



Bu bir MMO yayınıdır

ABKANT PRESLER İÇİN ENERJİ VERİMLİ HİDROLİK TAHRİK SİSTEMİ VE KONTROLÜ

H. Ulaş AKOVA¹
Hakan ÇALIŞKAN¹
Tuna BALKAN¹
Bülent E. PLATİN¹
Suat DEMİRER²

¹ ODTÜ

² Demirer Teknolojik Sis. Ltd. Şti.



ABKANT PRESLER İÇİN ENERJİ VERİMLİ HİDROLİK TAHİRİK SİSTEMİ VE KONTROLÜ

H. Ulaş AKOVA¹, Hakan ÇALIŞKAN², Tuna BALKAN³, Bülent E. PLATİN⁴, Suat DEMİRER⁵

ODTÜ Makina Mühendisliği Bölümü Dumlupınar Bulvarı No: 1 Oda: F-211 Çankaya, 06800 ANKARA

¹ ulashakova@gmail.com, ² chakan@metu.edu.tr, ³ balkan@metu.edu.tr, ⁴ platin@metu.edu.tr

⁵ Suat Demirer Demirer Teknolojik Sis. Ltd. Şti. Bağdat caddesi no 352 Ostim-Ankara

Tel: + 90 312 3859658 Fax: + 90 312 3859695 suat@dtsis.com.tr

ÖZET

Bu çalışmada abkant presler için enerji verimli bir hidrolik tahrik sistemi tasarlanmış ve endüstride yaygın olarak kullanılan geleneksel valf kontrollü tahrik sistemi ile karşılaştırılmıştır. Çalışmanın ilk kısmında değişken devirli pompa kontrollü özgün hidrolik tahrik sistemi tanıtılmıştır. Daha sonra sistemin farklı çalışma durumları için geçerli doğrusallaştırılmış matematiksel modelleri elde edilmiştir. Bu modeller kullanılarak bir birleşik ileri ve geri besleme kontrol yapısı sistemin hareket kontrolcüsü olarak tasarlanmış ve gerçek zamanlı bir donanım üzerinde gerçekleştirilmiştir. Sistemin başarımını değerlendirmek amacı ile önerilen pompa kontrollü sürücü sistemi 135 tonluk bir pres üzerinde kurulmuştur. Yapılan testler ile önerilen hidrolik sürücü sisteminin tasarlanan kontrolcüler ile birlikte olan dinamik başarımı gösterilmiştir. Ayrıca aynı pres üzerinde bulunan iki tahrik sisteminin aynı büküm işlemi sırasında tükettikleri enerji miktarları gözlenerek, önerilen sistemin enerji verimliliği kanıtlanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Abkant pres, Değişken devirli pompa kontrolü, Enerji verimliliği, Akışkan gücü kontrol sistemleri, Endüstriyel hareket kontrolü, Birleşik ileri ve geri besleme kontrol.

ABSTRACT

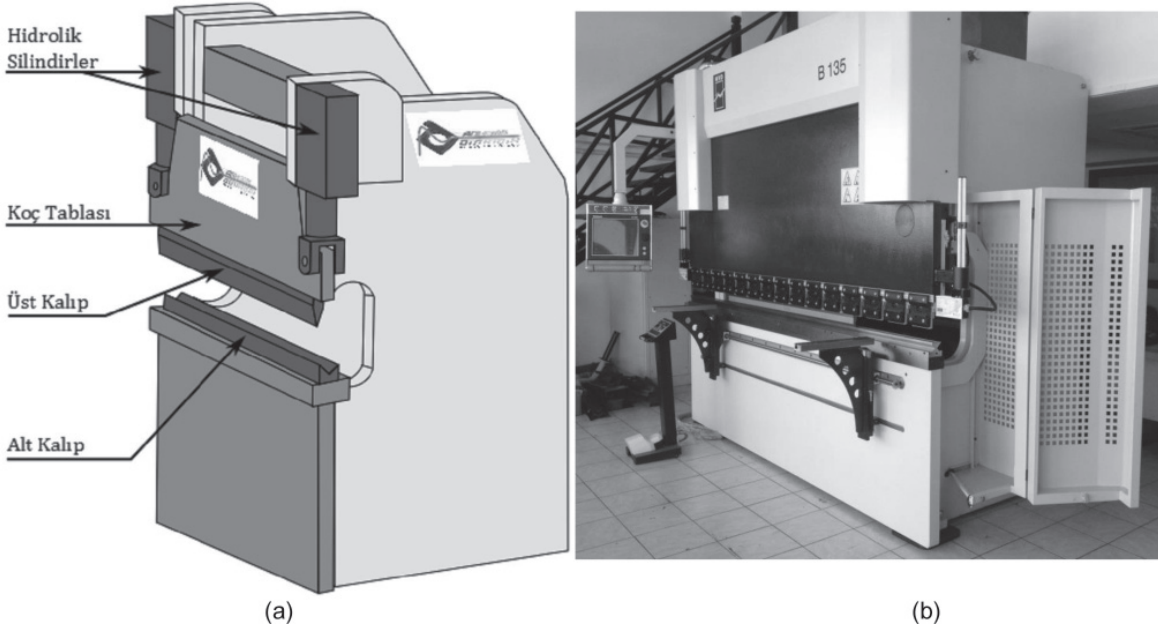
In this study, an energy efficient hydraulic drive system for press brakes is designed and compared with the conventional valve controlled hydraulic drive system. A novel variable-speed pump controlled hydraulic drive system is introduced and its linearized mathematical models are obtained for different operational modes of the system. Based on these linearized models, a combined feedforward and feedback control algorithm is designed and implemented on a real-time hardware for the position control of the press brake beam. The implementation of the control algorithm on the real-time hardware is explained. In order to evaluate the performance of the proposed system, a conventional

valve-controlled 135 tones capacity press brake is modified by installing the proposed pump controlled drive system. The performance of the proposed pump controlled hydraulic drive system with the designed controllers is demonstrated by experimental test results. Furthermore, the energy efficiency of the proposed system is proved by comparing the energy consumption of the two systems for the same bending cycle on the same press brake.

Key Words: Press brake, Variable speed pump control, Energy efficiency, Fluid power control systems, Industrial motion control, Combined feedback and feedforward control.

1. GİRİŞ

Sac metal büküm işlemlerini gerçekleştiren abkant presler endüstride yaygın olarak kullanılmaktadır. Ülkemiz abkant pres üretiminde dünya piyasalarında oldukça önemli bir konumdadır. Şekil 1-a'da hidrolik tahrik sistemine sahip bir abkant pres gösterilmiştir. Bu çalışmada kullanılan 135 ton kapasiteli abkant pres ise Şekil 1-b'de görülmektedir. Bu pres üst kalıbı taşıyan hareketli bir koç tablası ile alt kalıbın üzerine sabitlendiği bir pres yatağından oluşmaktadır [3]. İki serbestlik derecesine sahip koç tablası presin iki yanına yerleştirilen hidrolik eyleyiciler ile tahrik edilmektedir. Yüksek tonajlı, hidrolik tahrik sistemine sahip presler yaygın olarak oransal kontrol valfleri ile kontrol edilmektedirler. Ancak bilindiği gibi valf kontrollü sistemler oldukça düşük enerji verimliliğine sahiptirler. Enerji verimliliğinin önemli bir ölçüt olduğu günümüz mühendislik sistemlerinde ise valf kontrollü sistemlerin yerini pompa kontrollü sistemler almaktadır [4].



Şekil 1. Abkant pres

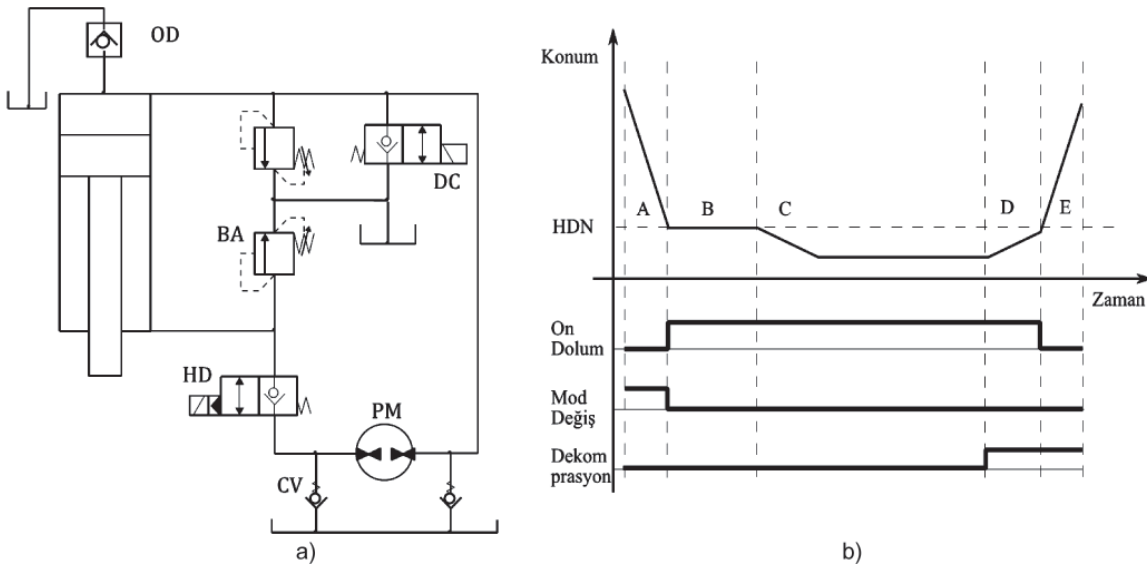
Birçok endüstriyel hareket kontrolü uygulamasında olduğu gibi, abkant presler için de kontrolcü parametreleri genellikle servo motor üreticileri tarafından sağlanan hazır yazılımlar ile belirlenmektedir.

Bu yazılımların otomatik kontrolcü ayarlama seçenekleri genellikle servo motorun hız ve akım kontrolcülerini ile sınırlıdır. Bu süreçte eyleyici odalarının hacimleri, hidrolik yağın sıkıştırılabilirliği, pompa ve hat kayıpları gibi sistem dinamiğini etkileyen etmenler kontrolcü tasarımında dikkate alınmamaktadır [5]. Bu nedenle, kontrolcü parametreleri sistem yanıtına göre ayarlanmaktadır. Bu çalışmada ise sistem dinamiğinin daha ayrıntılı bir şekilde incelendiği bir tasarım süreci izlenmiştir.

Bu bildiri, abkant presler için geliştirilen değişken devirli pompa kontrollü hidrolik tahrik sistemi ile hareket kontrolcüsünün tasarımı ve uygulanmasını kapsamaktadır. Öncelikle önerilen enerji verimli hidrolik tahrik sisteminin çalışma ilkesi kısaca açıklanmıştır. Daha sonra sistemin farklı çalışma koşullarını yansıtan matematiksel modelleri elde edilmiştir. Bu modeller kullanılarak elde edilen birleşik ileri ve geri besleme kontrolcülerinin tasarımları ve gerçek-zamanlı donanım üzerinde uygulanması verilmiştir. Sistemin başarımı 135 tonluk bir pres (Şekil 1-b) üzerinde yapılan testler ile birlikte değerlendirilmiştir. Ayrıca aynı pres üzerinde kurulu olan valf ve pompa denetimli sürücü sistemleri ile aynı büküm işlemi gerçekleştirilerek önerilen ve özgün kontrolcüler ile denetlenen sistemlerin harcadıkları anlık enerji miktarları ölçülerek karşılaştırılmıştır.

2. ENERJİ VERİMLİ HİDROLİK TAHRİK SİSTEMİ

Şekil 2-a'da abkant presin tek bir eksenini tahrik eden hidrolik sürücü sisteminin genel yapısı gösterilmiştir [1]. Burada eyleyiciye sağlanan akışkanın debisi servo motor ile sürülen sabit deplasmanlı bir pompanın devri kontrol edilerek ayarlanmaktadır. Hidrolik devre şemasında gösterilen hız değiştirme (HD), ön-dolum (OD) ve dekompresyon (DC) valflerinin solenoidlerine uygulanan enerjiler bir büküm çevrimi süresince oluşan durumlara göre ayarlanmaktadır. Bu durumlar Şekil 2-b'de koç tablasının izlediği istek konum grafiğinde gösterilmiştir. Burada ilk aşama (A) hızlı iniştir. Bu aşamada koç tablasının potansiyel enerjisi ile hız değişim noktasına (HDN) kadar iniş yapılır. Bu sırada OD valfi enerjisiz iken HD valfi enerjilendirilmiştir. Dolayısı ile eyleyicinin piston tarafı hidrolik pompaya ve mil



Şekil 2. a) Hidrolik tahrik sistemi, b) Koç tablası konumu – valf solenoid enerjileri

tarafı tanka bağlıdır. Hidrolik pompa motor modunda çalışarak tablayı indirmektedir. Koç tablası HDN konumuna geldiğinde HD valfinin solenoidine sağlanan enerji kesilip, OD valfi enerjilendirilir. Böylece pompa eyleyicinin piston tarafına bağlanmış olur. HDN noktasında valf konumlarının değişmesi ve koç tablası üzerindeki eksenlerinin aynı konumda olmaları beklenir. İkinci aşama (B) koç tablasının pres noktasına gitmesi ile sonlanır. Bu sırada basınç ayar (BA) valfi karşı denge valfi olarak çalışmaktadır. Eyleyici mil tarafındaki debi BA valfi üzerinden tanka tahliye edilmektedir [3].

Üçüncü aşama (C) bükülen metalin şekil alması için koç tablasının pres konumuna gelmesi ve burada bekletilmesidir. Dördüncü aşama (D) piston tarafındaki basıncın DC valfi açılarak yavaşça azaltılmasıdır. Son aşamada (E) ise OD valfinin enerjisi kesilir ve eyleyicinin piston tarafı tekrar tank hattına bağlanır. Böylece koç tablası hızlı bir şekilde yukarı çıkartılmaktadır.

Görüldüğü gibi hidrolik pompanın eyleyicinin mil tarafına veya piston tarafına bağlanması durumlarına göre pompa devri ile koç tablası konumu arasındaki aktarım fonksiyonu değişmektedir. Bu nedenle, sistemi tanımlayan aktarım fonksiyonları bir sonraki bölümde her iki durum için ayrı ayrı elde edilmiştir. Bu modeller daha sonra sistemin hareket kontrolcüsünün tasarımı için kullanılmıştır.

3. SİSTEMİN MODELLENMESİ

Bu bölümde önerilen enerji verimli sürücü sisteminin farklı çalışma durumları için matematiksel modelleri elde edilmiştir. Bir önceki bölümde anlatıldığı gibi hidrolik pompanın eyleyicinin piston ya da mil tarafına etki etmesine bağlı olarak iki ayrı çalışma durumu ortaya çıkmaktadır. (a) (b)

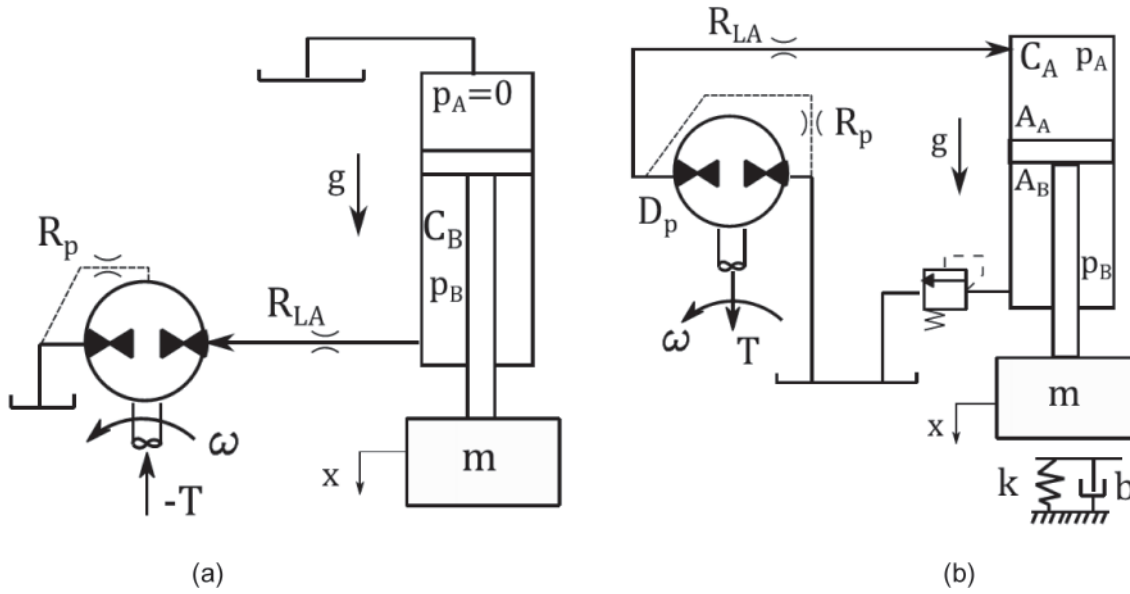
Şekil 3-a'da presin hızlı hareketleri için servo motor-pompanın hidrolik eyleyicinin etki alanı küçük olan mil tarafına bağlandığı durum gösterilmiştir. Yavaş ancak yüksek baskı kuvveti gerektiren baskı durumu için ise servo motor-pompanın hidrolik eyleyicinin etki alanı büyük olan piston tarafına bağlanması (a) (b)

Şekil 3-b'de gösterilmiştir. Bu nedenle, abkant preslerde kullanılan eyleyicilerin piston ve mil tarafı alan oranları oldukça yüksektir (13-15 arası). İki durum arasındaki geçiş ise hız değiştirme valfi (HD) diye adlandırılan 2/2 bir yön valfi ile sağlanmaktadır [5].

Yukarıda belirtilen ve bir büküm çevrimi içerisinde gözlenen farklı durumlar nedeniyle kontrol edilen girdi ile koç tablası konumu arasındaki sistem davranışı değişmektedir. Dolayısıyla, tüm sistemin davranışı tek bir aktarım fonksiyonu ile tanımlanamamaktadır. Öncelikle mekanik, hidrolik ve elektrik sistemlerini kapsayan ve bütün sistem dinamiğini tanımlayan denklemler verilecektir. Sonrasında büküm aşamalarına göre denklemlerden gerekli olanları kullanarak ilgili aktarım fonksiyonları çıkarılacaktır.

Sistemi tanımlayan denklemler [5] sırası ile aşağıdaki gibi yazılmıştır.

$$(ms^2 + bs + k)X(s) = P_A(s)A_A - P_B(s)A_B + mg \quad (1)$$



Şekil 3. Hidrolik sistem fiziksel modeli, a) Hızlı giriş ve çıkış, b) baskıya giriş ve baskı

$$D_{p1}^* \Omega(s) - A_A s X(s) = (C_A s + H_1) P_A(s) \quad (2)$$

$$-D_{p2}^* \Omega(s) + A_B s X(s) = (C_B s + H_2) P_B(s) \quad (3)$$

$$k_l I(s) = D_{p1}^* P_A(s) - D_{p2}^* P_B(s) + (J s + b_m^*) \Omega(s) \quad (4)$$

$$U_{set}(s) - k_b \Omega(s) = (L_m s + R_m) I(s) \quad (5)$$

Burada,

$$D_{p1}^* = \frac{R_p}{R_{LA} + R_p} D_p \quad (6)$$

$$D_{p2}^* = \frac{R_p}{R_{LB} + R_p} D_p \quad (7)$$

$$H_1 = \frac{1}{R_{LA} + R_p} \quad (8)$$

$$H_2 = \frac{1}{R_{LB} + R_p} \quad (9)$$

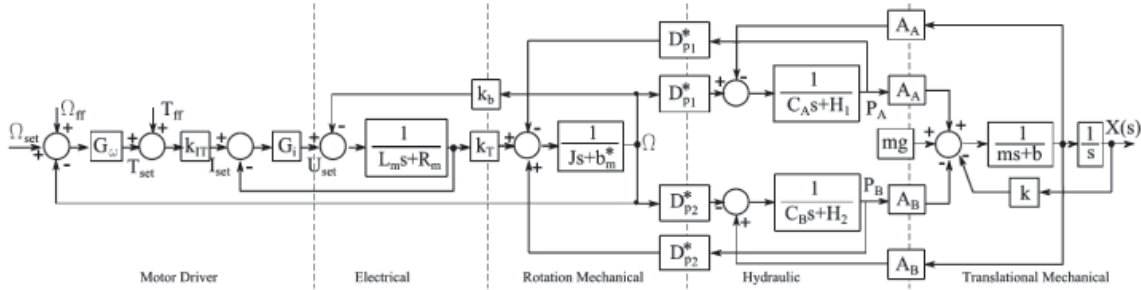
$$b_m^* = b_m + D_p^2 R_p \left(\frac{R_{LA}}{R_{LA} + R_p} + \frac{R_{LB}}{R_{LB} + R_p} \right) \quad (10)$$

Ayrıca servo motor sürücüsü içerisinde yer alan akım ve hız kontrol yapısı ile ilgili denklemler aşağıdaki gibi verilmiştir.

$$(I_{set}(s) - I(s)) \left(\frac{K_{iP}s + K_{iI}}{s} \right) = U_{set}(s) \quad (11)$$

$$(\Omega_{set}(s) - \Omega(s)) = \left(\frac{K_{\omega P}s + K_{\omega I}}{s} \right) = T_{set}(s) = K_{IT} I_{set}(s) \quad (12)$$

Denklemler (1)-(5), (11) ve (12) içerisinde 7 adet bilinmeyen vardır. Bunlar, fiziksel sistemi tanımlayan x , p_A , p_B , ω , i ve kontrolcülerini tanımlayan i_{set} ve u_{set} 'dir. Burada bulunan 7 denklem kullanılarak motor referans hızı ile eksen konumu arasındaki aktarım fonksiyonu elde edilebilir. Öncelikle bu denklemler kullanılarak Şekil 4'de verilen blok diyagramı oluşturulmuştur. Verilen ayrıntılı blok diyagram bir sonraki bölümde sadeleştirilerek kontrolcü tasarımında kullanılacaktır.



Şekil 4. Pozitif (a) ve negatif (b) makara konumu için valf şematığı ve akış devresi

Hidrolik sistemin davranışı (2) ve (3) numaralı denklemler ile tanımlanmıştır. Ancak büküm çevrimi sırasında HD valfinin konumuna göre eyleyici oda basınçlarından biri sistem dinamiğinden bağımsız olarak ifade edilebilmektedir ve hidrolik sistemin dinamiği sadece bir denklem kullanılarak tanımlanabilmektedir. Bu durumlar Şekil 3'de gösterildiği gibidir. Hızlı iniş ve çıkışlarda, HD ve OD valfleri açık durumdadır ve eyleyicinin piston tarafı basıncı p_A tank basıncına eşittir. Diğer yandan baskıya iniş ve baskı anında MD valfi kapalı durumda olacağından eyleyicinin mil tarafı basıncı p_B , BA valfinin ayarlandığı değere eşit olacaktır. Sistemi bu iki durumda tanımlayan denklemler ve değişkenler Tablo 1'de açıkça gösterilmiştir.

Tablo 1. Büküm çevriminde sistemi tanımlayan denklemler

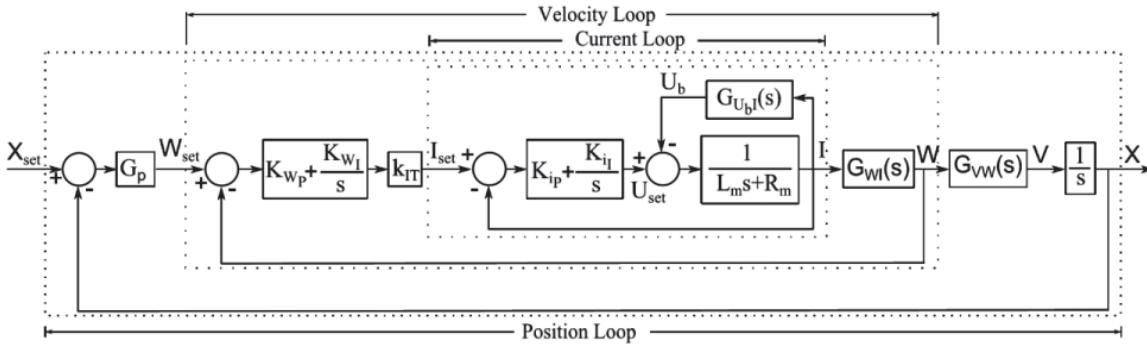
Mod	Denklemler	Bağımsız değişken	Bozucu etki
Hızlı iniş – çıkış	1,3,4,5	$p_A \approx 0$	mg
Baskı - dekompresyon	1,2,4,5	$p_B \approx p_{set}^{BAV}$	$mg - p_B A_B$

4. KONTROL SİSTEMİ

Bu bölümde öncelikle kaskat yapıdaki kapalı çevrim hareket kontrolcüsünün tasarımı, sonrasında hız ileri besleme kontrolcüsünün tasarımı açıklanmıştır.

4.1. Kapalı Çevrim Kontrolcü Tasarımı

Kaskat yapıdaki kontrol sistemleri birçok endüstriyel konum kontrolü uygulamasında karşımıza çıkmaktadır. Şekil 5'de kaskat yapıdaki kontrol sistemi, presi tanımlayan eşdeğer aktarım fonksiyonları ile birlikte verilmiştir. Görüldüğü gibi sistem birbiri içerisinde çalışan eksen konumu, motor hızı ve akımı çevrimlerinden oluşmaktadır. Çoklu çevrime sahip bu sistemlerin avantajı daha içerideki bir çevrime etki eden bozucu etkinin yine o çevrim içerisinde giderilmesi ve dışarıda bulunan çevrimin bu bozucu etkiden daha az etkilenmesidir [2].



Şekil 5. Kapalı çevrim sistemin eşdeğer blok diyagramı

Çalışma kapsamında kullanılan servo motor kontrolcüleri oransal ve integral (PI) kontrolcülerden oluşmaktadır. En dışta bulunan eksen çevriminde ise hızlı hareketler için oransal (P) kontrolcü kullanılırken, baskı aşamasında PI kontrolcü kullanılmaktadır. Kontrolcülerin tasarımlarına en içte bulunan motor akım çevriminden başlanmıştır. Şekil 5'te verilen eşdeğer blok diyagramı Şekil 4'ün sadeleştirilmesi ile elde edilmiştir ve burada kullanılan eşdeğer aktarım fonksiyonları aşağıdaki gibidir [5].

$$G_{VW}(s) = \frac{D_{p1}^* A_A s}{C_A m s^3 + (C_A b + H_1 m) s^2 + (C_A k + H_1 b + A_A^2) s + H_1 k} \quad (13)$$

$$G_{U_b I}(s) = \frac{K_t K_b}{J s + b_m^* + G_1(s)} \quad (14)$$

$$G_{W I}(s) = \frac{K_t}{J s + b_m^* + G_1(s)} \quad (15)$$

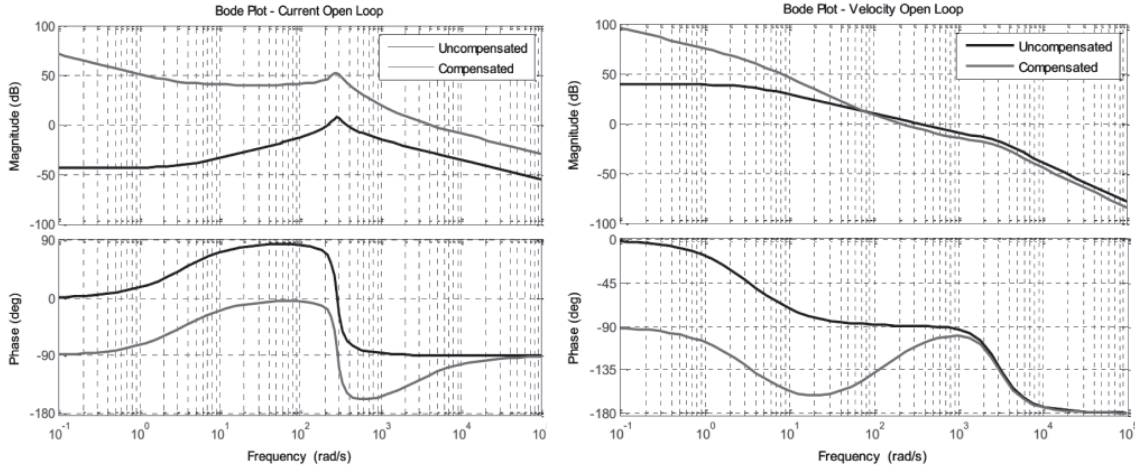
$$G_1(s) = D_{p1}^* \frac{2}{C_A m s^3 + (C_A b + H_1 m) s^2 + (C_A k + H_1 b + A_A^2) s + H_1 k} \quad (16)$$

Motor akım ve hız kontrolcileri tasarlanırken sistemin herhangi bir büküm işlemi yapmayacağı kabul edilmiştir. Ancak eksen konumu için kontrolcü parametreleri her durum için ayrı ayrı hesaplanmıştır. Tablo 2'de kaskat kontrolcüler için gereksinimler özetlenmiştir.

Tablo 2. Kontrolcü tasarım ölçütleri

Çevrim	Kazanç geçiş frekansı [Hz]	Faz payı [derece]
Motor akımı	800	60
Motor hızı	70	60
Eksen konumu (Baskı)	20	75

Şekil 6'da motor akım ve hız çevrimleri için tasarlanan PI kontrolcülerin sistemin açık çevrim aktarım fonksiyonlarına etkileri gözükmemektedir. Burada öncelikle en iç çevrimde bulunan motor akım kontrolcüsü tasarlanmıştır. Daha sonra bu kontrolcü Şekil 5'te yerine konarak motor hızı açık çevrim aktarım fonksiyonu bulunmuş ve bu çevrim için de bir PI kontrolcü tasarlanmıştır. Şekil 6'da verilen Bode büyüklük diyagramlarında düşük frekans aralıklarına bakıldığında PI kontrolcülerin motor akım ve hız kapalı çevrimlerinin durağan durumlarına olan katkıları görülmektedir [3].



Şekil 6. Servo motor akım ve hız açık çevrim Bode diyagramları

Şekil 5'te bulunan konum kontrolcüsünün yapısı ve parametreleri büküm çevrimi içerisinde oluşan farklı durumlar ile birlikte değişmektedir. Burada sadece baskı durumunda kullanılan PI kontrolcüsünün tasarımı verilmiştir. Şekil 7'de tasarlanan kontrolcüsünün kullanıldığı sistemin frekans yanıtı görülmektedir. Burada integral eylemi sadece baskı durumu için düşünülmüştür ve farklı malzemelerin bükümü sırasında hidrolik eksenin durağan durum hatasını gidermesi için eklenmiştir.

4.2. Hız İleri Besleme Kontrolcüsü Tasarımı

Bu bölümde sistemin takip başarımını arttırmak için sistemin matematiksel modeli kullanılarak tasarlanan hız ileri besleme kontrolcüsü tanımlanmıştır.

$$a_1 = JHk + (b_m^* + G_\omega)(Ck + bH + A^2) + bD_p^2 \quad (21)$$

$$a_0 = (b_m^* + G_\omega)Hk + kD_p^2 \quad (22)$$

$$b_0 = G_\omega D_p^* A \quad (23)$$

$$c_2 = JC \quad (24)$$

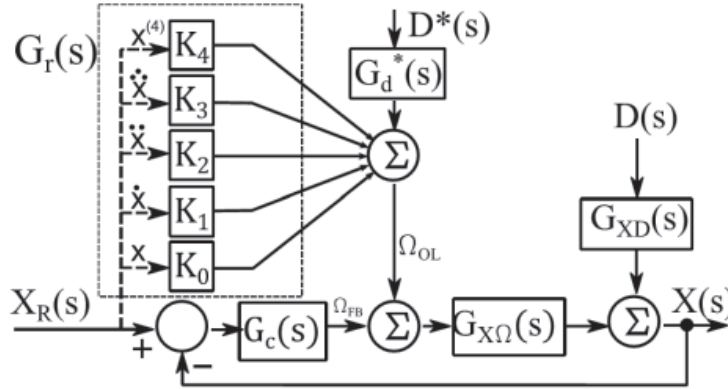
$$c_1 = JH + C(b_m^* + G_\omega) \quad (25)$$

$$c_0 = (b_m^* + G_\omega)H + D_p^2 \quad (26)$$

Şekil 9'da ileri besleme kontrolcüsünün genel yapısı verilmiştir. Burada $X_R(s) = X(s)$ elde edebilmek için açık çevrim kontrolcüler aşağıdaki gibi olmalıdır,

$$G_r(s) = \frac{1}{G_{X\Omega}(s)} \quad (27)$$

$$G_d^*(s) = -\frac{G_{XD}(s)}{G_{X\Omega}(s)} \approx -\frac{c_0}{b_0} \quad (28)$$



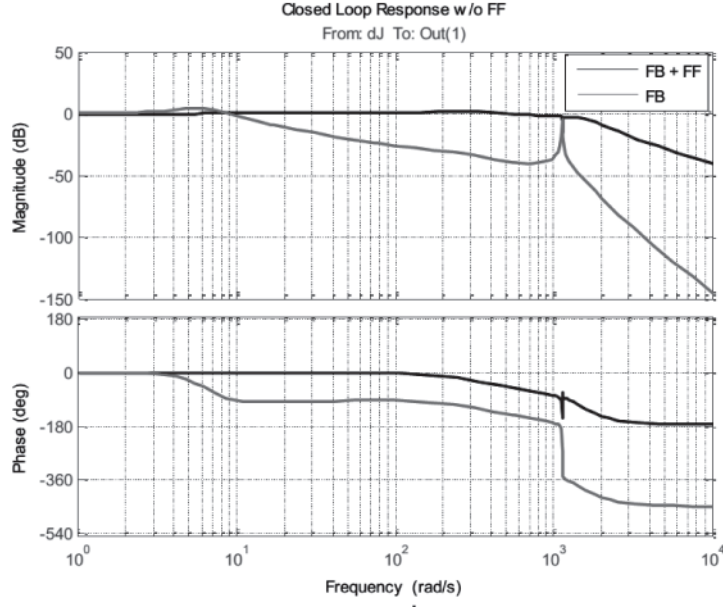
Şekil 9. İleri besleme kontrolcüsünün yapısı

Bu durumda ileri besleme kontrolcüsü $G_r(s) = K_4s^4 + K_3s^3 + K_2s^2 + K_1s + K_0$ olarak tanımlanırsa, kontrolcü kazançları aşağıdaki gibi elde edilir.

$$K_4 = \frac{a_4}{b_0}, \quad K_3 = \frac{a_3}{b_0}, \quad K_2 = \frac{a_2}{b_0}, \quad K_1 = \frac{a_1}{b_0}, \quad K_0 = \frac{a_0}{b_0} \quad (29)$$

Bozucu girdinin türevsel bilgisi bulunmadığı için $G_d^*(s)$ ileri besleme kontrolcüsü sabit bir katsayı (c_0/b_0) olarak tasarlanmıştır.

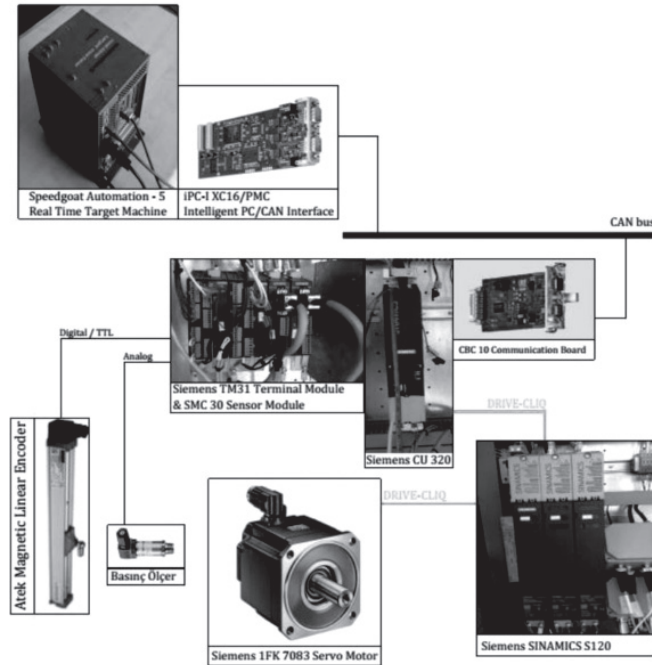
İleri besleme denetleyicisinin etkisi Şekil 10'da verilen kapalı çevrim Bode diyagramında görülmektedir. Sistemin yüksek frekanslardaki takip başarımı artmıştır ve özellikle baskıya giriş anında kapalı çevrim kontrolcüsünün yükü önemli ölçüde azaltılmaktadır.



Şekil 10. Kapalı çevrim konum yanıtı - İleri besleme kontrolcünün etkisi

4.3. Kontrolcülerin Gerçekleştirilmesi

Bu bölümde, çalışma kapsamında tasarlanan ileri ve geri besleme kontrolcülerin sistem üzerindeki gerçekleştirilmeleri açıklanmıştır. Şekil 11'de kontrolcülerin gerçekleştirildiği donanım ayrıntısıyla verilmiştir [5].



Şekil 11. Sistemin kontrolünü gerçekleştiren donanım

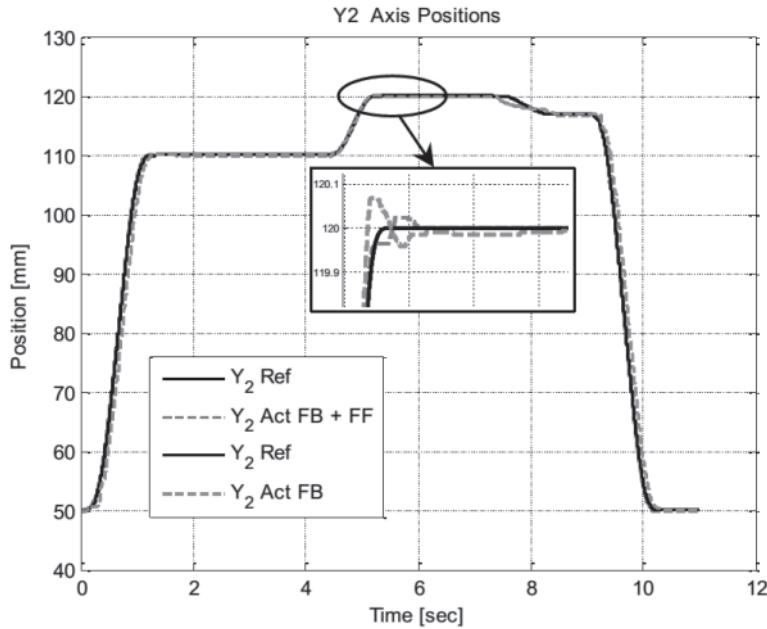
Kaskat kontrol yapısının sadece konum çevrimi ile ileri besleme kontrolcüler gerçek-zamanlı bir kontrol bilgisayarında çalışmaktadır. MATLAB®/Simulink® ile tasarlanan bu kontrolcüler yine aynı yazılım yardımıyla derlenip gerçek zamanlı kontrol bilgisayarına yüklenmektedir. Gerçek zamanlı kontrol bilgisayarının örnekleme zamanı 1 ms'dir.

Kapalı çevrim kaskat kontrol yapısının motor akım ve hız kontrolcülerini ise endüstriyel motor sürücü sistemi içerisinde bulunan kontrol biriminde çalışmaktadır. Bir önceki bölümde tasarlanan kontrolcü parametreleri sistemin yazılımı kullanılarak kontrol birimine girilmiştir.

Pres üzerinde bulunan doğrusal cetveller ve basınç ölçerlerden sırası ile sayısal ve analog olan veriler motor sürücü sisteminin ek modülleri yardımıyla toplanmaktadır. Gerçek-zamanlı kontrol bilgisayarı ile motor sürücü sistemi arasındaki iletişim CANopen protokolü üstünden gerçekleştirilmektedir.

5. DENEYSEL SONUÇLAR

Bu bölümde sistemin başarımı yapılan testler ile değerlendirilmiştir. Burada önerilen hidrolik sistem 135 tonluk bir pres üzerine kurulmuştur. Böylece hem pompa denetimli hem de valf denetimli sistem aynı pres üzerinde çalıştırılabilmektedir. Test sinyali olarak bir büküm çevrimini örnekleyen bir hareket profili oluşturulmuştur. Test sinyali hızlı iniş, baskıya iniş ve hızlı çıkış hareketleri için, sırası ile 90 mm/s, 20 mm/s ve 200 mm/s olarak oluşturulmuştur. Şekil 12'de sisteme uygulanan referans girdisi ile sistemin konum yanıtı verilmiştir. Burada, sistemin yanıtı ileri besleme kontrolcününün etkin olduğu ve olmadığı durumlar için ayrı ayrı verilmiştir. Hızlı iniş sırasında yalnızca oransal geri besleme kontrolcü bulunduğu için tip 1 olan sistem rampa girdisini belirli bir hata ile izlemektedir. Bu hata ileri besleme kontrolcü uygulanarak giderilmiştir ve sistemin yanıtı hızlandırılmıştır.

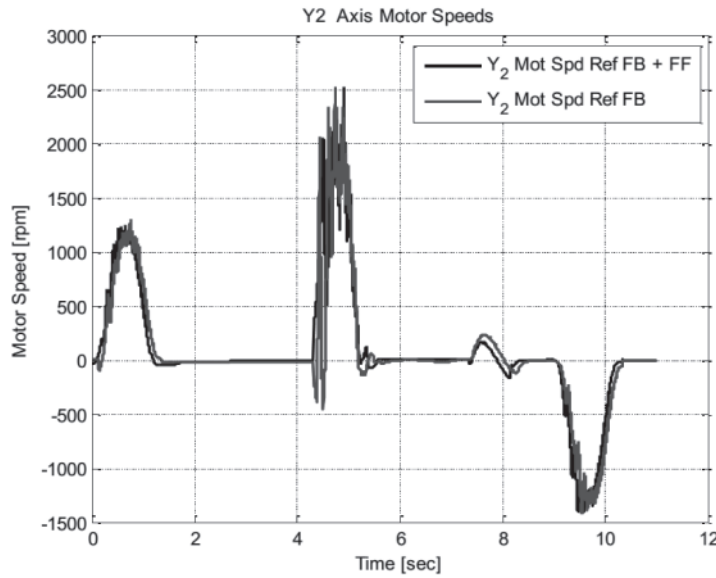


Şekil 12. Sistemin konum yanıtı

Ayrıca baskı öncesi bekleme sırasında yalnızca oransal geri besleme kontrolcü kullanıldığı için yerçekimi ivmesinin bozucu etkisi durağan durum hatası olarak gözlenmiştir. Bu hatada ileri besleme kontrolcüyle azaltılmıştır.

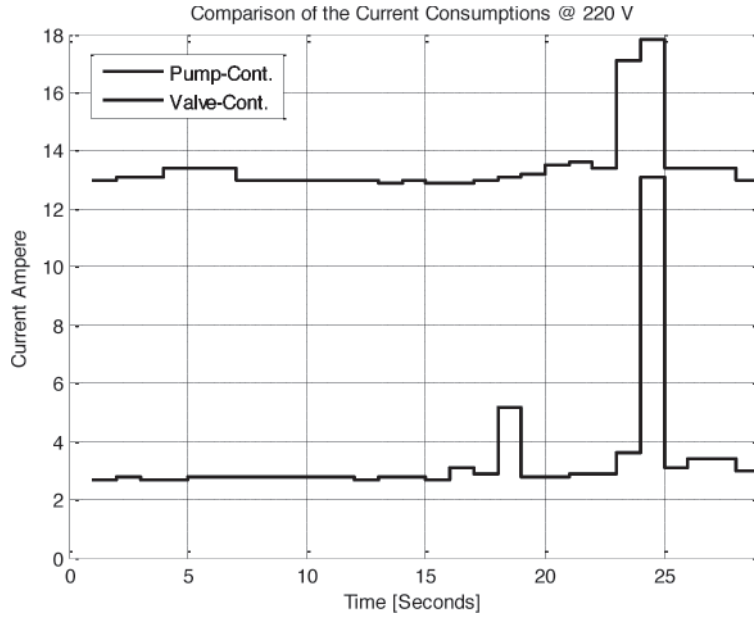
Baskıya iniş aşamasında kullanılan PI kontrolcü sistemin konum girdisine olan yanıtında $70 \mu\text{m}$ 'lik bir aşım yapmasına neden olmaktadır. İleri besleme kontrolcünün kullanılması ile birlikte artırılan takip başarımı geri besleme kontrolcü üzerindeki yük azaltılmıştır ve sistemin yapmakta olduğu olduğu aşım $15 \mu\text{m}$ 'ye kadar düşmüştür.

Şekil 13'de ileri besleme kontrolcünün etkin olduğu ve olmadığı durumlar için kontrolcü çıktıları verilmiştir.



Şekil 13. Kontrolcü çıktısı, servo motor hızı

Şekil 14'de bir büküm çevrimi içerisinde geleneksel valf denetimli sistem ile önerilen pompa denetimli sistemin harcamış oldukları anlık akım miktarları gösterilmiştir. Ölçümler UNI-T 232 marka bir ölçer kullanılarak yapılmıştır. Görüldüğü gibi koç tablası dururken ve hızlı iniş aşamasını gerçekleştirirken geleneksel valf denetimli sistem genel olarak tek bir faz için 13 A civarında bir akım çekerken, pompa denetimli sistemde bu değer 3 A civarındadır. Ancak baskı aşamasında valf denetimli sistemin ihtiyacı tek faz için 18 A'ye yaklaşırken, pompa denetimli sistemde akım gereksinimi 13 A'ye kadar çıkmaktadır. Görüldüğü gibi önerilen pompa denetimli sistem geleneksel valf denetimli sisteme göre yüksek bir enerji verimliliği ile çalışmaktadır.



Şekil 14. Tek faz için anlık akım tüketimi

SONUÇ

0510152025024681012141618Comparison of the Current Consumptions @ 220 VTime [Seconds]
Current Ampere Pump-Cont.Valve-Cont.

Bu çalışma abkant presler için tasarlanan enerji verimli bir hidrolik sürücü sistemi ile kontrolünü kapsamaktadır. Geleneksel valf kontrollü sistemlerde karşılaşılan kısma kayıplarını gidermek için geliştirilen değişken devirli pompa kontrollü hidrolik sürücü sistemi tanıtılmıştır. Sistemin farklı çalışma durumları için geçerli doğrusallaştırılmış matematiksel modelleri elde edilmiştir. Sistemin kontrolü için geri ve ileri besleme kontrolcülerden oluşan birleşik bir kontrol yapısı tercih edilmiştir. Oluşturulan matematiksel modeller kullanılarak kontrolcülerin tasarımları gerçekleştirilmiştir. Sunulan yöntem ile sistem dinamiğinin sistematik olarak incelendiği ve kontrolcü tasarımlarının bu incelemelere uygun olarak gerçekleştirildiği bir tasarım süreci sunulmuştur. Kontrolcülerin gerçek zamanlı donanım üzerindeki gerçekleştirilmesi kullanılan donanımlarla kısaca açıklanmıştır.

Önerilen sistemin başarımı 135 tonluk bir abkant pres üzerinde uygulanarak gösterilmiştir. Abkant pres için bir büküm çevrimini yansıtan bir istek konum girdisi yaratılarak sistemin başarımı test edilmiştir. Burada kapalı çevrim kontrolcünün durağan durumda cetvel hassasiyetindeki başarımı ve ileri besleme kontrolcünün takip başarımına olan etkisi gösterilmiştir.

Önerilen hidrolik sürücü sisteminin enerji verimliliği incelenmiştir. Burada aynı abkant pres üzerinde aynı test hem pompa hem de valf denetimli sistem ile gerçekleştirilmiştir. İki sisteminde ihtiyaç duydukları anlık akım miktarları ölçülerek önerilen pompa denetimli sistemin geleneksel valf denetimli sisteme göre sağladığı enerji verimliliği açık bir şekilde gösterilmiştir.



KAYNAKLAR

- [1] DEMİRER, S., Energy Saving in Hydraulic Bending Presses, International Patent Application Number: PTC/TR2010/000091, International Publication Number: WO2011/021986A1.
- [2] ASTRÖM, K. J., HAGGLUND, T., PID Controllers: Theory, Design and Tuning, 2nd Edition, ISA.
- [3] AKOVA, H. U., ÇALIŞKAN, H., BALKAN, T., PLATİN, B. E., “Elektrohidrolik Abkant Pres Tasarımı – I: Modelleme ve Benzetim”, TOK 2013 Otomatik Kontrol Ulusal Toplantısı, 26-28 Eylül, İnönü Üniversitesi, Malatya.
- [4] ÇALIŞKAN, H., AKOVA, H. U., BALKAN, T., PLATİN, B. E., “Electro-Hydraulic Lift System with Single Acting Actuator”, The 8th International Conference on Fluid Power Transmission and Control (ICFP 2013), Hangzhou, China.
- [5] ÇALIŞKAN, H., AKOVA, H. U., BALKAN, T., PLATİN, B. E., “Elektrohidrolik Abkant Pres Tasarımı – II: Kontrol Sistemi”, TOK 2013 Otomatik Kontrol Ulusal Toplantısı, 26-28 Eylül, İnönü Üniversitesi, Malatya.

ÖZGEÇMİŞ

H. Ulaş AKOVA

1988 yılında Ankara’da doğdu. Orta Doğu Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü’nden 2011 yılında “lisans” derecesini aldı. Eylül 2011’den bu yana ODTÜ Makina Mühendisliği Bölümünde araştırma görevlisi olarak çalışmaktadır. Halen aynı bölümde yüksek lisans çalışmalarını yürütmektedir.

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 tanımlanması alanlarında yoğunlaşmıştır. Özel olarak pompa denetimli akışkan gücü denetim sistemleri üzerine çalışmaktadır.

Tuna BALKAN

1957 yılında Manisa’da doğdu. Halen çalışmakta olduğu Orta Doğu Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü’nden 1979 yılında “Lisans”, 1983 yılında “Yüksek Lisans”, 1988 yılında da “Doktora” derecelerini aldı. 1985 yılında “Öğretim Görevlisi”, 1988 yılında “Yardımcı Doçent”, 1990 yılında “Doçent” ve 2000 yılında da “Profesör” unvanını aldı. 1998-2008 yılları arasında yılında beri ODTÜ Bilgisayar Destekli Tasarım İmalat ve Robotik Merkezi Başkan Yardımcılığı, 2004-2008 yılları arasında da ODTÜ Makina Mühendisliği Bölüm Başkan Yardımcılığı görevlerini yürüttü. Çalışmaları sistem dinamiği, denetim sistemleri, sistem modellenmesi, benzetimi ve tanımlanması, akışkan gücü denetimi, robotik ve uygulamaları ve gerçek zamanlı denetim alanlarında yoğunlaşmış olup, bu konularda

çeşitli uygulamalı endüstriyel çalışmalarda yer almıştır. 2001 yılından beri HPKON Yürütme Kurulu üyesi olup 2008 yılındaki 5. kongrede Yürütme Kurulu başkanlığı görevini yapmıştır.

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. 2014 yılında emekli 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 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", 2008 yılına kadar Akreditasyon Kurulu üyesi, 2007-2013 yılları arasında Yönetim Kurulu üyesi olarak görev yaptı. Çalışmaları sistem dinamiği, denetim sistemleri, sistem modellemesi, benzetimi ve tanınması alanlarında yoğunlaşmıştır.

Suat DEMİNER

1960 yılında Ankara'da doğmuştur. 1993-2005 yılları arasında Demirer San. ve Tic. Ltd. Şti.'nde Genel Müdür olarak görev yapmıştır. 2005 yılından bu yana kendi kuruluşu olan Demirer Teknolojik Sistemler San. ve Tic. Ltd. Şti.'nde Yönetim Kurulu Başkanı olarak çalışma hayatını sürdürmektedir. 1999 yılındaki kuruluşundan bu yana 7 dönemdir HPKON Yürütme Kurulu üyesidir.