

PIEZOELEKTRİK EYLEYİCİLİ YENİ NESİL BİR SERVO VALFİN MODELLENMESİ VE PERFORMANS İNCELEMESİ

Şakir AKYOL
R. Tuna BALKAN
Eren SAYGI
Hakan ÇALIŞKAN

ÖZET

Bu çalışma, yüksek hassasiyetli hareket kontrol sistemlerinde yaygın olarak kullanılan servo valflerin geleneksel tasarımlarındaki dezavantajları aşmak amacıyla, piezoelektrik eyleyicilerle çalışan yeni nesil bir servo valfin tasarımı ve benzetimini konu almaktadır. Geleneksel iki aşamalı servo valflerin yüksek güç tüketimi, karmaşık yapıları ve yüksek üretim maliyetleri gibi sorunlarına bir çözüm sunulması hedeflenmektedir. Geliştirilen bu yeni konseptte, tork motoru yerine piezoelektrik halka bükücü (ring bender) kullanılmıştır. Bu yaklaşım, pilot aşamada oluşabilecek sızıntı kayıplarını önemli ölçüde azaltırken, valfin genel dinamik tepkisini de artırmayı amaçlamaktadır. Tasarlanan valfin başarımını MATLAB®/Simulink® de oluşturulan doğrusal olmayan benzetim modeli ile test edilmiş ve değerlendirilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Piezoelektrik eyleyici, Halka bükücü, Servo valf.

ABSTRACT

This study presents design and simulation of a next-generation servo valve actuated by newly developed piezoelectric actuators, aiming to overcome the disadvantages of traditional servo valve designs in high-precision motion control systems. A solution is sought for issues associated with conventional two-stage servo valves, such as high-power consumption, structural complexity, and high manufacturing costs. In this innovative concept, the torque motor is replaced with a piezoelectric ring bender. This approach is designed to significantly reduce leakage losses in the pilot stage while enhancing the overall dynamic response of the valve. The performance of the overall system is investigated by performing simulations through the nonlinear model of the simulator in MATLAB®/Simulink®.

Key Words: Piezoelectric actuator, Ring bender, Servo valve.

1. GİRİŞ

Yüksek güç yoğunluğu, hassasiyet ve hızlı tepki yeteneği sayesinde hidrolik sistemler, havacılıktan robotik uygulamalara kadar birçok alanda kritik bir rol oynamaktadır. Bu sistemlerin temel kontrol elemanlarından biri olan elektro-hidrolik servo valfler, elektrik sinyallerini hidrolik güce dönüştürerek hassas akış ve basınç kontrolü sağlarlar [1]. Geleneksel olarak, bu valfler karmaşık bir tork motoru ve lüle-kanatçık (nozzle-flapper) mekanizmasını içeren iki aşamalı bir tasarıma sahiptir [2]. Ancak, bu tasarımlar yüksek güç tüketimi ve karmaşık yapı gibi dezavantajlar taşımaktadır. Özellikle, pilot aşamadaki durgun akış (quiescent flow) önemli bir enerji kaybına neden olurken, fazla parça sayısı

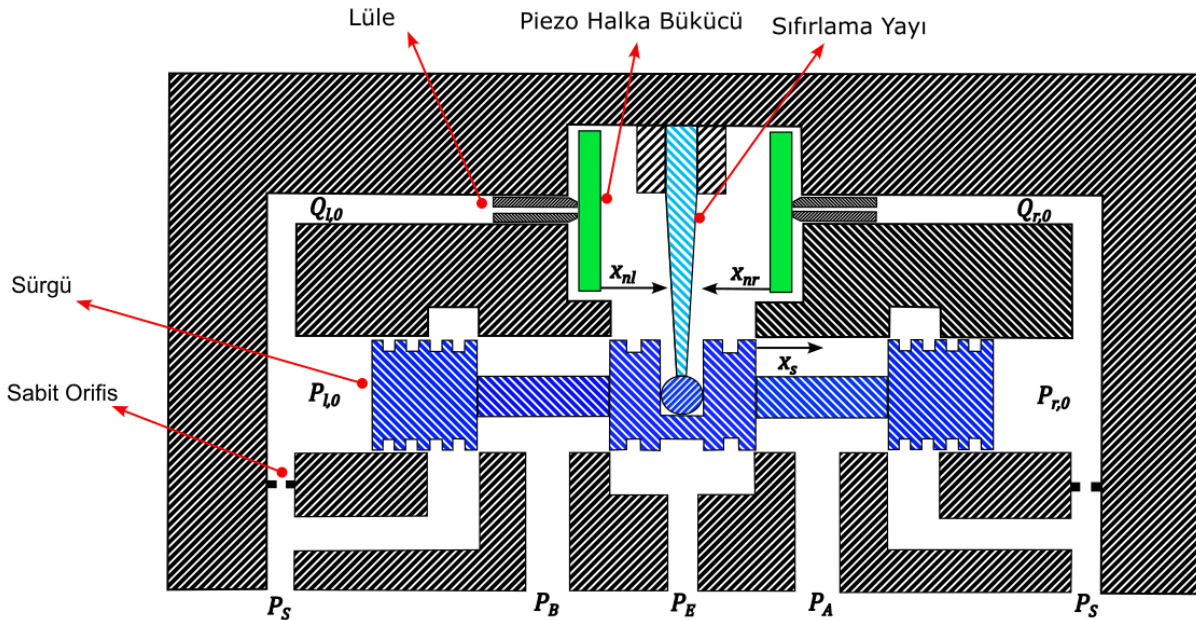
üretim maliyetlerini ve valfin genel güvenilirliğini olumsuz etkileyebilmektedir [3]. Bu durum, daha verimli ve kompakt hidrolik kontrol çözümlerine olan ihtiyacı artırmaktadır [4]. Son yıllarda, bu geleneksel dezavantajları aşmak için alternatif eyleyici teknolojileri üzerinde yoğun araştırmalar yapılmaktadır [5, 6]. Bu yenilikçi yaklaşımlar arasında, yüksek dinamik özelliklere ve düşük enerji tüketimine sahip piezoelektrik eyleyicilerin kullanımı ön plana çıkmaktadır. Piezoelektrik malzemeler, uygulanan elektrik voltajına orantılı olarak boyut değiştirebilme özellikleriyle çok hızlı ve hassas hareket kontrolü sağlama potansiyeline sahiptir [7]. Bu özellik, geleneksel elektromekanik eyleyicilere göre daha hızlı tepki süreleri sağlayarak, elektro-hidrolik sistemlerin genel performansını önemli ölçüde artırabilir [8]. Bu çalışma, yukarıda belirtilen sorunlara bir çözüm olarak piezoelektrik eyleyicilerle çalışan yeni bir servo valfin benzetim modellemesini ve performans analizini sunmaktadır. Önerilen valf mimarisinde, geleneksel tork motoru yerine piezoelektrik halka bükücüler (ring benders) ile kontrol edilen bir lüle-kanatçık pilot aşaması kullanılmıştır. Bu tasarım, pilot aşamadaki enerji kaybını minimize ederken, valfin tepki süresini ve akış kontrol hassasiyetini artırmayı hedeflemektedir [5, 9]. Çalışma kapsamında, valfin dinamik davranışını ve akış özelliklerini analiz etmek için kapsamlı bir matematiksel modelleme gerçekleştirilmiştir. Bu bildiri, yeni nesil piezoelektrik servo valflerin tasarım ve performans optimizasyonuna yönelik bu benzetim çalışmasının bulgularını detaylı bir şekilde sunmaktadır. Tasarlanan sistemin başarımı MATLAB®/Simulink®'de oluşturulmuş doğrusal olmayan benzetim modeli ile test edilmiş ve değerlendirilmiştir.

2. LÜLE – HALKA BÜKÜCÜ MATEMATİKSEL MODELİN OLUŞTURULMASI

İki aşamalı servo valfin ilk aşamasında, daha önce belirtildiği gibi bir lüle - halka bükücü yapısı bulunur. Şekil 1'de görülen tasarıma göre, halka bükücüler lüleleri kapatarak akışa izin vermediğinden, başlangıç konumları 0 olarak belirlenmiştir.

$$x_{nl,0} = x_{nr,0} = 0 \#(1)$$

Burada x_{nl} ve x_{nr} sırasıyla sol ve sağdaki halka bükücülerin konumlarıdır.



Şekil 1. Piezo eyleyicili servo valf yapısının şeması.

Piezo eyleyici, her iki halka bükücüyü iki bağımsız girişle sürmektedir. Lülenin biri açıldığında, diğeri her zaman kapalı tutulur. Başka bir deyişle, çalışma esnasında lülelerden birinden akış

gerçekleşmez. Başlangıçta her iki lüle de kapalıdır, lüle akışları sıfırdır ve lülelerin arkasındaki basınçlar, aşağıdaki denklemlerde verildiği gibi besleme basıncı P_S 'ye eşittir.

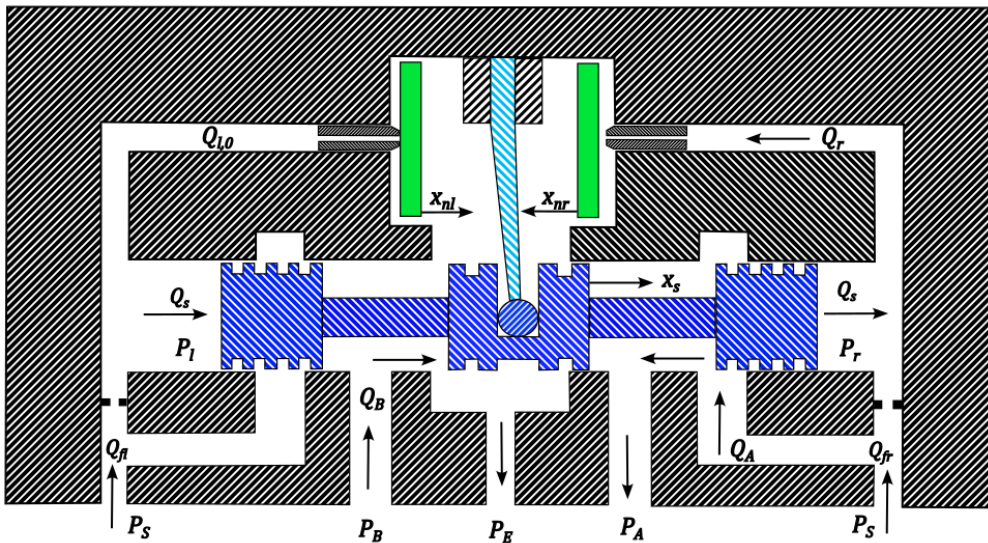
$$Q_{l,0} = Q_{r,0} = 0 \#(2)$$

$$P_{l,0} = P_{r,0} = P_S \#(3)$$

Bu nedenle, lüleleri kapalı tutmak için halka bükücüler üzerindeki kuvvetler aşağıdaki denklemde hesaplanır [1].

$$F_{nl,0} = F_{nr,0} = P_S \pi \frac{D_n^2}{4} \#(4)$$

Burada D_n , lülelerin çapıdır. Çalışma davranışlarını analiz etmek amacıyla, lülelerden birinin açıldığı durum incelenmiştir. Eğer sağdaki halka bükücüye bir kontrol girişi uygulanırsa, bu halka bükücü x_{nr} kadar sola hareket eder ve Şekil 2'de görünen debiler oluşur. Her iki taraftaki debiler için süreklilik denklemleri aşağıdaki gibi yazılabilir [1, 10].



Şekil 1. Servo valfin çalışma sırasındaki davranışı.

$$Q_{cr} = Q_{fr} + Q_s - Q_r \#(5)$$

$$Q_{cl} = Q_{fl} - Q_s \#(6)$$

Denklem 5 ve 6'daki Q_{cr} ve Q_{cl} debileri, hidrolik yağın sıkıştırılabilirliğinden dolayı oluşan debilerdir. Bu debilerin her biri, aşağıdaki denklemlerde tanımlanmıştır.

$$Q_l = C_{d,n} \pi D_n x_{nl} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_l - P_E)} \#(7)$$

$$Q_r = C_{d,n} \pi D_n x_{nr} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_r - P_E)} \#(8)$$

$$Q_{fl} = C_{d,f} \pi \frac{D_f^2}{4} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_S - P_l)} \#(9)$$

$$Q_{fr} = C_{d,f} \pi \frac{D_f^2}{4} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_S - P_r)} \#(10)$$

$$Q_s = \pi \frac{D_s^2}{4} \dot{x}_s \#(11)$$

$$Q_{cl} = \dot{P}_l \frac{v_l}{\beta} \#(12)$$

$$Q_{cr} = \dot{P}_r \frac{v_r}{\beta} \#(13)$$

Burada D_f sabit orifislerin çapı, D_s ise sürgünün en büyük kısmının çapıdır. Sırasıyla $C_{d,n}$ ve $C_{d,f}$ lülelerin ve sabit orifislerin boşaltma katsayılarıdır. ρ ve β hidrolik yağın yoğunluğu ve hacimsel esneklik modülü, x_s sürgünün konumudur. v_l ve v_r ise sürgünün arka taraflarındaki hacimlerdir. Denklem 7, 8, 9, 10, 11, 12 ve 13, denklem 5 ve 6'da içlerine konulduğunda aşağıdaki ifadeler elde edilir.

$$\dot{P}_r \frac{v_r}{\beta} = C_{d,f} \pi \frac{D_f^2}{4} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_s - P_r)} + \pi \frac{D_s^2}{4} \dot{x}_s - C_{d,n} \pi D_n x_{nr} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_r - P_E)} \#(14)$$

$$\dot{P}_l \frac{v_l}{\beta} = C_{d,f} \pi \frac{D_f^2}{4} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_s - P_l)} - \pi \frac{D_s^2}{4} \dot{x}_s \#(15)$$

Piezo halka bükücüler üzerindeki kuvvetler, x_{nl} ve x_{nr} konumlarına bağlı olarak ve $x_{nl} \ll D_n/2$ ve $x_{nr} \ll D_n/2$ varsayımları altında aşağıdaki denklemlerle ifade edilebilir.

$$F_{nl} = P_s \pi \frac{D_n^2}{4} \left[1 + \left(2C_{d,n} \frac{x_{nl}}{2} \right)^2 \right] \#(16)$$

$$F_{nr} = P_s \pi \frac{D_n^2}{4} \left[1 + \left(2C_{d,n} \frac{x_{nr}}{2} \right)^2 \right] \#(17)$$

$x_n \ll D_n/2$ olduğunda lüle ve kanatçık arasındaki kuvvet hesaplaması [1]'de bu şekilde türetilmiştir. Yapı benzer olduğu için, aynı denklem lüle ve halka bükücü arasında da kullanılabilir.

3. VALF SÜRGÜSÜNÜN MATEMATİKSEL MODELİ

İkinci aşamada, servo valf gömlek içinde hareket eden bir sürgüye sahiptir. Sürgünün her iki tarafındaki basınçlar başlangıçta aynı olup P_s 'ye eşittir. Halka bükücülerden biri hareket edip lüleden debi çıkışına izin verdiğinde, her iki taraftaki basınçlar değişir. Bu nedenle, basınç farkı artık sıfır olmaz ve sürgü, düşük basınç tarafına doğru hareket eder. Sürgünün hareket denklemi aşağıdaki denklemle tanımlanabilir [1, 11].

$$\pi \frac{D_s^2}{4} (P_l - P_r) - F_{B,t} = m_s \ddot{x}_s + c_s \dot{x}_s + k_s x_s \#(18)$$

m_s ve c_s sırasıyla sürgünün kütlesi ve sürgü ile gömlek arasındaki viskoz sürtünmenin katsayısıdır. k_s ise sürgü konumunu sınırlamak ve s yayının yay sabitidir. Sürgünün etrafındaki kanallar, yanal kuvvetleri azaltmaya ve kuru sürtünmeyi önlemeye yardımcı olur [1, 10]. Bu nedenle, sürgünün hidrolik yağın film tabakasının direncine bağlı olarak kovan içinde kaydığı varsayılır ve bir viskoz sürtünme terimi olan c_s aşağıdaki gibi tanımlanır [2].

$$c_s = \frac{\pi D_s L \mu}{B} \#(19)$$

Burada L , sürgünün D_s çapına sahip bölümünün toplam uzunluğudur. μ ve B ise sırasıyla yağın dinamik viskozitesi ile sürgü ve kovan arasındaki radyal boşluktur. $F_{B,t}$ terimi, valf portlarından geçen debiler nedeniyle oluşan toplam Bernoulli kuvvetini tanımlar. Her bir porttaki Bernoulli kuvveti, momentum teoremi uygulanarak aşağıdaki gibi tanımlanır [1, 12].

$$F_B = \rho QV \cos\theta \quad (20)$$

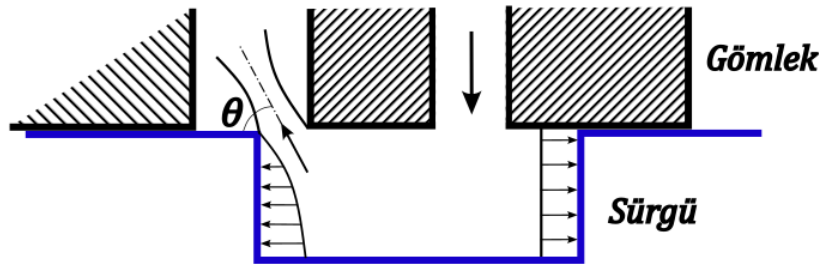
$$V = \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p} \quad (21)$$

Sürgü-gömlek konfigürasyonunun tam çakışık (zero-lapped) olması amaçlanmıştır. Bu durumda sürgü konumu sıfırdan farklı olduğunda ($x_s \neq 0$), eyleyici odaları ile besleme ve çıkış hatları arasında hemen debi oluşmaya başlar.

Burada w , gömleğin çevresindeki tüm dikdörtgen yuvaların alan gradyanıdır. Denklemler 21 ve 22, denklem 20'de yerine konulduğunda, aşağıdaki hale gelir.

$$F_B = 2C_{d,s} \Delta p (\cos\theta) w x_s \quad (23)$$

Sürgü ve gömlek arasındaki radyal mesafenin 0 (çok küçük 0'a yakın) olduğu ve debi geçişi için açıklığın olduğu gömlek ve sürgü tarafının Şekil 3'te görüldüğü gibi keskin ve 90° olduğu varsayılarak $\theta = 69^\circ$ ve $C_{d,s} = 0,625$ alındığında, portlardaki Bernoulli kuvveti basınç düşümüne ve orifis alanına bağlı olarak aşağıdaki denklemdeki gibi bulunur.



Şekil 3. Bernoulli kuvvetlerinin oluşumu.

$$F_B = 0.45 \Delta p w x_s \quad (24)$$

Şekil 2'deki gibi sürgünün sağ tarafa doğru hareket ettiği durum için toplam Bernoulli kuvveti aşağıdaki gibi bulunur.

$$F_{B,t} = 0.45(P_S - P_A)w x_s + 0.45(P_B - P_E)w x_s = 0.45(P_S + P_B - P_E - P_A)w x_s \quad (25)$$

Bernoulli kuvvetini de yerine koyarak sürgünün hareket denklemi tekrar yazıldığında aşağıdaki ifade bulunur.

$$\pi \frac{D_s^2}{4} (P_l - P_r) = m_s \ddot{x}_s + c_s \dot{x}_s + [k_s + 0.45(P_S + P_B - P_E - P_A)w] x_s \quad (26)$$

4. EYLEYİCİNİN MATEMATİKSEL MODELİ

Valfin performans testlerinde kullanılması için çift-etkenli çift-milli bir silindir tasarlanmıştır. Valf portlarından eyleyici odalarına giden debi aşağıda ifade edilmiştir.

$$Q_A = C_{d,s} w x_s \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_S - P_A)} \quad (27)$$

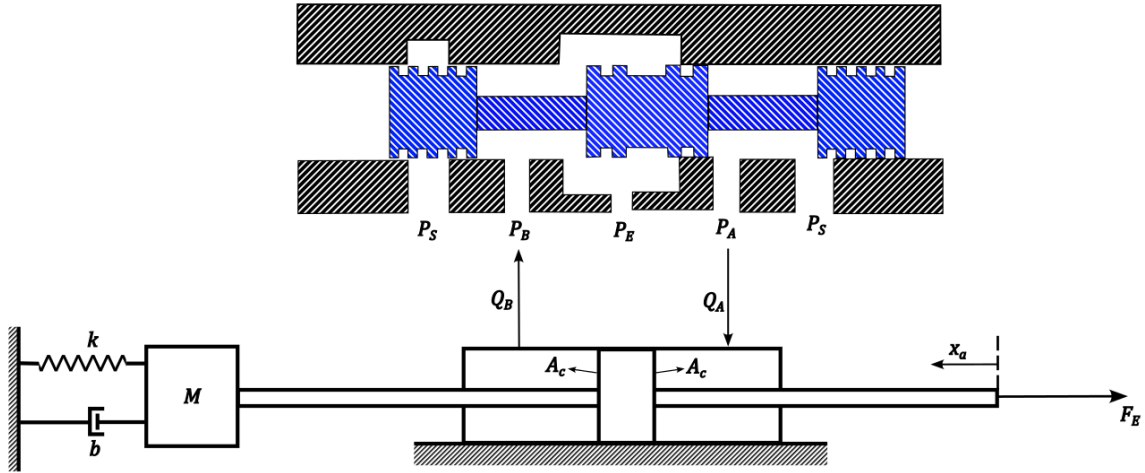
$$Q_B = C_{d,s} w x_s \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_B - P_E)} \quad (28)$$

Eyleyicideki debilerin süreklilik denklemi ise, sızıntının yok sayılabilecek kadar düşük olduğu ve eyleyicinin malzemesinin yeteri kadar sert olduğu (yüksek Young modülüne sahip) varsayılarak aşağıdaki denklemlerde ifade edilmiştir.

$$Q_A - A_c \dot{x}_a - \frac{A_c x_a}{\beta} \dot{P}_A = 0 \quad (29)$$

$$Q_B - A_c \dot{x}_a + \frac{A_c (S - x_a)}{\beta} \dot{P}_B = 0 \quad (30)$$

Burada A_c , odaların enine kesit alanı ve x_a , eyleyici pistonunun konumudur. S ise eyleyicinin toplam stroğudur. Test düzeneğindeki eyleyici ve muhtemel yükler Şekil 4'te sunulmuştur. Newton'un ikinci yasasına göre, yükün hareket denklemi aşağıdaki denklemde yazılmıştır.



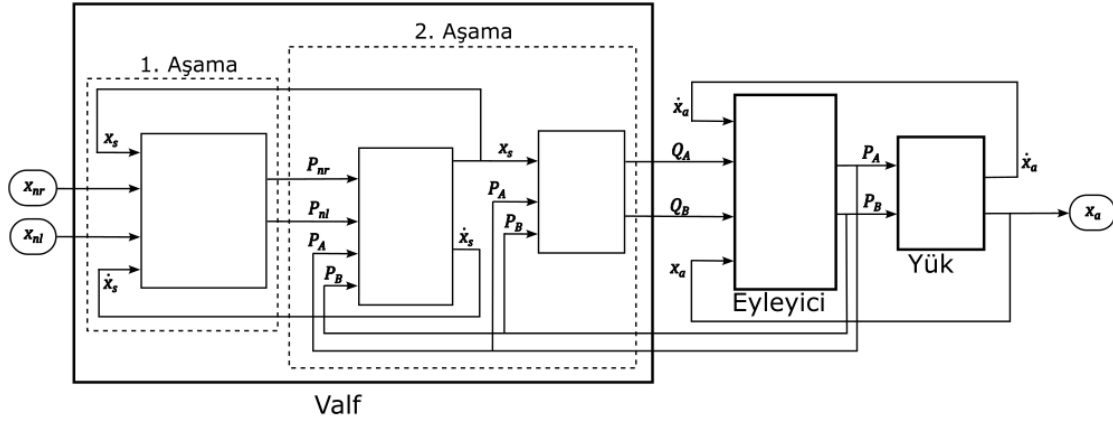
Şekil 4. Testlerde kullanılacak eyleyici ve yükler.

$$A_c (P_A - P_B) = M \ddot{x}_a + b \dot{x}_a + k x_a + F_E \quad (31)$$

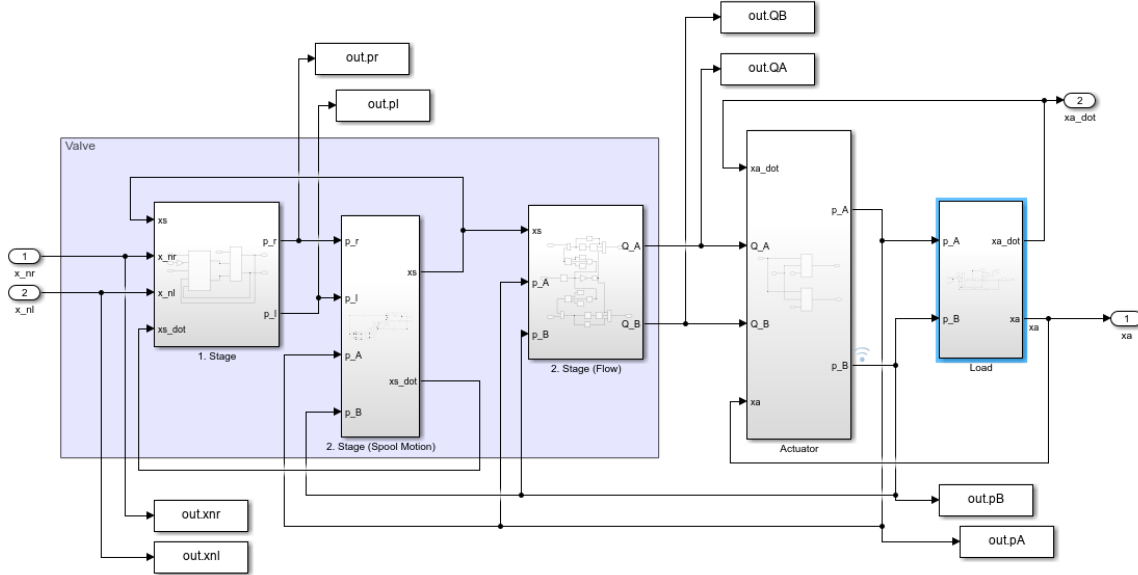
Burada M , k ve b sırasıyla test düzeneğindeki eşdeğer kütle, eşdeğer yay sabitini ve eşdeğer sönümlenme katsayısını temsil etmektedir. F_E ise eyleyiciye uygulanan dış kuvvettir.

5. BENZETİM SONUÇLARI

Sistem girişleri, halka bükücülerin x_{nl} ve x_{nr} konumlarıdır. Sistemin çıkışı ise eyleyicinin pistonunun x_a konumudur. x_{nl} ve x_{nr} konumlarından x_s konumunun hesaplanmasını gösteren sembolik blok diyagramı Şekil 5'te gösterilmektedir.



MATLAB®/Simulink® ortamında, valf, eyleyici ve yükün parametreleri ve matematiksel modelleri kullanılarak bir benzetim gerçekleştirilmiştir. Blok diyagram şeması Şekil 6'da sunulmuştur. Benzetimi gerçekleştirmek için bir PI kontrolcü uygulanmıştır. Kontrolcü parametreleri diğer fiziksel parametrelerle birlikte Tablo 1'de verilmiştir.



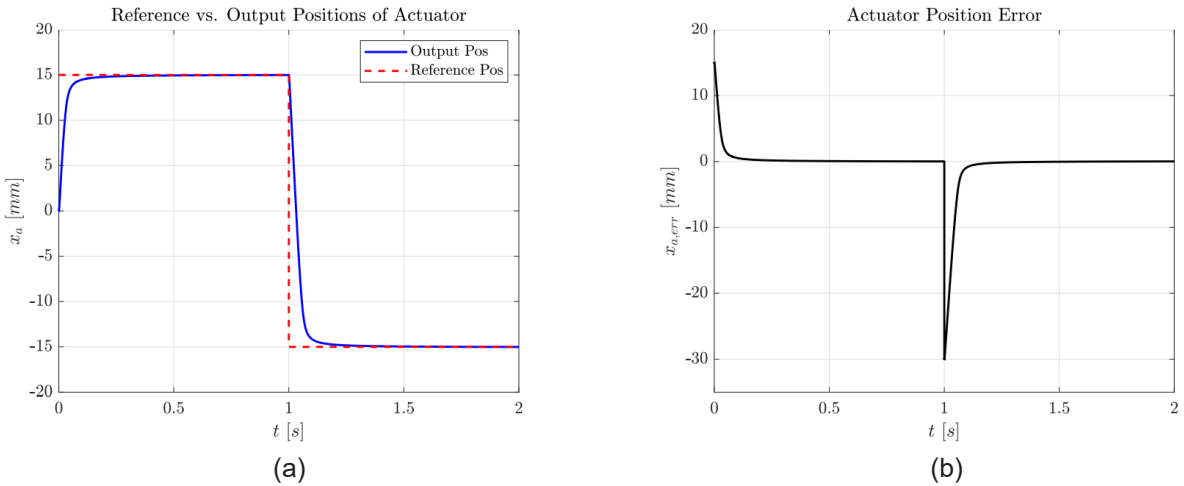
Tablo 1. Benzetimde kullanılan parametreler.

Parametreler	Sembol	Değer	Birim
Yağ Yoğunluğu	ρ	867,6	kg/m ³
Yağ Kinematik Viskozitesi	ν	$14,63 \times 10^{-6}$	m ² /s
Yağ Hacim Elastik (Bulk) Modülü	β	15000	bar
Sabit Orifislerin Boşaltma Katsayısı	$C_{d,f}$	0,625	-
Lüle Boşaltma Katsayısı	$C_{d,n}$	0,625	-
Sürgü-Port Boşaltma Katsayısı	$C_{d,s}$	0,625	-
Sabit Orifislerin Çapı	D_f	0,2	mm
Lüle Çapı	D_n	0,2	mm
Sürgü En Büyük Çapı	D_s	4,5	mm

Parametreler	Sembol	Değer	Birim
Sürgünün D_s Çapına Sahip Toplam Uzunluğu	L	6,2	mm
Gömlek Üzerindeki Tüm Dikdörtgen Yuvaların Alan Gradyanı	w	8	mm
Sürgü ve Gömlek Arasındaki Radyal Boşluk	B	0,0025	mm
Sürgünün Minimum Açıklığı	$x_{s,min}$	-0,25	mm
Sürgünün Maksimum Açıklığı	$x_{s,max}$	0,25	mm
Sürgü Kütlesi	m_s	$1,75 \times 10^{-3}$	kg
Denge Teli (Stabilizer Wire) Sertliği	k_s	1330	N/mm
Silindir Çapı	D_c	25	mm
Mil Çapı	D_r	12	mm
Piston Kütlesi	m_p	0,270	kg
Silindir Toplam Strok	S	45	mm
Besleme Basıncı	P_S	210	bar
Çıkış (Tank) Basıncı	P_E	1	bar
Harici Kuvvet	F_E	0	N
PI Kontrolcü Oransal Kazancı	K_P	0,005	-
PI Kontrolcü İntegral Kazancı	K_I	0,0001	-

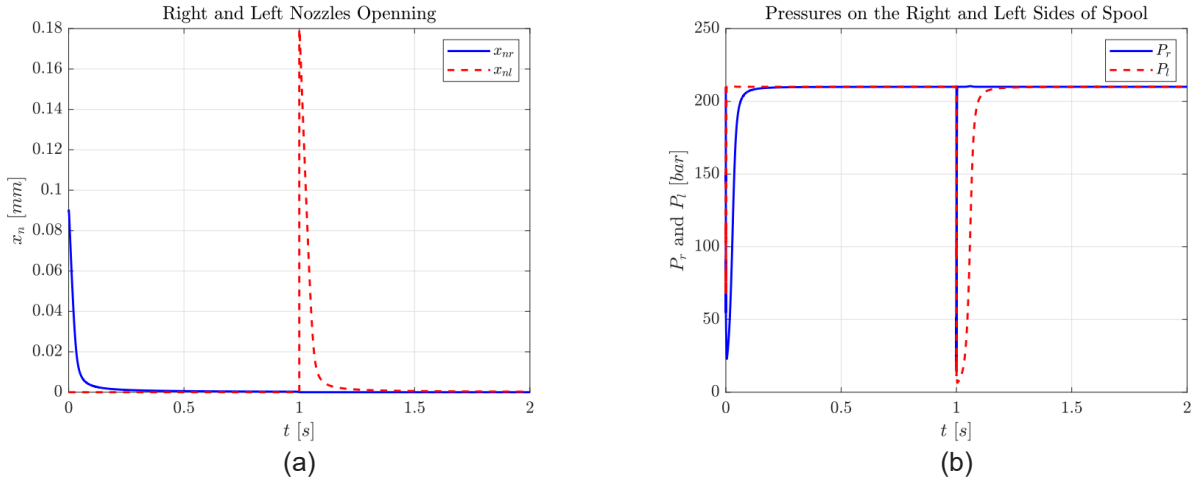
Valf modelinin karakteristiklerini gözlemek için, eyleyici pistonunu her iki yöne de hareket ettiren bir referans sinyali uygulanmıştır. Referans sinyali, çıkış sinyali ve hata sinyali Şekil 7'de gösterilmiştir. Lüle açıklıkları ($x_{nl}-x_{nr}$), sürgünün arkasındaki basınçlar (P_l-P_r), portlardan geçen akışlar (Q_A-Q_B) ve eyleyici odalarının basınçları (P_A-P_B) Şekil 8 ve 9'da sunulmuştur.

Eyleyici pistonunun sıfır konumu ($x_a = 0$), silindirin ortasına ayarlanmıştır. Bu sayede piston her iki yöne de 22,5 mm hareket edebilir. Referans sinyali bu doyma sınırları göz önünde bulundurularak seçilmiştir. Şekil 7 (a)'da görüldüğü gibi, eyleyici başlangıçta $x_a = 0$ konumundadır. Referans sinyali verildiğinde, çıkış sinyali herhangi bir salınım yapmadan yaklaşık 200 ms'de yakınsamaktadır. Çıkış ve referans sinyali arasındaki hata ise Şekil 7 (b)'de sunulmuştur.



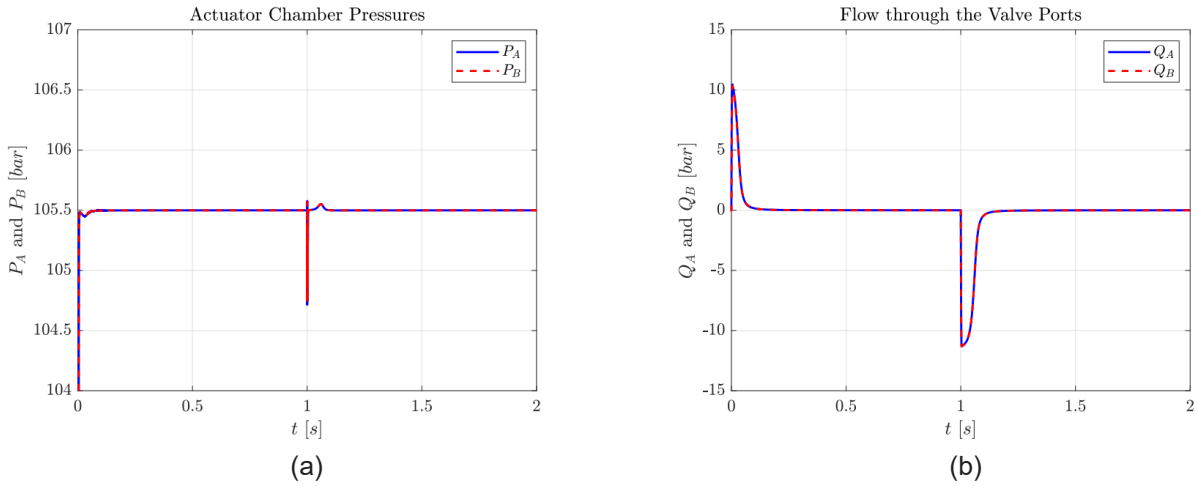
Şekil 7. Verilen referans sinyaline eyleyici tepkisi (a) ve referans ile çıkış konumu arasındaki hata (b).

Şekil 8 (a)'da, lüle açıklıkları (halka bükücüleri konumları) gözlemlenmektedir. Çıkış ilk olarak 15 mm'ye oturduğunda, sadece sağ lüle açılmıştır. Bu durum aynı zamanda salınım olmadığını da göstermektedir. -15 mm referans sinyali verince de sağ lüle kapanarak sadece sol lüle açılmıştır. Şekil 8 (b)'de ise sürgünün her iki tarafındaki basınç değişimleri görülmektedir.



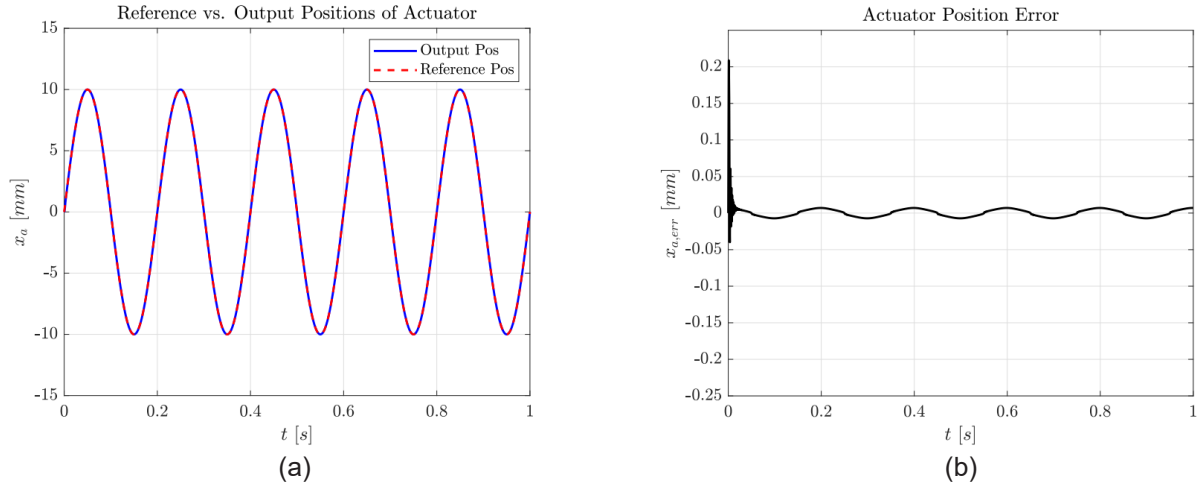
Şekil 8. Tepki sırasında lüle açıklıklarının davranışı (a) ve sürgünün her iki tarafındaki basınçların değişimleri (b).

Benzetimde dış kuvvet $F_E = 0$ olarak ayarlanmıştır. Bu nedenle, ivme sıfırken, Şekil 9 (a)'da görüldüğü gibi yük basıncının da $F_E = |P_A - P_B| = 0$ olması beklenir. Eyleyici çift milli bir silindir olduğu için, Şekil 9 (b)'de gösterildiği gibi Q_A ve Q_B akışları birbirine eşittir.



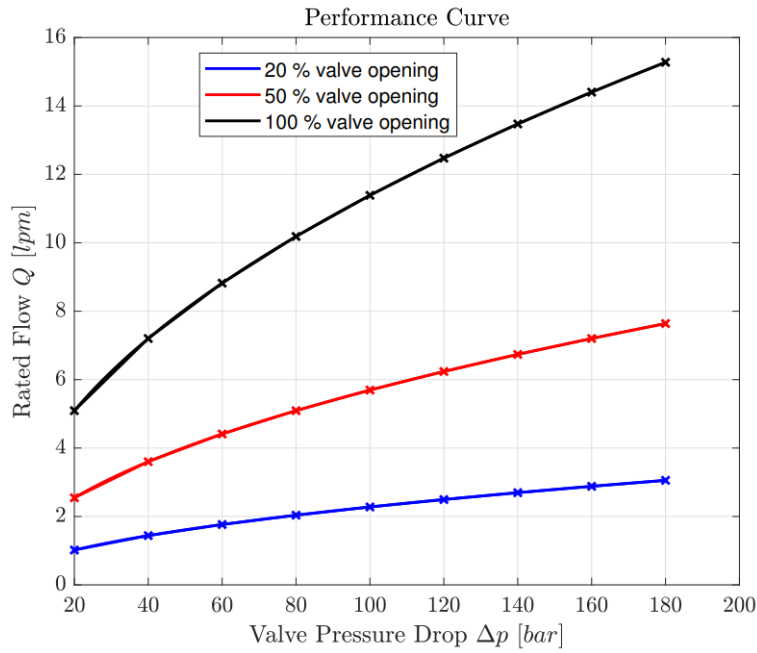
Şekil 9. Eyleyici odalarındaki basınç değişimleri (a) ve valf portlarından geçen debi (b).

Sisteme ikinci bir referans sinyali olarak, genliği 10 mm ve frekansı 5 Hz olan ($0,01\sin(10\pi t)$) sinüsoidal bir sinyal uygulanmıştır. Referans sinyal ve çıkış sinyali Şekil 10 (a)'da, hata sinyalinin grafiği ise Şekil 10 (b)'de sunulmuştur. Benzetimde, eyleyicinin bu sinyali %0,25'den de düşük bir hata ile takip edebildiği görülmektedir.



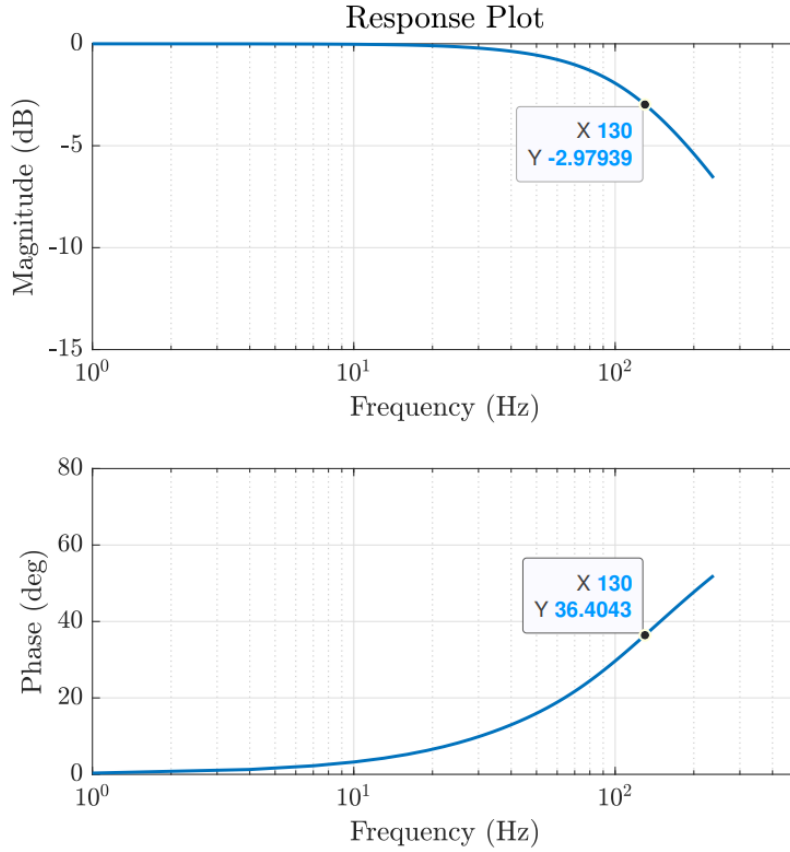
Şekil 10. Verilen referans sinyaline eyleyici tepkisi (a) ve referans ile çıkış konumu arasındaki hata (b)

Test düzeneğini içeren benzetimlerin yanı sıra, valfin performansını ve hızını inceleyen benzetimler de gerçekleştirilmiştir. Şekil 11’de, portlardan geçen debi ile basınç düşüşü arasındaki ilişki, valf açıklığına bağlı olarak verilmiştir. Bu grafik benzetim sonuçlarından elde edilmiştir ve genellikle performans eğrisi olarak adlandırılır. Ancak, gerçek performans grafiği test sonuçlarından elde edilecektir.



Şekil 11. Modellenen servo valfin performans eğrisi.

Benzetim modelinden elde edilen valfin frekans tepkisi Şekil 12’de sunulmuştur. Bu grafik, lüle açıklıkları (x_{nl} ve x_{nr}) ile sürgü konumu (x_s) arasındaki ilişkiyi oluşturulmuştur. Gerçek frekans tepkisi test sonuçlarından elde edilecek olsa da bu benzetim grafiği, hangi tasarım parametrelerinin sistem hızı üzerinde güçlü bir etkisi olduğuna dair iyi bir öngörü sağlamaktadır [13].



Şekil 12. Modellenen servo valfin frekans tepkisi.

Lüle çapını, sabit orifis çapını ve sürgü dinamiğindeki eşdeğer yay sabitini değiştirerek istenen bant genişliği sağlanabilir. Lüle ve sabit orifis çapları birbirine bağlıdır. Belirli bir lüle çapı için, optimum bir sabit orifis çapı mevcuttur. Sabit orifis çapının küçük olması durumunda, sürgünün hızlı hareket etmesini engeller. Daha büyük olduğunda ise sürgünün iki tarafı arasındaki basınç farkını azaltır ve sürgüye etki eden hidrolik kuvvetin düşmesine neden olur. Bu nedenle, sabit orifis çapına bu iki durum göz önünde bulundurularak karar verilmelidir.

Sürgünün doğal frekansı arttıkça valfin bant genişliğini de artırılabilir. Sürgü dinamiğinde yüksek değerli bir yay sabitinin bulunması faydalı olabilir. Bu nedenle, yüksek sertliğe sahip bir sınırlama yayı, sistem tepkisini artırmaya yardımcı olabilir. Bernoulli kuvvetleri de sürgü konumu x_s 'e bağlı oldukları için sürgü dinamiğinin eşdeğer yay sabitine katkıda bulunur. Ancak, bu kuvvetler aynı zamanda yük basıncına da bağlı olduklarından sabit değildir. Sistem tepkisini yükten bağımsız hale getirmek için, Bernoulli kuvvetleri sürgü ve gömlek tasarımında değişiklik yapılarak en aza indirilmeli veya daha yüksek sertliğe sahip bir sınırlama yayı kullanılmalıdır. Tasarımda, Bernoulli kuvvetlerinin oluşturduğu maksimum sertlik 85 N/mm'dir. Sınırlama yayının sertliği ise 1330 N/mm'dir. Bu değer, Bernoulli kuvvetlerinden oluşabilecek maksimum sertlikten çok daha büyüktür. Dolayısıyla, Bernoulli kuvvetlerinin dengeleyici tele göre daha düşük olacağı ve sistemin bant genişliğinin sabit kalarak yükten bağımsız hale geleceği varsayılmaktadır.

KAYNAKLAR

- [1] Ercan, Y. (1995), *Akışkan Gücü Kontrolü Teorisi*.
- [2] Afatsun, A. C. (2019), *Modeling of two stage nozzle-flapper type electrohydraulic servovalves*, MSc. Thesis, Middle East Technical University.

- [3] Tamburrano, P., Plummer, A. R., De Palma, P., Distaso, E. ve Amirante, R. (2020), “A novel servo valve pilot stage actuated by a piezo-electric ring bender: A numerical and experimental analysis”, *Energies*, 13(3), 671.
- [4] Tamburrano, P., Sciatti, F., Plummer, A. R., Distaso, E., De Palma, P. ve Amirante, R. (2021), “A review of novel architectures of servo valves driven by piezoelectric actuators”, *Energies*, 14(16), 4858.
- [5] Plummer, A. (2016), Electrohydraulic servo valves – past, present, and future, Proc. of 10th International Fluid Power Conference, IFK2016, Dresden, Germany, 8/03/16.
- [6] Reichert, M. (2010), *Development of high-response piezo-servo valves for improved performance of electrohydraulic cylinder drives*.
- [7] Simic, M. ve Herakovič, N. I. K. O. (2017), “Piezo actuators for the use in hydraulic and pneumatic valves”, *Fluid Power*, 207.
- [8] Albrecht-Zagar, P. ve Scheidl, R. (2024). “Investigation of two concepts for piezo-electrically driven bistable hydraulic switching valves”, *Mechatronics*, 98, 103138.
- [9] Bertin, M., Plummer, A., Bowen, C., Johnston, N., Griffiths, M. ve Bickley, D. (2019), “A dual lane piezoelectric ring bender actuated nozzle-flapper servo valve for aero engine fuel metering”, *Smart Materials and Structures*, 28 (11), 115015.
- [10] J. Blackburn, G. Reethof ve J. Shearer, *Fluid Power Control*, Massachusetts: The MIT Press, 1960.
- [11] Tamburrano, P., Plummer, A. R., De Palma, P., Distaso, E. ve Amirante, R. (2020), “A novel servo valve pilot stage actuated by a Piezo-electric Ring Bender (Part II): Design model and full simulation”, *Energies*, 13(9), 2267.
- [12] Vacca, A. ve Franzoni, G. (2021). *Hydraulic Fluid Power: Fundamentals, Applications, and Circuit Design*, John Wiley & Sons.
- [13] Thayer, W. J. (1965). *Transfer functions for Moog servovalves* (Technical Bulletin No. 103). Moog Inc. Controls Division.

ÖZGEÇMİŞ

Şakir AKYOL

1999 yılında Yozgat'ta doğdu. Orta Doğu Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü'nden 2023 yılında “Lisans” derecesini aldı. Ağustos 2023 – Temmuz 2024 tarihleri arasında ODTÜ Makina Mühendisliği Bölümü, Otomatik Kontrol Laboratuvarı'nda araştırmacı olarak çalıştı. Ağustos 2024 – Ocak 2025 tarihleri arasında Ford Otosan'da test mühendisi olarak çalıştı. Ocak 2025 tarihinden beri ODTÜ Makina Mühendisliği Bölümü'nde Araştırma Görevlisi olarak çalışmalarını sürdürmektedir. Çalışmaları sistem dinamiği, kontrol sistemleri tasarımı, sistem modellenmesi ve benzetimi, akışkan gücü kontrolü ve CNC tezgahlarında kuvvet kestirimi üzerine yoğunlaşmıştır.

R. Tuna BALKAN

1957 yılında Manisa'da doğdu. Orta Doğu Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü'nden 1979 yılında Lisans, 1983 yılında Yüksek Lisans, 1988 yılında da Doktora derecelerini aldı. 2024 yılında emekli olana kadar Orta Doğu Teknik Üniversitesi, Makina Mühendisliği Bölümü'nde Profesör olarak öğretim üyeliği yaptı. 1998-2008 yılları arasında ODTÜ Bilgisayar Destekli Tasarım İmalat ve Robotik Merkezi Başkan Yardımcısı ve ODTÜ Makina Mühendisliği Bölümü'nde sırasıyla 2004-2008 yılları arasında Başkan Yardımcısı, 2015-2017 yılları arasında da Bölüm Başkanı görevlerini üstlendi. 2016-2024 yılları arasında ODTÜ Mühendislik Fakültesi Dekanı olarak görev yaptı. Çalışmaları sistem dinamiği, kontrol sistemleri, sistem modellenmesi, benzetimi ve tanınması, akışkan gücü kontrolü, robotik ve uygulamaları, gerçek zamanlı kontrol sistemleri ve özellikle platform stabilizasyonu ve servo valf denetimli kontrol sistemleri alanlarında yoğunlaşmış olup bu konularda çeşitli uygulamalı endüstri

ve savunma sanayine yönelik çalışmalarda yer almıştır. 2001 yılından beri HPKON Yürütme Kurulu üyesi olup 2008 yılındaki 5. kongrede Yürütme Kurulu başkanlığı görevini yapmıştır.

Eren SAYGI

1989 yılında Ankara'da doğdu. TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi Elektrik-Elektronik Mühendisliği Bölümünden 2012 yılında lisans derecesini aldı. 2013 yılında TÜBİTAK Teknogirişim desteği alarak şirket kurucu ortağı oldu. Özel makina tasarımı ve sistem tasarımı konusunda birçok farklı projede görev aldı. Bursa yerleşkesinde uluslararası özel makina hattı üretimi yapan firmalarda projelendirme ve kök tasarım ekiplerinde rol aldı. 2018 yılında kurucu ortaklığını yaptığı firmadan ayrılıp Dora Makina, İmalat Sanayi ve Ticaret Ltd. Şti., Ankara firmasında Ar-Ge Müdürü görevini üstlendi. MIL-STD ve AS9100-D gerektiren birçok savunma ve havacılık projelerinde görev alıp, başarı ile tamamlamıştır.

Hakan ÇALIŞKAN

1983 yılında Samsun'da doğdu. Orta Doğu Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü'nden 2006 yılında Lisans, 2009 yılında Yüksek Lisans ve 2015 yılında Doktora derecelerini aldı. Doktora sonrası araştırmalarını ABD'de University of British Columbia'da takım tezgahları, metal işleme ve titreşim kontrolü konularında sürdürdü. 2006'dan bu yana ODTÜ Makina Mühendisliği Bölümünde önce Araştırma Görevlisi daha sonra da Dr. Öğr. Üyesi olarak görev yapmaktadır. Pompa denetimli akışkan gücü sistemleri özel ilgi alanı olup, çalışmaları ağırlıklı olarak sistem dinamiği, kontrol sistemleri, sistem modellemesi, benzetimi ve tanınması ile titreşim ve titreşim kontrolü alanlarında yoğunlaşmıştır.