

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**SERVO SİSTEMLİ HİDROLİK
HAREKETLENDİRİCİLERİN MODELLENMESİ,
SAYISAL BENZETİMİ ve DİNAMİK
DAVRANIŞLARININ ANALİZİ**

Mak. Müh. İlyas İSTİF

**F.B.E Makina Anabilim Dalı, Konstrüksiyon Programında
Hazırlanan**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı

: Yrd.Doç.Dr. Muharrem E. BOĞOÇLU

Doç. Dr. Recep ÖZTÜRK

(İstif)

**T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ**

Muharrem E. Boğoçlu

İSTANBUL, 2001

106 377

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ	ii
ŞEKİL LİSTESİ.....	iv
ÇİZELGE LİSTESİ	v
ÖNSÖZ	vi
ÖZET	vii
ABSTRACT	viii
1. GİRİŞ	1
1.1 Elektrohidrolik Sistemler ve Özellikleri	1
1.2 Literatür Araştırması	3
2. HİDROLİK SİSTEM ELEMANLARI ve ÖZELLİKLERİ	5
2.1 Valfler ve Özellikleri	5
2.1.1 Sıfır Geçişli Sürgülü Valf	7
2.1.2 Negatif Geçişli Sürgülü Valf	9
2.2 Elektrohidrolik Oransal Valfler	11
2.3 Elektrohidrolik Sevovalfler	12
2.4 Hidrolik Hareketlendiriciler	14
3. BENZETİM ÇALIŞMALARI	17
3.1 PD Etkili Konum Kontrolü	17
3.2 Servovalf Kontrollü Bir Hidrolik Motor Sisteminin Sayısal Benzetimi.....	17
3.2.1 Valf Modeli	18
3.2.2 Hidrolik Motor Modeli	19
3.2.3 Sistem Modeli	21
3.2.4 Valf Motor Sisteminin Benzetimi	22
3.3 Hidrolik Bir Asansör Sisteminin Modellenmesi ve Konum Kontrolü	26
3.3.1 Silindir Modelinin Elde Edilmesi	26
3.3.2 Sistemin Fiziksel Modeli	28
3.3.3 Sistemin Bond Graph Modeli	29
3.3.4 Sistemin Durum Denklemleri	30
3.3.5 Hidrolik Asansör Sisteminin Benzetimi	30
3.4 Benzetim Sonuçlarının İrdelenmesi	34
4. SONUÇLAR VE TARTIŞMA	35
KAYNAKLAR	36
ÖZGEÇMİŞ	38

SİMGE LİSTESİ

a	Kısma alanı.
A_1	Pistonun ön tarafındaki kesiti.
A_2	Pistonun arka tarafındaki kesiti.
C_{h1}	Silindirin ön tarafındaki kapasitans terimi.
C_{h2}	Silindirin arka tarafındaki kapasitans terimi.
C_q	Boşalma katsayısı.
D_m	Hidrolik motorun deplasmanı.
$e(t)$	Hata değeri.
f_0	Halat kuvveti.
G_p	Piston ağırlığı.
G_k	Kabin ağırlığı.
i	Servovalf akımı
i_u	Negatif geçiş akımı.
J_m	Hidrolik motorun miline indirgenmiş kütlelel atalet momenti.
k_f	Servovalf kazanç katsayısı.
k_p	Oransal kazanç.
k_v	Diferansiyel kazanç.
K_{hl}	Halatın elastiklik katsayısı.
R_{hl}	Halatın iç sönüm katsayısı.
m_p	Piston kütlesi.
m_k	Kabin kütlesi.
ΔP	Basınç düşümü.
P_1	Hidrolik motorun 1. tarafındaki basınç.
P_2	Hidrolik motorun 2. tarafındaki basınç.
P_s	Besleme basıncı.
P_e	Tank çıkış basıncı.
R_h	Silindirin iç tarafındaki sızıntı direci.
R_i, R_e	Hidrolik motorun iç ve dış sızıntı direnç katsayıları.
Q	Hacimsel debi.
t_d	Diferansiyel zaman.
x	Valfin hareket miktarı.
V_5, V_7	Piston ve kabin hızları.
w	Alan gradyeni.

y_{ref}	Referans değer.
y	Ölçülen değer.
β	Akışkanın hacimsel elastiklik modülü.
ρ	Akışkanın yoğunluğu.
θ_m	Hidrolik motorun açısai konumu.
ω_m	Hidrolik motorun açısai hızı.



ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1 Akışkan güç sistemlerinde güç dönüşümü	2
Şekil 2.1 Geçiş durumuna göre sürgülü valfler	6
Şekil 2.2 Sıfır geçişli sürgülü valf.	7
Şekil 2.3 Sıfır geçişli valf için sürgü konumuna bağlı olarak debi-basınç ilişkisi.	9
Şekil 2.4 Negatif geçişli sürgülü valf	9
Şekil 2.5 Negatif geçişli valf için sürgü konumuna bağlı olarak debi-basınç ilişkisi.....	11
Şekil 2.6 Elektrohidrolik oransal valfin şematik kesiti.....	12
Şekil 2.7 Servovalfin çalışma prensibi.....	13
Şekil 2.8 Kanatçık-nozul kademesinde doğrudan geri beslemeli servovalf tasarımı.	13
Şekil 2.9 Yay geri beslemeli servovalf tasarımı.	14
Şekil 2.10 Servovalf ve oransal valflerin kumanda akımı ve debi ilişkisi.....	14
Şekil 2.11 Asimetrik silindir.....	15
Şekil 2.12 Piston konumuna bağlı olarak asimetrik silindirdeki doğal frekansın değişimi.....	15
Şekil 2.13 Pozitif deplasmanlı hidrolik motor.....	16
Şekil 3.1 Negatif geçişli valf şematik resmi ve debileri.	18
Şekil 3.2 Negatif geçişli valfin Bond Graph modeli.....	19
Şekil 3.3 Hidrolik motorun fiziksel modeli.	19
Şekil 3.5 Servovalf kontrollü hidrolik motor sisteminin şematik resmi.....	21
Şekil 3.6 Hidrolik motor sisteminin Bond Graph modeli.....	21
Şekil 3.7 Hidrolik motor sisteminin Simulink® modeli.	23
Şekil 3.8 $P_s=200$ bar , $J_m=1$ kgm ² , $k_p=2.5$ ve $k_v=0.8$ için sistem cevabı.....	24
Şekil 3.9 $P_s=200$ bar , $J_m=5$ kgm ² , $k_p=2.5$ ve $k_v=1.2$ için sistem cevabı.....	24
Şekil 3.10 $P_s=100$ bar , $J_m=1$ kgm ² , $k_p=4$ ve $k_v=0.8$ için sistem cevabı.....	25
Şekil 3.11 $P_s=100$ bar , $J_m=5$ kgm ² , $k_p=4$ ve $k_v=1.2$ için sistem cevabı.....	25
Şekil 3.12 Asimetrik silindir modeli.....	27
Şekil 3.13 Asansör sisteminin fiziksel modeli.....	29
Şekil 3.14 Elektrohidrolik asansör sisteminin Bond Graph modeli	29
Şekil 3.15 Elektrohidrolik asansör sisteminin Simulink® modeli	31
Şekil 3.16 $m_p=1000$ Ns ² m ⁻¹ , $m_k=500$ Ns ² m ⁻¹ , $k_p=189$, $k_v=54.8$ için sistem cevabı.....	32
Şekil 3.17 $m_p=1000$ Ns ² m ⁻¹ , $m_k=1000$ Ns ² m ⁻¹ , $k_p=189$, $k_v=77.9$ için sistem cevabı.....	32
Şekil 3.18 $m_p=50$ Ns ² m ⁻¹ , $m_k=500$ Ns ² m ⁻¹ , $k_p=174$, $k_v=71.7$ için sistem cevabı.....	33
Şekil 3.19 $m_p=50$ Ns ² m ⁻¹ , $m_k=1000$ Ns ² m ⁻¹ , $k_p=174$, $k_v=50.6$ için sistem cevabı.....	33

ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 1.1 Valflerin çeşitli özelliklere göre karşılaştırılması.....	2
Çizelge 3.1 Dört farklı senaryo için benzetim parametreleri.....	23



ÖNSÖZ

Bu çalışmada elektrohidrolik sistem elemanlarından servovalfler ve hidrolik hareketlendiriciler modellenerek bilgisayar ortamında sayısal benzetimleri gerçekleştirilmiştir.

Konu üzerinde çalışmamı öneren ve çalışmamın her aşamasında beni destekleyen danışman hocam Sayın Yrd.Doç.Dr. Muharrem E. Boğoçlu' ya ve sistem modellemesi sırasında fikirlerine başvurduğum çalışma arkadaşım Dr. Ahmet Sağırılı' ya teşekkürü borç bilirim.

İlyas İstif



ÖZET

Hidrolik sistemler inşaat, hareket simülatörleri, üretim ve taşıma sistemleri olmak üzere neredeyse endüstrinin her aşamasında yer almaktadır. Yüksek güç uygulamalarında hidrolik sistemlere ihtiyaç duyulurken, daha düşük güçlerde, kısa stroklu ve yüksek hızlı uygulamalarda genelde pnömatik sistemler kullanılmaktadır.

Endüstriyel uygulamalarda, hidrolik sistemler otomasyona da uygundur. Özellikle servovalfler ve oransal valfler bu amaçla kullanılırlar.

Bu tezde, iki farklı tip elektrohidrolik sistemin benzetimi yapılmıştır. İlk bölümde valflerin çeşitli özellikler bir tablo ile karşılaştırılmış ve hidrolik sistemlerin modellenmesi, benzetimi ve kontrolü konularında yapılmış çalışmalar gözden geçirilmiştir. Daha sonra, ikinci bölümde elektrohidrolik sistemlerde kullanılan valf ve hareketlendiricilerin temel özellikleri incelenmiştir. Üçüncü bölümde, hidrolik sistem elemanlarının matematik, Simulink® ve Bond Graph modelleri verilmiştir. Aynı bölümde benzetim çalışması için kullanılan sistemlerin komple modeli oluşturulmuştur.

İlk benzetim çalışmasında, servovalf kontrollü bir hidrolik motor sistemi için Simulink® modeli geliştirilmiştir. Ayrıca sistemin Bond Graph modeli de geliştirilmiştir. Dördüncü dereceden sisteme PD kontrol uygulanarak, konum kontrolü gerçekleştirilmiştir. Sistem parametreleri ve PD kontrol parametreleri arasındaki ilişkiler incelenerek sistemin davranışı gözlenmiştir.

Elektrohidrolik asansör sisteminin benzetimi, durum denklemleri vasıtasıyla farklı senaryolar için elde edilmiştir. Sistem parametrelerinin, sistem davranışı üzerine etkileri incelenmiştir.

ABSTRACT

Hydraulic systems are involved almost every phase of industry, including transportation, manufacturing, motion simulators and construction. Hydraulic systems are required in heavy-load applications, whereas pneumatic systems are generally employed in light-load, short stroke, high-speed applications.

In industrial applications, fluid power systems are suitable for automation. Especially servovalves and electrohydraulic proportional valves are used for this purpose.

In this thesis, two different electrohydraulic systems are simulated. In the first section, some of the properties of valves are given in a table and the literature on the modeling, simulation and control of hydraulic systems are reviewed. Then, some basic characteristics of valves and actuators which are the most important part of electrohydraulic systems are studied in the second section. In the third section, mathematical, Simulink[®] and Bond Graph model of the system components are given. Complete system model is established for simulation in the same section.

In the first simulation, a Simulink[®] model is developed for a servovalve controlled hydraulic motor system. Bond Graph model of the system is developed. Position control is performed by applying PD control to the fourth order system. Relations between system parameters and PD control parameters are investigated, and system behaviours are observed.

Simulation of an electrohydraulic elevator system is obtained for different scenarios by the state space equations. The effect of the system parameters are observed on the system behaviour.

1. GİRİŞ

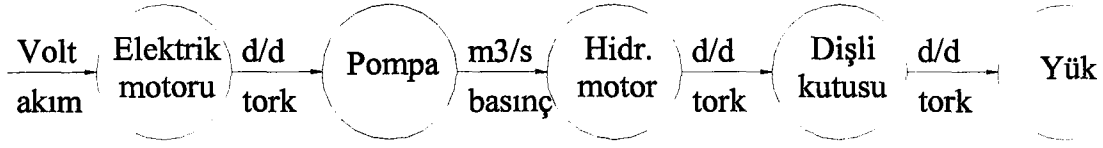
1.1 Elektrohidrolik Sistemler ve Özellikleri

Hidrolik sistemler endüstride üretim, taşıma sistemleri ve inşaat şantiyelerinde bir çok makinada değişik uygulamalarda kullanılmaktadır. Hidrolik sistemlerin yüksek güç gerektiren uygulamalarda kullanılmasına karşılık, fazla güç gerektirmeyen, kısa stroklu ve yüksek hızlı uygulamalarda pnömatik sistemler tercih edilmektedir. Genelde hidrolik sistemlerin manuel kullanımı bazı sistemler için yeterli olmaktadır. Ancak günümüz dünyasında otomasyon ve seri üretim ihtiyaçlarından ötürü hidrolik sistemler, elektrik ve elektronik kumanda, kontrol ve bir çok sensör uygulaması ile birlikte kullanılmaktadır. Hidrolik ve elektroniğin bu birlikteliği sonucunda beyin ve kas sistemine sahip olan hibrit sistemler gelişmiştir. Bu sistemlerin uygulama alanlarından bazıları aşağıda verilmiştir:

- Endüstriyel robot uygulamaları
- Bilgisayar kontrollu takım tezgahları
- Savunma sanayi uygulamaları
- Yerçekimi simülatörleri
- Yorulma test makinaları
- Uçaklardaki hareket sistemleri
- İnşaat makinaları

Hidrolik uygulama içeren bir tasarımda, uygulamayı gerçekleştirmeden önce tasarım aşamasında sistem hakkında önceden bilgi sahibi olunması ve dinamik davranışının gözlenmesi için bilgisayar ortamında benzetim çalışması yapmak hem zaman hemde maliyet açısından büyük faydalar sağlamaktadır. Benzetim çalışmasının başarısı da sistemi oluşturan elemanların dinamik açıdan iyi tanımlanması ve uygun parametre seçimine bağlıdır. Benzetim yoluyla elde edilen sonuçlar değerlendirilip tasarım sürecine geri dönülerek gerekli düzeltmeler yapılır, böylece tasarlanan sistemin performansı ve kalitesi yükseltilir.

Akışkan güç sistemlerinde enerji dönüşümü esas olarak üç aşamada gerçekleşir. İlk olarak mekanik enerji girişi, bir hidrolik pompa vasıtasıyla hidrolik enerjiye dönüştürülür. Daha sonra bu hidrolik enerji akışkan iletim hatlarıyla taşınarak uygun bir akış kontrol organından geçer ve son olarak bir hidrolik silindirde veya pompada mekanik enerjiye dönüşür. Bu enerji dönüşümü Şekil 1.1 ile verilmiştir (Robert Bosch 1984).



Şekil 1.1 Akışkan güç sistemlerinde güç dönüşümü

Akış kontrol organı, tasarlanan sistemin hassasiyeti ve kullanım alanına göre genelde bir servovalf, oransal valf yada ikili bir valf olabilir. Servovalflerin çalışma frekansı 100 Hz civarında olup en hassas olan akış kontrol valfleridir. Oransal valfler ortalama 50 Hz çalışma frekansına sahip olup her iki valf tipinin de üretimi zor ve pahalıdır. Hassasiyet istenmeyen uygulamalarda daha ucuz olan ikili valf sistemleri kullanılmaktadır.

Çizelge 1.1 Valflerin çeşitli özelliklere göre karşılaştırılması. (Robert Bosch 1989)

	Elektiriksel uzaktan kumandalı yön denetim valfleri	Oransal valfler		Kapalı çevrimli oransal valfler	Servo valfler
		Konum kontrolsüz	Elektiriksel konum kontrollu	Elektiriksel konum kontrollu	
Histerezis	% 3..7	% 3..7	% 0.3..1	% 0.2..0.5	% 0.1..0.5
Frekans sınırı	10 Hz	10..50 Hz	10..70 Hz	50..100 Hz	100..200 Hz
Merkez konumdaki boşluk		% ± 5..20		Sıfır boşluk	
Uygulama	Açık çevrimli kontrol			Kapalı çevrimli kontrol	
Mekanik konstrüksiyon	Elektro-hidrolik ön uyarılı, mekanik geri dönüşlü	Direkt kontrol	Direkt veya elektro-hidrolik ön uyarılı kontrol. Ana ve ön uyarı kademelerinde konum kontrolü	Akışkan konvertörüyle elektrohidrolik ön uyarılı. Ana kademede konum kontrolü	

Endüstride yaygın olarak kullanılan valfler, bazı özelliklerine göre Çizelge 1-1' de görüldüğü gibi karşılaştırılabilir.

Bu çalışmada servovalf tarafından kumanda edilen bir hidrolik silindir ve motor modeli oluşturularak bu sistemlere ait birer uygulama benzetim çalışması yardımıyla gerçekleştirilmiştir.

1.2 Literatür Araştırması

Hidrolik sistemler üzerinde yapılmış çalışmalar sayesinde bu sistemler performans iyileştirmesi bakımından uç noktalara gelmiştir. Bu sistemlerin teknolojisindeki geliştirme gereksinimi azalmış gibi görünse de, mevcut sistemlerin performansını artırıcı çalışmalar ve özellikle servovalflere oranla ucuz olan oransal valfler üzerindeki iyileştirmeler son zamanlarda oransal valflerin servovalflere yakın performansa erişmesini sağlamıştır. Gelişen dijital teknoloji ile birlikte, özellikle valf teknolojisindeki bu gelişmeler daha hızlı ve hassas sistemlerin gelişimine olanak tanımıştır. Benzer konularda son yıllarda yapılan çalışmaların bir kısmı aşağıda verilmiştir.

Margolis ve Hennings (1997), valf ve silindirden oluşan yüksek performanslı bir hidrolik hareket sisteminin kararlılığını analiz etmişler, kararlılığın sistem parametrelerine bağlı olarak değiştiğini ortaya koymuşlardır. Buna göre valfden ötürü olabilecek kararsızlıkların parametre gruplaması ile düzeltilebileceğini söylemişlerdir.

Kutlu ve İstif (1995), elektrohidrolik bir sistemin PD kontrolünü gerçekleştirdikleri çalışmada, PD kontrol parametrelerini Ziegler Nichols sürekli titreşim yöntemi ile hesaplamışlardır. Benzetimler sırasında oransal kazancın besleme basıncına bağlı olduğunu ve basıncın artması ile oransal kazancın azaldığını söylemişlerdir.

Finney, Pennington, Bloor ve Gill (1985) çalışmalarında, servovalf ve asimetric silindirden oluşan elektrohidrolik sistemin self-tuning kontrolü üzerine çalışmışlardır.

Watton (1990) negatif geçişli servovalf ile asimetric silindirden oluşan bir elektrohidrolik sisteme self-tuning kontrol uygulamış, filtre katsayılarının açık çevrim transfer fonksiyonundan kolaylıkla elde edilebileceğini göstermiştir.

Schichang, Xingmin, ve Yuwan (1991), simetric silindire sahip bir elektrohidrolik sistemde hız kontrolü için optimal kontrol uygulamışlardır. Valf dinamiğini de içine alan beşinci dereceden sistem modelini oluşturarak bilgisayarla benzetimini gerçekleştirmişlerdir. Ayrıca,

kurulan test sistemini mikro işlemci ile kontrol edip, benzetim sonuçlarına yakın değerler elde etmişlerdir. Hız kontrolü sırasında oluşan basınç dalgalanmalarının, optimal kontrol uygulanarak azaldığını ve basınç genliğinin de, basamak giriş cevabında elde edilene göre 1/5' i oranında azaldığını göstermişlerdir.

Feuser ve Piechnick (1990), elektrohidrolik sürücüler ile ilgili, pratik uygulamalı benzetim paketi geliştirmişlerdir. Bu paketin bir modülü olan valf kontrollü hidrolik silindir benzetim programı, simetrik ve asimetrik silindirlerin çok amaçlı benzetim ve kontrolünü, blok kullanımlı benzetim program ile gerçekleştirmişlerdir. Tasarım ve eğitim amaçlı bu paket programın özellikle elektrohidrolik uygulama mühendislerine yararlı olacağını söylemişlerdir.

Kutlu ve Güner (1991), asimetrik silindire sahip elektrohidrolik sistem üzerinde dijital PD ve Fuzzy kontrollerini uygulayarak, sonuçları sürekli rejim hatası, yerleşme zamanı ve aşma miktarı açısından karşılaştırmışlardır. Deneysel çalışma sonunda Fuzzy kontrolün, sistemdeki parametre değişimlerine hassasiyetinin daha az olduğunu göstermişlerdir.

Kutlu (1991) yaptığı deneysel çalışmada elektrohidrolik sistemde PD ve PD² uygulamalarını erişme zamanı, yerleşme zamanı, sürekli rejim hatası ve enerji tüketimi yönünden karşılaştırmıştır. İvme geri beslemesinin sistem cevabını hızlandırdığını ve PD² kontrolde PD kontrole göre % 34 enerji tasarrufu sağlandığını göstermiştir.

Kutlu, Kuzucu ve Dinibütün (1988), hidrolik bir sistemin konum kontrolünü yön denetim valfi kullanarak ikili kontrol yaklaşımı ile incelemişlerdir. Deney için kullanılan sistem 6800 mikro işlemcisi ile kontrol edilmiştir. Benzetim için sistemin dördüncü mertebeden nonlinear modelini oluşturarak, lineer regülatör problemi uygulamasıyla bulunan optimum durum geribesleme matrisi ile modelin kontrolünü gerçekleştirmişlerdir.

Kutlu ve Güner (1990) çalışmalarında, 80286 mikro işlemcili kişisel bilgisayar kullanarak, elektrohidrolik sistem kontrolü için dijital PD, PID ve Fuzzy kontrol uygulamalarını gerçekleştirmişlerdir. PD ve PID ile Fuzzy kontrol uygulaması sonunda elde edilen sonuçları, sürekli rejim hatası, yerleşme zamanı ve aşma miktarı açısından karşılaştırmışlardır. Karşılaştırma sonunda, PD kontrol için yerleşme zamanının en küçük, sürekli rejim hatasının en büyük, PID kontrolde sürekli rejim hatasının sıfır olduğunu ancak yerleşme zamanının çok büyük, Fuzzy kontrolde ise çok az bir sürekli rejim hatası olmakla birlikte yerleşme zamanının PD kontrole göre iki kat arttığını, aşma miktarının PID kontrole göre yarıya düştüğünü göstermişlerdir. Sisteme kütle ilavesiyle bu değerlerin değiştiğini söylemişlerdir.

2. HİDROLİK SİSTEM ELEMANLARI ve ÖZELLİKLERİ

2.1 Valfler ve Özellikleri

Hidrolik sistemlerde kullanılan valfleri, mekanik konstrüksiyonları, kapama elemanları ve ikaz tarzlarına göre değişik şekillerde sınıflandırmak mümkündür.

Kapama elemanına göre:

1. Sürgülü valfler
2. Popet valfler

Kullanılan ikaz tarzlarına göre ise:

Dış ikazlı valfler:

1. Manuel valfler
2. Selenoid valfler (on-off)
3. Oransal valfler
4. Servovalfler

İç ikazlı valfler:

1. Doğrudan uyarılı valfler
2. Ön uyarılı valfler

Bu çalışmada incelenen valfler mekanik yapı itibariyle sürgülü valflerdir. Sürgülü valflerde sürgü genişliği ve akış kapısı arasındaki boşluk tipine göre üç çeşittir:

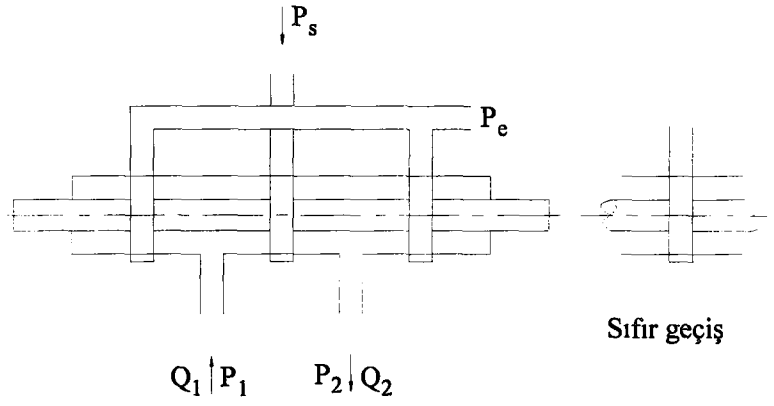
1. Sıfır geçişli valfler (Şekil 2.1.a)
2. Negatif geçişli valfler (Şekil 2.1.b)
3. Pozitif geçişli valfler (Şekil 2.1.c)

Bu valflerin geçiş durumunu gösteren sürgü ve akış kapılarının kesiti Şekil 2.1'de görülmektedir.

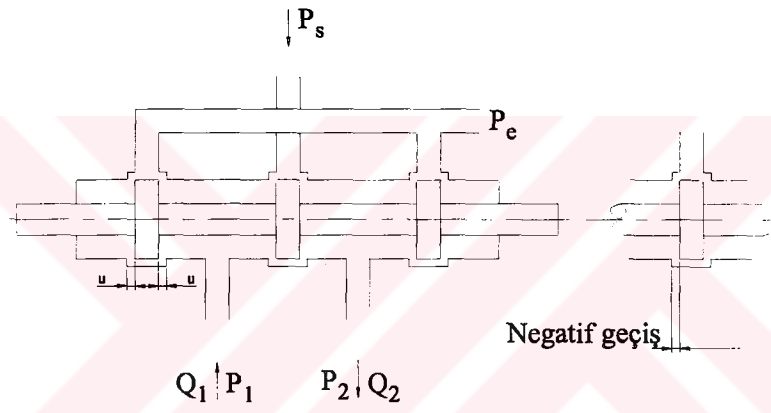
Akış karakteristikleri ve debi denklemleri ise Şekil 2.4 ve Şekil 2.6 de grafik olarak verilmiştir.

Bu tür valflerde debi eşitliği kesit kısılmasına bağlı olarak Bernoulli formunda aşağıdaki şekilde yazılır (2.1):

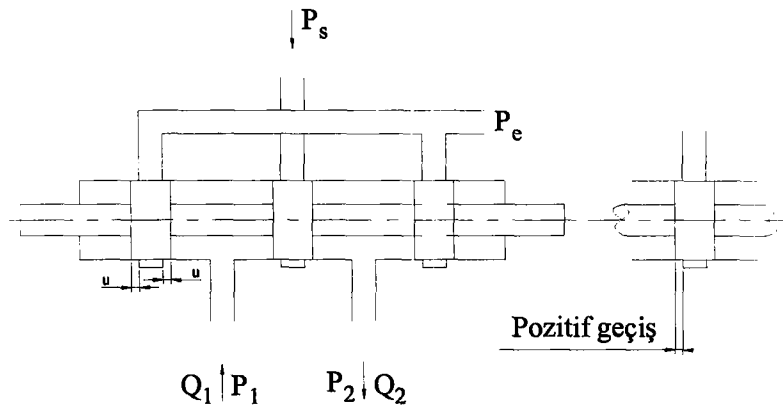
$$Q = C_q \cdot a \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{\rho}} \quad (2.1)$$



a) Sıfır geçişli valf.



b) Negatif geçişli valf.



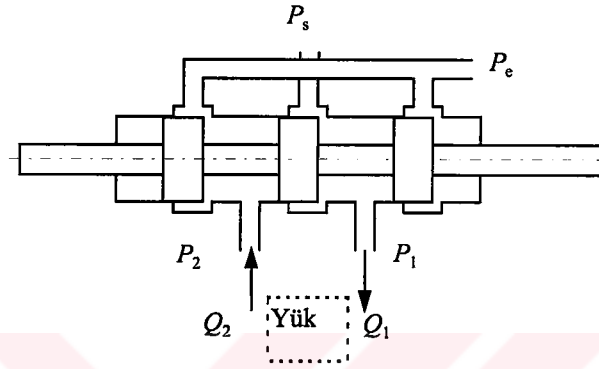
c) Pozitif geçişli valf.

Şekil 2.1 Geçiş durumuna göre sürgülü valfler

Akım kayıplarını ifade eden akım sabiti (C_q) kısma tipine ve akım koşullarına bağlıdır. Akım sabitinin değeri deneysel olarak bulunur.

2.1.1 Sıfır Geçişli Sürgülü Valf

Hidrolik sistem uygulamalarında, akışkan yön ve debi kontrolunda kullanılan beş yollu valfin şematik kesiti Şekil 2.2’de görülmektedir.



Şekil 2.2 Sıfır geçişli sürgülü valf.

Sıfır geçişli valflerde silindirik valf elemanı (valf pistonu) ve akım yolu (port) genişliği, valf pistonu merkez konumda iken akışkan akımına izin vermeyecek şekilde, aynı ölçülerde imal edilmiştir. Bununla birlikte imalat toleransları nedeniyle gerçekte sızıntı debilerine neden olan çok küçük boşluklar mevcuttur. Sızıntı debilerinin ihmal edilmesi ile bu valf için sürekli akım denklemleri aşağıdaki gibi düzenlenebilir:

$$Q_1 = C_q \cdot a \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (P_s - P_1)}{\rho}} \quad (2.2)$$

$$Q_2 = C_q \cdot a \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (P_2 - P_e)}{\rho}} \quad (2.3)$$

$Q_1 = Q_2$ ve tank dönüş basıncı $P_e = 0$ olması durumunda

$$P_1 + P_2 = P_s$$

$$P_1 - P_2 = P_l$$

olarak tanımlandığında;

$$P_1 = \frac{P_s + P_l}{2} \quad (2.4)$$

$$P_2 = \frac{P_s - P_l}{2} \quad (2.5)$$

olarak elde edilir.

Böylece genelleştirilmiş debi denklemi aşağıdaki gibi bulunur:

$$Q = Q_1 = Q_2 = C_q \cdot a \cdot \sqrt{\frac{(P_s - P_l)}{\rho}} \quad (2.6)$$

Bu eşitlikte akım yolu geometrisi (port şekli) tanımlanmamıştır. Denklem hem doğrusal, hem de belirli bir yük basıncında, debi değişiminin valf pistonu hareketiyle orantılı olmadığı dairesel portlar için geçerlidir. Valf pistonu hareketiyle oluşan akım kesiti değişiminin doğrusal olması istenirse aşağıdaki eşitlik yazılabilir:

$$a = w \cdot x \quad (2.7)$$

En büyük akım kesitini (a_m) veren, maksimum valf pistonu yerdeğişim miktarı x_m olarak tanımlanıp, debi denklemindeki değişkenler maksimum değerlerine bölüldüğünde boyutsuz debi denklemi elde edilir (2.12).

$$\bar{x} = \frac{x}{x_m} \quad (2.8)$$

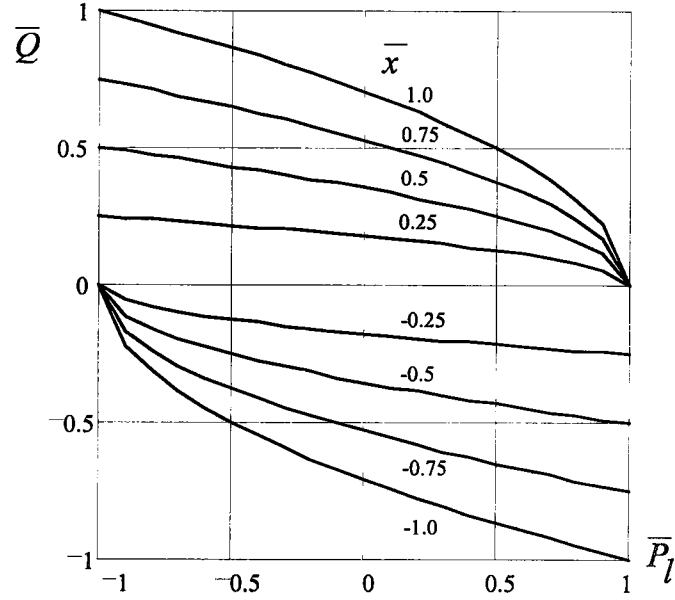
$$\bar{P}_l = \frac{P_l}{P_s} \quad (2.9)$$

$$K_f = C_q \cdot a_m \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot P_s}{\rho}} \quad (2.10)$$

$$a_m = w \cdot x_m \quad (2.11)$$

$$\bar{Q} = \frac{Q}{K_f} = \bar{x} \cdot \sqrt{\frac{1 - \bar{P}_l}{\rho}} \quad (2.12)$$

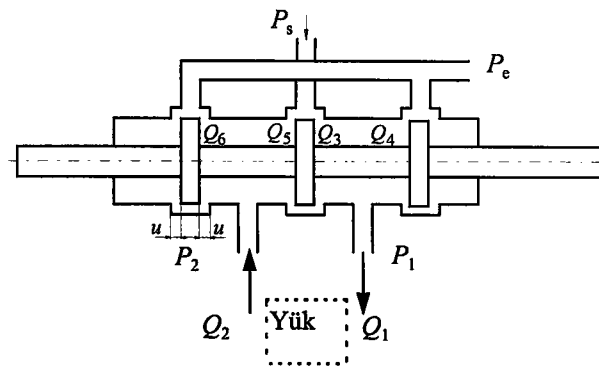
Boyutsuz debi denklemine göre, çeşitli \bar{x} değerleri için sıfır geçişli valf debi-basınç karakteristiği Şekil 2.3'de verilmiştir.



Şekil 2.3 Sıfır geçişli valf için sürgü konumuna bağlı olarak debi-basınç ilişkisi.

2.1.2 Negatif Geçişli Sürgülü Valf

Negatif geçişli valfte Şekil 2.4'de görüldüğü gibi valf pistonunu ve akım yolu genişliği arasında u değerinde bir boşluk vardır. Bu boşluk nedeniyle valf pistonunun merkez konumunda da sürekli sızıntı debileri vardır. Bu sızıntı debilerinin oluşturduğu yük kaybı nedeniyle sistemin basınç hassasiyeti düşüktür. Bu özelliğin avantajlı tarafı, sistemdeki ani basınç değişimlerinde valfin sönümleme etkisi yapmasıdır.



Şekil 2.4 Negatif geçişli sürgülü valf

Şekildeki valf pistonunun sola doğru hareketi için, valf hareketinin (x), boşluk değerinden küçük olması durumunda debi denklemleri şu şekilde düzenlenebilir.

$$Q_1 = Q_3 - Q_4 \quad (2.13)$$

$$Q_2 = Q_6 - Q_5 \quad (2.14)$$

olmak üzere,

$$Q_1 = C_q \cdot w \cdot (u+x) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (P_s - P_1)}{\rho}} - C_q \cdot w \cdot (u-x) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot P_1}{\rho}} \quad (2.15)$$

$$Q_2 = C_q \cdot w \cdot (u+x) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot P_2}{\rho}} - C_q \cdot w \cdot (u-x) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (P_s - P_2)}{\rho}} \quad (2.16)$$

elde edilir.

$$Q_1 = Q_2 \quad (2.17)$$

$$P_1 + P_2 = P_s \quad (2.18)$$

$$P_1 - P_2 = P_l \quad (2.19)$$

olmak üzere, genelleştirilmiş debi denklemi aşağıdaki gibi bulunur:

$$Q = C_q \cdot w \cdot (u+x) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \frac{(P_s - P_l)}{2}} - C_q \cdot w \cdot (u-x) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \frac{(P_s - P_l)}{2}} \quad (2.20)$$

$$K_f = C_q \cdot w \cdot u \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot P_s}{\rho}} \quad (2.21)$$

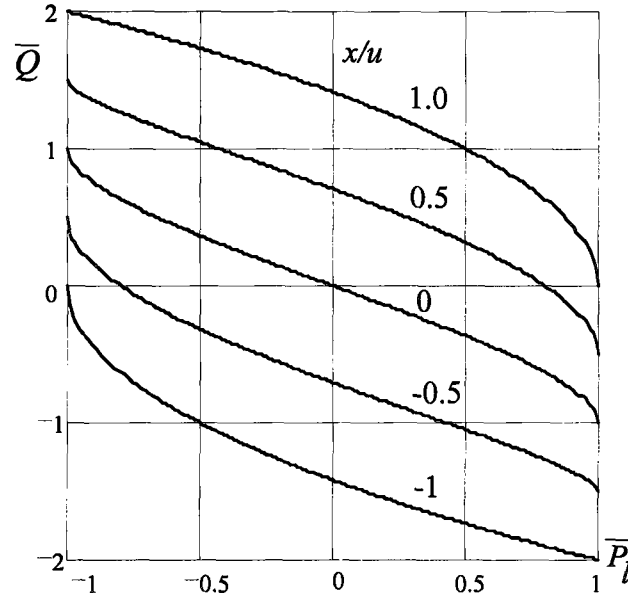
$$\bar{x} = \frac{x}{u} \quad (2.22)$$

$$\bar{P}_l = \frac{P_l}{P_s} \quad (2.23)$$

olarak tanımlandığında, debi denklemi boyutsuz olarak aşağıdaki şekilde elde edilir:

$$\bar{Q} = \frac{Q}{K_f} = (1+\bar{x}) \cdot \sqrt{\frac{1-\bar{P}_l}{2}} - (1-\bar{x}) \cdot \sqrt{\frac{1+\bar{P}_l}{2}} \quad (2.24)$$

Boyutsuz debi denklemine göre, negatif geçişli valfin debi-basınç karakteristiği Şekil 2.5'de verilmiştir.



Şekil 2.5 Negatif geçişli valf için sürgü konumuna bağlı olarak debi-basınç ilişkisi.

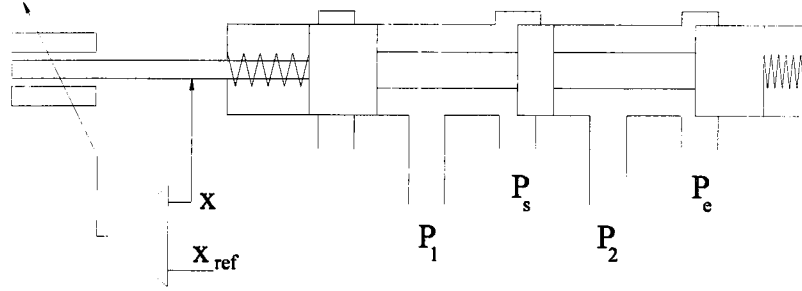
2.2 Elektrohidrolik Oransal Valfler

Elektrohidrolik valfler, kısaca elektronik kontrol girişli ile orantılı olarak çıkış (basınç, yön veya akış) veren valf şeklinde tanımlanır. Elektrohidrolik oransal valfler, düşük teknolojiye sahip ikili valflerin elektronik kontrol yardımı ile desteklenmesi ve valf imalatındaki toleransların iyileştirilmesi sonucunda günümüzde yüksek teknoloji ürünü ve performansı servo valf teknolojisine yaklaşan ürünler haline gelmiştir. Bu gelişmenin en avantajlı tarafı akışkan güç sistemlerindeki karmaşıklığı azaltmasının yanında, değişken hız ve kuvvet çıkışlı sistemlerin uygulaması ve tasarımına esneklik getirmesidir.

Elektrohidrolik oransal valfler geliştirilmeden önce ikili selenoid valfler ve servo valfler olmak üzere iki tip valf mevcuttu. İkili selenoid valfler sadece açık kapalı şeklindeki çalışmaları ile performans ve akış denetiminde servovalflerin çok gerisinde idi. Elektrohidrolik oransal valf teknolojisi ile valf sürgüsünün istenen bir ara değere ayarlanması sağlandı ve sürgününün bu şekilde kontrol edilebilmesiyle elektrohidrolik oransal valfler selenoid valflerle karşılaştırıldığında yüksek derecede esnekliğe sahip sistemler haline gelmiştir.

Oransal valfler ile bir hidrolik akışkanın genel olarak yönü, basıncı yada hacimsel debisi denetlenir. Ayarlanan referans değerler arasındaki geçişler (geçiş fonksiyonu) rampa generatörü ile kontrol edilir. Referans değerler uygulamada bir kontrolör (genellikle PLC) ile işlenir. Bu teknoloji endüstrideki hareketlendiricilerin (hidrolik silindir ve motor) konum hız

ve ivme kontrolunda kullanılır.



Şekil 2.6 Elektrohidrolik oransal valfin şematik kesiti.

Oransal valfin kullanım alanına örnek olarak konveyör sistemlerini verebiliriz. Konveyör sistemlerinin tahriki genellikle hidrolik motorlar ile yapılmaktadır. Kağıt üretiminde, son aşama olan kesme ve balyalama tesisinde bu amaçla kullanılan bir konveyör bandı üzerindeki kağıt yığını paketlenip bağlanacağı alana geldiğinde bant durur ve bağlama işlemi bitince bant hareket eder. Konveyörün ani hareket etmesi ve durması kağıt yığınlarının dağılmasına neden olur. Elektrohidrolik kontrol valfleri bu tür sistemlerde rampa fonksiyonu şeklinde, sistemi belli bir ivmeyle hareketlendirip durdurarak kağıt balyalarının dağılmasını engeller. Bunun dışında bir asansör sisteminde kullanılması durumunda ani hareketlenme ve ani duruşların önüne geçmek için belli bir ivme ile sistemin durması yada hareket ettirilmesi istenir. Bu amaçla yine bir oransal valf sistemi kontrollu bir şekilde ivmelendirmek için kullanılabilir.

2.3 Elektrohidrolik Servovalfler

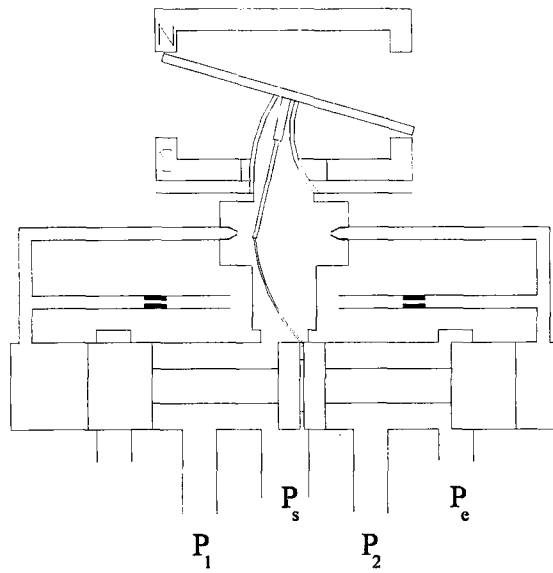
Servovalfler elektrohidrolik kontrol sisteminin önemli bir parçasını oluşturduğundan akış karakteristiklerinin incelenmesi gerekir. Ticari olarak mevcut olan servovalfler çeşitlidir. Burada incelenen iki farklı tipden birincisinde kanatçık-nozul kademesinde oluşan basınç farkı, bir geri besleme ünitesi vasıtasıyla beş yollu valf sürgüsünü hassas olarak hareket ettirir (Şekil 2.8) . Burada kanatçık hareketi bir tork motoru ile kontrol edilmektedir ve bu şekilde çok düşük düzeydeki bir elektrik sinyali ile çok yüksek güçteki akışkan akışı kontrol edilir. Servovalfin esas olarak çalışma prensibi Şekil 2.7 ile verilmiştir (Mannesmann Rexroth

1983). İdeal durumda tork motoruna uygulanan akımla çıkış debisi arasındaki ilişki doğru orantılıdır.

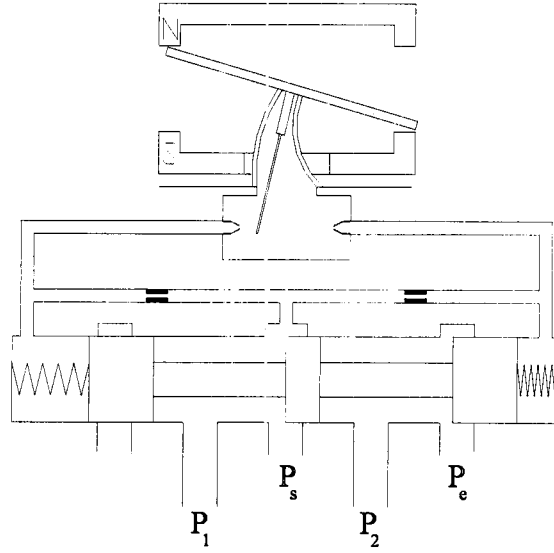


Şekil 2.7 Sevovalfin çalışma prensibi.

Bu valflerdeki gelişmeler 1950'li yıllardan sonra hızlanmış ve günümüzde çalışma karakteristiğinin iyileştirilmesi için yapılan çalışmalar sonunda değişik valf tasarımları ortaya çıkmıştır. Şekil 2.8 ve Şekil 2.9'da kanatçık nozul kademesini kullanan iki farklı tipde valf tasarımı görülmektedir (Watton 1989). Her iki servovalfde de, ilk kademedede polarize elektrik tork motoru kullanılmaktadır. Motor kanatçığı, esnek bir tüple desteklenerek manyetik akı devresindeki hava boşluğuna doğru uzatılmıştır. Bu eleman aynı zamanda elektromanyetik ve hidrolik kısımlar arasındaki sızdırmazlık görevini de yerine getirmektedir. Tork motoruna akım uygulandığında oluşan elektromanyetik kuvvet kanatçığın dönmesine neden olur ve oluşan basınç farkı sürgü üzerine etkir. Sürgü üzerindeki basınç farkında dolayı kuvvet dengesi değişir ve sürgü harekete geçer.

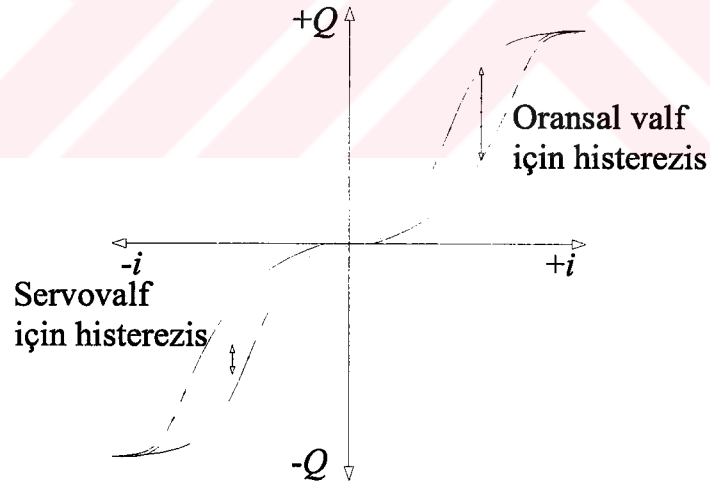


Şekil 2.8 Kanatçık-nozul kademesinde doğrudan geri beslemeli servovalf tasarımı.



Şekil 2.9 Yay geri beslemeli servovalf tasarımı.

Elektrohidrolik oransal valflerde ve servovalflerdeki akım (i), debi (Q) ilişkisi Şekil 2.10 ile verilmiştir.



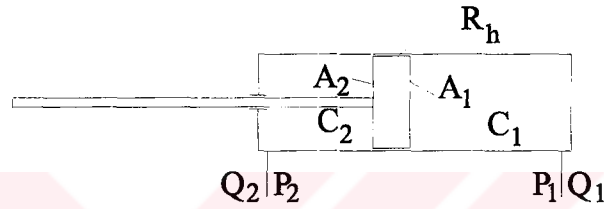
Şekil 2.10 Servovalf ve oransal valflerin kumanda akımı ve debi ilişkisi.

2.4 Hidrolik Hareketlendiriciler

Hidrolik sistemlerde pompada üretilen akış hareketi valf ile yönlendirildikten sonra bir hareketlendirici (actuator) kullanılarak doğrusal yada rotasyonel harekete dönüştürülür. Doğrusal hareket ve kuvvet elde etmek için hidrolik silindirler, dairesel hareket ve moment

elde etmek için ise hidrolik motorlar kullanılır.

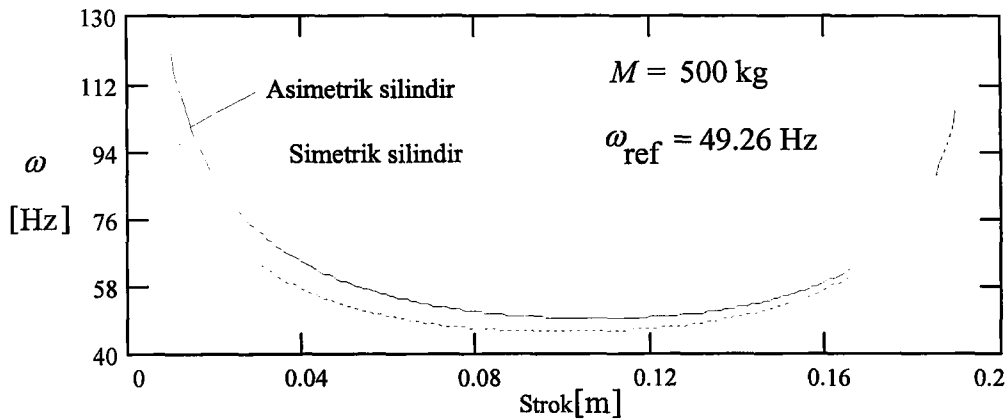
Bu çalışmada çift etkili asimetric hidrolik silindir kullanılmıştır (Şekil 2.11). Asimetrik yapısından dolayı aynı debi değeri için açılma ve kapanma hızları farklı olmaktadır. Aynı nedenden ötürü her iki yönde aynı besleme basıncı için farklı itme kuvvetler oluşmaktadır. Ayrıca bu tür silindirlerde doğal frekans pistonun konumuna bağlı olarak strok boyunca asimetrik olarak değişir (Şekil 2.12). Bu da modelleme ve kontrol açısından zorluk yaratır. Endüstride yaygın kullanımından ötürü, bu tür zorluklara rağmen benzetim çalışması için bu tip silindir tercih edilmiştir.



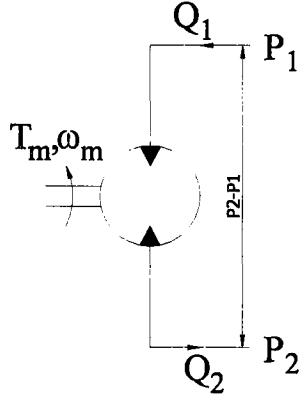
Şekil 2.11 Asimetrik silindir.

Asimetrik bir silindir için doğal frekans aşağıda verilen formülle piston konumuna bağlı olarak hesaplanır.

$$\omega_{os} = \sqrt{\frac{\beta}{M} \left[\frac{A_1^2}{V_1} + \frac{A_2^2}{V_2} \right]} \quad (2.25)$$



Şekil 2.12 Piston konumuna bağlı olarak asimetrik silindirdeki doğal frekansın değişimi.



Şekil 2.13 Pozitif deplasmanlı hidrolik motor.

Benzetim çalışmasında pozitif deplasmanlı bir motor kullanılmıştır (Şekil 2.13). Hidrolik motor için doğal frekansı ifadesi, hidrolik silindire benzer şekilde aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\omega_{op} = \sqrt{\frac{2\beta \cdot (D_m / \pi)^2}{V \cdot J_m}} \quad (2.26)$$

3. BENZETİM ÇALIŞMALARI

Bu bölümde servovalf ile kontrol edilen iki farklı sistemin sayısal benzetimi gerçekleştirilmiştir. Benzetim çalışmalarından ilki bir konveyör bandının tahriki için kullanılan hidrolik bir motorun matematik modeli oluşturulmuş, modele daha sonra değişik atalet değerleri etkisinde benzetim çalışması uygulanarak sistemin konum kontrolü gerçekleştirilmiştir. Ele alınan ikinci sistem de, konvansiyonel hidrolik asansör uygulamalarına bir alternatif olabilecek bir sistemin modeli kurularak karşı ağırlıklı ve karşı ağırlıksız durumlar için asansör sistemi benzetim çalışmasıyla denenmiştir.

3.1 PD Etkili Konum Kontrolü

Benzetim çalışmalarında her iki sistemde de konum kontrolü için PD kontrol uygulanmıştır. PD (oransal-türevsel) etkili kontrol organı için kontrol kanunu (Özdaş, Dinibütün, Kuzucu, 1988):

$$u(t) = k_p \cdot e(t) + k_v \cdot \frac{de(t)}{dt} \quad (3.1)$$

$$k_v = k_p \cdot \tau_d \quad (3.2)$$

$$e(t) = y_{\text{ref}} - y \quad (3.3)$$

$$\dot{e}(t) = \dot{y}_{\text{ref}} - \dot{y} = -\dot{y} \quad (3.4)$$

şeklindedir. Buna göre PD etkili kontrol için kumanda ifadesi 3.5 ile verilmektedir:

$$u(t) = k_p \cdot e(t) - k_v \cdot \dot{y} \quad (3.5)$$

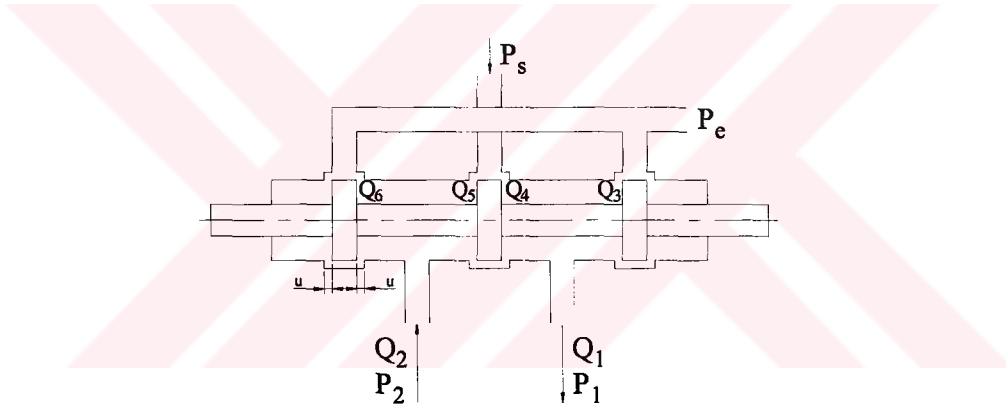
3.2 Servovalf Kontrollü Bir Hidrolik Motor Sisteminin Sayısal Benzetimi

İlk yapılan benzetim çalışmasında, servovalf kontrollü bir hidrolik motor için Simulink® modeli geliştirilmiştir. Bu tür sistemler endüstride transport makinalarında, hız ve konum kontrolünün önemli olduğu konveyör sistemlerinde, robotlarda, takım tezgahlarında ve savunma sanayinde yaygın olarak kullanılmaktadır. Bond graf modeli de verilen 4. dereceden sisteme klasik PD kontrol uygulanarak konum kontrolü gerçekleştirilmiştir. PD kontrol katsayıları ve sistem parametreleri arasındaki ilişkiler irdelenerek, sistemin dinamik davranışları gözlenmiştir.

Komple sistemin modellenmesi için önce valf ve hidrolik motor modelleri ayrı ayrı oluşturulmuş, sonra modeller birleştirilerek sistem modeline geçilmiştir. Hidrolik valf motor sisteminin modellenmesi için Bond Graph yöntemi kullanılmıştır. Bond Graph yöntemi farklı enerji alanlarını birarada içeren sistemlerin kolaylıkla modellenmesine olanak tanıyan, sistemin kinematik ve yapısal özelliklerini, enerji iletim ve dönüşümlerini açıkça tanımlayan grafiksel bir modelleme yöntemidir (Sağırlı 1996).

3.2.1 Valf Modeli

Negatif geçişli valfte Şekil 3.1’de görüldüğü gibi valf pistonu ve akım yolu genişliği arasında u değerinde bir boşluk vardır. Bu boşluk nedeniyle valf pistonunun merkez konumunda da sürekli sızıntı debileri vardır. Bu sızıntı debilerinin oluşturduğu yük kaybı nedeniyle sistemin basınç hassasiyeti düşüktür. Bu özelliğin avantajlı tarafı, sistemdeki ani basınç değişimlerinde valfin sönmüleme etkisi yapmasıdır.



Şekil 3.1 Negatif geçişli valf şematik resmi ve debileri.

Şekil 3.1’deki valf pistonunun sola doğru hareketi için, valf hareketinin i_u boşluk değerinden küçük olması durumunda debi denklemleri aşağıdaki şekilde düzenlenebilir.

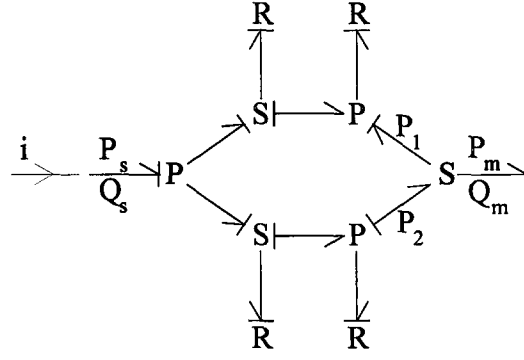
$$Q_1 = Q_3 - Q_4 \quad (3.7)$$

$$Q_2 = Q_6 - Q_5 \quad (3.7)$$

olmak üzere,

$$Q_1 = k_f \cdot (i_u + i) \cdot \sqrt{P_s - P_1} - k_f \cdot (i_u - i) \cdot \sqrt{P_1 - P_e} \quad (3.8)$$

$$Q_2 = k_f \cdot (i_u + i) \cdot \sqrt{P_2 - P_e} - k_f \cdot (i_u - i) \cdot \sqrt{P_s - P_2} \quad (3.9)$$



Şekil 3.2 Negatif geçişli valfin Bond Graph modeli

Servovalfin Bond Graph modeli, Şekil 3.2’de verilmiştir. Buradaki valf modelinde, seri kapılar (S) basınç dağılımlarını, paralel kapılar (P) ise debi dağılımlarını göstermektedir. Seri ve paralel kapılarındaki sızıntı dirençleri R ile gösterilmiştir. Sızıntı dirençleri valf pistonunun deplasmanı ile modülelidir.

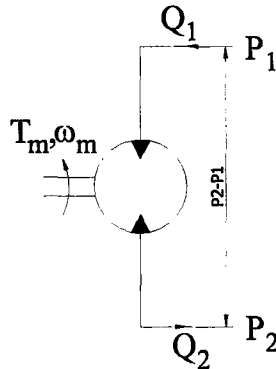
3.2.2 Hidrolik Motor Modeli

Pozitif deplasmanlı bir motor deplasmanı ile ifade edilir, bu da birim radyanlık açısal dönüşteki motordan geçen hidrolik akışkanın hacmi ile verilebilir. Motor deplasmanın herhangi bir açısal konumdaki değerinin sabit olduğunu düşünürsek, ideal bir motor için giriş gücü, çıkış gücüne eşit olacaktır.

$$\omega_m \cdot T_m = \Delta P \cdot Q \quad (3.10)$$

Hidrolik motorun dinamik durum denklemi aşağıdaki şekildedir:

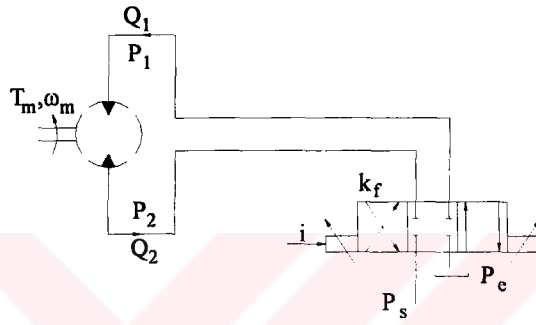
$$D_m(P_1 - P_2) = T_m + B_v \omega + J_m \frac{d\omega}{dt} \quad (3.11)$$



Şekil 3.3 Hidrolik motorun fiziksel modeli.

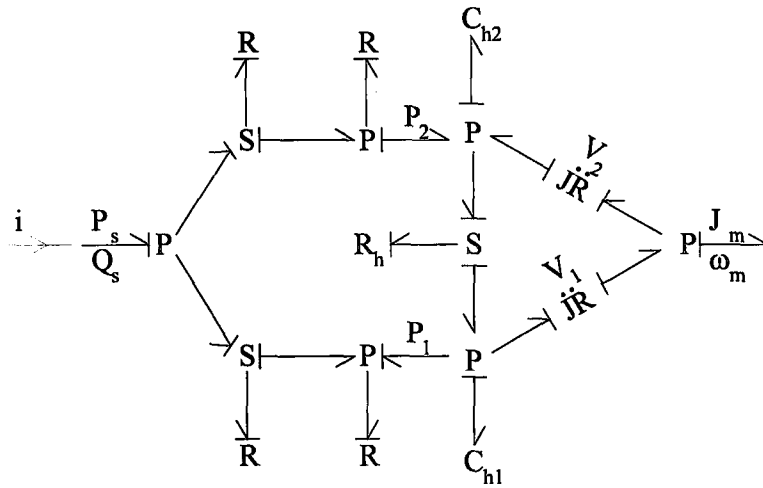
3.2.3 Sistem Modeli

Hidrolik sistem tasarımında gerekli olan filtre, çek valf ve akümülatör gibi devre elemanları modellemede dikkate alınmamıştır. Böylece modellenecek sistemin devre şeması basitçe motor ve servovalfin bağlantısı şeklinde verilmiştir (Şekil 3.5). Hidrolik akışkanın sıkıştırılabilirliği modellemede ve benzetimlerde dikkate alınmıştır. Hidrolik motordaki iç ve dış sızıntı kayıpları modelde hesaba katılmış, benzetim sırasında gerçek sızıntı dirençleri bilinmediğinden bu etkiler ihmal edilmiştir. Yukarıda tek tek modellenen sistem elemanlarının birleştirilmesiyle , bütün sistemi içine alan model elde edilmiştir.



Şekil 3.5 Servovalf kontrollü hidrolik motor sisteminin şematik resmi.

Servovalf kontrollü hidrolik motor sisteminin bond graph modeli Şekil 3.6'da görülmektedir. Sistem giriş büyüklüğü olarak, valf pistonu hareketi ile orantılı olan valf kumanda akımı i (mA) seçilmiştir.



Şekil 3.6 Hidrolik motor sisteminin Bond Graph modeli.

Elektrohidrolik sistemin dinamik davranış denklemleri, 3.11 ve 3.16 numaralı eşitliklerde gerekli düzenlemeler yapılarak, valf kumanda akımına bağlı olarak aşağıdaki gibi bulunur:

$$\begin{aligned}
\frac{d\theta}{dt} &= \omega_m \\
\frac{d\omega_m}{dt} &= -\frac{B_v}{J_m} \omega_m + \frac{D_m}{J_m} \cdot (P_1 - P_2) - \frac{T_m}{J_m}, \\
\frac{dP_1}{dt} &= \frac{1}{C_1} \cdot \left[Q_1(x_3, i) - D_m \omega_m - \frac{(P_1 - P_2)}{R_i} - \frac{P_1}{R_e} \right] \\
\frac{dP_2}{dt} &= -\frac{1}{C_2} \cdot \left[Q_2(x_4, i) - D_m \omega_m - \frac{(P_1 - P_2)}{R_i} + \frac{P_2}{R_e} \right]
\end{aligned} \tag{3.17}$$

Durum değişkenleri:

$$x_1 = \theta, \quad x_2 = \frac{d\theta}{dt} = \omega, \quad x_3 = P_1, \quad x_4 = P_2$$

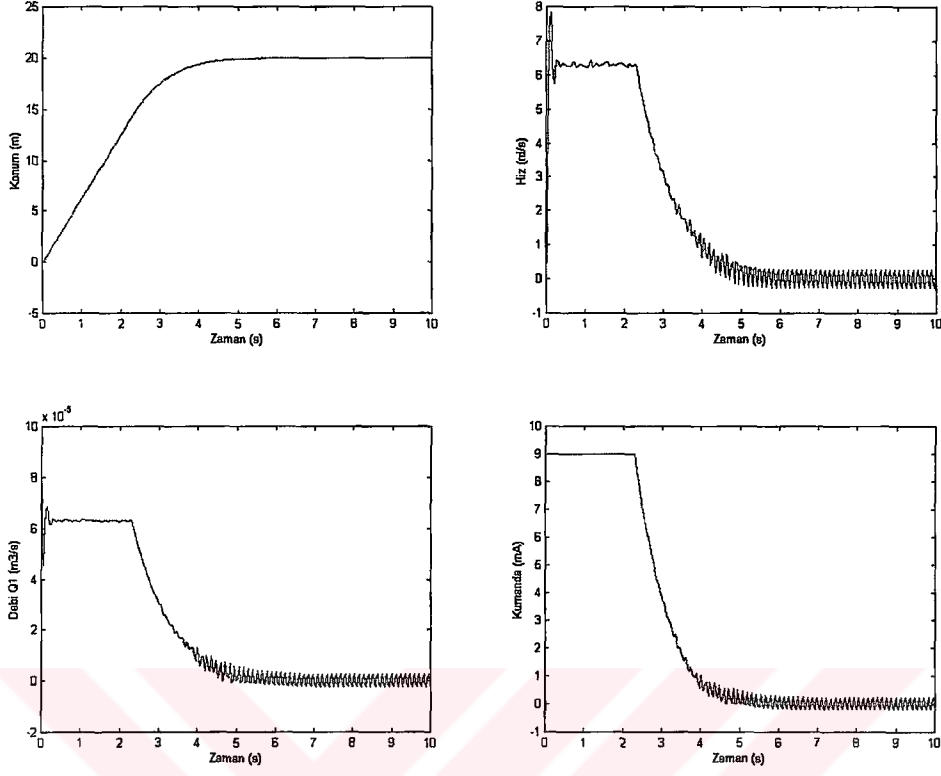
olarak seçildiğinde, sistemin genel durum denklemleri aşağıdaki şekilde yazılır :

$$\begin{aligned}
\dot{x}_1 &= x_2 \\
\dot{x}_2 &= -\frac{B_v}{J_m} \cdot x_2 + \frac{D_m}{J_m} \cdot x_3 - \frac{D_m}{J_m} \cdot x_4 - \frac{T_m}{J_m} \\
\dot{x}_3 &= \frac{1}{C_1} \cdot \left[Q_1(x_3, i) - D_m \cdot x_2 - \frac{(x_3 - x_4)}{R_i} - \frac{x_3}{R_e} \right] \\
\dot{x}_4 &= -\frac{1}{C_2} \cdot \left[Q_2(x_4, i) - D_m \cdot x_2 + \frac{(x_3 - x_4)}{R_i} - \frac{x_4}{R_e} \right]
\end{aligned} \tag{3.18}$$

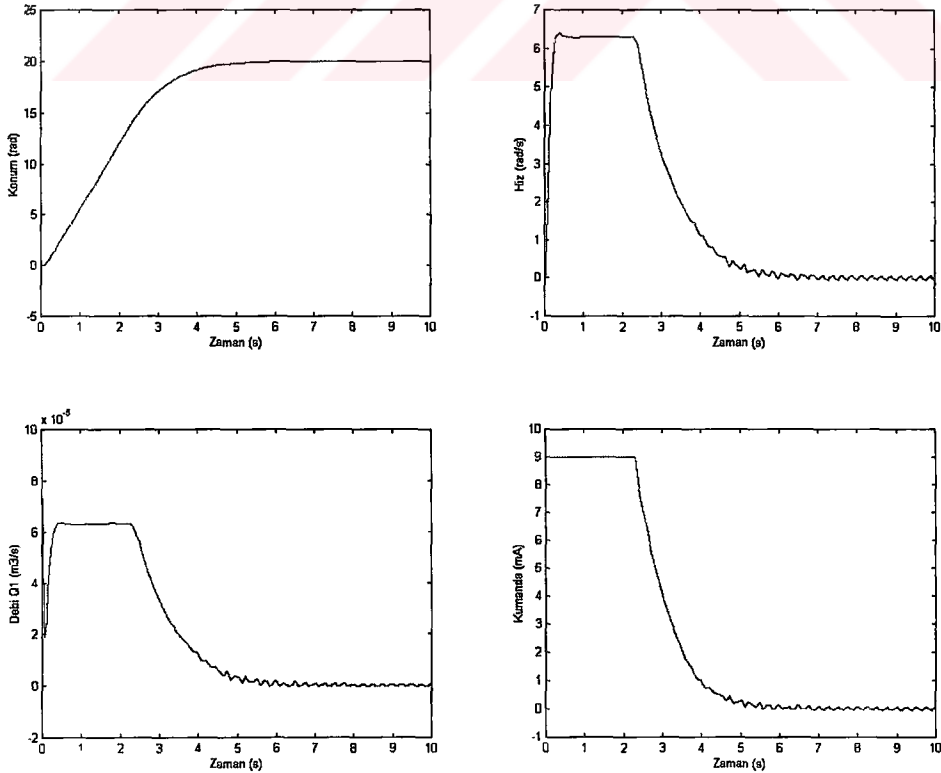
3.2.4 Valf Motor Siseminin Benzetimi

Şekil 3.6'daki bond graph modelden yararlanarak oluşturulan sistemin Simulink® modeli Şekil 3.7'de görülmektedir.

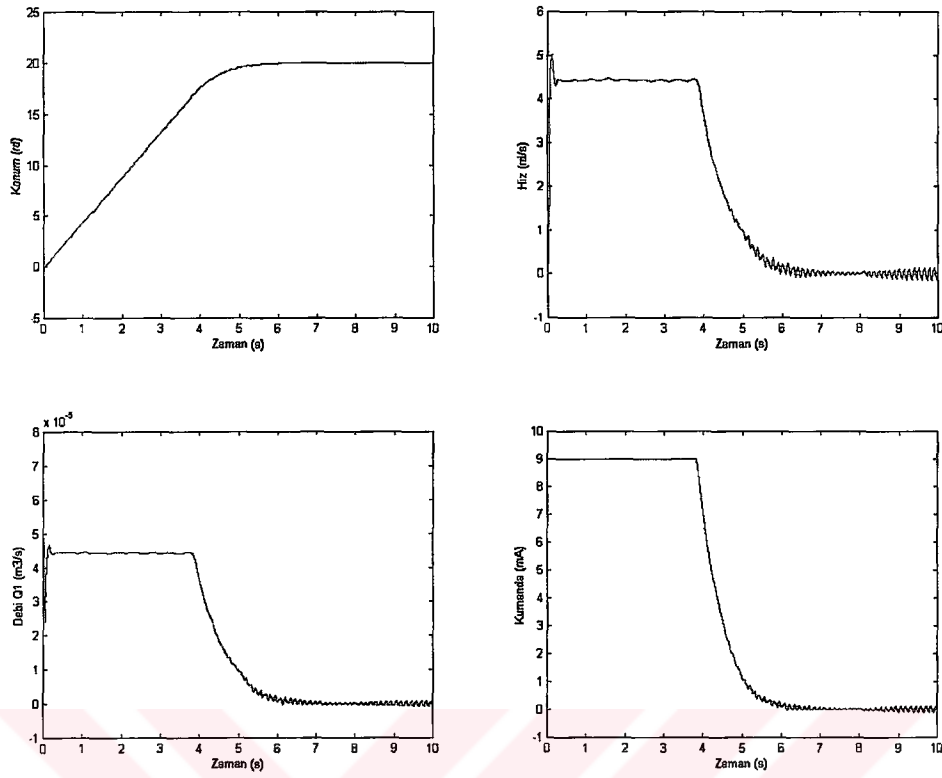
Besleme basıncı ve motor miline indirgenmiş atalet momentinin değiştirilmesiyle 4 farklı senaryo sisteme uygulanmıştır. Uygulanan senaryolara ilişkin sistem ve kontrol parametreleri Çizelge 3.1'de verilmiştir.



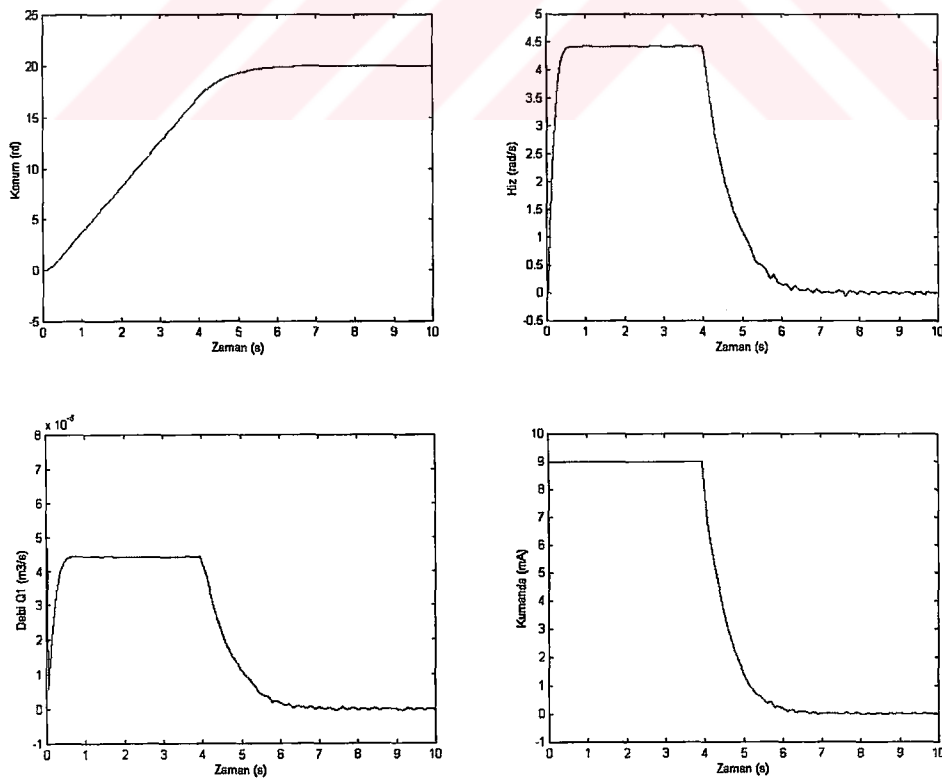
Şekil 3.8 $P_s=200$ bar , $J_m=1$ kgm² , $k_p=2.5$ ve $k_v=0.8$ için sistem cevabı.



Şekil 3.9 $P_s=200$ bar , $J_m=5$ kgm² , $k_p=2.5$ ve $k_v=1.2$ için sistem cevabı.



Şekil 3.10 $P_s=100$ bar , $J_m=1$ kgm² , $k_p=4$ ve $k_v=0.8$ için sistem cevabı.



Şekil 3.11 $P_s=100$ bar , $J_m=5$ kgm² , $k_p=4$ ve $k_v=1.2$ için sistem cevabı.

Bu bölümde uygulanan klasik PD kontrol ile, Simulink® modeli geliştirilen servovalf kontrollu bir hidrolik motorun, konum kontrolü benzetim çalışması ile gerçekleştirilmiştir. Modellemede hidrolik akışkanın sıkıştırılabilir oluşu, hidrolik motordaki iç ve dış kayıplar gözönünde bulundurulmuş, benzetimler sırasında gerçek sızıntı dirençleri bilinmediğinden sızıntılar ihmal edilmiştir. PD kontrolörün tasarımında kontrol katsayılarının belirlenmesi için, daha önceden yapılan çalışmalarda tecrübelerden yararlanılmış, optimum kontrol ayarı yapılmamıştır.,

3.3 Hidrolik Bir Asansör Sisteminin Modellenmesi ve Konum Kontrolü

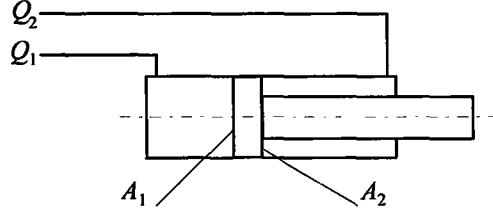
Bu bölümde, elektrohidrolik kontrollu bir asansör sistemi Bond Graph yöntemiyle modellenmiş ve sisteme klasik PD kontrolü uygulanmıştır. Sistemin fiziksel modeli oluşturularak fiziksel sistemden Bond Graph model elde edilmiştir. Bond Graph model üzerinde nedensellik çalışması yapılarak durum değişkenleri ve kaynak değişkenler belirlenmiştir. Sistemin durum denklemleri fiziksel elemanların uç denklemleri ile enerji kapılarındaki süreklilik ve uygunluk denklemleri kullanılarak elde edilmiştir. Elde edilen durum denklemleri yardımıyla farklı senaryolar için sistemin benzetimi yapılmıştır. Sistem parametrelerinin sistem davranışı üzerine etkileri incelenmiştir.

Hidrolik sistem teknolojisindeki gelişmeler mekanik tahrik kullanılan birçok sistemde yerini hidrolik tahrik ünitelerine bırakmıştır. Özellikle hassas konum ve hız kontrolü ile küçük hacimlerde yüksek güç gerektiren yerlerde hidrolik sistemlerin mekanik sistemlere göre avantajlı olması bu sistemlerin yaygın olarak kullanılmasını sağlamıştır . Hidrolik sistemlerin uygulama alanlarından biri de hidrolik asansörlerdir.

Buradaki hidrolik asansör ve tahrik sisteminin modellenmesi için Bond Graph yöntemi kullanılmıştır. Bond Graph yöntemi farklı enerji alanlarını birarada içeren sistemlerin kolaylıkla modellenmesine olanak tanıyan, sistemin kinematik ve yapısal özelliklerini, enerji iletim ve dönüşümlerini açıkça tanımlayan grafiksel bir modelleme yöntemidir. Durum uzay formundaki denklemlerin Bond Graph modelinden doğrudan elde edilebilmesi bu yöntemin kullanılması için ayrıca bir tercih sebebidir.

3.3.1 Silindir Modelinin Elde Edilmesi

Şekil 3.12'deki asimetric silindire genelleştirilmiş sürekli akım denklemi uygulandığında, sistemin eşdeğer elastiklik modülü de gözönünde bulundurularak, silindir giriş ve çıkışındaki debiler silindirin her iki tarafa hareketi için aşağıdaki şekilde yazılabilir:



Şekil 3.12 Asimetrik silindir modeli.

a. Silindirin açılması sırasında:

$$Q_1 - 0 = \frac{dV_1}{dt} + \frac{V_1}{\beta_e} \cdot \frac{dP_1}{dt} \quad (3.19)$$

$$0 - Q_2 = \frac{dV_2}{dt} + \frac{V_2}{\beta_e} \cdot \frac{dP_2}{dt} \quad (3.20)$$

b. Silindirin kapanması sırasında:

$$Q_2 - 0 = \frac{dV_2}{dt} + \frac{V_2}{\beta_e} \cdot \frac{dP_2}{dt} \quad (3.21)$$

$$0 - Q_1 = \frac{dV_1}{dt} + \frac{V_1}{\beta_e} \cdot \frac{dP_1}{dt} \quad (3.22)$$

eşitlikler aşağıdaki şekilde düzenlenebilir:

a. Silindirin açılması sırasında:

$$Q_1 = A_1 \cdot U + \frac{V_1}{\beta_e} \cdot \frac{dP_1}{dt} \quad (3.23)$$

$$Q_2 = A_2 \cdot U - \frac{V_2}{\beta_e} \cdot \frac{dP_2}{dt} \quad (3.24)$$

b. Silindirin kapanması sırasında:

$$Q_2 = A_2 \cdot U + \frac{V_2}{\beta_e} \cdot \frac{dP_2}{dt} \quad (3.25)$$

$$Q_1 = A_1 \cdot U - \frac{V_1}{\beta_e} \cdot \frac{dP_1}{dt} \quad (3.26)$$

Her iki durum için de giriş ve çıkış debileri akım yönü işaretine bağlı olarak aşağıdaki şekilde

kullanılabilir (3.27, 3.28):

$$Q_1 = A_1 \cdot u + \frac{V_1}{\beta_e} \cdot \frac{dP_1}{dt} \quad (3.27)$$

$$Q_2 = A_2 \cdot u - \frac{V_2}{\beta_e} \cdot \frac{dP_2}{dt} \quad (3.28)$$

Dinamik açıdan V_1 ve V_2 hacimleri piston hareketi ile değişmektedir. Pistonun hareketi sırasında oluşan hacim değişimi başlangıç hacmine göre çok küçük bir değere sahip olduğundan ihmal edilebilir ($A_1 \cdot y \ll V_1$ veya $A_2 \cdot y \ll V_2$) [5,17]. Böylece V_1 ve V_2 hacimlerinin sabit alınmasıyla, silindirin her iki tarafı için iki adet kapasitans terimi yazılabilir.

$$C_2 = \frac{V_2}{\beta_e} \quad (3.29)$$

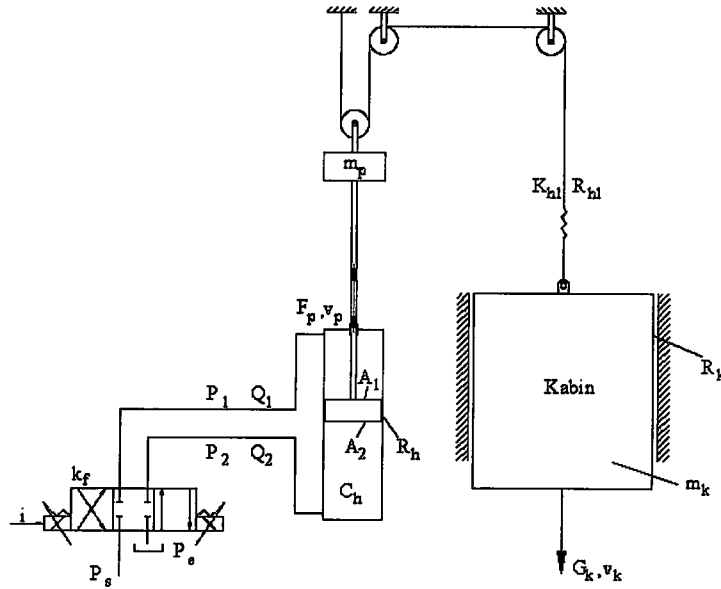
$$C_1 = \frac{V_1}{\beta_e} \quad (3.30)$$

Genelleştirilmiş momentum denklemi gözönünde bulundurularak asimetrik silindir için 3.31 numaralı ifade yazılabilir.

$$P_1 \cdot A_1 - P_2 \cdot A_2 = M \cdot \frac{du}{dt} + B_v \cdot u + F_L \quad (3.31)$$

3.3.2 Sistemin Fiziksel Modeli

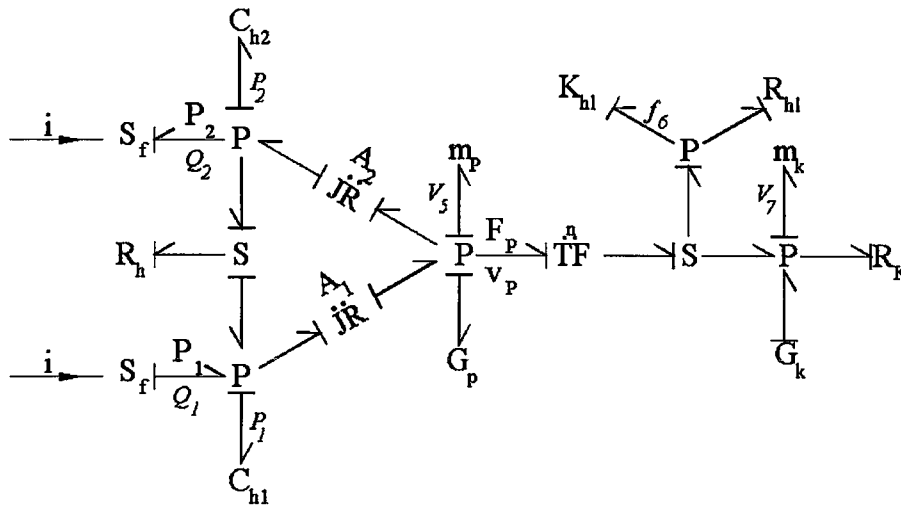
Hidrolik asansörler genelde, piston ucuna yataklanmış hareketli bir makaradan geçen halatın bir ucu sabitlenerek, diğer ucuda kabine bağlanmak suretiyle elde edilen palanga mekanizmasındaki çevrim oranından faydalanılarak tasarlanır. Buradaki palanganın çevrim oranı $\frac{1}{2}$ olduğundan hidrolik silindirin stroğu seyahat mesafesinin yarısına eşit olmaktadır. Ayrıca kabin hızı piston hızının iki katı olmaktadır. Şekildeki tasarım, bir servovalf ile kumanda edilen hidrolik bir silindirin ucuna bağlanmış palanga ile hareket eden asansör sistemini göstermektedir. Piston ucuna bir karşı ağırlık bağlanarak kabin yükü dengelenmeye çalışılmıştır. Karşı ağırlıksız çalışan hidrolik asansörler yaygın olarak kullanılmaktadır. Burada her iki durumda incelenmiştir. Sistemde hidrolik akışkanın sıkıştırılabilir olduğu ve halatın esnek olduğu kabul edilmiştir. Hidrolik silindirdeki sızıntı dirençleri, halatın iç sönüm direnci ve kabin sürtünme direnci modellemede dikkate alınmıştır, ancak benzetimlerde bu etkiler ihmal edilmiştir.



Şekil 3.13 Asansör sisteminin fiziksel modeli

3.3.3 Sistemin Bond Graph Modeli

Sistemin nedensellik çalışması yapılarak tamamlanmış olan Bond Graph modeli Şekil 3.14'de görüldüğü gibidir. Modelde kaynak olarak Q_1 ve Q_2 debileri kullanılmıştır. Asimetrik silindirin her iki tarafındaki yağın sıkıştırılabilirlik etkisi sırasıyla Ch_3 ve Ch_4 kapasitans elemanı olarak modele eklenmiştir. R_h terimi hidrolik silindirin içindeki sızıntı direncini ifade etmektedir. Pistonun her iki tarafındaki A_1 ve A_2 kesitleri hidrolik ve mekanik sistemin uç ve iç değişkenleri arasındaki bağıntıyı tanımlayan birer jirator elemanı olarak ele alınmıştır.



Şekil 3.14 Elektrohidrolik asansör sisteminin Bond Graph modeli

Modeldeki m_p parametresi pistonun atalet etkisini temsil etmektedir. Palanga mekanizması piston kolu ile, halat arasındaki iç ve uç değişkenlerin ilişkisini tanımlayan bir trafo elemanı olarak alınmıştır. K_{hl} ve R_{hl} sırasıyla halata ait elastiklik ve iç sönüm katsayılarıdır. m_p , G_k , R_k parametreleri sırasıyla kabin kütlesi, kabin ağırlığı ve sürtünme direncini ifade etmektedir.

3.3.4 Sistemin Durum Denklemleri

Bond Graph modelinden sistemin durum denklemleri:

$$\frac{d}{dt}x = [A] \cdot \bar{x} + [B] \cdot \bar{u} \quad (3.32)$$

şeklinde elde edilir. Nedensellik çalışması sonucu durum değişkenleri vektörü, kaynak vektörü ve katsayılar matrisi aşağıdaki gibidir.

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} P_1 \\ P_2 \\ V_5 \\ f_6 \\ V_7 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{1}{C_{h1}R_h} & \frac{1}{C_{h1}R_h} & -\frac{A_1}{C_{h1}} & 0 & 0 \\ \frac{1}{C_{h2}R_h} & -\frac{1}{C_{h2}R_h} & \frac{A_2}{C_{h2}} & 0 & 0 \\ \frac{A_1}{m_p} & -\frac{A_2}{m_p} & -\frac{4R_{hl}}{m_p} & -\frac{2}{m_p} & \frac{2R_{hl}}{m_p} \\ 0 & 0 & \frac{2K_{hl}}{m_k} & 0 & -\frac{K_{hl}}{m_k} \\ 0 & 0 & \frac{2R_{hl}}{m_k} & \frac{1}{m_k} & -\frac{R_{hl}}{m_k} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} P_1 \\ P_2 \\ V_5 \\ f_6 \\ V_7 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -\frac{1}{C_{h1}} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{1}{C_{h2}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{m_p} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{m_k} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Q_1 \\ Q_2 \\ G_p \\ G_k \end{bmatrix} \quad (3.33)$$

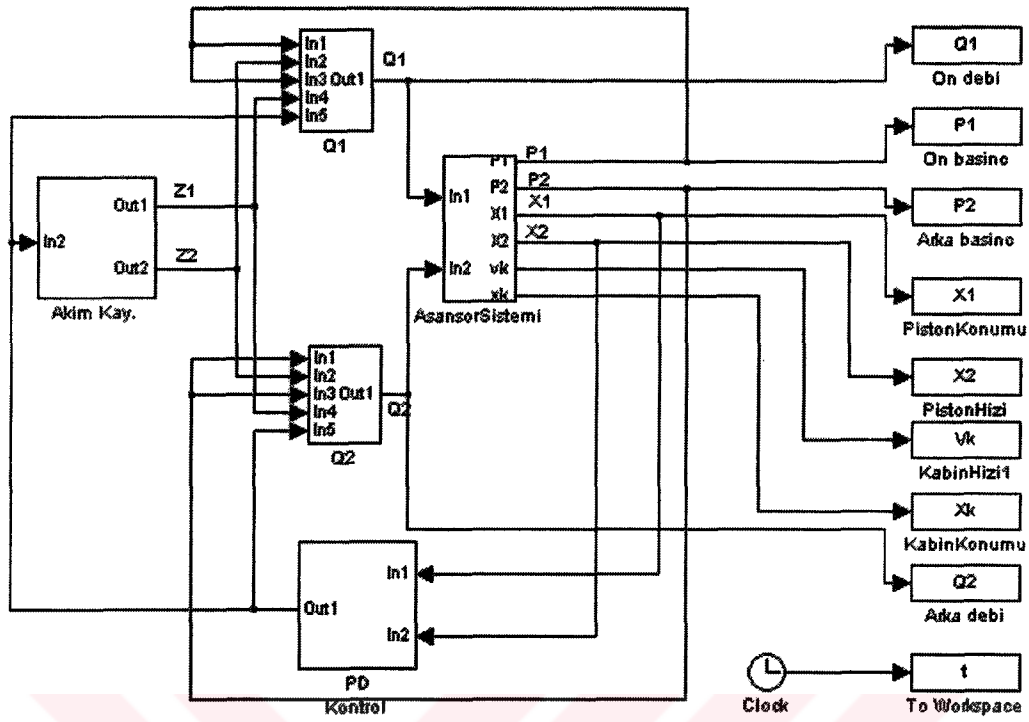
Kaynak vektöründeki Q_1 ve Q_2 debileri aşağıda verilmiştir

$$Q_1 = k_f \cdot (i_u + i) \cdot \sqrt{P_s - P_1} - k_f \cdot (i_u - i) \cdot \sqrt{P_1 - P_e} \quad (3.34)$$

$$Q_2 = k_f \cdot (i_u + i) \cdot \sqrt{P_2 - P_e} - k_f \cdot (i_u - i) \cdot \sqrt{P_s - P_2} \quad (3.35)$$

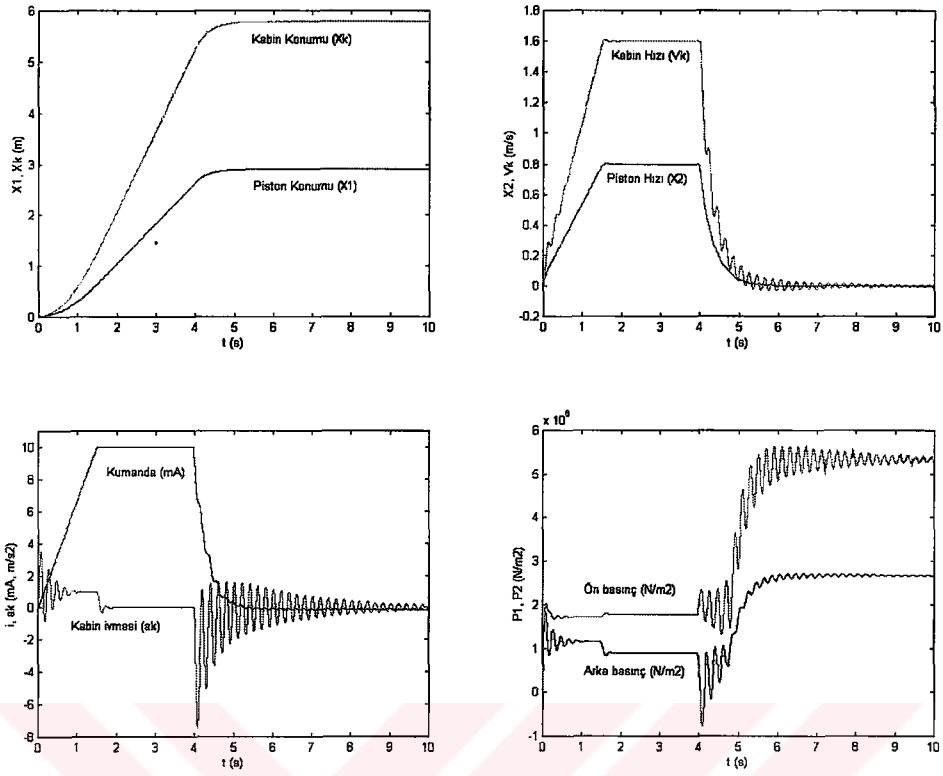
3.3.5 Hidrolik Asansör Sisteminin Benzetimi

Sistemin benzetimi için, Bond Graph modelinden yararlanılarak Simulink® modeli Şekil 3.15'de görüldüğü gibi oluşturulur.

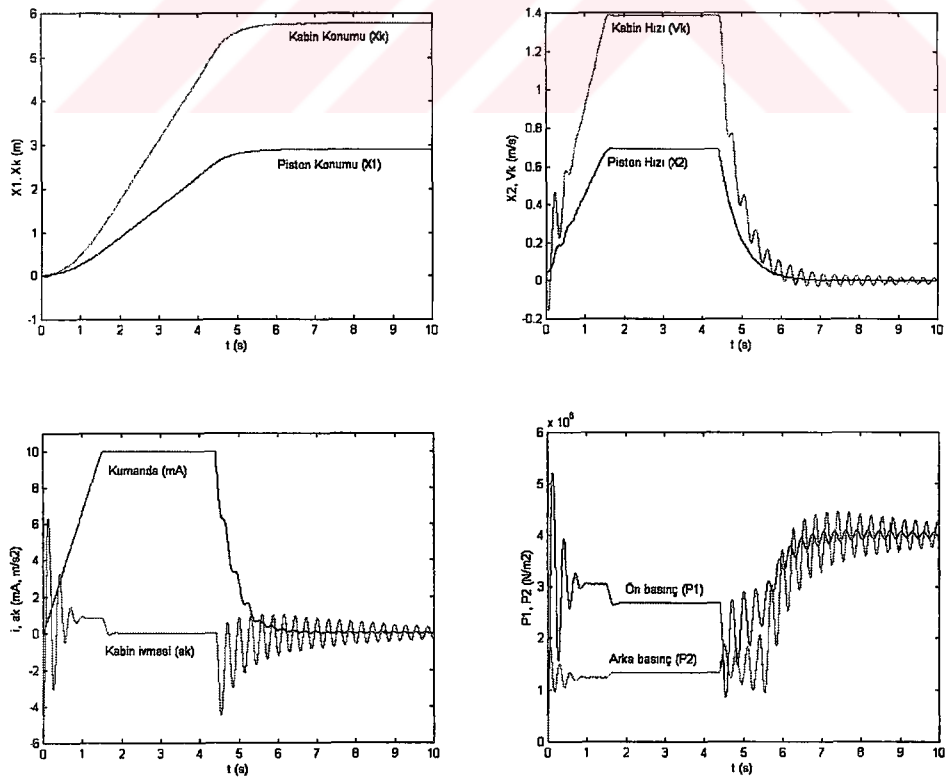


Şekil 3.15 Elektrohidrolik asansör sisteminin Simulink® modeli

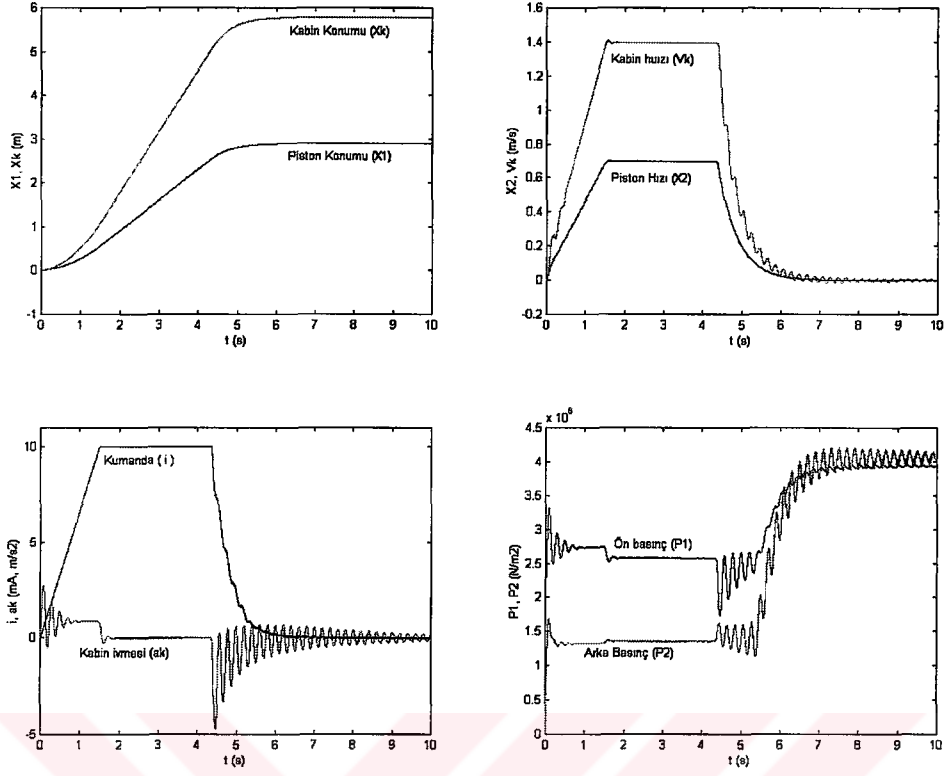
Elde edilen modelin sayısal çözümü için Runge Kutta 4 sayısal iterasyon algoritması kullanılmıştır. Benzetim çalışmasında dört farklı senaryo uygulanmıştır. Benzetim sonuçları konum, hız, ivme, basınç ve kumandanın zamana göre değişimi şeklinde verilmiştir (Şekil 3.16, 3.17, 3.18, 3.19). Burada asansör kabin hızı üst değer olan 1.5 m/s olarak alınmıştır (Otis 2001). Bu hız değeri için ivmelenme süresi yaklaşık olarak 1.5 saniye olacak şekilde kontrolör tasarımı yapılmıştır.



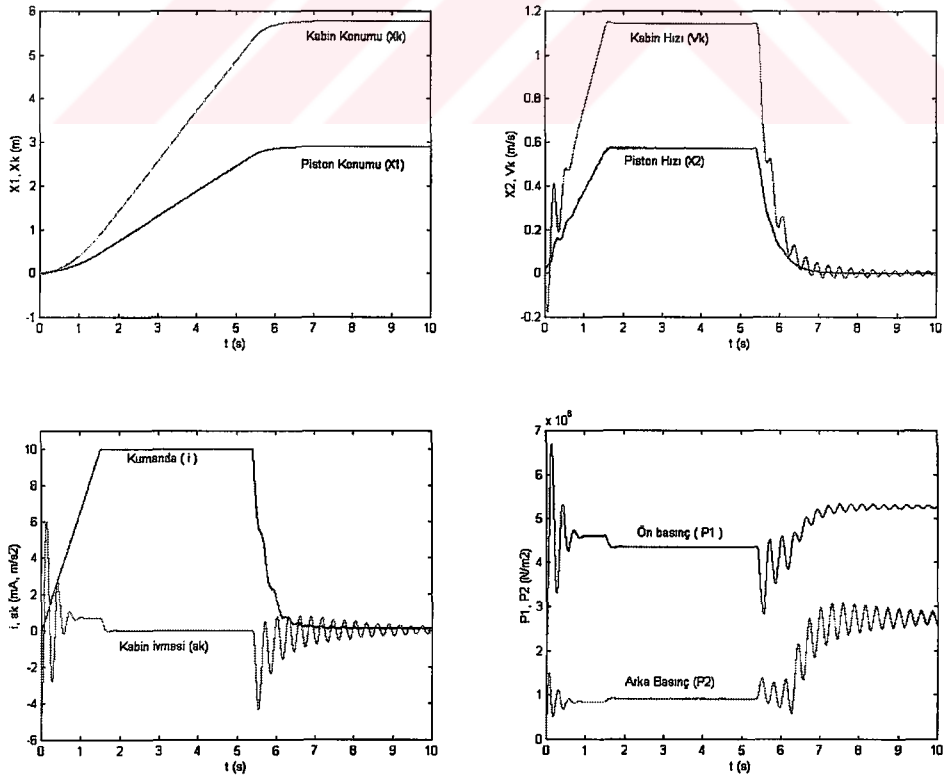
Şekil 3.16 $m_p=1000 \text{ Ns}^2\text{m}^{-1}$, $m_k=500 \text{ Ns}^2\text{m}^{-1}$, $k_p=189$, $k_v=54.8$ için sistem cevabı



Şekil 3.17 $m_p=1000 \text{ Ns}^2\text{m}^{-1}$, $m_k=1000 \text{ Ns}^2\text{m}^{-1}$, $k_p=189$, $k_v=77.9$ için sistem cevabı.



Şekil 3.18 $m_p=50 \text{ N s}^2 \text{ m}^{-1}$, $m_k=500 \text{ N s}^2 \text{ m}^{-1}$, $k_p=174$, $k_v=71.7$ için sistem cevabı



Şekil 3.19 $m_p=50 \text{ N s}^2 \text{ m}^{-1}$, $m_k=1000 \text{ N s}^2 \text{ m}^{-1}$, $k_p=174$, $k_v=50.6$ için sistem cevabı

3.4 Benzetim Sonuçlarının İrdelenmesi

Benzetim çalışmalarında karşı ağırlıklı kabin boş ve dolu, karşı ağırlıksız kabin boş ve dolu olmak üzere 4 farklı senaryo uygulanmıştır. Kabinin hareket miktarı pistonun hareket miktarının iki katıdır. Bu durum palanga çevrim oranının 2 olmasından kaynaklanmaktadır ve eğrilerde de görülmektedir. Kalkış ve duruşlardaki ivmelenme süreleri yaklaşık 1.5 saniye civarında olup bu ivmelenme süresi seyahat konforu için uygun bir değerdir. Kabin ağırlığı duruş ivmesini etkilemektedir. Kabin maksimum yükte iken daha düşük bir ivme ile durmakta ve bunun sonucu olarak duruş süresi uzamaktadır. Bu durum PD kontrol algoritmasının bir sonucudur ve konforlu bir duruş için gerekmektedir. Hidrolik asansörlerdeki standart hız değişim aralığı 0.5 m/s ~ 1 m/s aralığındadır ve bütün senaryolar için ortalama kabin hızının bu aralıkta olduğu eğrilerden görülmektedir.

Kumanda ile ivme değişimi aynı grafik üzerinde gösterilmiştir. Bu grafiklerdeki ivme dalgalanmaları duruş ve kalkışlardaki kabin ve karşı ağırlığın hızlanma ve yavaşlama sırasındaki atalet etkilerinden kaynaklanmaktadır. İvmenin kalkış anındaki değişimi daha çok kabin ağırlığına bağlı olarak değişmekte, karşı ağırlığın etkisi daha düşük olmaktadır. Bu durum karşı ağırlığın pistonla aynı yönde hareketinden kaynaklanmaktadır.

Duruş anındaki ivme değişimleri incelendiğinde en yüksek genlikli dalgalanmaların ve uzun durma süresinin olduğu şartlar, karşı ağırlıklı ve kabinin boş olduğu durumdadır. Bunun nedeni karşı ağırlığın kabin duruşuna direnç göstermesi, kabin ağırlığının ise sistemi frenleyici yönde etki etmesidir. Kabinin ve karşı ağırlığın bu etkileri göz önüne alındığında tüm senaryolardaki ivme değişimlerinin beklentilere uygunluğu görülmektedir.

Karşı ağırlığın etkileri en iyi şekilde basınç eğrilerinde görülmektedir. Kabin ve karşı ağırlığın statik denge durumu ele alınırsa, silindirde oluşan basınç farkının diğer durumlara göre çok düşük olduğu gözlenir. Kabin ağırlığı ve karşı ağırlık arasındaki farkın artması durumunda silindirde oluşan basınç farkının da arttığı eğrilerden görülmektedir.

4. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Benzetimi yapılan her iki sistemde, elektrik, mekanik ve hidrolik gibi farklı enerji alanlarını içeren sistemlerin modellenmesinde karşılaşılabilecek güçlükler Bond Graph yöntemi kullanılarak kolaylıkla aşılmıştır.

Valf motor sisteminde, benzetim çalışmaları sonucunda Şekil 3.8, Şekil 3.9 Şekil 3.10, Şekil 3.11 ve Çizelge 3.1'den de görüleceği gibi oransal kazancın (k_p), sistemin besleme basıncı (P_s) ile orantılı olduğu görülmektedir. Besleme basıncının artması ile, oransal kazancın azaldığı gözlenmiştir. Türevsel kazanç değeri (k_v) ise motor miline indirgenmiş kütleli atalet momentine (J_m) bağlı olarak değişmektedir. Kütleli atalet momentinin artması ile türevsel kazancın arttığı gözlenmiştir. Motor miline indirgenmiş kütlelerin atalet momentinin etkisi özellikle hız dinamiği üzerine etkili olmaktadır. Motor milindeki kütleli atalet momentinin artmasına orantılı olarak durma esnasında kumanda sıfırlanmadığı sürece hızda yüksek frekanslı salınımlar ortaya çıkmaktadır. Bu salınımların frekansı artan kütleli atalet momenti ile azalmaktadır.

Hidrolik asansörde, sistemin konum kontrolü için PD etkili sürekli kontrol algoritması kullanılmıştır. PD kontrol katsayıları olan k_p ve k_v , Ziegler Nichols sürekli titreşim yöntemiyle hesaplanmıştır. Hesapla bulunan optimum k_v değeri asansörün duruşlarında ivmenin yüksek olmasına sebep olmaktadır. Dolayısıyla konforsuz bir duruş sağladığından k_v değeri 10 katı artırılarak konforlu bir duruşa uygun bir ivme elde edilmiştir.

Bu çalışmada ele alınan hidrolik asansör sistemi geleneksel tasarımın aksine piston ve kabin ters yönde hareket edecek şekilde tasarlanmıştır. Bunun sonucu piston ağırlığı, karşı ağırlık görevi yaparak çalışma basıncının daha düşük olmasını sağlamıştır. Aynı tasarım, piston ağırlığına ek olarak sisteme karşı ağırlık eklenmesine olanak tanımıştır. Karşı ağırlık sistemin çalışma basıncını büyük oranlarda düşürerek sistem tasarımı ve enerji tasarrufu açısından avantajlar sağlar.

KAYNAKLAR

Feuser A., Piechnick M., "Practice-oriented Simulation of Electro-hydraulic Drives" HYSYS Non-linear Simulation of Electro-hydraulic Closed Loop Control Systems, Mannesmann Rexroth GmbH (Dep. System Development), 1990.

Finney J.M., de Pennington A., Bloor M.S., Gill G.S., "A Pole-Assignment Controller for an Electrohydraulic Cylinder Drive", Journal of Dynamic Systems Measurement and Control, Vol.107, pp. 145-150, June 1985.

Kutlu K., "Digital PD and PD² Control Implementations In An Electro-hydraulic System", IFAC-Symposium on ROBOT CONTROL (Syroco' 91), Vienna Austria, September 1991.

Kutlu K., İstif İ., "Elektrohidrolik Bir Servosistemin PD Kontrolü", 7. Ulusal Makina Teorisi Sempozyumu, YTÜ İstanbul, pp.509-516, 1995

Kutlu K., Kuzucu A., Dinibütün A.T., "Hidrolik Bir Sistemin Mikroişlemciyle Konum Kontrolü", Makina Teorisi Sempozyumu, pp. 117-137, Foça İzmir, Ekim 1988.

Kutlu K., Güner H., "Hidrolik Bir Servo Sistemde PD, PID ve Fuzzy Kontrol Yaklaşımlarının Deneysel İncelenmesi", İ.T.Ü. Dergisi, Cilt 48, Sayı 4, pp.33-42, 1990.

Kutlu K., Güner H., "Comparison of Digital PD and Fuzzy Control Theory on A Hydraulic Servosystem", IFAC-Symposium on Design Methods of Control Systems, Vol.1., pp.159-162, Zurich Switzerland, September 1991.

Mannesmann Rexroth GmbH, Directional Servovalves and Associated Controls (Hydraulic-Training), 1983.

Mannesmann Rexroth GmbH, Proportional Control (Hydraulic-Training), 1983.

Mannesmann Rexroth GmbH, Proportional and Servo Valve Technology, (The Hydraulic Trainer, Volume 2), 1989.

Margolis D.L., Hennings C., "Stability of Hydraulic Motion Control System", Journal of Dynamic Systems Measurement and Control, Vol.119, pp. 605-613, December 1997.

OTIS Elevator Company WEB Sitesi "<http://www.otis.com/products/detail/>"

Özdaş N., Dinibütün A.T., Kuzucu A., Otomatik Kontrol, İTÜ Matbaası, Gümüşsuyu, İstanbul, s.212-214, 1988.

Pinches M.J., Ashby J.G., Power Hydraulics, Prentice Hall International (UK) Ltd., 1988.

Robert Bosch GmbH (Hydraulic), Hydraulics, Theory and Applications, From Bosh., 1984.

Robert Bosch GmbH (Hydraulic & Pneumatics Division), Electro-hydraulic Proportional Valves and Closed Loop Control Valve Theory and Application, 1989.

Sağırılı A., "Bond Graph Yöntemiyle Döner Vinçlerin Modellenmesi ve Dinamik Davranışlarının Analizi", Doktora Tezi, YTÜ Mak. Müh. Böl., İstanbul, 1996.

Shichang Z., Xingmin C., Yuwan C., "Optimal Control of Speed Conversion of a Valve Controlled Cylinder System", Journal of Dynamic Systems Measurement and Control, Vol.112, pp. 691-695, December 1991.

Watton J., "Fluid Power Systems" Modeling, simulation, analog and microcomputer control, Prentice Hall International (UK) Ltd., 1989.

Watton J., "A Digital Compensator Design For Electrohydraulic Single Rod Cylinder Position Control Systems", Journal of Dynamic Systems Measurement and Control, Vol.112, pp. 403-409, September 1990.



ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi	07.03.1969	
Doğum yeri	İstanbul	
Lise	1983-1986	Şişli Endüstri Meslek Lisesi
Lisans	1986-1990	Yıldız Üniversitesi Mühendislik Fak. Makine Mühendisliği Bölümü
Yüksek Lisans	1991-1995	İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Müh. Anabilim Dalı, Robotik Programı
Yüksek Lisans	1990-2001	Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Müh. Anabilim Dalı, Konstrüksiyon Programı
Doktora	1995-Devam ediyor	İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Müh. Anabilim Dalı, Konstrüksiyon ve İmalat Programı
Çalıştığı kurum	1992-Devam ediyor	YTÜ Makine Fakültesi, Araştırma Görevlisi