



# ELEKTRO-HİDROLİK YÜK SİMÜLATÖRÜ İÇİN GERİBESLEME DOĞRUSALLAŞTIRMA YÖNTEMİ İLE KUVVET KONTROLÜ TASARIMI

H. Ulaş AKOVA  
Tuna BALKAN

## ÖZET

Günümüz endüstriyel, savunma ve havacılık uygulamalarında yaygın olarak kullanılmakta olan hidrolik sürücü sistemlerinin başarımlarını, güvenilirlik ve kararlılıklarının gerçek sistemler üzerinde uygulanmadan önce test edilmesi ve kanıtlanması oldukça önemlidir. Çalışma koşullarını yansıtacak dinamik kuvvetlerin geliştirilmekte olan hidrolik sürücü sistemine laboratuvar ortamında kontrollü bir şekilde uygulanabilmesi için yük simülatörleri kullanılmaktadır. Bu çalışmada 14 kN kapasitesinde bir elektro-hidrolik yük simülatörü için geribesleme doğrusallaştırma yöntemi ile kuvvet kontrolü tasarımı gerçekleştirilmiştir. Yüksek bant genişliğine sahip oransal bir valf ile kontrol edilen yük simülatörünün doğrusal olmayan matematiksel modeli oluşturulmuştur. Modelin göreceli derecesi ve doğrusallaştırıcı geribesleme kanunu hesaplanarak sistem girdisi ve çıktısı arasında doğrusal bir ilişki elde edilmiştir. Geribesleme ile doğrusallaştırılmış sistem için kuvvet kontrolü tasarımı kutup yerleştirme yöntemi ile yapılmıştır. Tasarlanan sistemin başarımlarını MATLAB®/Simulink®'de oluşturulan doğrusal olmayan simülasyon modeli ile test edilmiş ve değerlendirilmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Elektro-hidrolik yük simülatörü, Akışkan gücü kontrol sistemleri, Kuvvet kontrolü, Geribesleme doğrusallaştırma, Kutup yerleştirme.

## ABSTRACT

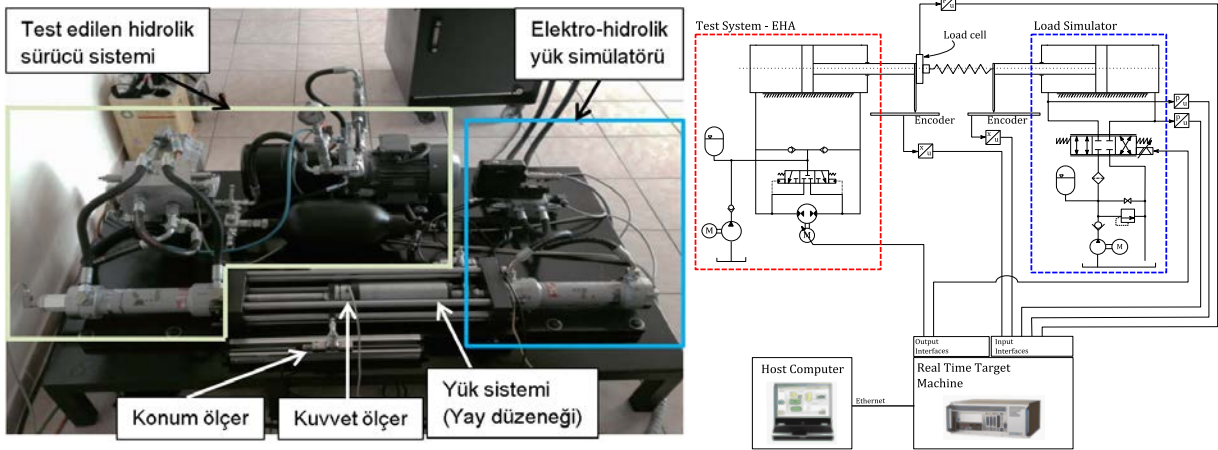
It is highly essential to test and validate the performance, safety and stability of hydraulic drive systems, which are commonly used in many of today's industrial, defense and aerospace applications, before implementing on the actual plants. Load simulators are utilized to test those systems by applying the expected operational dynamic forces in controlled laboratory environments. In this paper, the design of a force control algorithm for an electro-hydraulic load simulator, with a dynamic loading capacity of 14 kN, is presented by using the method of feedback linearization. A nonlinear mathematical model of the valve controlled load simulator is obtained in state space. A linear input-output relationship is obtained by determining the vector relative degree of the mathematical model and the linearizing feedback law. A force controller is designed for the feedback linearized system via pole placement. The performance of the overall system is investigated by performing simulations through the nonlinear model of the simulator in MATLAB®/Simulink®.

**Key Words:** Electro-hydraulic load simulator, Fluid power control systems, Force control, Feedback linearization, Pole placement.

## 1. GİRİŞ

Günümüzde birçok endüstriyel, savunma ve havacılık uygulamasında kullanılmakta olan servo-hidrolik sürücü ve kontrol sistemlerinin gerçek sistemler üzerinde uygulanmadan önce başarımların, güvenilirlik ve kararlılıklarının kontrollü bir şekilde test edilmesi ve kanıtlanması oldukça önemlidir [1]. Kapalı çevrim kuvvet kontrollü yük simülatörleri kullanılarak geliştirilecek ya da test edilecek hidrolik sistemin eyleyicisine çalışma koşullarını yansıtacak dinamik yükler laboratuvar koşullarında uygulanabilmektedir [1-3]. Bu sayede sürücü sistemlerinin tasarım ve doğrulama çalışmaları projenin diğer çalışmalarından bağımsız ilerleyerek, gerçek sistemler ile yapılacak testler öncesinde birçok olası sorunun önüne geçilmesi sağlanmaktadır.

Bir yük simülatörü test düzeneği (Şekil 1) genel olarak iki ayrı sürücü sisteminden oluşmaktadır. Bunlar test edilmekte olan konum kontrollü servo sistem ile test yüklerini taklit eden kapalı çevrim kuvvet kontrollü yük simülatörüdür. Kapalı çevrim konum kontrollü sisteme konum bilgisi bir konum ölçer tarafından yapılırken, kapalı çevrim kuvvet kontrollü yük simülatörü için kuvvet geri beslemesi bir kuvvet ölçer tarafından sağlanmaktadır. Burada iki sistemin eyleyicileri birbirlerine genel olarak bir kuvvet ölçer ve bir yay düzeneği üzerinden bağlanmaktadır. Yay düzeneği test edilmekte olan sistemin hareketinin yük simülatörü üzerinde yarattığı güçlü bozucu etkiyi azaltmak için tasarlanıp kullanılmaktadır [2, 4, 5]. Mekanik bir test düzeneği iki sistemin eyleyicilerinin birbirlerine uygun bir biçimde bağlanabilmesini sağlamaktadır.

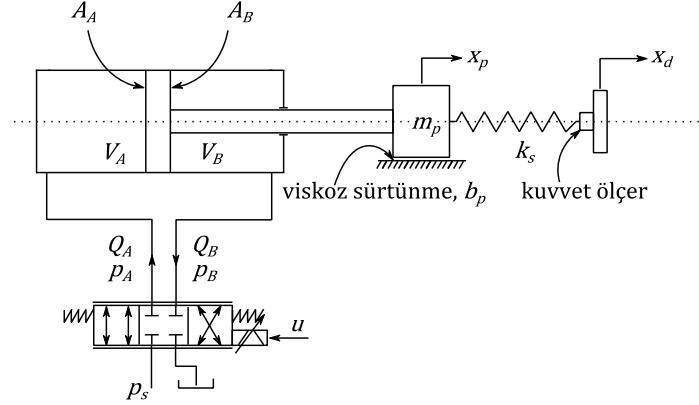


Şekil 1. Elektro-hidrolik yük simülatörü ve test düzeneği - genel görünümü ve şematik gösterimi

Bu çalışmada Şekil 1'de gösterilmekte olan valf denetimli elektro-hidrolik yük simülatörü için geribesleme doğrusallaştırma yöntemi ile kuvvet kontrolü tasarımı gerçekleştirilmiştir. Öncelikle, yüksek bant genişliğine sahip oransal bir valf ile kontrol edilen yük simülatörünün doğrusal olmayan matematiksel modeli oluşturularak durum uzayındaki gösterimi elde edilmiştir. Daha sonra modelin göreceli derecesi belirlenerek uygun doğrusallaştırıcı geribesleme kanunu hesaplanmıştır. Bu sayede sistem girdisi ve çıktısı arasında doğrusal bir ilişki elde edilmiştir. Geribesleme ile doğrusallaştırılmış sistem için kuvvet kontrolü tasarımı kutup yerleştirme yöntemi ile yapılmıştır. Tasarlanan sistemin başarımlarını MATLAB®/Simulink®'de oluşturulmuş doğrusal olmayan simülasyon modeli ile test edilmiş ve değerlendirilmiştir.

## 2. MATEMATİKSEL MODELİN OLUŞTURULMASI

Bu bölümde Şekil 2'de fiziksel modeli gösterilen elektro-hidrolik yük simülatörünün doğrusal olmayan matematiksel modeli verilerek durum uzayındaki gösterimi elde edilmiştir.



Şekil 2. Elektro-hidrolik yük simülatörünün fiziksel modeli

Pozitif ( $x_v \geq 0$ ) ve negatif ( $x_v < 0$ ) makara konumları için akış denklemleri aşağıdaki gibi yazılmıştır:

$$Q_A = \begin{cases} C_d w x_v \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_s - p_A)} & x_v \geq 0 \\ C_d w x_v \sqrt{\frac{2}{\rho} p_A} & x_v < 0 \end{cases} \quad (1)$$

$$Q_B = \begin{cases} C_d w x_v \sqrt{\frac{2}{\rho} p_B} & x_v \geq 0 \\ C_d w x_v \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_s - p_B)} & x_v < 0 \end{cases} \quad (2)$$

Burada,

$C_d$  =Boşaltma katsayısı,  
 $w$  =Orifisin çevresi oyuncu genişliği,  
 $\rho$  =Hidrolik sıvının yoğunluğudur.

Ayrıca valf sürücüsüne uygulanan kontrol girdisi,  $u$ , ile makara konumu,  $x_v$ , arasındaki ilişki, kullanılan valfin yüksek band genişliği sebebiyle bir sabit ile modellenmiştir,  $G_a(s) = K_a$ . Burada  $K_a$  valf sürücüsünün statik kazancıdır.

Denklemler (1) - (2)'de kullanılan valf parametrelerinin ayrı ayrı bulunması oldukça zor olduğu için üretici firmanın sağladığı katalog bilgilerinden elde edilen valf akış kazancı  $K_v$  modellerde kullanılacaktır.

$$K_v = K_a C_d w \sqrt{\frac{2}{\rho}} \quad (3)$$

Şekil 2'de gösterilen asimetric eyleyicinin A odasına giren debi  $Q_A$ , B odasından çıkan debi ise  $Q_B$  ile gösterilmiştir. Burada hidrolik sıvının sıkıştırılabilirliği modele eklenirken, eyleyicinin yapısal esnekliği ve piston sızıntısı ihmal edilmiştir. Bu kabuller altında süreklilik denklemleri aşağıdaki gibi yazılmıştır.

$$Q_A = A_A \dot{x}_p + \frac{V_A}{\beta} \frac{dp_A}{dt} \quad (4)$$

$$Q_B = A_B \dot{x}_p - \frac{V_B}{\beta} \frac{dp_B}{dt} \quad (5)$$

Burada,

$A_A, A_B$  = Eyleyicinin piston ve mil tarafı alanları,  
 $V_A, V_B$  = Eyleyicinin piston ve mil tarafı hacimleri,  
 $\beta$  = Hidrolik sıvının hacim modülüdür.

Eyleyicinin oda hacimlerinin piston konumun ile değişimi aşağıda verildiği gibi hesaplanmaktadır.

$$V_A = V_{A_0} + A_A x_p \quad (6)$$

$$V_B = V_{B_0} - A_B x_p \quad (7)$$

Burada,

$V_{A_0}, V_{B_0}$  = Hidrolik eyleyicinin orta konumdaki oda hacimleridir.

Hidrolik eyleyicinin sağladığı kuvvet ise aşağıda verilmiştir.

$$F_L = A_A p_A - A_B p_B \quad (8)$$

Hidrolik eyleyicinin sürdüğü mekanik yapının dinamik davranışı aşağıdaki denklem ile gösterilmiştir.

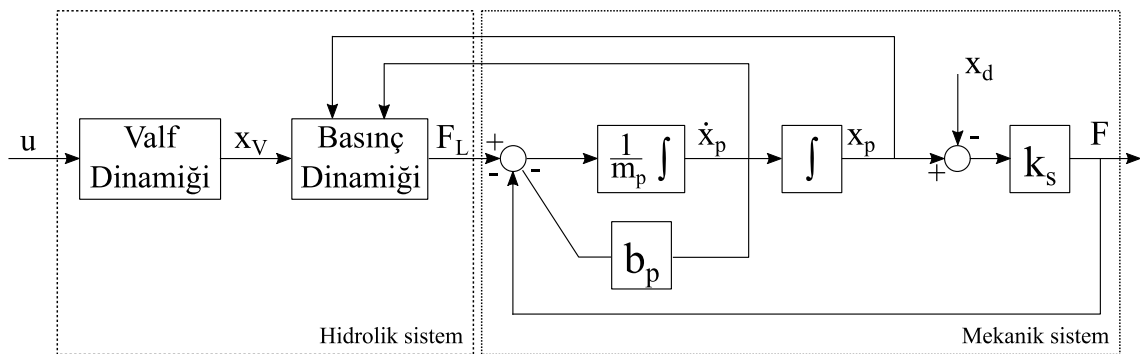
$$m_p \ddot{x}_p + b_p \dot{x}_p + k_s x_p = A_A p_A - A_B p_B + k_s x_d \quad (9)$$

Elektro-hidrolik yük simülatörünün eyleyicisi olarak kullanılan hidrolik silindirin sürtünme karakteristiğini elde etmek için yapılan testler sonrasında doğrusal kabul edilerek viskoz sürtünme ile modellenmiştir [1, 6].

Elektro-hidrolik yük simülatörü için kontrol değişkeni test edilmekte olan sisteme uygulanan kuvvettir ve aşağıda verilmiştir.

$$F = k_s (x_p - x_d) \quad (10)$$

Yük simülatörünün matematiksel modeli Şekil 3'de gösterildiği gibi doğrusal olmayan basınç dinamiği ve mekanik sistemin doğrusal dinamiğinden oluşmaktadır [7]. Bu nedenle geribesleme doğrusallaştırma kontrol kanunu sistemin basınç dinamiği ile ilgili durum değişkenleri için gerçekleştirilecektir.



Şekil 3. Elektro-hidrolik yük simülatörü basitleştirilmiş blok şeması



Sistemin durum uzayındaki modelini oluşturmak için aşağıda verilen değişkenler durum değişkenleri olarak tanımlanmıştır.

$$\mathbf{x} = [x_1 \ x_2 \ x_3 \ x_4]^T = [x_p \ v_p \ p_A \ p_B]^T \quad (11)$$

Tanımlanan durum değişkenleri  $\mathbf{x}$  ile sistemin basınç dinamiği matris gösterimiyle yeniden yazılmıştır.

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \end{bmatrix} = \mathbf{f}(\mathbf{x}) + \mathbf{g}(\mathbf{x})u \quad (12)$$

$$y = h(\mathbf{x}) \quad (13)$$

Burada,

$$\mathbf{f}(\mathbf{x}) = \begin{bmatrix} -\frac{\beta}{V_A} A_A x_2 \\ \frac{\beta}{V_B} A_B x_2 \end{bmatrix} \quad (14)$$

$$\mathbf{g}^{\text{ext}}(\mathbf{x}) = \begin{bmatrix} \frac{\beta}{V_A} K_V \sqrt{p_s - x_3} \\ -\frac{\beta}{V_B} K_V \sqrt{x_4} \end{bmatrix}, \quad x_v \geq 0 \quad (15.a)$$

$$\mathbf{g}^{\text{ret}}(\mathbf{x}) = \begin{bmatrix} \frac{\beta}{V_A} K_V \sqrt{x_3} \\ -\frac{\beta}{V_B} K_V \sqrt{p_s - x_4} \end{bmatrix}, \quad x_v < 0 \quad (15.b)$$

$$h(\mathbf{x}) = F_L = A_A x_3 - A_B x_4 \quad (16)$$

Denklemler (15.a) ve (15.b) sırası ile valf makarası konumunun pozitif ( $x_v \geq 0$ ) ve negatif ( $x_v < 0$ ) olduğu durumlarda geçerlidir.

### 3. KONTROL SİSTEMİ TASARIMI

Doğrusal olmayan bir sistemin girdisi ve çıktısı arasındaki ilişkinin doğrusallaştırılması için izlenecek yöntem basitçe denklem (13)'ün türevinin sistem girdisi  $u$  bu denklemde elde edilene kadar alınması ve sistem girdisi  $u$ 'nun doğrusal olmayan etkileri giderecek şekilde tasarlanmasıdır. Burada alınması gereken türev sayısı sistemin göreceli derecesini belirtmektedir. Sistemin göreceli derecesinin tanımlı olmaması durumunda ise doğrusal olmayan etkileri giderecek sistem girdisinin  $u$  tasarlanması mümkün olmayabilir [8].

Geri besleme doğrusallaştırıcı kontrol kanunu tasarlandıktan sonra sistemin girdisi ile çıktısı arasında doğrusal bir ilişki elde edilir. Doğrusallaştırılmış sistem için kontrolcü tasarımı klasik tasarım yöntemleri kullanılarak gerçekleştirilebilir [8]. Bu çalışmada oransal-türev (PD) kontrolcü elektro hidrolik yük simülatörünün kuvvet kontrolcüsü olarak kutup yerleştirme yöntemiyle tasarlanmıştır.

#### 3.1. Sistemin Göreceli Derecesinin Belirlenmesi

Bu bölümde elektro-hidrolik yük simülatörünün doğrusal olmayan basınç dinamiğini tanımlayan ve durum uzayında elde edilen matematiksel modelinin göreceli derecesi belirlenecektir.

**Tanım 3.1** *Tek-girişli tek-çıkışlı bir sistemin  $\Omega$  bölgesinde göreceli derecesinin  $r$  olduğu söylenir, eğer  $\forall x \in \Omega$*

$$L_g^i L_f^i h(\mathbf{x}) = 0, \quad 0 \leq i < r - 1 \quad (17)$$



$$L_g L_f^{r-1} h(\mathbf{x}) \neq 0 \quad (18)$$

Yukarıdaki tanımda  $L_f h(\mathbf{x})$  terimi  $h(\mathbf{x})$  fonksiyonunun  $f(\mathbf{x})$  vektör alanındaki Lie türevidir ve matematiksel olarak aşağıda verildiği şekilde tanımlanmıştır:

$$L_f h(\mathbf{x}) = \left\{ \frac{\partial}{\partial \mathbf{x}} h(\mathbf{x}) \right\} f(\mathbf{x}) \quad (19)$$

$$L_f^r h(\mathbf{x}) = \frac{\partial}{\partial \mathbf{x}} \{ L_f^{r-1} h(\mathbf{x}) \} f(\mathbf{x}) \quad (20)$$

Tanım 3.1'de açıklanan göreceli derece  $r$  denklem (13)'de kontrol girdisi  $u$ 'nun ortaya çıkması için alınması gereken türev sayısını belirtir. [8].

Denklemler (12) - (16) kullanılarak elektro-hidrolik yük simülatörünün basınç dinamiğinin göreceli derecesi Tanım 3.1'de belirtildiği gibi belirlenir.

$$L_g h(\mathbf{x}) = \left\{ \frac{\partial}{\partial \mathbf{x}} h(\mathbf{x}) \right\} g(\mathbf{x}) \neq 0 \quad (21)$$

Tanım 3.1'e göre sistemin göreceli derecesinin  $r = 1$  olduğu denklem (21) ile gösterilmiştir. Burada sistemin göreceli derecesi  $r$ 'ın değeri basınç dinamiğinin derecesinden küçüktür,  $r \leq 2$ . Eşitlik  $r \neq 2$  sağlanmadığı için doğrusallaştırıcı kontrol kanunu ile basınç dinamiğinin uzaydaki 2 durumu ile girdi  $u$  arasında doğrusal bir ilişki elde edilemez. Bu sebeple sistemin girdisi  $u$  ve çıktısı  $F_L$  arasında 1. dereceden bir ilişki kurulabilir [8]. Bu durumda doğrusal olmayan basınç dinamiği 1. dereceden doğrusal bir girdi-çıkı ilişkisine ve gözlenemeyen birinci dereceden bir iç-dinamiğe ayrıştırılır. Girdi-çıkı arasındaki doğrusal ilişkinin kararlılığı kolaylıkla sağlanabilirken, gözlenemeyen iç-dinamiğin kararlılığının incelenmesi gerekmektedir [7].

### 3.2. Doğrusallaştırıcı Geribesleme Kontrol Kanunu

Basınç dinamiğinin durum uzayındaki modelinin göreceli derecesinin sistemin derecesinden bir eksik olduğu bulunmuştur. Bu nedenle denklem (13)'ün 1. türevi alınarak aşağıdaki denklem elde edilmiştir:

$$\dot{y} = L_f h(\mathbf{x}) + L_g h(\mathbf{x}) u \quad (22)$$

Denklem (22)'nin doğrusallaştırılması için kontrol kanunu

$$u = \frac{v - L_f h(\mathbf{x})}{L_g h(\mathbf{x})} \quad (23)$$

kullanılarak aşağıdaki basit doğrusal ilişki elde edilmiştir:

$$\dot{y} = v \quad (24)$$

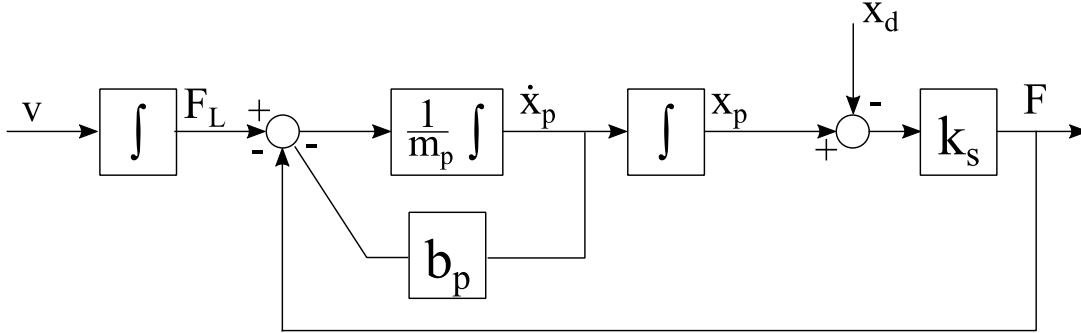
Burada  $v$  yeni tanımlanmış olan kontrol girdisidir.

Elektro-hidrolik yük simülatörü için doğrusallaştırıcı kontrol kanunu denklemler (12)-(16) ve (24) kullanılarak aşağıdaki gibi elde edilmiştir:

$$u = \begin{cases} \frac{v + \beta \left( \frac{A_A^2}{V_A} + \frac{A_B^2}{V_B} \right) x_2}{\beta K_V \left( \frac{A_A}{V_A} \sqrt{p_s - x_3} + \frac{A_B}{V_B} \sqrt{x_4} \right)} & x_v \geq 0 \\ \frac{v + \beta \left( \frac{A_A^2}{V_A} + \frac{A_B^2}{V_B} \right) x_2}{\beta K_V \left( \frac{A_A}{V_A} \sqrt{x_3} + \frac{A_B}{V_B} \sqrt{p_s - x_4} \right)} & x_v < 0 \end{cases} \quad (25)$$

### 3.3. Kuvvet Kontrolü Tasarımı

Doğrusallaştırılmış sistemin açık çevrim blok şeması Şekil 4'de gösterilmiştir. Görüldüğü gibi denklem (25)'de verilen geri besleme kontrol kanunu ile doğrusal olmayan basınç dinamiği birinci derecen doğrusal bir ilişkiye dönüşmüştür.



Şekil 4. Doğrusallaştırılmış sistem blok şeması

Şekil 4 kullanılarak sistemin yeni girdisi  $v$  ile çıktısı  $F$  arasındaki transfer fonksiyonu denklem (26)'da elde edilmiştir.

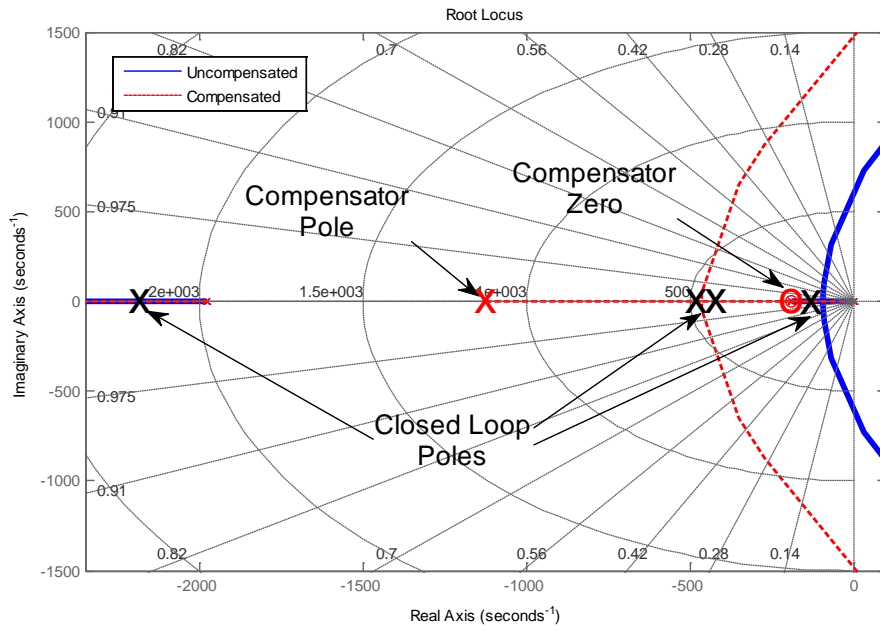
$$G_p(s) = \frac{1}{s} \frac{1}{\frac{m_p}{k_s} s^2 + \frac{b_p}{k_s} s + 1} \quad (26)$$

Denklem (26)'dan açık çevrim sistemin tip numarasının 1 olduğu ve diğer kutuplarının kompleks  $s$ -düzleminde  $r_2 = -191$  ve  $r_3 = -1980$ 'de bulunduğu görülmektedir. Elektro-hidrolik yük simülatörü ile yapılan daha önceki çalışmada, sistem kritik bir çalışma noktası  $P_0(x_{v_0}, p_{A_0}, p_{B_0})$  çevresinde doğrusallaştırılmış ve açık çevrim kutuplarının  $r_1 = 0$ ,  $r_{2,3} = -407 \pm 2610j$ 'da olduğu bulunmuştur [6]. Geri besleme doğrusallaştırıcı kontrol kanunu tüm girdiler  $v$  için doğrusal bir basınç dinamiği sağlarken, sistemin açık çevrim kutuplarından birinin sanal eksene yaklaşmasına sebep olmuştur.

Sistemin geçici rejim tepkisini hızlandırmak için denklem (27)'de verildiği gibi oransal-türev (PD) kontrolcü kuvvet kontrolü için kullanılmıştır. Kontrolcünün türev bileşeni birinci dereceden bir filtre ile gerçekleştirilmiştir.

$$G_c(s) = K_p + K_d \frac{N}{1 + N \frac{1}{s}} \quad (27)$$

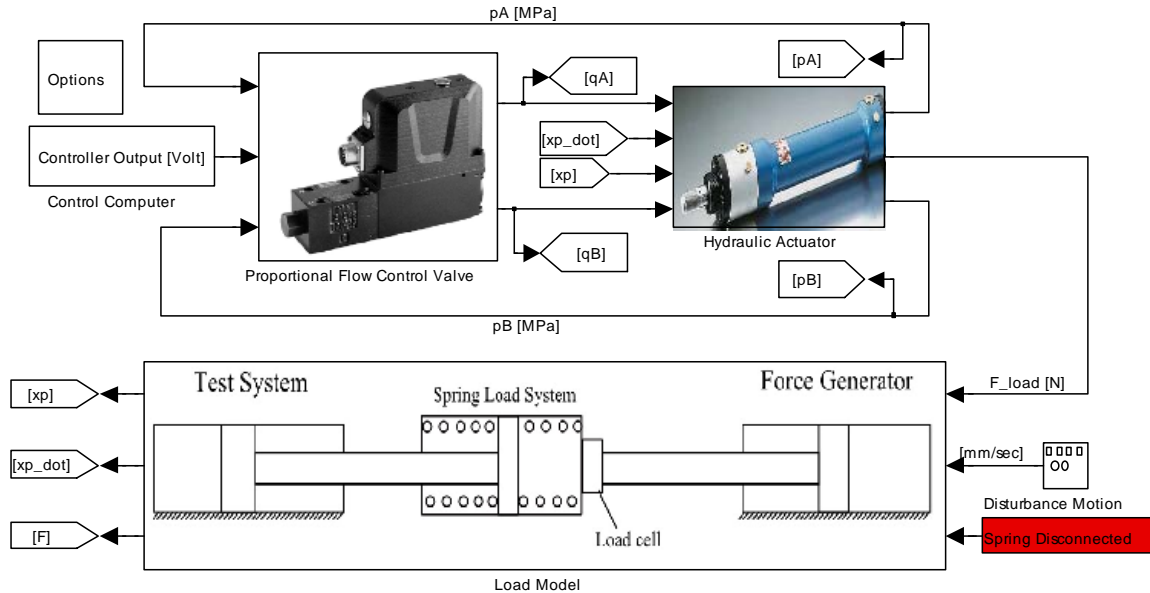
Kompleks  $s$ -düzleminde PD kontrolcüsünün bir kutup ve sıfırı Şekil (6)'da gösterildiği gibi yerleştirilmiş ve DC kazancı ayarlanarak yük simülatörünün basamak kuvvet girdiye olan yanıtının aşım olmadan 0.015 s'den kısa sürede durağan durumuna yüzde ikisi kadar yaklaşması sağlanmıştır.



Şekil 5. Açık/kapalı çevrim kutup ve sıfırların yerleşimi

#### 4. SİMÜLASYON SONUÇLARI

Bu bölümde, elektro-hidrolik yük simülatörünün (1) - (10) numaralı denklemler kullanılarak oluşturulmuş simülasyon modeliyle tasarlanan kontrolcünün başarımı değerlendirilecektir. Elektro-hidrolik yük simülatörünün doğrusal olmayan matematiksel modeli (Şekil 6), yapılan açık çevrim testlerin simülasyon sonuçlarıyla karşılaştırılarak daha önceki çalışmalarda doğrulanmıştır [1]. Bu çalışmada gerçekleştirilen simülasyonlarda, test edilmekte olan sistemin esnemez olduğu kabul edilmiştir.

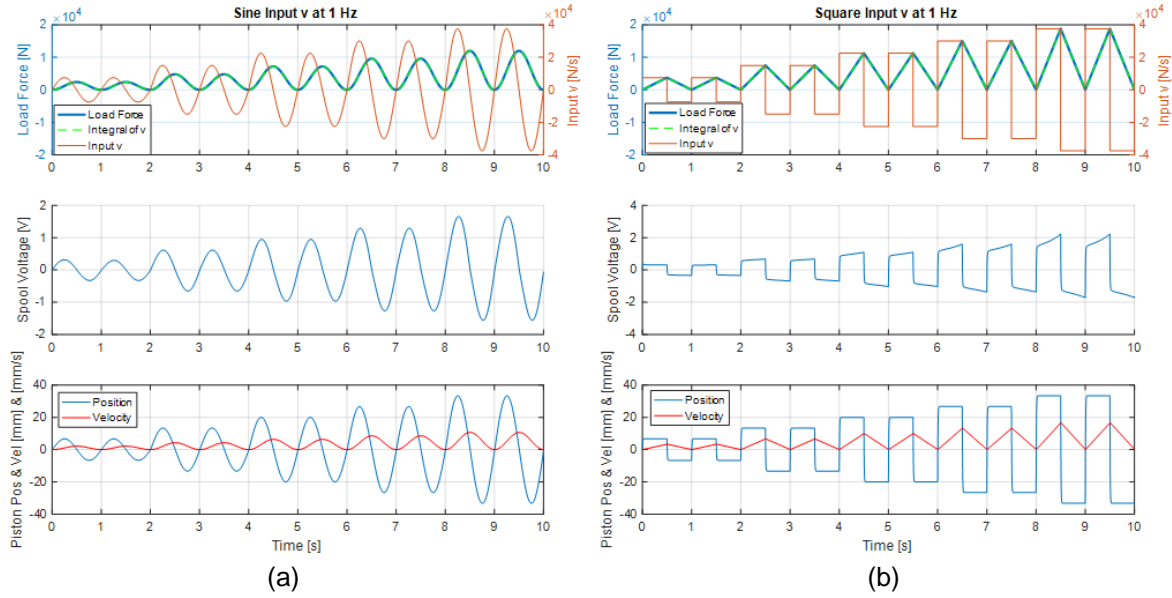


Şekil 6. Hidrolik yük simülatörünün doğrusal olmayan MATLAB®/Simulink® modeli

Denklem (25)'de verilen doğrusallaştırıcı geri besleme kontrol kanunu sayesinde yeni tanımlanan sistem girdisi  $v$  ile hidrolik eyleyici tarafından uygulanan yük kuvveti  $F_L$  arasında doğrusal bir ilişki elde



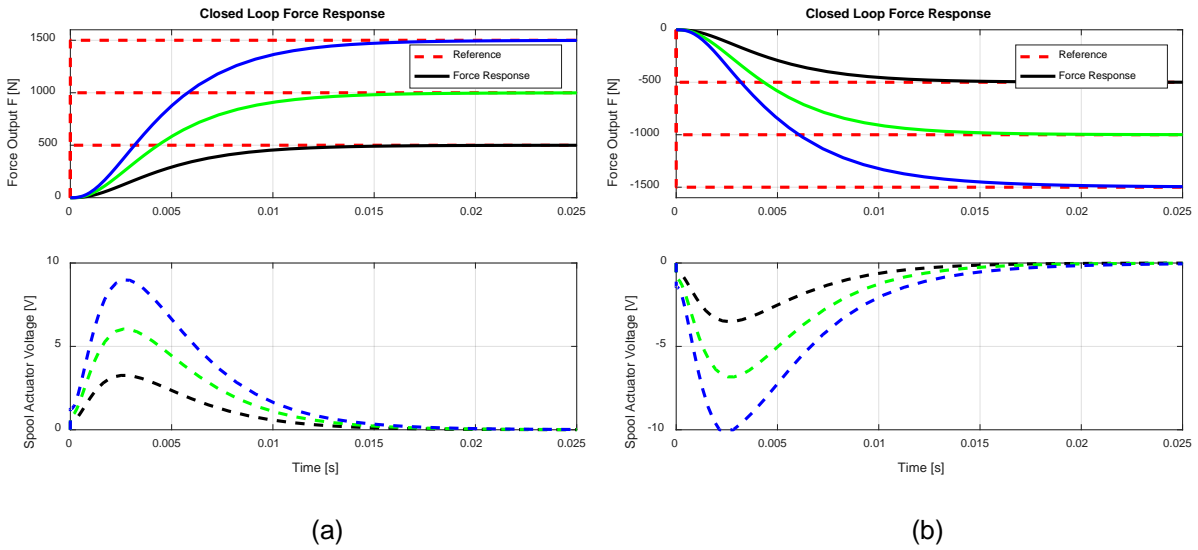
edilmiştir. Şekil 4'de doğrusallaştırılmış sistem blok şemasında da görülebileceği gibi hidrolik eyleyici tarafından uygulanan kuvvet  $F_L$ , yeni tanımlanan sistem girdisi  $v$ 'nin birinci dereceden integralidir. Şekil 7'de verilen açık çevrim simülasyon sonuçlarında sistem girdisi  $v$  ile eyleyici tarafından uygulanan yük kuvveti  $F_L$  arasındaki ilişki gösterilmiştir.



**Şekil 7.** Hidrolik eyleyicinin açık çevrim yük kuvveti, hız ve konum cevabı

(a) Sinüs ve (b) kare girdi sinyali,  $v$

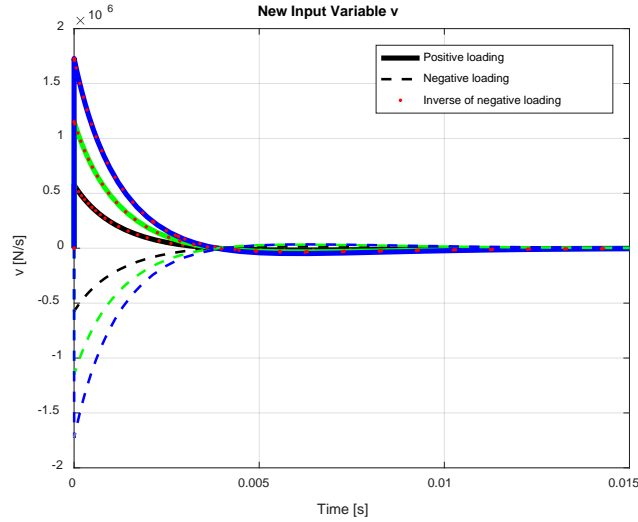
Yeni tanımlanan sistem girdisi  $v$ 'ye sırası ile 1 Hz'de sinüs ve kare sinyaller uygulanmıştır (Şekil 7.a ve Şekil 7.b). Sistem girdisi  $v$ 'ye uygulanan sinyallerin integralleri ile hidrolik eyleyicide oluşan yük kuvvetinin aynı olduğu Şekil 7'de gösterilmiştir. Ayrıca, Şekil 7'de valf makarasına uygulanan kontrol sinyalleri de gösterilmiştir. Burada, sistemin aynı büyüklükteki yük kuvvetini iki farklı yöne de aynı şekilde uygulayabilmek için valf makarasına farklı gerilim değerleri uyguladığı görülmektedir.



**Şekil 8.** Yük simülatörü kapalı çevrim kuvvet cevabı

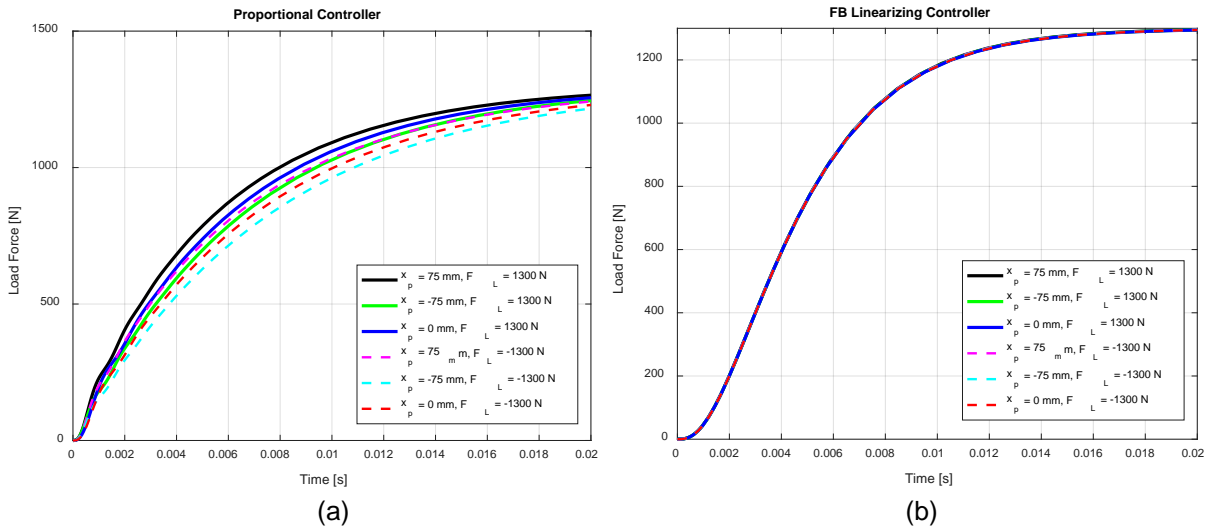
(a) Pozitif ve (b) negatif kuvvet çıktısı,  $F$

Şekil 8'de farklı büyüklük ve yöndeki istek kuvvet  $F^{ref}$  için elektro-hidrolik yük simülörünün kapalı çevrim kuvvet çıktısı verilmiştir. Burada, valf makarasını sürmek için uygulanan kontrol gerilimi değeri  $v$ 'nin cevabı da gösterilmiştir. Farklı yön ve büyüklüklerdeki referans girdiler için uygulanan valf gerilimlerinin herbirinin birbirinden farklı olmasına rağmen, sistemin dinamik davranışının ve durağan duruma yaklaşma sürelerinin aynı olduğu görülmektedir. Diğer taraftan, doğrusallaştırıcı kontrol kanunu yardımıyla yeni tanımlanan girdi sinyali  $v$ 'nin farklı büyüklük ve işaretteki referans girdiler için aynı dinamik davranışı sergilediği Şekil 9'da gösterilmiştir.



Şekil 9. Kapalı çevrim kuvvet cevabı - Kontrol değişkeni  $v$

Şekil 10.a'da elektro-hidrolik yük simülörünün oransal bir kontrolcü ile kontrol edildiğinde elde edilen kuvvet çıktısı farklı piston konumları ( $x_p$ ) için verilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi aynı büyüklük ve farklı yönlerdeki kuvvet cevapları birbirlerinden oldukça farklıdır. Şekil 10.b'de aynı simülasyon geri besleme doğrusallaştırıcı kuvvet kontrolcüsü ile gerçekleştirilmiştir. Farklı piston konumlarında dahi sistemin farklı yönlerde aynı dinamik davranışı gösterdiği şekilden görülmektedir.



Şekil 10. Hidrolik eyleyicinin farklı piston konumlarında yük kuvveti cevabı

(a) Oransal ve (b) geri-besleme doğrusallaştırıcı kontrolcü



## SONUÇ

Bu çalışmada, hidrolik sürücü sistemlerinin laboratuvar ortamında test edilmesi için kullanılan bir elektro-hidrolik yük simülatörünün kuvvet kontrolcüsü geri besleme doğrusallaştırma yöntemi ile tasarlanmıştır. Sistemin dinamik davranışını tanımlayan denklemler yapılan varsayımlar ile birlikte verilmiştir. Bu denklemler kullanılarak sistemin durum uzayındaki modeli elde edilmiştir. Modelin göreceli derecesi ve doğrusallaştırıcı geribesleme kanunu hesaplanarak sistem girdisi ve çıktısı arasında doğrusal bir ilişki elde edilmiştir. Doğrusallaştırılmış sistem için kuvvet kontrolü tasarımı kutup yerleştirme yöntemi ile yapılmıştır. Tasarlanan kapalı çevrim kuvvet kontrolcüsünün başarımı MATLAB®/Simulink®'de oluşturulan doğrusal olmayan simülasyon modeli ile test edilmiş ve değerlendirilmiştir.

Elde edilen geribesleme doğrusallaştırma kontrol kanunu ile elektro-hidrolik sistemin doğrusal olmayan basınç dinamiği birinci dereceden doğrusal bir ilişkiye dönüştürülmüştür. Öncelikle, yapılan açık çevrim simülasyonlarla sistemin yeni tanımlanan girdisi ve yük kuvveti arasındaki doğrusal ilişki gösterilmiştir. Burada, basınç dinamiğinden kaynaklanan doğrusal olmayan etkileri gidermek için geri besleme doğrusallaştırıcı kontrol kanununun valf makarasına uygun kontrol gerilimini uyguladığı açık bir şekilde görülmektedir. Kapalı çevrim kuvvet kontrollü sistem ile yapılan simülasyonlarda farklı büyüklük ve yöndeki yüklemelerin eyleyicinin farklı konumlarında da aynı dinamik karakteristiğe sahip olduğu gösterilmiştir. Yeni tanımlanmış sistem girdisi de tüm durumlar için aynı dinamik karakteristeğe sahipken, valf makarasına uygulanan kontrol gerilimi geri besleme doğrusallaştırma kontrol kanununa uygun bir şekilde hesaplanmaktadır.

Bu çalışmada, doğrusallaştırılmış sistemin gözlenebilen dinamiğinin kararlılığı tasarım aşamasında sağlanmıştır. Ancak, geribesleme doğrusallaştırma kanunu ile ortaya çıkan, sistemin 1. dereceden gözlenemeyen dinamiğinin kararlılığının ileriki çalışmalarda gösterilmesi oldukça önemlidir. Ayrıca, sistem parametrelerindeki değişimlerin ve modellenmeyen dinamiklerin (örn. valf dinamiği) elektro-hidrolik yük simülatörü üzerindeki etkileri incelenmelidir.

## KAYNAKLAR

- [1] Akova, H. U., "Elektro-hidrolik yük simülatörü tasarımı ve kontrolü", *VII. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi ve Sergisi Bildiriler Kitabı*, s. 667-686, Ekim 2014.
- [2] Karpenko, M., Sepehri, N., "Electrohydraulic force control design of a hardware-in-the-loop load emulator using a nonlinear QFT technique", *Control Engineering Practice*, Vol. 20, s. 598-609, 2012.
- [3] Mare, J. C., "Dynamic loading systems for ground testing of high speed aerospace actuators", *Aircraft Engineering and Aerospace Technology: An International Journal*, Vol: 78, No: 4, s. 275-282, 2006.
- [4] Plummer, A. R., "Robust electrohydraulic force control", *Journal of Systems and Control Engineering*, Vol. 221, No. 1, s. 717-731, 2007.
- [5] Wang, X., Feng, D., "A study on dynamics of electric load simulator using spring beam and feedforward control technique", *Chinese Control and Decision Conference*, s. 301-306, 2009.
- [6] Akova, H. U., "Design, construction and control of an electro-hydraulic load simulator for testing hydraulic drives", Master tezi, Makina Mühendisliği Bölümü, ODTÜ, Ankara, Türkiye, 2014.
- [7] Jelali, M., Kroll, A., *Hydraulic Servo-systems: Modelling, Identification and Control*, Springer, 2003.
- [8] Slotine, J. J. E., Li, W., *Applied Nonlinear Control*, Prentice Hall, 1991.



## ÖZGEÇMİŞ

### H. Ulaş AKOVA

1988 yılında Ankara'da doğdu. Orta Doğu Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü'nden 2011 yılında "Lisans", 2014 yılında "Yüksek Lisans" derecelerini aldı. Eylül 2011 – Nisan 2015 tarihleri arasında ODTÜ Makina Mühendisliği Bölümü'nde araştırma görevlisi olarak çalıştı. Nisan 2015 tarihinden beri ASELSAN Servo ve Stabilizasyon Teknolojileri Tasarım Müdürlüğü'nde mühendis olarak çalışmakta ve ODTÜ Makina Mühendisliği Bölümü'nde "Doktora" çalışmalarını sürdürmektedir. Çalışmaları sistem dinamiği, kontrol sistemleri tasarımı, sistem modellenmesi ve benzetimi, akışkan gücü kontrolü ve elektro-mekanik servo sistemler üzerine yoğunlaşmıştır.

### Tuna BALKAN

1957 yılında Manisa'da doğdu. Halen çalışmakta olduğu Orta Doğu Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü'nden 1979 yılında "Lisans", 1983 yılında "Yüksek Lisans", 1988 yılında da "Doktora" derecelerini aldı. 1985 yılında "Öğretim Görevlisi", 1988 yılında "Yardımcı Doçent", 1990 yılında "Doçent" ve 2000 yılında da "Profesör" unvanını aldı. 1998-2008 yılları arasında ODTÜ Bilgisayar Destekli Tasarım İmalat ve Robotik Merkezi Başkan Yardımcılığı, 2004-2008 yılları arasında ODTÜ Makina Mühendisliği Bölüm Başkan Yardımcılığı, 2015-2017 yılları arasında da Bölüm Başkanlığı görevlerini yürüttü. Halen ODTÜ Mühendislik Fakültesi Dekan V. olarak görev yapmaktadır. Çalışmaları sistem dinamiği, kontrol sistemleri, sistem modellenmesi, benzetimi ve tanınması, akışkan gücü denetimi, robotik ve uygulamaları ve gerçek zamanlı kontrol sistemleri alanlarında yoğunlaşmış olup, bu konularda çeşitli uygulamalı endüstriyel çalışmalarda yer almıştır. 2001 yılından beri HPKON Yürütme Kurulu üyesi, 2008 yılındaki 5. kongrede Yürütme Kurulu Başkanlığı görevini yapmıştır.