

FİKSTÜR TASARIMI DENEYSEL VE MODAL ANALİZ SONUÇLARININ KARŞILAŞTIRILMASI

Mehmet Nebi Tan¹, Mücahit Ceyran²,
Şükrü Özen³, Namık Kılıç⁴

1. GİRİŞ

Kütlesi ve esnekliği olan tüm cisimler titreşebilir. Bu anlamda titreşim, bir cismin veya yapının bir denge konumu etrafında dönüşümlü olarak zıt yönlerde hareket edeceği, belli aralıklarla yinelenen (periyodik) bir harekettir. Titreşimler rasgele veya harmonik olabileceği gibi tek eksenli veya çoklu eksenli de olabilir. [1,2]

Enerji ve genlikteki küçük bir girdi, bir bileşen, doğal frekanslarından birinde veya bu frekansa yakın bir düzeyde uyarılıyorsa, yine de bileşen üzerinde çok büyük etki yaratabilir. Belirli bir frekansta bir sistem veya bileşen belirli bir şekilde titreyecektir. Yapının farklı bölümlerindeki bağıl genlikler ve faz, titreşim modu olarak adlandırılan kavramı açıklar. Bir yapı, doğal frekansına yakın bir yerde uyarılırsa, enerji birikerek, yapıda amaçlanandan çok daha büyük hareketlere yol açacak ve yapı, karşılık gelen doğal moduna göre hareket edecektir. Doğal frekanstaki

uyarmanın sürmesine izin verilirse, salınımlarda depolanan enerjinin yapının mekanik olarak dayanabileceğinden daha büyük olması nedeniyle, yapı sonunda kırılabilir. Bu nedenle, bileşenlerin montaj yeri titreyeceğinden, bir bileşenin doğal frekansının aynı frekans aralığında olmasını engellemeye çalışmak genellikle çok önemlidir. [1,2]

Bazı ürünler kullanım ömürleri boyunca ciddi gürültü ve titreşim yükleriyle karşılaşır. Bu nedenle, titreşimi kabul edilebilir düzeylerin altında tutarak gelecek yüklerle dayanıp dayanamayacağını ve ürünün işlevini etkilemeyeceğini doğrulamak için, ürün henüz geliştirme aşamasındayken, ürünü ortam yükleriyle simüle eden testlerin yapılması zorunludur. Mekanik titreşim testleri, ürünün yapısal dinamik davranışını değerlendirir. [3,4]

Mekanik titreşim testinde çalışma ortamını benzeştirmek (simüle etmek) için, test edilen ağıta (TEA, DUT - Device

¹ Otomotiv Mühendisi, Lider Test Mühendisi - mntan@bias.com.tr

² Makina Mühendisi, Test Mühendisi - mceyran@bias.com.tr

³ Makina Mühendisi, Test Hizmetleri Müdürü - sozen@bias.com.tr

⁴ Doktor Makina Mühendisi, Ar-Ge Direktörü - nkilig@bias.com.tr

Under Test), önceden belirlenmiş düzeyde titreşim uygulanır. Böyle bir testin temel bileşenleri şunlardır: sarsıcı, güç yükseltici, ivme ölçerler, kapalı döngü kontrol sistemi, bir bağlantı düzeneği (fiktür) ve sarsıcının hareketli parçası. Güç yükselticinin işlevi, sarsıcının titreşim hareketini oluşturmak için gerekli elektrik gücünü sağlamaktır. Daha fazla hız, daha fazla voltaj gerektirir ve daha fazla kuvvet veya hızlanma, güç yükselticiden daha fazla akım gerektirir. İvme ölçerler, titreşim hareketini ölçebilen dönüştürücülerdir, uygulanan titreşimi ölçmek kullanılırlar. Kontrol sistemi, kapalı bir döngüde çalışır ve işlevi, sarsıcı tablasındaki titreşim düzeylerinin test için belirtilen değerlere göre olup olmadığını denetlemek ve sağlamaktır. Geri besleme sinyali, sarsıcı tablasından veya kontrol

rodinamik bir sarsıcıya monte edilmiş fiktüre değişken frekanslarda harmonik ivme uygulanmış ve tepkisi ölçülmüştür. Uygulanan değişken frekanslı harmonik harekete fiktürün cevabı değerlendirilip, sonlu elemanlar yöntemi ve test sonucu karşılaştırılarak, fiktürün modlarının öngörülen frekanslarda olup olmadığı incelenmiştir. [4]

2. DENEYSEL DOĞAL MOD ANALİZİ

Deneysel olarak sonlu elemanlar modeli oluşturulan yapının Frekans Yanıt Fonksiyonunu (FRF-Frequency Response Function) elde etmek için titreşim testi yapılır. Yapıya tahrik kuvveti uygulanarak bu kuvvete karşılık olarak gelen yanıtı elde etmek için bu yöneme başvurulmuştur.

Özellik	Değer	
	Özellik	Değer
Sinüs Maksimum Kuvvet(kN)		49
Rasgele Maksimum Kuvvet, RMS (kN)		49
Şok Maksimum Kuvvet (6ms) (kN)		98
Frekans Aralığı (Hz)		5-2500
Maksimum Deplasman(mm)		51
Maksimum Hız(m/s ²)		2
Maksimum İvme(m/s ²)		980
Armatür Çapı(mm)		445
Maksimum Statik Yük Kapasitesi(kg)		1000

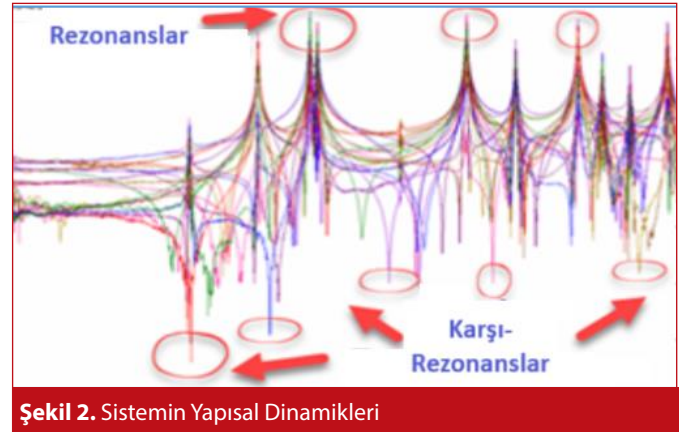
Şekil 1. Elektrodinamik Sarsıcı

noktalarında bulunan ivme ölçerlerden sağlanır. Kontrol sistemi, titreşim tablasının hareketini yönetir ve gerekirse önceden belirlenmiş titreşim profili düzeyini izlemek için çıkışı düzeltir. Son olarak, fiktürün işlevi, test edilen aygıtı sarsıcı tablasına bağlamak ve titreşim hareketini en az gürültü ile test edilen aygıtı iletmektir. [1,4]

Genel olarak elektrodinamik sarsıcılar, 5Hz ile 2.000Hz frekans aralığındaki harmonik veya rasgele titreşim profillerini uygulamak üzere tasarlanmıştır fakat bu bant genişliği değişkenlik gösterebilir (Şekil 1). [4]

Test kontrolcüsü, test numunesine uygulanacak titreşim düzeyini ölçen bir kontrol ivme ölçeri aracılığıyla kontrol etmeye çalışacaktır. Ancak, kontrol ivme ölçeri, sadece o noktadaki titreşim düzeyini ölçebilir, titreşim fiktürünün rezonans davranışını değiştiremez. [5]

Bu çalışma kapsamında fiktürün doğal frekansları ve alt yüzeyine uygulanan harmonik ivmeye tepkisi, sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak değerlendirilmiştir. Elekt-



Şekil 2. Sistemin Yapısal Dinamikleri

FRF, Şekil 2'de gösterildiği gibi farklı biçimlerde gösterilebilir. En sık kullanılan biçim, ivmenin kuvvete oranı olan ivme biçimidir. Bir hız sensörü kullanılırsa, hızın kuvvete oranı olan FRF'nin bir mobilite formu elde edilebilir. Benzer şekilde, bir yer değiştirme sensörünün kullanılması, yer değiştirmenin kuvvete oranı olan FRF'nin uygunluk formunu sağlayacaktır.

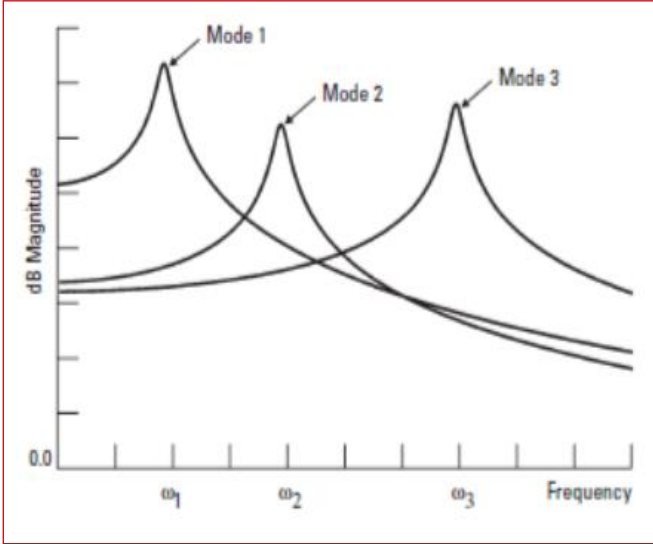
Her rezonans frekansı bir moda karşılık gelir ve her modun kendi modal özellikleri vardır. Çoklu Serbestlik Derecesi (MDOF – Multi Degree Of Freedom) sistemi FRF'si, her bir modun etkisinin analiz edilebildiği ve değerlendirilebildiği Tek Serbestlik Derecesi (SDOF- Single Degree Of Freedom) sistemi FRF'lerinin ağırlıklı bir toplamına dönüştürülebilir.

$$H(\omega) = \sum \frac{\phi_i \phi_j / m}{\sqrt{(\omega_n^2 - \omega^2)^2 + (2\xi\omega\omega_n)^2}} \quad (1)$$

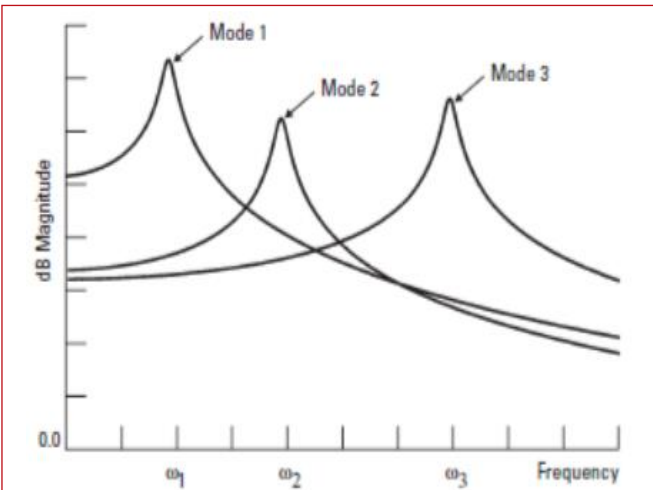
ω_n ; Doğal frekans

ξ ; Sönüm oranı

$\phi_i \phi_j$; Mod şekli



Şekil 2. Sistemin Yapısal Dinamikleri



Şekil 3. Tüm Modlar İçin Modal Parametreleri Çıkarmak Üzere FRF'ye Eğri Uydurma

Sistem modlarının her biri için, modun doğal frekansı ve sönümlenmesiyle birlikte benzersiz bir mod şekli, yukarıda gösterildiği gibi eğri uydurma tekniği kullanılarak tanımlanabilir. Şekil 3, FRF'nin modların bir toplamı olarak yansıtılabileceğini göstermektedir. Yani, FRF, eşitlik 1'de gösterildiği gibi, SDOF sistemlerinin ağırlıklı bir toplamına ayrıştırılabilir.

Bu transfer fonksiyonu çeşitli şekillerde anlatılabilir. Eğer çok terimli (polinom) olarak tanımlanırsa, kutuplar ve sıfırlar gibi özellikler transfer fonksiyonunu oluşturur. Paydanın kökleri, transfer fonksiyonunun kutupları olarak ele alınır. Denklemin kutupları, mekanik sistemin serbest titreşimlerini sağlayan doğal frekanslardır. Ayrıca pay polinomunun kökleri bu transfer fonksiyonunun sıfırlarını oluşturur. Bu transfer fonksiyonunu yukarıdaki şekilde gösterirsek, denklemin kutupları ve artıkları (veya mod şekilleri), aşağıda tartışıldığı gibi sistemin özelliklerini oluşturacaktır.

Eşitlik 1 ile, her mod için frekans ve sönüm hesaplanır.

Her bir mod için rezonanslar düzgün sıralanır ve tepe noktalarında gösterildiği gibi bir sistem rezonansı üretmek için toplanır. Kısaca belirtildiği gibi, SDOF FRF'lerin ağırlıklı bir toplamı olan sentezlenmiş FRF'i üretecektir. Bununla birlikte, anti-rezonanslar değişebilir ve her bir mod için aynı düzgün sırada veya eş zamanlamalı (senkronize) olması gerekmeyebilir. Bu nedenle, bu modal bilgi, titreşim denetim test kurulumuna rehberlik etmeye yardımcı olur. Çünkü bu anti-rezonanslardaki tepki, önemli ölçüde düşük olacaktır. Sonuç olarak, kontrolcüden gelen harekete geçirme voltajının bu anti-rezonans frekanslarında gerçekten yüksek olması gerekecektir.

Modal incelemeden elde edilen FRF'lerin eğri uydurmak ve doğal frekans, sönümlenme ve mod şekillerini elde etmek için işlenmesi, en uygun sensör konumlarının seçilmesine yardımcı olacaktır.

2.1 Geçirgenlik

Titreşim testi, mümkün olduğunca katı olabilmesi için uygulanan ivmenin tamamen ürüne iletilebilir olmasına dikkat edilmesi gerekir. Geçirgenlik, test edilen yapı üzerinden elde edilen ivme değerinin sarsıcı tarafından uygulanan ivme değerine oranı olarak tanımlanabilir.

$$T_i(\omega) = \frac{Acel_i(\omega)}{Acel_{ref}(\omega)} \quad (2)$$

$Acel_i(\omega)$; i noktasındaki ivme değeri

$Acel_{ref}(\omega)$; Armatürden alınan referans ivmeölçer değeri

3. FIKSTÜR TASARIMI VE ANALİZİ

Fikstür tasarımını etkileyen en önemli değişken, uygulanacak frekans aralığında fikstürün rezonansa girmemesinin istenmesidir. Bağlantı noktalarının sayısı, sıklığı ve geometrisi, fikstürün kendi geometrisinden kaynaklanmayan bir mod oluşturmayacak şekilde bağlayabilmek için önem taşır. Bu çalışmada kullanılan fikstür ile ilgili geometrik ve kütleli özellikler Tablo 1’de verilmiştir.

Tablo 1. Fikstür Özellikleri

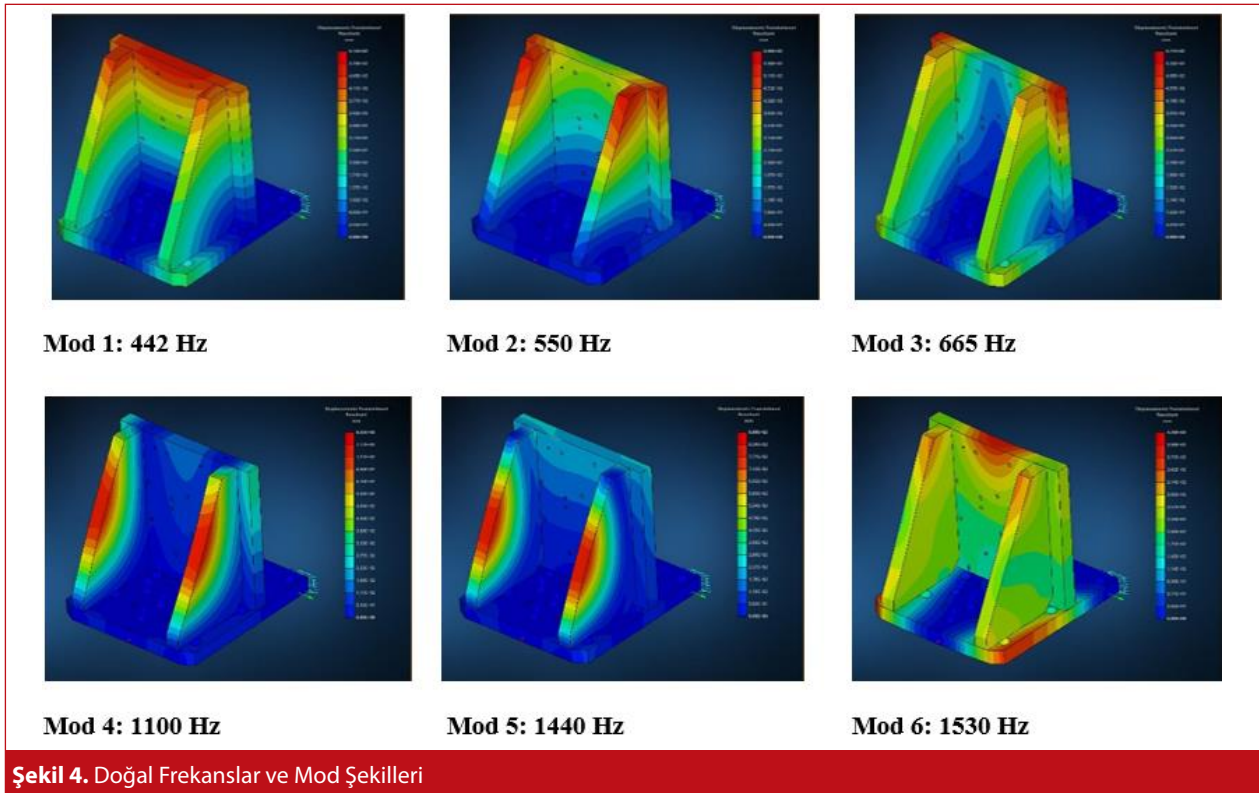
Hacim(m ³)	Kütle(kg)	Ağırlık Merkezi		
		X (mm)	Y(mm)	Z(mm)
0,008788	21.09	9.498	0.01435	117.1

Fikstür sonlu eleman analizleri, MSC Apex programında yapılmıştır. Modelde civata bağlantıları RB2 (Rigid Beam) rijit bağlantı elemanı ile simüle edilmiştir. Yapı 4mm doğrusal TET-4 katı elamanlar ile modellenmiştir. Çözüm ağı

modeli toplam 160 bine yakın düğüm ve 780 bin elemandan oluşmaktadır. Özgül kütlelerinin düşük ve yüksek sönümlenme yeteneği olması nedeniyle fikstürde malzeme olarak alüminyum malzeme seçilmiştir. Malzeme verisi olarak yoğunluk 2.40×10^{-6} kg/mm³, Elastisite Modülü $E=70$ GPa ve Poisson Oranı $\nu=0.3$ kullanılmıştır. 2000 Hz’e kadar olan modlar Şekil 4’de paylaşılmaktadır.

4. REZONANS TARAMA TESTİ

Rezonans tarama testinde fikstüre 5-2.000 Hz aralığında 1g ivme ile sinüs titreşim testi uygulanmıştır. Kullanılan ivme ölçerler bir veya üç eksenli, kendinden kablolu, izole tabanlı, yapıştırarak veya vidalı bağlantı olmak üzere çok çeşitli ivme ölçerlerdir. Test sırasında iki adet tek eksen bir adet üç eksen olmak üzere, üç adet ivme ölçer kullanılmıştır. İvme ölçerlerin duyarlılığı, 50 g’ye kadar ölçüm alabilecek şekildedir (Tablo 2). Testler sırasında kullanılan 49 kN elektrodinamik sarsıcı hava soğutmalıdır. Sarsıcıya ait bilgiler Şekil 1’de görülmektedir.



Tablo 2. Kullanılan İvme Ölçerler Ve Hassasiyet Değerleri

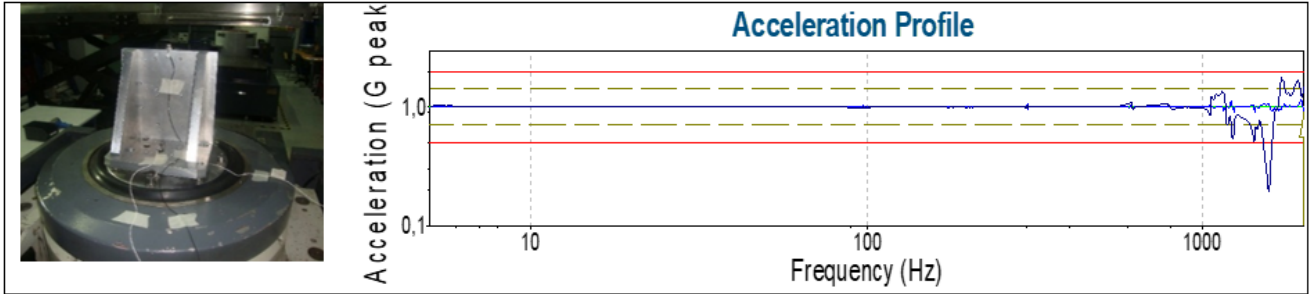
	Ürün Kodu		
	DYTRAN 3263A2 / 11871	DYTRAN 3055D7 / 30064	DYTRAN 3055D2 / 23689
(X) 103.33 mV/g	99.884 mV/g	100.209 mV/g	
(Y) 103.64 mV/g			
(Z) 106.39 mV/g			

5. TEST VERİLERİ

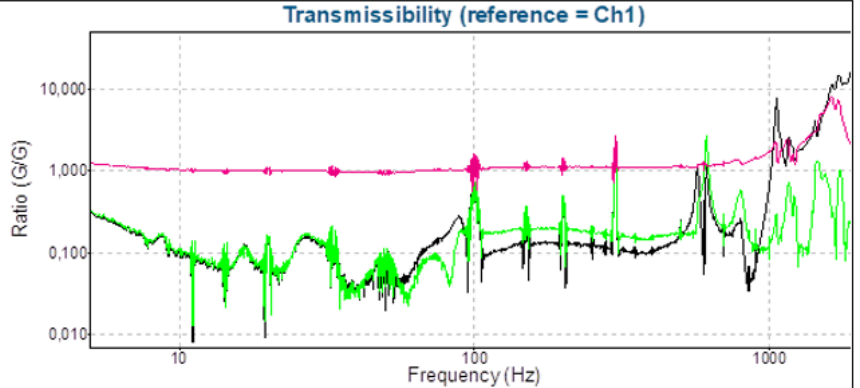
5.1 z Ekseni Değişken Frekanslı Harmonik İvme Tarama Testi

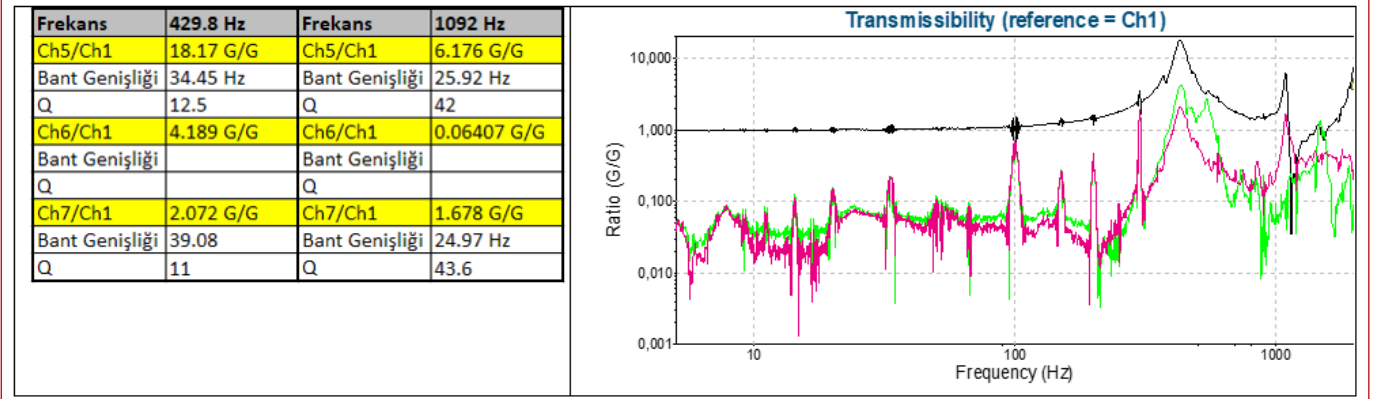
Z Ekseni Değişken Frekanslı Harmonik İvme Tarama Testi, düşey ekseninde gerçekleştirilen ve sürekli frekansı değişen harmonik ivme hareketlerinin uygulandığı testtir. Bu test sırasında kontrol ivme ölçeri doğrudan tahriki uygulayan armatür üzerine yerleştirilmiştir. Fikstür üzerine yerleştirilen ivme ölçerlerden ilgili frekans noktasındaki tepki bilgileri toplanmıştır. İvme ölçer konumları ve elde edilen titreşim verisi Şekil 5’de gösterilmektedir.

Şekil 6’da ivme ölçerler üstünden toplana veri ile oluşturmuş geçirgenlik oranları grafiksel olarak paylaşılmıştır. Yatay eksen Hz olarak frekans değeri, düşey eksen 3 eksenli ivme ölçer/kontrol ivme ölçer oranını göstermektedir. Kırmızı renkte gösterilen 5 nolu kanal, ürün üstüne yerleştirilen z yönlü ivme ölçerin geçirgenlik oranını ifade eder. Yeşil ve siyah çizgi ile belirtilen değerler sırasıyla y ve x eksenlerinden okunan değerler ile oluşturulmuştur. 612 Hz ve 1059 Hz civarında geçirgenlik oranının 1’in çok üstüne geçtiği görülmekte olup, aranan rezonans frekansı olarak belirlenmiştir. Diğer eksen-

**Şekil 5.** Z ekseni test için yerleştirilmiş olan ivme ölçer konumları ve titreşim test verisi

Frekans	612.2 Hz	Frekans	1059 Hz
Ch5/Ch1	1.099 G/G	Ch5/Ch1	7.791 G/G
Bant Genişliği	8.067 Hz	Bant Genişliği	14.01 Hz
Q	76	Q	75.7
Ch6/Ch1	2.735 G/G	Ch6/Ch1	0.2944 G/G
Bant Genişliği	8.459 Hz	Bant Genişliği	
Q	72.4	Q	
Ch7/Ch1	1.186 G/G	Ch7/Ch1	1.979 G/G
Bant Genişliği		Bant Genişliği	
Q		Q	

**Şekil 6.** Z ekseni Geçirgenlik Oranları (Üç Eksen İvmeölçer/Kontrol İvmeölçeri)



Şekil 7. X Eksenli Geçirgenlik Oranları (Üç Eksen İvmeölçer/Kontrol İvmeölçeri)

lerde geçirgenlik oranının 1'in altında kaldığı için baskın bir frekans değeri görülmediği belirlenmiştir.

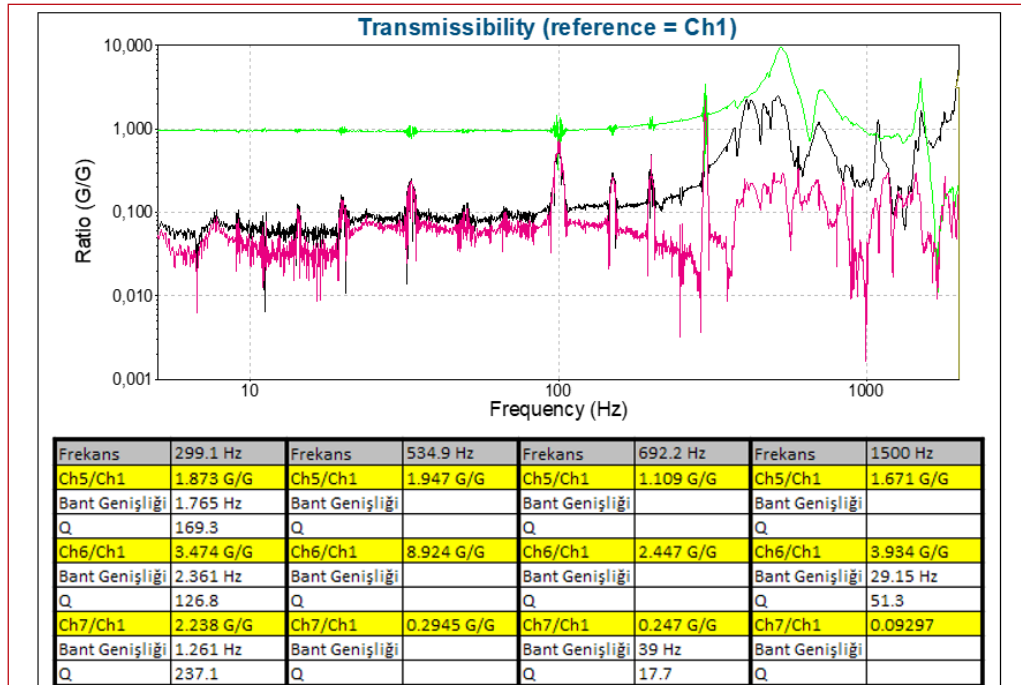
5.2 x Eksenli Değişken Frekanslı Harmonik İvme Tarama Testi

Yatayda birinci eksen olarak tanımlanan x ekseninde gerçekleştirilen ve sürekli frekansı değişen harmonik ivme hareketlerinin uygulandığı testtir. Bu test sırasında kontrol ivme ölçeri doğrudan tahriki uygulayan kayar tablanın üzerine yerleştirilmiştir. Fiktür üzerine yerleştirilen ivme ölçerlerden ilgili frekans noktasındaki tepki bilgileri toplanmıştır. Şekil 7'de siyah çizgi ile gösterilen x eksenindeki ivme ölçerden alınan verilerle oluşturulan geçirgenlik de-

ğeridir. 429 ve 1092 Hz de değerlerin yüksekliği sebebiyle rezonans frekansı olarak belirlendi.

5.3 y Eksenli Değişken Frekanslı Harmonik İvme Tarama Testi

Yatayda ikinci eksen olarak tanımlanan y ekseninde gerçekleştirilen ve sürekli frekansı değişen harmonik ivme hareketlerinin uygulandığı testtir. Bu test sırasında kontrol ivme ölçeri doğrudan tahriki uygulayan kayar tablanın üzerine yerleştirilmiştir. Fiktür üzerine yerleştirilen ivme ölçerlerden ilgili frekans noktasındaki tepki bilgileri toplanmıştır. Şekil 8'de, yeşil renkte belirtilen çizgi y ekseninde geçirgenlik oranını göstermektedir. Rezonans frekans



Şekil 8. X Eksenli Geçirgenlik Oranları (Üç Eksen İvmeölçer/Kontrol İvmeölçeri)

Tablo 3. Modal Analiz ile Titreşim Testi Sonuçlarının Karşılaştırılması

Mod	Modal Analiz Sonucu Frekans (Hz)	Test Sonucu Z Eksen Frekans (Hz)	Test Sonucu X Eksen Frekans (Hz)	Test Sonucu Y Eksen Frekans (Hz)
1	442	-	429,8	-
2	550	-	-	534,9
3	665	612,2	-	692,2
4	1.100	1.059	1.092	-
5	1.440	-		
6	1.530	-	-	1.500
7	2.000	-	2.000	2.000

değerleri resim altında tablo halinde verilmektedir. 3 eksenindeki sonuçlar Tablo 3'de özetlenmiştir.

6. SONUÇ

Bir fikstür sarsıcıdan üretilen hareket, test edilen ağırlığa yüksek doğrulukla ve ilgili tüm genlik ve frekanslarda bozulma olmadan iletilmelidir. Uygulamada, ağırlık, boyut, yüksek doğal frekans ve maliyet konuları, titreşim fikstürlerinin tasarımını ve üretilebilirliğini büyük ölçüde etkileyen ana unsurlardır. [6,7]

Bir fikstürün tasarımı yapılırken, geçirgenliği ve rezonans frekansları irdelenmelidir. Titreşim testi fikstürü yeterince katı olmalı ve sarsıcı tarafından üretilen titreşim enerjisini olabildiğince doğru bir şekilde test edilen ürüne aktarabilmelidir. Diğer bir deyişle fikstür çıkışındaki titreşim enerjisi, incelenen tüm frekans aralığı için sarsıcının bağlı olduğu fikstür girişindeki ile aynı olmalıdır.

Temel olarak fikstür olabildiğince hafif ve katı olmalı, incelenen frekans aralığında tek geçirgenliğe sahip olmalı ve rezonans frekansları da incelenen frekans aralığının dışında olmalıdır. Bir fikstür tasarlamak için, gerçekleştirilecek testin dikkate alınması gerekir. Tasarım aşamasında test edilecek ağırlık özellikleri (dinamikleri ve vibratöre mekanik olarak bağlanma şekli) ve test ekipmanı özellikleri (yükseltici gücü; armatür üzerinde en fazla yer değiştirme ivmesi, hızı, kuvveti ve kabul edilebilir kütle değerleri gibi) ve farklı fikstür değişkenleri irdelenmeli,

rezonans frekansları, kütle, geometri, sabitleme ve malzeme sönümlenmesi arasında bir uzlaşma sağlanmalıdır. Yüksek rezonans frekans değerleri istendiğinden, fikstür yeterince dayanıklı olmalıdır. Ancak sarsıcının test edilen ağırlığa sağladığı en yüksek ivme, toplam hareketli kütleye (fikstür + test edilen ağırlık + armatür) bağlıdır. Test edilen ağırlık ve armatür kütleleri sabit olduğunda, fikstür kütlesi olabildiğince küçük olmalıdır. Kütlelerin azaltılması ve rezonans frekanslarının yükseltilmesi gerektiğinden, düşük özgül kütle ve yüksek yapısal sönümlenme (çeliğe kıyasla) sundukları için alüminyum ve magnezyum alaşımlarının kullanılması önerilir. [4,8]

Bu çalışmada tasarlanan test fikstürünün bilgisayar ortamında gerçekleştirilen analiz sonucunda elde edilen doğal frekansları ile fiziksel test sırasında elde edilen doğal frekansları kıyaslanmıştır. Sonuçlar Tablo 3'de gösterilmektedir.

KAYNAKÇA

- Falk, P. (2017).** "Test fixtures for vibration testing of components". In Proceedings of the International Modal Analysis Conference (IMAC), Garden Grove, CA, USA, 30 January–2 February 2017 (pp. 1-9).
- Sowjanya, G. P., Reddy, B. P. ve Kumar, K. S. (2016).** "Finite element analysis of vibration fixture made of aluminum and magnesium alloys". Journal of Engineering Science and Technology, 11(3), 356-370.
- Hafeezur Rahman A., Haseebuddin M., & Venkatesh S. (2018).** "Design of a Composite Vibration Fixture for Testing Fuel Tank for Combat Vehicle Application". International Journal of Engineering & Technology, 7(4.9), 92-95.
- de Barros, E., de Almeida, J. F. ve Marcondes, F. (2011).** "Evaluation of a vibration test fixture". Latin American Journal of Solids and Structures, 8(1), 37-53.
- Avitabile, P. (2007).** "Why you can't ignore those vibration fixture resonances". Sound and Vibration, 41(1), 18-21.
- Venkat, S. ve Srinivasan, K. (2014).** "Design, Analysis and Testing of Multi-axis Vibration Fixture for Electronic Devices". International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology, 3(3), 10125-10131.
- Kaya, D. F. ve Yağcı, Ö. (2017).** "Titreşim fikstürlerinde vibrasyon ölçümleriyle sonlu elemanlar model sonuçlarının karşılaştırılması". Düzce Üniversitesi Bilim ve Teknoloji Dergisi, 5(2), 234-246.
- Shen, W. X. ve Sun, X. W. (2017).** "Research on the design of fixture for motor vibration test". IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 262(1), 012019.