



Development of electromechanical disc brake controller for heavy-duty vehicles

İbrahim Can Gülerüz¹, Özgün Başer^{2*}

¹Ege Fren Sanayii ve Ticaret A.Ş., R&D Center, 35060, İzmir, Türkiye

²İzmir Kâtip Çelebi University, Faculty of Engineering and Architecture, Department of Mechatronic Engineering, 35620, İzmir, Türkiye

Highlights:

- Electromechanical disc brake controller
- Scaled electromechanical disc brake system experiment rig
- Design of cascade PID force and PID position controller

Keywords:

- Electromechanical disc brake
- Scaled test rig
- System dynamic model
- Cascade PID force controller
- Heavy-duty vehicle

Article Info:

Research Article

Received: 04.10.2021

Accepted: 15.04.2022

DOI:

10.17341/gazimmfd.1004406

Correspondence:

Author: Özgün Başer

e-mail:

ozgun.baser@ikc.edu.tr

phone: +90 532 734 9966

Graphical/Tabular Abstract

The nonlinear system dynamics model, step response of PID cascade force controller and step response of PID position controller can be seen in Figure A.

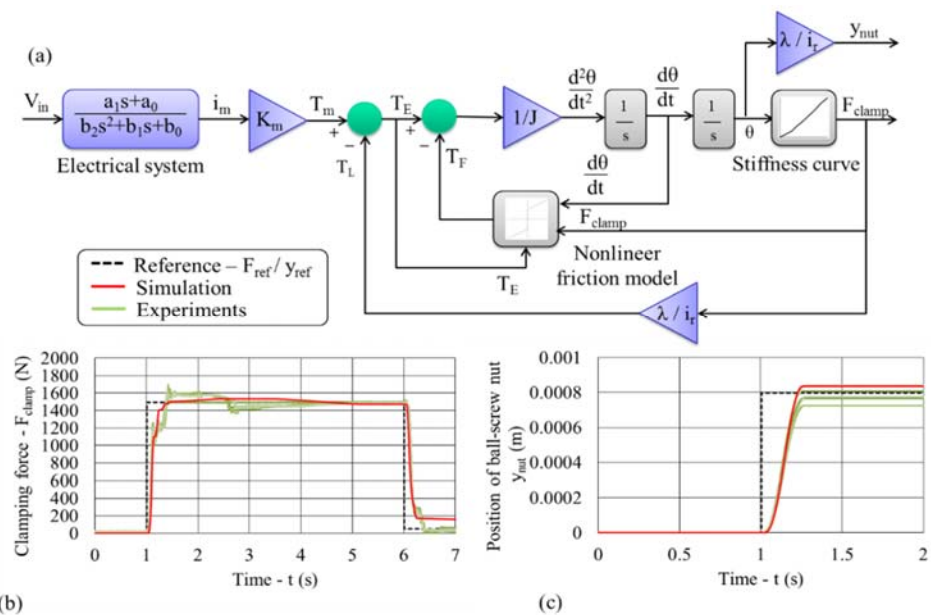


Figure A. (a) Nonlinear system dynamics model (b) step response of PID cascade force controller (c) step response of PID position controller

Purpose: This study aims to contribute to the development of heavy-duty vehicle electromechanical disc brake controller.

Theory and Methods: System dynamics model of scaled electromechanical disc brake experiment rig is constructed in Matlab Simulink in consideration of linear and nonlinear friction models. For the identification of system variables, experimental measurements are collected. The system dynamics model is verified by simulation and experimental results. PI/PID and PI/PID cascade force controllers and PID position controller are developed in Matlab Simulink environment according to the braking performance requirements of heavy-duty vehicles. The controller parameters determined in the virtual environment are defined to the physical control system and the experimental measurements are conducted.

Results: The simulation results calculated by using nonlinear system dynamics model and experimental results show good agreement. The simulation and experimental results show that the PID cascade force controller provided the best performance in consideration of braking performance requirements of the heavy-duty vehicles. Besides, a considerable verification between the simulation and the experimental results obtained in case of force and position control scenarios is achieved.

Conclusion: This research is important for the development of heavy-duty electromechanical brake system in terms of construction and verification process of the system dynamics model, development and implementation of the measurement system and the development of the controller. Hence, the work presented in this paper plays an important role.



Ağır hizmet araçları için elektromekanik disk fren denetleyicisi geliştirilmesi

İbrahim Can Güler¹*, Özgün Başer²*

¹Ege Fren Sanayii ve Ticaret A.Ş., Arge Merkezi, 35060, İzmir, Türkiye

²İzmir Kâtip Çelebi Üniversitesi, Mühendislik ve Mimarlık Fakültesi, Mekatronik Mühendisliği Bölümü, 35620, İzmir, Türkiye

Ö N E Ç İ K A N L A R

- Elektromekanik disk fren denetleyicisi
- Ölçeklendirilmiş elektromekanik fren sistemi deney düzeneği
- Seri PID kuvvet ve PID konum denetleyicisi tasarımı

Makale Bilgileri

Araştırma Makalesi

Geliş: 04.10.2021

Kabul: 15.04.2022

DOI:

10.17341/gazimmfd.1004406

Anahtar Kelimeler:

Elektromekanik disk fren,
ölçeklendirilmiş deney
düzeneği,
sistem dinamiği modeli,
seri PID kuvvet denetleyicisi,
ağır hizmet aracı

ÖZ

Günümüzde ağır hizmet araçlarına antiblokaj fren sistemi (ABS), elektronik kararlılık denetimi (ESC) ve çekiş denetim sistemi (TCS) gibi frenlemeye yardımcı elektronik güvenlik fonksiyonları havalı fren sistemlerine entegre edilmiştir. İleride elektrikli ağır hizmet araç sayısının artacak olması, fren sistemi mimarisinin havalı tahrikten elektromekanik tahriğe geçişini kaçınılmaz kılmaktadır. Bu çalışmanın ana amacı, ağır hizmet aracı elektromekanik disk fren denetleyicisi geliştirme çalışmalarına katkı sağlamaktır. Elektromekanik frenleme sistemi dinamiklerinin araştırılması için, ölçeklendirilmiş bir deney düzeneği oluşturulmuştur. Ayrıca elektromekanik fren sistemi değişkenlerinin (motor akımı, motor açılma konumu ve sıkıştırma kuvveti) toplanması için ölçüm sistemi geliştirilmiştir. Deney düzeneğine ait sistem dinamiği modeli doğrusal ve doğrusal olmayan sürtünme modelleri dikkate alınarak, Matlab Simulink ortamında oluşturulmuştur. Sistem değişkenlerinin belirlenmesi için deneysel ölçümler alınmıştır. Doğrusal ve doğrusal olmayan sistem dinamiği modelleri kullanılarak benzetimler gerçekleştirilmiştir. Benzetim sonuçları deneysel ölçümlerle karşılaştırılarak, sistem dinamiği modeli doğrulanmıştır. Ağır hizmet aracı fren başarım gereksinimleri göz önünde bulundurularak, PI/PID ve seri PI/PID kuvvet denetleyicileri ve PID konum denetleyicisi Matlab Simulink ortamında geliştirilmiştir. Sanal ortamda belirlenen denetleyici değişkenleri fiziki denetim donanımına tanımlanarak, deneysel ölçümler alınmıştır. Kuvvet ve konum denetleyicilerinin başarımı, sayısal ve deneysel ölçüm sonuçları göz önünde bulundurularak değerlendirilmiştir. Kuvvet – konum denetleyicisi değişim senaryosu uygulanarak, fiziksel sistem üzerinde fonksiyon testleri gerçekleştirilmiştir.

Development of electromechanical disc brake controller for heavy-duty vehicles

H I G H L I G H T S

- Electromechanical disc brake controller
- Scaled electromechanical disc brake system experiment rig
- Design of cascade PID force and PID position controller

Article Info

Research Article

Received: 04.10.2021

Accepted: 15.04.2022

DOI:

10.17341/gazimmfd.1004406

Keywords:

Electromechanical disc
brake,
scaled test rig,
system dynamic model,
cascade PID force controller,
heavy-duty vehicle

ABSTRACT

Nowadays, electronic safety functions such anti-lock brake system (ABS), electronic stability control (ESC) and traction control system (TCS) are integrated to the air brake system of heavy-duty vehicles. The fact that the number of heavy-duty electric vehicles will increase in the future makes inevitable the transition of the brake system architecture from air actuation to electromechanical actuation. The main purpose of this study is to contribute to the development of heavy-duty vehicle electromechanical disc brake controller. A scaled experimental rig was constructed to investigate the dynamics of the electromechanical braking system. In addition, a measurement system has been developed to collect the electromechanical brake system parameters (motor current, motor angular position and clamping force). The system dynamics model of the experimental rig was constructed in Matlab Simulink environment in consideration of linear and nonlinear friction models. Experimental measurements were collected for the determination of the system variables. The simulations were conducted by using linear and nonlinear system dynamics models. The system dynamics model was verified by the comparison of simulation results with the experimental measurements. PI/PID and PI/PID cascade force controllers and PID position controller were developed in Matlab Simulink environment in consideration of the braking performance requirements of heavy-duty vehicle. The controller parameters determined in the virtual environment were defined to the physical control hardware and the experimental measurements were conducted. The performance of the force and position controllers was evaluated by considering the numerical and experimental measurement results. The switching scenario of force – position controller was implemented and functional tests were carried out on the physical system.

*Sorumlu Yazar/Yazarlar / Corresponding Author/Authors : can.guleryuz@egefren.com.tr, *ozgun.baser@ikc.edu.tr / Tel: +90 532 734 9966

1. Giriş (Introduction)

Günümüzdeki ağır hizmet araçlarında havalı fren sistemleri kullanılmakta olup; antiblokaj fren sistemi (ABS), elektronik kararlılık denetimi (ESC) ve çekiş denetim sistemi (TCS) gibi frenlemeye yardımcı elektronik güvenlik fonksiyonları havalı fren sistemlerine bütünleştirilmiştir. Elektrikli araçların kullanımının artması ile birlikte ağır hizmet araçlarında elektrikli olarak tasarlanma fikri araştırmacıların ilgisini çeken bir alan olmaktadır. MAN e-TGM 6x2, Mercedes Benz e-Actross 6x2, Volvo FE 6x2, Volvo FL 4x2, Renault ZE 6x2 ve Volkswagen e-Delivery 4x2 gibi %100 elektrikli ağır ticari araçların seri üretime geçmesi ile karbon ayak izinin azaltılmasında önemli adımlar atılmaktadır. Günümüzde henüz sayıca az olan elektrikli ağır hizmet araçlarının kademeli şekilde artacak olması öngörüsüyle, ileride bu araçlarda kullanılacak fren sistemlerinin havalı fren sisteminden elektromekanik fren sistemine geçişi kaçınılmaz olacaktır. Elektromekanik fren sisteminde eyleyici olarak elektrik motoru kullanımı ile istenilen hassasiyette fren kuvveti denetimi sağlanabilmektedir. Ayrıca, hava sisteminin tamamen veya kısmi olarak araç alt yapısından çıkarılması ile beraber sıkıştırılmış hava ihtiyacının azalması sayesinde enerji tasarrufu; hava tüpleri, valfler ve hava serimlerinin araç altyapısından çıkartılması ile de araç paketlemesinde yer kazanılması sağlanabilecektir.

Oldukça kısa olan frenleme sürecinde, araç sürücüsünün hızlı bir şekilde tepki göstermesi gereklidir. Bununla beraber fren sisteminde kullanılmakta olan elektrik motorunun araç sürücüsünün frenleme sinyaline karşılık hızlı bir şekilde tahrik edilmesi gereklidir. Çok hızlı tepkiler denetleyici çıktı sinyalinin kararsızlaşmasına yol açabilir. Bu nedenle, fren sisteminin denetleyici mimarisi hızlı tepki, hassas denetim ve sistem kararlılığı arasındaki dengeyi sağlayacak şekilde geliştirilmelidir.

Bilimsel yazındaki çoğu elektromekanik fren denetleyicisi geliştirme çalışmaları binek araçlara yönelik olup, binek araç fren başarım gereksinimlerine göre şekillendirilmiştir. Araştırmacılar tarafından binek araçların elektromekanik fren kuvveti denetimi için önerilen başlıca denetim yöntemleri; seri denetleyici, kayan kipli denetleyici ve bulanık denetleyici olarak üç ayrı başlıkta incelenebilmektedir. Çoğu elektromekanik fren matematik modeli sadeleştirilerek kuvvet, konum/hız ve motor akımı geri besleme çevrimlerini içerecek şekilde seri yapıda modellenmektedir [1-3]. Line vd. [3], seri yapıdaki kuvvet, hız ve akım geri besleme çevrimleri ile yüksek dinamik gereksinimleri sağlamıştır. En dıştaki geri besleme çevriminde sıkıştırma kuvveti PI denetleyicisi, ortadaki çevrimde motor hızı PI denetleyicisi ve içteki çevrimde motor akımı PI denetleyicisine yer verilmiştir. Doğrusal olmayan direngenlik, eyleyici doyunluğu ve yüke bağlı değişken sürtünme kayıpları elektromekanik fren matematik modeline entegre edilmiştir. Ki vd. [4] ve Baek vd. [5], benzer şekilde seri yapıdaki kuvvet, hız ve akım geri besleme çevrimlerini içeren PID denetim yöntemini kullanmışlardır. Ki vd. [4] motor pozisyonuna ve fren mekanizmasının histerezis davranışına bağlı olarak sıkıştırma kuvvetinin tahminlenebilmesi için gözleyici yapısı önermiştir. Aktif süspansiyon sistemi, şerit takip sistemi gibi diğer otomotiv alt sistemlerinde kayan kipli denetleyici ve doğrusal karesel regülatör (LQR) uygulama alanı bulmaktadır [6, 7]. Kıyak vd. [8], havacılık alanında, farklı arıza senaryoları için döner bir kanatın PID denetimini gerçekleştirmiştir. Çakar vd. [9], ana muhabere tankının aktif süspansiyon sistemi için LQR denetleyici tasarımı ile silah sistemine ait salınımların azaltılmasını sağlamıştır.

Elektromekanik eyleyici çevresel ve sistem karakteristiklerindeki değişkenliklerden (sıcaklık değişiklikleri, balata aşınması ve doğrusal olmayan sürtünme vb.) dolayı yüksek miktarda doğrusal olmayan davranış ve belirsizliğe sahiptir. Bu nedenle yeterli dayanıklılık

başarımına sahip, kayan kipli denetleyici birçok araştırmacı tarafından tercih edilen bir denetim yöntemi olmaktadır. Lee vd. [10], prototip elektromekanik fren üzerinde gerçekleştirdikleri çalışmada, kayan kipli ve geleneksel seri yapıdaki PI denetleyicileri performans açısından değerlendirmiştir. Han vd. [11] ve Han vd. [12], kama mekanizmasının bulunduğu elektromekanik frenlerin kuvvet denetimi için kayan kipli denetleyici tercih etmiştir. Lindvai-Soos vd. [13], sürtünmeleri belirsiz faktörü olarak tanımlanarak, kayan kipli denetleyici yapısı oluşturulmuştur. Castro vd. [14] çalışmasında, elektrohidrolik fren sisteminin denetimini kayan kipli olarak gerçekleştirmiştir. Diğer elektromekanik denetim çalışmalarında da kayan kipli denetleyici tercih edilmiştir [15-17]. Elektromekanik fren yüksek ve kararlı bir fren başarımı ve hızlı fren tepkisi kazanımlarına sahip olmasına rağmen, aynı zamanda yüksek miktarda doğrusal olmayan davranış, karmaşık bir denetim, büyük yük değişiklikleri ve yüksek arıza riskine sahiptir. Bulanık denetleyicinin, doğrusal olmayan bir denetleyici olması, zamanla değişen yüklerle karşı dayanıklı bir karakteristik sergilemesi nedeniyle elektromekanik fren denetimi konusunda araştırmacıların ilgisini çekmiştir [18-20]. Hong vd. [21], Xiang vd. [22] ve Yang vd. [23] bulanık denetim yapısını aracın boyuna ve yanal kararlılık denetimi için tercih etmişlerdir.

Bilimsel yazında yer alan bir ağır hizmet aracı elektromekanik disk fren denetleyicisi geliştirme çalışmasında; elektrik motoru ile vidalı mil, leveye ve kama mekanizmaları sürülerek sıkıştırma kuvvetinin denetimi sağlanmıştır. Ağır hizmet aracı havalı disk fren başarım spesifikasyonu göz önünde bulundurularak, kayan kipli denetleyici geliştirilmiştir. Farklı yüklenme senaryoları için geliştirilen denetleyicinin tepkisi incelenmiştir [24]. Bilimsel yazın araştırmasına göre, elektromekanik fren mekanizmasını tahrik edebilecek motorların denetimi hızlı tepki, hassas denetim ve sistem kararlılığı arasındaki dengeyi sağlayacak şekilde değerlendirilmelidir. Bu bakımdan elektromekanik fren sistemi için geliştirilecek denetleyicinin uygulanacağı araç kategorisi fren başarım gerekliliklerini karşılamaya yönelik olmalıdır.

Bu çalışmanın amacı, ağır hizmet aracı elektromekanik disk fren denetleyicisi geliştirme çalışmalarına katkı sağlamaktır. Bilimsel yazında ağır hizmet araçları özelindeki çalışmaların azlığı çalışmanın yaygın etkisini güçlendirmekte ve ileriki çalışmalar için yol gösterici olmaktadır. Deneysel uygulamalarda PID denetleyici yapısının kolaylıkla oluşturulabilmesi ve değişkenlerinin sistem cevabına göre kolaylıkla ayarlanabilmesi nedeniyle bu çalışmada kuvvet ve konum denetleyicisi olarak PID denetleyici yapısı önerilmektedir. PID denetleyici yapısı çoğu denetleyici donanımı tarafından desteklendiği için veri toplama ve denetleme sistemlerine kolaylıkla uygulanabilmektedir. Ayrıca bilimsel yazında ağır hizmet aracı elektromekanik disk fren denetleyicisi olarak PID denetleyici yapısı ile ilgili bir çalışma bulunmamaktadır. Bu çalışmada ilk olarak elektromekanik frenleme sistemi dinamiğinin incelenebilmesi için ölçeklendirilmiş bir deney düzeneği geliştirilmiştir. Ölçeklendirilmiş deney düzeneğinde sıkıştırma kuvveti 2500 N olarak sınırlandırılarak, deney düzeneği ağır hizmet aracı havalı fren yükselme süresi hedeflerine göre geliştirilmiştir. Ölçeklendirilmiş deney düzeneği ile aynı zamanda sisteme ait sistem değişkenlerinin toplanması için bir ölçüm sistemi geliştirilmiştir. Ölçeklendirilmiş elektromekanik fren deney düzeneğine ait matematiksel ifadeler elde edilerek, sistem dinamiği modeli Matlab Simulink ile oluşturulmuştur. Sistem değişkenlerinin belirlenmesi için ölçeklendirilmiş deney düzeneği üzerinde ölçümler alınmıştır. Doğrusal ve doğrusal olmayan sistem dinamiği modellerinden elde edilen benzetim sonuçları deneysel ölçüm sonuçları karşılaştırılmıştır. Fiziki sonuçlara en uygun olan model belirlenerek, sistem dinamiği modeli doğrulanmıştır. Ağır hizmet aracı fren başarım gereksinimleri göz önünde bulundurularak, PI/PID ve seri PI/PID kuvvet denetleyicileri ve PID konum

denetleyicisi Matlab Simulink ortamında geliştirilmiştir. Sanal ortamda belirlenen denetleyici değişkenleri fiziki denetim donanımına tanımlanarak, sayısal ve deneysel ölçüm sonuçları karşılaştırılmıştır. Ardından kuvvet ve konum denetleyicilerinin başarımları değerlendirilmiştir. Kuvvet – konum denetleyicisi değişim senaryoları oluşturularak, fiziksel sistem üzerinde fonksiyon testleri gerçekleştirilmiştir. Çalışmanın genel düzeni şu şekildedir: Bölüm 2’de sırasıyla ölçeklendirilmiş deney düzeneği, doğrusal ve doğrusal olmayan sistem dinamiği modelleri, sistem değişkenlerinin belirlenmesi ve sistem dinamiği modelinin doğrulanması için gerekli deneysel ölçümler, sanal ortamda geliştirilen denetleyiciler ve bu denetleyicilerin fiziki sistem üzerindeki uygulamalarına ilişkin detaylar verilmektedir. Bölüm 3’de, sayısal ve deneysel çalışmaya ait sonuçlar irdelenmiştir. Bölüm 4, çalışmanın sonucunu içermektedir.

2. Sistem Dinamiği Analizi, Benzetimi ve Denetleyici Sisteminin Geliştirilmesi (System Dynamics Analysis, Simulation and Development of Controller System)

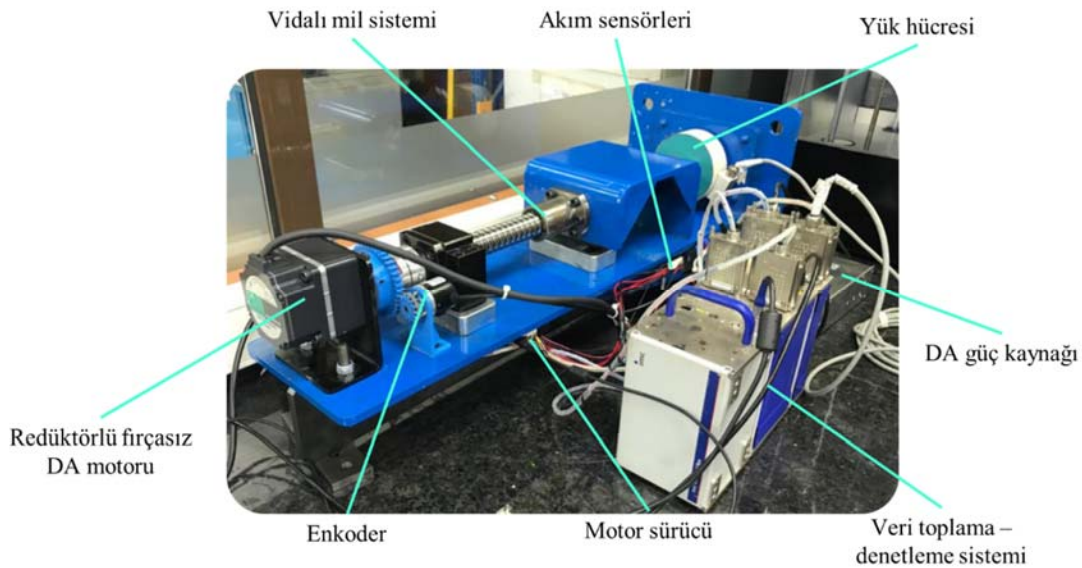
2.1. Ölçeklendirilmiş Elektromekanik Disk Fren Deney Düzeneği (Scaled Electromechanical Disc Brake Experiment Rig)

Elektromekanik frenleme sistemi dinamiğinin araştırılabilmesi için Şekil-1’de verilen ölçeklendirilmiş deney düzeneği geliştirilmiştir. Bilimsel yazında yer alan çoğu elektromekanik fren mekanizmasında olduğu gibi ölçeklendirilmiş elektromekanik disk fren deney düzeneğinde fren sinyali (kuvvet referansı) denetleyiciye iletildikten sonra denetleyici elektrik motorunu tahrik ederek, vidalı mil sistemi sürülmektedir [24-28]. Vidalı mil, vidalı mil somununu sıkıştırma yönünde sürerek, yük hücresi ile vidalı mil somunu arasındaki boşluk kapatılmaktadır. Motor mili ile yük hücresi arasındaki boşluklar kapandığında motora yük binmektedir. Redüktörlü elektrik motorunun ürettiği tork, vidalı mil sistemi ile aksel sıkıştırma kuvvetine dönüştürülmektedir. Kuvvet referansı ortadan kaldırıldığında (fren sinyali kesildiğinde), motor dönüş yönü değiştirerek, vidalı mil somunu frenleme öncesi konumuna geri sürülmektedir. Eyleyici olarak redüktörlü 24 V fırçasız doğru akım (DA) motoru (Oriental BLHM450KC – GFS4G20) kullanılmaktadır. Motor sürücüsüne (Oriental BLH2D50-KD) 0-5 V analog sinyal uygulanarak DA motorunun tork denetimi yapılabilmektedir. Bu deney düzeneğinde elektrik motorunun ürettiği tork vidalı mil sistemi

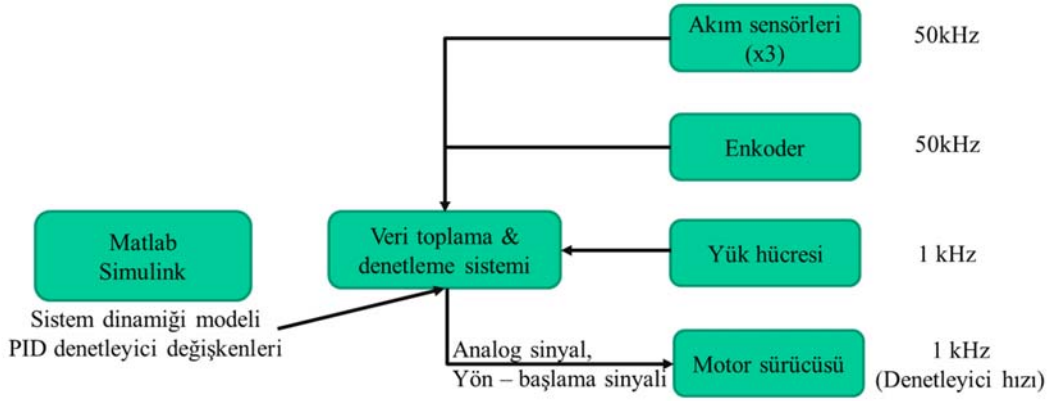
(HIWIN 30*10mm) ile sıkıştırma kuvvetine çevrilmektedir. Sıkıştırma kuvvetinin ölçümü için yük hücresi (HBM – Z4A – 50 kN) kullanılmaktadır. Fırçasız motorun faz akımlarının ölçümü için 3 adet DA sensörü (ACS712 – 5A) motor ile sürücü bağlantı konektörü arasına yerleştirilmiştir. Redüktörlü motor çıkış milinin açısal konum ölçümü için 2 fazlı artırılmış enkoder (OVW6-04-2HC 400P/R) yer almaktadır. Kuvvet, akım ve konum ölçümleri için imc CRONOSflex veri toplama sistemi kullanılmaktadır. Ayrıca, imc CRONOSflex denetleyici arayüzü ile PID denetleyici uygulamaları gerçekleştirilebilmektedir. Veri toplama ve denetim sisteminde, akım sensörleri ve enkoder için veri toplama frekansı 50 kHz, yük hücresi için veri toplama ve denetleyici frekansı 1 kHz olarak ayarlanmıştır. Tüm sensörler veri toplama – denetleme sistemindeki analog girişlere bağlanmaktadır. Denetleyici sinyali veri ölçüm – denetleme sisteminin analog çıkışlarından motor sürücüsünün analog girişlerine bağlanmaktadır. Ayrıca, başlama ve yön sinyalleri denetleyici tarafından motor sürücüsü üzerindeki ilgili bağlantı konektörüne girilmektedir. Deney düzeneği veri toplama ve denetleme sistemine ait veri akış şeması Şekil 2’de verilmektedir. Deney düzeneği maksimum sıkıştırma kuvveti 2500 N olacak şekilde ölçeklendirilmiştir.

2.2. Sistem Dinamiği Modeli (System Dynamics Model)

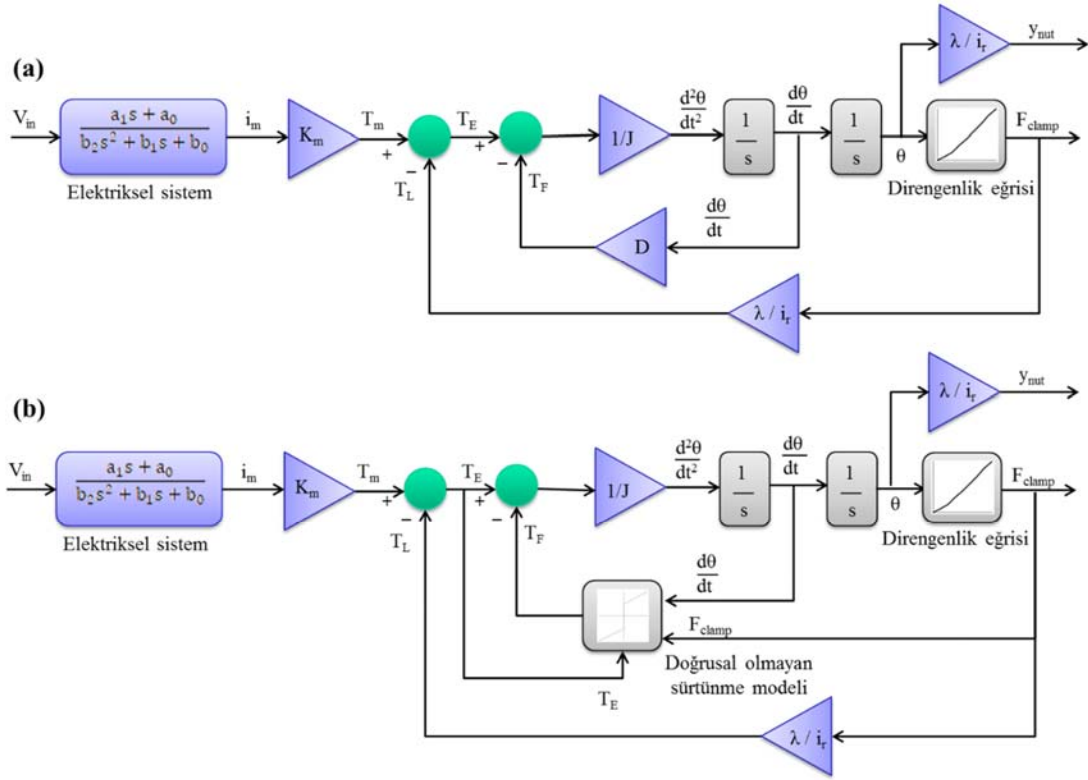
Ölçeklendirilmiş elektromekanik disk fren deney düzeneği üzerinde denetleyici geliştirme adımına geçmeden önce, Matlab Simulink ortamında sistem dinamiği modeli oluşturulmuştur. Bu çalışmada doğrusal ve doğrusal olmayan sürtünme modellerini içeren iki farklı sistem dinamiği modeli önerilmektedir (Şekil 3). Sistem dinamiği modeli girdisi motor gerilimi (V_{in}), çıktıları sıkıştırma kuvveti (F_{clamp}) ve vidalı mil somununun doğrusal konumu (y_{nut}) olarak belirlenmiştir. Her iki model de elektriksel ve mekanik alt sistemlerden meydana gelmektedir. Elektriksel alt sistemde motor gerilimi ile motor akımı arasındaki ilişki ifade edilirken; mekanik alt sistemlerde motor eksenine indirgenmiş tork dengesi, sistem sürtünmeleri (doğrusal ve doğrusal olmayan) ve sistemin direngenliği gibi karakteristikleri ele almaktadır. Motor eksenine indirgenmiş tork dengesi göz önünde bulundurulurken, genel hareket eşitliği aşağıda paylaşılmıştır (Eş. 1). Burada T_m motor torku, T_L yük torku, T_F sürtünme torku, J motor miline indirgenmiş eş değer atalet momenti ve θ motor açısal ivmesidir.



Şekil 1. Ölçeklendirilmiş elektromekanik disk fren deney düzeneği (Scaled electromechanical disc brake experiment rig)



Şekil 2. Ölçeklendirilmiş elektromekanik disk fren deney düzeneği veri toplama – denetleme sistemi
(Data acquisition – control system of scaled electromechanical disc brake experiment rig)



Şekil 3. (a) Doğrusal, (b) doğrusal olmayan sistem dinamiği modeli blok diyagramı
(Block diagram of (a) linear, (b) nonlinear system dynamics model)

$$T_m - T_L - T_F = J\ddot{\theta} \quad (1)$$

Doğrusal sürtünme modelinde sadece viskoz sürtünmeler dikkate alınırken, doğrusal olmayan sürtünme modelinde statik sürtünme (T_s), viskoz (D) ve Coulomb (C) sürtünmeleri ve sürtünme yük bağımlılığı (G) göz önünde bulundurulmuştur. Doğrusal olmayan sürtünme modelinin matematiksel ifadesi Eş. 2’de verilmektedir [1-3]. Burada $\dot{\theta}$ motor açısal hızı, F_{clamp} sıkıştırma kuvvetini, T_E harici torkunu, ε sıfır hız bandını ifade etmektedir.

$$T_F = \begin{cases} D\dot{\theta} + (C + GF_{clamp})\text{sign}(\dot{\theta}), & |\dot{\theta}| > \varepsilon \\ T_E, & |\dot{\theta}| < \varepsilon \text{ ve } |T_E| < (T_s + GF_{clamp}) \\ (T_s + GF_{clamp})\text{sign}(T_E), & \text{aksi halde} \end{cases} \quad (2)$$

2.3. Sistem Değişkenlerinin Belirlenmesi (Identification of System Parameters)

Sistem değişkenlerinin elde edilmesi ve sistem dinamiği modelinin doğrulanması için farklı kademedeki analog gerilim girdileri altında (1V, 2V ve 3V) sistem çıktıları (motor torku, motor akımı, sıkıştırma kuvveti ve konum) veri toplama sistemi ile toplanmıştır. Sistem değişkenlerinin belirlenebilmesi için gerçekleştirilen hesaplamalar ve alınan deneysel ölçümlere ilişkin detaylar bu bölümde ele alınmaktadır.

Hareketli sistem bileşenlerine ait ataletler/kütleler kullanılarak, motor miline indirgenmiş eşdeğer atalet momenti (J) Eş. 3’e göre hesaplanır. Burada J_m motor milinin ataleti, J_{screw} vidalı mil ve kaplinin ataleti, m_{nut} vidalı mil somunu ve araba kütlesi, i_r redüktör oranıdır.

$$J = \frac{(J_m \cdot i_r^2 + J_{screw} + m_{nut} \cdot \lambda^2)}{i_r^2} \quad (3)$$

Eş. 4'de L vidalı mil sisteminin hatvesidir.

$$\lambda = \frac{L}{2\pi} \quad (4)$$

Motor torku – akım ölçümleri kullanılarak, motor tork sabiti (K_m) elde edilmektedir. Motor torkunun ölçülebilmesi için motor çıkış miline dijital tork anahtarı (Crane Electronics) bağlanmıştır (şekil 4). Farklı girdi gerilim kademeleri için tork – akım değerleri ölçülerek motor torku – akım eğrisi elde edilir (şekil 5). Fırçasız motorların denetiminde şekil 6'daki faz akımlarından (i_a , i_b , i_c), quadrature (i_q) ve direkt akımlara (i_d) geçilmesi için Clark ve Park dönüşümleri uygulanmaktadır [2]. Bu dönüşümlerin uygulanabilmesi için motor rotorunun statora göre açısıl konum değişiminin ölçülmesi gerekmektedir. Deney düzeneğinde kullanılan fırçasız DA motoruna akuple olan dâhili enkoder üzerinden bu veri alınmadığı için eş değer motor akımının (i_m), faz akımları cinsinden (i_a , i_b , i_c) hesabında Eş. 5'deki kabul yapılmıştır. Eş. 6 kullanılarak, şekil 5'de verilen tüm noktalar göz

önünde bulundurularak ortalama motor tork sabiti (K_m) hesaplanmaktadır.

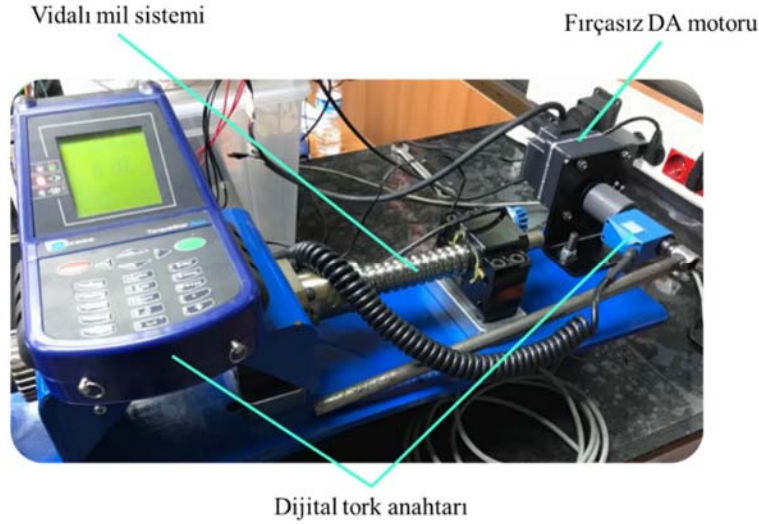
$$i_m = \frac{|i_a| + |i_b| + |i_c|}{2} \quad (5)$$

$$K_m = \frac{T_m}{i_m} \quad (6)$$

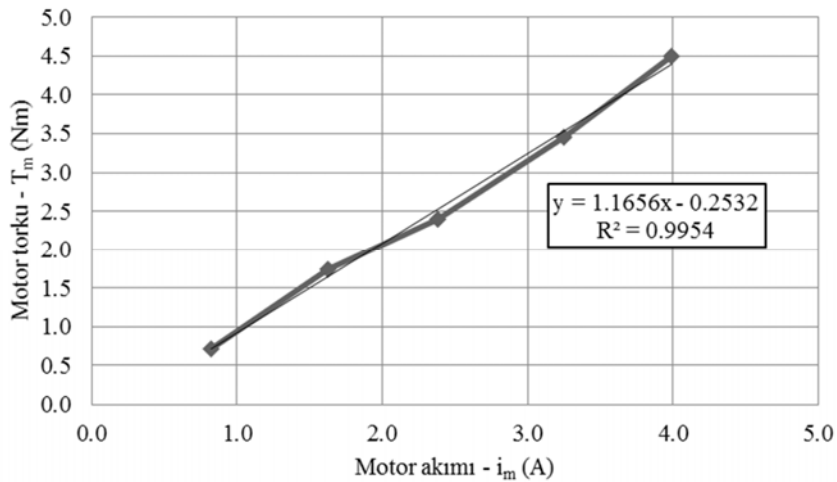
Sıkıştırma kuvveti – motor açısıl konumu ölçümleri alınarak sisteme ait direngelik eğrisi elde edilir (şekil 7). Motor açısıl konumu (θ) ile vidalı mil somununun doğrusal konumu (y_{nut}) arasındaki ilişki Eş. 7'de verilmektedir.

$$y_{nut} = \frac{\lambda \theta}{\pi} \quad (7)$$

Sürtünme değişkenleri; statik sürtünme (T_s), viskoz (D) ve Coulomb (C) sürtünmeleri ve sürtünme yük bağımlılığı (G) olarak ifade edilmektedir. Statik sürtünmenin deneysel eldesi için; statik sürtünme yenilene (motor çıkış miline hareket edene) kadar motor torkunu arttıracak şekilde girdi gerilimi uygulanır. Motor tork sabiti (K_m)



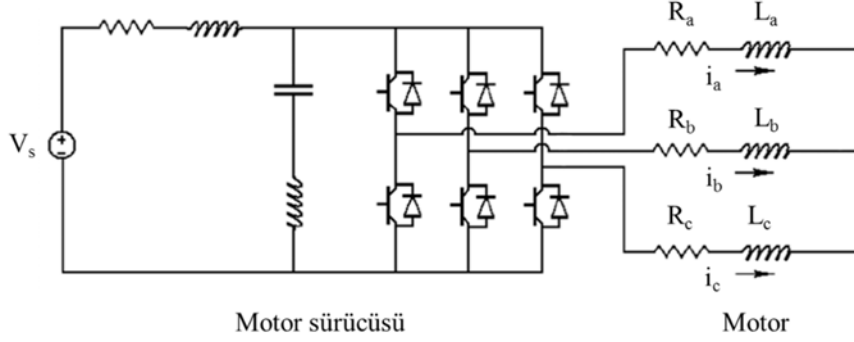
şekil 4. Motor torku ölçüm düzenei (Motor torque measurement setup)



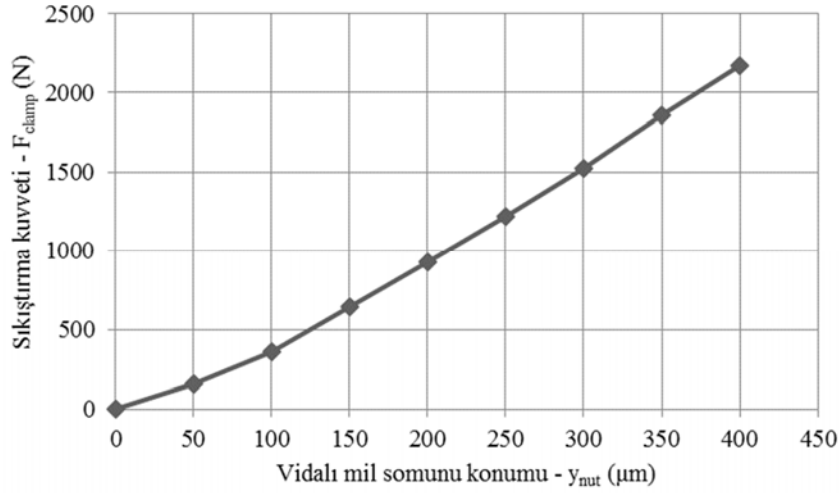
şekil 5. Motor torku (T_m) – motor akımı (i_m) eğrisi (Motor torque (T_m) – motor current (i_m) curve)

bilindiği için eş değer motor akımı ölçümleri ile motor torku ($T_m = K_m \cdot i_m$) hesaplanır. Encoder verisi göz önünde bulundurularak, motor çıkış milinin ilk hareket ettiği andaki motor torku bir diğer deyişle statik sürtünme (T_s) değeri elde edilir. Ortalama statik sürtünme değerinin eldesi için ölçümler tekrarlanmıştır (Şekil 8). Viskoz (D) ve Coulomb (C) sürtünmeleri için; vidalı mil somunu geri çekilerek,

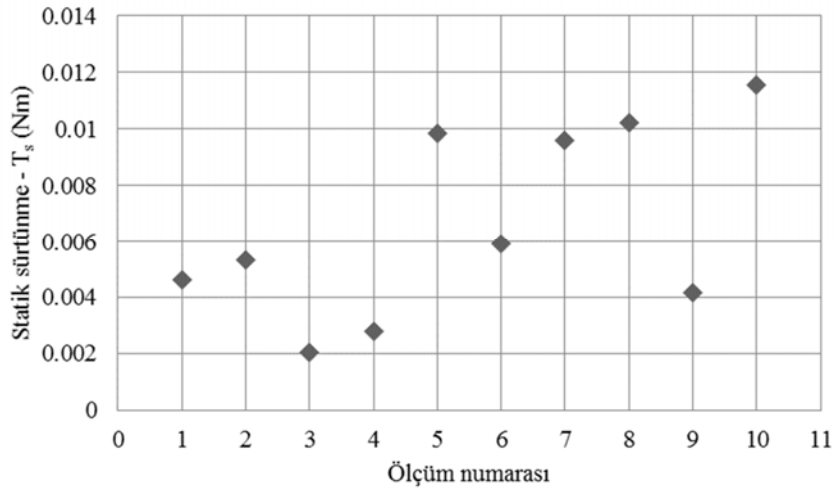
somun-yük hücresi arasındaki mesafe arttırılmıştır. Sabit gerilim girdisi altında sistem vidalı mil sistemi motor çıkış mili hızı sabit olacak şekilde sürülmüştür. Motor açısal hızı ($\dot{\theta}$) sabit olduğu için motor açısal ivmesi $\ddot{\theta} = 0$ 'dır. Motor yüküne binmediği için $T_L = 0$; bu nedenle motor torku viskoz ve Coulomb sürtünmelerinin toplamına (T_F) eşittir. Motor tork sabiti (K_m) bilindiği için eş değer motor akımı



Şekil 6. Fırçasız DA motoru ve sürücüsünün yapısı [2] (Structure of brushless DC motor and driver [2])



Şekil 7. Direngelik eğrisi (Stiffness curve)



Şekil 8. Statik sürtünme ölçümleri (T_s) (Static friction measurements (T_s))

ölçümleri ile motor torku ($T_m = K_m \cdot i_m$) hesaplanmıştır. Motor sürücüsü ara yüz programından maksimum motor hızı değiştirilerek, farklı hız kademeleri için ölçümler tekrarlanmıştır (Eş. 8-Eş. 10). Sürtünme – motor açısal hızı eğrisinin doğrusal eşitliğinden viskoz (D) ve Coulomb (C) sürtünme katsayıları elde edilmektedir (Şekil 9).

$$T_F = T_m - T_L - J\ddot{\theta} \quad (T_L = 0, \ddot{\theta} = 0) \quad (8)$$

$$T_F = D\dot{\theta} + C \quad (9)$$

$$T_m = D\dot{\theta} + C \quad (10)$$

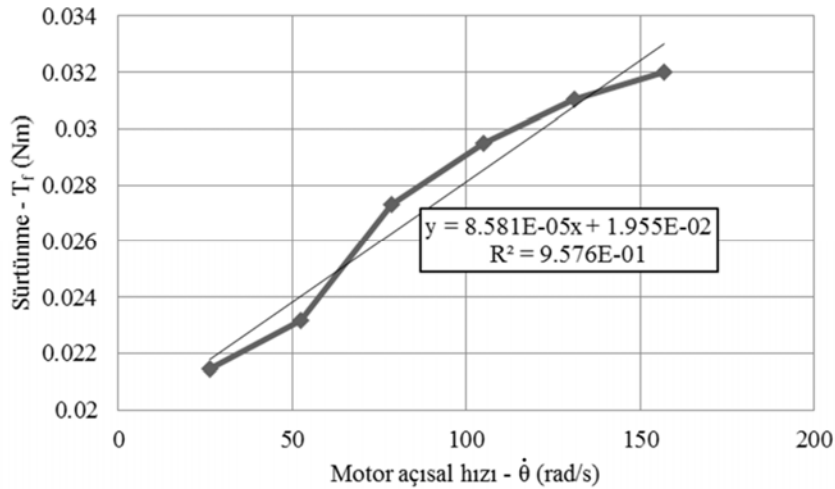
Sürtünme yük bağımlılığı (G) Şekil 10'daki sürtünme – hız grafiği ile tasvir edilmektedir. Tekrarlı sıkıştırma kuvveti ölçümleri alınarak, sürtünme yük bağımlılığı katsayısı (G) belirlenir. Motor akımı (i_m), sıkıştırma kuvveti (F_{clamp}) ve motor açısal konum (θ) ölçümleri kullanılarak, Eş. 1'e göre sürtünme torku (T_F) hesaplanmaktadır. Burada motor tork sabiti (K_m) bilindiği için eş değer motor akımı ölçümleri ile motor torku ($T_m = K_m \cdot i_m$) elde edilmektedir. Güç aktarma mekanizması oranları (i_r , λ) bilindiği için sıkıştırma kuvveti (F_{clamp}) ölçümleri ile yük torku ($T_L = \frac{F_{clamp} \lambda}{i_r}$) hesaplanır. Sisteme ait statik sürtünme (T_s), viskoz (D) ve Coulomb (C) sürtünmeleri önceki adımda elde edildiği için ölçülen ve bilinen sürtünme değişkenleri Eş. 2'de yerine yazılarak, sürtünme yük bağımlılığı katsayısı (G) hesaplanmaktadır.

Fırçasız DA motorlarının sürücülerinde quadrature ve direkt akımların (i_q , i_d) denetimi için iki adet PI denetleyici bulunmaktadır. Motorun ürettiği tork rotor alanına dik manyetik alan oluşturan quadrature akım tarafından sağlanmaktadır. Direkt akım ise paralel manyetik alan oluşturduğu için tork üretmez ve sürücü tarafından $i_d=0$ olacak şekilde denetlenmektedir [2]. Bu nedenle fırçasız motor girdi gerilimi ile motor akımı arasındaki ilişki tanımlanırken, PI denetleyici (Eş. 11) ile kapalı devre olarak denetlenen 1. mertebeden DA motoru elektriksel ifadesi (Eş. 12) göz önünde bulundurulmuştur. Girdi gerilimi ile motor akımı arasındaki ilişki Eş. 13'de verilmektedir.

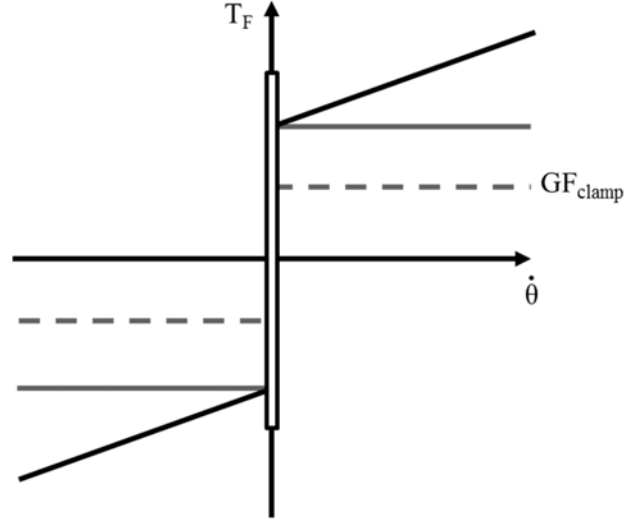
$$C(s) = k_p + \frac{k_i}{s} \quad (11)$$

$$P(s) = \frac{b}{s+a} \quad (12)$$

$$G(s) = \frac{I_m(s)}{V(s)} = \frac{P(s)C(s)}{1+P(s)C(s)} = \frac{b(k_p s + k_i)}{s^2 + (a + b k_p)s + b k_i} = \frac{a_1 s + a_0}{b_2 s^2 + b_1 s + b_0} \quad (13)$$



Şekil 9. Sürtünme (T_f) – motor açısal hızı ($\dot{\theta}$) eğrisi (Friction (T_f) – motor angular velocity ($\dot{\theta}$) curve)



Şekil 10. Sürtünme yük bağımlılığının (G) dâhil edildiği sürtünme – hız grafiği [2]

(Friction – velocity graph with friction load dependency (G) [2])

Farklı girdi gerilimleri için toplanan deneysel akım verileri kullanılarak, *Matlab System Identification Toolbox* vasıtasıyla Eş. 13 ile verilen transfer fonksiyonundaki bilinmeyen değişkenler 1V, 2V ve 3V girdi gerilimleri için tahminlenmiştir (Tablo 1). Girdi gerilimi 1V için tahminlenen transfer fonksiyonu (TF) değişkenlerinin tüm gerilim kademeleri için yüksek güvenilirlik sağladığı için TF-1V değişkenleri seçilmiştir. Sistem dinamiği modeline tanımlanan, ölçeklendirilmiş elektromekanik disk fren düzeneğine ait sistem dinamiği modeli değişkenleri Tablo 2'de özetlenmektedir.

2.4. Sistem Analizi, Benzetimi ve Deneysel Doğrulaması (System Analysis, Simulation and Experimental Verification)

Tablo 2'de verilen sistem değişkenleri kullanılarak sırasıyla 1V, 2V ve 3V girdi gerilimleri için doğrusal ve doğrusal olmayan sistem dinamiği modeli için benzetimler gerçekleştirilmiştir. Her bir gerilim kademesi için 5'er adet deneysel ölçüm alınmıştır. Sayısal ve deneysel olarak elde edilen sıkıştırma kuvveti (F_{clamp}), motor akımı (i_m) ve vidalı mil somunu konumu (y_{nut}) verileri karşılaştırmalı olarak Şekil 11'de çizdirilmiştir. Girdi gerilimi (v_{in}) – motor akımı (i_m) ilişkisi her

Tablo 1. Girdi gerilimi – motor akımı ilişkisi (Input voltage – motor current relation)

Değişken	a_1	a_0	b_2	b_1	b_0	Güvenilirlik (%)
TF-1V	52,3	486,5	1	35,46	38,7	% 95,67 (1V) % 94,56 (2V) % 95,85 (3V)
TF-2V	18,69	239,6	1	11,76	187,2	% 95,54 (1V) % 94,74 (2V) % 95,37 (3V)
TF-3V	154,2	2072	1	105,8	1627	% 95,45 (1V) % 94,27 (2V) % 96,00 (3V)

Tablo 2. Sistem değişkenleri (System parameters)

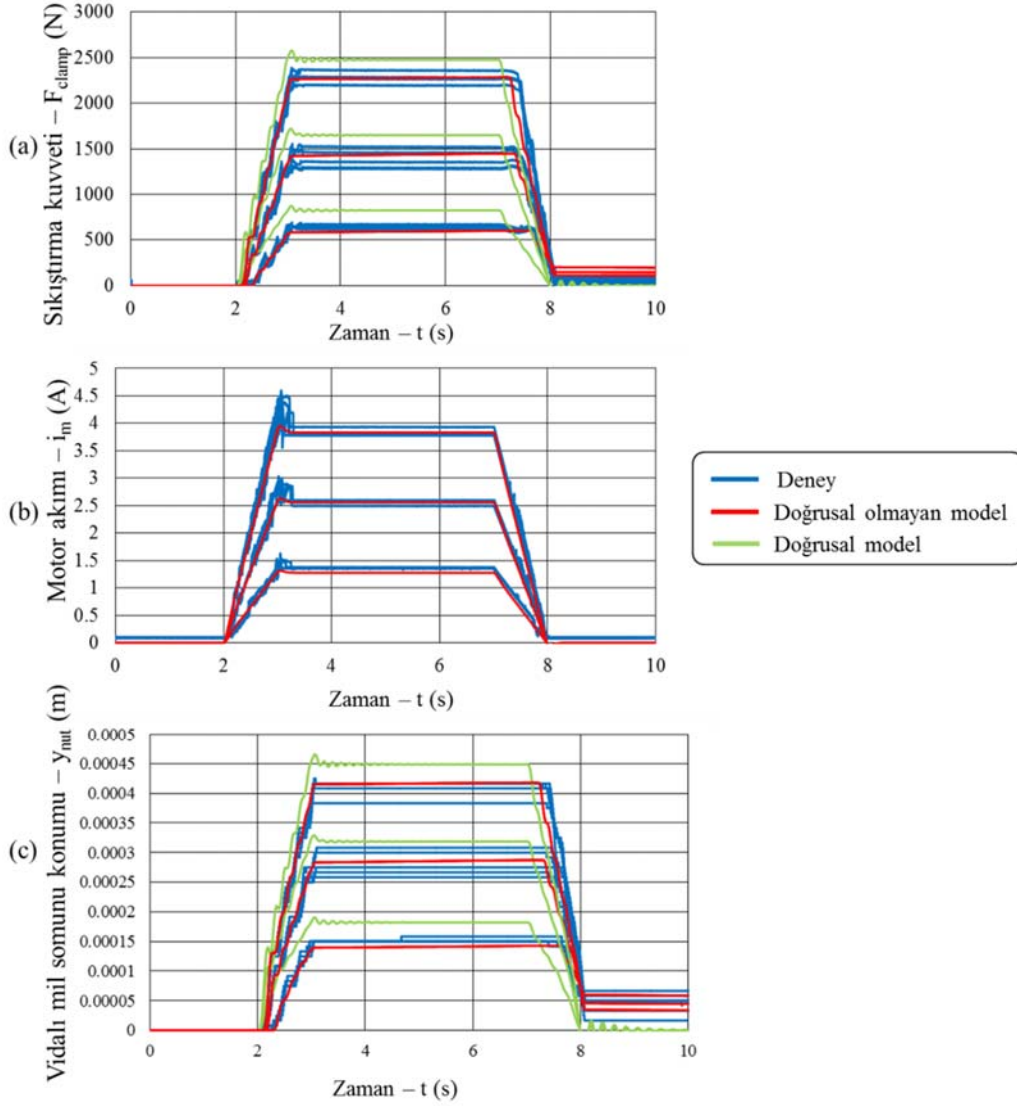
Değişken	Değer	Birim
Eş değer atalet (J)	2,4397e-5	kgm ²
Redüktör oranı (i_r)	20	(-)
Vidalı mil hatvesi (L)	10	mm
Motor tork sabiti (K_m)	0,051373	Nm/A
Statik sürtünme (T_s)	0,006605	Nm
Coulomb sürtünmesi (C)	0,01955362	Nm
Viskoz sürtünme (D)	8,58069e-5	Nms/rad
Sürtünme yük bağımlılığı (G)	3,7876e-6	Nm/N

iki modelde de aynı transfer fonksiyonu kullanıldığı için motor akımı benzetim sonuçları üst üste gelmektedir. Sayısal ve deneysel motor akımı (i_m) sonuçları oldukça uyumludur. Deneysel düzeneğinde kullanılan fırçasız DA motorunun dâhili enkoderından veri alınmadığı için eş değer motor akımının (i_m), faz akımları cinsinden (i_a , i_b , i_c) hesabında Eş. 5'deki kabul yapılmıştır. Bu kabulün bir sonucu olarak, deneysel olarak Eş. 5'e göre hesaplatılan motor akımı (i_m) salınımlı olarak elde edilmektedir. Doğrusal sürtünme modelinde sadece motor açılma hızı ile değişen viskoz sürtünmeler dâhil edildiği için her bir gerilim kademesinde erişilen sıkıştırma kuvveti (F_{clamp}) ve vidalı mil somunu konumu (y_{nut}) sonuçları deneysel sonuçların üzerinde kalmaktadır. Gerilim seviyesi yükseldikçe doğrusal sürtünme modeli ile gerçekleştirilmiş benzetim sonuçlarının deneysel sonuçlara yaklaştığı görülmektedir. Bunun temel nedeni, fiziki sistem sürtünmelerinin net motor torkuna oranının motor geriliminin yükselmesi ile azalıyor olmasıdır. Deneysel düzeneği dirençliliği ve sistem sürtünmeleri nedeniyle sıkıştırma kuvveti (F_{clamp}) doğrusal bir şekilde yükselmektedir. Benzer yükselme karakteri doğrusal olmayan sürtünme modeli ile gerçekleştirilen benzetimlerde de görülmektedir. Doğrusal olmayan modelden ve deneysel olarak elde edilen vidalı mil somunu konumu (y_{nut}) verileri arasındaki farklılık deney düzeneğinde kullanılan enkoderın çözünürlüğünden kaynaklanmaktadır. Tüm gerilim kademesinde doğrusal olmayan sürtünme modeli ile gerçekleştirilen benzetim sonuçlarının deneysel sonuçlar ile uyum halinde olduğu görülmektedir. Buna göre, bir sonraki denetleyici geliştirilmesi adımı doğrusal olmayan sistem dinamiği modelinin kullanılmasına karar verilmiştir.

2.5. Denetleyici Geliştirilmesi (Development of Controller)

Binek araç elektromekanik fren denetleyici uygulamalarının çoğu kuvvet, konum/hız ve motor akımı geri besleme çevrimlerini içerecek şekilde seri yapıdadır [1-5]. Ağır hizmet araçları özelinde yapılan tek elektromekanik fren denetleyicisi geliştirme çalışmasında kayan kipli denetleyici uygulanmıştır [24]. Bu çalışmada, kuvvet ve akım geri besleme çevrimlerinin seri yapıdaki PID denetleyicisine

uyarlanmasına odaklanılmıştır. Seri yapıdaki denetleyicide en dıştaki geri besleme çevriminde sıkıştırma kuvveti denetleyicisi ve içteki çevrimde motor akımı denetleyicisine yer verilmiştir (Şekil 12a). Ayrıca, aynı denetleyici değişkenleri ile sadece kuvvet ve sadece akım geri besleme çevrimlerini (Şekil 12b, Şekil 12c) içeren PID denetleyici benzetimleri ve deneyleri gerçekleştirilerek, sistemin başarımlı değerlendirilmiştir. Fren sinyali (kuvvet referansı - F_{ref}) ortadan kaldırıldığında motor dönüş yönü değiştirerek, vidalı mil somunu frenleme öncesi konumuna geri sürülmesi için PID konum denetleyicisi geliştirilmiştir (Şekil 12d). Fiziki sistem üzerinde kuvvet ile konum denetleyicisi değişim senaryoları test edilmiştir. Elektrik ile tahrik edilen fren sistemlerinin ağır hizmet araçlarında kullanımı günümüzde yaygınlaşmadığı için bu konuda yasa koyucu tarafından elektrik tahrikli fren sistemi gereksinimleri yayınlanmamıştır. Bu nedenle elektromekanik disk fren başarımlı hedefleri belirlenirken ağır hizmet araçlarında kullanılan havalı fren başarımlı hedefleri (Tablo 3) göz önünde bulundurulmuştur [29]. SAEJ992'e göre, fren uygulaması sırasında sıkıştırma kuvveti için referans sıkıştırma kuvvetinin (F_{ref}) %75'ine ulaşma süresi 0,193 s olarak belirtilmektedir. Buna göre elektromekanik fren kuvvet denetleyicisi için referans kuvvetin (F_{ref}) %75'ine yükselme süresi $t_{r-f} = 0,193$ s olarak hedeflenmiştir. Seri yapıdaki kuvvet denetleyicisinde içteki çevrimin (akım), dıştaki çevrimden (kuvvet) daha hızlı olması gerekmektedir. Bu nedenle elektromekanik fren akım denetleyicisi için referans akım (i_{ref}) değerinin %75'ine yükselme süresi $t_{r-c} = 0,035$ s olarak belirlenmiştir. Fren uygulaması tamamlandığı andan balatanın frenleme öncesi konumuna sürülmesi için gerekli sürenin 0,2 s'nin altında olması istenmektedir. Bu nedenle, elektromekanik fren konum denetleyicisi için referans konumun (y_{ref}) %75'ine yükselme süresi $t_{r-p} = 0,2$ s olarak hedeflenmiştir. Ölçeklendirilmiş elektromekanik disk fren deney düzeneği için kuvvet referans değeri $F_{ref} = 1500$ N, konum referans değeri ise $y_{ref} = 0,8$ mm olarak belirlenmiştir. Belirlenen başarımlı hedefleri doğrultusunda *Matlab Response Optimization Tool* ile uyarlanan seri yapıdaki PI/PID, sadece kuvvet/akım geri çevrimlerinin olduğu PI/PID denetleyici değişkenleri Tablo 4'te verilmektedir.



Şekil 11. Benzetim ve deney sonuçları (doğrusal ve doğrusal olmayan model): (a) sıkıştırma kuvveti (F_{clamp}), (b) motor akımı (i_m), (c) vidalı mil somunu konumu (y_{nut})

(Simulation and experiment results (linear ve nonlinear model): (a) clamping force (F_{clamp}), (b) motor current (i_m), (c) position of ball-screw nut (y_{nut}))

Tablo 4'te verilen kuvvet denetleyicisi değişkenleri için seri yapıdaki PI/PID, sadece kuvvet/akım geri çevrimlerinin olduğu PI/PID denetleyicilerle benzetimler ve deneyler adım, rampa ve Balogh [24] çalışmasındaki kuvvet referansları (T2, T3, T4, T5) kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

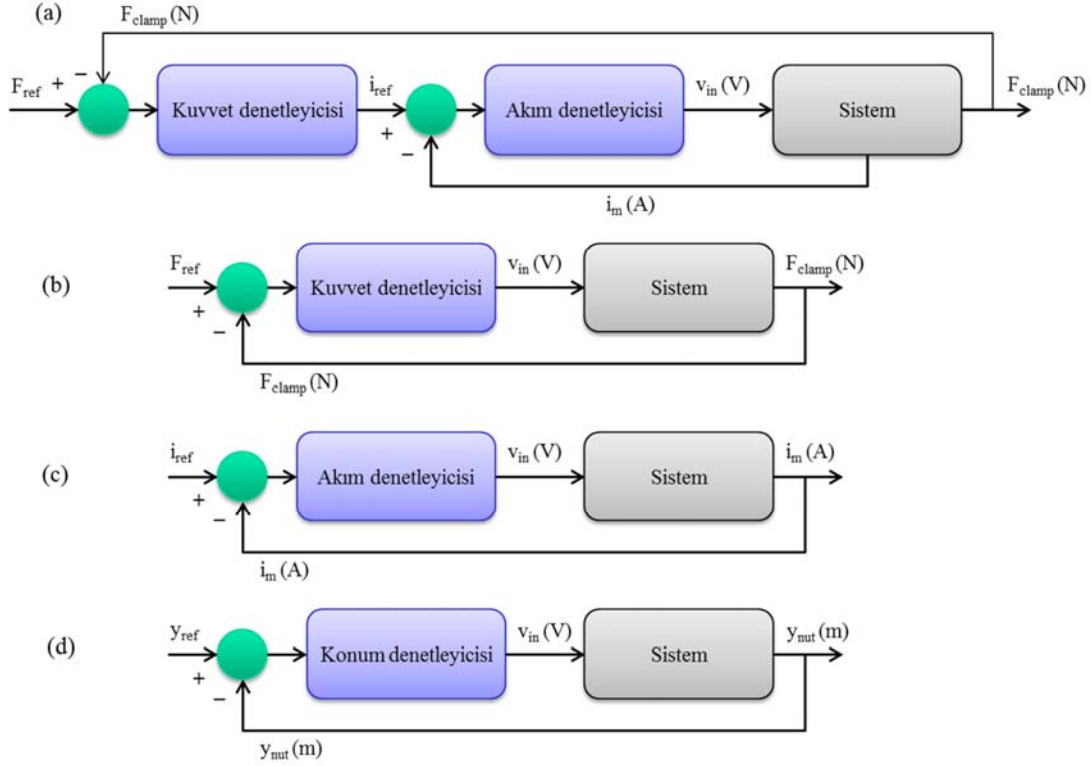
Konum denetleyicisi benzetimleri ve deneyleri belirlenen konum referansı $y_{ref} = 0,8$ mm'nin dışında, $y_{ref} = 1$ mm ve $y_{ref} = 2$ mm adım girdi referansları için de gerçekleştirilmiştir. Benzetimlerde ve deneylerde motor tek yönde hareket edecek şekilde denetlenmiştir. Bu nedenle, konum referansı aşıldıktan sonra denetleyici hatayı sıfırlamak için motor yönünü değiştirmemektedir. Hareket vidalı mil somunu yük hücrelerinden uzaklaşacak şekilde olduğu için motor yükü binmemektedir ($F_{clamp} = 0$).

Fren sinyali (kuvvet referansı - F_{ref}) ortadan kaldırıldığında motor dönüş yönü değiştirilerek, vidalı mil somunu frenleme öncesi konumuna geri sürülmesi için fiziksel denetim sisteminde kuvvet - konum denetleyicisi değişimi senaryosu uyarlanmıştır (Şekil 13).

3. Sonuçlar ve Tartışmalar (Results and Discussions)

Bu çalışmada, ölçeklendirilmiş elektromekanik disk fren için doğrusal ve doğrusal olmayan sürtünmeleri içerecek şekilde 2 farklı sistem dinamiği modeli oluşturulmuştur. Deneysel olarak elde edilen sistem değişkenleri ile benzetimler gerçekleştirilerek, sayısal ve deneysel olarak elde edilen sıkıştırma kuvveti (F_{clamp}), motor akımı (i_m) ve vidalı mil somunu konumu (y_{nut}) verileri Şekil 11'de karşılaştırılmıştır. Doğrusal modelde sadece viskoz sürtünme dışında diğer sürtünmeler göz önünde bulundurulmadığı için benzetim sonuçları deney sonuçlarından yüksektir. Tüm gerilim kademelerinde doğrusal olmayan sürtünme modeli ile gerçekleştirilen benzetim sonuçlarının deneysel sonuçlar ile uyum halinde olduğu görülmektedir. Buna göre, denetleyici geliştirilmesi adımı fiziki sistemi daha gerçekçi yansıttığı için doğrusal olmayan sistem dinamiği modelinin kullanılmasına karar verilmiştir.

Sanal ortamda geliştirilen kuvvet denetleyicisi değişkenleri fiziksel sisteme tanımlanarak, 5'er adet sıkıştırma kuvveti ölçümü alınmıştır.



Şekil 12. (a) Seri kuvvet-akım denetleyicisi, (b) kuvvet denetleyicisi, (c) akım denetleyicisi, (d) konum denetleyicisi
(a) Cascade force-current controller, (b) force controller, (c) current controller, (d) position controller)

Tablo 3. SAEJ992'e [29] göre ağır hizmet aracı havalı fren başarımlı hedefleri
(Heavy-duty vehicle air brake performance targets according to SAEJ992 [29])

	Fren uygulaması	Balatanın geri sürülmesi
Yükselme süresi (%75)	0,193 s	0,2 s

Tablo 4. PID denetleyici değişkenleri (PID controller parameters)

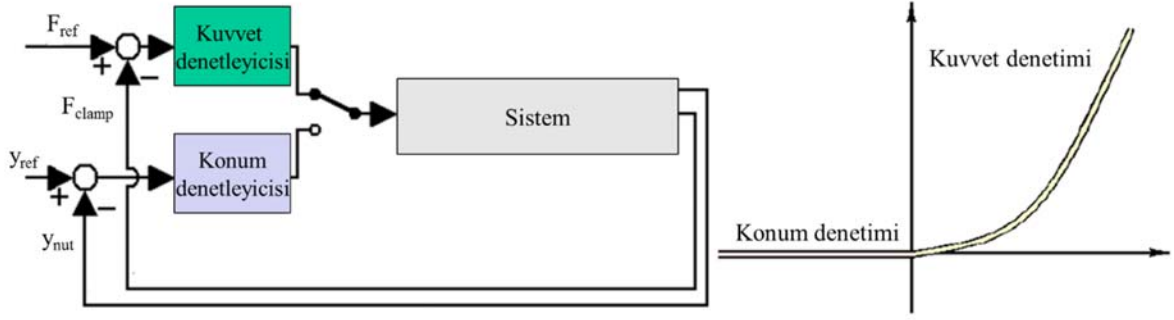
Değişken	Kuvvet denetleyicisi		Akım denetleyicisi		Konum denetleyicisi	
	PI	PID	PI	PID	PI	PID
P	0,10123	0,1045	0,57658		714,5456	
I	9,0085	13,663	35,6519		5,0003	
D	(-)	0,0399	(-)		2,8579	

Deneyel ölçümlerden faydalanılarak kuvvet referansı $F_{ref} = 1500$ N değerinin %75'ine ($F_{ref\%75} = 1125$ N) yükselme süreleri hesaplanarak, Tablo 5'de karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Deneyel yükselme süreleri incelendiğinde, seri PI denetleyici için deneysel yükselme süresi $t_{(r-f)exp} > 0,193$ s'nin üzerinde olduğu için (Tablo 3) denetleyici başarımlı yeterli bulunmamıştır. Diğer denetleyicilerin yükselme süreleri ($t_{(r-f)exp}$) 0,193 s'nin altında yer almaktadır.

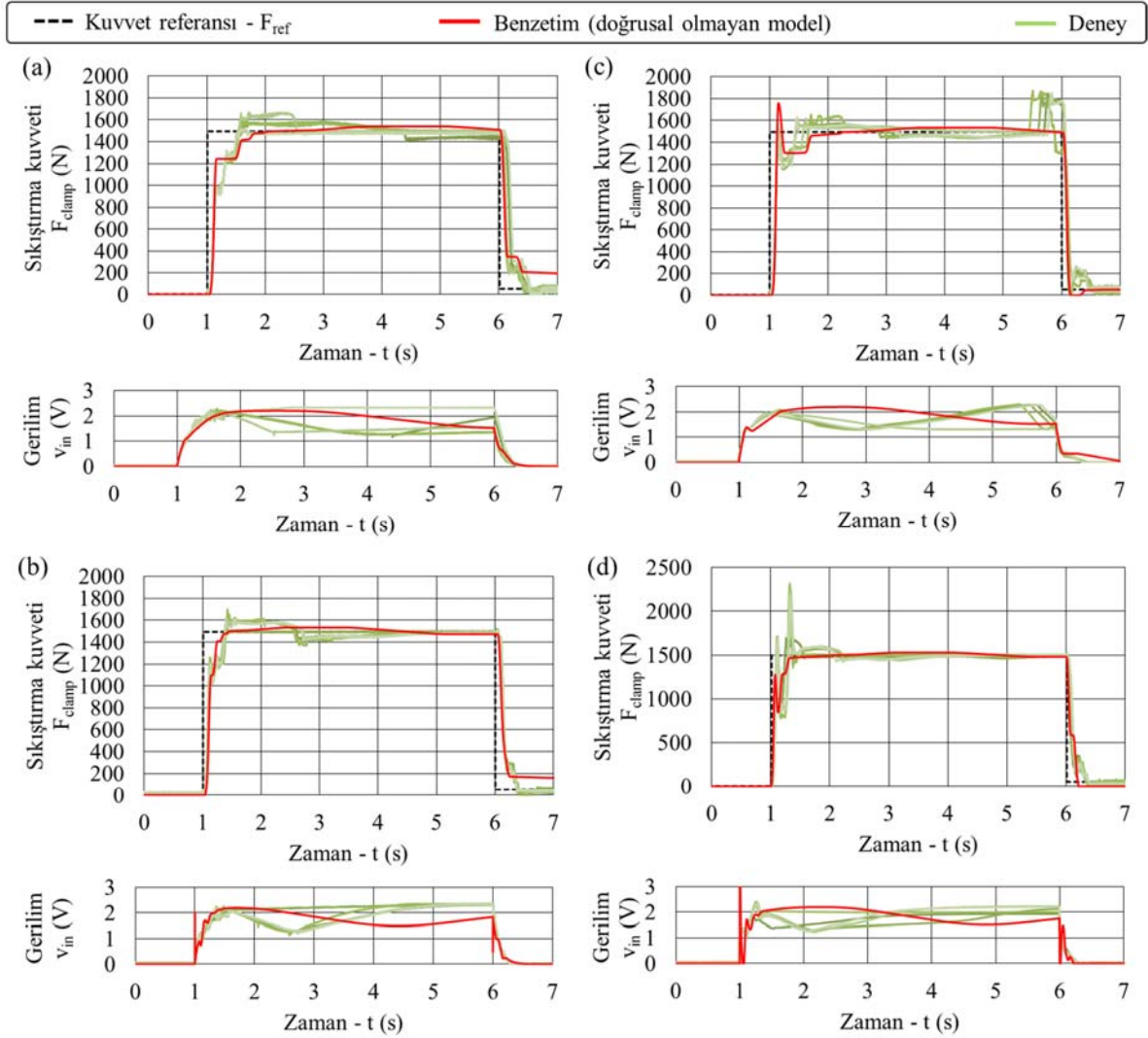
Adım girdi durumunda, her bir kuvvet denetleyicisi tipi için kapalı devre benzetimler gerçekleştirilmiştir. Her bir benzetim sonucu fiziki sistem üzerinden alınan 5 adet ölçüm sonucu ile birlikte Şekil 14'de karşılaştırılmıştır. Sayısal ve deneysel sıkıştırma kuvveti ve denetleyicilerin motor sürücüsüne uyguladığı gerilim verileri karşılaştırılmıştır. Tüm denetleyici tipleri için sayısal olarak elde edilen sıkıştırma kuvveti ve denetleyici gerilimi sonuçlarının gerçek duruma çok uygun sonuç verdiği açıkça görülmektedir.

Kuvvet denetleyicilerine ait başarımların karşılaştırılabilmesi için adım, rampa ve Balogh'un çalışmasındaki kuvvet referansları (T2, T3, T4, T5 – [24]) kullanılarak ölçeklendirilmiş deney düzeneği üzerinden ölçümler alınmıştır. Her bir ölçüm 5 kez tekrarlanmış olup, karşılaştırma için aralarından 1'er adedi seçilerek tüm denetleyici tiplerine ait sıkıştırma kuvveti ve hata eğrileri birlikte çizdirilmiştir (Şekil 15).

Adım girdi sonuçları incelendiğinde PI akım denetleyicisinin bulunduğu durumda en kısa yükselme ve düzenli rejime ulaşma süreleri elde edilmektedir. Ancak, diğer referans girdiler için kuvvet referansındaki küçük değişimlerde sistem istenilen akım değerine hızlı bir şekilde ulaşabilmesine karşılık, sistem sürtünmeleri nedeniyle kuvvet değerinde herhangi bir değişim görülmemektedir. Ayrıca referansın kaldırıldığı ($F_{ref} = 0$) durumda yani frenin bırakılma fazında bir histerezis söz konusudur. Bu nedenle, sadece akım



Şekil 13. Kuvvet – konum denetleyicisi değişimi senaryosu [2] (Switching scenario of force – position controller [2])



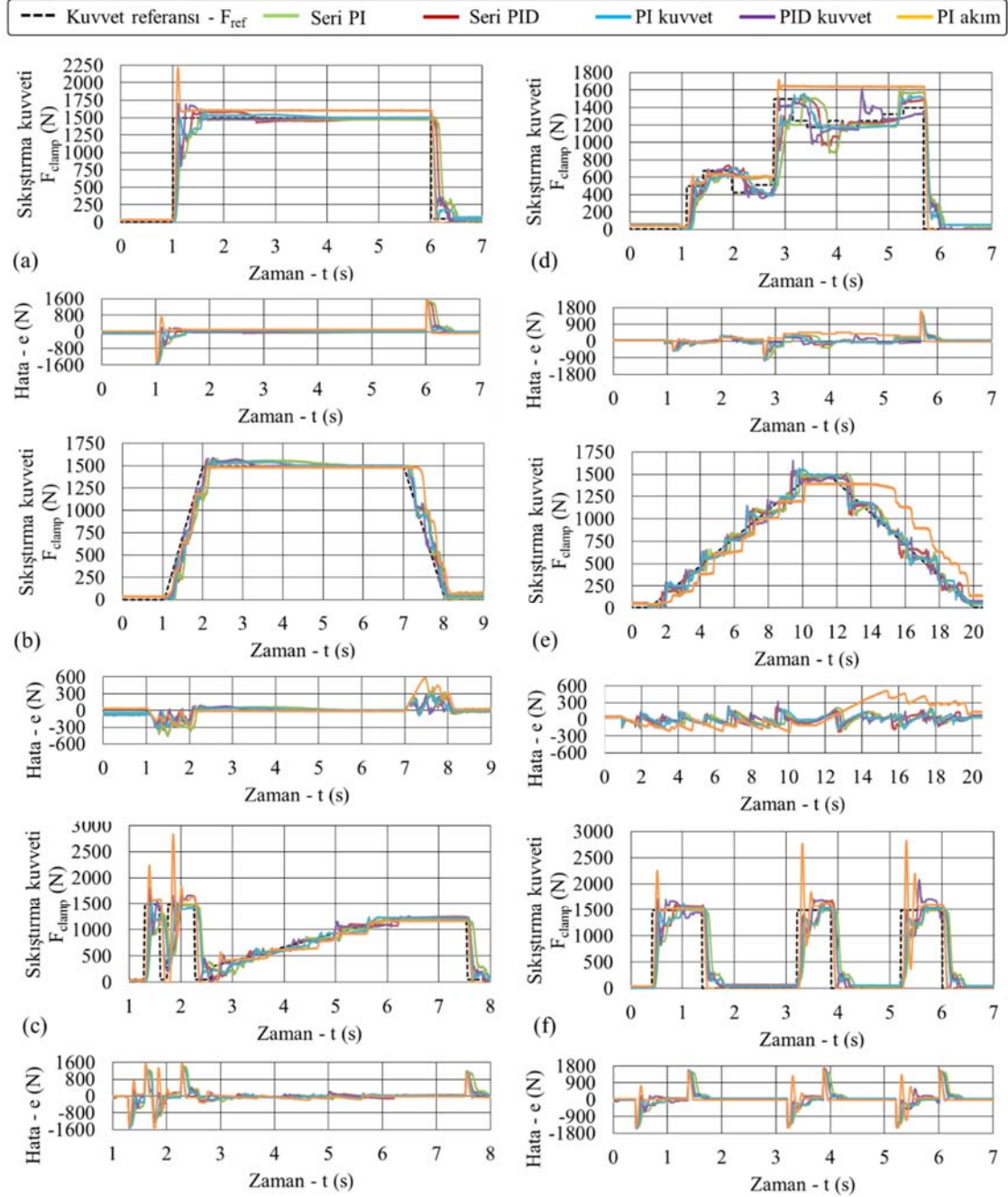
Şekil 14. Kuvvet denetleyicisi adım girdi cevabı: (a) seri PI, (b) seri PID, (c) PI, (d) PID (Step response of force controller: (a) cascade PI, (b) cascade PID, (c) PI, (d) PID)

denetleyicisinin yer aldığı bir kuvvet denetleyicisi yapısı yeterli değildir. Seri olmayan yapılarda (PI ve PID kuvvet denetleyicisi) rampa girdi dışındaki tüm referans girdi durumlarında yükselme safhasında kuvvet referansının aşıldığı görülmektedir. Seri PI denetleyici için deneysel yükselme süresi $t_{(r-f)exp} > 0,193$ s'nin üzerinde olduğu için uygun bir denetleyici değildir. Buna göre, ağır hizmet aracı elektromekanik disk fren denetleyicisi olarak en uygun

denetleyici yapısının seri PID denetleyici olduğu görülmüştür. Konum denetleyicisi PID değişkenleri ölçeklendirilmiş deney düzeneği için belirlenen konum referansı $y_{ref} = 0,8$ mm için geliştirilmiştir. Sistem dinamiği modeli ve fiziksel denetleme sisteminin tutarlılığının tespiti için konum denetleyicisi (PID) benzetimleri ve deneyleri belirlenen konum referansı $y_{ref} = 0,8$ mm'nin dışında, $y_{ref} = 1,0$ mm ve $y_{ref} = 2,0$ mm adım girdi referansları

Tablo 5. Kuvvet denetleyicilerinin deneysel yükselme süreleri $t_{(r-f)exp}$ [s] (Experimental rise time of force controllers $t_{(r-f)exp}$ [s])

$t_{(r-f)exp}$ [s]	Kuvvet denetleyicisi			
	Seri PI	Seri PID	PI	PID
Deney-1	0,297	0,123	0,122	0,080
Deney-2	0,298	0,111	0,123	0,085
Deney-3	0,296	0,112	0,121	0,084
Deney-4	0,297	0,124	0,122	0,086
Deney-5	0,296	0,114	0,117	0,086
Deney 1-5 Ortalaması	0,297	0,117	0,121	0,084

**Şekil 15.** Kuvvet denetleyicisi cevabı: (a) adım girdi, (b) rampa girdi, (c) T2 girdi, (d) T3 girdi, (e) T4 girdi, (f) T5 girdi
(Response of force controller: (a) step input, (b) ramp input, (c) T2 input, (d) T3 input, (e) T4 input, (f) T5 input)

için de gerçekleştirilmiştir. Benzetimlerde ve deneylerde motor tek yönde hareket edecek şekilde denetlenmektedir. Bu nedenle, konum

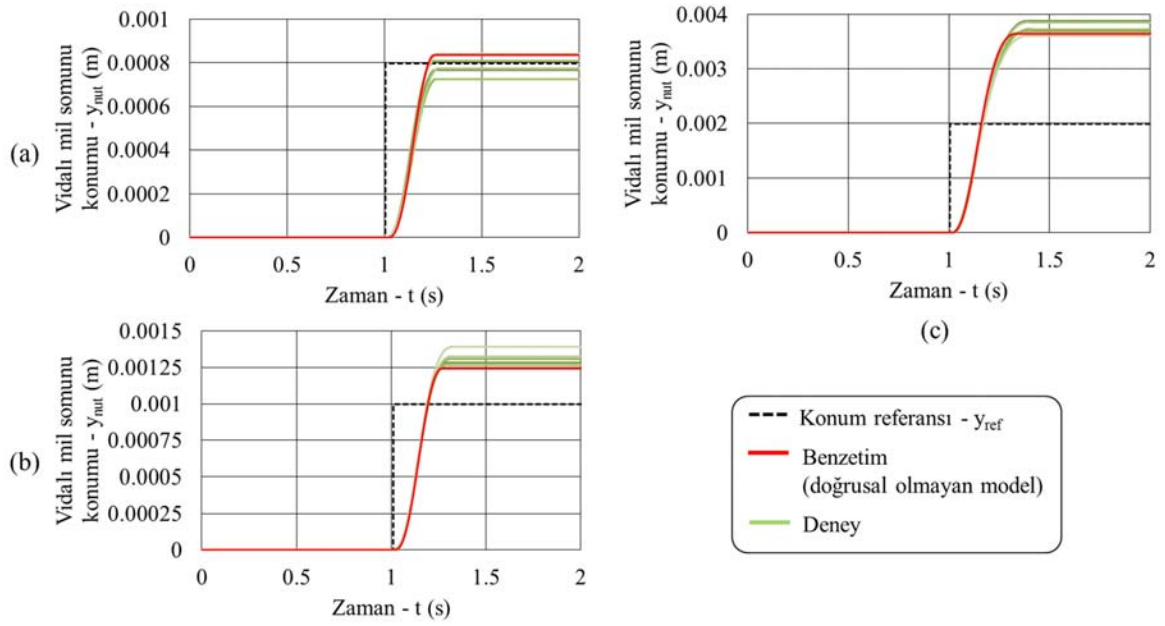
referansı aşıldıktan sonra denetleyici hatayı sıfırlamak için motorun dönüş yönünü değiştirmemektedir. Sanal ortamda geliştirilen konum

denetleyici değişkenleri fiziksel sisteme tanımlanarak, 5'er adet konum (y_{nat}) ölçümü alınmıştır. Her bir benzetim sonucu fiziki sistem üzerinden alınan ölçüm sonuçları ile birlikte çizdirilmiştir (Şekil 16). Tüm durumlarda sayısal olarak elde edilen konum eğrilerinin gerçek duruma çok uygun sonuç verdiği görülmüştür. Deneysel ölçümlerden faydalanılarak konum referansı değerinin %75'ine ($y_{\text{ref}0.75}$) yükselme

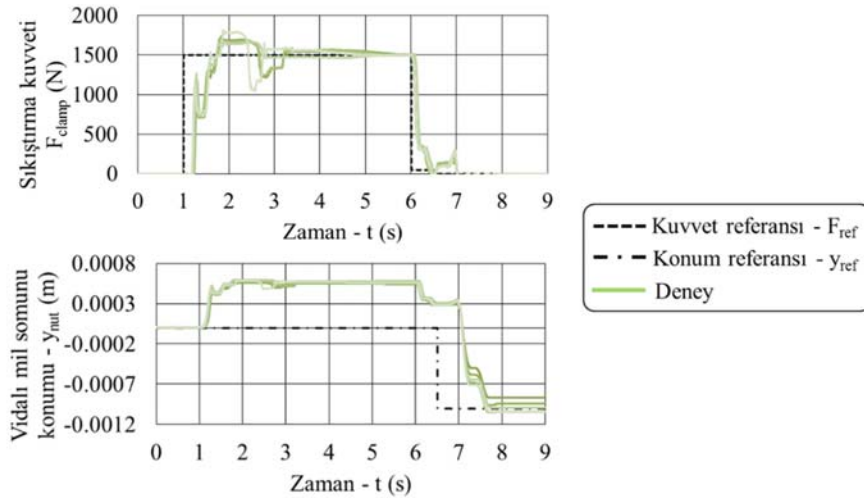
süreleri ($t_{(r-p)}$) hesaplanarak, Tablo 6'da karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Her üç durum için de yükselme süreleri $t_{(r-p)\text{exp}} < 0,2$ şartını (Tablo 3) sağlamaktadır. Konum referansı, $y_{\text{ref}} = 0,8$ mm dışındaki referans girdilerin uygulandığı durumlarda ($y_{\text{ref}} = 1$ mm ve $y_{\text{ref}} = 2$ mm için) aşma yüzdesinin % 20'nin üzerinde olmaktadır. Bunun nedeni konum denetleyicisi PID değişkenleri konum referansı $y_{\text{ref}} = 0,8$ mm

Tablo 6. Konum denetleyicisi deneysel yükselme süreleri $t_{(r-p)\text{exp}}$ [s] (Experimental rise time of position controller $t_{(r-p)\text{exp}}$ [s])

y_{ref}	0,8 mm	1,0 mm	2,0 mm
Deney-1	0,183	0,141	0,088
Deney-2	0,171	0,141	0,092
Deney-3	0,197	0,140	0,094
Deney-4	0,194	0,139	0,092
Deney-5	0,178	0,139	0,093
Deney 1-5 Ortalaması	0,184	0,140	0,092



Şekil 16. Konum denetleyicisi adım girdi cevabı: (a) $y_{\text{ref}} = 0,8$ mm, (b) $y_{\text{ref}} = 1,0$ mm, (c) $y_{\text{ref}} = 2,0$ mm (Step response of position controller: (a) $y_{\text{ref}} = 0.8$ mm, (b) $y_{\text{ref}} = 1.0$ mm, (c) $y_{\text{ref}} = 2.0$ mm)



Şekil 17. Kuvvet – konum denetleyicisi değişimi senaryosu ölçümleri (Measurements of switching scenario of force – position controller)

için geliştirilmiş olmasıdır. Referans girdi $y_{ref} = 1$ mm ve $y_{ref} = 2$ mm durumları için gerçekleştirilen benzetimler ve fiziksel deneyler sistem dinamiği modelinin tutarlılığının tespiti için gerçekleştirilmiş olup, bu referans girdiler için sayısal model ve deneysel sonuçların uyum içerisinde olduğu görülmüştür. Konum denetleyicisi referansı $y_{ref} = 0,8$ mm olduğu sayısal ve deneysel sonuçlar beklenen yükselme süresi ve aşma yüzdesi hedeflerini sağlamaktadır.

Kuvvet referansının ortadan kaldırıldığı durumda ($F_{ref} = 0$) vidalı mil somunu frenleme öncesi konumuna geri sürülmesi için Şekil 13’de verilen kuvvet – konum denetleyicisi değişimi senaryosu için fiziki sistem üzerinde 5 adet ölçüm alınmıştır (Şekil 17). 0 – 1 ve 6 – 9 saniyeleri arasında kuvvet referansı olmadığı için konum denetleyicisi devredeyken, kuvvet referansının bulunduğu 1 – 6 saniyeler arasında seri kuvvet denetleyicisi devrededir. Kuvvet denetleyicisi devrede olduğu sırada elektrik motoru vidalı mil somununu pozitif yönde sürerken, konum denetleyicisinin devreye girdiği aralıkta elektrik motoru vidalı mil somununu negatif yönde sürmektedir. Pozitif yöndeki yer değiştirme miktarı deney düzeneğinin yüklenmesi sonucu elastik deformasyon miktarını belirtirken, negatif yönde yer değiştirme miktarı yük hücresi ve vidalı mil somunu arasında açılan boşluğu ifade etmektedir. Tekrarlı olarak gerçekleştirilen fiziksel ölçümlerle kuvvet – konum denetleyicisi değişimi senaryosunun fonksiyonel olarak gerçekleştiği görülmektedir.

4. Sonuçlar (Conclusions)

Bu çalışmada ağır hizmet aracı fren başarım spesifikasyonlarına uygun olarak elektromekanik disk fren denetleyicisi geliştirilmiştir. Bunun için ağır hizmet aracı elektromekanik frenleme sistemi dinamiklerinin incelenmesi için ölçeklendirilmiş bir elektromekanik disk fren deney düzeneği geliştirilmiştir. Doğrusal ve doğrusal olmayan sürtünmelerin dâhil edildiği sistem dinamiği modelleri oluşturularak, fiziksel sonuçlara en uygun olan doğrusal olmayan sürtünme modeli olduğu belirlenmiştir. Ağır hizmet aracı fren başarım spesifikasyonları göz önünde bulundurularak Matlab Simulink ortamında PI/PID ve seri PI/PID kuvvet denetleyicileri ve PID konum denetleyicisi geliştirilmiştir. Kuvvet ve konum denetleyicileri ile gerçekleştirilen benzetim ve ölçüm sonuçlarının oldukça uyumlu olduğu görülmüştür. Sonuçlar ve tartışmalar bölümünde yapılan detaylı analizler sonucunda seri PID kuvvet denetleyicisinin en iyi başarımı sağladığı görülmüştür. Bu çalışmada doğrulanmış modelleme ve denetleyici geliştirme sistematigi, ileride hizmet araçlarında havalı disk frenlerin yerini alacak elektromekanik frenler için denetleyici geliştirme çalışmaları için yol göstericidir. Bu çalışmada elde edilen tecrübe ile bir sonraki çalışmada, ağır hizmet araçları için elektromekanik disk fren mekanizması tasarımı ve deneyleri ile ilgili araştırmalar devam etmektedir.

Teşekkür (Acknowledgement)

Yazarlar katkılarından ve desteklerinden dolayı Ege Fren Arge Test ve Doğrulama Mühendisi Özgün Cem Yılmaz’a ve desteklerinden dolayı Ege Fren San. ve Tic. A.Ş.’ye teşekkürlerini sunar

Kaynaklar (References)

- Line C., Manzie C., Good M., Control of an electromechanical brake for automotive brake-by-wire systems with an adapted motion control architecture, SAE transactions, 1047-1056, 2004.
- Line C. L. J., Modelling and control of an automotive electromechanical brake, PhD Thesis, The University of Melbourne, Department of Mechanical and Manufacturing Engineering, Melbourne, 2007.
- Line C., Manzie C., Malcolm G.C., Electromechanical Brake Modeling and Control: From PI to MPC. IEEE Trans. Control Syst. Technol., 16, 446–457, 2008.

- Ki Y. H., Lee K. J., Cheon J. S., Ahn H. S., Design and implementation of a new clamping force estimator in electromechanical brake systems, International Journal of Automotive Technology, 14.5, 739-745, 2013.
- Baek S.K., Oh H.K., Park J.H., Shin Y.J., Kin, S.W., Evaluation of Efficient Operation for Electromechanical Brake Using Maximum Torque per Ampere Control, Energies, 12, 1869, 2019.
- Eroğlu M., Koç M. A., Kozan R., Esen İ., Active control of quarter-car and bridge vibrations using the sliding mode control, Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University, 37 (4), 1957-1970, 2022.
- Kutluay E., Düzgün M., Dousti M., Design and Performance Analysis of a Novel Coordinated Intervention Configuration for Lane Departure Assistance System, Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University, 36 (3), 1631-1642, 2021.
- Kıyak E., Ermeydan A., Fault tolerant flight control system design to a rotary wing aircraft, Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University, 32 (1), 21-34, 2017.
- Çakır M. F., Bayraktar M., Modelling of main battle tank and designing LQR controller to decrease weapon oscillations, Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University, 35 (4), 1861-1876, 2020.
- Lee C.F., Manzie C., Near-time-optimal tracking controller design for an automotive electromechanical brake. Proc. Inst. Mech. Eng. Part I J. Syst. Control Eng., 226, 537–549, 2011.
- Han K., Kim M., Huh K., Modeling and control of an electronic wedge brake, Proc. Inst. Mech. Eng. Part C J. Mech. Eng. Sci., 226, 2440–2455, 2012.
- Han K., Huh K., Hwang W., EWB Control Based on the Estimated Clamping Force, In Proceedings of the SAE 2012 Brake Colloquium & Exhibition, SAE International: Warrendale, PA, USA, p. 2012-01-1797, 23–26 September 2012.
- Lindvai-Soos D., Horn M., Modelling, control & implementation of an electro-mechanic braking force actuator for HEV and EV, IFAC Proc. Vol., 46, 620–625, 2013.
- Castro R.D., Todeschini F., Araújo R.E., Savaresi S.M., Como M., Freitas D., Adaptive-robust friction compensation in a hybrid brake-by-wire actuator, Proc. Inst. Mech. Eng. Part I J. Syst. Control Eng., 228, 769–786, 2014.
- Atia M.R.A., Haggag S.A., Kamal A.M.M., Enhanced Electromechanical Brake-by-Wire System Using Sliding Mode Controller, J. Dyn. Syst. Meas. Control, 138, 2016.
- Li X., Chang S., Gong X., Modeling of a new brake by wire system based on the direct-drive electro-hydraulic brake unit, In Proceedings of the 2015 IEEE Advanced Information Technology, Electronic and Automation Control Conference (IAEAC), Chongqing, China, 19–20 December 2015.
- Peng X., He L., Lv Y., Fuzzy sliding mode control based on vehicle slip ratio for electro-mechanical braking systems, J. Cent. South Univ. Sci. Technol., 49, 360–370, 2018.
- Li B., Tian H.S., Wang R., Dong X., Zhang X., Design of torque motor controller in EMB based on FPGA, Mach. Des. Manuf., 6, 9–11, 2010.
- Kim K., Li Q., Park C., Hwang K., A Design of Intelligent Actuator Logic using Fuzzy Control for EMB System, In Proceedings of the International MultiConference of Engineers and Computer Scientists, Hong Kong, China, 16–18 March 2011.
- Li D., Zhang L., He B., Fuzzy Control Based on Vehicle Slip-ratio for Electro-mechanical Braking Systems, J. Mech. Eng., 48, 124–129, 2012.
- Hong D., Hwang I., Yoon P., Huh K., Development of a Vehicle Stability Control System Using Brake-by-Wire Actuators, J. Dyn. Syst. Meas. Control, 130, 011008, 2008.
- Xiang W., Richardson P.C., Zhao C., Mohammad S., Automobile Brake-by-Wire Control System Design and Analysis, IEEE Trans. Veh. Technol., 57, 138–145, 2008.
- Yang K., Li J., Li Y., Tan S., Wei Q., Tang L., Study of EBD/ABS Based on Electromechanical Brake System, J. Syst. Simul., 21, 1785–1788, 2009.
- Balogh L., Control design of an Electro-mechanic Wedge Brake (EWB) for commercial vehicles, PhD Thesis, Budapest University of Technology and Economics Faculty of Transportation Engineering, Department of Automobiles, Budapest, 2011.
- Lee C.F., Manzie C., Active Brake Torque Variation Compensation with Speed Scheduling of an Electromechanical Brake, In Proceedings of the FISITA World Automotive Congress, Volume 5, Beijing, China, 27–30 November 2012.

26. Cheon J.S., Kim J., Jeon J., New Brake ByWire Concept with Mechanical Backup, SAE Int. J. Passeng. Cars Mech. Syst., 5, 1194–1198, 2012.
27. Kim J., Jo C., Kwon Y., Cheon J.S., Park S.J., Jeon G.B., Shim J., Electro-Mechanical Brake for Front Wheel with Back-up Braking, SAE Int. J. Passeng. Cars Mech. Syst., 7, 1369–1373, 2014.
28. Lee C.F., Manzie C., Active Brake Judder Attenuation Using an Electromechanical Brake-by-Wire System, IEEE/ASME Trans. Mechatron., 21, 2964–2976, 2016.
29. Tügel R. O., Truck and Bus Brake System Performance Requirement (SAE J 992), 1968.