakteristik denklem düzenlenirse;

$$\frac{m_1 m_2}{k_1 k_2} \omega^4 - \left[ \left( 1 + \frac{k_2}{k_1} \right) \frac{m_2}{k_2} + \frac{m_1}{k_1} \right] \omega^2 + 1 = 0 \quad (12)$$

Frekans oranı  $r$  tanımlanır ve Denklem (11)'deki oranlar yerine konursa;

$$r = \frac{\omega}{\omega_n} = \frac{\omega}{\sqrt{\frac{k_1}{m_1}}} = \frac{\omega}{\sqrt{\frac{k_2}{m_2}}} \quad (13)$$

elde edilir. Burada doğal frekans çekilir ise

$$\omega^2 = r^2 \frac{k_2}{m_2} \quad (14)$$

ifadesine ulaşılır. Bu ifade Denklem (12)'de yerine yazılırsa

$$\frac{m_1 m_2}{k_1 k_2} \left( r^2 \frac{k_2}{m_2} r^2 \frac{k_2}{m_2} \right) - \left[ \left( 1 + \frac{k_2}{k_1} \right) \frac{m_2}{k_2} + \frac{m_1}{k_1} \right] r^2 \frac{k_2}{m_2} + 1 = 0 \quad (15)$$

Elde edilir. Gerekli sadeleştirmeler yapılarak ve Denklem (11)'de tanımlanan oran kullanılarak karakteristik denklem en sade hali ile elde edilmiş olur.

$$r^4 - \left( 2 + \frac{m_2}{m_1} \right) r^2 + 1 = 0 \quad (16)$$

Elde edilen denkleme Denklem (7) ve (8)'de hesaplanan yerdeğiştirme ifadeleri yerlerine yazılarak gerekli düzenlemeler sonucunda genlik oranları aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$\frac{\bar{X}_1}{F_{eq}/k_1} = \frac{1-r^2}{r^4 - \left( 2 + \frac{m_2}{m_1} \right) r^2 + 1} \quad (17)$$

$$\frac{\bar{X}_2}{F_{eq}/k_1} = \frac{1}{r^4 - \left( 2 + \frac{m_2}{m_1} \right) r^2 + 1} \quad (18)$$

Dinamik titreşim emici sisteminde asıl kütle ve eklenen kütle oranı ele alınarak  $(m_2/m_1)$  farklı frekans oranı değerleri için genliklerin davranışı ve olası rezonans durumu Denklem (17) ve (18) yardımı ile incelenebilir.

## 8 Deney raporunda istenilenler

- 1) Titreşim kontrolü yöntemleri için (Pasif kontrol, Yarı aktif kontrol, Aktif kontrol) her biri için bir uygulama örneği veriniz.
  - 2) Quiz sorusunu ilgili haftada deney sırasında verilen değerler için tekrar edip konum, hız ve ivme grafiklerini çiziniz.
  - 3) Asıl sistem tek bir  $\frac{k_1}{2}$  yayıyla ağırlık merkezinden tavana bağlanmış olsaydı, dinamik sönümleyici sistemin maksimum verimle çalışabilmesi için kullanılması gereken  $m_2$  kütlelerini hesaplayınız. (İpucu: Asıl sistemin yeni doğal frekansını hesaplayarak başlayınız.)
  - 4) Frekans oranı – kütle oranı grafiğini çiziniz.
  - 5) Geçirgenlik – frekans oranı grafiğini çiziniz. Rezonans altı, rezonans, rezonans üstü ve izolasyon bölgelerini grafikte gösteriniz. Ekstra Puan: Farklı sönüm katsayıları için grafiği üst üste çizdiriniz. Burada geçirgenlik, sistemin zorlanmış titreşimlerde verdiği tepkiyi ifade eder.
- Deney raporu bilgisayar ortamında yazım kuralları dikkate alınarak hazırlanacaktır. El ile yazılan raporlar eksi puan alacaktır. Deney raporunu belirtilen tarihe kadar ilgili asistana mail atabilirsiniz.