

MEKANİK TİTREŞİMLER DENEYİ

1. DENEYİN AMACI

Mekanik titreşimler deneyi titreşim teorisi bilgilerinin daha iyi kavranmasına yardımcı olmak ve deneysel beceri kazandırmak amacıyla yapılmaktadır.

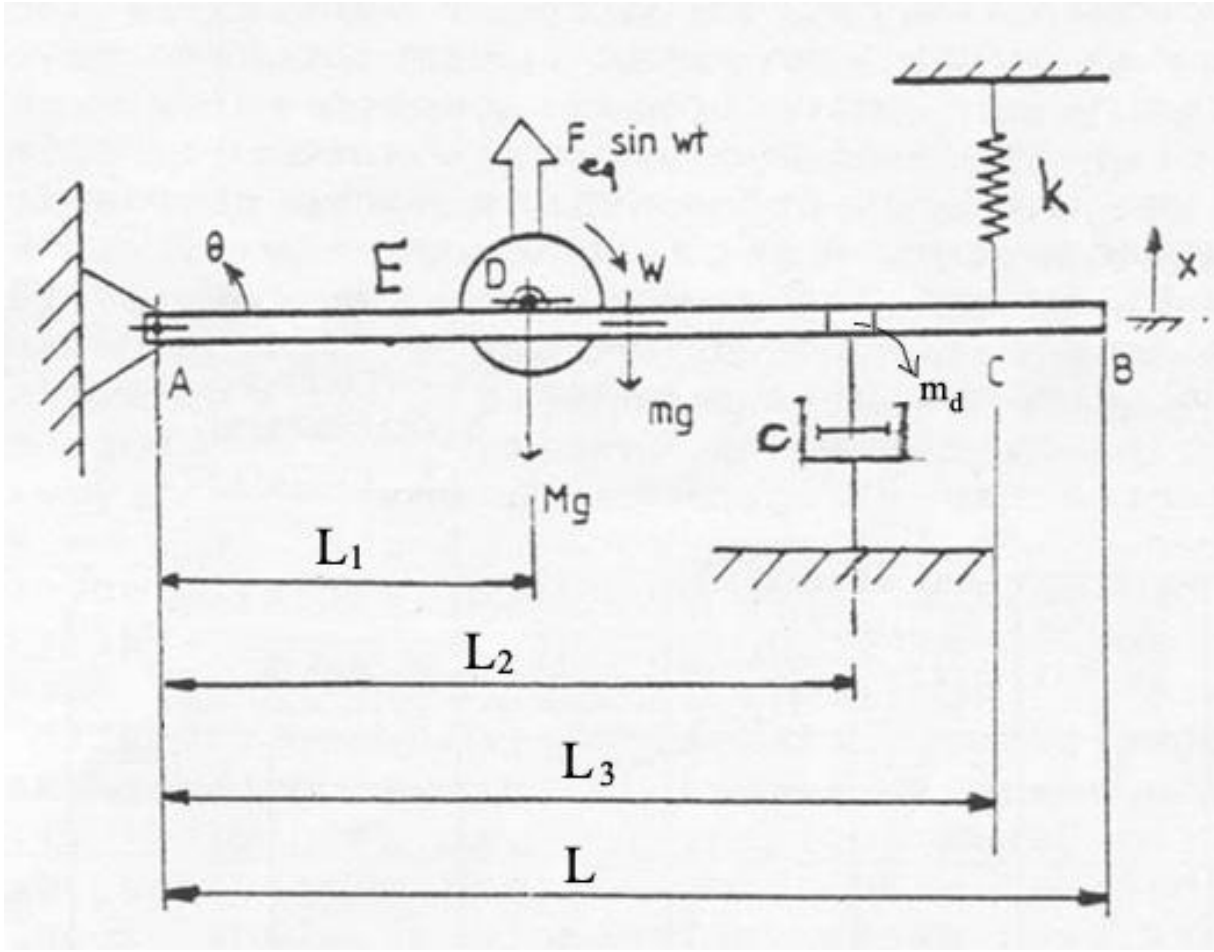
2. DENEY DÜZENEGİNİN TANITILMASI



Şekil 1. Titreşim deneyi düzeneği

Deney düzeneği şekil 1’de görüldüğü gibi bir ucundan taşıyıcı gövde çerçeveye rulmanlı bir yatak yardımıyla mafsallı bulunan ve diğer ucundan ise helisel bir yay yardımıyla gövde çerçeveye asılı bulunan dikdörtgen kesitli bir çubuktan meydana gelmiştir. Çubuk üzerine bir motor ünitesi tespit edilmiş bulunmaktadır. Zorlayıcı kuvveti sağlamak amacıyla motor tarafından kayışla tahrik edilen iki adet dengesizliğe sahip disk sistemi motor ünitesine bağlanmıştır. Ayrıca ünite üzerine ilave kütleler bağlanabilecek şekilde bir bağlama elemanı takılmıştır. Zorlayıcı kuvvetin frekansı bir hız kontrol ünitesi yardımıyla ayarlanabilmektedir. Çubuğun ucunun titreşim hareketini kaydetmek amacıyla gövde çerçeveye bir kayıt ünitesi tespit edilmiş bulunmaktadır. Kayıt ünitesi üzerine kayıt kağıdı takılı bulunan ve yavaşça döndürülen silindir ile çubuğun ucuna bağlı bulunan ve kağıt ile temasta tutulan bir yazıcı kaleminden oluşmuştur. Silindirin dönme hareketini veren motoru yine hız kontrol ünitesi yardımıyla işletilmektedir. Kayıt kağıdının serbest ucuna küçük bir ağırlık takılarak düşey doğrultuda ilerlemesi gerçekleştirilmiştir. Sisteme ilave sönüm katmak amacıyla ayrıca bir damper ünitesi sağlanmıştır. Damper ünitesi içi yağ dolu bir silindir ve silindir içinde hareket eden bir pistondan meydana gelmiştir. Pistonun üzerindeki yağ geçiş deliklerinin ayarlanabilir alanlı olup böylece sönüm miktarının ayarlanmasına olanak sağlanmıştır. Ayrıca damper ünitesinin çubuk sistemi üzerindeki tespit yerinin konumunun (mafsal noktasından

uzaklığının) değiştirilmesiyle efektif sönüm miktarının değiştirilmesinin olanağı da vardır. Deneysel düzeneğin titreşim sistemi modeli Şekil 2’de gösterildiği gibi kurulabilir.



Şekil 2. Titreşim sisteminin fiziksel modeli

Buna göre sistem elemanlarını açık olarak tanımlayacak olursak:

- A noktasında mafsallı, boyu L , kütlesi m olan ve rijit kabul edilen çubuk elemanı.
- Çubuğun C noktasından asılı bulunduğu ve yay katsayısı k olan yay elemanı.
- Çubuğa D noktasında tespit edilmiş bulunan ve dengelenmemiş diskler taşıyan ve toplam kütlesi M olan motor elemanı.
- Çubuğa E noktasında bağlı bulunan ve sönüm katsayısı c olan sönüm elemanı (damper).

Sonuç olarak sistem, ideal titreşim elemanları cinsinden bir kütle-yay ve sönüm elemanı sistemi olmaktadır.

Basit olarak bir dinamik sistemin statik denge konum etrafında yapacağı salınım hareketini “**titreşim**” olarak tanımlayabiliriz.

Bir titreşim sisteminin harekete (titreşime) geçirilmesi sisteme bir enerji girişi yapılarak gerçekleştirilebilir. Pratik olarak bu durum aşağıda sıralanan yollarla olabilir:

- a) Bir başlangıç yer değiştirmesi verilerek; yani potansiyel enerji girişi yapılarak: “Deney düzeneğinde çubuk elemanı ucundan 10-15 mm çekilerek serbest bırakılır”
- b) Bir başlangıç hızı verilerek; yani kinetik enerji girişi yapılarak: “Deney düzeneğinde kütle üzerine vurularak yani bir darbe (ani kuvvet) uygulayarak”
- c) Bir zorlayıcı kuvvet uygulayarak: “Deney düzeneğinde motor ünitesi çalıştırılarak bağlı disklerin döndürülmesiyle ortaya çıkan merkezkaç kuvvetle gerçekleştirilir”.

Yukarıda sıralanan yollardan (a) ve (b) nin ayrı ayrı veya birlikte uygulanması durumunda sistemin yapacağı titreşim hareketi “**serbest titreşim**” olarak adlandırılır. Bu durumda titreşim hareketi zamanla azalarak söner. Yani sistem başlangıçtaki statik denge konumuna döner. Ancak (c) yolunun uygulanması durumunda ise sistem kuvvet etki ettiği sürece titreşimine devam eder. Bu durumdaki titreşim hareketi “**zorlanmış titreşim**” olarak adlandırılır. Zorlanmış titreşim durumunda sistemde ortaya çıkacak olan en önemli olay “rezonans”dır. Deney düzeneğinde (damper elemanı bağlı değilken yapılması daha uygun) zorlanmış titreşim gösterisi yapılarak rezonans hızı (d/dak olarak) ölçülecektir.

3. HAREKET DENKLEMİ

Sistemin hareket denklemi Newton’un Hareket Kanunu (2. kanun) uygulanarak elde edilebilir. Bunun için küçük genlikli titreşimler (açısal yer değiştirmeler) kabul ederek A mafsalsal noktasına göre moment alınır (Şekil 2 referans alınarak):

$$J_A \ddot{\theta} = \sum (\text{momentler})_A$$

$$J_A \ddot{\theta} = -(k L_3 \theta) L_3 - (c L_2 \dot{\theta}) L_2 + (F_{eq} \sin \omega t) L_1$$

$$J_A \ddot{\theta} + c L_2^2 \dot{\theta} + k L_3^2 \theta = F_{eq} L_1 \sin \omega t$$

elde edilir.

Eşitliğin yazılmasında:

J_A Sistemin A’ya göre olan kütleli atalet momenti (kgm^2)

$kL_3\theta$ Yay kuvveti (N)

$cL_2\dot{\theta}$ Sönüm kuvveti (N)

$F_{eq}\sin\omega t$ Zorlayıcı kuvvet (N)

$\dot{\theta} = d\theta / dt$ Açısal hız (rad/s)

$\ddot{\theta} = d^2\theta / dt^2$ Açısal ivme (rad/s^2)

L_1, L_2, L_3 İlgili kuvvetlerin moment kolu uzunlukları (m)

olduğu hatırlanmalıdır.

Deneyde çubuğun B uç noktasının yer değiştirmesi ölçüleceğinden hareket denklemini de buna göre düzenlemek uygun olacaktır. Bunun için $x(t) = L\theta(t)$ koordinat dönüşümü yapılırsa:

$$J_A \frac{\ddot{x}}{L} + \frac{c L_2^2}{L} \dot{x} + k \frac{L_3^2}{L} x = F_{eq} L_1 \sin \omega t$$

$$\frac{J_A}{L L_1} \ddot{x} + \frac{c L_2^2}{L L_1} \dot{x} + \frac{k L_3^2}{L L_1} x = F_{eq} \sin \omega t$$

elde edilir. Bu denklem eşdeğer elemanlar cinsinden aşağıdaki şekilde yazılabilir:

$$m_{eq} \ddot{x} + c_{eq} \dot{x} + k_{eq} x = F_{eq} \sin \omega t \quad (1)$$

burada:

$$m_{eq} = \frac{J_A}{L L_2} \quad \text{Çubuk+Motor ünitesi + disk sisteminin kütlesi (kg)}$$

$$c_{eq} = \frac{c L_2^2}{L L_1} \quad \text{Eşdeğer sönüm katsayısı (Ns/m)}$$

$$k_{eq} = \frac{k L_3^2}{L L_1} \quad \text{Eşdeğer yay katsayısı (N/m)}$$

$$F_{eq} = m_u e \omega^2 \quad \text{Eşdeğer kuvvet genliği (N)}$$

$$m_u e \quad \text{Disklerin dengesizliği (kgm)}$$

$$\omega \quad \text{Disklerin açısal hızı (rad/s)}$$

olarak tanımlanmıştır.

4. HAREKET DENKLEMLERİNİN ÇÖZÜMÜ

Hareket denkleminin genel çözümü, “tamamlayıcı çözüm” ile “özel çözüm” toplamından elde edilir. Bu çözümler sırasıyla sistemin “geçici titreşim” ve “sürekli titreşim” durumlarını verirler. Yapılacak olan deneylerde sistemin sürekli titreşim hareketinin genliği ölçüleceğinden burada sürekli titreşim cevabı verilecektir.

Sistemin hareketini tanımlayan diferansiyel denklem (1) göz önüne alınırsa, harmonik zorlama durumunda sistemin sürekli titreşim cevabının da harmonik olacağı kabul edilerek aşağıdaki ifadeyle verilir:

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

Bu çözüm hareket denkleminde yerine konarak titreşimin genliği (X) için aşağıdaki ifadenin elde edilebileceği gösterilebilir (deneylerde titreşimin faz açısı (ϕ) ölçülmeyeceğinden burada ifadesi verilmemiştir):

$$\frac{X}{F_{eq}/k_{eq}} = \frac{X}{X_{st}} = \frac{1}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\xi r)^2}} = R \quad (2)$$

Burada:

$$X_{st} = \frac{F_{eq}}{k_{eq}} \quad \text{Statik yer değiştirme}$$

$$r = \frac{\omega}{\omega_n} \quad \text{Frekans oranı}$$

$$\omega \quad \text{Zorlayıcı kuvvetin frekansı (rad/s)}$$

$$\omega_n = \sqrt{k_{eq}/m_{eq}} \quad \text{Sistemin doğal frekansı (rad/s)}$$

$$\xi = c_{eq}/2m_{eq}\omega_n \quad \text{Sistemin sönüm faktörü}$$

$$R \quad \text{Dinamik büyütme faktörü}$$

olarak tanımlanmıştır.

(2) eşitliği, F_{eq} ve k_{eq} nin tanımlanmış olan ifadeleri kullanılarak aşağıdaki şekilde de yazılabilir:

$$\frac{m_{eq} X}{m_u e} = r^2 R \quad (3)$$

Sonuç olarak:

Teorik hesaplamalar için (2) ve/veya (3) eşitlikleri kullanılarak istenilen (R-r) ve/veya $\left(\frac{m_{eq} X}{m_u e} - r\right)$ değişim grafikleri verilen (veya seçilen) bir sönüm faktörü değeri için çizilebilir.

5. DENEYLER

Bu deneylerde titreşim sisteminin parametrelerinin tayini ve sürekli titreşim genliğinin ölçülmesi yapılacaktır.

5.1. GEOMETRİK BÜYÜKLÜKLER

Çubuk elemanının boyu	$L = 0.73 \text{ m}$
Motor ünitesinin konumu	$L_1 = 0.25 \text{ m}$
Damper elemanının konumu	$L_2 = 0.5 \text{ m}$
Yay elemanının konumu	$L_3 = 0.63 \text{ m}$

5.2 KÜTLESEL BÜYÜKLÜKLER

Motor disk sisteminin kütlesi	$m_m = 4.90 \text{ kg}$
Çubuğun kütlesi	$m_ç = 2.0 \text{ kg}$
İlave kütle (Bir ağırlık için: $m_i = 0.4 \text{ kg}$)	$m_i = (2)(0.4) = 0.8 \text{ kg}$
Damper elemanının bağlantı parçasının kütlesi	$m_d = 0.3 \text{ kg}$

Buna göre:

$$M = 4.90 + 0.8 = 5.70 \text{ kg}$$

Kütlesel atalet momenti:

$$J_A = M L_1^2 + \frac{1}{3} m_ç L^2 + m_d L_2^2$$

$$(\text{örneğin } J_A = (5.70)(0.25)^2 + \frac{1}{3}(2)(0.73)^2 + (0.3)(0.5)^2 = 0.7865 \text{ kgm}^2)$$

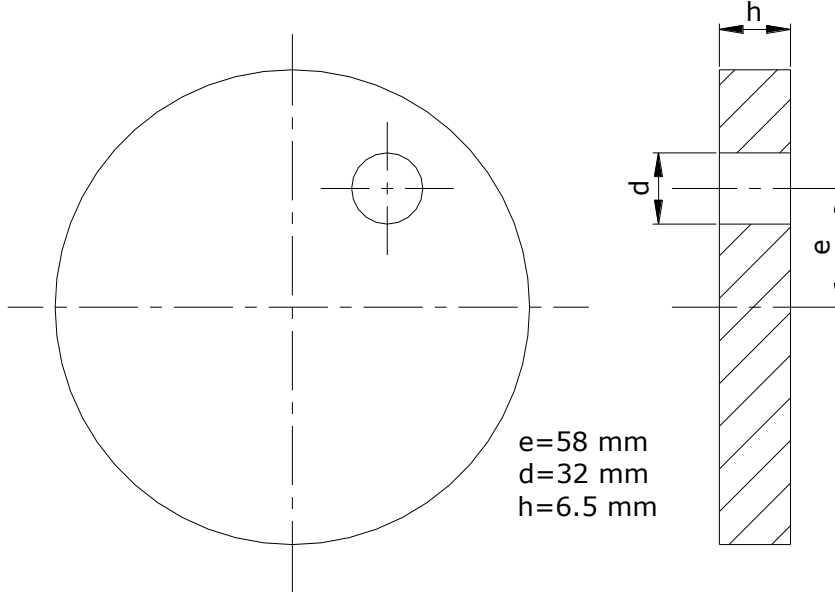
Sistemin eşdeğer kütlesi:

$$m_{eq} = \frac{J_A}{L L_1}$$

$$(\text{örneğin } m_{eq} = \frac{0.7865}{(0.73)(0.25)} = 4.3097 \text{ kg})$$

5.3 DÖNME DENGESİZLİĞİ

Motor tarafından döndürülen ve kütle dengesizliğine sahip olan alüminyum diske ait geometrik boyutlar aşağıda verilmiştir.



Şekil 3. Diske ait geometrik büyüklükler

Buna göre diskten çıkarılmış olan ve dengesizliği doğuran delik kütlesi:

$$\rho_{Al} = 2.7 \cdot 10^{-3} \text{ g/mm}^3$$

$$m_d = \left(\frac{\pi d^2}{4} \right) h \rho_{Al} = \pi \frac{32^2}{4} (6.5)(2.7 \cdot 10^{-3}) = 14.115 \text{ g}$$

2 adet disk mevcut olduğundan:

$$m_u = 2m_d = (2)(14.115) = 28.23 \text{ g}$$

Buradan dengesizlik:

$$m_u e = (28.23 \cdot 10^{-3})(58 \cdot 10^{-3}) = 1.637 \cdot 10^{-3} \text{ kgm} \quad \text{olarak bulunur.}$$

Buna göre ilgili zorlayıcı kuvvet genliği:

$$F_{eq} = m_u e \omega^2$$

bağıntısından hesaplanır (ölçüm yapılan her hız değeri için hesaplanacaktır).

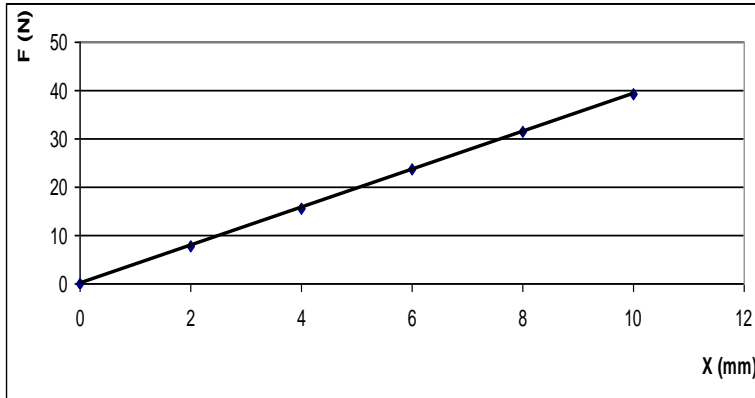
5.4. YAY KATSAYISININ TAYİNİ

Deneyde kullanılacak olan helisel yay elemanın yay katsayısını belirlemek amacıyla yay elemanı düzenerk çerçevesindeki tespit yerine bağlanır. Yayın diğer serbest ucu ise üzerine kütlelerin bağlanabileceği bir çubuğa bağlanır. Çubuk çerçevenin alt kısmı içerisinde kayar şekilde yataklanmış bulunmaktadır. Bu düzenleme yayın uzama doğrultusunun korunması ve hassas uzama ölçümünün sağlanması için yapılmıştır. Uzama miktarını ölçmek için bir verniyer ölçeği (cetveli) mevcuttur.

Yay katsayısını belirlemek için mevcut kütleler kullanılarak yay yüklenir ve her bir yükleme durumunda karşılık gelen uzama miktarı ölçülerek kaydedilir. Bu sonuçlar kullanılarak yay için kuvvet-uzama grafiği çizilir. Bu değişim grafiği elastik sınır içerisinde kaldığından bir doğru olacaktır. Bu doğrunun eğiminden ilgili yay katsayısı elde edilir.

Tablo 1: Yay için örnek ölçümler

Kütle m(kg)	Kuvvet F=mg(N)	Uzama X(mm)
0	0	0
0.8	7.848	2
1.6	15.696	4
2.4	23.544	6
3.2	31.392	8
4.0	39.240	10



Şekil 4. Yay için kuvvet - uzama grafiği

Kuvvet-uzama grafiğinden yay katsayısı:

$$k = \frac{F}{X} = \frac{39.240}{10} = 3.924N / mm = 3924N / m$$

olarak bulunur. Eşdeğer yay katsayısı için:

$$k_{eq} = \frac{k L_3^2}{L L_1} = \frac{(3924)(0.63)^2}{(0.73)(0.25)} = 8533.9N / m \quad \text{elde edilir.}$$

5.5. DOĞAL FREKANS TAYİNİ

Sistemin doğal frekansı üç farklı yolla bulunabilir:

1. Deney düzeneğinde damper ünitesinin bağlı olmaması durumunda diğer sönüm etkileri olan mafsal sürtünmesi ve hava sürtünmesi de ihmal edilirse sistemin yapacağı titreşim hareketi “sönümsüz” kabul edilebilir. Bu durumda sistem kendi “doğal frekans”ında titreşim yapacağından doğal frekans tayin edilebilir.

Sistem çubuğun ucundan 10-15 mm lik bir başlangıç yer değiştirmesi verilerek, yani çubuk çekilerek serbest titreşime bırakılır. Sistem hareketine devam ederken belirli sayıda tam salınım için geçen zaman bir kronometre ile ölçülür. Hareketin periyodu:

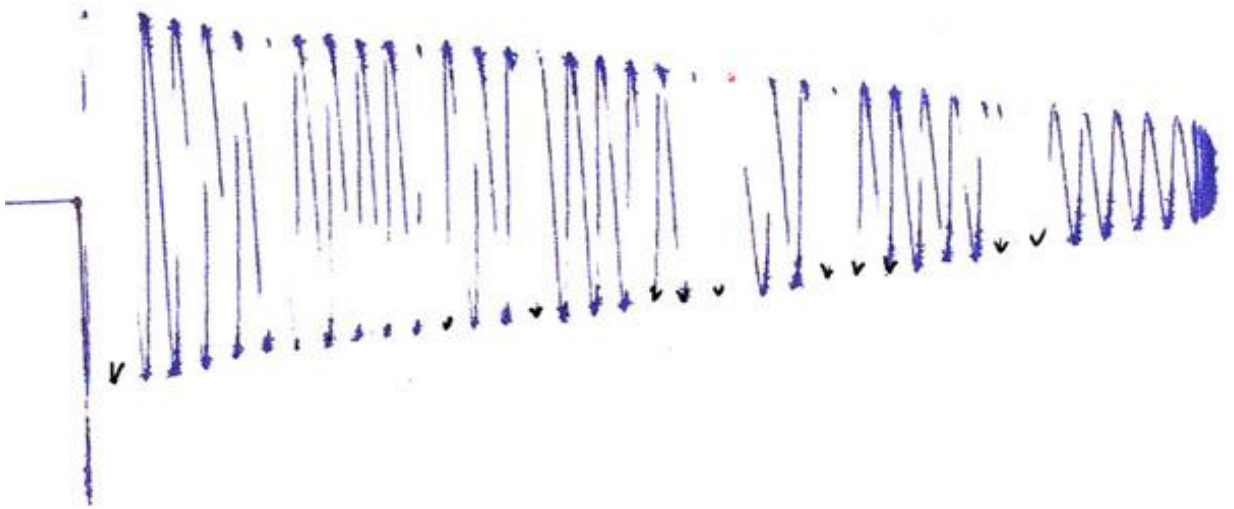
$$\tau = \frac{\text{ölçülen zaman}}{\text{tam salınım sayısı}}$$

ve doğal frekans

$$\omega = \omega_n = \frac{2\pi}{\tau} \text{ (rad/s)}$$

bağıntılarından hesaplanır.

Örnek titreşim kaydı Şekil 5’de verilmiştir.



Şekil 5. Sönümsüz serbest titreşim hareketi

Örnek titreşim kaydı için geçen zaman; şekil 5’den:

$$t = 6.70 \text{ s}$$

olarak ölçülmüştür.

$$\text{Tam salınım sayısı} = 37$$

olarak sayılmıştır.

$$\tau = \frac{6.70}{37} = 0.181s$$

$$\omega_n = \frac{2\pi}{\tau} = \frac{2\pi}{0.181} = 34.714rad / s$$

bulunur.

2. Sistemin eşdeğer kütlesi ve eşdeğer yay katsayısı bilindiğinde teorik olarak formülden hesaplanabilir.

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k_{eq}}{m_{eq}}}$$

Örnek deneyde $m_{eq} = 4.3097$ kg olduğuna göre

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k_{eq}}{m_{eq}}} = \sqrt{\frac{8533.9}{4.3097}} = 44.5rad / s$$

bulunur.

3. Sistemin rezonans olayının gözlenmesinden bulunabilir. Yani zorlayıcı kuvvetin frekansı sistemin doğal frekansına eşit olduğunda “rezonans” olacağından bu hız değerinin ölçülmesiyle bulunur (sistemin hız kontrol ünitesi hızı d/dak olarak ölçülmektedir).

Örnek deneyde $n = 1100$ d/dak olarak ölçülmüştür. Bu durumda

$$\omega_n = \frac{\pi n}{30} \left(\frac{22}{72} \right) = \frac{\pi \cdot 1100}{30} \frac{22}{72} = 35.20rad / s$$

olur. Burada $\left(\frac{22}{72} \right)$ oranı motor ile diskler arasındaki kayış çevrim oranıdır.

5.6. SÖNÜM FAKTÖRÜNÜN TAYİNİ

Sistemin sönümlü serbest titreşim hareketi yapması durumunda hareketin genliği her bir periyotta sönüm elemanının açığa çıkaracağı enerji nedeniyle belirli bir ölçüde azalır ve belli bir süre sonrada sistem başlangıçtaki statik denge konumuna dönerek durur.

Sistemin sönüm faktörünü tayin etmek için önce damper ünitesinin deney düzeneğindeki ilgili bağlantısı yapılır. Sistem kısım 5.5’de açıklandığı gibi serbest titreşime geçirilir ve kaydedici sistemde çalıştırılarak titreşim hareketi kaydedilir. Kaydedilen hareket Şekil 6’da gösterildiği gibi olacaktır. Kaydedilen serbest titreşim hareketinden “Logaritmik azalma” (δ) ve logaritmik azalmadan da sönüm faktörü hesaplanır. Yani logaritmik azalma;

$$\delta = \frac{1}{n} \ln \frac{X_0}{X_n}$$

Burada

X_0 Başlangıç yer değiştirmesi

X_n n. salınım sonundaki titreşim genişliği (mm)

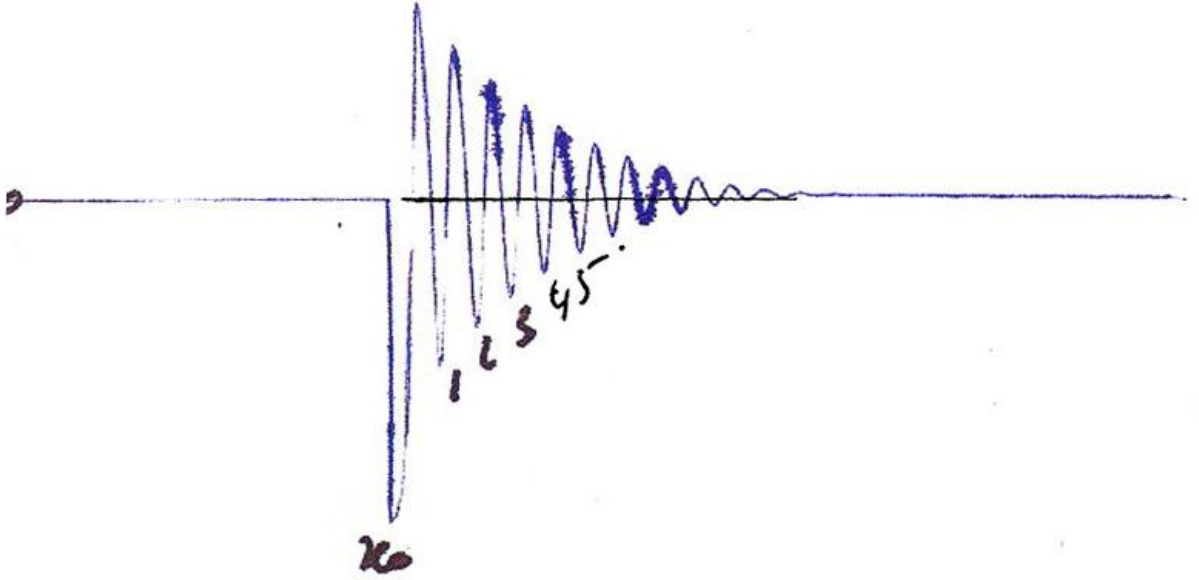
δ Logaritmik azalma

olarak tanımlanmıştır.

Sönüm faktörü:

$$\delta = \frac{1}{n} \ln \frac{X_0}{X_n} = \frac{2\pi\zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}} \cong 2\pi\zeta$$

bağıntısından logaritmik azalma bulunduktan sonra çekilerek hesaplanır. Örnek titreşim kaydı Şekil 6'da verilmiştir. Buna göre:



Şekil 6. Sönümlü serbest titreşim hareketi

Şekil 6'dan $n = 5$ tam salınım seğilirse $x_0 = 31$ mm ve $x_5 = 5$ mm ölçülür.

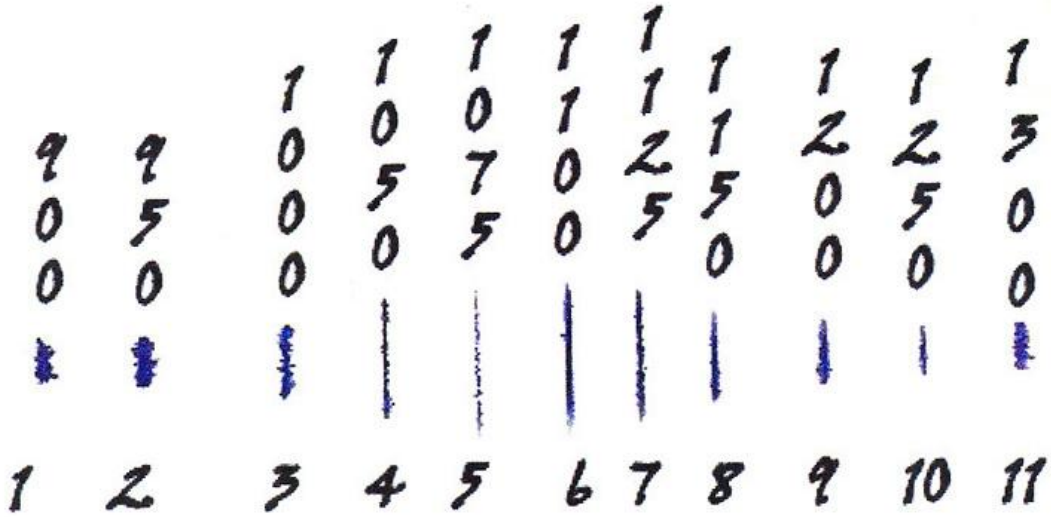
$$\delta = \frac{1}{5} \ln \frac{31}{5} = 0,365$$

$$2\pi\zeta = 0,365$$

$$\zeta = 0,058$$

5.7. SÜREKLİ TİTREŞİM GENLİĞİNİN ÖLÇÜMÜ

Sistemin sönümlü zorlanmış titreşim durumu için motor ünitesi çalıştırılarak dengesizliğe sahip diskler yardımıyla sistem harmonik olarak harekete geçirilir. Deneyde oldukça düşük bir hız değerinden başlanarak sistemin hızı rezonans frekansına kadar artırılır. Bu hız artışıyla birlikte titreşim genliğinin de arttığı ve rezonans frekansında maksimum değerine eriştiği gözlenir. Rezonans hızının üzerinde de hız artışına devam edilerek titreşim genliğinin hız artışıyla birlikte azaldığı gözlenir. Bu şekilde ilgili hız bölgesi belirlendikten sonra belirli aralıklarla seçilen hız değerleri için kayıt ünitesi yardımıyla karşılık gelen genliklerde kaydedilir. Bu ölçüm değerlerinden titreşim genliğinin hıza bağlı olarak değişimi çizilir. Örnek deney için devir sayısının $n=1000$ d/dk ile $n=1300$ d/dk arasında değişimi sonucu kayıt cihazında çizdirilen genlik değerleri Şekil 7’de verilmektedir. Genlik, bir dalganın normal konumundan yükselme veya alçalma mesafesidir. Kayıt ünitesinin kalemi belirli bir frekanstaki dalganın yükselme ve alçalmasını birlikte bir çizgi olarak kaydettiği için genlik değerinin belirlenmesinde ölçülen çizgi uzunluğunun yarısı alınmalıdır. Örnek ölçüm kayıtları Şekil 7’de verilmiştir.



Şekil 7. Sürekli titreşim genliği kaydı

Sürekli titreşim genliği 2 genlik olarak kaydedildiği için bu kaydedilen genlik değerlerinin yarısı genliğe karşılık gelen değer olarak alınır. Buna göre;

$$x_1 = 2 \text{ mm}, x_2 = 2.3 \text{ mm}, x_3 = 3.5 \text{ mm}, x_4 = 5.9 \text{ mm}, x_5 = 7.5 \text{ mm}, x_6 = 8 \text{ mm}, x_7 = 6.2 \text{ mm}, x_8 = 4.9 \text{ mm}, x_9 = 3 \text{ mm}, x_{10} = 2.2 \text{ mm}, x_{11} = 1.9 \text{ mm}$$

şeklinde ölçüldü.

Örnek grafik çizimleri için teorik ve deneysel hesaplama çizelgeleri sırasıyla Tablo 2 ve 3’de verildiği gibi yapılıdır. $R-r$ ve r^2R-r değişim grafikleri Şekil 8 ve 9’da gösterildiği gibi çizilirler.

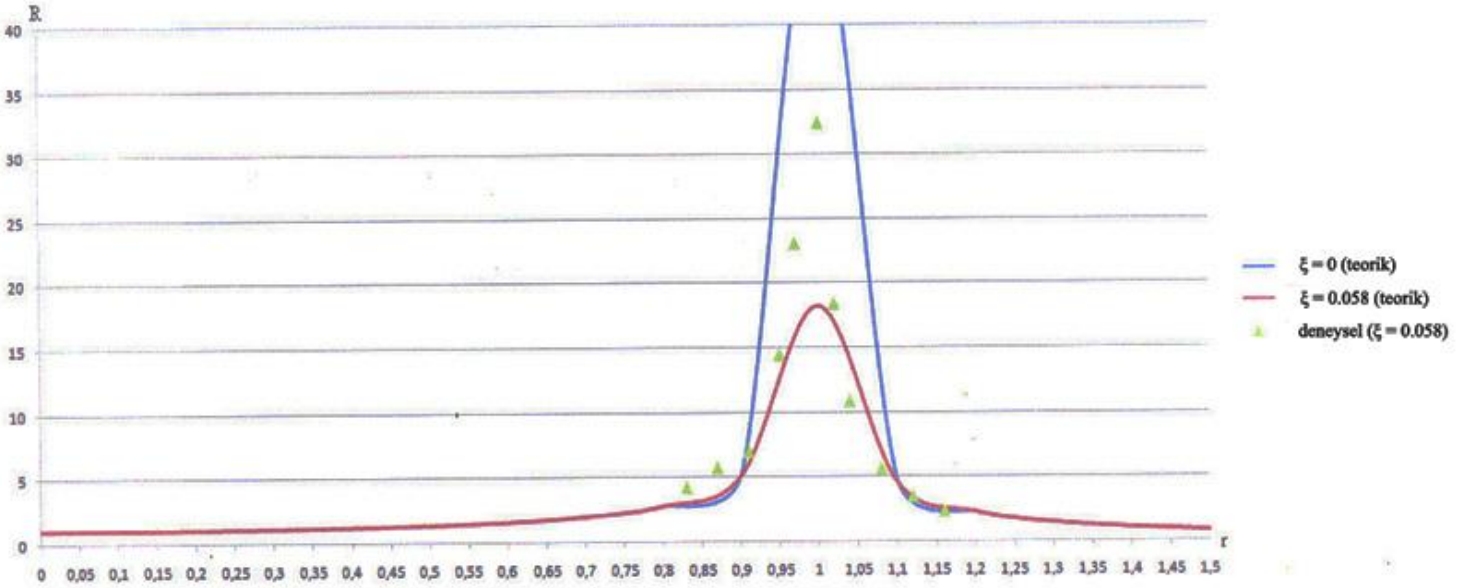
Tablo 2. Teorik Hesaplamalar Tablosu

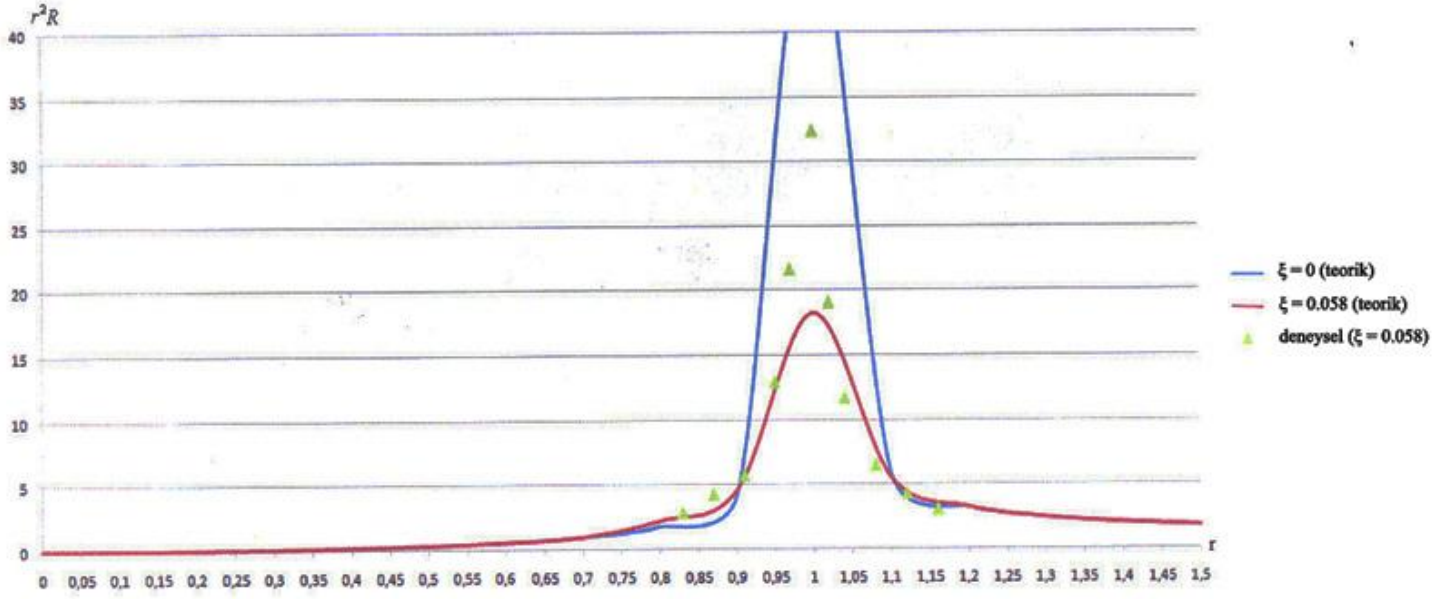
Frekans Oranı (r)	$\xi = 0$		$\xi = 0,058$	
	$R = \frac{1}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\xi r)^2}}$	$r^2.R$	$R = \frac{1}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\xi r)^2}}$	$r^2.R$
0	1.0000	0.0000	1.0000	0.0000
0,05	1.0025	0.0025	1.0025	0.0025
0,1	1.0101	0.0101	1.0100	0.0101
0,15	1.0230	0.0230	1.0229	0.0230
0,2	1.0417	0.0417	1.0414	0.0417
0,25	1.0667	0.0667	1.0662	0.0666
0,3	1.0989	0.0989	1.0981	0.0988
0,35	1.1396	0.1396	1.1384	0.1395
0,4	1.1905	0.1905	1.1887	0.1902
0,45	1.2539	0.2539	1.2512	0.2534
0,5	1.3333	0.3333	1.3294	0.3323
0,55	1.4337	0.4337	1.4277	0.4319
0,6	1.5625	0.5625	1.5533	0.5592
0,65	1.7316	0.7316	1.7170	0.7254
0,7	1.9608	0.9608	1.9364	0.9488
0,75	2.2857	1.2857	2.2418	1.2610
0,8	2.7778	1.7778	2.6898	1.7215
0,85	3.6036	2.6036	3.3956	2.4533
0,9	5.2632	4.2632	4.6127	3.7363
0,95	10.2564	9.2564	6.7962	6.1336
1	-	-	8.6207	8.6207
1,05	9.7561	10.7561	6.2818	6.9257
1,1	4.7619	5.7619	4.0696	4.9242
1,15	3.1008	4.1008	2.8653	3.7894
1,2	2.2727	3.2727	2.1669	3.1203
1,25	1.7778	2.7778	1.7215	2.6898
1,3	1.4493	2.4493	1.4159	2.3928
1,35	1.2158	2.2158	1.1944	2.1767
1,4	1.0417	2.0417	1.0271	2.0131
1,45	0.9070	1.9070	0.8967	1.8852
1,5	0.8000	1.8000	0.7924	1.7828

Tablo 3. Deneysel Hesaplamalar Tablosu

Motor hızı (d/dak)	Disk hızı (rad/s)	Frekans oranı	Titreşim Genliği (mm)	Eşdeğer kuvvet genliği (N)	Statik yer değiştirme (mm)	Dinamik büyütme faktörü	Frekans oranı karesi	$\left(\frac{m_{eq}X}{m_u e}\right)$ oranı
n	$\omega = \frac{2\pi n}{60} \frac{22}{72}$	$r = \frac{\omega}{\omega_n}$	x	$F_{eq} = m_u e \omega^2$	$X_{st} = \frac{F_{eq}}{k_{eq}}$	$R = \frac{X}{X_{st}}$	r^2	$r^2 R$
900	28.7979	0.80	2.0	1357.60	0.1591	12.572	0.64	8.049
950	30.3978	0.84	2.3	1512.63	0.1772	12.976	0.71	9.257
1000	31.9977	0.89	3.5	1676.04	0.1964	17.821	0.79	14.087
1050	33.5976	0.93	5.9	1847.84	0.2165	27.248	0.87	23.746
1075	34.3975	0.96	7.5	1936.88	0.2270	33.045	0.91	30.185
1100	35.1974	0.98	8.0	2028.01	0.2376	33.664	0.96	32.198
1125	35.9974	1.00	6.2	2121.24	0.2486	24.943	1.00	24.953
1150	36.7973	1.02	4.9	2216.57	0.2597	18.865	1.05	19.721
1200	38.3972	1.07	3.0	2413.50	0.2828	10.608	1.14	12.074
1250	39.9971	1.11	2.2	2618.82	0.3069	7.169	1.24	8.854
1300	41.5970	1.16	1.9	2832.52	0.3319	5.724	1.34	7.647

6. GRAFİKLER

**Şekil 8.** R – r değişimi



Şekil 9. $r^2R - r$ değişimi

7. HATA ANALİZİ

8. İRDELEME

9. KAYNAKLAR

1. TM16 Experiments in Vibration Using The Universal Vibration Apparatus, Tecquipment, England.
2. Doğan M., "Mekanik Titreşimler Ders Notları" (yayınlanmamış).