

VALF VE POMPA DENETİMLİ TEK MİLLİ HİDROLİK EYLEYİCİ SİSTEMLERİNİN TEORİK KARŞILAŞTIRMASI

Hakan ÇALIŞKAN
Tuna BALKAN
Bülent Emre PLATİN

ÖZET

Bu bildiride valf ve pompa denetimli tek milli hidrolik eyleyici sistemlerinin matematiksel modeli çıkartılmış ve sistemlerin açık çevrim yanıtları kıyaslanmıştır. Modelleri basitleştirmek için sistem dinamiğini tanımlayan türevsel denklemlerin mertebesi eyleyici oda basınçlarının durağan değerler etrafındaki değişmelerinin doğrusal olarak bağımlı olduğu kabul edilerek düşürülmüştür. Silindir oda basınçları değişim oranlarının, belirli kesim frekanslarının altında ve üstünde, sızıntı katsayılarına, valf basınç kazancına ve silindir hacimlerine bağlı birer sabit olduğu gösterilmiştir Bu nedenle iki bağımsız basınç durumu yazmak yerine tek bir yük basıncı durumu tanımlanarak model basitleştirilmiştir. İki sistemin basitleştirilmiş modeli çıkartılmış ve karşılaştırılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Sistem modelleme, valf denetimi, değişken devirli pompa denetimi

ABSTRACT

The mathematical models of valve controlled and pump controlled single rod hydraulic actuator systems are obtained and compared in terms of their open loop responses. In order to simplify these models, the orders of the differential equations representing their dynamics are reduced by using the fact that the pressures variations of the hydraulic cylinder chambers around their steady state values can be assumed to be linearly dependent for low and high frequencies. The constant ratios between these pressure variations above and below some prescribed frequencies depend on the leakage coefficients, valve pressure gains, and volumes of cylinder chambers. Thus, instead of writing two independent pressure states, a simplified model is obtained by defining a load pressure state. The reduced order models of the two systems are given and compared.

Keywords: System modeling, valve control, variable speed pump control

1. GİRİŞ

Endüstriyel uygulamalarda tek milli (diferansiyel veya asimetric) hidrolik eyleyiciler kompakt tasarımları ve düşük maliyetleri nedeniyle sıklıkla kullanılmaktadır. Çift milli eyleyiciler ile kıyaslandığında, tek milli eyleyicilerin açık çevrim itme ve çekme yanıtları asimetric geometrileri nedeniyle biri birinden farklıdır. Bu eyleyicilerin diğer bir olumsuz özelliği ise eyleyici oda basınçlarının bağımsız olarak değişmesidir. Literatürde oda basınçları iki bağımsız durum olarak tanımlanmakta bu da sistemi tanımlayan türevsel denklemin mertebisini artırmakta ve sistemi basitleştirmeye ve sistem dinamiğini tamamen anlamaya engel olmaktadır.

Değişken devirli pompa denetim tekniği ile tek milli bir eyleyicinin konum denetiminin anlatıldığı [1] bildiride oda basınçları değişimlerinin doğrusal olarak bağımlı olduğu kabulü yapılmıştır. Şimdi sunulan çalışmada ise bu yaklaşım geleneksel valf denetimli tek milli eyleyici sistemine uygulanmıştır. Söz konusu yaklaşım eyleyicinin önceden belirlenmiş bir konum etrafında küçük hareketler yapması halinde geçerlidir. Durağan oda basınçları ve doğrusallaştırılmış valf kazançları valf besleme basıncının fonksiyonu olarak bulunmuştur. Bundan sonra silindir oda basınçlarının durağan değerleri etrafında yaptığı değişimler için bir bağıntı yazmak mümkün olmuştur. Dinamik bir yükü dengelemek için silindir oda basınçlarının değişimlerinin doğrusal olarak bağımlı olduğu öne sürülmüştür. Oda basınçları değişim oranı belirli kesim frekanslarının üzerinde ve altında sabittir. İki bağımsız basınç durumu yazmak yerine bir tane basınç durumu yazarak model basitleştirilebilir. Burada valf denetimli sistem sadece itme yönünde incelenmiş, çekme yönü için kazançlar verilmiş ve itme yönü ile ilişkilendirilmiştir.

Bütünlüğü sağlamak ve karşılaştırma yapabilmek için benzer bir inceleme ile değişken devirli pompa denetimli sistem için de yapılmıştır. Pompa denetimli devre tanıtıldıktan sonra sistemin denetim prensibi, statik ve dinamik davranışı kısaca açıklanmış ve valf denetimli sistem ile kıyaslanmıştır.

2. VALF DENETİMLİ TEK MİLLİ HİDROLİK EYLEYİCİ

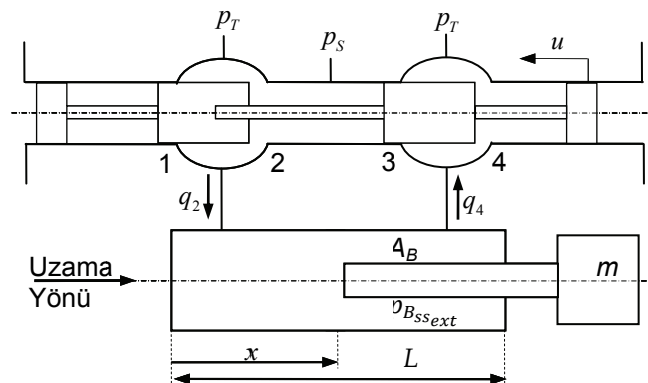
Geleneksel valf denetimli sistemler üç ana kısımdan oluşmaktadır: hidrolik güç ünitesi, akış denetim valfi ve eyleyici. Hidrolik güç ünitesi besleme basıncını sabit bir değerde tutarak gerekli debi miktarını sağlar. Eyleyiciye giden debi miktarı akış denetim valfinin sürgü konumu değiştirilerek ayarlanır.

2.1. Valf Modeli

Bu çalışmada konu edilen valf sürücüsünün bant genişliğinin genel hidrolik uygulamalara göre çok yüksek olduğu kabul edilmiştir. Bu nedenle valf dinamiği ihmal edilmiş ve sürgü konum komutu makara konumu ile direk olarak ilişkilendirilmiştir.

Çalışmaya konu edilen valf sıfır merkez açıklıklıdır ölü makara konumu yoktur ve orifis alanı her zaman makara konumu ile doğru orantılıdır. Bu nedenle valf üstündeki sabit basınç düşmesi için valf akış kazancı K_v sabittir ve makara konumu ile değişmemektedir. Her hangi bir makara konumu için yalnızca 2 orifis açık olacağından valf debi denklemleri aşağıdaki gibi yazılır [2].

$$\begin{aligned} q_2 &= K_v u \sqrt{p_S - p_A} & q_2 &= K_v u \sqrt{p_S - p_A} \\ q_4 &= K_v u \sqrt{p_B} & q_4 &= K_v u \sqrt{p_B} \end{aligned} \quad (1)$$



Şekil 1. Valf Denetimli Eyleyici Modeli Gösterimi

2.2. Eyleyici ve Yük Modeli

Sistemi basitleştirmek için yük olarak kütle damper sistemi kabul edilmiştir. Sistem modelinde eyleyici keçelerinin yapış kay hareketi yapmadığı ve sistemde sadece viskoz tipi sürtünme olduğu varsayılmıştır. Eyleyicilerin küçük hareketler yaptığı dolayısı ile oda hacim değişimlerinin önemsenmeyecek derecede olduğu kabul edilmiştir. Ayrıca hidrolik transmisyon hatlarının oluşturduğu hacimler eyleyici oda hacimleri içinde kabul edilmiştir.

Şekil 1'de gösterildiği gibi eyleyicinin uzamasını pozitif yön olarak tanımlanırsa, eyleyici oda hacimleri için aşağıdaki süreklilik denklemleri yazılabilir.

$$q_A = \gamma A_B \dot{x} + \frac{\alpha V_B}{E} \frac{dp_A}{dt} \quad (2)$$

$$q_B = A_B \dot{x} - \frac{V_B}{E} \frac{dp_B}{dt} \quad (3)$$

Bu denklemlerde A odası parametreleri B odası parametreleri cinsinden yazılmıştır. γ eyleyici mili alan oranını α ise eyleyici oda hacimleri oranını temsil etmektedir.

$$\begin{aligned} \gamma &= A_A / A_B \\ \alpha &= V_A / V_B \end{aligned} \quad (4)$$

Eyleyici oda basınçları yük basıncı durumu p_L tanımlanarak ve Newtonun 2. kanunu kullanılarak aşağıdaki şekilde yük modeli ile ilişkilendirilebilir.

$$(\gamma p_A - p_B) A_B = p_L A_B = m \ddot{x} + b \dot{x} \quad (5)$$

2.3. Valf Denetimli Sistemin Durağan Hal Karakteristiği

Durağan durumda akış süreklilik denklemlerindeki (Denklem (2) ve (3)) sıkıştırıla bilirlik terimleri düşer. Hidrolik iletim hatlarında debi kaybı olmadığı kabul edilirse valf çıkış debisi eyleyici giriş debisine eşittir. Böylelikle durağan durum için aşağıdaki süreklilik denklemleri yazılabilir.

$$q_2 = \gamma q_4 \quad (6)$$

Denklem (1) de eyleyicinin uzaması için tanımlanan debi denklemleri Denklem (6) ya uygulanıp ortaya çıkan denklemin karesi alınırsa, durağan durumdaki oda basınçları aşağıdaki gibi bulunabilir:

$$p_S - p_{A_{SS}} = \gamma^2 p_{B_{SS}} \quad (7)$$

Sıfır yükleme kabul edilirse statik denge durumu için eyleyici oda basınçları arasındaki ilişki

$$\gamma p_{A_{SS}} - p_{B_{SS}} = 0 \quad (8)$$

Eyleyicinin uzaması için durağan oda basınçları değerleri Denklem (7) ve (8) den aşağıdaki şekilde bulunur.

$$p_{A_{ss_{ext}}} = \frac{p_S}{\gamma^3+1}, p_{B_{ss_{ext}}} = \frac{\gamma p_S}{\gamma^3+1} \quad (9)$$

Eyleyicinin geri çekilmesi durumunda durağan durum basınçları da benzer bir analiz ile aşağıdaki gibi bulunur.

$$p_{A_{ss_{ret}}} = \frac{\gamma^2 p_S}{\gamma^3+1}, p_{B_{ss_{ret}}} = \frac{\gamma^3 p_S}{\gamma^3+1} \quad (10)$$

2.4. Doğrusallaştırılmış Valf Katsayıları

Valf akış denklemleri doğrusal olmadığı ve valf sürgüsü komutu girdisi ile eyleyici konumu arasında, yeterince küçük komut girdileri için, doğrusal bir ilişki elde edebilmek için valfin karakteristik akış denklemlerinin doğrusallaştırılması gerekmektedir.

Valf akış denklemleri doğrusallaştırılırken, silindir oda basınçlarının Denklem (9) da tanımlanan durağan durum değerlerinde olduğu ve uygulanan herhangi bir dinamik yükü karşılayabilmek için oluşan oda basınç değişimlerini bu durağan durum basınçları ile karşılaştırıldığında küçük olduğu kabul edilmiştir. Bu kabuller yapıldıktan sonra Denklem (1) tanımlanan akış süreklilik denklemleri Denklem (9) ve (10) da tanımlanan durağan durum basınç değerlerinde belirli sabit bir referans sürgü konum komutu, $u=u_0$, için doğrusallaştırılabilir.

Uzama durumunda, basınçlandırılmış yağ valfin iki numaralı orifisinden geçerek eyleyici A-odasına gider, bunun karşılığında eyleyici B-odasındaki hidrolik akışkan valfin dört numaralı orifisinden geçerek tanka geri döner. Bu nedenle, durağan durum basınçları $p_{A_{ss_{ext}}}$ ve $p_{B_{ss_{ext}}}$ etrafında belirli bir sürgü girdi konumu u_0 için 2 ve 4 numaralı orifisler için valf akış denklemlerinde doğrusallaştırma aşağıdaki gibi yapılmaktadır.

$$q_2 = K_v u \sqrt{p_S - p_A} = q_{2_{ss}} + K_{u2} \delta u - K_{p2} \delta p_A \quad (11)$$

$$q_4 = K_v u \sqrt{p_B} = q_{4_{ss}} + K_{u4} \delta u + K_{p4} \delta p_B \quad (12)$$

Burada K_{u2} and K_{u4} terimleri valf sürgüsü konum kazançları olup K_{p2} and K_{p4} terimleri ise durağan durum basınçlarında ($p_{A_{ss_{ext}}}$ ve $p_{B_{ss_{ext}}}$) ve u_0 makara pozisyonunda doğrusallaştırılmış olan 2. ve 4. orifislerin valf basınç kazançlarını ifade etmektedir.

$$K_{u2} = \left. \frac{\delta q_2}{\delta u} \right|_{p_A=p_{A_{ss_{ext}}}, u=u_0} = K_v \sqrt{\frac{\gamma^3 p_S}{\gamma^3+1}} \quad (13)$$

$$K_{p2} = - \left. \frac{\delta q_2}{\delta p_A} \right|_{p_A=p_{A_{ss_{ext}}}, u=u_0} = \frac{K_v u_0}{2 \sqrt{\frac{\gamma^3 p_S}{\gamma^3+1}}} \quad (14)$$

$$K_{u4} = \left. \frac{\delta q_4}{\delta u} \right|_{p_B=p_{B_{ss_{ext}}}, u=u_0} = K_v \sqrt{\frac{\gamma p_S}{\gamma^3+1}} \quad (15)$$

$$K_{p4} = \left. \frac{\delta q_4}{\delta p_B} \right|_{u=u_0, p_B=p_{B_{ss_{ext}}}} = \frac{K_v u_0}{2 \sqrt{\frac{\gamma p_S}{\gamma^3 + 1}}} \quad (16)$$

Eyleyicinin geri çekilme durumu için, durağan durum oda basınçları $p_{A_{ss_{ret}}}$, $p_{B_{ss_{ret}}}$ de belli bir valf sürgüsü girdi pozisyonu u_0 için 1. ve 3. orifislerin doğrusallaştırması da yapılmalıdır. Doğrusallaştırma sonucu ortaya çıkan valf makara pozisyonu ve basınç kazançları aşağıdaki gibi olmaktadır.

$$\begin{aligned} K_{u1} &= K_v \sqrt{\frac{\gamma^2 p_S}{\gamma^3 + 1}} & K_{u3} &= K_v \sqrt{\frac{p_S}{\gamma^3 + 1}} \\ K_{p1} &= \frac{K_v u_0}{2 \sqrt{\frac{\gamma^2 p_S}{\gamma^3 + 1}}} & K_{u3} &= \frac{K_v u_0}{2 \sqrt{\frac{p_S}{\gamma^3 + 1}}} \end{aligned} \quad (17)$$

Uzama durumu için ortaya çıkan valf sürgüsü konum kazançlarının geri çekilme durumu için ortaya çıkan konum kazançlarının $\sqrt{\gamma}$ katı olduğu; benzer şekilde geri çekilme durumu için ortaya çıkan basınç kazançlarının uzama durumu için ortaya çıkan basınç kazançlarının $\sqrt{\gamma}$ katı olduğu görülmektedir. Bu basit kazanç farkı göz önüne alınarak sadece uzama durumu için yapılan dinamik analiz bir sonraki bölümde sunulmuştur.

2.5. Valf Denetimli Sistemin Dinamik Karakteristiği

Hidrolik eyleyicinin A kısmı için doğrusallaştırılmış olan valf akış denklemi, Denklem (11) ve silindir odasının akış denklemi, Denklem (2) kullanılarak akış süreklilik denklemi yazılabilir. Benzer şekilde mil kısmı için akış süreklilik denklemi Denklem (12) ve (3) kullanılarak aşağıdaki gibi bulunabilir:

$$q_{2_{ss}} + K_{u2} \delta u - K_{p2} \delta p_A = \gamma A_B (\dot{x}_{ss} + \delta \dot{x}) + \alpha \frac{V_B}{E} \frac{d(p_{A_{ss}} + \delta p_A)}{dt} \quad (18)$$

$$q_{4_{ss}} + K_{u4} \delta u + K_{p4} \delta p_B = A_B (\dot{x}_{ss} + \delta \dot{x}) - \frac{V_B}{E} \frac{d(p_{B_{ss}} + \delta p_B)}{dt} \quad (19)$$

Ortaya çıkan iki akış süreklilik denklemi, Denklem (18) ve (19), ile yapısal denklem, Denklem (5), sistem dinamiğini tanımlamaktadır. Bu üç denklem, bilinen bir kontrol girdisi δu ve 3 bilinmeyen durum (eyleyici oda basınç değişimi δp_A , δp_B ile eyleyici mili hız değişimi $\delta \dot{x}$) için çözülerek eyleyici hız yanıtı ile valf sürgüsü konum girdisi arasındaki aktarım fonksiyonu elde edilebilir.

Eyleyicinin ileri gitme durumu için bulunan bu aktarım fonksiyonu üçüncü mertebeden olacaktır. Bu aktarım fonksiyonunun karakteristik denklemi çarpanlarına ayıramadığı için sistem parametrelerinin karakteristik denklemin köklerini nasıl etkileyeceği açık bir şekilde görülememektedir. Bu nedenle sistemi tanımlayan türevsel ifadenin mertebesini azaltmak için oda basınç değişimleri arasında bir ilişki tanımlanmıştır.

Akış süreklilik denklemlerinde (Denklem 18 ve 19) durağan durum valf akış hızları $q_{2_{ss}}$, $q_{4_{ss}}$ durağan durum eyleyici hızı ile eyleyici alanının çarpımına eşittir, bu nedenle bu iki terim birbirini götürür ve süreklilik denklemleri sadece sistem değişkenlerinin değişimleri cinsinden yazılabilir. Bu denklemlerdeki valf sürgüsü konum komutu ve eyleyici hızı ile ilgili terimler elendikten sonra oda basınçlarındaki değişimler arasında bir bağıntı elde edilebilir.

Denklem (13)-(16)'da valf sürgüsü konum ve basınç kazançları arasındaki bağıntılar ifade edilmiştir.

$$K_{u2} = \gamma K_{u4} \quad (20)$$

$$K_{p4} = \gamma K_{p2} \quad (21)$$

Denklem (21)'in Denklem (19) içine yerleştirilmesi ile ortaya çıkan yeni denklem γ ile çarpıldıktan sonra Denklem (20) nin Denklem (18) içine yerleştirilmesi sonucu elde edilen yeni denklemden çıkarılırsa ve ortaya çıkan yeni denklemin Laplace dönüşümü sıfır başlangıç durumları varsayılarak alınırsa, δp_A ile δp_B arasında aktarım fonksiyonu aşağıdaki gibi bulunur.

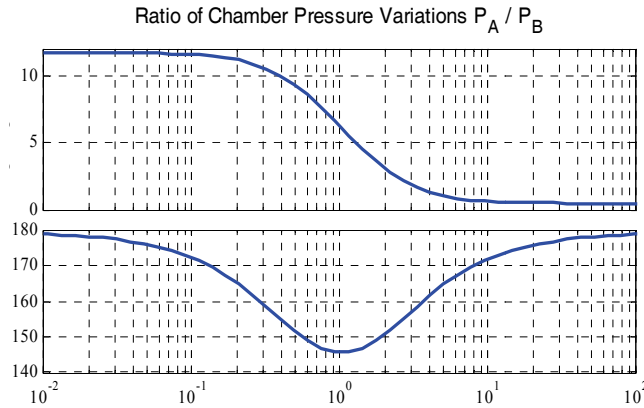
$$P_A(s) = -\frac{\gamma \frac{V_B}{E} s + \gamma^2 K_{p2}}{\frac{\alpha V_B}{E} s + K_{p2}} P_B(s) \quad (22)$$

Yukarıdaki denklemde gösterilen basınçlar mutlak oda basınçları olmayıp dinamik bir yükü karşılamak için durağan durum değerleri etrafında yapılan basınç değişimlerini ifade eder. Şekil 2'de eyleyici oda basınçları değişimleri arasındaki aktarım fonksiyonunun frekans yanıtı verilmiştir. Bu grafikte oda basınçlarındaki değişimlerin düşük ve yüksek frekanslarda doğrusal bir şekilde bağımlı olduğu görülmektedir.

Eyleyici oda basınçları değişim oranı yüksek sıklıkta tahrikler için oda hacmi ve eyleyici alan oranı tarafından belirlenmektedir. Bu oran aşağıdaki gibidir:

$$\phi = -\frac{P_A(s)}{P_B(s)} = \frac{\gamma}{\alpha} = \frac{\gamma}{\frac{x_0 \gamma A_B}{(L-x_0) A_B}} = \frac{L-x_0}{x_0} \quad (23)$$

Denklem (23)'te hacim oranı α , hidrolik eyleyicinin çalışma konumu olan x_0 cinsinden yazılmıştır. Yüksek sıklıktaki tahriklerde oda basınçlarındaki değişimlerin hidrolik eyleyicinin çalışma konumuna bağlı olduğu görülmektedir. Bu denklem aynı zamanda s-düzleminde sıfırların sanal eksene olan uzaklığının kutupların sanal eksene olan uzaklığına oranını da vermektedir. Şekil 2'deki faz eğrisi $x_0 > L - x_0$ olması durumunda dikey olarak simetrik olacaktır. Bir başka deyişle eğer hidrolik eyleyici mili silindirin üst yarısında çalışıyorsa, A-odası basınç değişimi δp_A , B-odası basınç değişimi δp_B 'yi takip etmektedir.



Şekil 2. Eyleyici Oda Basınç Değişimleri Frekans Yanıtı

Düşük frekans tahrikleri için oda basınç değişimleri silindir alan oranı tarafından belirlenmekte ve aşağıdaki gibi ifade edilmektedir.

$$\phi = -\frac{P_A(s)}{P_B(s)} = -\gamma^2 \quad (24)$$

Bu denklemden görüldüğü gibi pozitif yönde uygulanan statik bir yükü karşılamak için A-oda basıncının durağan durum etrafındaki değişimi δp_A , B-oda basıncının değişimi δp_B 'nin γ^2 katı olacaktır.

Dikkat edilmesi gereken bir başka nokta ise, valf akış denklemlerinin sıfır sürgü açıklığı ($u_0=0$) için doğrusallaştırılması durumunda, valf basınç kazançlarının (K_{p2}, K_{p4}) sıfır olacaktır. Bu nedenle dinamik basınç değişimleri tahrik frekansından bağımsız olacaktır. Bu durum denklem (23)'te tanımlanana ifadeye denk gelmektedir.

Valf akış denklemi sıfır çevresindeki küçük bir değer etrafında doğrusallaştırıldığı zaman, K_{p2} kesim frekansını düşüreceğinden Şekil 2'deki frekans tepkisi grafiği sola kayacaktır. Kesim frekansları, hidrolik eyleyicinin silindirin orta konumda çalışması durumunda, birbirlerine yaklaşacaktır. Yüksek frekans tahrikli dinamik uygulamalar için dinamik basınç değişim oranının, ϕ , Denklem (23)'de verilen denklem kullanılarak yüksek frekanslarda hesaplanması makul bir yaklaşım olacaktır.

Dinamik oda basınç değişimlerinin doğrusal olarak birbirlerine bağıntılı olduğu ($p_A = -\phi p_B$) kabul edilirse iki bağımsız basınç değişkeni yerine sadece Denklem (5)'te tanımlanan yük basıncı değişkeni kullanılabilir. Böylelikle sistemin hız yanıtını tanımlayan türevsel ifadenin mertebesini 3'ten 2'ye düşmektedir. Bu sayede valf ve eyleyici odalarına ait aynı süreklilik denklemleri ile yükün yapısal denklemi kullanılarak daha basit bir transfer fonksiyonu elde edilebilir. Bazı işlemler yapıldıktan sonra, uzama durumu için valf sürgüsü konum komutu $U(s)$ ile eyleyici hızı $V(s)$ arasındaki aktarım fonksiyonu aşağıdaki gibi elde edilebilir.

$$\frac{V(s)}{U(s)} = \frac{(\gamma^2 + \alpha)K_{u4}A_B}{a_1s^2 + a_2s + b\frac{\phi + \alpha}{\gamma\phi + 1}\gamma K_{p2} + (\gamma^2 + \alpha)A_B^2}$$

$$a_1 = m\frac{\alpha V_B}{E} \quad (25)$$

$$a_2 = b\frac{\alpha V_B}{E} + m\frac{\phi + \alpha}{\gamma\phi + 1}\gamma K_{p2}$$

Bu bulunan ikinci mertebe aktarım fonksiyonu sistemin dinamik davranışını daha iyi anlayabilmek için kullanılabilir. Valf denetimli hidrolik sistemin doğal frekansı ve sönümlenme oranı aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$\omega_n = \sqrt{\frac{b\frac{\phi + \alpha}{\gamma\phi + 1}\gamma K_{p2} + (\gamma^2 + \alpha)A_B^2}{m\alpha V_B}} \quad (26)$$

$$\xi = \frac{1}{2} \frac{\sqrt{E} \left(\frac{b\alpha V_B}{E} + m\frac{\phi + \alpha}{\gamma\phi + 1}\gamma K_{p2} \right)}{\sqrt{m\alpha V_B \left(b\frac{\phi + \alpha}{\gamma\phi + 1}\gamma K_{p2} + (\gamma^2 + \alpha)A_B^2 \right)}} \quad (27)$$

Denklem 14'te görüldüğü gibi doğrusallaştırmanın yapıldığı valf sürgüsü konumuna bağlı olarak, valf basınç kazancı K_p artan besleme basıncı ile birlikte azalmaktadır. Bu nedenle açık çevrim sistemin doğal frekansı artan besleme basıncıyla birlikte azalmaktadır. Ancak, valf sürgüsü konum kazancı K_{u2_ext} 'nin besleme basıncına bağlı olarak arttığı unutulmamalıdır. Artan besleme basıncı p_s ile sistemin açık çevrim kazancı artmakta bu nedenle de kapalı çevrim sistemin tepki süresi kısalmaktadır.

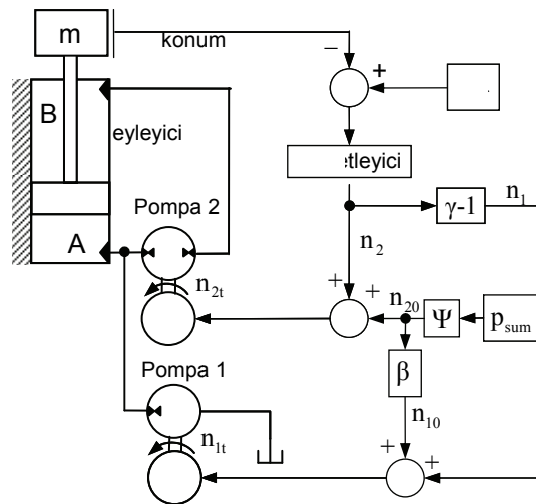
Sistemin doğal frekansını belirleme konusunda önemli olan diğer parametreler ise hidrolik eyleyicinin oda hacimleri, hidrolik yağın esneklik modülü ve eyleyici alanıdır. Sistemin doğal frekansı silindir alanı ve hidrolik yağın esneklik modülünün artması ile artarken, hidrolik silindir hacmi arttıkça azalmaktadır. Buna ek olarak, yük hacminin artması beklendiği üzere sistemin doğal frekansını düşürmektedir.

3. DEĞİŞKEN DEVİRLİ POMPA DENETİMLİ TEK MİLLİ HİDROLİK EYLEYİCİ

Şekil 3'te gösterilen devrede, geleneksel hidrolik sistemlerdeki kontrol elemanı servo valf yerine iki adet sabit deplasmanlı pompa kullanılmıştır. Pompa-2, eyleyicinin yön ve hızını kontrol ederken, pompa-1 ise asimetric eyleyicinin alan farkından kaynaklı debi eksikliğini veya fazlalığını dengelemektedir. Eyleyicinin uzaması sırasında, pompa-1 oda-A için eksik kalan akışı sağlarken, geri çekilmesi durumunda pompa-2'den gelen fazla akışı tanka yönlendirmektedir [3].

3.1. Çalışma Prensipleri

Belirtilen hidrolik devrede iki adet denetim sinyali bulunmaktadır. İlk set (n_{10} ve n_{20}) açık çevrim basınç denetim sinyalleridir. Bu sinyaller sabit bir değerde olup sistemdeki sızıntıları telafi ederek eyleyici odalarında ön basınçlandırma yapmak için uygulanmaktadır. Bu sinyallerin büyüklükleri hidrolik eyleyici odalarının istenen basınç toplamına (p_{sum}) getirilmesine göre belirlenir. Her iki pompa da pompaların iç ve dış sızıntı katsayılarına bağlı bir hız oranı β ile ters yönde döndürülür. Eyleyici odaları basınçlandırıldıktan sonra, dış yüklemeleri karşılamak için oluşan basınç değişimleri bu durağan durum basınçları etrafında olacaktır.



Şekil 3. Değişken Devirli Pompa Denetimli Hidrolik Devre

İkinci denetim sinyali ise kapalı çevrim sistemin konum denetim sinyalidir. Eyleyici alan oranına bağlı olarak pompa devirleri arasında aşağıdaki gibi bir ilişki bulunur.

$$n_1 = (\gamma - 1)n_2 \quad (28)$$

Her bir pompanın hız ayarı açık çevrim basınç denetim sinyali ile kapalı çevrim sistemin konum denetim sinyalinin toplamı ile yapılmaktadır ve aşağıdaki gibi gösterilebilir.

$$n_{1t} = n_1 + n_{10} = (\gamma - 1)n_2 + \beta n_{20} \quad (29)$$

$$n_{2t} = n_2 + n_{20} \quad (30)$$

3.2. Hidrolik Pompa Modeli

Valf denetimli hidrolik devrede kullanılan silindir ve yük modelleri pompa denetimli sistemde de geçerlidir. Sadece, valf akış denklemleri yerlerini pompa akış denklemlerine bırakmışlardır. Servo valf sürücüsünde olduğu gibi burada da pompa sürücüleri (servo motorlar) ideal tahrik kaynakları olarak kabul edilmektedir. Bunun nedeni servo motorların içinde kapalı çevrim hız denetleyicisinin olması ve bant genişliğinin genel hidrolik uygulamaların çok daha üzerinde olmasıdır. Pompaların iç ve dış sızıntı akışlarının laminar olduğu ve basınçla doğru orantılı olarak değiştiği kabul edilirse, pompa 1 ve 2 nin akış denklemleri aşağıdaki gibi yazılabilir [4].

$$q_{p1A} = D_p n_1 - C_i p_A - C_e p_A \quad (31)$$

$$q_{p2A} = D_p n_2 - C_i (p_A - p_B) - C_e p_A \quad (32)$$

$$q_{p2B} = D_p n_2 - C_i (p_A - p_B) + C_e p_B \quad (33)$$

3.3. Pompa Denetimli Sistemin Durağan Durum Karakteristiği

Hidrolik eyleyici odaları basınç toplamı (p_{sum}) ile eyleyici oda-A ve oda-B basınçları arasında Denklem (34) de ifade edildiği gibi bir ilişki vardır. Bu eşitlik sıfır statik yükleme durumu kabul edilerek yazılmıştır.

$$p_A = \frac{p_{sum}}{\gamma+1} \quad p_B = \frac{\gamma p_{sum}}{\gamma+1} \quad (34)$$

Durağan durumda, eyleyici akış denklemlerindeki sıkıştırılabilirlik terimleri etkisini kaybeder. Böylelikle eyleyici akış hızları ve pompa akış hızları arasında akış süreklilik denklemleri aşağıdaki gibi yazılır.

$$q_A = q_{p1A} + q_{p2A} \quad (35)$$

$$q_B = q_{p2B} \quad (36)$$

Denklem(34)'te tanımlanmış olan durağan durum basınçları bu denklemlerde yerine konursa açık çevrim basınç denetim sinyali ve pompa devirleri arasındaki oran aşağıdaki gibi bulunabilir [4].

$$n_{20} = -\frac{(\gamma-1)C_i + \gamma C_e}{(\gamma+1)D_p} p_{sum} = \Psi p_{sum} \quad (37)$$

$$\beta = \frac{n_{10}}{n_{20}} = -\frac{(\gamma+2)C_e + C_i}{(\gamma-1)C_i + \gamma C_e} \quad (38)$$

3.4. Pompa Denetimli Sistemin Dinamik Karakteristiği

Sabit değerdeki açık çevrim basınç denetim sinyalleri n_{10} , n_{20} hidrolik eyleyici odalarını istenilen değere kadar basınçlandırır ama sistemin dinamik davranışını etkilemezler. Bu nedenle, dinamik analizde, süreklilik denklemleri konum denetim sinyal hızları n_1 ve n_2 cinsinden yazılabilir. Bu nedenle, süreklilik denklemlerinde ifade edilen hidrolik eyleyici oda basınçları mutlak basınçlar olmayıp, oda basınçlarının durağan durum değerleri etrafındaki değişimlerini belirtmektedir.

Valf denetimli sisteme benzer olarak, sistem dinamiği bir yapısal denklem (Denklem 5) ve iki akış süreklilik denklemi (Denklem 35 ve 36) ile tanımlanabilir. Pompa denetimli hidrolik sistemin akış süreklilik denklemleri aşağıdaki gibi ifade edilmiştir.

$$D_p n_2 + (C_i + C_e) \delta p_B - C_i \delta p_A = A_B \delta \dot{x} - \frac{V_B}{E} \frac{d \delta p_B}{dt} \quad (39)$$

$$\gamma D_p n_2 + C_i \delta p_B - 2(C_e + C_i) \delta p_A = \gamma A_B \delta \dot{x} + \frac{\alpha V_B}{E} \frac{d \delta p_A}{dt} \quad (40)$$

İki akış süreklilik denklemi ve yükün yapısal denklemi yeniden düzenlenerek Pompa-2 devri n_2 ile eyleyici mili hızı $\delta \dot{x}$ arasındaki ilişkiyi belirten türevsel ifade yazılabilir. Valf denetimli sisteme benzer bir şekilde aktarım fonksiyonunun mertebesi üç olacaktır.

Aktarım fonksiyonunun mertebesini düşürmek için, valf denetimli sistemde uygulanan benzer bir işlem uygulanacaktır. Denklem (39) ve (40)'taki konum denetim sinyali n_2 ve eyleyici hız terimleri elenirse oda basınçları arasında aşağıdaki gibi bir bağıntı bulunabilir.

$$P_A(s) = - \frac{\gamma \frac{V_B}{E} s + (\gamma - 1) C_i + \gamma C_e}{\frac{\alpha V_B}{E} s + 2 C_e + C_i (2 - \gamma)} \quad (41)$$

Denklem (41)'deki hidrolik eyleyici oda basınçları mutlak basınçlar olmayıp, oda basınçlarının durağan durum değerleri etrafındaki değişimlerini ifade etmektedir. Eğer hidrolik eyleyici odalarının dinamik basınç değişimleri arasındaki aktarım fonksiyonunun ($P_A(s)/P_B(s)$) frekans tepkisi çizilirse, Şekil-2 dekine benzer bir grafik elde edilecektir. Hidrolik oda basınç değişimleri düşük ve yüksek frekanslarda doğrusal olarak birbirine bağıntılı olacaktır.

Oda basınç değişimleri arasında Denklem (41)'de verilen ilişki düşük sıklıkta tahriklerde basınç değişim oranının pompa sızıntı katsayıları ve alan oranı tarafından belirlendiğini göstermektedir.

$$\phi = - \frac{P_A(s)}{P_B(s)} = \frac{(\gamma - 1) C_i + \gamma C_e}{2 C_e + C_i (2 - \gamma)} \quad (42)$$

Yüksek sıklıkta tahriklerde, basınç değişim oranı ϕ valf denetimli sistem için Denklem (23)'de tanımlanan ifade ile aynı olmaktadır. Hidrolik eyleyicinin çalışma konumu oda basınçları değişim oranını belirlemektedir. Ara frekanslarda ise, basınç değişimleri arasındaki ilişki hem sızıntı katsayıları hem de hidrolik silindir hacmi ile alan oranı tarafından belirlenmektedir.

Yukarıda verilen analiz uyarınca, düşük sıklıkta tahrikler için hidrolik yağın sızmaya yatkın olduğu ve sızıntı katsayılarının oda basınçlarındaki değişim oranını belirlediği sonucuna varılabilir. Öte yandan, yüksek sıklıkta tahriklerde ise hidrolik yağın sıkışmaya yatkın olduğu ve bu nedenle hacim oranını belirleyen hidrolik eyleyicinin çalışma konumunun oda basınçlarındaki değişim oranını belirlediği sonucuna varılabilir.

Valf denetimli sistemde olduğu gibi, doğrusal dinamik basınç değişimi bağıntısını ($p_A = -\psi p_B$) kullanmak makul bir varsayım olacaktır. Oda basınç değişimleri arasında doğrusal bir bağıntı elde ettikten sonra, iki tane birbirinden bağımsız oda basınç durumu kullanmak yerine Denklem (5)'te tanımlanan yük basıncı durum değişkeni olarak kullanılabilir. Bu durumda, pompa-2 devir sinyali ve eyleyici hızı arasındaki açık çevrim aktarım fonksiyonu Denklem (43)'teki gibi elde edilebilir. Burada C_{leak} pompanın eşdeğer sızıntı katsayısını belirtmektedir. [4]

Denklem (43)'te verilen ikinci mertebeden aktarım fonksiyonu sistemin dinamik davranışını anlamak için kullanılabilir. Değişken devirli pompa denetimli hidrolik sistemin doğal frekansı ve sönümlenme oranı sırasıyla aşağıda verilmiştir.

$$\frac{V(s)}{N(s)} = \frac{(\gamma^2 + \alpha) D_p A_B}{a_1 s^2 + a_2 s + b C_{leak} + (\gamma^2 + \alpha) A_B^2} \quad (43)$$

$$a_1 = m \frac{\alpha V_B}{E}, \quad a_2 = b \frac{\alpha V_B}{E} + m C_{leak}, \quad C_{leak} = \frac{(\psi(2\gamma + \alpha) + (\alpha + \gamma)) C_i + (2\psi\gamma + \alpha) C_e}{\gamma\psi + 1}$$

$$\omega_n = \sqrt{E \frac{b C_{leak} + (\gamma^2 + \alpha) A_B^2}{m \alpha V_B}} \quad (44)$$

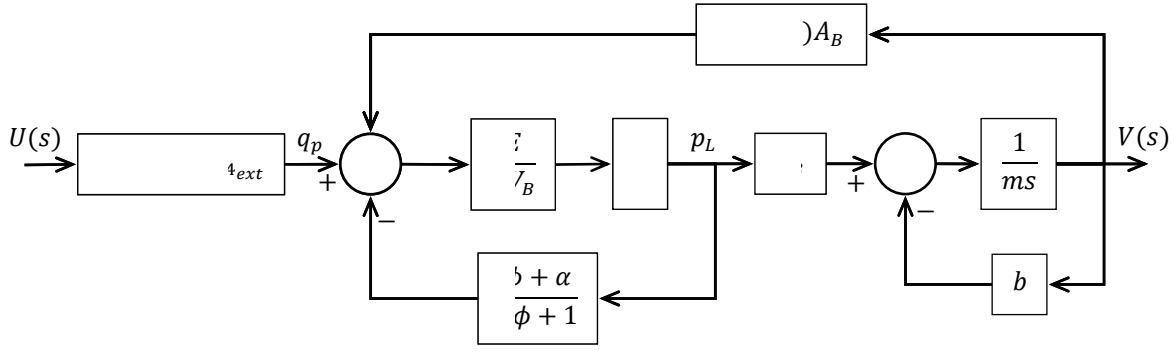
$$\xi = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{E}{m \alpha V_B (b C_{leak} + (\gamma^2 + \alpha) A_B^2)}} \left(\frac{b \alpha V_B}{E} + m C_{leak} \right) \quad (45)$$

Denklem 44 ve 45 den de görüldüğü gibi eşdeğer sızıntı katsayısı C_{leak} hem doğal frekansı hem de sönümlenme oranını arttırmaktadır. O halde hidrolik sistem iletim hatlarına dış sızıntılar eklemek eşdeğer sızıntı katsayısını dolayısı ile sistemin doğal frekansını artıracığı için sistemin yanıtını hızlandıracaktır. Ancak dış sızıntı eklemenin kısma kaybı anlamına geldiği bunda enerji verimliliğini azalttığı unutulmamalıdır

Sistemin doğal frekansını belirleyen bir diğer faktörde hidrolik eyleyici odaları ve iletim hatları hacimleridir. Valf denetimli sistemlerde valf silindirin tam üzerine monte edilir oysa pompa denetimli sistemlerde pompa ve motor ikilisinin fiziksel büyüklüğü nedeniyle bu pek mümkün olmamakta bu nedenle hidrolik eyleyici ile pompa giriş çıkışları arasına iletim hatları kurulmaktadır. Hortum ve borulardan oluşan bu iletim hatları ölü hacim oluşturmakta ve Denklem (44) ve (45)'den de görüldüğü gibi sistem doğal frekansını ve sönümlenme oranını düşürmektedir.

4. VALF VE POMPA DENETİMLİ SİSTEMLERİN KIYASLANMASI

Valf ve pompa denetimli iki sistemin karşılaştırmak için sistemlerin açık çevrim hız yanıtlarını ifade eden blok diyagram gösterimleri verilmiştir. Şekil 4de mertebesi düşürülmüş valf denetimli sistemin eşdeğer blok diyagram gösterimi ilerleme yönü için verilmiştir. Şekilden de hemen anlaşılacağı gibi valf konum kazancı ve eyleyici alan oranı açık çevrim sitem kazancı gibi etki etmektedir, ayrıca valf basınç kazancı ise sönümlenme katsayısı gibi etki etmektedir.



Şekil 4. Valf Denetimli Sistemin Blok Diyagram Gösterimi

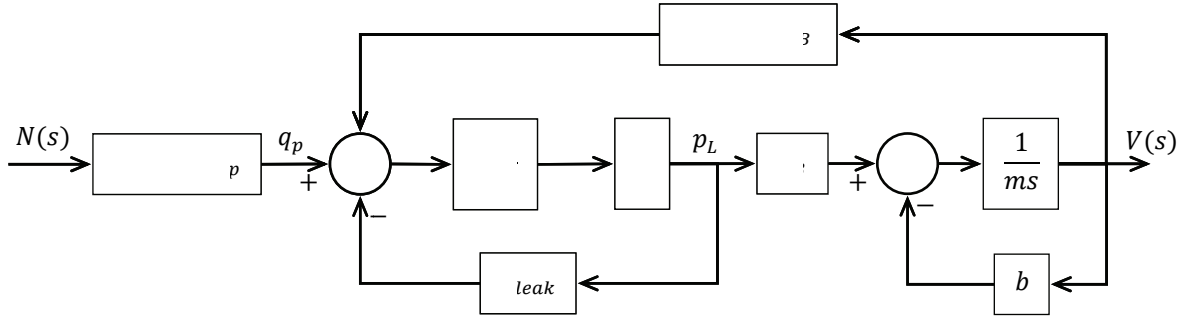
Eyleyicinin geri çekilmesi durumunda Şekil 4'deki blok diyagram gösteriminde valf sürgüsü konum ve basınç kazançları aşağıdaki şekilde yer değiştirilmesi gerekir.

$$\begin{aligned} K_{u4} &\rightarrow K_{u3} \\ K_{p2} &\rightarrow K_{p1} \end{aligned} \quad (46)$$

Denklem (17) incelenirse bu yer değiştirme yapıldığı zaman geri çekilme yönünde sistemin açık çevrim kazancının $\sqrt{\gamma}$ kadar azaldığı, sönümlenme oranının ise $\sqrt{\gamma}$ kadar arttığı görülür. Kapalı çevrim valf denetimli sistemlerde denetim sinyalinin $\sqrt{\gamma}$ ile çarpılarak düzenlemesi farklı ilerleme ve geri gelme yanıtlarını düzeltebilir.

Pompa denetimli sistemin açık çevrim hız cevabının blok diyagramı Şekil 5 de gösterilmiştir. Bu gösterim valf denetimli sistemin blok diyagram gösterimi ile oldukça benzerdir. Silindir ve yük dinamiğini tanımlayan bloklar değişmemiştir, sadece valf konum kazancı terimi pompa deplasmanı terimi ile ve valf basınç kazancı terimi de eşdeğer pompa sızıntı katsayısı terimi ile değiştirilmiştir. Valf denetimli sistem ile karşılaştırıldığında pompa denetimli sistem ileri ve geri gelme yönlerinden doğrusaldır. Bunun nedeni sistemde iki pompa kullanılmasıdır. Birinci pompa alan farkından kaynaklı fazlalık veya eksik debiyi karşıladığı için ikinci pompa sanki simetrik bir eyleyiciyi denetliyormuş gibi davranır.

Valf denetimli devrede valf konum kazancı K_{u2} valf sürgüsü konumu ile debi arasındaki ilişkiyi belirler, bu nedenle pompa devri ile debi arasındaki ilişkiyi belirleyen pompa deplasmanı D_p gibi düşünülebilir. Açık çevrim kazanç göz önüne alınırsa valf denetimli sistemin pompa denetimli sisteme göre avantajlıdır, çünkü birim valf makarasına karşılık gelen debi miktarı birim pompa devrine karşılık gelen debiden çok daha fazladır. Ayrıca valf denetimli sistemin açık çevrim kazancı besleme basıncı artırılarak artırılabilir. Valf denetimli sistemin açık çevrim kazancının besleme basıncının karekökü ile orantılı olduğu Denklem (15)'den görülmektedir. Pompa denetimli sistemde ise açık çevrim kazanç değeri pompa deplasmanı ile sınırlıdır.



Şekil 5. Pompa Denetimli Sistemin Blok Diyagram Gösterimi

Valf basınç kazancı K_{p2} belirli bir valf sürgüsü konumu için meydana gelen debi kayıplarını tanımlar ve pompanın sızıntı katsayısı ile eşleştirilebilir. İki sistemin sönümlenme oranı düşünüldüğünde pompa denetimli sistem daha avantajlı gibi görünmektedir, çünkü sıfır merkez açıklıklı valfler orta konumda çalışırken basınç kazançları oldukça düşmektedir.

SONUÇ

Bu çalışma kapsamında açık çevrim valf denetimli ve pompa denetimli iki sistemin kuramsala karşılaştırmaları yapılmıştır. Valf veya pompa denetimli sistemin giriş sinyali ile tek millî eyleyicinin hızı arasındaki aktarım fonksiyonunun mertebesini düşürmek için eyleyici oda basınçları değişimleri arasındaki ilişki çıkartılmış sonrasında basitleştirilmiştir. Düşük sıklıkta tahriklerde eyleyici oda basınçlarındaki değişim oranı alan oranı ve sızıntı katsayılarına bağlı kalırken, yüksek sıklıkta tahriklerde hidrolik akışkan sıkışmayı tercih ederek basınç değişim oranı eyleyici oda hacimlerine dolayısı ile eyleyicinin çalışma konumuna bağlı kalmaktadır.

Hidrolik eyleyici oda basınçları değişimleri arasında oransal bir ifade tanımlanarak sistem dinamiğini tanımlayan türevsel ifadenin mertebesi düşürülmüştür. Böylelikle eyleyici hız yanıtını ifade eden ikinci mertebeden bir aktarım fonksiyonu tanımlayabilmek mümkün olmuştur. Valf konum kazancı ile pompa deplasmanı terimleri yer değiştirildiğinde ve valf basınç kazancı ile eşdeğer pompa sızıntı katsayısı yer değiştirildiğinde pompa denetimli sistem ile valf denetimli sistemin benzer olduğu gösterilmiştir.

SEMBOLLER

- b Viskoz sürtünme katsayısı
- m Hidrolik silindir ve yükün kütlesi
- n_1, n_2 1 ve 2 numaralı pompa devirleri
- n_{10}, n_{20} 1 ve 2 numaralı ofset pompa devirleri
- p_A, p_B Hidrolik eyleyici oda basınçları
- p_L Yük basıncı
- p_S Valfli sistemin besleme basıncı
- p_{sum} Eyleyici oda basınçları toplamı
- p_T Tank basıncı
- s Laplace değişkeni
- q_1, q_3 1 ve 3 numaralı orifislerden geçen debi

q_2, q_4	2 ve 4 numaralı orifislerden geçen debi
q_A, q_B	Hidrolik eyleyici odalarına giden debi
u	Valf sürgüsü konum komutu
x	Hidrolik silindir pistonu konumu
A_A, A_B	Hidrolik silindir pistonu alanları
C_i	Pompa içi sızıntı katsayısı
C_e	Pompa dış sızıntı katsayısı
C_{leak}	Pompa denetimli sistemin eşdeğer sızıntı katsayısı
D_p	Pompa deplasmanı
E	Hidrolik yağın esneklik (bulk) modülü
K_v	Valf debi kazancı
L	Hidrolik silindir kurs boyu
K_{u1}, K_{u2}	1 ve 2 numaralı orifislerde doğrusallaştırılmış valf makarası konum kazancı
K_{p1}, K_{p2}	1 ve 2 numaralı orifislerde doğrusallaştırılmış valf basınç kazancı
P_A, P_B	$\delta p_A(t)$ ve $\delta p_B(t)$ nin Laplace dönüşümü
q_{p1A}	1 numaralı pompanın hidrolik eyleyici A odası debisi
q_{p2A}	2 numaralı pompanın hidrolik eyleyici A odası debisi
q_{p2B}	2 numaralı pompanın hidrolik eyleyici B odası debisi
U	$\delta u(t)$ 'nun Laplace dönüşümü
V	$\delta \dot{x}(t)$ 'nin Laplace dönüşümü
V_A, V_B	Hidrolik eyleyici A ve B tarafı hacmi
α	Hidrolik eyleyici oda hacimleri oranı
β	Ofset pompa devir oranı
ϕ	Dinamik basınç değişimleri oranı
γ	Hidrolik eyleyici pistonu alan oranı
ω_n	Doğal frekans
ξ	Sönümlenme katsayısı
Ψ	Toplam basınç ile pompa hızı arasındaki kazanç

KAYNAKLAR

- [1] Çalışkan, H., Balkan, T., and Platin, B. E., "Hydraulic Position Control System with Variable Speed Pump", ASME DSCC and BATH/ASME Symposium on Fluid Power and Motion Control, Los Angeles, USA, October, 2009
- [2] Watton, J., 2009, Fundamentals of Fluid Power Control, 1st Ed., Cambridge University Press, Cambridge, Chap. 3, pp. 95-109.
- [3] Long, Q., Neubert, T., and Helduser, S., 2004. "Principle to Closed Loop Control Differential Cylinder with Double Speed Variable Pumps and Single Loop Control Signal", Chinese Journal of Mechanical Engineering, Vol. 17, No 1, pp. 85-88.
- [4] Çalışkan, H., "Modeling And Experimental Evaluation of Variable Speed Pump and Valve Controlled Hydraulic Servo Drives", M.Sc. Thesis, Middle East Technical University, Mechanical Engineering Department, 2009.

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 Fulbright araştırmacısı", 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 Başkan 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.