

# Oransal valf kontrollü hidrolik silindir sisteminin konum kontrolü

**İlyas İSTİF\***, **Kenan KUTLU**

*İTÜ Makina Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü, 80191, Gümüşsuyu, İstanbul*

## Özet

*Bu çalışmada simulink modeli geliştirilen oransal valf kontrollü hidrolik silindir sistemi için konum kontrolü gerçekleştirilmiştir. Bu sistemler endüstride robotlarda, takım tezgahlarında, havacılıkta uçuş ve yerçekimi simülatörlerinde ve savunma sanayinde yaygın olarak kullanılmaktadır. Bond graph modeli de verilen 4. mertebeden nonlineer sisteme, yapay sinir ağı (YSA) model temelli öngörülü kontrol uygulanarak, hidrolik silindirin konum kontrolü gerçekleştirilmiştir. Hidrolik sistem dinamiği üzerinde etkili olan piston yükü kütlesi ve hidrolik akışkanın eşdeğer hacimsel elastiklik modülü değiştirilerek, YSA model temelli öngörülü kontrolörün performansı da incelenmiştir. YSA model temelli öngörülü kontrolör, değişen sistem parametrelerine rağmen konum kontrolünü başarı ile gerçekleştirmiştir.*

**Anahtar Kelimeler:** *Yapay sinir ağı, öngörülü kontrol, oransal valf, hidrolik silindir.*

## Position control of a proportional valve controlled hydraulic cylinder system

### Abstract

*The control of electrohydraulic systems has been the focus of powerful research over the last decades. Inherent nonlinear behaviour of the hydraulic systems makes them ideal subjects for applying different types of sophisticated controllers. In this work, a simulink model is developed of a proportional valve controlled hydraulic cylinder system. This study considers the application of neural networks to the control of a hydraulic cylinder which is driven by a proportional valve, subjected to variable reference trajectory and variable load conditions. In industrial applications, these types of systems are used widely in robotics, milling machines, in aerotics field with G and motion simulators and military applications. The system model is fully implemented in Matlab's Simulink simulation package and model of each hydraulic component is developed and combined in a library for easy reuse. Bond graph model of the system is also developed. Applying neural network model predictive control (NNMPC) to the fourth order nonlinear system model, position control is performed. Performance of the NNMPC algorithm is also investigated by changing system parameters. Piston load and effective bulk modulus of hydraulic fluid are the most important system parameters which have valuable effects on the hydraulic system dynamics. Simulations show that, neural network model predictive control is successful for position control in spite of different values of piston load and different bulk modulus.*

**Keywords:** *Neural network, predictive control, proportional valve, hydraulic cylinder.*

---

\*Yazışmaların yapılacağı yazar: İlyas İSTİF. [istif@yildiz.edu.tr](mailto:istif@yildiz.edu.tr); Tel: (212) 259 70 70 dahili:2617.

Bu makale, birinci yazar tarafından İTÜ Makina Fakültesi'nde tamamlanmış "Oransal valf ve hidrolik silindirden oluşan bir sistemin tanılanması ve konum kontrolü" adlı doktora tezinden hazırlanmıştır. Makale metni 05.05.2003 tarihinde dergiye ulaşmış, 25.07.2003 tarihinde basım kararı alınmıştır. Makale ile ilgili tartışmalar 31.03.2005 tarihine kadar dergiye gönderilmelidir.

## Giriş

Hidrolik sistemler yüksek performans gerektiren, küçük hacimlerde yüksek tork, kuvvet ve hassas konum kontrolü ihtiyacı duyulan birçok endüstriyel uygulamada yaygın olarak kullanılmaktadır. Takım tezgahları, savunma sanayi, robot teknolojisi gibi birçok uygulamada yer alan hidrolik silindir sistemlerinde konum kontrolü, hidrolik valf motor sistemlerinde ise genelde hız kontrolü önem kazanmaktadır (Nishiumi ve Watton, 1997). Hidrolik sistemlerin dinamik özelliklerini iyice anlayabilmek için sistemi oluşturan elemanların detaylı modellerinin elde edilmesi gerekir. Hidrolik elemanların birbiriyle etkileşimi gözönüne alınarak oluşturulan sistem modeli genelde doğrusal olmayan terimler içerir ve bu sistemin çözümü açısından bazı güçlükler çıkarır. Fakat bu doğrusal olmayan ifadeler gerçek sistem karakteristiğini yansıttığından sistem çözümünde doğrusal modellere göre daha sağlıklı çözümler verir.

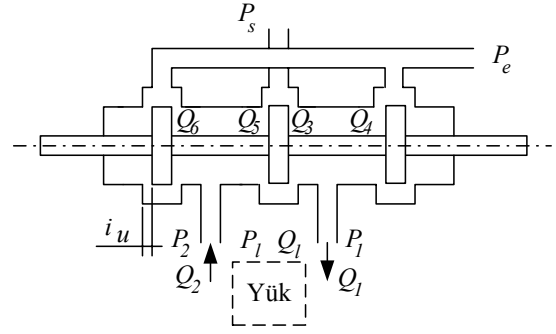
Bu çalışmada, öncelikle sistemi oluşturan valf ve hidrolik silindir modelleri ayrı ayrı oluşturulmuş, sonra modeller birleştirilerek sistem modeli elde edilmiştir. Hidrolik valf silindir sisteminin modellenmesi için bond graph yöntemi kullanılmıştır. Bond graph yöntemi farklı enerji alanlarını birarada içeren sistemlerin kolaylıkla modellenmesine olanak tanıyan, sistemin kinematik ve yapısal özelliklerini, enerji iletim ve dönüşümlerini açıkça tanımlayan grafiksel bir modelleme yöntemidir (Sağırlı, 1996).

## Modelleme

### Valf modeli

Negatif boşluklu valfte Şekil 1’de görüldüğü gibi valf pistonu ve valf akış yolu arasında  $i_u$  değerinde bir boşluk vardır. Bu boşluk nedeniyle valf pistonunun merkez konumunda da sızıntı debileri vardır. Bu sızıntı debilerinin oluşturduğu yük kaybı nedeniyle sistemin basınç hassasiyeti düşüktür. Bu özelliğin avantajlı tarafı, sistemdeki ani basınç değişimlerinde valfin sönümleme etkisi yapmasıdır (İstif, 1995).

Şekil 1’deki valf pistonunun sola doğru hareketi için, valf hareketinin, ( $i_u$ ) boşluk değerinden küçük olması durumunda debi denklemleri aşağıdaki şekilde düzenlenebilir (Watton, 1989).



Şekil 1. Negatif boşluklu valfin şematik resmi ve debileri

Oransal valfin giriş ve çıkış debileri,

$$Q_1 = Q_3 - Q_4 \quad (1)$$

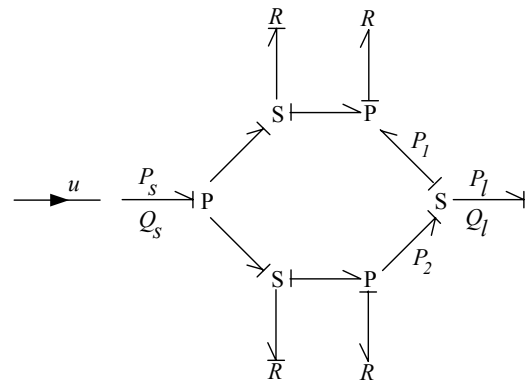
$$Q_2 = Q_6 - Q_5 \quad (2)$$

olmak üzere,

$$Q_1 = k_f \cdot (i_u + u) \cdot \sqrt{(P_s - P_1)} - k_f \cdot (i_u - u) \cdot \sqrt{P_1 - P_e} \quad (3)$$

$$Q_2 = k_f \cdot (i_u + u) \cdot \sqrt{P_2 - P_e} - k_f \cdot (i_u - u) \cdot \sqrt{P_s - P_2} \quad (4)$$

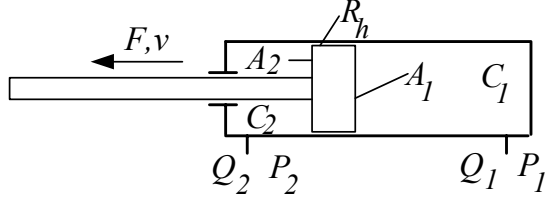
Oransal valfin bond graph modeli, Şekil 2’de verilmiştir. Şekil 2’deki valf modelinde, seri kapılar (S) basınç dağılımlarını, paralel kapılar (P) ise debi dağılımlarını göstermektedir. Seri ve paralel kapılarındaki sızıntı dirençleri  $R$  ile gösterilmiştir. Sızıntı dirençleri valf pistonunun yerdeğişimi ile modülelidir.



Şekil 2. Negatif boşluklu valfin bond graph modeli

### Hidrolik silindir modeli

Bu çalışmada çift etkili asimetrik hidrolik silindir kullanılmıştır (Şekil 3). Asimetrik yapısından dolayı aynı debi değeri için açılma ve kapanma hızları farklı olmaktadır. Aynı nedenden ötürü her iki yönde aynı besleme basıncı için farklı itme kuvvetleri oluşmaktadır.



Şekil 3. Hidrolik silindirin fiziksel modeli.

Asimetrik silindire genelleştirilmiş sürekli akım denklemi uygulandığında, sistemin eşdeğer elastiklik modülü de göz önünde bulundurularak, silindir giriş ve çıkışındaki debiler silindirin her iki tarafa hareketi için aşağıdaki şekilde yazılabilir:

$$Q_1 = A_1 \cdot v + \frac{V_1}{\beta_e} \cdot \frac{dP_1}{dt} \quad (5)$$

$$Q_2 = A_2 \cdot v - \frac{V_2}{\beta_e} \cdot \frac{dP_2}{dt} \quad (6)$$

Dinamik açıdan  $V_1$  ve  $V_2$  hacimleri piston hareketi ile değişmektedir. Pistonun hareketi sırasında oluşan hacim değişimi başlangıç hacmine göre çok küçük bir değere sahip olduğundan ihmal edilebilir ( $A_1 \cdot y \ll V_1$  veya  $A_2 \cdot y \ll V_2$ ) (Watton, 1989). Böylece  $V_1$  ve  $V_2$  hacimlerinin sabit alınmasıyla, silindirin her iki tarafı için iki adet kapasitans terimi yazılabilir.

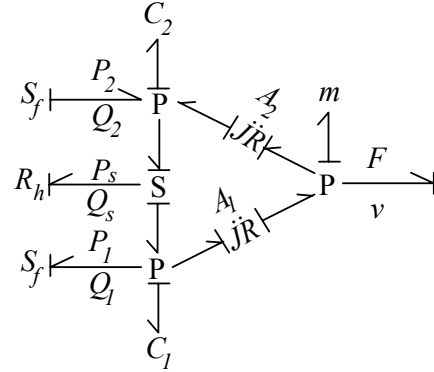
$$C_1 = \frac{V_1}{\beta_e} \quad (7)$$

$$C_2 = \frac{V_2}{\beta_e} \quad (8)$$

Genelleştirilmiş momentum denklemi göz önünde bulundurularak asimetrik silindir için 9 numaralı ifade yazılabilir:

$$P_1 \cdot A_1 - P_2 \cdot A_2 = M \cdot \frac{dv}{dt} + B_v \cdot v + F \quad (9)$$

Asimetrik silindirin bond graph modeli ise Şekil 4'te görülmektedir.



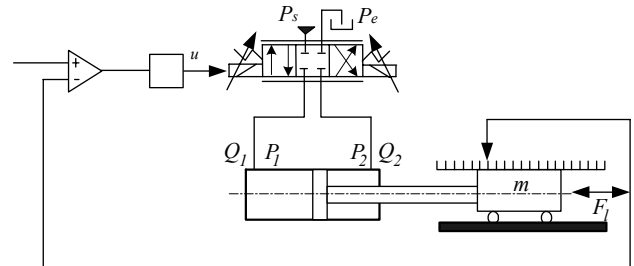
Şekil 4. Hidrolik silindirin bond graph modeli.

### Sistem modeli

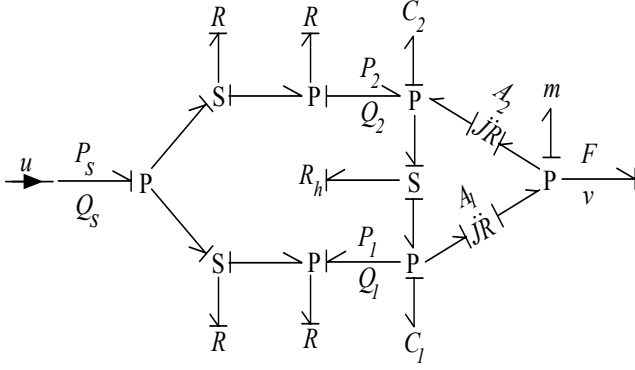
Hidrolik devre tasarımında gerekli olan filtre, basınç emniyet valfi ve akümülatör gibi bazı elemanlar modellemede dikkate alınmamıştır. Böylece modellenecek sistemin devre şeması basitçe hidrolik silindir ve oransal valfin bağlantısı şeklinde verilmiştir (Şekil 5).

Hidrolik akışkanın sıkıştırılabilirliği modellemede ve simülasyonlarda dikkate alınmıştır. Hidrolik silindirdeki iç sızıntı kayıpları modelde hesaba katılmış, simülasyon sırasında gerçek sızıntı dirençleri bilinmediğinden bu etkiler ihmal edilmiştir.

Önceki bölümde tek tek modellenen sistem elemanlarının, bütün sistemi içine alan bond graph modeli Şekil 6'da verilmiştir.



Şekil 5. Oransal valf kontrollü hidrolik silindir sisteminin şematik resmi



Şekil 6. Oransal valf kontrollü hidrolik silindirin sisteminin bond graph modeli.

Sistem giriş büyüklüğü olarak, valf pistonu hareketi ile orantılı olan valf kumanda sinyali  $u$  (V) olarak seçilmiştir.

Elektrohidrolik sistemin dinamik davranış denklemleri, 3, 4, 5, 6 ve 9 numaralı eşitliklerde gerekli düzenlemeler yapılarak ve durum değişkenlerinin,  $y$  (piston konumu),  $v$  (piston hızı),  $P_1$  (silindirin ön tarafındaki basınç) ve  $P_2$  (silindirin arka tarafındaki basınç) olarak seçilmesiyle, valf kumanda gerilimine bağlı olarak aşağıdaki gibi bulunur (10):

$$\begin{aligned} \frac{dy}{dt} &= v \\ \frac{dv}{dt} &= -\frac{B_v}{m} \cdot v + \frac{A_1}{m} \cdot P_1 - \frac{A_2}{m} \cdot P_2 - \frac{F_l}{m} \\ \frac{dP_1}{dt} &= \frac{1}{C_1} \cdot (Q_1 - A_1 \cdot v) \\ \frac{dP_2}{dt} &= -\frac{1}{C_2} \cdot (Q_2 - A_2 \cdot v) \end{aligned} \quad (10)$$

burada durum değişkenleri:

$$\begin{aligned} x_1 &= y; \\ x_2 &= \frac{dy}{dt} = v; \\ x_3 &= P_1; \\ x_4 &= P_2; \end{aligned}$$

olarak düzenlendiğinde, sistemin genel durum denklemleri aşağıdaki şekilde yazılır (11):

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= x_2 \\ \dot{x}_2 &= -\frac{B_v}{m} \cdot x_2 + \frac{A_1}{m} \cdot x_3 - \frac{A_2}{m} \cdot x_4 - \frac{F_l}{m} \\ \dot{x}_3 &= \frac{1}{C_1} \cdot [Q_1(x_3, u) - A_1 \cdot x_2] \\ \dot{x}_4 &= -\frac{1}{C_2} \cdot [Q_2(x_4, u) - A_2 \cdot x_2] \end{aligned} \quad (11)$$

### Simülasyon çalışması

Oransal valf ve hidrolik silindirden oluşan (Şekil 5) sistemin parametreleri Tablo 1 ile verilmiştir. Durum denklemlerindeki debi ifadeleri karekök nonlineerliği içermektedir. Bu nedenle 11 nolu durum denklemlerinde debi ifadeleri kapalı formda verilmiştir. Nonlineer diferansiyel denklemlerin sayısal çözümü için Runge Kutta IV sayısal iterasyon yöntemi kullanılmıştır (Çağal, 2000). Debi değerlerinin hesabı için alt modüller oluşturulmuştur. Simülasyonu yapılan sistemin parametreleri Tablo 1 ile verilmiştir.

### YSA model temelli öngörülü kontrol

YSA model temelli öngörülü kontrolde, yapay sinir ağı modeli kullanılarak, muhtemel kumanda girişlerine karşı sistemin cevabı öngörülür. Bir optimizasyon algoritması kullanılarak, sistemin gelecekteki performansını iyileştirecek şekilde kontrol sinyali hesaplanır (Hagan ve Demuth, 1996). Bu çalışmada YSA modelinin eğitimi için Levenberg-Marquardt geri yayılım algoritması kullanılmıştır. Eğitim çalışması sadece bir defa için, sistem kontrol edilmeden önce çevrimdışı olarak gerçekleştirilmiştir. Sistem tanılama için kullanılan parametreler Tablo 2 ile verilmiştir. Öngörülen kontrol sinyali bir sayısal optimizasyon programı (quasi-Newton algoritması) tarafından kullanılarak, aşağıda verilen performans indeksini minimize edecek kontrol sinyali hesaplanır (Demuth ve Beale, 2001).

$$\begin{aligned} J &= \sum_{j=N_1}^{N_2} (y_r(k+j) - y_m(k+j))^2 \\ &+ \rho \sum_{j=1}^{N_u} (u'(k+j-1) - u'(k+j-2))^2 \end{aligned} \quad (12)$$

Burada,  $N_2$  ve  $N_u$  izleme hatası ve kontrol artırımının hesaplandığı, maliyet ve kontrol ufkunu ifade etmektedir. Performans indeksinin ikinci toplamındaki  $u'$  değişkeni öngörülen kontrol sinyali,  $y_r$  istenen cevap ve  $y_m$  ise ağ cevabıdır. Kontrol ağırlık faktörü  $\rho$ , kontrol artımı karelerinin toplamının performans indeksi üzerindeki dağılımını ifade eder. Simülasyonda kullanılan öngörülü kontrolör parametreleri Tablo 3 ile verilmiştir.

Sistemin simülasyonu matlab'in simulink programı ile yapılmıştır. Nonlineer diferansiyel denklemlerin sayısal çözümü için Runge Kutta IV sayısal iterasyon yöntemi kullanılmıştır.

Ağın eğitimi, Levenbeg-Marquardt algoritması kullanılarak, YSA modeli cevabının sistem

çıkışına yakınsayacak şekilde yapılır (Hagan ve Menhaj, 1994). Eğitim çalışmasının performansı, hataların karelerinin toplamının çevrim ilerledikçe sifıra yakınsaması ile değerlendirilir. Tek gizli katmanda 13 nöronlu yapılandırmanın performansı Şekil 7 ile verilmiştir. Yapay sinir ağı eğitiminde 100 iterasyon adımı öngörülmüş, yaklaşık 80 iterasyon sonucu eğrinin eğimi yataya yaklaşarak 100 iterasyon sonunda hataların kareleri toplamı (HKT)  $10^{-9}$  mertebesine ulaşmıştır. Tanılama amacıyla sisteme uygulanan rastlantısal sinyal girişi, eğitim sonucu elde edilen YSA modeli çıkışı ve sistem çıkışı ile arasındaki hatanın değişimi Şekil 8'de verilmiştir. Şekilde eğitim çalışması yapılan YSA çıkışıyla, sistem modeli çıkışının birbirine çok benzer davranış gösterdiği, iki cevap arasındaki hatanın  $10^{-4}$  mertebesinde olduğu görülmektedir.

Tablo 1. Oransal valf kontrollü hidrolik silindir sisteminin parametreleri

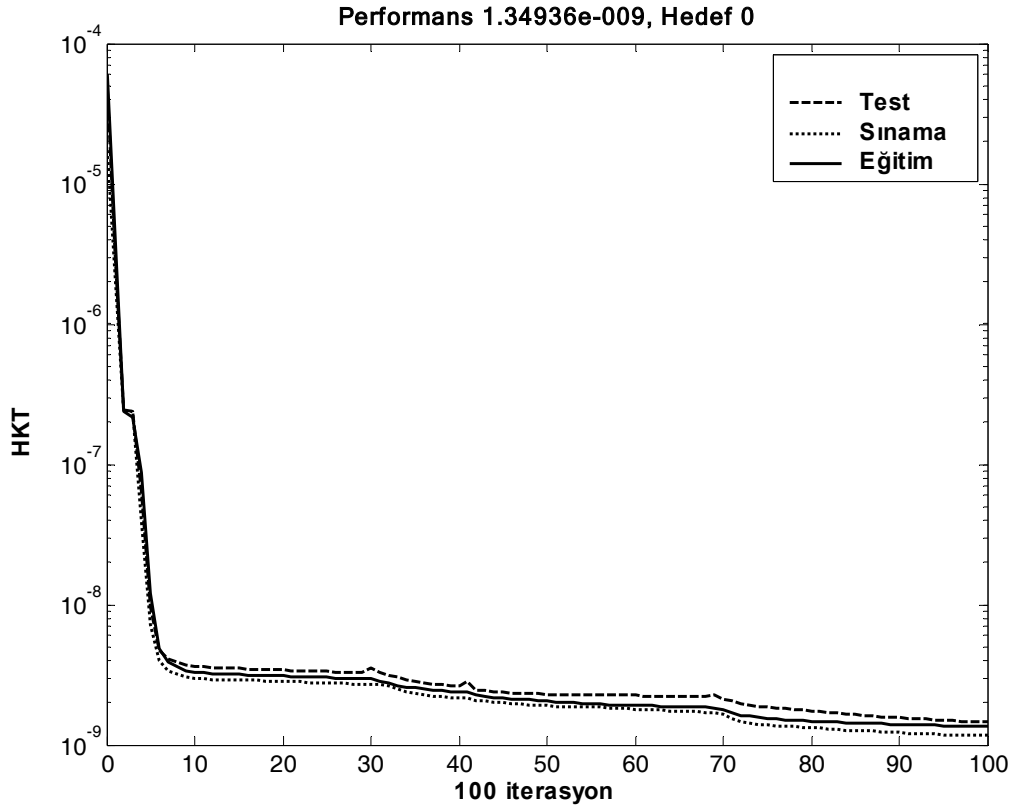
$m = 5$ kg	$d_1 = 20$ mm	$d_2 = 40$ mm	$l = 200$ mm
$k_f = 9.5 \times 10^{-9}$ m <sup>3</sup> /s/V N <sup>1/2</sup> /m	$u = +5 / -5$ V	$i_u = 0.1$ V	
$P_s = 50$ bar	$P_e = 0$ bar	$\beta_e = 6.8 \times 10^7$ N/m <sup>2</sup>	$B_v = 2000$ Ns/m

Tablo 2. YSA model temelli öngörülü kontrol için sistem tanılama parametreleri

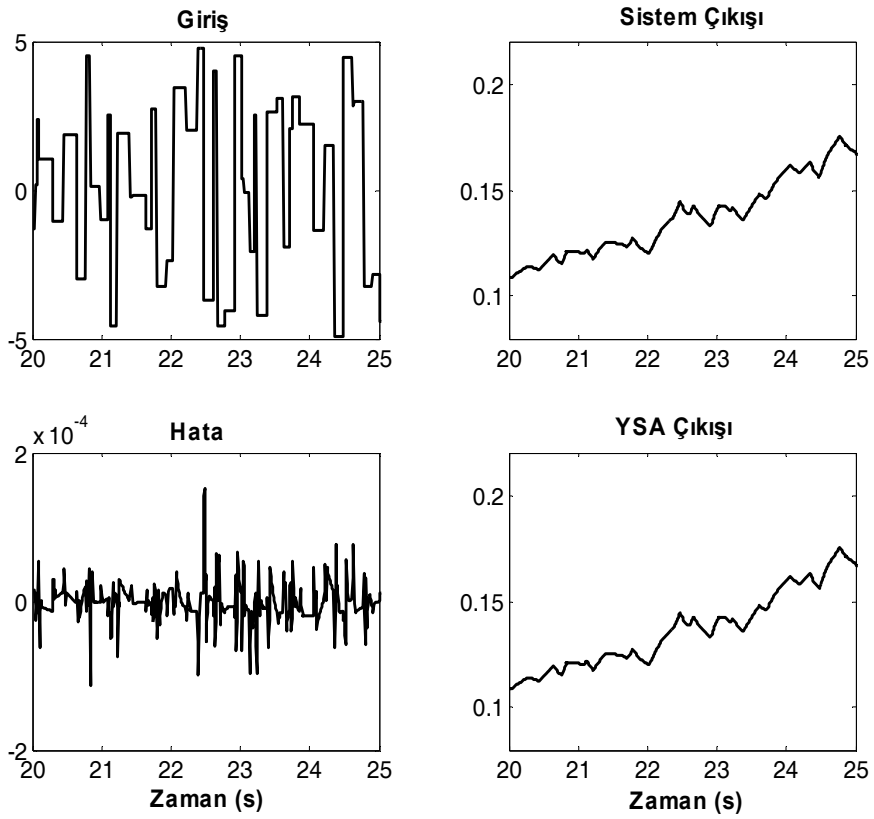
Ağ Tasarım Parametreleri	
Gizli Katmandaki Nöron Sayısı	13
Örnekleme Aralığı (s)	0.01
Gecikmeli Sistem Girişi	3
Gecikmeli Sistem Çıkışı	4
Ağ Eğitim Verileri	
Örnek Sayısı	8000
Maksimum Sistem Girişi (mA)	5
Minimum Sistem Girişi (mA)	-5
Giriş Sinyal Genişliği (s)	0.01 – 0.2
Maksimum Sistem Çıkışı (m)	0.2
Minimum Sistem Çıkışı (m)	0
Ağ Eğitim Parametreleri	
Eğitimdeki İterasyon Adım Sayısı	100
Eğitim Algoritması	Levenberg-Marquardt

Tablo 3. YSA model temelli öngörülü kontrol parametreleri

Öngörülü Kontrol Parametreleri	
Maliyet Ufku ( $N_2$ )	9
Kontrol Ufku ( $N_u$ )	2
Kontrol Ağırlık Faktörü ( $\rho$ )	$10^{-6}$
Tarama Parametresi ( $\alpha$ )	0.01



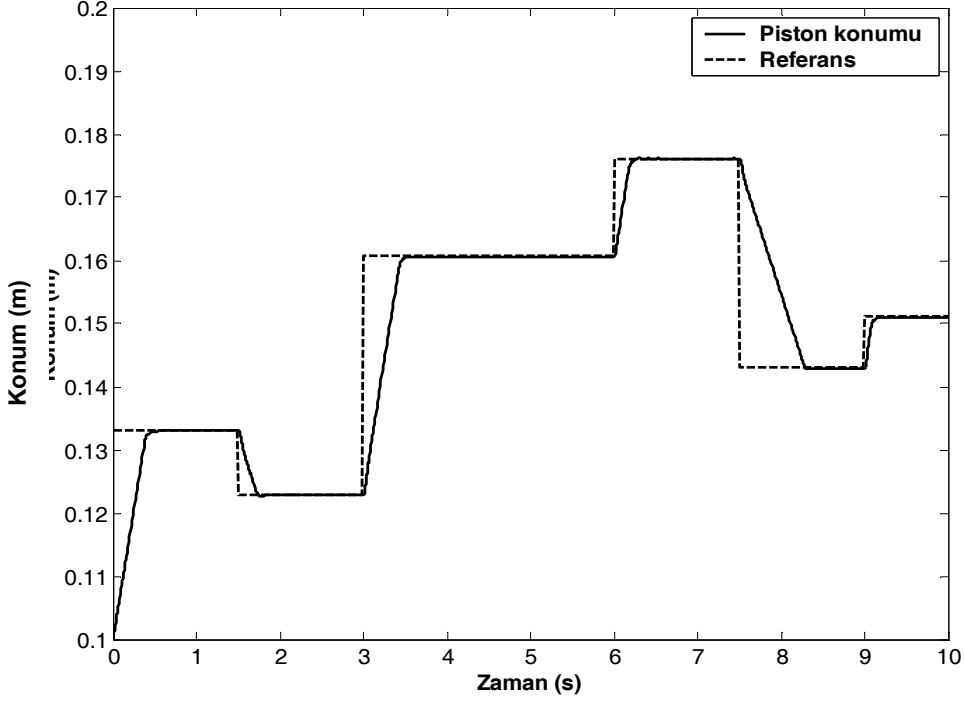
Şekil 7. Levenberg-Marquardt algoritmasına göre gerçekleştirilen eğitim çalışmasının performansı



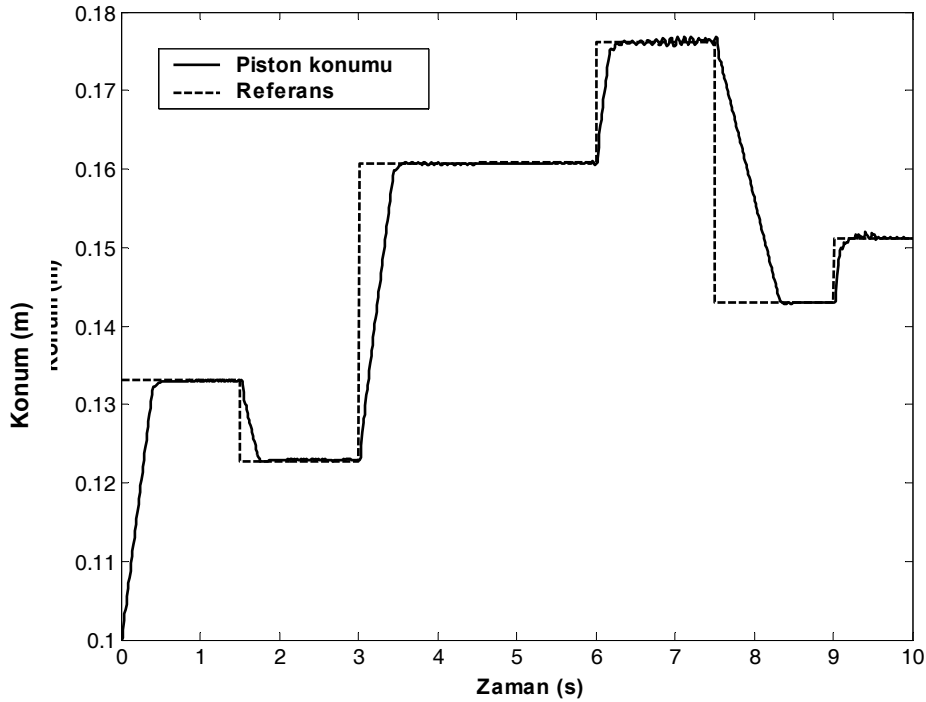
Şekil 8. Tanılama amacıyla sisteme uygulanan rastlantısal giriş sinyali, sistem cevabı ve oluşturulan YSA modeli cevabı ile hatanın değişimi

İlk senaryo Tablo 1’de verilen parametreler için uygulanmıştır (Şekil 9). Piston yükü kütlesinin değişimi sistem dinamiği üzerinde etkilidir. Bu değerin değişmesi PD kontrol için, oransal ve türevsel kontrol katsayılarının yeniden ayarlanmasını gerektirmektedir (İstif vd., 2002). Ayrıca

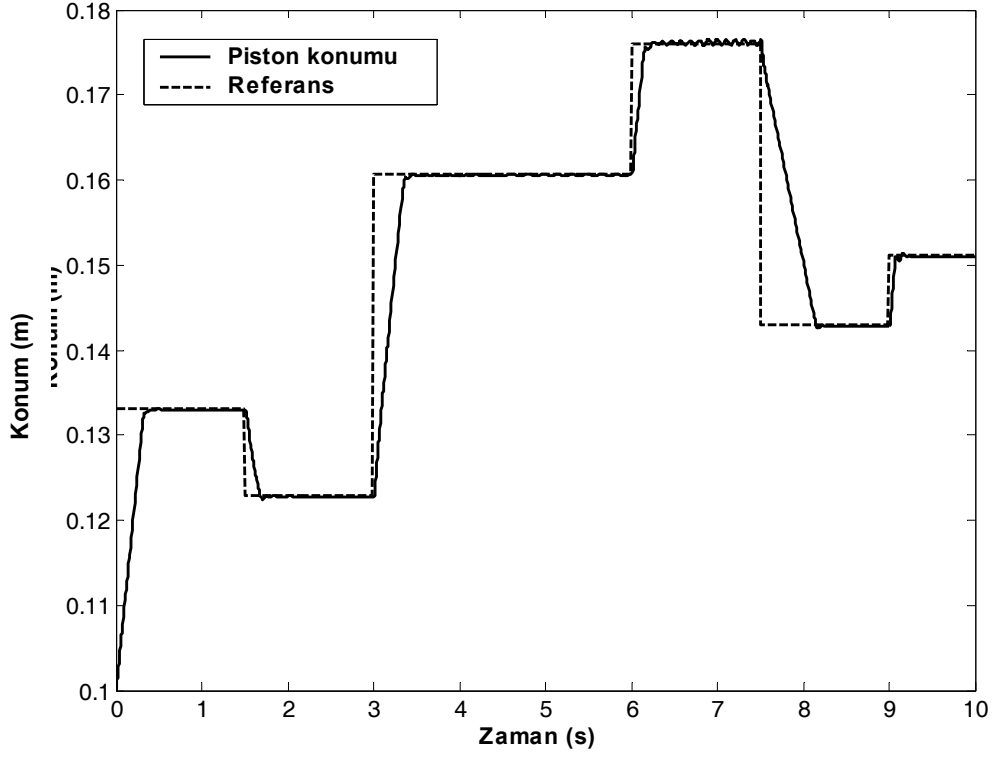
hidrolik sistemin eşdeğer hacimsel elastiklik modülü çalışma şartları ve sıcaklığına bağlı olarak değişmektedir. Piston yükü kütlesi, hacimsel elastiklik modülü ve besleme basıncı değerleri değiştirilerek yapılan simülasyon çalışması sonuçları Şekil 9, 10, 11 ve Şekil 12 ile verilmiştir.



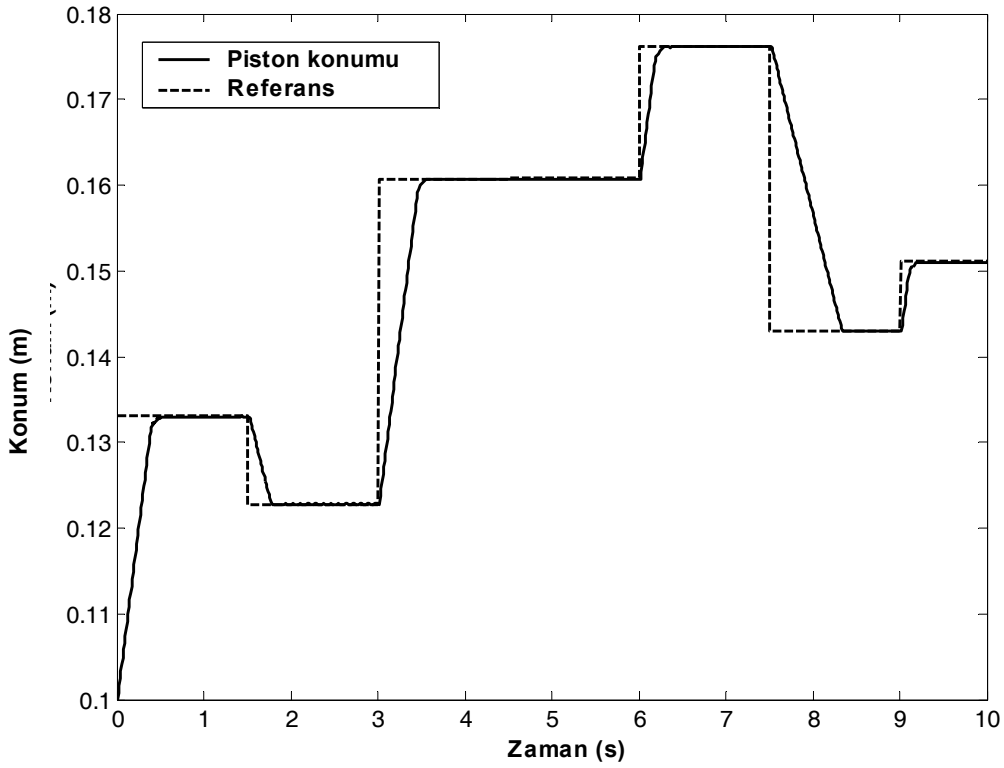
Şekil 9. YSA model temelli öngörülü kontrol ile hidrolik silindirin konum kontrolü ( $m=5$  kg)



Şekil 10. YSA model temelli öngörülü kontrol ile hidrolik silindirin konum kontrolü ( $m=50$  kg)



Şekil 11. YSA model temelli öngörülü kontrol ile hidrolik silindirin konum kontrolü ( $P_s = 75$  bar)



Şekil 12. YSA model temelli öngörülü kontrol ile hidrolik silindirin konum kontrolü ( $\beta_e = 6.8 \times 10^8$  N/m<sup>2</sup>)



## Sonuçlar ve tartışma

Bu çalışma ile uygulanan YSA temelli kontrol algoritması ile, matematik modeli verilen oransal valf kontrollü hidrolik silindirin, konum kontrolü gerçekleştirilmiştir. Matlab'in Simulink simülasyon programı ile önce hidrolik sistem elemanları tek tek modellenmiş ve sonradan kullanımı kolaylaştırmak amacıyla bir kütüphane oluşturulmuştur. Ayrıca elektrohidrolik sistemin bond graph modeli de verilmiştir. Modellemede hidrolik akışkanın sıkıştırılabilir oluşu, hidrolik silindirdeki iç kayıplar gözönünde bulundurulmuş, simülasyonlar sırasında gerçek sızıntı dirençleri bilinmediğinden sızıntılar ihmal edilmiştir. YSA modeline dayalı öngörülü kontrol ile yapılan konum kontrolünde sistemin, değişen referans değerlerini izlemesi sağlanmıştır. Kontrol için Matlab'in Simulink kütüphanesinden faydalanılmıştır. Sistem dinamiği üzerinde önemli etkisi olan piston yükü kütlesi değiştirilerek iki farklı değer için simülasyon yapılmıştır. Hidrolik sistemin eşdeğer hacimsel elastiklik modülü ve besleme basıncının da değiştirilmesiyle iki ayrı senaryo daha gerçekleştirilmiştir.

İlk olarak piston yükü kütlesinin  $m=5$  kg alındığı durumda piston konumu basamak olarak değişen referansı başarılı bir şekilde takip etmiştir (Şekil 9). Piston yükü kütlesinin  $m = 50$  kg'a çıkartılması ile tekrarlanan simülasyonda hidrolik silindirin değişen referans değerleri takip etmesi sağlanmıştır. Kütle değerinin artması ile kontrolör, değişen sistem cevabına göre ağ katsayılarını güncelleyerek YSA modeli üzerinden, yeni durum için kontrol sinyali öngörmektedir. Bu durumda da piston konumu verilen referans değeri silindirin maksimum açıklığa yakın konumlarında azda olsa salınımla takip etmektedir (Şekil 10). Şekil 11'de kütle değeri  $m = 5$  kg iken besleme basıncının  $P_s = 75$  bar'a yükseltildiği durum görülmektedir. Burada da referans çok düşük bir hata ile takip edilmektedir. Son olarak hidrolik akışkanın hacimsel elastiklik modülünün  $\beta_e=6.8 \times 10^8$  N/m<sup>2</sup> olarak alınması ile elde edilen sistem cevabı Şekil 12'de görülmektedir.

Bu çalışma ile oransal valf tarafından kontrol edilen bir hidrolik silindir sisteminin modellenmesi yapılarak, yapay sinir ağı model temelli

öngörülü kontrol ile konum kontrolü gerçekleştirilmiştir. Endüstride konum kontrolü ihtiyacı bir çok uygulamada değişen sistem parametrelerine duyarsız kontrolör tasarımı önem kazanmaktadır. Kullanılan kontrol yöntemiyle:

- konum kontrolü, basamak olarak değişen referans değerinin küçük bir hata ile takip edilmesiyle gerçekleştirilmiş,
- piston yükü kütlesinin değişimlerine duyarsız kalınmış,
- besleme basıncının değişimlerine duyarsız kalınmış,
- eşdeğer hacimsel elastiklik modülü değişimine duyarsız kalınmıştır.

Burada uygulanan YSA model temelli öngörülü kontrol ile sistem parametre değişimlerine karşı duyarsız kılınmıştır. Hidrolik sistemin konum kontrolü, uygulamada genelde sorun oluşturan nonlineer etkiler (akışkanın sıkıştırılabilirliği, sürtünme etkileri, hidrolik sızıntılar, v.b.) ve parametre değişimleri (kütle, besleme basıncı, referans konum, v.b.) karşısında başarı ile gerçekleştirilmiştir. Bu durum YSA modelinin öğrenme yeteneği ile açıklanabilir: YSA, parametre değişimleri karşısında YSA model katsayılarını (ağ ağırlıklarını) güncelleme mekanizması sayesinde farklı çalışma koşullarına da uyum sağlamaktadır

## Semboller

- $A_1$  :Piston alanı. (m<sup>2</sup>)  
 $A_2$  :Piston kolu tarafı alanı. (m<sup>2</sup>)  
 $B_v$  :Viskoz sürtünme katsayısı. (Ns/m)  
 $C_1$  :Hidrolik silindirin piston tarafı kapasitansı.  
 $C_2$  :Hidrolik silindirin piston kolu tarafı kapasitansı.  
 $d_1$  :Hidrolik silindirin çapı. (m)  
 $d_2$  :Piston kolu çapı. (m)  
 $J$  :Performans indeksi.  
 $k_f$  :Oransal valf kazanç katsayısı. (m<sup>3</sup>/s/V N<sup>1/2</sup>/m)  
 $N_2$  :Maliyet ufku.  
 $N_u$  :Kontrol ufku.  
 $P_1$  :Hidrolik silindirin giriş basıncı. (bar)  
 $P_2$  :Hidrolik silindirin çıkış basıncı. (bar)  
 $Q_1$  :Oransal valf çıkış debisi. (m<sup>3</sup>/s)  
 $Q_2$  :Oransal valf dönüş debisi. (m<sup>3</sup>/s)  
 $Q_s$  :Kaynak debisi. (m<sup>3</sup>/s)  
 $R_h$  :Hidrolik silindirin iç sızıntı direnç katsayısı. (N/m<sup>2</sup>/m<sup>3</sup>/s)

$u$  :Oransal valf kumanda gerilimi. (V)  
 $v$  :Piston hızı. (m/s)  
 $y$  :Piston konumu. (m)  
 $y_m$  :Sistem cevabı. (m)  
 $y_r$  :Referans yörünge. (m)  
 $\alpha$  :Tarama parametresi.  
 $\rho$  :Kontrol ağırlık faktörü.

## Kaynaklar

- Çağal, B., (2000). Sayısal Analiz. Birsen Yayınevi, İstanbul.
- Demuth, H. ve Beale, M., (2001). *Neural Network Toolbox For Use with MATLAB*. User's Guide. The MathWorks, Inc. Natick, MA.
- Hagan, M. T. ve Demuth, H. B., (1996). *Neural Network Design*. PWS Publishing Company, Boston, MA.
- Hagan, M. T., Menhaj, M., (1994). Training feedforward networks with the Marquardt algorithm. *IEEE Transactions on Neural Networks*, **5**, 989.
- İstif, İ., (1995). Elektrohidrolik Bir Servosistemin Simülasyonu, *Yüksek Lisans Tezi*, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- İstif, İ., Sağırlı, A. ve Kutlu, K., (2002). Bond Graph modeling and position control of electrohydraulic elevator. *Proceedings of ESDA2002: 6th Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis*, İstanbul, Turkey, July.
- Nishiumi, T. ve Watton, J., (1997). Model reference adaptive control of an electrohydraulic motor drive using an artificial neural network compensator. *Proc. Instn. Mech. Engrs. Part I – ImechE*, **211**, 111-120.
- Sağırlı, A., (1996). Bond Graph Yöntemiyle Döner Vinçlerin Modellenmesi ve Dinamik Davranışlarının Analizi, *Doktora Tezi*, YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Watton, J., (1989). *Fluid Power Systems*, 490pp, Pretice Hall International (UK) Ltd.