

T.C.
SÜLEYMAN DEMİREL ÜNİVERSİTESİ
MÜHENDİSLİK FAKÜLTESİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ BÖLÜMÜ



MAKİNE TEORİSİ VE DİNAMİĞİ LABORATUVARI

DİNAMİK TİTREŞİM YUTUCU DENEY FÖYÜ

DERSİN ÖĞRETİM ÜYESİ: Doç. Dr. Ergin KILIÇ

Deney Grubu :

Deney Tarihi :

Teslim Tarihi :



SÜLEYMAN DEMİREL ÜNİVERSİTESİ
MÜHENDİSLİK FAKÜLTESİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ BOLÜMÜ
DİNAMİK TİTREŞİM YUTUCU DENEY FÖYÜ



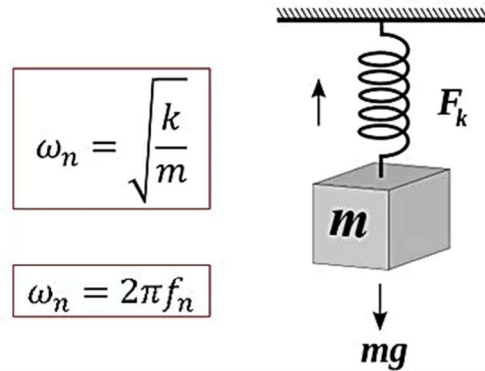
DENEYİN AMACI

Tek veya çok serbestlik dereceli bir sistem rezonansa uyarılırsa (uyarma frekansı neredeyse sistemin doğal frekansı ile çakıştırılırsa), sistem üzerinde büyük titreşim genlikleri yanında yüksek dinamik stresler, gürültü ve yorulma gibi önemli sorunlar ortaya çıkar. Mühendislik sistemlerinde aşırı titreşimler genellikle istenmeyen bir durumdur ve bu nedenle güvenlik ve konfor açısından kaçınılmalıdır. Bir makine üzerinde titreşimlere neden olan enerjinin başka bir ek sistem tasarımı yapılarak yutulması ve istenmeyen titreşimleri azaltmak mümkündür. Bu enerjinin yutulması, ana titreşim sistemine basit bir yay-kütle sistemi eklenmesiyle sağlanabilir.

TEORİK BİLGİ

Doğal Frekans Nedir?

- Yapıların dinamik karakteristiklerinden en önemlisi doğal frekanstır (Bknz. Şekil 1). Doğal frekanslar, yapıların kütlesine ve esnekliğine bağlı olan serbest titreşim frekanslarıdır.
- Her yapının doğal frekansı vardır ve doğal frekans bir durum değil özelliktir. Doğal frekanslar tetiklenmediği sürece ortaya çıkmazlar ve yapıya zarar vermezler.



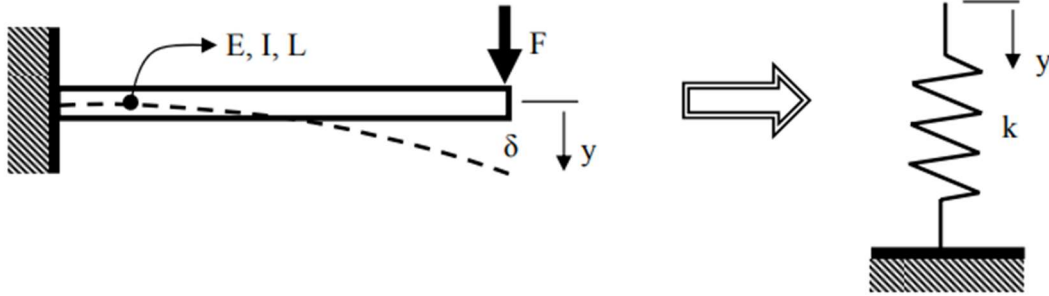
Şekil 1. Doğal Frekans Kavramı.

Rezonans Nedir?

- Yapılarda karşılaşılan rezonans durumu, sistemin mekanik doğal frekansının yapıya uygulanan dış tahrik frekansı ile çakışması sonucu oluşmaktadır. Mekanik bir yapının, direngenlik (k) ve kütle (m) gibi özellikleri nedeniyle var olan doğal frekansı, makinenin çalışması sonucunda oluşan dış kuvvetler nedeniyle tahrik edilirse sonuç olarak istenmeyen yüksek titreşim seviyelerine ulaşılır.

Sonuç olarak titreşim teorisi için önemli konulardan biri olan doğal frekans ($\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$) hesabı için incelenen sistemin kütlesi (m) ile birlikte sistemin direngenliği ya da yay katsayısının (k) hesaplanması önemlidir. Bunun için ele alınan bir yapı ya da sistem için yay katsayısı nasıl hesaplanır bilinmelidir. Titreşen mekanik sistemlerde bulunan yapısal elemanlar çoğu kez yay elemanı gibi davranmaktadır. Şekil 2, Şekil 3 ve Şekil 4 çeşitli yapılar için direngenlik ifadelerinin nasıl elde edildiğini göstermektedir.

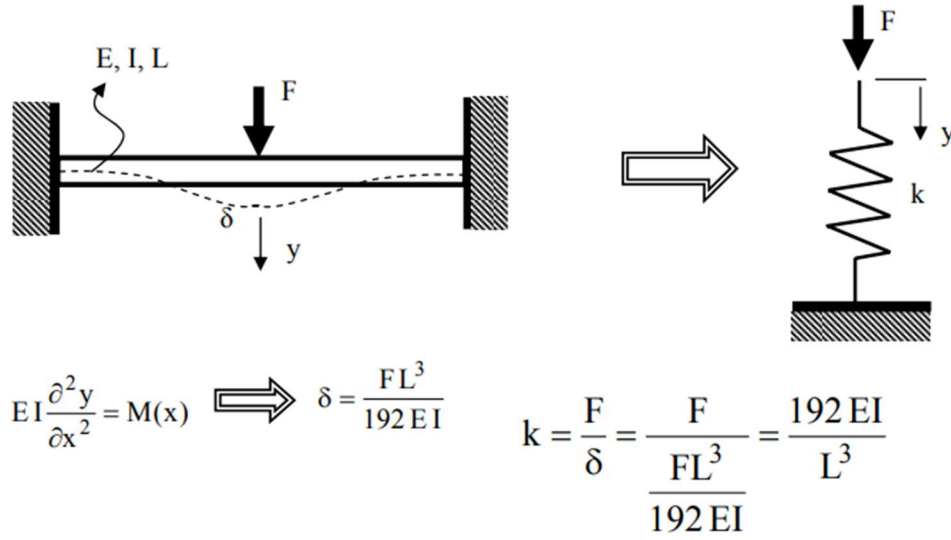
Eğilme titreşimleri için direngenlik ifadeleri



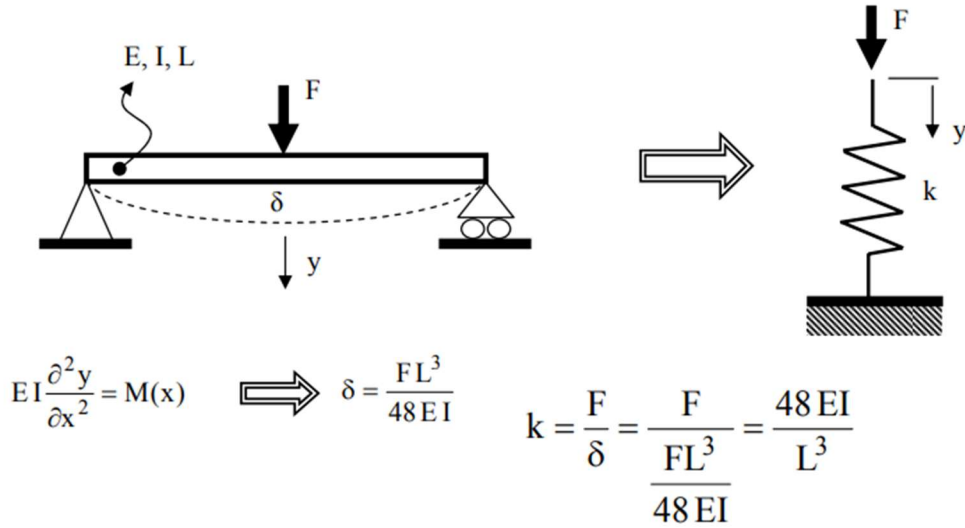
$$EI \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} = M(x) \Rightarrow \delta = \frac{FL^3}{3EI}$$

$$k = \frac{F}{\delta} = \frac{F}{\frac{FL^3}{3EI}} = \frac{3EI}{L^3}$$

Şekil 2. Bir ucu ankastre mesnet diğer ucu serbest mesnet kiriş için yay katsayısı.



Şekil 3. İki ucu ankastre mesnetli kiriş için yay katsayısı.

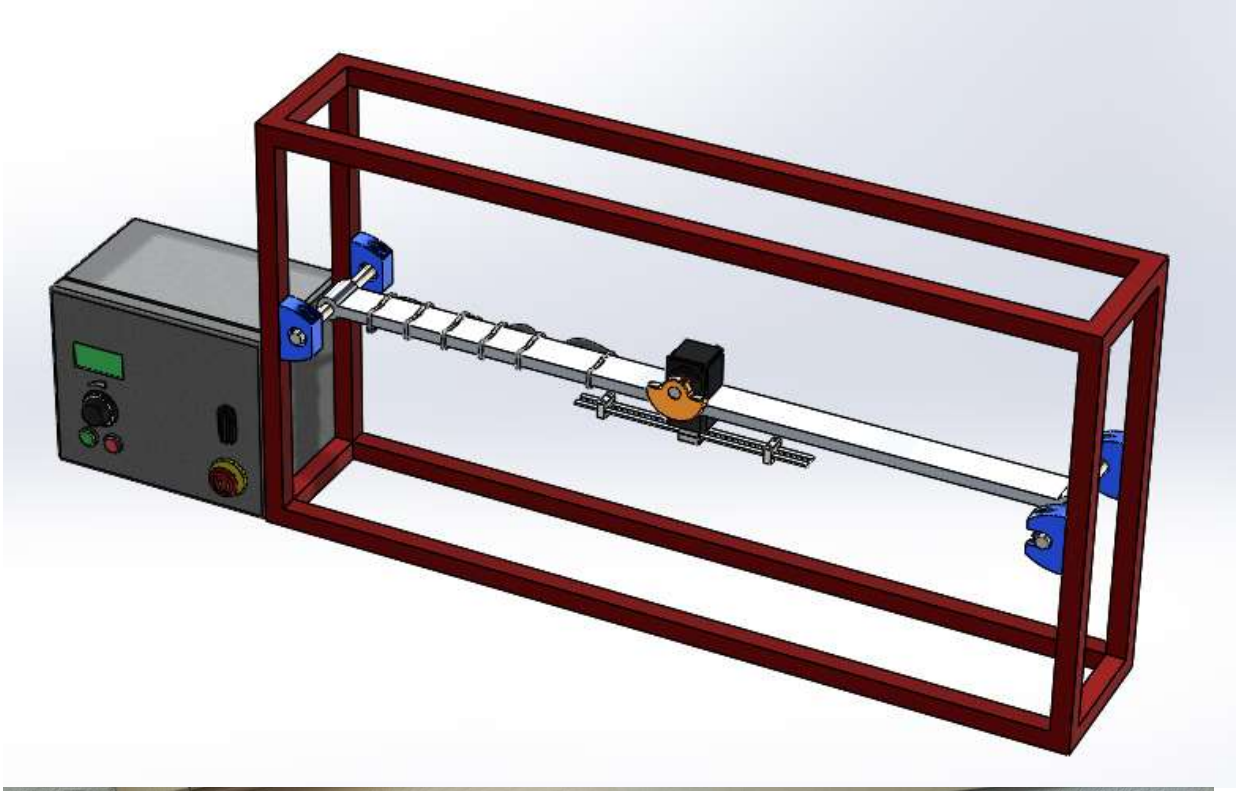


Şekil 4. Bir ucu sabit mesnet diğer ucu kayar mesnetli kiriş için yay katsayısı.

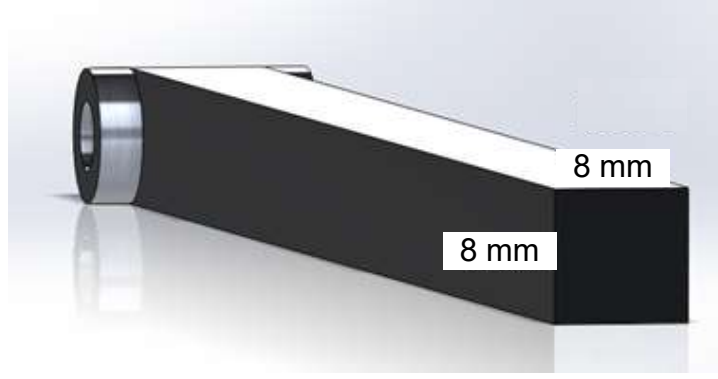
KULLANILAN DÜZENEK

Şekil 5'te görüldüğü üzere sistemde yer alan ana kirişin tam ortasında ucunda eksantrik ağırlık bulunan bir titreşim motoru bulunmaktadır. Sistem üzerinde yer alan motorun hızı istenilen uyarma (tahrik) frekansı değerine ayarlanabilmektedir. Ana kirişin üstünde ise daha sonra kullanılmak üzere (titreşim yutucu) bir sistem yer alacaktır. Ana kirişin malzemesi Çelik (*Elastikiyet Modülü: $E = 200GPa$*) olup uzunluğu $L=0.95$ metredir ve Şekil 6'da ise ana kirişin kesit görüntüsü gösterilmektedir.

Söz konusu kesitin *Alan Atalat Momenti: $I = \frac{1}{12} \cdot b \cdot h^3$* şeklinde hesaplanmaktadır.



Şekil 5. Deney Düzeneği



Şekil 6. Deney Düzeneginde yer alan ana kirişin kesiti.

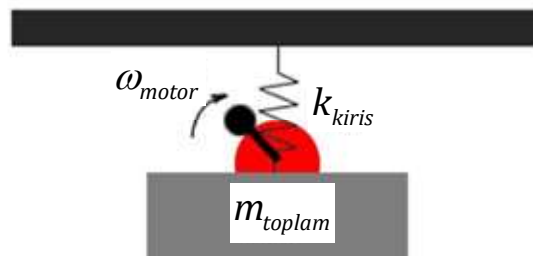
Dikkat edilirse ana kirişin bir ucu sabit mesnet diğer ucu ise kayar mesnet olduğundan Şekil 4 yardımıyla sistemin direngenliği (yay katsayısı) kolayca hesaplanabilir.

$$\text{Sistemin Yay Katsayısı: } k = \frac{48 \cdot E \cdot I}{L^3} = \frac{48 \cdot 200 \cdot 10^9 \cdot \frac{1}{12} \cdot (8 \cdot 10^{-3}) \cdot (8 \cdot 10^{-3})^3}{0.95^3} = 3821 \text{ N/m}$$

Şekil 7’de ifade edildiği gibi sistemin tek bir kütlesi yoktur ve hesaplaması kolay değildir. Fakat yaklaşık bir hesaplama yapılırsa toplam sistem kütlesi;

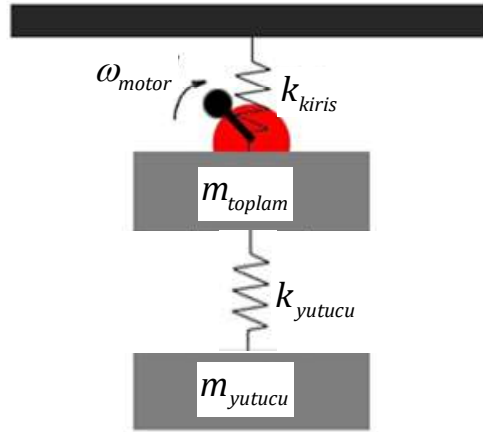
$$m_{\text{toplam}} = m_{\text{kiriş}} + m_{\text{motor}} + m_{\text{bağlantı parçaları}} \cong 0.825 \text{ kg olarak hesaplanabilir.}$$

Dolayısıyla sistemin teorik olarak hesaplanan doğal frekans değeri $\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} = \sqrt{\frac{3821}{0.825}} = 68 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 650 \text{ dev/dak}$ civarında olması beklenir. Sonuç olarak Şekil 7’de gözüktüğü üzere motor devri yavaş hızlardan yüksek hızlara kademeli olarak yükseltilir ve sistemin en yüksek titreşim yaptığı frekans değeri deneysel olarak bulunabilir.



Şekil 7. Deney Düzeneginde yer alan sistemin rezonansa sokulması.

Dış uyarıların etkisinde rezonans tehlikesine maruz kalan herhangi bir sisteme Şekil 8’de gösterildiği üzere uygun dinamik titreşim yutucular eklenerek ilgili sistemin ya da yapının güvenli koşullar altında çalışması sağlanabilir. Bu çalışmada dönme dengesizliğine sahip bir motor ile rezonansa sokulmuş bir yapıya ikinci bir sistem eklenerek istenmeyen titreşim hareketlerinin teorik ve deneysel olarak nasıl yok edildiği gösterilecektir.



Şekil 8. Dinamik titreşim yutucu şematik gösterim.

Şekil 9’da gösterildiği üzere titreşim yutucunun eklenmesinden sonra 2 serbestlik dereceli (y_1 ve y_2) bir sistem haline gelen deney düzeneği için Newton’un 2. Yasası kullanılarak hareket denklemleri yazılırsa;

$$M_1 \ddot{y}_1 + K_1 y_1 + K_2 (y_1 - y_2) = F \cdot \sin(\omega t)$$

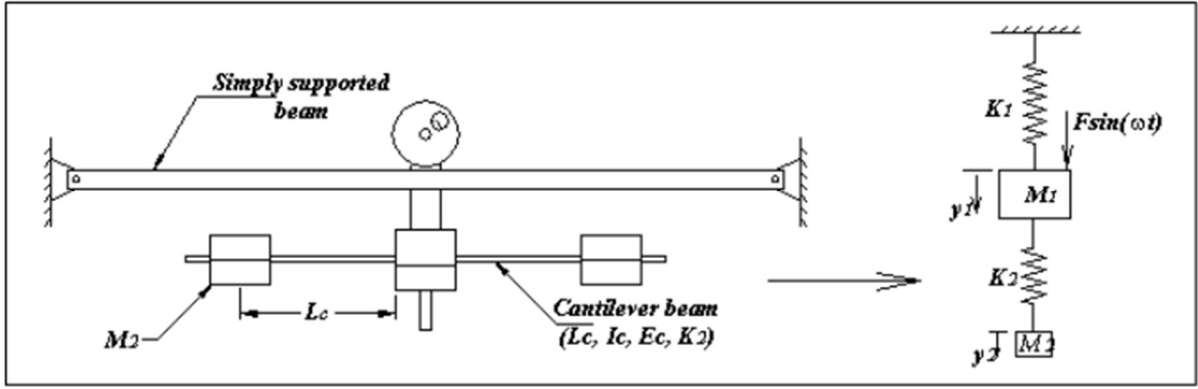
$$M_2 \ddot{y}_2 + K_2 (y_2 - y_1) = 0$$

y_1 ve y_2 için harmonik çözüm kabulü yapılırsa; $y_i(t) = Y_i \cdot \sin(\omega t)$, $i = 1, 2$

M_1 ve M_2 kütlelerinin titreşim genlikleri sırasıyla aşağıdaki şekilde elde edilir:

$$Y_1 = \frac{(K_2 - M_2 \cdot \omega^2) \cdot F}{(K_1 + K_2 - M_1 \cdot \omega^2) \cdot (K_2 - M_2 \cdot \omega^2) - K_2^2}$$

$$Y_2 = \frac{K_2 \cdot F}{(K_1 + K_2 - M_1 \cdot \omega^2) \cdot (K_2 - M_2 \cdot \omega^2) - K_2^2}$$



Şekil 9. Titreşim yutucunun eklenmesinden sonra orijinal sistemin genel düzeni.

Yukarıdaki denklemlerden görüleceği üzere deneyin amacı M_1 kütlelerinin titreşim genliğini $Y_1 = 0$ yapmak olduğu için ilgili denklemin pay kısmı 0'a eşitlenerek gerekli şart bulunmuş olur. $F \neq 0$ olduğu için diğer çarpan ifadesi 0'a eşit olmak durumundadır.

$$(K_2 - M_2 \cdot \omega^2) = 0 \quad \rightarrow \quad \omega^2 = \frac{K_2}{M_2} \quad \rightarrow \quad \omega_{motor} = \sqrt{\frac{K_2}{M_2}}$$

Eğer makine, dinamik titreşim sönümleyicinin eklenmesinden önce, rezonans noktası yakınında çalışıyorsa (bu değer teorik olarak 650 dev/dak civarındadır), dinamik titreşim yutucu yukarıda ifade edilen şartı sağlayacak şekilde tasarlandığı takdirde ana kiriş üzerindeki tüm titreşim hareketleri engellenmiş olacaktır. **Diğer bir deyişle ikinci eklenen kütle-yay sisteminin (dinamik titreşim yutucu sisteminin) doğal frekansı, titreşimi yok edilmek istenen o anki uyarı (tahrik ya da motor) frekansına denk getirilmelidir.** Şekil 5 ya da Şekil 9'dan görüleceği üzere dinamik titreşim yutucu kütleleri ana kiriş üzerine Şekil 2'de gösterildiği gibi ankastre kiriş mesnet yapısında bağlandığı için gerekli şart aşağıdaki denklem formunda son kez ifade edilmiş olur.

$$\omega_{motor} = \sqrt{\frac{K_2}{M_2}} \quad \rightarrow \quad \omega_{motor} = \sqrt{\frac{3 \cdot E \cdot I}{M_2 \cdot l^3}} \quad \text{(DİNAMİK TİTREŞİM YUTUCU İÇİN GEREKLİ ŞART)}$$

Ana kirişe eklenen ikinci kütle-yay sistemine ait parametreler Tablo 1'de verilmektedir.

Tablo 1. İkinci Sisteme (Dinamik Titreşim Yutucuya) ait parametreler

Parametre	
E	$200 * 10^9 \text{ [N/ m}^2\text{]}$
M_2	0.284 [kg]
b	15 [mm]
h	2.38 [mm]
$I = \frac{1}{12} \cdot b \cdot h^3$	$16,8516 * 10^{-12} \text{ [m}^4\text{]}$

DENEYİN YAPILMASI

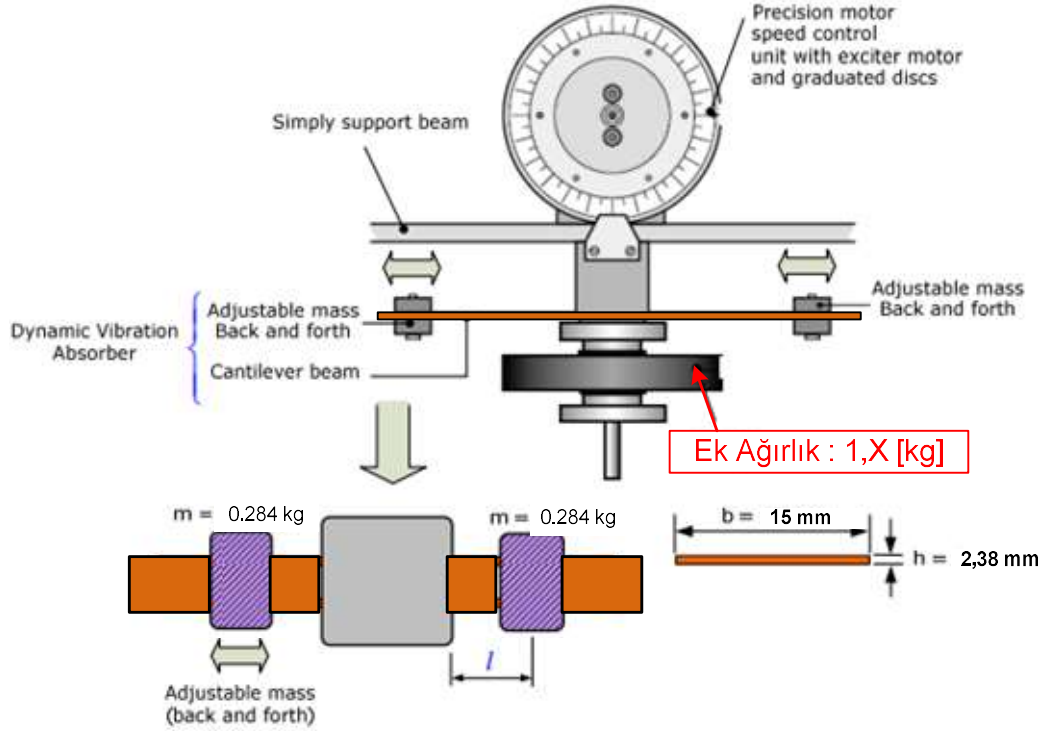
- 1) Kontrol panelinden elektrik motorun hızını [dev/dak] cinsinden küçük hızlardan yüksek hızlara doğru kademeli olarak yükselterek ana kirişi rezonansa sokacak motor hızını (rezonans frekansını) bularak kayıt ediniz ($n_{motor} = \dots \dots \left[\frac{dev}{dak} \right]$) ve motoru durdurunuz.

- 2) $n_{motor} * \frac{2\pi}{60} = \sqrt{\frac{3 \cdot E \cdot I}{M_2 \cdot l^3}} = \sqrt{\frac{3 \cdot 200 \cdot 10^9 \cdot 16,8516 \cdot 10^{-12}}{0.284 \cdot l^3}}$ formülünden ek kütlelerin (M_2 ya da $m = 0.284 \text{ kg}$) ankastre kiriş üzerinde hangi mesafeye (l) takılması gerektiğini hesaplayınız.



Şekil 10. Ek kütleler (M_2 ya da $m = 0.284 \text{ kg}$)

- 3) Şekil 11’de gösterildiği üzere ek kütleleri hesaplamış olduğunuz l mesafesine taktıktan sonra motoru tekrar çalıştırınız ve motor devrini sistemi rezonansa sokacak frekans değerine ayarlayarak ana kiriş üzerinde istenmeyen titreşim hareketlerinin yok edilmiş olduğunu gözlemleyiniz.



Şekil 11. Ek kütleleri gerekli yerlere asılarak deneyin yapılışı.

DENEYİN RAPORUNUN HAZIRLANMASI

Eğer ana kiriş üzerinde ek bir ağırlık asılı olsaydı yani;

$$M_1 = m_{toplam} = m_{kiriş} + m_{motor} + m_{bağlantı_parçaları} \cong 0,825 + 1,X \text{ kg olsaydı}$$

Burada **X** deney raporunu yazacak öğrencinin son numarasıdır. Eğer öğrenci numaranız 182101405**6** ise $M_1 = m_{toplam} = 0,825 + 1,6 = 2,425 \text{ kg}$ değerinde alınacak şekilde ana kirişi rezonansa sokacak motor frekansını [dev/dak] hesaplayınız ve bu rezonansı yok etmek için M_2 ya da $m = 0.284 \text{ kg}$ kütlelerini ankastre kiriş üzerinde hangi l [mm] mesafesine takılması gerektiğini yeniden hesaplayarak raporunuzu oluşturunuz.