

HİDRO-PNÖMATİK SÜSPANSİYON SİSTEMLERİNİN MODELENMESİ

Ferhat SAĞLAM
Y. Samim ÜNLÜSOY

ÖZET

Bu çalışmada, ağır yol ve arazi araçları ile askeri araçlarda kullanılan hidro-pnömatik (HP) süspansiyonların statik ve dinamik davranışları modellenmiş ve incelenmiştir. HP süspansiyon sistemlerinde doğrusal karakteristiğe sahip olmayan çeşitli elemanlar bulunmaktadır. Bu elemanlar özellikle araç simülasyonlarında çözüm sürelerini uzatmakta ve/veya çözümlerde sayısal problemler oluşturmaktadır. Kontrol sistemlerinin tasarımında ise genellikle doğrusal modeller kullanılmaktadır. Bu nedenle doğrusal olmayan bir HP süspansiyon modelinden, doğrusal model parametrelerinin elde edilmesi incelenmiş; doğrusal olmayan ve doğrusal modellerden elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Hidro-pnömatik süspansiyon, doğrusal olmayan model, doğrusallaştırma, doğrusal model.

ABSTRACT

In this study, static and dynamic characteristics of a hydro-pneumatic (HP) suspension system used in heavy-road, off-road, and military vehicles were modeled and examined. In HP suspension systems, there are various elements which have nonlinear characteristics. These elements cause the simulation time to increase and result in numerical problems in solutions. In the design of the control systems generally linear models are used. For this reason, estimation of the linear model parameters from nonlinear HP suspension model were examined and the results obtained from the linear and nonlinear suspension models were compared.

Key Words: Hydro-pneumatic suspension, nonlinear model, linearization, linear model.

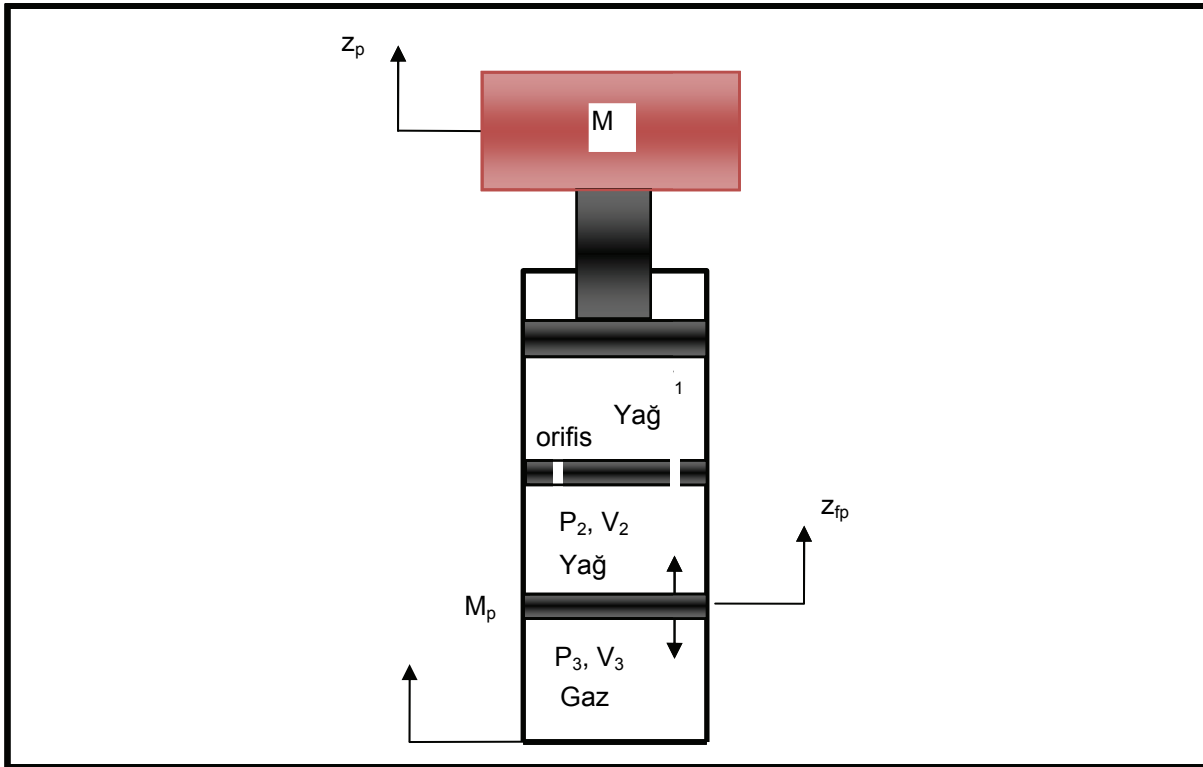
1. GİRİŞ

Hidro-pnömatik (HP) süspansiyonların otomobillerde kullanımı oldukça eskidir [1]. Çeşitli nedenlerle birkaç model dışında yaygınlaşamamakla beraber HP süspansiyonların, yaygın olarak kullanılan pasif mekanik süspansiyonlara göre birçok teknik üstünlükleri vardır. Son zamanlarda gelişen teknolojiyle birlikte HP süspansiyonların kullanımı, ağır yol ve arazi araçlarıyla birlikte özellikle askeri araçlarda da yaygınlaşmaya başlamıştır [2].

Bir HP süspansiyonun temel yapısı Şekil 1 de gösterilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi HP süspansiyon direngenlik etkisini veren bir gaz ve 2 yağ odacığından oluşur; gaz ve yağı ayıran bir hareketli pistonu, üzerinde yağ hacimleri arasında geçişi sağlayan orifislerin bulunduğu bir sabit bölmeyi ve araç kütlelerini taşıyan bir ana pistonu içerir. Süspansiyonda sönümleme özelliği orifisler sayesinde

sağlanmaktadır. Ayrıca hareketli pistonlarla silindir arasında bulunan kuru sürtünme de sönümlenmeye katkıda bulunmaktadır.

Pasif mekanik süspansiyonlarla karşılaştırıldığında, HP süspansiyonların belli üstünlükleri olmakla beraber, özellikle otomobillerde yaygın kullanımını engelleyen sakıncalı yönleri de vardır [1]. En önemli üstünlük sistemin doğal frekansı ile ilgilidir. Süspansiyon tarafından taşınan yük arttığında mekanik süspansiyonların direngenliği değişmediği için sistemin doğal frekansı daha düşük değerler almaktadır. Araçların süspansiyonları belirli bir yüke göre tasarlandığı için, bu değerden farklı yüklerde tasarlanan doğal frekanstan uzaklaşmakta, araçların sürüş konforu azalmaktadır. Mekanik süspansiyonlardan farklı olarak, HP süspansiyonların taşıdığı yük artırıldığı zaman süspansiyonun direngenliği de artmakta ve doğal frekans ilk tasarlanan değere yakın bir değerde kalmaktadır. Bu nedenle araç, tasarım yükünden farklı yüklerde de yüksek sürüş konforuna sahip olabilmektedir. Mekanik süspansiyonlarla HP süspansiyonlar arasındaki diğer bir fark ise, HP süspansiyona sahip araçların yükseklik kontrolünün mekanik süspansiyonlu araçlara göre daha kolay bir şekilde yapılmasıdır. Araçta bulunan HP süspansiyondaki yağ bölmesine yağ basılarak veya yağ dışarı alınarak aracın seviye kontrolü yapılabilmektedir. Buna benzer şekilde birden fazla hidrolik akümülator kullanılarak süspansiyonun direngenliği de istenilen yönde değiştirilebilir. Ayrıca süspansiyon hareket ettikçe gaz direngenliği dolayısıyla gaz kuvveti artmakta ve bu da süspansiyonun mekanik limitine gelmesini engellemektedir. Aktif süspansiyon uygulamalarına geçişte HP süspansiyonlarda göreceli olarak daha basittir. Diğer taraftan, pasif mekanik süspansiyonların üstün olduğu bazı özellikler vardır. Fiyat ve bakım maliyeti HP süspansiyonlarda mekanik süspansiyonlara göre daha yüksektir; güvenilirlik ise daha alt düzeydedir. Bu nedenlerle, HP süspansiyon sistemleri göreceli olarak daha büyük ve pahalı araçlarda tercih edilmektedir.



Şekil 1. Hidro-Pnömatik Süspansiyonların Genel Yapısı.

Literatürde HP süspansiyonların doğrusal ve doğrusal olmayan modellerini içeren yayınlar mevcuttur. Ancak bu modellerin farklı düzeylerde ve farklı amaçlarla geliştirildiği gözlenmektedir. Bir HP süspansiyon sisteminin, tüm doğrusal olmayan elemanlarının gözönüne alındığı, en ayrıntılı matematik modellerinden biri Joo [3] tarafından verilmiştir. Gao ve diğerleri [4-7] tarafından yapılan kapsamlı çalışmalarda bir HP süspansiyonun fiziksel modelleri oluşturulmuş, simülasyonlar yapılmış, yarı-aktif ve aktif uygulamalar incelenmiştir. Els ve Grobbelear [8] HP süspansiyonların yay

karakteristiklerinin bulunmasında yeni bir yaklaşım sunduktan sonra, ısı transferinin sistem performansına etkilerini belirlemeye çalışmışlardır. Shi, Li ve Zhang [9] çalışmalarında, HP süspansiyonun ayrıntılı ve doğrusal olmayan bir matematik modelini oluşturarak, modeli deneylerle doğrulamışlardır. Yazarlar süspansiyon modelini aktif hale getirip bir çeyrek araç modelinde kullanarak, geri besleme yöntemi ile doğrusallaştırdıkları modelin kayan kipli denetimini gerçekleştirmişlerdir. Solomon ve Padmanabhan [10] ise benzer şekilde paletli bir araç için geliştirilen HP süspansiyonun doğrusal olmayan ayrıntılı bir modelini, süspansiyon kinematiğini de gözönüne alarak geliştirmiş ve deneylerle doğruladıktan sonra bir yarım araç modelinde kullanmışlardır.

Bu çalışmada bir HP süspansiyonun sadece etkin doğrusal olmayan elemanları içeren, göreceli olarak daha yalın bir matematik modeli oluşturulmuş ve bu modelin simülasyonu yapılmıştır. Doğrusal olmayan bir yapıya sahip olan bu modelin dinamik davranışını yaklaşık olarak verecek doğrusal bir modelin parametreleri kestirilmiş, iki modelden elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır.

2. HİDRO-PNÖMATİK SÜSPANSİYONLARIN STATİK VE DİNAMİK MODELLENMESİ

Bu bölümde, HP süspansiyonun Şekil 1 de gösterilen genel yapısı göz önüne alınarak hareket denklemleri ve eleman denklemleri türetilmiştir.

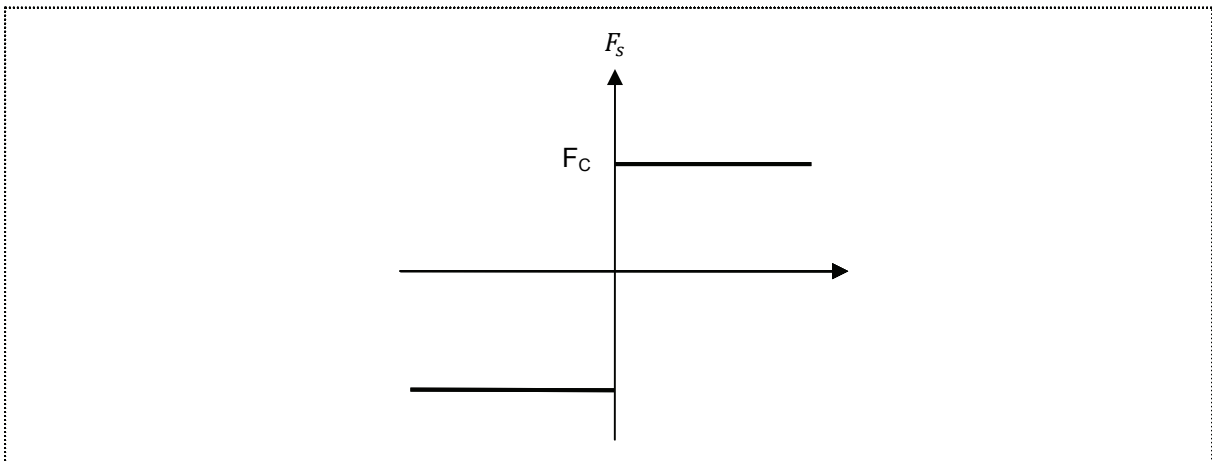
M kütlesi için hareket denklemi, kuvvetler dengesi yoluyla

$$M\ddot{z}_p = P_1 A_p - Mg - F_s \quad (1)$$

olarak tanımlanabilir. Bu denklemde M süspansiyonun taşıdığı ana kütleyi, z_p bu kütlenin yere göre konumunu, P_1 1. bölmedeki yağ basıncını, A_p piston alanını, g yerçekimi ivmesini ve F_s piston ile silindir arasındaki kuru sürtünme kuvvetini göstermektedir. Sürtünme kuvveti Coulomb kuru sürtünme modeli kullanılarak

$$F_s = \begin{cases} F_c & , (\dot{z}_p - \dot{z}_0) > 0 \\ -F_c & , (\dot{z}_p - \dot{z}_0) < 0 \end{cases} \quad (2)$$

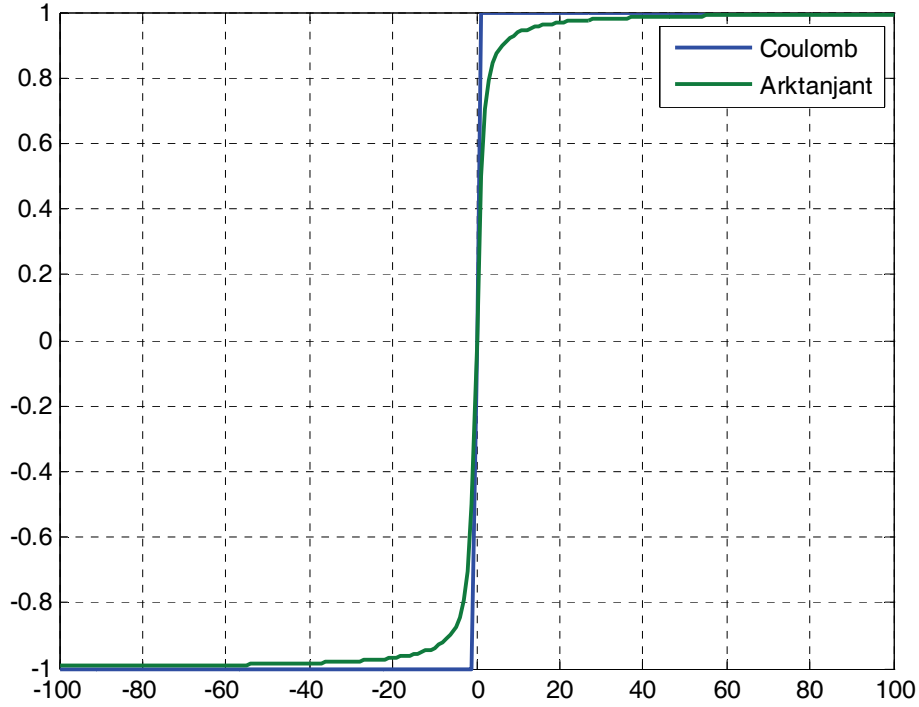
denklemi ile ifade edilebilir. Bu denklemde F_c kuru sürtünme kuvvetinin değerini göstermektedir. Gerçekte bir işaret fonksiyonu olan Coulomb kuru sürtünme modeli Şekil 2 de gösterilmiştir.



Şekil 2. Kuru sürtünme Modeli.

Coulomb kuru sürtünme modeli, sürekli olmayan bir fonksiyon olduğu için sistemin çözümünde sayısal problemlere yol açmaktadır. Bu nedenle modelin yaklaşık biçimleri de kullanılmaktadır. Bu çalışmada,

Coulomb kuru sürtünme modeline yaklaşık değerler veren arktanjanant fonksiyonu kullanılmış, böylece sürekli olmayan kuru sürtünme modeli sürekli bir fonksiyon ile gösterilmiştir. Coulomb modeli ile arktanjanant fonksiyonu Şekil 3'te beraberce gösterilmiştir.



Şekil 3. İşaret ve Arktanjanant Fonksiyonlarının Karşılaştırılması

M_p kütlesi için kuvvetler dengesi,

$$M_p \ddot{z}_{fp} = (P_3 - P_2 - P_{atm})A_p - M_p g - F_s \quad (3)$$

eşitliğini vermektedir. Bu eşitlikte M_p hareketli pistonun kütesini, z_{fp} hareketli pistonun konumunu, P_3 mutlak gaz basıncını, P_2 ise 2. bölmedeki görelî yağ basıncını göstermektedir.

Orifislerden geçen yağın debisi

$$Q = C_D A_v \left[2 \left(\frac{|P_2 - P_1|}{\rho} \right) \right]^{\frac{1}{2}} \text{sign}(P_2 - P_1) \quad (4)$$

şeklinde ifade edilebilir. Burada Q orifisten geçen yağın debisini, C_D orifis kayıp katsayısını, A_v orifis alanını, ρ yağın yoğunluğunu ve "sign" işaret fonksiyonunu göstermektedir.

Süspansiyon modelindeki birinci yağ odacığının anlık hacmi (5) te verilmiştir.

$$V_1 = V_{10} + A_p(z_p - z_0) \quad (5)$$

Bu eşitlikte, V_1 birinci odacığın anlık hacmini ve V_{10} ilk hacmini göstermektedir. Birinci odacığın hacminin anlık değişimi

$$\dot{V}_1 = A_p(\dot{z}_p - \dot{z}_0) \quad (6)$$

olarak verilir.

İkinci yağ odacığının anlık hacmi ve bu hacmin anlık değişimi ise (7) ve (8) de verilmiştir.

$$V_2 = V_{20} - A_p(z_{fp} - z_0) \quad (7)$$

$$\dot{V}_2 = -A_p(\dot{z}_{fp} - \dot{z}_0) \quad (8)$$

Bu eşitliklerde, V_2 2. odacığın anlık hacmini ve V_{20} ilk hacmini göstermektedir.

Ayrıntılı HP süspansiyon modellerinde, yağın sıkıştırılabilirliği de göz önüne alınmıştır [3]. Ancak bu çalışmada anılan özellik çok etkin olmadığı için, yağın sıkıştırılmaz olduğu varsayımı yapılmış, kütle ve hareketli piston hızları birbirine eşit alınmıştır.

$$\dot{z}_{fp} = \dot{z}_p \quad (9)$$

Birinci ve ikinci yağ odacıkları için süreklilik denklemlerinden

$$Q = A_p(\dot{z}_p - \dot{z}_0) \quad (10)$$

eşitliği yazılır. Gaz basıncı politropik gaz denklemleri kullanılarak bulunur.

$$P_{30}V_{30}^\gamma = P_3V_3^\gamma \quad (11)$$

Bu eşitlikte P_{30} gazın ilk basıncını, V_{30} gazın ilk hacmini, P_3 gazın anlık basıncını, V_3 gazın anlık hacmini, ve γ politropik gaz sabitini göstermektedir. Gazın anlık hacmi

$$V_3 = V_{30} - A_p(z_0 - z_{fp}) \quad (12)$$

eşitliği ile verilmektedir. (11) ve (12) kullanılarak gazın anlık basıncı için

$$P_3 = \frac{P_{30}V_{30}^\gamma}{[V_{30} - A_p(z_0 - z_{fp})]^\gamma} \quad (13)$$

ifadesi elde edilir.

Gazın piston üzerine uyguladığı kuvvet

$$F_g = P_3A_p = \frac{A_pP_{30}V_{30}^\gamma}{[V_{30} - A_p(z_0 - z_{fp})]^\gamma} \quad (14)$$

eşitliğiyle verilmektedir. Bu eşitlikte gazın ilk basıncı sistemin statik durumundan

$$P_{30} = \frac{(M+M_p)g}{A_p} + P_{atm} \quad (15)$$

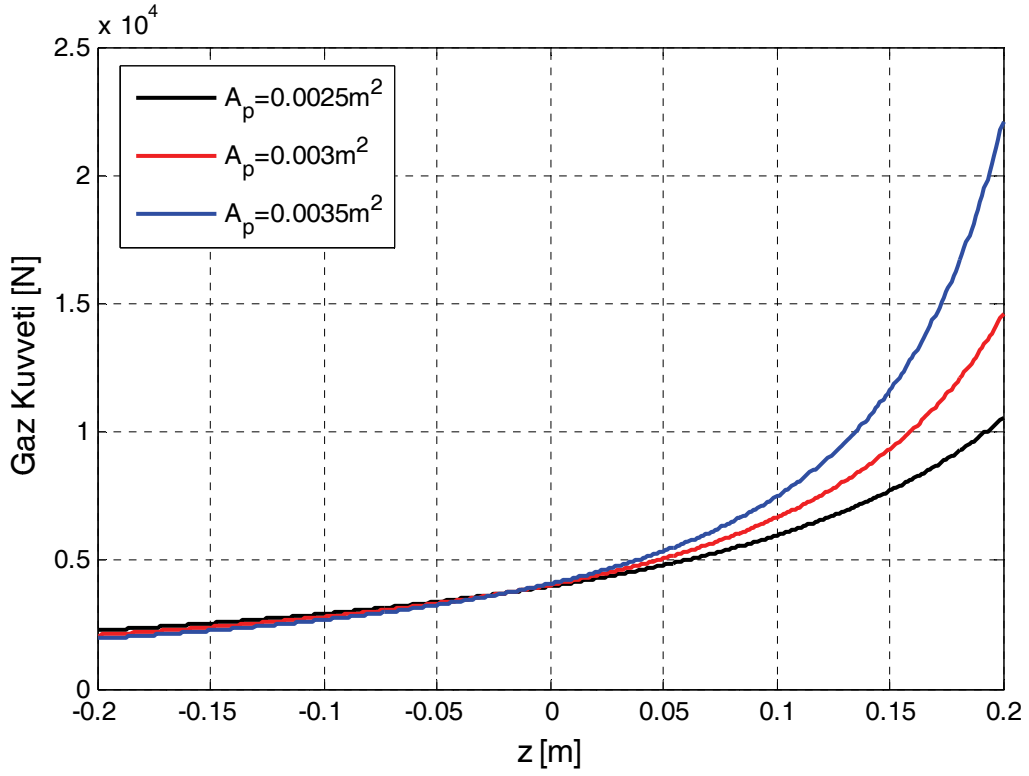
ifadesi kullanılarak bulunur.

$$z_0 - z_{fp} = z \quad (16)$$

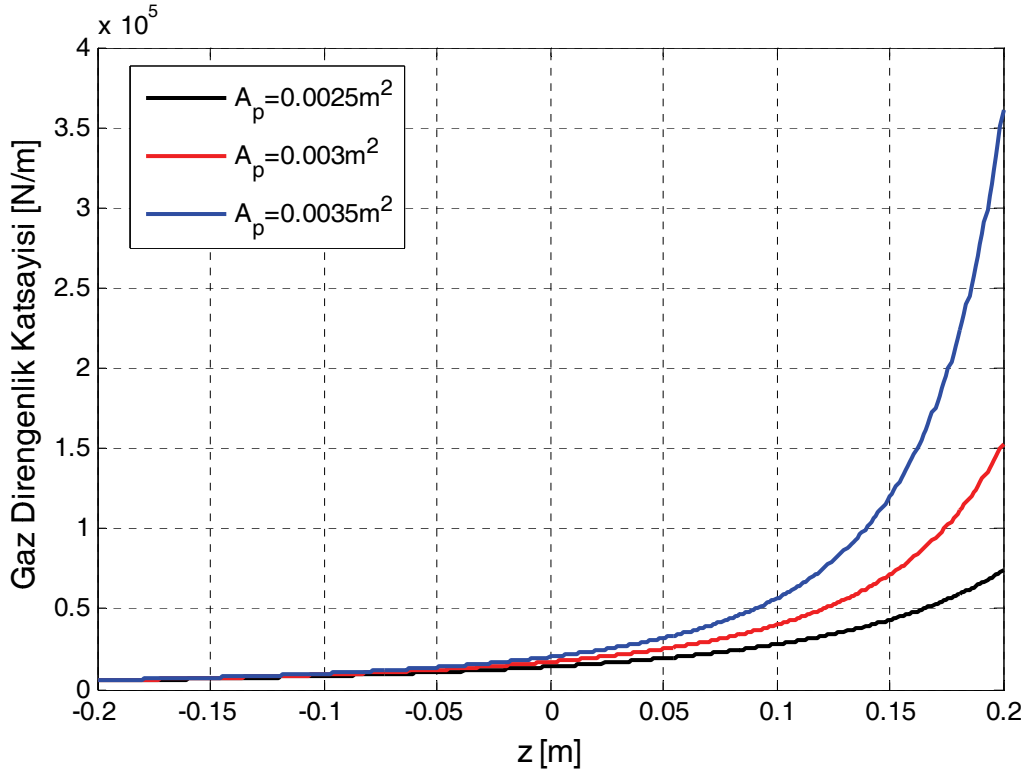
ile gösterilirse süspansiyonun direngenlik katsayısı

$$k_g = \frac{dF_g}{dz} = \frac{A_p[(M+M_p)g + P_{atm}A_p]V_{30}^\gamma}{(V_{30} - A_pz)^{\gamma+1}} \quad (17)$$

eşitliğinden hesaplanabilir. Gaz kuvveti ve direngenlik katsayısının hareketli pistonun yerdeğiştirmesinin (silindire göre) fonksiyonları olarak, farklı piston alanları için, değişimi sırasıyla Şekil 4 ve 5 te verilmiştir. Bu şekillerde görüldüğü gibi HP süspansiyonun direngenliği denge konumundan uzaklaştıkça artmaktadır. Piston alanı arttırıldıkça, direngenlik eğrisinin eğimi de daha yüksek değerler almaktadır.



Şekil 4. Gaz Kuvvetinin Değişimi



Şekil 5. Gaz Direngenlik Katsayısının Değişimi

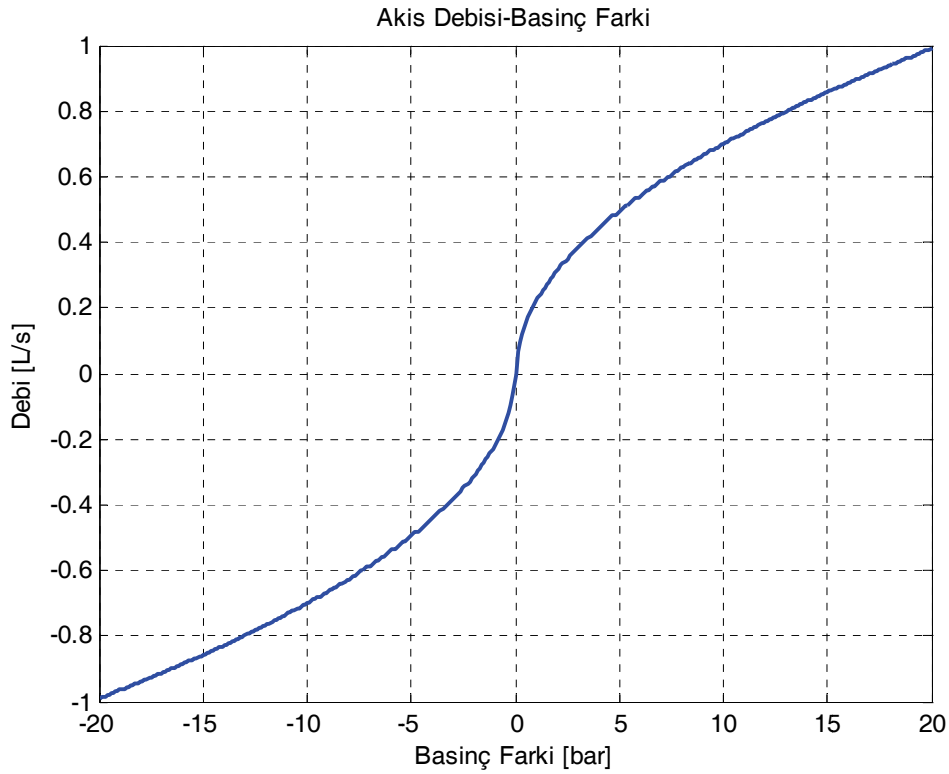
HP süspansiyon sisteminde orifis, kuru sürtünme modeli ve gaz doğrusal olmayan elemanlardır. Orifisten geçen akışın yönü 1 ve 2 odacıklardaki basınca göre değişir. Bu değişim (4) numaralı

eşitlikteki işaret fonksiyonu ile gösterilmiştir. Benzer şekilde kuru sürtünme de göreceli kütle hızına göre değişir. Doğrusallaştırmada genellikle Taylor Serisi yöntemi kullanılmaktadır. Ancak bu yöntemle doğrusallaştırma yapmak için fonksiyonun sürekli olması gerekir. Orifisten geçen akış denklemi ve kuru sürtünme modeli işaret fonksiyonunu içerdiği için, ilk adım bu fonksiyonun sürekli hale getirilmesi olacaktır. Daha önce de belirtildiği gibi kuru sürtünme için bu amaçla işaret fonksiyonu arktanjan fonksiyonu ile değiştirilebilir. Böylece orifis denklemi

$$Q = C_D A_v \left[2 \left(\frac{|P_1 - P_2|}{\rho} \right) \right]^{\frac{1}{2}} \frac{\arctan(P_2 - P_1)}{\pi/2} \quad (18)$$

yaklaşık şeklini alır. Bu eşitlik statik denge noktası olarak tanımlanan, 1. ve 2. odacıklardaki basınçların eşit olduğu konum etrafında doğrusallaştırılabilir.

Doğrusal olmayan akış denklemi kullanılarak, orifisten geçen yağ miktarının basınç farkına bağlı olarak değişim grafiği Şekil 6 da gösterilmiştir.

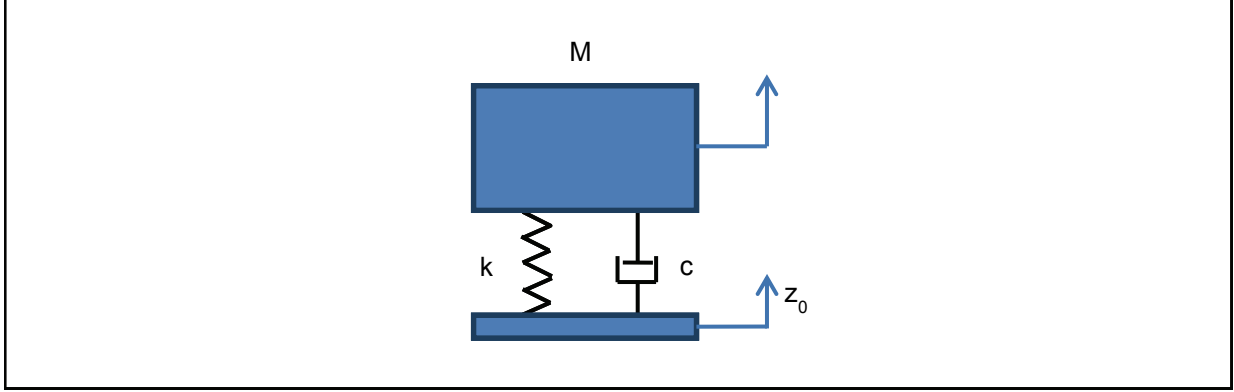


Şekil 6. Orifisten Geçen Yağ Debisinin Basınç Farkına Göre Değişimi

Şekil 6 incelendiğinde, yağ debisinin 1. ve 2. odacıkların basınçları arasındaki farkın küçük olduğu durumda çok hızlı değiştiği, eğrinin eğiminin basınç farkı arttıkça azaldığı gözlenmektedir. Bu nedenle sıfır denge noktası etrafında orifis denkleminin doğrusallaştırılması hatalı sonuçlar verebilir. Kuru sürtünme de buna benzer bir durum gösterir. Gaz direnç katsayısı orifis ve kuru sürtünme denklemlerine göre daha doğru bir şekilde doğrusallaştırılabilir. Fakat denge noktasından uzaklaştıkça hata artar ve doğrusallaştırılmış model gerçek modelden farklılaşmaya başlar. Görüldüğü gibi HP süspansiyonların modellerinin doğrusallaştırılması oldukça zordur. Bu nedenle çalışmada süspansiyon modelinin doğrusallaştırılması yerine, doğrusal olmayan modelin dinamik davranışını verebilen doğrusal bir modelin parametrelerinin kestirilmesine karar verilmiştir.

3. DOĞRUSAL SÜSPANSİYON MODELİ

Doğrusal süspansiyon modeli olarak, Şekil 7 de gösterilen tek serbestlik dereceli ideal kütle-yay-sönümleyici sistemi seçilmiştir.

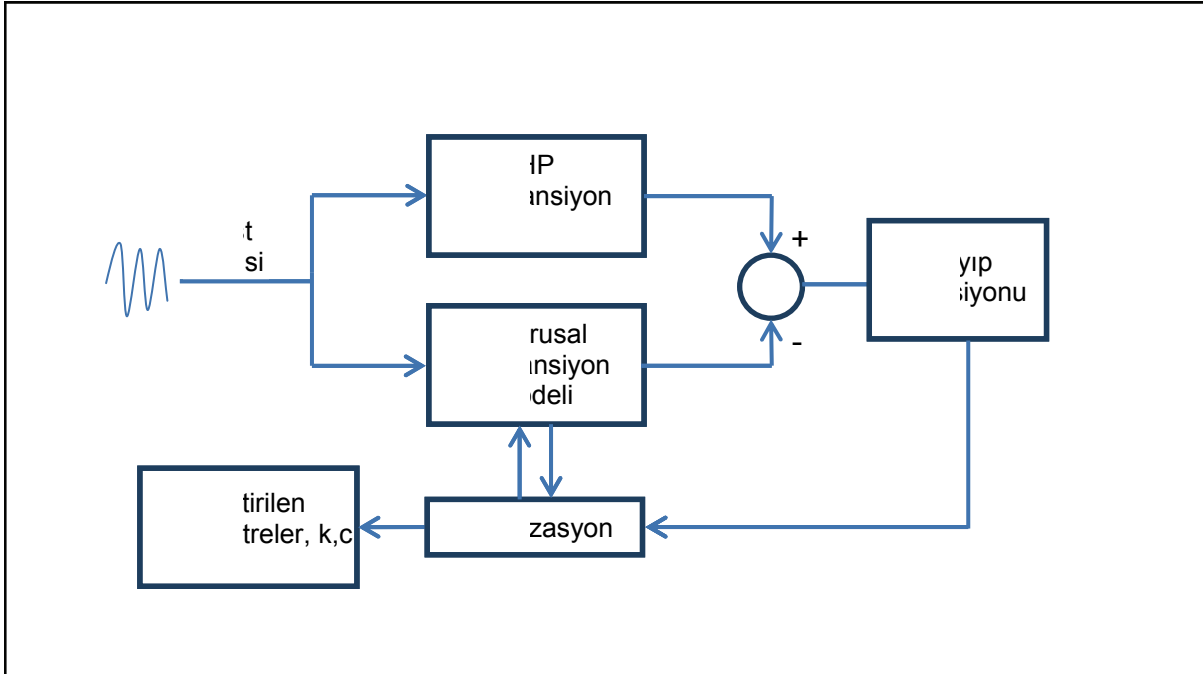


Şekil 7. Doğrusal Süspansiyon Modeli

Doğrusal süspansiyon modeli

$$M\ddot{z} + c\dot{z} + kz = kz_0 + c\dot{z}_0 \quad (19)$$

denklemlerle tanımlanabilir. Bu denklemde c viskoz sürtünme katsayısını ve k süspansiyonun direngenliğini göstermektedir. HP süspansiyon simülasyonundan elde edilen dinamik davranış ile doğrusal modelin dinamik davranışı arasındaki farkı minimum yapacak k ve c değerleri Şekil 8 de gösterilen kestirim işlemi ile hesaplanabilir.



Şekil 8. Doğrusal Model İçin Parametre Kestirim İşlemi

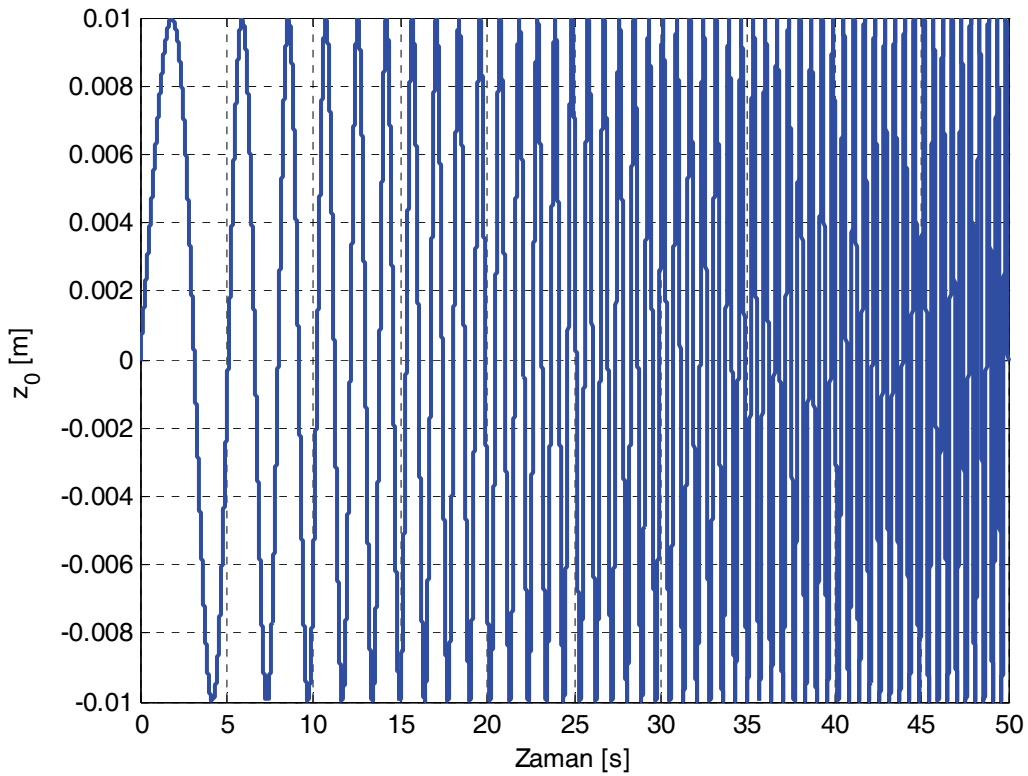
4. SİMÜLASYONLAR VE PARAMETRE KESTİRİMİ

Bu kısımda önce modellenen HP süspansiyon sisteminin simülasyonu yapılmıştır. Simülasyonda kullanılan süspansiyon parametreleri Tablo 1 de verilmiştir. Daha sonra HP süspansiyon sistemleriyle doğrusal mekanik süspansiyon sistemleri aynı yol girdileri için karşılaştırılmıştır. Doğrusal mekanik süspansiyon sistemlerinin parametreleri HP süspansiyon sisteminden alınan girdi ve çıktı verileri kullanılarak bulunmuştur.

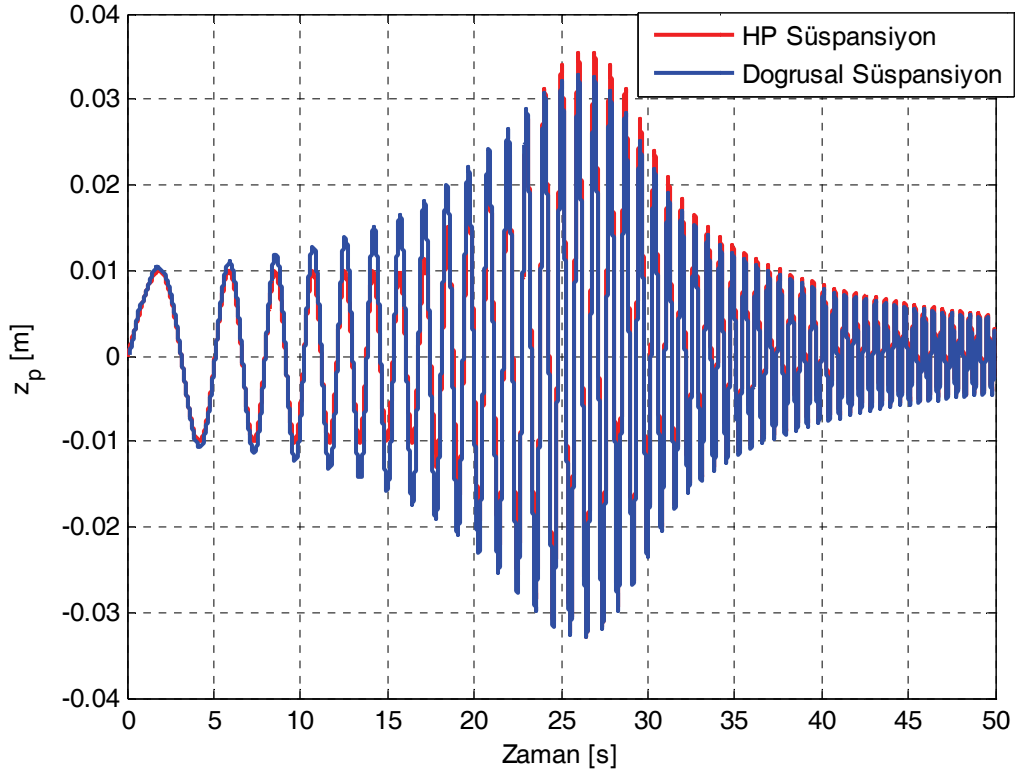
Tablo 1. Simülasyonda Kullanılan Sistem Parametreleri

M [kg]	M_p [kg]	V_{10} [m ³]	V_{20} [m ³]	V_{30} [m ³]	A_p [m ²]	A_v [m ²]
380	1	$1 \cdot 10^{-3}$	$1 \cdot 10^{-3}$	$1 \cdot 10^{-3}$	$3 \cdot 10^{-3}$	10^{-4}
C_D	ρ [kg/m ³]	γ	F_C [N]			
0.7	800	1.4	30			

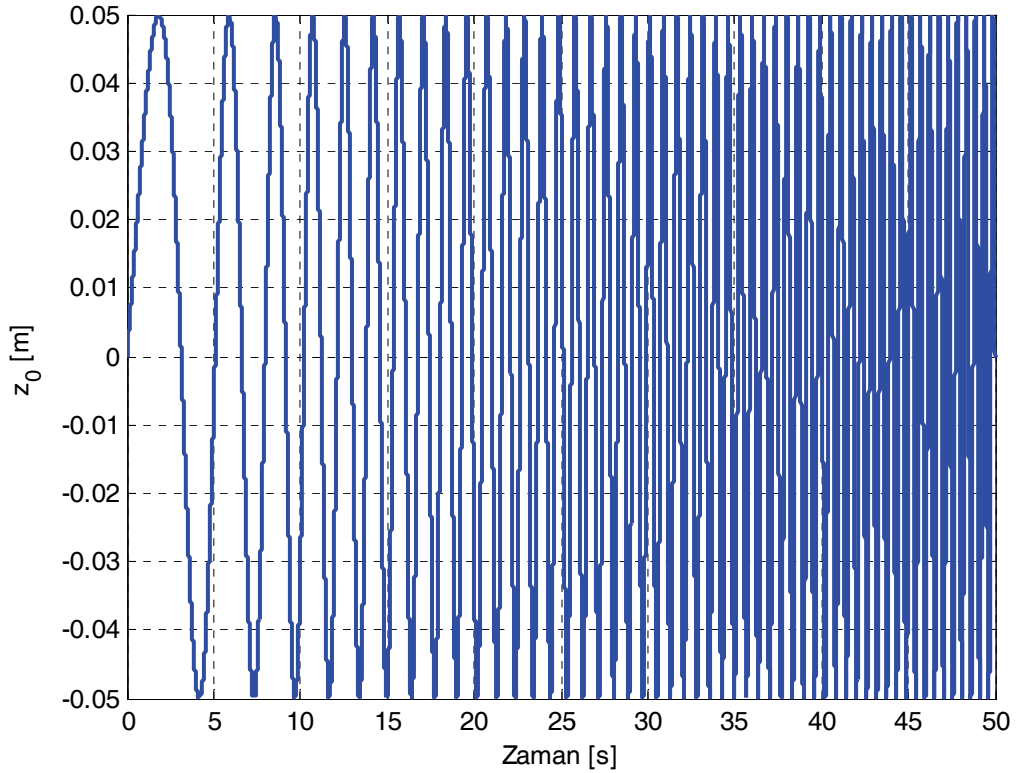
HP süspansiyona 0.1-2 Hz frekans aralığında ve sırasıyla 1cm, 5 cm ve 10 cm genliğe sahip 3 farklı sinüs girdisi verilmiştir. Her bir girdi için doğrusal modelin kestirilen parametreleri Tablo 2 de verilmiştir. HP süspansiyonla, tanımlanan doğrusal süspansiyonun kütlelerinin konum-zaman grafikleri ve test girdilerinin grafikleri Şekil 9-14 de verilmiştir.



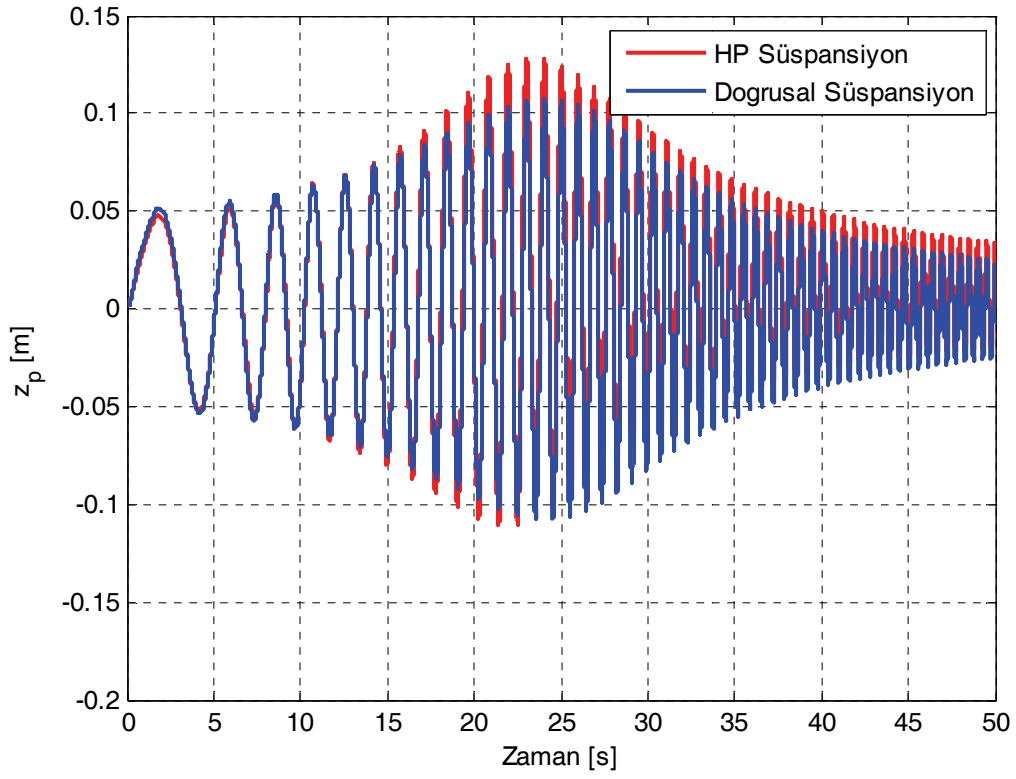
Şekil 9. HP Süspansiyonun Simülasyonu İçin Girdi



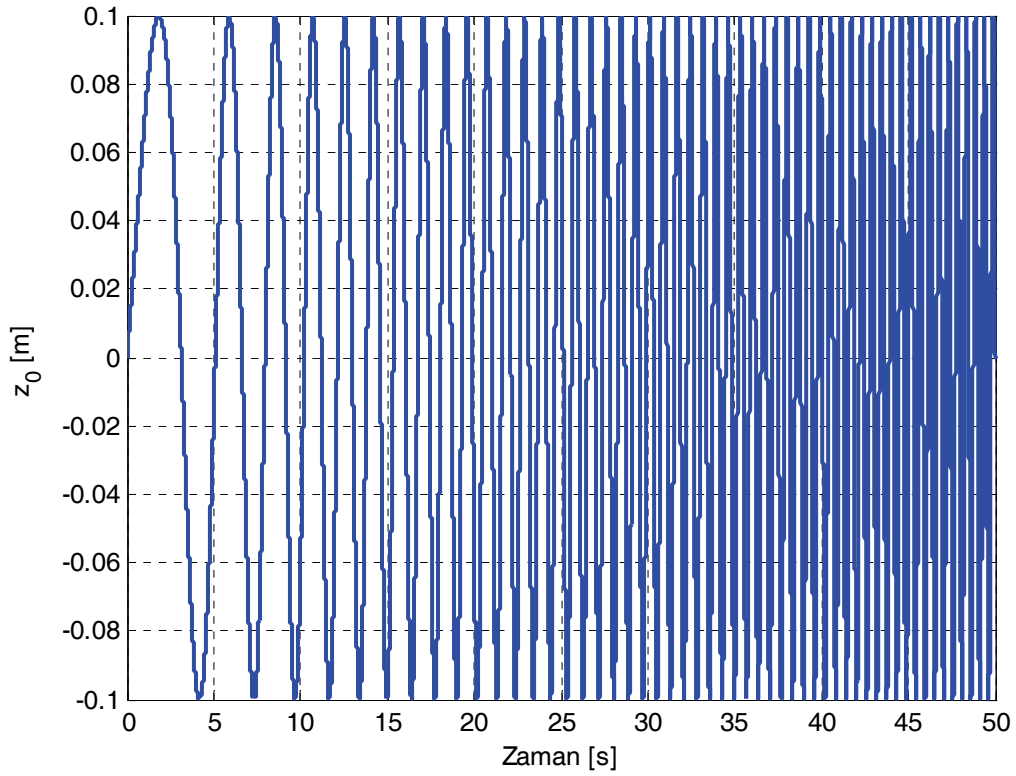
Şekil 10. Doğrusal ve HP Süspansiyon Kütlesinin Konum-Zaman Grafiği



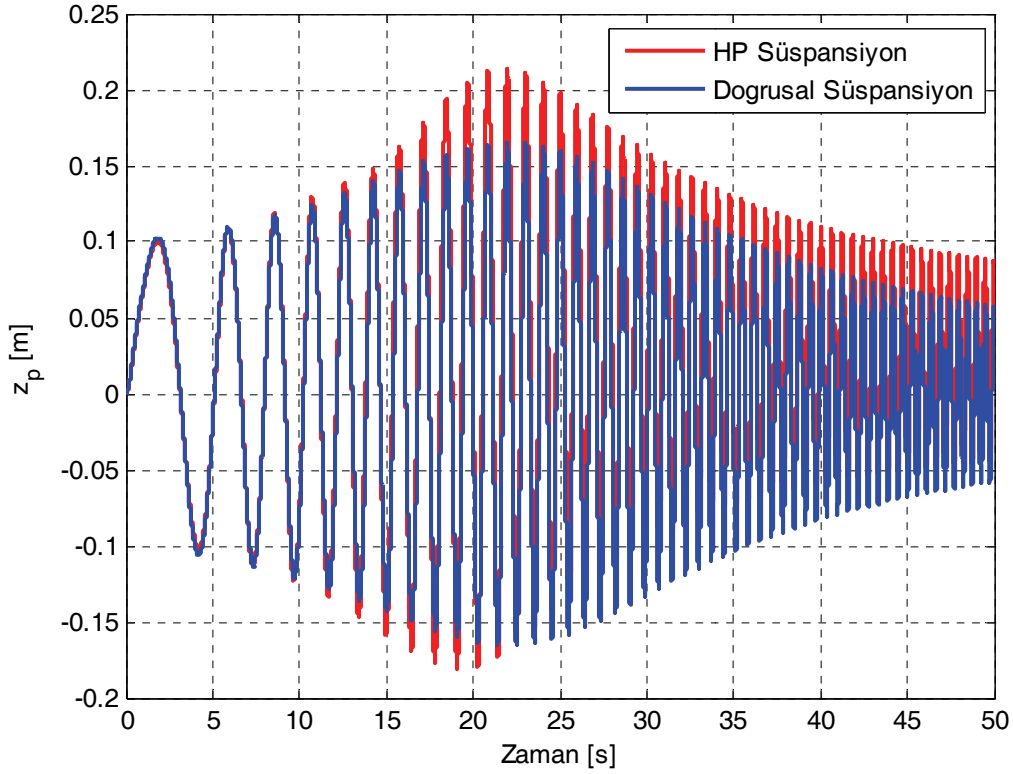
Şekil 11. HP Süspansiyonun Simülasyonu İçin Girdi



Şekil 12. Doğrusal ve HP Süspansiyon Kütlesinin Konum-Zaman Grafiği



Şekil 13. HP Süspansiyonun Simülasyonu İçin Girdi



Şekil 14. Doğrusal ve HP Süspansiyon Kütlesi Konum-Zaman Grafiği

Tablo 2. Kestirilen Parametreler.

Girdi Genliği: 1 cm		Girdi Genliği: 5 cm		Girdi Genliği: 10 cm	
k=16764 N/m	c=790 Ns/m	k=16348 N/m	c=1334 Ns/m	k=15708 N/m	c=1948 Ns/m

Bu sonuçlardan anlaşıldığı gibi, doğrusal modelin direngenlik katsayısı gazın direngenliğinin sıfır denge noktasında doğrusallaştırılmış değerine çok yakındır.

Farklı genliklerdeki test girdisi için doğrusal modelin direngenliği önemli ölçüde değişmemektedir. Bu durum test girdisinin genliği artsa bile, test girdisi ile süspansiyon kütlesinin konumu arasındaki göreceli farkın denge noktası etrafından çok sapmadığını göstermektedir. Ancak denge noktası etrafındaki küçük sapmalarda bile orifis karakteristiğinde önemli değişimler olmaktadır. Bu nedenle viskoz sönümlenme katsayısı test girdisinin genliği değiştikçe belirgin şekilde değişmektedir.

SONUÇ

Bu çalışmada bir Hidro-Pnömatik süspansiyonun temel yapısı modellenmiş ve Matlab/Simulink programı kullanılarak simülasyonu gerçekleştirilmiştir. Gerçek zamanlı uygulamalarda veya kontrol uygulamaları için bu modeller oldukça karmaşıktır. Bu çalışmada ise doğrusal olmayan HP süspansiyon modelinin dinamik davranışını verebilen bir doğrusal süspansiyon modelinin parametreleri kestirilmiştir. Doğrusal model gerçekli zamanlı araç simülasyonlarında ve kontrol uygulamalarında kullanılabilir.

KAYNAKLAR

- [1] Bauer, W., "Hydropneumatic Suspension Systems", Springer, Heidelberg, 2011.
- [2] Ogorkiewicz, R., M., "Technology of Tanks", Jane's Information Group, 1991.
- [3] Joo, F. R., "Dynamic Analysis of a Hydropneumatic Suspension System" Concordia University, Unpublished M.Sc. thesis, Mechanical Engineering Department, 1991.
- [4] Gaovediğerleri, "Non-linear Modelling of a Novel Gas Strut", Proc. IMechE Part D: Automobile Engineering, 219 (2005) 1153-1164.
- [5] Gaovediğerleri, "Non-linear Modelling of a Gas Strut Used In Ground Vehicle Suspensions", Transactions of the Institute of Measurement and Control 29, 2 (2007) 159-183.
- [6] Gao, B., Darling, J. and Tilley, D., "Modelling and simulation of a semi-active suspension system", 18th Int. Conf. on Systems Engineering, ICSE 2006, Coventry University, UK.
- [7] Gaovediğerleri, "Control of a Hydropneumatic Active Suspension Based on a Non-Linear Quarter-Car Model", Proc. IMechE Part D: Automobile Engineering, 220 (2006) 15-31.
- [8] Els, P. S., Grobbelear, B., "Heat Transfer Effects on Hydropneumatic Suspension Systems", Journal of Terramechanics, 36 (1999) 197-205.
- [9] Shi, J-W., Li, X-W., Zhang, J-W., "Feedback Linearization and Sliding Mode Control For Active Hydropneumatic Suspension of a Special Purpose Vehicle", Proc. IMechE Part D: Automobile Engineering, 224 (2010) 41-53.
- [10] Solomon, U., Padmanabhan, C., "Hydro-gas suspension system for a tracked vehicle: Modeling and Analysis", Journal of Terramechanics, 48 (2011) 125-137.

ÖZGEÇMİŞ

Ferhat SAĞLAM

1984 yılı Ankara doğumludur. 2007 yılında ODTÜ Makina Mühendisliği bölümünü bitirmiştir. Aynı üniversiteden 2010 yılında yüksek lisans derecesini almış ve doktora eğitimine başlamıştır. 2007 yılından beri ODTÜ Makina Mühendisliği Bölümü'nde Araştırma Görevlisi olarak çalışmaktadır. Araç dinamiği ve kontrolü ve otomotiv mühendisliği konularında çalışmaktadır.

Y. Samim ÜNLÜSOY

1949 yılında Bursa'da doğdu. 1980 yılında Asistan Profesör, 1981 yılında Yardımcı Doçent, 1984 yılında Doçent oldu. 1990 da profesör ünvanını aldı. Şu anda, Makina Mühendisliği Bölümünde Otomotiv Mühendisliği, Araç Dinamiği, Hidrolik ve Pnömatik Güç Sistemleri ve Otomatik Kontrol Sistemleri konularında dersler vermekte, araştırma yapmakta ve uygulamalı araştırma projelerine katkıda bulunmaktadır.