



Düzce Üniversitesi Bilim ve Teknoloji Dergisi

Araştırma Makalesi

Ev Tipi Çamaşır Makinasında Titreşim Analizi

İsmail ESEN*, İlyas TACİR

Makina Mühendisliği Bölümü, Mühendislik Fakültesi, Karabük Üniversitesi, Karabük, TÜRKİYE

** Sorumlu yazarın e-posta adresi: iesen@karabuk.edu.tr*

ÖZET

Bu çalışmada, bir ev tipi çamaşır makinasının titreşimi analiz edilerek bu titreşimi azaltma yolları araştırıldı. Her ne kadar mühendisler bu makinalardaki titreşimi ve gürültüyü azaltmaya çalışsalar bile kaçınılmaz olarak dengesiz kütlelerden dolayı bir miktar titreşim mevcudiyetini korumaktadır. Özellikle sıkma modunda 600-1200 d/d ile dönen tambur içindeki dengelenemeyen çamaşır kütlesi, oluşan titreşim ve gürültünün ana nedenidir. Titreşimin mekanik arızalar haricindeki diğer etkisi gürültü oluşturması olup, gürültüyü insan ve toplum üzerinde olumsuz etki yapan ve istenmeyen sesler olarak adlandırabiliriz. Gürültünün, insanları fizyolojik ve psikolojik yönden olumsuz etkilediği bilimsel çalışmalarla kanıtlanmış olup, bu nedenle cihazların titreşim ve gürültü analizi ve yalıtımı önemli bir konudur. Bu çalışmada ev tipi bir çamaşır makinasının titreşim davranışında gövde tasarımının etkisi analiz edilmiştir. Titreşimlerin etkisini azaltmak için iç yüzeyler yalıtım malzemeleriyle kaplanmıştır. Değişik yalıtım malzemeleri ile yalıtılmış gövdenin modal analizleri ve belirli frekans aralığındaki harmonik kuvvetler etkisindeki yüzeylerin davranışı analiz edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: *Çamaşır makinası, Titreşim, Gürültü, Yalıtım*

Vibration Analysis in Domestic Washing Machine

ABSTRACT

In this study, vibrations of a washing machine were analysed; and means to reduce these vibrations were also investigated. Although engineers have been tried to reduce the vibration and noise of these machines for years, even remains some vibration due to the presence of an unbalanced mass. Especially in squeezing mode between 600-1200 rpm, the rotating drum which contains unevenly distributed washings is the main cause of vibration and noise. The other main effect of the vibration due to the unbalanced mass other than mechanical failure is creating noise that is undesired sound which has a negative effect on people and environment. It has been proven by scientific studies that noise adversely affects the humans in the aspects of physiological and psychological health. In this respect vibration and noise analysis and isolation of devices is an important issue. In this study, the vibration behaviour of the washing machine was investigated taking into account the effect of different versions of body design. In order to reduce the effect of vibration the inner surface of body sheets were coated with insulating materials. Modal analysis and frequency and harmonic response of the insulated body with different insulation materials have been analysed for different harmonic forces.

Keywords: *Washing machine, Vibration, Noise, Insulation*

I. GİRİŞ

GÜNÜMÜZDE, beyaz eşya sektöründe, titreşim ve gürültü performansı bakımından en kritik ürünlerden birisi de çamaşır makinalarıdır. Üretilen makinaların yalıtımsız durumda gürültü şiddeti seviyesinin 65 dBA' nın üzerinde olduğu çeşitli ölçümlerde gözlemlenmiştir. Kısmen yalıtımlı olanları ise 55 dBA seviyesinin altına inmemektedir. Çamaşır makinasının en yüksek titreşim düzeyinin sıkma modunda olduğu bilinmektedir [1]. Çamaşır makinalarında oluşan titreşimler hem bu makinaların gürültülü çalışmasına neden olmakta hem de makinaların ömrünü olumsuz etkilemektedir; aşırı titreşimlere maruz kalan çamaşır makinaları daha sık arıza yapmaktadır [2]. Konuyla ilgili diğer çalışmalar ve malzeme özellikleri [3 ve 4] çalışmalarında bulunabilir. Titreşimlerin etkisi ile ortaya çıkan gürültü istenmeyen diğer bir sonuçtur. Gürültü insanların sağlığına tehdit oluşturabilecek bir etkidir.

Tablo 1. Gürültü derecesi ve sağlık etkileri [3]

Gürültü Derecesi	Etkilenme Aralığı (dBA)	Sağlık üzerine Etkileri
1.Derece gürültüler	30- 65	Konforsuzluk, rahatsızlık, öfke, kızgınlık, uyku düzensizliği ve yoğunlaşma bozukluğu.
2.Derece gürültüler	65-90	Fizyolojik reaksiyonlar; Kas gerilmeleri, stres, kan basıncında artış, kalp ayışlarının ve kan dolaşımının değişmesi, göz bebeği büyümesi, solunum hızlanmasıdır.
3.Derece gürültüler	90-120	Fizyolojik reaksiyonlar, baş ağrıları.
4. Derece gürültüler	120-140	İç kulakta devamlı hasar, denge bozulması
5.Derece gürültüler	>140	Ciddi beyin tahribatı, kulak zarının patlaması

Tablo 1'de Gürültünün insanlar üzerinde oluşturduğu etkiler; fiziksel, fizyolojik, psikolojik ve iş yapabilme yeteneğindeki etkilemelerdir.

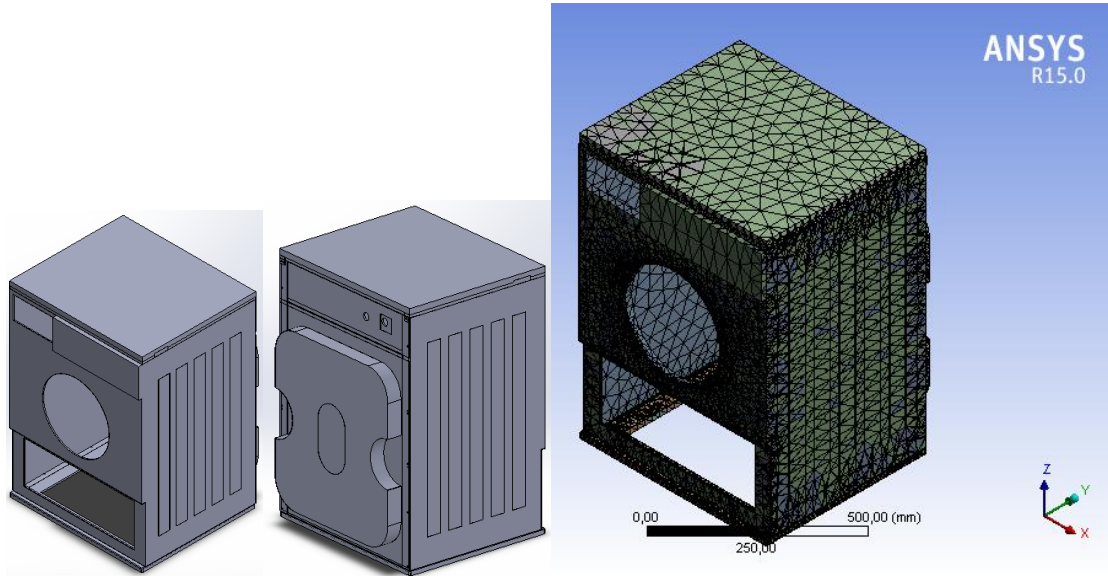
Titreşim ve gürültü azaltma mühendislikte önemli bir konu olup üzerine ciddi çalışılması gerekir. Öncelikle titreşimin yerinde yok edilmesi tasarım ana amacı olması gerekir. Yok edilemeyen titreşimden kaynaklanan gürültünün yalıtımı ikinci planda kalmakla birlikte çamaşır makinasında olduğu gibi gerekli olmaktadır. Bu çalışmada makinanın titreşim davranışında önemli olan gövde tasarımı ve yalıtım detaylı olarak incelenmiştir.

II. YÖNTEM

A. ÇAMAŞIR MAKİNASININ MODELLENMESİ

Çalışılan çamaşır makinasına ait gövde tasarımı gerçekçi ölçüler kullanılarak Şekil 1 de görüleceği üzere katı model olarak tasarlandı. Makine gövdesi, ana gövde sacı, üst, alt ve arka kapaktan oluşmaktadır. Sac kalınlıkları taban kenarları gibi bazı kısımlar da 1.5 mm olmakla birlikte gerçeğe uygun olarak genelde 0.8 mm olarak seçildi. Gerçek tasarımda olduğu gibi ön yükleme, deterjan

koyma yeri vs. olması gereken boşluklar oluşturulan tasarımda da ihmal edilmedi. Oluşturulan katı model ANSYS yazılımında modellenerek analizler yapıldı.



Şekil 1. Çamaşır makinası gövde tasarımı, katı model ve ANSYS sonlu elemanlar modeli.

B. ÇAMAŞIR MAKİNASI MODELİNİN ANALİZLERİ

Bütün gövdenin montajlı haldeki Modal analizi öncelikle yapısal çelik malzeme için yapıldı.

Tablo 2. Gövdenin titreşim modları ve frekansları

MOD	FREKANS (HERTZ)	FREKANS (HERTZ)	FREKANS (HERTZ)
	Çelik	Epoxy / Eglass	Polyester Reçine
1	48.17789947335	93.88401124944	117.3604331133
2	59.86315040540	107.4881536565	169.8132642874
3	68.16207328839	193.9360276299	181.4329465310
4	86.88765589904	209.3292955553	185.1910176456
5	88.28047136621	271.6391385026	262.3844661148
6	108.4540247294	288.3914340999	276.8193274676

Tablo 2’de gövdenin ilk altı titreşim mod frekansları verilmiştir. Frekanslar fundamental mod olan birinci mod 48.177 Hz ve altıncı mod 108.454 Hz arasında değişmektedir.

Çamaşır makinasının tambur dönüş hızı 600 d/d için, açısal hız $\omega=2\pi n/60$ formülüyle hesaplandığında $\omega=62.8$ rad/s ve frekans $f=\omega/2\pi$ den $f=10$ Hz olarak bulunur. Devir hızı 1200 d/d için ise benzer yolla $f=20$ Hz olarak elde edilir. Birinci mod frekansı 48.177 Hz yaklaşık olarak $\omega_1=2\pi f_1$ den ve $n_1=60\omega_1/2\pi$ den, $\omega_1=302.7$ rad/s ve $n_1=2890$ d/d olarak hesaplanır. Benzer yaklaşımla altıncı mod frekansı 108.454 Hz, $n_6=6507$ d/d’ ya tekabül etmektedir. Bu hesaplamalardan anlaşıldığına göre makine gövdesinin titreşim modlarının çalışma devirleri açısından rezonans oluşturmayacak derecede uzak

olduğu ve gövde tasarımının bu açıdan uygun olarak yapıldığı anlaşılmaktadır. Makine gövdesinin 8 mm polyester reçine ve Epoxy Eglass malzemelerinden kaplandığında modal analiz sonuçları da Tablo 1'de verilmiştir. Verilen bir tasarım için gövdenin modal davranışı kullanılan ilave yalıtım malzemeleriyle daha da geliştirilebilir. Örneğin gövdenin 8 mm'lik kaplamayla Epoksi/ Eglass için birinci mod titreşim frekansı $f_1=93.884$ Hz ve Polyester reçine için $f_1=117.36$ Hz e çıkartılabilmektedir. Tabii olarak burada iyileştirme kalitesi ile kaplama malzemenin getireceği ilave maliyet tasarımcılar tarafından birlikte düşünülmelidir. Burada seçilen malzemeler analize örnek olarak seçildiğinden en uygun malzeme oldukları iddia edilmemektedir. Epoksi/Eglass malzemenin bazı mekanik özellikleri örnek olarak Tablo 2'de verilmiştir [5].

Tablo 3. Epoksi/Eglass malzeme sinin mekanik özellikleri [5].

Basma Mukavemeti – Boyuna (MPa)	300
Basma Mukavemeti - Enine (MPa)	415
Yoğunluk (g cm-3)	1.90
Çekme Mukavemeti – Boyuna (MPa)	490
Termal genişleme katsayısı (x10-6 strain K-1)	11
Termal kullanım sıcaklığı (C)	130-150

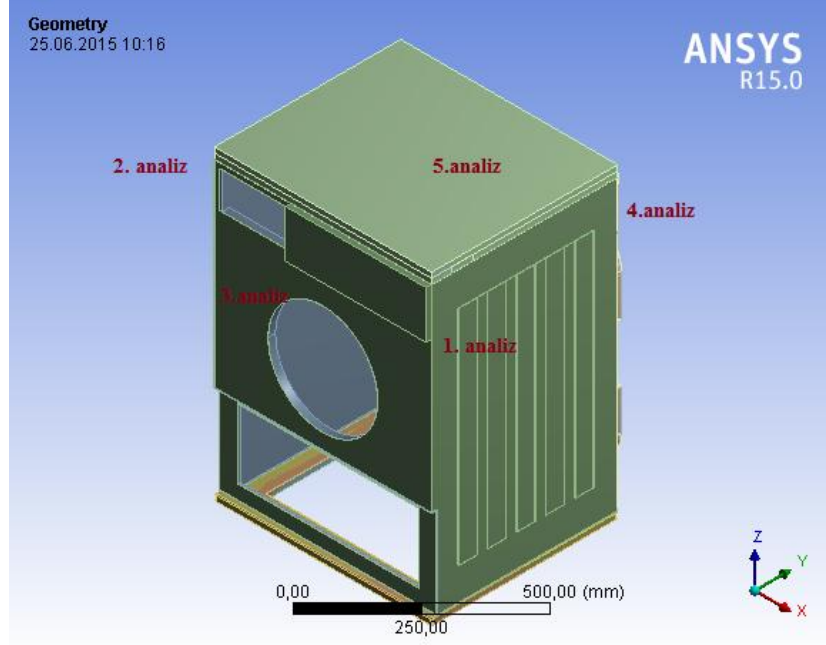
Polyester Reçinelerin mekanik özellikleri geniş bir kapsamda referanslar [6 ve 7] de bulunabilir. Makina gövdesinin harmonik cevap analizi gövde yan ve ön kısımları, arka kapak ve üst kapak ayrı ayrı yapıldı (Şekil 2). Harmonik analiz 0-40 Hz arasında $F=100$ N luk bir harmonik kuvvet alınarak sonuçlar elde edildi. $F=100$ N luk bir kuvvetin seçilmesinin nedeni kütle dengesizliğinin oluşturacağı düşünülen bir kuvvet büyüklüğü olduğu içindir (Şekil 4). Gerçek analizler tasarım mühendisleri tarafından kabul edilebilir dengesiz kütle ve dengesizlik boyutu ve tamburun açısal hızına bağlı olarak değişebilir. Örneğin dengesiz kütle $m=2$ kg, ve dengesizlik boyutu veya yarıçapı $e=0.125$ m ve açısal hız $\omega=20$ rad/s olduğu kabul edilirse $F= me\omega^2 \sin(\omega t)$ den $F=2\text{kg} \cdot 0.125\text{m} \cdot 20^2(\text{rd/s})^2 \sin(\omega t)=100 \sin(\omega t)$ (N) olarak hesaplanır. Çamaşır makinelerinde sıkma işlemine geçilmeden önce çamaşır dağıtma işlemi çalıştırılır ve mümkün olduğu kadar çamaşırın tambur içinde düzgün dağıtılmasına çalışılır. Bu dağıtma işlemi, süresinin ve hareket fonksiyonunun türüne bağlı olarak değişik markalarda farklı olabilmektedir. Fakat burada hangi hareket fonksiyonu ve süre uygulanırsa uygulansın dengelenememiş bir kütle bir dengesizlik yarıçapında kaçınılmaz olarak kalmaktadır.

Tablo 4. Analizlerde seçilen Sonlu elemanlar Mesh özellikleri

Obje adı	Ağ	Geçiş	Hızlı
Yayıma açısı	Kaba	Asgari kenar uzunluğu	0,50 mm
Otomatik artım	Yok	Geçiş oranı	0,272
Artım opsiyonu	Düzgün geçiş	Maksimum katman	5
Artım algoritması	Var olan	Büyüme oranı	1.2

Tambur makine gövdesinde genellikle yan gövde üst kısmına yaylar ile asılı ve taban kısım üzerinde olabilen kontrollü veya kontrolsüz damperler ile desteklenmektedir. Gövdeye etki eden harmonik kuvvetin etki yerleri bu açıdan önemli olup, tasarım mühendisleri analizlerini etki eden yay askı yükleri ve damper reaksiyon kuvvetleri açısından değerlendirerek analizlerini yapmalıdırlar. Tam

manasıyla bir makine tasarımı yapmak bu araştırmanın kapsamı dışında olduğundan bu çalışmada verilen bir durum için gövdenin dinamik davranışları incelenmiştir. Makinanın dış boyutları aşağıda verilmiş olup gövde 14 parçadan oluşmakta ve 175720 düğümle 84770 adet sonlu elemana bölünmüştür. Uzunluk X=595.5 mm; Uzunluk Y=575.5 mm; Uzunluk Z=838.5 mm.

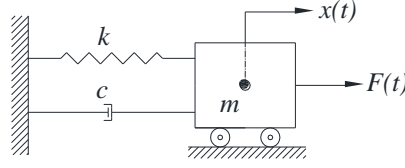


Şekil 2. Yüzeylerin analiz sıraları.

III. BULGULAR ve TARTIŞMA

Çalışılan çamaşır makinasının dinamik analizinden önce uygun bir tarzda modellenmesi gerekmektedir. Bu nedenle, model ilk önce katı model olarak bir CAD yazılımında gerçekçi boyutlar dikkate alınarak oluşturdu. Modeli oluştururken tasarımı oluşturan bütün parçalar doğru bir tarzda tasarlandı ve bu parçalar birbirlerine göre doğru kontak birleştirme tanımlarıyla birleştirildi. Oluşturulan katı model tasarım montajı STEP dosyası formatına çevrilerek ANSYS Workbench ortamına aktarıldı. ANSYS te yapılması gereken ilk öncelikli analiz MODAL analiz olup, bütün dinamik analizlerden önce mutlaka yapılmalıdır. Çünkü bu MODAL analiz bilgileri diğer analizlerde de program tarafından otomatik olarak kullanılmaktadır. Bunun haricinde Tablo 3'te verildiği üzere uygun boyutla ve mümkün olduğu kadar küçük boyutlu sonlu elemanlar seçilerek analiz sonuçlarındaki hataların minimize edilmesine çalışıldı. Seçilen sonlu eleman mesh boyutunun küçük olması parçaların bölündüğü sonlu eleman sayısını da arttırdığından daha doğru analiz yapılabilmeyle birlikte, analizde kullanılan bilgisayar hafızası da eleman sayısına paralel olarak artmakta ve çözüm anında oluşturulan denklem sayısı da arttığından analiz süresi de uzamaktadır. Bu nedenle analizlerde kullanılan bilgisayarın işlemci hızı ve RAM kapasitesinin yüksek olması daha doğru olmaktadır. Bilgisayar kullanımı haricinde el ile yapılabilecek bir başka analiz de parçaların bir serbestlik dereceli basit modellerinin oluşturulması ve yaklaşık hesaplarının yapılmasıdır. Bu işlem zaman almakla birlikte yaklaşık sonuç vermede konvansiyonel olarak bilimde kullanılabilir. Genelde mekanik sistemler sonsuz serbestlik derecesine sahip olsalar bile bazı basitleştirmelerle tek serbestlik dereceli

kütle yay ve sönüm elamanı olarak ta modellenebilirler. Şekil 3'te tek serbestlik dereceli bir model görülmektedir.



Şekil 3. Tek serbestlik dereceli basitleştirilmiş sönümlü zorlanmış model

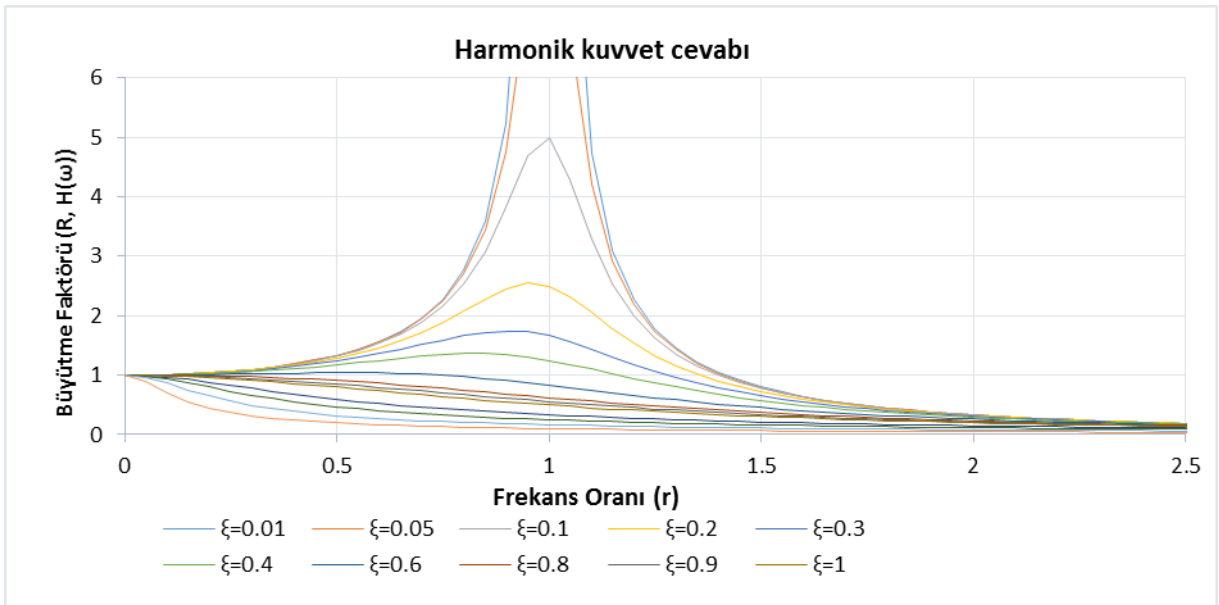
Şekil 3'te verilen sistem için sürekli rejim transfer fonksiyonu zorlanmış sistemin hareket denkleminde aşağıdaki gibi elde edilebilir.

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F \sin(\omega t) \quad (1)$$

$$\left| \frac{x}{x_{statik}} \right| = \left| \frac{x}{F/k} \right| = R = \frac{1}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\xi r)^2}} = H(\omega) \quad (2)$$

$$r = \frac{\omega}{\omega_n}, \xi = \frac{c}{2m\omega_n} \quad (3)$$

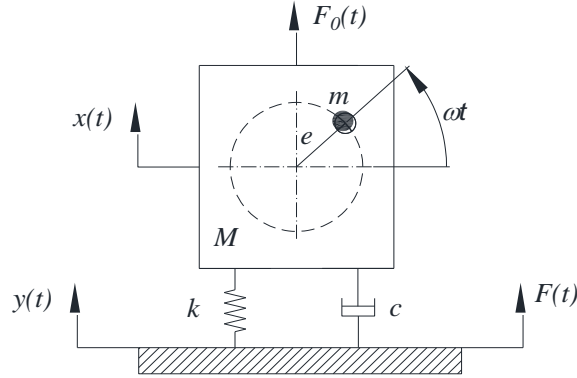
Burada r frekans oranı, c sönüm katsayısı, ξ sönüm oranı, k eşdeğer yay katsayısı, R büyütme faktörü, $H(\omega)$ ise transfer fonksiyonudur. R büyütme faktörü boyutsuz bir sayı olup, frekans ve sönüm oranlarına bağlı olarak değişimi Şekil 4'te verilmiştir.



Şekil 4. Frekans oranı ve sönüm oranı bağlı olarak transfer fonksiyonu.

R ' nin boyutsuzlaştırılması oluşan dinamik yer değiştirme genliğinin aynı kuvvetin oluşturacağı F/k , statik yer değiştirmeye oranlanmasıyla yapılmaktadır. Şekilden anlaşılacağı üzere frekans oranı r , 1'e yaklaştığında sistemde rezonans oluşmaktadır. Yüksek frekans oranlarında mesela frekans oranının 2 den büyük değerlerinde sistemdeki sönümün çokta gerekli olmadığı anlaşılır. Elbette kaçınılmaz

olarak sisteme sönüm eklenmek zorundadır fakat sistem parametreleri doğru ayarlanırsa aşırı sönüm düşünüp maliyeti arttırmanın da gereksiz olduğu anlaşılmaktadır.



Şekil 5. Dönme dengesizliği ve geçirgenlik modeli

Şekil 5'te dönme dengesizliği ne sahip bir sistemin basitleştirilmiş modeli görünmektedir. Tambur içindeki dengelenmemiş m kütesinin e yarıçapında ω açısal hızı ile döndüğü kabul edilmekte olup, tamburun toplam kütlesi M , dinamik yer değiştirmesi $x(t)$ ve tamburla gövde arasındaki süspansiyon k yay katsayısına ve c sönüm katsayısına sahiptir. Süspansiyondan gövdeye geçen yer değiştirme $y(t)$ ve kuvvet $F(t)$ ile tanımlanmaktadır. Verilen sistemin hareket denklemi aşağıdaki gibi genelleştirilebilir.

$$M\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F_o \sin(\omega t)$$

$$F_o = mr\omega^2 \quad (4)$$

Gövdeye geçen yer değiştirme $y(t)$ ve kuvvet $F(t)$ için aşağıdaki eşitlikler kullanılır.

$$M\ddot{x} + c\dot{x} + kx = c\dot{y} + ky$$

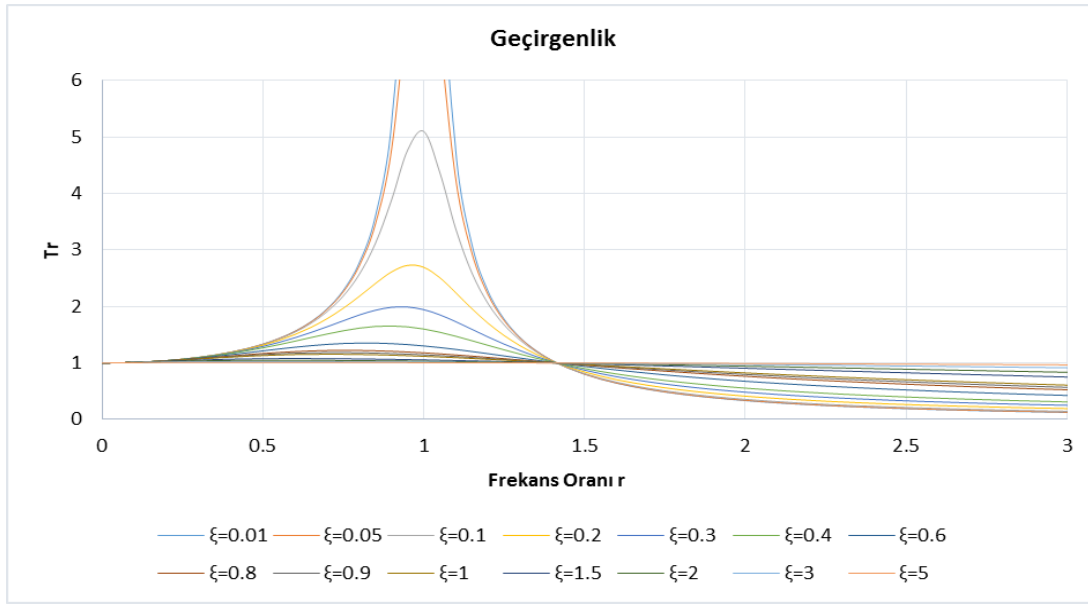
$$F = c\dot{x} + kx \quad (5)$$

Tamburun cevabının büyütme faktörü R ve geçirgenlik transfer fonksiyonu Tr sırasıyla aşağıdaki gibi elde edilebilir.

$$\frac{Mx}{mr} = r^2 R = \frac{r^2}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\xi r)^2}}$$

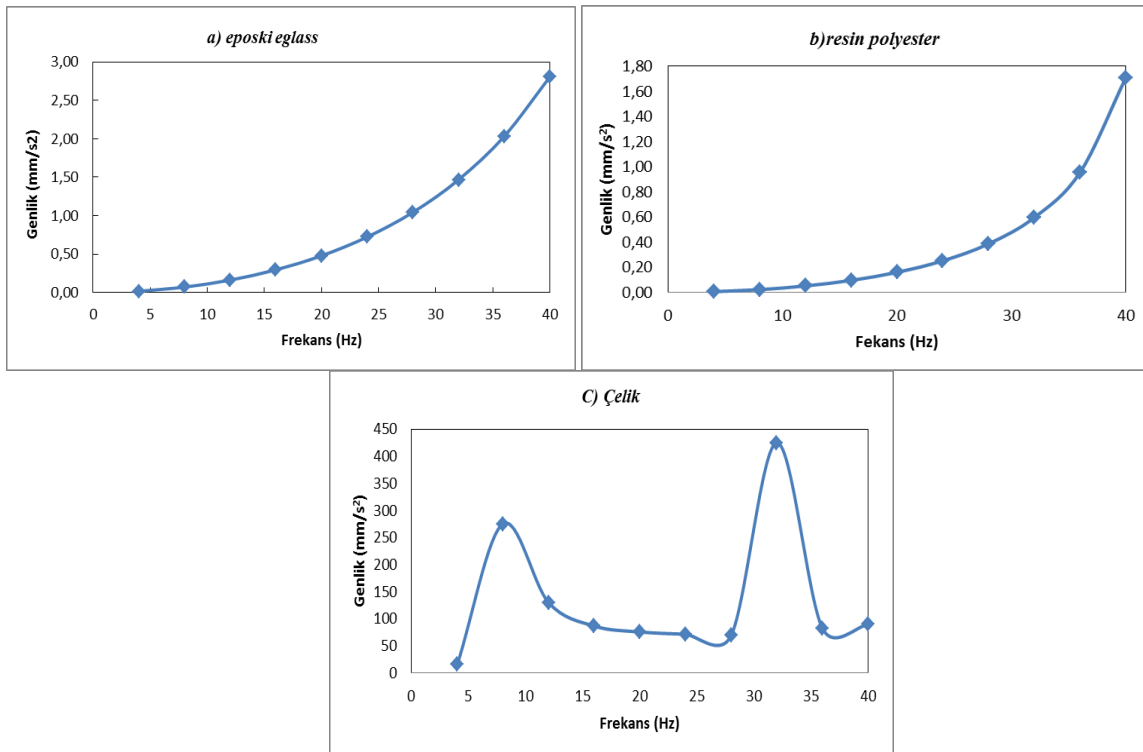
$$Tr = \left| \frac{y}{x} \right| = \left| \frac{F}{F_o} \right| = \frac{\sqrt{1 + (2\xi r)^2}}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\xi r)^2}} \quad (6)$$

Şekil 6'da Tr geçirgenliğin frekans ve sönüm oranına bağlı olarak değişimi verilmiştir. Geçirgenlik açısından yüksek sönüm oranının pek de işe yaramadığı, yüksek frekans oranlarında düşük sönümün daha fazla azaltma etkisi oluşturduğu grafikten anlaşılmaktadır. Tasarım açısından çalışma bölgesinin $r > 2$ seçilmesi ve mümkün olduğunca düşük sönüm oranının seçilmesi avantaj sağlayabilecektir.



Şekil 6. Frekans oranı ve sönüm oranı bağlı olarak geçirgenlik transfer fonksiyonu.

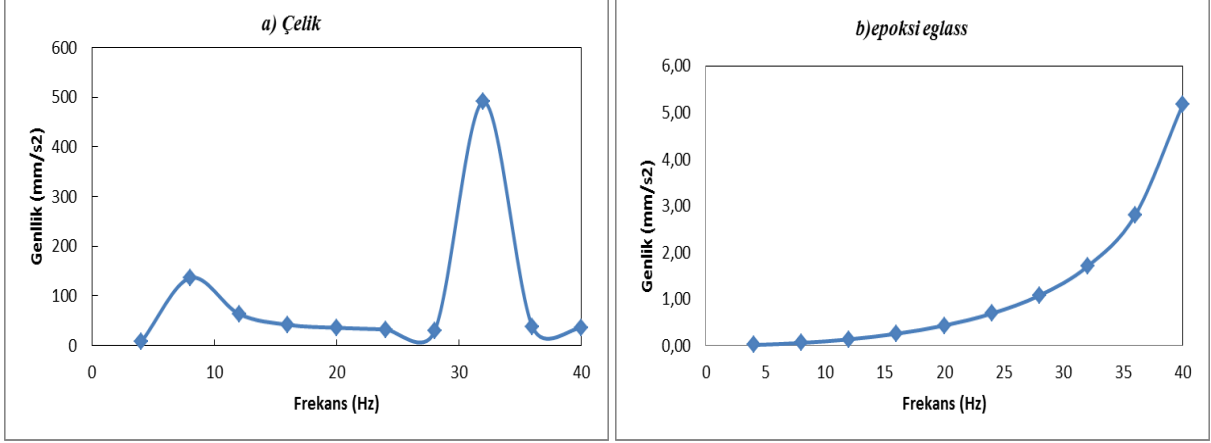
Yukarıda verilen teorik basitleştirilmiş denklem ve modellerle konu bir miktar anlaşılabilmeyle birlikte gerçek sistemler açısından bunlar yetersiz kalmaktadır. Sistemin gerçekçi modellerini içeren analizlerin sonuçları aşağıda grafiklerle verilmiştir.



Şekil 7. Gövdenin $F=100$ N luk harmonik bir kuvvete karşı 0-40 Hz ivmelenme cevapları. a) Epoxy Eglass, b) Polyester reçine, c) Çelik

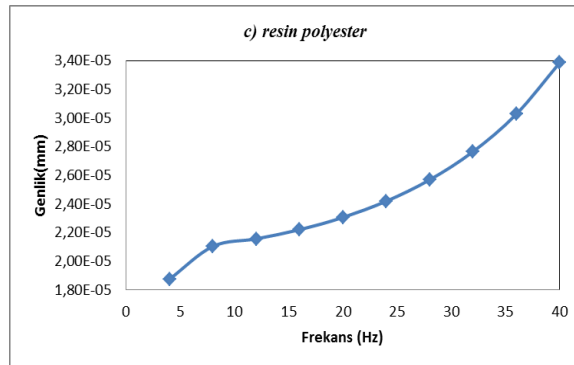
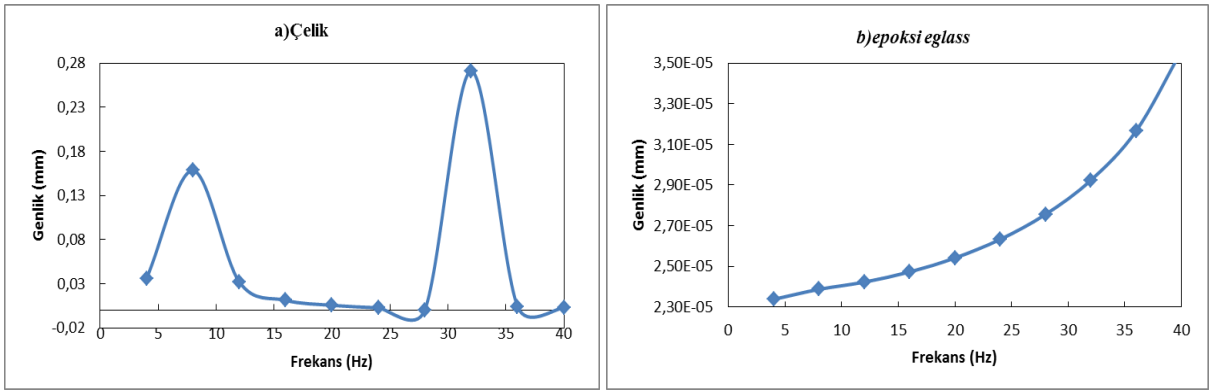
Şekil 7 (a) , (b) ve (c) de görülüyor ki; çamaşır makinasının gövde sacının $F=100$ N luk harmonik bir kuvvete karşı 0-40 Hz ivmelenme cevapları. Çelik malzeme yaklaşık 9 ve 33 Hz de rezonansa

girmekte olup ivmelenmeler aşırı derecede artmaktadır. Buna alternatif olarak çelik malzemenin üzeri 8 mm Epoksi Eglass ve Polyester reçine ile kaplandığında ivmelenme cevapları frekansa bağlı olarak artmakla birlikte rezonans oluşmamaktadır. Dahası ivmelenmenin maksimum değeri Epoksi Eglass malzemede 2.095, Polyester reçine de ise 2.8 m/s² değerlerine çıkabilmektedir. Yalıtımsız halde ise ivmelenme 15.322 ila 425.11 m/s² arasında değişmektedir. Gövdedeki bu derece yüksek ivmelenmenin mukavemet problemleri yanında aşırı gürültüye neden olacağı sonucunu da buradan çıkartabiliriz.



Şekil 8. Üst kapağın $F=100$ N'luk harmonik bir kuvvete karşı 0-40 Hz ivmelenme cevapları. a) Çelik, b) Epoxy Eglass

Şekil 8' de üst kapağın çelik ve Epoksi Eglass malzeme için harmonik ivmelenme cevapları verilmiş olup, gövdedeki benzer durum üst kapak içinde geçerli olmaktadır. Sistemdeki yalıtım malzemesi ivmelenme cevaplarını makul seviyelere indirmektedir.



Şekil 9. Makine gövdesi ön sacının $F=200$ N'luk 0-40 Hz harmonik bir kuvvete karşı verdiği frekans yer değiştirme cevabı (mm); a) Çelik, b) Epoksi Eglass, c) Polyester reçine

Şekil 9’de makine gövdesi ön kısmının F=200 N’luk 0-40 Hz arası bir harmonik kuvvete karşı yer değiştirme cevabı çeşitli malzemeler için verilmiştir. Grafiklerden de anlaşılacağı üzere yalıtımsız yalın çelik malzemede iki frekans 9 ve 33 Hz civarı bölgede maksimum oluşmakta ve diğer Epoksi Reçine ve Epoksi Eglass malzemelere göre en kötü performansı göstermektedir. En iyi performansı Epoksi reçine 3.38×10^{-5} mm’lik maksimum ile sağlamaktadır.

IV. SONUÇ

Bu çalışmada verilen bir makine gövdesinin titreşim davranışının yapılan tasarım değişikliği ve ilave yalıtım malzemeleriyle kaplanmasıyla değiştirilebileceği gösterilmiştir. Kullanılan yalıtım malzemeleri türleri ve kalınlıkları firmaların tasarım patent haklarıyla korunduğundan burada kullanılan malzeme türleri ve kalınlıkları analizlere bir örnek olsun diye seçilmiştir. Burada seçimin ve verilen sonuçların bilimsel bağlayıcılığı bu çalışmanın sınırları içinde kalmakta olup tavsiye niteliğinde olmadığını da belirtmeliyiz. Çalışma titreşim ve gürültünün önemini vurgulamak ve yalıtımın etkisini sınırlı olarak ta göstermek maksadıyla sınırlı tutulmuştur. Konu akustik ve ses yutumu açısından incelenmemiş olup, gövde titreşimleri de teorik ve analiz açısından sınırlı tutulmuştur. Bu çalışmanın pek çok açıdan genişletilmesi gerçek tasarım açısından gerekli olmakla birlikte burada konuyu genişletmemek ve mevcut analizlere dikkat çekmek için çalışma bu boyutta tutulmuştur.

V. KAYNAKLAR

- [1] F. Bayraktar, H. T. Belek *İtu dergisi/d* **5(2)** (2006) 135.
- [2] K. Y. Şanlıtürk, S. Çelikel, *Çamaşır Makinası Dinamik Modeli: Serbest ve Zorlanmış Titreşimler, 14th Ulusal Makina Teorisi Sempozyumu*, Lefkoşa-Kıbrıs, (2009) 87
- [3] İzoder Isı, Su, Ses Yalıtımcıları Derneği, www.izoder.org.tr (*Erişim tarihi: 1st of July, 2015*).
- [4] E. Gedikli, A. Tatar, *Çamaşır makinaları için dinamik titreşim yutucu tasarımı*, Bitirme tasarım projesi, İTÜ Makine Fakültesi, İstanbul-Türkiye, (2012).
- [5] Eglass Epoxy, <http://www.goodfellow.com/A/E-glass-Epoxy.html> (*Erişim tarihi: 1st of July, 2015*).
- [6] S.H. Mohammad *Journal of Engineering and Development* **17(6)** (2013) 202.
- [7] M. Davallo, H. Pasdar, M. Mohseni, *International Journal of Chem Tech Research*, **2(4)** (2010) 2113.