

75303

**HASSAS VE KATI
PNÖMATİK KONUM KONTROLÜ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ
Mak.Müh. İlker Murat KOÇ
75303

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 8 Haziran 1998

Tezin Savunulduğu Tarih : 25 Haziran 1998

Tez Danışmanı : Prof.Dr. Ahmet KUZUCU

Diğer Jüri Üyeleri : Prof.Dr. Can ÖZSOY

Prof.Dr. Osman TÜRKAY

24/07/98

24.07.1998

24.07.1998

HAZİRAN 1998

ÖNSÖZ

Bu konuda çalışmamı öneren ve çalışmalarımda beni her zaman büyük özveriyle destekleyen hocam Sayın Prof.Dr. Ahmet KUZUCU'ya, tez çalışmamın bütün aşamalarında her türlü yardımı gösteren Dr.Şeniz ERTUĞRUL'a, Elektronik Müh. Murat Büyüksavcı'ya, Elektronik Y. Teknikeri Erol TOKAN'a ve tüm Otomatik Kontrol Birimi çalışanlarına en içten teşekkürlerimi sunarım.

Bu çalışma kapsamında kullanılan tüm pnömatik ekipmanların teminini sağlayan SMC-ENTEK Pnömatik Sanayi ve Ticaret LTD. ŞTİ.'ne özellikle bu konuda beni cesaretlendiren ve destekleyen Sayın Yük.Mak.Müh. Cengiz CELEP ve Yük.Mak.Müh. Doğan Kemal HACIAHMET'e, kompresör teminini sağlayan HAVAMAK A.Ş. Genel Müdürü Sayın Atilla KUZUCAN'a ve MAKON Mühendislik A.Ş.'ye teşekkürü bir borç bilirim.

İstanbul, Haziran 1998

İlker Murat KOÇ

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa No</u>
ÖNSÖZ	ii
SEMBOL LİSTESİ	v
ŞEKİL LİSTESİ	vii
TABLO LİSTESİ	ix
ÖZET	x
SUMMARY	xi
BÖLÜM 1. GİRİŞ	1
1.1. Giriş	1
1.2. Konu İle İlgili Çalışmalar	2
BÖLÜM 2. SİSTEM	5
2.1. Sistemin Tanımlanması	5
2.2. Sistemin Matematik Modeli	6
2.2.1. Silindir modeli	6
2.2.2. Silindir bölmelerindeki basınç, hacim ve hava sıcaklığının saptanması	7
2.2.3. Valften silindire akan hava kütleleri	12
2.2.4. Kumanda ve kütsel debiler	14
2.2.4.1. 1.Hal (silindirin sağa (+) doğru ilerlemesi)	15
2.2.4.2. 2.Hal (silindirin sola (-) doğru ilerlemesi)	16
2.3. Sistem Durum Denklemleri	16
BÖLÜM 3. KONTROL ALGORİTMALARI	18
3.1. Giriş	18
3.2. İkili Kontrol	18
3.2.1. Hız geri beslemeli (Detkili) ikili kontrol	21
3.2.2. Kayan rejimli kontrol	23
3.3. Darbe Genişliği Modülasyonu(Pulse Width Modulation-PWM)	24
3.4. Oransal Basınç Kontrol Valfleri İle Sürekli Basınç Kontrolü	29
BÖLÜM 4. SİSTEM TASARIMI	35
4.1. Giriş	35
4.2. Silindir	37
4.3. İkili Kontrol Valfleri	38
4.4. Oransal Basınç Kontrol Valfleri	39
4.5. Ölçme Sistemi	40
4.5.1. Konum ölçmesi	40
4.5.2. Basınç ölçmesi	41
4.6. Sistemin Bilgisayara Bağlanması ve Arayüz Devresi	42
4.7. Kullanılan Programlama Dili	43

BÖLÜM 5. DENEYSEL ÇALIŞMA	44
5.1. Giriş	44
5.2. İkili Kontrol Deneyleri	44
5.2.1. Hız geri beslemeli ikili kontrol deneyi	44
5.2.2. Kayan rejimli kontrol deneyi	45
5.3. Darbe Genişliği Modülasyonu Deneyi	45
5.4. Sürekli Basınç Kontrolü Deneyi	46
BÖLÜM 6. SONUÇ VE ÖNERİLER	56
6.1. Giriş	56
6.2. Referans Konum Etrafındaki Davranış	56
6.3. Hata Analizi	58
6.4. Sistem Katılığı	59
6.5. Sonuçlar ve Öneriler	59
KAYNAKLAR	62
EKLER	
EK A	65
EK B	69
EK C	74
EK D	79
ÖZGEÇMİŞ	80

SEMBOL LİSTESİ

y	:Konum (Silindirin sağ (+) tarafa ilerlemesi)
$\dot{y}$	:Hız
$\ddot{y}$	:İvme
F	:Sisteme verilen basınç sonucu araba üzerinde oluşan net kuvvet
M	:Araba üzerindeki kütle
B	:Viskoz sürtünme katsayısı
F_s	:Sürtünme kuvveti
Δ	:Ölü bölge genişliği
ζ	:Sönüm oranı
e	:Hata
$\dot{e}$	:Hatanın türevi
P_1	:Silindirin 1. haznesindeki basınç
P_2	:Silindirin 2. haznesindeki basınç
P_b	:Besleme basıncı
P_{atm}	:Atmosfer basıncı
P_{max}	:Maksimum basınç
P_{min}	:Minimum basınç
P_{ort}	:Ortalama basınç
P_{vc}	:En dar kesitteki(Vena Contracta) statik basınç
ΔP	:Basınç değişimi
M_x	:Arababın x eksenindeki dönme momenti
M_y	:Arababın y eksenindeki dönme momenti
M_z	:Arababın z eksenindeki dönme momenti
T_1	:Silindirin 1. bölmesindeki havanın sıcaklığı
T_2	:Silindirin 2. bölmesindeki havanın sıcaklığı
A_1	:Pistonun 1.tarafındaki kesit alanı
A_2	:Pistonun 2.tarafındaki kesit alanı
D	:Piston çapı
V_1	:Silindirin 1.haznesinin hacmi
V_2	:Silindirin 2.haznesinin hacmi
V_{10}	:Silindirin 1.tarafındaki ölü bölge hacmi
V_{20}	:Silindirin 2.tarafındaki ölü bölge hacmi
u_1	:(+) yönde ilerlemeyi sağlayan kontrol sinyali
u_2	:(-) yönde ilerlemeyi sağlayan kontrol sinyali
$\bar{u}$	:Ortalama kontrol sinyali
$T_{aç}$	:Valfin basınca açık kalma süresi
T_{kapa}	:Valfin atmosfere açık kalma süresi
ρ	:Yoğunluk
h	:Havanın entalpisi
$\dot{h}$	:Kontrol hacmine giren havanın birim kütlesinin toplam enerjisi
u	:İç enerji
z	:Yükseklik

v	:Havanın hızı
Q_h	:Kontrol hacmindeki ısı akışı
Φ	:Sistem tarafından yapılan iş
E	:Kontrol hacmindeki toplam enerji
g	:Yerçekim ivmesi
R	:Gaz sabiti
$M_{\dot{c}}$	:Giren havanın kütleli debisi
$M_{\dot{g}}$	:Çıkan havanın kütleli debisi
c_p	:Havanın sabit basınçtaki özgül ısı
c_v	:Havanın sabit hacimdeki özgül ısı
c_q	:Valfin boşalma katsayısı
c_m	:Kütle akış parametresi
a	:Boğaz kesiti (efektif orifis alanı)
NP	:Bir periyodun kaç adımdan oluştuğunu gösteren katsayı
α	:Bir periyod içerisinde valfin besleme basıncına açık olma oranı
V_{ort}	:Ortalama voltaj
g_{pv}	:Basınç-voltaj kazancı
g_{pi}	:Basınç-akım kazancı
g_{iv}	:Akım- voltaj kazancı
K_p	:Konum geri besleme katsayısı
K_v	:Hız geri besleme katsayısı
ω_o	:Özgül frekans

ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Figure S.1 General structure of pneumatic position control system	xii
Figure S.2 Characteristic of $u^* - \alpha$	xv
Figure S.3 Velocity feedback on-off control	xvii
Figure S.4 Sliding mode control	xvii
Figure S.5 Pulse width modulation	xvii
Figure S.6 Continuous pressure control	xvii
Şekil 2.1 Pnömatik sistemin genel yapısı	5
Şekil 3.1 Ölü bölgesi ikili kontrolde kontrol sinyali	19
Şekil 3.2 Ölü bölgesi ikili kontrol	21
Şekil 3.3 Hız geri beslemeli ikili kontrol	23
Şekil 3.4 Kayan rejimli ikili kontrol	24
Şekil 3.5 Darbe genişliği modülasyonu	25
Şekil 3.6 $u^* - \alpha$ karakteristiği	26
Şekil 3.7 $u - e$ karakteristiği	27
Şekil 3.8 PWM kontrol uygulanan ikili valfde gerilimin zamanla değişimi	28
Şekil 3.9 Oransal basınç kontrol valfiyle kontrol edilen sistemin genel yapısı	29
Şekil 3.10 Hız geri beslemeli ikili kontrol programı akış diyagramı	32
Şekil 3.11 Darbe genişliği modülasyonu kontrol programı akış diyagramı	33
Şekil 3.11 Sürekli basınç kontrol programı akış diyagramı	34
Şekil 4.1 Pnömatik konum kontrol sisteminin genel yapısı	36

Şekil 4.2	Aç-kapa valfi yükseltici devresi	38
Şekil 4.3	Oransal basınç kontrol valfinde sinyal akışı	39
Şekil 4.4	16 bitlik sayıcı kart devresi	40
Şekil 5.1	Hız geri beslemeli ikili kontrol grafikleri ($y_{ref}=200$ mm, $K_v=8$, $\Delta=2$ mm; $y=200,88$ mm)	48
Şekil 5.2	Hız geri beslemeli ikili kontrol grafikleri ($y_{ref}=200$ mm, $K_v=10$, $\Delta=2$ mm; $y=199,86$ mm)	49
Şekil 5.3	Kayan rejimli kontrol grafikleri ($y_{ref}=200$ mm, $K_v=35$, $\Delta=0,2$ mm; $y=199,86$ mm)	50
Şekil 5.4	Kayan rejimli kontrol grafikleri ($y_{ref}=200$ mm, $K_v=50$, $\Delta=0,2$ mm; $y=200,06$ mm)	51
Şekil 5.5	Darbe genişliği modülasyonu grafikleri ($y_{ref}=200$ mm, $K_p=120/100$, $NP=100$, $Gecikme=70$; $y=200,20$ mm)	52
Şekil 5.6	Darbe genişliği modülasyonu grafikleri ($y_{ref}=200$ mm, $K_p=150/100$, $NP=100$, $Gecikme=30$; $y=200,14$ mm)	53
Şekil 5.7	Sürekli basınç kontrolü grafikleri ($y_{ref}=200$ mm, $K_p=5$, $K_v=50$, $\Delta=2$ mm; $y=200,14$ mm)	54
Şekil 5.8	Sürekli basınç kontrolü grafikleri ($y_{ref}=200$ mm, $K_p=5$, $K_v=50$, $\Delta=2$ mm; $y=200,14$ mm)	55

TABLO LİSTESİ

		<u>Sayfa No</u>
Tablo 6.1	Kayan rejimli kontrolle 3 farklı noktada yapılan sapma analizi	58
Tablo 6.2	İkili kontrol, darbe genişliği modülasyonu ve sürekli kontrol teknolojilerinin karşılaştırılması	60



ÖZET

Pnömatik konum kontrolü havanın sıkıştırılabilirliği ve sürecin temelde termodinamik bir süreç olması nedeniyle karmaşık bir problemdir. Ancak sistemin yüksek mertebeden olması ve darbe yutucu özellikleri, bilgisayarla kontrol durumunda düşük maliyetli donanımla akıllı kontrol algoritmalarının kullanılmasına uygundur. Bu çalışmada bu tür uygulamaların deneysel sınanmasını sağlayacak donanım tanıtılmaktadır. Hız geri beslemeli ikili kontrol, kayan rejimli ikili kontrol, darbe genişliği modülasyonu ve sürekli basınç kontrolü bu donanımla gerçekleştirilmiş, elde edilen sonuçlar karşılaştırmalı biçimde irdelenmiştir.

Bu çalışmada, doğrusal hareket yapan bir pnömatik silindirin, çalışma alanı içinde farklı referans konumları için katı ve hassas konumlamasını yapacak bilgisayar kontrollu, düşük maliyetli, basit donanım yapısına sahip, ancak akıllı hareket algoritmalarının da uygulanabileceği çok amaçlı bir deney tesisatı kurulmuştur. Bu amaçla kurulan deney tesisatında 1 adet çubuksuz silindir, 1 adet sayısal ölçüm yapabilen bir cetvel, 2 adet basınç ölçer, kumanda valfi olarak ikili kontrol uygulamaları için 2 adet hızlı(20 Hz.), 3/2 aç-kapa valf, sürekli kontrol için ise 2 adet 3 yollu basınç oransal valfleri kullanılmıştır. Sistem bilgisayara Advantech PCL-PG-812 endüstriyel arayüz kartı ile bağlanmış ve gerekli tüm yazılım Borland C++ dilinde yazılmıştır.

Tesisat üzerinde konum kontrolünün istenilen şekilde yapılabilmesi için çeşitli kontrol algoritmaları denenmiş, karşılaştırmaları yapılmıştır. Araştırmada “konum kontrolünde $\pm 0,1$ mm.’den iyi kesinlik” ve “dış kuvvet değişimlerinde en fazla ± 5 mm. sapma” hedef alınmıştır.

Yapılan deneyler sonucunda, hız geri beslemeli ikili kontrolün en hızlı cevap veren yöntem olmasına rağmen aşma meydana geldiği ve sistem mertebesinin yüksek olması sonucu birkaç salınımdan sonra referansa oturduğu, kayan rejimli kontrolde aşma yapmadan referansa oturduğu, ancak oturma zamanının hız geri beslemeli kontrole göre fazla olduğu, sistem parametrelerinin değişimine duyarsız olduğu görülmüştür. Her iki kontrol teknolojisi de referans etrafında aynı katılığa sahiptir. Darbe genişliği modülasyonunda ise valfleri sürekli aç-kapa yapmasından dolayı referans etrafında aynı derecede katı davranmadığı ve bozan etkenlere duyarlı olduğu, oransal basınç kontrolünün ise en hassas ve yumuşak davranışa yol açtığı, sistem katılığının çeşitli yöntemlerle istenilen mertebeye ayarlanabileceği görülmüştür.

SUMMARY

ACCURATE AND ROBUST PNEUMATIC POSITION CONTROL

The purpose of this study is the realisation of accurate and robust pneumatic position control by experimental testing of new methods like Velocity Feedback On-Off Control, Sliding Mode Control, Pulse Width Modulation Control, Continuous Pressure Control. To realise an accurate and robust position control, new algorithms for pneumatic cylinders are investigated and applied to experimental test bench.

The objective of this research is the determination of dimensioning, system design and control principles to realise “accuracy better than $\pm 0,1$ mm. for position control ” and “max deviation of 5 mm. under external force variations”.

Pneumatic Position Control is widely used in food industry and packaging systems because it is a “clean” technology and preferred in mechanical positioning operations where large force/torques are not necessary, because its components are comparatively cheap with respect to hydraulic and electromechanical components. However, pneumatic position control is more complicated than hydraulic and electrical position control.

Air compressibility emerges as an important issue when accurate and robust position control is desired against of external force variations. Technological developments in measurement and control components (accuracy of measurement systems, fast switching directional valves) with advances in Intelligent Motion Control methods and increase of the computational speed prepared the necessary scientific and technological basis to develop performance and low cost solutions to this problem.

To observe the effects of the developing algorithms on a real time system, an experimental test bench is constructed (Figure S.1). A sufficiently accurate linear scale (600mm, 20 μ m/pulse resolution) are coupled to a double acting rodless

pneumatic cylinder (500mm) with high precision guide to measure the piston displacement. The cylinder is suitable to be used in robotic applications. To drive the pneumatic cylinder, for application of on-off control theory, two 3/2 on-off valves and for application of continuous time control theory, two 3 way pressure proportional valves are added to pneumatic position control system. Two pressure sensors are used to observe the changes in the pressure at the two chambers in the cylinder. The system has been controlled in “real time” by a computer (486 DX-25) using necessary interface cards. The control program is written in the C language and the control law is implemented with a sampling period of 7,5 ms. The velocity signals are obtained by differentiating and digitally filtering the position measurements.

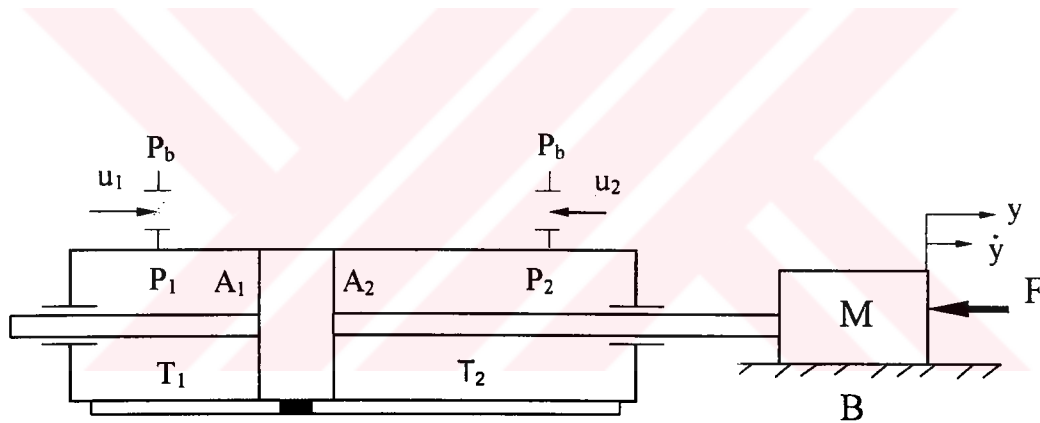


Figure S.1 General structure of pneumatic position control system

Effects of technological parameters (friction, valve delays, digital measurement resolution, sampling period, external force magnitudes, dynamical behavior parameters of the system) on system performance are investigated and solution methods are developed. Results obtained from this work can be applied and generalized to Pneumatic Velocity and Force Control Systems.

In the recent years, pneumatic position systems is especially used in robotic applications. This applications have caused the development of pneumatic position control systems. At the beginning although proportional valves are very expensive,

manufacturers have used pneumatic proportional valves. Instead of using very expensive proportional valves to reach a high accuracy, on-off valves, cheaper than proportional valves, can be used in pneumatic position control. On the other hand, to achieve precision position control by using on-off valves, it is necessary to investigate in detail the dynamical behaviour of the system.

To achieve accurate pneumatic position control, a mathematical model is derived for a symmetrical linear actuator which drives a mass with viscous and coulomb friction. By selecting,

$$x_1 = y$$

$$x_2 = v$$

$$x_3 = P_1$$

$$x_4 = P_2$$

system equations may be written in state-space form as;

$$\dot{x}_1 = x_2$$

$$\dot{x}_2 = \frac{-B}{M} \cdot x_2 + \frac{A}{M} \cdot (x_3 - x_4) - \frac{F_s}{M}$$

$$\dot{x}_3 = \frac{\gamma}{y_{10} + x_1} \cdot \left[-x_2 \cdot x_3 + \left(\frac{R \cdot T}{A} \cdot \frac{c_q}{\sqrt{T}} \cdot \alpha \right) \cdot Y_1 \right]$$

$$\dot{x}_4 = \frac{\gamma}{y_{20} - x_1} \cdot \left[x_2 \cdot x_4 + \left(\frac{RT}{A} \cdot \frac{c_q}{\sqrt{T}} \alpha \right) \cdot Y_2 \right]$$

Control technologies applied to system can be considered in three parts. These are;

1- On-off control

a- Velocity feedback on-off control

b- Sliding mode control

2- Pulse width modulation control

3- Continuous pressure control

The first control algorithm applied to the pneumatic system is on-off control. In this control, valve is completely on or off. Control signal is;

$$u = \text{sign}(y_{\text{ref}} - y)$$

This control technology causes oscillations around reference position. If dead-zone is large, load stops around the reference point. This is not accurate and robust position control.

Another control algorithm is basically same with the on-off control but in addition to on-off control, velocity feedback control is added to on-off control algorithm. Control signal is;

$$u = \text{sign}[(y_{\text{ref}} - y) - K_v \dot{y}]$$

This type of control is applicable for position control. The behaviour of the system strongly depends on K_v . If K_v is increased, control signal changes very frequently and that will cause increasing of the settling time. Adding dead zone around the reference point is essential for stopping oscillations. The width of the dead zone must be smaller than the desired position accuracy. Velocity feedback control shows the minimum time control characteristics.

At the high values of K_v , control signal changes frequently and motion of load is not affected from parameter variations. Frequent signal changing will cause pressure oscillations in chambers of the cylinder. The system behaves as an overdamped systems. Settling time will increase, system will be much accurate and robust according to the low values of the K_v and there will not be an overshoot. This type of control is called Sliding Mode Control. Otherwise, smaller K_v values decreases the settling time, but the system behave as underdamped system and can oscillate around the reference point.

Pulse width modulation is often useful to control the voltage across a motor in such a way that only two values are used, usually zero and some other value. The usefulness derives from two sources:

- a- The easiest signal to produce with a computer is a binary signal
- b- Most efficient way to modulate power flow is with amplifiers that can only operate at full-on or full-off.

Control signal is derived from a control parameter, α . According to this parameter, it is decided which part of a period, control signal will be on or off.

$$\alpha = 0,5 + 0,4 \cdot u^*$$

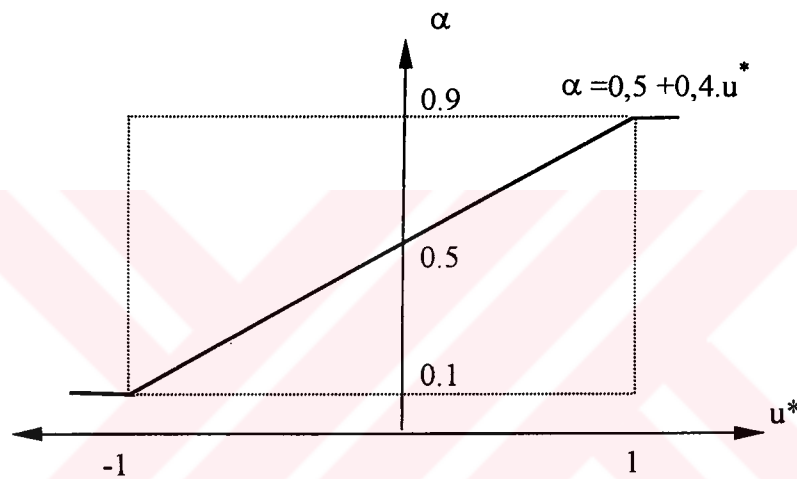


Figure S.2 Characteristic of $u^* - \alpha$

A pulse width modulated signal is a constant frequency, two-valued signal in which the proportion of the period for which the signal is on and the proportion for which it is off can be varied. For pulse width modulation to be effective, the chosen frequency of the PWM signal must be high enough so that valve will not have time to respond to the rapid on-off changes, but, instead, the speed of the valve will reflect the average power level over many cycles. This average power level is controlled by the duty cycle. Shortly, to reach an accurate and robust position control, control parameters must be adjusted carefully.

Continuous pressure control technique is applied to the system to compare the control efficiency of on-off and continuous pressure control. The valve used in our system, can control the pressure between 0,5 and 6,5 bar (gauge). For deriving 0-6,5 bar, 0-1 ampere must be sent to valve. Δu is a control signal.

$$u_1 = \bar{u} + \Delta u, \quad u_2 = \bar{u} - \Delta u$$

$$\Delta u = K_p \cdot (y_{ref} - y) - K_v \cdot \dot{y}$$

Experimental investigation on the robustness of the system has shown that, if dead zones are the same, velocity feedback on-off control has a same robustness with sliding mode control at the reference point. But, settling time of sliding mode control is bigger than settling time of velocity feedback on-off control. However, there is not an overshoot at the sliding mode control. Although robustnesses of these control are the same, maximum errors at reference point are different, velocity feedback on-off control 0,5 mm., sliding mode control 0,3 mm. The behavior of PWM control at reference point is not robust enough because of continuously changing position of valves. Maximum error at reference point is around 0,6 mm. Application of continuous pressure control at the position control is completely new approach. Continuous pressure control has a good robustness, maximum error around 0,2 mm (Figure S.3). Algorithm of velocity feedback, SMC and PWM are easy but algorithm of Continuous Pressure Control is complex. In other terms, adjustment of control parameters in SMC and Continuous Pressure Control are difficult and parameter variations affect the quality of control.

In conclusion, desired accuracy $\pm 0,1$ mm is not achieved at this stage but it is shown that this problem can be solved by using a cylinder which has a low friction coefficient and difficulty of control parameter adjustment is also shown. If cost price, accuracy and robustness of control technologies are compared, most optimal qualifications will be found at sliding mode control.

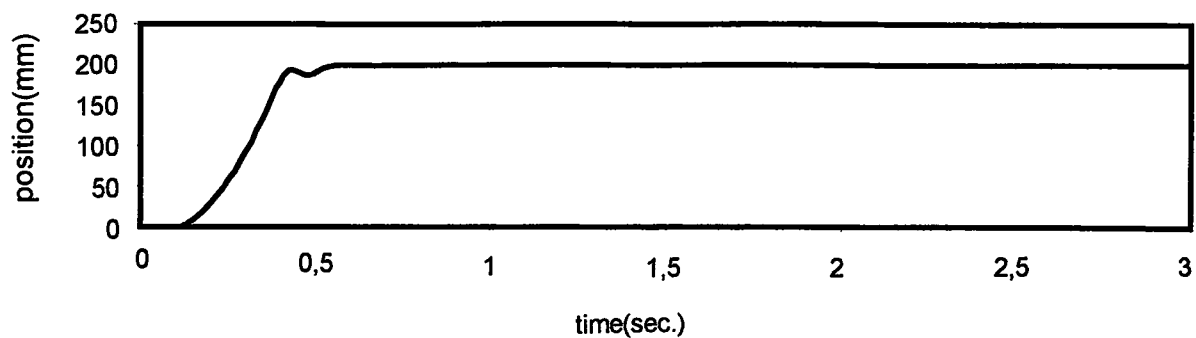


Figure S.3 Velocity feedback on-off control

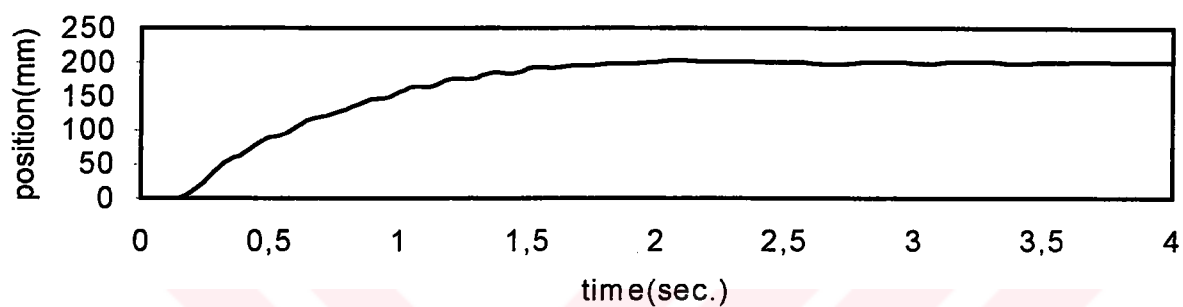


Figure S.4 Sliding mode control

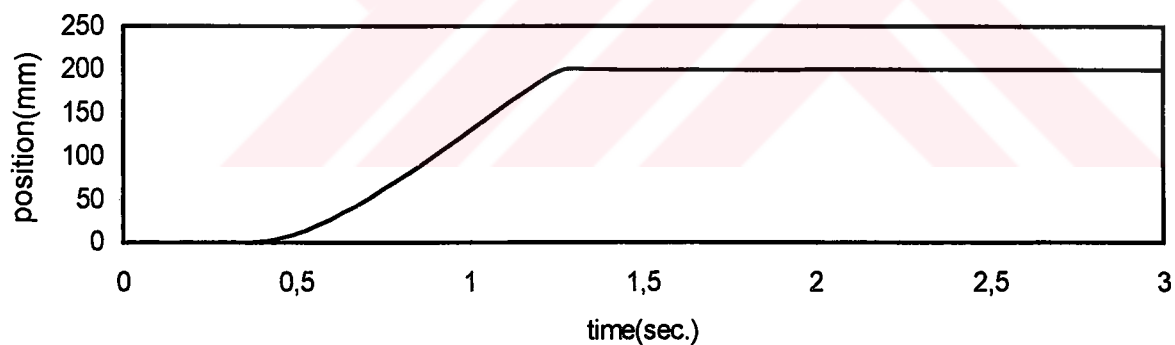


Figure S.5 Pulse width modulation

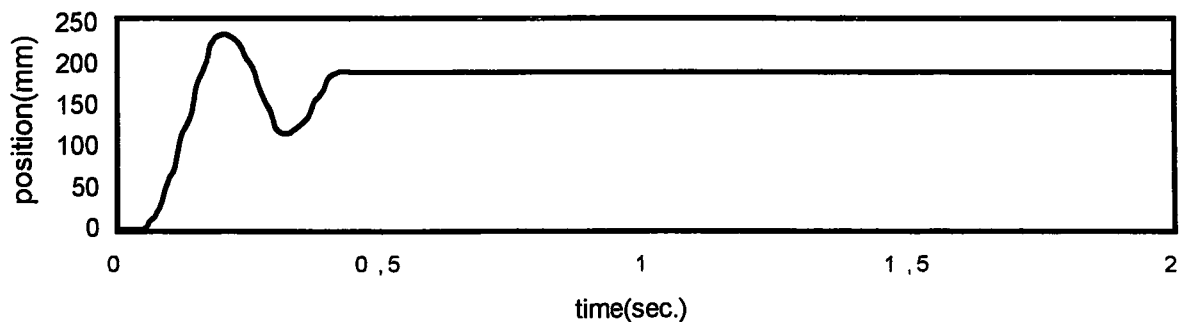


Figure S.6 Continuous pressure control

BÖLÜM 1

GİRİŞ

1.1 GİRİŞ

Pnömatik (basınçlı hava) teknolojisi temiz olması, atmosferden kolayca elde edilebilmesi ve depolanabilmesi, pnömatik sistemler ise endüstride ucuz olmaları, basit yapı ve ayarlanabilirlik özelliklerinden dolayı tercih edilirler. Çok büyük güç gerektiren veya çok yüksek konum hassasiyeti istenen yerler dışında pnömatik sistemlerin kullanılmadığı yer yoktur. Genellikle 1 kW'a kadar güç gereksinimi olan olan yerlerde elektrik ve hidrolik sistemlere göre ucuzdurlar [30].

Endüstride, havanın sıkıştırılabilirliği probleminden dolayı, silindirler genellikle iki nokta arasında çalışırlar. Bunlar; açık konum, yani piston kolunun dışarıda olduğu durum ve kapalı konumdur. Pnömatik silindirin bir ara konumda istenen hassasiyette sabit tutulması veya çalıştırılmasını sağlamak oldukça zordur. Pnömatik sistemlerin en büyük dezavantajlarından biri olan konum hassasiyeti bu çalışmanın konusunu oluşturmaktadır.

Güç ileten ortam olarak basınçlı havanın kullanıldığı sistemlerde havanın sıkıştırılabilirliği konum kontrolünün istenen kesinlikte sağlanmasını ve dış kuvvet değişimlerine karşı duyarsız (katı) kılınmasını zorlaştırmaktadır. Bu soruna karşı ya mekanik sınırlamalar veya istenen konuma erişildiği zaman devreye giren mekanik fren ve kilit mekanizmaları kullanılmaktadır. Bu nedenle, otomasyon sisteminin çalışma alanı içinde farklı referans konumları arasında hızlı, kesin ve katı konumlandırma istendiğinde birden fazla sürücü elemanın kullanılması gerekmektedir.

Hassas konum kontrolü istenen yerlerde oransal pnömatik valfler pahalı olduğundan, hızlı ikili valfleri uygun algoritma ile sürerek sistemi kontrol etmek daha uygun bir

çözüm olarak belirlemektedir. Ancak ikili valflerde kontrolün başarımı, sistem dinamiğinin ne kadar iyi bilindiğine ve anahtarlamaların doğru tanımlanmasına bağlıdır. Bu da sistemle ilgili tüm verilerin değerlendirilmesi ile kontrolü üreten bilgisayar temelli bir kontrol sistemi ile mümkündür.

Bu çalışmada ikili yön valfleri ve oransal valflerle hassas konum kontrolu yapmak için gerekli kontrol algoritmaları araştırılmıştır. Bu amaçla önce valf-silindir sisteminin matematik modeli çıkartılmış, daha sonra çeşitli kontrol algoritmaları ile sistemin kontrolu yapılmış ve mukayese edilmiştir.

Kurulan deney tesisatı, üzerine magnetik lineer cetvel monte edilmiş çubuksuz bir silindir, 20 Hz. anahtarlama frekansı olan 3/2 aç-kapa valf, 2 adet 3 yollu basınç oransal valfi ve 2 adet basınç ölçerden oluşmaktadır. Sistemin bilgisayarla olan bağlantısı Advantech PCL-812-PG adlı arayüz kartıyla yapılmıştır. Kartı sürmek ve istenilen kontrol algoritmasıyla sistemi kontrol etmek için gerekli tüm yazılım Borland C++ programlama dili ile yazılmıştır.

1.2 KONU İLE İLGİLİ ÇALIŞMALAR

Bu çalışmada önerilen tesisat ve kontrol yöntemlerine en yakın çalışma [1] nolu kaynakta (Aralık 1997) yayınlanmıştır. Simetrik bir pnömatik silindirin girişlerine basınç kontrol valfleri yerleştirilmiştir, yük konumu sayısal kodlayıcı ile ölçülmüş, tüm bilgiler çevirici kartlar aracılığı ile bilgisayara iletilmiştir. [1] nolu kaynakta, yine önerildiği gibi, sürekli kontrol yerine daha düşük maliyetli ikili kontrol yaklaşımı benimsenmiş, ancak kontrol sistemi başarımını artırmak üzere “Kayan rejimli ikili kontrol” yöntemi uygulanmıştır. Önerilen çalışmada ise bu yöntem yanında başka kontrol yöntemleri de denenecek ve sürekli kontrol başarımı ile karşılaştırılacaktır.

[2] nolu kaynakta (Nisan 1997) Pnömatik konum kontrolu sistemlerinin matematik modelleri parametrelerinin belirlenmesi ve çeşitli kontrol yöntemleri gerek analitik, gerekse benzetim yolu ile incelenmiş, robotlarda uygulanması yönünde öneriler yapılmıştır.

[3] nolu kaynak (Eylül 1996) Solenoidli oransal valflerin PID kontrol ve kayan rejimli kontrol altındaki davranışlarını karşılaştırmaktadır. Önerilen projede solenoid kontrollü oransal basınç kontrol valfleri kullanılacaktır. Bu kaynaktan solenoid valf dinamiği yanında PID, kayan rejimli ve darbe genişlik modülasyonu (PWM) yöntemlerinin valf üzerindeki etkilerini de incelemek üzere yararlanılacaktır.

[4] nolu makale (Eylül 1996), Pnömatik sistemlerin matematik modelleri ve proje önerisindeki gibi uzun ve piston kolu olmayan silindirlerin elektro pnömatik servovalflerle kontrolu konusunda değerli bir kaynak oluşturmaktadır. Özellikle bu makalede sunulan deneysel sonuçlardan , basınç kontrol valflerimizin çalışmasını ve silindirin dinamik davranışını denetlemek amacı ile yararlanılacaktır. Bu çalışmada kullanılan deneysel tesisat proje için önerilen tesisat ile aynı yapıdadır.

Bulanık Mantıkla Kontrol (Fuzzy Control) yaklaşımının pnömatik konum kontroluna uygulanması [5] nolu makalede (1996) incelenmiştir. Bu çalışma sonuçları daha sonra gelişmiş nitelikli kendi tesisatımızda denenerek daha etkin bulanık mantıkla kontrol yöntemleri geliştirilecektir.

Türevsel geri beslemeli ikili kontrolde anahtarlama eğrilerinin değiştirilmesi yolu ile elde edilen “değişken yapıli kontrol” (Variable structure control) yöntemi, [6] nolu kısa makalede (Mart 1995) pnömatik bir silindirin konum kontroluna uygulanmıştır. Önerilen tesisat hem bu yöntemin sınanmasına uygun, hem de daha hassas deneysel sonuçların elde edilmesini sağlayacak niteliktedir.

[7] nolu makale (Eylül 1993), projemizde de önerilen “darbe genişliğı modülasyonu” (PWM) yöntemi ile kontrol edilen bir dönel pnömatik valfin pnömatik konum kontrolu amacıyla tasarımını sunmaktadır. Pnömatik süreçlerin matematik modelleri için ayrıntılı yöntemler önerilen bu makaleden, hem PWM hem de bu yöntemin pnömatik konum kontroluna uygulanması konularında yararlanılacaktır.

Darbe genişliğı modülasyonu (PWM) ile sürülen pnömatik solenoid valflerin mühendislikteki uygulamaları [8] nolu makalede (Aralık 1992) sunulmaktadır. PWM yöntemi parametrelerinin sistemin dinamik davranışı ile ilişkili olarak

belirlenmesi pnömatik sistemler gözönünde tutularak gerçekleştirilmiştir. Özellikle sıkıştırılabilir akış ve pnömatik sistem uygulaması açısından önemli bir kaynaktır.

[9] nolu makale (1991) Bulanık mantıkla kontrol yönteminin hidrolik konum kontrolüne uygulanmasını deneysel olarak incelemiştir. Kontrol sistemi yapısı bu çalışmadakine çok benzer olduğundan ileriki çalışmalarda bu makaleden de yararlanılacaktır.

Yukarıda özetlenen kaynakların hepsi, ileri otomasyon teknolojilerinin vazgeçilmez bir bileşeni olan pnömatik konum kontrolü sistemlerinin modern kontrol yöntemleri ile kullanılmasının çok güncel bir araştırma olduğunu göstermektedir.

Yukarıdaki çalışmalara ek olarak sistemden beklenen hassasiyet ve dış kuvvetlere karşı tepki ölçütleri de hedef alınmıştır. Gerçekleştirilen deneysel tesisat daha ileri düzeyde çalışmaların yapılmasına uygundur.

Kaynak listemizde verilen diğer kaynaklar [10]-[20], çalışmamızda uygulanacak kontrol algoritmalarının geliştirilmesi için gerekli kuramsal alt yapıyı sağlamaktadırlar. Bu makalelerde hız geri beslemeli ikinci kontrol, kayan rejimli kontrol, bulanık mantıkla kontrol, sürekli kontrol, vd. yöntemlerin hassasiyet ve bozan etkenlere karşı duyarsızlık analizleri yapılmaktadır.

[21] ve [22] nolu makalelerde ise, İ.T.Ü. Makina Fakültesi Otomatik Kontrol Laboratuvarında gerçekleştirilmiş modelleme, benzetim ve deneysel çalışmaların sonuçları sunulmaktadır.

SISTEM

Şekil 2.1 Pnömatik sistemin genel yapısı

u_1 : (+) yönde ilerlemeyi sağlayan kontrol sinyali

u_2 : (-) yönde ilerlemeyi sağlayan kontrol sinyali

$\ddot{y}$: İvme

P_b : Besleme basıncı

F : Sisteme verilen basınç sonucu araba üzerinde oluşan net kuvvet

M : Araba üzerindeki kütle

B : Viskoz sürtünme katsayısı

F_s : Sürtünme kuvveti

2.2 SİSTEMİN MATEMATİK MODELİ

2.2.1 Silindir Modeli

Sistemin mekanik bölümünün dinamik davranış denklemi;

$$M \cdot \ddot{y} + B \cdot \dot{y} + F_s = (P_1 \cdot A_1 - P_2 \cdot A_2) \quad (2.1)$$

şeklindedir. Bu denklemde $\ddot{y}$ çekilirse,

$$\ddot{y} = -\frac{B}{M} \cdot \dot{y} + \frac{P_1 \cdot A_1 - P_2 \cdot A_2}{M} - \frac{F_s}{M} \quad (2.2)$$

elde edilir. Burada $\dot{y} = v$ olduğuna göre,

$$\frac{dv}{dt} = -\frac{B}{M} \cdot v + \frac{A_1}{M} \cdot P_1 - \frac{A_2}{M} \cdot P_2 - \frac{F_s}{M} \quad (2.3)$$

$\alpha = A_2/A_1$ kabul edilirse,

$$\frac{dv}{dt} = -\frac{B}{M} \cdot v + \frac{A_1}{M} \cdot (P_1 - \alpha P_2) - \frac{F_s}{M} \quad (2.4)$$

olur.

2.2.2 Silindir Bölmelerindeki Basınç, Hacim ve Hava Sıcaklığının Saptanması

Basınç denklemlerini elde etmek için kontrol hacmindeki debiyi ele alacağız.

$$\dot{M}_1 = \frac{d}{dt}(\rho_1 \cdot V_1) \quad (2.5)$$

Havayı ideal gaz kabul edersek,

$$\rho_1 = P_1 / R \cdot T_1 \quad (2.6)$$

(2.6)'daki ρ_1 değeri (2.5)'de yerine konulursa;

$$\dot{M}_1 = \frac{d}{dt} \left(\frac{P_1 \cdot V_1}{R \cdot T_1} \right) = \frac{1}{R} \cdot \frac{d}{dt} \left(\frac{P_1 \cdot V_1}{T_1} \right) \quad (2.7)$$

Enerjinin korunumu prensibi. göre sistemde depo edilen enerji; sisteme giren enerjiyle sistemden çıkan enerjinin farkıdır. Sistemde ısı akışı olduğu ve aynı zamanda sistemin iş yaptığı ise unutulmamalıdır.

1.Haznede enerjinin korunumu prensibini uygularsak;

$$\sum \dot{M}_g \cdot h_g - \sum \dot{M}_\phi \cdot h_\phi + \left(\frac{dQ_h}{dt} - \frac{d\Phi}{dt} \right) = \frac{dE}{dt} \quad (2.8)$$

Burada;

ρ : Yoğunluk

V : Hacim

h : Havanın entalpisi

h : Kontrol hacmine giren havanın birim kütlesinin toplam enerjisi

u : İç enerji

z : Yükseklik

v : Havanın hızı

Q_h : Kontrol hacmindeki ısı akışı

Φ : Sistem tarafından yapılan iş

E : Kontrol hacmindeki toplam enerji

g : Yerçekim ivmesi

R : Gaz sabiti

$\dot{M}_g$: Giren havanın kütleli debisi

$\dot{M}_g$: Çıkan havanın kütleli debisi

olarak tanımlanmıştır. Kontrol hacmine giren havanın birim kütlesinin toplam enerjisi (2.9) nolu eşitlikteki gibidir.

$$h = u + \frac{P}{\rho} + \frac{v^2}{2} \quad \text{ve} \quad g \cdot z = h + \frac{v^2}{2} + g \cdot z \quad (2.9)$$

Sistemin kontrol hacminden elde edilen denklemde, $h = c_p \cdot T$ eşitliği alınırsa ve yükseklik ile hava hızı ihmal edilirse (2.8) nolu denklem aşağıdaki hale gelir,

$$c_p \cdot \dot{M}_1 \cdot T_1 - P_1 \frac{dV_1}{dt} + \frac{dQ_h}{dt} = \frac{d}{dt} (c_v \cdot \rho_1 \cdot V_1 \cdot T_1) \quad (2.10)$$

c_p : Havanın sabit basınçtaki özgül ısısı

c_v : Havanın sabit hacimdeki özgül ısısı

T_1 : Silindirin 1. bölümündeki havanın sıcaklığı

T_2 : Silindirin 2. bölümündeki havanın sıcaklığı

Matematik modelde kullanılan ρ, γ ve c_p 'nin açılımı (2.11)'deki gibidir.

$$\rho = \frac{P}{R \cdot T} \quad c_p = \frac{\gamma P}{\gamma - 1} \quad \gamma = \frac{c_p}{c_v} \quad (2.11)$$

Silindirle çevre arasında ısı geçişi olmadığı (adyabatik hal değişimi) kabul edilirse denklem aşağıdaki gibi olur,

$$\dot{M}_1 \cdot T_1 - \frac{P_1}{c_p} \cdot \frac{dV_1}{dt} = \frac{1}{\gamma \cdot R} \cdot \frac{d}{dt} (P_1 \cdot V_1) \quad (2.12)$$

$\dot{M}_1$ 'i yalnız bırakırsak ;

$$\dot{M}_1 = \frac{1}{R \cdot T_1} \cdot \left(P_1 \frac{dV_1}{dt} + \frac{V_1}{\gamma} \cdot \frac{dP_1}{dt} \right) \quad (2.13)$$

$$\dot{M}_1 \cdot R \cdot T_1 = P_1 \cdot \frac{dV_1}{dt} + \frac{V_1}{\gamma} \cdot \frac{dP_1}{dt} \quad (2.14)$$

$$\frac{dP_1}{dt} = -\frac{\gamma \cdot P_1}{V_1} \cdot \frac{dV_1}{dt} + \frac{\gamma \cdot R \cdot T_1}{V_1} \cdot \dot{M}_1 \quad (2.15)$$

Şimdiye kadar yapılan formülasyon 1.hazne için geçerlidir. Aynı şekilde 2.hazne için yapılacak formülasyonda hava akışının silindirden dışarı doğru olduğuna dikkat edilmelidir.

$$\frac{dP_2}{dt} = -\frac{\gamma \cdot P_2}{V_2} \cdot \frac{dV_2}{dt} + \frac{\gamma \cdot R \cdot T_2}{V_2} \cdot \dot{M}_2 \quad (2.16)$$

Ayrıca;

$$V_1 = V_{10} + A_1 \cdot y = A_1 \cdot \left(\frac{V_{10}}{A_1} + y \right) = A_1 \cdot (y_{10} + y) \quad (2.17)$$

$$V_2 = V_{20} + A_2 \cdot y = A_2 \cdot \left(\frac{V_{20}}{A_2} + y \right) = A_2 \cdot (y_{20} + y) \quad (2.18)$$

Burada;

V_{10} : Silindirin 1.tarafındaki ölü bölge hacmi

V_{20} : Silindirin 2.tarafındaki ölü bölge hacmi

A_1 : Pistonun 1.tarafındaki kesit alanı

A_2 : Silindirin 2.tarafındaki kesit alanı

y : Silindirin sağ (+) tarafa ilerlemesi

$$y_{10} = V_{10} / A_1$$

$$y_{20} = V_{20} / A_2$$

$$\frac{dV_1}{dt} = A_1 \cdot \frac{dy}{dt} = A_1 \cdot \dot{y} \quad (2.19)$$

$$\frac{dV_2}{dt} = A_2 \cdot \frac{dy}{dt} = A_2 \cdot \dot{y} \quad (2.20)$$

elde edilir. (2.19) ve (2.20) eşitliklerine göre, (2.15) ve (2.16) denklemleri $T_1=T_2=T$ (ortalama sıcaklık) kabülü ile yeniden düzenlenirse;

$$\frac{dP_1}{dt} = \frac{\gamma \cdot P_1}{V_{10} - A_1 \cdot y} \cdot A_1 \cdot \dot{y} - \frac{\gamma \cdot R \cdot T}{V_{10} - A_1 \cdot y} \cdot \dot{M}_1 \quad (2.21)$$

$$\frac{dP_2}{dt} = \frac{\gamma \cdot P_2}{V_{20} - A_2 \cdot y} \cdot A_2 \cdot \dot{y} - \frac{\gamma \cdot R \cdot T}{V_{20} - A_2 \cdot y} \cdot \dot{M}_2 \quad (2.22)$$

(2.21) ve (2.22) eşitliklerinde, y yerine v yazılıp, gerekli sadeleştirmeler yapılırsa,

$$\frac{dP_1}{dt} = \frac{\gamma}{y_{10} + y} \left(-P_1 \cdot v + \frac{R \cdot T}{A_1} \cdot \dot{M}_1 \right) \quad (2.23)$$

$$\frac{dP_2}{dt} = \frac{\gamma}{y_{20} - y} \left(P_2 \cdot v - \frac{R \cdot T}{A_2} \cdot \dot{M}_2 \right) \quad (2.24)$$

(2.23) ve (2.24) eşitliklerinden de görüldüğü gibi silindirin her iki haznesinde de, basınç üzerindesıcaklığın etkisi vardır. (2.4), (2.23) ve (2.24) nolu denklemlerde;

$$x_1 = y$$

$$x_2 = v$$

$$x_3 = P_1$$

$$x_4 = P_2$$

durum değişkenlerini yerleştirirsek, bu sistemin dinamik davranış denklemleri,

$$\dot{x}_1 = x_2 \quad (2.25)$$

$$\dot{x}_2 = \frac{-B}{M} \cdot x_2 + \frac{A_1}{M} \cdot (x_3 - \alpha \cdot x_4) - \frac{F_s}{M} \quad (2.26)$$

$$\dot{x}_3 = \frac{\gamma}{y_{10} + x_1} \cdot \left(-x_2 \cdot x_3 + \frac{RT}{A_1} \cdot \dot{M}_1 \right) \quad (2.27)$$

$$\dot{x}_4 = \frac{\gamma}{y_{20} - x_1} \cdot \left(x_2 \cdot x_4 + \frac{R \cdot T}{A_2} \cdot \dot{M}_2 \right) \quad (2.28)$$

olarak belirlenir.

2.2.3 Valften Silindire Akan Hava Kütelleri [23]

Bir kesitten geçen sıkıştırılabilir akışkanın kütleli debisi;

$$\dot{M} = c_q \cdot c_m \cdot \alpha \cdot \frac{P_b}{\sqrt{T}} \quad (2.29)$$

şeklinde yazılabilir.

Bu eşitlikte ;

c_q : Boşalma katsayısı

c_m : Kütle akış parametresi

a : Boğaz kesiti (efektif orifis alanı)

P_b : Besleme basıncının mutlak değeri

P_{vc} : En dar kesitteki(Vena Contracta) statik basınç

P_{atm} : Atmosfer basıncı

Not: Valf boğaz kesit alanlarının $a_1 = a_2 = a$ olduğu varsayılacak

c_m ise aşağıdaki gibi hesaplanabilir;

$$c_m = \sqrt{\frac{2 \cdot \gamma}{R(\gamma - 1)} \cdot \left[\left(\frac{P_{vc}}{P_b} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P_{vc}}{P_b} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]} \quad (2.30)$$

Ancak bu denklem ;

$$\frac{P_{vc}}{P_b} \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (2.31)$$

olduğu durumda geçerlidir. Bu şartların gerçekleşmesi için, eğer akışkanımız hava ise, $P_{vc}/P_b > 0,528$ olmalıdır.

$P_{vc}/P_b = 0,528$ değerine “Kritik Basınç Oranı” denir. Oranın kritik basınç oranından yani 0,528’den büyük olması durumunda delikten geçen hava kütlesi, P_{vc} ve P_b basınçlarının her ikisinin de büyüklüğüne bağlıdır. Böyle akışlara “Boğulmamış akış” denir. Ancak hava için $P_{vc}/P_b < 0,528$ ise delikten geçen hava kütlesi sadece P_b ’nin fonksiyonudur. P_{vc} basıncından bağımsızdır. Bu duruma “Boğulmuş akış” denir. Çıkış basıncının daha fazla düşürülmesi kütleli debinin artmasına etki etmez. Bu durumda ise c_m , hava için aşağıdaki gibi hesaplanır;

$$c_m = \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \gamma}{R(\gamma - 1)}} = 0,0405 \quad (2.32)$$

1.hazne için kütleli debi ifadeleri;

$$M1 = c_{q1} \cdot c_{m1} \cdot a_1 \cdot \frac{P_b}{\sqrt{T}} \quad (2.33)$$

c_{m1} değeri ise;

$$\frac{P_{vc1}}{P_b} \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} = 0,528 \quad \text{ise; } c_{m1} = \sqrt{\frac{2\gamma}{R(\gamma - 1)} \cdot \left[\left(\frac{P_{vc1}}{P_b} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P_{vc1}}{P_b} \right)^{\frac{\gamma + 1}{\gamma}} \right]} \quad (2.34)$$

$$\frac{P_{vc1}}{P_b} \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad \text{ise; } c_{m1} = \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \gamma}{R \cdot (\gamma - 1)}} = 0,0405 \quad (2.35)$$

$c_{q1} = c_{q2} = 0,9$ (ortalama değer)

$\gamma = 1,4$ (hava için)

$R = 287$ (J/kg K) (gaz sabiti)

$P_{vc1} = 0,9 P_1$

$$P_{vc2}=0,9 P_{atm}$$

$$\left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma+1}} = 0,528 (\text{hava için})$$

2.hazne için kütleli debi ifadeleri:

$$\dot{M}_2 = c_{q2} \cdot c_{m2} \cdot \alpha_2 \cdot \frac{P_2}{\sqrt{T}} \quad (2.36)$$

$$\frac{P_{vc1}}{P_b} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma+1}} = 0,528 \quad \text{ise; } c_{m1} = \sqrt{\frac{2 \cdot \gamma}{R \cdot (\gamma-1)} \left[\left(\frac{P_{vc1}}{P_b}\right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P_{vc1}}{P_b}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]} \quad (2.37)$$

$$\frac{P_{vc1}}{P_b} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma+1}} \quad \text{ise; } c_{m1} = \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma+1}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \gamma}{R \cdot (\gamma-1)}} = 0,0405 \quad (2.38)$$

2.2.4 Kumanda ve Kütleli Debiler

Konum kontrolünde, iki valfin de eş çalışması gerektiği için valflere yollanan kontrol sinyalleri arasında;

1.valf: (+) yönde hareketi sağlayan valf, u_1 kontrol sinyalini üretir

2.valf: (-) yönde hareketi sağlayan valf, u_2 kontrol sinyalini üretir

$u_1 = u$ ise, $u_2 = -u$ ilişkisi vardır. u_1 ve u_2 kontrol sinyalleri,

$$-1 \leq u_1 \leq +1$$

$$-1 \leq u_2 \leq +1$$

değerleri arasında değişmektedir.

Sürekli basınç kontrolunda üretilen kontrol sinyalinin, Δu olduğuna ve u(ikili valflerde üretilen kontrol sinyali) için yazılmış olan formüllerin sürekli basınç kontrolu içinde geçerli olacağına dikkat edilmelidir.

2.2.4.1 1.Hal(silindirin sağa(+)) doğru ilerlemesi)

1.valfde, P_b, P_1 'e bağlanır ve $\dot{M}_1 > 0$

2.valfde, P_2, P_{atm} 'e bağlanır ve $\dot{M}_2 < 0$

1.Hal'de 1.Hazne'de;

$P_{vc}=0,9 P_1, P_1=x_3$ olduğuna göre,

$P_{kr} = P_{vc}/P_b = 0,9P_1/P_b = 0,9 x_3/P_3$ 'dir.

$P_{kr} < 0,528$ ise $c_{m1}=0,0405$ 'dir. $Y_1=0,0405 P_b \cdot u$ (2.39)

$P_{kr} > 0,528$ ise $c_{m1} = \sqrt{\frac{2 \cdot \gamma}{R \cdot (\gamma - 1)}} \left[(P_{kr})^{\frac{2}{\gamma}} - (P_{kr})^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]$ 'dir. $Y_1=c_m \cdot P_b \cdot u$ (2.40)

1.Hal'de 2.Hazne'de;

$P_{vc}=0,9P_{atm}, P_2=X_4$ olduğuna göre,

$P_{kr} = P_{vc}/P_2 = 0,9P_{atm}/X_4$ 'dir.

$P_{kr} < 0,528$ ise $c_m=0,0405$ $Y_2=0,0405 \cdot x_4 \cdot (-u)$ (2.41)

$P_{kr} > 0,528$ ise $c_{m1} = \sqrt{\frac{2 \gamma}{R(\gamma - 1)}} \left[(P_{kr})^{\frac{2}{\gamma}} - (P_{kr})^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]$ $Y_2=c_m \cdot x_4 \cdot (-u)$ (2.42)

2.2.4.2 2.Hal(silindirin sola (-) doğru ilerlemesi)

1.valfde, P_1, P_{atm} 'e bağlanır ve $M1 < 0$

2.valfde, P_b, P_2 'e bağlanır ve $M2 > 0$

2.Hal'de 1.Hazne'de

$P_{vc} = 0,9.P_{atm}$ ve $P_1 = x_3$ olduğuna göre,

$P_{kr} = P_{vc} / P_1 = 0.9 P_{atm} / x_3$ 'dür.

$$P_{kr} < 0,528 \quad \text{ise } c_m = 0,0405 \quad Y_1 = 0,0405.x_3.u \quad (2.43)$$

$$P_{kr} < 0,528 \quad \text{ise } c_{ml} = \sqrt{\frac{2.\gamma}{R.(\gamma-1)} \left[(P_{kr})^{\frac{2}{\gamma}} - (P_{kr})^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]} \quad Y_1 = c_m.x_3.u \quad (2.44)$$

2.Hal'de 2.Hazne'de

$P_{vc} = 0,9.X_4$ ve $P_u = P_b$ olduğuna göre,

$P_{kr} = P_{vc} / P_1 = 0.9 X_4 / P_b$ 'dir.

$$P_{kr} < 0,528 \quad \text{ise } c_m = 0,0405 \quad Y_2 = 0,0405.P_b.(-u) \quad (2.45)$$

$$P_{kr} < 0,528 \quad \text{ise } c_{ml} = \sqrt{\frac{2.\gamma}{R.(\gamma-1)} \left[(P_{kr})^{\frac{2}{\gamma}} - (P_{kr})^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]} \quad Y_2 = c_m.P_b.(-u) \quad (2.46)$$

2.3 SİSTEM DURUM DENKLEMLERİ

Basınçla ilgili elde edilen (2.27)ve (2.28) nolu denklemlere yukarıdaki Y_1 ve Y_2 eşitliklerini eklersek,

$$\dot{x}_3 = \frac{\gamma}{y_{10} - x_1} \left[x_2 \cdot x_3 + \left(\frac{R \cdot T}{A_1} \cdot \frac{c_q}{\sqrt{T}} \cdot \alpha \right) \cdot Y_1 \right] \quad (2.47)$$

$$\dot{x}_4 = \frac{\gamma}{y_{20} - x_1} \left[x_2 \cdot x_4 + \left(\frac{R \cdot T}{A_2} \cdot \frac{c_q}{\sqrt{T}} \cdot \alpha \right) \cdot Y_2 \right] \quad (2.48)$$

elde edilir. Silindir çubuksuz olduğundan dolayı $A_1 = A_2 = A$ 'dir, dolayısıyla $\alpha = A_2 / A_1$ olur. Durum denklemlerinin hepsini, yani (2.25),(2.26),(2.47) ve (2.48) eşitliklerini bu duruma göre düzenleyecek olursak;

$$\dot{x}_1 = x_2 \quad (2.49)$$

$$\dot{x}_2 = \frac{-B}{M} \cdot x_2 + \frac{A}{M} \cdot (x_3 - x_4) - \frac{F_s}{M} \quad (2.50)$$

$$\dot{x}_3 = \frac{\gamma}{y_{10} + x_1} \cdot \left[-x_2 \cdot x_3 + \left(\frac{R \cdot T}{A} \cdot \frac{c_q}{\sqrt{T}} \cdot \alpha \right) \cdot Y_1 \right] \quad (2.51)$$

$$\dot{x}_4 = \frac{\gamma}{y_{20} - x_1} \cdot \left[x_2 \cdot x_4 + \left(\frac{RT}{A} \cdot \frac{c_q}{\sqrt{T}} \alpha \right) \cdot Y_2 \right] \quad (2.52)$$

durum denklemleri elde edilmiş olur.

BÖLÜM 3

KONTROL ALGORİTMALARI

3.1 GİRİŞ

Pnömatik konum kontrolu için bu çalışma kapsamında başarımlı incelenen kontrol algoritmaları hız geri beslemeli ikili kontrol, kayan rejimli kontrol, darbe genişliği modülasyonu, sürekli basınç kontroludur. Bunlardan hız geri beslemeli ikili kontrol, kayan rejimli kontrol, darbe genişliği modülasyonu yöntemleri ucuz aç-kapa valflerle kontrol imkanı sağladığı için, sürekli basınç kontrolu ise ikili kontrol yöntemleri ile klasik sürekli kontrol başarımının karşılaştırılması amacı ile gerçekleştirilmiştir.

3.2 İKİLİ KONTROL

Sisteme ilk uygulanan kontrol algoritması ikili kontrol algoritmasıdır. Pnömatik sisteme uygulanan ikili kontrol kanunu,

$$u = \text{sign}(y_{\text{ref}} - y) \quad (3.1)$$

olarak tarif edilmiştir.

Bu tip kontrol, sistemin, referans konumu etrafında sürekli salınımına sebep olmaktadır. Aç-kapa tür kontrolde valf kesitleri ya tamamen açıktır ya da tamamen kapalıdır. Salınımlar, en küçük hata karşısında bile tüm valf kesitinin açılmasından kaynaklanır. Açılan vaften silindire dolan basınçlı hava ise silindirin referans konumdan ani bir hareketle uzaklaşmasına sebep olur. Bu nedenle sistemi istenen konumda tutmak oldukça zordur. e hata olmak üzere,

Valflere yük, referans konuma gidinceye kadar ($e > 0$),

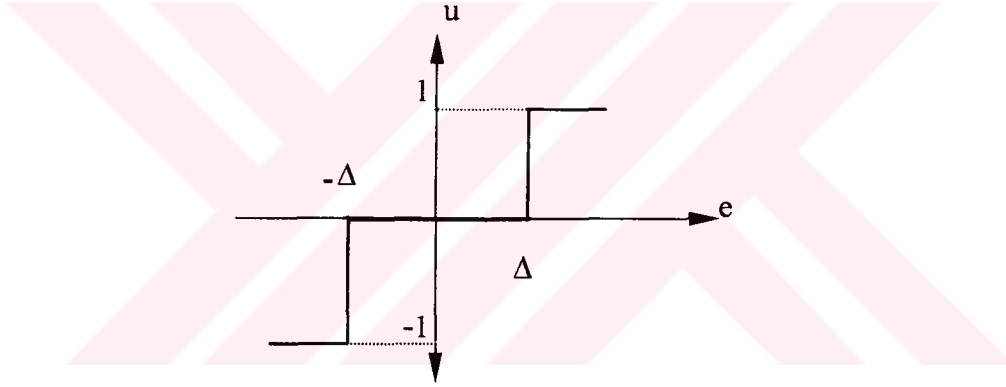
$$u_1 = +1(\text{basınca açık}) \quad u_2 = -1(\text{atmosfere açık}) \quad (3.2)$$

yük, referansı geçtiğinde ($e < 0$),

$$u_1 = -1(\text{atmosfere açık}) \quad u_2 = +1(\text{basınca açık}) \quad (3.3)$$

sinyalleri yollanarak yük referans konumda tutulmaya çalışılır.

Referans konuma ulaşılmadan önce besleme basıncına bağlı olan hazne, referans konum geçildikten sonra atmosfere, önce atmosfere açık olan diğer hazne ise besleme basıncına açılmaktadır.



Şekil 3.1 Ölü bölgesi ikili kontrolde kontrol sinyali

Hareket yönünde oluşan basıncın sürtünmeleri yeneceği mertebeye gelmesinden sonra araba harekete geçer. Referans konum geçildiğinde kumanda sinyali değişir. Bu olay ters yönde de tekrarlanır. Böylece referans konum etrafında salınımlı bir hareket meydana gelir. Silindirin çubuksuz ve simetrik olmasından dolayı hareketi meydana getiren her iki yöndeki kuvvete birbirine eşit olduğundan, iki yönde de meydana gelen aşmalar aynıdır.

Sistemin referans konumu etrafındaki sürekli salınımını ortadan kaldırmak için, referans konumu etrafında ölü bölgesi tariflenmesi çözümüne başvurulmuştur. Bu durumu ifade eden $u - e$ grafiği Şekil 3.1’de verilmiştir. Sistem bu ölü bölge ($\pm\Delta$) içerisine girdiğinde kontrol organı çıkışı,

$$u_1 = -1 \quad , \quad u_2 = -1 \quad (3.4)$$

olmaktadır. Bu durumda iki valf de kontrol etmiş olduğu hazneyi atmosfere açmaktadır (sıfır kontrol).

Ölü bölgeyi de göz önüne alan kontrol kanunu:

$$\begin{array}{lll} y_{ref} - y > \Delta & \text{ise,} & u_1 = +1 \quad u_2 = -1 \\ y_{ref} - y < -\Delta & \text{ise,} & u_1 = -1 \quad u_2 = +1 \\ -\Delta < y_{ref} - y < +\Delta & \text{ise,} & u_1 = -1 \quad u_2 = -1 \end{array} \quad (3.5)$$

olarak tariflenmiştir. Bu durumu ifade eden $e - e$ grafiği Şekil 3.2’de verilmiştir.

Ölü bölgenin genişliği, konum hassasiyeti ve sistem cevabını doğrudan etkilemektedir. Ölü bölge küçük seçildiğinde araba salınımına girmekte, ölü bölge genişletildiğinde ise araba durmakta fakat konum hassasiyeti azalmaktadır. Kısacası bu yöntemle hassas konum kontrolü yapılamaz [24].

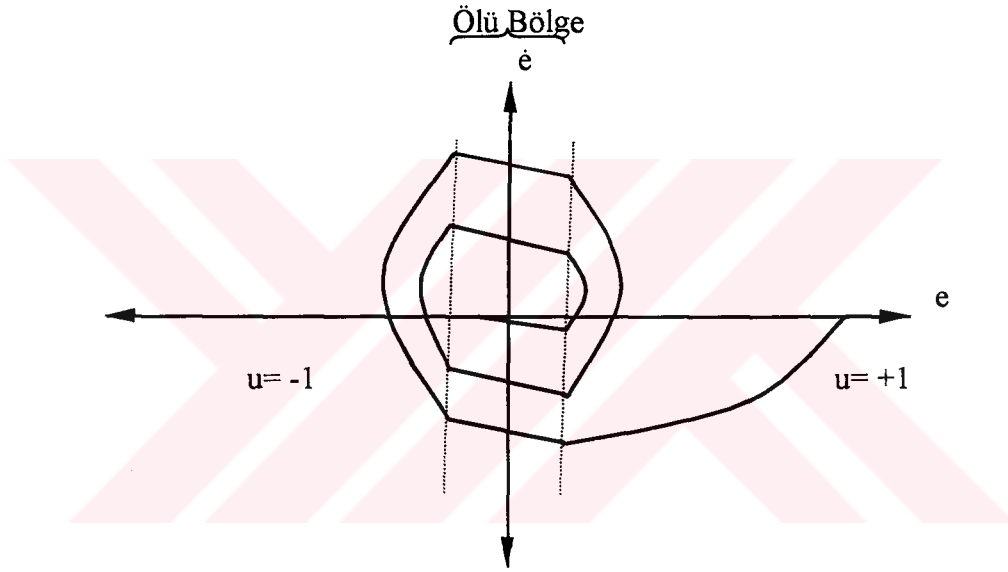
İkili kontrolde referans konum etrafındaki aşmalar silindir tarafından hareket ettirilen yüke ve sürtünme katsayısına bağlıdır. (3.7) eşitliğinden de görüldüğü gibi kütlenin artmasıyla aşma artmakta, viskoz sürtünme katsayısının artması ile aşma azalmaktadır. (2.1) denkleminde verilen dinamik davranış modeline göre mekanik sistem transfer fonksiyonu [25],

$$\frac{Y(s)}{Y_{ref}(s)} = \frac{w_0^2}{s^2 + 2\zeta \cdot w_0 \cdot s + w_0^2} \quad (3.6)$$

şeklinde yazıldığında sönüm oranı ζ için,

$$\frac{B + K_v}{M} = 2\zeta \cdot \omega_0 \quad (3.7)$$

yazılabilmektedir. Sistemde aşırı sirtünme olduğundan M kütlesi artırılarak ζ sönüm oranı daha küçük değerlere çekilmiştir.



Şekil 3.2 Ölü bölgesi ikili kontrol

3.2.1 Hız geri beslemeli (D etkili) ikili kontrol

D etkili ikili kontrolde ölü bölgesiz haldeki kumanda sinyali,

$$u = \text{sign}[(y_{\text{ref}} - y) - K_v \cdot \dot{y}] \text{ veya benzer olarak ,} \quad (3.8)$$

$$u = \text{sign}[e + K_v \cdot \dot{e}] \quad (3.9)$$

$\dot{e}$: Hatanın türevi

K_v : Hız geri besleme katsayısı

olarak tarif edilmiştir.

Sistemin istenilen konuma gitmesini sağlayan bu sinyalde eğer $K_v=0$ olarak alınacak olursa, önceki bölümde sunulmuş olan (3.1) nolu ikili kontrol sinyali elde edilmiş olur. Bu sinyal ile kontrol edilen sistem de ikili kontrol uygulanıyormuş gibi davranır.

Yukarıdaki anahtarlama koşulu (3.9)'a göre,

$$\begin{aligned} e+K_v.\dot{e} > 0 & \quad \text{ise,} \quad u_1 = +1 \quad u_2 = -1 \\ e+K_v.\dot{e} < 0 & \quad \text{ise,} \quad u_1 = -1 \quad u_2 = +1 \end{aligned} \quad (3.10)$$

sinyali ile referans konuma geri getirilmeye çalışılır.

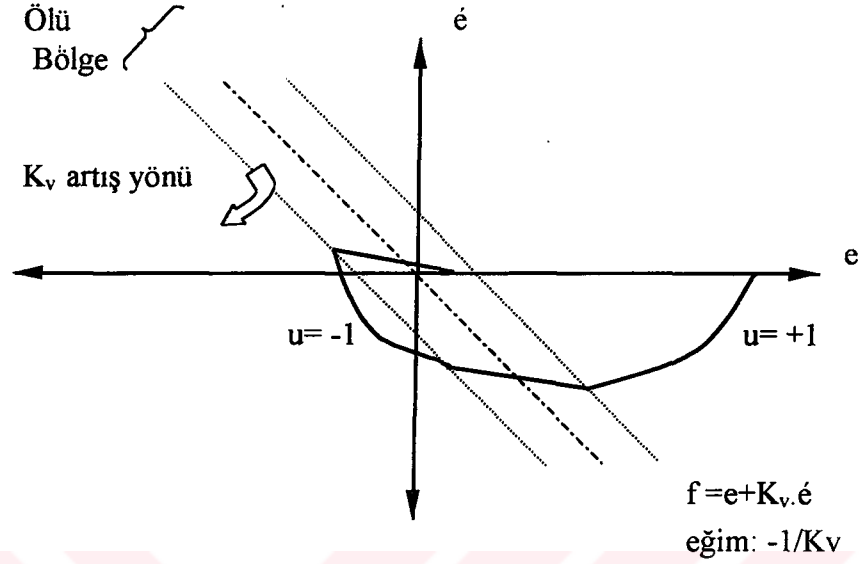
Sistemde, referans nokta etrafındaki sürekli salınım ölü bölge kabulü ile önlenabilir. Ölü bölge içerisinde iki farklı anahtarlanmayacaktır. Bu durumda anahtarlama,

$$\begin{aligned} e+K_v.\dot{e} > \Delta & \quad \text{ise,} \quad u_1 = +1 \quad u_2 = -1 \\ e+K_v.\dot{e} < -\Delta & \quad \text{ise,} \quad u_1 = -1 \quad u_2 = +1 \\ -\Delta < e+K_v.\dot{e} < +\Delta & \quad \text{ise,} \quad u_1 = -1 \quad u_2 = -1 \end{aligned} \quad (3.11)$$

olarak tanımlanmıştır.

K_v 'nin büyük seçilmesi durumunda kumanda sinyali çok sık değişmekte ve arabanın referans konumuna ulaşması uzun sürmektedir. K_v yeteri kadar azaltıldığında ise kumanda sinyali daha az değişmekte, dolayısı ile referans konumuna minimum anahtarlama (1-2 anahtarlama) daha kısa sürede oturur.

K_v 'nin daha da azaltılması durumunda, ikili kontrol davranışındaki gibi fakat daha küçük salınım genliği ile referans etrafında Şekil 3.2'de gösterildiği gibi sürekli



Şekil 3.3 Hız geri beslemeli ikili kontrol

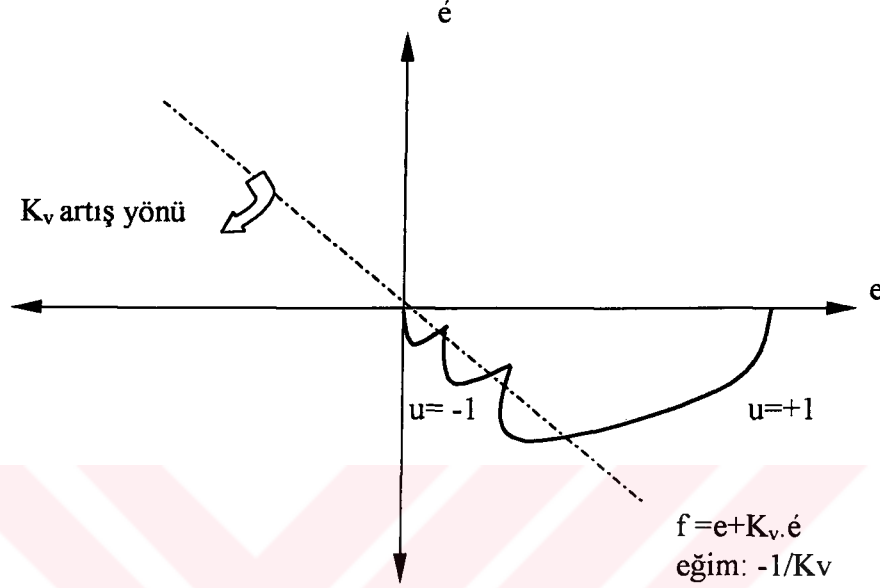
salınım yapar. Sistemin salınım esnasında referans noktanın her iki yanındaki aşmalarının genişliği silindirin simetrik olmasından dolayı aynıdır.

Bu kontrol kuralında, ölü bölgenin genişliği ve K_v değeri, hassasiyeti ve sistem cevabını doğrudan etkilemektedir. Ölü bölge genişliği küçültüldüğünde sistem salınıma girebilmekte, ölü bölge genişletildiğinde ise sistem durdurulabilmekte ancak konum hassasiyeti azalmaktadır. Bu kontrol teknolojisinin en büyük avantajı “en kısa zamanda kontrol” davranışının elde edilmesidir.

3.2.2 Kayan Rejimli Kontrol

Kayan rejimli kontrol, temelde hız geri beslemeli ikili kontrol ile aynı kontrol algoritmasına sahiptir. Bu algoritmayı ifade eden kontrol kanunu ise (3.9)nolu eşitlikteki gibidir. Kayan rejimli kontrolde, aynı algoritma için K_v 'nin artırılması, anahtarlamaların $e + K_v \cdot \dot{e}$ doğrusu üzerinde tekrarlanmasına ve sistemin bu anahtarlama doğrusu yakınında kalarak referans değerine doğru kaymasına neden olur. Bu durumu ifade eden grafik Şekil 3.4’de verilmiştir.

Kayan rejimli kontrolde aşma görülmez. Ancak sistemin referans konuma oturması daha uzun zaman alır. Sistemde referansa ulaşınca kadar kuvvetli frenlemeler görülür. Bunlar K_v değerinin büyüklüğünden kaynaklanır.



Şekil 3.4 Kayan rejimli ikili kontrol

Kayan rejimli kontrol, sistem parametrelerinin değişimine karşı duyarsız davranır. Bu da referansa oturana kadar sistemin oldukça katı davranmasına neden olur. Referans konum etrafındaki katılığı ise aynı ölü bölge genişliğine sahip hız geri beslemeli ikili kontroldeki gibidir.

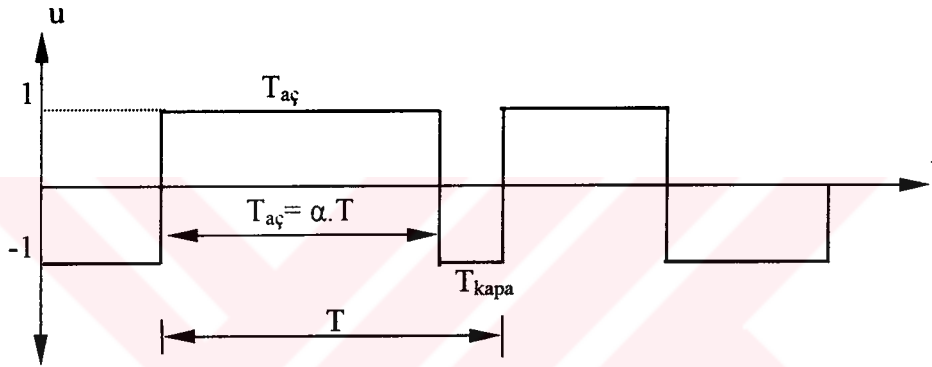
3.3 DARBE GENİŞLİĞİ MODÜLASYONU (PULSE WIDTH MODULATION-PWM)

PWM, motor elemanları belirli iki değerle (genellikle sıfır ve başka bir değer) sürmek amacıyla (genellikle voltajı kontrol etmek suretiyle) kullanılan kontrol tekniğidir ve endüstride daha çok hız kontrolü uygulamalarında kullanılır. PWM'de sistem, valflerin beslemeye açık ve atmosfere açık olma sürecinin bir periyod içinde ayarlanabildiği periyodik bir kumanda sinyali ile kontrol edilmektedir [26].

PWM'in kullanışlı olmasının nedenleri,

- 1-Bilgisayarla sayısal sinyal üretmek kolay
- 2-En etkin güç akış modülasyonu, sadece tam açık veya tam kapalı çalışan yükselticilerle elde edilebilmektedir.

PWM'le elde edilmiş bir sinyal sabit bir frekanstadır. Burada değişen Şekil 3.5'de, gösterildiği gibi sabit periyod içerisindeki "açık" ve "kapalı" kalma süreleridir. "Açık" kalma süresi "İşlem Çevrimi(α)" olarak adlandırılır. Açma-kapama zamanlarının bir algoritma ile değiştirilmesi kontrolü etkin bir hale getirir [27].



Şekil 3.5 Darbe genişliği modülasyonu

$T_{aç}$: Valfin basınca açık kalma süresi

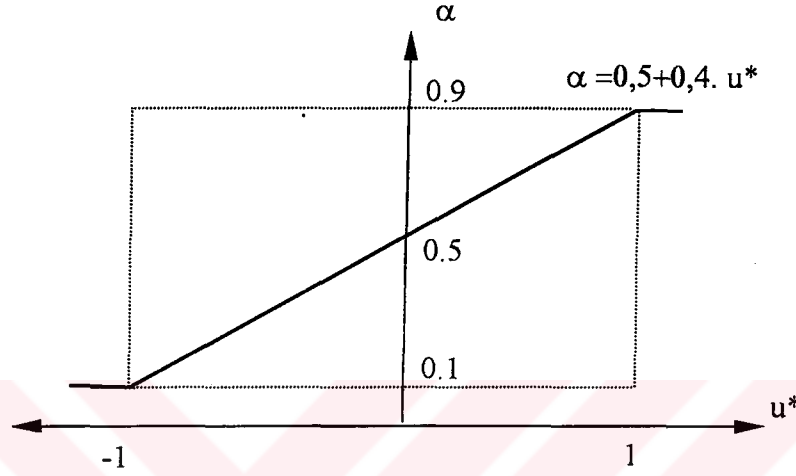
T_{kapa} : Valfin atmosfere açık kalma süresi

PWM'de periyod adımlara bölünür. Adımlar sayesinde valfin kaçınıcı adıma kadar açık veya kapalı olması gerektiği belirlenir. Sistemin kontrol karakteristiği Şekil3.5'de verilmiştir. Burada T kumanda sinyali periyodunu, α ise bu periyod içinde bir valfin besleme basıncına açık olduğu periyod oranını göstermektedir. Kontrol kuralı T periyodu içindeki $T_{aç}$ zamanına göre;

$$\begin{array}{ll} T_{aç} < \alpha T & \text{için } u_1 = +1 ; u_2 = -1 \\ T_{aç} > \alpha T & \text{için } u_1 = -1 ; u_2 = +1 \end{array} \quad (3.12)$$

olarak tanımlanmakta, bu işlem her periyotta tekrarlanmaktadır. Bu şekilde, kullanılan iki valfin eş çalışması sağlanmış olur.

Açma-kapama süresini belirlemek için bir α katsayısı tanımlamalıyız. α 'nın referansa yaklaştıkça değişen kontrol sinyaliyle olan ilişkisi Şekil 3.6'daki gibidir.



Şekil 3.6 u^* - α karakteristiği

Şekil 3.6'dan da görüldüğü gibi, elde edilen grafiğin eğimi 0,4 ve $u^*=0$ için $\alpha=0,5$ dir.

$$u^* = u/u_{\max}, u_{\max} = +1 \text{ olarak tanımlanırsa,} \quad (3.13)$$

$$u^* = -1 \quad \text{için} \quad \alpha = 0,1 \quad (3.14)$$

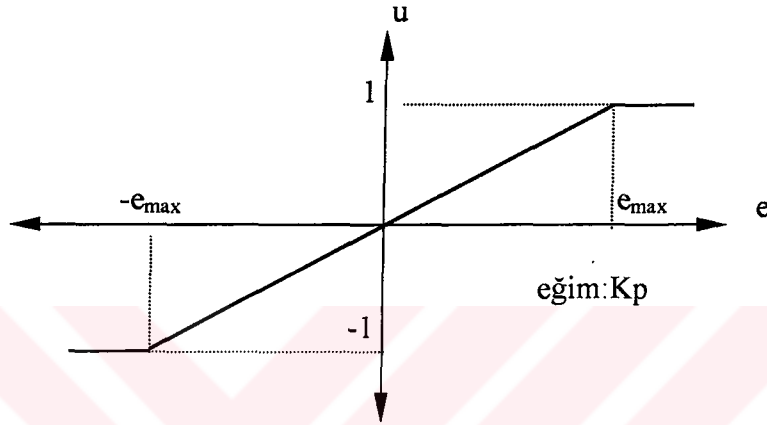
$$u^* = 0 \quad \text{için} \quad \alpha = 0,5$$

$$u^* = +1 \quad \text{için} \quad \alpha = 0,9$$

olduğu kabul edildiğinde, α ile u^* arasında,

$$\alpha = 0,5 + 0,4 \cdot u^*, \quad 0 < \alpha < 1 \quad (3.15)$$

bağıntısı elde edilir. α 'nın 0,5 değeri bir periyod içerisinde valfin %50 açık kalacağını ifade eder. α 'nın sınır değerlerinin 0,1 - 0,9 arasında değiştirilmesi ise valfin hiçbir zaman tamamen basınca veya tamamen atmosfere bağlı olamayacağını ifade eder. Bu durum ayrıca, valfin cevap zamanına göre sağlıklı anahtarlamalar yapmasını da sağlar (t_v valf cevap zamanı olmak üzere, $\alpha=0,1$ için $0,1.T > 2.t_v$ olmalı). Üretilen kontrol sinyalinin hatayla olan değişimi Şekil 3.7'deki gibidir.



Şekil 3.7 u-e karakteristiği

Bir periyod süresince α 'nın küçük değerlerinde valf daha çok kapalı ($u = -1$) yani iş hacmini atmosfere açacak şekilde, α 'nın büyük değerlerinde ise daha çok açık ($u = +1$) yani basınç hattını iş hacmine açacak şekilde çalışmaktadır. Burada yapılmak istenen aç-kapa sinyallerle sistemi Şekil 3.7'de de görüldüğü gibi sanki sistem sürekli kontrol ile kontrol ediliyormuş gibi kontrol etmektir.

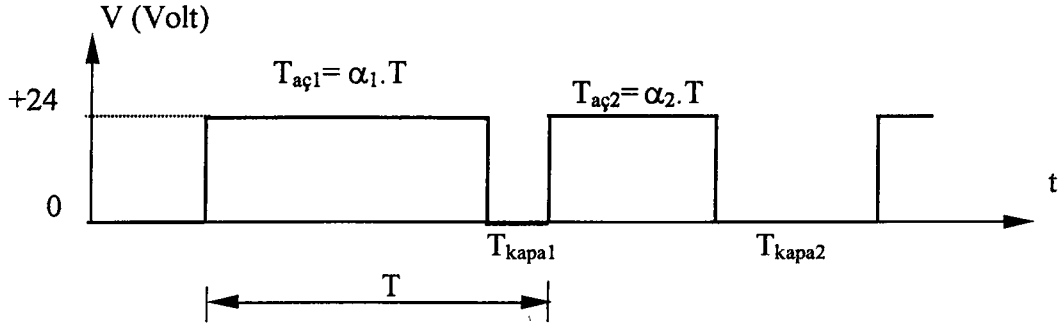
Şekil 3.8'de 24 Volt ile sürülen ikili valfe, PWM kontrol uygulandığında yollanan kumanda voltajı görülmektedir [28].

$$V_{ort} = 24 \cdot [T_{aç} / (T_{aç} + T_{kapa})] = 24 \cdot (T_{aç} / T) \quad (3.16)$$

Burada T sabittir. $T_{aç}/T$ oranı yani α değiştirilerek sistem kumanda edilir. İşlem çevrimi olarak tanımlanan oran budur. Bu oran yüzde olarak belirlenir.

Eğer ;

$$\begin{array}{lll}
 \alpha = \%25 & \text{ise} & V_{\text{ort}} = 24 \cdot (25/100) = 6 \text{ Volt} \\
 \alpha = \%50 & \text{ise} & V_{\text{ort}} = 24 \cdot (50/100) = 12 \text{ Volt} \\
 \alpha = \%75 & \text{ise} & V_{\text{ort}} = 24 \cdot (75/100) = 18 \text{ Volt} \\
 \alpha = \%100 & \text{ise} & V_{\text{ort}} = 24 \cdot (100/100) = 24 \text{ Volt}
 \end{array} \quad (3.17)$$



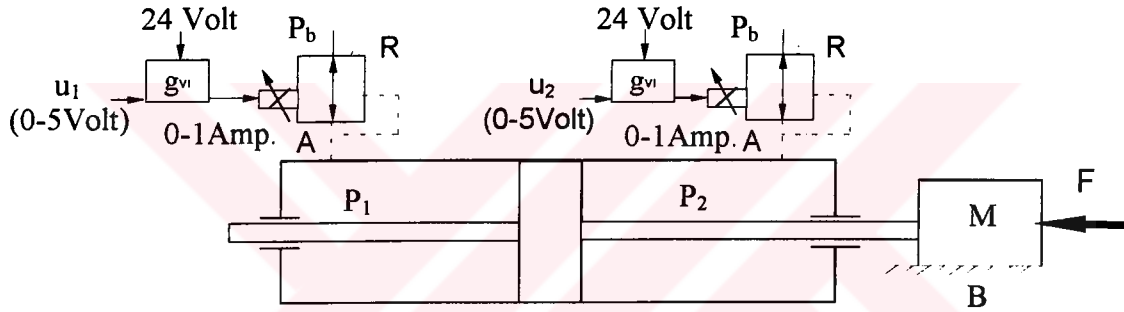
Şekil 3.8 PWM kontrol uygulanan ikili valfde gerilimin zamanla değişimi

Şekil 3.8'den de görüldüğü gibi referansa yaklaşıldıkça arabayı ileri götüren valf için işlem çevrimi azalmakta ($\alpha_2 < \alpha_1$), yani valfin kapalı kalma süresi artmaktadır. Böylece PWM'de ortalama güç seviyesinin işlem çevrimi tarafından nasıl kontrol edildiği daha net görülür.

PWM'in etkin olabilmesi için, seçilmiş olan PWM sinyalinin yeteri kadar yüksek frekansta olması gerekmektedir. Frekansın çok yüksek olması durumunda valf hızlı aç - kapa değişikliklere karşı duyarsız kalabilir.

3.4. ORANSAL BASINÇ KONTROL VALFLERİ İLE SÜREKLİ BASINÇ KONTROLU

Sürekli kontrol için bu çalışmada elektropnömatik 5 yollu servovalf yerine, iki adet oransal basınç kontrol valfi kullanılmıştır. Basınç oransal valfleri, konum kontrolu için gereken P_1 ve P_2 basınçlarının eldesi için üretilen u_1 ve u_2 kumandaları ile belirlenen P_{1ref} ve P_{2ref} değerleri etrafında basınç kontrolu yaparlar. Basınç kontrol valfleri genellikle sabit hacimlerde basınç ayarı için kullanılmakta olup hareketli (değişken hacimli) pnömatik silindirlerin kontroluna ilk uygulaması bu çalışmada yapılmıştır.



Şekil 3.9 Oransal basınç kontrol valfiyle kontrol edilen sistemin genel yapısı

Basınç kontrol valflerinin kontrol kartları, 0 - 5 Volt arasındaki sürekli u kontrol sinyali ile gerilim değişmelerini 0 - 1 Amper arasındaki akım değişmelerine çevirmekte, valf ise içindeki yapısal geri besleme ile kapalı bir hacimdeki basıncı bu değişmelerle orantılı biçimde 0,5 - 6,5 bar pozitif basınç değerleri etrafında kontrol etmektedir. Şekil 3.9'da sinyal akışı en genel haliyle gösterilmiştir. Basınç valfinin kapalı hacimdeki basınç ile birlikte dinamik davranışı çalışmanın bu aşamasında ihmal edilmiş, basıncın kontrol sinyali ile belirlenen değeri alacağı varsayılmıştır. Sistemin mekanik bölümünün dinamik davranışı,

$$M.\ddot{y} + B.\dot{y} + F_s = A.(P_1 - P_2) \quad (3.18)$$

ile ifade edilebilir. Basınç kontrol valfleri pozitif basınçlarla çalıştığı için,

$$P_{ort} = (P_{max} + P_{min})/2 \text{ ortalama basınç, } P_1 = P_{ort} + \Delta P, \quad P_2 = P_{ort} - \Delta P \text{ tanımlanarak,} \quad (3.19)$$

ΔP : Kontrol sinyaliyle silindirin her iki haznesinde de oluşturulan basınç değişimi

$$P_1 - P_2 = 2 \cdot \Delta P \quad \text{ve} \quad (3.20)$$

$$M \cdot \ddot{y} + B \cdot \dot{y} + F_s = 2 \cdot \Delta P \cdot A \quad (3.21)$$

ifadesine gelinir. Basınç kontrol valfinde kontrol-basınç kazancı g_{pv} ile,

$$P_1 = g_{pv} \cdot u_1, \quad P_2 = g_{pv} \cdot u_2 \quad (3.22)$$

yazılırsa yukarıdaki ifadede ortalama basınca karşı gelen, ortalama kontrol sinyali $\bar{u}$ etrafında,

$$P_{ort} = g_{pv} \cdot \bar{u} \quad (3.23)$$

$$u_1 = \bar{u} + \Delta u, \quad u_2 = \bar{u} - \Delta u \quad (3.24)$$

tanımları yapılarak kumanda girişleri ile sistem kontrolü tek bir Δu kumanda girişine bağlanır. Bu durumda sistem dinamik davranış denklemi,

$$M \cdot \ddot{y} + B \cdot \dot{y} + F_s = A \cdot g_{pv} \cdot (u_1 - u_2) = 2 \cdot A \cdot g_{pv} \cdot \Delta u \quad (3.25)$$

biçimine dönüşür. F_s şimdilik gözardı edilerek, Δu kontrol girişi PD algoritmasına uygun biçimde,

$$\Delta u = K_p \cdot (y_{ref} - y) - K_v \cdot \dot{y} \quad (3.26)$$

olarak tanımlanırsa K_p (konum geri besleme katsayısı) ve K_v (hız geri besleme katsayısı) kontrollü sistemden istenen w_o (özgül frekans) ve ζ (sönüm oranı) cinsinden,

$$K_p = \frac{w_o^2 M}{2A g_{pv}} \quad ; \quad K_v = \frac{2\zeta w_o M - B}{2A g_{pv}} \quad (3.27)$$

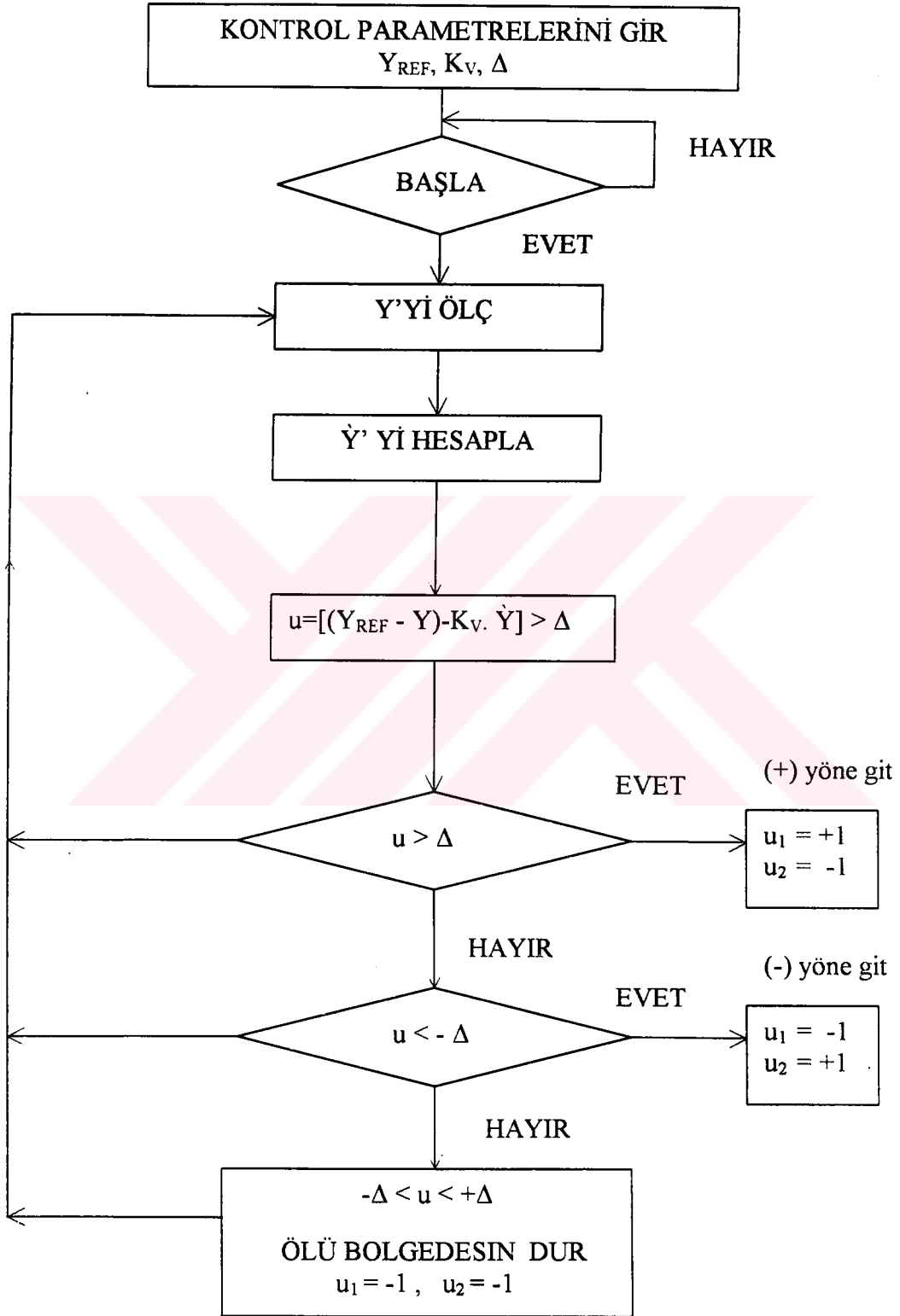
olarak belirlenir. Basınç kontrol valflerinin kazancı kontrol sinyalinin 0 - 5 Volt arasındaki, kontrol edilen basıncın 0,5 - 6,5 bar arasındaki değişimleri için

$$g_{pv} = g_{p1} \cdot g_{iv} \quad (3.28)$$

$$g_{pv} = \frac{\Delta P}{\Delta V} = \frac{\Delta P}{\Delta I} \cdot \frac{\Delta I}{\Delta V} = \frac{5}{0,6} \cdot \frac{1}{5} \cong 1,67 \quad (3.29)$$

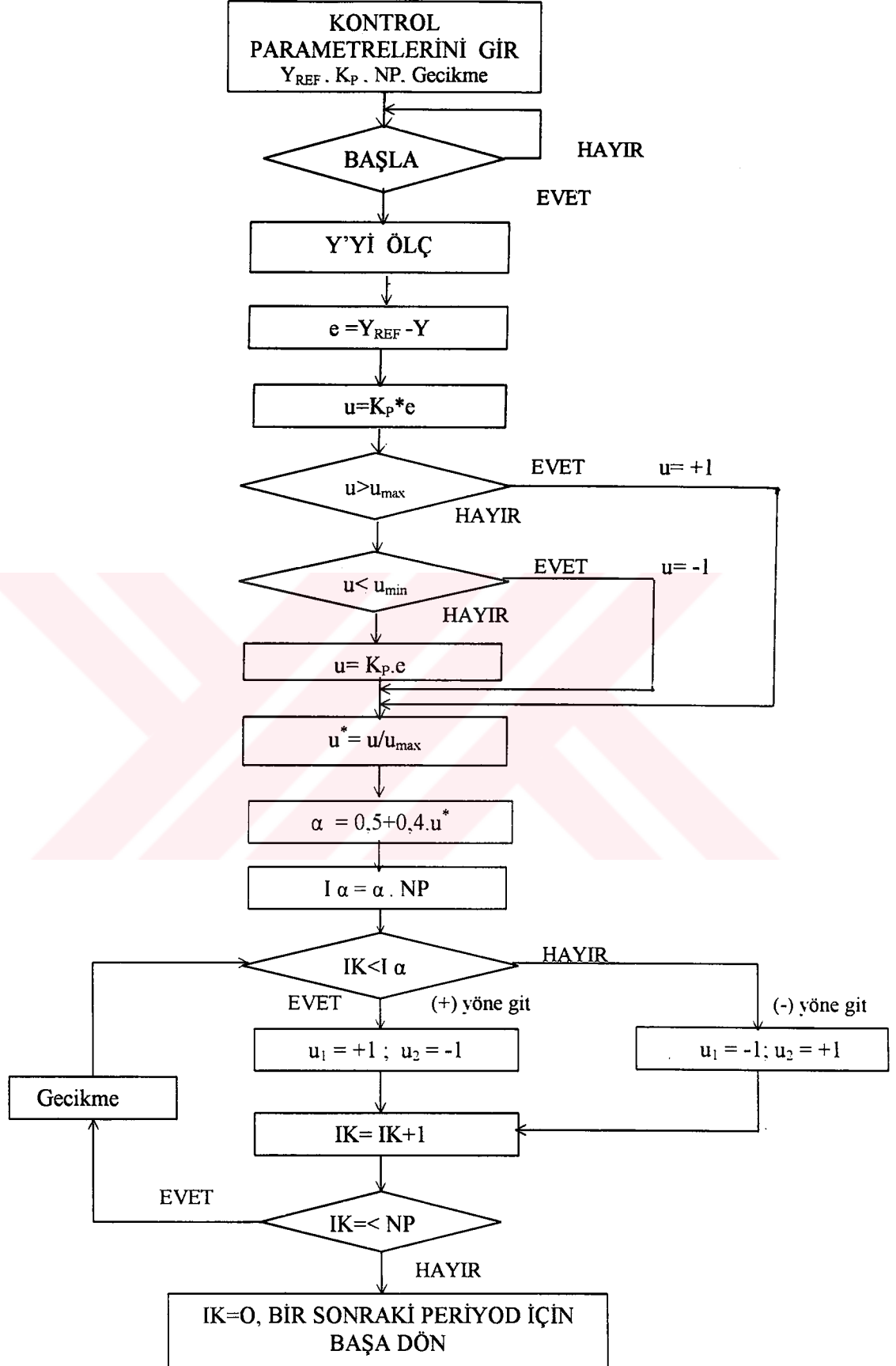
elde edilir. Sisteme, $P_{\max} = 4 \text{ bar(g)}$, $P_{\min} = 0 \text{ bar(g)}$, $P_{\text{ort}} = 2 \text{ bar(g)}$, bu değere karşı gelen kontrol sinyali $\bar{u} = 2,5 \text{ Volt}$, $\Delta P_{\max} = 2 \text{ bar}$, karşı gelen $\Delta u_{\max} = 2,5 \text{ Volt}$ olarak uygulanmıştır.

HIZ GERİ BESLEMELİ İKİLİ KONTROL PROGRAMI AKIŞ DİYAGRAMI



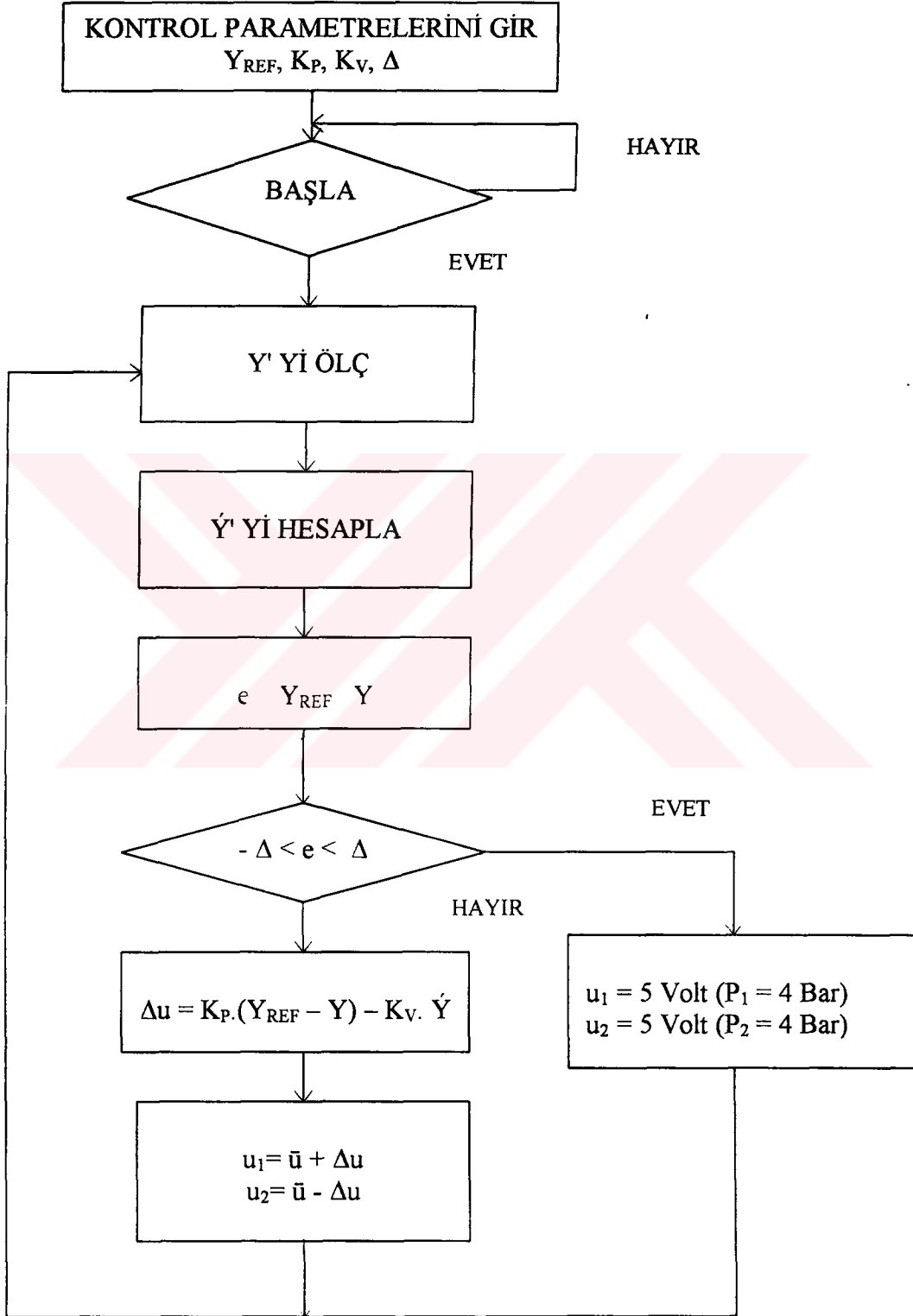
Şekil 3.10 Hız geri beslemeli ikili kontrol programı akış diyagramı

DARBE GENİŞLİĞİ MODÜLASYONU KONTROL PROGRAMI AKIŞ DİYAGRAMI



Şekil 3.11 Darbe genişliği modülasyonu kontrol programı akış diyagramı

**SÜREKLİ BASINÇ KONTROL PROGRAMI
AKIŞ DİYAGRAMI**



Şekil 3.12 Sürekli basınç kontrol programı akış diyagramı

BÖLÜM 4

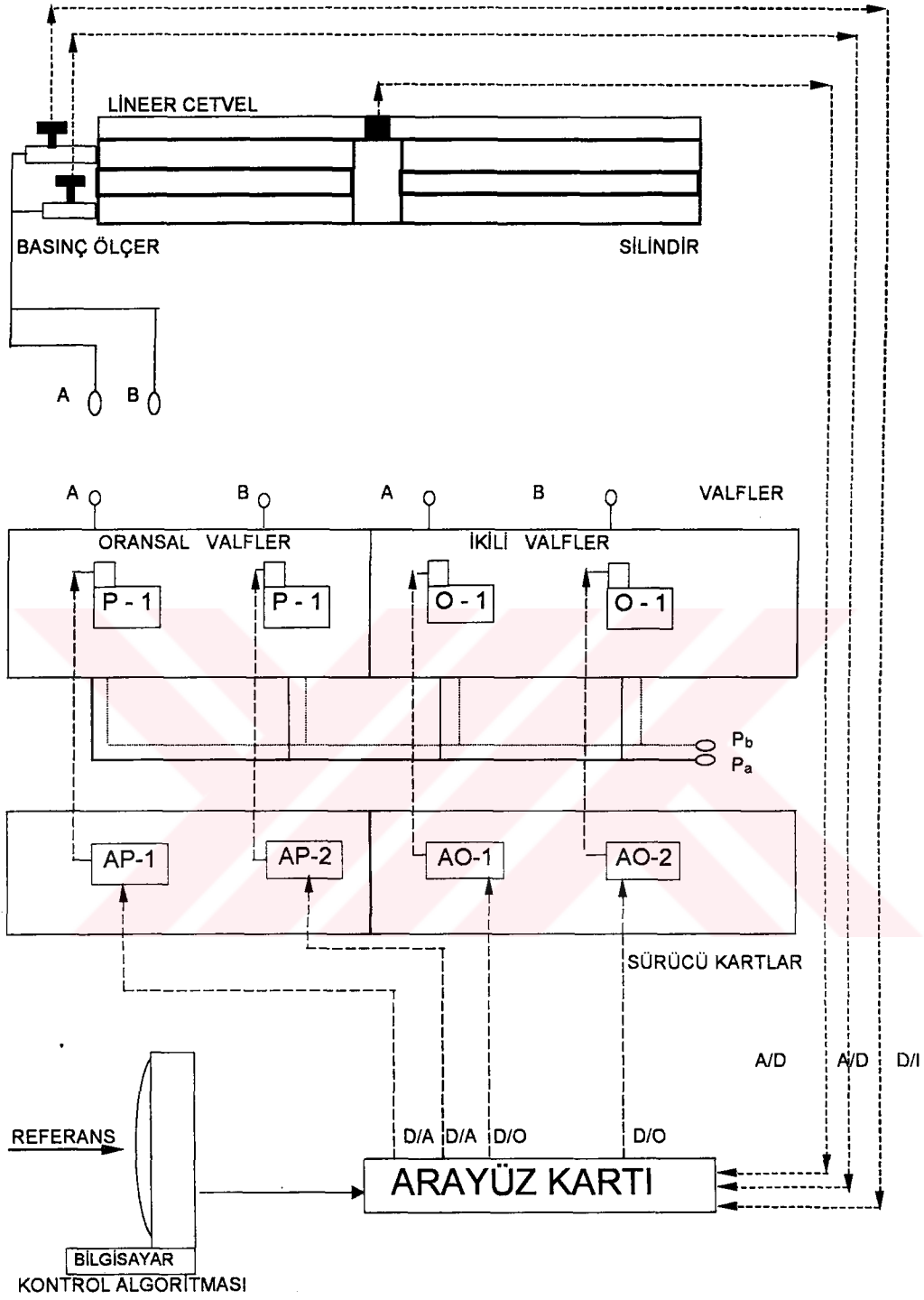
SİSTEM TASARIMI

4.1 GİRİŞ

Bu çalışmada SMC firmasının CY1HT32 kodlu 32 mm silindir çaplı, 500 mm stroklu, çubuksuz, arabasına manyetik bağlı silindiri kullanılmıştır. İkili kontrol valfleri, 22 ms cevap zamanı olan, 20 Hz'e kadar anahtarlama yapabilen, 24 V ile sürülen SMC-VQZ-312 valfleridir. Oransal basınç kontrol valfleri ise kendi sürücü kartları ile sürülen SMC-VEP-3121-1-02 kodlu valfleridir. Bu valflerin cevap zamanı 30 ms., kontrol edilebilir, basınç aralığı 0,5-6,5 bar(g)'dir.

Konum ölçmeleri için SONY Magnescale 600 mm sayısal ölçme cetveli ve MD-20 Detektör arayüz kartı kullanılmıştır. MD-20 Detektör'den gelen kare dalgaların sayılmasında ise İ.T.Ü. Makina Fakültesi Otomatik Kontrol Laboratuvarı'nda geliştirilmiş olan 16 bitlik aşağı/yukarı sayabilen kart kullanılmıştır. Bu sistemin çözünürlüğü ayarlanabilmekte olup, bu çalışmada 20 µm değerine ayarlanmıştır. Hız ölçmeleri yazılımla gerçekleştirilmiş, basınç ölçmeleri iki adet SMC-PSE 510 basınç ölçeri ile yapılmıştır. Basınç ölçerler 0-10 bar(g) aralığı için 1-5 V arasında sürekli gerilim çıkışı vermektedir. Kurulan deney tesisatının genel yapısı Şekil 4.1'de gösterilmiştir.

Sistem 486 DX-25 temelli bilgisayara, 16 analog 16 sayısal giriş, 2 analog 16 sayısal çıkışı olan ADVANTECH PCL-812-PG endüstriyel arayüz kartı ile bağlanmış gerekli tüm yazılım Borland C++ dilinde yazılmıştır. Bilgisayarla sistem arasındaki senkronizasyon gecikme komutları ile sağlanmıştır. Sistemde kullanılan örnekleme periyodu 7,5 ms'dir.



Şekil 4.1 Pnömatik konum kontrol sisteminin genel yapısı

4.2 SİLİNDİR

Bu sistem bilgisayar yardımıyla hassas ve katı pnömatik kontrol yapmak üzere tasarlanmıştır. Silindir olarak her iki yönde de aynı kesite sahip , oldukça hassas lineer yatakları bulunan , 500 mm stroklu , üzerindeki arabaya magnetik olarak bağlı olan 32 mm. çaplı , çubuksuz , SMC firmasının CY1HT32 kodlu silindiri seçilmiştir. Silindirin büyük ebatlarda seçilmesinin sebebi ise yapılan çalışmayla , endüstride karşılaşılabilecek , kontrolü oldukça zor olan büyük strok ve çaplı silindirlerde dahi hassas ve katı konum kontrolü uygulanabilirliğinin araştırılmasından kaynaklanmaktadır. Bu sebeble ihtiyacımız olan silindirle büyük kuvvetler elde edilmeli , dönme kuvvetlerine karşı hassas olmalı , yüksek hızlara çıkabilmelidir. Seçilen silindir istenen bütün özelliklere sahip bir silindir [30].

Strok : 500 mm

D : 32 mm

P_{max} : 7 Bar

P_{min} : 2 Bar

V_{max} : 1 m/sn

M_x : 64 Nm

M_y : 96 Nm

M_z : 64 Nm

Ağırlık : 13 kg

Yağlama : Gerekli değil

Konum mekanik hassasiyeti : $\pm 0,05$ mm

Arabanın hassasiyeti : $\pm 0,03$ ° max

Taşıyabileceği maximum yük : 400 N

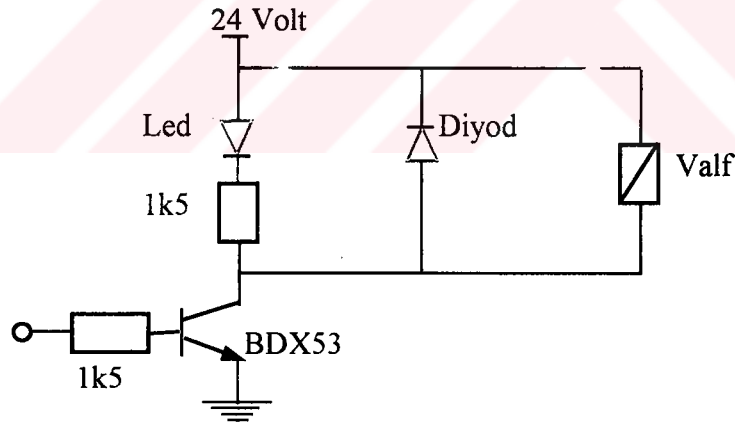
Magnetik tutma kuvveti : 588 N

Silindirin minimum çalışma basıncı 2 Bar'dır. Bu da sistemde aşırı sürtünme olduğunun bir göstergesidir. (3.7) formülüne bakıldığında, bu problemin M kütlelerinin artırılmasıyla, ζ sönüm oranının daha küçük değerlere çekilmesi durumunda çözülebileceği görülür. Özellikle sürekli basınç kontrolünde bu aşırı sürtünmeli hal,

valfin 2 bardan daha düşük basınçlar üretmesi gerektiği durumlarda, silindirin bu basınca duyarsız kalmasına sebep vereceğinden dolayı, ζ 'nın araba üzerine kütle eklenmesi ile düşürülmesinin daha iyi bir çözüm olacağı açıktır. Bu amaçla araba üzerine 5 kg'lık kütle eklenmiştir. ζ 'nın küçük değerlerinde sistem salınımlı davranacaktır. Ancak salınımlı ve daha az hatalı netice elde edilmesinin, silindirin yüksek lara değerlerinde hareketsiz kalması durumuna göre daha etkin bir çözüm oluşturduğu açıktır.

4.3 İKİLİ KONTROL VALFLERİ

İkili valf olarak , SMC firmasının 3 yollu elektropnömatik valflerinden SMC-VQZ-312 kodlu metal kaplı, sürgülü , 2 adet valf seçilmiştir. Bu valfler ikili kontrol teknolojisinin uygulamasında kullanılacaktır [31].



Şekil 4.2 Aç-kapa valfi yükseltici devresi

P_{max} : 7 Bar

P_{min} : 1 Bar

C_v : 0,8

Ağırlık : 92 gr

Max işlem frekansı : 20 Hz

Besleme gerilimi : $24 \pm 10\%$ V (DC)

Efektif kesit : 14,4 mm²

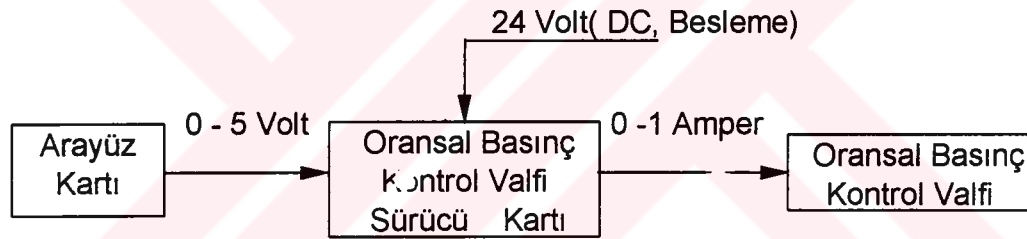
Cevap zamanı : 22 milisaniye

Yağlama : Gerekli değil

Manuel sürücü : Mevcut

4.4 ORANSAL BASINÇ KONTROL VALFLERİ

Oransal valf olarak SMC firmasının 3 yollu elektropnömatik basınç tipi SMC-VEP-3121-1-02 kodlu 2 adet valfi seçilmiştir. Bu valf, yollanan akım sinyaline karşı gelen basıncı oluşturmak amacıyla kullanılır. Cevap zamanı 30 ms., kontrol edilebilir basınç aralığı 0,5-6,5 bar(g)'dir. Arayüz kartının 0 – 5 Volt arasındaki çıkışına karşılık, oransal valfin 24 Volt(DC) beslenen sürücü kartı valfe 0 –1 Amper arasında akım yollar. Bu valfler sürekli basınç kontrolu uygulamasında kullanılacaktır [32].



Şekil 4.3 Oransal basınç kontrol valfinde sinyal akışı

P_{max} : 9.9 kgf/cm²

Cevap süresi : 0.03 sn

Histerezis : %3 F.S

Tekrarlanabilirlik : %3 F.S

Hassasiyet : % 0.5 F.S

Lineerlik : %3 F.S

Yağlama : Gerekli değil

Ağırlık : 900 gr

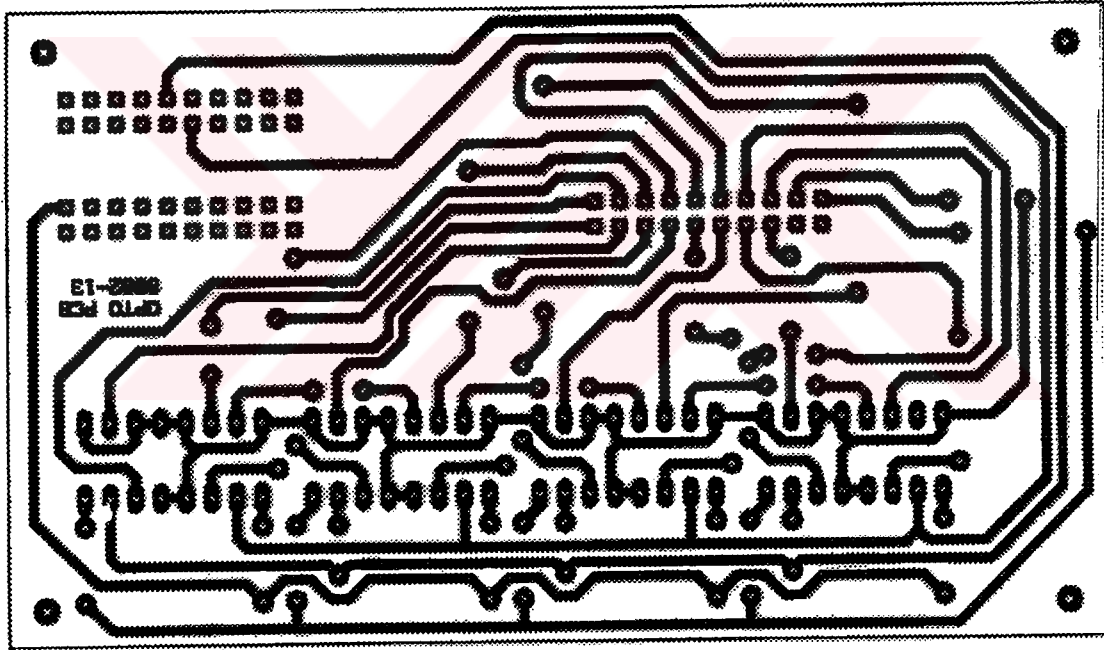
Kontrol edilebilir basınç ağırlığı : 0.5 – 6.5 bar

Besleme gerilimi : 24 ±10% V (DC)

4.5 ÖLÇME SİSTEMİ

4.5.1 Konum Ölçmesi

Konum ölçmeleri için SONY MAGNESCALE 600 mm sayısal ölçme cetveli [33] ve MD-20 Dedektör [34] arayüz kartı kullanılmıştır. MD-20 Dedektör'den gelen kare dalgaların sayılmasında ise Otomatik Kontrol Laboratuvarında geliştirilmiş olan 16 bitlik aşağı/yukarı sayabilen kart kullanılmıştır. Bu sistemin çözünürlüğü ayarlanabilmekte olup, bu çalışmada 20 μm değerine ayarlanmıştır. Cetvelin uzunluğu 600 mm, silindirin stroğu 500 mm olduğundan dolayı, silindirin cetveli zorlaması veya hasar vermesi söz konusu değildir.



Şekil 4.4 16 bitlik sayıcı kart devresi

Bu cetvel otomatik tezgahlarda (freze, torna) sıkça kullanılan bir cetveldir. Cetvelin çıkışı sinüs dalgası şeklindedir. Sinüs dalga çıkışlı tercih edilmesinin sebebi ise; ölçme yapılan nokta ile ölçmenin değerlendirildiği nokta arasında, kablo uzunluğu nedeniyle oluşabilecek sinyal zayıflamasını en aza indirmektir. Bundan dolayı sinüs dalga bilgisayarda işlenmeden hemen önce bir filtre devresiyle kare dalgasına

dönüştürülmelidir. Lineer cetvelin kendisine ait bir filtre devresi mevcuttur. Bu devreyle ayrıca içindeki bölücü sayesinde çözünürlük ayarı yapmak da mümkündür. Bu da çözünürlüğü $0,5\mu\text{m}$ ile $20\mu\text{m}$ arasında ayarlama imkanı sağlamaktadır. Ayrıca bu devreyle çıkış sinyalinin genişliğini ayarlamak da mümkündür. Çözünürlüğü, MD 20 Dedektör üzerindeki Res anahtarı ile, çıkış dalga genişliğini ise Tw düğmesiyle ayarlamak mümkündür. Ancak Res ve Tw ayarları birbiriyle bağlantılıdır. Yani Res'i istediğimiz kadar düşük, Tw'yi ise istediğimiz kadar büyük bir değere getiremeyiz. Lineer cetvel düşük hızlarda daha hassas, yüksek hızlarda ise daha az hassas çalışmaktadır. Lineer cetvelle yapılan en iyi ayarla (Tw ve Res ayarları) en fazla 1000 mm/sec hızla akan bir sinyali yakalayabiliriz. Silindirimiz de en fazla 1000 mm/sec hızla çalıştığından dolayı silindir ve lineer cetvel birbiriyle uyumludur. 1000 mm/sec 'in üzerinde dedektör çıkış sinyali veremez ve alarm durumuna geçer. Bu da sistemin, cetvelin set değerlerinin gerektirdiği maximum hız değerinin üzerinde hareket ettiğinin göstergesidir. İstenildiği takdirde bu alarm sinyali vasıtası ile, dedektör alarm verdiğinde, çalışmakta olan sistem acil olarak durdurulabilir. Bu da sistemin güvenilirliğini artıran önemli bir özelliktir.

Bu dedektörde ayarlar Res : 1, Tw : 4 değerinde olup lineer cetvel çalışabileceği maximum hız seviyesinin gerektirdiği set değerlerine göre ayarlanmıştır. Dedektör $+5\text{ V} \pm 5\%V$ ile beslenmelidir. Dedektör devresinden 3 adet çıkış vardır. Bunlar; PCA, PCB ve $+5\text{ V}$ 'luk besleme sinyalleridir.

4.5.2 Basınç Ölçmesi

Sistemdeki basınç değişmelerini ölçmek üzere SMC firmasının iki adet SMC-PSE 510 kodlu basınç ölçeri kullanmıştır. Bu basınç ölçer sayesinde ölçülen basınca karşılık gerilim çıkışı elde edilir. Basınç ölçerler $0-10\text{ bar(g)}$ aralığı için $1-5\text{ V}$ arasında sürekli gerilim çıkışı vermektedir [35].

İşlem aralığı : $0 - 10\text{ bar}$

Çıkış : $1 - 5\text{ V}$

Voltaj : $12 - 24\text{ V (DC)}$

Amper : 10 mA

Tekrarlanabilirlik : $\pm \% 3$ veya daha az

4.6 SİSTEMİN BİLGİSAYARA BAĞLANMASI VE ARAYÜZ DEVRESİ

Sistemde kullanılan tüm elemanları çalışmalarına göre gruplayacak olursak;

a. Analog çalışanlar

a.1. Oransal basınç kontrol valfleri (2 adet analog çıkış)

a.2. Basınç ölçerler (2 adet analog giriş)

b. Dijital çalışanlar

b.1. İkili valfler (2 adet dijital çıkış)

b.2. Sayıcı kart (1 adet dijital çıkış)

b.3 Sayıcı kart (16 adet dijital giriş)

Yukarıdaki bilgilerden de görüleceği gibi oransal basınç kontrol valflerini sürmek için 2 adet analog çıkışa, silindirdeki basınç değişimlerini bilgisayar ortamında değerlendirmek için 2 adet analog girişe, ikili valfleri kontrol etmek için 2 adet dijital çıkışa, sayıcı kartı sıfırlamak için 1 adet dijital çıkışa, lineer cetvelin verdiği sinyalleri sayan sayıcı kartın çıkışını bilgisayar ortamına aktarmak için 16 adet dijital giriş gerekmektedir.

Yukarıda bahsedilen edilen işlevleri gerçekleştirmek için üzerinde analog ve dijital giriş çıkış bulunan ADVANTECH Co.Ltd. firmasına ait PCL-812 PG adlı endüstriyel kart kullanılmıştır. Kartın özellikleri aşağıda verildiği gibidir [36].

1. Analog girişler (A/D çevirici)

Toplam kanal : 16 adet

Kullanılan kanal : 2 adet

Çözünürlük : 12 bit

Giriş aralığı : $\pm 5\text{ V}$, $\pm 2.5\text{ V}$, $\pm 1.25\text{ V}$, $\pm 0.625\text{ V}$, $\pm 0.3125\text{ V}$

Çevirme hızı: 30 KHz maksimum

Hassasiyet : $\% 0.015 (\pm 1\text{ bit})$

2. Analog çıkışlar (D/A çevirici)

Toplam kanal : 2 adet

Kullanılan kanal : 2 adet

Çözünürlük : 12 bit

Çıkış aralığı : 0 – 5 V ; 0 – 10 V

Lineerlik : $\pm 1/2$ bit

Çıkış amperi : ± 5 mA maksimum

3. Dijital girişler

Toplam kanal : 16 adet

Kullanılan kanal : 16 adet

Giriş voltajı : 0.8 V - 2.0 V

Giriş yükü : 0.4 mA'da 0.5 V

4. Dijital çıkışlar

Toplam kanal : 16 adet

Kullanılan kanal : 16 adet

Çıkış voltajı: 0.5 V (8 mA'da)

4.7 KULLANILAN PROGRAMLAMA DİLİ

Sistem kontrolünde kullanılan, ölçme ve kontrol programları Borland C++ programlama dilinde yazılmıştır. Çünkü C orta seviyeli bir program dilidir ve BASIC, COBOL, PASCAL gibi yüksek programlama dillerine göre, makina diline çok daha yakındır.

Ayrıca C dilini kullanarak yazdığımız programlarda bilgisayar operasyonları tamamen kullanıcı kontrolü altındadır. Çünkü yüksek seviyeli dillerden farklı olarak, programcıya getirilen sınırlama ve kontroller C dilinde tamamen ortadan kaldırılmıştır. Diğer bir deyişle makina ile programcı arasında bir kontrol biriminin olmadığı söylenebilir [37].

BÖLÜM 5

DENEYSEL ÇALIŞMA

5.1 GİRİŞ

Bu deneysel çalışmada, kontrol teknolojilerini kıyaslamak için aynı referans konumunda ($y_{ref} = 200$ mm) performansları ölçülmüştür. Tüm kontrol yöntemlerinde başlangıç şartı olarak kontrol uygulanmadan önce araba 40 mm ileri alınıp, sayısal cetvel daha sonra sıfırlanmıştır. Eğer araba silindirin kafasına kadar çekilip cetvel orada sıfırlanırsa, herbir kenarda sönümlleme amaçlı kullanılan amortisörün yaylanması dolayısı ile arabada yataklara göre dönme oluşacaktır(dönme arabanın silindire yaslandığı yerde bir tane amortisör olması ve onun da asimetric yerleştirilmiş olmasından kaynaklanmaktadır). Dönme ile meydana gelen yer değiştirme cetvelin sinyal almasına sebep olur. Bu durumda cetvel sıfırlansa bile araba amortisöre karşı çalışacağından dolayı her sıfırlamadan sonra sıfır ayarı bozulur. Bu da daha başlangıç konumunda kontrole hatalı başlanmasına sebep olur.

5.2 İKİLİ KONTROL DENEYLERİ

5.2.1 Hız Geri Beslemeli İkili Kontrol Deneyi

Hız geri beslemeli ikili kontrolde K_v 'nin büyük seçilmesi durumunda kumanda sinyali çok sık değişmekte ve yükün referans konuma ulaşması zaman almaktadır. K_v 'nin belli bir değerin altında olması durumunda hız geri beslemesi yapılmayan ikili kontrolde olduğu gibi sistem salınıma girmektedir.

Yapılan deneysel çalışmada, hız geri beslemeli kontrol ile minimum anahtarlama ile sistemin referansa minimum zamanda oturması amaçlanmıştır. Bu amaçla, sistemin lineer cetvele göre 10000 puls ileride konumlanması istenmiştir. 10000 puls, 200 mm'ye tekabül etmektedir.

Kontrol parametreleri; $K_v = 8$, $\Delta = \pm 2$ mm verildiğinde, sistemin 0,88 mm hata ile yaklaşık 0,70 saniyede referansa ulaştığı görülmüştür(Şekil 5.1). Kontrol parametreleri olarak; $K_v = 10$, $\Delta = \pm 2$ mm alındığında ise sistemin 0,14 mm hata ile 0,80 saniyede referansa ulaştığı görülmüştür(Şekil 5.2). Referansa oturma süresi hızın sıfırlanması için geçen süredir. İkinci deneyde K_v artırılmış, Δ ise sabit tutulmuştur. Sonuçta K_v 'nin artırılması oturma süresini 0,1 saniye artırmış ancak hatayı ise 0,74 mm gibi önemli ölçüde azaltmıştır.

Sistemin hassasiyetini artırmak için, ölü bölgenin azaltılıp K_v değerinin artırılması, sistemin referansa daha az hata ile ancak daha fazla anahtarlama ve daha geç ulaşacağını göstermektedir.

5.2.2 Kayan Rejimli Kontrol Deneyi

Hız geri beslemeli kontrolde K_v 'nin büyük değerlerinde sistem referansa giderken salınımlı hareket etmekte ancak aşma meydana gelmemektedir. Silindirde bu davranışı görmek amacı ile 200 mm'lik referansa oturması için, ilk deneyde kontrol parametreleri olarak; $K_v = 35$, $\Delta = \pm 0,2$ mm verildiğinde, sistemin 0,14 mm hata ile yaklaşık 1,60 saniyede referansa ulaştığı görülmüştür(Şekil 5.3). Kontrol parametreleri olarak; $K_v = 50$, $\Delta = \pm 0,2$ mm alındığında ise sistemin 0,06 mm hata ile 3.8 saniyede referansa ulaştığı görülmüştür(Şekil 5.4).

Hata miktarını azaltmak için ölü bölge küçültülüp K_v 'yi artırılabilir. Ancak bu durumda, Şekil 5.4'den de görüldüğü gibi anahtarlama adedi ve oturma süresi daha da artar.

5.3 DARBE GENİŞLİĞİ MODÜLASYONU DENEYİ

Darbe genişliği modülasyonu ile yapılan çalışmada referans konum olarak 200 mm ve kontrol parametreleri olarak; $K_p = 120/100$, Gecikme = 70, NP = 100 verildiğinde, sistemin 0,20 mm hata ile yaklaşık 1,20 saniyede referansa ulaştığı

görülmüştür(Şekil 5.5). Oturma zamanının ikili kontrol yöntemlerine göre oldukça fazla olduğu ve sistemin daha yavaş davrandığı görüldü. Buna en büyük etken ise valflerin sürekli anahtarlamasından dolayı zaman sabiti türünde davranış gösteren hazne içindeki basıncın besleme basınca ulaşmasıdır.

Gecikme: Bilgisayarla valfin senkronizasyonunu sağlamak ve bu amaçla üretilen kontrol sinyalinin belli bir süre gecikmesini sağlayan zamana bağlı bir katsayıdır.

NP: Bir periyodun kaç adımdan oluştuğunu belirleyen bir katsayıdır.

Bilgisayarın sinyal üretme hızı çok yüksek olduğundan dolayı valf ilk sinyali almış fakat daha sürgüsünü oynatmadan, yazılım valfe ikinci sinyali yollamış olabilir. Bu problem ancak her yollanan sinyalden sonra zaman gecikmesi eklenerek aşılabilir. Gecikme valfin periyodunun ayarlanmasını da sağlar.

Yapılan ikinci deneyde kontrol parametreleri olarak; $K_p = 150/100$, Gecikme = 30, NP =100 verildiğinde, sistemin 0,14 mm hata ile yaklaşık 1,40 saniyede referansa ulaştığı görülmüştür(Şekil 5.6). İkinci deneyde PWM'in aşma halindeki karakteristiğinin görülmesi için K_p değeri artırılıp, gecikme azaltılmıştır. İkinci halde sistemin aşmalı davranışından dolayı oturma zamanının arttığına dikkat edilmelidir. Silindirin kuru sürtünmesinden dolayı, Şekil 5.6'dan da görüldüğü gibi yüksek kazaçla, aşmalı çalışma halinde sistem daha az hatayla referansa oturur.

Sistemin referans konumu etrafında çalışırken her iki valfin de % 50 açık ve % 50 kapalı olduğu Şekil 5.5 ve Şekil 5.6'dan görülebilir.

5.4 SÜREKLİ BASINÇ KONTROLU DENEYİ

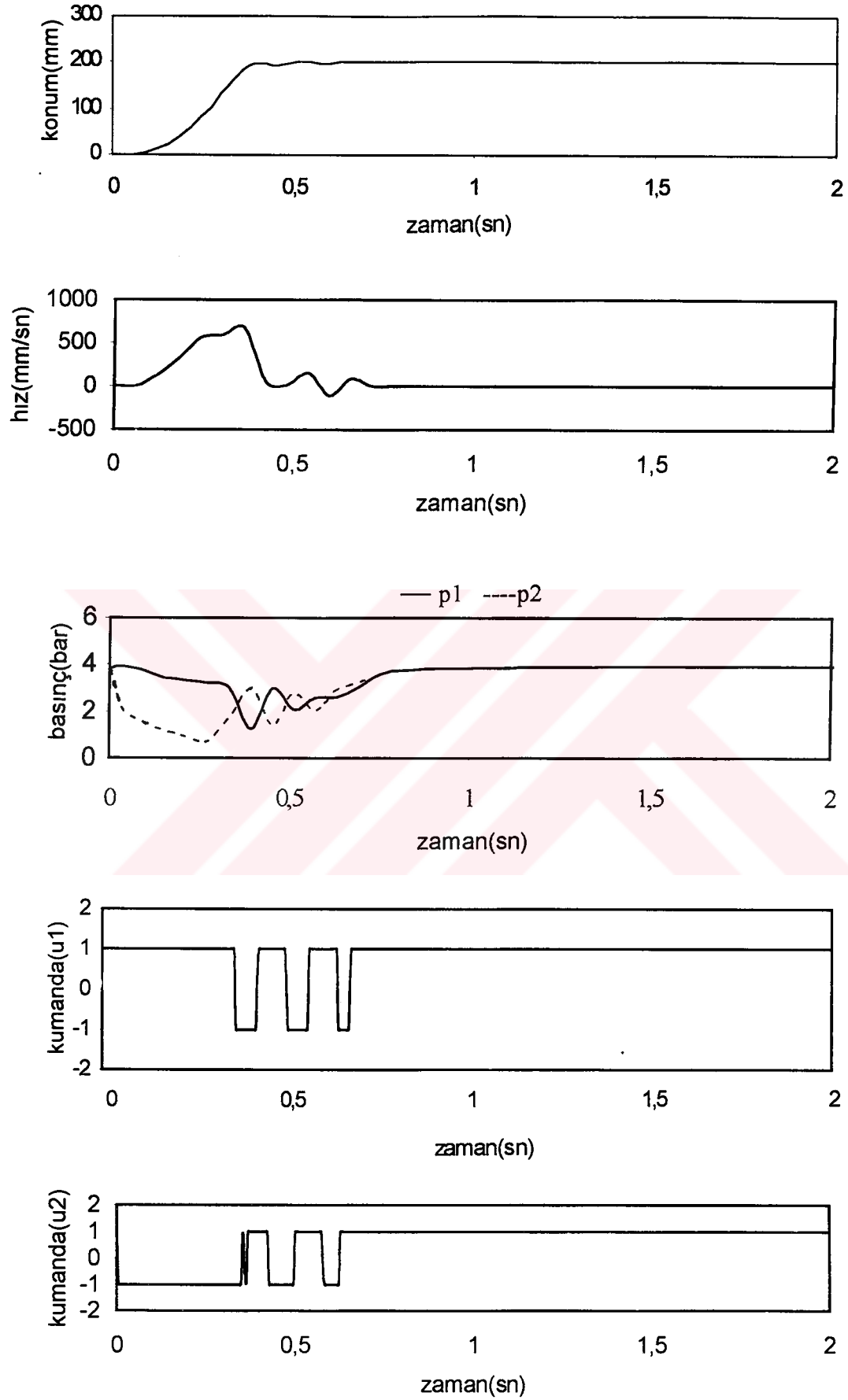
Sürekli basınç kontrolu ile yapılan çalışmada referans konum olarak 200 mm ve kontrol parametreleri olarak; $K_p = 5$, $K_v = 50$, $\Delta = 2$ mm verildiğinde, sistemin 0,14 mm hata ile yaklaşık 0,40 saniyede referansa ulaştığı görülmüştür(Şekil 5.7). Bu sonuç kontrol yöntemleri içerisinde en kısa sürede oturma zamanının sürekli basınç kontrolünde elde edildiğini gösterir.

Silindirin kuru sürtünmesinin yüksek olmasından dolayı sistemin daha az hatayla referansa oturması için referans etrafında 1-2 aşmayla konumlama elde edilmiştir. K_v değerinin artırılması durumunda salınımın azaldığı ancak sürekli rejim hatasının ve oturma süresinin arttığı görülmüştür.

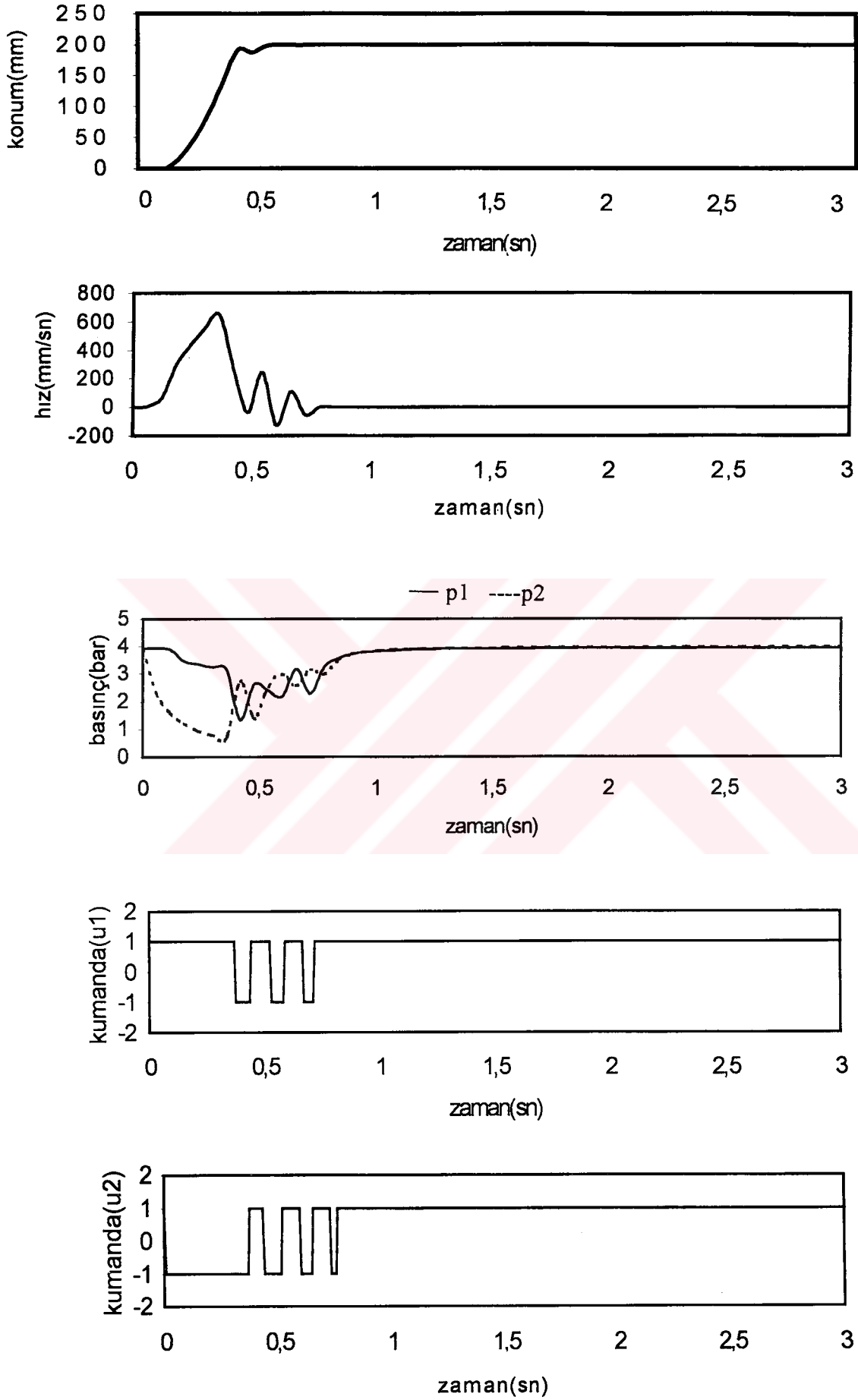
Sistemin katılığına artırmak amacıyla sistem ölü bölgeye girdiğinde silindirin iki haznesinde de 4 barlık basınç oluşturulmaktadır. Böylece yay karakteristiği gösteren basıçlı havanın yaylanma katsayısı artırılır.

Sistem tarafından üretilmesi istenen basınçla, valfin üretmiş olduğu basınç arasındaki zaman gecikmesi Şekil 5.7'deki $u - P$ grafiğinde görüldüğü gibidir.

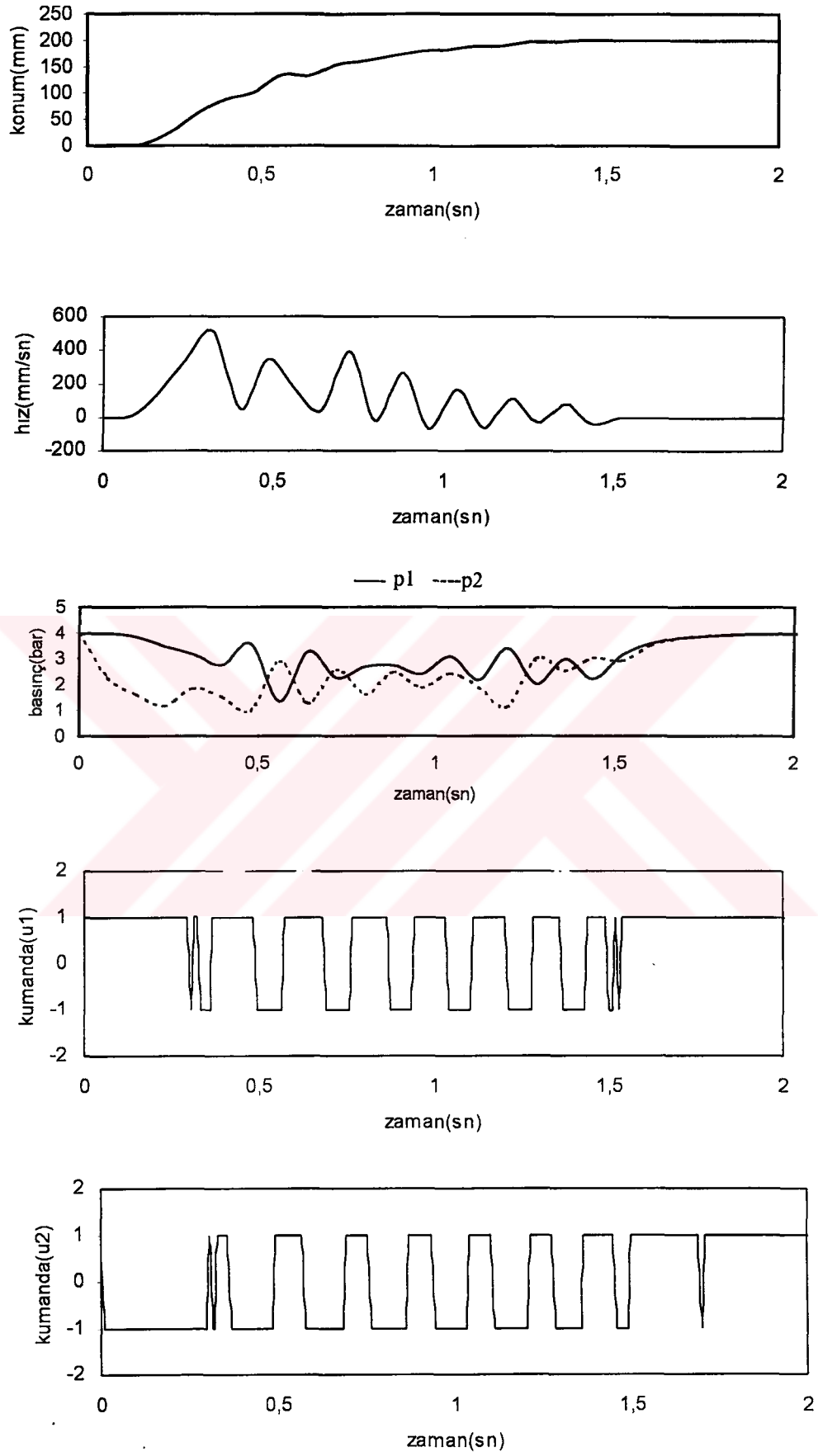
Yapılan ikinci deneyde kontrol parametreleri olarak; $K_p = 5$, $K_v = 100$, $\Delta = 2$ mm verildiğinde, sistemin 0,08 mm hata ile yaklaşık 0,60 saniyede referansa ulaştığı görülmüştür(Şekil 5.8). K_v 'nin artırılmasıyla, kayan rejimli ikili kontrolde olduğu gibi referansa doğru ilerken valfler aç-kapa valfmiş gibi sonuna kadar açar ve kapatır. Çünkü valfler bu K_v değeriyle doymaya girmiştir ve oransal valf gibi değil, aç-kapa valf gibi çalışmaya başlamıştır. Sistem bu durumda bozucu etkilerden daha az etkileneceği için referansa daha az hatayla oturur. Anahtarlamaların artmasından dolayı oturma zamanı artacaktır. Bu benzerlik sürekli basınç kontrolünün Şekil 5.8 ile kayan rejimli ikili kontrolün Şekil 5.3'deki $u-t$ grafiğinden de görülebilir.



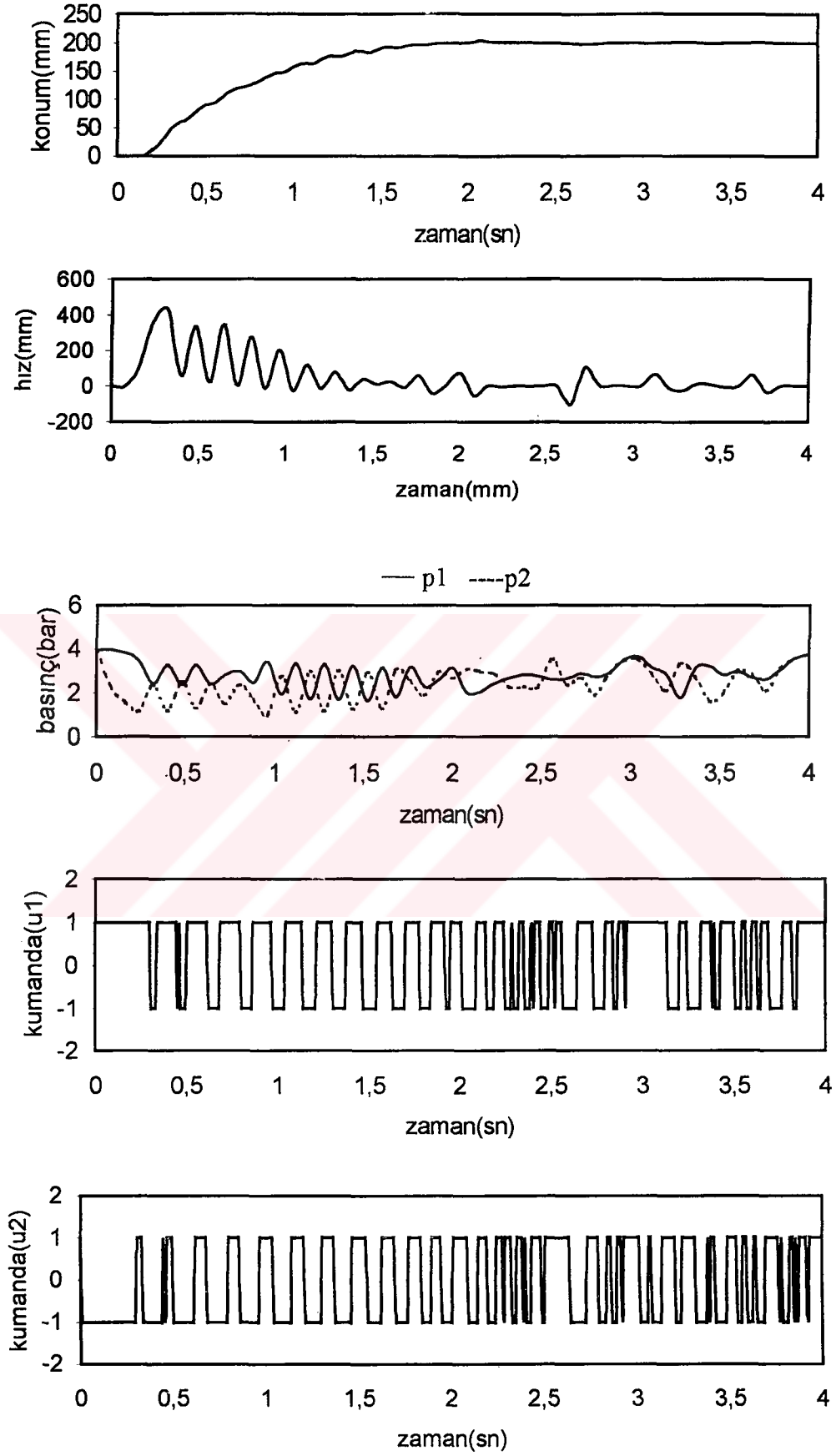
Şekil 5.1 Hız geri beslemeli ikili kontrol grafikleri
 ($y_{ref} = 200$ mm, $K_v = 8$, $\Delta = 2$ mm, $y = 200,88$ mm)



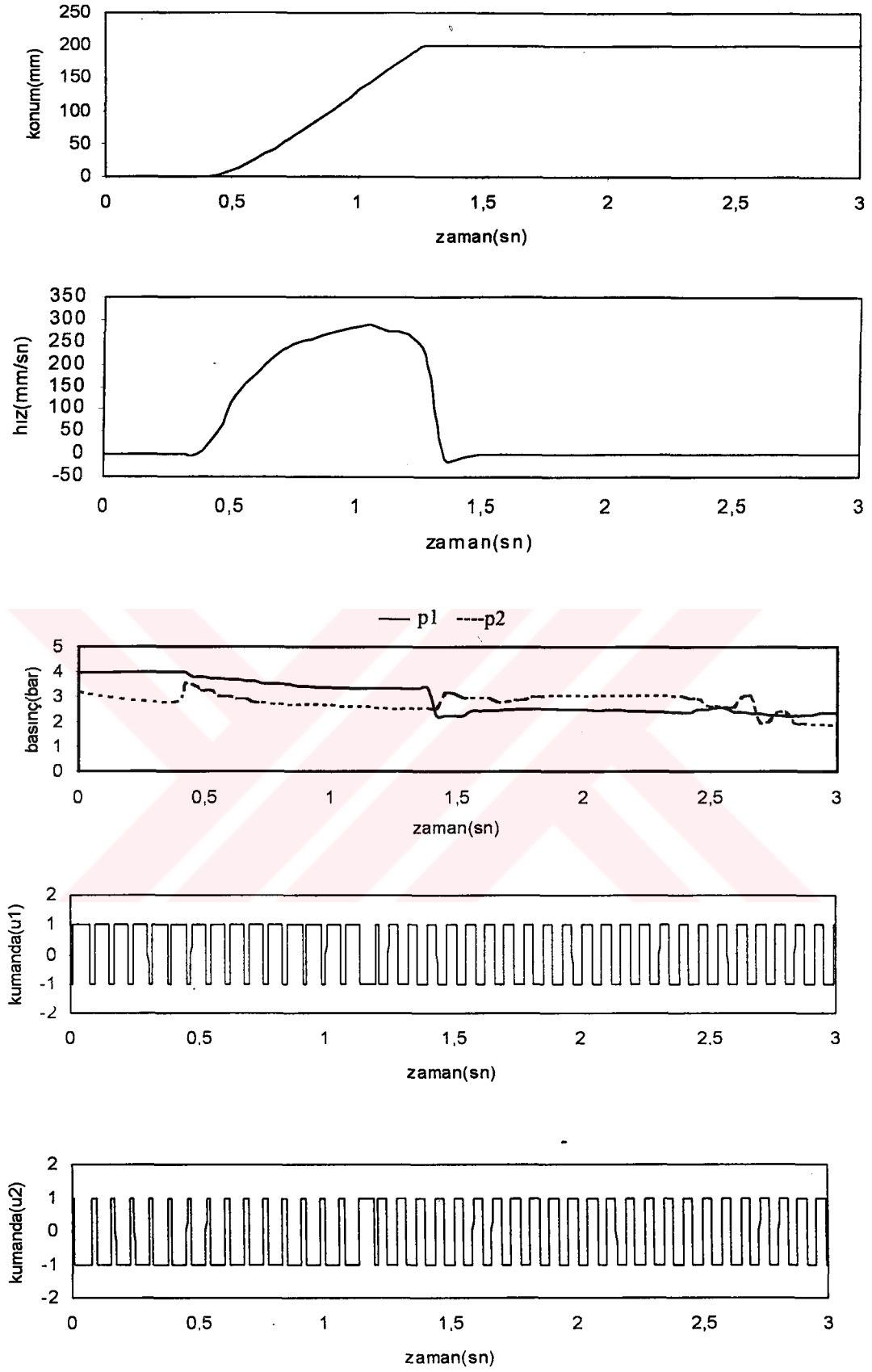
Şekil 5.2 Hız geri beslemeli ikili kontrol grafikleri
($y_{ref}=200$ mm, $K_v=10$, $\Delta=2$ mm, $y=199,86$ mm)



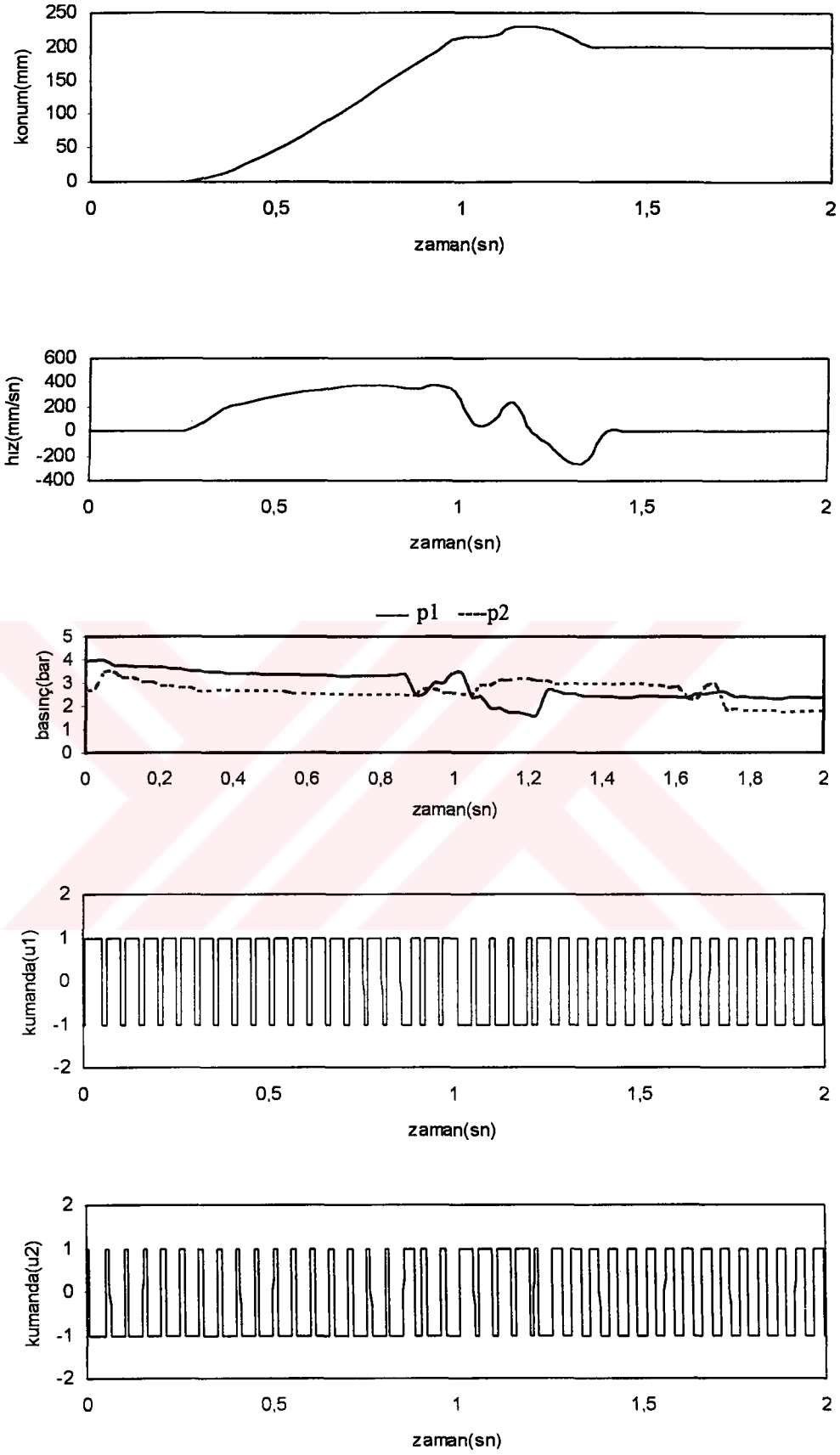
Şekil 5.3 Kayan rejimli kontrol grafikleri
 $(y_{ref}=200, K_v=35, \Delta=0,2 \text{ mm}, y=199,86 \text{ mm})$



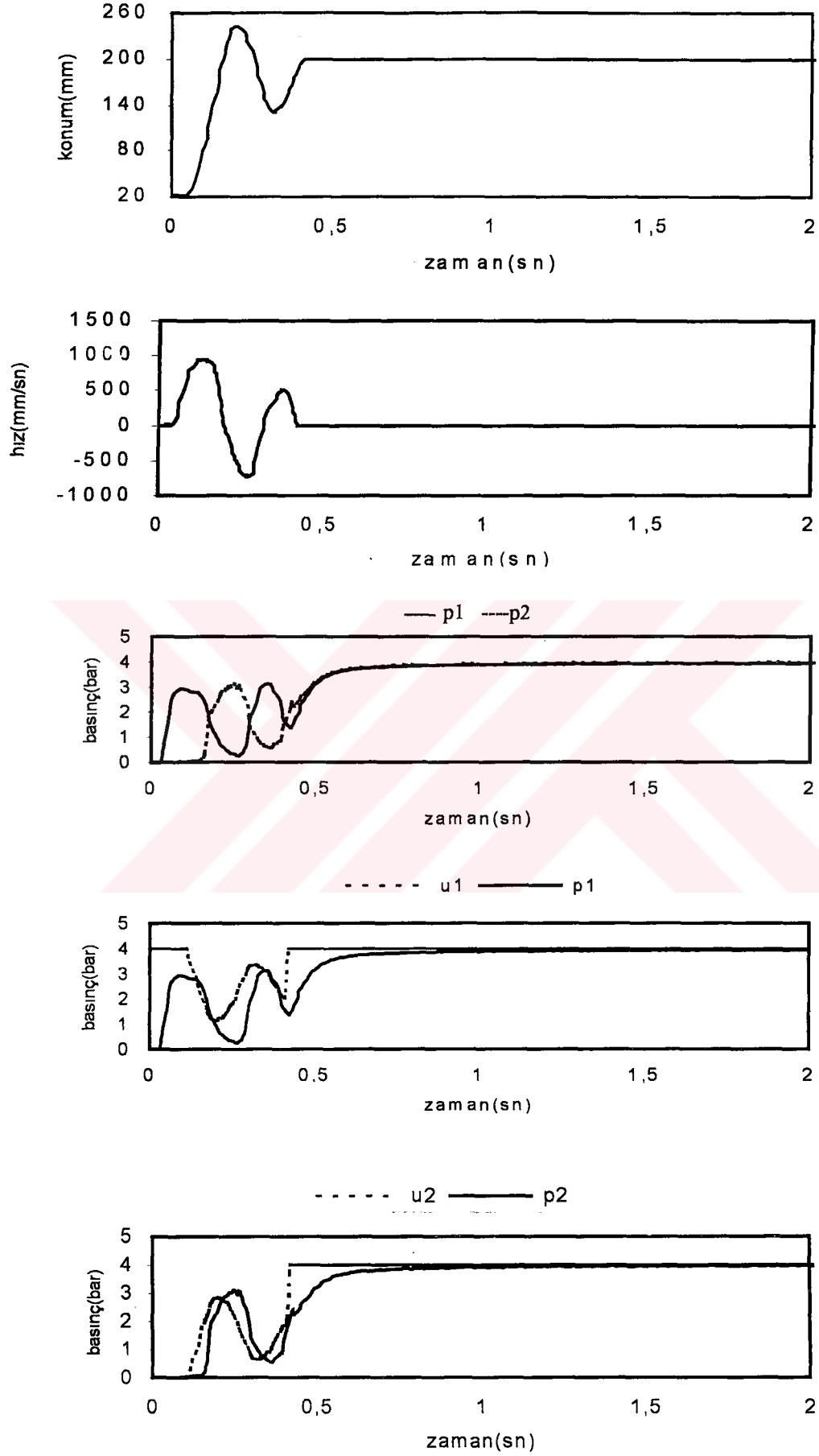
Şekil 5.4 Kayan rejimli kontrol grafikleri
 $(y_{ref}=200, K_v=50, \Delta=0,2 \text{ mm}, y=200,06 \text{ mm})$



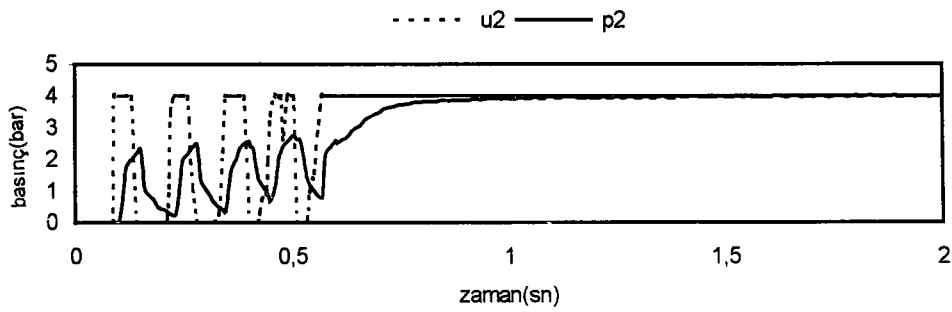
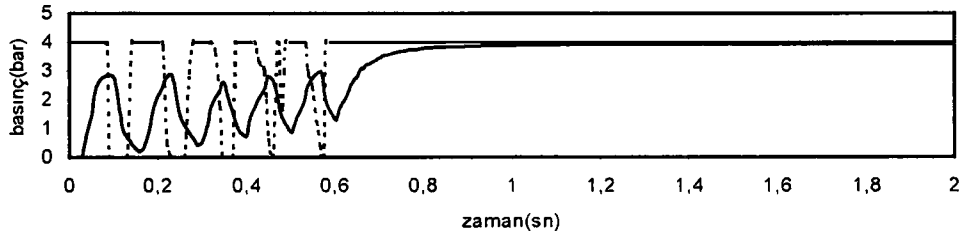
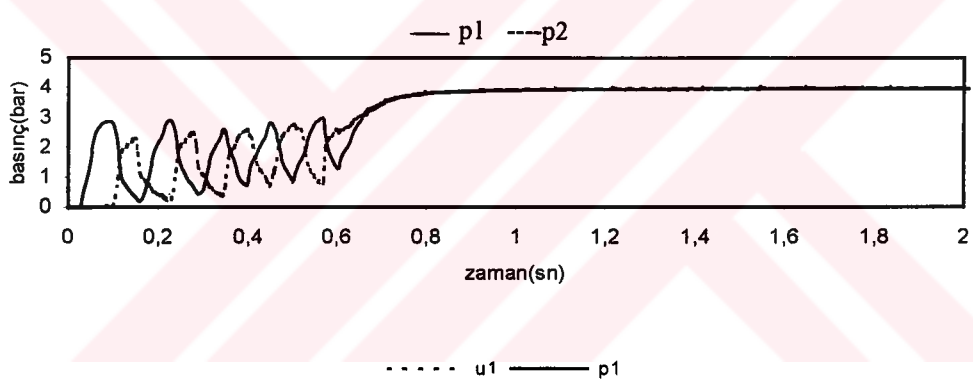
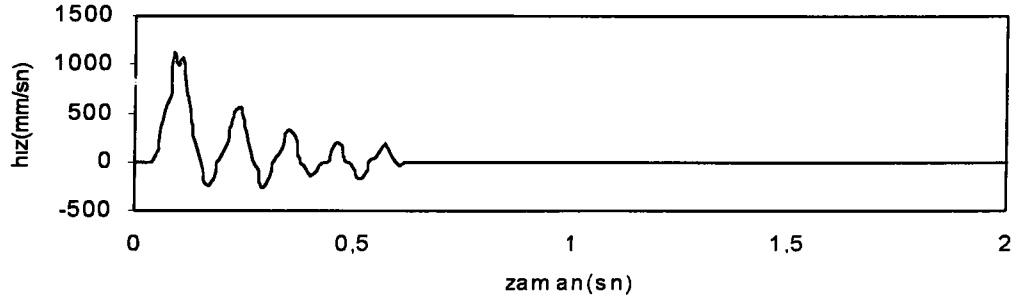
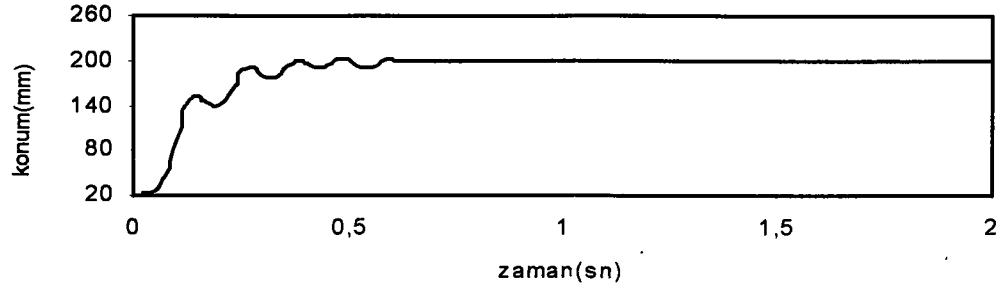
Şekil 5.5 Darbe genişliği modülasyonu grafikleri
 ($y_{ref} = 200$ mm, $K_p = 120/100$, $NP = 100$, Gecikme = 70, $y = 200, 20$ mm)



Şekil 5.6 Darbe genişliği modülasyonu grafikleri
 ($y_{ref} = 200$ mm, $K_p = 150/100$, $N_P = 100$, Gecikme = 30, $y = 200,14$ mm)



Şekil 5.7 Sürekli basınç kontrolü grafikleri
($y_{ref} = 200$ mm, $K_p=5$, $K_v=50$, $\Delta=2$ mm, $y = 200,14$ mm)



Şekil 5.8 Sürekli basınç kontrolü grafikleri
($y_{ref} = 200$ mm, $K_p = 5$, $K_v = 100$, $\Delta = 2$ mm, $y = 199,92$ mm)

BÖLÜM 6

SONUÇLAR VE ÖNERİLER

6.1 GİRİŞ

Bu çalışmada, ikili kontrol algoritmaları (hız geri beslemeli ikili kontrol, kayan rejimli kontrol), darbe genişliği modülasyonu ve sürekli basınç kontrolünün deneysel olarak sınanmasını sağlayacak deney tesisatı hazırlanmıştır. Bu tesisat üzerine uygulanan kontrollerlerden edilen sonuçlar karşılaştırılmalı biçimde irdelenmiştir. Sistem Borland C++ de yazılmış yazılım ile kontrol edilmiş, bilgisayarın gerçek zamanda çalışması için yazılım gecikme komutları ile senkronize edilmiştir.

6.2 REFERANS KONUM ETRAFINDAKİ DAVRANIŞ

İkili kontrolle kontrol edilen sistemde, kumanda sinyalinin değişimiyle olan anahtarlama sonucu,

1. Silindir haznelerindeki basıncın zaman sabiti tipindeki değişimi
2. Pistona etkiyen kuvvetin değişimi

istenilen referansa sistemin oturmasını güçleştirici sebepler olarak görülmüştür. Bu şartlar altında, $K_v=0$ olduğu durumda, pistona etkiyen kuvvetteki değişimler sonucu referans nokta etrafında konumda ve hızda oluşan salınımların sönümlenemeyeceği açıktır. Oluşan sürekli salınımların yok edilmesi için referans etrafında ölü bölge tanımlanması yoluna başvurulmuştur.

$$u = \text{sign}[(e + K_v \cdot \dot{e})]$$

Bu şekilde elde edilen kontrol kuralına **Hız Geri Beslemeli İkili Kontrol** denir. Bu kontrol kuralında hız, K_v değeri sayesinde sıfır yapılmaya çalışılır. Bu sebeple aşma tamamen K_v değerine bağlıdır. K_v 'nin artması kumanda sinyalinin çok sık değişmesine yol açmakta ve silindir haznelerinde basınç çalkantılarına sebep olmaktadır. Ancak oluşan bu çalkantılar mekanik zaman sabiti yapısındaki araba üzerindeki kütle ve sürtünme tarafından sönümlendiği için sonuçta titreşimsiz bir hareket elde edilir.

Hız geri beslemeli ikili kontrol beklendiği gibi “en kısa zaman” türü bir cevaba yol açmakta ancak sistemin referans konumu etrafındaki hassasiyeti, sistemin sürtünme karakteristiğine ve buna göre seçilen ölü bölgeye bağımlı olmaktadır. “En kısa zamanda oturma” istenmesi durumunda sistem referansa oturmak üzere ilerlerken anahtarlama olmamalıdır. Anahtarlama sadece referans etrafında frenleme amacıyla yapılmalı ve salınım adedi ise 2-3 salınımı geçmemelidir. Bu durumda elde edilen K_v değeri, kritik K_v değeridir. Bu K_v değerinden sonra kayan rejimli ikili kontrole geçilir.

Kayan rejimli ikili kontrolde anahtarlama doğrusu üzerindeki anahtarlama sayısı hız geri besleme katsayısının artırılması ile artmakta, buna karşın sistem davranışı anahtarlama doğrusu ile belirlenen birinci mertebe davranış etrafına çekilebilmektedir. Bu durumda sistem davranışı sistem parametrelerinin değişmelerine duyarsız hale gelmektedir. Kayan rejimli ikili kontrolde sistem sık anahtarlama sonucunda referansa frenleme yaparak yaklaşır ve aşma yapmadan referans konuma ulaşır. Anahtarlama sayısının fazla olmasından dolayı, oturma zamanı hız geri beslemeli ikili kontrole göre fazladır.

Darbe genişliği modülasyonu ikili kontrol yapısında olmasına rağmen sistem güç girişinin ortalama değerini α parametresi ile etkilediği için sürekli kontrole benzer uygulamalara da imkan vermektedir. Darbe Genişliği Modülasyonu yönteminde periyodik kontrol sinyalinin doğurduğu salınımlar sistem tarafından beklendiği gibi yutulmuş, hızlı olmamasına rağmen tatmin edici bir davranış elde edilmiştir

Oransal basınç kontrol valfleri ile sürekli kontrol, için bu çalışmada elektropnömatik 5 yollu servovalf yerine iki adet oransal basınç kontrol valfi kullanılmıştır. Basınç kontrol valfleri genellikle sabit hacimlerde basınç ayarı için kullanılmakta olup hareketli (değişken hacimli) pnömatik silindirlerin kontroluna ilk uygulaması bu çalışmada yapılmıştır. Sürekli Basınç Kontrolunda etkin basınç farkının düşük, sistemin kuru sürtünmesinin çok büyük olması nedeniyle tatminkar sonuç elde edilememiştir. Sağ ve sol hazne basınçlarının ayrı ayrı kontrolunun daha başarılı olacağı öngörülmektedir.

6.3 HATA ANALİZİ

Silindirin toplam stroku içinde üç ayrı referans noktası (A: 80 mm; B= 200 mm; C=320 mm) seçilmiş ve sistem , ardışık biçimde A,C,B,A çevrimi ile bu referanslar etrafında, aynı K_v ve Δ değeri için kontrol edilmiştir. 10 çevrim sonunda elde edilen mutlak hatalar Tablo 6.1’de gösterilmiştir.

Tablo 6.1 Kayan rejimli kontrolle 3 farklı noktada yapılan sapma analizi
($K_v=35$, $\Delta=0,2$ mm)

Döngü	A noktasındaki hata ($y_{1ref}=80\text{mm}$)	B noktasındaki hata ($y_{2ref}=200\text{mm}$)	C noktasındaki hata ($y_{3ref}=320\text{mm}$)
1	0,24 mm	0,34 mm	0,42 mm
2	0,32 mm	0,24 mm	0,48 mm
3	0,08 mm	0,38 mm	0,20 mm
4	0,44 mm	0,12 mm	0,18 mm
5	0,30 mm	0,12 mm	0,04 mm
6	0,40 mm	0,40 mm	0,46 mm
7	0,14 mm	0,28 mm	0,46 mm
8	0,42 mm	0,24 mm	0,18 mm
9	0,34 mm	0,20 mm	0,12 mm
10	0,06 mm	0,32 mm	0,38 mm
Standart sapma	0,30 mm	0,28 mm	0,33 mm

Tablo 6.1’den de görüldüğü gibi 3 farklı noktada yapılan sapma analizine göre sistem referansa ortalama ± 0.3 mm hatayla oturmaktadır. Bu aşamada hedeflenen ± 0.1 mm’lik kesinlik elde edilememiştir.

6.4 SİSTEM KATILIĞI

Sistemin dış kuvvet değişimlerine tepkisi besleme basıncına çok bağımlıdır. İkili kontrol yöntemleri tatmin edici bir tepki dinamiği ve katılık sergilemiştir. Kayan rejimli ve hız geri beslemeli ikili kontrolde ölü bölge genişliği aynı ise sistemin referans konum etrafındaki katılığı her iki kontrol teknolojisi içinde aynıdır. Darbe genişliği modülasyonu ise valflerin sürekli olarak anahtarlamasından dolayı bozan etkenlere en duyarlı kontrol yöntemidir. Sürekli basınç kontrol yöntemi ise etkin basıncın (ΔP) en büyük değerine bağımlı davranışları göstermiştir. Bu yöntemde referans etrafındaki katılığı artırmak amacıyla, araba ölü bölge içerisine girdiğinde valflerin her iki haznede de maksimum basınç olan 4 barı oluşturacak şekilde kontrol edilmesi yoluna gidilmiştir. Bu şekilde sistemin eşdeğer yay katsayısı (katılığı) artırılır. Sürekli basınç kontrolunda bozan etkenler karşısında tekrar konumlama için oluşan aşma sayısı, ikili kontrol ve darbe genişliği modülasyonu yöntemine göre daha azdır

6.5 SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Yapılan deneyler sonucunda, hız geri beslemeli kontrolün en hızlı cevap veren yöntem olmasına rağmen aşma meydana geldiği ve sistem mertebesinin yüksek olması sonucu birkaç salınımdan sonra referansa oturduğu, kayan rejimli kontrolde aşma yapmadan referansa oturduğu, ancak oturma zamanının hız geri beslemeli kontrole göre fazla olduğu, sistem parametrelerinin değişimine duyarsız olduğu görülmüştür. Her iki kontrol teknolojisi de referans etrafında aynı katılığa sahiptir. Darbe genişliği modülasyonunda ise valfleri sürekli aç-kapa yapmasından dolayı referans etrafında aynı derecede katı davranmadığı, oransal basınç kontrolünün ise en hassas ve yumuşak davranışa yol açtığı, sistem katılığının çeşitli yöntemlerle istenilen mertebeye ayarlanabileceği görülmüştür.

Çalışmada hedef alınan $\pm 0,1$ mm kesinlik bu aşamada elde edilememiştir. Sistemde kullanılan silindirin kuru sürtünmesi 2 bardır. Ancak elde edilen sonuçlar

1. Daha az sürtünmeli bir silindir ve
2. Kontrol parametrelerinin uygun biçimde belirlenmesi

ile bu hedefe kolaylıkla erişilebileceğini ve önerilen tüm kontrol yöntemlerinin başarılı olabileceğini göstermektedir.

Tablo 6.2 İkili kontrol, darbe genişliği modülasyonu ve sürekli kontrol teknolojilerinin karşılaştırılması

	Hız-geri beslemeli ikili kontrol	Kayan rejimli ikili kontrol (SMC)	Darbe genişlik modülasyonu (PWM)	Sürekli basınç kontrolü
Max. Hata	0,5 mm	0,3 mm	0,6 mm	0,2 mm
Katılık	Katı	Katı	Az katı	Katılığı ayarlanabilir
Algoritma	Çok basit	Çok basit (Ayarı kolay)	Basit (Ayar gerektirir)	Zor (Ayarı zor)
Maliyet	135 DM	135 DM	135DM	1050 DM

Maliyet, hassasiyet ve katılık hepsi birden göz önüne alındığında, en optimal çözümün kayan rejimli ikili kontrolle elde edilebileceği görülür. Kayan rejimli kontrolle, sürekli kontrol karakteristiğine ulaşılmasada yaklaşabiliyor olunması, kullanıcıya ikili kontrol teknolojisi ile daha ucuz maliyetle, daha basit yapıda elemanlara sahip teçhizatla konum kontrolü yapabilme avantajını sağlar.

Oransal basınç valfleri ile hazne basınçlarının, dolayısı ile sistem kumanda kuvvetinin doğrudan kontrolü, pnömatrik konum kontrolunda özgün bir yaklaşımdır. Sistem matematik modelinin ve parametrelerinin deneysel sonuçlarla uyum sağlayacak biçimde belirlenmesi, bulanık mantıkla kontrol, çok giriş-çok çıkışlı optimum kontrol, kendi kendini ayarlayan kontrol, değişken yapıli kontrol, gürbüz

kontrol gibi yöntemlerin uygulanmasını sağlayacaktır. Konum kontrolu ve katılık çalışmalarına ek olarak yukarıda önerilen kontrol yöntemlerinin silindirin hızının kontrolunda da başarılı olduğu gözlenmiştir. Kurulan bilgisayar kontrollu deney tesisatı bütün bu araştırmaların yapılabileceği yüksek teknoloji niteliğinde donanım ve yazılımla gerçekleştirilmiştir.



KAYNAKLAR

- [1] PANDIAN, SHUNMUGHAN R., HAYAKAWA, Y., KANAZAWA, Y., KAMOYAMA, Y., KAWAMURA, S., "Practical design of a sliding mode controller for pneumatic actuators", Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 119, pp.666-674, December (1997)
- [2] MC DONELL, B.W., BOBROW, J.E., "Modeling, identification, and control of a pneumatically actuated robot", International Conference on Robotics and Automation Albuquerque, New Mexico, pp. 124-129, April (1997)
- [3] GAMBLE, J.B., VAUGHAN, N.D., "Comparison of sliding mode control with state feedback and PID control applied to a proportional solenoid valve", Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 118, pp.434-438, September (1996)
- [4] LIN, X., SPETTEL, F., SCAVARDA, S., "Modeling and test of electropneumatic servovalve controlled long rodless actuator", Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 118, pp.457-462, September (1996)
- [5] WANG, H., MO, J.P.T., "Hybrid fuzzy logic algorithm for position control of pneumatic actuator 3/2-way solenoid valves", Journal of Mechanical Engineering Science, Vol. 210, pp.167-176, (1996)
- [6] TANG, J., WALKER, G., "Variable structure control of a pneumatic actuator", Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control", Vol. 117, pp.88-92, March (1995)
- [7] ROYSTON, T., SINGH, R., "Development of a pulse-width modulated pneumatic rotary valve for actuator position control", Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 115, pp.495-505, September (1993)
- [8] YE, N., SCAVARDA, S., BETEMPS, M., "Models of pneumatic PWM solenoid valve for engineering applications", Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 114, pp.680-688, December (1992)
- [9] CHEN, P.-C., SHIH, M.-C., "An experimental study on the position control of a hydraulic cylinder using a fuzzy logic controller", JSME International Journal, Series III, Vol. 34, pp. 481-489, January (1991)
- [10] CHEN, C-L., LIN, W-Y, "Sliding mode control for nonlinear systems with global invariance", Proc. Instn Mech. Engrs, Vol. 211, pp.75-82, (1997)

- [11] ERBATUR, K., KAYNAK, O., SABANOVIC, A., RUDAS, I. "Fuzzy parameter adaptation for sliding mode controller as applied to the control of an articulated arm.", International Conference on Robotics and Automation Albuquerque, New Mexico, pp. 817-822, April (1997)
- [12] OUCHERIAH, S., " Robust sliding mode control of uncertain dynamic delay systems in the presence of matched and unmatched uncertainties", Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 119, pp.69-72, March (1997)
- [13] YALLAPRAGADA, S.V., HECK, B.S., FINNEY, J.D., "Reaching conditions for variable structure control with output feedback", Journal of Guidance, Control, and Dynamics, Vol. 19, pp.848-853, July-August (1996)
- [14] FILEV, DIMITAR P., YAGER, RONALD R., " Sliding mode design of fuzzy logic controllers", Dynamic Systems and Control, Vol. 55, pp.441-446, (1994)
- [15] COLEMAN, CHARLES P., GODBOLE, DATTA, " A comparison of robustness: fuzzy logic, PID, & sliding mode control", Proceedings of IEEE Intl. Conf. On Fuzzy Systems, pp.1654-1659, (1994)
- [16] THUKRAL A., INNOCENTI, M., " Controls design challenge: A variable structure approach", Journal of Guidance, Control, and Dynamics, Vol. 17, pp.942-949, September-October (1994)
- [17] CHOI, S.-B., PARK, D.-W., "Moving sliding surfaces for fast tracking control of second -order dynamical systems", Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 116, pp.154-157, March (1994)
- [18] YOUNG, G.E., RAO, S., "Robust sliding mode control of a nonlinear process with uncertainty and delay", Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 109, pp.203-208, September (1987)
- [19] SLOINE, J.J.-E., HENDRICK, J.K., MISAWA, E.A, " On sliding observers for nonlinear systems", Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 109, pp.245-252, March (1994)
- [20] WEN, J., DESROCHERS, A.A., " An algorithm for obtaining Bang-Bang control laws", Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 109, pp.1171-1175, June (1987)
- [21] GÜNER, H., KUTLU, K., "Hidrolik bir servosistemde PD, PID ve Fuzzy kontrol yaklaşımlarının deneysel incelenmesi", İ.T.Ü. Dergisi, Sayı 4, Cilt 48, (1990)
- [22] BECAN, M.R., KUZUCU, A., KUTLU, K., "The realistic model and simulation of hydraulic position control systems", Doğa Dergisi, Yayınlanmasi kabul edildi, (1998)

- [23] ŞEKERCİOĞLU, H., KUZUCU, A., “Pnömatik konum kontrolü”, Bitirme ödevi, İ.T.Ü. Makina Fakültesi, Haziran[1997]
- [24] ÖZDAŞ, N., DİNİBÜTÜN, A.T., KUZUCU, A., “Otomatik kontrol”, İ.T.Ü Matbaası, Gümüşsuyu, (1988)
- [25] OGATA, K., “Modern Control Engineering”, Prentice Hall, U.S.A.,(1997)
- [26] AUSLANDER, D.M., THAM, C.H., “Real-time software for control:Program examples in C”, Prentice-Hall PTR, New Jersey,(1990)
- [27] WILLIAMSON, D., “Digital control and implementation”, Prentice/Hall International, (1991)
- [28] GÜNYEL, H., “Mikroişlemci ile DC motorların konum ve hız kontrolü”, Yüksek Lisans Tezi, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Şubat (1989)
- [29] HACIAHMET,D.K., “Mikroişlemci ile pnömatik konum kontrolü”, Yüksek Lisans Tezi, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Şubat (1989)
- [30] SMC, “Magnetically Coupled rodless cylinder with high precision guide, CY1H Series”, SMC Corporation, Tokyo, (1997)
- [31] SMC, “3/5 Port solenoid valve catalog”, SMC Corporation, Tokyo, (1996)
- [32] SMC, “VEP(3-port) Electropneumatic proportional valve catalog”, SMC Corporation, Tokyo, (1997)
- [33] SONY, “Sony magnescale systems, Scale unit general catalog”, Sony Magnescale Inc., Tokyo, (1983)
- [34] SONY, “Detector MD20-1G5BR Instruction manual”, Sony Magnescale Inc., Tokyo, (1987)
- [35] SMC, “ Pressure sensor PSE 510 handling manual”, SMC Corporation, Tokyo, (1994)
- [36] ADVANTECH Co, Ltd, “PC-Labcard User’s manuel”, Taiwan, (1990)
- [37] BAYBURAN, B, “Microsoft standart C”, Beta Basım Yayın Dağıtım A.Ş., İstanbul, (1991)

EK A

// HIZ GERİ BESLEMELİ İKİLİ KONTROL PROGRAMI//

```
#include <stdio.h>
#include <conio.h>
#include <dos.h>
#include <time.h>

//***** BASLANGIÇ KONUM KATSAYILARI *****/
#define inpos 2000
#define OLU1 100
#define KV1 180

//***** REFERANS KONUM KATSAYILARI *****/
#define REF 12000
#define OLU 100
#define KV 35

extern pcl812(int,int*,int*,int*);

int dat[5],ary1[10],ary2[10];
int base,p1,p2;
int i,size;
int u1,u2;
int keypr,konum,ekonum=0,hiz,p

FILE *fin;
FILE *fin2;
double zaman;

//*****LİNEER CETVEL *****/

int ruler(void)
{
    int i,k;
    k=inp(0x226);
    i=inp(0x227);
    i=i*0x0100;
    i=i+k;
    return i;
}

void sifirla(void)
{
    outp(0x22D,1);
    delay(10);
    outp(0x22D,0);
}

//***** VALF SINYALİZASYONU *****/

void sola(void)
{

```

```

    outp(0x22e,0x20);
    u1=1; u2=-1;
}
void saga(void)
{
    outp(0x22e,0x10);
    u1=-1; u2=1;
}

void hiki(void)
{
    outp(0x22e,0x30);
    u1=1; u2=1;
}
void kapa(void)
{
    outp(0x22e,0x00);
    u1=-1; u2=-1;
}

//*****SİLİNDİRİN İSTENEN REFERANSDA BAŞLAMASI*****//

void init(void)
{
    while(keypr!=27)
    {
        //printf(fin,"konum=%0d\t %-05d\t %-05d\t %+05u\n ",p,inpos,hiz,REF);

        konum=ruler();
        hiz=konum-ekonum;
        ekonum=konum;

        if((inpos-konum-hiz*KV1)>OL)   saga();
        if((inpos-konum-hiz*KV1)<-1*OLU1)sola();
        if(((inpos-konum-hiz*KV1)<OLU1) && ((inpos-konum-hiz*KV1)>-1*OLU1) )hiki();
        keypr=gtch();
    }
}

//*****BASINÇ OKUMA *****//
void bas_set(void)
{
    //*****INITIALİZE CARD, USE FUNC 0

    base=0x220;
    dat[0]=base;
    dat[1]=3;
    dat[2]=1;
    pcl812(0.&dat[0].&ary1[0].&ary2[0]);

    //*****SET SCAN CHANEL RANGE FUNC 1

    dat[0]=10; dat[1]=11;   pcl812(1.&dat[0].&ary1[0].&ary2[0]);

    //*****SET GAIN RANGE FOR CH 10 & 11
    dat[0]=10; //CH to set
    dat[1]=0; //gain
    pcl812(23.&dat[0].&ary1[0].&ary2[0]);

```

```

        dat[0]=11; //CH to set
        dat[1]=0; //gain
        pcl812(23,&dat[0],&ary1[0],&ary2[0]);

//*****SET PACER FUNC 17
//* *****SET PACER=1000 HZ (2MHZ DIVIDED BY 2000 <dat[0]*dat[1]>

dat[0]=40;        dat[1]=50;  pcl812(17,&dat[0],&ary1[0],&ary2[0]);
//*****PERFORM NxAD CONVERSION FUNC 4
        dat[0]=1;
        dat[2]=1;
        pcl812(4,&dat[0],&ary1[0],&ary2[0]);
        if(ary2[0]==10) p1=ary1[0]; else p2=ary1[0];
        printf("ch=10 p1=%d\t ch=11 p2=%d\n",p1,p2);
    }
//*****PERFORM NxAD CONVERSION FUNC 4
void bas_oku(void)
{ dat[0]=1;dat[2]=1; pcl812(4,&dat[0],&ary1[0],&ary2[0]);
  if(ary2[0]==10) p1=ary1[0]; else p2=ary1[0];
}
int u1, u2;

//*****ANA PROGRAM *****//
main()
{
time_t t;
int keypr,konum,ekonum=0,hiz,p;
int dp[500],dRef[500],dkonum[500],dhiz[500],dp1[500],dp2[500],du1[500],du2[500];

time_t basla, bitir;
fin=fopen("c:\\murat\\proje\\konum.iki","w+");
fin2=fopen("c:\\murat\\proje\\konum2.iki","w+");

time(&t);
fprintf(fin,"Today's date and time:\t %s\n", ctime(&t));
fprintf(fin,"Hız geri\t beslemeli\t ikili kontrol\n REF=%d\t OLU=%d\t KV=%d\n",REF,OLU,KV);
fprintf(fin,"p\t REF\t konum\t hiz\t p1\t p2\t u1\t u2\n");

clrscr();

sola();
sleep(2);
kapa();
sleep(2);

sifirla();
init();
sifirla();
bas_set();

p=0;
keypr=gtch();
basla=time(NULL);

while(keypr!=27)
{
delay(5);
bas_oku();

```

```

if(p%10==0)
{
    fprintf(fin,
        " %4d\t "
        " %4.2f\t "
        " %4.2f\t "
        " %4.2f\t "
        " %1.2f\t "
        " %1.2f\t "
        " %d\t "
        " %d\n "

        .p
        .(float )REF/49.0
        .((float )konum/(49.0))
        .((float )hiz/0.008/49.0)

        .((float )(p1-410)/(165.0))
        .((float )(p2-410)/(165.0))
        .u1
        .u2);
}
else
{
    fprintf(fin2,
        " %d\t "
        " %d\n "

        .u1
        .u2);
}

p++;
konum=ruler();
hiz=konum-ekonum;
ekonum=konum;

if((REF-konum-hiz*KV)>OLU)saga();
if((REF-konum-hiz*KV)<-1*OLU)sola();
if(((REF-konum-hiz*KV)<OLU) && ((REF-konum-hiz*KV)>-1*OLU) ) hiki();
keypr=gtch();
if(p>500)keypr=27;

}
bitir=time(NULL);
kapa();
zaman=difftime(bitir,basla);
fprintf(fin,"n time=\t%f "rnekleme=\t%f ",zaman,zaman/p);
fclose(fin);
fclose(fin2);
return 0;
}
int gtch()
{
    if(!kbhit())
        return 0;
    return getch();
}

```

EK B

// DARBE GENİŞLİĞİ MODÜLASYONU KONTROL PROGRAMI //

```
#include <stdio.h>
#include <conio.h>
#include <dos.h>
#include <time.h>

// *****REFERANS KONUM KATSAYILARI*****//
#define REF 10000
#define KP 138/100

extern pcl812(int,int*,int*,int*);
int dat[5],ary1[10],ary2[10];
int base,p1,p2;
int i,size;
FILE *fin,*fpr,*finu;
double zaman;

//*****LİNEER CETVEL*****//
int ruler(void)
{
    int i,k;
    k=inp(0x226);
    i=inp(0x227);
    i=i*0x0100;
    i=i+k;
    return i;
}
void sıfırla(void)
{
    outp(0x22D,1);
    delay(10);
    outp(0x22D,0);
}

//*****VALF SİNYALİZASYONU*****//
void hiki(void)
{
    outp(0x22e,0x30);
}
void sola(void)
{
    outp(0x22e,0x20);
}
void saga(void)
{
    outp(0x22e,0x10);
}
void kapa(void)
{

```

```

        outp(0x22e,0x00);
    }

    /*******BİLGİSAYAR-VALF SENKRONİZASYONU*****//
    void gecik(int gecikme)
    {
        int i;
        for(i=0;i<gecikme;i++);
    }
    int gtch(void)
    {
        if(!kbhit())
            return 0;
        return getch();
    }
    void init(void)

    /*******SİLİNDİRİN İSTENEN REFERANSDA BAŞLAMASI*****//
    {
    int konum,ekonum,hiz,inpos=2000,OLU1=100,KV1=180,keypr=0;
    while(keypr!=27)
    {
    konum=ruler();
    hiz=konum-ekonum;
    ekonum=konum;
    if((inpos-konum-hiz*KV1)>OLU1)saga();
    if((inpos-konum-hiz*KV1)<-1*OLU1)sola();
    if(((inpos-konum-hiz*KV1)<OLU1) && ((inpos-konum-hiz*KV1)>-1*OLU1) )hiki();
    keypr=gtch();
    }
    }

    /*******BASINÇ OKUMA*****//
    void bas_set(void)
    {

    /*******INITIALIZE CARD. USE FUNCTION 0
        base=0x220;
        dat[0]=base;
        dat[1]=3;
        dat[2]=1;
        pcl812(0,&dat[0],&ary1[0],&ary2[0]);

    /*******SET SCAN CHAN RANGE FUNC 1

    dat[0]=10; dat[1]=11;    pcl812(1,&dat[0],&ary1[0],&ary2[0]);

    /*******SET GAIN RANGE FOR CH 10 & 11
        dat[0]=10; //CH to set
        dat[1]=0; //gain
        pcl812(23,&dat[0],&ary1[0],&ary2[0]);

        dat[0]=11; //CH to set
        dat[1]=0; //gain
        pcl812(23,&dat[0],&ary1[0],&ary2[0]);

    /*******SET PACER FUNC 17
    /** *****SET PACER=1000 HZ (2MHZ DIVIDED BY 2000 <dat[0]*dat[1]>

```

```
dat[0]=40;      dat[1]=50;  pcl812(17,&dat[0],&ary1[0],&ary2[0]);
```

```
*****PERFORM NxAD CONVERSION FUNC 4
```

```
    dat[0]=1;
    dat[2]=1;
    pcl812(4,&dat[0],&ary1[0],&ary2[0]);
    if(ary2[0]==10) p1=ary1[0]; else p2=ary1[0];
    printf("ch=10 p1=%d\t ch=11 p2=%d\n ",p1,p2);
}
```

```
*****PERFORM NxAD CONVERSION FUNC 4
```

```
void bas_oku(void)
{ dat[0]=1;dat[2]=1; pcl812(4,&dat[0],&ary1[0],&ary2[0]);
  if(ary2[0]==10) p1=ary1[0]; else p2=ary1[0];
  fprintf(fpr,"%1.2f\t %1.2f\n",((float)(p1-400)/(165.0)),((float)(p2-400)/(165.0)));
}
```

```
*****ANA PROGRAM*****
```

```
main()
```

```
{
```

```
time_t t;
```

```
int keypr=0,konum,E=0,sayac=0,ALFA=10,u,bu,p=0,ekonum=0,hiz;
```

```
int dkonum[4000],du[4000],dhiz[4000],dsgnu[4000],dALFA[4000],dE[4000];
```

```
int dizp1[4000],dizp2[4000];
```

```
time_t basla, bitir;
```

```
fpr=fopen("c:\\murat\\proje\\basinc.iki","w+");
```

```
finu=fopen("c:\\murat\\proje\\u.iki","w+");
```

```
fin=fopen("c:\\murat\\proje\\konum.iki","w+");
```

```
time(&t);
```

```
fprintf(fin,"Today's date and time:\t %s\n", ctime(&t));
```

```
fprintf(fin,"Darbe\t genisligi\t modulasyonu\t REF=%d\t KP=%d\t gecik=%d\n",REF,KP,gecik);
```

```
fprintf(fin,"p\t REF\t konum\t hiz\t E\t sgnu\t u1\t u2\t ALFA\n ");
```

```
fprintf(fpr,"Today's date and time:\t %s\n p1\t p2\n", ctime(&t));
```

```
clrscr();
```

```
sola();
```

```
sleep(2);
```

```
kapa();
```

```
sleep(2);
```

```
sifirla();
```

```
init();
```

```
sifirla();
```

```
bas_set();
```

```
p=0;
```

```
keypr=gtch();
```

```
basla=time(NULL);
```

```
while(keypr!=27)
```

```
{
```

```

sayac++;
gecik(120);

if(sayac>ALFA)
{
    saga();
    bu=1;
}
if(sayac<ALFA)
{
    sola();
    bu=-1;
}

if(sayac>100)
{
    sayac=0;
    konum=ruler();
    E=REF-konum;
    u=KP*E;
    hiz=konum-ekonum;
    ekonum=konum;

    if(u > 1000)u= 1000;
    if(u <-1000)u=-1000;
    ALFA=50+40*u/1000;
}

dkonum[p]=konum;
du[p]=bu;
dhiz[p]=hiz;
dsgnu[p]=u;
dALFA[p]=ALFA;
dE[p]=E;

if(p%50==0) bas_oku();

//    dizp1[p]=p1;
//dizp2[p]=p2; }

p++;
keypr=gtch();
if(p>4000)keypr=27;
}

kapa();
bitir=time(NULL);
kapa();
zaman=difftime(bitir,basla);

for(p=10;p<4000;p+=100)
{
    fprintf(fin,
"%4d \t "
"%4.2ft "
"%4.2ft "
"%4.2ft "
"%4.2ft "

```

```

"%05d \t "
"%05d \t "
"%05d \t "
"%05d \n "
,p
,(float ) REF / 49.0
,( ( (float ) dkonum[p]) / (49.0) )
,( (float ) dhiz[p] / ( (float ) zaman / 40.0 ) / 49.0)
,(float )REF/49.0-( ( (float ) dkonum[p] ) / (49.0) )
.dsgnu[p]
.du[p]
.-1*du[p]
.dALFA[p]),
}

for(p=10;p<4000;p+=1)
{
fprintf(finu,
"%4d \t "
"%05d \t "
"%05d \n "
,p
.du[p]
.-1*du[p]);
}

fprintf(fin, "\n time=\t%f ornekleme=\t%f ",zaman,100.0*zaman/p);
fclose(fin);
fclose(fpr);
fclose(finu);
return 0;
}

```

EK C

//SÜREKLİ BASINÇ KONTROLU PROGRAMI//

```
#include <stdio.h>
#include <stdlib.h>
#include <conio.h>
#include <dos.h>
#include <math.h>
#include <time.h>
#include "c:\KEY.H"

FILE*fin;
double zaman;

//*****LİNEER CETVEL*****//
int ruler();
void valf(int spool);
void valve(int i);
void sifirla();

//*****BAŞLANGIÇ ŞARTLARI*****//
#define OLU 500
#define REF 12000
#define ORNEK 5
#define KP 78/100
#define KD 20/100

extern pcl812(int,int*,int*,int*);

int dat[5].ary1[10].ary2[10];
int base.p1.p2;
int i.size;

int lastp.currentp.ecurrentp=0,hiz;
float e,de,u,laste,u1,u2;

int dkonum[640];
int dp1[640];
int dp2[640];

//*****BASINÇ OKUMA*****//
void bas_set(void)
{
//*****INITIALIZE CARD. USE FUNC O
base=0x220;
dat[0]=base;
dat[1]=3;
dat[2]=1;
pcl812(0,&dat[0],&ary1[0],&ary2[0]);
```

```

//*****SET SCAN CHAN RANGE FUNC 1

dat[0]=10; dat[1]=11;   pcl812(1,&dat[0],&ary1[0],&ary2[0]);

//*****SET GAIN RANGE FOR CH 10 & 11
    dat[0]=10; //CH to set
    dat[1]=0; //gain
    pcl812(23,&dat[0],&ary1[0],&ary2[0]);

    dat[0]=11; //CH to set
    dat[1]=0; //gain
    pcl812(23,&dat[0],&ary1[0],&ary2[0]);

//*****SET PACER FUNC 17
// * *****SET PACER=1000 HZ (2MHZ DIVIDED BY 2000 <dat[0]*dat[1]>
dat[0]=40;      dat[1]=50;   pcl812(17,&dat[0],&ary1[0],&ary2[0]);

//*****PERFORM NxAD CONVERSION FUNC 4
    dat[0]=1;
    dat[2]=1;
    pcl812(4,&dat[0],&ary1[0],&ary2[0]);
    if(ary2[0]==10) p1=ary1[0]; else p2=ary1[0];
    printf("ch=10 p1=%d\t ch=11 p2=%d\n",p1,p2);
}

//*****PERFORM NxAD CONVERSION FUNC 4
void bas_oku(void)
{
    dat[0]=1;dat[2]=1; pcl812(4,&dat[0],&ary1[0],&ary2[0]);
    if(ary2[0]==10) p1=ary1[0]; else p2=ary1[0];
}

//*****SİLİNDİRİN İSTENEN REFERANS DA BAŞLAMASI*****//
init()
{
    valve(2000);
    while(ruler()<2000);
    valve(0);

    outp(0x22D,1);
    delay(10);
    outp(0x22D,0);
}

//*****ANA PROGRAM*****//
main()
{
    time_t t;
    float basla,bitir;
    int i,k,keypr=0;
    float z,x,diziu[640],du1[640],du2[640];
    int dhiz[640],de[640];
    char ch[30];

    fin=fopen("c:\\murat\\proje\\KONUM.ORS"."w+");

```

```
fprintf(fin,"Today's date and time:\t %s\n", ctime(&t));
fprintf(fin,"Oransal\t Basinc\t Kontrolu\n REF=%d\t OLU=%d\t KP=%d\t
KV=%d\n",REF,OLU,KP,KD);
fprintf(fin,"i\t REF\t konum\t hiz\t sgnu\t u1\t u2\t hata\t p2\t p1\n");
```

```
clrscr();
valf(0);
sifirla();
init();
```

```
bas_set();
```

```
do{
keypr=gtkb();
```

```
switch(keypr){
```

```
case F_1:
//
```

```
e=0;laste=0;
sifirla();
```

```
basla=clock();
```

```
for(i=0;i<640;i++){
for(k=0;k<2;k++){
bas_oku();
gotoxy(2,2);
printf("%d %d ",p1,p2);
dkonum[i]=ontrol(REF);
delay(ORNEK);
dizu[i]=u;
du1[i]=u1;
du2[i]=u2;
de[i]=e;
dhiz[i]=hiz;
dp1[i]=p1;
dp2[i]=p2;
}
}
```

```
if(kbhit())break;
}
```

```
bitir=clock();
bitir=(bitir-basla)/(CLK_TCK*1280.0);
```

```
for(i=0;i<640;i++)
{
```

```
fprintf(fin,
"%1.2ft "
"%4.2ft"
"%4.2ft"
"%4.2ft"
"%4.2ft"
```

```

"%4.2ft"
"%4.2ft"
"%4.2ft"
"%1.2ft"
"%1.2fn "

```

```

,(float )i*bitir
,( ( (float ) REF ) / (49.0) )
,( ( (float )dkonum[i] ) / (49.0) )
,((float )dhiz[i]/(bitir*49.0))
,((float )diziu[i]/4096)
,(float )du1[i]*4/4095
,(float )du2[i]*4/4095
,( ( (float )de[i] ) / (49.0) )
,((float )(dp1[i]-400)/(165.0))
,((float )(dp2[i]-400)/(165.0))
)
;

```

```

}
break;

```

```

}
valf(0);
}while(keypr!=ESC);
valf(0);
}

```

```

int ontrol(int ref)
{
    int temp;
    currentp=ruler();
    e=(float )ref-(float )currentp;
    de=e-laste;
    laste=e;
    hiz=currentp-ecurrentp;
    ecurrentp=currentp;
    u=e*(float )KP+de*(float )KD;
    if(u>4095)u=4095;
    if(u<-4095)u=-4095;
    if( e<OLU && e>(-1*(OLU) ) )
    {
        ileri(4095);
        geri(4095);
        u=0;
        u1=2047;
        u2=2047;

    }
    else
    {
        valve((int )u);
    }
    return currentp;
}

void valf(int i)
{
    if(i>0)
    forward(i);
}

```

```

        else
            backward(i);
    }

    void valve(int i)
    {
        ileri(2047+i/2);
        u1=2047+i/2;
        geri(2047-i/2);
        u2=2047-i/2;
    }

    int ruler()
    {
        int i,k;
        k=inp(0x226);
        i=inp(0x227);
        i=i*0x0100;
        i=i+k;
        return i;
    }

    ileri(int basinc)
    {
        output(0x224,basinc);
    }

    geri(int basinc)
    {
        output(0x226,basinc);
    }

    forward(int i)
    {
        ileri(i);
        geri(0);
    }

    backward(int i)
    {
        geri(-1*i);
        ileri(0);
    }

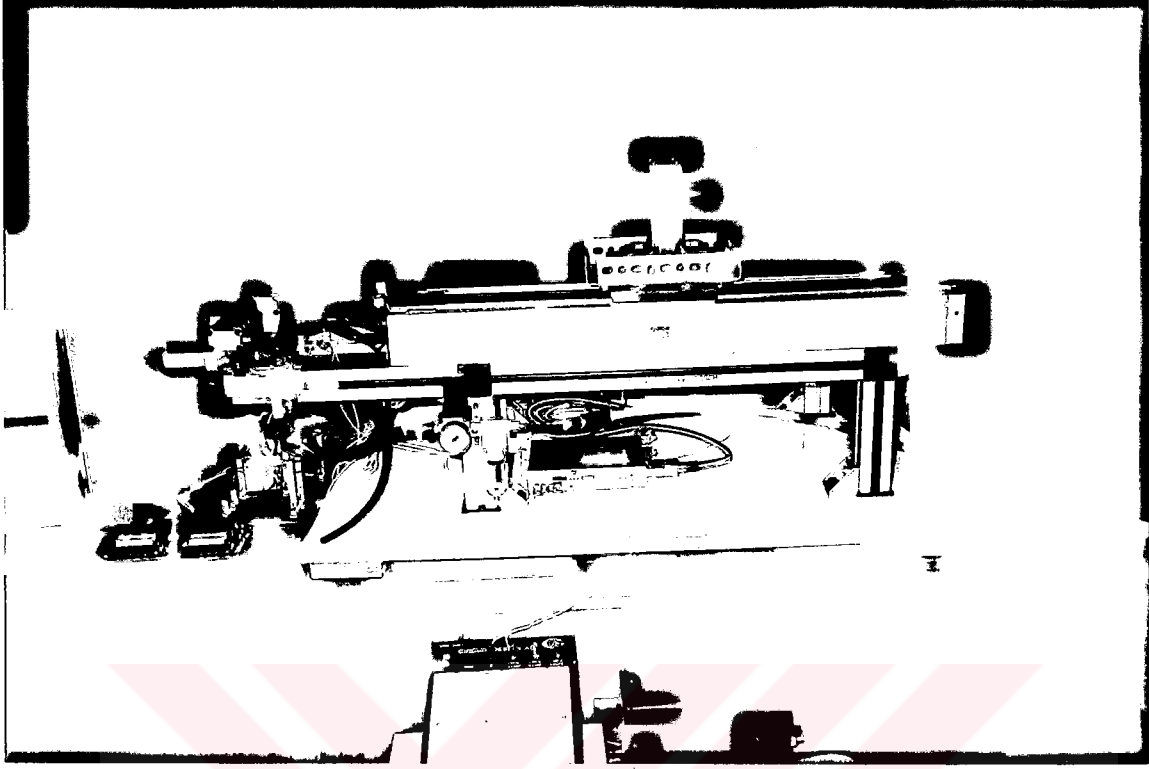
    void sifirla()
    {
        valf(-2040);

        delay(2000);
        valf(0);
        delay(1000);
        outp(0x22D,1);
        delay(10);
        outp(0x22D,0);
    }

```

EK D

SİSTEMİN FOTOĞRAFLARI



1. 2. 3. 4. 5. 6. 7. 8. 9. 10. 11. 12. 13. 14. 15. 16. 17. 18. 19. 20. 21. 22. 23. 24. 25. 26. 27. 28. 29. 30. 31. 32. 33. 34. 35. 36. 37. 38. 39. 40. 41. 42. 43. 44. 45. 46. 47. 48. 49. 50. 51. 52. 53. 54. 55. 56. 57. 58. 59. 60. 61. 62. 63. 64. 65. 66. 67. 68. 69. 70. 71. 72. 73. 74. 75. 76. 77. 78. 79. 80. 81. 82. 83. 84. 85. 86. 87. 88. 89. 90. 91. 92. 93. 94. 95. 96. 97. 98. 99. 100.

ÖZGEÇMİŞ

İlker Murat KOÇ 1974 yılında İstanbul'da doğdu. İlk, orta ve lise eğitimini İstanbul'da tamamladı. Orta okul eğitimini 1988'de Haydarpaşa Lisesi'nde, lise eğitimini ise 1991 yılında Üsküdar Fen Lisesi'nde tamamladı. 1991 yılında İ.T.Ü. Makina Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü'ne girdi. 1996 yılında "Sistem Dinamiği ve Kontrol" kolundan mezun oldu. 1996 yılında İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, Makina Teorisi ve Kontrol Programında yüksek lisans eğitimine başladı. Şubat 1997'den buyana İ.T.Ü. Makina Fakültesi Otomatik Kontrol Birimi'nde araştırma görevlisi olarak çalışmaktadır.

İlker Murat KOÇ
1974 yılında İstanbul'da doğdu.
Orta okul eğitimini 1988'de Haydarpaşa Lisesi'nde, lise eğitimini ise 1991 yılında Üsküdar Fen Lisesi'nde tamamladı. 1991 yılında İ.T.Ü. Makina Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü'ne girdi. 1996 yılında "Sistem Dinamiği ve Kontrol" kolundan mezun oldu. 1996 yılında İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, Makina Teorisi ve Kontrol Programında yüksek lisans eğitimine başladı. Şubat 1997'den buyana İ.T.Ü. Makina Fakültesi Otomatik Kontrol Birimi'nde araştırma görevlisi olarak çalışmaktadır.