

ELEKTRO-HİDROLİK YÜK SİMÜLATÖRÜ TASARIMI VE KONTROLÜ*

H. Ulaş Akova**

Arş. Gör.,
Orta Doğu Teknik Üniversitesi,
Makina Mühendisliği Bölümü, Ankara
uakova@metu.edu.tr

Hakan Çalışkan

Arş. Gör.,
Orta Doğu Teknik Üniversitesi,
Makina Mühendisliği Bölümü, Ankara
chakan@metu.edu.tr

Tuna Balkan

Prof. Dr.,
Orta Doğu Teknik Üniversitesi,
Makina Mühendisliği Bölümü, Ankara
balkan@metu.edu.tr

Bülent E. Platin

Prof. Dr.,
Orta Doğu Teknik Üniversitesi,
Makina Mühendisliği Bölümü, Ankara
platin@metu.edu.tr

DESIGN AND CONTROL OF AN ELECTRO-HYDRAULIC LOAD SIMULATOR

** İletişim Yazarı

Geliş tarihi : 06.03.2015

Kabul tarihi : 27.03.2015

* 22-25 Ekim 2014 tarihinde Makina Mühendisleri Odası tarafından İstanbul'da düzenlenen VII. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi ve Sergisi'nde sunulan bildiri, dergimiz için yazarlarınca makale olarak yeniden düzenlenmiştir.

Akova, H. U., Çalışkan, H., Balkan, T., Platin, B. E. 2015. "Elektro-Hidrolik Yük Simülatörü Tasarımı ve Kontrolü," Mühendis ve Makina, cilt 56, sayı 662, s. 36-48.

ÖZ

Endüstriyel, savunma ve havacılık uygulamalarında kullanılmak üzere geliştirilen hidrolik sürücü sistemlerinin, kararlılıkları, güvenilirlikleri ve başarımlarının gerçek sistemler üzerinde uygulanmadan önce test edilmesi ve kanıtlanması oldukça önemlidir. Çalışma koşullarını yansıtabilecek dinamik kuvvetlerin, geliştirilen hidrolik sürücü sistemine laboratuvar ortamında kontrollü bir şekilde uygulanabilmesi için yük simülatörleri kullanılmaktadır. Bu çalışmada, 14 kN kapasitesinde bir elektro-hidrolik yük simülatörü geliştirilmiş ve bu simülatör için bir kontrol sistemi tasarlanmıştır. Elektro-hidrolik yük simülatörünün matematiksel modeli, MATLAB®/Simulink® ortamında oluşturulmuş ve gerçek sistem üzerinden alınan deneysel sonuçlar ile doğrulanmıştır. Bu model doğrusallaştırılarak karma bir ileri ve geri besleme kuvvet kontrolcüsü ve test edilecek sistemin bozucu etkisini giderici bir ileri besleme hız kontrolcüsü tasarlanmıştır. Tasarlanan sistemin başarımları, değişik yüklenme koşulları altında test edilmiş ve değerlendirilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Elektro-hidrolik yük simülatörü, akışkan gücü kontrol sistemleri, modelleme ve doğrulama, kuvvet kontrolü, karma ileri ve geri besleme kontrol

ABSTRACT

It is highly important to test and prove the stability, safety, and performance of hydraulic drive systems developed for many industrial, defense, and aerospace applications before implementing them on actual plants. Load simulators are used to test those systems by emulating and applying the operational dynamic loads in controlled laboratory conditions. In this study, an electro-hydraulic load simulator is developed and its control system is designed. The mathematical model of the electro-hydraulic load simulator is obtained in MATLAB®/Simulink® and it is validated by the experimental data obtained from the real system. A combined feedforward-feedback force controller and a velocity feedforward controller are designed by using the linearized model of the system. The performance of the load simulator is tested and evaluated under various loading conditions.

Keywords: Electro-hydraulic load simulator, fluid power control systems, modeling and validation, force control, combined feedback and feedforward control

1. GİRİŞ

Servo-hidrolik sürücü ve kontrol sistemleri günümüzde birçok endüstriyel, askeri ve havacılık uygulamasında kullanılmaktadır. Bu sistemlerin kararlılıkları, güvenilirlikleri ve başarımlarının gerçek sistemler üzerinde uygulanmadan önce test edilmesi ve kanıtlanması için elektro-hidrolik yük simülatörleri yaygın olarak kullanılmaktadır [1, 2, 3]. Kapalı çevrim kuvvet ya da tork kontrollü yük simülatörleri kullanılarak geliştirilecek ya da test edilecek hidrolik sistemin eyleyicisine çalışma koşullarını yansıtabilecek dinamik yükler laboratuvar koşulları altında uygulanmaktadır. Uygulamaya bağlı olarak dönel ya da doğrusal eyleyicili yük simülatörleri geliştirilmektedir. Ayrıca yük simülatörlerinin kullanım alanları, bu çalışmada olduğu gibi, yalnız sürücü sistemlerinin testleri ile kısıtlı değildir. Literatürde mekanik sistemlerin yapısal dinamik testleri için kuvvet simülatörlerinin kullanımı ile ilgili birçok örnek bulunmaktadır [4, 5].

Bir yük simülatörü test düzeneği genel olarak iki ayrı sürücü sisteminden oluşmaktadır. Bunlar, test edilmek istenen konum kontrollü servo-sürücü sistemi ile test yüklerini taklit eden kapalı çevrim kuvvet kontrollü yük simülatörüdür. Kapalı çevrim konum kontrollü sisteme konum geri beslemesi bir konum ölçer tarafından yapılırken, kapalı çevrim kuvvet kontrollü yük simülatörü için gerekli kuvvet geri beslemesi bir kuvvet ölçer tarafından sağlanmaktadır. İki sistemin eyleyicileri birbirlerine kuvvet ölçer üzerinden bağlanmaktadır ve bu bağlantının uygun bir şekilde yapılabilmesi için mekanik bir test düzeneği kullanılması gerekmektedir.

Sistem dinamiğinde istenilen yükleri uygulama noktasının hızından bağımsız olarak uygulayabilen aktif bir eleman, T-tipi bir kaynak olarak tanımlanmaktadır. Benzer şekilde, bir yük simülatörünün de referans girdi olarak belirlenen yükleri test edilmekte olan sistemin hareketinden bağımsız olarak bu sisteme uygulayabilmesi beklenmektedir. Ancak burada, test edilmekte olan sistemin hareketi referans yükleri uygulayan yük simülatörü için güçlü bir bozucu etki yaratmaktadır. Bu etkiyi azaltmak için, literatürde oldukça yaygın olarak kullanılan iki yöntem bulunmaktadır. Bunlardan ilki kuvvet simülatörü ve test edilen sistemin eyleyicileri arasına esnekliği fazla olan yay ve damper gibi elemanlar yerleştirilerek kuvvet kontrolü yapmakta olan sistemin bozucu etki girdisine olan empedansını azaltmaktır [1, 4, 5, 8]. Bu yöntem aynı zamanda kuvvet kontrolü gerektiren robotik uygulamalarında da kullanılmaktadır [6, 7]. İki sistem arasındaki eşdeğer yay sabitinin azalması, açık çevrim aktarım fonksiyonunun kazancının düşmesine neden olsa da kontrolcü kazançları artırılarak bu durum giderilebilir [6]. Ayrıca, açık çevrim aktarım fonksiyonunun kazancının bu şekilde paylaşılması, sürtünme gibi etkilerin kuvvet çıkışına olumsuz yansımalarını da azaltmaktadır [6]. Diğer taraftan, bu uygulamanın en önemli olumsuz etkisi, sistemin istenilen yükü yaratabilmesi için gerekli olan

debi gereksiniminin artmasıdır. Bu nedenle, hız ve kuvvet gereksinimleri belirlenerek sürücü sisteminin tasarlanması ve kullanılacak malzemenin esneklik katsayısının belirlenmesi önemli bir mühendislik kararıdır. Test edilmekte olan sistemin hareketinden kaynaklı bozucu etkiyi gidermek için kullanılan bir diğer yöntem ise bu sistemin hareketinden kaynaklı bozucu etkiyi bir hız ileri besleme kontrolcüsü ile azaltmaktır [8, 9]. Burada amaç, iki sistemin hareketlerini bu kontrolcü aracılığıyla birbirleri ile uyumlu tutarak kapalı çevrim kuvvet kontrolcüsünün etkilenmemesini sağlamaktır. Daha sonra, geri besleme kuvvet kontrolcü, istenilen kapalı çevrim başarımları için tasarlanabilmektedir.

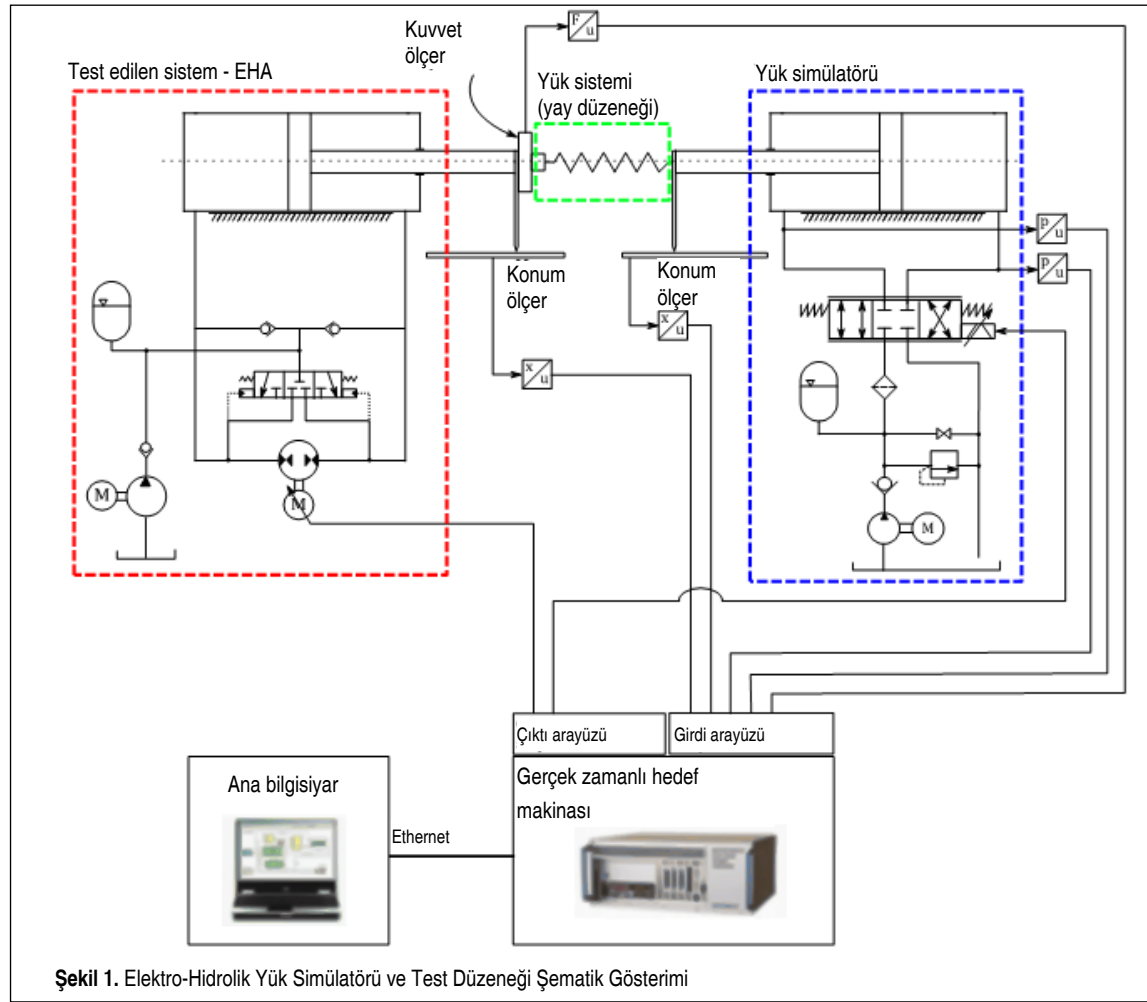
Bu çalışmada, yeni geliştirilmekte olan hidrolik sistemlerin laboratuvar ortamında test edilebileceği bir elektro-hidrolik yük simülatörünün tasarımı ve kontrolü açıklanmıştır. Elektro-hidrolik yük simülatörü ve test düzeneğinin tasarımı ve kurulumu kısaca açıklanmıştır. Sistemin dinamik davranışını tanımlayan denklemler yazılarak MATLAB®/Simulink® modeli oluşturulmuştur. Bu model, deneysel sonuçlar ile doğrulanmış, kritik bir çalışma noktası etrafında doğrusallaştırılmış ve kontrol sistemi tasarımında kullanılmak üzere aktarım fonksiyonları bulunmuştur. İleri ve geri besleme karma kontrol yapısının tasarımı açıklanmıştır. Yük simülatörünün başarımları, değişik yüklenme koşullarında yapılan testler ile değerlendirilmiştir.

2. ELEKTRO-HİDROLİK YÜK SİMÜLATÖRÜ VE TEST DÜZENEĞİ

Çalışma kapsamında tasarlanan elektro-hidrolik yük simülatörü test düzeneği şematik olarak Şekil 1'de verilmiştir. Burada, test edilecek hidrolik sürücü sisteminin ve elektro-hidrolik yük simülatörünün eyleyicileri mekanik olarak bir yapıya sabitlenirken, birbirlerine yük sistemi olarak adlandırılan esnek bir yapı ile bağlanmaktadır. Yük sisteminin esneklik katsayısı bozucu girdi empedansını azaltmak için olabildiğince düşük tutulmaya çalışılmıştır. Ancak, bu değer üzerindeki alt limit, hidrolik sistemin kapasitesi ile belirlenmiştir. Şekil 1'de valf denetimli kuvvet simülatörünün ve test edilmekte olan değişken devirli pompa denetimli sürücü sisteminin hidrolik devre şemaları da görülebilmektedir. Kapalı çevrim kuvvet kontrollü elektro-hidrolik yük simülatörü için kuvvet geri besleme bilgisi, bir kuvvet ölçer tarafından üretilmektedir. Bu kuvvet ölçer de yük sistemine seri olarak bağlanmıştır.

Yük simülatörünün çift etkili asimetric hidrolik silindiri, yüksek başarımlı bir oransal kontrol valfi tarafından kontrol edilmektedir. Sabit deplasmanlı bir pompa, bir AC motor ve bir basınç ayar valfinden oluşan bir hidrolik güç ünitesi, sistem için gerekli olan sabit basınçtaki gücü yaratmaktadır.

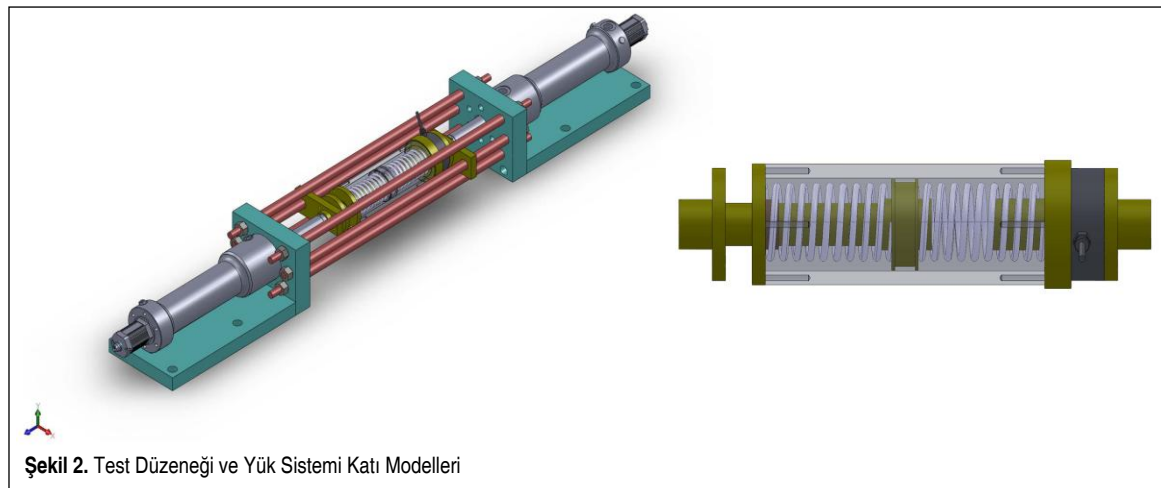
Şekil 2'de, çalışma kapsamında tasarlanan ve üretilen test düzeneği ve yük sisteminin SolidWorks 2010® programı kul-



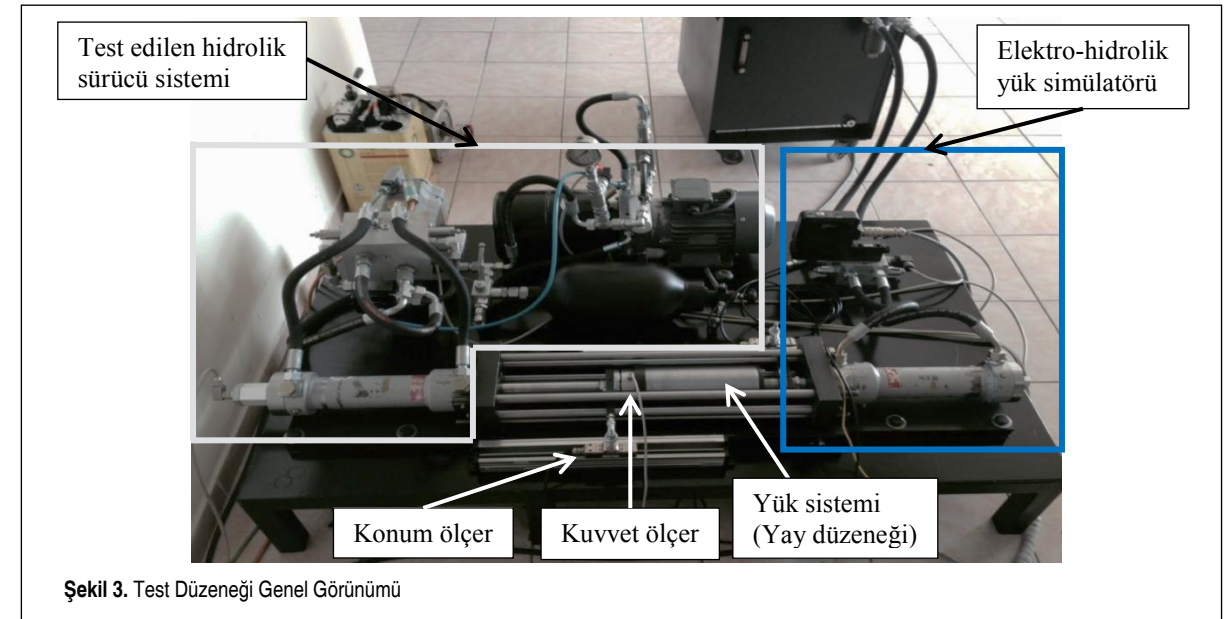
Şekil 1. Elektro-Hidrolik Yük Simülasyonu ve Test Düzenegi Şematik Gösterimi

lanılarak oluşturulmuş katı modelleri verilmiştir. Görüldüğü gibi, sistem içerisinde yaratılan yüklerin test düzenegi dışına iletilmemesi için kapalı bir yapı tasarlanmıştır. Böylelikle, test düzenegi herhangi bir platforma sabitlenebilmektedir. Ayrıca, test düzenegi kompakt ve kolay taşınabilir bir yapıya sahiptir. Yük sistemi ise görüldüğü gibi, iki kalıp yayının bir-

birine paralel olarak bağlanmasıyla oluşturulmuştur. Böylece iki hidrolik sistem arasında istenilen esneklik elde edilmiştir. Şekil 2’de ayrıca bir kuvvet ölçer de görülmektedir. Hidrolik eyleyicilerin milleri yük sistemine şekilde görüldüğü gibi uyarlayıcı parçalar ile bağlanmaktadır.



Şekil 2. Test Düzenegi ve Yük Sistemi Katı Modelleri



Şekil 3. Test Düzenegi Genel Görünümü

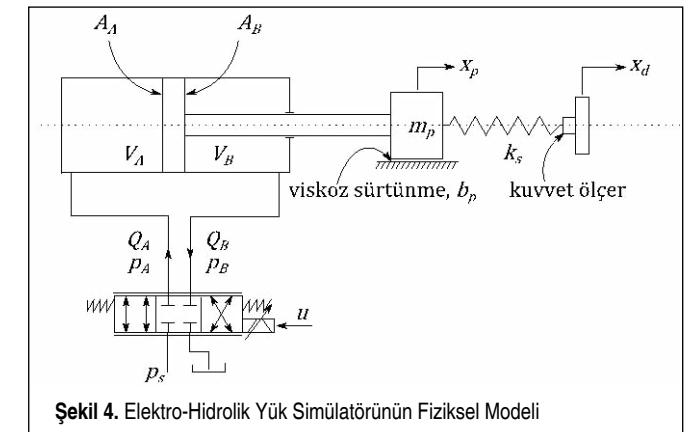
Elektro-hidrolik yük simülasyonu ve test düzenegi, kuvvet ölçere ek olarak basınç ve konum ölçer ile de donatılmıştır. Özellikle test edilecek sistemin hareketinin bozucu etkisini gidermek için tasarlanacak olan ileri besleme kontrolcü için konum ölçerlerin sisteme eklenmesi oldukça önemlidir. Ayrıca, ölçerlerden sağlanan verilerin toplanması, gerçek zamanlı kontrol işlemlerinin yapılması ve kontrol valfinin sürücüsüne kontrol bilgisinin iletilmesi için gerçek zamanlı bir kontrol bilgisayarı kullanılmıştır.

Şekil 3’te test düzeneginin görünüm fotoğrafı verilmiştir. Yük simülasyonu hidrolik eyleyicisi ve kontrol valfi sağda görülmektedir. Sol tarafta ise test edilmek istenilen değişken devirli pompa kontrollü hidrolik sürücü sistemi görülmektedir. İki sistemi birbirine bağlayan yük sistemi, kuvvet ve konum ölçerler de şekil üzerinde gösterilmiştir.

3. SİSTEMİN MODELLENMESİ

Bu bölümde, yük simülasyonunun matematiksel denklemleri yazılıp MATLAB®/Simulink® ortamında bir simülasyon modeli oluşturulmuştur. Bu model daha sonra, sistem üzerinden alınan ölçümler ile doğrulanmıştır. Oluşturulan model, bir sonraki bölümde kontrol sistemi tasarımında ve değerlendirilmesinde kullanılmıştır. Elektro-hidrolik yük simülasyonunun fiziksel modeli Şekil 4’te verilmiştir.

Model, oransal bir akış kontrol valfi, asimetrik bir hidrolik eyleyici ve yük modelinden oluşmaktadır. Sistemin sabit bir basınç kaynağı (P_s), altında çalıştığı ve tank basıncının ihmal edilecek kadar küçük olduğu kabul edilmiştir. Yük simülasyonu ve test edilmekte olan sürücü sisteminin pistonları için pozitif hareket yönleri ise sırası ile x_p ve x_d ile gösterilmiştir. Burada, oransal kontrol valfine uygulanan kontrol sinyali u ile simü-



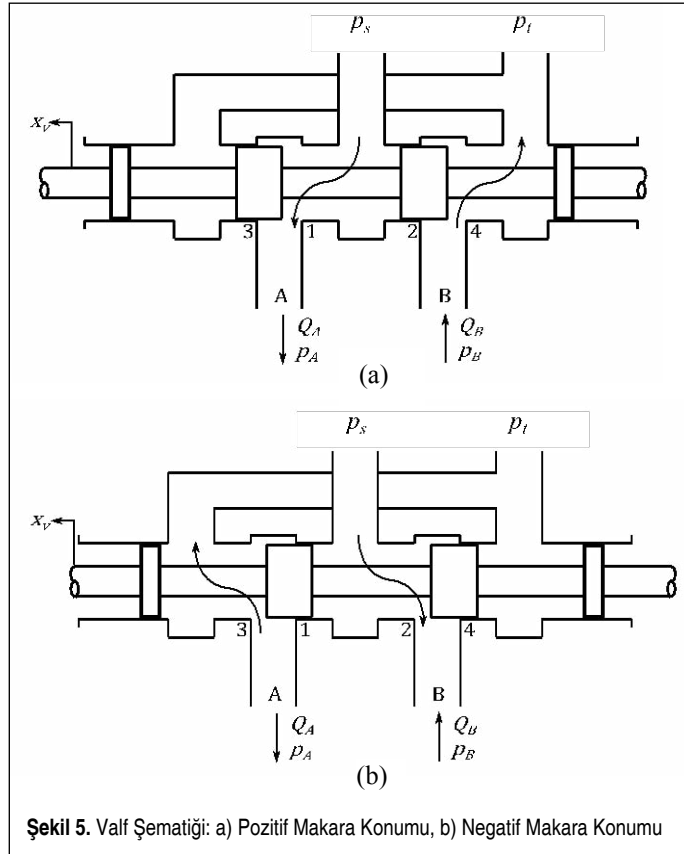
Şekil 4. Elektro-Hidrolik Yük Simülasyonunun Fiziksel Modeli

lasyonun pozitif piston yönü x_p birbiri ile uyumludur. Ayrıca iki eyleyiciyi birbirine bağlayan yük sisteminin eşdeğer yay sabiti k_s olarak verilmiştir. Pistonun sol ve sağ yüzlerinin alanları A_A ve A_B ile, bu yüzlerin baktığı silindir odalarının hacimleri V_A ve V_B ile, bu odalardaki basınçlar p_A ve p_B ile ve bu odalarla ilgili debiler Q_A ve Q_B ile, piston, hareketli kütle ve aralarındaki bağlantı elemanının toplam kütlesi m_p ile gösterilmiştir.

Çalışmanın devam eden alt bölümlerinde, sırası ile oransal kontrol valfini, hidrolik eyleyiciyi ve yükü tanımlayan matematiksel ifadeler, yapılan kabuller ile birlikte verilmiştir.

3.1 Oransal Kontrol Valfi Modeli

Çalışma kapsamında, 4-yollu, sıfır merkez açıklıklı ve makaralı bir oransal kontrol valfi, elektro-hidrolik yük simülasyonunu kontrol etmek için kullanılmıştır. Burada, makara konumuna (x_v) bağlı olarak valf üzerinde bulunan dört orifisten sadece ikisi açık olacaktır [10]. Pozitif ve negatif makara açıklıkları için valfin şematik görünümü Şekil 5’te verilmiştir.



Şekil 5. Valf Şematiği: a) Pozitif Makara Konumu, b) Negatif Makara Konumu

Şekil 5a kullanılarak, pozitif makara konumu ($x_v \geq 0$) için akış denklemleri aşağıdaki gibi yazılmıştır.

$$Q_A = C_d w x_v \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_s - p_A)} \quad (1)$$

$$Q_B = C_d w x_v \sqrt{\frac{2}{\rho} p_B} \quad (2)$$

Diğer yandan, negatif makara konumu için ($x_v < 0$) akış denklemleri Şekil 5b kullanılarak aşağıdaki gibi yazılmıştır.

$$Q_A = C_d w x_v \sqrt{\frac{2}{\rho} p_A} \quad (3)$$

$$Q_B = C_d w x_v \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_s - p_B)} \quad (4)$$

Burada,

C_d = Boşaltma katsayısı,

w = Orifis makarasının çevresel boyutu,

ρ = Hidrolik sıvının yoğunluğu olarak tanımlanır.

Ayrıca, valf sürücüsüne uygulanan kontrol girdisi (u) ile makara konumu (x_v) arasındaki ilişki, üretici firma tarafından sağlanan frekans yanıtı eğrileri kullanılarak birinci mertebe bir aktarım fonksiyonu ile modellenmiştir.

$$G_a(s) = \frac{X_v(s)}{U(s)} = \frac{K_a}{T_a s + 1} \quad (5)$$

Burada,

K_a = Valf sürücüsünün statik kazancı,

T_a = Valf sürücüsünün zaman sabiti olarak tanımlanır.

Denklem (1)–(5)'te kullanılan valf parametrelerinin ayrı ayrı bulunması oldukça zordur. Ancak, üretici firma kataloğundan valf sürücüsüne uygulanan voltaj girdi (u) ile sabit bir basınç değeri altında elde edilen akış miktarı arasındaki ilişki elde edilebilmektedir. Bu parametre valf sabiti (K_v) olarak adlandırılmaktadır.

$$K_v = K_a C_d w \sqrt{\frac{2}{\rho}} \quad (6)$$

3.2 Hidrolik Eyleyici Modeli

Şekil 4'te görüldüğü gibi, hidrolik eyleyicinin A odasına giren debi Q_A ile gösterilirken, eyleyicinin B odasından çıkan debi Q_B ile gösterilmiştir. Burada, hidrolik sıvının sıkıştırılabilirliği modele eklenirken, eyleyicinin yapısal esnekliği ve piston sızıntısı ihmal edilmiştir. Bu kabuller altında, süreklilik denklemleri aşağıdaki gibi yazılmıştır.

$$Q_A = A_A \dot{x}_p + \frac{V_A}{\beta} \frac{dp_A}{dt} \quad (7)$$

$$Q_B = A_B \dot{x}_p - \frac{V_B}{\beta} \frac{dp_B}{dt} \quad (8)$$

Burada,

β = Hidrolik sıvının hacim modülüdür.

Ayrıca modelde, eyleyicinin oda hacimlerinin piston konumu ile değişimi aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır.

$$V_A = V_{A0} + A_A x_p \quad (9)$$

$$V_B = V_{B0} - A_B x_p \quad (10)$$

Burada,

V_{A0}, V_{B0} = Hidrolik eyleyicinin orta konumdaki oda hacimleridir.

Hidrolik eyleyicinin sağladığı kuvvet çıktısı olarak aşağıdaki verilmiştir.

$$F_L = A_A p_A - A_B p_B = A_A p_L \quad (11)$$

Burada,

p_L = Yük basıncı olarak tanımlanmıştır.

3.3 Yük Modeli

Yük simülatörünün test edilen hidrolik sürücü sistemine esneklik katsayısı k_s olan yay aracılığı ile bağlantısı Şekil 4'te gösterilmiştir. Hidrolik eyleyicinin silindiri ile pistonu arasında viskoz sürtünme (b_p) bulunduğu kabul edilmiştir. Newton'un ikinci hareket yasası kullanılarak aşağıdaki denklem elde edilmiştir.

$$m_p \ddot{x}_p + b_p \dot{x}_p + k_s x_p = A_A p_L + k_s x_d \quad (12)$$

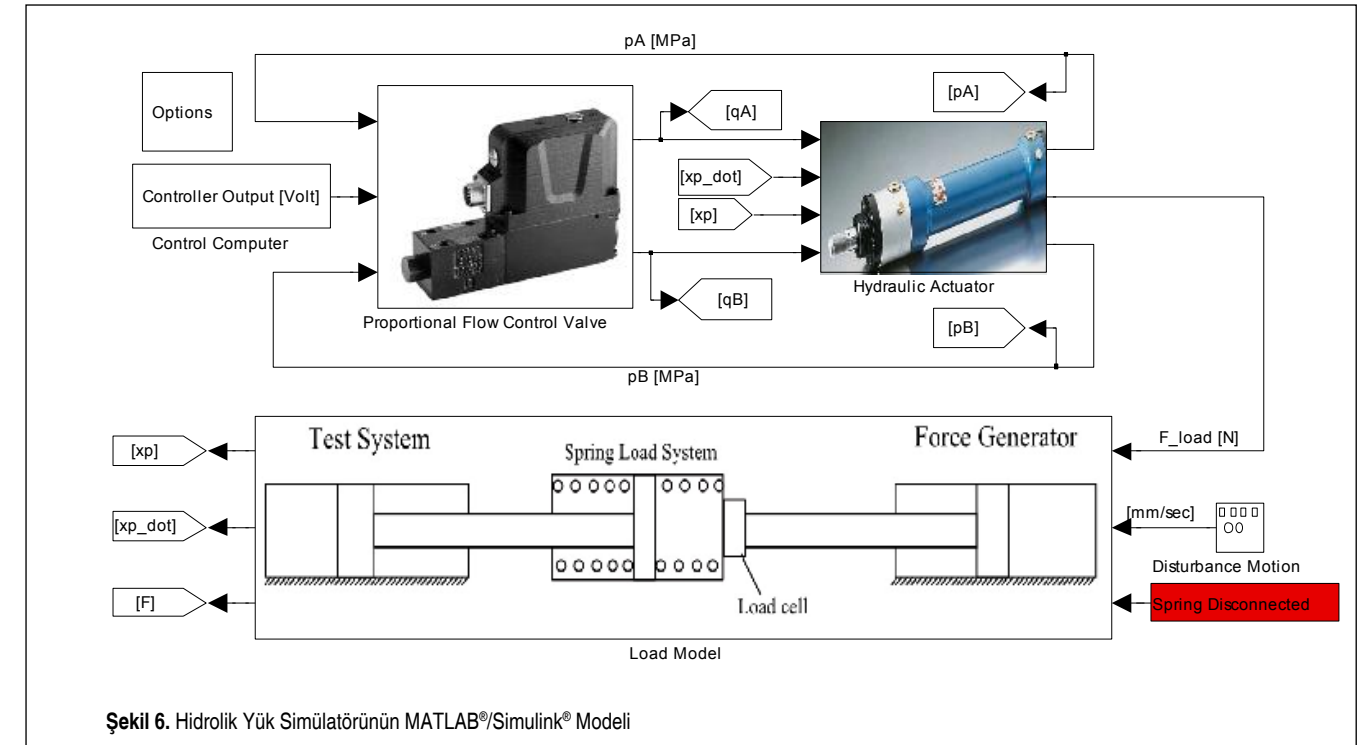
Bu çalışmada, kontrol değişkeni olan test sistemine uygulanan kuvvet aşağıdaki gibi ifade edilmiştir.

$$F = k_s (x_p - x_d) \quad (13)$$

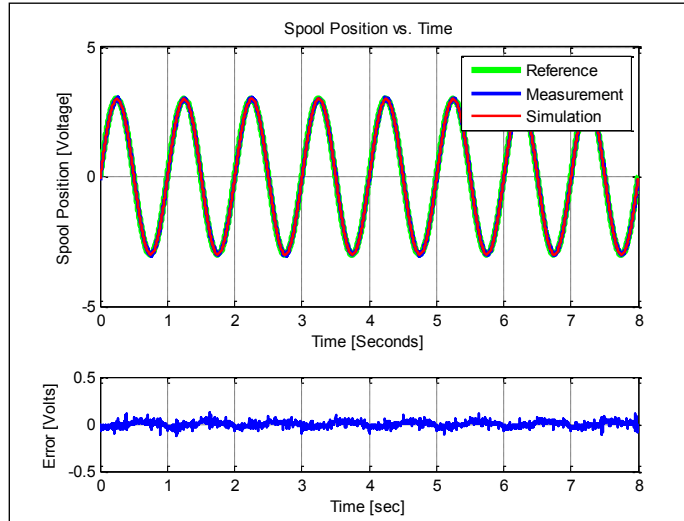
3.4 Modelin Doğrulaması

Elektro-hidrolik yük simülatörünün MATLAB®/Simulink® modeli, denklem (1)–(13) kullanılarak Şekil 6'deki gibi oluşturulmuştur. Model parametreleri genel olarak kullanılan ekipmanların kataloglarından ve teknik resimlerinden elde edilmiştir. Hidrolik silindirin sürtünme katsayısı deneysel olarak belirlenmiş ve hidrolik sıvının hacim modülü de literatürden elde edilmiştir [11].

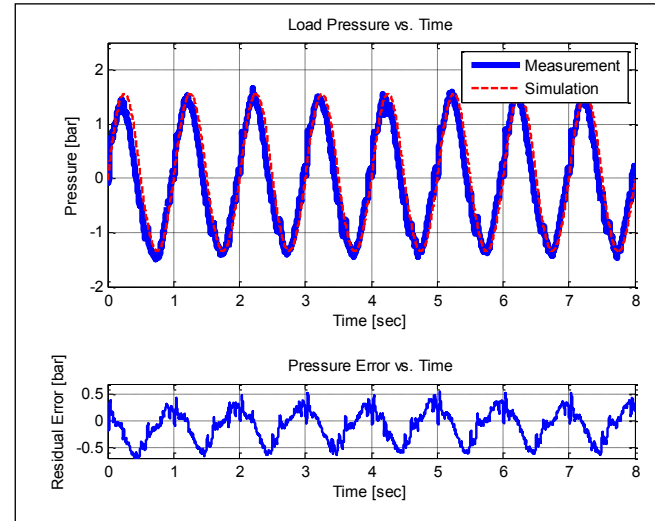
Oluşturulan modeli doğrulamak için açık çevrim testler gerçekleştirilmiştir ve simülasyon sonuçları deneysel sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Bu amaçla, valf sürücüsüne 3 Volt büyüklüğünde, 1 Hz frekansında bir sinüs sinyali uygulanmıştır. Makara konumu, valf üzerinde bulunan bir LVDT aracılığıyla ölçülmüştür. Referans girdi, benzetim çıktısı ve ölçülen makara konumu iki veri arasındaki hata ile birlikte, Şekil 7'de verilmiştir. Şekil 8'de piston konum ve hız çıktıları karşılaştırılmıştır. Görüldüğü gibi, asimetric pistonun ileri ve geri hareketlerindeki hız farklılığından dolayı piston konumu her çevrimde bağıl olarak ileri doğru hareket etmektedir. Benzetim ve deneysel sonuçlar arasındaki farklar şekillerde görüldüğü gibi, oldukça başarılı bir seviyededir. Benzer şekilde, yük basıncı için benzetim ve deneysel sonuçlar Şekil 9'da verilmiştir.



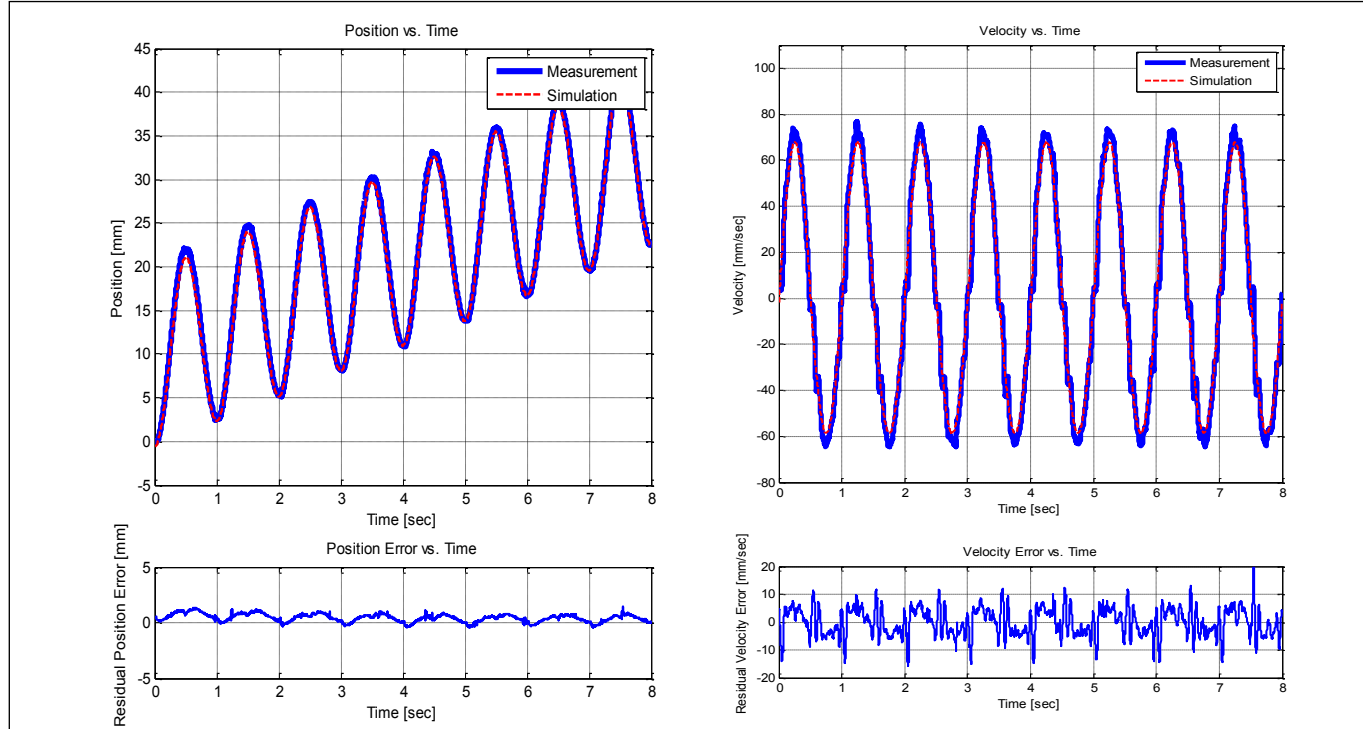
Şekil 6. Hidrolik Yük Simülatörünün MATLAB®/Simulink® Modeli



Şekil 7. Valf Konumu Referans Girdisi ve Yanıtı (Benzetim ve Deneysel Sonuçları) ve Hata



Şekil 9. Yük Basıncı Yanıtı (Benzetim ve Deneysel Sonuçları) ve Hata



Şekil 8. Piston Konum ve Hız Yanıtları (Benzetim ve Deneysel Sonuçları) ve Hataları

4. KONTROL SİSTEMİ

Bu bölümde, öncelikle, bir önceki bölümde elde edilen matematiksel model doğrusallaştırılarak sistemin aktarım fonksiyonları bulunmuştur. Daha sonra, bu fonksiyonlar kullanılarak ileri ve geri besleme kontrolcülerin tasarımları gerçekleştirilmiştir.

4.1 Sistem Modelinin Doğrusallaştırılması

Bir önceki bölümde elde edilen akış denklemi (1)–(4), Taylor serisi kullanılarak bir çalışma noktası etrafında, $P_o = (x_{v0}, p_{A0}, p_{B0})$ doğrusallaştırılarak aşağıdaki ifadeler elde edilmiştir.

$$Q_A = K_{qA} x_v - K_{cA} p_A \quad (14)$$

$$Q_B = K_{qB} x_v - K_{cB} p_B \quad (15) \quad K_q = K_{qA} + \alpha K_{qB} \quad (23)$$

Burada, akış kazançları aşağıdaki gibi tanımlanmıştır:

$$K_{qA} = \frac{\partial Q_A}{\partial x_v} \Big|_{P_o} = \begin{cases} K_v \sqrt{p_s - p_{A0}} & x_v \geq 0 \\ K_v \sqrt{p_{A0}} & x_v < 0 \end{cases} \quad (16) \quad C = \frac{V}{\beta} \quad (25)$$

$$K_{qB} = \frac{\partial Q_B}{\partial x_v} \Big|_{P_o} = \begin{cases} K_v \sqrt{p_{B0}} & x_v \geq 0 \\ K_v \sqrt{p_s - p_{B0}} & x_v < 0 \end{cases} \quad (17) \quad A = (1 + \alpha^2) A_A \quad (26)$$

Akış-basınç katsayıları da aşağıdaki gibi elde edilmiştir:

$$K_{cA} = -\frac{\partial Q_A}{\partial p_A} \Big|_{P_o} = \begin{cases} \frac{K_v x_{v0}}{2\sqrt{p_s - p_{A0}}} & x_v \geq 0 \\ -\frac{K_v x_{v0}}{2\sqrt{p_{A0}}} & x_v < 0 \end{cases} \quad (18) \quad G_{FU}(s) = \frac{K_q k_s A_A}{(T_s s + 1)(C m_p s^3 + (C b_p + K_c m_p) s^2 + (K_c b_p + A A_A + C k_s) s + K_c k_s)} \quad (28)$$

$$K_{cB} = -\frac{\partial Q_B}{\partial p_B} \Big|_{P_o} = \begin{cases} -\frac{K_v x_{v0}}{2\sqrt{p_{B0}}} & x_v \geq 0 \\ \frac{K_v x_{v0}}{2\sqrt{p_s - p_{B0}}} & x_v < 0 \end{cases} \quad (19) \quad G_{FXd}(s) = -k_s \frac{C m_p s^3 + (C b_p + K_c m_p) s^2 + (K_c b_p + A A_A) s}{C m_p s^3 + (C b_p + K_c m_p) s^2 + (K_c b_p + A A_A + C k_s) s + K_c k_s} \quad (29)$$

Sistemin durağan durumunda, eyleyici oda basınçlarını belirleyen denklemler doğrusallaştırılarak [11] aşağıdaki ifadeler elde edilmiştir. Bu ifadeler pistonun ileri ve geri hareketleri için geçerlidir.

$$p_A = \frac{1}{1 + \alpha^3} p_L \quad (20)$$

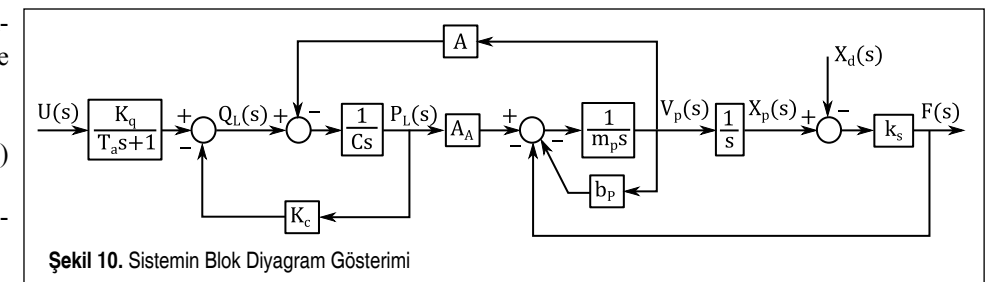
$$p_B = -\frac{\alpha^2}{1 + \alpha^3} p_L \quad (21)$$

Burada, $\alpha = A_B / A_A$ 'dir.

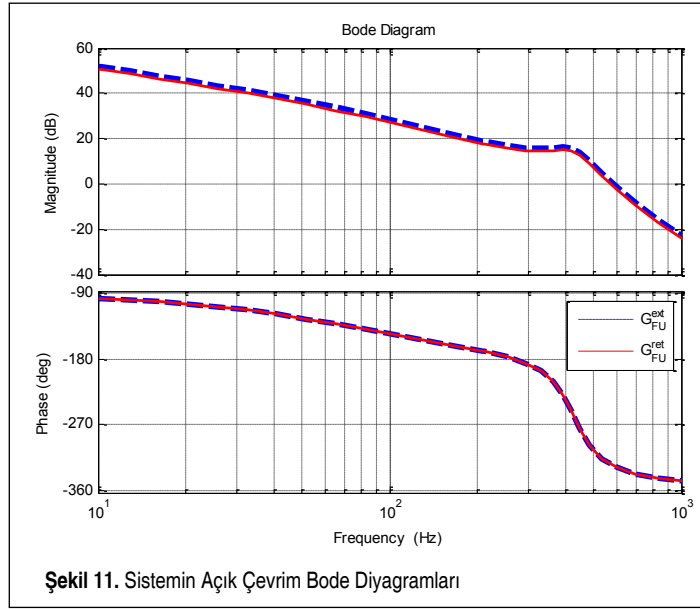
(14)–(21) ve (7)–(8) numaralı denklemler kullanılarak aşağıdaki ifade elde edilmiştir.

$$Q_L = K_q x_v - K_c p_L = C \dot{p}_L + A \ddot{x}_p \quad (22)$$

Buradaki büyüklükler aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır.



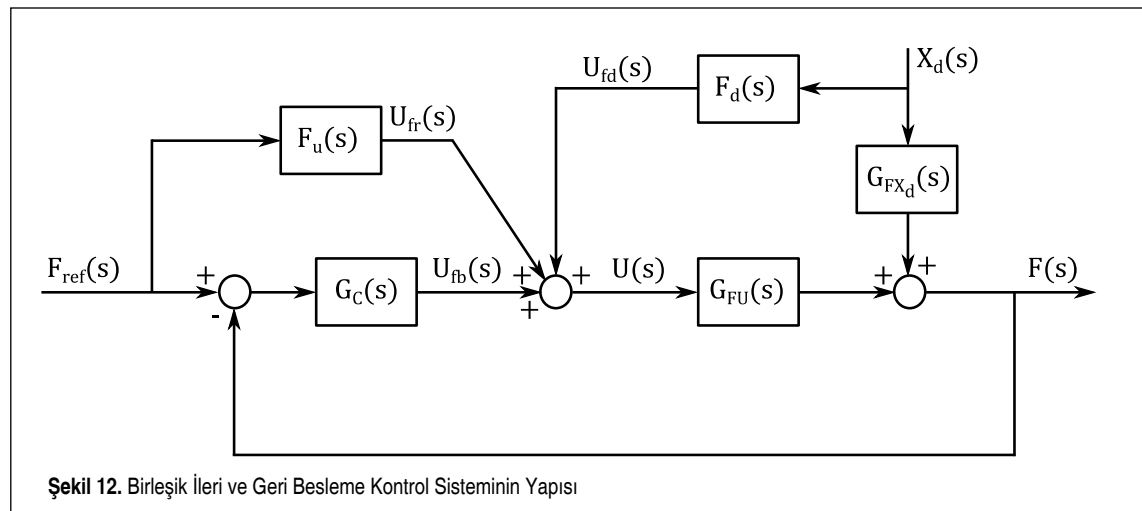
Şekil 10. Sistemin Blok Diyagram Gösterimi



Bode diyagramlarının düşük frekanslardaki eğimleri -20 dB/dec iken, akışkanın sıkıştırılabilirliği ve kütle etkisi ile gözlenen rezonans yaklaşık olarak 400 Hz çevresindedir. Ayrıca, kullanılan akış kontrol valfinin bant genişliği %90 valf açıklığı için 80 Hz civarındadır.

4.2 Kontrol Sistemi Tasarımı

Çalışma kapsamında, karma bir ileri ve geri besleme kuvvet kontrolcüsü ve test edilecek sistemin bozucu etkisini giderici bir ileri besleme hız kontrolcüsü tasarlanmıştır. Karma ileri ve geri besleme kontrol sisteminin yapısı Şekil 12’de verilmiştir. Burada geri besleme kuvvet kontrolcüsü $G_c(s)$, ileri besleme kuvvet kontrolcüsü $F_u(s)$ ve bozucu etki giderici ileri besleme kontrolcüsü $F_d(s)$ ile gösterilmiştir. Birden çok serbestlik dereceli kontrol sistemlerinde bozucu etki giderici kontrolcü, referans izleme kontrolcüsünden bağımsız olarak tasarlanabilmektedir [13]. Bu nedenle, öncelikle, bozucu et-



kileri giderici ileri besleme kontrolcü tasarlanmıştır. Daha sonra, kuvvet kontrolcülerinin tasarımı bozucu etki ihmal edilerek gerçekleştirilmiştir.

Öncelikle, test edilmekte olan sistemin bozucu etkilerini azaltmak amacı ile ileri besleme kontrolcüsü $F_d(s)$ tasarlanmıştır. Şekil 11’de $F_{ref}=0(s)$ kabul edilerek, bozucu etki $X_d(s)$ ile kontrol edilen çıktı $F(s)$ arasındaki aktarım fonksiyonu aşağıdaki gibi elde edilmiştir.

$$G_{FX_d}(s) = \frac{F_d(s)G_{FU}(s) + G_{FX_d}(s)}{1 + G_c(s)G_{FU}(s)} \quad (30)$$

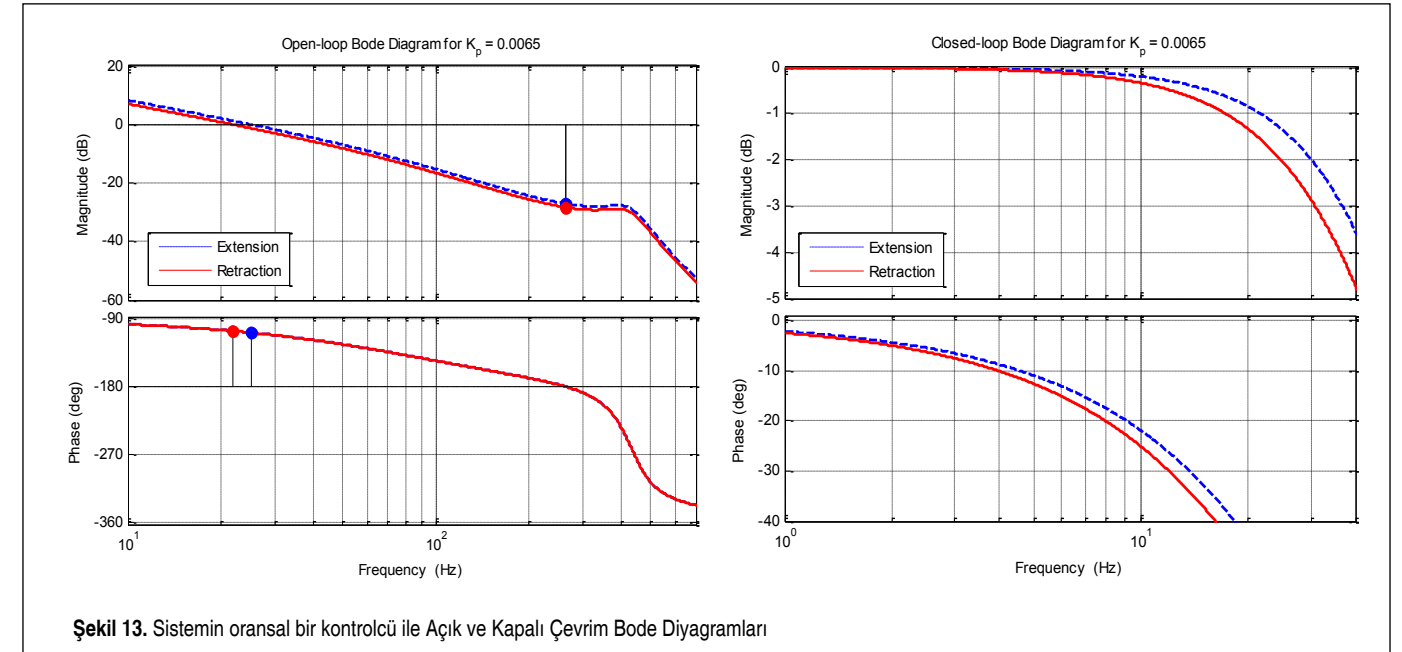
Bozucu etkinin tamamen giderilebilmesi için ileri besleme kontrolcüsü aşağıdaki gibi olmalıdır.

$$F_d(s) = -\frac{G_{FX_d}(s)}{G_{FU}(s)} \quad (31)$$

Denklem (28) ve (29) kullanılarak denklem (31)’de verilen ileri besleme kontrolcü aşağıdaki gibi elde edilmiştir.

$$F_d(s) = \frac{T_a C m_p s^4 + T_a C b_p + C m_p s^3 + T_a A A_A + C b_p s^2 + A}{K_q A_A} s \quad (32)$$

Denklem (32)’deki son terim, test edilen sistemin hızının bozucu etkisini gidermek için gerekli olan düzeltmeyi temsil etmektedir. Denklemdeki diğer terimler ise sistemin hareketinin yüksek türevlerinden kaynaklı bozucu etkilerinin giderilmesi için gereklidir. Ancak çalışma kapsamında, test edilmekte olan eyleyicinin yalnızca konumu doğrusal bir enkoder ile ölçülmektedir. Bu nedenle, eyleyicinin hızının ve diğer yüksek türevlerinin kestirilmesi gerekmektedir. Bu amaçla, 3. mertebeden kinematik bir modele sahip bir Kalman filtresi tasarlanmıştır. Eyleyicinin hızı bu filtre aracılığıyla kestirilmektedir. Eyleyici hareketinin daha yüksek türevleri sağlıklı bir biçimde bulunamadığı ve bu terimlerin etkilerinin hız-



karşılık gelen terime göre oldukça düşük olması nedeniyle, denklem (32)’de verilen ileri besleme kontrolcüsünün sadece son terimi kullanılmıştır.

Test edilmekte olan hidrolik eyleyicinin hareketinden kaynaklı bozucu etkinin tasarlanan ileri besleme kontrolcü ile giderildiği varsayılarak, bir kapalı çevrim ve referans ileri besleme kuvvet kontrolcüsü tasarlanmıştır. Öncelikle, kapalı çevrim bir oransal kontrolcü kullanılmıştır. Şekil 13’te görüldüğü gibi, sistemin bant genişliği ileri ve geri hareketleri için sırası ile 35 Hz ve 30 Hz iken, sistemin faz payları sırası ile 71.6 ve 73.8 derecedir.

Sistemin izleme başarımını arttırmak için, Şekil 12’deki blok diyagramında $F_u(s)$ ile gösterilen ileri besleme kuvvet kontrolcüsü tasarlanmıştır. Şekil 12’de $X_d(s)$ kabul edilerek, referans kuvvet girdisi $F_{ref}(s)$ ile kontrol edilen çıktı $F(s)$ arasındaki aktarım fonksiyonu aşağıdaki gibi elde edilmiştir.

$$G_{FF_{ref}}(s) = \frac{G_c(s)G_{FU}(s)}{1 + G_c(s)G_{FU}(s)} \left(1 + \frac{F_u(s)}{G_c(s)} \right) \quad (33)$$

Burada ideal bir ileri besleme kontrolcü, sistem modelinin tersi olarak elde edilir.

$$F_u(s) = \frac{1}{G_{FU}(s)} \quad (34)$$

Sistem modelinin Şekil 11’de verilen açık çevrim Bode diyagramı incelendiğinde, valf dinamiğinin ve hidrolik sistemin rezonansının oldukça yüksek frekanslarda olduğu görülmektedir. Bu nedenle, ileri besleme kontrolcü, hid-

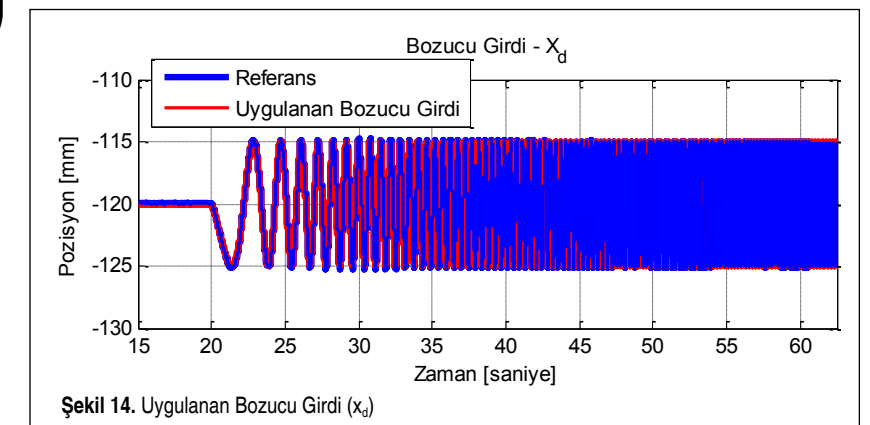
rolik sistem modelinin yalnızca entegratör niteliği düşünülerek tasarlanmıştır.

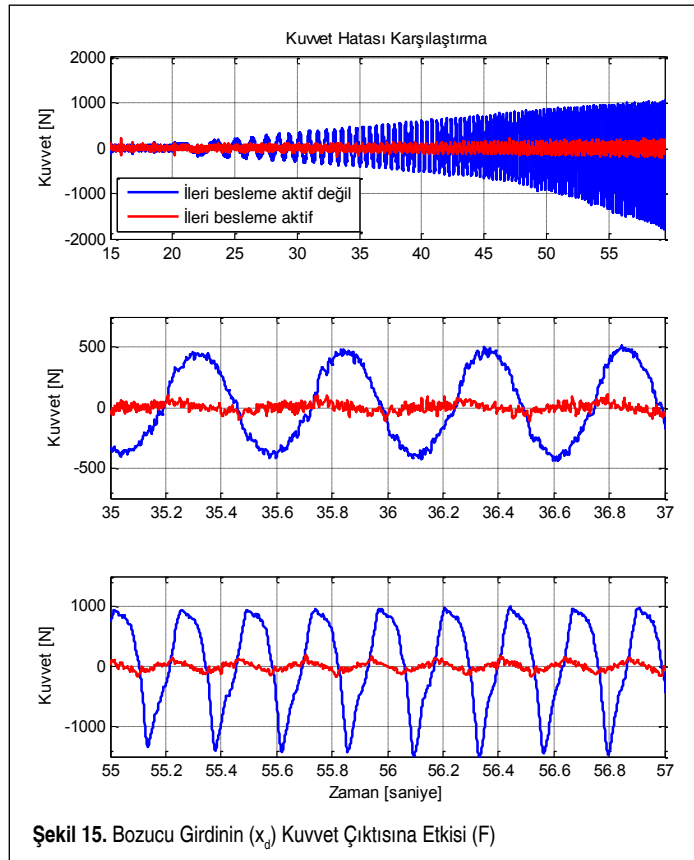
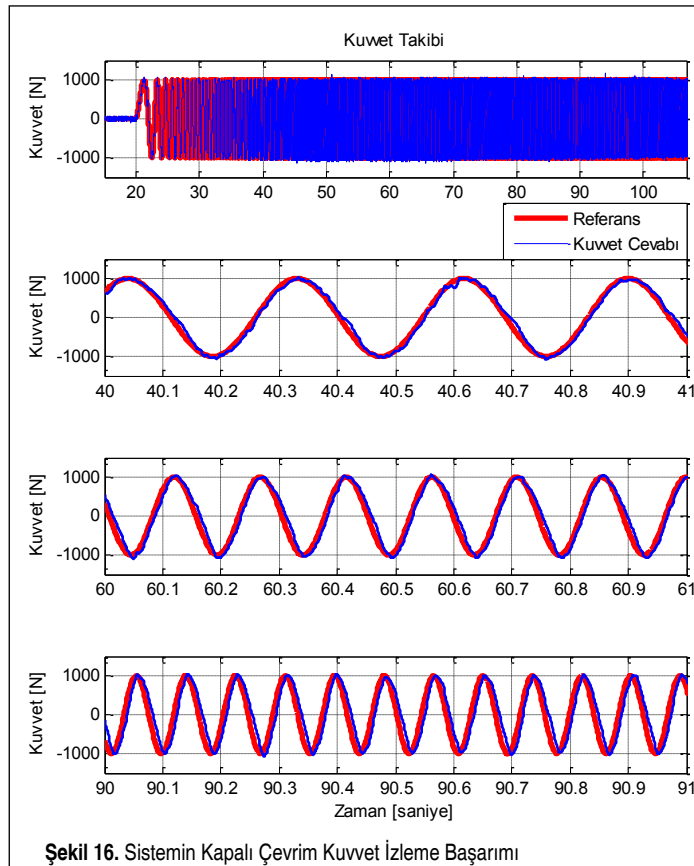
$$F_u(s) = K \frac{A A_A + C k_s s}{K_q k_s A_A T s + 1} \quad (35)$$

Burada T, kontrolcüyü gerçekleştirmek için kullanılan alçak geçiren filtrenin zaman sabitidir.

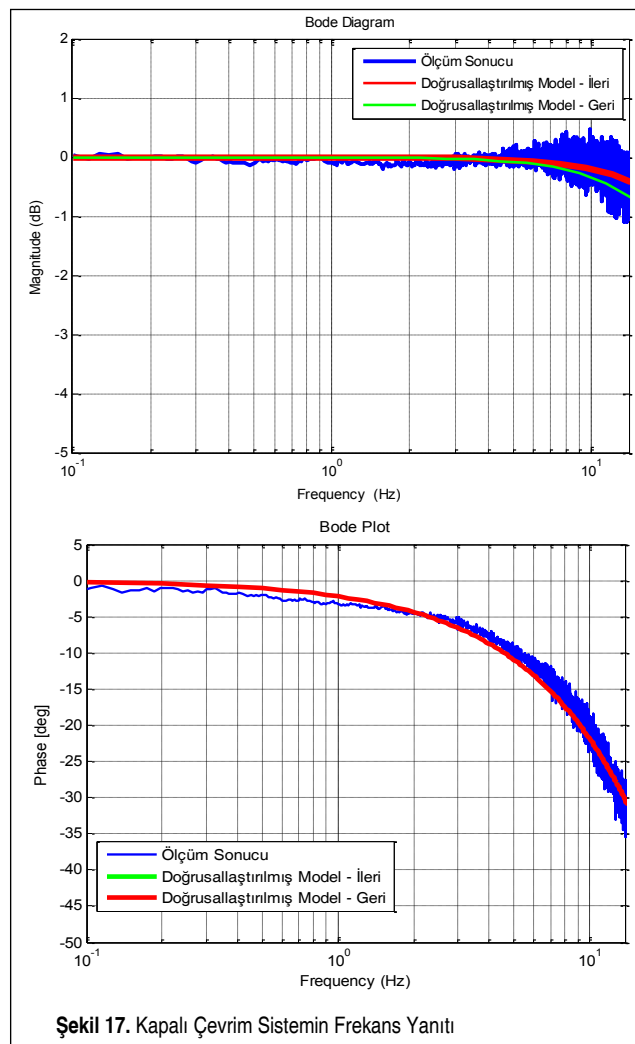
5. DENEYSEL SONUÇLAR

Bu bölümde, sistemin başarımı, yapılan testler ile değerlendirilmiş ve model sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Öncelikle, test edilmekte olan eyleyicinin bozucu etkilerini gidermesi için tasarlanan ileri besleme kontrolcü değerlendirilmiştir. Bunun için, test edilmekte olan sistem tarafından 5 mm büyüklüğünde ve 0.1 Hz’den 7 Hz’e kadar uzanan bir sinüsoidal girdi (chirp) uygulanması istenmiştir. Testler sırasında yük simula-



Şekil 15. Bozucu Girdinin (x_d) Kuvvet Çıktısına Etkisi (F)

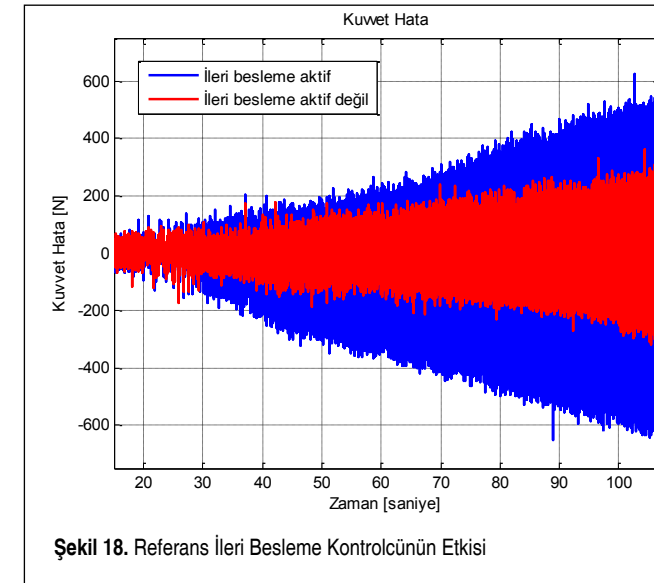
Şekil 16. Sistemin Kapalı Çevrim Kuvvet İzleme Başarımı



Şekil 17. Kapalı Çevrim Sistemin Frekans Yanıtı

törüne ise sıfır kuvvet, istek olarak girilmiştir. Şekil 15'te, sistemin başarımı, bozucu etkileri giderici ileri besleme kontrolcüsünün etkin olmadığı ve olduğu durumlar için verilmiştir. Görüldüğü gibi, ileri besleme kontrolcüsünün aktif olmadığı durumda, bozucu etkilerin artan frekansı ile hata, 1500 N düzeyine çıkmıştır. Diğer yandan, ileri besleme kontrolcüsünün devreye girmesiyle hata, 150 N düzeyine düşmektedir.

Sistemin referans kuvvet girdisini (F_{ref}) izleme başarımını incelemek için, Şekil 16'da görüldüğü gibi, büyüklüğü 1000 N olan ve 0.1 Hz'den 15 Hz'e kadar uzanan sinüsoidal bir referans girdi sisteme uygulanmıştır. Burada, kapalı çevrim kuvvet kontrolcüsü ile bozucu etkileri giderici ileri besleme kontrolcüsü kullanılmamıştır. Sistemin kuvvet yanıtı, yine Şekil 16'da görülmektedir. Ayrıca sistemin kapalı çevrim Bode diyagramları Şekil 17'de doğrusalştırılmış modeller ile birlikte verilmiştir. Görüldüğü gibi sistem, 10 Hz'lik bir çalışma aralığında uygulanan referans girdilerin büyüklüklerini 1 dB içerisinde yakalayabilmektedir. Ancak, Bode faz diyagramında görülen



Şekil 18. Referans İleri Besleme Kontrolcüsünün Etkisi

faz gecikmesinden ötürü anlık hata, artan frekans ile birlikte artmaktadır. Aynı test sistemin izleme başarımını arttırmak için kullanılan kuvvet referansı, ileri besleme kontrolcüsü aktif hale getirilerek tekrarlanmıştır. İleri besleme kontrolcüsü sayesinde kuvvette oluşan anlık hatadaki azalma, Şekil 18'de görülmektedir.

6. SONUÇ

Bu çalışmada, yeni geliştirilmekte olan hidrolik tahrik sistemlerinin laboratuvar ortamında test edilmesi için geliştirilen bir elektro-hidrolik yük simülatörünün tasarımı ve kontrolü açıklanmıştır. Yük simülatörünün çalışma ilkesi ve tasarımı kısaca açıklanmıştır. Test edilecek hidrolik sürücü sisteminin bozucu etkisini azaltmak için, esnek yaylar kullanılarak tasarlanan yük sistemi ve eyleyicilerin birbirlerine bağlanması için gerekli test düzeneği tanıtılmıştır. Sistemin dinamik davranışını tanımlayan denklemler, yapılan kabuller ile birlikte verilmiştir. Denklem MATLAB®/Simulink® modeli de oluşturulmuştur. Model, yapılan açık çevrim testler ile doğrulanmıştır. Bu modelin doğrusalştırılması ile elde edilen aktarım fonksiyonları kullanılarak karma bir ileri ve geri besleme kontrol sistemi tasarlanmıştır.

Kontrol sistemi, karma bir ileri ve geri besleme kuvvet kontrolcüsü ve test edilecek sistemin bozucu etkisini giderici bir ileri besleme hız kontrolcüsünden oluşmaktadır. Yapılan testler ile kontrol sisteminin başarımı değerlendirilmiştir. Beklenildiği gibi, test edilmekte olan sistemin hareketinden kaynaklanan bozucu etkilerin ileri besleme hız kontrolcüsü ile önemli ölçüde azaltıldığı görülmüştür. İleri besleme hız kontrolcüsünün başarımı gösterildikten sonra, kuvvet kontrolcüsünün başarımı değerlendirilmiştir. Geri besleme kontrolcüsünün frekans yanıtı verilerek uygulanan referans girdilerin büyüklüklerini 10 Hz'e kadar 1 dB içerisinde izlediği; ancak oluşan

faz gecikmesinden ötürü anlık hatanın artan istek frekansı ile arttığı görülmüştür. Bu nedenle, aynı test kuvvet referansı ileri besleme kontrolcüsü etkinleştirilerek tekrarlanmış, anlık hatadaki azalma gösterilmiştir.

SEMBOLLER

A	Doğrusallaştırılmış model için eşdeğer/sanal alan
A_A	Hidrolik eyleyici piston tarafı etki alanı
A_B	Hidrolik eyleyici mil tarafı etki alanı
B	Hidrolik akışkanın hacim modülü
C	Doğrusallaştırılmış model için eşdeğer/sanal kapasitans
C_d	Orifis boşaltma katsayısı
F	Uygulanan kuvvet
$F_d(s)$	Bozucu etkileri giderici ileri besleme kontrolcü
F_L	Hidrolik eyleyicinin sağladığı kuvvet
$F_{ref}(s)$	Kuvvet referansı
$F_u(s)$	İleri besleme kuvvet kontrolcüsü
$G_a(s)$	Valf makarası konumu ile uygulanan sinyal arasındaki aktarım fonksiyonu
$G_c(s)$	Geri besleme kuvvet kontrolcüsü
$G_{FFref}(s)$	Kapalı çevrim aktarım fonksiyonu
$G_{FXd}(s)$	Kontrol edilen çıktı ile bozucu girdi arasındaki aktarım fonksiyonu
K_a	Kontrol edilen çıktı ile ayarlanan girdi arasındaki aktarım fonksiyonu
K_c	Valf sürücüsü statik kazancı
K_{cA}	Valf akış-basınç katsayısı
K_{cB}	Valf A portu akış-basınç katsayısı
K_q	Valf B portu akış-basınç katsayısı
K_{qA}	Valf akış kazancı
K_{qB}	Valf A portu akış kazancı
K_v	Valf B portu akış kazancı
P_o	Valf sabiti
Q_A	Modelin etrafında doğrusalştırıldığı çalışma noktası
Q_B	Valfin A portu üzerindeki akışın debisi
	Valfin B portu üzerindeki akışın debisi
Q_L	Sanal yük debisi

T	Alçak geçirgen filtre için zaman sabiti
T_a	Valf sürücüsü zaman sabiti
V_A	Hidrolik eyleyici piston tarafı hacmi
V_B	Hidrolik eyleyici mil tarafı hacmi
V_{A_0}	Hidrolik eyleyicinin orta konumdaki piston tarafı oda hacmi
V_{B_0}	Hidrolik eyleyicinin orta konumdaki mil tarafı oda hacmi
b_p	Hidrolik eyleyici viskoz sürtünme katsayısı
k_s	Yük sistemi eşdeğer yay sabiti
m_p	Hidrolik eyleyici piston kütlesi
P_A	Hidrolik eyleyici piston tarafı basıncı
P_{A_0}	p_0 çalışma noktasında silindir A odası basıncı
P_B	Hidrolik eyleyici mil tarafı basıncı
P_{B_0}	p_0 çalışma noktasında silindir B odası basıncı
PL	Yük basıncı
P_s	Sabit kaynak basıncı
s	Laplace değişkeni
t	Zaman
u	Valf sürücüsüne uygulanan kontrol sinyali
w	Orifis makarasının çevresel uzunluğu
x_d	Test edilen hidrolik sistemin piston konumu
x_p	Yük simülâtörü piston konumu
x_v	Valf makarasının konumu
x_{v_0}	p_0 çalışma noktasında valf makarasının konumu
α	Hidrolik eyleyici basınç alanları oranı
ρ	Hidrolik akışkanın yoğunluğu

TEŞEKKÜR

Bu çalışmanın gerçekleşmesine olan katkılarından dolayı Demirer Teknolojik Sistemler Yönetim Kurulu Başkanı Suat Demirer'e teşekkür ederiz.

KAYNAKÇA

- Karpenko, M., Sepehri, N.** 2012. "Electrohydraulic Force Control Design of a Hardware-in-the-Loop Load Emulator Using a Nonlinear QFT Technique," Control Engineering Practice, vol. 20, p. 598-609.
- Mare, J. C.** 2006. "Dynamic Loading Systems for Ground Testing of High Speed Aerospace Actuators," Aircraft Engineering and Aerospace Technology: An International Journal, vol. 78, no. 4, p. 275-282.
- Li, J., Shao, J., Han, G., Wang, Z., Wu, B.** 2009. "Study of the Electro-Hydraulic Load Simulator Based on Flow-Press Servo Valve and Flow Servo Valve Parallel Control," International Conference on Intelligent Human-Machine Systems and Cybernetics, vol. 2, p. 70-74.
- Plummer, A. R.** 2007. "Robust Electrohydraulic Force Control," Journal of Systems and Control Engineering, vol. 221, no. 1, p. 717-731.
- Sivaselvan, M. V., Reinhorn, A. M., Shao, X., Weinreber, S.** 2008. "Dynamic Force Control with Hydraulic Actuators Using Added Compliance and Displacement Compensation," Earthquake Engineering and Structural Dynamics, vol. 37, no. 15, p. 1785-1800.
- Robinson, D. W.** 2000. "Design and Analysis of Series Elasticity in Closed-loop Actuator Force Control," PhD Thesis, Department of Mechanical Engineering, Massachusetts Institute of Technology, USA.
- Pratt, J., Krupp, B., Morse, C.** 2002. "Series Elastic Actuators for High Fidelity Force Control," Industrial Robot: An International Journal, vol. 29, no. 3, p. 234-241.
- Wang, X., Feng, D.** 2009. "A Study on Dynamics of Electric Load Simulator Using Spring Beam and Feedforward Control Technique," Chinese Control and Decision Conference, 17-19 June 2009, Guilin, p. 301-306.
- Jiao, Z., Gao, J., Hua, Q., Wang, S.** 2004. "The Velocity Synchronizing Control on the Electro-Hydraulic Load Simulator," Chinese Journal of Aeronautics, vol. 17, no. 1, p. 39-46.
- Ercan, Y.** 1995. Akışkan Gücü Kontrolü Teorisi, Gazi Üniversitesi Yayınları, Ankara.
- Jelali, M., Kroll, A.** 2003. Hydraulic Servo-systems: Modeling, Identification and Control, ISBN: 978-1-4471-1123-8, Springer-Verlag, London.
- Merritt, H. E.** 1967. Hydraulic Control Systems, John Wiley & Sons, Inc., New York.
- Astrom, K. J., Murray, R. M.** 2009. Feedback Systems An Introduction for Scientists and Engineers, ISBN: 978-0-691-13576-2, Princeton University Press, Princeton, NJ.