

# TEK EKSENLİ YORULMA TEST DÜZENEGİ İÇİN KONUM DENETLEYİCİSİ TASARIMI

Hakan ÇALIŞKAN  
Tuna BALKAN  
Bülent Emre PLATİN  
İlhan KONUKSEVEN

## ÖZET

Bu çalışmada çeyrek araç modelini tahrik eden valf denetimli çift milli bir hidrolik eyleyici için konum denetleyicisi tasarlanmıştır. Sistemin matematiksel denklemleri çıkartılmış, bunlara uygun MATLAB Simulink® modeli oluşturulmuştur. Ayrıca, sistemin doğrusallaştırılmış denklemleri yazılarak sistem durum uzayında modellenmiştir. Hidrolik eyleyicinin konum denetimi için ileri ve geri besleme denetleyiciler tasarlanmıştır. İleri beslemeli konum denetleyicisi çeyrek araç modelinden eyleyiciye aktarılacak olan kuvveti kestirip bu bozucu etkiyi gidermeye yönelik valf komut sinyali üretmektedir. Bozucu kuvvet ileri beslemeli denetleyici tarafından karşılandığından geri besleme denetleyici tasarımında hidrolik eyleyici tahrik ettiği sistemden bağımsız olarak düşünülmüştür. Valf dinamiği ihmal edildikten ve eyleyici oda basınçları doğrusal bağımlı kabul edildikten sonra eyleyici sistem üç durum denklemi ile temsil edilmiş ve LQR denetleyici tasarlanmıştır. LQR denetleyici tasarımında sistem durumlarını cezalandıran matrisi deneme yanılma yoluyla değil, kapalı çevrim sistemin impuls yanıtını ikinci mertebeden bir türevsel denklem ile tanımlanan bir istek yanıt profiline yakınsatacak şekilde oluşturulmuştur. Bütün sistem modelinin durum uzayında kapalı çevrim modeli verilmiş ve doğrusal olmayan MATLAB Simulink® modelinin yanıtı ile karşılaştırılmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** Sistem modelleme, valf denetimi, LQR denetleyici tasarımı.

## ABSTRACT

In this study, a controller is designed for a hydraulic actuator driving a quarter car model. The mathematical equations of the system are derived and an equivalent MATLAB Simulink® model is formed. On the other hand, the non-linear equations defining the system dynamics are linearized and the system is represented in state space. For the position control of the hydraulic actuator a feedforward and a feedback controller are designed. The feedforward controller estimates the force transmitted from the quarter car model to the hydraulic actuator and produces a valve signal to compensate for the disturbance effect. As the disturbance is compensated by the feedforward controller, while designing the feedback controller the hydraulic actuator is considered independent of the load. Neglecting the valve dynamics and assuming the actuator chamber pressures are linearly dependent, the actuator system is modeled with three state equations and a LQR controller is designed. In the design of LQR controller, the matrix which is penalizing the states is formed by approximating the impulse response of the closed loop system to a desired second order response profile rather than by using iteration. The closed loop state space representation of the whole system is given and compared with the non-linear MATLAB Simulink® model.

**Keywords:** System modeling, valve control, LQR controller design.

## GİRİŞ

Bu çalışmada tek eksenli bir araç yorulma test cihazı için konum denetleyicisi tasarlanmıştır. Bu tür yorulma test cihazlarının amacı bir test yolunda sürülen araç üzerinde oluşan ivmelerin aynısını kontrollü bir ortamdaki araç üzerinde tekrar yaratmaktır. Bu testlerde araç, bir hidrolik eyleyici platform üzerine yerleştirildikten sonra, değişik frekansları içeren bir sinyal ile tahrik edilerek sistem tanılama işlemi yapılır. Sistem tanılamadan elde edilen model kullanılarak araç üzerinde oluşturulmak istenen ivmeleri yaratmak için gerekli eyleyici konum sinyalleri üretilir. Hidrolik eyleyiciler bu istek konum sinyallerini izleyerek araç üstünde yol testlerinde toplanan istek ivmelerini oluşturmaya çalışır.

Tek eksenli yorulma test cihazında tahrik edilen araçların benzetimi iki yay, bir sönümleyici ve iki kütlede oluşan çeyrek araç modeli ile yapılabilir. Bu nedenle, bu çalışma kapsamında konum denetleyicisi tasarlanacak hidrolik eyleyici sistem üzerinde bir çeyrek araç modelinin bulunduğu varsayılmıştır. Yorulma test cihazlarında sistem tanılama işlemi yapıldığından hidrolik eyleyici ve çeyrek araç modelinden oluşan bütün sistemin durum uzayında gösterimi yapılmıştır. Böylelikle deneysel tanılama işlemi yapılan sistem oluşturulan model ile karşılaştırılabilecektir. Mevcut durumda tek eksenli bir yorulma test cihazı olmadığı için bu çalışma kapsamında hidrolik sistemin doğrusal olmayan MATLAB Simulink® modeli çıkartılmış ve konum denetleyicilerinin başarımı bu model üzerinde gösterilmiştir.

Yorulma test cihazları dışında birçok endüstriyel uygulamada hidrolik eyleyiciler kullanıldığı için çalışmada genel bir denetleyici tasarımı anlatılmıştır. Çalışma kapsamında tasarlanan konum denetleyicisi ileri ve geri besleme denetleyicilerinden oluşmaktadır. İleri besleme denetleyici tahrik edilen sistem ile eyleyici arasındaki kuvveti kestirmekte ve bozucu olarak nitelendirilebilecek bu kuvveti giderici valf komut sinyalini üretmektedir. Bozucu kuvvet ileri beslemeli denetleyici tarafından karşılandığından geri besleme denetleyici hidrolik eyleyici tahrik ettiği sistemden bağımsız olarak düşünüerek tasarlanmıştır. Geri beslemeli denetleyici tasarımında, valf dinamiği ihmal edilip, oda basınçları değişiminin doğrusal olarak bağımlı olduğu kabulü yapıldıktan sonra hidrolik eyleyici sistem üç durum denklemi ile temsil edilmiş ve bir LQR denetleyici tasarlanmıştır. LQR denetleyici tasarımında sistem durumlarını cezalandıran matrisi deneme yanılma yoluyla değil, kapalı çevrim sistemin impuls cevabını ikinci mertebeden bir diferansiyel denklem ile tanımlanan bir istek yanıt profiline yakınsatacak şekilde tasarlanmıştır. Denetleyici tasarımında hidrolik eyleyici sistemden bağımsız olarak düşünüldüğünden çalışma kapsamında gösterilen geri beslemeli denetleyici tasarımı her hangi bir hidrolik eyleyicinin konum denetimi için kullanılabilir.

Çalışmanın sonunda bütün sistem modelinin durum uzayında kapalı çevrim modeli verilmiş ve doğrusal olmayan MATLAB Simulink® modelinin yanıtı ile karşılaştırılmıştır.

## SİSTEM MODELLENMESİ

Bu çalışma kapsamında modellenen sistem iki ana kısımdan oluşmaktadır. Birinci kısım servo valf ve eyleyiciden oluşan hidrolik sistemdir. İkinci kısım ise çeyrek araç modelini temsil eden iki yay, iki kütle ve bir sönümleyiciden oluşan çeyrek araç modelidir. Sistemin girdisi valf komut sinyali olup bu sinyal ile doğrusal olarak valf sürgüsü konumu belirlenmekte, dolayısı ile eyleyiciye giden debi miktarı ayarlanmaktadır. Eyleyiciye giden debi direnç ile karşılaşır sıkışmakta ve basınç oluşturmaktadır, oluşan basınç eyleyici alanı ile kuvvete dönüştürmekte ve piston kütlesi ile çeyrek araç modeli kütlelerini tahrik etmektedir.

### Servo Valf Modeli

Sistemde dinamik yanıt karakteristiği hızlı bir servo valf kullanılmıştır. Valf makarasını hareket ettiren sürücü sistemin dinamik yanıtı çok hızlı olduğundan bu kısım ikinci mertebeden doğrusal türevsel denklem ile ifade edilebilir.

$$K_{1v}\omega_n^2 u_v = \ddot{y}_v + 2\xi\omega_n \dot{y}_v + \omega_n^2 y_v \quad (1)$$

Burada  $K_{1v}$ ,  $\pm 10V$  büyüklüğünde valf giriş voltajı  $u_v$ 'yi  $\pm 3mm$  sürgü konumu  $y_v$ 'ye çeviren kazancı belirtmektedir.  $\omega_n$  ve  $\xi$  ise valf sürücü sisteminin doğal frekansını ve sönümlenme katsayısını belirtmektedir. Bu değerler seçilen valf kataloğunda valfin frekans yanıt eğrileri incelenerek belirlenebilir.

Valf makarası sıfır merkez açıklıklı tam çakışmalı kabul edilmiştir, bu durumda akış denklemleri aşağıdaki gibi yazılır.

$$q_1 = C_d w y_v \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_S - p_A)} = C_V \sqrt{p_S - p_A} \quad (2)$$

$$q_2 = C_d w y_v \sqrt{\frac{2}{\rho} p_B} = C_V \sqrt{p_B} \quad (3)$$

Valf denetimli sistemlerde eyleyici oda basınçları belirli durağan basınçlar etrafında değişim göstererek dinamik yükleri karşılamaktadır. Çift milli eyleyiciler için durağan basınç değeri valf besleme basıncı  $p_S$ 'nin yarısıdır. Bu basınç değerleri etrafında ve belirli bir valf makarası konumu  $y_{v0}$  için akış denklemleri doğrusallaştırılırsa aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$q_1 = K_{uv} y_v - K_{pv} p_A \quad (4)$$

$$q_2 = K_{uv} y_v + K_{pv} p_B \quad (5)$$

Burada  $K_{uv}$  valf makarası konum kazancını,  $K_{pv}$  basınç kazancını temsil etmektedir. Doğrusallaştırma ile elde edilen bu kazançlar aşağıdaki ifade edilebilir.

$$K_{uv} = C_V \sqrt{\frac{p_S - p_{sL}}{2}} \quad (6)$$

$$K_{pv} = C_V \frac{y_{v0}}{\sqrt{2(p_S - p_{sL})}} \quad (7)$$

Bu denklemlerde görülen  $p_{sL}$  terimi statik yük basıncını temsil etmektedir,  $y_{v0}$  ise doğrusallaştırma yapılan valf sürgüsü konumunu belirtir.

### Hidrolik Eyleyici

Hidrolik eyleyici çift milli bir silindirden oluşmaktadır. Eyleyiciye giren ve çıkan debi denklemleri aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$q_A = A_s \dot{y}_1 + \frac{V_A}{E} \frac{dp_A}{dt} + q_s \quad (8)$$

$$q_B = A_s \dot{y}_1 - \frac{V_B}{E} \frac{dp_B}{dt} + q_s \quad (9)$$

Hidrolik eyleyicinin A odasından B odasına doğru pozitif yönlü tanımlanmış bir sızıntı  $q_s$  olduğu varsayılmıştır. Bu sızıntının ifadesinin eyleyici hızına ve oda basınçlarına bağlı olarak değişimi aşağıdaki gibi modellenmiştir. Sızıntı miktarı çok küçük olduğundan doğrusallaştırılmış denklemlerde ihmal edilmiştir.

$$q_s = r_s \dot{y}_1 + r_p (p_A - p_B) \quad (10)$$

Valf ile hidrolik eyleyici arasındaki iletim hatlarında bir debi kaybı olmadığı kabulü yapılırsa valf debileri ile eyleyici debileri arasında aşağıdaki süreklilik denklemleri yazılabilir.

$$q_1 = q_A \quad (11)$$

$$q_2 = q_B \quad (12)$$

Hidrolik iletim hatları hacimleri eyleyici ölü hacmi  $V_{A_{olu}}$  'ye dahil edilmiştir. Eyleyicinin sıfır konumu silindirin orta konumu kabul edildikten sonra eyleyici oda hacimlerinin konuma göre değişimi aşağıdaki gibi ifade edilmiştir.

$$V_A(y_1) = V_{A_{olu}} + \left(\frac{y_{1max}}{2} + y_1\right) A_s \quad (13)$$

$$V_B(y_1) = V_{B_{olu}} + \left(\frac{y_{1max}}{2} - y_1\right) A_s \quad (14)$$

Sistemde dolaşan hidrolik akışkanın hacim (bulk) modülü basıncın bir fonksiyonu olarak alınmıştır.

$$E(p) = (c_2 + p) \left[ \frac{1}{c_1} - \ln \left( 1 + \frac{p}{c_2} \right) \right] \quad (15)$$

$c_1 = 0.0733$ , 52 °C de mineral yağ HLP32 için verilen sabit (20cSt)

$c_2 = 99.993 \text{ MPa}$ , 52 °C de mineral yağ HLP32 için verilen sabit (20cSt)

Doğrusallaştırılmış denklemlerde eyleyicinin orta konumu için bulunan oda hacim değerlerinin değişmediği ve hidrolik akışkanın hacim modülünün yağın besleme basıncının yarısına denk gelen değerlerde sabit olduğu varsayılmıştır.

Hidrolik eyleyici pistonu için Newton'un 2. kanunundan aşağıdaki hareket denklemi yazılır.

$$(p_A - p_B)A_s = m_1\ddot{y}_1 + F_s(\dot{y}_1) + F_b \quad (16)$$

Burada  $F_b$  çeyrek araç modelinden eyleyici silindirine etki eden bozucu kuvveti,  $F_s$  is eyleyici piston keçeleri ile kovani arasında oluşan sürtünme kuvvetini temsil etmektedir. Sürtünme kuvveti Stribeck modeli kullanılarak oluşturulmuştur. Bu model ile piston keçeleri ve eyleyici kovani arasındaki yapış-kay hareketi temsil edilebilmektedir. Stribeck modelinde eyleyici yön değiştirirken sabit bir  $F_C$  sürtünme kuvveti uygulanmakta, sonrasında ise eyleyici hızlandıkça viskoz sürtünme kuvvetleri etkin olmaktadır.

$$F_s(\dot{y}_1) = b\dot{y}_1 + \text{sign}(\dot{y}_1)(F_C + F_H e^{-c_H|\dot{y}_1|}) \quad (17)$$

Sistemin doğrusallaştırılmış modelinde statik sürtünme kuvveti değerleri atılarak piston keçeleri ile silindir kovani arasında yalnızca viskoz sürtünme olduğu varsayımı yapılmıştır.

### Çeyrek Araç Modeli

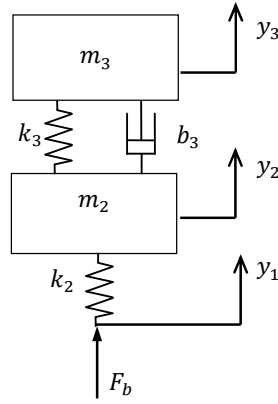
Hidrolik eyleyici sistemin tahrik ettiği çeyrek araç modelinin fiziksel modeli Şekil 1'de verilmiştir. Burada  $m_2$  tekerlek ve aks kütlelerini temsil etmektedir; süspansiyon üzerinde sallanan araç kütlesi  $m_3$  ile temsil edilmektedir. Tekerleğin sönümlenme katsayısı ihmal edilmiş ve sadece yay sabiti  $k_2$  ile temsil edilmiştir. Aks ile araç arasındaki süspansiyon yay sabiti  $k_3$  ve viskoz sürtünme katsayısı  $b_3$  ile temsil edilmektedir.

Çeyrek araç modeli için hareket denklemleri aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$F_b = k_2(y_1 - y_2) \quad (18)$$

$$m_2\ddot{y}_2 = F_b - k_3(y_2 - y_3) - b_3(\dot{y}_2 - \dot{y}_3) \quad (19)$$

$$m_3\ddot{y}_3 = k_3(y_2 - y_3) + b_3(\dot{y}_2 - \dot{y}_3) \quad (20)$$



Şekil 1. Çeyrek Araç Modeli Gösterimi

### SİSTEMİN DURUM UZAYINDA TANIMLANMASI

Bütün sistemin matematiksel modeli MATLAB Simulink® ortamında oluşturulmuştur. Ancak, doğrusal olmayan denklemlerden oluşan bu model oldukça karmaşıktır. Bu model kullanılarak MATLAB Simulink® ortamında doğrusallaştırma yapılabilir ve denetleyici tasarlanabilir, bu işler için çok gelişmiş araçlar vardır. Ancak bu şekilde yapılan bir çalışmada sistemi tanımlayan parametrik ifadeler yerine rakamsal ifadeler vardır ve bu ifadeler ile basitleştirmeler yaparak sistem dinamiği hakkında fikir edinmek pek olanaklı değildir.

Bu nedenle, bir önceki bölümde verilen doğrusal olmayan denklemler doğrusallaştırılmış ve bütün sistem durum uzayında tanımlanmıştır. Böylelikle açık ve kapalı çevrim sistemin bütün kutuplarını inceleme olanağı sağlanmış olur. Ayrıca, denetleyici tasarımı için sistemi tanımlayan durum adedi düşürülmüş ve çok daha basit bir model kullanarak denetleyici tasarımı kuramsal olarak gerçekleştirme olanağı sağlanmıştır.

Sistemin durum uzayı modeli için seçilen sistem değişkenleri aşağıdaki gibidir.

- $x_1 = y_v$  : valf sürgüsü konumu
- $x_2 = \dot{u}_v$  : valf sürgüsü hızı
- $x_3 = y_1$  : eyleyici konumu
- $x_4 = \dot{y}_1$  : eyleyici hızı
- $x_5 = p_A$  : eyleyici A odası basıncı
- $x_6 = p_B$  : eyleyici B odası basıncı
- $x_7 = y_2$  : aks konumu
- $x_8 = \dot{y}_2$  : aks hızı
- $x_9 = y_3$  : araç konumu
- $x_{10} = \dot{y}_3$  : araç hızı

Sistemin girdisi  $\pm 10V$  büyüklüğünde valf sürücüsü komut sinyalidir.

$$u = [u_v] \quad (21)$$

Denklemler 1, 4, 5, 8, 9, 12, 16, 18, 19 ve 20 kullanılarak sistem dinamiğini tanımlayan 6 denklem aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$K_{1v}\omega_n^2 u_v = \ddot{y}_v + 2\xi\omega_n \dot{y}_v + \omega_n^2 y_v \quad (22)$$

$$(p_A - p_B)A_s = m_1\ddot{y}_1 + b_1\dot{y}_1 + k_2(y_1 - y_2) \quad (23)$$

$$A_s\dot{y}_1 + \frac{V_A}{E} \frac{dp_A}{dt} = K_{uv}y_v - K_{pv}p_A \quad (24)$$

$$A_s\dot{y}_1 - \frac{V_B}{E} \frac{dp_B}{dt} = K_{uv}y_v + K_{pv}p_B \quad (25)$$

$$m_2\ddot{y}_2 = k_2(y_1 - y_2) - k_3(y_2 - y_3) - b_3(\dot{y}_2 - \dot{y}_3) \quad (26)$$

$$m_3\ddot{y}_3 = k_3(y_2 - y_3) + b_3(\dot{y}_2 - \dot{y}_3) \quad (27)$$

Bu denklemler kullanılarak sistemin durum denklemleri aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{Ax} + \mathbf{Bu}_v \quad (28)$$

Buradaki sistem matrisi ve girdi matrisi aşağıda verilmiştir.

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\omega_n^2 & -2\xi\omega_n & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{k_2}{m_1} & \frac{b_1}{m_1} & \frac{A_s}{m_1} & -\frac{A_s}{m_1} & \frac{k_2}{m_1} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{K_{uv}E}{V_A} & 0 & 0 & -\frac{AE}{V_A} & -\frac{K_{pv}E}{V_A} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{K_{uv}E}{V_B} & 0 & 0 & \frac{AE}{V_B} & 0 & \frac{K_{pv}E}{V_B} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{k_2}{m_2} & 0 & 0 & 0 & -\frac{k_2+k_3}{m_2} & -\frac{b_3}{m_2} & \frac{k_3}{m_2} & \frac{b_3}{m_2} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{k_3}{m_3} & \frac{b_3}{m_3} & -\frac{k_3}{m_3} & -\frac{b_3}{m_3} \end{bmatrix} \quad (29)$$

$$\mathbf{B} = [0 \quad K_{1v}\omega_n^2 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0]^T \quad (30)$$

Denklem 29 ile ifade edilen durum matrisi incelendiğinde bu matrisin ana diyagonaldeki ilk 6x6'lık kısmını oluşturan hidrolik eyleyici sistem modeli ile son 4x4'lük kısmını oluşturan çeyrek araç modeli arasındaki tek bağlantının yay sabiti  $k_2$  ile oluşturulduğu görülmektedir. Bu beklenen bir durumdur çünkü hidrolik eyleyici çeyrek araç modelini  $k_2$  yayı ile temsil edilen tekerlek üzerinden tahrik etmektedir.

Hidrolik sistem ile çeyrek araç modeli arasındaki  $k_2$  yayı üzerinden aktarılan  $F_b$  kuvveti sistem girdisiymiş gibi düşünülürse 10x10 durum matrisi 6x6 ve 4x4 iki ayrı bağımsız matrislerden oluşur, dolayısı ile hidrolik eyleyici sistemi ve üzerinde sallanan araç sistemi biri birinden bağımsız olur.

Hidrolik eyleyici sistemin konum denetimcisi tasarımında  $k_2$  yayı üzerinden aktarılan  $F_b$  kuvvetinin etkisini giderecek ileri besleme bir denetleyici tasarlanacaktır. Fiziksel olarak hidrolik sistem girdisi sadece valf sürücü komut sinyali olduğundan öncelikle bozucu kuvvet tahmin edilecek sonrasında eşdeğer valf sinyaline çevrilecektir. Böylelikle hidrolik eyleyici sistem tahrik ettiği çeyrek araç modelinden bağımsız hale getirilmiş olacak ve bağımsız bir hidrolik eyleyici için konum denetimcisi tasarlanacaktır.

## DENETLEYİCİ TASARIMI

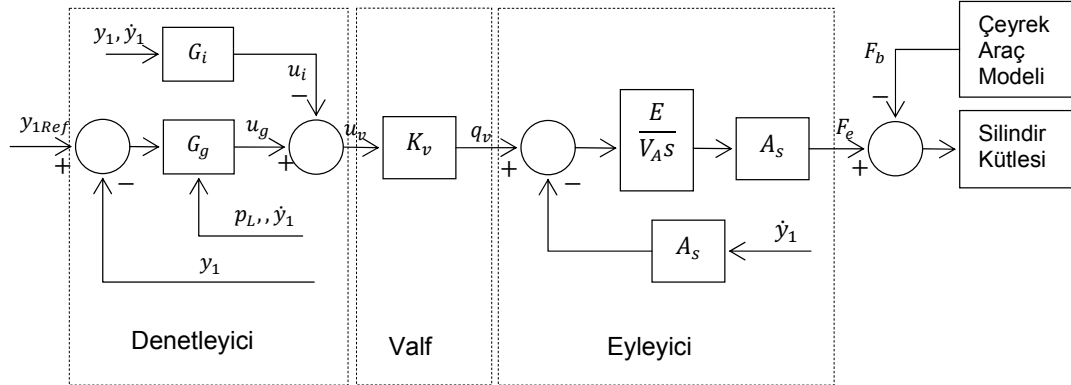
Çeyrek araç modelini tahrik eden hidrolik eyleyici sistemin basitleştirilmiş blok diyagramı Şekil 2'de verilmiştir. Bu gösterimde valf sabit bir kazanç değeri  $K_v$  ile ifade edilmiştir, bu değer  $K_{1v}$  ile  $K_{uv}$ 'nin

çarpımına eşit olup valf komut sinyali  $u_v$ 'yi valf debisine çevirmektedir. Valf basınç kazancı  $K_{pv}$  valf sürgüsünün konumu sıfırda doğrusallaştırma yapıldığı varsayılarak sıfır kabul edilmiş ve gösterilmemiştir. Valf debisi eyleyici odasına girip sıkışarak basınç ve eyleyici kuvvet  $F_e$ 'yi oluşturmaktadır. Bu kuvvet çeyrek araç modelini ve eyleyici pistonunu hareket ettirmektedir. Denetleyici kısmında  $G_g$  ile temsil edilen blok geri besleme denetleyicisini temsil etmektedir. Eyleyici konum, hız ve oda basınçları farkı bilgisini alan denetleyici valf komut sinyali  $u_g$ 'yi üreterek eyleyici konumunun istek konumu takip etmesini sağlamaktadır.

Hidrolik eyleyici sistemin konum kontrolü için geri beslemeli denetleyici,  $G_g$ , tasarlanırken hidrolik eyleyici sistem  $m_2$  ve  $m_3$  kütlelerinden bağımsız olarak modellenecektir. Oysaki gerçek sistemde  $m_2$  kütlelerinin yaptığı hareket tekerleği temsil eden  $k_2$  yayı üzerinden eyleyici silindirene  $F_b$  bozucu kuvvetini uygulamaktadır.

$$F_b = k_2(y_1 - y_2) \quad (31)$$

Bu bozucu etkinin giderilmesi için tasarlanan geri beslemeli konum denetleyicisi  $G_g$ 'ye olarak bir de ileri beslemeli denetleyici tasarlanacaktır. Şekil 2'de  $G_i$  ile gösterilen kutucuk ileri besleme denetleyicisidir. Bu denetleyici eyleyici konum ve hızına bakarak çeyrek araç modeli ile eyleyici arasında oluşan  $F_b$  kuvvetini kestirmekte ve bu bozucu kuvveti karşılayacak  $u_i$  valf komut sinyali üretmektedir.



Şekil 2. Hidrolik Eyleyici Sisteminin İleri ve Geri Besleme Denetleyicileri

### Geri Beslemeli Denetleyici Tasarımı

Geri beslemeli denetleyici tasarımında hidrolik silindirin tahrik ettiği çeyrek araç modelinden eyleyiciye gelen bozucu kuvvet dikkate alınmamıştır. Bu kuvvet ileri beslemeli denetleyici ile karşılanacağından hidrolik eyleyici tahrik ettiği sistemden bağımsız olarak düşünülmüştür.

Konum denetleyicisi tasarımında hidrolik eyleyici sistem modeli mertebesi düşürülerek basitleştirilmiştir. Bu modelde valf sürücü ideal kabul edilmiş ve sürücüsü voltajı  $u_v$  ile sürgü konumu  $y_v$  arasındaki ilişki  $K_{1v}$  sabiti ile temsil edilmiştir. Böylelikle hidrolik sistemi temsil eden durum sayısı 6 dan 4 e düşmüştür.

$$y_v = K_{1v}u_v \quad (32)$$

Eyleyici konumu, hızı ve oda basınçlarının oluşturduğu durum vektörü aşağıdaki gibidir.

$$x_h^T = [y_1 \quad \dot{y}_1 \quad p_A \quad p_B] \quad (33)$$

Bu durumlarının oluşturduğu durum uzay modeli gösterimi aşağıdaki gibidir.

$$\dot{x}_h = A_h x_h + B_h u_v \quad (34)$$

$$A_h = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{b_1}{m_1} & \frac{A_s}{m_1} & -\frac{A_s}{m_1} \\ 0 & -\frac{A_s E}{V_A} & -\frac{K_{pv} E}{V_A} & 0 \\ 0 & \frac{A_s E}{V_B} & 0 & -\frac{K_{pv} E}{V_B} \end{bmatrix} \quad (35)$$

$$B_h^T = \begin{bmatrix} 0 & 0 & \frac{K_{1v} K_{uv} E}{V_A} & -\frac{K_{1v} K_{uv} E}{V_B} \end{bmatrix} \quad (36)$$

Yukarıdaki denklemlerde görüldüğü gibi çift milli silindirler için, eyleyici oda basınçları eyleyici oda hacimlerinin eşit olması durumunda birbirine bağlıdır. Bu durumda denetlenebilirlik matrisinin  $M = [B_h \ A_h B_h \ A_h^2 B_h \ A_h^3 B_h]$  determinanı sıfır olacaktır. Eyleyici oda basınçları değişimi doğrusal olarak birbirine bağlı olduğundan, oda hacimlerinin birbirine eşit olduğu kabulü yapılarak, Denklem 37'de yeni bir yük basıncı durumu tanımlanmıştır.

$$\dot{p}_L = \dot{x}_3 - \dot{x}_4 = -\frac{2A_s E}{V_A} x_2 - \frac{K_{pv} E}{V_A} p_L + \frac{2K_{uv} E}{V_B} u_v \quad (37)$$

Bu durumda basitleştirilmiş ve mertebesi düşürülmüş hidrolik eyleyici sistemin durum vektörü ve durum uzayı gösterimi aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$x_h^T = [y_1 \ \dot{y}_1 \ p_L] \quad (38)$$

$$\dot{x}_h = A_h x_h + B_h u_v \quad (39)$$

$$A_h = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & -\frac{b_1}{m_1} & \frac{A_s}{m_1} \\ 0 & -\frac{2A_s E}{V_A} & -\frac{K_{pv} E}{V_A} \end{bmatrix} \quad (40)$$

$$B_h^T = \begin{bmatrix} 0 & 0 & \frac{2K_{1v} K_{uv} E}{V_A} \end{bmatrix} \quad (41)$$

Mertebesi düşürülmüş bu sistemde denetlenebilirlik matrisinin determinanı her zaman sıfırdan farklıdır; dolayısı ile bütün durumlar biri birinden bağımsızdır.

$$M = [B_h \ A_h B_h \ A_h^2 B_h] = -\left(\frac{2K_{1v} K_{uv} E}{V_A}\right)^3 \left(\frac{b_1}{m_1}\right)^2 \neq 0 \quad (42)$$

Sistemin geri besleme denetleyicisi olarak bir LQR denetleyici tasarlanmıştır. Denetleyici tasarımında kullanılan başarımların göstergesi aşağıdaki gibidir.

$$J = \int_0^{\infty} (x^T Q x + \rho u_v^2) \quad (43)$$

Bu başarımların göstergesinde  $Q$  sistem durumlarını cezalandırırken,  $\rho$  denetleyici çıktısını yani valf sürgüsü sürücüsü komut sinyalini cezalandırmaktadır. Genel uygulama olarak  $\rho$  ve  $Q$  bir deneme yanılma sürecinin sonunda bulunur.  $\rho$  ve  $Q$  göreceli olarak artırılır veya azaltılır, eğer sistemin hızlı yanıt vermesi isteniyorsa kontrol sinyaline verilen ceza azaltılır, sistem durumlarına verilen ceza,  $Q$ , artırılır. Deneme yanılma ile belirlemek yerine  $Q$  matrisi kapalı çevrim sistemin konum denetleyicisi kapalı çevrim sistemin impuls yanıtının mertebesinin bir eksiği olan ikinci mertebeden bir sistemin impuls cevabına yakınsatacak şekilde tasarlanabilir. Eğer durum uzayı denklemleri denetlenebilir kanonik formda yazılabilirse başarımların göstergesinde durumları cezalandıran ifade aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$x^T Q x = (y^T x)^2 + \frac{d}{dt} (x^T S x) \quad (44)$$



Burada  $\gamma$  vektörü mertebesi 2 olan bir türevsel denklemin katsayılarını içermektedir. Bu denklem kapalı çevrim sistemin yakınsamak istediği impuls yanıtını ifade eder.  $\gamma$  vektörü belirlendikten sonra  $Q$  matrisi bulunabilir.  $Q$  matrisinin belirlenmesinde  $S$  matrisinin bir önemi yoktur,  $S$  son satırı ve son sütunu sıfır olmak kaydıyla herhangi bir değer alabilir. Böylece  $\gamma$  vektöründen  $Q$  matrisine geçişte sistem parametrelerini içeren en son durum denklemini kullanılmayacaktır. Ayrıca başarımlı göstergesinin integrali alındığında, zaman sonsuza giderken sistem durumları da sıfıra gidecektir,  $S$  matrisi ile sistem durumlarının ilk halinin çarpımı bir sabit olarak kalacaktır. Sabit terimlerin en küçükleme probleminde bir önemi olmadığından  $Q$  matrisi sadece  $\gamma$  vektörü ile belirlenebilir.

$$J = \int_0^{\infty} (x^T Q x + \rho u_g^2) = \int_0^{\infty} ((\gamma^T x)^2 + \frac{d}{dt}(x^T S x) + \rho u_g^2) = \int_0^{\infty} ((\gamma^T x)^2 + \rho u_g^2) + x(0)^T S x(0) \quad (45)$$

Denklem 43 deki ifade çözümlerse  $Q$  matrisi aşağıdaki şekilde bulunabilir.

$$\begin{bmatrix} q_{11} \\ q_{22} \\ q_{33} \\ q_{12} \\ q_{13} \\ q_{23} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \gamma_1^2 \\ \gamma_2^2 + 2s_{12} \\ \gamma_3^2 \\ \gamma_1\gamma_2 + s_{11} \\ \gamma_1\gamma_3 + s_{12} \\ \gamma_2\gamma_3 + s_{22} \end{bmatrix} \quad (46)$$

Geri besleme denetleyici kazançlarını yukarıda bahsedildiği gibi belirlemek için mertebesi düşürülmüş ve basitleştirilmiş hidrolik sistem modeli denetlenebilir kanonik formda yazılması gerekmektedir. Denetlenebilir kanonik formda temsil edilen sistemin durumları eyleyici pistonun konumu, hızı ve ivmesi olmak üzere aşağıdaki gibidir.

$$x_{hc}^T = [y_1 \quad \dot{y}_1 \quad \ddot{y}_1] \quad (47)$$

Basitleştirilmiş modelde üçüncü durum yük basıncı idi; oysa denetlenebilir kanonik formda üçüncü durum eyleyici ivmesidir. Yük basıncı ile eyleyici pistonu ivmesi arasında aşağıdaki ilişki kullanılarak geçiş yapılabilir.

$$p_L A_s = m_1 \ddot{y}_1 + b_1 \dot{y}_1 \quad (48)$$

İlk iki durum değişkeni her iki gösterimde de aynı olduğu için, iki durum uzayı değişkenleri arasında aşağıda tanımlanan geçiş matrisi ile dönüşüm yapılabilir.

$$x_{hc} = T_{hc} x_h = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & -\frac{b_1}{m_1} & \frac{A_s}{m_1} \end{bmatrix} x_h \quad (49)$$

Bu geçiş matrisi kullanılarak denetlenebilir kanonik formdaki durum matrisi ve girdi matrisi aşağıdaki gibi bulunur.

$$\dot{x}_{hc} = T_{hc} A_{hc} T_{hc}^{-1} x_{hc} + T_{hc} B_{hc} u_v = A_{hc} x_{hc} + B_{hc} u_v \quad (50)$$

$$A_{hc} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & -\frac{b_1 EK_{pv} + 2A_s^2 E}{m_1 V_A} & -\frac{m_1 EK_{pv} + bV_A}{m_1 V_A} \end{bmatrix} \quad (51)$$

$$B_{hc}^T = \begin{bmatrix} 0 & 0 & \frac{2K_{1v} K_{uv} A E}{m_1 V_A} \end{bmatrix} \quad (52)$$

Mertebesi düşürülmüş ve basitleştirilmiş hidrolik eyleyici sistem denetlenebilir kanonik forma dönüştürüldükten sonra kapalı çevrim sisteminin yakınsatılmak istediği impuls yanıtı tanımlayan türevsel denklem yani  $\gamma$  vektörü tanımlanabilir ve en küçükleme problemi için gerekli  $Q$  matrisi bulunabilir.

Mertebesi düşürülmüş ve basitleştirilmiş sistemin sıfırı olmayıp ve 3 adet kutbu bulunduğundan, tasarlanacak olan kapalı çevrim konum denetim sisteminin impuls yanıtı, mertebesinin bir eksiği olan, ikinci mertebeden bir türevsel denklem ile tanımlanan yanıt profilini takip edebilir. Eğer bu yanıtı tanımlayan denklemin kökleri  $-a \pm bi$  olarak tanımlanırsa  $\gamma$  vektörü ve buna denk gelen  $Q$  matrisi aşağıdaki şekilde olacaktır.

$$\gamma = [a^2 + b^2 \quad 2a \quad 1] \quad (53)$$

$$Q = \begin{bmatrix} (a^2 + b^2)^2 & 2a(a^2 + b^2) & (a^2 + b^2) \\ 2a(a^2 + b^2) & 4a^2 & 2a \\ (a^2 + b^2) & 2a & 1 \end{bmatrix} \quad (54)$$

Eğer  $\rho$  çok küçük bir değer alınarak geri besleme denetleyici çıktısı  $u_g$  cezalandırılmazsa kapalı çevrim sistemin özdeğerleri yakınsanmak istenen impuls yanıtının kökleri  $-a \pm bi$  ye çok yakın çıkar. Tersine  $\rho$  değeri arttırıldıkça kapalı çevrim sistemin özdeğerleri  $-a \pm bi$  den uzaklaşır ve sistem açık çevrim köklerine yakın bir dinamik yanıt gösterir. Valf makarasının çalışma aralığı fiziksel olarak sınırlı olduğundan  $\rho$  değeri çok küçük tutulmamalıdır. Çünkü denetleyici çıktısı az cezalandırıldığından eyleyici konumundaki ufak bir değişiklik için denetleyicinin üreteceği komut sinyali çok büyük olacak ve valf üst sınırına dayanacaktır.

Sistem durumlarını cezalandıran  $Q$  matrisi ve geri besleme denetleyici çıktısını cezalandıran  $\rho$  değeri belirlendikten sonra LQR denetleyici Denklem 42 ile ifade edilen en küçükleme probleminin çözümü ile tasarlanabilir. Problemi teorik olarak çözmek yerine aşağıda verilen MATLAB® "lqr" komutu kullanılarak durum kazançları belirlenebilir.

$$[K_{hc}, S_c, E_c] = lqr(G_{hc}, Q, R) \quad (55)$$

Buradan bulunan kazanç değerleri denetlenebilir kanonik formdaki durumlar yani eyleyici konum, hız ve ivmesi içindir. Basitleştirilmiş sistemde eyleyici ivmesinden değil eyleyici oda basınçlarından yani yük basıncından geri besleme alınmaktadır. Bu nedenle Denklem 48 de tanımlanmış olan geçiş matrisi kullanılarak geri beslemeli denetleyici sinyali oluşturulur.

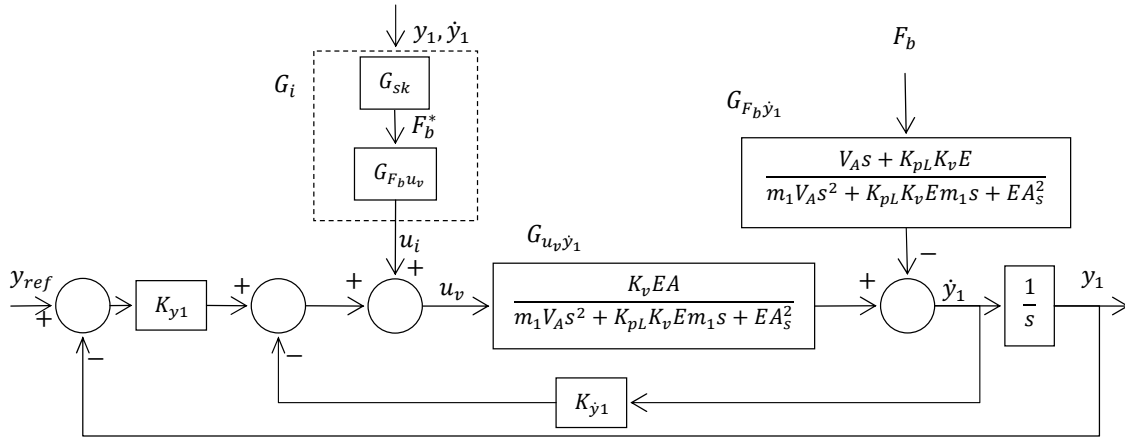
$$u_g = K_{hc}[y_{ref} - y_1 \quad \dot{y}_1 \quad \ddot{y}_1]^T = -K_{hc}x_{hc} + K_{hc}(1)y_{ref} = -K_{hc}T_{hc}x_h + K_{hc}(1)y_{ref} \quad (56)$$

### İleri Besleme Denetleyici Tasarımı

Hidrolik eyleyici ile çeyrek araç modeli arasında oluşan  $F_b$  bozucu kuvvet ölçülemediğinden ileri beslemeli denetleyicide ilk olarak bu kuvvet kestirilmelidir. Bu nedenle çeyrek araç modelinin oluşturduğu  $G_{sk}$  kullanılarak ve eyleyici konum ve hızından geri besleme alınarak bozucu kuvvet  $F_b^*$ , kestirilmektedir. Sonrasında, bu bozucu kuvvetin etkisini gidermek için gerekli valf sinyali  $u_i$  hesaplanır.

Şekil 3'de kapalı çevrim hidrolik eyleyici sistem eşdeğer transfer fonksiyonları  $G_{F_b\dot{y}_1}$  ve  $G_{u_v\dot{y}_1}$  ile gösterilmiştir.  $G_{u_v\dot{y}_1}$  valf komut sinyali ile eyleyici hızı arasındaki transfer fonksiyonunu,  $G_{F_b\dot{y}_1}$  ise bozucu kuvvet ile silindir hızı arasındaki transfer fonksiyonunu temsil etmektedir. Bu aktarım fonksiyonları yazılırken valf basınç kazancı ile eyleyici vizkoz sürtünme katsayısı kolay ölçülebilir fiziksel büyüklükler olmadığından ihmal edilmişlerdir.

Şekilde görüldüğü gibi geri besleme denetleyici tasarımında belirlenen konum kazancı  $K_{y_1}$  ve hız kazancı  $K_{\dot{y}_1}$  in eşdeğer transfer fonksiyonlarında bir yeri yoktur. Sadece basınç kazancı  $K_{pL}$  eşdeğer transfer fonksiyonlarında yer alır ve sistemin sönümlenme katsayısını belirler.



**Şekil 3.** İleri Besleme Denetleyici Tasarımı Blok Diyagram Gösterimi

Bozucu kuvvet kestirimi  $F_b^*$  ileri besleme denetleyici  $G_{F_b u_v}$  ve eşdeğer aktarım fonksiyonu  $G_{u_v \dot{y}_1}$  ile çarpıldıktan sonra bozucu kuvvet  $F_b$ 'nin hız etkisini gidermesi için ileri besleme denetleyici  $G_{F_b u_v}$  nin aşağıdaki gibi olması gerekmektedir.

$$G_{F_b u_v} = \frac{G_{F_b \dot{y}_1}}{G_{i \dot{y}_1}} = \frac{V_A s + K_{pL} K_v E}{K_v E A_s} \quad (57)$$

Bu durumda ileri besleme denetleyici sinyali  $u_i$  aşağıdaki ifadeye eşit olur.

$$u_i = \frac{V_A}{A_s E K_v} s F_b^* + \frac{K_{pL}}{A_s} F_b^* \quad (58)$$

Denklemden de görüldüğü gibi ileri beslemeli denetleyici sinyali bozucu kuvvete ve türevine ( $sF_b$ ) bağlıdır. Bozucu kuvvet ve türevi eyleyici silindirin salladığı kütlelerin çeyrek araç modeli kullanılarak kestirilebilir. Sonrasında Denklem 58 deki iki kazanç değeri ile çarpılarak ileri beslemeli denetleyici sinyali hesaplanır.

Çeyrek araç modeli Denklem 29 da tanımlanan durum uzayı matrisinin son 4x4 lük kısmına eşittir. Ancak burada girdi olarak eyleyici konumu ve hızı kullanılacaktır. Çeyrek araç modelinin durum vektörü ve durum uzayı gösterimi aşağıdaki gibidir.

$$\mathbf{x}_{sk}^T = [y_2, \dot{y}_2, y_3, \dot{y}_3] \quad (59)$$

$$\dot{\mathbf{x}}_{sk} = \mathbf{A}_{sk} \mathbf{x}_{sk} + \mathbf{B}_{sk} y_1 \quad (60)$$

$$\begin{bmatrix} \dot{y}_2 \\ \dot{y}_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{k_2+k_3}{m_2} & -\frac{b_3}{m_2} & \frac{k_3}{m_2} & \frac{b_3}{m_2} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{k_3}{m_3} & \frac{b_3}{m_3} & -\frac{k_3}{m_3} & -\frac{b_3}{m_3} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y_2 \\ \dot{y}_2 \\ y_3 \\ \dot{y}_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{k_2}{m_2} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} y_1 \quad (61)$$

Bu sistemin çıktısı ileri besleme valf komut sinyali  $u_i$  olduğundan, öncelikle Denklem 31 kullanılarak sistem durumlarından bozucu kuvvet  $F_b$  kestirilir, sonrasında Denklem 58 de belirtilen kazançlarla çarpılarak valf komut sinyali  $u_i$  bulunur.

$$\mathbf{u}_i = \mathbf{C}_{sk} \mathbf{x}_{sk} + \mathbf{D}_{sk} y_1 \quad (62)$$

$$C_{sk} = \begin{bmatrix} -\frac{K_{pL}k_2}{A_s} & -\frac{V_A k_2}{A_s E K_v} & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (63)$$

$$D_{sk} = \begin{bmatrix} \frac{K_{pL}k_2}{A_s} & \frac{V_A k_2}{AEK_v} \end{bmatrix} \quad (64)$$

## KAPALI ÇEVİRİM SİSTEMİN DURUM UZAYI DENKLEMLERİ

Açık çevrim sistemin durum uzayı denklemi aşağıdaki şekilde ifade edilmiştir.

$$\dot{x} = Ax + Bu_v = Ax + B(u_g + u_i) \quad (65)$$

Burada valfe gönderilen denetim sinyali ileri ve geri beslemeli denetleyici sinyallerinin toplamından oluşmaktadır. Geri beslemeli denetleyici sinyali basitleştirilmiş hidrolik sistem modelinin durumlarından,  $x_{hc}$  bulunmaktadır. Bir geçiş matrisi kullanılarak, denetleyici sinyali  $u_g$ , bütün sistem durumları cinsinden yazılabilir.

$$x_h = T_g x \quad (66)$$

$$T_g = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (67)$$

Denklem 56 da basitleştirilmiş eyleyici durumları ile hesaplanan geri beslemeli denetleyici sinyali Denklem 66 da tanımlanan dönüşüm kullanılarak aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$u_g = -K_{hc} T_{hc} x_h + K_{hc}(1)y_{ref} = -K_{hc} T_{hc} T_g x + K_{hc}(1)y_{ref} = -K_g x + K_g(3)y_{ref} \quad (68)$$

Benzer şekilde Denklem 62 ile hesaplanan ileri beslemeli denetleyici sinyali Denklem 69 ile tanımlanan dönüşüm matrisi kullanılarak bütün sistem durumları cinsinden ifade edilebilir.

$$T_i = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 \end{bmatrix} \quad (69)$$

$$u_i = \begin{bmatrix} \frac{K_{pL}k_2}{A_s} & \frac{V_A k_2}{AEK_v} \end{bmatrix} T_i x = K_i x \quad (70)$$

İleri ve geri besleme denetleyicileri çıktıları tüm sistem durumları  $x$  cinsinden ifade edildikten sonra kapalı çevrim sistemin durum uzayı gösterimi aşağıdaki gibi olur.

$$\dot{x} = Ax + B(-K_g x + K_g(3)y_{ref} + K_i x) = (A - B(K_g - K_i))x + BK_g(3)y_{ref} \quad (70)$$

Yukarıda anlatılan basitleştirme işlemlerinin doğrulanması açısından tüm sistem modelini oluşturan durum matrisi  $A$ , mertebesi düşürülmüş sistem modelini oluşturan durum matrisi  $A_h$  ve çeyrek araç modelini oluşturan durum matrisi  $A_{sk}$ 'nin özdeğerleri ile valf sürücüsü aktarım fonksiyonunun kökleri Tablo1 de verilmiştir.

Tablo1de görüldüğü gibi hidrolik eyleyici sistem, valf sürücüsü ve çeyrek araç modeli bağımsız olarak düşünüldüğünde öz değerlerde çok küçük bir oynama olmaktadır. Durum matrisi  $A$ 'nın özdeğeri -6.7156'nın hiçbir yerde karşılığı görülmemektedir. Bu öz değer oda basınçları arasındaki değişimi ifade eder, sistemin sıfırları da gösterilmiş olsaydı -6.71'e çok yakın bir sıfır olduğu görülecekti. Durum matrisi  $A_h$  de eyleyici oda basınçları biri birine bağlı kabul edildiğinden -6.71 özdeğeri burada yer almamıştır. Şekil 4' de üç durum ile temsil edilen basitleştirilmiş hidrolik eyleyici sistemi ile 10 durum ile temsil edilen bütün sistem modelinin impuls yanıtları karşılaştırılmıştır. Basitleştirilmiş sistem daha

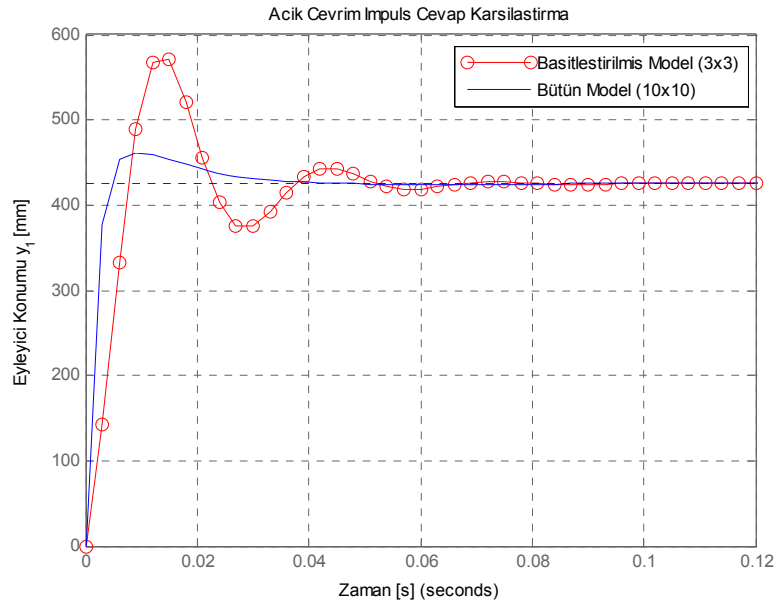
büyük genlikte salınım yapmakta ancak genel görünüş bütün sistem modeli yanıtı ile aynı görünmektedir.

**Tablo1.** Bütün Sistem ve Basitleştirilmiş Sistem Öz Değerleri

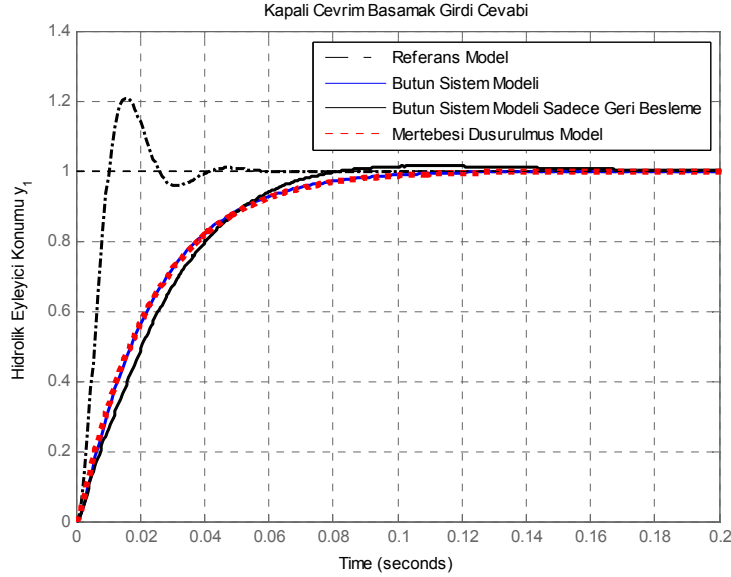
eig(A)	eig(A_h)
-2.0805e-013	0
-70.62 + 2042.9i	-71.484 + 2304.4i
-70.62 - 2042.9i	-71.484 - 2304.4i
-6.7156	
	roots([1 2*zt*wn wn^2])
-2827.4+3.9013e-5i	-2827.4
-2827.4-3.9013e-5i	-2827.4
	eig(A_sk)
-97.802 + 231.77i	-97.771 + 235.44i
-97.802 - 231.77i	-97.771 - 235.44i
-40.688	-40.582
-3.875	-3.875

Basitleştirilmiş hidrolik eyleyici sistem ile bütün sistem modelinin kapalı çevrim eyleyici konumu basamak girdi yanıtı Şekil 5'te verilmiştir. Şekilden de görüldüğü gibi ileri besleme denetleyici eklenmiş bütün sistem modeli basitleştirilmiş eyleyici sistem modeli ile benzer bir yanıt vermektedir. Eğer bütün sistem modelinden ileri beslemeli denetleyici kaldırılırsa yanıt sinyali basitleştirilmiş sistemden farklılık göstermektedir.

Şekil 5'de gösterilen bir diğer basamak girdi yanıtı ise kökleri  $-a \pm bi = -100 \pm 200i$  de bulunan referans modelin yanıtıdır. Geri beslemeli LQR denetleyicisi tasarlanırken kapalı çevrim sistemin impuls yanıtının bu modelin impuls yanıtına yakınsatacak  $Q$  matrisi hesaplanıp seçilmiştir, ancak valf komut sinyali  $u_g$ 'yi cezalandıran  $\rho$  kazancı  $Q$  ya göre büyük seçildiği için  $\rho = 2.5 \cdot 10^{11}$  kapalı çevrim sistem modelinin yanıtı referans modelin yanıtından daha yavaş olmaktadır.

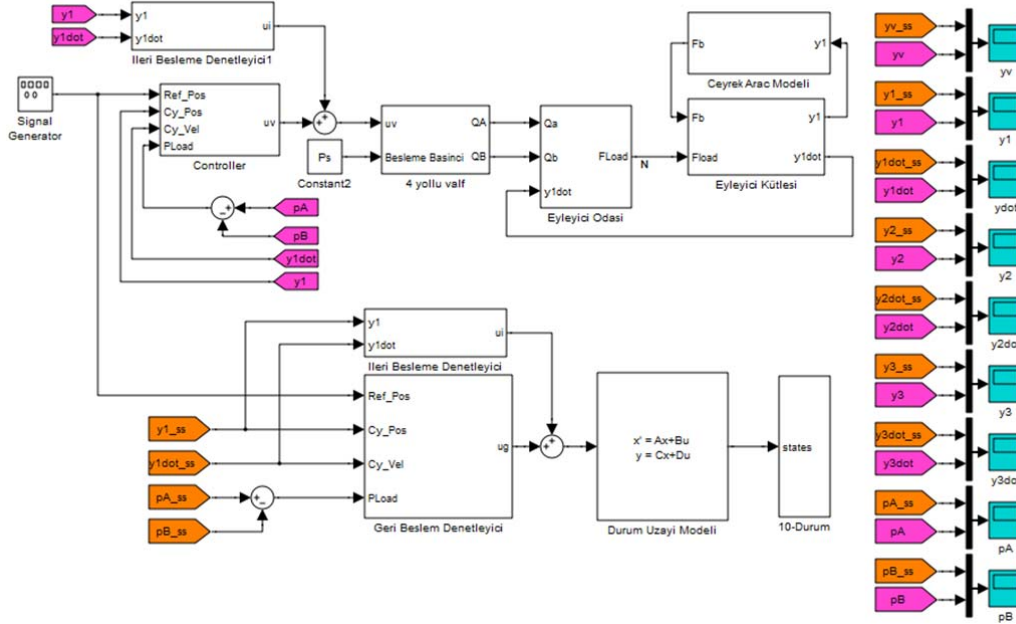


**Şekil 4.** Bütün Sistem Modeli ile Basitleştirilmiş Model İmpuls Cevap Karşılaştırması

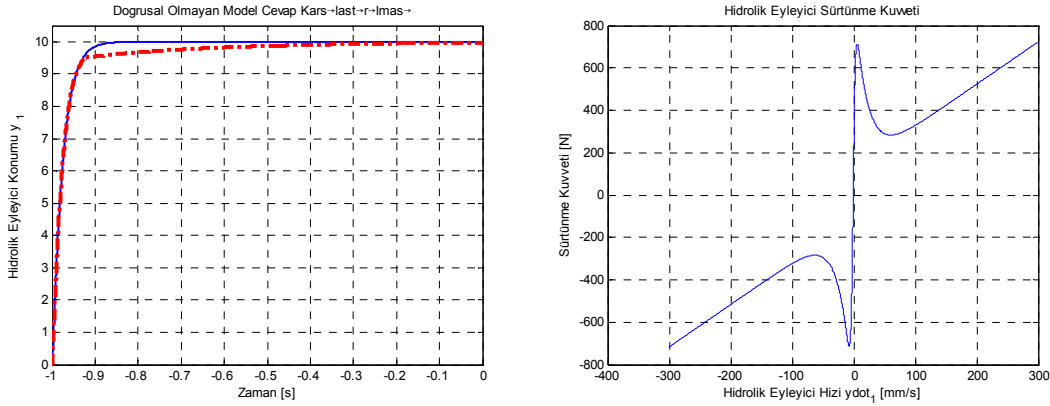


Şekil 5. Basamak Girdi Cevabı Karşılaştırması

Gerçek sistem üzerinde test yapma olanağı olmadığından hidrolik eyleyici sistemin doğrusal olmayan modeli MATLAB Simulink ortamında oluşturulmuştu. Bu modelde valf akış denklemleri, sürtünme kuvveti, oda hacimleri değişimi ve bulk modülü değişimleri doğrusal olmayan ifadeler cinsinden yazılmıştı. Şekil 6 da doğrusal olmayan modeli ile doğrusallaştırılarak durum uzayında ifade edilen tüm sistem modelinin karşılaştırıldığı MATLAB Simulink® dosyası gösterilmektedir. Şekil 7'de her iki sistemin basamak girdi yanıtları karşılaştırılmıştır.



Şekil 6. Doğrusal Olmayan Model ile Durum Uzayında Tanımlı Doğrusallaştırılmış Model



**Şekil 7.** Doğrusal model ile Doğrusal Olmayan Model Cevapları ve Eyleyici Sürtünme Kuvveti

Durum uzayı modeli ile doğrusal olmayan modelin geçiş kısımlarındaki yanıtlar oldukça benzerdir. Bu da yağ hacmi, bulk modülü ve akış denklemlerinin doğrusallaştırılmasının sistem benzetiminde çok büyük bir etkisi olmadığını göstermektedir. Ancak sürtünme kuvveti için durum farklıdır. Doğrusal olmayan sisteme Şekil 7’de gösterilen sürtünme kuvveti etki etmektedir. Bu sürtünme kuvveti Denklem 17 de ifade edilen Stribeck modelinin çıktısıdır. Tasarlanan geri besleme LQR denetleyicisinin integral özelliği olmadığından doğrusal olmayan modelde bir durağan durum hatası oluşmuştur. Çeyrek araç modelinden gelen  $F_b$  kuvveti gibi eyleyici pistonu geçelerinden gelen sürtünme kuvveti de kestirilebilir ve ileri besleme denetleyici ile bu kuvvet karşılanabilir. Ancak sürtünme kuvvetini belirlerken kullanılan parametreler çeyrek araç modelinde olduğu gibi kütle ve yay sabiti gibi kolay ölçülebilir büyüklükler olmadığından sürtünmeyi giderici ileri besleme denetleyici tasarımı daha zordur. Bunun yerine integral etkisi yaratacak geri besleme denetleyicisi tasarlamak daha kolaydır.

## SONUÇ

Bu çalışma kapsamında tek eksenli araç yorulma test düzeneğinde kullanılan bir hidrolik eyleyici için ileri ve geri besleme konum denetleyicisi tasarlanmıştır. Hidrolik sistemin bütün matematiksel denklemleri çıkartılmış ve doğrusal olmayan bir MATLAB Simulink® modeli oluşturulmuştur. Daha sonra çeşitli kabuller ve doğrusallaştırmalar yapılarak bütün sistemin durum uzay modeli çıkartılmıştır. Hidrolik eyleyicinin tahrik ettiği sistem çeyrek araç modeli olarak kabul edilmiş, bu sistemle arasında oluşan kuvvet bozucu olarak nitelendirilerek, bu bozucu etkiyi giderecek ileri besleme denetleyici tasarlanmıştır. Böylelikle eyleyici sistem tahrik ettiği çeyrek araç modelinden bağımsız hale getirilmiştir. Bağımsız olarak düşünülen eyleyicinin sistem dinamiğini tanımlayan denklemler basitleştirilmiş mertebesi düşürülmüş ve düşük mertebeli sistem için LQR denetleyicisi tasarlanmıştır. Daha sonra tüm sistem modeli ile basitleştirilmiş modelin basamak girdi yanıtları karşılaştırılmış ileri besleme denetleyicinin etkisi incelenmiştir. Bütün sistemin kapalı çevrim durum uzayı modelinin yanıtı doğrusal olmayan MATLAB Simulink® modelinin yanıtı ile karşılaştırılmıştır.

**Tablo 2.** Sistem Parametreleri

$m_3$	100	$kg$	Çeyrek araç kütlesi
$m_2$	20	$kg$	Aks ve tekerlek kütlesi
$m_1$	15	$kg$	Eyleyici pistonu kütlesi
$b_3$	4.0	$Ns/mm$	Süspansiyon vizkoz sürtünme sabiti
$b_1$	2.0	$Ns/mm$	Eyleyici vizkoz sürtünme sabiti
$F_H$	880	$N$	Statik eyleyici sürtünmesi
$F_C$	120	$N$	Coulomb sürtünme kuvveti
$c_H$	20	$mm/s$	Eyleyici sürtünme zaman sabiti
$\gamma$	0.25		Eyleyici sürtünme sabiti
$k_3$	14	$N/mm$	Süspansiyon yay sabiti
$k_2$	1460	$N/mm$	Tekerlek yay sabiti
$A_S$	3063	$mm^2$	Eyleyici alanı
$y_{max}$	200	$mm$	Eyleyici kurs boyu
$V_A$	352	$cm^3$	Eyleyici A odası hacmi
$V_B$	658	$cm^3$	Eyleyici B odası hacmi
$p_S$	21	$MPa$	Besleme basıncı
$C_V$	1.34	$dm^3/V/\sqrt{MPa}$	Valf kazancı
$E$	1496	$MPa$	Akışkan bulk modülü
$\omega_n$	450	$Hz$	Valf doğal frekansı
$\xi$	1		Valf sönümlenme katsayısı
$K_{1v}$	0.3	$mm/V$	Valf sürücüsü kazancı
$K_{uv}$	4.34	$dm^3/s \cdot mm$	Valf debisi konum kazancı
$K_{pv}$	0.0023	$dm^3/s/\sqrt{MPa}$	Valf debisi basınç kazancı
$K_p$	1.3	$dm^3/s/mm$	Valf debisi kazancı

**Sistem Değişkenleri**

$u_v$	Valf girdi voltajı
$y_v$	Valf sürgüsü konumu
$y_1$	Eyleyici konumu
$y_2$	Tekerlek konumu
$y_3$	Araç konumu
$q_1, q_2$	Valf debileri
$q_A, q_B, q_S$	Eyleyici debileri
$p_A, p_B$	Eyleyici oda basınçları
$p_L$	Eyleyici yük basıncı
$F_b$	Bozucu kuvvet
$F_e$	Eyleyici kuvveti
$u_i, u_g$	İleri ve geri besleme denetleyici sinyalleri
$x$	Tüm sistem durum vektörü (10x1)
$x_h$	Basitleştirilmiş eyleyici sistem durum vektörü (3x1)
$x_{hc}$	Kanonik formda basitleştirilmiş eyleyici sistem durum vektörü (3x1)
$A, B$	Tüm sistem durum ve girdi matrisi (10x10)
$A_h, B_h$	Basitleştirilmiş eyleyici sistem durum ve girdi matrisi
$A_{hc}, B_{hc}$	Kanonik formda basitleştirilmiş eyleyici sistem durum ve girdi matrisi
$K_g, K_i$	Geri, ileri besleme denetleyici kazanç vektörü
$T_g, T_i, T_{ch}$	Dönüşüm matrisleri



## ÖZGEÇMİŞ

### Hakan ÇALIŞKAN

1983 yılında Samsun'da doğdu. Orta Doğu Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü'nden 2006 yılında "Lisans", 2009 yılında "Yüksek Lisans" derecelerini aldı. 2006 dan bu yana ODTÜ Makina Mühendisliği Bölümünde araştırma görevlisi olarak çalışmaktadır ve doktora çalışmalarını yürütmektedir. Çalışmaları sistem dinamiği, denetim sistemleri, sistem modellemesi, benzetimi ve tanılanması alanlarında 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. Çalışmaları sistem dinamiği, denetim sistemleri, sistem modellenmesi, benzetimi ve tanılanması, akışkan gücü denetimi, robotik ve uygulamaları ve gerçek zamanlı denetim alanlarında yoğunlaşmış olup, bu konularda çeşitli endüstriyel uygulamalarda yer almıştır. 2001 yılından beri HPKON yürütme kurulu üyesi olarak görev yapmaktadır.

### Bülent Emre PLATİN

1947 yılında İstanbul'da doğdu. İstanbul Teknik Üniversitesi Makina Fakültesi'nden 1969 yılında "Yüksek Mühendis" derecesi aldı. 1969-1970 yılları arasında TÜBİTAK Tatbiki Matematik Ünitesi'nde "Araştırmacı" olarak çalıştı. A.B.D.'de Massachusetts Institute of Technology'nin Makina Mühendisliği Bölümü'nden 1972 yılında "Yüksek Lisans", 1978 yılında "Doktora" derecelerini aldı. Halen çalışmakta olduğu Orta Doğu Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü'ne 1978 yılında "Öğretim Görevlisi" olarak katıldı, 1979 yılında "Yardımcı Profesör", 1984 yılında "Doçent", 1991 yılında "Profesör" unvanını aldı. A.B.D.'de University of Connecticut'ın Makina Mühendisliği Bölümü'nde 1988-1989 yıllarında "Misafir Fulbrightaraştırmacısı", 1989-1990 yıllarında "Misafir Profesör" olarak görev yaptı. 1978-1979 yıllarında Kara Harp Okulu'nda, 1989 yılında A.B.D.'de Rensselaer Polytechnic Institute Hartford Graduate Center Elektrik Mühendisliği Bölümü'nde ek görevli olarak ders verdi. 1990-1992 yıllarında ODTÜ Makina Mühendisliği Bölüm Başkanı Yardımcılığı, 1992-1997 ODTÜ Mühendislik Fakültesi Dekan Yardımcılığı, 1997-2003 yıllarında ODTÜ Senatosu üyeliği görevlerini yürüttü. Mühendislik eğitim programlarının akreditasyonunu yürüten MÜDEK'te 2003-2004 yıllarında "Kurucu Başkan", 2005-2008 yıllarında Akreditasyon Kurulu üyesi olarak görev yaptı, halen Yönetim Kurulu üyesi olarak görev yapmaktadır. Çalışmaları sistem dinamiği, denetim sistemleri, sistem modellemesi, benzetimi ve tanılanması alanlarında yoğunlaşmıştır.

### E. İlhan KONUKSEVEN

1986 yılında İstanbul Teknik Üniversitesi, Makina Mühendisliği Bölümünden mezun olmuştur. Orta Doğu Teknik Üniversitesi, Makina Mühendisliği Bölümünden 1989 yılında Yüksek Lisans ve 1996 yılında Doktora unvanını almıştır. 1997 yılında Carnegie Mellon Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümünde Doktora Sonrası çalışmalarını tamamlamıştır. Orta Doğu Teknik Üniversitesi, Makina Mühendisliği Bölümünde Öğretim Üyesi olarak görev yapmaktadır. BDT (Bilgisayar Destekli Tasarım), Robotik, Haptik Cihazlar, Telerobotik, Mekatronik ve Metroloji konularında çalışmaktadır.