

DOĞRUSAL ADIM MOTORUNA SAHİP BİR AKTİF SÜSPANSİYON SİSTEMİNİN TASARIMI ve MODELLENMESİ

*Elif ERZAN TOPÇU **
*Zeliha KAMIŞ KOCABIÇAK ***

Alınma: 24.08.2018; düzeltme: 12.02.2019; kabul: 19.02.2019

Öz: Bu çalışmada hali hazırda farklı sistemler için kullanılmakta olan hibrit yapıdaki doğrusal adım motorunun aktif süspansiyon sisteminde kullanılması incelenmiştir. Süspansiyon sistemi için doğrusal adım motoru tasarlanmış ve modellenmiştir. Modelleme sonuçlarına göre motorun akım ve mıknatıs itme kuvveti karakteristiği belirlenerek, bu ilişki kazanç elemanı şeklinde çeyrek taşıt modeli için hazırlanan MATLAB/Simulink modeline aktarılmıştır. Sistemin davranışı zaman ve frekans cevapları elde edilerek pasif ve aktif süspansiyon sistemleri için karşılaştırmalı olarak incelenmiştir. Elde edilen sonuçlardan öngörülen aktif süspansiyon taşıt sisteminin titreşim sönümleme performansı açısından pasif süspansiyon sistemine göre daha iyi yanıt verdiği gözlemlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Hibrit doğrusal adım motoru, aktif süspansiyon sistemi, modelleme

The Design and Modeling of an Active Suspension System with Linear Stepping Motor

Abstract: In this study, using of the hybrid linear stepping motor structure which is currently being used for different systems in the active suspension system is investigated theoretically. The linear stepper motor for the suspension system is designed and modeled. Current and magnet thrust force characteristics were determined and this relation was transferred to MATLAB / Simulink model which is prepared for quarter model as a gain element. The behavior of the system has been examined comparatively for passive and active suspension systems by obtaining time and frequency responses. From results, it has been observed that the active suspension vehicle system showed better vibration damping performance than the passive suspension system.

Keywords: Hybrid linear stepping motor, active suspension system, modeling

1. GİRİŞ

Taşıtlarda sürüş konforunu ve güvenliğini sağlamak için süspansiyon sistemlerine ihtiyaç duyulmaktadır. Taşıt gövdesi ile tekerlekler arasına yerleştirilen süspansiyon sistemi, yolun yapısından kaynaklanan titreşimleri ve ani şokları sönümleyerek yumuşatır. Böylelikle yolcu konforu sağlanırken mekanik parçalar da korunmuş olur. Ayrıca, tekerleklerin sürekli yol ile temas halinde kalmasını sağlayarak yol tutuşunu iyileştirir. Sürüş konforu, süspansiyon sapsması ve yol tutuşu süspansiyon sistemlerinin başlıca performans kriterleri olarak sayılabilirler (Aly ve

* Bursa Uludağ Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Görükle, 16059, Bursa, Türkiye

** Bursa Uludağ Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Otomotiv Mühendisliği Bölümü, Görükle, 16059, Bursa,

Türkiye

Correspondence Author: Elif ERZAN TOPÇU(erzan@uludag.edu.tr)

Salem 2013). Sürüş konforu taşıt gövdesinin ivmesinin azaltılmasıyla ilgili ifade edilen bir parametredir. Bu çalışmada da sürüş konforunun iyileştirilmesine odaklanılmıştır.

Süspansiyon sistemleri titreşim sönümleme özelliklerine göre pasif, yarı aktif ve aktif sistemler olmak üzere üç grupta incelenebilir. Pasif süspansiyon sistemleri otomobil teknolojisinde halen kullanılmakta olup, sistemde kullanılan yay ve sönüm elemanının parametre değerleri sabittir. Elektronik denetim, algılayıcı ve eyleyici elemanlarının kullanımının yaygınlaşması ile pasif sistemlere alternatif olarak geliştirilen süspansiyon sistemleri üzerine yapılan akademik ve ticari çalışmaların araçların farklı çalışma şartları için sürdürüldüğü görülmektedir (Kabil 2012, Van der Sande 2013, Jiongang 2013, Dridi vd. 2017, Kamış Kocabıçak ve Topçu 2018). Yarı aktif süspansiyon sisteminin en önemli karakteristiği sönüm kuvvetinin denetlenebilmesidir. Pasif süspansiyon sisteminden farkı, sabit katsayılı sönüm elemanının yerine değişken katsayılı bir damperin bulunmasıdır. Sönümleme katsayısının değişimi dışarıdan kumandalı bir valf ile denetlenmektedir. Aktif süspansiyon sistemlerinde ise tekerlek ile taşıt gövdesi arasında bir kuvvet üreticisi, bu kuvvet üreticisini besleyen bir güç kaynağı, denetim ve algılayıcı birimlerinin bulunmaktadır. Aktif olarak denetlenen süspansiyon sistemi arzulanan optimum seyir kalitesine ve hıza uygun olarak taşıtın değişen yük, çevre ve yol koşullarına adaptasyonunu sağlamaktadır. Fakat bununla birlikte böyle bir sistem; yüksek maliyet, karmaşık bir yapı ve önemli miktarda dış kuvvet gerektirmektedir. Aktif süspansiyon sistemlerinin güç kaynaklarına göre pnömatik, hidrolik, elektromekanik gibi çeşitli çeşitleri vardır (Topçu vd., 2002, Kabil, 2012, Jiongang 2013).

Yukarıda belirtilen performans kriterleri birbiriyle çelişen önemli kavramlardır. Doğrusal kontrol tekniklerini kullanan aktif süspansiyon sistemlerinin pek çok çalışmada başarıyla uygulandığı görülmektedir (Kabil, 2012, Aly ve Salem 2013, Atef vd. 2017, Delen ve Taşkın, 2013). Ancak klasik kontrol yöntemleri belirtilen kriterlerin hepsini bir arada karşılayamamaktadır. Bu performans kriterlerinin beraberce karşılanması için daha çok doğrusal olmayan kontrolcülerin kullanılması önerilmektedir (Onat ve ark. 2006). Aktif süspansiyon sistemleri uygun denetim teknikleri ile denetlendiklerinde iyi performans gösterirler aksi halde bu sistemlerden beklenen performans elde edilemeyebilir (Sun vd., 2012). Literatürde aktif süspansiyon sistemlerinin gelişkin denetim yöntemleri kullanılarak denetiminin yapılması ile ilgili çalışmalar devam etmektedir (Hyniova, 2016, Van ver Sande vd. 2013, Atef vd. 2015).

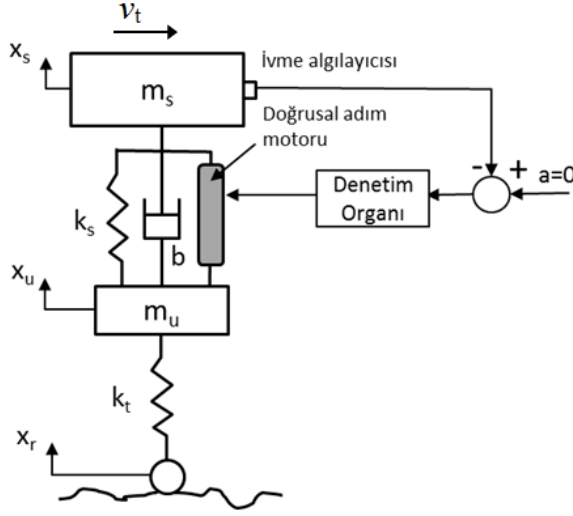
Aktif süspansiyon sistemlerinde eyleyici kuvvetinin elde edilmesi için elektromekanik sistemlerin kullanılmasıyla ilgili teorik ve deneysel çalışmalar artarak devam etmektedir. Yapılan çalışmalarda daha çok silindirik yapıli doğrusal motorların (tubular motor) süspansiyon sistemlerinde kullanıldığı görülmektedir. Silindirik yapıli doğrusal motorların kullanıldığı aktif süspansiyon sistemlerinin diğer yapıdaki aktif süspansiyon sistemleri ile karşılaştırıldığında yüksek cevap hızı ve güvenilirliği nedeniyle daha iyi bir çözüm olduğunu öne süren çalışmalar bulunmaktadır (Kashem vd., 2015). Silindirik yapıli doğrusal motorların aktif süspansiyon sistemlerinde uygulanmasına yönelik çeşitli çalışmalar literatürde yer almaktadır. Bunlardan bazıları motor tasarımı (Allen, 2008; Wang vd., 2011; Ebrahibi vd., 2011; Klimenko vd., 2015), modellenmesi (Dridi vd., 2017) ve denetimi (Kruzcek ve Stribrský, 2004; Martins vd., 2006; Lee ve Kim, 2010; Kruzcek vd., 2011; Thul vd., 2015; Hyniova, 2016) üzerinedir.

Bu çalışmada basit yapıli düzlemsel hibrit doğrusal adım motoru tasarlanarak, temel karakteristikleri çıkarılmış ve bu yapının aktif süspansiyon sisteminde kullanılması incelenmiştir. Sistemin denetimi için klasik denetim algoritması (P-etki) kullanılmıştır. Taşıt hareket halindeyken sistemin dinamik davranış cevabı zaman ve frekans alanında incelenmiştir.

2. AKTİF SÜSPANSİYON SİSTEMİ

Doğrusal adım motorunun kullanıldığı aktif süspansiyon sistemine sahip çeyrek taşıt modeli Şekil 1' de verilmektedir. Bu çalışmada taşıt gövdesi ivme denetimi yapılarak ve

doğrusal motorun sağladığı kuvvet için doğrusal motor modelinden elde edilen akım-kuvvet karakteristik eğrisinden elde edilen kazanç değeri kullanılarak sistem modellenmiştir.



Şekil 1:

Aktif süspansiyon sistemi fiziksel şeması

Şekil 1'e göre çeyrek taşıt modelinin hareket denklemleri aşağıdaki gibi elde edilir.

$$m_s \ddot{x}_s = -k_s(x_s - x_u) - b_s(\dot{x}_s - \dot{x}_u) + F_{mx} \quad (1)$$

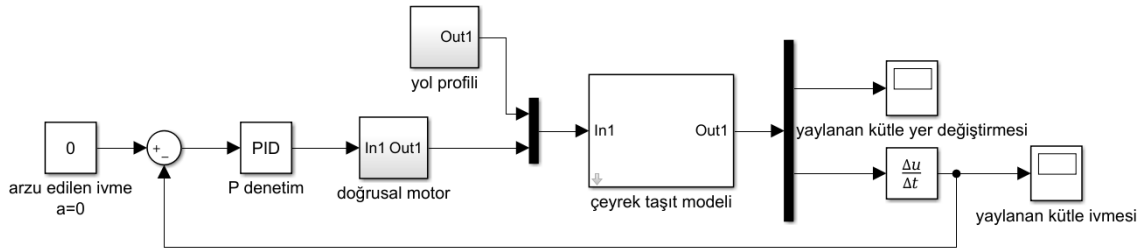
$$m_u \ddot{x}_u = k_s(x_s - x_u) + b_s(\dot{x}_s - \dot{x}_u) - k_t(x_u - x_r) - F_{mx} \quad (2)$$

Yol profili araç hızına bağlı olarak

$$x_r(t) = X_r \sin(\omega t) = X_r \sin(0.2909 v_t t) \quad (3)$$

şeklinde tanımlanmıştır. Yolun periyodu 6 m, genliği 10 cm olarak alınmıştır.

Şekil 2' de doğrusal adım motoruna (HLSM) sahip aktif süspansiyon sistemini kullanan çeyrek taşıt sisteminin MATLAB/Simulink modeli gösterilmiştir. Taşıt 'Çeyrek Taşıt Modeli' alt sisteminde, (3) nolu denklemle ifade edilen yol girdisi "Yol Profili" alt sisteminde modellenmiştir. Bu çalışmada klasik denetim algoritması kullanılarak sistemin denetimi gerçekleştirilmiştir. Modelde orantı tipi "P- etkili" bir denetleyici kullanılmıştır. Taşıttan iyi bir sürüş konforu elde edilmesi hedeflenerek, düşey yöndeki ivmesinin minimize edilmesi istenmiştir. Buna göre arzu edilen ivme değeri referans giriş olarak alınmış, sistemde taşıt üzerine yerleştirilen ivme algılayıcısı ile geribesleme yapıldığı kabul edilerek kapalı döngü tamamlanmıştır. Hata sinyali denetim organının giriş sinyali, denetim sinyali de çıkışıdır. Elde edilen denetim sinyali motora gönderilmekte ve çıkışta eyleyici kuvveti elde edilmektedir.



Şekil 2:

Aktif süspansiyon sistemine sahip çeyrek taşıt sistemi MATLAB/Simulink modeli

3. DOĞRUSAL ADIM MOTORU

Doğrusal adım motorları, dönel adım motorları gibi adım adım hareket üreten eyleyici tipinde olup adım sayısını arttırmak suretiyle yumuşak ve düzgün ilerleme hareketi sağlayabilmektedirler. Bu motorlar yüksek derecede hassasiyet ve ani ivmelenme gerektiren sistemlerde uygun denetim yöntemleri ile birlikte kullanıldığı hallerde uygun bir çözüm olarak görülmektedirler (Otten vd. 1997, Gears ve Piech 2000, Tink ve Chang 2013). Doğrusal motor sistemlerinin düzlemsel, silindirik, tek taraflı, çift taraflı, kanallı, kanalsız, demir çekirdekli, demir çekirdeksiz, enine akılı, boyuna akılı gibi pek çok çeşitleri de bulunmaktadır (Gears ve Piech, 2000). Aşağıda sırasıyla sistem için motor seçimi, boyutlandırılması ve modellenmesiyle ilgili kısımlar sunulmuştur.

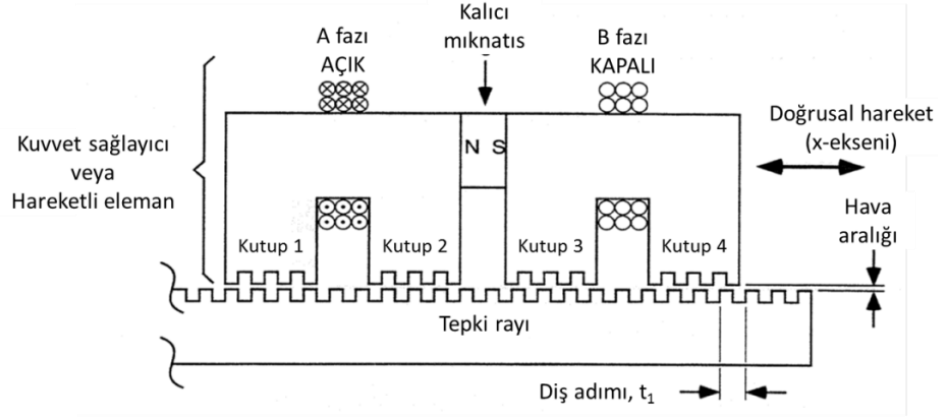
3.1. Süspansiyon sistemleri için doğrusal adım motoru seçimi ve boyutlandırılması

Bu çalışmada düzlemsel ve silindirik yapıdaki motorlara göre daha basit yapıda olan “hibrit doğrusal adım motorları (HLSM)” nin süspansiyon sisteminde kullanılması incelenmiştir. Doğrusal adım motoru (HLSM), kuvvet sağlayıcı veya hareketli eleman (forcer veya slider) ve değişken mıknatıs akısı geçirgenliği sağlayan tepki rayı (platen) olmak üzere iki ana elemandan oluşur (Şekil 3a). İlerleyen çalışmalarda Şekil 3b’ de gösterilen prototipi imal edilmiş doğrusal motor sisteminin süspansiyon sistemleri ile ilgili yapılacak deneysel çalışmalarda kullanılması da planlanmaktadır. Bu temel elemanların yanı sıra sistemde yataklama ve elektriksel bağlantı soketi gibi ilave elemanlar yer alabilir (Abraham, 1997; Abreu, 1993; Gears ve Piech, 2000).

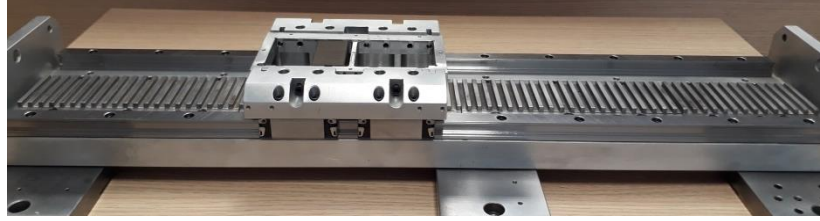
Bu çalışmada Şekil 3a’ da gösterilen kuvvet sağlayıcıda kullanılan kalıcı mıknatıs bobinlerin ortasında yer aldığı simetrik yapıları doğrusal adım motoru kullanılmıştır (Abraham, 1997; Abreu, 1993; Gears ve Piech, 2000). Bu motor günümüz teknolojisinde hızla gelişen elektrikli araçlarda kullanılmak üzere ve süspansiyon sınırları dikkate alınarak boyutlandırılmıştır. Buna göre motor tasarım kuvveti 2000 N, bobin besleme gerilimi 320 V_{ac} ve bobin akımı maksimum 22 A olabilecek şekilde, kuvvet sağlayıcı ve tepki rayında bulunan kanallar ise konum hassasiyeti ve süspansiyon boyutları dikkate alınarak boyutlandırılmıştır.

3.2. Doğrusal motorun modellenmesi

Aktif süspansiyon sistemleri için boyutlandırılan doğrusal motor mıknatıs geçirgenliği yaklaşımına göre modellenmiştir. Bu modelleme yöntemi daha basit ve daha az çözümleme zamanı gerektirmektedir (Loránd vd., 2015). Kuvvet sağlayıcıda bulunan bobinlere uygulanan akım ve kalıcı mıknatısın sağladığı mıknatıs akısı farklı yollardan geçerek tepki rayına ulaşmakta ve doğrusal hareketi sağlamaktadır.



a.



b.

Şekil 3:

Doğrusal adım motoru (HLSM)

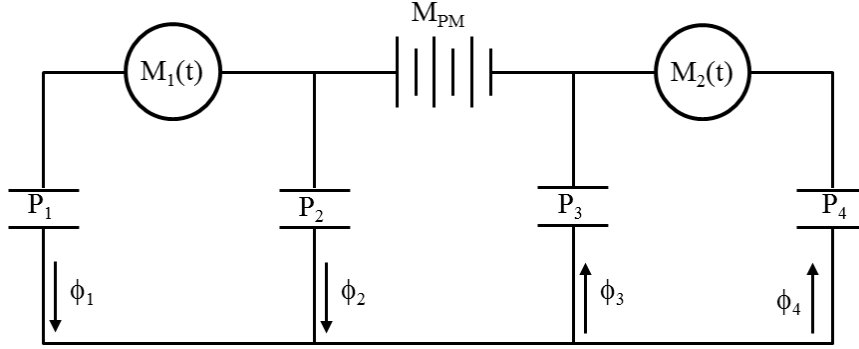
a. Temel elemanları (Abraham 1997) b. Prototip adım motoru

Doğrusal motorun basitleştirilmiş mıknatıs devresi Şekil 4' de verilmektedir. Doğrusal motorun mıknatıs devresinin bobinlerine uygulanan elektrik gerilimine (e_a , e_b) karşılık oluşan akım değişimi (i_a , i_b) sonucu devrede bir mıknatıs akısı değişimi oluşur. Kirchoff yasasına göre bu ifadelerin matematiksel bağıntısı; sarım sayıları (N , her iki bobin için eşdeğer) ve mıknatıs akısına (ϕ_a , ϕ_b) bağlı olarak

$$\begin{aligned} e_a &= Ri_a + \frac{d(N\phi_a)}{dt} \\ e_b &= Ri_b + \frac{d(N\phi_b)}{dt} \end{aligned} \quad (4)$$

elde edilir. Mıknatıs devresi magnetomotor kuvvetleri aşağıdaki şekilde ifade edilebilir.

$$\begin{aligned} M_1 &= Ni_a \quad M_2 = Ni_b \\ M_{PM} &= \frac{\phi_m I_m}{\mu_0 \mu_r A_m} \end{aligned} \quad (5)$$



Şekil 4:
Doğrusal adım motoru eşdeğer mıknatıs devresi

Kuvvet sağlayıcı ve tepki rayı arasında kutup geçirgenlikleri, diş adımı (t_1) ve yer değiştirmeye (x) bağlı olarak aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$P(x) = \frac{1}{2} \left[(P_{\max} + P_{\min}) + (P_{\max} - P_{\min}) \cos \left(\frac{2\pi}{t_1} x \right) \right] \quad (6)$$

$$P_1 = P(x); P_2 = P \left(x - \frac{t_1}{2} \right); P_3 = P \left(x - \frac{3t_1}{4} \right); P_4 = P \left(x - \frac{t_1}{4} \right)$$

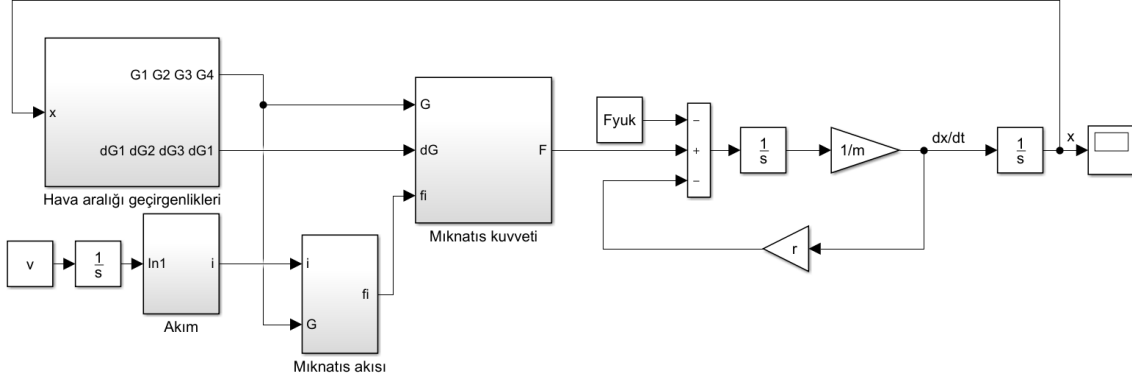
Hava aralığı geçirgenlik ve mıknatıs akısı değerlerine bağlı olarak hesaplanan teğetsel mıknatıs kuvveti aşağıdaki gibidir (Gears ve Piech, 2000).

$$F_{mx} = -\frac{1}{2} \frac{p}{n} \sum_{i=1}^4 \phi_i^2 \left(\frac{1}{P_i^2} \frac{\partial P_i}{\partial x} \right) \quad (7)$$

Teğetsel mıknatıs kuvveti (itme kuvveti) yardımıyla motorda doğrusal hareket sağlanır. Newton' un II. Hareket Yasasından sistemin mekanik kısmının hareket denklemi aşağıdaki gibi elde edilebilir.

$$F_{mx} = m_m \ddot{x}_m + b_m \dot{x}_m + F_{yük} \quad (8)$$

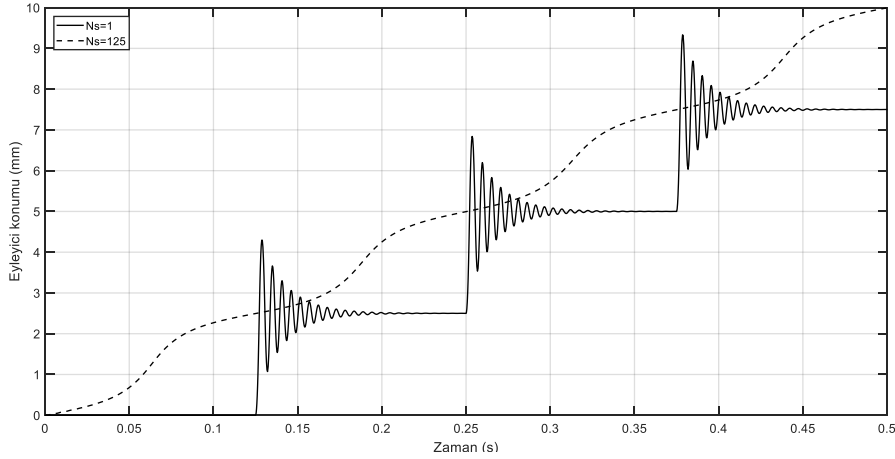
Doğrusal motorun temel denklemleri kullanılarak, Şekil 4' de verilen eşdeğer mıknatıs devresine göre hazırlanan MATLAB/Simulink modeli Şekil 5' te gösterilmektedir. Bu modelde mini adım tekniği uygulanarak motor bobinlerinde akım sürülmüştür. Modelden doğrusal adım motoru konum değişimi, motorun hızı ve bobinlere uygulanan akımlara bağlı olarak oluşan mıknatıs kuvveti değişimi vb. elde edilebilmektedir.



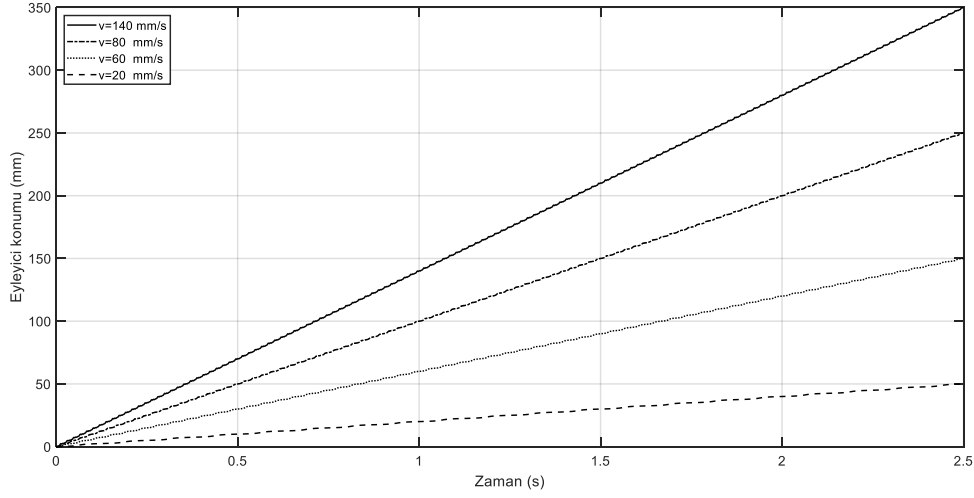
Şekil 5:
Doğrusal adım motoru MATLAB/Simulink Modeli

4. BENZETİM SONUÇLARI

Şekil 5' te verilen doğrusal adım motoru MATLAB/Simulink modeli yardımıyla belirlenen bir hedef hıza göre adım sayısı 1 ve 125 için doğrusal adım motorunun konum değişimi Şekil 6' da verilmektedir. Bu şekilden görüldüğü gibi adım sayısı küçük olduğunda hareketin adım adım yani kesikli olduğu görülürken adım sayısının artması ile birlikte motor çıkışında sürekli bir hareket elde edilebilmektedir. Şekil 7' de farklı hedef hızlar için adım sayısı 125 alınarak elde edilen motor konum değişimleri verilmektedir. Bu şekilden doğrusal motorun farklı hızlarda sürülebileceği ve hareket sürekliliği daha net görülmektedir.



Şekil 6:
Farklı adım sayıları için doğrusal adım motoru konum değişimi ($v_m=20$ mm/s)



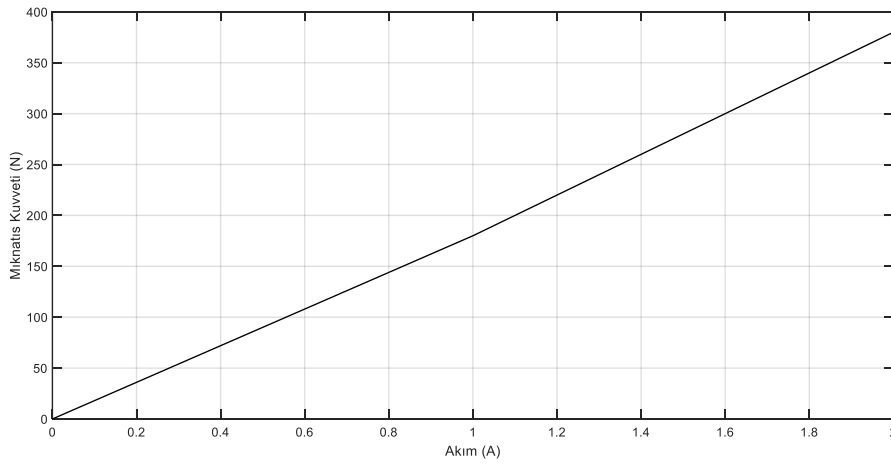
Şekil 7:

Farklı hedef hızlar için doğrusal adım motoru konum değişimi (Ns=125)

Doğrusal adım motoru modelinde bobinlere uygulanan akımlara göre mıknatıs kuvveti değişimleri elde edilmiştir. Akıma karşılık motorun mıknatıs kuvveti değişim eğrisi Şekil 8’ de verilmiştir. Bu şekilden görüldüğü gibi akım ve mıknatıs kuvveti arasında yaklaşık doğrusal bir ilişki vardır. Bu doğrusal değişimin eğimi yaklaşık $K_m = 260 \text{ N/A}$ olarak belirlenmiştir. Bu doğrusal değişim dikkate alınarak, aktif süspansiyon sistemi için doğrusal adım motoru

$$F_{mx}(t) = K_m i(t) \quad (9)$$

olarak modellenmiş ve çeyrek taşıt modelinde kullanılmıştır.

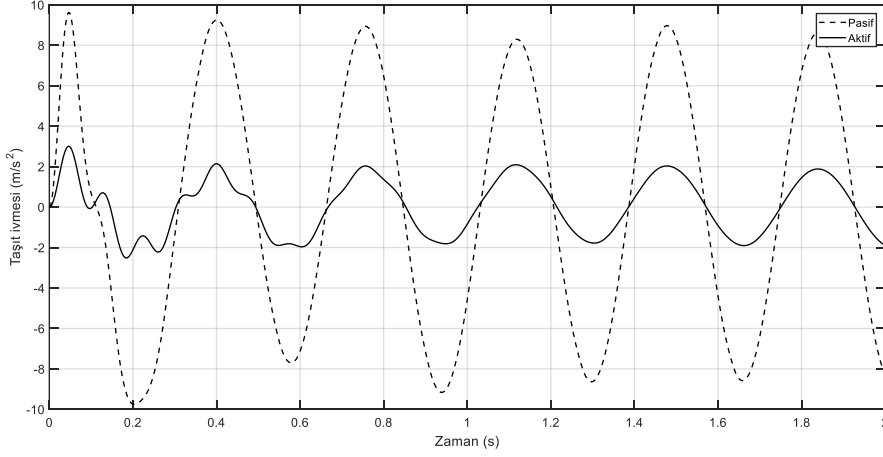


Şekil 8:

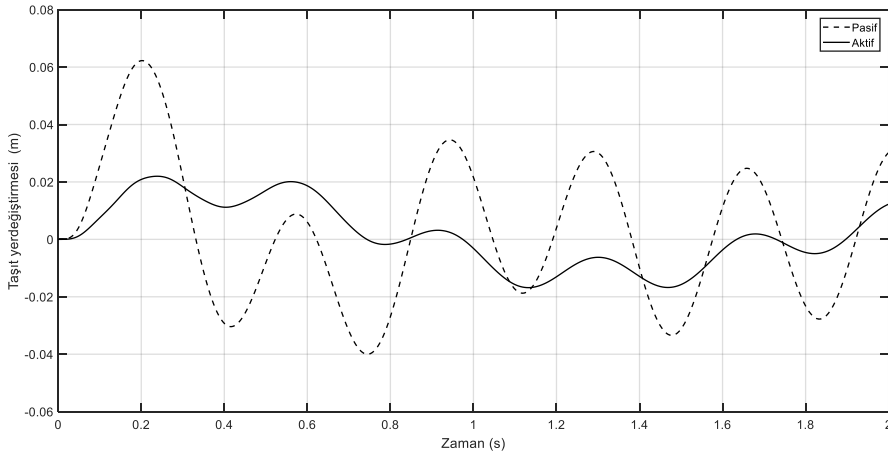
Doğrusal adım motoru yük-hız karakteristiği

Sinüzoidal yol girişine karşılık 60 km/sa’ lik taşıt hızı için pasif ve doğrusal adım motorunun kullanıldığı aktif süspansiyon sistemi model sonuçları karşılaştırılmıştır. Şekil 9’da pasif ve aktif sistem için taşıt gövdesinin ivme değişim grafiği gösterilmiştir. Bu şekilden görüldüğü gibi aktif süspansiyon sistemi taşıt ivmesini yaklaşık %80 oranında azaltmıştır. Şekil

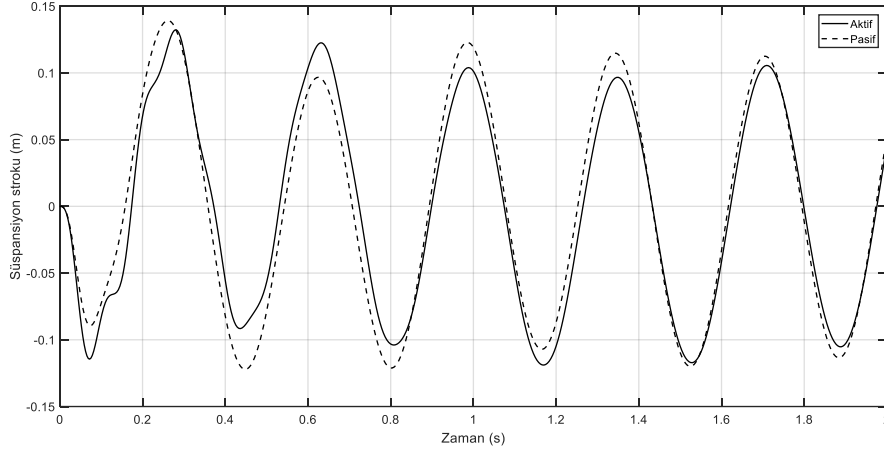
10' da pasif ve aktif süspansiyona sahip sistemin taşıt gövde yerdeğiştirmesine ait karşılaştırılmalı grafik sunulmuştur. Benzetim sonuçlarından aktif sistemin ilk aşma değerini yaklaşık %65 oranında azaltıcı etki gösterdiği söylenebilir. şekil 11' de süspansiyon stroku incelendiğinde verilen taşıt hızı için aktif süspansiyon sistemin pasif sisteme göre belirgin bir iyileşme sağlamadığı görölmektedir. şekil 12' de ise aktif süspansiyon sisteminde doğrusal motorun sağladığı kuvvet değişimleri görölmektedir. Bu şekilden görüldüğü gibi doğrusal motor taşıt hareketi sırasında maksimum 3000 N' luk kuvvet sağlamaktadır.



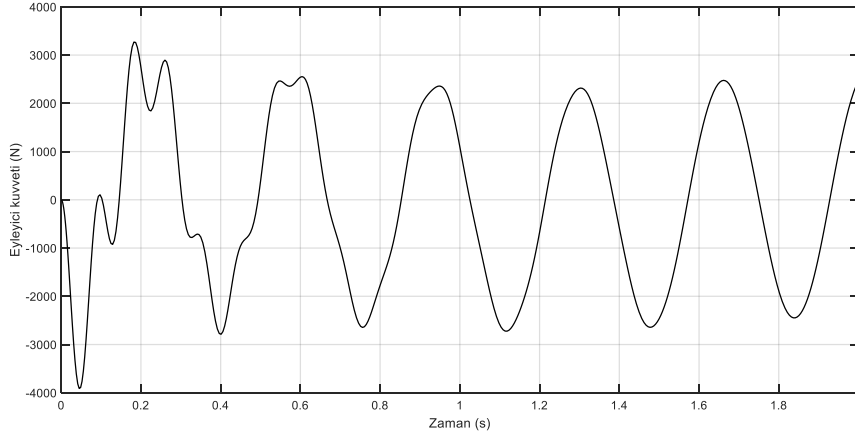
şekil 9:
Taşıt gövdesi ivme değişimi



şekil 10:
Taşıt gövdesi yerdeğiştirmesi

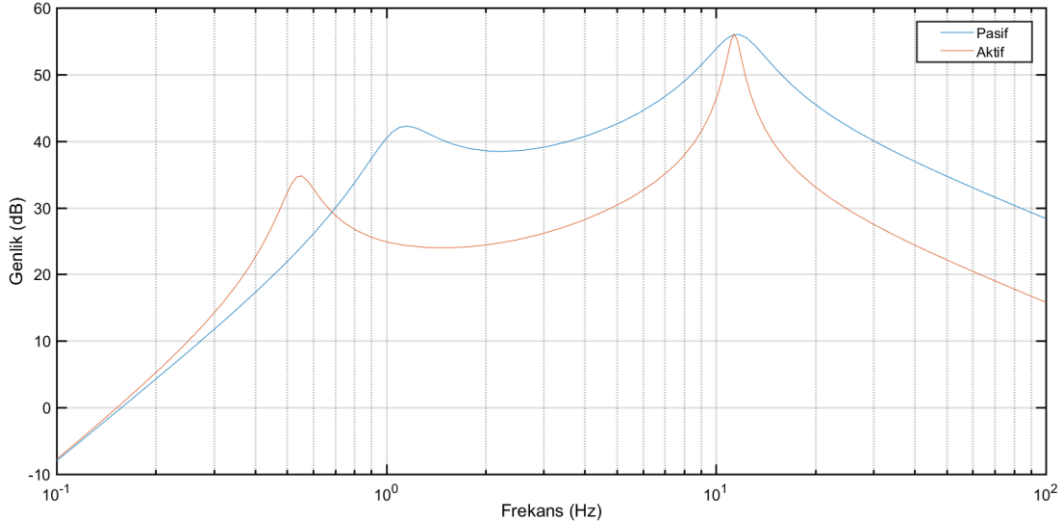


Şekil 11:
Süspansiyon stroku değişimi

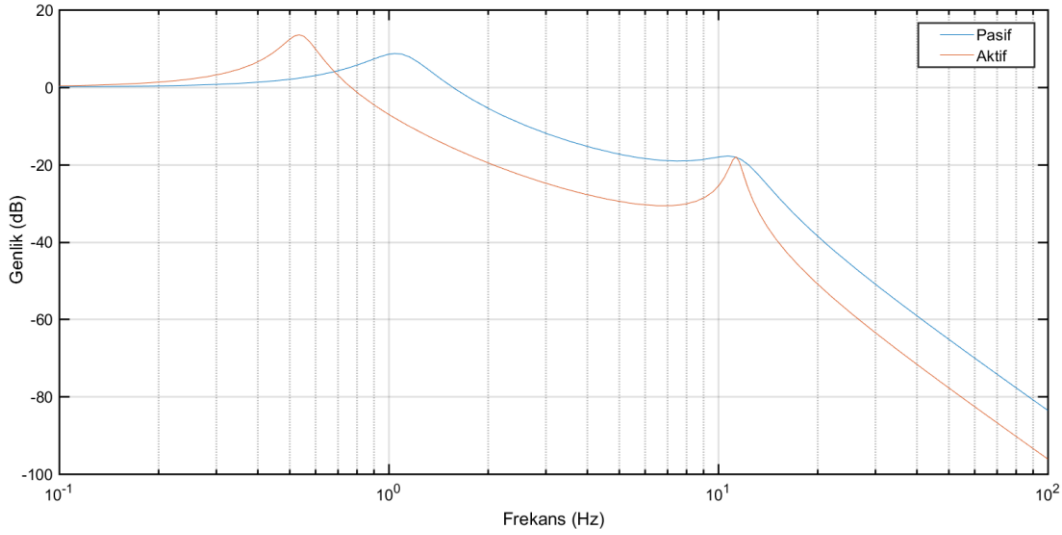


Şekil 12:
Doğrusal motor kuvveti

Şekil 9-12’ de verilen eğriler 60 km/sa’ lik taşıt hızı için elde edilmiştir. Taşıtın farklı hızlarında aktif süspansiyon sisteminin performansını analiz etmek için taşıt gövde ivmesi ve yerdeğiştirilmesi için sistemin frekans cevabı eğrileri elde edilmiştir. Şekil 13’ de verilen ivme değişiminden görüldüğü gibi aktif süspansiyon sisteminde taşıt gövde ivmesi genellikle pasif sisteme göre daha düşük değerlerde kalmaktadır. Sadece 240 km/sa (yaklaşık 11 Hz)’ lik taşıt hızına karşılık gelen frekans değerinde ivme genlikleri her iki sistem için eşittir. Şekil 14’ de verilen taşıt yerdeğiştirilmesi genlikleri incelendiğinde yaklaşık 14 km/sa (yaklaşık 0,65 Hz)’ lik taşıt hızlarına kadar pasif sistemin genliklerinin daha düşük değerlerde kaldığı, diğer hızlarda aktif sistemin genliklerinin daha düşük seviyelerde olduğu görülmektedir. İvme değişimine benzer olarak 240 km/sa’ lik taşıt hızında yerdeğiştirme genlikleri her iki sistem için eşittir. Frekans cevabı eğrilerinden ikinci doğal frekansın her iki sistemde de değişmediği ancak birinci doğal frekansın aktif sistemde yaklaşık %35 oranında daha aşağı bir değere düştüğü görülmektedir. Ancak bu değer taşıtın çok düşük hızlarına karşılık geldiği için sürüş konforu üzerinde çok fazla etkisi olmayacağı söylenebilir. Frekans cevabı eğrileri değerlendirildiğinde aktif süspansiyon sisteminin genel olarak pasif süspansiyon sistemine göre daha iyi performans gösterdiği söylenebilir.



Şekil 13:
Taşıt gövdesi ivme değişimi



Şekil 14:
Taşıt gövdesi konum değişimi

5. SONUÇ

Bu çalışmada aktif süspansiyon sistemi için hibrit doğrusal adım motoru MATLAB/Simulink programı yardımıyla modellenerek sistemin dinamik davranışı zaman ve frekans alanında incelenmiştir. Tasarlanıp boyutlandırılan ve modeli kurulan doğrusal adım motorunun akım-kuvvet karakteristiği çeyrek taşıt modeline adapte edilmiştir. Aktif süspansiyon sisteminde taşıt gövdesi ivmesi denetim parametresi olarak alınmış, oranlı tipi denetim uygulanarak sistem denetlenmiş ve taşıt 60 km/sa hızla giderken, sinusoidal yol girdisine maruz kalması halindeki davranışı zaman alanında incelenmiştir. Farklı taşıt hızlarını analiz edebilmek için sistemin frekans cevabı analizi yapılmıştır.

Elde edilen benzetim sonuçlarından aktif süspansiyon sisteminin taşıt ivmesini yaklaşık %80 oranında, taşıt gövde yerdeğiştirmesinin ilk aşma değerini yaklaşık %65 oranında azaltıcı

etki gösterdiği tespit edilmiştir. Frekans cevabı eğrileri incelenmiş ve yaklaşık 14 km/sa taşıt hızından sonra ivme ve taşıt gövdesi konum değişiminin aktif süspansiyona sahip taşıt sisteminde daha düşük genliklerle elde edildiği görülmüştür. Sistemin geri beslemeli denetimi üzerinde klasik denetim organı kullanılmasına rağmen, bu sistemin özellikle sürüş konforu açısından pasif süspansiyon sistemine göre daha iyi performans sağladığı söylenilebilir.

Bundan sonra yapılacak çalışmalarda gelişkin denetim organı algoritmalarının sisteme uygulanması ve yarım/tam taşıt modeli ile sistem cevabının incelenmesi de planlanmaktadır.

TEŞEKKÜR

Bu çalışma Uludağ Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri (BAP) birimi tarafından KUAP(M)2013/20 nolu proje kapsamında kısmen desteklenmiştir. Katkılarından dolayı kurumumuza teşekkür ederiz.

SEMBOLLER VE KISALTMALAR

$\phi_1, \phi_2, \phi_3, \phi_4$	Kutuplardaki mıknatıs akıları (Wb)
ϕ_a, ϕ_b	A ve B fazlarındaki mıknatıs akısı (Wb)
ϕ_m	Kalıcı mıknatısın mıknatıs akısı (Wb)
μ_0	Havanın geçirgenlik katsayısı ($4\pi 10^{-7}$) (H/m)
μ_r	Kalıcı mıknatıs malzemesinin bağıl geçirgenlik katsayısı (H/m)
A_m	Kalıcı mıknatıs kesit alanı (m^2)
b_m	Sönüm katsayısı (N/(ms))
b	Amortisör sönüm katsayısı (N/(m/s))
e_a, e_b	A ve B fazlarındaki gerilim (V)
F_{mx}	Doğrusal motorun sisteme uyguladığı aktif süspansiyon kuvveti (N)
$F_{yük}$	Motorun yeneceği karşı yük (N)
i_a, i_b	A ve B fazlarındaki akım (A)
k_s	Süspansiyon yay katsayısı (N/m)
k_t	Tekerlek yay katsayısı (N/m)
K_m	Motor kazancı (N/A)
l_m	Kalıcı mıknatıs uzunluğu (m)
m	Hareketli eleman kütlesi (kg)
M_1, M_2, M_{PM}	A ve B fazlarının ve kalıcı mıknatısın sağladığı magnetomotor kuvveti (A-sarım)
m_s, m_u	Taşıt ve tekerlek kütlesi (kg)
N	Bobin sarım sayısı
N_s	Adım sayısı
n	Kutup başına diş sayısı
p	Kutup sayısı
P_1, P_2, P_3, P_4	Kutupların hava aralığı geçirgenlikleri (Wb/A)
P_{max} ve P_{min}	Mıknatıs devresindeki maksimum ve minimum geçirgenlik değerleri (Wb/A)
R	Bobinlerin elektriksel direnci (Ω)
t_l	Diş adımı (m)
X_r	Yoldan gelen uyarının genliği (m)
$x_r(t)$	Taşıta yoldan gelen uyarılar (m)
$x_s(t), x_u(t)$	Taşıt gövdesinin ve tekerleğin hareket miktarı (m)
v_t	Taşıt hızı (km/sa)
v_m	Motor hızı (m/s)

KAYNAKLAR

1. Abraham , J. (1997) *Modeling and simulation of a linear motor system*, Massachusetts Institute of Technology, M.Sc. Thesis. Massachusetts.
2. Abreu, J.A. (1993) *Dynamics modeling and analysis of a sawyer linear stepper motor*, Massachusetts Institute of Technology, B.Sc. Thesis. Massachusetts.
3. Allen, J.A. (2008) *Design of active suspension control based upon use of tubular linear motor and quarter-car model*, Texas A&M University, Mechanical Engineering Department, M.Sc. Thesis. Texas.
4. Aly, A.A. and Salem F.A. (2013) Vehicle suspension systems control: A Review, *International Journal of Control, Automation and Systems*, 2(2), 46-54.
5. Atef, M.M., Soliman, M.S. and Sharkawy, A.B. (2015) Vehicle active suspension system performance using different control strategies, *International Journal of Engineering Trends and Technology (IJETT)*, 30(2), 106-114. doi: 10.14445/22315381/IJETT-V30P220
6. Delen, G. ve Taşkın, Y. (2013) İki serbestlik dereceli aktif süspansiyon sistemi için benzetim modeli doğrulaması ve PID kontrolcü uygulaması, *Türkiye Otomatik Kontrol Ulusal Toplantısı*, Malatya, 811-816.
7. Dridi, S., Salem, I.B. and Amraoui, L.E. (2017) Bond Graph modeling of automotive suspension system using a linear actuator, *International Journal of Scientific & Engineering Research*, 8(1), 1837-1844.
8. Ebrahimi, B., Bolandhemmat, H., Khamesee, M.B. and Golnaraghi, F. (2011) A hybrid electromagnetic shock absorber for active vehicle suspension systems, *Vehicle System Dynamics*, 49(1-2), 311-332. doi: 10.1080/00423111003602400
9. Giears, J.F. and Piech, Z.J. (2000) *Linear Synchronous Motors*, CRC Press, USA.
10. Hyniova, K. (2016) On testing of vehicle active suspension robust control on an one-quarter-car test stand, *International Journal of Mechanical Engineering*, 1, 1-7.
11. Jiongang, L. (2013) *Design and advanced control of active suspension system with linear actuator*, Hong Kong Polytechnic University, Ph.D Thesis, Hong Kong.
12. Kabil , S.G. (2012) *Alternative control strategies for an electromechanical active suspension system*, Istanbul Technical University, M.Sc. Thesis, İstanbul.
13. Kamaş Kocacıbağ, Z. ve Topçu E.E. (2018) Aktif süspansiyon sistemlerinde doğrusal adım motorunun uygulanabilirliğinin araştırılması, *9th International Automotive Technologies Congress*, Bursa, 1097-1105.
14. Kashem, S. B.A., Chowdhury, M.A., Choudhury, T.A., Shabrin, N., Ektesabi, M. and Nagarajah, R. (2015) Study and comparison on linear electromagnetic shock absorbers among other available intelligent vibration dampers, *International Journal of Science and Research*, 4(6), 2394-2401.
15. Klimenko, Y.I., Batishchev, D.V., Pavlenko, A.V. and Grinchenkov, P. (2015) Design of a linear electromechanical actuator with an active vehicle suspension system”, *Russian Electrical Engineering*, 86(10), 588-593. doi: 10.3103/S1068371215100090
16. Kruczek A., Stříbrský A., Honců J. and Hlinovský M. (2011) Active suspension -case study on robust control, *International Journal of Computer, Electrical, Automation, Control and Information Engineering*, 5(6), 605-610.
17. Kruczek, A. and Stříbrský, A. (2004) H_{∞} control of automotive active suspension with linear motor, *IFAC Proceedings*, 37(14), 365-370. doi: 10.1016/S1474-6670(17)31131-X
18. Lee, S. and Kim, W. (2010) Active suspension control with direct-drive tubular linear brushless permanent-magnet motor, *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, 18(4), 859-870. doi: 10.1109/TCST.2009.2030413

Erzan Topçu E., Kamaş Kocacıbağ Z.: Doğrusal Adım Motoruna Sahip Bir Aktif Süspansiyon Sis. Tas. ve Mod.

19. Loránd, S., Viorel, I.A. and János, J. (2015) Dynamic simulation of a novel hybrid linear stepper motor by means of MATLAB/Simulink, <https://www.researchgate.net/publication/239565131>. Erişim tarihi: 23.08.2018
20. Martins, I., Esteve, J., Marques, G. D. and Silva, F.P., (2006) Permanent-magnets linear actuators applicability in automobile active suspensions, *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, 55(1), 86-94. doi: 10.1109/TVT.2005.861167
21. Onat, C., Yüksek, İ. ve Sivrioğlu, S. (2006) Bir aktif süspansiyon sistemi için H_∞ kontrol temeline dayalı doğrusal olmayan kontrolcü tasarımı, *Mühendis ve Makine*, 47(552), 36-43.
22. Otten, G., Vries, T.J.A., Amerongen, J., Rankers, A.M.R. and Gaal, E.W. (1997) Linear motor motion control using a learning feedforward controller, *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 2(3), 179-187. doi: 10.1109/3516.622970
23. Sun, W., Zhao, Y., Li, J., Zhang, L. and Gao, H. (2012) Active suspension control with frequency band constraints and actuator input delay, *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 59(1), 530-537. doi: 10.1109/TIE.2011.2134057
24. Thul, A., Eggers, D., Riemer, B. and Hameyer, K. (2015) Active suspension system with integrated electrical tubular linear motor: design, control strategy and validation, *Archives of Electrical Engineering*, 64(4), 605-616. doi: 10.1515/aee-2015-0045
25. Ting, C. S. and Chang Y. N., (2013) Observer-based backstepping control of linear stepping motor, *Control Engineering Practice*, 21, 930-939. doi: 10.1016/j.conengprac.2013.02.018
26. Topçu, E. E., Yüksel, İ. ve Kamaş, Z. (2002) Taşıt Süspansiyon Sistemlerindeki Gelişmeler, 2. Otomotiv Teknolojileri Kongresi, Bursa, 313-321.
27. Van der Sande T.P.J., Gysen, B.L.J., Besselink, I.J.M. , Paulides, J.J.H. , Lomonova, E.A. and Nijmeijer, H. (2013) A robust control of an electromagnetic active suspension system: Simulations and measurements, *Mechatronics* 23, 204–212. doi: 10.1016/j.mechatronics.2012.07.002
28. Wang, J., Wang, W. and Atallah, K. (2011) A linear permanent-magnet motor for active vehicle suspension, *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, 60(1), 55-63. doi: 10.1109/TVT.2010.2089546