



# HIDROLİK SERVO VALFLERİN DİNAMİK MODELLERİ ve PERFORMANS TESTLERİ

Umut BATU  
M. Burak GÜRCAN  
Tuna BALKAN

## ÖZET

Bu çalışmada ASELSAN A.S. bünyesinde yürütülmekte olan bir projede kullanılan hidrolik servo valfin MATLAB® Simulink ortamında matematiksel modeli oluşturulmuş ve analizi yapılmıştır. Valfin dinamik ve akis parametreleri yapılan deneysel çalışmaların MATLAB® System Identification Toolbox® modülü ile değerlendirilmesi sonucunda belirlenmiştir. Tepki hızlarının önemli olduğu bir sistemin hız ve konum denetiminde kullanılan valf için benzetim sonuçları ile uygulama sonuçları karşılaştırılmıştır.

## 1. GİRİŞ

Sistemlerin bilgisayar ortamında benzetiminin hazırlanması, tasarım sırasında gerekli çalışmaların gerçek sistem üzerinde yapılması yerine bilgisayar ortamında yapılmasına olanak sağlar. Böylece daha az zaman ve daha az kaynak harcanarak sistemin istenilen performans düzeyine getirilmesi sağlanmış olur. Günümüzün hidrolik uygulamaları göz önüne alındığında, genellikle, dinamik etkilerin göz önüne alınmasına gerek duyulmadan tasarlanan sistemlerle karşılaşmaktadır. Yüksek hızlarda ve/veya ivmelerle hareket eden sistemler çoğunlukla küçük ataletlere sahip olduğundan, tasarım sürecinde çeşitli dinamik etkilerin göz ardı edilmesi büyük hatalara neden olmaktadır. Servo valflerin bant genişliğinin de denetlenen mekanik sistemlere göre büyük olması nedeniyle hızlı olan valf dinamiği tasarımda genellikle ihmal edilmektedir. Ancak, havacılık ve askeri uygulamalarda sistem tepki hızı ön plana çıkmakta, dolayısıyla valf tepki hızı da önem kazanmaktadır.

Servo denetimli kapalı döngü sistemlerde, sistemin isteğe karşı verdiği yanıtta gecikme, hız, hata, kararlılık gibi kavramlar oldukça önem kazanmaktadır. Servo valfler ile kolayca denetlenebilen hidrolik sistemlerde performansı arttırmak için denetlenen mekanik sistemin dinamik davranışı, hidrolik yağın sıkıştırılabilirliği, servo valfin zaman sabiti ve kazancı gibi etkenleri göz önüne alarak tasarım aşamasında bir matematiksel model oluşturulması ve artık yaygın olarak kullanılan dinamik modelleme yazılımlarının yardımı ile bilgisayar ortamında benzetim yapılması gereği ortaya çıkmıştır. Bir sistemin tasarım sürecindeki aşamalar, matematik modelleme, dinamik model elde edilmesi ve benzetimdir. Bu şekilde, bilgisayar ortamında sistemin basamak ve frekans tepkisi, vb. davranışlarının benzetimi yapılabilen, benzetim üzerinde yapılan çalışmalarla tasarımın iyileştirilmesi, denetleyicinin seçimi ve parametrelerinin iyileştirilmesinin bilgisayar ortamında kolaylıkla gerçekleştirilmesi mümkün olmakta ve daha az zaman ve daha az kaynak harcanarak sistem istenilen performans düzeyine getirilebilmektedir. Gerekliğinde, bu testlerin sonuçlarının gerçek sistem üzerinde yapılan testlerin sonuçlarıyla karşılaştırılması ve benzetimin doğrulanması da mümkündür.

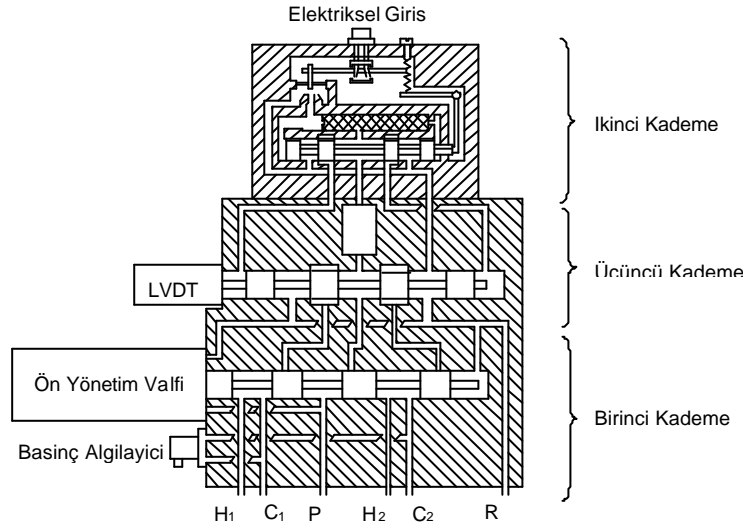
Hidrolik güç sistemlerinin benzetim uygulamaları için çeşitli kişisel bilgisayar programları geliştirilmiştir [1]. MATLAB® [2] yazılımının SIMULINK® [3] modülü günümüzde bu tür dinamik modelleme ve benzetimin gerçekleştirilmesinde yaygın olarak kullanılan programlardan birisidir. Özellikle servo uygulamalarında, seçilen valfin dinamik davranışının uygunluğu, sistemin kararlılığı, tepki hızı, oluşan

nihai hata vb. tasarım kriterlerinin önceden test edilmesi ve sistemin istenilen dinamik davranış için ayarlanması ancak uygulama öncesi başlanan ve uygulama sürecinde de devam eden bir dinamik modelleme ve benzetim ile mümkün olabilmektedir. Bu süreç içerisinde karşılaşılabilecek en önemli zorluklardan birisi sistemin dinamik davranışındaki baskın elemanların dinamik modellerinin oluşturulması ve parametrelerinin belirlenmesidir. Bu amaçla, matematiksel model oluşturulduktan sonra, eğer önceden yapılmamış ise, söz konusu elemanların dinamik parametrelerinin belirlenmesi için bir dizi test ve laboratuvar çalışmasının yapılması gerekmektedir. MATLAB® yazılımının System Identification Toolbox® modülü sistem parametrelerinin bulunması için kullanılabilir önemli bir araçtır. Bu modül kullanılarak test sonuçlarından sistemin matematiksel modeli ve parametreleri kolaylıkla elde edilebilmektedir. Benzetim sonuçlarının uygulama sonuçları ile karşılaştırılması, ancak sistem parametrelerinin belirlenmesinden sonra mümkün olmaktadır. İlgili testler, MATLAB® yazılımının gerçek zamanda çalışan modülleri ve bilgisayara takılacak analog/sayısal ve sayısal/analog dönüştürücü birimleri içeren bir veri toplama karti yardımı ile yapılabilmekte, test sonrası ise yine aynı donanımın hem benzetimi hem de uygulamayı gerçek ve es zamanlı olarak çalıştırabilme yeteneği kullanılarak karşılaştırma yapılması mümkündür.

Bu çalışmada, ASELSAN A.S.'de yürütülen bir proje kapsamında kullanılan servo valflerin bilgisayar ortamında benzetimi gerçekleştirilmiş ve benzetim sonuçlarıyla test sonuçları karşılaştırılmıştır. Servo valflerden biri bir hidrolik silindirin denetimi, aynı karaktere sahip bir diğeri ise bir hidromotorun denetimi için kullanılmaktadır.

## 2. FİZİKSEL MODEL

Sekil 1'de bu çalışmada kullanılan servo valflerden birinin bloğunun sematik gösterimi verilmektedir.



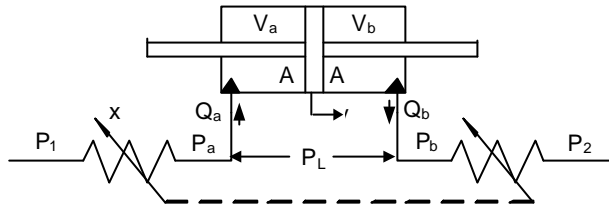
**Sekil 1.** Servo Valf Bloğunun Sematik Gösterimi

Birinci kademe ön yönetim valfinden oluşmaktadır. Ön yönetim valfi kapalıyken servo valfe basınçlı hidroliğin girmesi engellenmektedir. Servo valfin çalışır duruma gelmesi için ön yönetim valfinin açılması gerekir. Üçüncü kademeye gelen basınçlı hidrolik akışkan bu kademede bulunan sürgü ile hidrolik silindire yönlendirilir. İkinci kademedeki gelen hidrolik akışkan ile kontrol edilen üçüncü kademe sürgüsünün konumu LVDT tarafından algılanır ve denetleyicisine aktarılır. İkinci kademedeki üçüncü kademeye doğru olan akışkan, ikinci kademe sürgüsünü hareket ettiren elektriksel servo komutu tarafından kontrol edilir. Bu komut servo valfe denetleyicisi tarafından gönderilmektedir. Servo valfin çıkış uçlarına bağlı bulunan basınç algılayıcı, sistemde oluşan yük basıncını denetleyicisine aktarır.

### 3. MATEMATİK MODEL

İlk asamada valfin hidrolik modeli hazırlanmıştır. Çift etkili silindirin servo blok tarafından kontrol edilmesi Şekil 2'de sematik olarak gösterilmiştir. Bu çalışmaya servo bloğun sadece üçüncü kademesi konu edilmiştir. Bu kademedenin sıfır tasmalı olduğu, açıklığı  $x$  (sürgü konumu) olan iki adet orifisten oluştuğu, sürgü orta konumdayken  $x$  değerinin sıfır olduğu, sürgü bir yöne hareket ederken  $x$ 'in pozitif, diğer yöne hareket ederken de negatif değerler aldığı varsayılmıştır. Diğer bir varsayım ise besleme basıncının çalışma süresince sabit olduğudur. Silindirin A bölgesi tarafındaki orifisin arkasındaki hidrolik akışkanın basıncı  $P_1$ , B bölgesi tarafındaki orifisin arkasındaki hidrolik akışkanın basıncı da  $P_2$  olarak tanımlanmıştır.  $x$  değerinin sıfırdan büyük olduğu durumda piston, sabit besleme basıncına ( $P_s$ ) eşit olan  $P_1$  basıncı tarafından sürülmekte,  $P_2$  basıncı da çıkış basıncına ( $P_e$ ) eşit olmaktadır. Bu durumda silindirin A bölgesi tarafındaki orifisten geçen akışkanın debisi,  $Q_a$ , aşağıdaki orifis denklemleriyle ifade edilmiştir [4].

$$Q_a = k \cdot |x| \cdot \text{sign}(P_1 - P_a) \cdot \sqrt{|P_1 - P_a|} \quad (4.1)$$



Şekil 2. Hidrolik Valf ve Silindir Modeli

Hidrolik akışkanın sıkıştırılabilir olduğu kabul edilirse, bu durumdaki akış sürekliliği denklemi de aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$Q_a = A\dot{y} + \frac{V_a}{\beta} \dot{P}_a \quad (2)$$

(1) ve (2) numaralı denklemlerde

A	Çift-etkili silindir üzerindeki akış kesit alanı
$\beta$	Bulk modülü
$V_a$	Silindirin A bölgesinin hacmi
$y$	Pistonun silindire göre konumu
$P_a$	Silindirin A bölgesi tarafındaki orifisle yük arasındaki akışkanın basıncı
$\dot{y}$	Pistonun silindire göre bağıl hızı

olarak tanımlanmıştır. Ayrıca (1) numaralı denklemde kullanılan  $k \cdot x$  çarpımı orifisin hidrolik iletkenliği olup aşağıdaki denklemle ifade edilir.

$$k \cdot x = C_d w x \sqrt{\frac{2}{\rho}} \quad (3)$$

Bu denklemdeki parametrelerin tanımları da şöyledir;

$C_d$	Bosaltma katsayısı (keskin kenarlı orifislerde ortalama 0.625 alınır)
$w$	Orifisin sürgü çevresi boyunca genişliği
$\rho$	Hidrolik akışkanın yoğunluğu

x değerinin sifirdan küçük olduğu durumda ise piston, sabit besleme basıncına ( $P_s$ ) eşit olan  $P_2$  basıncı tarafından sürülmekte,  $P_1$  basıncı da çıkış basıncına ( $P_e$ ) eşit olmaktadır. Bu durumdaki orifis ve akış sürekliliği denklemleri diğer duruma benzer olarak aşağıdaki şekilde yazılmıştır.

$$Q_b = k \cdot |x| \cdot \text{sign}(P_b - P_2) \cdot \sqrt{|P_b - P_2|} \quad (4)$$

$$Q_b = A \dot{y} - \frac{V_b}{\beta} \dot{P}_b \quad (5)$$

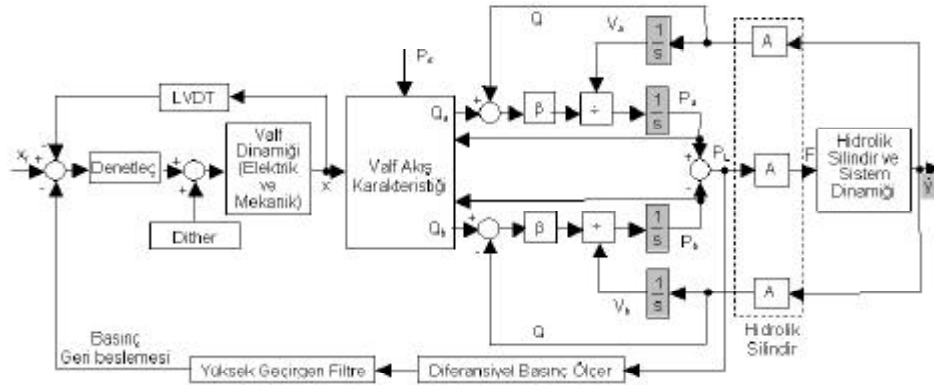
Bu denklemlerde de

- $Q_b$  Silindirin B bölümü tarafındaki orifisten geçen akışkanın debisi  
 $P_b$  Silindirin B bölümü tarafındaki orifisle yük arasındaki akışkanın basıncı  
 $V_b$  Silindirin B bölümünün hacmi

olarak tanımlanmıştır. Pistonun sürdüğü mekanik sisteme uyguladığı kuvvetin oluşmasını sağlayan net basınç farkı  $P_L$  ise aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır.

$$P_L = P_a - P_b \quad (6)$$

1-6 denklem setiyle tanımlanan valf sisteminin girdisi sürgü konumu  $x$  olup çıktısı ise silindirin A ve B bölümlerindeki basınçlardır. Hidrolik silindirin sürdüğü mekanik sisteminin hareketini de bu bölümler arasındaki basınç farkı sağlamaktadır. Servo valf modelinin blok şeması Şekil 3'de verilmiştir.



**Şekil 3.** Servo Valf Modeli Blok Şeması

Şekil 3 ile verilen ikinci ve üçüncü kademe valf dinamiği ve üçüncü kademe valf akış karakteristiği modelinin girdisi valf sürgüsü konum istegi  $x_r$  olarak gösterilmiştir. 1-6 numaralı denklemlerin girdisi olan valf sürgü konumu ile istek arasındaki ilişki ise valf denetleyici döngüsü tarafından belirlenmektedir. Matematik modeli doğru olarak oluşturabilmek için sebep-sonuç ilişkilerine dikkat etmek gerekmektedir. Şekil 3'de de görüleceği üzere valfin akış karakteristiği çıkış olarak  $Q_a$  ve  $Q_b$  debilerini vermektedir. Ancak, valfin sürdüğü hidrolik silindir ve mekanik sistem düşünüldüğünde bu sistemlerin girdisinin kuvvet ya da dönme momenti olması gerekir. Bu durumda, anlamlı sebep-sonuç ilişkisi için debilerin hidrolik yağın esnekliğine karşı gelen Bulk modülü üzerinden basınca, daha sonra da kuvvete çevrilmesi doğru olacaktır. Diğer taraftan, Şekil 3'de hidrolik silindir ile sürdüğü mekanik sistem tek bir blokla gösterilmiş olup aralarında olabilecek esnek bağlantılar göz ardı edilmiştir. Ancak, istenildiği takdirde esnekliği katacak değişiklikleri kolayca yapmak mümkündür.

Valfin elektriksel dinamiği, nüvedeki Eddy akımlar göz ardı edildiğinde, seri bir direnç ve bobin ile modellenabilir. Bu durumda, valfe uygulanan denetim sinyali ile, bobinden geçen akım arasında birinci mertebeden bir dinamik oluşmaktadır. Valfin elektriksel tepki hızını arttırmak için çeşitli yaklaşımlar bulunmaktadır [4]. Bunların başında valfi voltajla sürme yerine akımla sürme gelmektedir. Oransal akım denetiminin kullanıldığı durumda valfin elektrik matematiksel modeli aşağıda verilen denklem seti ile tanımlanabilir.



$$L \frac{di}{dt} + Ri = V \quad (6)$$

$$\frac{dV}{dt} = K_p (i_d - i) \quad (7)$$

Bu denklemlerde,

- L Valf bobin endüktansı,  
R Valf bobin direnci,  
V Valf bobin voltajı,  
i Valf akımı,  
 $i_d$  Valf akim istegi,  
 $K_p$  Oransal denetleç kazancı

olarak tanımlanmıştır. 6 ve 7 numaralı denklemler birleştirildiğinde ise akim istegi ve oluşan akim arasındaki aşağıda verilen 2 mertebeden elektriksel dinamik elde edilir.

$$L \frac{d^2i}{dt^2} + R \frac{di}{dt} + K_p i = K_p i_d \quad (8)$$

Servo valflerde genelde iki adet birbiriyle aynı sürücü bobin bulunmaktadır. Bu bobinleri seri ve paralel olarak iki şekilde bağlamak mümkündür. Eğer bobinlerin toplam endüktansı ve direnci sırasıyla  $L_0$  ve  $R_0$  ise,  $n$  bobinli paralel bağlantı için eşdeğer endüktans ve direnç şu şekilde elde edilir.

$$L_{\text{paralel}} = \frac{L_0}{n^2} \quad R_{\text{paralel}} = \frac{R_0}{n^2} \quad (9)$$

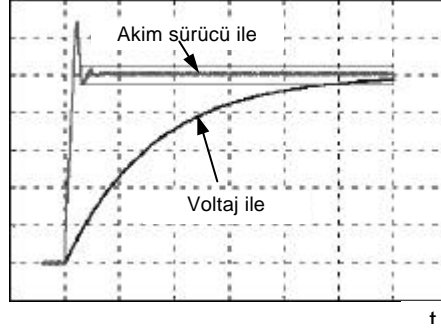
Hem paralel hem de seri bağlantı için  $L/R = L_0/R_0$  oranı ve akim istegini,  $i_d$ , izlemek için gerekli güç gereksinimi,  $i_d^2 R_0$ , sabit kalmakla beraber, akim istegine ulaşmak için gerekli süre  $t_0$  farklı olup, valf denetleci için yüksek oransal kazanç kullanıldığında ve basamak akim isteginde valf denetlecinin doyuma ulaşması durumunda aşağıdaki ifade ile gösterilebilir.

$$t_0 = \frac{L_0}{R_0} \ln \left( 1 - \frac{R_0 i_d}{n V_{\text{max}}} \right) \quad (10)$$

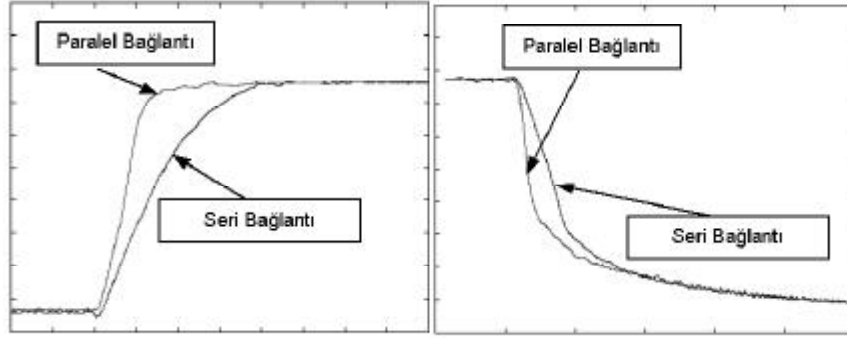
Burada,

- $t_0$  Akim istegine ulaşmak için gerekli süre,  
 $i_d$  Basamak akim istegi büyüklüğü,  
 $V_{\text{max}}$  Maksimum amplifikatör çıkış voltajı

olarak tanımlanmıştır. Şekil 4'de voltaj ve akim ile sürülen bobinin tepkileri, Şekil 5'te paralel ve seri bağlantılar için iki yöndeki tipik basamak tepkileri gösterilmiştir.

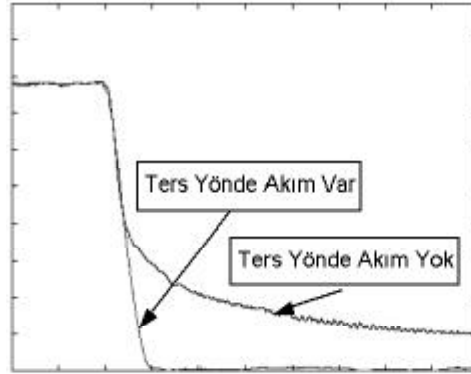


**Sekil 4.** Valf Bobinini Akım ve Voltaj ile Sürme Basamak Tepkileri



**Sekil 5.** Valf Bobinlerinin Paralel ve Seri Bağlantı Basamak Tepkisi

Sekil 5'te görüldüğü üzere bobinlerin paralel bağlantısında tepki hızı daha yüksek olmaktadır. Her iki yönde basamak tepkilerinin farklı olmasının sebebi ise akımın kesilmesinden sonra bobindeki artık manyetik alandır. Bu sorun sürgünün geri çekilmesi sırasında akımı sıfırlamak yerine önce ters yönde akım verilip daha sonra sıfırlama uygulanarak giderilebilir. Sekil 6'da bu uygulama sonucunda basamak tepkisindeki iyileşme görülmektedir.



**Sekil 6.** Ters Yönde Akım Uygulayarak Basamak Tepkisinin İyileştirilmesi

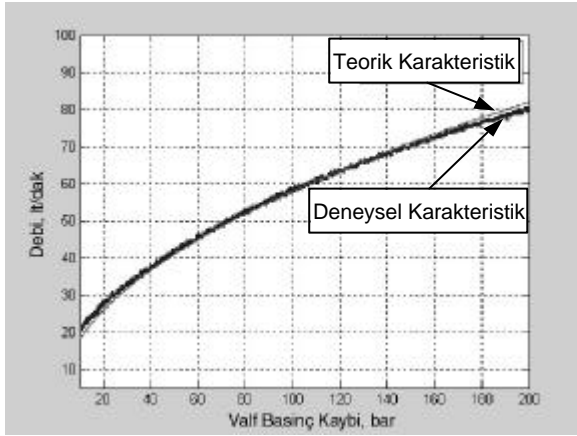
Yukarıda verilen açıklamalar doğrultusunda, daha hızlı valf tepkisi paralel bobin bağlantısı ve akım sürücü için maksimum amplifikatör voltajının yükseltilmesi ile elde edilebilir.

Sekil 3 ile gösterilen matematik model bilimsel çalışmalarda kullanılmakla beraber mühendislik çalışmaları için pratik değildir. Bu modeli oluşturup valf ve sistem parametrelerini belirleyip benzetim yapmak yerine sistem tanımlama yöntemi kullanılarak valf dinamiğinin tamamının bir transfer fonksiyonu olarak belirlenmesi daha uygundur. Bu şekilde yapılacak uygulamada valfin elektriksel ve mekanik dinamiği (sürgü dinamiği) bütünüyle kapsanmış olacaktır. Diğer bir deyişle servo blogun ikinci ve

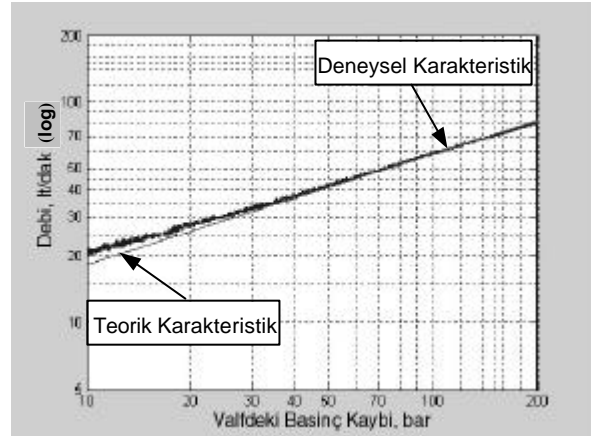
üçüncü kademe dinamiğinin tamamı elde edilen model içerisinde yer almış olacaktır. Bu amaçla MATLAB® yazılımının System Identification Toolbox® modülü kullanılabilir. Birinci kademe ise aç-kapa kademesi olduğu için bu çalışmanın dışında tutulmuştur.

#### 4. MATLAB®/SYSTEM IDENTIFICATION TOOLBOX® MODÜLÜ İLE VALF MODELİNİN OLUSTURULMASI

Valf modeli oluşturma sürecinin ilk aşamasında valf kazancı (geçirgenlik katsayısı,  $K_V$ ) değerinin bulunması gerekmektedir. Bu bilgi için katalog değeri alınabilmekle beraber bu çalışmada deneysel yol tercih edilmiştir. Bu amaçla servo valf üzerinde P-Q ölçümleri yapılmıştır. Sürgü %100 açık iken, valf üzerine basıncı 10 ile 200 bar arasında değişen bir akış uygulanmış ve debi ölçülmüştür. Test sonunda elde edilen verilerden valf karakteristik eğrisi bulunmuştur. Elde edilen gerçek sistem eğrisi ve bu eğriye çakıştırılan teorik ( $K_V=4.7e^{-5}$ ) eğrisi normal ve logaritmik eksenler için sırasıyla Şekil 7 (a) ve Şekil 7 (b) de verilmiştir.



(a) P-Q



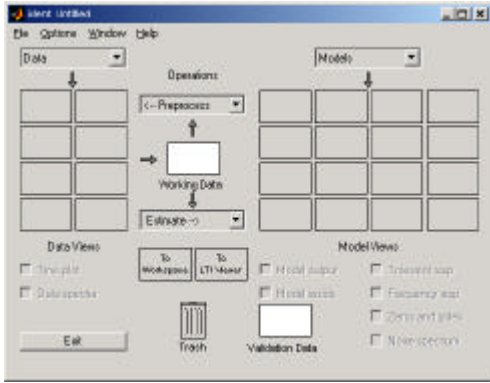
(b) logP-logQ

**Şekil 7.** Valf Karakteristiği

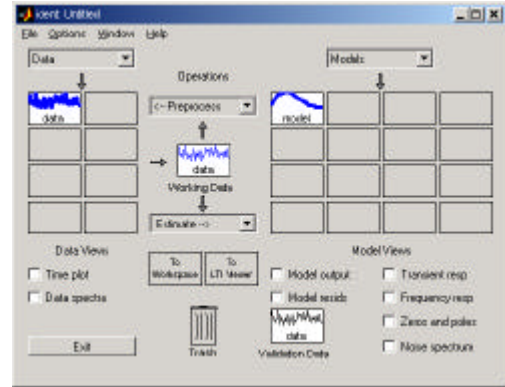
Öte yandan, valfin elektriksel ve mekanik dinamiğinin modellenmesi için valf bobin endüktans ve direnç değerlerinin, 3. kademe sürgü kütlesi ve içinde bulunduğu ortamın viskoz sürtünme katsayısının sayısal olarak belirlenmesi gereklidir. Bu değerlerin isabetli olarak ölçülmesi veya testler ile saptanması oldukça güçtür. Bu gibi durumlarda deneysel veriye dayalı sistem tanılama yöntemleri değerlendirilmelidir. Sistem üzerinde kontrollü test yapmak için uygun altyapı mevcut ise, sistemin referans isteklere tepkisi kaydedilip girdi ve çıktı uygun bir ortamda işlenerek sisteme temsili bir transfer fonksiyonu uydurulması ve yapılacak analiz ve çalışmalarda bu transfer fonksiyonunun kullanılması, analitik denklemlerden model oluşturma sürecine basit, hızlı, pratik ve masrafsız bir alternatif oluşturmaktadır.

Bu çalışmada, valfin ikinci ve üçüncü kademe dinamiğini analitik denklemlerle ifade etmek yerine sistem tanılama yöntemi kullanmak yoluna gidilmiştir. Tanılama çalışması için MATLAB® yazılımının System Identification Toolbox® modülü içinde bulunan Ident® arayüzü kullanılmıştır. Şekil 8'de görülen Ident® arayüzünde soldaki haneler tanılamada kullanılacak olan girdi verileri için, sağdaki haneler ise oluşturulacak modeller için ayrılmıştır. Model oluşturma, "Working Data" hanesinde bulunan veri kullanılarak yapılır. "Validation Data" hanesi ise, oluşturulan modelin tepkisinin gerçek sistem tepkisini ne derecede yansıttığı değerlendirilirken kullanılacak olan gerçek sistem verisini gösterir.





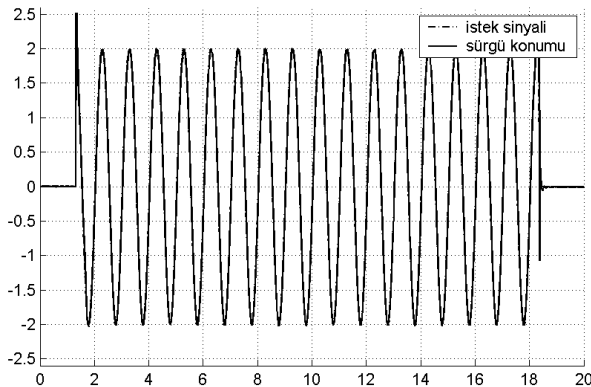
(a) Açılış Ekranı



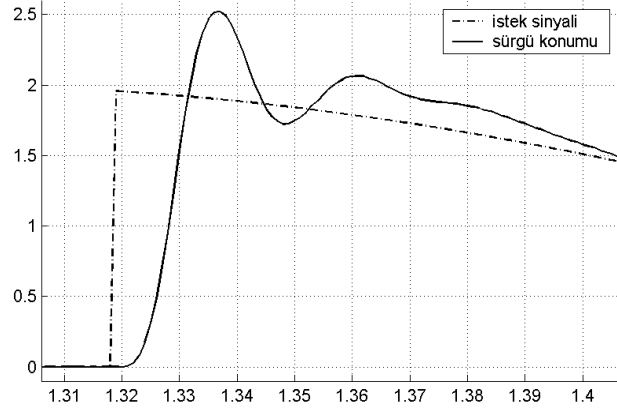
(b) Veri Yüklü ve Model Üretilmiş

**Sekil 8.** Ident® Arayüz Ekranı

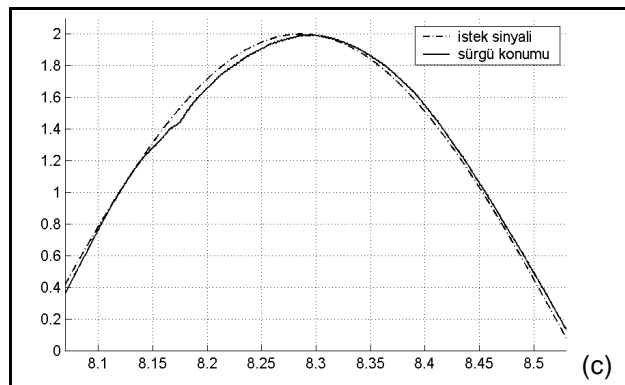
Tanımlama çalışmasına başlangıç olarak valf üzerinde kontrollü testler yapılmıştır. Valfe gönderilen istek sinyali, valf bobini üzerinden ikinci kademe makarasına kuvvet olarak uygulanmaktadır. İkinci kademe makarasının merkez dışında bir konumda bulunması da üçüncü kademe sürgüsünü hareket ettirmektedir. Bu yüzden valf uygulanan istek sinyali kontrol edilmediği takdirde üçüncü kademe sürgüsünün sınırlarına dayanması söz konusu olmaktadır. Bu da elde edilen verinin doğrusal bir benzetim için uygun olmamasına yol açmaktadır. Bu nedenle, sistem üzerinde yapılan testlerde oransal kontrol uygulanmıştır. Testlerde istek sinyali olarak genliği 2 V, frekansı 1 Hz olan bir sinüs sinyali kullanılmıştır. İstek sinyali ve karşılığında ölçülen sürgü konumu Şekil 9a, 9b ve 9c de verilmiştir. Şekil 9b ve 9c'deki grafikler, Şekil 9a'daki grafiğin büyütülmüş ayrıntı gösterimleridir.



(a)



(b)

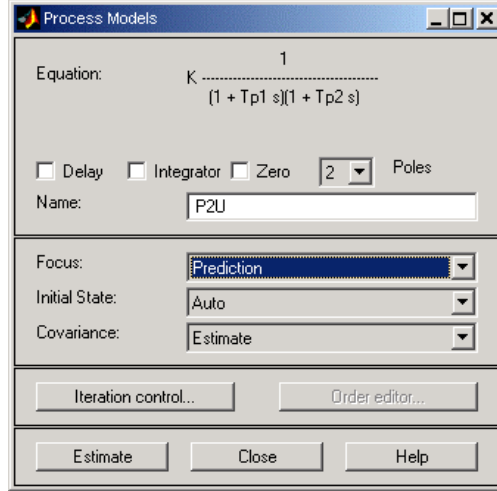


(c)

**Sekil 9.** Sistem Tanılama için Kullanılan Test Verisi



Istek sinyali ve sürgü konumu bilgileri tanılama için Ident<sup>®</sup> programına yüklenmiştir. Bu aşamada tanılamanın mevcut yöntemlerden hangisiyle yapılacağını seçilmesi gereklidir. Bu da tanılama sonucunda ne tür bir sistem gösterimi beklendiğine bağlıdır. Bu çalışmada sistemin bir transfer fonksiyonuyla ifade edilmesi amaçlandığı için programın Şekil 10 da gösterilen seçenekleri arasında "Process Model" seçilmiştir. Bu yöntem, verilen istek ve tepkiye paydası birinci ya da ikinci derece, payı da sıfır ya da birinci derece olan, isteğe göre tip sıfır ya da tip bir transfer fonksiyonu uydurmaktadır.



Şekil 10. Ident<sup>®</sup> "Process Model" Yaratma Seçenekleri

Şekil 9b'de verilmiş test verisi grafiginden ikinci ve üçüncü kademe valf dinamiğinin birinci dereceden daha yüksek dereceli bir sistem karakteristiğine sahip olduğu anlaşılmaktadır. Analizin basitliği ve elde edilen transfer fonksiyonunun anlaşılabilirliği ve kullanılabilirliği açısından sistemin baskın kutuplarını içeren ikinci derece bir transfer fonksiyonu kullanmak uygun olacaktır. Analizden elde edilmek istenen transfer fonksiyonu 11 numaralı denklemdeki gibi tanımlanmış, analiz sonucunda 12, 13 ve 14 numaralı denklemlerdeki değerler ve 15 numaralı denklemdeki transfer fonksiyonu elde edilmiştir.

$$T(s) = \frac{K}{T_w^2 s^2 + 2\zeta T_w s + 1} \quad (11)$$

$$K=1 \quad (12)$$

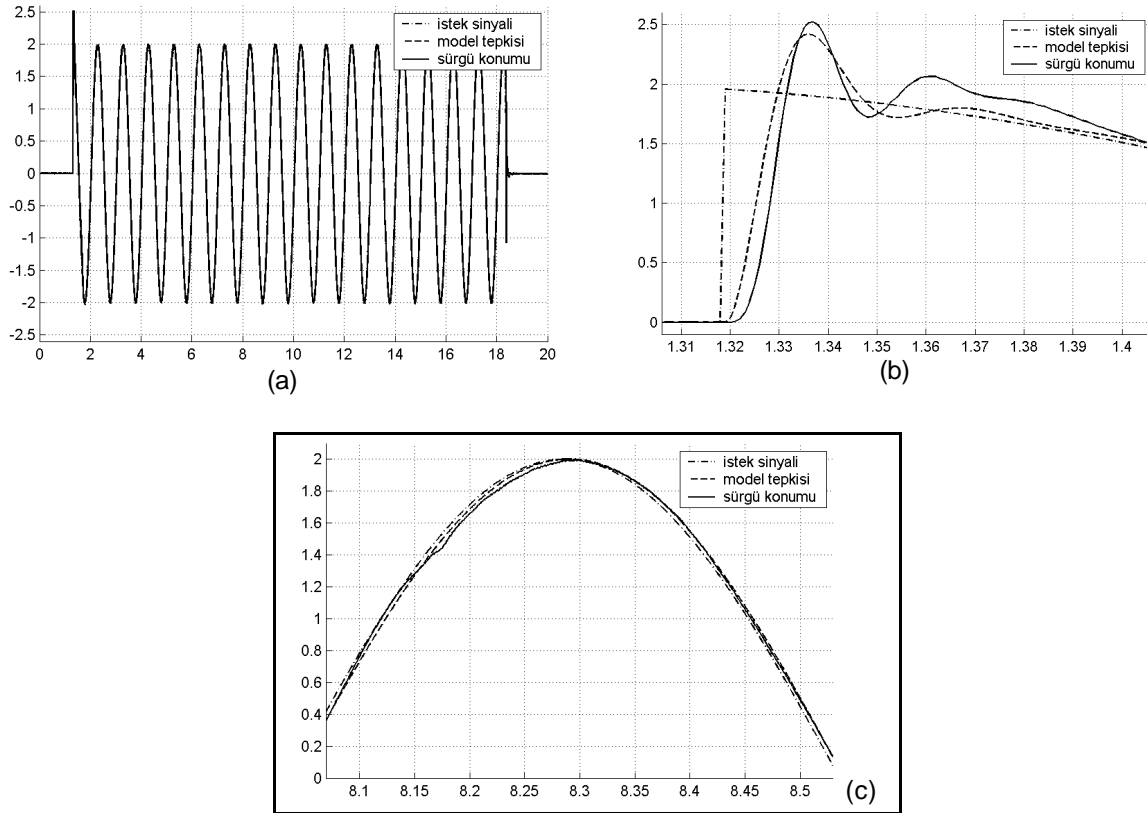
$$T_w=0.005 \quad (13)$$

$$\zeta=0.4 \quad (14)$$

$$T(s) = \frac{1}{25 \times 10^{-6} s^2 + 4 \times 10^{-3} s + 1} \quad (15)$$

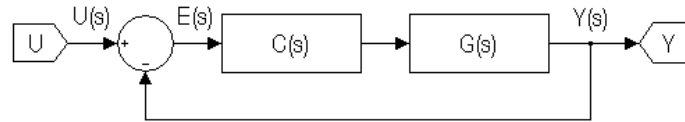
Elde edilen kapalı döngü transfer fonksiyonunun sağlamlasını yapmak için MATLAB<sup>®</sup>/Simulink<sup>®</sup> ortamında teste kullanılan istek sinyali bulunan T(s) transfer fonksiyonuna beslenmiş, alınan çıktı gerçek sistem üzerinde kaydedilmiş olan tepkiyle karşılaştırılmıştır. Karşılaştırmalı grafikler Şekil 11a, 11b ve 11c de verilmiştir.

Daha önce de belirtilmiş olduğu gibi, tanılama sonucunda elde edilen bu transfer fonksiyonu, konum kontrolü yapılan sürgünün kapalı döngü transfer fonksiyonudur. Bu fonksiyon kullanılarak açık döngü transfer fonksiyonu teorik hesaplamalarla bulunmuştur. Bu işlem için öncelikle kapalı döngü sistemin blok semasından yola çıkılarak açık döngü transfer fonksiyonu ile kapalı döngü transfer fonksiyonunun arasındaki bağıntı çıkarılmıştır.



**Sekil 11.** Sistem Tanılama Sonucu Elde Edilen Modelin Test Verisiyle Karşılaştırması

Çıkarımı basitleştirmek için oransal bir denetleyici kullanılmış ve geri besleme hattında bulunan LVDT almasının birim transfer fonksiyonuna sahip, ideal bir almaç olduğu varsayılmıştır. Bu varsayımlar altında sistem Şekil 12'deki blok seması ile tarif edilebilir.



**Sekil 12.** Test Düzeneginin Blok Seması

Burada,

$U(s)$  : İstek sinyali,

$Y(s)$  : 3. kademe sürgüsü konumu,

$C(s)$  : Denetleyici transfer fonksiyonu,

$G(s)$  : Valf açık döngü transfer fonksiyonu,

olarak tanımlanmıştır. Şekil 12 de blok seması verilen test düzeneginin kapalı döngü transfer fonksiyonu,  $T(s)$  yazıldığında, valfin açık döngü transfer fonksiyonu olan  $G(s)$  de kolaylıkla aşağıdaki şekilde bulunabilir.

$$T(s) = \frac{Y(s)}{U(s)} = \frac{C(s)G(s)}{1 + C(s)G(s)} \quad (16)$$

$$G(s) = \frac{T(s)}{C(s) - C(s)T(s)} \quad (17)$$



Testlerde kazancı 3 olan oransal bir denetleç kullanılmıştır. Bu durumda denetlecin transfer fonksiyonu,  $C(s)=3$  olarak alındığında aşağıdaki sonuca ulaşılır.

$$G(s) = \frac{1}{3 - \frac{25 \times 10^{-6} s^2 + 4 \times 10^{-3} s + 1}{25 \times 10^{-6} s^2 + 4 \times 10^{-3} s + 1}} = \frac{1}{s(75 \times 10^{-6} s + 12 \times 10^{-3})} \quad (18)$$

Elde edilen  $G(s)$  transfer fonksiyonu, valf 3. kademe sürgüsünün mekanik ve elektriksel dinamikini ifade etmektedir. Valfe verilen istek hızı, valften alınan geri besleme ise konuma karşılık geldiği için sistemde integral bir davranış olması beklenmektedir. Elde edilen transfer fonksiyonunun paydasındaki “s” terimi bu davranışı ifade etmektedir.

Grafiklerden de görülebileceği gibi valf dinamikinde doğrusal bir transfer fonksiyonu ile modellenemeyecek unsurlar da mevcuttur. Ancak matematik model oluşturmadaki amaç denetleç tasarlamak veya valfin entegre olduğu daha kapsamlı bir sistemin benzetimini yapmak olduğu sürece elde edilen yaklaşık doğrusal model valfin davranışını yeterli isabette temsil etmektedir.

## SONUÇ

Bu çalışmada, ele alınan servo valfin elektriksel ve mekanik dinamik ile akis karakteristliğini temsil eden matematik modeli oluşturmak için gerekli analitik denklemler bir araya getirilmiş, gerekli parametrelerin belirlenmesi için mühendislik çalışmalarına uygun, pratik, deneysel yöntemler oluşturulmuş, ikinci ve üçüncü kademe valf karakteristığının belirlenmesine yönelik deneysel bir sistem tanılama çalışması yapılmış ve bu çalışmadan elde edilen kapalı döngü transfer fonksiyonu kullanılarak, analitik ve deneysel yollarla doğrudan elde edilmesi güç olan açık döngü transfer fonksiyonu hesaplanmıştır. Bir servo valfin matematik modeli oluşturulurken izlenecek yol ele alınan örnek sistem üzerinde ortaya konmuş, dikkat edilmesi gereken noktaların altı çizilmiştir. Çift bobinli valflerin sürülmesinde paralel ve seri bağlantı seçenekleri değerlendirilmiş, avantajları ve dezavantajları belirtilmiştir. Servo valften daha hızlı tepki alabilmek ve açılma-kapanma yönlerinde tepkinin simetrik olmasını sağlamak için uygulanabilecek teknikler önerilmiştir. Sistem tanılama sürecinde MATLAB®/System Identification Toolbox® kullanımı konusunda bilgi verilmiş, örnek servovalf üzerinde tanılama çalışması baştan sona açıklanmıştır.

## KAYNAKLAR

- [1] Balkan T., ve Arıkan, M. A. S., “Hidrolik Sistemlerin Tasarımında Paket Program ve Hidrolik Modüller Kullanarak Kolay Benzetim Yapılması”, II. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi ve Sergisi, s.47-56, İzmir, 8-11 Kasım 2001.
- [2] “MATLAB® User’s Guide”, Version 6, The Mathworks Inc., 2002.
- [3] “MATLAB®/Simulink® Model-Based and System-Based Design, User’s Guide”, Version 5, The Mathworks Inc., 2003.
- [4] Ercan Y., “Akiskan Gücü Kontrolü Teorisi”, Gazi Üniversitesi, Ankara, 1995.
- [5] Yang, G., Ramallo, J. C., Spencer, B. F. Jr., Carlson, J. D. ve Sain, M. K., “Dynamic Performance of Large-Scale MR Fluid Dampers”, CD-ROM Proceedings 14th ASCE Engineering Mechanics Division Conference, Austin, Texas, J. L. Tassoulas, Editör, 6 Sayfa, 21-24 Mayıs 2000.
- [6] Ljung, L., “MATLAB®/System Identification Toolbox®, User’s Guide”, Version 5, The Mathworks Inc., 2002.



## ÖZGEÇMİSLER

### 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 yılından beri ODTÜ Bilgisayar Destekli Tasarım İmalat ve Robotik Merkezi Başkan Yardımcılığı görevini yürütmekte ve ASELSAN A.S. ile ortak çalışmaktadır. Çalışmaları sistem dinamiği, kontrol, sistem modellemesi, simülasyonu ve tanınması, akışkan gücü kontrolü, robotik ve uygulamaları alanlarında yoğunlaşmış olup, bu konularda çeşitli uygulamalı endüstriyel çalışmalarda yer almıştır.

### Umut BATU

1980 yılında Ankara'da doğdu. Orta Doğu Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü'nden 2002 yılında "Lisans" derecesini aldı. Ekim 2002 tarihinde ASELSAN MST Grubu Mekanik Tasarım Müdürlüğü'nde Mühendis olarak göreve başladı ve servo kontrol ve stabilizasyon konusunda çalışmalar yaptı. VOLKAN Atis Kontrol Sistemi Projesi'nde kontrol sistemi tasarımı görevi aldı. Halen MST Grubu Mekanik Tasarım Müdürlüğü, Silah Sistemleri Tasarım Ekibi'nde Mühendis olarak görev yapmakta ve ODTÜ Makina Mühendisliği Bölümü'nde yüksek lisans çalışmalarını sürdürmektedir.

### M. Burak GÜRCAN

1971 yılında Isparta'da doğdu. Orta Doğu Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü'nden 1993 yılında "Lisans", 1997 yılında da "Yüksek Lisans" derecelerini aldı. Nisan 1999 tarihinde ASELSAN. MST Grubu Mekanik Tasarım Müdürlüğü'nde çalışmaya başladı ve Kaideye Monteli Stinger ve VOLKAN Atis Kontrol Sistemi Projeleri'nde görev aldı. VOLKAN Atis Kontrol Sistemi Projesi'nde Araç İki Paketi PKD Yöneticisi'dir. Halen MST Grubu Mekanik Tasarım Müdürlüğü, Silah Sistemleri Tasarım Ekibi'nde Baş Mühendis olarak görev yapmaktadır.