

## ARAŞTIRMA MAKALESİ

## BİR HİDROLİK SİSTEMİN DİNAMİK DAVRANIŞLARININ BENZETİMİ

Ali Volkan AKKAYA, Muharrem BOĞOÇLU, Recep ÖZTÜRK

*Yıldız Teknik Üniversitesi , Makina Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü, Beşiktaş-İSTANBUL*

Geliş Tarihi: 18.09.2001

## SIMULATION OF DYNAMIC BEHAVIOURS OF A HYDRAULIC SYSTEMS

## SUMMARY

Mathematical modelling of a hydraulic system has been developed in this study, considering continuity equation, momentum equation and compressibility of the fluid. Viscosity friction effects have been included to the system model for more realistic application. In order to perform simulation of the hydraulic system, mathematical model of which is derived has been benefited from MATLAB software programme. For solution technique ode45 function, based on Runge-Kutta (4,5) and Dormand-Prince couple, has been used as a numerical integration solver. Simulation of the hydraulic system for open-close and PD control closed loop has been achieved. Positioning control has been obtained for both of the loops. Response curves have been plotted for each state of system. Some comments and discussions have been made for these results.

## ÖZET

Bu çalışmada, bir hidrolik güç iletim sisteminin matematik modeli, akışkanın sıkıştırılabilirlik özelliği, süreklilik denklemi ve momentum denklemleri esas alınarak oluşturulmuştur. Hidrolik sistemin modelinin gerçeğe yakın olması için viskoz sönüm etkileri de hesaplara dahil edilmiştir. Durum denklemlerinin integrasyon yöntemi olarak Runge-Kutta (4,5) formülü, Dormand-Prince çiftine dayanan sayısal integral alma yöntemlerini uygulayan ode45 çözüm fonksiyonu kullanılmıştır. MATLAB programlama dili ile yazılan hidrolik güç iletim sisteminin benzetiminde konum, aç-kapa ve PD algoritmaları kapalı çevrim olarak iki ayrı şekilde kontrol edilerek karşılaştırılmaktadır. Benzetim çalışması sonuçları grafik olarak ifade edilerek irdelenmektedir.

## 1. GİRİŞ

Hidrolik güç iletim sistemlerini performans testlerine tâbi tutmadan önce gerçeğe yakın modellerle benzetim çalışmaları yapmak, proje planlama ve test maliyetlerini önemli ölçüde düşürmektedir. Hidrolik güç iletim sistemleri konusunda yapılan son çalışmalarda Becan, Kuzucu ve Kutlu temel hidrolik konum kontrol sisteminin esneklik modülünün, silindirin her iki tarafındaki hacim değişimlerini dikkate alarak kontrol katsayıları belirlemişler ve esneklik modülü sabit olan modellerle karşılaştırma yapmışlardır[1]. Yao, Bu, Reedy vd. asimetrik bir hidrolik hareketlendiricinin Adaptive Robust Control (ARC)'ün hidrolik parametrelerin değişimini ve atalet yükünden dolayı parametrelerdeki değişimin etkilerini hesaplayabildiği gibi sürtünme kuvveti ve dış kuvvetlerin nonlineer modeldeki etkilerini de uygulayabileceğini göstermiştir[2]. Habibi ve Goldenberg geleneksel hidrolik sistemlerin avantajlarını kullanarak oluşturulan yüksek performanslı yeni bir hidrolik hareketlendirici sistemin ön modelini ve tasarımını gerçekleştirmiştir[3].



Eşdeğer hacimsel esneklik modülü de dikkate alarak sürekli akım denklemini uygulandığında silindirin her iki yöne ( ileri ve geri ) hareketi sırasındaki silindir giriş ve çıkışındaki debileri akım yönüne bağlı olarak aşağıdaki eşitlikler şeklinde kullanılabilir.

$$Q_1 = A_1 \cdot \dot{y} + \frac{V_1}{\beta} \cdot \frac{dP_1}{dt} \quad \text{ve} \quad Q_2 = A_2 \cdot \dot{y} - \frac{V_2}{\beta} \cdot \frac{dP_2}{dt} \quad (2)$$

Silindir debi denklemlerindeki  $V_{1,2}$  sırasıyla silindirin 1. ve 2. tarafındaki hacimleridir ( $m^3$ ).

## 2.2. Valf Modeli

Valf debi denklemleri dört yollu üç konumlu negatif boşluklu oransal valf karakteristiğine uygun olarak elde edilmiştir. Boyutsuz büyüklüklere ve akım yönüne bağlı olarak elde edilen bu denklemler aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.  $k_{1,2,3,4}$  kullanılan valfin kayıp karakteristiklerinden elde edilen valf sabitleridir.

1)  $\varepsilon \geq \psi$  için debi denklemleri ( $P_s$  silindirin 1. tarafında,  $P_t$  2. tarafına bağlı)

$$Q_1 = k_1(\varepsilon + \psi) \cdot \text{sign}(P_s - P_t) \sqrt{(P_s - P_t) \cdot \text{sign}(P_s - P_t)} \quad (3)$$

$$Q_2 = k_2(\varepsilon + \psi) \cdot \text{sign}(P_2 - P_t) \sqrt{(P_2 - P_t) \cdot \text{sign}(P_2 - P_t)}$$

2)-  $\psi < \varepsilon < \psi$  için debi denklemleri (Silindirin her iki tarafı kapalı ,sızıntı debileri var)

$$Q_1 = k_1(\varepsilon + \psi) \cdot \text{sign}(P_s - P_t) \sqrt{(P_s - P_t) \cdot \text{sign}(P_s - P_t)} + k_4(\varepsilon - \psi) \cdot \text{sign}(P_1 - P_t) \sqrt{(P_1 - P_t) \cdot \text{sign}(P_1 - P_t)} \quad (4)$$

$$Q_2 = k_2(\varepsilon + \psi) \cdot \text{sign}(P_2 - P_t) \sqrt{(P_2 - P_t) \cdot \text{sign}(P_2 - P_t)} + k_3(\varepsilon - \psi) \cdot \text{sign}(P_s - P_2) \sqrt{(P_s - P_2) \cdot \text{sign}(P_s - P_2)}$$

3)  $\varepsilon \leq -\psi$  için debi denklemleri ( $P_t$  silindirin 1. tarafında ,  $P_s$  2. tarafına bağlı)

$$Q_1 = k_4(\varepsilon - \psi) \cdot \text{sign}(P_1 - P_t) \sqrt{(P_1 - P_t) \cdot \text{sign}(P_1 - P_t)} \quad (5)$$

$$Q_2 = k_3(\varepsilon - \psi) \cdot \text{sign}(P_s - P_2) \sqrt{(P_s - P_2) \cdot \text{sign}(P_s - P_2)}$$

## 2.3. Dinamik Davranış Denklemleri

Hidrolik sisteme bağlı M kütleli yükün hareketlendirilmesini sağlayan hidrolik silindirin pistonuna etkiyen basınç kuvvetlerinin Newton'un 2. hareket kanununa göre denge denklemini yazıldığında 6 no'lu dinamik davranış denklemini elde edilir.

$$M \ddot{y} = P_1 \cdot A_1 - P_2 \cdot A_2 - f_v \cdot \dot{y} - F \quad (6)$$

Bu denklemde,  $\ddot{y}$  ivme ( $m/s^2$ ),  $\dot{y}$  hız ( $m/s$ ),  $f_v$  viskoz sönüm katsayısı ( $Ns/m$ ),  $F$  dış kuvvettir ( $N$ ). Silindirin 1. tarafına sürekli akım denklemini uygulandığında elde edilen 2

eşitliğindeki  $Q_1$  ve  $Q_2$  debi denkleminde  $dP_1/dt$  ve  $dP_2/dt$  çekildiği takdirde sırasıyla 7 ve 8'deki dinamik davranış denklemleri elde edilir.

$$\dot{P}_1 = \frac{\beta}{A_1 \cdot Y} (Q_1 - A_1 \cdot \dot{Y}) \quad (7)$$

$$\dot{P}_2 = \frac{\beta}{A_2(S_L - Y)} (-Q_2 + A_2 \cdot \dot{Y}) \quad (8)$$

Elde edilen dinamik davranış denklemlerinde,  $Y$  toplam yerdeğişimini (m),  $S_L$  silindir strokunu (m) göstermektedir.

#### 2.4. Durum – Uzay Modeli

Hidrolik sistemin dinamik davranış denklemleri durum değişkenleriyle ifade edilerek sistem durum denklemleri haline getirilir.

Durum Değişkenleri :

$$X_1 = y, X_2 = \dot{y}, X_3 = P_1, X_4 = P_2 \quad (9)$$

Sistem Durum Denklemleri :

$$\dot{X}_1 = X_2 \quad (10)$$

$$\dot{X}_2 = (A_1 X_3 - A_2 X_4 - f_v X_2 - F) / M$$

$$\dot{X}_3 = \frac{\beta}{A_1 X_1} (Q_1 - A_1 X_2)$$

$$\dot{X}_4 = \frac{\beta}{A_2(S_L - X_1)} (-Q_2 + A_2 X_2)$$

### 3. HIDROLİK SİSTEMİN BENZETİM SENARYOLARI

Hidrolik sistemin durum denklemleri, MATLAB yazılım programında bulunan ode45 çözüm yöntemi kullanılarak integre edilmektedir. Seneryolar, aç-kapa ve PD kontrol algoritmaları kapalı çevrim konum kontrolü olarak iki ayrı şekilde gerçekleştirilmiştir. Hidrolik sistemin benzetiminde her senaryo için Tablo 1 ve Tablo 2'deki değerler kullanılmıştır.

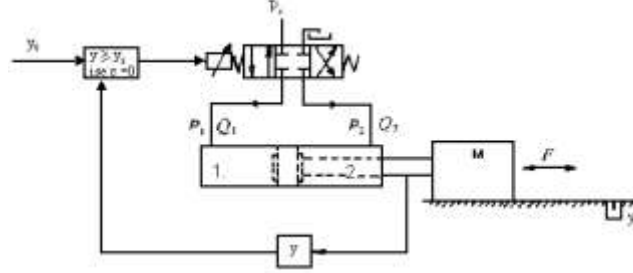
**Tablo 1.** Hidrolik sistem parametreleri

M (kg)	F(kg)	$P_s$ (N/m <sup>2</sup> )	$\beta$ (N/m <sup>2</sup> )	$y_{ref}$ (m)	$f_v$ (N/m)	Valf(m <sup>3</sup> /s)	Silindir
50	0	$75 \times 10^5$	$1.4 \times 10^9$	0.15	2000	$1.33 \times 10^{-3}$	40/20

**Tablo 2.** Valf sabitleri

$k_1$ ( m <sup>3</sup> /s $\sqrt{N/m^2}$ )	$k_2$ ( m <sup>3</sup> /s $\sqrt{N/m^2}$ )	$k_3$ ( m <sup>3</sup> /s $\sqrt{N/m^2}$ )	$k_4$ ( m <sup>3</sup> /s $\sqrt{N/m^2}$ )
$0.55 \times 10^{-6}$	$0.55 \times 10^{-6}$	$0.57 \times 10^{-6}$	$0.45 \times 10^{-6}$

### 3.1. Hidrolik Sistemin Aç-Kapa Algoritmali Konum Kontrolü

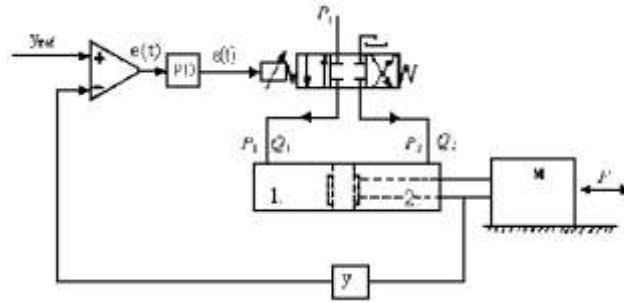


Şekil 2. Aç-Kapa algoritmali konum kontrolünün fiziksel modeli

Hidrolik sistem ileriye doğru hareketi ( $y$ ), bir sınır şalter ile sonlandırılmaktadır. Kontrol organı ya devrededir ya da devrede değildir. Diğer bir ifadeyle, aç-kapa kontrolü, sınır şalterden ikaz aldığı anda kumanda değeri ( $\epsilon$ ) sifira eşitlenip valfin kapatılmasıyla gerçekleştirilir. Hidrolik sistemin bu durumdaki dinamik davranış eğrileri Şekil 4'de verilmiştir.

### 3.2. Hidrolik Sistemin PD Algoritmali Konum Kontrolü

Şekil 3'de gösterilen hidrolik sistemde, referans değerde konumlanması istenilen hidrolik silindir pistonunun konumu sürekli ölçülür ve referans değer ile karşılaştırılır. Bu durum referans değer ile ölçülen değer aynı oluncaya kadar devam eder. PD kontrolü, sistem davranışında; en büyük aşımın azaltılmasında, sönümün artırılmasında, yükselme ve yerleşme zamanlarının azaltılmasında etkili olduğu ve ayrıca mühendislik uygulamaları gereği tasarım koşullarını sağlayan basit yapıllı bir kontrolör olması nedeniyle tercih edilir.



Şekil 3. Hidrolik sistemin PD algoritmali fiziksel modeli

PD etkili kontrol ifadesi ;

$$e(t) = y_{ref} - y$$

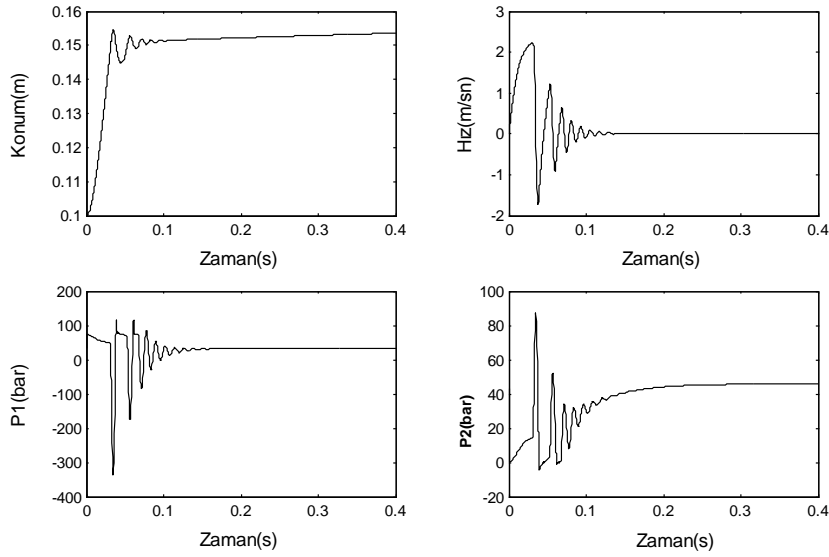
$$\epsilon(t) = K \cdot e(t) - K \cdot \tau_d \cdot \dot{y} \quad (11)$$

Kontrol organın ayar değerlerinin belirlenmesinde Ziegler – Nichols sürekli titreşim metodu uygulanmıştır. Bu metoda göre oransal kazanç değeri  $K=18$  , diferansiyel zaman  $\tau_d = 0.0014$  olarak elde edilmiştir. Bu sistemin dinamik davranış eğrileri Şekil 5'de verilmiştir.

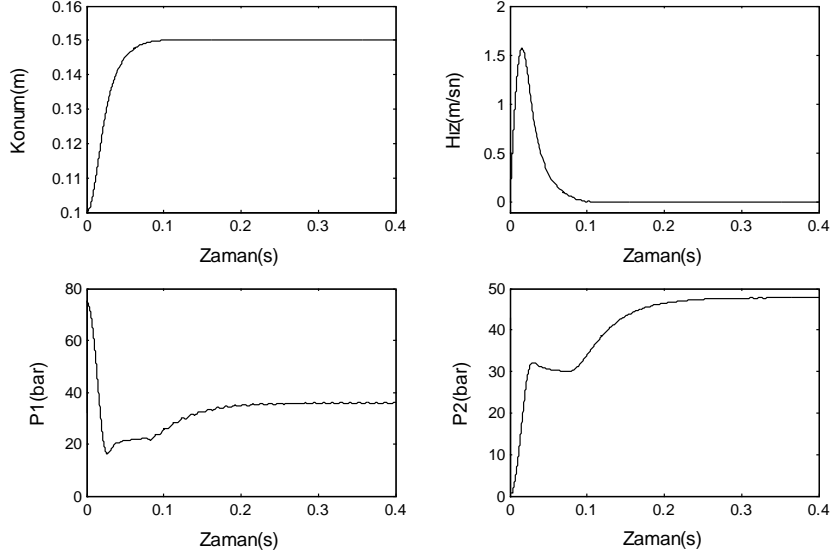
### 3.3. Viskoz Sönümün Etkisi

Viskoz sönüm değerinin kontrol edilebileceği veya ayarlanabileceği sistemler oluşturmak mümkündür. Bilindiği gibi hidrolik hat üzerinde yerleştirilen bir kısma ekipmanı veya bir hidrolik akü doldurma ekipmanı yardımıyla bu değer kolayca ayarlanabilir.

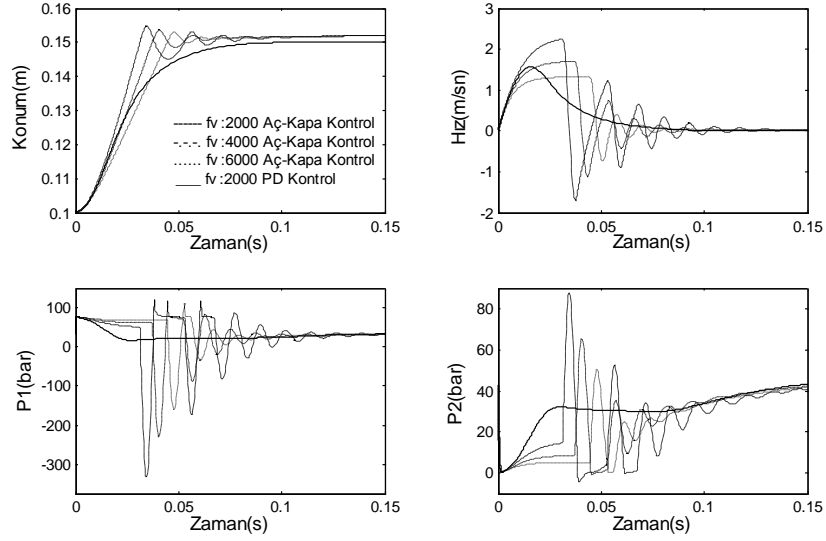
Viskoz sönüm etkisini daha açık görülmesi için zaman alanı daha küçük değerde alınan Şekil 6'da, açık çevrim konum kontrolünde viskoz sönüm ( $f_v$ ) değeri artırıldıkça elde edilen benzetim cevap eğrileri, PD algoritmali kontrol sonuçlarına giderek uyum sağlayan sonuçlar elde edilmektedir. Ancak viskoz sönüm değeri ayarlanarak aç-kapa ve PD algoritmali kontrolünün birbirinin yerine kullanılabileceği bu durum ivmelenmelerin çok kısa zaman aralığında gerçekleştiği küçük kütleli sistemlerde kullanılabilir.



Şekil 4. Aç-kapa algoritmali kontrolün cevap eğrileri



Şekil 5. PD algoritmalı kontrolün cevap eğrileri



Şekil 6. Visköz sönüm değişiminin aç-kapa kontrolü üzerindeki etkisi ve PD kontrolüyle karşılaştırılması

#### 4. SONUÇ

Bu çalışmada , dört yollu üç konumlu oransal valf ve hidrolik silindirden oluşan sistemin matematik modeli oluşturularak bilgisayar ortamında bu sistemin dinamik davranışları gerçekleştirilmiştir. Sistem modelinin gerçeğe yakın olması için akışkanın sıkıştırılabilirliği ve viskoz sönüm etkileri modellemede dikkate alınmıştır. Hidrolik sistem aç-kapa olarak kontrolün sağlanması için bir sınır şalter yardımıyla istenilen referans değerinde konumlandırma gerçekleştirilmiştir. Hız ve basınç değişimleri değişken olduğu gözlenmiştir. Açık çevrimde bu salınımların çok yüksek olması normaldir. Endüstride iş makineleri gibi dinamik davranışların ön plana çıktığı hidrolik tahrik uygulamalarında, sekonder emniyetli kumanda valfleri kullanılarak ve valf açılma ve kapanma süreleri kontrol edilerek bu basınç dalgalanmaları minimize edilmektedir.

Aç-Kapa algoritmali konum kontrolünde viskoz sönüm değerleri artırılarak PD algoritmali kapalı çevrim konum kontrolü sonuçlarına uyumu sağlanmıştır. Böylece ivmelenmenin çok kısa zaman aralığında gerçekleştiği hidrolik tahrik sistemlerinde sönüm kontrol edilerek servo kontrollü pahalı çözümler yerine hızlı yön valfleriyle aç-kapa kontrollü ekonomik çözümler gerçekleştirilebilir.

#### KAYNAKLAR

- [1] Becan R.M.,Kuzucu A.,Kutlu K., "Hidrolik Konum Kontrol Sistemlerinin Gerçeğe Yakın Benzetimi" Tr. J. Of Engineering Environmental Sciences, 125-130 Tübitak, 22, 1998.
- [2] Yao B.,BU F.,Reedy J.,vd., "Adaptive robust Motion Control of Single-Rod Hydraulic Actuators: Theory and Experiments",IEEE/ASME Transaction on Mechatronics,Vol.5, No.1, March 2000
- [3] Habibi S.,Goldenberg A., "Design of a New High-Performance Electro Hydraulic Actuator", IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, Vol.5,No.2,June 2000
- [4] McCloy D.,Martin H.R. "Control of Fluid Power, Analysis and Design" , Ellis Horwood Limited, 1980.
- [5] Watton J., "Fluid Power Systems, Modelling, Simulation, Analog and Microcomputer Control". Printice-Hall International (UK) Ltd, 1989.
- [6] İstif İ., "Elektrohidrolik Bir Servo Sistemin Simulasyonu", Yüksek Lisans Tezi, İ.T.Ü Fen Bilimleri Enstitüsü, 1995.
- [7] The Mathworks INC., "Using MATLAB",Version 5.3, www.mathworks.com, 1999.
- [8] Yüksel İ., "MATLAB ile Mühendislik Sistemlerin Analizi ve Çözümü", Vipaş İnş Tur. Eğt.A.Ş.,Bursa,2000.
- [9] Özdaş M.N.,Dinibütün A.T.,Kuzucu A., "Otomatik Kontrol", 2.Baskı, İ.T.Ü Matbaası Gümüşsuyu,1988,212-220.