

75565

ELEKTROHİDROLİK BİR SİSTEMİN GERÇEĞE YAKIN
KONUM KONTROLU

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mak. Müh. Erdem ALTUĞ

75565

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 19 Ocak 1998

Tezin Savunulduğu Tarih : 9 Şubat 1998

Tez Danışmanı : Doç. Dr. Kenan KUTLU

Diğer Jüri Üyeleri : Prof. Dr. Can ÖZSOY

: Doç. Dr. Aydın HIZAL

İ.İ. T.Ü. F. B. E. N. S. T. İ. T. Ü. S. Ü.
DOKÜMANLARIN KAYIT BÜROSU

ŞUBAT 1998

ÖNSÖZ

Hidrolik konum kontrolu konusunda yapılan bu çalışmada çeşitli kontrol algoritmaları kullanılarak hidrolik sistemin konum kontrolu gerçekleştirilmiştir. Sistemin simülasyonu için Matlab programlama diliyle bir program yazılmıştır.

Çalışmalarım boyunca her türlü konuda yardımlarını esirgemeyen Sayın Hocam Doç.Dr. Kenan KUTLU' ya teşekkürü bir borç bilirim. Ayrıca bulanık kontrol konusunda çalışmalarına destek veren Sayın Dr. Şenis ERTUĞRUL Hanıma ve tez çalışmam boyunca fikirlerinden yararlandığım Ar.Gör. Yük. Mak.Müh. Sayın R. Mustafa BECAN' a teşekkür ederim.

Şubat 1998

Erdem ALTUĞ

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa No</u>
ÖNSÖZ	ii
SEMBOL LİSTESİ	v
ŞEKİL LİSTESİ	vi
TABLO LİSTESİ	viii
ÖZET	ix
SUMMARY	x
BÖLÜM 1 GİRİŞ	1
1.1 Konuyla İlgili Daha Önce Yapılmış Çalışmalar	3
BÖLÜM 2 HİDROLİK SİSTEMİN ÖZELLİKLERİ VE ELEMANLARI	5
2.1 Hidrolik Akışkanın Sıkıştırılabilirliği ve Eşdeğer Esneklik Modülü	5
2.2 Hidrolik Devre Elemanları	10
2.2.1 Pompalar	10
2.3 Hidrolik Valfler	12
2.3.1 Emiyet valfi	12
2.3.2 Yön denetim valfleri	12
2.3.2.1 Sıfır boşluklu sürgülü valf	14
2.3.2.2 Negatif boşluklu sürgülü valf	15
BÖLÜM 3 HİDROLİK SİSTEMİN MATEMATİK MODELİ	16
3.1 Sistem Denklemleri	17
3.2 Sistemin Boyut Analizi	21
3.3 Debi Denklemleri	23
3.3.1 Sıfır boşluklu valfli model	24
3.3.2 Negatif boşluklu valfli model	25
BÖLÜM 4 HİDROLİK SİSTEMİN SİMÜLASYONU	28
4.1 Simülasyon Çalışması	28
4.2 PD Etkili Kontrol	29

4.3	Sürekli Titreşim Yöntemi	30
4.4	PD Etkili Kontrol Organının Ayar Değerlerinin Belirlenmesi	31
4.5	PD+D ² Etkili Kontrol	38
4.6	İkili Kontrol	40
BÖLÜM 5	BULANIK (FUZZY) MANTIK	43
5.1	Giriş	43
5.2	Doğal Mantık	44
5.3	Tarihçe	44
5.4	Bulanık Küme Kavramı	45
5.4.1	Geleneksel mantık ile karşılaştırma	45
5.4.2	Bulanık mantıkta küme kavramı	45
5.4.3	Bulanık mantıkta küme işlemleri	46
5.5	Üyelik Fonksiyonları	49
5.6	Üyelik İşlevlerinin Özellikleri	50
5.7	Bulanık Kontrol Sisteminin Yapısı	51
5.8	Bulanıklaştırma	51
5.9	Bulanık Kümeden Kesin Kümeye Geçiş	52
5.9.1	Durulaştırma	52
5.9.1.1	Durulaştırma yöntemleri	52
BÖLÜM 6	BULANIK KONTROL	57
SONUÇLAR		69
KAYNAKLAR		70
EK A		72
ÖZGEÇMİŞ		92

SEMBOL LİSTESİ

e		Hata
de		Hatanın türevi
uv		Valf kumanda değeri
M	[kg]	Kütle
V_1	[m ³]	Silindirin I. tarafındaki hacim
V_2	[m ³]	Silindirin II. tarafındaki hacim
P_s	[bar]	Besleme basıncı
P_t	[bar]	Tank basıncı
Q_1	[lt/sn]	Silindirin I. tarafındaki debi
Q_2	[lt/sn]	Silindirin II. tarafındaki debi
β_e	[N/m ²]	Eşdeğer esneklik modülü
L	[m]	Silindir stroku
X	[mm]	Valf pistonu yer değişimi
X_{max}	[mm]	Valf pistonunun maksimum yer değişimi
P_u	[sn]	Sürekli titreşim periyodu
K_a		İvme geri besleme katsayısı
d_1	[m]	Silindirin iç çapı
d_2	[m]	Silindir piston çubuğu çapı
u	[mm]	Negatif valf boşluğu
C_q		Valf boşalma katsayısı

ŞEKİL LİSTESİ

		<u>Sayfa No</u>
Şekil 1.1	Bir hidrolik kontrol sisteminin işleyiş şekli	2
Şekil 2.1	Kalın cidarlı silindir ve F kuvvetiyle hareket eden piston	6
Şekil 2.2	Farklı iki hacme sahip rijit kap	7
Şekil 2.3	Emniyet valfi	12
Şekil 2.4	Küresel elemanlı valf	13
Şekil 2.5	Silindirik elemanlı valf	13
Şekil 2.6	Sıfır boşluklu sürgülü valf	14
Şekil 2.7	Negatif boşluklu sürgülü valf	15
Şekil 3.1	Hidrolik sistem	17
Şekil 4.1	Sistemin sürekli titreşim cevap eğrisi	32
Şekil 4.2	Hidrolik sistemin PD etkili kontrol sonucu elde edilen cevap eğrileri	33
Şekil 4.3	Viskoz sürtünme katsayısının farklı değerleri için, PD etkili kontrol sonucu elde edilen cevap eğrileri	35
Şekil 4.4	Kütlenin farklı değerleri için, PD etkili kontrol sonucu elde edilen cevap eğrileri	37
Şekil 4.5	$PD+D^2$ ve PD etkili kontrol algoritmaları için sistemin cevap eğrileri	39
Şekil 4.6	Diferansiyel aralık	40
Şekil 4.7	Sistemin PD etkili ikili kontrol davranış eğrileri	42
Şekil 5.1	A bulanık kümesinin üyelik fonksiyonu	46
Şekil 5.2	A ve B kümelerinin birleşimi	47

Şekil 5.3	A ve B kümelerinin kesişimi	48
Şekil 5.4	Üçgen biçiminde üyelik fonksiyonu	49
Şekil 5.5	Yamuk şeklinde üyelik fonksiyonu	49
Şekil 5.6	Üyelik işlevi tanımları	50
Şekil 5.7	Bulanık kontrol sisteminin yapısı	51
Şekil 5.8	Maksimum yöntemi	53
Şekil 5.9	Ağırlık merkezi yöntemi	53
Şekil 5.10	Ağırlık ortalama yöntemi	54
Şekil 5.11	Üyelik işleminin en yüksek noktasının ortalaması	55
Şekil 5.12	Toplamların ortası	55
Şekil 6.1	Bulanık kontrolörün giriş ve çıkış değişkenleri	60
Şekil 6.2	Hata (e) için üyelik fonksiyonları	60
Şekil 6.3	Hatanın türevi (de) için üyelik fonksiyonları	61
Şekil 6.4	Kumanda (uv) için üyelik fonksiyonları	61
Şekil 6.5	Kontrol yüzey eğrisi	62
Şekil 6.6	Sistemin bulanık kontrol cevabı	63
Şekil 6.7	Sistemin bulanık ve PD etkili kontrol cevap eğrileri	64
Şekil 6.8	Kütlenin farklı değerleri için, bulanık kontrol sonucu elde edilen cevap eğrileri	65
Şekil 6.9	Viskoz sürtünme katsayısının farklı değerleri için, bulanık kontrol sonucu elde edilen cevap eğrileri	67

TABLO LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 4.1 Ziegler-Nichols titreşim yöntemine göre kontrol organı ayar Değerleri	31
Tablo 4.2 Sistem sabitleri tablosu	32
Tablo 4.3 PD etkili kontrolü sonucu elde edilen simülasyon sonuçları	34
Tablo 4.4 Farklı viskoz sürtünme katsayıları için, simülasyon sonuçları	34
Tablo 4.5 Farklı kütle değerleri için simülasyon sonuçları	36
Tablo 4.6 PD+D ² etkili kontrol sonucunda elde edilen simülasyon sonuçları	38
Tablo 4.7 PD etkili ikili kontrol sonucunda elde edilen simülasyon sonuçları	41
Tablo 6.1 PD tipi bulanık kontrolör karar tablosu	59
Tablo 6.2 Bulanık kontrol sonucunda elde edilen simülasyon sonuçları	62
Tablo 6.3 Farklı kütleler için simülasyon sonuçları	66
Tablo 6.4 Farklı sürtünme katsayıları için simülasyon sonuçları	68

ÖZET

Bu çalışmada dört yollu üç konumlu oransal valf kullanılarak hidrolik sistemin konum kontrolu gerçekleştirilmiştir. Sistemin kontrolunun gerçeğe yakın olabilmesi için her 5 milisaniyede bir sisteme kumanda gönderilmiştir. Sisteme PD, PD+D², PD etkili ikili ve bulanık kontrol algoritmaları uygulanmıştır.

Sistemin konum kontrolunun gerçekleştirilmesinde Matlab paket programından yararlanılmıştır. Aynı zamanda Fuzzy kontrolörün simülasyon parametrelerinin belirlenebilmesi için “Matlab Fuzzy Toolbox” tan yararlanılmıştır. Sisteme çeşitli kontrol algoritmaları uygulanmasıyla elde edilen simülasyon değerleri, yerleşme zamanı, yükselme zamanı, gecikme zamanı ve birim kumanda enerjisi bakımından karşılaştırılmış ve tablolar halinde verilmiştir.

Sistem dış etkilerden daha az etkilenir hale getirilerek, kütlenin ve viskoz sürtünme katsayısının farklı değerleri için cevap eğrileri çizdirilmiş ve tablolarda verilmiştir.

SUMMARY

REALISTIC SIMULATION OF POSITION CONTROL OF AN ELECTROHYDRAULIC SYSTEM

Fluid power systems are used in a wide variety of applications ranging from precision control systems, such as robotics and aerospace, to heavy industrial systems, such as forging presses and steel rolling mills, and mobile systems, such as agricultural machines and civil engineering plant. The relatively high power-to-weight ratio of electrohydraulics together with advantages of electronic signal processing produces a flexible and efficient means of power transfer and control.

In general the advantages of hydraulic components are:

Rapid response in changing speed or direction.

Good stiffness characteristics.

Zero backlash.

Low rate of wear.

Ease of accurate control of work table position and velocity.

In this study, position control of an electrohydraulic cylinder operated by an electrohydraulic proportional valve for different control strategies is investigated.

Before deriving the mathematical model, typical system components used in the electrohydraulic control system and their steady-state (pressure/flow) characteristics are discussed.

Bulk modulus is a measure of the compressibility of a fluid and inevitably required to calculate hydraulic undamped natural frequencies in a system.

The basic definition of fluid bulk modulus arises by considering the compression of a fluid initially at atmospheric pressure and volume V_1 to a new value V_2 at pressure P . Bulk modulus written as follows,

$$\beta = -V \frac{\Delta P}{\Delta V}$$

A mathematical model is derived for an asymmetric linear actuator including the compressibility of fluid and nonlinearity of the control valve.

The state space equations of the system using an underlapped valve are as follows:

$$\dot{X}_1 = X_2$$

$$\dot{X}_2 = (-B_v \cdot X_2 + A_1 \cdot X_3 - A_2 \cdot X_4 - F) / M$$

$$\dot{X}_3 = \frac{\beta}{A_1 \cdot X_1} (Q_1 - A_1 \cdot X_2)$$

$$\dot{X}_4 = \frac{\beta}{A_2 \cdot (L - X_1)} (A_2 \cdot X_2 - Q_2)$$

When the model is examined, we noticed that the variable coefficient have different degrees. Therefore, coefficients of pressure variables are too small according to others. To avoid the differences between coefficients, a dimensional scaling is realized. From this point of view, we described:

For variables of pressure

$$X_3^* = 10^{-5} X_3 \quad \Rightarrow \quad X_3 = 10^5 X_3^*$$

$$X_4^* = 10^{-5} X_4 \quad \Rightarrow \quad X_4 = 10^5 X_4^*$$

$$\dot{X}_3^* = 10^{-5} \dot{X}_3 \quad \Rightarrow \quad \dot{X}_3 = 10^5 \dot{X}_3^*$$

$$\dot{X}_4^* = 10^{-5} \dot{X}_4 \quad \Rightarrow \quad \dot{X}_4 = 10^5 \dot{X}_4^*$$

For flow terms

$$Q_1^* = 10^3 Q_1 \quad \Rightarrow \quad Q_1 = 10^{-3} Q_1^*$$

$$Q_2^* = 10^3 Q_2 \quad \Rightarrow \quad Q_2 = 10^{-3} Q_2^*$$

New Model

$$\dot{X}_1 = X_2$$

$$\dot{X}_2 = (10^5 X_3^* A_1 - 10^5 X_4^* - B_v X_2 - F_d) / M$$

$$\dot{X}_3^* = \frac{\beta \cdot 10^{-5}}{A_1 \cdot X_1} (10^{-3} Q_1^* - A_1 \cdot X_2)$$

$$\dot{X}_4^* = \frac{\beta \cdot 10^{-5}}{A_2 (L - X_1)} (A_2 \cdot X_2 - 10^{-3} Q_2^*)$$

where flow rates are nonlinear functions of the state variables, for example

for $uv \geq \delta$

$$Q_1 = k_1 (uv + \delta) \text{sign}(P_s - X_3) \sqrt{(P_s - X_3) \cdot \text{sign}(P_s - X_3)}$$

$$Q_2 = k_2 (uv + \delta) \text{sign}(X_4 - P_t) \sqrt{(X_4 - P_t) \cdot \text{sign}(X_4 - P_t)}$$

for $-\delta < uv < \delta$

$$Q_1 = k_1 (uv + \delta) \text{sign}(P_s - X_3) \sqrt{(P_s - X_3) \text{sign}(P_s - X_3)} \\ + k_4 (uv - \delta) \text{sign}(X_3 - P_t) \sqrt{(X_3 - P_t) \text{sign}(X_3 - P_t)}$$

$$Q_2 = k_2 (uv + \delta) \text{sign}(X_4 - P_t) \sqrt{(X_4 - P_t) \text{sign}(X_4 - P_t)} \\ + k_3 (uv - \delta) \text{sign}(P_s - X_4) \sqrt{(P_s - X_4) \text{sign}(P_s - X_4)}$$

for $uv \leq -\delta$

$$Q_1 = k_4 (uv - \delta) \text{sign}(X_3 - P_t) \sqrt{(X_3 - P_t) \text{sign}(X_3 - P_t)}$$

$$Q_2 = k_3(uv - \delta) \text{sign}(P_s - X_4) \sqrt{(P_s - X_4)\text{sign}(P_s - X_4)}$$

Then, PD control algorithm is applied the system (Figure 1). PD control term:

$$uv = K(y_{\text{ref}} - y) - K \tau_d \cdot \dot{y}$$

To calculate the control coefficients K and τ_d , we used the Ziegler_Nichols experimental method.

When we are degressed value of the K coefficients, we obtain slow but robots response.

In many cases, PD control algorithm is sufficient in the hydraulic position control systems. In order to improve dynamic response, the acceleration term can be added the control loop.

$$uv = K(y_{\text{ref}} - y) - K \tau_d \cdot \dot{y} - K_a \cdot \ddot{y}$$

Then, on-off control algorithms are applied to the system. e term with PD effect:

$$e = K(y_{\text{ref}} - y) - \tau_d \dot{y}$$

$$e < -d \quad uv = -1$$

$$e = 0 \quad uv = 0$$

$$e > d \quad uv = 0$$

FUZZY CONTROL

The human being, when making decisions, tends to work with vague or imprecise concepts which can often be expressed linguistically. For example, a human operator, when controlling a process usually encounters complex patterns of quantitative conditions, which are difficult to interpret accurately. The magnitude of the measurement is usually described as fast, big, slow, high etc.

As the strategy he uses is vague and qualitatively described, the use of the “ Fuzzy Set Theory” in such an investigation is self evident. This way of modeling the decision-making process has been proposed by Zadeh (1968) and is based on the theory of approximate reasoning which enables certain classes of linguistic statements to be treated mathematically. Some investigations revealed that incorporating human intelligence with microcomputers into control systems would be a more efficient solution, and this led to the development of fuzzy control algorithms (Mamdani , 1974).

Conventional control algorithms can be developed by the transfer function of the process. However in practice, it is not always easy to describe an engineering system by means of discrete transfer functions so as to realize ideal compensation. Since the development of microprocessors in 1970's, microprocessor based controllers have come more popular. One obvious reason is that the microprocessors can be used to implement intelligent control algorithms to cope with varying environments as a result of load disturbances, process nonlinearities, and changes of plant parameters.

Since its introduction by Mamdani and Assilian (1975), fuzzy controllers have been successfully implemented in many test cases and in actual industrial applications (Pappis and Mamdani, 1977; Umbers and King, 1980; Tong, Beck and Latten, 1980), Its performance is dependent upon the availability of a reliable linguistic control strategy which is not always easily formulated.

Fuzzy controller offers the following advantages:

- 1- They do not require a detailed mathematical model to formulate the algorithms.
- 2- Because both error and change of the error are required to evaluate the control input, the fuzzy controller has more adaptive capability.
- 3- By using the different set of control rules, the fuzzy controller can operate for a large range of inputs.

A fuzzy control algorithm consists of situation and action pairs. Conditional rules expressed in IF and Then statements are generally used. For example, the control rule might be, for a single input single output system.

If the error is big positive (BP) AND change of error is medium positive (MP)
THEN the input to the system is medium negative (NM)

If the error is small negative (NS) AND change of error is medium positive (PM) THEN the input to the system is medium (NM),

where, e is difference between the process output (y) and the set-point (y_{ref}),
 $e = y_{ref} - y$, change of error $de = e(k) - e(k-1)$.

For the defining control input to the controller (uv), the fuzzy reasoning algorithm is used in the following way :

- 1- For each element in the table 1 the related membership functions have to be calculated for e and de .

2- For each control rule the membership function is calculated as,

$$\mu_1(e, de) = \min[\mu(e), \mu(de)]$$

3- The related command value uv is calculated using defuzzification process.

Decision table for error (e) and change of error (de) is given Table 1.

Table 1 Decision table for error(e) and change of error(de)

$de \backslash e$	NB	NM	NS	ZE	PS	PM	PB
PB	ZE	PS	PM	PB	PB	PB	PB
PM	NS	ZE	PS	PM	PB	PB	PB
PS	NM	NS	ZE	PS	PM	PB	PB
ZE	NB	NM	NS	ZE	PS	PM	PB
NS	NB	NB	NM	NS	ZE	PS	PM
NM	NB	NB	NB	NM	NS	ZE	PS
NB	NB	NB	NB	NB	NM	NS	ZE

BÖLÜM 1

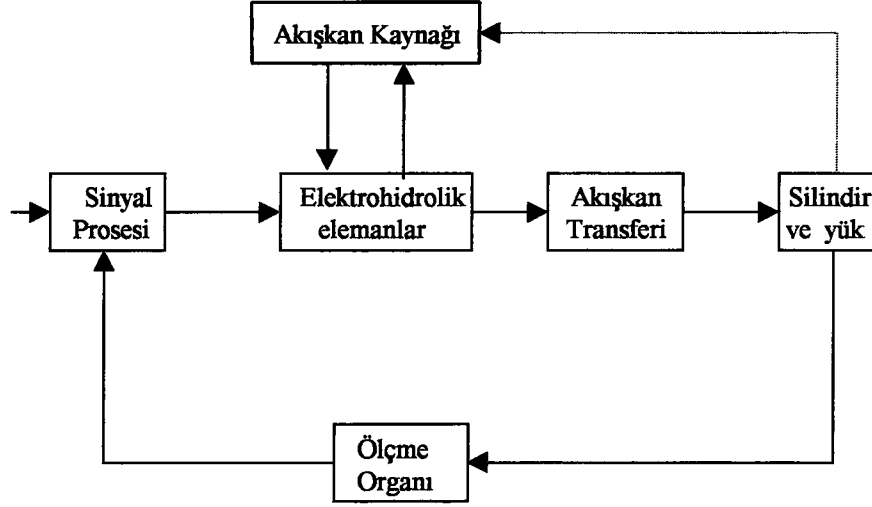
GİRİŞ

Hidrolik sistemlerden madencilik sanayi otomotiv endüstrisi, robot teknolojisi, takım tezgahları, çelik sanayii, ziraat makineleri, genel üretim havacılık, uzay teknolojisi, deniz altı araştırmaları, ulaşım denizcilik teknolojisi ve deniz dibi gaz ve petrol araştırmaları gibi birçok sahada yararlanılır. Hidrolik sistemleri tercih sebebi kılan özellikler şu şekilde sıralanabilir[1].

- Küçük hacimde büyük kuvvetler ve momentler elde edilir.
 - Hidrolik elemanların yapıları küçük ve esnektir.
 - Dururken tam yükte harekete geçmek mümkündür.
 - Hidrolik akışkanın yağlayıcı etkisinden dolayı ayrıca bir yağlama donanımına gerek yoktur. Ayrıca hidrolik akışkan sistem içindeki ısıyı taşıdığı için bir ısı değiştiricisi görevi görür.
 - Hız kuvvet ve momentin kademesiz olarak kolayca ayarlanması mümkündür.
 - Hidrolik sistemlerde yüksek basınçlarda büyük kuvvet ve momentler elde etmek mümkündür.
 - Yüksek basıncın meydana getireceği olumsuz etkiler sisteme ilave edilen basınç kontrol valfi ile giderilebilir.
 - Sistem aşırı yük durumundan korunabilir.
 - Çok hızlı ve çok yavaş hızların kademesiz olarak ayarlanması mümkündür.
 - Hidrolik sistemlerle çok hassas kontrol gerçekleştirilebilir.
- Diğer taraftan hidrolik sistemlerin bazı dezavantajları vardır.
- Hidrolik yağın ısıya karşı direncinin düşük olması durumunda yağ alev alabilir.
 - Yüksek basınçlarda çalışıldığından hidrolik sistemin yüksek basınçlardan doğan hasarlara karşı korunması gerekir.

- Boru bağlantılarının sağlam ve sızdırmaz olmasına dikkat edilmelidir.

Şekilde 1.1 de bir hidrolik kontrol sistemine ait genel işleyiş şekli verilmiştir[2].



Şekil 1.1 Bir hidrolik kontrol sisteminin işleyiş şekli

Hidrolik konum kontrolü, hızlı cevap, küçük hacimlerde güç sağlayabilme ve küçük stroklardada kontrol uygulayabilme özelliklerinden dolayı birçok endüstriyel alanlarda kullanılmaktadır. Hidrolik konum kontrolünde amaç, sistemi istenilen konuma kararlı şekilde kabul edilen toleranslar dahilinde getirmektir. Yapılan işin özelliğine bağlı olarak sistemin aşma yapmaması, minimum zamanda minimum enerji harcaması istenir. Bütün bunların olabilirliği ölçme elemanının hassasiyetine, kontrol organının cinsine ve algoritmasına bağlıdır.

Hidrolik konum kontrol sisteminde, yağ haznesi, elektrik motoru, ve hidrolik pompadan oluşan bir besleme ünitesi, kontrolün gerçekleştirildiği hidrolik valf, doğrusal hareketi sağlayan silindir, kontrol organı ve ölçme elemanları mevcuttur.

Elektrohidrolik konum kontrolü, genellikle elektrohidrolik servovalflerle gerçekleştirilmektedir. Fakat pahalı olmaları ve ortam şartlarından çabuk etkilenmeleri nedeni ile endüstriyel ve mobil uygulamalarda kullanımları sınırlanmıştır. Oransal valfler servovalflere göre daha ucuz fakat hassasiyeti daha düşüktür. Oransal valfler genel amaçlı kullanımları düşünülerek üretildikleri için frekans cevabı 10 Hz civarındadır. Servovalflerde bu değer 30 Hz mertebindedir. Oransal valfler servo valf ile on-off valfler arasındaki boşluğu doldurmak için alternatif bir yöntem olarak geliştirilmişlerdir[3].

1.1 Konu ile İlgili Daha Önce Yapılmış Çalışmalar

CHEN, SHIH [4], Hidrolik değişken yüke maruz servo silindirin, kişisel bilgisayarla, bulanık-PID kontrolör kullanarak, konum kontrolünü gerçekleştirmişlerdir. Deneysel çalışma sonucunda, değişken yüke maruz lineer olayan zaman ayarlı hidrolik sistemin kontrolunda önerilen bulanık-PID kontrolörün mümkün olan çözümlerden biri olduğunu göstermişlerdir.

ZHAO, VIRVALO [5], Değişken yüke maruz bir hidrolik servo sistemde, bulanık kontrol ile sistemin konum ve hız cevaplarını incelemişler, bulanık kontrol algoritması kullanılarak kontrol edilen sistemin, kütlenin değişiminden az etkilendiğini göstermişlerdir.

BOVERIE, DEMAYA, LEQUELLEC, TITLI [6], Yüksek dereceden sistemler için bulanık kontrol algoritması geliştirmişler . Bu algoritmanın farklı sistemler için geçerli olduğunu açıklamışlardır.

JINGHONG, ZHAONENG, YUANZHANG [7], Hidrolik sistemlerde eşdeğer esneklik modülünün basınçla değişimini incelemişlerdir. Eşdeğer esneklik modülünün basınca duyarlı bir modelinden çeşitli formlar türetmişler ve parametre tanımlamasını formüle eden yöntemi geliştirdiler. Gerçek hidrolik sistemlerde farklı yük basınçlarında eşdeğer esneklik modülünün değerini hesaplamışlardır.

VILENIUS [8], Bir elektrohidrolik servo sistemin duyarlılık analizini gerçekleştirmiştir. Ele aldığı sistemde, dizayn parametrelerinin (design parameters) etkilerini incelemiştir.

KUTLU [9], Elektrohidrolik sisteme PD ve PD+D² kontrol algoritmalarını deneysel olarak uygulayarak erişme zamanı, enerji tüketimi ve yerleşme zamanı yönünden karşılaştırmıştır. Sonuç olarak, ivme geri beslemesinin sistemi hızlandırdığı ve enerji tüketiminin daha az olduğu gösterilmiştir.

KUTLU [10], Hidrolik konum kontrol sisteminin, ikili bir yön valfi ile kontrolunu gerçekleştirmiştir. Sistemin dördüncü dereceden modeli elde etmiş, modeldeki bütün terimlerin etkisinin daha iyi görülebilmesi için ölçeklendirme yapılmıştır. Sistemin kontrolu için gerekli olan sistem durum ve giriş matrislerinin bulunabilmesi için ölçeklendirilmiş nonlinear model lineerleştirilmiştir.

BECAN [11], Hidrolik sistemin, yön denetim valfi kullanarak konum ve hız kontrolunu gerçekleştirmiştir.



BÖLÜM 2

HİDROLİK SİSTEMİN ÖZELLİKLERİ VE ELEMANLARI

2.1. Hidrolik Akışkanın Sıkıştırılabilirliği ve Eşdeğer Esneklik Modülü

Akışkanlar sıkıştırılabilme özelliğine sahiptir. Bu özellik hidrolik sistem dinamiğini etkileyen önemli bir faktördür. Sıkıştırılabilirlik, basınç ve sıcaklığa bağlı bir özelliktir. Genel olarak sıcaklığın artması ile artar, basıncın artması ile azalır. 20-70 °C arasında sıcaklığın etkisi çok azdır. Basınçla olan ilgisi ise 300 bar' a kadar doğrusaldır, her 50 bar için başlangıç hacmi % 0.36 kadar küçülür[12].

Sıkıştırılabilirlik darbeler karşısında sönümleyici etki yapmasına karşın uzun stroklu silindirlerin durmasında salınım ve darbelere yol açar. Ani basınç ve kuvvet değişimlerinde hareketin kesikli ve titreşimli bir hal almasına neden olur. Bütün hidrolik sistemlerde kütle ile akışkan arasında salınıma neden olan bir etkileşim mevcuttur. Salınımlar sistemin dinamik performansını etkileyen önemli bir faktördür.

Akışkanın sıkıştırılabilirliği esneklik modülü (β) ile tanımlanır. Değeri arttıkça hidrolik akışkanın rijitliği artar. Esneklik modülü sıkıştırılabilirliğin tersidir. Hidrolik sistemin doğal frekansı esneklik modülüne bağlı olarak hesaplanır.

Kalın cidarlı bir silindir içerisinde V hacmindeki akışkana, F kuvveti ile ΔP basınç farkı oluşacak biçimde bir etki edildiğinde akışkan hacminin 2.1 nolu ifadeye göre sıkıştığı görülür (Şekil 2-1).

$$\frac{\Delta V}{V} = -\frac{\Delta P}{\beta} \quad (2.1)$$

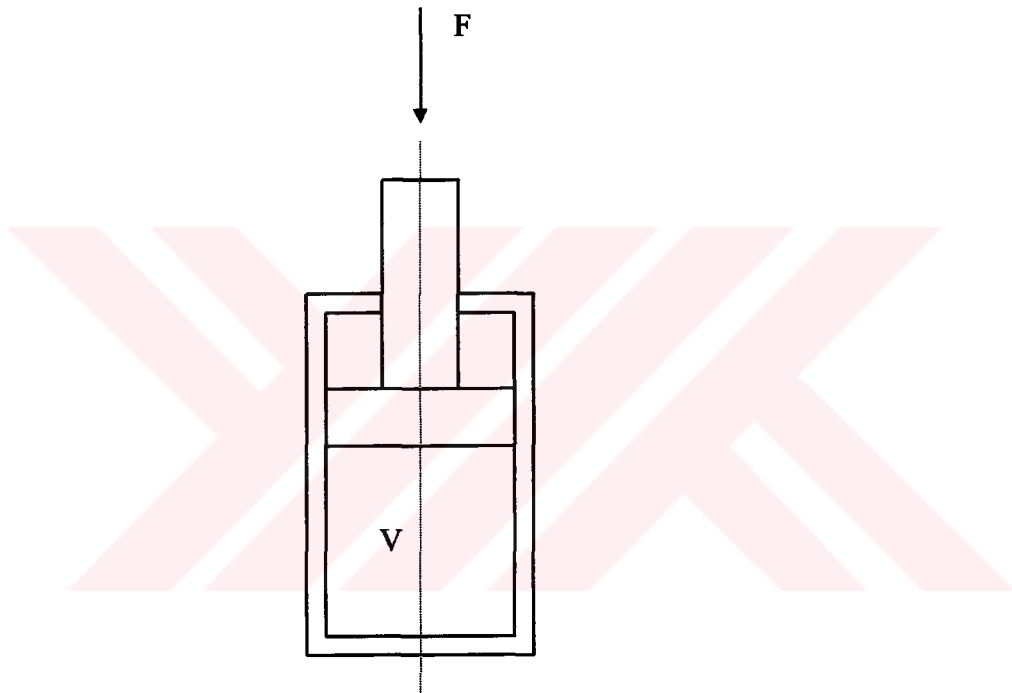
$$\beta = -V \frac{\Delta P}{\Delta V} \quad (2.2)$$

ΔV : Hacim değişimi

V : İlk hacim

ΔP : F kuvvetinden dolayı oluşan basınç değişimi

β : Akışkanın esneklik modülü



Şekil 2-1. Kalın cidarlı silindir ile F kuvveti ile hareket eden piston

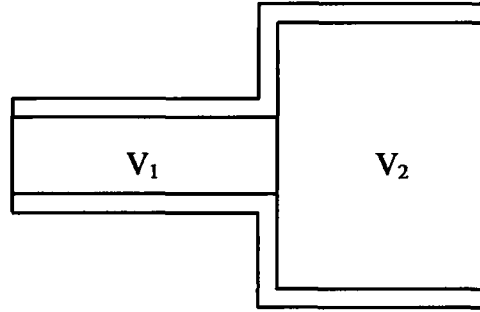
2.2 numaralı eşitlik iki farklı hacme sahip olan rijit bir sisteme uygulandığında (Şekil 2-2).

$$V_o = V_1 + V_2 \quad (2.3)$$

$$\Delta V = - \Delta V_1 - \Delta V_2 \quad (2.4)$$

V_o : Toplam hacim

ΔV_0 : Toplam hacimdeki değişim miktarı



Şekil 2-2 Farklı iki hacme sahip rijit kap

Bu sistem için eşdeğer esneklik modülü 2.2 numaralı denklem kullanılarak:

$$\frac{V_0 \cdot \Delta P}{\beta_e} = \frac{V_1 \cdot \Delta P}{\beta_0} + \frac{V_2 \cdot \Delta P}{\beta_0} \quad (2.5)$$

$$\frac{1}{\beta_e} = \frac{V_1}{V_0 \cdot \beta_0} + \frac{V_2}{V_0 \cdot \beta_0} \quad (2.6)$$

biçiminde yazılabilir.

2.6 nolu denklemden elde edilen esneklik modülü yağın esneklik modülüne eşittir. Hidrolik akışkanın içinde bulundu V_c hacmindeki kap tamamen rijit değildir. Kabin hacmi (V_c), basınç etkisiyle değişmektedir. Bu değişim:

$$\Delta V_c = \lambda \cdot \Delta P \quad (2.7)$$

biçiminde tanımlanır. Kap için esneklik modülü

$$\beta_c = V_c \frac{\Delta P}{\Delta V_c} \quad (2.8)$$

$$\beta = \frac{V_c}{\lambda} \cong \frac{V_0}{\lambda} \quad (2.9)$$

Hidrolik akışkanın ve kabın hacim değişimi ve eşdeğer esneklik modülü:

$$\Delta V = -\Delta V_0 + \Delta V_c \quad (2.10)$$

$$\frac{V_0 \cdot \Delta P}{\beta_e} = \frac{V_0 \cdot \Delta P}{\beta_0} + \frac{V_0 \cdot \Delta P}{\beta_c} \quad (2.11)$$

$$\frac{1}{\beta_e} = \frac{1}{\beta_0} + \frac{1}{\beta_c} \quad (2.12)$$

olarak elde edilir.

Hidrolik sistemde, devredeki boru ve hortumlar ile, yağ içindeki havanında dikkate alınması durumunda eşdeğer esneklik modülünün ifadesi aşağıdaki şekilde olur. Şekil 1-1 deki kalın cidarlı kap göz önüne alındığında [13]:

$$V_t = V_s + V_g = V_c \quad (2.13)$$

V_g : Hidrolik akışkan içindeki gaz hacmi

V_s : Hidrolik akışkan içindeki sıvı hacmi

V_c : Kap hacmi

$$\Delta V_t = -\Delta V_s - \Delta V_g + \Delta V_c \quad (2.14)$$

2.2 eşitliğinden toplam eşdeğer esneklik modülü ifadesi:

$$\beta_e = -V \frac{\Delta P}{\Delta V_t} \quad (2.15)$$

Kap için esneklik modülü:

$$\beta_c = V_t \frac{\Delta P}{\Delta V_c} \quad (2.16)$$

Sıvı için esneklik modülü:

$$\beta_s = -V_s \frac{\Delta P}{\Delta V_s} \quad (2.17)$$

Gaz için esneklik modülü

$$\beta_g = -V_g \frac{\Delta P}{\Delta V_g} \quad (2.18)$$

Toplam hacim değişimi:

$$\Delta V_t = \frac{V_s \cdot \Delta P}{\beta_s} + \frac{V_g \cdot \Delta P}{\beta_g} + \frac{V_t \cdot \Delta P}{\beta_c} \quad (2.19)$$

$$\Delta V_t = \Delta P \left(\frac{V_s}{\beta_s} + \frac{V_g}{\beta_g} + \frac{V_t}{\beta_c} \right) \quad (2.20)$$

$$V_s \approx V_t \quad V_g \ll V_t$$

$$S = \frac{V_g}{V_s} \approx \frac{V_g}{V_t}$$

Eşitlik (2.20) ifadesi, (2.21) ifadesi gibi yazılabilir.

$$\Delta V_t = \left(\frac{V_t}{\beta_e} + \frac{S \cdot V_t}{\beta_g} + \frac{V_t}{\beta_s} \right) \cdot \Delta P \quad (2.21)$$

$$\frac{1}{\beta_e} = \frac{1}{\beta_s} + \frac{S}{\beta_g} + \frac{1}{\beta_e} \quad (2.22)$$

2.2 Hidrolik Devre Elemanları

2.2.1 Pompalar

Pompalar, tüm hidrolik sistemlerde akışkan akışı meydana getirir. Pompalar basınç yaratmaz ancak devredeki akışa karşı olan direnci yenmelidir. Pompa, genellikle sabit devirli bir elektrik motoru tarafından tahrik edilir. Hidrolik pompanın görevi hidrolik depoda durağan haldeki yağı harekete geçirip sisteme belirli basınç ve debide basmaktır. Pompalar kullanım alanlarına göre üçe ayrılırlar[14].

a) Dişli pompalar

Bu tip pompa birbiriyle karşılıklı çalışan iki dişli vardır. Birbiriyle karşılıklı çalışan dişler merkezi konumda birbirlerinden ayrıldığı esnada, pompa girişinde bir kısmi vakum yaratılmış olur. Bu kısmi vakum, akışkanın giriş odasına girmesine neden olur. Bu durumda akışkan dıştaki dişler ile pompa muhafazası arasında tutulur ve pompadan dışarı sevk edileceği çıkış ağzına kadar, muhafaza ile dişler arasından taşınır. Dişli pompalar 41-200 bar arasında çalışırlar.

b) Kanatlı Pompalar

Çevresinde bulunan birkaç yarığa birer tane kanat takılmış olan bir rotor bir eksantrik halka içinde dönerek çalışır. Hidrolik basınç ve yay basıncı, bu kanatları her zaman eksantrik halka ile temas halinde tutar. Rotor ve halka eksenleri eksantriktir,

dolayısıyla giriş odasından gelen yağ, üst kısımdaki kanatlar arasındaki odacıklara girer ve çıkış ağzına doğru taşınır. Yer değiştirme miktarı, kanat itme kuvveti ve rotor kalınlığı tarafından belirlenir.

b-Pistonlu pompalar

Pistonlu pompalar esas çalışma basıncının 140 bar veya daha fazla olduğu sistemlerde kullanılır. Pistonlu pompaların en büyük özelliği yüksek basınçlarda yüksek verimli olmalarıdır. Basınç değişimlerinden bağımsız, sabit bir akımın gerekli olduğu durumlarda bu çok önemlidir. Pistonlu hidrolik pompalar üç tiptedir. Eksenel pistonlu pompalar, radyal pistonlu pompalar ve plancer pompalardır.

1-Eksenel Pistonlu Pompalar

Bu pompalar, eğik bir plakanın bağlı dönmesi sonucu veya piston bloğunun tahrik mili ile açı yapması sonucu gidip gelme hareketi yapan pistonlardan oluşur. Eğim plakasının eğimi değiştirildiğinde pistonun hareket ettiği mesafe değişir. Sonuçta pompalanan akışkan miktarı da değişir.

2-Radyal Pistonlu Pompalar

Radyal pistonlu pompalarda silindir bloğu birkaç pistonu birden taşır ve pompa gövdesi içinde merkezden kaçık olarak döner. Pistonlar ise yaylar ,hidrolik basınç ve mekanik bağlantı tertibatı tarafından her zaman için pompa gövdesi ile temas halinde tutulur. Giriş ve çıkış ağzları pompanın merkez eksenine üzerinde olup, basma odasına açılırlar.

3-Plancer Pompalar

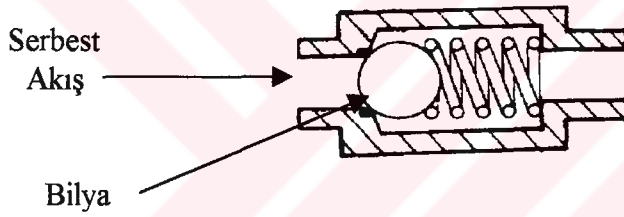
Bu tip pompalarda pistonlar, eksantrik masura rulman taşıyan bir mile sahip özel eksantrik mili üzerine sıra ile yerleştirilmişlerdir. Plancer pompalarda akışın yönü değiştirilemez.

Akışkanın silindire giriş ve çıkışını yaylı popet valfler sağlar. Bu tip pompaları hacimsel verimi daha yüksek olup bazı tipleri 1000 barın üstündeki basıçlarda çalışırlar.

2.3 Hidrolik Valfler

2.3.1 Emniyet valfi

Emniyet valfleri sadece bir yönde akışa izin verir. Bu valf istenmeyen akışı bloke etmek için kullanılır. Şekilde görüldüğü gibi bir bilye ve yay sisteminden ibarettir. Sol taraftan sisteme giren akışkan basıncı, bilyayı yuvasından ayırır ve engellenmemiş akışa izin verir. Sağ taraftan etki eden basınç ise bilyayı sıkıca yuvasına oturtur.

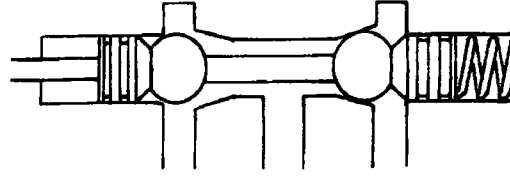


Şekil 2-3 Emniyet Valfi

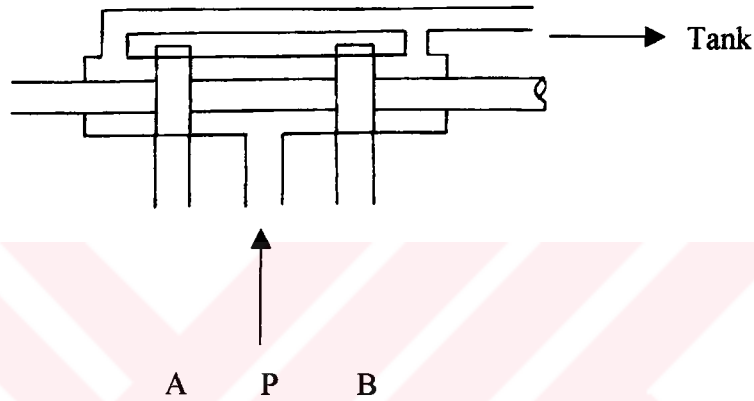
2.3.2 Yön denetim valfleri

Yön denetim valfleri, hidrolik akışkanı yönlendirerek silindirin istenen yönde hareketini sağlar. Geçişleri hareketli bir parça ile bağlanan ya da kesilen bir gövdeden oluşur. Küresel ve silindirik elemanlı olmak üzere iki gruba ayrılır.

Şekil 2-4' de yay geri dönüşlü, iki adet küresel elemana sahip bilyalı valf görülmektedir. Valf pistonu sağ tarafa doğru (yaya karşı) itildiğinde akışkan, besleme tarafından (P), servis tarafına (A) yönlendirilmiş olur. Valf pistonunu hareket ettiren kuvvet kaldırıldığında, sıkışan yay yardımıyla piston ilk konumunu alacağından akım kesilir[2].



Şekil 2-4 Küresel elemanlı valf



Şekil 2-5 Silindirik elemanlı valf

Şekil 2-5’de görülen silindirik elemanlı sürgülü valf besleme tarafındaki akışkanı, sürgünün (valf pistonunun) hareket yönüne bağlı olarak A ve B servis çıkışına yönlendirir. Hareketin yönüne bağlı olarak, akışkan uygun konumdaki servis tarafından tanka geri dönüş hattına yönlendirilir. Tanka dönüş hattı ile birlikte hatların toplam sayısı dört olduğundan, bu tip valfler çoğunlukla dört yollu valf olarak isimlendirilir.

Yukarıda çalışma ilkeleri açıklanan valflerin, debi eşitliği, kesit kısılmasına bağlı olarak Bernoulli formunda yazılabilir.

$$Q = C_q \cdot a \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{\rho}} \quad (2.23)$$

Q : Hacimsel debi

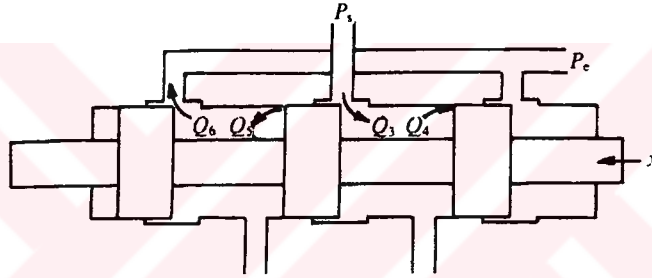
ΔP : Basınç farkı

- C_q : Valf Katsayısı
 A : Kısıtlanan kesit alanı
 ρ : Akışkanın yoğunluğu

Akım kayıplarını ifade eden akım sabiti (C_q) alan kısıt tipine ve akım koşullarına bağlıdır.

Yön denetim valfleri , boşluksuz (sıfır boşluklu) ve negatif boşluk valfler olmak üzere iki gruba ayrılırlar.

2.3.2.1. Sıfır boşluklu sürgülü valf



Şekil 2-6 Sıfır boşluklu sürgülü valf

Şekil 2.6 da hidrolik sistemlerde kullanılan beş-yollu valfin kesiti görülmektedir. Sıfır boşluklu valflerde silindirik valf pistonu ve akış yolu (port) genişliği, valf pistonu merkez konumda iken akışkan akışına izin vermeyecek şekilde imal edilmiştir. Bu tip valf için sürekli akım denklemleri aşağıdaki şekilde düzenlenebilir.

$$Q_1 = C_q \cdot a \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (P_s - P_1)}{\rho}} \quad (2.24)$$

$$Q_2 = C_q \cdot a \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (P_2 - P_1)}{\rho}} \quad (2.25)$$

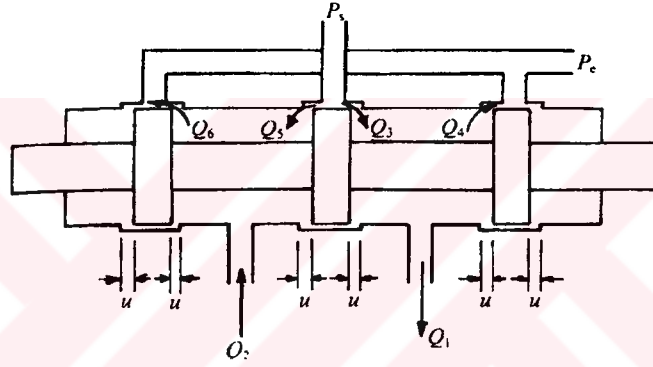
$$a = w \cdot x \quad (2.26)$$

x : Valfin hareket miktarı

w : Alan gradyeni

2.3.2.2 Negatif boşluklu sürgülü valf

Negatif boşluklu valfte şekil 2.7 de görüldüğü gibi valf pistonu ile port genişliği arasında u değerinde bir negatif boşluk vardır. Bu nedenle valf pistonunun merkez konumunda da sürekli sızıntı debileri vardır.



Şekil 2-7 Negatif boşluklu sürgülü valf

Bu sızıntı debileri nedeni ile sistemin davranışındaki salınımlar önemli ölçüde sönümlü olmaktadır. Şekildeki valf pistonunun sola doğru hareketi için, valf hareketinin (x), boşluk değerinden (u) küçük olması durumunda debi denklemleri:

$$Q_1 = Q_3 - Q_4$$

$$Q_2 = Q_6 - Q_5 \quad \text{olmak üzere,}$$

$$Q_1 = C_q \cdot w \cdot (u + x) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (P_s - P_1)}{\rho}} - C_q \cdot w \cdot (u - x) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot P_1}{\rho}} \quad (2.27)$$

$$Q_2 = C_q \cdot w \cdot (u + x) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot P_2}{\rho}} - C_q \cdot w \cdot (u - x) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (P_s - P_2)}{\rho}} \quad (2.28)$$

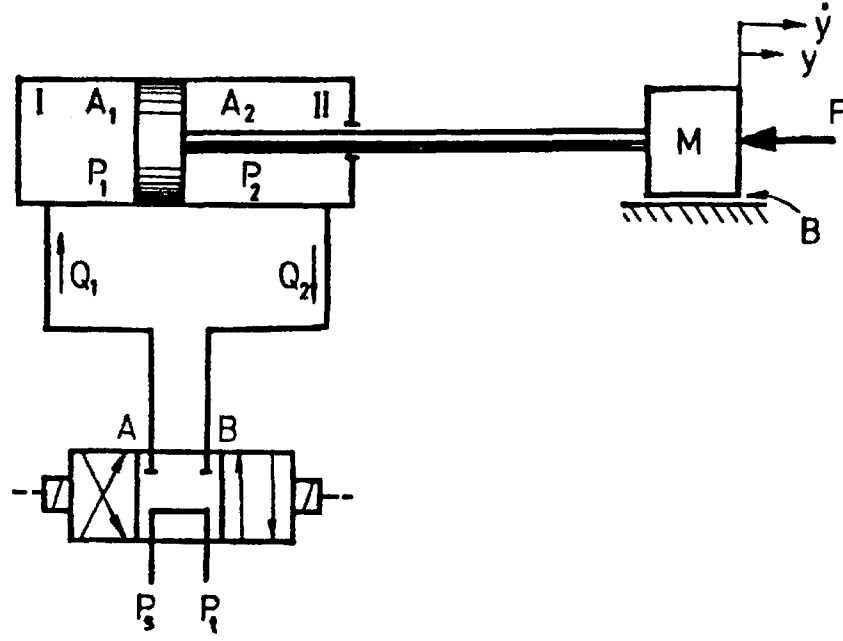
BÖLÜM 3

HİDROLİK SİSTEMİN MATEMATİK MODELİ

Bu çalışmada incelenen hidrolik sistem, dört yollu üç konumlu oransal valf ile kontrol edilen M kütlesini hareket ettiren hidrolik silindirden oluşmaktadır (Şekil 3.1) Sıfır boşluklu (critically lapped) olarak tanımlanan valf, orta konumda kararsız davrandığından, hidrolik sistemde negatif boşluklu (underlapped) valf kullanılmıştır.

Şekil 3.1 deki hidrolik sistemin matematik modeli kurulurken şu kabuller yapılmıştır.

- Valf dinamiği ihmal edilmiştir.
- Besleme basıncının sabit olduğu kabul edilmiştir.
- Valf pistonu yer değişiminin, maksimum valf pistonu yer değiştirme oranı $uv = X / X_{\max}$ ile gösterilmiştir.
- Valf negatif boşluğunun, maksimum valf pistonu yer değiştirme oranı da $\delta = u / X_{\max}$ şeklinde tariflenmiştir.
- Matematik modellerde bu boyutsuz büyüklükler kullanılmıştır.
- Toplam eşdeğer hacimsel esneklik modülü $\beta = 1.4 \times 10^9 \text{ N / m}^2$ olarak alınmıştır.
- Sistem denklemlerinin çıkarılması esnasında pistonun hareketinden ve akışkanın sıkıştırılabilirliğinden meydana gelen debiler dikkate alınmıştır.
- Sistem denklemleri nonlinear yapıda olup, uygulanan kontrol algoritmaları bu yapı üzerinde incelenmiştir[10].



Şekil 3-1 Hidrolik sistem

3.1 SİSTEM DENKLEMLERİ

Sisteme etkiyen yük ve silindir pistonuna etkiyen basınç kuvvetlerinin denge denklemi yazıldığında,

$$M\ddot{y} = -F - B_v \cdot \dot{y} + A_1 P_1 - A_2 P_2 \quad (3.1)$$

Burada, F sisteme etkiyen dış kuvvet, B_v viskoz sürtünme katsayısıdır. Silindirin I. tarafındaki basınç P_1 , kesit alanı A_1 , silindirin II. tarafındaki basınç P_2 , kesit alanı A_2 , konum y , hız $\dot{y}$ ve ivme $\ddot{y}$ dür.

$$\ddot{y} = (P_1 A_1 - P_2 A_2 - B_v \cdot \dot{y} - F) / M \quad (3.2)$$

dinamik davranış denklemine geliriz.

Hidrolik bir sistemin gerçeğe yakın bir modelinde akışkanın sıkıştırılabilirliği ve yük ataleti hesaba katılmalıdır. Bu durum göz önüne alındığında sistem performansı üzerinde (basınç dinamiği) önemli etkisi olduğu ve sistem kararlılığını etkilediği söylenebilir.

Akışkanın sıkıştırılabilirliği dikkate alındığında hacimsel esneklik modülü,

$$\beta = -V(dP / dV)$$

olmaktadır.

Bu bağıntıdan ,

$$dV = -(V / \beta)dP$$

$$\frac{dV}{dt} = -\frac{V}{\beta} \frac{dP}{dt} \quad (3.3)$$

bağıntıları elde edilir.

Silindirin I. tarafına akış süreklilik denklemlerini uygularsak ,

$$\frac{V_1}{\beta} \frac{dP_1}{dt} = Q_1 - A_1 \cdot \dot{y}$$

$$Q_1 = A_1 \cdot \dot{y} + \frac{V_1}{\beta} \frac{dP_1}{dt} \quad (3.4)$$

$\frac{V_1}{\beta} \frac{dP_1}{dt}$ sıkıştırılabilirlikten , $A_1 \cdot \dot{y}$ piston hareketinden dolayı oluşan terimlerdir.

Toplam Debi = Piston Hareketinden Dolayı Olan Debi + Sıkıştırılabilirlikten Dolayı Olan Debi

Q_1 : Silindirin I. tarafından giren debi.

(3.5) denkleminde $\left(\frac{dP_1}{dt} \right)$ çekilirse,

$$\left(\frac{dP_1}{dt}\right) = \left(\frac{\beta}{V_1}\right) \cdot (Q_1 - A_1 \cdot \dot{y}) \quad (3.5)$$

bulunur.

$$V_1 = V_{10} + A_1 y = A_1 \left(\frac{V_{10}}{A_1} + y\right) = A_1 (Y_{10} + y)$$

alınıp bu bağıntı (3.5) denkleminde yerine konulduğunda ,

$$\frac{dP_1}{dt} = \frac{\beta}{A_1 \cdot (Y_{10} + y)} (Q_1 - A_1 \cdot \dot{y}) \quad (3.6)$$

elde edilir.

V_{10} : Silindirin I.ci tarafındaki ilk hacim,

Y_{10} : Silindirin I.ci tarafındaki ilk konum olarak tanımlanmıştır.

$Y = Y_{10} + y$ olarak tariflenirse ve Y_{10} sabit olduğundan , $\dot{Y} = \dot{y}$ olduğu göz önüne alınırsa,

$$\dot{P}_1 = \frac{\beta}{A_1 \cdot Y} (Q_1 - A_1 \dot{y}) \quad (3.7)$$

denklemini elde edilir.

Benzer şekilde, silindirin II. ci tarafı için süreklilik denklemini yazılırsa,

$$Q_2 = -\left(\frac{V_2}{\beta}\right) \cdot \left(\frac{dP_2}{dt}\right) + A_2 \cdot \left(\frac{dy}{dt}\right) \quad (3.8)$$

denklemini elde edilir.

Q_2 : Silindirin II. ci tarafından çıkan debi.

$$V_2 = V_{20} - A_2 y = A_2 \left(\frac{V_{20}}{A_2} - y \right) = A_2 (Y_{20} - y)$$

V_{20} : Silindirin II. ci tarafındaki ilk hacim.

Y_{20} : Silindirin II. ci tarafındaki ilk konum.

Bu bağıntı (3.8) denkleminde yerine koyulup düzenlendiğinde ,

$$\frac{dP_2}{dt} = \frac{\beta}{A_2(Y_{20} - y)} (A_2 \dot{y} - Q_2) \quad (3.9)$$

denklemini elde edilir.

Silindirin toplam stroku L ile gösterildiğinde ,

$$L - Y = Y_{20} - y$$

olduğundan,

$Y = \dot{y}$ eşitliği göz önüne alınırsa ,

$$\dot{P}_2 = \frac{\beta}{A_2 \cdot (L - Y)} (A_2 \dot{Y} - Q_2) \quad (3.10)$$

denklemini elde edilir.

Durum değişkenleri:

$$X_1 = Y, \quad X_2 = \dot{Y}, \quad X_3 = P_1, \quad X_4 = P_2$$

Basınç dinamiğinin de göz önüne alındığı bu yaklaşımda, durum değişkenleri,

$$\dot{X}_1 = X_2 \quad (3.11)$$

$$\dot{X}_2 = (-B_v \cdot X_2 + A_1 \cdot X_3 - A_2 \cdot X_4 - F) / M \quad (3.12)$$

$$\dot{X}_3 = \frac{\beta}{A_1 X_1} (-A_1 \cdot X_2 + Q_1) \quad (3.13)$$

$$\dot{X}_4 = \frac{\beta}{A_2 (L - X_1)} (-Q_2 + A_2 X_2) \quad (3.14)$$

3.2 Sistemin Boyut Analizi

Hidrolik model incelendiğinde, diferansiyel denklemlerdeki durum değişkenlerinin katsayılarının farklı büyüklüklerde oldukları görülmektedir. Bu nedenle küçük katsayılı terimlerin etkisini gözleyebilmek amacıyla katsayıları birbirine yaklaştıran boyut ölçeklendirilmesi yapılmıştır. İlk modelde, basınç terimleri (N/m^2), debiler (m^3/sn) olarak alınmıştır. Katsayılar arasındaki farkı görmek maksadıyla sabit terimleri aşağıdaki sayısal değerleri kullanarak yerine koyarsak[11]:

Silindir : 40/20

B_v : 2000 N.sn/m

β : 1.4×10^9 N/m²

M : 50 kg

F : 0

$$\dot{X}_2 = -40X_2 + (2,512 \times 10^{-5})X_3 - (1,884 \times 10^{-5})X_4$$

$$\dot{X}_3 = \frac{1,4 \times 10^9}{1,256 \times 10^{-3} X_1} (Q_1 - 1,256 \times 10^{-3} X_2)$$

$$\dot{X}_4 = \frac{1,4 \times 10^9}{9,42 \times 10^{-4} (L - X_1)} (9,42 \times 10^{-4} X_2 - Q_2)$$

denklemleri elde edilir.

Bu modelde, durum değişkenlerinin katsayıları arasında 10^{14} mertebesinde farklar mevcuttur. Dolayısıyla basınç değişkenlerinin katsayıları çok küçük kalmaktadır. Bu durumda oluşturulacak 2. model için X_3^* , X_4^* , Q_1^* ve Q_2^* ifadelerini tanımlayalım.

Basınç Değişkenleri :

$$X_3^* = 10^{-5} X_3 \Rightarrow X_3 = 10^5 X_3^*$$

$$X_4^* = 10^{-5} X_4 \Rightarrow X_4 = 10^5 X_4^*$$

$$\dot{X}_3^* = 10^{-5} \dot{X}_3 \Rightarrow \dot{X}_3 = 10^5 \dot{X}_3^*$$

$$\dot{X}_4^* = 10^{-5} \dot{X}_4 \Rightarrow \dot{X}_4 = 10^5 \dot{X}_4^*$$

Debi ifadeleri:

$$Q_1^* = 10^3 Q_1 \Rightarrow Q_1 = 10^{-3} Q_1^*$$

$$Q_2^* = 10^3 Q_2 \Rightarrow Q_2 = 10^{-3} Q_2^*$$

Bu modelde durum değişkenleri :

$X_3 = P_1$, $X_4 = P_2$ yerine, $X_3^* = P_1^*$, $X_4^* = P_2^*$ olmaktadır.

(3.12), (3.13), (3.14) denklemlerinde bu değişikliği yaptığımızda durum denklemleri:

$$\dot{X}_1 = X_2$$

$$\dot{X}_2 = (10^5 X_3^* A_1 - 10^5 X_4^* - B_v X_2 - F_d) / M \quad (3.15)$$

$$\dot{X}_3^* = \frac{\beta \cdot 10^{-5}}{A_1 \cdot X_1} (10^{-3} Q_1^* - A_1 \cdot X_2) \quad (3.16)$$

$$\dot{X}_4^* = \frac{\beta \cdot 10^{-5}}{A_2 (L - X_1)} (A_2 \cdot X_2 - 10^{-3} Q_2^*) \quad (3.17)$$

ifadeleri elde edilir. Q_1^* ve Q_2^* (lt/sn), X_3^* ve X_4^* (bar) cinsinden alınacaktır. Modelde sayısal değerleri yerine koyduğumuzda:

$$\dot{X}_2 = -40X_2 + 2,512X_3^* - 1,884X_4^*$$

$$\dot{X}_3^* = \frac{1,4 \times 10^4}{1,256 \times 10^{-3} X_1} (10^{-3} Q_1^* - 1,256 \times 10^{-3} X_2)$$

$$\dot{X}_4^* = \frac{1,4 \times 10^4}{9,42 \times 10^{-4} (L - X_1)} (9,42 \times 10^{-4} X_2 - 10^{-3} Q_2^*)$$

Buradan anlaşılacağı üzere katsayılar arasındaki merteye farklılıkları ortadan kaldırılmıştır.

3.3 Debi Denklemleri

Bu modelde debi denklemleri, uv ' nin işaretine bağlı olarak ve ters akışta göz önüne alınarak elde edilmiştir. Besleme basıncı P_s , silindirin I. ci tarafına bağlandığında valf debi katsayısı k_1 , silindirin ikinci tarafı ile tank arasındaki valf debi katsayısı k_2 , aynı şekilde P_s ile silindirin ikinci tarafı arasındaki k_3 , silindirin I. ci tarafı ile tank arasındaki valf debi katsayısı da k_4 olarak alınmıştır.

$$uv = \frac{X}{X_{\max}}$$

$$\delta = \frac{u}{X_{\max}}$$

X : Valf pistonu yer değişimi

$X_{\max}$: Valf pistonunun maksimum yer değişimi

u : Negatif valf boşluğu

3.3.1 Sıfır boşluklu valfli model

Sıfır boşluklu valflerde tam orta konumda valf tam kapandığı için valf içinde bir akış yoktur, güç silindiri hareketsizdir. Ancak, silindir pistonu, akışkanın sıkıştırılabilirliğine bağlı olarak hareket edebilir. uv , valf pistonunun yer değişiminin , valf pistonunun maksimum yer değişimine oranı olarak boyutsuz bir büyüklüktür.

Debi Denklemleri

Bu modelde debi denklemleri, uv ' nin işaretine bağlı olarak ve ters akışta göz önüne alınarak elde edilmiştir. Besleme basıncı P_s , silindirin I. ci tarafına bağlandığında valf debi katsayısı k_1 , silindirin ikinci tarafı ile tank arasındaki valf debi katsayısı k_2 , aynı şekilde P_s ile silindirin ikinci tarafı arasındaki k_3 , silindirin I. ci tarafı ile tank arasındaki valf debi katsayısı da k_4 olarak alınmıştır.

$uv > 0$ için debi denklemleri

(P_s silindirin I. ci tarafında , P_t II. ci tarafına bağlı).

$$Q_1 = k_1 \cdot uv \cdot \text{sign}(P_s - X_3) \sqrt{(P_s - X_3) \cdot \text{sign}(P_s - X_3)} \quad (3.18)$$

$$Q_2 = k_2 \cdot uv \cdot \text{sign}(X_4 - P_t) \sqrt{(X_4 - P_t) \cdot \text{sign}(X_4 - P_t)} \quad (3.19)$$

uv = 0 için debi denklemleri

(Silindirin I. ve II. ci tarafı kapalı)

$$Q_1 = Q_2 = 0$$

uv < 0 için debi denklemleri

(P_t silindirin I. ci tarafında , P_s II. ci tarafına bağlı).

$$Q_1 = k_4 uv \operatorname{sign}(X_3 - P_t) \sqrt{(X_3 - P_t) \cdot \operatorname{sign}(X_3 - P_t)} \quad (3.20)$$

$$Q_2 = k_3 uv \operatorname{sign}(P_s - X_4) \sqrt{(P_s - X_4) \cdot \operatorname{sign}(P_s - X_4)} \quad (3.21)$$

3.3.2 Negatif boşluklu valfli model

Sıfır boşluklu valfin orta konumda $uv=0$ alarak M yükünün hareketi incelendiğinde , (valf kapanıktan sonra) sistem salınımlı davranmaktadır. Ayrıca, başlangıç durumu belirsizdir[10].

Negatif boşluklu valflerde, orta konumda güç silindiri ile besleme portu ve tank arasında sızıntı debileri vardır. Bu sızıntı debileri, δ boyutsuz negatif valf açıklığına , P₁, P₂, P_s , P_t basınçlarına ve valf debi katsayılarına bağlıdır. Burada Q₁ ve Q₂ debi denklemleri negatif boşluklu valf için elde edilmelidir. Denklemlerdeki uv, valf pistonunun yer değişiminin, valf pistonunun maksimum yer değişimine oranı olarak, δ negatif valf açıklığı ise, negatif valf boşluğunun, valf pistonunun maksimum yer değişimine oranı olarak tanımlanmış boyutsuz büyüklüklerdir. Bu çalışmada δ değeri 0.01, yani maksimum açıklığın %1'i olarak hesaplara katılmıştır.

Negatif boşluklu valflerde valfin tam kapanmaması, sistemin ilk koşullarının belirlenebilmesini sağlamaktadır. Ayrıca, sızıntı debileri ve valf yük kaybı nedeniyle sistemin davranışlarındaki salınımlar önemli ölçüde sönümlü olmaktadır.

Debi Denklemleri

Bu modelde debi denklemleri , uv ' nin işaretine bağlı olarak ve ters akışlar dikkate alınarak yazılmıştır. Valf debi katsayıları sıfır boşluklu valf modelinde olduğu gibi alınmıştır.

$uv \geq \delta$ için debi denklemleri

(P_s silindirin I. ci tarafında , P_t II. ci tarafına bağlı).

$$Q_1 = k_1 (uv + \delta) \text{sign}(P_s - X_3) \sqrt{(P_s - X_3) \text{sign}(P_s - X_3)} \quad (3.22)$$

$$Q_2 = k_2 (uv + \delta) \text{sign}(X_4 - P_t) \sqrt{(X_4 - P_t) \text{sign}(X_4 - P_t)} \quad (3.23)$$

$-\delta < uv < \delta$ için debi denklemleri

(Silindirin her iki tarafı kapalı , sadece sızıntı debileri var).

$$Q_1 = k_1 (uv + \delta) \text{sign}(P_s - X_3) \sqrt{(P_s - X_3) \text{sign}(P_s - X_3)} \\ + k_4 (uv - \delta) \text{sign}(X_3 - P_t) \sqrt{(X_3 - P_t) \text{sign}(X_3 - P_t)} \quad (3.24)$$

$$Q_2 = k_2 (uv + \delta) \text{sign}(X_4 - P_t) \sqrt{(X_4 - P_t) \text{sign}(X_4 - P_t)} \\ + k_3 (uv - \delta) \text{sign}(P_s - X_4) \sqrt{(P_s - X_4) \text{sign}(P_s - X_4)} \quad (3.25)$$

$uv \leq -\delta$ için debi denklemleri

(P_t silindirin I. ci tarafında , P_s II. ci tarafına bağlı).

$$Q_1 = k_4 (uv - \delta) \text{sign}(X_3 - P_t) \sqrt{(X_3 - P_t) \text{sign}(X_3 - P_t)} \quad (3.26)$$

$$Q_2 = k_3 (uv - \delta) \text{sign}(P_s - X_4) \sqrt{(P_s - X_4) \text{sign}(P_s - X_4)} \quad (3.27)$$

Yukarıdaki denklemlerde $\delta = 0$ koyulduğunda sıfır boşluklu valfli modeldeki debi denklemleri elde edilir. Bu bakımdan yukarıdaki denklemler daha genel olup sıfır boşluklu valf içinde kullanılabilir.



BÖLÜM 4

HİDROLİK SİSTEMİN SİMÜLASYONU

4.1 Simülasyon Çalışması

Hidrolik sistemin Bölüm 3 de matematik modeline bağlı olarak elde edilen durum denklemleri Runge Kutta 4 sayısal integrasyon yöntemi kullanılarak Matlab programlama dili ile simülasyonu gerçekleştirilmiştir. Simülasyon çevriminin her adımında hesaplanan konum, hız, debi, basınç ve kumanda değerleri dizilere kaydedilmiş ve simülasyon süresince hesaplanan değerlerin grafikleri çizdirilmiştir.

Similasyon programının , program metni ek A da verilmiştir.

Oluşturulan programa, değişik kontrol algoritmalarının adaptasyonu mümkündür. Sisteme, PD, PD+D², PD etkili ikili ve Fuzzy kontrol algoritmaları uygulanarak konum kontrolü gerçekleştirilmiştir.

Sisteme bulanık kontrol algoritması uygulanırken Matlab simülasyon programı içersinde yer alan Fuzzy Toolbox ‘ tan yararlanılmıştır. Sistemin simülasyonunda esas olarak tablo 4.2 deki değerler alınmıştır:

Başlangıç Şartlarının Belirlenmesi

Sistemin başlangıç değerleri olarak $X_1(0) = 0.1$ m ve $X_2(0) = 0$ m/sn kabul edilmiştir. Basınç değişimleri için ise, sistemin, başlangıç konumunda dengede olduğu varsayılmıştır. Buna göre 3.1 denkleminde $(\dot{y}(0) = 0; \ddot{y}(0) = 0)$:

$$F = P_1 A_1 - P_2 A_2 \quad (4.1)$$

elde edilir.

Ayrıca debi ifadesi:

$$Q_1 = 0 ; Q_2 = 0 \Rightarrow Q_g = Q_{\text{kaçak}} \quad (4.2)$$

şeklini alır.

(4.2) eşitliğinden:

$$k_1 (uv + \delta) \sqrt{P_s - P_1} = k_2 (uv + \delta) \sqrt{P_2 - P_t} = 0 \quad (4.3)$$

buradan ;

$$P_s - P_1 = P_2 - P_t \quad (4.4)$$

yazılabilir.

$P_t = 0$ kabul ederek

$$P_1(0) = P_s - P_2 \quad (4.5)$$

$$P_2(0) = \frac{P_s A_1}{A_1 + A_2} \quad (4.6)$$

elde edilir.

4.2 PD Etkili Kontrol

PD (Orantı +Diferansiyel) kontrol organının cevabı,

$$m(t) = K.e(t) + K_d \cdot \frac{de(t)}{dt} \quad (4.7)$$

$$e(t) = y_{ref} - y$$

$$\dot{e}(t) = \dot{y}_{ref} - \dot{y} \quad (4.8)$$

şeklinedir. Buna göre PD etkili kontrol ifadesi:

$$uv(t) = K.e(t) - K.\tau_d.\dot{y} \quad (4.9)$$

olarak ifade edilir. Burada:

K	: Orantı Kazancı
τ_d	: Diferansiyel zaman
$e(t)$	: Hata değeri
y_{ref}	: Referans değeri
y	: Ölçülen değeri
uv	: Kumanda

K ve τ_d katsayıları Ziegler - Nichols sürekli titreşim yöntemi ile elde edilmiştir.

4.3 Sürekli Titreşim Yöntemi

Bu metod Ziegler ve Nichols isimli iki araştırmacı tarafından geliştirilmiştir. Bu metodun esası kapalı çevrimli kontrol sistemini sadece orantı kazancı ile deneye tabi tutmaktır. İntegral zamanı sonsuza ayarlanır ($\tau_i = \infty$), diferansiyel zaman sıfıra ayarlanır ($\tau_d = 0$), böylece kontrol organı üzerinde sadece orantı etki kalır[15].

K kazanç değerleri değiştirilerek deney birkaç defa tekrarlanır. Sürekli titreşim yapan cevap eğrisini veren K değerine K_{max} denir. Bu durumdaki titreşim periyoduna P_u denir.

Muhtelif kontrol organ tiplerinde çoğunlukla 1/4 genlik oranı ölçütünü sağlayan uygun ayar değerleri K_{max} ve P_u ya bağlı olarak verilmiştir.

Tablo 4.1 Ziegler-Nichols titreşim yöntemine göre kontrol organı ayar değerleri

Kontrol Türü	K(Orantı Kazancı)	τ_i (İntegral Zaman)	τ_d (Dif. Zaman)
Orantı (P) Kontrol Organı	$0.5K_{max}$	—	—
Orantı + İntegral (PI) Kontrol Organı	$0.45K_{max}$	$\tau_i = P_u/1.2$	—
Orantı+ Diferansiyel (PD) Kontrol Organı	$0.6K_{max}$	—	$\tau_d = P_u/8$
Orantı+İntegral+ Diferansiyel (PID) Kontrol Organı	$0.6K_{max}$	$\tau_i = P_u/2$	$\tau_d = P_u/8$

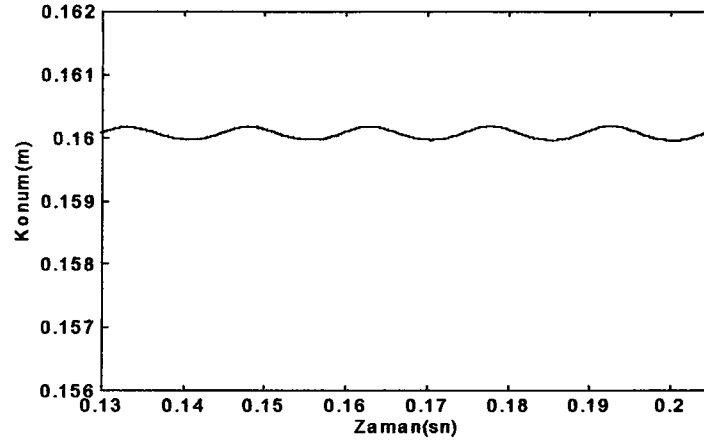
4.4 PD Etkili Kontrol Organının Ayar Değerlerinin Belirlenmesi

Ziegler-Nichols sürekli titreşim yöntemi ile kontrol organının ayar değerlerinin belirlenmesinde 4.3 de anlatılan kurallara uygun olarak $\tau_d = 0$ ve cevap eğrisinin sürekli titreşim yapan değeri $K=36$ olarak alınmıştır. Buradan sürekli titreşim periyodu $P_u = 0.0144$ sn olarak ölçülmüştür. Buradan tablo 4.1 den hareketle:

$K=0.6K_{max} = 21.6$ ve $\tau_d = P_u / 8 = 0.0018$ olarak bulunur.

Bu metodla bulunan K ve τ_d değerleri başlangıç değerleri olarak kabul edilir. Ele aldığımız sistemin cevabı bulduğumuz bu değerler ile titreşimlidir. Bu durumda K ve τ_d nin değerleri değiştirilmiş ve sistemin optimum cevap verdiği değerler $K=19$ ve $\tau_d = 0.0018$ kabul edilmiştir.

- PI kontrol organı için tavsiye edilen kazanç değeri, sadece orantı kontrol için tavsiye edilenden % 10 daha düşüktür. Bunun nedeni, integral etkinin sisteme faz gecikmesi getirerek kararlılığı azaltmasıdır. Buna karşılık I etli hatayı sıfır yapar. Çok yüksek alındığında salınımlara neden olur. Diferansiyel etki sisteme faz avansı getirir, kararlı hale gelmesine yardımcı olur.



Şekil 4-1 Sistemin sürekli titreşim cevap eğrisi ($K=36$ ve $\tau = 0$)

Tablo 4.2 Sistem sabitleri tablosu

M	F	P _s	Valf	β	y _{ref}	B _v	Silindir
(kg)	(kg)	(bar)	(lt/dak)	(N/m ²)	(m)	Nsn/m	
50	0	75	80	$1.4 \cdot 10^9$	0.16	2000	40/20

Simülasyonda kullanılan δ değeri, maksimum açıklığın % 1'i olarak alınmıştır[16].

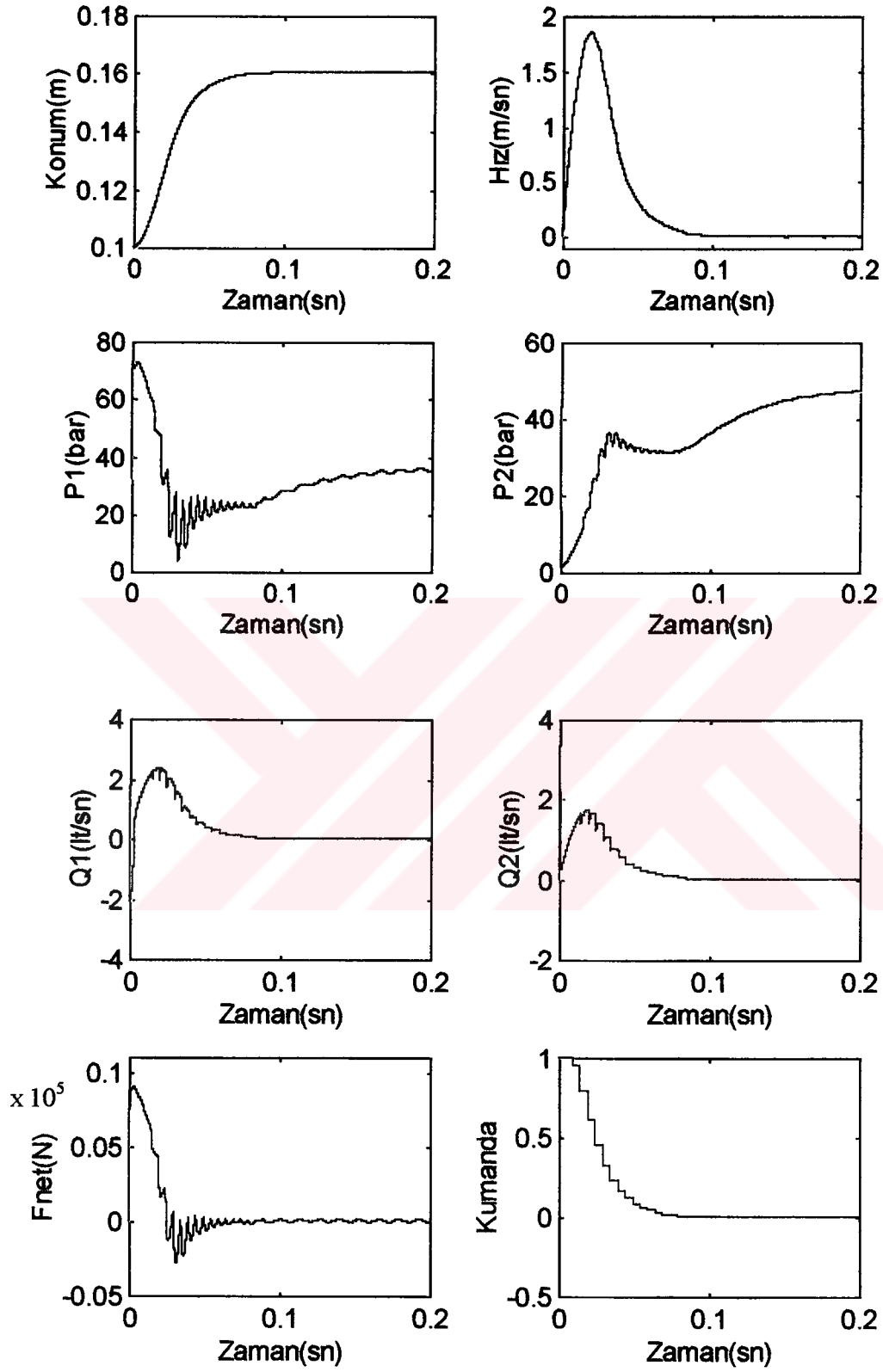
Simülasyonda kullanılan valf sabitleri

$$k_1 : 0.55 \text{ lt/sn} \sqrt{\text{bar}}$$

$$k_2 : 0.55 \text{ lt/sn} \sqrt{\text{bar}}$$

$$k_3 : 0.57 \text{ lt/sn} \sqrt{\text{bar}}$$

$$k_4 : 0.45 \text{ lt/sn} \sqrt{\text{bar}}$$



Şekil 4-2 Hidrolik Sistemin PD etkili kontrol sonucu elde edilen cevap eğrileri (Tablo 4.2 deki parametreler kullanılmıştır)

Tablo 4.3 PD Etkili Kontrol sonucunda elde edilen simülasyon sonuçları

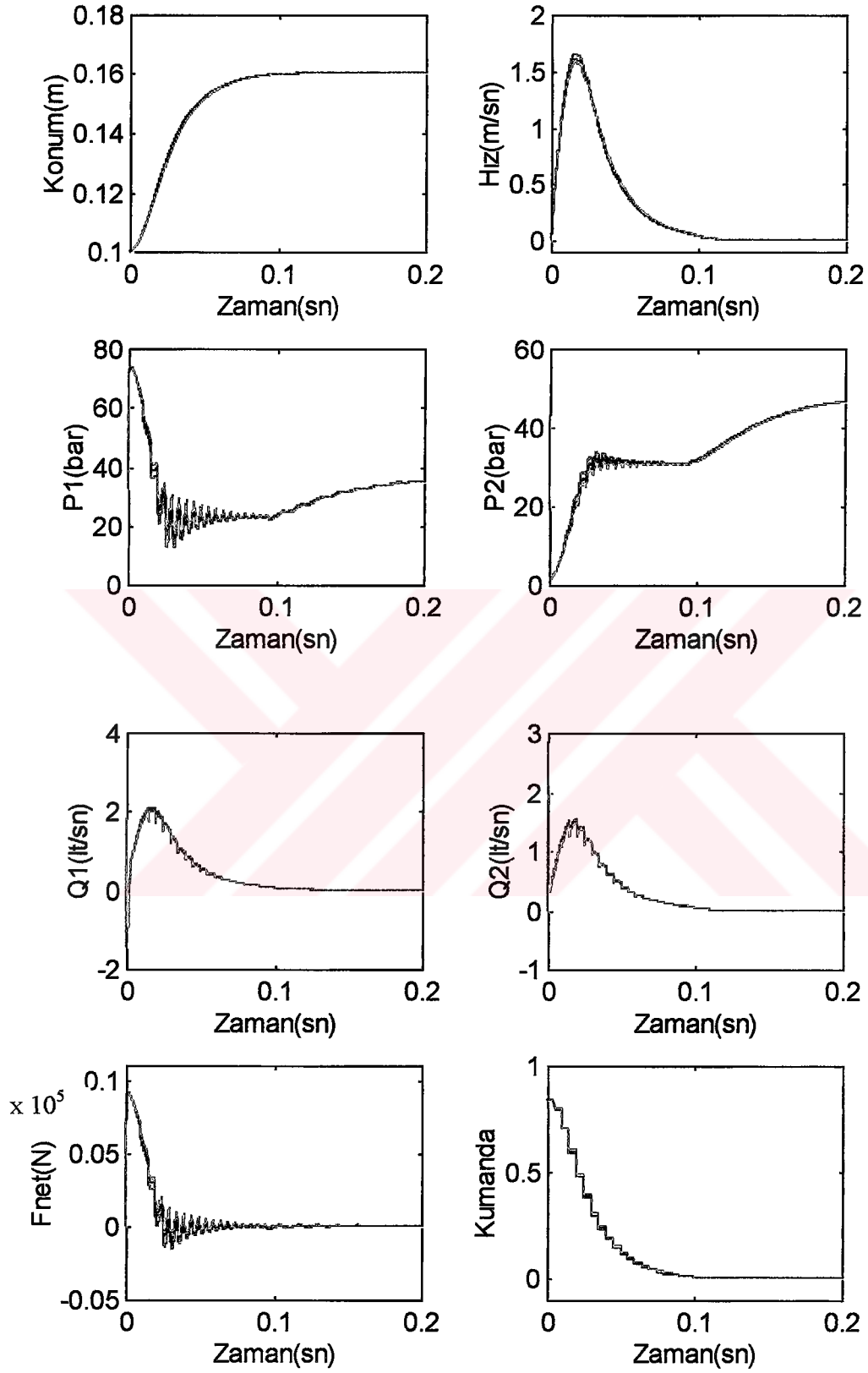
%5 Tolerans İle Yerleşme Zamanı (milisaniye)	55.12
Toplam Kumanda enerjisi (Birim kumanda)	293.94
Gecikme Zamanı (milisaniye)	22
Yükselme Zamanı (milisaniye)	37.04

PD Etkili kontrolörün kazanç değerini küçülterek sistem parametre değişimlerine karşı duyarsız hale getirilebilir.

İlk durumda kütle sabit tutularak viskoz sürtünme katsayısının, 1700, 2000, 2200 Ns/m lik üç değişik değeri için sistemin PD etkili cevap eğrileri çizdirilmiş ve ayrıca sistemin karakteristik değerleri tablo halinde verilmiştir ($K=14$).

Tablo 4.4 Farklı Viskoz sürtünme katsayıları için, simülasyon sonuçları.

	$B_v=1700\text{Nsn/m}$	$B_v=2000\text{Nsn/m}$	$B_v=2200\text{Nsn/m}$
%5 Tolerans İle Yerleşme Zamanı (milisaniye)	68.68	69.26	69.65
Toplam Kumanda Enerjisi (Birim kumanda)	249.89	258.15	261
Gecikme Zamanı (milisaniye)	23.22	24.48	24.78
Yükselme Zamanı (milisaniye)	46.82	47.8	48.29



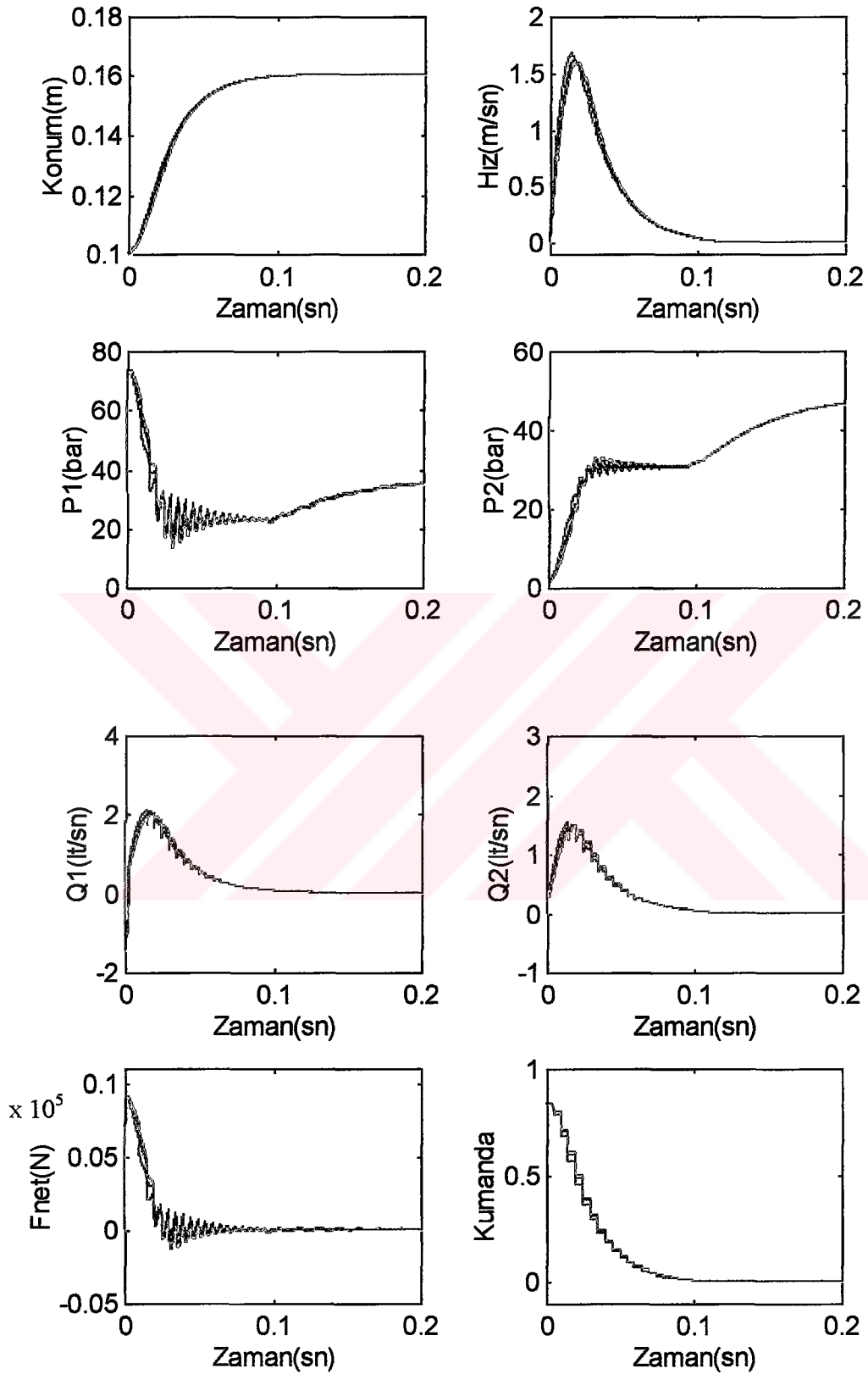
Şekil 4-3 Viskoz sürtünme katsayısının farklı değerleri için, PD etkili kontrol sonucu elde edilen cevap eğrileri.

$B_v = 1700$ Nsn/m (Mavi), $B_v = 2000$ Nsn/m (Yeşil), $B_v = 2200$ Nsn/m (Kırmızı)

İkinci durumda viskoz sürtünme katsayısı sabit tutularak kütlenin, 40, 50, 55 kg lık üç değişik değeri için sistemin PD etkili cevap eğrileri çizdirilmiş ve ayrıca sistemin karakteristik değerleri tablo halinde verilmiştir. ($K=14$ alınmıştır).

Tablo 4.5 Farklı kütle değerleri için, simülasyon sonuçları.

	m =40 kg	m =50 kg	m =55 kg
%5 Tolerans İle Yerleşme Zamanı (milisaniye)	68.6	69.26	69.56
Toplam Kumanda enerjisi (Birim kumanda)	249.37	258.15	262.19
Gecikme Zamanı (milisaniye)	23.2	24.48	25.07
Yükselme Zamanı (milisaniye)	47.9	47.8	47.7



Şekil 4-4 Kütlenin farklı değerleri için, PD etkili kontrol sonucu elde edilen cevap eğrileri. $m = 40$ kg (Mavi) , $m = 50$ kg (Yeşil) , $m = 55$ kg (Kırmızı)

4.5 PD+D² Etkili Kontrol

PD etkili kontrol algoritmasına ivme teriminin eklenmesi ile PD+D² etkili kontrol algoritması elde edilir. PD+D² etkili kontrol organı cevabı:

$$m(t) = K.e(t) + K.\tau_d \frac{de(t)}{dt} + K.\tau_{dd} \frac{d^2e(t)}{dt^2} \quad (4.10)$$

şeklindedir. Buradan :

$$uv(t) = K.e(t) - K.\tau_d \dot{y} - K_a \ddot{y} \quad (4.11)$$

elde edilir. $\ddot{y}$ ifadesi ise Bölüm 3 de

$$\ddot{y} = \frac{1}{M} (-B_v \dot{y} + P_1 A_1 - P_2 A_2 - F)$$

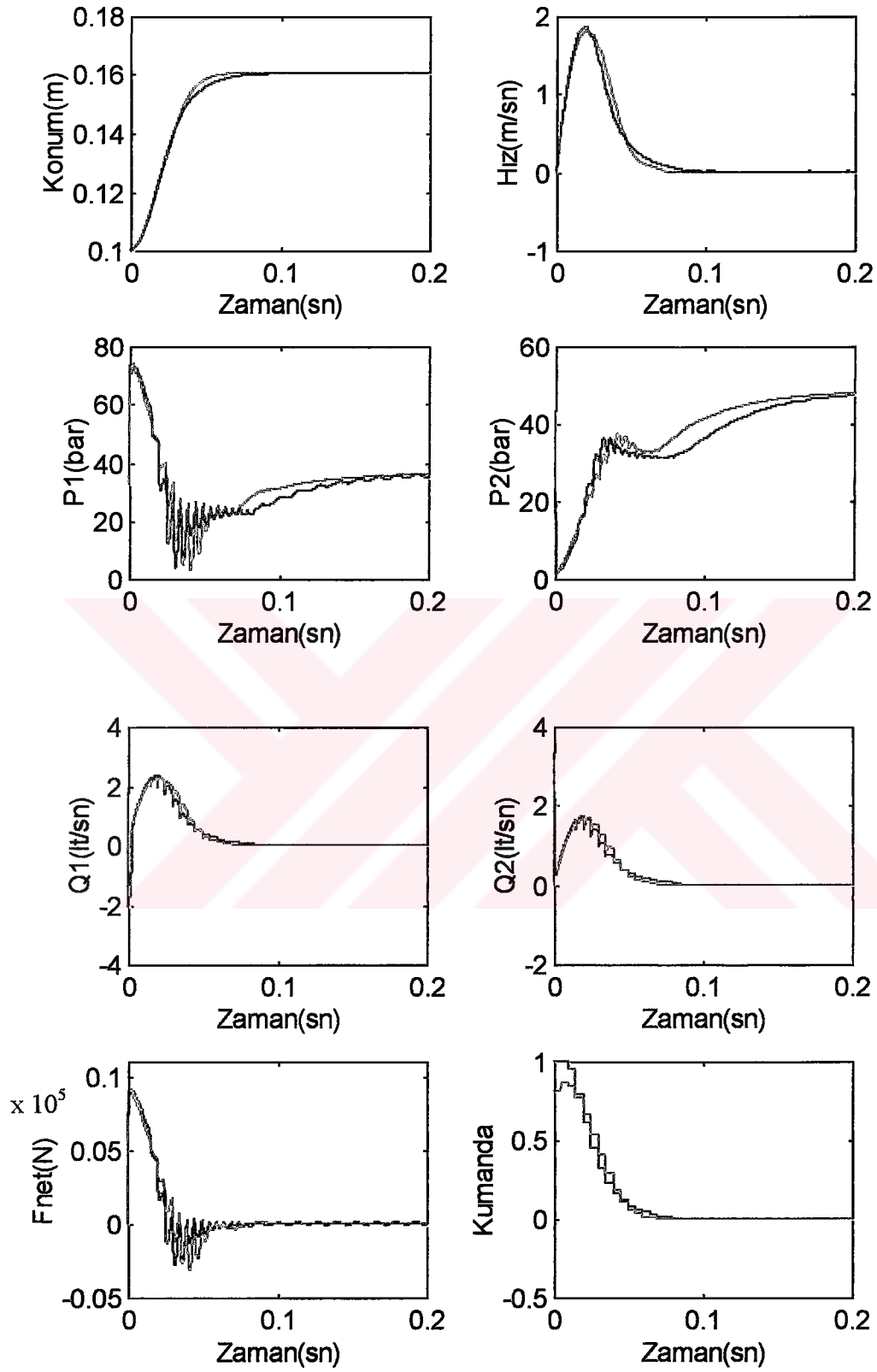
şeklinde tanımlanmıştır.

$K = 13.5$ $\tau_d = 0.0018$ ve $K_a = 0.003$ değerleri için PD+D² etkili kontrol sonuçları aşağıda verilmiştir. Burada K_a ivme geri besleme katsayısıdır.

Tablo 4.6 PD+D² etkili kontrol sonucunda elde edilen simülasyon sonuçları

%5 Tolerans İle Yerleşme Zamanı (milisaniye)	45.95
Toplam Kumanda enerjisi (Birim kumanda)	280.45
Gecikme Zamanı (milisaniye)	23.12
Yükselme Zamanı (milisaniye)	31.80

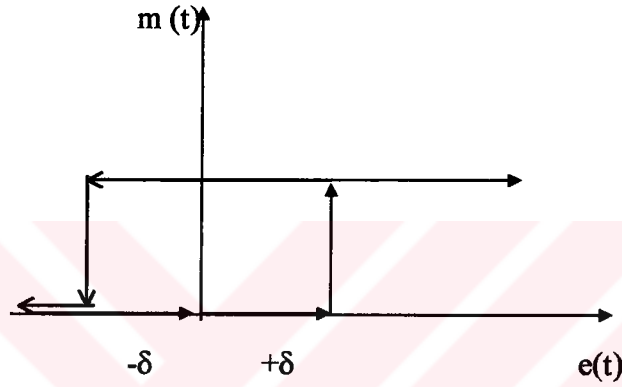
İvme geri beslemesinin kontrol algoritmasına eklenmesiyle sistemin hızlandığı eğrilerden anlaşılmaktadır. İvme geri besleme katsayısının etkisini görebilmek amacıyla $K_a = 0.003$ olarak alınmıştır. Daha büyük alındığında basınç değerlerindeki salınım genlikleri büyümektedir.



Şekil 4.5 PD+D² ve PD etkili kontrol algoritmaları için sistemin cevap eğrileri (PD+D² (Kırmızı) , PD(Yeşil))
(Tablo 4.2 deki değerler kullanılmıştır.)

4.6 İkili Kontrol

İkili kontrol organı sadece iki belirli konumda bulunur. Kontrol organı ya devrede yada değildir. Kontrol organının sık sık devreye girip aşınmasını önlemek için bir diferansiyel aralık koyulur. Diferansiyel aralığın bulunmaması veya çok küçük olması halinde ikili kontrol organı devamlı şekilde titreşim yaparak (ya açık ya kapalı) devrede bulunur ve cihazın ömrü kısa olur.



Şekil 4-6 Diferansiyel aralık

Sisteme uygulanan PD etkili ikili kontrol ifadesi :

$$e = K(y_{ref} - y) - K\tau_d \dot{y} \quad (4.12)$$

Sistemin kumanda değişimi

$$\begin{aligned} e > d & \text{ ise } uv = 1 \\ e = 0 & \text{ ise } uv = 0 \\ e < -d & \text{ ise } uv = -1 \end{aligned}$$

şeklindedir.

uv : Kumanda

e : Hata

d : Diferansiyel aralık

İki-konumlu kontrol organı özellikle evlerde çok hassas kontrol gerektirmeyen yerlerde yaygın olarak kullanılır. En yaygın uygulama alanları olarak ütü, buzdolabı, fırın, su ısıtıcısı gibi sistemleri sayabiliriz. Bir mutfak fırını sıcaklık kontrolunda 2 °C lik fark aralığı çok zor fark edilir.

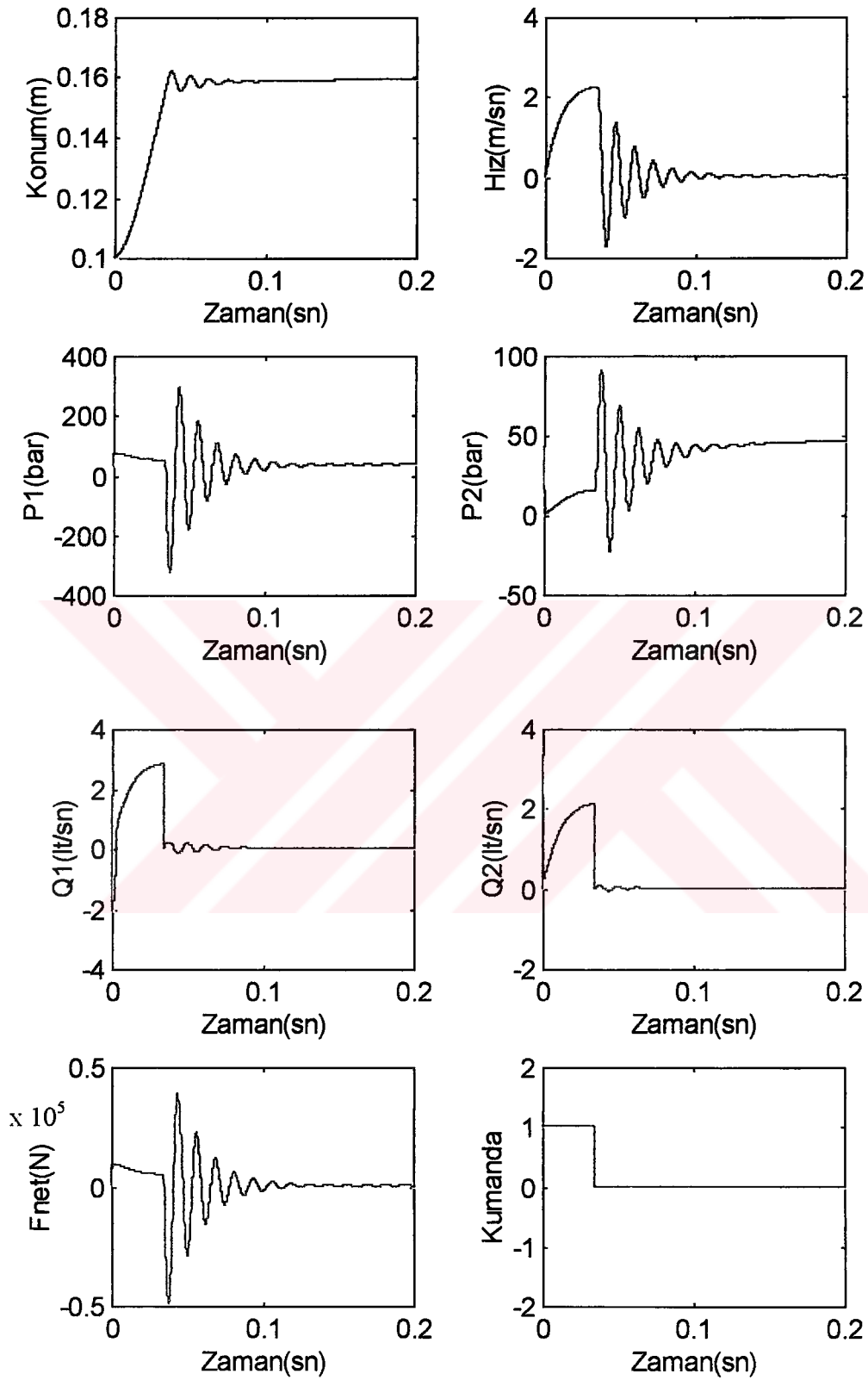
İkili kontrol uygulamasına bir örnek olarak sıvı seviye sistemini ele alalım. İkili kontrolde valf ya kapalı yada açıktır. Buna göre tanka akan sıvı debisi ya pozitif ya da sıfır değerinde olur. Çıkış sinyali gerekli iki sınır değeri arasında sürekli olarak hareket ederek motor elemanının sabit bir noktasından diğer bir noktaya hareket etmesine neden olur. Çıkışın böyle iki sınır değeri arasında salınım yapması ikili kontrol etkisi altındaki bir sistemin tipik bir cevap karakteristiğidir. Çıkışın salınım genliği farksal aralığı (anahtarlama aralığı) küçültmek suretiyle azaltılabilir. Buna karşılık bu aralığın küçültülmesi birim anahtarlama miktarını artıracak ve buda elemanların ömrünü kısıltacaktır.

Buna karşılık iki-konumlu kontrol organı çok hassas kontrol gerektiren süreç endüstrilerinde daha seyrek olarak kullanılır. Aç-kapa tipi kontrol organı; büyük kapasiteli ve buna karşılık kontrol edilen değişkenlerin sıklıkla değişime uğramadığı sistemlerde kullanılabilir.

Özellikle sistem zaman sabitinin kontrol organı donanımı zaman gecikmesine (ölçme elemanı ve benzeri yerlerde ortaya çıkabilecek ölü zaman gecikmesi de dahil olmak üzere) göre büyük olduğu durumlarda ikili kontrol organı kullanılabilir. Buna karşılık kontrol organı zaman gecikmesinin sistem zaman sabitine göre çok büyük olduğu durumlarda aç-kapa tipi kontrolde açma ve kapama cevap eğrileri eşit aralıklarla değişmediğinden farksal aralıklar artar ve ikili kontrol hassas bir kontrol sağlayamaz.

Tablo 4.7 PD etkili ikili kontrol sonucunda elde edilen simülasyon sonuçları

%5 Tolerans İle Yerleşme Zamanı (milisaniye)	57.56
Toplam Kumanda enerjisi (Birim kumanda)	351
Gecikme Zamanı (milisaniye)	22.04
Yükselme Zamanı (milisaniye)	24.09
Maksimum Aşma (%)	3.18



Şekil 4-7 Sistemin PD etkili ikili kontrol davranış eğrileri ($K=1$, $\tau_d = 0.001$, $d=0.005$), (Tablo 4.2 deki değerler kullanılmıştır.)

BÖLÜM 5

BULANIK (FUZZY) MANTIK

5.1 Giriş

Günümüzün gelişen teknolojileri artık geleneksel elektronik denetim biçimlerinden yeteri kadar verim alamamaktadır. Gün geçtikçe ortaya çıkan daha hassas birimler ve kaçınılmaz olan enerjiden tasarruf sağlama zorunluluğu bilim adamlarını bu yönde araştırmalar yapmaya itmiştir. Gitgide mükemmele yaklaşma isteği ve doğanın bir gün aynısının yapay yollarla ortaya çıkarılmasının çalışılması Yapay Zeka (Artificial Intelligence - AI), Yapay Sinir Ağları (Neural Networks), çok değerli mantık (Multivalued Logic) ve bunlarla birlikte Bulanık mantığın (Fuzzy Logic) ortaya çıkmasına neden olmuştur[17].

Bulanık mantık her gün kullandığımız ve davranışlarımızı yorumladığımız yapıya ulaşmamızı sağlayan matematiksel bir disiplindir. Temelini doğru ve yanlış değerlerin belirlendiği bulanık küme kuramı (Fuzzy Set Theory) oluşturur. Burada yine geleneksel mantıkta olduğu gibi (1) ve (0) değerleri vardır. Ancak bulanık mantık yalnızca bu değerlerle yetinmeyip bunların ara değerlerini de kullanılır. Örneğin bir uzaklığın yalnızca yakın yada uzak olduğunu belirtmekte kalmayıp ne kadar yakın yada ne kadar uzak olduğunu da söyler.

Klasik mantık, “Her önerme ya doğrudur ya da yanlıştır.” varsayımına dayanır. Oysaki bazı önermelerin doğruluk değerleri, ölçmelerin temel sınırlamalarından dolayı belirsiz olabilmektedir. Bulanık mantık, klasik mantıkta iki önerme arasında belirsizlik adı verilen üçüncü bir önerme ortaya koymuştur.

Bulanık mantık elektrikli ev aletlerinden oto elektriğine, gündelik kullandığımız iş makinelerinden üretim mühendisliğine, endüstriyel teknolojilerden otomasyona kadar aklımıza gelebilecek her yerde kendisine uygulama alanı bulabilir.

5.2 Doğal Mantık

Geleneksel mantık sisteminde yalnızca (1) ve (0) lar bulunur. Dolayısıyla belirsiz, kesin olmayan yada karmaşık bir problemin çözümünde bu yöntem yetersiz kalır hatta bazen bu yöntemle çözümler olanaksız olabilir. Gerçek Dünya Dilini kullanan bulanık mantık, bir takım dilsel niteleyiciler (Lingunistik Variables) yardımıyla biraz sıcak, çok uzak, hafif soğuk, yüksek, çok fazla yüksek gibi günlük yaşamımızda kullandığımız kelimeler yardımıyla insan mantığına en yakın doğrulukta elektronik denetimi gerçekleştirebilir.

5.3 Tarihçe

Geliştirilmesi olanaksız matematik modellere dayanan karmaşık sistemler 1960 yılı ortalarında araştırmacılara artan bir hızla gelmeye başladı. 1965 yılında Kaliforniya Üniversitesinden Prof. Lotfi A. Zadeh ilk defa bulanık küme kuramının temel taşı olan “yumuşak “ yaklaşım ile sistem tanıma ve tasarımını gerçekleştirdi. 1966’da Bulanık Mantık Bell laboratuvarlarında, Dr. Peter Marinos tarafından oluşturuldu. 1972 yılında Londra Üniversitesinden Prof. E.H. Mamdani bulanık mantık temelli uzman sistemle bir buhar türbininin hızının ve performansının çok başarılı bir şekilde denetlenebileceğini gösterdi. Bulanık mantık kuramının ilk önemli endüstriyel uygulaması 1980 yılında Danimarka’daki bir çimento fabrikasında (F.L. Simidth) gerçekleştirmiş, değirmen (cement kiln) içinde çok hassas bir denge ile oranlanması gereken sıcaklık ve oksijen ayarı en uygun biçimde yapılmıştır. Bundan sonra bir başka çarpıcı uygulama ise Hitachi firması tarafından 1987 yılında Sendai Metrosunda gerçekleştirilmiştir. Bu sayede trenin istenen konumda durması üç kat iyileşmiş, kullanılan enerji ise %10 azalmıştır. Bunun üzerine Hitachi firmasına, benzeri bir sistemin Tokyo metrosuna da kurulması için istek gelmiştir. 1988’de ise Yamaichi Securities Firmasının geliştirdiği bulanık mantık temelli uzman sistem yine 1988 yılının Ekim ayında Kara Pazar adı verilen büyük çöküşü 18 gün önceden haber vermiştir. Bu kadar başarılı uygulamanın ardından bulanık mantığa olan ilgi artmış, uluslararası Bir çalışma zemini oluşturabilmek amacıyla 1989 yılında aralarında SGS- Thomson, Omron , Hitachi, NCR, IBM; Toshiba ve Matsushita gibi dünya devlerinin de

bulunduğu 51 firma tarafından LIFE (Laboratory for International Fuzzy Engineering) laboratuvarı kurulmuştur.

5.4 Bulanık Küme Kavramı

5.4.1 Geleneksel mantık ile karşılaştırma

Geleneksel mantığın temelinde aslında olasılık hesapları yatar. Yani, bir olayın olabilirliği, bu mantıkla çözülmeye çalışılır. Sonuç ise yalnızca evet yada hayır ile sınırlıdır. Ancak bulanık mantık bundan tamamen farklıdır ve olabilirliği değil ne kadar olduğunu verir. Dolayısıyla, alacağınız cevap evet yada hayırla beraber bunların ara değerlerini de içerir. Batı Florida Üniversitesinden Prof. James Bezdek bu farkı şöyle bir örnekle ortaya koymaktadır: Elimizde iki şişe su bulunduğunu düşünelim. Bu şişelerden birinin üzerinde %91 olasılıkla kirli su ve diğerinin üzerinde de %91'i kirli su yazsın. İlk şişedeki su %91 olasılıkla kirlidir fakat %9 gibi bir şansla temiz olma olasılığı vardır. Yani, aslında bu su temiz de kirlide olabilir. Ancak ikinci şişenin üzerindeki etikette ise suyun %91'inin kirli olduğu, yani bu suyun çok büyük bir kısmının kirlendiği ve neredeyse içilemez durumda olduğu belirtilmektedir. Bir başka deyişle bu su, bulanık mantıkta, üyelik, işlevi (membership function) olarak ta belirteceğimiz gibi kötü su olarak adlandırılır. Suları tahlil edersek, ilk şişedeki tahlil sonucu saf olsun. Yani %9 olasılık ortaya çıkmış ve su %100 temiz bulunmuştur. İkinci şişeyi tahlil ettiğimizde ise elde edeceğimiz sonuç doğaldır ki hala %91 oranında kirli su olacaktır.

5.4.2 Bulanık mantıkta küme kavramı

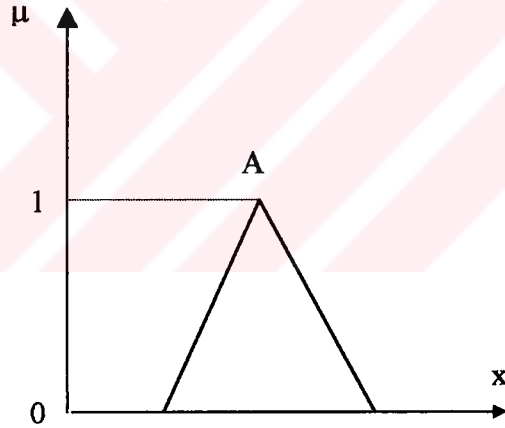
Bulanık mantık temel olarak insan düşünüş şeklini örnek almaktadır. Dolayısıyla bu mantığın küme elemanları da insan mantığına çok yakın ya da aynı olan elemanlardır. $\mu(x)$ olarak bir işlev tanımlarsak, işlevin alacağı değer sıfır ile bir arasında olacaktır. Yani işlevin doğruluk değeri $\mu(x) \rightarrow (0,1)$ tir. Bulanık kümelerde klasik kümelerde olduğu gibi tanımlama, elemanların listelenmesi yoluyla yapılır. Bu durumda sadece elemanların verileri yeterli değildir.

Bütün bu değerlendirmeler eşliğinde iki değerlilik prensibini bir kenara bırakmak ve bir kümenin üyelik fonksiyonunu sıfır ile bir arasındaki değerleri de içine alacak şekilde genişletmek gereklidir. Böylece bir üyelik fonksiyonu olan küme “bulanık küme “ olarak adlandırılır.

Endüstriyel kontrol sistemlerinde ani durum değişiklikleri yerine yumuşak geçişlerle kontrol sağlanır ve istenilen ara değerler kullanılabilir. Böylelikle hem kontrol kalitesi artırılmış hem de enerji tasarrufu sağlanmış olur.

5.4.3 Bulanık mantıkta küme işlemleri

Bulanık kümenin her elemanı, bu küme içersinde bir üyelik değerine sahiptir. Bulanık A kümesinin işlev hatası 0 ile 1 arasındaki gerçel sayılardan oluşur (Şekil 5.1). Yani, $\mu(x) \in [0,1]$ olur.



Şekil 5.1 A bulanık kümesinin üyelik fonksiyonu

X evrensel kümesinde yer alan, sınırlı ve sonlu sayıdaki x elemanlarından oluşan A bulanık kümesi,

$$A = \left\{ \frac{\mu_A(X_1)}{X_1} + \frac{\mu_A(X_2)}{X_2} + \dots \right\}$$

$$= \left\{ \sum_i \frac{\mu_A(X_i)}{X_i} \right\}$$

$$A = \left\{ \int \frac{\mu_A(X_i)}{X_i} \right\}$$

olarak ifade edilebilir.

X evrensel kümesinde A ve B bulanık kümelerini tanımlayalım ve x yine bu kümelere ait bir eleman olsun[18]:

$A \cup B$ kümesinin üyelik fonksiyonu $\mu_{A \cup B}$

$$\forall x \in X : \mu_{A \cup B}(x) = \max(\mu_A(x), \mu_B(x)) \quad (5.1)$$

$A \cap B$ kümesinin üyelik fonksiyonu $\mu_{A \cap B}$

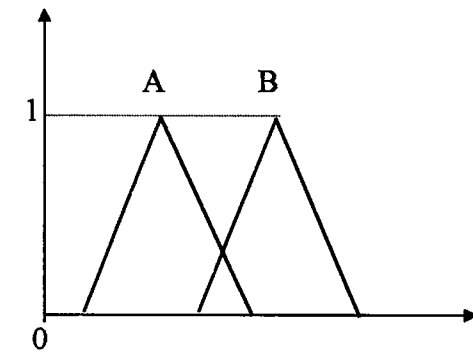
$$\forall x \in X : \mu_{A \cap B}(x) = \min(\mu_A(x), \mu_B(x)) \quad (5.2)$$

A kümesinin tümleyeni ise

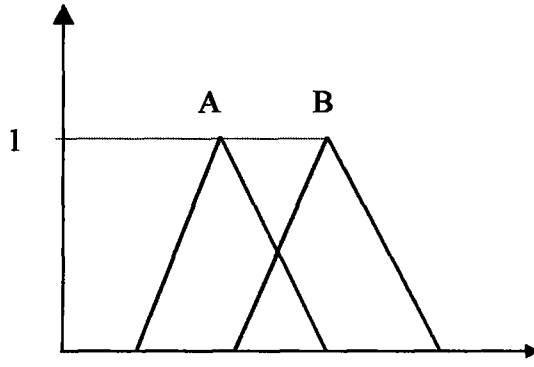
$$\forall x \in X : \mu_{A^c}(x) = 1 - \mu_A(x) \quad (5.3)$$

şeklinde tanımlanır.

Bu ifadelerle ait grafikler şekil 5-2 ve 5-3 de gösterilmiştir.



Şekil 5-2 A ve B kümelerinin birleşimi



Şekil 5.3 A ve B kümelerinin kesişim

Görüldüğü gibi bulanık kümelerdeki işlemler geleneksel kümelerdeki işlemlerle benzeşmektedir. Ancak bulanık kümelerde evirme işlemine ait özelliklerde bazı farklılıklar vardır.

A bulanık kümesinin evriği ile birleşimi evrensel küme değildir. Bununla birlikte A bulanık kümesinin evriği ile kesişimi boş küme değildir. Matematiksel olarak:

$$A \cup \bar{A} \neq X$$

$$A \cap \bar{A} \neq \emptyset \text{ dır.}$$

X=Evrensel Küme

Bunun dışındaki diğer mantıksal işlem özellikleri, geleneksel mantıktaki işlem özellikleriyle benzeşirler.

$$A \cup (B \cap C) = (A \cup B) \cap C$$

$$A \cap (B \cup C) = (A \cap B) \cup C$$

$$A \cup (B \cap C) = (A \cup B) \cap (A \cup C)$$

$$A \cap (B \cup C) = (A \cap B) \cup (A \cap C)$$

$$A \cup A = A \quad \text{ve} \quad A \cap A = A$$

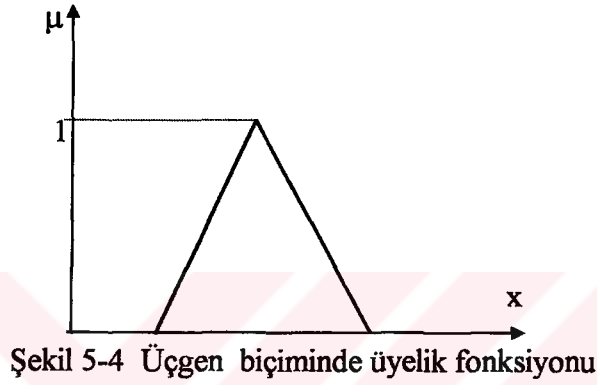
$$A \cup \emptyset = \emptyset \quad \text{ve} \quad A \cap X = A$$

Eğer $A \subseteq B \subseteq C$ ise $A \subseteq C$ dır.

(A=A X=Evrensel Küme)

5.5 Üyelik Fonksiyonları

Bulanık mantık süreçlerinin başlatılabilmesi için gerekli üyelik işlevleri (membership functions), dilsel niteleyicilerden oluşan bir anlam gurubudur. Bu anlam üyelik işlevlerinin ağırlık merkeziyle tanımlanırlar. Üyelik işlevleri genellikle biçimsel olarak gösterilirler. En çok kullanılan biçimleri; Üçgen (triangular), yamuk (trapezoidal) ve çan eğrisi (bell-shaped) tir.

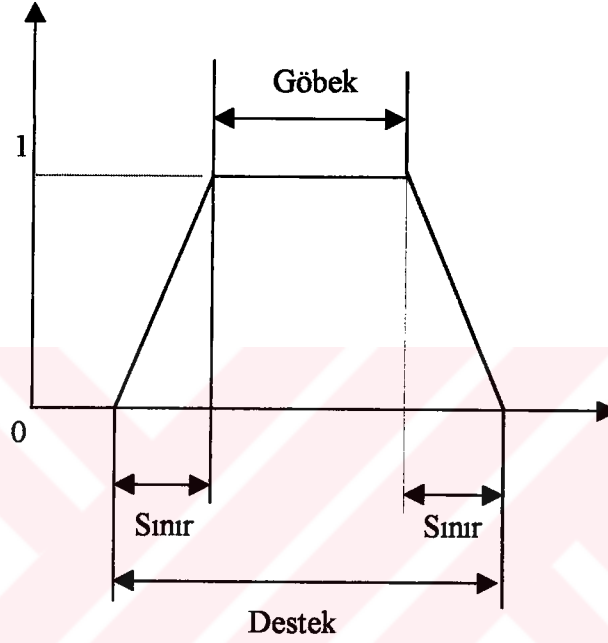


Trapez üyelik fonksiyonu incelendiğinde, temel kümenin her zaman en azından bir elemana sahip olduğu akla gelir. Bu elemanın üyelik derecesi 1'dir ya da 1'e çok yakındır. Bu özelliğin bulanık kontrolde çok önemli anlamı vardır. Bu özelliğe uygun düşen bulanık kümeler "normal küme" olarak ifade edilir.

Bir bulanık kümenin desteği, temel kümenin elemanlarından üyelik fonksiyon derecesi sıfırdan büyük olan elemanları içerir. Buna karşılık tolerans ise, üyelik derecesi 1 olan elemanlardan oluşur.

5.6 Üyelik İşlevinin Özellikleri

Bulanık kümenin grafik olarak gösteriminde daha da kolay görebileceğimiz gibi bazı üyelik işlev tanımları bulunmaktadır. Bunlar Göbek (Core), sınır (Boundary) ve Destek (Support) tir.



Şekil 5-6 Üyelik işlevi tanımları

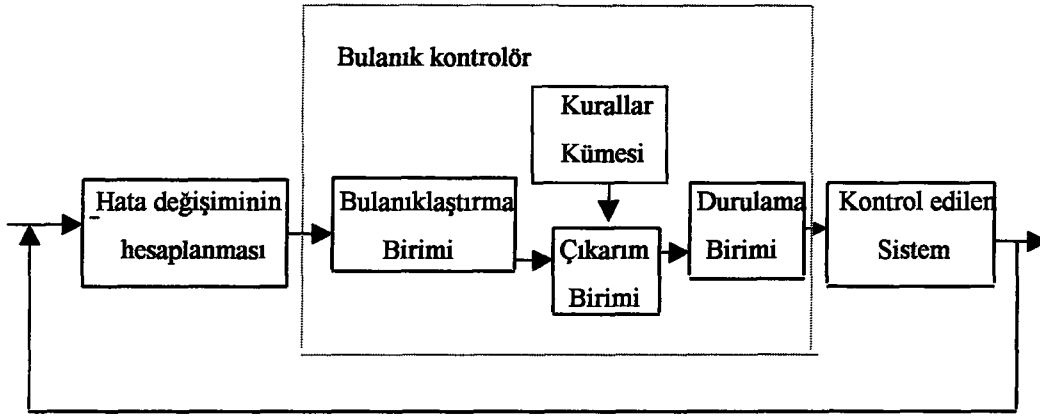
Bulanık kümeye ait üyelik işlevinin $m(c) = 1$ olan bütün c elemanlarını kapsayan bölgesi, göbek (core) olarak adlandırılır. Yani bulanık kümeye ait üyelik işlevinin $0 < m(c) < 1$ olan bütün c elemanlarını kapsayan bölgesi, sınır (boundary) olarak adlandırılır. Bulanık kümeye ait üyelik işlevinin $m(c) > 0$ olduğu bütün bölgeler ise destek (support) bölgesidir.

Bulanık kümenin üyelik işlevinin üyelik değerleri monoton artan ve daha sonra monoton azalan bir durumda ise ya da belli üyelik değerinde 1 olduktan sonra monoton azalan ise böyle kümelere bulanık dışbükey kümeler (Convex Fuzzy Set) adı verilir.

Olağan bulanık küme (Normal Fuzzy Set), üyelik değerinin en az bir c elemanı için 1 değerini aldığı bulanık kümedir (Şekil). Eğer bulanık kümede bir ve yalnızca “bir elemanın üyelik değeri 1 ise, bu eleman, kümenin prototipi (Prototype of the set)

ya da prototip eleman (Prototypical Element)' ı olarak adlandırılır. Bunun dışındaki bulanık kümeler ise olağan olmayan bulanık kümeler (Subnormal Fuzzy Set) denir.

5.7 Bulanık Kontrol Sisteminin Yapısı



Şekil 5-7 Bulanık kontrol sisteminin yapısı

5.8 Bulanıklaştırma

Fiziksel giriş bilgilerinin, dilsel niteleyicilerle ifade edebileceğimiz bulanık mantık bilgileri şekline çevirme işlemine bulanıklaştırma adı verilir. Ancak bu bilgilerin tamamının mutlaka kesin bilgiler olması söz konusu değildir. Bulanıklaştırma işlemi önemli ölçüde kesin olmayan bilgileri de içine alır ve bulanıklaştırır. Bulanıklaştırma işlemi gerçek fiziksel değerleri dil (linguistic) sözcüklerine dönüştürür. Bu dönüştürme işlemi için küme tanımları verilir.

Kural esasına dayanan dil sözcükleri Pek Çok , Çok, Hiç, Az, Pek az gibi bir küme biçiminde olabilir. Buna bazen yanlış kümesi denir. Daha sonra bu sözcüklerin 0 ile 1 arasında yer alan değerlerden ibaret ara tanımları verilir. Örneğin Pek Çok' un karşılığı (1), Hiç' in karşılığı (0) ve orta değer olan Çok' un karşılığı da 0.5 tir. Hiç tanımının altında kalan tanımlar üste kalan değerlerin negatif sayılı değerlerini alır. Bulanıklaştırma işlemi her bir gerçek fiziksel veri için bütün dil sözcüklerinin üyeliğini çıkartır.

Çıkarım birimi, bulanıklaştırılmış verileri alıp, verilen kurallar kümesini kullanarak bulanıklaştırılmış çıktıları hesaplar[19].

Keskin mantıksal bağıntıya göre direkt aynı manada kullanma, bilhassa teknik kontrol uygulamaları için uygun değildir. Şartların doğruluk değerinin $\mu_A(x) = 0$ olması durumunda, yani şartlar hiçbir şekilde karşılanmazsa, klasik implikasyonda olduğu gibi tıpkı aynı değer ve sonuç için ise 1 sabit değerini verir. Bu özellik bilhassa birçok kuralın daha sonra birleştirilmesi (bindirilmesi) durumunda uygun olmayan etkiler ortaya çıkarır. Öyle ki keskin olmayan implikasyonun gerçekleştirme şekilleri bulanık kontrol uygulamalarında hiçbir şekilde anlam ifade etmeyecektir. Yapılan çalışmada Mamdani-implikasyonu adı verilen implikasyon kullanılmıştır. Ayrıca bu implikasyonda sonuç çıkarımının doğruluk değerinin şartlarındakinden daha büyük olması temel düşüncesi yatmaktadır. Örneğin sadece 0.5 değerinde bir üyelik derecesi varsa, sonuç çıkarımının üyelik fonksiyonunun derecesi en fazla 0.5 değerini göstermektedir.

Keskin olmayan IF.....THEN.... kuralının modellenmesi için bütün gerçekleştirme şekillerinden en basiti olan bu uygulama bulanık kontrolde en çok kullanılandır. Çıkartım mekanizması Mamdani-implikasyonu esasına dayanıyorsa MAX-MIN çıkarımından söz edilir[20].

5.9 Bulanık Kümeden Kesin Kümeye Geçiş

5.9.1 Durulaştırma

Bulanık küme çıkarımlarının, sistem üzerine uygulanabilmesi için yeniden fiziksel ve kesin sayılara dönüştürülmesi gerekmektedir. Bu işleme durulama (defuzzification) adı verilir. Bunun için çeşitli durumlara göre durulama yöntemleri geliştirilmiştir[17].

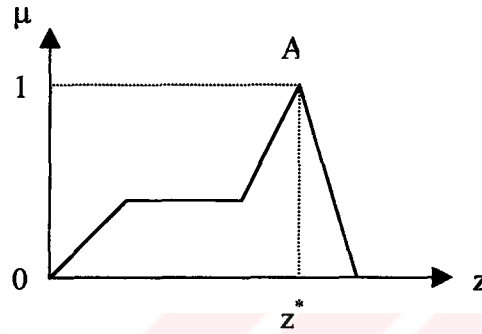
5.9.1.1 Durulaştırma yöntemleri

Literatürde en çok kullanılan beş çeşit durulama yöntemi vardır. Bunlardan çok kısa olarak aşağıda söz edilmiştir.

1-Üyelik Fonksiyonunun En Yüksek Noktası

Bu yöntemden, yükseklik yöntemi olarak da söz edilmektedir (Şekil 5-8). Matematiksel olarak şöyle ifade edilir.

$$\mu_A(z^*) \geq \mu_A(z) \quad (5.4)$$

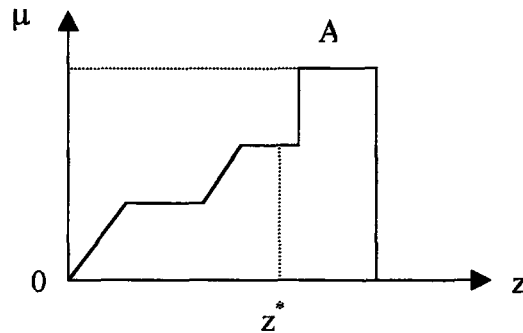


Şekil 5-8 Maksimum yöntemi

2- Merkez Yöntemi

Alan merkezi yada ağırlık merkezi de denilen bu yöntem, durulama yöntemi olarak en çok kullanılan yöntemlerden biridir ve ağırlık merkezi hesaplanarak yapılır. Matematiksel olarak :

$$\frac{\int \mu(z) \cdot z dz}{\int \mu(z) dz} \quad (5.5)$$

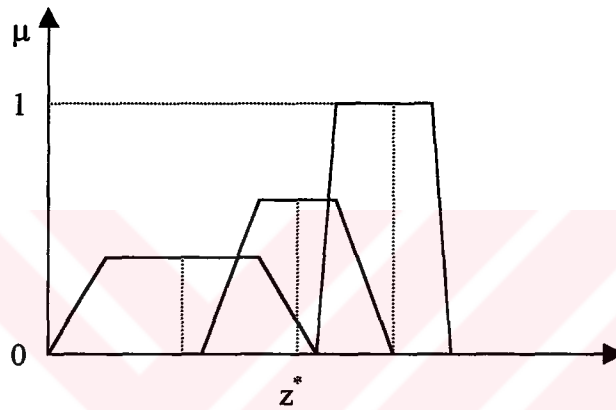


Şekil 5-9 Ağırlık merkezi yöntemi

3-Ağırlık Ortalama Yöntemi

Bu yöntem yalnızca simetrik çıkışlı üyelik fonksiyonları için kullanılabilmekte ve her bir simetrik üyelik değerinin tepe noktası değeri belirlenerek, ortalamanın alınmasıyla yapılmaktadır (Şekil 5-10).

$$z^* = \frac{\sum \mu(z).z}{\sum \mu(z)} \quad (5.6)$$



Şekil 5-10 Ağırlık ortalama yöntemi

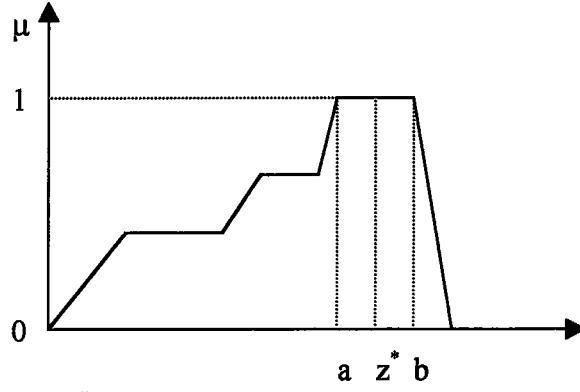
4- Üyelik işlevinin En Yüksek Noktasının Ortalaması

Yüksek noktaların ortalaması da denilen bu yöntem ilk yöntemle aşağı yukarı benzerdir. Ancak üyelik işlevinin en yüksek noktası burada tek değildir. (Şekil 5-11) de görüldüğü gibi bu bir dörtgen olabilir.

Bu uygulama ile aralık sınırının [a,b] ortalama değeri olarak

$$z^* = \frac{a + b}{2} \quad (5.7)$$

keskin değeri bulunur. Çıkış bulanık kümesi, üçgen ve yamuk şeklindeki simetrik üyelik fonksiyonu ya da tek darbeler şeklinde ise keskin çıkış değeri, ortaya çıkan üyelik fonksiyonun modal değerine tamamen uygun düşer. Bu durumda bulunan değer, belirleyici kuralın karşılama derecesine bağlı değildir.



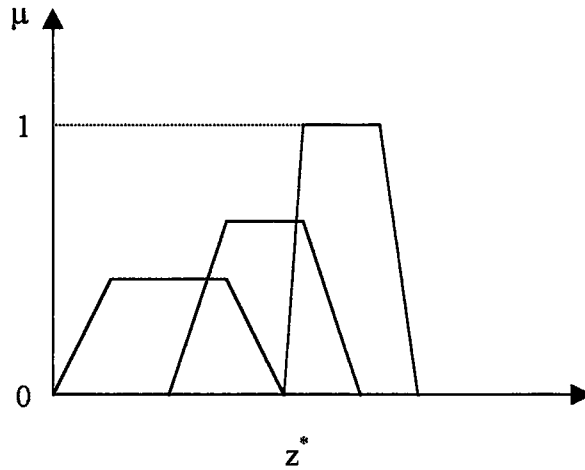
Şekil 5-11 Üyelik işlevinin en yüksek noktasının ortalaması

5- Toplamların Ortası

Diğer yöntemlerin çoğundan daha hızlı bir yöntemdir. Çünkü burada kümelerin bileşkeleri yerine doğrudan toplamaları alınarak durulama işlemi yapılır. Ancak, burada kesişim kümeleri iki defa hesaba katılır. Bundan sonrası ise ağırlıklı ortalama yöntemiyle aynıdır (Şekil 5-12).

$z \in Z$ $Z =$ Evrensel Küme

$$z^* = \frac{\int Z \sum_{k=1}^n \mu(z) dz}{\int Z \sum_{k=1}^n \mu(z) dz}$$



Şekil 5-12 Toplamların ortası

Bir bulanık mantık kontrolörü içine alan geri beslemeli kontrol sisteminin blok şeması şekil 5-7 de verilmiştir. Kontrolör genellikle, bulanıklaştırma birimi, kurallar kümesi, çıkarım birimi, ve durulama birimlerinden oluşur.

Bulanıklaştırma birimi gerçek fiziksel değerleri dil (linguistic) sözcüklerine dönüştürür. Bu dönüştürme işlemi için küme tanımları verilir. Kural esasına dayanan dil sözcükleri Pek çok, çok, hiç, az, pek az gibi bir küme biçiminde olabilir. Daha sonra bu sözcüklerin 0 ile 1 arsında değerleri verilir.



BÖLÜM 6

BULANIK KONTROL

Bir bulanık kontrol algoritması her bir kontrol durumu için tek tek tanımlanmış kuralların oluşturduğu sözel tanımlamalar kümesidir. Burada görülen her bir kural, e sistem hatasını ve δe hatanın zamana göre değişimini, uv kontrol çıkışına bağlar. Burada sistem hatası e , referans değer y_{ref} ile proses çıkışı uv arasındaki arasındaki fark olarak tanımlanmıştır.

Küçük Pozitif tanımı hata ve kumanda büyüklükleri için e_1 ve uv_1 değerleri kullanılarak aşağıdaki şekilde verilmiştir.

Eğer $e < e_1$ ise hata küçük pozitif ve $\mu_{kp}(e) = 1$

Eğer $uv < uv_1$ ise hata küçük pozitif ve $\mu_{kp}(uv) = 1$

Burada $\mu_{kp}(\cdot)$, e ve uv için istenilen şart sağlandığında 1, diğer halde sıfır değerini alan rasgele seçilmiş bir fonksiyondur. Gerçekte “küçük pozitif” tanımlaması, yukarıda açıklandığı gibi kesin olmayabilir. Örneğin, $e = e + \epsilon$ şeklinde tanımlı bir ϵ değerinin çok küçük ve pozitif bir değer aldığı düşünüldüğünde yukarıdaki tanımlamalara göre hata e_1 'ye ne kadar yaklaşırsa yaklaşsın “küçük pozitif” olmayacaktır. Bulanık küme teorisi bu probleme bir cevap oluşturmuştur. Buna göre tanımlanan “küçük pozitif”, 1 ile 0 arasında değer alabilen sürekli bir eğri olarak temsil edilmiştir. Burada tanımlanan $\mu(\cdot)$ fonksiyonu da üyelik fonksiyonu olarak tanımlanmıştır.

Bu çalışmada, e (hata), δe (hatanın türevi), uv (kumanda) için kullanılan sözel değişkenler aşağıda verilmiştir.

Negatif Büyük Hata (NB) , $\mu_{NB}(e)$

Negatif Orta Hata (NM) , μ_{NM}

Negatif Küçük Hata (NS) , $\mu_{NS}(e)$

Sıfır Hata (ZE) , $\mu_{ZE}(e)$

Pozitif Küçük Hata (PS) , $\mu_{PS}(e)$

Pozitif Orta Hata (PM) , $\mu_{PM}(e)$

Pozitif Büyük Hata (PB) , $\mu_{PB}(e)$

Negatif Büyük Hata Değişimi (NB) , $\mu_{NB}(de)$

Negatif Orta Hata Değişimi (NM) , $\mu_{NM}(de)$

Negatif Küçük Hata Değişimi (NS) , $\mu_{NS}(de)$

Sıfır Hata Değişimi (ZE) , $\mu_{ZE}(de)$

Pozitif Küçük Hata Değişimi (PB) , $\mu_{PS}(de)$

Pozitif Orta Hata Değişimi (PS) , $\mu_{PM}(de)$

Pozitif Büyük Hata Değişimi (PK) , $\mu_{PB}(de)$

Negatif Büyük Kumanda (NB) , $\mu_{NB}(uv)$

Negatif Orta Kumanda (NM) , $\mu_{NM}(uv)$

Negatif Küçük Kumanda (NS) , $\mu_{NS}(uv)$

Sıfır Kumanda (ZE) , $\mu_{ZE}(uv)$

Pozitif Küçük Kumanda (PS) , $\mu_{PS}(uv)$

Pozitif Orta Kumanda (PM) , $\mu_{PM}(uv)$

Pozitif Büyük Kumanda (PB) , $\mu_{PB}(uv)$

Hatanın türevi ifadesi $de = e(k) - e(k-1)$ şeklinde tanımlanmıştır. Bu çalışmada kullanılan karar tablosu tablo 6.1 de verilmiştir. Bu tabloda görüleceği üzere, 7 adet hata ve 7 adet hatanın değişimi için toplam 49 adet kural tanımlanmıştır. Bu tablodan alınan örnek bir kontrol tanımı sebep sonuç ilişkisi aşağıdaki gibidir.

“Eğer hata Negatif Büyük (NB) ve hatanın değişimi Pozitif Büyük(PB) ise, Sıfır Kumanda uygula”. Bu ifadedeki ve bağlacı, fuzzy küme teorisinde “min” operatörüne karşı gelmekte ve bu ifade $\mu(u) = \min [(\mu(e) ; \mu(de))]$ şeklinde

tanımlanmaktadır. Sonuçta gerekli kumanda büyüklüğünü üretmek için aşağıdaki yol izlenir:

1-Her bir kontrol ifadesi için (e) hata ve (de) hatanın değişimine ait üyelik fonksiyonları hesaplanır.

2-Her bir kontrol kanunu için bir önce verilen örnekteki gibi üyelik fonksiyonu hesaplanır.

$$\mu_i(u) = \min [\mu(e) ; \mu(de)] \quad i = 1,2,\dots,49$$

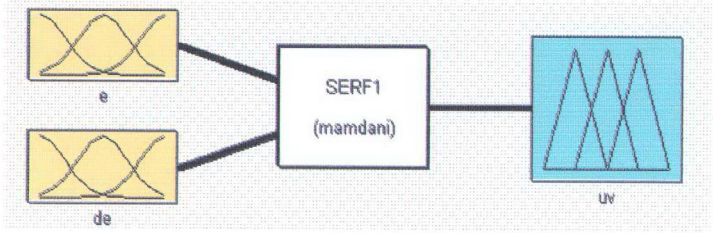
3- Her bir kontrol kanunu için hesaplanan üyelik fonksiyonlarının $u=\mu_i(u)U_{\max}$ şeklinde hesaplanan kumanda büyüklüklerine sahiptir.

Tablo 6.1 PD tipi bulanık kontrolör karar tablosu

de \ e	NB	NM	NS	ZE	PS	PM	PB
PB	ZE	PS	PM	PB	PB	PB	PB
PM	NS	ZE	PS	PM	PB	PB	PB
PS	NM	NS	ZE	PS	PM	PB	PB
ZE	NB	NM	NS	ZE	PS	PM	PB
NS	NB	NB	NM	NS	ZE	PS	PM
NM	NB	NB	NB	NM	NS	ZE	PS
NB	NB	NB	NB	NB	NM	NS	ZE

Bulanık kontrol için Matlab paket programın ile sistemin konum kontrolünü gerçekleştiren bir program yazılmıştır. Programda her 5 milisaniyede bir sisteme kumanda gönderilmiştir. Bulanık kontrolörün tasarımında “Matlab Fuzzy Toolbox” tan yararlanılmıştır. Kontrolör tasarımında hata, hatanın türevi ve kumanda için üyelik fonksiyonları ayrı ayrı tanımlanmıştır.

Kontrolör giriş parametreleri hata (e) ve hatanın türevi (de) dir. Kontrolör çıkışı ise Kumanda (uv) değeridir (Şekil 6.1) .

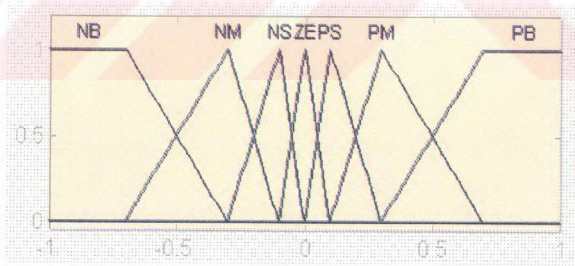


Şekil 6-1 Bulanık kontrolörün giriş ve çıkış değişkenleri

Şekil 6-1 de bulanık kontrolörün giriş ve çıkış değişkenleri görülmektedir. Hata (e) ve hatanın türevi (de) kontrolörün giriş değişkenleri, kumanda (uv) kontrolörün çıkış değişkenidir.

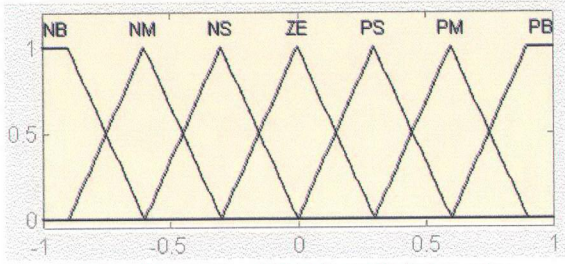
Geri besleme ile ölçülen hata değeri büyük ise sisteme gönderilen kumanda değeri büyük olur ve sistem hızlanır böylece istenilen referans değerine çabuk ulaşır. Buna karşılık sistem referans değerine yaklaştıkça hatanın değişiminin etkisi ile yavaşlar aşma yapmadan istenilen referans konumuna oturur.

Hata (e) için tanımlanan üyelik fonksiyonları aşağıdaki gibidir.



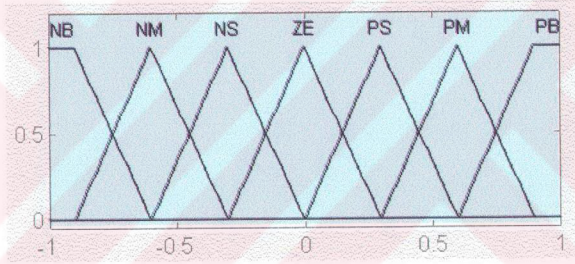
Şekil 6-2 Hata (e) için üyelik fonksiyonları

Hata için üyelik fonksiyonu $[-1,1]$ aralığında tanımlanmıştır. Sıfır (ZE) üyelik fonksiyonunu dar seçilmesi sonucunda sürekli rejim hatasının küçük olur. Pozitif büyük (PB) ve negatif büyük (NB) üyelik fonksiyonları ise yamuk şeklinde seçilmiştir.



Şekil 6-3 Hatanın türevi (de) için üyelik fonksiyonları

Hatanın türevi (de) için üyelik fonksiyonları yukarıdaki şekilde tanımlanmıştır. Hatanın türevi için tanımlanan üyelik fonksiyonları simetrik olarak seçilmiştir. Negatif büyük (NB) ve pozitif büyük (PB) için üyelik fonksiyonları yamuk şeklinde seçilmiştir.

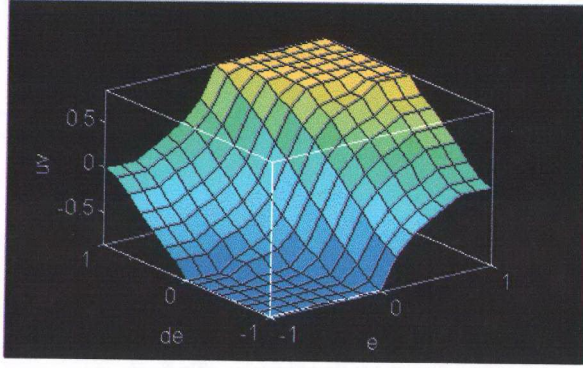


Şekil 6-4 Kumanda (uv) için üyelik fonksiyonları

Kumanda için tanımlanan üyelik fonksiyonları ile hatanın türevi için tanımlanan üyelik fonksiyonları aynıdır.

Tanımlanan üyelik fonksiyonları tablo 6.1 deki karar tablosunda da belirtildiği gibi 7 elemanlıdır. Hatanın türevi ve kumanda için üyelik fonksiyonları $[-1,1]$ aralığında tanımlanmıştır. Ara değerler ise $-0.9, -0.6, -0.3, 0, 0.3, 0.6, 0.9$ şeklindedir.

Bulanık kontrolörün kuralları ve üyelik fonksiyonları tanımlandıktan sonra elde edilen yüzey eğrisi şekil 6-5 deki gibidir.



Şekil 6-5 Kontrol yüzey eğrisi

Kontrol yüzey eğrisi kontrolörün giriş hata (e), hatanın türevi (de) ve çıkış kumanda (uv) değerlerinin üç boyutlu görüntüsüdür. İyi bir kontrolör tasarımı için yüzey eğrisinde keskin köşeler bulunmamalıdır.

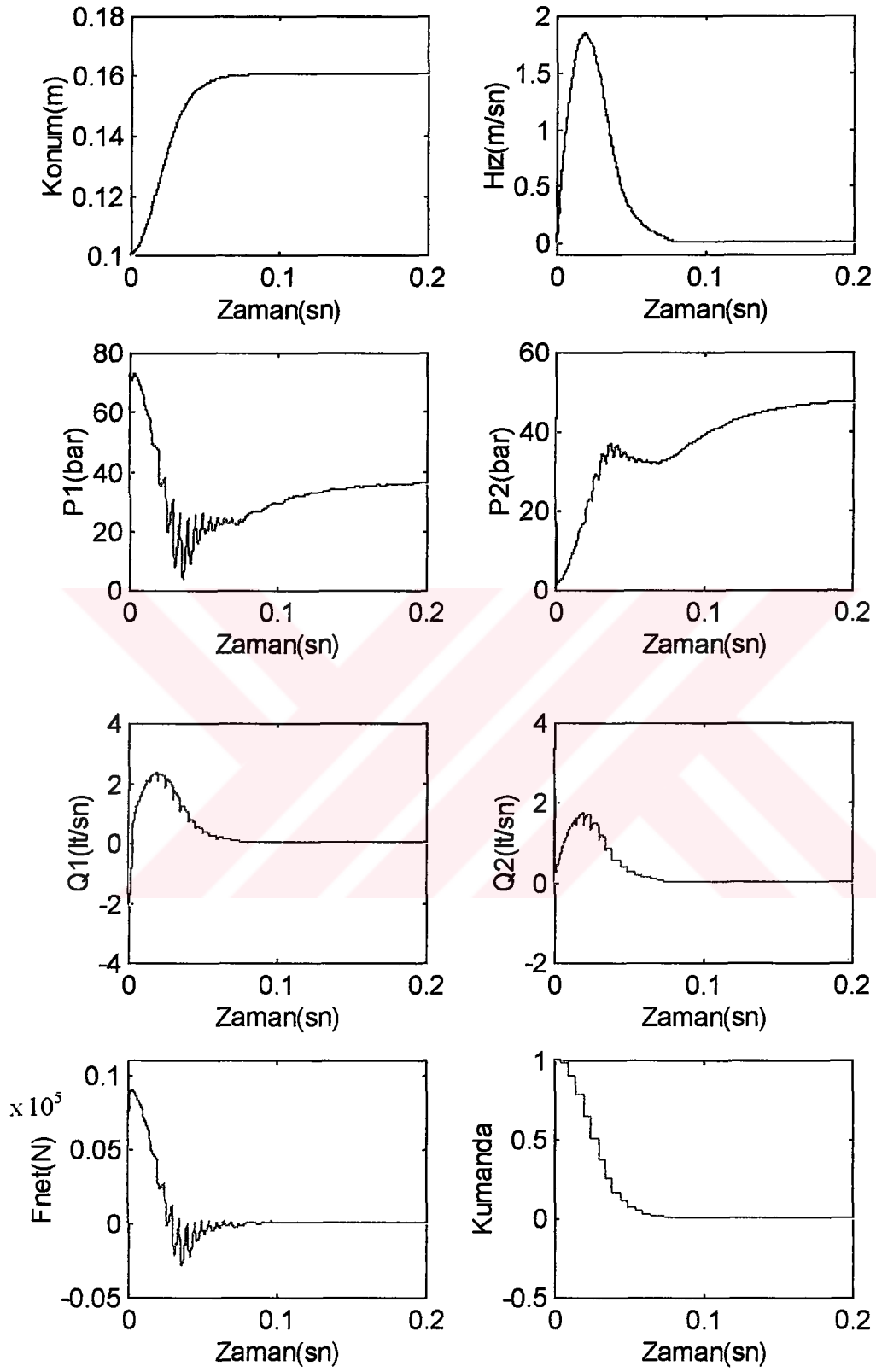
Tablo 6.2 de sisteme uygulanan bulanık kontrol sonucunda elde edilen simülasyon sonuçları verilmiştir.

Sonuçlardan görüldüğü gibi, bulanık kontrol sonucunda, aynı parametreler için PD kontrole göre yerleşme zamanı süresi daha kısadır. Toplam kumanda enerji sarfiyatı ise yaklaşık olarak aynıdır. Tablo 6.2 den de görüleceği gibi gecikme zamanı süresi bulanık kontrolde 0.7 milisaniye kadar daha uzundur, yükselme zamanı süresi ise daha kısadır.

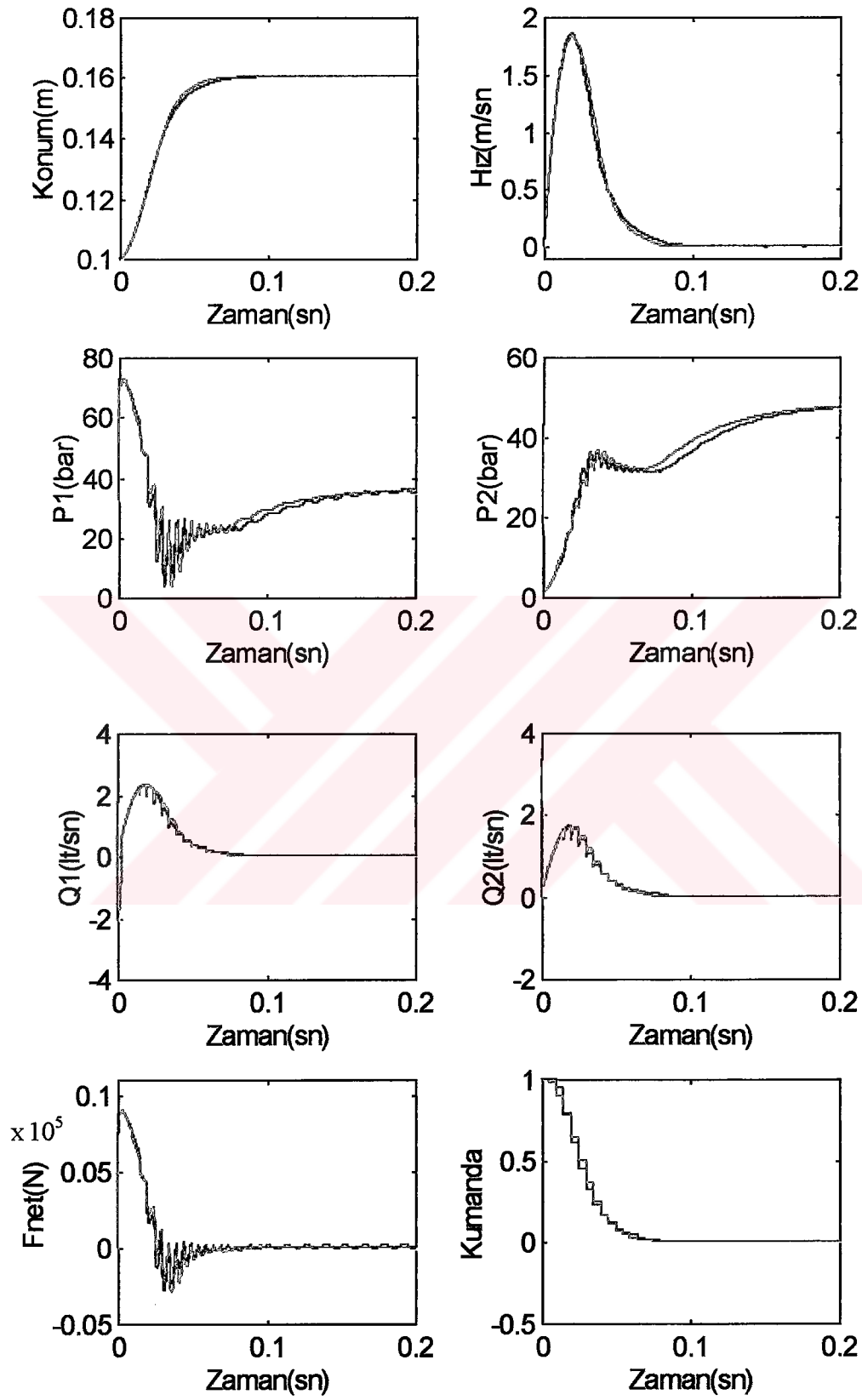
Tablo 6.2 Bulanık kontrol sonucunda elde edilen simülasyonu sonuçları

%5 Tolerans ile yerleşme zamanı (milisaniye)	50.14
Yükselme zamanı (milisaniye)	33.65
Gecikme zamanı (milisaniye)	22.7
Toplam kumanda enerjisi (Birim Kumanda)	293.46

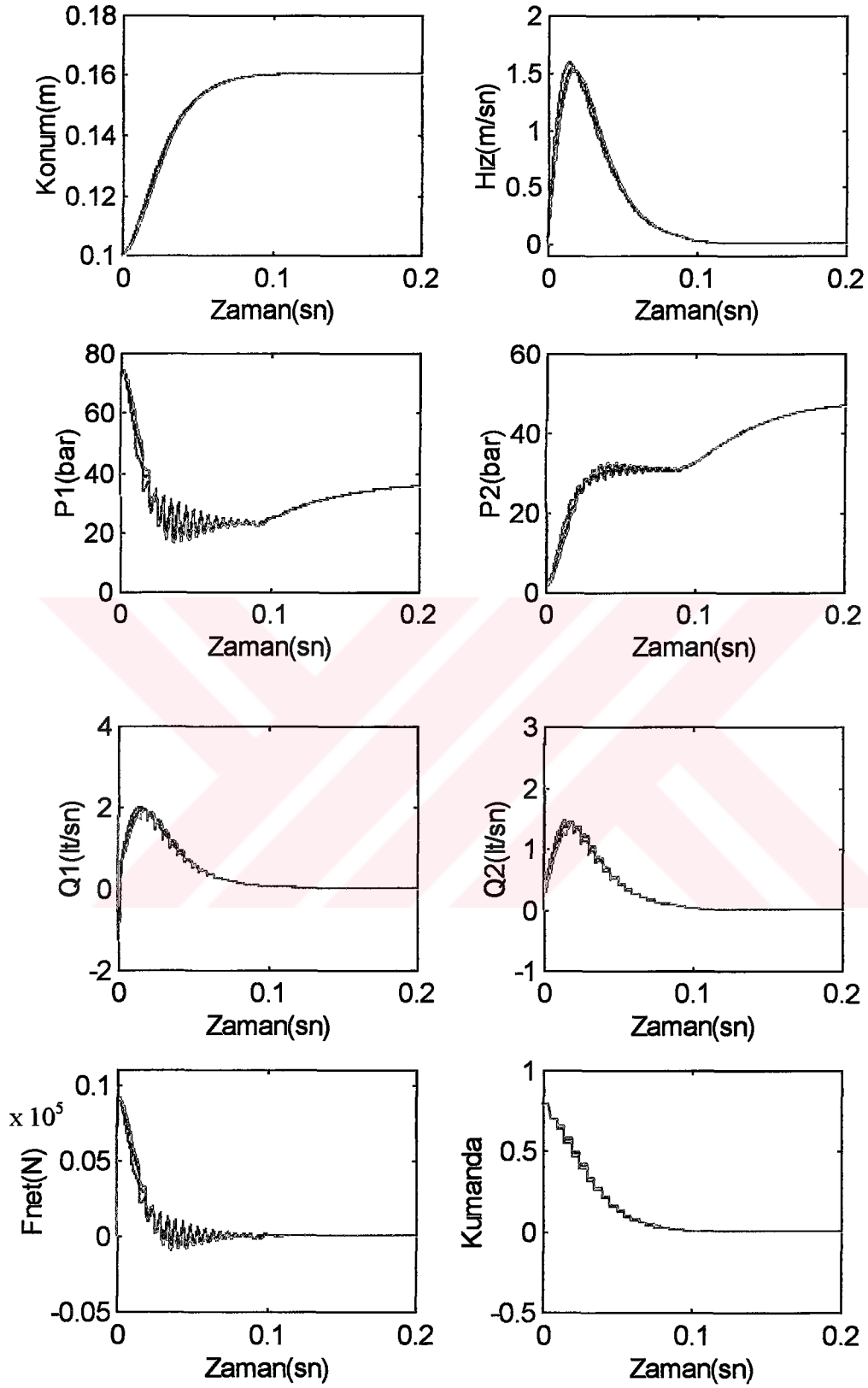
Şekil 6-6 da sistemin bulanık kontrol cevap eğrileri görülmektedir.



Şekil 6-6 Sistemin bulanık kontrol cevabı (Tablo 4.2'deki değerler kullanılmıştır.)



Şekil 6-7 Sistemin Bulanık ve PD etkili kontrol cevap eğrileri
Bulanık(Kırmızı), PD(Yeşili)



Şekil 6-8 Kütlenin farklı değerleri için , bulanık kontrol sonucu elde edilen cevap eğrileri. ($m=40$ kg, Mavi), ($m=50$ kg, Yeşil), ($m=55$ kg, Kırmızı)

Tablo 6.3 Farklı kütleler için similasyon sonuçları

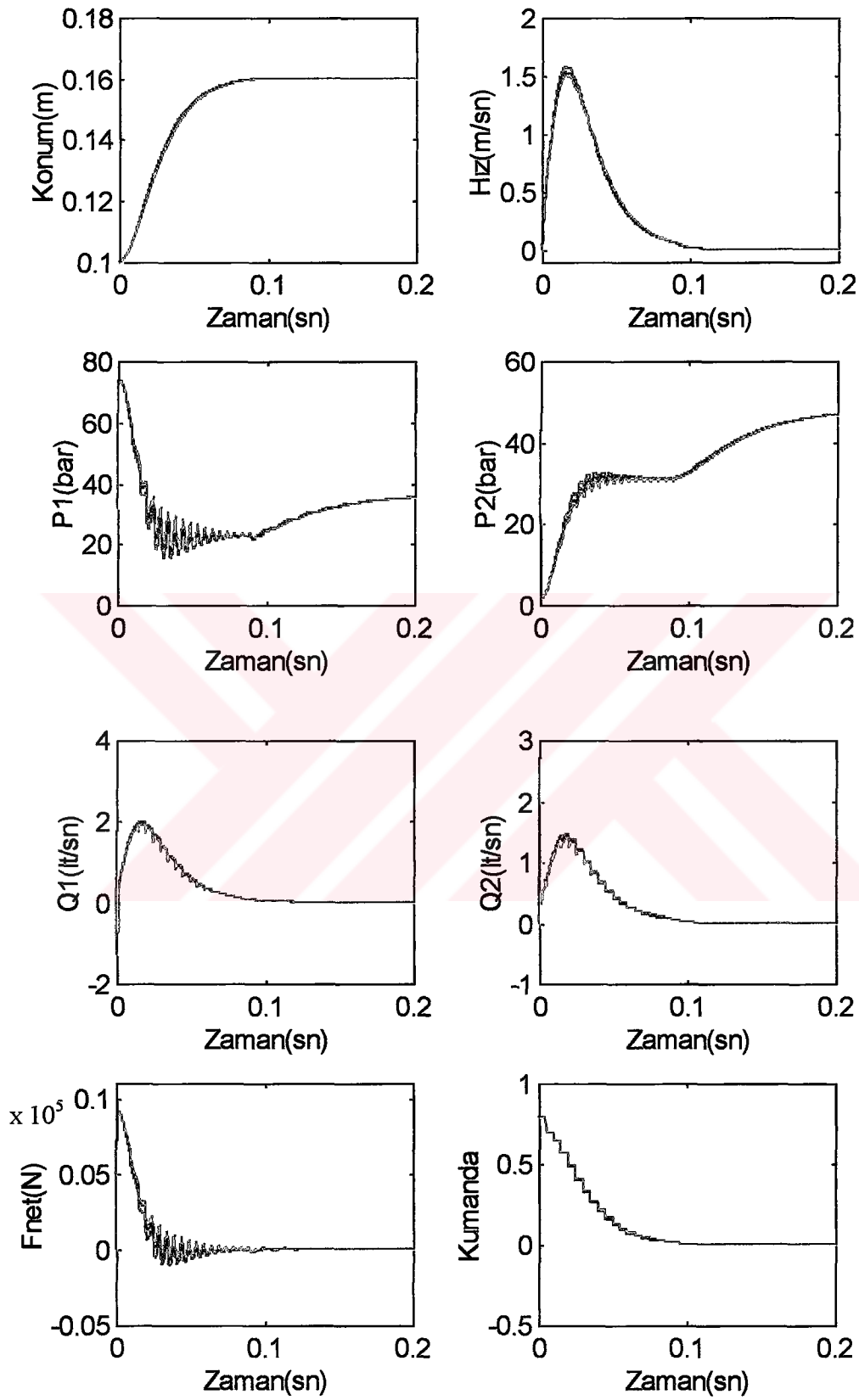
	m = 40 Kg	m = 50 kg	m = 55 kg
%5 Tolerans ile yerleşme zamanı (milisaniye)	65.7	66.3	66.6
Toplam kumanda enerjisi (Birim kumanda)	243.707	250.453	253.76
Gecikme zamanı (milisaniye)	24.82	25.14	25.73
Yükselme zamanı(milisaniye)	46.47	46.22	46.14

Tablo 6.3 de kütlenin 40, 50, 55 kg lık değerleri için elde edilen simülasyon sonuçları sonuçları verilmiştir.

Sistemin kazanç (scaling coefficient) değeri 8.5 olarak alınmıştır. Bu değer küçültülmesi ile sistem yavaşlamakta fakat farklı kütle değerleri için elde edilen simülasyon sonuçlarının birbirine daha yakın olduğu görülmüştür.

Kütlenin değeri arttıkça sistemin yerleşme zamanı süresi uzamakta yani sistem yavaşlamakta ve harcadığı kumanda enerjisi artmaktadır. Ayrıca kütlenin artan değerleri için gecikme zamanı süresi uzamakta yükselme zamanı süresi ise kısalmaktadır.

Şekil 6-8 de kütlenin farklı değerleri için sistemin konum, hız, basınç, debi ve kumanda için cevap eğrileri çizdirilmiştir.



Şekil 6-9 Viskoz sürtünme katsayısının farklı değerleri için, Bulanık kontrol sonucu elde edilen cevap eğrileri. ($B_v=1700$ Nsn/m, Mavi), ($B_v=2000$ Nsn/m, Yeşil), ($B_v = 2200$ Nsn/m, Kırmızı)

Tablo 6.4 Farklı viskoz sürtünme katsayıları için simülasyon sonuçları

	B _v =1700 Nsn/m	B _v =2000 Nsn/m	B _v =2200 Nsn/m
%5 Tolerans ile yerleşme zamanı (milisaniye)	65.25	66.3	67.02
Kumanda enerjisi (Birim kumanda)	246.44	250.45	253.18
Gecikme Zamanı (milisaniye)	24.68	25.14	25.56
Yükselme zamanı (milisaniye)	45.36	46.22	46.8

Tablo 6.4 de viskoz sürtünme katsayısının 1700, 2000, 2200 Nsn/m değerleri için simülasyon sonuçları verilmiştir.

Sistemin kazanç (scaling coefficient) değeri 8.5 olarak alınmıştır. Viskoz sürtünme katsayısının farklı değerleri için elde edilen simülasyon sonuçlarının birbirine daha yakın olduğu görülmektedir. Bu durum sistemin viskoz sürtünme katsayısının değişimine karşı daha duyarsız hale geldiğini gösterir.

Simülasyon sonuçlarından da görüleceği gibi viskoz sürtünme katsayısının değeri arttıkça sistem yavaşlamakta ve sistemin kumanda enerji sarfiyatı daha fazla olmaktadır.

Şekil 6-9 da farklı viskoz sürtünme katsayıları sistemin konum, hız, basınç, debi, kumanda için cevap eğrileri görülmektedir.

SONUÇLAR

Bu çalışmada, dört yollu üç konumlu oransal valf ve asimetric bir silindirden oluşan hidrolik sistemin matematik modeli oluşturularak Matlab paket programı ile kontrol simülasyonu gerçekleştirilmiştir. Ayrıca sistem modeli elde edilirken akışkanın sıkıştırılabilirliği ve viskoz sürtünme etkileri de göz önüne alınmıştır.

Sistemin kontrol simülasyonu gerçeğe yakın olabilmesi için her 5 milisaniyede bir sisteme kumanda gönderilmiştir.

Sisteme ilk olarak PD etkili kontrol uygulanmıştır. Kontrol katsayılarını bulmak için başlangıç noktası olarak Ziegner-Nichols sürekli titreşim yönteminden faydalanılmıştır. Daha sonra sisteme bulanık kontrol algoritması uygulanmış, aynı parametreler için bulanık kontrolün %5 toleransla yerleşme zamanı süresinin PD kontrole göre yaklaşık olarak %9.03 oranında kısa, kumanda enerji sarfiyatının yaklaşık olarak aynı, gecikme zamanı süresinin % 3.09 oranında daha uzun, yükselme zamanı süresinin %9.15 oranında daha kısa olduğu gözlenmiştir.

PD kontrol ifadesine ivme geri beslemesi ekleyerek PD+D² etkili kontrol algoritması incelenmiş ve ivme terimi etkisiyle %5 toleransla yerleşme zamanı süresinin PD kontrole göre yaklaşık olarak %16,62 oranında daha kısa, birim kumanda enerji sarfiyatının % 4.58 oranında daha az , gecikme zamanı süresinin %5.1 oranında daha uzun, yükselme zamanı süresinin % 14.14 oranında daha kısa olduğu görülmüştür.

Bulanık ve PD kontrol ifadelerindeki kazanç değerleri küçültülmüştür. Bu durumda da sistemi yerleşme zamanı süresi daha uzun olmaktadır. İlk durumda viskoz sürtünme katsayısı sabit tutularak kütlenin farklı değerleri için sonuçlar elde edilmiş ve daha sonra kütle sabit tutularak viskoz sürtünme katsayısının farklı değerleri için mukayeselere gidilmiştir.

KAYNAKLAR

- [1] OGATA K., "Modern Control Engineering", Prentice Hall International Editions, 1990.
- [2] WATTON J. "Fluid Power Systems, Modeling, Simulation, Analog and Microcomputer Control", Prentice-Hall International (UK) Ltd. 1989.
- [3] ESPOSITO A. "Fluid Power with Applications", Prentice-Hall Inc. 1994.
- [4] CHEN, SHIH, "An Experimental Study on the Position Control of a Hydraulic Cylinder using a Fuzzy Logic Controller", JSME International Journal, Vol. 34, pp. 481-489, January 1991.
- [5] ZHAO, VIRVALO, "Fuzzy Control of a Hydraulic Position Servo with Unknown Load", IEEE, pp. 785-788, 1993.
- [6] BOVERIE, DEMAYA, LEQUELLEC, TITLI, "Fuzzy Logic Control for High Order Systems", IEEE, pp. 117-121, 1993.
- [7] JINGHONG, ZHAONENG, YUANZHANG, "The Variation of Oil Effective Bulk Modulus with Pressure in Hydraulic Systems", Journal of Dynamic Sytems Measurement and Control, Vol. 116, pp. 146-149, March 1994.
- [8] VILENIUS, "The Application of Sensitivity Analysis to Electrohydraulic Position Control Servos", Journal of Dynamic Systems Measurement and Control, Vol. 105, pp. 77-82, June 1983.
- [9] KUTLU K., "Digital PD and PD² Control Implementations In An Electrohydraulic System" IFAC-Symposium on ROBOT CONTROL (Syroco' 1991), Vienna Austria, September 1991.
- [10] KUTLU K., "Hidrolik Sistemlerde İkili Konum Kontrolü ve Mikroişlemci Uygulaması", Doktora Tezi, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Şubat 1988.
- [11] BECAN M.R., "Hidrolik Sistemlerde Konum ve Hız Kontrolü", Yüksek Lisans Tezi, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Haziran 1995.
- [12] İSTİF İ. "Elektrohidrolik Bir Servo Sisteminin Simülasyonu", Yüksek Lisans Tezi, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Ocak 1995.
- [13] KUZUCU A. "Fluid Power Control", Ders Notları 1995.

- [14] PARR E.A., “Endüstriyel Kontrol El Kitabı Cilt 2 ” M.E.B, Evren Ofset A.Ş. Web Ofset Tesisleri, Ankara1994.
- [15] ÖZDAŞ N., DİNİBÜTÜN A.T., KUZUCU A., “ Otomatik Kontrol ”, İ.T.Ü. Matbaası Gümüşsuyu, 1988.
- [16] “The Hydraulic Programme” Volume 1. Mannesman-Rexroth
- [17] “Otomasyon Aylık Elektrik-Elektronik Makina Bilgisayar Dergisi” Sayı 55, Ocak 1997.
- [18] DRIANKOV D., HELLENDROORN H., REINFRANK M. “An Intoduction to Fuzzy Control”, Springer-Verlag Berlin Heidelberg 1993.
- [19] ÇAKIR B. “Bulanık Denetim”, Ders Notları 1997.
- [20] KRUSE R., GEBHARDT J., KLAWONN F. “Foundations of Fuzzy Systems”, John Wiley & Sons Ltd., England, 1994.



Ek A

% PD Etkili Kontrol Programı

```
k1=0.55;
k2=0.55;
k3=0.57;
k4=0.45;
h=0.0001;
kp=19;
kv=0.0018;
yref=0.16;
dl=0.01;
ps=75;
pt=1;
f=0;
m=50;
bv=2000;
d1=0.04;
d2=0.02;
l=1;
b=1.4e09;
a1=(pi*(d1.^2))/4;
a2=(pi*(d1.^2-d2.^2))/4;
a=a2/a1;

x=[0.1 0 32.14285802 42.85714198]';
q=[0 0]';
uv=[0 0]';

I=1;
II=1;
III=1;
III=1;

xppd=[0 0 0 0]';
xdpd=[0 0]';
xvpd=[0 0]';

sampp=0.005;

xppd(:,1)=x;
xdpd(:,1)=q;
```

```
for Ts=0:0.005:0.2001
```

```
    xk=x;
```

```
    uv=kp*(yref-x(1))-kp*kv*x(2);
```

```
    if uv>1
```

```
        uv=1;
```

```
    end
```

```
    if uv<-1
```

```
        uv=-1;
```

```
    end
```

```
    if(uv>-0.0001 & uv<0.0001)
```

```
        uv=0;
```

```
    end
```

```
    u=[uv 0]';
```

```
    if I==1
```

```
        xvpd(:,1)=u;
```

```
    end
```

```
    % Runge Kutta IV
```

```
    for Ti=Ts:0.0001:Ts+sampp-.0001
```

```
        I=I+1;
```

```
        II=II+1;
```

```
        III=III+1;
```

```
III=III+1;
```

```
xk=x;
```

```
[dx,q1,q2]=sistem(x,uv);
ak1=h*dx;
x=xk+0.5*ak1';
```

```
[dx,q1,q2]=sistem(x,uv);
ak2=h*dx;
x=xk+0.5*ak2';
```

```
[dx,q1,q2]=sistem(x,uv);
ak3=h*dx;
x=xk+ak3';
```

```
[dx,q1,q2]=sistem(x,uv);
ak4=h*dx;
x=xk+(ak1'+2*ak2'+2*ak3'+ak4')/6;
```

```
q=[q1,q2]';
```

```
xppd(:,I)=x;
xdpd(:,II)=q;
xvpd(:,III)=u;
```

```
end
```

```
end
```

Function [dx,q1,q2]=sistem(x,uv);

% Sistem Parametreleri

```
k1=0.55;
k2=0.55;
k3=0.57;
k4=0.45;
h=0.0001;
yref=0.16;
dl=0.01;
ps=75;
pt=1;
f=0;
m=50;
bv=2000;
d1=0.04;
d2=0.02;
l=1;
b=1.4e09;
a1=(pi*(d1.^2))/4;
a2=(pi*(d1.^2-d2.^2))/4;
a=a2/a1;
```

%Debi denklemleri

if uv<dl & uv>-dl

```
q1=k1*(dl+uv)*sign(ps-x(3))*sqrt(sign(ps-x(3))*(ps-x(3)))+k4*(uv-dl)*sign(x(3)-
pt)*...
sqrt(sign(x(3)-pt)*(x(3)-pt));
q2=k2*(dl+uv)*sign(x(4)-pt)*sqrt(sign(x(4)-pt)*(x(4)-pt))+k3*(uv-dl)*sign(ps-
x(4))*...
sqrt(sign(ps-x(4))*(ps-x(4)));
```

end

if uv>=dl

```
q1=k1*(uv+dl)*sign(ps-x(3))*sqrt(sign(ps-x(3))*(ps-x(3)));
q2=k2*(uv+dl)*sign(x(3)-pt)*sqrt(sign(x(4)-pt)*(x(4)-pt));
```

end

if uv<=-dl

```
q1=k4*(uv-dl)*sign(x(3)-pt)*sqrt(sign(x(3)-pt)*(x(3)-pt));
```

```
q2=k3*(uv-dl)*sign(ps-x(4))*sqrt(sign(ps-x(4))*(ps-x(4)));
```

```
end
```

```
% Durum denklemleri
```

```
dx(1)=x(2);
```

```
dx(2)=((-bv/m)*x(2))+((a1*100000)/m)*(x(3)-a*x(4))-f/m;
```

```
dx(3)=((b*0.00001)/(x(1)*a1))*(0.001*q1-a1*x(2));
```

```
dx(4)=((b*0.00001)/((1-x(1))*a2))*(x(2)*a2-0.001*q2);
```

```
dx=[dx(1),dx(2),dx(3),dx(4)];
```



% PD+D² Etkili Kontrol Programı

```

k1=0.55;
k2=0.55;
k3=0.57;
k4=0.45;
h=0.0001;
kp=13.5;
kv=0.0018;
yref=0.16;
ka=0.003;
dl=0.01;
ps=75;
pt=1;
f=0;
m=50;
bv=2000;
d1=0.04;
d2=0.02;
l=1;
b=1.4e09;
a1=(pi*(d1.^2))/4;
a2=(pi*(d1.^2-d2.^2))/4;
a=a2/a1;
x=[0.1 0 32.14285802 42.85714198]';
q=[0 0]';
uv=[0 0]';

```

```

I=1;
II=1;
III=1;
IIII=1;

```

```

xpdd2=[0 0 0 0]';
xddd2=[0 0]';
xvdd2=[0 0]';

```

```

sampp=0.005;

```

```

xpdd2(:,1)=x;
xddd2(:,1)=q;

```

```
for Ts=0:0.005:0.2001
```

```
    xk=x;
```

```
    y2=(x(3)*a1-x(4)*a2-bv*x(2)-f)/m;
    uv=kp*(yref-x(1))-kp*kv*x(2)-ka*y2;
```

```
    if uv>1
```

```
        uv=1;
```

```
    end
```

```
    if uv<-1
```

```
        uv=-1;
```

```
    end
```

```
    if(uv>-0.0001 & uv<0.0001)
```

```
        uv=0;
```

```
    end
```

```
    u=[uv 0]';
```

```
    if I==1
```

```
        xvdd2(:,1)=u;
```

```
    end
```

```
% Runge Kutta IV
```

```
for Ti=Ts:0.0001:Ts+sampp-.0001
```

```

I=I+1;
II=II+1;
III=III+1;
IIII=IIII+1;

```

```

xk=x;

```

```

[dx,q1,q2]=sistem(x,uv);
ak1=h*dx;
x=xk+0.5*ak1';

```

```

[dx,q1,q2]=sistem(x,uv);
ak2=h*dx;
x=xk+0.5*ak2';

```

```

[dx,q1,q2]=sistem(x,uv);
ak3=h*dx;
x=xk+ak3';

```

```

[dx,q1,q2]=sistem(x,uv);
ak4=h*dx;
x=xk+(ak1'+2*ak2'+2*ak3'+ak4')/6;

```

```

q=[q1,q2]';

```

```

xpdd2(:,I)=x;
xddd2(:,II)=q;
xvdd2(:,IIII)=u;

```

```

end

```

```

end

```

Function [dx,q1,q2]=sistem(x,uv);

% Sistem Parametreleri

```
k1=0.55;
k2=0.55;
k3=0.57;
k4=0.45;
h=0.0001;
yref=0.16;
dl=0.01;
ps=75;
pt=1;
f=0;
m=50;
bv=2000;
d1=0.04;
d2=0.02;
l=1;
b=1.4e09;
a1=(pi*(d1.^2))/4;
a2=(pi*(d1.^2-d2.^2))/4;
a=a2/a1;
```

%Debi denklemleri

if uv<dl & uv>-dl

```
q1=k1*(dl+uv)*sign(ps-x(3))*sqrt(sign(ps-x(3))*(ps-x(3)))+k4*(uv-dl)*sign(x(3)-
pt)*...
sqrt(sign(x(3)-pt)*(x(3)-pt));
q2=k2*(dl+uv)*sign(x(4)-pt)*sqrt(sign(x(4)-pt)*(x(4)-pt))+k3*(uv-dl)*sign(ps-
x(4))*...
sqrt(sign(ps-x(4))*(ps-x(4)));
```

end

if uv>=dl

```
q1=k1*(uv+dl)*sign(ps-x(3))*sqrt(sign(ps-x(3))*(ps-x(3)));
q2=k2*(uv+dl)*sign(x(3)-pt)*sqrt(sign(x(4)-pt)*(x(4)-pt));
```

end

if uv<=-dl

```
q1=k4*(uv-dl)*sign(x(3)-pt)*sqrt(sign(x(3)-pt)*(x(3)-pt));
```

```
q2=k3*(uv-dl)*sign(ps-x(4))*sqrt(sign(ps-x(4))*(ps-x(4)));
```

```
end
```

```
% Durum denklemleri
```

```
dx(1)=x(2);
```

```
dx(2)=((-bv/m)*x(2))+((a1*100000)/m)*(x(3)-a*x(4))-f/m;
```

```
dx(3)=((b*0.00001)/(x(1)*a1))*(0.001*q1-a1*x(2));
```

```
dx(4)=((b*0.00001)/((1-x(1))*a2))*(x(2)*a2-0.001*q2);
```

```
dx=[dx(1),dx(2),dx(3),dx(4)];
```



% PD Etkili İkili Kontrol programı

```

k1=0.55;
k2=0.55;
k3=0.57;
k4=0.45;
h=0.0001;
kp=1;
kv=0.001;
yref=0.16;
dl=0.01;
ps=75;
pt=1;
f=0;
m=50;
bv=2000;
d1=0.04;
d2=0.02;
l=1;
b=1.4e09;
a1=(pi*(d1.^2))/4;
a2=(pi*(d1.^2-d2.^2))/4;
a=a2/a1;

x=[0.1 0 32.14285802 42.85714198]';
q=[0 0]';
uv=[0 0]';

I=1;
II=1;
III=1;
III=1;

xp2k=[0 0 0 0]';
xd2k=[0 0]';
xv2k=[0 0]';

sampp=0.005;

xp2k(:,1)=x;
xd2k(:,1)=q;

for Ts=0:0.005:0.2001

    xk=x;

    e=kp*(yref-x(1))-kp*kv*x(2);

```

```

if e<-0.005
uv=-1;
end

if(e>-0.005 & e<0.005)
uv=0;
end

if e>0.005
uv=1;
end

u=[uv 0]';

if I==1

xv2k(:,1)=u;

end

% Runge Kutta IV

for Ti=Ts:0.0001:Ts+sampp-.0001

I=I+1;
II=II+1;
III=III+1;
IIII=IIII+1;

xk=x;

[dx,q1,q2]=sistem(x,uv);
ak1=h*dx;
x=xk+0.5*ak1';

[dx,q1,q2]=sistem(x,uv);
ak2=h*dx;
x=xk+0.5*ak2';

[dx,q1,q2]=sistem(x,uv);
ak3=h*dx;
x=xk+ak3';

[dx,q1,q2]=sistem(x,uv);
ak4=h*dx;
x=xk+(ak1'+2*ak2'+2*ak3'+ak4')/6;

```

```
q=[q1,q2]';  
  
xp2k(:,I)=x;  
xd2k(:,II)=q;  
xv2k(:,III)=u;  
  
end  
  
end
```



```
Function [dx,q1,q2]=sistem(x,uv);
```

```
% Sistem Parametreleri
```

```
k1=0.55;
k2=0.55;
k3=0.57;
k4=0.45;
h=0.0001;
yref=0.16;
dl=0.01;
ps=75;
pt=1;
f=0;
m=50;
bv=2000;
d1=0.04;
d2=0.02;
l=1;
b=1.4e09;
a1=(pi*(d1.^2))/4;
a2=(pi*(d1.^2-d2.^2))/4;
a=a2/a1;
```

```
%Debi denklemleri
```

```
if uv<dl & uv>-dl
```

```
q1=k1*(dl+uv)*sign(ps-x(3))*sqrt(sign(ps-x(3))*(ps-x(3)))+k4*(uv-dl)*sign(x(3)-
pt)*...
sqrt(sign(x(3)-pt)*(x(3)-pt));
q2=k2*(dl+uv)*sign(x(4)-pt)*sqrt(sign(x(4)-pt)*(x(4)-pt))+k3*(uv-dl)*sign(ps-
x(4))*...
sqrt(sign(ps-x(4))*(ps-x(4)));
```

```
end
```

```
if uv>=dl
```

```
q1=k1*(uv+dl)*sign(ps-x(3))*sqrt(sign(ps-x(3))*(ps-x(3)));
q2=k2*(uv+dl)*sign(x(3)-pt)*sqrt(sign(x(4)-pt)*(x(4)-pt));
```

```
end
```

```
if uv<=-dl
```

```
q1=k4*(uv-dl)*sign(x(3)-pt)*sqrt(sign(x(3)-pt)*(x(3)-pt));
```

```
q2=k3*(uv-dl)*sign(ps-x(4))*sqrt(sign(ps-x(4))*(ps-x(4)));
```

```
end
```

```
% Durum denklemleri
```

```
dx(1)=x(2);
```

```
dx(2)=((-bv/m)*x(2))+((a1*100000)/m)*(x(3)-a*x(4))-f/m;
```

```
dx(3)=((b*0.00001)/(x(1)*a1))*(0.001*q1-a1*x(2));
```

```
dx(4)=((b*0.00001)/((1-x(1))*a2))*(x(2)*a2-0.001*q2);
```

```
dx=[dx(1),dx(2),dx(3),dx(4)];
```



% Bulanık Kontrol

```
FLkont=readfis('c:\serfl.fis');
```

```
k1=0.55;
k2=0.55;
k3=0.57;
k4=0.45;
h=0.0001;
yref=0.16;
dl=0.01;
ps=75;
pt=1;
f=0;
m=50;
bv=2000;
d1=0.04;
d2=0.02;
l=1;
b=1.4e09;
a1=(pi*(d1.^2))/4;
a2=(pi*(d1.^2-d2.^2))/4;
a=a2/a1;
x=[0.1 0 32.14285802 42.85714198]';
```

```
q=[0 0]';
uv=[0 0]';
```

```
I=1;
II=1;
III=1;
IIII=1;
```

```
xpf=[0 0 0 0]';
xdf=[0 0]';
xvf=[0 0]';
```

```
k=1;
e(1)=0;
de=0;
```

```
sampp=0.005;
```

```
xpf(:,1)=x;
```

```

xdf(:,1)=q;

for Ts=0:0.005:0.2001

    xk=x;

    k=k+1;

    e(k)=0.4*(yref-x(1));
    de(k)=0.2*(e(k)-e(k-1));

    uv=12*evalfis([e(k) de(k)] ,FLkont);

    if uv>1
        uv=1;
    end

    if uv<-1
        uv=-1;
    end

    if(uv<0.0001 & uv>-0.0001)
        uv=0;
    end

    u=[uv 0]';

    if I==1
        xvf(:,1)=u;
    end

    % Runge Kutta IV

    for Ti=Ts:0.0001:Ts+sampp-0.0001

        I=I+1;

```

```

II=II+1;
III=III+1;
IIII=IIII+1;

xk=x;

[dx,q1,q2]=sistem(x,uv);
ak1=h*dx;
x=xk+0.5*ak1';

[dx,q1,q2]=sistem(x,uv);
ak2=h*dx;
x=xk+0.5*ak2';

[dx,q1,q2]=sistem(x,uv);
ak3=h*dx;
x=xk+ak3';

[dx,q1,q2]=sistem(x,uv);
ak4=h*dx;
x=xk+(ak1'+2*ak2'+2*ak3'+ak4')/6;

q=[q1,q2]';

xpf(:,I)=x;
xdf(:,II)=q;
xvf(:,IIII)=u;

end

end

```

```
Function [dx,q1,q2]=sistem(x,uv);
```

```
% Sistem Parametreleri
```

```
k1=0.55;
k2=0.55;
k3=0.57;
k4=0.45;
h=0.0001;
yref=0.16;
dl=0.01;
ps=75;
pt=1;
f=0;
m=50;
bv=2000;
d1=0.04;
d2=0.02;
l=1;
b=1.4e09;
a1=(pi*(d1.^2))/4;
a2=(pi*(d1.^2-d2.^2))/4;
a=a2/a1;
```

```
%Debi denklemleri
```

```
if uv<dl & uv>-dl
```

```
q1=k1*(dl+uv)*sign(ps-x(3))*sqrt(sign(ps-x(3))*(ps-x(3)))+k4*(uv-dl)*sign(x(3)-
pt)*...
sqrt(sign(x(3)-pt)*(x(3)-pt));
q2=k2*(dl+uv)*sign(x(4)-pt)*sqrt(sign(x(4)-pt)*(x(4)-pt))+k3*(uv-dl)*sign(ps-
x(4))*...
sqrt(sign(ps-x(4))*(ps-x(4)));
```

```
end
```

```
if uv>=dl
```

```
q1=k1*(uv+dl)*sign(ps-x(3))*sqrt(sign(ps-x(3))*(ps-x(3)));
q2=k2*(uv+dl)*sign(x(3)-pt)*sqrt(sign(x(4)-pt)*(x(4)-pt));
```

```
end
```

```
if uv<=-dl
```

```
q1=k4*(uv-dl)*sign(x(3)-pt)*sqrt(sign(x(3)-pt)*(x(3)-pt));
```


ÖZGEÇMİŞ

1971 yılında İzmit' te doğdu. İlk ve orta eğitimini İzmit' te tamamladı. Liseyi Bursa Erkek Lisesi' nde tamamladıktan sonra 1990 girdiği yılında İstanbul Teknik Üniversitesi Sakarya Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümünden 1994 yılında mezun oldu. Aynı yıl İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Bölümü Makina Teorisi ve Kontrol Programında Yüksek Lisansa başladı. 1994-1995 yılları arasında İstanbul Teknik Üniversitesi İngilizce Hazırlık sınıfını başarıyla tamamladı. Halen Kocaeli Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümünde Araştırma Görevlisi olarak çalışmaktadır.



Yazın
Tarih: 15.05.2023
İmza: [İmza]