

MEKANİK TİTREŞİMLER VE TİTREŞİMİN YALITIMI

Ayhan ÇAKIR

ÖZET

Etrafımız gürültü ile çevrili olduğu gibi, aynı zamanda buna sebep olan titreşimlerle de çevrilidir. Mekanik sistemlerin yarattığı titreşimler zeminlerde, yapı duvarlarında veya diğer kısımlarda hava doğuşumlu duyulabilen gürültüden farklı olarak yapı elemanlarında yarattığı titreşimle diğer mekanlara rahatsız edici gürültü olarak ulaşırlar. Bu katı doğuşumlu titreşimler bazen ancak parmak uçlarında hissedilebilen çok düşük frekans bölgesinde olabilirler. Aynı zamanda duyulabilen frekans bölgesini de kimi zaman uyarırlar. Mekanik sistemlerden kaynaklanan yapısal titreşimler çoğunlukla sistemin ilk planlamasında öngörülememe sonucu oluşabildiği gibi, sistemde yapılan modifikasyon ve değişimlerle de oluşabilir. Bu titreşimlerin yapı kısımlarına veya bileşenlerine etkisini en aza indirmek için ve sistem elemanlarının sorunsuz çalışmasını temin etmek için üç ana kısımda titreşim kontrolü ele alınır.

- Kaynak
- İletici ortam
- Alıcı

Basitçe titreşim yayılımının etkilerinin kontrolünde iki tip senaryo düşünmekteyiz.

1. Yapıyı veya bileşenlerinin bir kısmını mekanik titreşimlerin etkilerinden korumak
2. Teçhizatı veya insanları yapının titreşim etkilerinden korumak.

Kaynak veya alıcı olarak makina elemanı ile yapı elemanının iletim yolu arasında oluşan karşılıklı işleyiş titreşim kontrolünün akustik stratejisini oluşturmaktadır.

Anahtar Kelimeler: Titreşim, yay katsayısı, sönüm, yer değiştirme, doğal frekans, geçirgenlik, çelik yaylar, elastomerler, esnek yastık ve takozlar

ABSTRACT

As we surrounded by noise, we are also surrounded by vibration which cause to noise. Vibrations of mechanical systems can be heard as a disturbing noise that other parts of the building such as the ground, walls of a building or other items, in contrast to airborne audible noise. These structure borne vibrations may be low frequency movements that it can be sensed with our finger-tips. On the other hand, they may extend in frequency up to the audible region, in which case we will detect them from the sound emitted.

The structural vibrations usually come from mechanical sources, possibly for reasons inherent in the design of the unit, or accidentally due to manufacturing modifications.

When we consider the effects of disturbing vibration, there are two scenarios which may apply.

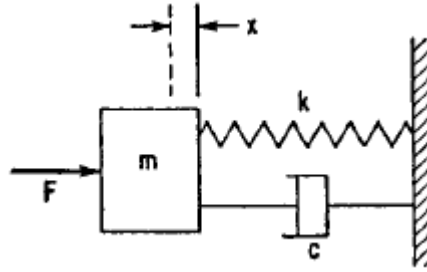
1. To protect the building from the vibration effects of the machinery operation.
2. To protect equipment or people from the vibration effects of the building.

Here we are concerned with force transfer from equipments and it is briefly discussed the main factor of vibration and the various vibration isolators for the usual vibration problems encountered in the building.

Key Words: Vibration, spring constant, damping, displacement, natural frequency, transmissibility, steel springs, elastomers, flexible rubbers and pads.

1. TEMEL TİTREŞİM BİLGİSİ

Titreşim, bir sistemin denge konumu etrafında yaptığı salınımlardır. Titreşen en basit sistem bir yayın ucuna bağlanmış bir kütledir. Böyle bir sistem, denge konumundan uzaklaştırıldıktan sonra serbest bırakılırsa, denge konumu etrafında salınımlar yapar. Bu salınımlara serbest titreşimler adı verilir. Serbest titreşimler bir sistemin, üzerinde hiçbir dış kuvvet yokken yalnız başlangıç koşulları ile yaptığı titreşimlerdir.



Şekil 1. Titreşim Yapan Sistemin Basit Modeli

Şekil1’de titreşim yapan bir sistemin en basit modeli görülmektedir. Burada k sistemin direngenliğini gösteren yay katsayısı, m sistemin toplam kütlesi, c sistemin enerji kaybını gösteren viskoz sönüm katsayısıdır. Zamanın fonksiyonu olan x ise, sistemin belli bir başlangıç (referans) konumuna göre yer değiştirmesini göstermektedir.

Bir mekanik sistem amacına uygun şekilde modellenerek, geçerli bir matematik modelin elde edilmesi her zaman kolay olmayabilir. Mekanik bir sistemin tek serbestlik dereceli bir modelinin elde edilmesi ise çoğunlukla kolaydır. Temel ilke kütle, direngenlik ve sönüm özelliği bulunan elemanların bu özelliklerinin, sırasıyla kütle, yay katsayısı ve viskoz sönüm katsayısı olarak gösterilebilmesidir.

Sönümsüz Serbest Titreşimler

Eğer sistemde sürtünme veya benzeri dirençler sebebi ile enerji kaybı ve sönümüne sebep olacak bir etki yok ise titreşim problemi sönümsüz (undamped) olarak adlandırılır.

Sönümsüz serbest titreşimde hareket denklemi

$$m\ddot{x} + kx = 0$$

şeklindedir. Sistemin serbest titreşimlerinin frekansına doğal frekans adı verilir. Bir sistemin doğal frekansı sistemin bir özelliğidir ve sistemin kütlesiyle direngenliği tarafından belirlenir. Yukarıdaki eşitlikte tanımlana bir sistem için doğal frekans

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

şeklinde bulunur. Ses ve gürültü analizlerinde kullandığımız frekans birimi Hz olduğundan eşitlik

$$f_n = \frac{1}{\tau} = \frac{\omega_n}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{kg}{W}}$$

şeklini alır.

Sönümlü Serbest Titreşimler

Eğer sistemde sönüm mevcut ise sistem sönümlü (damped) olarak adlandırılır. Titreşim problemlerini incelerken sönüm ihmal edilerek çözüm basitleştirilebilir, fakat sönüm etkileri özellikle rezonans durumu için oldukça önemlidir.

Sönümlü serbest titreşimin hareket denklemi

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0$$

şeklinindedir. c katsayısının viskoz sönüm katsayısı olduğunu hatırlayalım.

Sönümün kritik veya kritik üstü olması durumunda serbest titreşimlerde denge konumu etrafında salınım sözkonusu değildir. Kritik sönüm salınımın hemen başladığı anda sönümlenmesidir. Kritik üstü sönüm sert bir sönümü tanımlamaktadır. Gerçek mekanik sistem ve yapıların hepsinde az ya da çok belli bir sönüm vardır.

Zorlanmış Titreşimler ve Geçirgenlik

Tek serbestlik dereceli bir sistemin kütle sinin dışarıdan bir kuvvetin uygulanmasıyla oluşan titreşimlere zorlanmış titreşimler adı verilir. Mekanik titreşimler endüstriyel uygulamalarda uyarı kuvvetlerinin, genellikle dönen dengesiz parçalardan ya da öteki dönen elemanlardan kaynaklanan harmonik kuvvetler olmasıdır. Örneğin bir fan, jeneratör yada elektrik motorunun neden olacağı uyarı kuvveti harmoniktir.

Hareket denklemi

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

şeklinindedir. Pompa, motor kompresör ve vantilatör gibi makinalardan yayılan, sürekli tekrarlanan sinüs dalgaları şeklindeki titreşimleri ifade edebilmek için basit bir bağıntı vardır.

$$\text{Geçirgenlik } T = \frac{F_t}{F_d} = \frac{1}{\left(\frac{f_d}{f_n}\right)^2 - 1}$$

Bu bağılantı, yükte uniform deformasyonlu karakterde ve ihmal edilebilir susturuculu çelik yaylar için geçerlidir. Organik malzemelerde aşağıdaki düzeltmelerin yapılması gereklidir.

Lastik ve neopren için, f_n hesaplanırken statik deformasyonun %50 si alınmalıdır.

Mantar için f_n hesaplanırken gerçek teste tespit edilen tabii frekansın 1,5 misli kabul edilmelidir.

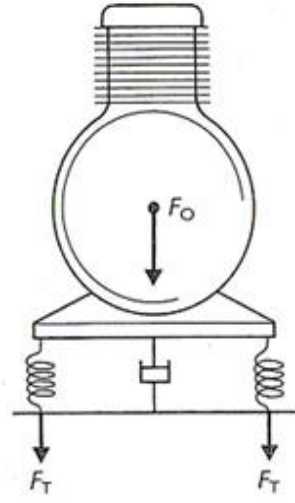
f_d = Tahrik titreşim frekansı (devir/dak),

f_n = Esnek bağılantı sistemi tabii frekansı (devir/dak)

$F_d = F_0$ = Esnek bağılantılı taşıyıcı sisteme etki eden dengesiz kuvvet (kg)

F_t = Esnek bağılantılı taşıyıcı sistemden naklolunan kuvvet (kg)

$$f_n = 950 \sqrt{\frac{1}{\delta}} ; \delta = \text{Esnek bağlantı malzemesinin statik deformasyonu (mm olarak)}$$



Geçirgenlik $T_F = \frac{F_T}{F_O}$

$F_T =$ Nakledilen kuvvet

$F_O =$

Şekil 2. Titreşim Yalıtıcıları Üzerinde Kompresör

$$\delta = \frac{W}{K}$$

W = Bağlantının taşıdığı yük (kg) ;

K = Bağlantının sertlik faktörü

Sistemdeki deformasyon arttıkça, sistemin tabii frekansı o derece azalacaktır. Bunun önemini aşağıdaki forma sokulan bağlantının incelenmesinde görmek mümkündür.

$$F_t = F_d \left[\frac{1}{\left(\frac{f_d}{f_n} \right)^2 - 1} \right]$$

Şüphesiz ki F_T nakledilen kuvvet asgariye indirilmek istenir. Çünkü F_O tahrik kuvveti makina karakteristiğinin bir fonksiyonudur ve azaltılamaz. Sadece makinanın dinamik balansı veya çalışma hızının düşürülmesi ile bir miktar azaltılabilir; fakat bu da her zaman pratik olmaz. Nakledilen kuvvet ancak fonksiyonun asgariye indirilmesi ile azaltılabilir. Bu da ancak $\frac{f_d}{f_n}$ frekans oranının artırılması ile mümkündür. f_d tahrik frekansı makinanın devir/dak sına bağlı bir fonksiyon olduğundan genellikle değişmez. O halde f_n bağlantı sisteminin doğal frekansı değiştirilmelidir.

Elastik bağlantının statik deformasyonunu arttırmak, f_n yi düşürmek, titreşim geçişini azaltır. Bundan dolayıdır ki, bağlantının esnekliği ve deformasyonu arttıkça verimliliği de artar.

Aşağıdaki eğri geçirgenlik üzerinde değişen frekans oranlarının etkisini göstermektedir.

Eğer dikkatsizce bir seçim ile elastik bağlantının frekansı, tahrik frekansına eşit veya yakın değerde seçilirse “rezonans” olayı meydana gelir.

$$F_t = F_d \left[\frac{1}{\left(\frac{f_d}{f_n} \right)^2 - 1} \right]$$

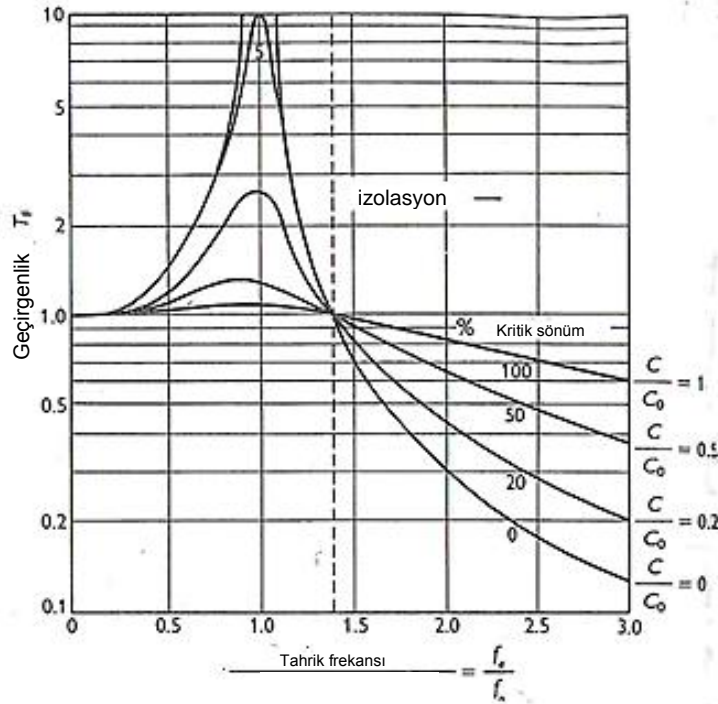
Bağıntısında taban sıfır olunca, geçirgen kuvvet F_T teorik olarak sonsuz $\frac{f_d}{f_n}$ oranı $\sqrt{2}$ altına inince elastik bağlantıdan nakledilen kuvvet azalır.

Yukarıdaki eğrinin incelenmesiyle şu önemli sonuçlara varabiliriz.

Sönümsüz bir sistem doğal frekansında uyarıldığında sistemin titreşim genliği sonsuza gider. Bu duruma rezonans denir. Doğal olarak fiziksel bir sistemde titreşim genliğinin sonsuza gitmesi söz konusu olamaz. Bunun ilk nedeni hiçbir mekanik sistemin tamamen sönümsüz olmamasıdır. İkinci olarak rezonansa geldiği için titreşim genliği sürekli artan mekanik bir sistemde belli bir noktadan sonra kırılma, bozulma vb. olaylar görülür.

Sönümün en etkili olduğu bölge rezonans frekansı dolaylarındaki frekansları içeren rezonans bölgesidir. Bu bölgeye sönüm kontrollü bölge adı da verilir.

Frekans oranının 1'den çok büyük değerleri için sönümün etkisi çok azdır.



Şekil 3. Sönümlü Sistemde Geçirgenlik

Sistemin başlangıç koşullarından kaynaklanan serbest titreşimleri olacaktır. Kısa bir süre sonra serbest titreşimler söneceğinden yalnız uyarı kuvvetinden kaynaklanan titreşimler gözlenecektir.

Aşağıdaki şekil uygun elastik bağlantıların seçimini göstermektedir. Bağlantıya gelen kuvvet, tahrik frekansı ve geçirgenlik değerleri bulunan bu grafik, elastik bağlantı limitlerini, ortama uygun olarak seçebilme imkânını vermektedir.

2. TİTREŞİM YALITIMINDA KULLANILAN MALZEMELER

2.1. Çelik Yay Yalıtıcılar

Titreşimi azaltma açısından bir yalıtıcı maddenin randımanı bu maddenin sağlayabildiği elastik deformasyona bağlıdır. Yalıtım için kullanılan malzemeler içinde, en büyük elastik deformasyonu çelik yaylar sağlarlar ve kritik titreşim azaltımı bunlarda en düşüktür. Sonuç olarak en randımanlı ve uygun titreşim yalıtım sistemleri çelik yaylarla sağlanır.

Vibrasyon yalıtımında kullanılan çelik yaylar, genellikle dökme demir veya çelik muhafaza içinde bulduklarından ömürleri, kullanıldıkları makina ömürlerinden çoğunlukla daha uzundur. Bu tip yalıtıcılar bakımı kolay olup sudan, yağdan, birçok kimyasal maddelerden ve aşırı ısı değişimlerinden etkilenmezler.

Çelik yaylı yalıtıcıların performansları daha önceden kesin olarak tayin edilebilir. Bu durum diğer yalıtım malzemelerinde bulunmaz. Böylece deneme yapılmadan malzemeyi kullanma imkânı vardır.

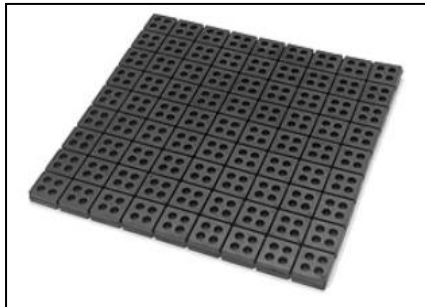


2.2. Elastomerler

Elastomerler, yüksek frekanslı sesleri söndürmede çok uygun olduklarından, kritik olmayan tesislerde darbe ve titreşim transmisionunu önlemede başarı ile kullanılırlar. Sönümlenme özellikleri metal yaylara nazaran 10 kat fazla olduğundan rezonanstandan geçişleri hızlı olmayan makinaların yalıtımında metal yaylara tercih edilirler.

Titreşim yalıtımında orta ve yüksek hızdaki cihazlarda daha çok kullanılır. Hafif ve orta ağırlıktaki makinalar için ekonomiktirler. Daha ağır makinalar için maliyetleri çelik yay yalıtıcılarına yaklaşıyor.

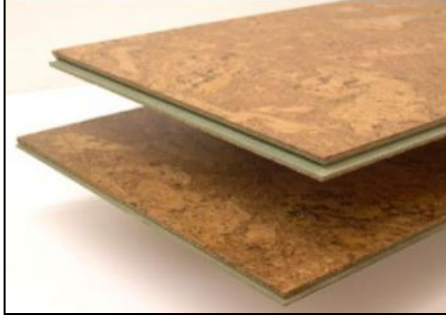
Kesmeye veya basmaya çalışan şekilleri, çekmeye çalışan şekillerine tercih edilirler. Döşeme ve tavan kullanımına ve muhtelif yük kapasitelerine göre değişik boyutlarda imal edilirler. Elastomer yalıtıcılar, ucuz titreşim yalıtım imkânı verirler. Elastik deformasyonları 5-10 mm. kadardır. Yüksek frekanslı titreşimler yaratan pek çok dinamik makinalarda gövdesel ses yalıtımına karşı başarı ile kullanılabilir. Taşıyacağı yüke göre imalatçı katalogundan uygun tiplerin seçimi yapılmalıdır. Elastomer bağlantılarının düşük frekanslarda yalıtım verimlilikleri düşüktür. Titreşim azaltımında ayrıca makinanın rezonansa gelmesi halinde osilasyon hareketine karşı koyar. Bu karakteri ise makinanın ilk hareketi ve durdurulması esnasında meydana gelen rezonansları önlediği ve makina akustiğine olumlu katkıları dolayısıyla çok istenen bir özelliktir.



2.3. Esnek Yastık ve Takozlar

Bu grupta mantar, mineral yünler, keçe türü malzemeler vardır. Genellikle tabaka şeklinde bulunurlar ve istenilen boyutta kesilerek kullanılırlar.

Yüksek frekansta titreşen malzemelerin yalıtımı için uygundur. Gürültü kontrolü amacıyla yapılan titreşim yalıtımlarında mekanik açıdan yüksek frekansları yalıtımda etkili olmaları nedeniyle yaygın olarak kullanılırlar.



KAYNAKLAR

- [1] Muzaffer Özer, Yapı Akustiği ve Ses Yalıtımı, Arpaz Matbaacılık
- [2] Nevzat Özgüven, Gürültü Kontrolü; Türk Akustik Derneği
- [3] Noise Control in Industry; Sound Research Laboratories Ltd. Chapman and Hall
- [4] Noise Control in Building Services; Sound Research Laboratories Ltd, Pergamon Press

ÖZGEÇMİŞ

Ayhan ÇAKIR

1967 Kdz. Ereğli doğumlu olup, İ.T.Ü. İnşaat Fak. İnşaat Müh. bölümü mezunudur. Aynı üniversitenin Yapı Analizi ve Boyutlandırma kürsüsünde yüksek lisansını tamamlamıştır. Halen İzocam Tic. ve San. A.Ş.'de bölge sorumlusu olarak çalışmaktadır.