

	SAKARYA ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ DERGİSİ <i>SAKARYA UNIVERSITY JOURNAL OF SCIENCE</i>		
	e-ISSN: 2147-835X Dergi sayfası: http://www.saujs.sakarya.edu.tr		
	<u>Geliş/Received</u> 09.05.2017 <u>Kabul/Accepted</u> 27.05.2018	<u>Doi</u> 10.16984/saufenbilder.311241	

Sönümsüz gürültü transfer fonksiyonlarının hesaplanması

Akın Oktav*¹

ÖZ

Mühendislik yapılarında gürültü iletiminin tanılanması için oluşturulan hesaplamalı modeller deneysel veriler ile denetlenmektedir. Sönümlenme verisi ekseriyetle mevcut olmadığından, gürültünün modellenmesi ve azaltılmasına dönük hesaplamalı çalışmalarda sönümsüz modeller kullanılmaktadır. Yüksek ilişim katsayılarına erişilebilmesi için deneysel modellerin de sönümsüz olması gerekir. Bu çalışmada, gürültü transfer fonksiyonlarından sönümlenme bilgisinin ayrıştırılması için analitik bir çözüm önerilmektedir. Önerilen çözüm bir durum çalışması ile örneklendirilmiştir. Bir otomobilin gürültü transfer fonksiyonları deneyle ölçülmüştür. Deneysel çalışmada metot olarak kaynak–iletim yolu–alıcı yaklaşımı tercih edilmiştir. Önerilen analitik çözüm kullanılarak deney verilerindeki sönümlenme bilgisi ayrıştırılmıştır. Hesaplamalı model, sönümsüz transfer fonksiyonları ile güncellenmiştir. Tanılanan sönümlenme bilgisi güncel modele uyarlanarak nihai model elde edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: sönümlenme, gürültü transfer fonksiyonu, gürültü iletimi

Calculation of undamped noise transfer functions

ABSTRACT

Computational models that are constructed to identify the noise transmission in engineering structures are examined using the experimental data. Since damping data are often unavailable, undamped models are used in computational studies, which are performed to model and to suppress noise. To achieve high correlation coefficients, experimental models should be undamped, as well. The current study offers an analytical solution to separate damping from the noise transfer functions. The proposed solution is exemplified through a case study. Noise transfer functions of an automobile are measured experimentally. For the experimental study, the source–path–receiver approach is employed. The damping information embedded in the experimental data is separated using the proposed analytical solution. The computational model is updated using the undamped transfer functions. Final model is obtained by imposing the identified damping information to the updated model.

Keywords: damping, noise transfer function, noise transmission

* Corresponding Author

¹ Mechanical Engineering Department, Boğaziçi University, 34342, Istanbul, Turkey | akin.oktav@boun.edu.tr

1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Gürültü, insan sağlığını ve yaşam kalitesini olumsuz yönde etkilemektedir [1]. Yapılan çalışmalar, çevresel gürültünün insan sağlığı üzerindeki olumsuz etkilerinin tahmin edilenin üzerinde olduğunu göstermektedir [2]. Çevresel gürültü, tüm gelişmiş ülkelerde mevzuat ile denetlenmekte ve yaptırımlar uygulanmaktadır. Yapılan çalışmaların sonuçları göz önüne alınarak, çevresel gürültü konusundaki mevzuat zaman içerisinde güncellenmekte ve kabul edilebilir gürültü değerleri mütemadiyen aşağı yönlü revize edilmektedir [3]. Türkiye’de “Çevresel Gürültünün Değerlendirilmesi ve Yönetimi Yönetmeliği” 2010 tarihinde yürürlüğe girmiştir [4].

Çevresel gürültü, mevzuat ile denetlenirken, otomobil, beyaz eşya, elektrikli aletler gibi sanayi ürünleri, tüketicinin akustik konforu açısından bir denetime tabi değildir [5]. Ancak, gürültü konusundaki hassasiyet ve tüketici farkındalığı gün geçtikçe arttığından, akustik konfor önemli bir rekabet unsuru haline gelmiştir. Özellikle, beyaz eşya ve elektrikli ev aletleri grubu ürün etiketlerinde, artık gürültü niteliklerine de yer verildiği görülmektedir. İmalatçı firmalar ürünlerinin akustik konforunu geliştirebilmek için sürekli çalışmalar yapmaktadır. Ürün tasarımı ve seri üretim aşamalarında analizler ve testler yapılarak akustik konfor açısından tedbirler alınmaktadır.

Bilindiği üzere, yapısal yolla gürültü iletimi titreşimlerden kaynaklanmaktadır. Yapısal yolla gürültü iletimi, bir binanın duvarındaki, bir köprünün tabliyesindeki veya bir aracın tabanındaki titreşimlerle oluşabilir. Verilen örneklerdeki yapısal titreşimlerin hiç birinin sönümlemeden azade olmadığı açıktır.

Yukarıdaki paragrafta verilen örnekler incelendiğinde; bir otomobildeki gürültü motor titreşimlerinden, yol girdilerinin süspansiyon sistemini harekete geçirmesinden ve aerodinamik girdilerin araç yüzeyi ile etkileşimden oluşabilir [6]. Motor farklı devirlerde çalıştığında, motor kulakları üzerinden enerji ileterek kasanın titreşimine neden olmakta ve kasanın titreşimi de araç içerisindeki durağan hava boşluğunda basınç dalgalanmaları oluşturmaktadır [7]. Araç içerisinde algılanan gürültüye bu basınç dalgalanmaları neden olmaktadır. Gürültü

oluşumu beyaz eşyalarda da farklı değildir. Örneğin, çamaşır makinesinin motoru ve dönen tamburu titreşime neden olmakta, panellere aktarılan titreşim, panellerin etrafındaki havayı iterek basınç dalgalanmaları oluşturmaktadır [8].

Analitik modelleme açısından ele alındığında, yapısal titreşimler, kütle, direngenlik ve sönümlenme matrisleriyle ifade edilmektedir [9]. Yapının malzeme özelliklerinin, yoğunluğunun ve kalınlığının bilindiği kabul edilirse, kütle ve direngenlik matrislerinin güvenilir bir şekilde oluşturulabileceği söylenebilir. Ancak, yapıların sönümlenme özellikleri bilinemediğinden, uygun testlere tabi tutularak ölçülmesi veya enerji bağıntıları kullanılarak bilgisayar benzetimi ile kestirimlerde bulunulması gerekmektedir. Enerji bağıntılarının kullanılabilmesi için modal yoğunluğun yüksek olması gerekir. Modal yoğunluk birim frekans aralığındaki ortalama mod sayısıdır. Modal yoğunluk frekansa bağlı olduğundan, düşük frekanslarda enerji bağıntılarını kullanarak netice alma imkânı yoktur. Düşük frekanslardaki sönümlenme davranışını modelleyebilmek için, ilk örnek ürünün testlere tabi tutulması gerekir. Öte yandan, tasarımı geliştirebilmek adına güvenilir sonuçlar elde etmek için bilgisayar benzetimlerine ihtiyaç olduğu açıktır. Bu benzetimlerde, hesaplamalı ve deneysel modellerin ilgileşimi tesis edilmelidir [10].

Hesaplamalı modellerde ekseriyetle, sonlu eleman veya sınır elemanı gibi deterministik eleman esaslı modelleme teknikleri kullanılmaktadır. Mevcut malzeme özellikleri, yoğunluk ve kalınlık verisi kullanılarak güvenilir bir sönümsüz model oluşturulabilir. Test modeli ile ilgileşim noktasındaki sorun, test modelinin sönümlü olmasıdır. Tüm fiziksel sistemlerde doğal olarak sönümlenme özelliği bulunduğundan, test ile ölçülen frekans cevabı veya gürültü transfer fonksiyonları sönümlüdür.

Bu çalışmada, test verisiyle elde edilen gürültü transfer fonksiyonlarındaki sönümlenme bilgisini ayırtmak için analitik bir çözüm önerilmektedir. Mevcut çalışma bu yönüyle orijinal bir katkı sunmaktadır. Önerilen çözüm kullanılarak, sönümsüz hesaplamalı model, sönümsüz test verisi ile tümlenebilir. Alınacak netice, modal güvence matrislerinin ilgileşim katsayıları ile denetlenebilir. Bilahare, test verisi ile tümlenen sönümsüz benzetim modeline, ölçülen sönümlenme verileri dayatılabilir. Dahası, ürünün akustik özelliklerinin geliştirilmesi için farklı sönümlenme

özellikleri kullanılarak farklı benzetimler yapılabilir. Benzetimlerden netice alınması halinde, akustik konforu geliştirmek için tasarımda tadilatlar yapılabilir.

2. ANALİTİK ÇÖZÜM (ANALYTICAL SOLUTION)

Çoklu serbestlik dereceli bir sistem için, zaman alanındaki hareket denklemi

$$M\ddot{x}(t) + C\dot{x}(t) + Kx(t) = f(t) \quad (1)$$

şeklinde ifade edilir. Denklem 1’de M , C ve K , sırasıyla kütle, viskoz sönümleme ve dirençlilik matrisleri; x ve f deplasman ve kuvvet vektörleridir. Bu denklemin frekans alanındaki ifadesi ise aşağıdaki gibidir.

$$[-\omega^2 M + i\omega C + K]X(\omega) = F(\omega) \quad (2)$$

Burada, $i = \sqrt{-1}$ sanal birimdir. Deneysel modal analizinden bilindiği üzere, deneysel transfer fonksiyonu (H^D) ile deplasman (X) ve kuvvet (F) vektörleri arasında aşağıda verilen bağıntı mevcuttur.

$$X(\omega) = H^D(\omega) F(\omega) \quad (3)$$

Sadelik için, bu noktadan sonra denklemlerin frekans alanında olduğunu belirten (ω) ifadesi yazılmayacaktır. Denklem 2 ve Denklem 3 kullanılarak, aşağıdaki eşitlik yazılabilir.

$$[H^D]^{-1} = [-\omega^2 M + i\omega C + K] \quad (4)$$

Deneysel transfer fonksiyonu matrisinin (H^D), reel (R) ve sanal (I) kısımları ise aşağıdaki gibi ifade edilmektedir [11].

$$[H_R^D]^{-1} = K - \omega^2 M = [H^S]^{-1} \quad (5)$$

$$[H_I^D]^{-1} = \omega C \quad (6)$$

Denklem 5’te sağ kısımda tanımlanan H^S matrisi sönümsüz transfer fonksiyonudur. Tüm fiziksel sistemlerde sönümleme olduğu için bu fonksiyon deneyle ölçülemez. Ancak, deneyle ölçülen transfer fonksiyonundan türetilmesi mümkündür. Denklem 2 ve Denklem 5 kullanılarak aşağıdaki eşitlik yazılabilir.

$$[[H^S]^{-1} + i\omega C]X = F \quad (7)$$

Denklem 7’nin her iki tarafı H^S matrisiyle önden çarpılırsa aşağıdaki eşitlik elde edilir.

$$iH^S \omega C X + X = H^S F \quad (8)$$

Denklem 3 ve Denklem 8 kullanılarak aşağıdaki eşitlik yazılabilir.

$$iH^S \omega H^D F C + H^D F = H^S F \\ \Rightarrow iH^S \omega H^D C + H^D = H^S \quad (9)$$

Denklem 9’da $D = H^S \omega C$ şeklinde bir dönüşüm matrisi tanımlanırsa aşağıdaki eşitlik elde edilir [12].

$$iDH^D + H^D = H^S \quad (10)$$

Deneysel transfer fonksiyonu matrisi (H^D) reel ve sanal kısımlarına ayrılarak, Denklem 10’da yerine konulursa aşağıdaki eşitlik elde edilir.

$$H^D = H_R^D + iH_I^D \Rightarrow iD[H_R^D + iH_I^D] + H_R^D + iH_I^D = H^S \\ \Rightarrow iDH_R^D - DH_I^D + H_R^D + iH_I^D = H^S \quad (11)$$

Denklem 11 tekrar düzenlendiğinde aşağıdaki eşitlik yazılabilir.

$$[H_R^D - DH_I^D] + i[DH_R^D + H_I^D] = H^S \quad (12)$$

Dikkat edilirse, Denklem 12’nin sağ tarafı reel olduğu için, sol tarafındaki ifadede sanal kısmın sıfıra eşit olması gerekmektedir [13].

$$DH_R^D + H_I^D = 0 \quad (13)$$

$$\Rightarrow D = -H_I^D [H_R^D]^{-1} \quad (14)$$

Denklem 14 ile ifade edilen dönüşüm matrisi, Denklem 12’de yerine konulursa, sönümsüz transfer fonksiyonu matrisi ile deneysel transfer fonksiyonu matrisi arasında aşağıda gösterilen bağıntı kurulmuş olur.

$$H^S = H_R^D + H_I^D [H_R^D]^{-1} H_I^D \quad (15)$$

Böylelikle, ölçüm ile elde edilen transfer fonksiyonu matrisi kullanılarak, sönümsüz transfer fonksiyonu matrisi hesaplanabilir. Ayrıca, Denklem 14 kullanılarak sönümleme matrisi de tanımlanabilir. Dönüşüm matrisi tekrar yerine konularak, Denklem 14 aşağıdaki gibi yeniden düzenlenebilir.

$$H^S \omega C = -H_I^D [H_R^D]^{-1} \\ \Rightarrow C = -\omega [H^S]^{-1} H_I^D [H_R^D]^{-1} \quad (16)$$

Bilindiği üzere, transfer fonksiyonu genel bir tabir olup, gerçekleştirilen uygulamaya göre farklı teknik terimlerle ifade edilmektedir. Bu nedenle, literatürde farklı teknik terimler ve farklı notasyonlara rastlanabilir:

- Dinamik direngenlik (kuvvet/deplasman)
- Empedans (kuvvet/hızlanma)
- Devingenlik (hızlanma/kuvvet)
- Belli kütle (kuvvet/ivmelenme)
- Gürültü (basınç/kuvvet)

Listelenen transfer fonksiyonları ölçüm ve tanılama açısından birbirlerinden farklıdır. Takdim edilen analitik çözümde ise türetme, deplasman/kuvvet ilişkisi ile oluşan ‘dinamik esneklik’ tipi transfer fonksiyonu üzerinden yapılmıştır. Verilen analitik çözüm, anılan tüm transfer fonksiyonlar tipleri için geçerlidir. Bir sonraki bölümde verilen durum çalışmasında, gürültü transfer fonksiyonu uygulaması gösterilmektedir.

3. DURUM ÇALIŞMASI (CASE STUDY)

Bir önceki bölümde teklif edilen analitik çözüm bir durum çalışması ile örneklendirilmiştir. Durum çalışması olarak taşıt akustiği konusunda bir uygulama yapılmıştır. Binek bir otomobil üzerinde deneysel ve hesaplamalı analizler gerçekleştirilmiştir. Öncelikle pist testi ile ölçümler alınmıştır. Daha sonra laboratuvar ortamında deneysel çalışma gerçekleştirilmiştir (Bkz Şekil 1). Deneysel uygulama için, kaynak–iletim yolu–alıcı tekniği [7,14] kullanılmıştır. Kaynak–iletim yolu–alıcı tekniği kullanılırken, kaynak olarak motor ve egzoz seçilmiştir (Bkz Şekil 2). Kaynak ifadesinden kasıt titreşime neden olan bileşendir. Otomobillerde titreşim, motor, yol girdisi veya aerodinamik girdiler ile oluşur. Mevcut durum çalışmasında sadece düşük frekans aralığı (<200 Hz) için ölçüm yapılmıştır. Bu aralıkta, yegâne titreşim kaynağı motor ve egzozdur. İletim yolu, titreşim enerjisini yapıya ileten bileşenlerle ilgilidir. Motor ve egzozdan gelen titreşim, yapıya (aracın kasasına) motor kulakları ve egzoz takozları üzerinden iletilmektedir. Alıcı ise mikrofondur. Mikrofon ile sürücünün algıladığı ses basınç seviyesi ölçülmektedir. Anılan teknik kullanılarak, sürücü tarafından algılanan ses basınç seviyesinin hesaplanması mümkündür. Hesaplama için izlenen metot aşağıda izah edilmektedir.

$$\begin{pmatrix} p_1 \\ \vdots \\ p_n \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} p_1/F_1 & \dots & p_1/F_m \\ p_n/F_1 & \dots & p_n/F_m \end{bmatrix} \begin{pmatrix} f_1 \\ \vdots \\ f_m \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} p_1/Q_1 & \dots & p_1/Q_m \\ p_n/Q_1 & \dots & p_n/Q_m \end{bmatrix} \begin{pmatrix} q_1 \\ \vdots \\ q_m \end{pmatrix} \quad (17)$$

Denklem 17’de eşitliğin sağ tarafındaki ilk kısım yapısal yolla, ikinci kısım ise hava yoluyla taşınan sesin hesaplanmasına yöneliktir. Bu denklemde, p ses basıncını, f yapısal yükü, q ise akustik yükü temsil etmektedir. Matrislerdeki p_n/F_m ve p_n/Q_m ifadeleri gürültü transfer fonksiyonlarıdır. Mevcut uygulamada, sadece yapısal yolla taşınan sesin niceliğine dair hesaplama yapılmıştır. Yapısal yolla taşınan sesin hesap edilmesi için p_n/F_m tipi gürültü transfer fonksiyonlarının ölçülmesi gerekmektedir.

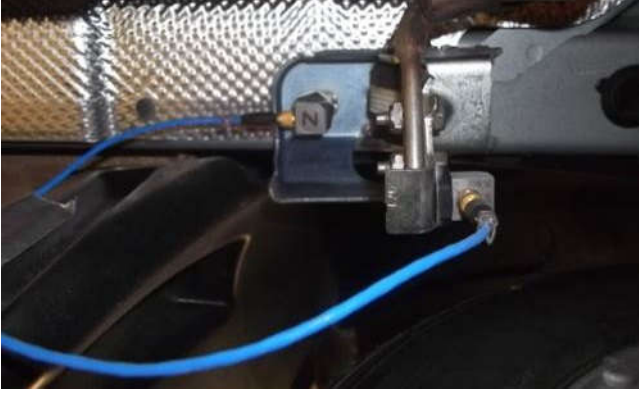
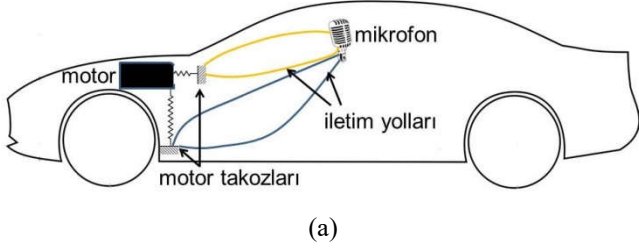


Şekil 1. Test aracı (Test vehicle)

Ölçüm için aracın motoru ve egzozu demonte edilmiştir. Operasyonel şartlarda, motor ve egzozdan gelen titreşimler bağlantılar üzerinden kasaya aktarılmaktadır. Çalışılan araçtaki bağlantılar 3 adet motor kulağı ve 2 adet egzoz takozundan ibarettir. Sadece öteleme yönleri (x, y, z) dikkate alınarak, ses basınç ölçümü için 15 adet iletim yolu tanımlanmıştır. Alıcı olarak sürücü sol kulak (p_s) seviyesi seçilmiştir.

Denklem 17’de ifade edilen, p_n/F_m tipi gürültü transfer fonksiyonlarının ölçülmesi için deney tasarlanmıştır. Deneyde, mobil analiz cihazı, üç eksenli ivmeölçerler, 12 mm’lik piezoelektrik mikrofon ve kuvvet çevirgeçli darbe çekici kullanılmıştır. İvmeölçerler, motor ve egzoz takozlarının kasaya bağlandığı noktalara konumlandırılmıştır. İvmeölçerleri monte etmek için sıcaklığa dayanıklı özel bir yapıstırıcı kullanılmıştır. Darbe çekici ile vuruş yapılan noktalar takoz civatalarının kafa kısmıdır. Darbe

çekicinin kuvvet çevirgecinde çalışılan frekans aralığına uygun olarak yumuşak uç kullanılmıştır.



Şekil 2. Kaynak–iletim yolu–alıcı testi: (a) testin görsel örnekleme (b) egzoz bağlantısı (c) mikrofonun konumu (Source–path–receiver test (a) demonstration of the test (b) exhaust mount (c) location of the microphone)

Yapısal yüklerin belirlenmesi için operasyonel ivmelenme (\ddot{x}) verisi kullanılmıştır. Bu durumda, tanımlı alıcı noktasında ses basıncı aşağıda verilen denklem uyarınca hesaplanabilir.

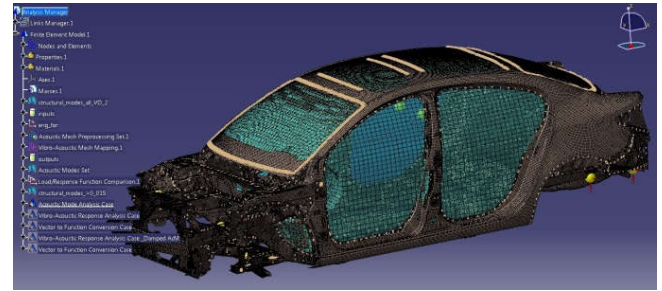
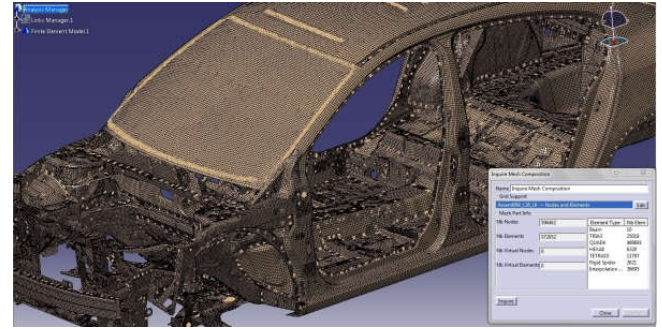
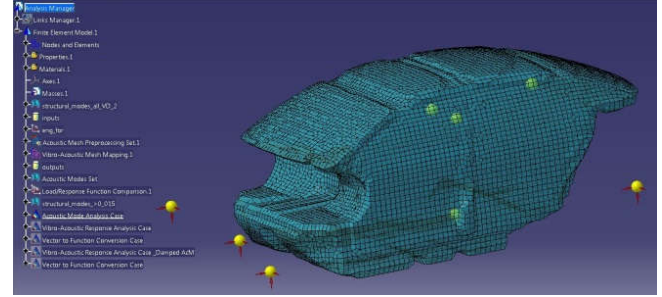
$$\{p_s\} = \begin{bmatrix} p_s/F_1 & \dots & p_s/F_{15} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} f_1 \\ \vdots \\ f_{15} \end{Bmatrix} \quad (18)$$

Denklem 18’deki kuvvet vektörü (f) ise Denklem 19 ile hesaplanarak yerine konulur.

Bu denklemdeki hesabın yapılabilmesi için, deplasman/kuvvet ilişkisi ile oluşan ‘dinamik esneklik’ tipi transfer fonksiyonlarının (\ddot{X}_n/F_m) ölçülmesi gerekmektedir. Dinamik esneklik tipi

transfer fonksiyonlarının ölçümleri için yine 3–eksenli ivmeölçerler ve kuvvet çevirgeçli darbe çekici kullanılmıştır. Ölçüm sırasında aracın motoru ve egzozu demonte haldedir.

$$\begin{Bmatrix} f_1 \\ \vdots \\ f_{15} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \ddot{X}_1/F_1 & \dots & \ddot{X}_1/F_{15} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \ddot{X}_{15}/F_1 & \dots & \ddot{X}_{15}/F_{15} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \vdots \\ \ddot{x}_{15} \end{Bmatrix} \quad (19)$$



Şekil 3. Bağlaışık titreşim–akustik analizi (a) akustik model (b) yapısal model (c) bağlaışık (Coupled vibro–acoustic analysis (a) acoustic model (b) structural model (c) coupled model)

Operasyonel ivmelenme vektörünü (\ddot{x}) ölçmek için ise araç pist testine tabi tutulmuştur [15]. Motor ve egzoz takozlarının aktif (motor) ve pasif (kasa) taraflarından ivme ölçümü alınmıştır. Ortamın sıcaklığı ve bağıl nem değeri kayıt altına alınmıştır. Kullanılan test aracı manuel viteslidir. Pist testi için üçüncü viteste ani hızlanma yapılmış ve tüm motor devirleri taranmıştır.

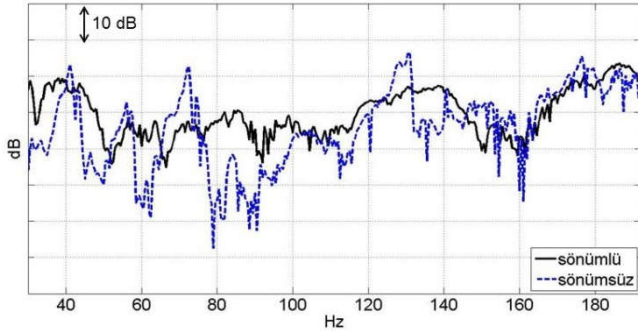
Hesaplamalı analiz için aracın sonlu eleman modeli oluşturulmuştur. Bağlaışık titreşim–akustik

analizi gerçekleştirmek için aracın yolcu kabinindeki hava boşluğu da sonlu elemanlar metodu ile modellenmiştir [16]. Oluşturulan modelin toplam serbestlik derecesi 4 milyon üzerindedir. Hesaplamalı modelde zorlanmış titreşim analizi yapılmıştır. Zorlanmış titreşim için kullanılan girdi, Denklem 19 ile hesaplanan kuvvet vektörüdür.

$$\begin{bmatrix} \ddot{X}_1/F_1 & \dots & \ddot{X}_1/F_{15} \\ \ddot{X}_1/F_1 & \dots & \ddot{X}_1/F_{15} \\ \ddot{X}_1/F_1 & \dots & \ddot{X}_1/F_{15} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \ddot{X}_{15}/F_1 & \dots & \ddot{X}_{15}/F_{15} \end{bmatrix} / \begin{bmatrix} F_{15} \\ \vdots \\ F_{15} \end{bmatrix}$$

↑ frekans

Şekil 4. Üç boyutlu transfer fonksiyonu matrisleri (Transfer function matrix in three dimensions)

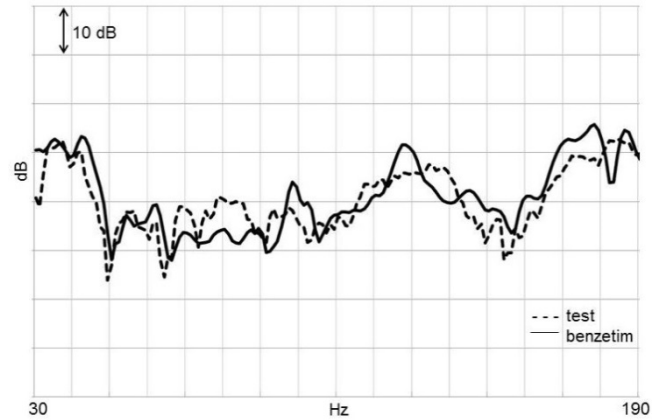


Şekil 5. Hesaplanan ses basınç seviyelerinin kıyaslanması (Comparison of the calculated sound pressure levels)

Sönümlenme değerleri bilinmediğinden, Şekil 3'te gösterilen modellemeler sönümsüzdür. Dolayısıyla, bağlaşıklık titreşim-akustik analizi sonucu elde edilen transfer fonksiyonları da sönümsüz olacaktır. Test ile bulunan ses basınç seviyesi sonuçları ise sönümlü transfer fonksiyonları üzerinden hesaplanmıştır. Makul bir kıyaslama yapılabilmesi için, test verilerinin işlenerek sönümsüz hale getirilmeleri gerekir. İkinci bölümde verilen analitik çözüm, Matlab™ yazılımı üzerinden uygulanmıştır. Uygulamada dikkat edilmesi gereken husus, matrislerin 3 boyutlu olmasıdır (bkz. Şekil 4). Frekans alanında ayrık veri ile çalışıldığından, transfer fonksiyonu matrisindeki girdiler her frekans (ω) çözünürlüğü için farklı değer alacaktır.

Denklem 18 kullanılarak hesaplanan ses basınç seviyeleri Şekil 5'te verilmektedir. Sönümlü ve sönümsüz gürültü transfer fonksiyonları kullanıldığında, sonuçların önemli oranda fark ettiği görülmektedir. Bu farklılık nedeniyle, hesaplamalı modelin deneysel veri ile

güncellenmesi sırasında sönümsüz transfer fonksiyonlarının kullanılması yerinde olacaktır. Böylece, hesaplamalı model güncellenirken yüksek ilgileşim katsayıları elde edilebilir. Model güncellendikten sonra, Denklem 16 kullanılarak elde edilen sönümlenme değerleri nihai modele uyarlanabilir. Elde edilecek nihai hesaplamalı model tasarım üzerinde tadilat yapmaya elverişli hale gelecektir. Böylece, fiziksel model üzerinde deneme-yanılma yoluyla tadilat uygulamak yerine, güncel hesaplamalı model üzerinde güvenilir en iyileştirme çalışmaları yapmak mümkün olacaktır.



Şekil 6. Test ve benzetim sonuçlarının kıyaslanması: sönümlü modeller (Comparison of the test and simulation results: damped models)

Tasarımda tadilat konusu mevcut çalışmanın kapsamı dışındadır. Ancak, elde edilen nihai hesaplamalı model tasarım üzerinde tadilat yapmaya elverişlidir. Şekil 6'da, test ve benzetim ile elde edilen ses basınç seviyeleri kıyaslanmaktadır. İki eğri arasındaki farkın L_2 normu 4,19 dB'dir. Sonuçların kabul edilebilir oranda örtüştüğü görülmektedir.

4. SONUÇLAR (CONCLUSIONS)

Bu çalışmada, fiziksel test ile elde edilen transfer fonksiyonlarındaki sönümlenme bilgisini ayırtmaya dönük analitik bir çözüm önerilmiştir. Önerilen analitik çözüm, bir durum çalışması ile gürültü transfer fonksiyonlarına uygulanmıştır. Elde edilen sönümsüz gürültü transfer fonksiyonları ve tanımlanan sönümlenme matrisi, hesaplamalı çalışmalarda kullanılmıştır. Hesaplamalı çalışmalar; kaynak-iletim yolu-alıcı tekniği ve bağlaşıklık titreşim-akustik analizidir.

- Kaynak-iletim yolu-alıcı tekniği kullanılarak hedef mikrofon noktasında oluşan ses basınç seviyesi hesaplanmıştır. Sönümlü ve sönümsüz gürültü transfer fonksiyonları

kullanılarak farklı hesaplamalar yapılmış ve sonuçlar kıyaslanmıştır (Şekil 5).

- Bağlaışık titreşim–akustik analizi için sönümsüz sonlu elemanlar modeli oluşturulmuştur. Oluşturulan hesaplamalı model, önce sönümsüz test verisi ile güncellenmiş ve ilgililişim analizi yapılmıştır. Daha sonra, tanılanan sönümleme değerleri kullanılarak, nihai sönümlü model elde edilmiştir.
- Kaynak–iletim yolu–alıcı hesaplaması ile elde edilen test sonuçları, bağlaışık titreşim–akustik analizi ile elde edilen benzetim sonuçları ile kıyaslanmıştır. Elde edilen iki ses basınç seviyesi eğrisinin makul bir şekilde örtüştüğü gözlemlenmiştir (Şekil 6).

Önerilen analitik çözüm başarılı bir şekilde uygulanmıştır. Elde edilen nihai hesaplamalı model, testle ölçülen transfer fonksiyonları üzerinden hesap edilen güncel sönümleme bilgisini de içermektedir. Doğrulanmış bir modelin oluşturulması, tasarım üzerinde tadilat ve en iyileştirme çalışmalarının güvenilirliği açısından önem arz etmektedir.

KAYNAKLAR (REFERENCES)

- [1] M. Basner, W. Babisch, A. Davis, M. Brink, C. Clark, S. Janssen, and S. Stansfeld, “Auditory and non-auditory effects of noise on health,” *The Lancet*, vol. 383, no. 9925, pp. 1325-1332, 2014.
- [2] A. Seidler, J. Hegewald, A.L. Seidler, M. Schubert, M. Wagner, P. Dröge, E. Haufe, J. Schmitt, E. Swart, and H. Zeeb, “Association between aircraft, road and railway traffic noise and depression in a large case-control study based on secondary data,” *Environmental Research*, vol. 152, pp. 263-271, 2017.
- [3] H. Dal, “Sakarya D100 (E5) karayolu trafik gürültüsünün değerlendirilmesi,” *Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi*, vol. 20, no. 2, pp. 147-154, 2016.
- [4] RESMİ GAZETE, Çevresel Gürültünün Değerlendirilmesi ve Yönetimi Yönetmeliği, Sayı: 27601, Haziran 4, Haziran 2010.
- [5] Network FUIORE, “R & D technology road map,” 2003.
- [6] Y. Özkan, İ. Özsert, A. Vezir, and İ. Cesur, “Reaktif tip susturucunun iç tasarımının akış ve akustik özelliklerine etkisinin incelenmesi,” *Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi*, vol. 20, no. 1, pp. 65-74, 2016.
- [7] A. Oktav, G. Anlaş, and Ç. Yılmaz, “Assessment of vehicle noise variability through structural transfer path analysis,” *International Journal of Vehicle Design*, vol. 71, no. 1, pp. 300-320, 2016.
- [8] S. Wang, C. Nerse, and K.H. Woo, “Vibro-Acoustic Noise Analysis of a Washing Machine,” *Sensors and Instrumentation*, vol. 5, pp. 47-53, 2017.
- [9] P. Davidsson, *Structure-Acoustic Analysis: Finite Element Modeling and Reduction*, Doktora tezi, Lund University, 2004.
- [10] E.O. Boru and M. Kutanis, “Çevrel titreşim kayıtları kullanılarak yapı dinamik parametrelerinin belirlenmesi,” *Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi*, vol. 19, no. 1, pp. 59-66, 2015.
- [11] J-H. Lee and J. Kim, “Development and validation of a new experimental method to identify damping matrices of a dynamic system,” *Journal of Sound and Vibration*, vol. 246, no. 3, pp. 505-524, 2001.
- [12] S.Y. Chen, M.S. Ju, and Y.G. Tsuei, “Estimation of mass, stiffness and damping matrices from frequency response functions,” *Journal of Vibration and Acoustics*, vol. 118, no. 1, pp. 78-82, 1996.
- [13] A. Oktav, Ç. Yılmaz, and G. Anlaş, “Transfer path analysis: Current practice, trade-offs and consideration of damping,” *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 85, pp. 760-772, 2017.
- [14] J.W. Verheij, “Experimental Procedures for Quantifying Sound Paths to the Interior of Road Vehicles,” in *2nd International Conference on Vehicle Comfort*, Bologna, 1992.
- [15] ISO 5128, *Acoustics Measurement of Noise Inside Motor Vehicles*, 1980.
- [16] H. Şerafettinoğlu, *Akustik yapısal bağlaışık sistemlerde gürültü patikalarının tanılanması*, Doktora tezi, ODTÜ, 2004.