



ELEKTROHİDROLİK VALF DENETİMLİ MOTOR SİSTEMİNDE AÇISAL HIZ DENETİMİ

Mesut SENGİRGİN

ÖZET

Bu bildiride, servovalf ve hidrolik motordan oluşan hidrolik sistemde açisal hız denetiminin doğrusal model simülasyon çalışmaları sunulmaktadır.

İlk olarak, valf denetimli motor sisteminin matematik modeli kurulmuştur. Daha sonra MATLAB/Simulink programı ile oluşturulan modelin çözümleri gerçekleştirilmiştir.

Simülasyon çalışmaları iki aşamalı olarak gerçekleştirilmiştir. Birinci aşamada, çeşitli yüklerde sistemin dinamik davranışı gözlemlenmiş, atalet momentinin sistem cevap hızı üzerindeki etkileri incelenmiştir. İkinci aşamada, farklı atalet momentlerinde P, PD ve PID denetim için, Nichols-Ziegler cevap eğrisi yöntemi ile en uygun denetim organı parametrelerinin tespiti yapılmıştır.

1. GİRİŞ

Hidrolik sistemler, güç iletimi ve denetiminde ilk kullanılmaya başlandığından bu güne kadar teknolojiye paralel bir gelişim göstermektedir. Her alanda olduğu gibi, bu alanda da yenilik ve gelişmelerin takip edilmesi ve uygulanabilmesi için hidrolik sistemler ve elemanları hakkında yeterli bilgiye sahip olunmasını gerektirmektedir.

Günümüzde hidrolik sistemlerin tasarımı, analizi ve denetiminde bilgisayar kullanımı ekonomik açıdan büyük yararlar sağlamaktadır. Özellikle sayısal benzetim teknikleri, elektrohidrolik sistemlerin tasarımı ve geliştirilmesi, proje planlama ve test maliyetlerini büyük ölçüde düşürmektedir.

Hidrolik sistemlerin dinamik davranış özelliklerinin belirlenebilmesi için, sistemi oluşturan elemanların detaylı modellerinin oluşturulması gerekir. Birbirleri ile etkileşimi dikkate alınarak oluşturulan hidrolik sistemin modeli doğrusal olmayan ifadeler içermektedir ve bu durum çözüm için bazı güçlükler oluşturmaktadır. Bu doğrusal olmayan ifadeler gerçek sistem karakteristiğini tam yansıttığından, çözümde bu modeller daha sağlıklı sonuçlar verir. Uygun kabuller ile doğrusal olmayan modeller doğrusallaştırılarak yapılan çözümlerde de gerçek cevaba yakın sonuçların elde edilmesi mümkündür.

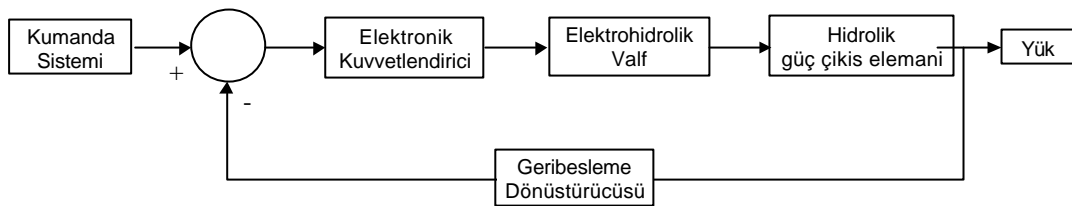
Hidrolik sistemler üzerindeki çalışmalar, hidrolik sistemlerin modellenmesi ve denetimi [1,2,3,4,5,6], hidrolik sistem elemanlarının geliştirilmesi ve karakteristiklerinin çıkarılması [7] şeklinde olmaktadır.

2. SİSTEMİN MATEMATİK MODELİ

2.1 Elektrohidrolik Denetim Sistemleri

Bir denetim sisteminin oluşturulması için pek çok yol bulunmaktadır. Denetim sistemlerinin tasarımı ve elemanlarının seçiminde, sistemin amacı, hassasiyeti ve cevap hızı temel etkenleri oluşturmaktadır. Elektrohidrolik denetim sistemleri konum, hız, ivme, kuvvet, moment ve basınç denetimi gerektiren yerlerde kullanılan duyarlı ve sağlıklı bir denetim sağlayan sistemlerdir.

Elektrohidrolik denetim sistemleri çalışma biçimlerine göre, sürekli (analog) denetim sistemleri ve sayısal (digital) denetim sistemleri olarak sınıflandırmak mümkündür. Genel bir elektrohidrolik denetim sistemi seması Şekil 1'de gösterilmektedir. Burada her bir denetim biçimi kendi elektrohidrolik valfine ve geribesleme dönüştürücüsüne sahiptir.



Şekil 1. Elektrohidrolik denetim sistemi seması

2.2 Elektrohidrolik Valfin Matematik Modeli

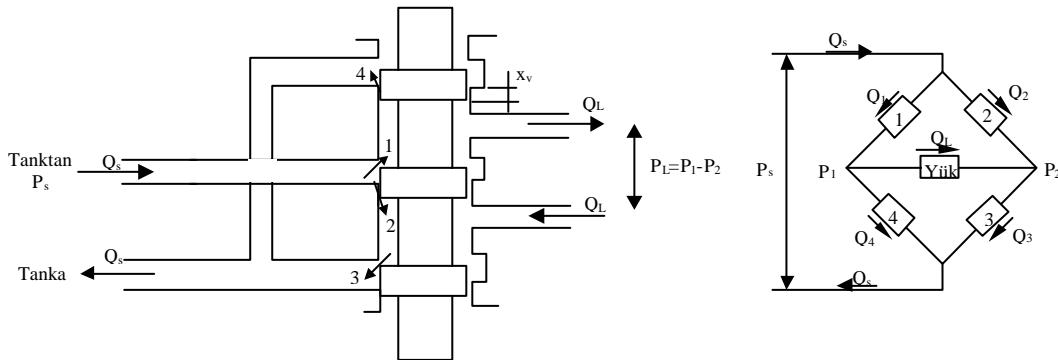
Şekil 2'de dört yollu sürgü valfi seması görülmektedir. Burada birer direnç elemanı olan sürgü orifisleri elektrikte sıkça kullanılan Wheatstone köprü devresi biçiminde düzenlemek ve modellemek mümkündür. Bu kollarından geçen akışkanlar düzenlenirse yük debisi için,

$$Q_L = C_d A_1 \sqrt{\frac{1}{\rho} (P_s - P_L)} - C_d A_2 \sqrt{\frac{1}{\rho} (P_s + P_L)} \quad (1)$$

ifadesini elde ederiz. İdeal geometriye sahip bir valfte kaçak debiler sıfırdır. Buna göre pozitif sürgü yerdegistirmesinde yük debisi,

$$Q_L = C_d A_1 \sqrt{\frac{1}{\rho} (P_s - P_L)} \quad x_v > 0 \quad (2)$$

negatif sürgü yerdegistirmesinde yük debisi,



Şekil 2. 4 Yollu-3 Konumlu sürgü valf



$$Q_L = -C_d A_2 \sqrt{\frac{1}{\rho} (P_s + P_L)} \quad x_v < 0 \quad (3)$$

şeklinde yazılır. (2) ve (3) nolu ifadeleri beraber yazarsak,

$$Q_L = C_d |A_1| \frac{x_v}{|x_v|} \sqrt{\frac{1}{\rho} (P_s - \frac{x_v}{|x_v|} P_L)} \quad (4)$$

elde ederiz. Her bir çıkışın alan gradyeni $w = \frac{|A_1|}{|x_v|}$ olmak üzere yük debisini,

$$Q_L = C_d w x_v \sqrt{\frac{1}{\rho} (P_s - \frac{x_v}{|x_v|} P_L)} \quad (5)$$

şeklinde yazabiliriz. Görüldüğü gibi yukarıdaki denklemler, basınç değişimi ile debi değişimi arasında doğrusal olmayan bir bağıntı ortaya koyarlar. Doğrusallaştırmak için yük debisi ifadesini çalışma noktasında Taylor serisine açıp yeniden düzenlersek, doğrusallaştırılmış debi denklemi için,

$$Q_L = K_v x_v - K_{PL} P_L \quad (6)$$

yazabiliriz. Burada.

$$K_v = \frac{\partial Q_L}{\partial x_v} = C_d w \sqrt{\frac{1}{\rho} (P_s - P_L)} \quad \text{debi kazancı}$$

$$K_{PL} = \frac{\partial Q_L}{\partial P_L} = \frac{C_d w x_v \sqrt{\frac{1}{\rho} (P_s - P_L)}}{2(P_s - P_L)} \quad \text{akış-basınç sabiti}$$

dir.

2.3 Hidrolik Motorun Matematik Modeli

Motor denklemleri, motorun her bir odacığında basıncın aynı dağıldığı, odacıklarda akışkan hızının çok küçük dolayısıyla basınç kayıplarının da çok küçük olduğu, sıcaklık ve yoğunluğun sabit olduğu varsayımı altında aşağıdaki ifadelerle elde edilebilir.

Motorun her bir odacığına süreklilik denklemi uygulanacak olursa;

$$Q_1 - C_{im}(P_1 - P_2) - C_{em}P_1 = \frac{dV_1}{dt} + \frac{V_1}{\beta_e} \frac{dP_1}{dt} \quad (7)$$

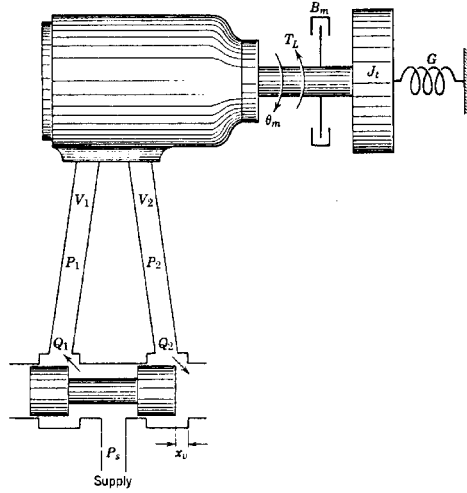
$$C_{im}(P_1 - P_2) - C_{em}P_2 - Q_2 = \frac{dV_2}{dt} + \frac{V_2}{\beta_e} \frac{dP_2}{dt} \quad (8)$$

sonuçları elde edilir. Burada

C_{im} = Motor iç sızıntı katsayısı [(m³/s)/(N/m²)]

C_{em} = Motorun dış sızıntı katsayısı [(m³/s)/(N/m²)]

β_e = Sistemin bulk modülü [N/m²]


Sekil 3. Valf- Motor Sistemi

V_1 = Basınç hattı veya dönüş yönü odacığının hacmi (servovalf bağlantı hattı, motor geçişleri ve pistonlar veya kanatçıklar tarafından süpürülen hacim dahil) [m^3/s]

V_2 = Geri dönüş odacığının hacmi (servovalf bağlantı hattı, motor geçişleri ve pistonlar veya kanatçıklar tarafından süpürülen hacim dahil) [m^3/s]

Motor milinin açısal konumuna, θ bağlı olarak V_1 ve V_2 hacimlerdeki değişimin ifadesi

$$V_1 = V_0 + f_v(\theta_m) \quad (9)$$

$$V_2 = V_0 - f_v(\theta_m) \quad (10)$$

şeklinde elde edilir. Motorun geometrik debisine, D_m göre hacim değişimleri,

$$\frac{dV_1}{dt} = \frac{df_v(\theta_m)}{dt} = D_m \frac{d\theta_m}{dt} = -\frac{dV_2}{dt} \quad (11)$$

biçiminde ifade edilebilir. Her iki odacığın toplam birleştirilmiş hacmi,

$$V_t = V_1 + V_2 = 2V_0 \quad (12)$$

Yukarıdaki (7)-(12) denklemleri uygun bir şekilde düzenleyecek olursa motorun yük debisi için,

$$Q_L = D_m \theta_m + \left(C_{im} + \frac{C_{em}}{2} \right) (P_1 - P_2) + \frac{V_0}{2\beta_e} \frac{d(P_1 - P_2)}{dt} + \frac{f_v(\theta_m)}{2\beta_e} \left(\frac{dP_1}{dt} + \frac{dP_2}{dt} \right) \quad (13)$$

elde edilir. Burada $|f_v(\theta_m)| \ll V_0$ olup ayrıca basıncın zaman türevi çok küçük olduğundan $\frac{dP_1}{dt} + \frac{dP_2}{dt} = 0$ olduğu gösterilebilir. Buna göre yük debisinin Laplace dönüşümlü biçimi,

$$Q_L(s) = D_m \theta_m(s) + C_{tm} P(s)_L + \frac{V_t}{4\beta_e} s P_L(s) \quad (14)$$

olarak elde edilebilir. Burada $C_{tm} = C_{im} + \frac{C_{em}}{2}$ olup motorun toplam sızıntı katsayısıdır. Motorun döndürme momenti denklemi ise aşağıdaki gibidir.

$$T(t) = P_L(t) D_m = J \frac{d\theta_m(t)}{dt} + B \theta_m(t) \quad (15)$$

Motorun döndürme momenti denkleminin Laplace Dönüşümünü yaparak

$$T(s) = P_L(s) D_m = Js \omega_m(s) + B \omega_m(s) \quad (16)$$

yazılabilir. Burada,

- T= Motorun olusturdugu tork (veya döndürme momenti) [N/m]
- J= Motor ve yükün toplam eylemsizlik momenti [kgm²]
- B= Yapiskanlik sönüm katsayisi [Nm/(rad/s)]

dir.

2.4 Valf Transfer Fonksiyonu

Elektrohidrolik valfin girişine uygulanan denetim isareti ile valf sürgüsü hareketi arasında valf transfer fonksiyonu,

$$G_v(s) = \frac{X_v(s)}{M(s)} = \frac{K_s}{T_v s + 1} \quad (17)$$

şeklinde verilebilir. Burada K_s valf kazancı, T_v valf zaman sabitidir.

2.5 Denetim Organi

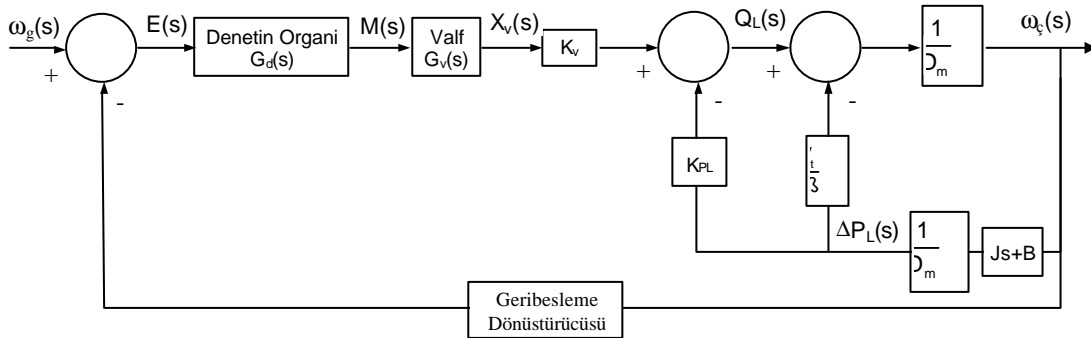
Denetim organi transfer fonksiyonu, PID (orantı+integral+türev) denetim olarak alındığında,

$$G_d(s) = \frac{M(s)}{E(s)} = K_p \left(1 + \frac{1}{T_i s} + T_d s \right) \quad (18)$$

biçimine yazılabilir. (6), (14), (16), (17) ve (18) nolu ifadelerden elde edilen kapalı-döngü denetim blok şeması Şekil 4'te verilmiştir.

3. DENETİM ORGANI AYAR DEĞERİ

Kapalı-döngü denetim sisteminin başvuru girişinde bir basamak fonksiyonu uygulanması halinde sistem cevabının yeni kalıcı-durum değerine en kısa zamanda ve kararlı bir şekilde erişmesini sağlayan denetim organi ayarı en uygun ayar kabul edilir. Bu amaçla, Ziegler ve Nichols (1942) tarafından bir ölçüt geliştirilmiştir. Bu ölçütün matematiksel bir dayanağı olmamakla birlikte, hızlı cevap ve çabuk sönümlenme sağladığı deneysel olarak saptanmıştır. Bu ölçüte göre bulunacak denetim organi ayarının tek olmayacağı aşikardır. Deneysel yolla yapılan belli basılı ayar yöntemleri; Titresim yöntemi ve sistem cevap eğrisi yöntemidir.



Sekil 4. Elektrohidrolik açışal hız denetim sistemi blok şeması

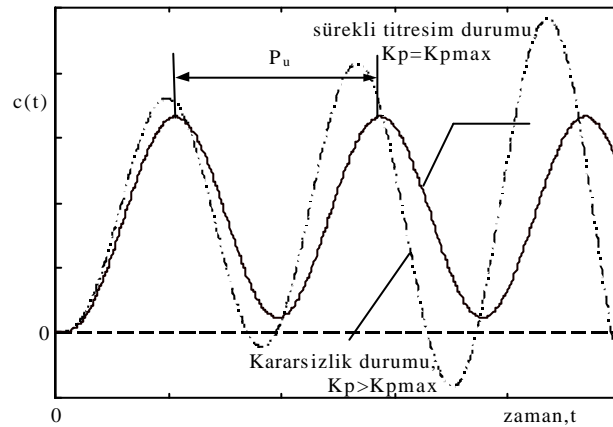
3.1 Titresim Yöntemi

Ziegler ve Nichols tarafından geliştirilen sürekli titreşim yöntemi deneysel yöntemlerin en tanınmış olanlarından birisidir. Bu yöntemin öngördüğü ayarlar hemen hemen denetim sistemi alanında standartlar olarak kabul görmektedir.

Bu yöntemin esası başlangıçta integral ve türev etkilerini devre dışı bırakıp denetim organın sadece oranti etki ile deneye tabi tutulmasına dayanır. Deney başlangıcında integral zaman sabiti sonsuza ($T_i=\infty$), türev zaman sabiti de sifra ayarlanılarak ($T_d=0$) bu denetim etkileri sifirlar ve denetim organı üzerinde sadece oranti etki kalır. Bu durumda kapalı-döngü sistemin basvuru girişine bir basamak değisimi uygulanır ve oranti etki kazancı K_p değistirilerek bu işlem birkaç kez tekrarlanır. Sistem cevabı $c(t)$ sürekli sinusoidal titreşim yapan bir eğri haline erisene kadar oranti kazancı K_p artırılır. Bu duruma karşılık gelen oranti kazancına K_{pmax} ve titreşim periyoduna P_u [s] denir, Şekil 5. Bu kazanç değeri K_{pmax} sistemin kararsızlık sınırına erismeden önce ulaşabileceği en yüksek değerdir. Daha sonra (18) nou ifade ile verilen parametre değeri (K_p , T_i , T_d) de Tablo 1'de verilen formüllere göre hesaplanır ve denetim organı bu değere göre ayarlanır. Ziegler ve Nichols pek çok deney yaparak tabloda verilen sonuçları sağlamışlardır.

Tablo 1. Titreşim yöntemine göre denetim organı ayar değeri

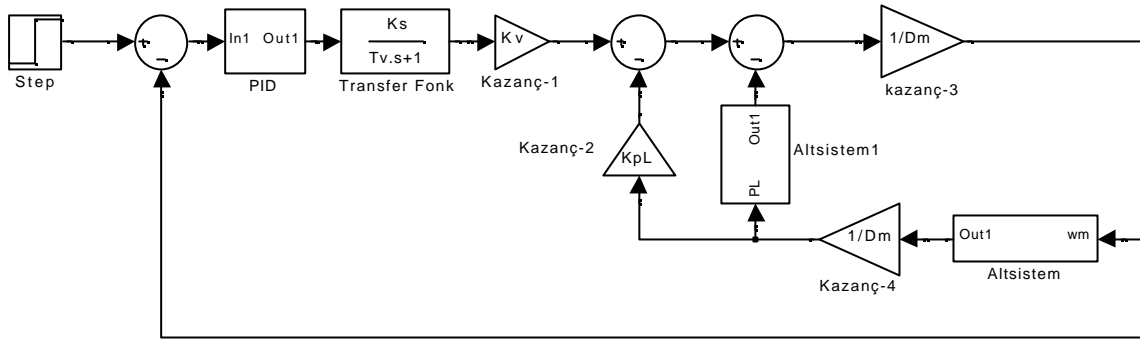
Etki türü	K_p	T_i	T_d
P	$0.5 K_{pmax}$	-	-
PI	$0.45 K_{pmax}$	$0.825 P_u$	-
PD	$0.6 K_{pmax}$		$0.125 P_u$
PID	$0.6 K_{pmax}$	$0.5 P_u$	$0.125 P_u$



Şekil 5. Titreşim yöntemi

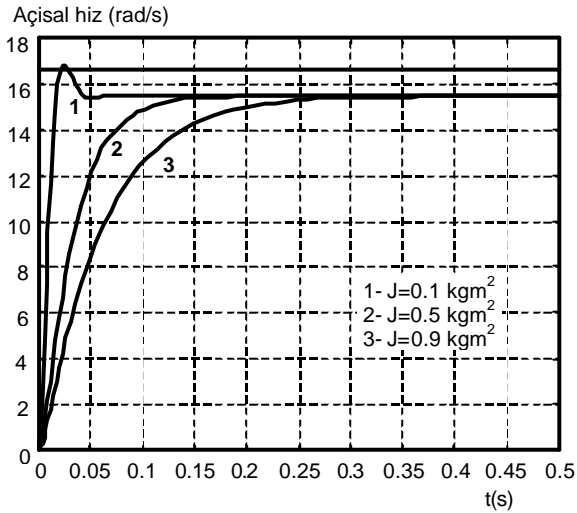
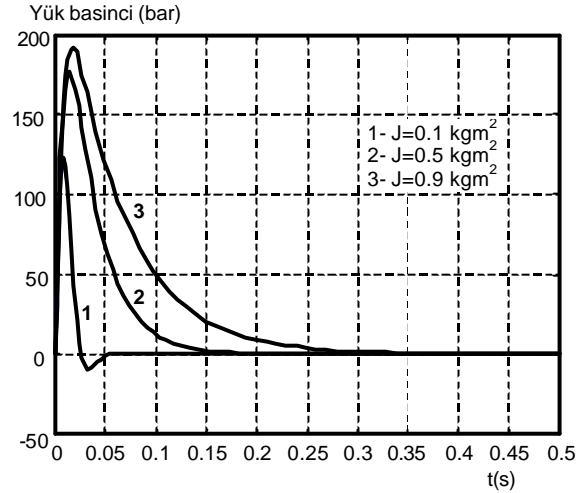
4. BILGISAYAR ÇÖZÜMLERİ

Bilgisayar çözümleri iki aşamalı olarak gerçekleştirilmiştir. Birinci aşamada, çeşitli yüklerde sistemin dinamik davranışı gözlenmiş, atalet momentinin sistem cevap hızı üzerindeki etkileri incelenmiştir. İkinci aşamada, farklı atalet momentlerinde P, PD ve PID denetim için, Nichols-Ziegler cevap eğrisi yöntemi ile en uygun denetim organı parametrelerinin tespiti yapılmıştır.

**Sekil 6.** Elektrohidrolik açılmal hız denetim sistemi Simulink modeli

4.1 Çeşitli Yüklere Sistem Cevabi

Bilgisayar çözümünün bu aşamasında denetim organı, kazanç tipi olarak belirlenmiş ve orantı kazancı $K_p=1$ olarak seçilmiştir. Çeşitli yüklerde sistem cevapları Sekil 7'de verilmiştir. Sekil 7 ve Sekil 8'den görüldüğü gibi atalet momenti küçüldükçe sistem cevabi hızlanmakta, yük basıncı azalmaktadır.

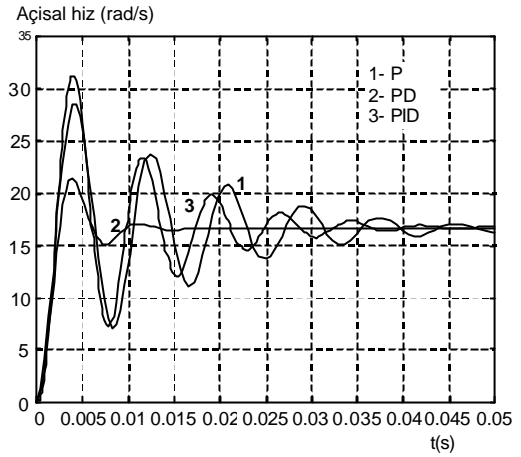
**Sekil 7.** Çeşitli yüklerde sistem cevabi**Sekil 8.** Çeşitli ataletlerde yük basıncı cevabi

4.2 Denetim Organı Parametrelerinin Belirlenmesi

Denetim organı parametrelerinin belirlenmesi için Nichols-Ziegler cevap eğrisi yöntemi kullanılmıştır. Her bir yük durumu için K_{pmax} ve P_u belirlenmiş ve P, PD ve PID denetim için sabitler belirlenmiştir. Tablo 2, Tablo 3 ve Tablo 4'te çeşitli yük durumları için denetim organı sabitleri verilmiştir. Sekil 9, Sekil 10 ve Sekil 11'de belirlenen denetim organı parametreleri için sistem cevapları verilmiştir.

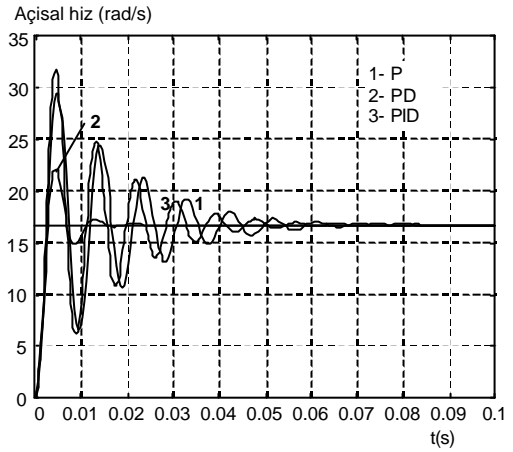
Tablo 2. $J=0,1$ [kgm^2], $K_{p\max}=53,2$, $P_u= 6.10^{-3}$ [s]
denetim organi ayar degerleri

Etki türü	K_p	T_i [s]	T_d [s]
P	26.6	-	-
PD	31.92	-	$0.75 \cdot 10^{-3}$
PID	31.92	$3 \cdot 10^{-3}$	$0.75 \cdot 10^{-3}$


Sekil 9. $J=0,1$ [kgm^2], $K_{p\max}=53,2$,
 $P_u= 6.10^{-3}$ [s] için sistem cevabi

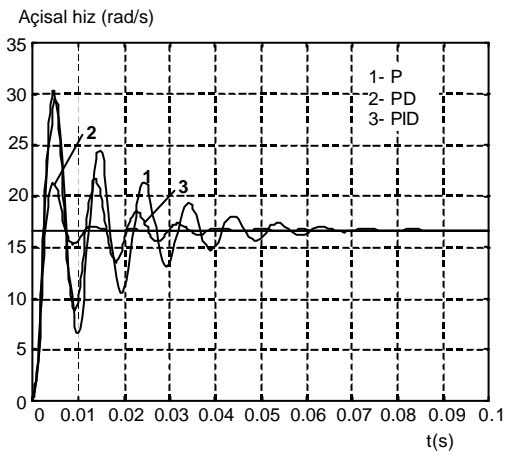
Tablo 3. $J=0,5$ [kgm^2], $K_{p\max}=207$, $P_u= 6,7.10^{-3}$ [s]
denetim organi ayar degerleri

Etki türü	K_p	T_i [s]	T_d [s]
P	103.5	-	-
PD	121.8	-	$0.84 \cdot 10^{-3}$
PID	121.8	$3,35 \cdot 10^{-3}$	$0.84 \cdot 10^{-3}$


Sekil 10. $J=0,5$ [kgm^2], $K_{p\max}=207$,
 $P_u= 6,710^{-3}$ [s] için sistem cevabi

Tablo 3. $J=0,9$ [kgm^2], $K_{p\max}=344$, $P_u= 7.10^{-3}$ [s]
denetim organi ayar degerleri

Etki türü	K_p	T_i [s]	T_d [s]
P	172	-	-
PD	206.4	-	$0.875 \cdot 10^{-3}$
PID	206.4	$3,5 \cdot 10^{-3}$	$0.875 \cdot 10^{-3}$


Sekil 11. $J=0,9$ [kgm^2], $K_{p\max}=344$,
 $P_u= 7.10^{-3}$ [s] için sistem cevabi



SONUÇ

Bu çalışmada, elektrohidrolik valf denetimli motor sisteminin açısal hız denetimi simülasyon çalışması gerçekleştirilmiştir. Model kurulurken, hidrolik akışkan sıkıştırılabilirliği alınmış, motorun içi ve dış sızıntıları belirlenemediğinden ihmal edilmiş ve viskoz sürtünme sıfır kabul edilmiştir.

Sistem cevabi farklı atalet momentleri için elde edilmiştir. P, PD ve PID denetim için parametreler belirlenmiş ve bu parametrelere göre sistem cevapları elde edilmiştir. Elde edilen sonuçlardan, atalet momentinin artması ile sistem cevap hızını azaldığı görülmüştür. Ayrıca PD denetimin hızlı ve az titreşimli cevap verdiği ve uygun denetim olduğu görülmüştür. Türev zaman sabitinin atalet momentine bağlı olarak arttığı gözlemlenmiştir.

KAYNAKLAR

- [1] EDGE, K.A. and FIGUEREDO, K.R.A., An Adaptively Controlled Electrohydraulic Servomechanism Part 1: Adaptive Controller Design, Proc. Instn. Mech.Engirs., Vol 201. No.B3, 174-180, 1987.
- [2] EDGE, K.A. and FIGUEREDO, K.R.A., An Adaptively Controlled Electrohydraulic Servomechanism Part 2: Implementation, Proc. Instn. Mech.Engirs., Vol 201. No.B3, 181-189, 1987.
- [3] SHICHANG, Z., XINGMIN, C. and YUWAN, C., Optimal Control of Speed Conversion of A Valve Controlled Cylinder System, Transaction of the ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Vol.113, 691-695, 1991.
- [4] HUANG, S. and CHEN, S., Optimal Control and Analysis of Hydraulic Machine Tool Servo System, Int. J.Mech. Tools Manufact., Vol.32, No.3, 361-377, 1992.
- [5] WANG, Y. and HUANG, C., The Simplest Identification Model of An Asymmetric Hydraulic System, JSME International Journal, Series C, Vol.39, No.4, 738-745, 1996.
- [6] İSTİF, İ., KUTLU, K. ve SAGIRLI, A., Servovalf kontrollu bir hidrolik motor sisteminin modellenmesi ve konum kontrolü, 10. Ulusal Makine Teorisi Sempozyumu, sayfa 451-458, Eylül 2001, Konya.
- [7] TSAI, S.T., AKERS, A. and LIN, S. J., Modeling and Dynamic Evaluation of A Two- Stage Two-Spool Servovalve Used for Pressure Control, Transaction of the ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Vol.113,709-713, 1991.
- [8] MERRITT, H. E., "Hydraulic Control Systems", John Wiley & Sons. Inc., 118-125, 1967.
- [9] YÜKSEL, İ., "Otomatik Kontrol", VIPAS, 2001.

ÖZGEÇMİŞ

Mesut SENİRGİN

1967 yılında Mustafakemalpaşa-BURSA'da doğdu. Uludağ Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'nden 1989 yılında "Lisans", Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü'nden 1992 yılında "Yüksek Lisans" ve 2000 yılında "Doktora" derecelerini aldı. Uludağ Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde 1989-1997 yılları arasında Araştırma Görevlisi olarak çalıştı. 1997 yılından bu yana halen aynı üniversitede Öğretim Görevlisi olarak görev yapmaktadır. Çalışmaları sistem dinamiği, hidrolik ve pnömatik sistemlerin modellenmesi ve kontrolü, sistem modelleme ve simülasyonu alanlarında yoğunlaşmaktadır. Evli ve bir çocuk babasıdır.