

## NON-LİNEER AMORTİSÖRLERİN DİNAMIĞI

Dr. Hayrettin YÜKSEL

Balıkesir Üniversitesi, Mühendislik-Mimarlık Fakültesi  
Makine Mühendisliği Bölümü/Balıkesir

### ÖZET

Günümüz taşıt teknolojisi motor, aerodinamik, karoser ömrü, ön ve arka takımlar ile fren sistemi yönünden büyük gelişmeler kaydetmesine rağmen amortisörde gerekli teknolojik gelişmeler sağlanamamıştır. Titreşimin sönümlenmesi özellikle kırılğan malzeme nakliyesi, patlayıcı maddelerin, hasta ve yaralıların, askeri amaçlı çok özel malzemelerin taşınmasında önem kazanmaktadır.

Bu makalede, amortisörün yolda karşılaşılabileceği rastlantı titreşimleri, test makinesinde sinüsoidal hareket şeklinde tanımlanmış bir harmonik yöntem ile sağlanmıştır. Tipik bir otomobil arka aks amortisörü test sonuçları, literatürde mevcut çalışmalarla karşılaştırılmıştır.

Bu çalışma ile harmonik ve tahmini lineerleştirme tekniği kullanılarak basit bir model amortisörün dinamik davranışının fiziksel yorumu yapılmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** Linear, non-linear, amortisör, harmonik.

### ABSTRACT

Despite advances in several vehicle technologies such as engine, aerodynamics, body, and break system, shock-absorber technology relatively neglected in vehicles. Shock-absorber becomes especially important in transportation of fragile materials, wounded and sick people, and dangerous military ordinance.

In this study, possible random vibrations that an absorber could have were simulated by a sine wave harmonic generator. A typical car rear shock-absorber was tested and experimental data compared with the literature.

Using harmonic method and estimated linearization method, a simple mathematical model that characterized the physical system was developed and model parameters also explained in this work.

**Key Words:** Linear, non-linear, shock-absorber, harmonic.

## 1. GİRİŞ

Son yıllarda taşıt dinamiğinde aktif ve yarı aktif kontrolü ilgi odağı haline geldi ve günümüzde basit “sönümleyici kontrol sistemleri” bilhassa yolcu otobüslerinin seri konstrüktif yapısında kullanılmaya başlandı. Bu kontrol sistemlerin analiz, dizayn ve teknolojideki hızlı gelişimi, taşıtların süspansiyon sisteminde lastik ve amortisör gibi bileşenler dinamiğinin tam ve doğru bir tasvirini gerekli kılmıştır [1,3].

Günümüz otomobillerinde süspansiyon süspansiyon sisteminde tekerlek asılış donanımında kullanılmakta olan amortisörler bütün mekanik sistemlerde olduğu gibi non-linear karakterdedir [6,7]. Taşıt dinamiği analizinde kullanılmakta olan modeller; özellikle sürüş konforu bakımından ayrıklaştırılmış non-linear elementli olup esas itibariyle lineerdir [5]. Bu ayrıklaştırılmış elementler ancak sistemin ayrıntılı dinamik davranışı ile çok yakından ilgili olması durumunda eşdeğer lineerleştirme tekniği göz önüne alınır. Şayet sistemin non-linear denklemleri biliniyorsa, amortisör ve lastik bileşenleri analitik olarak parametreleri elde edilebilen lineer elemanlar yerine kullanılabilmekte, bununla birlikte taşıtın seyir koşullarında dinamik davranışı bir deneysel veriyi gerektirir. Eşdeğer lineer sisteme ait parametrelerin değişiminin izlenmesinde, maksada uygun basit bir sistemin bazı hallerde iyi bir sonuç verebilmesi, katsayıları belirli orijinal non-linear sisteme ait diferansiyel denklem ile doğrudan ilişkilidir. Linear modellerin parametreleri şüphesiz deneylerde kullanılacak değişik test sinyallerine bağlı olarak eşdeğer lineerleştirme yardımıyla tayin edilir.

Böylece eşdeğer harmonik ve amaca uygun biçimde yapılmış tahmini lineerleştirme tekniği ile tipik bir amortisör için deneysel veriler kullanarak gerçekleştirilmiş lineerleştirmeye dayalı deneysel verilerle söz konusu amortisör için uygun bir matematik model oluşturulur.

## 2. EŞDEĞER LİNEERLEŞTİRME

Bir sistemin incelenmesi; gerçek bir sistemin dinamiği için kurulmuş dinamik sisteme ait lineer veya non-lineer bir matematik model bu sistemin dinamik davranışını gerçekleştiren olarak kabul edilir. Belirli uygulamalarda non-lineer model gerekli olduğu halde lineer modelin yeterli doğrulukta olduğu durumlar da vardır. Sistem dinamiğinde birçok lineerleştirme teknikleri kullanılmakta olup, yol koşullarında amortisörün işleyişi dinamik bakımdan önemli bir rol oynadığı, sürüş konforu bakımından süspansiyon tasarımına uygun düşen tahmini lineerleştirme tekniğidir. Bu teknik Krylov'un metodu temel alınarak oluşturulmuştur [6]. Harmonik veya sadece harmoniğe yakın hareketler için sistem dinamiğinin tanımında, harmonik lineerleştirme ile sınırlı kalmaktadır. Amaca uygun olarak yapılacak bir tahmini lineerleştirme, gelişigüzel uyarımlı yol titreşimleri gibi problemlere uygulanabilen bu Krylov Etal'min metodu Booton, Kazakov ve Caughey [7] tarafından genişletilerek kullanım alanı daha da yaygın hale getirildi. Harmonik hareket ve tahmini lineerleştirme metodunda genel düşünce ve teknik aynı ve çok benzer olmakla birlikte her iki metod rastlantısal uyarımlarla sınırlı kalmaktadır.

Taşıt tekerleğinin asılış donanımında, süspansiyon sisteminin viskoz sönüm elemanı amortisörün dinamik davranışı aşağıdaki non-lineer diferansiyel denklem ile tanımlanır;

$$x''(t) + g[x(t), x'(t)] = F(t) \quad (1)$$

Burada  $F(t)$  bir harmonik kuvvet fonksiyonu veya sabit bir rastlantı uyarımı,  $x(t)$  sistem cevabı, deplasmanı tanımladığı ve  $g[x(t), x'(t)]$  durum değişkenleri non-lineer bir fonksiyonu belirtir. Eşdeğer lineerleştirmede temel düşünce non-lineer diferansiyel denklem yerine şu diferansiyel denklem kullanılır:

$$y''(t) + ay'(t) + by(t) = F(t) \quad (2)$$

Bu iki diferansiyel denklemde;  $x(t)$  ve  $y(t)$  rastlantı cevaplarını minimuma indirmek için yapılması gereken  $a$  ve  $b$  katsayılarını doğrulukla seçmektir.

Genel bir durumda  $g[x(t), x'(t)]$  tek işlevli bir fonksiyon ve  $F(t)$ 'nin sıfır olmadığı durum dikkate alınması gerekir.  $E\{\}$  sembolü umulanı belirten bir operatör olarak beklenen deplasman ve kuvvet çıktılarında düzensiz değişken kısımları ayrılır ve ortalama değerler;

$$x_1(t) = x(t) - E\{x(t)\},$$

$$F_1(t) = F(t) - E\{F(t)\} \quad (3)$$

$$E\{g[x(t), x'(t)]\} = E\{F(t)\} \quad (4)$$

şeklinde ifade edilir.

Harmonik lineerleştirme durumunda bu operatör şöyle tanımlanır;

$$E\{x(t)\} = \frac{1}{T} \int_0^T x(t) dt \quad (5-a)$$

Harici zorlayıcı kuvvetin dairesel frekansı  $\Omega$  ile titreşim periyodu arasındaki ilişki;

$$T = \frac{2\pi}{\Omega} \quad (6)$$

Bu tahmini rasgele durumda,  $E\{ \}$  operatörü beklentiyi belirtir ve umulan deplasman;

$$E\{x(t)\} = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{2T} \int_{-T}^T x(t) dt \quad (5-b)$$

şeklindedir ya da t zamanında bağımsız  $x(t)$ 'nin olasılık yoğunluk fonksiyonunu  $P(x)$  belli ise sabit işlemler için şöyle tanımlanır:

$$E\{x(t)\} = \int_{-\infty}^{\infty} xP(x) dx \quad (5-c)$$

Amortisör dinamiğini ifade eden non-linear diferansiyel denklemden ortalamayı veren ifadeleri çıkarırsak neticede düzensiz bir şekilde değişip dalgalanmaları gösteren kısımlar için şu ifade elde edilir;

$$x''(t) + g[x(t), x'(t)] - E\{g[x(t), x'(t)]\} = F_1(t) \quad (7)$$

Bir orijinal non-linear denklem minimum hata, a ve b parametrelerini kullanmak şartıyla aşağıdaki lineerleştirilmiş diferansiyel denkleme dönüştürülür;

$$y_1''(t) + ay_1'(t) + by_1(t) = F_1(t) \quad (8)$$

Amaca uygun olarak yapılacak tahmini lineerleştirme durumunda, lineerleştirilmiş diferansiyel denklem çözümünde ilk adım a ve b parametrelerini hesaplamak, ikinci adım dizi momentlerinin orijinal non-linear denklemininkine eşdeğer olup olmadığının doğruluğuna bakmaktır. Değerlendirmede hesaplanan a ve b parametrelerinin değerleri ile beklentileri içeren orijinal non-linear problemin istatistiksel çözümü karşılaştırılır. Bu yüzden hata hesabında lineer diferansiyel denklemdeki  $y(t)$  kullanılmayıp non-linear diferansiyel denklemdeki  $x(t)$  girdi deplasmanı kullanılmakta, bununla birlikte bazı özel durumlar haricinde, orijinal non-linear problemin çözüm istatistiği çoğunlukla belli değildir, şayet çözüm belliyse ayrıca bir lineerleştirme yapılması zorunluluğu kalmaz. Bundan sonraki yapılan işlemlerde ise hatayı veren denklem [8] lineerleştirilmiş olması nedeniyle  $y(t)$  değeri temel alınarak tanımlanması genellikle yaygın bir uygulamadır. Böylece  $g[x(t), x'(t)]$  verilirse neticede çözülebilen a ve b parametreleri için lineer olmayan denklemler kümesine ulaşılır [9].

### 3. DENEYSEL TEKNİK VE UYGULAMASI

$g[x(t), x'(t)]$ 'nin bilinmediği hallerde eşdeğer lineerleştirme uygulayabilmek için lineerleştirilmiş sistem parametrelerinin tayini gerekir, bunun için de deneysel veri kullanılan bir metoda başvurulur. Non-linear denklem  $x'(t)$  ile çarpılır ve beklenti operatörü  $E\{ \}$  uygulanılarak;

$$E\{x'(t)x''(t)\} + E\{x'(t)g[x(t), x'(t)]\} = E\{F(t)x'(t)\} \quad (9)$$

bulunur.

$$E\{x'(t)x''(t)\} = \frac{1}{2} \frac{d}{dt} E\{x'^2(t)\} \quad (10)$$

eşitliği yardımıyla a parametre değeri için şu sonuca varılır ve bu denklem basit bir güç dengesi olarak yorumlanır.

$$a = \frac{E\{F(t)x'(t)\}}{E\{x'^2(t)\}} \quad (11)$$

Zira tahmini durumda sabitliğin bir sonucu olarak  $E\{x'^2(t)\}$  sabittir, yine harmonik hareket durumunda da çözüm, periyodikliğin bir sonucu olarak  $E\{x'^2(t)\}$  değişmediğinden sabittir.

Güç dengesi denkleminde; zorlayıcı kuvvet  $F(t)$  tarafından orijinal sisteme uygulanan bütün güç, şayet orijinal non-linear sistem gibi eşdeğer lineer sistem de aynı harekete maruz kalıyorsa bu güç sistemin sönümleyici viskoz elemanı olan damperde tüketilir. Non-linear sistemin ana özelliklerinden biri olan güç-akım karakteristiği olarak adlandırılan bu özellik böylece lineerleştirme yapılmak suretiyle korunur. Bu eşdeğer lineerleştirme pek çok uygulamalarda ve özellikle taşıt süspansiyon sistemin vazgeçilmez elemanı amortisörün dinamiğinde çok caziptir.

$b$  parametre değerinin belirlenmesi için bu defa non-linear diferansiyel denklem  $x(t)$  ile çarpıp eşitliğin her iki tarafına  $E\{ \}$  operatörü uygulanırsa,

$$E\{x(t)x''(t)\} + E\{x(t)g[x(t), x'(t)]\} = E\{F(t)x(t)\} \quad (12)$$

bu ifade ile lineerleştirilmiş bir sistemin kinetik ve potansiyel enerjilerinin birbirine eşitliğini veren bir enerji dengesi denklemi elde edilmiş olur. Bu da  $b$  parametre değerini verir;

$$b = \frac{E\{F(t)x(t)\} + E\{x'^2(t)\} - E\{F(t)\}E\{x(t)\}}{E\{x^2(t)\} - E^2\{x(t)\}} \quad (13)$$

Burada;

$$\frac{d}{dt} E\{x(t)x'(t)\} = E\{x'^2(t)\} + E\{x(t)x''(t)\} = 0 \quad (14)$$

eşitliği kullanılır.

Yukarıdaki  $a$  ve  $b$  parametreleri böylece uygun bir  $x(t)$  uyarı hareketi için sistemin  $x'(t)$ 'sini ve  $F(t)$ 'yi basitçe ölçülmesine ve değerlendirilmesine olanak sağlar. Çünkü gözlemler gerçek bir non-linear sistem için yapıldığından elde edilen test değerleri doğru bir şekilde istatistiksel sonuçları verir.

Teleskopik hidrolik amortisörün modellenmesinde önceki bölümde özet olarak tanıtılmış bulunan harmonik hareket ve tahminin lineerizasyon metodu esas alınarak, otomobil amortisörleri için matematiksel modeller geliştirmek maksadıyla test düzeneği olarak bir şok makinesi, sönüm sabiti olarak bilinen  $a$  ve  $b$  parametrelerinin beklenti değerlerini değerlendirmek üzere de bilgisayar kontrollü sinyal analizörü kullanılır. Bu düşünceden hareketle değişik strok ve devirli laboratuvar tipi bir amortisör test makinesi tasarım ve imalatı gerçekleştirildi. Test düzeneği Şekil 1'de görülmektedir. [10]



Şekil 1: Amortisör Test Düzeneği

Deneylerde arka aks süspansiyonda kullanılmakta olan yerli yapım standart teleskopik hidrolik amortisörü test edildi. Amaca uygun olarak tahmini lineerleştirme için bazı değerler daha önceden yapılmış kaynak sonuçlardan alındı [7]. Çalışmada sadece harmonik hareket durumu dikkate alındı ve a sönüm sabiti tayini yapıldı. Bu nedenle amortisörün uç noktasında kuvvet sinyali  $F(t)$  ve hız  $x'(t)$  ölçülüp değerler verildi ve daha sonra güç dengesini sağlayan bu a sönümlenme sabiti sinyal analizöründe korelasyon modu kullanılarak hesaplandı.

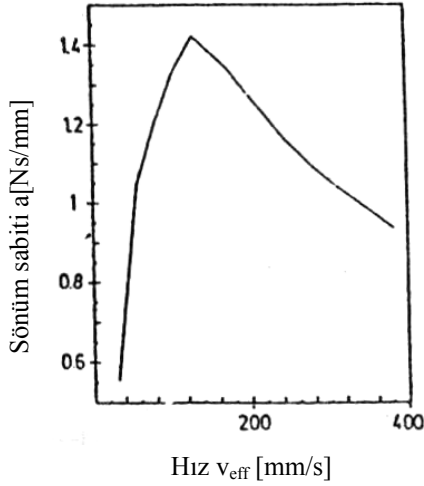
Teorik incelemede sistemin durumuna ilişkin diferansiyel denklemlerin çıkarılmasında, atalet kuvveti ifadesinde sistemin kütlesi 1'e eşit alındı. Böylece zorlayıcı kuvvet  $F(t)$  bir kuvvetten çok bir ivme ile temsil edildi, a parametresi de lineer sistemin sönümlenmiş serbest titreşimlerinin sönümlenme sabitinin tersi olarak alındı. Bununla birlikte deneylerde ise  $F(t)$  bir kuvveti temsil etmekte, a parametresi de bu durumda N/mm/s birimi ile sönüm sabitini temsil eder.

Genliği  $\hat{x} = 3$  ve 45 mm. arasında değişen, 2 Hz.lik sinüsoidal harmonik hareketin test sinyalinde ölçülen sönüm sabitinin değişimi Şekil 2'de görülmektedir. Sönüm sabiti değişimi ortalama kareli hızın karekökü değerine bağlı aşağıdaki  $v_{\text{eff}}$  hız ifadesi değerlerinde gösterilmiştir [9].

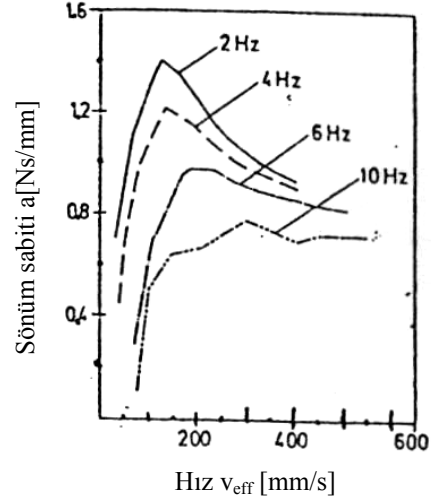
$$v_{\text{eff}} = \sqrt{\left[ \frac{1}{T} \int_0^T x'^2(t) dt \right]} \quad (15)$$

Buna göre amortisörün piston hızı  $v_{\text{eff}}$  [mm/s] ile orantılı sönüm kuvveti, sönüm sabiti a [N/mm/s]'ya bağlı şu şekilde ifade edilir;

$$F_{\text{eff}} = a \cdot v_{\text{eff}} \quad (16)$$



Şekil 2: 2 Hz.lik Sinüsoidal Test Sinyali İçin Sönüm Sabiti Değişimi



Şekil 3: 2, 4, 6 ve 10 Hz.lik Sinüsoidal Test Sinyallerinde Sönüm Sabiti Değişimi

Sönümlenme sabiti eğrisi küçük hızlar için pozitif bir eğimle başlayıp maksimuma ulaşmakta ve sonra tekdüze olarak alçalarak inmektedir. Yüksek hızlar için eğri bir yatay tanjanta yaklaşıyor. Eğer testler daha yüksek frekanslar için tekrarlanıldığında eğrinin nitel davranışı aynı kalmakta, fakat sönüm sabitinin kesin değerleri değişik frekanslarda amortisör piston hızına göre Şekil 3'te görüldüğü gibi değişim göstermektedir. Sönüm sabitinin maksimum değerindeki hız, artan frekanslarda daha yüksek değerlere doğru çıkartılır, buna karşın bu yüksek hızlarda sönüm sabiti için yaklaşılan nihai eğim hemen hemen hiç değişmeden sabit kaldığı görülür.

#### 4. AMORTİSÖRÜN MATEMATİK MODELLEMESİ

Bir amortisörün işleyişi, onun yapılışına ait konstrüktif detaylarına güçlü bir şekilde bağlıdır, bu hususta amortisör karakteristiğini içeren ve dinamik davranışında net bir çözüm önerebilecek çok az kaynak bilgi vardır. Bu çalışmada teleskopik hidrolik amortisörün basit bir matematiksel model tanıtımı ve dinamiği incelenecektir. Sönüm sabiti  $a$  ile ilişkilendirilmiş güç-akım karakteristiği, tam ve doğru bir modelin oluşturulmasıyla mümkündür. Bu model, amortisör piston hızlarının ( $0 < v_{eff} < 500$  mm/s) değişik hızlarında, harmonik hareketle sinüsoidal test sinyali ( $1 \text{ Hz} < f < 10 \text{ Hz}$ ) frekanslarında test edilmiş ve bütün değişim alanı için kayda değer sonuçlar elde edilmiştir. Deney teleskopik hidrolik amortisörünün prensibi Şekil 4'te görülmektedir. Esas olarak amortisör genellikle yağ olan bir akışkan içerisinde hareket eden iç tüpün bölmelerini ayıran ve valfleri bulunan bir pistondan oluşur. İç ve dış tüpler ikinci valfler sayesinde birleştirilir, dış tüp sadece iç tüp için bir depo görevi yapar.

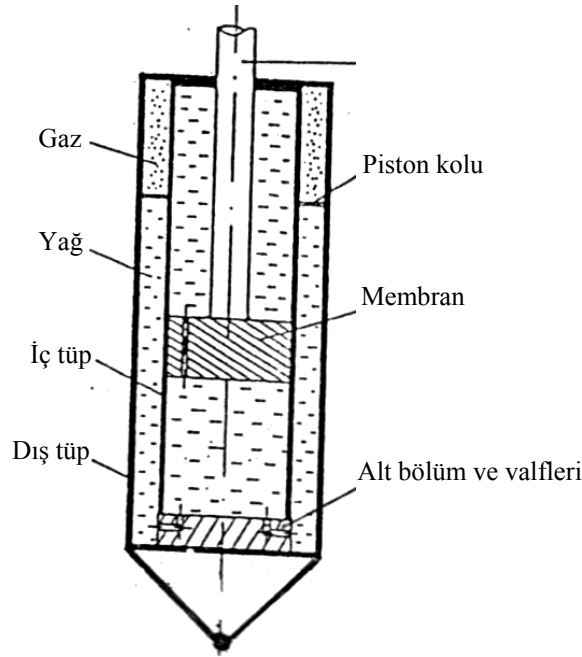
Teleskopik hidrolik amortisör prensip olarak Şekil 5'te görüldüğü gibi bir akışkan ihtiva eden kapalı bir silindir içerisinde hareket eden bir piston modeline indirgenebilir. İki hücre  $\ell$  uzunluğunda ve  $d$  çapında dairesel kesitli değişmez tek bir kanalla birbirine içten birleştirilir ve sıvının sıkıştırılamaz olduğu farz edilerek piston hareket denklemi; atalet kuvveti, laminar akış, gaz kısma kaybı ve sürtünmeden ibaret üç sönümlenme terimi ve zorlayıcı kuvvetle şu şekilde ifade edilir [9].

$$m\ddot{x}(t) + d_1\dot{x}(t) + d_2x(t)\text{sgn}[\dot{x}(t)] + d_3\text{sgn}[x(t)] = F(t) \quad (17)$$

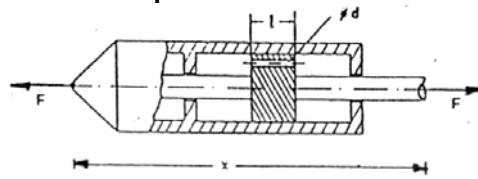
Burada: Laminar akış, gaz kısma ve sürtünme kayıplarını tanımlayan  $d_1$ ,  $d_2$  ve  $d_3$  değerlerin hesabı aşağıdaki bağlantılarla yapılır:

$$d_1 = \frac{32\eta A^2 \ell}{\pi d^4}, \quad d_2 = \frac{c\rho A^3}{2}, \quad d_3 = \mu N \quad (18)$$

Kullanılan büyüklükler; A efektif piston alanı,  $\eta$  akışkanının dinamik viskozitesi,  $\rho$  akışkan kütle yoğunluğu ve c bir sabittir. Piston ve silindir arasındaki Coulomb sürtünmesi  $\mu N$  sürtünme kuvveti olarak hesaba katılır. Denklem 17’de, piston hareket denklemindeki ilk üç sönümleme kuvveti terimi, sırasıyla laminar akış, gaz kısma valfi kayıpları ve sürtünmeden kaynaklanan enerji dağılımını tanımlar. Bundan başka amortisörün iki tarafından etkiyen kuvvetlerin birbirine eşit olduğu kabul edilir, böylece amortisör dışarıdan gözlenebilen kütleli olan iki kuvvet elemanı olur [8].



Şekil 4: Teleskopik Hidrolik Amortisör Prensibi



Şekil 5: Amortisörün Matematiksel Modeli

Bu basit model, geliştirilecek gerçek amortisörün güç–akım davranışının tanımlanmasına yeterli olmadığı, zira modelde hesaplanan  $\hat{a}$ , Denklem 17’den tespit edilen  $a$ ’nın teorik değerleri, güç–akım davranışını tanımlayan model  $\hat{a}$  değerlerinden çok farklı olup bunun yetersizliği açıkça görülür.

$$\hat{a} = d_1 + \frac{8d_2}{3\pi} \hat{x}\Omega + \frac{4d_3}{\pi\hat{x}\Omega} \quad (19)$$

Burada sönüm sabiti değerlerin tespiti eşdeğer lineerleştirme bölümünde belirtilmiş bulunan sinüsoidal temel harmonik hareketin test sinyallerinde tahmini yaklaşımla gerçekleştirilir. Model sönüm sabiti eğrisi Denklem 19’dan düşük piston hızlarında ölçülmüş sönüm sabitin değerleri amortisör dinamiği davranışını tanımlayamaz olduğu, ancak yüksek hızlarda Şekil 6’dan görülebildiği gibi iyi bir yaklaşım oluşturduğu anlaşılır. Anılan



yaklaştırma eğrisi yalnızca, yüksek hızlar için yapılan ölçüm değerleri esas alınarak asgari Gauss hatası kullanılarak deneysel veriye uydurulur. Gaz kısma kayıplarını tanımlayan  $d_2$  o kadar küçüktür ki pratik uygulamalar için ihmal edilebilir.

Şekil 2 ve Şekil 3'teki eğrilerin karakteristik şekillerine bakıldığında bunun şiddetli geri itme naklin davranışını tanımlayan tipik fonksiyonuna benzemekte olduğu, Karadayı ve Masada çok düşük frekanslarda ( $f < 1$  Hz) yaptıkları araştırmada bu şiddetli geri itmeyi  $\delta$  kabul edersek her strokun başlangıç ve bitiminde piston hızının yön değiştirmesinde oluşan şok, basit matematiksel modelin piston hareket denkleminde şu koşulda etki ettirilir.

$$\begin{aligned} mx''(t) &= F(t), \text{ eğer } x(t) - \hat{x} < \delta \text{ ve } x'(t) < 0 \\ &\text{veya } x(t) + \hat{x} < \delta \text{ ve } x'(t) > 0 \\ mx''(t) + d_1 x'(t) + d_3 \operatorname{sgn}[x'(t)] &= F(t), \end{aligned} \quad (20)$$

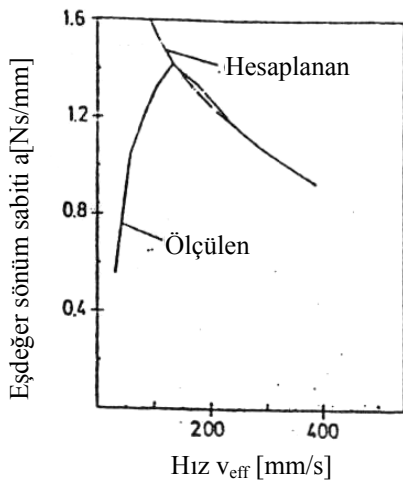
diğer bir deyişle, Denklem 17'nin yerine o zaman  $\hat{a}$  şu şekilde ifade edilir:

$$\hat{a} = 0, \text{ eğer } 2\hat{x} < \delta$$

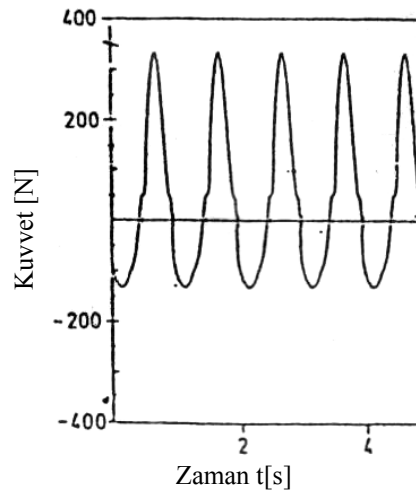
$$\hat{a} = d_1 \left[ 1 - \frac{1}{\pi} \arccos \left( 1 - \frac{\delta}{\hat{x}} \right) + \frac{1}{\pi} \left( 1 - \frac{\delta}{\hat{x}} \right) \sqrt{1 - \left[ 1 - \frac{\delta}{\hat{x}} \right]^2} \right] + \frac{2d_3}{\hat{x}\Omega\pi} \left( 2 - \frac{\delta}{\hat{x}} \right) \quad (21)$$

yani bu ifadede küçük katkısından dolayı  $d_2$  baştan sıfır kabul edilmiştir.

Yaklaşık olarak ölçülmüş sönüm sabiti verisi, öncekinden biraz daha iyi olmakla birlikte kabul edilir yeterlikte tam tatmin edici değildir. Teori ve deney arasındaki bu farklılık biraz da silindirin iki hücrelerini birleştiren valflerin kanallarının kompleks bir konstrüktif şekle sahip olması ve ele alınan model amortisör dibindeki ikinci valf kümesinin hesaba katılmaması gerçeğine bağlıdır. Ayrıca bu valfler bazı kritik basınç seviyesine ulaşıp ulaşılmadığını gösteren açık ek kanalları bulunan ön yüklü yayları ihtiva eder. Bu husus Şekil 7'de sadece 1 Hz frekanslı harmonik hareket için sönümlenme kuvvetinin zamana bağlı değişiminden açıkça görülür. Yaklaşık olarak 50 N. sönümlenme kuvveti değerinin üzerinde hemen hemen sabit kalan karakteristik periyotlar vardır [9].



Şekil 6: Modelde Ölçülmüş ve Hesaplanmış Sönüm Sabiti Karşılaştırması [18]

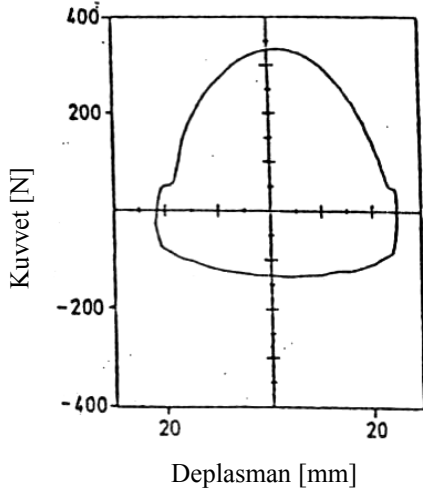


Şekil 7: 1 Hz Frekanslı Harmonik Hareketle Sönümlenme Kuvveti Değişimi

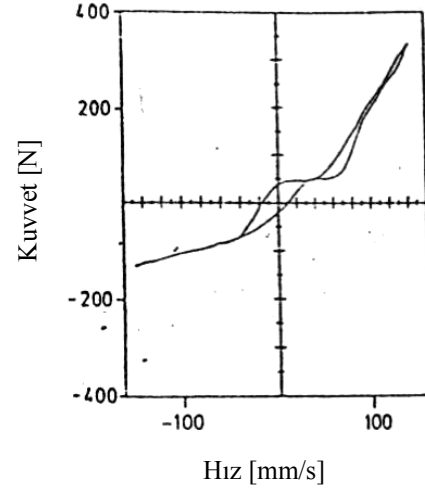
Şekil 7'ye bağlı olarak kuvvet–deplasman ve kuvvet–hız diyagramları Şekil 8 ve 9'da görülür. Bu şekiller amortisörün sıkışma ve genişleme hareketlerindeki asimetrik davranışını



da göstermektedir. Bazen bir amortisörün kuvvet–hız karakteristiği sıkışma ve genişleme için ayrı ayrı iki sabit viskoz sönümlenme terimi ile tanımlanır. Bu bazı özel durumlarda iyi bir sonuç verir olmasına rağmen amortisörün çalışma koşullarının çok geniş bir bölümü üzerinde bu modelin güç–akım karakteristiğini tanımlaması şüphesiz çok yetersiz kalır.



Şekil 8: Kuvvet–Piston Kursu Diyagramı



Şekil 9: Kuvvet–Sönüm Hızı Diyagramı

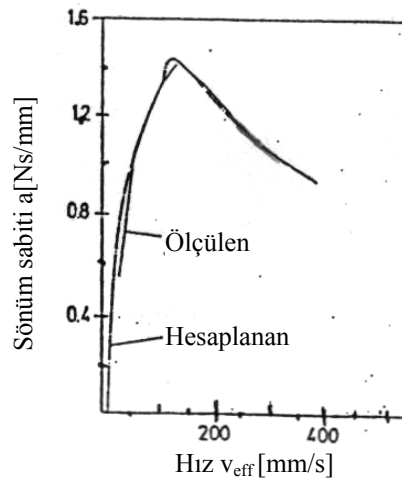
Amortisör değişik çalışma rejimlerinde; laminar akış, gaz kısma ve sürtünme kayıpları için değişik  $d_i$  parametrelerini kullanarak, asimetri ve değişen valf karakteristiklerin etkileri modelin piston hareketi denkleminde [17] işleme sokularak ve gerekli analizler yapıldıktan sonra ölçülür ve hesap edilmiş sönüm sabitin piston hızına bağımlı değişimi, aşağıdaki bağıntılarla değişik dokuz ayrı model çapı kullanılarak yapılan bu dokuz parametrelili deneme sonuçları Şekil 10'da verilmiştir.

$$mx''(t) + d_1 x'(t) + d_2 x'^2(t) \operatorname{sgn}[x'(t)] + d_3 \operatorname{sgn}[x'(t)] = F(t), \quad \hat{x}\Omega < v_1,$$

$$mx''(t) + d'_1 x'(t) + d'_2 x'^2(t) \operatorname{sgn}[x'(t)] + d'_3 \operatorname{sgn}[x'(t)] = F(t), \quad \hat{x}\Omega > v_1 \quad \text{ve} \quad |x'(t)| < v_1,$$

$$mx''(t) + d''_1 x'(t) + d''_2 x'^2(t) \operatorname{sgn}[x'(t)] + d''_3 \operatorname{sgn}[x'(t)] = F(t), \quad \hat{x}\Omega > v_1 \quad \text{ve} \quad |x'(t)| > v_1$$

(23)



Şekil 10: Değişik Amortisör Piston Hızında Sönüm Sabitinin Karşılaştırması

Model testinde her seferinde sadece bir frekans değeri kabul edilmek koşullu yaklaşımla deneme sonuçları alındı. Bununla birlikte değişik frekans değerlerinin kullanılması halinde de değişik parametre kümeleri verileri alınabileceği bir gerçektir. Yapılan denemelerden öyle anlaşılıyor ki bir amortisör modelinin gerektirdiği parametre sayısı, söz konusu olan basit bir model için mevcut olanından çok daha fazla olmasına rağmen bu durumda da hala amortisör modelinden beklenen tatminkâr bir sonucun arzu edilen süspansiyon sistemindekinden uzak kaldığı, geliştirilmeye yönelik bulunduğu görülüyor. Model, elastik eleman yayı kullanma koşuluyla daha da geliştirilebilir, çünkü sönümleyici içerisindeki sıvı, hava basıncında çalışan bir esnek yayla çalkalanmakta ve yüksek frekanslarda bu yağın köpürmesi önemli hale gelmekte, neticede sönüme önemli derecede hassasiyet göstermektedir. Sönümleyici daha sonra elastik yayla art arda hareket eder ve dahili iç değişkenlerin etkisi modeli [8, 9] daha da kompleks bir hale getirdiğinden bunların modele sokulması kaçınılmaz olur.

Sonuç olarak matematik modelleme ile geliştirilmeye çalışılan bir teleskopik hidrolik amortisörün güç-akım karakteristiğinin tanımı, tasviri sadece fiziksel olarak orantılı birkaç parametreden oluşan basit matematiksel modellerin kullanılması yoluyla tam ve mükemmel bir şekilde geliştirilme mertebesinin nihai bir çözüme ulaşabilmesinin bu koşullarda çok güç olduğu bu alandaki çalışmaların daha yoğunlaştırılması gerektiği anlaşılır.

## 5. SONUÇ

Motorlu taşıtların arka aks süspansiyonunda kullanılmakta olan tipik bir teleskopik hidrolik amortisör için bir takım test sonuçları kullanılarak bu sönümleyicinin güç-akım karakteristiğini açıklamak için dinamik davranışı üzerinde duruldu. Yol şartlarında amortisörün sönüm sabitinin piston hızına, sönüm kuvvetinin tümsek ve çukur kasislerindeki deplasman ve hız değişimlerine bağlı bu durum değişkenlerinin nasıl bir değişme göstermiş oldukları, bir değişim fonksiyonu olarak ifade edildi.

Bir amortisörün dinamik davranışının rejim halinde konumunu yeterince doğru ve tam bir şekilde tanımlanmasında yetersiz, az sayıda parametrelili basit modellerin maksada uygun olmadığı, dinamik davranışla ilgili parametreleri tanımlamak için harmonik veya sabit gelişigüzel rastlantılı hareketi sağlayan bilgisayar kontrollü, sinyal analizör donanımına haiz deneysel tekniğe elverişli, uygun bir test makinesinin gerekli olduğu görüldü.

Taşıtların seyir geometrisinde önemli bir rol oynayan sürüş konforunda, amortisörlerin konstrüksiyon yönünden önemlerini devamlı korumaları, bu alanda daha ileri çalışmalara gereksinim duyulmaktadır.

## 6. KAYNAKLAR

- [1] R. M. Chalasani, Ride performance potential of active suspension systems. ASME Monogr., AMD 80, DSC (1986).
- [2] J. K. Hedrick, D. Karnopp, W. Kortüm, W. Foag and K. H. Senger, Active and semi-active suspensions for advanced ground vehicles. Notes of a seminar held at the Carl Cranz Gesellschaft, Oberpfaffenhofen, 1-3 September 1987.
- [3] C. Yue, T. Butsuen and J. K. Hedrick, Alternative control laws for automotive active suspensions, Proc. 1988 American Control Conf., Atlanta, GA. 15-17 June 1988.

- [4] R. Karadayi and G. Y. Masada, A non-linear shock-absorber model. Proc. Symp. Simulation and Control of Ground Vehicles and Transportation Systems, p. 149 (1986).
- [5] W. O. Schiehlen, Probabilistic analysis of vehicle vibrations. Probab. Engng Mech. 1 (2), 99 (1986).
- [6] F. Kozin, The method of statistical linearization for non-linear stochastic vibrations. In No-Linear Stochastic Dynamic Engineering Systems, IUTAM Symp., Innsbruck/Igls, Austria, 21-26 June 1987.
- [7] P. Hagedorn and J. Wallaschek, On equivalent harmonic and stochastic linearization for non-linear shock-absorbers. In Non-Linear Stochastic Dynamic Engineering Systems; pp. 23-32. Springer-Verlag, Berlin (1988).
- [8] M. Apetaur, Properties of non-linear two-force elements in vehicle dynamic systems under stationary stochastic excitation. Vehicle Syst. Dynam. 13 (5), 215 (1984).
- [9] Jörg Wallschek. Dynamic of non-linear automobile shock-absorbers. Int. J. Non-Linear Mechanics. Vol. 25. No 2/3. pp. 299-308. 1990.
- [10] H. Yüksel, O. Ş. Duman, Laboratuvar tipi amortisör test makinesi tasarım ve imalatı, Yüksek Lisans Tezi, Haziran, 1994, BAÜ. Fen Bilimleri Enstitüsü.