

PNÖMATİK KONUM KONTROLÜ

YÜKSEK LİSANS TEZİ
Müh. Salih CİHAN
(Enstitü No: 503920103011)

98399

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 31 Mayıs 1999
Tezin Savunulduğu Tarih : 16 Haziran 1999

Tez Danışmanı : Prof.Dr. Ahmet KUZUCU

 5/7/99

Diğer Jüri Üyeleri : Doç.Dr. Kenan KUTLU (İ.T.Ü.)

 5/7/99

Doç.Dr. Levent KAVURMACIOĞLU (İ.T.Ü.)

 7/7/99

HAZİRAN 1999

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 Arş. Gör. Mak. Yük. Müh. İlker Murat KOÇ'a ve tüm Otomatik Kontrol Birimi çalışanlarına en içten teşekkürlerimi sunarım.

İstanbul, Haziran 1999

Salih CİHAN



İÇİNDEKİLER

KAPAK	i
ÖNSÖZ	ii
İÇİNDEKİLER	iii
ŞEKİL LİSTESİ	v
SEMBOL LİSTESİ	vii
ÖZET : PNÖMATİK KONUM KONTROLÜ	ix
SUMMARY : PNEUMATIC POSITION CONTROL	xiv
1. GİRİŞ	1
1.1 PNÖMATİK SİSTEMLERLE İLGİLİ ÇALIŞMALAR	2
2. SİSTEM TANIMI VE DURUM DENKLEMLERİNİN ELDE EDİLMESİ	5
2.1 SİSTEM TANIMI	5
2.1.1 Tek Serbestlik Dereceli Silindir Mekanik ve Mekanik Sürtünme Kuvvetlerinin Modellenmesi	5
2.2 SİLİNDİR MODELİ	8
2.2.1 Açık Sistem Kontrol Hacmi Yaklaşımıyla Silindir Bölmelerindeki Basınç Hacim ve Sıcaklığın Belirlenmesi	8
2.3 AKIŞ DENKLEMLERİ	12
2.3.1 Bir Boyutlu Sıkıştırılabilir Akış	12
2.3.2 İzantropik Bir Akış Boyunca Sıcaklık , Yoğunluk ve Basınç Oranları İfadeleri	14
2.3.3 İzantropik Akışta Tüpün Farklı Kesitlerindeki Alan Oranları	15
2.3.4 Basınçla Kütle Akısının Değişimi	17
2.4 VALF MODELİ	21
2.5 KUMANDA VE KÜTLESEL DEBİLER	23
2.5.1 Silindirin Sağa İlerlemesi Durumu	24
2.5.2 Silindirin Sola İlerlemesi Durumu	25
2.6 SİSTEM DURUM DENKLEMLERİNİN ELDE EDİLMESİ	27
3. KONTROL ALGORİTMALARI	28
3.1 GİRİŞ	28
3.2 İKİLİ KONTROL (On-Off Kontrol)	29
3.3 PD KONTROL (Basınç Geribeslemeli)	34
3.4 HIZ GERİ BESLEMELİ İKİLİ KONTROL	37
3.5 KAYAN REJİMLİ KONTROL (Sliding Mode Control)	40
3.6 DARBE GENİŞLİĞİ MODÜLASYONU (PWM: Pulse Width Modulation)	42
4. SİMÜLASYON PROGRAMI	47
4.1 GİRİŞ	47
4.2 ANA PROGRAM	47
4.3 KONTROL ALTPROGRAMI	47

4.4	RUNGA – KUTTA IV ALTPROGRAMI	48
4.5	SİSTEM ALTPROGRAMI	48
5.	SİMÜLASYON ÇALIŞMASI	50
5.1	GİRİŞ	50
5.2	İKİLİ KONTROL VE DENEYSEL SİSTEM SONUÇLARININ KARŞILAŞTIRILMASI	50
5.3	ORANSAL VALF MODEL AMAÇLI BASINÇ GERİBESLEMELİ PD KONTROL	53
5.4	HIZ GERİ BESLEMELİ İKİLİ KONTROL	58
5.5	KAYAN REJİMLİ KONTROL	61
5.6	DARBE GENİŞLİĞİ MODÜLASYONU	65
6.	SONUÇLAR VE ÖNERİLER	72
6.1	GİRİŞ	72
6.2	REFERANS KONUM ETRAFINDA DAVRANIŞ	72
6.3	SONUÇLAR VE ÖNERİLER	74
	KAYNAKLAR	76
	EKLER	
	EK A	78
	EK B	79
	EK C	84
	ÖZGEÇMİŞ	89

ŞEKİL LİSTESİ

		<u>Sayfa No</u>
Şekil Ö.1	: Pnömatik sistem genel yapısı	
Şekil Ö.2	: Simülasyon programı genel akış diyagramı	
Figure S.1	: Structure of the pneumatic sytem	
Figure S.2	: General flow chart of simulation program	
Şekil 2.1	: Pnömatik sistem genel yapısı	5
Şekil 2.2	: Sürtünme kuvvetlerinin fonksiyonel gösterilimi. (a) vizkos sürtünme (b) statik sürtünme, (c) Coulomb sürtünmesi.	7
Şekil 2.3	: Daralan bir kesitte rezervuar şartlarından düşük basınç ortamına akış	17
Şekil 2.4	: Bir Lüle’de basınç ve debi değişim	20
Şekil 2.5	: Vena Contrekta	21
Şekil 3.1	: Kontrol sistemi genel blok diyagramı	29
Şekil 3.2	: İkili – Kontrol blok diyagramı	29
Şekil 3.3	: İkili kontrol (a) hata ile kontrol sinyalinin değişimi (b) e-e düzleminde sistem performansı ve sınır çevrim (limit cycle)	31
Şekil 3.4	: Ölü bölgesi ikili kontrol (a) hata ile kontrol sinyalinin değişimi (b) e-e düzleminde sistem performansı	32
Şekil 3.5	: İkili Kontrol Programı Akış Diyagramı	33
Şekil 3.6	: PD Kontrol (Basınç Geribeslemeli) blok diyagramı.	34
Şekil 3.7	: PD kontrol’de e-e faz düzleminde sistem performansı ve u kontrol sinyali	35
Şekil 3.8	: Basınç Geribeslemeli PD Kontrol akış diyagramı	36
Şekil 3.9	: Hız Geribeslemeli İkili Kontrol Blok Diyagramı	37
Şekil 3.10	: e-e düzleminde hız geribeslemeli ikili kontrol sistem performansı	38
Şekil 3.11	: Ölü bölge uygulamalı hız geribeslemeli ikili kontrolde, e-e düzleminde sistem performans eğrisi	39
Şekil 3.12	: Hız Geribeslemeli İkikli Kontrol akış diyagramı	40
Şekil 3.13	: Kayan rejimli kontrol e-e düzlemi sistem performans eğrisi	41
Şekil 3.14	: PWM Kontrol blok diyagramı	42
Şekil 3.15	: PWM kontrol algoritması ile kontrol sinyali u’nun zamanla değişimi	43
Şekil 3.16	: $u^* - \alpha$ değişimi	43
Şekil 3.17	: Darbe Genişliği Modülasyonu kontrol programı akış diyagramı	46
Şekil 4.1	: Simülasyon programı genel akış diyagramı	49
Şekil 5.1	: İkili Kontrol deneysel ve simülasyon sonuçları : DELTA= +/- 5 mm	52
Şekil 5.2	: Basınç Geribeslemeli PD Kontrol: KP=30, KV= 0, KB= 0 , DELTA= +/- 0.2 mm	53
Şekil 5.3	: Basınç Geribeslemeli PD Kontrol: KP=30, KV= 0.5, KB= 0 DELTA= +/- 0.2 mm	54

Şekil 5.4	: Basınç Geribeslemeli PD Kontrol: KP=30, KV= 0.5, KB= 0.00001, DELTA=-/+ 0.2 mm	56
Şekil 5.5	: Basınç Geribeslemeli PD Kontrol: KP=30, KV= 0.5, KB= 0.00005 , DELTA=-/+ 0.2 mm	57
Şekil 5.6	: Hız Geribeslemeli İkili Kontrol: KP=1, KV= 0.001, DELTA=-/+ 0.5 mm	59
Şekil 5.7	: Hız Geribeslemeli İkili Kontrol: KP=1, KV= 0.06, DELTA=-/+ 0.5 mm	60
Şekil 5.8	: Kayan Rejimli Kontrol: KP=1, KV= 0.1, DELTA=-/+ 0.5 mm	62
Şekil 5.9	: Kayan Rejimli Kontrol: KP=1, KV= 0.2, DELTA=-/+ 0.5 mm	63
Şekil 5.10	: Kayan Rejimli Kontrol: KP=1, KV= 0.5, DELTA=-/+ 0.5 mm	64
Şekil 5.11	: Darbe Genişliği Modülasyonu:NP=50, KP=10, KV= 0	66
Şekil 5.12	: Darbe Genişliği Modülasyonu:NP=50, KP=15, KV= 0	67
Şekil 5.13	: Darbe Genişliği Modülasyonu:NP=50, KP=15, KV= 0.01	68
Şekil 5.14	: Darbe Genişliği Modülasyonu:NP=50, KP=15, KV= 0.05	69
Şekil 5.15	: Darbe Genişliği Modülasyonu:NP=50, KP=15, KV= 0.1	70
Şekil 5.16	: Darbe Genişliği Modülasyonu:NP=20, KP=15, KV= 0.005	71



SEMBOL LİSTESİ

X	: konum
$\dot{X}$	: hız
P_1	: Birinci haznedeki (I.kontrol hacmindeki) basınç
P_2	: İkinci haznedeki (II.kontrol hacmindeki) basınç
u	: kontrol sinyali
$\dot{X}$	: hız
P_b	: besleme basıncı
P_1, P_2	: I. ve II. haznedeki kontrol hacmi basıncı
V_1, V_2	: I. ve II. haznedeki kontrol hacmi
A_1, A_2	: I. ve II. haznedeki piston alanları
L	: silindir uzunluğu (strok)
s	: valf kesit alanı
F_e	: sistemdeki basınç farkı ile oluşan net kuvvet
F_s	: statik sürtünme kuvveti
F_c	: Coulomb sürtünme kuvveti
B	: viskoz sürtünme katsayısı
M	: toplam kütle (yük+piston)
ρ	: yoğunluk
V	: hacim
h	: havanın entalpisi
h'_g, h'_φ	: kontrol hacmine giren ve çıkan havanın birim kütlesinin toplam enerjisi
u	: birim kütlenin iç enerjisi
z	: yükseklik
v	: havanın hızı
$\dot{Q}_1, \dot{Q}_2$	: I. ve II. kontrol hacmindeki ısı akısı
$\dot{W}_1, \dot{W}_2$	: I. ve II. kontrol hacminin çevreye yaptığı iş
E_1, E_2	: I. kontrol hacmindeki toplam enerji
g	: yerçekimi ivmesi
R	: gaz sabiti
$\dot{M}_g$	: I. kontrol hacminden çıkan havanın kütledebisi
$\dot{M}_\varphi$	: I. kontrol hacmine giren havanın kütledebisi
c_p	: havanın sabit basınçtaki özgül ısısı
c_v	: havanın sabit hacimdeki özgül ısısı

T_1	: silindirin 1.bölümündeki (I. kontrol hacmindeki)havanın sıcaklığı
T_2	: silindirin 2.bölümündeki (II. kontrol hacmindeki) havanın sıcaklığı
V_{10}, V_{20}	: silindirin I. ve II. tarafındaki başlangıçtaki hacimler
A_1, A_2	: pistonun I. ve II. tarafındaki kesit alanları
X	: silindirin sağ tarafa ilerlemesi
$X_{10} = \frac{V_{10}}{A_1}$	: silindirin I. haznesinin başlangıçtaki uzunluğu
$X_{20} = \frac{V_{20}}{A_2}$	: silindirin II. haznesinin başlangıçtaki uzunluğu
a	: akustik ses hızı
x	: doğrusal akış yönü
u	: akış hızı
A	: akışa dik kesit alanı
P	: basınç
C_p	: sabit basınçtaki özgül ısı
T	: sıcaklık
ρ	: yoğunluk
M	: Mach sayısı(akışkanın hızının yerel ses hızına oranı)
P_{VC}	: Vena Contrekta 'daki statik basınç
P_{ATM}	: atmosfer basıncı
P_B	: besleme basıncı
s	: boğaz kesit alanı
C_d	: deşarj katsayısı
$C_M(i, k)$	: sıkıştırılabilir kütle akış hızı fonksiyonu
r_c	: kritik basınç oranı
γ	: özgül ısılar oranı
ω_n	: özgül frekans
T	: periyod
K_p	: konum geri besleme katsayısı
K_v	: hız geri besleme katsayısı
K_B	: basınç geri besleme katsayısı

PNÖMATİK KONUM KONTROLÜ

ÖZET

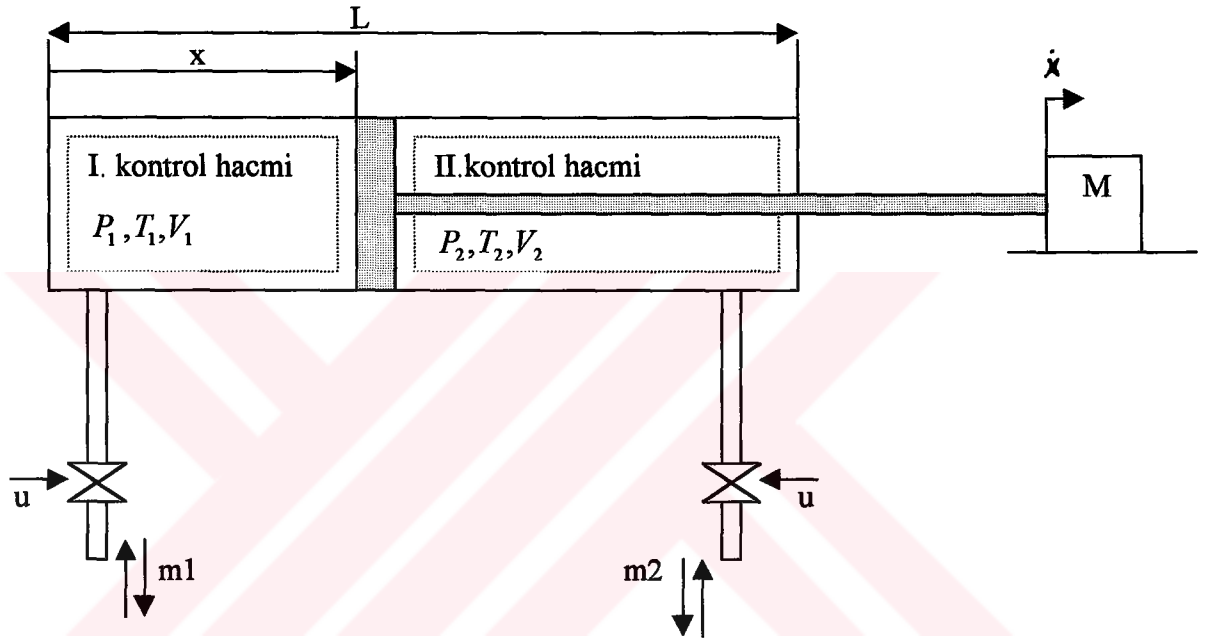
Gerçek sistemler nonlineerdir ve lineer olmayan diferansiyel denklemlerle ifade edilirler. Bir nokta veya referans konum civarında linearizasyon metodları gibi lineer analiz ve dizayn metodların da gerçek sistem modeline lineer yaklaşımlar genellikle kazançları elde etmek için kullanılırlar. Bu metodların dezavantajı, lineer yaklaşımlar artar ve lineer yaklaşım noktasından fazla uzaklaşırsa gerçek sistem performansı elde edilemez. Bununla birlikte lineer olmayan diferansiyel denklemlerin analitik çözümleri lineer olanlara göre çok daha zordur. Bu nedenle, lineer olmayan diferansiyel denklemleri çözmek ve sistem performansını elde etmek için bilgisayar ortamında sayısal integrasyon ve simülasyon tekniği kullanılır. Bu metodlar yardımıyla gerçek sistem performansı , nonlinearite korunurken minimum hata ile elde edilebilir. Bu metodlar ayrıca yüksek çözüm hızına sahiptirler.

Bu çalışmada 4. mertebe pnömatik sistem dinamik modeli ve geri beslemeli kontrolü için FORTRAN programlama dilinde bir bilgisayar programı yazılmıştır. Böyle bir sistemin analitik çözümü termodinamik akış , yük ve dış kuvvetlerin değişimi , röle lineer olmayan sürtünme kuvvetleri havanın sıkıştırılabilirliği , valf kesit alan değişimi , nonlineariteler nedeniyle mümkün olmaz. Bu nedenle simülasyon programında , pnömatik sistem lineer olmayan dinamik model durum uzayı denklemlerinin çözümünde Runga-Kutta IV sayısal integrasyon metodu kullanılmıştır. Simülasyon uygulamalarında yük , rezervuar basıncı pnömatik silindir boyutları ve başlangıç şartları gibi parametreler deneysel sistemle aynı alınmıştır. F_s statik sürtünme değeri , deneysel sistemde basınç ölçümleriyle belirlenmiştir.

Bilgisayar simülasyonunun amacı, kapalı çevrimli kontrol algoritmaları ile pnömatik sistem performansını belirlemektir. Pnömatik sistem konum kontrolü için bilinen bütün sistem parametreleri ve yaklaşımlar ile pnömatik sistem 4. mertebe bilgisayar benzetimi ile İkili Kontrol , Basınç Geribeslemeli PD Kontrol , Hız Geribeslemeli İkili Kontrol, Kayan Rejimli Kontrol ve Darbe Genişliği Modülasyon algoritmaları denenmiştir. Bu kontrol algoritmalarında ölü bölge ve pulse periyod değişimleri için sistem performansı incelenmiştir.

Pnömatik sistemler endüstride yaygın olarak kullanılırlar. Pnömatik sistemlerin kullanılmasının temel nedeni havanın temiz ve ucuz bir kaynak olması ve kolayca teminidir. Hava , güç uygulamalarında elektrik hareket kontrol sistemlerinde olduğu gibi ağır görevler için kullanılabilir ve pnömatik sistemler kullanıldığı takdirde karmaşık dişli ağır motorlar kullanılmasını gerektirmez . Buna ek olarak , pnömatik sistemler direk sürüm mekanizmalarıyla kuvvet kontrol uygulamalarını yerine getirmek için kullanılabilir. Buna karşın birçok pnömatik kontrol uygulaması açık çevrim kontrol modunda iki limit konumunda çalışır ve mekanik hareket mekanik durdurucular yardımıyla durdurulur. Pnömatik konum kontrol uygulamalarının temel amacı , süsrücüde herhangi bir durdurucu olmaksızın konum hassasiyetine ulaşmaktır. Bununla birlikte kapalı çevrimli konum kontrol uygulamalarında temel problem havanın sıkıştırılabilirliği , zayıf sönümleme kabiliyeti , mekanik sürtünmelerin belirsizliği ve güçlü nolinearitedir. Bilgiyar kontrollü yeni kontrol

stratejilerinin amacı düşük otomasyon maliyeti ve dizayn basitliğine ulaşmak ve yukarıda belirtilen sorunları aşmaktır. Son yıllarda pnömatik kontrol uygulamaları robot manipülatör uygulamaları alanında temellenmiştir. Yeni pnömatik konum kontrol stratejileri genellikle bu uygulamalarla gelişmiştir. Oransal valfler ikili valflere göre daha pahalıdır. Eğer pnömatik sistemlerde ikili valf kullanılırsa otomasyon maliyeti düşer fakat konum hassasiyeti elde edilemez. Yeni kontrol stratejilerinin diğer bir amacı ikili valflerle kontrol edilen sistemlerde konum hassasiyeti elde etmektir. İkili valflerle kontrol edilen sistemlerde yüksek konum hassasiyetine ulaşmada dinamik davranış detayları önemli olmaktadır. Bu çalışmada çift etkili , tek serbestlik dereceli , silindirik ve simetrik bir pnömatik silindirin 4. mertebe bilgisayar benzetim modeli elde edilmiştir. Pnömatik sistem genel şeması Şekil Ö.1’ de gösterilmiştir.



Şekil Ö.1 : Pnömatik sistem genel yapısı

Pnömatik sistem davranışını karakterize eden durum uzayı değişkenleri, $X(1) = X$ konum, $X(2) = \dot{X} = v$ hız , $X(3) = P_1$ birinci hazne basıncı ve $X(4) = P_2$. ikinci hazne basıncı olmak üzere 4. mertebe durum uzayı denklemleri ;

$$\frac{dX(1)}{dt} = \dot{X}(1) = X(2)$$

$$\frac{dX(2)}{dt} = \dot{X}(2) = \frac{1}{M} [A_1 X(3) - A_2 X(4) - Fd(t)]$$

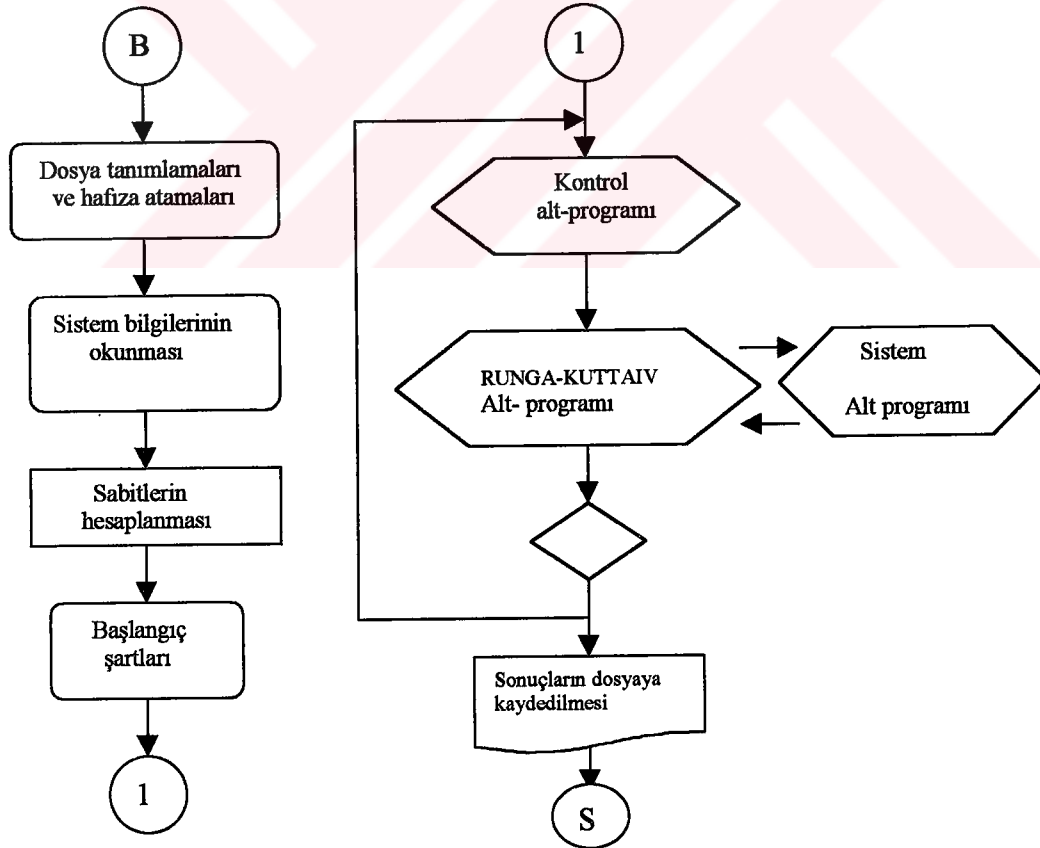
$$\frac{dX(3)}{dt} = \dot{X}(3) = \frac{\gamma}{X_{10} + X(1)} \left[-X(2)X(3) + \left(\frac{RT}{A_1} \frac{C_d}{\sqrt{T}} s \right) \dot{Y}_1 \right]$$

$$\frac{dX(4)}{dt} = \dot{X}(4) = \frac{\gamma}{X_{20} - X(1)} \left[X(2)X(4) - \left(\frac{RT}{A_2} \frac{C_d}{\sqrt{T}} s \right) \dot{Y}_2 \right]$$

dir. $F_d(t)$ sürtünme kuvvetleri için mekanik sürtünme modeli ;

$$F_d(t) = \begin{cases} F_c \text{sign}(\dot{X}(t)) + B \dot{X}(t) & \dot{X}(t) \neq 0 \quad \text{ise} \\ F_e(t) & \dot{X}(t) = 0 \text{ ve } |F_e(t)| < F_s \quad \text{ise} \\ F_s \text{sign}(F_e(t)) & \dot{X}(t) = 0 \text{ ve } |F_e(t)| \geq F_s \quad \text{ise} \end{cases}$$

dir. Simülasyon programı FORTRAN programlama dilinde yazılmış ve durum uzayı denklemleri Runge-Kutta IV sayısal integrasyon metodu ile çözülmüştür. Simülasyon programı dört kısımdan oluşmaktadır. Sabitler ve parametre değerleri ana programda girilir. Kontrol sinyal değeri kontrol alt programında hesaplanır. Durum uzayı denklemleri sistem altprogramında yer almaktadır . Durum uzayı denklemleri sayısal olarak Runge-Kutta IV alt programında integre edilir. Simülasyon programının genel akış diyagramı Şekil Ö.2 ' de gösterilmiştir.



Şekil Ö.2 Simülasyon programı genel akış diyagramı

Pnömatik sistem performansı bilgisayar benzetimi yoluyla aşağıdaki kontrol algoritmaları için araştırılmıştır.

- İkili Kontrol
- Basınç Geribeslemeli PD Kontrol
- Hız Geribeslemeli İkili Kontrol
- Kayan Rejimli Kontrol
- Darbe Genişliği Modülasyonu

İkili Kontrol de valf alanı tamamen açık veya kapalıdır. Kontrol sinyal değeri

$$u = \text{sign}(x_{REF} - x) = \text{sign}(e)$$

ifadesi ile hesaplanır. İkili Kontrol referans konum etrafında sürekli salınım neden olur. Eğer ölü bölge aralığı artırılırsa yük hareketi durur fakat konum hassasiyeti elde edilemez.

Basınç Geribeslemeli PD Kontrol’de valf alanları kontrol sinyal değerleri ile orantılı olarak değişir. Bu kontrol algoritmasında kontrol sinyal değeri;

$$u = K_P e + K_V \dot{e} + K_B e_B$$

ile hesaplanır. Kontrol kazançları uygun seçilirse konum hassasiyeti kolaylıkla elde edilir ve sistem cevabı hızlıdır. Referans konuma oturma zamanı oldukça kısa olacaktır. Valf alanları $u=+1$ ve $u=0$ kontrol sinyal değerleriyle sınırlandırılmıştır. Bu kontrol algoritmasında basınç geri beslemesi basınç hatasını sıfırlamak için yapılır. Yük titreşimsiz hareket eder.

Hız Geribeslemeli İkili Kontrol temelde bir ikili kontrol algoritmasıdır. İkili Kontrol’den farkı kontrol algoritmasında hız geribeslemesi eklenmiş olmasıdır. Valf alanı İkili Kontrol’ de olduğu gibi tam açık veya tam kapalıdır. Kontrol sinyal değeri

$$u_j = 1 * \text{sign}(K_P (X(1)_{REF} - X(1)_j) - K_V \dot{X}(1)_j)$$

ile hesaplanır. Sistem performansı $-1/K_V$ oranı ve ölü bölge aralığına bağlıdır. K_V sıfır alınırsa İkili Kontrol algoritması elde edilir. Bu kontrol algoritması küçük hız geri besleme değerleri için pratik değildir. Bununla birlikte K_V kazancı uygun seçilirse salınım sayısı azalmakta, salınım genliği ve periyodu küçülmektedir. Konum hassasiyeti ölü bölge aralığına bağlı olarak artırılabilir. Bu kontrol algoritmasında referans konum da durma diğer kontrol algoritmalarına kıyasla daha kısa zamanda olabilmektedir.

Kayan Rejimli Kontrol , Hız Geribeslemeli İkili Kontrol algoritmasıyla aynı kontrol algoritmasına sahiptir. Bu kontrol algoritmasında K_V kazancı Hız Geribeslemeli İkili Kontrol algoritmasından daha büyük seçilir. Bu kontrol algoritmasında, kayma düzlemi içerisinde bozucu kuvvetlerin geniş değişim aralığına karşı sistemin kararlılığı korunur. e-e düzleminde sistemin performans eğrisi anahtarlama doğrusu boyunca orjine hareket eder ve sönümlleme etkisi altındaymış gibi davranır , aşma genliği oluşmaz . Referansa oturma zamanı ve anahtarlama sayısı daha fazladır. K_V uygun seçilirse konum hassasiyeti artar.

Darbe Genişliği Modülasyonunda hata sinyaline bağlı bir α lineer fonksiyonu tanımlanmıştır. Pulse periyodu içerisinde valfin açık veya kapalı kalma süreleri bu fonksiyona bağlı olarak belirlenir. α fonksiyonu

$$\alpha_i = 0.5 + 0.4u^*$$

olarak tanımlanmıştır.

Burada u^*

$$u_i^* = K_p e + K_v \dot{e}$$

dir. Valfin açık kalma süresi α fonksiyonuyla değişir. Eğer α artarsa açık kalma zamanı artar. Valfin açık kalma süresi referans konum civarında azalır. Bu form içerisinde açık ve kapalı kalma süresinin ayarlanmasıyla sistemin davranışı oransal valfle kontrole benzer. Pulse periyodu kısa seçilirse anahtarlama sayısı artar. Büyük pulse periyodu bu tip kontrol için pratik olmaz.

Simülasyon sonuçlarına göre, sistem hareketi İkili Kontrol de sabit genlikli salınım yapar. Kontrol algoritmasında büyük ölü bölge aralığı seçilirse sistem hareketi durur fakat konum hassasiyeti elde edilmez. Basınç Geribeslemeli PD Kontrol de kısa referansa oturma zamanı ve yüksek konum hassasiyeti küçük ölü bölge aralığı ile Kv kazancı değiştirilerek elde edilir. Basınç geribeslemesi salınımsız durmayı sağlamakta ,kazançların uygun seçilmesiyle yüksek konum hassasiyeti ve kısa durma zamanı elde edilmektedir. Hız Geribeslemeli İkili Kontrol de temel olarak PD kontrole benzer Konum hassasiyeti ve kısa referansa oturma zamanı uygun ölü bölge aralığı ve Kv kazancı seçilmesiyle elde edilebilir. Kv kazancının büyük seçilmesiyle sistem Kayan Rejimli Kontrol moduna girer. Bu kontrolde, sistem aşma olmaksızın referans konumda durmaktadır. Küçük ölü bölge aralığı ile konum hassasiyeti artırılabilir. Kayan Rejimli Kontrol de referansa oturma zamanı Hız Geribeslemeli İkili Kontrole göre daha büyüktür. Darbe Genişliği Modülasyonunda hareketi referans konum civarında küçük bir aşma genliği ile durur. Konum hassasiyeti salınımsız elde edilebilir. Referansa oturma zamanı kısadır. Bu kontrol algoritmasının sonuçları PD kontrol algoritmasının sonuçlarına benzemektedir.

PNEUMATIC POSITION CONTROL

SUMMARY

Real dynamic systems are nonlinear and they are expressed with the nonlinear differential equations. In the linear analysis and design methods, linear approximations to the real systems models are generally used in order to gain, such as the linearization about one or set point methods. A disadvantages of these methods real system performance cannot be obtained if the linear approximations increases and that is far away from linearization point. However, nonlinear equations are much more difficult to solve than linear ones. Therefore, numerical simulation techniques and numerical integration methods by computer are used in order to solve nonlinear equations. So that, the real system performance aided these methods is obtained with the minimum error while system nonlinearities are conserving. The other reason these methods have to the high solution speed.

In this study, a computer simulation program in FORTRAN programming language has been written for the fourth-order pneumatic system dynamic model and its feedback control. An analytical solution of such a system is not available because of the nonlinearities associated with the orifice, gas compressibility, nonlinear friction forces, relay, variations of payload and external forces, thermodynamic flow etc. Therefore, nonlinear dynamic model equations of the pneumatic system have been solved using the Runge Kutta IV numerical integration technique in the simulation program. At the simulation applications, the parameter values such as the initial conditions, pneumatic cylinder dimensions, payload, supply pressure are the same as with the experimental system. Its static friction value evaluated using measured pressure at the experimental instrument.

Object of the computer simulation is to determine performance of the pneumatic system with the closed loop control algorithms. Using all of the known system parameters and approaches, On-Off control, PD control with pressure feedback, On-Off control with velocity feedback Sliding Mode Control and Pulse Width Modulation control algorithms for the pneumatic position control have been tested using the fourth-order computer simulation model of the pneumatic system. System performance has been examined for a change pulse period and dead zone parameters.

Pneumatic systems are widely used in industry. The main advantages of using pneumatic systems are that air is clean, inexpensive and is readily available for use on the shop floor. Air can also provide high power for large loads in contrast to electric motion control systems, no heavy motors with complex gearing are required if a pneumatic system is used. In addition pneumatic systems can be used with direct-drive mechanisms for an easy implementation of force control applications. Although, many pneumatic control applications are the open-loop control mode and mechanical motion is stopped helping mechanical stoppers. The main object of pneumatic position control applications is to achieve the position accuracy without using any mechanical stops in the actuator. However, the fundamental problems in

the continuous position control applications with the closed-loop are the air compressibility, poor damping ability, significant mechanical friction and strong nonlinearities. Object new control strategies pneumatic systems under computer control are to overcome these problems and to meet the demand of simple and low cost automation. In the recent years, pneumatic position control systems have been based on the field of pneumatic robot manipulators. The new pneumatic position control strategies have been generally developed by these applications. Proportional valves are very expensive than on-off valves. Using on-off valve in the pneumatic systems is low cost automation but position accuracy can not be obtained. The other object of new control strategies is to obtain the position accuracy at the on-off controlled pneumatic systems. So that the details of dynamic behaviour reaching high position accuracy is important at the on-off valve controlled pneumatic systems.

In this study, the fourth-order computer simulation model of a cylindric and symmetric linear pneumatic cylinder with one degree of freedom and double acting has been obtained. The structure of pneumatic system is seen in the Figure S1.

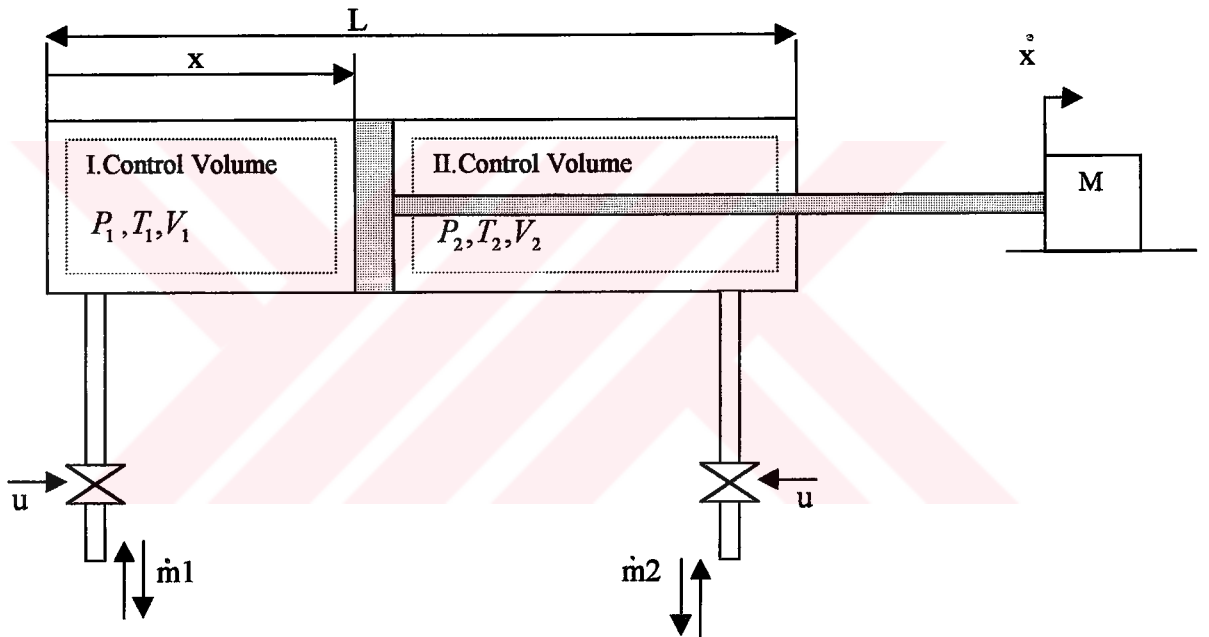


Figure S1: Structure of the pneumatic system

The state-space variables characterizing the pneumatic system behaviour are position $X(1) = X$, velocity $X(2) = \dot{X} = v$, pressure in the first control volume $X(3) = P_1$ and pressure in the second control volume $X(4) = P_2$. The fourth order state-space equations of dynamical system including control signal are

$$\frac{dX(1)}{dt} = \dot{X}(1) = X(2)$$

$$\frac{dX(2)}{dt} = \dot{X}(2) = \frac{1}{M} [A_1 X(3) - A_2 X(4) - Fd(t)]$$

$$\frac{dX(3)}{dt} = \dot{X}(3) = \frac{\gamma}{X_{10} + X(1)} \left[-X(2)X(3) + \left(\frac{RT}{A_1} \frac{C_d}{\sqrt{T}} s \right) \dot{Y}_1 \right]$$

$$\frac{dX(4)}{dt} = \dot{X}(4) = \frac{\gamma}{X_{20} - X(1)} \left[X(2)X(4) - \left(\frac{RT}{A_2} \frac{C_d}{\sqrt{T}} s \right) \dot{Y}_2 \right]$$

Here , the mechanical friction model for the friction forces is given as the following;

$$Fd(t) = \begin{cases} Fc \text{sign}(\dot{X}(t)) + B \dot{X}(t) & \text{if } \dot{X}(t) \neq 0 \\ Fe(t) & \text{if } \dot{X}(t) = 0 \text{ ve } |Fe(t)| < Fs \\ Fss \text{sign}(Fe(t)) & \text{if } \dot{X}(t) = 0 \text{ ve } |Fe(t)| \geq Fs \end{cases}$$

Simulation program has been written in the FORTRAN programming language and state-space equations have been solved by the Runge-Kutta IV numerical integration method. Simulation program is four parts. Constants, parameter values are input in the main program. Control signal value is evaluated in the control subprogram. State-space equations are in the system subprogram. State-space equations are numerically integrated in the Runge-Kutta numerical integration subprogram. Flow chart of the simulation program is generally shown in the Figure S2.

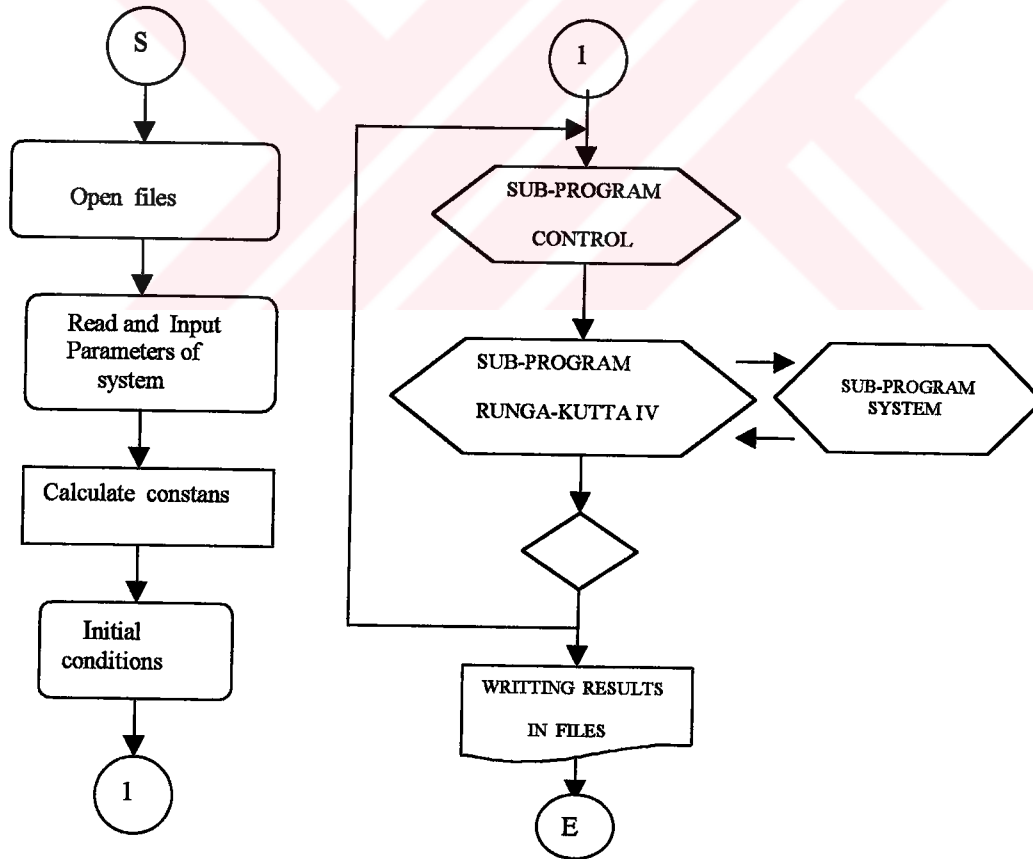


Figure S.2 General flow chart of simulation program

The performance of pneumatic system are tested as the following control algorithms ;

- On – Off Control
- PD Control with Pressure Feedback
- On – Off Control with Velocity Feedback
- Sliding Mode Control
- Pulse Width Modulation (PWM)

The valve area in the on-off control is completely on or off .Control signal value is calculated with that expression

$$u = \text{sign}(x_{REF} - x) = \text{sign}(e)$$

On-Off Control caused oscillation around reference position.If the width of dead zone increases, motion of payload stops but position accuracy can not be obtained.

Valve areas change proportional to control signal in PD Control with pressure feedback. Control signal is

$$u = K_P e + K_V \dot{e} + K_B e_B$$

If the control gains are suitable chosen, position accuracy is obtained and response of system is quite speed , settling time becomes short. Valve area is limited with $u=+1$ and $u=0$ control signal values . In this control , pressure feedback are made for being different pressure. Motion of payload is no vibration.

On- Off Control with Velocity Feedback is similar to the On-Off Control. This control algorithm difference from the On-Off Control is that velocity feedback is added to the on-off control algorithm.The valve area is completely on or off, identically. Control signal is

$$u_j = 1 * \text{sign}(K_P (X(1)_{REF} - X(1)_j) - K_V \dot{X}(1)_j)$$

The performance of system depends on $-1/K_V$ ratio and width of dead zone.If K_V is equal to zero then on-off control algorithm will be obtained.This control algorithm is not practical for small gain values of velocity feedback. However, if K_V is suitable set,the number of oscillation decrease and amplitude and period of oscillation is quite small.If K_V is increased, control signal changes very frequently and settling time increases.The position accuracy depends on the width of dead zone.In this control algorithm ,the settling time is quietly smaller than the other control algorithms.

The algorithm of Sliding Mode Control is the same as the On – Off Control with velocity feedback so that K_V is greater than On – Off Control with velocity feedback.This control,motion of the system in the sliding surface guarantee asymptotically stable for variations in the large external disturbance forces. In e-e phase plane,performance curve of the system goes to the origin along to the switching line and system behaves as on overdamped system so that is not be an overshoot. Settling time and number of switching increase in this control. Position accuracy will increase by a choice of suitable K_V .

In Pulse Width Modulation (PWM), a linear function α dependent on the error signal has been defined. On and off time of valves in the pulse period is determined according to this function. The function α is

$$\alpha_i = 0.5 + 0.4u^*$$

Here, the error signal u^* is

$$u_i^* = K_p e + K_v \dot{e}$$

On time of the valve varies proportional to the function α . If α value increases, on time will increase. On time of valve decreases around reference position, quite. In this form, behaviour of system with regulating on and off time is like continuous proportional control. If the period of pulse chooses short, number of switching increases. Large period of pulse is not practical for this type control.

According to results of simulation, motion of system is oscillation with constant amplitude in on-off control. Motion of system stops with including large width dead zone to the control algorithm but position accuracy is not obtained. In PD Control, the short settling time and high position accuracy is obtained with short width of dead zone if only while K_v is changing. Motion of system stops no oscillation by this control algorithm including pressure feedback. High position accuracy and short settling time is obtained no oscillation by selecting suitable gain of pressure feedback. In On -Off Control with Velocity Feedback, the system behaves similar to PD Control against the control is basically a on-off control. Position accuracy and short settling time is obtained by choosing suitable the width of dead zone and gain K_v . The system enters to the sliding mode control regime at the large value of gain K_v when motion stops without any overshoot around reference position and position accuracy is obtained with short width of dead zone. In this control the settling time is longer than the value of On -Off Control with Velocity Feedback. In the Pulse Width Modulation, motion of the system stops with a small overshoot around desired position. Position accuracy is obtained no oscillation. Settling time is suitable. Results of this control is similar to PD Control with Pressure Feedback.

1. GİRİŞ

Havanın temiz bir kaynak olması, kolayca temini, ek bir maliyet getirmemesi, pnömatik sistemlerin geniş bir uygulama alanı bulmasını sağlamıştır. Ayrıca pnömatik sistemler hafif, bakımı kolayca yapılabilen ve güç uygulamalarında elektrikli sistemlerde olduğu gibi karmaşık dişli sistemler gerektirmeyen sürme mekanizmalarıdır.

Pnömatik sürücüler ve sistemler otomasyon sistemleri, düşük ve orta güç gerektiren endüstriyel robot ve manipülatör uygulamaları , tekstil sanayi vb. gibi birçok alanda kullanılmaktadır.

Pnömatik silindir uygulamaları yaygın olarak açık çevrim kontrol modunda iki limit konumunda ve durdurucularla , piston kolu ya tam dışarıda veya tam kapalı konum olarak çalışır. Bu tür uygulamalarda kuvvet veya torka karşı yüksek çıkış sağlanabilmekte elektrikli sistemlere kıyasla düşük maliyetli sistemler olmaktadır.

Pnömatik sistemlerde, kapalı çevrimli hassas konum kontrol uygulamalarında havanın sıkıştırılabilirliği, zayıf sönümleme ,mekanik sürtünmeler ve güçlü nonlinearite ile karşılaşılmaktadır. Bu güçlükleri aşmak için bilgisayar destekli kontrol uygulamalarında yeni kontrol stratejileri araştırılmaktadır.

Bilgisayar destekli hassas konum kontrol uygulamalarında yeni kontrol stratejilerinin araştırılmasının diğer bir nedeni ikili valf'lerle , oransal valf'li sistem kontrolü performansı elde ederek , maliyeti düşürmek ve otomasyon sistem basitliği sağlamaktır. Bunun başarımı, kapalı çevrimli pnömatik konum kontrol uygulaması yapılan sistemde anahtarlamaların uygun yapılmasına, buna bağlı olarak kontrol sisteminde matematiksel modellemenin kullanılmasına bağlıdır.

Matematiksel simülasyonda sistemin karakteristik bileşenleri, diferansiyel denklemler, cebrik denklemler, fark eşitlikleri ve mantıksal matematiksel işlemlerle

belirlenir. Daha sonra bunlar dijital bilgisayarlarla çözülür. Simülasyonun doğruluğu denklemlerin ve programlamanın doğruluğuna bağlıdır. Simülasyonun amacı öncelikli olarak sistemin bilinen bütün karakteristikleri ve varsayımlar altında sistem performansını incelemektir.

Bu çalışmada, tek serbestlik dereceli, çift etkili bir pnömatik silindir 4. mertebe sistem dinamik modelinin bilgisayar benzetimi yapılmış ve FORTRAN programlama dilinde yazılmıştır.

4. mertebe durum uzayı denklemleri Runga - Kutta IV sayısal integrasyon metodu ile çözülmüştür. Durum değişkenleri ve kontrol sinyali değerleri Excel dosyalarına aktarılmış ve grafik olarak sistem performans değerleri elde edilmiştir. Simülasyon programında oransal ve ikili valf modellemesi ile ;

- İkili Kontrol
- PD Kontrol (basınç geribeslemeli)
- Hız Geribeslemeli İkili Kontrol
- Kayan Rejimli Kontrol
- Darbe Genişliği Modülasyonu

Kontrol algoritmaları uygulanmış ve karşılaştırılmış, kontrol algoritmalarında ölü bölge ve pulse periyodu parametrelerinin sistem davranışı üzerindeki etkileri incelenmiştir.

1.1 PNÖMATİK SİSTEMLERLE İLGİLİ ÇALIŞMALAR:

Pnömatik sistemlerle ilgili çok sayıda araştırma yapılmış ve yapılmaktadır. Bu çalışmada yararlanılan bazı kaynaklar ve konuları aşağıdadır.

Bu çalışmada bilgisayar benzetimi yapılan pnömatik sistemin ve kontrol algoritmalarının yazılım ve donanımı [1] no'lu çalışmada yapılmış ve denenmiştir. Bu çalışmada [1] no'lu kaynakta tesisi yapılan sistemin parametre değerleri kullanılmış, deneysel sistem sonuçları ile simülasyon sonuçları uyumlu hale getirilmeye ve F_s sürtünme kuvveti karakteristiği aynı çalışmada yapılan basınç

ölçümleri ile belirlenmeye çalışılmıştır. Sonuçlar konum hassasiyeti ve sistem katılığı üzerine irdelenmiştir.

Pnömatik sistem bilgisayar benzetimi ile ikili kontrol, oransal kontrol ve PD kontrol algoritmaları [2] nolu kaynakta uygulanmıştır.

Lineer olmayan mekanik sürtünme ve sistem nolinearitelerini içeren matematiksel model ile birlikte , ikili valf ile kontrol edilen ve konum hassasiyeti amaçlı bir kontrol stratejisi ve sistem dizaynı üzerine [3] nolu kaynakta çalışılmıştır. Sistem birisi açık tutulurken diğeri PWM 'la kontrol edilen ikili valf'li bir kapalı çevrim kontrollü pnömatik sistemdir. PI kontrollü iç çevrim silindir basıncını , ivme ve hız geri beslemeli dış çevrim konum kontrolü için yapılır. Lineer olmayan mekanik sürtünmeye karşı sürekli durum hatasını azaltmak için ivme geri beslemesi yapılır. Deneysel sonuçlar, kontrol stratejisinin mekanik durdurucular kullanmaksızın konum kontrol hassasiyeti sağladığı ve ikili kontrol stratejisine göre çok daha iyi sonuçlar verdiği görülmüştür.

[4] nolu çalışmada, bir pnömatik servo sistemin bir nokta civarında linearize edilmiş matematiksel modeli durum uzayı formunda sunulmuştur. Klasik ve modern geri beslemeli kontrol yaklaşımları ile sistem performansı, simülasyon ve deneysel sonuçları ile kıyaslanmıştır. Linearizasyonun amacı pnömatik sistem nolinearitesidir. Kontrol çalışmalarında , bir nokta civarında optimal kazançlar seçilmiş ve konum kontrolü bu kazançlarla yapılmıştır.

PWM kontrollü pnömatik rotari valf ile pnömatik aktüatör konum kontrolü [5] nolu çalışmada incelenmiştir. Bu amaçla valf dinamiğini de içeren aktüatör yük dinamiği modeli elde edilmiş, lineer zamanla değişim modeli ile lineer olmayan sistem modelleri kıyaslanmıştır.

[6] nolu çalışmada, lineer mekanik sistem ve boğaz kesit alanlı rezervuara bağlı bir silindirin dinamik davranışı incelenmiştir. Nolineariteler sürtünme ve gaz sıkışması ile sınırlıdır. Harmonik balans metodu ile zor olan nolineer pnömatik sistem matematiksel formülasyonu basit nolineer denklemlere indirgenmiş ve frekans cevabı birinci, ikinci ve üçüncü harmoniklerle elde edilmiştir.

[7] nolu kaynakta, pnömatik aktüatördeki kayma sürtünme kuvvetinin belirlenmesi için deneysel bir metod kullanılarak , pnömatik aktüatörler için dinamik sürtünme modeli en az hata ile belirlenmesi amaçlanmıştır.

Pnömatik aktüatörlerin konum kontrolü için yeni bir sliding mode kontrol yaklaşım esasını temel alan bir kontrol algoritması [8] nolu çalışmada önerilmiştir. Hareketin stabilitesi zamanla değişen anahtarlama yüzeyinde lineer bir durum için ispat edilir. Üçüncü ve dördüncü mertebe mekanik sistemlerde, sliding mode kontrol kullanmakta bir dezavantaj ivme geribeslemesi zorluğudur. Bu zorluğu aşmak için diferansiyel basınç kullanımı önerilmiştir. Önerilen kontrol stratejisi oransal valf'li endüstriyel bir silindirik pnömatik aktüatör üzerinde denenmiştir.

[9] nolu kaynak, iki bölümden oluşan bir çalışmadır. Birinci kısımda block - pulse fonksiyonları yoluyla PWM edilmiş kontrol sistemini analiz etmek için bir prosedür belirlenir. İkinci kısımda PW Modülasyonlu sistem için PID kontrolör dizayn etmek için bir prosedür verilir.

[1-17] çalışmaları pnömatik sistem ve yeni kontrol stratejileri üzerinedir. Pnömatik sistemler ve yeni kontrol stratejileri üzerine yapılan çalışmalar bu konunun güncelliğini göstermektedir.

Valf dinamiği ve modellemesi , dinamik sistem durum uzayı denklemlerinin oluşturulması ve geri beslemeli dinamik sistem modellemesi amacıyla [18-21] kaynaklarından da yararlanılmıştır.

2. SİSTEM TANIMI VE DURUM DENKLEMLERİNİN ELDE EDİLMESİ:

2.1 SİSTEM TANIMI:

2.1.1 Tek Serbestlik Dereceli Silindir Mekanîği ve Mekanik Sürtünme Kuvvetlerinin Modellenmesi:

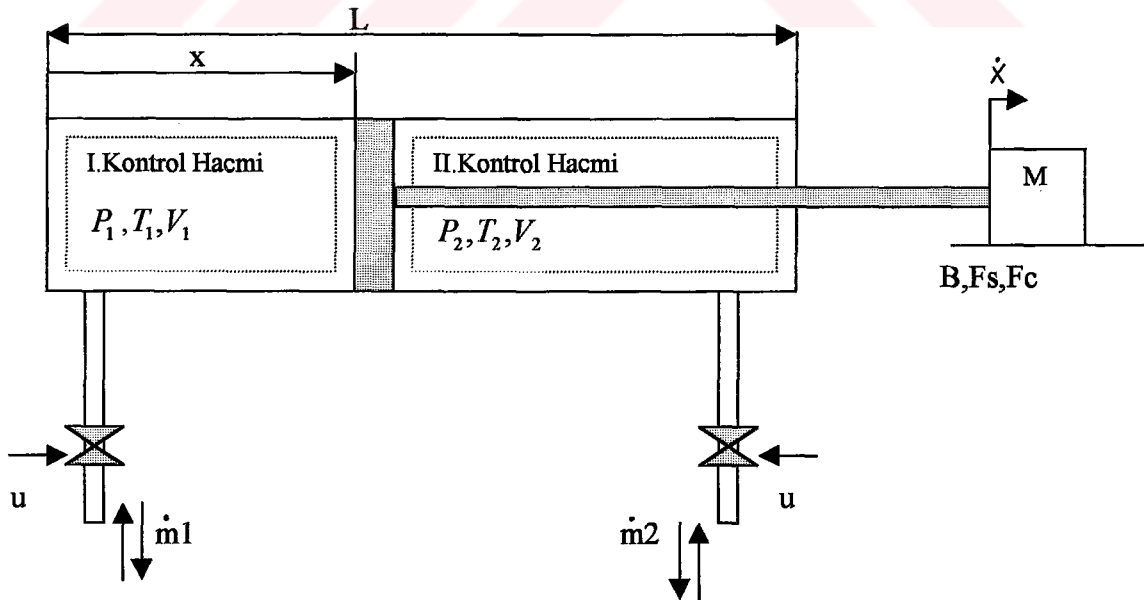
Pnömatik sistem modeli Şekil 2.1 'de gösterilmiştir. Burada sistemin simülasyonu için sistem durum denklemlerini ve durum değişkenlerini belirlemek gerekir. Sistemi karakterize eden değişkenler durum değişkenleri olarak seçilir. Bu çalışmada 4 adet durum değişkeni seçilmiştir. Bunlar;

X : konum

$\dot{X}$: hız

P_1 : Birinci haznedeki (I.kontrol hacmindeki) basınç

P_2 : İkinci haznedeki (II.kontrol hacmindeki) basınç'dır.



Şekil 2.1 Pnömatik sistem genel yapısı.

Burada;

u : kontrol sinyali

$\dot{X}$: hız

P_b : besleme basıncı

P_1, P_2 : I. ve II. haznedeki kontrol hacmi basıncı

V_1, V_2 : I. ve II. haznedeki kontrol hacmi

A_1, A_2 : I. ve II. haznedeki piston alanları

L : silindir uzunluğu (strok)

S : valf kesit alanı

F_e : sistemdeki basınç farkı ile oluşan net kuvvet

F_s : statik sürtünme katsayısı

F_c : Coulomb sürtünme katsayısı

B : viskoz sürtünme katsayısı

M : toplam kütle (yük+piston)

Sistemin yük dinamiği F_d mekanik sürtünmeler olmak üzere, aşağıdaki denklemle belirlenir.

$$M \ddot{X}(t) = F_e(t) - F_d(t) \quad (2.1)$$

Burada $F_e(t)$ pistonun her iki tarafında hava basıncı sonucu oluşan net kuvvettir ve aşağıdaki ifade ile hesaplanacaktır.

$$F_e(t) = A_1 P_1(t) - A_2 P_2(t) \quad (2.2)$$

$F_d(t)$ mekanik sürtünme kuvveti için aşağıdaki model seçilmiştir;

$$F_d(t) = \begin{cases} F_c \text{sign}(\dot{X}(t)) + B \dot{X}(t) & \dot{X}(t) \neq 0 \quad \text{ise} \\ F_e(t) & \dot{X}(t) = 0 \text{ ve } |F_e(t)| < F_s \quad \text{ise} \\ F_s \text{sign}(F_e(t)) & \dot{X}(t) = 0 \text{ ve } |F_e(t)| \geq F_s \quad \text{ise} \end{cases} \quad (2.3)$$

Eşitlik (2.1)' den $\ddot{X}(t)$ çekilirse;

$$\ddot{X}(t) = [Fe(t) - Fd(t)] / M \quad (2.4)$$

elde edilir. $\dot{X}=v$ hız olduğuna göre;

$v \neq 0$ için;

$$\frac{dv}{dt} = -\frac{B}{M}v + \frac{A_1}{M}P_1 - \frac{A_2}{M}P_2 - \frac{Fc}{M}\text{sign}(v) \quad (2.4.a)$$

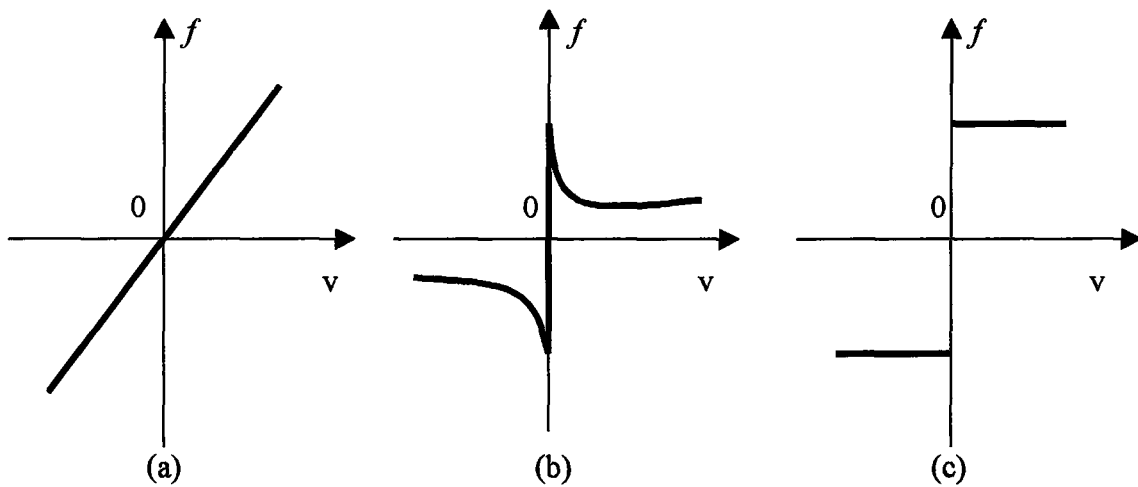
$v=0$ ve $|Fe(t)| < F_s$ için

$$\frac{dv}{dt} = \frac{A_1}{M}P_1 - \frac{A_2}{M}P_2 - \frac{Fe}{M} \quad (2.4.b)$$

$v=0$ ve $|Fe(t)| \geq F_s$ için

$$\frac{dv}{dt} = \frac{A_1}{M}P_1 - \frac{A_2}{M}P_2 - \frac{F_s}{M}\text{sign}(|Fe(t)|) \quad (2.4.c)$$

denklemlerine varılır. Hareketin başlamasıyla statik sürtünme kuvveti yerine, Coulomb ve viskoz sürtünme kuvveti devreye girer. Lineer ve lineer olmayan sürtünme kuvvetlerinin fonksiyonel ifadeleri Şekil 2.2 'de şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 2.2 Sürtünme kuvvetlerinin fonksiyonel gösterilimi. (a) viskoz sürtünme, (b) statik sürtünme, (c) Coulomb sürtünmesi.

2.2 SİLİNDİR MODELİ

2.2.1 Açık Sistem Kontrol Hacmi Yaklaşımıyla Silindir Bölmelerindeki Basınç Hacim ve Sıcaklığın Belirlenmesi:

Kontrol hacimlerindeki basınç değişimlerini elde etmek için kontrol hacimlerindeki kütleli debi ele alınacak olursa I. kontrol hacmindeki kütleli debi ifadesi;

$$\frac{dM_1}{dt} = \frac{d}{dt}(\rho_1 V_1) \quad (2.5)$$

dir. Havayı ideal gaz kabul ederek,ideal gaz denklemi yardımıyla yoğunluk

$$\rho_1 = \frac{P_1}{RT_1} \quad \text{dir.}$$

(2.5) denkleminde bu ifade yerine konulursa

$$\dot{M}_1 = \frac{d}{dt} \left[\frac{P_1 V_1}{RT_1} \right] = \frac{1}{R} \frac{d}{dt} \left[\frac{P_1 V_1}{T_1} \right] \quad (2.6)$$

elde edilir. Enerjinin korunumu prensibine göre,kontrol hacmindeki enerjinin değişimi, kontrol hacmine giren enerji ile kontrol hacminden çıkan enerjinin farkına eşittir. Kontrol hacminin değişebileceği gözönünde bulundurulmalıdır. I. nolu kontrol hacmine enerjinin korunumu prensibi uygulanırsa;

$$\sum \dot{M}_g h_g - \sum \dot{M}_\varphi h_\varphi + \left\{ \frac{dQ_1}{dt} - \frac{dW_1}{dt} \right\} = \frac{dE_1}{dt} \quad (2.7)$$

elde edilir. Burada;

ρ : yoğunluk

V : hacim

h : havanın entalpisi

h_g, h_φ : kontrol hacmine giren ve çıkan havanın birim kütlelerinin toplam enerjisi

u : birim kütle için iç enerjisi

z : yükseklik

v : havanın hızı

$\dot{Q}_1$: I. kontrol hacmindeki ısı akısı

- $\dot{W}_1$: I. kontrol hacminin çevreye yaptığı iş
 E_1 : I. kontrol hacmindeki toplam enerji
 g : yerçekimi ivmesi
 R : gaz sabiti
 $\dot{M}_g$: I. kontrol hacminden çıkan havanın kütleli debisi
 $\dot{M}_g$: I. kontrol hacmine giren havanın kütleli debisi

olarak tanımlanmıştır.

Kontrol hacmine giren havanın birim kütleli toplam enerjisi yada durgunluk entalpisi ;

$$h' = u + \frac{P}{\rho} + \frac{v^2}{2} + gz = h + \frac{v^2}{2} + gz \quad (2.8)$$

olarak tanımlanmıştır.

Kontrol hacmi için elde edilen denklemde entalpi için $h = c_p T$ olarak ve yükseklik ile hızı ihmal ederek (2.7) denklemi için ;

$$c_p \dot{M}_1 T_1 - P_1 \frac{dV_1}{dt} + \frac{dQ_1}{dt} = \frac{d}{dt} (c_v \rho_1 V_1 T_1) \quad (2.9)$$

yazılabilir. Matematiksel modelde kullanılan yoğunluk, özgül ısılar oranı ve özgül ısılar göre gaz sabiti aşağıdaki gibidir.

$$\rho = \frac{P}{RT} \quad c_p = \frac{\gamma R}{\gamma - 1} \quad \gamma = \frac{c_p}{c_v} \quad R = c_p - c_v \quad (2.10)$$

Kontrol hacmi ile çevre arasında ısı alışverişi olmadığı (adyabatik hal değişimi) kabulüyle (2.9) denklemi;

$$c_p \dot{M}_1 T_1 - P_1 \frac{dV_1}{dt} = \frac{c_v}{R} \frac{d}{dt} (P_1 V_1)$$

olur. Buradan;

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

$$\dot{M}_1 T_1 = \frac{P_1}{c_p} \frac{dV_1}{dt} + \frac{1}{\gamma R} (V_1 \frac{dP_1}{dt} + P_1 \frac{dV_1}{dt}) \quad \text{ile}$$

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

(2.10) denklemleriyle kütle debisi;

$$\dot{M}_1 = \frac{1}{RT_1} \left(P_1 \frac{dV_1}{dt} + \frac{V_1}{\gamma} \frac{dP_1}{dt} \right)$$

$$\dot{M}_1 RT_1 = P_1 \frac{dV_1}{dt} + \frac{V_1}{\gamma} \frac{dP_1}{dt}$$

elde edilir. Buradan I. kontrol hacmi basınç değişimi ifadesi;

$$\frac{dP_1}{dt} = -\frac{\gamma P_1}{V_1} \frac{dV_1}{dt} + \frac{\gamma RT_1}{V_1} \dot{M}_1 \quad (2.11)$$

II. kontrol hacminde yapılacak hesaplamalarda hava akısının kontrol hacminden atmosfere olacağını göz önünde bulundurulursa, II. kontrol hacmindeki basınç değişimi ifadesi;

$$\frac{dP_2}{dt} = -\frac{\gamma P_2}{V_2} \frac{dV_2}{dt} - \frac{\gamma RT_2}{V_2} \dot{M}_2 \quad (2.12)$$

yazılabilir. I. ve II. kontrol hacmi ve kontrol hacmi değişimi ifadeleri için

$$V_1 = V_{10} + A_1 X = A_1 \left(X + \frac{V_{10}}{A_1} \right) = A_1 (X + X_{10}) \quad (2.13)$$

$$V_2 = V_{20} - A_2 X = A_2 \left(-X + \frac{V_{20}}{A_2} \right) = A_2 (-X + X_{20}) \quad (2.14)$$

yazılabilir. Burada ;

V_{10}, V_{20} : başlangıçta Silindirin I. ve II. tarafındaki hacimler

A_1, A_2 : Pistonun I. ve II. tarafındaki kesit alanları

X : Silindirin sağ tarafa ilerlemesi

$X_{10} = \frac{V_{10}}{A_1}$: Başlangıç da silindirin I. haznesinin uzunluğu

$X_{20} = \frac{V_{20}}{A_2}$: Başlangıç da silindirin II. haznesinin uzunluğu

olmak üzere, kontrol hacimlerinin zamanla değişimi için ;

$$\frac{dV_1}{dt} = A_1 \frac{d}{dt}(X_{10} + X) = A_1 \frac{dX}{dt} = A_1 \dot{X} \quad (2.15)$$

$$\frac{dV_2}{dt} = A_2 \frac{d}{dt}(X_{20} - X) = -A_2 \frac{dX}{dt} = -A_2 \dot{X} \quad (2.16)$$

ifadeleri elde edilir. $T = T_1 = T_2$ kabulüyle (2.15) ve (2.16) denklemleriyle, (2.11) ve (2.12) denklemleri tekrar düzenlenirse;

$$\frac{dP_1}{dt} = -\frac{\gamma P_1}{V_{10} + A_1 X} A_1 \dot{X} + \frac{\gamma RT}{V_{10} + A_1 X} \dot{M}_1 \quad (2.17)$$

$$\frac{dP_2}{dt} = \frac{\gamma P_2}{V_{20} - A_2 X} A_2 \dot{X} - \frac{\gamma RT}{V_{20} - A_2 X} \dot{M}_2 \quad (2.18)$$

yada $\dot{X} = v$ ifadesiyle (2.17) ve (2.18) denklemleri

$$\frac{dP_1}{dt} = \frac{\gamma}{X_{10} + X} (-P_1 v + \frac{RT}{A_1} \dot{M}_1) \quad (2.19)$$

$$\frac{dP_2}{dt} = \frac{\gamma}{X_{20} - X} (P_2 v - \frac{RT}{A_2} \dot{M}_2) \quad (2.20)$$

şeklinde yazılabilir. Durum değişkenleri aşağıdaki gibi tekrar yazılacak olursa;

$$X(1) = X$$

$$X(2) = \dot{X} = v$$

$$X(3) = P_1$$

$$X(4) = P_2$$

dir. Durum değişkenleriyle (2.4) , (2.19) , (2.20) denklemleri tekrar düzenlenirse , durum denklemleri aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\frac{dX(1)}{dt} = \dot{X}(1) = X(2) \quad (2.21)$$

$$\frac{dX(2)}{dt} = \dot{X}(2) = \frac{1}{M} [A_1 X(3) - A_2 X(4) - Fd(t)] \quad (2.22)$$

$$\frac{dX(3)}{dt} = \dot{X}(3) = \frac{\gamma}{X_{10} + X(1)} \left[-X(2)X(3) + \frac{RT}{A_1} \dot{M}_1 \right] \quad (2.23)$$

$$\frac{dX(4)}{dt} = \dot{X}(4) = \frac{\gamma}{X_{20} - X(1)} \left[X(2)X(4) - \frac{RT}{A_2} \dot{M}_2 \right] \quad (2.24)$$

$$Fd(t) = \begin{cases} Fcsign(X(2)) + BX(2) & X(2) \neq 0 \text{ ise} \\ Fe(t) & X(2) = 0 \text{ ve } |Fe(t)| < Fs \text{ ise} \\ Fssign(Fe(t)) & X(2) = 0 \text{ ve } |Fe(t)| \geq Fs \text{ ise} \end{cases}$$

2.3 AKIŞ DENKLEMLERİ :

2.3.1 Bir Boyutlu Sıkıştırılabilir Akış:

- a : akustik ses hızı
- x : doğrusal akış yönü
- u : akış hızı
- A : akışa dik kesit alanı
- P : basınç
- Cp : sabit basınçtaki özgül ısı
- T : sıcaklık
- ρ : yoğunluk
- M : Mach sayısı (akışkanın hızının yerel ses hızına oranı) olmak üzere;

çevresiyle ısı tranferi olmayan, idealize edilmiş izentropik bir akış için bir x doğrultusu boyunca doğrusal ve diferansiyel formda;

kütlenin korunumu denklemi;

$$\frac{d(\rho u A)}{dx} = 0 \quad (2.25)$$

momentumun korunumu denklemi;

$$\frac{d(\rho u^2 A)}{dx} + \frac{d(PA)}{dx} = 0 \quad (2.26)$$

enerjinin korunumu denklemi;

$$\frac{d(c_p T + u^2 / 2)}{dx} = 0 \quad (2.27)$$

durum denklemi;

$$\frac{d(P / \rho T)}{dx} = 0 \quad (2.28)$$

dir. İki nokta için durum, süreklilik, hareket ve enerji denklemleri yazılacak olursa;

$$\frac{P_1}{\rho T_1} = \frac{P_2}{\rho T_2} \quad (2.29)$$

$$\rho_1 u_1 A_1 = \rho_2 u_2 A_2 \quad (2.30)$$

$$\rho_1 u_1^2 A_1 - \rho_2 u_2^2 A_2 + P_1 A_1 - P_2 A_2 + \frac{1}{2} (P_1 + P_2) (A_2 - A_1) = 0 \quad (2.31)$$

$$c_p T_1 + \frac{u_1^2}{2} = c_p T_2 + \frac{u_2^2}{2} \quad (2.32)$$

akustik ses hızı;

$$a = \sqrt{\frac{dP}{d\rho}} = \sqrt{\frac{\gamma P}{\rho}} = \sqrt{\gamma R T} = \sqrt{(\gamma - 1) c_p T} = \frac{u}{M} \quad (2.33)$$

dir. (2.33) ifadesi ile (2.32) denklemi

$$\frac{u_1^2}{2} + \frac{\gamma}{(\gamma-1)} \frac{P_1}{\rho_1} = \frac{u_2^2}{2} + \frac{\gamma}{(\gamma-1)} \frac{P_2}{\rho_2} \quad \text{yada}$$

$$\frac{u_1^2}{2} + \frac{a_1^2}{(\gamma-1)} = \frac{u_2^2}{2} + \frac{a_2^2}{(\gamma-1)} \quad (2.34)$$

veya

$$M_1^2 + \frac{2}{\gamma-1} = (M_1^2 + \frac{2}{\gamma-1}) \left(\frac{a_2^2}{a_1^2} \right)^2 \quad (2.35)$$

yazılabilir. Burada M_1, M_2 ve a_1, a_2 1. ve 2. inceleme noktalarındaki yerel Mach sayısı ve yerel ses hızlarıdır.

2.3.2 İzentropik Bir Akış Boyunca Sıcaklık , Yoğunluk ve Basınç Oranları İfadeleri;

(2.34) denklemi aşağıdaki şekilde yazılabilir ,

$$\frac{u_2^2 - u_1^2}{2} = \frac{\gamma}{\gamma-1} \left(\frac{P_1}{\rho_1} - \frac{P_2}{\rho_2} \right) = \frac{\gamma}{\gamma-1} \frac{P_2}{\rho_2} \left[\left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \quad (2.36)$$

Burada $\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{\rho_1}{\rho_2} \right)^\gamma$ 'dır. $a_2^2 = \gamma \frac{P_2}{\rho_2}$ ile basınç oranları çekilirse,

$$\frac{P_1}{P_2} = \left[1 + \frac{\gamma-1}{2} \frac{u_2^2 - u_1^2}{a_2^2} \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (2.37)$$

elde edilir. 1. inceleme noktası değeri için rezervuar şartları alınacak olursa $u_1 = 0$,
 $P_1 = P_0$ ile basınç oranları ;

$$\frac{P_0}{P} = \left[1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2 \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (2.38)$$

elde edilir. Aynı şekilde yoğunluk ve sıcaklık oranları ifadeleri;

$$\frac{\rho_1}{\rho_2} = \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{1}{\gamma}} = \left[1 + \frac{\gamma-1}{2} \frac{u_2^2 - u_1^2}{a_2^2} \right]^{\frac{1}{\gamma-1}} \quad (2.39)$$

$$\frac{\rho_0}{\rho} = \left[1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2 \right]^{\frac{1}{\gamma-1}} \quad (2.40)$$

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \left[1 + \frac{\gamma-1}{2} \frac{u_2^2 - u_1^2}{a_2^2} \right] \quad (2.41)$$

$$\frac{T_0}{T} = \left[1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2 \right] \quad (2.42)$$

Boğazda sonik şartların oluşması için $M=M^*=1$ olmalıdır.

2.3.3 İzantropik Akışta Tüpün Farklı Kesitlerindeki Alan Oranları;

Herhangi bir kesitteki debiyi indissiz olarak $\dot{m} = \rho u A$ olarak gösterilecek olursa rezervuar şartlarıyla ;

$$\dot{m} = \frac{\rho}{\rho_0} \rho_0 u A = \rho_0 u A \left(\frac{P}{P_0} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \quad (2.43)$$

yazılabilir. (2.34) enerji denklemi ve (2.38) basınç oranlarıyla akış hızı;

$$u = a_0 \sqrt{\frac{2}{\gamma-1} \left[1 - \frac{P}{P_0} \right]^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad (2.44)$$

düzenlenirse , a_0 yerine $\sqrt{\gamma \frac{P_0}{\rho_0}}$ ve (2.44) deki u ifadesi yazılarak (2.43) süreklilik denklemi

$$\frac{\dot{m}}{A} = \left(\frac{P}{P_0} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} P_0 \rho_0 \left[1 - \left(\frac{P}{P_0} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]} \quad (2.45)$$

olarak yazılabilir. Boğazda sonik şartların oluşması halinde (2.38) denklemi ;

$$\frac{P_0}{P^*} = \left[1 + \frac{\gamma-1}{2} \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = \left[\frac{\gamma+1}{2} \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (2.46)$$

değerindedir. (2.46) denklemiyle sonik boğazda debi ifadesi rezervuar şartlarıyla ;

$$\frac{\dot{m}}{A^*} = \left(\frac{P^*}{P_0} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} P_0 \rho_0 \left[1 - \left(\frac{P^*}{P_0} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]} \quad (2.47)$$

ve (2.46) ifadesiyle

$$\frac{\dot{m}}{A^*} = \sqrt{\gamma P_0 \rho_0 \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \quad (2.48)$$

denklemini verir. (2.48) ve (2.45) denklemlerinde $\dot{m}, P_0, \rho_0$ elemine edilerek alan oranları

$$\frac{\dot{A}}{A^*} = \left(\frac{P_0}{P} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \sqrt{\frac{\gamma-1}{2} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}} \left[1 - \left(\frac{P}{P_0} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]^{-1}} \quad (2.49)$$

ve

$$\left(\frac{P_0}{P} \right)^{-\frac{\gamma}{\gamma-1}} = 1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2 \quad \text{ifadesiyle ;}$$

$$\frac{\dot{A}}{A^*} = \frac{1}{M} \left[\frac{1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2}{\frac{\gamma+1}{2}} \right]^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \quad (2.50)$$

ifadesi elde edilir. (2.50) ifadesi Mach sayısının doğrultu boyunca değişimini

$M(x) = M\left(\frac{A}{A^*}\right)$ belirler.

$$a = a_0 \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2 \right)^{-\frac{1}{2}} \quad (2.51)$$

$$\rho = \rho_0 \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2 \right)^{-\frac{1}{\gamma-1}} \quad (2.52)$$

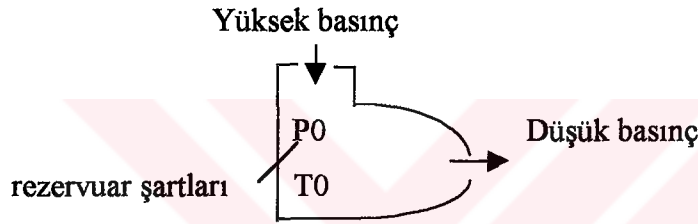
$$P = P_0 \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2\right)^{-\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (2.53)$$

$$u = Ma = a_0 M \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2\right)^{-\frac{1}{2}} \quad (2.54)$$

$$T = T_0 \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2\right)^{-1} \quad (2.55)$$

denklemlerinde $M(x)$ fonksiyonu yerine konulursa P, a, T, u ve ρ değerleri rezervuar şartlarına bağlı olarak bulunabilir. Akım her yerde ses üstü ve ses altı ise, A^* sonik alanı fiziksel olarak bulunmayabilir.

2.3.4 Basınçla Kütle Akısının Değişimi:



Şekil 2.3 Daralan bir kesitte rezervuar şartlarından düşük basınç ortamına akış.

Yüksek basınçlı bir rezervuardan , düşük basınçlı ortama yalnız daralma ile doğrusal akış olduğu düşünülürse, kütleli debi $\left(\frac{P}{P_0}\right)$ basınç oranlarıyla ve A çıkış kesit alanı olmak üzere (2.45) denkleminde ;

$$\frac{\dot{m}}{A} = \left(\frac{P}{P_0}\right)^{\frac{1}{\gamma}} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} P_0 \rho_0 \left[1 - \left(\frac{P}{P_0}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right]} \quad (2.45)$$

ifade edilebilir. Boyutsuz formda tekrar düzenlenirse;

$$\left(\frac{\dot{m}}{A \sqrt{P_0 \rho_0}}\right)^2 = \frac{2\gamma}{\gamma-1} \left[\left(\frac{P}{P_0}\right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P}{P_0}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}}\right] \quad (2.56)$$

yazılabilir.

(2.56) denklemine göre $\frac{P}{P_0} = 1$ olduğu zaman $\dot{m} = 0$ olur. Yani basınç farkı sıfır olduğunda akış oluşmaz. Benzer şekilde (2.56) denklemine göre maksimum basınç düşümü şartı altında $\frac{P}{P_0} = 0$ olduğu zaman kütleli debinin yine sıfır olduğu görülür. Maksimum şartı (2.56) denkleminin $\frac{P}{P_0}$ oranına göre türevinin sıfıra eşitlenmesiyle bulunabilir, öyleki ;

$$\frac{d}{d\left(\frac{P}{P_0}\right)} \left[\left(\frac{P}{P_0}\right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P}{P_0}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right] = 0 \text{ olduğu zaman } \left(\frac{\dot{m}}{A\sqrt{P_0\rho_0}} \right)^2 \text{ maksimumdur. Buna göre}$$

$$\frac{2}{\gamma} \left(\frac{P}{P_0}\right)^{\frac{2}{\gamma}-1} - \frac{\gamma+1}{\gamma} \left(\frac{P}{P_0}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}-1} = 0 \quad \text{buradan}$$

$$\frac{P}{P_0} = \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (2.57)$$

elde edilir. Bu ifade daha öncede ifade edildiği gibi $M=1$ için basınç oranları ifadesidir. Maksimum kütle akısı çıkışta sonik akış üretilinceye kadar basıncı düşürmekle elde edilir. Diğer taraftan debi ;

$$Q = \rho a M = \rho_0 a_0 M \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2 \right)^{-\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \quad (2.58)$$

yazılabilir. Debinin Mach sayısı ile değişimini elde edebilmek için, (2.58) denkleminin Mach sayısına göre türevi alınır,

$$\frac{dQ}{dM} = \rho_0 a_0 (1 - M^2) \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2 \right)^{-\frac{3(\gamma+1)}{2(\gamma-1)}} \quad (2.59)$$

bulunur. Buna göre $M=1$ için $\frac{dQ}{dM} = 0$, $M<1$ için $\frac{dQ}{dM} > 0$ ve $M>1$ için

$\frac{dQ}{dM} < 0$ olur. Bunun anlamı, kütleli debi kritik hızda (ses hızında) maksimum

değerine ulaşır. Ses altı akışlarda kütle akısı Mach sayısı arttıkça artar buna karşılık ses üstü akımlarda kütle akısı Mach sayısı arttıkça azalır. Maksimum kütle akısı ;

$$Q^* = \rho_0 a_0 \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} = \sqrt{\gamma P_0 \rho_0} \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \quad (2.60)$$

şeklinde yazılabilir. (2.58) ve (2.60) denklemleriyle $\frac{Q}{Q^*}$ bağıntısı ;

$$\frac{Q}{Q^*} = M \left(\frac{2}{\gamma + 1} + \frac{\gamma - 1}{\gamma + 1} M^2 \right)^{-\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \quad (2.61)$$

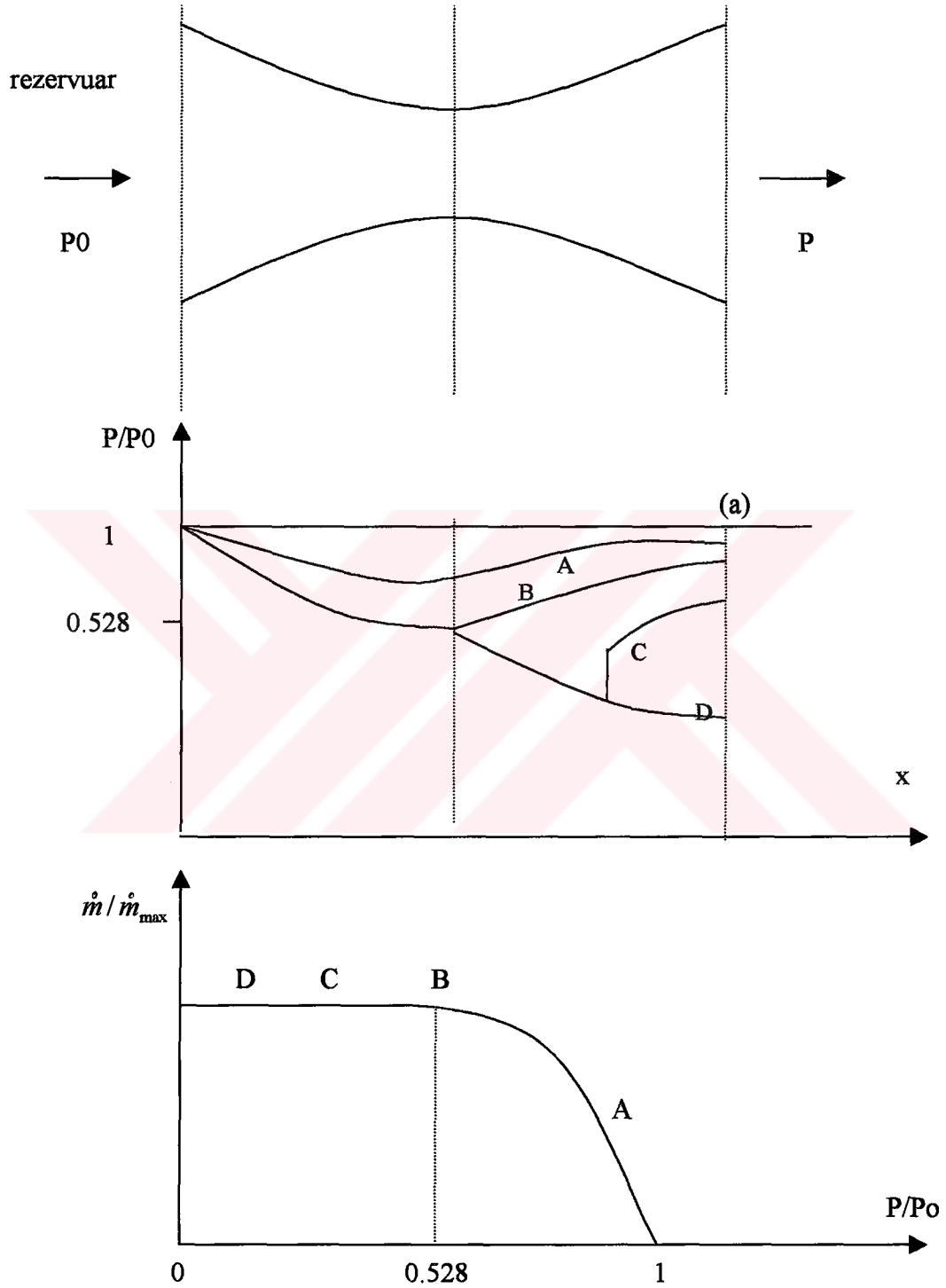
olarak elde edilir. Bu ifade $\frac{Q}{Q^*}$ oranının Mach sayısı ile değişimini verir.

$$\frac{P}{P_0} < \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad \text{basınç oranları için} \quad (2.45) \text{ denkleminin çözümünün fiziksel bir}$$

anlamı yoktur. (2.57) basınç oranları değerinde çıkışta şok olduğu söylenir Benzer şekilde sabit P_0 rezervuar basıncına sahip bir lüle için çıkış basıncının çeşitli değerleri için durum Şekil 2.4 'de gösterilmiştir.

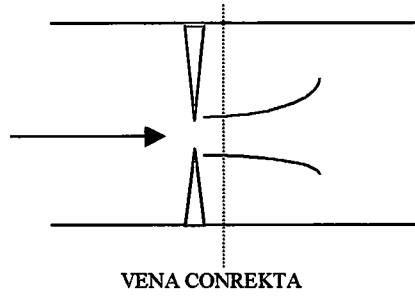
(a) durumunda çıkış basıncı $P_a = P_0$ olduğundan lülede akış olmaz. (A) durumunda çıkış basıncı $P_b < P_0$ eşitsizliğini sağlar. Lüledeki akım tümüyle ses altıdır ve boğazda sonik durum oluşmamıştır. (B) durumunda çıkış basıncı boğaz kesitinde sonik koşul oluşuncaya kadar düşürülmüştür. Ancak ıraksayan kısımda akım yine ses altıdır. Zira sonik basıncı dış basınca yükseltilmesi gerekmektedir. Bu durumda kütle akısı lülede maksimum değerine ulaşmıştır. Basıncın daha da düşürülmesi kütle akısını artırmaz. Bu olaya lülenin boğulması denir. (D) durumunda ıraksak kesimde akım ses üstüdür ve çıkış basıncı dış basınçla tam olarak uyumaktadır. Bu dış basınç aslında ses üstü lülenin tasarım basıncını ifade eder. Basıncı düşürmeye devam edilirse akım boru çeperlerinden ayrılmaya başlar ve jet olarak çevre ortamına girer. Çıkışta (B) ve (D) arasında bir çevre basıncına karşı gelen durum bu denklemlerle açıklanamaz. Akım boğazdan sonra ses üstü rejime geçer ancak çevre basıncına uyabilmek için ara bir yerde oluşan şok dalgası nedeniyle hızı ve basıncı ani olarak değişir ve tekrar ses altı rejime geçer. Bu durum (C) ile gösterilmiştir. (D) durumunda şok dalgası lülenin çıkışına yerleşmiştir. Böyle bir lülede kontrol parametresinin rezervuar basıncı ile çıkış basıncı arasındaki fark

olduğu açıktır. Rezervuar basıncını sabit tutup çevre basıncını düşürmek yerine çevre basıncını sabit tutup rezervuar basıncı artırılabilir.



Şekil 2.4 Bir Lüle'de basınç ve debi değişimi

2.4 VALF MODELİ :



Şekil 2.5 Vena Contracta

Bir kesitten geçen izantropik sıkıştırılabilir kütle akış hızı fonksiyonu;

P_{VC}	:	Vena Contracta 'daki statik basınç
P_{ATM}	:	Atmosfer basıncı
P_B	:	Besleme basıncı
s	:	Boğaz kesit alanı
C_d	:	Deşarj katsayısı
$C_M(i, k)$	:	Sıkıştırılabilir kütle akış hızı fonksiyonu
r_c	:	Kritik basınç oranı
γ	:	Özgül ısılar oranı

olmak üzere;

$$C_M(i, k) = \begin{cases} P_B \sqrt{\frac{2\gamma}{RT_B(\gamma-1)} \left[\left(\frac{P_{VC}}{P_B}\right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P_{VC}}{P_B}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]} & 1 \geq \frac{P_{VC}}{P_B} \geq r_c \\ P_B \sqrt{\frac{\gamma}{RT_B} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} & \frac{P_{VC}}{P_B} \leq r_c \end{cases} \quad (2.62)$$

olarak verilir. Burada r_c 'ye kritik basınç oranı denir ve $\gamma = 1.4$ (hava) için değeri $r_c = 0.528$ 'dir. Kritik basınç oranında kütle akış hızı maksimuma ulaşmıştır. Bu

basınç oranındaki akışa boğulmuş akış denir. Kritik basınç değerlerinden daha düşük basınç oranları kütle akış hızını artırmayacaktır. Bu basınç oranında akış hızı yerel ses hızına ulaşmıştır, yani $M=1$ 'dir. Çıkış basıncının daha fazla düşürülmesi kütle akış hızını artırmaz. Bu limitasyon sistemin cevap hızını yavaşlatan bir faktördür.

Kesitten geçen akışkanın kütleli debisi;

$$\dot{m} = C_d s C_M(v_c, b) \quad (2.63)$$

yazılabilir. (2.62) ifadeleriyle kütleli debi ifadesi;

$$\dot{m} = \begin{cases} C_d s \frac{P_B}{\sqrt{T_B}} \sqrt{\frac{2\gamma}{R(\gamma-1)} \left[\left(\frac{P_{VC}}{P_B} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P_{VC}}{P_B} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]} & 1 \geq \frac{P_{VC}}{P_B} \geq r_c = 0.528 \\ C_d s \frac{P_B}{\sqrt{T_B}} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \sqrt{\frac{2\gamma}{R(\gamma-1)}} = 0.0405 C_d s \frac{P_B}{\sqrt{T_B}} & \frac{P_{VC}}{P_B} \leq r_c = 0.528 \end{cases} \quad (2.64)$$

yazılabilir. Kontrol hacmindeki kütleli debi ifadeleri;

$$C_{d1} = C_{d2}$$

$$s_1 = s_2$$

$$R=287$$

$$P_{VC1} = 0.9P_1$$

$$P_{VC2} = 0.9P_{ATM} \quad \text{olmak üzere;}$$

I. hazne için kütleli debi ifadeleri;

$$\dot{M}_1 = C_d s C_{M1}(v_{c1}, b) = C_d s C_{M1} \quad (2.65)$$

$$C_{M1}(v_{c1}, b) = C_{M1} = \begin{cases} \frac{P_B}{\sqrt{T_B}} \sqrt{\frac{2\gamma}{R(\gamma-1)} \left[\left(\frac{0.9P_1}{P_B} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{0.9P_1}{P_B} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]} & 1 \geq \frac{0.9P_1}{P_B} \geq r_c = 0.528 \\ \frac{P_B}{\sqrt{T_B}} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \sqrt{\frac{2\gamma}{R(\gamma-1)}} = 0.0405 \frac{P_B}{\sqrt{T_B}} & \frac{0.9P_1}{P_B} \leq r_c = 0.528 \end{cases} \quad (2.66)$$

II. hazne için kütleli debi ifadeleri;

$$\dot{M}_2 = C_d s C_{M2}(vc1, b) = C_d s C_{M2} \quad (2.67)$$

$$C_{M2}(vc2, b) = C_{M2} = \begin{cases} \frac{P_B}{\sqrt{T_B}} \sqrt{\frac{2\gamma}{R(\gamma-1)}} \left[\left(\frac{0.9P_{ATM}}{P_B} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{0.9P_{ATM}}{P_B} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right] & 1 \geq \frac{0.9P_{ATM}}{P_B} \geq r_c = 0.528 \\ \frac{P_B}{\sqrt{T_B}} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \sqrt{\frac{2\gamma}{R(\gamma-1)}} = 0.0405 \frac{P_B}{\sqrt{T_B}} & \frac{0.9P_{ATM}}{P_B} \leq r_c = 0.528 \end{cases} \quad (2.68)$$

2.5 KUMANDA VE KÜTLESEL DEBİLER:

Pnömatik konum kontrolünde kontrol valfleri birbiriyle eş zamanlı fakat ters işlevli çalışır. Bunun sonucunda ;

1. valf I. hazneyi (kontrol hacmini) besleme basıncına açmışsa
2. valf II. hazneyi (kontrol hacmini) atmosfere açar.

tersi durumda eğer;

1. valf I. hazneyi (kontrol hacmini) atmosfere açmışsa
2. valf II. hazneyi (kontrol hacmini) besleme basıncına açar.

Eğer ;

1. veya 2. valf hazneyi (kontrol hacmini) hem besleme basıncına hem de atmosfere kapatmışsa diğer valf de hazneyi (kontrol hacmini) hem besleme basıncına hem de atmosfere kapatır.

Valflere yollanan kontrol sinyalinin değişim aralığı;

$$-1 \leq u \leq 1 \quad \text{olarak kabul edilecektir.}$$

Herhangi bir t anında valflere yollanan u kontrol sinyali ile valflerde üretilen kontrol sinyali arasında aşağıdaki ilişki vardır. Eğer valflere $0 < u \leq 1$ aralığında pozitif (+) u sinyali gönderilmişse;

1. valf (+) u kontrol sinyali algılar ve I. hazneyi (kontrol hacmini) besleme basıncına açar.
2. valf (-) u kontrol sinyali algılar ve II. hazneyi (kontrol hacmini) atmosfere açar.

Valflere $-1 \leq u < 0$ aralığında negatif (-) u sinyali gönderilmişse;

1. valf (-) u kontrol sinyali algılar ve I. hazneyi (kontrol hacmini) atmosfere açar.
2. valf (+) u kontrol sinyali algılar ve II. hazneyi (kontrol hacmini) besleme basıncına açar.

Valflere $u=0$ kontrol sinyali gönderilmişse;

1. valf $u=0$ kontrol sinyali algılar ve I. hazneyi (kontrol hacmini) hem atmosfere hemde besleme basıncına kapatır.
2. valf $u=0$ kontrol sinyali algılar ve II. hazneyi (kontrol hacmini) hem atmosfere hemde besleme basıncına kapatır.

2.5.1 Silindirin Sağa İlerlemesi Durumu:

I. hazne(kontrol hacmi) besleme basıncına açık

II. hazne(kontrol hacmi) atmosfere açık

olması hali.

I. hazne (kontrol hacmi) 'de:

$$P_{vc1} = 0.9P_1 = 0.9X(3)$$

Basınç oranları ;

$$P_{r1} = \frac{P_{vc1}}{P_B} = \frac{0.9X(3)}{P_B}$$

$$C_{M1} = \begin{cases} \sqrt{\frac{2\gamma}{R(\gamma-1)} \left[\left(\frac{0.9X(3)}{P_B} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{0.9X(3)}{P_B} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]} & 1 \geq \frac{0.9X(3)}{P_B} \geq 0.528 \\ \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \sqrt{\frac{2\gamma}{R(\gamma-1)}} = 0.0405 & 0 \leq \frac{0.9X(3)}{P_B} \leq 0.528 \end{cases} \quad (2.69)$$

$$Y_1 = \begin{cases} P_B u \sqrt{\frac{2\gamma}{R(\gamma-1)}} \left[\left(\frac{0.9X(3)}{P_B} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{0.9X(3)}{P_B} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right] & 1 \geq \frac{0.9X(3)}{P_B} \geq 0.528 \\ P_B u \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \sqrt{\frac{2\gamma}{R(\gamma-1)}} = 0.0405 P_B u & 0 \leq \frac{0.9X(3)}{P_B} \leq 0.528 \end{cases} \quad (2.70)$$

II. hazne(kontrol hacmi) 'de:

$$P_{VC2} = 0.9P_{ATM}$$

$$P_B = P_2 = X(4)$$

Basınç oranları ;

$$P_{r2} = \frac{P_{VC2}}{P_B} = \frac{0.9P_{ATM}}{X(4)} \quad \text{'dir.}$$

$$C_{M2} = \begin{cases} \sqrt{\frac{2\gamma}{R(\gamma-1)}} \left[\left(\frac{0.9P_{ATM}}{X(4)} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{0.9P_{ATM}}{X(4)} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right] & 1 \geq \frac{0.9P_{ATM}}{X(4)} \geq 0.528 \\ \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \sqrt{\frac{2\gamma}{R(\gamma-1)}} = 0.0405 & 0 \leq \frac{0.9P_{ATM}}{X(4)} \leq 0.528 \end{cases} \quad (2.71)$$

$$Y_2 = \begin{cases} X(4)(-u) \sqrt{\frac{2\gamma}{R(\gamma-1)}} \left[\left(\frac{0.9P_{ATM}}{X(4)} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{0.9P_{ATM}}{X(4)} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right] & 1 \geq \frac{0.9P_{ATM}}{X(4)} \geq 0.528 \\ X(4)(-u) \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \sqrt{\frac{2\gamma}{R(\gamma-1)}} = 0.0405 X(4)(-u) & 0 \leq \frac{0.9P_{ATM}}{X(4)} \leq 0.528 \end{cases} \quad (2.72)$$

2.5.2 Silindirin Sola İlerlemesi Durumu:

- I. hazne(kontrol hacmi) atmosfere açık
- II. hazne(kontrol hacmi) besleme basıncına açık olması hali.

I. hazne(kontrol hacmi) 'de:

$$P_{VC1} = 0.9P_{ATM}$$

$$P_B = P_1 = X(3)$$

Basınç oranları ;

$$P_{r1} = \frac{P_{VC1}}{P_B} = \frac{0.9P_{ATM}}{X(3)} \text{ 'dir.}$$

$$C_{M1} = \begin{cases} \sqrt{\frac{2\gamma}{R(\gamma-1)} \left[\left(\frac{0.9P_{ATM}}{X(3)} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{0.9P_{ATM}}{X(3)} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]} & 1 \geq \frac{0.9P_{ATM}}{X(3)} \geq 0.528 \\ \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \sqrt{\frac{2\gamma}{R(\gamma-1)}} = 0.0405 & 0 \leq \frac{0.9P_{ATM}}{X(3)} \leq 0.528 \end{cases} \quad (2.73)$$

$$Y_1 = \begin{cases} X(3)u \sqrt{\frac{2\gamma}{R(\gamma-1)} \left[\left(\frac{0.9P_{ATM}}{X(3)} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{0.9P_{ATM}}{X(3)} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]} & 1 \geq \frac{0.9P_{ATM}}{X(3)} \geq 0.528 \\ X(3)u \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \sqrt{\frac{2\gamma}{R(\gamma-1)}} = 0.0405 X(3)u & 0 \leq \frac{0.9P_{ATM}}{X(3)} \leq 0.528 \end{cases} \quad (2.74)$$

II. hazne(kontrol hacmi) 'de:

$$P_{VC2} = 0.9P_2 = 0.9X(4)$$

Basınç oranları ;

$$P_{r2} = \frac{P_{VC2}}{P_B} = \frac{0.9X(4)}{P_B}$$

$$C_{M2} = \begin{cases} \sqrt{\frac{2\gamma}{R(\gamma-1)} \left[\left(\frac{0.9X(4)}{P_B} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{0.9X(4)}{P_B} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]} & 1 \geq \frac{0.9X(4)}{P_B} \geq 0.528 \\ \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \sqrt{\frac{2\gamma}{R(\gamma-1)}} = 0.0405 & 0 \leq \frac{0.9X(4)}{P_B} \leq 0.528 \end{cases} \quad (2.75)$$

$$Y_2 = \begin{cases} P_B(-)u \sqrt{\frac{2\gamma}{R(\gamma-1)} \left[\left(\frac{0.9X(4)}{P_B} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{0.9X(4)}{P_B} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]} & 1 \geq \frac{0.9X(4)}{P_B} \geq 0.528 \\ P_B(-)u \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \sqrt{\frac{2\gamma}{R(\gamma-1)}} = 0.0405 P_B(-)u & 0 \leq \frac{0.9X(4)}{P_B} \leq 0.528 \end{cases} \quad (2.76)$$

2.6 SİSTEM DURUM DENKLEMLERİNİN ELDE EDİLMESİ:

Y_1 ve Y_2 eşitlikleri (2.23) ve (2.24) denklemlerinde yerlerine yazılırsa aşağıdaki durum denklemlerine ulaşılır.

$$\frac{dX(1)}{dt} = \dot{X}(1) = X(2) \quad (2.77)$$

$$\frac{dX(2)}{dt} = \dot{X}(2) = \frac{1}{M} [A_1 X(3) - A_2 X(4) - Fd(t)] \quad (2.78)$$

$$\frac{dX(3)}{dt} = \dot{X}(3) = \frac{\gamma}{X_{10} + X(1)} \left[-X(2)X(3) + \left(\frac{RT}{A_1} \frac{C_d}{\sqrt{T}} s \right) \dot{Y}_1 \right] \quad (2.79)$$

$$\frac{dX(4)}{dt} = \dot{X}(4) = \frac{\gamma}{X_{20} - X(1)} \left[X(2)X(4) - \left(\frac{RT}{A_2} \frac{C_d}{\sqrt{T}} s \right) \dot{Y}_2 \right] \quad (2.80)$$

$$Fd(t) = \begin{cases} Fc \text{sign}(X(2)) + BX(2) & X(2) \neq 0 \quad \text{ise} \\ Fe(t) & X(2) = 0 \quad \text{ve} \quad |Fe(t)| < Fs \quad \text{ise} \\ Fss \text{sign}(Fe(t)) & X(2) = 0 \quad \text{ve} \quad |Fe(t)| \geq Fs \quad \text{ise} \end{cases}$$

3. KONTROL ALGORİTMALARI:

3.1 GİRİŞ

Bu çalışmada, pnömatik konum kontrolü için sınanan kontrol algoritmaları;

1. İkili Kontrol (On-Off Control)
2. Basınç Geribeslemeli PD Kontrol (Pressure Feedback Proportional + Derivative Control)
3. İkili PD Kontrol (Velocity Feedback On-Off Control)
4. Kayan Rejimli Kontrol (Sliding Mode Control)
5. Darbe Genişliği Modülasyonu (PWM: Pulse Width Modulation)'dur.

İkili Kontrol, İkili PD Kontrol, Kayan Rejimli Kontrol, aç-kapa tür ikili valflere , sürekli PD Kontrol ise oransal valf modeli için seçimdir.

Kontrol algoritmalarında j. adımda hata sinyalinin bileşenlerini, konum hatası için;

$$e_J = X(1)_{REF} - X(1)_J \quad (3.1)$$

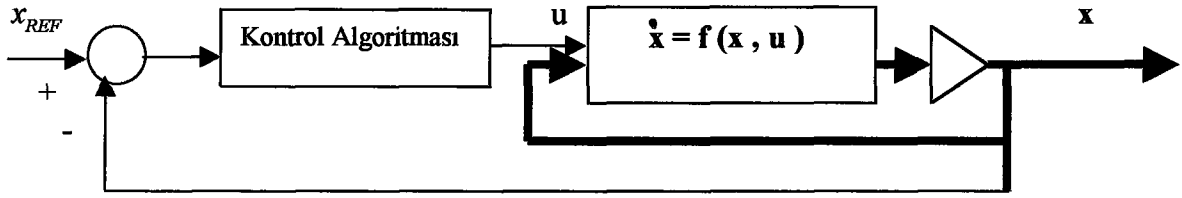
hatanın türevi için;

$$\dot{e}_J = \frac{(X(1)_{REF} - X(1)_J) - (X(1)_{REF} - X(1)_{J-1})}{\Delta t} = \frac{e_J - e_{J-1}}{h} \quad (3.2)$$

basınç hatası için;

$$e_{BJ} = X(4)_J \frac{A_2}{A_1} - X(3)_J \quad (3.3)$$

ile hesaplanacaktır. Genel olarak sistemin blok diyagramı Şekil 3.1 ' deki gibidir.

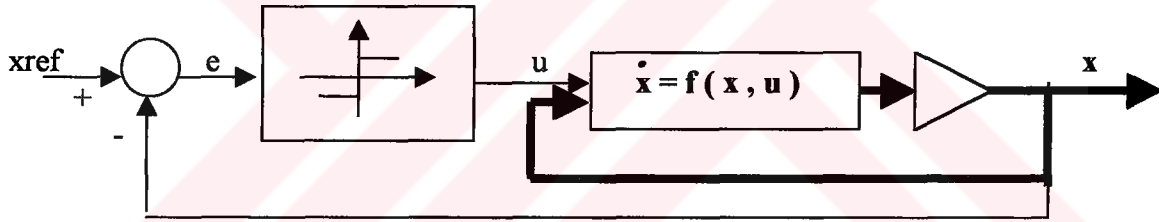


Şekil 3.1 Genel olarak sistem kontrol blok diyagramı:

Burada;

- e : hata sinyali
- u : kontrol sinyali
- xref : Sistem referans girişleri
- x : çıkışlar' dır.

3.2 İKİLİ KONTROL (On-Off Control) :



Şekil 3.2 İkili Kontrol Blok Diyagramı.

Sistemin ikili kontrol blok şeması Şekil 3.2 ' de gösterilmiştir. Kontrol algoritmalarında valf kesit alanı , u kontrol sinyalinin büyüklüğüne bağlı olarak değişmektedir. Hata sinyaline bağlı olarak , ikili kontrol uygulaması için u kontrol sinyali;

$$u = 1 * \text{sign}(x_{REF} - x) = 1 * \text{sign}(e) = \begin{cases} +1 & e = x_{REF} - x > 0 \\ 0 & e = x_{REF} - x = 0 \\ -1 & e = x_{REF} - x < 0 \end{cases} \quad (3.4)$$

değerlerini alır. Buna göre referans konum haricinde kontrol sinyali $u=+1$ ve $u=-1$ değerlerini alır. Valf kesit alanları tam açık veya tam kapalıdır. Pozitif hata ($e>0$) oluşması halinde valflere $u=+1$ kontrol sinyali gönderilecek ve ;

1. valf 'de $u=+1$

2. valf 'de $u=-1$

sinyalleri algılanacaktır. Buna göre I. hazne besleme basıncına ,II. hazne atmosfere açılacaktır. Silindirin her iki tarafındaki basınç farkı statik sürtünme yenilinceye kadar artacak, sürtünme yenilince sistem harekete geçecektir. Referans konum geçilinceye kadar pozitif hataya karşılık, valflere $u=+1$ kontrol sinyali iletilecektir.

Referans konumda $e=0$ hata sinyaline karşın $u=0$ kontrol sinyali valflere iletilecek her iki valf de hem besleme basıncına hem de atmosfere kapatılacaktır. Buna göre;

1. valf 'de $u=0$

2. valf 'de $u=0$ kontrol sinyalleri algılanır.

Sistem atalet kuvvetleri etkisi altında olduğu için hatanın sıfır olması anlık olacaktır.

Referans konum aşılnca negatif hata ($e<0$) oluşacak ve $u=-1$ kontrol sinyali valflere iletilecektir. Buna göre;

1. valf 'de $u=-1$

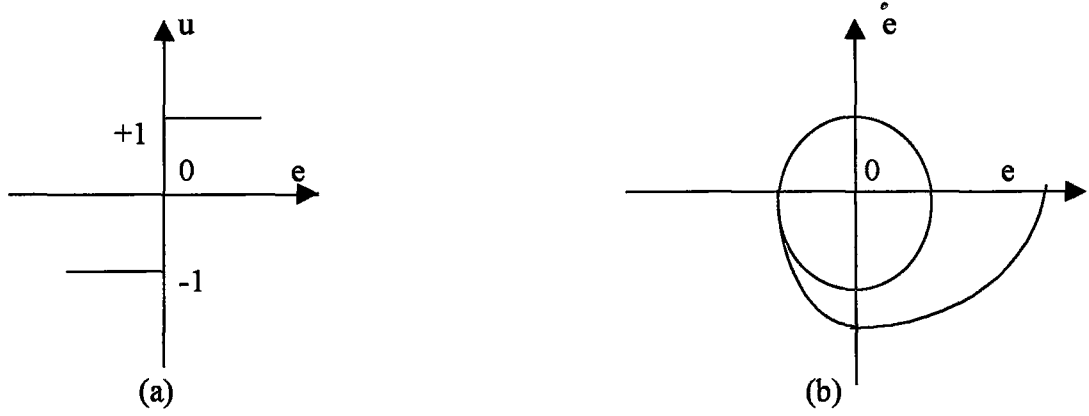
2. valf 'de $u=+1$ kontrol sinyalleri algılanır.

Bu durumda I. hazne atmosfere ,II. hazne besleme basıncına açılır. Sistem belirli bir aşmadan sonra referans değerine yaklaşır. Pnömatik sistem zayıf sönümleme kabiliyeti ve simetri nedeniyle ikili kontrol altında sabit genlikli sürekli salınım hareketi yapar ve sınır çevrim (limit cycle) oluşur. Şekil 3.3 'de hata ile kontrol sinyali değişimi ve e-e düzleminde sistem performansı gösterilmiştir.

İkili kontrol altında ,sistemin parametrik değerlerinde değişiklik yapmadan, sistemde durmayı sağlamak için referans konum civarında valflerin kapalı olma sürelerini artırmak gerekir. Bu amaçla referans konum civarında ölü bölge uygulaması yapılır. $\pm \Delta$ ölü bölge aralığında valflere yollanan kontrol sinyali;

$u=0$

olacaktır. Bu durumda her iki hazne hem atmosfere hem de besleme basıncına kapalıdır. Valf'lerin kapalı olması nedeniyle sistem hareketi sürtünme etkisiyle yavaşlayacaktır. Sistem sönümlü titreşim hareketi yaparak durur. Fakat hassas bir konum kontrolü sağlanamaz.



Şekil 3.3 İkili kontrol (a) hata ile kontrol sinyalinin değişimi (b) $\dot{e}$ -e düzleminde sistem performansı ve sınır çevrim (limit cycle)

Ölü bölgesi ikili kontrol algoritması ile valflere yollanan kontrol sinyali modellenmesi;

$$u = \begin{cases} +1 & e = x_{REF} - x > +\Delta \\ 0 & -\Delta \leq e = x_{REF} - x \leq +\Delta \\ -1 & e = x_{REF} - x < -\Delta \end{cases} \quad (3.5)$$

dır. Kontrol sinyalinin hata ile değişimi ve sistem performansı $\dot{e}$ -e düzleminde Şekil 3.4 'de gösterilmiştir.

$$M \ddot{x} + B \dot{x} + F_a \text{sign}(\dot{x}) = A(P_1 - P_2)$$

ile verilen mekanik sistem transfer fonksiyonu $F_d=0$ için;

$$G(s) = \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2} \quad (3.6)$$

dir.

Burada

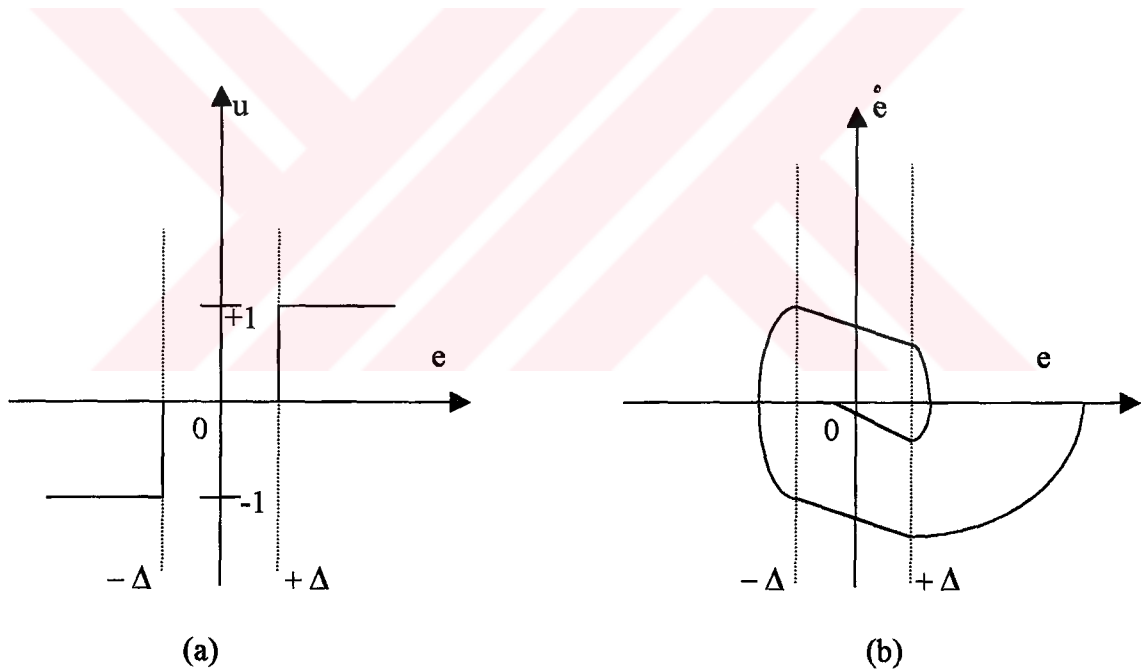
$$(B+Kv)/M=2\zeta\omega_n \quad (3.7)$$

$$\omega_n = 1/T$$

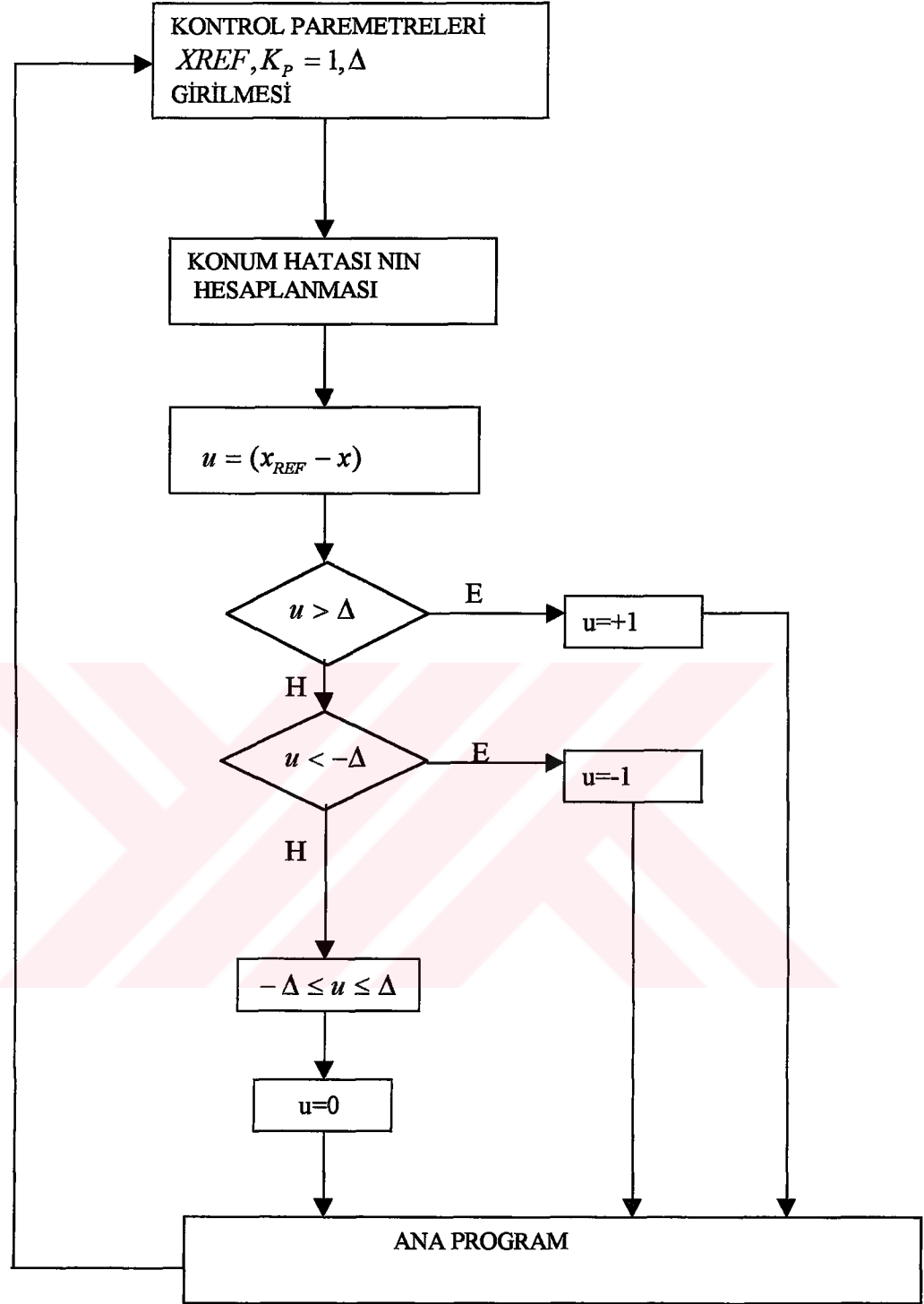
olmak üzere;

ω_n : özgül frekans
 ζ : söndürme oranı
 T : periyot 'dur.

Sistemde aşırı sürtünme olması halinde kütle artırılarak söndürme oranı azaltılabilir.
İkili kontrol akış diyagramı Şekil 3.5 'de gösterilmiştir.

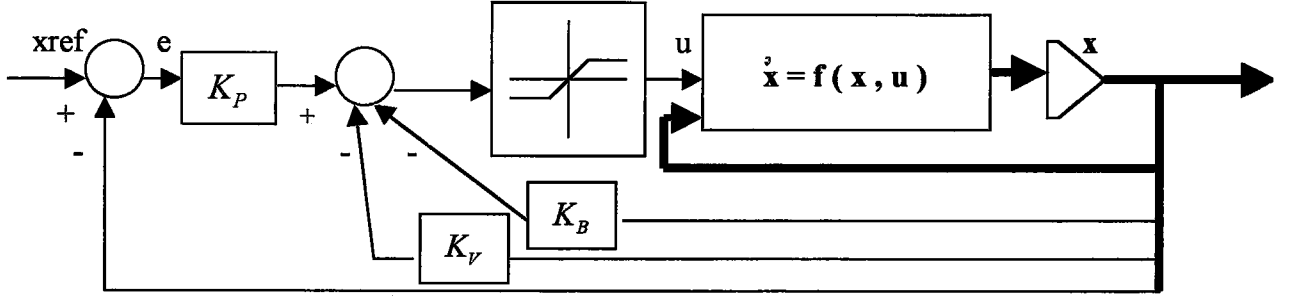


Şekil 3.4 ölü bölgesi ikili kontrol (a) hata ile kontrol sinyalinin değişimi (b) $\dot{e}$ - e düzleminde sistem performansı



Şekil 3.5 İkili Kontrol Programı Akış Diyagramı

3.3 PD KONTROL (Basınç Geribeslemeli) :



Şekil 3.6 PD Kontrol (Basınç Geribeslemeli) blok diyagramı.

PD kontrol blok diyagramı Şekil 3.6 ‘da gösterilmiştir. PD kontrol de valf kesit alanı u kontrol sinyali ile orantılı olarak değişmektedir. Buna göre valf kesit alanları tam açık ve tam kapalı olmakla birlikte, u kontrol sinyaline bağlı olarak değiştirilebilmektedir. Bu şekilde sürekli kontrol sağlanır. J. adımdaki hata ve hatanın türevi ile basınç hatası sırasıyla ;

$$e_J = X(1)_{REF} - X(1)_J$$

$$\dot{e}_J = \frac{(X(1)_{REF} - X(1)_J) - (X(1)_{REF} - X(1)_{J-1})}{\Delta t} = \frac{e_J - e_{J-1}}{h} = -\dot{X}(1)_J = -X(2)_J$$

dir. K_p konum geribesleme ve K_v hız geri besleme katsayılarını da hesaba katarak kontrol sinyali;

$$u = K_p e + K_v \dot{e}$$

olur. Sistem performansı ve $\dot{e}$ -e faz düzleminde Şekil 3.7 ‘de gösterilmiştir.

Basınç hatası ;

$$e_{BJ} = X(4)_J \frac{A_2}{A_1} - X(3)_J$$

ve K_b basınç hata katsayısını hesaba katarak kontrol sinyali;

$$u = K_p e + K_v \dot{e} + K_B e_B \quad (3.8)$$

elde edilir. Burada

K_V : hız geri besleme katsayısı

K_P : konum geri besleme katsayısı

K_B : basınç hata katsayısı 'dır

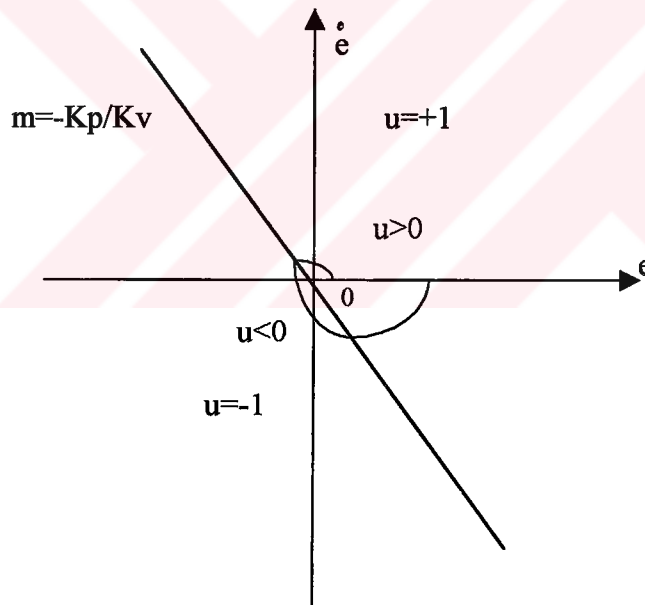
Hata toplamının bir maksimum ve bir minimum değerleriyle kontrol sinyali

$$u_{\max} = +1 \quad \text{ve} \quad u_{\min} = -1$$

ile sınırlandırılır. Buna göre u kontrol sinyali;

$$u = \begin{cases} +1 & u \geq u_{\max} \\ u & u_{\min} = -1 > u > u_{\max} = +1 \\ -1 & u \leq u_{\min} = -1 \end{cases}$$

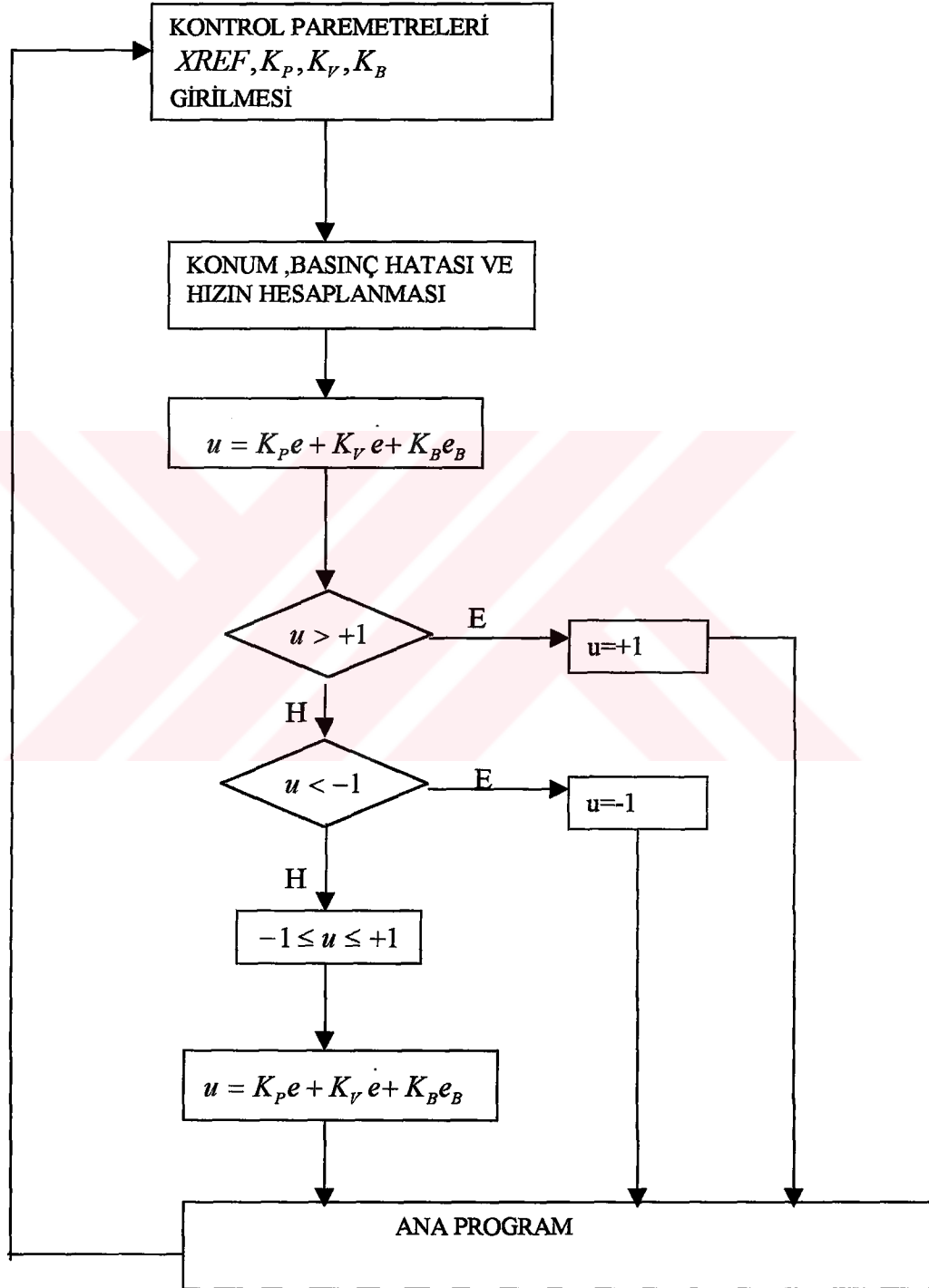
olur.



Şekil 3.7 PD kontrolde $\dot{e}$ - e faz düzleminde sistem performansı ve u kontrol sinyali

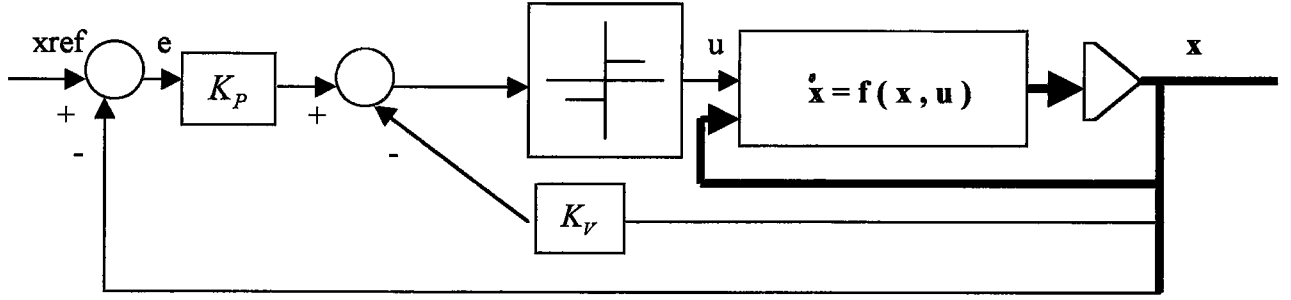
$K_V=0$ ve $K_B=0$ alınarak sistem yalnız konum geri beslemesiyle kontrol edildiğinde K_P 'nin küçük değerlerinde sistemin referansa ulaşma zamanı büyük, K_P 'nin büyük değerlerinde ise daha kısa zamanda olmakta fakat salınım oluşmaktadır. K_P 'nin çok büyük değerlerinde sistem ikili kontrole benzemektedir. PD kontrol de referansa

harekette anahtarlama sayısı çok az olduğundan titreşimsiz bir konum kontrolü sağlanır. Basınç geri beslemeli PD kontrol akış diyagramı Şekil 3.8 'de gösterilmiştir.



Şekil 3.8 Basınç Geribeslemeli PD Kontrol

3.4 HIZ GERİ BESLEMELİ İKİLİ KONTROL:



Şekil 3.9 Hız Geri Beslemeli İkili Kontrol Blok Diyagramı

Hız geri beslemeli ikili kontrol blok diyagramı Şekil 3.9 'da gösterilmiştir. Bu kontrol algoritmasında , j. adımda hata bileşenleri, konum hatası için ;

$$e_j = X(1)_{REF} - X(1)_j$$

hız hatası veya hatanın türevi için;

$$\dot{e}_j = \frac{(X(1)_{REF} - X(1)_j) - (X(1)_{REF} - X(1)_{j-1})}{\Delta t} = \frac{e_j - e_{j-1}}{h}$$

olarak hesaplanacaktır. Buna göre ölü bölgesiz halde j. adımda ki kontrol sinyali;

$$u_j = 1 * \text{sign}(K_p(X(1)_{REF} - X(1)_j) - K_v \dot{X}(1)_j)$$

veya

$$u_j = 1 * \text{sign}(K_p e + K_v \dot{e})$$

dir. Valf'lere gönderilen ve valf'lerde üretilen kontrol sinyali değerleri toplam hataya bağlı olarak;

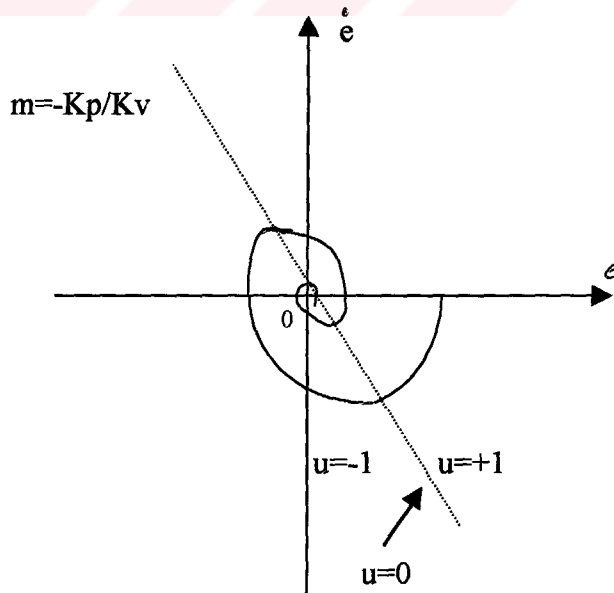
$$u_j = \begin{cases} +1 & K_p e_j + K_v \dot{e} > 0 \\ 0 & K_p e_j + K_v \dot{e} = 0 \\ -1 & K_p e_j + K_v \dot{e} < 0 \end{cases} \quad \begin{matrix} I.valf & u = +1, II.valf & u = -1 \\ I.valf & u = 0, II.valf & u = 0 \\ I.valf & u = -1, II.valf & u = +1 \end{matrix}$$

olur. Hız geri beslemeli ikili kontrolde valf kesit alanları, ikili kontrolde olduğu gibi tam açık veya tam kapalıdır. $u=0$ anahtarlama eğrisi ikili kontrolde e eksenine iken, ölü bölgesiz hız geri beslemeli ikili kontrolde eğimi ;

$$m=-K_p/K_v$$

olan ve orjin den geçen bir doğrudur. e - $\dot{e}$ düzleminde sistem performansı Şekil 3.10 daki gibidir.

$K_p=1$ ve $K_v=0$ için ikili kontrol davranışı elde edilir. K_v/K_p oranı , K_v artırılarak gözlemlendiğinde, küçük kazanç oranlarında anahtarlama eğrisi e eksenine yaklaşacağından sistem referans konuma ulaşmadan anahtarlama yapılacaktır ve sistemin hareketi , ikili kontroldeki referans konum aşılması esnasında oluşan efektif basınç kuvvetinden daha az bir efektif kuvvet elde edilmesi ve frenlemeyle, daha uzun referans konuma ulaşma süresi ve daha büyük sönümlemeyle, daha az aşma sağlanacaktır. K_v ' nin küçük değerlerinde anahtarlama eğrisi $\dot{e}$ eksenine yaklaşacaktır. Bu durumda ikili kontrol performansına yakın bir davranış, daha kısa sürede referans konumuna ulaşma ve küçük sönümleme ile daha büyük bir aşma genliği elde edilir. Küçük K_v değerlerinde oluşabilecek salınımın genliği ikili kontrole nazaran daha küçük olacaktır.

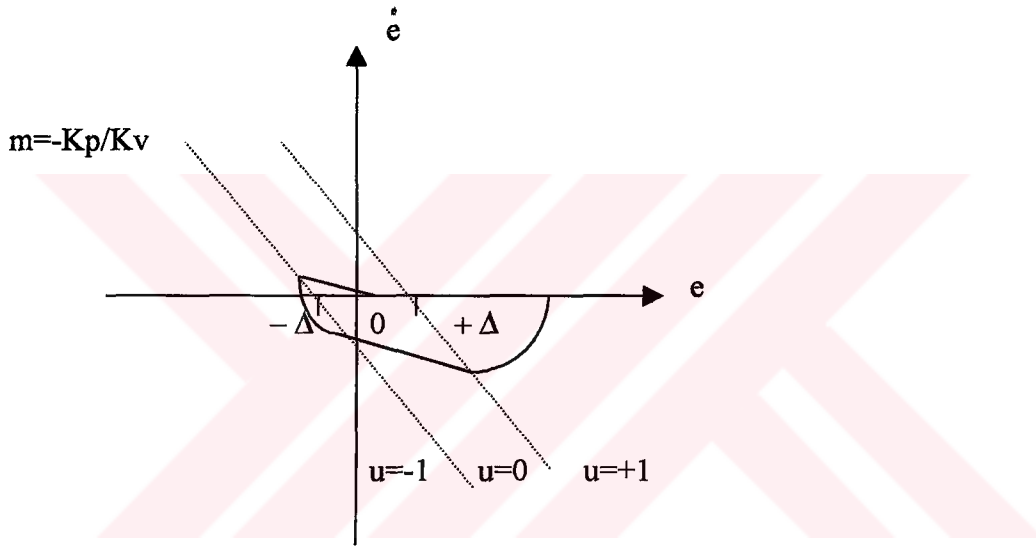


Şekil 3.10 e - $\dot{e}$ düzleminde hız geribeslemeli ikili kontrol sistem performansı.

Hız geri beslemeli ikili kontrolde referans konum civarında ölü bölge uygulaması ile valflerin kapalı kalma süreleri artırılarak sınır çevrim önlenebilir. Ölü bölgesi, hız geri beslemeli ikili kontrol uygulaması ile valflere yollanan hata sinyali modeli ;

$$u_J = \begin{cases} +1 & K_p e_J + K_v \dot{e}_J > +\Delta \\ 0 & +\Delta \geq K_p e_J + K_v \dot{e}_J \geq -\Delta \\ -1 & K_p e_J + K_v \dot{e}_J < -\Delta \end{cases} \quad \begin{array}{ll} I.valf & u = +1, II.valf & u = -1 \\ I.valf & u = 0, II.valf & u = 0 \\ I.valf & u = -1, II.valf & u = +1 \end{array}$$

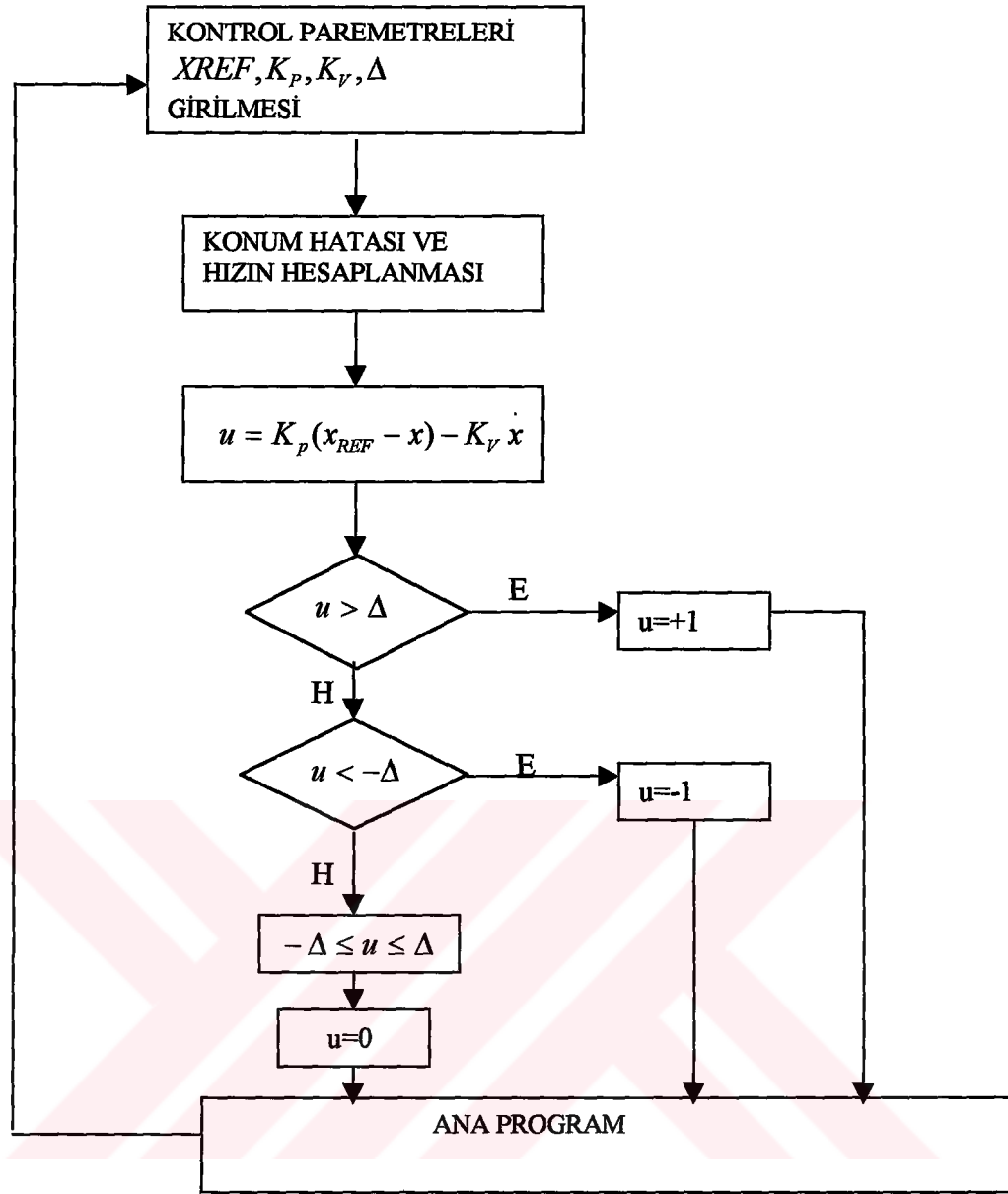
şeklinde tariflenebilir. Bu kontrol algoritmasında sistem performansı Şekil 3.11'de e-e düzleminde gösterilmiştir.



Şekil 3.11 Ölü bölge uygulamalı ,hız geri beslemeli ikili kontrol e-e düzlemi sistem performans eğrisi.

Sistem performansı ölü bölge aralığı, Kp ve Kv kazançlarına bağlıdır. Küçük Kv/Kp oranları ve küçük ölü bölge aralığında sistem salınıma girebilmekte, büyük Kv ve ölü bölge aralığında sönümlü titreşim ve daha az anahtarlama ile durma sağlanabilmekte, fakat konum hassasiyeti azalmaktadır. Buna göre ölü bölge uygulamalı , hız geri beslemeli ikili kontrol 'de ikili kontrole oranla daha küçük aşma genlikli, sönümlü titreşim ve daha hassas konum kontrolü sağlanabilmektedir. İkili kontrole nazaran anahtarlama sayısı ve konum hassasiyeti artmaktadır.

Hız geribeslemeli İkili Kontrol akış diyagramı Şekil 3.12 'de gösterilmiştir.



Şekil 3.12 Hız Geribeslemeli İkili Kontrol akış diyagramı

3.5 KAYAN REJİMLİ KONTROL (Sliding Mode Control):

Kapalı çevrimli dinamik sistemler, kontrol edilen sistemin durum hata vektörü ile ifade edilebilirler. $[c]$ kontrol kazançları, e hata vektörü olmak üzere kayma yüzeyi;

$$s(t) = [c]^T \vec{e}$$

$$s(t) = K_p e + K_v \dot{e} \text{ olur.}$$

Sistem sliding mode içerisinde olduğu zaman

$s(t) = 0$ dır. Bu anahtarlama yüzeyidir. Kontrol sinyali u kayma yüzeyine göre aşağıdaki değerleri alır;

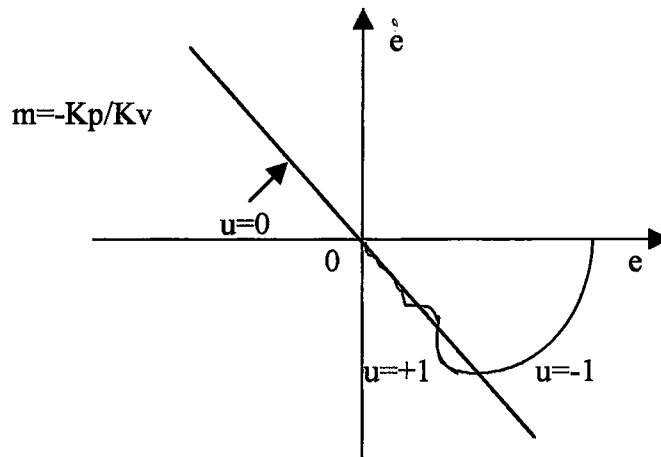
$$u = \begin{cases} +1 & s > 0 \\ 0 & s = 0 \\ -1 & s < 0 \end{cases}$$

Kayma yüzeyine ulaşabilme şartı;

$$s \dot{s} < 0 \text{ 'dır.}$$

Buna göre kontrol kazançları seçilebilir. Uygun kazanç seçimi halinde asimtotik stabilite garanti edilir. Ayrıca sistemin geniş bir yük değişim aralığında katı davranması sağlanabilir.

Kayan rejimli kontrol temelde hız geri beslemeli ikili kontrol algoritmasına sahiptir. Kayan rejimli kontrolde K_v kazancı artırılarak, referans konuma ulaşmadan önce anahtarlama yapması sağlanır sönümlleme oranı dahada artırılır. Pistona etki eden efektif kuvvetler hareket yönünde azaltılır. Bu şekilde sistemin anahtarlama eğrisi boyunca daha sık anahtarlama ile stabil olarak $\dot{e}$ - e düzleminde orjine hareketi sağlanır. Sistem daha sık anahtarlama ile daha uzun sürede referans konumuna ulaşır. Sık anahtarlama hareketi sağlayan efektif kuvvet yönünün sık değişmesine ve sistemin daha katı davranmasına neden olur. Kayan rejimli ikili kontrolde sistem performansı $\dot{e}$ - e düzleminde Şekil 3.13' de gösterilmiştir.



Şekil 3.13 Kayan rejimli kontrol $\dot{e}$ - e düzlemi sistem performans eğrisi.

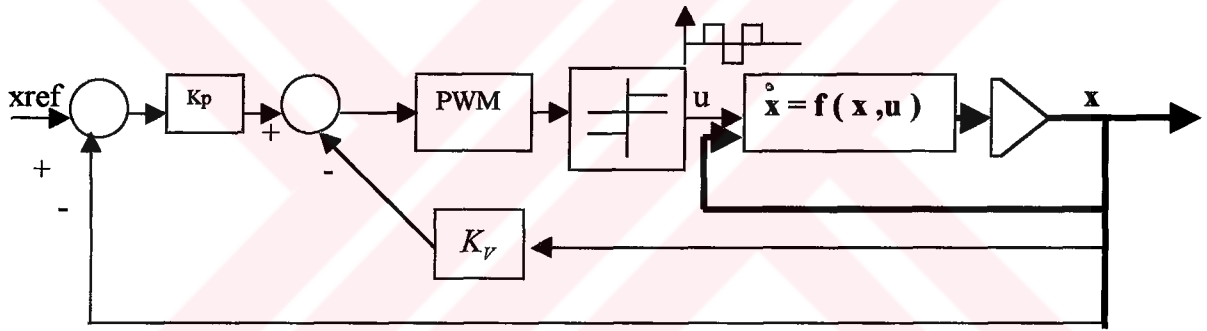
3.6 DARBE GENİŞLİĞİ MODÜLASYONU (PWM: Pulse Width Modulation):

PWM tekniği komünikasyondan motor kontrolüne kadar geniş bir alanda kullanılmaktadır. PWM kontrol algoritması modellemesi ile pnömatik sistemde kontrol valflerinin hata sinyaline bağlı olarak bir periyod içerisinde atmosfere ve besleme basıncına açık kalma süreleri , periyodik bir kontrol sinyali ile sağlanmaktadır. PWM kontrol blok diyagramı Şekil 3.14 'deki gibidir.

PWM algoritması ile elde edilen sinyal periyodu T , sabit sayıda adımdan oluşur. Herhangi bir periyodun zaman eksenindeki aralığı;

$$[(i-1)T, iT] \quad i=1,2,\dots$$

dır.

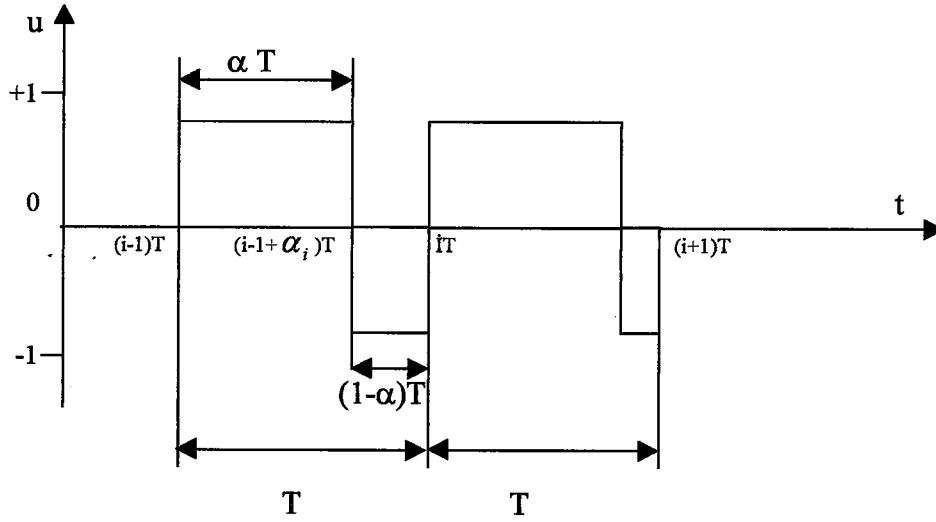


Şekil 3.14 PWM Kontrol blok diyagramı

Bu algoritmayla valfin, bir periyod içerisinde besleme basıncına ve atmosfere açık kalma süreleri $(i-1)T$ anında hesaplanan toplam hata sinyaline bağlı olarak $0 \leq \alpha_i < 1$ değer aralığına sahip bir α_i fonksiyonuyla iki kısma ayrılır. Valflere iletilen u kontrol sinyalinin ve valflerde algılanan kontrol sinyalinin periyod içerisinde alacağı değerler;

$$u = \begin{cases} +1 & [(i-1)T, (i-1)T + \alpha_i T] \\ -1 & [(i-1)T + \alpha_i T, iT] \end{cases} \quad \begin{matrix} I.valf & u = +1 & II.valf & u = -1 \\ I.valf & u = -1 & II.valf & u = +1 \end{matrix}$$

şeklindedir. Kontrol sinyalinin zamanla değişimi Şekil 3.15’de gösterilmiştir. α_i ‘nin değişimi ile valflerin T periyodu içerisinde besleme basıncına ve atmosfere açık kalma süreleri değişir.

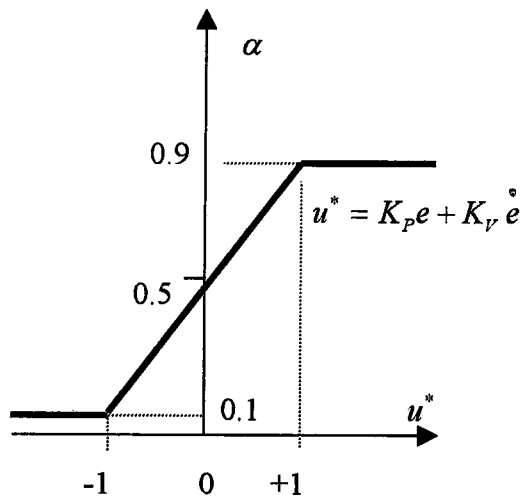


Şekil 3.15 PWM kontrol algoritması ile kontrol sinyali u ‘nın zamanla değişimi.

PWM kontrol algoritmasında α fonksiyonunun

$$u_i^* = K_p e + K_v \dot{e}$$

değerine bağlı olarak değişimi Şekil 3.16 ‘da gösterilmiştir.



Şekil 3.16 $u^* - \alpha$ değişimi

$$\alpha_i = 0.5 + 0.5u^*$$

fonksiyonuna göre

$$u^* = \begin{cases} -1 & \Rightarrow & \alpha_i = 0 \\ 0 & \Rightarrow & \alpha_i = 0.5 \\ +1 & \Rightarrow & \alpha_i = 1 \end{cases}$$

değerlerini alır. Buna göre $\alpha_i = 0$ ise i. periyod içerisinde tüm periyod süresince $u=-1$ $\alpha_i = 0.5$ ise i. periyod içerisinde $0.5T$ süresince $u=+1$ ve $0.5T$ süresince $u=-1$ $\alpha_i = 1$ ise i. periyod içerisinde tüm periyod süresince $u=+1$ kontrol sinyali valflere iletilir.

Fakat periyod içinde valflerin iki kere konum değiştirmesi gerektiğinden α , 0 ve 1 değerlerini alamaz (valfler buna göre tüm periyod boyunca besleme basıncına ve atmosfere açık kalmaz). Valfin konum değiştirme zamanı δt_v ise bir periyod içinde $0.1T = 2\delta t_v$ alınarak i. periyod içerisinde α ;

$$0.1 \leq \alpha_i < 0.9$$

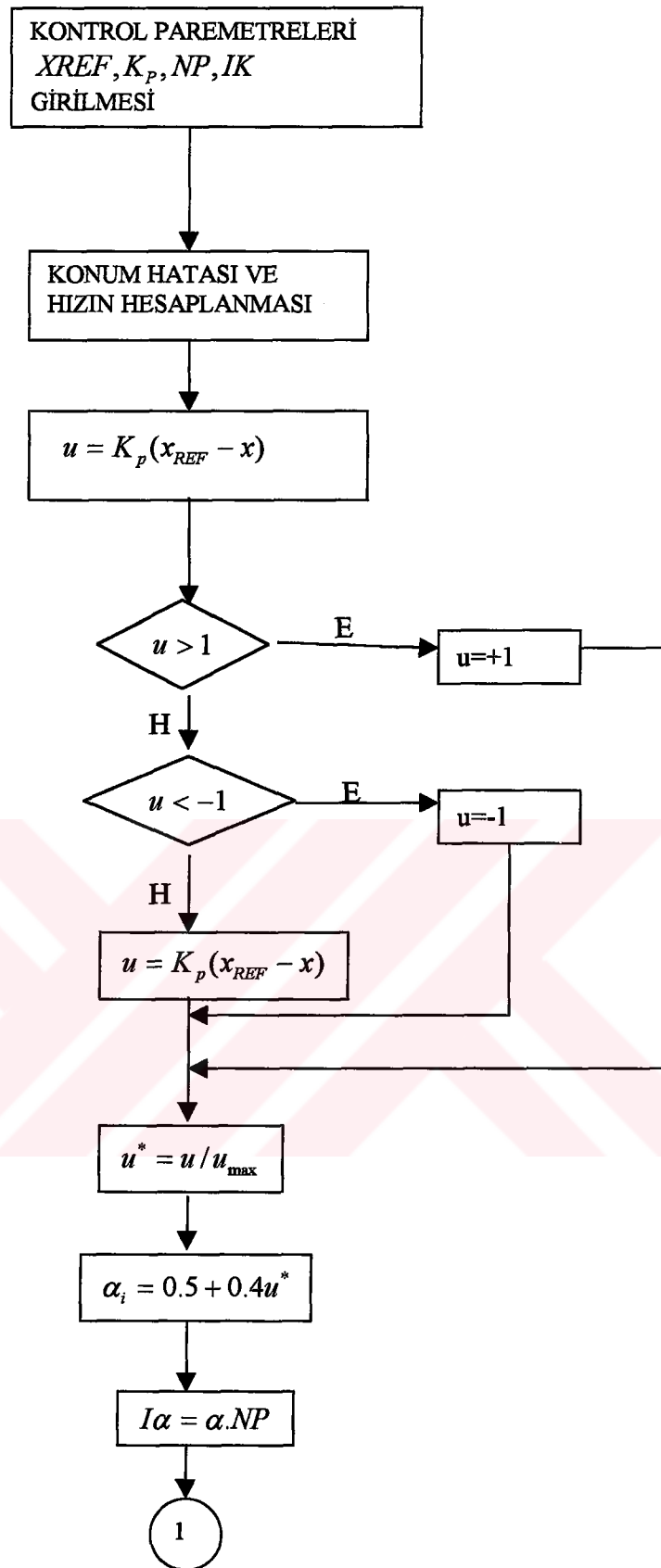
değerleri arasında değişir . Bu amaçla α fonksiyonu simülasyon programında ;

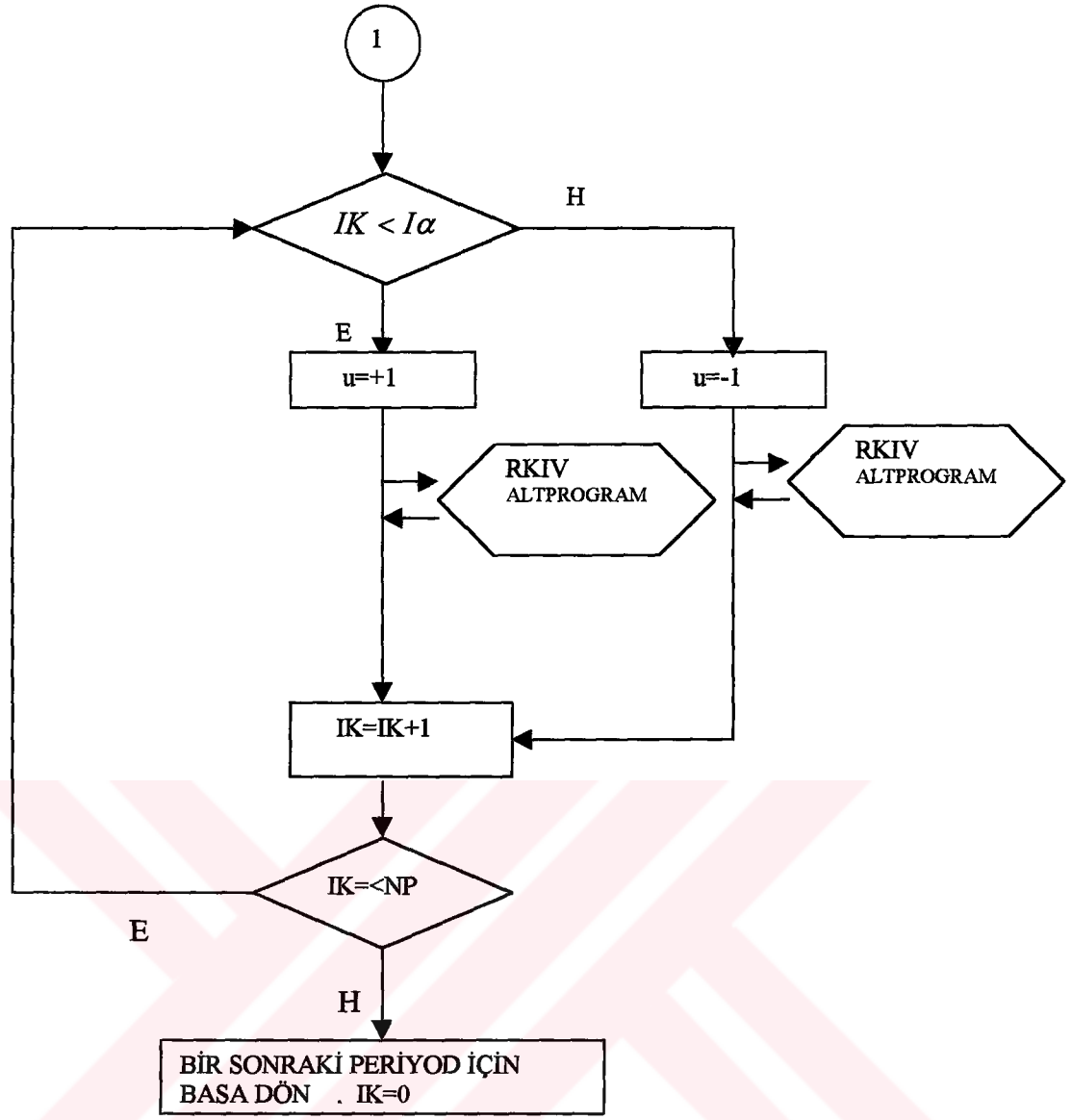
$$\alpha_i = 0.5 + 0.4u^*$$

olarak alınmıştır. Bu valflerin sağlıklı anahtarlama yapmasını modellemek içindir.

T periyod uzunluğu işlem zamanı içindeki toplam anahtarlama sayısını ve sistem davranışını etkiler. PWM kontrol algoritması ile yapılacak konum kontrolü diğer parametrelerle birlikte T periyod uzunluğuna da bağlıdır.

Darbe Genişliği Modülasyonu akış diyagramı Şekil 3.17 'de gösterilmiştir.





Şekil 3.17 Darbe Genişliği Modülasyonu kontrol programı akış diyagramı

4. SİMÜLASYON PROGRAMI

4.1 GİRİŞ

Gerçek sistemler nonlineerdir ve sistem dinamiğini ifade eden denklemler lineer olmayan diferansiyel denklemlerdir. Bu denklemlerin analitik çözümleri ve bu yolla sistemin zamana göre cevabını elde etmek çok zordur. Analog çözümü kolaylaştırmak için lineer yaklaşım ve modeller denenir. Fakat lineer olmayan modelden uzaklaştıkça gerçek sistem performansını tam olarak elde etmek mümkün olmaz. Bunun yerine lineer olmayan model korunarak sayısal integrasyon metodlarıyla çok küçük hata ile gerçeğe yakın sonuçlar elde edilebilmektedir.

Runga – Kutta IV sayısal integrasyon metodu ile pnömatik sistem konum kontrolü amaçlı program genel akış diyagramı Sekil 4.1 de gösterilmiştir. Program FORTRAN programlama dilinde yazılmıştır ve aşağıdaki kısımlardan oluşmaktadır.

4.2 ANA PROGRAM :

Programın bu kısmında sabitler , başlangıç değerleri ve diğer parametre değerleri girilir. Alan, hacim gibi parametre değerleri hesaplanır, sisteme ilişkin tanımlamalar yapılır, kontrol kuralı seçilir , kontrol altprogramı ve Runga – Kutta altprogramı çağrılır. Dosyalar açılır ve döngü sonunda değerler dosyalara aktarılır. Ayrıca PWM kontrol algoritması da farklı olarak anaprogram da yer almıştır.

4.3 KONTROL ALTPROGRAMI :

Kontrol altprogramında , seçilen kontrol algoritmasında hata değerlerine bağlı olarak kontrol sinyal değeri hesaplanmaktadır. Kontrol altprogramında

- İkili – Kontrol
- Basınç geribelemeli PD Kontrol
- Hız geribeslemeli İkili Kontrol ve

- Kayan Rejimli Kontrol

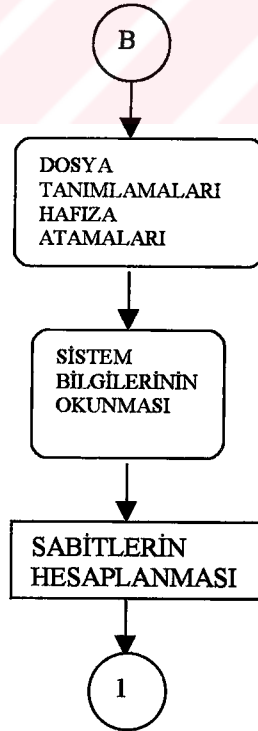
Kontrol algoritmaları yer almıştır.

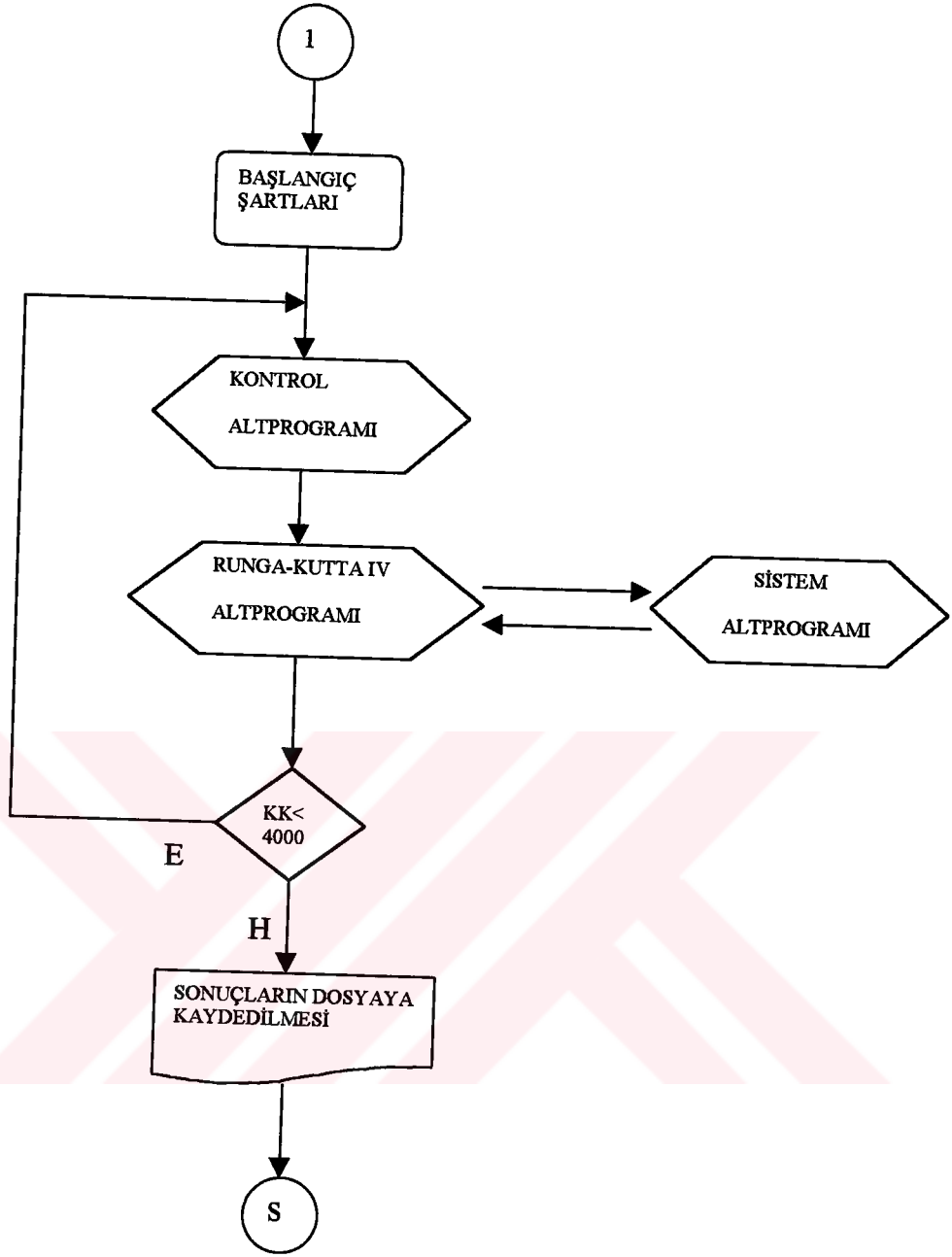
4.4 RUNGA - KUTTA IV ALTPROGRAMI :

Bu altprogram da durum denklemlerinin sayısal integrasyonu yapılır. Bu amaçla sistem altprogramı çağrılır .Bu denklemler çözülerek bir sonraki adım için durum değişkenleri elde edilir.Bu program algoritması ekte verilmiştir. (Ek A)

4.5 SİSTEM ALTPROGRAMI:

Kütlesel akı fonksiyon değerleri basınç oranlarına bağlı olarak hesaplanır. Kontrol sinyal değerlerine bağlı olarak valf kesit alanı değerleri bunlara bağlı olarak kütlesel debi ifadeleri bulunarak durum denklemlerinde yerlerine konulur. Bu altprogram Runga-Kutta IV içinde her ara hesap için çağrılarak , durum denklemleri sayısal olarak hesaplanır. Her hesap adımı için Runga –Kutta IV bu programı dört kere çağırılmaktadır.





Şekil 4.1 Simülasyon programı genel akış diyagramı.

5. SİMÜLASYON ÇALIŞMASI

5.1 GİRİŞ:

Bu çalışmada, [1] no'lu kaynaktaki deneysel sistem parametreleri kullanılarak gerçek sistemi yansıtır hale getirilmiştir. Valf kesit alanı değiştirilmiş ,aynı sistemde yapılan basınç ölçümleriyle F_s sürtünme kuvvetinin karakteristiği ve değeri yaklaşık olarak belirlenmiştir. Buna göre aşağıdaki parametre değerleri tüm denemeler için aynı alınmıştır.

T	sıcaklık	: 293 K
γ	özgül ısılar oranı	: 1.4
R	gaz sabiti	: 287 J/kg-K
B	viskoz sürtünme katsayısı	: 100 kg/m ² -sn
M	toplam kütle	: 10 kg
X10	başlangıç konumu	: 0.001 m
X1REF	referans konum	: 0.2 m
D	silindir çapı	: 0.032 m
DR	piston kolu çapı	: 0 m
S	valf kesit alanı	: 6E-6 m ²
EP	piston kalınlığı	: 0.001 m
Patm	atmosfer basıncı	: 100 000 Pa
Pb	besleme basıncı	: 400 000 Pa
P1(0)	1. haznedeki başlangıç basıncı	: 395 000 Pa
P2(0)	2. haznedeki başlangıç basıncı	: 395 000 Pa
STROK		: 0.5 m
Fc	Coulomb sürtünmesi	: 0 N
Fs	statik sürtünme	: 100 000*A1 N

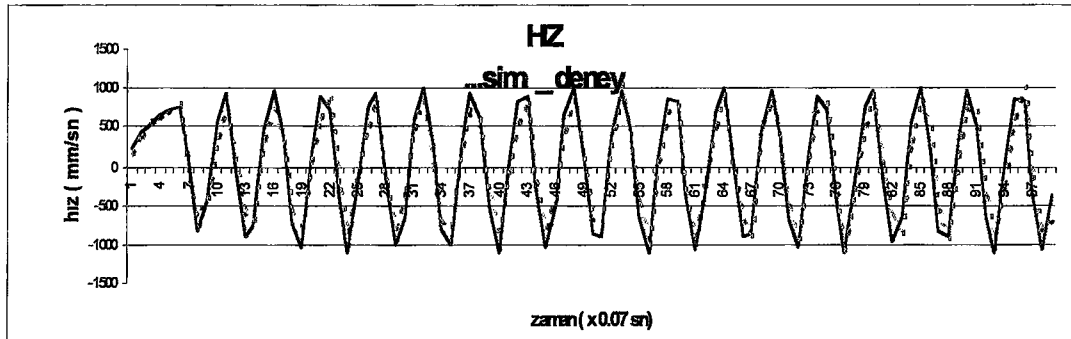
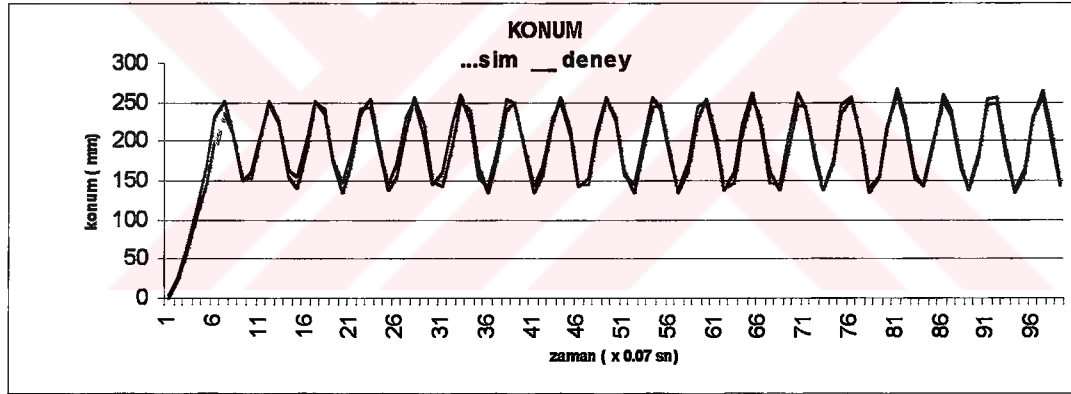
Programda referans konum civarında küçük genlikli salınımları yok etmek amacıyla çok küçük hızlar için hız sıfır alınmıştır.

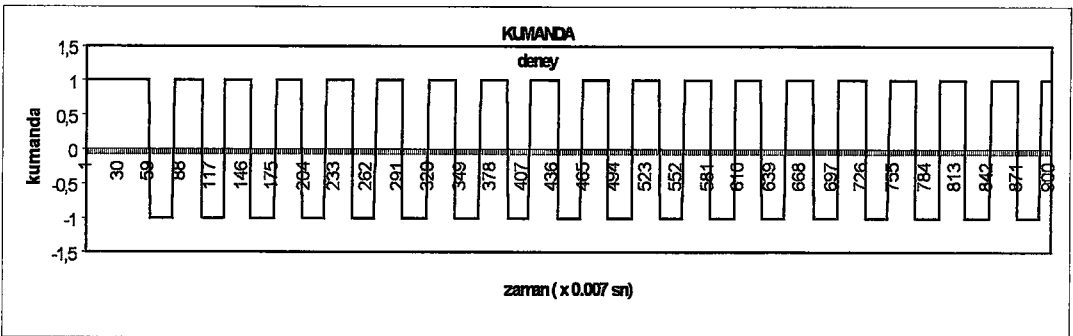
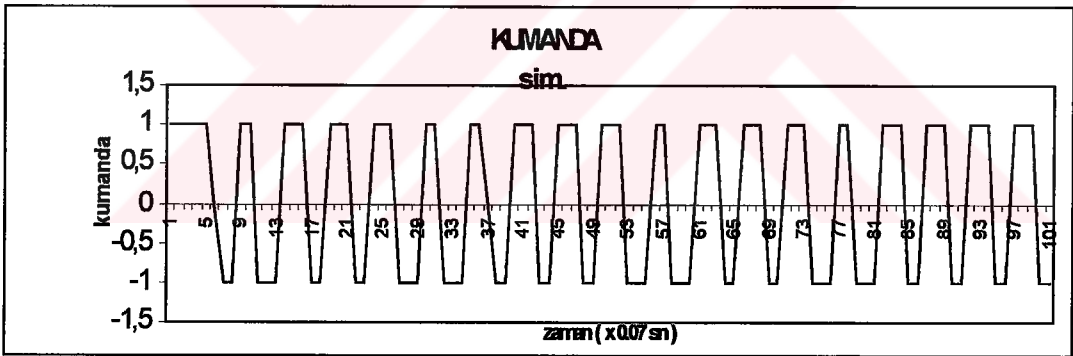
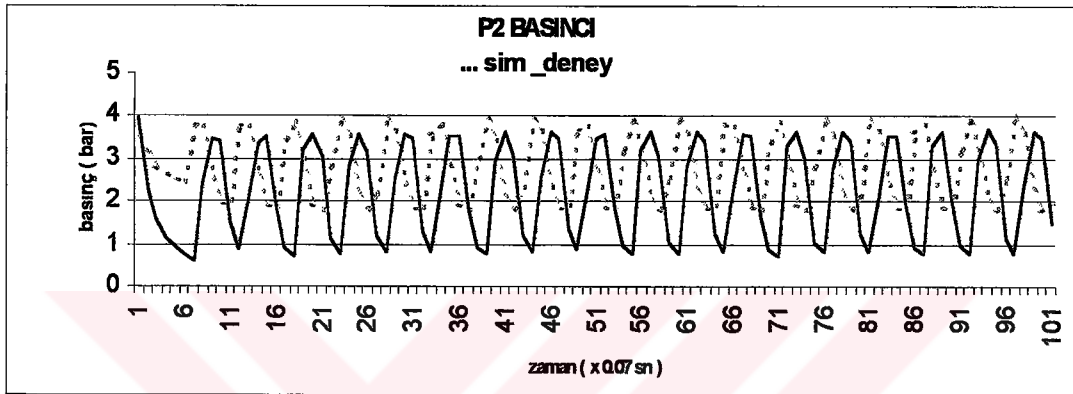
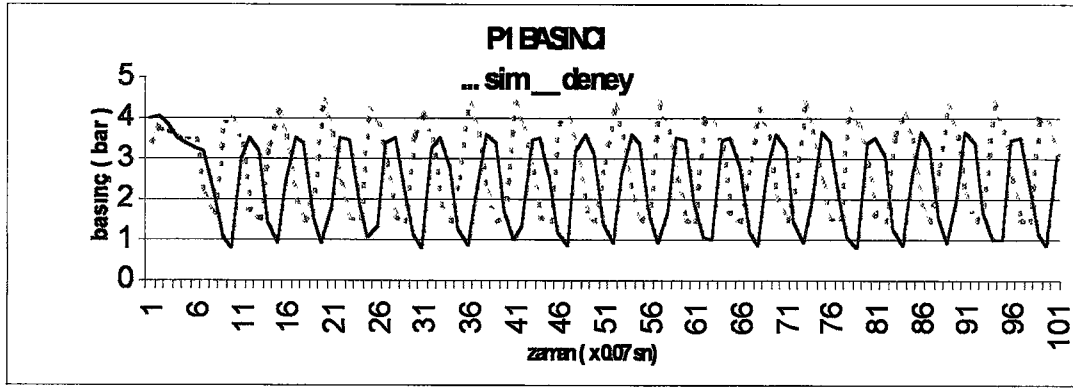
5.2 İKİLİ KONTROL VE DENEYSEL SİSTEM SONUÇLARININ KARŞILAŞTIRILMASI:

Bu amaçla [1] no'lu referansta belirtilen deneysel sistem sonuçları kullanılmıştır. Deneysel sistemle uyumlu olarak hesap adımı $H=0.007$ sn ve her 10 hesap adımında

bir örnekleme yapılmıştır. Diğer parametre değerleri yukarıda belirtildiği şekilde alınmıştır. Bunlarda valf kesit alanı ,Coulomb, Statik ve Viskoz sürtünme katsayıları hariç diğer parametre değerleri deneysel sistemle aynıdır. Şekil 5.1’de görüldüğü gibi sistemin referans konuma ulaşma zamanı, aşma genliği ve salınım frekansı gerçek sistemle aynı değerlere sahiptir. Bu sonucun elde edilmesi için yukarıda belirtilen sürtünme katsayıları girilmiş ve valf kesit alanı değiştirilerek gerçek sistem davranışı ile tam uyum sağlanmıştır. Yukarıdaki sürtünme ve valf kesit alanı bu model gerçekleştirme çalışmasının sonucunda bulunan değerlerdir.

İkili kontrolde beklenildiği gibi sürekli salınım oluşmakta ve konum kontrolü sağlanamamaktadır. Sistem sönümsüz titreşim elemanı gibi hareket etmektedir. Ölöl bölge uygulaması için ± 5 mm ölöl bölge aralığı alınmıştır. Referansa harekette sistem hızı oldukça fazladır ve anahtarlama sonrası sistem zayıf sönümleme ve kütle atalet kuvveti ile hemen geri hareket etmez. Sistem bu şekilde silindirdeki havanın yay etkisi görmesiyle salınımlı hareket eder.

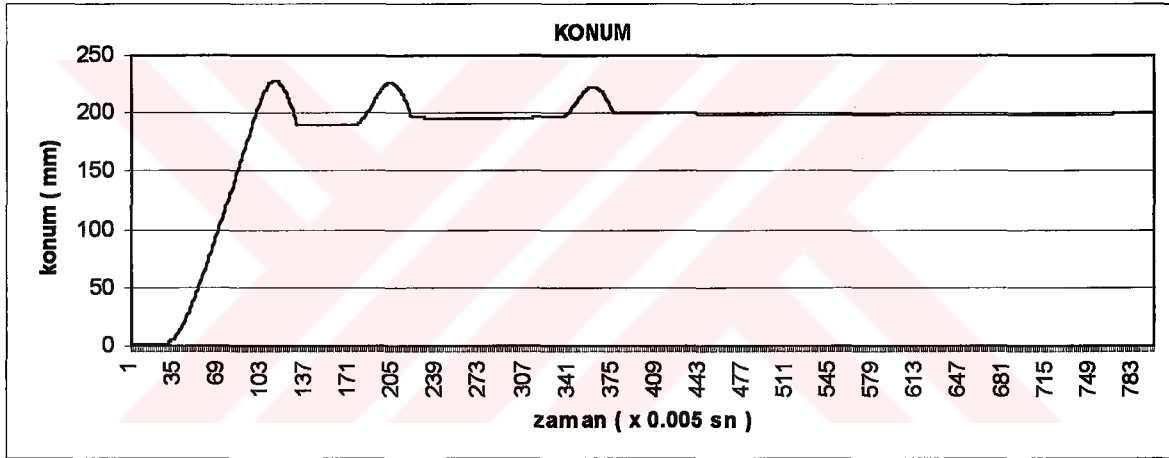




Şekil 5.1 İkili Kontrol deneysel ve simülasyon sonuçları :
DELTA = ± 5 mm

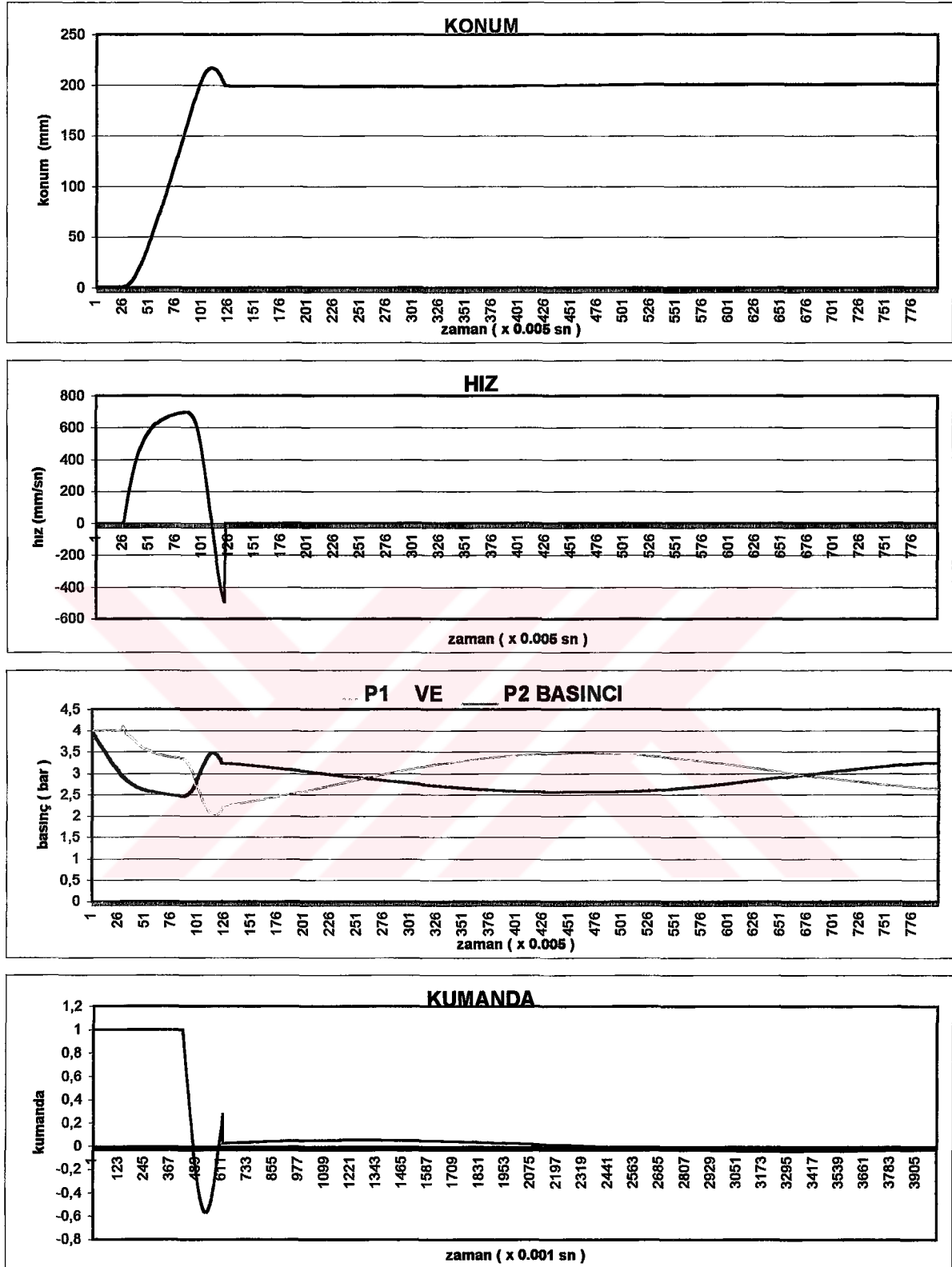
5.3 ORANSAL VALF MODEL AMAÇLI BASINÇ GERİ BESLEMELİ PD KONTROL:

Valf kesit alanının kontrol sinyal değişimleri ile orantılı olarak değişimi denenmiştir. Bu amaçla konum, hız ve basınç geribeslemeleri modellenmiş konum hassasiyeti ,minimum referansa ulaşma zamanı minimum aşma genliği ve minimum durma zamanını sağlayacak kazançların belirlenmesine çalışılmıştır. Denemelerde hesap adımı $H=0.001$ sn, ölü bölge aralığı $\Delta = -/+0.2$ mm alınmış ve salınımları önlemek amacıyla pozitif hızlarda 5mm/sn lik hız sınırlaması getirilmiştir. Önce K_v ve K_b sıfır alınarak K_p değiştirilmiştir. Sistemin salınıma girdiği (Şekil 5.2) $K_p=30$ değeri seçilerek $-K_b$ sıfır olmak üzere $-K_v$ değiştirilmiştir.



Şekil 5.2 Basınç Geribeslemeli PD Kontrol : $K_p=30$, $K_v=0$,
 $K_b=0$, $\Delta= +/-0.2$ mm

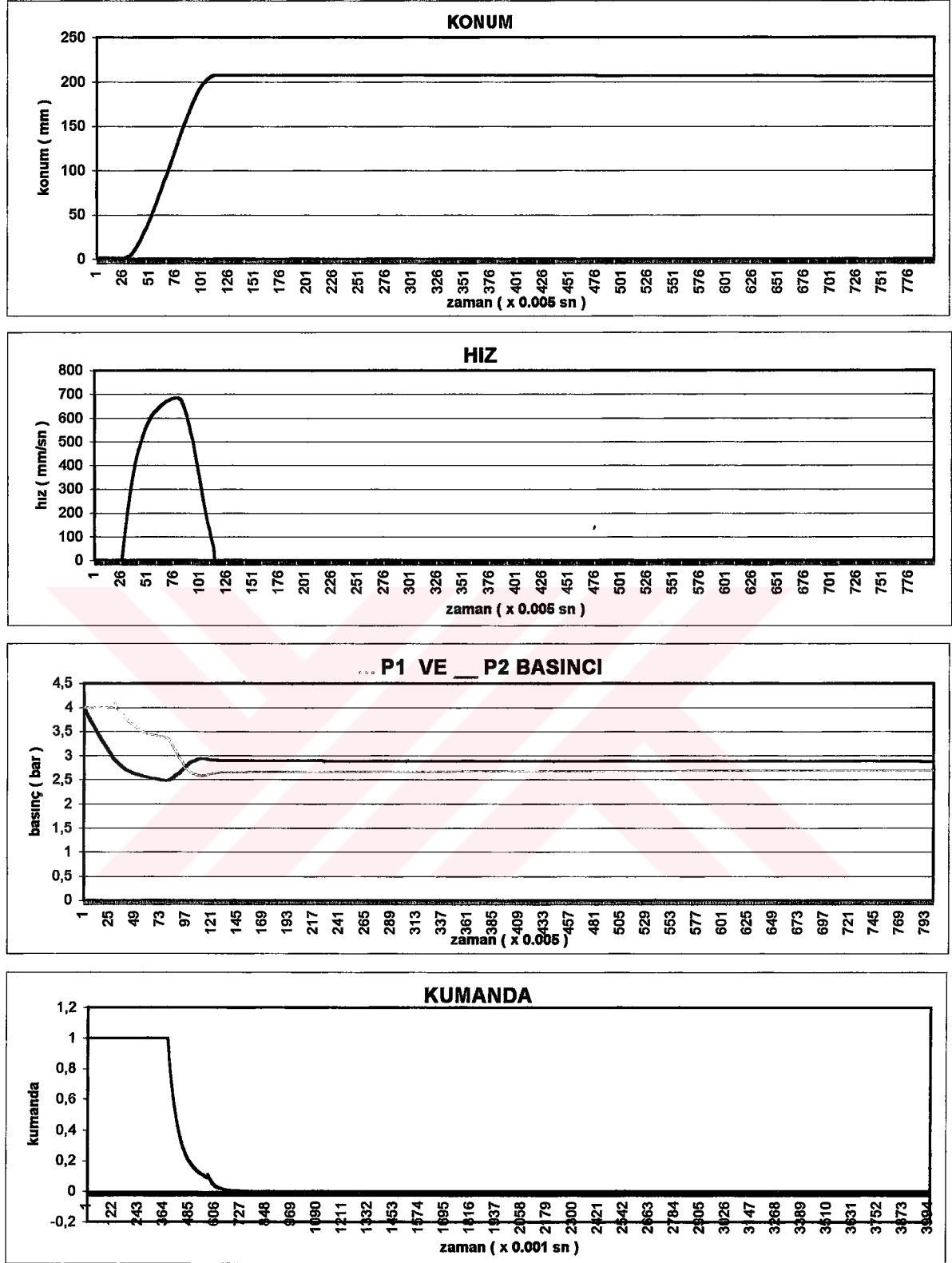
$K_p=30$, $K_v=.5$, $K_b=0$ kazançları ile yapılan denemede bir tek aşma genlikli sonuç elde edilmiştir (Şekil 5.3). Hız geribeslemesi yapılmasındaki amaç salınımı önleyerek , daha kısa sürede durmayı sağlamaktır. Hız geribeslemesi ile toplam hata hata sinyal değeri ve buna bağlı olarak valf kesit alanı küçülmektedir. Buna bağlı olarak referansa ulaşma zamanı biraz daha artmakta, fakat referansta durma zamanı kısalmaktadır. Küçük hız değerlerinde hızın sıfırlanması ile hareketinin durdurulması kütle atalet kuvvetlerinin ve viskoz sürtünmenin etkisini ortadan kaldırmakta, konum hatası nedeniyle kumanda sinyali sıfırlanmadığından ve haznelerdeki gazın yay etkisi



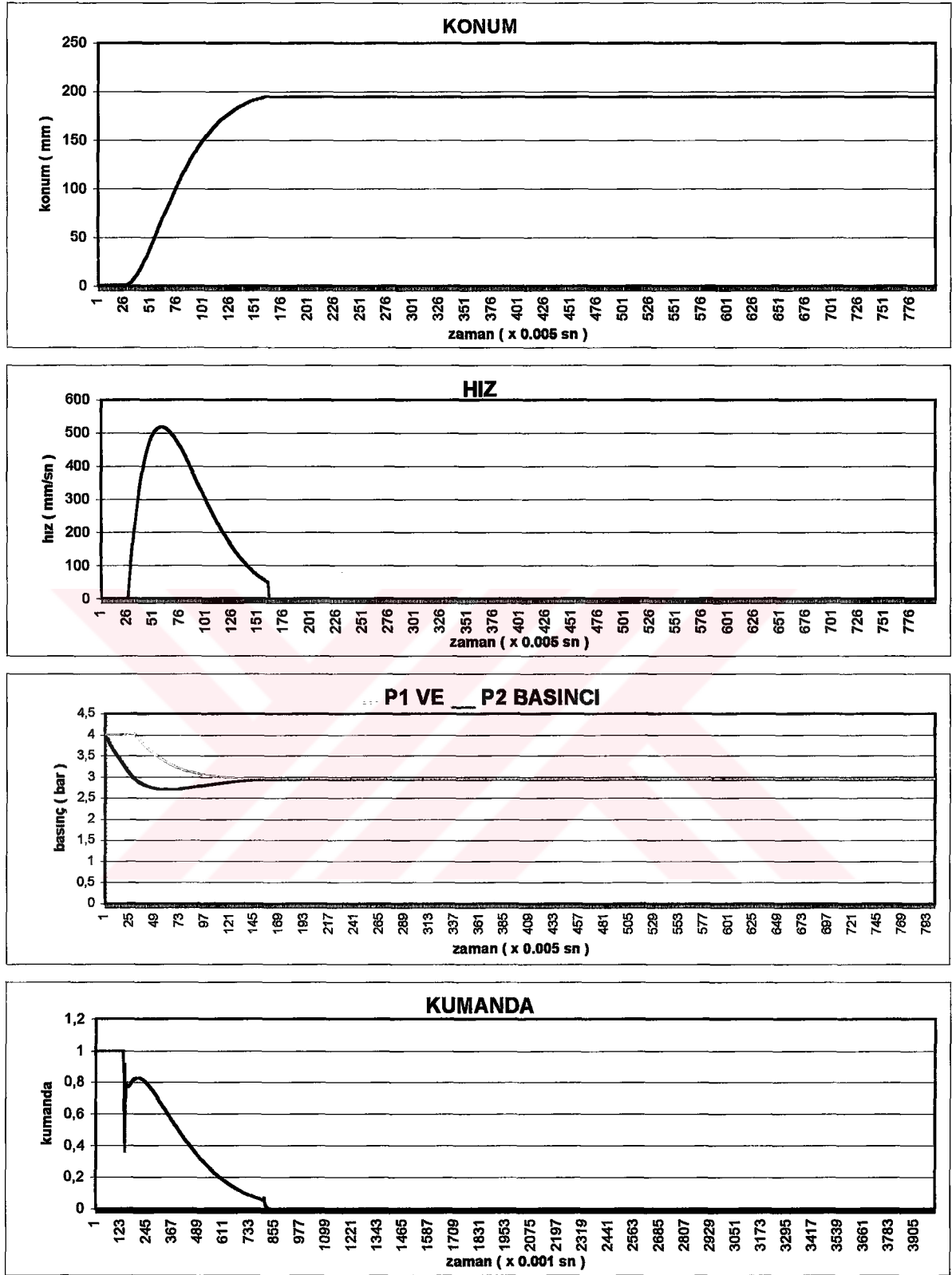
Şekil 5.3 Basınç Geribeslemeli PD Kontrol : $K_P=30$, $K_V=0.5$, $K_B=0$, $\Delta= \pm 0.2$ mm

nedeniyle, silindir haznelerindeki basınç değışimleri büyük periyotlu zaman sabiti tipinde bir salınım oluşturmakta ve sıfırlanamamaktadır. Basınç hatasını sıfırlamak ve basınç geri beslemesinin sistem performansına etkisini görebilmek amacıyla K_p ve K_v kazanç değeri sabit tutularak K_b basınç geribesleme katsayısı değeri değıştirilmiştir. Bu amaçla önce $K_p= 30$, $K_v=0.5$ ve $K_b =0.00001$ kazançları denenmiştir. Bu denemede sistemde anıhtarlama olmadan durma sağlanmakta konumda ve basınçta sürekli durum hatası oluşmakta, sistem salınımsız hareket etmektedir (Şekil 5.4). $K_p= 30$, $K_v=0.5$ ve $K_b =0.00005$ alınarak basınç hata katsayısının daha fazla artırılması ile basınç hatası referansa ulaşmadan azaltılmakta hızın sıfır alınmasıyla kumanda sinyali basınç ve konum hata bileşenleri ile sıfırlanmaktadır (Şekil 5.5). Basınç grafiklerinde haznelerdeki basıncın zaman sabiti tipindeki değışimi görülmektedir.

Basınç Geribeslemeli PD Kontrol de referansa harekette titreşim görülmemektedir. Frenleme, Kumanda sinyalinin değışimi ile orantılı olarak valf kesit alanının azaltılması ile olmaktadır.



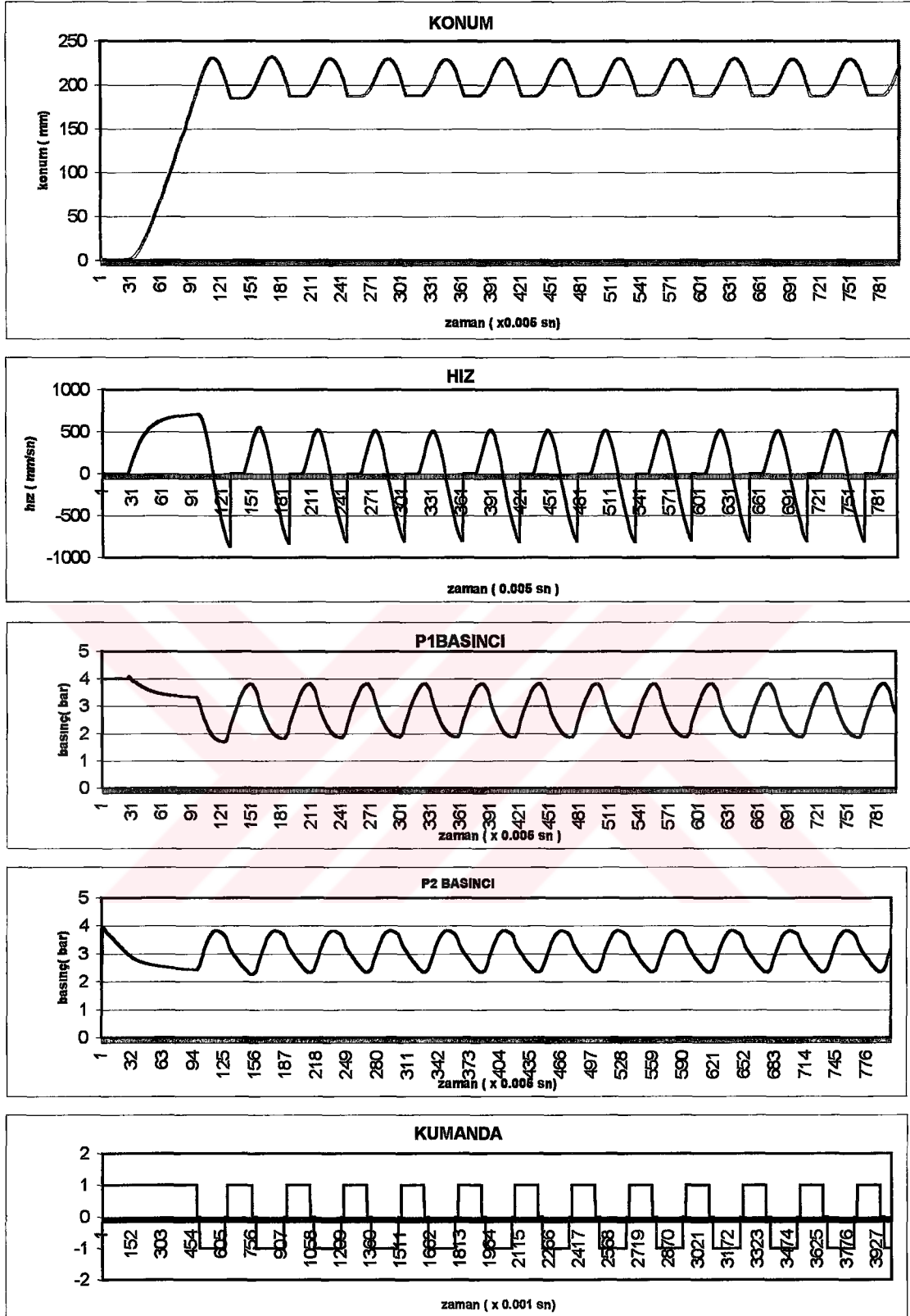
Şekil 5.4 Basınç Geribeslemeli PD Kontrol : $K_P=30$, $K_V=0.5$,
 $K_B=0.00001$, $\Delta= \pm 0.2$ mm



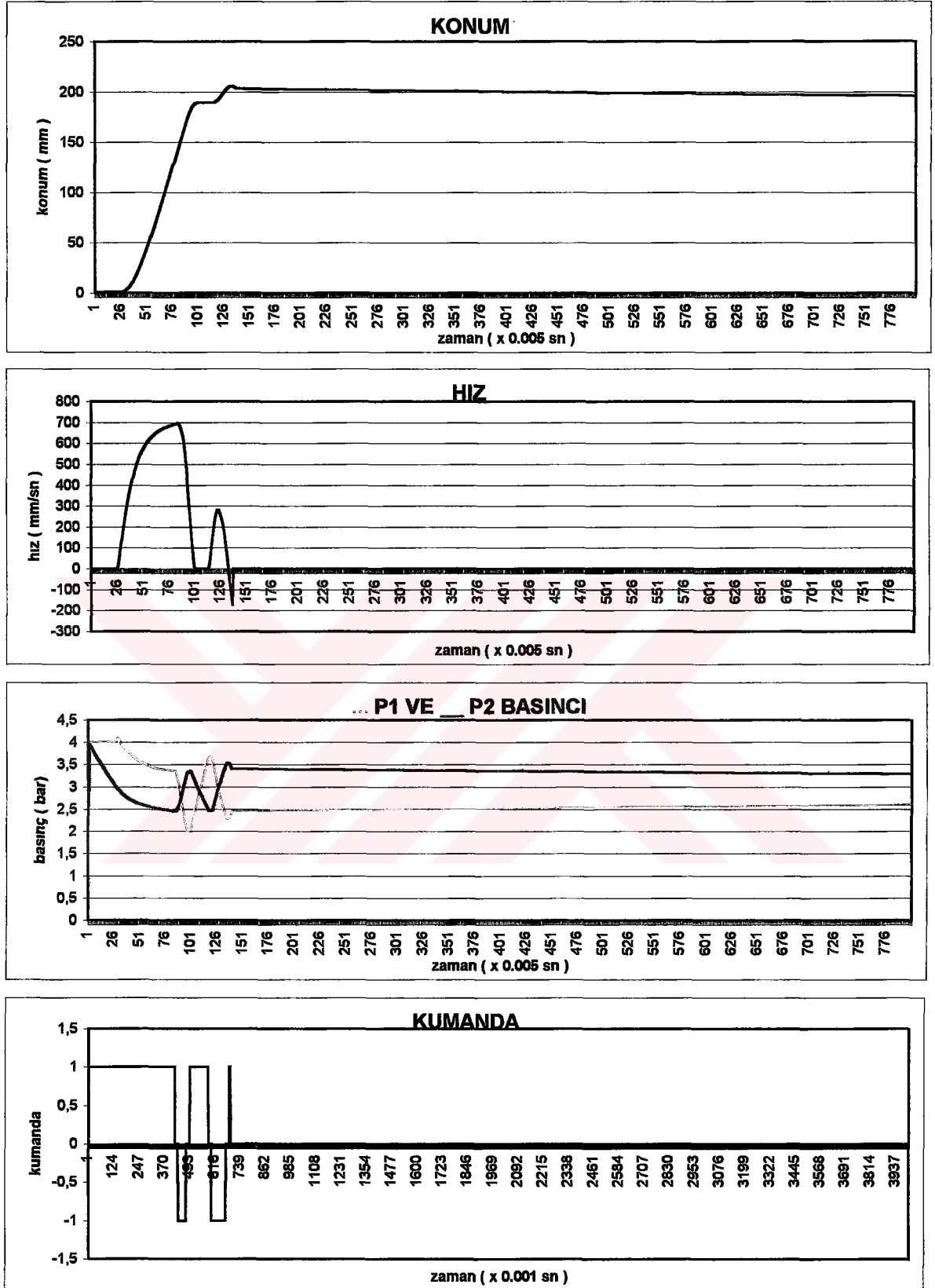
Şekil 5.5 Basınç Geribeslemeli PD Kontrol : $K_P=30$, $K_V=0.5$, $K_B=0.00005$, $\Delta T=\pm 0.2$ mm

5.4 HIZ GERİ BESLEMELİ İKİLİ KONTROL:

Denemelerde hesap adımı $H=0.001$ sn, ölü bölge aralığı $\Delta = -/+0.5$ mm alınmış ve salınımları önlemek amacıyla pozitif hızlarda 5mm/sn lik hız sınırlaması getirilmiştir. Bu kontrol algoritmasında, İkili Kontrolde olduğu gibi, ikili valf ' le kontrole yönelik bir kontrol algoritması olup valf tam açık veya tam kapalı konumdadır. Hız geribeslemesinin sistem performansına etkisini görebilmek amacıyla $K_p=1$ sabit tutularak K_v kazanç değeri değiştirilmiştir. Önce $K_p=1$ ve küçük bir hız geribesleme kazanç değeri olarak $K_v =0.001$ alınarak , sistem performansı gözlenmiştir. Sistem davranışı ikili kontrol'e yakın bir performans sergilemekte, fakat küçükte olsa salınım genliğinde küçülme olmakta sönümleme etkisi artmaya başlamaktadır (Şekil 5.6) . $K_p=0$ ve $K_v =0.06$ alınarak hız geribesleme kazancı artırıldığında , anahtarlama sayısının azalarak referans konum civarında sıklaştığı görülür (Şekil 5.7). Anahtarlamanın referansa ulaşmadan önce yapılması frenlemeye tekabül etmektedir. Bu sistemin sönüm oranını artırır. Sistem bu kazanç değerleriyle tek aşmalı salınım yapmakta ve hızın küçük değerlerinde sıfır alınması nedeniyle kumanda sinyali konum hatasına bağlı olmaktadır. Statik sürtünme ve hız sınırlaması nedeniyle, ölü bölge civarında durma olması halinde basınç hatası oluşmaktadır. Basınç hatası sistemin, dış bozucular karşısında daha az katı davranmasına neden olur. Referansa ulaşma zamanı anahtarlamaların sayısına bağlı olarak artmaktadır. Referansa oturma süresi bu simülasyon çalışmasında yaklaşık 0.69 saniyedir.



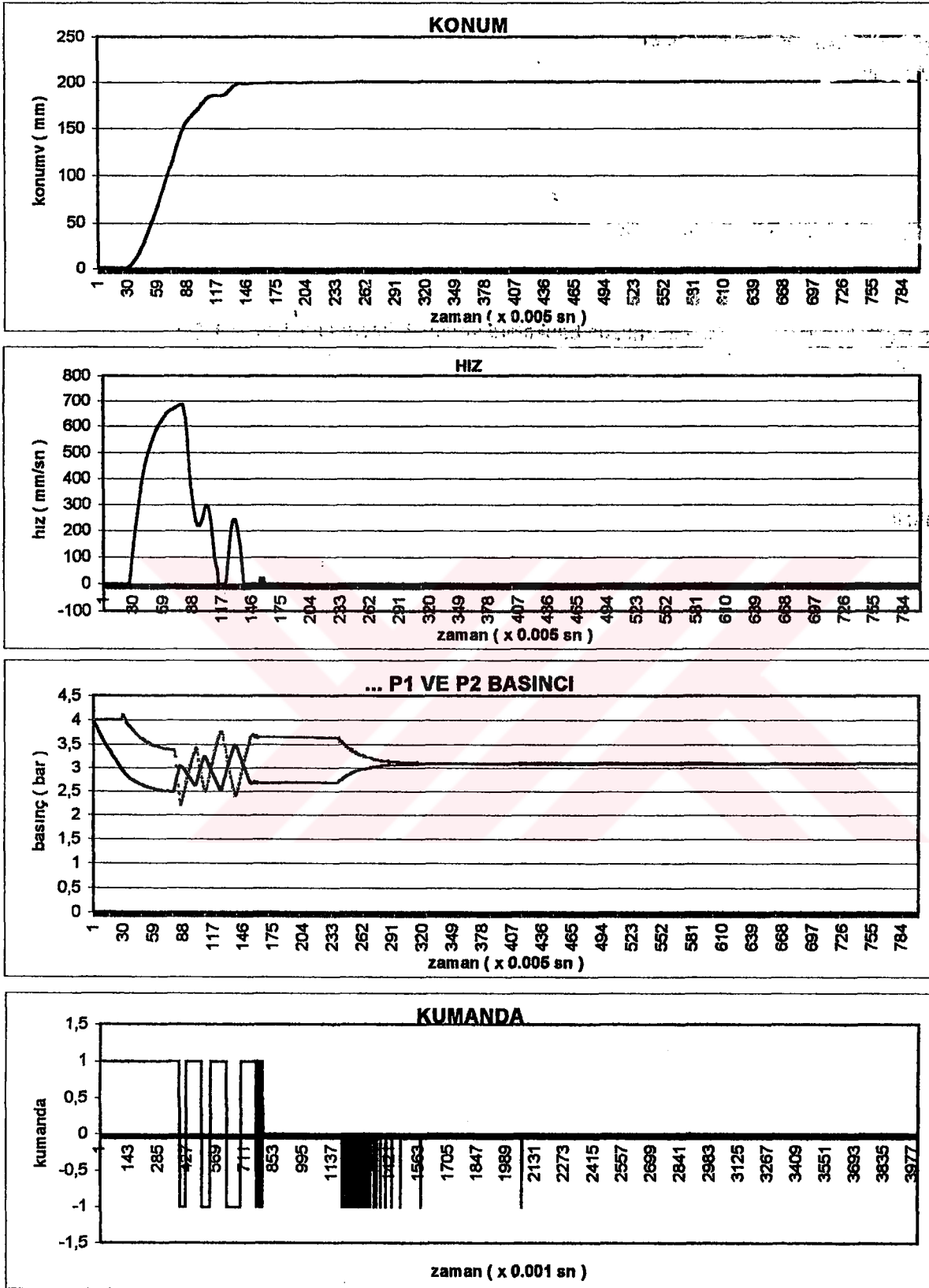
Şekil 5.6 Hız Geribeslemeli İkili Kontrol : $K_p=1$, $K_v= 0.001$, $\Delta= \pm 0.5$ mm



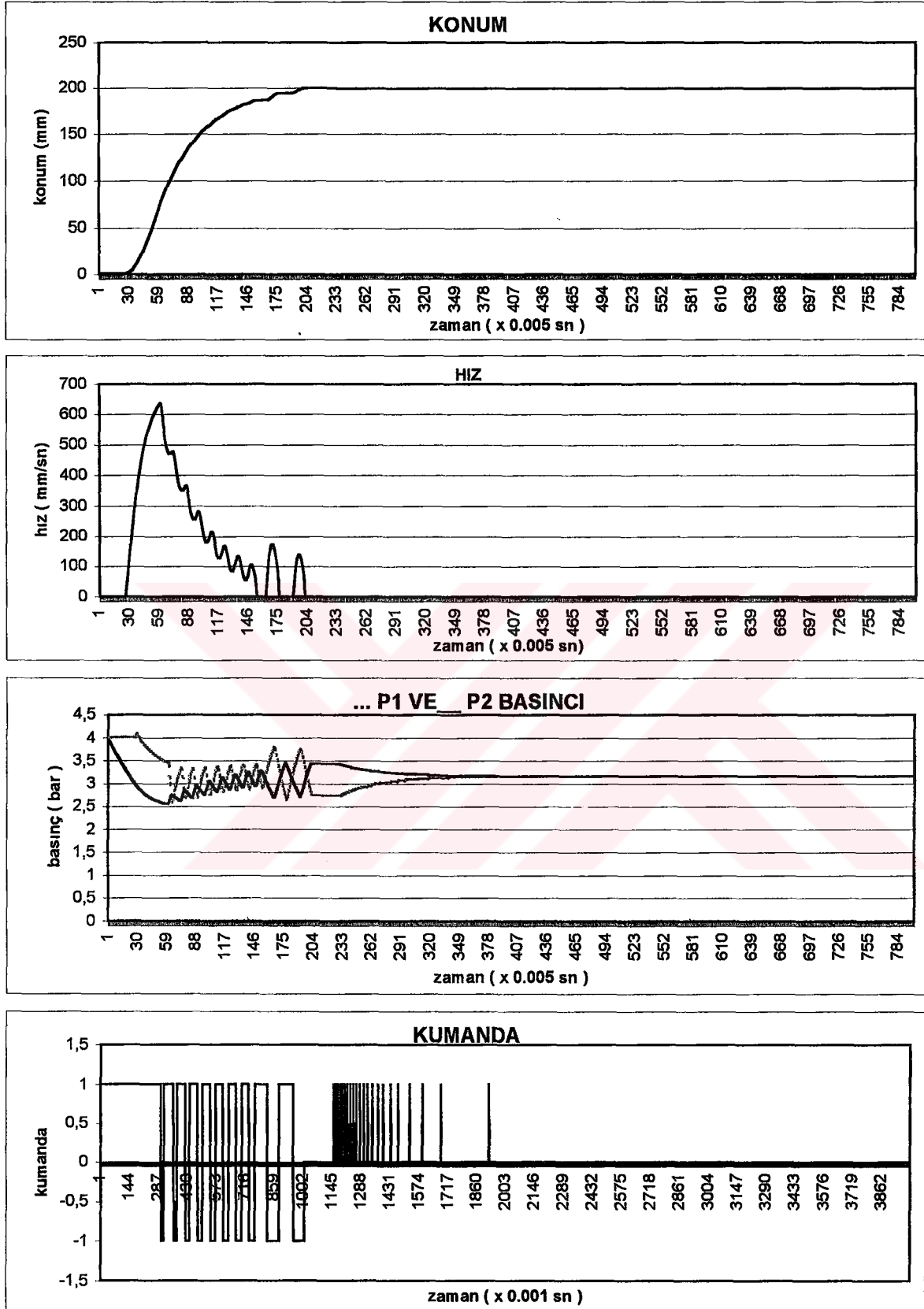
Şekil 5.7 Hız Geribeslemeli İkili Kontrol : $K_p=1$, $K_v=0.06$, $\Delta= \pm 0.5$ mm

5.5 KAYAN REJİMLİ KONTROL :

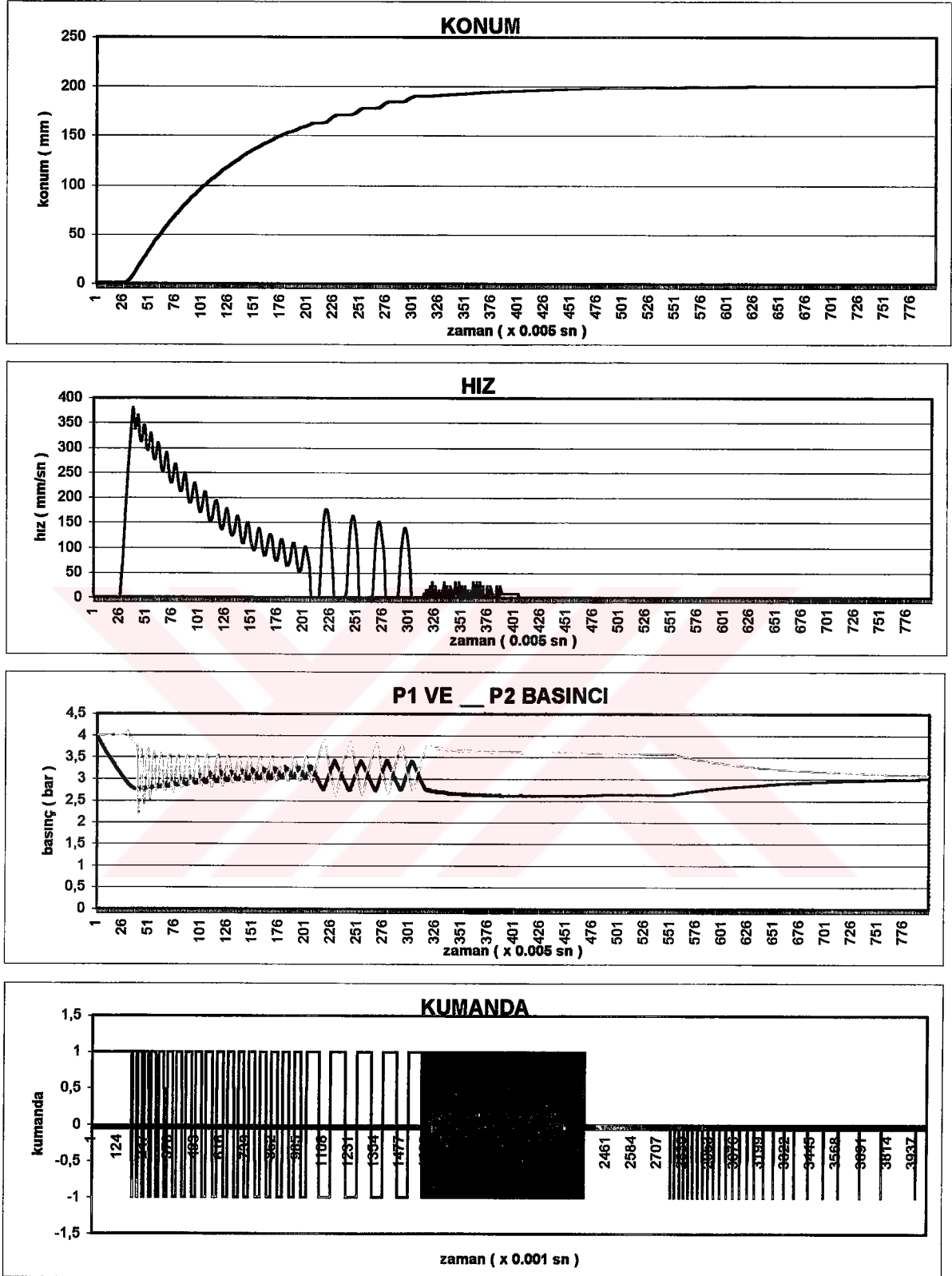
Kayan Rejimli Kontrol algoritması Hız Geri Beslemeli İkili Kontrol Algoritması ile aynı kontrol algoritmasına sahip ve denemelerde aynı şekilde hesap adımı $H=0.001$ sn, ölü bölge aralığı $\Delta = -/+0.5$ mm alınmış ve salınımları önlemek amacıyla pozitif hızlarda 5mm/sn lik hız sınırlaması getirilmiştir. Kontrol algoritmasında aynı şekilde $K_p=1$ alınarak K_v kazanç değerinin artırılması yoluna gidilmiştir. $K_p=1$ ve $K_v=0.1$ alındığında aşma olmadan durma sağlanmakta ve sistem , yaklaşık bu kazanç değeri ile kayan rejimli kontrol moduna girmektedir (Şekil 5.8) . Referans konuma hareket de anahtarlama sayısı artmakta ve frenlemeler oluşmaktadır. Oluşan titreşimler kütle tarafından sönümlenmektedir. Anahtarlama nedeniyle oluşan basınç değişimleri sönümleme oranını artırmakta sistem ve salınımsız davranmaktadır. Referansa harekette anahtarlama , referansa ulaşma zamanını artırmaktadır. Bu denemede referansa oturma süresi yaklaşık 0.72 sn dir. K_v kazancı daha da artırılarak $K_v=0.2$ alındığında daha fazla frenleme ve titreşimle referans konuma daha uzun sürede ulaşılmakta, anahtarlama sayısı ve basınç dalgalanması artmaktadır (Şekil 5.9). K_v kazancındaki büyüme sönümleme oranını artırmaktadır. Bu kontrol denemesinde referansa ulaşma zamanı yaklaşık 1.02 sn ' dir. Hız 'daki sınırlama nedeniyle referans konum civarında hız sıfır alınmakta , ölü bölge aralığı dışında durma nedeniyle kumanda sıfır olmamakta basınçtaki artış nedeniyle ani dur-kalk hareketi oluşmakta ve referans konum civarında durma elde edilmektedir. Basınç hatası sık anahtarlama ile sıfırlanmaktadır. K_v kazanç değeri artırılarak $K_v=0.5$ alındığında referansa hareket de anahtarlama sayısı , referansa ulaşma zamanı , referans civarında anahtarlama sayısı oldukça artmaktadır (Şekil 5.10). Bu kontrol denemesinde referansa ulaşma zamanı yaklaşık 2.24 sn 'dir. Artan anahtarlama sayısı daha sık frenleme yapılmasına neden olmakta ve sönümleme oranı daha da artmakta sistem daha katı davranmaktadır.



Şekil 5.8 Kayan Rejimli Kontrol: $K_p=1$, $K_v=0.1$, $\Delta= \pm 0.5$ mm



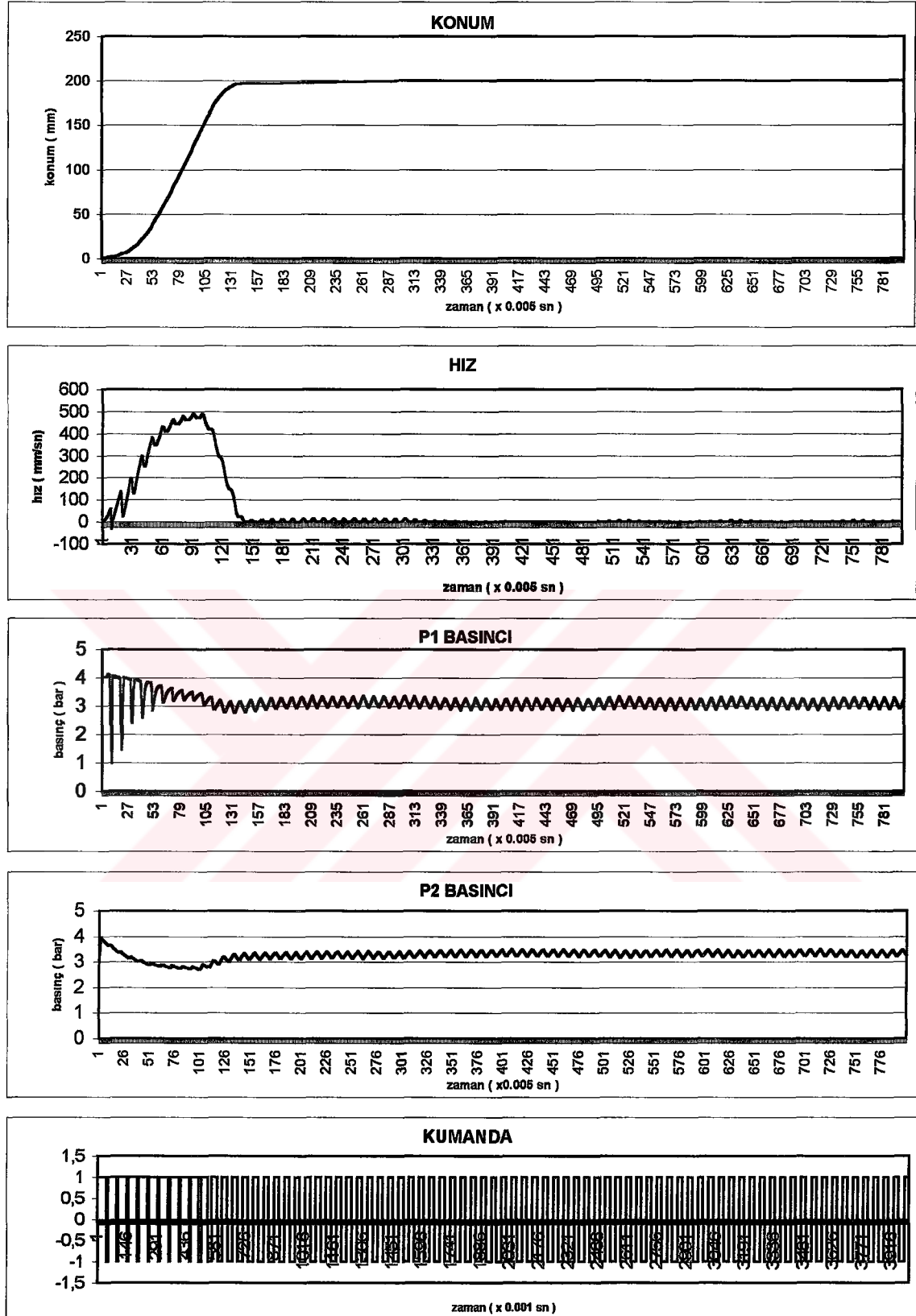
Şekil 5.9 Kayan Rejimli Kontrol: $K_p=1$, $K_v=0.2$, $\Delta= \pm 0.5$ mm



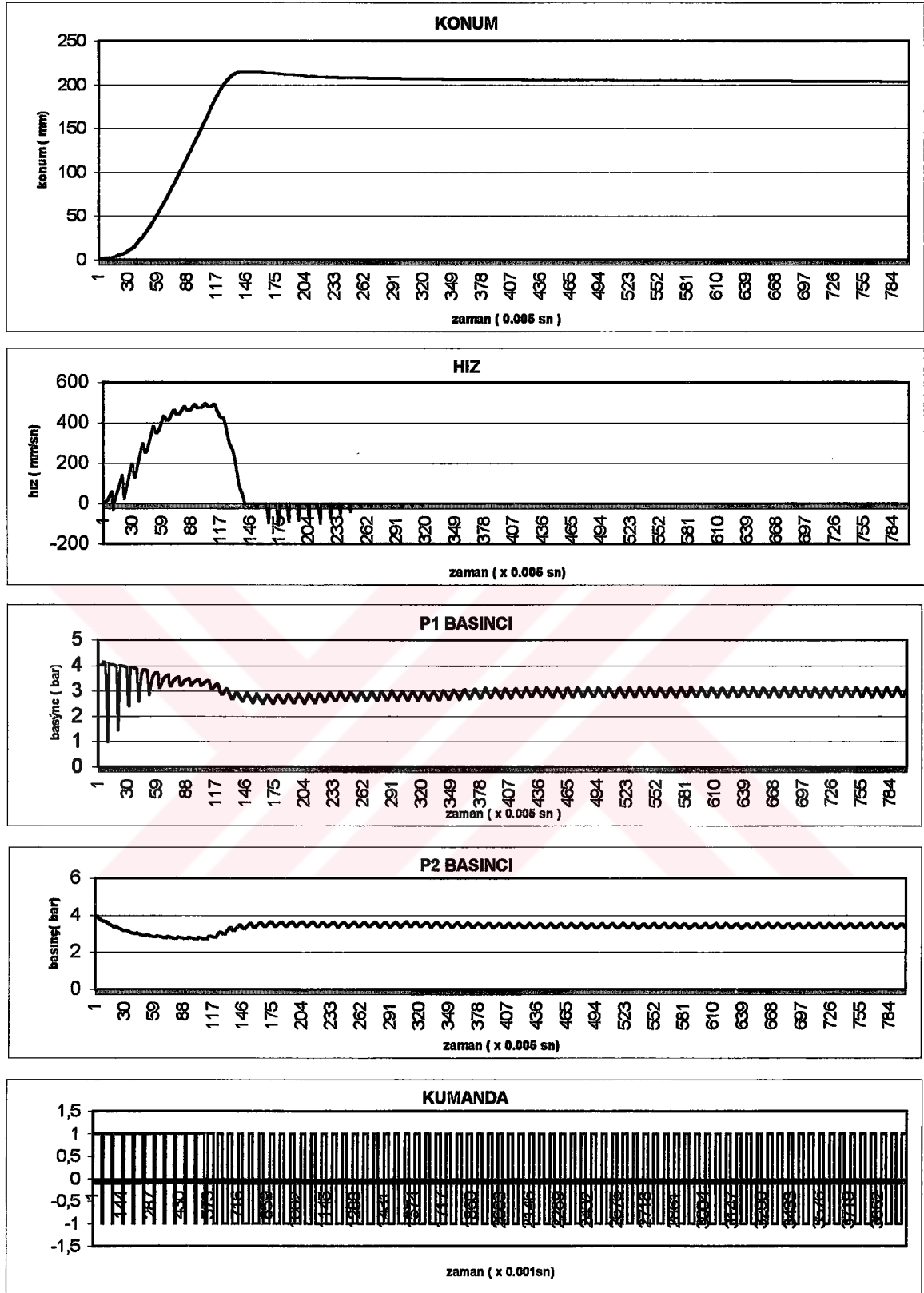
Şekil 5.10 Kayan Rejimli Kontrol : $K_p=1$, $K_v=0.5$,
DELTA= ± 0.5 mm

5.6 DARBE GENİŞLİĞİ MODÜLASYONU :

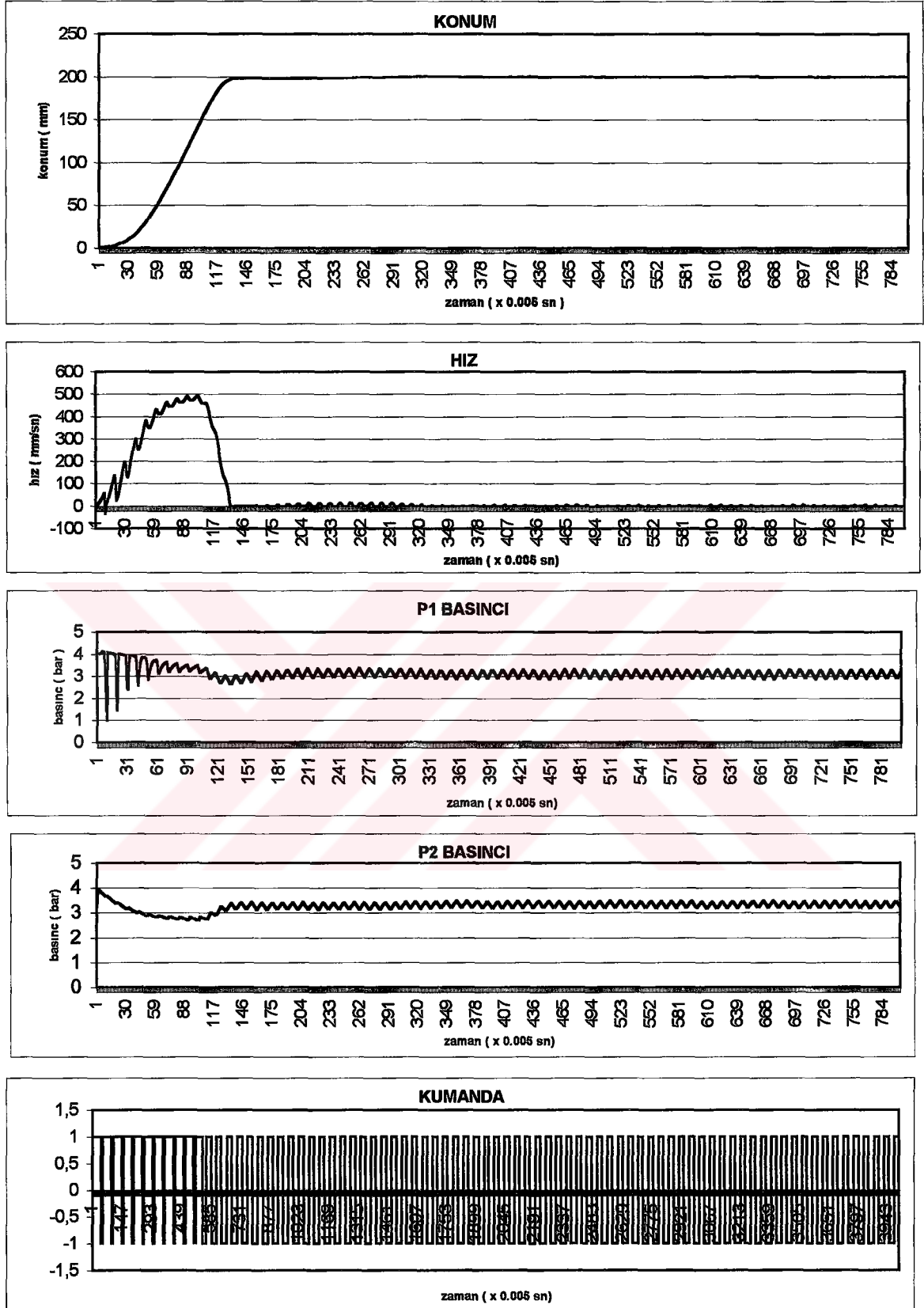
Denemelerde hesap adımı $H=0.001$ sn ve salınımları önlemek amacıyla pozitif hızlarda 5mm/sn lik hız sınırlaması getirilmiştir. Bu kontrol algoritmasında puls periyodu önce $NP=50$ adım alınmıştır. $K_v=0$ sabit alınarak K_p kazanç değeri artırılmıştır. $K_v = 0$, $K_p=10$ kazanç değerlerinde, sistem sistemde aşma genliği oluşmamaktadır (Şekil 5.11). Referansa harekette anahtarlamalar nedeniyle frenlemeler oluşmak da oluşan titreşimler kütle tarafından yutulmaktadır. Bu denemede referansa ulaşma zamanı, yaklaşık 0.75 sn ' dir. Referansa harekette azalan konum hatasına karşı , pulse periyodunda 1.valfin besleme basıncına giderek daha az süre açık kalması kumanda değişim grafiğinde görülmektedir. K_p kazancı artırılarak $K_p=15$, $K_v=0$ alındığında sistemde aşma genliği oluşmakta, hız sınırlaması nedeniyle yük statik sürtünme etkisinde kalmaktadır (Şekil 5.12). Bu nedenle referans konum etrafında oluşabilecek salınım oluşmamaktadır. Konum hatasının küçük olması valflerin daha kısa süre besleme basıncına açık kalmasına neden olmaktadır. Haznedeki gaz basıncı zaman sabiti şeklinde değişimi büyük periyodlu ve küçük genlikli salınıma neden olmaktadır. Bu kontrol denemesinde, K_p kazancının artmasıyla referans konuma ulaşma süresinin(0.65 sn) daha kısa olduğu görülmektedir . Hız geri beslemesinin etkisini elde edebilmek için kontrol algoritmasında $K_v = 0.01$ $K_p=15$ kazanç değerleri alınmıştır. Bu durumda sistem referans konum civarında aşma olmaksın durduğu görülmektedir. Referansa ulaşma zamanı yaklaşık 0.68 sn 'dir ve hızgeribeslemesi referansa ulaşma zamanını artırmıştır (Şekil 5.13). K_v kazancı artırılarak $K_p=15$, $K_v= 0.05$ alındığında referansa yük referans konuma dur-kalk' larla hareket etmektedir (Şekil 5.14). Referans konuma ulaşma zamanı yaklaşık 1.8 sn' dir. K_v kazancı daha fazla artırılarak $K_p=15$, $K_v=0.1$ alındığında , yükün referansa hareketinde büyük genlikli titreşimlerin sayısı artmakta , silindir haznelerinde büyük genlikli dalgalanmalar olmaktadır(Şekil 5.15). Referansa ulaşma süresi yaklaşık 2.65 sn 'dir. Hız sınırlaması kaldırılarak ve puls periyodu $NP=20$ adım alınarak, daha küçük pulse periyodu için sistem performansı araştırılmıştır. Bu amaçla $K_p=15$ ve $K_v=0.005$ alınmıştır. Bu durumda referansa ulaşmadan kütle sola hareket etmekte ve salınım oluşmaktadır (Şekil 5.16). Referansa ulaşmadan , harekete ters yönde oluşan basınç farkı yükün referansa ulaşmasını engellemektedir. Haznelerdeki basınç değişimi zaman sabiti türünden olması ve zayıf sönümleme nedeniyle salınım oluşmaktadır.



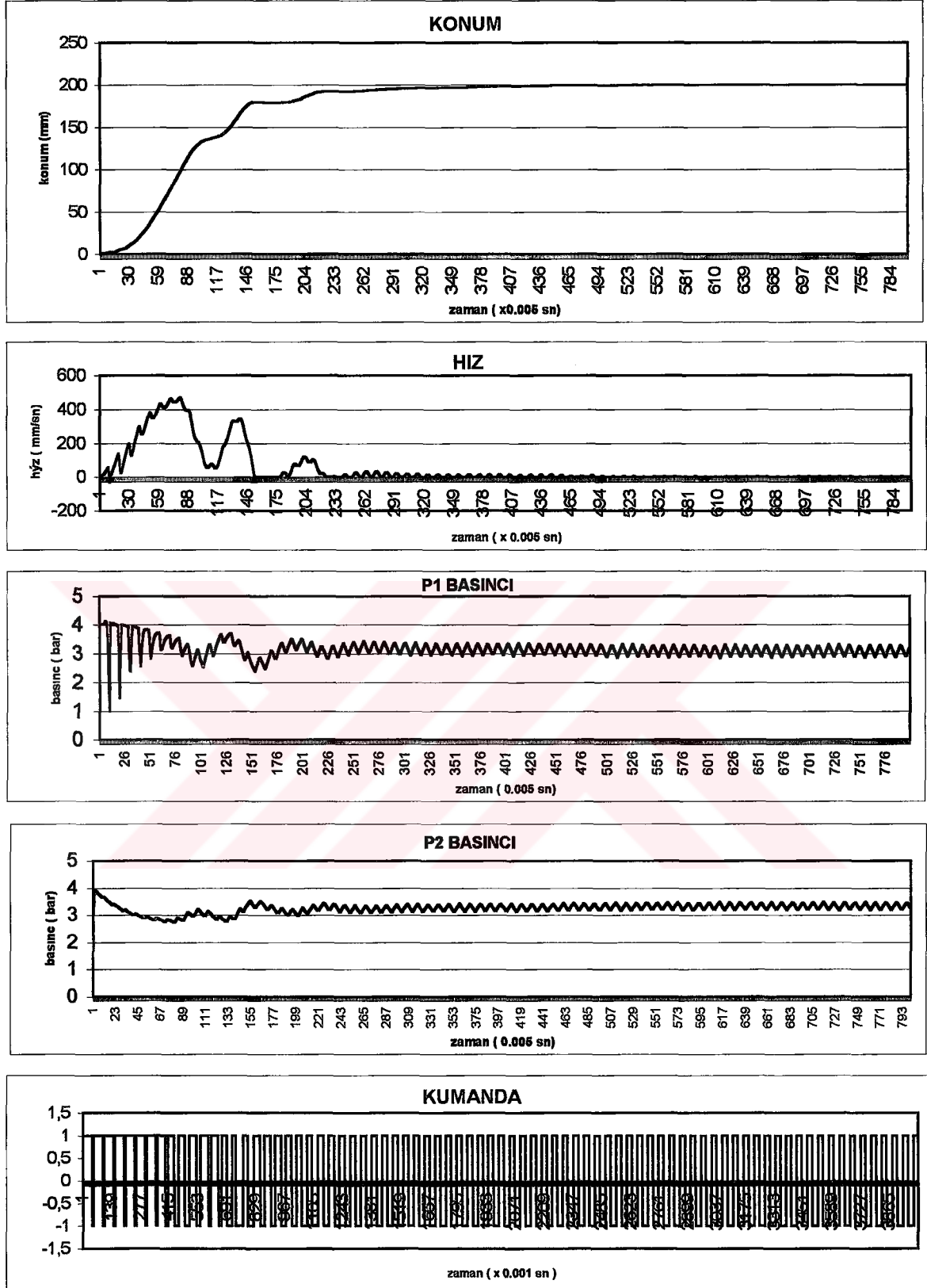
Şekil 5.11 Darbe Genişliği Modülasyonu : NP= 50 , Kp=10, Kv=0



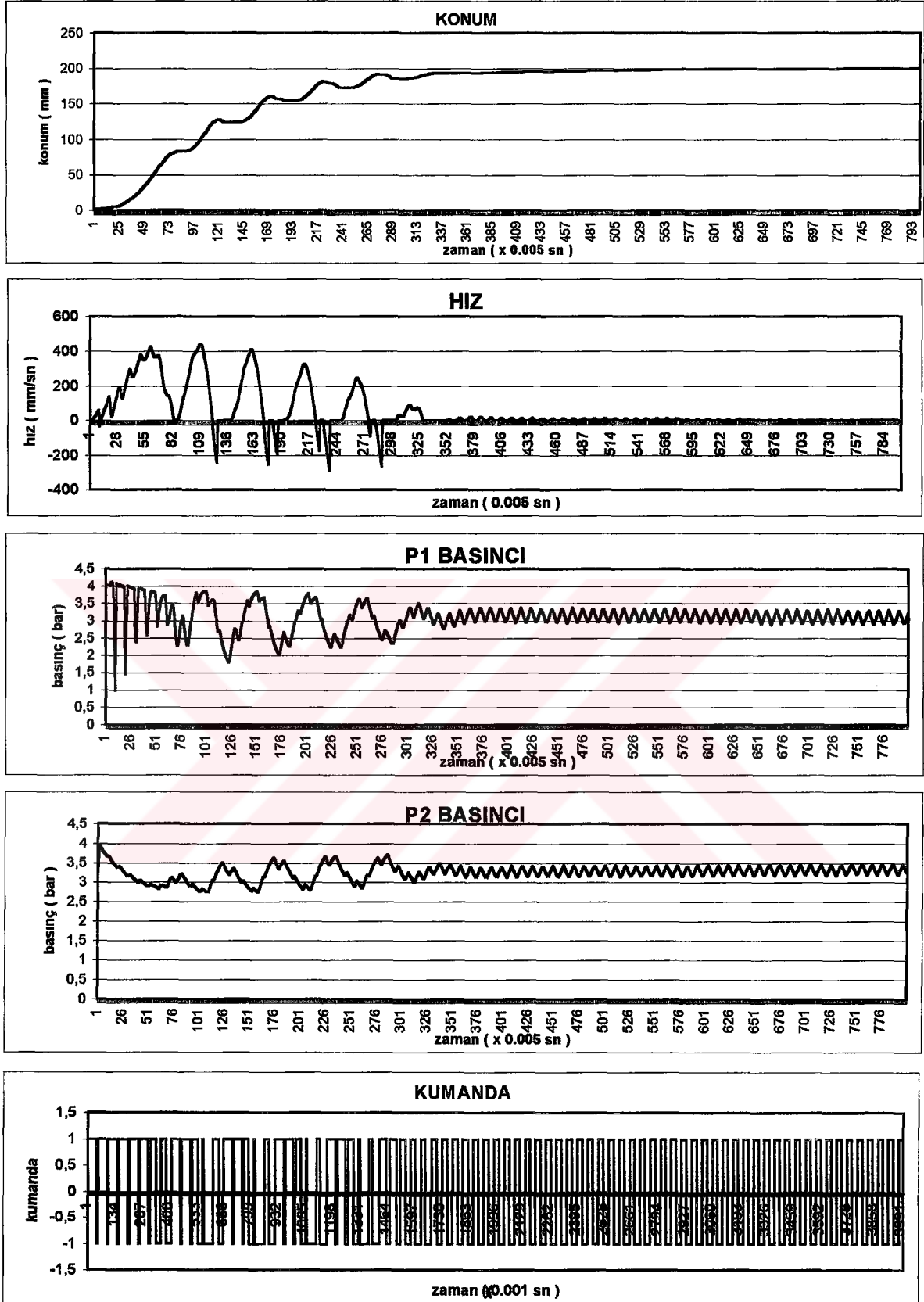
Şekil 5.12 Darbe Genişliği Modülasyonu : NP=50 Kp=15, Kv= 0



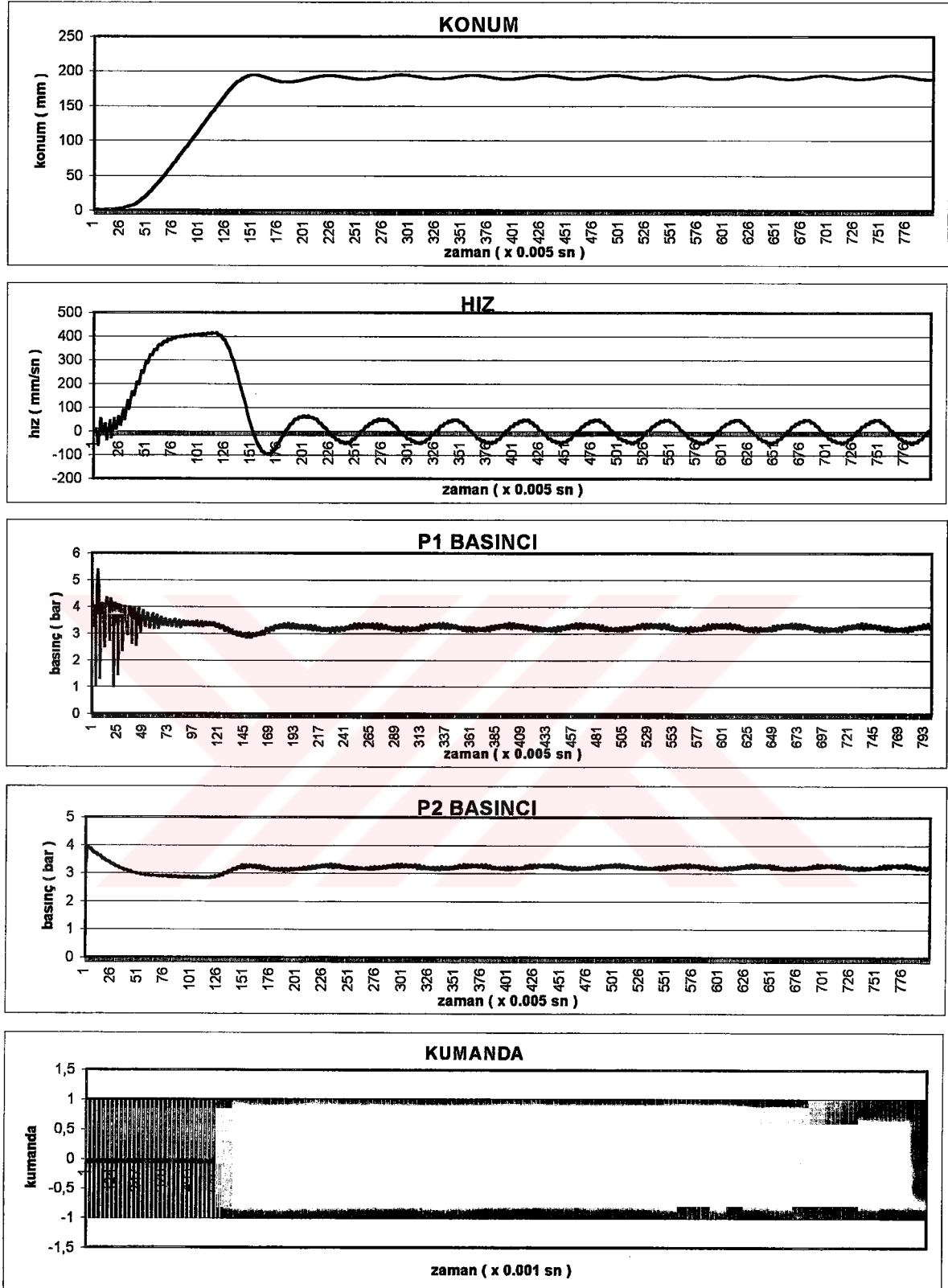
Şekil 5.13 Darbe Genişliği Modülasyonu : NP=50 Kp=15, Kv= 0.01



Şekil 5.14 Darbe Genişliği Modülasyonu : NP=50 Kp=15, Kv= 0.05



Şekil 5.15 Darbe Genişliği Modülasyonu : NP=50, Kp=15, Kv=0.1



Şekil 5.16 Darbe Genişliği Modülasyonu : NP=20, Kp=15, Kv=0.005

6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER:

6.1 GİRİŞ

Bu çalışmada , çift etkili pnömatik bir silindirin dinamik davranışının 4. mertebe durum uzayı denklemleriyle, bilgisayar benzetimi yapılmış, ikili valf modellemesi ile ikili kontrol ve darbe genişliği modülasyonu kontrol algoritmaları , oransal valf modellemesi ile de basınç geribeslemeli PD kontrol algoritmaları denenmiştir. Elde edilen sonuçlar karşılaştırmalı olarak irdelenmiştir. Benzetim modelinde deneysel sistem parametreleri ve başlangıç şartları kullanılarak gerçek sistemi yansıtır hale getirilmiştir.

6.2 REFERANS KONUM ETRAFINDA DAVRANIŞ:

İkili kontrole kontrol edilen sistem referansa büyük bir hız ve efektif basınç kuvveti etkisi altında ulaşmakta, anahtarlama, referans konumu hemen geçince yapılmasına rağmen, zayıf sönümleme ve zaman sabiti tipindeki basınç değişimleri nedeniyle atalet kuvvetleri etkisi altında büyük aşma genliği oluşmaktadır. Sistem bu nedenlerle sürekli salınım yapmakta ve konum kontrolü sağlanamamaktadır. Sistem ölü bölge aralığı artırılarak durdurulabilir. Fakat ölü bölge aralığı büyük seçildiğinde, bu aralık içerisinde kontrol sinyali referans konuma ulaşmadan sıfırlanarak, valfler kapatılacağından, hız düşürülecektir. Ölü bölge aralığı büyük tutulduğunda büyük konum hataları ile durma sağlanacaktır.

Valf kesit alanının kontrol sinyaliyle orantılı olarak değişimi , oransal valf modeli ile denenmiş, **PD kontrol** ve basınç geri beslemesinin etkisini görebilmek için aynı kontrol algoritmasında **basınç geribeslemesi** uygulaması yapılmıştır. Basınç geribeslemesi ve hız geribeslemesi olmasa dahi yalnız Kp kazancının uygun seçimiyle dahi küçük ölü bölge uygulaması ile aşma olmaksızın konum kontrolü

sağlanabilmektedir. Kp kazancının artırılması sistem cevap hızını artırmakta fakat sistem titreşmektedir. Hızlı ve titreşimsiz bir konum kontrolü amacıyla hız geribeslemesi yapıldığında Kv'nin hız hatasını ve aşma genliğini azaltma etkisi ve referansa ulaşırken hız geribeslemesi etkisi ile kontrol sinyali değeri ve valf kesit alanları azalmaktadır. Sonuçta salınımsız ve hassas konum kontrolü sağlanabilmektedir. Basınç geribeslemesi ile salınımsız ve daha çabuk durma sağlanmakta, basınç hatası sıfırlanmaya çalışılmaktadır. Konum hatası hızın sıfır olduğu noktada konum ve basınç hata sinyali bileşenleri kontrol sinyalini sıfırlamakta ve valfler kapatılmaktadır. Basınç farkı oluşsa bile statik sürtünmeyi yenemediğinden referans konumdan uzakta durma olmaktadır.

Hız Geri Beslemeli İkili Kontrol algoritması İkili Kontrol algoritmasına hız geri beslemesi eklenerek elde edilir. Kv kazancı hızı azaltıcı bir etkiye sahiptir. İkili kontrolde referans konum yüksek bir hızla geçilmektedir. Hız geri beslemeli ikili kontrol'de sistem performansı Kv kazancına ,sürtünme bileşenlerine ve ölü bölge aralığına bağlı olmaktadır. Küçük Kv değerlerinde sistem ikili kontrole benzer şekilde salınımlı hareket etmektedir. Kv kazancının artırılmasıyla anahtarlama sayısı artmakta sistem küçük aşma genliğine sahip birkaç salınımdan sonra seçilen ölü bölge aralığında durmaktadır. Ölü bölge aralığının büyük seçilmesi anahtarlama sayısını göreceli olarak azaltmakla birlikte durma daha kısa sürede olmakta fakat konum hassasiyeti azalmaktadır. Ölü bölge çok küçük seçildiğinde anahtarlama sayısı referans konum civarında çok fazla artmakta sistem ölü bölge aralığında durmaktadır. Sistem Hız geribeslemeli ikili kontrolde referans konuma ilerlerken anahtarlama yapmakta , oluşan titreşim kütle ve sürtünme etkisiyle sönümlenmektedir. Sistemin referans konuma ilerlerken anahtarlama yapması sistem hızını azaltıcı bir etkidir.

Bu kontrol algoritmasında Kv kazancının daha fazla artırılması ile referansa ulaşılırken daha fazla anahtarlama ile aşma olmaksızın durduğu görülür. Sistem anahtarlama eğrisi boyunca ve referansa yaklaşırken daha sık anahtarlama yaparak durur. Sistem bu durumda **Kayan Rejimli Kontrol** moduna girer. Kayan rejimli kontrol'e geçiş bir kritik Kv değerinden sonra olur. Kv 'nin bu kritik değerinden büyük seçilmesi halinde anahtarlama sayısının artarak daha güçlü frenlemelerle referans konuma hareket edildiği ve ölü bölge içerisinde durduğu görülür. Anahtarlama sayısının bu şekilde artması sistem hızını etkilemekte ve sistem referans konuma

daha uzun sürede ulaşmakta fakat daha geniş parametre değişim aralığına duyarlı kalmaktadır. Benzer şekilde oluşan titreşimler kütle ve sürtünme kuvvetleri tarafından yutulmaktadır.

Darbe Genişliği Modülasyonunda pulse periyodunun uygun seçilmesi bu kontrol algoritmasını etkin kılmaktadır. Pulse periyodu sabit sayıda hesap adımından oluşmakta ve hata sinyali bu periyod başlangıcında hesaplanmakta valflerin periyod boyunca ne kadar süre açık veya kapalı kalacağı bir fonksiyon yardımıyla hesaplanmaktadır. Referans konuma hareket edilirken azalan konum hatası nedeniyle valfin besleme basıncına açık kalma süresi azalmakta, ayrıca anahtarlama nedeniyle basınç değişimleri ve titreşimler oluşmaktadır. K_p kazancı uygun seçildiği takdirde hareket istenilen hassasiyette referans konum civarında aşma olmaksızın durmakta, K_p büyük seçildiğinde aşma oluşmakta, durmanın olduğu noktada referansa ulaşması basıncın büyük periyodlu değişimler olması ve statik sürtünme etkisi ile çok uzun sürmektedir. Kontrol algoritmasına hız geribeslemesi ilave edildiğinde aşma olmaksızın durmakta, K_v kazancının daha fazla artırılması halinde sistem referansa hareket ederken büyük salınımlar oluşmakta ve durma daha uzun sürede olmaktadır. Referans konum civarında valflerin aç – kapa yapmasıyla oluşan basınç değişimlerinin oluşturabileceği titreşimler kütle tarafından yutulmaktadır.

6.3 SONUÇLAR VE ÖNERİLER:

Yapılan simülasyon denemelerinde, ikili kontrolün referans konum civarında sabit genlikli sürekli salınımına neden olduğu görülmüştür. Valf kesit alanlarının kontrol sinyali ile orantılı değişiminin modellendiği PD kontrolde kazançların uygun seçilmesiyle hızlı ve konum kontrol hassasiyeti yüksek sonuçlar elde edilmiştir. Basınç geri beslemesi titreşimsiz bir hareket sağlamakta, uygun kazanç seçimi aşma olmaksızın hassas konum kontrolü sağlamaktadır. Hız geri beslemeli ikili kontrolde kazançların uygun seçilmesi küçük genlikli birkaç salınımlı sönümlü titreşimle hızlı ve hassas konum kontrolü sağlamaktadır. Referans bölge civarında ölü bölge aralığının azaltılması konum hassasiyetini artırmakla birlikte titreşimin, anahtarlama sayısının ve bu aralık içerisinde durma zamanının artmasına neden olur. Kayan rejimli kontrolde aşma olmadan ölü bölge aralığında durma sağlanır. K_v kazancının

artması anahtarlama sayısını artırarak daha sık dur-kalkla ve daha uzun sürede durmayı sağlar. Sistem bu şekilde parametre değişimlerine karşı daha duyarsız davranmakta , zayıf sönümlemeye karşı sistem katılığı artmaktadır. Darbe genişliği modülasyonunda referans konuma hareket edilirken kayan rejimli kontrolde olduğu gibi titreşim oluşmakta , kütle ile sürtünme kuvvetleriyle bu titreşimler sönümlenmektedir. Daha küçük puls periyodlarının seçilmesi titreşim sayısını artırmakta fakat daha küçük aşmayla durma sağlanmaktadır. Hız geri beslemesi aşma olmadan durmayı sağlamakta, büyük kazanç seçimlerinde büyük genlikli salınımlarla referansa oturmaktadır. Hız geri beslemeli ikili kontrol , kayan rejimli kontrol , darbe genişliği modülasyonu ikili valflerle hassas konum kontrolünü , oransal valflerle kontrol edilen sistemde olduğu gibi sağlar. Konum hassasiyeti ve durma zamanı kazançlara, puls periyoduna ve ölü bölge aralığına bağlı olmaktadır.

Sistemlerin değişik kontrol uygulamaları için performanslarını elde etmek amacıyla sistemin bilgisayar benzetiminin yapılması gerçek sistem kontrol tasarımına yardımcı olmaktadır. Bilgisayar benzetiminin başarısı gerçek sistem dinamik modellemesinin doğruluğuna, sayısal integrasyon metoduna, gerçek sistem parametrelerinin doğru seçilmiş olmasına, gerçek sisteme yaklaşımların doğruluğuna v.b. bağlı olmaktadır. Bilgisayar benzetimi yoluyla gerçek sistem performansı çok küçük sapmalarla elde edilebilmektedir. Bununla birlikte simülasyon yoluyla gerçek sistem performansını birebir elde etmek mümkün olmamaktadır. Buna neden , örneğin simülasyon yoluyla konum kontrolü başarımlı denenen pnömatik sistemin reel sistem dinamiğinde sürtünme kuvvetlerinin zamana bağlı nolineer dinamik karakteristiğinin modellemesinin mümkün olmaması, üç boyutlu ve zamana bağlı akış basınç kayıplarının ve ısı kayıplarının modellemesinin mümkün olamaması gibi nedenlerdir. Bununla birlikte doğru yaklaşımlar gerçeğe çok yakın sonuçların elde edilmesini mümkün kılar. Kompleks ve çok değişkenli sistem kontrol tasarımlarında simülasyon yöntemleri büyük kolaylık sağlamakta ve ek fazla bir maliyet getirmemektedir.

KAYNAKLAR

- [1] **Koç , İ. M. ,** 1998 . Hassas ve katı pnömatik konum kontrolü ,Yüksek Lisans Tezi , İ.T.Ü. Fen Bilimleri. Enstitüsü ,İstanbul .
- [2] **Şekercioğlu, H.,** 1997 . Pnömatik konum kontrolü, Lisans Tezi, İ.T.Ü. Makina Fakültesi, İstanbul.
- [3] **Lai, J.Y., Menq ,C.H. ,Sing ,R.,** 1990 . Accurate position control of a pneumatic actuator , Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control , **112** , 734 –739.
- [4] **Liu , S. , Bobrow ,J.E. ,**1988 . An analysis of a pneumatic servo system and its application to a computer – controlled robot , Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control , **110**, 228 – 235.
- [5] **Royston, T. , Sing , R. ,** 1993 . Development of a pulse – width modulated pneumatic rotary valve for actuator position control “ , Journal of Dynamic Systems, Measurement , and Control , **115**, 495 – 505.
- [6] **Wang, Y.T., Sing, R. ,** 1987 . Frequency response of a nonlinear pneumatic system , Journal of Applied Mechanics , **54** , 209 – 214.
- [7] **Schroder, L.E., Sing, R. ,**1993 . Experimental study of friction in a pneumatic actuator at constant velocity , Journal of Dynamic Systems, Measurement , and Control , **115**, 575 – 577.
- [8] **Pandian, S.R.,Hayakawa, Y., Kanazawa,Y.,Kamoyama,Y., Kawamura, S.,** 1997 . Practical design of a sliding mode controller for pneumatic actuators , Journal of Dynamic Systems, Measurement , and Control , **119**, 666 – 674 .
- [9] **Wu ,S.G.,Chen, W.L.,**1988 .Analysis and PID controller design of PWM systems , Journal of Dynamic Systems, Measurement , and Control , **110**, 355 – 360.
- [10] **Wang ,Y.T.,Sing , R.,** 1986 . Pneumatic chamber nonlinearities , Journal of Applied Mechanics , **53** , 956 – 958 .
- [11] **Drakunov, S.V., Utkin , V. I. ,** 1992. Sliding mode control in dynamic systems , Int. Journal of Control , **55**,No. 4, 1029 – 1037 .

- [12] **Venkataraman, S.T., Gulati, S.,** 1993 . Control of nonlinear systems using terminal sliding modes , Journal of Dynamic Systems, Measurement , and Control , **115**, 554 – 560 .
- [13] **White , B.A.,** 1983 . Reduced-order switching functions in variable – structure control systems , IEE PROC. Control Theory and Applications, **130** , Pt. D ,No. 2, 33-40 .
- [14] **Gamble, J.B. Vaughan , N.D.,** 1996 . Comparison of sliding mode control with state feedback and PID control applied to a proportional solenoid valve , Journal of Dynamic Systems, Measurement , and Control , **118**, 434 – 438.
- [15] **Lin,F.J., Chiu,L.,** 1998 . Adaptive fuzzy sliding – mode control for PM synchronous servo motor drives , IEE PROC. Control Theory and Applications , **145** , Pt. D , No.1, 63-72 .
- [16] **Hwang, C.L.,** 1996 . Sliding mode control using time –varying switching gain and boundary layer for electrohydraulic position and differential pressure control ,IEE PROC. Control Theory and Applications ,**143** , Pt. D , No.4, 325-332 .
- [17] **Tang , J., Walker, G. ,** 1995 . Variable structure control of a pneumatic actuator , Journal of Dynamic Systems, Measurement , and Control ,**117**, 88 – 92 .
- [18] **Franklin,G.F.,Powell ,J.D.,Naidu , A.E. ,** 1994 . Feedback Control of Dynamic Systems , Addison –Wesley Publishing Company, New-York.
- [19] **White , F.M.,** 1986 . Fluid Mechanics , Mc Graw –Hill , New-York.
- [20] **Houghton, E.L., Carpenter , P.W.,** 1993 . Aerodynamics for Engineering Students , London .
- [21] **Derusso ,P.M. ,Roy , R.J.,Close ,C.M. ,** 1965 . State Variables for Engineers, John Wiley & Sons. Inc. , New-York.

EK A

RUNGA- KUTTA IV SAYISAL İNTEGRASYON METODU

Dijital bilgisayarların gelişimi ile matematiksel simülasyon uygulamalarında artmıştır. Matematiksel simülasyonun iyi sonuçlar vermesi uygulanacak sayısal çözüm yöntemlerinede bağlı olmaktadır.

n değişkenli , birinci dereceden diferansiyel denklem formu ;

$$\dot{x}_1 = \frac{dx_1}{dt} = f_1(t, x_1, x_2, \dots, x_n)$$

$$\dot{x}_2 = \frac{dx_2}{dt} = f_2(t, x_1, x_2, \dots, x_n)$$

.

$$\dot{x}_n = \frac{dx_n}{dt} = f_n(t, x_1, x_2, \dots, x_n)$$

şeklindedir. Bu çalışmada durum denklemlerinin integrasyonunda Runge – Kutta IV metodu kullanılmıştır.

t_J anındaki başlangıç değerleri ;

$$x_i(t_J) = x_{i,J} \quad (i= 1,2,\dots,n)$$

$t_J + h = t_{J+1}$ anındaki değerler

$$x_i(t_J + \Delta t) = x_i(t_J + h) = x_{i,J+1} \quad \text{olmak üzere;}$$

$$x_i(t_J + h) = x_{i,J+1} = x_{i,J} + \Delta x_i h$$

$$\Delta x_i = \frac{1}{6}(K_{1i} + 2K_{2i} + 2K_{3i} + K_{4i})$$

$$K_{1i} = f_i(t_J, x_{1J}, x_{2J}, \dots, x_{nJ})$$

$$K_{2i} = f_i(t_J + \frac{1}{2}h, x_{1J} + \frac{1}{2}hK_{11}, x_{2J} + \frac{1}{2}hK_{12}, \dots, x_{nJ} + \frac{1}{2}hK_{1n})$$

$$K_{3i} = f_i(t_J + \frac{1}{2}h, x_{1J} + \frac{1}{2}hK_{21}, x_{2J} + \frac{1}{2}hK_{22}, \dots, x_{nJ} + \frac{1}{2}hK_{2n})$$

$$K_{4i} = f_i(t_J + h, x_{1J} + hK_{31}, x_{2J} + hK_{32}, \dots, x_{nJ} + hK_{3n})$$

dir. Hesaplama için başlangıç şartlarının bilinmesi gerekir. Bu algoritmayla bir sonraki adım hesaplanır ve bu adım , sonraki adım için başlangıç değerleri kabul edilir.

EK B

DARBE GENİŞLİĞİ MODÜLASYONU BİLGİSAYAR PROGRAMI

```
C ARDISIK ISLEMLI PNOMATİK SILINDIRDE KONUM KONTROLU
C DEGİSKENLER :
C PB BESLEME BASINCI
C PATM ATMOSFER BASINCI
C P1 SILINDIRIN BIRINCI HAZNESINDEKI BASINC
C P2 SILINDIRIN IKINCI HAZNESINDEKI BASINC
C A1 SILINDIRIN BIRINCI HAZNESINDEKI PISTON ALANI
C A2 SILINDIRIN IKINCI HAZNESINDEKI PISTON ALANI
C K ÖZGÜL ISILAR ORANI
C R GAZ SABITI(287 J/KG/K)
C M1T BIRINCI VANADAN GIREN KUTLESEL DEBI
C M2T IKINCI VANADAN CIKAN KUTLESEL DEBI
C B SURTUNME SABITI
C M SILINDIR UCUNDAKI KUTLE
C T ZAMAN
C SICAK SICAKLIK
C FR SILINDIR UCUNA ETKIYEN DIRENC KUVVETI
C HIZ PISTONUN HERHANGI BIR ANDAKI HIZI
C X(1)=Y X(2)=Y TUREVI (YT) X(3)=P1 X(4)=P2
EXTERNAL SYST
DIMENSION X(4),XT(4),VX1(4000),VX2(4000),VX3(4000),VX4(4000)
DIMENSION VT(4000),VU(4000)
COMMON U,FR,V10,V20,P10,P20,PATM,PB,A1,A2,R,K,S,SICAK,PKR,SCKOK
COMMON M,B,X10,X1REF,X20,FE,FS,X2MIN
COMMON DELP,DELN,AKP,AKV
COMMON N,ALFA,NP,IALFA
REAL K
C SISTEM PARAMETRELERININ OKUNMASI
C WRITE(*,*)'SIRASIYLA M,B VE FR DEGERLERINI GIRINIZ'
C READ(*,*)
M=10
B=100
FR=0
NP=50
C FR=200000*3.1416*(.032**2)/4
C WRITE(*,*)FR
C WRITE(*,*)D,SILINDIR CAPINI,DR,PISTON KOLU CAPINI GIRINIZ'
C READ(*,*)
D=.032
DR=0
A1=3.1416*(D**2)/4
A2=3.1416*(D**2-DR**2)/4
WRITE(*,*)A1,A1,A2,A2
FS=A1*100000
C WRITE(*,*)'S VANA ACIKLIGI DEGERINT'
C WRITE(*,*)' GIRINIZ'
C READ(*,*)S
S=6E-6
PB=400000
PATM=100000
SICAK=293
SCKOK=SQRT(SICAK)
K=1.4
R=287
```

```

        PKR=(2/(K+1))**(K/(K-1))
C      WRITE(*,*)'X1REF GIDILECEK KONUMU, BASLANGIC KONUMUNU VE STROKU'
C      WRITE(*,*)'YAZINIZ'
C      READ(*,*)
        X1REF=.2
        X10=.001
        STROK=.5
C      WRITE(*,*)'EP PISTON KALINLIGINI GIRINIZ'
C      READ(*,*)
        EP=.01
        X20=STROK-X10-EP
        V10=A1*X10
        V20=A2*X20
        WRITE(*,*)'V10=','V10',' V20=','V20
C      SISTEM PARAMETRELERININ EKRANA YAZILMASI
        WRITE(*,*)'M=','M',' B=','B',' FR=','FR
        WRITE(*,*)'A1=','A1',' A2=','A2',' V10=','V10',' V20=','V20
        WRITE(*,*)'R=','R',' K=','K',' SICAKLIK=','SICAK',' PATM=','PATM
        WRITE(*,*)'PB BESLEME BASINCI=','PB',' S=','S
        WRITE(*,*)'X10=','X10','X1REF=','X1REF
        WRITE(*,*)'
53      FORMAT(1H0,F12.4)
        OPEN(2,FILE='X1.DIF',ACCESS='SEQUENTIAL',STATUS='OLD')
        OPEN(3,FILE='X2.DIF',ACCESS='SEQUENTIAL',STATUS='OLD')
        OPEN(4,FILE='X3.DIF',ACCESS='SEQUENTIAL',STATUS='OLD')
        OPEN(5,FILE='X4.DIF',ACCESS='SEQUENTIAL',STATUS='OLD')
        OPEN(6,FILE='T.DIF',ACCESS='SEQUENTIAL',STATUS='OLD')
        OPEN(7,FILE='U.DIF',ACCESS='SEQUENTIAL',STATUS='OLD')
        WRITE(*,*)'      SIMULASYON PARAMETRELERI'
C      WRITE(*,*)'H HESAP ADIMINI GIRINIZ'
C      READ(*,*)
        H=.001
        KK=4000
C      WRITE(*,*)'      BASLANGIC KOSULLARI'
C      WRITE(*,*)'P10 I GIRINIZ'
C      READ(*,*)
        P10=400000
        P20=P10*A1/A2
        X(1)=X10
        X(2)=0
        X(3)=P10
        X(4)=P20
        DELP=.005
        DELN=-.005
        WRITE(*,*)'KATSAYILAR AKP,AKV GIRINIZ'
        READ(*,*)AKP,AKV
110      CONTINUE
        EP=0
        DO 41 J=1,4000
            VT(J)=0
            VX1(J)=0
            VX2(J)=0
            VX3(J)=0
            VX4(J)=0
            VU(J)=0
41      CONTINUE
        J=0
        T=0
        N=0
C      KONTROL KURALI
10      CONTINUE
        E=X1REF-X(1)
        DEP=(E-EP)/H
        U=AKP*E+AKV*DEP
        IF(U.GT.1)THEN
            U=1.
        GOTO 300

```

```

ENDIF
IF(U.LT.-1)THEN
U=-1.
GOTO 300
ENDIF
U=AKP*E+AKV*DEP
300 ALFA=.5+.4*U
IALFA=ALFA*NP
320 IF(N.LT.IALFA)THEN
U=1
C WRITE(*,*)ALFA=',ALFA,'IALFA=',IALFA,'N=',N,'NP=',NP
C PAUSE
GOTO 49
ENDIF
CONTINUE
U=-1
49 FE=A1*X(3)-A2*X(4)
IF(X(2).LT.X2MIN)THEN
IF(ABS(FE).LT.FS)THEN
X(2)=0
GOTO 77
ENDIF
ENDIF
77 CONTINUE
T=T+H
J=J+1
VT(J)=T
VX1(J)=X(1)*1000
VX2(J)=X(2)*1000
VX3(J)=X(3)/100000
VX4(J)=X(4)/100000
VU(J)=U
CALL RKIV(SYST,X,XT,T,H)
N=N+1
IF(J.LE.KK)THEN
IF(N.LE.NP)THEN
GOTO 320
ENDIF
N=0
EP=E
GOTO 10
ENDIF
WRITE(2,*)'VX1='
WRITE(2,11)(VX1(J),J=1,4000,5)
WRITE(3,*)'VX2='
WRITE(3,11)(VX2(J),J=1,4000,5)
WRITE(4,*)'VX3='
WRITE(4,11)(VX3(J),J=1,4000,5)
WRITE(5,*)'VX4='
WRITE(5,11)(VX4(J),J=1,4000,5)
WRITE(6,*)'VT='
WRITE(6,11)(VT(J),J=1,4000,5)
WRITE(7,*)'VU='
WRITE(7,11)(VU(J),J=1,4000)
11 FORMAT(F12.4)
STOP
END
C SISTEM DENKLEMLERINI KULLANARAK RUNGE KUTTA IV SAYISAL
C INTEGRASYON METODU
C ILE X VEKTORUNU OLUSTURAN ALT PROGRAM
SUBROUTINE RKIV(SYST,X,XT,T,H)
DIMENSION X(4),XT(4)
DIMENSION F1(4),F2(4),F3(4),F(4),DP(4)
COMMON U,FR,V10,V20,P10,P20,PATM,PB,A1,A2,R,K,S,SICAK,PKR,SCKOK
COMMON M,B,X10,X1REF,X20,FE,FS,X2MIN
COMMON DELP,DELN,AKP,AKV
COMMON N,ALFA,NP,IALFA

```

```

HH=0.5*H
TT=T
CALL SYST(X,XT)
DO 1 I=1,4
  F1(I)=H*XT(I)
1  F(I)=X(I)+0.5*F1(I)
  TT=T+HH
  CALL SYST(F,DP)
  DO 2 I=1,4
    F2(I)=H*DP(I)
2  F(I)=X(I)+0.5*F2(I)
  CALL SYST(F,DP)
  DO 3 I=1,4
    F3(I)=H*DP(I)
3  F(I)=X(I)+F3(I)
  TT=T+H
  CALL SYST(F,DP)
  DO 4 I=1,4
    F(I)=H*DP(I)
4  X(I)=X(I)+(F1(I)+2*F2(I)+2*F3(I)+F(I))/6
  RETURN
END
C  SISTEM DENKLEMLERINI OLUSTURAN ALT PROGRAM
  SUBROUTINE SYST(X,XT)
  DIMENSION X(4),XT(4)
  COMMON U,FR,V10,V20,P10,P20,PATM,PB,A1,A2,R,K,S,SICAK,PKR,SCKOK
  COMMON M,B,X10,X1REF,X20,FE,FS,X2MIN
  COMMON N,ALFA,NP,IALFA
  C=(2*1.4)/(287*.4)
  E1=2/1.4
  E2=2.4/1.4
  IF(U)34,35,36
35 CONTINUE
  Y1=0
  Y2=0
  GOTO 100
36 CONTINUE
  POR=X(3)/PB
  IF (POR.LE.0.528) THEN
    Y1=.0405*PB*U
    GOTO 40
  ENDIF
  IF (POR.GT.(0.528).AND.POR.LT.1) THEN
    E3=C*(POR**E1-POR**E2)
    CM=SQRT(E3)
    Y1=CM*PB*U
    GOTO 40
  ENDIF
  E3=0
  CM=SQRT(E3)
  Y1=CM*PB*U
40 CONTINUE
  POR=PATM/X(4)
  IF (POR.LE.0.528) THEN
    Y2=.0405*X(4)*(-U)
    GOTO 50
  ENDIF
  IF (POR.GT.(0.528).AND.POR.LT.1) THEN
    E3=C*(POR**E1-POR**E2)
    CM=SQRT(E3)
    Y2=CM*X(4)*(-U)
    GOTO 50
  ENDIF
  E3=0
  CM=SQRT(E3)
  Y1=CM*PB*(-U)
50 CONTINUE

```

```

34      GOTO 100
      CONTINUE
      POR=PATM/X(3)
      IF (POR.LE.0.528) THEN
        Y1=.0405*X(3)*U
        GOTO 60
      ENDIF
      IF (POR.GT.(0.528).AND.POR.LT.1) THEN
        E3=C*(POR**E1-POR**E2)
        CM=SQRT(E3)
        Y1=CM*X(3)*U
        GOTO 60
      ENDIF
      E3=0
      CM=SQRT(E3)
      Y1=CM*PB*U
60      CONTINUE
      POR=X(4)/PB
      IF (POR.LT.0.528) THEN
        Y2=.0405*PB*(-U)
        GOTO 70
      ENDIF
      IF (POR.GT.(0.528).AND.POR.LT.1) THEN
        E3=C*(POR**E1-POR**E2)
        CM=SQRT(E3)
        Y2=CM*PB*(-U)
        GOTO 70
      ENDIF
      E3=0
      CM=SQRT(E3)
      Y1=CM*PB*(-U)
70      CONTINUE
      GOTO 100
100     TER=287*293*0.51/SCKOK*S
      XT(1)=X(2)
      IF(X(2).NE.0)THEN
        XT(2)=-B/M*X(2)+A1/M*X(3)-A2/M*X(4)-SIGN((FR/M),X(2))
        GOTO 165
      ENDIF
      IF(X(2).EQ.0.AND.ABS(FE).LT.FS)THEN
        XT(2)=A1/M*X(3)-A2/M*X(4)-FE/M
        GOTO 165
      ENDIF
      IF(X(2).EQ.0.AND.ABS(FE).GT.FS)THEN
        XT(2)=A1/M*X(3)-A2/M*X(4)-SIGN((FS/M),FE)
        GOTO 165
      ENDIF
165     XT(3)=(1.4/(X10+X(1)))*(-X(2)*X(3)+(TER/A1*Y1))
      XT(4)=(1.4/(X20-X(1)))*(X(2)*X(4)+(TER/A2*Y2))
      RETURN
      END

```

EK C

BASINÇ GERİBESLEMELİ PD KONTROL ,HIZ GERİBESLEMELİ İKİLİ KONTROL , KAYAN REJİMLİ KONTROL BİLGİSAYAR PROGRAMI:

```
C   ARDISIK ISLEMLI PNOMATIK SILINDIRDE KONUM KONTROLU
C   DEGISKENLER :
C   PB           BESLEME BASINCI
C   PATM         ATMOSFER BASINCI
C   P1           SILINDIRIN BIRINCI HAZNESINDEKI BASINC
C   P2           SILINDIRIN IKINCI HAZNESINDEKI BASINC
C   A1           SILINDIRIN BIRINCI HAZNESINDEKI PISTON ALANI
C   A2           SILINDIRIN IKINCI HAZNESINDEKI PISTON ALANI
C   K           ÖZGÜL ISILAR ORANI
C   R           GAZ SABITI(287 J/KG/K)
C   M1T         BIRINCI VANADAN GIREN KUTLESEL DEBI
C   M2T         IKINCI VANADAN CIKAN KUTLESEL DEBI
C   B           SURTUNME SABITI
C   M           SILINDIR UCUNDAKI KUTLE
C   T           ZAMAN
C   SICAK        SICAKLIK
C   FR          SILINDIR UCUNA ETKİYEN DIRENC KUVVETI
C   HIZ         PISTONUN HERHANGİ BİR ANDAKİ HIZI
C   X(1)=Y   X(2)=Y TUREVİ (YT)   X(3)=P1   X(4)=P2
C   EXTERNAL SYST
C   DIMENSION X(4),XT(4),VX1(4000),VX2(4000),VX3(4000),VX4(4000)
C   DIMENSION VT(4000),VU(4000)
C   COMMON U,FR,V10,V20,P10,P20,PATM,PB,A1,A2,R,K,S,SICAK,PKR,SCKOK
C   COMMON M,B,X10,X1REF,X20,FS,FE,X2MIN
C   COMMON DELP,DELN,AKP,AKV,AKB
C   REAL K
C   SISTEM PARAMETRELERİNİN OKUNMASI
C   WRITE(*,*)SIRASIYLA M,B VE FR DEGERLERİNİ GIRINIZ'
C   READ(*,*)
C   M=10
C   B=100
C   FR=0
C   FR=200000*3.1416*(.032**2)/4
C   WRITE(*,*)FR
C   WRITE(*,*)D,SILINDIR CAPINI,DR,PISTON KOLU CAPINI GIRINIZ'
C   READ(*,*)
C   D=.032
C   DR=0
C   A1=3.1416*(D**2)/4
C   A2=3.1416*(D**2-DR**2)/4
C   WRITE(*,*)A1=A1,A2=A2
C   FS=A1*100000
C   WRITE(*,*)S VANA ACIKLIGI DEGERINI'
C   WRITE(*,*) GIRINIZ'
C   READ(*,*)S
C   S=6E-6
C   PB=400000
C   PATM=100000
C   SICAK=293
C   SCKOK=SQRT(SICAK)
C   K=1.4
C   R=287
C   PKR=(2/(K+1))**(K/(K-1))
C   WRITE(*,*)X1REF GIDILECEK KONUMU, BASLANGIC KONUMUNU VE STROKU'
C   WRITE(*,*)YAZINIZ'
C   READ(*,*)
C   X1REF=.2
C   X10=.001
```

```

STROK=.5
C WRITE(*,*)'EP PISTON KALINLIGINI GIRINIZ'
C READ(*,*)
EP=.01
X20=STROK-X10-EP
V10=A1*X10
V20=A2*X20
WRITE(*,*)'V10=','V10',' V20=','V20
C SISTEM PARAMETRELERININ EKRANA YAZILMASI
WRITE(*,*)'M=','M',' B=','B',' FR=','FR
WRITE(*,*)'A1=','A1',' A2=','A2',' V10=','V10',' V20=','V20
WRITE(*,*)'R=','R',' K=','K',' SICAKLIK=','SICAK',' PATM=','PATM
WRITE(*,*)'PB BESLEME BASINCI=','PB',' S=','S
WRITE(*,*)'X10=','X10','X1REF=','X1REF
WRITE(*,*)'
53 FORMAT(IH0,F12.4)
OPEN(2,FILE='X1.DIF',ACCESS='SEQUENTIAL',STATUS='OLD')
OPEN(3,FILE='X2.DIF',ACCESS='SEQUENTIAL',STATUS='OLD')
OPEN(4,FILE='X3.DIF',ACCESS='SEQUENTIAL',STATUS='OLD')
OPEN(5,FILE='X4.DIF',ACCESS='SEQUENTIAL',STATUS='OLD')
OPEN(6,FILE='T.DIF',ACCESS='SEQUENTIAL',STATUS='OLD')
OPEN(7,FILE='U.DIF',ACCESS='SEQUENTIAL',STATUS='OLD')
WRITE(*,*)'      SIMULASYON PARAMETRELERI'
C WRITE(*,*)'H HESAP ADIMINI GIRINIZ'
C READ(*,*)
H=.001
KK=4000
C WRITE(*,*)'      BASLANGIC KOSULLARI'
C WRITE(*,*)'P10 I GIRINIZ'
C READ(*,*)
P10=400000
P20=P10*A1/A2
X(1)=X10
X(2)=0
X(3)=P10
X(4)=P20
X2MIN=.05
WRITE(*,*)'      KONTROL KURALINI SEÇİNİZ'
WRITE(*,*)'IK (1,2) GIRINIZ'
READ(*,*)IK
DELP=.0002
DELN=-.0002
IF(IK.EQ.1) THEN
WRITE(*,*)'      IKILI KONTROL '
GOTO 110
ENDIF
IF(IK.EQ.2) THEN
WRITE(*,*)'      ORANSAL-TÜREVSEL BASINÇ KONTROLÜ '
WRITE(*,*)'KATSAYILARI AKP,AKV,AKB GIRINIZ'
READ(*,*)AKP,AKV,AKB
GOTO 110
ENDIF
110 CONTINUE
EP=0
DO 41 J=1,4000
VT(J)=0
VX1(J)=0
VX2(J)=0
VX3(J)=0
VX4(J)=0
VU(J)=0
41 CONTINUE
J=0
T=0
10 CONTINUE
E=X1REF-X(1)
EB=X(4)*A2/A1-X(3)

```

```

FE=A1*X(3)-A2*X(4)
IF(X(2).LT.X2MIN)THEN
IF(ABS(FE).LT.FS)THEN
X(2)=0
GOTO 77
ENDIF
ENDIF
77 CONTINUE
CALL CONTROL(E,EP,EB,H,IK)
T=T+H
J=J+1
VT(J)=T
VX1(J)=X(1)*1000
VX2(J)=X(2)*1000
VX3(J)=X(3)/100000
VX4(J)=X(4)/100000
VU(J)=U
CALL RKIV(SYST,X,XT,T,H)
IF(J.LE.KK)GOTO 10
WRITE(2,*)VX1=
WRITE(2,11)(VX1(J),J=1,4000,5)
WRITE(3,*)VX2=
WRITE(3,11)(VX2(J),J=1,4000,5)
WRITE(4,*)VX3=
WRITE(4,11)(VX3(J),J=1,4000,5)
WRITE(5,*)VX4=
WRITE(5,11)(VX4(J),J=1,4000,5)
WRITE(6,*)VT=
WRITE(6,11)(VT(J),J=1,4000,1)
WRITE(7,*)VU=
WRITE(7,11)(VU(J),J=1,4000)
11 FORMAT(F12.4)
STOP
END
C SISTEM DENKLEMLERINI KULLANARAK RUNGE KUTTA IV SAYISAL INTEGRASYON
C METODU ILE X VEKTORUNU OLUSTURAN ALT PROGRAM
SUBROUTINE RKIV(SYST,X,XT,T,H)
DIMENSION X(4),XT(4)
DIMENSION F1(4),F2(4),F3(4),F(4),DP(4)
COMMON U,FR,V10,V20,P10,P20,PATM,PB,A1,A2,R,K,S,SICAK,PKR,SCOK
COMMON M,B,X10,X1REF,X20,FS,FE,X2MIN
COMMON DELP,DELN,AKP,AKV,AKB
HH=0.5*H
TT=T
CALL SYST(X,XT)
DO 1 I=1,4
F1(I)=H*XT(I)
1 F(I)=X(I)+0.5*F1(I)
TT=T+HH
CALL SYST(F,DP)
DO 2 I=1,4
F2(I)=H*DP(I)
2 F(I)=X(I)+0.5*F2(I)
CALL SYST(F,DP)
DO 3 I=1,4
F3(I)=H*DP(I)
3 F(I)=X(I)+F3(I)
TT=T+H
CALL SYST(F,DP)
DO 4 I=1,4
F(I)=H*DP(I)
4 X(I)=X(I)+(F1(I)+2*F2(I)+2*F3(I)+F(I))/6
RETURN
END
C SISTEM DENKLEMLERINI OLUSTURAN ALT PROGRAM
SUBROUTINE SYST(X,XT)
DIMENSION X(4),XT(4)

```



```

COMMON U,FR,V10,V20,P10,P20,PATM,PB,A1,A2,R,K,S,SICAK,PKR,SCKOK
COMMON M,B,X10,X1REF,X20,FS,FE,X2MIN
C=(2*1.4)/(287*.4)
E1=2/1.4
E2=2.4/1.4
IF(U)34,35,36
35 CONTINUE
Y1=0
Y2=0
GOTO 100
36 CONTINUE
POR=X(3)/PB
IF (POR.LE.0.528) THEN
Y1=.0405*PB*U
GOTO 40
ENDIF
IF (POR.GT.(0.528).AND.POR.LT.1) THEN
E3=C*(POR**E1-POR**E2)
CM=SQRT(E3)
Y1=CM*PB*U
GOTO 40
ENDIF
E3=0
CM=SQRT(E3)
Y1=CM*PB*U
40 CONTINUE
POR=PATM/X(4)
IF (POR.LE.0.528) THEN
Y2=.0405*X(4)*(-U)
GOTO 50
ENDIF
IF (POR.GT.(0.528).AND.POR.LT.1) THEN
E3=C*(POR**E1-POR**E2)
CM=SQRT(E3)
Y2=CM*X(4)*(-U)
GOTO 50
ENDIF
E3=0
CM=SQRT(E3)
Y1=CM*PB*(-U)
50 CONTINUE
GOTO 100
34 CONTINUE
POR=PATM/X(3)
IF (POR.LE.0.528) THEN
Y1=.0405*X(3)*U
GOTO 60
ENDIF
IF (POR.GT.(0.528).AND.POR.LT.1) THEN
E3=C*(POR**E1-POR**E2)
CM=SQRT(E3)
Y1=CM*X(3)*U
GOTO 60
ENDIF
E3=0
CM=SQRT(E3)
Y1=CM*PB*U
60 CONTINUE
POR=X(4)/PB
IF (POR.LT.0.528) THEN
Y2=.0405*PB*(-U)
GOTO 70
ENDIF
IF (POR.GT.(0.528).AND.POR.LT.1) THEN
E3=C*(POR**E1-POR**E2)
CM=SQRT(E3)
Y2=CM*PB*(-U)

```

```

GOTO 70
ENDIF
E3=0
CM=SQRT(E3)
Y1=CM*PB*(-U)
70  CONTINUE
GOTO 100
100  TER=287*293*0.51/SCKOK*S
XT(1)=X(2)
IF(X(2).NE.0)THEN
XT(2)=-B/M*X(2)+A1/M*X(3)-A2/M*X(4)-SIGN((FR/M),X(2))
GOTO 165
ENDIF
IF(X(2).EQ.0.AND.ABS(FE).LT.FS)THEN
XT(2)=A1/M*X(3)-A2/M*X(4)-FE/M
GOTO 165
ENDIF
IF(X(2).EQ.0.AND.ABS(FE).GT.FS)THEN
XT(2)=A1/M*X(3)-A2/M*X(4)-SIGN((FS/M),FE)
GOTO 165
ENDIF
165  XT(3)=(1.4/(X10+X(1)))*(-X(2)*X(3)+(TER/A1*Y1))
XT(4)=(1.4/(X20-X(1)))*(X(2)*X(4)+(TER/A2*Y2))
RETURN
END
SUBROUTINE CONTROL(E,EP,EB,H,IK)
COMMON U,FR,V10,V20,P10,P20,PATM,PB,A1,A2,R,K,S,SICAK,PKR,SCKOK
COMMON M,B,X10,X1REF,X20,FS,FE,X2MIN
COMMON DELP,DELN,AKP,AKV,AKB
*****
İKİLİ KONTROL , HIZ GERİ BESLEMELİ İKİLİ KPONTROL, KAYAN REJİMLİ
KONTROL
*****
IF(IK.EQ.1)THEN
DEP=(E-EP)/H
U=AKP*E+AKV*DEP
IF(E.LT.DELP.AND.E.GT.DELN)THEN
U=0.
GOTO 120
ENDIF
IF(E)45,55,65
45  U=-1
GOTO 120
55  U=0
GOTO 120
65  U=1
GOTO 120
ENDIF
*****
BASINÇ GERİ BESLEMELİ PD KONTROL
*****
IF(IK.EQ.2)THEN
DEP=(E-EP)/H
U=AKP*E+AKV*DEP+AKB*EB
IF(U.GT.1)THEN
U=1.
GOTO 120
ENDIF
IF(U.LT.-1)THEN
U=-1.
GOTO 120
ENDIF
120  CONTINUE
EP=E
RETURN
END

```

ÖZGEÇMİŞ

1970 yılında Çorum’ da doğdu. İlkokulu 1980 yılında Çorum – Alaca , Sakarya İlkokulunda bitirdi. 1983 yılında Çorum – Alaca , Şehit Nedim Tuğaltay Lisesi ortaokul kısmından, 1986 yılında aynı lisenin, lise kısmınından mezun oldu. Aynı yıl ÖSY sınavlarında , İ.T.Ü. Uçak ve Uzay Bilimleri Fakültesi , Uzay Bilimleri ve Teknolojisi Bölümünü kazandı ve aynı bölümden 1991 yılında mühendis unvanı ile mezun oldu. Lisans tez çalışması “ Magneto-Hidrodinamik Tepki ile Tahrik ” konuludur.

