

Bir Servovalfin Tasarlanıp Kararlılığının İncelenmesi ve Örnek Bir Ekstrüzyon Tezgah Modelinde Kullanılması

Atilla BAYRAM¹, Nihat İNANÇ²

¹Yüzüncü Yıl Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 65080 Van, Türkiye

²Yüzüncü Yıl Üniversitesi, Elektrik-Elektronik Mühendisliği Bölümü, 65080 Van, Türkiye

Özet: Bu çalışmada, mevcut iki kademeli bir servovalfin ikinci kademesine yük basıncı geribeslemesi eklenerek modellenmesi yapılmıştır. Bu yük basıncı geribeslemeli valfin kararlılığı doğrusallaştırılmış valf denklemleri kullanılarak incelenmiştir. Servovalf üzerindeki bu değişikliğin sistemin performansını olumsuz yönde etkilediği görülmüştür.

Çalışmanın diğer bir kısmında ise, bu yük basıncı geribeslemeli servovalf bir ekstrüzyon tezgah modelinin kontrol ünitesinde kullanılmıştır. Sistemin çıkış değerleri bilgisayar simülasyonu ile elde edilmiştir. Simülasyon neticesinde, ekstrüzyon basıncı ve ekstrüzyon hızının büyük oranda tezgah üzerindeki piston alanları, sürtünmeler ve valf kapasitesi tarafından etkilendiği görülmüştür.

Anahtar kelimeler: Elektrohidrolik sistem, ekstrüzyon tezgahı, hidrolik kontrol, servo sistem.

Design of a Servovalve and Investigation of its Stability and Using on an Extrusion Workbench Model

Abstract: In this study, a servovalve with two stages was modeled by adding a load pressure feedback to the second stage. The effect of this feedback on the stability of the valve was investigated by using the linearized valve equations. It was seen that the added load pressure as a feedback disturbed the stability of the system.

In addition to that, this servovalve was used in a control unit of extrusion workbench model. Output values of the system were realized as a computer simulation study. Simulation studies have indicated that extrusion pressure and speed were affected greatly by effective piston areas, friction forces and valve capacity.

Key Words: Electrohydraulic system, extrusion workbench, hydraulic control, servo-system

Giriş

Üretim ve kumanda işlerinin yanı sıra modern ve büyük güç gerektiren makinelerde, yüksek performans ve hassasiyetlerinden dolayı hidrolik sistemlerin kullanılması günümüzde bir zorunluluk haline almıştır. Bunların yanı sıra; kontrolün geniş sınırlar arasında yapılabilmesi, cevap hızlarının yüksekliği ve emniyetli çalışmanın basit hidrolik elemanlarla sağlanabilmesi hidrolik sistemlerin kullanım nedenlerindedir.

Hidrolik gücün kullanımında en çok göze çarpan yerler arasında; talaşlı ve talaşsız üretim yapan sistemlerin kontrol üniteleri, uçakların yön kontrolü ve diğer hareketli elemanların kontrolü sayılabilir. Miliwatt mertebesindeki girişlerle yüzlerce beygir gücün kontrol edilmesi hidrolik kontrolle mümkün hale gelmiştir. Hatta bu özellik değişken yükler ve yüksek frekanslar altında gerçekleşebilmektedir. Hidrolik sistemden beklenen üstün servo (verilen girişin çıkışta takip edilebilirliği) ve regülatör (dış yük değişimlerinden olduğu kadar az etkilenme) özellikleri uygun tasarımı sağlanabilmektedir. Bu çalışmada, iki kademeli bir servovalfin ikinci kademe valf makarasına yük basıncını geri beslemek için simetrik olarak iki piston eklenerek yeni bir servovalf tasarımı yapılmıştır. Buradaki çalışmada amaç; bu tasarımı servovalfin performansının hangi ölçülerde değiştiğini incelemektir. Çalışmanın bir sonraki kısmında ise, yük basıncı geri beslemeli servovalf bir ekstrüzyon tezgah modelinde kullanılmıştır. Ekstrüzyon tezgahları akışkan veya toz haldeki malzemeleri basınçla kalıplara basan bir çeşit döküm makineleridir. Servovalf burada, malzemenin basılıp sıkıştırılması sırasında sıkıştırma basıncını ve sıkıştırma hızını kontrol eder.

İki kısımdan oluşan bu çalışma için önce; hidrolik sistemin matematiksel modelleri çıkarılmış ve sistem parametreleri hesaplanmıştır. Kararlılık kriterleri (hızlı cevap, salınmaz çıkış ve yüksek kazanç) servovalfin yük basıncı geri beslemesine göre incelenmiştir. Daha sonra, ekstrüzyon basıncı ve tahrik silindiri hızı değişik parametreler için incelenmiştir.

Literatürdeki çalışmalarda, hem hidrolik hem de pnömatik sistemler için servovalf ve diğer hidrolik-pnömatik sistem elemanlarının dinamik ve statik davranışları ve kararlılık analizleri için gerekli olan fiziksel ifadeleri tanımlayan matematiksel modeller geliştirilmiş ve bu elemanların özellikleri tanımlanmıştır (Ercan, 1995, 1992; Özdaş, 1988; Watton, 1990). Bunların yanında geri besleme mekanizmalarıyla kararlılığı arttırıcı kompensasyonlar denemiştir (Şentürk, 1995). Hidrolik kontrol alanında en çok çalışılan konu konum kontrolü olmuştur. Çünkü bir çok fiziksel yapı bu tür kontrole ihtiyaç duymaktadır. Usta (1992) sayısal kontrol yapan hidrolik tahrik sistemi ile sistemin belli bir frekans değerinde yüksek doğruluklu konum kontrolü yapmıştır. Keleş (1998) konum kontrolü ile ilgili elektrohidrolik bir sistemin darbe genişlik modülasyonlu girişler için açık ve kapalı çevrim davranışını teorik ve deneysel olarak incelemiştir. Shichang ve ark. (1990) ise bir elektrohidrolik kontrol sistemini elektrik ark fırınında elektrotların konum kontrolünde kullanılmıştır.

Bir kovansiyonel elektrohidrolik servovalf, geri dönüş basıncı ve akış orifis alanının ayarlanması ile yeni bir servovalf modülü olarak tasarlanmıştır (LeQuoc ve ark., 1987).

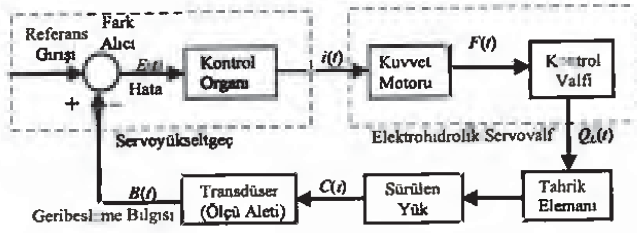
¹ Bu çalışma 2001 tarihinde Yüzüncü Yıl Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalında yapılan "Bir Servovalfin Tasarlanıp Kararlılığının İncelenmesi ve Örnek Bir Ekstrüzyon Tezgah Modelinde Kullanılması" isimli yüksek lisans tezinden özetlenmiştir.

Başka bir çalışmada ise servovalf ve asimetrik silindirden oluşan bir sistemin matematik modeli kurularak bilgisayar ile kontrol simülasyonu gerçekleştirilmiştir (İstif, 1995).

Yapılan bir tez çalışmasında bir toz enjeksiyon kalıplama makinesi tasarlanmış ve bu makina ile ilgili enjeksiyon hızı ve kalıp içi basıncının teorik ve deneysel olarak incelenmesi gerçekleştirilmiştir (Yiğit, 2000). Başka bir tez çalışmasında ise özellikle enjeksiyon makinelerinde kullanılan kilittenme sistemleri sunulmuştur (Sağırlı, 1999).

Materyal Ve Yöntem

Hidrolik sistemlerde kontrol işleminin yapılabilmesi için kapalı çevrim elektrohidrolik kontrol sistemi kullanılır. Analog bir elektrohidrolik sisteminin elemanları şematik olarak Şekil 1'de gösterilmiştir.



Şekil 1. Elektrohidrolik servo sistem yapısı.

Bir hidrolik güç kontrol sistemi servo yükseltici, servovalf, tahrik elemanları, ölçme elemanları ve hidrolik güç kaynağı gibi temel elemanlardan oluşmuştur. Servovalfa bir giriş sinyali verilip kontrol edilmiş akışkan (yön, basınç, debi) elde edilir. Servovalf tarafından kumanda edilen akışkanla tahrik elemanında iş elde edilir. Kullanılan ölçme elemanları (transdüserler), kontrol edilmek istenen fiziksel niceliği ölçüp servo yükselticiye elektrik sinyali olarak geri beslerler. Servo yükseltici (kompansatörlere eklenmiş olabilir) referans giriş ile geri besleme sinyalini karşılaştırır, hatayı giderir ve servovalfa yeni bir komut olarak iletir.

Kontrol edilen gücün düzeyine göre kontrol valfi bir, iki veya daha çok kademeli olabilir. Endüstride ve uçaklarda kullanılan servovalflar genelde iki kademelidir. Bu valfların birinci kademesi (pilot kademe) tek veya çift nozullu kanat-nozul valfi, makaralı valf veya jet borulu valf tipindedir. Bu kademenin hareketli elemanı (kanat, makara veya jet-borusu) moment motoru tarafından sürülür. Birinci kademe valfin yük çıkışı ikinci kademe valfini açıp kapatmak için kullanılır. Servovalfların esas güç çıkışını kontrol eden ikinci kademeleri daima makaralı tiptedir.

Bu çalışmada, MOOG marka C931 tipi bir servovalf esas alınmıştır. Bu valf Gazi Üniv. Makina Müh. kontrol laboratuvarında sökülüp parçaları üzerinden gerekli ölçümler yapılmıştır. Valfin diğer teknik özellikleri ise valfin teknik katalogundan alınmıştır (Anonim, 1965a; Anonim, 1965b, Anonim, 1965c). Çalışmada, yine aynı laboratuvarında kullanılan 200 bar basınca karşılık 5V elektrik gerilimi veren ve kazancı 0.025 V/bar olan bir basınç transdüseri esas alınmıştır.

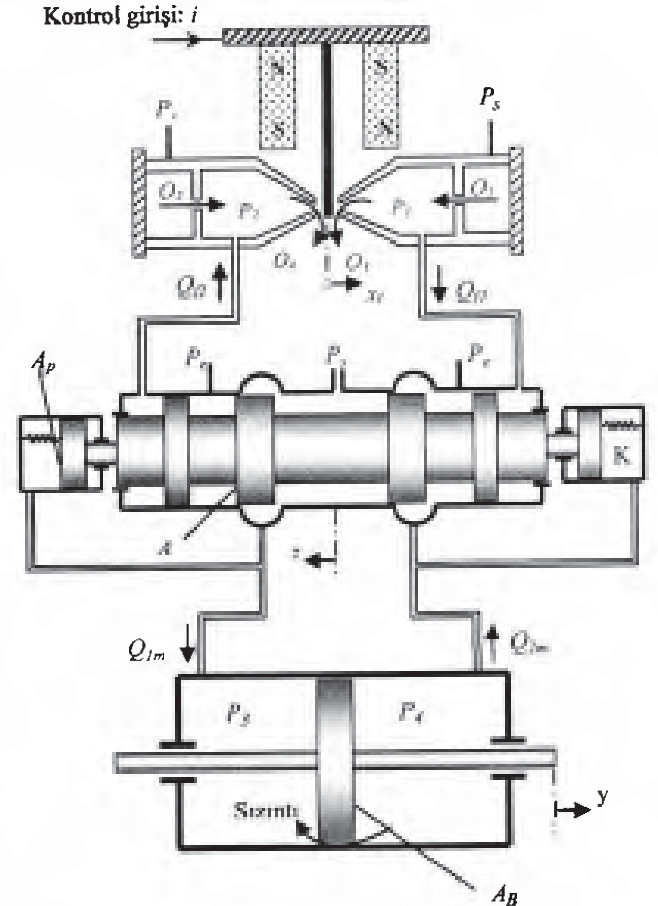
Teorik olan bu çalışmanın temeli matematiksel modellemeye dayanmaktadır. Aynı zamanda kontrol biliminin temel kararlılık analizleri de bu çalışmada kullanılmıştır. Bu metodlar ile ilgili bilgiler, kullanılacak diğer argümanlar ve çözüm metodları aşağıdaki paragraflarda verilmiştir.

Matematiksel modelleme: Matematiksel modelin oluşturulması için önce o sistemin şematik modeli

oluşturulur. Şekil 2'de üzerinde çalışılan iki kademeli yük basıncı geri beslemeli servovalf şematik olarak gösterilmiştir. Bu şema üzerinden enerji değişimlerinin olduğu kapılara orifis akış denklemleri, Newton'un 2. Kanunu, Kütlelerin Korunumu Kanunları uygulanarak sistemin matematiksel modeli elde edilir. Fakat bazı sistemler kompleks olduğu için, genel sistem üzerinde bazı kısımların modellenmesi, deneysel verilere veya imalatçı firmanın tavsiye formülasyonlarına göre yapılması gerçeğe daha yakın sonuçlar vermektedir.

Zaman cevabı: Sistemin açık ve kapalı çevrimleri için verilen bir giriş karşılığında sistem çıkışının kararlı olup olmadığı hakkında bilgi verir. Bunun yanında çıkışın ne kadar sürede sabitleneceği (yerleşme zamanı), sabitlenmiş seviyesinden başlangıçta maksimum ne kadar ayrılacağı (maksimum aşma) ve nasıl sönmüneceği (çok sönümlü, az sönümlü, kritik sönümlü) hakkında bilgi verir. Değişen kazanç değerlerine göre zaman cevabı, kararlılık sınırının bir ölçüsüdür. Bu konularda daha detaylı bilgi için (Kuo, 1995; Ogata, 1997)'ye bakınız.

Frekans cevabı (Bode diyagramları): Kararlılığın bir ölçütü de frekans cevabıdır. Sistemlerin genliğini ve faz gecikmesini frekans değişimine göre veren Bode Diyagramları frekans cevabı analizlerinde kullanılmaktadır. Bu metodun avantajı, frekansın çok küçük değerlerden çok yüksek değerlere kadar değiştirilmesi durumunda genlik ve faz farkının değişimini kolayca belirtebilmesidir.



Şekil 2. İki kademeli yük basıncı geri beslemeli servovalf.

Ekstrüzyon Tezgaahları: Plastik, alüminyum gibi hafif metallerin dökümü veya toz metallerin kalıplanması bu tezgahlarda yapılabilmektedir. Bu tezgahla döküm; yüksek basınç altında kontrollü, sürekli ve de çok iyi yüzey kalitesinde yapılabilmektedir. Bu tezgahlar ürün kaşım

deposu, malzeme iletim hattı, ısıtıcı rezistanslar, metal kalıplar, soğutucular gibi yardımcı ünitelere sahiptir. Değişik firmaların değişik modellerine ait ekstrüzyon ve enjeksiyon tezgahları ve bu tezgahların teknik özellikleri (Anonim, 1998a ve Anonim, 1998b) de verilmiştir.

Simülasyon: Bilgisayar ortamında simülasyon ise matematiksel ifadelerle elde edilen gerçek sisteme uygun parametrelerle, gerçek sistemin çalışmasını tanımlamaktır. Çalışma sırasında istenilen sistem değişkenleri sayısal veriler şeklinde elde edilir. Hatayı minimum yapmak ve sistemi kararlı hale getirmek için kontrol organı ayar değerleri aranan optimum değerleri vermektedir. Simülasyon sayısal olarak MATLAB paket programı ile gerçekleştirilir. Bunların yanında bu paket programın grafik komutları çok kullanışlı ve basittir (Nakamura, 1996). Yapılan simülasyon işlemi neticesinde elde edilen sonuçlar yine aynı program içerisinde istenilen fiziksel değişkenlere göre grafiklendirilmektedir.

Bulgular ve Tartışma

İki Kademeli Yük Basıncı Geri Beslemeli Servovalfin Matematiksel Modellemesi ve Kararlılığının İncelenmesi: Bu bölümde sırasıyla servovalfin birinci kademesi, ikinci kademesi ve hidrolik tahrik elemanı olan piston-silindir çiftinin sistem denklemleri ile bu denklemlerde kullanılan gerekli parametre değerleri elde edilecektir. Bu işlemler için Şekil 1'deki model kullanılacaktır.

Birinci kademe valf denklemleri: Servovalfin, pilot kademesi de denilen birinci kademesi kanat-nozul yapısındadır. Buradaki gerekli değerleri ölçmek çok zor veya imkansızdır. Bundan dolayı, bu kademenin değişkenleri arasındaki ilişki Moog Firmasının C931 model servovalfinin katalogundan alınacaktır. Bu ilişki valfin birinci kademesindeki moment motoruna uygulanan giriş akımı (Δi) ile ikinci kademedeki sürgülü makaranın konumu (ΔZ) arasındaki transfer fonksiyonudur.

$$\frac{\Delta Z(s)}{\Delta i(s)} = K_t \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2} \quad (1)$$

Burada, ω_n , sistemin doğal frekansı olup,

$$\omega_n = 2\pi f \quad (2)$$

ifadesinden bulunur. Burada f , sistem frekansıdır. ζ ise sönüm oranını ifade etmektedir. K_t 'de giriş akıma karşılık ikinci kademenin konumu arasındaki statik kazanç değerini ifade etmektedir.

İkinci kademe valf denklemleri: Doğrusal sistemlerin analizleri doğrusal olmayan sistemlere göre çok daha kolay olduğundan doğrusal olmayan pek çok sistem, belirli bir çalışma noktası etrafında çalıştıkları kabul edilerek doğrusallaştırılırlar. Doğrusal olmayan model yerine çalışma noktasından olan küçük sapmalar için geçerli olan yaklaşık bir model kullanılır.

Valfin ikinci kademe için hidrolik bir valfin karakteristiği; yük debisi Q_L , ikinci kademe valf açıklığı Z ve yük üzerindeki basınç kaybı P_L 'nin bir fonksiyonu biçiminde yazılarak ifade edilebilir.

$$Q_L = Q_L(Z, P_L) \quad (3)$$

$Q_L = Q_{L0}$, $P_L = P_{L0}$, $Z = Z_0$ gibi bir çalışma noktasından olan küçük sapmalarla birlikte ΔQ_L , ΔP_L ve ΔZ arasındaki ilişki aşağıdaki gibi doğrusal bir denklemle ifade edilebilir.

$$\Delta Q_L = \left. \frac{\partial Q_L}{\partial Z} \right|_{P_{L0}, Z_0} \Delta Z + \left. \frac{\partial Q_L}{\partial P_L} \right|_{P_{L0}, Z_0} \Delta P_L \quad (4)$$

Bu denklemde ΔZ 'nin katsayısı olan terim valf kazancı olarak tanımlanır ve K_1 ile gösterilir. ΔP_L 'nin katsayısı olan terim ise valfin yük hassasiyetidir ve K_2 ile gösterilir. Bu katsayı negatif olduğundan $-K_2$ ile gösterilerek ($K_2 > 0$), denklemde pozitif olarak tanımlanan K_2 kullanılır.

$$\Delta Q_L = K_1 \Delta Z - K_2 \Delta P_L \quad (5)$$

İkinci kademeden çıkıp tahrik elemanında gerekli olan hareketi sağlayacak akışkan debisi tespit edilmelidir. Bir silindirde istenilen hareketi tam olarak elde etmek için gerekli debi aşağıdaki unsurlardan oluşur.

$$Q_L = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 \quad (6)$$

Burada, $Q_1 = A \dot{y}$, piston hızını sağlamak için gerekli debi,

$$Q_2 = \frac{1}{2} \left(\frac{V}{\beta} \right) \dot{P}_L, \text{ akışkanların sıkıştırılabilirliğinden dolayı}$$

eksilen debiyi tamamlamak için gerekli debi,

$$Q_3 = \frac{1}{2} K_e \dot{P}_L, \text{ silindir cidarlarının esnemesinden dolayı}$$

oluşacak eksilen debiyi tamamlamak için gerekli debi,

$$Q_4 = C_1 P_L, \text{ piston silindir cidarları arasındaki sızıntının oluşturduğu debi eksikliğini tamamlamak için gerekli debidir.}$$

Bu konuyla ilgili detaylı bilgiler için (Bayram, 2001 ve Ercan, 1995)'a bakınız.

Bu ifadeler de kullanılan β Bulk modülü, V silindirin toplam hacminin yarısı, K_e esneklik katsayısı ve C_1 sızıntı katsayısını göstermektedir.

Süper pozisyon prensibine göre hareketi sağlayacak olan Q_L debisi, yukarıdaki debilerin toplamına eşit olur.

$$Q_L = A \dot{y} + \frac{1}{2} \left(\frac{V}{\beta} \right) \dot{P}_L + \frac{1}{2} K_e \dot{P}_L + C_1 P_L \quad (7)$$

Bu denklemi y_0 , Q_{L0} , P_{L0} çalışma noktası etrafında doğrusallaştırılarak aşağıdaki ifade elde edilir.

$$\left. \begin{aligned} \Delta Q_L &= A \dot{y} + \frac{1}{2} \left(\frac{V}{\beta} + K_e \right) \Delta \dot{P}_L + C_1 \Delta P_L \\ K_3 &= \frac{1}{2} \left(\frac{V}{\beta} + K_e \right) \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

Sisteme, tasarım olarak eklenmiş olduğumuz yük basıncı geri besleme etkisi de dikkate alınarak (Denklem 1) yeniden oluşturularak (Denklem 9) aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\Delta Z (s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2) = K_t \omega_n^2 \Delta i - \frac{A_p \Delta P_L}{M_v} \quad (9)$$

Burada, M_v sisteme eklenen geri besleme pistonlarının kütlesi ile birlikte ikinci kademe valf makarasının toplam kütlesidir.

(Denklem 5), (Denklem 8) ve (Denklem 9) kullanılıp gerekli sadeleştirmeler yapılip $\Delta \dot{y} = 0$ alınarak giriş (Δi) ile çıkış (ΔP_L) arasındaki transfer fonksiyonunu aşağıdaki şekilde bulunur.

$$\frac{\Delta P_L(s)}{\Delta i(s)} = \frac{K_1 K_i \omega_n^2}{(K_3 s + K_2 + C_1)(s^2 + 2\zeta \omega_n s + \omega_n^2) + \frac{A_p K_1}{M_v}} \quad (10)$$

Birinci valf kademesindeki elemanların parametreleri: Geniş elektromotor akımına karşılık ikinci kademe valf makarasının konumu arasındaki ilişki valfin kataloguna göre verilmiştir. Bu yüzden buradaki parametrelerin değerleri katalogdaki uygun değerlerden alınır. Valf katalogunda,

K_i , elektromotor giriş akımına karşılık statik kazanç olduğundan aşağıdaki statik değer ifadesine göre hesaplanması yapılır,

$$K_i = \frac{\Delta Z}{\Delta i} \Big|_{ss} \quad (11)$$

Buradaki $\Delta Z|_{ss}$ ifadesi servovalfin ikinci kademesindeki makaranın konumunun statik değerini ifade etmektedir. Bu değer, valftan maksimum debiyi elde etmek için elektromotora maksimum elektrik akımı verilmesi ile elde edilir.

Servovalf ile ilgili parametre değerleri aşağıda verilmiştir.

- $Z_{max} = \Delta Z|_{ss} = 1.27 \times 10^{-3} m$ (en büyük valf makarası açıklığı)
- $w = 1.5 \times 10^{-3} m$ (ikinci kademe toplam giriş portu genişliği)
- $f = 200 \text{ Hz}$ (sistem frekansı)
- $\omega_n = 2 \pi f = 1256.6 \text{ rad/s}$ (doğal frekans)
- $\zeta = 0.5$ (valf sönüm oranı)
- $Q = 4.0968 \times 10^{-5} m^3/s$ (valfin maksimum debisi)
- $i = 13.25 \text{ mA}$ (elektromotor maksimum akımı)
- $\rho = 890 \text{ kg/m}^3$ (hidrolik akışkan yoğunluğu)
- $C_d = 0.625$ (orifis boşaltma katsayısı)
- $P_s = 3000 \text{ psi} = 206.88 \times 10^5 \text{ pascal}$ (kaynak basıncı)
- $P_e = 0$ (dış ortam basıncı)
- $K_i = 9.6 \times 10^{-5} \text{ m/mA}$ (statik kazanç)

İkinci valf kademesindeki elemanların parametreleri: Bu kademedeki parametrelerin detaylı hesabı (Bayram, 2001 ve Ercan, 1995) te verilmiştir. Aşağıda bu kademeye ilgili doğrusallaştırılmış katsayılar kritik durumlar için verilmiştir.

$$K_1 = C_d w \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{\frac{P_s - P_e}{6}} \quad (12)$$

$$K_2 = C_d w Z_0 \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{\frac{3}{8} \left(\frac{1}{P_s - P_e} \right)} \quad (13)$$

K_3 katsayısı ise (Denklem 8) de tanımlanmıştı. Burada K_e yapısal esneklik olup sistemin yapısı rijit kabul edilirse, $K_e = 0$ alınabilir. Valfın ikinci kademesine ait olan parametreler aşağıda verilmiştir.

$M_v = 5.4 \times 10^{-3} \text{ kg}$ (geri besleme olarak eklenen pistonlarla birlikte toplam makara kütlesi)
 $A_1 = 1.1929 \times 10^{-5} \text{ m}^2$ (makaranın çap değerleri $d_{boyuk} = 5.03 \text{ mm}$ ve $d_{kucuk} = 3.18 \text{ mm}$ için valf makarası etkin alanı).

Amaç, yük basıncı geri beslemesinin sistem üzerindeki etkisini incelemek olduğundan eklenen geri besleme piston alanı A_p , ikinci kademe valf makara alanının değişik oranlardaki değerleri olarak alınacaktır

$$\left(\frac{A_p}{A_1} = 2, 1, \frac{1}{2}, \frac{1}{5}, \frac{1}{10} \right)$$

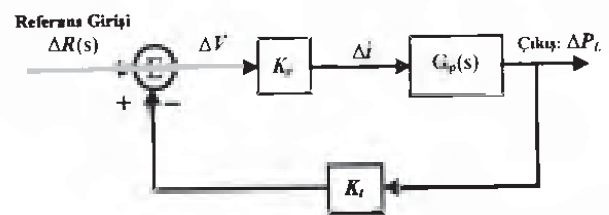
$M = 0.231 \text{ kg}$ (tahrik silindiri kütlesi)

$A = 4.37 \times 10^{-3} \text{ m}^2$ (tahrik silindiri etkin alanı).

Sistemin dinamik davranışı: Sistemin dinamik davranışını incelemek için Denklem 10'u plant kabul eden kapalı çevrim blok diyagramı Şekil 3'te gösterilmiştir. Kontrol sisteminin geri beslemesi ise bir basınç transdüseri aracılığı ile dışarıdan sağlanmaktadır. Transdüser, tahrik silindiriindeki basıncı ölçüp onu potansiyel farkına dönüştürüp sisteme geri beslemektedir. Burada $\Delta R(s)$, referans giriş değışikeni olup bir osiloskop sayesinde istenilen büyüklük ve şekilde verilir. K_y servoyükselteç kazancı ve K_i ise basınç transdüseri kazancıdır.

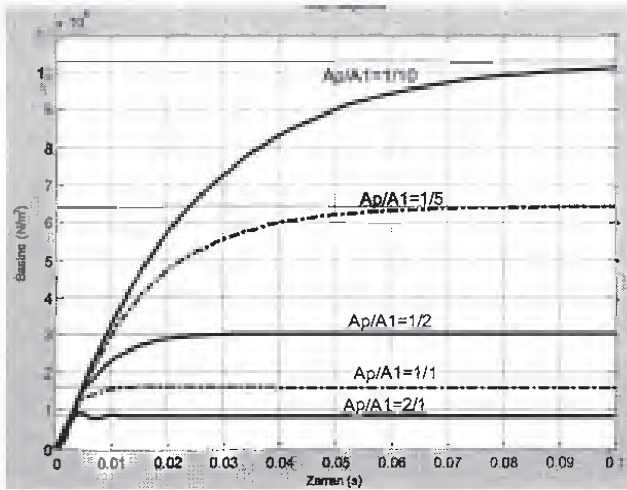
$G(s) = K_y G_p(s)$, $G_p(s)$ (Denklem 10) sistemin girişi ile çıkışı arasındaki transfer fonksiyonu ve $H(s) = K_i$ geri besleme transfer fonksiyonudur. Sistemin açık çevrim transfer fonksiyonu aşağıdaki şekilde elde edilir.

$$G(s)H(s) = \frac{K_1 K_i \omega_n^2 K_y K_i}{(K_3 s + K_2 + C_1)(s^2 + 2\zeta \omega_n s + \omega_n^2) + \frac{A_p K_1}{M_v}} \quad (14)$$



Şekil 3. Referans giriş ve yük basıncı çıkışı arasındaki kapalı çevrim blok diyagramı.

Denklem (14)'te valfin parametre değerleri yerine yazılıp kök eğrilerinden A_p/A_1 oranının düşme eğilimine göre kazanç değerlerinde bir artış görülmüştür. Bunun yanında alan oranı arttıkça, sistem kararsızlığa yaklaşmaktadır. Şekil 4'te $K_y = K = 25 \text{ mA/V}$ kazanç değerine göre çizilen kapalı çevrim zaman cevapları verilmiştir. Burada, büyük geri besleme alan oranlarında hem salınımlar oluşmaya başlamakta hem de düşük değerlerde çıkışlar elde edilmektedir. Fakat, yük basıncı geri beslemesi grafikten de görüleceği gibi sistemin cevap hızını artırmıştır.

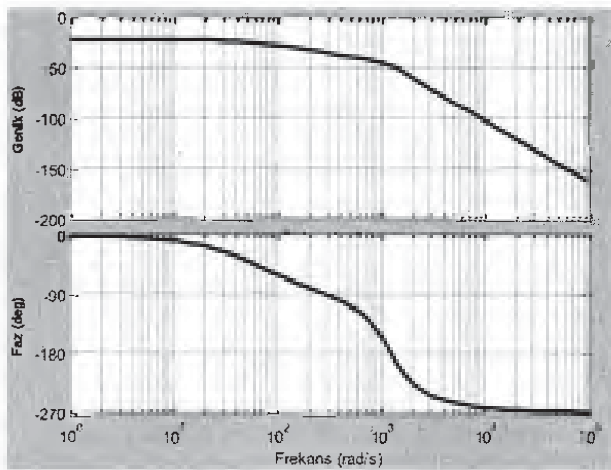


Şekil 4. Değişik A_p/A_1 alan oranları için adım girişe karşılık zaman cevapları.

$A_p/A_1 = 1/5$ için çizilen sistemin frekans cevabı (Bode diyagramı) incelenecek olursa sistem, 300.9 dB'lik bir pozitif genlik toleransı ve sonsuz bir faz toleransına sahip frekans cevabı Şekil 5'te görülmektedir. Buda gösteriyor ki frekans cevabına göre yüksek kazançlı bir sistem elde edilmiştir.

Sistem Simülasyonu: Yük basıncı geri beslemeli servovalfin çıkışının kontrol ettiği hidrolik silindire bir başka silindir tasarım olarak eklenerek model oluşturulur. Bu model ekstrüzyon tezgahını ifade etmektedir. Şekil 7'de görüldüğü gibi birinci tahrik elemanına eklenen piston, silindir haznesinde bulunan malzemeyi bir kalıbın içerisine basmaktadır.

Bu modelin oluşturulmasındaki amaç, valfin çıkış yük basıncını artırmaktır. Bu işlem, tahrik silindiri etkin alanın ayarlanması ile yapılabilir. Çünkü tahrik silindiri oluşacak kuvvet; silindir, tezgah tahrik elemanına rijit bağlı olduğundan dolayı iletilen kuvvete eşit olacaktır. Böylece, alan ne kadar küçük tutulursa basınç o oranda artacaktır.



Şekil 5. Yük basıncı geri beslemeli sistem için frekans cevabı (Bode diyagramı).

Şekil 6'ya göre kalıba basılan akışkan malzeme debisini yazalım. Tezgah kademesi pistonu için ΔQ debisinin hesaplanmasında daha önce yapıldığı gibi piston hızını sağlamak, sıkıştırılabilirlikten doğan eksilmeyi

tamamlamak, cidarların esnemesinden dolayı eksilen debiyi tamamlamak ve sızdırmadan dolayı eksilen debiyi tamamlamak için bu debilerin toplamı kullanılır.

$$\Delta Q = A_b \Delta \dot{y} - C \Delta P - K_p \Delta \dot{P} \quad (15)$$

$$K_p = \frac{1}{2} \left(K_{e2} + \frac{V_2}{\beta_2} \right) \quad (16)$$

Burada sırası ile A_b ekstrüzyon pistonu etkin alanı, C sızıntı katsayısı, K_{e2} elastikiyet katsayısı, β_2 basılan malzemenin Bulk modülü, V_2 malzeme haznesi toplam hacmidir.

Malzemenin kalıba basılması işlemi sırasında, kalıbın giriş kısmında akışkanın sürtünmesinden dolayı bir direnç oluşur. Bu direnç zamanla değiştiğinden, $R_L(t)$ olarak gösterilir. Buna göre model içindeki basınç ifadesi,

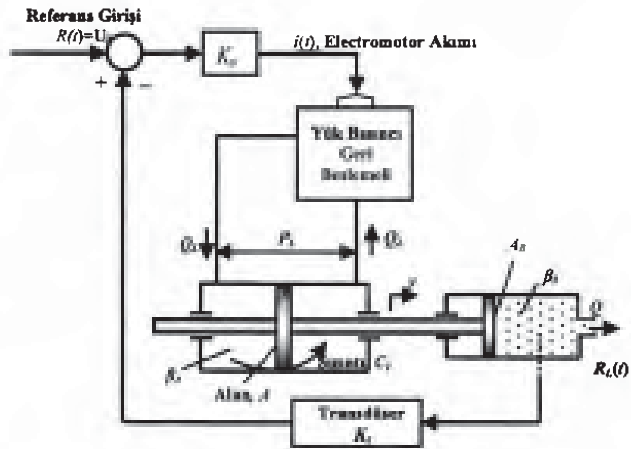
$$\Delta P = R_L(t) \Delta Q \quad (17)$$

Ekstrüzyon tarafı için Newton'un 2. Kanunu yazılırsa,

$$M_T \Delta \ddot{y} + B(t) \Delta \dot{y} = A \Delta P_L - A_b \Delta P \quad (18)$$

ifadeleri elde edilir. Burada M_T iki piston ve aksamının toplam kütlesi, $B(t)$ sönüm katsayısıdır.

Bu çalışmada sadece malzemenin kalıba doldurulması işlemi incelenmiş olup sıkıştırma ve pistonun geri çekilmesi işlemi incelenmemiştir.



Şekil 6. Ekstrüzyon tezgahı modelinin kapalı çevrim şematik gösterimi.

Tezgah parametreleri: Sistem ile ilgili yapılan ölçüm, hesaplama ve uygun kabuller aşağıda verilmiştir.

Ekstrüzyon kısmı tahrik elemanı rijit kabul edilirse, $K_{e2} = 0$ olur. Malzemenin Bulk modülü $\beta_2 = 1500$ Mpa dir. Sürtünme katsayısı $B(t)$ çok küçük olup tam olarak ölçülemediğinden ihmal edilecek veya $B=0-20000$ Ns/m arasında sabit bir değerde olduğu kabul edilecektir.

Birinci ve ikinci tahrik elemanlarının toplam kütlesi $M_T = 0.693$ kg olarak ölçülmüştür.

Burada sürtünme $R_L = R_L(t)$ değişkendir, fakat çalışmalarda, kalıp giriş ağzının düzgün bir geometride olduğu kabul edilip, bu değer zamanla ciddi bir değişiklik göstermeyeceği varsayıp sabit $R_L = 10^{12} \sim 10^{16}$ Ns/m⁵ olarak alınabilir.

Incelemede, sızıntı katsayısı tam olarak ölçülemediğinden ve çok küçük değerde olduğu için ihmal edilebilir veya $C = 1 \times 10^{-12} \text{Ns/m}^5$ gibi küçük bir değerde olduğu kabul edilecektir.

Pistonun strok miktar $l_0 = 2V/A = 0.3 \text{ m}$ dir.

Bilgisayar simülasyonu: Bundan önceki bölümdeki kararlılık analizlerinde sistem için kritik durumlar olan maksimum güç noktası, maksimum açıklık, silindir için orta konum kriterleri alınmıştı. Simülasyon işlemi adım adım yapılacağından değişkenlerin başlangıç değerleri önemlidir. Çözüm, başlangıçtan itibaren artan veya azalan değerlere göre yapılır.

Şekil 7'deki toplama bloğu için giriş Δi yerine referans girişi cinsinden,

$$\Delta i = K_y (U_0 - K_r \Delta P) \quad (19)$$

yazılabilir. Buradaki U_0 referans giriş değeridir.

Denklemler 1'den Denklem 18'e kadar olan ifadeler eşitliğin sol tarafında sadece değişkenin birinci dereceden türevinin ve sağ tarafta ise sadece değişkenlerin türevsiz kısımlarının bulunduğu bir diferansiyel denklem takımı olarak aşağıdaki gibi yeniden düzenlenebilir. Bu durumda bu denklem takımı durum uzayı olarak ifade edilip matrisel olarak çözümü gerçekleştirilebilir.

$$\Delta \dot{Z} = \Delta V_m \quad (20)$$

$$\Delta \dot{y} = \Delta V_L \quad (21)$$

$$\Delta \dot{V}_m = \omega_n^2 K_i U_0 K_y - \omega_n^2 K_i K_r K_y \Delta P - \frac{A_p}{M_v} \Delta P_L \dots$$

$$-2\zeta \omega_n \Delta V_m - \omega_n^2 \Delta Z \quad (22)$$

$$\Delta \dot{V}_L = \frac{A}{M_T} \Delta P_L - \frac{A_B}{M_T} \Delta P - \frac{B}{M_T} \Delta V_L \quad (23)$$

$$\Delta \dot{P}_L = \frac{K_1}{K_3} \Delta Z - \frac{K_2 + C_1}{K_3} \Delta P_L - \frac{A}{K_3} \Delta V_L \quad (24)$$

$$\Delta \dot{P} = \frac{A_B}{K_p} \Delta V_L - \frac{1 + R_L C}{K_p R_L} \Delta P \quad (25)$$

$$K_1 = \frac{\Delta Z}{Z_0} C_d w \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{\frac{P_s - P_e - \Delta P_L}{2}} \quad (26)$$

$$K_2 = \Delta Z C_d w \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{\frac{1}{8(P_s - P_e - \Delta P_L)}} \quad (27)$$

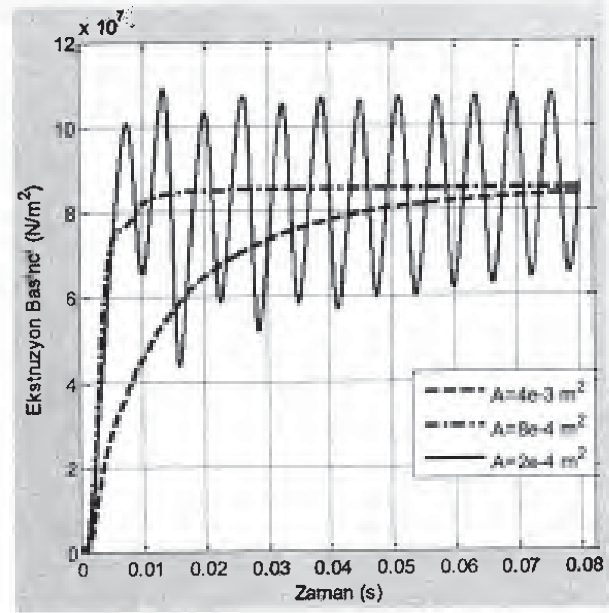
$$K_3 = \frac{1}{2} \frac{A (I_0 - \Delta y)}{\beta_1} \quad (28)$$

$$K_p = \frac{1}{2} \frac{A_B (I_0 - \Delta y)}{\beta_2} \quad (29)$$

doğrusal olmayan valf ve silindir parametre değerleri de göz önüne alınarak bir programlama dili olan MATLAB'te yazılan bir program ile sistemin simülasyonu gerçekleştirilmiştir.

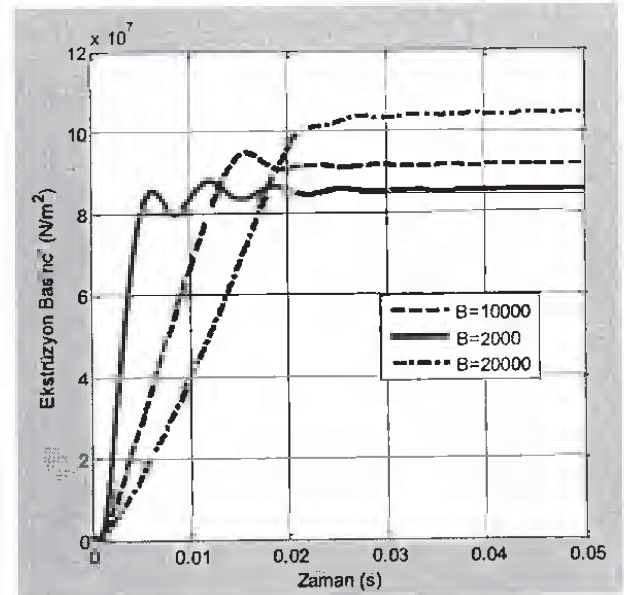
Bu simülasyondan elde edilen sıkıştırma basıncı ve sıkıştırma hızının zamana göre değişimleri değişik sistem

parametreleri için (Denklemler 20-29) kullanılarak elde edilmiş ve sonuçlar Şekil 7,8,9,10'de gösterilmiştir.



Şekil 7. Değişik yük pistonu alanları (A, m^2) için ekstrüzyon basıncının zamana göre değişimi.

Şekil 7'de, değişik piston alanları için ekstrüzyon basıncının zamana göre değişimi verilmektedir. Burada piston alanı küçüldükçe daha hızlı fakat aşırı salınımlı bir çıkış elde edilmektedir. Bu şekil gösteriyor ki alan daha fazla arttırılırsa sistem kararsızlığa doğru gider.

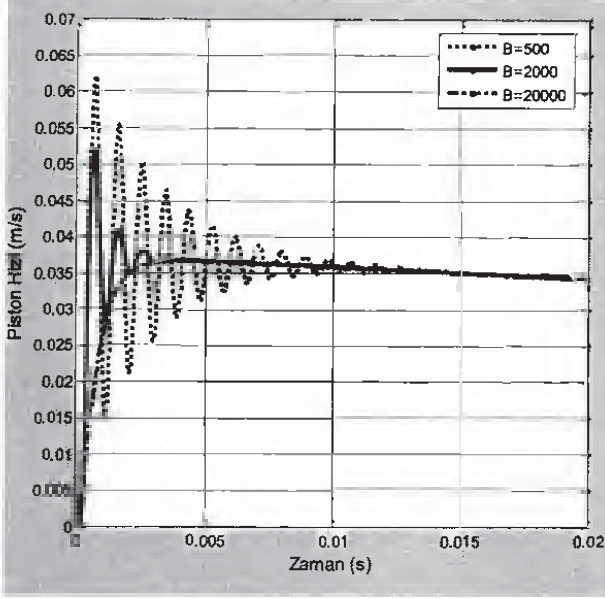


Şekil 8. Değişik sönüm katsayıları ($B, \text{Ns/m}$) için ekstrüzyon basıncının zamana göre değişimi.

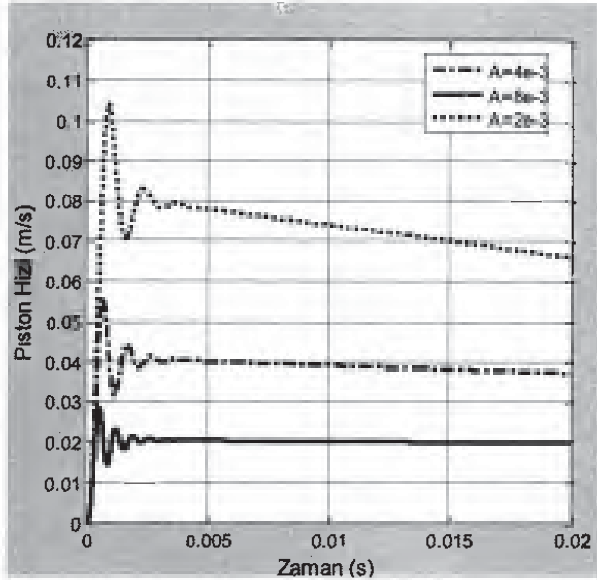
Şekil 8'da ise değişik sürtünme katsayıları için ekstrüzyon basıncının zamana göre değişimi verilmektedir. Sürtünme arttıkça ekstrüzyon basıncında bir artış görülmekte fakat, yerleşme zamanında artmaktadır.

Şekil 9 ve Şekil 10'da ise sürtünme katsayısı ve piston alanı parametrelerine göre tahrik silindiri hızlarının zamana göre değişimleri verilmiştir. Yüksek sönümlü sistem daha kararlı bir hız profili verirken çok küçük sönüm sabitlerinde sistem aşırı bir salınım yapmakta ve kararsızlık eğilimi göstermektedir. Az sönümlü sistemlerde sisteme

amortisörler ekleyerek bu parametrenin ayarı yapılabilir. Piston alanı küçük sistemlerde piston hızı çok önemli bir miktarda artış göstermekle birlikte büyük piston alanlı sistemler daha makul hız profiline sahip olduğu görülmektedir. Şekil 10'da görüldüğü gibi büyük alanlı piston hızı zaman boyunca hemen hemen sabit hızını koruyabilmektedir.



Şekil 9. Değişik sönüm katsayıları (B , Ns/m) için piston hızının değişimi.



Şekil 10. Değişik yük pistonu alanları (A , m²) için piston hızının değişimi.

Sonuç

Yapılan çalışmalar sonucunda iyi bir dinamik davranış ve yüksek bir çıkış, mevcut servovalf için yani yük basıncı geri beslemesiz durum için elde edildiği görülmüştür. Bunun yanında basınç geri beslemesi, sistemi tam anlamıyla kararsız yapmamış; sistemin çıkış karakteristiği (yükselme zamanı, yerleşme zamanı, sönümlenme şekli) aynı kalıp sadece çıkış büyüklüğünü azaltmıştır. Çalışmada çıkış değeri üzerinde hem valf alanları hem de

piston alanının etkili olduğu görülmüştür. Bu sonuç literatürle uyumluluk içindedir (LeQuoc ve ark., 1987; Watton, 1990).

Çalışmanın ikinci bölümünde ise seçilen bir yük basıncı geri beslemesi için bir alan oranı kabul edilip plastik ekstrüzyon döküm tezgah modellenmesi yapılmış ve sistemin simülasyonu gerçekleştirilmiştir. Sıvı plastiğin kalıba doldurulması için yapılan simülasyon işlemleri sonucunda yaklaşık 80 MPa (800 kg/cm²) ye kadar bir çıkış ekstrüzyon basıncı ve sıkıştırma sırasında 0.03 m/s den giderek azalan bir piston hızı elde edilmiştir. Ekstrüzyon tezgahlarında önemli olan sıkıştırma hızı ve basıncıdır. Denklemler ve simülasyon çözümlerinden, sistemin performans ve kararlılığını en çok, piston alanları (A , A_B), viskozite (veya sönüm oranı, B), kullanılan akışkanların sıkıştırılabilirlikleri (Bulk Modülü, β_1 , β_2) ve sıvı plastiğin kalıba girdiği ağız kısmında oluşan direnç (R_L) etkilediği görülmüştür.

Kaynaklar

- Anonim, 1965a. Control Division, MOOG Inc. Technical Bulletin, No:101, New York.
- Anonim, 1965b. Control Division, MOOG Inc. Technical Bulletin, No:103, New York.
- Anonim, 1965c. Control Division, MOOG Inc. Technical Bulletin, No:117, New York.
- Anonim, 1998a. Products Catalogue, Horax International Co. Ltd., Taichung Hsien, Taiwan.
- Anonim, 1998b. Products Catalogue, Full Shine Plastic Machinery Co. Ltd., Taipei Taichung, Taiwan.
- Bayram, A., 2001. Bir Servovalfın Tasarlanıp Kararlılığının İncelenmesi Ve Örnek Bir Ekstrüzyon Tezgah Modelinde Kullanılması (yüksek lisans tezi, basılmamış), Yüzüncü Yıl Üniversitesi Fen Bil. Enst., Van.
- Ercan, Y., 1995. Akışkan Gücü Kontrol Teorisi, Gazi Üniversitesi Yayınları, Yayın No: 206, 232s., Ankara.
- Ercan, Y., 1992. Mühendislik Sistemlerinin Modellenmesi ve Dinamiği, Gazi Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Yayın No:12, 405s., Ankara.
- İstif, I., 1995. Elektrohidrolik Bir Servo-Sistemin Simülasyonu (yüksek lisans tezi, basılmamış), İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bil. Enst., İstanbul.
- Keleş, Ö., 1998. Puls Genişliği Modülasyonu İle Hidrolik Konum Kontrolünün Teorik Ve Deneysel İncelenmesi (doktora tezi, basılmamış), Gazi Üniversitesi Fen Bil. Enst., Ankara.
- Kuo, B. C., 1995. Automatic Control Systems University of Illinois, Urbana-Champaign, 898s., USA.
- Maloney, T. J., 1996. Modern Industrial Electronics ISBN: 0-13-457516-4, Prentice Hall, New Jersey, 845s., USA.
- LeQuoc, S., Cheng, R. M. H., Limaye, A., 1987. Investigation of an electrohydraulic servovalve with tuneable return pressure and drain orifice, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 109: 276-285, New York, USA.
- Nakamura, S., 1996. Numerical Analysis and Graphic Visualization with MATLAB, The Ohio State University ISBN: 0-13-051518-3, Columbus, Ohio, 477s., USA.
- Ogata, K., 1997. Modern Control Engineering, University of Minnesota, New Jersey, 998s., USA.
- Özdaş, M. N., Dinibütün, A. T., Kuzucu, A., 1988. Otomatik Kontrol, İstanbul Teknik Üniversitesi Yayınları, 1373, 312s., İstanbul.

- Petruzella, F. D., 1996. Industrial Electronics ISBN : 0-02 801996-2, Gelencoe/McGraw-Hill, New York, 404s., USA.
- Sağırlı, M. F., 1999. Plastik Enjeksiyon Makinalarında Kitleme Sistemleri ve Uygulama Örnekleri (yüksek lisans tezi, yayınlanmamış), Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bil. Enst., İstanbul.
- Shichang, Z., Xinming, C., Guiyou, Y., 1990. Hydraulic servo-control analysis for arc furnace electrode, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control , 112: 796-799, New York, USA.
- Şentürk, M., 1995. Servovalflerin Statik ve Dinamik Davranışlarının İyileştirilmesi (yüksek lisans tezi, basılmamış), Gazi Üniversitesi Fen Bil. Enst., Ankara.
- Usta, Y., 1992. Sayısal Bir Hidrolik Pozisyon Kontrol Sistemi Geliştirilmesi ve Denenmesi (yüksek lisans tezi, basılmamış), Gazi Üniversitesi Fen Bil. Enst., Ankara.
- Yiğit, İ., 2000. Toz Enjeksiyon Makinelerinde Enjeksiyon Hızı ve Kalıp İç Basıncı Kontrolünün Teorik ve Deneysel Olarak İncelenmesi (doktora tezi, basılmamış), Gazi Üniversitesi Fen Bil. Enst. Ankara.
- Watton, J., 1990. On linearized coefficients for an underlapped servovalve coupled to a single-rod cylinder, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control , 112 :794-796, New York, USA.